Politechnika Krakowska im. Tadeusza Kościuszki
Wydział Inżynierii Środowiska i Energetyki

Rozprawa doktorska

Badania i modelowanie pracy kotła wielopaliwowego opalanego biomasą w postaci peletu drzewnego

Mgr inż. Grzegorz Ojczyk

Promotor: Prof. dr hab. inż. Wiesław Zima

Kraków, 2023

1. WSTĘP 4
2. ANALIZA DOTYCHCZASOWEGO STANU ZAGADNIENIA 5
2.1. DANE STATYSTYCZNE NA TEMAT KOTŁÓW STAŁOPALNYCH WIELOPALIWOWYCH 6
2.2. STAN BADAŃ 8
2.3. STAN PRAWNY W ZAKRESIE KOTŁÓW NA BIOPALIWA STAŁE 12
2.4. DEFINICJA KOTŁA I NORMY PRZEDMIOTOWE 16
2.5. STAN, PREFERENCJE UŻYTKOWNIKÓW I PRZEWIDYWANE KIERUNKI ROZWOJU KOTŁÓW NA PALIWA STAŁE 19
3. CEL PRACY ORAZ TEZA 25
4. PALIWA STAŁE 26
4.1 WĘGIEL KAMIENNY 26
4.1.1. ANALIZA ELEMENTARNA 26
4.1.2. ANALIZA TECHNICZNA 27
4.1.3. POPIÓŁ 28
4.1.4. WŁAŚCIWOŚCI KOKSOWNICZE I ZJAWISKA PODCZAS OGRZEWANIA WĘGLA BEZ DOSTĘPU POWIETRZA 29
4.1.5. PRZEMIANY PODCZAS SPALANIA WĘGLA 34
4.1.6. GATUNKI I RODZAJE WĘGLA KAMIENNEGO 39
4.2 DREWNO 41
4.2.1 ANALIZA ELEMENTARNA 43
4.2.2 ANALIZA TECHNICZNA 46
4.2.3 PROCESY TERMICZNEGO PRZETWARZANIA DREWNA BEZ DOSTĘPU POWIETRZA 49
4.2.4 PROCESY TERMICZNE Z DOSTĘPEM POWIETRZA - SPALANIE 53
4.2.5 PELET DRZEWNY 57
4.3 PORÓWNANIE EKOGROSZKU I PELETU DRZEWNEGO 60
4.3.1 WSPÓLNE CECHY OBU PALIW 60
4.3.2 RÓŻNICE POMIĘDZY PALIWAMI POD WZGLĘDEM ENERGETYCZNYM 61
4.3.3 WPŁYW PARAMETRÓW PALIWA NA PRACĘ KOTŁA WIELOPALIWOWEGO 65
5. TECHNIKI SPALANIA W KOTŁACH STAŁOPALNYCH 70
5.1. TECHNIKI SPALANIA W KOTŁACH MAŁEJ MOCY 71
5.2. SPALANIE W KOTŁACH ZE WSPÓŁPRĄDOWĄ TECHNIKĄ SPALANIA (W ZŁOŻU STAŁYM) 75
5.3. PROCES SPALANIA W KOTLE GÓRNEGO SPALANIA 79
5.4. PRZEMIANY CHEMICZNE PODCZAS SPALANIA W ZŁOŻU PRZY SPALANIU WSPÓŁPRĄDOWYM 84
6. ROZWIĄZANIA KONSTRUKCYJNE PALNIKÓW KOTŁÓW STAŁOPALNYCH MAŁEJ MOCY Z AUTOMATYCZNYM PODAWANIEM PALIWA 88
6.1. KOTŁY I PALNIKI KOTŁÓW JEDNOPALIWOWYCH NA PELETY 88
6.1.1 PALNIK Z RUCHOMYM RUSZTEM 89
6.1.2 PALNIK RETORTOWY 91
6.2. PALNIK RETORTOWY KOTŁA WIELOPALIWOWEGO 93
6.2.1 PRACA PALNIKA RETORTOWEGO WIELOPALIOWEGO PIERWSZEJ GENERACJI 93
6.2.2 PALNIK DO SPALANIA WĘGLI SPIEKAJĄCYCH SIĘ ORAZ PALIW DROBNOZIARNISTYCH 99

6.2.3 PALNIK W KOTLE NA STANOWISKU BADAWCZYM 101
6.2.4 PALNIKI RETORTOWE Z RUCHOMYM PALENISKIEM 104
7. PROBLEMY EKSPLOATACYJNE PODCZAS SPALANIA PELETU W KOTŁACH JEDNOPALIWOWYCH 108
8. OBLICZENIA CIEPLNE KOMORY PALENISKOWEJ KOTŁA 110
9. STANOWISKO BADAWCZE 115
9.1. SKRÓCONY OPIS STANOWISKA 115
9.2. CHARAKTERYSTYKA KOTŁÓW 117
9.3. WIELKOŚCI MIERZONE NA STANOWISKU 118
9.4. OPIS PRACY KOTŁA PELLETSTAR 10 119
9.5. SYSTEM AKWIZYCJI DANYCH 119
10. BADANIA EKSPERYMENTALNE I WSTĘPNA ANALIZA WYNIKÓW 120
10.1. PRACA KOTŁA W TRYBIE AUTOMATYCZNYM DLA EKOGROSZKU I PELETU DRZEWNEGO 120
10.2. PROCEDURA POMIAROWA 124
10.3. WYNIKI POMIARÓW 126
10.3.1 TEMPERATURA NA WYLOCIE Z KOMORY SPALANIA 127
10.3.2 ZAWARTOŚĆ TLENKU WĘGLA W SPALINACH 130
10.3.3 UDZIAŁ TLENU W SPALINACH 132
10.3.4 TEMPERATURA NA WYJŚCIU Z WYMIENNIKA CIEPŁA 134
10.4. WYBRANE WYNIKI OBLICZEŃ CIEPLNYCH 135
10.4.1. MOC CIEPLNA KOTŁA 135
10.4.2. SPRAWNOŚĆ KOTŁA 137
11. SZCZEGÓŁOWA ANALIZA WYNIKÓW 140
11.1. MOC CIEPLNA WPROWADZANA Z PALIWEM DO KOMORY SPALANIA 140
11.2. STEROWANIE PRACĄ WENTYLATORA I PODAJNIKA PALIWA W ZALEŻNOŚCI OD TEMPERATURY SPALIN NA WYLOCIE Z KOMORY PALENISKOWEJ KOTŁA 140
11.3. STEROWANIE PRACĄ WENTYLATORA I PODAJNIKA PALIWA W FUNKCJI UDZIAŁU TLENU W SPALINACH 145
11.4. POMIARY I OBLICZENIA TEMPERATURY SPALIN NA WYLOCIE Z KOMORY PALENISKOWEJ KOTŁA 148
11.5. OPTYMALNY ZAKRES PRACY KOTŁA 154
12. WNIOSKI 158
12.1. WNIOSKI NA PODSTAWIE ANALIZY WYNIKÓW BADAŃ 158
12.2. ZALECENIA DOTYCZĄCE PRAC MODERNIZACYJNYCH I EKSPLOATACJI KOTŁA 159
12.3. PROGNOZY I PRZEWIDYWANIA W ZAKRESIE KOTŁÓW WIELOPALIWOWYCH 160
13. LITERATURA 163

1. Wstęp

Instalacje grzewcze w budynkach zasilane są przez źródła ciepła w systemach scentralizowanych lub rozproszonych. W systemach rozproszonych źródłami ciepła najczęściej są kotły grzewcze małej mocy. Znaczną część z nich stanowią kotły na paliwo stałe, zasilane paliwami kopalnymi lub biopaliwami. W ostatnich trzech dekadach nastąpił gwałtowny rozwój w tym obszarze techniki, czego przejawem są zmiany norm, liczne nowelizacje, zmiany oraz nowe akty prawne dotyczące kotłów opalanych paliwami stałymi oraz paliw stałych. Zmiany i nowelizacje w przypadku polskich norm i aktów prawnych, to także efekt dostosowywania polskiego prawa do prawa europejskiego. Wybrane rozporządzenia oraz normy traktujące o kotłowniach, kotłach grzewczych i paliwach podane są w spisie literatury. W związku z wprowadzeniem dyrektywy w sprawie promowania stosowania odnawialnych źródeł energii (OZE), potocznie zwanej dyrektywą RED (Renewable Energy Directive) [1] wraz z jej nowelizacjami [2, 3], w najbliższym czasie należy się spodziewać zwiększonego zainteresowania spalania biomasy w gospodarstwach indywidualnych. Powyższa dyrektywa określa między innymi cele zużycia odnawialnych źródeł energii brutto w 2030 na poziomie 45%, jest to kolejny krok na drodze do transformacji sektora energetycznego Unii Europejskiej (UE) w ramach Zielonego Ładu [4], który zakłada osiągnięcie neutralności energetycznego państw UE do 2050 r. [5]. Dla realizacji tego zamierzenia na poziomie krajowym opracowano politykę energetyczną do 2040 roku [6], według której biomasa ma największy potencjał dla realizacji celu wytworzenia odnawialnych źródeł energii (OZE) w ciepłownictwie, kogeneracji i gospodarstwach domowych. Zakłada się, że w 2030 roku udział OZE w końcowym zużyciu energii brutto wyniesie co najmniej 23%.

Jednocześnie rosną wymagania w zakresie efektywności energetycznej i redukcji emisji zanieczyszczeń do atmosfery kotłów na paliwa stałe, czego wyrazem są rozporządzenia Komisji Europejskiej dotyczące ekoprojektu [7] i etykiet efektywności energetycznej [8] dla kotłów stałopalnych. W ślad za nimi pojawiły się regulacje krajowe w zakresie wymagań dla kotłów na paliwo stałe [9, 10, 11], wymagań jakościowych dotyczących paliw stałych [12], sposobu pobierania próbek, [13], wzoru świadectwa jakości [14] oraz metod badania paliw stałych [15, 16]. Działania te pokrywają się z rekomendowanymi od dłuższego czasu działaniami, ujętymi w raporcie Międzynarodowej Agencji Energii, Greenpeace oraz Banku Światowego. Instytucje te wskazywały na konieczność większego zaangażowania w technologie odnawialnych źródeł energii i efektywność energetyczną [17]. Z tymi działaniami związana jest konieczność zrównoważonego wykorzystania biomasy, na co wskazują liczne prace, np. [18, 19].

Biorąc powyższe pod uwagę w ramach rozprawy doktorskiej, wykonano badania cieplne kotła wielopaliwowego małej mocy z automatycznym, śrubowym podajnikiem paliwa, w którym podczas badań spalano pelet drzewny. Badania przeprowadzano w oparciu o wytyczne normy [20]. W kotle tym podstawowym paliwem jest ekogroszek lub miał węglowy. Wytwórca tego urządzenia podaje, że paliwem zastępczym może być pelet. Doświadczenia eksploatacyjne dla tego paliwa są już zebrane, lecz dotyczą one jedynie kotłów jednopaliwowych. Brak natomiast wyników badań kotłów wielopaliwowych wykonywanych podczas spalania peletu, a należy oczekiwać, że wprowadzenie w życie planów zawartych w zakresie OZE [6] spowoduje większe spalanie biomasy, w tym peletu drzewnego. Producenci kotłów wielopaliwowych

wykazują duże zainteresowanie takimi badaniami oraz ich wynikami. Dowodem takiego zainteresowania było przekazanie do Instytutu Maszyn i Urządzeń Energetycznych Politechniki Krakowskiej kotła wielopaliwowego z automatycznym podawaniem paliwa z podajnikiem śrubowym w celu przeprowadzenia badań. Zainteresowanie to wynika także z obniżonych wskaźników w zakresie dopuszczalnych emisji substancji szkodliwych [21, 11], co łatwiej uzyskać spalając pelet drzewny niż węgiel kamienny.

Wynikiem przeprowadzonych badań są opracowane charakterystyki cieplne, analiza spalin dla poszczególnych obciążeń cieplnych kotła oraz opracowane wnioski i zalecenia dotyczące eksploatacji i przyszłych prac modernizacyjnych. Przy założeniu, że temperatura spalin w całej komorze paleniskowej jest jednakowa, wyznaczono, z uwzględnieniem współczynnika efektywności cieplnej ścian komory, temperaturę spalin na jej wylocie. Wykorzystano w tym celu odpowiednio zapisane zależności, opracowane dla komór paleniskowych dużych kotłów energetycznych opalanych pyłem węglowym lub olejem [22-25]. Wybrane wyniki obliczeń porównano z wynikami pomiarów. Należy zaznaczyć, że przeprowadzane już były wielokrotnie analizy spalania biomasy drzewnej w kotłach energetycznych. Wyniki takich analiz zawiera m.in. praca [26], w której potwierdzono niskoemisyjny charakter spalania peletu.

2. Analiza dotychczasowego stanu zagadnienia

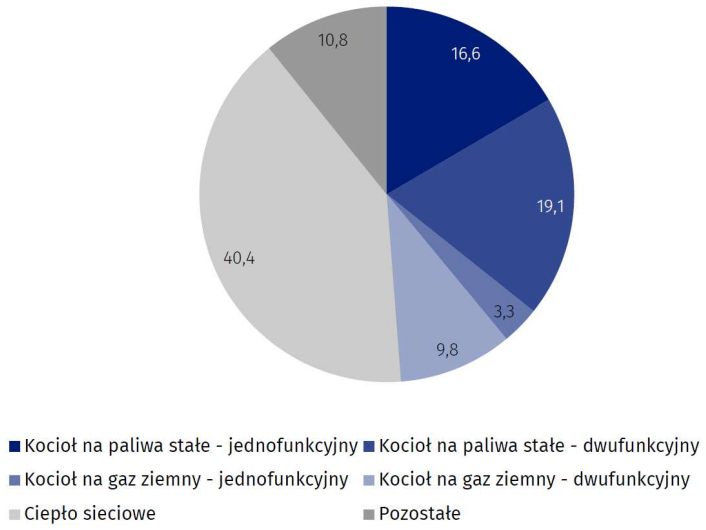
W ostatnich pięciu latach możemy obserwować w Polsce dynamiczne zmiany w zakresie struktury sprzedaży źródeł energii oraz preferencji ich użytkowników. Przyczyną tego jest obecny stan prawny, zmiany cen paliw i nośników energii oraz oczekiwania w zakresie czystości powietrza i komfortu użytkowania źródeł ciepła. Największe zmiany dotyczą kotłów na paliwa stałe za sprawą regulacji krajowych i europejskich. Obecnie brak w szerszym zakresie wyników badań kotłów stałopalnych małej mocy, dokładnych danych na temat ilości i rodzaju eksploatowanych kotłów na paliwa stałe, ich stanu technicznego, emisji zanieczyszczeń do atmosfery, wpływu na środowisko oraz kierunku ich rozwoju. Dysponujemy danymi statystycznymi, które udostępnia Główny Urząd Statystyczny (GUS), organizacje i stowarzyszenie lobbujące na rzecz ochrony środowiska, organizacje zrzeszające producentów urządzeń grzewczych oraz niezależni autorzy.

Przekrojowe dane statystyczne na temat zużycia energii i źródeł ciepła w gospodarstwach domowych od 2002 do 2009 roku udostępnił w 2012 roku GUS [27], które następnie były aktualizowane cyklicznie w 2014 [28], 2017 [29] i 2019 roku [30] za okres do 2018 roku. Bardziej szczegółowe dane na temat źródeł energii w domach jednorodzinnych, sposobu ich użytkowania oraz preferencji użytkowników zostały przedstawione w opracowaniach Instytutu Ekonomii Środowiska oraz Krakowskiego Alarmu Smogowego z 2016 [31], 2018 [32] i 2021 [33] roku. Informacje na temat emisji zanieczyszczeń do atmosfery, wpływu na środowisko oraz zagadnienia techniczne związane ze spalaniem paliwa stałego ujmowane były w opracowaniu Polskiej Izby Ekologii (PIE) z 2017 roku [34]. Dane na temat wprowadzanych na rynek źródeł energii, w tym kotłów na paliwa stałe cyklicznie podawane są przez Stowarzyszenie Producentów i Importerów Urządzeń Grzewczych (SPIUG). W raportach z 2019 [35], 2020 [36] i 2022 [37] podawane były dane statystyczne w zakresie budownictwa, preferencji klientów oraz trendy w zakresie zakupów źródeł energii. Poza danymi prezentowanymi na bieżąco przez SPIUG, pozostałe źródła charakteryzują się pewnym opóźnieniem w

stosunku do stanu obecnego. Istnieją także opracowania wcześniejsze ale te ze względu na dużą dynamikę w zakresie ilości modernizowanych instalacji i wymienianych kotłów na paliwa stałe małej mocy zostały one pominięte. Opracowania starsze niż wymienione mogą być przydatne do opisu zmian i ewolucji trendów w zakresie struktury eksploatowanych źródeł energii cieplnej. Wymienione materiały źródłowe obejmują różne zagadnienia związane z kotłami na paliwa stałe, razem analizowane w połączeniu z aktualnymi danymi handlowymi pozwalają na zobrazowanie dotychczasowego stanu zagadnienia oraz naszkicowanie kierunków rozwoju.

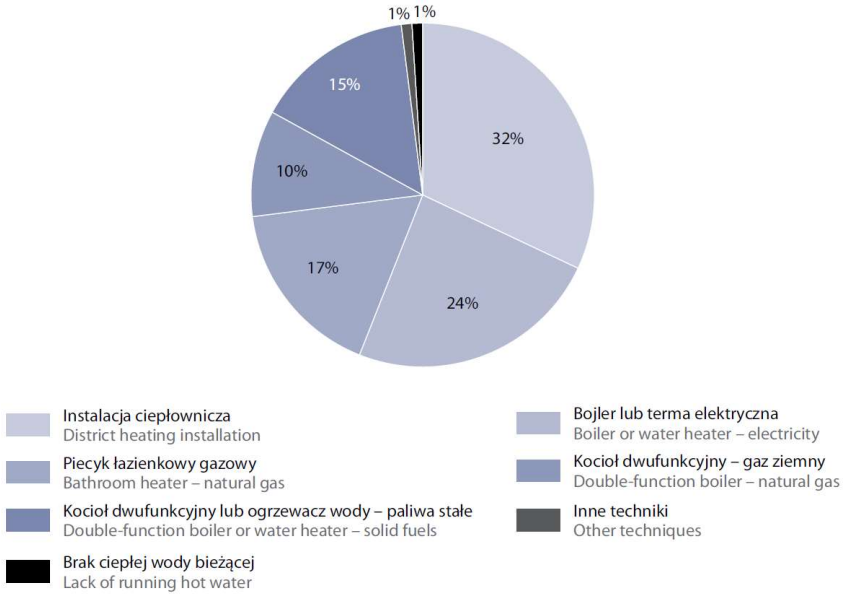
2.1. Dane statystyczne na temat kotłów stałopalnych wielopaliwowych

W Polsce w 2018 roku było 14,4 mln gospodarstw domowych, których udział w krajowym zużyciu energii poza paliwami silnikowymi wyniósł 18,2%. Ogrzewanie budynków zdominowane było przez urządzenia na paliwa stałe, które obejmowało 45,4% gospodarstw domowych, gdzie jako paliwo wykorzystywany był węgiel i drewno opałowe. Najpopularniejszymi źródłami ciepła opalanymi paliwami stałymi były kotły stałopalne dwufunkcyjne (głównie węglowe) do zasilenia instalacji centralnego ogrzewania (19,1%) oraz przygotowania ciepłej wody użytkowej. Mniej popularne były kotły stałopalne jednofunkcyjne (16,6%), zasilające wyłącznie instalacje centralnego ogrzewania. Rysunek 2.1 przedstawia udział poszczególnych źródeł ciepła zasilających instalacje centralnego ogrzewania gospodarstw domowych.



Rys. 2.1. Ogrzewanie pomieszczeń według technik ogrzewania [30]

W przypadku źródeł ciepła wykorzystywanych do przygotowania ciepłej wody użytkowej, udział urządzeń opalanych paliwami stałymi był nieduży i wyniósł zaledwie 15%, co widać na rys. 2.2.



Rys. 2.2. Ogrzewanie wody według technik ogrzewania [30]

Taki stan rzeczy wynikał z faktu, iż do celów przygotowania ciepłej wody użytkowej z grupy urządzeń opalanych paliwami stałymi, można wykorzystać przede wszystkim kotły węglowe dwufunkcyjne. Na podstawie szerokich badań przeprowadzonych przez GUS w 2018 r wiadomo, że średni wiek dla kotłów stałopalnych jednofunkcyjnych wynosił 10,5 lat, zaś dla kotłów stałopalnych dwufunkcyjnych wynosił 9,0 lat [30] pięć lat temu.

Powyższe dane wskazują, że najpopularniejszymi źródłami ciepła w systemach rozproszonych są kotły stałopalne, szacuje się, że pomiędzy 2000 a 2017 rokiem było w Polsce 112 producentów kotłów węglowych [38]. W 2020 roku największą liczbę kotłów eksploatowanych w budownictwie jednorodzinnym stanowiły kotły węglowe małej mocy które wraz z piecami węglowymi stosowane były w około 2,83 miliona domów, co stanowiło 51,4% budynków jednorodzinnych. Drugą pozycję co do ilości eksploatowanych urządzeń zajmowały kotły i kominki na drewno, biomasę i pelet stosowane w ilości ok. 1,07 miliona domów, co stanowiło 19,4% budynków jednorodzinnych. Kotły zasypowe na węgiel lub drewno stanowiły 75% ogólnej ilości kotłów stałopalnych, pozostała część to kotły automatyczne. Udział kotłów węglowych automatycznych powiązany jest z wiekiem budynku i lokalizacją. Na terenach miejskich wynosił on prawie 29%, w obiektach wybudowanych po 2001 roku 44%, w budynkach wybudowanych pomiędzy 1945 a 1988 rokiem 23%. Na wsi kotły stałopalne stanowiły 84 % ogólnej ilości źródeł ciepła, z czego kotły węglowe to 60%. Duża część użytkowników kotłów węglowych ok. 67% wykorzystywała drewno jako paliwo dodatkowe, zarówno na wsi 69% jak i w miastach 61%.

Prawie jedną czwartą (27%) stanowiły kotły w wieku do trzech lat, około jedna trzecia (35%) to były kotły w wieku od czterech do dziewięciu lat. Najliczniejszą grupę 38% stanowiły kotły na węgiel i drewno mające powyżej 10 lat, z czego kotły starsze niż 20 lat to 8% [33]. W związku z zaostrzeniem wymagań dotyczących ochrony środowiska należy się spodziewać do 2028 roku licznej wymiany kotłów ze wszystkich grup poza pierwszą, za sprawą wejścia w życie uchwał antysmogowych.

Powyższe dane są spójne z danymi ze sprzedaży, gdzie pomiędzy 2006 a 2012 rokiem średni udział w sprzedaży kotłów stałopalnych z ręcznym załadunkiem wynosił 83%, zaś pozostałe 17 % stanowiły kotły automatyczne [39]. Jeszcze w 2015 roku udział w sprzedaży kotłów stałopalnych z ręcznym załadunkiem jednego z wiodących producentów kotłów w Polsce wynosił 66%, zaś kotłów automatycznych tylko 34% [34].

Kotły z ręcznym załadunkiem posiadają niską sprawność energetyczną i emitują wielokrotnie więcej zanieczyszczeń do atmosfery w stosunku do wymagań ekoprojektu (tab. 2.1.).

Rodzaj kotła	Sprawność [%]	Pył całkowity [mg/m3]	Benzo[a]piren [µg/m3]
Ręczny – stary typ konstrukcji	60–45*	420–1120*	430–630*
Ręczny – nowy typ konstrukcji	78–65*	240–420*	270–490*
Automatyczny	85–78*	100–130*	100–140*
Ręczny – Ekoprojekt	75	60	80
Automatyczny – Ekoprojekt	75	40	20

Tab. 2.1. Sprawność i emisja zanieczyszczeń z kotłów węglowych o nominalnej mocy cieplnej < 20 kW [31]. Źródło: Przygotowanie założeń i bazy danych wskaźników umożliwiających opracowanie kalkulatora emisji zanieczyszczeń z kotłów małej mocy na paliwa stałe, Krystyna Kubica, Robert Kubica, Instytut Ekonomii Środowiska, Kraków 2015, * W zależności od jakości węgla – niższa wartość dla węgla typu orzech (kaloryczność 24 MJ/kg, zawartość wilgoci <15%), wyższa dla węgla złej jakości (kaloryczność 21 MJ/kg, zawartość wilgoci >15%)

Obecnie panuje wysokie przeświadczenie na temat negatywnego wpływu kotłów węglowych na środowisko, ponieważ około 60% zapytanych jest przeciw ogrzewaniu nowych budynków z wykorzystaniem węgla [33].

2.2. Stan badań

Badania tradycyjnych kotłów stałopalnych małej mocy w pierwszym dziesięcioleciu obecnego millenium były rzadko realizowane. Były to przede wszystkim badania prowadzone przez Instytut Chemicznej Przeróbki Węgla w Zabrzu, wykonywane w ramach dobrowolnych badań atestacyjnych kotłów na „Znak Bezpieczeństwa Ekologicznego" [40]. Powyższe badania zlecane były przez nielicznych producentów kotłów węglowych, aby potwierdzić ich parametry techniczne [41]. W drugiej dekadzie zainteresowanie badaniem pracy kotłów, podniesieniem ich efektywności energetycznej oraz redukcją emisji zanieczyszczeń do atmosfery wyraźnie wzrosło, zarówno w zakresie kotłów do spalanie węgla [42], peletu [43] jak i pozostałych biopaliw stałych [44]. W dostępnej literaturze zagranicznej prawie wszystkie badania dotyczyły kotłów opalanych paliwami na bazie biomasy stałej [45, 46]. W tym czasie oprócz prac badawczych pojawiły się liczne artykuły dotyczące obliczeń i modelowania procesów zachodzących w kotłach stałopalnych w trakcie ich pracy oraz analizy w zakresie konstrukcji, technik i procesu spalania, porównania paliw stałych i emisji zanieczyszczeń do atmosfery [47, 48]. Ponadto w wymienionym okresie pojawiło się w prasie technicznej sporo artykułów promocyjnych, informacyjnych oraz ekspercko-doradczych w zakresie budowy, zasady działania, problemów technicznych oraz eksploatacji kotłów stałopalnych małej mocy [49, 50]. Przedmiotem ich zainteresowania były także konstrukcje palenisk i palników, automatyka kotłów oraz zagadnienia związane z rodzajem i jakością paliwa [51, 52]. Część prac dotyczyły współspalania biopaliw stałych i węgla [53].

Największą ilość krajowych publikacji dotyczących spalania w kotłach małej mocy z palnikami retortowymi dotyczy spalania węgla kamiennego. Obejmują one najczęściej zagadnienia związane z

eksploatacją, wpływem automatyki oraz jakości paliwa na proces spalania oraz emisję zanieczyszczeń do atmosfery. W badaniach dotyczących automatyzacji pracy kotłów zwracano uwagę na właściwą konfigurację ustawień sterownika [54], analizowano pracę kotła wyposażonego w sterownik adaptacyjny i bistabilny [55] oraz porównano wyniki badań kotła dla warunków atestacyjnych, eksploatacyjnych oraz pracę w trybie regulacji ręcznej [56]. Jedno z opracowań zawierało wyniki badań, gdzie testowano kilka algorytmów sterowania pracą kotła wykorzystujących pomiary zawartości tlenu i temperatury spalin oraz moc kotła [57]. Badania związane z emisją gazowych zanieczyszczeń do atmosfery obejmowały analizy przyczyn powstawania emisji tlenków azotu [58], przeprowadzono całościową analizy pracy kotła automatycznego przy zmiennym obciążeniu [59] oraz wskazano na główne problemy eksploatacyjne [60]. Przeprowadzone badania jednoznacznie potwierdziły, że jedną z głównych przyczyn podwyższonej emisji zanieczyszczeń do atmosfery jest niedopasowanie paliwa do wymagań kotła [61] oraz stosowanie paliwa nieklasyfikowanego [62], pomimo używania kotła o najwyżej klasie energetycznej wyposażonego w zaawansowany sterownik. Redukcję emisji zanieczyszczeń z kotła automatycznego z palnikiem retortowym potwierdziły badania w których zmodyfikowano konstrukcję palnika polegającą na nałożeniu nakładki kierowniczej wpływającej na kąt wypływu powietrza wtórnego [63]. Jedna z prac badawczych zawierała porównanie pomiarów pracy kotła małej mocy z palnikiem retortowym zasilanym paliwem węglowym sortymentu groszek o własnościach koksujących i polidyspersyjnych mieszanek węglowych o własnościach dopasowanych do interwałowego spalanie węgla [64].

Nieliczną grupę opracowań stanowią badania numeryczne wspomagające projektowanie kotłów małej mocy z palnikami retortowymi, których wyniki były potwierdzone na stanowisku pomiarowym. Takim przykładem są badania spalania w złożu paliwa stałego oraz przepływu czynnika roboczego w płaszczu wodnym [65]. Ich wyniki zostały potwierdzone na stanowisku pomiarowym, co pozwoliło na symulowanie pracy kotła przy zachowaniu wysokiej zgodności pomiarów z wartościami wyliczonymi w zakresie temperatur i mocy kotła. W jednej z prac [58] autorzy badali możliwości wykorzystania metod numerycznych dla podniesienia efektywności energetycznej kotła, dla ich potwierdzenia wykonano badania eksperymentalne. Pozytywny wynik modelowania pozwala na eliminacje błędów konstrukcji kotła na wczesnym etapie projektu i optymalizację rozwiązań. Podniesienie efektywności energetycznej kotła z palnikiem retortowym oraz znaczącej redukcji emisji CO i popiołu uzyskano dzięki zastosowaniu modelu matematycznego [66]. Przeprowadzone symulacje pozwoliły na zmiany konstrukcyjne w palniku retortowym.

Krajowe badania w zakresie kotłów małej mocy na pelety drzewne obejmowały między innymi wpływ parametrów peletu drzewnego na proces spalania, emisję substancji szkodliwych do atmosfery i efektywność energetyczną kotłów. Badany był wpływ wilgotności peletu drzewnego [67] na parametry spalania w kotle z rusztem oraz emisja w zależności od rodzaju spalanego peletu drzewnego [26]. Inną grupą badań prowadzonych na kotłach małej mocy był wpływ rozwiązań konstrukcyjnych i wyposażenia technicznego na parametry energetyczne kotłów oraz emisję zanieczyszczeń do atmosfery. Badano między innymi wpływ turbulatorów zabudowanych w wymienniku ciepła na zmniejszenie emisji pyłów oraz poprawę sprawności energetycznej kotła [68], zaproponowano rozwiązania mające na celu redukcję emisji zanieczyszczeń

gazowych poprzez zastosowanie układu mieszająco pompowego z zaworem dwudrogowym i pompą z płynną regulacją wydajności [69]. Poddano analizie przeprowadzone pomiary kotłów pod kątem spełnienia normy kotłowej PN-EN303-5 [70] i wymagań prawnych [71] spełniających standardy UE.

Największa ilość artykułów jest poświęcona współspalaniu peletu drzewnego z innymi rodzajami paliw biomasowych lub spalania wyłącznie tych paliw. Spalanie paliw pochodzenia rolnego zawierającego białko powoduje zwiększoną emisję tlenków azotu i siarki oraz może być źródłem zwiększonej emisji pyłu ze względu na małą gęstość nasypową i zróżnicowane właściwości fizykochemiczne paliwa. Badano redukcję negatywnego wpływu współspalania ziaren żyta z peletem drzewnym przez zastosowanie recyrkulacji spalin [72] oraz przeanalizowano na podstawie pomiarów wpływ parametrów spalania oraz paliwa na wielkość emitowanych cząstek [73]. W innym opracowaniu przedstawiono wyniki pomiarów ze współspalania ziaren pszenicy oraz innych ziaren zbóż z peletem drzewnym [74]. Otrzymane wnioski posłużyły dla wskazania nowych kierunków rozwoju technik spalania i określenia wpływu ich na środowisko. Liczne artykuły przedstawiały problemy przy współspalaniu lub spalaniu biopaliwa pochodzenia rolnego w kotłach na pelety drzewne np. w związku z niską temperaturą topnienia popiołu [75].

Analogicznie jak przy spalaniu węgla w kotłach małej mocy z palnikami retortowymi nieliczne prace zawierają badania numeryczne wspomagające projektowanie automatycznych kotłów małej opalanych paliwami biomasowymi. W jednym z opracowań na podstawie danych literaturowych sformułowano założenia do przyjęcia symulacyjnego modelu przepływu ciepła w kotle [76]. Zawarto w nim wyniki obliczeń strumienia ciepła w funkcji liczby nadmiaru powietrza oraz sprawność kotła w zależności od mocy cieplnej oraz podano warunki optymalnej pracy. W innej pracy zaproponowano numeryczny model konstrukcji odmienny od typowych rozwiązań [77]. Nowocześniejsza konstrukcja była bardziej ekonomiczne i efektywna energetycznie, w stosunku do rozwiązań najczęściej stosowanych. Innym sposobem na podniesienie sprawności energetycznej kotła było doprowadzenie do wykroplenia pary zawartej w spalinach [78]. Na bazie istniejącego wymiennika ciepła zasymulowano zwiększenie ilości ciągów spalinowych z jednego do trzech, co pozwoliło na dodatkowe wychłodzenie spalin.

Nieliczne prace dotyczyły spalanie paliw na bazie biomasy w kotłach wielopaliwowych automatycznych małej mocy w których węgiel kamienny jest paliwem podstawowym. W jednej z nich [79] przestawiono wyniki badań kotła z palnikiem retortowym drugiej generacji, gdzie spalane były różne gatunki węgla kamiennego oraz spalany był pelet drzewny i węgiel brunatny. Przeprowadzone badania wykazały poprawną pracę palnika retortowego przy spalaniu paliw o odmiennych parametrach niż węgiel kamienny w postaci węgla brunatnego i peletu drzewnego. W innych pracach przedstawiono parametry spalania przy zmiennej ilości powietrza [80, 81] oraz przeanalizowano zależności pomiędzy nimi [82].

W większej ilości dostępne są prace, gdzie był współspalany węgiel z paliwami na bazie biomasy. W kotle wielopaliwowym małej mocy na paliwa biomasowe [83] spalane były w różnych proporcjach (0%, 1%, 5%, 25%, 50%, 100%) rozdrobnione drewno z węgiel kamiennym. Drewno było pochodzenia tartacznego oraz tzw. drewno poużytkowe w postaci starych mebli. Celem badań było określenie wpływu zanieczyszczonych chemicznie materiałów drzewnych na przebieg procesu spalania i współspalania z węglem kamiennym w kotle

małej mocy. Mierzone były podstawowe parametry kotła oraz spalin w wyniku czego zostały opracowane charakterystyki emisyjne kotła dla różnych udziałów materiału drzewnego i węgla kamiennego.

Badanie współspalania węgla i biomasy niedrzewnej było przeprowadzane w kotle węglowym małej mocy z palnikiem retortowym [84], celem badania było sprawdzenie wpływu paliwa alternatywnego w postaci ziaren owsa na poziom emisji tlenku węgla do atmosfery. Spalano mieszaninę węgla i owsa w proporcji 50% na 50% przy połowie mocy nominalnej (9kW) i przy pełnym obciążeniu kotła (18kW). Przeprowadzone pomiary potwierdziły redukcję emisji tlenku węgla przy współspalaniu biomasy, w stosunku do spalania węgla. Poziom redukcji emisji był wyraźnie wyższy przy mocy nominalnej kotła. Podobne wyniki uzyskano w trakcie współspalania węgla i ziaren owsa w kotle małej mocy z planikiem rynnowym i podajnikiem śrubowym o nominalnej mocy cieplnej 15kW [84].

W dostępnej literaturze zagranicznej poświęconej badaniom kotłów małej mocy opalanych paliwami stałymi najliczniejszą grupę stanowią artykuły dotyczące emisji zanieczyszczeń do atmosfery. Badano między innymi wpływa jakości paliwa i parametrów eksploatacyjnych na emisję cząstek stałych [85], wpływ liczby nadmiaru powietrza na emisję tlenków azotu (NOx), zawartość całkowitego węgla organicznego (OGC) i tlenku węgla (CO) w warunkach nominalnych kotła [86] oraz poza nominalnymi warunkami pracy [86]. Badano emisję składników gazowych i pyłowych w warunkach rzeczywistych w dłuższym okresie czasu [87] lub w warunkach eksploatacyjnych w cyklach 6-cio dniowych [88]. Badany był wpływ różnych warunków pracy palnika na emisję zanieczyszczeń poprzez zmianę ilości i sposobu wprowadzenia powietrza pierwotnego i wtórnego [89] lub różnej wysokości wprowadzenia i proporcji powietrza pierwotnego do wtórnego [90].

Drugą grupę stanowią badania procesu spalania w kotłach małej mocy na pelety drzewne gdzie spalano lub współspalano pelety pochodzenia leśnego, rolnego i przemysłowego [91], peletyzowane odpady [92], pestki owoców [93], wytłoki winogronowe [94] lub pelety drzewne zwierające podwyższony poziom zanieczyszczeń [95]. Ich przedmiotem była techniczna możliwość spalania paliwa alternatywnych, efektywność energetyczna procesu spalania oraz emisja stałych i gazowych produktów spalania. W pracach poświęconych efektywności energetycznej porównywano sprawność dwóch kotłów opalanych peletami drzewnymi w funkcji obciążenia [96] oraz badano wpływ sterowania ze sprzężeniem zwrotnym na poprawę wydajności kotła [97].

Trzecią grupę badań zagranicznych stanowią prace w których przedstawiono wyniki badań numerycznych procesów zachodzących w kotłach opalanych peletami drzewnymi poddane weryfikacji w warunkach laboratoryjnych. Badano zgodność w zakresie mocy cieplnej, wymiany ciepła i emisji tlenku węgla od rozruchu do zatrzymania, przy zmiennym obciążeniu [98] oraz pracę kotła w symulowanych warunkach rzeczywistych [99]. Poddano weryfikacji zgodność modelu matematycznego z wynikami eksperymentu w zakresie procesów zachodzących w stałym złożu paliwowym, gdzie symulowano procesy fizykochemiczne, którym poddawany jest pelet w palenisku [100] oraz przy spalaniu pojedynczej cząski peletu ze słomy zbożowej w piecu rurowym [101]. Stworzono także model matematyczny kotła komercyjnego w którym dla podniesienia sprawności zastosowano izolację ogniotrwałą w komorze spalania [102] oraz palenisko z palnikiem retortowym z recyrkulacją do badanie parametrów spalania peletów sosnowych [103].

Liczna część kotłów stałopalnych automatycznych małej mocy ze śrubowymi podajnikami paliwa (palniki retortowe, paleniska z rusztem), podajnikami tłokowymi, szufladowymi wyprodukowanych i eksploatowanych w Polsce deklarowana jest, jako kotły wielopaliwowe, gdzie węgiel stanowi paliwo podstawowe. Na podstawie własnych badań wyselekcjonowano 19 różnych typów automatycznych kotłów wielopaliwowych oferowanych w ostatnim 20-leciu. Jako paliwo dodatkowe lub zastępcze deklarowane są paliwa stałe na bazie biomasy takie jak pelet (drzewny, ze słomy, siana, wytłoków), ziarna roślin, pestki. W literaturze dostępne są nieliczne wyniki badań kotłów wielopaliwowych z automatycznym podajnikiem paliwa spalających węgiel w postaci ekogroszku, gdzie pelet drzewny deklarowany jest jako paliwo zastępcze [79, 80-82]. Są to przede wszystkim badania krajowe, wynika to ze specyfiki polskiej struktury zużycia paliw i nośników energii, gdzie węgiel stanowi 44,6 % [104] oraz dużego rozpowszechnienia kotłów stałopalnych małej mocy [32]. Duża ilość eksploatowanych kotłów wielopaliwowych automatycznych na węgiel, gdzie pelet jest paliwem zstępczym wskazuje na konieczność przeprowadzenia takich badań.

2.3. Stan prawny w zakresie kotłów na biopaliwa stałe

Od końca lat 90-tych można zaobserwować wzmożone zainteresowanie odnawialnymi źródłami energii na poziomie krajowym oraz europejskim. Zainteresowanie odnawialnymi źródłami energii krajów członkowskich stymuluje Unia Europejska (UE) poprzez liczne dokumenty i akty normatywne, które są implementowane w krajach członkowskich. Zapoczątkowała je Biała Księga z 1997r [105], która wytyczała mapę drogową na rzecz energii odnawialnej oraz Zielona Księga z 2001r [106], w której zwrócono uwagę na znaczny stopień uzależnienia UE od zewnętrznych dostaw energii oraz na konieczność dywersyfikacji technologii i zwiększenia efektywności wytwarzania energii. Podstawowymi aktami normatywnymi były Rozporządzenia Parlamentu Europejskiego i Rady Wspólnoty Europejskiej w sprawie statystyki energii [107] i promowania stosowania energii ze źródeł odnawialnych [1] nazywane RED I oraz Decyzja Komisji Europejskiej, ustanawiająca wytyczne dla państw członkowskich, dotycząca obliczania energii odnawialnej z pomp ciepła [108]. W grudniu 2018 roku została wprowadzona dyrektywa w sprawie promowania stosowania energii ze źródeł odnawialnych, potocznie zwana dyrektywą RED II [2]. Dyrektywa określała cele zużycia odnawialnych źródeł energii w latach 2021-2030 oraz wprowadziła zmiany w zakresie certyfikacji produkcji biopaliw. Dyrektywa określała cele zużycia odnawialnych źródeł energii brutto w 2030 na poziomie 32%. W listopadzie 2019 r. Komisja Europejska zmieniła rozporządzenie Parlamentu Europejskiego w sprawie statystyki energii, w odniesieniu do wykonania aktualizacji na potrzeby rocznej, miesięcznej i krótkoterminowej miesięcznej statystyki energii [109]. We wrześniu 2022 roku Parlament Europejski dokonał kolejnej rewizji dyrektywy o odnawialnych źródłach energii, nazwanej RED III [3]. Przedmiotem rewizji jest między innymi zakończenie subsydiowania biomasy i ułatwienia stosowania niskoemisyjnego wodoru, ponadto został podniesiony cel w zakresie energii ze źródeł odnawialnych. Do 2030 planowany jest w krajach unii europejskiej 45% udział energii odnawialnej w końcowym zużyciu energii.

Ważnym dokumentem mającym wpływ na przyszłość rynku kotłów na biopaliwa stałe jest planowana nowelizacja dyrektywy w zakresie charakterystyki energetycznej budynków, którą przedstawiła Komisja

Europejska w grudniu 2021 roku. Jest to kolejna propozycja zmian powyższej dyrektywy, która ma na celu między innymi redukcję emisji CO_2 do 2030 roku. Powyższy cel ma być realizowany poprzez obniżenie emisyjności systemów ogrzewania i chłodzenia budynków, wprowadzenie i poprawę klas energetycznych budynków, wykorzystanie lokalnych odnawialnych energii, które mają być pozbawione źródeł ciepła w których występuje spalanie paliw kopalnych. Nowe budynki mają być wznoszone jako bez emisyjne, w przedmiotowej dyrektywie wprowadzono definicję budynku zeroemisyjnego. Wymóg taki obejmowałby odpowiednio nowe budynki użyteczności publicznej od 2027, pozostałe budynki zaś od 2030 roku. Ogrzewanie w przyszłości będzie się rozwijało w kierunku elektryfikacji ogrzewnictwa co oznaczać będzie całkowitą rezygnację z paliw kopalnych do 2040 roku, zaś od 2027 będzie zabronione wsparcie finansowe dla instalacji opalanych paliwami stałymi. [110]. Powyższe dyrektywy i zmiany stanowią istotny wkład w realizację transformacji sektora energetycznego UE w ramach Zielonego Ładu, który zakłada osiągnięcie neutralności energetycznej państw UE do 2050 r. [5].

Pierwotnie na ich podstawie w Polsce przyjęto założenia dla rozwoju energetyki odnawialnej [111], program dla elektroenergetyki [112] oraz politykę energetyczna do roku 2030 [113], gdzie Polska zobowiązała się do uzyskania w 2020 r. 15% energii z OZE. Dla osiągnięcia powyższego celu Ministerstwo Gospodarki przygotowało plan działania w zakresie energii ze źródeł odnawialnych [114], w którym uwzględniono między innymi zasoby poszczególnych OZE w Polsce oraz stan systemu elektroenergetycznego. Zwiększenie udziału OZE w ogólnej produkcji energii zostało oparte przede wszystkim o biomasę i energetykę wiatrową w perspektywie do 2030 roku. Podstawowymi aktami normatywnymi w zakresie OZE są Prawo Energetyczne [115], ustawa o biokomponentach i paliwach ciekłych [116], ustawa o odnawialnych źródłach energii wraz ze zmianami [117]. Istotnym aktem normatywnym było znowelizowane rozporządzenie Ministra Gospodarki, które między innymi regulowało zasady zakupu energii elektrycznej i ciepła wytworzonych w odnawialnych źródłach energii oraz wprowadzało obowiązek potwierdzania danych dotyczących ilości energii elektrycznej wytworzonej w odnawialnym źródle energii [119]. Na podstawie danych statystycznych stwierdzono, że wiodącymi w zakresie biopaliw będą biopaliwa stałe jako filar wzrostu OZE w Polsce, zgodnie z założeniami Krajowego Planu Działania w zakresie energii ze źródeł odnawialnych [114]. W 2018 roku 68,88 % energii wytworzonej z OZE stanowiła energia z biopaliw stałych [120].

Kolejnym dokumentem strategicznym przyjętym przez rząd RP, jest Polityka Energetyczna Polski do 2040 roku [6], który wyznacza kierunki rozwoju dla polskiego sektora paliwowo-energetycznego. Przewiduje on, że biomasa ma największy potencjał dla realizacji celu OZE w ciepłownictwie, kogeneracji i gospodarstwach domowych. Ponadto w dokumencie tym zapisano jako jeden z kluczowych elementów, że w 2030 udział OZE w końcowym zużyciu energii brutto wyniesie co najmniej 23%. Jednocześnie został ogłoszony w lutym 2021 jednolity tekst ustawy o odnawialnych źródłach energii [121], będący aktem wykonawczym w zakresie odnawialnych źródeł energii.

Wraz z preferencjami w zakresie stosowania OZE rosną wymagania w zakresie efektywności energetycznej urządzeń do wytwarzania energii oraz redukcji zanieczyszczeń emitowanych do atmosfery. Przykładem są rozporządzenia Komisji Europejskiej dotyczące etykiet efektywności energetycznej dla kotłów

na paliwo stałe i zestawów zawierających kocioł na paliwo stałe [8] oraz wymagania dotyczące ekoprojektu dla kotłów na paliwo stałe [7]. Odpowiedzią na powyższe regulacje europejskie oraz rosnące oczekiwania społeczne na poprawę jakości powietrza zewnętrznego, są wprowadzone krajowe regulacje w zakresie wymagań dla kotłów na paliwo stałe [9, 10]. Rozporządzenie dotyczące wymagań dla kotłów na paliwo stałe [9] określa wymagania dla wprowadzanych do obrotu i do użytkowania kotłów na paliwo stałe o mocy cieplnej do 500 kW oraz zestawów z tymi kotłami. Dla zapobieżenia użytkowania kotła niezgodnie z przeznaczeniem przez wprowadzanie nie klasyfikowanych paliw i/lub palnych odpadów, zakazuje stosowania rusztu awaryjnego. Dla skutecznej ochrony środowiska wprowadza graniczne wartości emisji dla kotłów stałopalnych, które odpowiadają klasie piątej wg [20].

Tab. 2.2. Graniczne wartości emisji [9]. a) Potwierdzenie spełniania granicznych wartości emisji jest dokonywane przy uwzględnieniu normy PN-EN 303-5. b) Graniczne wartości emisji wyraża się w miligramach substancji na metr sześcienny gazów odlotowych odniesiony do temperatury 0°C, ciśnienia 1013 mbar oraz gazu suchego.

Sposób zasilania paliwem	Graniczne wartości emisji[a)]		
	mg/m^3 przy 10% O_2[b)]		
	CO	OGC	Pył
Ręczny	700	30	60
Automatyczny	500	20	40

Nowelizacją powyższego rozporządzenia [9] jest rozporządzenie w sprawie wymagań dla kotłów na paliwo stałe [10], które wyłącza z zakresu przedmiotowego rozporządzenia kotły o znamionowej mocy cieplnej większej niż 100 kW z ręcznym zasilaniem/załadunkiem balotami słomy oraz ogranicza zakaz stosowania rozwiązań do ręcznego załadunku paliwa tylko do kotłów z automatycznym doprowadzeniem paliwa. Oznacza to, że można stosować ruszt awaryjny w przypadku pozostałych kotłów. Nowelizacja [10] wprowadza zaś do załącznika graniczne, minimalne wartości sprawności cieplnej w zależności od mocy cieplnej odpowiednio 87% dla kotłów o znamionowej mocy cieplnej nie większej niż 100 kW oraz 89% dla kotłów o znamionowej mocy cieplnej większej niż 100 kW. Graniczne wartości emisji oraz graniczne wartości sprawności cieplnej uznaje się za spełnione, jeżeli są potwierdzone przez jednostkę akredytowaną, zgodnie z procedurą wg normy przenoszącej normę europejską kotłową z 2012 r [20]. Zmiana rozporządzenia [10] uszczegóławia wymagania w zakresie granicznych emisji oraz sprawności cieplnej dla kotłów z więcej niż jednym paleniskiem i rodzajem zalecanego paliwa.

Od stycznia 2020 roku obowiązuje kolejna zmiana rozporządzenia dotyczącego kotłów stałopalnych [11], która określa szczegółowe wymagania dla wprowadzanych do obrotu kotłów na paliwo stałe o znamionowej mocy cieplnej nie większej niż 500 kW. Powyższa nowelizacja porządkuje normy odniesienia w zakresie kotłów na paliwa stałe z ręcznym i automatycznym zasypem paliwa o mocy nominalnej do 500 kW [122]. Do ustawy o ochronie środowiska [123] nowelizacją z października 2019 r [124] zostały wprowadzone regulacje dotyczących kotłów stałopalnych w zakresie mocy nominalnej do 500 kW. Powyższy dokument wprowadza pojęcia kotła na paliwo stałe o mocy do 500 kW na podstawie regulacji europejskich [7] oraz definiuje wprowadzanie do obrotu wyżej wspomnianego kotła. Dodatkowo określa właściwy organ w postaci

Inspekcji Handlowej do kontroli spełnienia przedmiotowych wymagań ochrony środowiska wprowadzanych do obrotu kotłów.

Ważnym czynnikiem wpływającym na dopuszczenie do dalszej eksploatacji kotłów stałopalnych oraz stosowanie paliwa stałego są lokalne wymagania w postaci uchwał antysmogowych, które obowiązują na poziomie miast, gmin, województw lub regionów. Zgodnie z art 96 ustawy Prawo ochrony środowiska [124] Sejmik województwa może, w drodze uchwały wprowadzić ograniczenia lub zakazy w zakresie eksploatacji instalacji, w których następuje spalanie paliw stałych. Do marca 2022 roku uchwały antysmogowe uchwaliło 14 województw z wyjątkiem województwa warmińsko-mazurskiego i podlaskiego, których rejestr jest udostępniony w biuletynie informacji publicznej ministerstwa klimatu i środowiska [125]. Pierwsze z nich obowiązują od 2018 roku, pozostałe będę wdrażane w kolejnych latach do 2028 roku. Obowiązują one lokalnie i mogą nakładać obowiązek zakazu użytkowania najbardziej emisyjnych typów pieców, kominków i kotłów na paliwo stałe i/lub stosowania poszczególnych paliw, takich jak węgiel czy drewno.

Zakończenie subsydiowania biomasy używanej w elektrowniach [3] spowoduje redukcję jej zużycia przez energetykę zawodową. Przyczyni się to do poprawy dostępności surowca do produkcji paliw stałych na bazie biomasy, czego beneficjentami będą indywidualni obiorcy spalający pelet, zrębkę drzewną lub polana w kotłach małej mocy w systemach rozproszonych. Brak subsydiowania biomasy nie musi oznaczać zmniejszenie udziału biomasy w miksie energetycznym lecz może spowodować przesunięcie w obszarze jej ostatecznych użytkowników. Zmniejszenie popytu ze strony energetyki zawodowej na biomasę, zwiększy podaż paliwa stałego na bazie biomasy stałej, czego efektem może być redukcja jej ceny. Niższa cena polan, zrębki drzewnej i peletu na rynku paliw stałych będzie stanowiła dodatkowy bodziec do ich spalania w kominkach lub kotłach małej mocy gospodarstw domowych.

Perspektywa zakazu eksploatacji kotłów wykorzystujących paliwa kopalne oraz zalecenie korzystania z lokalnych odnawialnych energii [110] może stanowić zachętę do wymiany istniejących kotłów węglowych na kotły opalane biopaliwami stałymi. Kotły stałopalne na biopaliwa stanowią naturalne zamienniki wysokotemperaturowych kotłów na paliwa kopalne, ze względu na instalacje ogrzewcze pracujące przy wysokiej temperaturze czynnika grzewczego oraz podobne wymagania w zakresie magazynowania paliwa, doprowadzenia powietrza i odprowadzenie spalin. Postulowana elektryfikacja ogrzewania i stosowanie pomp ciepła na szerszą skalę może stanowić w przyszłości ważne uzupełnienie istniejących systemów wysokotemperaturowych zasilanych przez kotły ma biopaliwa stałe. Biwalentne systemy zasilania instalacji ogrzewczych w postaci kotła wysokotemperaturowego oraz pompy ciepła pozwalają na połączenie zalet obu źródeł energii, przy jednoczesnej eliminacji ich ograniczeń i minimalizacji ich negatywnego wpływu na środowisko. W polskich warunkach klimatycznych pompa ciepła może przez zasadniczą część sezonu grzewczego zasilać instalację wysokotemperaturową z wysoką efektywnością energetyczną. W krótkim okresie niskich temperatur, gdzie wymagany jest czynnik grzewczy o wysokiej temperaturze, pompa ciepła może być wspomagana lub zastępowana przez źródło ciepła o wysokiej temperaturze w postaci kotła na biopaliwa stałe. Pompa ciepła może być wykorzystywana do wstępnego podgrzania c.w.u., zaś temperaturę końcową może zapewnić kocioł stałopalny. Zgodnie z obowiązującym rozporządzeniem [126] temperatura

c.w.u. w punktach czerpalnych powinna być w zakresie 55 ÷ 60ºC. Ponadto wymóg dezynfekcji termicznej wymaga podgrzanie c.w.u. do temperatur 70 ÷ 80ºC. Uzyskanie tak wysokich temperatur za pomocą pomp ciepła jest technicznie możliwe, ale nie jest ekonomiczne, ze względu na niską efektywność energetyczną pompy ciepła przy pracy w tych warunkach. Praca pompy ciepła przy wysokiej temperaturze czynnika grzewczego (górnego źródła ciepła) wiąże się ze zwiększonym poborem energii elektrycznej, co stanowi dodatkowe obciążenie dla środowiska ze strony elektrowni opalanych węglem. Tą nadwyżkę obciążenia środowiska związanego z dodatkową emisją do atmosfery można skompensować poprzez spalanie biopaliwa stałego przez kocioł w systemie biwalentnym. Korzystanie ze szczytowego źródła ciepła w postaci kotła na biopaliwa stałe pozwala dodatkowo na odciążenie systemu elektroenergetycznego przy jednoczesnej możliwości magazynowaniu paliwa przy źródle ciepła. Indywidualne magazynowanie paliwa stałego stanowi ważny czynnik bezpieczeństwa energetycznego i nie jest podatne na skutki zniszczenia infrastruktury krytycznej w sytuacjach kryzysowych.

2.4. Definicja kotła i normy przedmiotowe

W wielu krajowych aktach prawnych występuje pojęcie kocioł i kotłownia. Występują one w rozporządzeniu w sprawie warunków technicznych jakim powinny podlegać budynki i ich usytuowanie [126], przepisach Urzędu Dozoru Technicznego (UDT) [127, 128], normach dotyczących kotłowni, rozumianych jako pomieszczenia z kotłami [129], [130] oraz normach przedmiotowych dotyczących samych kotłów. Lakoniczną definicję kotła stałopalnego przedstawia w swoim opracowaniu z 2019 roku Urząd Ochrony Konkurencji i Konsumentów (UOKiK) [131], gdzie jest to urządzenie wyposażone przynajmniej w jedno źródło ciepła opalane paliwem stałym. Zadaniem takiego kotła jest dostarczenie ciepła do centralnego wodnego systemu ogrzewania aby uzyskać a następnie utrzymać zadaną temperaturę w co najmniej jednym ogrzewanym pomieszczeniu zamkniętym. Powyższy dokument przytacza regulacje i wymagania formalne stawiane kotłom na paliwa stałe obejmujące między innymi efektywność energetyczną, oznakowanie, certyfikację, kontrolę, warunki wprowadzania na rynek europejski. Ta definicje wyłącza kotły na paliwa stałe, których zadaniem jest wyłączne podgrzewanie ciepłej wody użytkowej oraz kotły przygotowujące czynnik grzewczy na potrzeby nie ogrzewcze, np. technologiczne, do produkcji pary wodnej itp.

Rozporządzenie w sprawie wymagań dla kotłów na paliwa stałe [9] z sierpnia 2017 roku oraz nowelizacja rozporządzenia dotyczącego ochrony środowiska z listopada 2019 roku [124] wprowadza rozszerzone pojęcia kotła stałopalnego o mocy do 500 kW, jako kotła na paliwo stałe o znamionowej mocy cieplnej do 500 kW oraz kotła stałopalnego będącego częścią większego zestawu urządzeń, który zawiera urządzenie solarne, ogrzewacz i regulator temperatury.

W rozporządzeniu Komisji Europejskiej dotyczącym wymaganej efektywności energetycznej kotłów na paliwo stałe nazywanym ekoprojektem [7] znajduje się podobna definicja kotła jak w dokumencie UOKiK [131], gdzie dodatkowo wprowadzono warunek aby strata ciepła do otoczenia nie był większa niż 6% znamionowej mocy cieplnej kotła. Wymienione powyżej określenia i definicje dotyczące kotłów stałopalnych są ogólnikowe, zaś przywołanie dodatkowego wyposażenia w postaci ogrzewacza, urządzania solarnego,

regulatora temperatury lub występowanie więcej niż jednego źródła ciepła opalanego paliwem stałym wskazuje nie na jedno urządzenie ale na kilka połączonych i zintegrowanych. Taka definicja określa nie kocioł opalany paliwem stałym jako pojedyncze urządzenie ale instalację z kotłem stałopalnym, dla której zasadnym byłoby określenie kotłownia lub system kotłowy z kotłem na paliwo stałe.

Na dzień dzisiejszy brak spójnej definicji kotła stałopalnego, o której pisał NIK w wystąpieniu pokontrolnym [132] z marca 2018 r., według którego obecne brzmienie Rozporządzenia [9] stwarza ryzyko wprowadzenia do sprzedaży urządzeń niespełniających założonych parametrów. W ocenie NIK należałoby je między innymi uzupełnić poprzez wprowadzenie definicji kotła na paliwo stałe, gdyż w gospodarstwach domowych mogą być użytkowane również inne urządzenia niż kotły w celu spalania paliw stałych.

Wiele kotłów na paliwa stałe, które są obecnie eksploatowane w Polsce powstało w oparciu o już nieaktualne, wycofane, zastąpione lub zaktualizowane normy przedmiotowe. Spora część kotłów powstała, jako urządzenia nie znormalizowane (klasyfikowane), wytworzone przez zakłady ślusarskie i/lub rzemieślników na podstawie ich własnych autorskich rozwiązań projektowych. Jedną z najstarszych norm dotyczących kotłów grzewczych, jest wycofana norma hutnicza [133]. Przedmiotem normy są określenia i nazwy dotyczące kotłów grzewczych używane w wydawnictwach, nauczaniu, projektowaniu, wytwarzaniu, obrocie i eksploatacji. Niniejsza norma porządkuje nazewnictwo w dziedzinie kotłów grzewczych oraz definiuje urządzenie cieplne, jakim jest kocioł grzewczy pod względem parametrycznym. Norma obejmuje swym zakresem kotły grzewcze o mocy nominalnej do 1 MW i temperaturze na króćcu wylotowym do 115^{o}C dla wody i ciśnieniu 70 kPa dla pary wodnej. Gdzie kocioł grzewczy stanowi spójny agregat zawierający palenisko i części składowe stanowiące stałe jego wyposażenie, który służy do podgrzewania wody lub wytwarzania pary wodnej ciepłem pochodzącym z procesu spalania paliwa. Mimo że na dzień dzisiejszy norma [133] opisuje już coraz rzadziej stosowane kotły w nowych obiektach oraz nie uwzględnia najnowszych rozwiązań konstrukcyjnych, technologicznych i wyposażenia w zakresie kotłów grzewczych na paliwa stałe, to dokonuje czytelnego podziału na kotły, ze względu na:

- czynnik grzewczy (parowe i wodne),
- temperaturę (niskotemperaturowe, średniotemperaturowe),
- ciśnienie (niskociśnieniowe i pozostałe wg UDT),
- zastosowany materiał (żeliwne, stalowe),
- konstrukcję (członowe, dzielone, dwupiastowe, wielopiastowe, bliźniacze),
- paliwo (przestawialne, jednopaliwowe),
- przepływ spalin (górnego spalania , dolnego spalania),
- obsługę (zmechanizowaną, częściowo zmechanizowaną, ręczną lub kotły automatyczne).

Pozostałą terminologię w zakresie kotłów wodnych zawiera wycofana norma mechaniczna [134]. Stalowe kotły grzewcze małej mocy do 50 kW są przedmiotem normy ujmującej wymagania i badania techniczne kotłów [135], która jest obecnie zastąpiona przez poddaną aktualizacji normę [136] dotyczącą kotłów z palnikami nadmuchowymi. Wyżej wymieniona norma [135] nie odnosi się bezpośrednio do rodzaju

spalanego paliwa, tylko do zagadnień technologicznych związanych z wytwarzaniem, badaniami, odbiorem i oznakowaniem.

Wymaganie i badania dla kotłów małej mocy do 50 kW na paliwa stałe zawiera norma dla kotłów nisko parametrycznych o maksymalnym ciśnieniu do 2 bar, pracujących w układzie otwartym [137]. Dotyczy ona kotłów z automatycznym zasypem paliwa oraz kotłów ręcznych przeznaczonych do zasilenia instalacji ogrzewczej i przygotowania ciepłej wody użytkowej. Powyższe kotły mogą być opalane paliwami mineralnymi, brykietami z drewna, torfu lub podobnymi paliwami. Powyższa norma była poddana kilku uzupełnieniom aby ostatecznie zostać zastąpiona przez normę, której przedmiotem są urządzenia mieszkaniowe spalające paliwo stałe [138]. Powyższa norma obejmuje swym zakresem między innymi wymagania w zakresie bezpieczeństwa, użytkowania, wytwarzania, konstrukcji oraz projektowania ogrzewaczy pomieszczeń opalanych paliwami stałymi. Podaje metody badań emisji cząstek stałych, OGC (organicznych związków gazowych), NOx i CO, bez podawanie wartości granicznych. Powietrze do spalania dostarczane jest z zewnątrz systemem rur zaś urządzenie nie jest uznawane za urządzenie ze szczelną komorą spalania. Norma operuje określeniem urządzenia spalające paliwo a nie kocioł i jest wykorzystywana między innymi do certyfikacji kominków, wobec czego wyłączone są z niej [138] kotły małej mocy na paliwa stałe.

Obecnie największy zakres kotłów do spalania paliw stałych obejmuje norma PN-EN 303-5, która uległa w ostatnim czasie znaczącej modyfikacji. Najstarsza jej krajowa wersja pochodzi z 2002 roku [139], która powstała na bazie normy europejskiej EN 303-5 z 1999 [140], a następnie została modyfikowana w 2012 roku [20]. Przedmiotem normy są kotły grzewcze o mocy do 500 kW, opalane paliwami stałymi wraz z urządzeniami zabezpieczającymi, gdzie nośnikiem ciepła jest woda o maksymalnej temperaturze do 110^{o}C i ciśnieniu pracy do 6 bar z ręcznym i automatycznym zasypem paliwa. Norma przywołuje szereg definicji dotyczących komponentów kotłów grzewczych opalanych paliwami stałymi, ponadto określa wymagania dotyczące urządzeń regulacyjnych, zabezpieczających, konstrukcyjnych, ochrony środowiska, badania oraz oznakowania. W normie podano wymagania w zakresie jakości spalania, charakterystyk eksploatacyjnych, konserwacji oraz oznakowania kotłów wraz z osprzętem bezpieczeństwa. W 2019 roku pojawił się projekt jej aktualizacji [141], który nawiązywał do regulacji europejskich [142] w zakresie ekoprojektu [7] oraz etykiet efektywności energetycznej [8]. Ostania aktualizacja normy PN 303-5 pochodzi z września 2021 [21] roku i jej zakres został rozszerzony między innymi o kotły kondensacyjne. Wprowadzono ponadto podział kotłów ze względu na pobór powietrza na kategorie, które obejmują odpowiednio:

- kategoria 1 – pobierające powietrze do spalania z wnętrza budynku,
- kategoria 2 – pobierające powietrze do spalania głównie z zewnątrz budynku,
- kategoria 3 – pobierające powietrze do spalania tylko z zewnątrz budynku.

Zaktualizowana norma [21] dodatkowo uwzględnia wymagania z kwietnia 2015 roku dla kotłów na paliwo stałe określone w rozporządzenia Komisji (UE) w odniesieniu do etykiet efektywności energetycznej [8] oraz rozporządzenie Komisji (UE) w odniesieniu do wymogów dotyczących ekoprojektu [7]. Wprowadzenie nowych wymagań spowodowało konieczność obliczania i podawania współczynnika

efektywności energetycznej EEI, pomiar emisji NOx, emisji pyłu oraz pomiar efektywności energetycznej w stosunku do poprzedniej normy [20].

Dla porządku należy jeszcze nadmienić, że obecnie obowiązuje także norma krajowa z 1999 roku dla kotłów stałopalnych małej mocy z cyklicznym zasypem paliwa [143]. Są to kotły z rusztem stałym górnego spalania do którego podaje się paliwo, rozpala a po wypaleniu zasypanej porcji paliwa i odprowadzeniu odpadów paleniskowych, zasypuje się paliwo, które należy ponownie rozpalić itd. Swym zakresem obejmuje ona wymaganie cieplne, techniczne i ogólne oraz opisuje metody sprawdzania wymienionych wymagań. Obecnie w Polsce jest wiele kotłów eksploatowanych, które zostały zaprojektowane, wykonane i wprowadzone na rynek w oparciu o wycofane, zastąpione lub poddane gruntownym modyfikacjom normy krajowe.

2.5. Stan, preferencje użytkowników i przewidywane kierunki rozwoju kotłów na paliwa stałe

Przyjmuje się, że źródła ciepła w budynkach jednorodzinnych są główną przyczyna smogu zimą i odpowiadają za emisję 90% szkodliwego benz[a]pirenu i 50% emisji pyłu. Budynki te są najczęściej wyposażone w proste kotły zasypowe o niskiej klasie energetycznej oraz kotły nie poddane żadnym badaniom, w których spalany jest węgiel i drewno. W 2020 roku około 2,95 miliona eksploatowanych kotłów nie spełniało lokalnych uchwał antysmogowych, co stanowiło 55% domów jednorodzinnych. Jeżeli nie nastąpi abolicja lub złagodzenie wymagań uchwał antysmogowych to przez najbliższe kilka lat do 2028 roku powinno być wymienianych ok. 400 tysięcy kotłów zasypowych rocznie.

W ostatniej dekadzie dzięki licznym inicjatywom organizacji pozarządowych, zmianom w prawie oraz programom wymiany źródeł ciepła nastąpiła znacząca ich redukcja. Pomiędzy 2014 a 2020 rokiem spadł udział gospodarstw domowych spalających węgiel i drewno z 83 % do 71% przy jednoczesnej redukcji kotłów z ręcznym załadunkiem o prawie milion. W wymienionym okresie udział eksploatowanych kotłów węglowych spadł z 69% do 51%, przy jednoczesnym wzroście udziału kotłów na biomasę z 14% do 19% i kotłów gazowych z 14 % do 24%. Część z nich została zastąpiona automatycznymi kotłami na węgiel, gdzie można zaobserwować wyraźny wzrost ich udziału z 12% w 2014 roku [31], 18 % w 2017 [32] do 25% w 2020 roku [33].

W badanym okresie pomiędzy 2014 a 2020 rokiem zmalał odsetek użytkowników deklarujących kocioł węglowy jako główne źródło ciepła z poziomu 69% do 51%, przy wzroście udziału urządzeń na paliwa biomasowe takie jak kotły na drewno (13%), pelet (4%) i kominki (2%) z 14% do 20%. Dla porządku należy nadmienić, iż w tym okresie nastąpił wzrost ilości budynków jednorodzinnych z ok. 5 do 5.5 miliona, dlatego wymienione zmiany zawierają dane związane z modernizacjami oraz nowymi inwestycjami, gdzie montowane były niskoemisyjne źródła ciepła. W tym także okresie zmieniła się struktura źródeł ciepła na paliwa stałe w zależności od wieku budynków. W budynkach wybudowanych po 2000 roku spadł udział kotłów i pieców na węgiel z 38% do 29% oraz spadł udział urządzeń na biomasę (drewno, pelet) z 28% do 18%. W budynkach wybudowanych przed 2000 roku spadł udział kotłów i pieców na węgiel z 73% do 56% ale wzrósł udział urządzeń na biomasę (drewno, pelet) z 12% do 20%. Wskazuje to, iż w budynkach wybudowanych przed 2000

rokiem (starych) prawie na równi preferowana była wymiana kotłów stałopalnych zasypowych na kotły stałopalne biomasowe (8%) i pozostałe źródła ciepła (7%). Natomiast w budynkach wybudowanych po 2000 roku (nowych) wybierane były kotły gazowe, których udział wyniósł 41% (wzrost o 13%) i zwiększeniu uległ udział pomp ciepła z 2% do 8% w okresie od 2014 do 2020 roku. Na uwagę zasługuje fakt ponad dwu krotnego wzrostu ilości automatycznych kotłów stałopalnych na biomasę i węgiel w domach jednorodzinnych w przeciągu 6 lat, których udział zwiększył się z poziomu 8% do 18%.

W 2020 roku prawie połowa respondentów (48%) pytana o plany inwestycyjne dotyczące wymiany kotłów zasypowych nie planowała ich wymiany, 7% nie miało zdania, 17% planowało zakup kotła gazowego, 9% deklarowało chęć zakupu kotła węglowego najczęściej automatycznego, 8% kotła na pelet drzewny a 5% planowało montaż pompy ciepła. Czyli łączy udział zainteresowanych dalszym korzystaniem z paliwa stałego był zbliżony do ilości chętnych korzystaniu z gazu i stanowił 38% planujących modernizację źródła ciepła. Co czwarty z respondentów pytany o najpilniejsze inwestycje wskazywał na potrzebę zabudowy instalacji fotowoltaicznej do zasilenia przyszłego źródła ciepła, zaś część z nich kocioł zasypowy planowała zachować jako zapasowe źródło ciepła [33].

Badania przeprowadzone w 2017 roku wykazały, że odsetek deklarujących współspalanie drewna w kotłach i piecach węglowych wynosił średnio 67%, na wsiach zaś 72%, gdzie drewno w 40% pochodziło z własnych zasobów. Co piąty budynek na wsi ogrzewany był głównie z wykorzystaniem drewna. W 21% domów jednorodzinnych w kotłach węglowych zamiennie spalane było drewno. Posiadacze kotłów na drewno deklarowali spalanie w nich także węgla.

Na terenach wiejskich udział budynków ogrzewanych paliwami stałymi przekraczał 90%, pozostałe budynki ogrzewane były kotłami gazowymi. W miastach korzystało z paliw stałych 60% domów, zaś udział kotłów gazowych stanowił 26%. Ponad 80% właścicieli domów jednorodzinnych ogrzewanych paliwami stałymi deklarowało, że kocioł lub piec węglowy jest głównym źródłem energii. Co piąty posiadacz kotłów i pieców węglowych deklarował posiadanie alternatywnego źródła ciepła (kominek, kocioł gazowy), najczęściej był to kocioł gazowy, z czego tylko 18% używa ich równie często jako kotła na węgiel lub pieca. Co piąty budynek jednorodzinny był wyposażony w kocioł gazowy na cele grzewcze, 11% domów wykorzystywało gaz ziemny wyłącznie do przygotowania c.w.u., zaś około 10% obiektów podłączonych do sieci gazowej nie wykorzystuje urządzeń grzewczych.

Średnio 60% budynków jednorodzinnych w Polsce nie było podłączonych do sieci gazowej, na wsiach stanowiło to 68% budynków, natomiast w miastach 40%. Zainteresowanie podłączeniem do gazu wykazywała prawie połowa mieszkańców. W co czwartym (26%) budynku z instalacją gazową gaz nie był wykorzystywany na cele grzewcze i stanowił potencjalne źródło ciepła na przyszłość [32]. Podstawowe wnioski, jakie wypływają z przedstawionych danych wskazują, że ważnym paliwem stałym oprócz węgla jest drewno, w znacznej części kotłów stałopalnych było realizowane współspalanie. Kotły gazowe stanowią uzupełniające źródło ciepła w domach jednorodzinnych. Ponad połowa (60%) domów jednorodzinnych nie była połączona do sieci gazowej, szczególnie dotyczy to trenów wiejskich. Tylko połowa właścicieli obiektów nie podłączonych do sieci gazowej wykazuje takie zainteresowanie, oznacza to, że reszta jest zainteresowana

kontynuowaniem korzystania z dotychczasowego nie gazowego źródła ciepła. Zwarzywszy, że pompy ciepła najczęściej montowane są w nowych obiektach, to osoby nie zainteresowane podłączeniem do sieci gazowej chcą korzystać z paliw stałych.

Na dalszy rozwój kotłów stałopalnych istotnie wpływają ceny paliw i nośników energii, mody, polityka państwa i trendy rynkowe. Dane o sprzedaży kotłów są regularnie raportowane przez organizacje i stowarzyszenia producentów źródeł energii. Od 2011 roku widoczna jest stała tendencja spadkowa w zakresie rocznej sprzedaży kotłów stałopalnych od poziomu 20 tys. w 2011 roku do poziomu 12 tys. w 2020. Pomimo trendu spadkowego kotły stałopalne w 2020 roku miały najwyższy 40% udział w rynku źródeł energii (kotły, pompy ciepła, kolektory słoneczne, fotowoltaika). Pomiędzy 2019 a 2020 rokiem uwidoczniła się redukcja spadku oraz stabilizacji sprzedaży kotłów stałopalnych. Istotnie zmieniła się struktura sprzedaży z przesunięciem środka ciężkości z kotłów węglowych w stronę kotłów na pelety drzewne. Rekordowa 80% redukcja sprzedaży kotłów węglowych zasypowych była w 2019, która w 2020 roku doprowadziła prawie do całkowitego zaniku sprzedaży.

Rok 2020 zakończył się nieznacznym wzrostem sprzedaży kotłów na ekogroszek oraz 15-20% wzrostem sprzedaży kotłów na biomasę, gdzie dominuje pelet drzewny jako paliwo. Zrębka drzewna jest prawie w całości spalana przez elektrociepłownie zawodowe, inne rodzaje biopaliw stałych występują w śladowych ilościach. Można natomiast zauważyć zainteresowanie spalaniem drewna kawałkowego w kotłach zgazowujących w związku z ograniczeniami związanymi ze spalaniem węgla. W ostatnich latach można zaobserwować duże zainteresowanie kotłami na biomasę, czego wyrazem jest dynamiczny wzrost sprzedaży. W 2017 roku kotły na biomasę stanowiły 16-20% ogólnej sprzedaży kotłów, podczas gdy w 2018 już 35-40% zaś w 2020 roku 65-70% [36]. Spadek sprzedaży kotłów stałopalnych, a w szczególności prostych kotłów zasypowych można uzasadniać rozporządzeniem z 2017 roku [9] wraz z nowelizacjami eliminującym z rynku kotły bezklasowe i kotły o niskiej klasie energetycznej (III i IV). Powyższe rozporządzenie dopuszczało sprzedaż do 2020 roku kotły klasy V a od 2020 kotły spełniające wymaganie ekoprojektu [7].

Dużą ilość wymian kotłów zasypowych do końca 2021 roku była możliwy dzięki programowi Czyste Powietrze, gdzie dominowały kotły na gaz (43%), natomiast drugie miejsce zajęły kotły na biomasę (20%), trzecie pompy ciepła (18%) a tuż za nimi były kotły na węgiel (16%). Kotły na paliwa stałe razem miały udział aż 36% udziały w programie Czyste Powietrze. Wymiana starych kotłów zasypowych stanowiła 65-70% ogólnej sprzedaży urządzeń grzewczych w 2021 roku. W 2021 roku pierwsze miejsce w rynku źródeł ciepła zajęły kotły gazowe (59%), drugie miejsce należy do kotłów stałopalnych, głównie biomasowych (22%), trzecie miejsce zajęły pompy ciepła (16%), ostanie miejsce należy do kołów elektrycznych (3%). Na przełomie roku 2019/2020 i 2020/2021 zaobserwowano wzrosty sprzedaży kotłów na pelety drzewne, które odpowiednio wyniosły 25% i 30%. Nowoczesne kotły na paliwa stałe wchodziły w miejsce tradycyjnie kupowanych kotłów zasypowych. Udział kotłów węglowych w sprzedaży kotłów stałopalnych nie przekracza 20-25%. W 2021 roku zanotowano kolejny wzrost sprzedaży kotłów na biomasę w zakresie 30-35%, zaś kotłów węglowych 10-15%. Obserwuje się także zainteresowanie kotłami na zgazowanie drewna [37].

Możliwość wymiany istniejących kotłów stałopalnych na pompy ciepła lub kotły na gaz ziemny w wyniku obowiązywania lokalnych uchwał antysmogowych [125], ograniczona jest technicznymi możliwościami w zakresie produkcji energii elektrycznej i pozyskania gazu ziemnego oraz przepustowością ich sieci. W przypadku wykorzystania gazu ziemnego dodatkową przeszkodą jest ograniczona dostępność sieci gazowych [144] oraz niechęć właścicieli domów jednorodzinnych do wykorzystania gazu jako paliwa na cele ogrzewcze, pomimo dostępności gazu ziemnego [32]. Zamiana prostych kotłów zasypowych pracujących przy wysokiej temperaturze czynnika grzewczego na źródła ciepła niskotemperaturowe takie jak pompy ciepła lub kotły kondensacyjne wymaga gruntownej modernizacji instalacji centralnego ogrzewania i wymiany komina jeżeli zastosujemy kocioł kondensacyjny. W przypadku typowych pomp ciepła, wynika to z braku możliwości osiągnięcia czynnika grzewczego o dostatecznie wysokiej temperaturze, zaś w przypadku kotłów kondensacyjnych wysoka temperatura czynnika grzewczego uniemożliwia kondensację pary wodnej zawartej w spalinach przy spalaniu gazu ziemnego, LPG lub oleju opałowego. Zamontowanie pompy ciepła wiąże się z zapewnieniem zasilanie elektrycznego o mocy kilku lub kilkunastu kilowatów i przynajmniej przebudową instalacji elektrycznej a niejednokrotnie przyłącza elektrycznego, licznika i nową umową przyłączeniową.

