

**P O L I T E C H N I K A   W R O C Ł A W S K A**  
**Wydział Inżynierii Środowiska**

**mgr inż. Piotr Sitarz**

**CIEPŁO ODPADOWE W PROCESIE  
TERMICZNEGO PRZEKSZTAŁCANIA  
UBOCZNYCH PRODUKTÓW  
POCHODZENIA ZWIERZĘCEGO**

**ROZPRAWA DOKTORSKA**

Promotor:

dr hab. inż. Janusz Bujak

Wrocław 2015

*Rozprawa została napisana dzięki życzliwej opiece promotora dr. hab. inż. Janusza Bujaka, któremu serdecznie dziękuję za merytoryczne rady, ukierunkowanie badań i pomoc w czasie jej wykonywania. Dziękuję również tym wszystkim, którzy w różnej formie przyczynili się do jej redakcji i byli pomocni przy rejestracji danych pomiarowych.*

*Piotr Sitarz*

## Spis treści

<b>1. Wprowadzenie</b> .....	<b>5</b>
<b>2. Przedmiot i cel pracy</b> .....	<b>8</b>
<b>3. Ciepło odpadowe w procesie termicznego przekształcania ubocznych produktów pochodzenia zwierzęcego – podstawy teoretyczne</b> .....	<b>9</b>
3.1 Charakterystyka ubocznych produktów pochodzenia zwierzęcego.....	9
3.2 Opis technologii .....	11
3.2.1 Instalacja termicznego przekształcania ubocznych produktów pochodzenia zwierzęcego z odzyskiem energii .....	11
3.2.2 Układy automatycznej kontroli parametrów termicznego przekształcania odpadów .....	14
3.3 Bilans masy układu .....	19
3.3.1 Składniki bilansu masy.....	19
3.3.2 Zapotrzebowanie na tlen przy termicznym przekształcaniu ubocznych produktów pochodzenia zwierzęcego.....	20
3.3.3 Nadmiar powietrza .....	24
3.3.4 Skład i wielkość strumienia masy i objętości spalin .....	25
3.4 Bilans energii układu .....	29
3.4.1 Składniki bilansu energii .....	29
3.4.2 Efekt energetyczny termicznego przekształcania ubocznych produktów pochodzenia zwierzęcego .....	32
3.4.3 Ciepło spalania i wartość opałowa .....	35
3.4.4 Temperatura spalania.....	36
3.4.5 Straty ciepła do otoczenia.....	38
<b>4. Warunki brzegowe procesu termicznego przekształcania ubocznych produktów pochodzenia zwierzęcego</b> .....	<b>41</b>
4.1 Warunki prawne .....	41
4.2 Warunki wydajnościowe określone przez inwestora .....	45
4.3 Warunki konstrukcyjno-technologiczne .....	47
4.4 Problem niestabilności parametrów procesu termicznego przekształcania ubocznych produktów pochodzenia zwierzęcego .....	48
<b>5. Badania modelowe</b> .....	<b>51</b>
5.1 Założenia badań modelowych.....	51
5.2 Wyniki badań modelowych parametrów spalin - rozkłady $\dot{E}_{fg}$ , $\dot{V}_{fg}$ , $t_{fg}$ , $\dot{V}_{ng}$ .....	55
5.2.1 Związek między parametrami strumienia ubocznych produktów pochodzenia zwierzęcego $\dot{m}_w$ , $H_2O$ i parametrami spalin $\dot{E}_{fg}$ , $\dot{V}_{fg}$ , $t_{fg}$ , $\dot{V}_{ng}$ .....	56

5.2.2 Związek między parametrami procesu termicznego przekształcania $O_2$ , $E_s$ i parametrami spalin $\dot{E}_{fg}$ , $\dot{V}_{fg}$ , $t_{fg}$ , $\dot{V}_{ng}$ .....	62
5.2.3 Określenie użytecznego zakresu strumienia entalpii fizycznej spalin.....	71
5.3 Postać analityczna wyników badań modelowych.....	74
5.3.1 Postać analityczna procesu - funkcja $\dot{E}_{fg} = f(\dot{m}_w)$ .....	74
5.3.2 Postać analityczna procesu - funkcja $\dot{E}_{fg} = f(\dot{m}_w, H_2O, O_2)$ .....	77
<b>6. Walidacja badań modelowych na podstawie danych empirycznych .....</b>	<b>80</b>
6.1 Wybór reprezentatywnej próby badawczej ubocznych produktów pochodzenia zwierzęcego.....	80
6.2 Określenie całkowitej straty energii.....	82
6.3 Układ pomiarowy i analiza niepewności pomiarowych .....	85
6.4 Porównanie danych empirycznych z parametrami teoretycznymi .....	87
<b>7. Podsumowanie i wnioski.....</b>	<b>90</b>

# 1. Wprowadzenie

W dobie globalnego wzrostu produkcji i konsumpcji żywności oraz dóbr materialnych ogromnie ważna jest racjonalna gospodarka odpadami, na co w ostatnich dekadach wszystkie państwa świata zwracają coraz większą uwagę. Wzrastająca stale ilość wytwarzanych odpadów stanowi potencjalne zagrożenie dla środowiska naturalnego oraz zdrowia człowieka i wymaga stosowania skutecznych sposobów ich usuwania i unieszkodliwiania. Wymusza to konieczność wykorzystywania zaawansowanych metod inżynierii ochrony środowiska [1] powalających na doskonalenie tych procesów pod względem efektywności i bezpieczeństwa środowiskowego.

W praktyce szczególnie rozpowszechniona i efektywna jest metoda termicznego przekształcania odpadów. Może być ona stosowana dla wielu typów odpadów wliczając w to zużyte przedmioty komunalne i przemysłowe oraz niebezpieczne osady ściekowe. Wśród stosowanych metod termicznego przekształcania można wymienić: spalanie, pirolizę i gazyfikację (rozkład termiczny). Główną zaletą tych procesów jest zdolność przekształcania odpadów w materiał bezpieczny przy znaczącej redukcji masy i objętości przetworzonych odpadów. Korzystnym efektem ubocznym w metodzie termicznej jest wyzwalamie energii chemicznej z odpadów i przekształcenie jej w energię termiczną mieszaniny gazów odprowadzanych z instalacji spalania (ciepło odpadowe). Wykorzystanie powstającego w tym procesie strumienia ciepła odpadowego dla zaspokojenia potrzeb energetycznych oznacza redukcję zużycia nieodnawialnych paliw kopalnych [2-4]. Termiczne przekształcanie ubocznych produktów pochodzenia zwierzęcego [5-6] celem uzyskania ciepła i energii elektrycznej jest intensyfikowane w Unii Europejskiej i określane jako 'neutralne klimatycznie'. W dyrektywie UE dotyczącej europejskiego rynku energii, odpady i pozostałości z rolnictwa i pochodnych gałęzi przemysłu są definiowane jako energia odnawialna [7], którą można wykorzystać do produkcji energii elektrycznej [8].

Dotycząca tematu literatura pokazuje, że termiczne przekształcanie odpadów mięsno-kostnych [9, 10] i odpadów poubojowych [11-13] realizowane przez spalanie, pirolizę i gazyfikację było badane w licznych typach reaktorów (np. ze złożem fluidalnym i stałym). Efekty współspalania odpadów zwierzęcych były analizowane w przypadku spalania między innymi z węglem kamiennym i torfem [14-24]. Poziomy emisji NO<sub>x</sub>, CO, oraz SO<sub>2</sub> mierzone w tych badaniach były poniżej limitów ustanowionych przez regulacje międzynarodowe. Większość opisywanych systemów była testowana tylko w skali laboratoryjnej. Licznie reprezentowane były badania różnych aspektów wykorzystania pirolizy do przekształcania odpadów mięsno - kostnych [25-31]. Związki zawarte w spalinach pochodzących z pirolizy ze względu na ich wartość opałową mogą one być spalane. Ilość dioksyn powstających przy przekształcaniu odpadów zwierzęcych jest od 10 do 20 razy mniejsza niż w przypadku osadu ściekowego i PVC [32, 33].

W przedstawionej pracy rozpatrywany jest proces termicznego przekształcania odpadów zwierzęcych realizowany w skali przemysłowej. Analizowany jest zakres potencjału energetycznego spalin powstających w przypadku termicznego przekształcania odpadów w instalacji zlokalizowanej przy zakładzie przetwórstwa mięsnego. Dobowa zdolność produkcyjna zakładu wynosi 150 ton różnego rodzaju wyrobów z mięsa wołowego, wieprzowego i drobiowego. Mięsno-kostne odpady poprodukcyjne powstające w tym okresie osiągają poziom 17 ton. Przemysłowa skala przetwórstwa wymusza konieczność spojrzenia całościowego na realizowany proces i analizę wielu dodatkowych aspektów, które nie są rozważane w badaniach laboratoryjnych. Są to zagadnienia związane z wymaganiami prawnymi, wydajnościowymi i technologiczno-konstrukcyjnymi stawianymi instalacjom termicznego przekształcania ubocznych produktów pochodzenia zwierzęcego.

Podstawowym zadaniem realizowanym przez instalację jest skuteczne unieszkodliwianie doprowadzanego strumienia odpadów. Ze względu na zagrożenia sanitarne stwarzane przez

odpady pochodzenia organicznego proces ten musi być realizowany w sposób ciągły i z wymaganą wydajnością. Jednocześnie muszą być bezwzględnie zachowane wymagania prawne gwarantujące brak negatywnego oddziaływania tego procesu na środowisko naturalne. Zawartość zanieczyszczeń (CO, NO<sub>x</sub>, SO<sub>2</sub>, HCl, HF, Pył, TOC, dioksyne) w odprowadzanych do atmosfery spalinach nie może przekraczać wymaganych prawnie limitów. W następnej kolejności powinny być spełniane dodatkowe warunki wydajnościowe i konstrukcyjno-technologiczne. Wynika z tego, że zaprojektowanie a następnie kontrolowanie procesu termicznego przekształcania odpadów w sposób pozwalający na maksymalizację odzysku ciepła odpadowego wymaga predykcji i odpowiedniego uwzględnienia wpływu uwarunkowań eksploatacyjnych.

## 2. Przedmiot i cel pracy

Przedmiotem pracy jest badanie zmienności strumienia ciepła odpadowego w postaci strumienia entalpii gazów wylotowych z komory dopalania podczas termicznego przekształcania ubocznych produktów pochodzenia zwierzęcego. W pracy analizowana była siła oddziaływania poszczególnych, kluczowych parametrów rozpatrywanego procesu na uzyskiwany strumień ciepła odpadowego. Praca zawiera także analizę wpływu ograniczeń prawnych, zorientowanych na ochronę środowiska naturalnego oraz wymagań wydajnościowych i techniczno-konstrukcyjnych na zakres wykorzystania ciepła odpadowego.

**Celem** pracy było wykonanie opisu analitycznego złożonego, wielowymiarowego procesu termicznego przekształcania ubocznych produktów pochodzenia zwierzęcego, umożliwiającego wyznaczenie **użytecznego zakresu strumienia ciepła odpadowego** (przy zachowaniu wymagań prawnych, wydajnościowych i technologicznych stawianych temu procesowi). Wykorzystanie zaproponowanego modelu pozwala na wyznaczenie strumienia entalpii spalin uzyskiwanego w założonych warunkach prowadzenia procesu i odniesienia go do innych **parametrów procesu stanowiących warunki brzegowe** (temperatura i strumień objętości spalin). Model ten może być narzędziem wykorzystywanym na etapie projektowania nowych instalacji, w celu właściwej oceny potencjalnych możliwości odzysku energii przy przekształcaniu odpadów tego typu. Możliwe jest także wykorzystanie tego opisu jako podstawy porównawczej dla oceny efektywności energetycznej uruchomionych instalacji spalania odpadów. Dodatkowym celem pracy było przedstawienie analizowanego procesu w sposób poglądowy za pomocą zestawu wykresów zmienności badanych parametrów wyjściowych. Wykresy zostały tak skonfigurowane aby możliwie najlepiej odpowiadać specyfice i praktyce realizowanego procesu termicznego przekształcania odpadów pochodzenia zwierzęcego.



### **3. Ciepło odpadowe w procesie termicznego przekształcania ubocznych produktów pochodzenia zwierzęcego – podstawy teoretyczne**

#### **3.1 Charakterystyka ubocznych produktów pochodzenia zwierzęcego**

Uboczne produkty powstające przy uboju i przetwórstwie zwierząt dla celów spożywczych oraz wytwarzane odzwierzęce produkty uboczne to ogólnie mówiąc materiały niebezpieczne. Ze względu na ich duży udział w składzie związków organicznych stanowią zagrożenie dla zdrowia ludzi i zwierząt oraz dla środowiska naturalnego. Metody stosowane przy zagospodarowaniu tych odpadów (wykorzystanie energetyczne, przemysł farmaceutyczny, paszowy i skórzany) powinny być nastawione na minimalizację potencjalnych niebezpieczeństw. W przeszłości odnotowano szereg przypadków rozpowszechniania się chorób takich jak pryszczycza (FMD) czy gąbczasta encefalopatia bydła (BSE), a przyczyną pojawienia się ognisk tych chorób mogło być niewłaściwe wykorzystanie ubocznych produktów pochodzenia zwierzęcego. Koszty ekonomiczne i społeczne związane z tymi epidemiami były bardzo duże. Dodatkowo należy uwzględnić fakt, że „odpady te mogą stworzyć zagrożenie zarówno sanitarne, jak i odorotwórcze (siarkowodór, aldehydy, amoniak, kwasy organiczne), natomiast nieodpowiednie składowanie może z kolei powodować przenikanie zanieczyszczonych odcieków i nierozłożonego tłuszczu oraz soli zawierających chlorki, azotany i siarczany do gleby, a także do wód gruntowych” [34].

Unia Europejska ustanowiła reguły postępowania ze zwierzęcymi produktami ubocznymi przez wydanie rozporządzenia WE nr 1069/2009 [35] i regulację No.142/2011 [36]. W tym aktach prawnych określone są zasady przechowywania, transportowania i unieszkodliwiania nieczystości tego rodzaju. W rozporządzeniu zawarta jest klasyfikacja produktów ubocznych

pochodzenia zwierzęcego ze względu na stopień ich zagrożenia dla środowiska. Rozporządzenie określa sposoby postępowania z materiałami poszczególnych kategorii. Podmioty realizujące gospodarkę ubocznymi produktami pochodzenia zwierzęcego są zobligowane do odpowiedniego oznaczania odpadów i ich unieszkodliwiania. Podstawową stosowaną metodą jest ich termiczne przekształcenie. W przypadku materiału należącego do kategorii niższego ryzyka (kategoria II i III) dopuszczalne jest także przetwarzanie na paszę, wykorzystanie do produkcji nawozów organicznych i polepszaczy gleby, biogazu i kompostowanie oraz na dopuszczonym do tego celu składowisku.

Duża skala produkcji wynosząca na terenie Unii Europejskiej 18 mln ton w ciągu roku, [38] powoduje, że szczególnie istotne jest zagospodarowanie odpadów rzeźnych pochodzących z zakładów przetwórstwa mięsnego. Są to odpady mięsno-kostne (tkanka mięśniowa i kostna) zawierające ponad 50% tłuszczu i białka [38]. W okresie poprzedzającym pojawienie się choroby BSE odpady zwierzęce były przetwarzane głównie na mączkę mięsno-kostną i wykorzystywane do celów paszowych i nawożenia gleby. Obecnie, ze względu na zakaz stosowania mączek, znacznie większe znaczenie uzyskało energetyczne wykorzystanie odpadów zwierzęcych.

Analiza fizykochemiczna odpadów mięsno-kostnych wskazuje na brak zagrożeń ekologicznych przy termicznej obróbce tego materiału [38]. Przeprowadzone badania surowych odpadów mięsno-kostnych wykazały, że zawartość wilgoci waha się od 50 do 60%, popiołu 10-20% w suchej masie oraz zawartość frakcji organicznej 30-40%. Badania wartości opałowej odpadów pokazały, że wynosi ona około 11 MJ/kg [39].

Istotnym aspektem nieenergetycznym związanym z utylizacją odpadów kostnych jest fakt, że zawierają one znaczny udział związków fosforowych (apatytów), dzięki czemu pozostający popiół zawierający hydroksyapatyt  $\text{Ca}(\text{H}_2\text{PO}_4)_2$  może być wykorzystywany do produkcji nawozów fosforowych [40, 41].

## 3.2 Opis technologii

### 3.2.1 Instalacja termicznego przekształcania ubocznych produktów pochodzenia zwierzęcego z odzyskiem energii

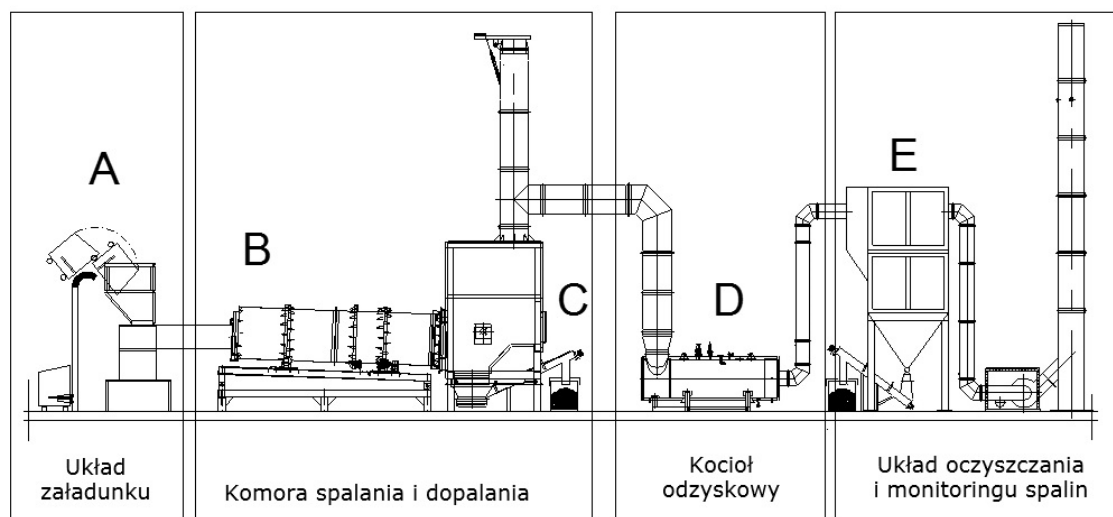
Podstawową metodą unieszkodliwiania ubocznych produktów pochodzenia zwierzęcego jest termiczne ich przekształcanie na drodze spalania, które zapewnia uzyskanie produktów bezpiecznych sanitarnie i niestanowiących zagrożenia dla środowiska naturalnego. Efektem ubocznym tego procesu jest wywiązywanie energii chemicznej zawartej w odpadach i jej przemiana na energię termiczną spalin. W wyniku tego procesu utleniania powstają lotne produkty spalania (gazy spalinowe) oraz pozostałość stała (frakcja nieorganiczna odpadów). Opisanie zjawisk występujących w czasie spalania zajmuje się termodynamika spalania, która określa „związki między stanami przed i po spalaniu w świetle podstawowych praw zachowania ilości substancji i energii” [37]. Rozpatrywane są stany równowagi substratów przed reakcją i produktów uzyskanych w jej wyniku. Na tej podstawie określone są ilości energii odprowadzanej przez system w procesie spalania.

Spalanie jest procesem gwałtownego utleniania pierwiastków węgla, wodoru i siarki zawartych w paliwie. W przebiegu tej reakcji chemicznej można wyróżnić następujące fazy:

- podgrzewanie podczas którego odparowywana jest z odpadu wilgoć oraz uwalniane są lotne frakcje węglowodorów,
- chemiczne przekształcenie (rozkład) pod wpływem wysokiej temperatury złożonych węglowodorów zawartych w odpadzie do prostych substancji, takich jak wodór, węgiel elementarny i proste węglowodory,
- właściwa reakcja utleniania węgla i wodoru, w wyniku którego powstaje  $\text{CO}_2$  i  $\text{H}_2\text{O}$ .

W przypadku ubocznych produktów pochodzenia zwierzęcego minimalna, wymagana temperatura spalin w komorze spalania wynosi  $850^\circ\text{C}$ . Ze względu na konieczność schłodzenia spalin w celu zapewnienia właściwych warunków pracy układu ich oczyszczania oraz duży

wolumen strumienia energii, wskazane jest zaprojektowanie układu odzysku energii do wytwarzania pary technologicznej i w tej postaci odprowadzenia na potrzeby procesu technologicznego w zakładzie przetwórczym.



Rys. 1. Schemat instalacji termicznego przekształcania odpadów z odzyskiem energii.

Podstawowym elementem rozpatrywanej technologii jest obrotowa komora spalania pozwalająca na osiągnięcie wydajności przekształcania odpadów do 1000 kg/h. Spalane w niej mogą być kości, tusze i inne pozostałości po procesie przetwórstwa mięsnego. System termicznego przekształcania odpadów przeznaczony do pracy ciągłej (24 godziny na dobę) pokazany jest na [rys. 1.](#) i [fot. 1.](#) W skład układu wchodzi elementy opisane poniżej.

- A. Układ załadunku stanowiący zespół urządzeń służących do wstępnego przygotowania odpadów i wprowadzenia ich do komory spalania. Odpady mogą być wprowadzane do komory spalania okresowo za pomocą popychacza tłokowego lub w sposób ciągły z wykorzystaniem przenośnika ślimakowego.
- B. Obrotowa komora spalania nachylona 2-4% w kierunku komory dopalania. W przypadku przekształcania odpadów o małej wartości energetycznej (dużej zawartości wilgoci) uruchamiany jest palnik zasilany paliwem pomocniczym (gaz

ziemny lub olej opałowy). Zawartość wilgoci nie powinna przekraczać 70%. Gęstość spalanych odpadów powinna zawierać się w zakresie od 200 do 1000 kg/m<sup>3</sup>. Zewnętrzne źródło zasilania jest wykorzystywane do podniesienia temperatury w komorze spalania do wartości ok. 650°C dla zainicjowania procesu spalania.

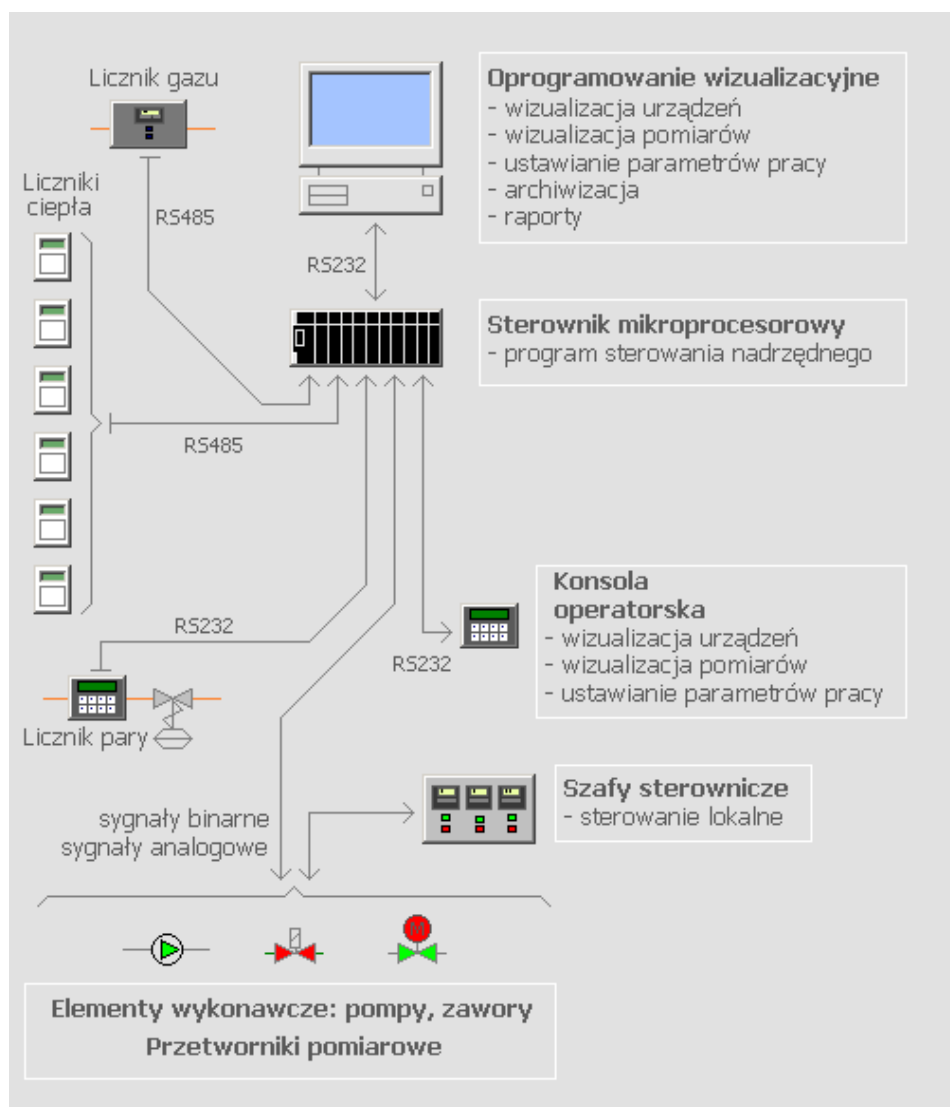
- C. Komora dopalania, w której następuje spalanie palnych gazów powstałych w komorze spalania. Proces ten jest realizowany w temperaturze od 850°C do 900°C. Czas przetrzymania spalin w tej komorze powinien być nie mniejszy niż 2 sekundy. W razie konieczności wymagany zakres temperatury jest uzyskiwany przez załączenie palnika wykorzystującego paliwo pomocnicze. W przypadku odpadów o wysokiej wartości energetycznej temperatura gazów spalinowych podprowadzanych z komory dopalania może przekraczać 1000°C.
- D. Odzyskowy kocioł parowy, który wykorzystuje gazy spalinowe o temperaturze od 850°C do 900°C, odprowadzane z komory dopalania do wytwarzania pary nasyconej. Temperatura strumienia gazów opuszczających kocioł oscyluje w zakresie od 220 do 280°C w zależności od ciśnienia pary nasyconej i obciążenia kotła. Wytworzona para jest odprowadzana na potrzeby realizowanego lokalnie procesu technologicznego.
- E. Układ oczyszczania spalin i kontroli emisji zanieczyszczeń. W jego skład wchodzi zespół filtra workowego pozwalającego na usunięcie pyłów oraz układy dozowania mocznika i sorbentu. Instalacja ta jest dodatkowo wyposażona w układ dozowania mocznika (SNRC) pozwalający na ograniczenie stężenia NO<sub>x</sub> w spalinach. Układ dozowania sorbentu pozwala na obniżenie stężeń SO<sub>2</sub> i HCl w spalinach. Komputerowy system monitoringu i rejestracji zawartości zanieczyszczeń w spalinach pozwala na sygnalizację przekroczeń wartości dopuszczalnych oraz generowanie raportów okresowych.



Fot. 1. Instalacja termicznego przekształcania odpadów z odzyskiem energii

### 3.2.2 Układy automatycznej kontroli parametrów termicznego przekształcania odpadów

System sterowania instalacją termicznego przekształcania odpadów zwierzęcych wykorzystuje zespół przemysłowych programowalnych sterowników mikroprocesorowych (PLC). Sterowniki są zaprogramowane do sterowania pracą urządzeń wykonawczych (np. wentylatorów, zasuw regulacyjnych itp.) zgodnie z założonymi algorytmami, w funkcji sygnałów binarnych i pomiarów analogowych otrzymywanych z przetworników pomiarowych umieszczonych w instalacji [rys. 2](#). Program sterownika musi uwzględniać wartości zadane dla parametrów technologicznych ustawione przez obsługę (np. temperatura zadana spalin w komorze dopalania, wartość zadana namiaru  $O_2$  w spalinach, wartość zadana ciśnienia pary na kolektorze głównym, warunki blokowania układu załadunku i wiele innych). Parametry te są wprowadzane za pomocą konsoli operatorskiej.

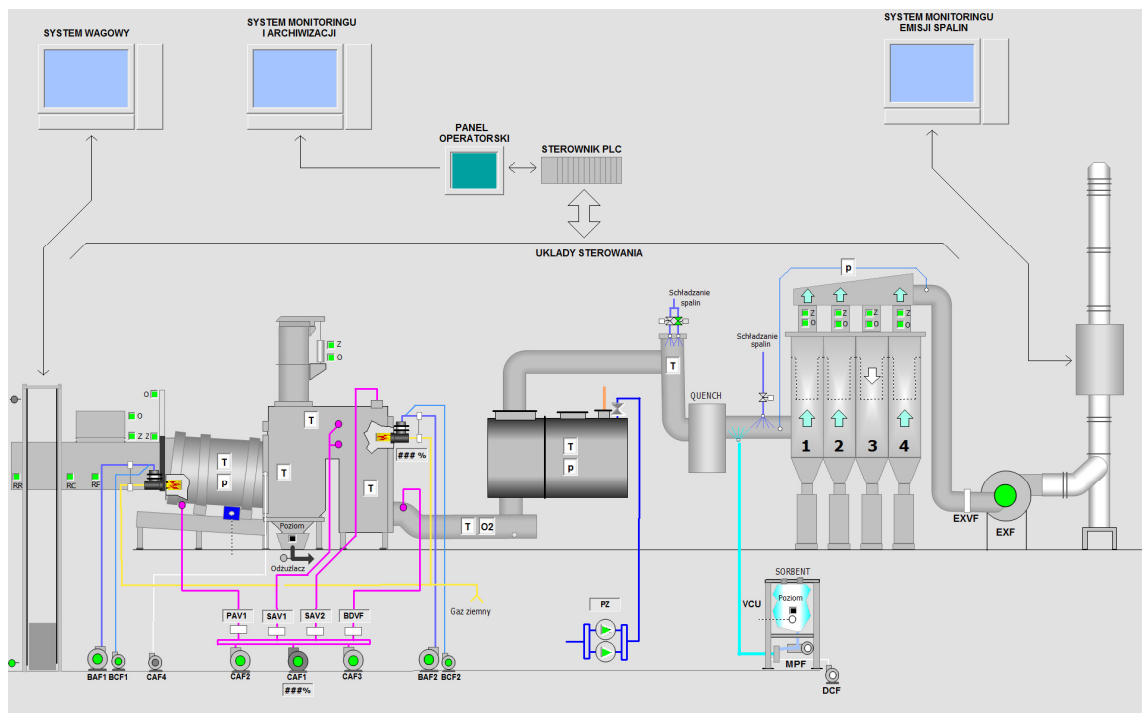


Rys. 2. Struktura sprzętowa systemu sterowania nadrzędnego

Komputerowy system wizualizacji umożliwia podgląd parametrów pracy instalacji oraz ich prezentację w czytelnej formie graficznej. System pozwala na przedstawianie trendów zmian wielkości pomiarowych i ich archiwizację, ułatwiając obsłudze analizę zdarzeń i sterowanie pracą złożonego układu. W systemie zapewnione jest automatyczne sygnalizowanie stanów awaryjnych i ich rejestracja. W ramach oprogramowania monitorującego zawarto funkcje generowania raportów dotyczących zarejestrowanych parametrów pracy i stanów liczników energii, gazu i innych mediów umieszczonych na

poszczególnych podukładach instalacji spalania. W skład systemu wchodzi także specjalistyczne układy wagowe i monitorujące emisję spalin [rys. 3](#).

