



**Politechnika  
Śląska**



POLITECHNIKA ŚLĄSKA  
WYDZIAŁ INŻYNIERII ŚRODOWISKA I ENERGETYKI

Dyscyplina: Inżynieria Środowiska, Górnictwo i Energetyka

## **ROZPRAWA DOKTORSKA**

Bilansowanie energetyczne komór paleniskowych kotłów  
rusztowych średniej mocy – eksperymentalna weryfikacja metod  
obliczeniowych

**mgr inż. Łukasz Rutkowski**

Promotor:

**Prof. dr hab. inż. Ireneusz Szczygieł**

**Gliwice 2022**



## Spis treści

Spis oznaczeń i symboli.....	5
1 Wstęp .....	9
1.1 Sformułowanie problemu .....	9
2 Cel, zakres oraz tezy pracy .....	11
3 Normy i dyrektywy dotyczące projektowania i eksploatacji kotłów obowiązujące w Polsce .....	13
4 Przegląd literatury .....	15
5 Kotły rusztowe. Budowa i podstawowe informacje .....	21
6 Dane i parametry ruchowe badanych kotłów.....	24
6.1 Opis techniczny kotłów WR10 i WR40.....	24
6.2 Dane pomiarowe.....	27
6.2.1 Pomiary kotła WR40.....	27
6.2.2 Pomiary kotła WR10.....	33
6.3 Badanie modeli.....	38
7 Metodyki obliczania komory paleniskowej kotłów rusztowych.....	40
7.1 Metoda teoretyczna wykorzystująca podstawowe prawa fizyczne .....	44
7.2 Metody zachodnie .....	53
7.2.1 Metoda Orroka i Hudsona.....	53
7.2.2 Metoda Wohlenberga 1925 .....	57
7.2.3 Metoda Zinzena 1950 i 1957.....	61
7.2.4 Metoda Ledinegga 1952, 1966.....	69
7.3 Metody badaczy radzieckich .....	73
7.3.1 Metoda Konakowa 1951 i jej pochodne.....	73
7.3.2 Metoda normatywna.....	76
7.4 Metody numeryczne .....	93
7.4.1 Model obliczeniowy w środowisku Ansys Fluent .....	94

7.4.2 Wyniki analizy numerycznej kotłów WR10 i WR40.....	112
8 Analiza oraz interpretacja wyników obliczeniowych.....	125
8.1 Wpływ obciążenia kotła.....	126
8.2 Wpływ metody na temperaturę obliczeniową na wylocie z komory paleniskowej .....	130
9 Podsumowanie i wnioski końcowe .....	137
10 Literatura .....	141
11 Załącznik 1. Określenie obciążenia cieplnego ścian komory paleniskowej.....	157



## Spis oznaczeń i symboli

### Oznaczenia

$A^r$	udział popiołu w paliwie w odniesieniu do masy roboczej, %
$a$	stopień czerni, -
$a_{pl}$	udział popiołu lotnego
$B$	stosunek ilości spalin do wartości opałowej paliwa
$\dot{B}$	strumień spalanego paliwa, $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$
$C$	współczynnik promieniowania ciała, $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-4}$
$C_0$	współczynnik promieniowania ciała doskonale czarnego, $C_0=5,67 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-4}$
$c_p$	ciepło właściwe, $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$
$f$	współczynnik, funkcja
$F$	powierzchnia, $\text{m}^2$
$G$	masa substancji w przeliczeniu na kg paliwa, $\text{kg}/\text{kg}$
$H_{opr}$	powierzchnia opromieniowana, $\text{m}^2$
$I$	entalpia, ilość ciepła, $\text{kJ}\cdot\text{m}^{-3}$ , $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$
$i$	entalpia czynnika, $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$
$I''$	entalpia spalin na wylocie z komory paleniskowej, $\text{kJ}\cdot\text{m}^{-3}$
$k$	współczynnik osłabienia promieniowania przez spaliny wypełniające komorę paleniskową, -
$K$	współczynnik
$l$	odległość, $\text{m}$
$LHV^1$	wartość opałowa, $\text{kJ}\cdot\text{kg}_{\text{pal}}^{-1}$
$M$	natężenie cieplne płomienia, $\text{kW}\cdot\text{m}^{-3}$
$p$	ciśnienie, at, MPa
$\dot{q}$	obciążenie cieplne, $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}$
$Q$	moc cieplna, kW
$R$	promień równoważny, $\text{m}$
$r$	promień, $\text{m}$
$s$	grubość warstwy promieniującej, $\text{m}$
$t'', T''$	temperatura na wylocie z komory paleniskowej, °C, K
$t, T$	temperatura, °C, K
$V$	objętość, $\text{m}^3$

---

<sup>1</sup> Lower Heating Value

<i>Vol</i>	udział części lotnych w paliwie w odniesieniu do masy roboczej, %
$\dot{V}$	strumień objętościowy, $\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$
$V^t$	Strumień objętościowy teoretyczny, $\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$
$W^r$	udział wilgoci w paliwie w odniesieniu do masy roboczej, %

#### Indeksy

<i>0</i>	odniesienia, zerowe
"	wylot z komory paleniskowej
<i>ad</i>	adiabatyczny
<i>char</i>	węgla pierwiastkowego
<i>CO<sub>2</sub></i>	dwutlenku węgla
<i>daf</i>	stan suchy bezpopiołowy
<i>dop</i>	doprowadzone
<i>gas</i>	gazu
<i>H</i>	powierzchni opromieniowanej
<i>H<sub>2</sub>O</i>	pary wodnej
<i>k</i>	konwekcyjny
<i>KP</i>	komora paleniskowa
<i>okna</i>	okna wylotowego z komory paleniskowej
<i>ot</i>	otoczenia
<i>pł</i>	płomienia
<i>pop</i>	popiołu
<i>pow</i>	powietrza
<i>pr</i>	promieniowania
<i>prz</i>	przewodzenie
<i>R</i>	rusztu
<i>r</i>	radiacyjny
<i>s</i>	spalin

<i>sc</i>	ścian komory paleniskowej
<i>str</i>	stropu
<i>śr</i>	wartość średnia
<i>tar</i>	smoły
<i>vol</i>	części lotne

#### Litery greckie

$\alpha$	współczynnik wnikania ciepła, $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$
$\alpha, \beta$	kąty, radiany
$\varepsilon$	emisyjność, -
$\lambda$	współczynnik nadmiaru powietrza do spalania, -
$\varphi$	współczynnik uwzględniający stratę promieniowania w komorze paleniskowej, stopień wypełnienia komory paleniskowej płomieniem, -
$\delta$	stopień ciepła przekazanego ścianom – metoda Orroka-Hudsona
$\mu$	stopień ciepła przekazanego ścianom – metoda Wohlenberga
$\xi$	współczynnik zanieczyszczenia powierzchni
$\psi$	efektywność ścian, -
$\theta$	temperatura bezwymiarowa
$\Pi$	parametr paleniska



# 1 Wstęp

## 1.1 Sformułowanie problemu

Projektowanie kotłów niezależnie od ich rodzaju stanowi obecnie „know how” osób bądź firm zajmujących się tym zawodowo. Nie istnieje uniwersalny zbiór zasad postępowania podczas ich projektowania, natomiast większość algorytmów i metod podejścia do tematu zostało opisanych w literaturze. Są to jednak informacje, opierające się w dużej mierze na konstrukcjach nie spełniających w dzisiejszym świecie norm ekonomicznych i ekologicznych. Normy i dyrektywy, którym każdy projektant musi sprostać, zawierają szereg uwarunkowań stawianym kotłom jako jednostkom bezpiecznym w użytkowaniu i zgodnym z aktualnymi restrykcjami środowiskowymi przy pominięciu sposobów ich projektowania cieplnego i przepływowego. Metody obliczeniowe oparte są w głównej mierze na wynikach pomiarów eksploatacyjnych dużych kotłów energetycznych parowych. Pierwsze zaprojektowane jednostki bazowały na koncepcji spalania węgla na różnych konstrukcjach rusztów - stacjonarnych a później wędrownych (mechanicznych taśmowych). Wraz z rozwojem wiedzy teoretycznej, metalurgii i nauk technicznych, nowe konstrukcje kotłowe zaczęły wypierać jednostki rusztowe w energetyce, oferując wyższe moce i wydajności przy jednoczesnym wzroście sprawności. Niosło to za sobą zmiany w koncepcji obliczania kotłów o nowej konstrukcji i filozofii działania. Kotły wodnorurowe rusztowe są w dalszym ciągu projektowane i stanowią często podstawowe źródło ciepła w ciepłowniach miejskich i przyzakładowych. W przypadku spalania paliw niejednorodnych (o niskiej wartości opałowej takich jak odpady komunalne czy paliw alternatywnych - RDF<sup>2</sup>), kotły rusztowe są jedynymi ekonomicznie uzasadnionymi konstrukcjami przeznaczonymi do tego celu.

Wspomniane względy ekologiczne, które wymusiły zmiany konstrukcyjne w kotłach zarówno energetycznych parowych jak i w mniejszych jednostkach wodnych, rusztowych, to głównie ograniczanie zanieczyszczeń gazowych w spalinach w postaci tlenków azotu i siarki. W celu ograniczenia emisji tych związków, stosuje się obecnie różne rozwiązania konstrukcyjne [1, 4, 37, 118]. W przypadku zmniejszenia emisji tlenków azotu jest to głównie poprawa procesu spalania, od zwiększenia skuteczności spalania na ruszcie czy w palnikach, poprzez zmiany ilości tlenu w komorze paleniskowej, czy odpowiedni rozdział powietrza do spalania na kilka grup (powietrze

---

<sup>2</sup> Refuse Derived Fuel

pierwotne, wtórne czy dopalające) na recyrkulacji spalin kończąc. W przypadku zmniejszenia emisji tlenków siarki jest to natomiast podawanie odpowiedniego reagenta, który wchodząc w reakcję chemiczną z produktami spalania zmniejsza poziom związków szkodliwych dla środowiska. Reagent w zależności od rodzaju instalacji podawany jest w różne miejsca w kotle. Procesy te mają wpływ na wymianę ciepła w komorach paleniskowych kotłów, a uwzględnienie ich nastęrcza trudności ze względu na 0-wymiarowy charakter literaturowych, powszechnie stosowanych metod obliczeniowych.

Pierwszym etapem projektowania kotła, oprócz wyznaczenia podstawowych bilansów energetycznych całej jednostki, są obliczenia komory paleniskowej, czyli wyznaczenie temperatury spalin na wylocie z komory paleniskowej  $T''$ ,  $t''$  (FEGT<sup>3</sup>) oraz określenie rozkładu gęstości strumienia ciepła  $\dot{q}$  przejmowanego przez ściany wzdłuż wysokości komory. Metody obliczeń wymiany ciepła w komorach paleniskowych bazują głównie na teoretycznych założeniach wykorzystujących bilans energii i równania wymiany ciepła w komorze paleniskowej oparte na prawie Stefana-Boltzmann. Prawo to zakłada równowagę termodynamiczną, gdzie temperatura w każdym miejscu rozważanej objętości jest stała, a emisyjność (określana w starych opracowaniach jako stopień czerni) jest równa 1. W przypadku rzeczywistych obiektów, dla których pole temperatury jest niejednorodne i o pewnej charakterystyce emisyjności, przyjmuje się efektywną temperaturę i zredukowaną emisyjność. Metody obliczeniowe opracowane przez autorów z krajów zachodnich przyjmują jako efektywną temperaturę średnią temperaturę spalin na wylocie z komory, autorzy z krajów byłego Związku Radzieckiego jako funkcję temperatury adiabatycznej i temperatury spalin na wylocie z komory paleniskowej. We wszystkich metodach występuje szereg współczynników opisujących wymianę ciepła w komorze paleniskowej. Dodatkowo określenie emisyjności jest trudne i zazwyczaj wartość ta jest dobrana na podstawie wyników eksperymentów w warunkach idealnych a uśrednienie parametrów jest przeprowadzone różnymi metodami i różni się w zależności od metody. Wykorzystanie aktualnej efektywnej temperatury oraz prawa Stefana Boltzmann w sposób wybiórczy powoduje, że obliczenia mają podstawy teoretyczne, ale wymagają skorzystania z uproszczeń i założeń, aby opisać fizyczną naturę procesów spalania. Wszystkie metody obliczeniowe były opracowywane w oparciu o wyniki ruchowe kotłów energetycznych dużych mocy

---

<sup>3</sup> Furnace Exit Gas Temperature

a wszelkie zmiany i usprawnienia bazowały na licznych testach jednostek rzeczywistych. Kotły małej mocy, jednostki rusztowe, licznie spotykane w krajowym ciepłownictwie nie były i nie są projektowane w oparciu o swoje własne metody, więc w praktyce stosuje się te same metody jak dla kotłów energetycznych.

## 2 Cel, zakres oraz tezy pracy

W pracy przedstawiono analizę zastosowania metod obliczeniowych komór paleniskowych dużych kotłów energetycznych dla mniejszych jednostek rusztowych. Wyniki obliczeń zweryfikowano przy wykorzystaniu wyników uzyskanych podczas pomiarów rzeczywistych obiektów – kotłów wodnych z paleniskiem rusztowym.

Jako dane pomiarowe wykorzystane zostały wyniki pomiarowe z przeprowadzonych przez firmy specjalistyczne badań gwarancyjnych odbiorczych oraz bezpośrednio jako odczyty z urządzeń pomiarowych kotłów z tego okresu.

Metodyka obliczeń komór paleniskowych jest różna i opiera się na odmiennych założeniach w zależności od przyjętych przez autorów uproszczeń. Część z metod została opracowana w oparciu o badania dla dużych kotłów energetycznych, najczęściej pyłowych. Kotły wodne, rusztowe, są jednostkami stosunkowo małymi o innym charakterze pracy, ale sposoby wyznaczania geometrii i poszczególnych parametrów ich pracy opierają się na tych samych zależnościach.

W Polsce takie kotły projektowane są w oparciu o metodę normatywną CKTI z roku 1973 [78], która była opracowana w celu wypracowania algorytmów obliczeniowych dla dużych kotłów energetycznych.

### **Tezy pracy są następujące:**

*Metody obliczeniowe komór paleniskowych dużych kotłów energetycznych mogą być z sukcesem stosowane dla mniejszych jednostek rusztowych pomimo różnic konstrukcyjnych. Zasadne jest dokonanie ich porównania oraz oceny wyników obliczeń.*

*Opracowana w przeciągu ostatniego stulecia metodologia wyznaczania temperatury na wylocie z kotła jest w dalszym stopniu użyteczna dla nowoczesnych jednostek kotłowych wodnych, które z powodów ochrony środowiska są często wyposażane w dodatkowe instalacje, nieznane w czasie opracowywania poszczególnych metod.*

*Nowoczesne konstrukcje kotłów wodnych w technologii ścian szczelnych cechują się podobnymi własnościami geometrycznymi jak kotły parowe i tym samym metody obliczeniowe są tożsame.*

*Kotły wodne rusztowe mogą być obliczane z wykorzystaniem tych samych metod i zależności co kotły parowe.*

Uzasadnienie tez pracy zostało zrealizowane poprzez następujące działania, wchodzące w zakres niniejszej pracy:

- przegląd literatury dotyczącej obliczeń cieplnych komór paleniskowych kotłów i wyznaczania temperatury na ich wylocie,
- opracowanie wyników z badań gwarancyjnych wybranych kotłów oraz stworzenie bazy do weryfikacji metod obliczeniowych,
- przeprowadzenie obliczeń wybranych kotłów w oparciu o analizowane metodologie
- przeprowadzenie symulacji numerycznej procesu wymiany ciepła w wybranych kotłach oraz opracowanie wyników
- weryfikacja modeli analitycznych w oparciu o wyniki badań gwarancyjnych kotłów rzeczywistych oraz analizę numeryczną,
- sformułowanie wniosków ogólnych i szczegółowych.



### **3 Normy i dyrektywy dotyczące projektowania i eksploatacji kotłów obowiązujące w Polsce**

W zakresie budowy, projektowania, wytwarzania i eksploatacji kotłów w Polsce obowiązują zapisy normowe PN-EN 12952 – *Kotły wodnorururowe i urządzenia pomocnicze* oraz PN-EN 12953 – *Kotły płomienicowo-płomieniówkowe*.

Norma PN EN 12952-15 dotycząca kotłów parowych i wodnych jest zharmonizowana z Dyrektywą 97/23/EC *Urządzenia ciśnieniowe*, która określa kategoryzację urządzeń, podstawowe definicje, wymagania techniczne i bezpieczeństwa, procedury oceny zgodności a także materiały, z których wykonuje się urządzenia ciśnieniowej.

Dyrektywa posiada 7 załączników, z których tylko Załącznik I poświęcony jest zasadniczym wymaganiom bezpieczeństwa i określa warunki projektowania zapewniające odpowiednią wytrzymałość za pomocą metod obliczeniowych. Pozostałe definiują procedury, połączenia nierozłączne, badania nieniszczące, ocenę końcową, materiały stosowane w wytwarzaniu urządzeń ciśnieniowych, procedury zgodności, kryteria przy wyznaczaniu jednostek notyfikowanych, oznakowanie CE a także deklarację zgodności.

Norma PN-EN 12952, została opracowana przez Komitet Techniczny CEN/TC 269 i obejmuje następujące części:

PN-EN 12952 – 1: *Część 1: Informacje ogólne*

PN-EN 12952 – 2: *Część 2: Materiały na części ciśnieniowe kotłów i wyposażenie*

PN-EN 12952 – 3: *Część 3: Konstrukcja i obliczenia części ciśnieniowych kotłów*

PN-EN 12952 – 4: *Część 4: Obliczenia oczekiwanej trwałości kotłów podczas eksploatacji*

PN-EN 12952 – 5: *Część 5: Wytwarzanie i budowa części ciśnieniowych kotłów*

PN-EN 12952–6: *Część 6: Badania podczas wytwarzania; sporządzanie dokumentacji i znakowanie części ciśnieniowych kotłów*

PN-EN 12952 – 7: *Część 7: Wymagania dla wyposażenia kotłów*

PN-EN 12952 – 8: *Część 8: Wymagania dla instalacji paleniskowych na paliwa ciekłe i gazowe do kotłów*

PN-EN 12952 – 9: *Część 9: Wymagania dotyczące instalacji paleniskowych pyłowych do kotłów*

- PN-EN 12952 – 10: *Część 10: Wymagania dotyczące zabezpieczeń przed wzrostem ciśnienia*
- PN-EN 12952 – 11: *Część 11: Wymagania dla ograniczników kotła i osprzętu*
- PN-EN 12952 – 12: *Część 12: Wymagania dotyczące jakości wody zasilającej*
- PN-EN 12952 – 13: *Część 13: Wymagania dotyczące instalacji oczyszczania spalin*
- PN-EN 12952 – 14: *Część 14: Wymagania dotyczące instalacji DENOX oczyszczania spalin*
- PN-EN 12952 – 15: *Część 15: Badania odbiorcze*
- PN-EN 12952 – 16: *Część 16: Wymagania dotyczące rusztowych i fluidalnych instalacji paleniskowych na paliwa stałe do kotła*
- PN-CR 12952 – 17: *Część 17: Wskazówki dotyczące wyboru organizacji badawczo-certyfikujących*
- PN-EN 12952 – 18: *Część 18: Instrukcje obsługi*

W normie PN-EN 12952 – 3 zdefiniowano założenia przyjmowane do obliczeń i podano wyrażenia na obliczanie naprężeń dopuszczalnych, grubości powłok, rur z uwzględnieniem naddatków.

W Polsce używane są również zapisy z opracowania UDT: *Warunki Techniczne Dozoru Technicznego – Urządzenia ciśnieniowe*, które są nieobowiązkowymi specyfikacjami technicznymi, niemającymi mocy przepisów prawnych. WUDT-UC zawiera zasady praktyki inżynierskiej w dziedzinie projektowania i wytwarzania urządzeń ciśnieniowych i składa się z następujących rozdziałów: *Wymagania ogólne, Materiały, Obliczenia wytrzymałościowe, Wytwarzanie, Zbiorniki stałe, Kotły parowe, Kotły wodne, Kotły piekarskie, Palniki kotłowe, Rurociągi technologiczne oraz Urządzenia z tworzyw sztucznych*.

Zarówno norma PN-EN 12952 jak i WUDT nie określają sposobu w jaki sposób przeprowadzać obliczenia cieplne elementów kotła w tym komory paleniskowej. Opisują listę elementów składowych kotła, w które musi być wyposażony bez podawania sposobu ich doboru pod względem cieplnym, jedynym kryterium jest bezpieczeństwo użytkownika i uniemożliwienie wystąpienia sytuacji zagrożenia życia obsługi.

## 4 Przegląd literatury

Metodyka obliczeń kotłów ulegała zmianom wraz z rozwojem nauki i lepszym poznawaniem procesów fizycznych oraz chemicznych występujących podczas spalania paliwa w kotle, a także wymianie ciepła pomiędzy płomieniem a powierzchniami ogrzewalnymi wewnątrz komory.

W XIX wieku kotłów nie projektowano pod warunki lokalne. Jednostki były przewymiarowane, toporne i nieefektywne. W roku 1891 G. H. Barrus [3] przetestował i opisał kilkadziesiąt kotłów, które były wówczas w eksploatacji.

Wraz z odkryciami G. Kirchhoffa (1859) [85], który wprowadził pojęcie ciała doskonale czarnego, J. Stefana (1879), który ocenił, że całkowita ilość promieniowania wysyłanego przez ciało o temperaturze  $T$  jest proporcjonalna do czwartej potęgi tej temperatury  $T^4$ , co zostało potem sprawdzone w wielu pomiarach a także wyprowadzone teoretycznie w 1884 r. przez L. Boltzmana, W. Wiena (1893), który wyprowadził tak zwane prawo przesunięcia, stanowiące, że iloczyn temperatury promieniującego ciała i długości fali, przy której promieniuje ono najwięcej energii, jest wielkością stałą i M. Plancka (1900), który je ulepszył i przedstawił prawo promieniowania ciała doskonale czarnego czym zapoczątkował teorię kwantową oraz wkładu innych uczonych stało się możliwe oszacowywanie, a następnie obliczanie cieplne kotłów i w konsekwencji projektowanie, nie bazując już tylko i wyłącznie na przetestowanych przez producentów kotłów jednostkach z szeregu dostępnych.

Pierwsze podejście do tego typu analizy miało charakter graficzny, gdzie kotły były dobierane przy pomocy uprzednio przygotowanych tabel i wykresów. W roku 1905 V. I. Grinevetsky zaproponował tego typu podejście, w tym okresie skupiano się także na obliczeniach cieplnych pęczków rur z uproszczonych równań bilansowych.

W tamtym okresie widoczny był już podział na dwie metodyki naukowe: metodyka opracowywana w krajach zachodnich (niezależnie przez różnych badaczy, ale w oparciu o podobne założenia) i w Rosji (rozwijanie jednej wspólnej metodyki, przy wykorzystaniu wyników różnych badaczy).

Przedstawiona przez I.W. Wohlenberga i Morrowa [18, 86, 87, 222] w roku 1925 metoda była skomplikowaną analizą cieplną komór paleniskowych kotłów. W odpowiedzi na nią A.G. Orrok wraz z Hudsonem 1926 [49] zaproponowali uproszczoną empiryczną zależność. N. B. Broide odnosząc się do artykułu Wohlenberga

zaprezentował metodę uwzględniającą empiryczną krzywą strumienia ciepła przekazanego powierzchni komory paleniskowej w funkcji stopnia przejmowania ciepła w komorze paleniskowej. W roku 1926 Wohlenberg i Lindseth uprościli metodę opisaną rok wcześniej a ostatecznie w roku 1935 Wohlenberg razem z Mullikinem opracowali szereg wykresów i zależności w postaci graficznej [18], za pomocą których obliczano komory paleniskowe. W roku 1927 C. H. Hottel ujednocilił zapisy metody Wohlenberga z roku 1925 i opracował uproszczone wzory. Opisu ówczesnych jednostek i metod dokonał Bailey w latach 1939-1940 [153, 154].

Metoda Wohlenberga była szeroko stosowana na terenie USA, Anglii i Niemczech. F. Münzinger w roku 1929 [86] wykorzystując metodę I. W. Wohlenberga opracował nomogramy w celu wygodniejszego jej użycia w celach praktycznych. Promieniowanie jako część nauki o wymianie ciepła było wtedy ciągle badane.

W 1929 F. Münzinger nie uwzględniał jeszcze promieniowania gazów i płomienia chociaż już w roku 1927 H. Jüptner [62] przedstawił promieniowanie dwutlenku węgla a rozwinął i przedstawił promieniowanie płomienia W. Gumz [49]. We Francji zagadnienie wymiany ciepła w komorach paleniskowych było przedmiotem badań M. Verona (1924), G. Ribauda (1948) [170] i innych, które opierały się na podobnych założeniach i uproszczeniach jak metody pozostałych badaczy tamtego okresu.

A. Zinzen i M. Ledinegg na początku lat 50. opisali bardziej szczegółowe podejście do wymiany ciepła w komorach paleniskowych w oparciu o założenia teoretyczne [79, 80, 140, 141].

W latach 1948-1953 Agencja rządowa do spraw kopalń na terenie USA (US Bureau of Mines) w kooperacji z Amerykańskim Stowarzyszeniem w zakresie Inżynierii Mechanicznej (ASME) przeprowadziła badania pięciu kotłów przemysłowych parowych, trzech pyłowych oraz po jednym rusztowym i gazowym, a następnie porównała wyniki z obliczeniami metod H. P. Broida, Hudsona-Orroka (J. G. Hudson (1890), G. A. Orrok (1926)), I. W. Wohlenberga [18, 222], M. A. Gurwicza i K. P. Konakowa [176].

Żadna z powyższych metod nie opisywała w sposób satysfakcjonujący zjawisk występujących podczas badań, co oznaczało, że na proces wymiany ciepła w komorze mają wpływ czynniki do tej pory nie uwzględniane a mianowicie zanieczyszczenie powierzchni ogrzewalnych przez popiół i szlakę oraz położenie i parametry płomienia.

Płomień był odtąd celem licznych badań uczonych na całym świecie. Badano m.in. promieniowanie samego płomienia, wpływ warunków spalania w płomieniu na zanieczyszczenie powierzchni ogrzewalnych oraz wymianę ciepła w komorze, parametry płomienia (temperaturę, emisyjność i kształt) w zależności od nadmiaru powietrza i rodzaju paliwa. Wreszcie, przeniesiono badania laboratoryjne na rzeczywiste, przemysłowe jednostki.

W latach 60-tych ubiegłego wieku H. C. Hottel [58] i niezależnie od niego A. Schack [108] badali wpływ parametrów spalin i ich składników (głównie gazy trójatomowe) na promieniowanie wewnątrz komory paleniskowej.

Kolejne lata to głównie rozwijanie znanych już metod (M. Ledinegg (1952 i 1966) [79, 80], M. M. Szegoljew (1953) [121], A. Zinzen (1957) [140], H. Kolbe (1958) [70], R. Doleżał (1961) [29]).

Najbardziej znane ówczesne metody porównał ze sobą W. Gumz w roku 1962 [53] podobnie jak H. Croft wcześniej [26].

R. Günther w roku 1974 [54] uwzględnił podejście A. Schacka.

K. Strauß w roku 1994 oraz 2006 przedstawił swoją autorską metodę wykorzystując liczbę kryterialną Boltzmanna [116, 117]. Metoda została opisana przez R. Doleżała (1985) [30].

W Rosji prym wiodły inne metody empiryczne oparte na założeniach teoretycznych, opracowane m.in. przez K. B. Kirsza (1919) [58] oraz L. Ramzina (1930), który był uczniem profesorów K. V. Kirscha i V. I. Grinevetskiego, J. Gurwicza (1932) [66] oraz N. S. Winogrodowa (1938). Metody były wraz z postępem i rozwojem nauki w dalszym ciągu rozwijane przez swoich autorów.

W latach 1934-1941 V. N. Timofiejew zaproponował metodę wyznaczenia mechanizmów wymiany ciepła w komorach paleniskowych kotłów parowych jako rozwinięcie podejścia L. Ramzina. Sama metoda była później rozwijana przez A. V. Kawaderowa (1956) oraz I. W. Pukhowa (1955).

Kolejnym krokiem w rozwoju metod obliczeń komór paleniskowych było zastosowanie teorii podobieństwa do analizy procesów spalania przez zespół M. W. Kirpiczewa [68].

Po raz pierwszy równania opisujące procesy spalania zostały opracowane przy wykorzystaniu teorii podobieństwa w roku 1940 przez S. A. Newskiego i M. A. Gurwicza.

Analiza ta pozwoliła na opracowanie metody obliczania cieplnego komór paleniskowych kotłów opartej na danych eksperymentalnych. W roku 1951 ukazało się pierwsze wydanie metody normatywnej w oparciu o prace zespołów badaczy radzieckich [67, 35, 47, 122].

K. P. Konakow w roku 1951 stosując teorię podobieństwa opracował własną metodę opartą na bilansie ciepła w komorze paleniskowej [72].

Jednym z podejść do obliczeń cieplnych komór paleniskowych było podzielenie całej objętości komory na pewną liczbę stref. I. N. Belokoń w roku 1936 rozważał dwie strefy.

Dokładniejsza metoda pod względem matematycznym została przedstawiona przez J. Surinowa w 1952 roku.

W roku 1949 D. G. Poljak oraz I. S. Szorin [145] przeprowadzili teoretyczną analizę metod uśredniania pola temperatury wewnątrz komory paleniskowej i zaproponowali metodę do wyznaczenia wymiany ciepła w palenisku.

W kolejnych latach starano się opracować bardziej praktyczne metody obliczeń cieplnych komór paleniskowych opartych na wynikach pomiarów istniejących jednostek oraz testów laboratoryjnych. W ZSRR badania przeprowadzane były głównie w Centralnym Kotłowo-Turbinowym Instytucie (CKTI, ros. ЦКТИ) w ówczesnym Leningradzie (Petersburg), Wszechzwiązkowym Instytucie Techniki Ciepłej (WTI, ros. ВТИ) w Moskwie oraz w ORGRES w Moskwie przez radzieckich badaczy, w USA pracowali I. W. Wohlenberg, W. T. Reid, W. J. Mullikin, R. C. Corey, J. W. Myers a w Niemczech G. Schaper, W. Kuhn i A. Schack.

Kolejne lata to rozwijanie znanych już metod (P. K. Konakow (1965) [72], V. N. Adrianow, G. L. Poljak (1966) [145] oraz Buznikow (1965) [22]).

W roku 1973 pod redakcją N. W. Kuzniecowa opracowano drugie wydanie metody normatywnej [78], opisaną również przez L. J. Gusewa (1973) [48] i S. A. Nevskiego (1977) [211].

W roku 1984 (1988 wersja angielska) A. G. Blokh przedstawił swoją autorską metodę obliczania kotłów jako rozwinięcie metody CKTI [13, 14].

Metoda normatywna z roku 1973 była w dalszym ciągu rozwijana, powstawały kolejne artykuły m.in. autorstwa V. N. Adrianova (1978) [146], A. N. Alekhnovicha (2007) [149], A. G. Blokha (1981) [157], Y. A. Zhuravlev (1983) [229].

W roku 1998 ukazało się trzecie wydanie metody normatywnej [63], wprowadzające liczne zmiany w podejściu do obliczeń, ale wciąż pojawiają się pozycje opisujące i rozwijające metodę normatywną (np. L. N. Gusev (2008) [178] i B. Ya. Kamenetskii (2008) [192, 193]).

Metoda CKTI (1973) (metoda normatywna druga edycja) i Metoda A. G. Blokha zostały opisane lub przywołane przez S. P. Detkova (1990) [168], A.N. Bezgresznova (1991) [10], W. M. Fokina (2005) [33], P. Basu (2000) [4], Y. Jianmege (2011) [187], B. Hernika (2012, 2014, 2019) [181, 182, 183, 56], E. W. Szumilina (2013) [120], L. Zhengfenga (2014) [227, 228], V. Ganapathy (2003, 2015) [36, 37] a także Y. Zhanga (2016) [138] i innych [12, 155, 162, 184, 192, 193, 199, 208, 219, 229].

W roku 2003 zostały wydane w Chinach [144] wytyczne do obliczania kotłów przemysłowych, stanowiące rozwinięcie metody CKTI (1973), metodyka została przedstawiona w 2016 przez Y. Zhang [138] z pewnymi odstępstwami.

Pomimo, że metody normatywne wydają się być najczęściej stosowanymi to wspomina się również o innych metodach:

- Metoda fizyczna, w oparciu o prace badaczy np. H. C. Hottela przywołana przez J. G. Singera (1991) [111], H. Effenbergera (2000) [32], A. Mbioccka (2000) [82], W. S. Janna (2000) [60].
- Metoda P. K. Konakowa została przywołana przez H. Spliethoffa (2009) [115].
- D. Annaratone (2008) [1] przywołał metody Orroka-Hudsona, fizykalną (H. C. Hottela) i P. K. Konakowa.
- Metoda CKTI (1998) (metoda normatywna trzecia edycja) opisana została głównie przez rosyjskich autorów, I. D. Fursowa (2001) [35], G. W. Paka (2002) [96], E. A. Boika (2005) [15, 16], L. N. Guseva (2008) [178], S. K. Karjakina (2010) [65, 66] oraz innych [220].
- Rozwój techniki komputerowej pozwolił na skuteczniejsze obliczanie bardziej skomplikowanych modeli, pojawiły się metody numeryczne, dzięki którym proces obliczania i uzyskiwania wyników znacznie się skrócił, można tu wspomnieć o pracach G. Dahlquista [28], J. S. Chandoka (2008) [164], A. Saario (2009) [216], M. Costa (2014) [166], V. Ranade [101], J. Tomáša [127], M. Versteega [130], X. Zhanga [139], M. N. Borjini [161], T. F. Dixona [169] i innych [92, 158].

Polska literatura była ukierunkowana w stronę metod radzieckich. Pozycje książkowe dotyczące teorii obliczeń cieplnych kotłów oparte są na normach radzieckich, zarówno pierwszego wydania i wcześniejszych zapisów WTI (L. Kołodziejczyk [71], P. Orłowski [93], B. Tołłoczko [126], R. Türschmid [129], T. Wróblewski [134, 135], R. Ziółkowski [142]) jak i drugiego (L. Cwynar [27], Grądziel [41], K. Kruczek [77], P. Orłowski [93, 94], P. Ostrowski [95], W. Piotrowski [98, 99], H. Rokicki [104], J. Taler [124], A. Tarnowska-Tierling [125]), natomiast trzecie wydanie nie zostało przywołane w żadnej pozycji.

J. Goliński [39] opisał metody M. Ledinegga oraz teoretyczną (H. C. Hottela).

Większość dzisiejszych artykułów poświęconych tematowi obliczeń kotłów oparta jest na zapisach z metody normatywnej z 1973 roku (np. B. Hernik [181, 182, 183], S. Grądziel [175]).

Oprócz metod rosyjskich, przywołane są najczęściej metody I. W. Wohlenberga (P. Orłowski [93], A. Tarnowska-Tierling [125], B. Tołłoczko [126], R. Türschmid [129]) i metoda Orroka-Hudsona przywołana przez H. Rokickiego [104].



## 5 Kotły rusztowe. Budowa i podstawowe informacje

Kotły rusztowe są przeznaczone do spalania warstwy paliwa podawanego na ruszt. Powietrze do spalania podzielone jest na powietrze pierwotne dostarczane pod ruszt, przepływające przez warstwę paliwa oraz na powietrze wtórne kierowane do przestrzeni nad rusztem.

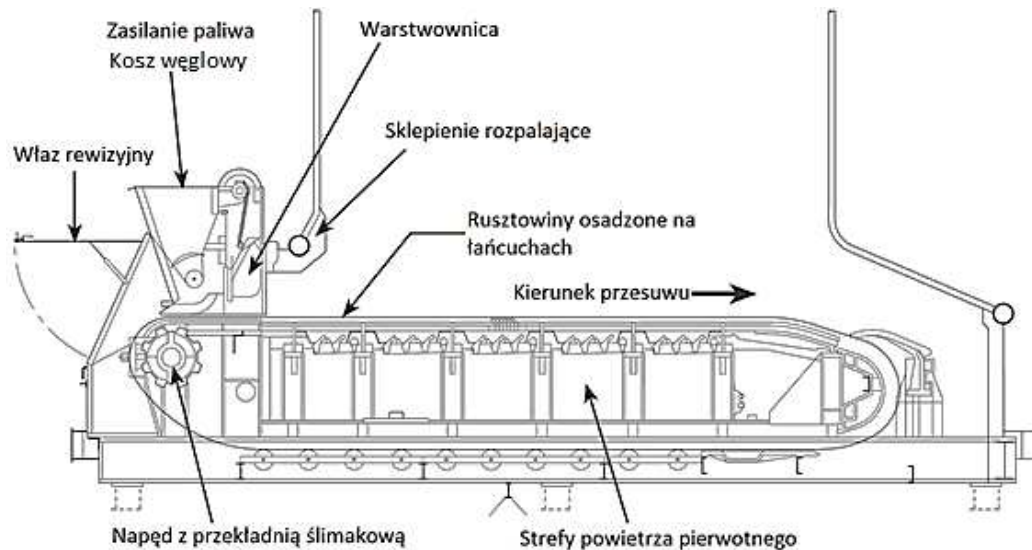
Palenisko rusztowe znajduje się w dolnej części komory paleniskowej i jest skonstruowane w taki sposób, aby pozostałości po spalaniu (koks i żużel) zostały usunięte z obszaru spalania. Konstrukcje kotłów są powszechnie znane i szeroko opisane w literaturze [55, 59, 71, 81, 94, 100, 102, 107, 126, 128, 135, 143, 167, 212].

### **Budowa rusztu i proces spalania na ruszcie taśmowym**

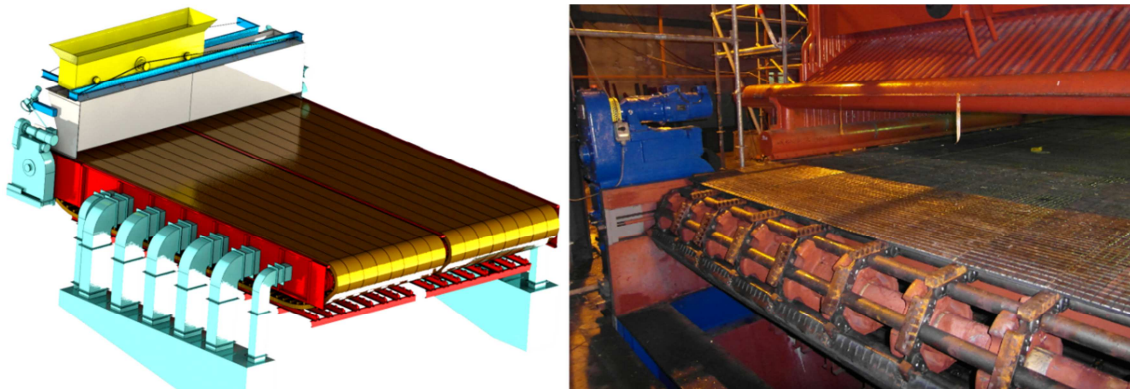
Paliwo dostarczane jest bezpośrednio z kosza na pokład rusztowy i wraz z nim transportowane jest wzdłuż paleniska. Grubość warstwy paliwa jest utrzymywana przez warstwownicę. Na końcu rusztu zabudowane są zgarniacze żużla, które spiętrzają jego warstwę w celu dobrego pokrycia rusztu i wydłużenia czasu dopalania cząstek koksu (rys.1 i rys.2).

Zapotrzebowanie na powietrze do procesu spalania jest nierównomierne i zależne jest od etapu spalania węgla, z tego powodu skrzynia powietrza podmuchowego składa się z zasilanych niezależnie stref, co umożliwia regulację ilościową dostarczanego pod ruszt powietrza (Rysunek 3).

Proces spalania na ruszcie charakteryzowany jest przez dwie główne wielkości: temperaturę warstwy oraz jej grubość wzdłuż długości rusztu. Temperatura warstwy wraz z zapotrzebowaniem powietrza do spalania (Rysunek 4), po początkowym spokojnym wzroście, osiąga maksimum zależne od lokalnych warunków i utrzymuje się praktycznie przez cały proces, po czym obniża się w strefie chłodzenia popiołu.



Rysunek 1. Ruszt mechaniczny taśmowy typu ciężkiego, opracowanie własne na podstawie [118]

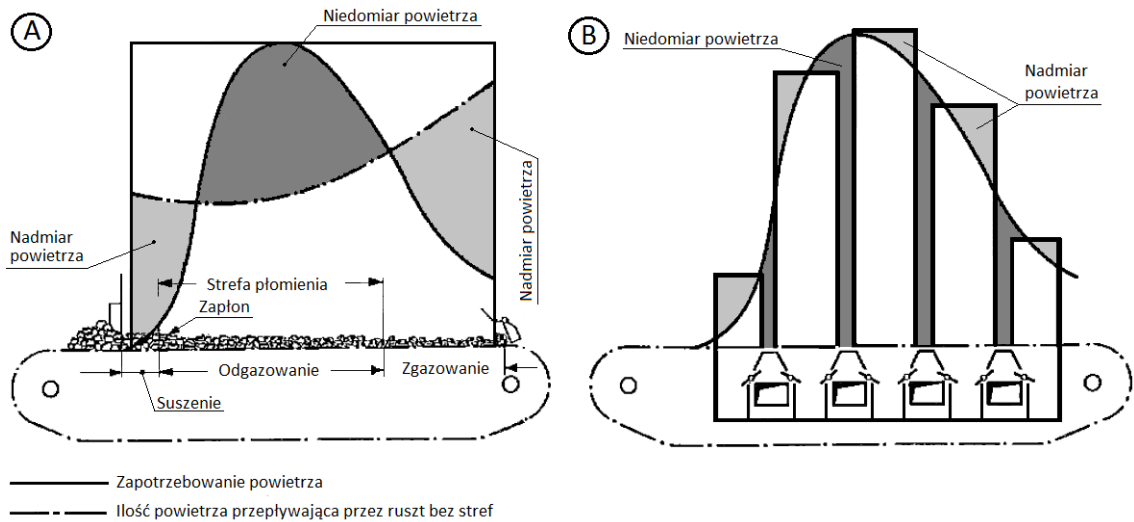


Rysunek 2 Ruszt taśmowy. Model i obiekt rzeczywisty. Opracowanie własne

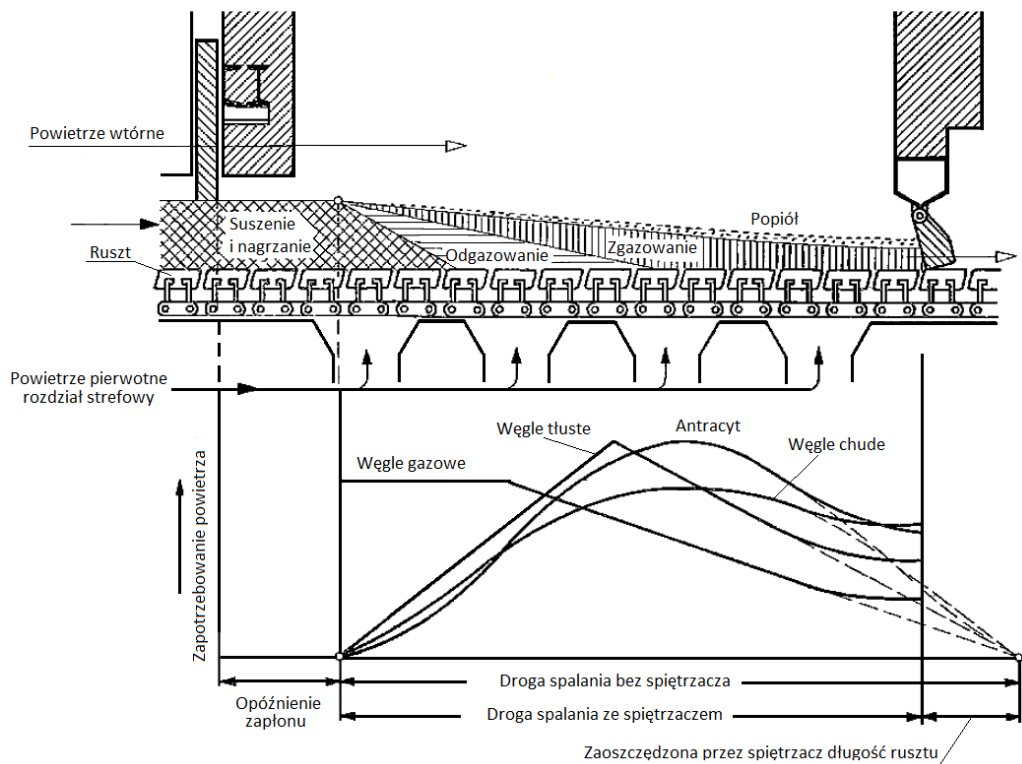
Ubytek masy paliwa początkowo spowodowany jest jedynie suszeniem i odgazowaniem. W strefie spalania karbonizatu jest rezultatem wypalania głównie pierwiastka węgla. Ostatecznie na ruszcie pozostają części mineralne tworzące popiół.

W bilansie energii materiału warstwy można wyróżnić:

- Strumień ciepła wymieniany między ziarnami materiału a powietrzem i gazami przepływającymi od dołu do góry warstwy,
- Strumień ciepła wymieniany przez górną powierzchnię warstwy ze ścianami komory paleniskowej oraz z gazami wewnątrz,
- Strumień ciepła zużywany na podgrzanie paliwa,
- Strumień ciepła zużytego na suszenie i odgazowanie paliwa,
- Strumień ciepła z procesu utleniania paliwa.



Rysunek 3. Wykres zapotrzebowania i dopływającej ilości powietrza, a) bez stref, b) ze strefami powietrznymi. Opracowanie własne na podstawie [134, 135]



Rysunek 4. Schemat spalania paliwa na ruszcie. Opracowanie własne na podstawie [134, 135]

## 6 Dane i parametry ruchowe badanych kotłów

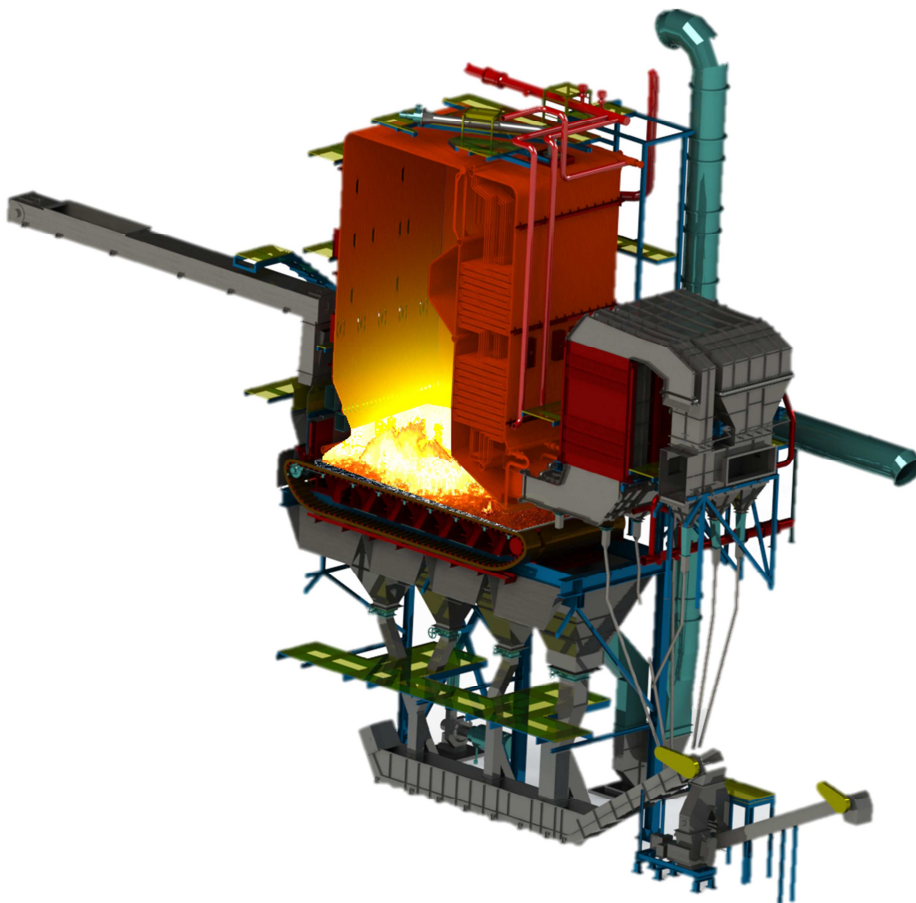
Porównanie metod przedstawionych w rozdziale 7 przeprowadzono dla dwóch wybranych obiektów rzeczywistych kotłów WR10 i WR40.

Kotły WR10 i WR40 to kotły wodne rusztowe opalane węglem kamiennym. Jednostki o takiej konstrukcji stanowią obecnie podstawowe wyposażenie wielu ciepłowni i elektrociepłowni zabudowanych na obszarze Polski. Większość z tych ciepłowni i elektrociepłowni zostało uruchomionych w latach 70- i 80tych ubiegłego wieku, co w obecnej sytuacji związanej z ochroną środowiska i restrykcyjnych wymagań emisyjnych, zmusza użytkowników do ich modernizacji, a nawet likwidacji jednostek niespełniających przepisów.

### 6.1 Opis techniczny kotłów WR10 i WR40

Rysunek 5 przedstawia przekrój przez kocioł WR40 wraz z urządzeniami pomocniczymi. Kocioł WR10 jest węższy od kotła WR40, ale sylwetki w rzucie bocznym są podobne.

Różnice wynikają z mniejszej wydajności kotła WR10 i związane są z zastosowanymi urządzeniami pomocniczymi.



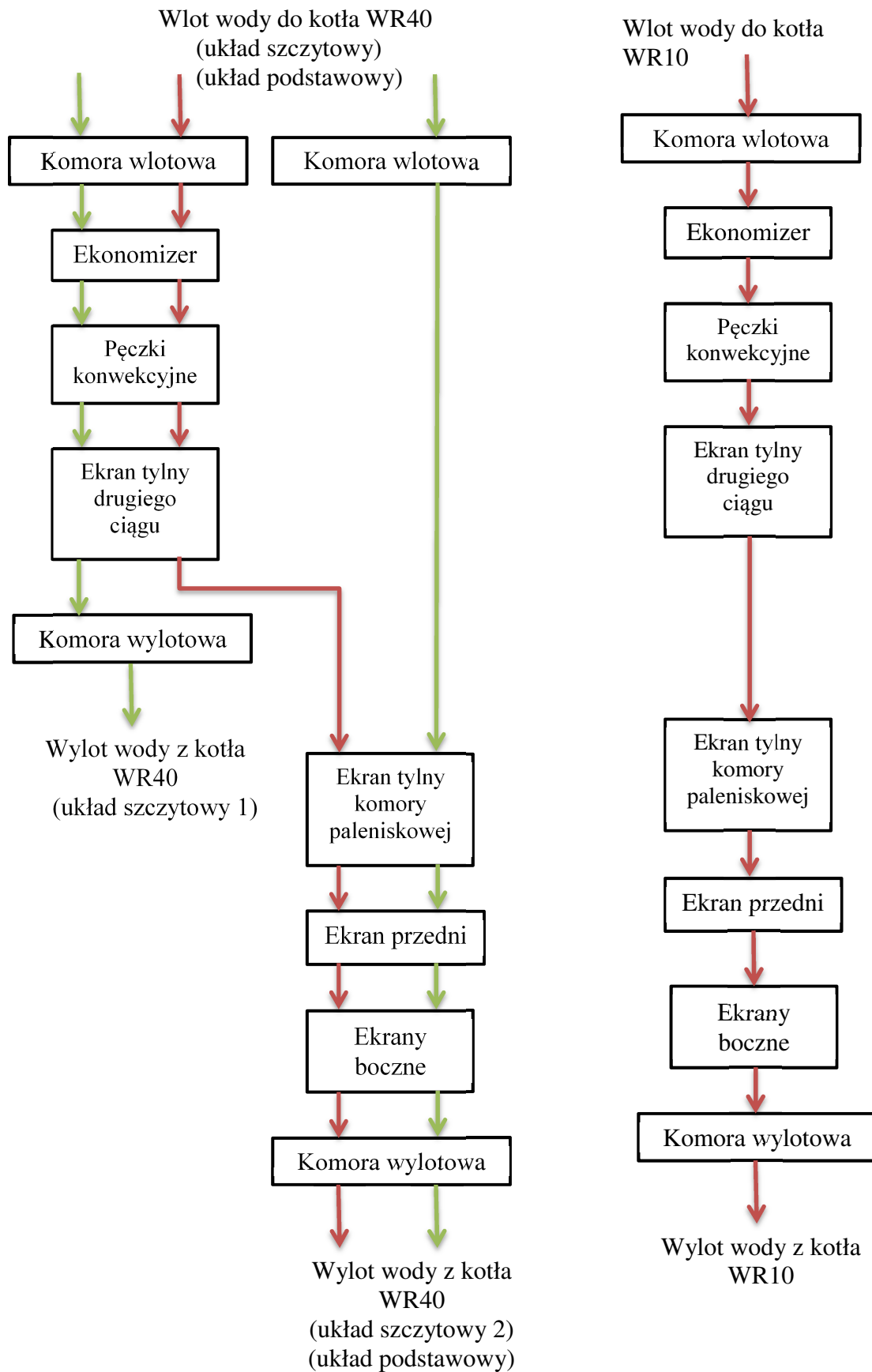
Rysunek 5 Przekrój przez kocioł WR40. Opracowanie własne.

Kotły są zbudowane w technologii ścian szczelnych (tzw. ścian membranowych) z własną konstrukcją wsporczą. W górnej części ekranu tylnego komory paleniskowej wykonane jest odgięcie ekranu w celu utworzenia „festonu” (wolnej drogi) dla przepływu spalin do drugiego ciągu.

W drugim ciągu kotłów zabudowany został 2-pęczkowy podgrzewacz wody, a w trzecim ciągu „ekonomizer” - jako dodatkowy pęczek podgrzewacza wody w celu uzyskania odpowiedniej temperatury spalin za kotłem.

Przepływ wody przez część ciśnieniową kotłów odbywa się od kolektora wlotowego poprzez bloki ekonomizera, pęczki konwekcyjne 2-go ciągu, strop i ekran tylny 2-go ciągu, ekran środkowy kotła (ekran tylny komory paleniskowej), ekran przedni komory paleniskowej oraz przez ekrany boczne komory paleniskowej i ekrany boczne 2-go ciągu, rurociągi łączące wylotowe do kolektora wylotowego. Przepływ wody przez bloki ekonomizera (dla kotła WR40) oraz przez ekrany boczne kotła odbywa się równolegle. Przez pozostałe powierzchnie przepływ odbywa się szeregowo. W kotle WR40 ekonomizer podzielony jest na równoległe bloki, w kotle WR10 jest tylko jeden taki blok.

Rysunek 6 przedstawia schemat przepływu dla obu kotłów, liczby oznaczają punkty pomiarowe opisane w dalszej części pracy. Kocioł WR40 przystosowany jest do pracy w układzie podstawowym i szczytowym, dla kotła WR10 przewidziana jest tylko praca w układzie podstawowym.



Rysunek 6 Schemat układu przepływowego kotła WR40 (lewa strona) i kotła WR10 (prawa strona)

## 6.2 Dane pomiarowe

### Kocioł WR40

Dane do obliczeń zostały pozyskane z systemu DCS kotła w dniach 11 i 12 lutego 2014 roku, w których przeprowadzone zostały pomiary gwarancyjne kotła wodnego przez specjalistyczną firmę.

### Kocioł WR10

Dane do obliczeń zostały pozyskane z systemu DCS kotła w dniach 10 i 11 grudnia 2018 roku, w których przeprowadzone zostały pomiary gwarancyjne kotła wodnego przez specjalistyczną firmę.

Pomiary dla obu kotłów przeprowadzono zgodnie z wytycznymi normy PN EN 12952 i zgodnie z procedurami zintegrowanego systemu zarządzania certyfikowanego przez Polskie Centrum Badań i Certyfikacji SA, potwierdzonego certyfikatem The International Certification Network, na zgodność z wymaganiami systemu zarządzania jakością wg PN-EN ISO 9001:2009, systemu zarządzania środowiskowego wg PN-EN ISO 14001:2005 oraz systemu zarządzania bezpieczeństwem i higieną pracy wg PN-N-18001:2004. Wyniki pomiarów opracowane zostały zgodnie z ogólnie przyjętymi zasadami [112].

### 6.2.1 Pomiary kotła WR40

#### 6.2.1.1 Pomiary gwarancyjne

Wyniki pomiarów i obliczeń z badania kotła przeprowadzonego w dniach 11 i 12 lutego 2014 roku przedstawiono w tabeli 1.