Zmiana w strukturze sprzedaży kotłów i pomp ciepła w ostatnich 10 latach jednoznacznie wskazuje, że kosztem kotłów stałopalnych zainteresowanie użytkowników zyskały pozostałe źródła ciepła. W najbliższej perspektywie do 2028 roku, w wyniku wdrażania kolejnych uchwał antysmogowych, należy się spodziewać dużej ilości wymian obecnie eksploatowanych kotłów stałopalnych bezklasowych i kotłów o niskich klasach energetycznych III i IV, na nowe źródła ciepła. Wymienione wcześniej ograniczenia w zakresie istniejącej infrastruktury energetycznej gazu ziemnego i energii elektrycznej, ilość wymian oraz krótki czas ich realizacji obiektywnie wymuszą wymianę eksploatowanych kotłów stałopalnych na nowe kotły stałopalne, spełniające wymagania ekoprojektu. Może to potwierdzać odbicie poziomu sprzedaży kotłów stałopalnych w latach 2019 i 2020 roku oraz dalszy wzrost w 2021 roku. Jedyną przeszkodą może być literalny oraz wyrażony wprost, zakaz stosowania paliw stałych, który ma miejsce np. w Krakowa i aglomeracji.

W przypadku nowych obiektów oraz miast korzystny trend dla kotłów stałopalnych może być słabszy, ponieważ równolegle z budynkami rozbudowywana jest infrastruktura sieciowa oraz inwestorzy będą wykazywać większe zainteresowanie bezobsługowymi źródłami energii w nowych budynkach. W miastach w porównaniu do terenów wielskich są gorsze możliwości z zakresie magazynowania paliwa w związku z gorszą dostępnością powierzchni, co nie sprzyja korzystaniu z kotłów na paliwa stałe.

Właściciele istniejących obiektów mogą wykazywać chęć kontynuowania eksploatacji kotłów stałopalnych, co może wynikać z przyzwyczajenia do spalania paliwa stałego, wypracowanej kultury eksploatacji, istniejącego wyposażenia obiektów w kotłownię, magazyn paliwa, komin, gdzie naturalna jest wymiana kotła stałopalnego węglowego na podobny kocioł stałopalny na biopaliwa stałe, powodem może być także brak alternatywy. Własny magazyn paliwa daje niezależność wyboru dostawcy paliwa, elastyczność w zakresie terminu i ilości zakupu z uwzględnieniem okresowych obniżek cen paliw, która jest znaczna dla peletu drzewnego tuż po sezonie grzewczym. Odzwierciedleniem tego zjawiska jest zmiana struktury sprzedaży z kotłów węglowych na kotły na biopaliwa stałe. Na terenach wiejskich ważnym czynnikiem będzie

dysponowaniem własnymi zasobami w zakresie biomasy drzewnej, który powoduje zainteresowanie kotłami na zgazowanie drewna [37]. Potwierdza to wysoki udział zamontowanych kotłów stałopalnych pomiędzy 2020 a 2021 rokiem, realizowany w ramach programu czyste powietrze, który z zasady preferuje inne źródła ciepła. W powyższym programie udział kotłów węglowych wynosił 16%, zaś kotłów na biomasę 20% [36]. Przy wyborze kotła istotnym czynnikiem może być dostępność paliw stałych, ich krajowe pochodzenie, rozwinięta sieć dystrybutorów oraz obiegowa opinia, że paliwa stałe są znacznie tańsze w eksploatacji, aniżeli inne nośniki energii.

Na podstawie powyższych danych źródłowych oraz oferty producentów kotłów można stwierdzić, że obecnie najczęściej eksploatowanymi kotłami w gospodarstwach domowych są kotły stałopalne, wielopaliwowe o prostej konstrukcji z nieruchomym rusztem, z korpusem stalowym, spawanym lub odlewanym z żeliwa, bez automatyki lub wyposażone w prostą automatykę. Średni ich poziom zużycia w 2020 roku był na poziomie 55-75%, przy założonej trwałości 15-20 lat. Część z tych kotłów została zastąpiona nowymi jednostkami lub jest w trakcie wymiany. Reszta będzie musiała być wymieniona w perspektywie kilku najbliższych lat w związku z uchwałami antysmogowymi [125].

Analizując trendy w zakresie wykorzystania paliw stałych w okresie pomiędzy 2002-2021 rokiem można przypuszczać, że w najbliższym czasie preferowanymi źródłami ciepła w domach jednorodzinnych będą także kotły stałopalne, w tym kotły z automatycznym podawaniem paliwa. Oczekiwanymi przez użytkowników będą kotły wielopaliwowe ze względu na tradycję ich stosowania, własne zasoby biomasy, dostępność różnych rodzajów paliwa, możliwość optymalizacji kosztów w zależności od aktualnej ich ceny. Zainteresowanie kotłami stałopalnymi poza ich zaletami będzie także wynikać z lokalnie niedostatecznie rozwiniętej sieci gazowej i elektroenergetycznej, która ponadto podatna jest na uszkodzenia lub zniszczenie. Własny magazyn paliwa stałego daje poczucie bezpieczeństwa w perspektywie sezonu grzewczego. Niewątpliwą zaletą zamiany kotła zasypowego nowoczesnym kotłem stałopalnym jest poprawa komfortu użytkowania, dzięki zaawansowanej automatyce kotła, mniejszej ilości czynności manualnych w postaci zasypu paliwa i usuwania popiołu oraz zachowaniem rutyny. Z inwestycyjnego punktu widzenia nie trzeba zmieniać komina (poza kotłami biomasowymi kondensacyjnymi), instalacja c.o. może być wysokotemperaturowa, nie trzeba dodatkowej instalacji gazowej lub elektrycznej. Podłączenie kotła jest prawie *Plug and Play*, poza zabudową systemu ochrony przed zimnym powrotem czynnika oraz podłączeniem dodatkowych czujników temperatury regulacji pogodowej i obiegów grzewczych. Zmienną zależną od klasy źródła ciepła jest jego cena, ważnym parametrem decydującym o kosztach eksploatacji źródła ciepła jest cena paliwa lub energii elektrycznej. Dlatego do całościowej analizy sprawy wymiany kotła na inne źródło ciepła należy brać wszystkie wymienione czynniki oraz dostępne media.

Wymagania jakie obecnie stawia się nowym jednostkom, to wyższy poziom automatyzacji w zakresie regulacji temperatury i prowadzenia procesu spalania w stosunku do obecnie eksploatowanych kotłów, wysoka efektywność energetyczna przy niskiej emisji zanieczyszczeń do atmosfery oraz mechanizacja doprowadzania paliwa. Wyższy poziom automatyzacji procesu spalania oznacza zastosowanie wentylatora nawiewnego lub wyciągowego oraz wykorzystanie zaawansowanego sterownika elektronicznego. Zastosowanie sterownika

elektronicznego oznacza także możliwość sterowania temperaturą czynnika grzewczego w zależności od temperatury zewnętrznej (regulacja pogodowa), regulację temperatury i czasu dostępności ciepłej wody użytkowej oraz możliwość swobodnego zadawanie trybów czasowego obniżenia temperatury czynnika grzewczego (tzw. osłabienie nocne).

Mechanizacja oznacza konieczność stosowania węgla przetworzonego i sortowanego – np. ekogroszku dla kotłów węglowych, peletu lub zrębki drzewnej dla kotłów na biopaliwa stałe. Stały wzrost cen paliw stałych oraz wysokie wymagania w zakresie ekoprojektu oznaczają konieczność lepszego wykorzystania paliwa, a więc podniesienia sprawności energetycznej kotła i redukcja emisji zanieczyszczeń zawartych w spalinach. Dla podniesienia sprawności kotłów konieczne staje się, wprowadzenie mechanizmów umożliwiających skuteczne czyszczenie wymiennika ciepła oraz palnika. Wymaganie wyższej sprawności oznacza także zmianę filozofii spalania. Zamiast dotychczasowego spalania na nieruchomym ruszcie, jak w kotle z górnym spalaniem [133] należy zastosować nowoczesne palniki retortowe, schodkowe, rurowe lub paleniska zmechanizowane. Wprowadzenie palnika retortowego oznacza redukcję emisji zanieczyszczeń do atmosfery. Przy wykorzystaniu zmodyfikowanych palników retortowych, pojawia się możliwość spalania biopaliwa stałego w postaci peletów drzewnych, peletów ze słomy, pestek, łusek lub ziaren, zrębki drzewnej w kotłach na ekogroszek. Zastosowanie peletów i zrębki drzewnych pozwala na dalszą automatyzację pracy kotła, przez wprowadzenie zapalarki elektrycznej, która umożliwia automatyczne rozpalanie kotła.

W opozycji do węgla jako podstawowego paliwa, które jest wciąż spalane w kotłach o małej mocy, pozostaje europejska polityka klimatyczna promująca odnawialne źródła energii poprzez przyjęcie w grudniu 2008 roku pakietu klimatyczno - energetycznego tzw. pakiet 3x20% [1]. Obecnie kontynuowana w ramach dyrektywy RED II [2], gdzie przyjęto między innymi za cel zużycie odnawialnych źródeł energii brutto w 2030 roku na poziomie 45%. Zasadniczym celem transformacji sektora energetycznego UE w ramach Zielonego Ładu jest osiągnięcie neutralności energetycznej państw UE do 2050 roku [5]. W program promowania OZE oraz dekarbonizacji sektora energetycznego w Polsce wpisują się strategia rozwoju energetyki odnawialnej [111], program dla elektroenergetyki [112] oraz polityka energetyczna do roku 2030 [113] zmodyfikowana i uaktualniona jako polityka energetyczna do 2040 r [6]. We wszystkich tych programach biomasa była i jest filarem osiągnięcia zakładanego celu OZE w ciepłownictwie, kogeneracji i gospodarstwach domowych, ponieważ ma największy potencjał w Polskich warunkach.

Węgiel kamienny jest paliwem nieodnawialnym, którego stosowanie w celach energetycznych zostanie zakazane w przyszłości. Na dzień dzisiejszy wiadomo, że prawdopodobną datą wycofania węgla jako paliwa będzie rok 2040. Eksploatacja kotłów dwupaliwowych na ekogroszek oraz pelety drzewne w najbliższej przyszłości pozwala na elastyczne przejście z wykorzystania węgla, jako paliwa nieodnawialnego na paliwo odnawialne w postaci peletu. Najbliższe dwie dekady stanowią czas na transformację krajowego rynku kotłów i paliw stałych oraz ewolucyjne przejście ze spalania węgla do spalania paliw odnawialnych. Powyższą potrzebę i trend potwierdza uzupełnienie oferty o kotły biomasowe producentów kotłów węglowych. Z jednej strony zakaz spalania węgla stanowi zagrożenie egzystencjonalne na wielu krajowych producentów kotłów

stałopalnych [38], którzy produkowali lub produkują kotły węglowe, z drugiej strony jest to wyzwanie i ogromna szansa rozwojowa, pod warunkiem wykorzystania obecnej koniunktury na modernizację.

Jak wynika z dokonanego przeglądu literatury i aktualnego stanu zagadnienia, brak dotychczas wystarczających danych oraz wyników badań przeprowadzonych dla kotłów wielopaliwowych z automatycznym podawaniem paliwa, spalających pelet drzewny. Kotły te na dzień dzisiejszy są dostatecznie poznane i przebadane pod kątem spalania węgla. Jak wynika natomiast z planów transformacji sektora energetycznego ma poziomie europejskim czy krajowym, perspektywicznie stosowanym paliwem w kotłach stałopalnych będą paliwa na bazie biomasy stałej.

3. Cel pracy oraz teza

Celem pracy było wykonanie badań cieplnych kotła wielopaliwowego EKO PLUS 10 z automatycznym, śrubowym podajnikiem paliwa, dla którego paliwem podstawowym jest węgiel kamienny ekogroszek o granulacji 5÷30 mm oraz miał. Paliwem zastępczym mogą być pelety drzewne o średnicy 6÷10 mm i długości do 25 mm. Nominalna moc kotła wynosi 10 kW i może on pracować w zakresie mocy od 3 do 14 kW. Badania kotła przeprowadzono podczas spalania peletu drzewnego o średnicy 6 mm i miały na celu opracowanie podstawowych jego charakterystyk cieplnych oraz stwierdzenie możliwości prowadzenia procesu spalania w sposób ciągły, bezpieczny, kontrolowany i przyjazny środowisku naturalnemu.

W celu zbadania i poprawy parametrów spalania, zrealizowano ciągły pomiar temperatury na wylocie z komory spalania oraz składu spalin na wylocie z kotła (zawartość tlenu, tlenku węgla). Na podstawie pomiarów parametrów spalania poddano analizie algorytm sterowania, co pozwoliło na zredukowanie ilości emitowanych do atmosfery zanieczyszczeń oraz na uzyskanie maksymalnej sprawności kotła. Zmiana algorytmu sterownia wynika także z różnej dynamiki spalania węgla kamiennego i peletu. Obserwacje i wyniki pomiarów stanowią podstawę do propozycji w zakresie zmian konstrukcyjnych kotłów serii EKO PLUS. Otrzymane wyniki badań przyczyniły się do propozycji modyfikacji istniejących kotłów wielopaliwowych z automatycznymi, śrubowymi podajnikami paliwa oraz algorytmu ich sterowania pod kątem poprawy efektywności spalania peletu.

Innowacyjnym elementem rozprawy jest próba zaadoptowania metody CKTI obliczania cieplnego komór paleniskowych kotłów energetycznych dla komory paleniskowej analizowanego w pracy kotła EKO PLUS. Metoda ta uwzględnia współczynnik efektywności cieplnej ścian komory oraz oparta jest na założeniu, że temperatura spalin w całej komorze jest jednakowa [22, 23]. Podjęto próbę oszacowania wartości parametru M, uwzględniającego rodzaj spalanego paliwa i położenie palników (palnika).

Wynikiem obliczeń jest m.in. temperatura spalin na wylocie z komory paleniskowej. W celu jej wyznaczenia ustalono strumień objętości peletu dostarczanego do komory oraz zapisano odpowiednie równania stechiometryczne jego spalania. Wynikiem w tym przypadku jest strumień masy spalin na wylocie z komory. Jednocześnie zrealizowano pomiar temperatury spalin wylotowych, co pozwoliło na eksperymentalną weryfikację opracowanego modelu. Opracowane na podstawie badań wnioski oraz

proponowany model matematyczny mogą być w przyszłości uogólnione na jednostki o większych mocach oraz dla innych rodzajów biopaliw stałych.

Teza Pracy:

Możliwe jest opracowanie empirycznych zależności pozwalających na stworzenie algorytmu sterowania pracą kotła wielopaliwowego, dedykowanego do spalania ekogroszku, podczas spalania w nim peletu drzewnego.

4. Paliwa stałe

Paliwa stałe są wciąż istotnym źródłem energii w świecie i mają największy udział w wytwarzaniu energii cieplnej i elektrycznej w Polsce [104]. Wśród nich dominuje węgiel kamienny oraz drewno, zarówno w energetyce zawodowej jak i w rozproszonych źródłach energii. W związku z rozwojem energetyki opartej na odnawialnych źródłach energii i ochroną powietrza w systemach grzewczych zasilanych przez kotły stałopalne małej mocy następuje systematyczna redukcja kotłowni węglowych i wzrost ilości kotłowni opalanych drewnem lub jego przetworzoną formą w postaci peletu drzewnego.

4.1 Węgiel kamienny

Węgiel kamienny jest wciąż podstawowym surowcem energetycznym w Polsce, wykorzystywany jest do celów energetycznych i technologicznych. W energetyce zawodowej służy do wytwarzania energii elektrycznej oraz ciepła. W przemyśle służy jako składnik przy procesach technologicznych, np. jako główny składnik produkcji stali. W gospodarstwach domowych jest najczęściej wykorzystywanym paliwem do ogrzewania budynków oraz przygotowania ciepłej wody użytkowej [30, 37].

Skomplikowane procesy geologiczne w wyniku których powstał węgiel kamienny spowodowały, że zawiera on różne związki mineralne. Konieczna stała się jego klasyfikacji pod względem przydatności technologicznej i energetycznej. Istnieje wiele kryteriów klasyfikacyjnych, które uwzględniają jego stopień uwęglenia, budowę, zawartość substancji mineralnych, zastosowanie, pochodzenie oraz mierzalne parametry techniczne, wg ustalonych procedur opisanych w przedmiotowych normach. Dla węgli stosowanych w celach energetycznych najważniejsze są jego parametry energetyczne w tym ciepło spalania i wartość opałowa [145] oraz inne podstawowe właściwości umożliwiające efektywne spalanie, takie jak zdolność spiekania [146], zawartość części lotnych [147], wskaźnik wolnego wydymania [148], wskaźniki dylatometryczne [149].

4.1.1. Analiza elementarna

Podstawą charakterystyki węgla kamiennego jest analiza elementarna, która podaje wagową zawartość procentową pierwiastków składowych (C, H, O, S, N itd.) oraz analiza techniczna, która określa makroskopowe właściwości węgla kamiennego, takie jak ciepło spalania (Q_s), wartość opałową (Q_i) oraz podaje wagową procentową zawartość wilgoci (W), popiołu (A) oraz części lotnej w paliwie (V). Węgiel kamienny można także opisać za pomocą udziału stałej części palnej (FC – ang. fixed carbon) po osuszeniu,

odgazowaniu i usunięciu popiołu lub wskaźnika paliwowego (FR – ang. fuel ratio), będącej udziałem stałej części palnej odniesionej do części lotnej (FR=Fixed Carbon/Volatile Matter).

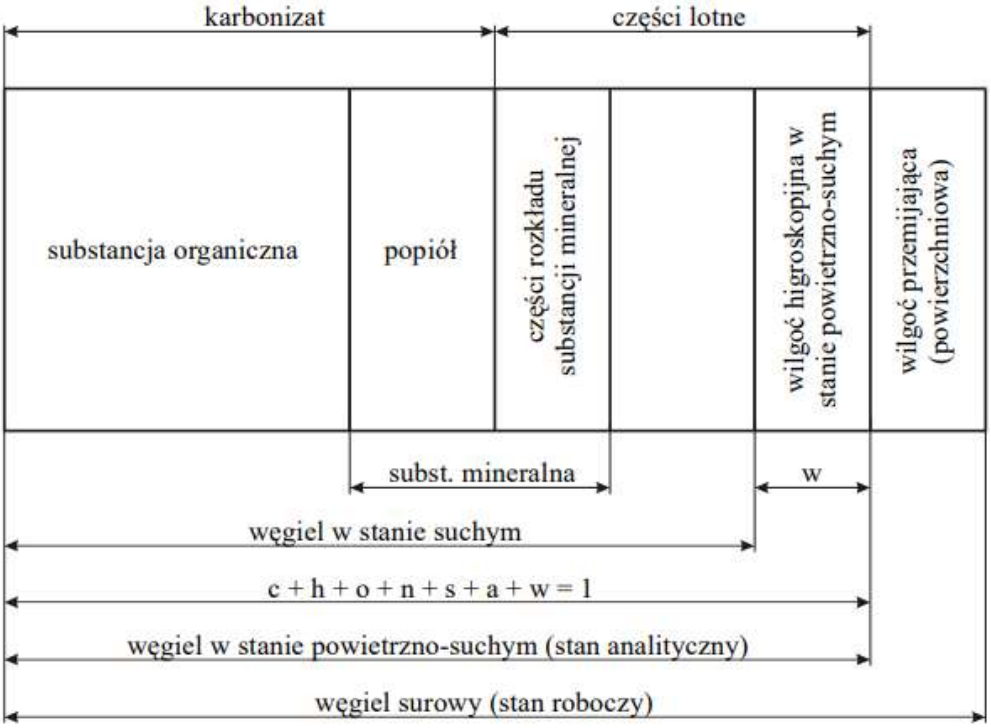
Podstawowymi składnikami węgla kamiennego pochodzenia organicznego są węgiel, tlen i wodór tworzące skomplikowaną strukturę związków organicznych oraz występujące w mniejszości siarka, azot, fosfor wraz ze związanymi z substancją organiczną nieorganicznymi składnikami zawierającymi krzem, wapń, glin i sód.

Wartość opałowa węgla kamiennego zależy od zawartości i udziału głównych palnych składników paliwa, takich jak węgiel i wodór. Zawartość węgla pierwiastkowego może się zmieniać w szerokim zakresie od 75 do 93 % i dlatego jego zawartość decyduje o wartości opałowej paliwa. Zawartość wodoru może się wahać w zakresie 2÷5 % i wpływa na łatwość jego zapłonu.

Stopień uwęglenia węgla kamiennego rośnie z wiekiem geologicznym, kosztem redukcji udziału lotnych składników paliwa, takich jak tlen i wodór. Węgiel kamienny zawiera siarkę w zakresie 1÷5% w związkach pochodzenia organicznego, siarczkach i siarczynach, która w przeważającej większości ulega spalaniu tworząc głównie dwutlenek siarki, który jest przyczyną korozji niskotemperaturowej i wysokotemperaturowej [150], odpowiednio wymiennika ciepła i elementów komory spalania kotła. Azot zawarty w paliwie pochodzi z głównie białka roślin z których powstał węgiel kamienny i jest źródłem emisji do atmosfery tlenków azotu. W węglu kamiennym występują w śladowej ilości jeszcze inne pierwiastki, których stężenie jest zbliżone do stężenia w skorupie ziemskiej. Niepalne składniki węgla kamiennego będące częściami mineralnymi paliwa, po jego spaleniu tworzą związki chemiczne, które zawiera popiół. Niektóre substancje mineralne węgla kamiennego, takie jak metale alkaiczne i metale ziem alkaicznych mają katalityczny wpływ na reaktywność węgla [150].

4.1.2. Analiza techniczna

Dla celów użytkowych wygodna jest analiza techniczna węgla kamiennego, która opisuje jego parametry makroskopowe (rys. 4.1). Węgiel surowy po wydobyciu jest w stanie roboczym (r) i zawiera wilgotność przemijającą (powierzchniową) i higroskopijną. Zabezpieczony przed opadem atmosferycznym, wystawiony na ekspozycje i poddany działaniu powietrza zewnętrznego, uwalnia się z wilgoci przemijającej i przechodzi w stan powietrzno-suchy, nazywany także analitycznym (a). Wilgotność higroskopijną związaną z substancją organiczną można usunąć przez 2 godzinne suszenie w temperaturze 105÷110^{o}C, uzyskując węgiel w stanie suchym (d). Wilgotność paliwa obniża jego wartość opałową, zwiększa stratę kominową oraz może być przyczyną pracy wymiennika ciepła spaliny-woda z wykropleniem pary wodnej ze spalin.



Rys. 4.1. Analiza węgla i produktów w rezultacie znormalizowanego ogrzewania bez dostępu powietrza w temperaturze 850°C: udziały masowe pierwiastków c – węgla, h – wodoru, o – tlenu, n – azotu, s – siarki, a – popiołu, w- wody [151]

Opisane powyżej stany węgla kamiennego mają swoje odniesienie do jego stanu fizycznego. Umownym stanem węgla kamiennego jest stan suchy bez popiołu (daf), który nie ma odniesienia do stanu rzeczywistego i jest stanem czysto teoretycznym. Szczegółowy opis stanów występowania węgla kamiennego opisuje wycofana norma [177].

Najważniejszą częścią paliwa z energetycznego punktu widzenia jest jego substancja organiczna, będąca częścią palną i źródłem energii. Zawarta w węglu kamiennym wilgoć i substancje mineralne są balastem, który obniża wartość opałową oraz utrudnia zapłon i spalanie. Zawartość substancji mineralnej w węglu kamiennym może się wahać w szerokim zakresie od 2 do 60% [150] i jest źródłem popiołu.

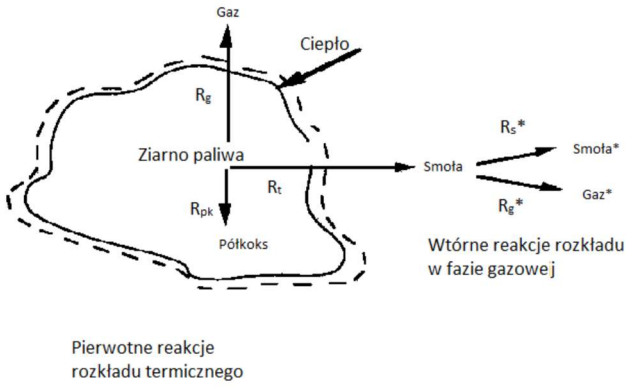
4.1.3. Popiół

Źródłem popiołu są substancje mineralne zawarte w paliwie, które tworzą mieszaninę związków nieorganicznych, pochodzenia organicznego oraz zanieczyszczenia, których skład reprezentuje zawartość skorupy ziemskiej. Są to najczęściej węglany, krzemiany, siarczki i siarczyny. W popiele mogą się także znajdować niedopalone części paliwa oraz paliwo, które nie uległo spaleniu. Popiół jest mieszaniną różnych związków chemicznych, która ma strukturę niejednorodną o różnej gęstości i stopniu rozdrobnienia. W trakcie spalania może ona ulec stopieniu (zeszkleniu), powodując wydzielanie się szlaki na elementach komory spalania. Aby temu zapobiec należy utrzymywać temperaturę spalin na dostatecznie niskim poziomie np. o 50°C poniżej temperatury topnienia [24]. Temperatura topienia popiołu zależy od rodzaju związków chemicznych tworzących jego skład. Popiół jest także źródłem emisji jego pylistej frakcji tzw. popiołu lotnego, unoszonego wraz ze spalinami. Jeżeli temperatura powierzchni kontaktu spalin i wymiennika ciepła jest

poniżej punktu rosy spalin następuje wykroplenie pary wodnej. Na zwilżonej powierzchni wymiennika ciepła następuje częściowe odpylenia spalin, a wydzielony szlam ulega zapiekaniu, utrudnia wymianę ciepła i blokuje systemy czyszczące.

4.1.4. Właściwości koksownicze i zjawiska podczas ogrzewania węgla bez dostępu powietrza

Węgiel kamienny poddany działaniu wysokiej temperatury bez dostępu powietrza ulega głębokim i nieodwracalnym przemianom, z wydzieleniem się produktów rozkładu termicznego. Termochemiczny procesy rozkładu (pirolizy) jest poprzedzony procesami fizycznym podgrzewania i odparowania wilgoci. Przebieg procesu jest złożony, zależy on od struktury chemicznej i składu węgla kamiennego oraz warunków prowadzenia procesu (szybkość nagrzewania, temperatura, atmosfera). Stan fizyczny i skład produktów pirolizy zależy od szybkości podgrzewania węgla oraz schładzania produktów rozkładu. Szybki proces redukuje reakcje wtórne oraz wpływa na wydajność procesu i ilość produktów. W przypadku pirolizy konwencjonalnej produkty rozkładu termicznego są w postaci stałej, ciekłej i gazowej (rys. 4.2), zaś reakcje rozkładu można podzielić na pierwotne i wtórne, którym ulegają substancje reaktywne. W przypadku pirolizy błyskawicznej nie występuje faza ciekła przy jednoczesnym wzroście ilości części lotnych.



Rys. 4.2. Reakcje rozkładu termicznego [152]

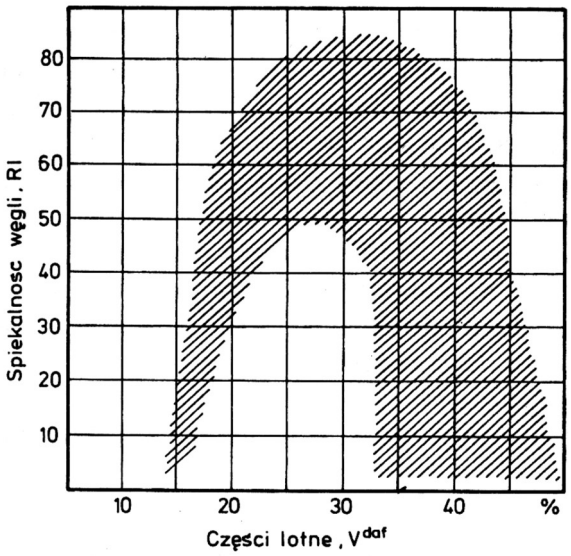
W procesie pirolizy następuje rozkład złożonych związków chemicznych do związków o mniejszej masie cząsteczkowej. Piroliza substancji organicznych prowadzi do otrzymania pozostałości koksowej w postaci karbonizatu i wydzielenia części lotnych w postaci gazu pirolitycznego i smoły pirolitycznej [152].

Przy wysokiej temperaturze następuje zerwanie mniej trwałych wiązań chemicznych i powstanie wolnych rodników, z których część reaguje z wodorem tworząc lotne i ciekłe produkty rozkładu termicznego, pozostałe tworzą pozostałość koksową w procesach rekombinacji, polimeryzacji i kondensacji [153]. Proces pirolizy węgla kamiennego można zapisać w uproszczonej formie [154]:

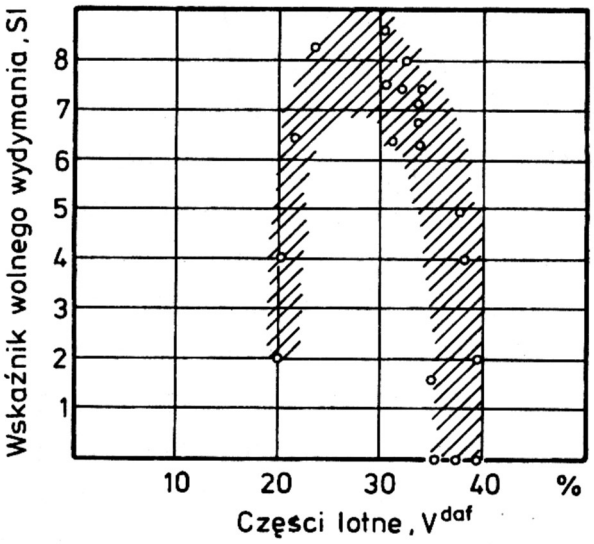
$$C_xH_yO_z \rightarrow CO_2 + H_2O + CO + CH_4 + C_2H_6 + CH_2O + \ \ldots + C_mH_n + C - Q \qquad (4.1)$$

Pod wpływem temperatury chemiczna i fizyczna struktura węgla kamiennego ulega przemianom. Przy koksowaniu węgla kamiennego niezależnie od rodzaju węgla składniki fazy gazowej i ciekłej są do siebie zbliżone, zasadnicze różnice polegają na ich proporcji. Trzeci składnik rozkładu (pirolizy) karbobizat jest

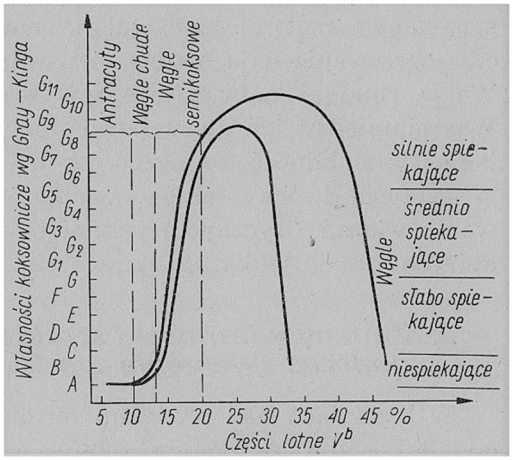
mocno uzależniony od rodzaju węgla. Na tej podstawie węgle kamienne dzieli się na węgle spiekające się i węgle nie spiekające się. Najlepsze właściwości koksownicze mają węgle spiekające się, charakteryzujące się średnim uwęgleniem (rys. 4.3 - 4.5).



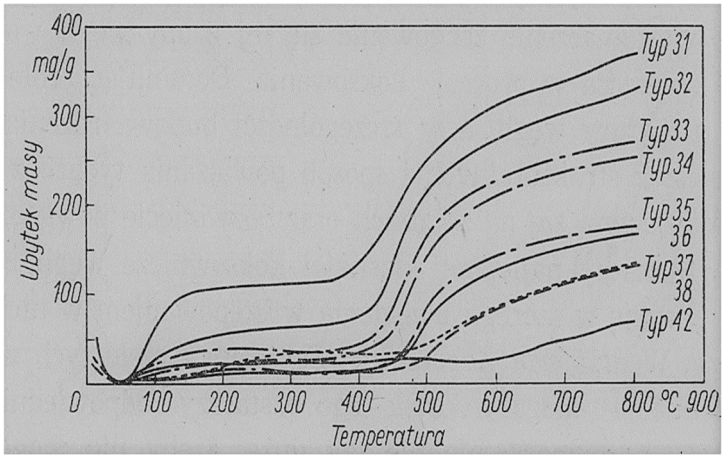
Rys. 4.3. Spiekalność węgli [155]



Rys. 4.4. Wskaźnik wolnego wydymania węgli [155]



Rys. 4.5. Właściwości koksownicze węgli [155]



Rys. 4.6. Krzywe odgazowana witrytów [155]

Ich dobre właściwości koksownicze wiąże się z tym, że stanowią one fazę pośrednią pomiędzy węglami nisko i wysoko uwęglonymi i w związku z tym posiadają strukturę wewnętrzną typu ciecz. Węgle nie spiekające się najczęściej są nisko lub wysoko uwęglone. Można z nich produkować spieczony koks przez odpowiednie prowadzenie procesu (parametry fizykochemiczne i termiczne), mające na celu opóźnienie rozkładu części substancji organicznej.

Badania termograwimetryczne (rys. 4.6) wskazują na występowanie trzech faz w trakcie podgrzewania węgla, podczas których następuje największa utrata masy spowodowana odgazowaniem:

80 ÷ 100 °C – odparowanie wody

350 ÷ 550 °C – odgazowanie pierwotne wraz z intensywnym wydzielaniem się smoły, którego zakres silnie zależy od właściwości koksowniczych węgla

ok.700 °C – odgazowanie wtórne z intensywnym wydzielaniem wodoru

Natomiast w przebiegu termogramów wyróżnia się następujące fazy odpowiadające intensyfikacji przemian (maksima) podczas ogrzewania węgla:

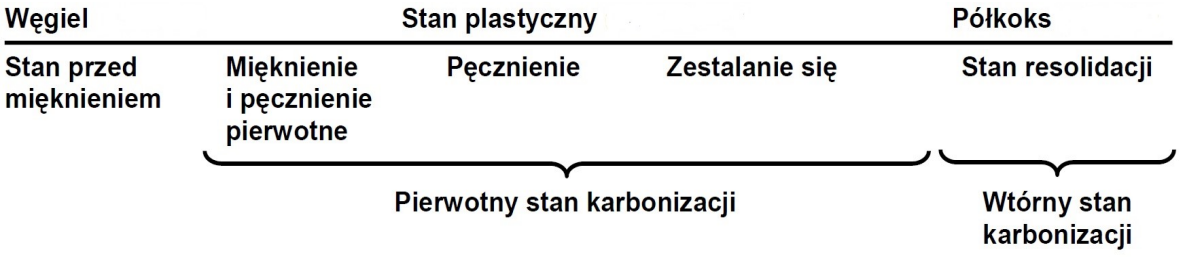
90 ÷ 150 °C – wydzielanie się wilgoci

320 ÷ 460 °C – mięknienie i wydzielanie się części lotnych

480 ÷ 540 °C – zestalanie się masy plastycznej węgla

670 ÷ 720 °C – wydzielanie się wodoru

Przemiany fizyko-chemiczne zachodzące w węglu podczas jego ogrzewania bez dostępu powietrza są skomplikowane i zależą od wielu czynników, takich jak rodzaj węgla, jego rozdrobnienie, parametry termiczne i chemiczne. Van Krevelena zaproponował opis tych przemian z podziałem na stany (rys. 4.7).



Rys. 4.7. Przemiany węgla pod wpływem temperatury na podstawie van Krevelena [156]

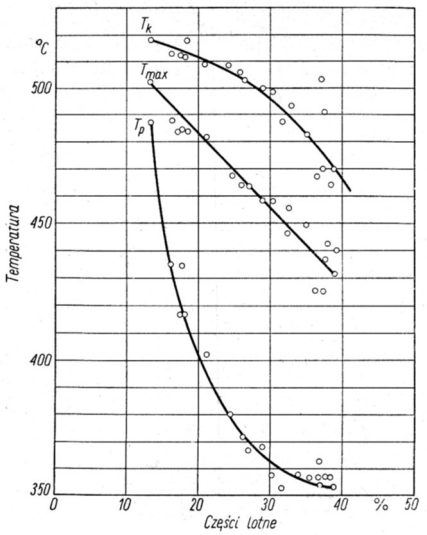
Można w nim wyróżnić trzy główne przemiany, dla których przyjmuje się umowne temperatury graniczne, charakterystyczne dla węgli koksujących **[155]**:

Stan przed mięknieniem (do ok. 350 °C), to stan gdzie nie obserwuje się widocznych zmian makroskopowych, który charakteryzuje się wydzielaniem gazów okludowych, wody konstytucyjnej, CO_2, H_2S i niewielkiej ilości gazów palnych i smoły.

Stan plastyczny (350 ÷ 500 °C), to stan w którym następuje widoczny rozkład substancji organicznej z intensywnym wydzieleniem się gazu (tzw. odgazowanie pierwotne), smoły, wody rozkładowej. Węgiel mięknie i przechodzi w stan plastyczny, polegający na topnieniu składników bitumicznych, które z nietopniejącymi składnikami huminowymi tworzą plastyczną masę. Przebieg tego procesu i temperatury zależą między innymi od stopnia uwęglenia węgla, prędkości ogrzewania, właściwości i ilości składników węgla (bitumitów, substancji huminowych). Duża szybkość ogrzewania powoduje intensyfikację zjawiska uplastycznienia, ponieważ szybkość topnienia bitumidów jest większa niż szybkość ich rozpadu.

Wraz ze wzrostem temperatury, wydzielaniem się gazów i oddestylowaniem się składników niżej wrzących, rozkładem bituminów i polimeryzacji związków niskocząsteczkowych masa plastyczna staje się coraz mniej płynna. W temperaturze powyżej ok. 500 °C następuje całkowite zestalenie masy plastycznej (resolidacja) i powstaje nietopliwy w wyższych temperaturach półkoks. Zmiany temperatury plastyczności w

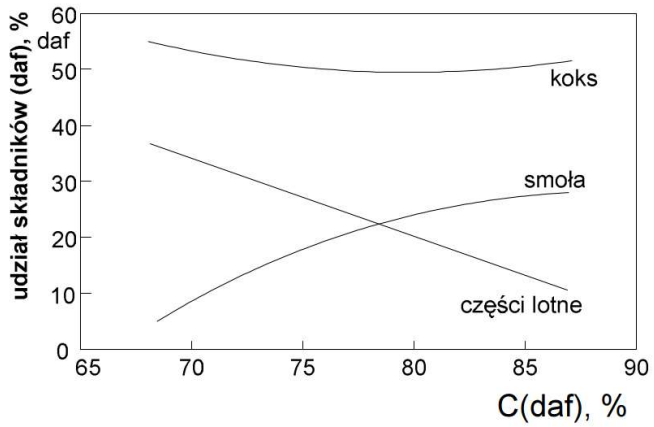
funkcji udziału części lotnych (odwrotność uwęglenia) ukazuje poniższy wykres (rys. 4.8.). Destylacja z wydzielaniem się par oraz odgazowanie wpływa na proces kształtowania się płynnej lub plastycznej pozostałej fazy. W przypadku węgli nie koksujących zjawisko plastyczności zachodzi w ograniczonym zakresie i nie powstanie jednorodna plastyczna masa, dlatego wydzielone gazy mogą swobodnie uchodzić w szczelinach pomiędzy cząstkami ziaren. Takie zjawisko jest korzystne przy spalaniu węgla w celach energetycznych w kotłach z palnikami retortowymi.



Rys. 4.8. Charakterystyczne temperatury plastyczności typowych węgli kamiennych oznaczone metodą Gieselera-Hoehnego; Tp – temperatura początku plastyczności, Tmax – temperatura maksimum plastyczności, Tk – temperatura końca plastyczności. [155]

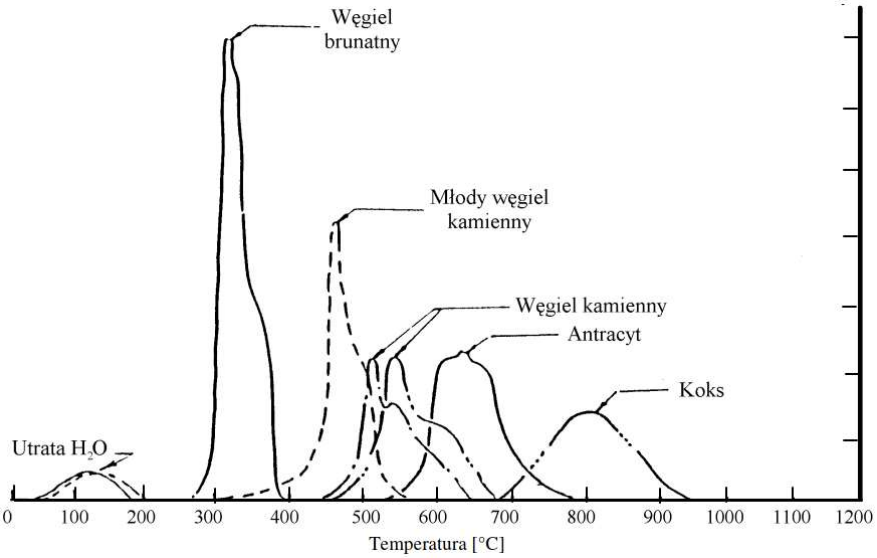
Jeżeli pozostająca masa plastyczna wykazuje niską lepkość, wówczas bańki gazu uchodzą przez płynną masę. W przypadku dużej lekkości masy plastycznej zachodzi jej wydymanie (analogia do rośnięcia ciasta) z wywieraniem parcia na ścianki komory w wyniku ciśnienia rozprężania. Przy dalszym podgrzewaniu pozostałej substancji stałej (półkoksu), następuje jej rozkład termiczny, prowadzący do powstania koksu. W trakcie tego procesu wydzielają się gazy (wodór, metan) tzw. odgazowanie wtórne, które przechodzą przez fazę stałą powodując jej deformację, pęknięcia, rysy oraz kurczenie się. W przypadku produkcji koksu, temperatura ścian pieca baterii koksowniczej osiągają temperaturę na poziomie 1000 – 1200 °C [155].

Węgle nisko uwęglone (płomienne, gazowo-płomienne, gazowe) zawierają bitumity ulegające szybkiemu rozkładowi w temperaturze 350÷500°C, dlatego nie przechodzą przez stan plastyczny. Węgle wysoko uwęglone (semikoksowe, chude i antracyty) zawierają bardzo mało bitumitów lub ich nie zawierają, dlatego ilość wydzielanych części lotnych jest niewielka. Wysoki udział części lotnych charakterystyczny jest dla węgli nisko uwęglonych, zaś smoły dla węgli wysoko uwęglonych (rys. 4.9.). Duży udział części lotnych ułatwia zapłon węgla i poprawia stabilność płomienia.



Rys. 4.9. Wpływ stopnia uwęglenia na produkty pirolizy węgla [150]

Części lotne zawierają gazy palne, takie jak tlenek węgla, wodór i węglowodory oraz gazy niepalne, takie jak CO_2 i H_2O. Zawarta w węglu kamiennym siarka prawie w całości przechodzi do części lotnych w postaci H_2S i COS. Związki azotu w trakcie spalania ulegają rozkładowi i w 50÷70% wydzielają się z częściami lotnymi w postaci HCN. Związki fosforu w trakcie odgazowania węgla prawie w całości pozostają w pozostałości koksowej. Ilość i dynamika wydzielonej części lotnej zależą od typu węgla i temperatury procesu (rys. 4.10.) [150].



Rys. 4.10. Dynamika wydzielania się części lotnych zależnie od typu węgla [150]

Proces odparowania wilgoci rozpoczyna się od nagrzewania cząstki paliwa, w wyniku którego następuje przyspieszone suszenie, które ma charakter wyłącznie fizyczny (rys. 4.10), bez reakcji chemicznych. Wydzielająca się para wodna przechodzi do otoczenia cząstki, powodując ubytek jej masy. Dalszy wzrost temperatury powoduje rozkład termiczny cząstki węgla. Zakres temperatury odgazowania zależy od typu węgla. Proces odgazowania zależy także od wielkości cząstki, temperatury otoczenia, wymiany ciepła oraz wymiany masy w paliwie. Te zaś zależą od przewodności i pojemności cieplnej, szybkości przenikania gazowych produktów rozkładu termicznego. Utrudniona dyfuzja składników gazowych i niska przewodność

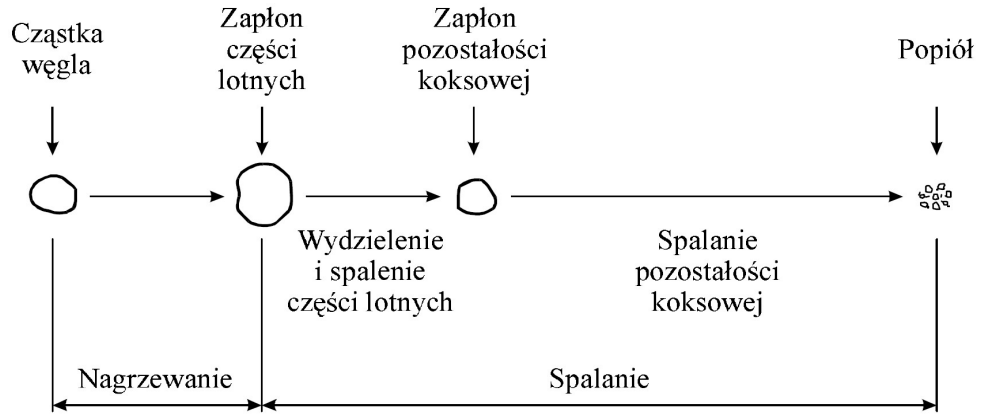
cieplna węgla oznacza spowolnienie procesu i uzyskiwanie wyższych temperatur na powierzchni cząstki, do której nagrzewa się węgiel w trakcie podgrzewania. Wydzielająca się faza gazowa wewnątrz, działa destrukcyjnie na strukturę cząstki paliwa, powodując jej pękanie, co uwalnia drogę ujścia wydzielonych gazów. Efekt destrukcji jest tym większy im gorsza jest przepuszczalność węgla dla gazów i większa jest cząstka.

Wg obecnie obowiązującego rozporządzenia w sprawie wymagań jakościowych dla paliw stałych [12] jako paliwa w kołach małej mocy mogą być stosowane węgle o niskiej zdolności spiekania (RI do 25) oraz antracyt (RI do 5).

Zarówno w przypadku spalania, jak i zgazowania węgla, pierwszym etapem procesu jest, trwająca ułamki sekundy piroliza, czyli proces termicznego rozkładu węgla, której produktami są średniokaloryczny gaz, ciekłe węglowodory oraz stała pozostałość – karbonizat [157].

4.1.5. Przemiany podczas spalania węgla

Węgiel kamienny poddany działaniu wysokiej temperatury z dostępem powietrza, w początkowej fazie ulega analogicznym przemianom jak w trakcie pirolizy (rys. 4.11). Następuje wzrost temperatury pojedynczej cząstki paliwa, odparowanie wilgoci, wydzielenie się produktów rozkładu termicznego. Gazowe produkty rozkładu termicznego w kontakcie z tlenem zawartym w powietrzu ulegają spalaniu. Zapłon części lotnych oddziela proces nagrzewania od spalania części lotnych i pozostałości koksowej [150].

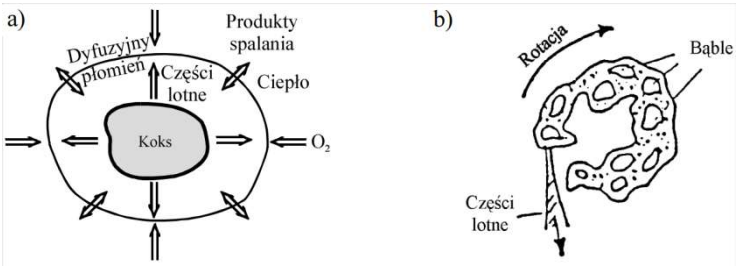


Rys. 4.11. Przykładowa powierzchnia karbonizatu [150]

Procesy podgrzewania, suszenia, rozkładu termicznego węgla i spalania fazy gazowej zachodzą na siebie wzajemnie się intensyfikując. Spalanie części lotnych podnosi temperaturę otoczenia cząstki paliwa, wzrost temperatury przyspiesza rozkład termiczny i inicjuje spalanie pozostałości koksowej, która jako mniej reaktywna spala się znacznie wolniej. Na podstawie wykresu temperatur spalania cząstki węgla oraz zmiany jej wymiaru liniowego w czasie przyjmuje się, że pozostałość koksowa spala się po spaleniu części lotnych, zaś jej czas spalania jest o rząd większy [150] niż części lotnych. Czas trwania poszczególnych procesów jest zróżnicowany (nawet dla tego samego paliwa) i zależy między innymi od temperatury w komorze spalania,

temperatury przegród, temperatury i prędkości wprowadzanego powietrza, prędkości spalin, stężenia tlenu, powierzchni kontaktu paliwa z mieszaniną powietrza i spalin, techniki spalania itd.

Wewnątrz cząstki paliwa zachodzi piroliza, zaś wydzielone lotne produkty rozkładu termicznego wokół cząstki paliwa tworzą atmosferę gazową, ograniczając dostęp powietrza. Węgle nisko uwęglone, antracyty i węgle brunatne wykazują małą plastyczność, przez co zachowują porowatą strukturę, która umożliwia przenikanie na zewnątrz gazowych produktów rozkładu. Przy małej intensywności wydzielania części lotnych spalanie może odbywać się na powierzchni węgla wraz z utlenieniem karbonizatu. Jeżeli jest duża intensywność wydzielania lotnych składników rozkładu termicznego, wówczas spalanie jest dyfuzyjne w płomieniu na zewnątrz cząstki węgla, płomień zaś utrudnia wnikanie tlenu w głąb (rys. 4.12.) otoczki gazowej.



Rys. 4.12. Dwie formy wydzielania się części lotnych z cząstki węglowe [150]

Przy spalaniu węgli wykazujących stan plastyczny w trakcie podgrzewania lub ciekły o dużej lepkości przenikanie gazów przez masę plastyczną jest utrudnione wskutek tworzenia się pęcherzy. Ich pękanie powoduje uwolnienie uwiezionego gazu pod ciśnieniem i spalanie w postaci żagwi. Wyrzucony gaz wywołuje moment obrotowy cząstki i może spowodować jej rotację. Czas indukcji zapłonu cząstki węgla zależy od szybkości nagrzewania, zależnej od wielkości cząstki węgla i temperatury otoczenia, temperatury zapłonu i udziału wody w węglu. Woda zawarta w węglu wydłuża czas podgrzewania cząstki o czas na jej odparowanie, po którym jest możliwy szybki wzrost temperatury. Temperatura zapłonu zależy od struktury węgla wpływającej na proces pirolizy, składu chemicznego, udziału i szybkości wydzielania się części lotnych. [150]. Przykładowe zakresy temperatur zapłonu węgli [158]:

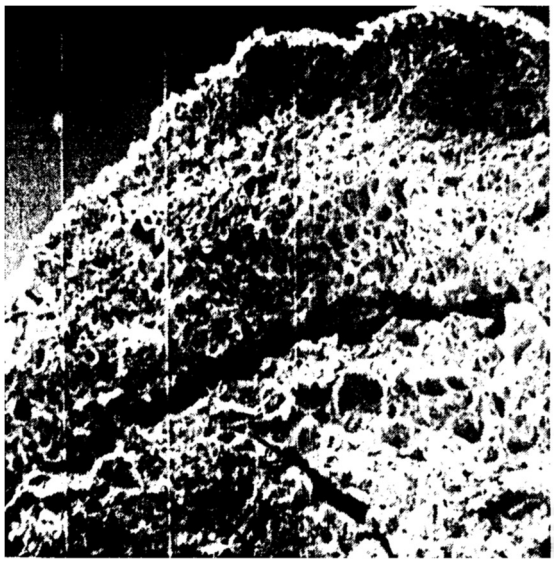
- węgle brunatne 600 ÷ 670 K
- węgle kamienne 720 ÷ 760 K
- antracyt > 780 K

Wydzielone części lotne ulegają natychmiastowemu spaleniu, podgrzewając i inicjując proces spalania pozostałości stałej, która jest mniej reaktywna i wymaga wyższej temperatury. Po odparowaniu i odgazowaniu pozostaje chemicznie czysty węgiel i mineralna część, będąca głównym składnikiem popiołu, tworząc razem z węglem karbonizat.

W zależności od dynamiki procesu podgrzewania i rodzaju węgla oprócz fazy gazowej i stałej może dojść do wydzielania się fazy ciekłej w postaci smoły, która zawiera węglowodory ciężkie o długich łańcuchach. Jest to możliwe jedynie przy spalaniu statycznym w złożu (np. palnik retortowy). Przy spalaniu

dynamicznym rozdrobnionego paliwa w płomieniu wszystkie procesy zachodzą prawie równocześnie, zaś rozkład termiczny następuje w warunkach nieustalonych, spalanie jest w atmosferze utleniającej. Przy spalaniu węgli charakteryzujących się niską liczbą Rogi lub odpowiednio dużą szybkością spalania, niektóre procesy mogą nie zdążyć zajść, np. wydzielenie części ciekłej (węgle koksujące), zamiast której może pojawić się aerozol ciężkich węglowodorów lub wyłącznie faza gazowa.

Spalanie części lotnych przyspiesza suszenie i odgazowanie cząstki węgla, które wiąże się ze znacznym ubytkiem masy, przy zachowaniu początkowo pierwotnego kształtu ziarna, a następnie przyjęciem formy o strukturze porowatej. Zmiany w strukturze wywołane są naprężeniami wywołanymi wydzielaniem się substancji lotnych oraz zmianą temperatury (naprężenia termiczne). Kształt struktury porowatej może się zmieniać w znacznym zakresie od podłużnych pęknięć i kraterów, przez pory sferoidalne w postaci pęcherzy i walców (rys. 4.13) w granicznym przypadku przyjmującego postać cienkiej warstwy w postaci sfery, w której skupiona jest cała masa (cenosfery) [150]. Rodzaj kształtu wynika z właściwości paliwa w fazie formowania porów. Gdy paliwo jest kruche to będą tworzyć się ostre podłużne pęknięcia i kratery, a gdy jest ono plastyczne (węgiel średnio uwęglony) powstają pęcherze i wydmuszki.



Rys. 4.13. Przykładowa powierzchnia karbonizatu [159]

Przyrost temperatury węgla powoduje po osiągnięciu fazy mięknienia widoczne zwiększenie objętości cząstek paliwa (dylatacja), wywołane jest to ciśnieniem od wydzielającej się części lotnej, które od wewnątrz rozsadza ziarna. Dla węgli koksujących, które charakteryzują się dużą plastycznością można mówić o wydymaniu (efekt rośnięcia ciasta), spowodowanego rozprężeniem wydzielających się gazów, gdzie może nastąpić znaczny wzrost objętości cząstki paliwa [155]. Węgle nisko uwęglone (surowiec do wytwarzania ekogroszku) nie ulegają mięknięciu tylko pękają.

Zwiększenie objętości cząstki węgla oraz znaczne rozwiniecie powierzchni kontaktu porowatej powierzchni z otoczeniem ma istotne znaczenie dla szybkości spalania pozostałości koksowej. Kratery i pęknięcia stanowią naturalną drogę do penetracji otaczającego gazu do wnętrza cząstki węgla. Powierzchnia

właściwa ma kluczowe znaczenie przy spalaniu pozostałości koksowej, ze względu ma bezpłomieniowy i heterogeniczny charakter spalania. Na szybkość spalania mają wpływ także wielkość cząstki, temperatura, stężenie tlenu i reaktywność węgla.

Temperatura spalanie cząstek węgla jest w zakresie 1300÷1700ºC. Na kinetykę spalanie mają wpływ reakcje chemiczne oraz procesy fizyczne związane z powierzchnią kontaktu [150], takie jak:

- dyfuzja reagentów do powierzchni cząstki,
- absorpcja gazów na powierzchni cząstki,
- desorpcja produktów reakcji powierzchniowych,
- dyfuzja produktów reakcji do środowiska gazowego.

Reakcje heterogiczne zachodzące na powierzchni karbonizatu:

$C + O_2 \rightarrow CO_2$ (pierwotna, egzotermiczne) (4.2)

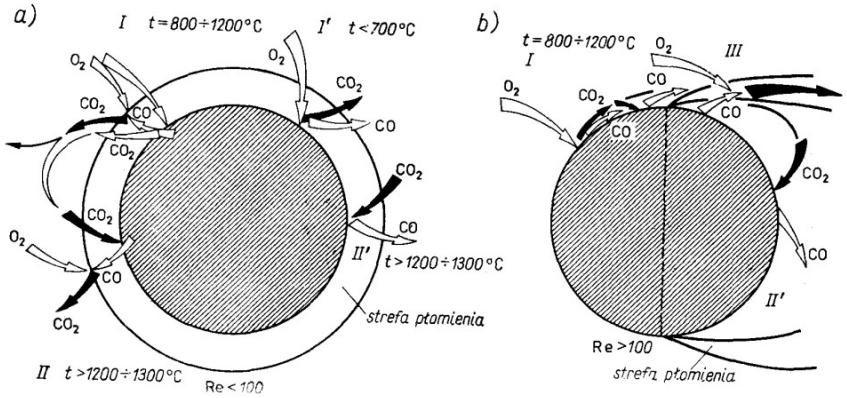
$C + ½\ O_2 \rightarrow CO$ (pierwotna, egzotermiczne) (4.3)

$C + CO_2 \rightarrow 2\ CO$ (wtórna, endotermiczna) (4.4)

Reakcja homogeniczna zachodząca w warstwie przyściennej:

$CO + O_2 \rightarrow 2\ CO_2$ (wtórna, egzotermiczna) (4.5)

Szybkość spalania pozostałości koksowej opisuje kinetyczno-dyfuzyjna teoria spalania pojedynczej cząstki węgla, wg której zależy ona od kinematyki chemicznej utleniania węgla i dyfuzji tlenu w warstwie przyściennej. Kinetyka utleniania zależy od temperatury, im wyższa temperatura tym szybsze utlenianie węgla. Przy dostatecznie niskich temperaturach (np. 600ºC), o szybkości spalania decyduje kinematyka utleniania węgla na powierzchni karbonizatu, przy stężeniu tlenu bliskiemu otoczenia cząstki. Przy dostatecznie wysokiej temperaturze (>1600ºC) o szybkości spalania decyduje dyfuzja, która odpowiedzialna jest za transport tlenu do powierzchni karbonizatu w warstwie przyściennej. Stężenie tlenu w warstwie przyściennej jest bliskie zeru, ponieważ mechanizm dyfuzji jest wolniejszy od szybkości spalania i nie nadąża z dostarczaniem tlenu. Pomiędzy stanami skrajnymi występuje stan pośredni zwany kinetyczno-dyfuzyjnym. W przypadku spalania karbonizatu o dużej porowatości, spalanie może odbywać się na powierzchni cząstki oraz wewnątrz poprzez dyfuzję w porach. Jeżeli szybkość spalania kontrolowana jest przez temperaturę, to reagenty mogą dotrzeć do wnętrza cząstki, a obszar ten nazywany jest wewnętrznym obszarem kinematycznym. Przy wzroście temperatury, gdy szybkość reakcji wzrasta powyżej szybkości dyfuzji tlenu w porach, to taki obszar nazywamy wewnętrznym obszarem dyfuzji. Przy dalszym wzroście temperatury następuje dalszy wzrost szybkości spalania i tlen zostaje w całości zaabsorbowany na powierzchni zewnętrznej – jest to zewnętrzny obszar dyfuzyjny. Proces spalania karbonitu jest złożony i zależy od temperatury i prędkości opływu otoczki gazowej (rys. 4.14) [150].



Rys. 4.14. Wpływ konwekcji i temperatury na rolę pierwotnych i wtórnych reakcji w spalaniu cząstki pozostałości koksowej [150]

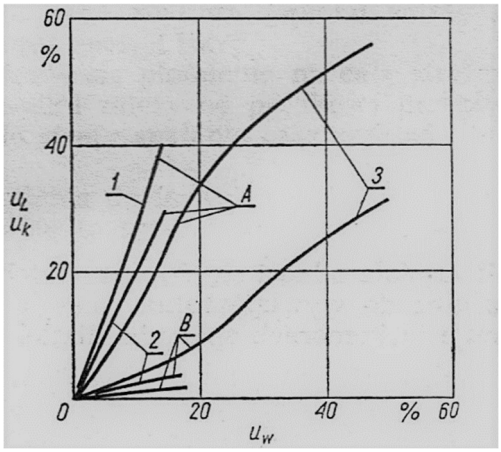
- Przy niskiej temperaturze spalania (<700°C) zachodzą reakcje pierwotne (4.2 i 4.3), utlenianie karbonizatu jest kontrolowane przez tez temperaturę (rys. 4.14a).

- Przy średnich temperaturach (800÷1200°C) zachodzą reakcje pierwotne (4.2 i 4.3) oraz reakcja wtórna (4.5), utlenianie karbonizatu jest kontrolowane przez temperaturę oraz dyfuzję tlenu.

- Przy wysokich temperaturach (1200÷1300°C) zachodzą reakcje wtórne (4.4 i 4.5), utlenianie kontrolowane jest przez dyfuzję tlenu. Wysoka temperatura pozwala na reakcję endotermiczną (4.5) wymagającą wysokiej energii aktywacji.

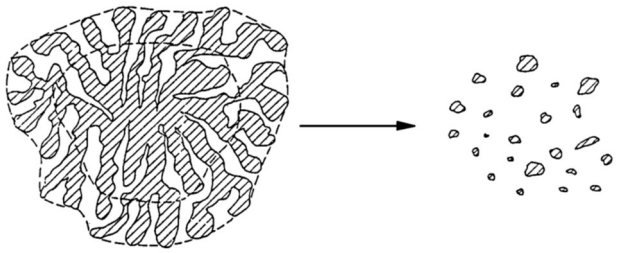
Aby zwiększyć szybkość spalania przy wysokiej temperaturze (rys. 4.14b), należy zwiększyć mechanizm dystrybucji tlenu do cząstki węgla przez konwekcję (Re>100). Spowoduje to zredukowanie otoczki gazowej wokół karbonizatu, w której dystrybucja tlenu była wyłącznie przez mechanizm dyfuzji.

Spalanie części lotnej jest relatywnie szybkie i wyprzedza, a niejednokrotnie poprzedza spalanie pozostałości kokosowej, które jest znacznie wolniejsze (rys. 4.15), dlatego można w uproszczeniu przyjąć, że spalanie części koksowej odbywa się po jej uformowaniu w wyniku odgazowania. Wypalanie części lotnej i gazowej zależy między innymi od stopnia uwęglenia i wielkości ziarna.



Rys. 4.15. Przebieg wypalanie się części lotnych i koksu w początkowym stadium procesu spalania: A – części lotne, B – koks, 1 – węgiel kamienny, 2 – węgiel brunatny, 3 – torf, u_L-udział części lotnych, które zostały spalone, u_K – udział koksu, który został spalony, u_W – udział paliwa, które zostało spalone [160]

Przy bardzo małych cząstkach węgla kamiennego poniżej 200 μm, w początkowym stadium wypalają się wyłącznie części lotne [160]. Ubytek masy cząstki paliwa w wyniku obu procesów fizycznych (suszenie i odgazowanie) jest miarą poziomu zawilgocenia oraz zawartości części lotnych paliwa. W trakcie spalania pozostałości stałej, następuje dalszy ubytek masy i rozpad cząstki paliwa. Wielkość i stopień rozpadu cząstki pozostałości koksowej może być intensyfikowany przez dużą szybkość wzrostu temperatury oraz wewnętrzne spalanie (rys. 4.16).



Rys. 4.16.Rozpad cząstki pozostałości koksowej w warstwie fluidalnej w wyniku wewnętrznego spalenia. [161]

Po wypaleniu prawie wszystkiego węgla pozostaje drobnoziarnista część mineralna, zawarta w paliwie w postaci popiołu. Lżejsze frakcje są porywane przez spaliny tzw. popiół lotny, pozostała część opada na palenisko, przelatuje przez ruszt (w kotłach z rusztem) i gromadzona jest w popielnikach. W nowoczesnych kotłach małej mocy część popiołu lotnego jest wychwytywana, pozostała część uchodzi do atmosfery jako zanieczyszczenie. W popiele znajdują się drobne cząstki niedopalonego węgla, które stanowią tzw. niedopał, zwiększające stratę niecałkowitego spalania. Strata niecałkowitego spalania zależy między innymi od reaktywności paliwa. Reaktywność maleje wraz ze wzrostem stopnia uwęglenia. Najlepszą reaktywność posiada drewno, najgorszą antracyt. Problemem technicznym przy spalaniu paliw stałych jest utrzymanie temperatury spalania poniżej temperatury topnienia popiołu, aby nie dochodziło do tworzenia się spieków i szlakowania elementów wewnętrznych kotła.

Podgrzewanie i suszenie jako procesy endotermiczne obniżają temperaturę spalania. Przy spalaniu innych paliw stałych takich jak drewno mamy do czynienia ze znacznym kurczeniem się a następnie spalaniem cząstek paliwa. Ma to związek ze znacznym ubytkiem masy, za sprawą dużego udziału i łatwej dyfuzji części lotnych przez porowaty materiał paliwa o strukturze komórkowej typu włóknistego pochodzenia organicznego.

4.1.6. Gatunki i rodzaje węgla kamiennego

Paliwa stałe na bazie węgla kamiennego są klasyfikowane na podstawie norm międzynarodowych lub krajowych. W Polsce jest wciąż popularna klasyfikacja na podstawie polskich norm, pomimo że niektóre z nich zostały wycofane. Jednym z tradycyjnie używanych podziałów jest podział na sortymenty [161] oraz klasy, gatunki i odmiany [162] dla węgli energetycznych. Podstawą klasyfikacji węgli energetycznych jest ich wartość opałowa w stanie roboczym w zakresie od (co najmniej) 32 000 do 10 000 kJ/kg z podziałem co 1 000 kJ/kg i zawartość popiołu od 5 do 45% w 12 przedziałach wartości. W zależności od klasy i sortymentu węgla

wyróżnia się pięć gatunków węgla, natomiast w zależności od wskaźnika podatności transportowej sortymentów węgla kamiennego miałowych i mułowych rozróżnia się trzy odmiany węgla. W zależności od wymiarów ziarn wyróżnia się 18 sortymentów węgla. Norma zawiera także dopuszczalne udziały procentowe w masie paliwa nadziarna i podziarna wraz z ich wymiarami. Przedmiotowa norma nie jest obowiązująca, ale występujące w niej nazwy sortymentów węgla kamiennego oraz ich przedziały geometryczne wymiarów ziarn, znajdują częściowe odzwierciedlenie w obowiązującym rozporządzeniu [15] wraz z nowelizacją [16], dotyczącą metod badania jakości paliw stałych.

Ważną rolę w podziale węgla kamiennego odgrywają jego cechy charakteryzujące przydatność do celów energetycznych [163] i technologicznych, takie jak zawartość części lotnych, refleksyjność, zdolność do spiekania, dylatacja i ciepło spalania. Powyższe parametry opisane są w zaktualizowanej normie klasyfikującej węgle i opisującej typy węgli kamiennych [162]. Jednym z podstawowych parametrów, według których klasyfikowane są paliwa kopalne oraz biomasa, jest jego stopień uwęglenia w oparciu o normy międzynarodowe lub krajowe [164].

Popularnym paliwem do spalania w kotłach automatycznych wielopaliwowych na węgiel kamiennym jest ekogroszek, który początkowo był nazwą handlową węgla kamiennego o określonych uznaniowo parametrach. Pojawienie się ekogroszku wiąże się z działaniami, mającymi na celu obniżenie emisji zanieczyszczeń do atmosfery związanych ze spalaniem węgla kamiennego. Jego parametry utożsamiano między innymi z parametrami paliwa referencyjnego, będącego propozycją kryteriów kwalifikacyjnych paliw stałych w opracowaniu z 2006, dotyczącym między innymi parametrów technicznych kotłów wprowadzonych na rynek polski i przebadanych przez Instytut Chemicznej Przeróbki Węgla w Zabrzu pomiędzy 2001 a 2006 r. [40].

Obecnie pod pojęciem ekogroszek kryje się paliwo stałe na bazie węgla kamiennego, którego parametry określa akt normatywny rangi rozporządzenia w sprawie wymagań jakościowych dla paliw stałych [12], który jest obowiązującym prawem. Wraz z w/w rozporządzeniem zostały wprowadzone rozporządzenia towarzyszące, dotyczące poboru próbek [13], wzoru świadectwa jakości paliw [14], metod badania jakości paliw [15] wraz z nowelizacją [16]. Przykładowe parametry ekogroszku (Tab. 4.1).

Tab. 4.1. Wymagania jakościowe dla ekogroszku [12]

Lp.	Parametr	Symbol	Jednostka	Wartość	
				minimalna	maksymalna
1	Zawartość popiołu	A^r	%	–	12,00
2	Zawartość siarki całkowitej	S_t^r	%	–	1,20
3	Wartość opałowa	Q_i^r	MJ/kg	24,00	–
4	Zdolność spiekania	RI	–	–	25,00
5	Wymiar ziarna	–	mm	5,00	31,50
6	Zawartość podziarna	–	%	0,00	10,00
7	Zawartość nadziarna	–	%	0,00	5,00
8	Zawartość wilgoci całkowitej	W_t^r	%	–	15,00

Rozporządzenie w sprawie wymagań jakościowych dla paliw stałych [12] określa także inne rodzaje paliw (kęsy, kostka, kostka I, kostka II, orzech, orzech I, orzech II, groszek, groszek I, groszek II, ekomiał, miał I, miał II, miał III, antracyt) wraz z paliwami, które powstają w procesie obróbki termicznej węgla kamiennego i brunatnego.

4.2 Drewno

Drewno jest ważnym materiałem w budownictwie, przemyśle i energetyce. Obecnie w Polsce jest najważniejszym źródłem energii odnawialnej [33, 165, 6]. W energetyce jest głównym surowcem do wytwarzania odnawialnych paliw stałych na bazie biomasy. Biomasa drzewna w stanie naturalnym często jest palna, ale ze względu na swoje pozostałe właściwości nie nadaje się bezpośrednio do wykorzystania w celach energetycznych, dlatego wymaga dalszego przetworzenia. Dotyczy do dużej zawartości wilgoci, wymiarów, gęstości, zawartości części biologicznej nie zalecanej do spalania oraz zanieczyszczeń.

Drewno ma budowę komórkową, którego ścianki zbudowane są z substancji organicznej, pory zawierają wodę i powietrze. Rozrasta się koncentrycznie tworząc co roku charakterystyczne słoje mówiące o jego wieku, na zewnątrz jest pokryte warstwą ochronną w postaci kory. Wewnątrz znajduje się jego ciemna część, którą tworzą martwa twardziel zawierająca garbniki i żywice, na zewnątrz zaś znajduje się biel jego jasna i żywa część. Na słojach można wyróżnić drewno wczesne, które ma komórki cienkościenne i charakteryzujące się dużą porowatością oraz drewno późne, które ma komórki grubościenne bardziej zwarte o mniejszej porowatości. Drzewa można podzielić na iglaste (sosna, jodła, świerk, modrzew, cedr, cis, inne), liściaste miękkie (lipa, wierzba, topola, osika, brzoza, olcha) i liściaste twarde (dąb, grab, buk, wiąz, jesion, klon, orzech, jawor, grusza, akacja).

Drewno jest materiałem porowatym i higroskopijnym, co umożliwia wymianę wody z otoczeniem, przejawiająca się zmianą wilgotności drewna w zależności od temperatury i wilgotności powietrza. Zależy ona od gatunku drewna w związku z różną higroskopijnością składników drewna. Zmiana wilgotności drewna w związku z wpływem otoczenia jest procesem powolnym, dlatego do stanu równowagi dochodzi po dłuższym

czasie. Maksymalna wilgotność drewna przy danej temperaturze jest dla maksymalnej wilgotności powietrza i nazywana jest punktem nasycenia i zwykle mieści się w zakresie 23÷27%. Związana wówczas woda wypełnia strukturę błony komórkowej bez tzw. wody wolnej w strukturze porowatej drewna. Wilgoć utracona w warunkach temperatury pokojowej nazywana jest przemijającą, ta która pozostanie, nazywana jest wilgotnością powietrzno-suchą lub higroskopijną, którą przyjmuje się na poziomie 15%. Drewno wysuszone do stanu bezwodnego, w warunkach naturalnych absorbuje parę wodną do stanu równowagi i pęcznieje do wymiarów maksymalnych. Zmiana wilgotności drewna w przedziale od stanu bezwodnego do stanu nasycenia, powoduje zmianę wymiarów, co powoduje pękanie drewna, maksymalny skurcz drewna może zawierać się w granicach 7,0÷22,5%.

Ważnym parametrem charakteryzującym drewno z technicznego punktu widzenia jest porowatość, która ma wpływa na właściwości fizyczne, mechaniczne oraz wpływa na wymianę masy i ciepła w trakcie spalania. Porowatość definiowana jest jako iloraz różnicy gęstości rzeczywistej i pozornej do gęstości rzeczywistej drewna, gdzie gęstość rzeczywista jest to stosunek masy drewna do jego objętości bez porów, zaś gęstość pozorna to stosunek masy drewna do jego objętości razem z porami. Z magazynowego i logistycznego punktu widzenia istotna jest także gęstość nasypowa drewna i/lub biopaliw stałych na jego bazie, definiowana jako iloraz masy luźno nasypanego (ułożonego) materiału do jego objętości. Pomiędzy różnymi gatunkami drewna występuje duża rozpiętość gęstości, która w stanie powietrzno-suchym dla drewna twardego (machoń, heban) może wynosić 1000 kg/m^3, zaś dla drewna lekkiego (balsa) może wynosić 160 kg/m^3. Przeciętna gęstość drewna w naszej strefie klimatycznej wynosi od 500 kg/m^3 do 1000 kg/m^3 [166].

Zgodnie z pierwotną definicją biomasy [119] oraz jej uszczegółowieniem [117], drewno do celów energetycznych może pochodzić z produkcji rolniczej jako uprawa energetyczna lub leśna, oraz z przetwórstwa przemysłowego drewna. Przetworzona biomasa na bazie drewna może przyjąć formę brykietu, peletu, toryfikatu i biowęgla. Nie wymienioną formą drewna w rozporządzeniach dotyczących biomasy jest postać zrębki drzewnej. Przedmiotowe rozporządzenie [117] definiuje drewno energetyczne oraz paliwa pochodne (między innymi) na jego bazie, które powstają w wyniku procesów termicznych. Według przedmiotowej definicji drewno energetyczne jest to surowiec drzewny, który z powodu parametrów wymiarowo-jakościowych ma obniżoną przydatność użytkową i techniczną, która uniemożliwia wykorzystanie w przemyśle. Może to być także surowiec drzewny z upraw rolnych [177]. Może ono być przetworzone termicznie w atmosferze beztlenowej lub przy znacznym niedoborze tlenu w wyniku którego możemy otrzymać paliwo o wartości opałowej nie mniejszej niż 21 GJ/t. Gdy proces będzie przebiegał w zakresie temperatur 200÷320°C, to produktem będzie toryfikat, jeżeli proces będzie przebiegał w zakresie temperatur 320÷700°C, to produktem będzie biowęgiel. Definicje i parametry pozostałych paliw stałych na bazie drewna, które podlegają suszeniu i rozdrobnieniu takie jak zrębka drzewna oraz dodatkowo podlegające zagęszczaniu i spajaniu, takie jak pelety lub brykiety znajdują się w normach przedmiotowych.

4.2.1 Analiza elementarna

Analogicznie jak w przypadku innych paliw podstawą charakterystyki drewna, jako surowca do produkcji odnawialnych paliw stałych jest analiza elementarna, która podaje wagową zawartość procentową pierwiastków składowych (C, H, O, N, S, Cl, itd.) oraz analiza techniczna, która określa makroskopowe właściwości drewna, takie jak ciepło spalania (Q_s), wartość opałową (Wd) oraz podaje wagową procentową zawartość wilgoci (w), popiołu (p) oraz części lotnej w paliwie (V). Analiza elementarna pozwala określić jakich produktów (składników) można się spodziewać w trakcie procesowania drewna oraz pozwala na teoretyczne oszacowanie spodziewanej wartości opałowej w suchej masie biomasy.

Podstawowymi pierwiastkowymi składnikami drewna są węgiel, tlen, i wodór tworzące skomplikowaną strukturę związków organicznych oraz występujące w mniejszej ilości azot, siarka i chlor wraz ze związanymi z substancją organiczną nieorganicznymi składnikami zawierającymi wapń, potas, sód i glin pochodzenia mineralnego. W drewnie występują w śladowych ilościach także żelazo, bor, arsen german, kobalt, jod [166]. Głównym źródłem węgla i tlenu jest dwutlenek węgla z powietrza, zaś wodoru woda. Uwolniony tlen z cząsteczki wody przechodzi do atmosfery [150]. Źródłem minerałów jest nieorganiczny składnik podłoża oraz rozpuszczone w wodzie gruntowej jony magnezu, wapnia i potasu.

Drewno jest niejednorodne chemicznie, przez co jest różna zawartość poszczególnych związków oraz pierwiastków w jego częściach, takich jak pień (rdzeń, twardziel, biel, miazga, łyko, kora), łodyga, gałęzie. Jednak średnia zawartość podstawowych składników drewna dla różnych jego gatunków jest zbliżona (Tab. 4.2.). Dominującym składnikiem drewna jest węgiel, który decyduje o jego wartości opałowej, poziom uwęglenia podstawowych rodzajów drewna jest podobny i waha się na poziomie 50% masy materiału. Drugim pod względem zawartości palnym składnikiem drewna wpływającym na wartość opałową jest wodór, którego zawartość analogicznie jak węgla dla różnych gatunków drewna jest zbliżona i wynosi ok. 5÷6%. Pozostałe palne pierwiastki drewna występują w śladowych ilościach i nie mają istotnego wpływu na jego wartość opałową. Ważnym składnikiem drewna jest tlen związany chemicznie w związkach tworzących węglowodany wpływający na procesy konwersji termicznej drewna.

Azot i siarka w drewnie występują przede wszystkim w związkach organicznych, tworząc substancje białkowe w postaci protein. W trakcie spalania drewna analogicznie, jak przy spalaniu węgla, azot jest źródłem przede wszystkim tlenków azotu, zaś siarka dwutlenku siarki. Związki siarki w spalinach są źródłem korozji metalowych elementów kotłów. Nieduże ilości azotu i siarki występujące w drewnie, powodują nieznaczne obciążenie dla środowiska ich tlenkami. Źródłem azotu w roślinach są azotany oraz sole amonowe, zaś źródłem siarki są siarczany pobierane przez rośliny w trakcie wzrostu.