Na [rys. 4](#) i [rys. 5](#) pokazano przykłady układów automatycznej realizacji algorytmów sterowania dozowaniem powietrza (tleny) do komór spalania i dopalania oraz podciśnieniem w komorze spalania. Pozwalają one na stabilizację parametrów pracy układu spalania mimo występowania czynników zakłócających.



Rys. 3. Struktura sprzętowa systemów monitorowania pracy instalacji termicznego przekształcania odpadów

#### Algorytm sterowania powietrzem dodatkowym - [rys. 4](#):

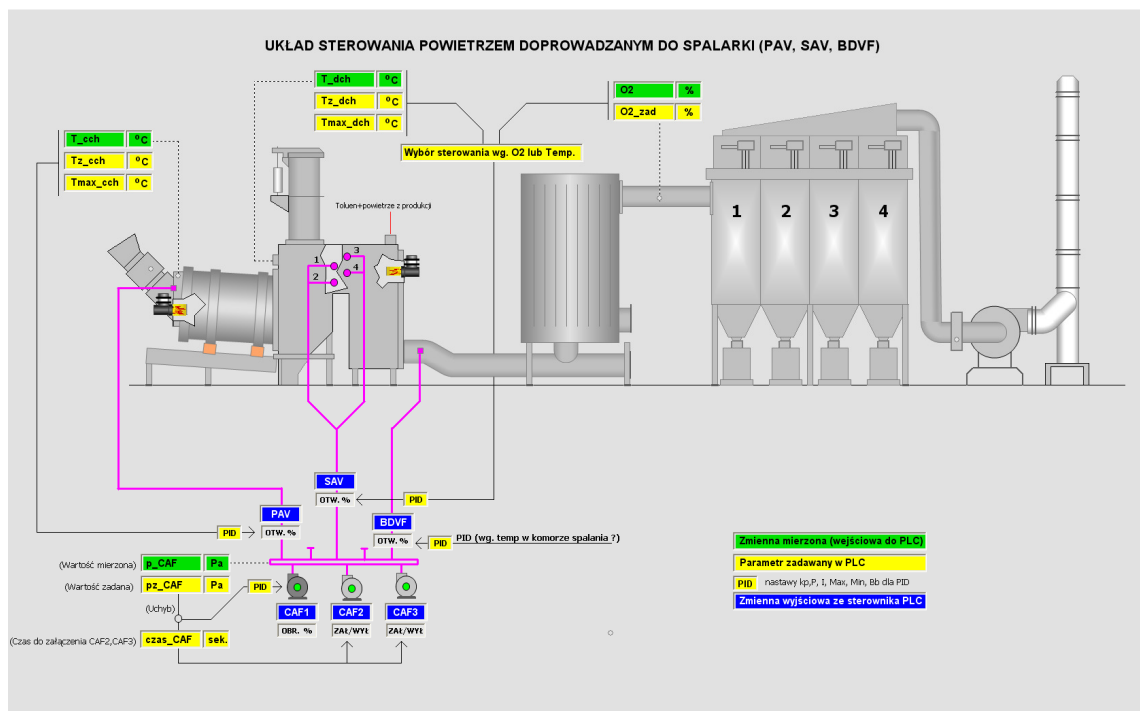
- Sterowanie wentylatorem powietrza do komory spalania (PAV1).

Jego wydajność jest sterowana za pomocą regulatora PID, aby utrzymywać stałą, zadaną wartość temperatury w komorze spalania (w okresach gdy nie pracuje palnik).

- Sterowanie wentylatorami powietrza do komory dopalania (SAV1, SAV2).



Wydajność wentylatora SAV1, SAV2 jest sterowana za pomocą regulatora PID tak, aby utrzymywać stałą, zadaną wartość temperatury w komorze dopalania (w okresach gdy nie pracuje palnik) lub zadaną zawartość O<sub>2</sub> w spalinach za kotłem. Wybór trybu sterowania wykonywany jest przez operatora. Możliwe jest również aktywowanie złożonych, mieszanych algorytmów sterowania pozwalających dopasowanie utrzymywanych warunków prowadzenia procesu spalania do wielkości strumienia masy i rodzaju odpadów.



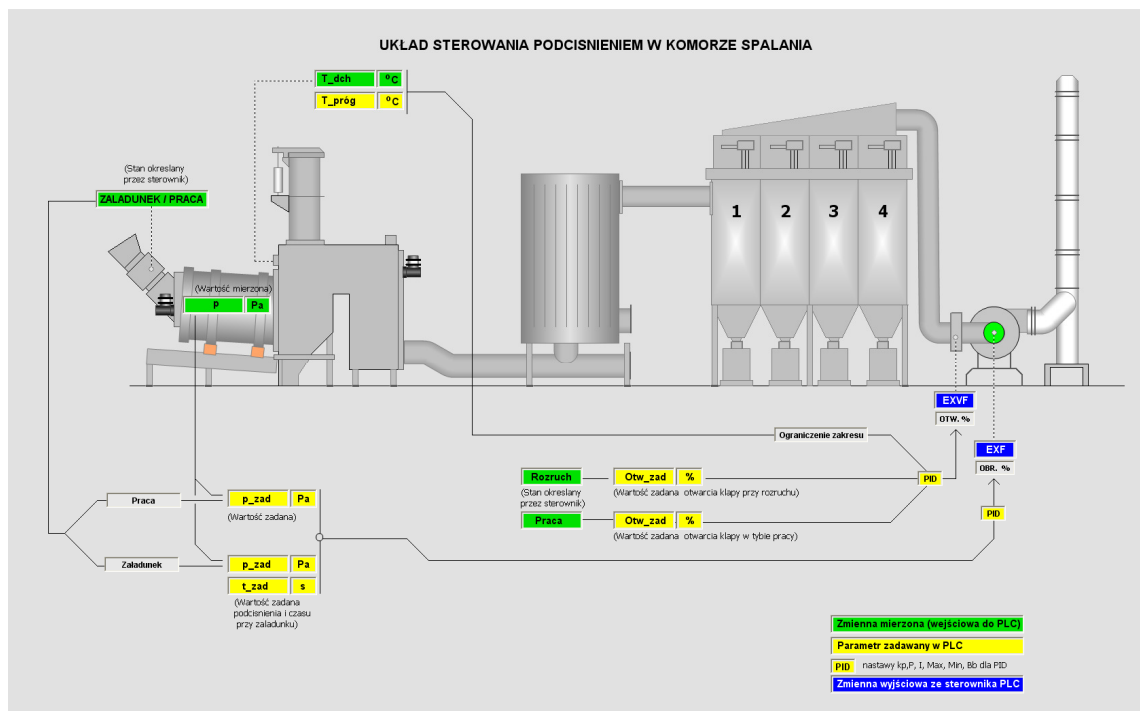
Rys. 4. Algorytm i schemat rozmieszczenia elementów układu sterowania powietrzem dodatkowym do spalarki

- Sterowanie wentylatorem schładzania spalin (BDVF).

Wydajność wentylatora BDVF jest sterowana za pomocą regulatora PID tak, aby utrzymywać stałą, zadaną wartość temperatury spalin za komorą dopalania. Układ zabezpiecza przed wystąpieniem wysokich temperatur spalin doprowadzanych do kotła odzyskowego. Wartość maksymalnej dopuszczalnej temperatury wprowadzana jest przez operatorów systemu.

Algorytm sterowania podciśnieniem w komorze spalania rys. 5:

- Sterowanie wentylatorem wyciągowym (EXF) regulującym podciśnienie w komorze spalania.
- Wydajność wentylatora EXF jest sterowana za pomocą regulatora PID tak, aby utrzymywać stałą, zadaną wartość podciśnienia w komorze spalania. Układ realizuje także dodatkową funkcję stabilizacji podciśnienia w okresach załadunku. W okresie załadunku, w którym odpady przesuwane są do komory spalania utrzymywana jest obniżona wartość podciśnienia aby ograniczyć niekontrolowany dopływ powietrza do tej komory.



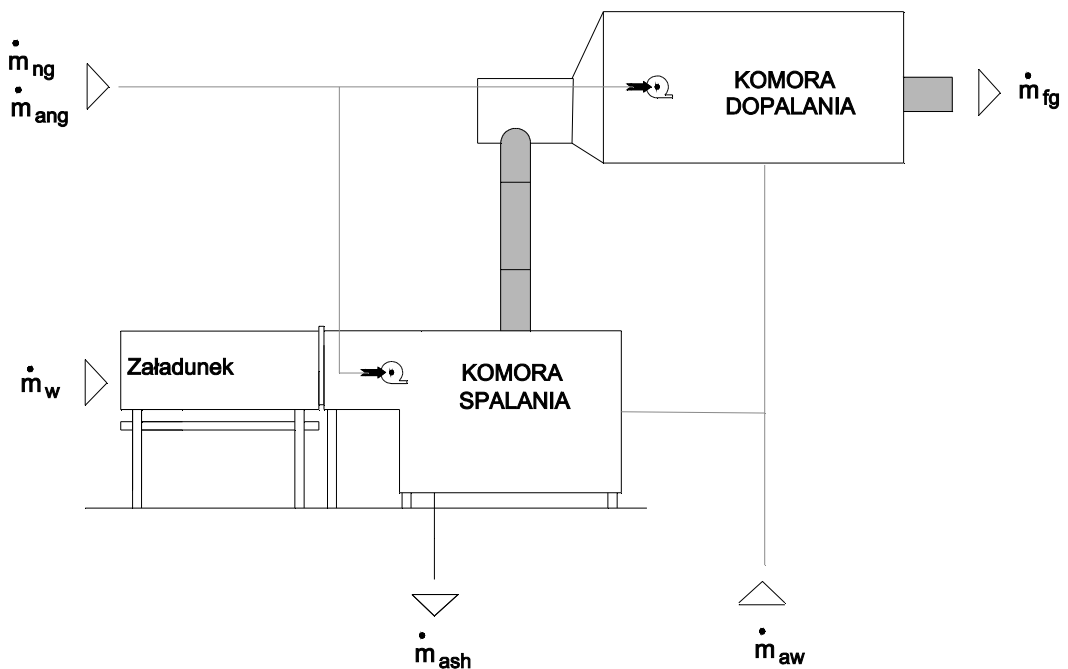
Rys. 5. Algorytm i schemat rozmieszczenia elementów układu sterowania podciśnieniem w komorze spalania

- Sterowanie kłapy pomocniczej (EXVF) dla wentylatora wyciągowego (EXF). Położenie kłapy pomocniczej jest sterowane za pomocą regulatora PID w celu utrzymania stałej, zadanej wartości wprowadzonej przez operatora w sterowniku PLC.

### 3.3 Bilans masy układu

#### 3.3.1 Składniki bilansu masy

Bilans masy instalacji spalania jest przedstawiony na rys. 6. Równanie (3.1) opisuje bilans, w którym składowe strumienie wejściowego masy umieszczone są po lewej stronie równania i składowe wyjściowego strumienia masy po stronie prawej.



Rys. 6. Bilans masy w spalarni ubocznych produktów pochodzenia zwierzęcego.

$$\dot{m}_w + \dot{m}_{ng} + \dot{m}_{aw} + \dot{m}_{ang} = \dot{m}_{as} + \dot{m}_{fg} \quad (3.1)$$

gdzie:

$\dot{m}_w$  – strumień masy odpadów (kg/s),

$\dot{m}_{ng}$  – strumień masy paliwa dodatkowego (GZ50) (kg/s),

- $\dot{m}_{aw}$  – strumień masy powietrza dodatkowego doprowadzonego do spalarki (kg/s),
- $\dot{m}_{ang}$  – strumień masy powietrza doprowadzonego do palników (kg/s),
- $\dot{m}_{as}$  – strumień masy odprowadzonego popiołu (kg/s),
- $\dot{m}_{fg}$  – strumień masy odprowadzonych gazów spalinowych (kg/s).

Po wprowadzeniu wzoru:

$$\dot{m}_a = \dot{m}_{aw} + \dot{m}_{ang} \quad (3.2)$$

gdzie:

- $\dot{m}_a$  – całkowity strumień masy powietrza doprowadzonego do spalarki (kg/s),

równanie (3.2) bilansu masy spalarki ma postać:

$$\dot{m}_w + \dot{m}_{ng} + \dot{m}_a = \dot{m}_{as} + \dot{m}_{fg} \quad (3.3)$$

### 3.3.2 Zapotrzebowanie na tlen przy termicznym przekształcaniu ubocznych produktów pochodzenia zwierzęcego

Instalacje termicznego przekształcania ubocznych produktów pochodzenia zwierzęcego powinny być tak zaprojektowane, aby zapewnić spalanie zupełne i całkowite. Warunkiem spalania zupełnego jest dostarczenie do komory spalania właściwej ilości utleniacza (tlenu atmosferycznego). Niezbędne ilości tlenu do spalania paliwa określają równania dotyczące stechiometrycznych reakcji utleniania węgla, wodoru i siarki. Na poziomie makroskopowym proporcje pomiędzy poszczególnymi substratami i produktami reakcji podawane są w kilomolach (naturalnych jednostkach miary ilości substancji kmol  $6,0225 \cdot 10^{26}$  molekuł). Do spalania 1 kmola (12kg) węgla atomowego C potrzebny jest 1 kmol (32kg) tlenu

cząsteczkowego  $O_2$ . Do spalania 1 kmola (2kg) wodoru cząsteczkowego należy doprowadzić  $\frac{1}{2}$  kmola tlenu cząsteczkowego  $O_2$ . (16kg). Spalenie 1 kmola (32kg) siarki wymaga 1 kmola (32kg) tlenu cząsteczkowego.



*(1 kmol C + 1 kmol  $O_2$  = 1 kmol  $CO_2$ )*



*(1 kmol  $H_2$  +  $\frac{1}{2}$  kmol  $O_2$  = 1 kmol  $H_2O$ )*



*(1 kmol S + 1 kmol  $O_2$  = 1 kmol  $SO_2$ )*

W celu określenia zapotrzebowania na tlen przy spalaniu zupełnym danego paliwa wykonywana jest analiza elementarna (pierwiastkowa) określająca udziały masowe substancji palnych i niepalnych. Oprócz wyznaczenia udziałów masowych pierwiastków palnych C, H, S i niepalnych  $N_2$ ,  $O_2$  określane są także zawartości  $H_2O$  oraz związków nieorganicznych (popiołu).

$$C + H + S + N + O + W + A = 1 \quad (3.7)$$

gdzie:

- $C$  – udział masowy węgla w paliwie (kg/kg<sub>pal</sub>),
- $H$  – udział masowy wodoru w paliwie (kg/ kg<sub>pal</sub>),
- $S$  – udział masowy siarki w paliwie (kg/ kg<sub>pal</sub>),
- $N$  – udział masowy azotu w paliwie (kg/ kg<sub>pal</sub>),
- $O$  – udział masowy tlenu w paliwie (kg/ kg<sub>pal</sub>),
- $W$  – udział masowy wody w paliwie (kg/ kg<sub>pal</sub>),
- $A$  – udział masowy popiołu w paliwie (kg/ kg<sub>pal</sub>).

Znając udziały poszczególnych pierwiastków w paliwie i ich masy molowe można określić ilość (liczbę kilomoli danego pierwiastka) w jednostce masy. Rachunek ten jest przeprowadzony dla pierwiastków palnych i utleniacza zawartego w paliwie.

$$n_C = \frac{C}{12} \quad (\text{kmol/kg}_{\text{pal}}) \quad (3.8)$$

$$n_{H_2} = \frac{H}{2} \quad (\text{kmol/kg}_{\text{pal}}) \quad (3.9)$$

$$n_S = \frac{S}{32} \quad (\text{kmol/kg}_{\text{pal}}) \quad (3.10)$$

$$n_{O_2} = \frac{O}{32} \quad (\text{kmol/kg}_{\text{pal}}) \quad (3.11)$$

Uwzględniając proporcje wynikające ze wzorów (3.4-3.5) można wyprowadzić formułę określającą minimalną, niezbędną ilość tlenu dla spalania zupełnego:

$$n_{O_2 \text{ min}} = n_C + \frac{1}{2}n_{H_2} + n_S - n_{O_2} \quad (\text{kmol/kg}_{\text{pal}}) \quad (3.12)$$

gdzie minimalne liczby kilomoli pierwiastków przedstawiają się następująco:

- $n_{O_2 \text{ min}}$  – liczba kilomoli tlenu niezbędnego do spalania zupełnego 1 kg paliwa (kmol/ kg<sub>pal</sub>),
- $n_C$  – liczba kilomoli węgla w 1 kg paliwa (kmol/ kg<sub>pal</sub>),
- $n_{H_2}$  – liczba kilomoli wodoru w 1 kg paliwa (kmol/ kg<sub>pal</sub>),
- $n_{O_2}$  – liczba kilomoli tlenu w 1 kg paliwa (kmol/ kg<sub>pal</sub>).

Spalanie zupełne wymaga doprowadzenia takiej liczby kmoli tlenu atmosferycznego, która jest równa sumie kilomoli węgla, połowy kilomoli wodoru oraz kilomoli siarki pomniejszonej o liczbę kilomoli tlenu zawartego w spalanej paliwie.

Wzór (3.12) można przekształcić, uwzględniając udziały masowe i masy molowe poszczególnych pierwiastków do postaci:

$$n_{O_2 \min} = \frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \quad (\text{kmol/kg}_{\text{pal}}) \quad (3.13)$$

gdzie:

- $n_{O_2 \min}$  – minimalna liczba kilomoli tlenu niezbędnego do spalania zupełnego 1 kg paliwa ( $\text{kmol/kg}_{\text{pal}}$ ),
- $C$  – udział masowy węgla w paliwie ( $\text{kg/kg}_{\text{pal}}$ ),
- $H$  – udział masowy wodoru w paliwie ( $\text{kg/kg}_{\text{pal}}$ ),
- $S$  – udział masowy siarki w paliwie ( $\text{kg/kg}_{\text{pal}}$ ),
- $O$  – udział masowy tlenu w paliwie ( $\text{kg/kg}_{\text{pal}}$ ).

Uwzględniając objętość molową w warunkach normalnych (0°C, 100 kPa) można obliczyć objętość tlenu

$$v_{O_2 \min} = 22,71 \cdot \left( \frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) \quad (\text{Nm}^3 / \text{kg}_{\text{pal}}) \quad (3.14)$$

gdzie:

- $v_{O_2 \min}$  – minimalna objętość tlenu do spalania zupełnego 1 kg paliwa ( $\text{Nm}^3 / \text{kg}_{\text{pal}}$ ),

oraz objętość powietrza przy założeniu, że zawartość  $O_2$  w powietrzu wynosi 21%

$$v_{P \min} = \frac{v_{O_2 \min}}{0,21} \quad (\text{Nm}^3 / \text{kg}_{\text{pal}}) \quad (3.15)$$

gdzie:

- $v_{P \min}$  – minimalna objętość tlenu do spalania zupełnego 1 kg paliwa ( $\text{Nm}^3 / \text{kg}_{\text{pal}}$ ).

### 3.3.3 Nadmiar powietrza

Formuła (3.14) określa teoretyczną ilość tlenu potrzebnego do przeprowadzenia reakcji zupełnego spalania paliwa. Warunkiem koniecznym spalania zupełnego jest swobodny kontakt wszystkich molekuł substancji palnych z cząsteczkami doprowadzanego tlenu. W praktyce, w celu spełnienia tego warunku, dostarczana jest większa ilość powietrza niż to wynika z obliczeń stechiometrycznych.

$$\lambda = \frac{V_{O_2}}{V_{O_2 \min}} = \frac{V_P}{V_{P \min}} > 1 \quad (-) \quad (3.16)$$

gdzie:

- $\lambda$  – współczynnik nadmiaru powietrza (-),
- $V_P$  – rzeczywista objętość doprowadzonego powietrza (Nm<sup>3</sup>),
- $V_{P \min}$  – teoretyczna, minimalna objętość doprowadzonego powietrza (Nm<sup>3</sup>).

Wymagany nadmiar tlenu zależy od rodzaju spalanej substancji, warunków spalania, konstrukcji spalarki oraz dodatkowych funkcji realizowanych przez strumień doprowadzanego powietrza. Praktyka eksploatacyjna prowadzi do następujących wniosków:

- większe wartości współczynnika  $\lambda$  są konieczne przy spalaniu substancji stałych i niejednorodnych,
- mniejsze wartości współczynnika  $\lambda$  występują w przypadku zastosowania rozwiązań konstrukcyjnych w postaci komór obrotowych,
- współczynnik  $\lambda$  może być zwiększany w celu wychłodzenia spalin w przypadkach wystąpienia zbyt wysokich temperatur w komorach spalania i dopalania. Temperatury powyżej 1200°C powodują przyspieszoną korozję instalacji,



- optymalna wartości  $\lambda$  powinna zapewnić minimalizację emisji zanieczyszczeń w postaci CO i NO<sub>x</sub>,
- przepisy prawne dla termicznego przekształcania ubocznych produktów pochodzenia zwierzęcego wymagają utrzymywania nadmiaru powietrza na poziomie zapewniającym minimum 6% zawartości O<sub>2</sub> w spalinach.

### 3.3.4 Skład i wielkość strumienia masy i objętości spalin

Spaliny stanowią mieszaninę lotnych produktów reakcji utleniania oraz niepalnych gazów i pary wodnej pochodzących z paliwa i powietrza. W skład spalin wchodzi:

- produkty uzyskane w wyniku reakcji spalania: CO<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>O i SO<sub>2</sub>,
- para wodna pochodząca z paliwa stałego,
- azot, dwutlenek węgla, para wodna pochodzące z paliwa gazowego,
- azot z powietrza,
- tlen nadmiarowy z powietrza,
- para wodna z powietrza.

Liczba kilomoli tej części spalin, która powstaje w wyniku rozkładu i utlenienia paliwa, jest określana na podstawie równań stechiometrycznych spalania (3.4-3.5), składu elementarnego paliwa (udziałów masowych) i masy molowej jego składników. Wielkości te są podane w postaci wzorów (3.17-3.20).

$$n_{CO_2} = n_C = \frac{C}{12} \quad (\text{kmol/kg}_{pal}) \quad (3.17)$$

$$n_{H_2O} = n_{H_2} + n_w = \frac{H}{2} + \frac{W}{18} \quad (\text{kmol/kg}_{pal}) \quad (3.18)$$

$$n_{SO_2} = n_S = \frac{S}{32} \quad (\text{kmol/kg}_{pal}) \quad (3.19)$$

$$n_{N_2} = \frac{N}{28} \quad (\text{kmol/kg}_{\text{pal}}) \quad (3.20)$$

gdzie:

$n_{pr}$  – liczba kilomoli produktów spalania w 1 kg spalin ( $\text{kmol/kg}_{\text{pal}}$ ),

$n_{CO_2}$  – liczba kilomoli dwutlenku węgla w 1 kg spalin ( $\text{kmol/kg}_{\text{pal}}$ ),

$n_{H_2O}$  – liczba kilomoli pary wodnej w 1 kg spalin ( $\text{kmol/kg}_{\text{pal}}$ ),

$n_{SO_2}$  – liczba kilomoli dwutlenku siarki w 1 kg spalin ( $\text{kmol/kg}_{\text{pal}}$ ),

$n_{N_2}$  – liczba kilomoli azotu pochodzącego z paliwa w 1 kg spalin  
( $\text{kmol/kg}_{\text{pal}}$ ),

$n_W$  – liczba kilomoli wody w 1 kg paliwa ( $\text{kmol/kg}_{\text{pal}}$ ).

$$n_{pr} = n_{CO_2} + n_{H_2O} + n_{SO_2} + n_{N_2} \quad (\text{kmol/kg}_{\text{pal}}) \quad (3.21)$$

Uwzględnienie zależności (3.17-3.20) pozwala przedstawić równanie (3.21) w postaci wzorów (3.22) i (3.23).

$$n_{pr} = n_C + (n_{H_2} + n_W) + n_S + n_{N_2} \quad (\text{kmol/kg}_{\text{pal}}) \quad (3.22)$$

$$n_{pr} = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + \frac{W}{18} + \frac{S}{32} + \frac{N}{28} \quad (\text{kmol/kg}_{\text{pal}}) \quad (3.23)$$

Objętość (w warunkach normalnych) i masę produktów uzyskanych w wyniku reakcji utlenienia jednostki paliwa przedstawia wzór:

$$v_{pr} = 22,71 \cdot \left( \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + \frac{W}{18} + \frac{S}{32} + \frac{N}{28} \right) \quad (\text{Nm}^3/\text{kg}_{\text{pal}}) \quad (3.24)$$

$$g_{pr} = C + H + W + S + N \quad (\text{kg/kg}_{\text{pal}}) \quad (3.25)$$

Objętość (w warunkach normalnych) i masę balastowego azotu pochodzącego z powietrza przy spalaniu jednostki paliwa określa wzór:

$$v_{N_2} = 0,79 \cdot V_P = \frac{0,79}{0,21} \cdot \lambda \cdot 22,71 \cdot \left( \frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) \quad (Nm^3 / kg_{pal}) \quad (3.26)$$

$$g_{N_2} = 0,79 \cdot m_P = \frac{0,79}{0,21} \cdot \lambda \cdot 28 \cdot \left( \frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) \quad (kg / kg_{pal}) \quad (3.27)$$

Objętość (w warunkach normalnych) i masę nadmiarowego tlenu pochodzącego z powietrza przy spalaniu jednostki paliwa określa wzór:

$$v_{O_2nadm} = v_{O_2} - v_{O_2min} = 22,71 \cdot (\lambda - 1) \cdot \left( \frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) \quad (Nm^3 / kg_{pal}) \quad (3.28)$$

$$g_{O_2nadm} = g_{O_2} - g_{O_2min} = (\lambda - 1) \cdot 32 \cdot \left( \frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) \quad (kg / kg_{pal}) \quad (3.29)$$

Jednostkową objętość i jednostkową masę odprowadzanej mieszaniny gazów przy spalaniu paliwa (produkty utlenienia, azot i tlen nadmiarowy) przedstawiają równania:

$$v_{fg} = v_{pr} + v_{N_2} + v_{O_2nadm} \quad (Nm^3 / kg_{pal}) \quad (3.30)$$

$$g_{fg} = g_{pr} + g_{N_2} + g_{O_2nadm} \quad (kg / kg_{pal}) \quad (3.31)$$

Jednostkowe objętości i masy poszczególnych składników spalin są określone za pomocą wzorów:

$$v_{CO_2} = 22,71 \cdot \frac{C}{12} \quad (Nm^3 / kg_{pal}) \quad (3.32)$$

$$v_{H_2O} = 22,71 \cdot \left( \frac{H}{2} + \frac{W}{18} \right) \quad (Nm^3 / kg_{pal}) \quad (3.33)$$

$$v_{SO_2} = 22,71 \cdot \frac{S}{32} \quad (Nm^3 / kg_{pal}) \quad (3.34)$$

$$v_{N_2} = 22,71 \cdot \left( \frac{N}{28} + \lambda \cdot \frac{0,79}{0,21} \cdot \left( \frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) \right) \quad (Nm^3 / kg_{pal}) \quad (3.35)$$

$$v_{O_2} = 22,71 \cdot (\lambda - 1) \cdot \left( \frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) \quad (Nm^3 / kg_{pal}) \quad (3.36)$$

$$g_{CO_2} = \frac{44}{12} \cdot C \quad (kg / kg_{pal}) \quad (3.37)$$

$$g_{H_2O} = \frac{18}{2} \cdot H + W \quad (kg / kg_{pal}) \quad (3.38)$$

$$g_{SO_2} = \frac{64}{32} S \quad (kg / kg_{pal}) \quad (3.39)$$

$$g_{N_2} = N + \frac{0,79}{0,21} \cdot \lambda \cdot 28 \cdot \left( \frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) \quad (kg / kg_{pal}) \quad (3.40)$$

$$g_{O_2} = (\lambda - 1) \cdot 32 \cdot \left( \frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) \quad (kg / kg_{pal}) \quad (3.41)$$

Objętość rzeczywistą mieszaniny gazów odprowadzanych przy spalaniu paliwa przedstawia wzór:

$$\dot{V}_{fg-r} = \dot{m}_w \cdot v_{fg} \cdot \frac{T}{T_o} \quad (m^3 / s) \quad (3.42)$$

gdzie:

$\dot{V}_{fg-r}$  – rzeczywisty strumień objętościowy spalin ( $m^3/s$ ),

$\dot{m}_w$  – strumień masowy odpadów ( $kg/s$ ),

$v_{fg}$  – jednostkowa objętość spalin ( $Nm^3/kg_{pal}$ ),

$T$  – temperatura spalin ( $^{\circ}C$ ),

$T_o$  – temperatura odniesienia ( $^{\circ}C$ ).