Tabela 1 Wyniki pomiarów gwarancyjnych kotła WR40, L/P oznaczają stronę lewą i prawą

Wyszczególnienie	Wymiar	WR40_1	WR40_2
Data	dd.mm.rr	11.02.14	12.02.14
Sumaryczny strumień energii doprowadzonej do kotła	MW	47,9	46,5
Moc cieplna kotła	MW	41,9	42,3
Sprawność kotła	%	87,35	90,86
Niepewność wyznaczenia sprawności	%	1,25	0,77
Przepływ powietrza wtórnego	L m <sup>3</sup> <sub>n</sub> /s	0,28	0,38
	P m <sup>3</sup> <sub>n</sub> /s	0,57	0,25

Bilansowanie energetyczne komór paleniskowych wodnych kotłów rusztowych średniej mocy –  
weryfikacja metod obliczeniowych

Temperatura powietrza wtórnego za WPW	L °C	12,22	12,79
	P °C	16,31	14,59
Temperatura powietrza pierwotnego przed WPP	L/P °C	13,96	12,16
Temperatura powietrza pierwotnego za WPP	L °C	16,46	13,84
	P °C	16,57	14,77
Przepływ powietrza pierwotnego	L/P	6,80	7,14
	m <sup>3</sup> <sub>n</sub> /s		
Udział O <sub>2</sub> w spalinach	L %	7,30	7,46
	P %	4,76	4,84
Temperatura spalin za ECO	L °C	169,03	135,97
	P °C	165,67	136,58
Przepływ wody z kotła	t/h	913,27	439,97
Ciśnienie wody za kotłem	bar	10,11	9,54
Temperatura wody za kotłem	°C	143,42	143,23
Ciśnienie wody do kotła	bar	13,87	13,61
Temperatura wody do kotła	°C	102,47	63,14
Wartość opałowa	kJ/kg	21 626	23 241
Zawartość siarki w węglu	%	0,45	0,48
Zawartość wody w węglu	%	9,60	7,90
Zawartość popiołu w węglu	%	21,80	19,40
Zawartość pierwiastka C w węglu	%	55,64	59,77
Zawartość pierwiastka H w węglu	%	3,61	3,89
Zawartość pierwiastka O w węglu	%	7,74	7,34
Zawartość pierwiastka N w węglu	%	1,03	1,09
Części lotne w węglu	%	26,17	27,89
Zawartość części palnych w żużlu	%	13,27	6,38
Zawartość części palnych w żużlu	%	19,78	27,67

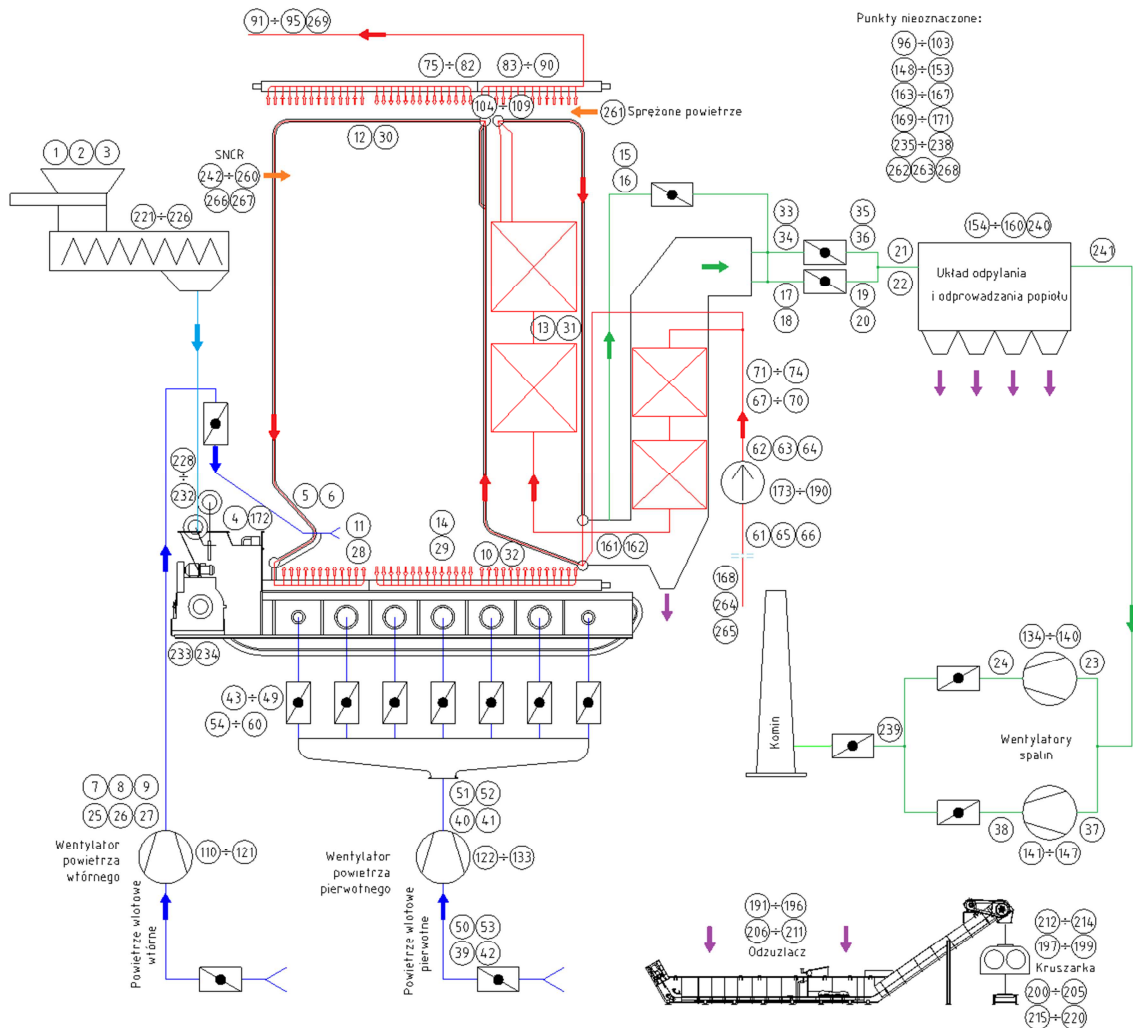


### 6.2.1.2 Pomiary ruchowe

Odbiorniki kotła WR40 i pomiary technologiczne przedstawione są na Rysunek 7.

Wykaz głównych punktów pomiarowych kotła jest przedstawiony w tabeli 2.

Podczas przeprowadzania pomiarów gwarancyjnych moc kotła była zmieniana zgodnie z charakterystykami na rysunku 8. Wyniki pomiarów przedstawiono w tabeli 3.

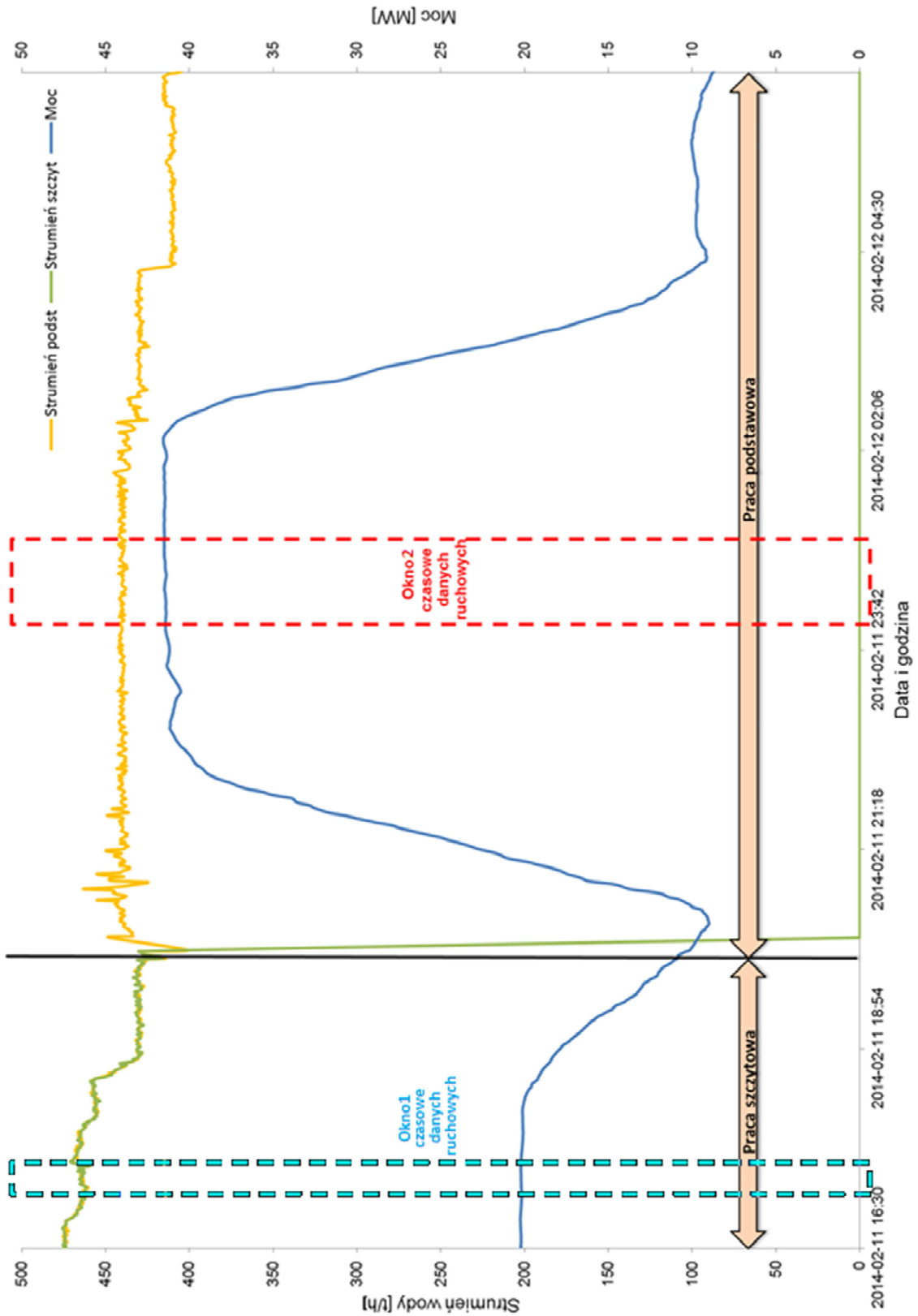


Rysunek 7 Zestawienie punktów pomiarowych kotła WR40, główne zostały przedstawione w tabeli

Tabela 2 Zestawienie głównych punktów pomiarowych WR40 (L/P oznaczają stronę lewą i prawą)

Numer	Nazwa punktu pomiarowego	Jednostka
8	Temperatura powietrza wtórnego str. L	°C
9	Przepływ powietrza wtórnego do kotła str. L	m <sup>3</sup> <sub>n</sub> /s
13	Pomiar O <sub>2</sub> str. L	%
18	Temperatura spalin na wylocie z kotła przed ECO1 str. L	°C

20	Temperatura spalin na wylocie z kotła za ECO1 str. L	°C
26	Temperatura powietrza wtórnego str. P	°C
27	Przepływ powietrza wtórnego do kotła str. P	m <sup>3</sup> <sub>n</sub> /s
31	Pomiar O <sub>2</sub> str. P	%
34	Temperatura spalin na wylocie z kotła przed ECO1 str. P	°C
35	Ciśnienie spalin na wylocie z kotła za ECO1 str. P	Pa
36	Temperatura spalin na wylocie z kotła za ECO1 str. P	°C
39	Temperatura powietrza przed WPP str. L	°C
41	Temperatura powietrza pierwotnego str. L	°C
42	Przepływ powietrza pierwotnego do kotła str. L	m <sup>3</sup> <sub>n</sub> /s
50	Temperatura powietrza przed WPP str. P	°C
52	Temperatura powietrza pierwotnego str. P	°C
53	Przepływ powietrza pierwotnego do kotła str. P	m <sup>3</sup> <sub>n</sub> /s
64	Ciśnienie wody za pompami przewałowymi	bar
65	Temperatura wody za pompami przewałowymi	°C
67	Ciśnienie wody przed kotłem - praca szczytowa	bar
68	Temperatura wody przed kotłem -praca szczytowa	°C
71	Ciśnienie wody przed kotłem - praca podstawowa	bar
72	Temperatura wody przed kotłem - praca podstawowa	°C
75	Ciśnienie wody za kotłem - praca podstawowa	bar
76	Temperatura wody za kotłem - praca podstawowa	°C
83	Ciśnienie wody za kotłem - praca szczytowa	bar
84	Temperatura wody za kotłem - praca szczytowa	°C
85	Ciśnienie wody za kotłem - praca szczytowa - pomiar miejscowy	bar
104-109	Temperatura wody - komora wylotowa pęczka konwekcyjnego	°C
161	Temperatura przed ECO str. L	°C
162	Temperatura przed ECO str. P	°C
168	Przepływ wody - zawór regulacyjny	t/h



Rysunek 8 Zmiany mocy kotła w czasie pomiarów gwarancyjnych

Tabela 3 Zestawienie ważniejszych wyników ruchowych dla podstawowego trybu pracy (L/P oznaczają stronę lewą i prawą)

<b>Wyszczególnienie</b>	<b>Wymiar</b>	<b>Okno1</b>	<b>Okno2</b>
Data	dd.mm.rr	11.02.14	12.02.14
Sumaryczna energia cieplna doprowadzona do kotła	MW	47,9	46,50
Moc cieplna kotła	MW	40,6	41,50
Przepływ powietrza wtórnego (9, 27)	L m <sup>3</sup> /s	0,27	0,80
	P m <sup>3</sup> /s	0,62	0,34
Temperatura powietrza wtórnego (8, 26)	L °C	11,79	13,71
	P °C	15,61	19,93
Temperatura powietrza pierwotnego przed WPP (39, 50)	L °C	13,80	12,31
	P °C	13,82	11,88
Temperatura powietrza pierwotnego za WPP (41, 52)	L °C	16,22	14,81
	P °C	16,38	14,38
Przepływ powietrza pierwotnego (42, 53)	L m <sup>3</sup> /s	6,66	6,66
	P m <sup>3</sup> /s	6,78	6,79
Zawartość O <sub>2</sub> w spalinach (13, 31)	L %	7,30	5,81
	P %	4,65	6,32
Temperatura spalin za ECO (20, 36)	L °C	165,54	138,59
	P °C	161,39	137,83
Przepływ wody z kotła (82, 90)	t/h	858,51	440,00
Ciśnienie wody za kotłem (75)	bar	10,65	10,78
Temperatura wody za kotłem (76)	°C	141,87	148,35
Ciśnienie wody do kotła (67)	bar	13,52	14,26
Temperatura wody do kotła (68)	°C	102,95	64,06
Temperatura wody za ECO (161, 162)	L °C	105,30	70,68
	P °C	105,82	71,05
Temperatura wody za częścią konwekcyjną (104 - 109)	°C	124,71	99,56

### 6.2.1.3 Analiza wyników pomiarów kotła WR40

Pomiary gwarancyjne pozwoliły na określenie wartości parametrów kotła podczas pracy w warunkach quasi ustalonych; niemożliwe jest dotrzymanie ich na stałym

poziomie ze względu na niejednorodność składu węgla kamiennego oraz niestabilnych warunków przepływowych i termodynamicznych powietrza i wody. W związku z tym, badania gwarancyjne przeprowadza się w dłuższym okresie czasu.

W celu zwiększenia ilości danych pomiarowych wchodzących w zakres obliczeń cieplnych kotła, a które wykaczały poza zakres pomiarów z badań gwarancyjnych, wykorzystano dane bezpośrednio z DCS kotła podczas pracy na wydajności nominalnej (rys. 8).

## 6.2.2 Pomiary kotła WR10

### 6.2.2.1 Pomiary gwarancyjne

Wyniki pomiarów i obliczeń z badania kotła przeprowadzonego w dniu 10 i 11 grudnia 2018 roku przedstawiono w tabeli 4.

Tabela 4 Wyniki pomiarów gwarancyjnych kotła WR10 – obciążenie nominalne 12,5 MW

Wyszczególnienie	Wymiar	WR10_1	WR10_2	WR10_3	WR10_4
Data	dd.mm.rr	10.12.18	11.12.18	10.12.18	11.12.18
Sumaryczna energia					
cieplna doprowadzona do kotła	MW	14,63	10,01	19,22	5,18
Procent obciążenia	%	100,2	68,2	135,5	35,0
Moc cieplna kotła	MW	12,52	8,52	16,94	4,38
Sprawność kotła	%	88,67	88,32	88,92	87,63
Niepewność wyznaczenia sprawności	%	1,21	0,86	1,24	0,86
Przepływ powietrza wtórnego	m <sup>3</sup> <sub>n</sub> /s	0,34	-	0,85	-
Temperatura powietrza za wentylatorem	°C	5,3	6,4	5,3	6,9
Przepływ powietrza pierwotnego	m <sup>3</sup> <sub>n</sub> /s	4,49	3,30	5,60	2,04
Zawartość O <sub>2</sub> w spalinach	%	4,8	5,2	4,0	9,3
Temperatura spalin za ECO	°C	137,0	127,5	126,8	103,5
Przepływ wody z kotła	t/h	166,0	165,6	166,1	135,5

Bilansowanie energetyczne komór paleniskowych wodnych kotłów rusztowych średniej mocy –  
weryfikacja metod obliczeniowych

<b>Wyszczególnienie</b>	<b>Wymiar</b>	<b>WR10_1</b>	<b>WR10_2</b>	<b>WR10_3</b>	<b>WR10_4</b>
Ciśnienie wody za kotłem	bar	7,70	7,40	7,60	8,20
Temperatura wody za kotłem	°C	117,1	96,9	135,9	78,6
Ciśnienie wody do kotła	bar	9,60	9,30	9,80	9,60
Temperatura wody do kotła	°C	51,2	52,2	47,8	51,2
Wartość opałowa	kJ/kg	22 013	21 618	22 013	22 808
Zawartość siarki w węglu	%	0,33	0,31	0,33	0,35
Zawartość wody w węglu	%	16,8	18,6	16,8	14,4
Zawartość popiołu w węglu	%	8,6	8,1	8,6	8,7
Zawartość pierwiastka C w węglu	%	57,2	56,78	57,2	59,11
Zawartość pierwiastka H w węglu	%	4,03	3,96	4,03	4,16
Zawartość pierwiastka O w węglu	%	11,76	10,62	11,76	11,65
Zawartość pierwiastka N w węglu	%	1,68	1,63	1,68	1,63
Części lotne w węglu	%	41,36	41,31	41,36	41,32

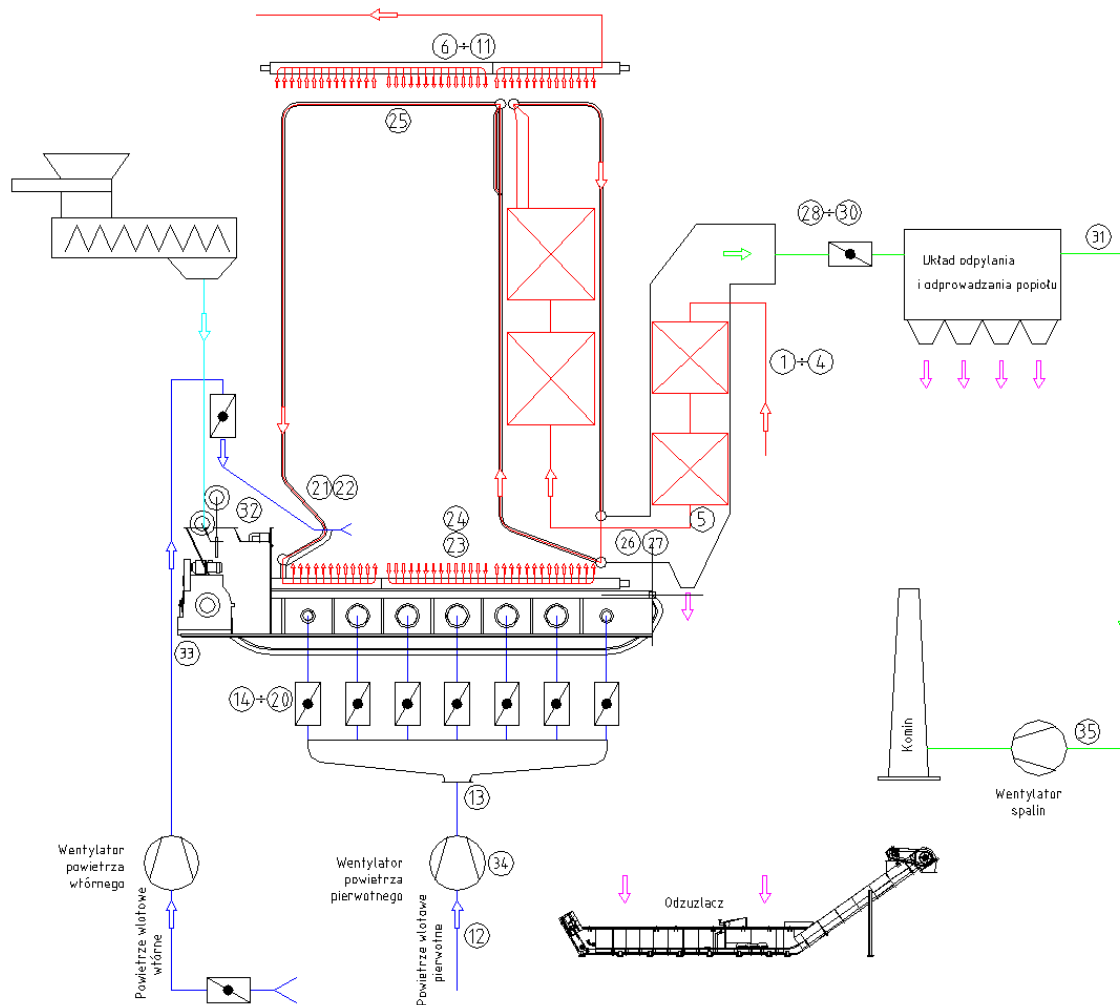
### 6.2.2.2 *Pomiary ruchowe*

Odbiorniki kotła WR10 i pomiary technologiczne przedstawione są na rysunku 9.

Wykaz głównych punktów pomiarowych kotła jest przedstawiony w tabeli 5 a dodatkowe wyniki pomiarów ruchowych w tabeli 6. Dodatkowe pomiary nie były rejestrowane dla trybu pracy 135% wydajności nominalnej.

Tabela 5 Zestawienie głównych punktów pomiarowych kotła WR10

<b>Punkt</b>	<b>Nazwa punktu pomiarowego</b>	<b>Jednostka</b>
1	Przepływ wody przez kocioł	t/h
2	Temperatura wody do kotła	°C
3	Temperatura wody do kotła	°C
4	Ciśnienie wody do kotła	Pa
5	Temperatura wody za ekonomizerem	°C
6	Ciśnienie wody z kotła	Pa
8	Temperatura wody z kotła	°C
10	Temperatura wody z kotła	°C
12	Przepływ powietrza podmuchowego	m <sup>3</sup> <sub>n</sub> /s
21	Temperatura sklepienia	°C
22	Temperatura sklepienia	°C
25	Temperatura w komorze paleniskowej	°C
26	Temperatura spalin przed podgrzewaczem wody (ekonomizerem)	°C
28	Temperatura spalin za ekonomizerem	°C
30	Zawartość tlenu w spalinach	%



Rysunek 9 Zestawienie punktów pomiarowych kotła WR10

Tabela 6 Zestawienie wyników ruchowych

Wyszczególnienie	Wymiar	WR10_1	WR10_2	WR10_4
Data	dd.mm.rr	10.12.18	11.12.18	11.12.18
Moc cieplna kotła	MW	14,63	10,01	5,18
Praca wentylatora powietrza wtórnego	T/N	tak	nie	nie
Temperatura wody przed kotłem	°C	52,3	53,2	51,3
Temperatura wody za kotłem	°C	117,0	97,4	79,1
Ciśnienie powietrza za wentylatorem	Pa	476	872	695
Temperatura spalin na wylocie z KP	°C	739,6	601,6	425,2
Temperatura spalin przed ECO	°C	158,8	129,3	103,1
Temperatura spalin na wylocie z kotła	°C	127,1	119,9	101,2
Ciśnienie spalin w KP	Pa	-20	-22	-18



---

<b>Wyszczególnienie</b>	<b>Wymiar</b>	<b>WR10_1</b>	<b>WR10_2</b>	<b>WR10_4</b>
Ciśnienie spalin przed ECO	Pa	-88	-15	-5
Ciśnienie spalin na wylocie z kotła	Pa	-167	-51	-10
Ciśnienie spalin przed wentylatorem	Pa	-1483	-659	-246

---

### **6.2.2.3 Analiza wyników pomiarów kotła WR10**

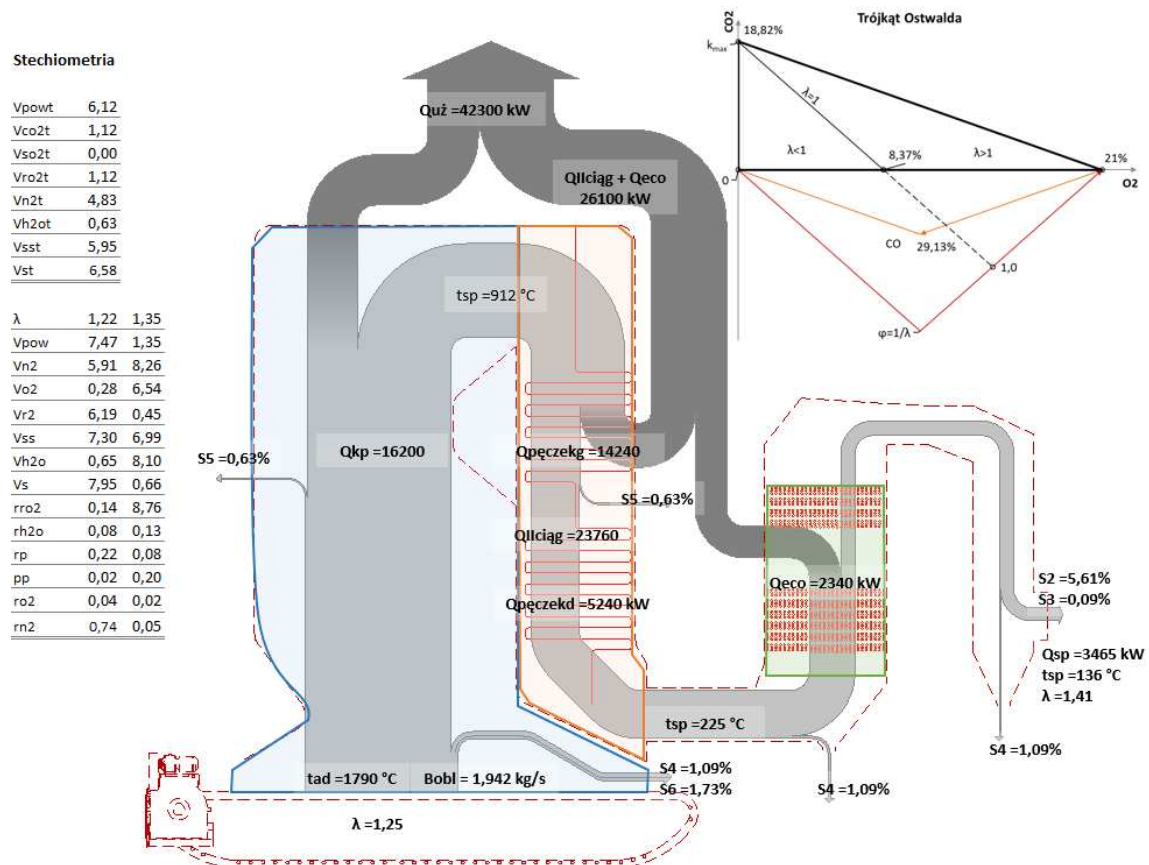
Podobnie jak w przypadku kotła WR40 pomiary gwarancyjne dla kotła WR10 pozwoliły na określenie wartości parametrów podczas pracy w warunkach quasi ustalonych.

W celu zwiększenia ilości danych pomiarowych wchodzących w zakres obliczeń cieplnych kotła, a które wykraczały poza zakres pomiarów z badań gwarancyjnych, wykorzystano dane bezpośrednio z DCS kotła podczas pracy na wydajności nominalnej. System pomiarowy i DCS dla kotła WR10 nie był rozbudowany w takim stopniu jak w przypadku kotła WR40.

Jest to standardowe podejście dla kotłów wodnych rusztowych niskich mocy, gdzie układy pomiarowe i DCS są uproszczone oraz korzystniejsze cenowo.

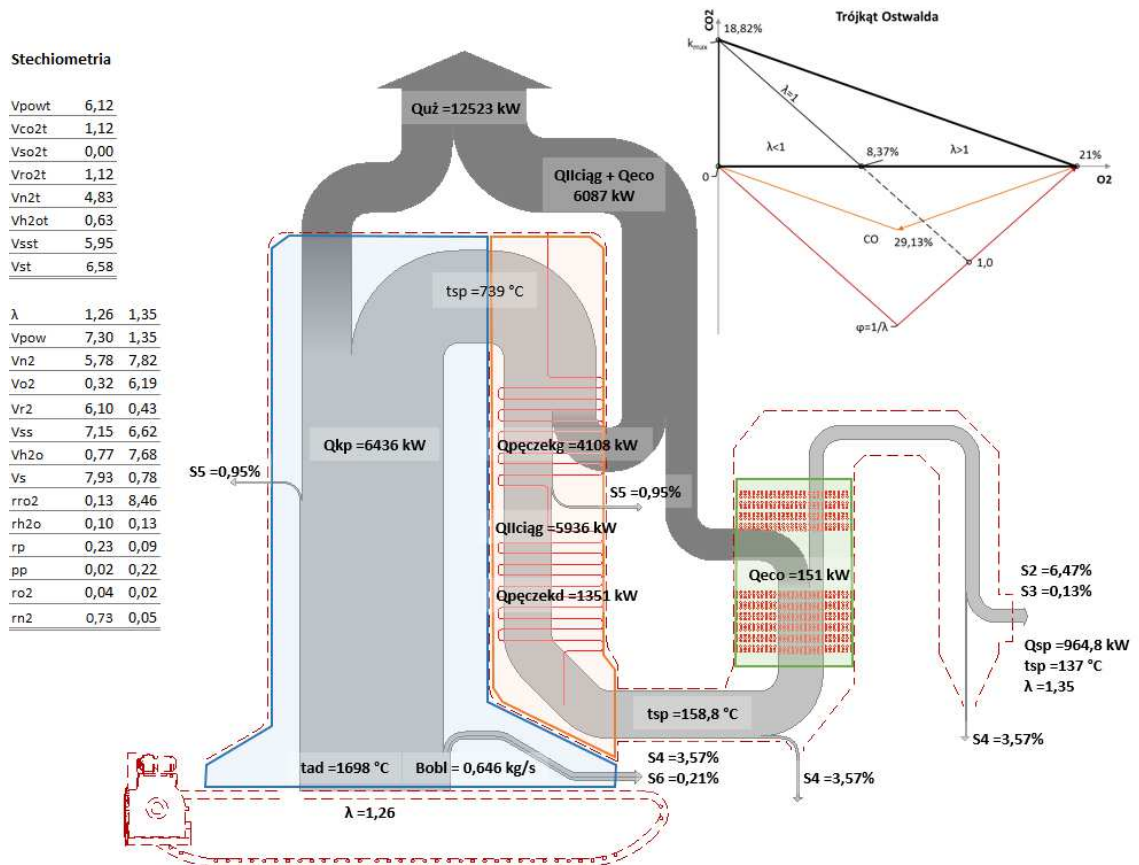
### 6.3 Badanie modeli

Poszczególne składowe bilansu cieplnego reprezentują ilości ciepła wykorzystanego w kotle oraz traconego w procesie cieplnym. Na rysunkach 10 i 11 pokazano schematycznie bilanse ciepła dla kotłów WR40 i WR10 dla pracy podstawowej – wydajność nominalna.



Rysunek 10 Bilans cieplny kotła WR40 – praca podstawowa (wydajność nominalna)

Bilansowanie energetyczne komór paleniskowych wodnych kotłów rusztowych średniej mocy –  
weryfikacja metod obliczeniowych



Rysunek 11 Bilans cieplny kotła WR10 – obciążenie 100%

## 7 Metodyki obliczania komory paleniskowej kotłów rusztowych

Obliczenia cieplne kotłów rusztowych, palnikowych czy ze złożem fluidalnym mają podobny tok obliczeń i algorytm obliczeniowe.

Zasadnicze różnice polegają na innej filozofii spalania i wynikających z tego bilansach masy paliwa i popiołu w palenisku. Różnice w metodach obliczeniowych komór paleniskowych wynikają przede wszystkim z innego położenia płomienia w palenisku i innego rozkładu temperatury wzdłuż wysokości komory paleniskowej.

Przeprowadzanie obliczeń cieplnych sprawdzających kotła wodnego odbywa się przy zachowaniu następującej kolejności (rys. 12):

- określenie parametrów wejściowych,
- obliczenia stechiometryczne i bilansowe,
- obliczenia komory paleniskowej
- obliczenia cieplne poszczególnych stref poza komorą paleniskową.

Metody obliczeń cieplnych opierają się na zasadach teorii wymiany ciepła oraz na współczynnikach określanych empirycznie i doświadczalnie podczas eksploatacji kotła.

W toku obliczeń ustala się zużycie paliwa, zapotrzebowanie na powietrze a także skład oraz wartości ciśnienia, temperatury i prędkości spalin wzdłuż ich przepływu przez kocioł. Pozwala to na wyznaczenie dodatkowych wielkości takich jak np. oporów przepływu czy też temperatury ścianek rur.

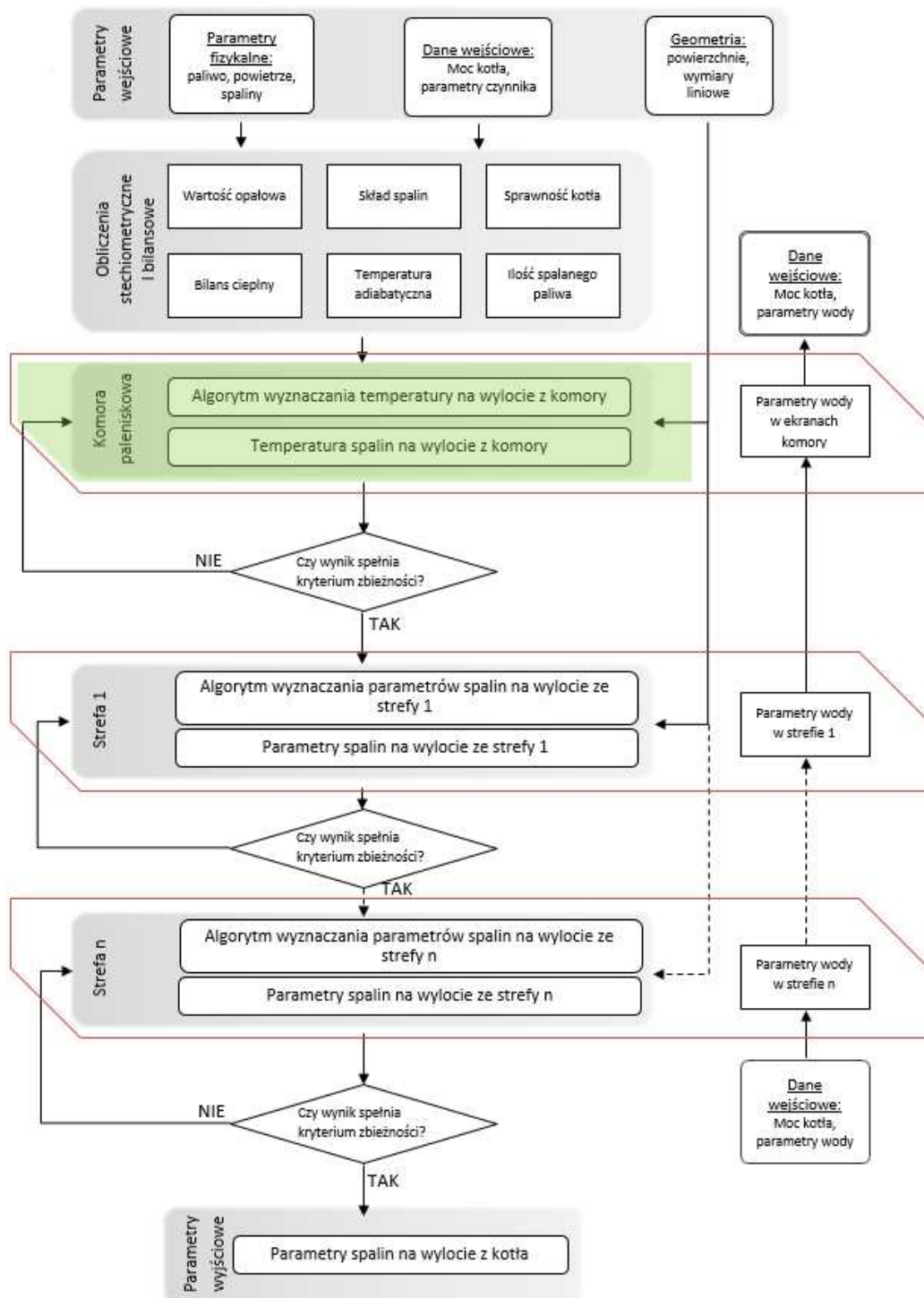
Celem obliczeń komory paleniskowej jest określenie temperatury na wylocie, która jest jednocześnie temperaturą na wlocie pierwszego pęczka lub strefy wychładzającej. Temperatura ta powinna spełniać dwa warunki:

- powinna być wystarczająca do wypalenia się cząstek stałych i gazowych znajdujących się w spalinach (850-1100°C).
- powinna być poniżej punktu mięknięcia popiołu ze względu na konieczność zapobieżenia zanieczyszczeniu powierzchni ogrzewalnych przez osad żużlowy.

W kolejnych podrozdziałach zamieszczono opis metod obliczania komór paleniskowych podzielony na cztery części:

- metoda teoretyczna, oparta na podstawowych bilansach wewnątrz komory uwzględniająca zjawiska fizyczne, które tam zachodzą,
- metody zachodnie, opracowane przez badaczy z krajów zachodnich, które opisane zostały w dostępnych publikacjach,

- metody rosyjskie, najszerzej opisana grupa metod opracowanych przez badaczy rosyjskich i z bloku sowieckiego
- metoda CFD, metoda numeryczna oparta na rozwiązywaniu równań różniczkowych w obszarze elementów dyskretnych, pozwalająca na otrzymanie dodatkowych informacji na temat zjawisk zachodzących wewnątrz komory paleniskowej.

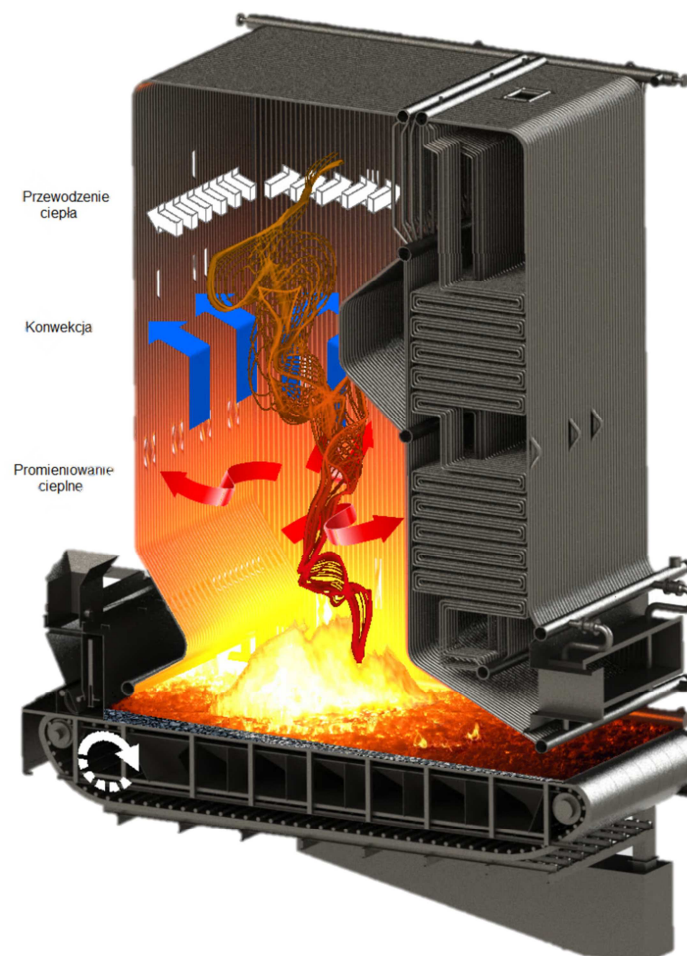


Rysunek 12 Uproszczony schemat obliczeń cieplnych dla kotła wodnego. Opracowanie własne.

W pracy starano się zachować oryginalne oznaczenia oraz układ jednostek dla poszczególnych metod, jednak część oznaczeń została ujednolicona (np.  $t''$  temperatura na wylocie z komory paleniskowej) celem późniejszego porównania tych wielkości.

Obliczenia ograniczono tylko do komory paleniskowej. Wyznaczanie parametrów cieplnych pozostałych powierzchni ogrzewalnych w kotle nie jest celem pracy.

W komorze paleniskowej, gdzie występują najwyższe temperatury, promieniowanie cieplne odgrywa znaczącą rolę w procesach wymiany ciepła, natomiast konwekcja jest pomijalna. Przewodzenie zależy jest od cech geometrycznych i materiałowych rur a także zanieczyszczeń ich powierzchni. Poszczególne mechanizmy wymiany ciepła, spalanie paliwa na warstwie rusztu oraz dane materiałowe wraz z tablicami własności płynów są szeroko przedstawione w literaturze [2, 5-9, 11, 17-21, 23-25, 32, 34, 38, 40, 42-46, 57, 61, 64, 69, 74-76, 83, 84, 89-91, 97, 103, 105, 106, 109, 110, 113, 114, 119, 123, 131, 133, 136, 137, 147, 150, 151, 159, 160, 172-174, 194, 203-205, 213]. Procesy przepływu ciepła zostały schematycznie pokazane na rysunku 13.

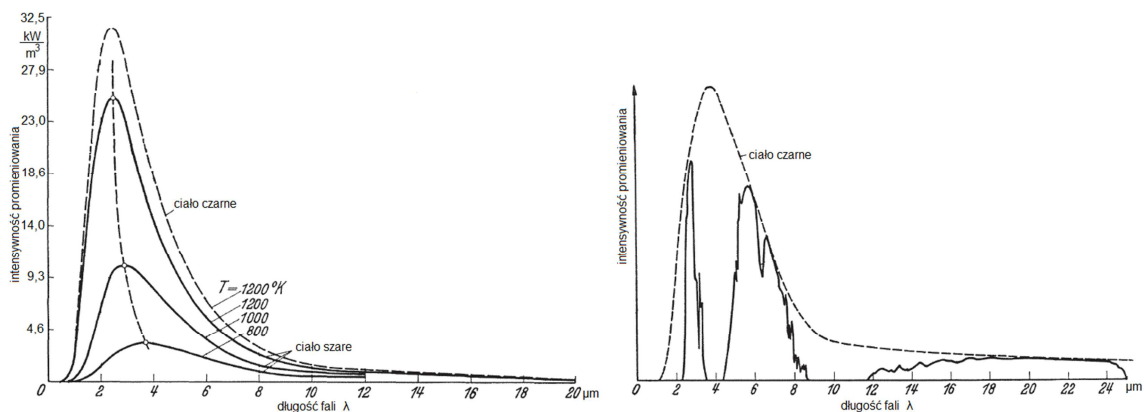


Rysunek 13 Procesy przepływu ciepła w kotle rusztowym. Opracowanie własne.

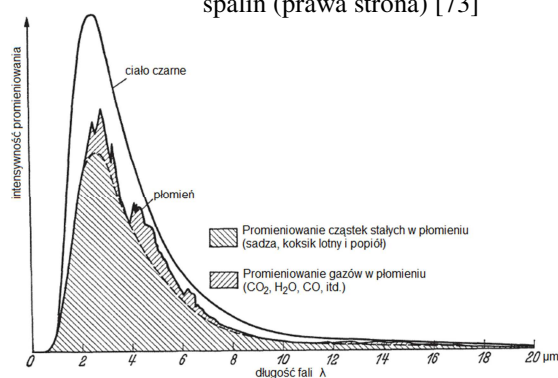
W kotłach rusztowych źródłem promieniowania są:

- warstwa rozżarzonego paliwa na pokładzie rusztu, która oddziałuje na powierzchnię opromieniowaną kotła, czyli powierzchnia ogrzewalna, która znajduje się w komorze paleniskowej lub jest z niej widoczna. Warstwa paliwa promieniuje w obszarze wszystkich długości fal (model ciała szarego) (Rysunek 14),
- płomień wypełniający komorę paleniskową, powstały w wyniku spalania węglowodorów wywiązanych przy podgrzaniu paliwa. Wraz ze wzrostem ilości cząstek stałych w płomieniu zmienia się jego nieprzezroczystość a tym samym zmniejsza przenikliwość dla promieniowania z warstwy paliwa na ruszcie w kierunku powierzchni opromieniowanej (Rysunek 15),
- spaliny nieświecące wytworzone podczas spalania.

Promieniowanie warstwy rozżarzonego węgla wyznaczyć można z bezpośrednich przekształceń prawa Stefana-Boltzmann.



Rysunek 14 Promieniowanie ciała czarnego i szarego (lewa strona), promieniowanie rzeczywiste spalin (prawa strona) [73]



Rysunek 15 Promieniowanie płomienia [73]



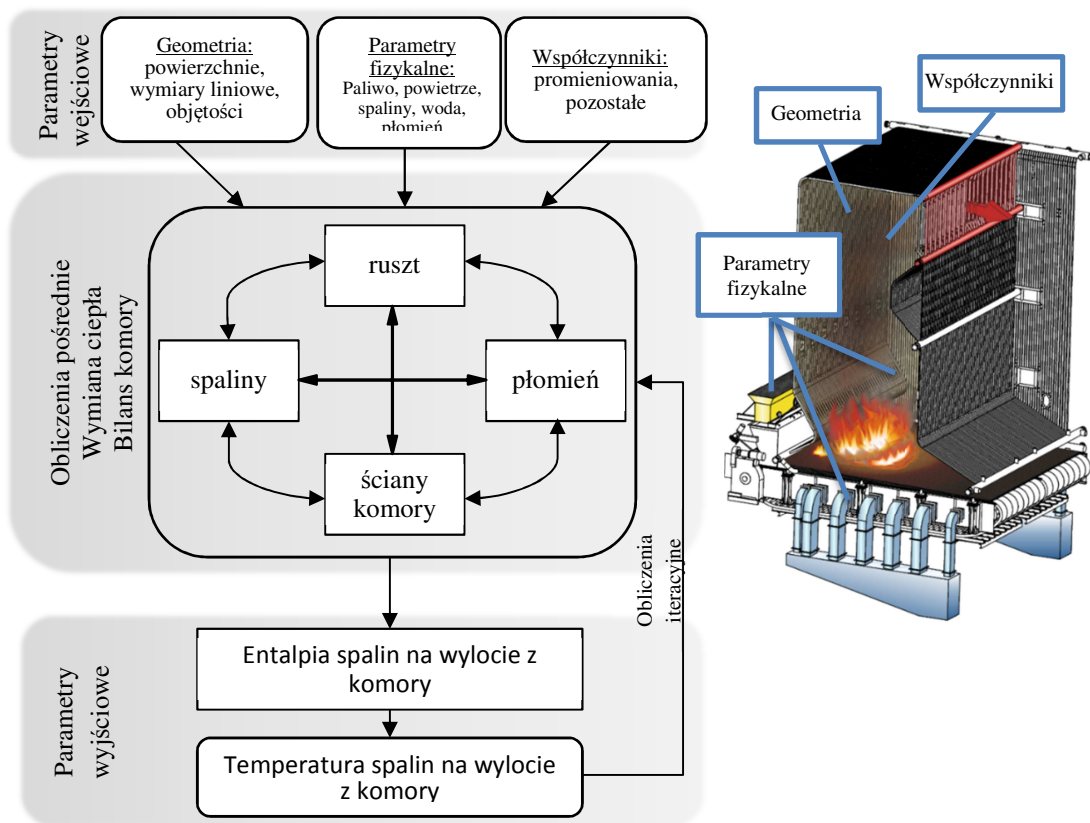
## 7.1 Metoda teoretyczna wykorzystująca podstawowe prawa fizyczne

Parametrami wejściowymi metody są dane geometryczne komory paleniskowej i rusztu, parametry fizyczne mediów biorących udział w procesie spalania w komorze paleniskowej a także szereg współczynników empirycznych.

Obliczenia wymiany ciepła i bilansowe komory służą wyznaczeniu entalpii spalin na wylocie z komory a następnie temperatury spalin.

Obliczenia są następnie powtarzane do osiągnięcia wymaganej dokładności w procesie iteracyjnym. Schemat blokowy metody pokazano na rysunku 16.

W celu wyznaczenia temperatury na wylocie z komory paleniskowej oblicza się bilans w całej objętości.



Rysunek 16 Schemat blokowy algorytmu obliczeniowego metody fizycznej

Ogólna zależność opisująca ilość ciepła przesłanego przez promieniowanie z ciała cieplejszego  $F_1$  do ciała zimniejszego  $F_2$  ma postać:

$$Q_r = \frac{F_1 \left[ \left( \frac{T_1}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2}{100} \right)^4 \right]}{\frac{1}{c_1} + \frac{F_1}{F_2} \left( \frac{1}{c_2} - \frac{1}{c_0} \right)} \quad (1)$$

Ilość ciepła odebrana przez  $1 \text{ m}^2$  powierzchni  $F_2$  można wyznaczyć z zależności:



$$Q_r = \frac{\left(\frac{T_1}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_2}{100}\right)^4}{\frac{1}{c_1} + \frac{1}{c_2} - \frac{1}{c_0}} = C \left[ \left(\frac{T_1}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_2}{100}\right)^4 \right] \quad (2)$$

$$C = \frac{1}{a_1 c_0} + \frac{1}{a_2 c_0} - \frac{1}{c_0} \quad (3)$$

$$a_1 = \frac{c_1}{c_0} \quad a_2 = \frac{c_2}{c_0} \quad (4)$$

Jeżeli do wzoru (1) za powierzchnię oddającą ciepło  $F_1$  podstawimy niezakrytą część powierzchni rusztu  $F_R$ , za powierzchnię  $F_2$  powierzchnię opromieniowaną  $H_{opr}$  oraz za temperatury  $T_2$  i  $T_1$  odpowiednio temperaturę spalin opuszczających komorę i temperaturę ścianek powierzchni opromieniowanej to wzór przyjmie postać:

$$Q_r = \frac{F_R \left[ \left(\frac{T''}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_{sc}}{100}\right)^4 \right]}{\frac{1}{c_R} + \frac{F_R}{H_{opr}} \left( \frac{1}{c_H} - \frac{1}{c_0} \right)} \quad (5)$$

gdzie:

$c_R$  – współczynnik promieniowania warstwy paliwa na ruszcie,

$c_H$  – współczynnik promieniowania ścianek powierzchni opromieniowanej,

Wykorzystując powyższe oznaczenia we wzorze (2) otrzyma się ostatecznie:

$$Q_r = \frac{\left(\frac{T''}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_{sc}}{100}\right)^4}{\frac{1}{c_1} + \frac{1}{c_2} - \frac{1}{c_0}} = C \left[ \left(\frac{T''}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_{sc}}{100}\right)^4 \right] \quad (6)$$

W celu uzyskania całkowitej wartości ciepła oddanego przez promieniowanie należy powyższą wartość pomnożyć przez powierzchnię zastępczą  $F$  określoną empirycznie jako pozostającą w pewnym stosunku do powierzchni rusztu  $R$  i do powierzchni opromieniowanej  $H_{opr}$ . Powierzchnię  $F$  wyznacza się jako rzut powierzchni opromieniowanej na powierzchnię rusztu. Miarą ilości ciepła jest powierzchnia  $F$  przekroju prostopadłego do prostej łączącej środki powierzchni promieniującej rusztu i powierzchni opromieniowanej (Rysunek 17). Wzór (2) ostatecznie przyjmie postać:

$$Q'_r = Q_r \cdot F = C \cdot F \left[ \left(\frac{T''}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_{sc}}{100}\right)^4 \right] \quad (7)$$

Po podstawieniu wykorzystanych wcześniej zależności do równania różniczkowego Lamberta:

$$d^2 Q_r = \frac{c_1 \cdot c_2}{c_0} \left[ \left(\frac{T_1}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_2}{100}\right)^4 \right] \frac{dF_1 \cdot dF_2 \cdot \cos \alpha \cdot \cos \beta}{\pi l^2} \quad (8)$$

gdzie:

$l$  – odległość środków elementów  $dF_1$  i  $dF_2$ , m

$\alpha$  – kąt między prostopadłą wystawioną w środku  $dF_1$  i prostą  $l$

$\beta$  – kąt między prostopadłą wystawioną w środku  $dF_2$  i prostą  $l$

otrzymamy równanie różniczkowe promieniowania przejętego przez powierzchnię opromienioną z uwzględnieniem odległości pomiędzy powierzchniami.

Wraz ze wzrostem tej odległości zmniejsza się ilość ciepła przejętego.

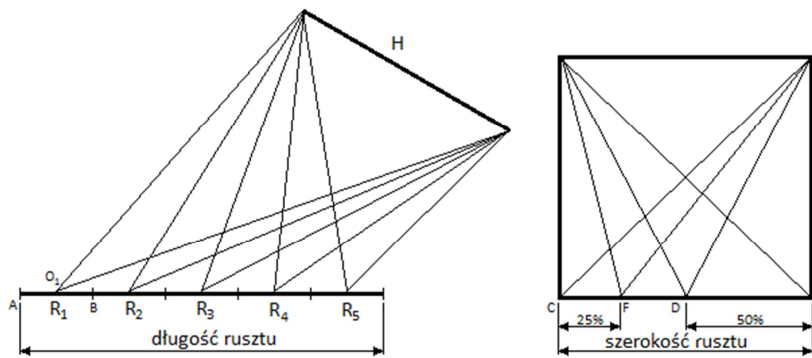
$$d^2 Q_r = \frac{c_1 \cdot c_2}{c_0} \left[ \left( \frac{T''}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_{sc}}{100} \right)^4 \right] \frac{dR \cdot dH_{opr} \cdot \cos \alpha \cdot \cos \beta}{\pi l^2} \quad (9)$$

gdzie:

$dR$  – element promieniującej części rusztu

$dH$  – element powierzchni opromienianej

Graficzny sposób scałkowania równania (65) opiera się na metodzie R. C. Kamerera (rys. 17).



Rysunek 17 Graficzne wyznaczenie stosunku kąтового

Rzut rusztu dzieli się na paski poprzeczne, dla każdego z nich rysuje się kąt bryłowy względem powierzchni  $H$ . Wartość średnia kąta bryłowego odnosi do linii środkowej w punkcie  $O_1$  na długości rusztu oraz do punktu  $F$  na szerokości rusztu. Wyznaczenie stosunku kąтового dla wszystkich pasków  $R_1, R_2, R_3$  itd. Względem całej powierzchni opromienianej umożliwia to obliczenie stosunku kąтового dla całej powierzchni rusztu  $R$  względem całej powierzchni opromienianej jako:

$$\varphi_{RH} = \frac{\varphi R_1 H \cdot R_1 + \varphi R_2 H \cdot R_2 + \varphi R_3 H \cdot R_3 + \varphi R_4 H \cdot R_4 + \varphi R_5 H \cdot R_5}{R_r} \quad (10)$$

Ostatecznie, otrzymujemy wzór na ciepło oddane przez promieniowanie w komorze paleniskowej przez całą promieniującą część rusztu na całą powierzchnię opromienioną:

$$Q_r = C \cdot \varphi_{RH} \cdot R_r \left[ \left( \frac{T''}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_{sc}}{100} \right)^4 \right] \quad (11)$$

$$C = \frac{c_R \cdot c_H}{c_0} \quad (12)$$

gdzie:

$\varphi_{RH}$  – stosunek kątowy powierzchni opromieniowanej względem promieniującej części rusztu.

Wzory (7) i (11) opierają się na założeniu, że przy paleniskach rusztowych wymiana ciepła następuje tylko między rusztem a powierzchnią opromieniowaną bez uwzględnienia płomienia i spalin, które zarówno pochłaniają promieniowanie ciepłe emitowane przez warstwę węgla jak i same promieniają.

Zgodnie ze wzorem (10) przy zachowaniu tych samych warunków i geometrii i przy zmianie wyłącznie odległości środków obu płaszczyzn wynika, że dla wartości  $l = 2$  m ilość ciepła, którą przejmie element  $dH_R$  jest 4 razy mniejsza niż przy  $l = 1$  m a dla  $l = 3$  m jest 9 razy mniejsza itd.

W rzeczywistości w miarę zwiększania odległości od rusztu, zmniejsza się udział procentowy ciepła przekazanego przez warstwę na ruszcie na rzecz ciepła oddanego przez płomień i spaliny.

Badania [126] wykazały, że warstwa paliwa promieniuje na odległość do 3 m (zależy to przede wszystkim od rodzaju płomienia i składu spalin). W związku z tym, wyznaczenie ilości ciepła wypromieniowanego przez ruszt wykorzystując powyższe zależności jest zasadne dla niewysokich komór paleniskowych, natomiast przy wysokich komorach nie należy uwzględniać powierzchni rusztu, tylko zamiast tego powierzchnię płomienia.

Powierzchnia ta nie jest jednak wielkością możliwą do określenia a dodatkowo oprócz samego płomienia wewnątrz komory występują spaliny. Można zatem przyjąć, że zachodzi przypadek ze wzoru (6) a ilość ciepła, którą przejmie cała powierzchnia można wyznaczyć z zależności:

$$Q_r = C \cdot H_{opr} \left[ \left( \frac{T''}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_{sc}}{100} \right)^4 \right] \quad (13)$$

Zgodnie z twierdzeniem Kirchhofa zdolność promieniowania ciała szarego określana jest w stosunku do zdolności promieniowania czarnego jako tzw. stopień czerni  $a$ . Stopień czerni  $a$  i współczynnik promieniowania  $C$  przyjmuje się zgodnie z tabelą 7.

$$\frac{a_1}{a_0} = \frac{E_1}{E_0} = \frac{C_1}{C_0} \quad (14)$$

Tabela 7 Stopień czerni  $a$  i współczynnik promieniowania  $C$  dla różnych materiałów

	Stopień czerni $a$	Współczynnik promieniowania $C$
Ciało idealnie czarne	1	4,96
Warstwa paliwa na ruszcie	0,9÷0,96	4,46÷4,75
Stal kotłowa	0,65÷0,67	3,22÷3,3
Cegła szamotowa	0,74÷0,78	3,7÷4,3
Cegła zwykła	0,93	4,6

Stopień czerni płomienia można wyznaczyć z równania:

$$a_{pł} = 1 - e^{-0,027 M \cdot R / 100000} \quad (15)$$

gdzie poszczególne składowe to:

$$M = \frac{\dot{B}_p \cdot LHV}{V_{pł}} \quad (16)$$

$$V_{pł} = V_{KP} \cdot \varphi \quad (17)$$

$$R = 0,66 \sqrt[3]{V_{KP}} \quad (18)$$

$M$  – natężenie cieplne płomienia, ilość wywiązanej ciepła w palenisku na  $1 \text{ m}^3$ ,  
 $\text{kW/m}^3$

$R$  – równoważny promień, m

$V_{KP}$  – objętość komory paleniskowej,  $\text{m}^3$

$\varphi$  – stopień wypełnienia komory paleniskowej płomieniem, przyjmowany  
w zakresie  $0,6 \div 0,8$  (dla obciążenia  $160 \div 220 \text{ kW/m}^3$ )

$\dot{B}_p$  – strumień spalanej paliwa,  $\text{kg/s}$

Równanie (15) nie uwzględnia wpływu ilości sadzy na stopień czerni płomienia z powodu braku możliwości określenia tej ilości. W związku z tym, badacze tego zjawiska podają współczynnik promieniowania dla płomienia w szerokich granicach, np. Münzinger –  $C_l = 2,9-5,1 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-4}$  [88].

Stopień czerni  $a$  jest tym większy, im większe jest natężenie cieplne komory paleniskowej, stopień wypełnienia komory płomieniem  $\varphi$  i wielkości samej komory.

Zgodnie z rysunkiem (18), stopień czerni wzrasta z grubością płomienia, promieniowanie płomienia jest jednak zależne od kilku czynników i powyższe wyniki są różne dla różnych badaczy. Ze względu na te rozbieżności zamiast teoretycznego

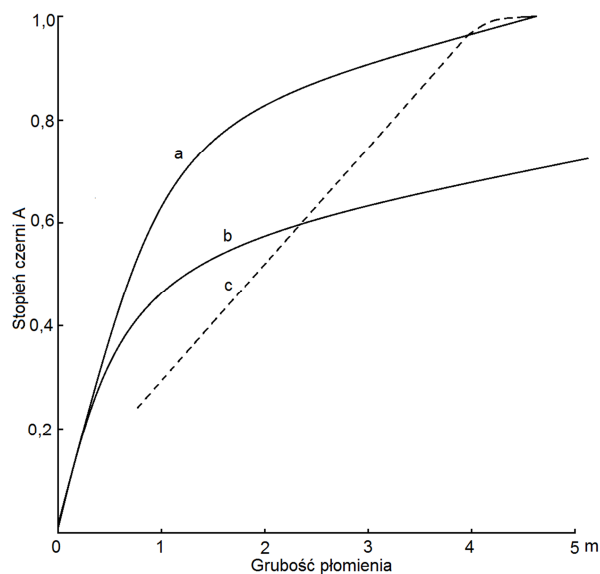
obliczenia wartości stopnia czerni przyjmuje się stałą wartość dla świecącego płomienia z węgla kamiennego dla palenisk rusztowych jako  $a_{pt} = 0,7$ .

Do połowy 20-tego wieku płomień traktowano jako ciało szare i obliczano promieniowanie korzystając ze wzorów (11) i (12). Schack [108] stwierdził, że płomień promieniuje selektywnie.

Całkowity współczynnik promieniowania  $C$  występujący w równaniach (5), (7) oraz (8) jest zależny od trzech współczynników promieniowania zgodnie ze wzorem (3). Trudność z prawidłowym ich określeniem powoduje, że przyjmuje się wartości podane przez różnych autorów. Często odbiegają jednak one od tych określonych w tabeli 7.