Tab. 4.2. Skład chemiczny wybranych gatunków drewna [167]

Rodzaj drewna	c węgiel	h wodór	o tlen *	n azot	s siarka	cl chlor	p popiół
	% masy suchej						
Drewno popularnych drzew iglastych	50,00	6,30	42,77	0,10	2,34E-2	0,87E-2	0,80
Drewno popularnych drzew liściastych	47,80	6,20	44,84	0,10	4,02E-2	1,67E-2	0,60
Drewno świerkowe z korą	49,70	6,30	43,27	0,10	1,90E-2	9,70E-2	0,60
Drewno sosnowe z korą	53,20	5,90	40,34	0,10	6,00E-2	0,50E-2	0,40
Drewno bukowe z korą	47,90	6,20	45,17	0,20	2,01E-2	0,70E-2	0,50
Drewno dębowe z korą	56,50	5,10	37,71	0,20	9,00E-2	0,50E-2	0,40
Drewno topolowe (plantacje szybko rosnące)	47,50	6,20	43,96	0,40	3,32E-2	0,41E-2	1,90
Drewno wierzbowe (plantacje szybko rosnące)	47,10	6,10	44,25	0,50	4,87E-2	0,61E-2	2,00
Kora z drzew iglastych	51,40	5,70	38,50	0,50	8,51E-2	1,89E-2	3,80
Kora z drzew liściastych	37,40	-	-	0,70	5,97E-2	1,14E-2	-
Drewno poużytkowe (palety, skrzynki, płyty stolarskie i meblowe, drewno pobudowlane, drzwi i odrzwia itd.)	47,80	6,50	44,33	0,50	5,24E-2	1,72E-2	0,80

Niepalne składniki drewna po jego spaleniu lub prażeniu wysokotemperaturowym tworzą popiół, którego zawartość w drewnie jest niska i zależy od rodzaju drewna (Tab. 4.2.). Źródłem popiołu są mineralne składniki czystego drewna, kora wraz z jej zanieczyszczeniami oraz zanieczyszczenia związane z pozyskiwaniem drewna. Udział poszczególnych minerałów w drewnie oprócz gatunku drewna jest także pochodną gleby, na której wzrastało drewno. Drewno z upraw może posiadać nieznacznie wyższy udział popiołu w związku ze składnikami z nawożenia oraz ochrony roślin, co może mieć także odzwierciedlenie w składzie spalin np. związki chloru powodujące zwiększona emisję i działanie korozyjne na elementy kotłów i ciągów spalinowych.

Związki wapnia i magnezu znajdują zastosowanie między innymi jako nawozy, które zwiększają topliwość popiołów. Związki sodu, magnezu zmniejszają topliwość popiołów, ale są źródłem aerozoli oraz powodują korozję elementów kotłów. Występujące w śladowych ilościach związki fluoru oraz metali ciężkich są źródłem emisji do atmosfery aerozoli [166]. Obecność substancji mineralnych w procesie spalania wpływa korzystnie na możliwość ograniczenia obecności niektórych związków w produktach gazowych przez chemiczne wiązanie HCl lub SO_2 [168].

Podstawowymi związkami chemicznymi występującymi w drewnie są celuloza, hemiceluloza i lignina, pozostałe składniki drewna to między innymi pektyny, substancje białkowe oraz związki chemiczne tworzące popiół. Ponadto drewno zawiera tłuszcze, oleje i woski będące substancjami zapasowymi organizmów oraz ochronnymi przed gniciem.

Skład chemiczny drewna jest różny dla pni i gałęzi, a jego zawartość zależy od gatunku drewna (Tab. 4.3.). W chemicznym składzie drewna dominuje celuloza, której zawartość waha się nieznacznie dla

podstawowych gatunków drewna i wynosi ok. 45÷60% masy materiału. Zawartość pozostałych składników drewna takich, jak lignina i hemiceluloza jest nieco bardziej zróżnicowana w zależności od rodzaju drewna i stanowi odpowiednio ok. 18÷30% i 13÷28% masy drewna.

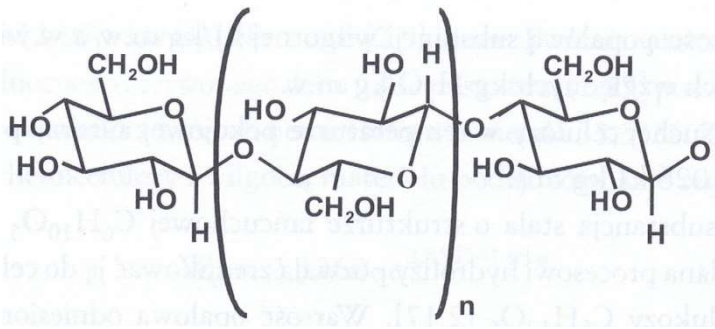
Tab. 4.3. Skład chemiczny wybranych gatunków drewna [168]

Skład w %	Gatunek drewna				
	Świerk	Sosna	Buk	Brzoza	Topola
Popiół	0,77	0,39	1,17	0,39	0,39
Pektyny	1,22	1,41	1,75	1,61	1,82
Hemicelulozy	14,30	13,25	25,88	27,91	24,47
Białka	0,69	0,80	1,05	0,74	0,63
Celuloza	57,84	54,25	53,46	45,30	47,11
Lignina	28,29	26,35	22,46	19,56	18,24

Celuloza jest polimerem należącym do polisacharydów, zbudowanym z reszt glukozowych połączonych w długie i nierozgałęzione łańcuchy. Jest podstawowym materiałem budulcowym tkanki roślinnej. Podstawowym źródłem jej pochodzenia jest drewno i linters. Celuloza rodzima jest białą masą włóknistą, jest nietopliwa i nierozpuszczalna w rozpuszczalnikach organicznych. Wzór chemiczny węglowodanów do, których należy celuloza podawany jest w postaci zależności $C_n(H_2O)_n$. Celuloza jako substancja stała mikrokrystaliczna, jednorodna o wysokiej czystości występująca pod nazwą handlową Avicel stosowana jest do kalibracji kalorymetrów. Wzór chemiczny reakcji spalania można zapisać w postaci [168]:

$$C_6H_{10}O_5 + 6O_2 \rightarrow 6\ CO_2 + 5\ H_2O \tag{4.6}$$

Masę cząsteczkową celulozy ocenia się od kilkaset tysięcy do milionów kmol/kg [169]. Mechaniczne i fizyczne właściwości celulozy zależą od stopnia polimeryzacji, tj. od długości łańcuchów połączonych powtarzających się członów grupowych $(C_6H_{10}O_5)n$ (rys. 4.17).



Rys. 4.17. Wzór strukturalny celulozy [169]

Hemiceluloza jest to to stały ekstrakt drewna z grupy wielocukrowców (poliozy drewna) w przeciwieństwie do budowy strukturalnej celulozy posiada łańcuchy rozgałęzione.

Lignina jest substancją stałą, stanowiącą wysokocząsteczkowy polimer, zawierający w swoim składzie nienasycone alkohole i fenole. Jest to spolimeryzowana aromatyczna substancja z wiązaniami poprzecznymi

o masie cząsteczkowej ok. 10 000 kg/kmol, złożona głównie z koniferylowego alkoholu ($C_{10}H_{12}O_3$). W masie drewna pełni rolę naturalnego plastycznego spoiwa włókien celulozy. Obecnie brak jednoznacznego opisu struktury ligniny [168]. Lignina drzew iglastych zawiera większą zawartość węgla niż celuloza i hemiceluloza (Tab. 4.4.), co ma bezpośredni wpływ na jej wysoką wartość opałową [170]. Lignina bardzo trudno ulega hydrolizie dlatego jest biologicznie bardziej odporna niż celuloza.

Tab. 4.4.Wzór strukturalny celulozy [170]

Wielkość	Wzór strukturalny: $C_{10}H_{11.2}O_{3.3}$	
	Jednostka	Wartość
Węgiel c	%	64
Wodór h	%	6
Tlen	%	30

Orientacyjne wartości opałowe podstawowych składników drewna wynoszą [166]:

Celuloza 17,3 MJ/kg

Hemiceluloza 16, 2 MJ/kg

Lignina 28,8 MJ/kg

Żywice 36 MJ/kg

Ciepło spalania żywicy jest większe od ciepła spalania drewna, dlatego drewno żywiczne ma największą wartość opałową. Przyjmuje się jednak uśrednioną wartość opałową masy drewna suchego na poziomie 18,5 MJ/kg.

O przydatności biomasy stałej do konwersji termicznej decyduje budowa struktury organicznej, gdzie niski poziom kondensacji struktury sprzyja jej dużej podatności na procesy termicznej i chemicznej degradacji. Ponadto sprzyja ona dużej skłonności do reagowania z różnymi utleniaczami, gdzie ważną rolę odgrywają grupy funkcyjne złożone z ugrupowań tlenowych i wodorotlenowych. Tlen w biomasie występuje najczęściej w postaci grup hydroksylowych, karboksylowych, metyloksylowych, karbonylowych oraz jako tzw. tlen niereaktywny [166].

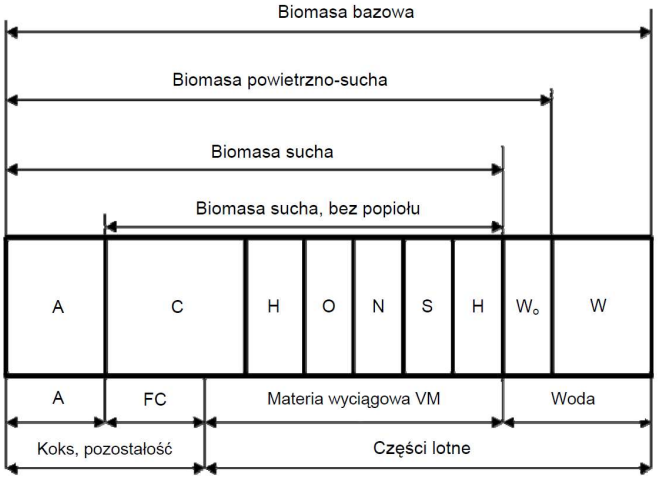
4.2.2 Analiza techniczna

Dla celów użytkowych wygodna jest analiza techniczna drewna, która opisuje jego parametry makroskopowe (rys. 4.18). Podziału jego składników można dokonać w oparciu o stan lub produkty w trakcie jego procesowania, takie jak suszenie, działanie wysokiej temperatury bez dostępu powietrza lub spalanie.

Drzewo po ścięciu to biomasa bazowa, poddana sezonowaniu poprzez naturalne odparowania wody do otoczenia traci część wilgotności (W) i staje się biomasą w stanie powietrzno-suchym. W wyniku wymuszonego suszenia w powietrzu o podwyższonej temperaturze traci pozostałą wilgoć (Wo), stając się biomasą suchą. Po spaleniu zupełnym i całkowitym biomasy suchej (d) pozostaną niepalne składniki w postaci

popiołu (A). Masa biomasy suchej pomniejszona o masę popiołu daje masę biomasy suchej bez popiołu (daf), która jest sumą mas składników, które przeszły w trakcie spalania do stanu gazowego (C, H, O, N, S). Stan biomasy suchej bez popiołu jest stanem teoretycznym, ponieważ nie istnieje w rzeczywistości.

Można także przyjąć, że łączna masa drewna to suma masy części lotnych i pozostałości koksowej, która powstanie w wyniku działania temperatury bez dostępu powietrza. Z drugiej strony można także stwierdzić, że drewno składa się z niepalnej pozostałości w postaci popiołu, suchej biomasy, która ulega spaleniu oraz wody.



Rys. 4.18. Struktura składu chemicznego i biochemicznego biomasy : VM – produkty bez wody wydzielone z gazami (parami), FC węgiel związany, A – popiół, W, Wo – woda, pierwiastki chemiczne C – węgiel, H – wodór, O – tlen, N – azot, S – siarka, A – popiół [171]

Zawartość wilgoci istotnie wpływa na wartość opałową drewna. Drzewo w stanie świeżo ściętym zawiera 40÷50% wilgoci przy wartości opałowej ok. 8,4 MJ/t. Natomiast po upływie roku po okresie sezonowania uzyskuje stan powietrzno-suchy, gdzie jego zawartość wilgoci spada do poziomu 15÷25%, przy wartości opałowej 12,5÷14,6 MJ/t. Jako zawartość wilgoci należy tu rozumieć udział masowy wody odniesiony do łącznej masy wody i suchego materiału [172]. Obecnie na znaczeniu zyskuje wskaźnik, mówiący o właściwościach energetycznych drewna w postaci ciepła spalania za sprawą odzysku ciepła kondensacji pary wodnej zawartej w spalinach w kotłach kondensacyjnych na biopaliwa stałe.

Duży udział wilgoci ma negatywny wpływ na proces spalania, ponieważ zwiększa strumień objętości spalin w komorze spalanie, przesuwa w czasie wydzielanie palnych części lotnych paliwa. Powoduje to zmniejszenie mocy kotła lub konieczność powiększenia komory spalania oraz ciągu spalinowego dla zachowania mocy nominalnej. Zwiększona koncentracja pary wodnej obniża punkt rosy spalin, co może powodować wykroplenie wilgoci o kwaśnym odczynie na chłodnych powierzchniach wymiennika ciepła oraz ciągu spalinowym. Osadzanie się wilgoci w połączeniu z lotnym popiołem powoduje powstawania szlamu i jego spiekanie wewnątrz wymiennika ciepła. Wilgoć jako balast, który w znacznej części nie bierze udziału w spalaniu obniża temperaturę spalania, co może zwiększać stratę niecałkowitego i niezupełnego spalania.

Poddanie drewna działaniu wysokiej temperatury bez dostępu powietrza, powoduje wydzielenie się jego części lotnych, proces ten nazywany jest odgazowaniem. Udział części lotnych w drewnie jest wysoki i wynosi

ok. 80 ÷ 82% (Tab. 4.5). Tam zgromadzona jest zasadnicza ilość energii paliwa, która jest na poziomie 67% [166]. Duży udział części lotnych drewna wpływa na konstrukcję komór spalania kotłów, która powinna uwzględniać rozdzielenie procesu odgazowania i zgazowania od spalania. Analogicznie należy rozdzielić powietrze do spalania na powietrze pierwotnie i wtórne. Powietrze pierwotne powinno być doprowadzone poniżej lub w strefę złoża paliwowego, powietrze wtórne powyżej złoża, nad strefę odgazowania w obszar spalania części lotnych, gdzie wydziela się zasadnicza ilość energii cieplnej procesu. Znaczny udział części lotnych wpływa na dynamikę i rodzaj spalania zbliżony do spalania paliw gazowych.

Wartość opałowa różnych rodzajów drewna w stanie suchym jest także zbliżona i wynosi ok. 18,2 ÷ 18,8 kJ/kg. Jedynie kora z drzew iglastych wykazuje odstępstwo i ma mniejszy udział części lotnych w stosunku do drewna oraz większą wartość opałową. Reszta po odgazowaniu drewna to pozostałość koksowa w postaci węgla drzewnego, zawierająca pierwiastkowy węgiel oraz minerały tworzące popiół.

Tab. 4.5. Udział części lotnych i popiołu w suchej masie drewna oraz jego wartość opałowa [167]

Rodzaj drewna	Udział części lotnych	Udział popiołu	Wartość opałowa W_d
	% m.s.		kJ/kg m.s.
Drewno popularnych drzew iglastych	82,0	0,8	18,8
Drewno popularnych drzew liściastych	83,2	0,6	18,4
Drewno świerkowe z korą	82,9	0,6	18,8
Drewno sosnowe z korą	81,3	0,4	19,2
Drewno bukowe z korą	84,0	0,5	18,4
Drewno dębowe z korą	80,2	0,4	18,2
Drewno topolowe (plantacje szybko rosnące)	81,2	1,9	18,5
Drewno wierzbowe (plantacje szybko rosnące)	80,3	2,0	18,4
Kora z drzew iglastych	77,2	3,8	19,2
Kora z drzew liściastych	-	-	-
Drewno poużytkowe (palety, skrzynki, płyty stolarskie i meblowe, drewno pobudowlane, drzwi i odrzwia itd.)	79,6	0,8	18,3

Ważnym parametrem charakteryzującym drewno pomimo niedużego jego udziału w masie drewna jest popiół. Skład popiołu może istotnie wpływać na warunki techniczne prowadzenia procesu spalania w przypadku podwyższonego udziału zanieczyszczeń. Popiół oprócz mineralnych składników może zawierać także cząstki drewna lub karbonizatu w przypadku nie całkowitego lub niezupełnego spalenia. Zawartość popiołu w czystym drewnie pochodzenia naturalnego jest niska (Tab. 4.5), co nieznacznie obniża wartość opałową paliwa. W zależności od gatunków drewna wynosi ona od 0,2÷0,8% [172] i nie utrudnia procesu spalania za sprawą wysokiej temperaturę topnienia, która jest na poziomie 1230÷1370 [172]. Najbardziej rozdrobnione frakcje popiołu drzewnego unoszone są ze spalinami w formie popiołu lotnego. W zależności od parametrów prowadzenia procesu spalania oraz dodatkowych zanieczyszczeń w paliwie popiół drzewny może ulegać spiekaniu i aglomeracji przyjmując formę żużla i szlaki.

Zwiększoną zawartość popiołu wykazuje kora drzewna w zakresie 5÷15%, za sprawą skumulowanej krzemionki [166], która ma miską temperaturę topnienia. Drewno pozyskane jako odpad z produkcji

przemysłowej, odzyskane z przetworzenia mebli, drewno budowlane może zawierać związki chemiczne poprawiające właściwości użytkowe drewna lub zanieczyszczenia w postaci kory, piasku pozostałości budowlane. Związki chemiczne, nie palne składniki w drewnie lub zanieczyszczenia w postaci piasku mogą obniżać temperaturę topnienia popiołu poniżej temperatury w komorze spalania. Powoduje to wydzielenie i zestalenie popiołu na chłodniejszych elementach kotła w komorze spalania i ciągu spalinowym w kotle. Najczęściej aglomeraty wydzielają się na powierzchniach konwekcyjnych komór spalania, wymiennikach ciepła, systemach czyszczenia. Wydzielone zanieczyszczenia mechanicznie blokują proces spalania przez blokowanie przepływu powietrza, spalin, wymianę ciepła oraz przemieszczanie się paliwa. Produkty spalania zanieczyszczonego drewna mogą także destrukcyjnie wpływać na elementy kotłów, w wyniku chemicznego oddziaływania przy wysokich temperaturach. Aby takie ryzyko zminimalizować normy dotyczące paliw stałych na bazie biomasy szczegółowo określają zawartość popiołu oraz niepalnych składników w paliwie.

4.2.3 Procesy termicznego przetwarzania drewna bez dostępu powietrza

Drewno poddane działaniu wysokiej temperatury bez dostępu powietrza ulega rozkładowi termicznemu z wydzieleniem produktów gazowych, ciekłych i stałych, które możemy podzielić na reaktywne i nie reaktywne. Udział poszczególnych składników oraz ich skład zależą od gatunku drewna, jego poziomu zawilgocenia, sposobu oraz szybkości jego podgrzewania. Proces ten ma swoją długą tradycję w Polsce i jest znany pod nazwą wytlewanie, który polega na suchej destylacja drewna bez dostępu powietrza w celu otrzymania węgla drzewnego i prasmoły drzewnej [172]. Jest to proces endotermiczny, w trakcie którego możemy wyodrębnić przemiany fizyczne i fizykochemiczne, takie jak:

- nagrzewanie
- suszenie
- rozkład termiczny.

W trakcie podobnego procesu jakim jest toryfikacja biomasy stwierdzono, że przy odpowiednich warunkach temperaturowych może nastąpić przyrost temperatury powyżej temperatury występującej w reaktorze, co wskazuje na występowanie reakcji egzotermicznych [174].

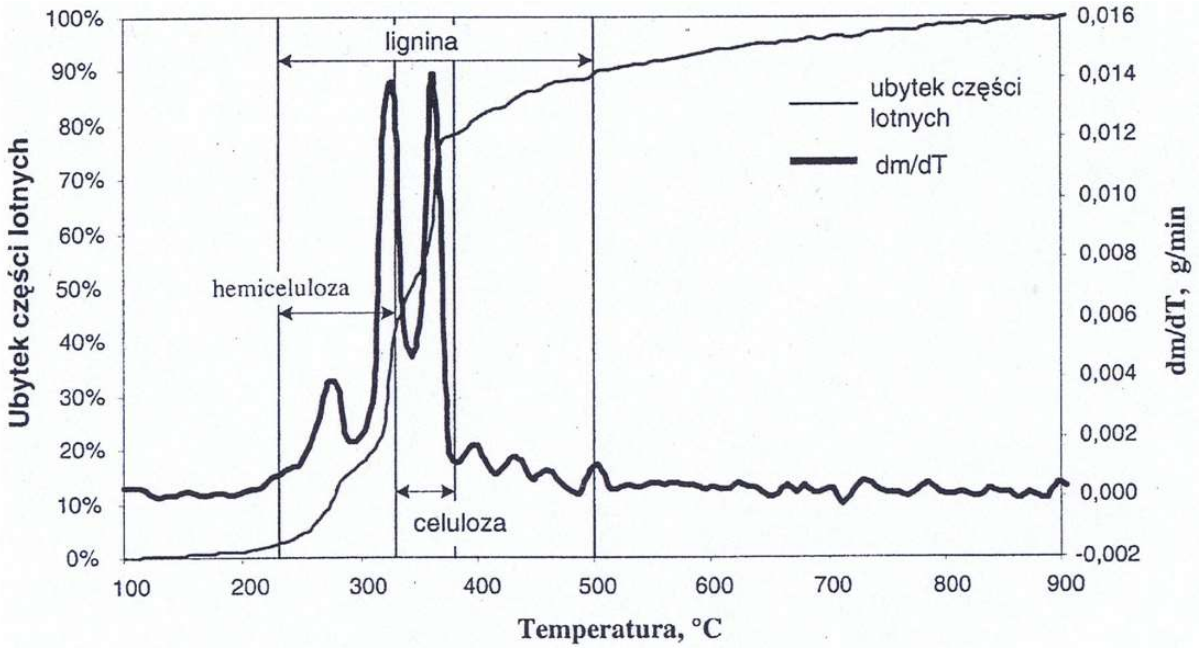
W wyniku dostarczania ciepła następuje wzrost temperatury drewna, która intensyfikuje odparowanie wilgoci na powierzchni i w masie drewna. Uwolniona para wodna w masie poprzez pory i pęknięcia uchodzi na zewnątrz. Utrata wody zawartej w strukturze porowatej drewna, prowadzi do stanu bezwodnego, co powoduje zmianę wymiarów, kształtu, powiększania porów, i pękania w wyniku skurczu. Stopień deformacji w wyniku ubytku wody zależy od początkowej wilgotności drewna. Puste przestrzenie po odparowaniu wody i pęknięcia, ułatwiają wymianę masy oraz utrudniają wymianę ciepła wskutek braku wody i spójności struktury włóknistej. Obecność wody w drewnie zwiększa jego przewodność cieplną [175], co pozytywnie wpływa na mechanizm wymiany ciepła wewnątrz cząstki drewna wskutek relatywnie dobrej przewodności cieplnej wody. Proces wymiany ciepła determinuje wymianę masy, silnie zależy od poziomu rozdrobnienia drewna, wilgotności początkowej i słabnie w czasie wskutek ubytku wody. Szybkość i wydajność procesu suszenia

zależy od wielu czynników, takich jak wielkość cząstek drewna, porowatość, temperatura procesu, wilgotność, pojemność cieplna, sposób i szybkość dostarczenia ciepła.

Przy powolnym procesie podgrzewania drewna, odparowanie wilgoci następuje w temperaturze poniżej 100°C, intensyfikacja ogrzewania (procesu dostarczania ciepła) powoduje podniesienie temperatury procesów fizycznych wymiany ciepła i masy. Uwolniona para wodna przechodzi do gazowych produktów rozkładu termicznego, obniżając ich temperaturę spalania. Podczas powolnego procesu ogrzewania i suszenia nie następują reakcje chemiczne [175]. Para wodna będzie także ważnym źródłem wodoru w trakcie zgazowania pozostałości koksowej. Ponadto woda zawarta w drewnie wydłuża proces, co potwierdzają badania ubytku masy w trakcie toryfikacji zawilgoconego peletu drzewnego [174]. Zawartość wody w drewnie istotnie wpływa na szybkość rozkładu termicznego [150] poprzez wpływ na warunki wymiany ciepła.

Procesy fizykochemiczne pirolizy związane z reakcjami chemicznymi rozkładu termicznego substancji organicznej bez dostępu utleniacza występują w podwyższonej temperaturze (rys. 4.19), którym towarzyszą procesy fizyczne wymiany ciepła i masy wg równania [150, 166]:

$$C_aH_bO_c + \text{ciepło} \rightarrow H_2O + CO_2 + H_2 + CO + CH_4 + C_2H_4 + C_2H_6 + C_xH_y + \ldots + \text{smoła} + \text{koks} \qquad (4.7)$$



Rys. 4.19. Termogram przedstawiający ubytek masy drewna na skutek odgazowania części lotnych w zależności od temperatury procesu [176]

Drewno jest materiałem reaktywnym, odgazowanie następuje intensywnie przy stosunkowo niskich temperaturach w porównaniu do innych paliw stałych oraz charakteryzuje się dużym udziałem części lotnych (rys. 4.19., rys. 4.20.), który zależy od gatunku drewna i intensywności procesu. Przy dużej dynamice i wysokiej temperaturze procesu następuje głębokie (większe) odgazowanie drewna, kosztem mniejszej pozostałości koksowej w postaci węgla drzewnego. Towarzyszy temu zmiana składu części lotnych, polegająca na zmniejszeniu udziału CO_2, przy wzroście CO i H_2, gdzie składniki palne stanowią od 70 do 80%

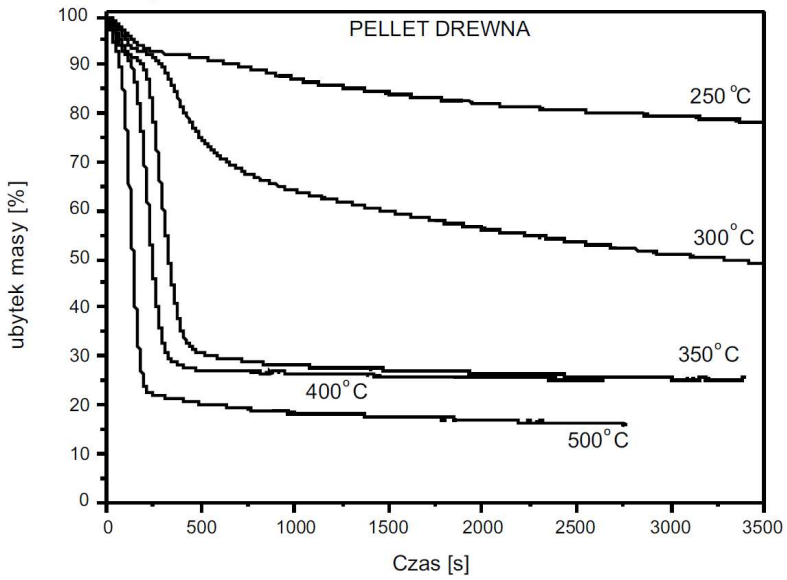
objętości gazu. Jako początek odgazowania drewna przyjmuje się temperaturę 200ºC (lub 220ºC [175]), intensywne odgazowanie kończy się przy temperaturze poniżej 400ºC. Wraz ze wzrostem temperatury intensywność odgazowania rośnie z dwoma lokalnymi maksimami, niższym (ok. 300ºC) i wyższym (ok. 350ºC). Niższe maksimum związane jest z rozkładem hemicelulozy, wyższy z rozkładem celulozy. Przy dalszym wzroście temperatury można zaobserwować nieznaczny ubytek masy, przyjmuje się, że w zakresie 400-500ºC następuje jeszcze rozkład termiczny ligniny [166].

Procesy rozkładu temperaturowego głównych składników drewna są złożone, natomiast w literaturze przyjmuje się następujące przedziały temperaturowe [175]:

hemiceluloza	220 – 320 ºC
celuloza	320 – 370 ºC
lignina	320 – 500 ºC

Celuloza i hemiceluloza ulegają głębszemu rozkładowi termicznemu dając więcej produktów lotnych, podczas gdy lignina daje więcej pozostałości koksowej. Ważna jest także atmosfera i temperatura rozkładu termicznego (rys. 4.19.). Niedostatek tlenu i niska temperatura powoduje większy udział pozostałości koksowej w produktach rozkładu termicznego, wyższy udział tlenu i wyższa temperatura procesu wywołana np. spalaniem płomieniowym sprzyja szybszemu i większemu wydzielaniu części lotnych. Taki charakter przemian związany jest ze smołą, która w wysokich temperaturach ulega wtórnemu rozkładowi termicznemu na substancje lotne, zaś w niskich temperaturach ulega karbonizacji [175]. Ważniejszymi ciekłymi produktami rozkładu drewna oprócz smoły są woda, metanol, kwas octowy, aldehyd octowy [150].

Przeprowadzone badanie w trakcie toryfikacji peletu drzewnego w warunkach izotermicznych (rys. 4.20.) wykazały, że największe zmiany masy występują przy przejściu przez temperatury 250÷300÷350ºC.Wzrost temperatury z 350 do 500ºC nie powoduje już znaczących zmian masy, powoduje natomiast dalszy wzrost uwęglenia badanych próbek. W zakresie temperatur 250÷300ºC występuje największy ubytek części lotnych oraz nastąpił największy wzrost uwęglenia próbek. Próbki poddane działaniu temperatury 300ºC osiągnęły poziom uwęglenia 50%, zaś podniesienie temperatury w piecu do 500ºC spowodowało podniesienie poziomu uwęglenia karbonizatu do 80% [174].



Rys. 4.20. Przebiegi czasowe względnej zmiany masy [174]

Przy podgrzewaniu drewna w pierwszej kolejności ulegają dekompozycji substancje o słabszych wiązaniach chemicznych, z wydzieleniem związków o mniejszej masie cząsteczkowej. Ze względu na złożoną budowę oraz nierównomierny rozkład temperatury najprawdopodobniej następuje równoczesny rozkład pierwotny materiału organicznego, któremu towarzyszy rozkład wtórny produktów rozkładu pierwotnego (np. smoły).

Reakcje mające miejsce podczas pirolizy substancji organicznej należą do reakcji rodnikowych. Podniesienie temperatury wywołuje rozkład najsłabszych wiązań chemicznych co powiększa liczbę wolnych rodników, które mogą tworzyć różne związki chemiczne. Kierunek reakcji chemicznych jest uzależniony od ciśnienia i rodzaju atmosfery gazowej, szybkości zmian temperatury a przede wszystkim od rodzaju i długości łańcuchów związku który ulega rozkładowi [153].

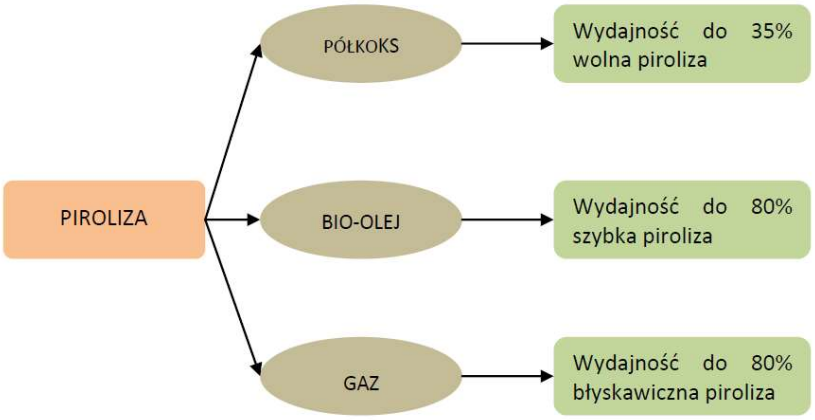
Reaktywne produkty rozkładu w trakcie pirolizy podlegają dalszemu rozkładowi zaś związki chemiczne o długich łańcuchach będą podlegać rekombinacji, kondensacji i polimeryzacji. Ilość poszczególnych produktów pirolizy oraz ich skład zależy od warunków prowadzenia procesu tj. od szybkości podgrzewania, czasu prowadzenia procesu (wygrzewania), szybkości schładzania oraz rozdrobnienia. Przez odpowiednie prowadzenie procesu można wpływać na przebiegu reakcji a więc na ilość i rodzaj produktów rozkładu. Szybkie podgrzewania i chłodzenia redukuje czas reakcji wtórnych w trakcie rozkładu termicznego drewna.

Obecnie oprócz pirolizy konwencjonalnej realizuje się pirolizę szybką oraz błyskawiczną, które różnią się zakresem temperatur, szybkością nagrzewania, czasem przebywania w temperaturze końcowej i rozmiarem cząstek (rys. 4.21.).

Warunki procesu	Konwencjonalna piroliza	Szybka piroliza	Błyskawiczna piroliza
Temperatura [ºC]	300 – 700	600 – 1000	800 – 1000
Szybkość nagrzewania [ºC/s]	0,1 – 1	10 – 200	≥1000
Czas przebywania w temperaturze końcowej [s]	600 - 6000	0,5 – 5	<0,5
Rozmiar cząstek [mm]	5-50	<1	pył

Rys. 4.21. Główne parametry dla różnych procesów pirolizy [152]

Operując czasem możemy sterować i maksymalizować wytwarzanie odpowiedniego produktu.



Rys. 4.22. Główne parametry dla różnych procesów pirolizy [152]

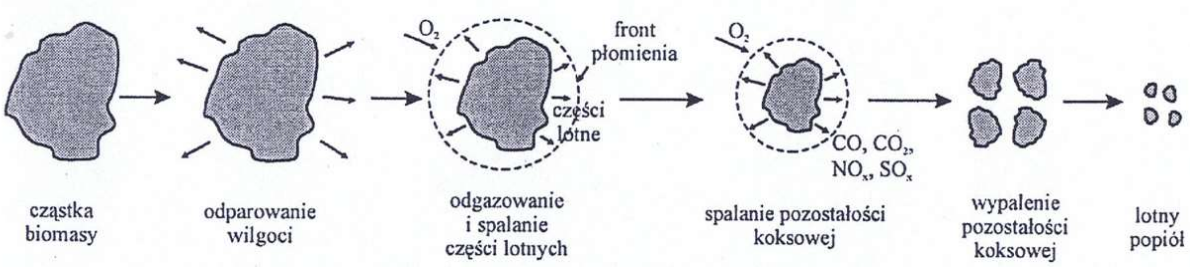
W takcie konwencjonalnej pirolizy drewna podstawowym produktem jest półkoks, węgiel drzewny, zaś produktami ubocznymi są gaz i smoła pizolityczna oraz woda rozkładowa (rys. 4.22.). Pirolizy szybkiej używa się do produkcji paliw, bio-oleju, rozpuszczalników, chemikaliów i innych produktów pozyskiwanych z biomasy. W trakcie której substancja organiczna rozkłada się do par, aerozoli i stałej pozostałości. W trakcie szybkiego schłodzenia pary i aerozolowe ulegają kondensacji gdzie powstaje 60 ÷ 70% ciekłego bio-oleju, pozostałość to 15 ÷ 25% masy stałej i 10 ÷ 20% nie skroplonych gazów. Krótki czas procesu minimalizuje powstawanie pozostałości stałej. Produktem pirolizy szybkiej przy wyższej temperaturze oraz błyskawicznej jest gaz [152].

Warunki pirolizy drewna mają kluczowe znaczenie na produkty rozkładu termicznego oraz na kolejne procesy, którym są one poddane [174]. W początkowej fazie spalania drewna mamy do czynienia z pirolizą w krótkim czasie i przy wysokiej temperaturze. Przez odpowiednią konstrukcję komory spalania kotła możemy wpływać na produkty rozkładu termicznego drewna a więc na proces spalania.

4.2.4 Procesy termiczne z dostępem powietrza - spalanie

Drewno poddane termicznym procesom przetwarzania z udziałem powietrza, podlega w początkowej fazie podobnym przemianom jak w trakcie pirolizy, tj. podgrzewanie, odparowanie wilgoci, rozkład termiczny z odgazowaniem. Obecność utleniacza umożliwia jednak procesy egzotermiczne, które intensyfikują procesy

rozkładu termicznego i spalanie produktów rozkładu termicznego oraz pozostałości koksowej (rys. 4.23.). Przy dostatecznie wysokiej temperaturze następuje zapłon mieszaniny powietrza i części lotnych tworzących płomień dyfuzyjny. W pierwszej kolejności i szybko spala się homogenicznie bardziej reaktywna część lotna, wiążąc cały dostępny tlen [166].



Rys. 4.23. Etapy procesu spalania pojedynczej cząstki biopaliwa stałego [166]

Duży udział części lotnych w drewnie powoduje, że w trakcie spalania wydziela się ok. 60÷70% energii stanowiącej jego wartość opałową, dlatego ważne jest rozpoznanie procesów temu towarzyszących. W trakcie rozkładu termicznego drewna oprócz już wymienionych gazowych produktów wydzielają się składniki o złożonej strukturze (CH_3COOH, CH_3OH, CH_3CHO, CH_3COOH_3, $HCOOH$, $C_{23}H_{22}C_4$), które pod wpływem temperatury w trakcie spalanie ulegają dalszemu rozkładowi do prostszych związków, na przykład:

$$CH_3COOH \rightarrow CH_4 + CO_2 \quad (4.8)$$

$$CH_3OH \rightarrow CH_4 + CO \quad (4.9)$$

Duży udział tlenu w gazowych produktach rozkładu termicznego oraz znaczna zawartość pary wodnej powoduje, że strefa spalania części lotnych jest rozciągnięta zaś temperatura płomienia stosunkowo niska [150]. Z tego powodu strefę spalania można podzielić na dwa obszary, ze względu na dominujące w nich reakcje chemiczne, gdzie występuje generacja rodników oraz ich rekombinacje i dopalanie. W przypadku etanu strefy spalania można scharakteryzować następująco [150]:

I strefa spalania:

$$C_2H_6 + M \rightarrow 2\,CH_3 + M \quad (4.10)$$

$$C_2H_6 + H \rightarrow C_2H_5 + H_2 \quad (4.11)$$

$$CH_3 + O_2 + M \rightarrow CH_3O_2 + OH \quad (4.12)$$

$$CH_3O_2 \rightarrow CH_2 + OH \quad (4.13)$$

II strefa spalania:

$$HCO + OH \rightarrow CO + H_2O \quad (4.14)$$

$$CO + OH \rightarrow CO_2 + H \quad (4.15)$$

$$H + OH + M \rightarrow H_2O + M \quad (4.16)$$

Teoretyczna temperatura spalanie części lotnych z rozkładu termicznego drewna sięga 1750^{o}C, jednak zawartość wody w drewnie znacząco ją obniża. Ilość powstającej sadzy w takcie spalania części lotnych z drewna, jest znacznie mniejsza niż przy spalaniu węgla [150]. Analogicznie jest z emisją tlenku węgla, wynika to z lepszych warunków kontaktu paliwa gazowego i powietrza niż w przypadku kontaktu powietrze - faza stała. Pozostałość koksowa po odgazowaniu drewna, jako mniej reaktywna ulega powolniejszemu spalaniu heterogenicznemu po całkowitym odgazowaniu niż części lotnej. Jest to spalanie bez płomienia tzw. tlenie [150]. Proces spalania części koksowej jest skomplikowany, może przebiegać w kilku fazach i jest zdeterminowany koncentracją utleniacza, rozwinięciem powierzchni pozostałości koksowej oraz zależy od temperatury. Duża powierzchnia kontaktu wywołana wysoką porowatością wskutek suszenia, odgazowania i dekompozycji włókien w trakcie rozkładu termicznego, korzystnie wpływa na proces utleniania, który przebiega na zewnętrznej i wewnętrznej powierzchni pozostałości koksowej. W trakcie wypalania pozostałości koksowej zachodzą reakcje [176], analogiczne jak przy spalaniu pozostałości koksowej z węgla kamiennego:

- utleniania

$$C + O_2 \rightarrow CO_2 \quad (4.17)$$

$$C + \tfrac{1}{2} O_2 \rightarrow CO \quad (4.18)$$

- zgazowania

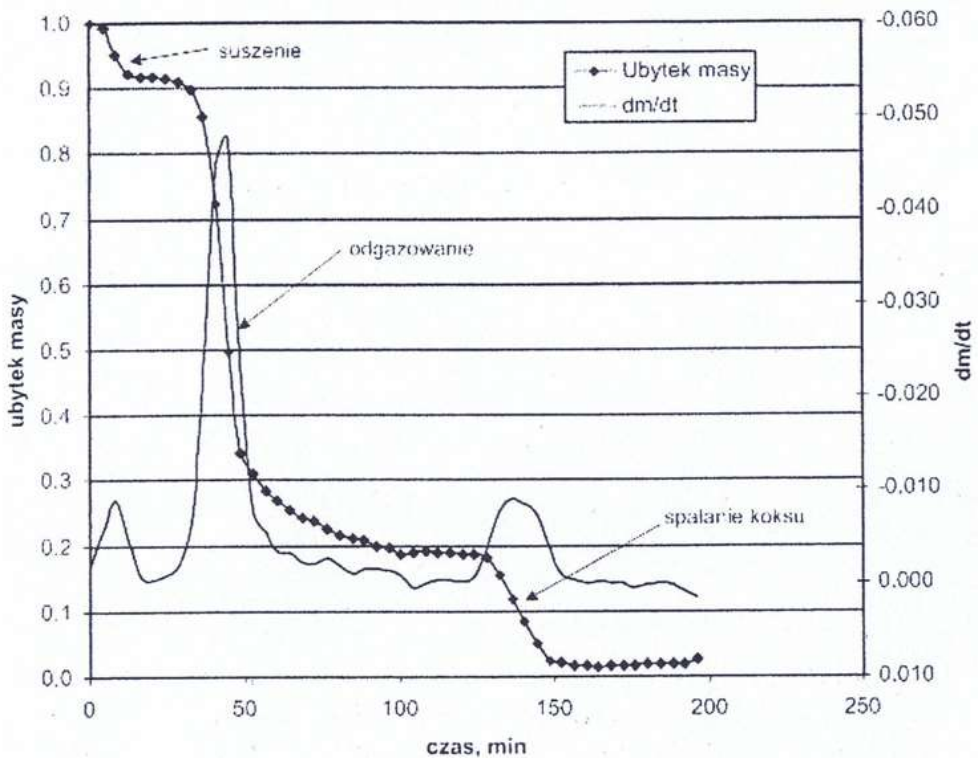
$$C + CO_2 \rightarrow 2\,CO \quad (4.19)$$

$$C + H_2O \rightarrow CO + H_2 \quad (4.20)$$

- homogenicznego utleniania

$$2CO + O_2 \rightarrow 2\,CO_2 \quad (4.21)$$

Proces utleniania do CO_2 (4.17) przebiega w niskich temperaturach i odbywa się z udziałem sorpcji tlenu na powierzchni cząstki pozostałości koksowej [150]. Ze wzrostem temperatury reakcja (4.18) staje się dominująca. Reakcje zgazowania (4.19) i (4.20) wymagają wysokiej energii aktywacji, zachodzą przy wysokich temperaturach i zyskują na znaczeniu powyżej 1600^{o}C. Szybkość utleniania CO (4.21) rośnie wraz ze wzrostem temperatury i czasem ekspozycji, spowalniana jest przez zawartość wilgoci w atmosferze utleniacza. Łączny czas spalania cząstki paliwa, to suma czasu nagrzewania i suszenia, odgazowania i spalania części lotnych oraz spalania pozostałości koksowej (rys. 4.24.), które zależą od rodzaju drewna, rozmiaru cząstek, temperatury spalania w palenisku i technologii spalania. Szybkość procesu nagrzewania, suszenia, odgazowania, spalania części lotnych i pozostałości koksowej zależą od procesów fizycznych wymiany ciepła i masy, dlatego łączny czas spalania zależy od rozmiaru cząstki w drugiej potędze [166].



Rys. 4.24. Termogram i krzywe DTA przedstawiające ubytek masy drewna w czasie jego spalania oraz szybkości poszczególnych procesów [166]

Na podstawie wykresu ubytku masy w trakcie spalania drewna można stwierdzić, że najwolniejszy proces to spalanie karbonizatu drzewnego. Dla warunków panujących w typowym palenisku szybkość spalania cząstek pozostałości koksowej związana jest z szybkością transportu utleniacza na drodze dyfuzji do powierzchni paliwa. Szybkość spalania pozostałości koksowej zależy wprost proporcjonalnie do stężenia utleniacza w otoczeniu gazowym a odwrotnie proporcjonalnie do rozmiaru cząstek [166].

Temperatura spalania węgla drzewnego przy spalaniu w warstwie jest stosunkowo niska i wynosi od 800 do 1000^{o}C, podczas gdy temperatura spalania małych cząstek pozostałości koksowej (100μm) w płomieniu wynosi od 1200 do 1700^{o}C [175]. Duża porowatość węgla drzewnego i wysoka jego reaktywność powoduje, że ma on niską temperaturę zapłonu na poziomie 200 – 250^{o}C [178].

Ważnym zmiennym składnikiem drewna występującym w trakcie spalania jest wilgoć, która przechodzi do gazowych produktów rozpadu termicznego. Wskutek jej odparowanie następuje obniżenie wartości opałowej paliwa, co obniża temperaturę spalania i spowalnia proces. W przypadku paliw formowalnych, takich jak pelet drzewny udział wilgoci jest niski i zazwyczaj nie przekracza 10%. Przy spalaniu zrębki drzewnej lub drewna kawałkowego sezonowanego (polana drzewne) udział wilgoci w masie paliwa jest wyższy i przyjmuje się, że może wynosić od 15 do 25%. Wysoka zawartość wilgoci w drewnie, powyżej 60% [176] może obniżyć temperaturę w komorze spalania poniżej minimalnej i uniemożliwić spalanie. Spalanie drewna zawilgoconego jest energetycznie nie efektywne oraz obniża moc kotła z powodu wypełnienia komory spalania inertem gazowym w postaci pary wodnej. Wysoka koncentracja pary wodnej w spalinach obniżą punkt rosy spalin, powodując kondensację pary wodnej na chłodniejszych powierzchniach wymiennika ciepła i ciągu

spalinowym, powodując dodatkowo szlamowanie. Zawartość tlenków niemetali w spalinach, takich jak tlenki siarki i azotu powoduje odczyn kwaśny skroplin i korozję elementów wewnątrz kotła i komina.

W nowoczesnych kotłach do spalania biopaliw stałych, woda zawarta w niezbyt dużej ilości w paliwie oraz para wodna będąca jednym z produktów spalania, może mieć pozytywny wpływ na redukcję emisji zanieczyszczeń stałych do atmosfery, przy jednoczesnym odzysku ciepła kondensacji. Jest to realizowane w obecnie dostępnych kotłach kondensacyjnych do spalania peletu drzewnego. Na zwilżonej powierzchni wymiennika ciepła i ciągu spalinowego, wskutek wykroplenia wilgoci zawartej w spalinach następuje odpylanie spalin. Mokra powierzchnia wiąże stałe cząstki zawarte w spalinach tworząc szlam, który należy odprowadzać na bieżąco. Głęboka kondesacja z odpylaniem spalin jest możliwa pod warunkiem, gdy temperatura czynnika powracającego do kotła jest znacznie poniżej punktu rosy spalin.

4.2.5 Pelet drzewny

Biomasa stała w stanie naturalnym nie nadaje się do wykorzystania w celach energetycznych, dlatego jest przetwarzana na biopaliwa [150]. Jedną z przetworzonych forma biomasy stałej jest pelet. Pelet występujący w postaci brykiecików, wizualnie przypomina kołki stolarskie. Ma kształt walca najczęściej o średnicy 6 lub 8 mm i długości od 3 do 50 mm [179 – 182]. Maksymalna średnica peletu to 25 mm. Pelet jest to rozdrobniona a następnie uformowana przez zagęszczona biomasa, zawierająca z dodatki lub bez dodatków, ze złamanymi końcami. Najpopularniejszy jest pelet wytwarzany z drewna (rys. 4.25.). Surowcem do jego wytworzenia jest drewno pochodzące z lasów, plantacji i inne surowe drewno oraz nieprzetworzone chemicznie drewno użytkowe, produkty uboczne i pozostałości z przemysłu drzewnego. Pelet drzewny wykorzystywany jest do wykorzystanie przemysłowego do spalania w kotłach średniej i dużej mocy np. na cele energetyczne i/lub technologiczne oraz nie przemysłowego np. spalania w kotłach małej mocy [183].

Pelet drzewny jest paliwem odnawialnym, standaryzowanym, wysokoprzetworzonym, uzyskiwanym ze sprasowania suchych kawałków drewna w formie trocin, wiórów, zrębków lub innych odpadków w postaci naturalnej bez kory. Peletyzacja nazywana bywa także granulacją, aglomerowaniem lub produkcją minibrykiecików. Proces ten polega na zagęszczaniu, prasowaniu i wysokociśnieniowym formowaniu przygotowanych materiałów sypkich i włóknistych. Aglomeryzacja jest tu procesem łączenia pylastego materiału w kształt cylindrycznych minibrykietów o pożądanym kształcie, składzie chemicznym i strukturze. Podstawowe etapy produkcji to suszenie surowca drzewnego, mielenie do odpowiedniej wielkości ziarna, prasowanie i chłodzenie. Przygotowany surowiec poddaje się działaniu wysokiego ciśnienia z dodatkiem pary wodnej lub wody, przy ciśnieniu od 15 do 60MPa. W procesie technologicznym z zasady nie stosuje się żadnych dodatków chemicznych ani sztucznych lepiszczy. Niekiedy, dla obniżenia parametrów sprasowywania i redukcji kosztów produkcji oraz dla poprawienia stabilności mechanicznej dodawane są nieznaczne ilości 1÷3% substancji organicznych, takich jak mąka ziemniaczana, skrobia, mąka kukurydziana, odpady alkoholowe, odpady z przemysłu papierniczego, olej roślinny, lignina lub melasa. Dopuszcza się dodatki poprawiające właściwości spalania lub zmniejszające emisję. W celu uzyskania dobrej jakości peletu, powinno się wykorzystywać naturalną spoistość drewna. W drewnie znajduje się lignina [168], stanowiąca

naturalne plastyczne spoiwo włókien celulozy. Wprowadzanie śladowych ilości środka smarującego, które ze względów technologicznych są wprowadzane do strumieni przetwarzanego paliwa jako część operacji mielenia, nie są uważane za dodatki [184]. Na rynku znajduje się pelet uzyskiwany z różnego rodzaju biomasy. Na znaczeniu zyskują pelety na bazie biomasy nie drzewnej. Obecnie na rynku znajdują się także pelety, wytwarzane na bazie słomy (rys. 4.26.), nasion słonecznika (rys. 4.27.), miskantu cukrowego (rys. 4.28.), rzepaku, pestek owoców, siana i innych naturalnych substancji palnych.

Rys. 4.25. Pelety wytwarzane z drewna [184]

Rys. 4.26. Pelety wytwarzane na bazie słomy [184]

Rys. 4.27. Pelety wytwarzane na bazie nasion słonecznika [184]

Rys. 4.28. Pelety wytwarzane na bazie miskantu cukrowego [184]

Wytwarzane są także pelety toryfikowane, które powstają przez łagodną przeróbkę termiczną biomasy w zakresie temperatur pomiędzy 200 ^{o}C a 300^{o}C.

Pelet jest paliwem ekologicznym, spalanym w kotłach o wysokiej sprawności. W wyniku spalania uzyskuje się niewielką ilość popiołu, który jest odprowadzany z palnika kotła do zbiornika magazynowego. Niewielka jego część unoszona ze spalinami osadza się w komorach osadczych kotła. W kotłach o średniej i dużej mocy są specjalne urządzenia, dla wychwytywania popiołu ze spalin (cyklony, multicyklony). Ponadto popiół ze spalenia peletu może stanowić nawóz dla rolnictwa lub ogrodnictwa.

Specyfikację peletów drzewnych zawierają normy przedmiotowe, w których określono parametry stanowiące podstawę klasyfikacji, klasy, rodzaje, wymiary geometryczne, zawartość wilgoci, zawartość popiołu, wytrzymałość mechaniczną, zawartość nadfrakcji i podfrakcji, wartość opałową, gęstość nasypową. Ponadto w normach zostały określone temperatury spiekania, deformacji, temperatury płynięcia w warunkach utleniających. W normach przedmiotowych określono graniczną zawartość pierwiastków takich azot, siarka, chlor, arsen, kadm, chrom, miedź, ołów, rtęć, nikiel i cynk. W normach zawarte są także wytyczne, co do treści i zawartości certyfikatów, metodologii badań, sposobu przechowywania [185] i logistyki [186].

Początkowo wymagania dotyczące peletów określały normy krajowe, np. norma austriacka [179], norma niemiecka [180], norma szwedzka [181] lub norma włoska [189]. Przez wiele lat w Europie brakowało jednej wspólnej grupy norm dla jednoznacznej klasyfikacji peletów oraz innych biopaliw stałych. Taki stan rzeczy nieco komplikował egzekwowanie parametrów jakościowych paliwa i każdorazowo wymagał deklarowania zgodności z konkretną normą krajową. Należy dodać, iż w wielu punktach powyższe normy różniły się znacząco między sobą.

W latach 2010 ÷ 2012 pojawiła się grupa norm europejskich PN-EN 14961 dotycząca biopaliw stałych [182, 190-193]. Jedna z nich określa parametry peletów drzewnych do zastosowań nieprzemysłowych [182]. W 2014 roku wprowadzono nową serię norm europejskich PN-EN ISO 17225 dotyczących biopaliw [183, 194-199]. Normy dotycząca specyfikacji peletów przewidują różne klasy peletu różniące się parametrami z przeznaczeniem do kotłów, pieców, palników i kominków, pelety z powiększoną zawartością popiołów do kotłów dużej mocy i pelety przemysłowe. Ze względu na zróżnicowane wymagania poszczególnych norm, można ogólnie określić cechy i parametry modelowe peletu drzewnego (Tab. 4.6.).

Tab. 4.6. Podstawowe parametry peletu drzewnego [200]

Parametr	**Pelet**
Średnica [mm]	4 – 10
Długość [mm]	3 – 50
Gęstość nasypowa [kg /m^3]	600 - 750
Zawartość popiołu [%]	0,5 - 1,5
Wilgotność [%] <	10 - 12
Wartość opałowa [MJ/kg]	16,5 - 19
Ścieralność <	2,3 – 2,5
Ilość pyłu [%]	0,5 - 1
Wartość opałowa [kWh/kg]	4,6 - 5,3
Gęstość energii w paliwie [kWh/m^3]	2700 – 4000

Pelet może być konfekcjonowany [201] w zależności od przeznaczenia w małych workach, zawierających paliwo o masie 10, 15, 16, 20, 25 lub dużych workach tzw. BAG'ach o masie 700, 800 lub 1000 kg. W przypadku paliwa konfekcjonowanego, transport odbywa się na typowych paletach. Pelet może być

także dostarczany luzem, bez konfekcjonowania. Wówczas transport odbywa się w cysternach samochodowych o ładowności do 24 ton. Pelet może być magazynowany w workach, luzem w pomieszczeniach przeznaczonych wyłącznie jako magazyn peletu lub silosach podziemnych. Pelet jest odporny na samozapłon, dlatego nie stwarza problemów przy magazynowaniu. Należy jednak pamiętać, że w trakcie załadunku pneumatycznego unosi się pył, który jest zawarty w pelecie. Zawieszony pył drzewny może tworzyć atmosferę wybuchową w magazynie paliwa w trakcie jego załadunku. Wysokość składowania peletu może wynosić do 3m. Jest on także odporny na procesy gnilne, zaś jego gładka powierzchnia utrudnia pochłanianie wilgoci z powietrza, co korzystnie wpływa na trwałość oraz stabilność biologiczną. Okres magazynowania nie powinien być dłuższy niż rok. Dzięki regularnej budowie i odpowiedniej wytrzymałości mechanicznej pelet jest materiałem łatwym w magazynowaniu i transporcie. Magazyn paliwa powinien być pomieszczeniem suchym, nie wymaga ogrzewania, wystarczy wentylacja grawitacyjna, nie wymagana jest instalacja elektryczna poza oświetleniem i zasilaniem urządzeń załadowczych jeżeli występują. Jeżeli planuje się załadunek pneumatyczny instalacja elektryczna powinna być w wykonaniu przeciwwybuchowym. Powyższe cechy powodują, iż nadaje się on do spalania w kotłach działających automatycznie, niewymagających stałej obsługi. Ze względu na wysokie walory użytkowe, ekonomiczne oraz ekologiczne pelet drzewny stanowi podstawowe biopaliwo stałe w energetyce i ogrzewnictwie [202].

4.3 Porównanie ekogroszku i peletu drzewnego

Porównanie ekogroszku [12÷16] i peletu drzewnego [21] w dużej mierze sprowadza się do porównania surowca, z którego powstały paliwa, takiego jak węgiel kamienny lub drewno, które wstępnie zostały przygotowane. Właściwości fizykochemiczne surowca determinują właściwości gotowego wyrobu. Różnice pomiędzy węglem kamiennym a ekogroszkiem oraz drewnem a peletem drzewnym wynikają z procesu przetwarzania surowca do stanu końcowego w wyniku, którego powstał gotowy wyrób w sensie handlowym.

Proces przetwarzania węgla kamiennego i drewna sprowadza się głównie do obróbki mechanicznej, takiej jak rozdrabnianie, zagęszczanie, prasowanie oraz segregacji. Zasadnicze właściwości fizykochemiczne oraz energetyczne uzyskanego paliwa poza gęstością nasypową i wilgotnością pozostają bez zmian. Dlatego drewno oraz węgiel kamienny można nazwać paliwami surowymi lub nieprzetworzonymi.

Oba paliwa wykazują wiele cech wspólnych oraz podobieństw, dlatego można je spalać w kołach wielopaliwowych. Występują także różnice pomiędzy nimi, które wpływają na odmienne parametry pracy kotła. Różnice te są powodem zalecanych oraz rekomendowanych zmiany w zakresie konstrukcji, wyposażenia i sterowania projektowanych kotłów nowej generacji. Wymienione zmiany wynikają także z aktualnych wymagań w zakresie efektywności energetycznej, dopuszczalnej emisji zanieczyszczeń do atmosfery [7, 9], bezpieczeństwa [21] i komfortu użytkowania kotłów stałopalnych.

4.3.1 Wspólne cechy obu paliw

Wymienione paliwa posiadają wspólne palne składniki pochodzenia organicznego, takie jak węgiel, wodór, siarka i azot. W wyniku spalania powstają podobne produkty spalania, takie jak dwutlenek węgla, para

wodna, tlenek węgla, dwutlenek siarki i tlenki azotu. Część tlenu zawarta w produktach spalania znajduje się w paliwach.

Zarówno w węglu kamiennym jak i w drewnie znajdują się podobne niepalne składniki pochodzenia mineralnego, które po spaleniu tworzą popiół. Paliwa w stanie normatywnym posiadają niedużą zawartość wilgoci, która pod wpływem temperatury ulega odparowaniu. Oba paliwa są drobnoziarniste oraz sypkie, dla których można wyznaczyć naturalny kąt zsypu oraz gęstość nasypową, ponadto charakteryzują się wysoką wartością opałową. Pod wpływem temperatury ulegają rozkładowi termicznemu z wydzieleniem fazy gazowej oraz ciekłej, pozostawiając stały karbonizat o strukturze porowatej.

Odmienna historia wytworzenia tych paliw, procesu pozyskania oraz przetworzenia jest źródłem różnic ilościowych i jakościowych. Występujące różnice pomiędzy ekogroszkiem a peletem drzewnym istotnie wpływają na procesy zachodzące w kotle wielopaliwowym w trakcie ich spalania.

4.3.2 Różnice pomiędzy paliwami pod względem energetycznym

Poza wymienionymi podobieństwami związanymi ze wspólnym organicznym pochodzeniem występują znaczące różnice pomiędzy drewnem i węglem. Drewno, materiał organiczny z którego powstał węgiel kamienny przeszło procesy geologiczne, które odcisnęły swoje piętno na jego właściwościach. Główne różnice obejmują skład węgla, gęstość i strukturę, które determinują pozostałe parametry paliwa, czego obrazem jest między innymi analiza techniczna i elementarna (Tab. 4.7.).

Poziom uwęglenia paliwa istotnie wpływa na udział pozostałych pierwiastków, od których zależy udział części lotnych oraz skład gazowych produktów rozkładu termicznego. Drewno zawiera prawie pięciokrotnie więcej tlenu (41÷50%) niż węgiel kamienny (8,8÷10%), który związany jest miedzy innymi w związkach organicznych tworzących węglowodany.

Tab. 4.7. Analiza techniczna i elementarna drewna i węgla [203, 167]

Składnik	Symbol	Jednostka	Drewno	Węgiel kamienny
Węgiel	C^{daf}	%	47÷50	78÷85
Wodór	H^{daf}	%	5,7÷6,5	4,8÷5,5
Tlen	O_d^{daf}	%	40÷45	8,8÷10
Azot	N_d^{daf}	%	0,1÷0,7	1,4÷2,3
Siarka	S_t^{daf}	%	0,02÷0,9	0,3÷1,5
Chlor	Cl_t^{s}	%	0,005÷0,09	0,04÷0,4
Część lotna	V^{daf}	%	80÷84	35÷42
Popiół	A^{d}	%	0,4÷2,0	5÷10
Wartość opałowa	Q_s^{a}	MJ/kg	16÷20	21÷32

Główne składniki popiołu:				
SiO_2	-	%	26,0÷54,0	18,0÷52,3
Al_2O_3	-	%	1,8÷9,5	2,9÷25,0
CaO	-	%	6,8÷41,7	0,7÷3,8
Na_2O	-	%	0,4÷0,7	0,7÷3,8
K_2O	-	%	6,4÷14,3	0,8÷2,9
P_2O_5	-	%	0,9÷9,6	0,4÷4,1

daf – (z ang. dry ash free) stan suchy bez popiołu

d - (z ang. dry) suchy

a – w stanie analitycznym

Poziom uwęglenia różnych gatunków węgla kamiennego jest wysoki (78÷85%), prawie dwukrotnie wyższy niż drewna (47÷50%), przy podobnym udziale drugiego palnego składnika jakim jest wodór (5÷7%). Dochodzący prawie do połowy (40÷45%) udział tlenu w masie drewna, przy jego znacznie mniejszym uwęgleniu (47÷50%), powoduje duży udział części lotnej w trakcie rozkładu termicznego, która wynosi około 4/5 masy drewna (80÷84%). Wysoki poziom uwęglenia węgla kamiennego i niski udział pierwiastków, takich jak tlen (8,8÷10%) i wodór (4,8÷5,5%), powoduje znacznie niższy udział części lotnych (35÷42%) w stosunku do drewna.

W związku z różną zawartością głównych palnych składników oraz tlenu, strukturę węgla kamiennego i drewna można zapisać w postaci umownego wzoru sumarycznego w odniesieniu do pierwiastka węgla, która przyjmie postać dla [204]:

węgla kamiennego: $C_1H_{0,8}O_{0,08}$ (4.22)

drewna : $C_1H_{1,45}O_{0,7}$ (4. 23)

Różne udziały pierwiastka węgla w paliwach oraz wodoru i tlenu we wzorach sumarycznych (4. 22, 4.23), oznaczają odmienne składy spalin w zakresie głównych produktów spalania, takich jak dwutlenek węgla i para wodna, oraz tlenek węgla i sadza, nie uwzględniając pozostałych składników, jakimi są dwutlenek siarki i tlenki azotu.

Drewno ma mniejszą wartość opałową (16÷20 MJ/kg) w stosunku do węgla kamiennego (21÷32 MJ/kg), które są w proporcji około 2/3. Najbardziej energetyczne drewno ma wartość opałową zbliżoną do węgla o najniższej wartości opałowej.

Zawartość pozostałych składników paliw, będących źródłem emisji zanieczyszczeń do atmosfery w postaci dwutlenku siarki, tlenków azotu jest wyraźnie wyższa dla węgla kamiennego. Górna zawartość siarki dla węgla (0,3÷1,5%) jest prawie dwukrotnie wyższa w stosunku do drewna (0,02÷0,9%), zaś górna zawartość azotu dla węgla (1,4÷2,3%) jest ponad trzykrotnie wyższa niż dla drewna (0,1÷0,7%). Także górna zawartość

chloru dla drewna (0,005÷0,09%) jest niższa niż dla węgla (0,04÷0,4%). Drewno pochodzące z upraw może posiadać podwyższoną zawartość chloru, którego źródłem jest nawożenie upraw [205].

Zawartość popiołu ze spalania paliw stałych może się zmieniać w szerokim zakresie, w zależności od zanieczyszczenia paliwa i zawartości jego mineralnych składników. Dla drewna jest ona znacząco niższa (1,5÷8%) niż dla węgla kamiennego (5÷10%). Popiół z węgla kamiennego zawiera więcej tlenku glinu (Al_2O_3) i sodu (Na_2O) w stosunku do popiołu z drewna. Natomiast popiół ze spalenia drewna zawiera więcej tlenku wapnia (CaO), potasu (K_2O) i fosforu (P_2O_5) w stosunku do popiołu ze spalania węgla kamiennego. Zawartość tlenków krzemu (SiO_2) w popiołach z obu paliw jest zbliżona dla ich górnego zakresu (Tab. 4.7.).

Na podstawie obowiązujących krajowych regulacji w zakresie rynku ekogroszku [12-16] i standardów wytwarzania peletu drzewnego [183], obecnie dostępne są paliwa o parametrach jak niżej (Tab. 4.8.). Największe różnice pomiędzy paliwami surowymi w postaci węgla kamiennego i drewna, a ich formą przetworzoną do ekogroszku i peletu drzewnego dotyczą zawartości wilgoci, gęstości nasypowej, wymiarów ziarna węgla i cząstek peletu.

Tab. 4.8. Podstawowe parametry ekogroszku i peletu drzewnego dostępnego w handlu

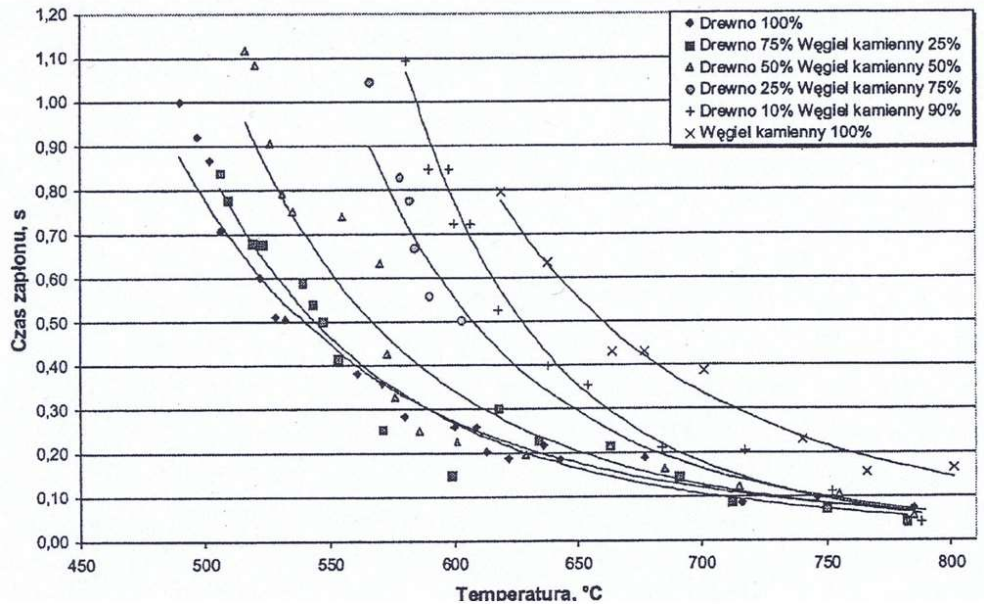
Lp	Parametr	Symbol	Jednostka	Wartość	Wartość
				Ekogroszek [12]	Pelet drzewny A1 [183]
1	Minimalna wartość opałowa	Q_i^r	MJ/kg	24	16,5
2	Maksymalna zawartość wilgoci	W_t^r	%	15	10
3	Maksymalna zawartość popiołu	A^r	%	12	0,7
4	Maksymalna zawartość siarki całkowitej	S_t^r	%	1,2	0,4
5	Minimalna gęstość nasypowa	ρ_n	[kg/m^3]	720*	600
6	Mniejszy wymiar liniowy ziarna/cząstki	l_{min}	[mm]	5÷35	6÷8
7	Temperatura zapłonu	t_z	^{o}C/K	200÷250^{o}C [178].	720÷760 K [150]

* badania własne

Różnica minimalnej gęstości nasypowej pomiędzy peletem drzewnym (600kg/m^3) a ekogroszkiem (720kg/m^3) wynosi 20%. Maksymalna wilgotność węgla (15%) jest prawie o 50% większa w stosunku do peletu drzewnego (10%). Średni wymiar ziarna węgla (5÷35mm) jest znacznie większy od wymiaru liniowego przekroju poprzecznego cząstki peletu drzewnego (6÷8mm).

Drewno jest materiałem reaktywnym, odgazowanie następuje intensywnie przy stosunkowo niskich temperaturach w porównaniu do węgla (350÷550^{o}C) i rozpoczyna się przy temperaturze ok. 200^{o}C, a kończy się przy temperaturze poniżej 400^{o}C. Temperatura spalania z powodu zawartej wilgoci jest mniejsza niż przy spalaniu węgla [150], przy niższej emisji tlenku węgla i sadzy. Mniejsza gęstość nasypowa, struktura włóknista

oraz duży ubytek masy, przy dekompozycji włókien w trakcie odgazowania i kurczenia się powoduje duże rozwinięcie powierzchni kontaktu (porowatość). Niski poziom kondensacji termicznie zdekomponowanej struktury organicznej, ułatwia dyfuzję tlenu zawartego w spalinach i/lub powietrzu oraz spalanie na zewnętrznej i wewnętrznych powierzchniach pozostałości koksowej, tlenie w całej objętości. Mała objętość cząstek peletu, duży udział części lotnych, niska temperatura zapłonu (200÷250ºC) przy reaktywnej pozostałości koksowej powoduje szybkie spalanie drewna i krótszy czas indukcji zapłonu w stosunku do węgla (rys. 4.29.).



Rys. 4.29. Czasy indukcji zapłonu mieszaniny pył drzewny-węgiel [166]

Struktura węgla kamiennego, jego duża gęstość oraz występowanie połączeń wielokrotnych pomiędzy atomami węgla, wpływa na wyższą temperaturę rozkładu termicznego. Mały udział wodoru powoduje, że gazowe i ciekłe produkty rozkładu termicznego zawierają węglowodory wielkocząsteczkowe o długich łańcuchach (ciężkie) oraz węglowodory aromatyczne [155]. Pod wpływem temperatury po osiągnięciu fazy mięknienia cząstka węgla ulega nieznacznej dylatacji przy węglach plastycznych, wydymaniu przy węglach koksujących lub pękaniu przy węglach niskowęglowych, które stanowią surowiec do produkcji ekogroszku. Odgazowanie pierwotne odbywa się w zakresie temperatur 350÷550ºC, znacznie wyższych od odgazowania drewna (200÷200ºC). Zwarta i gęsta struktura węgla kamiennego wpływa na mniejszą porowatość i mniejsze rozwinięcie powierzchni karbonizatu z węgla kamiennego w stosunku do karbonizatu z drewna, co wpływa na niszą reaktywność. Powoduje to także wyższą temperaturę zapłonu (ok. 450÷490ºC) i znacznie dłuższe spalanie w porównaniu do drewna. Szybkość spalania drewna i węgla zależy od wielu czynników, takich jak technika spalania, temperatura, rozdrobnienie, ilość i sposób doprowadzenie powietrza. Przy spalaniu peletu z rozdrobnionego drewna i peletu z miału węglowego w identycznym złożu paliwowym, drewno spala się 3 ÷ 4 razy szybciej niż węgiel [206]. Przy spalaniu techniką górnego spalania drobin węgla i wiór z drewna szybkość spalania wór z drewna jest 10 krotnie większa niż drobin węgla [207].

Proces spalania cząstki karbonizatu węglowego jest skomplikowany i uzależniony między innymi od temperatury i prędkości opływu otoczki gazowej. W uproszczeniu można powiedzieć, że przy dostatecznie niskiej temperaturze (<700ºC) spalania odbywa się na powierzchni zewnętrznej cząstki, przy średnich temperaturach (800÷1200ºC) spalanie odbywa się dodatkowo wewnątrz poprzez dyfuzję tlenu w porach, przy wysokiej temperaturze (>1600ºC) spalanie ogranicza się do powierzchni zewnętrznej zgodnie z kinetyczno-dyfuzyjną teorią spalania [150].

Znacznie większe kawałki węgla kamiennego, które zawiera ekogroszek (5÷35mm) w stosunku do cząstek paletu drzewnego (6÷8mm), przy jego wyższej temperaturze zapłonu (ok. 450÷490ºC) w stosunku do drewna (200÷250ºC), powoduje trudność zautomatyzowanego zapłonu przez zapalarki elektryczne. W kotłach wielopaliwowych na ekogroszek zapalanie odbywa się ręcznie, podczas gdy w kotłach jednopaliwowych na palety drzewne zapalanie odbywa się automatycznie.

4.3.3 Wpływ parametrów paliwa na pracę kotła wielopaliwowego

Udział części lotnych zawartych w paliwie oraz poziom jego uwęglenia istotnie wpływają na warunki pracy paleniska lub palnika kotła wielopaliwowego. Wysoki udział części lotnych (80÷84%) występujący podczas spalania drewna i jego pochodnych powoduje, że zasadnicza część energii zawartej w paliwie (rzędu 70% i więcej), wydzieli się jako pierwsza przy ich spalaniu w płomieniu gazowym [166]. Pozostała część energii zawartej w paliwie, wydzieli się w trakcie spalania mniej reaktywnej pozostałości koksowej, z opóźnieniem tworząc płonące złoże.

Przy spalaniu peletu drzewnego w palniku retortowym, produkty rozkładu termicznego spalać się będą w płomieniu nad kopcem paliwowym, zaś mniej reaktywna część paliwa w postaci pozostałości koksowej spalać się będzie poniżej płomienia. Po pewnym czasie od zainicjowania spalania, po uformowaniu się kopca paliwowego i ustabilizowaniu się warunków pracy palnika retortowego, na powierzchni kopca paliwa pojawi się cienka warstwa płonącego złoża, którą będzie tworzył karbonizat drzewny. Temperatura jego spalania (800÷1000ºC) jest niższa niż temperatura spalania karbonizatu z węgla kamiennego (800÷1200ºC) [150]. Warstwa płonącego złoża oddziela część gazową paleniska (w tym płomień), od paliwa znajdującego się poniżej. Paliwo, które znajduję się w bezpośrednim sąsiedztwie płonącego złoża poddane zostaje wpływom termicznym w wyniku, których następuje jego rozkład termiczny. W tej strefie następuje intensywne odgazowanie paliwa w wyniku bezpośredniego oddziaływania wysokiej temperatury płonącego złoża i promieniowania termicznego płomienia powyżej. W strefie nad płonącym złożem następuje spalanie gazowych produktów rozkładu termicznego w rozwiniętym płomieniu. Średnia temperatura spalin uchodzących z komory spalania może się zmieniać w szerokim zakresie od ok. 550 do 750ºC, w zależności od współczynnika nadmiaru powietrza. Zwiększanie strumienia powietrza wprowadzanego w strefę spalania nad kopcem z paliwa, będzie powodować zaburzenie płomienia i wychłodzenie spalin, czego objawem będzie wzrost emisji tlenku węgla oraz sadzy przy niestabilnym płomieniu. Spalanie peletu drzewnego będzie się odbywać w górnej strefie komory spalania nad kopcem paliwa w płomieniu oraz w dolnej strefie bezpośrednio

na powierzchni kopca paliwa w warstwie płonącego złoża. Zasadnicza część energii spalania wydzieli się w górnej strefie komory spalania, za sprawą dużego udziału części lotnej w paliwie.

Wysoki poziom uwęglenia oraz prawie o połowę mniejszy udział części lotnych (35÷42%) węgla kamiennego w stosunku do drewna powoduje, że zasadnicza część energii zawartej w paliwie wydzieli się przy spalaniu karbonizatu węglowego w wysokiej temperaturze (800÷1200^{o}C). Gazowe produkty rozkładu termicznego, jako pierwsze ulegną spaleniu, zaś wodór zawarty w węglu kamiennym wpływa na łatwość jego zapłonu [150]. Niska reaktywność węgla kamiennego objawiająca się długim czasem spalania, powoduje gromadzenie się niespalonej części stałej i tworzenie się płonącego złoża, zawierającego karbonizat węglowy. W palniku retortowym rozżarzona pozostałość koksowa będzie się spalać powoli w strumieniu przepływającego powietrza i gazowych produktów rozkładu termicznego pomiędzy cząstkami paliwa. Gazowe produkty rozkładu termicznego będą się spalać w trakcie przepływu pomiędzy między nieruchomymi cząstkami płonącego karbonizatu [160]. Szybkość wypalania karbonizatu będzie uzależniona od strumienia dostarczonego powietrza [207], zaś grubość złoża będzie wynikała z szybkości uzupełniania paliwa i szybkości wypalania karbonizatu. Zgodnie z teorią kinetyczno-dyfuzyjną spalania pojedynczej cząstki węgla, zwiększanie strumienia powietrza wprowadzanego poniżej płonącego złoża będzie intensyfikować proces (redukcja otoczki gazowej strefy płomienia rys. 4.14.), w wyniku czego nastąpi wzrost temperatury i strumienia spalin. Warstwa karbonizatu o wysokiej temperaturze stabilizuje warunki temperaturowe płonącego złoża. Nad płonącym złożem znajduje się cienka otoczka gazowa, gdzie następuje dopalenie palnych składników spalin. Spalanie paliwa na bazie węgla kamiennego będzie się odbywać w dolnej strefie (płonące złoże) oraz górnej, tuż nad złożem dla dopalenia uchodzących palnych składników spalin. Zasadnicze spalanie będzie w dolnej strefie z powodu wysokiego uwęglenia węgla kamiennego.

Tlen zawarty w paliwie redukuje zapotrzebowanie na powietrze do jego spalania. Odmienny udział masowy tlenu i palnych pierwiastków w paliwie oraz różna ich proporcja molowa dla węgla kamiennego ($C_1H_{0,8}O_{0,08}$) i drewna ($C_1H_{1,45}O_{0,7}$), powoduje inne zapotrzebowanie na powietrze do spalania w zależności od użytego paliwa. Prawie czterokrotnie większa zawartość tlenu w drewnie (40÷45%) w stosunku do węgla (8,8÷10%) przy około dwukrotnie niższej zawartości pierwiastka węgla w drewnie (47÷50%) w stosunku do węgla kamiennego (78÷85%) powoduje, że ciepło spalania peletu drzewnego jest o ok. 1/3 mniejsze niż ekogroszku. Dla uzyskania podobnej mocy grzewczej kotła wielopaliwowego, przy spalaniu peletu drzewnego należy spalić większą ilość paliwa niż przy spalaniu ekogroszku. Większa ilość spalonego peletu oznacz także większą ilości powietrza do spalania oraz spalin.