### 3.4 Bilans energii układu

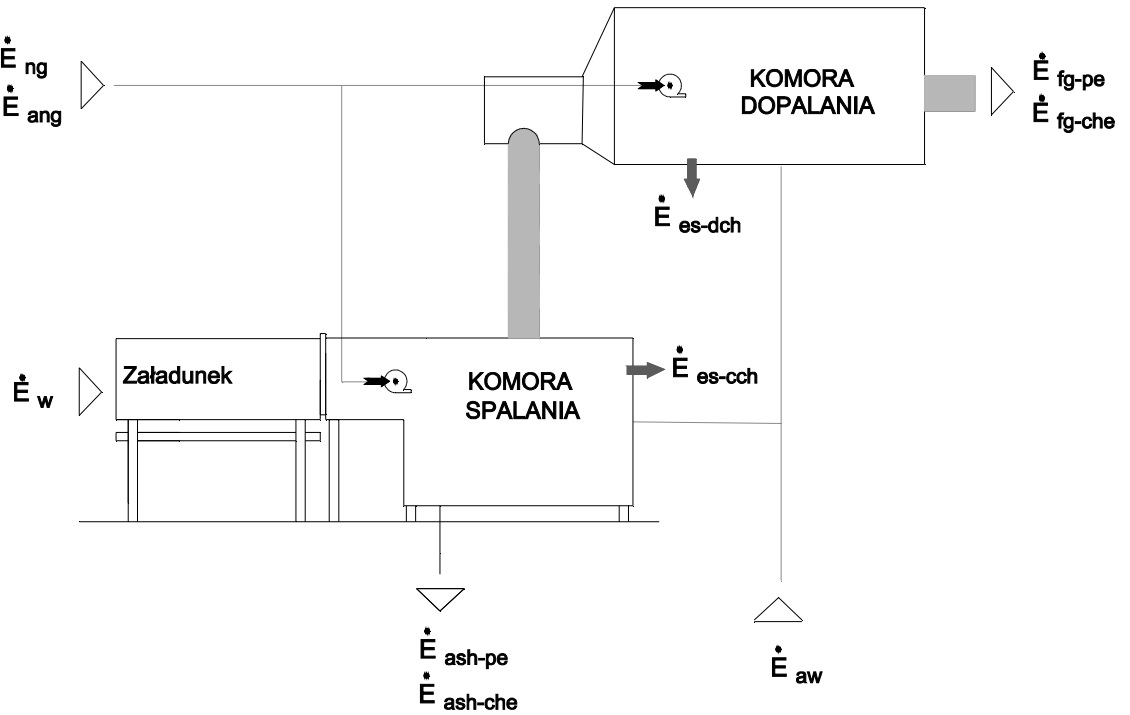
#### 3.4.1 Składniki bilansu energii

Strumienie energii występujące w spalarni ubocznych produktów pochodzenia zwierzecego zostały pokazane na rysunku [rys. 7](#). Bilans energii spalarki przedstawia równanie (3.43). Lewa strona równania obejmuje elementy składowe wejściowego strumienia energii, natomiast strona prawa zawiera elementy strumienia wyjściowego.

$$\dot{E}_w + \dot{E}_{ng} + \dot{E}_{aw} + \dot{E}_{ang} = \dot{E}_{as-pe} + \dot{E}_{as-che} + \dot{E}_{es-cch} + \dot{E}_{es-dch} + \dot{E}_{fg-pe} + \dot{E}_{fg-che} \quad (3.43)$$

gdzie:

- $\dot{E}_w$  – energii odpadów (kJ/s),
- $\dot{E}_{ng}$  – energii paliwa dodatkowego (GZ50) (kJ/s),
- $\dot{E}_{aw}$  – energii powietrza dodatkowego doprowadzonego do spalarki (kJ/s),
- $\dot{E}_{ang}$  – energii powietrza doprowadzonego do palników (kJ/s),
- $\dot{E}_{as-pe}$  – fizycznej popiołu (kJ/s),
- $\dot{E}_{as-che}$  – strumień entalpii chemicznej popiołu (kJ/s),
- $\dot{E}_{es-cch}$  – strumień strat energii przez ścianki komory spalania (kJ/s),
- $\dot{E}_{es-dch}$  – strumień strat energii przez ścianki komory dopalania (kJ/s),
- $\dot{E}_{fg-pe}$  – strumień entalpii fizycznej spalin za komorą dopalania (kJ/s),
- $\dot{E}_{fg-che}$  – strumień entalpii chemicznej spalin za komorą dopalania (kJ/s).



Rys. 7. Bilans energii w spalarni ubocznych produktów pochodzenia zwierzęcego.

Składowe strumienie energii opisać za pomocą następujących równań:

$$\dot{E}_w = \dot{m}_w \cdot q_w \quad (3.44)$$

$$\dot{E}_{ng} = \dot{m}_{ng} \cdot q_{ng} \quad (3.45)$$

$$\dot{E}_{aw} = \dot{m}_{aw} \cdot c_a \int_{T_0}^{T_a} (T_a - T_0) \quad (3.46)$$

$$\dot{E}_{ang} = \dot{m}_{ang} \cdot c_a \int_{T_0}^{T_a} (T_a - T_0) \quad (3.47)$$

$$\dot{E}_{fg-pe} = \dot{m}_{fg} \cdot c_{fg} \int_{T_0}^T (T - T_0) \quad (3.48)$$

gdzie:

$\dot{m}_w$  – strumień masy odpadów (kg/s),

$\dot{m}_{ng}$  – strumień masy paliwa dodatkowego (kg/s),

$\dot{m}_{aw}$  – strumień masy powietrza dla spalania odpadów (kg/s),

$\dot{m}_{ang}$	– strumień masy powietrza dla spalania paliwa dodatkowego (kg/s),
$q_w$	– wartość opałowa odpadów (kJ/kg),
$q_{ng}$	– wartość opałowa paliwa dodatkowego (kJ/kg),
$c_a$	– ciepło właściwe powietrza (przy stałym ciśnieniu) (kJ/kg),
$c_{fg}$	– ciepło właściwe spalin (przy stałym ciśnieniu) (kJ/kg),
$T_0$	– temperatura odniesienia (°C),
$T_a$	– temperatura powietrza doprowadzanego (°C),
$T$	– temperatura odprowadzanych spalin (°C).

Przy uwzględnieniu składu spalin wzór na strumień entalpii fizycznej odprowadzanych gazów przyjmuje postać:

$$\dot{E}_{fg-pe} = \dot{E}_{fg-pe-CO_2} + \dot{E}_{fg-pe-H_2O} + \dot{E}_{fg-pe-O_2} + \dot{E}_{fg-pe-N_2} \quad (3.49)$$

$$\dot{E}_{fg-pe-CO_2} = \dot{m}_{fg} \cdot c_{fg-CO_2} \int_{T_0}^T \cdot (T - T_0) \quad (3.50)$$

$$\dot{E}_{fg-pe-H_2O} = \dot{m}_{fg} \cdot c_{fg-H_2O} \int_{T_0}^T \cdot (T - T_0) \quad (3.51)$$

$$\dot{E}_{fg-pe-O_2} = \dot{m}_{fg} \cdot c_{fg-O_2} \int_{T_0}^T \cdot (T - T_0) \quad (3.52)$$

$$\dot{E}_{fg-pe-N_2} = \dot{m}_{fg} \cdot c_{fg-N_2} \int_{T_0}^T \cdot (T - T_0) \quad (3.53)$$

gdzie:

$\dot{E}_{fg-pe-CO_2}$  – strumień entalpii fizycznej CO<sub>2</sub> za komorą dopalania (kJ/s),

$\dot{E}_{fg-pe-H_2O}$  – strumień entalpii fizycznej H<sub>2</sub>O za komorą dopalania (kJ/s),

$\dot{E}_{fg-pe-O_2}$  – strumień entalpii fizycznej O<sub>2</sub> za komorą dopalania (kJ/s),

- $\dot{E}_{fg-pe-N_2}$  – strumień entalpii fizycznej  $N_2$  za komorą dopalania (kJ/s),
- $c_{fg-CO_2}$  – ciepło właściwe  $CO_2$  (przy stałym ciśnieniu) (kJ/kg),
- $c_{fg-H_2O}$  – ciepło właściwe  $H_2O$  (przy stałym ciśnieniu) (kJ/kg),
- $c_{fg-O_2}$  – ciepło właściwe  $O_2$  (przy stałym ciśnieniu) (kJ/kg),
- $c_{fg-N_2}$  – ciepło właściwe  $N_2$  (przy stałym ciśnieniu) (kJ/kg).

Przyjmując iż całkowita strata energii jest opisana za pomocą zależności:

$$\dot{E}_{es-total} = \dot{E}_{as-pe} + \dot{E}_{as-che} + \dot{E}_{es-cch} + \dot{E}_{es-dch} + \dot{E}_{fg-che} \quad (3.54)$$

bilans energii w spalarni można przedstawić w formie wzoru:

$$\dot{E}_w + \dot{E}_{ng} + \dot{E}_{aw} + \dot{E}_{ang} = \dot{E}_{fg-pe} + \dot{E}_{es-total} \quad (3.55)$$

### 3.4.2 Efekt energetyczny termicznego przekształcania ubocznych produktów pochodzenia zwierzęcego

Efekt energetyczny spalania wynika z różnicy energii wiązań chemicznych substratów i produktów tego procesu. W pierwszej fazie reakcji następuje zrywanie wiązań międzyatomowych substratów. W kolejnym etapie dokonuje się synteza związków, które stają się produktami reakcji. W przypadku procesu spalania energia chemiczna produktów reakcji jest mniejsza niż energia substratów. Uwolniona część energii chemicznej przekształca się w energię termiczną produktów spalania oraz energię odprowadzoną na zewnątrz układu na drodze konwekcji i promieniowania, a także na wykonanie pracy mechanicznej.

Synteza związku chemicznego z pierwiastków w postaci podstawowej wymaga dostarczenia pewnej ilości energii. Jest to tzw. entalpia tworzenia związku chemicznego  $\Delta H$  (kJ/mol) i jest podawana w warunkach standardowej temperatury i ciśnienia ( $T=298,15^\circ K$ ,



$p=100\text{kPa}$ ). Dodatkowo w analizie uwzględniana jest także entalpia standardowa pierwiastków wchodzących w skład rozpatrywanego związku chemicznego. Entalpia standardowa definiowana jest jako ilość ciepła przemiany izobarycznej zapoczątkowanej w temperaturze zera bezwzględnego i zakończonej w temperaturze odniesienia  $T_0$ .

$$h^0 = \int_{0^\circ K}^{T_0} c_p \cdot dT \quad (3.56)$$

gdzie:

$h^0$  – standardowa entalpia fizyczna właściwa pierwiastka w stanie odniesienia (kJ/kgK),

$c_p$  – ciepło właściwe pierwiastka (kJ/kg\*K).

Entalpia uzyskiwanego w wyniku syntezy związku chemicznego (w warunkach standardowych) jest sumą entalpii standardowych wszystkich pierwiastków i entalpii tworzenia tego związku:

$$h_0 = \Sigma h_i^0 + \Delta H_p \quad (3.57)$$

gdzie:

$h_0$  – standardowa entalpia właściwa fizyczna i chemiczna związku, (kJ/kgK),

$\Delta H_p$  – entalpia właściwa tworzenia związku (kJ/mol),

a entalpia tego związku w temperaturze różnej od standardowej:

$$h = \int_{T_0}^T c_p \cdot dT + (\Sigma h_i^0 + \Delta H_p) \quad (3.58)$$

gdzie:

- $h$  – entalpia związku chemicznego w temperaturze T (kJ/mol\*K),  
 $c_p$  – ciepło właściwe związku chemicznego (kJ/mol\*K),  
 $h_i^0$  – entalpia standardowa i-tego pierwiastka (kJ/mol).

Efekt energetyczny spalania jest różnicą entalpii substratów i produktów tej reakcji chemicznej.

$$Q_p = H' - H'' \quad (3.59)$$

gdzie:

- $H'$  – entalpia układu na początku procesu spalania (kJ),  
 $H''$  – entalpia układu na końcu procesu spalania (kJ).

Korzystając z wzoru (3.58) można to przedstawić za pomocą wzorów:

$$H' = \sum n_i' \left( \int_{T_0}^T c_p \cdot dT \right) + \sum n_i' (\Sigma h_i^0 + \Delta H_p')$$
 (3.60)

$$H'' = \sum n_i'' \left( \int_{T_0}^T c_p \cdot dT \right) + \sum n_i'' (\Sigma h_i^0 + \Delta H_p'')$$
 (3.61)

gdzie:

- $n_i'$  – ilość moli poszczególnych substratów procesu spalania (-),  
 $n_i''$  – ilość moli poszczególnych produktów procesu spalania (-).

Sumy entalpii pierwiastków z których zbudowane są w substraty i produkty są równe:

$$\sum n_i' \Sigma h_i^0 = \sum n_i'' \Sigma h_i^0 \quad (3.62)$$

Ostatecznie po wykonaniu działań porządkujących i redukujących uzyskiwana jest formuła:

$$Q_p = \underbrace{(\sum n_i' \Delta H_p' - \sum n_i'' \Delta H_p'')}_{\Delta E_{ch}} + \underbrace{(\sum n_i' (\int_{T_0}^T c_p \cdot dT) + \sum n_i'' (\int_{T_0}^T c_p \cdot dT))}_{\Delta H (termiczna)} \quad (3.63)$$

Efekt cieplny reakcji chemicznej jest sumą zmiany energii chemicznej i termicznej, jaka nastąpiła w czasie przekształcenia substratów na produkty. Zmiana energii chemicznej jest dodatnia, natomiast zmiana energii termicznej jest ujemna.

### 3.4.3 Ciepło spalania i wartość opałowa

Efekt energetyczny uzyskany przy spalaniu zupełnym i całkowitym jednostki paliwa nazywana jest ciepłem spalania. W zależności od rodzaju paliwa i przyjętej jednostki występuje:

- molowe ciepło spalania (MJ/kmol),
- masowe ciepło spalania (MJ/kg),
- objętościowe ciepło spalania (MJ/Nm<sup>3</sup>).

Przy określaniu wartości ciepła spalania, para wodna będąca produktem spalania w całości jest skraplana. W zdecydowanej większości realizacji technicznych procesu spalania para wodna odprowadzana ze spalinami nie jest skraplana. Efekt cieplny jest w tych przypadkach mniejszy i wymaga uwzględnienia utajonego ciepła parowania wody powstałej w czasie procesu spalania.

$$W_s = W_d + m''_{H_2O} \cdot r \quad (3.64)$$

gdzie:

$W_s$  – ciepło spalania (MJ/kg),

$W_d$  – wartość opałowa (MJ/kg),

- $\dot{m}_{H_2O}''$  – ilość pary wodnej powstałej w wyniku spalania (kgH<sub>2</sub>O / kgpaliwa),
- $r$  – ciepło skraplania pary wodnej (kJ/kgH<sub>2</sub>O).

### 3.4.4 Temperatura spalania

Temperatura spalania jest to temperatura spalin bezpośrednio po ich powstaniu. Wychodząc z bilansu energii procesie spalania (3.43) i równań (3.49-3.53) można wyprowadzić zależność:

$$\dot{m}_w \cdot q_w + \dot{m}_{ng} \cdot q_{ng} + (\dot{m}_{aw} + \dot{m}_{ag}) \cdot c_a \int_{T_0}^{T_a} (T_a - T_0) = \dot{m}_{fg} \cdot c_{fg} \int_{T_0}^T (T - T_0) + \dot{E}_{es-total} \quad (3.65)$$

$$c_{fg} \int_{T_0}^T (T - T_0) = \frac{\dot{m}_w \cdot q_w + \dot{m}_{ng} \cdot q_{ng} + (\dot{m}_{aw} + \dot{m}_{ag}) \cdot c_a \int_{T_0}^{T_a} (T_a - T_0) - \dot{E}_{es-total}}{\dot{m}_{fg}} \quad (3.66)$$

Przy założeniu, że temperatura powietrza doprowadzanego jest równa temperaturze odniesienia:

$$(\dot{m}_{aw} + \dot{m}_{ag}) \cdot c_a \int_{T_0}^{T_a} = 0 \quad (3.67)$$

ciepło właściwe spalin określone jest za pomocą wielomianu i podaje wartości średnie liczone od temperatury odniesienia  $T_0=273,15K$  do danej temperatury  $T$ :

$$c_{fg} \int_{T_0}^{T_a} = a + b \cdot T_{fg} + c \cdot T_{fg}^2 + d \cdot T_{fg}^3 \quad (3.68)$$

$$a + b \cdot t_{fg} + c \cdot t_{fg}^2 + c \cdot t_{fg}^3 = \frac{\dot{m}_w \cdot q_w + \dot{m}_{ng} \cdot q_{ng} - \dot{E}_{es-total}}{\dot{m}_{fg}} \quad (3.69)$$

Rozwiązanie równania (3.69) wymaga dopasowania dwóch parametrów, tj. temperatury spalin i temperatury powietrza doprowadzanego. Przy założeniu, że temperatura powietrza doprowadzanego  $t_0$  jest równa znanej temperaturze otoczenia, pozostaje dobór temperatury spalin  $t_{fg}$  dla której równanie jest spełnione. Obliczenia te wykonywane są na drodze numerycznej lub przy wykorzystaniu tablic.

Zgodnie z I zasadą termodynamiki dla układu otwartego w stanie ustalonym:

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot \left[ (h' - h'') + \frac{w'^2 - w''^2}{2} + g \cdot (y' - y'') \right] + \dot{L} \quad (3.70)$$

gdzie:

$\dot{Q}$	– strumień ciepła (kJ/s),
$\dot{m}$	– strumień masy (kg/s),
$h_1$	– entalpia względna (kJ/kg),
$h_2$	– entalpia względna (kJ/kg),
$w_1$	– prędkość liniowa (m/s),
$w_2$	– prędkość liniowa (m/s),
$g$	– stała grawitacyjna (m/s <sup>2</sup> ),
$y_1$	– wysokość (m),
$y_2$	– wysokość (m),
$\dot{L}$	– moc ekspandującego gazu (kJ/s).

W równaniu bilansu energii w układzie otwartym, energia kinetyczna może być pominięta przy różnicach przepływu poniżej 40 m/s. Energia potencjalna ciężkości jest pomijana przy różnicach wysokości poniżej 50 m. Praca objętościowa wykonana przez gaz w przypadku komory spalania jest zerowa. Ostatecznie równanie bilansu energii przyjmuje postać:

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot (h' - h'') \quad (3.71)$$

Zgodnie z zasadą zachowania masy  $\dot{m} = const$  strumień masowy rozpatrywany na wejściu do układu spalania (substraty) stanowi mieszaninę doprowadzonych do przekształcenia ubocznych produktów pochodzenia zwierzęcego, powietrza atmosferycznego i paliwa dodatkowego. Skład wyjściowy składa się z mieszaniny gazów (spaliny) i odpadu stałego.

Uwzględniając niejednorodność strumieni wejściowych i wyjściowych formuła (3.71) przyjmuje postać:

$$Q = \sum m_i'' h_i'' - \sum m_i' h_i' \quad (3.72)$$

Entalpia jest funkcją stanu, jej wartość zależy wyłącznie od parametrów stanu. Na tej podstawie można stwierdzić że, ciepło reakcji (3.72) zależy tylko od stanu początkowego i końcowego układu, a nie od drogi, na jakiej reakcja została przeprowadzona (Prawo Hessa).

### 3.4.5 Straty ciepła do otoczenia

Strumień strat ciepła odprowadzany do otoczenia z komory spalania i dopalania można opisać jako proces wymiany ciepła między płynami rozdzielonymi ścianką. Zjawisko to można opisać jako przenikanie ciepła będące procesem obejmującym przewodzenie, konwekcję i promieniowanie. W bilansie start energii do otoczenia należy także uwzględnić ciepło odprowadzone z gorącym popiołem.

W konstrukcji ścianek komory spalania i dopalania można wyróżnić trzy warstwy. Od strony wewnętrznej umieszczona jest warstwa materiału ogniotrwałego. Warstwa środkowa ma zadanie izolacyjne i jest wykonana z cegły lub betonu w odpowiednich parametrach. Zewnętrzną warstwę stanowi płaszcz stalowy. Strumień ciepła przez ściankę wielowarstwową obliczany jest na podstawie prawa Newtona za pomocą równania:

$$\dot{E}_{es} = \frac{t_{s1} - t_{s(n+1)}}{\sum_{i=1}^n \frac{s_i}{\lambda_i \cdot A_i}} \quad (3.73)$$

gdzie:

$\dot{E}_{es}$  – strumień ciepła przekazywany w wyniku przewodzenia (W),

- $s_i$  – grubość i-tej warstwy (m),
- $\lambda_i$  – współczynnik przewodzenia i-tej warstwy (W/mK),
- $A_i$  – powierzchnia i-tej warstwy spalarki ( $m^2$ ),
- $t_{s1}$  – temperatura powierzchni zewnętrznej pierwszej warstwy ( $^{\circ}C$ ),
- $t_{s(n+1)}$  – temperatura powierzchni zewnętrznej ostatniej warstwy ( $^{\circ}C$ ).

Przyjmując, że wymiana ciepła ma charakter ustalony, strumień ciepła odprowadzany przez przewodzenie musi być równy strumieniowi ciepła oddawanego do otoczenia na drodze promieniowania i konwekcji opisanego wzorem:

$$\dot{E}_{es-rk} = \alpha_{rk} \cdot A \cdot (t_p - t_o) \quad (3.74)$$

gdzie:

- $\dot{E}_{es-rk}$  – strumień ciepła przekazywany na drodze konwekcji i promieniowania (W),
- $\alpha_{rk}$  – sumaryczny współczynnik przejmowania ciepła ( $W/m^2K$ ),
- $A$  – powierzchnia zewnętrznego płaszcza spalarki ( $m^2$ ),
- $t_p$  – temperatura powierzchni spalarki ( $^{\circ}C$ ),
- $t_o$  – temperatura otoczenia ( $^{\circ}C$ ).

Sumaryczny współczynnik przejmowania ciepła  $\alpha_{rk}$  stanowi sumę współczynników przekazywania ciepła na drodze konwekcji  $\alpha_k$  i promieniowania  $\alpha_r$ . W literaturze prezentowane są wzory empiryczne pozwalające na obliczenie wartości tych współczynników. Całkowity współczynnik wnikania ciepła w przypadku płaszcza stalowego pieca obrotowego został podany w [43]:

$$\alpha_{rk} = 3,5 + 0,062 \cdot t_p \quad (3.75)$$

Do obliczenia współczynnika przenoszenia ciepła przez konwekcję w przypadku komory dopalania i przepływu burzliwego można zastosować formułę [44]:

$$\alpha_k = 9,7 \cdot \left[ \frac{\Delta t}{(t_p + 273) \cdot H} \right]^{0,333} \quad (3.76)$$

gdzie:

- $\Delta t$  – różnica temperatur między powierzchnią płaszczu stalowego i otoczeniem (°C),
- $H$  – wysokość płaszczu (°C).

Do obliczenia współczynnika przenoszenia ciepła na drodze promieniowania w przypadku komory dopalania można zastosować formułę [44] :

$$\alpha_r = \sigma_0 \cdot \varepsilon \cdot (t_p - t_o) \cdot (t_p^2 - t_o^2) \quad (3.77)$$

gdzie:

- $\sigma_0$  – stała Boltzmanna (W/m<sup>2</sup>K<sup>4</sup>),
- $\varepsilon$  – współczynnik emisyjności (-),
- $t_p$  – temperatura powierzchni spalarki (°C),
- $t_o$  – temperatura otoczenia (°C).

Wykorzystując równania (3.73-3.77) można metodą kolejnych przybliżeń wyznaczyć temperaturę zewnętrzną płaszczu stalowego oraz sumaryczny współczynnik przejmowania ciepła. Na tej drodze określony zostaje strumień strat ciepłych do otoczenia przez ścianki komory spalania i komory dopalania.



## **4. Warunki brzegowe procesu termicznego przekształcania ubocznych produktów pochodzenia zwierzęcego**

Prawidłowo realizowany proces termicznego przekształcania ubocznych produktów pochodzenia zwierzęcego musi spełniać szereg warunków wynikających z przepisów prawnych (ochrona środowiska naturalnego), wymogów wydajnościowych inwestora i ograniczeń techniczno-eksploatacyjnych. Podstawowe wymagania (warunki brzegowe) stawiane parametrom procesu spalania to:

- temperatura spalin w komorze dopalania nie mniejsza niż 850°C,
- temperatura spalin w komorze dopalania nie większa niż 1200°C,
- czas przetrzymania spalin w komorze dopalania nie mniejszy niż 2s,
- wymagana wydajność spalania ubocznych produktów pochodzenia zwierzęcego,
- wymagany minimalny strumień ciepła odpadowego,
- zawartość tlenu w spalinach nie mniejsza niż 6%,
- stężenia CO, NO<sub>x</sub>, SO<sub>2</sub>, HCl, HF, TOC, pyłu w warunkach referencyjnych nie większe niż wartości dopuszczalne.

### **4.1 Warunki prawne**

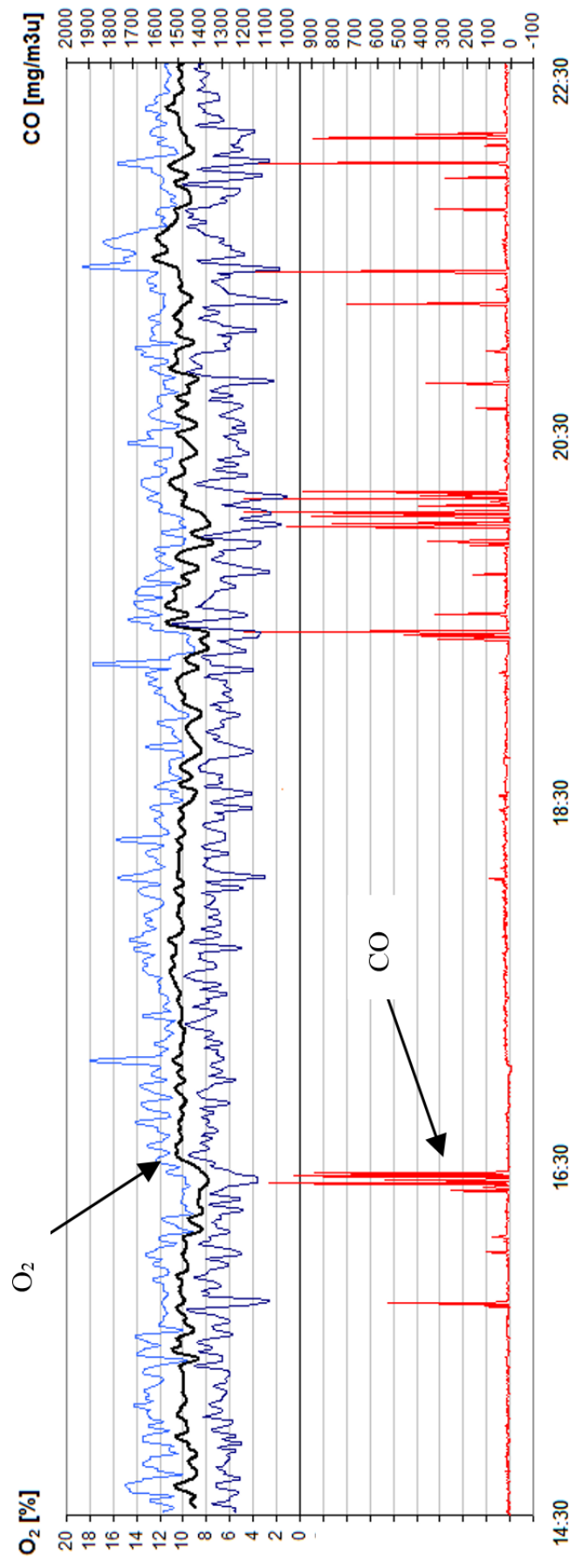
Dyrektywa Unii Europejskiej dotycząca sposobu postępowania z ubocznymi produktami pochodzenia zwierzęcego [35] specyfikuje warunki prawidłowego ich unieszkodliwiania metodą termiczną. Uwzględnione są podstawowe czynniki wpływające na jakość tego procesu: temperatura, turbulencja i czas przetrzymania spalin we właściwej temperaturze (tzw. “3T”-temperature, turbulence and time of flue gas residence in proper temperature). Parametry

graniczne procesu ( $t_{dch} \geq 850^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{dch} \geq 2\text{s}$ ,  $O_2 \geq 6\%$ ) gwarantują skuteczne unieszkodliwienie odpadów i brak negatywnych oddziaływań na środowisko naturalne. Warunki te muszą być spełniane bezwzględnie. W przypadku wystąpienia przekroczeń wartości dopuszczalnych konieczne jest uruchomienie odpowiednich procedur zabezpieczających, poczynając od wstrzymania załadunku odpadów do całkowitego zatrzymania pracy instalacji. Operator systemu zobowiązany jest do ciągłej rejestracji parametrów i okresowego przedstawiania raportów organom nadzorczym.

W przypadkach gdy wartość opałowa przetwarzanych ubocznych produktów pochodzenia zwierzęcego nie jest wystarczająca dla osiągnięcia żądanej temperatury  $t_{dch} \geq 850^{\circ}\text{C}$ , konieczne jest uruchamianie palników pomocniczych (gaz ziemny) w celu dostarczenia dodatkowego strumienia energii do komory spalania lub do komory dopalania.