U różnych autorów współczynnik ten ma różne wartości:

- Berner  $C = 4,65 - 5,25 \text{ kW/m}^2\text{K}^4$
- Münzinger  $C = 4,65 - 5,00 \text{ kW/m}^2\text{K}^4$
- Loschge  $C = 4,30 \text{ kW/m}^2\text{K}^4$
- Netz  $C = 4,10 - 4,90 \text{ kW/m}^2\text{K}^4$



Rysunek 18 Zależność stopnia czerni płomienia od jego grubości: a - bezpośrednio nad rusztem (Kössler); b - na końcu płomienia (Kössler); c - na końcu płomienia (Rosin)

Promieniowanie spalin nieświecących zaczęto uwzględniać przy obliczaniu wymiany ciepła po ukazaniu się pracy Schacka [108]. Z gazów, które stanowią spaliny, promieniają tylko niektóre z nich, a do obliczeń praktycznych uwzględnia się tylko  $\text{CO}_2$  i  $\text{H}_2\text{O}$ , które zarówno promieniają jak i absorbują promieniowanie ciepłe z innych źródeł. Tlen i azot są gazami obojętnymi w procesie wymiany ciepła poprzez promieniowanie.

CO, CO<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>O oraz węglowodory promieniują tylko przy określonych długościach fal, w obliczeniach pomija się promieniowanie niespalonych węglodorów i CO. Znajdujące się w spalinach oprócz wymienionych składników, tlen O<sub>2</sub> oraz azot N<sub>2</sub> nie pochłaniają promieni ciepłych całkowicie je przepuszczając. Początkowo uważano, że intensywność promieniowania gazów jest na podobnym poziomie co ciała czarnego jednak badania wykazały, że nie osiąga przy wszystkich długościach fal jednego pasma intensywności promieniowania ciała czarnego i powstaje krzywa zygzakowata (rys. 15).

Pierwsze równanie Schack przedstawił jako sumę ilości ciepła wypromieniowanego przez 1m<sup>2</sup> powierzchni bryły gazów każdego z trzech pasm długości fali. Wzory te były zbyt skomplikowane do użycia w celach praktycznych, dlatego opracowano na ich podstawie wykresy i tablice liczbowe.

Następnie określił ilość ciepła przekazywaną przez spaliny nieświecące na 1m<sup>2</sup> otoczenia absolutnie czarnego w danej temperaturze dla wszystkich trzech pasm.

Poszczególne strumienie ciepła dla głównych składników spalin, czyli CO<sub>2</sub> oraz H<sub>2</sub>O wyznaczone są ze wzorów:

$$Q_{s,CO_2} = 4,0 \sqrt[3]{10p_{CO_2} \cdot s} \left(\frac{T_s}{100}\right)^{3,5} \quad (19)$$

$$Q_{s,H_2O} = 4,0 \cdot 10p_{H_2O}^{0,8} \cdot s^{0,6} \left(\frac{T_s}{100}\right)^3 \quad (20)$$

Ilości ciepła przekazane przez powierzchnię opromieniowaną można wyznaczyć odpowiednio ze wzorów

$$Q_{sc,CO_2} = 4,0 A_{sc} \sqrt[3]{10p_{CO_2} \cdot s} \left(\frac{T_{sc}}{100}\right)^{3,5} \quad (21)$$

$$Q_{sc,H_2O} = 4,0 A_{sc} \cdot 10p_{H_2O}^{0,8} \cdot s^{0,6} \left(\frac{T_{sc}}{100}\right)^3 \quad (22)$$

Ilości ciepła przekazane 1m<sup>2</sup> powierzchni opromieniowanej przez spaliny określają równania

$$Q_{CO_2} = Q_{s,CO_2} - Q_{sc,CO_2} = 4,0 A_{sc} \sqrt[3]{10p_{CO_2} \cdot s} \left[ \left(\frac{T_s}{100}\right)^{3,5} - \left(\frac{T_{sc}}{100}\right)^{3,5} \right] \quad (23)$$

$$Q_{H_2O} = Q_{s,H_2O} - Q_{sc,H_2O} = 4,0 A_{sc} \cdot 10p_{CO_2}^{0,8} \cdot s^{0,6} \left[ \left(\frac{T_s}{100}\right)^3 - \left(\frac{T_{sc}}{100}\right)^3 \right] \quad (24)$$

W powyższych zależnościach  $s$  oznacza grubość warstwy promieniującej, m,  
 $p$  – ciśnienie cząsteczkowe danego składnika spalin, kPa.

Całkowita ilość ciepła przejęta przez 1m<sup>2</sup> powierzchni opromieniowanej od spalin jest sumą

$$Q_s = Q_{CO_2} + Q_{H_2O} \quad (25)$$

Wymiana ciepła w palenisku kotła rusztowego jest skomplikowana. Źródłem promieniowania w tym przypadku są trzy składniki: warstwa węgla na pokładzie, płomień oraz spaliny, mające wzajemny na siebie wpływ. Empiryczne określenie temperatury promieniowania oraz niejednorodny rozkład temperatury wewnątrz komory a także nieuwzględnienie zanieczyszczenia powierzchni sprawia, że obliczenia nie są zgodne z rzeczywistością. W celu znalezienia dokładniejszego rozwiązania opracowano szereg innych metod, opartych na różnorodnych badaniach i założeniach.

Zgodnie z zagadnieniami teoretycznymi, ciepło emitowane z powierzchni ciała czarnego o temperaturze  $T_{pł}$  na powierzchnię ciała czarnego o temperaturze  $T_{sc}$  wynosi:

$$Q_r = \sigma \cdot H_{opr} (T_{pł}^4 - T_{sc}^4) \quad (26)$$

W przypadku uproszczonych obliczeń wymiany ciepła na drodze promieniowania w paleniskach zakłada się tylko radiację  $H_2O$  i  $CO_2$  (razem z  $SO_2$ ).

Emisyjność tych składników spalin można określić z następujących zależności [73, 74, 75]:

- wzory przybliżone Schacka obowiązujące w zakresach  $t=0\div 2000$  °C;  $p_{CO_2}\cdot s=0\div 40$  kPa·m;  $p_{H_2O}\cdot s=0\div 70$  kPa·m

$$\varepsilon_{CO_2} = \frac{1,54}{\sqrt{T}} (p_{CO_2} \cdot s)^{1/3} \quad (27)$$

$$\varepsilon_{H_2O} = \frac{17,844}{T} p_{H_2O}^{0,8} \cdot s^{0,6} \quad (28)$$

- aproksymacja Gurwicza i Mitora, zastosowana w metodzie CKTI, stanowiąca emisyjność mieszaniny spalin zarówno czystych jak i zapyłonych

$$\varepsilon_s = 1 - e^{-k \cdot p_p \cdot s} \quad (29)$$

$$k = k_{sp} + k_p + k_k \quad (30)$$

$$p_p = p_{CO_2} + p_{H_2O} \quad (31)$$

Poszczególne współczynniki  $k_i$  zostały opisane w rozdziale poświęconym metodom CKTI w dalszej części pracy.

- aproksymacje oparte na modelu pasmowym i gazu rzeczywistego, Leckner zaproponował następującą postać wzoru:

$$\varepsilon_{s,i} = 1 - e^{-k_i(t_s) \cdot (p_i \cdot s)^n} \quad (32)$$

$$k_i(t_s) = a + b \left( \frac{t_s}{1000} \right) \quad (33)$$

Tabela 8 Współczynniki funkcji aproksymującej ( $t=800\div 1400$  °C) [73, 74]

Zakres ( $p_i$ s) kPa·m	$n$ -	Współczynniki	
		$a$	$b$
<b>CO<sub>2</sub></b>			
70÷200	0,310	0,07350	-0,02081
10÷80	0,314	0,07791	-0,02573
4÷10	0,374	0,07613	-0,03038
<b>H<sub>2</sub>O</b>			
70÷200	0,395	0,09700	-0,03809
10÷80	0,530	0,05729	-0,02375
4÷10	0,692	0,04210	-0,01979

Prace Hottela oraz Johnsona i Beëra pozwoliły na wyznaczenie innej aproksymacji [132]:

$$\varepsilon_g = \sum_{i=1}^3 a_i (1 - e^{-k_s(t_s) \cdot p_p \cdot s}) \quad (34)$$

Tabela 9 Współczynniki funkcji aproksymującej [132]

$b_{0i}$ [-]	$b_{1i}$ [1/K]	$k_{gi}$ [1/m·bar]
<b>Spaliny czyste</b>		
0,130	0,000265	0,0
0,595	-0,000150	0,824
0,275	-0,000115	25,907
<b>Spaliny zanieczyszczone sadzą</b>		
0,130	0,000265	3,460
0,595	-0,000150	960
0,275	-0,000115	960



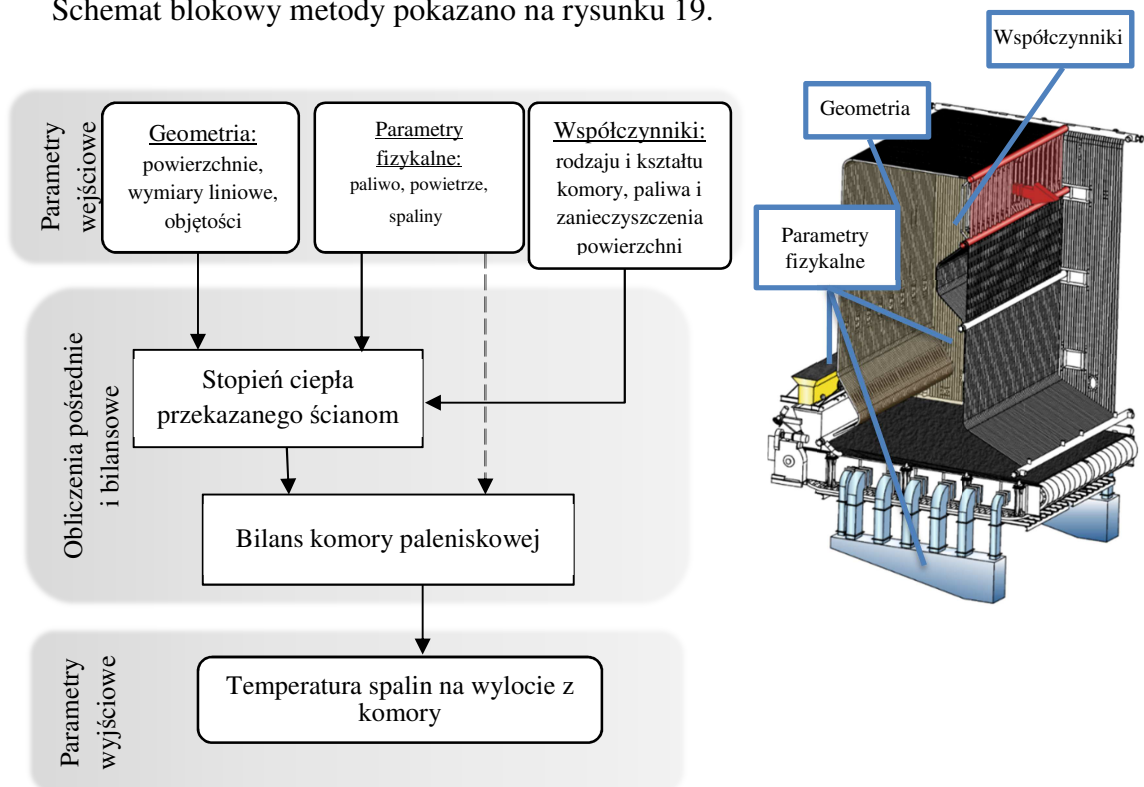
## 7.2 Metody zachodnie

### 7.2.1 Metoda Orroka i Hudsona

Parametrami wejściowymi metody są dane geometryczne komory paleniskowej i rusztu, parametry fizyczne mediów biorących udział w procesie spalania w komorze paleniskowej, a także szereg współczynników empirycznych oraz konstrukcyjnych.

Metoda początkowo została opracowana przez Hudsona. Została następnie rozwinięta przez Orroka [1, 49]. W późniejszym czasie została dodatkowo zmodyfikowana przez Reida, Cohena i Coreya [1].

Schemat blokowy metody pokazano na rysunku 19.



Rysunek 19 Schemat blokowy algorytmu obliczeniowego metody Orroka Hudsona

Obliczenia bilansowe komory służą do wyznaczenia opracowanego na potrzeby tej metody, stopnia ciepła przekazanego ekranom komory paleniskowej w odniesieniu do ciepła doprowadzonego do kotła  $\delta$ , a następnie do wyznaczenia temperatury spalin.

Pierwotnie, zależność na stopień ciepła przekazanego ścianom komory paleniskowej była określona empirycznym wzorem:

$$\delta = \frac{1}{1 + \frac{G_{pow}}{55,24} \sqrt{B_v}}, - \quad (35)$$

gdzie:

$G_{pow}$  – masa powietrza w przeliczeniu na kg paliwa, kg/kg

$B_v$  – ilość paliwa przypadającego na  $m^2$  powierzchni opromieniowanej, parametr zależny od konstrukcji i geometrii powierzchni.

Wzór został opracowany na podstawie licznych badań pomiarowych kotłów i instalacji destylacji ropy naftowej.

W 1948 Reid, Cohen i Corey zaproponowali nową formułę:

$$\delta = \frac{100}{1 + C \cdot B \sqrt{\dot{q}_s}}, - \quad (36)$$

Współczynnik  $C$  jest stałą empiryczną będącą funkcją rodzaju i kształtu paleniska, paliwa i stopnia zanieczyszczenia powierzchni.

Wartość współczynnika  $C$  różni się w zależności od autora badań.

Współczynnik  $B$  to stosunek ilości spalin do wartości opałowej paliwa spalane w kotle a parametr  $\dot{q}_s$  to stosunek między ciepłem doprowadzonym do kotła a powierzchnią opromieniowaną.

$$B = \frac{\dot{V}_s}{LHV} = \frac{1}{i_{s,dop}} \quad (37)$$

$$\dot{q}_s = \frac{\dot{B}_p \cdot LHV}{H_{opr}} \quad (38)$$

Bilans komory paleniskowej można zapisać jako  $\dot{B}_p \cdot LHV = \dot{V}_s(i'' - i_{s,0})$ .

Prawa strona równania to różnica pomiędzy ciepłem zawartym w spalinach na wylocie z komory paleniskowej a temperaturą otoczenia jest wyrażona wyrażeniem.

Po uwzględnieniu stopnia ciepła przekazanego ścianom  $\delta$ , bilans komory paleniskowej można zapisać jako:

$$\left(1 - \frac{\delta}{100}\right) \dot{B}_p \cdot LHV = \dot{V}_s(i'' - i_{s,0}) \quad (39)$$

A następnie po porównaniu wzorów 36 oraz 37:

$$i'' - i_{s,0} = i_{s,dop} \left(1 - \frac{1}{1 + \frac{C}{i_{s,dop}} \sqrt{\dot{q}_s}}\right) = \frac{C \sqrt{\dot{q}_s}}{1 + \frac{C}{i_{s,dop}} \sqrt{\dot{q}_s}} \quad (40)$$

Ostatecznie entalpię spalin na wylocie z komory paleniskowej można obliczyć wykorzystując jedną z zależności:

$$i'' = i_{s,0} + \frac{1}{\frac{1}{C \sqrt{\dot{q}_s}} + \frac{1}{i_{s,dop}}} = i_{s,0} + \frac{1000}{\frac{6,439}{\sqrt{\dot{q}_s}} + \frac{1000}{i_{s,dop}}} - \text{wg Konakowa} \quad (41)$$

gdzie:  $C = 153,3 \text{ kJ}^{0,5} \text{ s}^{0,5} \text{ m} \cdot \text{kg}^{-1}$  [73] a  $\dot{q}_s$  wyrażane jest  $\text{kW/m}^2$ , lub

$$i'' = i_{s,0} + \frac{1}{\frac{1}{C \sqrt{\dot{q}_s}} + \frac{1}{i_{s,dop}}} = i_{s,0} + \frac{1000}{\frac{2,165 i_{s,dop}^{0,15}}{\sqrt{\dot{q}_s}} + \frac{1000}{i_{s,dop}}} - \text{wg Annaratone} \quad (42)$$

W tym przypadku współczynnik  $C$  jest skorelowany z wartością  $i_{s,dop}$  i ma wartość

$$C = \frac{461,9}{i_{s,dop}^{0,15}}, \text{ kJ}^{0,65} \text{ s}^{0,5} \text{ mkg}^{-1,15} \text{ [1]}$$

Powyższe równania mogą być wykorzystane przy obliczaniu palenisk na węgiel kamienny (spalanym zarówno na ruszcie jak i w palnikach), jednak ich główną wadą jest przyjęcie stopnia zanieczyszczenia powierzchni jako stałej statystycznej i nieuwzględnienie wpływu promieniowania płomienia.

Wyniki bliższe rzeczywistości otrzymał Nötzlin [1] modyfikując stopień ciepła przekazanego ścianom do postaci:

$$\delta = \frac{100}{1+f_v \cdot C \cdot B \cdot \sqrt{q_s}} f_k \quad (43)$$

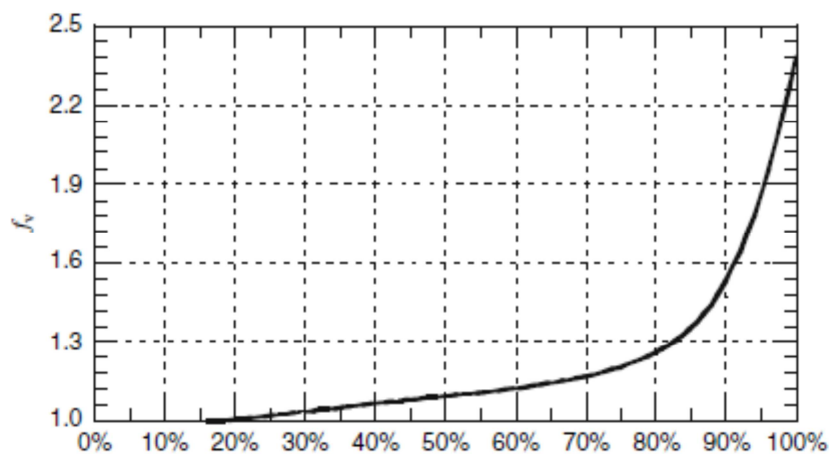
gdzie:

$f_v$  to współczynnik uwzględniający stopień zanieczyszczenia powierzchni popiołem, wyznaczany z rysunku 20.

$f_k$  to współczynnik uwzględniający zawartość części lotnych w paliwie ( $Vol$ ):

$$\text{dla } Vol \geq 20\% \quad f_k = 1$$

$$\text{dla } Vol < 20\% \quad f_k = 1,34 - 0,017 \cdot Vol$$



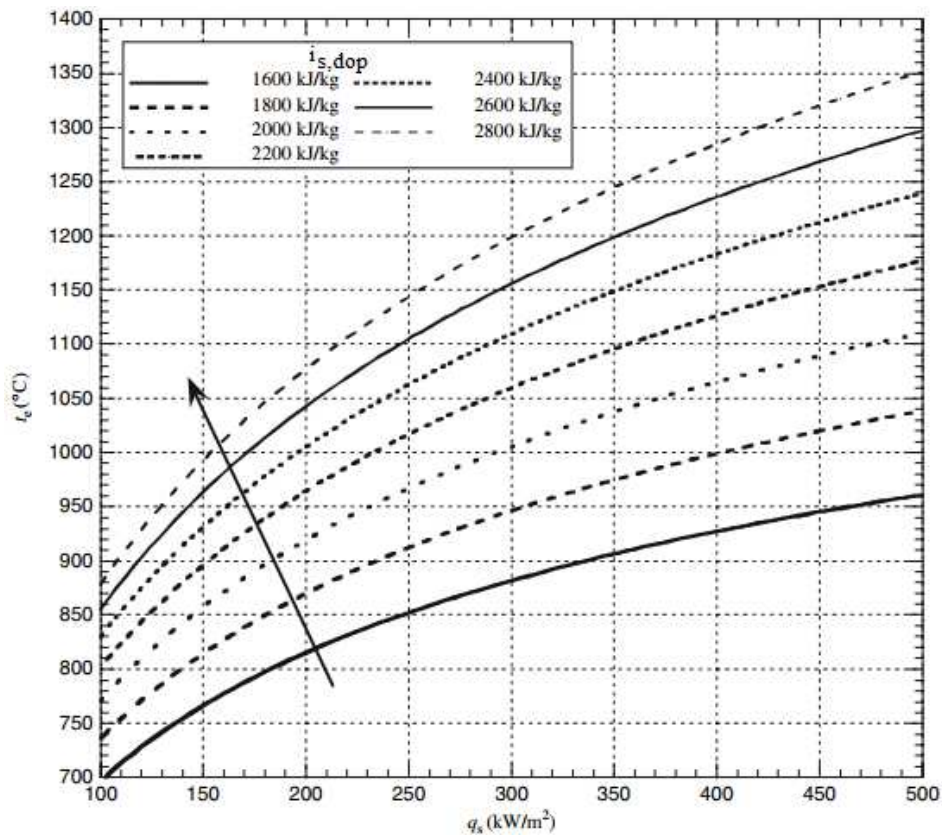
Rysunek 20 Stopień zanieczyszczenia powierzchni popiołem

Wyrażenie (41) po zastosowaniu równania (43) przyjmuje postać:

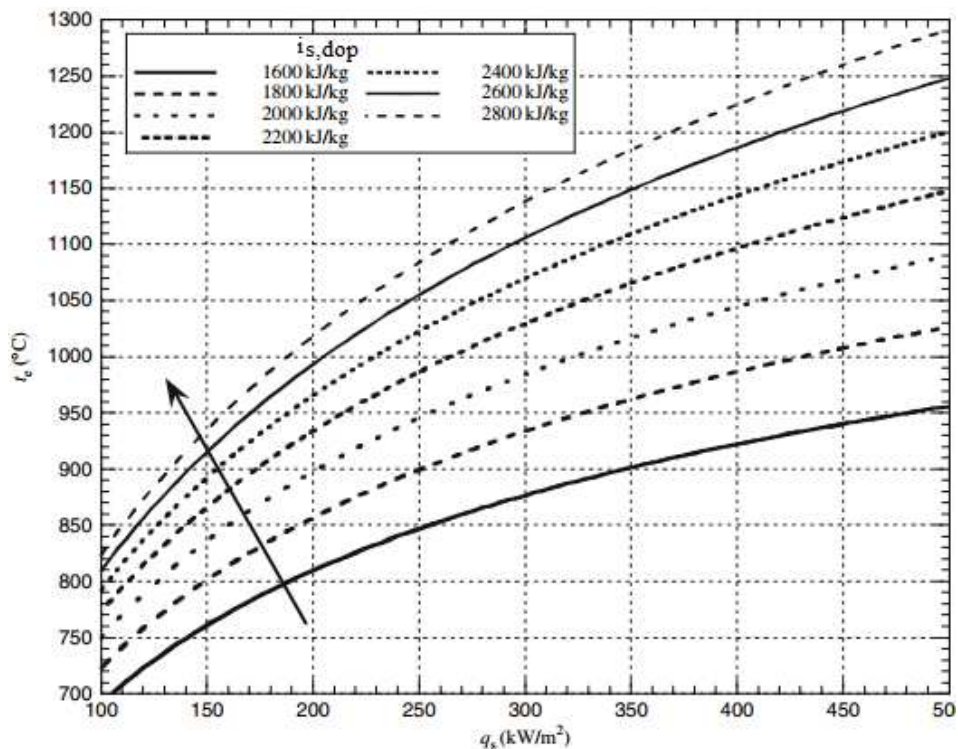
$$i'' - i_{s,0} = i_{s,dop} \left( 1 - \frac{f_k}{1+f_v \frac{C}{i_{s,dop}} \sqrt{q_s}} \right) = \frac{f_v \cdot C \cdot \sqrt{q_s} + i_{s,dop} (1-f_k)}{1+f_v \frac{C}{i_{s,dop}} \sqrt{q_s}} \quad (44)$$

Wyrażenie (41) ma wtedy postać:

$$i'' = i_{s,0} + \frac{1000 + \frac{6,439(1-f_k)i_{s,dop}}{f v \sqrt{q_s}}}{\frac{6,439}{f v \sqrt{q_s}} + i_{s,dop}} - \text{wg Konakowa} \quad (45)$$



Rysunek 21 Temperatura na wylocie z komory paleniskowej wg metody Hudsona-Orroka, wzór 41 [1]



Rysunek 22 Temperatura na wylocie z komory paleniskowej wg metody Hudsona -Orroka, wzór 42 [1]

Metoda Orroka-Hudsona jest uproszczona, bazuje na określeniu ciepła przekazanego ścianom w komorze paleniskowej za pomocą zależności opracowanej na podstawie badań kotłów i instalacji destylacji ropy naftowej. Metodyka przyjmuje stały stopień zanieczyszczenia powierzchni oraz nie uwzględnia wpływu promieniowania płomienia.

### 7.2.2 Metoda Wohlenberga 1925

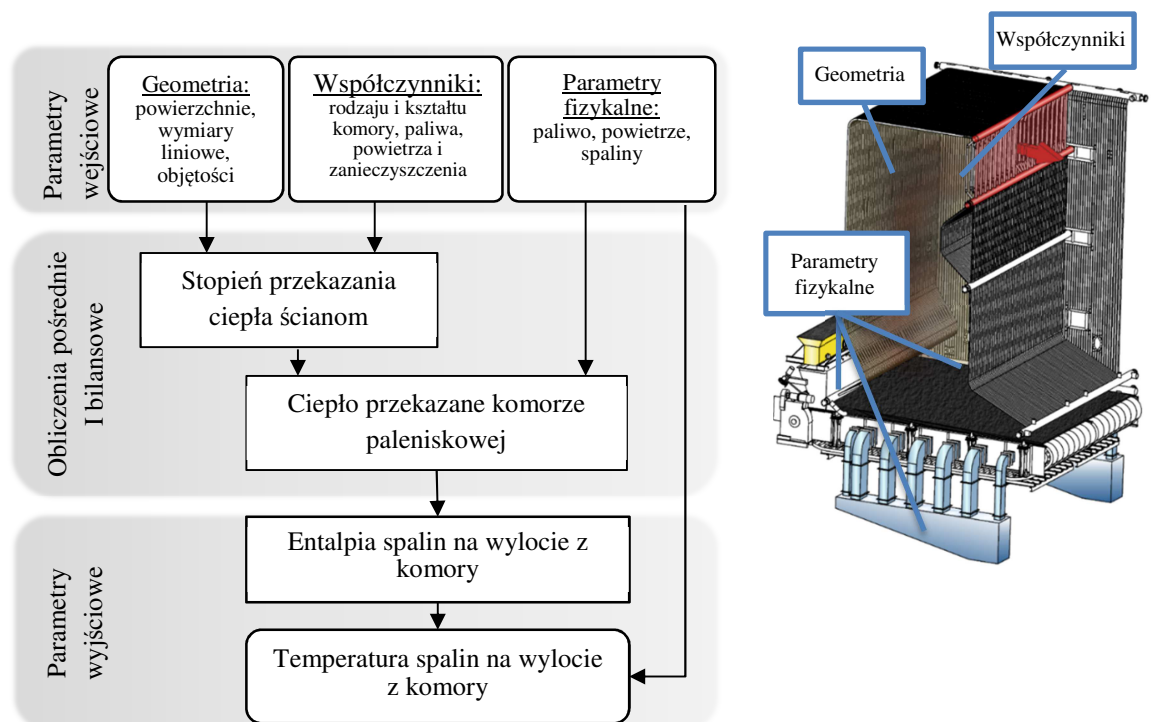
Parametrami wejściowymi metody są dane geometryczne komory paleniskowej i rusztu, parametry fizyczne mediów biorących udział w procesie spalania w komorze paleniskowej a także szereg współczynników empirycznych.

Obliczenia bilansowe komory służą wyznaczeniu stopnia przekazania ciepła ekranom komory paleniskowej, obliczeniu entalpii spalin na wylocie z komory a następnie temperatury spalin.

Schemat blokowy metody pokazano na rysunku 23.

Metoda oparta jest na bilansie paleniska wykorzystującego szereg współczynników doświadczalnych.

Jednym z założeń metody jest wymiana ciepła w komorze paleniskowej wyłącznie poprzez promieniowanie.



Rysunek 23 Schemat blokowy algorytmu obliczeniowego metody Wohlenberga

Ilość ciepła przekazaną w komorze paleniskowej oblicza się ze wzoru

$$Q_r = \mu \cdot \dot{B}_p (LHV + \lambda \cdot V_{pow}^t \cdot i_{pow}) \quad (46)$$

współczynnik  $\mu$  określa stopień przekazania tego ciepła powierzchni opromieniowanej

$$\mu = F \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot K_4 \cdot K_5 \cdot K_7 \cdot K_8 + C \quad (47)$$

gdzie:

- $F$  – współczynnik określający typ paleniska,  $F = 0,311$  (paleniska rusztowe)
- $K_1$  – współczynnik określający wpływ komory paleniskowej na proces spalania (rys. 26)
- $K_2$  – współczynnik wpływu obciążenia cieplnego komory paleniskowej (rys. 26)
- $K_3$  – współczynnik wpływu stopnia ekranowania (rys. 26)
- $K_4$  – współczynnik wpływu nadmiaru powietrza (rys. 26)
- $K_5$  – współczynnik wpływu wartości opałowej (rys. 26)
- $K_7$  – współczynnik wpływu objętości komory paleniskowej – wyłącznie paleniska rusztowe (rys. 26)
- $K_8$  – współczynnik dodatkowego wpływu obciążenia cieplnego komory paleniskowej  $q_v$  dla palenisk rusztowych (rys. 25)
- $C$  – współczynnik wpływu temperatury powietrza dopływającego do paleniska, dla kotłów bez podgrzewacza powietrza  $C = 0$ , wartość współczynnika można odczytać z krzywej (rys. 25)

Energię spalin na wylocie z komory paleniskowej określić można z zależności:

$$Q'' = Q_d - Q_r, \text{ kW} \quad (48)$$

$$Q'' = (1 - \mu) \dot{B}_p (LHV + \lambda \cdot V_{pow}^t \cdot i_{pow}), \text{ kW} \quad (49)$$

Z równania (49) można obliczyć entalpię spalin na wylocie z komory paleniskowej, liczoną na 1 m<sup>3</sup> spalin:

$$i_s'' = \frac{Q''}{\dot{B}_p \cdot V_s}, \text{ kJ/m}^3 \quad (50)$$

lub w odniesieniu do 1 kg paliwa:

$$I_s'' = \frac{Q''}{\dot{B}_p}, \text{ kJ/kg} \quad (51)$$

A następnie wyznaczyć odpowiadającą jej wartość temperatury na wylocie z komory paleniskowej.

W celu określenia wartości parametru  $\mu$  (47) należy dodatkowo wyznaczyć parametry dodatkowe, a następnie wykorzystać gotowe wykresy.

Stopień ekranowania oblicza się jako stosunek powierzchni opromieniowanej do całkowitej powierzchni ścian. Jest on wykorzystywany do wyznaczenia współczynników  $K_1$ ,  $K_2$  i  $K_3$ .

$$\psi = \frac{\sum H_{opr}}{F_{\acute{s}c,e}} \quad (52)$$

$$q_v = \frac{\dot{B}_p \cdot LHV}{V_{KP}} \quad (53)$$

Powierzchnię opromieniowaną określa się z zależności:

$$H_{opr} = C_{rur} \cdot F_{\acute{s}c,e} \cdot f_F \cdot f_S \cdot f_L \cdot f_E \quad (54)$$

gdzie:

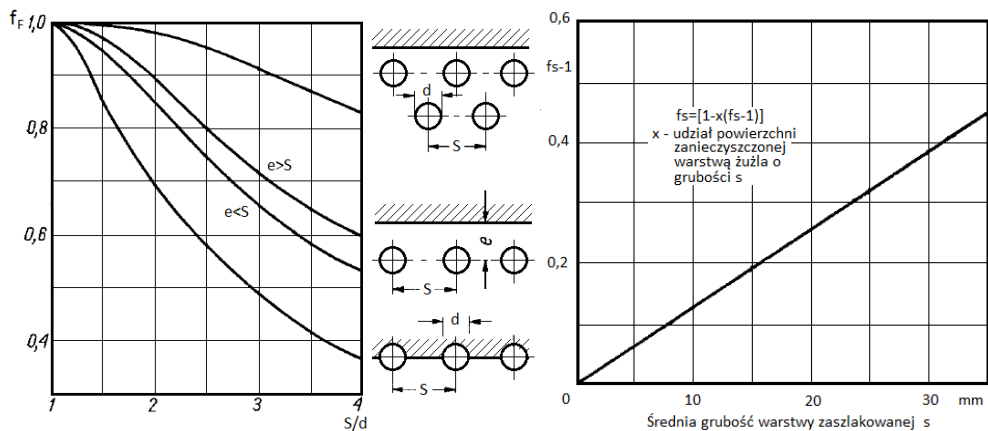
$F_{\acute{s}c,e}$  – powierzchnia ścian pokryta ekranami,

$f_F$  – współczynnik kształtu ekranu. Współczynnik ten można odczytać z krzywej (rys.26). Dla ściany wykonanej z pęczka rur na wylocie z rur równy 1,

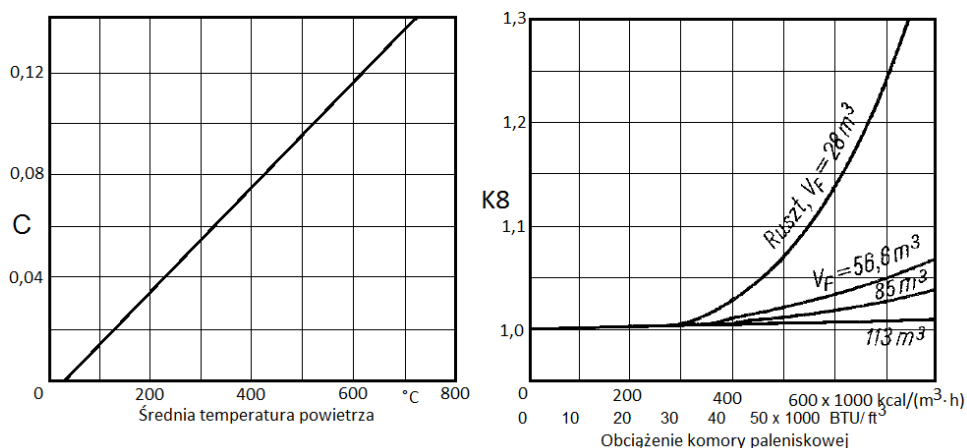
$f_S$  – współczynnik zanieczyszczenia odczytany z krzywej (rys. 24),

$f_L$  – współczynnik uwzględniający przewodzenie ciepła, dla rur gładkich i opłetwowanych równy 1,

$C_{rur} = 0,9$  lub  $0,95$ .

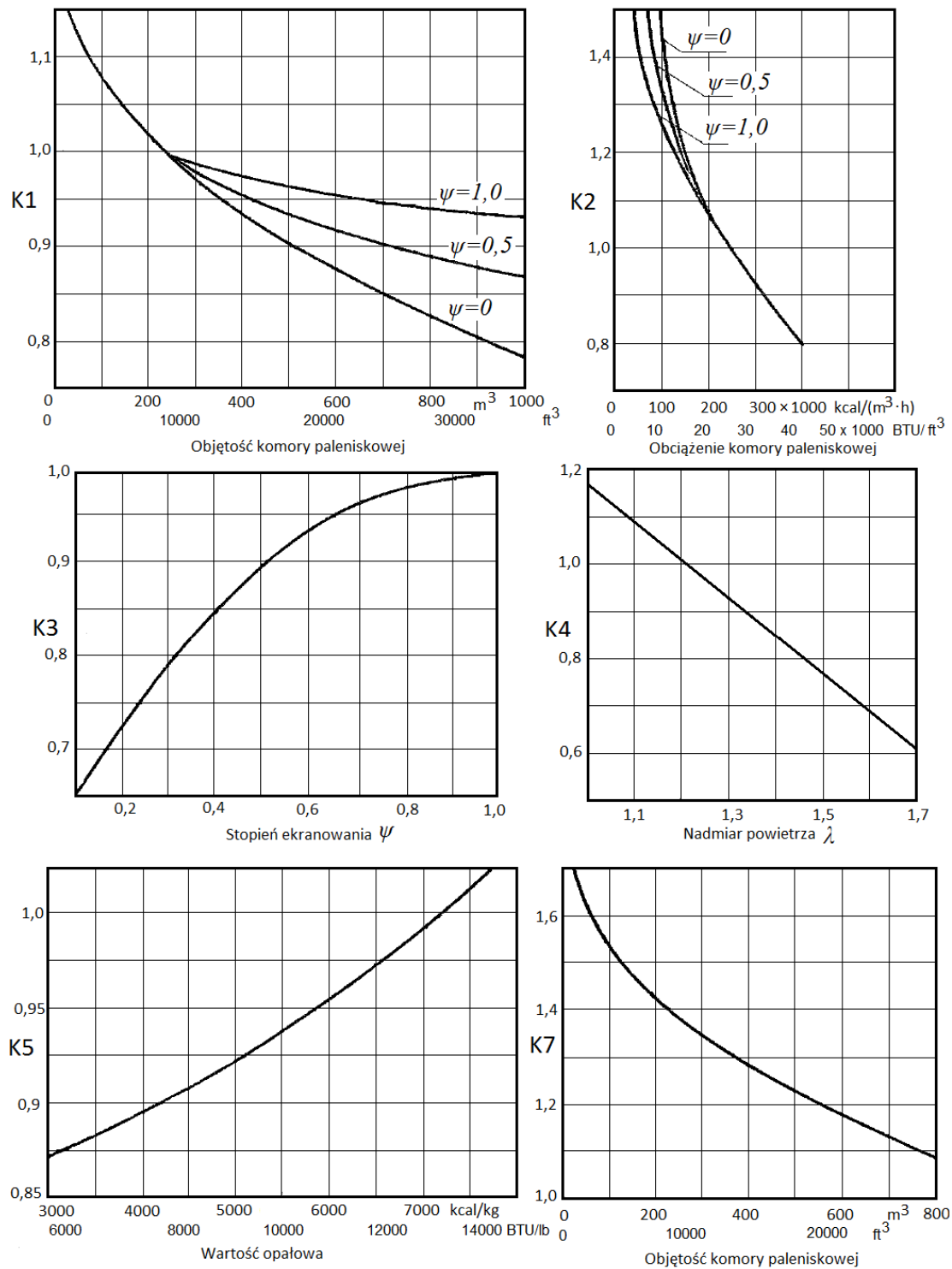


Rysunek 24 Współczynniki kształtu  $f_F$  oraz zanieczyszczenia  $f_S$



Rysunek 25 Współczynniki  $C$  i  $K_8$





Rysunek 26 Współczynniki  $K_1$ - $K_7$

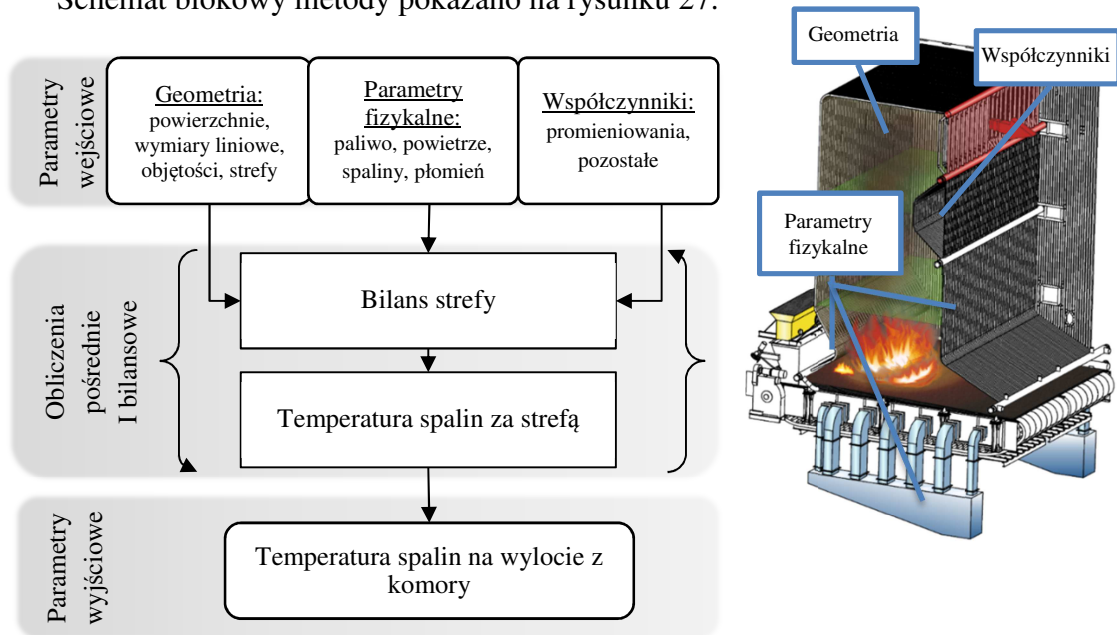


### 7.2.3 Metoda Zinzena 1950 i 1957

Parametrami wejściowymi metody są dane geometryczne komory paleniskowej i rusztu, parametry fizyczne mediów biorących udział w procesie spalania w komorze paleniskowej a także szereg współczynników empirycznych.

Obliczenia bilansowe komory służą wyznaczeniu temperatury spalin za strefą a po obliczeniach iteracyjnych do wyznaczenia temperatury spalin.

Schemat blokowy metody pokazano na rysunku 27.



Rysunek 27 Schemat blokowy algorytmu obliczeniowego metody Zinzena

Metoda oparta jest na równaniu komory paleniskowej (55) po uwzględnieniu założeń z rysunku 28.

$$Q_{pt-sc} = C_{pt-sc} \cdot F_2 \left[ \left( \frac{T_{pt}}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_{sc}}{100} \right)^4 \right] \quad (55)$$

gdzie:

$$C_{pt-sc} = \psi \frac{\frac{F_{pt}}{F_2}}{\frac{1}{C_{pt}} + \frac{F_{pt}}{F_2} \left( \frac{1}{C_{sc}} - \frac{1}{C_{cz}} \right)} \quad (56)$$

Współczynnik sprawności cieplnej ekranów  $\psi$  jest iloczynem współczynnika kształtu zależnego od geometrii (dla ściany szczelnej równego 1) oraz współczynnika zanieczyszczenia powierzchni opromieniowanych w komorze paleniskowej. Stopień zanieczyszczenia powierzchni ogrzewalnej uwzględnia zmniejszenie ilości przejmowanego ciepła na skutek zanieczyszczenia lub pokrycia warstwą izolacji ekranów. Współczynnik przyjmuje wartości w zakresie  $\psi = 0,7-0,8$ .

Po zastosowaniu wartości zaproponowanych przez autora:

$C_{pł} = C_{cz} = 4,96$  oraz  $C_{śc} = 0,8C_{cz}$  wzór (110) przyjmuje postać:

$$C_{pł-sc} = \psi \cdot C_{cz} \frac{\frac{F_{pł}}{F_2}}{1+0,25\frac{F_{pł}}{F_2}} \quad (57)$$

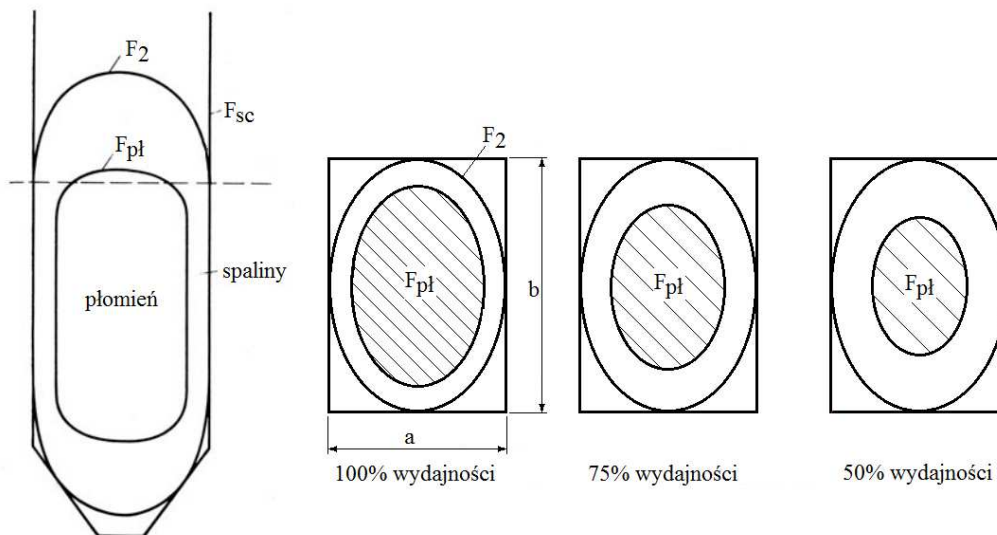
$C_{pł-śc}$  osiągnie maksimum dla przypadku, gdy  $F_{pł} = F_2$  wtedy

$$C_{pł-sc} = \psi \cdot \frac{C_{cz}}{1,25} = 3,96\psi \quad (58)$$

gdzie:

$F_{pł}$  – powierzchnia płomienia w komorze paleniskowej,  $m^2$

$F_2$  – powierzchnia dodatkowa (spalin) w komorze paleniskowej,  $m^2$



Rysunek 28 Szkic do metody Zinzena, a-długość komory paleniskowej, b-szerokość komory paleniskowej [140, 141]

W celu wyznaczenia ilości ciepła przekazanego w komorze należy określić położenie płomienia, jego geometrię oraz parametry powierzchni dodatkowej  $F_2$ .

Jeżeli płomień nie wypełnia w całości komory to uwzględnia się osłabienie promieniowania płomienia, wynikające z dodatkowej objętości spalin pomiędzy spalinami a ścianą.

Ciepło przejęte przez powierzchnię płomienia wynosi:

$$Q_{pł1} = (\varepsilon_{pł} - \varepsilon_{s1}) C_{cz} \left(\frac{T_{pł}}{100}\right)^4 F_{pł} \quad (59)$$

$\varepsilon_{s1} = a_s$  dla temperatury płomienia  $\varepsilon_{pł} = 1$

Ciepło odbite od ścian wynosi:

$$Q_{sc1} = Q_{sc} - Q_{a1} = (\varepsilon_{pł} - \varepsilon_{s2}) C_{cz} \left(\frac{T_{sc}}{100}\right)^4 F_2 \quad (60)$$

$\varepsilon_{s1}$  jest określone dla temperatury ścian

Wymianę ciepła przez promieniowanie pomiędzy płomieniem a ścianami komory paleniskowej można określić korzystając z zależności:

$$C_{pł-sc} = \frac{\psi \cdot C_{cz} \cdot F_{sc} \cdot F_{pł}}{\frac{1}{\varepsilon_{pł-\varepsilon_{s1}}} + \frac{F_{pł}}{F_2} \left( \frac{1}{\varepsilon_{sc-\varepsilon_{s2}}} - 1 \right)} \quad (61)$$

Współczynniki emisyjności spalin określa się zakładając powierzchnie  $F_{pł}$  oraz  $F_2$  jako płaszczyzny równoległe. Dalsze uproszczenie w postaci założenia, że wszystkie powierzchnie są sobie równe, pozwala na zapisanie wzoru (61) w postaci:

$$C'_{pł-sc} = \frac{\psi \cdot C_{cz}}{\frac{1}{\varepsilon_{pł-\varepsilon_{s1}}} + \frac{1}{\varepsilon_{sc-\varepsilon_{s2}}} - 1} \quad (62)$$

Jeśli przyjmiemy, że powierzchnie  $F_2$  i  $F_{pł}$  są koncentryczne względem siebie to przy zastosowaniu współczynnika korekcyjnego  $\varphi$  uzyskamy:

$$C_{pł-sc} = \varphi \cdot C'_{pł-sc} \quad (63)$$

Wartość współczynnika  $\varphi$  określona jest z wykresów przygotowanych przez Autora [140, 141]. Współczynnik mieści się w przedziale pomiędzy 0 a 1.

W rzeczywistości spaliny nie tylko osłabiają wymianę ciepła przez promieniowanie, ale same również emitują promieniowanie zarówno w kierunku ścian jak i płomienia.

Ciepło oddane przez spaliny ścianom określa zależność

$$Q_{s-sc} = C_{cz} \cdot F_{sc} \left[ \left( \frac{T_s}{100} \right)^4 \varepsilon_{s1} - \left( \frac{T_{sc}}{100} \right)^4 \varepsilon_{s2} \right] \quad (64)$$

Ciepła oddane przez płomień spalinom określa zależność

$$Q_{pł-s} = C_{cz} \cdot F_{pł} \left[ \left( \frac{T_{pł}}{100} \right)^4 \varepsilon_{s-pł} - \left( \frac{T_s}{100} \right)^4 \varepsilon_{s1} \right] \quad (65)$$

Sumaryczne ciepło przekazane od płomienia do ścian jest sumą powyższych

$$Q = Q_{s-sc} + Q_{pł-s} \quad (66)$$

Dla praktycznych obliczeń autor przedstawił zastępczy stopień czerni, który można wyznaczyć z zależności

$$C_{zast} = \frac{C_{pł-sc} \left( \frac{T_{pł}}{100} \right)^4 + C_{s1} \left( \frac{T_s}{100} \right)^4 - (C_{pł-sc} + C_{s2}) \left( \frac{T_{sc}}{100} \right)^4}{\left( \frac{T_{pł}}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_{sc}}{100} \right)^4} \quad (67)$$

lub odczytać z przygotowanych przez niego wykresów [140,141].

Ciepło wywiązane wewnątrz komory paleniskowej może być przedstawione jako różnica ciepła zawartego w spalinach dla temperatury adiabatycznej (teoretycznej) przy założeniu braku promieniowania i dla stałej średniej temperatury płomienia.

$$Q = (T_{ad} - T_{pł})c_{p,s} \cdot V_s \cdot \dot{B}_p \quad (68)$$

Autor w roku 1957 dalej rozwinął metodę uwzględniając między innymi strumienie ciepła płomienia i spalin oraz pochłonięte i odbite od poszczególnych ścian.

Dla płomienia:

$$\Sigma(Q_{pł})_{\dot{s}c} = \sigma_{(pł)sc} \cdot \varepsilon_{pł} \cdot C_{cz} \left(\frac{T_{pł}}{100}\right)^4 \quad (69)$$

$$\sigma_{(pł)sc} = \frac{\varepsilon_{sc}(1-\varepsilon_{pł,s})}{1-(1-\varphi \cdot \varepsilon_{pł})(1-\varepsilon_{sc})(1-\varepsilon_{pł,s})^2} \quad (70)$$

Dla ścian:

$$\Sigma(Q_{sc})_{sc} = \sigma_{(sc)sc} \cdot \varepsilon_{sc} \cdot C_{cz} \left(\frac{T_{sc}}{100}\right)^4 \quad (71)$$

$$\sigma_{(sc)sc} = \frac{\varepsilon_{sc}(1-\varphi \cdot \varepsilon_{pł})(1-\varepsilon_{sc,s})^2}{1-(1-\varphi \cdot \varepsilon_{pł})(1-\varepsilon_{sc})(1-\varepsilon_{sc,s})^2} \quad (72)$$

$$Q_{sc} - \Sigma(Q_{sc})_{sc} = \sigma_{sc} \cdot \varepsilon_{sc} \cdot C_{cz} \left(\frac{T_{sc}}{100}\right)^4 \quad (73)$$

$$\sigma_{sc} = \frac{1-(1-\varphi \cdot \varepsilon_{pł})(1-\varepsilon_{sc,s})^2}{1-(1-\varphi \cdot \varepsilon_{pł})(1-\varepsilon_{sc})(1-\varepsilon_{sc,s})^2} \quad (74)$$

Dla spalin:

$$\Sigma(Q_{sp,sc})_{sc} = \sigma_{(s,sc)sc} \cdot \varepsilon_s \cdot C_{cz} \left(\frac{T_s}{100}\right)^4 \quad (75)$$

$$\sigma_{(pł)sc} = \frac{\varepsilon_{sc}}{1-(1-\varphi \cdot \varepsilon_{pł})(1-\varepsilon_{sc})(1-\varepsilon_s)^2} \quad (76)$$

$$\Sigma(Q_{s,pł})_{sc} = \sigma_{(s,pł)sc} \cdot \varepsilon_s \cdot C_{cz} \left(\frac{T_s}{100}\right)^4 \quad (77)$$

$$\sigma_{(s,pł)sc} = \frac{\varepsilon_{sc}(1-\varphi \cdot \varepsilon_{pł})(1-\varepsilon_{sc,s})^2}{1-(1-\varphi \cdot \varepsilon_{pł})(1-\varepsilon_{sc})(1-\varepsilon_s)^2} \quad (78)$$

Uwzględniając w równaniach bilansowych poszczególne powierzchnie, autor otrzymał następujące równanie

$$Q = \sigma_{(pł)sc} \cdot \varepsilon_{pł} \cdot C_{cz} \cdot F_{pł} \left(\frac{T_{pł}}{100}\right)^4 + \sigma_{(s,sc)sc} \cdot \varepsilon_s \cdot C_{cz} \cdot F_{sc} \left(\frac{T_s}{100}\right)^4 + \sigma_{(s,pł)sc} \cdot \varepsilon_s \cdot C_{cz} \cdot F_{pł} \left(\frac{T_s}{100}\right)^4 - \sigma_{sc} \cdot \varepsilon_{sc} \cdot C_{cz} \cdot F_2 \left(\frac{T_{sc}}{100}\right)^4 \quad (79)$$

Przy założeniu  $T_{pł} = T_s = T_{sc}$  otrzymamy

$$\sigma_{(pł)sc} \cdot \varepsilon_{pł} \cdot C_{cz} \cdot F_{pł} + \sigma_{(s,sc)sc} \cdot \varepsilon_s \cdot C_{cz} \cdot F_{sc} + \sigma_{(s,pł)sc} \cdot \varepsilon_s \cdot C_{cz} \cdot F_{pł} = \sigma_{sc} \cdot \varepsilon_{sc} \cdot C_{cz} \cdot F_2 \quad (80)$$

Przy założeniu  $\varepsilon_{pt,s} = \varepsilon_{sc,s} = \varepsilon_s$  otrzymujemy:

$$\varphi = \frac{F_{pł}[\varepsilon_{pł}(1-\varepsilon_{pł,s})+\varepsilon_s(1-\varepsilon_s)(1-\varepsilon_{pł})]+F_{sc}\cdot\varepsilon_{sc}-F_2[1-(1-\varepsilon_{pł})^2]}{F_2\cdot\varepsilon_{pł}(1-\varepsilon_{sc,s})^2} \quad (81)$$

Zinzen dodatkowo uprościł powyższą zależność zakładając współczynnik  $\varphi$  dla płaszczyzny płomienia dla spalania na ruszcie  $\varphi = 0,6$  (dla obciążenia 50%) i  $\varphi = 0,7$  (dla obciążenia 100%), dla płaszczyzn równoległych  $\varphi = 1$  oraz  $\sigma_{pł,sc} = 0,95-0,99$ ; składnik  $\varepsilon_s(1-\varepsilon_s)(1-\varepsilon_{pł}) = 0,02-0,04$ , co ostatecznie pozwoliło na zapisanie:

$$\sigma_{(pł)sc} \approx 1,04\varepsilon_{sc}(1-\varepsilon_{pł,s}) \quad (82)$$

$$\sigma_{(s,sc)s} \approx 1,04\varepsilon_{sc} \quad (83)$$

$$\sigma_{(s,pł)sc} \approx 0 \quad (84)$$

$$\sigma_{(sc)} \approx 1 \quad (85)$$

Przekształcona zależność (55)

$$Q = 1,04C_{sc} \left[ \varepsilon_{pł}(1-\varepsilon_{pł,s})F_{pł} \left( \frac{T_{pł}}{100} \right)^4 + \varepsilon_s \cdot F_{sc} \left( \frac{T_s}{100} \right)^4 - F_2 \left( \frac{T_{sc}}{100} \right)^4 \right] \quad (86)$$

Wykorzystując współczynnik absorpcji promieniowania określony jako

$$\eta = \frac{\Delta Q}{\Delta Q + F_2 \cdot \varepsilon_{sc}} \quad (87)$$

Otrzymano inny zapis tej zależności

$$Q = 1,04\eta \cdot C_{sc} \left[ \varepsilon_{pł}(1-\varepsilon_{pł,s})F_{pł} \left( \frac{T_{pł}}{100} \right)^4 + \varepsilon_s \cdot F_{sc} \left( \frac{T_s}{100} \right)^4 \right] \quad (88)$$

Dla temperatury ściany i przy założeniu, że płomień wypełnia całą komorę oraz dla  $F_{pł} = F_2 = F_{sc} = F$  i  $\varepsilon_s = \varepsilon_{pł,s} = 0$

$$\left( \frac{T_{sc}}{100} \right)^4 = \left( \frac{1-\eta}{F_2} \right) \left[ \varepsilon_{pł}(1-\varepsilon_{pł,s})F_{pł} \left( \frac{T_{pł}}{100} \right)^4 + \varepsilon_s \cdot F_{sc} \left( \frac{T_s}{100} \right)^4 \right] \quad (89)$$

$$1-\eta = \left( \frac{T_{sc}}{100} \right)^4 \quad (90)$$

Z bilansu komory paleniskowej można zapisać

$$\sum Q = \dot{B}_p(LHV + \lambda \cdot V_{pow} \cdot i_{pow}) \quad (91)$$

$$\sum Q = V_s(i_{od} - i_{pł}) \quad (92)$$

Wykorzystując wcześniejsze równania można wyznaczyć temperaturę na wylocie z komory paleniskowej

$$\frac{1,04C_{sc}}{V_{s,pł}c_{p,pł}} \left( \frac{T_{pł}}{100} \right)^4 \sum \eta C_{pł} (1-\varepsilon_{pł,s})F_{pł} + t_{pł} = t'' \quad (93)$$

$$t'' = \frac{1}{V_{s,pł}c_{p,pł}} \left[ \dot{B}_p(LHV + \lambda \cdot V_{pow} \cdot i_{pow}) - 1,04C_{sc} \cdot \sum \eta \cdot \varepsilon_s \cdot F_{sc} \left( \frac{T_s}{100} \right)^4 \right] \quad (94)$$

Za płomieniem spaliny przekazują ciepło ścianom jednocześnie same promieniując

$$\sigma_{s,sc} = \frac{\varepsilon_{sc} \cdot \varepsilon_s}{1 - (1 - \varepsilon_{sc})(1 - \varepsilon_s)} \quad (95)$$

$$\sigma_{sc} = \frac{\varepsilon_{sc,s}}{1 - (1 - \varepsilon_{sc})(1 - \varepsilon_{sc,s})} \quad (96)$$

Podobnie jak dla obszaru płomienia, autor uprościł zapisy otrzymując ostatecznie

$$Q = 1,11 C_{cz} \cdot F_{sc} \left[ \varepsilon_{sc} \cdot \varepsilon_s \left( \frac{T_{pl}}{100} \right)^4 + \varepsilon_{sc,s} \left( \frac{T_s}{100} \right)^4 \right] \quad (97)$$

$$Q = 1,11 \eta \cdot C_{cz} \cdot F_{sc} \cdot \varepsilon_{sc} \cdot \varepsilon_s \left( \frac{T_s}{100} \right)^4 \quad (98)$$

$$\left( \frac{T_{sc}}{T_s} \right)^4 = \frac{\varepsilon_{sc} \varepsilon_s}{\varepsilon_{sc,s}} (1 - \eta) \quad (99)$$

W porównaniu do obliczeń temperatury płomienia, w których założono jednakową temperaturę dla całego płomienia, spadek temperatury spalin w komorze paleniskowej wyznacza się w następujący sposób:

Entalpia początkowa spalin, która była tylko wartością obliczeniową przy obliczaniu temperatury płomienia, wykorzystywana jest jako entalpia początkowa na wejściu do przestrzeni wylotowej komory paleniskowej. Poszczególne temperatury wykorzystywane w bilansie to temperatura wlotowa  $t_{pl}$ , średnia temperatura w strefie  $t_s$  oraz temperatura wylotowa  $t''$ . Promieniowanie gazu jest powiązane ze średnią temperaturą, którą przyjęto jako średnią arytmetyczną.