Pomimo różnic występujących w trakcie spalania paliw na bazie węgla i drewna, powietrze do spalania możemy podzielić na powietrze pierwotne i wtórne. Powietrze pierwotne doprowadzone jest do fazy stałej w dolnej części złoża paliwowego i przeznaczone jest głównie do spalania paliwa w fazie stałej np. spalania karbonizatu i gazowych produktów rozkładu w płonącym złożu paliwowym. Powietrze wtórne doprowadzone jest do komory spalania nad płonącym złożem lub w strefę płonącego złoża w jego górnej części i przeznaczone jest do spalania w fazie gazowej lub na powierzchni płonącego złoża.

Odmienny dominujący charakter spalania obu paliw w postaci spalania w płomieniu (pelet) lub w płonącym złożu (ekogroszek), oznacza także odmienne proporcje rozdziału powietrza do spalania przy podziale na powietrze pierwotne i powietrze wtórne.

Należy także nadmienić, że powietrze pierwotne i wtórne pełni podobne, ale nie takie same funkcje przy spalaniu ekogroszku i peletu drzewnego w palniku retortowym. Przy spalaniu węgla kamiennego w powietrzu pierwotnym wprowadzonym do płonącego złoża spalane są gazowe produkty rozkładu termicznego w wolnej przestrzeni pomiędzy kawałkami karbonizaru węglowego oraz karbonizat węglowy. W płonącym złożu występuje strefa utleniająca i redukcyjna, gdzie następują procesy utleniania, redukcji i zgazowania karbonizatu węglowego. Powietrze pierwotne decyduje o wydajności spalania i zachodzi w nim zasadnicze spalanie. Powietrze wtórne wspomaga spalanie i służy do dopalenia palnych składników w strefie nad płonącym złożem.

Przy spalaniu peletu drzewnego powietrze pierwotne służy w części do spalania cienkiej pozostałości koksowej (węgiel drzewny) na powierzchni kopca paliwa, pozostała jego część służy do spalania gazowych produktów rozkładu termicznego nad karbonizatem w komorze spalania w płomieniu. Energia wydzielona przy spalaniu karbonizatu drzewnego wraz z wpływem termicznym płomienia, służy do odgazowania paliwa, będącego w bezpośrednim kontakcie z płonącym złożem. Strumień powietrza pierwotnego wpływając na szybkość wypalania i temperaturę reaktywnego karbonizatu drzewnego, wpływa na szybkość i wydajność odgazowania paliwa. Ze względu na cienką warstwę karbonizatu drzewnego oraz nadstechiometryczną ilość powietrza pierwotnego w stosunku do ilości karbonizatu, w warstwie płonącego złoża nie wystąpi strefa redukująca, jak przy spalaniu węgla kamiennego. Dlatego karbonizat drzewny spala się w atmosferze utleniającej. Cześć powietrza pierwotnego, która przeszła przez płonące złoże bierze udział w spalania gazowych produktów rozkładu termicznego w płomieniu. Powietrze wtórne wprowadzone do komory spalania nad kopiec paliwa służy do spalenia gazowych produktów rozkładu termicznego oraz tlenku węgla ze spalania pierwotnego karbozniatu drzewnego (4.3). Intensyfikacja spalania w płomieniu gazowych produktów rozkładu termicznego wpływa także na rozkład termiczny paliwa, co tworzy dodatnie sprzężenie zwrotne. Strumień powietrza pierwotnego kontroluje szybkość spalania (wydajność kotła), strumień powietrza wtórnego nadążnie dopasowywany jest do temperatury w komorze spalania i stężenia tlenu w spalinach, tak aby uzyskać optymalne spalanie. Z tego powodu kotły na biopaliwa stałe (pelet, zrębka drzewna) wyposażane są w sondę lambda. W kotłach średniej i dużej mocy wyposażonych w palniki o złożonej konstrukcji, powietrze wtórne rozdzielane jest na wtórne pierwsze do spalania gazowych produktów rozkładu termicznego oraz powietrze wtórne drugie do dopalenia niedopalonych składników [208].

Podobne procesy zachodzą przy spalaniu węgla kamiennego w palniku retortowym jednak wpływ karbonizatu węglowego i płomienia na szybkość rozkładu termicznego paliwa jest mniejszy niż przy spalania peletu drzewnego. Wynika to z niższej reaktywności karbonizatu z węgla kamiennego niż karbonizaru z drewna oraz wyższej temperatury odgazowania węgla w stosunku do drewna. Przy spalaniu węgla kamiennego w palniku retortowym z powodu wysokiego uwęglenia oraz niższej reaktywności karbonizatu węglowego tworzy się gruba warstwa płonącego złoża, która oddziela płomień od obszaru rozkładu

termicznego paliwa przez co ogranicza jego wpływ termiczny. Mniejszy wpływ płomienia nad płonącym złożem wynika także z mniejszego udziału części lotnych w węglu kamiennymi niż w drewnie. Ponadto część gazowych produktów rozkładu termicznego spala się w wolnych przestrzeniach pomiędzy kawałkami węgla [160] i nie zdąży przejść do płomienia. Badania spalaniu w złożu paliwowym wskazuję, że wpływ spalania w fazie gazowej jest pomijalny na szybkość spalania węgla kamiennego [207].

Odmienna lokalizacja stref płomienia (powietrze wtórne) i płonącego złoża (powietrze pierwotne) oznacza także różne miejsca i sposoby prowadzenia powietrza pierwotnego i wtórnego dla ekogroszku i peletu drzewnego.

Miejsce i sposób wprowadzania powietrza do spalania ma wpływ na końcową ilość spalin oraz jego nadwyżkę w stosunku do wartości stechiometrycznej. Kotły wielofunkcyjne opalane ekogroszkiem z palnikami retortowymi mają większą część powietrza wprowadzaną poniżej płonącego złoża. Strumień powietrza pierwotnego przeciska się pomiędzy cząstkami paliwa, wchodząc w reakcję z gazowymi produktami rozkładu termicznego i karbonizatem. Brak swobodnej przestrzeni zapewnia wymuszony kontakt powietrza z karbonizatem oraz skuteczne mieszanie z gazowymi produktami rozkładu termicznego paliwa. Nieduża ilość powietrza (powietrze wtórne) jest wprowadzana tuż nad płonące złoże do dopalenia palnych składników w spalinach. Spalanie węgla odbywa się przy współczynniku nadmiaru powietrza w zakresie λ=1,5-1,7 [209].

Przy spalaniu peletu drzewnego w kotle z palnikiem retortowym, powietrze pierwotne wprowadzane jest w niedużej ilości w strefie paliwa, przez co ma ono gorszy kontakt w powierzchnią paliwa. Zasadnicza jego część wprowadzana jest w strefę płomienia (powietrze wtórne). Aby zapewnić skuteczne mieszanie gazowych produktów rozkładu termicznego z powietrzem w swobodnej, otwartej przestrzeni komory spalania, należy go wprowadzić znacznie więcej niż wynikałoby to ze stechiometrii spalania. Spalanie peletu drzewnego odbywa się przy wyższym współczynniku nadmiaru powietrza niż węgla kamiennego i jest ono na poziomie λ=1,5÷2,25 [210]. Powoduje to powiększenie straty kominowej przy spalaniu peletu drzewnego w stosunku do spalania ekogroszku.

W kotłach wielopaliwowych automatycznych z mechanicznymi podajnikami, paliwo podawane jest objętościowo. Strumień objętości paliwa wynika z zapotrzebowania na strumień masy, którą należy doprowadzić do komory spalania, z uwzględnieniem rzeczywistej gęstości nasypowej. Zastosowanie paliw o odmiennych gęstościach nasypowych, takich jak ekogroszek (720 kg/m^3) lub pelet drzewny (600 kg/m^3) oznacza zmianę strumienia masy wprowadzanego paliwa do komory spalania przy identycznej wydajności podajnika śrubowego.

Strumień masy paliwa wprowadzanego do komory spalania wynika z zapotrzebowania na strumień energii chemicznej, którą należy wprowadzić z paliwem do komory spalania, przy uwzględnieniu wartości opałowej paliwa. Zastosowanie paliw o odmiennych wartościach opałowych, takich jak ekogroszek (24 MJ/kg) lub pelet drzewny (16,5 MJ/kg), oznacza zmianę strumienia energii wprowadzonej do komory spalania.

Wymienione wcześniej różnice w zakresie parametrów technicznych paliw, takich jak odmienna gęstość nasypowa, wartość opałowa (gęstość energii w paliwie), różny strumień powietrza do spalania, różna ilość, skład i temperatura spalin przy różnej sprawności spalania oznacza odmienną moc cieplną kotła wielopaliwowego opalanego ekogroszkiem lub peletem drzewnym. Wymienione wcześniej różnice można korygować przez zastosowanie kotła o odpowiedniej konstrukcji, wyposażeniu i odpowiednim algorytmie sterownia.

Niska oraz odmienna zawartość siarki, azotu i chloru w węglu kamiennym lub drewnie nie ma istotnego wpływu na proces spalania oraz efektywność energetyczną kotła wielopaliwowego. Wymienione pierwiastki są źródłem tlenków, które powstają w trakcie spalania paliw przez co stanowią obciążenie dla środowiska. Wyższa emisja zanieczyszczeń do atmosfery przy spalaniu ekogroszku, wynika z powodu wyższej zawartością siarki (1,2%), azotu (1,4÷2,3%) i chloru (0,04÷0,4%) w węglu kamiennym, w stosunku do zawartości siarki (0,4%), azotu (0,1÷0,7%) i chloru (0,005÷0,09%) w drewnie z którego powstał pelet. Jedynie w pelecie wykonanym z drewna z upraw rolnych zawartość chloru może być wyższa niż przy spalania ekogroszku za sprawą nawożenia.

Tlenki siarki oraz chloru są źródłem korozji wysokotemperaturowej elementów stalowych komory spalania kotłów pracujących przy wysokich temperaturach. Korozję wysokotemperaturową intensyfikują związki metali alkalicznych, takich jak sód i potas, które są zawarte w paliwie. Tlenki wymienionych pierwiastków są także źródłem korozji elementów stalowych wymiennika ciepła i ciągu spalinowego kotła, pracujących przy temperaturze spalin poniżej punktu rosy. Zawarta w spalinach para wodna wykrapla się na chłodnych powierzchniach wykonanych ze stali i absorbuje wymienione tlenki, zmieniając odczyn z obojętnego na kwaśny, który intensyfikuje korozję. Źródłem pary wodnej jest wilgoć zawarta w paliwie oraz produkt spalania wodoru zawartego w paliwie. Korozyjny wpływ siarki i azotu wynika między innymi z wyższej zawartości wodoru w drewnie oraz jego zawilgoceniu. Skutkuje to podwyższoną koncentracją pary wodnej w spalinach, a więc wyższą temperaturą punktu rosy w spalinach przy spalaniu peletu (56^{o}C) niż przy spalaniu ekoroszku (37÷44^{o}C) [155]. Chlor zawarty w spalinach występujący przy spalaniu peletu drzewnego z upraw, powoduje intensywną korozję stalowych elementów ciągu spalinowego.

Inne niebezpieczeństwo przy spalaniu peletu drzewnego w stosunku do spalania ekogroszku w kotle wielopaliwowym związanym z wykropleniem pary wodnej stanowi wysoki udział lotnego popiołu w spalinach z peletu. Na zwilżonych powierzchniach wymiennika ciepła wydziela się lotny popiół, powodując szlamowanie wymiennika, który pod wpływem temperatury ulega zapieczeniu. Pogarsza to wymianę ciepła oraz blokowanie systemów mechanicznego oczyszczania wymiennika ciepła.

Skład popiołu oraz proporcje poszczególnych składników mają kluczowe znaczenie przy spalaniu paliw stałych, ponieważ wpływają na jego temperaturę mięknięcia lub początku spiekania. Temperatura w komorze spalania powinna być niższa niż temperatura topliwości, aby uniknąć szlakowania komory spalania. Temperatury topliwości popiołów ze spalania węgla kamiennego (1100÷1400^{o}C) są zazwyczaj wyższe niż temperatury topliwości popiołu ze spalania granulatów i brykietów drzewnych (>1120^{o}C) [211]. Niższa

temperatura topliwości spowodowana jest zawartym w popiele z biomasy dwutlenkiem krzemu oraz związkami metali alkalicznych, takich sód i potas, które tę temperaturę obniżają [212].

Skład chemiczny, proporcja składników, parametry spalania, gęstość, rodzaj i stopień rozdrobnienia karbonizatu ma wpływ na spoistość i formę popiołu. Popiół ze spalenia węgla kamiennego jest spoisty i może zawierać cząstki, żużel z niewielką ilością popiołu lotnego. Podczas, gdy popiół ze spalania drewna jest sypki, drobnoziarnisty z dużym udziałem frakcji pylącej, który unoszony jest ze spalinami, jako popiół lotny [208]. Kotły wielopaliwowe są bardziej narażone na emisję popiołu lotnego w trakcie spalania peletu drzewnego niż ekogroszku.

5. Techniki spalania w kotłach stałopalnych

Za sprawą rozporządzenia dotyczącego jakości paliw stałych z 2018 roku [12], wraz z rozporządzeniami towarzyszącymi dotyczącymi sposobu pobierania próbek [13], wzoru świadectwa jakości paliw [14] oraz nowelizacji metod badania jakości paliw stałych [15] wraz z nowelizacją [16], podstawowymi paliwami dla zautomatyzowanych kotłów stałopalnych małej mocy są węgiel kamienny w postaci ekogroszku oraz pelety drzewne. W perspektywie kończącej się ery węgla kamiennego, jako głównego surowca dla energetyki zawodowej i paliwa dla kotłów małej mocy, z technicznego punktu ważne jest rozpoznanie procesu spalania węgla w postaci ekogroszku oraz peletu drzewnego. Porównanie technik spalania ekogroszku i peletu drzewnego jest przydatne przy konstruowaniu nowej generacji automatycznych kotłów na biopaliwa stałe, na bazie automatycznych kotłów stałopalnych na węgiel. Spalanie biopaliw stałych, jako paliw odnawialnych obecnie i w dłuższej perspektywie nie jest zagrożone, jeżeli uda się utrzymać niski poziom emisji zanieczyszczeń do atmosfery. Potwierdzeniem tej tezy jest wprowadzenie przez producentów automatycznych kotłów na ekogroszek kotłów na biopaliwa stałe.

W obecnie eksploatowanych kotłach małej mocy na paliwa stałe najczęściej mamy do czynienia ze spalaniem paliwa na ruszcie lub w palniku retortowym. Dotyczy to zarówno kotłów na węgiel, jak i kotłów na pelety. Proces spalania paliw stałych jest złożony i zależy od wielu czynników, takich jak: rodzaj paliwa (węgiel kamienny, węgiel brunatny, drewno, torf, ...), jego rozdrobnienie, wilgotność, szybkość nagrzewania, temperatura, sposób spalania, rodzaj i typu paleniska, technologia spalania, atmosfera. Dokładne poznanie mechanizmu (spalania) pozwala na efektywne i czyste spalanie paliw stałych. W trakcie spalania zachodzą równocześnie złożone procesy fizyczne i skomplikowane przemiany chemiczne. Proces spalania w dużym stopniu zależy od wielkości cząstek paliwa, co wpływa na jego szybkość. Ze względu na wielkość cząstek paliwa można mówić o procesie zachodzącym:

– dynamicznie dla małych i średnich cząstek paliwa np. kotły ze złożem fluidalnym lub kotły pyłowe, które jest charakterystyczne dla kotłów o dużych mocach

– statycznie w płonącym złożu dla średnich i dużych cząstek paliwa np. kotły z rusztem stałym lub ruchomym, kotły z palnikami retortowymi (gdzie przy odpowiedniej konstrukcji można spalać drobny sortyment np. miał i muł), które jest charakterystyczne dla kotłów o średnich i małych mocach

Pewne elementy obu procesów są wspólne i zachodzą analogiczne, podobnie są ich produkty czy efekty, takie jak ciepło, spaliny, światło, płomień, popiół, bez względu na dynamikę procesu.

5.1. Techniki spalania w kotłach małej mocy

W kotłach małej mocy na paliwo stałe z ręcznym załadunkiem paliwa spalanie najczęściej odbywa się w warstwie paliwa, która znajduje się na stałym ruszcie przez który wprowadzane jest ku górze powietrze do spalania. W kotłach zmechanizowanych o większych mocy ruszt może być ruchomy [172]. Takie spalanie paliwa stałego nazywane jest także spalaniem w złożu stałym. Nazewnictwo to wynika z organizacji procesu spalania, gdzie pomiędzy wolnymi przestrzeniami prawie nieruchomych cząstek paliwa do strefy spalania przepływa powietrze, produkty rozkładu termicznego, spaliny lub ich mieszanina. Udział poszczególnych składników przepływających ku górze, zależy od rodzaju strefy w warstwie paliwa oraz techniki spalania. Nieznaczny ruch cząstek paliwa względem siebie może wynikać z ubytku masy spowodowanej rozkładem termicznym i wypalaniem się paliwa. Podobne określenie spalania paliwa stałego w warstwie lub złożu stałym można znaleźć w literaturze anglosaskiej [213]. Zarówno w kotłach na paliwo stałe z ręcznym załadunkiem jak i w kotłach automatycznych proces spalania w warstwie zachodzi analogicznie. W kotłach automatycznych z palnikami retortowymi lub podajnikami posuwowymi z powodu wypalania się paliwa, następuje dodatkowy powolny ruch jego cząstek spowodowany jego uzupełnianiem.

Spalanie w nieruchomej warstwie paliwa jest złożone, za sprawą różnorodnych i przebiegających jednocześnie przemian fizycznych (nagrzewanie, odparowanie, suszenie, kondensacja, rozrost, topnienie, dyfuzja w porach paliwa, mieszanie), fizykochemicznych (odgazowanie, rozkład termiczny, zmiana struktury, zgazowanie, spiekanie, karbonizacja) i chemicznych (reakcje redukcji i utleniania np. spalanie części lotnych i stałych). Wyzwalanie i ewolucja części lotnej oraz zmiany struktury zachodzą w pozostałości stałej (koksowej, węgla drzewnego). Spalanie części lotnych ma charakter homogeniczny, spalanie pozostałości koksowej jest heterogeniczne, oba procesy się wzajemnie nakładają i wpływają na siebie.

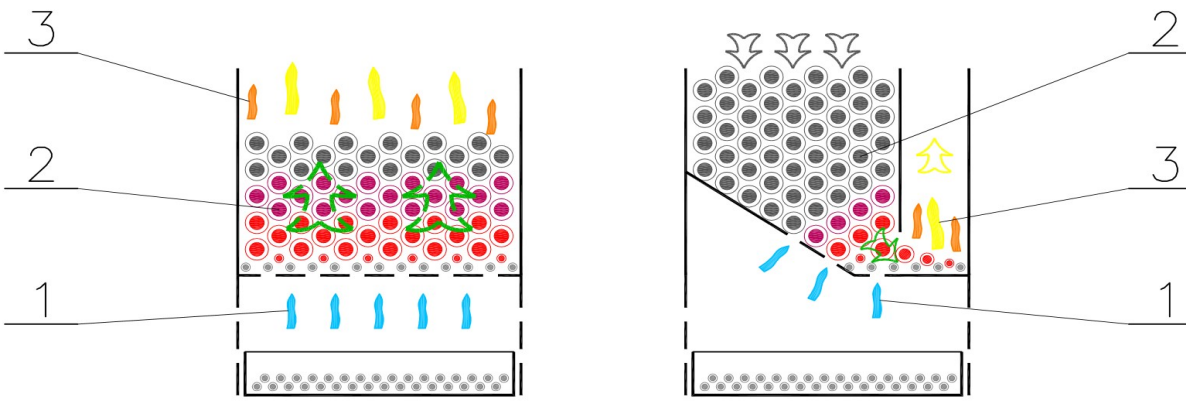
Zjawiska te zachodzą w różnych obszarach, takich jak: faza stała (wnętrze cząstki paliwa), jego powierzchnia zewnętrzna, faza gazowa pomiędzy cząstkami paliwa. Procesy te silnie są uzależnione od uziarnienia (sortymentu) paliwa, rodzaju paliwa (biopaliwo, węgiel kamienny), typu (węgiel płomienny, antracyt), gatunku, poziomu uwęglenia, poziomu zawilgocenia, ich udziału procentowego przy współspalaniu, itd. Zachodzące zjawiska dotyczą kilku dziedzin techniki, takich jak wymiana ciepła i masy, mechanika płynów (przepływy laminarne i turbulentne), chemia (spalanie, kinematyka chemiczna), koksownictwo, zgazowanie.

Przy spalaniu w złożu stałym, w bezpośrednim sąsiedztwie występują strefy [172], w których dominują przemiany, takie jak suszenie, odgazowanie, piroliza, zgazowanie (redukcja) i spalanie, które oddziaływają na siebie. Procesy utlenienia zachodzą w fazie stałej (np. węgiel drzewny), na powierzchni cząstki stałej i w fazie gazowej. Dynamiczne wydzielanie się gazowych produktów rozkładu termicznego paliwa pod wpływem temperatury może zachodzić w zakresie od ok. 35% (węgiel kamienny) do ok. 84% (drewno) masy paliwa. Procesy wymiany ciepła i masy zachodzą pomiędzy gazem i ciałem stałym, w fazie gazowej oraz stałej w

szerokim zakresie temperatur. Paliwo zaś przechodzi przez fazę suszenia, odgazowania, zgazowania, spalania oraz wychłodzenia pozostałości [214].

Spalanie pozostałości koksowej w płonącym złożu w kotłach małej mocy ma różnych charakter, w zależności od rodzaju paliwa. Ze względu na ograniczoną dyfuzję tlenu do wnętrza cząstki paliwa z powodu większego zagęszczenia, inaczej spala się karbonizat węglowy a inaczej drzewny. Karbonizat węglowy zasadniczo spala się na powierzchni, zaś karbonizat drzewny za sprawą rozwiniętych porów i mniejszej gęstości spala się na powierzchni oraz wewnątrz (żarzenie).

Istnieje kilka technik spalania paliw stałych na bazie węgla kamiennego oraz drewna w kotłach małej mocy. Źródłem ich nazewnictwa jest krajowa norma kotłowa z lat 70-tych wycofana w 2005 roku [133], która definiuje kocioł na paliwo stałe z górnym i dolnym spalaniem. W kotle z górnym spalaniem spaliny od dołu przechodzą przez warstwę zgromadzonego paliwa i uchodzą w jej górnej części (rys. 5.1. a). W kotle ze spalaniem dolnym spaliny od dołu przechodzą tylko przez część zgromadzonego paliwa, biorącego bezpośredni udział w spalaniu i uchodzą z dolnej części złoża paliwowego (rys. 5.1. b). Przedmiotowa norma [133] szczegółowo definiuje i opisuje podstawowe elementy kotła stałopalnego pod względem konstrukcyjnym. Na jej bazie powstała duża ilość obecnie eksploatowanych w Polsce kotłów stałopalnych z rusztem stałym.

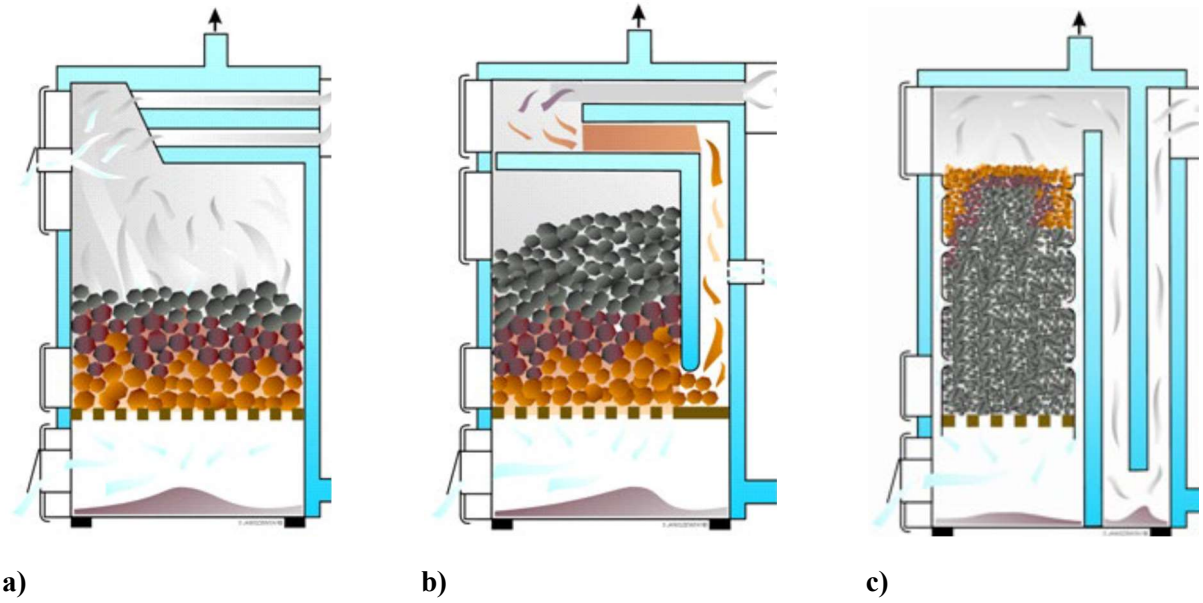


Rys. 5.1. Techniki spalania wg PN: a) kocioł z górnym spalaniem, b) kocioł z dolnym spalaniem: 1 - powietrze, 2 – paliwo, 3 – spaliny [48]

W związku z rozwojem techniki kotłowej wdrożono kolejne techniki spalania, opisane w literaturze fachowej, w której przyjęte nazewnictwo nie w pełni koresponduje z wcześniej wymienionymi definicjami wg wycofanej normy [133]. Jako kryterium podziału przyjęto organizację wprowadzania paliwa i powietrza do procesu spalania względem złoża paliwowego. Kotły ze spalaniem współprądowym paliwo i powietrze mają wprowadzane z tej samej strony złoża, kotły ze spalaniem przeciwprądowym paliwo i powietrze mają wprowadzane z przeciwnych stron złoża. Istotnym czynnikiem warunkującym przebieg procesu spalania, jest wzajemny kierunek przepływu powietrza oraz paliwa [207]. Nowe określenia technik spalania bardziej szczegółowo opisują istotę procesu zachodzącego w kotłach i wydają się zasadne. Przykładem tego są kotły z

dolnym spalaniem w całej objętości złoża (rys. 5.2. a.), kotły z dolnym spalaniem w części objętości złoża (rys. 5.2. b.), kotły górnego spalania (rys. 5.2. c.). Są to wszystko kotły wsadowe z ręcznym załadunkiem.

Kocioł z dolnym spalaniem w całej objętości złoża (rys. 5.2. a.), to w istocie kocioł z górnym spalaniem wg definicji normy kotłowej [133] (rys. 5.1. a.). Spalanie w całej objętości złoża (rys. 5.1. a) nazywane jest także spalaniem przeciwprądowym, za sprawą kierunku przepływu strumienia powietrza (1), a później spalin (3) w stosunku do paliwa (2). Od spodu pod ruszt dostarczane jest powietrze (1), które bierze udział w spalaniu i przemieszcza się w pionie przez warstwę paliwa i w wyniku reakcji chemicznej przechodzi w spaliny (3). Paliwo (2) dostarczane jest od góry do dołu na złoże paliwowe zalegające na ruszcie. Bezpośredni kontakt świeżego paliwa o temperaturze otoczenia z żarzącym się złożem jest źródłem największej emisji zanieczyszczeń do atmosfery. W trakcie tego kontaktu następuje gwałtowne odparowanie wilgoci i odgazowanie w warstwie styku świeżego paliwa z płonącym złożem, odgazowane paliwo porywa dodatkowo rozdrobnioną fazę stałą w postaci koksu i miesza się ze spalinami (3) uchodzącymi z nad paleniska.

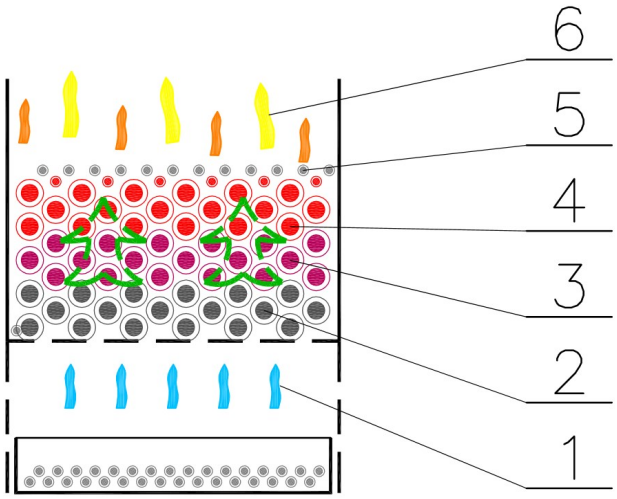


Rys. 5.2.Techniki spalania wg literatury: a) kocioł z dolnym spalaniem w całej objętości złoża, b) kocioł z dolnym spalaniem w części objętości złoża w prądzie krzyżowym, c) kocioł górnego spalania [215]

Kocioł z dolnym spalaniem w części objętości złoża w prądzie krzyżowym (rys. 5.2.b.), to kocioł z dolnym spalaniem wg definicji normy kotłowej [133] (rys. 5.1.b.).

Technika spalania jest podobna jak przy spalaniu w całej objętości z przepływem przeciw prądowym. Paliwo (2) zasypywane jest od góry do komory zasypowej, a od dołu doprowadzane jest powietrze (1) pod ruszt. Palenisko w takim kotle ma inną konstrukcję, różnica polega na skierowaniu spalin tuż nad rusztem w kierunku kanału spalinowego, dzięki temu spaliny omijają paliwo w komorze zasypowej. Ta technika spalania nazywana jest także spalaniem dolnym w części złoża w prądzie krzyżowym. W uproszczeniu można powiedzieć, że kierunek przepływu powietrza w stosunku do kierunku poruszania się paliwa jest prostopadły, a więc można to nazwać przepływem krzyżowym.

Norma kotłowa [133] nie definiuje kotła górnego spalania, który pracuje zgodnie z rysunkiem (rys. 5.3.). Przy tej technice spalania należy wypełnić komorę zasypową paliwem (2), a następnie zainicjować spalanie na jego powierzchni. Najczęściej powietrze do spalania (1) doprowadzone jest pod ruszt, które następnie przepływa przez warstwy paliwa (2, 3, 4) ku górze. Z tego powodu wysokość złoża paliwowego nie może być zbyt duża, a paliwo nie może być zbite. Rekomendowanym paliwem jest węgiel kamienny o granulacji 30÷60 mm. Przy stosowaniu paliwa o mniejszej granulacji lub miału węglowego, powietrze musi być doprowadzone dodatkowymi kanałami powietrznymi do strefy spalania przez system dysz, odsłanianych w miarą obniżania się poziomu paliwa. Spaliny są odprowadzane ze strefy płonącego złoża analogicznie, jak przy spalaniu paliwa gruboziarnistego. Ze względu na organizację doprowadzenia paliwa i powietrza tę technikę spalania nazywa się także spalaniem współprądowym w górnej części złoża, a kocioł -kotłem górnego spalania.



Rys. 5.3. Spalanie współprądowe w górnej części złoża: 1 – powietrze, 2 - paliwo (w stanie naturalnym), 3 – paliwo w trakcie odgazowania, 4 – paliwo po odgazowaniu (koks), 5 – popiół, 6 – spaliny (płomień) [48]

Po zainicjowaniu spalania na powierzchni paliwa, po pewnym czasie cała wierzchnia warstwa (4) staje się płonącym złożem z karbonizatu (koks, węgiel drzewny), powstałym po odgazowaniu lotnych składników. Płonące złoże (4) oddziałuje termicznie na przepływające powietrze od dołu (1) oraz na paliwo poniżej (3) powodując jego rozkład termiczny i odgazowanie lotnych składników. Lotne składniki rozkładu termicznego w strefie odgazowania mieszają się z podgrzanym powietrzem i przechodzą do warstwy płonącego złoża (4), gdzie ulegają dalszemu rozkładowi termicznemu i spaleniu w strefie gorącego spalania. W płonącym złożu (4) ulega spalaniu także karbonizat, tworzący płonące złoże. Produkty spalania składników termicznego rozkładu paliwa (6) unoszą się ku górze. W wierzchniej warstwie następuje także koncentracja popiołu.

Koks o wysokiej temperaturze powyżej 1000°C [207] (4) tworzący płonące złoże, stanowi skuteczną barierę dla gazowych produktów termicznego rozkładu paliwa przed swobodnym ujściem do atmosfery. Gazowe produkty rozkładu termicznego przy przejściu przez płonące złoże ulegają dalszemu rozkładowi termicznemu. W złożu o wysokiej temperaturze następuje także spalenie (dopalenie) gazowych produktów rozkładu termicznego paliwa. Można w uproszczeniu stwierdzić, że płonące złoże termicznie utylizuje szkodliwe składniki termicznego rozkładu paliwa, powodując czyste spalanie oraz sprzyja wysokiej

sprawności energetycznej uzyskiwanej przez kocioł. Jedynie praca kotła od zainicjowania spalania do pokrycia płonącym złożem całej powierzchni paliwa charakteryzuje się zwiększoną emisję zanieczyszczeń do atmosfery. Ta technika spalania stosowana w kotłach zasypowych charakteryzuje się największą sprawnością spalania oraz najmniejszą emisją zanieczyszczeń do atmosfery. Jej podstawową wadą jest konieczność wypalenia paliwa w całości, aby rozpocząć kolejny cykl pracy (załadunek, zasyp paliwa) oraz ponowne ręczne rozpalenie.

Naturalnym rozwinięciem konstrukcji kotła wsadowego górnego spalania z załadunkiem ręcznym jest kocioł automatyczny z palnikiem retortowym (rys. 5.4. (b)), gdzie następuje spalanie współprądowe w górnej części złoża.

Określenie kocioł automatyczny, które funkcjonuje w literaturze fachowej jest umowne, ponieważ zmechanizowany i zautomatyzowany jest proces podawania paliwa oraz powietrza do komory spalania. Załadunek kosza zasypowego przy kotle oraz odprowadzenie popiołu w kotłach małej mocy z palnikami retortowymi jest ręczny, dlatego właściwsze wydaje się nazwać taki kocioł półautomatycznym lub w myśl normy [133], częściowo zmechanizowanym, gdzie:

- kocioł zmechanizowany wymaga stałej obsługi, zaś główne czynności związane z jego pracą, takie jak regulacja mocy, doprowadzenie paliwa i usuwanie popiołu realizują urządzenia mechaniczne.

- kocioł częściowo zmechanizowany wymaga stałej obsługi, zaś część głównych czynności związane z jego pracą, takich jak regulacja mocy, doprowadzenie paliwa i usuwanie popiołu realizują urządzenia mechaniczne.

- kocioł zautomatyzowany wymaga uruchomienia i zatrzymania przez obsługę, zaś pozostałe czynności związane z jego pracą takie jak regulacja i zabezpieczenia sterowane są przez parametry regulacyjne z wykorzystaniem urządzeń pomocniczych.

Aby zachować spójność z literaturą techniczną w dalszej części kocioł z palnikiem retortowym będzie nazywany kotłem automatycznym.

5.2. Spalanie w kotłach ze współprądową techniką spalania (w złożu stałym)

Obecnie brak dostępnych przekrojowych badań dotyczących spalania paliw stałych w kotłach z palnikami retortowymi. Są natomiast badania przy spalaniu analogiczną techniką w kotłach zasypowych ręcznych górnego spalania**.** Istnieje duże podobieństwo w zakresie techniki spalania w kotłach zasypowych ręcznych górnego spalania i kotłach z mechanicznym podawaniem paliwa do komory spalania z palnikami retortowymi techniką współprądową w górnej części złoża. Dlatego warto przeanalizować podobieństwa i różnice spalania w kotłach zasypowych ręcznych i w kotłach z palnikami retortowymi, aby wybrać wspólne cechy modelu spalania.

Przy spalaniu paliwa stałego w złożu różnorodne procesy zachodzą w sąsiadujących obszarach nazywanych strefami [172]. Podział na strefy jest tymczasowy, ponieważ mają one charakter chwilowy, ze względu na dynamikę procesu, zmienność procesów w czasie, trudność w ich dokładnym rozgraniczeniu oraz

wskazaniu lokalizacji. Są umowne i służą jako wygodny model do opisu zachodzących, skomplikowanych przemian fizykochemicznych.

W kotłach zasypowych szerokość stref wraz z granicami ulega zmianom, wraz z wypalaniem się paliwa, zaś struktura paliwa w strefie zmienia się wraz z fazą spalania. Strefy rozszerzają się i kurczą, aby w granicznym przypadku zaniknąć. Rysunek (rys. 5.4) pokazujący strefy przedstawia stan chwilowy większego dynamicznego procesu. Strefy należy traktować jako uproszony model opisujący większy i bardziej skomplikowany proces. Jedynie w kotłach ze zmechanizowanym i automatycznym podawaniem paliwa do komory spalania np. w kotłach retortowych, przy stałej wydajności podawania paliwa i po osiągnieciu stabilnych warunków spalania, można próbować wyróżnić stałe strefy. Podział na strefy pozwala opisać procesy zachodzące w złożu paliwowym podczas spalania paliwa oraz porównać różne techniki spalania.

Zasadnicza różnica pomiędzy kotłami zasypowymi a automatycznymi polega na mechanizacji lub jej braku w zakresie doprowadzenia powietrza i paliwa do komory spalania, geometrii komory spalania oraz automatyzacji pracy urządzenia. Przy spalaniu w kotłach z załadunkiem ręcznym w nieruchomej warstwie paliwa mamy do czynienia z rusztem stałym, na którym zachodzi spalanie w dużej komorze spalania, która pełni jednocześnie funkcję komory zasypowej, dlatego można mówić o nieruchomej warstwie paliwa. W kotłach z mechanicznym podawaniem paliwa brak tradycyjnej komory zasypowej, gdzie zachodzi spalanie, wielkość komory spalania jest minimalna oraz brak klasycznego rusztu. Paliwo powoli wypychane jest od dołu ku górze do komory spalania przez podajnik śrubowy (zwany także ślimakiem, podajnikiem ślimakowym lub stokerem w kotłach na biopaliwa stałe), dlatego możemy mówić o prawie nieruchomej warstwie paliwa. Spalanie w nieruchomej warstwie paliwa w kotle zasypowym zachodzi podobnie do spalania w prawie nieruchomej warstwie paliwa w kotle z palnikiem retortowym, wyposażonym w śrubowy podajnik paliwa.

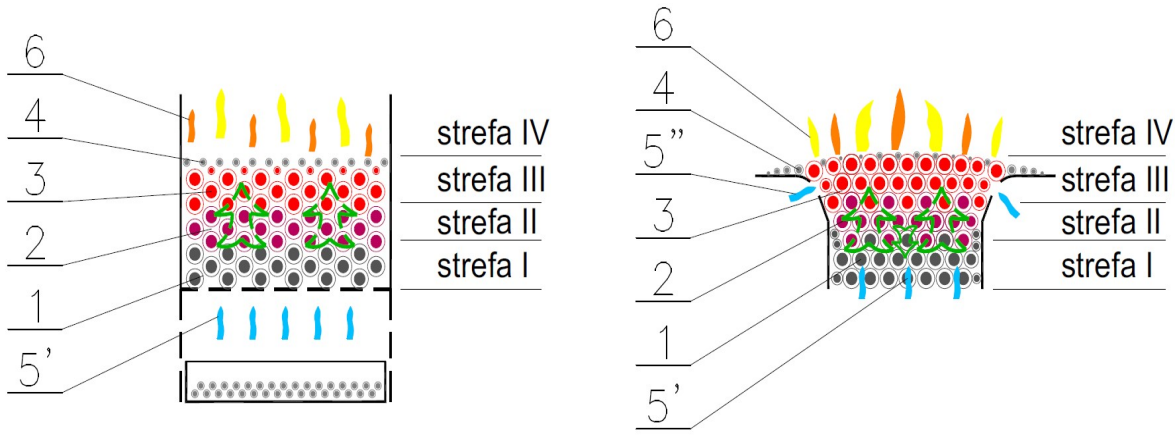
W procesie spalania ciała stałego można wyróżnić tzw. front spalania, który stanowi wąską przestrzeń, w której zachodzą zmiany składu gazu oraz temperatury, charakteryzujące się dużymi gradientami. Pojęcie frontu spalania zostało szczegółowo omówione w rozdziale 5.3. Jeśli w kotle zasypowym związać układ współrzędnych z frontem spalania [207], to takie spalanie można nazwać spalaniem współprądowym, analogicznie jak w kotle z podajnikiem retortowym. Przy takim założeniu powietrze i paliwo w trakcie przemian wykonują ruch w tym samym kierunku względem frontu spalania. Pominąwszy różnice w samym procesie spalania, związane ze sposobem doprowadzenia paliwa i powietrza, geometrią obszaru, gdzie występuje płonące złoże, stabilizacją parametrów procesu spalanie lub ich zmiennością w czasie, można wyróżnić czasowe występowanie analogicznych stref w przypadku kotłów górnego spalania i kotłów z palnikami retortowymi.

W uproszczeniu palenisko lub zasadniczy obszar, gdzie następuje spalanie paliwa (palnik retortowy) można podzielić na strefy, gdzie dominuje jeden proces lub stan. W obu przypadkach możemy wyróżnić podobne strefy, takie jak (rys. 5.4.):

- strefa paliwa w stanie naturalnym (czasowo lub ciągle) (I)
- strefa wpływów termicznych (II)

– strefa płonącego złoża (III)

– strefa uchodzących spalin i/lub spalania w płomieniu (IV)



a) **b)**

Rys. 5.4. Fazy spalania paliwa stałego: a) Stały ruszt, b) Palnik retortowy: 1 – paliwo w stanie naturalnym, 2 – paliwo w trakcie rozkładu termicznego i odgazowania, 3 – paliwo po odgazowaniu, 4 – popiół, 5' – powietrze pierwotne, 5" powietrze wtórne, 6 – spaliny (płomień) [48]

Przy spalania na ruszcie (rys. 5.4. a), jak i w palniku retortowym (rys. 5.4. b) paliwo w stanie naturalnym (1) znajduje się w dolnej części złoża strefa (I). W strefie wpływów termicznych (II) od strefy płonącego złoża (III) ulega ono rozkładowi termicznemu i odgazowaniu (2). Strefę płonącego złoża (III) tworzy odgazowane paliwo (3). Płonące złoże (III) w postaci rozżarzonego koksu lub węgla drzewnego (3), ulega spalaniu heterogenicznemu, gdzie wydziela się zasadnicza część energii przy spalaniu węgla. Przy spalaniu drewna, zasadnicza część energii wydziela się w płomieniu (6), nad płonącym złożem w strefie IV. Przez płonące złoże (III) przepływają gazowe produkty rozkładu termicznego strefy II oraz powietrze (5), które nie zostało związane chemicznie w strefie wpływów termicznych (II). Przy spalaniu węgla w strefie płonącego złoża (III) gazowe produkty rozkładu termicznego strefy II przy wysokiej temperaturze powyżej 1000^{o}C [207] ulegają rozkładowi i spaleniu. Produkty odgazowania przechodząc przez strefę spalania wysokotemperaturowego znajdują w niej dobre warunki do zupełnego spalania [207]. Przy spalaniu drewna, zasadnicze spalanie gazowych produktów rozkładu termicznego strefy II zachodzi w formie płomienia nad płonącym złożem w strefie IV. Z nad płonącego złoża w postaci rozżarzonego koksu lub węgla drzewnego (3) uchodzą gazy spalinowe jednorodne co do składu i temperatury (6). Strefa płonącego złoża podnosi temperaturę przechodzących gazów oraz działa stabilizująco na skład spalin. Na powierzchni płonącego złoża (3) następuje koncentracja stałych, nie palnych składników paliwa w postaci cząstek popiołu (4), które mogą ulec spiekaniu i/lub stopieniu, tworząc szlakę.

Po uruchomieniu kotła z palnikiem retortowym i przy jego pracy ze stałą wydajnością, następuje ustalenie się warunków równowagi, obejmujących temperatury, wielkości i lokalizację stref, gdzie procesy po pewnym czasie stają się statyczne. Warunkiem koniecznym jest zrównanie szybkości spalania paliwa z wydajnością jego uzupełniania. Przez odpowiednie uformowanie wyjścia z palnika retortowego, można

uzyskać efekt spalania jakby na ruszcie. Dzięki stożkowemu ukształtowaniu wyjścia paliwa, czas jego przebywania na umownym ruszcie zależy od grubości jego warstwy. Dzięki temu następuje naturalne dopasowanie szybkości wypalania paliwa do wydajności jego podawania, przez obniżenie lub podwyższenie wysokości jego warstwy na umownym ruszcie [207].

Analogiczna sytuacja ma miejsce przy spalaniu w kotle zasypowym, gdy płomień pokryje całą swobodną powierzchnię paliwa oraz pojawi się stabilna warstwa płonącego złoża. Jej grubość będzie funkcją szybkości wypalania się paliwa, zależną między innymi od strumienia przemieszczającego się powietrza od dołu ku górze przez warstwę paliwa. Istotna różnica polega na tym, że w kotle zasypowym brak uzupełniania paliwa, wobec czego warstwa płonącego złoża będzie się obniżać. Jej dolną granicą jest ruszt. O ile przy spalaniu w palniku retortowym można mówić o warunkach ustalonych, to spalanie w kotle zasypowym z definicji należy traktować jako proces nieustalony. Po zainicjowaniu płomienia na całej powierzchni paliwa i ustabilizowaniu się warunków procesu spalania, można wyodrębnić pomiędzy strefą paliwa w stanie naturalnym (I) i płonącym złożem (III) wąski obszar (cienką warstwę), umownie nazywany frontem spalania, który przemieszcza się jednostajnie w głąb paliwa (I). Analogiczny front spalania znajduje się także w palniku retortowym, który w warunkach ustabilizowanych warunkach pracy palnika nie zmienia swojego położenia. Jeżeli front spalania dotrze do rusztu, to cała przestrzeń paliwa w komorze spalania jest płonącym złożem, zaś spalanie ma charakter objętościowy. Spalanie trwa do momentu, aż ilość paliwa na ruszcie wystarczy, aby energia cieplna wydzielona podczas jego spalania pokryła zapotrzebowanie na podgrzanie przepływającego powietrza. Dynamika wypalania paliwa oraz wydzielającego się ciepła jest największa tuż nad rusztem, za sprawą największego stężenia tlenu w napływającym powietrzu. Powietrze które przechodzi w głąb płonącego złoża ubożeje w tlen, który zostaje wiązany w procesie spalania i/lub półspalania węgla pierwiastkowego.

W obu przypadkach można wyróżnić (kocioł zasypowy i retortowy):

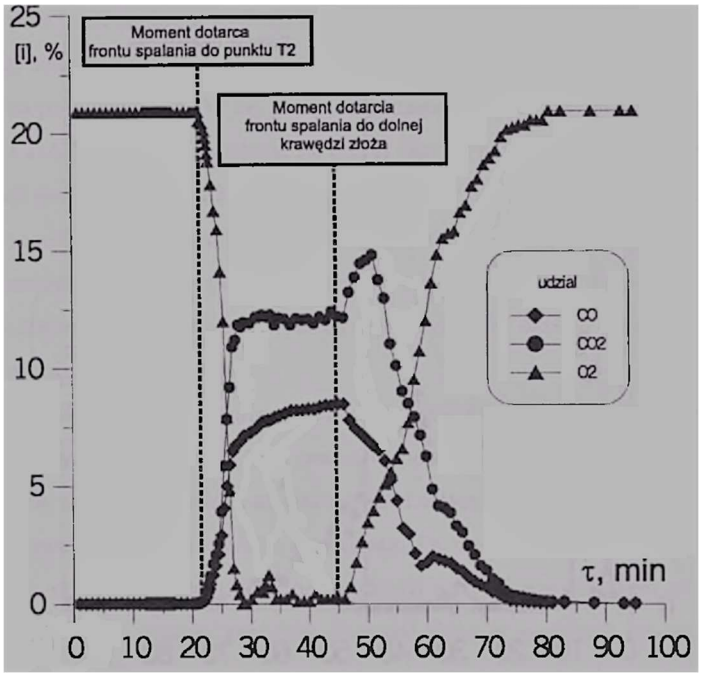
- rozpalanie paliwa na jego górnej powierzchni, któremu towarzyszy ubytek tlenu i wzrost stężenia CO i CO_2 w spalinach,
- stabilizację warunków spalania, tj. tworzenie się jednolitego frontu spalania na całej powierzchni paliwa,
- przemieszczanie się frontu spalania ku dołowi w głąb paliwa (kocioł zasypowy) lub porusz się względem paliwa (palnik retortowy),
- spalanie karbonizatu w całej objętości złoża.

W przypadku kotła zasypowego front spalania po osiągnieciu rusztu zanika i kocioł przechodzi w fazę spalania wyłącznie karbonizatu w formie płonącego złoża w całej objętości. Przy spalaniu w kotle z palnikiem retortowym, poruszający się w głąb paliwa front spalania unoszony jest przez uzupełniane paliwo. W warunkach stabilnej pracy kotła, prędkość względna frontu spalania (jego unoszenie w paliwie) i podawania paliwa się kompensują, dlatego front spalania w układzie bezwzględnym nie przemieszcza się. Równolegle następuje spalanie karbonizatu, który znajduje się powyżej frontu spalania.

5.3. Proces spalania w kotle górnego spalania

Jako front spalania przyjmuje się przestrzeń, w której zachodzą zmiany składu gazu oraz temperatury, charakteryzujące się dużymi gradientami (zmianami). Początek frontu wyznacza powierzchnia, gdzie następuje ubytek tlenu, za koniec przyjmuje się powierzchnię, gdzie temperatura fazy stałej przestaje rosnąć. Jest on charakterystyczny dla spalania współprądowego w złożu stałym, rozprzestrzenia się ze stałą prędkością w kierunku przeciwnym do napływu powietrza. Ma on grubość rzędu kilku milimetrów i charakteryzuje się występowaniem wysokich różnic zarówno temperatury, jak i stężeń. Jego prędkość rozprzestrzeniania się zależy główne od przepływu ciepła w kierunku zimnego paliwa, którego temperatura rośnie, co powoduje wydzielenia części lotnych oraz rozpoczęciu reakcji heterogenicznych na powierzchni fazy stałej, przez co front przemieszcza się dalej w głąb zimnego paliwa [207].

Procesy, które zachodzą w złożu paliwowym przy spalaniu współprądowym ukazuje wykres składu gazu w połowie wysokości złoża (rys. 5.5.), gdzie (punkt T2) pobierano i badano skład spalin.



Rys. 5.5. Skład gazu w punkcie T2 jako funkcja czasu spalania. Węgiel z KWK „Rozbark", prędkość napływu powietrza wa=0,22m/s [207]

Do punktu T2 spaliny nie zawierały produktów spalania, co oznacza, że front spalania był powyżej punktu poboru gazu, zaś poniżej nie zachodziły żadne reakcje. Dotarcie frontu spalania do miejsca poboru gazu (do badania), objawia się gwałtownym wzrostem temperatury do ok. 1150^{o}C, ubytkiem tlenu i dynamicznym wzrostem zawartości CO i CO_2 w spalinach. Następnie pomimo śladowej ilości tlenu w spalinach i nieznacznym spadku stężenia CO_2 następuje wyraźny wzrost zawartości CO, co świadczy o rozpoczęciu reakcji zgazowania za frontem spalania**.** Zachodzenie reakcji za frontem świadczy o tym, że nie cała palna substancja uległa spaleniu we froncie spalania, wobec czego spalanie węgla kamiennego ma charakter dwuetapowy. Ponadto ilość tlenu zawartego w powietrzu jest niewystarczająca do spalenia paliwa

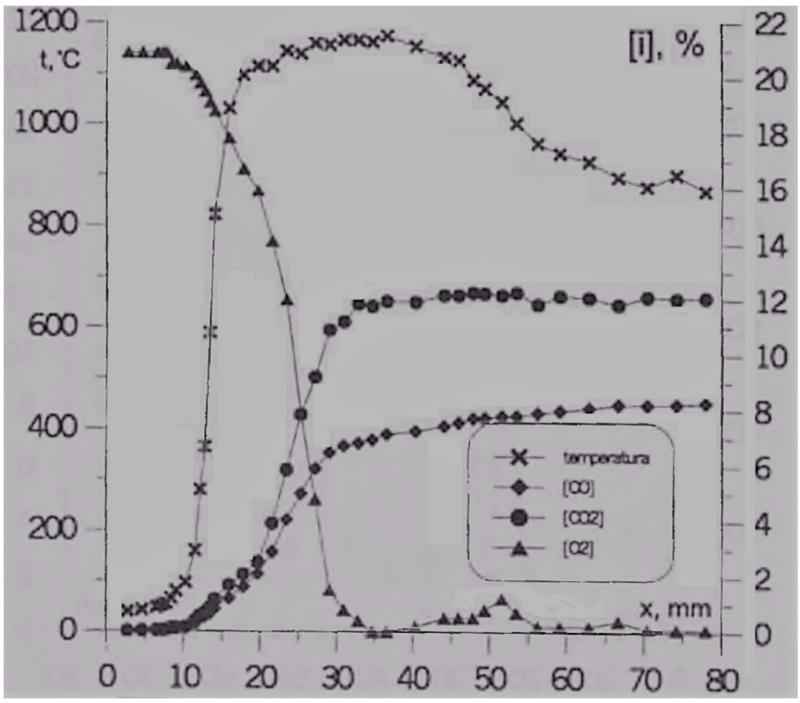
w całości. Jako pierwsze uległy spalaniu bardziej reaktywne produkty rozkładu termicznego, wiążąc w zasadniczej części tlen zawarty w powietrzu, wydzielone zaś ciepło będzie wpływać na dynamikę procesu. Wobec czego strumień powietrza wprowadzonego, będzie wpływać na ilość produktów rozkładu termicznego, które mogą (potencjalnie) wejść w reakcję chemiczną, co będzie wpływać na szybkość propagacji frontu. Energia wydzieloną w trakcie propagacji frontu, będzie wpływać termicznie na kolejne warstwy świeżego paliwa, powodując rozkład termiczny i generując produkty rozkładu do związania tlenu z powietrza, mamy tu do czynienia z dodatnim sprzężeniem zwrotnym. Ze wzrostem strumienia powietrza rośnie jednocześnie prędkość propagacji frontu spalania [207]. Zbyt intensywne napowietrzanie może spowodować przemieszczanie drobnych ziaren paliwa w nieruchomym złożu.

Po pewnym czasie front spalania dotrze do krawędzi złoża (rusztu) i zaniknie w wyniku wyczerpania się paliwa w stanie naturalnym. Od tego momentu mają miejsce tylko reakcje heterogeniczne w całej objętości złoża, (spalanie objętościowe**)** wypełnionego przez powietrze zawierające tlen, który wcześniej był wiązany chemicznie przez poruszający się front spalania. Wskazuje na to wzrost stężenia tlenu w spalinach. Spalanie objętościowe zachodzi, aż do zupełnego wypalenia się karbonizatu.

Po dojściu frontu spalania do dolnej krawędzi złoża (rusztu) następuje spadek stężenia CO w spalinach oraz wzrost stężenia CO_2, aż do osiągnięcia lokalnego maksimum (ok. 52 minuta), przy jednoczesnym wzroście stężenia tlenu w spalinach. Wzrost zawartości tlenu w spalinach świadczy o mniejszej reaktywności karbonizatu, w stosunku do produktów rozkładu termicznego frontu spalania. Istotny ubytek paliwa (karbonizatu) przy spalaniu w złożu objawia się dalszą redukcją zawartości CO_2 i CO w spalinach i wzrostem stężenia nie związanego chemicznie tlenu.

Przy spalaniu węgla stwierdzono niewielki wpływ zawartości części lotnych na proces propagacji frontu spalania, co można być wytłumaczone tym, że części lotne uwalniają się do fazy gazowej we froncie spalania, jednak całkowitemu lub częściowemu spalaniu ulegają wyżej, w obszarze wysokich temperatur. W rezultacie efekt energetyczny ich spalania nie zmienia warunków panujących we froncie, które decydują o prędkości jego propagacji. Zawartość części lotnych jest natomiast istotna w początkowej fazie w trakcie zapłonu paliwa [207].

Znaczący spadek zawartości CO w spalinach po dojściu frontu spalania do krawędzi złoża, z jednoczesnym wzrostem CO_2 może wskazywać, że jego istotnym źródłem są reakcje chemiczne, związane z rozkładem termicznym paliwa i reakcjami chemicznymi ich produktów. Przedstawiony wykres składu gazów w wybranym punkcie (rys. 5.5.) przedstawia graficznie stan nieustalony podczas spalania w nieruchomym złożu stałym, charakterystyczny dla pracy kotła zasypowego górnego spalania. Przy uwzględnieniu stałej prędkości propagacji frontu i związaniu układu współrzędnych z frontem spalania, można uzyskać obraz stanu ustalonego przy spalaniu w nieruchomym złożu stałym, jak w kotle z palnikiem retortowym. W tak przyjętym względnym układzie współrzędnych, punkty na wykresie nie są funkcja czasu a funkcją odległości (rys. 5.6).



Rys. 5.6. Temperatura oraz skład gazu w obszarze spalania jako funkcja wymiaru liniowego. Węgiel KWK „Rozbark", prędkość napływu powietrza wa=0,22 m/s [207]

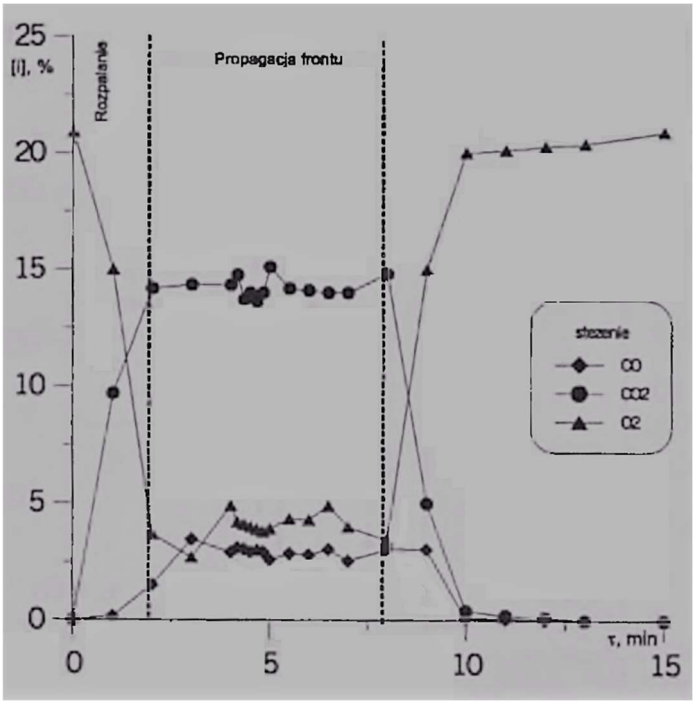
Linie na wykresie ukazują składy gazów i temperatury w nieruchomym układzie współrzędnych, gdzie prędkość uzupełniania paliwa zrównała się z prędkości poruszania frontu spalania w głąb paliwa. Unoszenie frontu spalania przez paliwo kompensowane jest rozprzestrzenianiem się frontu spalania w paliwie. Przedstawiona powyżej operacja transformacji układu współrzędnych pozwoli przenieść wyniki modelu nieustalonego pracy kotła zasypowego na model ustalony pracy kotła, z podajnikiem podającym paliwo od dołu paleniska. Przedstawiony wykres składu gazów i temperatury (rys. 5.6.) przedstawia graficznie stan ustalony podczas spalania w złożu stałym poruszającym się, charakterystyczny dla pracy kotła techniką współprądową, np. kotła z palnikiem retortowym w układzie współrzędnych związanych z palnikiem kotła.

Granica pomiędzy paliwem w stanie naturalnym a frontem spalania charakteryzuje się dużym gradientem temperatury, któremu towarzyszy szybki ubytek tlenu przy dynamicznym wzroście zawartości CO_2 i CO w spalinach. W obszarze prawie całkowitego zaniku tlenu, spada dynamika zmian zawartości CO_2 i CO w spalinach. Zawartość CO_2 stabilizuje się prawie na stałym poziomie, podczas gdy zawartość CO wzrasta. Przy większej prędkości napływu powietrza (w_a=0,29 m/s i w_a=0,36 m/s), stwierdzono nieznaczny spadek zawartości CO_2 w spalinach, przy wyraźnym wzroście CO w spalinach. Jest to spowodowane zgazowaniem występujących za czołem frontu spalania. W trakcie analizy wyników badań zaobserwowano przesunięcie pomiędzy miejscami wzrostu temperatury paliwa, a początkiem zmian składu spalin, gdzie wzrost temperatury paliwa wyprzedza zmianę składu gazu. Wskazuje to, że za prędkość przemieszczania się frontu spalania, odpowiada głównie przepływ ciepła w fazie stałej, a nie konwekcja ciepła wtórnych reakcji egzotermicznych fazy gazowej. W strefie spalania na powierzchni paliwa zachodzą głównie reakcje egzotermiczne spalania ($C + O_2 \rightarrow CO_2$) i półspalania węgla ($2C + O_2 \rightarrow 2CO$), zaś w fazie gazowej następuje spalanie tlenku węgla i części lotnych, co powoduje szybki wzrost temperatury. W miarę ubytku tlenu

następuje redukcja spalania i przy wysokiej temperaturze następuje intensyfikacja endotermicznego zgazowania $CO_2 + C \rightarrow 2CO$ oraz $H_2O + C \rightarrow CO + H_2$, co powoduje nieznaczne obniżenie temperatury fazy stałej. Reakcje zgazowania wymagają wysokiej energii aktywacji i mimo wysokiej temperatury nie zachodzą zbyt intensywnie, dlatego są nieznaczne zmiany przebiegów udziału ich składników. Nieznacznemu spadkowi zawartości CO_2 w spalinach towarzyszy bardziej widoczny wzrost CO, ponieważ z jednego mola CO_2 powstają dwa mole CO. Wyniki badań wskazują, że proces spalania węgla w karbonizacje kontrolowany jest przez zjawisko dyfuzji tlenu, a nie kinematykę spalania [214], prędkość spalania słabo zależy od wartość opałowej części lotnej i temperatury powietrza dlatego, aby zwiększyć szybkość spalania, należy stosować węgiel o mniejszej ziarnistości. Wydzielona część lotna podgrzewa się od płonącego złoża, a następnie przy wyższych temperaturach pojawia się efekt energetyczny jej homogenicznego spalania, podczas gdy temperatura fazy stałej pozostaje niższa z powodu endotermiczności reakcji zgazowania w obszarze redukcji [207].

Wyczerpanie się tlenu w spalinach za czołem frontu spalania w kotle z palnikiem retortowym, wskazuje na konieczność jego uzupełnienia w strefie płonącego złoża, a więc wprowadzenie powietrza wtórnego nad frontem spalania. Wprowadzenie całkowitej ilości powietrza współprądowo z paliwem spowoduje jedynie wychłodzenie w strefie frontu spalania, powiększenie grubości frontu i przyspieszenie procesu spalania. Jak wykazały badania, zwiększenie napływu powietrza, skutkowało przyspieszeniem propagacji frontu ku dołowi i wzrostem współczynnika nadmiaru powietrza, którego wartość dalej pozostawała poniżej 1. W efekcie czego poziom frontu spalania będzie się obniżał do strefy napowietrzania paliwa. W przypadku typowego palnika retortowego z podajnikiem śrubowym płomień zejdzie do poziomu podajnika, co z technicznego punktu widzenia jest niepożądane. Utrzymywanie się współczynnika nadmiaru powietrza poniżej 1, mimo zwiększania napływu powietrza wskazuje, że napływ powietrza jedynie intensyfikuje proces propagacji frontu, zaś nie całe paliwo uległo w nim spaleniu. Powoduje to konieczność rozdziału powietrza do spalania na powietrze pierwotne, wprowadzane współprądowo z paliwem i powietrze wtórne, wprowadzane do strefy płonącego złoża nad czołem frontu spalania. Powietrze pierwotne będzie decydowało o szybkości spalania, powietrze wtórne będzie służyło do dopalenia pozostałości za frontem spalania.

W podobny sposób jak węgiel były spalane luźno usypane wióry z drewna świerkowego, gdzie zaobserwowano podobieństwa oraz różnice w stosunku do spalania węgla (rys. 5.7.).



Rys. 5.7.Skład gazu opuszczającego komorę spalania. Wióry drzewne, prędkość napływu powietrza wa=0,22 m/s. [207]

W trakcie spalania wiór drzewnych zaobserwowano wystąpienie frontu spalania, który stosunkowo szybko rozprzestrzeniał się w kierunku przeciwnym do ruchu powietrza. Prędkość spalania w stosunku do węgla była ok. 10 krotnie większa. Maksymalna temperatura w trakcie spalania pozostawała na poziomie ok. 700^{o}C. Nie zaobserwowano spalania objętościowego. Po dojściu frontu do krawędzi złoża (rusztu), w ciągu 1 minuty w całym przekroju nastąpiło szybkie obniżenie temperatury, co wskazuje na spalanie jednoetapowe, bez spalania objętościowego karbonizatu jak w przypadku węgla, co potwierdziły pomiary składu gazu w środku złoża. Analogicznie jak przy spalaniu węgla, dotarcie frontu do punktu poboru gazu (do pomiarów składu) powoduje gwałtowny wzrost temperatury, dynamiczny ubytek tlenu w spalinach przy wzroście CO_2 i CO w spalinach (rys. 5.7.). W odróżnieniu od spalania węgla, podczas rozprzestrzeniania się frontu udział mierzonych składników spalin stabilizuje się prawie na stałym poziomie, zaś udział tlenu nie spada do zera, z powodu prawie całkowitego spalenia paliwa w trakcie propagacji frontu spalania. Ze względu na stosunkowo niską temperaturę za frontem spalania następuje powolne dopalania tlenku węgla, na co wskazuje nieznacznie malejące jego stężenie w spalinach w czasie [207].

Przedstawiony powyżej mechanizm spalania wiór z drewna świerkowego, nie w pełni odpowiada rzeczywistym warunkom spalania drewna kawałkowego w kotłach zasypowych lub drewna przetworzonego w postaci zrębki drzewnej lub peletu drzewnego. Istotną różnicą jest gęstość nasypowa paliwa oraz rozwinięcie powierzchni kontaktu cząstek paliwa z powietrzem. Niska gęstość nasypowa i duże rozwinięcie powierzchni kontaktu wiór, znacznie ułatwia spalanie w stosunku do drewna kawałkowego lub jego przetworzonej formy w postaci peletu lub zrębki drzewnej. Wymienione powyżej różnice mają istotny wpływ na szybkość spalania paliwa oraz temperaturę w komorze spalania. W trakcie spalania peletu drzewnego występuje drugi etap w postaci spalania karbonizatu drzewnego, co potwierdzają przeprowadzone badania przy spalaniu w kotle z

palnikiem retortowym. Zatem charakter spalania peletu drzewnego będzie bardziej zbliżony do spalania węgla, niż do spalania wiór drzewnych. Jednak ze względu na znaczący udział części lotnych w paliwie, dochodzący do 84% masy drewna, proces spalania będzie zdominowany przez spalanie pierwszego etapu, związanego z frontem spalania i odbywać się będzie w płomieniu nad kabonizatem. Drugi etap wypalania karbinizatu (węgiel drzewny) będzie odbywał się poniżej płomienia i w strefie jego wpływu termicznego.

W kotłach automatycznych wielopaliwowych opalanych paliwami stałymi na ekogroszek i pelet powietrze do spalania należy rozdzielić na powietrze pierwotne i wtórne. Powietrze pierwotne należy wprowadzić współprądowo z paliwem. Przy spalaniu ekogroszku powietrze wtórne powinno być wprowadzone tuż nad płonącym złożem do dopalenia palnych składników w spalinach, zaś przy spalaniu peletu drzewnego powyżej płonącego złoża w strefę płomienia.

5.4. Przemiany chemiczne podczas spalania w złożu przy spalaniu współprądowym

Dominującymi palnymi składnikami węgla kamiennego i drewna są węgiel (C) i wodór (H). W wymienionych paliwach występują jeszcze śladowe ilości innych palnych pierwiastków takich jak siarka, azot, fosfor, które ze względu na niski udział procentowy mają pomijalne znaczenie pod względem energetycznym. Reszta składników paliwa to chemicznie związany tlen, zawarte w porach powietrze oraz mineralne związki tworzące popiół. Produktami spalania głównych palnych składników paliwa są dwutlenek (CO_2) i tlenek węgla (CO), para wodna (H_2O) oraz sadza. Ich reakcje chemiczne syntezy mogłaby wyglądać jak niżej:

$$C + O_2 \rightarrow CO_2 \tag{5.1}$$

$$2C + O_2 \rightarrow 2\,CO \tag{5.2}$$

$$2H_2 + O_2 \rightarrow 2\,H_2O \tag{5.3}$$

W rzeczywistym procesie spalania paliwa stałego nie zachodzi prosta synteza substratów, jak w zapisanych reakcjach chemicznych (5.1÷5.3). W zależności od techniki spalania, w kotłach można wyróżnić różne strefy przemian chemicznych, w których dominuje jeden proces i/lub występują charakterystyczne jego składniki. To z kolei determinuje rodzaj i kierunek reakcji chemicznych.

Obecnie w dostępnej literaturze przedmiotu brak kompleksowego opisu przemian chemicznych podczas spalania współprądowego w kotłach z palnikami retortowymi. Jest natomiast rozeznana technika górnego spalania w kotłach zasypowych. W obu przypadkach będą występowały analogiczne strefy, w których będą zachodziły podobne procesy i przemiany chemiczne. Istotne zastrzeżenie dotyczy zmienności stref przy spalaniu w kotłach zasypowych, w stosunku do spalania w kotłach z palnikami retortowymi. Przy spalaniu w kotłach zasypowych, w związku z wypalaniem się paliwa, strefy będą się przemieszczać aż do zaniku. Dlatego rysunek przedstawiający strefy w kotle zasypowym realizującym spalanie techniką górnego spalania w części złoża pokazuje stan chwilowy (rys. 5.8.). Wyróżnimy następujące strefy przy spalaniu techniką górnego spalania w części złoża (nazywane także spalaniem współprądowym w górnej części złoża):

– strefa paliwa w stanie naturalnym (węgiel surowy, drewno w stanie naturalnym, …)

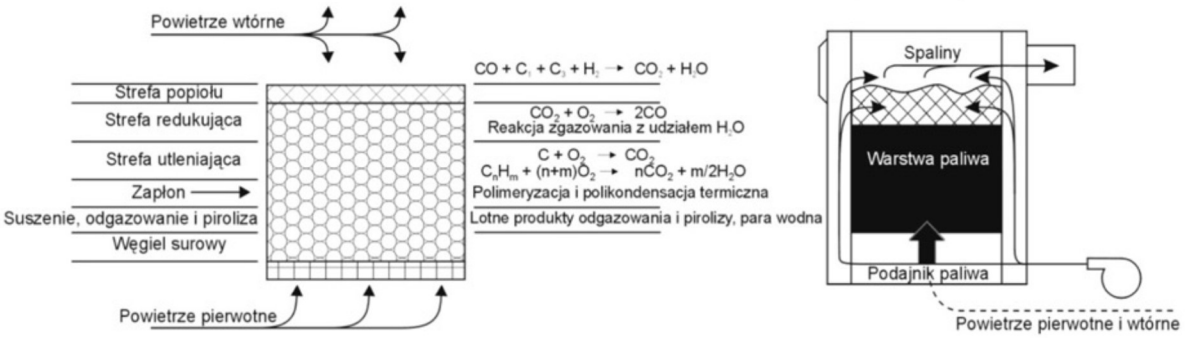
– strefa przemian fizykochemicznych (suszenie, odgazowanie i piroliza)

– strefa zapłonu (zapłon)

– strefa utleniająca

– strefa redukująca

– strefa popiołu



Rys. 5.8.Technika górnego spalania w części złoża – spalanie współprądowe [216]

Strefa paliwa w stanie naturalnym jest na samym dole komory zasypowej (załadowczej) kotła, znajduje się bezpośrednio na ruszcie i będzie występować do momentu oddziaływania wpływów termicznych warstw powyżej. Z czasem będzie się ona kurczyć, aż do zupełnego zaniknięcia. Przez nią oraz kolejne strefy powyżej przepływa powietrze, które będzie brało udział w spalaniu. W przypadku rozdziału powietrza na powietrze pierwotne i wtórne, przez warstwę paliwa w stanie naturalnym będzie przepływać powietrze pierwotne.

Strefa przemian fizykochemicznych znajduje się bezpośrednio nad strefą paliwa w stanie naturalnym i podlega wpływom termicznym strefy zapłonu znajdującej się powyżej. W tej strefie zachodzą przemiany fizykochemiczne, takie jak podgrzanie, suszenie, odgazowanie i piroliza pierwotna i wtórna z wydzieleniem lotnych składników odgazowania i pirolizy oraz pary wodnej.

Strefa zapłonu rozgranicza strefę przemian fizykochemicznych, wywołanych wpływem temperatury na paliwo oraz strefę utleniającą. W tej strefie zachodzą skomplikowane przemiany polimeryzacji i polikondensacji termicznej, w której część produktów rozkładu termicznego ulega spaleniu w myśl równania reakcji chemicznej, jak niżej (5.4).

$$\ldots. + 2\ C_nH_m + (2n+m/2)\ O_2 \rightarrow 2nCO_2 + mH_2O, + \ldots. \qquad (5.4)$$

Świeżo wydzielone gazowe produkty rozkładu termicznego, jako najbardziej reaktywne, pierwsze ulegają utlenieniu, tworząc przede wszystkim dwutlenek węgla i parę wodną. Powietrze w tej strefie jest bogate w tlen, ponieważ przechodząc przez poniższe warstwy tlen w nim zawarty, nie miał sposobności wejść w reakcje chemiczne poza strefą przemian fizykochemicznych. Nie wszystkie węglowodorowe produkty rozkładu zdążyły ulec spalaniu w strefie zapłonu.

Strefa utleniająca – przez strefę utleniającą przepływa zubożone w tlen powietrze, produkty spalania strefy zapłonu oraz stałe, ciekłe i niedopalone gazowe produkty rozkładu termicznego, które ulegają dalszemu rozkładowi i utlenieniu. Powietrze jest zubożone w tlen w wyniku częściowego zużycia w strefie zapłonu. W

tej strefie dominuje reakcja syntezy wolnego tlenu zawartego w mieszaninie przepływających gazów z mniej reaktywnym karbonizatem w postaci czystego węgla po odgazowaniu w myśl reakcji chemicznej (5.5).

$$C+O_2 \rightarrow CO_2 \tag{5.5}$$

Strefa utleniająca jest wciąż bogata w tlen, który przechodząc przez poniższe strefy wszedł w ograniczonej części w reakcje chemiczne, częściowo utleniając gazowe produkty rozkładu termicznego paliwa. Strefa utleniająca wraz z ubytkiem tlenu wywołanego utlenianiem pozostałości koksowej, płynnie przechodzi w **strefę redukującą** ubogą w tlen.

Strefa redukująca składa się z karbonizatu poddanego działaniu wysokiej temperatury i jest bogata w dwutlenek węgla. W tej strefie dominuje reakcja zgazowania wtórnego [172] węgla tworzącego karbonizat w atmosferze dwutlenku węgla, w myśl reakcji (5.6).

$$CO_2+C \rightarrow 2\ CO \tag{5.6}$$

Nad strefą redukującą tworzy się **strefa popiołu,** jako miejsce koncentracji i gromadzenia się mineralnych, niepalnych składników paliwa w trakcie wypalania się karbonizatu. Nad strefą płonącego złoża pokrytego warstwą popiołu, przy wysokiej temperaturze następuje dopalenie palnych gazowych składników spalin z udziałem powietrza wtórnego. Spaliny po przejściu przez strefę redukującą są bogate w tlenek węgla (CO), który dopala się nad płonącym złożem w myśl reakcji chemicznej (5.7).

$$CO + C + 2O_2 + H_2 \rightarrow 2CO_2 + H_2O \tag{5.7}$$

Podstawowymi produktami spalania są dwutlenek węgla i para wodna ze śladowymi ilościami innych niepożądanych produktów spalania w postaci tlenku węgla, dwutlenku siarki oraz tlenków azotu. Źródłem wodoru w substratach reakcji spalania (5.7) jest para wodna, która wcześniej przy dostatecznie wysokiej temperaturze uległa rozkładowi w trakcie zgazowania węgla tworzącego karbonizat.

Na skład procentowy składników strefy utleniającej i redukującej ma wpływ poziom uwęglenia paliwa oraz udział części lotnych, który dla węgla kamiennego i drewna znacząco się różni. Wymienione właściwości paliwa determinują wielkości i temperatury poszczególnych stref oraz ilości wydzielonej energii, a także gazowych składników rozkładu termicznego.

Ze względu na wysokie uwęglenie węgla kamiennego (78÷85%) oraz niższy udział części lotnych (35÷42%) w stosunku do drewna, zasadniczą ilość energii zawartej w paliwie wydzieli się przy spalaniu karbonizatu, którego temperatura będzie na poziomie ok. 1000^{o}C [215]. W fazie gazowej nad płonącym złożem będzie następowało dopalenie palnych składników spalin w strumieniu powietrza wtórnego. Przy spalaniu drewna ze względu na wysoki udział części lotnych (80÷84%) przy niższym uwęgleniu (47÷50%) w stosunku do węgla kamiennego, zasadnicza ilość energii wydziela się przy spalaniu w płomieniu nad płonącym złożem w temperaturze 800÷1000^{o}C [175]. Dlatego w strefę płomienia należy dostarczyć zasadniczą ilość powietrza do spalania w postaci powietrza wtórnego.

Technika górnego spalania przy współprądowym przepływie powietrza i paliwa pozwala na czyste spalanie, ponieważ produkty rozkładu termicznego paliwa znajdujące się poniżej strefy odgazowania i pirolizy

(rys. 5.3, 5.8.), muszą przejść przez warstwę płonącego złoża o wysokiej temperaturze, gdzie mają dobre warunki do dalszego rozpadu termicznego i spalenia. Zawarta w spalinach para wodna przechodząc przez warstwę płonącego złoża uczestniczy w procesie zgazowania karbonizatu ułatwiając jego spalanie [217]:

$$C + H_2O \rightarrow CO + H_2 \ (- Q) \tag{5.8}$$

a następnie

$$2CO + O_2 \rightarrow 2CO_2 \ (+ Q) \tag{5.9}$$

oraz

$$2H_2 + O_2 \rightarrow 2H_2O \ (+ Q) \tag{5.10}$$

gdzie:

- Q - reakcja endotermiczna

+ Q - reakcja egzotermiczna

Wysoka temperatura płonącego złoża utylizuje termicznie wydzielone wcześniej skomplikowane i niebezpieczne dla środowiska produkty polimeryzacji termicznej, kondensacji i rekombinacji [152].

Poprzez zastosowanie powyżej opisanej techniki spalania, stężenie tlenku węgla oraz niespalonych związków węglowodorowych w spalinach jest znacznie mniejsze, niż przy spalaniu techniką przeciwprądową. Podniesienie sprawności spalania, a przez to efektywności energetycznej i ekologicznej należy uzyskać przez kontrolowane wprowadzenie powietrza pierwotnego oraz wtórnego do dopalenia gazowych palnych składników nad złożem paliwowym. Powietrze wtórne staje się kluczowe przy spalaniu paliw o wysokim udziale gazowych produktów rozkładu termicznego.