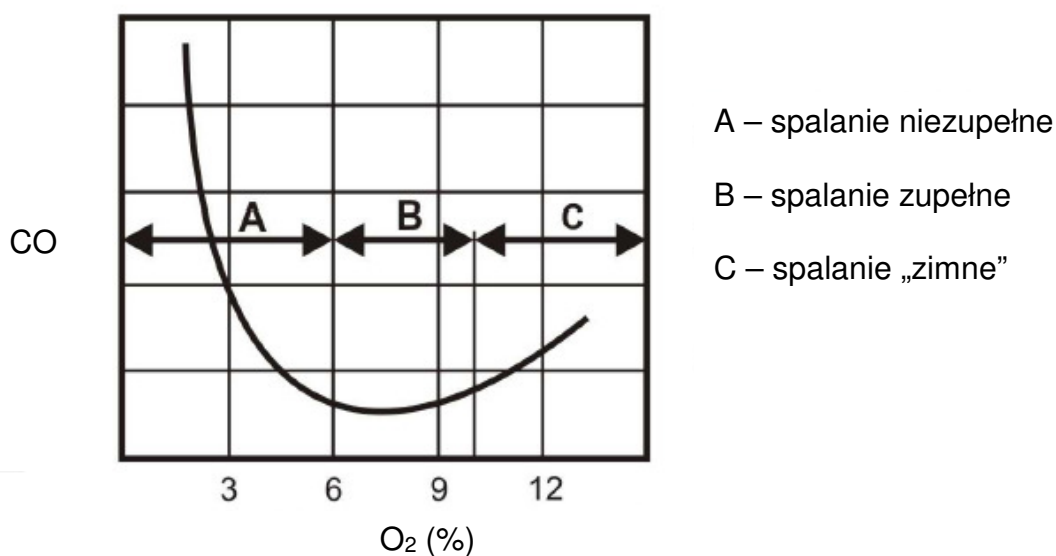
Warunki określające dopuszczalny poziom emisji zanieczyszczeń do atmosfery są zawarte w „Rozporządzeniu Ministra Ochrony Środowiska w sprawie standardów emisyjnych z instalacji” [45]. W przypadku tlenku węgla CO dopuszczalne wartości stężeń wynoszą  $100 \text{ mg/m}^3_u$  dla średnich 30 minutowych oraz  $50 \text{ mg/m}^3_u$  dla średnich dobowych. Układ monitoringu spalin rejestruje stężenia z przeliczeniem do warunków normalnych (temperatura  $0^{\circ}\text{C}$ , ciśnienie 1013 hPa) oraz do referencyjnej zawartości pary wodnej (0%) i tlenu (11%) w spalinach.

Wykres na [rys.8](#) przedstawia zmienność stężenia CO oraz zawartości  $O_2$  w spalinach (pokazane są wartości średnie i rozrzut tego parametru) w przykładowym, 8-godzinnym okresie pracy instalacji. Można zaobserwować, że pojawianie się CO w spalinach ma charakter gwałtowny i krótkotrwały. Zjawisko to występuje w momentach zwiększenia się intensywności procesu spalania. Istotne jest, aby zapewnić dostarczanie właściwej ilości tlenu (z powietrza) gwarantującej realizację spalania zupełnego materiału palnego i w ten sposób zminimalizować ilość powstających tlenków węgla CO.



Rys. 8. Wykres zmienności stężenia CO i zawartości O<sub>2</sub> w spalinach w przykładowym okresie 8 godzin

Kontrolowanie zawartości tlenu w oprowadzanych spalinach należy do grupy tzw. metod pierwotnych ograniczenia emisji zanieczyszczeń gazowych. Metody te są znacznie tańsze niż metody wtórne, które wymagają stosowania dodatkowych urządzeń i technologii. Kontrolowana zawartość  $O_2$  w spalinach [rys. 9](#) określa strefy spalania niezupełnego **A**, spalania prawidłowego **B** i spalania z dużym nadmiarem powietrza **C**. Granice zakresu spalania prawidłowego zależą od rodzaju przetwarzanego materiału.

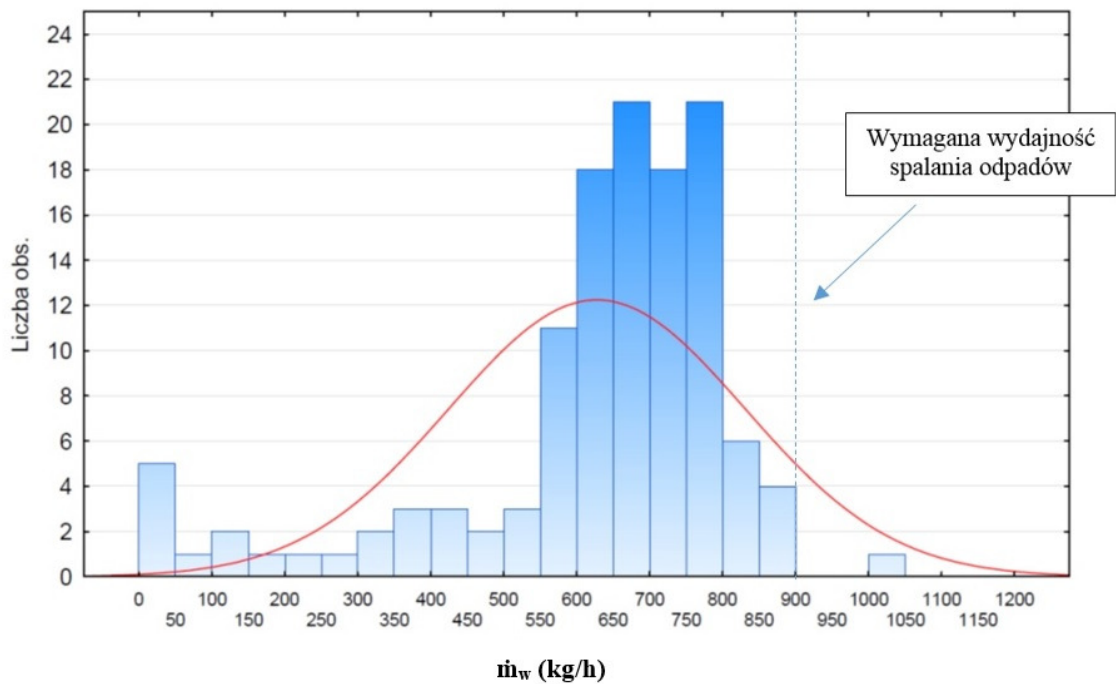


Rys 9. Wykres zależności stężenia CO od zawartości  $O_2$  w spalinach wg. [46]

Analiza wykresu na [rys. 9](#) wskazuje, że w celu uniknięcia dużych zawartości CO w spalinach należy kontrolować zawartość tlenu nadmiarowego [46]. Bezpieczny zakres stężenia  $O_2$  zapewniający dobre warunki dla spalania zupełnego to przedział 6-10%  $O_2$ . Dodatkowo należy uwzględnić fakt, że przy dużych stężeniach  $O_2$  w spalinach wzrasta także prawdopodobieństwo powstawania szkodliwych tlenków azotu. W tych wypadkach konieczne jest stosowanie aktywnych systemów redukcji  $NO_x$  takich jak selektywna niekatalityczna redukcja tlenków azotu (SNCR) lub selektywna katalityczna redukcja tlenków azotu (SCR). Przeprowadzone badania wykazały dodatkowo, że zawartością CO w spalinach ściśle skorelowane są inne zanieczyszczenia takie, jak dioksyiny i furany [47].

## 4.2 Warunki wydajnościowe określone przez inwestora

Warunki wydajnościowe stawiane przez inwestora dotyczą wymaganej wydajności spalania ubocznych produktów pochodzenia zwierzecego oraz minimalnej ilości ciepła odpadowego, jakie należy odzyskać dla zaspokojenia lokalnych potrzeb energetycznych.

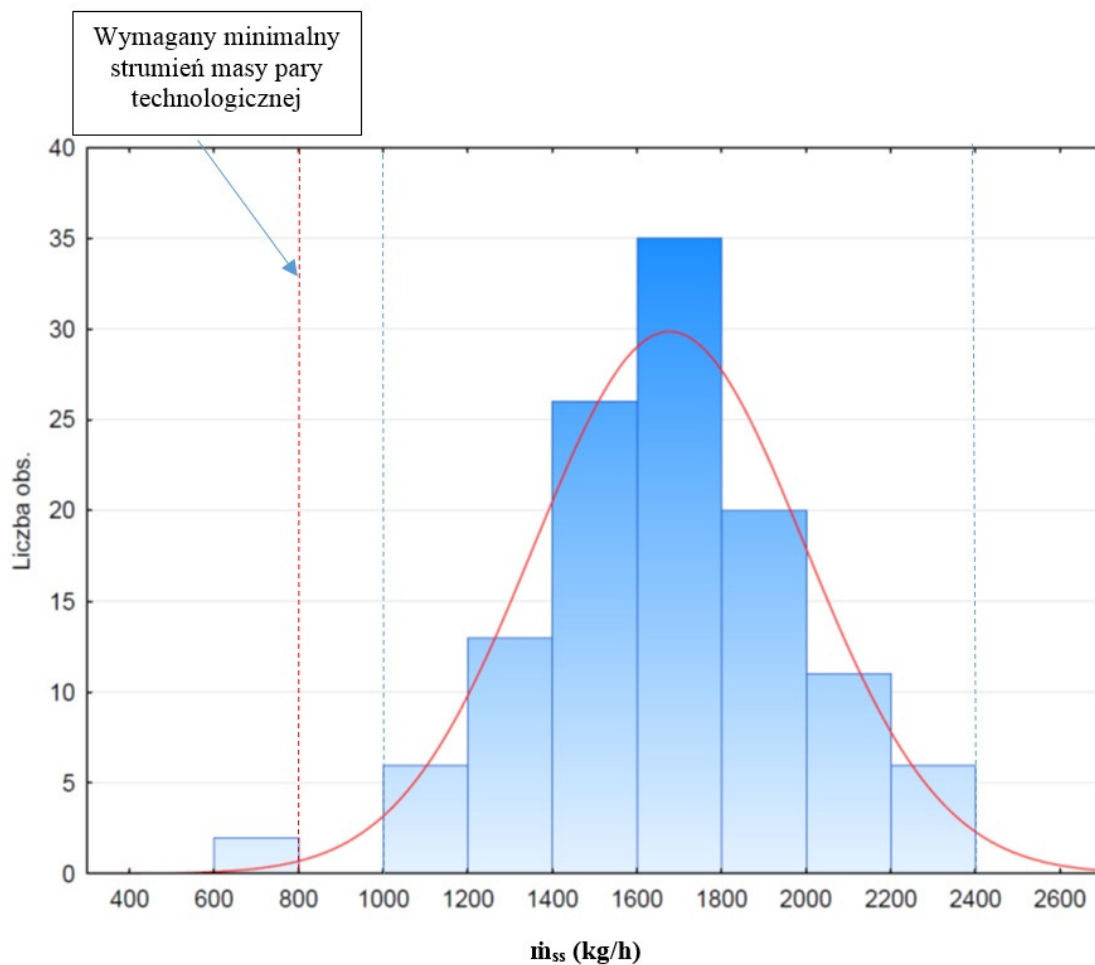


Rys 10. Empiryczny rozkład zmienności strumienia masy ubocznych produktów pochodzenia zwierzecego przekształconych w okresach (zmianach) 12-godzinnych (okres 3-miesięczny).

Proces powinien być tak kontrolowany, aby doprowadzać do maksymalizacji wydajności spalania ubocznych produktów pochodzenia zwierzecego i odzysku energii w danych warunkach eksploatacyjnych. Odpady dostarczane z zakładu przetwórstwa mięsnego ze względów sanitarnych muszą być unieszkodliwiane na bieżąco i w związku z tym przewiduje się ograniczone (operacyjne) możliwości ich magazynowania. Na etapie projektowania należy określić rozkład empiryczny strumienia masy odpadów wytwarzanych w danym zakładzie przetwórczym. Zmienność tego strumienia (jeżeli jest to proces ustabilizowany) może być opisana za pomocą rozkładu normalnego. Przeprowadzone badania wstępne pokazały, że średni

strumień masy ubocznych produktów pochodzenia zwierzęcego będzie wynosił ok. 700 kg/h z odchyleniem standardowym 100 kg/h (dla okresów 12-godzinnych). Na tej podstawie ustalono, że 95% zmienności strumienia masy odpadów będzie zawierać się w zakresie 500-900 kg/h. Wynika z tego warunek, że instalacja powinna zapewniać prawidłową realizację procesu spalania przy wydajności 900 kg/h. Niezapewnienie oczekiwanej, minimalnej wydajności spalania w przypadku ubocznych produktów pochodzenia zwierzęcego stanowi duży problem logistyczny. Nadwyżka odpadów musi być przetransportowana do zewnętrznych zakładów utylizacji, co wiąże się ze znacznymi kosztami.

Kolejnym określanym przez inwestora aspektem jest wymóg dostarczenia odpowiedniego strumienia energii w postaci pary technologicznej dla realizowanej w zakładzie technologii przetwórstwa mięsa. Obniżenie efektywności odzysku ciepła odpadowego poniżej wartości oczekiwanej oznacza, że lokalne zapotrzebowanie energetyczne zakładu, w którym prowadzono badania (para technologiczna) nie jest zaspokojone. W takich sytuacjach konieczne jest uruchamianie dodatkowych źródeł energii (wytwornic pary), co powoduje pogorszenie efektów ekonomicznych. Badania zapotrzebowania instalacji technologicznej na parę technologiczną  $\dot{m}_{ss}$  wykazało, że średni strumień masowy pobieranej pary [rys. 11](#) wynosi 1670 kg/h. Odchylenie standardowe rozkładu poboru pary technologicznej w okresach 12-godzinnych wyniosło 317 kg/h. Na tej podstawie określono, że 95% zapotrzebowania na parę będzie mieścić się w granicach od 1036 kg/h do 2304 kg/h. Minimalny dopuszczalny przez inwestora poziom strumienia pary pozwalający na prawidłową (ale z minimalną wydajności) pracę instalacji technologicznej to 1200 kg/h. Odpowiada to strumieniowi entalpii fizycznej spalin za komora dopalania wynoszącemu 800 kW. Ustalony w badaniach wstępnych rozkład zapotrzebowania zakładu na parę technologiczną (rozkład normalny) pozwala na określenie oczekiwanego zakresu efektywności odzysku ciepła odpadowego.



Rys. 11. Empiryczny rozkład zmienności wytwarzanej pary technologicznej w okresach (zmianach) 12-godzinnych w okresie obejmującym 3-miesiące.

### 4.3 Warunki konstrukcyjno-technologiczne

Wymogi techniczno-eksploatacyjne są określane przez producenta instalacji i wynikają z dążenia do ograniczenia skutków korozji wysokotemperaturowej. Fizyczne i chemiczne procesy destrukcyjne materiałów konstrukcyjnych są przyspieszone przez występowanie wysokiej temperatury. Korozja wysokotemperaturowa powoduje obniżanie się cech użytkowych i w ostateczności uszkodzenie elementów metalowych i betonowych konstrukcji.



Fot. 2. Uszkodzenie izolacji komory spalania spowodowane przekroczeniem dopuszczalnej temperatury pracy.

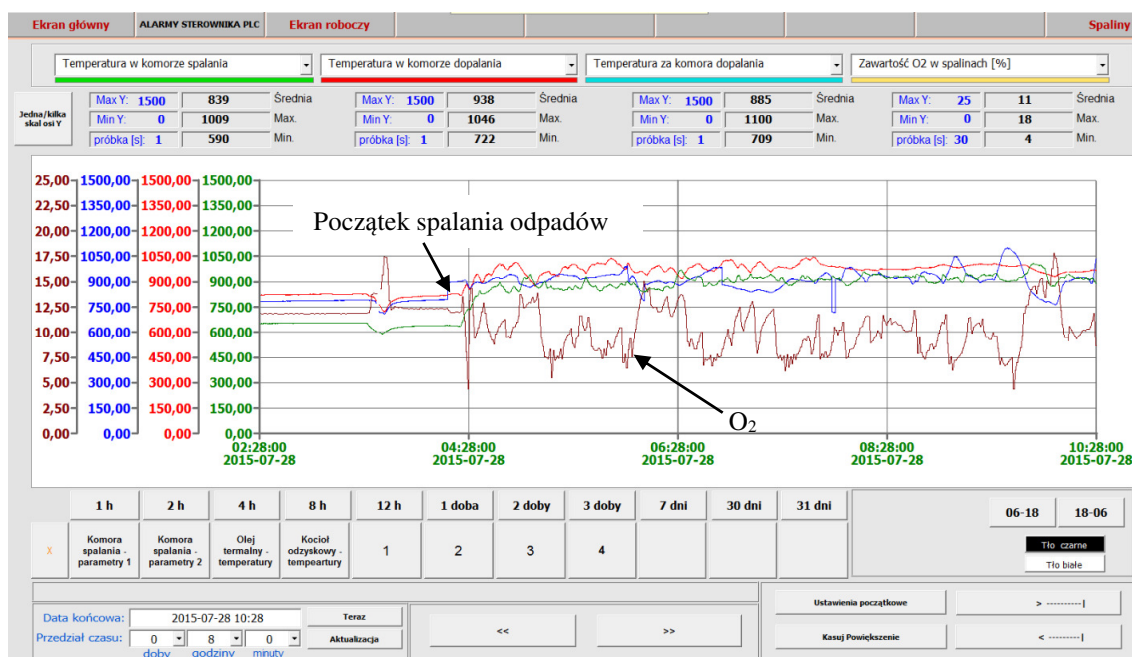
Praktyka eksploatacyjna pokazuje, że niewskazane jest występowanie temperatur powyżej 1200°C w komorze spalania i dopalania oraz kanałach spalinowych. Duża zmienność temperatury (duże odchylenia od wartości zalecanych) w komorach spalania i dopalania wywołuje naprężenia mechaniczne wynikające z różnej rozszerzalności cieplnej materiałów konstrukcyjnych (betonu, stali, izolacji termicznej). Z tego powodu wskazane jest sterowanie procesem w ten sposób, aby temperatura była stabilna w zalecanych przez producenta granicach.

#### **4.4 Problem niestabilności parametrów procesu termicznego przekształcania ubocznych produktów pochodzenia zwierzęcego**

Wymóg równoczesnego spełniania wszystkich warunków brzegowych stanowi podstawową trudność dla prawidłowego prowadzenia procesu spalania. Główną przyczyną jest względnie duża, losowa zmienność parametrów odpadów (wartości opałowej, zawartości wilgoci, ilości dostarczonych ubocznych produktów pochodzenia zwierzęcego). Zmienność kaloryczności odpadów powoduje fluktuację intensywności procesu spalania, co wiąże się ze zmianą zapotrzebowania na tlen i w konsekwencji dużym rozrzutem rejestrowanej zawartości



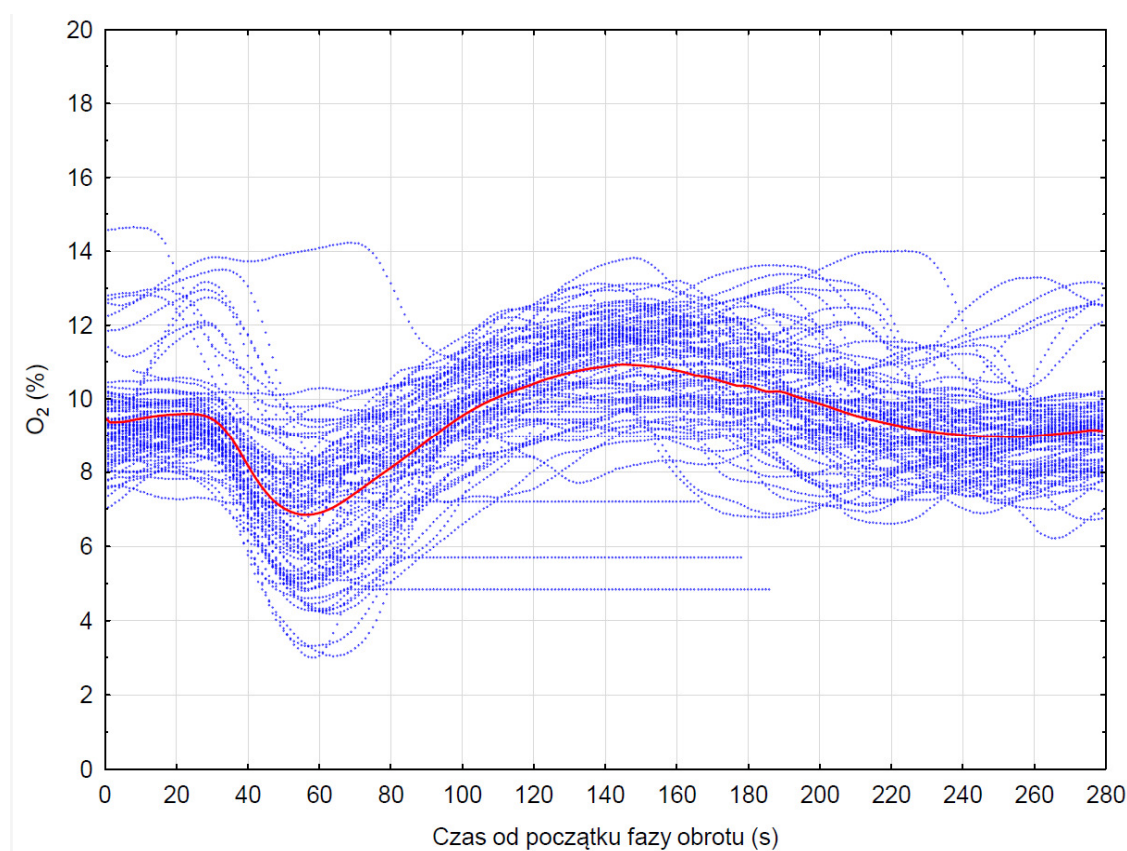
O<sub>2</sub> w spalinach i ich temperatury. Dodatkowym utrudnieniem jest załadunek odpadów stałych. W przypadku pozostałości zwierzęcych możliwe jest wprowadzanie ich do komory spalania za pomocą popychacza tłokowego. Ta metoda załadunku powoduje cykliczne zakłócanie procesu spalania. Wykorzystanie przenośnika ślimakowego wymaga wcześniejszego rozdrobnienia odpadów ale umożliwia większą stabilizację procesu. Na rys. 12 pokazane są wybrane parametry pracy instalacji w momencie przejścia z fazy wygrzewania do fazy spalania odpadów. W fazie wygrzewania wykorzystywane jest standaryzowane paliwo pomocnicze (gaz ziemny), co gwarantuje małą zmienność parametrów pracy. W fazie spalania odpadów obserwowany jest duży rozrzut rejestrowanych parametrów.



Rys. 12. Zmienność parametrów pracy instalacji (temperatury spalin i zawartość O<sub>2</sub>) w okresie wygrzewania i po rozpoczęciu termicznego przekształcania odpadów.

Zastosowanie obrotowej komory spalania zapewnia bardzo dobre warunki do spalania odpadów stałych. Obrót bębna komory odbywa się cyklicznie i trwa ok. 40s, po czym następuje zatrzymanie bębna na okres ok. 5 minut. Ustawienia czasu obrotu i czasu zatrzymania bębna mogą być modyfikowane przez operatorów spalarni w zależności od aktualnych warunków,

w jakich następuje proces spalania oraz właściwości fizykochemicznych przekształcanych ubocznych produktów pochodzenia zwierzecego.



Rys. 13. Występowanie cyklicznego deficytu zawartości  $O_2$  w komorze dopalania (przed wprowadzeniem algorytmu korygującego).

Stwierdzono, że z cyklem obrotu bębna związane jest zjawisko okresowego spadku zawartości  $O_2$  w spalinach w komorach spalania i dopalania. Początek spadku zawartości  $O_2$  w spalinach następuje średnio 27s po rozpoczęciu obrotu bębna [rys. 13](#). W tym wypadku wymagane jest stosowanie algorytmu korygującego strumień powietrza doprowadzanego do komory spalania i powiązania jego z cyklem obrotu komory spalania.

## 5. Badania modelowe

### 5.1 Założenia badań modelowych

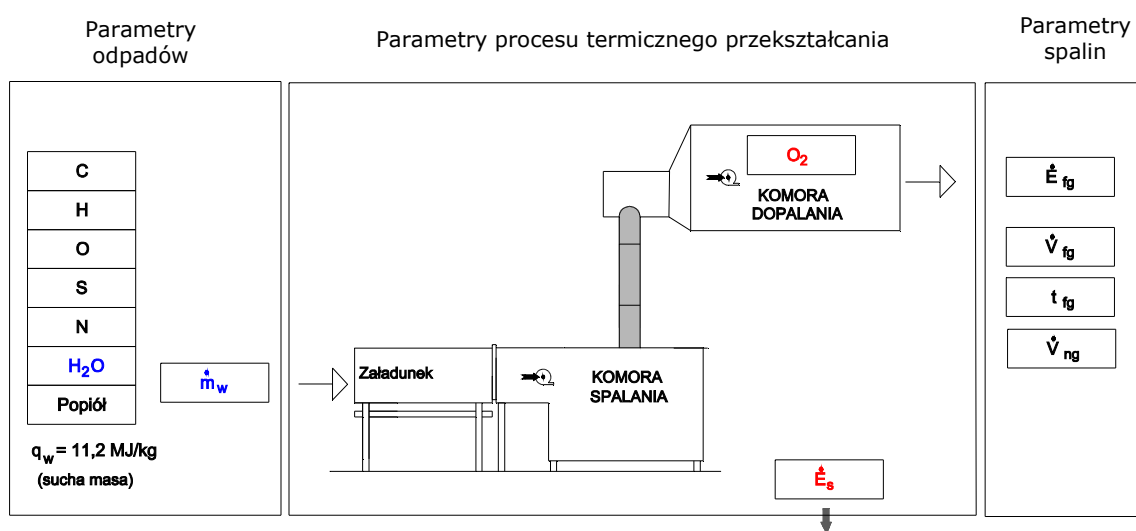
Spalanie jest złożonym wielowymiarowym procesem obejmującym sekwencję przemian chemicznych i fizycznych prowadzących do przekształcenia doprowadzonego paliwa (uboczne produkty pochodzenia zwierzęcego) i utleniacza (tlen z powietrza) na mieszaninę gazów spalinowych oraz pozostałość stałą (popiół). Duży stopień jednoczesności występowania poszczególnych przemian, równoległe oddziaływanie układu kontroli procesu realizującego zadane algorytmy sterowania oraz występowanie zakłóceń, a także trudności metrologiczne utrudniają analizę pozyskanych danych empirycznych. W tej sytuacji wskazane jest wykonanie w pierwszej kolejności modelu teoretycznego zmienności analizowanych parametrów. Pozwala on na predykcję zależności wybranych zmiennych wejściowych i wyjściowych dla znacznie szerszego zakresu zmian badanych parametrów niż jest to możliwe w układzie rzeczywistym. Obliczenia te z definicji zakładają brak wpływu zakłóceń na wielkości wyjściowe, co pozwala na uzyskanie wyników ścisłych, które mogą być porównywane z odpowiednimi danymi uzyskanymi empirycznie.

Obliczenia te zostały wykonywane z wykorzystaniem numerycznego modelu procesu spalania, opracowanego na podstawie zależności (3.1-3.51) zawartych w rozdziale 3. Algorytm obliczeniowy obejmował następujące obliczenia:

- składu i strumienia masy spalin na podstawie składu elementarnego odpadów przy założeniu spalania zupełnego i całkowitego,
- składu i strumienia masy spalin przy uwzględnieniu zadanej zawartości  $O_2$  w spalinach,
- temperatury spalin,
- strumienia masy paliwa dodatkowego i łącznego strumienia masy spalin dla przypadków gdy temperatura spalin była niższa niż  $850^\circ C$ ,

- strumienia objętości spalin w warunkach normalnych i rzeczywistych,
- strumienia entalpii spalin na podstawie strumienia masy spalin oraz średnich ciepł właściwych CO<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>O, N<sub>2</sub>, O<sub>2</sub> dla obliczonej temperatury spalin.

Przy projektowaniu badań modelowych wykorzystano doświadczenia z uruchamiania instalacji termicznego przekształcania ubocznych produktów pochodzenia zwierzęcego i dokonano doboru zmiennych dla modelu w ten sposób, aby możliwie jak najlepiej odpowiadały one specyfice procesu przekształcania odpadów tego typu. Schemat instalacji ze wskazaniem zmiennych uwzględnionych w badaniach modelowych przedstawiony jest na rys. 14.



Rys. 14. Schemat zmiennych wykorzystywanych w planie badań

Badania modelowe opierały się na założeniu, że surowcem poddawany przekształceniu termicznemu są kości wieprzowe. Skład elementarny suchej masy ubocznych produktów pochodzenia zwierzęcego został określony na podstawie wcześniejszych badań laboratoryjnych [47], (tab.1). Parametrem zmiennym przyjętym w badaniach była tylko zawartość wilgoci w odpadach. Średnia zawartość H<sub>2</sub>O w odpadach określona na podstawie badań laboratoryjnych wynosiła 50%. Ze względu na możliwe losowe odchylenia tej wielkości wynikające ze zmienności technologii przetwarzania mięsa oraz sposobu przechowywania odpadów założono zmienność wilgoci w zakresie 45-55%.

Tab. 1 Skład elementarny materiałów pochodzenia zwierzęcego (sucha masa).

Badany materiał	Zawartość pierwiastków (%)						
	C	H	O	N	S	Cl	P
Kości wieprzowe	32,38	4,54	15,19	4,97	0,13	0,07	42,72

Ograniczony czas przechowywania ubocznych produktów pochodzenia zwierzęcego powoduje, że powinny być one spalane bezzwłocznie po wytworzeniu. Wynika z tego, że należy traktować strumień masy odpadów  $\dot{m}_w$  jako wielkość niesterowalną, zmienną. W przeprowadzonym badaniu modelowym założono zmienność strumienia masy w zakresie 100 – 900 kg/h. Wartość opałowa ubocznych produktów pochodzenia zwierzęcego (kości wieprzowe) została określona po analizie z wykorzystaniem bomby kalorymetrycznej i wynosiła 11,2 MJ/kg dla suchej masy.

Analizowane w tym badaniu parametry charakteryzujące proces spalania to stężenie tlenu w spalinach oraz całkowita strata ciepła do otoczenia. Proces termicznego przekształcania ubocznych produktów pochodzenia zwierzęcego wymaga zachowania minimum 6% zawartości tlenu w spalinach. Wynika to z konieczności utrzymywania odpowiednich warunków dla spalania zupełnego i unikania emisji zanieczyszczeń w postaci CO i NO<sub>x</sub> do atmosfery. W badaniu założono zmienność zawartości O<sub>2</sub> w granicach 6 – 12%. Strumień strat ciepłych do otoczenia wynika głównie ze zjawiska konwekcji i promieniowania cieplnego i jest funkcją temperatury powierzchni zewnętrznej izolacji komory spalania, dopalania i kanałów spalinowych. Założono, że w stanie ustalonym temperatura ta jest stała i w konsekwencji strumień strat ciepłych jest stały. W badaniu analizowane były poziomy strat w przedziale 0 - 300 kW. Przygotowany na powyższych założeniach plan badań został zawarty w [tab. 2](#). Plan badań obejmuje analizę 62024 przypadków, dla których obliczenia zostały wykonane z wykorzystaniem algorytmu opracowanego w języku VBA (Visual Basic for Application).