Spadek temperatury w przestrzeni można określić z następujących zależności

$$t_{pl} - t'' = 2(t_{pl} - t_s) \quad (100)$$

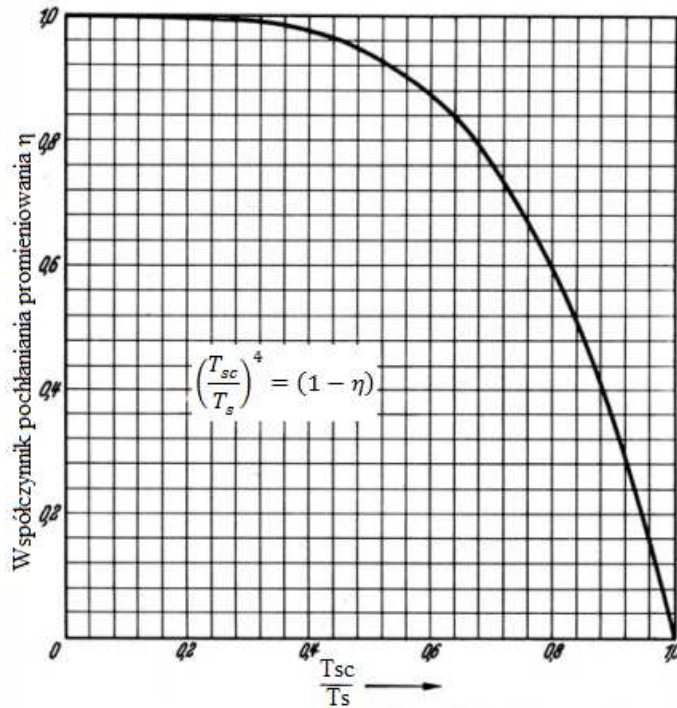
Zależność na średnią temperaturę spalin w komorze paleniskowej można wyznaczyć z zależności:

$$t_s = t'' - \frac{0,55 \eta \cdot C_{cz} \cdot F_{sc} \cdot \varepsilon_{sc} \cdot \varepsilon_s}{V_s \cdot c_{p,s}} \left( \frac{T_s}{100} \right)^4 \quad (101)$$

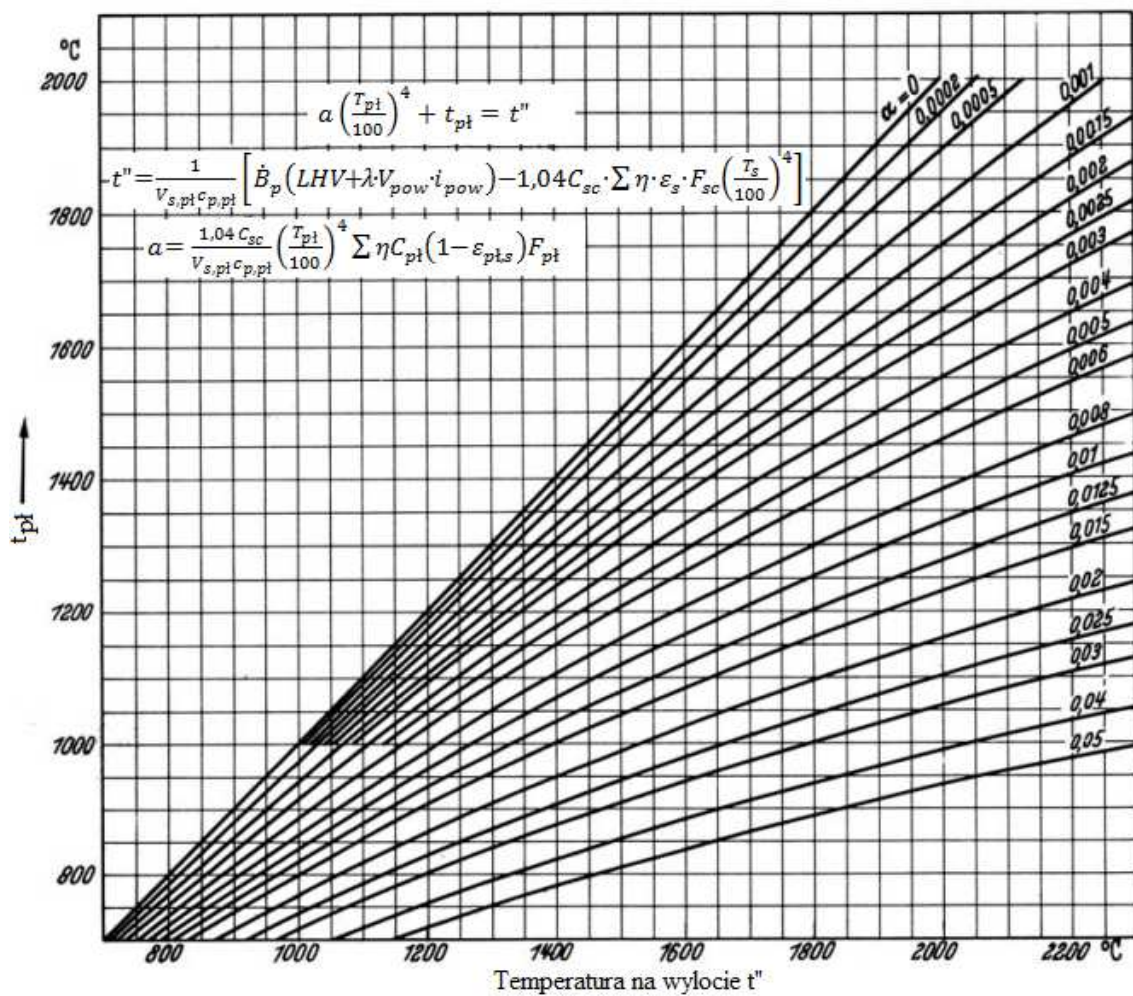
Gdzie temperatura na wylocie z komory paleniskowej określona jest wzorem:

$$t'' = t_{pl} \frac{V_{pl} + V_s}{2V_s} + \frac{\dot{B}_p}{2V_s \cdot c_{p,s}} [(1 - \alpha)LHV + (1 - \lambda)V_{pow} \cdot i_{pow}] \quad (102)$$

We wzorze (102) ciepło właściwe  $c_{p,s}$  ma stałą wartość dla całej komory paleniskowej, co jest uproszczeniem, które jest akceptowalne ze względu na spodziewane niewielkie różnice. Autor przygotował szereg wykresów (rys. 29-31), które pozwalają na szybkie wyznaczenie temperatury na wylocie z komory paleniskowej.

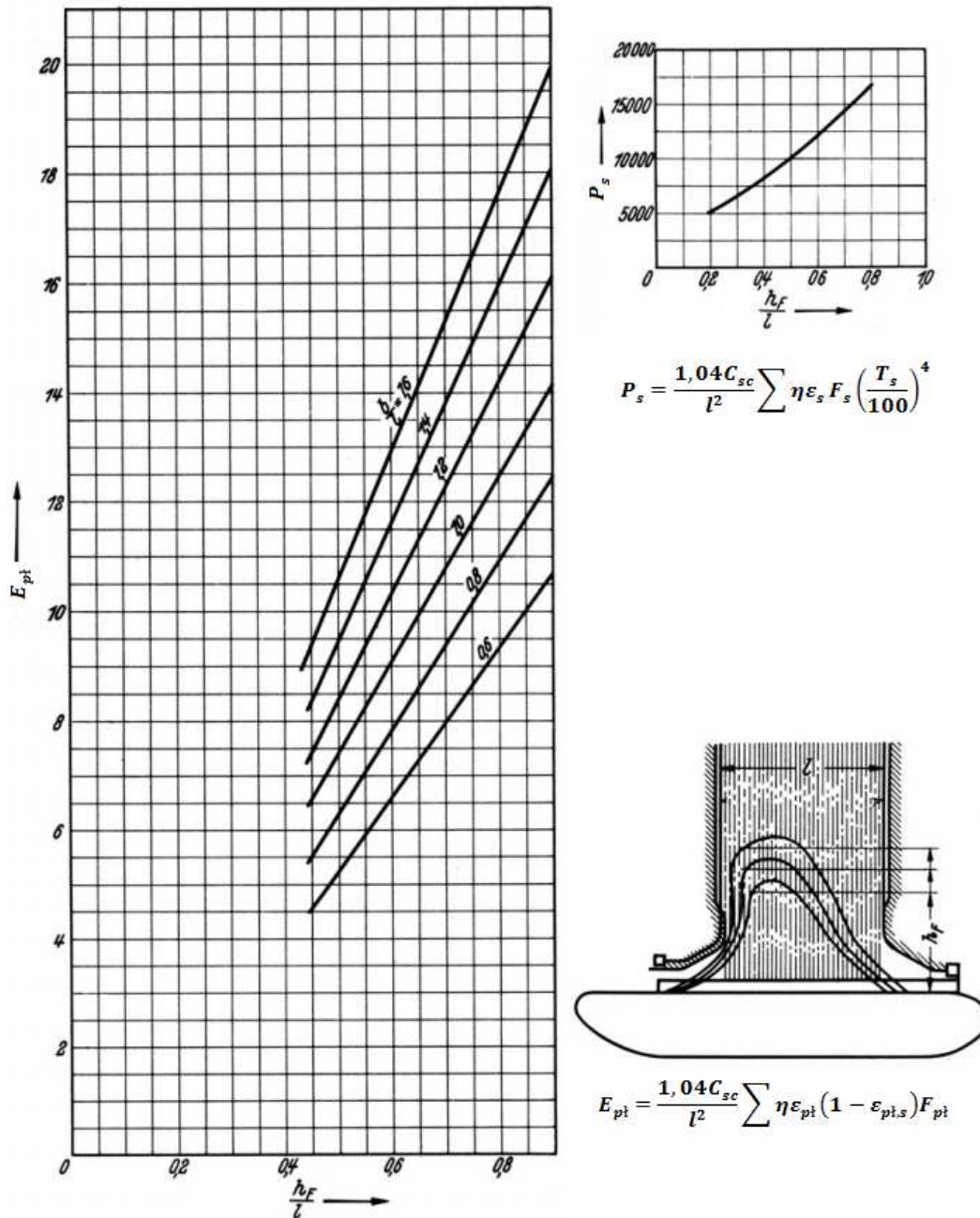


Rysunek 29 Wymiana ciepła przez promieniowanie i średniej temperaturze ściany przy bezpośrednim działaniu płomienia [140, 141]



Rysunek 30 Wyznaczenie temperatury na wylocie z komory paleniskowej [140, 141]





Rysunek 31 Współczynniki promieniowania dla wyznaczania temperatury na wylocie z komory paleniskowej [140, 141]

Wykorzystując powyższe wykresy, można wyznaczyć temperaturę na wylocie z komory paleniskowej korzystając ze zmienionych postaci wzorów [148] i [149].

$$t'' = \frac{1}{V_{s,pt} c_{p,pt}} [\dot{B}_p (LHV + \lambda \cdot V_{pow} \cdot i_{pow}) - P_s] \quad (103)$$

$$t'' = \frac{E_{pt} l^2}{V_{s,pt} c_{p,pt}} \left( \frac{T_{pt}}{100} \right)^4 + t_{pt} \quad (104)$$

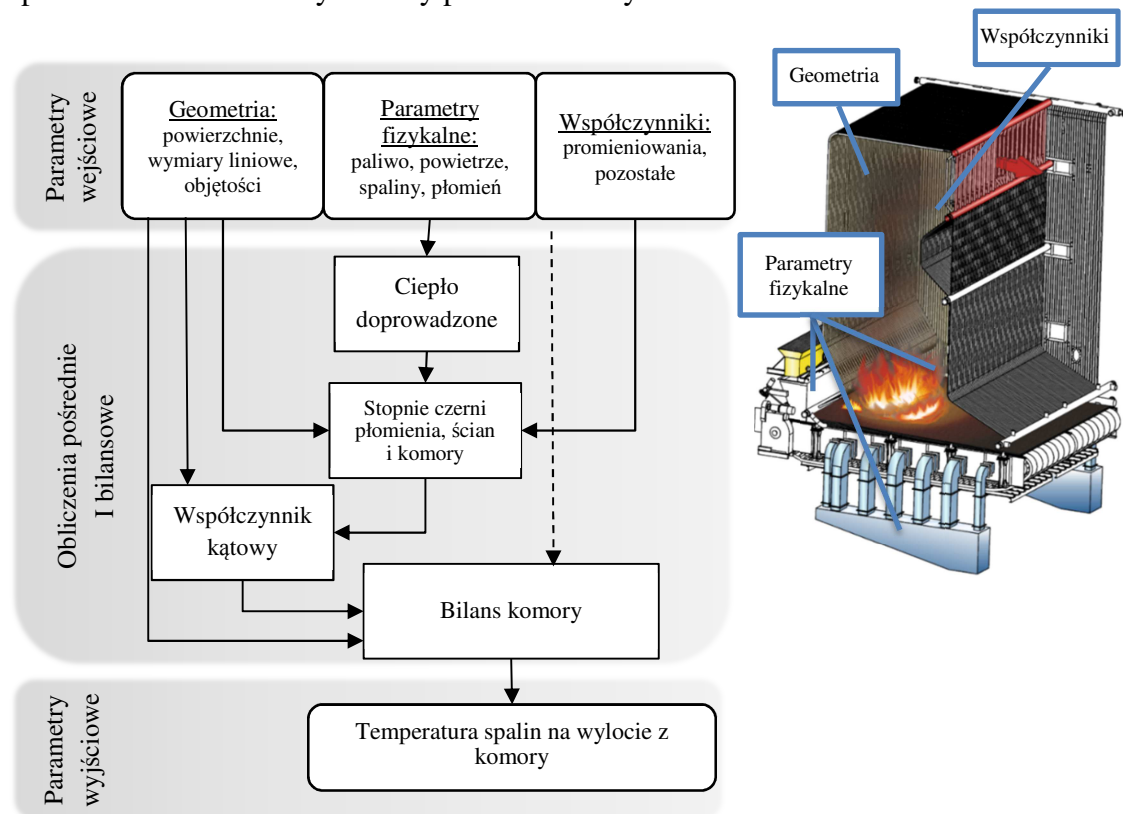
Metoda Zinzena jest skomplikowana i wymaga obliczeń iteracyjnych. Uwzględnia strumienie ciepła płomienia i spalin oraz pochłoniętego i odbitego od poszczególnych ścian. Oparta jest na rozważaniach teoretycznych co czyni ją trudną do szybkiego zrozumienia.



### 7.2.4 Metoda Ledinegga 1952, 1966

Parametrami wejściowymi metody są dane geometryczne komory paleniskowej i rusztu, parametry fizyczne mediów biorących udział w procesie spalania w komorze paleniskowej a także szereg współczynników empirycznych.

Obliczenia pośrednie służą wyznaczeniu bilansu komory a następnie temperatury spalin. Schemat blokowy metody pokazano na rysunku 32.



Rysunek 32 Schemat blokowy algorytmu obliczeniowego metody Ledinegga

W przypadku spalania na ruszcie średni stopień czerni ścian z wyłączeniem powierzchni rusztu oznaczony jest przez  $a_{sc,śr}$ . Sama komora jest zazwyczaj wypełniona płomieniem oraz gazami promieniującymi dla których stopień czerni wyznaczany jest z równania:

$$a_{pt} = 0,027 F_{pt} \cdot F_R \cdot 10^{-5} \quad (105)$$

Po uwzględnieniu faktu, że spalanie odbywa się na ruszcie do równania (105) dodano człon określający stopień przekazanego ciepła do komory jako  $(1 - K)$  dla ekwiwalentnego promienia płomienia  $r$ , [m].

$$a_{pt} = 0,027 q_k (1 - K) r \cdot 10^{-5} \quad (106)$$

gdzie obciążenie komory paleniskowej w stosunku do całkowitej ilości paliwa:

$$q_k = \frac{B_p \cdot LHV}{V_k} \quad (107)$$

Sumaryczny średni stopień czerni dla komory można zapisać jako:

$$a_{1,śr} = a_s + (1 - a_s)a_{pł} \quad (108)$$

Komora paleniskowa jest zazwyczaj o przekroju prostokątnym, na wlocie do niej znajduje się ruszt o powierzchni  $F_R$ . Stopień czerni warstwy węgla przyjmuje się jako 1. Zarówno ściany ograniczające, spaliny promieniujące oraz ruszt stanowią jeden układ wymiany ciepła.

Strumień ciepła wypromieniowanego przez ruszt:

$$\dot{q}_R = 4,96 \left( \frac{T_R}{100} \right)^4, \text{ kW/m}^2 \quad (109)$$

Bilans energii dla rusztu:

$$F_R \cdot \dot{q}_R - F_R \cdot a_{1,śr} \cdot q_{1,s} - F_R(1 - a_{1,śr})\dot{q}_{R,sc} = \dot{V}_s(V_{pow} \cdot i_{pow} + LHV \cdot K - i_s) \quad (110)$$

składowe z lewej strony to odpowiednio promieniowanie z powierzchni rusztu, promieniowanie objętości spalin na powierzchnię rusztu, oraz promieniowanie ścian ograniczających na powierzchnię rusztu. Składowe po prawej stronie to różnica pomiędzy ciepłem doprowadzonym wraz z paliwem i powietrzem i ciepłem spalin na wylocie.

Bilans energii dla objętości płomienia:

$$(F_{sc} + F_R) \cdot a_{1,śr} - F_R \cdot a_{1,śr} \cdot \dot{q}_R - F_{sc} \cdot a_{1,śr} \cdot \dot{q}_{r,sc} = \dot{V}_s(i_s + LHV(1 - K) - i_s'') \quad (111)$$

składowe po lewej stronie to odpowiednio promieniowanie płomienia, absorpcja promieniowania z powierzchni rusztu oraz absorpcja promieniowania z powierzchni rusztu i ścian. Składowe po prawej stronie to różnica ciepła w spalinach i dostarczonego w paliwie.

Bilans energii dla ścian komory paleniskowej:

$$F_{sc} \cdot \dot{q}_{r,sc} = \left[ (1 - a_{1,śr})F_R \cdot \dot{q}_R + F_{sc} \cdot a_{1,śr} \cdot \dot{q}_{r,sc} + (1 - a_{1,śr}) \left( 1 - \frac{F_R}{F_{sc}} \right) F_{sc} \cdot \dot{q}_{r,sc} \right] (1 - a_{sc,śr}) + F_{sc} \cdot \dot{q}_{sc} \cdot a_{sc,śr} \quad (112)$$

Po przekształceniu powyższego równania otrzymujemy

$$F_R \cdot \dot{q}_R \cdot \varphi_R = \dot{V}_s(\dot{V}_{pow} \cdot i_{pow} + LHV \cdot K - c_s \cdot t_s) \quad (113)$$

$$F_{sc} \cdot a_{1,śr} \cdot \dot{q}_{1,s} \cdot \varphi_{sc} = \dot{V}_s(i_s + LHV(1 - K) - i_s'') \quad (114)$$

a po wprowadzeniu dalszych uproszczeń  $q_{sc} = 0$ ,  $n = \frac{\dot{q}_{1,s}}{\dot{q}_R}$  otrzymujemy wzory na współczynniki kątowe

$$\varphi_R = 1 - n \cdot a_{1,\dot{s}r} - \frac{\left[ (1-a_{1,\dot{s}r}) \frac{F_R}{F_{Sc}} + n \cdot a_{1,\dot{s}r} \right] (1-a_{sc,\dot{s}r}) (1-a_{1,\dot{s}r})}{1 - (1-a_{sc,\dot{s}r}) (1-a_{1,\dot{s}r}) \left( 1 - \frac{F_R}{F_{Sc}} \right)} \quad (115)$$

$$\varphi_{Sc} = 1 - \left( \frac{1}{n} - 1 \right) \frac{F_R}{F_{Sc}} - \frac{\left[ \frac{1}{n} (1-a_{1,\dot{s}r}) \frac{F_R}{F_{Sc}} + n \cdot a_{1,\dot{s}r} \right] (1-a_{sc,\dot{s}r})}{1 - (1-a_{sc,\dot{s}r}) (1-a_{1,\dot{s}r}) \left( 1 - \frac{F_R}{F_{Sc}} \right)} \quad (116)$$

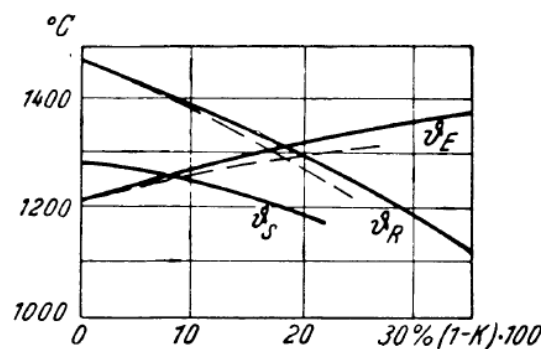
Wpływ współczynnika  $(1 - K)$  na temperaturę rusztu, wymurówki i wylotową pokazano na rysunku 33. Współczynnik, znając skład paliwa, można wyznaczyć z:

$$1 - K = 1 - \frac{8100(1-V)(1-W^r - A^r)}{LHV} \quad (117)$$

gdzie:

$V$  – to udział części lotnych w paliwie

$W^r, A^r$  – zawartość wilgoci i popiołu w stanie roboczym



Rysunek 33 Wpływ współczynnika  $(1 - K)$  na temperaturę rusztu  $\vartheta_R$ , wylotową  $\vartheta_E$  i wymurówki  $\vartheta_S$  [79, 80]

Wyznaczenie temperatury na wylocie z komory paleniskowej opiera się na określeniu entalpii spalin na wylocie z komory paleniskowej a następnie odczytaniu temperatury spalin dla tej wartości.

Entalpia spalin określona jest zależnością:

$$i_{ad} = LHV + \lambda \cdot \dot{V}_{pow} \cdot i_{pow} \quad (118)$$

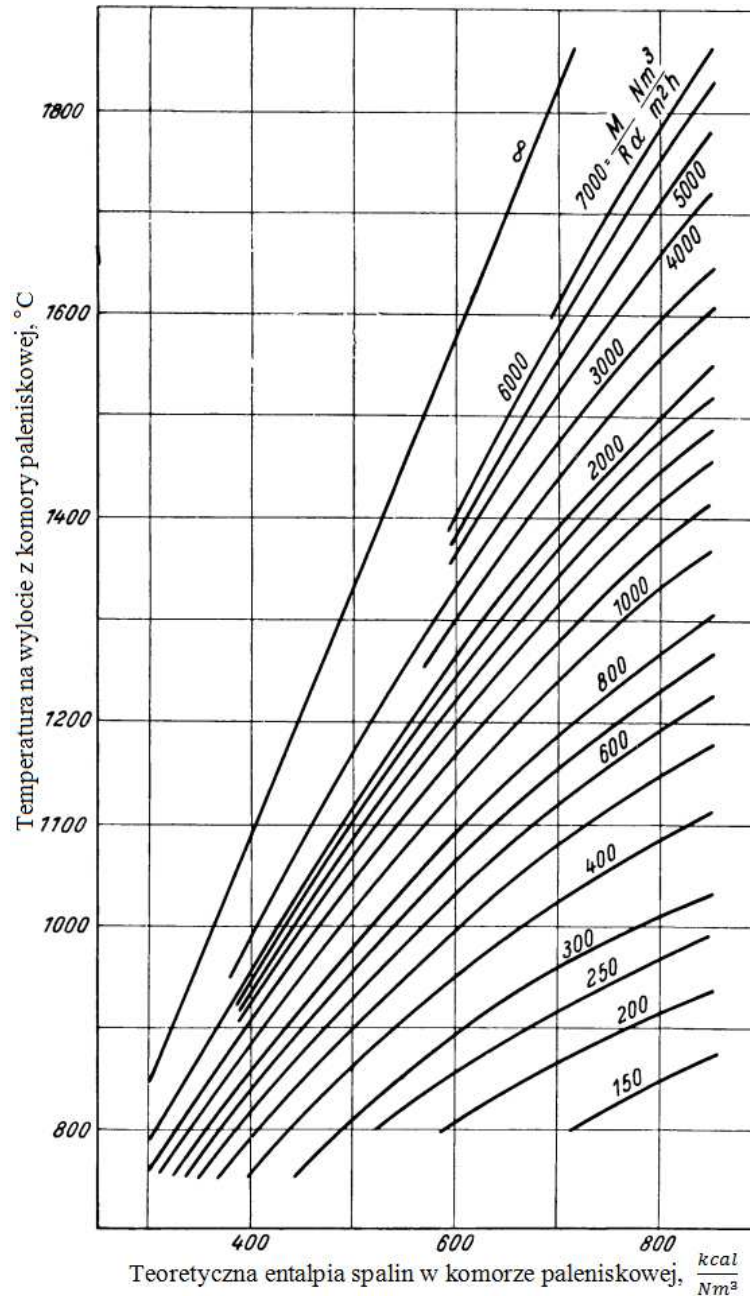
$$t'' = \frac{i_{ad} - Q_s \left( \frac{F_R \alpha}{\dot{V}_{sp}} \right)}{c_{p,\dot{s}r}} \quad (119)$$

Gdzie:

$$\alpha = \frac{a_{sc,\dot{s}r} \left[ 1 + a_{1,\dot{s}r} \left( \frac{F_{Sc}}{F_R} - 1 \right) \right]}{1 - (1-a_{sc,\dot{s}r}) (1-a_{1,\dot{s}r}) \left( 1 - \frac{F_R}{F_{Sc}} \right)} \quad (120)$$

Przy wykorzystaniu rysunku 34 należy wyznaczyć dodatkowo współczynnik pomocniczy  $Kp$ , określony zależnością:

$$Kp = \frac{V_{sp}}{F_{R\alpha}} \cdot \frac{Nm^3}{m^2h} \quad (121)$$



Rysunek 34 Wyznaczenie temperatury na wylocie z komory paleniskowej [79, 80]

Metoda Ledinegga podobnie jak Zinzena, jest skomplikowana i wymaga obliczeń iteracyjnych. Również uwzględnia strumienie ciepła płomienia i spalin oraz pochłoniętego i odbitego od poszczególnych ścian. Oparta jest na rozważaniach teoretycznych co czyni ją trudną do szybkiego zrozumienia.

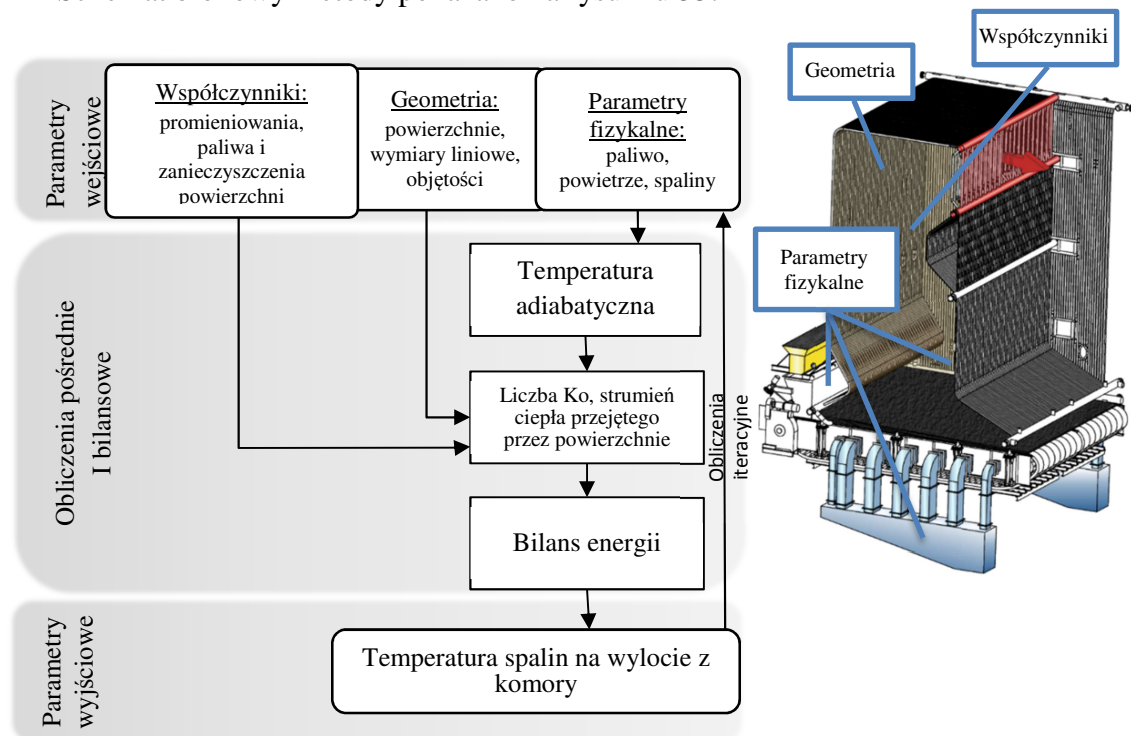
## 7.3 Metody badaczy radzieckich

### 7.3.1 Metoda Konakowa 1951 i jej pochodne

Parametrami wejściowymi metody są dane geometryczne komory paleniskowej i rusztu, parametry fizyczne mediów biorących udział w procesie spalania w komorze paleniskowej a także szereg współczynników empirycznych.

Obliczenia wymiany ciepła i pośrednie służą wyznaczeniu bilansu komory a następnie temperatury spalin. Proces jest następnie powtarzany aż do osiągnięcia wymaganej dokładności rachunku iteracyjnego.

Schemat blokowy metody pokazano na rysunku 35.



Rysunek 35 Schemat blokowy algorytmu obliczeniowego metody Konakowa

Konakow [116, 117] przeanalizował wymianę ciepła w komorach paleniskowych wykorzystując teorię podobieństwa w wyniku czego doszedł do wniosku, że temperatura w komorze nie powinna zależeć od obciążenia kotła. Teza ta powiązała ze sobą bilans komory paleniskowej, temperaturę adiabatyczną oraz temperaturę spalin na wylocie z komory paleniskowej.

Konakow zdefiniował liczbę bezwymiarową nazwaną swoim nazwiskiem oraz pole temperatury wewnątrz komory paleniskowej jako

$$Ko = \frac{\sum V_s c_{p,s}''}{a_{KP} \cdot \sigma_c \cdot H_{opr} \cdot T_{ad}^3} \quad (122)$$

$$T_{s,śr} = \sqrt{T_{ad} \cdot T''} \quad (123)$$

Bilans energii w komorze paleniskowej określa zależność

$$a_{KP} \cdot \sigma \cdot H_{opr} (T_{ad}^2 \cdot T''^2 - T_{sc}^4) = V_s \cdot c_{p,s} (T_{ad} - T'') \quad (124)$$

Po podzieleniu przez  $T_{ad}^4$  i korzystając z definicji liczby Konakowa (123) otrzymujemy postać uproszczoną

$$\left(\frac{T''}{T_{ad}}\right)^2 + Ko \frac{T''}{T_{ad}} = \left(\frac{T_{sc}}{T_{ad}}\right)^4 + Ko \quad (125)$$

Przy uwzględnieniu, że temperatura spalin na wylocie z komory paleniskowej jest kilkakrotnie wyższa od temperatury ścian oraz że  $T_{sc}^4 \ll T''^4$  autor zaproponował bezwymiarową zależność:

$$\left(\frac{T''}{T_a}\right)^4 - Ko \left(1 - \frac{T''}{T_a}\right) = 0 \quad (126)$$

A po przekształceniu otrzymano zależność na temperaturę spalin na wylocie z komory paleniskowej

$$T'' = -\frac{V_s \cdot c_{p,s}}{2a_{KP} \cdot \sigma \cdot H_{opr} \cdot T_{ad}^2} + \left[ \left( \frac{V_s \cdot c_{p,s}}{2a_{KP} \cdot \sigma \cdot H_{opr} \cdot T_{ad}^2} \right)^2 + \frac{V_s \cdot c_{p,s} \cdot T_{ad} + a_{KP} \cdot \sigma \cdot H_{opr} \cdot T_{sc}^4}{a_{KP} \cdot \sigma \cdot H_{opr} \cdot T_{ad}^2} \right]^{0,5} \quad (127)$$

Po wykorzystaniu liczby kryterialnej Konakowa zapis uproszczono do postaci

$$T'' = -\frac{Ko \cdot T_{ad}}{2} + \left[ \left( \frac{Ko \cdot T_{ad}}{2} \right)^2 + T_{ad}^2 \left( Ko + \left( \frac{T_{sc}}{T_{ad}} \right)^4 \right) \right]^{0,5} \quad (128)$$

lub przy uwzględnieniu małego wpływu temperatury ścian na temperaturę spalin

$$T'' = -\frac{Ko \cdot T_{ad}}{2} + \left[ \left( \frac{Ko \cdot T_{ad}}{2} \right)^2 + T_{ad}^2 \cdot Ko \right]^{0,5} \quad (129)$$

Opierając się na badaniach Gumza [49-53], można skorzystać z innej zależności na liczbę kryterialną Ko:

$$Ko = 239 \frac{q_{KP}}{\left(\frac{T_{ad}}{100}\right)^4} = 239 \frac{q_{KP}}{\left(\frac{T_0}{100}\right)^4} \left(\frac{T_0}{T_{ad}}\right)^4 \quad (130)$$

gdzie  $q_{KP}$  to strumień ciepła przejętego przez powierzchnie komory paleniskowej.

$$\left(\frac{T''}{T_a}\right)^4 - 239 \frac{q_{KP}}{\left(\frac{T_0}{100}\right)^4} \left(1 - \frac{T''}{T_0} \frac{T_0}{T_{ad}}\right) = 0 \quad (131)$$

Podstawiając zależność (131) do (130) i przyjmując, że:

$$T_{ad} - T_0 = \frac{i_{s,dopr}}{c_{p,s}} \quad (132)$$

Można zapisać:

$$\frac{T_{ad}-T_0}{T_0} = \frac{T_{ad}}{T_0} - 1 = \frac{i_{s,dopr}}{c_{p,s} \cdot T_0} \quad (133)$$

Z wykorzystania wzorów (129) oraz (131) otrzymano:

$$\left(\frac{T''}{T_0}\right)^4 - 239 \frac{q_{KP}}{\left(\frac{T_0}{100}\right)^4} \left(1 - \frac{T''}{T_0 + \frac{i_{s,dopr}}{c_{p,s}}}\right) = 0 \quad (134)$$

Po finalnym przekształceniu

$$\left(\frac{T''}{100}\right)^4 - 239 q_{KP} \left(\frac{T''}{T_0 + \frac{i_{s,dopr}}{c_{p,s}}} - 1\right) = 0 \quad (135)$$

Przyjęto, że  $T_0 = 293 \text{ K}$

Wzór (135) można zastosować dla nowych kotłów. Po założeniu temperatury na wylocie z komory paleniskowej  $T''$  można wyznaczyć powierzchnię opromieniowaną.

Dla jednostek istniejących, nie jest to jednak takie proste i wymaga obliczeń iteracyjnych, przy których należy uwzględnić współczynniki korekcyjne  $f_v$  oraz  $f_k$  wprowadzone na potrzeby metody Orroka-Hudsona (wzór (43) oraz rys. 20). W tym przypadku

$$q'_s = f_v^2 \cdot q_{KP} \quad (136)$$

Zależność na liczbę kryterialną  $Ko$  (131) przekształca się do postaci

$$Ko = 239 \frac{f_v^2 \cdot q_{KP}}{\left(\frac{T_{ad}}{100}\right)^4} = 239 \frac{f_v^2 \cdot q_{KP}}{\left(\frac{T_0}{100}\right)^4} \left(\frac{T_0}{T_{ad}}\right)^4 \quad (137)$$

Po uwzględnieniu pod uwagę badania Nötzlina [1] uwzględniające parametr  $f_k$

$$1 - \frac{T'' f_k}{T_{ad}} = f_k \left(1 - \frac{T''}{T_{ad}}\right) \quad (138)$$

gdzie:

$T''$  – wartość wyznaczona ze wzoru (135)

$T''_{f_k}$  – wartość uwzględniająca  $f_k$

Nötzlin stwierdził, że  $f_k$  jest funkcją zawartości części lotnych w paliwie:

Dla  $V \geq 20\%$   $f_k = 1$

Dla  $V < 20\%$   $f_k = 1,23 - 0,012V$

### 7.3.2 Metoda normatywna.

Metoda normatywna jest obecnie najbardziej rozpowszechniona w Polsce. Ze względu na liczne zmiany w kolejnych wydaniach tej metody a zarazem ze względu na dostęp do każdego z nich, w kolejnych podrozdziałach przedstawiono wszystkie edycje metody oraz jej usprawnienia dokonane przez autorów nie będących pierwotnymi twórcami metody.

Poniższe zależności stanowią punkt wyjścia dla modyfikacji w kolejnych edycjach metodyki CKTI lub jej pochodnych opisanych w kolejnych podrozdziałach.

Pierwsze opracowanie metodyki normatywnej (ros. ЦКТИ -Центральный Котлотурбинный Институт, CKTI – Centralny Kotłowo-Turbinowy Instytut) wydano w 1937 r. i zrewidowano w 1945 r. pod nazwą „Normy ciepłowo raszczota kotłoagregata”. Wszechsojuznyj Tieplotiechniczeskij Institut (WTI) wydał w roku 1951 „Metodikę ciepłowo raszczota kotłoagregata”.

Początkowo oparta była na analizie zależności opisujących proces wymiany ciepła w oparciu o teorię podobieństwa. Pozwoliło to na pominięcie nieznanych parametrów w funkcji kryteriów bezwymiarowych opisujących proces spalania. W swoich pracach główny autor metodyki A. M. Gurwicz i jego zespół bazował na wynikach eksperymentalnych otrzymanych z badań komór paleniskowych kotłów parowych.

Bilans ciepła w palenisku kotła zapisać można jako:

$$Q_r + Q_k = \varphi \cdot B_p (I_{ad} - \sum V c_{p, \dot{s}r} t''), \text{ kW} \quad (139)$$

gdzie współczynnik  $\varphi$  uwzględnia stratę promieniowania w komorze paleniskowej.

Bilans można przedstawić również za pomocą zależności:

$$Q_r + Q_k = a_{KP} \cdot \sigma \cdot H_{opr} \cdot \xi (T_{\dot{s}r, p\dot{l}}^4 - T_{sc}^4) + \alpha_k \cdot H_{opr} (T_{\dot{s}r, p\dot{l}} - T_{sc}) \quad (140)$$

gdzie:

$a_{KP}$  - stopień czerni komory paleniskowej (emisyjność zastępcza) zdefiniowany w dalszej części pracy

$\sigma$  - stała Stefana-Boltzmana, promieniowania ciała doskonale czarnego

$\alpha_k$  – współczynnik przenikania ciepła

$\xi$  – współczynnik zanieczyszczenia powierzchni

Pozostałe składniki wzoru (140) można zapisać jako:

$$T_{\dot{s}r, p\dot{l}} = \sqrt{T_{ad} \cdot T''} \quad (141)$$

$$\sum V_s c''_{p,s} = \frac{I_{ad} - I''}{t_{ad} - t''} \quad (142)$$



$Q_k$  ze względu na niską wartość w stosunku do  $Q_r$  jest pomijana w dalszych obliczeniach.

Z porównania równań (139) i (140) otrzymujemy:

$$\sigma \cdot a_{KP} \cdot H_{opr} \cdot \xi (T_{sr}^4 - T_{sc}^4) = \varphi \cdot B_p (I_{ad} - \Sigma V \cdot i_s'') \quad (143)$$

W celu uproszczenia zapisów metodyki wprowadzono następujące oznaczenia temperatur bezwymiarowych:

$$\theta_{sr} = \frac{T_{sr}}{T_{ad}} \quad (144)$$

$$\theta = \frac{T''_k}{T_{ad}} \quad (145)$$

$$\theta_{sc} = \frac{T_{sc}}{T_{ad}} \quad (146)$$

Po dalszych przekształceniach i wprowadzeniu powyższych oznaczeń otrzymano

$$\sigma \cdot a_{KP} \cdot H_{opr} \cdot \xi (\theta_{sr}^4 - \theta_{sc}^4) = \varphi \cdot B_p \cdot \Sigma V c_{p,sr} \frac{1-\theta}{T_{ad}^3} \quad (147)$$

Ze względu na to, że  $T_{sc} \ll T_{sr}$ ,  $\theta_{sc}$  jest pomijana w kolejnych przekształceniach

$$\frac{\sigma \cdot a_{KP} \cdot \xi \cdot H_{opr} \cdot T_{ad}^3}{\varphi \cdot B_p \cdot \Sigma V_s c_{p,sr}} \theta_{sr}^4 + \theta - 1 = 0 \quad (148)$$

Po wprowadzeniu kryterium Boltzmana, określonego za pomocą zależności:

$$Bo = \frac{\varphi \cdot B_p \cdot \Sigma V_s c_{p,sr}}{\sigma \cdot \xi \cdot H_{opr} \cdot T_{ad}^3} \quad (149)$$

i oznaczeniu  $\theta_{sr} = N \theta^n$  otrzymano ostatecznie równanie parametryczne:

$$\frac{a_{KP} \cdot N^4}{Bo} \theta^{4n} + \theta - 1 = 0 \quad (150)$$

Wyróżnik temperatury na wylocie z komory jest funkcją zależną od dwóch parametrów

$$\theta = f \left( \frac{Bo}{a_{KP} \cdot N^4}; n \right) \quad (151)$$

Zespół pod kierownictwem A. M. Gurwicza na podstawie badań wymiany ciepła w komorach paleniskowych kotłów ustalił liczbową wielkość tej funkcji jako

$$\frac{\theta}{1-\theta} = M \left( \frac{Bo}{a_{KP} \cdot N^4} \right)^{0,6} \quad (152)$$

Gdzie n, N to wielkości przyjęte jako stałe dla większości palenisk. Autorzy przedstawili końcowy wzór dla temperatur bezwymiarowych w postaci

$$\theta = \frac{Bo^{0,6}}{M \cdot a_{KP}^{0,6} + Bo^{0,6}} \quad (153)$$

lub po przekształceniu, wzór na temperaturę na wylocie z komory paleniskowej:

$$T''' = \frac{T_{ad}}{\frac{M}{\left(\frac{Bo}{a_{KP}}\right)^{0,6} + 1}} \quad (154)$$

Strumień ciepła przepływający od spalin do ścian komory paleniskowej (przy założeniu, że płomień wypełnia całą objętość komory paleniskowej) można obliczyć za pomocą wzoru

$$\dot{Q}_r = \frac{\sigma \cdot H_{opr} (T_{pl}^4 - T_{sc}^4)}{\frac{1}{\varepsilon_{pl}} + \frac{1}{\varepsilon_{sc}} - 1} \quad (155)$$

Gęstość strumienia ciepła przekazywanego od ściany komory do paleniska wynosi

$$\dot{q}_{sc-p} = \varepsilon_{sc} \cdot \sigma \cdot T_{sc}^4 + (1 - \varepsilon_{sc}) \dot{q}_{pad} \quad (156)$$

gdzie  $\dot{q}_{pad}$  to gęstość strumienia ciepła padającego na ściany komory paleniskowej.

Po wprowadzeniu efektywności ścian komory paleniskowej kotła

$$\psi = 1 - \frac{\dot{q}_{sc-p}}{\dot{q}_{pad}} \quad (157)$$

Otrzymujemy po przekształceniach wzór na emisyjność płomienia

$$\varepsilon_{pl} = \frac{1}{1 + \frac{1}{\psi} \left( \frac{\sigma \cdot T_{pl}^4}{\dot{q}_{pad}} - 1 \right)} \quad (158)$$

Definiując emisyjność paleniska jako

$$\varepsilon_p = \frac{\dot{q}_{pad}}{\sigma \cdot T_{pl}^4} \quad (159)$$

Wzór (158) upraszcza się do postaci

$$\varepsilon_{pl} = \frac{1}{1 + \frac{1}{\psi} \left( \frac{1}{\varepsilon_p} - 1 \right)} \quad (160)$$

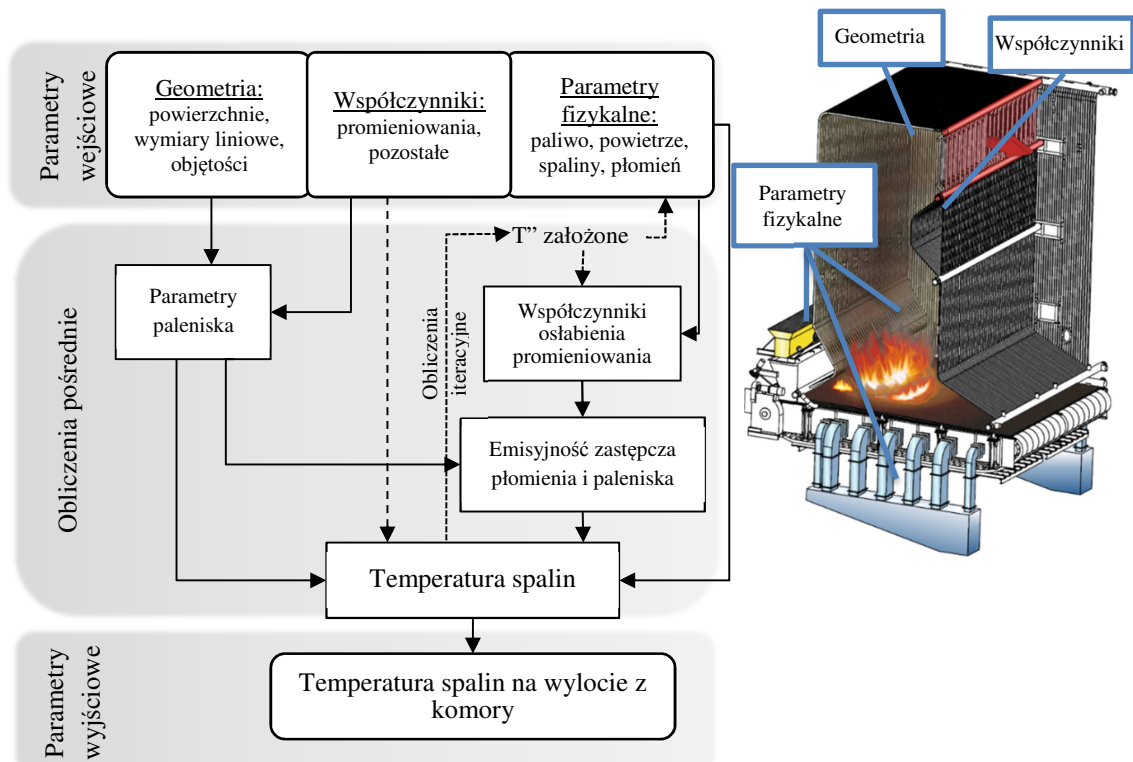
A po przekształceniach ostatecznie otrzymano wzór na emisyjność paleniska

$$\varepsilon_p = \frac{\varepsilon_{pl}}{\varepsilon_{pl} + \psi(1 - \varepsilon_{pl})} \quad (161)$$

### 7.3.2.1 Pierwsze (1957) i drugie wydanie (1973)

Parametrami wejściowymi metody są dane geometryczne komory paleniskowej i rusztu, parametry fizyczne mediów biorących udział w procesie spalania w komorze paleniskowej a także szereg współczynników empirycznych.

Obliczenia pośrednie paleniska i wymiany ciepła służą wyznaczeniu temperatury spalin. Obliczenia są następnie powtarzane do osiągnięcia wymaganej dokładności rachunku iteracyjnego. Schemat blokowy metody pokazano na rysunku 36.



Rysunek 36 Schemat blokowy algorytmu obliczeniowego 1-go i 2-go wydania metody normatywnej

Metoda opiera się na rozwiązaniu równania (154) przy spełnieniu warunków:

- dla pierwszego wydania:  $Bo < 10a_p$  oraz  $\theta < 0,9$ ,
- dla drugiego wydania jest tylko kryterium  $\theta < 0,9$ .

Po podstawieniu kryterium Boltzmana i po przekształceniach otrzymujemy zależności na wyznaczenie temperatury spalin na wylocie z komory paleniskowej lub powierzchni opromieniowanej dla założonej temperatury na wylocie.

$$T'' = \frac{T_{ad}}{M \left( \frac{\sigma \cdot a_{KP} \cdot \psi_{sr} \cdot H_{opr} \cdot T_{ad}^3}{\varphi \cdot B_p \cdot \Sigma V_s c_{p,s}''} \right)^{0,6} + 1} \quad (162)$$

$$H_{opr} = \frac{B_p \cdot Q_r}{M \cdot \sigma \cdot a_{KP} \cdot \psi_{sr} \cdot T_{ad}^3} \sqrt[3]{\frac{1}{M^2} \left( \frac{T_{ad}}{T''} - 1 \right)^2} \quad (163)$$

$\varphi$  to współczynnik uwzględniający stratę promieniowania w komorze paleniskowej określony w funkcji wartości straty promieniowania określonej z wykorzystaniem zapisów z normy PN-EN 12952 – 15: *Część 15: Badania odbiorcze*.

$$\varphi = \left(1 - \frac{S_{prom}}{100}\right) \quad (164)$$

Wyznaczenie stopnia czerni paleniska, tzw. emisyjności zastępczej.

Dla kotłów rusztowych emisyjność zastępczą paleniska określa się za pomocą zależności:

1-e wydanie 
$$a_{KP} = \frac{0,82[a_{pi} + (1 - a_{pi})\rho \cdot \psi']}{1 - (1 - \psi' \cdot \psi_{sr})(1 - a_{pi})(1 - \rho \cdot \psi')} \quad (165)$$

2-ie wydanie 
$$a_{KP} = \frac{a_{pi} + (1 - a_{pi})\rho}{1 - (1 - \psi' \cdot \psi_{sr})(1 - a_{pi})(1 - \rho)} \quad (166)$$

Współczynnik sprawności cieplnej ekranów jest iloczynem współczynnika kształtu zależnego od geometrii (dla ściany szczelnej równego 1) oraz współczynnika zanieczyszczenia powierzchni opromieniowanych w komorze paleniskowej. Stopień zanieczyszczenia powierzchni ogrzewalnej uwzględnia zmniejszenie ilości przejmowanego ciepła na skutek zanieczyszczenia lub pokrycia warstwą izolacji ekranów.

$$\psi = x \cdot \xi \quad (167)$$

Jeżeli ściany komory składają się z rur o różnych średnicach bądź pokryte są wymurówką, określa się średni współczynnik sprawności cieplnej ekranów uwzględniający różnice współczynnika zanieczyszczenia powierzchni opromieniowanych.

$$\psi_{sr} = \frac{\sum \psi_i \cdot F_{sc,i}}{F_{sc}} \quad (168)$$

Tabela 10 Wartości współczynnika zanieczyszczenia powierzchni opromieniowanych  $\xi$

	Ekran z rur gładkich, ściany szczelne	Ekran o okółkowane pokryte masą ogniotrwałą	Ekran pokryte cegłą szamotową
<b>Pierwsze wydanie</b>	0,7		
<b>Drugie wydanie</b>	0,6	0,2	0,1

Stopień ekranowania paleniska dla palenisk rusztowych jest zmienioną formą wzoru (168) na efektywność cieplną opromieniowanych powierzchni

$$\psi' = \frac{H_{opr}}{F_{sc} - F_R} \quad (169)$$

Parametr  $\rho$  określa wpływ promieniowania warstwy paliwa na ruszcie na wymianę ciepła w komorze paleniskowej i jest określany jako stosunek powierzchni czynnej rusztu do całkowitej powierzchni opromieniowanej w komorze paleniskowej.

$$\rho = \frac{F_R}{H_{opr}} \quad (170)$$

Emisyjność zastępcza płomienia  $a_{pł}$  jest zależna od współczynników, które osłabiają jego promieniowanie  $k$ , grubości promieniującej warstwy  $s$  i ciśnienia występującego wewnątrz komory paleniskowej  $p$  (przyjmuje się 1 at).

$$\text{1-e wydanie} \quad a_{pł} = \beta(1 - e^{-k \cdot p \cdot s}) \quad (171)$$

$$\text{2-ie wydanie} \quad a_{pł} = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} \quad (172)$$

dla paliwa stałego i płomienia świecącego  $\beta = 0,65$

$$s = 3,6 \frac{V_{KP}}{F_{Sc}} \quad (173)$$

$$\text{1-e wydanie} \quad k = k_g \cdot r_p + k_p \cdot \mu_p \quad (174)$$

$$\text{2-ie wydanie} \quad k = k_g \cdot r_p + k_p \cdot \mu_p + k_k \cdot \chi_1 \cdot \chi_2 \quad (175)$$

gdzie:

$k_g \cdot r_p$  – współczynnik osłabienia promieniowania gazami trójatomowymi o udziale  $r_p$

$k_p \cdot \mu_p$  – współczynnik osłabienia promieniowania cząstkami popiołu o koncentracji  $\mu_p$

$k_k \cdot \chi_1 \cdot \chi_2$  – współczynnik osłabienia promieniowania cząstkami koksu, zależny od rodzaju paliwa  $\chi_1$  i jego spalania  $\chi_2$

$$\text{1-e wydanie} \quad k_g = \left( \frac{0,8+1,6r_H}{\sqrt{p_p \cdot s}} \right) \left( 1 - 0,38 \frac{T''}{1000} \right) \quad (176)$$

$$\text{2-ie wydanie} \quad k_g = \left( \frac{0,78+1,6r_H}{\sqrt{p_p \cdot s}} - 0,1 \right) \left( 1 - 0,37 \frac{T''}{1000} \right) \quad (177)$$

$$p_p = r_p \cdot p \quad (178)$$

$$\text{1-e wydanie} \quad k_p = 7,0^3 \sqrt{\frac{1}{d_p^2 \cdot T''^2}} \quad (179)$$

$$\text{2-ie wydanie} \quad k_p = \frac{4300 \rho_{sp}}{\sqrt[3]{T''^2} \cdot d_p^2} \quad (180)$$

Gęstość spalin przyjmuje się  $\rho_{sp} = 1,3 \text{ kg/m}^3$  a  $d_p$  to średnia średnica cząstki popiołu (20 $\mu\text{m}$  dla palenisk rusztowych).

Współczynnik koncentracji popiołu w spalinach  $\mu_p$  zależny jest od udziału popiołu lotnego  $a_{pl}$ , zawartości popiołu w paliwie oraz masy spalin  $G_s$ .

$$\text{1-e wydanie} \quad \mu_p = \frac{10A^r \cdot a_{pl}}{V_s} \quad (181)$$

$$2\text{-ie wydanie} \quad \mu_p = \frac{A^r \cdot a_{pl}}{100G_s} \quad (182)$$

$$G_s = 1 - \frac{A^r}{100} + 1,306\lambda \cdot V_p^t \quad (183)$$

gdzie:

$a_{pl}$  – udział popiołu lotnego

$\chi_1 = 0,5$  – paliwa o dużej zawartości części lotnych

$\chi_2 = 0,03$  – paleniska rusztowe

$k_k = 1$

Parametr  $M$  jest funkcją względnej współrzędnej położenia maksymalnej temperatury w palenisku oraz rodzaju spalanego paliwa. W pierwszym wydaniu przyjęto  $M = 0,445$  niezależnie od rodzaju paleniska czy spalanego paliwa.

Edycja z roku 1973 wprowadziła zależności do wyznaczenia tego parametru głównie w zależności od spalanego paliwa, ale także od względnego położenia płomienia w komorze paleniskowej  $x_T$ .

$$M = 0,59 - 0,5x_T \quad (184)$$

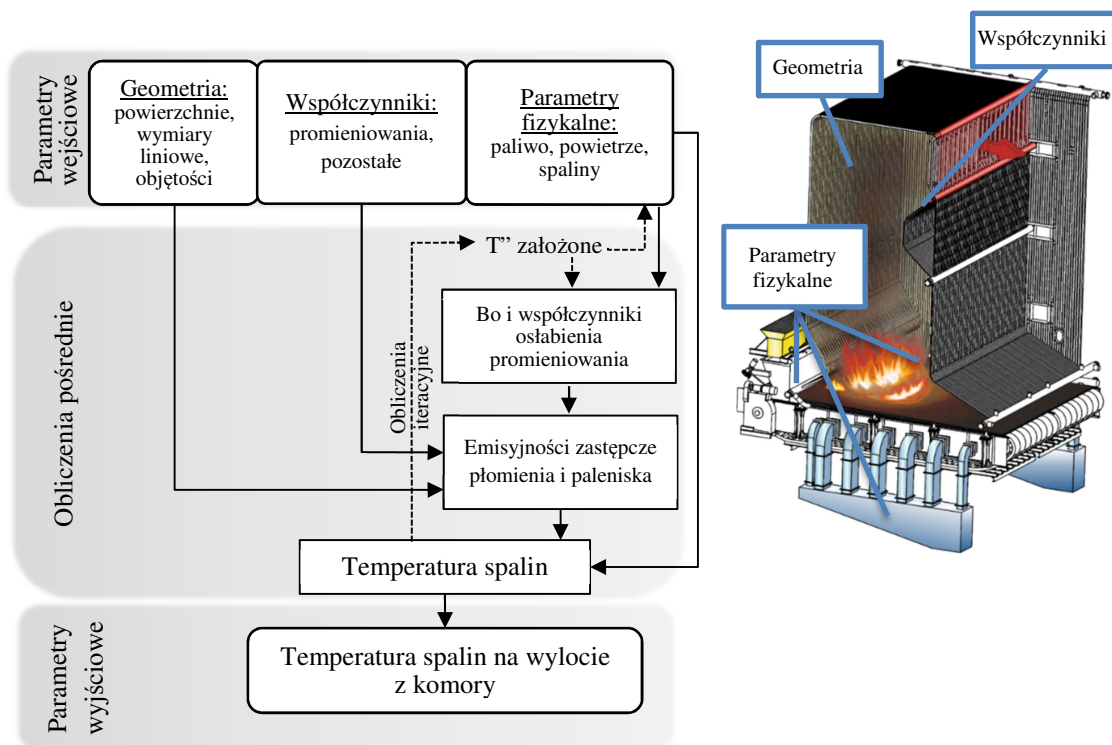
Z zapisów normowych wartość  $x_T$  dla kotłów rusztowych wynosi 0,14 a zatem stała wartość współczynnika  $M$  dla kotłów rusztowych wynosi 0,52.

### 7.3.2.2 Rozwinięcie metody normatywnej (1973) przez A. G. Blokh

Parametrami wejściowymi metody są dane geometryczne komory paleniskowej i rusztu, parametry fizyczne mediów biorących udział w procesie spalania w komorze paleniskowej a także szereg współczynników empirycznych.

Obliczenia pośrednie i wymiany ciepła służą wyznaczeniu temperatury spalin. Obliczenia są następnie powtarzane do osiągnięcia wymaganej dokładności rachunku iteracyjnego.

Schemat blokowy metody pokazano na rysunku 37.



Rysunek 37 Schemat blokowy algorytmu obliczeniowego metody Blokha

Metodyka obliczeń wywodzi się pośrednio z metody normatywnej, przy czym ogólne równania i zależności mają odmienną konstrukcję i postać. Wyrażenia  $\psi_{sr}$  i  $M$  mają te same wartości.

Zasadniczą różnicą jest wprowadzenie parametru paleniska jako:

$$\Pi = \frac{1}{a_{KP}} \frac{1}{\psi_{sr}} Bo \quad (185)$$

Zastępcza emisyjność paleniska ma postać

$$a_{KP} = \frac{a_{pt}}{a_{pt} + (1 - a_{pt})\psi_{sr}} \quad (186)$$

Postać sympleksu temperatur zaproponowany przez autora jest następująca:

$$\frac{1 - \theta}{\theta} = \frac{T_{ad} - T''}{T''} = \frac{M}{\Pi^{0,6}} \quad (187)$$

Zależność (187) (podobnie jak wzory z metod normatywnych) pozwala na wyznaczenie temperatury na wylocie z komory paleniskowej bez uwzględnienia wpływu wymiany ciepła na pole temperatury w komorze.