Spalanie współprądowe charakteryzuje się znacznie mniejszą ilością emitowanych do atmosfery zanieczyszczeń w stosunku do spalania przeciwprądowego, za sprawą bariery termicznej, w postaci płonącego złoża, oddzielającego strefę rozkładu termicznego paliwa od atmosfery [203]. W strefie płonącego złoża następuje termiczna utylizacja niepożądanych składników rozkładu termicznego, które w dalszej fazie ulegną spaleniu do akceptowanych produktów spalania.

Duży wpływ na emisję zanieczyszczeń do atmosfery przy zastosowaniu optymalnej techniki spalania mają rozwiązania konstrukcyjne kotła, które umożliwiają doprowadzenie paliwa i powietrza we właściwej ilości, dobry kontakt paliwa i powietrza, skuteczne mieszanie powietrza i gazowych produktów rozkładu termicznego (homogenizację produktów rozkładu i powietrza), przy zachowaniu odpowiedniej temperatury w strefie spalania, koniecznej ekspozycji spalin w wysokiej temperaturze oraz rozdziału procesu na spalanie pierwotne i wtórne. Jest to możliwe w nowoczesnych kotłach automatyzowanych z kontrolą temperatur w kluczowych punktach kotła i składu spalin. Zastosowana technika spalania oraz algorytm sterowania, musi uwzględniać dynamikę spalania paliwa stałego. Spalaniu paliw z niskim udziałem części lotnych ma charakter inercyjny i jest realizowane w płonącym złożu. Spalanie paliw z wysokim udziałem części lotnych ma charakter dynamiczny i jest realizowane w płomieniu z dopaleniem karbonizatu w płonącym złożu, poniżej płomienia. Konstrukcje komory spalania kotła musi uwzględniać specyfikę spalanego paliwa.

6. Rozwiązania konstrukcyjne palników kotłów stałopalnych małej mocy z automatycznym podawaniem paliwa

Poniżej przedstawione zostaną wybrane rozwiązania konstrukcyjne palników, występujących w kotłach jednopaliwowych, opalanych peletem, oraz wielopaliwowych posiadających automatyczne systemy zasilania. Szczegółowo zostaną omówione palniki retortowe wielopaliwowe z podajnikami śrubowymi, zachodzące w nich procesy oraz ewolucje ich rozwiązań konstrukcyjnych. W kotle na stanowisku badawczym był zastosowany jeden z opisywanych palników, w którym był spalany pelet drzewny.

Oprócz kotłów wielopaliwowych z podajnikami śrubowymi, popularne wśród użytkowników indywidualnych są także kotły wielopaliwowe z podajnikami tłokowymi z jednym lub dwoma tłokami (szufladami). Z uwagi na cel pracy oraz wyposażenie stanowiska badawczego, kotły te nie będą przedmiotem analizy.

6.1. Kotły i palniki kotłów jednopaliwowych na pelety

Kotły jednopaliwowe małej mocy na pelet są to najczęściej kotły wodne, niskotemperaturowe, wyposażone w palniki zintegrowane z korpusami kotłów, z wentylatorami podmuchowymi i/lub wentylatorem ssącym regulowanymi falownikami, z pełną automatyzacją procesu spalania. Są to kotły o wysokim poziomie automatyzacji, gdzie rozruch, praca, regulacja i wyłączenie odbywa się automatycznie. Rozpalanie odbywa się przy użyciu zapalarki elektrycznej.

Regulacja wydajności polega na doprowadzeniu paliwa w odpowiedniej ilości za pomocą podajnika śrubowego lub dozownika celkowego, napędzanego precyzyjnym silnikiem elektrycznym oraz na sterowaniu ilością doprowadzonego powietrza do komory spalania w zależności od zapotrzebowania na ciepło. Kontrolę spalania umożliwiają czujniki temperatury zabudowane w komorze spalania, czopuchu, płaszczu wodnym, ciągu doprowadzenia paliwa oraz sonda lambda na wylocie spalin.

Paliwo doprowadzane jest w trybie on/off (włącz/wyłącz podajnik paliwa). Odstępy w czasie pomiędzy kolejnymi fazami stanu od „on" do „off" są znacznie krótsze od czasu potrzebnego do spalenia najmniejszej porcji paliwa. Ze względu na znaczną inercję w spalaniu paliwa w stosunku do cykli podawania paliwa, efekt wprowadzania paliwa do komory spalania jest taki, jak przy regulacji ciągłej.

Palnik oraz wymiennik ciepła pomiędzy spalinami a czynnikiem roboczym zazwyczaj wyposażony jest w system automatycznego czyszczenia. W przypadku wymienników ciepła płaszczowo-rurowych z pionowymi płomienicami są to wahliwie zawieszone, mechanicznie poruszane turbulatory, wykonujące ruch góra-dół (rys. 6.1). Jeżeli płomienice są ułożone poziomo stosuje się system czyszczenia pneumatycznego.

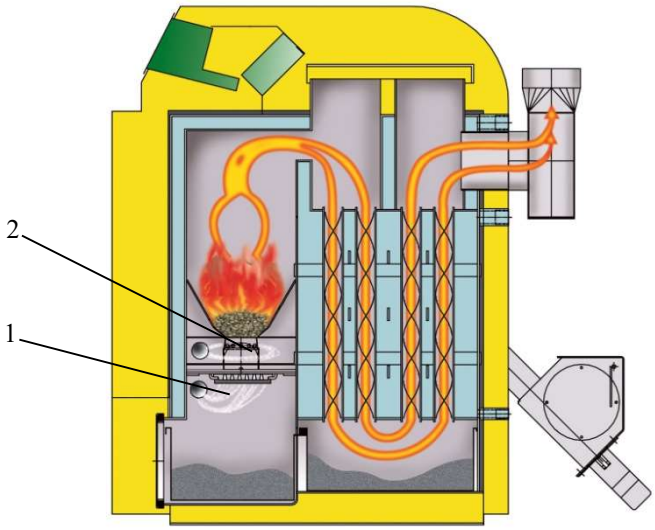
Rys. 6.1. Mechaniczne czyszczenie wymiennika ciepła wraz z komorą spalania: 1 – turbulatory, 2 – komora spalania [218]

Ważnymi elementami wyposażenia kotłów na pelety drzewne są systemy zabezpieczające przed cofaniem się płomienia. Systemy bezpieczeństwa są co najmniej dwustopniowe, zawierające element pasywny i aktywny. Systemy pasywne wykorzystują rozwiązanie konstrukcyjne (np. podajnik wznośny, zewnętrzny podajnik paliwa z obudową z tworzywa sztucznego) i aktywne wykorzystujące czujniki temperatury, połączone z automatyką kotła oraz system spryskiwania paliwa na ścieżce paliwowej.

W poniższych rozdziałach zostaną omówione wybrane rozwiązania konstrukcyjne dwóch typów palników, przeznaczonych do spalania peletu drzewnego, takich jak palnik z ruchomym rusztem oraz palnik retortowy. Przestawione rozwiązania konstrukcyjne palników nawiązują do przedmiotu badań, tj. spalania peletu drzewnego w kotle wielopaliwowym z palnikiem retortowym. W rozdziale tym zostały pomięte palniki schodkowe, stosowane w kotłach średniej i dużej mocy oraz palniki nie zintegrowane z korpusem kotła. Palniki nie zintegrowane na pelety są stosowane jako zewnętrzne uzbrojenie kotłów małej mocy, analogicznie jak palniki nadmuchowe gazowe, olejowe lub gazowo-olejowe. Kotły z palnikami nie zintegrowanymi stanowią pod względem technicznym odrębną grupę rozwiązań konstrukcyjnych w stosunku do badanego kotła wielopaliwowego [219].

6.1.1 Palnik z ruchomym rusztem

Modelowym przykładem kotła jednopaliwowego na pelety drzewne małej mocy jest kocioł posiadający ruchomy ruszt, na który od góry mechanicznie doprowadzane jest paliwo (rys. 6.2). Powietrze do spalania doprowadzane jest dwoma drogami, poniżej rusztu wprowadzane jest powietrze pierwotne (1), nad rusz wprowadzane jest powietrze wtórne (2). Ruch powietrza wymusza wentylator wywiewny zabudowany na czopuchu kotła, który jednocześnie odprowadza spaliny.



Rys. 6.2. Doprowadzenie powietrza do spalania w kotle z ruchomym rusztem: 1 – powietrze pierwotne, 2 – powietrze wtórne [219]

Paliwo z zasobnika głównego lub pośredniego podnoszone jest przez podajnik śrubowy wznośny do rynny zsypowej, którą grawitacyjnie opada na ruszt. Podajnik paliwa i rynna zasypowa stanowią naturalną separację przestrzeni komory spalania i magazynu paliwa i stanowią pasywne zabezpieczenie przed cofaniem się płomienia. Ze względu na sposób wprowadzania paliwa, palnik nazywany jest także palnikiem wrzutowym [202]. Palnik posiada automatyczny system czyszczący, którym jest ruchomy ruszt z grzebieniem czyszczącym (rys. 6.3.).

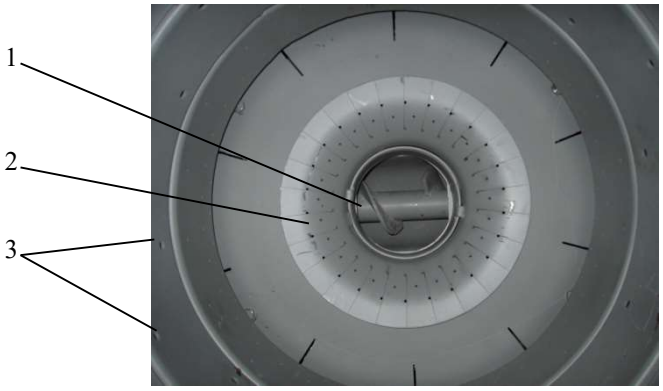
Rys. 6.3. Ruchomy ruszt– faza czyszczenia [218]

Spalanie paliwa odbywa się na małej części rusztu, ograniczonej przesłoną z dyszami powietrza wtórnego. Wysokość warstwy paliwowej wynosi od dwóch lub trzech wymiarów liniowych peletu. Bezpośrednio na ruszcie spala się karbonizat z węgla drzewnego w strumieniu powietrza pierwotnego. Gazowe produkty rozkładu termicznego paliwa spalają się w płomieniu nad rusztem z udziałem powietrza wtórnego. Rozdział powietrza doprowadzanego do komory spalania na powietrze pierwotne i wtórne realizowany jest przez klapę regulacyjną. Jej pozycja ustawiana jest w trakcie uruchomienia serwisowego. Wydajność wentylatora wyciągowego uzależniona jest od wydajności cieplnej kotła i korygowana jest w zależności od stężenia tlenu w spalinach. Nastawy wentylatora zapisane są w wielowymiarowej macierzy sterowania z

możliwością korekty, która uwzględnia parametry paliwa i warunki hydrauliczne przepływu spalin. Dynamiczna korekta nastaw wentylatora w funkcji zawartości tlenu w spalinach, jest możliwa dzięki zabudowaniu sondy lambda na króćcu spalinowym kotła. Referencyjne wartości stężenia tlenu przypisane do obciążenia kotła, są także zapisane w macierzy sterowania, która także może być korygowana z uwzględnieniem rzeczywistego udziału części lotnych w paliwie. Cykle pracy i postoju podajnika paliwa (on/off) uzależnione są od obciążenia kotła i zapisane są w macierzy sterowania z możliwością korekty, uwzględniającej wartość opałową paliwa. Technika spalania w kotle z ruchomym rusztem najbardziej zbliżona jest do spalania dolnego w całej objętości złoża, zgodnie z definicją w Polskiej Normie [133]. W odróżnieniu od kotłów zasypowych oraz ze względu na minimalną wysokość złoża i wysoki poziom automatyzacji procesu spalania, spalanie realizowane jest przy wysokiej sprawności energetycznej i minimalnej emisji zanieczyszczeń [220].

6.1.2 Palnik retortowy

W kotłach małej i średniej mocy znajdują zastosowanie także palniki retortowe (rys. 6.4), gdzie paliwo do spalania pobierane jest z zasobnika pośredniego przez poziomy podajnik śrubowy, znajdujący się w dolnej części palnika (1), zwany stokerem. Pobrane paliwo wypychane jest ku górze centralnym otworem w podstawie palnika, które tworzy kopiec. W podstawie palnika w kształcie odwróconego talerza znajdują się dysze powietrza pierwotnego (2). Na wewnętrznej powierzchni części cylindrycznej palnika występują dysze powietrza wtórnego (3). W kotłach z palnikami retortowymi powietrze wtórne może być doprowadzane na kilku poziomach, przez niezależne grupy dysz powietrza wtórnego.



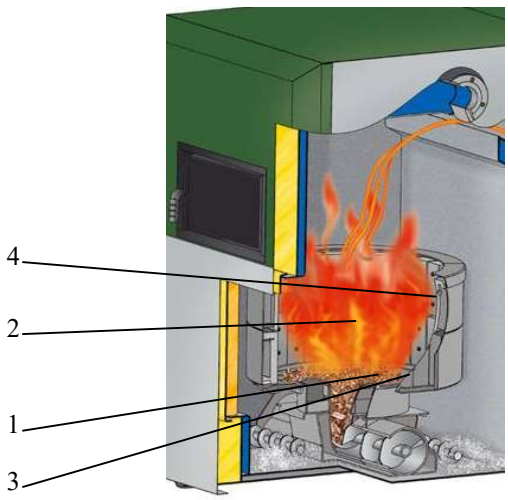
Rys. 6.4. Palnik retortowy – widok z góry: 1 – podajnik śrubowy, 2 – dysze powietrze pierwotnego, 3 – dysza powietrza wtórnego [218]

Spalanie odbywa się na powierzchni zewnętrznej kopca paliwa (1) oraz nad kopcem (rys. 6.5.). Gazowe produkty rozkładu termicznego paliwa spalają się w płomieniu (2) oddziałują termicznie na paliwo tworzące kopiec (1). Powierzchnia kopca ulega odgazowaniu i pokrywa się cienką warstwą karbonizatu, który spala się w strumieniu powietrza pierwotnego (3). W bezpośredniej strefie kontaktu rozżarzonego karbonizatu drzewnego i peletu następuje rozkład termiczny paliwa. Wydzielające się w dużej ilości gazowe produkty

rozkładu termicznego (80÷84% masy paliwa) przechodzą przez cienką i przepuszczalną warstwę kabonizatu nad kopiec do strefy spalania w płomieniu (2). Karbonizat z węgla drzewnego po odgazowanie pokrywa powierzchnię kopca (1), tworząc cienką warstwę płonącego złoża. Karbonizat, który jest w strefie wpływów cieplnych płomienia, spala się w strumieniu powietrza pierwotnego.

Powietrze pierwotne (3) oraz pelet dostarczany jest współprądowo do palnika, powietrze wtórne (4) dostarczane jest w strumień gazowych produktów rozkładu termicznego, uchodzących z kopca paliwa. W palniku retortowym spalanie jest współprądowe w górnej części złoża, nazywane w skrócie techniką górnego spalania. W kotłach z palnikami retortowymi stosuje się rozdział powietrza wtórnego, na powietrze wtórne pierwsze wprowadzane w dolną części komory spalania oraz wtórne drugie wprowadzane w górnej części komory spalania. Powietrze wtórne pierwsze służy do zasadniczego spalania gazowych produktów rozkładu termicznego. Powietrze wtórne drugie służy do dopalenia palnych składników spalin (spalanie wtórne). Jego strumień korygowany jest od poziomu zawartości tlenu w spalinach, na podstawie pomiaru realizowanego przez sondę lambda, zabudowaną na czopuchu kotła. Dodatkowo na czopuchu kotła zabudowany jest wentylator wyciągowy, zapewniający właściwe podciśnienie w komorze spalania oraz usuwanie spalin z komory spalania. Analogicznie jak w kotle jednopaliwowym z ruchomym rusztem, tak i w kotle z palnikiem retortowym wydajność podajnika paliwa, wentylatora poduchowego powietrza pierwotnego, powietrza wtórnego pierwszego, wtórnego drugiego, wyciągowego, stężenie tlenu w spalinach jest zapisana w wielowymiarowej macierzy sterowani. Zapisane wartości referencyjne w macierzy można korygować w zależności od parametrów paliwa oraz warunków hydraulicznych odprowadzenia spalin.

Na ścieżce paliwowej, którą tworzy podajnik śrubowy dozujący paliwo do palnika znajduje się samoczynny zawór bezpośredniego działania z czujnikiem przylgowym temperatury (tzw. strażak), połączony ze zbiornikiem wody powyżej kotła. W trakcie wzrostu temperatury powyżej np. 95^{o}C wywołanej cofaniem się płomienia, zawór samoczynnie się otwiera i następuje zalanie wnętrza podajnika wodą, która gasi pożar, zaś rozprężony mokry pelet skutecznie separuje pozostałą część ścieżki paliwowej od palnika.

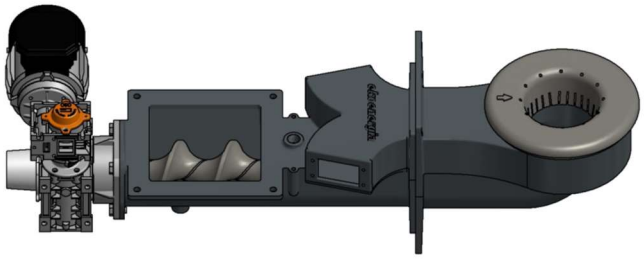


Rys. 6.5.Kocioł z palnikiem retortowym: 1 – kopiec paliwa, 2 - płomień, 3 - powietrze pierwotne, 4 – powietrze wtórne [218]

Palniki retortowe wraz z systemami podawania i dozowania paliwa w postaci podajników śrubowych i dozowników celkowych [219], wykonywane są jako konstrukcja spawana z blachy stalowej. Wyposażane są w wibracyjny system czyszczenia przytwierdzony do podstawy paleniska [201].

6.2. Palnik retortowy kotła wielopaliwowego

Kotły wielopaliwowe z zasobnikami na paliwo stałe są to najczęściej kotły dwufunkcyjne z automatycznymi podajnikami paliwa. Standardowym wyposażeniem kotła jest sterownik, który steruje pracą kotła w trybie automatycznym. Kotły wyposażone są w palniki retortowe, wykonane najczęściej z żeliwa (rys. 6.6.). Powietrze i paliwo podawane są od dołu do góry, analogicznie jak w palniku retortowym w kotle jednopaliwowym na pelety drzewne (rys. 6.5.). U góry palnika na jego koronie jest warstwa żaru, do której doprowadzane jest powietrze. W palniku zachodzi spalanie współprądowe w górnej części złoża (spalanie górne współprądowe), dlatego powyższe kotły można zakwalifikować do kotłów górnego spalania [215].



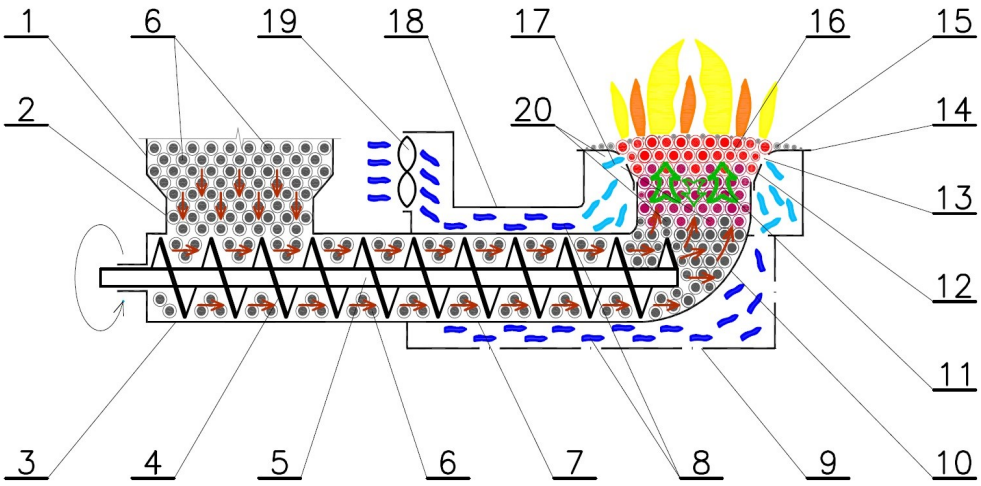
Rys. 6.6.Węglowy palnik retortowy [221]

Warstwa żaru, którą tworzy płonące złoże promieniuje w dół, ogrzewając paliwo znajdujące się poniżej. Przy spalaniu peletu i ekogroszku zachodzą podobne procesy. Występują jednak różnice, wynikające z właściwości paliwa. W przypadku spalania węgla kamiennego mogą się pojawić procesy podobne jak przy koksowaniu węgla kamiennego. Dlatego rozwiązania konstrukcyjne palników retortowych w kotłach wielopaliwowych uwzględniają specyficzne właściwości węgla kamiennego. Spalany węgiel w temperaturze od około 300^{o}C do około 550 ^{o}C odgazowuje, gazy następnie ulegają spaleniu. Węgiel w rejonie strefy plastyczności jest wypiętrzany, rozpulchniany i mieszany z częścią żaru, co rozbija fazę plastyczną i osłabia naturalną spiekalność węgla. Nie eliminuje to spiekalności węgla, ani nie eliminuje powstawania spieków koksowych, osłabia tylko negatywne skutki zagęszczania węgla w fazie plastycznej. Powstające spieki koksowe są mniejsze i słabsze.

6.2.1 Praca palnika retortowego wielopaliowego pierwszej generacji

Paliwo do spalania magazynowane jest w zbiorniku paliwa (1) przy kotle (rys. 6.7.), który w dolnej części połączony jest przez gardziel zasypową (2) z podajnikiem śrubowym palnika (3, 4, 5, 7). W trakcie ruchu obrotowego śruby podajnika następuje przesuwanie się paliwa (6) w kierunku paleniska (11 - 14) w

korycie podajnika (7). Ruch posuwisty wywołany jest przez odlane lub wspawane jednozwojowe powierzchnie śrubowe (4) podajnika. Pobrane paliwo przez podajnik pod gardzielą zasypową, uzupełniane jest naturalnie przez osypujące się grawitacyjnie paliwo z zasobnika. Jest to możliwe dla paliw sypkich, które nie mają tendencji do zbijania się lub zawieszania (np. miału węglowego i paliw włóknistych, takich jak zrębka drzewna). Wielkość gardzieli zasypowej musi umożliwiać osypywanie się paliw o różnej granulacji, wilgotności oraz ich mieszanin o różnej proporcjach składników. Przesuwające się paliwo w korycie podajnika ślimakowego poruszane jest za pomocą obracającej się śruby, nazywanej z niemiecka stokerem (4, 5). Wewnętrzny kształt koryta podajnika za gardzielą zasypową (2) jest najczęściej walcowy lub półwalcowy od dołu i prostopadłościenny od góry. W tej części podajnika przemieszczanie paliwa jest poziome, równomierne i płynne z nieznacznym kruszeniem się paliwa. Koniec podajnika śrubowego wyznacza koniec śruby napędowej. Jest to to miejsce za przejściem rynny paliwowej w przewód o kształcie kolana (10). Na końcu przewodu w kształcie kolana znajduje się palenisko (11 - 14) zakończone talerzem palnika (14). W części kolanowej ścieżki paliwowej (10) ruch paliwa nie jest wymuszany bezpośrednio przez śrubę podajnika, ale wywołany jest naciskiem przemieszczającego się paliwa za ostatnim zwojem śruby. W kolanie występują zatem naprężenia i naciski powierzchniowe na styku ziaren paliwa. Powoduje to rozdrabnianie, kruszenie i zagęszczanie się paliwa oraz zbijanie się drobnoziarnistych składników paliwa. W przypadku palników wielopaliwowych oprócz węgla sortymentu groszek, w paliwie może znajdować się miał węglowy, drobna zrębka oraz palety drzewne, które po zmiażdżeniu powracają do formy trocin. Paliwa włókniste na bazie biomasy oraz miał węglowy, stosunkowo łatwo ulegają zbiciu i lokalnemu zagęszczeniu. Łagodny kształt przewodu w postaci kolana o kącie 90^{o} ma za zadanie redukować opory przemieszczania się paliwa i redukować jego rozdrobnienie. Na formowanie przemieszczającego się paliwa duży wpływ ma kinematyka poruszających się cząstek paliwa oraz ich indywidualne trajektorie. Łukowy kształt przewodu powoduje nierównomierne rozprowadzanie paliwa z tendencją do jego wypychanie na zewnątrz krzywizny. Powodem tego jest rozchodzenia się wektorów prędkości przemieszczających się cząstek paliwa. Jest to wywołane krzywizną kolana na ścieżce paliwowej. Przy pracy palnika z pełną wydajnością, po zewnętrznej stronie paleniska mogą pojawić się spieki, spowodowane jego nadwyżką. Po stronie wewnętrznej będą występować ubytki spowodowane deficytem dostawy paliwa a więc jego szybszym wypalaniem się. Opisany mechanizm uwidacznia się przy spalaniu gorszej jakości węgla.



Rys. 6.7.Palnik retortowy klasyczny (konwencjonalny, kolanowy, fajkowy): 1 – zasobnik paliwa, 2 – gardziel zasypowa, 3 – rynna paliwowa, 4 – powierzchnia śrubowa, 5 – trzpień śruby podajnika, 6 – paliwo, 7 - koryto podajnika, 8 – powietrze, 9 – pierścieniowa część przewodu powietrznego (przy planikach stalowych nazywana puszką nadmuchu), 10 – przewód paliwowy w kształcie kolana, 11 – strefa odgazowania (pośrednia), 12 – korona palnika, 13 – dysze napowietrzające, 14 – talerz palnika (płyta paleniska), 15 – popiół, 16 – płonące złoże paliwowe, 17 – podgrzane powietrze, 18- kanał powietrzny prostokątny, 19 – wentylator, 20 – paliwo poniżej strefy odgazowania [50].

Powietrze do spalania (8) dostarczane jest mechanicznie za pomocą wentylatora podmuchowego (19), zamocowanego na króćcu nawiewnym palnika. Przewód powietrzny tworzy najczęściej niezależny kanał (18) lub przestrzeń pierścieniowa (9) pomiędzy zewnętrzną pobocznicą koryta podajnika (7), a powierzchnią wewnętrzną szczelnej obudowy podajnika i kolana przewodu paliwowego (10). Powietrze do spalania wprowadzane jest w obszarze napowietrzania, pomiędzy końcem kolana (10), a górną częścią korony palnika (12). Przemieszczające się powietrze izoluje termicznie gorące części palnika, chłodzi podajnik paliwa (5, 7), kolano (10) oraz koronę palnika (12). Powietrze wprowadzane do spalania jest wstępnie podgrzane (17). Miejsce wprowadzania powietrza jest ściśle określone i realizowane za pomocą kanałów do napowietrzania i/lub dysz nawiewnych (13). Przy technicznie zaawansowanych palnikach retortowych, powietrze do spalania jest rozdzielone i wprowadzane w kilku miejscach, np. jako powietrze pierwotne do wstępnego spalania i wtórne do dopalenia niespalonej pozostałości. Rozwiązania sposobu wprowadzenia powietrza ewoluowało na etapie rozwoju palników retortowych. W palnikach pierwszej generacji były to okrągłe otwory w pobocznicy korony palnika. W kolejnych wersjach palników były to rozwiązania bardziej zaawansowane, np. dysze wielopunktowe ułożone pionowo w segmentach palnika.

Przemieszczające się paliwo za kolanem przechodzi przez obszar napowietrzania (13) i na koronie palnika tworzy początkowo płaski kopiec. W trakcie rozruchu, gdy kocioł jest zimny, należy zatrzymać podajnik paliwa oraz zredukować strumień podawanego powietrza do spalania do minimum. Jest to standardowa procedura rozpalania kotła retortowego, przewidziana w automatyce kotła. Na kopcu należy przygotować rozpałkę i zainicjować proces spalania. Po pewnym czasie rozpałka spowoduje rozpalenie paliwa tworzącego kopiec. Gdy cały kopiec zajmie się płomieniem i warunki się ustabilizują należy przełączyć kocioł na standardowy tryb pracy automatycznej. Podawanie paliwa, powietrza oraz regulacja wydajnością kotła

realizowana jest przez sterownik kotła, zgodnie z algorytmem sterowania w programie sterującym. Kształt kopca ulega zmianie, w zależności od chwilowej mocy kotła oraz proporcji paliwa i powietrza.

Po pewnym czasie płonący kopiec się spłaszcza i jego powierzchnia nieco przewyższa koronę palnika (12) oraz talerz (14). Tak ukształtuje się warstwa żaru, tworząc płonące złoże (16) na powierzchni paliwa (11), skutecznie odcinając paliwo (20) od komory spalania. Płonące złoże zawiera karbonizat węglowy, drzewny lub ich mieszaninę w zależności od spalanego paliwa. Płonące złoże (16) oddziałuje termicznie na paliwo (20) znajdujące się poniżej poprzez przewodzenie ciepła oraz promieniowanie termiczne. Powoduje to rozkład termiczny paliwa. Przy spalaniu węgla kamiennego w pierwszej kolejności wydziela się woda, CO_2, H_2S, niewielka ilość gazów palnych i smoły. Przyjmuje się, że właściwy rozkład węgla następuje w zakresie temperatur od 350 do 500^oC i jest to odgazowanie pierwotne [56]. Odgazowanie pierwotne następuje w strefie pośredniej (11), pomiędzy paliwem w stanie naturalnym, a płonącym złożem z intensywnym wydzieleniem smoły, wody rozkładowej i gazu, którego ilość zależy od stopnia uwęglenia paliwa. Pozostałość tworzy karbonizat koksowy. Granice pomiędzy rozżarzonym węglem (16), strefą odgazowania (11) i paliwem (20) są umowne, ponieważ w obszarze pośrednim zachodzą skomplikowane procesy odgazowania paliwa stałego z dostępem powietrza, tworzą się i rozpadają związki chemiczne charakterystyczne dla spalanych paliw. Strefa odgazowania (11) stanowi kontinuum pomiędzy paliwem (20), a płonącym złożem (16), zaś jej położenie w pionie zmienia się w zależności od mocy chwilowej kotła oraz strumienia dostarczanego paliwa i powietrza.

Wysokość warstwy żaru wynika z rozwiązania konstrukcyjnego korony palnika, ponieważ od dołu granicą warstwy żaru jest obszar oddziaływania wprowadzanego powietrza. Zależy on od kilku czynników, takich jak intensywność napowietrzania, strumień objętości dostarczanego paliwa, granulacja paliwa, które bezpośrednio wpływają na głębokość penetracji wprowadzanego powietrza w głąb paliwa. Ograniczeniem od góry dla warstwy żaru stanowi położenie górnej powierzchni talerza palnika (14), będącego częścią korony palnika (12). Przy znacznym wypiętrzeniu złoża, płonące fragmenty rozżarzonego węgla po odgazowaniu będą się przesypywać razem z popiołem (15) do popielnika poniżej. Miejsce wprowadzenia powietrza do paleniska formuje kształt płonącego złoża. Mogą występować przypadki szczególne związane z niedoborem doprowadzanego paliwa lub jego nadwyżką. Niedobór oznacza cofanie się złoża ku dołowi, poniżej miejsca wprowadzenia powietrza. Nadwyżka paliwa powoduje przesypywanie się niedopalonego paliwa do popielnika. Temperatura w warstwie złoża jest zmienna w funkcji wysokości oraz wydajności spalania.

Wydzielający się podczas spalania popiół, unoszony jest przez poruszające się ku górze paliwo oraz przez spaliny w płonącym złożu (16). Cząstki popiołu (15) znajdujące się na powierzchni złoża (16) w postaci lekko wypukłego kopca osuwają się promieniście wzdłuż talerza palnika (14) i opadają ku dołowi do zbiornika popiołu. Wydzielający się podczas spalania popiół (15) poddany jest termicznemu oddziaływaniu płonącego złoża (16). Jeżeli spalane lub współspalane jest biopaliwo stałe zanieczyszczone piaskiem (tlenkiem krzemu), wówczas zachodzi wydzielanie się szlaki, która zakłóca proces spalania.

Spalanie zachodzące w palniku retortowym można nazwać spalaniem górnym współprądowym. Spalanie górne, ponieważ proces spalania realizowany jest nad warstwą paliwa (20). Współprądowe, ponieważ ruch paliwa (20) i powietrza (17) jest w tym samym kierunku ku górze, aż do połączenia wewnątrz korony

palnika (12). Kluczowym czynnikiem decydującym o czystym spalaniu, jest skuteczne odcięcie obszaru odgazowania z dostępem powietrza, tj. warstwy pośredniej (11) i wstępnego spalania przez warstwę żaru (16) od spalin uchodzących z komory spalania. Znajdująca się nad obszarem odgazowania paliwa warstwa żaru (16) rozgranicza warstwę pośrednią (11) od komory spalania oraz stoi na drodze przejścia mieszaniny produktów odgazowania, wstępnego spalania oraz wprowadzonego mechanicznie powietrza. Mieszanina ta musi przejść przez warstwę złoża o temperaturze w zakresie od 800 do ponad 1000ºC [175], której wartość jest znacznie wyższa niż temperatura zapłonu uchodzących gazów.

Wszystkie substancje i związki chemiczne, które wydzielają się w obszarze odgazowania, muszą przejść przez gorącą warstwę żaru, gdzie ulegają rozpadowi na składniki proste, które następnie ulegają spaleniu. Wysoka temperatura powoduje także rozkład termiczny zawartych w spalinach szkodliwych związków chemiczny oraz spalanie produktów ich rozpadu. Jednym z ze składników termicznego rozkładu węgla jest tlenek węgla. Tlenek węgla przechodząc przez warstwę żaru, płomień oraz przebywając w komorze spalania poddany jest ekspozycji na działanie wysokiej temperatury. Pomimo krótkiego czasu jego przejścia, wysoka temperatura panująca w wymienionych strefach powoduje jego utlenieniu do dwutlenku węgla.

Innym czynnikiem obniżającym emisję jest sposób i miejsce wprowadzenia powietrza do spalania. W strefę żaru (16) doprowadzane jest powietrze (17), które wstępnie podgrzewa się w przewodzie powietrznym i koronie palnika. Część tego powietrza wchodzi w reakcję z paliwem w warstwie żaru (16), pozostała część utlenia gazową część paliwa w płomieniu nad złożem. Powietrze przechodzące przez złoże lub tuż nad nim, podnosi swoją temperaturę, co ogranicza wychłodzenie komory spalania. Temperatura w komorze spalania jest szczególnie istotna dla dopalenia tlenku węgla. Gazy spalinowe zawierające tlenek węgla, przechodzą przez warstwę żaru, płomień oraz komorę spalania. Z powodu dużej rozpiętości komory (objętości) spalania, w stosunku do łącznej objętości swobodnych przestrzeni pomiędzy ziarnami w płonącym złożu, czas przebywania spalin w gorącym złożu paliwowym jest zdecydowanie krótszy niż w komorze spalania. Dla wydłużenia czasu przebywania gorących spalin w komorze spalania oraz wyrównania temperatury, nad palnikiem umieszcza się deflektor (kopuła nad paleniskowa). Jego zadaniem jest także zawrócenie spalin wraz z uniesionym palnymi cząstkami stałymi (sadza) w kierunku żaru dla ich dopalenia. Rozproszenie płomienia w komorze spalania powoduje wyrównanie temperatury w całej przestrzeni. Równocześnie cała powierzchnia wewnętrzna komory spalania równomiernie przyjmuje ciepło, redukując strefy przegrzania. Duża pojemność cieplna deflektora w stosunku do spalin stabilizuje temperaturę w komorze spalania. Nawet stosunkowo krótka ekspozycja tlenku węgla w komorze spalania o wysokiej temperaturze, prowadzi do jego utlenienia, co obniża stratę niezupełnego spalania i redukuje emisję CO do atmosfery [50].

Konstrukcja palnika retortowego klasycznego, z kolanowym zakończeniem podajnika paliwa (rys. 6.7.) nazywanego także palnikiem retortowym pierwszej generacji [222], została dopasowana do spalania węgli nie spiekających się. W palenisku palnika retortowego w warstwie przejściowej (11) pomiędzy warstwą żaru (16) a paliwem (20), zachodzą przemiany w wyniku których generowany jest gaz. Powstała z paliwa pozostałość koksowa ma porowatą strukturę, co znacząco zwiększa powierzchnię kontaktu z powietrzem w trakcie spalania. Wydzielający się gaz jest mieszaniną substancji o różnej temperaturze kondensacji.

Przy spalaniu węgli niespiekających się odgazowanie (11) zachodzi na sucho, bez istotnego udziału fazy ciekłej. Wydzielający się gaz powoduje, że w strefie przejściowej (11) występuje nadciśnienie. W przypadku palnika klasycznego ma to miejsce poniżej korony palnika (12), niejednokrotnie w krzywoliniowej części palnika tzw. kolanie (10) [222]. W tym obszarze tworzy i gromadzi się pozostałość koksowa, zaś nadciśnienie wypycha wygenerowany gaz ku górze w stronę komory spalania. Nadciśnienie powoduje także penetrację tego gazu w kierunku przeciwnym, w stronę magazynu paliwa (1). Zasięg wygenerowanego gazu zależy od sortymentu paliwa. Przy miale węglowym jest on znacznie ograniczony, z powodu małych drobin węgla i szczelnego wypełnieniu ścieżki paliwowej. W przypadku kończącego się miału węglowego w zbiorniku paliwa lub węgla sortymentu groszek, wygenerowany gaz może dotrzeć do zasobnika paliwa (1). W paliwie sortymentu groszek lub pelet, gaz swobodnie może poruszać się przeciwnie do kierunku ruchu paliwa z powodu pustych przestrzeni pomiędzy ziarnami paliwa. Cofający się gaz w przewodzie paliwowym obniża swoją temperaturę i następuje kondensacja jego mniej lotnych składników. Aby ograniczyć penetracje gazu w kierunku ścieżki paliwowej, należy uniemożliwić cofanie się wydzielonego gazu. Z tego między innymi powodu, dla bezpiecznej eksploatacji kotów węglowych z palnikami retortowymi, zbiornik paliwa (1) musi być szczelnie zamknięty. Przy szczelnej ścieżce paliwowej i zamkniętym zbiorniku paliwa (1) wygenerowany gaz przechodzi głównie w kierunku płonącego złoża (16), pomiędzy pustymi przestrzeniami porowatych ziaren pozostałości koksowej. Taki mechanizm występuje przy węglu kamiennym sortymentu groszek, który nie ma tendencji do spiekania się oraz przy spalaniu zrębki drzewnej lub peletu.

Przy spalaniu węgli spiekających się w obszarze odgazowania (11) węgiel ulega stopieniu lub mięknieniu składników bitumicznych tworząc konsystencję plastyczna lub półciekłą [222], typu gęsta smoła w połączeniu z nietopliwymi składnikami huminowymi. W przeciwieństwie do węgli niespiekających się, ten proces można nazwać odgazowaniem na mokro.

Tak powstała plastyczna lub ciekła lawa utrudnia wydostawanie się gazu z obszaru pośredniego (11), powodując wzrost nadciśnienia. W konsekwencji zwiększa to obszar penetracji mokrego gazu ścieżką paliwową w stronę zbiornika paliwa (1). Penetrujący gaz obniża swoją temperaturę i następuje wydzielenie się lotnych składników gazu, które zasklepiają przewód paliwowy. Takie zjawisko znacząco zwiększa opory transportu paliwa w kolanie (10) przewodu paliwowego i w konsekwencji może zablokować podajnik paliwa.

Podobny mechanizm blokowania się paliwa, a w związku z tym penetracja gazu z rozkładu termicznego występuje w trakcie spalania zrębki drzewnej z dużym udziałem podfrakcji lub zmiażdżonego peletu drzewnego. W części kolanowej podajnika paliwa następuje zbijanie się trociny z peletu, małych drobin i pyłu drzewnego, które utrudniają wydostawanie się gazu do komory spalania. Powstałe nadciśnienie powoduje cofanie się produktów rozkładu termicznego w stronę zbiornika paliwa. Tak powstała zbita struktura paliwa w podajniku śrubowym powoduje intensywne ścieranie się elementów ruchomych podajnika paliwa.

Część wydzielonego gazu dzięki podwyższonemu ciśnieniu przedostaje się w stronę warstwy żaru (16) i ulega spaleniu. Równocześnie wypychana jest ku górze plastyczna lawa z częściowo stopionego węgla, która styka się z płonącym złożem i ulega dalszemu odgazowaniu. Wydzielający się gaz w lepkiej masie plastycznej powoduje tzw. wydymanie, podobny efekt do „rośnięcia” ciasta. Przy wzroście temperatury masa plastyczna

staje się coraz mniej płynna z powodu odparowania bardziej lotnych składników, polimeryzacji i rozkładu bituminów. Przyjmuje się, że w temperaturze ok. 500^{o}C następuje zjawisko resolidacji, czyli tężenie masy plastycznej. Powyżej temperatury 500^{o}C następuje wtórne odgazowaniu i powstają duże i twarde bryły koksu [156]. Jego wymiary zależą od warunków spalania i właściwości węgla. Nie są to odgazowane ziarna pierwotnie dostarczonego paliwa (6), ale struktura o dużo większych wymiarach. W granicznym przypadku powstała pozostałość koksowa może przyjąć formę korka, mogącego zatkać przewód paliwowy od góry. Podobne zjawisko może w szczególnych warunkach zachodzić poniżej strefy pośredniej (11).

Powstała z masy plastycznej pozostałość koksowa ma powierzchnię szklistą i bardziej gładką niż pozostałość z węgla nie spiekającego się, przez co ma mniejszą powierzchnię kontaktu z powietrzem oraz mniej porowatą strukturę. Płonące złoże powstałe z takiej pozostałości koksowej jest mniej jednolite i posiada duże ziarna o nieregularnym kształcie w postaci spieków. Powoduje to wolniejsze spalanie paliwa, ze względu na ograniczoną powierzchnię kontaktu reagentów, zaś puste przestrzenie pomiędzy bryłami spieku koksowego umożliwiają eksfiltrację powietrza (17), w konsekwencji podnosząc współczynnik nadmiaru powietrza i obniżając temperaturę komory spalania.

6.2.2 Palnik do spalania węgli spiekających się oraz paliw drobnoziarnistych

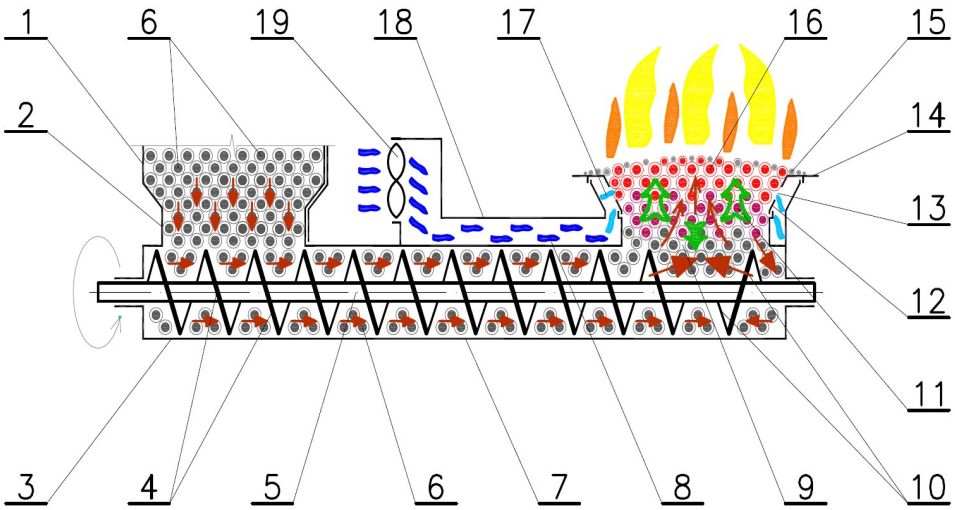
Aby dopasować palnik retortowy do spalania węgla spiekającego się została zmodyfikowana jego konstrukcja (rys. 6.8.). Najważniejsze zmiany dotyczyły ułatwienia transportu paliwa do paleniska, zmiany konstrukcji śruby podajnika oraz sposobu (w)prowadzenia powietrza do spalania. Poprawę drożności paliwa uzyskano, przez zastąpienie wąskiego kolana szerokim odejściem typu trójnikowego (9), co pozwoliło na zmniejszenie ryzyka zaklinowania się paliwa przy przejściu do paleniska, zarówno węgla kamiennego jak i peletu drzewnego.

Przy szerokim odejściu trójnikowym (9) nie ma możliwości, aby nastąpiło zaczopowane paleniska przy zastosowaniu trudnego do spalania paliwa. Jednocześnie została zredukowana do minimum długość ścieżki paliwowej odejścia trójnikowego (9), gdzie następuje ruch dużych porcji paliwa wywołanych parciem (wypychaniem). W przypadku palnika klasycznego na odcinku rynny gdzie była śruba, paliwo poruszane było małymi porcjami przez poszczególne zwoje śruby podajnika. W pozostałej części ścieżki paliwowej w kształcie łuku (kolano), gdzie brak śruby podajnika ruch odbywał się w wyniku działania siły parcia wypychanych porcji paliwa, przez ostatni zwój śruby podajnika.

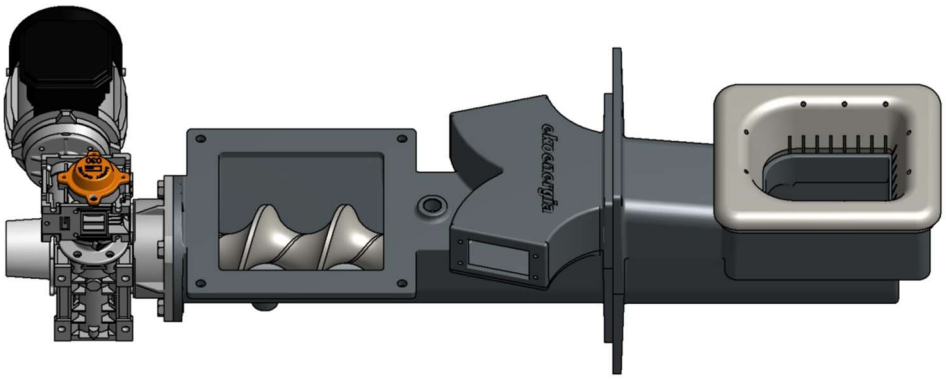
Zastosowanie śruby pociągowej podajnika paliwa (5) na całej długość palnika, ograniczyło do minimum długość ścieżki paliwowej, gdzie paliwo musi być wypychane siłą parcia, zaś relatywnie duży przekrój odejścia trójnikowego (9), zmniejszył opory transportu w tej części palnika. Rozwiązanie takie zmniejszyło łączne opory transportu paliwa w podajniku ślimakowym.

Zmieniono również konstrukcję śruby napędowej podajnika paliwa (5). Kierunek zwoi (4) śruby podajnika (5) pomiędzy gardzielą zasypową (2) a paleniskiem (12-16), wymusza przesuwanie sypkiego paliwa od zbiornika (1) paliwa do paleniska, jest to paliwo świeżo pobrane (pierwotne). Ostatnie zwoje (10) śruby

podajnika (5) pomiędzy osią paleniska a końcem śruby (5) zostały skierowane przeciwnie (przeciwbieżnie) do kierunku poruszania się paliwa w rynnie paliwowej (3) i korycie podajnika (7).



Rys. 6.8. Palnik retortowy do węgli spiekających się: 1 – zasobnika paliwa, 2 – gardziel zasypowa, 3 – rynna paliwowa, 4 – zwoje współbieżne, 5 –śruba pociągowa podajnika, 6 – paliwo, 7 - koryta podajnika, 8 – powietrze, 9 – odejście trójnikowe, 10 –zwoje przeciwbieżne, 11 – strefa odgazowania (pośrednia), 12 – korona palnika, 13 – dysze napowietrzająca, 14 – talerz palnika (płyta paleniska), 15 – popiół, 16 – płonące złoże paliwowe, 17 – podgrzane powietrze, 18- kanał powietrzny, 19 – wentylator [50].



Rys. 6.9. Wielopaliwowy palnik retortowy typu Brucer [221]

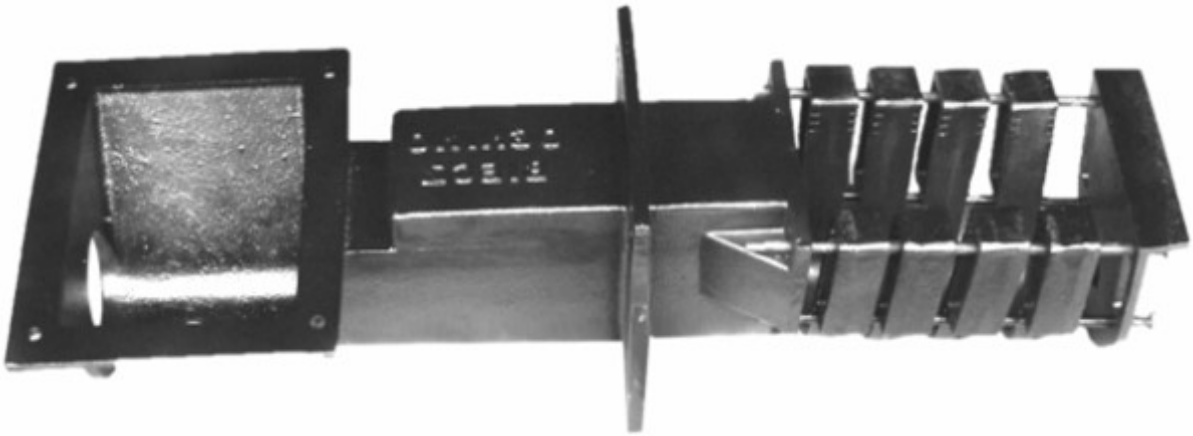
Paliwo osypujące się spod paleniska opada na część podajnika za śrubą (5) o zwojach przeciwbieżnych (10), które można nazwać paliwem zawracanym (wtórnym). W osi paleniska zbiegają się dwa poziome strumienie paliwa o przeciwnych kierunkach poruszania się, tj. paliwo świeżo pobrane oraz paliwo zawracane. W wyniku kontaktu obu strumieni, strumień wypadkowy paliwa porusza się ku górze w stronę paleniska. Zastosowanie zwoju przeciwbieżnego (10) wyklucza bezproduktywne parcie paliwa (6) na koniec palnika, odciążając konstrukcję palnika. Nieduża odległość pomiędzy górnymi zwojami podajnika ślimakowego, a paleniskiem (porównywalna z wymiarem poprzecznym paleniska) oraz złożony ruch pionowy strumienia paliwa pomiędzy odejściem trójnikowym, a paleniskiem powoduje dodatkowy efekt. W przypadku węgla nie

spiekającego się następuje mieszanie się paliwa świeżo pobranego i zawróconego oraz wzruszanie paliwa w tym obszarze, co poprawia kontakt paliwa z powietrzem. Zwoje podajnika działają jak mieszadło z łopatami pionowymi dla paliwa w strefie spalania. W przypadku węgla spiekającego się kotłujące się paliwo pomiędzy paleniskiem a śrubą podajnika, dodatkowo utrudnia powstawanie dużych płatów i twardych brył pozostałości koksowej. Jeżeli powstają duże bryły to są ona łamane na bieżąco, z jednoczesnym rozdrabnianiem. Będąca w ciągłym ruchu masa plastyczna ze stopionego węgla mieszana z węglem świeżym i zawracanym oraz płonącym złożem ma utrudnione warunki do spiekania się. Analogicznemu procesowi poddawana jest szlaka, która może pojawić się przy spalaniu węgla i/lub zanieczyszczonego piaskiem peletu. Opisane rozwiązania nie eliminują negatywnych zjawisk, związanych ze spalaniem węgli spiekających się, ale znacznie je redukują. Zastosowanie zwoju przeciwbieżnego (przeciwzwoju), na końcu podajnika podnosi ryzyko zerwania zawleczki bezpieczeństwa. Jeżeli przeciwzrój trafi na węgiel lub koks, to zostanie on zmielony. Jeżeli będzie tam kamień, to prawdopodobnie dojdzie do zerwania zawleczki. W przypadku palnika kolanowego kamień zostałby wepchnięty do paleniska.

Zastosowanie odpowiednio zaprojektowanych kanałów napowietrzających, zakończonych głęboko wprowadzającymi powietrze dyszami (otworami napowietrzającymi) poniżej paleniska, pozwalana na spulchnienie paliwa (rys. 6.9.). Ma to duże znaczenie przy spalaniu paliw drobnoziarnistych w postaci węgla kamiennego sortymentu miał lub miału z dodatkiem peletu (z różnego rodzaju biomasy, który w trakcie transportu może ulec rozdrobnieniu), trociny oraz innych biopaliw drobno ziarnistych. Tak wprowadzone powietrze uniemożliwia zbijanie się paliwa, a w połączeniu z wzruszanym przez śrubę podajnika paliwem, umożliwia spalanie różnych rodzajów paliw o zróżnicowanej ziarnistości.

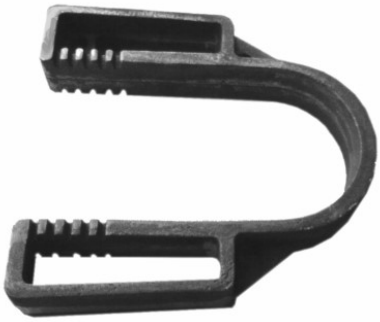
6.2.3 Palnik w kotle na stanowisku badawczym

Innowacyjne rozwiązanie w zakresie sposobu napowietrzania zastosowano w palniku retortowym Burner S (rys. 6.10.) opracowanym i opatentowanym przez Instytut Chemicznej Przeróbki Węgla w Zabrzu w który wyposażony jest kocioł na stanowisku badawczym (rozdział 9 niniejszej pracy). Jest to uniwersalny palnik do spalania węgli spiekających się, paliw drobnoziarnistych na bazie węgla oraz peletu drzewnego. Jego konstrukcja pozwala także spalać mieszanki wymienionych paliw oraz mieszaninę węgla z biopaliwami stałymi, takimi jak pelety, ziarna zbóż, pestki, łuski, trociny. Palenisko palnika (rys. 6.10.) ma konstrukcję segmentową, składającą się z rozłącznie połączonych ogniw żeliwnych (rys. 6.11) za pomocą śrub. Rozwiązanie to pozwala na korektę geometrii paleniska, w zależności od rodzaju spalanego paliwa poprzez dodanie lub usunięcie ogniw w już istniejącym kotle. W ten sposób nożna korygować zakres mocy cieplnej kotła dla podniesienia efektywności energetycznej jednostki.



Rys. 6.10. Segment wielopaliwowego palnika retortowego Burner S [222]

Segmenty posiadają nacięcia poprzeczne, które służą jako otwory napowietrzające palenisko. Łączne pole przekroju otworów jest dopasowane do mocy kotła, w którym palnik jest zabudowany. Wielkość otworów (dysz) pozwala na bieżące przedmuchanie zbierających się zanieczyszczeń przez wentylator podmuchowy, co ułatwia bieżącą obsługę. Okresowe i kompleksowe czyszczenie należy realizować co najmniej raz na sezon grzewczy, przez rozkręcenie paleniska i wyjęcie podajnika ślimakowego.



Rys. 6.11. Wielopaliwowy palnik retortowy Burner S [222]

Przy całkowitym zapełnieniu paleniska paliwem, zasypane są również kanały napowietrzające. Powietrze musi się przebić przez paliwo, które w rozwiniętej fazie spalania tworzy płonące złoże. Obniżający się poziom paliwa odsłaniana poziome kanały napowietrzające. Poziom wypełnienia paleniska paliwem ma istotny wpływ na stopień odsłonięcia kanałów napowietrzających palnika. Im niższy poziom paliwa, tym mniejszy kontakt przepływającego powietrza z paliwem. Przy spalaniu węgla kamiennego powietrze przepływające nad płonącym złożem paliwowym tylko w niewielkiej części bierze udział w spalaniu (dopalaniu) palnych składników spalin, ponieważ z powodu wysokiego uwęglenia zasadnicza część energii wydziela się przy spalaniu w złożu. Powoduje to generowanie straty kominowej i obniżenie temperatury w komorze spalania oraz spowolnienie procesu spalania. Spowolnienie procesu spalania pozostałości koksowej, powoduje podniesienie się poziomu paliwa w złożu, co w efekcie spowoduje zasłonięcie części otworów napowietrzających i poprawę warunków spalania. Układ ma tendencję do samoregulacji, ponieważ wykazuje

cechy ujemnego sprzężenia zwrotnego. Niewłaściwe warunki pracy palnika mogą wystąpić jedynie przy niewłaściwym algorytmie sterowania palnika lub stosowania niewłaściwego paliwa.

Przy spalaniu peletu drzewnego odsłonięcie poziomych kanałów jest pozytywne, ponieważ do strefy płomienia jest doprowadzone powietrze wtórne, do spalania gazowych produktów rozkładu termicznego drewna, gdzie wydziela się zasadnicza część energii. Dopiero nadmierne napowietrzanie może spowodować negatywne skutki, jak opisane przy spalaniu węgla. Dlatego przy takiej konstrukcji otworów wlotowych powietrza, należy w trakcie ustawiania proporcji paliwa i powietrza zwrócić szczególną uwagę, aby poziom złoża zbytnio się nie obniżył.

Elementy palnika retortowego wielopaliwowych Burner S odlewane są z żeliwa. Dotyczy do głównych elementów palnika, takich jak korpus (rynna paliwowa), podajnik śrubowy i palenisko. Są to elementy narażone na wysokie temperatury oraz duże naprężenia mechaniczne, spowodowane transportem paliwa kruchego o dużej twardości (węgiel kamienny sortymentu groszek) lub mającego tendencję do zbijania się (drewno pochodne). W przypadku transportu biopaliwa duże obciążenia wynikają ze zbijania się drobnych cząstek paliwa (pył i trociny ze zmielonego peletu) i klinowania przez zwinięte włókna (zrębka drzewna). Ponadto elementy podajnika ślimakowego, takie jak śruba pociągowa oraz łoże rynny paliwowej, tworzącej ścieżkę paliwową muszą być odporne na ścieranie. Przesuwany materiał jest sypki o ostrych krawędziach, zbudowany z kryształów węgla. Żeliwo gwarantuje odpowiednią wytrzymałość na ścieranie, tłumi drgania, jest odporne na korozję i obciążenia cieplne. Technologia odlewania kokilowego gwarantuje odpowiednio grube ścianki i łagodne łuki, redukujące naprężenia, zmęczenie materiału i działanie karbu.

Producenci palników wykonanych z żeliwa deklarują znacznie większą żywotność swoich palników, w stosunku do palników wykonanych wyłącznie ze stali, jako konstrukcja spawano-skręcana. Najczęściej korpus palnika odlewany jest z żeliwa szarego, ślimak jako element ruchomy i najbardziej narażony na ścieranie odlewany jest z żeliwa sferoidalnego. Nie bez znaczenia jest także odporność na korozję, w przypadku spalania paliw zawierających związki siarki oraz paliwa zawilgoconych. W kotłach ze śrubą stalową należy się liczyć z jej krótszą żywotnością.

Rys. 6.12. Korpus palnika retortowego [222]

Głównym elementem palnika retortowego wykonanego z żeliwa jest korpus, wykonany jako monoblok, w środku którego jest rynna paliwowa, z jednej strony zakończona gardzielą załadowczą, z drugiej strony paleniskiem. W rynnie paliwowej są najczęściej odlane kanały do napowietrzania paleniska. Rozwiązania konstrukcyjne rynny paliwowej i kanałów powietrznych mogą się pomiędzy palnikami różnych producentów znacząco różnić.

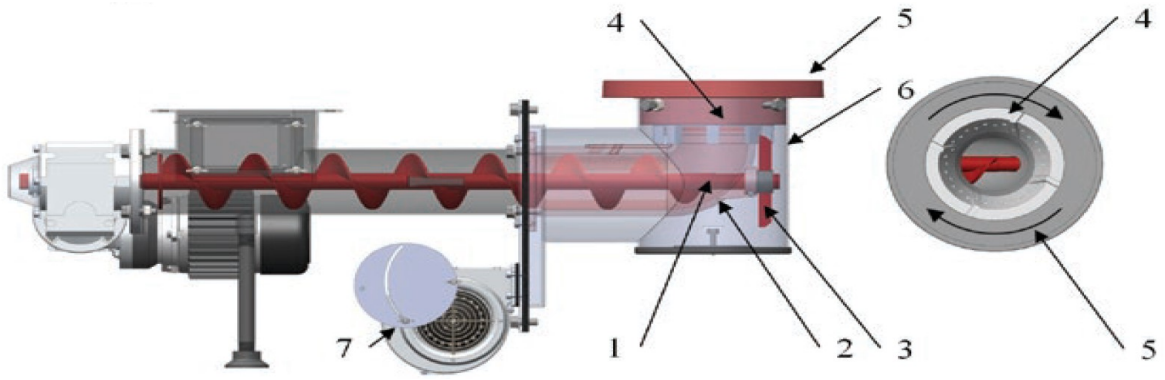
W palniku retortowym pierwszej generacji koryto podajnika od strony paleniska przechodziło w kolano, zakończone koroną palnika. Koryto podajnika, kolano oraz korona palnika w przekroju przypomina fajkę, dlatego takie palniki nazywane są także palnikami fajkowymi lub kolanowymi. Palnik retortowy kolanowy pierwszej generacji, nazywany jest także palnikiem klasycznym lub konwencjonalnym, ponieważ tego rodzaju konstrukcje pojawiły się jako pierwsze i są najdłużej eksploatowanymi palnikami. W tych palnikach można spalać paliwo dobrej jakości typu ekogroszek, klasyfikowane jako węgle niespiekalne (RI=0) lub węgle bardzo słabo spiekalne (RI<10). Dopuszcza się węgle o spiekalności nie większej niż RI20 (RI z języka angielskiego Roga Index, parametr określający zdolność węgla do spiekania) [155].

Palnik retortowy z trójnikowym podawaniem paliwa nazywany jest w literaturze fachowej palnikiem drugiej generacji. Palniki te dzięki innowacyjnemu rozwiązaniu systemu podawania paliwa oraz wprowadzania powietrza do spalania, pozwalają na spalanie paliw tworzących spieki w palenisku, paliw z wysoką liczbą Rogi, nazywanych paliwami trudnymi.

6.2.4 Palniki retortowe z ruchomym paleniskiem

Kolejną grupę palników retortowych stanowią palniki z ruchomym paleniskiem, nazywane także palnikami z ruchoma retortą. Rozwiązania z ruchomym paleniskiem poprawia funkcjonalność palników retortowych. Dotyczy to nierównomiernego wprowadzania paliwa do paleniska, wywołanego krzywizną ostatniego odcinka przewodu paliwowego (kolana) palników pierwszej generacji oraz tworzenia się spieków przy spalaniu węgli koksujących w palnikach drugiej generacji. Występują dwa rozwiązania w zakresie mechanizacji i napędu ruchomego paleniska. Jedno z nich to ruchome palenisko z napędem wewnętrznym (rys. 6.13.), drugie rozwiązanie to palenisko z napędem zewnętrznym (rys. 6.14.). W obu przypadkach palenisko napędzane jest przez trzpień (1), będący przedłużeniem podajnika śrubowego. W palniku z napędem wewnętrznym paleniska trzpień (1) przechodzi przez kolano przewodu paliwowego (2). Na końcu trzpienia (1) zamocowany jest zabierak (3), który napędza ruchomą koronę paleniska (4). Korona paleniska (4) wykonuje ruch obrotowy, dlatego palnik nazywany jest także palnikiem z obrotową retortą. Pomiędzy trzpieniem napędowym (1) a zabierakiem (3) najczęściej jest montowane zabezpieczenie mechaniczne przed przeciążeniem w postaci zawleczki bezpieczeństwa. Korona paleniska (4) osadzona jest od góry na nieruchomej płycie (5). Ruchoma korona (4) znajduje się centrycznie wewnątrz nieruchomej płyty (5), dlatego nazywana jest także koronką obrotową wewnętrzną. Płyta paleniska (5) zabudowana jest szczelnie w komorze doprowadzającej powietrze (6), w której panuje nadciśnienie, wywołane pracą wentylatora podmuchowego (7). Powietrze do spalania dostarczane jest dwoma drogami do paleniska. Pierwsza cześć powietrza dostarczana jest przez dysze w ruchomej koronie (4), analogicznie jak przy palniku retortowym z

nieruchomym paleniskiem. Pozostała część powietrza wprowadzana jest przez pierścieniową szczelinę pomiędzy koroną (4) a płytą (5). Z tego powodu należy tak ustawić proporcje doprowadzanego powietrza i paliwa, aby ponad koroną i płytą utworzył się kopiec z palącego się paliwa (płonące złoże). Jego wysokość nie może być zbyt duża, aby nie przelatywało nie spalone paliwo przez płytę paleniska (5), powiększając stratę niecałkowitego spalania, analogicznie jak przy tradycyjnych palnikach retortowych. Zbyt niski poziom płonącego złoża, będzie powodował odkrycie pierścieniowej przestrzeni napowietrzania pomiędzy koroną (4) a płytą (5). Tak wprowadzone powietrze nie będzie brało pełnego udziału w spalaniu paliwa i będzie generowało stratę kominową. Cześć wprowadzonego powietrza przez odkrytą przestrzeń pierścieniową, która nie bierze udziału w spalaniu nazywana jest fałszywym powietrzem. Ubocznym efektem nadmiarowego powietrza będzie schładzanie komory spalania, obniżenie temperatury uchodzących spalin i pogorszenie warunków dla dopalenia zawartego w nich CO do CO_2; powiększając zanieczyszczenie atmosfery i zwiększając stratę niezupełnego spalania. Obniżenie poziomu płonącego złoża poniżej nieruchomej płyty (5) stanowi zagrożenie przegrzania korony paleniska (4). Zbyt wysoka temperatura w dolnej części korony paleniska (4) będzie działać destrukcyjnie na elementy przeniesienia napędu pomiędzy koroną paleniska (4) a zabierakiem (3).



Rys. 6.13. Palnik retortowy z ruchomym paleniskiem (retortą) z napędem wewnętrznym: 1 – trzpień napędowy, 2 – kolano przewodu paliwowego, 3 - zabierak (krzyżak), 4 – ruchoma korona (wianek, koronka) paleniska, 5 – nieruchoma płyta (talerz) paleniska, 6 – komora doprowadzająca powietrze (puszka nadmuchu), 7 – wentylator podmuchowy [223].

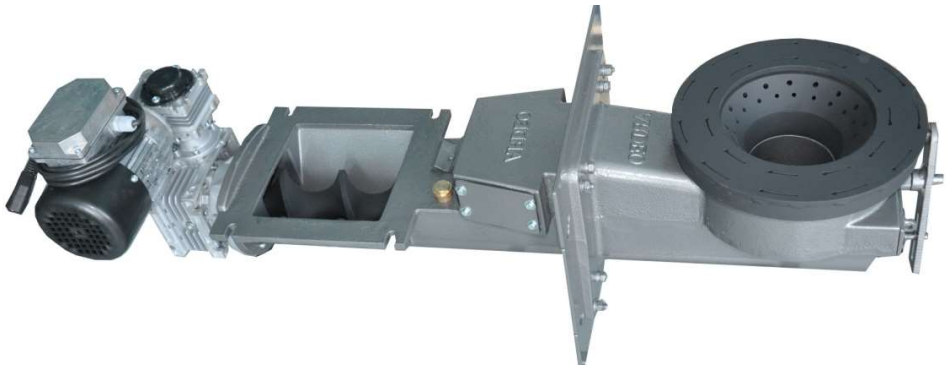
Najważniejszą korzyścią zastosowania palnika z wewnętrznym napędem korony palnika (4) jest jej ruch obrotowy, wraz z jej zawartością począwszy od kolana przewody paliwowego (2). Eliminuje to skutki nierównomiernego prowadzanie paliwa przez przewód w kształcie kolana (2). Powyżej tego przewodu (2), w obszarze ruchomej korony (4) mieszają się obszary z ubogą i bogatą dostawą paliwa, uniemożliwiając jednostronne spiekanie się karbonizatu przy pracy palnika z wysoką wydajnością. Ruch obrotowy korony palnika (4) utrudnia samorzutne powstawanie spieków przy węglach koksujących, ponieważ cała jej zawartość jest w ruchu i ulega mieszaniu. Powstające zaś spieki (najczęściej z miału węglowego) ulegają zrywaniu i miażdzeniu. Ruch obrotowy korony (4) daje podobny efekt, jak zwoje przeciwbieżne (10, rys. 6.8.) w palnikach drugiej generacji.

W palnikach retortowych z ruchomym paleniskiem i napędem wewnętrznym, występujących pod nazwą handlową „Duo” można spalać węgiel oraz miał o własnościach lekko spiekających. Należy zaś unikać węgli koksujących. Wersją rozwojową palnika „Duo” jest palnik o nazwie handlowej „Trio” do spalanie peletu. W

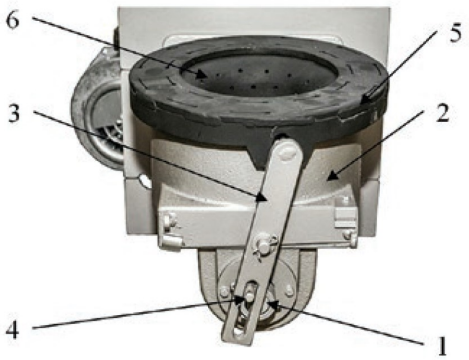
tej wersji palnika występują jeszcze dysze powietrza wtórnego do dopalenia gazowych produktów rozkładu termicznego. Palniki tego typu są w większości wykonane jako konstrukcja spawana ze stali. Części narażone na działanie wysokiej temperatury, takie jak kolano, przewody paliwowe (1) ruchoma korona (4), płyta paleniska (5) najczęściej odlewane są z żeliwa.

Na podobnej zasadzie działa palnik retortowy z obrotowym paleniskiem z zewnętrznym napędem (rys. 6.14.). W palniku tym (rys. 6.15.) trzpień napędowy (1), będący przedłużeniem śruby podajnika, wyprowadzony jest na zewnątrz komory doprowadzającej powietrze (2) i za pomocą dźwigni (3), napędza przez mechanizm mimośrodowy (4) płytę paleniska (5). Płyta paleniska (5) wykonuje ruch obrotowo-cykliczny (wahliwy: lewo-prawo), zabudowana jest ona centrycznie na zewnątrz korony palnika (6), dlatego nazywana jest także koronką zewnętrzną. Powietrze do spalania dostarczane jest przez dysze w koronie palnika (6) oraz przez płaskie centryczne szczeliny w obrotowej płycie paleniska (5), która może przypominać ruszt. Dlatego palnik nazywany jest także palnikiem retortowym z obrotowym rusztem.

Rozwiązania szczegółowe palnika posiadają zastrzeżenia patentowe w zakresie rusztu obrotowego (5) i zastrzeżenie wzoru w zakresie mechanizmu czyszczącego. Dzięki ruchowi obrotowemu rusztu (5), można w nim spalać węgle o wyższej spiekalności (RI=5 ÷ 30), bez tworzenia się aglomeratów żużlowych w retorcie paleniska. Palnik może pracować w przypadku awarii mechanizmu obrotowego. Unikatowy mechanizm pod paleniskiem pozwala na czyszczenia komory nadmuchu powietrza (2) w trakcie pracy palnika.



Rys. 6.14. Palnik retortowy z ruchomym paleniskiem z napędem zewnętrznym [223]



Rys. 6.15. Napęd zewnętrzny paleniska [223] : 1 – trzpień napędowy, 2 – komora doprowadzająca powietrze (puszka nadmuchu), 3 - dźwignia, 4 - mechanizm mimośrodowy, 5 – ruchoma płyta paleniska (talerz, ruszt obrotowy, koronka zewnętrzna), 6 – korona palnika

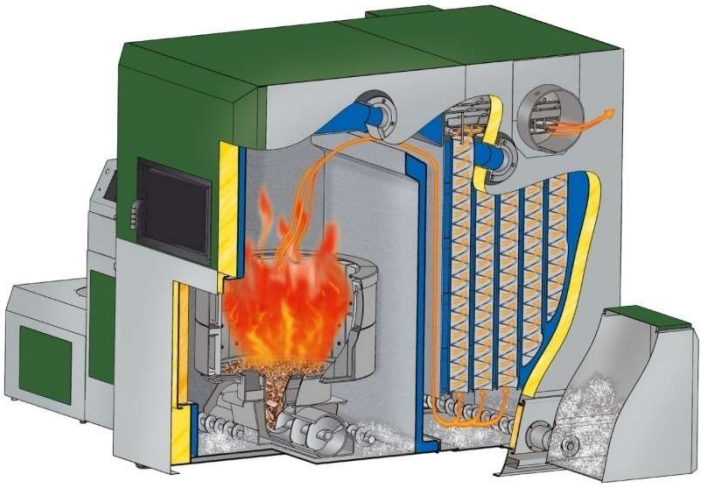
Według deklaracji producenta palnik jest przystosowany do spalania zarówno kwalifikowanych jak i niekwalifikowanych paliw stałych, głównie węgla kamiennego (sortymentu groszek, miał) antracytu i peletów drzewnych oraz pozostałych peletów, ziarn, łusek oraz mieszanek węgiel-biomasa.

Główne elementy palnika wykonane są z żeliwa szarego. Śruba podajnika posiada zwój przeciwbieżny. Dla podniesienia jej żywotności odlana jest z żeliwa sferoidalnego. Zastosowanie zwoju przeciwbieżnego analogicznie, jak w palnikach drugiej generacji pozwala na równomierne i efektywne spalanie paliw o drobnym uziarnieniu oraz paliw o wyższej spiekalności.

Ograniczeniami palników z ruchomymi paleniskami są dodatkowe elementy ruchome, które w trudnych warunkach pracy zużywają się szybciej niż pozostałe elementy, wymagają bieżącej konserwacji i przeglądów oraz dodatkowych zabezpieczeń np. dodatkowa zawleczka bezpieczeństwa mechanizacji paleniska. Wyższy poziom mechanizacji w stosunku do palników z nieruchomym paleniskiem oznacza wyższe wymagania w zakresie obsługi np., aby nie doprowadzić do cofnięciem się płomienia poniżej płyty paleniska przy dostawie paliwa z innego źródła. Korzyścią zaś są możliwości spalania paliw różnorodnych , także paliw nazywanych trudnymi.

7. Problemy eksploatacyjne podczas spalania peletu w kotłach jednopaliwowych

Najczęstszą przyczyną problemów przy spalaniu peletu w kotłach na biopaliwa stałe jest niska jakość paliwa. Najbardziej wrażliwe na jakość peletu są palniki retortowe.



Rys. 7.1. Kocioł jednopaliwowy z palnikiem retortowym [218]

W kotłach z palnikami retortowymi (rys. 7.1.) paliwo dostarczane jest podajnikiem ślimakowym do komory spalania z magazynu pośredniego. Podajnik ślimakowy znajduje się w dolnej części palnika, komora spalania znajduje się zaś w jego górnej części. Paliwo jest wypychane do komory spalania od dołu przez otwór w podstawie palnika, tworząc charakterystyczny kopiec. Spalanie odbywa się na pobocznicy oraz na powierzchni zewnętrznej kopca. W podstawie palnika oraz jego górnej części (rys. 7.2.a) znajdują się dysze, doprowadzające powietrze do spalania. W podstawie palnika, tzw. talerzu, znajdują się dysze powietrza pierwotnego, w górnej części po obwodzie znajdują się od dołu dysze powietrza wtórnego pierwszego, zaś powyżej dysze powietrza wtórnego drugiego. Palnik kotła na pelet, dzięki swej skomplikowanej konstrukcji, umożliwia prowadzenie spalania z wysoką sprawnością w szerokim zakresie mocy w sposób płynny [224, 208].

a) b)

Rys. 7.2. Palnik retortowy czysty (a) oraz zanieczyszczony szlaką (b)

Aby palnik mógł pracować zgodnie z oczekiwaniami, dostarczone paliwo musi być odpowiedniej jakości. Szczególnie dotyczy to zawartości substancji mineralnych, które nie ulegną spaleniu. Problemem jest także niestosowanie się niektórych producentów peletu do jakichkolwiek norm i technologii. Dotyczy to dwóch zagadnień. Pierwsze to złej jakości surowiec, drugie to niskie parametry pracy urządzeń, w których jest formowany pelet. Niska jakość surowca oznacza, iż do procesu peletyzacji zostaje doprowadzone drewno nieokorowane lub zawierające duży udział procentowy kory w stanie wolnym. Kolejnym zanieczyszczeniem jest kwarc, minerał zaabsorbowany w korze lub w stanie wolnym, pobrany z gruntu w trakcie pozyskiwania drewna. Kora drzewna spala się w wyższej temperaturze niż czyste drewno, co powoduje podniesienie ogólnej temperatury w komorze spalania. Podwyższona temperatura spalania powoduje proces zeszklenia popiołu, czego objawem jest szlaka (rys. 7.2.b).

Zawartość szlaki lub wydzielin żużlowych wewnątrz komory spalania w stanie wolnym, znacznie utrudnia doprowadzenie powietrza do podstawy płomienia. Nie zachowana stechiometria spalania w wybranych częściach płomienia, wraz z brakiem nadwyżki powietrza, powodują w efekcie końcowym podwyższenie zawartości CO w spalinach. Niedopalone części peletu powodują nierównomierne rozrastanie się kopca paliwowego, co w dalszej części powoduje blokowanie dysz powietrznych mieszaniną paliwa, szlaki i żużla. Objawia się to „przerośniętym" kopcem oraz złogami szlaki o nieregularnych kształtach, występującymi w trakcie pracy kotła. Po wyłączeniu kotła i wypaleniu się palnych części, w komorze spalania na podstawie palnika pozostają złogi żużla (rys. 7.3.).

Rys. 7.3. Złogi żużla w palniku retortowym [208]

Kolejnym problemem jest produkcja peletu z wykorzystaniem urządzeń, które nie są w stanie osiągnąć odpowiednich ciśnień przy peletyzacji. Wysokie ciśnienie przy peletyzacji jest konieczne dla spojenia wewnętrznego drewna, z wykorzystaniem naturalnego lepiszcza w postaci flizeliny [168]. Brak odpowiedniego ciśnienie formowanie kompensowany jest dodatkami w postaci lepiszcza, który może być przyczyną wydzielania się szlaki w palniku.

Opisane powyżej problemy dotyczą eksploatacji jednopaliwowych kotłów, opalanych peletem. Problemy eksploatacyjne występujące podczas spalania peletu w kotle wielopaliwowym z automatycznym,

śrubowym podajnikiem paliwa wskazane zostały na podstawie badań wykonywanych w ramach pracy w dalszej części. W literaturze można znaleźć opracowania, dotyczące zagrożeń eksploatacyjnych dla kotłów, analizowanych pod kątem ich żywotności [225].