Tab. 2 Plan badań modelowych uwzględniających zmienność parametrów spalania

Lp.	Zadana zawartość O <sub>2</sub> w spalinach	Strumień strat ciepłych do otoczenia	Strumień masowy odpadów	Zawartość wilgoci w odpadach	Skład elementarny suchej masy odpadów
(-)	(%)	(kW)	(kg/h)	(%)	
1	6	0	100 - 900	0 - 60	Tabela 1
2	7	0	100 - 900	0 - 60	Tabela 1
3	8	0	100 - 900	0 - 60	Tabela 1
4	9	0	100 - 900	0 - 60	Tabela 1
5	10	0	100 - 900	0 - 60	Tabela 1
6	11	0	100 - 900	0 - 60	Tabela 1
7	12	0	100 - 900	0 - 60	Tabela 1
8	6	100	100 - 900	0 - 60	Tabela 1
9	7	100	100 - 900	0 - 60	Tabela 1
10	8	100	100 - 900	0 - 60	Tabela 1
11	9	100	100 - 900	0 - 60	Tabela 1
12	10	100	100 - 900	0 - 60	Tabela 1
13	11	100	100 - 900	0 - 60	Tabela 1
14	12	100	100 - 900	0 - 60	Tabela 1
15	6	200	100 - 900	0 - 60	Tabela 1
16	7	200	100 - 900	0 - 60	Tabela 1
17	8	200	100 - 900	0 - 60	Tabela 1
18	9	200	100 - 900	0 - 60	Tabela 1
19	10	200	100 - 900	0 - 60	Tabela 1
20	11	200	100 - 900	0 - 60	Tabela 1
21	12	200	100 - 900	0 - 60	Tabela 1
22	6	300	100 - 900	0 - 60	Tabela 1
23	7	300	100 - 900	0 - 60	Tabela 1
24	8	300	100 - 900	0 - 60	Tabela 1
25	9	300	100 - 900	0 - 60	Tabela 1
26	10	300	100 - 900	0 - 60	Tabela 1
27	11	300	100 - 900	0 - 60	Tabela 1
28	12	300	100 - 900	0 - 60	Tabela 1

Określenie użytecznego zakresu zmienności głównego badanego parametru, jakim jest strumień entalpii fizycznej spalin  $\dot{E}_{fg}$  wymaga znajomości kształtowania się innych parametrów stanowiących wartości brzegowe. Tymi dodatkowymi zmiennymi są: temperatura spalin w

komorze dopalania i rzeczywisty strumień objętości spalin. Ze względu na analizę efektywności ekonomicznej badane jest także zużycie paliwa dodatkowego

## 5.2 Wyniki badań modelowych parametrów spalin - rozkłady $\dot{E}_{fg}$ , $\dot{V}_{fg}$ , $t_{fg}$ , $\dot{V}_{ng}$

Wykonanie obliczeń według planu badań opisanego w poprzednim rozdziale i zawartego w tab. 2 pozwala określić zestaw teoretycznych rozkładów dla analizowanych parametrów wyjściowych w funkcji zmiennych przyjętych jako wejściowe.

$$\dot{E}_{fg} = f(\dot{m}_w, H_2O, \dot{E}_s, O_2) \quad (5.1)$$

$$\dot{V}_{fg} = f(\dot{m}_w, H_2O, \dot{E}_s, O_2) \quad (5.2)$$

$$t_{fg} = f(\dot{m}_w, H_2O, \dot{E}_s, O_2) \quad (5.3)$$

gdzie:

- $\dot{E}_{fg}$  – strumień entalpii fizycznej spalin (kW),
- $\dot{V}_{fg}$  – rzeczywisty strumień objętościowy spalin (m<sup>3</sup>/s),
- $t_{fg}$  – temperatura spalin w komorze dopalania (°C),
- $\dot{m}_w$  – strumień masowy odpadów (kg/s),
- $H_2O$  – udział masowy wilgoci w paliwie (%),
- $\dot{E}_s$  – całkowity strumień strat ciepłych do otoczenia (kW),
- $O_2$  – udział masowy tlenu w spalinach (%).

Wyniki obliczeń modelowych można przedstawić w formie wykresów trójwymiarowych. Na osiach poziomych odłożono wartości zmiennych wejściowych procesu będące parametrami doprowadzanych odpadów tj. wilgotność H<sub>2</sub>O (%) i strumień masowy  $\dot{m}_w$  (kg/h). Na osi pionowej

naniesione są wartości badanych zmiennych wyjściowych procesu  $\dot{E}_{fg}$ ,  $\dot{V}_{fg}$ ,  $t_{fg}$ ,  $\dot{V}_{ng}$ . W tym układzie może być zobrazowany rozkład zmiennych wyjściowych dla wybranej kombinacji parametrów procesu związanych ze spalarką: zawartości O<sub>2</sub> w spalinach i całkowitej straty ciepłej do otoczenia  $\dot{E}_s$ .

W celu logicznej i przejrzystej prezentacji wyników dużej liczby obliczeń modelowych dokonano podziału zmiennych wejściowych na dwie grupy. Są to zmienne, które można opisać jako:

- Parametry odpadów (strumień masy, zawartość wilgoci),
- Parametry procesu spalania (zadana zawartość O<sub>2</sub> w spalinach, całkowita strata ciepła do otoczenia).

Powyższy podział ma uzasadnienie także z punktu widzenia praktyki eksploatacji instalacji spalania. Parametry odpadów są dla operatorów kontrolujących proces wielkościami losowymi, niesterowalnymi mogącymi się zmieniać z każdą dostarczoną partią. Zadana zawartość tlenu w spalinach może być modyfikowana przez obsługę i jest utrzymywana przez układ automatycznej regulacji. Całkowita strata ciepła do otoczenia wynika z budowy spalarki i jest wielkością o względnie małej zmienności.

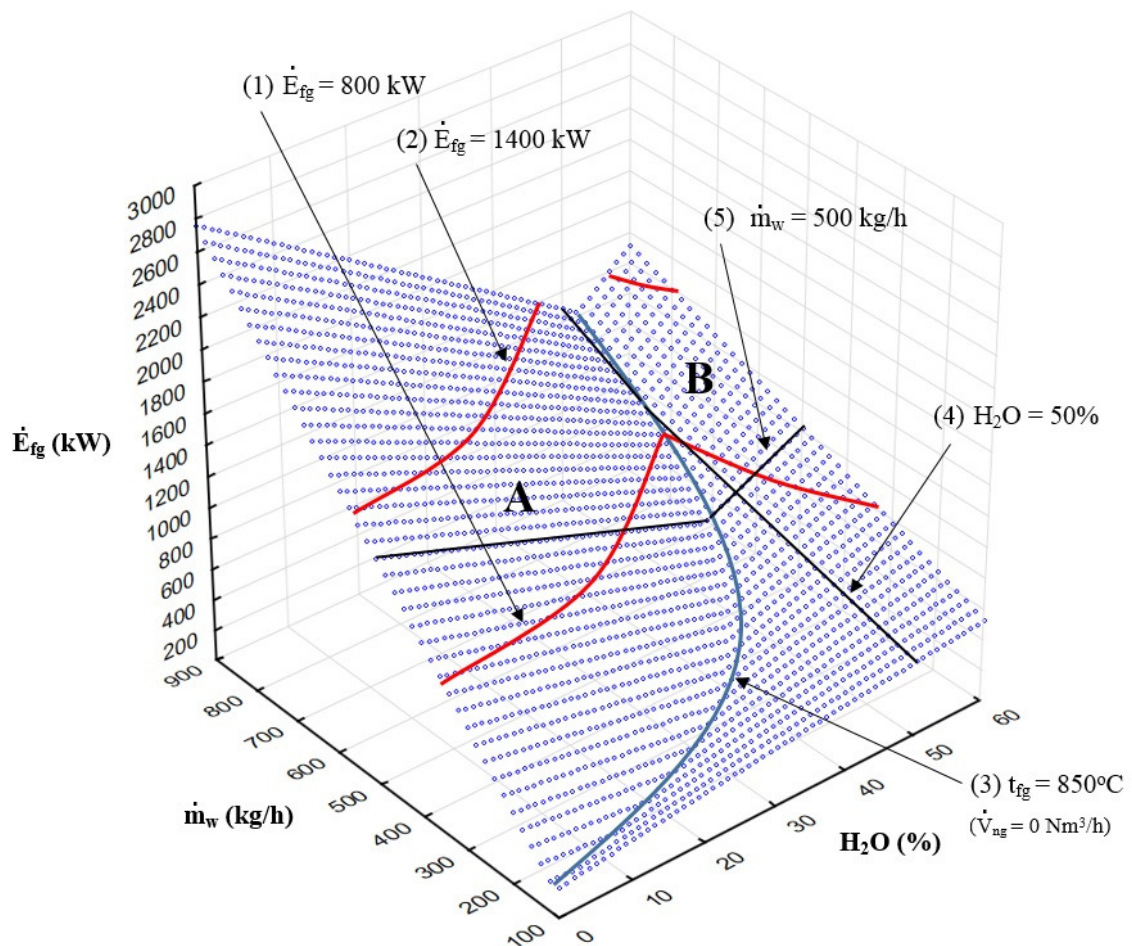
### 5.2.1 Związek między parametrami strumienia ubocznych produktów pochodzenia zwierzęcego $\dot{m}_w, H_2O$ i parametrami spalin $\dot{E}_{fg}, \dot{V}_{fg}, t_{fg}, \dot{V}_{ng}$

Zmienne wejściowe analizowanego procesu związane z właściwościami dostarczanych do spalania ubocznych produktów pochodzenia zwierzęcego to strumień masy  $\dot{m}_w$  oraz zawartość wilgoci H<sub>2</sub>O. Na [rys. 15-18](#) przedstawiono obliczone rozkłady teoretyczne dla badanych zmiennych w przypadku, gdy pozostałe analizowane zmienne wejściowe były stałe.



Prezentowany jest przykładowy wariant, w którym zawartość  $O_2$  w spalinach wynosi 8%, a strumień straty ciepłej do otoczenia  $\dot{E}_s$  jest równy 200 kW. Wykresy pozwalają na ocenę i zobrazowanie związku między parametrami odpadów i parametrami spalin.

Na rys. 15 przedstawiono obliczony rozkład potencjału energetycznego (entalpii fizycznej) spalin  $\dot{E}_{fg}$  w funkcji strumienia masy odpadów  $\dot{m}_w$  i zawartości  $H_2O$  w odpadach. Analiza rozkładu tego parametru jest istotna przy ocenie potencjalnych możliwości wykorzystania ciepła odpadowego uzyskiwanego w procesie spalania ubocznych produktów pochodzenia zwierzęcego.



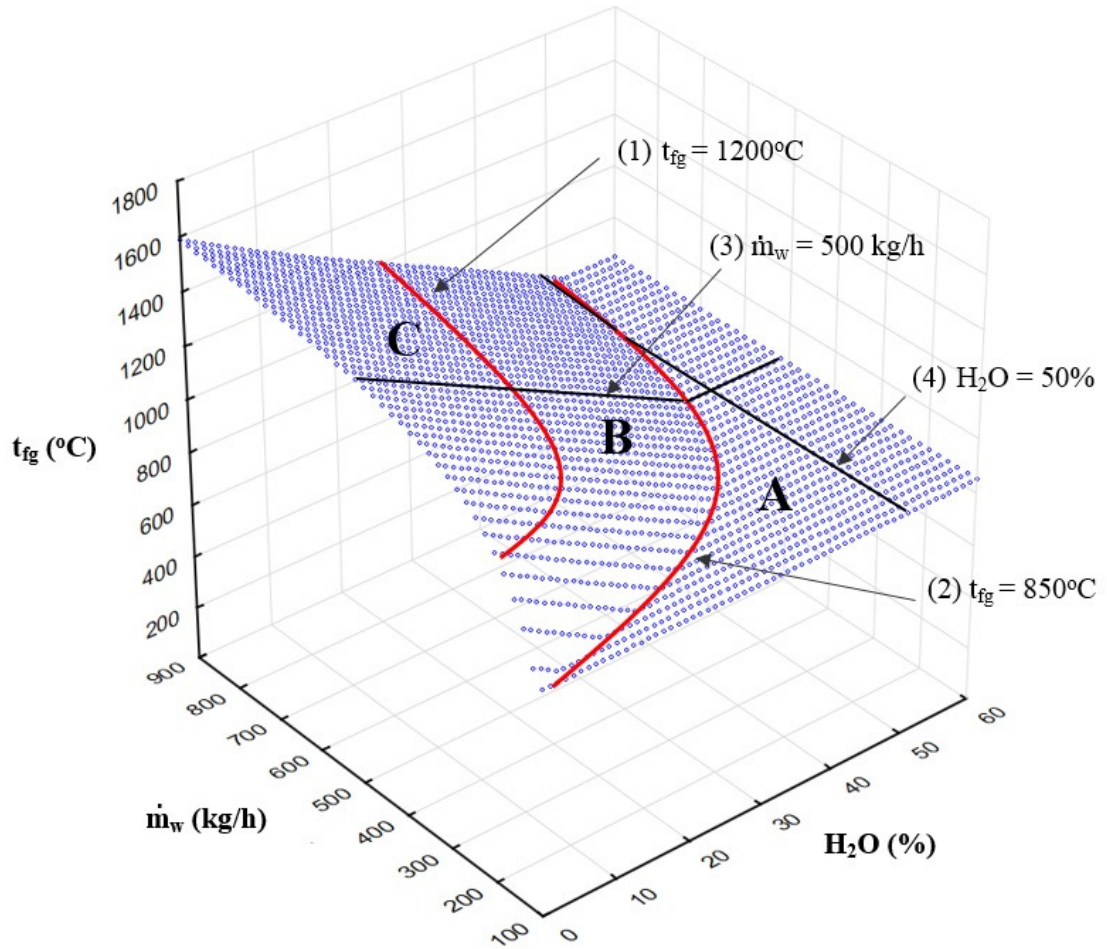
Rys 15. Rozkład strumienia entalpii fizycznej spalin przy zadanej zawartości  $O_2$  w spalinach 11% i stracie energii ciepłej do otoczenia 200 kW.

Na wykresie [rys. 15](#) zaznaczono przykładowe poziomy graniczne wytwarzanej mocy cieplnej istotne dla odbiorcy odzyskiwanej energii. Linia 1 określa minimalny dopuszczalny poziom mocy cieplnej zapewniający zaspokojenie potrzeb użytkownika energii. Linia 2 oznacza poziom powyżej którego nie będzie możliwe wykorzystanie całego strumienia energii (strata energii). Linia 3 wskazuje podział na zakres, w którym ze względu na niską wartość strumienia energii uzyskiwanego ze spalania odpadów wymuszona jest konieczność doprowadzenia dodatkowej mocy w postaci paliwa dodatkowego w celu spełnienia warunku  $t_{fg} \in \langle 850 \text{ }^\circ\text{C}, 1200^\circ\text{C} \rangle$  oraz na zakres, gdzie nie ma takiej konieczności. Na wykresie można wyróżnić obszary:

- Obszar **A** obejmuje zakres parametrów odpadów, dla którego uzyskiwany jest oczekiwany zakres  $\dot{E}_{fg}$  (800-1400 kW) bez konieczności doprowadzania paliwa dodatkowego,
- Obszar **B** obejmuje zakres parametrów odpadów, dla którego uzyskiwany jest oczekiwany zakres  $\dot{E}_{fg}$  (800-1400 kW) ale konieczne jest doprowadzanie paliwa dodatkowego mimo niskiej wartości energetycznej odpadów).

Dodatkowo na wykresie zostały wskazane profile zmienności badanego parametru dla przykładowego strumienia masy odpadów równego 500 kg/h oraz przykładowej zawartości wilgoci w odpadach wynoszącej 50%.

Na [rys.16](#) przedstawiono obliczony rozkład temperatury spalin  $t_{fg}$  w funkcji strumienia masy odpadów  $\dot{m}_w$  i zawartości  $\text{H}_2\text{O}$  w odpadach. Analiza tego parametru jest istotna ze względu warunek brzegowy procesu spalania określający, że temperatura spalin musi być nie mniejsza niż wartość określona w przepisach ( $850^\circ\text{C}$ ) oraz nie większa niż wartość przyjęta za krytyczną w aspekcie wytrzymałości mechanicznej instalacji spalania ( $1200^\circ\text{C}$ ). Na wykresie można wyróżnić obszary:

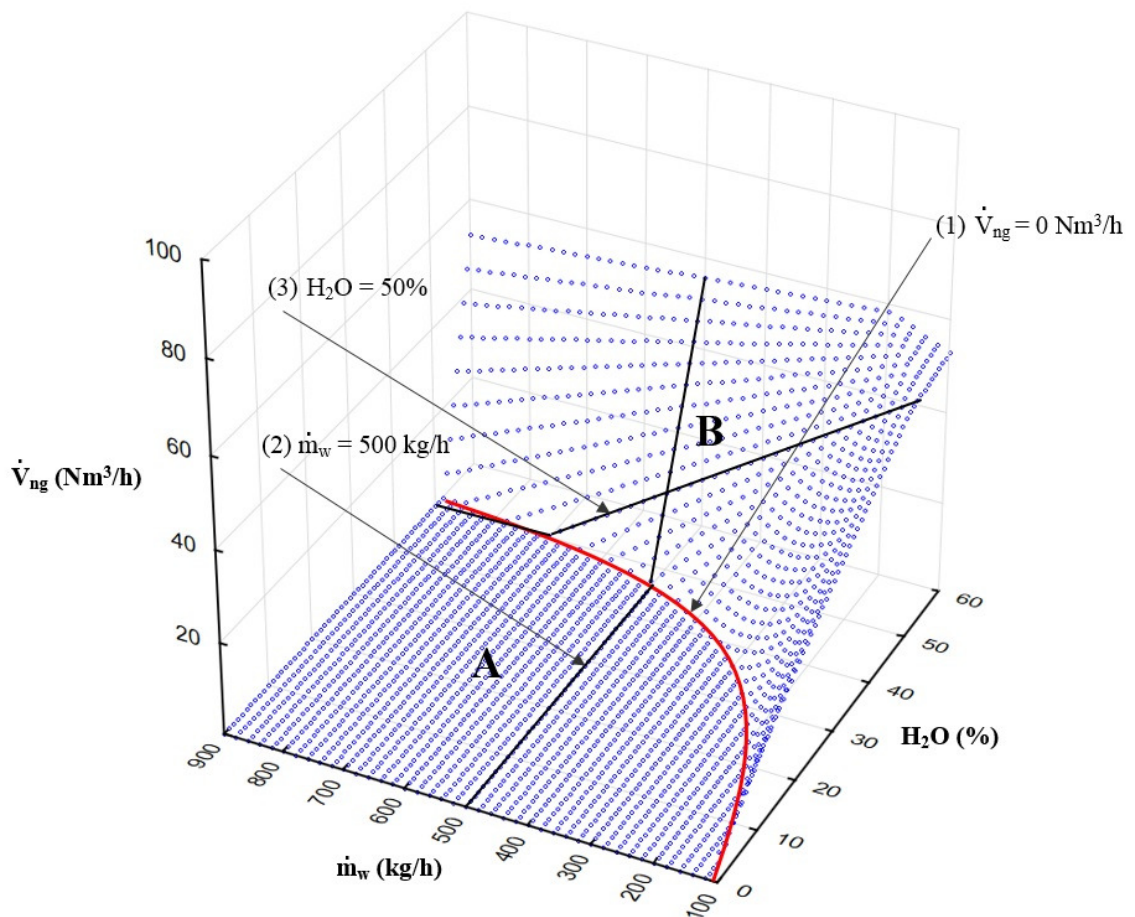


Rys. 16. Rozkład temperatury spalin przy zadanej zawartości  $O_2$  w spalinach 11% i stracie energii cieplnej do otoczenia 200 kW.

- **A** obejmuje zakres parametrów odpadów, gdy ich wartość opałowa jest zbyt mała, aby zapewnić wymaganą temperaturę spalin w komorze dopalania  $t_{fg} \geq 850^\circ\text{C}$ . W tym zakresie musi być doprowadzana energia dodatkowa (gaz ziemny) niezbędna dla uzyskania  $t_{fg} = 850^\circ\text{C}$ ,
- **B** dotyczy zakresu temperatur uzyskiwanych z samodzielnego spalania odpadów mieszczących się w przedziale  $t_{fg} \in \langle 850^\circ\text{C}, 1200^\circ\text{C} \rangle$ . Spełniony jest warunek uzyskiwania minimalnej temperatury spalin, a jednocześnie temperatura ta nie

przekracza określonej empirycznie wartości ( $t_{fg} = 1200^{\circ}\text{C}$ ) krytycznej ze względu na wytrzymałość materiałową konstrukcji spalarki,

- **C** to temperatura uzyskiwana, wyższa od  $1200^{\circ}\text{C}$ . Eksploatacja instalacji w tym zakresie jest niewskazana.



Rys. 17. Rozkład strumienia paliwa dodatkowego doprowadzanego do układu przy zadanej zawartości O<sub>2</sub> w spalinach 11% i stracie energii ciepłej do otoczenia 200 kW.

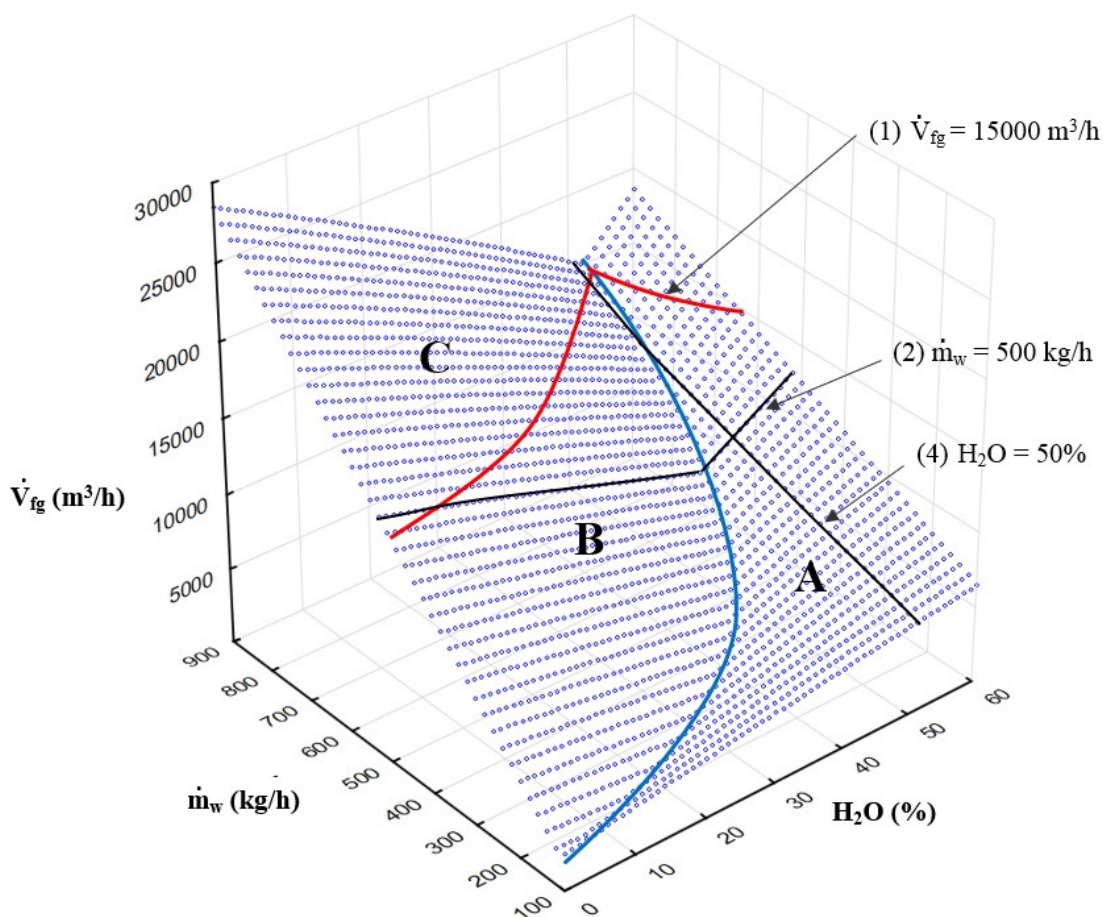
Na rys. 17 przedstawiono obliczony rozkład strumienia objętościowego paliwa dodatkowego (gazu ziemnego)  $\dot{V}_{ng}$  w funkcji strumienia masy odpadów  $\dot{m}_w$  i zawartości H<sub>2</sub>O w odpadach. Analiza tego parametru jest istotna przy optymalizacji ekonomicznej procesu spalania odpadów. Obszar **A** obejmuje zakres parametrów odpadów, dla którego uwolniona energia chemiczna odpadów jest wystarczająca dla uzyskania spalin o temperaturze nie niższej

niż 850°C. W obszarze **B** konieczne jest doprowadzenie dodatkowej energii przez spalanie gazu ziemnego  $\dot{V}_{ng} > 0$  celu utrzymania wymaganej temperatury .

Na **rys. 18** przedstawiono obliczony rozkład rzeczywistego strumienia objętościowego spalin  $\dot{V}_{fg}$  w funkcji strumienia masy odpadów  $\dot{m}_w$  i zawartości H<sub>2</sub>O w odpadach. Analiza tego parametru jest niezbędna ze względu na to, że uzyskiwany rzeczywisty strumień objętościowy spalin musi być mniejszy (lub równy) od wartości granicznej  $\dot{V}_{fg} \leq \dot{V}_{fg\_max}$  , przy której czas przetrzymania spalin w komorze dopalania wynosi 2 sekundy. Warunek ten zawarty jest w przepisach prawnych i musi być bezwzględnie zachowany.

- Obszar **A** obejmuje zakres parametrów odpadów, dla których wymagany warunek to  $\dot{V}_{fg} \leq \dot{V}_{fg\_max}$  , ale w tym obszarze konieczne jest doprowadzanie paliwa dodatkowego  $\dot{V}_{ng} > 0$ .
- Obszar **B** obejmuje zakres parametrów odpadów, dla których wymagany warunek wynosi  $\dot{V}_{fg} \leq \dot{V}_{fg\_max}$  . W tym obszarze nie jest konieczne doprowadzanie paliwa dodatkowego  $\dot{V}_{ng} = 0$ .
- W zakresie **C** parametrów rzeczywisty objętościowy strumień odpadów jest większy od maksymalnej wartości dopuszczalnej  $\dot{V}_{fg} \geq \dot{V}_{fg\_max}$  . Warunek zachowania czasu przetrzymania spalin przez minimum 2 sekundy nie jest zachowywany  $T_{fg} < 2s$ .





Rys 18. Rozkład strumienia objętościowego (rzeczywistego) spalin przy zadanej zawartości  $O_2$  w spalinach 11% i stracie energii cieplnej do otoczenia 200 kW.

### 5.2.2 Związek między parametrami procesu termicznego przekształcania $O_2$ , $\dot{E}_s$ i parametrami spalin $\dot{E}_{fg}$ , $\dot{V}_{fg}$ , $t_{fg}$ , $\dot{V}_{ng}$

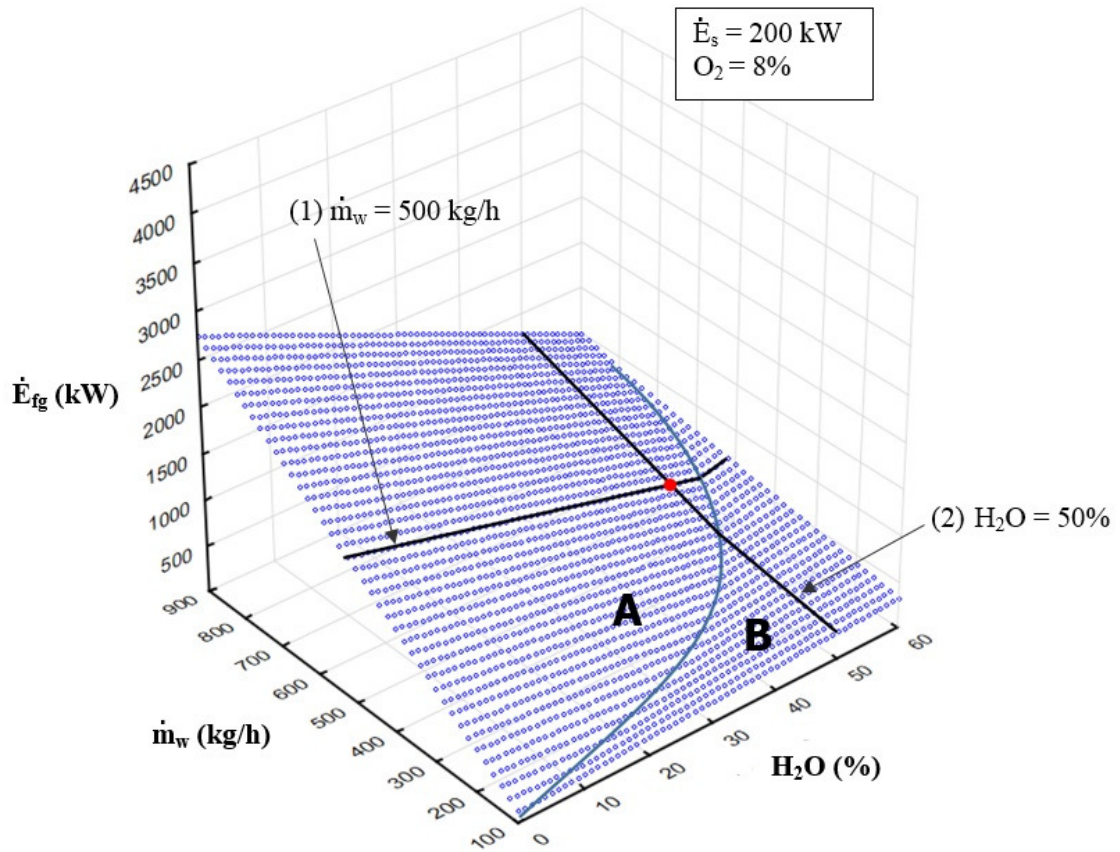
Zmienne wejściowe analizowanego procesu związane z charakterystyką pracy i budową instalacji spalania to zadana zawartość tlenu  $O_2$  w spalinach i całkowita strata ciepła do otoczenia  $\dot{E}_s$ . Znajomość związku przyczynowo skutkowego między tymi czynnikami, a strumieniem ciepła odpadowego i innymi parametrami spalin może być przydatna przy projektowaniu i kontrolowaniu procesu spalania. Stosując uogólnienie można te czynniki scharakteryzować następująco:

- Zawartość  $O_2$  w spalinach - parametr sterowalny i ulegający dużym zakłóceniom.
- Całkowita strata do otoczenia  $\dot{E}_{fg}$  to parametr niesterowalny i podlegający względnie małym zakłóceniom.