Zależnie od gabarytów komory tj. wysokości ( $H$ ) i głębokości ( $L$ ) wpływ ten jest różny.

Dla bardzo małych wartości  $L/H$  (nieskończenie wysokie komory) pole temperatury wzdłuż wysokości jest najmniej jednolite przy stosunkowo nieznacznej niejednorodności przepływu gazu w przekroju poprzecznym komory. W miarę wzrostu stosunku  $L/H$ , zmniejszanie się niejednorodności pola temperatury wzdłuż wysokości komory idzie w parze ze wzrostem niejednorodności temperatury spalin w przekroju poprzecznym. Prowadzi to do zmniejszenia wymiany ciepła w palenisku.

Wzrost grubości warstwy promieniującej  $s$  powoduje zwiększenie niejednorodności temperatury płomienia w przekroju poprzecznym. Promieniowanie wysokotemperaturowej strefy płomienia w osi kotła jest blokowane przez zimniejsze warstwy spalin.

Jest to tak zwane tłumienie promieniowania cieplnego i prowadzi do zmniejszenia przekazywania ciepła ścianom kotła a ostatecznie do zwiększenia temperatury spalin na wylocie z komory paleniskowej.

I.E. Dubovsky [13, 14] w wyniku przeprowadzonych badań nad tym zagadnieniem, zaproponował zmienioną postać zależności na temperaturę na wylocie z komory paleniskowej

$$\frac{T_{ad}-T''}{T''} = 1 - \theta = 0,96M \left(\frac{T_0}{T_{ad}}\right)^2 \left(a_{KP} \cdot \psi_{sr} \frac{1}{Bo}\right)^{0,6} \quad (188)$$

gdzie temperatura odniesienia wynosi  $T_0 = 1530 K$

Autor wprowadził również zależność na parametr paleniska:

$$\Pi_* = 0,1268M^{5/3} \left(\frac{T_{ad}}{1000}\right)^2 \left(\frac{1}{a_{KP}} \frac{1}{\psi_{sr}} Bo\right) = 0,1268M^{5/3} \left(\frac{T_{ad}}{1000}\right)^2 \Pi \quad (189)$$

Wzór (189) można przekształcić do praktyczniejszej postaci:

$$\theta = 1 - \frac{0,44}{\Pi_*^{0,6}} \quad (190)$$

Zależność (245) można także zapisać jako

$$\frac{1-\theta}{\theta} = \frac{0,96}{\left(\frac{T''}{T_0}\right)\left(\frac{T_{ad}}{T_0}\right)^{0,2}} \frac{M}{\Pi^{0,6}} \quad (191)$$

co jest analogiczne do podstawowej zależności (153).



Zależność uwzględnia wpływ wymiany ciepła w komorze paleniskowej na pole temperatury określonej funkcją

$$f(T'', T_{ad}) = \frac{0,96}{\left(\frac{T''}{T_0}\right)\left(\frac{T_{ad}}{T_0}\right)^{0,2}} \quad (192)$$

Dalsze uproszczenia wzoru (192) polegają na wprowadzeniu wygodniejszej formy liczby Boltzmanna, która uwzględnia natężenie ciepłe ścian.

$$Bo_f = \frac{q_f}{\sigma_0 \cdot T_{ad}^4} \quad (193)$$

$$q_f = \frac{B_p \cdot LHV}{H_{opr}} \quad (194)$$

$$\theta = 1 - 0,85M \left(\frac{T_0}{T_{ad}}\right)^{1,2} \left(a_{KP} \cdot \psi_{sr} \frac{1}{Bo_f}\right)^{0,6} \quad (195)$$

$$Bo_f \cong 0,812Bo \quad (196)$$

Optymalna wartość natężenia cieplnego ścian zapewniającego prawidłową pracę kotła bez szlakowania może być wyznaczona z następującego równania

$$q_f = a_{KP} \cdot \psi_{sr} \left(\frac{T_{ad}}{100}\right)^2 \left(\frac{M}{1-\theta}\right)^{5/3} \quad (197)$$

Emisyjność zastępcza płomienia  $a_{pl}$  ma tą samą fizyczną postać jak w metodzie normatywnej (172), czyli jest zależna od współczynników, które osłabiają jej promieniowanie  $k$  oraz ciśnienia występującego wewnątrz komory paleniskowej przyjętego jako  $p = 0,101$  MPa.

$$a_{pl} = 1 - e^{-k} \quad (198)$$

$$k = k_g \cdot r_p \sqrt{p_p \cdot s} + k_p + k_k \quad (199)$$

$$k_g = \left(\frac{0,78+1,6r_H}{\sqrt{p_p \cdot s}} - 0,1\right) \left(1 - 0,37 \frac{T''}{1000}\right) \quad (200)$$

$$p_p = r_p p \quad (201)$$

$$k_p = \frac{4,1}{\sqrt[3]{T''^2 \cdot d_p^2}} \left[1 - \frac{b_2}{1+30 \cdot 10^3 (\mu_p^{STP} s)^{-2}}\right] \mu_p^{STP} \cdot s \quad (202)$$

$$\mu_p^{STP} = \mu_p \frac{T''}{273} \frac{10A^r \cdot a_{pl}}{V_s} \quad (203)$$

gdzie:

Indeks STP<sup>4</sup> oznacza warunki normalne dla  $t = 0^\circ\text{C}$  i  $p = 0,101$  MPa

$\mu_p$  – masowa koncentracja popiołu

$b_2 = 0,6 - 0,7$

<sup>4</sup> Standard Temperature and Pressure

$a_{pl}$  – udział popiołu lotnego

$d_p$  – średnia średnica cząstki popiołu (20 $\mu$ m dla palenisk rusztowych)

$$k_k = \frac{10}{\sqrt[3]{T''^2 \cdot d_p^2}} \mu_k^{STP} \cdot s \quad (204)$$

$$\mu_k^{STP} = \frac{5,5C^r(10+S_4)}{(100+Vol)V_s} \quad (205)$$

### 7.3.2.3 Rozwinięcie metody normatywnej (1973) przez chińskich badaczy

W normach i zaleceniach technicznych dla chińskich projektantów kotłów [138, 144] stosowane są w dalszym ciągu zapisy rosyjskiej metody normatywnej z roku 1973. Parametrami wejściowymi metody są dane geometryczne komory paleniskowej i rusztu, parametry fizyczne mediów biorących udział w procesie spalania w komorze paleniskowej a także szereg współczynników empirycznych.

Obliczenia pośrednie paleniska i wymiany ciepła służą wyznaczeniu temperatury spalin. Obliczenia są następnie powtarzane do osiągnięcia wymaganej dokładności rachunku iteracyjnego. Schemat blokowy jest tożsamy z tym przedstawionym na rysunku 35. Główna zależność metody opisana jest za pomocą wzoru (211).

W przypadku kotłów rusztowych zmodyfikowano metodykę założeniem, że temperatura płomienia w komorze paleniskowej zmienia się wraz z jej wysokością.

$$T_{pl} = T''^n \cdot T_{ad}^{(1-n)} \quad (206)$$

Temperatury bezwymiarowe określone są jako:

$$\theta_{pl} = \frac{T_{pl}}{T_{ad}} \quad (207)$$

$$\theta'' = \frac{T''}{T_{ad}} \quad (208)$$

$$\theta_{pl} = \theta''^n \quad (209)$$

Gdzie  $n$  oznacza wpływ warunków spalania na pole temperatury w komorze paleniskowej. Podczas badań określono wartość  $n$  dla kotłów rusztowych jako 0,6.

Wyróżnik temperatury, który został wyznaczony przez badaczy rosyjskich jako zależność (151), został przedstawiony w następującej formie

$$Bo \left( \frac{1}{a_{KP}} + m \right) = \frac{\theta_{pl}^4}{1-\theta''} = \frac{\theta^{4n}}{1-\theta''} \quad (210)$$

Współczynnik  $m$  uwzględnia wpływ temperatury warstwy zanieczyszczeń na ścianie ekranu na wymianę ciepła. Wartość współczynnika  $m$  jest stała w celu uproszczenia obliczeń i zależna od ciśnienia roboczego kotła, wartości przedstawia tabela 11.

Tabela 11 Wartość współczynnika  $m$

Ciśnienie robocze MPa	0,7	1,0	1,25	1,6	2,5	3,8
Współczynnik $m$	0,13	0,14	0,15	0,16	0,18	0,21

Temperaturę na wylocie z komory paleniskowej można obliczyć wykorzystując następującą zależność:

$$\theta'' = k \left[ \text{Bo} \left( \frac{1}{a_{KP}} + m \right) \right]^p \quad (211)$$

Współczynniki  $k$  i  $p$  przedstawiono w tabeli 12.

Tabela 12 Wartości współczynników  $k$  i  $p$

$\text{Bo} \left( \frac{1}{a_{KP}} + m \right)$	$k$	$p$
0,6 - 1,4	0,6711	0,2144
1,4 - 3,0	0,6755	0,1714

Wyznaczenie stopnia czerni paleniska, tzw. emisyjności zastępczej.

Dla kotłów rusztowych emisyjność zastępcza paleniska określa się za pomocą zależności:

$$a_{KP} = \frac{1}{0,8 + x \left( \frac{1}{M} - 1 \right)} \quad (212)$$

$$M = a_{pł} + \rho (1 - a_{pł}) \quad (213)$$

Parametr  $\rho$  określa wpływ promieniowania warstwy paliwa na ruszcie na wymianę ciepła w komorze paleniskowej (podobnie do wzoru (170)) ale jest określany jako stosunek powierzchni czynnej rusztu do całkowitej powierzchni komory paleniskowej z wyłączeniem rusztu.

$$\rho = \frac{F_R}{F_{sc} - F_R} \quad (214)$$

Współczynnik  $x$  jest to stosunek powierzchni opromieniowanej do powierzchni całkowitej komory paleniskowej z pominięciem rusztu

$$x = \frac{H_{opr}}{F_{sc}} \quad (215)$$

Emisyjność zastępcza płomienia  $a_{pł}$  jest określona jak w przypadku standardowej metody (1973) za pomocą wzoru (172).

Poszczególne składowe mają różną formę w zależności od materiałów źródłowych.

Według [138] można wykorzystać zależności (175), (177) oraz (180).

Według [144] wyrażenia te mają następującą postać

$$k_g = \left( \frac{2,49 + 5,11 r_H}{\sqrt{p_p \cdot s}} - 1,02 \right) \left( 1 - 0,37 \frac{T''}{1000} \right) \quad (216)$$

$$k_p = \frac{7752}{\sqrt[3]{T^{m2}}} \quad (217)$$

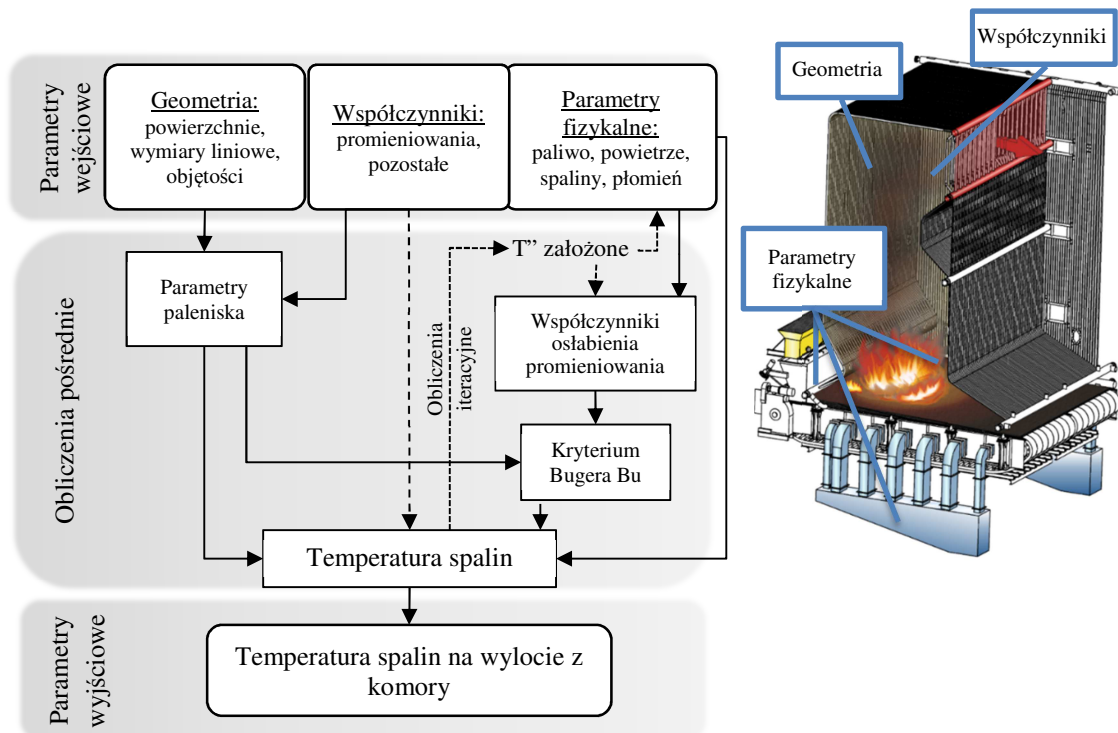
$$k_k \cdot \chi_1 \cdot \chi_2 = 0,153 \quad (218)$$

### 7.3.2.4 Trzecie wydanie (rok 1998)

Parametrami wejściowymi metody są dane geometryczne komory paleniskowej i rusztu, parametry fizyczne mediów biorących udział w procesie spalania w komorze paleniskowej a także szereg współczynników empirycznych.

Obliczenia pośrednie paleniska i wymiany ciepła służą wyznaczeniu temperatury spalin. Obliczenia są następnie powtarzane do osiągnięcia wymaganej dokładności rachunku iteracyjnego.

Schemat blokowy metody pokazano na rysunku 38.



Rysunek 38 Schemat blokowy algorytmu obliczeniowego 3-ego wydania metody normatywnej

Metodyka obliczenia temperatury na wylocie z komory paleniskowej nie różni się zasadniczo od tej przedstawionej w poprzednim wydaniu normy z roku 1973. W dalszym ciągu bazuje na sympleksie temperatur i odpowiednio dobranych współczynnikach i parametrów.

Wprowadzono jednak dodatkowy parametr  $B_{\dot{u}}$  w funkcji liczby Bugera –  $B_u$ , która w tym przypadku jest odpowiednikiem emisyjności zastępczej płomienia.

Odpowiadająca wzorowi (153) zależność na sympleks temperatur przedstawia się następująco:

$$\Theta = \frac{T''}{T_{ad}} = \frac{Bo^{0,6}}{M \cdot B\tilde{u}^{0,3} + Bo^{0,6}} \quad (219)$$

Podobnie jak wzór (153), równanie obowiązuje przy spełnieniu warunków  $\Theta < 0,9$ .

Zależności na wyznaczenie temperatury spalin na wylocie z komory paleniskowej lub powierzchni opromieniowanej dla założonej temperatury na wylocie przedstawione są poniżej.

$$T'' = \frac{T_{ad}}{M \cdot B\tilde{u}^{0,3} \left( \frac{\sigma \cdot \psi_{sr} \cdot H_{opr} \cdot T_{ad}^3}{\varphi \cdot B_p \cdot \Sigma V_{scp,s''}} \right)^{0,6} + 1} \quad (220)$$

$$H_{opr} = \frac{B_p Q_r}{M \cdot \sigma \cdot B\tilde{u}^{0,3} \cdot \psi_{sr} \cdot T'' \cdot T_{ad}^3} \sqrt[3]{\frac{1}{M^2} \left( \frac{T_{ad}}{T''} - 1 \right)^2} \quad (221)$$

### Określenie wpływu emisyjności paleniska na wymianę ciepła w komorze.

Odpowiednikiem emisyjności zastępczej paleniska z wydania normy z roku 1973, wzór (161) jest zależność:

$$B\tilde{u} = 1,6 \ln \left( \frac{1,4Bu^2 + Bu + 2}{1,4Bu^2 - Bu + 2} \right) \quad (222)$$

W tym przypadku rodzaj paleniska nie ma wpływu na postać samego wzoru.

Wspomniana liczba Bugera, która odpowiada emisyjności zastępczej płomienia, wzór (172) ma postać:

$$Bu = k \cdot p \cdot s \quad (223)$$

A poszczególne składniki mają podobną konstrukcję jak wzory (175), (177) i (180) z roku 1973 z tą jednak różnicą, że zmienił się wymiar jednostkowy dla współczynników osłabienia promieniowania.

$$k = k_g \cdot r_p + k_p \cdot \mu_p + k_k \cdot \mu_k \quad (224)$$

$$k_g = \left( \frac{7,8 + 16r_H}{\sqrt{10p_p \cdot s}} - 1 \right) \left( 1 - 0,37 \frac{T''}{1000} \right) \quad (225)$$

$$k_p \mu_p = \frac{10^4 \cdot 0,8}{\sqrt[3]{T''^2}} \frac{\mu_p}{1 + 1,2 \mu_p \cdot s} \quad (226)$$

Współczynnik osłabienia promieniowania cząstkami koksu zależny jest tylko od rodzaju paliwa i ma stałą wartość:

$$\text{dla węgla kamiennego:} \quad k_k \cdot \mu_k = 0,2$$

Parametr  $M$  jest funkcją stosunku powierzchni rusztu do całkowitej powierzchni ścian, wzór (228), recyrkulacji spalin (o ile występuje) oraz sposobu spalania paliwa.

$$M = M_0 (1 + \varrho) \sqrt[3]{r_v} \quad (227)$$

Dla palenisk rusztowych parametr  $M_0 = 0,46$ , parametr  $\rho$  określa wpływ promieniowania warstwy paliwa na ruszcie na wymianę ciepła w komorze paleniskowej i jest określany jak dla wcześniejszych wydań metody, wzór (170).

$$r_v = \frac{V_s(1+r)}{V_{N_2} + V_{RO_2}} \quad (228)$$

$r$  – udział recyrkulacji spalin (dla kotłów rusztowych najczęściej  $r = 0$ ).

Stopień zanieczyszczenia powierzchni ogrzewalnej podobnie jak w poprzedniej normie uwzględnia zmniejszenie ilości przejmowanego ciepła na skutek zanieczyszczenia lub pokrycia warstwą izolacji ekranów. Zaleca się przyjmowanie tych samych wartości co w wydaniu drugim z roku 1973.

### **7.3.2.5 Modyfikacje metod normatywnych i dodatkowe informacje odnoszące się do tych metod**

Spalanie warstwy paliwa na ruszcie różni się od spalania płomieniowego, a intensywność wymiany ciepła określana jest przez temperaturę źródła (w tym przypadku warstwy paliwa). Ta podstawowa różnica nie jest jednak uwzględniona w metodzie normatywnej i jej pochodnych, które nie rozróżniają wymiany ciepła podczas spalania czy to w palnikach czy w warstwie.

Metody bazujące na równaniach „czwartych potęg” temperatur, wzór (147) przyjmują płomień gazowy jako źródło ciepła, spalanie w warstwie nie jest brane pod uwagę.

Obliczanie komór paleniskowych przy użyciu metod normatywnych wykazuje [192, 193] przeszacowanie zarówno wartości strumienia ciepła przejętego przez komorę jak i temperatury na wylocie z niej, dzieje się tak ponieważ metoda bazuje na wymianie ciepła w kanale za pośrednictwem gazowych produktów spalania. Procesy spalania są traktowane jako całkowite i zupełne a temperatura maksymalna na wlocie do komory określana jest jako temperatura adiabatyczna zależna od nadmiaru powietrza.

Temperatura spalin na wylocie z komory jest obliczana za pośrednictwem empirycznej liczby Boltzmanna wyliczanej jako funkcja tej temperatury.

Przy spalaniu płomieniowym metoda normatywna zapewnia wystarczającą zgodność z danymi eksperymentalnymi, uwzględniając odpowiednie współczynniki w tym także parametr  $M$ , będący funkcją pola temperatury w palenisku, wzory (184) i (227). Przy uwzględnieniu spalania na ruszcie wprowadzono jednak parametr  $\rho$ , wzory (170) i (214) mający wpływ na emisyjność paleniska, wzory (164), (165) oraz (212),

jest on jednak niewystarczający do opisanego przebiegu wymiany ciepła dla tych warunków.

Promieniowanie warstwy stanowi do 70% ilość całego ciepła w komorze paleniskowej. Płomień gazowy ma niższą temperaturę niż warstwa paliwa zatem jest on ogrzewany od niej.

Stąd też racjonalnym parametrem wymiany ciepła w przypadku kotłów rusztowych jest temperatura warstwy paliwa a nie płomienia gazowego jak to jest opisane w metodzie normatywnej.

Kamenetskii [192, 193] proponuje użycie następującej zależności na strumień ciepła przejęty przez ściany w komorze paleniskowej

$$q = q_z + (q_r + q_{kon})_g \quad (229)$$

Gdzie poszczególne składowe określają strumienie ciepła przekazane przez złożę jak i płomień gazowy

$$q_z = \varepsilon_{z-sc} \sigma (T_z^4 - T_{sc}^4) \rho \quad (230)$$

$$q_r = \varepsilon_{KP} \cdot \sigma (\varepsilon_g \cdot T_g^4 - a_g \cdot T_{sc}^4) \quad (231)$$

$$q_{kon} = \alpha (T_g - T_{sc}) \quad (232)$$

$\varepsilon_{z-sc}$  – emisyjność pomiędzy złożem a ścianami

$\varepsilon_{KP}$  – emisyjność paleniska, wzory (164), (165) oraz (212)

$a_g$  – absorpcyjność gazów

Gazy pochłaniają nieznaczny ilość ciepła wypromieniowanego ze złoża, w przypadku, gdy składają się głównie z dwuatomowych składników można przyjąć ich przezroczystość ( $a_g = 1$ ).

Pojawiające się w metodzie normatywnej ograniczenie jej stosowania  $\theta < 0,9$  ma swoje źródło w równaniu bilansu cieplnego, który można zapisać w następującej postaci

$$q = \frac{\varphi \cdot B_p \cdot \Sigma V c_{p, \dot{s}r}}{H_{opr}} (T_{ad} - T''') \quad (233)$$

$$q = \sigma \cdot a_{KP} \cdot \psi \cdot T_{pt}^4 \quad (234)$$

Po przekształceniach i wykorzystaniu wzoru na liczbę Boltzmanna, wzór (149)

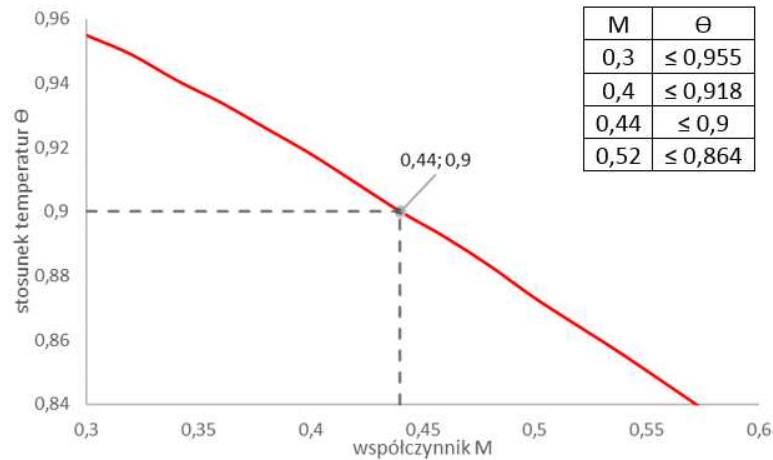
$$\frac{Bo}{a_{KP}} = \frac{1}{1-\theta} \frac{T_{pt}^4}{T_{ad}^4} \quad (235)$$

Podstawiając do wzoru podstawowego metody, wzór (153)

$$M^{\frac{5}{3}} \frac{\theta^{\frac{5}{3}}}{(1-\theta)^{\frac{2}{3}}} = \left( \frac{T_{pt}}{T_{ad}} \right)^4 \quad (236)$$

Przyjmując, że  $T_{pt} \leq Ta$  otrzymujemy ostatecznie

$$\frac{\theta}{(1-\theta)^2} = \frac{1}{M} \quad (237)$$

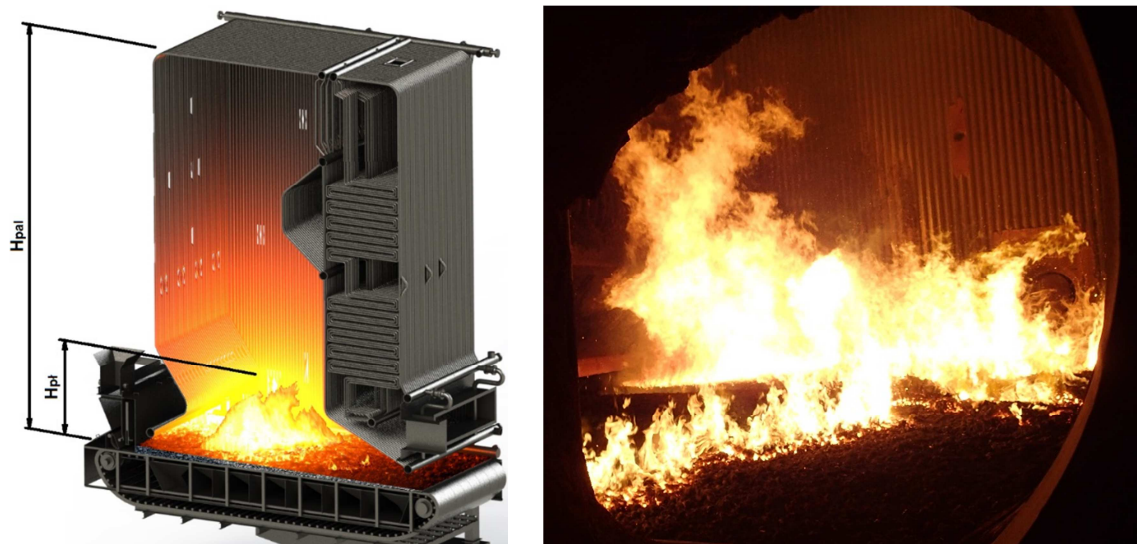


Rysunek 39 Zakres stosowania metody normatywnej

Wartość współczynnika  $M$  nie jest mniejsza od 0,44 stąd też  $\theta < 0,9$  jest zakresem stosowalności równania podstawowego metody. Biorąc pod uwagę, że w kotłach  $T_{pt} < T_{sr} < T_a$  wartości  $\theta$  będą niższe.

Autorzy oprogramowania specjalistycznego (KED) do obliczeń cieplnych kotłów PPSD™ po licznych badaniach kotłów rusztowych opracowali zależność na określenie położenia płomienia w komorze paleniskowej kotła rusztowego (wzór (238) i rys. 40).

$$x_T = 0,25 \frac{H_{pt}}{H_{pal}} \quad (238)$$



Rysunek 40 Określenie  $x_T$  dla kotłów rusztowych wg. KED, zdjęcie płomienia w komorze paleniskowej kotła WR40



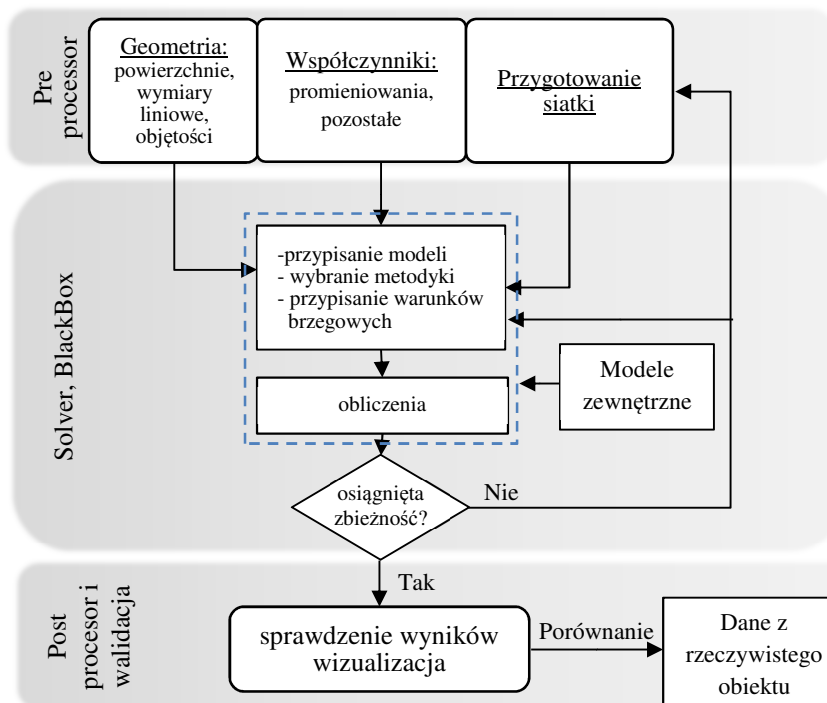
## 7.4 Metody numeryczne

Obliczenia numeryczne (CFD) są traktowane obecnie na równi z obliczeniami zerowymiarowymi. Z biegiem czasu metodyka i architektura kodu obliczeniowego uległa znacznej poprawie, a wady wynikające głównie z ograniczeń sprzętowych, zminimalizowane.

Metody numeryczne pozwalają na rozwiązywanie układów równań różniczkowych tworzących model matematyczny procesów transportu w płynach i ciałach stałych. Model matematyczny procesu ciepłno-przepływowego składa się z następujących równań:

- zachowania ilości substancji,
- zachowania pędu,
- zachowania energii,
- wpływu sił zewnętrznych.

Jednym z najpopularniejszych środowisk numerycznych jest Ansys Fluent™, który opiera się na metodzie objętości skończonych, charakteryzującej się tym, że przestrzeń obliczeniowa dzielona jest na szereg objętości kontrolnych, gdzie centra każdej z nich stanowią punkt obliczeniowy. Schemat blokowy metody pokazano na rysunku 41.



Rysunek 41 Schemat blokowy algorytmu obliczeń numerycznych

#### 7.4.1 Model obliczeniowy w środowisku Ansys Fluent

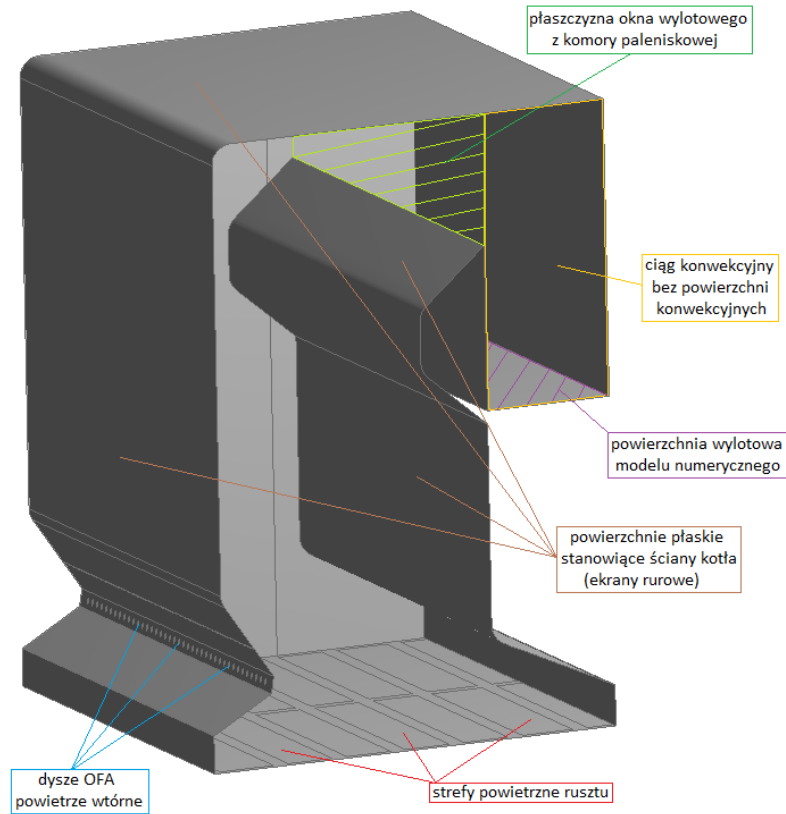
Podstawowym krokiem w analizie CFD jest poprawne określenie celu obliczeń i odpowiedniej osłony bilansowej kotła. W przypadku kotła rusztowego i wyznaczeniu temperatury na wylocie z komory paleniskowej, osłona bilansowa zawiera tylko komorę paleniskową. Odpowiednie warunki brzegowe w tym przypadku ograniczają się wyłącznie do warstwy płonącego paliwa na ruszcie – stanowiącej ruszt taśmowy oraz lokalizacji dysz dodatkowego powietrza do spalania, tzw. powietrza wtórnego.

Do obliczeń końcowych wykorzystano siatki o parametrach uzyskanych w przeprowadzonym procesie optymalizacyjnym. Wykonano testy siatki modelu celem oceny jej wpływu na otrzymane wyniki i czas obliczeń numerycznych. Ważnym aspektem jest zagęszczenie siatki w miejscach, gdzie spodziewane są lokalne znaczne zmiany przepływu czynnika lub duże gradienty zmian temperatury, które mogłyby nie zostać poprawnie odzwierciedlone dla siatki zgrubnej. Dodatkowo siatka była również oceniona pod względem typu elementów skończonych, zastosowano zarówno siatkę złożoną z czworościanów Tet4 i sześciąt Quad. Zgodnie z przewidywaniami dla tej samej jakości siatki, siatka zbudowana z elementów Tet4 jest większa, co wpływa na czas obliczeń.

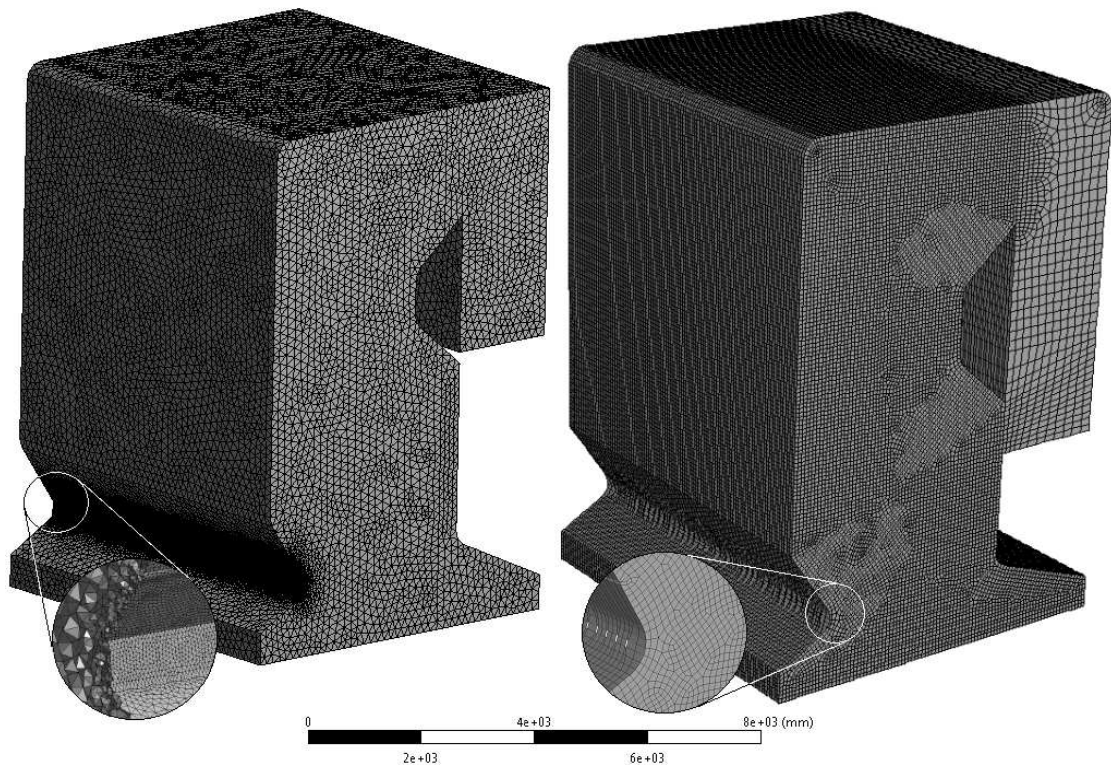
Model został odpowiednio uproszczony, komora paleniskowa, która w rzeczywistym kotle zbudowana jest ze ścian szczelnych w formie rura – płaskownik – rura, na modelu jest bryłą ograniczoną powierzchniami płaskimi. W kotle wodnym czynnik wewnątrz rur przepływa szeregowo (rys. 46), wpływa to na nierównomierność temperatury czynnika zarówno po szerokości danej ściany jak i po jej wysokości, zupełnie inaczej jak w przypadku kotłów parowych, dla których wewnątrz rur ekranów zakłada się stałą temperaturę równą temperaturze nasycenia dla danych parametrów.

Taki rozkład temperatury ścianek wewnątrz ekranów komory paleniskowej zaimplementować można za pomocą odpowiedniego algorytmu UDF (User Defined Function – funkcje własne użytkownika), który uwzględni zmianę temperatury czynnika wzdłuż długości rury.

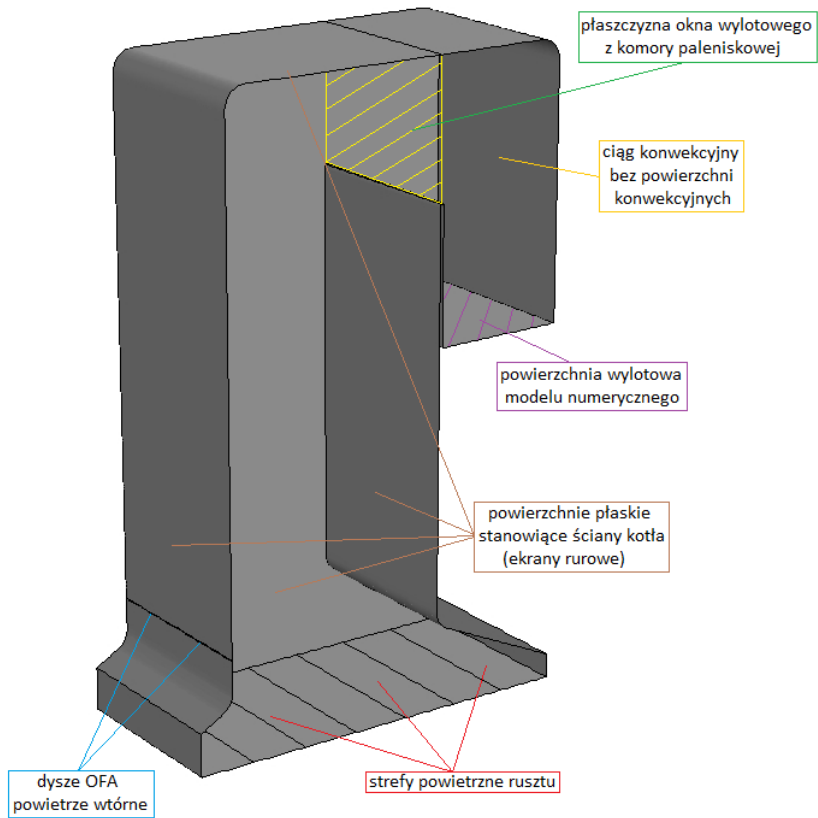
Geometria komór paleniskowych kotłów WR10 i WR40 wraz z przygotowaną siatką została pokazana na rysunkach 42-45, parametry końcowe siatki podano w tabeli 13.



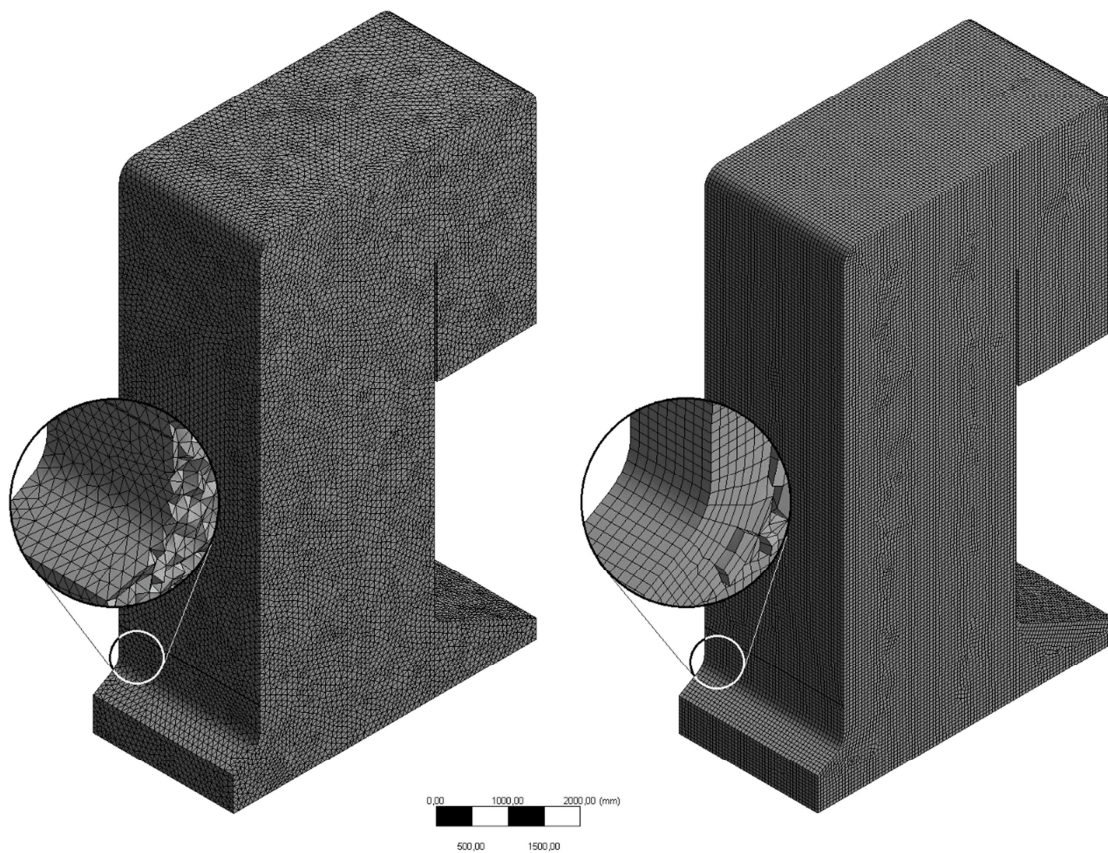
Rysunek 42 Geometria kotła rusztowego WR40



Rysunek 43 Siatka numeryczna modelu kotła WR40, z lewej utworzona z elementów Tet4, z prawej z Quad

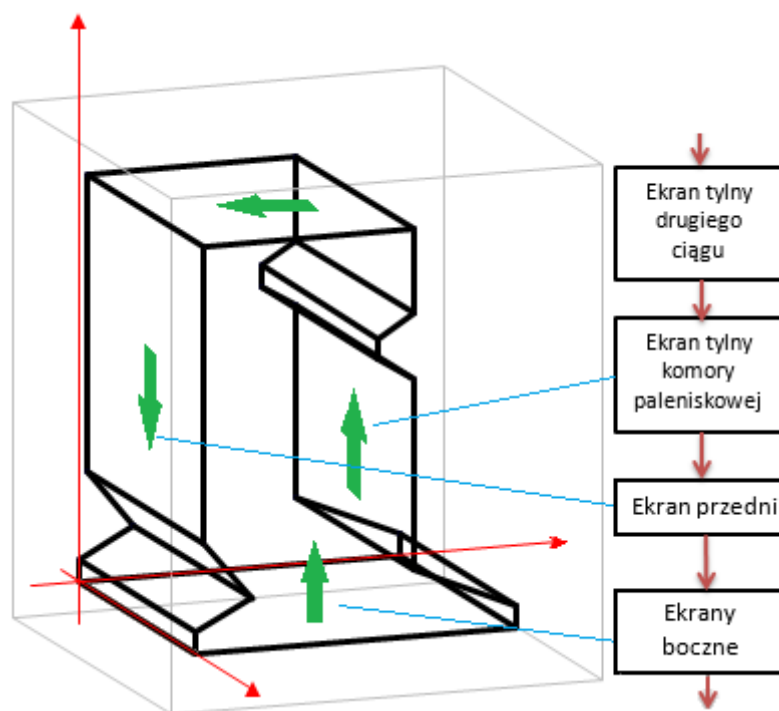


Rysunek 44 Geometria kotła rusztowego WR10



Rysunek 45 Siatka numeryczna modelu kotła WR10, z lewej utworzona z elementów Tet4, z prawej z Quad





Rysunek 46 Rozpływ czynnika wewnątrz ekranów kotła wodnego (pokazano dla WR40)

Tabela 13 Końcowe parametry siatki

	WR10		WR40	
	Tet4	Quad	Tet4	Quad
Liczba elementów	1 315 567	562 590	1 183 338	990 396
Liczba węzłów	232 308	536 233	213 312	953 932
Średnia jakość	0,854	0,923	0,848	0,977

#### 7.4.1.1 Zastosowane modele w analizie numerycznej i uproszczenia

Model matematyczny oparty jest na równaniach zachowania masy, energii, pędu oraz reakcji chemicznych w postaci uśrednionych równań Naviera-Stokesa i równań Reynoldsa.

Płyn (spaliny) traktowany jest jako gaz półdoskonały, w którym nie ma oddziaływań międzycząsteczkowych, zderzenia cząsteczek są doskonale sprężyste a ich objętość jest pomijalna w stosunku do objętości gazu.

Nie uwzględniono tworzenia się związków azotu i siarki

Wykorzystano algorytm SIMPLE (uwzględnia związek pomiędzy współczynnikami prędkości i ciśnienia) oraz model second-order upwind scheme w celu wyznaczenia algebraicznych równań modelu dyskretnego.

#### Model standardowy turbulencji k-ε

Jest to najpopularniejszy i zarazem najprostszy kompletny, semi-empiryczny model turbulencji bazujący na równaniach transportu energii kinetycznej  $k$  i jej energii rozproszenia  $\varepsilon$ . Główne założenie to przepływ w pełni turbulentny i pomijalny wpływ molekularnej lepkości.

#### Model promieniowania Discrete Ordinates (DO)

W modelu Discrete Ordinates rozwiązywane jest równanie transportu ciepła przez radiację przy założeniu skończonej liczby dyskretnych stałych kątów, z których każdy związany jest z kierunkiem w globalnym systemie kartezjańskim.

Model DO obejmuje cały zakres grubości optycznej i pozwala na analizę zagadnień promieniowania zarówno w procesie spalania z uwzględnieniem promieniowania pomiędzy cząstkami paliwa a spalinami

Absorpcyjność spalin jest wyznaczana przez wykorzystanie modelu sumy ważonej gazu szarego (weighted sum of gray gases model – WSGGM), który uwzględnia poszczególne pasma absorpcji i jest wykorzystywany do obliczenia zmiennego współczynnika absorpcji jako funkcję emisyjności i grubości promieniującej warstwy spalin.

#### Model spalania

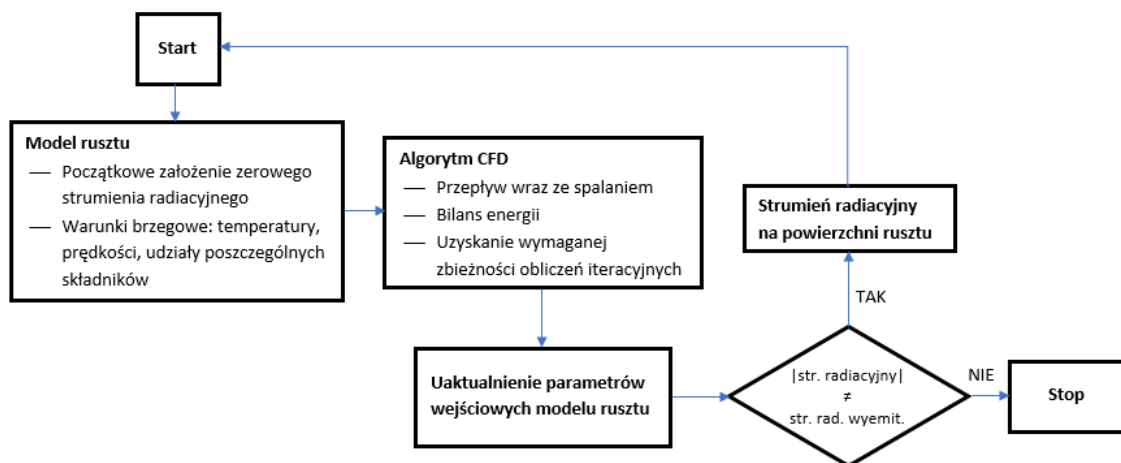
Jako model spalania fazy gazowej przyjęto model Arrheniusa i model dyssypacji Eddy-dissipation Magnussena i Hiertagera w celu wyznaczenia wzajemnych zależności pomiędzy turbulencją i reakcjami chemicznymi. Jego istotą jest wyznaczenie członów źródłowych reakcji bez konieczności podawania współczynników równania Arrheniusa. Równanie Arrheniusa opisuje zależność prędkości reakcji od temperatury. Warunkiem koniecznym, aby zaszła reakcja chemiczna jest to, aby energia kinetyczna zderzenia cząstek gazu była większa od energii aktywacji. Prawo Arrheniusa dostatecznie dobrze opisuje nie tylko reakcje proste, ale również wieloskładnikowe reakcje łańcuchowe.

Energia aktywacji jest podstawowym czynnikiem określającym przebieg reakcji chemicznej. Im mniejsza energia aktywacji, tym stała prędkości reakcji jest większa i tym szybciej zachodzi reakcja.

Model zakłada, że szybkość reakcji jest kontrolowana poprzez proces turbulentnego mieszania na podstawie kinetycznej energii turbulencji  $k$  oraz stopnia dyssypacji  $\epsilon$ .

Spalanie paliwa na ruszcie zostało zamodelowane przy wykorzystaniu zewnętrznego modelu, który został następnie zaimplementowany do środowiska numerycznego (rys. 47). Model rusztu stanowi dane wejściowe dla warunków wejściowych końcowego etapu obliczeń CFD.

Model złoża służy do zdefiniowania warunków brzegowych na wlotach (np. rozkład stężenia substancji w spalinach, prędkości i temperatury wzdłuż rusztu) do obszaru nad warstwą paliwa. Początkowo warunki brzegowe są obliczane przy założeniu zerowego strumienia promieniowania netto. Po osiągnięciu zbieżności, model przekazuje informacje o strumieniu ciepła promieniowania do pod-modelu warstwy paliwa. Warunki brzegowe są następnie aktualizowane zgodnie z równaniem bilansowym. Procedura powtarza się, aż strumień promieniowania netto się nie zmienia.



Rysunek 47 Schemat blokowy modelu złoża, opracowanie własne na podstawie [209]

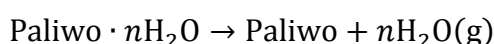
Obecnie istnieje szereg zero, jedno oraz dwuwymiarowych modeli spalania paliwa na rusztach. Modele rusztów dla kotłów opalanych różnorodnymi paliwami stałymi, są szeroko opisane w literaturze [148, 152, 163-166, 171, 177, 179-191, 195-202, 206-210, 214-221, 223-227].

Ze względu na uproszczony charakter analizy CFD w pracy zastosowano model rusztu „Black-box” [31, 156, 208].

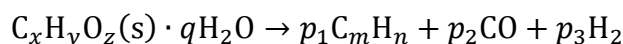
W modelu tym, warstwa węgla na ruszcie nie jest częścią domeny obliczeniowej CFD a założenia oparte są na globalnych i lokalnych bilansach masowych podstawowych składników wynikających z analizy paliwa. Dodatkowe informacje z pomiarów pozwalają na określenie odpowiednich warunków brzegowych [31, 156].

Ponieważ wszystkie składniki gazowe pochodzą z różnych stref złoża, podzielono go na trzy idealne strefy odpowiadające fazie suszenia pirolizy i gazyfikacji. Bilans masowy wszystkich składników oparty jest na podstawowych procesach i reakcjach suszenia, pirolizy oraz gazyfikacji. Dodatkowo dla fazy gazowej zapisano typowe dwu lub trójstopniowe zestawy reakcji.

- Strefa suszenia



- Strefa pirolizy



$\text{C}_x\text{H}_y\text{O}_z$  to ekwiwalentne paliwo, gdzie  $x$ ,  $y$  i  $z$  to współczynniki zależne od składu elementarnego paliwa stałego.

$\text{C}_m\text{H}_n$  to ekwiwalent związków  $\text{CH}_4$  i węglowodorów, dla których  $m$  i  $n$  są zależne od danych eksperymentalnych pirolizy paliwa stałego.

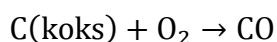
Współczynniki  $q$ ,  $p_1$ ,  $p_2$  oraz  $p_3$  są to współczynniki stechiometryczne reakcji pirolizy, spełniające warunki:

$$x = m \cdot p_1 + p_2 \quad (239)$$

$$y + 2q = n \cdot p_1 + 2p_3 \quad (240)$$

$$z + q = p_2 \quad (241)$$

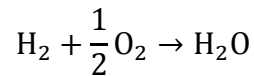
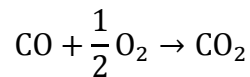
- Strefa gazyfikacji



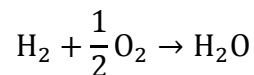
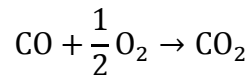
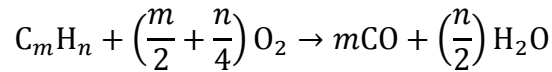
Dla fazy gazowej typowe dwu- lub trójstopniowy zestaw reakcji można zapisać jako:



– CO oraz H<sub>2</sub>



– C<sub>m</sub>O<sub>n</sub>, CO oraz H<sub>2</sub>



Rozkład temperatury w złożu może być wyznaczony z bilansu energii, problemem jest jednak brak danych dotyczących procesów wewnątrz złoża. Przyjęto, że temperatura strefy suszenia jest w zakresie 373K a 530K, strefa pirolizy od 530K do 590K i strefa gazyfikacji od 900K do 1300K i więcej [31].

Transport ciepła i masy w kierunku przesuwu złoża został pominięty z powodu pomijalnie małych gradientów w kierunku ruchu złoża zarówno temperatury jak i poszczególnych stężeń związków chemicznych w porównaniu z gradientami w kierunku przepływu spalin. Ruszt podzielono na 7 stref zgodnie z konstrukcją kotła i lokalizacją wlotów powietrza pierwotnego (rys.48 i 49). W analizie uwzględniono wyłącznie fazę gazową nad rusztem odpowiednio zadając warunki brzegowe zgodnie z równaniami stechiometrycznymi, pozostałe procesy zachodzące w samej warstwie na całej jej długości są pomijane. Model został rozszerzony poprzez zastosowanie modelu odgazowywania FG-DVC w zakresie obliczeń wstępnych jako preprocesor. Za pomocą modelu wyznaczone jest tempo przekształcania składników pirolizy (węgla – char, smoły – tar oraz części lotnych – volatilies) a także kluczowych związków gazowych. Na rysunkach 43 i 44 pokazano model złoża dla rusztu siedmiostrefowego kotłów WR10 i WR40 dla węgla o parametrach podanych w tabeli 14.

Tabela 14 Skład paliwa dla analizy CFD na podstawie danych pomiarowych – pkt 6.2

Pozycja	jednostka	WR40_1	WR40_2	WR10_135	WR10_100	WR10_68	WR10_35
		WR40		WR10			
Wartość opałowa	kJ/kg	21 626	23 241	22 013	22 013	21 618	22 808
Siarka - S	%	0,45	0,48	0,33	0,33	0,31	0,35
Wilgoć - H <sub>2</sub> O	%	9,6	7,9	16,8	16,8	18,6	14,4
Popiół	%	21,8	19,4	8,6	8,6	8,1	10,66
Węgiel - C	%	55,64	59,77	57,2	57,2	56,78	58,18
Wodór - H	%	3,61	3,89	4,03	4,03	3,96	4,16
Tlen - O	%	7,74	7,34	11,76	11,76	10,62	10,62
Azot - N	%	1,03	1,09	1,68	1,68	1,63	1,63
Części lotne	%	26,17	27,89	41,36	41,36	41,31	41,36
Strumień paliwa	kg/s	1,94	2,13	0,882	0,664	0,463	0,227
Całkowity strumień powietrza nadmiar	m <sup>3</sup> <sub>n</sub> /s	13,6	14,3	6,7	4,7	3,3	2,0
powietrza nadmiar	-	1,35	1,4	1,47	1,47	1,48	1,5
powietrza - ruszt							

Obliczenia numeryczne wykonano dla wszystkich przypadków pracy kotłów WR10 i WR40. Ekwiwalentny skład paliwa w oparciu o skład węgla z tabeli 14 i udziałów części lotnych przedstawiono w tabeli 15.