8. Obliczenia cieplne komory paleniskowej kotła

W celu wyznaczenia temperatury spalin na wylocie z komory paleniskowej kotła wielopaliwowego, wykorzystano model obliczeniowy dla komór paleniskowych kotłów energetycznych [22-24]. Jest to model matematyczny, w którym uwzględniony jest współczynnik efektywności cieplnej ścian komory paleniskowej [22, 23] oraz w którym założono, że temperatura spalin w całej komorze jest jednakowa [25]. Ponadto, zapisując odpowiednie równania stechiometryczne spalania peletu drzewnego oraz realizując na stanowisku badawczym pomiar strumienia objętości peletu, automatycznie podawanego do komory paleniskowej kotła, wyznaczany został strumień masy spalin. Znajomość tego strumienia jest niezbędna dla przeprowadzenia obliczeń cieplnych komory paleniskowej. Strumień ciepła przepływający od spalin do ścian komory paleniskowej można obliczyć jako [22]:

$$\dot{Q}_r = \frac{\sigma\, A_{pl}\left(T_{pl}^4 - T_z^4\right)}{\frac{1}{\varepsilon_{pl}} + \frac{1-\varepsilon_z}{\varepsilon_z}\frac{A_{pl}}{A_{sc}}}, \tag{8.1}$$

gdzie:

$\sigma = 5{,}67\cdot10^{-8}$ – stała Stefana Boltzmanna, W/(m^{2}K^4)

A_{pl} – pole powierzchni płomienia, m^2

A_{sc} – pole powierzchni ścian komory, m^2

ε_{pl} – emisyjność płomienia

ε_z – emisyjność ścian komory

T_{pl} – temperatura płomienia, K

T_z – temperatura ścian komory, K

Przy założeniu, że płomień wypełnia całą komorę paleniskową ($A_{pl} = A_{sc}$), uzyskujemy:

$$\dot{Q}_r = \frac{\sigma\, A_{sc}\left(T_{pl}^4 - T_z^4\right)}{\frac{1}{\varepsilon_{pl}} + \frac{1}{\varepsilon_z} - 1}. \tag{8.2}$$

Gęstość strumienia ciepła przekazywanego od ściany komory do paleniska wynosi:

$$\dot{q}_{sc,ef} = \varepsilon_z \sigma T_z^4 + \left(1-\varepsilon_z\right)\dot{q}_{pad}, \tag{8.3}$$

gdzie:

$\dot{q}_{pad}$ - gęstość strumienia ciepła padającego na ściany komory paleniskowej, W/m^2

Gęstość strumienia ciepła przejmowanego przez ściany komory opisana jest wzorem:

$$\dot{q} = \frac{\dot{Q}_r}{A_{sc}}. \tag{8.4}$$

Wprowadzając współczynnik efektywności cieplnej ścian komory, zdefiniowany jako [22]:

$$\psi = \frac{\dot{q}}{\dot{q}_{pad}} = \frac{\dot{q}_{pad} - \dot{q}_{sc,ef}}{\dot{q}_{pad}} = 1 - \frac{\dot{q}_{sc,ef}}{\dot{q}_{pad}}, \tag{8.5}$$

otrzymujemy:

$$\dot{q}_{sc,ef} = (1 - \psi)\, \dot{q}_{pad}. \tag{8.6}$$

Po uwzględnieniu powyższych zależności i przekształceniach:

$$\psi\ \dot{q}_{pad} = \frac{-\varepsilon_{pl}\left(\varepsilon_z \dot{q}_{pad} - \psi\ \dot{q}_{pad}\right) + \varepsilon_z \varepsilon_{pl} \sigma T_{pl}^4}{\varepsilon_{pl} + \varepsilon_z - \varepsilon_{pl}\varepsilon_z}. \tag{8.7}$$

Po kolejnych przekształceniach:

$$\varepsilon_{pl} = \frac{1}{1 + \frac{1}{\psi}\left(\frac{\sigma T_{pl}^4}{\dot{q}_{pad}} - 1\right)}. \tag{8.8}$$

Wprowadzając definicję emisyjności paleniska:

$$\varepsilon_{pal} = \frac{\dot{q}_{pad}}{\sigma T_{pl}^4}, \tag{8.9}$$

otrzymujemy następującą postać wzoru (8.8):

$$\varepsilon_{pl} = \frac{1}{1 + \frac{1}{\psi}\left(\frac{1}{\varepsilon_{pal}} - 1\right)} \tag{8.10}$$

oraz zależność na emisyjność paleniska:

$$\varepsilon_{pal} = \frac{\varepsilon_{pl}}{\varepsilon_{pl} + \psi\left(1 - \varepsilon_{pl}\right)}. \tag{8.11}$$

Strumień ciepła przejmowany przez ściany komory paleniskowej wynosi:

$$\dot{Q}_r = A_{sc}\dot{q} = A_{sc}\psi\ \dot{q}_{pad} = A_{sc}\psi\varepsilon_{pal}\sigma T_{pl}^4. \tag{8.12}$$

W celu wyznaczenia temperatury spalin na wylocie z komory (T_e), zapisuje się równanie bilansu energii dla komory paleniskowej (temperatura spalin w całej komorze jest jednakowa, tzn. $T_e = T_{pl}$):

$$\dot{Q}_r = \dot{Q} - \dot{m}_{sp} c_{p,sp}\Big|_0^{T_e - 273{,}15}\left(T_e - 273{,}15\right). \tag{8.13}$$

gdzie:

T_e - temperatura spalin na wylocie z komory paleniskowej, K

$\dot{m}_{sp}$ - strumień masy spalin na wylocie z komory paleniskowej, kg/s

$c_{p,\,sp}$ - ciepło właściwe spalin przy stałym ciśnieniu, J/(kg K)

Strumień ciepła dostarczany do komory paleniskowej z paliwem i powietrzem:

$$\dot{Q} = \dot{m}_{pal}\left(W_d + h_{pal}\right) + \dot{m}_{pow} c_{p,pow}\Big|_0^{T_{pow} - 273{,}15}\left(T_{pow} - 273{,}15\right), \tag{8.14}$$

gdzie:

$\dot{m}_{pal}$ - strumień masy paliwa wprowadzonego do komory paleniskowej, kg/s

W_d - wartość opałowa paliwa, J/kg

h_{pal} - entalpia właściwa paliwa, J/kg

$\dot{m}_{pow}$ - strumień masy powietrza wprowadzonego do komory paleniskowej, kg/s

$c_{p,\,pow}$ - ciepło właściwe powietrza przy stałym ciśnieniu, J/(kg K)

T_{pow} - temperatura powietrza, K

Entalpia paliwa opisana jest zależnością:

$$h_{pal} = c_{p,pal}\Big|_0^{T_{pal} - 273{,}15}\left(T_{pal} - 273{,}15\right). \tag{8.15}$$

gdzie:

$c_{p,\,pal}$ - ciepło właściwe paliwa przy stałym ciśnieniu, J/(kg K)

T_{pal} - temperatura paliwa, K

Strumień ciepła dostarczany do paleniska można także wyrazić za pomocą adiabatycznej temperatury spalania:

$$\dot{Q} = \dot{m}_{sp} c_{p,sp}\Big|_{0}^{T_{ad}-273,15}\left(T_{ad} - 273,15\right), \tag{8.16}$$

gdzie:

T_{ad} - adiabatyczna temperatura spalania, K

Temperatura adiabatyczna opisana jest zależnością:

$$T_{ad} = 273,15 + \frac{\dot{m}_{pal}\left(W_d + h_{pal}\right) + \dot{m}_{pow} c_{p,pow}\Big|_{0}^{T_{pow}-273,15}\left(T_{pow} - 273,15\right)}{\dot{m}_{sp} c_{p,sp}\Big|_{0}^{T_{ad}-273,15}\left(T_{ad} - 273,15\right)}. \tag{8.17}$$

Po podstawieniu (8.12) oraz (8.16) do (8.13) otrzymujemy:

$$A_{sc}\varepsilon_{pal}\psi\sigma T_e^4 = \dot{m}_{sp} c_{p,sp}\Big|_{0}^{T_{ad}-273,15}\left(T_{ad} - 273,15\right) - \dot{m}_{sp} c_{p,sp}\Big|_{0}^{T_{e}-273,15}\left(T_{e} - 273,15\right). \tag{8.18}$$

Wprowadzając średnie ciepło właściwe spalin:

$$\overline{c}_{p,sp} = c_{p,sp}\Big|_{T_e-273,15}^{T_{ad}-273,15}, \tag{8.19}$$

uzyskujemy następującą postać równania (8.18):

$$A_{sc}\varepsilon_{pal}\psi\sigma T_e^4 = \dot{m}_{sp}\overline{c}_{p,sp}\left(T_{ad} - T_e\right). \tag{8.20}$$

Z powyższego równania wynika, że:

$$\frac{T_e}{T_{ad}} = 1 - \frac{\varepsilon_{pal}}{\mathrm{Bo}}\left(\frac{T_e}{T_{ad}}\right)^4, \tag{8.21}$$

gdzie:

Bo – liczba Boltzmanna.

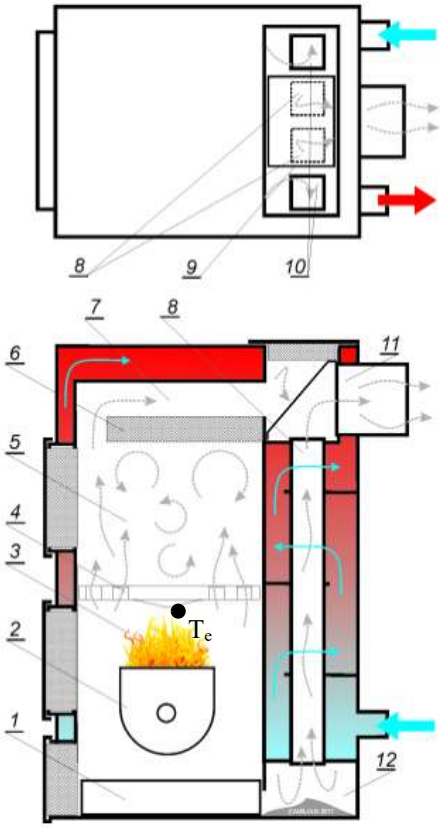
Na podstawie badań eksperymentalnych [23], wzór (8.21) zapisany został z uwzględnieniem parametru M (dobieranego ze względu na rodzaj paliwa oraz względnej wysokości położenia palnika), charakteryzującego miejsce występowania maksymalnej temperatury płomienia w komorze:

$$\frac{T_e}{T_{ad}} = \frac{\mathrm{Bo}^{0,6}}{M\varepsilon_{pal}^{0,6} + \mathrm{Bo}^{0,6}} \tag{8.22}$$

gdzie:

M – parametr związany z rodzajem paliwa i względnego położenia palnika

Na podstawie powyższych zależności oraz po uwzględnieniu parametrów komory paleniskowej badanego w pracy kotła wielopaliwowego (rys. 8.1), napisany został algorytm obliczeniowy, pozwalający obliczać temperaturę spalin T_e na wylocie z komory. W tym celu opracowano także funkcje i podprogramy do obliczania własności termofizycznych spalin i powietrza. Obliczoną temperaturę spalin na wylocie z komory paleniskowej porównano, dla wybranych obciążeń cieplnych kotła z wynikami pomiarów (rozdział 11 niniejszej pracy).



Rys. 8.1. Komora paleniskowa oraz komora dopalania kotła wielopaliwowego z automatycznym podawaniem paliwa [226]:

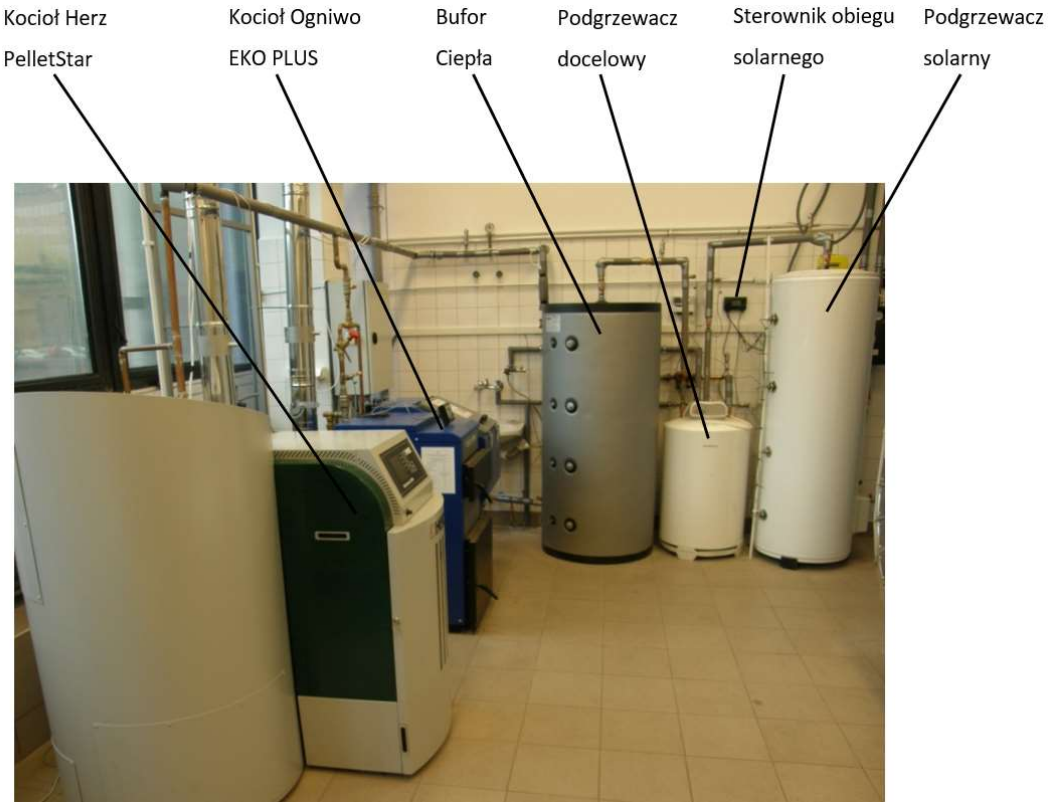
1 – popielnik
2 – palnik
3 – palenisko
4 - żeliwny ruszto-deflektor
5 – komora dopalania
6 – sklepienie ceramiczne
7 – pierwszy poziomy kanał konwekcyjny
8 – płomieniówki
9 – kanał dymowy
10 – płomieniówki
11 – czopuch
12 – komora nawrotna
T_e – pomiar temperatury spalin na wylocie z komory paleniskowej

9. Stanowisko badawcze

Stanowisko badawcze zostało zaprojektowane z myślą o prowadzeniu badań naukowych oraz do prowadzenia zajęć dydaktycznych ze studentami. Jest to stanowisko wielofunkcyjne gdzie prowadzone są badania systemów grzewczych wyposażonych w źródła ciepła, zbiorniki wody obiegowej (bufory ciepła) i zasobniki wody użytkowej. Całość integruje wspólnych system zbierania i akwizycji danych pomiarowych.

9.1. Skrócony opis stanowiska

Stanowisko badawcze, znajdujące się w laboratorium Katedry Energetyki Politechniki Krakowskiej (rys. 9.1.), jest stanowiskiem stacjonarnym, na którym można przeprowadzać badania cieplne kotłów centralnego ogrzewania z automatycznym podawaniem paliwa oraz kolektorów słonecznych.



Rys. 9.1. Instalacja ze zbiornikami technologicznymi i kotłami stałopalnymi

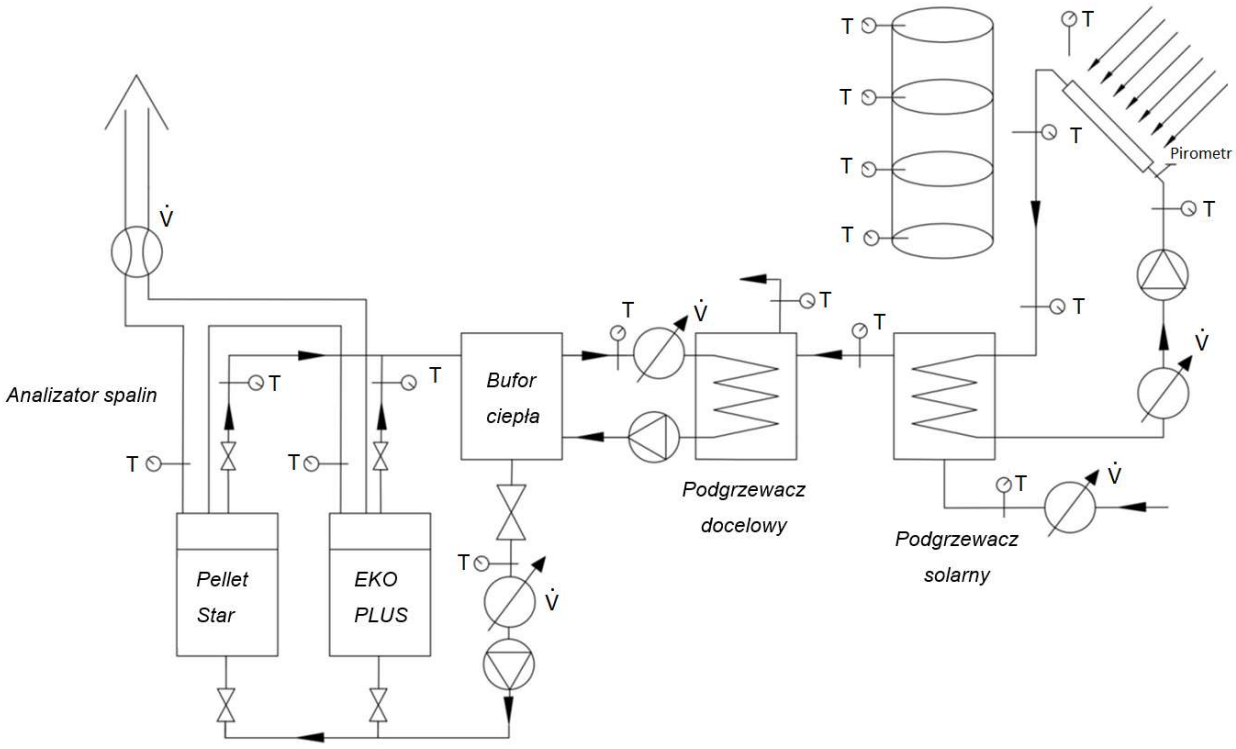
Na stanowisku realizowane są pomiary ciągłe temperatury, strumieni objętości czynników roboczych oraz spalin. Wielkości mierzone zapisywane są na bieżąco przez układ akwizycji danych. Dodatkowo stanowisko badawcze wyposażone jest w przenośne analizatory spalin do ciągłego pomiaru ich składu chemicznego. Dane zebrane przez analizatory także są archiwizowane.

Stanowisko badawcze wyposażone jest w dwa kotły grzewcze małej mocy, dwa płaskie cieczowe kolektory słoneczne, zbiorniki technologiczne, instalacje czynników roboczych, instalację odprowadzenia spalin oraz układ akwizycji danych (rys. 9.2.). Zbiorniki technologiczne stanowią bufor ciepła, zasobnik ciepłej wody użytkowej i zasobnik solarny. Bufor ciepła jest przeznaczony do gromadzenia energii cieplnej zawartej w czynniku grzewczym. Wyposażony jest on w króćce przyłączeniowe, znajdujące się na różnych

wysokościach, przeznaczone do wprowadzania i pobierania czynnika grzewczego o różnej temperaturze. Posiada zanurzony spiralny wymiennik ciepła, a jego pojemność wynosi 500 dm^3. Pojemności zasobnika ciepłej wody użytkowej i zasobnika solarnego wynoszą, odpowiednio, 300 dm^3 oraz 120 dm^3. Wszystkie zbiorniki są izolowane cieplnie. Do stanowiska badawczego podłączone są kotły stałopalne PelletStar BioControl 10 i EKO PLUS 10. Analiza spalin wykonywana jest za pomocą dwóch przenośnych analizatorów - Greenline 6000 oraz Greenline 8000.

Zasobniki ciepłej wody użytkowej oraz bufor ciepła połączone są z kotłami za pomocą instalacji wodnej systemu zamkniętego. Czynnikiem roboczym jest woda uzdatniona. Instalacja wykonana jest z rur miedzianych. Instalacja wodna wyposażona jest w armaturę regulacji hydraulicznej, regulacji temperatury (zawory trójdrogowe), armaturę odcinającą, spustową, odpowietrzającą, filtry, pompy obiegowe oraz armaturę kontrolno-pomiarową. Armaturę tę stanowią mierniki do odczytów bezpośrednich oraz mierniki włączone w układ akwizycji danych.

Spaliny odprowadzane są przez instalację wykonaną z rur stalowych jednościennych, systemu kominowego o średnicy 130 mm. Na czopuchach kotłów zamontowano czujniki do pomiaru temperatury spalin oraz króćce przyłączeniowe dla analizatora spalin. Na przewodzie wspólnym odprowadzenia spalin znajduje się termiczny przepływomierz. Czujniki temperatury oraz termiczny przepływomierz spalin podłączone są do układu akwizycji danych.



Rys. 9.2. Schemat stanowiska badawczego, T – temperatura, $\dot{V}$ – strumień objętości

9.2. Charakterystyka kotłów

Jak już wspomniano wcześniej, na stanowisku badawczym zainstalowano dwa kotły małej mocy, opalane paliwami stałymi (rys. 9.3.). Są to kotły z automatycznym podawaniem paliwa. Kocioł PelletStar jest kotłem stalowym o mocy nominalnej 10 kW i zakresie pracy od 3,4 kW do 13,5 kW. Nominalna sprawność kotła wynosi 91.5%, maksymalna temperatura pracy 95°C, natomiast maksymalne ciśnienie pracy 3 bar. Jest to kocioł jednopaliwowy z palnikiem rusztowym, który został zaprojektowany wyłącznie do spalania paletu drzewnego, klasyfikowanego wg norm przedmiotowych. Jego konstrukcja uwzględnia indywidualne cechy fizyczne i energetyczne tego paliwa oraz specyfikę procesu spalania. Kocioł ten stanowi kocioł referencyjny do analizy i zadawania parametrów pracy kotła wielopaliwowego, dla którego pelet drzewny jest paliwem podstawowym.

Rys. 9.3. Widok kotłów

Kocioł EKO PLUS jest także kotłem stalowym, dla którego podstawowym paliwem jest węgiel kamienny o rozmiarze ziaren 5÷25 mm (nazwa handlowa – „ekogroszek"). Moc nominalna tego kotła wynosi 10 kW, natomiast zakres mocy waha się od od 3 kW do 14 kW. Sprawność kotła wynosi 84.8%, maksymalna temperatura pracy 90°C, a maksymalne ciśnienie pracy 2 bar. Jest to kocioł wielopaliwowy z palnikiem retortowym, w którym, wg danych producenta, dopuszcza się spalanie paliwa zastępczego w postaci peletu drzewnego. Dla paliwa podstawowego znane są, wymienione powyżej parametry pracy kotła oraz emisja zanieczyszczeń do atmosfery, potwierdzone przez świadectwo badania „znak bezpieczeństwa ekologicznego" [227]. Ponadto, dla paliwa podstawowego opracowany i zweryfikowany jest algorytm sterowania pracą kotła w szerokim zakresie zmian obciążenia. Dla paliwa zastępczego w postaci peletu drzewnego brak udokumentowanych i potwierdzonych wyników badań. Sterownik kotła posiada wprawdzie możliwość

wyboru paliwa w postaci peletu, lecz algorytm sterowania pracą kotła nie jest w tym przypadku opracowany na podstawie wcześniej przeprowadzonych badań. Skutkiem tego jest np. szybkie wypalanie się paliwa w całej objętości palnika retortowego, aż do poziomu podajnika ślimakowego [80]. Proces spalania powinien być natomiast realizowany na górnej części retorty, w obszarze doprowadzania powietrza.

9.3. Wielkości mierzone na stanowisku

Na stanowisku realizowane są pomiary ciągłe takich wielkości jak temperatura i strumienie objętości czynnika roboczego oraz spalin - zgodnie ze schematem stanowiska badawczego (rys. 9.2.). Pomiary temperatury realizowane są za pomocą termopar typu T (Cu-CuNi) oraz K (NiCr-Ni). Termopary typu T są czujnikami z pojedynczym termoelementem płaszczyznowym o zakresie pomiarowym od -40°C do +350°C. Termopary te wykonane są w klasie 2 wg PN-EN 60584. Błąd pomiaru temperatury zależy od zakresu pomiarowego i wynosi ± 1°C oraz ± 0.0075·t dla zakresów, odpowiednio, od -40°C do +133°C oraz od +133°C do +350°C. Termopara typu K to także czujnik z pojedynczym termoelementem płaszczyznowym, lecz o zakresie pomiarowym od -40°C do +1000°C. Termopara ta wykonana jest w klasie 1 wg PN-EN 60584. Błąd pomiaru temperatury wynosi ±1.5°C oraz ±0.0040·t w przedziałach, odpowiednio, od -40°C do +375°C oraz od +375°C do +1000°C. Czujnik temperatury typu K zainstalowany jest na wylocie z komory spalania kotła EKO PLUS i służy do pomiaru średniej temperatury spalin. Pomiar strumieni objętości czynnika roboczego realizowany jest za pomocą przepływomierzy turbinowych dla wody. Do pomiaru strumienia objętości wody zimnej zastosowano przepływomierz o zakresie pomiarowym od 4,7 l/min do 36 l/min, z dokładnością pomiaru ±0.5%. Pozostałe pomiary strumieni objętości czynnika roboczego realizowano z wykorzystaniem przepływomierza o zakresie pomiarowym od 2 l/min do 40 l/min, z dokładnością ±1%. Pomiar strumienia objętości spalin przeprowadzano za pomocą termicznego przepływomierza masowego serii ST98 z czujnikiem wysokotemperaturowym typ FP do pomiarów gazów zanieczyszczonych z kompensacją temperatury (rys. 9.4.). Przepływomierz ten zabudowany jest na przewodzie spalinowym o średnicy zewnętrznej ϕ130. Przed zainstalowanym przepływomierzem zachowano odcinek prosty o wymaganej długości 2600 mm. Zakres pomiarowy wynosi od 16 Nm^3/h do 172 Nm^3/h, przy dokładności pomiaru 1% wskazania + 0.5% zakresu pomiarowego.

Rys. 9.4.Zainstalowany na stanowisku badawczym przepływomierz termiczny ST98

Stanowisko badawcze wyposażone jest także w analizatory spalin GreenLine 6000 oraz GreenLine 8000. Są to analizatory przenośne do ciągłego pomiaru składu spalin. Wyposażone są one w nowoczesny

system akwizycji danych oraz przesyłania wielkości mierzonych. Umożliwiają pomiar takich składników spalin jak CO, CO_2, NO, NO_2, SO_2, H_2S, NO_x, C_xH_y. Mierzona jest także temperatura spalin, ciśnienie, ciąg kominowy, prędkość przepływu oraz wyliczana jest sprawność spalania. Zakres pomiaru udziału tlenu w spalinach analizatorów spalin wynosił od 0 do 25% z dokładnością ±0,1%. Zakres pomiaru zawartości tlenku węgla w spalinach wynosił od 0 do 20 000 PPM z dokładnością ±10 PPM do 300 PPM i ±4% odczytu w zakresie powyżej 300 PPM.

9.4. Opis pracy kotła PelletStar 10

W trakcie pracy kotła referencyjnego były mierzone prawie wszystkie wielkości tak jak w przypadku kotła EKO PLUS 10 zgodnie ze schematem stanowiska badawczego (rys. 9.2.). Jedynie temperatura spalin opuszczających komorę spalania $t_{k\ ref}$ była mierzona z wykorzystaniem czujnika temperatury kotła. Konstrukcja kotła PelletStar 10 uniemożliwiała zabudowę czujnika temperatury będącego częścią systemu akwizycji danych na ciągu spalinowym pomiędzy komorą spalania a wymiennikiem ciepła. Przed rozpoczęciem badań kotła EKO PLUS 10 przeprowadzono pomiary pracy kotła referencyjnego w trybie automatycznym. Wyniki pomiarów paramentów spalania kotła referencyjnego zawarto w tabeli (tab. 9.1).

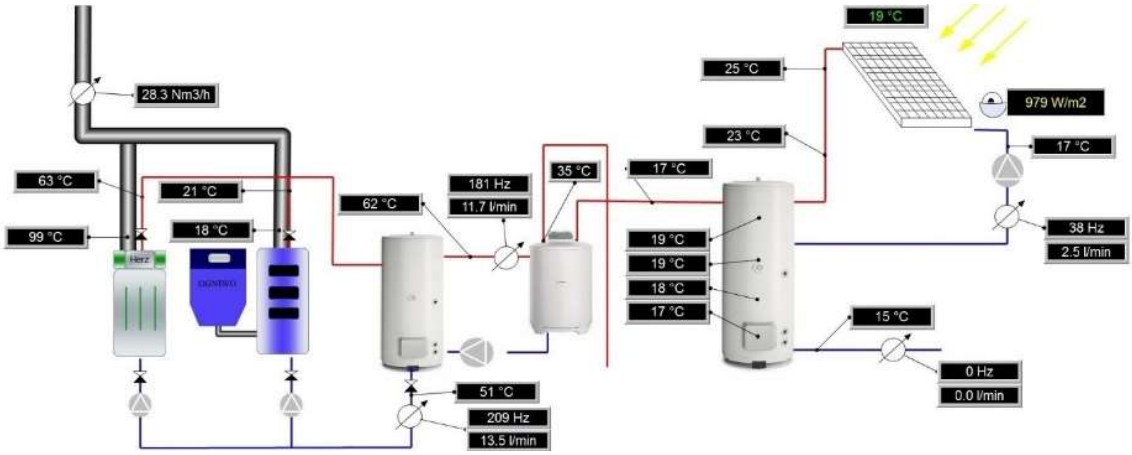
Tabela 9.1. Średnie parametry spalania kotła referencyjnego

Lp	Zmierzona lub obliczona wielkość	Wartość
1	Temperatura spalin opuszczająca komorę spalania	$t_{k\ ref}$=605ºC
2	Udział tlenu w spalinach	$r_{O2\ ref}$=9,2%
3	Zawartość tlenku węgla w spalinach	z_{co} ref=50PPM
4	Współczynnik nadmiaru powietrza	λ=1,95

Kocioł PelletStar jest traktowany jako kocioł referencyjny i nie stanowi obiektu badań wobec czego ograniczono się do przedstawienia powyższych wyników pomiarów i wyniku obliczenia. Pozostałe wyniki badań uzyskane podczas jego pracy nie będą w niniejszej pracy analizowane.

9.5. System akwizycji danych

Wszystkie wartości wielkości mierzonych są na bieżąco archiwizowane przez układ akwizycji danych (rys. 9.5.). Układ akwizycji danych współpracuje z systemem wizualizacji wielkości mierzonych i umożliwia ich obserwację w trybie on-line na monitorze.



Rys. 9.5. Wizualizacja układu akwizycji danych

10. Badania eksperymentalne i wstępna analiza wyników

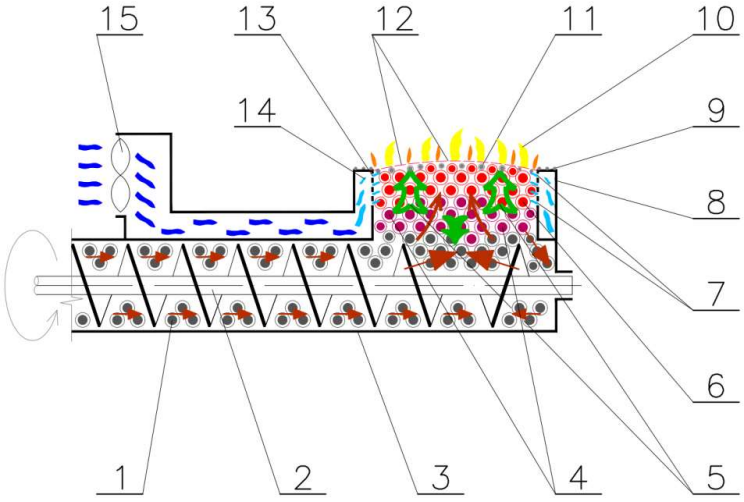
Celem przeprowadzenia pierwszych prób spalania w kotle referencyjnym PelletStar było zebranie doświadczeń związanych ze spalaniem peletu drzewnego. Kocioł PelletStar jest nowoczesnym kotłem przeznaczonym do spalania wyłącznie peletu drzewnego i po nieznacznych modyfikacjach jest wciąż oferowany przez producenta.

Obserwacje dotyczyły etapów spalania, temperatury spalin uchodzących z kolory spalania, dynamiki jej wzrostu, procentowego udziału tlenu w spalinach oraz zawartości tlenku węgla w poszczególnych fazach pracy kotła. Miało to na celu przeprowadzenie procesu spalanie w badanym kotle przy zbliżonych warunkach jak dla kotła referencyjnego. Podobieństwo miało dotyczyć temperatury spalin uchodzących z komory spalania oraz zawartości tlenu w spalinach badanego kotła EKO PLUS, dla którego pelet jest deklarowanym paliwem zastępczym. Znaczące odstępstwa w zakresie parametrów spalania w kotle EKO PLUS w stosunku do kotła referencyjnego wskazywałyby, iż przyjęte nastawy wymagają korekt.

10.1. Praca kotła w trybie automatycznym dla ekogroszku i peletu drzewnego

Podstawowym paliwem dla kotła OGNIWO EKO PLUS 10 jest węgiel kamienny tzw. ekogroszek oraz miał, paliwem zastępczym jest pelet drzewny. Dla paliwa podstawowego znane są parametry pracy kotła, takie jak moc grzewcza, sprawność oraz emisja zanieczyszczeń do atmosfery, potwierdzona przez świadectwo badania na „znak bezpieczeństwa ekologicznego" nr 915 wydane przez Instytut Chemicznej Przeróbki Węgla w Zabrzu [227]. Brak natomiast informacji na temat powyższych parametrów dla paliwa zastępczego w postaci peletu drzewnego. Automatyczny układ sterowania pracą kotła posiada różne warianty sterowania, a jedną z nich jest algorytm sterowania dla peletu drzewnego. Przed przystąpieniem do badania kotła przy spalaniu peletów drzewnych, uruchomiono kocioł w trybie pracy dla paliwa podstawowego, czyli dla węgla kamiennego. Uruchomienie kotła przy spalaniu paliwa w postaci węgla kamiennego miało na celu analizę pracy kotła dla paliwa podstawowego oraz zebranie doświadczeń eksploatacyjnych, charakterystycznych dla tego typu urządzenia. Kolejne uruchomienie kotła zostało przeprowadzone dla paliwa zastępczego w postaci peletu drzewnego. Układ sterowania ustawiono w trybie automatycznym dla peletu.

Przy spalaniu węgla (rys. 10.1.) jak i przy spalaniu peletu drzewnego (rys. 10.2.) proces rozpalania kotła przeprowadzany był w trybie „ręcznym”. Automatyka kotła jak i jego wyposażenie uniemożliwiają uruchomienie kotła w trybie automatycznym. W trybie sterowania manualnego należy wprowadzić paliwo z zasobnika paliwa do wnętrza palnika w komorze spalania. Poziom paliwa powinien się wyrównać z koroną palnika (9). Należy ręcznie wyrównać paliwo aby uzyskać powierzchnię płaską lub lekko wklęsłą. Na tej powierzchni należy ułożyć rozpałkę rekomendowaną przez producenta kotła i ją podpalić przy minimalnej wydajności wentylatora podmuchowego (15). Po pewnym czasie płonąca rozpałka zainicjuje spalanie na całej powierzchni paliwa, wówczas automatykę kotła należy przestawić na tryb automatyczny dla spalanego paliwa. Po ręcznym rozpaleniu paliwa w palniku retortowym dalsza praca kotła realizowana jest w trybie automatycznym. Paliwo (1) oraz powietrze do spalania (14) doprowadzane jest do komory spalania automatycznie zgodnie z algorytmem sterowania. Płomień (10) powoli obejmuje całą odkrytą powierzchnię paliwa w palniku. Spalanie odbywa się na całej powierzchni retorty, poziom podstawy płomienia (12) palącego się węgla zrównuje się z poziomem górnej krawędzi retorty (9). Jest to jednocześnie górny poziom, na którym wprowadzane jest powietrze do spalania (13). Spalane paliwo w palniku retortowym uzupełniane jest przez podajnik śrubowy (2,3) w trybie automatycznym analogicznie jak powietrze (14), które dostarczane przez wentylator podmuchowy (15). W trakcie pracy kotła, zarówno przy niskim zapotrzebowaniu na strumień ciepła jak i podczas pracy przy maksymalnej wydajności, poziom podstawy płomienia (12) palącego się paliwa ulega tylko nieznacznym wahaniom.

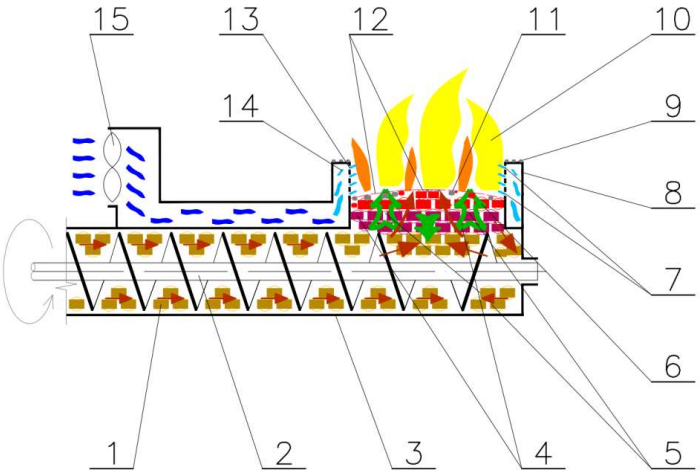


Rys. 10.1. Palnik BURNER-S podczas spalania węgla: 1 – paliwo, 2 – śruba pociągowa podajnika, 3 - koryto podajnika, 4 –strefa odgazowania, 5 – gazowe produkty rozkładu termicznego, 6 - płonące złoże paliwowe (karbonizat), 7 - poziom napowietrzania, 8 – burta palnika, 9 – korona palnika, 10 – płomień, 11 – popiół, 12 – podstawa płomienia, 13 – dysza doprowadzająca powietrze, 14 – powietrze, 15 – wentylator.

Rozpalanie kotła przy spalaniu peletu odbywa się analogicznie, jak przy rozpalaniu węgla kamiennego. Spalanie odbywa się na całej powierzchni retorty, poziom podstawy płomienia paliwa zrównuje się z poziomem górnej krawędzi retorty. Jest to górny poziom, na którym wprowadzane jest powietrze do spalania. Ubywającą objętość spalanego peletu w retorcie uzupełnia podajnik śrubowy w trybie automatycznym. Jedynie w trakcie rozpalania paliwa poziom podstawy płomienia zrównuje się z poziomem górnej krawędzi

retorty. Jest to możliwe dzięki wypełnieniu całej objętości palnika retortowego paliwem przy ręcznym załadunku (tryb sterowania manualnego).

W trakcie pracy kotła w trybie automatycznym (rys. 10.2.) zarówno przy niskim zapotrzebowaniu na strumień ciepła jak i podczas pracy przy maksymalnej wydajności, podstawa płomienia (12) palącego się peletu ulegała obniżeniu. Jest to istotna różnica przy spalaniu peletu drzewnego w stosunku do spalania węgla kamiennego (ekogroszku).



Rys. 10.2. Palnik BURNER-S podczas spalania peletu drzewnego: 1 – paliwo, 2 – śruba pociągowa podajnika, 3 - koryto podajnika, 4 –strefa odgazowania, 5 – gazowe produkty rozkładu termicznego, 6 - płonące złoże paliwowe (karbonizat), 7 - poziom napowietrzania, 8 – burta palnika, 9 – korona palnika, 10 – płomień, 11 – popiół, 12 – podstawa płomienia, 13 – dysza doprowadzająca powietrze, 14 – powietrze, 15 – wentylator napowietrzający.

Przy maksymalnej wydajności kotła poziom obniżenia podstawy płomienia (12) jest nieznaczny. Obniżenie tego poziomu rośnie wraz z redukcją wydajności. W skrajnym przypadku poziom podstawy płomienia (12) palącego się paliwa stabilizuje się na poziomie dolnej części retorty na wysokości górnej części podajnika śrubowego (2). Towarzyszy temu wzrost zawartości tlenu w spalinach i obniżenie temperatury w komorze spalania. Istotną różnicą, którą zaobserwowano przy spalaniu węgla i peletu, jest wspomniany wyżej poziom podstawy płomienia palącego się paliwa (12). Przy spalaniu węgla kamiennego (rys. 10.2) poziom palącego się paliwa (12) oscyluje na wysokości wlotu powietrza do spalania (7). W trakcie spalanie peletu drzewnego (rys. 10.1) zaobserwowano, iż poziom podstawy płomienia (12) znajduje się poniżej wlotu powietrza do spalania (7), aby w granicznym przypadku osiągnąć poziom górnej części podajnika śrubowego (2).

Niższy poziom paliwa przy spalaniu peletu drzewnego w stosunku do spalania węgla kamiennego można wyjaśnić odmiennym charakterem spalania obu paliw, wynikającym ze stopnia uwęglenia, zawartości części lotnych oraz niedopasowaniem strumienia powietrza do strumienia peletu wprowadzanego do spalania.

Karbonizat z węgla kamiennego tworzący płonące złoże jako mniej reaktywny niż drzewny spala się wydajnie tylko w całej objętości złoża w strumieniu przepływającego powietrza pomiędzy cząstkami paliwa (rys. 10.1). Jeżeli górny poziom płonącego złoża (12) znalazłby się poniżej wprowadzanego powietrza (7), spalanie obejmowałoby tylko gazowe produkty rozkładu termicznego oraz część karbonizatu na powierzchni płonącego złoża, będącego w strefie bezpośredniego kontaktu z wprowadzanym powietrzem.

Jak stwierdzono we wcześniejszym rozdziale, płomień nad płonącym złożem paliwowym nie ma wpływu na szybkość rozkładu termicznego węgla kamiennego [207]. Ponadto ilość wydzielanych gazowych produktów rozkładu termicznego tworzących płomień przy spalaniu węgla jest znacznie mniejsza niż przy spalaniu paliw na bazie drewna. Wolne wypalanie karbonizatu z węgla kamiennego (rys. 10.1) z górnego obszaru płonącego złoża (12) przy wprowadzaniu kolejnych porcji paliwa, skutkuje podnoszeniem się całego złoża paliwowego, aż płonące złoże znajdzie się na poziomie lub powyżej wprowadzanego powietrza (7). Wprowadzenie powietrza wprost lub poniżej płonącego złoża (6), spowoduje spalanie w całej objętości karbonizatu węglowego oraz spalanie gazowych produktów rozkładu termicznego (5) w strefie płonącego złoża (6). Dalsze podnoszenie się płonącego złoża jest możliwe tylko przy dużym deficycie powietrza (14) do spalania w stosunku do ilości wprowadzanego paliwa (1).

Znacząca redukcja strumienia wprowadzanego węgla kamiennego (1) przy niezmienionej ilości wprowadzanego powietrza do palnika (14), spowoduje wypalenie karbonizatu węglowego powyżej poziomu wprowadzanego powietrza (7). Wyrównanie się poziomów płonącego złoża (12) i miejsca wprowadzania powietrza (7), spowoduje wyhamowanie spalania oraz ujście części powietrza (13) przez strefę płomienia do komory spalania. Wyhamowanie spalania spowodowane będzie przejściem ze spalania objętościowego karbonizatu (6) tworzącego płonące złoże, do spalania powierzchniowego (12). Ujście części powietrza (14) z pomięciem karbonizatu (6), spowoduje obniżenie temperatury w komorze spalania oraz zwiększenie straty kominowej. Przy spalaniu paliwa węglowego mamy to do czynienia z ujemnych sprzężeniem zwrotnym pomiędzy wysokością płonącego złoża (6) powyżej miejsca wprowadzenia powietrza (7), a szybkością wypalania karbonizatu. Można w uproszczeniu stwierdzić, że palnik retortowy przy spalaniu węgla kamiennego sam się adaptuje (reguluje) do chwilowego obciążenia przez zmianę wysokości warstwy karbonizatu (6) ponad miejsce wprowadzanie powietrza do spalania (7). Wysokość płonącego złoża nad miejscem wprowadzenia powietrza do spalania decyduje o szybkości wypalania pierwiastka węgla z karbonizatu, a ta zależy od szybkości prowadzania paliwa do palnika. Z tego powodu niezależnie od wydajności kotła poziom podstawy płomienia (12) palącego się paliwa ulega tylko nieznacznej zmianie w zależności od ilości paliwa i powietrza wprowadzanego do komory spalania.

W trakcie spalania peletu drzewnego (rys. 10.2.)poziom podstawy płomienia (12) palącego się paliwa nie podniesie się powyżej miejsca prowadzania powietrza (7). Wynika to z wysokiego udziału części lotnych w paliwie, wysokiej reaktywności paliwa oraz braku wyraźnego podziału strumienia powietrza na powietrze pierwotne i wtórne w palniku BurnerS. Spalanie produktów rozkładu termicznego (5) w postaci płomienia ma istotny wpływ na szybkość rozkładu termicznego paliwa. Pelet znajdujący się w strefie rozkładu termicznego poddany jest bezpośredniemu wpływowi termicznemu cienkiej warstwy karbonizatu drzewnego (6) oraz płomienia (10). Intensyfikacja spalania powoduje intensyfikację rozkładu termicznego reaktywnego paliwa. Mamy tu do czynienia z dodatnim sprzężeniem zwrotnym, gdzie szybsze spalanie powoduje intensyfikację wydzielania gazowych produktów rozkładu termicznego (5), to z kolei powoduje zwiększenie wydzielanie energii ze spalania tych produktów, co z kolei intensyfikuje wydzielanie gazowych produktów rozkładu termicznego (5). Wymieniony powyżej narastający proces spalania reaktywnego paliwa na bazie drewna może

wyhamować brak powietrza (14) lub/i paliwa (1) w strefie spalania. Strumień powietrza wprowadzanego nad płonące złoże (12) decyduje o szybkości spalania paliwa, tj. spalania gazowych produktów rozkładu termicznego (5) w płomieniu (10) i wypalania karbonizatu drzewnego (6).

Występowanie deficytu powietrza (14) w stosunku do paliwa w złożu paliwowym (4, 6) może spowodować podniesienie się podstawy płomienia (12) oraz złoża paliwowego powyżej miejsca wprowadzenia powietrza (7). Wówczas będzie mieć miejsce spalanie niezupełne i niecałkowite, przy współczynniku nadwyżki powietrza λ mniejszym niż 1, które zaobserwowano w trybie sterowania ręcznego.

Znacząca nadwyżka strumienia powietrza (14) wprowadzona do palnika retortowego w stosunku do ilości paliwa (1), zintensyfikuje spalanie a więc wypalanie paliwa (4, 6) zawartego w palniku retortowym. Będzie się to objawiało obniżeniem poziomu podstawy płomienia (12) spalanego paliwa. Im większa nadwyżka powietrza (14), tym niżej będzie się znajdować złoże paliwowe (4, 6). W granicznym przypadku poziom paliwa obniży się do poziomu śruby (2) podajnika u podstawy retorty. Dalsze i głębsze wypalanie paliwa nie jest możliwe ze względów konstrukcyjnych. Obniżenie się poziomu paliwa (4, 6) będzie skutkowało przechodzeniem części powietrza z miejsca napowietrzania (7) poprzez płomień (10) do komory spalania. Powoduje to zakłócenie spalania w płomieniu oraz obniżenie temperatury w komorze spalania (rys. 10.3) oraz zawartości tlenu (rys. 10.5). W wyniku tego następuje wzrost stężenia tlenku węgla (rys. 10.4) w spalinach, zwiększenie straty kominowej i praca kotła przy zwiększonym współczynniku nadwyżki powietrza λ znacznie powyżej poziomu 2,0 wyrażającym się wysokim udziałem tlenu w spalinach (rys. 10.4, tab.11.3).

Obserwacja spalania w badanym kotle z palnikiem retortowym w trybie automatycznym prowadzi do wniosku, że strumień powietrza wprowadzony do spalania decyduje o szybkości spalania paliwa. O szybkości wypalania węgla kamiennego decyduje powietrze wprowadzone w strefę płonącego złoża, zaś w przypadku peletu drzewnego o szybkości spalania decyduje strumień powietrza wprowadzony powyżej płonącego złoża, w strefę płomienia. Przy spalaniu węgla i peletu w trybie automatycznym, poziom podstawy płomienia (12) naturalnie ustalał się odpowiednio do rodzaju paliwa. W przypadku węgla był na wysokości napowietrzania lub powyżej, w przypadku peletu drzewnego zawsze był poniżej napowietrzania.

10.2. Procedura pomiarowa

Opisana poniżej procedura pomiarowa dotyczy badań wykonywanych podczas pracy wielopaliwowego kotła EKO PLUS, podczas spalania w nim paliwa zastępczego w postaci peletu drzewnego. Mierzone i archiwizowane przez układ akwizycji danych wielkości pokazano na rys. 9.2. i rys. 9.5. Identyfikowane są także cykle włączania (tzw. takt - T) i wyłączania (tzw. pauza - P) podajnika śrubowego. Na tej podstawie można obliczyć podstawowe wielkości wejściowe i wyjściowe, charakteryzujące proces spalania i badany kocioł, takie jak strumień energii chemicznej dostarczony z paliwem do komory spalania, moc grzewczą kotła oraz jego sprawność. Wyposażenie stanowiska w przenośne analizatory spalin pozwoliło na określenie poziomu zanieczyszczeń emitowanych do atmosfery w poszczególnych cyklach pracy badanego kotła. Sterownik kotła EKO PLUS umożliwia jego pracę w trybie automatycznym oraz manualnym (sterowanie ręczne), w którym można indywidualnie zadawać czas pracy (T) podajnika oraz czas przerwy (P). Ponieważ

problematyczne było określenie strumienia masy paliwa dostarczanego do komory spalania w automatycznym trybie pracy kotła (zmienne w czasie cykle pracy i pauzy), badania prowadzono w trybie manualnym. Dla pełnej identyfikacji strumienia masy paliwa wprowadzanego do komory spalania, określono gęstość nasypową peletu drzewnego oraz wydajność objętościową podajnika ślimakowego dla pracy ciągłej. Gęstość nasypowa spalanego paliwa wynosiła 674 kg/m^3. Wydajność masowa podajnika dla pracy ciągłej wynosiła 9,0 kg/h. Znając gęstość nasypową peletu, wydajność objętościową podajnika ślimakowego ($\dot{V}p$ [m^3/h]) oraz czasy podawania paliwa (T), obliczono uśredniony w czasie strumień masy paliwa podawanego do komory spalania w trakcie każdej serii pomiarowej.

Znając parametry wejściowe w postaci strumieni masy paliwa oraz powierza doprowadzanych do komory spalania oraz parametry wyjściowe spalin i czynnika grzewczego, można sparametryzować kocioł pod względem energetycznym. Przeprowadzono w trybie sterowania ręcznego skanowanie parametrów wyjściowych podczas pracy kotła, przy różnych strumieniach masy powietrza i paliwa dostarczanych do komory spalania. Jako wartości wstępne tych strumieni przyjęto wartości zbliżone do zidentyfikowanych podczas pracy kotła w trybie automatycznym, przy wyborze peletu jako paliwa (paliwa zastępczego). Strumień objętości powietrza wprowadzanego do komory spalania zadawano poprzez wybór wydajności wentylatora w skali procentowej na sterowniku kotła. Równocześnie dokonywano pomiaru strumienia objętości spalin i kontrolnego pomiaru strumienia objętości powietrza świeżego wprowadzanego do komory spalania. Na podstawie zadanych wydajności wentylatora podmuchowego oraz zmierzonych strumieni objętości spalin (dla różnych proporcji czasów T/P) sporządzono charakterystyki temperaturowe, emisji tlenku węgla oraz zawartości tlenu w spalinach podczas pracy kotła w funkcji procentowej wydajności wentylatora (rys. 10.3. ÷ 10.6). Jednocześnie dokonano pomiaru strumienia objętości czynnika roboczego oraz mierzono jego temperatury na wejściu i wyjściu z kotła, dla określenia chwilowej mocy cieplnej kotła (rys. 10.7). Skanowanie pracy kotła dla różnych warunków zasilania paliwem i powietrzem przeprowadzano seriami pomiarowymi. W każdej serii pomiarowej zadawano stały (uśredniony) strumień objętości paliwa i zmieniano strumień objętości powietrza podmuchowego. Przeprowadzono cztery główne serie pomiarowe wraz z powtórkami jako osnowy obszaru badanego.

Wykonując badania na stanowisku badawczym, przyjęto następujące serie pomiarowe:

T/P = 5/20 – czas taktu 5 s, czas pauzy 20s,

T/P = 10/20 – czas taktu 10 s, czas pauzy 20s,

T/P = 15/20 – czas taktu 15 s, czas pauzy 20s,

T/P = 20/20 – czas taktu 20 s, czas pauzy 20s.

Różne proporcje czasu podawanie paliwa (T) oraz przerwy (P) skutkowały różnymi strumieniami paliwa dostarczanymi do komory spalania w poszczególnych seriach pomiarowych. Innymi słowy dla każdej serii pomiarowej wprowadzano inny strumień energii zawarty w paliwie do komory spalania. Przy przyjętej stałej długości przerwy (P) w każdej serii pomiarowej wynoszącej 20 sekund, skracanie czasu podawania paliwa (T) skutkowało redukcją strumienia energii wprowadzanego do komory spalania. Najmniejszy strumień energii

wprowadzono do komory spalania dla serii T/P = 5/20, który kolejno był zwiększany dla pozostałych serii pomiarowych T/P= 10/20, T/P = 15/20, T/P 20/20.

Wyniki obliczeń związanych z chwilowymi wartościami mocy kotła, jego sprawnością oraz pozostałe parametry dla wyżej wymienionych zakresów T/P przedstawiono w rozdziale 10.4.

Zakres wydajności wentylatora dla których były prowadzone pomiary dla wymienionych serii pomiarowych T/P nie był identyczny co wynikało z ograniczeń technicznych procesu oraz zakresu pomiarowego oprzyrządowania. Każda seria pomiarowa rozpoczynała się dla największej przyjętej wydajności wentylatora. Po ustabilizowaniu się temperatury w płaszczu wodnym kotła oraz w komorze spalania serię pomiarową rozpoczynano od wydajności wentylatora wynoszącej 50% wydajności nominalnej. Po ustabilizowaniu się warunków pracy kotła kolejno zmniejszano wydajność wentylatora o 1%. Serię pomiarową kończono, gdy stężenia tlenku węgla w spalinach przekroczyło 1000 PPM. Dalsza redukcja wydajności wentylatora powodowała gwałtowny wzrost emisji tlenku węgla oraz przechodzenie procesu spalania w kierunku zgazowania paliwa. Stanowiło to niebezpieczeństwo dla analizatorów spalin wskutek przekroczenia maksymalnych stężeń tlenku węgla, powodowało to także niepotrzebne zanieczyszczenie kotła produktami zgazowania oraz było poza zakresem planowanych badań.

W trakcie badań występowały zakłócenia zewnętrzne oraz czynniki wewnętrzne, które utrudniały uzyskanie powtarzalności wyników pomiarów w kolejnych seriach pomiarowych. Najważniejsze czynniki zewnętrzne to wpływ temperatury powietrza oraz aeracja, związane z pogodą i warunkami atmosferycznymi. Badania były prowadzone seriami, a następnie ich wyniki były poddawane analizie, po których następowała kolejna seria pomiarowa. Spowodowało to rozciągnięcie w czasie całego procesu i zmienność warunków, w których przeprowadzono badania. Różnica temperatur pomiędzy temperaturą w pomieszczeniu laboratorium a powietrzem zewnętrznym było powodem zakłóceń w zakresie ciągu kominowego oraz skuteczności wentylacji pomieszczenia. Analogiczny miał wpływ ruchu powietrza (wiatru) na zewnątrz. Najważniejszym zakłóceniem wewnętrznym była kumulacja zanieczyszczeń w kotle w postaci lotnego pyłu i drobin sadzy. Zanieczyszczenia mechaniczne, które naturalnie towarzyszą procesowi spalania paliw stałych osadzały się w komorze spalania i na (wewnętrznej) powierzchni wymiany ciepła w wymienniku badanego kotła. Badany kocioł był fabrycznie nowy i jak nadmieniono wcześniej stanowił wyposażenie stanowiska, które było wykorzystywane także do celów dydaktycznych. W trakcie badań kocioł był poddawany cyklicznie czyszczeniu, zgodnie z wytycznymi producenta, dlatego uzyskane wyniki badań kotła są zbliżone do warunków eksploatacyjnych.

10.3. Wyniki pomiarów

Podstawowe wyniki pomiarów zostały przedstawione w zależności od wydajności procentowej wentylatora podmuchowego ($\dot{V}[\%]$), zgodnie z procedurą pomiarową i stanowią dane bazowe do niniejszej pracy. Wyniki pomiarów oraz obliczeń przedstawiono także dla wydajności bezwzględnej powietrza podmuchowego mierzonej w m^3/h. Dla pełniejszego zobrazowania procesów zachodzących w trakcie badań, wyniki pomiarów oraz wyniki obliczeń zostały przedstawione także w zależności od współczynnika nadmiaru

powietrza λ. Podstawowe wyniki pomiarów to temperatura gazów spalinowych na wylocie z komory spalania t_k [°C], zawartość tlenku węgla w spalinach z_{co} [PPM], udział tlenu w spalinach r_{O2} [%] oraz temperatura spalin za wymiennikiem ciepła, mierzona na czopuchu kotła t_{cz} [°C]. Dodatkowe wielkości mierzone to strumień czynnika roboczego oraz jego temperatura na wejściu i na wyjściu z kotła dla obliczenia mocy chwilowej kotła $\dot{Q}$.

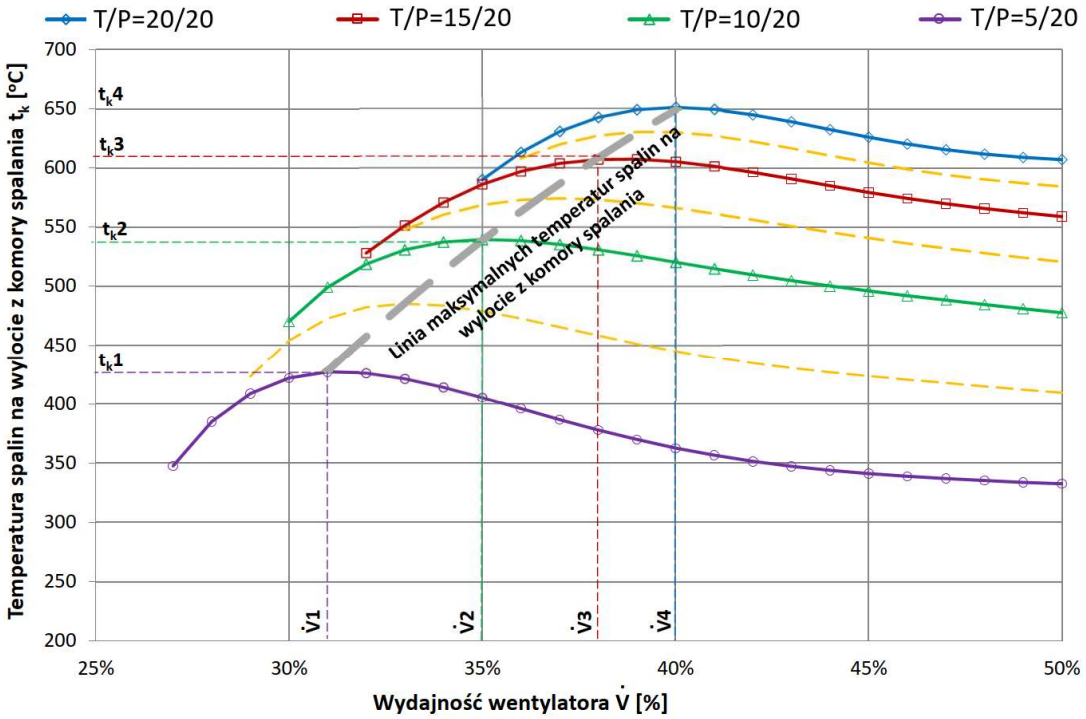
10.3.1 Temperatura na wylocie z komory spalania

Na wykresach (rys. 10.3. a-c) przedstawiono zmierzone wartości temperatur spalin na wylocie z komory spalania dla każdej serii pomiarowej T/P (tab. 10.1). Na wszystkich wykresach można zaobserwować prawidłowość, że wraz ze wzrostem wydajności wentylatora następuje szybki wzrost temperatury spalin aż do osiągnięcia maksimum (t_k1, t_k2, t_k3, t_k4),a następnie spadek temperatury aż do jej ustalenia się. Wartości maksymalne temperatur (t_k1, t_k2, t_k3, t_k4) rosną wraz ze wzrostem strumienia masy paliwa dostarczanego do komory spalania poszczególnych serii (5/20, 10/20, 15/20, 20/20) i przesuwają się na wykresie w prawo, wraz ze wzrostem wydajności wentylatora ($\dot{V}1$, $\dot{V}2$, $\dot{V}3$, $\dot{V}4$).

Tabela 10.1. Maksymalne temperatury na wylocie z komory spalania t_k

Seria pomiarowa T/P	Wydajność wentylatora $\dot{V}$				Maksymalna temperatura t_k
5/20	$\dot{V}1$	31%	29 m^3/h	λ1=3,1	t_k1=429°C
10/20	$\dot{V}2$	35%	40 m^3/h	λ2=2,6	t_k2=539°C
15/20	$\dot{V}3$	38%	48 m^3/h	λ3=2,4	t_k3=607°C
20/20	$\dot{V}4$	40%	52 m^3/h	λ4=2,2	t_k4=650°C

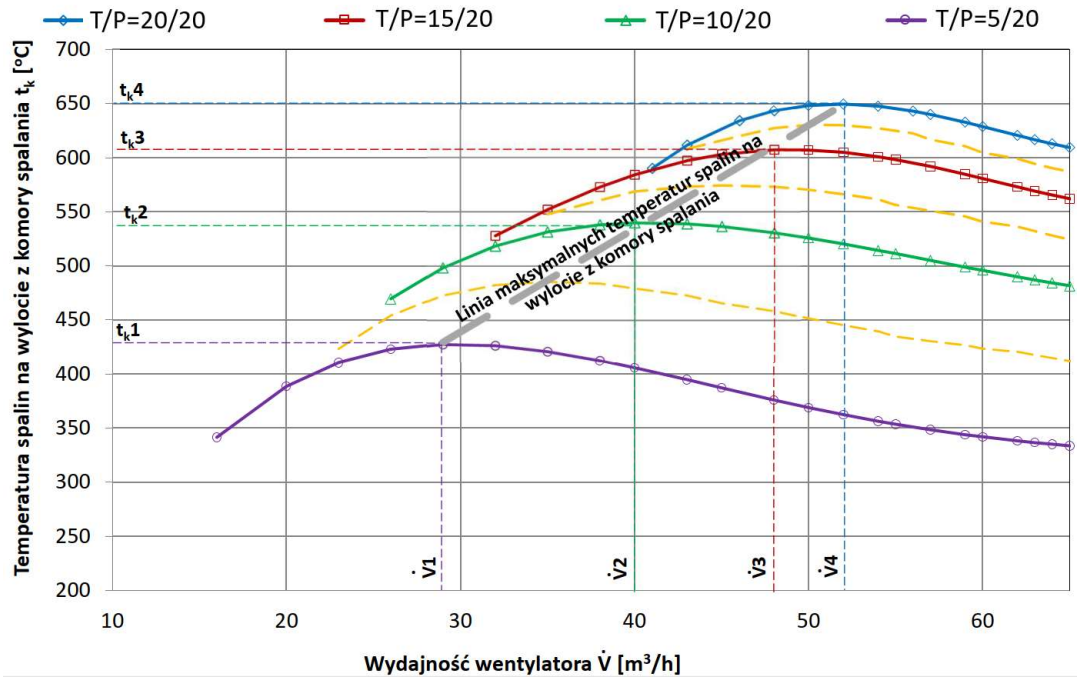
Dynamika zmian temperatury wzrasta ze wzrostem strumienia energii doprowadzonej z paliwem do komory spalania (rys. 10.3.c.). Największą dynamika jest dla serii T/P=20/20 a najmniejsza dla serii T/P=5/20. Łagodne wypłaszczenie się końca wykresu najlepiej widoczne jest dla serii T/P=5/20 (rys. 10.3.a.).



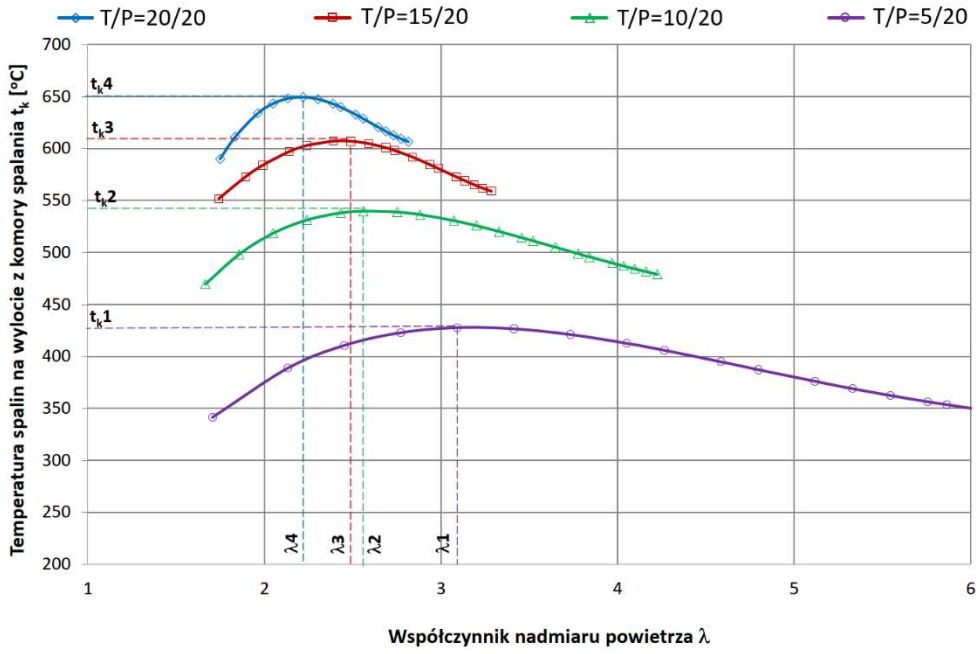
Rys. 10.3.a. Wartości temperatury spalin zmierzone na wylocie z komory spalania odniesione do wydajności wentylatora podanej w %

Przebieg zmian temperatury jest najbardziej łagodny dla wykresu, gdzie podstawą jest strumień powietrza podany w wartościach bezwzględnych (rys. 10.3.b.). Wynika to z faktu, iż wykres pozbawiony jest wpływu krzywoliniowej charakterystyki wentylatora podmuchowego.

Na rysunku 10.3.c, gdzie temperaturę spalin (t_k1, t_k2, t_k3, t_k4) odniesiono do współczynnika nadmiaru powietrza wyraźnie widać że maksymalne wartości temperatury występują w wąskim polu zmienności tego współczynnika. Największą maksymalną temperaturę spalin (t_k4) oraz najmniejszy współczynnik nadmiaru powietrza ($\dot{V}4(\lambda)$) uzyskano przy serii T/P=20/20 z największym strumieniem energii wprowadzanym z paliwem do komory spalania. Zmniejszanie strumienia energii wprowadzanej do komory spalania, powoduje uzyskiwanie maksymalnej temperatury dla kolejnych serii pomiarowych, przy wyższym nadmiarze powietrza (tab. 10.1), co z kolei powoduje, iż wartości maksimum są coraz niższe ($t_k4 > t_k3 > t_k2 > t_k1$).



Rys. 10.3.b. Wartości temperatury spalin zmierzone na wylocie z komory spalania odniesione do wydajności wentylatora podanej w m³/h



Rys. 10.3.c. Wartości temperatury spalin zmierzone na wylocie z komory spalania odniesione do współczynnika nadmiaru powietrza λ

Maksymalne wartości temperatury spalin (t_k1, t_k2, t_k3, t_k4) w poszczególnych seriach pomiarowych T/P układają są wzdłuż pokazanych na rys. 10.3.a i b liniach maksymalnych temperatur spalin na wylocie z komory spalania. Wartości pośrednie pomiędzy punktami pomiarowymi pokazano na rys. 10.3.a i b za pomocą linii w kolorze żółtym. Każdej maksymalnej temperaturze w danej serii pomiarowej T/P (rys. 10.3.a) można przyporządkować wydajność procentową wentylatora ($\dot{V}1$, $\dot{V}2$, $\dot{V}3$, $\dot{V}4$). Linię maksymalnych temperatur

pokazano kolorem szarym, którą można opisać za pomocą następującej zależności dla wydajności względnych wentylatora wyrażonych w procentach:

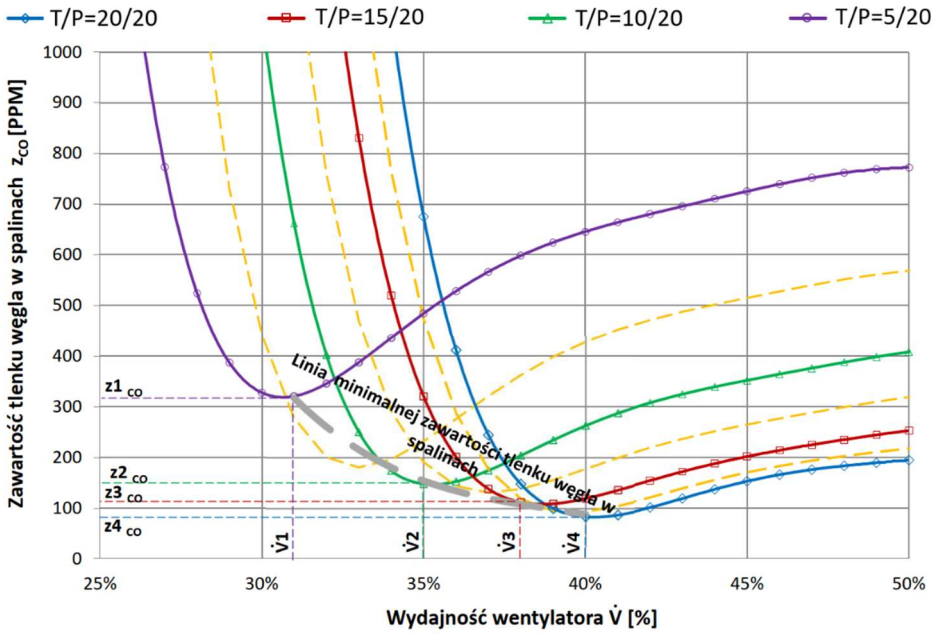
$$t_{maks} = -5{,}529 \times 10^3 \left(\frac{\dot{V}}{100}\right)^2 + 6{,}373 \times 10^3 \frac{\dot{V}}{100} - 1{,}015 \times 10^3 \qquad (10.1)$$

Na podstawie zależności (10.1), znając wydajność procentową wentylatora podmuchowego można obliczyć możliwą maksymalną temperaturę spalin na wylocie z komory spalania.

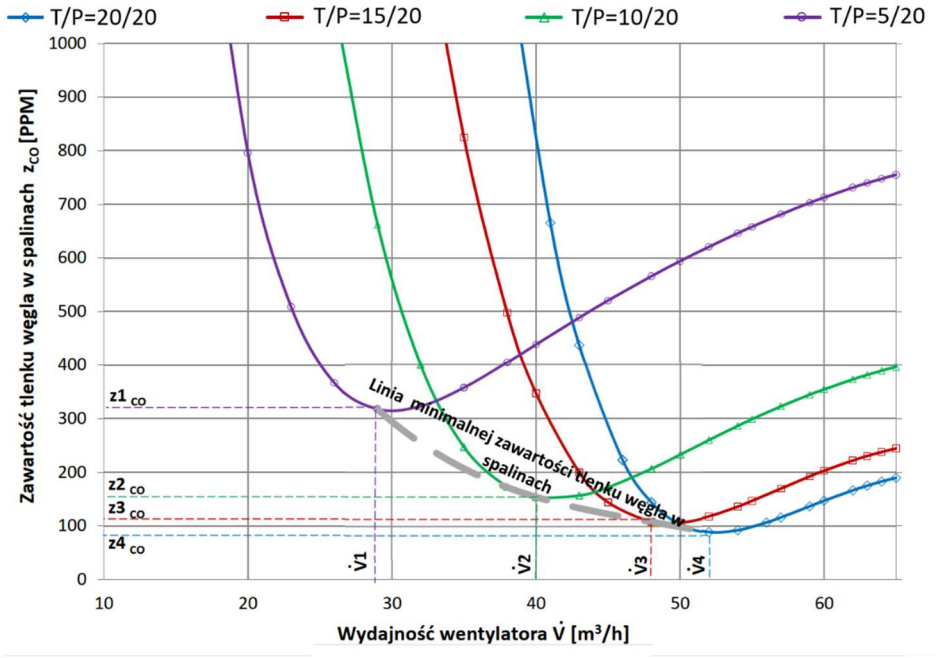
Temperatury spalin t_k dwóch serii pomiarowych T/P=15/20 i T/P=20/20 dla wydajności optymalnych wentylatora podmuchowego ($\dot{V}3$, $\dot{V}4$) są powyżej średniej temperatury spalin uzyskanej w trakcie pracy kotła referencyjnego w trybie automatycznym, która wynosiła 605°C. W przypadku pozostałych serii pomiarowych (T/P=10/20 i T/P=5/20) temperatury spalin t_k dla wydajności optymalnych wentylatora podmuchowego ($\dot{V}2$, $\dot{V}1$) są znacząco poniżej średniej temperatury spalin t_k kotła referencyjnego. Najbliższa temperatura spalin t_k badanego kotła wystąpiła dla serii pomiarowej T/P=15/20 (tab.10.1).

10.3.2 Zawartość tlenku węgla w spalinach

Równocześnie z pomiarem temperatury spalin t_k mierzone były inne parametry dla każdej serii pomiarowej T/P, które opisano poniżej, w tym zawartość tlenku węgla w spalinach. Na podstawie tych pomiarów zostały sporządzone wykresy (rys. 10.4.a - c). Można zauważyć wspólną prawidłowość dla wykresów wszystkich serii pomiarowych polegającą na tym, że ze wzrostem wydajności wentylatora podmuchowego następuje gwałtowny spadek zawartości tlenku węgla w spalinach aż do osiągnięcia minimum ($z1_{CO}$, $z2_{CO}$, $z3_{CO}$, $z4_{CO}$), a następnie jego szybki wzrost po którym następuje zmniejszenie dynamiki wzrostu. Łagodne spowolnienie wzrostu, które opisuje rzeczywisty proces (bez wpływu charakterystyki wentylatora) widoczne jest na wykresie z wydajnością powietrza podmuchowego mierzoną w jednostkach bezwzględnych (rys. 10.4.b).

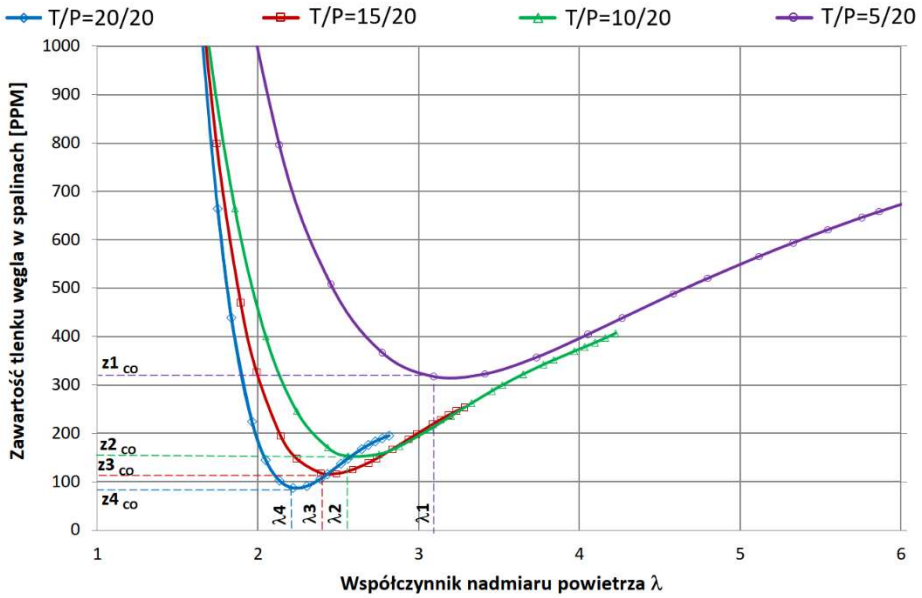


Rys. 10.4.a. Zawartość tlenku węgla w spalinach odniesiona do wydajności wentylatora podanej w %



Rys. 10.4.b. Zawartość tlenku węgla w spalinach odniesiona do wydajności wentylatora podanej w m³/h

Dla każdej serii pomiarowej T/P (rys. 10.4.a-c) można wyznaczyć wydajność wentylatora ($\dot{V}1, \dot{V}2, \dot{V}3, \dot{V}4$) dla której wystąpiło minimalne stężenie tlenku węgla w spalinach ($z1_{CO}$, $z2_{CO}$, $z3_{CO}$, $z4_{CO}$), stanowiące minimum danej serii pomiarowej. Dla wydajności wentylatora większej niż minimum w danej serii ($\dot{V}1, \dot{V}2, \dot{V}3, \dot{V}4$), zawartość tlenku węgla w spalinach (rys. 10.4.a i b) maleje wraz ze wzrostem strumienia masy paliwa dostarczanego do komory spalania (5/20, 10/20, 15/20, 20/20).



Rys. 10.4.c. Zawartość tlenku węgla w spalinach odniesione do współczynnika nadmiaru powietrza λ

Na wykresie gdzie zawartość tlenku węgla w spalinach odniesiono do współczynnika nadmiaru powietrza (rys. 10.4.c.) wyraźnie widać zbliżenie się minimalnych wartości ($z1_{CO}$, $z2_{CO}$, $z3_{CO}$, $z4_{CO}$). Najniższa minimalna zawartość tlenku węgla ($z4_{CO}$) oraz najmniejszy współczynnik nadmiaru powietrza ($\lambda 4$) uzyskano przy serii T/P=20/20 z największym strumieniem energii wprowadzanym z paliwem do komory spalania (tab. 10.2.). Zmniejszanie strumienia energii wprowadzanego z paliwem do komory spalania powoduje uzyskiwanie minimalnych zawartości tlenku węgla dla kolejnych serii pomiarowych przy wyższym współczynniku nadmiaru powietrza i przy coraz wyższych wartościach minimalnych tlenku węgla z_{CO} w seriach ($z4_{CO} < z3_{CO} < z2_{CO} < z1_{CO}$). Na uwagę zasługuje fakt, iż linie zawartości tlenku węgla w spalinach wraz ze wzrostem wydajności wentylatora powyżej wartości minimalnych zawartości wykazują zbieżność, niezależnie od strumienia masy paliwa wprowadzanego do komory spalania (rys. 10.4.c.).