**Zawartość  $O_2$  w spalinach** jest wielkością sterowalną, która jednak charakteryzuje się dużym rozrzutem na skutek występowania czynników zakłócających. Odpowiedni nadmiar tlenu w mieszaninie odprowadzanych produktów spalania zwiększa prawdopodobieństwo, że realizowany będzie prawidłowy proces utleniania charakteryzujący się zupełnością spalania. Jest to istotne szczególnie w przypadku paliw stałych i niejednorodnych jakimi są odpady, przy spalaniu których utrudniony jest kontakt materiału palnego z utleniaczem. Sterowanie zawartością tlenu nadmiarowego realizowane jest przez odpowiednie wysterowanie (regulator PID) zestawu wentylatorów nawiewnych włączających powietrze do komór spalania i dopalania. Pomiar zawartości tlenu umiejscowiony jest bezpośrednio za komorą spalania. W praktyce stężenie  $O_2$  w spalinach może ulegać dużym i szybkozmiennym zakłóceniom. Występująca losowa zmienność wartości energetycznej strumienia doprowadzanych ubocznych produktów pochodzenia zwierzęcego powoduje fluktuację intensywności spalania i związanego z tym zapotrzebowania na tlen. W przypadku dużych zmian tej wielkości układ regulacji PID wykonujący funkcję stabilizacji w układzie ujemnej pętli sprzężenia zwrotnego (po wystąpieniu zakłócenia) może nie być w stanie wystarczająco szybko wysterować właściwą wydajność wentylatorów doprowadzających powietrze do komory spalania. W efekcie takiej sytuacji mogą wystąpić okresowe przeregulowania parametru sterowanego.

Przeprowadzone badanie modelowe pozwoliło na wizualizację zmienności badanego strumienia ciepła odpadowego przy różnych wartościach  $O_2$  w spalinach. Poziomy te mogą być uzyskiwane w sposób kontrolowany (zmiany nastaw przez operatorów procesu) lub w wyniku

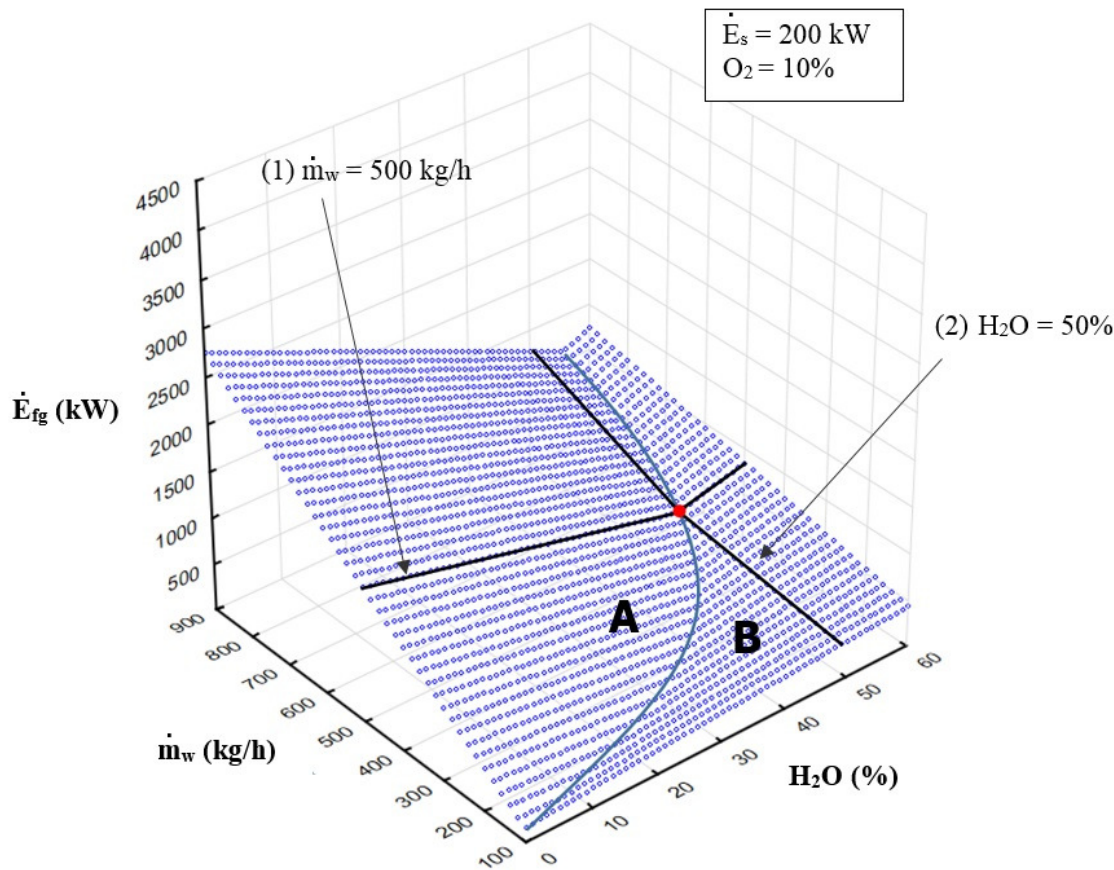
występowania zakłóceń. Na rys. 19-21 przedstawiono obliczone rozkłady badanego parametru spalin dla przypadków zawartość  $O_2$  wzrastała wynosząc kolejno 6%, 10% i 12%.



Rys. 19. Rozkład strumienia entalpii fizycznej spalin przy zadanej zawartości  $O_2$  w spalinach 8% i stracie energii cieplnej do otoczenia 200 kW.

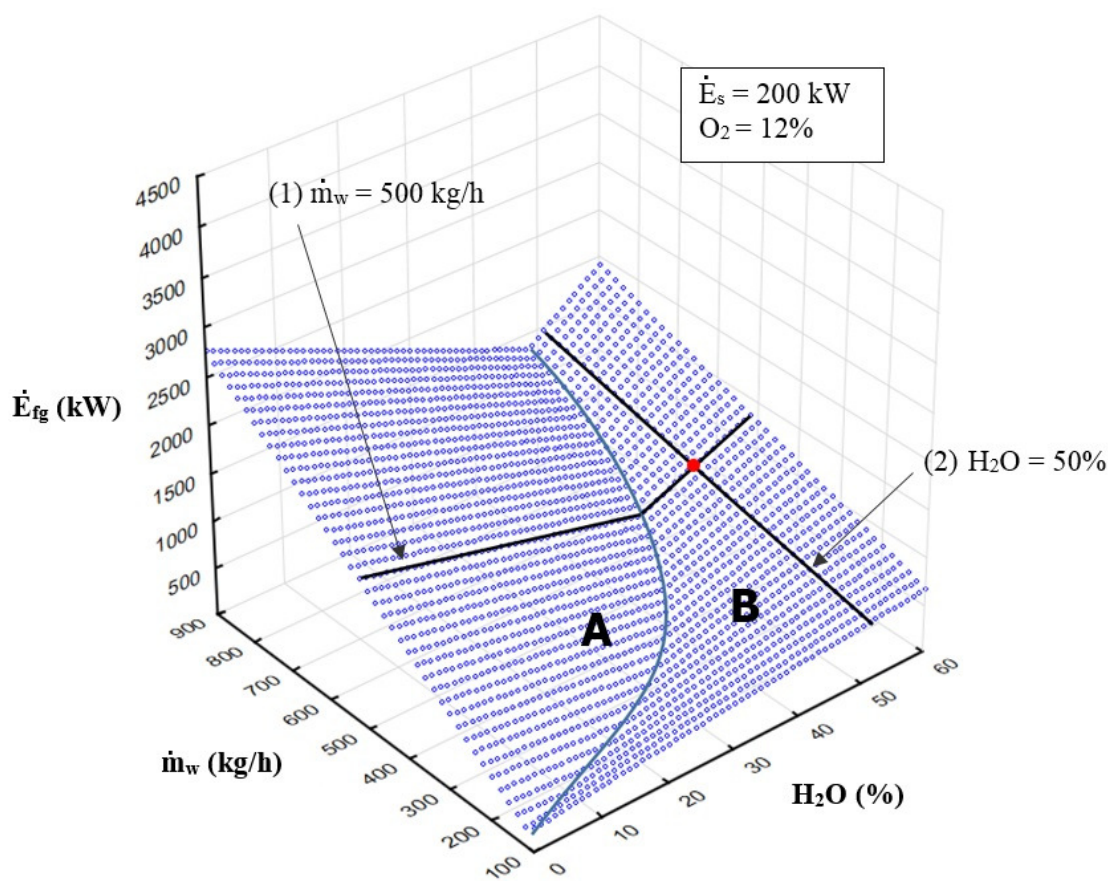
Dla wszystkich tych przypadków przyjęto tę samą, przykładową wartość straty cieplnej do otoczenia wynoszącą 200 kW (wpływ zmian straty cieplnej został opisany w dalszej części tego rozdziału). Zwiększenie zawartości  $O_2$  oznacza, że do komory spalania jest doprowadzany dodatkowy strumień powietrza (tlenu i azotu) o temperaturze otoczenia wynoszącej około 25°C, który jest ogrzewany kosztem części energii chemicznej odpadów uwalnianej w wyniku ich spalania. Dodatkowy strumień powietrza (często zwany blastem) doprowadzany z otoczenia obniża temperaturę spalin.





Rys. 20. Rozkład strumienia entalpii fizycznej spalin przy zadanej zawartości  $O_2$  w spalinach 10% i stracie energii cieplnej do otoczenia 200 kW.

Na wykresach [rys. 19-21](#) można zaobserwować występowanie podziału wartości strumienia ciepła odpadowego  $\dot{E}_{fg}$  na dwa zakresy. Obszar **A** obejmuje przypadki, w których wartość energetyczna odpadów jest wystarczająca aby wytwarzane spaliny osiągały temperaturę wyższą lub równą wymaganej wartości 850°C. W zakresie **B** temperatura spalin uzyskiwana przy spalaniu tylko samych odpadów byłaby niższa niż 850°C. Z tego powodu konieczne jest doprowadzenie dodatkowego strumienia energii (uruchomienie palników pomocniczych spalających paliwo pomocnicze).



Rys. 21. Rozkład strumienia entalpii fizycznej spalin przy zadanej zawartości  $O_2$  w spalinach 12% i stracie energii cieplnej do otoczenia 200 kW.

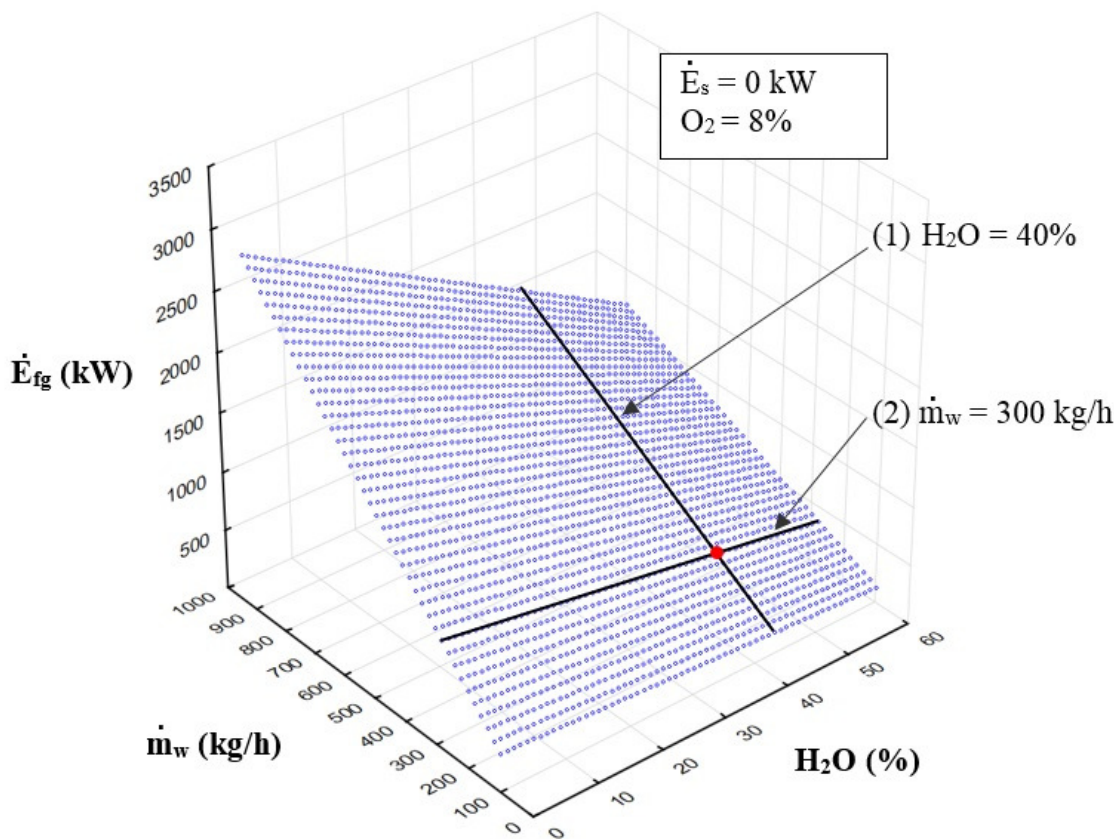
Na omawianej sekwencji wykresów wraz ze zmianą zawartości  $O_2$  w spalinach, czyli zmianą strumienia powietrza dodatkowego następuje przesuwanie się linii podziału między obszarami A i B. Wraz ze wzrostem strumienia powietrza dodatkowego redukuje się obszar w którym temperatura spalin jest większa niż  $850^\circ C$  i nie jest doprowadzane paliwo pomocnicze.

Na wykresach rys. 19-21 umieszczone są także linie przykładowych profili zmienności strumienia entalpii  $\dot{E}_{fg}$  dla strumienia masy odpadów równego 500 kg/h (1) oraz dla zawartości wilgoci w odpadach wynoszącej 50% (2). Porównanie profili (1) wyznaczonych na kolejnych wykresach rys. 19-21 pokazuje, że części zawarte ich obszarach A pokrywają się. Wartości strumienia entalpii spalin (ciepła odpadowego) są takie same i nie zależą od utrzymywanego poziomu zawartości  $O_2$  w spalinach.

Części profili zawarte w obszarach B kolejnych wykresów nie pokrywają się. Wartości strumienia ciepła odpadowego zależą od zawartości  $O_2$  w spalinach. Wynika to z występowania zwiększonego strumienia powietrza dodatkowego, który musi być ogrzany do  $850^\circ C$  wymuszając dostarczenie dodatkowego strumienia energii pomocniczej. Analiza profilu zakładającego stałość strumienia masy odpadów pokazuje, że jest on linia łamana. W części profilu zawartej w obszarze A wraz ze wzrostem wilgotności odpadów następuje spadek strumienia ciepła odpadowego. W zakresie przypadków B wzrost wilgotności wymusza doprowadzanie dodatkowego strumienia energii. W tym zakresie przy wzroście poziomu wilgotności występuje także wzrost strumienia entalpii spalin.

**Całkowita strata ciepła do otoczenia  $\dot{E}_{fg}$**  to parametr niesterowalny. Podstawowe mechanizmy powstawania tej straty to promieniowanie i konwekcja oraz występowanie strumienia energii cieplej odprowadzanej z popiołem. Na podstawie wzorów podanych wcześniej (3.73-3.77) można stwierdzić, że strata ciepła jest głównie funkcją temperatury i pola powierzchni zewnętrznych powłok (płaszczy stalowych) komór spalania i dopalania oraz kanałów spalinowych. Temperatura powierzchni zewnętrznych zależy od temperatury spalin w komorach instalacji oraz charakterystyki zastosowanej izolacji termicznej. W praktyce, stosowane rozwiązania przy izolowaniu termicznym sekcji wysokotemperaturowych powodują, że temperatura powierzchni zewnętrznych zmienia się nieznacznie i stratę ciepłą do otoczenia można przyjąć za stałą.

Poziom straty ciepłej do otoczenia zależy więc od czynników, które można modyfikować tylko na drodze przebudowy mechanicznej. Zagadnienie to należy więc uwzględnić już na etapie projektowania nowych konstrukcji. Na rys. 22-25 przedstawiono obliczone na podstawie modelu rozkładu badanego strumienia ciepła odpadowego dla przypadków gdy całkowita strata ciepła wynosiła kolejno 0 kW, 100 kW, 200 kW, 300 kW. Dla wszystkich tych przykładowych przypadków zawartość  $O_2$  w spalinach utrzymywana jest na tym samym poziomie 8%.



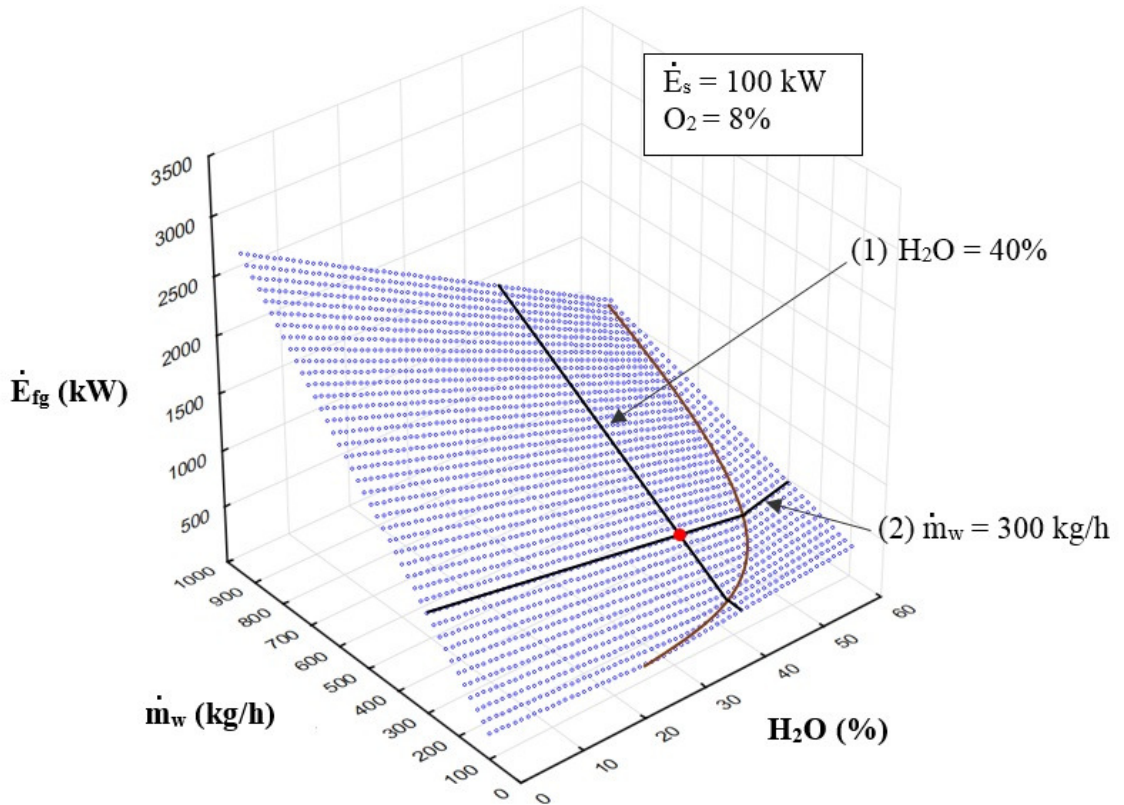
Rys. 22. Rozkład strumienia entalpii fizycznej spalin przy zadanej zawartości  $O_2$  w spalinach 8% i braku straty energii cieplnej do otoczenia.

Należy zwrócić uwagę, że instalacje termicznego przekształcania odpadów muszą być projektowane tak aby w pierwszej kolejności zapewnić wymaganą wydajność spalania przy zachowaniu określonych prawnie parametrów. Odzysk ciepła odpadowego jest istotnym elementem realizowanego procesu ale nie mającym pierwszorzędного znaczenia. W tym kontekście, wzrost poziomu straty cieplnej do otoczenia należy rozpatrywać jako czynnik obniżający efektywność odzysku ciepła odpadowego. Z drugiej strony zmniejszenie poziomu straty cieplnej (np.: uzyskane przez poprawę izolacyjności termicznej) prowadzi do obniżenia wydajności spalania wynikającej ze wzrostu średnich temperatur spalin.

Sytuacja zobrazowana na wykresie umieszczonym na [rys. 22](#) obejmuje hipotetyczny przypadek, gdy została założona zerowa strata cieplna. W całym zakresie zmienności parametrów odpadów (strumień masy, wilgotność) uzyskiwana temperatura spalin jest większa



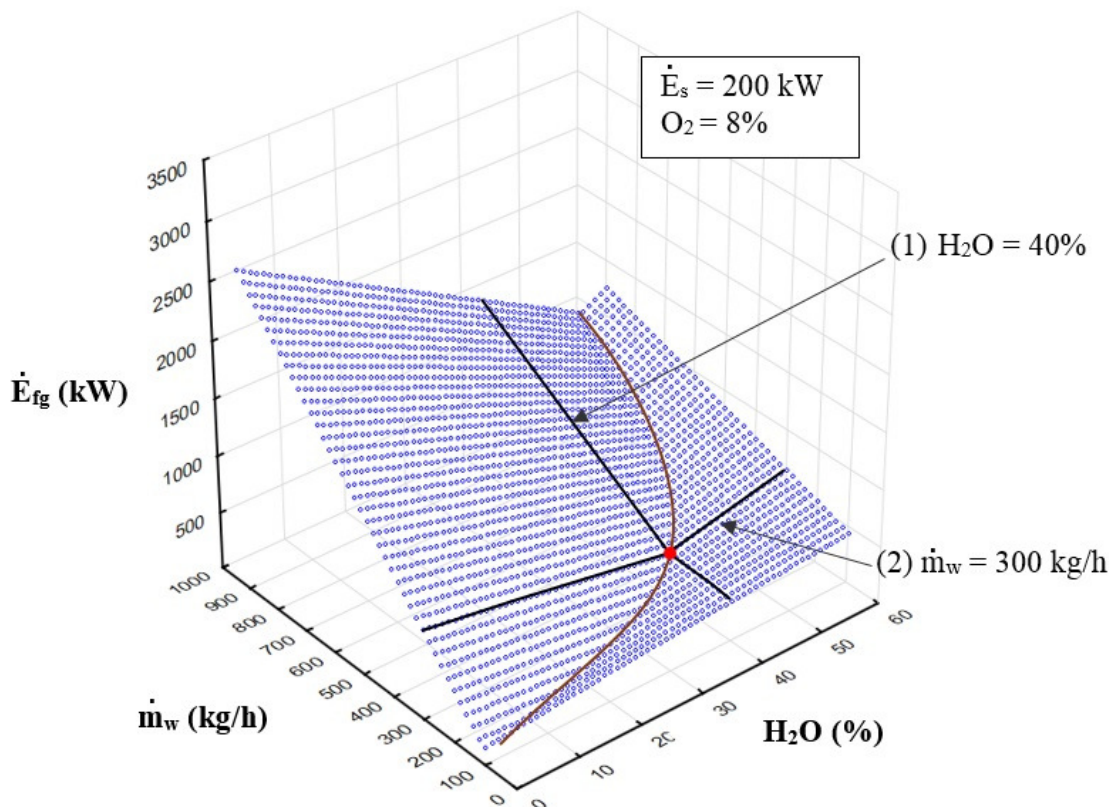
niż 850°C i nie ma konieczności dostarczania paliwa dodatkowego. Zaznaczone na tym wykresie profile zmienności strumienia entalpii spalin dla strumienia masy odpadów równego 500 kg/h i dla zawartości wilgoci w odpadach równej 50% są ciągłe i liniowe.



Rys. 23. Rozkład strumienia entalpii fizycznej spalin przy zadanej zawartości  $O_2$  w spalinach 8% i stracie energii cieplnej do otoczenia 100 kW.

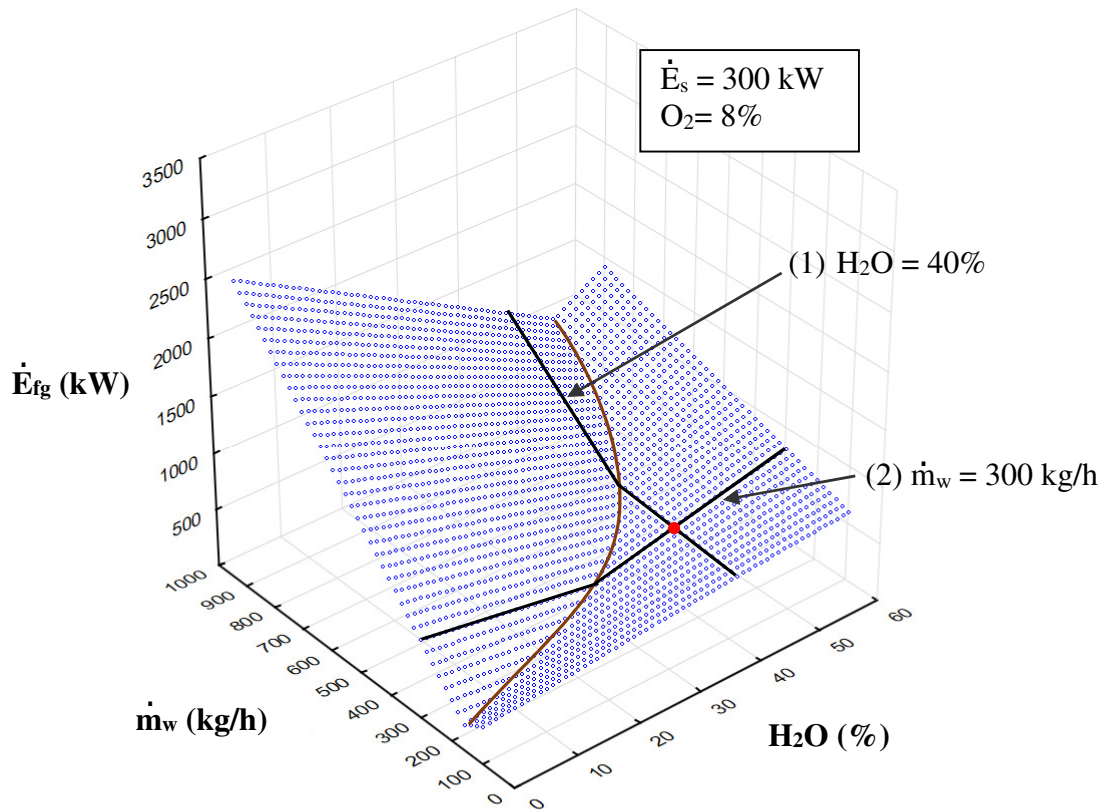
Na kolejnych wykresach [rys. 23-25](#) można zauważyć kształtowanie się dwóch obszarów pracy instalacji. Obszar oznaczony **A** obejmuje przypadki gdy temperatura spalin mimo występującej straty cieplnej jest większa niż 850°C i paliwo dodatkowe nie jest doprowadzane. Obszar **B** wskazuje na te realizacje procesu gdy dla uzyskania żądanej temperatury odprowadzanych spalin konieczne było uruchomienie palników pomocniczych i dostarczenie dodatkowego strumienia energii cieplnej. W miarę wzrostu zakładanej straty cieplnej od wartości 100 kW do 300 kW następuje kurczenie się obszaru **A**. Wskazane na wykresach [rys. 23-25](#) profile zmienności (1) i (2) są liniami łamanymi. Wzrost strumienia masy odpadów

powoduje wzrost strumienia ciepła odpadowego  $\dot{E}_{fg}$  na odcinku zawartym w obszarze A. Nachylenie tej części linii omawianego profilu, która znajduje się w obszarze B zależy od wilgotności odpadów.



Rys 24. Rozkład strumienia entalpii fizycznej spalin przy zadanej zawartości O<sub>2</sub> w spalinach 8% i stracie energii cieplnej do otoczenia 200 kW.

Analiza profilu zmienności  $\dot{E}_{fg}$  dla stałej wartości strumienia masy odpadów pokazuje, że w zakresie A strumień ciepła odpadowego maleje wraz ze wzrostem poziomu wilgotności odpadów. W obszarze B wzrost wilgotności odpadów wymaga zwiększania strumienia energii dodatkowej. W efekcie mimo spadku wartości energetycznej doprowadzanych odpadów sumaryczny strumień entalpii spalin wzrasta.