Tabela 15 Ekwiwalentny skład paliwa

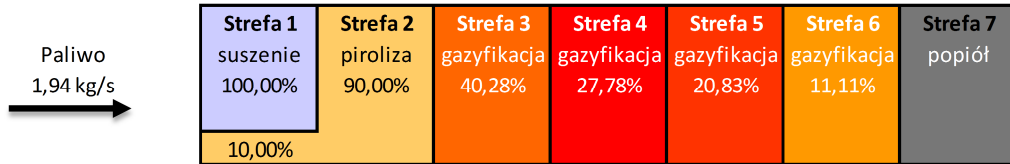
	WR40_1	WR40_2	WR10_135	WR10_100	WR10_68	WR10_35
Paliwo	C <sub>4,63</sub> H <sub>3,58</sub> O <sub>0,48</sub>	C <sub>4,98</sub> H <sub>3,86</sub> O <sub>0,46</sub>	C <sub>4,76</sub> H <sub>4</sub> O <sub>0,76</sub>	C <sub>4,76</sub> H <sub>4</sub> O <sub>0,76</sub>	C <sub>4,73</sub> H <sub>3,93</sub> O <sub>0,66</sub>	C <sub>4,84</sub> H <sub>4,13</sub> O <sub>0,66</sub>
Części lotne	CH <sub>0,77</sub> O <sub>0,1</sub>	CH <sub>0,78</sub> O <sub>0,09</sub>	CH <sub>0,86</sub> O <sub>0,15</sub>	CH <sub>0,86</sub> O <sub>0,15</sub>	CH <sub>0,83</sub> O <sub>0,14</sub>	CH <sub>0,85</sub> O <sub>0,14</sub>

Bilansowanie energetyczne komór paleniskowych wodnych kotłów rusztowych średniej mocy –  
weryfikacja metod obliczeniowych

**A) Paliwo1 WR40-praca szczytowa**

Równania złoże 68,6% Raw coal (C<sub>4,63</sub> H<sub>3,58</sub> O<sub>0,48</sub>)-->26,17%Volatile (CH<sub>0,77</sub> O<sub>0,1</sub>) + 42,43%Char(C)  
C + 1/2 O<sub>2</sub> --> CO

Powietrze pierwotne	5%	20%	29%	20%	15%	8%	3%
Temperatura (K)	530 K	800 K	1300 K	1300 K	1250 K	1200 K	800 K
Temperatura (°C)	257 °C	527 °C	1027 °C	1027 °C	977 °C	927 °C	527 °C



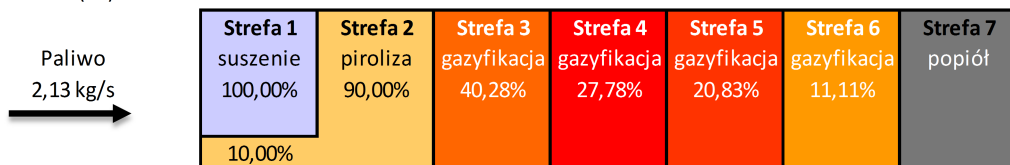
strumień powietrza 0,68 m<sup>3</sup>/s 2,72 m<sup>3</sup>/s 3,94 m<sup>3</sup>/s 2,72 m<sup>3</sup>/s 2,04 m<sup>3</sup>/s 1,09 m<sup>3</sup>/s 0,41 m<sup>3</sup>/s

Nadmiar powietrza nad rusztem λ = 1,35 [-]

**B) Paliwo2 WR40-praca podstawowa**

Równania złoże 72,7% Raw coal (C<sub>4,98</sub> H<sub>3,86</sub> O<sub>0,46</sub>)-->27,89%Volatile (CH<sub>0,78</sub> O<sub>0,09</sub>) + 44,81%Char(C)  
C + 1/2 O<sub>2</sub> --> CO

Powietrze pierwotne	5%	20%	29%	20%	15%	8%	3%
Temperatura (K)	530 K	800 K	1300 K	1300 K	1250 K	1200 K	800 K
Temperatura (°C)	257 °C	527 °C	1027 °C	1027 °C	977 °C	927 °C	527 °C



strumień powietrza 0,72 m<sup>3</sup>/s 2,86 m<sup>3</sup>/s 4,15 m<sup>3</sup>/s 2,86 m<sup>3</sup>/s 2,15 m<sup>3</sup>/s 1,14 m<sup>3</sup>/s 0,43 m<sup>3</sup>/s

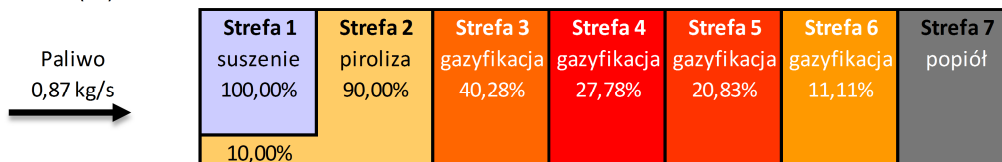
Nadmiar powietrza nad rusztem λ = 1,4 [-]

Rysunek 48 Schemat stref i warunków brzegowych dla modelu „Black box” kocioł WR40

Bilansowanie energetyczne komór paleniskowych wodnych kotłów rusztowych średniej mocy –  
weryfikacja metod obliczeniowych

**C) Paliwo3 WR10-135%**

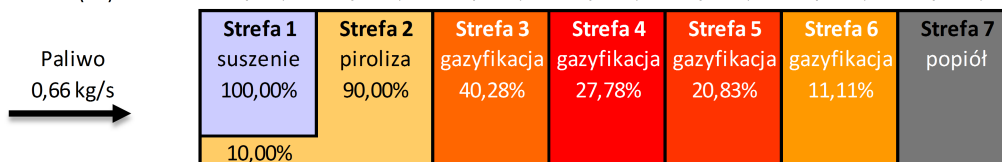
Równania złoża	74,6% Raw coal (C <sub>4,76</sub> H <sub>4</sub> O <sub>0,74</sub> )-->41,36%Volatile (CH <sub>0,84</sub> O <sub>0,15</sub> ) + 33,24%Char(C) C + 1/2 O <sub>2</sub> --> CO						
Powietrze pierwotne	5%	20%	29%	20%	15%	8%	3%
Temperatura (K)	530 K	800 K	1300 K	1300 K	1250 K	1200 K	800 K
Temperatura (°C)	257 °C	527 °C	1027 °C	1027 °C	977 °C	927 °C	527 °C



strumień powietrza 0,33 m<sup>3</sup>/s 1,32 m<sup>3</sup>/s 1,92 m<sup>3</sup>/s 1,32 m<sup>3</sup>/s 0,99 m<sup>3</sup>/s 0,53 m<sup>3</sup>/s 0,23 m<sup>3</sup>/s  
Nadmiar powietrza nad rusztem λ = 1,47 [-]

**D) Paliwo4 WR10-100%**

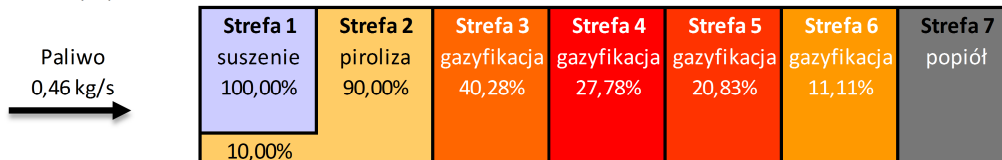
Równania złoża	74,6% Raw coal (C <sub>4,76</sub> H <sub>4</sub> O <sub>0,74</sub> )-->41,36%Volatile (CH <sub>0,84</sub> O <sub>0,15</sub> ) + 33,24%Char(C) C + 1/2 O <sub>2</sub> --> CO						
Powietrze pierwotne	5%	20%	29%	20%	15%	8%	3%
Temperatura (K)	530 K	800 K	1300 K	1300 K	1250 K	1200 K	800 K
Temperatura (°C)	257 °C	527 °C	1027 °C	1027 °C	977 °C	927 °C	527 °C



strumień powietrza 0,23 m<sup>3</sup>/s 0,94 m<sup>3</sup>/s 1,36 m<sup>3</sup>/s 0,94 m<sup>3</sup>/s 0,70 m<sup>3</sup>/s 0,37 m<sup>3</sup>/s 0,16 m<sup>3</sup>/s  
Nadmiar powietrza nad rusztem λ = 1,47 [-]

**E) Paliwo5 WR10-68%**

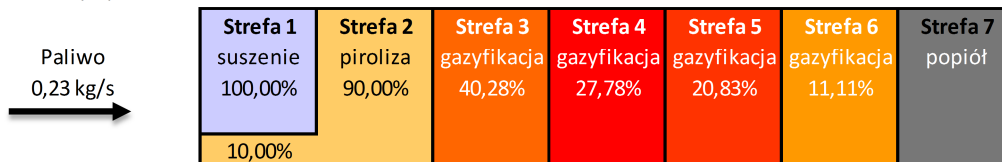
Równania złoża	73,3% Raw coal (C <sub>4,73</sub> H <sub>3,93</sub> O <sub>0,66</sub> )-->41,31%Volatile (CH <sub>0,83</sub> O <sub>0,14</sub> ) + 31,99%Char(C) C + 1/2 O <sub>2</sub> --> CO						
Powietrze pierwotne	5%	20%	29%	20%	15%	8%	3%
Temperatura (K)	530 K	800 K	1300 K	1300 K	1250 K	1200 K	800 K
Temperatura (°C)	257 °C	527 °C	1027 °C	1027 °C	977 °C	927 °C	527 °C



strumień powietrza 0,16 m<sup>3</sup>/s 0,65 m<sup>3</sup>/s 0,95 m<sup>3</sup>/s 0,65 m<sup>3</sup>/s 0,49 m<sup>3</sup>/s 0,26 m<sup>3</sup>/s 0,11 m<sup>3</sup>/s  
Nadmiar powietrza nad rusztem λ = 1,48 [-]

**F) Paliwo6 WR10-35%**

Równania złoża	76,9% Raw coal (C <sub>4,84</sub> H <sub>4,13</sub> O <sub>0,66</sub> )-->41,3%Volatile (CH <sub>0,85</sub> O <sub>0,14</sub> ) + 35,6%Char(C) C + 1/2 O <sub>2</sub> --> CO						
Powietrze pierwotne	5%	20%	29%	20%	15%	8%	3%
Temperatura (K)	530 K	800 K	1300 K	1300 K	1250 K	1200 K	800 K
Temperatura (°C)	257 °C	527 °C	1027 °C	1027 °C	977 °C	927 °C	527 °C



strumień powietrza 0,10 m<sup>3</sup>/s 0,41 m<sup>3</sup>/s 0,59 m<sup>3</sup>/s 0,41 m<sup>3</sup>/s 0,30 m<sup>3</sup>/s 0,16 m<sup>3</sup>/s 0,07 m<sup>3</sup>/s  
Nadmiar powietrza w komorze λ = 1,5 [-]

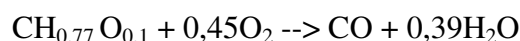
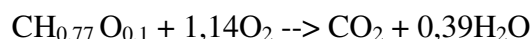
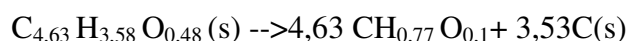
Rysunek 49 Schemat stref i warunków brzegowych dla modelu „Black box” kocioł WR10

Reakcje pirolizy i spalania dla tych paliw można zapisać za pomocą następujących zależności, poszczególne równania chemiczne są jednak w postaci ekwiwalentnej dla danego przypadku :

#### **Dla WR40**

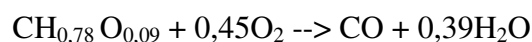
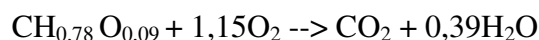
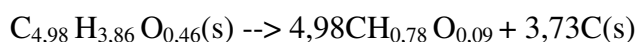
##### praca szczytowa – wariant 1

68,6% Raw coal ( $C_{4,63} H_{3,58} O_{0,48}$ ) --> 26,17% Volatile ( $CH_{0,77} O_{0,1}$ ) + 42,43% Char(C)



##### praca podstawowa – wariant 2

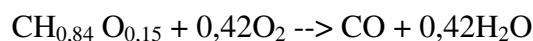
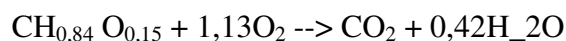
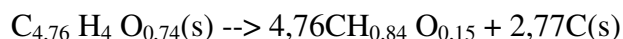
72,7% Raw coal ( $C_{4,98} H_{3,86} O_{0,46}$ ) --> 27,89% Volatile ( $CH_{0,78} O_{0,09}$ ) + 44,81% Char(C)



#### **Kocioł WR10**

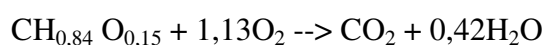
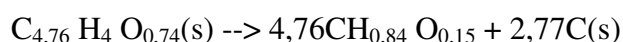
##### Obciążenie kotła 135%

74,6% Raw coal ( $C_{4,76} H_4 O_{0,74}$ ) --> 41,36% Volatile ( $CH_{0,84} O_{0,15}$ ) + 33,24% Char(C)



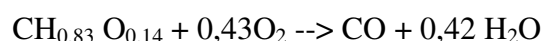
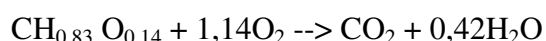
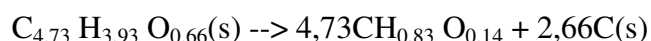
##### Obciążenie kotła 100%

74,6% Raw coal ( $C_{4,76} H_4 O_{0,74}$ ) --> 41,36% Volatile ( $CH_{0,84} O_{0,15}$ ) + 33,24% Char(C)



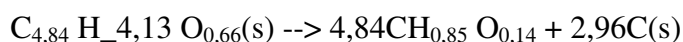
##### Obciążenie kotła 68%

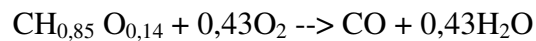
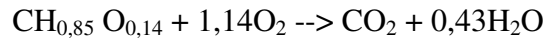
73,3% Raw coal ( $C_{4,73} H_{3,93} O_{0,66}$ ) --> 41,31% Volatile ( $CH_{0,83} O_{0,14}$ ) + 31,99% Char(C)



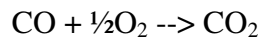
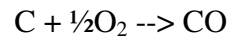
##### Obciążenie kotła 35%

76,9% Raw coal ( $C_{4,84} H_{4,13} O_{0,66}$ ) --> 41,3% Volatile ( $CH_{0,85} O_{0,14}$ ) + 35,6% Char(C)





**Dodatkowo dla każdego wariantu dla obu kotłów:**



Dane wejściowe modeli reakcji i właściwości materiałowych w Ansys Fluent przedstawiono w tabeli 16. W analizie CFD ze spalaniem z udziałem przepływu turbulentnego przyjęto, że substancje lotne powstają jako pojedynczy związek, który ulega natychmiastowej reakcji rozpadu na smołę, lekkie węglowodory, CO, CO<sub>2</sub> oraz H<sub>2</sub>O. Model FG-DVC oblicza stopień odgazowania smoły i pozostałych związków, przy czym największy spadek masy paliwa wynika z wytworzeniem się smoły.

Znając zawartość części lotnych dla paliwa suchego, bezpopiołowego ( $f_{\text{volatile}}$ ) i zakładając, że węgiel reszkowy powstały w procesie jest czystym węglem, można wyznaczyć wartość opałową części lotnych:

$$LHV_{\text{vol}} = \frac{LHV_{\text{p,daf}} - f_{\text{char}} \cdot LHV_{\text{char}}}{f_{\text{vol}}} \quad (242)$$

Parametry kinetyczne dla reakcji są przyjęte jak dla reakcji spalania metanu CH<sub>4</sub> [162] a wartość opałowa lekkich węglowodorów jest w przybliżeniu równa wartości opałowej metanu ( $LHV_{\text{gas}} = 50 \text{ MJ/kg}$ ). Biorąc to pod uwagę wartość opałową smoły powstałej w wyniku szybkiego rozpadu części lotnych można wyznaczyć z:

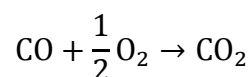
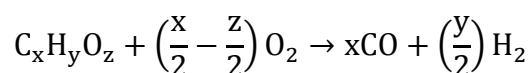
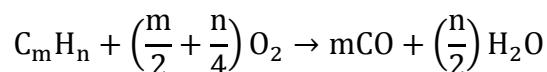
$$LHV_{\text{tar}} = \frac{LHV_{\text{volatile}} - (y_{\text{gas}} \cdot LHV_{\text{gas}} + y_{\text{CO}} \cdot LHV_{\text{CO}})}{y_{\text{tar}}} \quad (243)$$

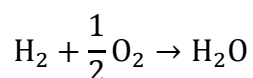
gdzie:

$y_{\text{gas}}$ ,  $y_{\text{tar}}$ ,  $y_{\text{CO}}$  – udziały masowe poszczególnych składników części lotnych

Koncepcja rozpraszania wirów (EDC) została użyta jako ogólny model interakcji między turbulencją a procesami chemicznymi w komorze paleniskowej. W modelu tym cała przestrzeń jest podzielona na małe obiekty wraz z otaczającymi je płynem. Zakłada się ponadto, że wszystkie reakcje składników lotnych reagują tylko w tych przestrzeniach, które lokalnie traktuje się jako reaktory doskonałego wymieszania.

Wykorzystując czterokrokowy globalny mechanizm spalania:





przy znanych ciepłach reakcji, wyznacza się kolejno entalpie tworzenia substancji lotnych, lekkich węglowodorów i smół. W przypadku wyznaczenia entalpii tworzenia smoły założono zerowe ciepło rozpadu części lotnych.

Warunki brzegowe dla wszystkich stref rusztu i powietrza wtórnego dla stanu suchego bezpopiołowego przedstawiono w tabeli 17. Wyznaczono je z bilansów masy i energii dla pirolizy węgla i reakcji spalania. Początkowo warunki brzegowe są wyznaczane przy założeniu zerowego strumienia promieniowania netto. Po osiągnięciu zbieżności Ansys Fluent dostarcza informacje o strumieniu ciepła promieniowania, które są ponownie wykorzystane w modelu warstwy paliwa. Warunki brzegowe są następnie aktualizowane zgodnie z równaniem bilansowym (277). Procedura powtarza się, dopóki radiacyjny strumień promieniowania osiągnie przewidzianą zbieżność. Schemat blokowy został przedstawiony na rysunku 49.

$$LHV \cdot B_p + Q_{pow}(t_{pow}) + Q_{r,wl} = \sum_i^n \left[ \left( LHV_i + \int_{t_{ref}}^{t_i} c_{p,i}(t) dt \right) \cdot m_i \right] + Q_{pop}(t_{pop}) + Q_{r,wyl} \quad (244)$$

gdzie:

$m_i$  – strumień i-tego składnika, kg/s

Tabela 16 Dane wejściowe Ansys Fluent

Wariant	WR40_1	WR40_2	WR10_135	WR10_100	WR10_68	WR10_35
<b>Combusting particle</b>						
Volatile %	39,08	40,10	43,04	43,04	38,63	38,54
Combustible %	36,80	38,84	46,63	46,63	51,42	51,30
<b>Burnout</b>						
Stoichometric Ratio	1,35	1,4	1,47	1,47	1,48	1,5
<b>Devolatilizing</b>						
Species	mv-vol	mv-vol	mv-vol	mv-vol	mv-vol	mv-vol
<b>Oxidizing</b>						
Species	O <sub>2</sub>	O <sub>2</sub>	O <sub>2</sub>	O <sub>2</sub>	O <sub>2</sub>	O <sub>2</sub>
<b>Product</b>						
Species	CO	CO	CO	CO	CO	CO

<b>Volatiles particle</b>						
<b>Coal-volatiles – mv-vol</b>						
Molecular weight	41,095	42,302	34,118	34,118	30,568	30,915
Standard State						
Enthalpy <i>J/kmol</i>	-1,69E+08	-1,75E+08	-1,90E+08	-1,90E+08	-1,99E+08	-1,77E+08
<b>Tar – mv-tar</b>						
Molecular weight	100,678	99,856	106,233	106,233	109,577	109,577
Standard State						
Enthalpy <i>J/kmol</i>	-3,20E+07	-7,06E+07	-4,67E+07	-4,67E+07	-1,76E+08	8,20E+07
<b>Gas – mv-gas</b>						
Molecular weight	18,098	18,008	18,006	18,006	17,556	17,654
Standard State						
Enthalpy <i>kJ/kmol</i>	-2,19E+08	-2,13E+08	-2,12E+08	-2,12E+08	-1,81E+08	-1,88E+08
Carbon monoxide – CO	✓	✓	✓	✓	✓	✓
Carbon dioxide – CO <sub>2</sub>	✓	✓	✓	✓	✓	✓
Hydrogen – H <sub>2</sub>	✓	✓	✓	✓	✓	✓
Nitrogen – N <sub>2</sub>	✓	✓	✓	✓	✓	✓
Reaction 1	a mv-vol ---> b mv-tar + c mv-gas + d CO + e H <sub>2</sub> O + f CO <sub>2</sub>					
	Rate exponent – 1 (vol); 0 (rest), k0 = 1 · 10 <sup>13</sup> , E = 0, Tn = 0					
mv-vol – a	1	1	1	1	1	1
mv-tar – b	0,262	0,280	0,150	0,150	0,099	0,100
mv-gas – c	0,357	0,368	0,325	0,325	0,353	0,339
CO – d	0,093	0,087	0,158	0,158	0,189	0,191
H <sub>2</sub> O – e	0,269	0,246	0,317	0,317	0,291	0,294
CO <sub>2</sub> – f	0,019	0,019	0,050	0,050	0,068	0,075
Reaction 2	a mv-tar + b O <sub>2</sub> ---> c CO + e H <sub>2</sub>					
mv-tar – a	1	1	1	1	1	1



Bilansowanie energetyczne komór paleniskowych wodnych kotłów rusztowych średniej mocy –  
weryfikacja metod obliczeniowych

O <sub>2</sub> – b	3,166	3,204	3,057	3,057	3,099	3,099
CO – c	7	7	7	7	7	7
H <sub>2</sub> – d	2,935	3,124	3,950	3,950	6,282	6,282
<hr/>						
Reaction 3	a mv-gas + b O <sub>2</sub> ---> c CO + e H <sub>2</sub> O					
mv-gas – a	1	1	1	1	1	1
O <sub>2</sub> – b	2,010	1,987	1,987	1,987	1,875	1,899
CO – c	1	1	1	1	1	1
H <sub>2</sub> O – d	3,020	2,975	2,974	2,974	2,750	2,799
<hr/>						
Reaction 4	a CO + b O <sub>2</sub> ---> c CO <sub>2</sub>					
	Rate exponent – 1 (CO, CO <sub>2</sub> ); 0,5 (O <sub>2</sub> ), k <sub>0</sub> = 1,3 · 10 <sup>11</sup> , E = 1,255 · 10 <sup>8</sup> , T <sub>n</sub> = 0					
CO – a	1	1	1	1	1	1
O <sub>2</sub> – b	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
CO <sub>2</sub> – c	1	1	1	1	1	1
<hr/>						
Reaction 5	a H <sub>2</sub> + b O <sub>2</sub> ---> c H <sub>2</sub> O					
H <sub>2</sub> – a	1	1	1	1	1	1
O <sub>2</sub> – b	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
H <sub>2</sub> O – c	1	1	1	1	1	1

Tabela 17 Parametry wejściowe stref rusztowych

Wariant	WR40_1	WR40_2	WR10_135	WR10_100	WR10_68	WR10_35
<b>Strefa 1</b>						
mH <sub>2</sub> O kg/s	0,186	0,168	0,147	0,112	0,086	0,033
mvol kg/s	0,067	0,077	0,031	0,024	0,014	0,007
mO <sub>2</sub> kg/s	0,089	0,110	0,045	0,034	0,024	0,012
mN <sub>2</sub> kg/s	0,293	0,361	0,147	0,111	0,078	0,040
Σ m kg/s	0,636	0,716	0,369	0,281	0,202	0,092
yH <sub>2</sub> O	0,293	0,235	0,398	0,398	0,426	0,354
yO <sub>2</sub>	0,140	0,153	0,121	0,121	0,117	0,132
yvol	0,106	0,108	0,084	0,084	0,071	0,081
yN <sub>2</sub>	0,461	0,504	0,397	0,397	0,386	0,433
ρ kg/m <sup>3</sup>	0,580	0,599	0,541	0,541	0,530	0,549
w m/s	0,184	0,200	0,284	0,216	0,159	0,070
Intensity %	5,351	5,272	5,213	5,394	5,619	6,199

Bilansowanie energetyczne komór paleniskowych wodnych kotłów rusztowych średniej mocy –  
weryfikacja metod obliczeniowych

dh m	1,559	1,559	1,331	1,331	1,331	1,331
Bu kg/s	6,34E-04	6,20E-04	1,13E-04	8,57E-05	5,63E-05	2,96E-05

**Strefa 2**

mvol kg/s	0,606	0,697	0,279	0,212	0,130	0,067
mCO kg/s	1,158	1,425	0,579	0,440	0,308	0,158
mN <sub>2</sub> kg/s	3,813	4,691	1,905	1,449	1,014	0,520
Σ m kg/s	5,577	6,812	2,763	2,102	1,452	0,744
yO <sub>2</sub>	0,208	0,209	0,209	0,209	0,212	0,212
yvol	0,109	0,102	0,101	0,101	0,090	0,090
yN <sub>2</sub>	0,684	0,689	0,690	0,690	0,698	0,698
ρ kg/m <sup>3</sup>	0,454	0,454	0,446	0,446	0,442	0,442
w m/s	2,515	3,072	3,156	2,401	1,677	0,858
Intensity %	4,240	4,135	4,200	4,346	4,552	4,948
dh m	1,303	1,303	1,140	1,140	1,140	1,140
Bu kg/s	8,25E-03	8,06E-03	1,46E-03	1,11E-03	7,31E-04	3,85E-04

**Strefa 3**

mCO kg/s	0,536	0,634	0,284	0,216	0,163	0,084
mO <sub>2</sub> kg/s	0,808	1,008	0,394	0,300	0,203	0,104
mN <sub>2</sub> kg/s	3,666	4,510	1,832	1,394	0,975	0,500
Σ m kg/s	5,010	6,152	2,510	1,910	1,341	0,687
yO <sub>2</sub>	0,161	0,164	0,157	0,157	0,152	0,151
yCO	0,107	0,103	0,113	0,113	0,121	0,122
yN <sub>2</sub>	0,732	0,733	0,730	0,730	0,727	0,727
ρ kg/m <sup>3</sup>	0,268	0,268	0,268	0,268	0,268	0,268
w m/s	3,830	4,701	4,778	3,635	2,555	1,309
Intensity %	4,463	4,350	4,415	4,568	4,774	5,191
dh m	1,303	1,303	1,140	1,140	1,140	1,140
Bu kg/s	7,93E-03	7,75E-03	1,41E-03	1,07E-03	7,03E-04	3,70E-04

**Strefa 4**

mCO kg/s	0,450	0,532	0,239	0,182	0,137	0,070
mO <sub>2</sub> kg/s	0,678	0,847	0,331	0,252	0,171	0,087
mN <sub>2</sub> kg/s	3,080	3,789	1,539	1,171	0,819	0,420
Σ m kg/s	4,208	5,168	2,108	1,604	1,127	0,577
yO <sub>2</sub>	0,161	0,164	0,157	0,157	0,152	0,151
yCO	0,107	0,103	0,113	0,113	0,121	0,122
yN <sub>2</sub>	0,732	0,733	0,730	0,730	0,727	0,727

Bilansowanie energetyczne komór paleniskowych wodnych kotłów rusztowych średniej mocy –  
weryfikacja metod obliczeniowych

$\rho \text{ kg/m}^3$	0,268	0,268	0,268	0,268	0,268	0,268
$w \text{ m/s}$	3,217	3,949	4,014	3,054	2,146	1,100
Intensity %	4,561	4,446	4,512	4,669	4,880	5,305
$dh \text{ m}$	1,303	1,303	1,140	1,140	1,140	1,140
$Bu \text{ kg/s}$	6,66E-03	6,51E-03	1,18E-03	8,99E-04	5,91E-04	3,11E-04
<b>Strefa 5</b>						
$mCO \text{ kg/s}$	0,300	0,355	0,159	0,121	0,091	0,047
$mO_2 \text{ kg/s}$	0,452	0,564	0,221	0,168	0,114	0,058
$mN_2 \text{ kg/s}$	2,053	2,526	1,026	0,780	0,546	0,280
$\Sigma m \text{ kg/s}$	2,805	3,445	1,406	1,069	0,751	0,385
$yO_2$	0,161	0,164	0,157	0,157	0,152	0,151
$yCO$	0,107	0,103	0,113	0,113	0,121	0,122
$yN_2$	0,732	0,733	0,730	0,730	0,727	0,727
$\rho \text{ kg/m}^3$	0,279	0,279	0,279	0,279	0,278	0,278
$w \text{ m/s}$	2,062	2,531	2,573	1,958	1,376	0,705
Intensity %	4,798	4,677	4,746	4,911	5,133	5,581
$dh \text{ m}$	1,303	1,303	1,140	1,140	1,140	1,140
$Bu \text{ kg/s}$	4,44E-03	4,34E-03	7,88E-04	6,00E-04	3,94E-04	2,07E-04
<b>Strefa 6</b>						
$mCO \text{ kg/s}$	0,193	0,228	0,102	0,078	0,059	0,030
$mO_2 \text{ kg/s}$	0,291	0,363	0,142	0,108	0,073	0,037
$mN_2 \text{ kg/s}$	1,320	1,624	0,659	0,502	0,351	0,180
$\Sigma m \text{ kg/s}$	1,803	2,215	0,904	0,687	0,483	0,247
$yO_2$	0,161	0,164	0,157	0,157	0,152	0,151
$yCO$	0,107	0,103	0,113	0,113	0,121	0,122
$yN_2$	0,732	0,733	0,730	0,730	0,727	0,727
$\rho \text{ kg/m}^3$	0,290	0,290	0,290	0,290	0,290	0,290
$w \text{ m/s}$	1,273	1,562	1,588	1,208	0,849	0,435
Intensity %	5,040	4,913	4,986	5,159	5,392	5,862
$dh \text{ m}$	1,303	1,303	1,140	1,140	1,140	1,140
$Bu \text{ kg/s}$	2,85E-03	2,79E-03	5,07E-04	3,85E-04	2,53E-04	1,33E-04
<b>Strefa 7</b>						
$mO_2 \text{ kg/s}$	0,134	0,164	0,067	0,059	0,041	0,021
$mN_2 \text{ kg/s}$	0,440	0,541	0,220	0,194	0,136	0,070
$\Sigma m \text{ kg/s}$	0,574	0,706	0,287	0,253	0,177	0,091
$yO_2$	0,233	0,233	0,233	0,233	0,233	0,233

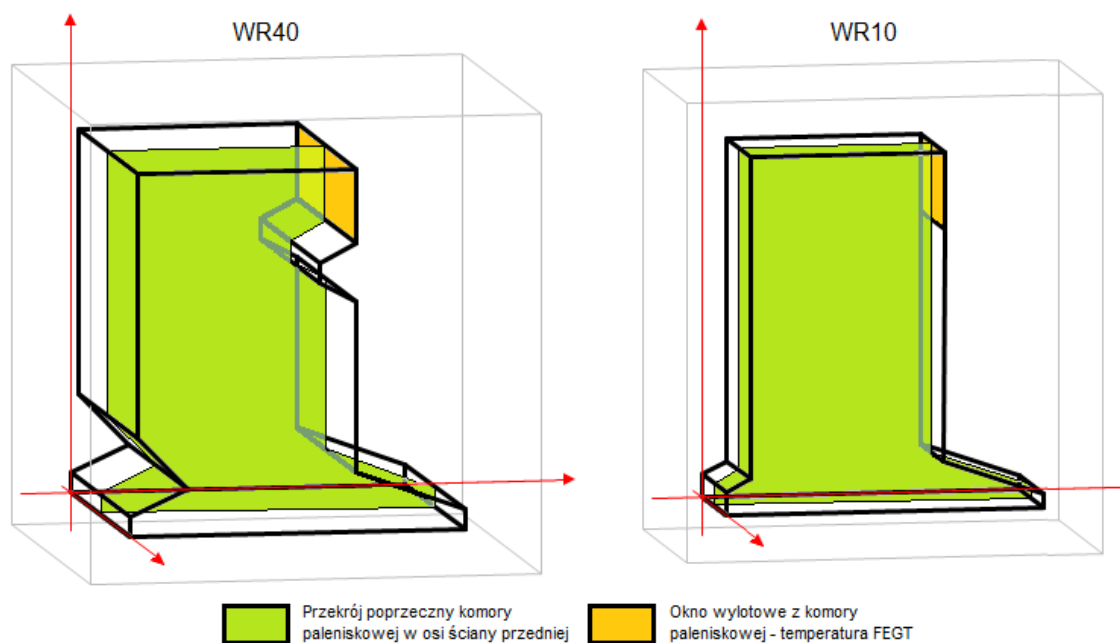
yCO	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
yN <sub>2</sub>	0,767	0,767	0,767	0,767	0,767	0,767
ρ kg/m <sup>3</sup>	0,440	0,440	0,440	0,440	0,440	0,440
w m/s	0,270	0,333	0,336	0,297	0,208	0,106
Intensity %	5,633	5,489	5,574	5,661	5,919	6,435
dh m	1,290	1,290	1,130	1,130	1,130	1,130
Bu kg/s	9,52E-04	9,30E-04	1,69E-04	1,49E-04	9,80E-05	5,16E-05

**Powietrze OFA t<sub>WR40</sub> = 15,0 °C t<sub>WR10</sub> = 5,0 °C**

w m/s	56,828	66,262	25,631	18,824	-	-
Intensity %	3,931	3,848	4,333	4,483	-	-
dh m	0,020	0,020	0,020	0,020	0,020	0,020

#### 7.4.2 Wyniki analizy numerycznej kotłów WR10 i WR40

Wyniki analizy numerycznej zostały przedstawione dla dwóch płaszczyzn modelu przepływowego; zostały one pokazane na rysunku 50. Płaszczyzna dzieląca komorę paleniskową w osi ściany przedniej i tylnej, oznaczona kolorem zielonym, przedstawia rozkład temperatury w komorze paleniskowej wzdłuż jej wysokości, płaszczyzna oznaczona kolorem pomarańczowym przedstawia rozkład temperatury na wylocie z komory paleniskowej, natomiast wartość temperatury średniej z tego rozkładu (tabela 18) jest wykorzystana do oceny otrzymanych wyników obliczeń dla wszystkich z metod.



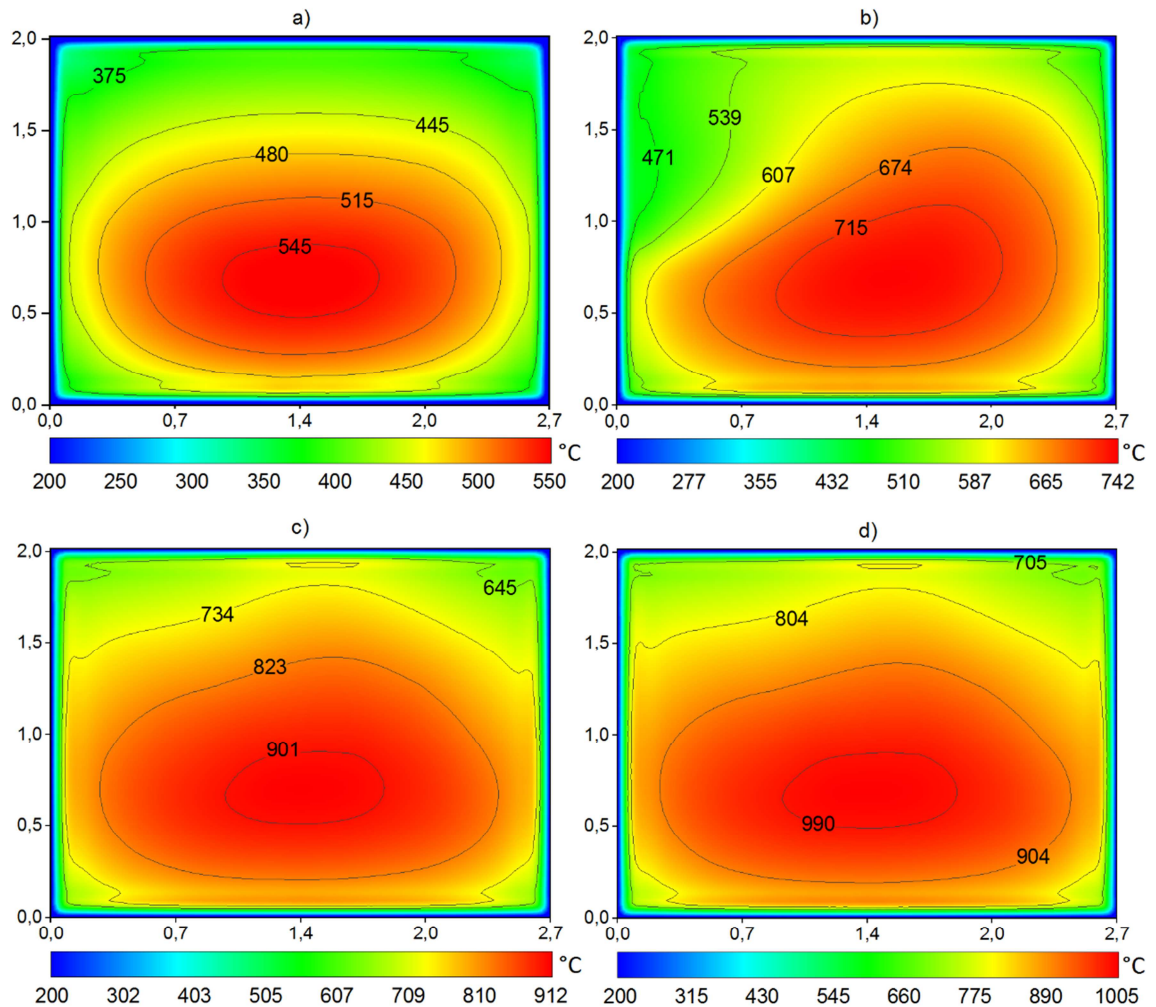
Rysunek 50 Płaszczyzny z wynikowymi polami temperatur dla obu kotłów

Tabela 18 Uśrednione wartości temperatury na wylocie z komory paleniskowej

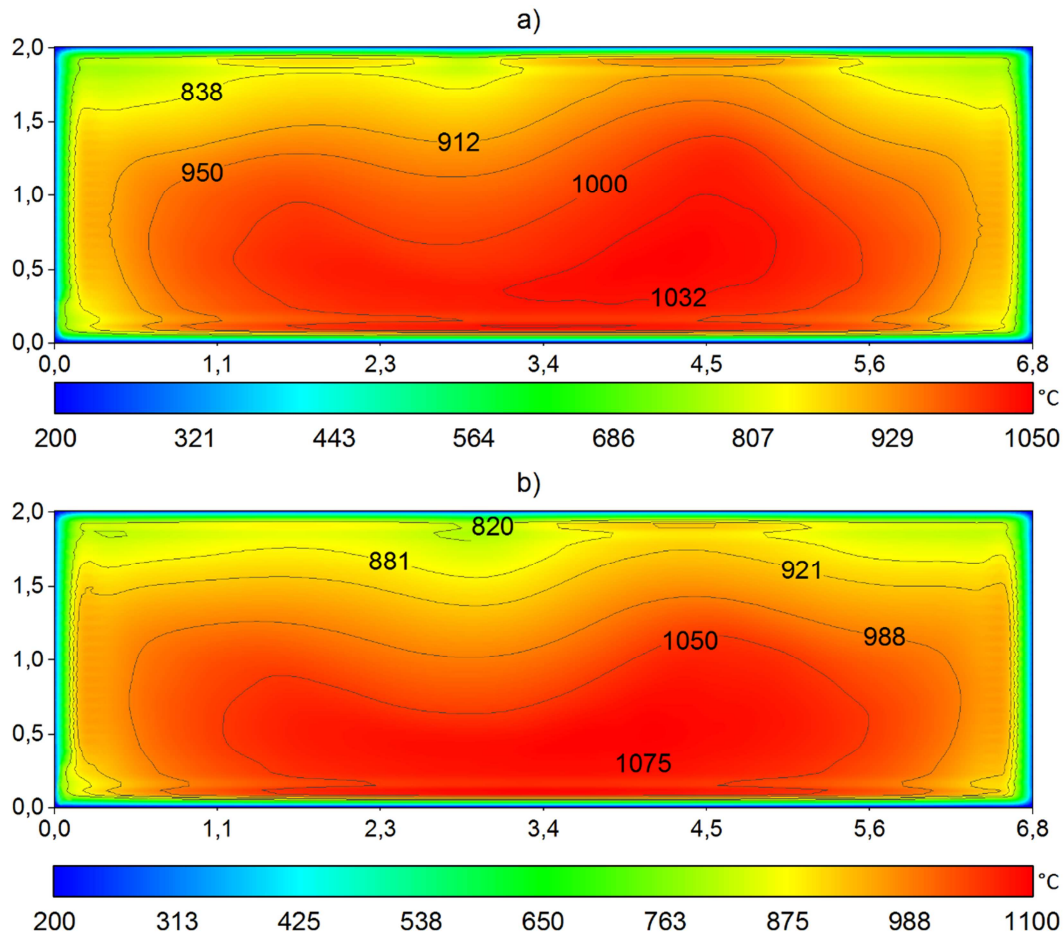
Uśredniona temperatura na wylocie z komory paleniskowej, °C	WR10				WR40	
	035	068	100	135	01	02
	459,0	546,8	783,9	864,9	931,9	970,9

Dla kotła WR10 pola temperatury na wylocie z komory paleniskowej przedstawiono na rysunku 51.

Dla kotła WR40 pola temperatury na wylocie z komory paleniskowej przedstawiono na rysunku 52.



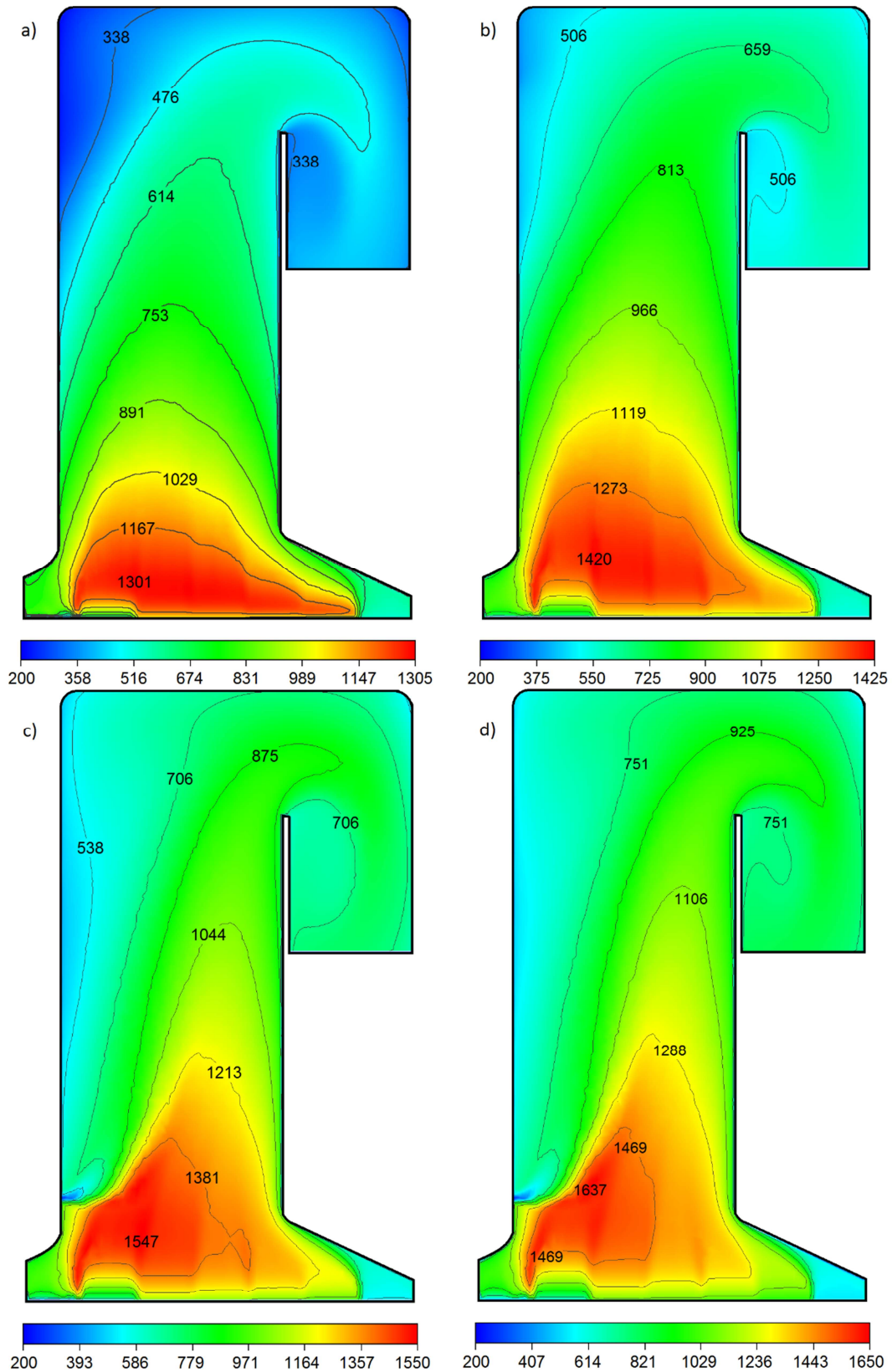
Rysunek 51 Pola temperatur w przekroju wylotowym z komory paleniskowej kotła WR10 dla przypadków a) 035, b) 068, c) 100, d) 135



Rysunek 52 Pola temperatur w przekroju wylotowym z komory paleniskowej kotła WR40 dla przypadków a) 01, b) 02

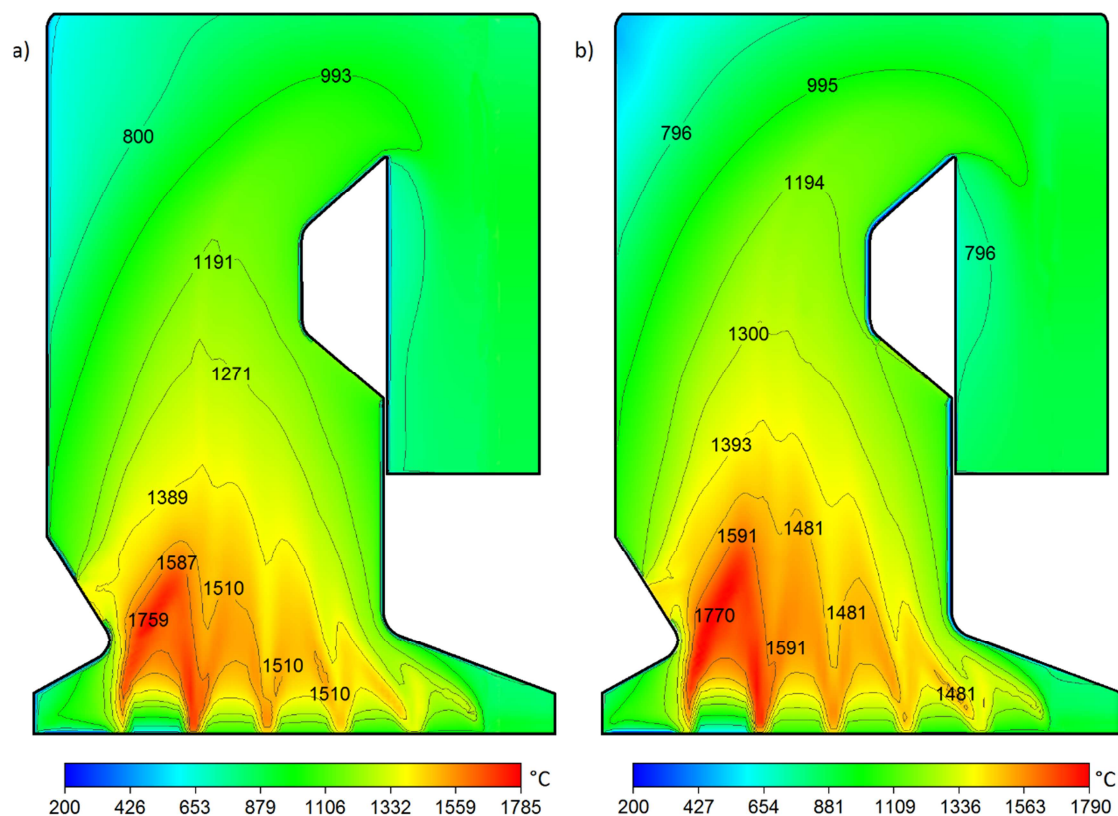
Rozkład temperatury w komorze paleniskowej wzdłuż jej wysokości dla kotła WR10 został przedstawiony na rysunku 53.

Rozkład temperatury w komorze paleniskowej wzdłuż jej wysokości dla kotła WR40 został przedstawiony na rysunku 54.



Rysunek 53 Pola temperatur w komorze paleniskowej w osi ściany przedniej kotła WR10 dla przypadków a) 035, b) 068, c) 100, d) 135





Rysunek 54 Pola temperatur w komorze paleniskowej w osi ściany przedniej kotła WR40 dla przypadków a) 01, b)02

Na podstawie danych z analizy numerycznej możliwe było sporządzenie charakterystyki rozkładu temperatur wzdłuż wysokości komory paleniskowej dla kotłów WR10 oraz WR40 – rysunki 55 i 56. Wartości temperatur obrazują obszary największych obciążeń cieplnych w komorze paleniskowej. Równania dla charakterystyk dopasowania dla rozkładów temperatur zamieszczono w tabeli 19.

Wykorzystując zależności z załącznika 1 określono gęstości obciążeń cieplnych dla ściany komór paleniskowych kotłów WR10 oraz WR40 – rysunki 57 – 62.

Określenie obciążenia cieplnego poszczególnych ścian komory paleniskowej kotła wodnego pozwala na wyeliminowanie ryzyka przegrzania rur dla obszarów o niewystarczającym chłodzeniu wodą przepływającą wewnątrz rur.

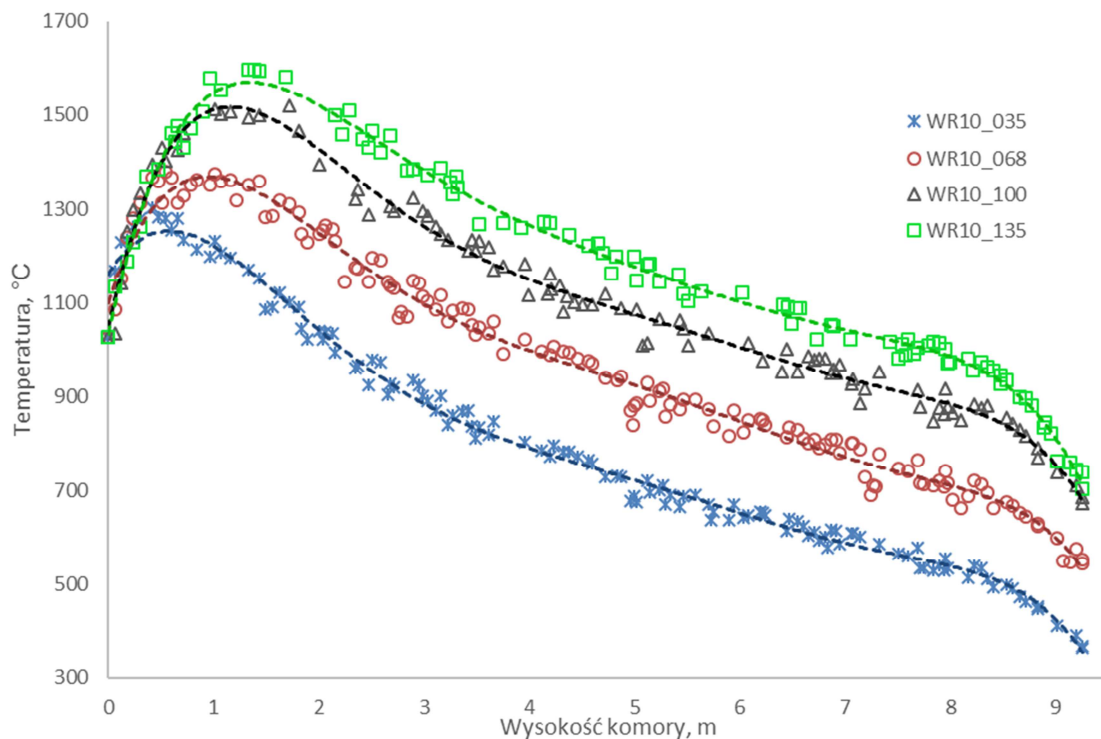
Obieg wody w kotle jest zasadniczo szeregowy (rys. 46) i woda przepływa kolejno przez każdą z powierzchni ogrzewalnych kotła. W przypadku gdy zostanie on niepoprawnie zaprojektowany np. dla ścian, w których kierunku przepływu wody będzie skierowany w dół to w przypadku, gdy zmienią się parametry czynnika (wzrost obciążenia cieplnego i/lub zmniejszenie ciśnienia) nastąpi lokalne odparowanie wody spowodowane w krytycznej rurze. W wyniku tego przepływająca woda w kierunku



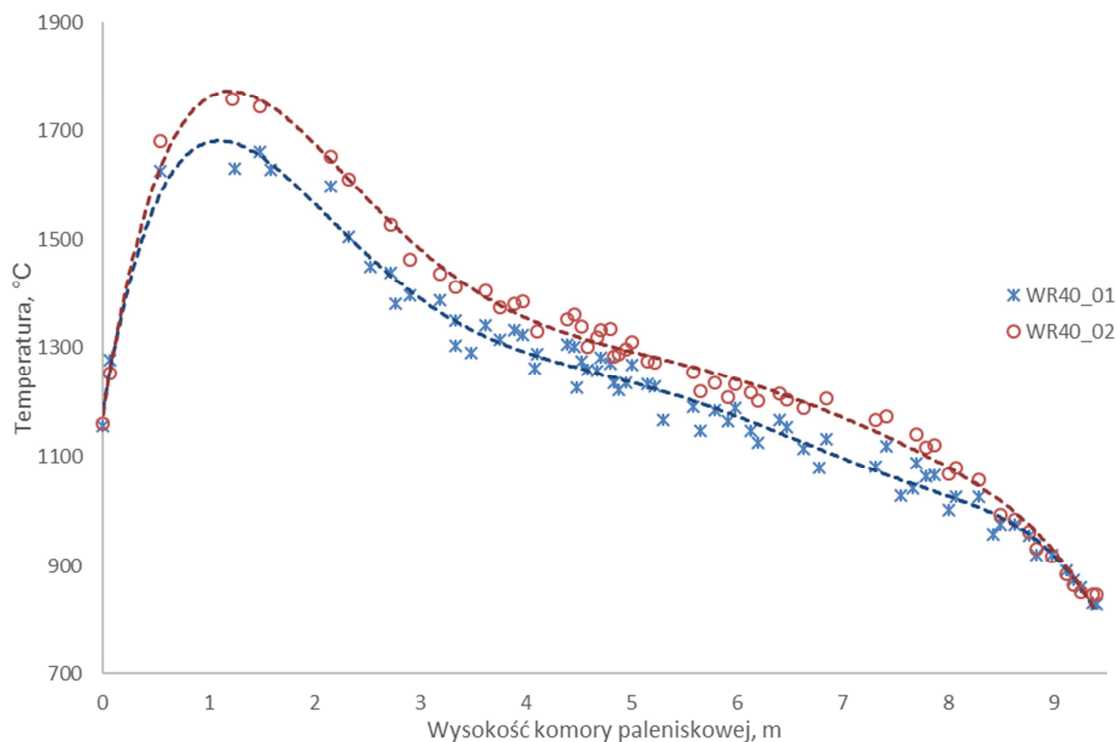
przeciwным do tworzących się pęcherzyków pary może zdławić strumień czynnika a w skrajnym przypadku całkowicie go zablokować. Będzie miało to charakter łańcuchowy i zator przeniesie się na kolejne z rur.

W takich sytuacjach istnieje wysokie ryzyko przegrzania się rury oraz uszkodzenia części ciśnieniowej kotła, co pociąga za sobą duże straty ekonomiczne i eksploatacyjne.

Projektant kotła wykorzystując tego typu pola obciążeń cieplnych powierzchni ogrzewalnych jest w stanie zaprojektować w odpowiedni sposób obieg wody w kotle tak aby w żadnym przypadku nie występowało ryzyko nieprawidłowej jego pracy.