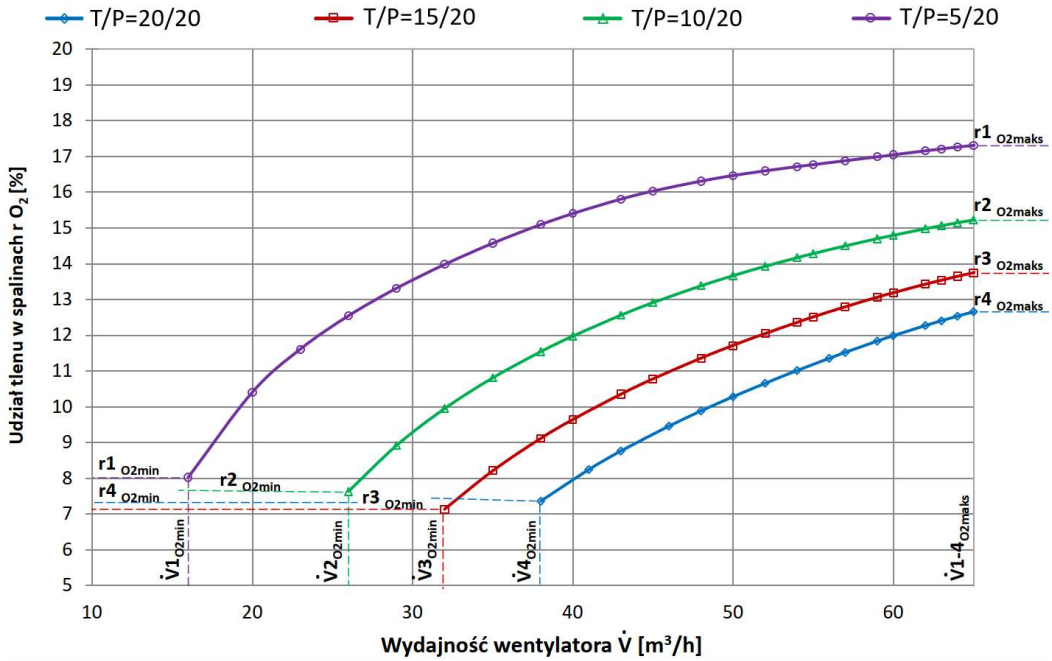
Można ponadto zauważyć, że kształt i charakter zmian krzywych, opisujące zawartość tlenku węgla w spalinach z_{CO} stanowią odwrócenie kształtu i charakteru zmian krzywych, opisujących temperaturę spalin na wylocie z komory spalania t_k. Miejsca występowania minimalnych zawartości tlenku węgla ($z1_{CO}$, $z2_{CO}$, $z3_{CO}$, $z4_{CO}$) dla przeprowadzonych serii pomiarowych korespondują z miejscami występowania wartości maksymalnych temperatur spalin (t_k1, t_k2, t_k3, t_k4). Minimalne zawartości tlenku węgla w spalinach zamieszczono w tabeli zbiorczej (tab. 10.2), dla tych samych wartości temperatur t_k serii pomiarowych T/P (tab. 10.1).

Tabela 10.2. Minimalne zawartości tlenku węgla w spalinach z_{co}

Seria pomiarowa T/P	Wydajność wentylatora $\dot{V}$				Minimalna zawartość tlenku węgla z_{CO}
5/20	$\dot{V}1$	31%	29 m^3/h	$\lambda 1=3,1$	$z1_{CO}$=320 PPM
10/20	$\dot{V}2$	35%	40 m^3/h	$\lambda 2=2,6$	$z2_{CO}$=150 PPM
15/20	$\dot{V}3$	38%	48 m^3/h	$\lambda 3=2,4$	$z3_{CO}$=110 PPM
20/20	$\dot{V}4$	40%	52 m^3/h	$\lambda 4=2,2$	$z41_{CO}$=80 PPM

10.3.3 Udział tlenu w spalinach

Jak wcześniej nadmieniono (rozdział 10.2), każda seria pomiarowa T/P rozpoczynała się dla największej przyjętej wydajności wentylatora podmuchowego wynoszącej 50% wydajności nominalnej, którą następnie zmniejszano o 1% w kolejnych pomiarach. Pomiary z wykorzystaniem analizatorów spalin kończono gdy zawartość tlenku węgla z_{co} w spalinach przekroczyła 1000 PPM, powyżej której następował lawinowy wzrost zawartości tlenku węgla w spalinach. Przyjęta arbitralnie wartość graniczna pozwalała na bezpieczne dla analizatorów spalin zakończenie pomiarów. Na wykresie (rys. 10.5.) przedstawiono zmierzone udziały tlenu w spalinach na wylocie z kotła. Wartości maksymalne ($r1_{O2maks}$, $r2_{O2maks}$, $r3_{O2maks}$, $r4_{O2maks}$) odpowiadają początkowi każdej serii pomiarowej T/P, wartości minimalne ($r1_{O2min}$, $r2_{O2min}$, $r3_{O2min}$, $r4_{O2min}$) odpowiadają końcowi serii pomiarowej i pierwszemu przekroczeniu zawartości tlenku węgla w spalinach wartości granicznej 1000 PPM (tab. 10.3.).



Rys. 10.5. Udział tlenu w spalinach odniesiony do wydajności wentylatora podanej w m^3/h

W każdej serii pomiarowej wzrostowi wydajności wentylatora podmuchowego towarzyszy wzrost zawartości tlenu w spalinach r_{O2}. Wszystkie linie wykazują podobieństwo co do charakteru zmian. Największy przyrost zawartości tlenu w spalinach można zaobserwować na początku wykresu, wraz ze wzrostem wydajności wentylatora dynamika przyrostu maleje. Najwyraźniej jest to widoczne dla serii T/P=5/20. Linie opisujące udział tlenu w spalinach wraz ze wzrostem strumienia powietrza podmuchowego wykazują tendencję do zbliżania się do wartości stałej, innej dla każdej serii pomiarowej.

Tabela 10.3. Graniczne udziały tlenu w spalinach O_2

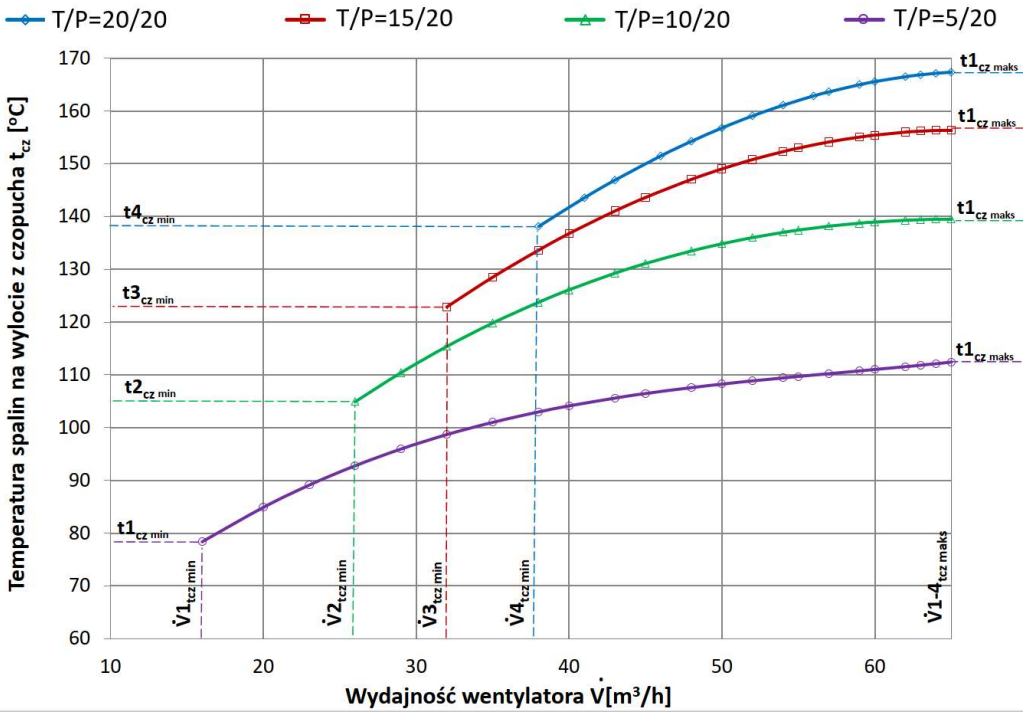
Seria pomiarowa T/P	Wydajność went. $\dot{V}$	Min. udział tlenu w spalinach	Wydajność went. $\dot{V}$	Maks. udział tlenu w spalinach
5/20	$\dot{V}1_{O2min}$=17m^3/h	$r1_{O2min}$=8,0%	$\dot{V}1_{O2maks}$=65m^3/h	$r1_{O2maks}$=17,3%
10/20	$\dot{V}2_{O2min}$=26m^3/h	$r2_{O2min}$=7,6%	$\dot{V}2_{O2maks}$=65m^3/h	$r2_{O2maks}$=15,2%
15/20	$\dot{V}3_{O2min}$=32m^3/h	$r3_{O2min}$=7,1%	$\dot{V}3_{O2maks}$=65m^3/h	$r3_{O2maks}$=13,7%
20/20	$\dot{V}4_{O2min}$=38m^3/h	$r4_{O2min}$=7,4%	$\dot{V}4_{O2maks}$=65m^3/h	$r4_{O2maks}$=12,7%

Można ponadto zauważyć, że udział tlenu w spalinach maleje wraz ze wzrostem strumienia paliwa dostarczanego do komory spalania. Najniższy udział tlenu dla dowolnie wybranej wydajności wentylatora jest dla serii T/P=20/20, który wzrasta kolejno dla pozostałych serii (T/P=15/20, T/P=10/20, T/P=05/20) wraz z redukcją strumienia energii wprowadzanego z paliwem do komory spalania. Jak już zostało nadmienione pomiary odbywały się przy zmniejszaniu wydajności wentylatora podmuchowego, a więc udział tlenu w spalinach w kolejnych pomiarach malał, a seria pomiarowa została przerywana, gdy udział tlenku węgla przekroczył 1000 PPM. Na podstawie wykresu (rys. 10.5.) oraz wartości minimalnych (tab. 10.3.) można zauważyć, że niezależnie od serii pomiarowej, minimalny udział tlenu dla której została przekroczona granica 1000 PPM jest bliski i nie różni się więcej niż o 1%. Tak mała różnica występuje nawet przy ponad dwukrotnej różnicy strumienia powietrza podmuchowego dla serii skrajnych (T/P=5/20 i T/P=20/20). W dalszej części

pracy zostanie zaprezentowany wykres, pokazujący zależność udziału tlenu w spalinach w funkcji wydajności względnej wentylatora podanej w % wydajności nominalnej.

10.3.4 Temperatura na wyjściu z wymiennika ciepła

Na rys. 10.6. przedstawiono temperatury spalin na wylocie z wymiennika ciepła badanego kotła. Wartości maksymalne ($t_{cz\ maks}$, $t_{cz\ maks}$, $t_{cz\ maks}$, $t_{cz\ maks}$) odpowiadają początkowi każdej serii pomiarowej T/P, wartości minimalne ($t_{cz\ min}$, $t_{cz\ min}$, $t_{cz\ min}$, $t_{cz\ min}$) odpowiadają końcowi serii (tab. 10.4).



Rys. 10.6. Temperatura na wyjściu z wymiennika ciepła t_{cz} odniesiona do wydajności wentylatora podanej w m^3/h

W każdej serii pomiarowej wzrostowi wydajności wentylatora podmuchowego towarzyszy wzrost temperatury spalin. Temperatura spalin dla dowolnie wybranej wydajności wentylatora podmuchowego rośnie wraz ze wzrostem strumienia energii paliwa dostarczonego do komory spalania. Najniższe temperatury otrzymano dla serii T/P=05/20 i rosną kolejno dla serii T/P=10/20, T/P=15/20 i T/P=20/20.

Tabela 10.4. Graniczne temperatury spalin na wylocie z wymiennika ciepła t_{cz}

Seria pomiarowa T/P	Wydajność went. $\dot{V}$	Min. temp. spalin $t_{cz\ nim.}$	Wydajność went. $\dot{V}$	Maks. temp. spalin $t_{cz\ maks}$
5/20	$\dot{V}1_{tcz\ min}$=17m³/h	$t1_{cz\ min}$=78°C	$\dot{V}1_{tcz\ maks}$ =65m³/h	$t1_{cz\ maks}$=112°C
10/20	$\dot{V}2_{tcz\ nim}$=26m³/h	$t2_{cz\ min}$=105°C	$\dot{V}2_{tcz\ maks}$ =65m³/h	$t2_{cz\ maks}$=139°C
15/20	$\dot{V}3_{tcz\ min}$ =32m³/h	$t3_{cz\ min}$=123°C	$\dot{V}3_{tcz\ maks}$ =65m³/h	$t3_{cz\ maks}$=156°C
20/20	$\dot{V}4_{tcz\ maks}$ =38m³/h	$t4_{cz\ min}$=138°C	$\dot{V}4_{tcz\ maks}$ =65m³/h	$t4_{cz\ maks}$=167°C

Wraz ze wzrostem wydajności wentylatora podmuchowego krzywe poszczególnych serii asymptotycznie zmierzają do wartości maksymalnych, które wyznaczają warunki wymiany ciepła i

temperatura spalin na wylocie z komory spalania t_k poszczególnych serii pomiarowych. Przy redukcji wydajności wentylatora krzywe wykazują zbieżność do wspólnej wartości minimalnej.

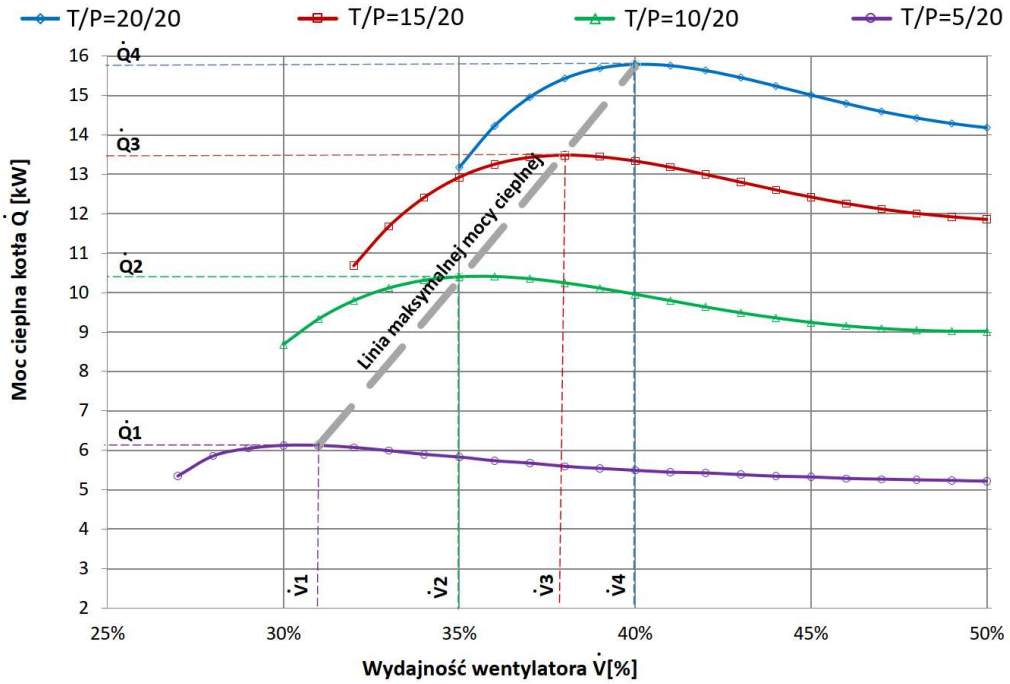
10.4. Wybrane wyniki obliczeń cieplnych

Na powyższych wykresach przedstawiono wyniki pomiarów podstawowych parametrów procesu spalania badanego kotła. Wyniki prezentowane poniżej zostały natomiast przygotowane w oparciu o pozostałe wielkości mierzone, które zostały poddane przeliczeniom. Dotyczy to takich parametrów jak moc chwilowa kotła, sprawność energetyczna, parametr M obliczony wg metody CKTI.

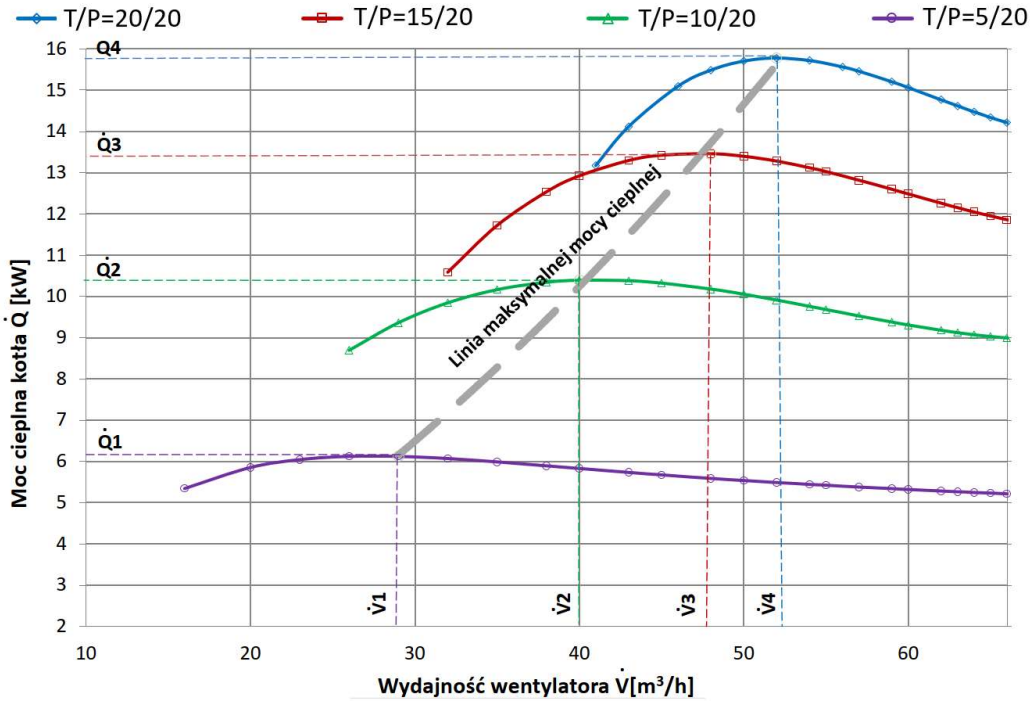
10.4.1. Moc cieplna kotła

Na wykresach (rys. 10.7.a - c) przedstawiono moce chwilowe kotła dla różnych serii pomiarowych T/P. Stwierdzono pewne podobieństwo krzywych opisujących graficznie moce cieplne kotła do krzywych opisujących temperatury spalin na wylocie z komory spalania t_k (rys. 10.3.a - c). Podobieństwo to dotyczy kształtu, charakteru zmian oraz miejsca występowania wartości maksymalnych (rys. tab. 10.5) dla tych samych wydajności wentylatora podmuchowego. Różnice pomiędzy wykresami dotyczą wartości oraz zmiany krzywizny. Należy jednak nadmienić, że różnicę w krzywiznach częściowo wynikają z różnych podziałek rzędnych wykresów obu wielkości. Wobec powyższego opisy dotyczące kształtu wykresów temperatury spalin na wylocie z komory spalania t_k umieszczone w poprzednim podrozdziale, pozostają aktualne dla wykresów mocy chwilowej kotła $\dot{Q}$.

Analogicznie jak w przypadku maksymalnych temperatur spalin na wylocie z komory spalania (t_k,) kolejnych serii pomiarowych T/P (rys. 10.3.a - c), także dla wykresów mocy chwilowej można wyznaczyć linie maksymalnej mocy cieplnej kotła (rys. 10.7.a - c). Linia łącząca kolejne punkty o najwyższych mocach serii pomiarowych T/P na wykresie (rys. 10.7.a.) jest zbliżona do odcinka prostego. Linearyzacja zależności pomiędzy wydajnością procentową wentylatora, a mocą kotła pozwala na precyzyjną regulację wydajności kotła i jego łatwe dopasowanie do zapotrzebowania na moc cieplną.

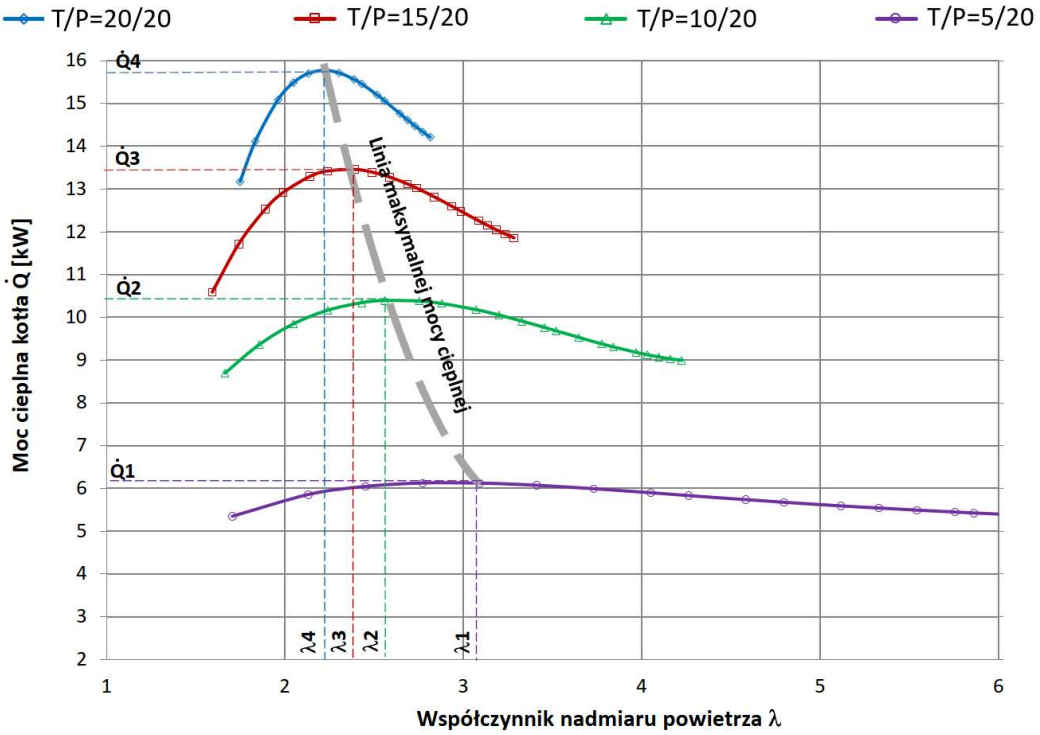


Rys. 10.7.a. Moc cieplna kotła odniesiona do wydajności wentylatora podanego w %



Rys. 10.7.b. Moc cieplna kotła odniesiona do wydajności wentylatora podanego w m^3/h

Na wszystkich wykresach mocy cieplnej kotła (rys. 10.7.a - c) można zauważyć, że występują znaczące zróżnicowanie krzywizn dla różnych serii pomiarowych T/P. Najbardziej stromy jest wykres dla serii T/P=20/20, gdzie do komory spalania dostarczono z paliwem największy strumień energii. W seriach pomiarowych, gdzie kolejno zmniejszano strumień energii dostarczany do komory spalania (15/20, 10/20, 5/20) następowało „wypłaszczanie" wykresu. Najbardziej płaski jest wykres dla serii T/P=5/20.



Rys. 10.7.c. Moc cieplna kotła odniesiona do współczynnika nadmiaru powietrza λ

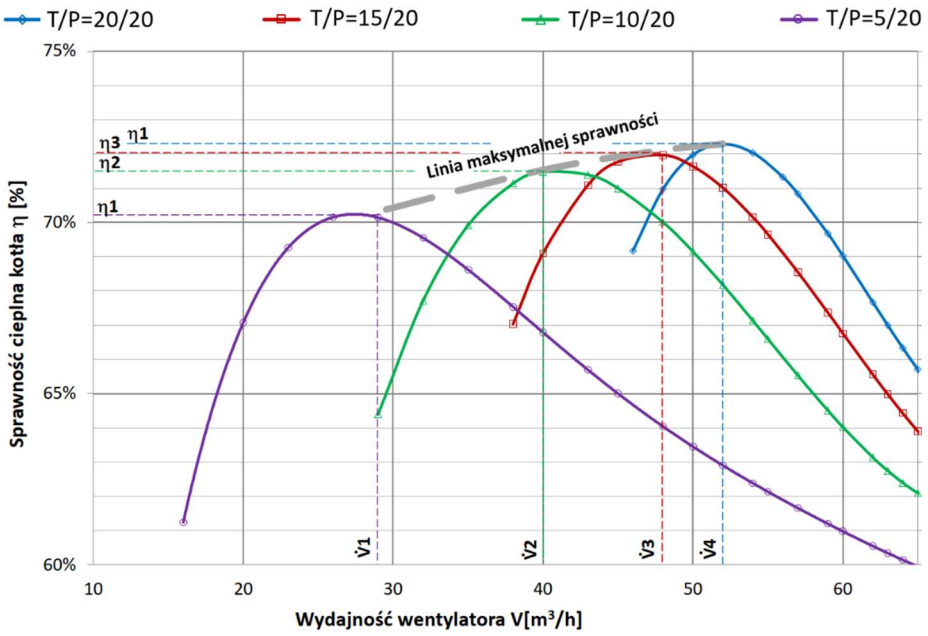
Na rys. 10.7.c w przypadku serii T/P=5/20 można zauważyć pewne odstępstwo od pozostałych serii pomiarowych, polegające na znaczącym przesunięciu wartości maksymalnej ($\dot{Q}1$) w prawo w stosunku do pozostałych wartości maksymalnych ($\dot{Q}2$, $\dot{Q}3$, $\dot{Q}4$). Wartość maksymalna w tej serii pomiarowej wystąpiła przy nieproporcjonalnie większej wartości współczynnika nadmiaru powietrza (λ1) niż dla pozostałych serii (tab. 10.5.).

Tabela 10.5. Maksymalne moce cieplne kotła $\dot{Q}$

Seria pomiarowa T/P	Wydajność wentylatora $\dot{V}$			Współczynnik nadmiaru powietrza λ	Maksymalna moc kotła $\dot{Q}$
5/20	$\dot{V}1$	31%	29 m^3/h	λ1=3,1	$\dot{Q}1$ =6,12 kW
10/20	$\dot{V}2$	35%	40 m^3/h	λ2=2,6	$\dot{Q}2$ =10,4 kW
15/20	$\dot{V}3$	38%	48 m^3/h	λ3=2,4	$\dot{Q}3$ =13,5 kW
20/20	$\dot{V}4$	40%	52 m^3/h	λ4=2,2	$\dot{Q}4$ =15,8 kW

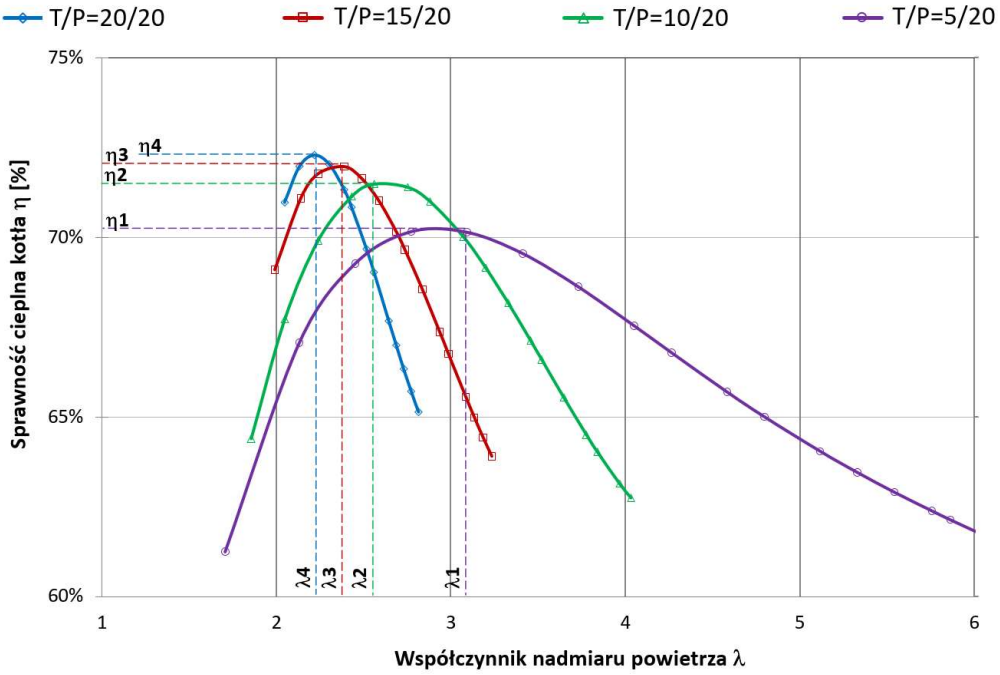
10.4.2. Sprawność kotła

Na rys. 10.8.a, b przedstawiono obliczone wartości sprawności kotła dla różnych serii pomiarowych T/P w zależności od strumienia powietrza podmuchowego. Wykresy sprawności badanego kotła dla różnych serii stanowią pochodną mocy chwilowej kotła, strumienia objętości wprowadzonego paliwa do komory spalania, gęstości nasypowej oraz wartości opałowej paliwa kolejnych serii pomiarowych. Kształty wykresów sprawności stanowią odwzorowanie kształtów mocy kotła odniesionych do wspólnej podstawy (bazy), którą stanowi energia wprowadzana z paliwem do komory spalania poszczególnych serii pomiarowych. Podzielenie mocy chwilowej kotła przez strumień energii wprowadzonej do komory spalania powoduje, iż wykresy sprawności względem siebie są graficznie wyrównane wertykalnie.



Rys. 10.8.a. Sprawność cieplna kotła odniesiona do wydajności wentylatora podanego w m^3/h

Punkty obrazujące graficznie maksymalne sprawności cieplne kotła (η1, η2, η3, η4) przez analogię do maksymalnych mocy cieplnych kotła ($\dot{Q}$) można połączyć linią (rys. 10.8.a). Linię tę można nazwać linią maksymalnej sprawności pracy kotła. Najwyższą sprawność cieplną uzyskuje kocioł przy największym strumieniu energii wprowadzonej z paliwem do komory spalania (T/P=20/20). Kolejno im mniejszy strumień energii wprowadzany do komory spalania serii T/P (15/20, 10/20, 5/20) tym mniejsza sprawność (tab. 10.6). Najwyższa sprawność energetyczna kotła (η4) występuje przy najmniejszej wartości współczynnika nadmiaru powietrza (λ4). Malejące sprawności energetyczne kotła pozostałych serii T/P (15/20, 10/20, 5/20), odpowiadają kolejno coraz wyższym współczynnikom nadmiary powietrza (λ3, λ2, λ1) zgodnie z poniższym wykresem (rys. 10.8.b).



Rys. 10.8b. Sprawność cieplna kotła odniesiona do współczynnika nadmiary powietrza λ

Tabela 10.6. Maksymalne sprawności cieplne kotła η

Seria pomiarowa T/P	Wydajność wentylatora $\dot{V}$			Współczynnik nadmiaru powietrza λ	Maksymalna sprawność η
5/20	$\dot{V}1$	31%	29 m^3/h	λ1=3,1	η1=70%
10/20	$\dot{V}2$	35%	40 m^3/h	λ2=2,6	η2=71,5%
15/20	$\dot{V}3$	38%	48 m^3/h	λ3=2,4	η3=72,%
20/20	$\dot{V}4$	40%	52 m^3/h	λ4=2,2	η4=72,5%

11. Szczegółowa analiza wyników

Szczegółowa analiza wyników zawiera wyniki pomiarów poddane przeliczeniom, które zostały porównane z parametrami pracy kotła.

11.1. Moc cieplna wprowadzana z paliwem do komory spalania

Paliwo do komory spalania dostarczane było w trybie ręcznego zadawania strumienia masy dla każdej serii pomiarowej T/P. W trybie tym indywidualnie zadawano czas pracy (T) podajnika paliwa oraz czas przerwy (P). Wartość opałowa spalanego peletu wynosiła B=17,5 MJ/kg, zaś strumień masy którą dostarczał podajnik śrubowy przy pracy ciągłej wynosił $\dot{m}p$ = 9,0 kg/h. Moc cieplna, którą dostarczał podajnik śrubowy z paliwem przy pracy ciągłej do komory spalania wynosiła $\dot{Q}p$=43,6 kW. Średnią moc cieplną, która była dostarczana do komory spalania z paliwem w poszczególnych seriach pomiarowych ujęto w tabeli (11.1).

Tabela 11.1. Strumień energii doprowadzany do komory spalania poszczególnych

Nr serii pomiarowej	Seria pomiarowa T/P	Czas podawanie paliwa (taktu) T	Czas przerwy (pauzy) P	Moc cieplna dostarczana z paliwem do komory spalania $\dot{Q}e$
1	5/20	5 s	20 s	$\dot{Q}e1$=8,7 kW
2	10/20	10 s	20 s	$\dot{Q}e2$=15,5 kW
3	15/20	15 s	20 s	$\dot{Q}e3$=18,7 kW
4	20/20	20 s	20 s	$\dot{Q}e4$= 21,8 kW

11.2. Sterowanie pracą wentylatora i podajnika paliwa w zależności od temperatury spalin na wylocie z komory paleniskowej kotła

Wyniki przeprowadzonych badań wskazują, że zachodzi odwrócona relacja pomiędzy temperaturą spalin na wylocie z komory spalania t_k, a zawartością tlenku węgla w spalinach z_{CO} (rys. 10.3-4). Im wyższa jest temperatura spalin t_k danej serii pomiarowej, tym niższa jest zawartość tlenku węgla w spalinach i odwrotnie. Powyższa zależność zachodzi także dla wartości ekstremalnych (tab. 10.1-2) w poszczególnych seriach pomiarowych T/P. W chwili gdy występuje najwyższa temperatura spalin (t_k1, t_k2, t_k3, t_k4) w serii pomiarowej, to zawartość tlenku węgla w spalinach ($z1_{CO}$, $z2_{CO}$, $z3_{CO}$, $z4_{CO}$) jest najniższa. Najniższa zawartość tlenku węgla w spalinach ($z1_{CO}$, $z2_{CO}$, $z3_{CO}$, $z4_{CO}$) występuje dla wydajności wentylatora podmuchowego ($\dot{V}1$, $\dot{V}2$, $\dot{V}3$, $\dot{V}4$) przy najwyższej temperaturze spalin. Spowodowane jest to najlepszymi warunkami spalania, panującymi w komorze paleniskowej w tych punktach. Najwyższa temperatura spalin (t_k1, t_k2, t_k3, t_k4) w danej serii pomiarowej T/P (rys. 10.3) pozwala na maksymalne dopalenie tlenku węgla CO do dwutlenku węgla CO_2. Wobec powyższego zawartość tlenku węgla ($z1_{CO}$, $z2_{CO}$, $z3_{CO}$, $z4_{CO}$) jest najniższa (rys. 10.4).

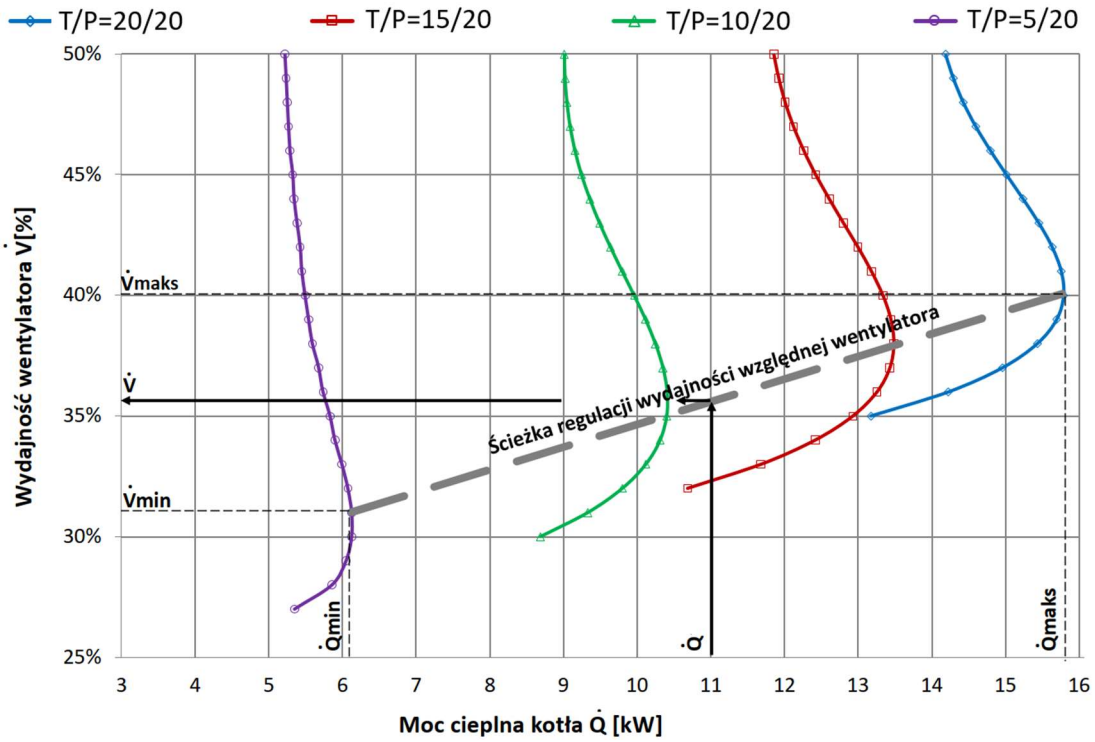
Dla każdej serii pomiarowej, przy redukcji wydajności wentylatora podmuchowego ($\dot{V}1$, $\dot{V}2$, $\dot{V}3$, $\dot{V}4$) poniżej wartości odpowiadających maksymalnym temperaturom (t_k1, t_k2, t_k3, t_k4), następuje szybki spadek temperatury spalin w komorze spalania (rys. 10.3.). Jest to spowodowane niezupełnym spalaniem węgla

zawartego w paliwie, czego konsekwencją jest gwałtowny wzrost zawartości tlenku węgla w spalinach powyżej wartości minimalnych ($z1_{CO}$, $z2_{CO}$, $z3_{CO}$, $z4_{CO}$) dla wszystkich serii pomiarowych (rys. 10.4.). Mniejsza ilość powietrza wprowadzanego do komory spalania oznacza bowiem mniej doprowadzanego tlenu, wobec czego mniej reaktywny składnik paliwa, jakim jest węgiel nie ulega spaleniu zupełnemu. Przy dalszej redukcji ilości powietrza wprowadzanego do komory spalania zaobserwowano wydzielanie się sadzy. Niezupełne i niecałkowite spalanie oznacza także mniejszą ilość ciepła wydzielonego w komorze spalania, czego objawem jest spadek temperatury t_k. Mniejsza ilość wprowadzonego powietrza nie wstrzymuje endotermicznego procesu zgazowania, wstrzymuje natomiast egzotermiczny proces spalania. Oba mechanizmy wymienione powyżej, w sposób naturalny prowadzą do redukcji temperatury spalin w komorze spalania, dodatkowej emisji tlenku węgla oraz początku wydzielania się sadzy.

Przy wzroście strumienia objętości powietrza doprowadzanego do komory spalania ponad wartości $\dot{V}1$, $\dot{V}2$, $\dot{V}3$ oraz $\dot{V}4$ następuje łagodne, asymptotyczne obniżanie się temperatury spalin na wylocie z komory spalania (rys. 10.3.), a tym samym także w samej komorze spalania. Spowodowane jest to wprowadzeniem zbędnego powietrza balastowego, które podgrzewa się pobierając ciepło od spalin, nie biorąc udziału w procesie spalania i wytwarzaniu ciepła. Większy strumień mieszaniny spalin i dodatkowego powietrza oznacza także wzrost prędkości przemieszczających się gazów, a więc krótsze ich przebywanie w komorze spalania. Towarzyszy temu wzrost zawartości tlenku węgla w spalinach (rys. 10.4.), z powodu skrócenia czasu ekspozycji spalin na działanie wysokiej temperatury oraz wychłodzenia komory spalania. Punkty pracy kotła przy maksymalnej temperaturze panującej w komorze spalania ($\dot{V}1$, $\dot{V}2$, $\dot{V}3$, $\dot{V}4$ - rys. 10.3.), którym odpowiadają najniższe stężenia tlenku węgla w spalinach ($z1_{CO}$, $z2_{CO}$, $z3_{CO}$, $z4_{CO}$ - rys. 10.4.) są optymalnymi punktami jego pracy kotła.

Występuje także spójność pomiędzy temperaturą spalin uchodzących z komory spalania t_k, a mocą cieplną $\dot{Q}$ oraz sprawnością energetyczną kotła η. Potwierdzają to wykresy temperatur spalin t_k (rys. 10.3.), mocy cieplnych $\dot{Q}$ (rys. 10.7.) oraz sprawności kotła η (rys. 10.8) dla każdej serii pomiarowej. Wzrost temperatury t_k wiąże się ze wzrostem mocy cieplnej $\dot{Q}$ i wzrostem sprawności energetycznej kotła η dla danej serii pomiarowej T/P. Analogiczna jest sytuacja przy spadku temperatury spalin t_k. Powyższa relacja jest zachowana dla wartości maksymalnych powyższych wielkości. Najwyższa moc cieplna ($\dot{Q}1, \dot{Q}2, \dot{Q}3, \dot{Q}4$) oraz najwyższa jego sprawność (η1, η2, η3, η4) występuje przy najwyższej temperaturze spalin uchodzących z komory spalania (t_k1, t_k2, t_k3, t_k4).

Dla stworzenia algorytmu sterowania pracą kotła konieczne jest powiązanie wydajności wentylatora podmuchowego oraz podajnika paliwa z oczekiwaną mocą kotła. Aby taką zależność uzyskać można odwrócić wykres moc cieplnej ($\dot{Q}$) kotła odniesiony do wydajności wentylatora ($\dot{V}$) o 90 stopni w prawo (rys. 10.7.a). Linia maksymalnej mocy cieplnej serii pomiarowych T/P (rys. 10.7.a) w nowym układzie współrzędnych będzie służyć za ścieżkę regulacji wydajności wentylatora (rys. 11.1).



Rys. 11.1. Ścieżka regulacji wydajności względnej wentylatora

Wartości brzegowe ścieżki regulacji ujęto w tabeli (tab. 11.2). Na ich podstawie wyznaczono zależność pomiędzy wydajnością względną wentylatora ($\dot{V}$) a mocą kotła ($\dot{Q}$):

$$\dot{V} = 0{,}929 \times 10^{-2} \times \dot{Q} + 2{,}53 \times 10^{-1} \qquad (11.1)$$

Dla badanego kotła jest to linia prosta (rys. 11.1) co świadczy o optymalnie dopasowanej charakterystyce wentylatora do charakterystyki mocy cieplnej kotła ($\dot{Q}$). Linearyzacja zależności pomiędzy wydajnością procentową wentylatora ($\dot{V}$), a mocą cieplną kotła ($\dot{Q}$) pozwala na precyzyjną regulację wydajności kotła i jego dopasowanie do zapotrzebowania na moc cieplną.

Tabela 11.2. Obszar pracy kotła w zakresie mocy i wydajności względnej wentylatora

Lp	Wydajność went. $\dot{V}$	Moc kotła $\dot{Q}$
1	$\dot{V}_{min}$=31 %	$\dot{Q}_{min}$=6,12 kW
2	$\dot{V}_{maks}$=40 %	$\dot{Q}_{min}$=15,8 kW

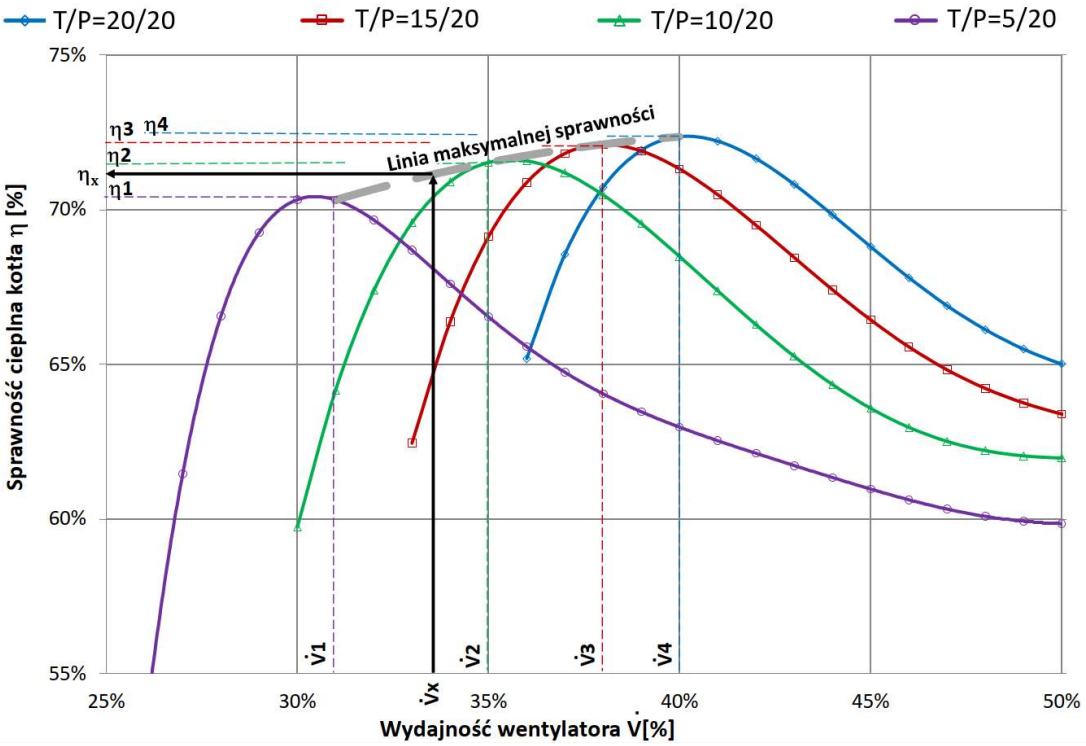
Dla określenia parametrów sterowania podajnikiem paliwa w funkcji mocy cieplnej kotła, należy obliczyć zależność pomiędzy czasem pracy palnika T (takt) oraz czasem przerwy P (pauza) w postaci: T/(T+P) wg wzoru:

$$\frac{T}{(T+P)} = \frac{100\times(\dot{Q})}{(B\times\rho\times\dot{V}\mathrm{p}\times\eta)} \qquad (11.2)$$

Jedyną niewiadomą w powyższej zależności jest sprawność kotła, która jest zmienną zależną od mocy cieplnej kotła. Znając zależność (11.1) pomiędzy wydajnością wentylatora ($\dot{V}$) a mocą kotła ($\dot{Q}$), dla dowolnej jego mocy ($\dot{Q}x$) z zakresu pracy pomiędzy mocą minimalna ($\dot{Q}_{min}$) a maksymalną ($\dot{Q}_{maks}$) zgodnie z tabelą

11.2, można określić wydajność wentylatora podmuchowego ($\dot{V}x$). Na podstawie wykresu sprawności maksymalnej kotła (rys. 11.2) można odczytać sprawność kotła w punkcie pracy η_x. Linię maksymalnych sprawności kotła oznaczoną kolorem szarym wykresu (rys. 11.2) można także opisać za pomocą następującej zależności dla wydajności względnych wentylatora wyrażonych w procentach:

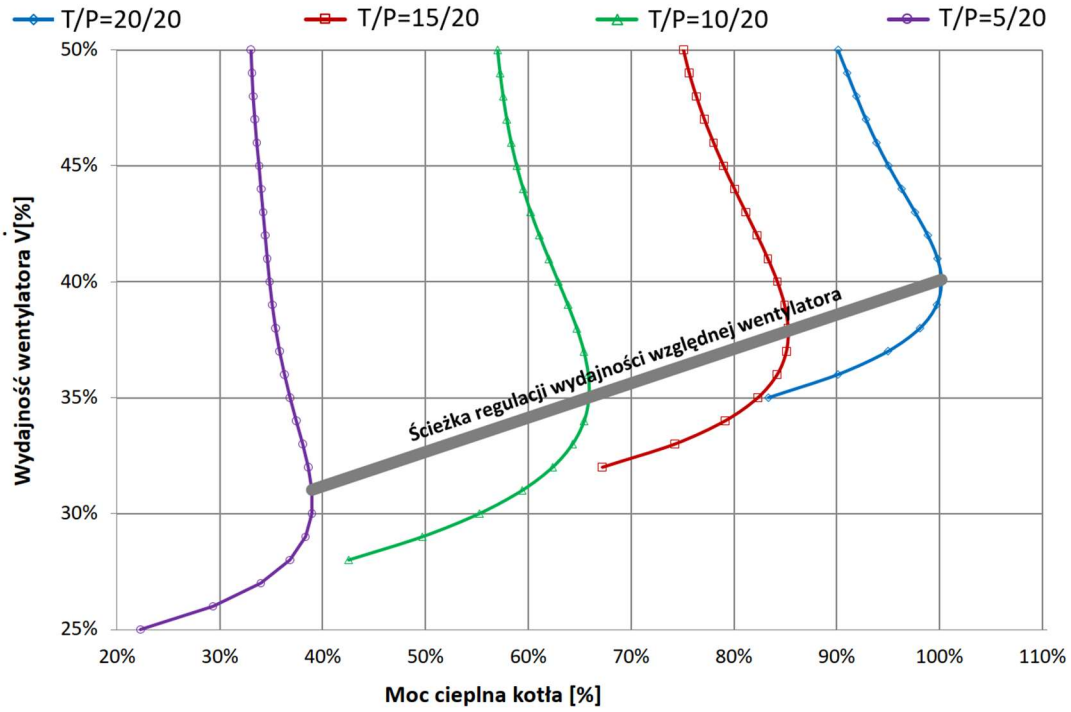
$$\eta_{maks} = -1{,}50 \times 10^{2} \left(\frac{\dot{V}}{100}\right)^{2} + 1{,}29 \times \frac{\dot{V}}{100} - 4{,}47 \times 10^{-1} \qquad (11.3)$$



Rys. 11.2. Sprawność cieplna kotła odniesiona do wydajności wentylatora podanego w %

Dla stworzenia bardziej uniwersalnego algorytmu sterowania pracą kotła, opartego wyłącznie na wartościach względnych można wykorzystać wykres, który będzie stanowił odwzorowanie względnej mocy cieplnej kotła do wydajności względnej wentylatora (rys. 11.3).

Uniwersalny algorytm sterowania znajduje zastosowanie w kotłach sąsiadujących w typoszeregu. Taki przypadek może mieć miejsce, gdy dwa kotły o kolejnych mocach w typoszeregu posiadają identyczną konstrukcję tj. taki sam wymiennik ciepła, palnik, komorę spalania, sterownik, itd. Jedyna różnica pomiędzy nimi to nominalna moc cieplna oraz nastawy automatyki. Taki przypadek ma miejsce w przypadku kotłów Herz serii PelletStar BioControl 20 i 30 firmy Herz.



Rys. 11.3. Uniwersalna ścieżka regulacji wydajności względnej wentylatora

Operowanie na wartościach względnych na etapie tworzenia algorytmu jest zalecane. Jednym z powodów jest lepsze dopasowanie i zbliżenie do rzeczywistego procesu sterowania w automatyce kotła. Proces sterowania realizowany przez regulatory kotłów wykonywany jest na przetransformowanych parametrach względnych wielkości fizycznych podlegających regulacji. Drugim powodem jest łatwość w zakresie sterowania elementami wykonawczymi, takimi jak podajnik paliwa i wentylator. Operowanie procentową wydajnością wentylatora jest wygodnym rozwiązaniem z punktu widzenia praktycznej realizacji procesu regulacji za pomocą np. falownika. Bazując na bezwzględnych strumieniach objętości powietrza, wyrażonych w m^3/h, napotkamy problem związany z wiarygodnym pomiarem tego strumienia. Przy poprawnie dobranej charakterystyce wentylatora do charakterystyki kotła, otrzymujemy linearyzację procesu sterowania (rys. 11.1). Nawet jeśli nie uda się uzyskać linearyzacji procesu na poziomie sterowania, można korygować nielinearne zależności na drodze korekt w programowanie.

Zaproponowany proces sterowania wentylatorem i podajnikiem paliwa, zapewnia pracę kotła przy możliwie najwyższej sprawności cieplnej (tab. 10.6), przy maksymalnych mocach chwilowych kotła (tab. 10.5) i maksymalnej temperaturze w komorze spalania (tab. 10.1), która gwarantuje najmniejszą możliwą emisję tlenku węgla (tab. 10.2) i sadzy do atmosfery. Zakresy uzyskiwanych temperatur na wylocie z komory spalania t_k (tab. 10.1) są znacznie poniżej temperatury topnienia popiołu ze spalania peletu drzewnego, które wg literatury są w zakresie 1230÷1370 [173]. W trakcie badań nie stwierdzono powstawania szlaki, topnienia lub aglomeryzacji popiołu.

Warunkiem koniecznym sterowania pracą kotła wg zaproponowanego algorytmu jest doposażenie badanego kotła w czujnik temperatury, który będzie mierzył temperaturę na wylocie gazów spalinowych z komory spalania. Umożliwi on ograniczoną dynamiczną korektę parametrów sterowania procesem spalania w przypadku zastosowania peletu drzewnego, spełniającego wymagania przedmiotowych norm, ale

odbiegających od paliwa referencyjnego, na które był poddany badaniu kocioł. Zabudowany czujnik pozwoli na rozbudowanie algorytmu sterowania o funkcję ograniczonej autoadaptacji, polegającej na automatycznym korygowaniu parametrów sterowania dla uzyskania najwyższej możliwej temperatury na wylocie z komory spalania. Funkcja ta będzie działać na zasadzie zbierania informacji o nastawach, przy których występowała najwyższa temperatura w komorze spalania w trakcie pracy kotła w poszczególnych zakresach.

W rzeczywistym procesie sterowania nigdy nie uzyskuje się statycznych parametrów pracy kotła, parametry kotła zawsze oscylują wokół wartości średnich. Typowe algorytmy sterowania pracą podajnika paliwa i wentylatora najczęściej wiążą procentową wydajność wentylatora z wydajnością objętościową podajnika paliwa przy danym trybie pracy (faza zapłonu, rozpalania, obciążenie częściowe, regulacja, wygaszania) [43]. Ustawienia powyższe koryguje się w trakcie pierwszego uruchomienia kotła dla danego paliwa. W badanym kotle EKO PLUS brak takiego czujnika, jako wyposażenia standardowego. Czujnik taki znajduje się natomiast w kotle referencyjnym PelletStar. Jedną z opcji sterowania kotła referencyjnego jest sterowanie pracą kotła w oparciu o temperaturę spalin na wylocie z komory spalania.

11.3. Sterowanie pracą wentylatora i podajnika paliwa w funkcji udziału tlenu w spalinach

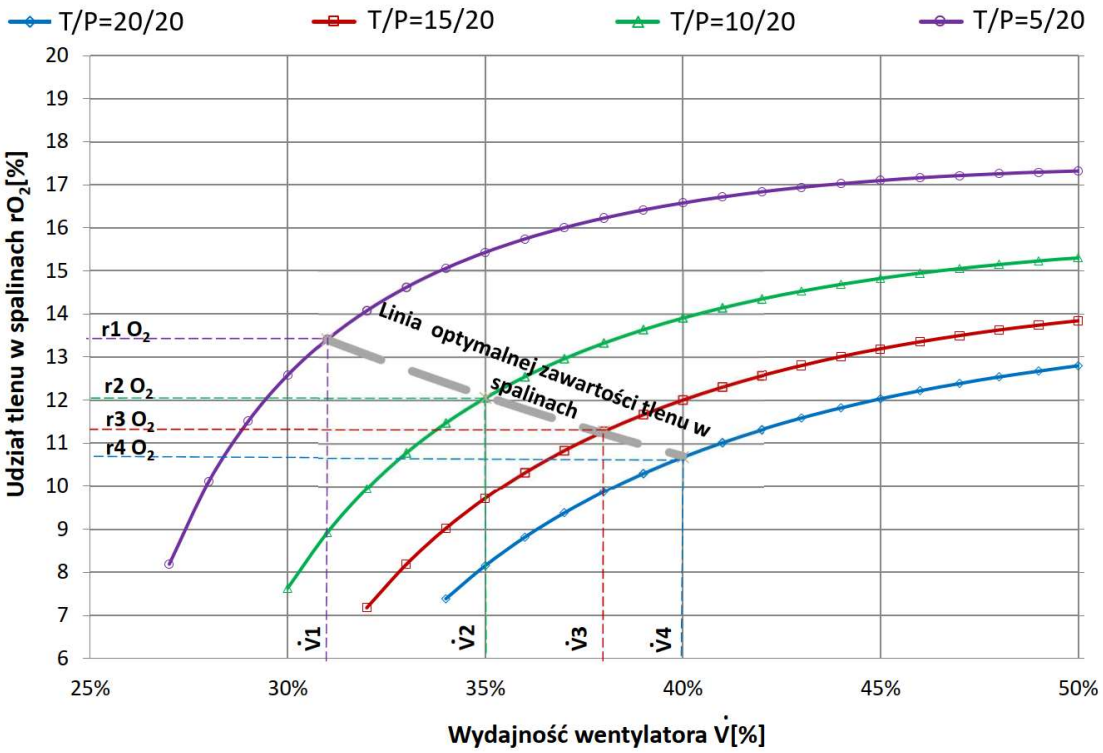
W trakcie badań stwierdzono, że udział tlenu w spalinach dla serii pomiarowych T/P przy wydajnościach wentylatora ($\dot{V}1$, $\dot{V}2$, $\dot{V}3$, $\dot{V}4$), gdy występowały najwyższe temperatury spalin (t_k1, t_k2, t_k3, t_k4) oraz najniższe zawartości tlenku węgla w spalinach ($z1_{CO}$, $z2_{CO}$, $z3_{CO}$, $z4_{CO}$) był zbliżone (rys. 11.4). Poza serią T/P=5/20, średnia różnica pomiędzy sąsiednimi seriami nie była większa niż 0,66% (tab. 11.3). Dla serii T/P=5/20 i T/P=10/20 różnica zawartości tlenu w spalinach wynosiła 1,3%, co stanowiło dwukrotną średnią różnicę pomiędzy pozostałymi seriami. Współczynnik nadmiaru powietrza serii T/P=5/20 ($\lambda1$=3,1), także znacząco odbiega od współczynników nadmiaru powietrza pozostałych serii ($\lambda2$=2,6, $\lambda3$=2,4, $\lambda4$=2,2). Wymienione różnice wskazują, że seria T/P=5/20 stanowi odstępstwo od reguły. Na podstawie wykresu i danych tabelarycznych można stwierdzić, że wraz ze wzrostem maksymalnej temperatury spalin serii pomiarowej (t_k1, t_k2, t_k3, t_k4), zawartość tlenu malała ($r1_{O2}$, $r2_{O2}$, $r3_{O2}$, $r4_{O2}$), malał także współczynnik nadmiaru powietrza ($\lambda1$, $\lambda2$, $\lambda3$, $\lambda4$).

Tabela 11.3. Udział tlenu w spalinach dla najwyższych temperatur spalin t_k

Seria pomiarowa T/P	Wydajność wentylatora $\dot{V}$			Współczynnik nadmiaru powietrza λ	Maksymalna sprawność η
5/20	$\dot{V}1$	31%	29 m^3/h	$\lambda1$=3,1	$r1_{O2}$=13,4%
10/20	$\dot{V}2$	35%	40 m^3/h	$\lambda2$=2,6	$r2_{O2}$=12,1%
15/20	$\dot{V}3$	38%	48 m^3/h	$\lambda3$=2,4	$r3_{O2}$=11,3%
20/20	$\dot{V}4$	40%	52 m^3/h	$\lambda4$=2,2	$r4_{O2}$=10,7%

Pomimo wskazanych powyżej różnic charakteryzujących zawartość tlenu w spalinach ($r1_{O2}$, $r2_{O2}$, $r3_{O2}$, $r4_{O2}$), punkt udziału tlenu dla maksymalnych temperatur spalin t_k układa się wzdłuż linii (rys. 11.4). Tak

wyznaczoną linię można nazwać linią optymalnej zawartości tlenu w spalinach i wykorzystać do korekty sterowania procesem spalania.



Rys. 11.4. Udział tlenu w spalinach odniesiony do wydajności wentylatora podanej w %

Linię optymalnej zawartości tlenu w spalinach można opisać za pomocą następującej zależności, dla wydajności względnych wentylatora wyrażonych w procentach:

$$r_{O2} = -2{,}998 \times 10^{1} \frac{\dot{V}}{100} + 2{,}265 \times 10^{1} \tag{11.4}$$

Równanie (11.4) można wykorzystać do korekty parametrów sterowania pracą kotła, w oparciu o udział tlenu w spalinach, dla zadanej chwilowej mocy kotła zgodnie z zapotrzebowaniem na moc cieplną. Aby zapewnić optymalną pracę kotła przy zmiennej jakości paliwa, odbiegającej od jakości paliwa referencyjnego, przy którym prowadzono badania, kocioł należy wyposażyć w sondę lambda, zabudowaną na ciągu spalinowym. Sonda lambda pozwoli na korektę algorytmu sterowania dla paliwa o nieco innej gęstości nasypowej, innej wartości opałowej lub zmiennych warunków hydraulicznych przepływu spalin, np. nadmierny ciąg kominowy.

Przy powiązaniu chwilowego obciążenia kotła z wydajnością podajnika paliwa i sprawnością kotła, wydajność procentową wentylatora można odczytać na linii optymalnej zawartości tlenu w spalinach, które może stanowić podstawę do stworzenia alternatywnego algorytmu sterowania praca kotła.

Oparcie procesu sterowania pracą kotła wyłącznie na temperaturze w komorze spalania, niesie ze sobą niebezpieczeństwa zejścia z optymalnej ścieżki sterowania w przypadku paliwa o odmiennych parametrach niż referencyjne lub niekorzystnych warunków, związanych z ciągiem kominowym. Jeżeli algorytm sterowania zostanie wyposażony w funkcję autoadaptacji, wówczas wiązać się to będzie z oscylowaniem

temperatury spalin wokół maksymalnej temperatury spalania. Przeprowadzone badania wskazują, że nawet przy nieznacznych zmianach wydajności wentylatora podmuchowego w stosunku do wydajności optymalnej ($\dot{V}1$, $\dot{V}2$, $\dot{V}3$, $\dot{V}4$) następuje znaczący wzrost zawartości tlenku węgla w spalinach (rys. 10.4a, b). Wzrost ten ma miejsce zarówno przy zmniejszeniu wydajności optymalnej, jak i jej zwiększeniu. Z charakteru krzywych zawartości tlenku węgla z_{CO} w spalinach wynika, że silniejszy wzrost zawartości tlenku węgla występuje przy redukcji strumienia powietrza. Wynika on z braku wystarczającej ilości powietrza do spalania i obniżeniem się temperatury spalin. W przypadku zwiększenia strumienia powietrza powyżej wartości optymalnej ($\dot{V}1$, $\dot{V}2$, $\dot{V}3$, $\dot{V}4$) udział tlenu w powietrzu do spalania jest wystarczający, obniża się jedynie temperatura spalin. Z tego można wysnuć wniosek, że obniżenie temperatury spalin w tym zakresie temperatur skutkuje mniej negatywnie na emisję tlenku węgla, jak zmniejszenie ilości powietrza do spalania. Jak wąski jest zakres dopuszczalnych odstępstw strumienia powietrza podmuchowego od wartości optymalnych, obrazuje wykres zawartości tlenku węgla z_{CO} od współczynnika nadmiaru powietrza (rys. 10.4c). Dla $\lambda 4 = 2{,}2$ minimalna zawartość tlenku węgla w spalinach $z4_{CO}$=80 PPM (tab. 10.2). Zmniejszenie strumienia powietrza podmuchowego o 10%, dla którego współczynnik nadmiaru powietrza się zmniejszy do wartości $\lambda 4' = 2{,}0$, spowoduje zwiększenie zawartości tlenku węgla w spalinach do wartości $z4'_{CO}$=180 PPM, co stanowi wzrost o 225%. Technicznie dopuszczane wahania strumienia powietrza podmuchowego o 10% powodują znaczący wzrost emisji tlenku węgla oraz zmniejszenia mocy cieplnej kotła z 15,5kW do 15,3kW (rys. 10.7.c).

Aby zredukować negatywny wpływ zmian temperatury w komorze spalania, związany ze skanowaniem optymalnego punktu pracy kotła lub związany z uchybem regulacji, należy zastosować korektę regulacji opartą o zawartość tlenu w komorze spalania. W przypadku poszukiwania maksymalnej temperatury spalin t_k sterownik musi skanować obszar pracy kotła przez zmniejszanie i zwiększanie strumienia powietrza podmuchowego, wychodząc z obszaru potencjalnie optymalnego. W przypadku oparcia regulacji o optymalną zawartość tlenu w spalinach, sterownik może się jednostronnie zbliżać do wartości optymalnej, od strony wyższej wydajności wentylatora niż optymalna ($\dot{V}1$, $\dot{V}2$, $\dot{V}3$, $\dot{V}4$), ponieważ jest znana wartość graniczna ($r1_{O2}$, $r2_{O2}$, $r3_{O2}$, $r4_{O2}$), której nie należy przekraczać (rys. 11.4.).

Kocioł referencyjny PelletStar BioControl jest wyposażony w sondę lambda, która jest wpięta w algorytm sterowania pracą urządzenia. Istnieje możliwość wyłączenia sondy lambda na wypadek awarii sondy lub na okres wykonywania nastaw serwisowych w trakcie pierwszego uruchomienia. Przeprowadzone badania na kotle PelletStar BioControl o nominalnej mocy 20 kW w warunkach eksploatacyjnych wykazały, że praca z włączoną sondą lambda, gdzie korekta sterowania uzależniona jest od udziału tlenu w spalinach, poprawia sprawność cieplną kotła o ok. 2,5% [228]. Potwierdza to wyższość regulacji pracy kotła na pelety drzewne z korektą sterowania w oparciu o zawartość tlenu w spalinach w stosunku do regulacji opartej wyłącznie o temperaturę spalin.

Zawartości tlenu w spalinach przy optymalnych wydajnościach wentylatora podmuchowego ($\dot{V}1$, $\dot{V}2$, $\dot{V}3$, $\dot{V}4$), wszystkich serii pomiarowych były wyższe od zawartości tlenu w spalinach uzyskiwanych w trakcie pracy kotła referencyjnego uzyskiwana w trakcie pracy w trybie automatycznej. Najmniejszą różnica wystąpiła

dla serii pomiarowej T/P=20/20 i wyniosła 1,5%. Współczynnika nadmiaru powietrza λ dla wszystkich serii pomiarowych T/P dla optymalnych wydajności wentylatora podmuchowego ($\dot{V}1$, $\dot{V}2$, $\dot{V}3$, $\dot{V}4$) był powyżej współczynnika nadmiaru powietrza dla kotła referencyjnego (tab.11.3), który oscylował w wokół wartości λ=1,95.

Powyższe badania były przeprowadzone dla typowego paliwa, spełniającego wymagania energetyczne norm przedmiotowych. Przy zachowaniu parametrów normatywnych paliwa, może wystąpić spora rozbieżność w zakresie wartości opałowej paliwa odniesionej do jego objętości (gęstości energii zawartej w paliwie 2700 ÷ 4000 MJ/m^3) różnych dostaw. Ta różnica może wynikać z powodu szerokich widełek w zakresie gęstości nasypowej peletu drzewnego mogących sięgać 600 - 750 kg /m^3 i wartości opałowej zawierającej się w przedziale 16,5 - 19 MJ/kg. Na rynku jest także dostępny pelet drzeny II klasy lub nie klasyfikowany. Obecnie paliwa węglowe podlegają obowiązkowej klasyfikacji i dopuszczeniu do stosowania [12-16]. W przypadku peletu drzewnego brak tak rygorystycznych wymagań. Przy objętościowym dozowaniu paliwa do komory spalania (podajnik śrubowy), gęstość energii zawartej w paliwie wprost proporcjonalnie wpływa na strumień energii doprowadzonej do komory spalania oraz na parametry w niej panujące. Aby uniknąć problemów eksploatacyjnych, przy zmianie jakości lub gęstości energii paliwa, kocioł powinien być dodatkowo wyposażony przez producenta w czujnik zawartości tlenu w spalinach, umieszczony np. na czopuchu kotła dla dynamicznej korekty algorytmu sterowania.

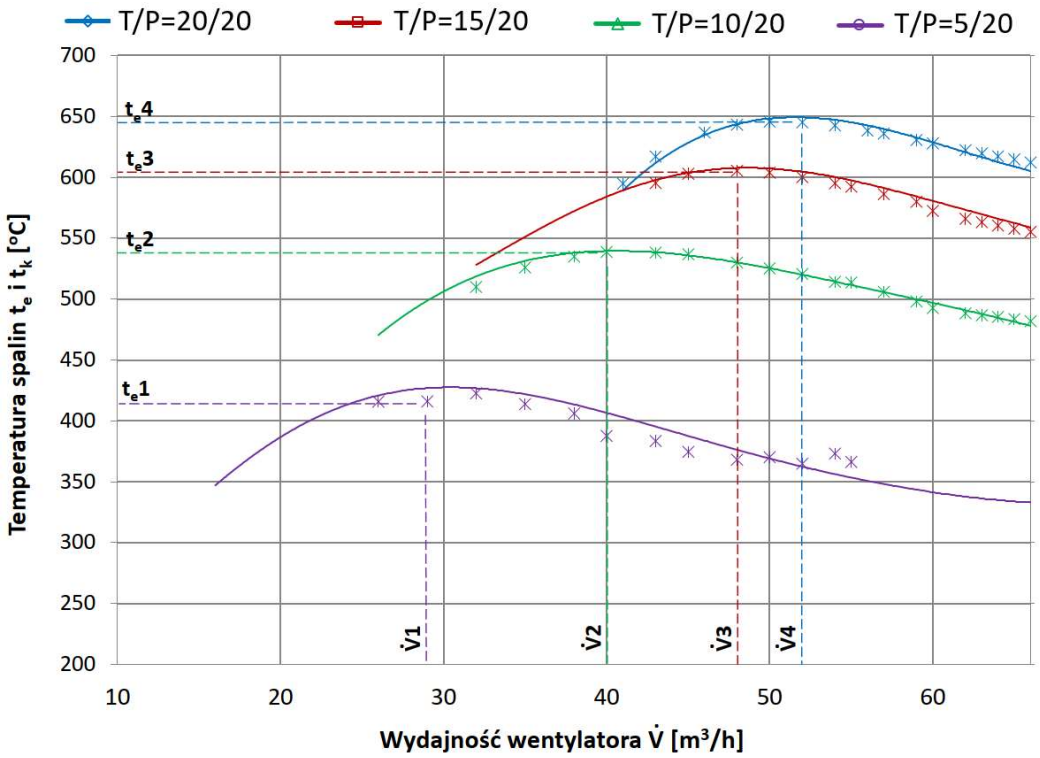
11.4. Pomiary i obliczenia temperatury spalin na wylocie z komory paleniskowej kotła

Po wykonaniu wszystkich serii pomiarowych T/P oraz w oparciu o otrzymane wyniki pomiarów temperatur t_k (tab.10.1) wykonano obliczenia temperatur spalin t_e na wylocie z komory paleniskowej za pomocą metody CKTI [23], opisanej w rozdziale 8 niniejszej pracy. Wyniki obliczeń temperatury t_e wraz ze zmierzonymi temperaturami spalin t_k przedstawiono na wykresie (rys. 11.5). Liniami ciągłymi oznaczono zmierzone temperatury spalin na wylocie z komory spalania t_k, zaś punktami oznaczono obliczone temperatury t_e. Zakres wydajności wentylatora podmuchowego dla którego wykonano obliczenia temperatur t_e został ograniczony w stosunku wydajności dla których wykonano pomiary temperatur spalin na wylocie z komory spalania t_k. Powyższe ograniczenia obejmowały najniższe wydajności wentylatora podmuchowego kotła we wszystkich seriach pomiarowych oraz najwyższe wydajności wentylatora serii pomiarowej T/P=5/20.

Powyższe ograniczenie wynikało z zakresu stosowania metody obliczeniowej CKTI, która przeznaczona jest do obliczeń komór paleniskowych kotłów, w których zachodzi spalanie w warunkach ustalonych. Przy redukcji strumienia powietrza podmuchowego w zakresie niskich wydajności wentylatora proces spalania zakłócony był przez niedobór powietrza. Skutkowało to dynamicznym wzrostem zawartości tlenku węgla w spalinach (rys.10.4.a) oraz przechodzeniem procesu spalania w kierunku zgazowywania paliwa.

Przy najniższych wydajnościach wentylatora podmuchowego badany proces znajdował się poza zakresem stosowania metody CKTI. Przy wysokiej wydajności wentylatora podmuchowego w trakcie trwania serii pomiarowej T/P=5/20 warunki pracy palnika odbiegały od założonych i znajdowały się poza zakresem

jego pracy. Jak wcześniej nadmieniono (rys. 10.2.) przy wysokiej wydajności wentylatora znacznie powyżej wydajności optymalnej ($\dot{V}1$) następowało wypalenie paliwa wewnątrz palnika i cofanie się płomienia do poziomu śruby napędowej. Zagadnienie zostało szczegółowo omówiono w rozdziale 10.1. Opisany powyżej proces spalania odbiegał od modelu obliczeniowego, gdzie ma zastosowanie metoda CKTI.



Rys. 11.5. Zmierzone i obliczone wartości temperatury spalin na wylocie z komory paleniskowej

Na podstawie rys. 11.5 można stwierdzić dobrą zbieżność wyników obliczeń temperatur spalin t_e przeprowadzonych metodą CKTI z wynikami pomiarów temperatur t_k, wykonanych w trakcie badań. Powyższą zbieżność potwierdzają wysokie współczynniki korelacji liniowej Pearsona porównanych wielkości (tab.11.4).

Tabela 11.4. Parametry zbieżności temperatur spalin t_k i t_e

Seria pomiarowa T/P	Współczynnik korelacji liniowej Pearsona	Maks, różnica $\Delta t=t_p-t_e$	Maks, różnica % $\Delta t_{\%}$
5/20	R^2 1=0,819	$\Delta t1=18^oC$	$\Delta t_{\%}1$= 4,6%
10/20	R^2 2=0,989	$\Delta t2=4^oC$	$\Delta t_{\%}2$= 0,8 %
15/20	R^2 3=0,991	$\Delta t3=8^oC$	$\Delta t_{\%}3$= 1,5%
20/20	R^2 4=0,991	$\Delta t4=7^oC$	$\Delta t_{\%}4$= 1,1%

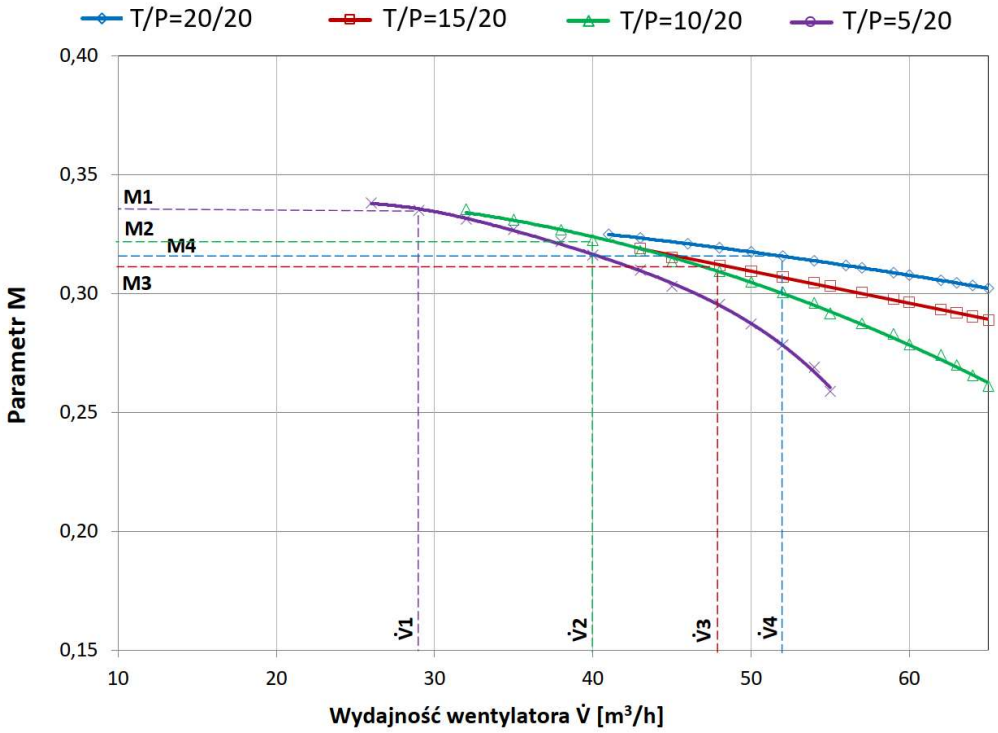
Jedynie w serii pomiarowej T/P=5/20 wystąpiło gorsze dopasowanie wyników obliczeń do wyników pomiarów w stosunku do pozostałych serii pomiarowych oraz wystąpiły największe różnice pomiędzy temperaturą zmierzoną t_k a obliczoną t_e. W przypadku każdej z serii pomiarowych oprócz T/P=5/20 można zauważyć najlepsze dopasowanie obu wielkości w środku wykresów, a najgorsze na ich końcach. Poza serią

T/P=5/20 wysokie dopasowanie wyników obliczeń do wyników pomiarów odnotowano dla wydajności wentylatora, odpowiadającej najwyższej temperaturze spalin na wylocie z komory spalania (tab.11.5). To wskazuje, że warunki panujące w optymalnych punktach pracy kotła są poprawnie odwzorowane przez metodę obliczeniową CKTI. Gorsze odwzorowanie temperatury t_k dla punków pracy kotła oddalonych od punków optymalnych ($\dot{V}1, \dot{V}2, \dot{V}3, \dot{V}4$) wskazuje na granicę stosowania metody.

Tabela 11.5. Temperatura spalin t_e obliczona wg metody CKTI oraz parametr M

Seria pomiarowa T/P	Wydajność wentylatora $\dot{V}$			Współczynnik nadmiaru powietrza λ	Temperatura spalin t_e	Temperatura spalin t_k	$\Delta t=t_k-t_e$	Parametr M
5/20	$\dot{V}1$	31%	29 m^3/h	λ1=3,1	t_e1=416°C	t_k1=429°C	Δt1=13 °C	0,330
10/20	$\dot{V}2$	35%	40 m^3/h	λ2=2,6	t_e2=539°C	t_k2=539°C	Δt2=0 °C	0,322
15/20	$\dot{V}3$	38%	48 m^3/h	λ3=2,4	t_e3=605°C	t_k3=607°C	Δt3=2 °C	0,311
20/20	$\dot{V}4$	40%	52 m^3/h	λ4=2,2	t_{e4}=645°C	t_k4=650°C	Δt4=5 °C	0,315

Przy obliczaniu temperatury spalin t_e opuszczających komorę spalania metodą CKTI występuje bezwymiarowy parametr M, związany z rodzajem paliwa i względnym położeniem palnika. Przeprowadzone badania wykazały, że jego wartość nie jest wielkością stałą dla badanego kotła i zależy od serii pomiarowej oraz wydajności wentylatora (rys. 11.6.).