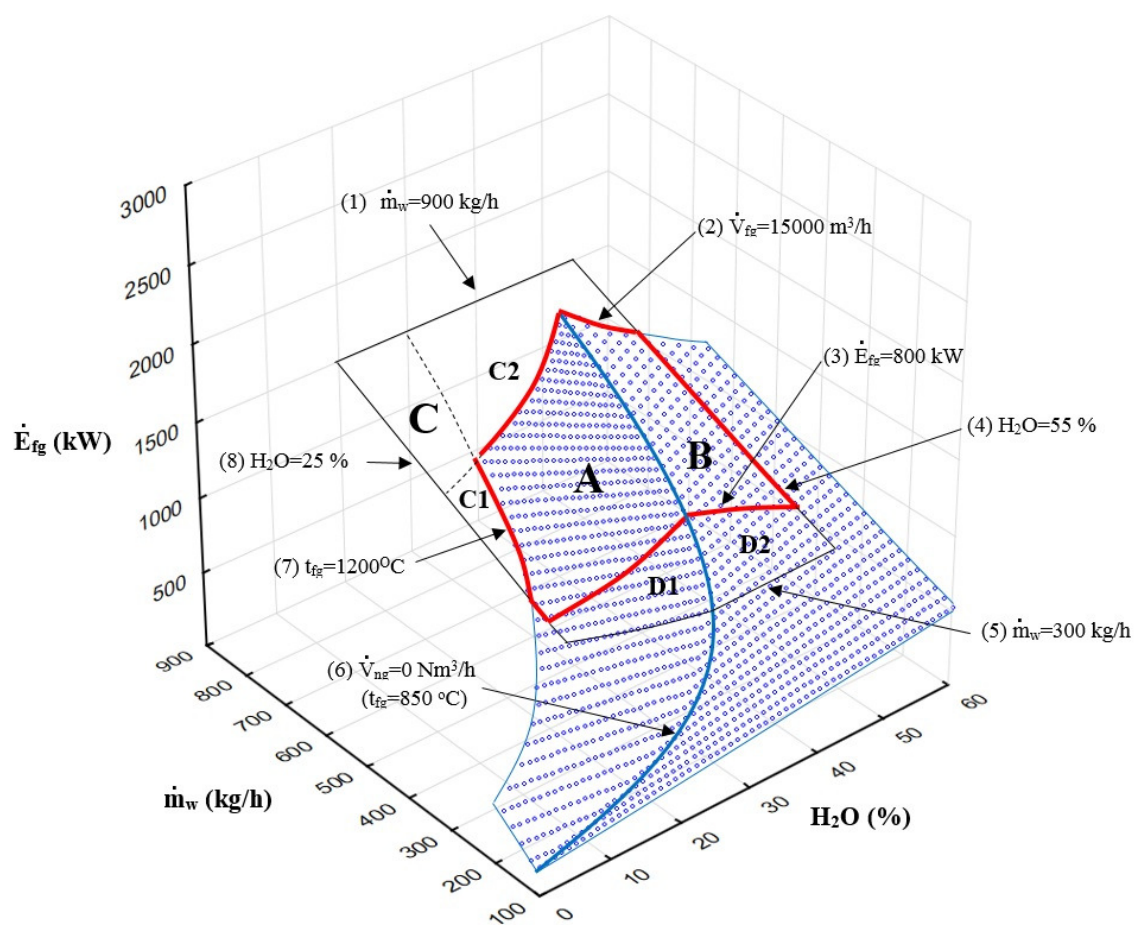
Rys 25. Rozkład strumienia entalpii fizycznej spalin przy zadanej zawartości  $O_2$  w spalinach 8% i stracie energii cieplnej do otoczenia 300 kW.

Analiza sekwencji wykresów [rys. 23-25](#) pozwala na predykcję kształtowania się strumienia entalpii fizycznej spalin przy różnych wartościach strumienia straty ciepłej. Możliwe jest wcześniejsze oszacowanie efektów energetycznych ewentualnych modyfikacji konstrukcyjnych wiążących się ze zmianą poziomu izolacyjności termicznej instalacji.

### 5.2.3 Określenie użytecznego zakresu strumienia entalpii fizycznej spalin

Wykres na [rys. 26](#) stanowi podsumowanie wykonanych analiz. Na wykresie pokazany jest rozkład zmienności potencjału energetycznego (entalpii fizycznej) strumienia spalin

z naniesionymi liniami warunków granicznych (prawnych, wydajnościowych i konstrukcyjno-eksploatacyjnych) procesu spalania.



Rys 26. Rozkład strumienia entalpii fizycznej spalin. Zaznaczono zakres spełniający warunki brzegowe, dla przypadku gdy zawartość  $O_2$  w spalinach wynosi 11% i strata energii cieplnej do otoczenia 200 kW.

Zakład przetwórstwa mięsnego w pokazywanym przykładzie wytwarza uboczne produkty pochodzenia zwierzęcego o strumieniu masowym  $\dot{m}_w$  w zakresie od 300 kg/h (5) do 900 kg/h (1). Wilgotność odpadów  $H_2O$  waha się w zakresie od 25% (8) do 55% (4). Warunki brzegowe, które muszą być zachowane przy prowadzeniu procesu to temperatura spalin w komorze dopalania  $t_{fg} > 850^\circ\text{C}$  (uruchamianie palnika),  $t_{fg} < 1200^\circ\text{C}$  (7) i czas przetrzymywania w nim spalin większy lub równy 2 sekundy  $\dot{V}_{fg} < 15000\text{ m}^3/\text{h}$  (2) (dla komory  $V=8,4\text{ m}^3$ ).



Wymagania wydajnościowe w analizowanym zakładzie dotyczą żądanej wielkości strumienia odpadów  $\dot{m}_w$  przetwarzanych w instalacji oraz strumienia energii cieplnej  $\dot{E}_{fg}$  dla wytworzenia pary na potrzeby technologiczne.

Minimalna dopuszczana przez inwestora wartość  $\dot{E}_{fg}$  wystarczająca do zasilania linii technologicznej przetwórstwa mięsa to 800 kW (3). Poniżej tej wielkości występuje konieczność uruchamiania dodatkowej wytwornicy pary dla zaspokojenia potrzeb energetycznych. Maksymalna wartość strumienia energii cieplnej jest określona na poziomie 1400 kW. Powyżej tego poziomu nie ma technicznych możliwości odbioru nadmiarowej energii i część wytworzonej pary musi być odprowadzana przez zawór upustowy, co stanowi bezpowrotną stratę części dysponowanego zasobu energii chemicznej odpadów.

Wymagana przez inwestora wydajność spalania odpadów  $\dot{m}_w$  to 900 kg/h (1). W przypadku niespełnienia tego wymogu uboczne produkty pochodzenia zwierzęcego, które z powodu niezapewnienia dostatecznej wydajności spalania nie mogą być unieszkodliwione, na bieżąco muszą być przekazane do zewnętrznego zakładu utylizacji, co wiąże się ze znacznymi dodatkowymi kosztami.

- W przestrzeni A zawarte są wartości strumienia entalpii fizycznej spalin, dla którego górne ograniczenie stanowią linie warunków brzegowych  $t_{fg} = 1200^\circ\text{C}$  (7) i  $\dot{V}_{fg} = 15000 \text{ m}^3/\text{h}$  (2). W obszarze tym wartość opałowa odpadów jest wystarczająca dla spełnienia warunku temperaturowego  $t_{fg} \geq 850^\circ\text{C}$  i nie występuje konieczność dostarczania energii dodatkowej. Dolnym ograniczeniem jest minimalna moc wymagana przez inwestora  $\dot{E}_{fg} = 800 \text{ kW}$  (3).
- W sytuacji B zawarte są wartości strumienia entalpii fizycznej spalin, dla których górne ograniczenie stanowią linia warunku brzegowego  $\dot{V}_{fg} = 15000 \text{ m}^3/\text{h}$  (2). W obszarze tym wartość opałowa odpadów nie jest wystarczająca dla spełnienia warunku temperaturowego  $t_{fg} \geq 850^\circ\text{C}$  i występuje konieczność dostarczania energii dodatkowej.

Dolnym ograniczeniem jest minimalna moc wymagana przez inwestora  $\dot{E}_{fg} = 800 \text{ kW}$  (3).

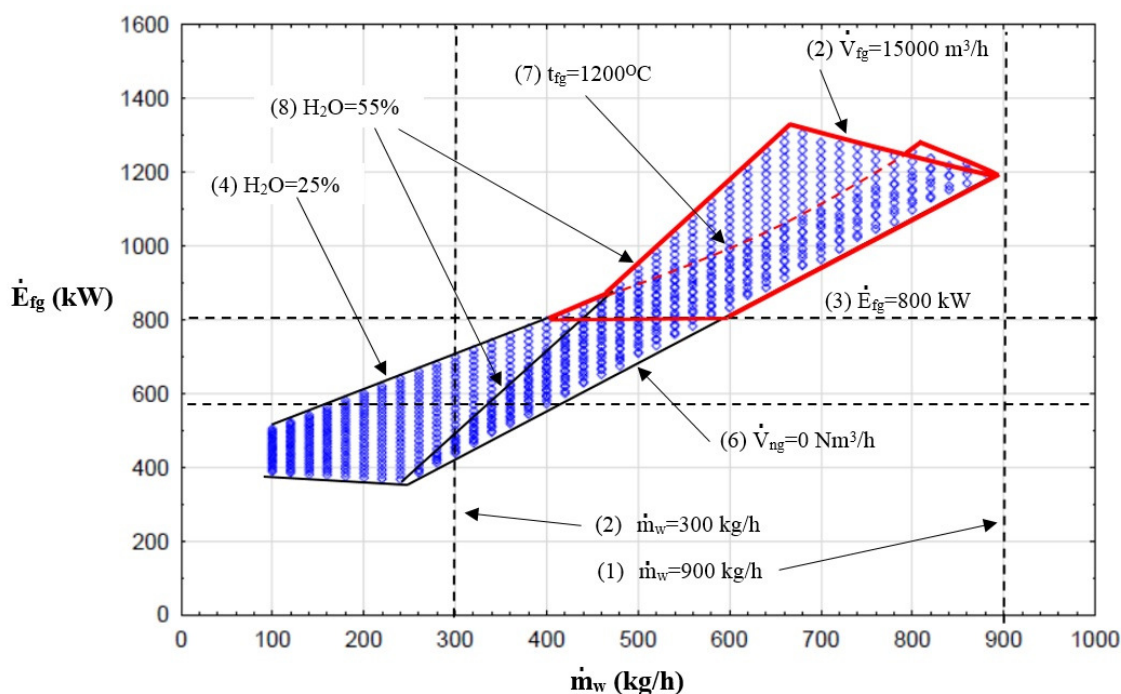
- w przestrzeni C potencjał energetyczny spalin nie może być wykorzystany ze względu na przekroczenie warunków brzegowych  $\dot{V}_{fg} \leq 15000 \text{ m}^3/\text{h}$  (2) i  $t_{fg} \leq 1200^\circ\text{C}$  (7).
- w miejscu C1 potencjał energetyczny spalin nie może być wykorzystany ze względu na przekroczenie wartości brzegowej temperatury spalin  $t_{fg}$  równej  $1200^\circ\text{C}$ . W tym zakresie możliwe jest kontynuowanie procesu spalania, ale należy się liczyć z przyspieszoną degradacją mechaniczną elementów konstrukcji spalarki. Prace remontowe komór spalania są uciążliwe i kosztowne.
- w obszarze C2 potencjał energetyczny spalin nie może być wykorzystany ze względu na przekroczenie warunków brzegowych  $\dot{V}_{fg} \leq 15000 \text{ m}^3/\text{h}$  (2) (czas przebywania spalin w komorze dopalania jest krótszy od 2 sekund).
- w strefach D1 i D2 warunki brzegowe spalania (prawne i eksploatacyjne) są zachowane, ale uzyskiwany strumień entalpii fizycznej spalin nie spełnia wymagań wydajnościowych użytkownika instalacji  $\dot{E}_{fg} = 800 \text{ kW}$ . W tym wypadku konieczne będzie uruchomienie dodatkowej wytwornicy pary.

### 5.3 Postać analityczna wyników badań modelowych

#### 5.3.1 Postać analityczna procesu - funkcja $\dot{E}_{fg} = f(\dot{m}_w)$

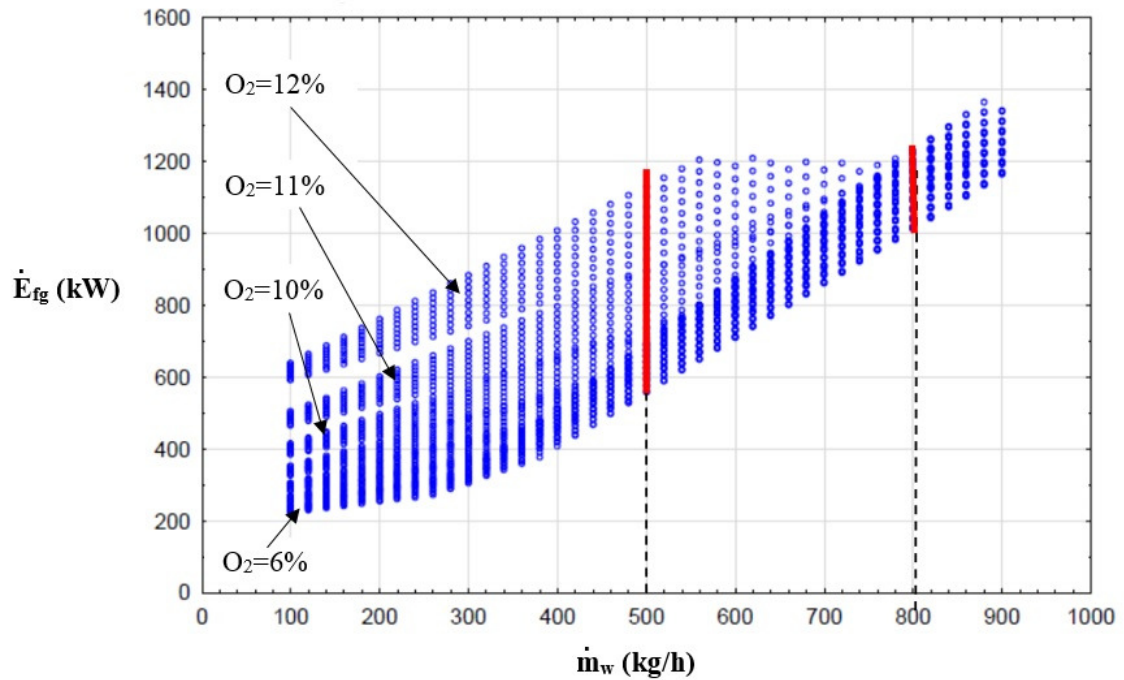
Omówiony powyżej rozkład badanego strumienia entalpii fizycznej spalin może być przedstawiony w postaci wykresu dwuosiowego rys. 27. Na osi  $x$  umieszczone są wartości strumienia masy ubocznych produktów pochodzenia zwierzęcego, natomiast na osi  $y$  wartości strumienia entalpii fizycznej spalin. Ujęcie analizowanego zagadnienia w ten sposób ma znaczenie praktyczne, gdyż w takiej postaci proces jest obserwowany przez operatorów. Na

bieżąco kontrolowany jest strumień masowy odpadów i monitorowane są odpowiadające im wartości strumienia entalpii fizycznej, temperatury i strumienia objętościowego spalin.



Rys 27. Rozkład strumienia entalpii fizycznej spalin przy zawartości  $O_2$  w spalinach 11% i stracie energii cieplnej do otoczenia 200 kW.

Zmienność strumienia entalpii fizycznej spalin pokazana na rys. 29 i występuje przy utrzymywaniu zadanej wartości nadmiaru tlenu w spalinach. W prezentowanym przypadku zawartość  $O_2$  wynosi 8% (zawartość wilgoci 30-45%). W praktyce istnieje duża trudność w utrzymaniu stałej procentowej wartości  $O_2$  w odprowadzanych gazach spalinowych. Zmienna intensywność procesu spalania niejednorodnych odpadów powoduje, że występują przypadki, gdy układ automatycznej kontroli stężenia tlenu nie jest w stanie zareagować wystarczająco szybko na zakłócenia i doprowadzić właściwą ilość powietrza do komór spalania i dopalania. W praktyce należy więc założyć zmienność tego parametru i analizować łącznie rozkłady, dla których zawartość  $O_2$  w uzyskiwanych w spalinach oscyluje w zakresie 6% - 12%. Zestawienie tych rozkładów na wspólnym wykresie pokazano na rys. 28.



Rys 28. Profile zmienności strumienia entalpii fizycznej spalin za komorą dopalania w funkcji strumienia masy ubocznych produktów pochodzenia zwierzęcego i zawartości O<sub>2</sub> w spalinach. (Zawartość wilgoci w odpadach 45-55%, strumień strat ciepła do otoczenia 200 kW)

W przypadku analizy zmienności  $\dot{E}_{fg}$  w funkcji tylko jednej zmiennej tj. strumienia masy odpadów ( dla  $\dot{m}_w \in \langle 500 \text{ kg/h}, 800 \text{ kg/h} \rangle$ , H<sub>2</sub>O  $\in \langle 45\%, 55\% \rangle$ , strata ciepła do otoczenia  $\dot{E}_s = 200 \text{ kW}$  oraz O<sub>2</sub>  $\in \langle 6\%, 12\% \rangle$ ) uzyskiwana jest funkcja w postaci:

$$\dot{E}_{fg} = -23,61 + 1,47 \cdot \dot{m}_w \quad (5.4)$$

Współczynnik determinacji R<sup>2</sup> tego modelu wynosi 0,683. Oznacza to, że 68,3% zmienności  $\dot{E}_{fg}$  można wyjaśnić zmiennością  $\dot{m}_w$ . Średni wzrost strumienia entalpii fizycznej spalin  $\dot{E}_{fg}$  spowodowany wzrostem strumienia odpadów  $\dot{m}_w$  o 1 kg/h wynosi 1,47 kW.

### 5.3.2 Postać analityczna procesu - funkcja $\dot{E}_{fg} = f(\dot{m}_w, H_2O, O_2)$

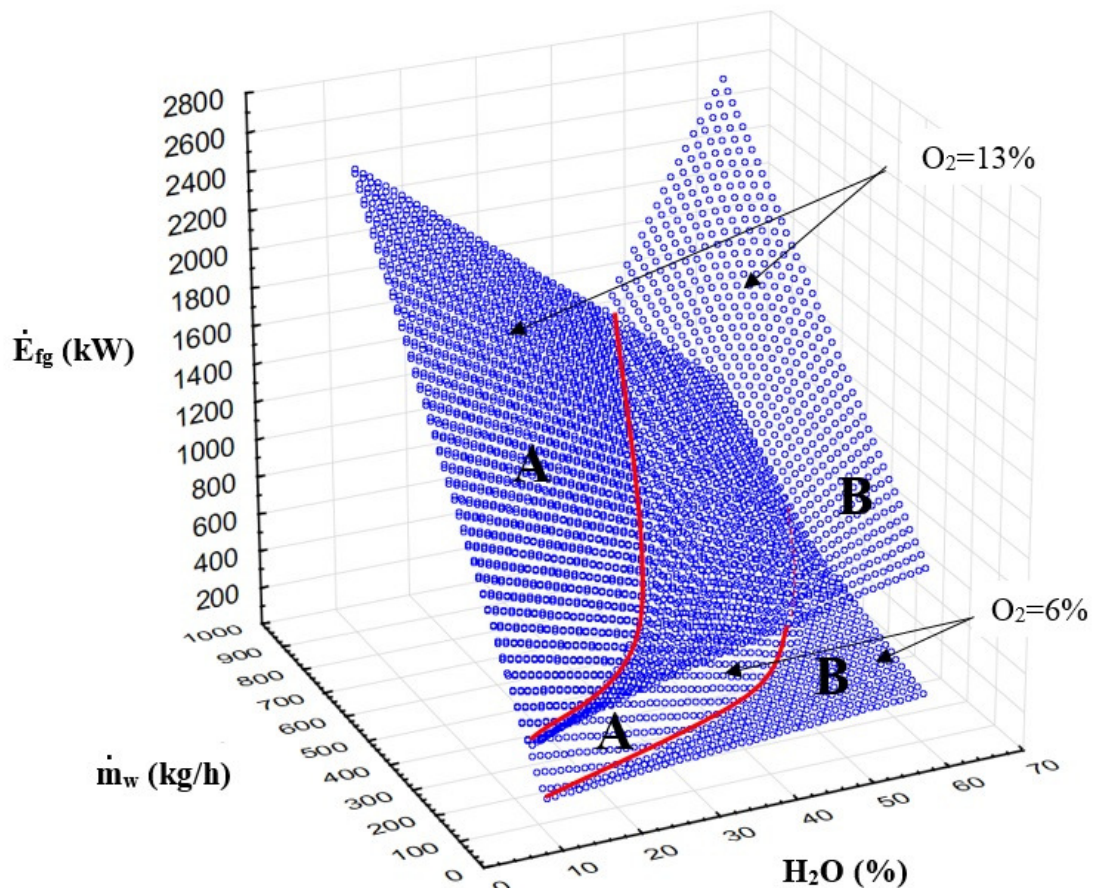
Funkcja (5.4) określa zależność strumienia entalpii fizycznej spalin tylko od jednej zmiennej, tj. od strumienia masy ubocznych produktów pochodzenia zwierzęcego  $\dot{m}_w$ . Na podstawie wykonanej analizy modelowej możliwe jest oszacowanie wpływu wszystkich analizowanych czynników czyli oprócz strumienia masy odpadów także zawartości wilgoci w odpadach oraz zawartości tlenu w spalinach.

Dla  $\dot{m}_w \in \langle 500 \text{ kg/h}, 800 \text{ kg/h} \rangle$ ,  $H_2O \in \langle 45\%, 55\% \rangle$ , strata cieplna  $\dot{E}_s = 200 \text{ kW}$  oraz zawartość  $O_2 \in \langle 6\%, 12\% \rangle$  strumień entalpii fizycznej spalin  $\dot{E}_{fg}$  z realizowanego w tych warunkach procesu spalania odpadów zwierzęcych (o założonym składzie elementarnym suchej masy) będzie opisany za pomocą funkcji regresji wielorakiej:

$$\dot{E}_{fg} = -20,84 + 1,47 \cdot \dot{m}_w - 7,22 \cdot H_2O + 40,70 \cdot O_2 \quad (5.5)$$

Współczynnik determinacji tego modelu  $R^2$  wynosi 0,839. Średni wzrost strumienia entalpii fizycznej spalin  $\dot{E}_{fg}$  spowodowany wzrostem strumienia odpadów  $\dot{m}_w$  o 1kg/h wynosi 1,47 kW. Średni spadek strumienia entalpii fizycznej spalin  $\dot{E}_{fg}$  związany ze wzrostem zawartości wilgoci (spadek wartości energetycznej odpadów i konieczność ogrzania  $H_2O$  do temperatury 850°C) w odpadach o 1% wynosi 7,22 kW. Średni wzrost strumienia entalpii fizycznej spalin  $\dot{E}_{fg}$  związany ze wzrostem zawartości tlenu w spalinach (konieczność ogrzania balastu  $O_2, N_2$  do temperatury 850°C) o 1% wynosi 40,72 kW.

Konieczność zachowania wymaganych warunków spalania, w tym wypadku utrzymywania temperatury w komorze dopalania  $t_{dch}$  nie mniejszej niż 850°C powoduje automatyczne uruchamianie spalania paliwa dodatkowego w przypadku podawania odpadów o małej wartości energetycznej [rys. 29](#).



Rys 29. Ilustracja przedziałów (segmentów) zmienności strumienia entalpii fizycznej spalin dla przykładowych zawartości  $O_2$  w spalinach wynoszących 6% i 13%.

Zakres (segment) bez zużycia paliwa dodatkowego zaznaczony jako **A** na wykresie został opisany wzorem (5.6). Zakres (segment) w którym doprowadzane jest paliwo dodatkowe zaznaczony jako **B** został opisany wzorem (5.7).

Dla segmentu **A**  $t_{dch} > 850^\circ\text{C}$  gdzie zużycie gazu  $\dot{V}_{ng} = 0$  funkcja ma postać:

$$\dot{E}_{fg} = 869,92 + 1,67 \cdot \dot{m}_w - 21,66 \cdot H_2O \quad (5.6)$$

Współczynnik determinacji tego modelu  $R^2$  wynosi 0,998. Średni wzrost strumienia entalpii fizycznej spalin  $\dot{E}_{fg}$  spowodowany wzrostem strumienia odpadów  $\dot{m}_w$  o 1kg/h wynosi 1,67 kW. Średni spadek strumienia entalpii fizycznej spalin  $\dot{E}_{fg}$  związany ze wzrostem zawartości wilgoci (spadek wartości energetycznej) w odpadach o 1% wynosi 21,48 kW.

Dla segmentu B  $t_{dch} = 850^{\circ}\text{C}$  gdzie zużycie  $\dot{V}_{ng} > 0$  funkcja ma postać:

$$\dot{E}_{fg} = -36123 + 0,92 \cdot \dot{m}_w + 33,16 \cdot H_2O + 209,72 \cdot O_2 \quad (5.7)$$

Współczynnik determinacji tego modelu  $R^2$  wynosi 0,988. W tym segmencie średni wzrost strumienia entalpii fizycznej spalin  $\dot{E}_{fg}$  spowodowany wzrostem strumienia odpadów  $\dot{m}_w$  o 1kg/h wynosi 0,92 kW, a entalpii fizycznej spalin  $\dot{E}_{fg}$  związany ze wzrostem zawartości wilgoci (konieczność doprowadzenie większej energii dodatkowej do odparowania  $\text{H}_2\text{O}$ ) w odpadach o 1% wynosi 33,16 kW. Średni wzrost strumienia entalpii fizycznej spalin  $\dot{E}_{fg}$  związany ze wzrostem zawartości tlenu w spalinach (konieczność ogrzania balastu  $\text{O}_2$ ,  $\text{N}_2$  do temperatury  $850^{\circ}\text{C}$ ) o 1% wynosi 209,72 kW.



## 6. Walidacja badań modelowych na podstawie danych empirycznych

### 6.1 Wybór reprezentatywnej próby badawczej ubocznych produktów pochodzenia zwierzęcego

Przedmiotem prowadzonej analizy modelowej było termiczne przekształcanie ubocznych produktów pochodzenia zwierzęcego pochodzących z badanego zakładu, przy którym uruchomiona jest spalarnia. Przeprowadzone badania laboratoryjne pozwoliły na określenie składu pierwiastkowego tego materiału. Poprodukcyjne pozostałości zwierzęce (kości wieprzowe) w przeliczeniu na suchą masę zawierały: węgla 32,4%, wodoru 4,5%, tlenu 15,2%, azotu 5,0%, siarki 0,13%, chloru 0,07% i związków nieorganicznych 42,7%. Zawartość wilgoci wynosi średnio 50%. Wartość opałowa suchej masy odpadów wynosiła 11,2 MJ/kg.



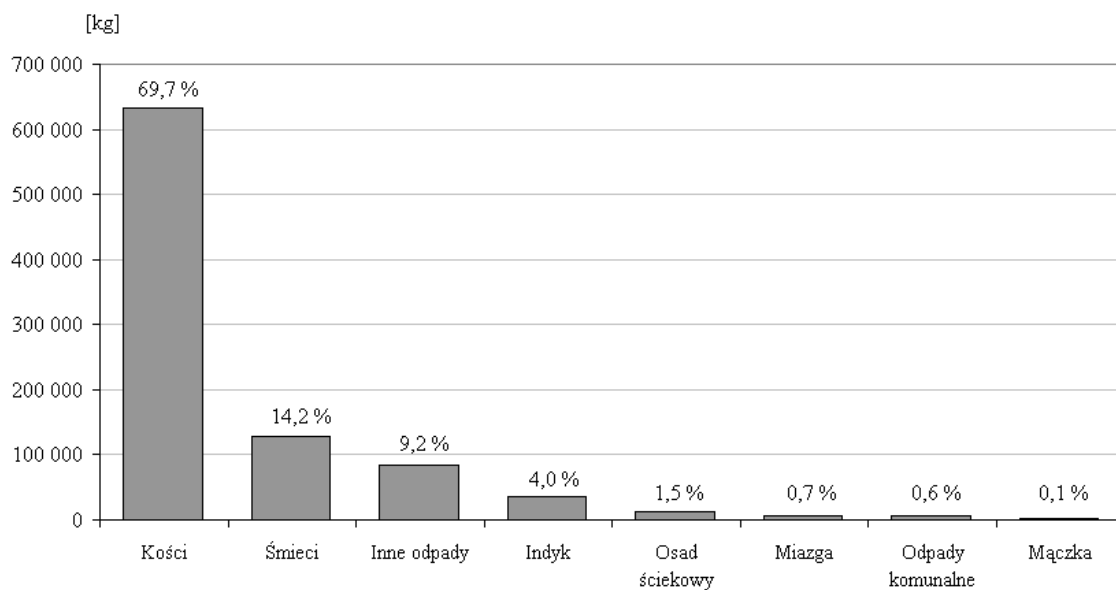
Fot. 3. Typowy wsad ubocznych produktów pochodzenia zwierzęcego.



Badania zostały wykonane przez laboratorium chemiczne w oparciu o normy:

- oznaczanie wilgotności całkowitej, całkowitej zawartości popiołu, części lotnych, części stałych oraz węgla związanego metodą termogravimetryczną TGA Thermostep firmy Eltra (ASTM D-5142, D-3173, D-3174, D-3175 oraz z PN-G-04560: 1998, PN-ISO 562)
- określenie wartości opałowej górnej (ciepła spalania) w kalorymtrze C-2000 firmy IKA Werke i obliczanie wartości opałowej dolnej (PN-81/G-04513),
- zbadanie składu elementarnego:
  - całkowitej zawartości węgla, wodoru, siarki za pomocą automatycznego analizatora CHS 500 firmy Ultra (PN/G-04521, PN/G-ISO 35).
  - całkowitej zawartości azotu metodą Kjeldahla, aparaturą firmy Buchi (PN-A-04018:1975/Az3:2002 z modyfikacją Zinneke),
  - całkowitej zawartości chloru metodą Mohra z zastosowaniem mieszaniny Eschki (PN-ISO 587).

Na rys. 30 jest przedstawiony rozkład Pareto ubocznych produktów pochodzenia zwierzęcego z badanego obiektu. Były one wprowadzane do spalania w transzach wynoszących ok. 350 kg ze średnią częstotliwością 2 wsadów na godzinę.



Rys 30. Wykres Pareto rodzajów odpadów w badanym okresie.