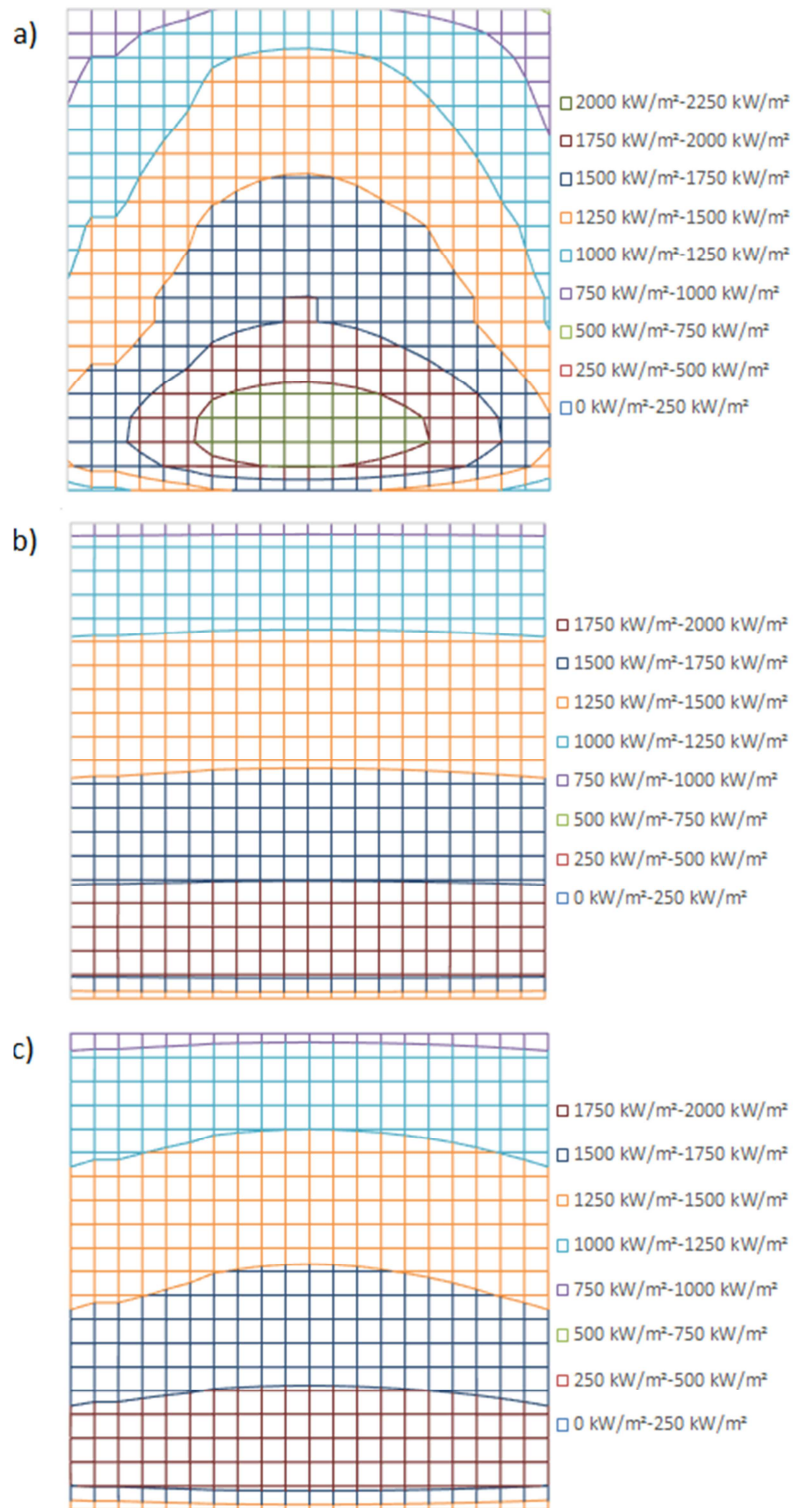
Rysunek 55 Rozkład średniej temperatury w komorze paleniskowej kotła WR10 wzdłuż jej wysokości



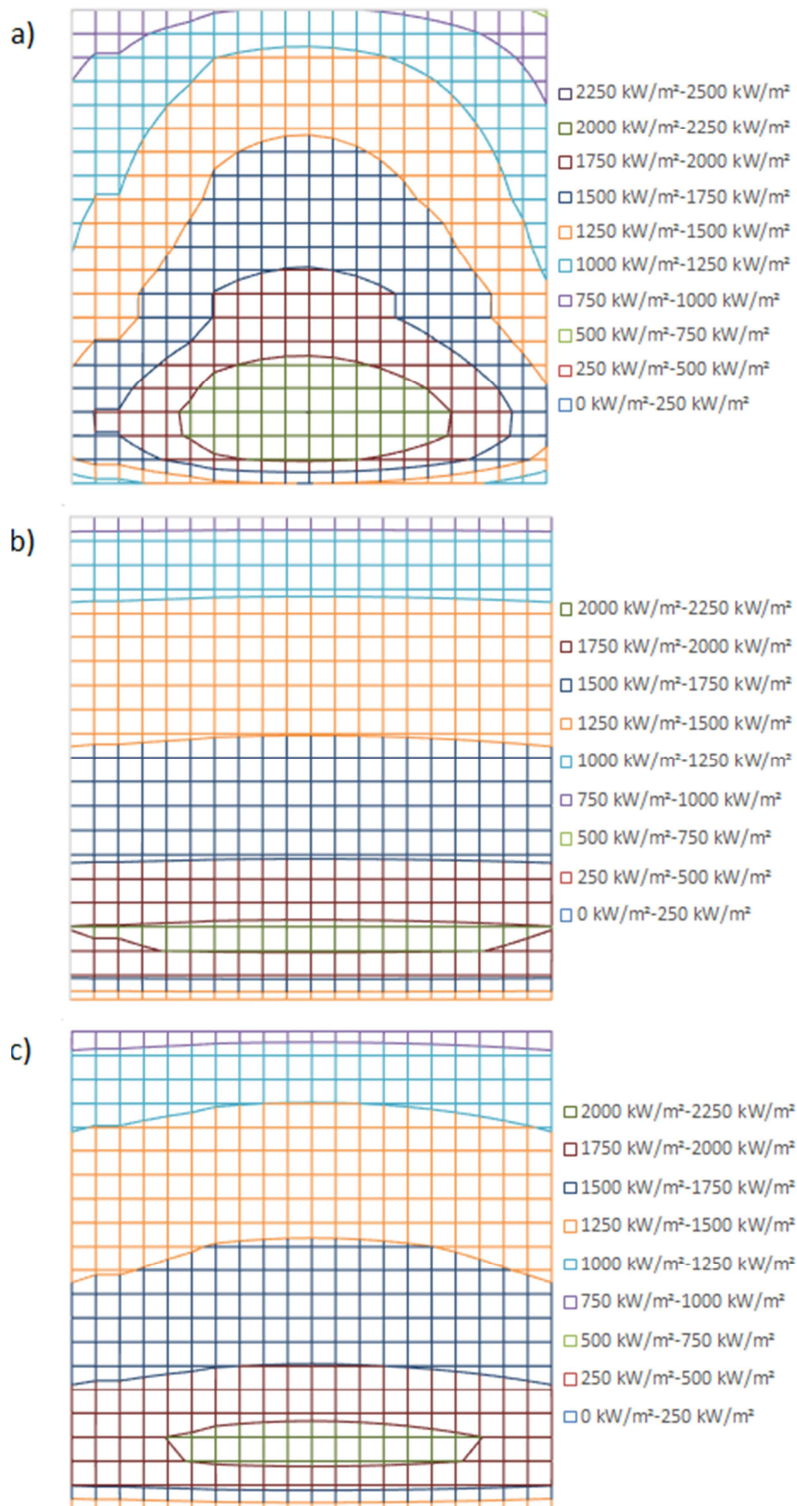
Rysunek 56 Rozkład średniej temperatury w komorze paleniskowej kotła WR40 wzdłuż jej wysokości

Tabela 19 Równania charakterystyk z rysunków 53 i 54

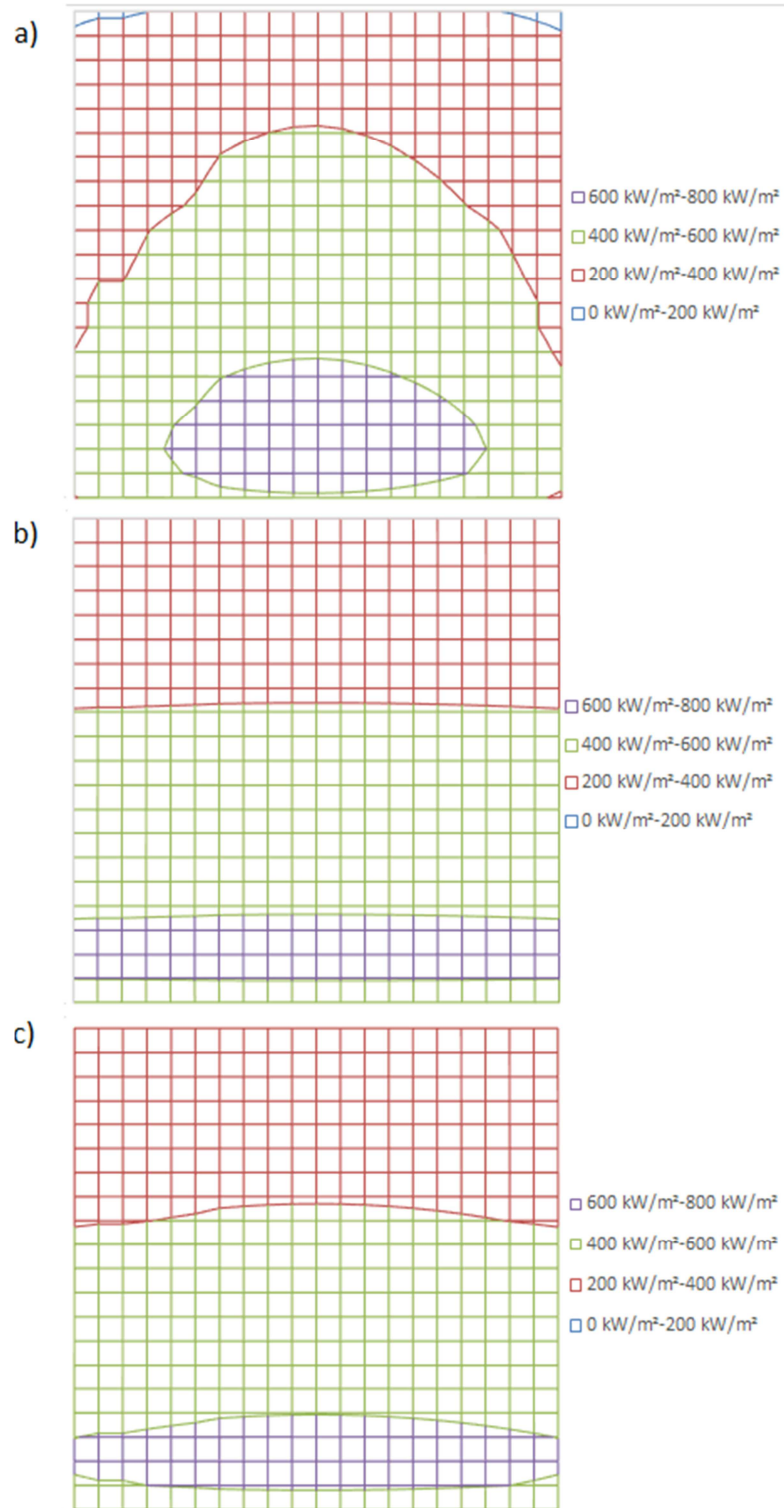
Charakterystyka temperatury w komorze paleniskowej (t) w funkcji współrzędnej jej wysokości (x)	
WR10_035	$t = -0,0830879024899787x^6 + 2,46447432752757x^5 - 28,5545012842049x^4 + 161,139588195364x^3 - 438,382891633547x^2 + 364,600356820039x + 1\ 160,04605645732$
WR10_068	$t = -0,0901524122714363x^6 + 2,75982487836154x^5 - 33,2843533706618x^4 + 198,768511006608x^3 - 597,117542539723x^2 + 698,889304486103x + 1\ 098,31327741569$
WR10_100	$t = -0,102875250373017x^6 + 3,19805869043194x^5 - 39,5516905742697x^4 + 245,340131087228x^3 - 779,538449801504x^2 + 1\ 036,43890912085x + 1\ 046,34609355684$
WR10_135	$t = -0,0921639836678878x^6 + 2,80565283416945x^5 - 34,4620860792929x^4 + 216,840502658393x^3 - 720,356126947328x^2 + 1\ 051,8435140131x + 1\ 031,71223349263$
WR40_01	$t = -0,11545217770572x^6 + 3,67323635800858x^5 - 46,0519337258301x^4 + 285,37472525984x^3 - 888,315260218456x^2 + 1\ 138,69660960324x + 1\ 186,64996919222$
WR40_02	$t = -0,0913079904530605x^6 + 3,04544437325967x^5 - 40,511266810121x^4 + 268,756752842105x^3 - 901,046038428321x^2 + 1\ 255,29678922519x + 1\ 177,08549354085$



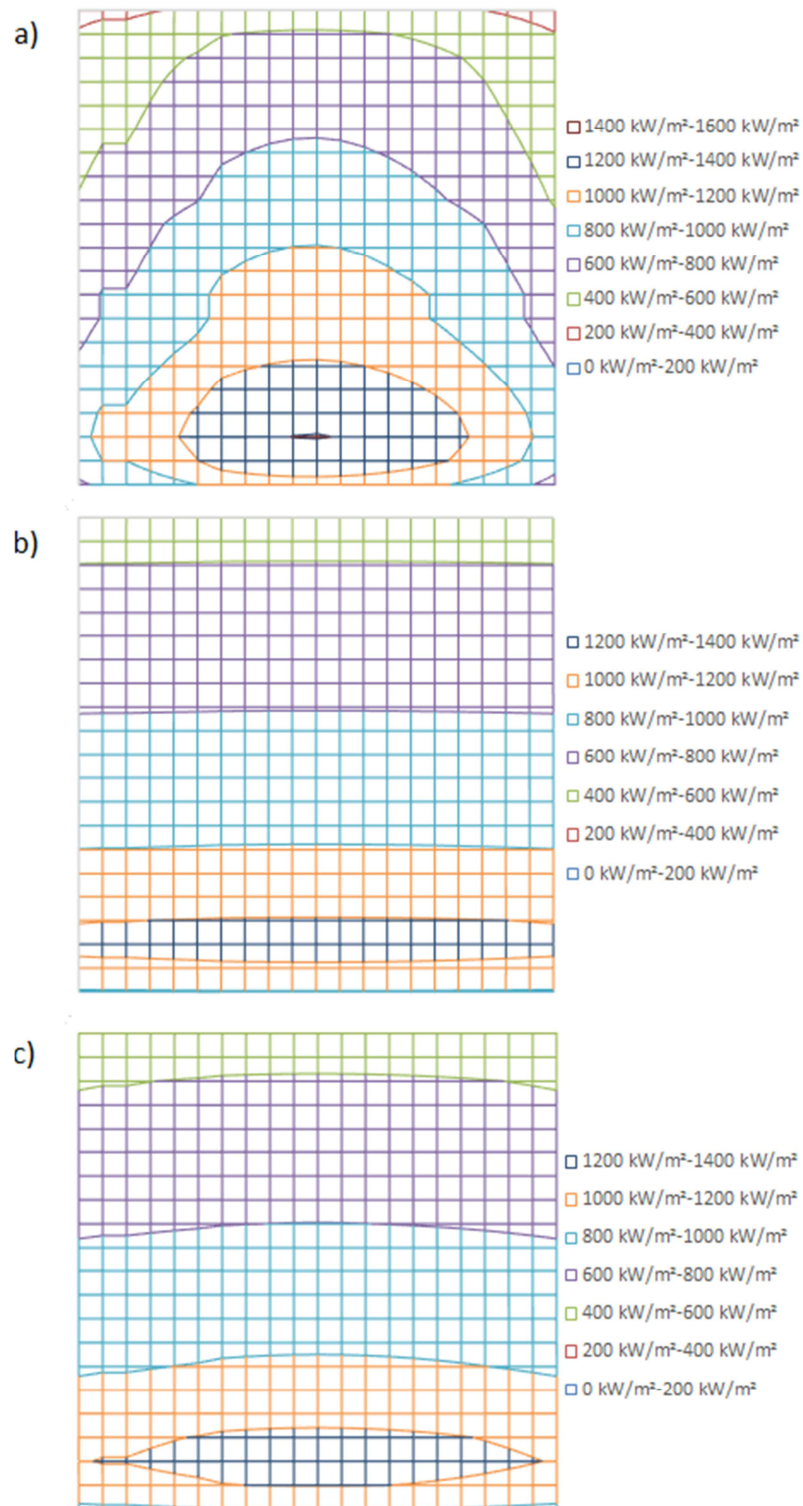
Rysunek 57 Obciążenie cieplne ścian komory paleniskowej kotła WR40\_01: a) ściana boczna, b) ściana przednia, c) ściana tylna



Rysunek 58 Obciążenie cieplne ścian komory paleniskowej kotła WR40\_02: a) ściana boczna, b) ściana przednia, c) ściana tylna

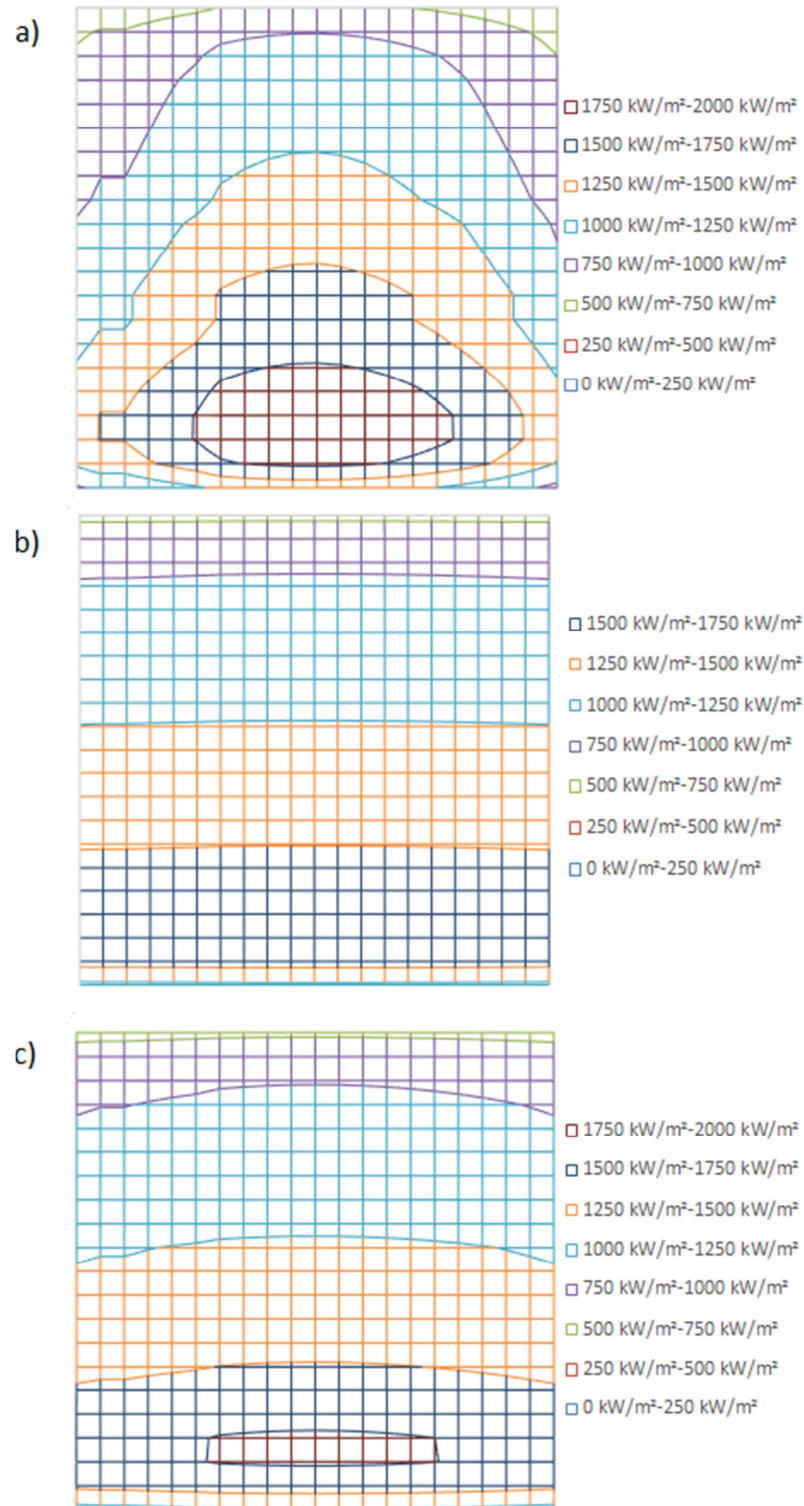


Rysunek 59 Obciążenie cieplne ścian komory paleniskowej kotła WR10\_035: a) ściana boczna, b) ściana przednia, c) ściana tylna

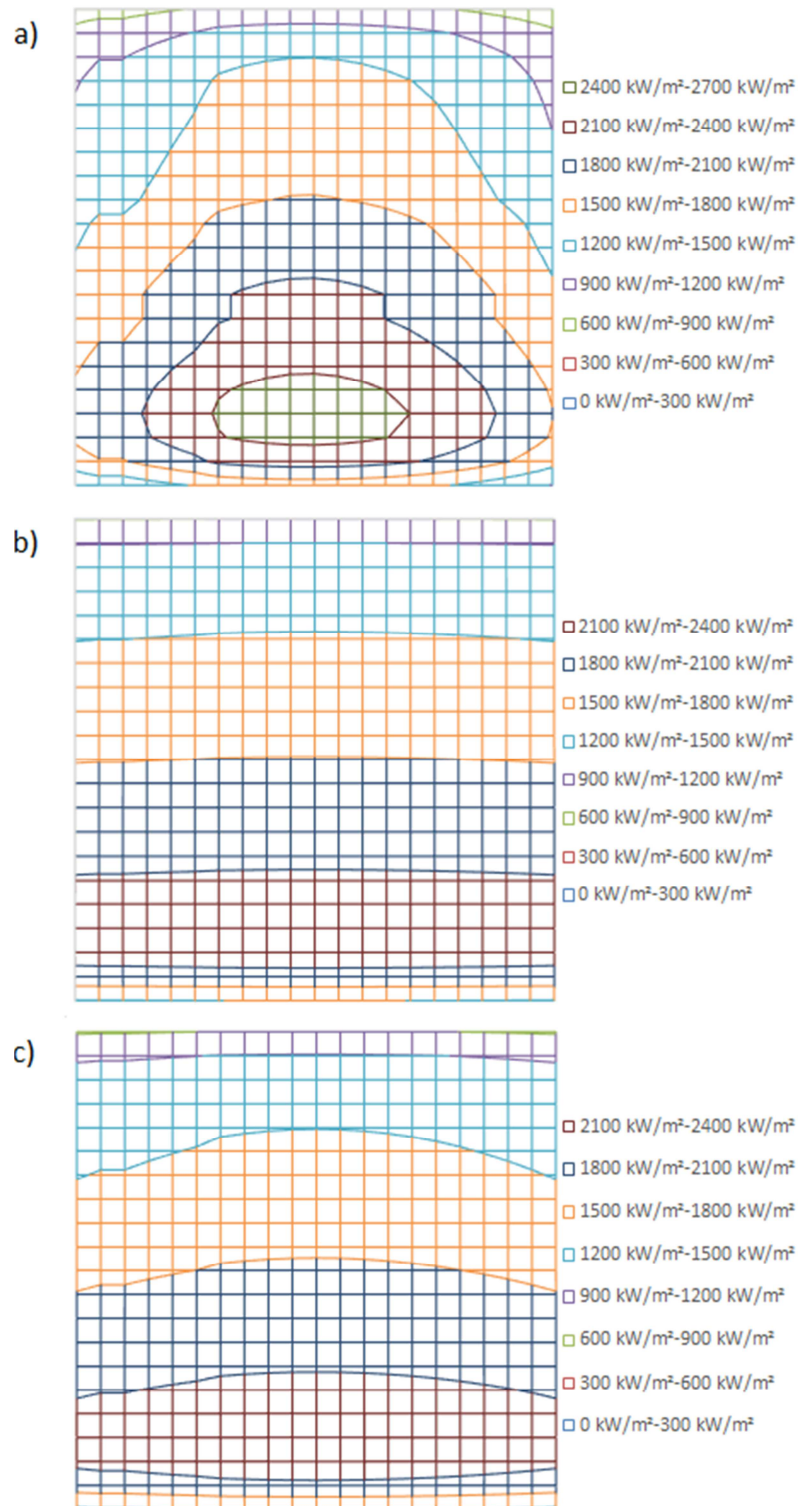


Rysunek 60 Obciążenie cieplne ścian komory paleniskowej kotła WR10\_068: a) ściana boczna, b) ściana przednia, c) ściana tylna





Rysunek 61 Obciążenie cieplne ścian komory paleniskowej kotła WR10\_100: a) ściana boczna, b) ściana przednia, c) ściana tylna



Rysunek 62 Obciążenie cieplne ścian komory paleniskowej kotła WR10\_135: a) ściana boczna, b) ściana przednia, c) ściana tylna



## 8 Analiza oraz interpretacja wyników obliczeniowych

Wyniki obliczeń za pomocą poszczególnych metod przedstawiono w tabeli 20 oraz wykresach 59-68. Warianty wykonanych obliczeń wprost wynikają z przeprowadzonych badań gwarancyjnych kotłów:

Dla kotła WR40:

Wariant 1 – praca szczytowa – WR40\_1

Wariant 2 – praca podstawowa – WR40\_2

Dla kotła WR10:

Wariant 1 – praca z wydajnością nominalną 100%

Wariant 2 – praca z wydajnością 68%

Wariant 3 – praca z wydajnością 135%

Wariant 4 – praca z wydajnością 35%

Obliczenia wykonano według 14 metod, wśród nich 6 to warianty bądź kolejne rewizje metodyki CKTI (w tym: CKTI\_CH1 – wg [138], CKTI\_CH2 – wg [144]), 2 metody są wariantami metody Orroka – Hudsona (O-H1 – wg [49], O-H2 – wg [1]), pozostałe, nie licząc metody CFD są niezależne od siebie. Otrzymane wartości obliczeniowe zostały porównane z wartościami zmierzonymi otrzymanymi bezpośrednio z pomiaru temperatury na wylocie z komory paleniskowej (dla kotła WR10) oraz pośrednio z obliczeń bilansowych (dla obu kotłów).

Tabela 20 Wyniki obliczeń temperatury na wylocie z komory paleniskowej  
**Wariant**

Metoda obliczeń	Wariant					
	WR40_1	WR40_2	WR10_1	WR10_2	WR10_3	WR10_4
CKTI1973	929,4 °C	935,4 °C	788,8 °C	657,9 °C	864,7 °C	506,0 °C
CKTI1998	887,4 °C	892,2 °C	741,4 °C	619,4 °C	803,2 °C	463,4 °C
CKTI-BLOKH	968,3 °C	965,4 °C	590,0 °C	280,8 °C	775,5 °C	-75,3 °C
CKTI1957	1016,5 °C	1015,5 °C	916,7 °C	790,4 °C	990,4 °C	614,7 °C
CKTI_CH1	1054,3 °C	1060,5 °C	938,1 °C	832,9 °C	1008,0 °C	670,7 °C
CKTI_CH2	912,2 °C	915,1 °C	796,8 °C	704,6 °C	864,4 °C	563,1 °C
Ledinegg	1249,5 °C	1259,1 °C	1114,9 °C	1014,3 °C	1178,9 °C	818,5 °C
Wohlenberg	991,9 °C	1005,8 °C	731,5 °C	575,3 °C	842,2 °C	377,3 °C
Zinzen	1033,4 °C	1036,5 °C	837,0 °C	797,0 °C	999,2 °C	573,1 °C

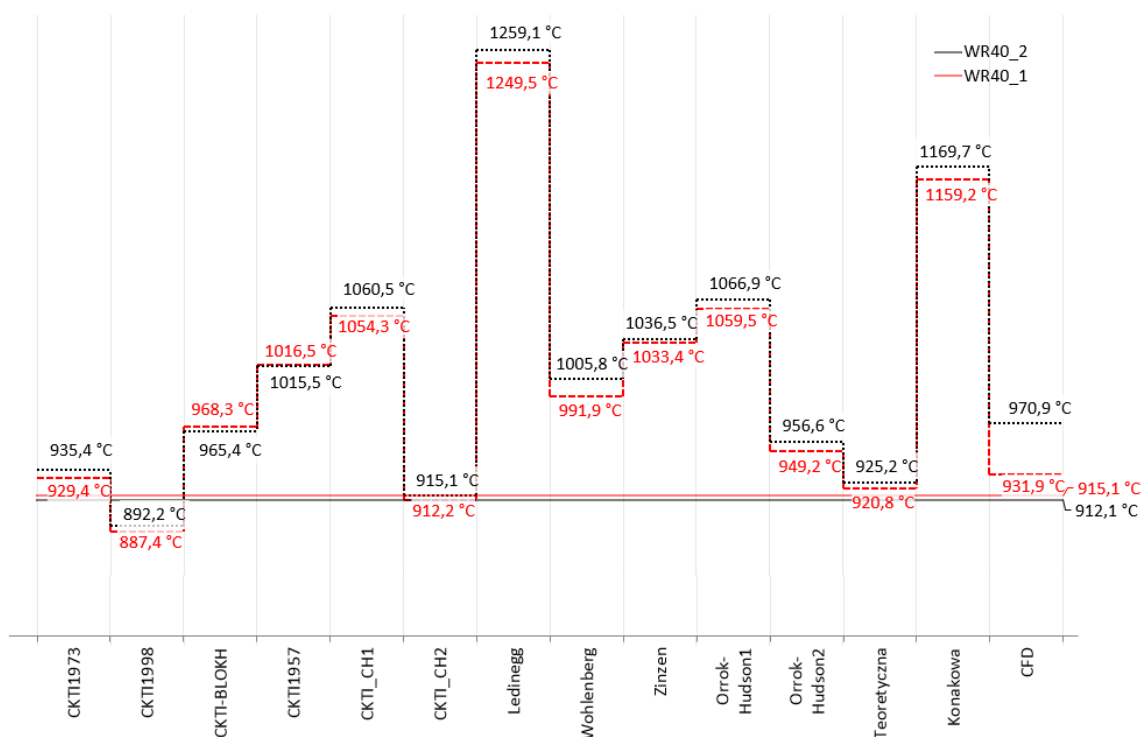
Orrok- Hudson1	1059,5 °C	1066,9 °C	922,7 °C	860,1 °C	962,4 °C	690,0 °C
Orrok- Hudson2	949,2 °C	956,6 °C	730,9 °C	620,3 °C	817,4 °C	461,0 °C
Teoretyczna	920,8 °C	925,2 °C	786,2 °C	707,1 °C	845,3 °C	562,8 °C
Konakowa	1159,2 °C	1169,7 °C	954,5 °C	821,7 °C	1072,1 °C	672,6 °C
CFD	931,9 °C	970,9 °C	864,9 °C	546,8 °C	783,9 °C	459,0 °C
Wyniki – Bilans	915,1 °C	912,1 °C	738,6 °C	622,5 °C	787,8 °C	453,3 °C
Wynik - Pomiar	-	-	739,6 °C	601,6 °C	753,8 °C	425,2 °C

### 8.1 Wpływ obciążenia kotła

Wyniki obliczeń kotła WR40 dla obu stanów pracy: praca szczytowa WR40\_1 oraz praca podstawowa WR40\_2 nieznacznie się różnią dla każdej z metod.

Pomiary przeprowadzone były przy zbliżonych wydajnościach cieplnych kotła, dlatego też zauważyć można zbieżność temperatur na wylocie z komory paleniskowej wyznaczonych z bilansów cieplnych kotła.

Na rysunku 63 pokazano wartości temperatury na wylocie z komory paleniskowej wyznaczone za pomocą różnych metod.



Rysunek 63 Temperatura na wylocie z komory paleniskowej dla kotła WR40

Dla metod normatywnych różnice wartości dla obu wariantów są na tym samym poziomie co różnica temperatur (poniżej 7°C) wyznaczonych z bilansów (tabela 21).

Tabela 21 Różnice temperatury na wylocie z komory paleniskowej dla obu wariantów (metody CKTI)

Metoda	1957	1973	1998	Blokh	1973_ch1	1973_ch2
$\Delta t$ °C	1,0	6,0	4,8	2,9	6,2	2,9

Dla pozostałych metod różnice temperatury przedstawiono w tabeli 22.

Tabela 22 Różnice temperatury na wylocie z komory paleniskowej dla obu wariantów (pozostałe metody)

Metoda	Zinzen	teoretyczna	Orrok-Hudson	Ledinegg	Konakow	Wohlenberg	CFD
$\Delta t$ °C	3,1	4,4	7,4	9,6	10,5	13,9	39,0

Nie można jednoznacznie ocenić wpływu zmiany obciążenia na temperaturę na wylocie z komory dla oby wariantów dla kotła WR40 z powodu braku danych pomiarowych dla innych obciążeń podczas badań gwarancyjnych.

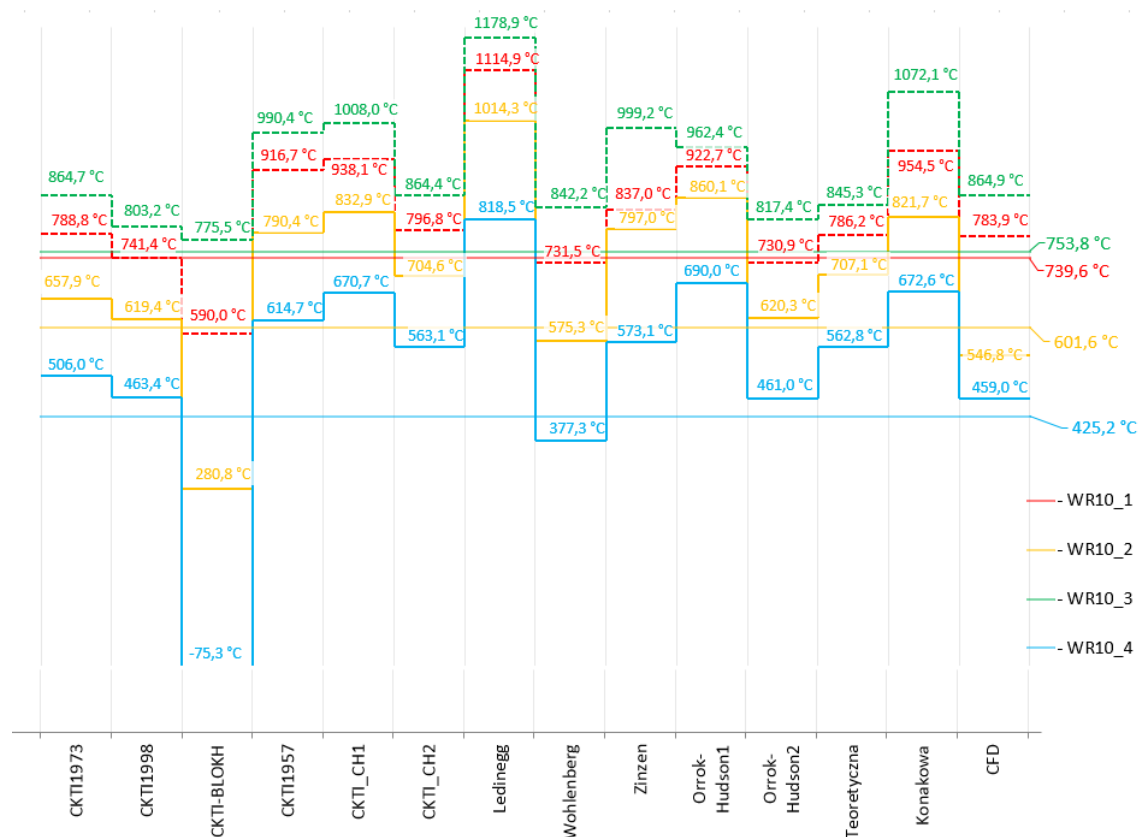
W przypadku kotła WR10 przeanalizowano 4 warianty pracy dla różnych obciążeń kotła. Na rysunku 64 przedstawiono wartości temperatury na wylocie z komory paleniskowej wyznaczone za pomocą różnych metod.

Pomiary przeprowadzone były przy różnym obciążeniu cieplnym kotła, dlatego też temperatury na wylocie z komory paleniskowej zmierzone za pomocą odpowiedniego pomiaru mają różne wartości, tabela 23.

Tabela 23 Zmierzone temperatury na wylocie z komory paleniskowej kotła WR10 dla różnych obciążeń

Wariant	WR10_1	WR10_2	WR10_3	WR10_4
obciążenie	100%	68%	135%	35%
$t_{KP_{wyl}}$ °C	739,6	601,6	753,8	425,2

Analizując wpływ obciążenia na otrzymane wyniki dla poszczególnych metod można zaobserwować znaczne różnice co nie było możliwe w przypadku kotła WR40.



Rysunek 64 Temperatura na wylocie z komory paleniskowej dla kotła WR10

Dla metod normatywnych różnice wartości zwiększają się wraz ze zmniejszaniem się obciążenia kotła poniżej poziomu wartości nominalnego 100%, tabela 24. Dla obciążenia wyższego od nominalnego różnica temperatur również zwiększyła się.

Tabela 24 Różnice temperatury na wylocie z komory paleniskowej dla kotła WR10 w stosunku do wartości pomierzonej (metody CKTI)

Metoda	1957	1973	1998	Blokh	1973_ch1	1973_ch2
<b>135% <math>\Delta t</math> °C</b>	236,6	110,9	49,4	21,7	254,2	110,6
<b>100% <math>\Delta t</math> °C</b>	170,0	39,4	-10,2	-166,6	195,7	55,7
<b>68% <math>\Delta t</math> °C</b>	188,8	56,3	17,8	-320,8	231,3	103,0
<b>35% <math>\Delta t</math> °C</b>	189,5	80,8	38,2	-500,5	245,5	137,9

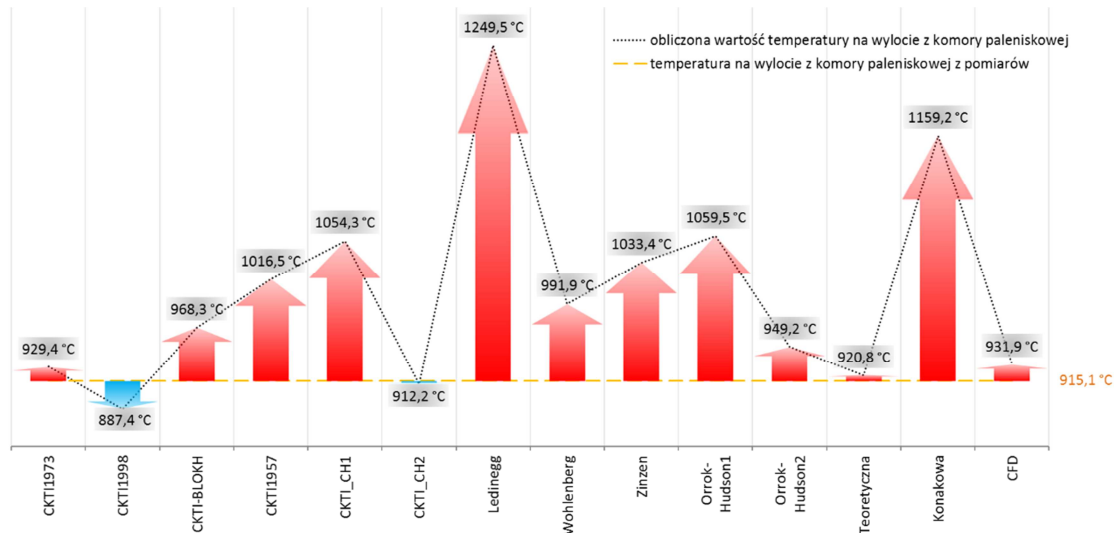
Dla pozostałych metod różnice wartości również zwiększają się wraz ze zmniejszaniem się obciążenia kotła poniżej poziomu wartości nominalnego 100%, tabela 23. Dla obciążenia wyższego od nominalnego różnica temperatur również zwiększyła się. Występują jednak wyjątki, w metodzie Wohlenberga różnica dla drugiego wariantu zmniejszyła się, dla metody Zinzena różnica temperatury dla wariantu 4 jest niższa niż wariantu 2 pomimo zmniejszenia się obciążenia kotła a w metodzie teoretycznej różnica temperatury dla wariantu 3 jest niższa niż dla wariantu 2.

Tabela 25 Różnice temperatury na wylocie z komory paleniskowej dla kotła WR10 (pozostałe metody)

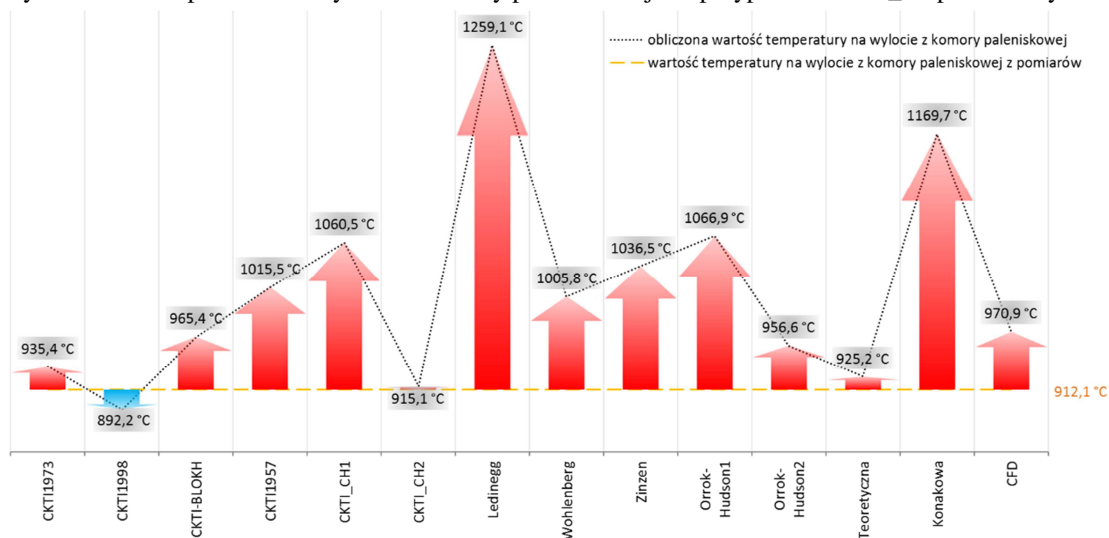
Metoda	Zinzen	Teoretyczna	O-H1	O-H2	Ledinegg	Konakow	Wohlenberg	CFD
<b>135% <math>\Delta t</math> °C</b>	245,4	91,5	208,6	63,6	425,1	318,3	88,4	111,1
<b>100% <math>\Delta t</math> °C</b>	97,4	48,2	188,9	-9,3	378,8	213,0	-8,1	44,3
<b>68% <math>\Delta t</math> °C</b>	195,4	105,5	258,5	18,7	412,7	220,1	-26,3	-54,8
<b>35% <math>\Delta t</math> °C</b>	147,9	137,6	264,8	35,8	393,3	247,4	-47,9	33,8

## 8.2 Wpływ metody na temperaturę obliczeniową na wylocie z komory paleniskowej

Wyniki obliczeń kotła WR40 zarówno dla pracy szczytowej WR40\_1 (rys. 65) jak i pracy podstawowej WR40\_2 (rys. 66) mają podobne wartości w zależności od zastosowanej metodyki.



Rysunek 65 Temperatura na wylocie z komory paleniskowej dla przypadku WR40\_1 - praca szczytowa



Rysunek 66 Temperatura na wylocie z komory paleniskowej dla przypadku WR40\_2 - praca podstawowa

Dla metod normatywnych różnice temperatur pomiędzy temperaturą wyliczoną a wyznaczoną z bilansu dla WR40\_1(praca szczytowa) i WR40\_2(praca podstawowa) przedstawiono w tabeli 26.

Tabela 26 Różnice temperatury na wylocie z komory paleniskowej obliczonej a wyznaczonej z bilansu dla obu wariantów kotła WR40 (metody CKTI)

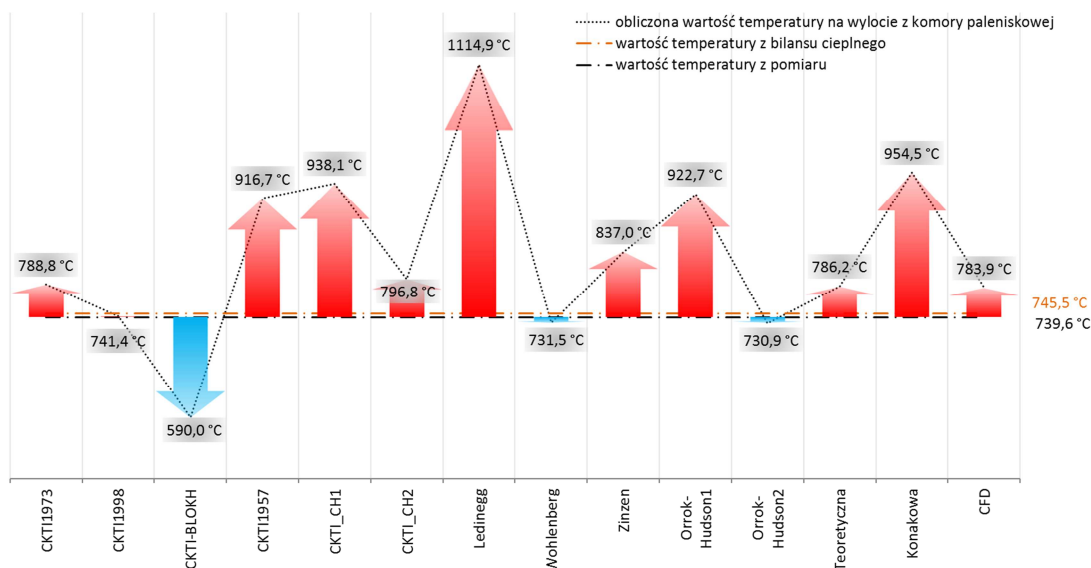
Metoda	1957	1973	1998	Blokh	1973_ch1	1973_ch2
<b>WR40_1</b>						
$\Delta t$ °C	101,4	14,3	-27,7	53,2	139,2	-2,9
<b>WR40_2</b>						
$\Delta t$ °C	103,4	23,3	-19,9	53,3	148,4	3,0

Dla pozostałych metod różnice temperatur pomiędzy temperaturą wyliczoną a wyznaczoną z bilansu dla WR40\_1 i WR40\_2 przedstawiono w tabeli 27.

Tabela 27 Różnice temperatury na wylocie z komory paleniskowej obliczonej a wyznaczonej z bilansu dla obu wariantów kotła WR40 (pozostałe metody)

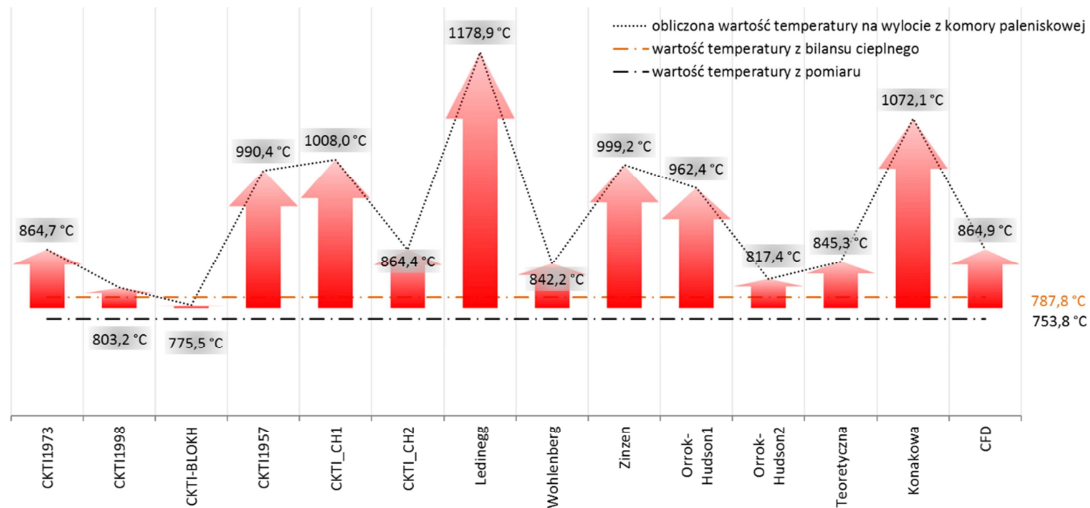
Metoda	Zinzen	Teoretyczna	O-H1	O-H2	Ledinegg	Konakow	Wohlenberg	CFD
<b>WR40_1</b>								
$\Delta t$ °C	118,3	5,7	144,4	34,1	334,4	244,1	76,8	16,8
<b>WR40_2</b>								
$\Delta t$ °C	124,5	13,2	154,8	44,6	347,1	257,6	93,8	58,8

W przypadku kotła WR10 przeanalizowano 4 warianty pracy dla różnych obciążeń kotła. Na rysunkach 67-70 przedstawiono wartości temperatury na wylocie z komory paleniskowej wyznaczone za pomocą różnych metod.

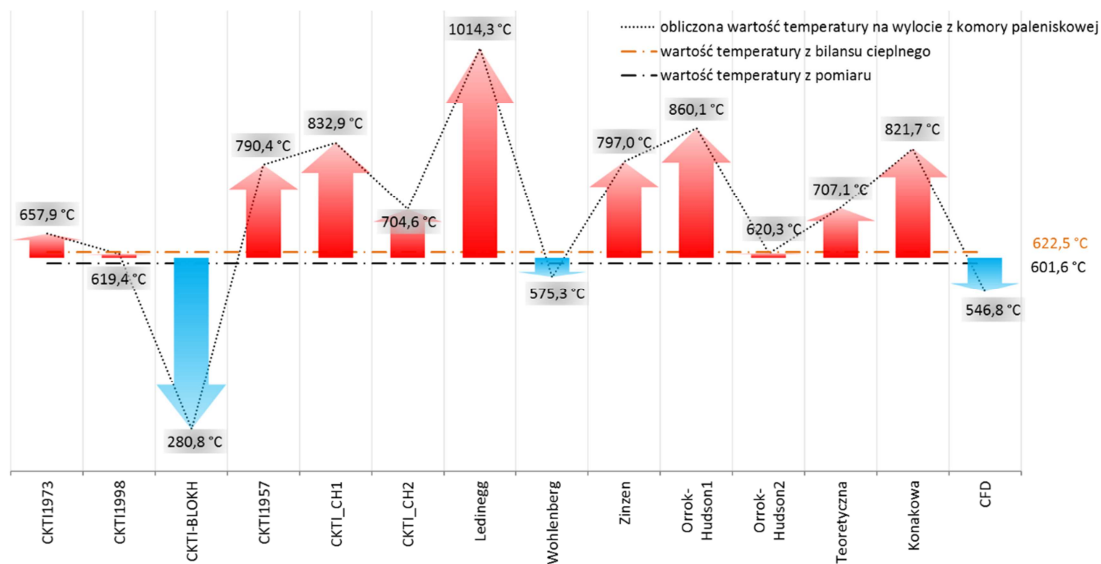


Rysunek 67 Temperatura na wylocie z komory paleniskowej dla przypadku WR10\_1 – wydajność 100%

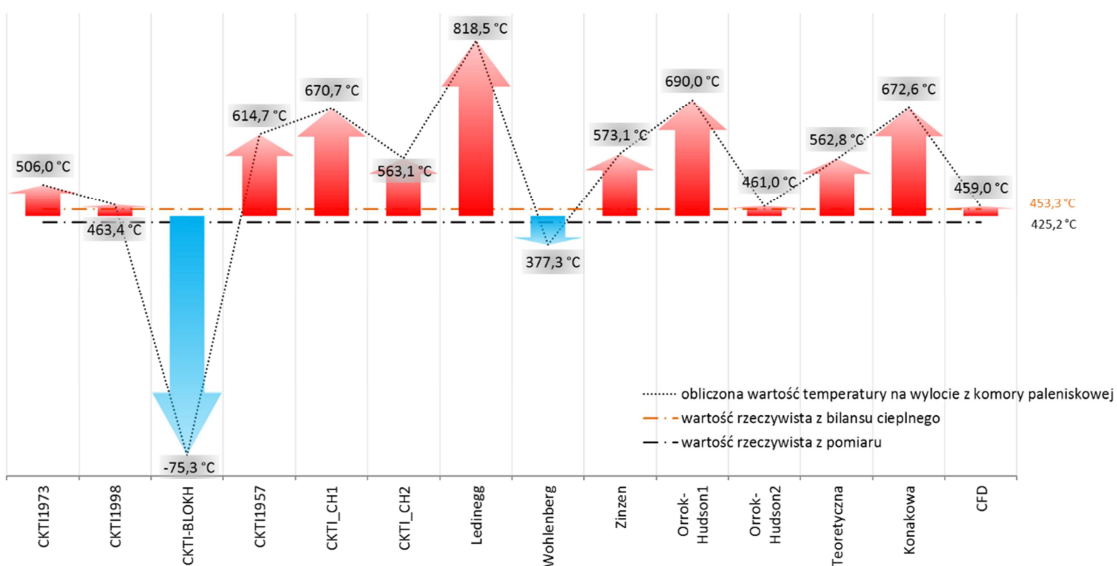
Bilansowanie energetyczne komór paleniskowych wodnych kotłów rusztowych średniej mocy –  
weryfikacja metod obliczeniowych



Rysunek 68 Temperatura na wylocie z komory paleniskowej dla przypadku WR10\_3 - wydajność 135%



Rysunek 69 Temperatura na wylocie z komory paleniskowej dla przypadku WR10\_2 - wydajność 68%



Rysunek 70 Temperatura na wylocie z komory paleniskowej dla przypadku WR10\_4 - wydajność 35%



Dla metod normatywnych różnice temperatur pomiędzy temperaturą wyliczoną a zmierzoną dla WR10\_1 (100%), WR10\_2 (68%), WR10\_3 (135%) i WR10\_4 (35%) przedstawiono w tabeli 28.

Tabela 28 Różnice temperatur na wylocie z komory paleniskowej obliczonej a zmierzonej dla kotła WR10 (metody CKTI)

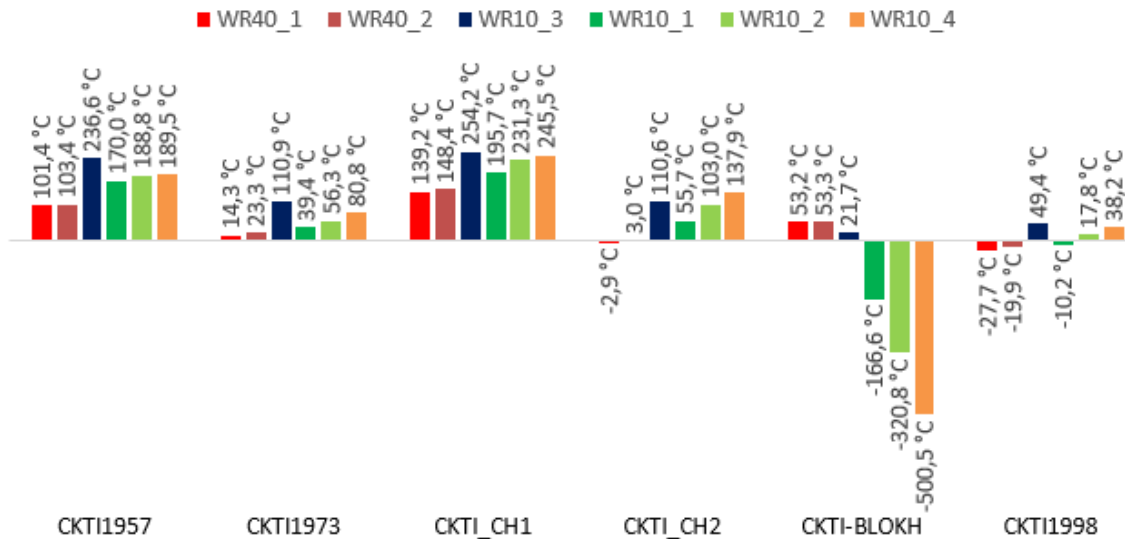
Metoda	1957	1973	1998	Blokh	1973_ch1	1973_ch2
<b>WR10_1</b> $\Delta t$ °C	170,0	39,4	-10,2	-166,6	195,7	55,7
<b>WR10_2</b> $\Delta t$ °C	188,8	56,3	17,8	-320,8	231,3	103,0
<b>WR10_3</b> $\Delta t$ °C	236,6	110,9	49,4	21,7	254,2	110,6
<b>WR10_4</b> $\Delta t$ °C	189,5	80,8	38,2	-500,5	245,5	137,9

Dla pozostałych metod różnice temperatur pomiędzy temperaturą wyliczoną a zmierzoną dla kotła WR10 dla różnych obciążeń przedstawiono w tabeli 29.

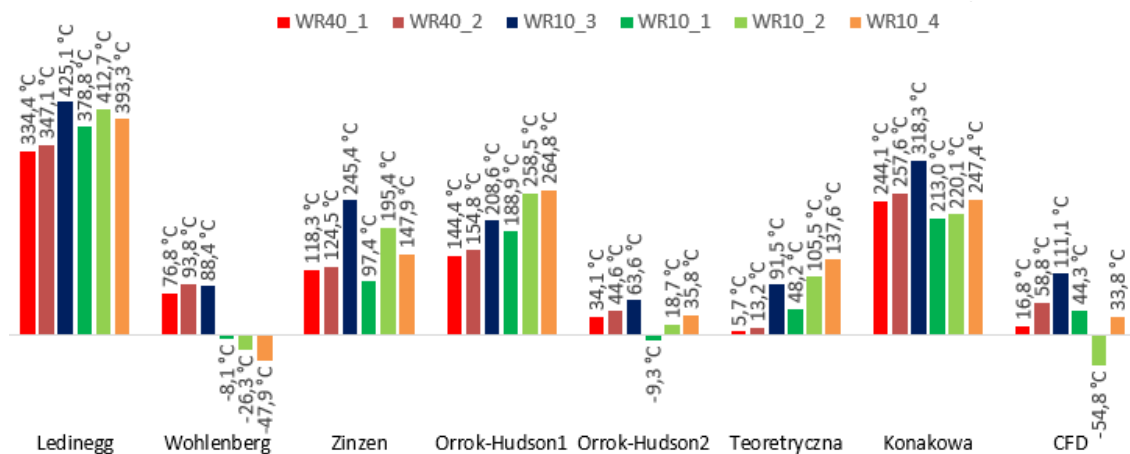
Tabela 29 Różnice temperatury na wylocie z komory paleniskowej obliczonej a zmierzonej dla kotła WR10 (pozostałe metody)

Metoda	Zinzen	teoretyczna	O-H1	O-H2	Ledinegg	Konakow	Wohlenberg	CFD
<b>WR10_1</b> $\Delta t$ °C	97,4	48,2	188,9	-9,3	378,8	213,0	-8,1	44,3
<b>WR10_2</b> $\Delta t$ °C	195,4	105,5	258,5	18,7	412,7	220,1	-26,3	-54,8
<b>WR10_3</b> $\Delta t$ °C	245,4	91,5	208,6	63,6	425,1	318,3	88,4	111,1
<b>WR10_4</b> $\Delta t$ °C	147,9	137,6	264,8	35,8	393,3	247,4	-47,9	33,8

Zostało to przedstawiono na dwóch wykresach (rys. 71 oraz rys. 72) w postaci pogrupowanej dla każdej z metod.



Rysunek 71 Zestawienie różnicy obliczonej temperatury na wylocie do zmierzonej dla różnych przypadków – metody CKTI



Rysunek 72 Zestawienie różnicy obliczonej temperatury na wylocie do zmierzonej dla różnych przypadków – pozostałe metody

Obliczanie kotłów dla różnych wydajnościach przy wykorzystaniu tej samej metody nie pozwala na uzyskanie stałej wartości różnicy obliczonej temperatury na wylocie i zmierzonej na pracującej jednostce. Kotły są projektowane dla jednej znamionowej wartości wydajności – wydajności nominalnej, dla której będzie eksploatowany przez większość okresu jego pracy. Pozostałe warunki obciążenia, pomimo, że często również są parametrami eksploatacyjnymi kotła, są określane przy zastosowaniu innych danych wejściowych co w konsekwencji wprowadza niedokładności.

Metody CKTI opierają się na teorii podobieństw zależności opisujących proces wymiany ciepła w komorze paleniskowej. Z porównania wszystkich wydań metodyki tj. z roku 1957, z roku 1973 (łącznie z uaktualnieniami przeprowadzonymi przez

chińskich badaczy oraz przez A. G. Blokha) oraz z roku 1998, metoda stawała się coraz bardziej dokładna wraz z rozwojem nauki, zwiększeniem możliwości obliczeniowych czy lepszym zrozumieniem i przebadaniem obiektów rzeczywistych. Obliczenia przeprowadzone za pomocą metodyki z wydania z roku 1957 cechowały się najwyższymi różnicami względnymi pomiędzy temperaturą obliczoną na wylocie z komory paleniskowej a jej zmierzonym odpowiednikiem, w porównaniu z pozostałymi oficjalnymi wydaniem (1973 i 1998). Metodyka przedstawiona w wydaniu z roku 1998 cechowała się najlepszą dokładnością dla wszystkich przebadanych metod.

Biorąc pod uwagę metodę z roku 1973, która jest obecnie najczęściej spotykana w literaturze na rynku polskim, to jej podstawowa wersja pozwala na uzyskanie akceptowalnych przez producentów kotłów dokładności. Przeprowadzone obliczenia według metodyki z 1973 uzupełnionej przez chińskich badaczy [138] dają w wyniku większą różnicę temperatur z powodu zastosowania tych samych zależności dla emisji paleniska przy jednocześnie zmienionej zależności na emisyjność zastępczą paleniska. Dla metodyki przedstawionej w formie wytycznych projektowych [144] zależności na poszczególne składowe emisyjności zastępczej płomienia również mają zmienioną formę. Dla obu przypadków zmianie uległy również wyróżnik temperatury (240) i związana z nim temperatura na wylocie z komory paleniskowej (241). Otrzymane wyniki dla metodyki opisanej w [144] są na akceptowalnym poziomie przez producentów kotłów. Biorąc pod uwagę opisane różnice, autorzy [138] nie uwzględnili wszystkich zapisów z [144] wskutek czego otrzymano takie różnice.

Otrzymane wyniki dla metodyki przedstawionej przez A.G. Blokha jako rozwinięcie metodyki CKTI z roku 1973, były najbardziej niedoszacowane dla niskich obciążeń kotła WR10. Sama metodyka, jest przeznaczona dla kotłów parowych, głównie opalanych pyłem węglowym. Dlatego też stosowanie jej w przypadku kotłów małych wydajności i mocy nie jest zasadne.

Pozostałe metody nie są już wykorzystywane przy projektowaniu nowych jednostek. W dalszym jednak ciągu eksploatowane są jednostki zaprojektowane z wykorzystaniem tych metod.

Analiza otrzymanych wyników prowadzi do wniosku, że największe różnice pomiędzy temperaturą obliczoną na wylocie z komory paleniskowej, a jej zmierzonym odpowiednikiem występują dla metody Ledinegga, pierwotnej metody Orroka-Hudsona [49], Zinzena i Konakowa.

Otrzymane wyniki według metod Wohlenberga i zmodyfikowanej Orroka-Hudsona [1] charakteryzują się stosunkowo małą różnicą pomiędzy temperaturą obliczoną na wylocie z komory paleniskowej a jej zmierzonym odpowiednikiem. Zmodyfikowana metoda Orroka-Hudsona uzupełniona jest o dodatkowe współczynniki uwzględniające zanieczyszczenia powierzchni popiołem oraz uwzględniające zawartość części palnych w paliwie. Metoda Wohlenberga oparta jest na wykorzystaniu szeregu współczynników doświadczalnych. Pomimo tego, że metoda jest najstarszą z opisanych, to wspomniane współczynniki pozwalają na dobre zamodelowanie kotła i procesów spalania. Dodatkowo, wszystkie parametry są przedstawione w postaci wykresów i nomogramów co pozwala na szybkie określenie wyznaczonej wartości temperatury bądź ciepła w czasie, gdy metoda została opracowana, była to ogromna zaleta.

Metoda Teoretyczna pozwoliła na wyznaczenie tej różnicy z akceptowalnymi wartościami. Oparta jest na znanych prawach i zależnościach z dziedziny wymiany ciepła. Pozostałe metody oparte są w większości na tych samych zależnościach, ale uwzględniają dodatkowe dane i współczynniki opracowane przez autorów.

Wykorzystanie metod numerycznych pozwoliło na otrzymanie akceptowalnych wyników przy wykorzystaniu nieskomplikowanego modelu matematycznego, który został opisany w rozdziale 7.7. Wyniki nie są zgodne z tymi otrzymanymi za pomocą metod analitycznych, ale są one średnimi wartościami wynikających z warunków przepływowych na wylocie z komory paleniskowej. Metody numeryczne wydaje się, że nie powinny być stosowane w celu projektowania części ciśnieniowych kotłów wodnych, w określaniu wymiarów gabarytowych komory paleniskowej lub ustalaniu wstępnych parametrów pracy. Podyktowane jest to głównie czasochłonnością procesu analizy, który ostatecznie prowadzi do podobnych wyników co metody analityczne. Metody numeryczne są wykorzystywane jednak w analizach, w których wiedza o rozkładzie parametrów termodynamicznych w komorze paleniskowej może przyczynić się do usprawnienia bądź poznania procesów podczas pracy. Stąd też wyniki analizy CFD mogą stanowić dane wejściowe do procesu projektowania systemu oczyszczania spalin bądź poprawienia wadliwego układu przepływowego kotła. Tego typu obliczenia nie są możliwe przy wykorzystaniu metod analitycznych zero wymiarowych.

## 9 Podsumowanie i wnioski końcowe

Pozycje literaturowe, w których przeprowadza się analizę porównawczą metod obliczeniowych komór paleniskowych są nieliczne, a te które zostały opisane nie zawierają najnowszych metodyk i porównywały ówczesne opracowywane metody. Temat jako całość nie został przebadany empirycznie do obecnej chwili. Z tego też względu niniejsza praca ma charakter eksploracyjny, a w jej ramach zostały wybrane do zweryfikowania podstawowe hipotezy, których rozstrzygnięcie może być pomocne zarówno w praktycznych zastosowaniach, jak i przy kolejnych analizach związanych z omawianym zagadnieniem.

Weryfikacja postawionych w pracy hipotez badawczych potwierdziła główną tezę mówiącą o tym, że nie ma istotnych różnic w metodykach wyznaczania temperatury na wylocie z komory paleniskowej zarówno dla dużych kotłów energetycznych jak i małych jednostek rusztowych, które ze względu na inną konstrukcję i instalację paleniskową innego typu, są wykorzystywane w innych gałęziach przemysłu.

Przedstawiona praca została podzielona na dwie zasadnicze części.

Pierwszą – przeglądową – poświęcono analizie literatury, zagadnieniom z zakresu realizowanych badań oraz z zakresu wyników badań gwarancyjnych kotłów WR10 oraz WR40 (rozd. 3 – 6). Kotły wykorzystane w pracy cechują się podobną pod względem konstrukcyjnym sylwetką i zastosowaniu podobnych, co do zasady działania, urządzeń pomocniczych. Główną różnicą była moc cieplna wytwarzana przez kotły.

W tej części pracy na szczególną uwagę zasługuje rozdział 4, w którym przedstawiono dotychczasowy stan wiedzy, a w szczególności – metody wyznaczania temperatury na wylocie z komory paleniskowej, aby jednoznacznie (zdaniem autora) potwierdzić hipotezę pracy.

Drugą część rozprawy poświęcono natomiast badaniom własnym, a w szczególności przedstawieniu modeli metodyk analitycznych (rozd. 7.1-7.3) oraz numerycznego modelu obliczeniowego komór paleniskowych (rozd. 7.4).

W rozdziale 8 stanowiącym analizę oraz interpretację wyników obliczeniowych dokonano porównania temperatury na wylocie z komór paleniskowych rzeczywistych kotłów z wynikami analiz analitycznych i numerycznych.

W pracy wykazano, że normatywna metoda z roku 1973 do wyznaczania temperatury na wylocie z komory paleniskowej, która jest najczęściej stosowana w

Polisce, ma dość dobrą zgodność z wynikami otrzymanymi podczas badań gwarancyjnych jednostek rzeczywistych. Natomiast nie jest to najbardziej aktualna edycja tej metodyki. Metody CKTI opisane szeroko w polskiej literaturze zostały w głównej mierze przełożone z języka rosyjskiego w latach 50-70 ubiegłego wieku, czyli w okresie, w którym ukazały się pierwsza i druga edycja metodyki. Trzecia edycja, która została udostępniona 25 lat później nie została już przełożona na język polski. Wydaje się to szczególnie ważne, ponieważ w dostępnej literaturze przedmiotu dotyczącej wyznaczania temperatury na wylocie z komory paleniskowej oraz obliczeń cieplnych kotłów nie znaleziono informacji na temat przyczyn takiego stanu rzeczy.

Przeanalizowano dostępne w literaturze światowej i polskiej metody, które zostały opracowane w przeciągu ostatniego wieku.

Wykazano, że metody, które są w dalszym ciągu popularne można w wykorzystać dla nowo projektowanych jednostek kotłowych, jednakże po ich zastosowaniu nie można otrzymać wszystkich odpowiedzi na temat pracy kotła dostosowanej do nowych wymagań rynku i środowiska.

Pewną nowością w aspekcie wyznaczania dodatkowych informacji dotyczących zagadnień cieplnych wewnątrz komór paleniskowych są analizy numeryczne CFD, które uzupełniają wyniki z metod zerowymiarowych. Analizy CFD wymagają jednak dodatkowego czasu na obliczenia oraz sprzętu komputerowego z powodu skomplikowanego mechanizmu obliczeniowego, dlatego też nie mogą być traktowane jako podstawowe źródło do obliczania i projektowania kotłów energetycznych.

Zagadnienia wymiany ciepła i wyznaczania temperatury na wylocie z komory paleniskowej kotłów są już dobrze poznane przez praktyków na całym świecie. Wprowadzanie nowych technik numerycznych i ulepszanie dostępnych na rynku, dowodzi jednak, że jest to dziedzina ciągle rozwijająca się. Wśród zagadnień ujętych w pracy zauważono szereg możliwości kontynuacji badań i rozwoju, w szczególności w analizie innych rodzajów kotłów zarówno kotłów rusztowych parowych jak i kotłów palnikowych opalanych zarówno paliwami stałymi, ale i ciekłymi oraz gazowymi. Wśród tych możliwości dalszego rozwoju są między innymi:

- analityczne opracowanie i walidacja dostępnych modeli matematycznych dla innych rodzajów kotłów,
- badania numeryczne kotłów z innymi systemami paleniskowymi,

— porównanie danych analitycznych z wynikami pomiarów z obiektów rzeczywistych.

Jak już wspomniano, praca miała charakter eksploracyjny, w ramach której zostały zweryfikowane różne metodyki obliczeń temperatury na wylocie z komory paleniskowej kotłów. Na bazie uzyskanych rezultatów można prowadzić szereg kolejnych, uzupełniających badań, pozwalających na uszczegółowienie bazy wniosków czy na zapoczątkowanie nowej analizy wykorzystując do tego danych pomiarowych dla innych, dodatkowych jednostek kotłowych.

W przypadku kontynuacji badań, najbardziej interesującą kwestią może być analiza tego, jakie wyniki uzyskają poszczególne metody dla innych rodzajów kotłów, niezwyfikowanych w ramach niniejszej pracy.

Pomimo, iż wydaje się, że uzyskane wnioski mają charakter uniwersalny, to w specyficznych przypadkach sytuacja może wyglądać odmiennie. Przeprowadzenie uzupełniających badań dla specyficznego przypadku np. innego kotła o innej mocy może mieć wartość dla badaczy, niezależnie od tego, czy w takim przypadku wnioski zostaną potwierdzone czy też nie.

W przeprowadzonych badaniach nie uwzględniono niektórych aspektów badanych zjawisk w czasie analizy (najczęściej nie były one celem badań). W związku z tym poniżej przedstawiono zagadnienia, które powinny być przedmiotem dodatkowych badań w przyszłości:

- wprowadzenie dodatkowych pomiarów fizycznych w kotłach rusztowych na wylocie z komory paleniskowej,
- analiza teoretyczna modeli numerycznych w przypadku obliczeń CFD może generować pewne rozbieżności – należałoby przeprowadzić analizę kilku dostępnych w literaturze modeli i porównać je z wynikami z pomiarów rzeczywistych bez optymalizacji pod względem współczynników korekcyjnych,
- w pracy nie podjęto tematyki zmniejszenia emisji związków azotu wytwarzanych w procesie spalania paliwa w kotłach rusztowych – temat należałoby podjąć w przyszłych badaniach; rozpatrzenie tego problemu nie było jednak konieczne do potwierdzenia hipotezy pracy.





## 10 Literatura

### Pozycje książkowe i większe opracowania

- [1] Annaratone D. - Steam generators. Description and design, Springer Verlag 2008
- [2] Annaratone D. - Engineering heat transfer, Springer Verlag, 2010
- [3] Barrus G. H. – Boiler tests: Embracing the results of one hundred and thirty-seven evaporative tests, Gowing&CO., 1895
- [4] Basu P., Kefa C., Jestin L. - Boilers and burners. Design and Theory, Springer Science, 2000
- [5] Baukal C. E. Jr. - Heat Transfer in Industrial Combustion, CRC Press, 2000
- [6] Becker M. - Heat transfer. A modern approach, Plenum Press, 1986
- [7] Beitz W. - Dubbel. Taschenbuch für den Maschinenbau, Springer Verlag, 1987
- [8] Bejan A, Kraus A D - Heat transfer handbook, John Wiley&Sons, 2003
- [9] Belmiloudi A - Heat Transfer Mathematical Modelling, Numerical Methods and Information Technology, Scitus Academics LLC, 2016
- [10] Безгрешнов А. Н. Липов Ю. М. Шлейфер Б. М. - Расчет паровых котлов в примерах и задачах, Энергоатомиздат, Москва 1991
- [11] Bleibtreu H. - Kohlenstaubfeuerungen, 2-e Auflage, 1930
- [12] Блинов Е. А. - Котельные установки и парогенераторы, Кафедра теплотехники и теплоэнергетики, Санкт – Петербург 2004
- [13] Блох А. Г. - Теплообмен в топках паровых котлов, Энергоатомиздат, 1984
- [14] Blokh A.G. - Heat transfer in steam boiler furnaces, Springer Verlag, 1988
- [15] Бойко Е. А., Деринг И. С., Охорзина Т. И. - Котельные установки и парогенераторы, Красноярск 2005
- [16] Бойко Е. А., Деринг И. С., Охорзина Т. И. - Котельные установки и парогенераторы, Красноярск 2008
- [17] Bosch M. - Die Wärmeübertragung, 3-e Auflage, Springer Verlag, 1936
- [18] Boelter L. M., Cherry V.H., Johnson H.A., Martinelli R.C. – Heat transfer notes, University of California Press, 1946
- [19] Böckh P. - Wärmeübertragung. Grundlagen und Praxis, Springer Verlag, 2004
- [20] Böckh P., Wetzel T. - Heat transfer, Springer, 2012

- [21] Buczyński R. - Investigation of fixed-bed combustion process in small scale boilers, PhD Thesis, 2011
- [22] Бузников Е. Ф Сидоров В. Н - Водогрейные котлы и их применение на электростанциях и в котельных, Издательство Энергия, Москва 1965
- [23] Carvalho M. G. - Heat transfer in radiating and combusting systems, Springer Verlag, 1991
- [24] Cengel Y. A. - Heat Transfer: A Practical Approach, Hill, 2003
- [25] Coelho P J. - Modelling of radiative heat transfer in enclosures with obstacles
- [26] Croft H. - Radiation intensities and heat-transfer in boiler furnaces, University Iowa City, 1936
- [27] Cwynar L. - Rozruch kotłów parowych, WNT, 1989
- [28] Dahlquist G. - Numerical Methods in Scientific Computing, Society for Industrial & Applied Mathematics, U.S., 2008
- [29] Doležal R. - Großkessel Feuerungen. Theorie, Bau und Regelung, Springer Verlag, 1961
- [30] Doležal R. - Dampferzeugung. Verbrennung, Feuerung, Dampferzeuger, Springer Verlag, 1985
- [31] Dong W. - Design of Advanced Industrial Furnaces using Numerical Modeling Method, Doctoral thesis, Royal Institute of Technology, Department of Materials Science and Engineering, Stockholm (2000)
- [32] Effenberger H. - Dampferzeugung. Volume I, Springer Verlag, 2000
- [33] Фокин В. М. - Теплогенераторы котельных, Москва, Издательство машиностроение, 2005
- [34] Fuchs P. - Generator Kraftgas und Dampfkessel Betrieb, Verlag von Julius Springer, 1905
- [35] Фурсов И. Д., Коновалов В. В. - Конструирование и тепловой расчет паровых котлов, Барнаул 2001
- [36] Ganapathy V. - Industrial boilers and heat recovery steam generators, Marcel Dekker, 2003
- [37] Ganapathy V. - Steam generators and waste heat boilers for process and plant engineers, CRC Press, 2015

- [38] Gardiner W. C. Jr. - Gas-phase combustion chemistry, Springer Science, 2000
- [39] Goliński J. A. – Siłownie powietrzno-parowe, Wydawnictwo IMP PAN 2009
- [40] Görner K. - Technische Verbrennungssysteme. Grundlagen, Modellbildung, Simulation, Springer Verlag, 1991
- [41] Grądział S. - Modelowanie zjawisk przepływowo-ciepłnych zachodzących w parowniku kotła energetycznego z naturalną cyrkulacją, Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej, 2012
- [42] Grigull U. - Die Grundgesetze der Wärmeübertragung, Springer Verlag, 1955
- [43] Grigull U. - Die Grundgesetze der Wärmeübertragung, 3-e Auflage, Springer Verlag, 1988
- [44] Grochal M. - Spalanie węgla w paleniskach rusztowych, PWT, 1959
- [45] Großwendt I. - Modell zur Beschreibung der Trockung von Feuerbetonen
- [46] Grumbt A. - Gleichgewichtsgase der Verbrennung und Vergasung, Springer Verlag, 1958
- [47] Гурвич А., Кузнецов Н. - Тепловой расчет котельных агрегатов (Нормативный метод), Москва - Ленинград, 1957
- [48] Гусев ю. Л - Основы проектирования котельных установок. Издательство литературы по строительству. Москва 1973
- [49] Gumz W. - Feuerungstechnisches Rechnen, Springer Verlag, 1931
- [50] Gumz W. - Theorie und Berechnung der Kohlenstaubfeuerungen, Verlag von Julius Springer, 1939
- [51] Gumz W. - Vergasung fester Brennstoffe. Stoffbilanz und Gleichgewicht, Springer Verlag, 1952
- [52] Gumz W. - Kurzes Handbuch der Brennstoff- und Feuerungstechnik, Springer Verlag, 1942
- [53] Gumz W. - Kurzes Handbuch der Brennstoff- und Feuerungstechnik, Springer Verlag, 1962
- [54] Günther R. - Verbrennung und Feuerungen, Springer Verlag, 1974
- [55] Hermann H. - Elemente der Feuerungskunde, Springer Verlag, 1920

- [56] Hernik B. – Badania numeryczne procesów kotłowych z uwzględnieniem zjawisk w komorze paleniskowej oraz obniżających niezawodność kotła, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, 2019
- [57] Hinz F. - Über wärmetechnische Vorgänge der Kohlenstaubfeuerung, Springer Verlag, 1928
- [58] Hottel H. C., Sarofim A. F. - Radiative transfer, McGraw-Hill Book Company, 1967
- [59] Janiczek R. - Eksploatacja elektrowni parowych, WNT, 1980
- [60] Janna W. S. - Engineering heat transfer, CRC Press, 2000
- [61] Jaworski T. J. - Modelowanie procesu transportu masy na rusztach urządzeń do termicznego przekształcania odpadów stałych, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, 2012
- [62] Jüptner H. - Wärmetechnische Grundlagen der Industrieöfen, Springer Verlag, 1927
- [63] Каган Г. М. - Тепловой расчет котлов (Нормативный метод), Издание 3-е, переработанное и дополненное. Издательство НПО ЦКТИ, СПб, 1998
- [64] Kakaç S. - Boilers. Escaporators and Condensers, John Wiley & Sons, 1991
- [65] Карякин С. К. - Котельные установки и парогенераторы. Тепловой расчет котлов, Томский политехнический университет, 2010
- [66] Карякин С.К - Котельные установки и парогенераторы. Курсовое проектирование, Томского политехнического университета 2010
- [67] Кашников С. П. Цыганков В. Н. - Расчет котельных агрегатов. В примерах и задачах, Москва, 1951
- [68] Кирпичев М. В. - Анализ размерности. Москва, 1954
- [69] Klason T. - Modelling of Biomass Combustion in Furnaces
- [70] Kolbe H. - Der wirtschaftliche Dampfkesselbetrieb, VEB Wilhelm Knapp Verlag, 1958
- [71] Kołodziejczyk L. - Urządzenia kotłowe, ciepłownicze i technologiczne, Arkady, 1964
- [72] Konakov P. K. - Progress in Heat Transfer, Springer US, 1966
- [73] Kostowski E. - Promieniowanie cieplne, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, 2009
- [74] Kostowski E. - Przepływ ciepła, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, 2006

- [75] Kostowski E (redakcja naukowa) - Zbiór zadań z przepływu ciepła, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, 2001
- [76] Kotlewski F. (autor rozdziału) - Pomiary w technice ciepłej, WNT 1972
- [77] Kruczek T - Kotły. Konstrukcje i obliczenia, Oficyna wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, 2001
- [78] Кузнецов Н.В., Митор В.В - Тепловой расчет котельных агрегатов (Нормативный метод) 2-е издание, перераб. Москва, 1973
- [79] Ledinegg M. - Dampferzeugung, Dampfkessel, Feuerungen - Theorie, Konstruktion, Betrieb, Springer Verlag, 1952
- [80] Ledinegg M. - Dampferzeugung, Dampfkessel, Feuerungen - einschließlich Atomreaktoren, Springer Verlag, 1966
- [81] Loschge A. - Die Dampfkessel, Verlag von Julius Springer, 1937
- [82] Mbioc A., Weber R. - Radiation in enclosures, Springer Verlag, 2000
- [83] McAllister S., Chen J-Y., Fernandez-Pello A. C. - Fundamentals of combustion processes, Springer, 2011
- [84] McBride B. J., Gordon S., Reno M. A. - Coefficients for calculating thermodynamic and transport properties of individual species, NASA Scientific and technical information program, 1993
- [85] Müller I. - A history of thermodynamic, Springer, 2007
- [86] Münzinger F. - Amerikanische und deutsche Großdampfkessel, Verlag von Julius Springer, 1923
- [87] Münzinger F. - Berechnung und Verhalten von Wasserrohrkesseln, Springer Verlag, 1929
- [88] Münzinger F. - Dampfkraft, 3-e Auflage, Springer Verlag, 1949
- [89] Nagórski Z. - Modelowanie przepływu ciepła metodą KM3R, Oficyna wydawnicza Politechniki Warszawskiej, 2014
- [90] Nantka M. B. - Ogrzewnictwo i ciepłownictwo, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, 2013
- [91] Niessen W R. - Combustion and incineration processes, Marcel Dekker, 2002
- [92] Nobari M R H - Numerical analysis of methane–air combustion considering radiation effect

- [93] Orłowski P. - Kotły parowe, konstrukcja i obliczenia, WNT, 1972
- [94] Orłowski P. - Kotły parowe, konstrukcja i obliczenia, WNT, 1979
- [95] Ostrowski P. - Innowacyjne techniki pomiarowe i technologie w modernizacji instalacji i urządzeń energetycznych oraz przemysłowych, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, 2013
- [96] Пак Г. В. - Котельные установки промышленных предприятий. Тепловой расчет промышленных котельных агрегатов, братский государственный технический университет, 2002
- [97] Pepperhoff W. - Temperaturstrahlung, Verlag von dr. Dietrich Steinkopff, 1956
- [98] Piotrowski W. - Wytwornice pary. Podstawy teoretyczne, Wydawnictwo Politechniki Gdańskiej, 1988
- [99] Piotrowski W. - Wytwornice pary. Charakterystyki statyczne i dynamiczne, regulacja, Wydawnictwo Politechniki Gdańskiej, 1981
- [100] Pronobis M. - Modernizacja kotłów energetycznych, WNT, 2002
- [101] Ranade V. V, Gupta D. F. – Computational modeling of pulverized coal fired boilers, CRC Press, 2015
- [102] Rayaprolu K. - Boilers for power and process, CRC Press, 2009
- [103] Ražnjević K. - Tablice cieplne z wykresami, WNT, 1966
- [104] Rokicki H. - Urządzenia kotłowe. Przykłady obliczeniowe, Wydawnictwo Politechniki Gdańskiej, 1996
- [105] Rudnicki Z. - Modelowanie matematyczne radiacyjnego przepływu energii, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, 2003
- [106] Rudnicki Z. - Radiacyjny przepływ ciepła w piecach przemysłowych, Wydawnictwo
- [107] Ruth L. - Energy from municipal solid waste: a comparison with coal combustion technology
- [108] Schack A. - Der industrielle Wärmeübergang. Für Praxis und Studium mit grundlegenden Zahlenbeispielen, Düsseldorf, Verlag Stahleisen, 1962
- [109] Siegel R, Howell J R, Lohrengel J - Wärmeübertragung durch Strahlung, Springer Verlag 1993

- [110] Siegel R, Howell J R, Lohrengel J - Wärmeübertragung durch Strahlung, Springer Verlag 1988
- [111] Singer J. G. - Combustion fossil power, Combustion engineering, 1991
- [112] Skubis T. - Opracowanie wyników pomiarów. Przykłady, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, 2003
- [113] Smoot D. - Pulverized-coal combustion and gasification, Springer Science, 1979
- [114] Smoot D. - Coal combustion and gasification, Springer Science, 1985
- [115] Spliethoff H. - Power generation from solid fuels, Springer Verlag, 2010
- [116] Strauß K. - Kraftwerkstechnik. 2. Auflage, Springer Verlag, 1994
- [117] Strauß K. - Kraftwerkstechnik. 6. Auflage, Springer Verlag, 2006
- [118] Stultz S. C., Kitto J. B. - Steam: its generation and use, The Babcock & Wilcox Company; 41st ed. edition, 2005
- [119] Szargut J. - Modelowanie numeryczne pól temperatury, WNT, 1992
- [120] Шумилин Е. В., Псаров С. А. - Тепловой расчет котла, Хабаровск 2013
- [121] Щеголев М.М. - Топливо, топки и котельные установки, Государственное издательство литературы по строительству и архитектуре. москва, 1953
- [122] Щеголев М.М. - Топливо, топки и котельные установки, москва 1953
- [123] Szczygieł I. - Konwekcyjny przepływ ciepła. Metody obliczeniowe, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, 2013
- [124] Taler J (redakcja naukowa) - Procesy cieplne i przepływowe w dużych kotłach energetycznych, Wydawnictwo naukowe PWN, 2011
- [125] Tarnowska-Tierling A. - Kotły parowe. Przykłady obliczeń cieplnych, Wydawnictwo uczelniane Politechniki Szczecińskiej, 1987
- [126] Tołoczko B. - Kotły Parowe tom II, PWT, 1956
- [127] Tomáš J. - Numerical modelling of grate combustion
- [128] Trinks W., Mawhinney M. H., Shannon R. A., Reed R. J., Garvey J. R. - Industrial furnaces, John Wiley & Sons, 2004
- [129] Türschmid R. - Kotłownie i elektrociepłownie przemysłowe, Arkady, 1988
- [130] Versteeg M. - An introduction to computational fluid dynamics, 1995
- [131] Wagner W, Kretschmar H J - International Steam Tables, Springer Verlag 2007
- [132] Wärmeatlas - VDI, Springer 2005

- [133] Williams A. - Combustion of pulverized coal and biomass
- [134] Wróblewski T. - Urządzenia kotłowe, WNT, 1973
- [135] Wróblewski T., Pepłowski A., Górecki H. - Urządzenia kotłowe, PWT, 1960
- [136] van Kuijk H. - Grate furnace combustion: a model for the solid fuel layer
- [137] Yin Ch. - Grate firing of biomass for heat and power production
- [138] Zhang Y. – Theory and calculation of heat transfer in furnaces, Elsevier Inc., 2016
- [139] Zhang X. - Numerical modeling of biomass combustion in a stoker boiler, PhD thesis, University of Iowa, 2011
- [140] Zinzen A. - Dampfkessel und Feuerungen, Springer Verlag 1950
- [141] Zinzen A. - Dampfkessel und Feuerungen. Ein Lehr- und Handbuch, Springer Verlag 1957
- [142] Ziółkowski R. (współautor działu VIII) - Poradnik termoenergetyka: Kotły parowe i ich urządzenia pomocnicze, WNT, 1965
- [143] Żarski K. - Obiegi wodne i parowe w kotłowniach, Ośrodek Informacji "Technika instalacyjna w budownictwie", 2000 Politechniki Śląskiej, 1998
- [144] Industrial Boiler design calculation Standard Method. Beijing: China Standards Press, 2003



## Artykuły

- [145] Adrianov V. N., Polyak G. L. - A differential method of investigating radiative heat transfer - Journal of engineering physics Vol. 10/2 (1966) 167-168
- [146] Adrianov V. N., Blokh A. G., Rubtsov N. A., Trofimov V. P., Khrustalev B. A. - Progress in the theory and methods of analysis of radiative and combination heat transfer - Journal of engineering physics Vol. 34/1 (1978) 109-120
- [147] Agudelo A., Cortes C. - Thermal radiation and the second law - Energy 35 (2010) 679-691
- [148] Albrecht B. A., Zahirovic S., Bastiaans R. J. M., van Oijen J. A., de Goey L. P. H. - A Premixed Flamelet-PDF Model for Biomass Combustion in a Grate Furnace - Energy & Fuels 22 (2008) 1570–1580
- [149] Alekhovich A. N. - The thermal efficiency factor of furnace waterwalls as applied to the Standard Method for thermal calculation of boilers - Thermal engineering vol 54 (2007) 698-704
- [150] Askarova A. - Heat and mass transfer processes at high-temperature media during combustion of low-grade pulverized coal - International Journal of Mathematics and Physics 9, No. 1, 60 (2018)
- [151] Askarova A. - The computational study of heat and mass transfer processes at combustion of pulverized Kazakh coal in real conditions of energy objects - Bulgarian Chemical Communications, Volume 50, Special Issue G (pp. 61 - 67) 2018
- [152] Bai X.S., Klason T. - Combustion process in a biomass grate fired industry furnace: a CFD study - Progress in Computational Fluid Dynamics Vol. 6 (2006) 278-286
- [153] Bailey E. G. - Steam-Boiler Performance and a Method of Comparison - Transactions of the ASME, Vol. 62/5 (1940) 367-378
- [154] Bailey E. G. - Modern boiler furnaces - Transactions of the ASME, Vol. 61/7 (1939) 561-576
- [155] Bakhsiyani Ts. A., Volkov N. F., Shakhova L. G. - Calculation of heat transfer in radiant chambers of tube furnaces - Chemistry and Technology of Fuels and Oils Vol. 13 (1977) 403-408

- [156] Blasiak W., Yang W. H., Dong W. - Combustion performance improvement of grate fired furnaces using Ecotube system - Journal of the Energy Institute Vol. 79 (2006) 67-74
- [157] Blokh A. G., Adzerikho K. S. Trofimov V. P. - Thermal-performance coefficient for a screen in a steam-generating boiler - Journal of engineering physics Vol. 40 (1981) 526-532
- [158] Boke Y E. - Effect of the radiation surface on temperature and NOx emission in a gas fired furnace - Fuel Vol.88/10 (2009) 1878–1884
- [159] Bordbar M. H., Hyppänen T. - Application of radiative zone method in modeling of heat transfer in a boiler furnace - The 47th Conference on Simulation and Modeling (2006) 182-187
- [160] Bordbar M. H., Hyppänen T. - Modeling of radiation heat transfer in a boiler furnace - Advanced Studies Theoretical Physics Vol. 1/12 (2007) 571 - 584
- [161] Borjini M N. - Modeling of radiative heat transfer in 3D complex boiler with nongray sooting media - Journal of Quantitative Spectroscopy and Radiative Transfer Vol.105/2 (2007) 167–179
- [162] Bradley D., Lawes M., Ho-Young Park, Usta N. – Modeling of laminar pulverized coal flames with speciated devolatilization and comparisons with experiments – Combustion and Flame 144 (2006) 190-204
- [163] Brito A. L., Beaton P. A., Ballester J., Dopazo C. - Novel approach for the analysis of heat transfer in bagasse-fired furnaces - Proceedings of biomass conference of the Americas, 4th Biomass conference of the Americas
- [164] Chandok J.S., Kar I.N., Tuli S. - Estimation of furnace exit gas temperature (FEGT) using optimized radial basis and back-propagation neural networks - Energy Conversion and Management 49 (2008) 1989–1998
- [165] Chen Y., Chen D. - An Algebraic Thermal Calculation Method and Its Application to Determine Heat-Insulating Refractory on Furnace Waterwall of a Pulverized-coal Fired Boiler - International Conference on Power Engineering (2007) 204-209

- [166] Costa M., Massarotti N., Indrizzi V., Rajh B., Yin C., Samec N. - Engineering bed models for solid fuel conversion process in grate-fired boilers - *Energy* 77 (2014) 244-253
- [167] Depman III A. J. - Stoker boiler CFD modeling improvements through alternative heat exchanger modeling - Doctoral thesis, University of Iowa, 2014
- [168] Detkov S. P., Bryukhovskikh O. A. - Two-zone model of heat transfer in a furnace - *Journal of engineering physics* Vol. 58/1 (1990) 94-99
- [169] Dixon T F. - Development of advanced technology for biomass combustion—CFD as an essential tool - *Fuel* Vol.84/10 (2005) 1303–1311
- [170] Donnell L. H. – *Applied Mechanics Reviews*, The American Society of Mechanical Engineers, Vol. 1, No. 1 1948
- [171] Dudek S. A., Wessel R. A., Strempek J.R. - Three-Dimensional numerical modeling of stoker-fired power boilers - ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition (1999)
- [172] Friberg R. C. E. - A new measurement method to analyze the thermochemical conversion of solid fuels in the context of small-scale packed-bed combustion of wood fuels - Doctoral thesis, Royal Institute of Technology, Department of Materials Science and Engineering, Stockholm (2000)
- [173] German M.K., Nogotov E. F., Trofimov V. P. - Calculation of the optical characteristics of radiation heat transfer in furnace chamber - *Academic Scientific Complex* (1994) 247-250
- [174] Goerner K., Klasen T. - Modelling, simulation and validation of the solid biomass combustion in different plants - *Progress in Computational Fluid Dynamics* Vol. 6 (2006) 225-234
- [175] Grądziel S., Zima W. - Obliczanie komór paleniskowych kotłów energetycznych - *Czasopismo techniczne Mechanika Zeszyt 5-M/2001* (1998) 85-94
- [176] Greyson M., Mazie G. P., Myers J. W. – Evaluation of factors affecting heat transfer in furnaces, *Trans. ASME*, vol. 78, No. 8, 1956, 1741-746
- [177] Griselin N., Bai X. S. - Particle dynamics in a biomass-fired furnace – predictions of solid residence changes with operation - *IFRF Combustion Journal Art. no.200009* (2000)

- [178] Gusev L. N. - A procedure for calculating the total heat transfer in chamber furnaces - Thermal engineering vol 55 (2008) 78-82
- [179] Hansen H., Lantow L. S. - Modelling and Control of a Stoker Firing System - Master thesis, Faculty of Engineering, Science and Medicine, Aalborg University 2008
- [180] Hermansson S. - CFD modelling of bed shrinkage and channeling in fixed bed combustion - Combustion and Flame Vol. 158/5 (2011) 988–999
- [181] Hernik B. - Obliczenia numeryczne komory paleniskowej kotła WR-40 z wewnątrzkomorowym systemem strumieni - 12th International Conference on Boiler Technology (2014) 353-362
- [182] Hernik B. - Numerical calculations of WR-40 boiler based on its zero-dimensional model - Chemical and process engineering 35 (2014) 173-180
- [183] Hernik B. - A zero-dimensional model used as a basis for numerical modelling of OP-650 boiler - Archiwum Energetyki tom XLII (2012) 17-26
- [184] Ivanović V. B. - Reliable simple zonal method of furnace thermal calculation - Thermal Science Vol.9/2 (2005) 45-55
- [185] Jaworski T. - Identyfikacja stref spalania w warstwie materiału odpadów na ruszcie paleniska kotłowego - Archiwum Gospodarki Odpadami i Ochrony Środowiska Vol. 1 (2005) 95-106
- [186] Ji JJ. - Study on the mechanism of unsteady combustion related to volatile in a coal fired traveling grate boiler - Applied Thermal Engineering Vol.28/2–3 (2008) 145–156
- [187] Jianmeng Y., Xue F. - Furnace thermal calculation of 300MW boiler by oxy-fuel combustion - 2nd International Conference on Mechanic Automation and Control Engineering, 2011
- [188] Johnson N. - Fundamentals of Stoker Fired Boiler Design and Operation - CIBO Emission Controls Technology Conference (2002)
- [189] Jordan C., Harasek M. - Improvement of a Combustion Unit based on a Grate Furnace for Granular Dry Solid Biofuels using CFD Methods - Heat Transfer Engineering Vol. 31 (2010) 774-781

- [190] Kær S. K. - Straw combustion on slow-moving grates—a comparison of model predictions with experimental data - *Biomass and Bioenergy* 28 (2005) 307–320
- [191] Kær S. K. - Numerical modelling of a straw-fired grate boiler - *Fuel* 83 (2004) 1183-1190
- [192] Kamenetskii B. Ya - Applicability of the Standard Method for Calculating Heat Transfer in Furnaces with Stokers - *Thermal engineering* vol 53 (2006) 138-142
- [193] Kamenetskii B. Ya. - Calculation of Heat Transfer in Boiler Furnaces during Firing of Fuel in a Bed - *Thermal Engineering* Vol. 55/5 (2008) 442–445
- [194] Keremida E. P. - Radiative heat transfer in natural gas fired furnaces - *International Journal of Heat and Mass Transfer* Vol.43/10 (2000) 1801–1809
- [195] Khaustov S. – Computational model of a solid fuel heating boiler - *Bulletin of the Tomsk Polytechnic University. Geo Assets Engineering*. 2018. V. 329.2 16-26
- [196] Klason T., Bai X.S., Bahador M., Nilsson T. K., Sundén B. - Investigation of radiative heat transfer in fixed bed biomass furnaces - *Fuel* 87 (2008) 2141–2153
- [197] Knaus H., Schneider R., Han X., Ströhle J., Schnell U., Hein K.R.G. - Comparison of Different Radiative Heat Transfer Models and their Applicability to Coal-Fired Utility Boiler Simulations - *4th International Conference on Technologies and Combustion for a Clean Environment*, 1997
- [198] Langsjoen P. L. - A guide to clean and efficient operation of coal-stoker-fired boilers - EPA-600/8-81-016 (1981)
- [199] Liseikin I. D., Sidorova A. I., Lebedeva L. A. - New Hot Water Boilers for Heat Supply Systems - *Thermal Engineering* Vol. 58/12 (2011) 1006–1015
- [200] Lisienko V.G., Malikov G.K., Titaev A.A. - Simple approximation of total emissivity of CO<sub>2</sub> – H<sub>2</sub>O mixture used in the zonal method of calculation of heat transfer by radiation - *Thermophysics and Aeromechanics* Vol. 21/6 (2014) 779-782
- [201] Litka R., Kalisz S. - Modelowanie numeryczne paleniska rusztowego w warunkach pośredniego współspalania biomasy - *12th International Conference on Boiler Technology* (2014) 601-613
- [202] Luo Y. - A nonisothermal integrated model of coal fired traveling grate boilers - Luo Y. - A nonisothermal integrated model of coal fired traveling grate boilers

- [203] Ma J., XU Y., Wang S., Shi J. S., Li H., Xue Z., Liu J. - Analysis of the method for furnace thermal calculation with radiation intensity attenuation - Energy Procedia 17 (2012) 901-905
- [204] Malaskera W., Versteeg H. K., Henson J. C., Jones J.C. - Calculation of radiative heat transfer in combustion systems - Clean Air, 3/1 (2002) 113-143
- [205] Maximov A. - Radiative heat transfer in boiler furnaces - Master thesis, Faculty of Technology, Department of Energy and Environmental Technology, Lappeenranta University of Technology (2008)
- [206] Mehrabian R., Obernberger I., Scharler R. - 3D CFD modelling of solid biomass combustion in grate furnaces - IEA Bioenergy Task 32: Biomass Combustion and Cofiring, 2013
- [207] Mehrabian R., Obernberger I., Scharler R., Weissinger A. - Optimization of biomass grate furnaces with a new 3D packed bed combustion model - on example of a small-scale underfeed stoker furnace - 18th European Biomass Conference & Exhibition (2010)
- [208] Miyake R., Restrepo A., Kleveston F., Bazzo E., Bzuneck M. - Thermodynamic and heat transfer analysis of rice straw co-firing in a Brazilian pulverized coal boiler - Proceedings of Ecos 2012 - The 25th international conference on efficiency, cost, optimization, simulation and environmental impact of energy systems, June 26-29 2012, Perugia
- [209] Modliński N. – Numerical simulation of SNCR (selective non-catalytic reduction) process in coal fired grate boiler, Energy vol. 92 (2015) 67-76
- [210] Nasserzadeh V., Swithenbank J., Scott D., Jones B. - Design optimization of a large municipal solid waste incinerator - Waste management Vol. 11 (1991) 249-261
- [211] Nevskii A. S., Mel'man M. M. - Conditions for the application of a radiation parameter in engineering calculations - Journal of engineering physics Vol. 34 (1978) 471-475
- [212] Oland C. B. - Guide to Low-Emission Boiler and Combustion Equipment Selection - ORNL/TM-2002/19

- [213] Pinkert B. - Vergleichende untersuchungen zur Berechnung der Brennkammerendtemperatur in Dampferzeugern mit Öl- oder Gasfeuerung - Technische Mitteilungen aus der Babcock Lentjes Kraftwerkstechnik
- [214] Rusinowski H. - Methods of choosing the optimal parameters for solid fuel combustion in stokerfired boilers - Energy Conversion and Management 43(9-12):1363-1375
- [215] Ryu C., Shin D., Choi S. - Combined Simulation of Combustion and Gas Flow in a Grate-Type Incinerator - Journal of the Air & Waste Management Association Vol. 52 (2002) 189-197
- [216] Saario A., Oksanen A. - Effect of computational grid in industrial-scale boiler modeling - International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow Vol. 19/1 (2009) 93-117
- [217] Scharler R., Forstner M., Braun M., Brunner T., Obernberger I. - Advanced CFD analysis of large fixed bed biomass boilers with special focus on the convective section - 2nd World Conference and Exhibition on Biomass for Energy, Industry and Climate Protection (2004)
- [218] Scharler R., Widmann E., Obernberger I. - CFD modelling of NO<sub>x</sub> formation in biomass grate furnaces with detailed chemistry - 6th International Conference "Science in thermal and chemical biomass conversion" (2004)
- [219] Simsek E., Brosch B., Wirtz S., Scherer V., Krüll F. - Numerical simulation of grate firing systems using a coupled CFD/discrete element method (DEM) - Powder Technology 193 (2009) 266–273
- [220] Soroka B., Zgurski V. - Updating the modern techniques of radiative heat transfer calculation within fuel furnaces and boilers - WSEAS transactions of heat and mass transfer Vol.9 (2014) 205-220
- [221] van Kuijk H., Bastiaans R. J. M., van Oijen J. A., de Goey L. P. H. - Grate Furnace Combustion: A Submodel for the Solid Fuel Layer - ICCS 2007 Part I, LNCS 4487 (2007) 947–954,
- [222] Wohlenberg W. J., Lindseth E. L. – The Influence of radiation in coal fired furnaces on surface requirements and a simplified method for its calculation, A.S.M.E. Trans. Vol. 48, 1926, 849-937

- [223] Yang Y. B., Newman R., Sharifi V., Swithenbank J., Ariss J. - Mathematical modelling of straw combustion in a 38 MWe power plant furnace and effect of operating conditions - *Fuel* 86 (2007) 129-142
- [224] Yang Y.B., Goh Y.R., Zakaria R., Nasserzadeh V., Swithenbank J. - Mathematical modelling of MSW incineration on a travelling bed - *Waste Management* 22 (2002) 369–380
- [225] Yin C, Rosendahl L, Kær S. K., Sørensen H., Clausen S., Hille T., Hvid S. L. - Modeling and Experiments of Biomass Combustion in a Large-scale Grate Boiler - *Challenges of Power Engineering and Environment* (2007) 1173-1179
- [226] Yin C., Rosendahl L. A., Kær S. K. - Grate-firing of biomass for heat and power production - *Progress in Energy and Combustion Science* 34 (2008), 725– 754
- [227] Zhengfeng L., Jingcheng W., Yuanhao S., Bohui W., Langwen Z. - A hybrid model for furnace exit gas temperature monitoring based on CM-LSSVM-PLS - *26th Chinese Control and Decision Conference* (2014) 488-493
- [228] Zhengfeng L., Jingcheng W., Yuanhao S., Langwen Z., Kang L. - A novel online model for furnace exit gas temperature of coal-fired boiler - *Proceedings of the 33rd Chinese Control Conference* (2014) 6593-6598
- [229] Zhuravlev Yu. A., Spichak I. V., Protsailo M. Ya., Blokh A. G. - Heat transfer in boiler furnace taking account of the scattering of radiation - *Journal of engineering physics* Vol. 44/5 (1983) 541-548



## 11 Załącznik 1. Określenie obciążenia cieplnego ścian komory paleniskowej

Rozkład temperatury wewnątrz komory paleniskowej nie jest jednorodny, dlatego uzyskanie jednej wartości temperatury spalin na wylocie z paleniska nie jest możliwe. Po wykorzystaniu obliczeń zero- i jednowymiarowych (dla dowolnej metody obliczeniowej) możliwe jest w uproszczonym stopniu wyznaczenie tego rozkładu.

Z obliczeń cieplnych kotła określa się całkowitą ilość ciepła przejętą od spalin przez powierzchnie opromieniowane komory paleniskowej z uwzględnieniem strat promieniowania  $\varphi$  oraz średnie obciążenie cieplne powierzchni opromieniowanej jako:

$$Q_r = \dot{V}_s(I_{ad} - I'')\varphi \quad (245)$$

$$\dot{q}_{sr} = \frac{Q_r}{F_{opr}} \quad (246)$$

gdzie:

$\dot{V}_s$  – strumień objętościowy spalin,  $\text{m}^3/\text{s}$

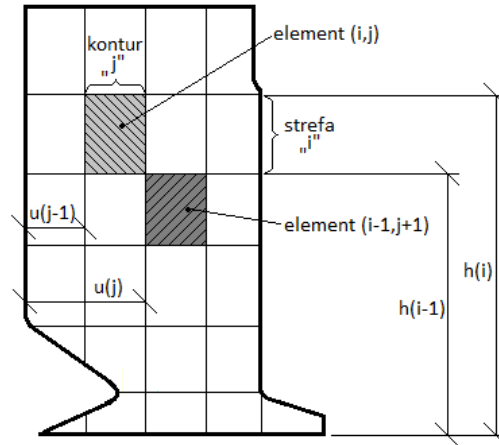
$I_{ad}$  – entalpia adiabatyczna spalin,  $\text{kJ}/\text{m}^3$

$I''$  – entalpia spalin na wylocie z komory paleniskowej,  $\text{kJ}/\text{m}^3$

$F_{opr}$  – powierzchnia opromieniowaną komory paleniskowej,  $\text{m}^2$

Rozkład obciążenia cieplnego ścian komory paleniskowej wyznaczyć można według następujących kroków:

- a) Każda ze ścian komory paleniskowej dzielona jest na elementy oznaczone indeksami  $ij$ , z których  $i$  oznacza nr strefy na wysokości, natomiast  $j$  nr konturu na szerokości rozpatrywanej ściany (rys. 73 przedstawia taki podział na przykładzie ściany bocznej).



Rysunek 73. Podział ściany bocznej na elementy ij. Opracowanie własne.

Powierzchnia elementu „ij” jest równa

$$f_{i,j} = \frac{\Delta h \cdot \Delta u}{k_{i,j}} \quad (247)$$

gdzie:

$k_{i,j}$ -współczynnik kształtu ściany, dla ścian szczelnych  $k = 1$

$\Delta h = h_i - h_{i-1}$ ,

$\Delta u = u_i - u_{i-1}$

- b) Dla każdej ze stref wyznacza się względną wartość obciążenia cieplnego w stosunku do wartości średniej wszystkich powierzchni opromieniowanych w komorze paleniskowej,

$$\bar{y}_{i,j} = \frac{\bar{q}_{i,j}}{\bar{q}_{sr}} \quad (248)$$

Przyjmuje się paraboliczny rozkład obciążenia cieplnego po szerokości ścian, zależny od parametru paraboli definiowanego jako stosunek najmniejszego do największego natężenia cieplnego w danej ścianie

$$p = \frac{\dot{q}_{min}}{\dot{q}_{max}} \quad (249)$$

Przy spalaniu paliwa na ruszcie przyjęto, że parabole obciążeń cieplnych ścian przedniej i tylnej są symetryczne, przy czym możliwe są różne wartości parametru  $p$ .

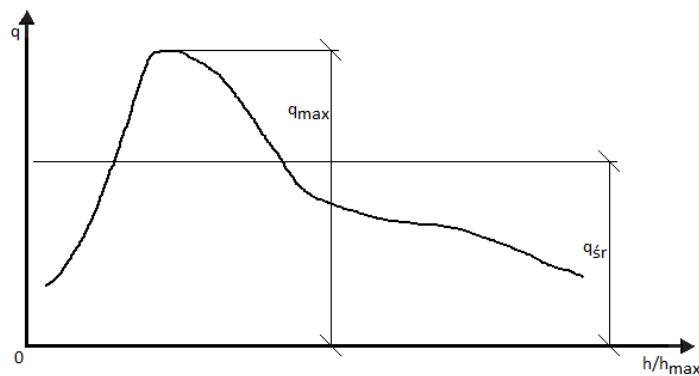
W przypadku gdy średnie obciążenia cieplne ściany przedniej ( $\bar{q}_p$ ) i tylnej ( $\bar{q}_t$ ) są różne a ich stosunek  $\alpha = \frac{\bar{q}_p}{\bar{q}_t} \neq 1$  to rozkład obciążeń cieplnych ścian bocznych jest niesymetryczny względem osi ściany.

Po wprowadzeniu dodatkowego parametru, który dla ścian bocznych określa zredukowaną odległość od ściany przedniej do miejsca występowania maksimum

obciążenia na danej ścianie bocznej  $d_m = \frac{d_{max}}{b}$ , możliwe jest określenie paraboli obciążenia cieplnego dla ściany bocznej.

Wyznaczenie miejsca, gdzie występuje maksymalne obciążenie cieplne określa się na podstawie badań i opracowań w oparciu o analizy CFD bądź z wykorzystaniem badań obiektowych z wykorzystaniem pomiarów obciążenia cieplnego ścian komór paleniskowych.

W przypadku braku informacji szczegółowych danych, można wykorzystać fakt, że czoło garbu przedniej ściany komory paleniskowej przejmuje maksymalne natężenie cieplne. Po wykorzystaniu powyższych informacji, określa się zredukowaną zależność obciążenia cieplnego od względnej wysokości komory paleniskowej  $x = \frac{h}{h_{max}}$  (rys. 74).



Rysunek 74. Wykres przykładowego natężenia cieplnego w komorze paleniskowej po wysokości względnej [opracowanie własne]

Średnie obciążenie cieplne  $\bar{q}$  w strefie wynosi

$$\int_{x_1}^{x_2} q dx = \bar{q}(x_2 - x_1) \quad (250)$$

$$\bar{q} = \frac{\int_{x_1}^{x_2} q dx}{(x_2 - x_1)} \quad (251)$$

gdzie:

$x_1 = \frac{h_1}{h_{max}}$  i  $x_2 = \frac{h_2}{h_{max}}$  – wskaźniki względnej wysokości komory paleniskowej

$h_1$  i  $h_2$  – odległość od spodu komory paleniskowej do dolnego i górnego przekroju ograniczającego rozpatrywaną strefę

Parametry paraboli  $p_p$ ,  $p_t$ , stosunku obciążeń średnich ścian przedniej i tylnej  $\alpha$  oraz względnej odległości maksymalnego obciążenia po długości ściany bocznej  $d_m$  jednoznacznie określają kształt krzywej  $q = f(u)$  na ścianach bocznych.

Jeżeli  $p_p = p_t$  oraz  $\alpha = 1$  to dla ściany bocznej  $d_m = 0,5$ .

Oznaczenia  $p$ ,  $t$ ,  $b$  oznaczają kolejno ścianę przednią, tylną oraz boczną.

- c) Rozkład obciążeń cieplnych dla ściany bocznej można rozważyć jako symetryczny bądź niesymetryczny.

Przy symetrycznym (względem osi ściany) rozkładzie obciążeń cieplnych (rys. 75) można zapisać:

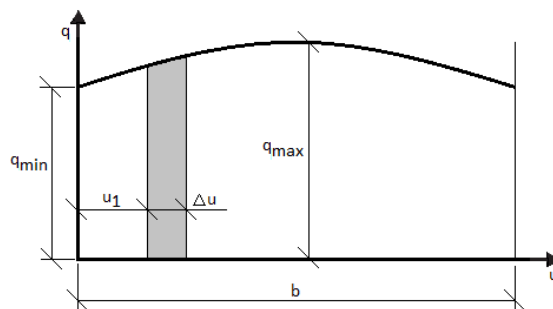
$$q = A \left( u - \frac{b}{2} \right)^2 + C \quad (252)$$

gdzie:

$A, C$  – stałe

$b$  – szerokość ściany

$u$  – współrzędna mierzona od naroża ściany



Rysunek 75 Symetryczny rozkład obciążenia cieplnego ściany po jej szerokości. Opracowanie własne.

Warunki brzegowe  $u = \frac{b}{2}$  oraz  $q = q_{max} = C$

dla  $u = 0$

$$q = q_{min} = A \frac{b^2}{4} + C = A \frac{b^2}{4} + q_{max} A = -\frac{b^2}{4} (q_{max} - q_{min}) \quad (253)$$

dla  $u = b$  oraz  $p = \frac{q_{min}}{q_{max}}$

$$q = q_{max} \left[ 1 - (1 - p) \left( 2 \frac{u}{b} - 1 \right)^2 \right] \quad (254)$$

Średnie obciążenie cieplne ściany  $\bar{q}$

$$\int_0^b q du = \bar{q} b \quad (255)$$

$$\int_0^b q_{max} \left[ 1 - (1 - p) \left( 2 \frac{u}{b} - 1 \right)^2 \right] du = \bar{q} b$$

$$\bar{q} = q_{max} \left[ 1 - \frac{1-p}{3} \right] = \frac{2+p}{3} q_{max} \quad (256)$$

$$z = \frac{q}{\bar{q}} = \frac{3}{2+p} \left[ 1 - (1-p) \left( 2 \frac{u}{b} - 1 \right)^2 \right] \quad (257)$$

Dla elementu  $ij$  o szerokości  $\Delta h$  w strefie  $i$

$$\int_{u_1}^{u_2} q du = \bar{q}_{ij} (u_2 - u_1) \quad (258)$$

$$\int_{u_1}^{u_2} \frac{3}{2+p} \bar{q}_i \left[ 1 - (1-p) \left( 2 \frac{u}{b} - 1 \right)^2 \right] du = \bar{q}_{ij} (u_2 - u_1) \quad (259)$$

$$\bar{q}_{i,j} = \frac{3}{2+p} \bar{q}_i \left[ 1 - \frac{1-p}{6} \frac{(2 \frac{u_2}{b} - 1)^3 - (2 \frac{u_1}{b} - 1)^3}{\frac{u_2}{b} - \frac{u_1}{b}} \right] \quad (260)$$

$$\bar{z}_{i,j} = \frac{3}{2+p} \left[ 1 - \frac{4(1-p)}{3} \frac{(u_{r2}-0,5)^3 - (u_{r1}-0,5)^3}{u_{r2} - u_{r1}} \right] \quad (261)$$

Średnie jednostkowe obciążenie cieplne elementu  $ij$

$$\bar{q}_{i,j} = q_{sr} \bar{y}_i \bar{z}_{i,j} \quad (262)$$

Kształt funkcji  $z = f\left(\frac{u}{b}\right)$  zależy od jednego parametru  $p$

$$q_p = \bar{q}_p \frac{3}{2+p_p} \left[ 1 - (1-p_p) \left( 2 \frac{u}{b_p} - 1 \right)^2 \right] \quad (263)$$

$$q_t = \bar{q}_t \frac{3}{2+p_t} \left[ 1 - (1-p_t) \left( 2 \frac{u}{b_t} - 1 \right)^2 \right] = \bar{q}_p \alpha \frac{3}{2+p_t} \left[ 1 - (1-p_t) \left( 2 \frac{u}{b_t} - 1 \right)^2 \right] \quad (264)$$

Ostatecznie dla  $u = 0$  (lub  $u = b$ )

$$q_p(0) = \bar{q}_p \frac{3p_p}{2+p_p}$$

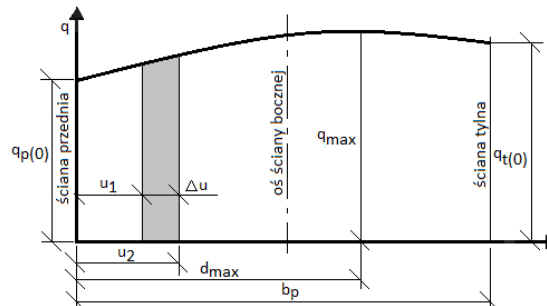
$$q_t(0) = \bar{q}_t \frac{3p_t}{2+p_t}$$

Przy niesymetrycznym rozkładzie obciążenia po szerokości ściany (rys. 76) można zapisać:

$$q_b = A_1 (u - d_{max})^2 + C_1 \quad (265)$$

gdzie:

$d_{max}$  - odległość od ściany przedniej do miejsca, w którym występuje  $q_{max}$



Rysunek 76 Niesymetryczny rozkład obciążenia cieplnego ściany bocznej po jej szerokości.

Opracowanie własne.

Warunki brzegowe

dla  $u = 0$   $q_b(0) = q_p(0) = A_1 d_{max}^2 + C_1$

dla  $u = b$   $q_b(b_b) = q_t(0) = A_1(b_b - d_{max})^2 + C_1$

$$\bar{q}_p \frac{3p_p}{2+p_p} = A_1 d_{max}^2 + C_1 \quad (266)$$

$$\bar{q}_t \frac{3p_t}{2+p_t} = A_1(b_b - d_{max})^2 + C_1 \quad (267)$$

Skąd

$$A_1 = \bar{q}_p \frac{3p_p}{b_b^2(1-2d_{max})(2+p_p)} \left( \alpha \frac{p_t}{p_p} \frac{2+p_p}{2+p_t} - 1 \right) = A_p \bar{q}_p \quad (268)$$

$$A_p = \frac{3p_p}{b_b^2(1-2d_{max})(2+p_p)} \left( \alpha \frac{p_t}{p_p} \frac{2+p_p}{2+p_t} - 1 \right) \quad (269)$$

$$C_1 = \bar{q}_p \frac{3p_p}{2+p_t} \left[ 1 - \frac{d_{max}^2}{1-2d_{max}} \left( \alpha \frac{p_t}{p_p} \frac{2+p_p}{2+p_t} - 1 \right) \right] = C_p \bar{q}_p \quad (270)$$

$$C_p = \frac{3p_p}{2+p_t} \left[ 1 - \frac{d_{max}^2}{1-2d_{max}} \left( \alpha \frac{p_t}{p_p} \frac{2+p_p}{2+p_t} - 1 \right) \right] \quad (271)$$

oraz

$$q_b = \bar{q}_p [A_p(u - d_{max})^2 + C_p] \quad (272)$$

Średnie obciążenie cieplne ściany bocznej niesymetrycznie obciążonej wyznacza się z zależności:

$$\int_0^{b_b} q_b du = \bar{q}_b b_b \quad (273)$$

$$\int_0^{b_b} \bar{q}_p [A_p(u - d_{max})^2 + C_p] du = \bar{q}_b b_b \quad (274)$$

$$\bar{q}_b = \bar{q}_p \left[ A_p b_b^2 \left( \frac{1}{3} - d_{max} + d_{max}^2 \right) + C_p \right] \quad (275)$$

$$\beta = \frac{\bar{q}_b}{\bar{q}_p} = A_p b_b^2 \left( \frac{1}{3} - d_{max} + d_{max}^2 \right) + C_p \quad (276)$$

d) Dla każdej strefy wyznacza się bilans, przy czym musi zostać spełniony warunek

$$\bar{q}_p f_p + \bar{q}_t f_t + \bar{q}_{bl} f_{bl} + \bar{q}_{bp} f_{bp} = \bar{q} (f_p + f_t + f_{bl} + f_{bp}) \quad (277)$$

Przy założeniu, że obciążenia cieplne ściany bocznej prawej i lewej jest takie samo, można uprościć zapis wykorzystując  $\bar{q}_{bl} = \bar{q}_{bp} = \bar{q}_b$

$$\bar{q}_p [f_p + \alpha f_t + \beta (f_{bl} + f_{bp})] = \bar{q} (f_p + f_t + f_{bl} + f_{bp}) \quad (278)$$

$$\bar{q}_p = \bar{q} \frac{(f_p + f_t + f_{bl} + f_{bp})}{f_p + \alpha f_t + \beta (f_{bl} + f_{bp})} \quad (279)$$

Znając  $\bar{q}_p$  oblicza się  $q_p = f(u)$ ,  $q_t = f(u)$  oraz  $q_b = f(u)$

Ściana przednia

$$\bar{q}_{pi,j} = \bar{q}_{pi} \bar{z}_{pi,j} \quad (280)$$

Ściana tylna

$$\bar{q}_{ti,j} = \bar{q}_{ti} \bar{z}_{ti,j} = \alpha \bar{q}_{pi} \bar{z}_{ti,j} \quad (281)$$

Ściany boczne

$$\bar{q}_{bi,j} = \frac{1}{(u_2 - u_1)} \int_{u_1}^{u_2} q_b du \quad (282)$$

$$\begin{aligned} \bar{q}_{bi,j} &= \frac{1}{(u_2 - u_1)} \int_{u_1}^{u_2} \bar{q}_{pi} [A_p (u - d_{max})^2 + C_p] du = \frac{1}{(u_2 - u_1)} \bar{q}_{pi} \left[ \frac{1}{3} A_p (u - d_{max})^3 + \right. \\ & \left. C_p u \right] \Big|_{u_1}^{u_2} = \frac{1}{(u_2 - u_1)} \bar{q}_{pi} \left\{ \frac{1}{3} A_p b_b^3 \left[ \left( \frac{u_2}{b_b} - d_m \right)^3 - \left( \frac{u_1}{b_b} - d_m \right)^3 \right] + C_p (u_2 - u_1) \right\} = \\ & \bar{q}_{pi} \left[ \frac{1}{3} A_p b_b^2 \frac{(u_{br2} - d_m)^3 - (u_{br1} - d_m)^3}{u_{br2} - u_{br1}} + C_p \right] \end{aligned} \quad (283)$$

$$z_{bi,j}^{sr} = \frac{\bar{q}_{bi,j}}{\bar{q}_{pi}} = \frac{1}{3} A_p b_b^2 \frac{(u_{br2} - d_m)^3 - (u_{br1} - d_m)^3}{u_{br2} - u_{br1}} + C_p \quad (284)$$

$$\bar{q}_{bi,j} = \bar{q}_{pi} z_{bi,j}^{sr} \quad (285)$$

W przypadku gdy  $p_p = p_t = p$  i  $\alpha = 1$  czyli  $d_m = 0,5$  to można założyć, że średnie obciążenia wszystkich ścian są równe i średnie obciążenia cieplne wyznaczyć za pomocą wzoru (17).

e) Ilości ciepła przejętego przez poszczególne elementy oblicza się z zależności

$$Q_{i,j} = \dot{q}_{sr} \cdot \bar{y}_{i,j} \cdot \bar{z}_{i,j} \cdot f_{i,j} \quad (286)$$

$$\bar{z}_{i,j} = \frac{\bar{q}_{i,j}}{\bar{q}_i} \quad (287)$$

Dla stropu komory paleniskowej

$$Q_{str} = \dot{q}_{sr} \cdot y_{str} \cdot f_{str} \quad (288)$$

Dla okna wylotowego z komory paleniskowej

$$Q_{okna} = \dot{q}_{sr} \cdot y_{okna} \cdot f_{okna} \quad (289)$$

Sumarycznie

$$\Sigma Q = \Sigma_i \Sigma_j Q_{i,j} + Q_{str} + Q_{okna} \quad (290)$$