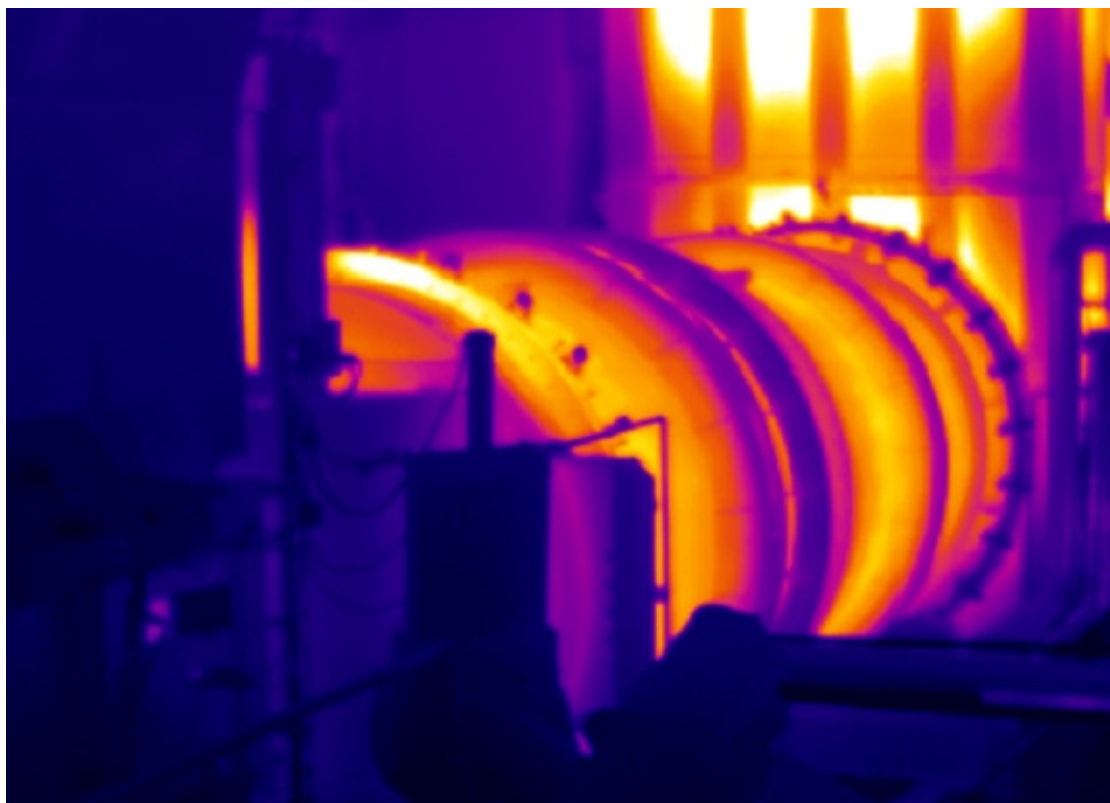
W celu wyselekcjonowania właściwej próby badawczej zarejestrowane załadunki zostały podzielone na okresy 12 godzinne i dla każdego z nich wyliczono udział procentowy odpadów typu kości wieprzowe. Ograniczenie rzeczywistego odchylenia składu elementarnego od zakładanego w obliczeniach zostało uzyskane przez uwzględnienie tylko okresów, w których udział ten był większy lub równy 85% .

## 6.2 Określenie całkowitej straty energii

Na podstawie wzorów (3.73-3.77) zostały obliczone straty energii w wyniku promieniowania i konwekcji oraz straty gorącego popiołu. Wymiary i zastosowane materiały konstrukcyjne dla komory spalania i dopalania zostały pokazane w tabelach nr 3 i nr 5, zaś wyniki obliczeń podają tabele 5 i 6. Na fot. 3 pokazany jest rozkład temperatur na powierzchni komory spalania i dopalania uzyskany za pomocą kamery termograficznej.

Tab. 3 Wymiary i zastosowane materiały konstrukcyjne – obrotowa komora spalania

Rodzaj materiału	Grubość ścianki (m)	Współczynnik przewodności (W/mK)	Średnice zewnętrzne (m)	Średnice średnie (m)
Średnica wewnętrzna			1,70	
Warstwa ogniotrwała – Sillmax KA	0,200	2,070	2,10	1,89
Beton izolacyjny – Litewate MWHT	0,050	0,570	2,20	2,15
Płyta izolacyjna – Promasil 1100S	0,050	0,094	2,30	2,25
Płaszcz stalowy – P265GH	0,010	56,700	2,32	2,31
Średnica zewnętrzna (m)	1,70			
Średnica zewnętrzna (m)	2,30			
Długość komory spalania (m)	6,80			
Powierzchnia zewnętrzna (m <sup>2</sup> )	49,11			



Fot. 4. Obraz rozkładu temperatur na zewnętrznej powierzchni izolacji zarejestrowany za pomocą kamery termowizyjnej

Tab. 4 Strumień strat ciepła do otoczenia – obrotowa komora spalania

Temperatura powierzchni spalarki	$t_p$	°C	111,5
Temperatura otoczenia	$t_o$	°C	25
Współczynnik przejmowania ciepła	$\alpha_{rk}$	W/(m <sup>2</sup> *K)	12,1
Powierzchnia komory spalania	A	m <sup>2</sup>	49,11
Strata ciepła przez konwekcję	$E_{es-k}$	kW	51,4

Tab. 5 Wymiary i zastosowane materiały konstrukcyjne – obrotowa komora spalania

Rodzaj materiału	Grubość ścianki (m)	Współczynnik przewodności (W/mK)
Warstwa ogniotrwała – cegła Sillmax KA	0,114	2,110
Cegła izolacyjna – Promaton 26	0,064	0,325
Płyta izolacyjna – Promasil 1100S	0,075	0,103
Płyta izolacyjna – Promlight 1000	0,010	0,026
Płaszcz stalowy – P265GH	0,010	56,700

Tab. 6 Strumień strat ciepła do otoczenia – obrotowa komora dopalania

Powierzchnia spalarki	A	m <sup>2</sup>	86,9
Wysokość ściany	H	m	7,5
stała Stefana-Boltzmna	c <sub>0</sub>	W/(m <sup>2</sup> *K)	5,67
Współczynnik emisyjności	ε	-	0,8
Współczynnik przejmowania ciepła	α <sub>rk</sub>	-	0,8
Temperatura powierzchni zewnętrznych spalarki	T <sub>1</sub>	K	87,8
Temperatura otoczenia	T <sub>2</sub>	K	25
Strata ciepła przez promieniowanie	E <sub>es-r</sub>	kW	51,8

Tab. 7 Strata ciepła gorącego popiołu

Strumień masy odpadów	m <sub>ash</sub>	kg/h	70
Ciepło właściwe hydroksyapatytu dla 850°C	c <sub>ash</sub>	kJ/(kg*K)	1,1
Zmiana temperatury hydroksyapatytu	Δt	K	825
Strata gorącego popiołu	E <sub>es-ash</sub>	kW	17,64

Całkowity strumień strat wynosił: 120,8 kW.



Fot. 5. Pozostałość stała uzyskiwana w wyniku spalania ubocznych produktów pochodzenia zwierzęcego.

### 6.3 Układ pomiarowy i analiza niepewności pomiarowych

Zastosowany układ pomiarowy obejmuje :

A. Układ pomiarowy parametrów pracy układu termicznego przekształcania, na który składają się:

- strumień masy odpadów (pomiar masy wsadów za pomocą wagi elektronicznej i rejestracja w bazie danych),
- strumień popiołu (pomiar odprowadzonego materiału za pomocą wagi elektronicznej i rejestracja w bazie danych),
- temperatura spalin za komorą dopalania i rejestracja za pomocą systemu archiwizacji danych procesowych,
- temperatura powierzchni zewnętrznych spalarki za pomocą termometru i jej rejestracja w bazie danych,
- temperaturę otoczenia i jej rejestrację w bazie danych

B. Skład segmentu ciągłego monitoringu spalin obejmuje następujące układy:

- poboru i transportu próbki gazowej,
- analizatorów pomiarowych CO<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>O, O<sub>2</sub>, SO<sub>2</sub>
- pomiaru parametrów referencyjnych (ciśnienia statycznego, temperatury, prędkości spalin),
- koncentratora danych pomiarowych
- komputer emisyjny wykonujący akwizycję, przetwarzanie i archiwizację danych

Niepewność pomiaru jest parametrem określającym rozrzut wartości, które można przypisać wielkości mierzonej. Niepewność standardowa jest określana za pomocą odchylenia standardowego, a złożona dotyczy pomiarów uzyskiwanych na podstawie pewnej liczby parametrów obarczonych własną niepewnością pomiaru. Ma tu zastosowanie prawo propagacji

niepewności. W pracy obliczana jest niepewność typu B, której wartość jest ściśle związana z rozkładem prawdopodobieństwa, jaki opisuje rozkład zmiennej. W przypadku rozkładu jednostajnego obliczenia wykonuje się przy pomocy wzoru (6.1). Niepewność złożoną modelu matematycznego  $y = f(x_1, x_2, \dots, x_n)$  oblicza się przy użyciu wzoru (6.2).

$$u_{(x_i)} = a_i / \sqrt{3} \quad (6.1)$$

$$u_{(y)}^2 = \sum_{i=1}^n \left( \frac{\partial f}{\partial x_i} \right)^2 u_{(x_i)}^2 \quad (6.2)$$

gdzie:

- $u_{(x_i)}$  – niepewność standardowa i-tego pomiaru,
- $a_i$  – maksymalny błąd i-tego pomiaru,
- $u_{(y)}$  – złożona standardowa niepewność modelu matematycznego  
 $y = f(x_1, x_2, \dots, x_n)$ .

Zestawienie wykorzystywanej w badaniach aparatury badawczej i jej parametrów metrologicznych oraz wartości niepewności pomiarowej przedstawiono w [tab.6](#).

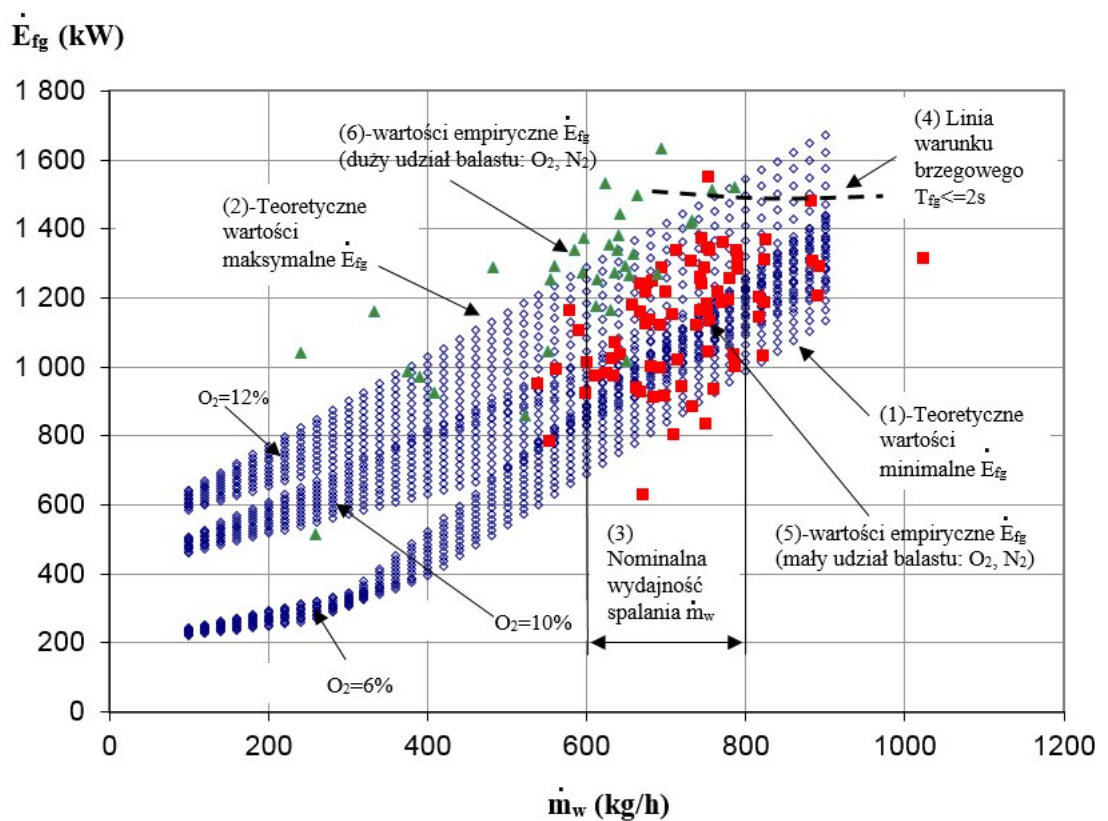
Tab. 8 Wielkości mierzone

Mierzony parametr	Wartość średnia	Błąd pomiaru $\pm a$	Niepewność pomiaru
Masowy strumień odpadów	701,2 kg/h	$\pm 0,5$ kg/h	0,29 kg/h
Masowy strumień popiołu	70,0 kg/h	$\pm 0,5$ kg/h	0,29 kg/h
Objętościowy strumień spalin	1872,8 m <sup>3</sup> <sub>u</sub> /h	$\pm 10$ m <sup>3</sup> <sub>u</sub> /h	5,77 m <sup>3</sup> <sub>u</sub> /h
Temperatura spalin w kominie	180,4 °C	$\pm 5,0$ °C	2,89 °C
Ciśnienie spalin w kominie	990,9 hPa	$\pm 4,0$ hPa	2,31 hPa
Zawartość H <sub>2</sub> O spalin w kominie	15,1 %	$\pm 0,3$ %	0,17 %
Zawartość O <sub>2</sub> w spalinach w kominie	10,5 %	$\pm 0,25$ %	0,14 %
Zawartość CO <sub>2</sub> w spalinach w kominie	7,7 %	$\pm 0,3$ %	0,17 %
Temperatura spalin w komorze dopalania	913,5 °C	$\pm 5,0$ °C	2,89 °C
Temperatura powierzchni zewnętrznych	102 °C	$\pm 0,25$ °C	0,14 °C
Temperatura otoczenia	25 °C	$\pm 0,1$ °C	0,06 °C



## 6.4 Porównanie danych empirycznych z parametrami teoretycznymi

Obliczenia teoretyczne strumienia entalpii fizycznej spalin pozwoliły na określenie przewidywanego zakresu zmienności strumienia entalpii fizycznej  $\dot{E}_{fg}$  dla zakładanej nominalnej wydajności spalania ubocznych produktów pochodzenia zwierzecego  $\dot{m}_w$  (600-800 kg/h) w badanej instalacji. W analizie przyjęto, że zawartość wilgoci będzie się zawierała w przedziale:  $H_2O \in \langle 45\%, 55\% \rangle$ .



Rys 31. Porównanie teoretycznego rozkładu strumienia entalpii fizycznej spalin z danymi empirycznymi.

Założono, że sterowanie procesem będzie umożliwiało uzyskiwanie zawartości tlenu resztowego w spalinach z zakresie  $O_2 \in \langle 6\%, 12\% \rangle$ . Całkowita strata do otoczenia  $\dot{E}_{es}$  badanej instalacji przy utrzymywaniu nominalnych parametrów spalania (temperatury, wydajności spalania) została określona na poziomie 120,8 kW. Wyniki obliczeń na podstawie modelu

zostały przedstawione na wykresie [rys. 31](#) (dla skrajnych wartości  $O_2$  tj. 6% i 12% oraz wartości pośredniej 10%).

Na wykresie wartości  $\dot{E}_{fg}$  uzyskanych teoretycznie zaznaczono linię wartości minimalnych (1). Została także pokazana linia maksymalnych wartości  $\dot{E}_{fg}$  (2) występująca przy założonej wilgotności odpadów  $H_2O \in \langle 45\%, 55\% \rangle$ . Wskazany jest także nominalny zakres wydajności spalania (3). Pokazana jest również linia warunku brzegowego procesu spalania, tj. wymaganego czasu przetrzymania spalin w komorze dopalania w temperaturze nie mniejszej niż  $850^\circ C$  (4). Dane empiryczne zostały pozyskane w wyniku badań instalacji termicznego przekształcania odpadów uruchomionej przy zakładzie przetwórstwa mięsnego. Okres badań wynosił 3 miesiące. Zarejestrowane zostały parametry wejściowe i wyjściowe procesu spalania, które pozwoliły na obliczenie rzeczywistych wartości  $\dot{E}_{fg}$  dla przedziałów 12-godzinnych. Dla celów analizy zostały wyselekcjonowane okresy, w których ilość poprodukcyjnych pozostałości zwierzęcych (kości wieprzowych) wynosiła minimum 85% w całym wolumenie przetwarzanych odpadów. Empiryczne wartości  $\dot{E}_{fg}$  (5), (6) zostały naniesione na wykres rozkładu obliczonego teoretycznie. Dodatkowo, w celu zobrazowania charakteru oddziaływania nadmiaru powietrza na wartość potencjału energetycznego (konieczność podniesienia temperatury balastu tj. azotu i tlenu resztowego z powietrza do temperatury  $850^\circ C$ ) podzielono dane ze względu na zawartość balastu w spalinach.

Wykonane porównanie danych empirycznych z wartościami określonymi na drodze obliczeń modelowych wskazuje na dużą ich zgodność. W nominalnym zakresie wydajności spalania badanej instalacji określono linię wartości minimalnych i maksymalnych  $\dot{E}_{fg}$  (przewidywany rozrzut analizowanego parametru). Uzyskane empirycznie dane mieszczą się w rozrzucie tego parametru prognozowanego przez model teoretyczny. Obserwowane odchylenia mogą wynikać z faktu, że rzeczywiste wsady zawierają także inne rodzaje odpadów niż tylko zwierzęce.



Badanie wykazało, że potencjał energetyczny spalin (strumień entalpii fizycznej)  $\dot{E}_{fg}$  występujący w procesie termicznego przekształcania ubocznych produktów pochodzenia zwierzęcego charakteryzuje się względnie dużym rozrzutem. Przyczyną tego jest oddziaływanie istotnych czynników procesowych, takich jak zawartość wilgoci w odpadach oraz trudność w utrzymaniu stabilnej wartości nadmiaru powietrza przy spalaniu niejednorodnego materiału, jakim są uboczne produkty pochodzenia zwierzęcego.

## 7. Podsumowanie i wnioski

Podstawową metodą unieszkodliwienia ubocznych produktów pochodzenia zwierzęcego jest ich spalanie. Proces ten jest realizowany w celu usunięcia materiału stanowiącego zagrożenie sanitarne. Przepisy prawne Unii Europejskiej dotyczące sposobu postępowania z ubocznymi produktami pochodzenia zwierzęcego [35] specyfikują parametry prawidłowego przekształcania odpadów metodą termiczną. Uwzględnione są podstawowe czynniki wpływające na jakość tego procesu: temperatura, turbulencja i czas przetrzymania spalin we właściwej temperaturze ( $t_{dch} \geq 850^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{dch} \geq 2\text{s}$ ,  $\text{O}_2 > 6\%$ ). Utrzymanie tych parametrów gwarantuje skuteczne unieszkodliwienie ubocznych produktów pochodzenia zwierzęcego i brak negatywnych oddziaływań na środowisko naturalne. Podstawowym, pierwszorzędym zadaniem instalacji spalania odpadów jest realizacja tego procesu zgodnie z powyższymi warunkami.

Korzystnym efektem ubocznym unieszkodliwiania ubocznych produktów pochodzenia zwierzęcego przez spalanie jest przekształcanie energii chemicznej odpadów w energię ciepłą spalin. Ze względu na znaczny jej wolumen powszechnie stosowane są układy odzysku (np. do wytwarzania pary technologicznej).

Optymalne prowadzenie procesu odzysku energii napotyka szereg utrudnień, które wynikają z dużego losowego rozrzutu parametrów charakteryzujących poddawane przekształceniu uboczne produkty pochodzenia zwierzęcego oraz występowania ograniczeń dla zmiennych procesowych (warunki prawne, wydajnościowe oraz konstrukcyjno-eksploatacyjne).

W zaprezentowanej pracy wykonano analizę procesu termicznego przekształcania ubocznych produktów pochodzenia zwierzęcego zorientowaną na predykcję zakresu zmienności strumienia entalpii fizycznej uzyskiwanych spalin w projektowanych warunkach

pracy. Zmiennymi wejściowymi były parametry doprowadzanych odpadów (wilgotność, strumień masy odpadów) oraz parametry związane z instalacją spalania (utrzymywany nadmiar tlenu, strata ciepła do otoczenia). Podstawową zmienną wyjściową był potencjał energetyczny spalin reprezentowany przez strumień entalpii fizycznej. Analizowane były także dodatkowe zmienne wyjściowe (temperatura spalin, rzeczywisty objętościowy strumień spalin), które stanowiły warunki brzegowe dla procesu. Wykonana walidacja wykazała zgodność między parametrami strumienia entalpii fizycznej spalin uzyskanymi w wyniku obliczeń teoretycznych i danymi empirycznymi zarejestrowanymi na pracującej instalacji.

Przeprowadzona na etapie wstępnym (przed przeprowadzeniem obliczeń teoretycznych) analiza danych empirycznych nie pozwalała na określenie wyraźnych związków przyczynowo-skutkowych pomiędzy kluczowymi parametrami procesu a strumieniem entalpii fizycznej spalin. W tym wypadku metoda analizy teoretycznej i określenie oczekiwanej siły oddziaływania poszczególnych zmiennych wejściowych na główną zmienną wyjściową okazała się dobrym narzędziem do rozpoznania zależności pomiędzy parametrami złożonego procesu spalania ubocznych produktów pochodzenia zwierzęcego pochodzenia zwierzęcego.

## Literatura

- [1] Bujak J, Odzysk ciepła w procesie termicznej utylizacji odpadów medycznych, Prace Naukowe Instytutu Inżynierii Ochrony Środowiska Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2010.
- [2] Skoulou V, Zabaniotou A. Investigation of agricultural and animal wastes in Greece and their allocation to potential application for energy production. *Renewable & Sustainable Energy Reviews* 2007;11:1698–719.
- [3] Bujak J. Experimental study of the energy efficiency of an incinerator for medical waste. *Applied Energy* 2009;86:2386–93.
- [4] Consonni S, Giugliano M, Grosso M. Alternative strategies for energy recovery from municipal solid waste: Part A: mass and energy balances. *Waste Management* 2005;25:123-135.
- [5] Vamvuka D, Trikouvertis M, Pentari D, Alevizos G. Integrated waste management as a mean to promote renewable energy. *Renewable Energy* 2014;72:336-343.
- [6] Reijnders L, Huijbregts MAJ. Life cycle emissions of greenhouse gases associated with burning animal wastes in countries of the European Union. *Journal of Cleaner Production* 2005;13:51-56.
- [7] European Union. Directive 2001/77/EC on the promotion of electricity produced from renewable energy sources in the internal electricity market. Brussels, 21 September 2001.
- [8] McKendry PM. Energy production from biomass. *Bioresource Technology* 2002;83:47–54.
- [9] Cascarosa E, Gea G, Arauzo J. Thermochemical processing of meat and bone meal: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2012;16:942-957.
- [10] Lynch D, et al. Utilisation of poultry litter as an energy feedstock. *Biomass & Bioenergy* 2013;49:197-204.

- [11] Poskrobko S. Identification and stabilization of combusting animal waste with active participation of bone material – Emission of SO<sub>2</sub> and HCl. *Fuel Processing Technology* 2013;113:20-27.
- [12] Ben Hassen-Trabelsi A, Kraiem T, Naoui S, Belayouni. Pyrolysis of waste animal fats in a fixed-bed reactor: Production and characterization of bio-oil and bio-char. *Waste Management* 2013;34:210-218.
- [13] Staroń P, Kowalski Z, Krupa-Zuczek K, Wzorek Z. Thermal utilization of mixtures of bone waste. *Polish Journal of Chemical Technology* 2010;12:26-30.
- [14] Beck J, Brandenstein J, Unterberger S, Hein KRG. Effects of sewage sludge and meat and bone meal co-combustion on SCR catalysts. *Applied Catalysis B: Environmental* 2004;49:15–25.
- [15] Cummins E, McDonnell KP, Ward SM. Dispersion modeling and measurement of emissions from the co-combustion of meat and bone meal with peat in a fluidised bed. *Bioresource Technology* 2006;97:903–13.
- [16] Fryda L, Panopoulos K, Vourliotis P, Kakaras E, Pavlidou E. Meat and bone meal as secondary fuel in fluidized bed combustion. *Proceedings of the Combustion Institute* 2007;31:2829–37.
- [17] Fryda L, Panopoulos K, Vourliotis P, Pavlidou E, Kakaras E. Experimental investigation of fluidised bed co-combustion of meat and bone meal with coals and olive bagasse. *Fuel* 2006;85:1685–99.
- [18] Gulyurtlu I, Boavida D, Abelha P, Lopes MH, Cabrita I. Co-combustion of coal and meat and bone meal. *Fuel* 2005;84:2137–48.
- [19] Senneca O. Characterisation of meat and bone mill for coal co-firing. *Fuel* 2008;87:3262–70.

- [20] Miller BG, Falcone Miller S, Fedorowicz EM, Harlan DW, Detwiler LA, Rossman ML. Pilot-scale fluidized-bed combustor testing co-firing animal-tissue biomass with coal as a carcass disposal option. *Energy & Fuels* 2006;20:1828–35.
- [21] Heikkinen JM, Venneker BCH, di Niola G, de Jong W, Spliethoff H. CFD simulation and experimental validation of co-combustion of chicken litter and MBM with pulverized coal in a flow reactor. *Fuel Processing Technology* 2008;89:874–89.
- [22] McDonnell K, Cummins E, Fagan CC, Orjala M. Co-fuelling of peat with meat and bone meal in a pilot scale bubbling bed reactor. *Energies* 2010;3:1369–82.
- [23] Coutand M, Cyr M, Deydier E, Guilet R, Clastres P. Characteristics of industrial and laboratory meat and bone ashes and their potential applications. *Journal of Hazardous Materials* 2008;150:522–32.
- [24] Cummins E, McDonnell KP, Ward SM. Dispersion modeling and measurement of emissions from the co-combustion of meat and bone meal with peat in a fluidised bed. *Bioresource Technology* 2006;97:903–13.
- [25] Chaala A, Roy C. Recycling of meat and bone meal animal feed by vacuum pyrolysis. *Environmental Science & Technology* 2003;37:4517–22.
- [26] Conesa JA, Fullana A, Font R. Thermal decomposition of meat and bone meal. *Journal of Analytical and Applied Pyrolysis* 2003;70:619–30.
- [27] Ayllon M, Gea G, Murillo MB, Sanchez JL, Arauzo J. Kinetic study of meat and bone meal pyrolysis: an evaluation and comparison of different possible kinetic models. *Journal of Analytical Applied Pyrolysis* 2005;74:445–53.
- [28] Conesa JA, Fullana A, Font R. Dioxin production during the thermal treatment of meat and bone meal residues. *Chemosphere* 2005;59:85–90.
- [29] Skodras G, Grammelis P, Basinas P. Pyrolysis and combustion behavior of coal-MBM blends. *Bioresource Technology* 2007;98:1–8.

[30] Skodras G, Grammelis P, Basinas P, Kaldis S, Kakaras E, Sakellariopoulos GP. A kinetic study on the devolatilisation of animal derived byproducts. *Fuel Processing Technology* 2007;88:787–94.

[31] Sanchez M.E, Otero M, Gómez X, Morán A. Thermogravimetric kinetic analysis of the combustion of biowastes. *Renewable Energy*, Volume 34, Issue 6, June 2009, Pages 1622-1627.

[32] Fedorowicz E, Miller SF, Miller BG. Biomass gasification as a means of carcass and specified risk materials disposal and energy production in the beef rendering and meatpacking industries. *Energy & Fuels* 2007;21:3225–32.

[33] Ayllon M, Aznar M, Sanchez JL, Gea G, Arauzo J. Influence of temperature and heating rate on the fixed bed pyrolysis of meat and bone meal. *Chemical Engineering Journal* 2006;121:85–96.

[34] Sobczak A., Błyszczek E., Kierunki zagospodarowania produktów ubocznych przemysłu mięsnego.

[35] ROZPORZĄDZENIE PARLAMENTU EUROPEJSKIEGO I RADY (WE) nr 1069/2009 z dnia 21 października 2009 r. określające przepisy sanitarne dotyczące produktów ubocznych pochodzenia zwierzęcego, nieprzeznaczonych do spożycia przez ludzi, i uchylające rozporządzenie (WE) nr 1774/2002 (rozporządzenie o produktach ubocznych pochodzenia zwierzęcego)

[36] COMMISSION REGULATION (EU) No. 142/2011 implementing Regulation (EC) No. 1069/2009 of the European Parliament and of the Council laying down health rules as regards animal by-products and derived products not intended for human consumption and implementing Council Directive 97/78/EC as regards certain samples and items exempt from veterinary checks at the border under that Directive

[37] Pudlik W, *Termodynamika*, Politechnika Gdańska, Gdańsk 2011.

- [38] Staroń A., Kowalski Z., Banach M., Wzorek Z., Sposoby termicznej utylizacji odpadów z przemysłu mięsnego.
- [39] Kowalski Z., Wzorek Z., Cholewa J., Balisz J., Koncepcja technologiczno-aparaturowa instalacji do wytwarzania ekologicznych nawozów fosforowych na bazie popiołów otrzymanych w wyniku spopielenia ubocznych produktów z przemysłu mięsnego w zakładach Unimięś w Chrzanowie.
- [40] Krupa-Żuczek K, Kowalski Z, Wzorek Z. Manufacturing of monocalcium phosphate from meat bone meal. *Przemysł Chemiczny* 2010;89:438-39.
- [41] Kowalski Z, Wzorek Z, Krupa-Żuczek K, Konopka M, Sobczak A. The possibilities of obtaining hydroxyapatite from meat industry. *Molecular Crystals and Liquid Crystals* 2008;486:282-290.
- [42] Kantorowicz, Z. (1959) *Maszyny Przemysłu Chemicznego*, PWT, Warszawa.
- [43] Recknagel H., Springer E., Hofmann W., Schramek R., (1994) *Poradnik ogrzewnictwa i klimatyzacji Przemysłu Chemicznego*, EWFE-Wydanie 1, Gdańsk.
- [44] Werszko D. (2003) *Wybrane zagadnienia z techniki cieplnej*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław.
- [45] Rozporządzenie Ministra Ochrony Środowiska z dnia 22 kwietnia 2011 r. w sprawie standardów emisyjnych z instalacji. *Dz.U.* 2011 nr95 poz.558
- [46] Wielgosiński G., *Pollutant Formation in Combustion Processes*, Technical University of Lodz, Faculty of Process and Environmental Engineering, Poland
- [47] Seeker, R. (2001) *Current understanding of dioxin/furan formation and control*.