Rys. 11.6. Parametr M odniesiony do wydajności wentylatora podanego w m^3/h

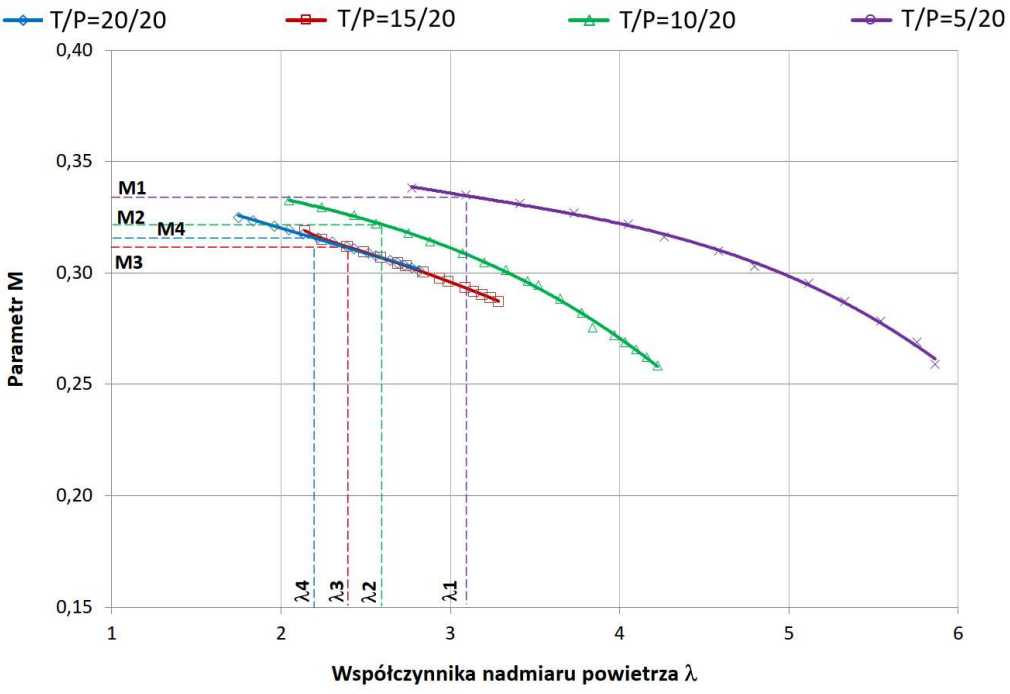
Wartość współczynnika M maleje wraz ze wzrostem wydajności wentylatora podmuchowego oraz rośnie ze średnią wydajnością podajnika paliwa w kolejnych seriach pomiarowych (T/P=5/20, T/P=10/20, T/P=15/20, T/P=20/20). Dla kolejnych serii pomiarowych T/P jego wartość była różna dla tych samych wydajności wentylatora, przy czym najwyższa wartość występuje dla serii o największym strumieniu mocy

cieplnej wprowadzanej do komory spalania z paliwem (T/P=20/20) i kolejno się obniża dla pozostałych serii (T/P=15/20, T/P=10/20, T/P=5/20).

Na podstawie wykresu (rys. 11.6.) można stwierdzić, że linie reprezentujące parametr M są ciągłe i przy zmniejszaniu wydajności wentylatora zbiegają się ku sobie. Żadna z linii reprezentujących parametr M na wykresie nie wykazuje miejsc ekstremalnych w postaci minimum lub maksimum. Dla parametrów pracy kotła z najwyższą mocą cieplną w danej serii pomiarowej ($\dot{V}1$, $\dot{V}2$, $\dot{V}3$, $\dot{V}4$) skrajne wartości parametru M (M1, M4) nie różnią się znacząco, zaś ich różnica procentowa nie przekracza 6% (tab.11.5).

Jak już nadmieniono parametr M związany jest z rodzajem paliwa i względnym położeniem palnika. We wszystkich seriach pomiarowych T/P było stosowane to samo paliwo, pochodzące z jednej dostawy od jednego producenta, a więc parametr M nie mógł ulec zmianie z powodu zmiany paliwa. Palnik kotła był zamocowany trwale w komorze spalania i w trakcie badań nie był przemieszczany. Serie pomiarowe T/P następowały kolejno po sobie od najwyższej mocy kotła T/P=20/20 do najniżej T/P=5/20. Jeżeli występowały dłuższe przerwy pomiędzy seriami pomiarowymi, to zawsze kolejność była jak wyżej. W trakcie badań kocioł nie był wykorzystywanych do celów dydaktycznych. Kocioł był badany jak dla warunków eksploatacyjnych, gdzie zabrudzenie komory spalania było zbliżone w każdej serii pomiarowej. W przypadku zastosowania nowego kotła, po uruchomieniu serwisowym w pierwszej fazie eksploatacji następuje szybki przyrost zabrudzenia komory spalania zanieczyszczeniami stałymi w postaci sadzy i lotnego popiołu unoszonego ze spalinami. W trakcie przeprowadzenia badań kocioł był po dłuższym okresie używania i był jak w stanie zabrudzenia eksploatacyjnego.

Wykresy parametru M (rys. 11.7) wskazują, że ulegał on zmianom zarówno co do serii pomiarowych, jak i fazy danej serii pomiarowej.



Rys. 11.7. Parametr M odniesiona do współczynnika nadmiaru powietrza λ

W trakcie badań występowało zjawisko, o którym wspomniano na początku wcześniejszego rozdziału, charakterystyczne przy spalaniu peletu drzewnego, a prawie nie występujące przy spalaniu węgla kamiennego w postaci ekogroszku. Wraz z redukcją mocy cieplnej kotła, następowało obniżenie się podstawy płomienia a w konsekwencji i samego płomienia (rys. 10.2). Przy mocy cieplnej kotła bliskiej maksymalnej (T/P=20/20) i niskiej wydajności wentylatora, podstawa płomienia była w górnej części retorty na poziomie korony. Wraz z redukcją mocy cieplnej następowało obniżenie się podstawy płomienia. Przy najmniejszej mocy cieplnej kotła (T/P=5/20) i wysokiej wydajności wentylatora podmuchowego ($\dot{V}>>\dot{V}1$) podstawa płomienia zrównywała się z poziomem śruby napędowej podajnika paliwa znajdującą się u jego podstawy. Palnik retortowy nie zmieniał swojego położenia w komorze spalania, podczas gdy płomień zmieniał swoje położenie w pionie, aż do zupełnego zejścia poniżej korony palnika. Zmiana położenia płomienia związana była z mocą cieplną palnika i wydajnością wentylatora. Dało to efekt jakby palnik z płomieniem zmieniał swoje położenie względem komory spalania. Wobec tego zmianę parametru M można wiązać bezpośrednio z mocą cieplną kotła i wydajnością wentylatora podmuchowego, co potwierdzają wykresy (rys. 11.7).

Na rys. 11.6 linie reprezentujące parametr M serii T/P=20/20 i T/P=15/20 biegną prawie równolegle względem siebie, co wyróżnia je w stosunku do linii reprezentujących pozostałe serie pomiarowe (T/P=10/20 i T/P=5/20). Podobieństwo serii pomiarowych T/P=20/20 i T/P=15/20 dobitnie widoczne jest na rys. 11.7, który najlepiej odzwierciedla podobieństwo warunków panujących w komorze spalania dla różnych serii pomiarowych. Jest to związane ze sprowadzeniem warunków panujących w komorze spalania do wspólnego mianownika, czyli do pokazania parametrów technicznych procesu spalania w warunkach, gdy jest zachowana proporcja pomiędzy strumieniem powietrza, a strumieniem paliwa wprowadzanego do komory spalania. Nie jest to pełne podobieństwo, ponieważ w prawie zamkniętej przestrzeni komory spalania wektory prędkości powietrza i spalin układają się różnie, przy różnych wydajnościach wentylatora podmuchowego kolejnych serii pomiarowych ($\dot{V}1, \dot{V}2, \dot{V}3, \dot{V}4$). Ponadto dla każdej serii pomiarowej T/P inny jest udział energii cieplnej generowanej w stosunku do kubatury komory spalania oraz płaszczyzn opromieniowanych.

Na wykresie przestawiającym parametr M w funkcji współczynnika nadmiaru powietrza λ (rys. 11.7) można zauważyć, że linie serii pomiarowych T/P=15/20 oraz T/P =20/20 w znacznej części się pokrywają. Pokrywają się także w zakresie współczynników nadmiaru powietrza odpowiadającym wydajności optymalnych (λ3 i λ4). Natomiast linia reprezentująca parametr M dla serii T/P=5/20 jest znacząco oddalona od pozostałych linii, które reprezentują pozostałe serie pomiarowe T/P. A zatem wniosek o zależności parametru M od mocy kotła i wydajności wentylatora podmuchowego można poszerzyć o zależność związaną z podobieństwem warunków panujących w komorze spalania. Jeżeli warunki panujące w komorze spalania są podobne, to punkty opisujące parametr M są blisko siebie, a w granicznym przypadku przebiegają wzdłuż tej samej linii. W przypadku serii pomiarowych T/P=15/20 oraz T/P=20/20 linie te częściowo się pokrywają (rys. 11.7). Za potwierdzenie tej obserwacji mogą posłużyć wcześniej omówione zagadnienia związane z temperaturą spalin na wylocie z komory spalania t_k(rys. 10.3a-c). Na wykresach tych można zauważyć, że różnice temperatur w komorze spalania obu serii pomiarowych (T/P=15/20, T/P =20/20) nie różnią się znacząco. W szerokim zakresie wydajności wentylatora podmuchowego różnice temperatur t_k obu serii

pomiarowych są nie duże i nie przekraczają 50ºC. Przy wydajności wentylatora podmuchowego odpowiadającej współczynnikowi nadmiaru powietrza λ3 linie M obu serii pomiarowych pokrywają się, zaś różnica temperatury t_k nie przekracza 35ºC, co stanowi 6% różnicy (rys. 10.3a-b). Dla wydajności wentylatora ($\dot{V}3$) w obu wymienionych seriach pomiarowych różnica udziału tlenu w spalinach nie przekracza 1,4 %, zaś różnica współczynnika λ nie przekracza wartości 0,4.

Linia reprezentująca parametr M serii pomiarowej T/P=5/20 odbiega od pozostałych linii na wykresach w zakresie kształtu (rys. 11.6) jak i położenia (rys. 11.7). Na pierwszym wykresie widać, że linia ta ma największą krzywiznę oraz znajduje się najniżej wszystkich pozostałych linii, na drugim wymienionym wykresie znajduje się najwyżej i jest nieproporcjonalnie oddalona od pozostałych linii. Odrębność tę można uzasadnić znacznie obiegającymi parametrami pracy kotła dla serii T/P=5/20 w stosunku do pozostałych serii pomiarowych. Dotyczy to temperatur panujących w komorze spalania, które determinują zmierzone temperatury spalin na wylocie z komory spalania t_k, udziałów tlenu w spalinach i współczynników nadmiaru powietrza λ w stosunku do pozostałych serii pomiarowych. Różnice te (tab.10.1, tab.11.3) są największe w stosunku do skrajnej serii pomiarowej T/P=20/20 i wynoszą dla wydajności charakterystycznych ($\dot{V}1$, $\dot{V}4$) w zakresie:

- temperatury: Δt_k (1-4)=221ºC
- udziału tlenu w spalinach: $\Delta r(1\text{-}4)_{O2}$=2,7%
- współczynnika nadmiaru powietrza: Δλ(1−4)=0,9

Wymienione powyżej wartości wskazują, że praca kotła w trakcie serii pomiarowej T/P=5/20 znacząco odbiegała od warunków panujących w komorze spalania w stosunku dla pozostałych serii pomiarowych. Są to także warunki najbardziej odległe od warunków modelowych metody CKTI, ponieważ współczynnik korelacji liniowej Pearsona dla serii T/P=5/20 jest najgorszy i wynosi $R^2$1=0,819. Dla pozostałych serii pomiarowych wskaźnik ten wynosi nie mniej niż R^2=0,989, wobec czego pogorszenie wskaźnika dopasowania Pearsona dla serii T/P=5/20 w stosunku do pozostałych serii wynosi co najmniej 17%. Graficznie reprezentuje to relatywnie duże oddalenie prawie wszystkich punktów reprezentujących temperaturę t_e od linii zmierzonej temperatury t_k na wykresie (rys. 11.5) dla serii T/P=5/20 w stosunku do pozostałych serii. Rozrzut oddalenia punktów reprezentujących temperatury t_e dla poszczególnych wydajności wentylatora podmuchowego serii pomiarowej T/P=5/20 względem linii reprezentującej temperaturę zmierzoną t_k jest nieregularny oraz asymetryczny. W przypadku pozostałych serii pomiarowych T/P także występuje rozrzut punktów reprezentujących obliczone wartości temperatury t_e metodą CKTI w stosunku to wartości zmierzonych t_k. Jednak wspomniany rozrzut jest nieznaczny w środkowej części wykresu, dopasowanie temperatury obliczonej t_e jest wysokie i wartość rozrzutu wzrasta w miarę zbliżania się do końców wykresu, co może wskazywać na granice stosowalności metody CKTI.

Przedstawione wykresy (rys. 11.7) oraz tabele z wynikami pomiarów i obliczeń (tab.11.5) wskazują na dużą zbieżność porównywanych wielkości, co wskazuje na poprawność przyjętych założeń do modelu obliczeniowego kotła małej mocy. Metoda CKTI jest metodą doświadczalną i została opracowana na

podstawie zebranych wyników pomiarów parametrów pracy kotłów dużej mocy. Przeprowadzone badania wykazały możliwość stosowania metody CKTI do obliczeń cieplnych komory spalania kotła małej mocy.

Model ten może służyć do obliczania temperatury spalin na wylocie z komory spalania t_e pomiędzy analizowanymi punktami pomiarowymi. Możliwość stosowania metody CKTI w kotłach małej mocy pozwala na ograniczenie ilości pomiarów temperatury t_e na stanowisku badawczym do punktów brzegowych oraz punktów pośrednich zakresu pracy kotła, będących punktami węzłowymi. Temperatury spalin w pozostałym obszarze pracy kotła, pomiędzy punktami węzłowymi można obliczyć w oparciu o przyjęty model, zgodnie z metodą CKTI, na podstawie znajomości konstrukcji kotła oraz wcześniej przebadanych punktów węzłowych. Zebrane wyniki obliczeń i pomiarów komory paleniskowej kotła małej mocy pozwalają na stwierdzenie, że możliwa jest symulacja i przewidywanie temperatury spalin t_k kotła na wstępnym etapie projektowania, zanim powstanie prototyp. W obu wymienionych przypadkach można skrócić czas i koszty związane z projektowaniem i badaniem kotłów małej moc. Mając poprawnie zdefiniowany model komory spalania kotła z wykorzystaniem metody CKTI, można na drodze obliczeniowej zawęzić obszar pracy kotła do zakresu o najwyższej sprawności cieplnej i niskiej emisji tlenku węgla.

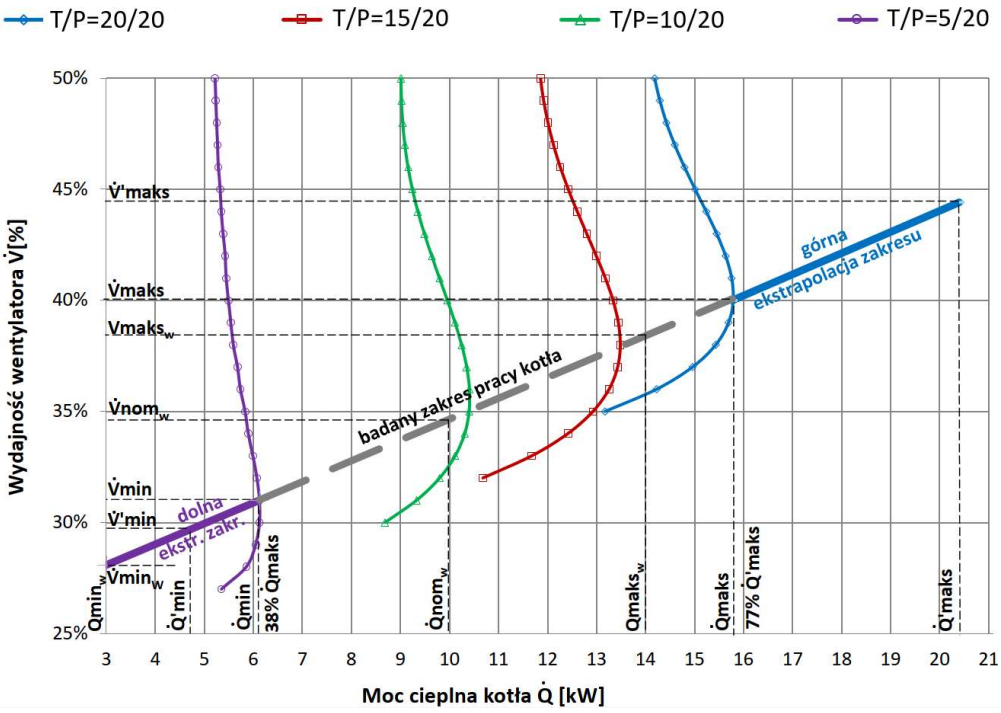
11.5. Optymalny zakres pracy kotła

Badaniom poddano kocioł wielopaliwowy o mocy nominalnej 10 kW, dla którego paliwem podstawowym jest węgiel kamienny. Kocioł może pracować w zakresie mocy od $\dot{Q}min_w$=3kW do $\dot{Q}maks_w$=14 kW. W odniesieniu do mocy nominalnej zakres pracy kotła dla paliwa podstawowego wynosił od 30% do 140%. Przy spalaniu peletu drzewnego w czterech seriach pomiarowych i przy uzyskaniu maksymalnej sprawności cieplnej dla każdej z serii pomiarowych T/P zakres pracy kotła wynosił od $\dot{Q}min$=6,12 kW do $\dot{Q}maks$=15,8 kW (tab.11.6).

Tabela 11.6. Zakres pracy kotła opalanego peletem

Lp	Moc kotła	Zależności pomiędzy mocami cieplnymi kotła	Wydajność wentylatora
1	$\dot{Q}min$=$\dot{Q}1$ = 6,12 kW	$\dot{Q}min$=39 % $\dot{Q}maks$	$\dot{V}min$=31%
2	$\dot{Q}maks$=$\dot{Q}4$ =15,8 kW	$\dot{Q}maks$=77% $\dot{Q}'mak$	$\dot{V}maks$=40%
3	$\dot{Q}'min$=4,74 kW	$\dot{Q}'min$=30 % $\dot{Q}maks$	$\dot{V}'min$=29,7%
4	$\dot{Q}'maks$=20,4 kW	$\dot{Q}'$maks=$\dot{Q}min$ /30%	$\dot{V}'maks$=44,4%
5	$\dot{Q}min_w$=3 kW	$\dot{Q}min_w$=30 % $\dot{Q}nom$	$\dot{V}min_w$=28%
6	$\dot{Q}nom_w$=10 kW	-	$\dot{V}nom_w$=34,7%
7	$\dot{Q}maks_w$=14 kW	$\dot{Q}min_w$=140 % $\dot{Q}nom_w$	$\dot{V}maks_w$=38,4%
8	$\dot{Q}maks$=$\dot{Q}4$ =15,8 kW	$\dot{Q}maks$=113% $\dot{Q}mak_w$	$\dot{V}maks$=40%

Przeprowadzone badania potwierdziły możliwość uzyskania mocy nominalnej kotła $\dot{Q}nom_w$ oraz mocy maksymalnej $\dot{Q}maks_w$ przy najwyższych sprawnościach cieplnych kotła podczas spalaniu peletu drzewnego. Powyższe moce cieplne badany kocioł może uzyskać kolejno przy wydajności wentylatora podmuchowego $\dot{V}nom_w$ i $\dot{V}maks_w$ (rys. 11.8).



Rys. 11.8. Zakres pracy kotła opalanego peletami drzewnymi przy najwyższej sprawności cieplnej

Przeprowadzone badania nie potwierdziły możliwości uzyskania minimalnej mocy cieplnej kotła dla paliwa podstawowego $\dot{Q}min_{w}$ (rys. 11.8) przy najwyższej sprawności cieplnej kotła, ponieważ powyższa moc cieplna jest mniejsza od najmniejszej mocy cieplnej ($\dot{Q}min_{w} < \dot{Q}min$) uzyskanej w trakcie serii pomiarowych T/P. Zatem zakres mocy cieplnej kotła opalanego paliwem podstawowym nie został pokryty w pełni przy spalaniu peletu drzewnego jako paliwa zastępczego.

Aby uzyskać minimalną moc cieplną kotła ($\dot{Q}min_{w}$) przy spalaniu peletu drzewnego można rozważyć ekstrapolowanie zbadanego zakresu pracy kotła w stronę niższych mocy cieplnych niż uzyskano w trakcie badań. Taką ekstrapolację reprezentuje linia fioletowa na wykresie (rys. 11.8), nazwana dolną ekstrapolacją zakresu. Z przeprowadzonej ekstrapolacji wynika, że minimalną moc kotła ($\dot{Q}min_{w}$) można uzyskać dla wydajności wentylatora $\dot{V}min_{w}$. Przeprowadzone badania wskazują, że w dolnym zakresie pracy kotła przy spalaniu peletu drzewnego (T/P=5/20) uzyskano odwzorowanie temperatury spalin opuszczających komorę spalania t_k, metodą CKTI (rys. 11.5). Dla powyższej serii pomiarowej odwzorowanie jest znacząco gorsze w porównaniu z pozostałymi seriami (T/P=10/20, T/P=15/20, T/P=20/20) mierzone współczynnikiem korelacji liniowej Pearsona (tab.11.4). Przy redukcji strumienia paliwa i powietrza wprowadzanego do komory spalania, poniżej wartości odpowiadającej serii T/P=5/20, dla uzyskania niższej mocy cieplnej kotła ($\dot{Q}min_{w}$), można się spodziewać gorszego lub braku odwzorowania temperatury spalin t_k metodą CKTI niż uzyskanego dla serii T/P=5/20. Dodatkowym argumentem przemawiającym aby nie eksploatować kotła poniżej mocy odpowiadającej serii T/P=5/20 jest spadek sprawności cieplnej kotła wraz ze zmniejszaniem się mocy cieplnej. Linia maksymalnej sprawności cieplnej kotła ($\eta 4 > \eta 3 > \eta 2 > \eta 1$) obniża się kolejno (rys. 10.8a) dla serii pomiarowych (T/P=20/20, T/P=15/20, T/P=10/20, T/P=5/20) o coraz mniejszych mocach cieplnych ($\dot{Q}4 < \dot{Q}3 < \dot{Q}2 < \dot{Q}1$) zgodnie z tabelą (tab. 10.5). Aby kocioł mógł pracować z mocą minimalną ($\dot{Q}min_{w}$) należy

rozważyć zmianę konstrukcji palnika i/lub zmianę wentylatora na wentylator o mniejszej wydajności i przeprowadzić ponowne badania.

Ważnym parametrem charakteryzującym kocioł jest jego zakres pracy. Zakres ten dla kotła stałopalnego powinien znajdować się w przedziale od 30% do 100% mocy nominalnej. Jeżeli przyjąć maksymalną moc kotła $\dot{Q}maks$=15,8 kW, to jego minimalna moc cieplna zgodnie z tabelą (tab.11.6) powinna wynosić $\dot{Q}'min$=4,74 kW. Zgodnie z wynikami badań, tak obliczona minimalna moc kotła nie została uzyskana. Jej wartość znajduje się poza badanym zakresem pracy kotła (rys. 11.8). Obliczona w drodze ekstrapolacji teoretyczna wydajność wentylatora $\dot{V}'min$ odpowiednia dla mocy minimalnej ($\dot{Q}'min$), znajduje się poniżej minimalnej wydajności wentylatora ($\dot{V}'min < \dot{V}1$), którą na podstawie badań uznano za graniczną. Zasadne w takim razie staje się przyjęcie minimalnej mocy cieplnej kotła zgodnie z wynikami badań, która wystąpiła przy najwyższej sprawności energetycznej kotła w trakcie serii pomiarowej T/P=5/10 (tab.11.6).

Wobec przyjęcia minimalnej mocy kotła $\dot{Q}min = 6{,}12\ kW$ oraz, aby uzyskać zakres pracy kotła w przedziale od 30% do 100%, maksymalna moc kotła powinna wynosić $\dot{Q}'maks = 20{,}4\ kW$ (tab.11.6). W trakcie badań nie uzyskano takiej mocy cieplnej.

Aby uzyskać maksymalną moc kotła ($\dot{Q}'maks$) przy spalaniu peletu drzewnego można rozważyć ekstrapolowanie zbadanego zakresu pracy kotła w stronę wyższych mocy cieplnych niż uzyskano w trakcie badań. Taką ekstrapolację reprezentuje na wykresie linia niebieska (rys. 11.8), nazwana górną ekstrapolacją zakresu. Z przeprowadzonej ekstrapolacji wynika, że maksymalną moc kotła $\dot{Q}'maks$ można uzyskać dla wydajności wentylatora $\dot{V}'maks$. Badań w tak szerokim zakresie nie przeprowadzono, dlatego można jedynie przypuszczać o możliwości zwiększenie mocy kotła do oczekiwanej mocy maksymalnej ($\dot{Q}'maks$), przy nowej wydajności wentylatora maksymalnej ($\dot{V}'maks$). Z przeprowadzanych badań wiadomo ponad wszelką wątpliwość, że wydajność wentylatora można zwiększyć do $\dot{V}'maks$, ponieważ w trakcie serii pomiarowej T/P=20/20 maksymalna wydajność wentylatora ($\dot{V}4$) był wyższa ($\dot{V}4 > \dot{V}'maks$) zgodnie z tabelą (tab.10.1). Strumień energii cieplnej dostarczanej z paliwem wprowadzanym do komory spalania zadawany jest poprzez odpowiednie zadanie czasu podawania paliwa (T) oraz czas przerwy pomiędzy podawaniem paliwa (P). Zwiększenie strumienia paliwa wprowadzanego do komory spalania dla uzyskania $\dot{Q}'maks$, nie jest ograniczone techniczne dla istniejącego podajnika ślimakowego. Zwiększenie maksymalnej mocy kotła z $\dot{Q}maks$ do $\dot{Q}'maks$ będzie skutkowało zwiększeniem temperatury spalin na wylocie z komory spalania t_k oraz temperatury spalin na wylocie z kotła t_{cz}. Wzrost temperatury t_k będzie wynikał ze wzrostu ilości energii wydzielającej się w komorze spalania. Wzrost temperatury t_{cz} będzie wynikać z ograniczonej możliwości przejęcia ciepła przez wymiennik ciepła kotła przy wzroście strumienia energii niesionej przez spaliny przy wyższej mocy cieplnej kotła ($\dot{Q}'maks$). Przeprowadzone badania wskazują, że wzrost strumienia energii ($\dot{Q}e1, \dot{Q}e2, \dot{Q}e3, \dot{Q}e4$) wprowadzanego do komory spalania z paliwem przy kolejnych seriach pomiarowych T/P (tab. 11.1) powodował wzrost temperatury spalin t_k i t_{cz} zgodnie z wykresami (rys. 10.7a, 10.6) serii pomiarowych T/P dla wydajności wentylatora ($\dot{V}1$, $\dot{V}2$, $\dot{V}3$, $\dot{V}4$). Zwiększenie temperatury t_{cz} spowoduje dalsze zwiększenie straty kominowej, a więc zmniejszenie sprawności energetycznej kotła. Zwiększenie mocy

cieplnej poprzez zwiększenie strumienia paliwa oraz powietrza wprowadzonego do komory spalania może spowodować przesypywanie się paliwa przez burtę palnika, co może być źródłem straty niecałkowitego spalania. Powyższa okoliczność wymaga wykonania kolejnej serii pomiarowej, aby doświadczalnie potwierdzić warunki pracy kotła przy wyższej mocy cieplnej $\dot{Q}'maks$.

Dalsze zwiększanie maksymalnej mocy cieplej kotła dla paliwa zastępczego, ponad wartość uzyskaną w badaniach ($\dot{Q}maks$=$\dot{Q}4$) nie jest zasadne, ponieważ powoduje dalsze zwiększenie przekroczenia mocy maksymalnej ($\dot{Q}maks_{\mathrm{w}}$) badanego kotła w stosunku do mocy maksymalnej kotła dla paliwa zastępczego ($\dot{Q}'maks$). Maksymalna moc cieplna kotła dla warunków optymalnych uzyskana dla paliwa zastępczego ($\dot{Q}maks$) jest o ok.13% wyższa niż maksymalna moc cieplna kotła ($\dot{Q}maks_{\mathrm{w}}$) dla paliwa podstawowego (tab. 11.6), zaś uzyskana temperatura spalin t_k na wylocie z komory spalania jest bliska temperaturze spalin t_k kotła referencyjnego (tab. 9.1).

Zamiana paliwa z ekogroszku na paliwo zastępcze w postaci peletu drzewnego powoduje przesunięcie zakresu mocy cieplnych kotła ku wyższym mocom cieplnym zarówno w zakresie mocy cieplnej minimalnej ($\dot{Q}min$) jak i maksymalnej ($\dot{Q}maks$) oraz zawęża względny zakres pracy kotła do przedziału mocy od 39% do 100% (tab. 11.6). Wyniki badań wskazują na brak możliwości zmniejszenia mocy minimalnej kotła ($\dot{Q}min$) bez zmian konstrukcyjnych palnika. Aby uzyskać zakres regulacji mocy cieplnej kotła w zakresie od 30% do 100% należy zwiększyć moc maksymalną kotła z $\dot{Q}maks$ do $\dot{Q}'maks$. Na podstawie przeprowadzonych badań i analizy wyników nie stwierdzono, aby istniały ku temu ograniczenia techniczne. Dla potwierdzenia takiej możliwości należy przeprowadzić badania.

12. Wnioski

Przeprowadzone badania potwierdziły możliwość spalania paliwa zastępczego w postaci peletu drzewnego w kotle wielopaliwowym EKO PLUS 10, dla którego paliwem podstawowym jest ekogroszek. Podstawowe parametry pracy kotła referencyjnego takie jak temperatura spalin na wylocie z komory spalania oraz zawartość tlenu w spalinach były zbliżone do wyników uzyskanych podczas serii pomiarowych T/P-15/20 i T/P-20/20 badanego kotła wielopaliwowego, co może wskazywać na zbliżone warunki panujące w komorach spalania obu kotłów (tab.9.1, tab.10.1, tab. 11.3). W trakcie badań wyznaczono podstawowe charakterystyki cieplne kotła, proces spalania był prowadzony bez zakłóceń w sposób ciągły, kontrolowany i przyjazny dla środowiska w zakresie najwyższych temperatur w komorze spalania. W rozdziałach poświęconych analizie podano warunki pracy kotła w sposób przyjazny dla środowiska oraz zaproponowano wytyczne do stworzenia algorytmu sterowania pracą kotła.

12.1. Wnioski na podstawie analizy wyników badań

Na podstawie przeprowadzonych serii pomiarowych T/P (5/20, 10/20, 15/20, 20/20) wyznaczono charakterystyki cieplne kotła w poszczególnych seriach pomiarowych dla paliwa zastępczego. Powyższe charakterystyki wyrażają zależność pomiędzy wydajnością wentylatora podmuchowego ($\dot{V}$) a temperaturą spalin opuszczających komorę spalania (t_k,) zawartością tlenku węgla w spalinach (z_{CO}), udziałem tlenu w spalinach (r_{O2}), temperaturą spalin na wylocie z kotła (t_{cz}), mocą cieplną ($\dot{Q}$) i sprawnością cieplną kotła (η).

Na podstawie charakterystyk cieplnych kotła oraz analizy wyników pomiarów określono zakres mocy cieplnej (obszar pracy) kotła dla paliwa zastępczego. Dla przyjętego zakresu pracy kotła wyznaczono podstawowe wytyczne w postaci empirycznych zależności do sterowania pracą wentylatora podmuchowego oraz podajnika paliwa przy najwyższej sprawności cieplnej kotła oraz najniższej emisji tlenku węgla do atmosfery.

W oparciu o zależności pomiędzy wydajnością wentylatora podmuchowego ($\dot{V}$) a temperaturą spalin opuszczających komorę spalania (t_k) i udziałem tlenu w spalinach (r_{O2}), zaproponowano dwie metody kontroli nad procesem spalania, oparte na pomiarze temperatury spalin na wylocie z komory spalania oraz w oparciu o pomiar zawartości tlenu w spalinach.

Na podstawie metody CKTI opracowano model matematyczny wymiany ciepła w komorze paleniskowej badanego kotła wielopaliwowego, za pomocą którego obliczono temperaturę spalin na wylocie z komory spalania t_e oraz wyznaczono współczynniki M dla analizowanego zakresu pracy kotła. Wysoka zgodność obliczonej teoretycznie temperatury spalin t_e ze zmierzoną temperaturą spalin na wylocie z komory spalania t_k wskazuje na poprawność przyjętego modelu matematycznego. Eksperymentalne potwierdzenie wyników modelu matematycznego opartego na metodzie CKTI wskazuje ma możliwość jej wykorzystania przy projektowaniu i badaniu kotłów małej mocy. Wyniki obliczeń matematycznych temperatury spalin opuszczających komorę spalania t_e mogą być przydatne przy konstruowaniu komór spalania i wymienników ciepła kotłów małej mocy oraz przy opracowywaniu wytycznych do sterowania pracą systemów podawania paliwa i powietrza do komory spalania.

Uzyskane wyniki badań przy spalaniu paliwa zastępczego w kotle wielopaliwowym EKO PLUS 10 oraz wyciągnięte na ich podstawie wnioski mogą stanowić podstawę do dalszego rozwoju badanej jednostki z uwzględnieniem aktualnych i przyszłych wymagań w zakresie efektywności energetycznej, emisji zanieczyszczeń do atmosfery oraz bezpieczeństwa i komfortu użytkowania.

12.2. Zalecenia dotyczące prac modernizacyjnych i eksploatacji kotła

Aby zmniejszyć obciążenie dla środowiska należy podwyższyć temperaturę spalin na wylocie z komory spalania t_k, w celu obniżenia zawartości tlenku węgla w spalinach. Przeprowadzone badania jednoznacznie wskazują, że im wyższa temperatura spalin na wylocie z komory spalania tym niższa zawartość tlenku węgla w spalinach. Ograniczeniem od góry dla wzrostu temperatury spalin jest temperatura topnienia popiołu oraz emisja tlenków azotu z syntezy tlenu z azotu zawartym w powietrzu. Ze względów konstrukcyjnych i wytrzymałości termicznej elementów komory spalania, temperatura ta nie powinna przekraczać poziomu 850^{o}C. W tej temperaturze następuje termiczna utylizacja zanieczyszczeń chemicznych drewna [229], co pozwala na spalanie paliwa powstałego z drewna użytkowego i zawierającego dodatki chemiczne w niedużej ilości.

Aby podnieść sprawność energetyczną kotła poprzez zmniejszenie straty kominowej, należy obniżyć temperaturę spalin na wylocie z kotła t_{cz}. Ograniczeniem od dołu dla obniżenia temperatury t_{cz} stanowi temperatura czynnika grzewczego powracającego z instalacji grzewczej oraz temperatura kondensacji pary wodnej w spalinach. W tradycyjnych instalacjach pracujących z kotłami na paliwa temperatura powrotu może osiągnąć temperaturę 70^{o}C. Aby zbliżyć się z temperaturą spalin do powyższej temperatury należy zwiększyć powierzchnię wymiany ciepła w kotle.

Drugim ograniczeniem od dołu dla temperatury spalin na wylocie z tradycyjnego kotła t_{cz} na pelety drzewne, która nie powinna być przekraczana jest temperatura kondensacji pary wodnej w spalinach, którą przyjmuje się na poziomie 56^{o}C. Wykroplona para wodna na elementach wymiennika ciepła powoduje przyspieszoną korozję oraz szlamowanie wymiennika w wyniku odpylania spalin na mokro.

Aby tego uniknąć, elementy wymiennika ciepła mające kontakt ze spalinami należy wykonać z materiałów odpornych na korozję oraz zastosować mechaniczne lub hydrauliczne systemy czyszczenia ze szlamu.

W wyniku proponowanych powyżej zmian konstrukcyjnych można znacząco zwiększyć sprawność cieplną kotła. Dodatkowo następuje częściowe odpylenie spalin, poprawiając parametry ekologiczne kotła. Aby zintensyfikować kondensację pary wodnej zawartej w spalinach należy je dochłodzić strumieniem świeżego powietrza, które kocioł pobiera do spalania.

Dla podniesienia komfortu użytkowania i utrzymania wysokiej sprawności cieplnej kotła w warunkach eksploatacyjnych kocioł należy wyposażyć w mechaniczne systemy czyszczenia wymiennika ciepła i palnika, zapalarkę elektryczną oraz sterownik z możliwością rozbudowy systemu sterowania o sterowanie dodatkowymi obiegami grzewczymi i peryferiami instalacji kotłowej, takimi jak bufor ciepła, instalacja solarna, dodatkowe asekuracyjne źródło ciepła, monitoring i urządzenia komunikacji mobilnej.

Dla podniesienia bezpieczeństwa użytkowania kotła, należy zastosować system detekcji temperatury na ścieżce paliwowej oraz zabudować bierny system gaszenia cofającego się płomienia. Przy spalaniu ekogroszku istnieje minimalne niebezpieczeństwo cofania się płomienia z komory spalania do zbiornika paliwa. W przypadku spalania peletu drzewnego stanowi ono duże zagrożenie dla bezpiecznej eksploatacji kotła i wszystkie nowoczesne kotły na pelety posiadają takie zabezpieczenia.

W zakresie projektowania i eksploatacji rekomenduje się stosowanie instalacji niskotemperaturowej oraz buforu ciepła, stanowiącego wyposażenie instalacji kotłowej. Zastosowanie buforu ciepła ogranicza ilość cykli włączeń i wyłączeń kotła przy niskim obciążeniu cieplnym. Dodatkowo bufor ciepła pozwala na pracę kotła przy najwyżej sprawności, bez konieczności dopasowywania się do chwilowego obciążenia. Współpraca kotła z instalacją niskotemperaturową zwiększa zakres temperaturowy pracy bufora ciepła oraz w przypadku kotła kondensacyjnego umożliwia jego pracę przy głębiej kondensacji pary wodnej w spalinach.

Istotnym czynnikiem, który może podnieść sprawność cieplną kotła jest poprawa izolacyjności cieplnej płaszcza wodnego komory spalania i wymiennika ciepła. W trakcie badań stwierdzono wysoką temperaturę elementów obudowy kotła (płaszcza izolacji cieplnej) oraz elementów nie posiadających izolacji cieplnej. Wykonano w tym celu zdjęcia kamerą termowizyjną, które potwierdziły niską skuteczność izolacji cieplnej. Zebrane dane nie stanowią przedmiotu rozprawy, dlatego nie zostały umieszczone w pracy.

O potrzebie wyposażenia kotła w czujnik temperatury na wylocie spalin z komory spalania oraz sondy lambda wspomniano w poprzednim rozdziale.

12.3. Prognozy i przewidywania w zakresie kotłów wielopaliwowych

Rozwój techniczny i dalsze stosowanie kotłów wielopaliwowych spełniających obecne wymagania formalne, pozwalana na elastyczne przejście ze stosowania paliwa podstawowego (ekogroszku) na paliwo zastępcze w postaci peletu drzewnego, a w przyszłości także zrębki drzewnej. Perspektywa zakazu eksploatacji kotłów wykorzystujących paliwa kopalne oraz zalecenie korzystania z lokalnych odnawialnych źródeł energii [110] wskazuje na potrzebę rozważenia powyższej alternatywy. Należy się spodziewać, że postęp w zakresie elektryfikacji ogrzewnictwa [5] spowoduje stosowanie pomp ciepła na większą skalę niż dotychczas. Pompy ciepła mogą zasilać wysokotemperaturowe instalacje grzewcze w sposób efektywny energetycznie przez cały sezon grzewczy, poza okresami gdy występują niskie temperatury. W takiej sytuacji zainstalowane wysokotemperaturowe źródła ciepła mogą wspomagać lub zastępować pompy ciepła przy niskich temperaturach powietrza na zewnątrz. Taka hybryda złożona z kotłów i pomp ciepła pozwoli na łączenie zalet obu źródeł ciepła oraz redukcję ich ograniczeń, o której nadmieniono w rozdziale 2.3 i 2.5.

Pomimo promowania pomp ciepła i kotłów gazowych wciąż dużym zainteresowaniem cieszą się kotły na biopaliwa stałe zarówno w segmencie nowych budynków jak i budynków z modernizowanymi źródłami ciepła. Dzieje się tak za sprawą własnych zasobów paliwa ich użytkowników oraz z powodu braku wystarczającej infrastruktury w zakresie sieci elektroenergetycznych i gazowych. Istniejące instalacje centralnego ogrzewania zasilane przez kotły stałopalne wymagają zazwyczaj czynnika grzewczego o wysokiej temperaturze, który mogą dostarczyć przy wysokiej sprawności cieplnej tylko kotły na biomasę stałą. Dane ze

sprzedaży za ostatni okres jednoznacznie wskazują na rosnące zainteresowanie kotłami na pelety drzewne, które są kupowane zamiast kotłów węglowych.

Ważnym czynnikiem mogącym pobudzać rozwój źródeł ciepła opartych na biopaliwach stałych jest krajowy potencjał w zakresie OZE, gdzie kluczowym składnikiem jest biomasa w zakresie ciepłownictwa, kogeneracji i ogrzewania gospodarstw domowych. Wskazuje to na potrzebę rozwoju technicznego technologii spalania w kotłach opalanych paliwami na bazie biomasy stałej, a więc także kotłów wielopaliwowych małej mocy.

Biomasa przyrasta w sposób naturalny w przyrodzie i wymaga pielęgnacji, oczyszczania i cyklicznego usuwania (lasy, drogi itp.) Jeżeli nie jest wykorzystywana, stanowi koszt dla gospodarki narodowej. Jeżeli jest zagospodarowana stanowi zysk, ponieważ jest na nią popyt a jej pozyskiwanie, przetwarzanie i dystrybucja generuje miejsca pracy i jest źródłem taniej i ekologicznej energii. Wymienione procesy pobudzają także inne sektory gospodarki w łańcuchu dostaw i przemyśle związanym z produkcją źródeł ciepła.

Dekarbonizacja energetyki stanowi zagrożenie egzystencjonalne na wielu krajowych producentów kotłów stałopalnych oraz ich kooperantów, z drugiej strony jest to także wyzwanie i ogromna szansa rozwojowa, pod warunkiem wykorzystania obecnej koniunktury na modernizację. Szacuje się, że pomiędzy 2000 a 2017 rokiem było w Polsce 112 producentów kotłów węglowych [38]. Najbliższe dwie dekady stanowią czas na transformację krajowego rynku kotłów i paliw stałych oraz ewolucyjne przejście ze spalania węgla do spalania paliw odnawialnych.

Przeprowadzone badania wykazały możliwość spalania paliwa zastępczego oraz opracowano wytyczne do sterowania pracą kotła przy najwyższych możliwych sprawnościach cieplnych badanego kotła. Było to możliwe pomimo istotnych różnic pomiędzy ekogroszkiem i peletem drzewnym. Paliwa te znacząco różnią się poziomem uwęglenia, które jednoznacznie determinuje sposób i parametry spalania. Powyższe zagadnienia omówiono szczegółowo w rozdziałach 4 i 5. Powyższy wniosek, może skłaniać do przypuszczenia, iż paliwa na bazie biomasy o właściwościach pośrednich pomiędzy ekogroszkiem a peletem drzewnym w zakresie poziomu uwęglania oraz składu pozostałych pierwiastków można także spalać w kotle EKO PLUS. Dotyczyć to może paliw, które powstaną w wyniku termicznego oddziaływania na biomasę stałą (toryfikację) w atmosferze beztlenowej lub przy znacznym niedoborze tlenu [117, 174]. W wyniku wymienionych procesów może powstać biowęgiel lub toryfikat (brykiet) o podwyższonej zawartości pierwiastka węgla, w zależności od warunków prowadzenia procesu. Zagadnienie związane z toryfikacją i wytwarzaniem toryfikatu lub biowęgla omówiono w rozdziale 4.2. Powyższe przypuszczenia należy zweryfikować poprzez badania. Gdyby potwierdziły się te przypuszczenia, istniała by możliwość spalania paliwa ekologicznego i odnawialnego na bazie biomasy w kotłach wielopaliwowych lub kotłach węglowych zamiast węgla kamiennego.

Wobec zagadnień poruszonych w niniejszym rozdziale oraz rozdziale 2 zasadne wydaje się uruchomienie krajowego programu badawczego w zakresie stworzenia polskiego kotła wielopaliwowego małej mocy, realizowanego przez konsorcjum krajowych procentów kotłów stałopalnych, wsparte przez Narodowe Centrum Badań i Rozwoju oraz wyższe uczelnie techniczne. Wynikiem współpracy firm konkurujących na rynku byłaby wspólna licencja na kocioł, produkowany i dystrybułowany z logotypami

członków konsorcjum ich własnymi kanałami dystrybucyjnymi. Na podstawie danych zebranych w rozdziale 2 można stwierdzić, że w tym segmencie gospodarki drzemie ogromy potencjał w zakresie zapotrzebowania na kotły stałopalne małej mocy opalane biomasą do nowych i modernizowanych obiektów liczony w milionach sztuk.

Poszerzenie o możliwości spalania efektywnego energetycznie i ekologicznego biopaliw stałych oferowanych obecnie kotłów wielofunkcyjnych może pozwolić na wejście krajowym producentom na rynek europejski, zaś polski kocioł małej mocy może być naszym produktem eksportowym, znakiem jakości, marką referencyjną polskiej wytwórczości. To może być segment rynku europejskiego i nie tylko, który będzie Polską domeną oraz znakiem rozpoznawczym. Nawet gdyby w przyszłości kotły stałopalne były eliminowane z rynku UE, zawsze istnieje możliwość promocji i sprzedaży ich poza UE.

Przeprowadzone badania wpisują się w trend i potrzeby w zakresie rozwoju źródeł ciepła małej mocy opalanych paliwami na bazie biomasy stałej dla zasilenia instalacji w systemach rozproszonych i mogą stanowić zalążek przyszłego programu.

13. Literatura

[1] Dyrektywa Parlamentu Europejskiego i Rady **2009**/28/WE z dnia 23 kwietnia 2009 r. w sprawie promowania stosowania energii ze źródeł odnawialnych, zmieniająca i w następstwie uchylająca dyrektywy 2001/77/WE oraz 2003/30/WE (Dz. U. L 140 z 5.6.2009),

[2] DYREKTYWA PARLAMENTU EUROPEJSKIEGO I RADY (UE) 2018/2001 z dnia 11 grudnia 2018 r. w sprawie promowania stosowania energii ze źródeł odnawialnych (wersja przekształcona)/ Directive (EU) 2018/2001 of the European Parliament and of the Council of 11 December 2018 on the promotion of the use of energy from renewable sources

[3] DYREKTYWA PARLAMENTU EUROPEJSKIEGO I RADY zmieniająca dyrektywę Parlamentu Europejskiego i Rady (UE) 2018/2001, rozporządzenie Parlamentu Europejskiego i Rady (UE) 2018/1999 i dyrektywę 98/70/WE Parlamentu Europejskiego i Rady w odniesieniu do promowania energii ze źródeł odnawialnych oraz uchylająca dyrektywę Rady (UE) 2015/652

[4] P. Wiejski. 2019. „Zielony ład dla Europy uwarunkowania, narzędzia, perspektywy". Instytut spraw Publicznych

[5] M. Niestępska. 2020. "Europejski "zielony ład" na rynku ciepła i chłodu", Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja, 51/12(2020), 2 ÷ 6.

[6] „Polityka energetyczna Polski do 2040 r.", Ministerstwo Klimatu i Środowiska, Załącznik do uchwały nr 22/2021 Rady Ministrów z dnia 2 lutego 2021 r

[7] Rozporządzenie Komisji (UE) 2015/1189 z dnia 28 kwietnia 2015 r. w sprawie wykonania dyrektywy Parlamentu Europejskiego i Rady 2009/125/WE w odniesieniu do wymogów dotyczących ekoprojektu dla kotłów na paliwo stałe.

[8] Rozporządzenia Komisji (UE) 2015/1187 z dnia 27 kwietnia 2015 r. uzupełniające dyrektywę Parlamentu Europejskiego i Rady 2010/30/UE w odniesieniu do etykiet efektywności energetycznej dla kotłów na paliwo stałe i zestawów zawierających kocioł na paliwo stałe, ogrzewacze dodatkowe, regulatory temperatury i urządzenia słoneczne.

[9] Rozporządzenie Ministra Rozwoju i Finansów z dnia 1 sierpnia 2017 r. w sprawie wymagań kotłów na paliwo stałe (Dz. U. 2017 poz. 1690).

[10] Rozporządzenie Ministra Przedsiębiorczości i technologii z dnia 21 lutego 2019 r. zmieniające rozporządzenie w sprawie wymagań dla kotłów na paliwo stałe (Dz. U. 2019 poz. 363).

[11] Rozporządzenie Ministra Rozwoju z dnia 30 grudnia 2019 r. zmieniające rozporządzenie w sprawie wymagań dla kotłów na paliwo stałe (Dz.U.2019.2549)

[12] Rozporządzenie Ministra Energii z dnia 27 września 2018 r. w sprawie wymagań jakościowych dla paliw stałych (Dz.U.2018.1890)

[13] Rozporządzenie Ministra Energii z dnia 27 września 2018 r. w sprawie sposobu pobierania próbek paliw stałych (Dz.U.2018.1891)

[14] Rozporządzenie Ministra Energii z dnia 27 września 2018 r. w sprawie wzoru świadectwa jakości paliw stałych (Dz.U.2018.1892)

[15] Rozporządzenie Ministra Energii z dnia 27 września 2018 r. w sprawie metod badania jakości paliw stałych (Dz.U.2018.1893)

[16] Rozporządzenie Ministra Energii z dnia 4 lipca 2019 r. zmieniające rozporządzenie w sprawie metod badania jakości paliw stałych (Dz.U.2019.1258)

[17] J. Malko. 2013. „Wizja przyszłości - trzy punkty widzenia", Rynek Energii 2(105)

[18] J. Zuwała. 2011. „Zrównoważone wykorzystanie zasobów biomasy w procesach spalania i współspalania - bieżąca praktyka krajowa a regulacje UE", Forum Technologii Energetycznych - Spalanie biomasy, Bełchatów, 27-28.10. 2011 r.

[19] Zuwała J.: Wykorzystanie biomasy dla celów energetycznych w kontekście zrównoważonego rozwoju. Energia i Budynek 2012 , nr 3, s.2-5

[20] PN 303-5: 2012 Kotły grzewcze.-Część 5: Kotły grzewcze na paliwa stałe z ręcznym i automatycznym zasypem paliwa o mocy nominalnej do 500 kW - Terminologia, wymagania, badania i oznakowanie

[21] PN EN 303-5: 2021 -Część 5: Kotły grzewcze na paliwa stałe z ręcznym i automatycznym zasypem paliwa o mocy nominalnej do 500 kW - Terminologia, wymagania, badania i oznakowanie.

[22] J. Taler. 2011. „Procesy cieplne i przepływowe w dużych kotłach energetycznych", Monografia pod redakcją Jana Talera, WNT, Warszawa

[23] N. Kuznetsov, W., Nitor, W., Dubovski, I. E. and Karasina, E. S. 1973. „Teplovoi raschet kotelnyh agregatov", (in Russian). ENERGIA, Moskva

[24] P. Orłowski, W. Dobrzański, E. Szwarc. 1979. „Kotły parowe, konstrukcja i obliczenia", Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa

[25] G.F. Hewitt, G.L. Shires, T.R. Bott. 1994. „Process Heat Transfer", CRC Press, Begell House, Boca Raton

[26] A. Magdziarz, M. Wilk. 2012. „Aspekt ekologiczny spalania biomasy w kotłach rusztowych", Rynek Energii, nr 2
[27] Zużycie energii w gospodarstwach domowych w 2009r. Główny Urząd Statystyczny –Warszawa 2012r.
[28] Zużycie energii w gospodarstwach domowych w 2012r. Główny Urząd Statystyczny –Warszawa 2014r.
[29] Zużycie energii w gospodarstwach domowych w 2015r. Główny Urząd Statystyczny –Warszawa 2017r.
[30] Zużycie energii w gospodarstwach domowych w 2018 r Główny Urząd Statystyczny –Warszawa 2019r.
[31] A. Dworakowska, M. Zaborowski, Ł. Pytliński, E. Walczak, P. Pawlak, M. Zaborowski, A. Sokulska, P. Siergiej. 2016. „Efektywność energetyczna w Polsce. Przegląd 2015. Domy jednorodzinne mechanizm wspierania modernizacji", Instytut Ekonomii Środowiska. Kraków
[32] M. Zaborowski, E. Walczak, M. Dreger, P. Lewandowski, J. Mazur, Ł. Pytliński, K. Sałach, T. Skoczkowski, A. Sokulska, A. Śniegocki, J. Toborek-Mazur, K. Ziółkowska. 2018. „Efektywność Efektywność energetyczna w Polsce. Przegląd 2017. Domy jednorodzinne. Smog", Instytut Ekonomii Środowiska. Kraków
[33] Ł. Pytliński, A. Dworakowska, A. Guła, 2021. „Domy jednorodzinne w Polsce. Źródła grzewcze, stan energetyczny, priorytety inwestycyjne", Krakowski alarm smogowy. Kraków

[35] J. Starościk. 2019. „Rynek urządzeń grzewczych w Polsce w 2019 roku – SPIUG", SPIUG Stowarzyszenie Producentów i Importerów Urządzeń Grzewczych, Warszawa.
[36] J. Starościk. 2021. „Rynek urządzeń grzewczych w Polsce w 2020 – Raport", SPIUG Stowarzyszenie Producentów i Importerów Urządzeń Grzewczych, Warszawa.
[37] J. Starościk. 2022. „Rynek urządzeń grzewczych w Polsce w 2021 – Raport", SPIUG Stowarzyszenie Producentów i Importerów Urządzeń Grzewczych, Warszawa.
[38] J. Bartoszewicz, A. Nygard. 2022. „Analiza wskaźników konstrukcyjnych kotłów grzewczych małej mocy opalanych paliwem stałym", Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja, 53/11, s. 11÷15
[39] K. Kubica. 2015. „Kotły opalane paliwami stałymi - uregulowania europejskie od 2020 r. Spalanie na kawce", Magazyn Instalatora, 5 (201), s28÷29.
[40] J. Zawistowski. 2006. „Kryteria energetyczno-emisyjne IChPW na „Znak bezpieczeństwa ekologicznego", IChPW, Zabrze
[41] J. Zawistowski. 2009. „Kotły na paliwa stałe małej mocy. Efektywne spalanie", Magazyn Instalatora, nr 4 (128), s. 46÷47
[42] R. Urbaniak, J. Bartoszewicz, R. Kłosowiak. 2015. „Influence of fuel quality on boiler work with retort furnace", Polish Journal of Environmental Studies, Volume 24, No. 5, 2223-2230
[43] G. Ojczyk, W. Zima. 2018. „Wyniki badań spalanie peletu drzewnego w jednopaliwowym kotle grzewczym małej mocy", Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja, 49/1, s.31÷36
[44] G. Ojczyk. 2010. „Spalanie owsa w kotle małej mocy", „Systemy, technologie i urządzenia energetyczne" pod redakcją Jana Talera, Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej, s. 961-986
[45] C Serrano, H. Portero, E. Monedero. 2013. „Pine chips combustion in a 50kW domestic biomass boiler", Fuel, 111, 564-573
[46] M. Buchmayr, J. Gruber, M. Hargassner, C. Hochenauer. 2016. „Spatially resolved chemical species concentrations above the fuel bed of a small grate-fired wood-chip boiler", Biomass and Bioenergy, 95, 146-156
[47] K. Matuszek, P. Hrycko, A. Dworakowska. 2017. „Wyniki testów energetyczno-emisyjnych dla metody górnego spalania. Czy górne spalanie może pomóc ograniczyć niską emisję?", Rynek Instalacyjny, Nr 7-8, s. 45÷49
[48] G. Ojczyk. 2021. „Techniki spalania paliw w kotłach stałopalnych", Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja, 52/2, s. 11÷15
[49] W. Zima, G. Ojczyk. 2014. „Spalanie peletu drzewnego w kotle grzewczym małej mocy z palnikiem retortowym", Międzynarodowa XII Konferencja Kotłowa ICTB 2014 „Aktualne Problemy Budowy i Eksploatacji Kotłów.
[50] G. Ojczyk. 2020. „Palniki wielopaliwowe małej mocy na węgiel z mechanicznym załadunkiem", Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja, 51/7-8, s. 13÷17
[51] K. Kubica. 2017. „Stanowisko w sprawie działań rekomendowanych przez KERM na rzecz poprawy jakości powietrza w Polsce" POLSKA IZBA EKOLOGII, Katowice. PIE/Z94/2017
[52] G. Ojczyk. 2020. „Wielopaliwowe kotły zmechanizowane małej mocy opalane węglem", Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja, 51/5, s. 10÷17
[53] E. Orszulik. 2010. „Współspalanie węgla kamiennego z paliwem alternatywnym wytwarzanym na bazie odpadów innych niż niebezpieczne w kotłach energetycznych wyposażonych w palnik retortowy". Prace Naukowe GIG. Górnictwo i Środowisko, (1): 29-39.
[54] J. Bartoszewicz, R. Urbaniak. 2010. „Analiza wpływu konfiguracji ustawień sterowania na pracę kotła małej mocy", Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja, 41/7-8, s.241÷246

[55] S. Janiszewski. 2011. „Porównanie pracy kotła centralnego ogrzewania na paliwa stałe sterowanego przez sterownik adaptacyjny i sterownik bistabilny”, Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja, 42/12, s. 513÷514
[56] J. Zawistowski. 2012. „Efektywne spalanie. Sprawność cieplna węglowych kotłów c.o. w warunkach eksploatacyjnych”, Magazyn Instalatora, nr 1 (161), s.28÷29
[57] M. Chabiński. 2013. „Sterowanie pracą kotłów węglowych z warstwą stałą”, Energetyka, piece przemysłowe & kotły IX-X/2013
[58] W. Judt, R. Urbaniak, J. Bartoszewicz. 2017. „Metodologia realizowania obliczeń numerycznych modelowania procesu wymiany ciepła w kotłach małej mocy opalanych paliwami stałymi”, Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja, 48/7, s. 277 ÷280
[59] R. Urbaniak. 2013. „Analiza pracy kotłów małej mocy w warunkach zmiennych obciążeń”, Rozprawa doktorska pod kierunkiem dr hab. inż. Leona Bogusławskiego Profesora Politechniki Poznańskiej
[60] R. Urbaniak. 2016. „Główne problemy eksploatacyjne kotłów na paliwa stałe w aspekcie najnowszych kryteriów emisyjnych - identyfikacja problemu, propozycje rozwiązań”, 15 - 16.12.2016 r. – UDT, Projektowanie, wytwarzanie i wprowadzanie do obrotu bezpiecznych, efektywnych i ekologicznych urządzeń grzewczych spalających paliwa stałe
[61] B. Ciupek, R. Urbaniak, J. Bartoszewicz. 2018. „Emisja tlenku węgla i tlenków azotu z kotła małej mocy w zależności od zastosowanego paliwa węglowego”, Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja, 49/3, s.90÷94
[62] J. Wójcik. 2012.” Influence of fuel quality on boiler work with retort furnace”, Zeszyty Naukowe, Akademia Morska w Szczecinie 32(104) z. pp. 126-130
[63] B. Ciupek, R. Urbaniak. 2018. „Optymalizacja konstrukcji palnika retortowego w aspekcie obniżenia emisji substancji szkodliwych”, Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja, 49/12, s.519÷524
[64] J. Hehlmann, W. Szeja, M. Jodkowski. 2011. „Badania procesu spalania polidyspersyjnych mieszanek węglowych nowej generacji z dominującym udziałem węgli quasikoksowych”, Rocznik Ochrona Środowiska, tom 13, s. 891-902
[65] A. Ryfa, R. Buczyński, M. Chabiński, A. Szlek, R. A. Bialecki. 2014. „Decoupled numerical simulation od solid a fuel fired retort boiler”, Applied Thermal Engineering, Volume 73, Issue 1, 5 December 2014, Pages 794-804
[66] R. Buczyński, R. Weber, A. Szlęk. 2015. „Innovative design solutions for small-scale domestic boilers: Combustion improvements using a CFD-based mathematical model”, Journal of the Energy Institute, 88, 53-63
[67] A. Długa, W. Ciesielczyk. 2010. „Badanie spalania wybranych rodzajów biomasy”, Chemia, Czasopismo Techniczne, Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej, 1-Ch/Zeszyt 10, rok 107
[68] B. Ciupek. 2018. „Wpływ zawirowania strugi spalin na obniżenie emisji pyłów oraz podniesienie sprawności cieplnej kotła peletowego”, Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja, 49/8, s.333÷338.
[69] M. Juszczak. 2010. „Eksploatacyjne i konstrukcyjne przyczyny nadmiernej emisji tlenku węgla z kotłowni zasilanej drewnem”, Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja, 41/10, s. 380÷387
[70] P. Gil, J. Wilk, M. Tychanicz, S. Wielgos. 2017. „Wstępne badania automatycznego kotła na pellet pod kątem wymagań normy PN-EN 303-5:2012”, Rynek Energii, Nr 5, s.74÷79
[71] A. Orłowska, K. Sroka. 2019. „Zmiany w regulacjach prawnych dotyczących zasilania w ciepło gospodarstw domowych”, Rynek Energii, Nr 1(140)
[72] M. Polák, P. Neuberger, K. Rutkowski. 2007. „Wpływ recyrkulacji spalin na proces spalania biomasy”, Inżynieria Rolnicza, 7(95)
[73] K. Lech-Brzyk, J. Niewczas. 2012. „Emisja cząstek pyłu podczas spalania rożnych gatunków biomasy w kotle małej mocy” w „Ochrona powietrza atmosferycznego: wybrane zagadnienia” red. A. Musialik-Piotrowska, J. Rutkowski, PZIiTS Wrocław, s. 337-345.
[74] B. Ciupek, R. Urbaniak, W. Just. 2019. “Experimental research of changes in CO, NOx and PM concentrations in flue gases during combustion of wood pellets with wheat seeds”, Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja, 50/2, s.56÷61.
[75] M. Juszczak, K. Pałaszyńska, E. Szczechowiak. 2016. „Problemy ze spalaniem agrobiomasy w kotłach grzewczych przeznaczonych do spalania peletów drzewnych”, Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja, 47/6, s. 215÷223
[76] K. Wacławiak, M. Rozpondek. 2016. „Eksploatacyjne uwarunkowania kotłów grzewczych numeryczne obliczenia parametrów cieplnych”, Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja, 47/12, s. 500 ÷506
[77] K. Wacławiak, M. Rozpondek. 2018. „Numeryczne modelowanie konstrukcji wodnych kotłów grzewczych małej mocy opalanych paliwem stałym”. Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja, 49/12, s. 486÷493
[78] J. Tomeczek, M. Rozpondek, K. Wacławiak. 2014. „Możliwości zwiększenia sprawności cieplnej kotła wodnego zasilanego biomasa dzięki zastosowaniu częściowej kondensacji”.
[79] J. Zawistowski, S. Janiszewski. 2009. „Wielopaliwowy kocioł retortowy. Pellet zdał test”, Agroenergetyka, nr 4, s.30-33

[80] W. Zima, G. Ojczyk.2015.”Analysis of combustion of wood pellets as a substitute fuel in low-power boiler, Archives of Thermodynamics, Vol. 35-2015-No 2 s.116-130”
[81] G. Ojczyk. 2015. „Combustion of pellets in a low-power heating boiler with a retort burner”,Monografia 487, J. Taler, Heat exchangers and Heat Transfer Engineering calculations, Politechnika Krakowska
[82] W. Zima, G. Ojczyk.2022.”Combustion of wood pellets in a low-power multi fuel automatically stoked heating boiler”, Archives of Thermodynamics, Vol. 43-2022-No 1 s.169-184
[83] W. Cichy, J. Pawłowski. 2010. ”Współspalanie węgla kamiennego i odpadów drzewnych na urządzeniach energetycznych małej mocy”, Drewno. Pr. Nauk. Donies. Komunik., vol. 53, nr 180, s. 6÷33
[84] B. Ciupek. 2018.„Możliwość obniżenia emisji substancji szkodliwych z kotła małej mocy przez współspalanie węgla kamiennego z biomasą niedrzewną”, Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja, 49/7, s. 257÷260
[84] R. Urbaniak, B. Ciupek, R. Kłosowiak, A. Nygard. 2018. „Analysis of the Possibility of Burning and Co-firing Oats in Automatic Solid Fuel Boilers”, Chemical Engineering Transactions, Vol.70, p. 685÷690
[85] L.S. Johansson, C. Tullin, B. Leckner, P. Sjövall. 2003. „Particle emissions from biomass combustion in small combustors”, Biomass and Bioenergy, Volume 25, Issue 4, Pages 435-446
[86] D. Eskilsson, M. Rönnbäck, J. Samuelsson, C.Tullin. 2004. „Optimisation of efficiency and emissions in pellet burners”, Biomass and Bioenergy, Volume 27, p. 541-546
[86] B. Śulc, S. Vrana, J. Hrdlićka, M. Lepold. 2009. „Control for Ecological Improvement of Small Biomass Boilers”
[87] S. Ozgen, S. Caserini, S. Galante, M. Giugliano, E. Angelino, A. Marongiu, F. Hugony, G. Migliavacca, C. Morreale. 2014. „Emission factors from small scale appliances burning wood and pellets”, Atmospheric Environment, 94, 144-153
[88] K. M. Win, T. Persson, C. Bales. 2021. „Particles and gaseous emissions from realistic operation of residential wood pellet heating systems”, Atmospheric Environment 59, 320÷327.
[89] G. Qiu. 2013. „Testing of flue gas emissions of a biomass pellet boiler and abatement of particle emissions”, Renewable Energy, 50, 94-102
[90] H. Liu, J. Chaney, J. Li, C. Sun. 2013. „Control of NOx emissions of a domestic/small-scale biomass pellet boiler by air staging”, Fuel, 103, 792-798
[91] M. Lajili, M. Jeguirim, N. Kraiem, L. Limousy. 2015. „Performance of a household boiler fed with agropellets blended from olive mill solid waste and pine sawdust”, FUEL, 153, 431-436
[92] M. Xiu, S. Stevanovic, M. M. Rahman, A. M. Pourkhesalian, L. Morawska, P. K. Thai. 2009. „Emissions of particulate matter, carbon monoxide and nitrogen oxides from the residential burning of waste paper briquettes and other fuels”, Applied Energy, 86, 645-656
[93] M. Rabaçal, U. Fernandes, M. Costa. 2013. „Combustion and emission characteristics of a domestic boiler fired with pellets of pine, industrial wood wastes and peach Stones”, Renewable Energy 51, 220÷226
[94] C. Schönnenbeck, G. Trouvé ⇑, M. Valente, P. Garra, J.F. Brilhac. 2016. “Combustion tests of grape marc in a multi-fuel domestic boiler”, Fuel 180, 324–331
[95] M. M. Roy, A. Dutta, K. Corscadden. 2013. „An experimental study of combustion and emissions of biomass pellets in a prototype pellet furnace”, Applied Energy, 108, 298-307
[96] W. Kui, M. Masiol, D. Thimmaiah, Y. Zhang, P. K. Hopke. 2017. “Performance Evaluation of Two 25 kW Residential Wood Pellet Boiler Heating.Systems.”Energy.Fuel. (31):12174-12182. https://pubs.acs.org/doi/pdf/10.1021/acs.energyfuels.7b01868
[97] J. Haapa-aho, T. Korpela, T. Björkqvist, J. Hrdlićka, V. Plaćek, S. Vrána, B. Šulc. 2011. „Continuous Control Issues Concerning Operation Improvement of Small-Scale Biomass Boilers”, 18th IFAC World Congress, August 28 - September 2, 2011, Milano, Italy
[98] T. Persson, F. Fiedler, S. Nordlander, C. Bales, J. Paavilainen. 2009. „Validation of a dynamic model for wood pellet boilers and stoves”, Applied Energy, 86, 645-656
[99] M. A. Gómez , R. Comesaña, M. A. Á. F. Eguía, P. Eguía. 2012, „Simulation of the Effect of Water Temperature on Domestic Biomass Boiler Perfotmance”, Energies, 5, 1044-1061
[100] M.A. Gómez; J. Porteiro; D. de la Cuesta; D. Patiño; J.L. Míguez. 2016. „Numerical simulation of the combustion process of a pellet-drop-feed boiler”, Fuel, 184, 987-999
[101] Z. Zhang, F. He, Y.Zhang, X. Li, Z. Gao, 2018. „Simulation of combustion process of a single biomass pellet based on heterogeneous-dimension discretization”, Journal of the Energy Institute, 1-10
[102] S. Y. Lee, K. C. Oh, C. G. Lee, L. H. Cho, S.Y. Park, I. S.Jeong, D. H. Kim. 2018, „Improvement of thermal efficiency of wood pellet boilers through the refractory insulation in a combustion chamber and fire tube and baffle modification”, Energy, 161, 1115-1121
[103] M.A. Gómez, R. Martín, S. Chapela, J. Porteiro. 2019. „Steady CFD combustion modeling for biomass boilers_ An application to the study of the exhaust gas recirculation performance”, Energy Conversion and Management, 179, 91-103
[104] Gospodarka paliwowo-energetyczna w latach 2019 i 2020r. Główny Urząd Statystyczny –Warszawa 2021r.
[105] Biała Księga – Energia dla przyszłości: Odnawialne źródła energii (1997),

[106] Zielona Księga – Ku europejskiej strategii bezpieczeństwa energetycznego (2001)
[107] Rozporządzenie Parlamentu Europejskiego i Rady (WE) NR 1099/2008 z dnia 22 października 2008 r. w sprawie statystyki energii (Dz. U. L 304 z 14.11.2008, z późn. zm.),
[108] Decyzja Komisji z dnia 1 marca 2013 r. ustanawiająca wytyczne dla państw członkowskich dotyczące obliczania energii odnawialnej z pomp ciepła w odniesieniu do różnych technologii pomp ciepła na podstawie art. 5 dyrektywy Parlamentu Europejskiego i Rady 2009/28/WE (Dz.U.L62 z 6.3.2013),
[109] ROZPORZĄDZENIE KOMISJI (UE) 2019/2146 z dnia 26 listopada 2019 r. zmieniające rozporządzenie Parlamentu Europejskiego i Rady (WE) nr 1099/2008 w sprawie statystyki energii w odniesieniu do wykonania aktualizacji na potrzeby rocznej, miesięcznej i krótkoterminowej miesięcznej statystyki energii/ Commission Regulation (EU) 2019/2146 of 26 November 2019 amending Regulation (EC) No 1099/2008 of the European Parliament and of the Cucili on energy statistics, as regards the implementation of updates for the annual, monthly and short-term monthly energy statistics.
[110] P. Krysik 2022. „Zmiany w dyrektywie w sprawie charakterystyki energetycznej budynków", Rynek Instalacyjny, 2022.05, str. 20 ÷ 23.
[111] Strategia rozwoju energetyki odnawialnej przyjętym przez Sejm w dniu 23 sierpnia 2001 r.
[112] Programie dla elektroenergetyki przyjętym przez Radę Ministrów w dniu 28 marca 2006 r.
[113] Polityka energetyczna Polski do roku 2030 przyjętym przez Radę Ministrów w dniu 10 listopada 2009 r.
[114] Krajowy plan działania w zakresie energii ze źródeł odnawialnych z 2010 r.
[115] Ustawa z dnia 10 kwietnia 1997 r. – Prawo energetyczne (Dz.U. 1997 Nr 54 poz. 348, wraz z późniejszymi zmianami),
[116] Ustawa z dnia 25 sierpnia 2006 r. o biokomponentach i biopaliwach ciekłych (Dz. U. 2006 r. Nr 169, poz. 119 wraz z późniejszymi zmianami)
[117] Ustawa z dnia 20 lutego 2015 r. o odnawialnych źródłach energii (Dz. U. z 2015 r. poz.478 wraz z późniejszymi zmianami).
[119] Rozporządzenie Ministra Gospodarki z dnia 14 sierpnia 2008 r. w sprawie szczegółowego zakresu obowiązków uzyskania i przedstawienia do umorzenia świadectw pochodzenia, uiszczenia opłaty zastępczej, zakupu energii elektrycznej i ciepła wytworzonych w odnawialnych źródłach energii oraz obowiązku potwierdzania danych dotyczących ilości energii elektrycznej wytworzonej w odnawialnym źródle energii (Dz. U. z 2008 r. nr 156, poz. 969 z późniejszymi zmianami.)
[120] Energia ze źródeł odnawialnych w 2018: Główny Urząd Statystyczny
[121] OBWIESZCZENIE MARSZAŁKA SEJMU RZECZYPOSPOLITEJ POLSKIEJ z dnia 23 lutego 2021 r. w sprawie ogłoszenia jednolitego tekstu ustawy o odnawialnych źródłach energii (Dz. U. 2021, Poz. 610).
[122] G. Ojczyk. 2020. „Stan prawny w zakresie kotłów na paliwa stałe", Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja, 51/3, s. 3÷7
[123] USTAWA z dnia 27 kwietnia 2001 r. Prawo ochrony środowiska (Dz.U.2001.62.627) z późniejszymi zmianami
[124] USTAWA z dnia 16 października 2019 r. o zmianie ustawy – Prawo ochrony środowiska oraz niektórych innych ustaw (Dz.U.2019.2166)
[125] Biuletynie Informacji Publicznej Ministerstwa Klimaty i Środowiska. Tabela_nr_1.__Zestawienie_obowiazujacych_uchwal_antysmogowych, uchwały-antysmogowe. https://bip.mos.gov.pl/strategie-plany-programy/programy-ochrony-powietrza-dzialania-administracji-samorzadowej/uchwaly-antysmogowe/
[126] ROZPORZĄDZENIE MINISTRA INFRASTRUKTURY z dnia 12 kwietnia 2002 r. w sprawie warunków technicznych, jakim powinny odpowiadać budynki i ich usytuowanie, wraz z nowelizacjami. (Dz. U. Nr 75, poz. 690 ze zmianami, ostatnia zmiana z 2019 r. Dz. U. Nr 1065)
[127] Rozporządzenie Ministra Gospodarki, Pracy I Polityki Społecznej z dnia 9 lipca 2003 r. w sprawie warunków technicznych dozoru technicznego w zakresie eksploatacji niektórych urządzeń ciśnieniowych (Dz.U. 2003 nr 135 poz. 1269)
[128] Rozporządzenie Ministra Rozwoju i Technologii z dnia 17 grudnia 2021 r. w sprawie warunków technicznych dozoru technicznego dla niektórych urządzeń ciśnieniowych podlegających dozorowi technicznemu
[129] PN-87/B-02411:1987 - Ogrzewnictwo. Kotłownie wbudowane na paliwo stałe. Wymagania
[130] PN-B-02431-1:1999 - Ogrzewnictwo. Kotłownie wbudowane na paliwa gazowe o gęstości względnej mniejszej niż 1. Wymagania
[131] Kotły na paliwo stałe – przepisy i wymagania - Urząd Ochrony Konkurencji i Konsumentów, Warszawa 2019
[132] Wystąpienie pokontrolne Najwyższej Izby Kontroli z 26-go września 2017 LKR.410.026.03.2017 z 16-go marca 2018 r.
[133] PN-70/H-83136:1970 - Kotły grzewcze. Nazwy i określenia (norma wycofana 06-go października 2005 r)
[134] PN-84/M-34080. Kotły wodne. Terminologia (norma wycofana 18-go lipca-2006)
[135] PN-91/M-34451 - Kotły grzewcze stalowe o mocy cieplnej do 50kW. Ogólne wymagania i badania techniczne (Norma została zastąpione normą PN-EN 303-1:2000).

[136] PN-EN 303-1:2000 Kotły grzewcze - Kotły grzewcze z palnikami nadmuchowymi -- Terminologia, ogólne wymagania, badania i oznaczenie
[137] PN-EN 12809: 2002 – Kotły grzewcze na paliwa stałe—Nominalna moc cieplna do 50 kW—Wymagania i badania
[138] PN-EN 16510: 2018 - Mieszkaniowe urządzenia spalające paliwo stałe—Część 1: Wymagania ogólne i metody badań
[139] PN 303-5: 2002 Kotły grzewcze - Część 5: Kotły grzewcze na paliwa stałe z ręcznym i automatycznym zasypem paliwa o mocy nominalnej do 300 kW - Terminologia, wymagania, badania i oznakowanie
[140] EN 303-5:1999 Kotły grzewcze. Kotły grzewcze z palnikami wymuszonymi. Kotły grzewcze na paliwa stałe, opalane ręcznie i automatycznie, nominalna moc cieplna do 300 kW - terminologia, wymagania, badania i oznaczenia
[141] Pr PN 303-5: 2019 -Część 5: Kotły grzewcze na paliwa stałe z ręcznym i automatycznym zasypem paliwa o mocy nominalnej do 500 kW - Terminologia, wymagania, badania i oznakowanie.
[142] A. Krucki, S. Pilarski. 2019. „Nowa norma EN 303-5: 2019 a kotły na paliwa stałe", Magazyn Instalatora 08/2019
[143] PN-M-34452:1999 - Kotły grzewcze stalowe na paliwa stałe z cyklicznym zasypem paliwa. Wymagania i badania
[144] G. Ojczyk. 2020. „Zużycie energii w gospodarstwach domowych zasilanych kotłami stałopalnymi małej mocy", Rynek Instalacyjny, 03, s. 76÷80.
[145] PN-ISO 1928:2020 - Paliwa stałe -Oznaczanie ciepła spalania metodą spalania w bombie kalorymetrycznej i obliczanie wartości opałowej
[146] PN-G-04508:2020 - Węgiel kamienny -Oznaczanie zdolności spiekania metodą Rogi
[147] PN-G-04516:1998 - Paliwa stałe. Oznaczenie zawartości części lotnych metodą wagową
[148] PN-ISO 501:2007 - Węgiel kamienny - Oznaczanie wskaźnika wolnego wydymania
[149] PN-G-04517:1981 - Węgiel kamienny - Oznaczanie wskaźników dylatometrycznych (norma wycofana)
[150] W. Kordylewski. 2008."Spalanie i Paliwa", Wrocław, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej
[151] J. Tomeczek. 1992. „Spalanie węgla", Gliwice, Politechnika Śląska
[152] P. Rutkowski. 2010. „Przemysłowe laboratorium technologii chemicznej IB: Piroliza węgla i biomasy", Politechnika Wrocławska. Wydział Chemiczny, polymer-carbon.ch.pwr.wroc.pl/instrukcje/PLTRnW_piroliza.pdf
[153] M. Ściążko, H. Zieliński. 2003. „Termiczne przetwórstwo węgla i biomasy", Instytut Chemicznej Przeróbki Węgla, Zabrze – Kraków
[154] M. Holtzer, A. Kmita, A. Roczniak. 2016. "Procesy pirolizy i ich wpływ na jakość odlewów oraz na warunki pracy" (Processes of pyrolysis and their effect on cast quality and working conditions) AGH
[155] B. Roga, K. Toków. 1971. „Chemiczna technologia węgla", Warszawa, Wydawnictwo Naukowo-Techniczne
[156] D. W. Van Krevelen. 1961. "Coal", Elsevier Publishing Company, Amsterdam-London-New York-Princeton 1961
[157] A. Smoliński, N. Howaniec, K. Stańczyk. 2006. „Metody badania reaktywności węgla w procesach spalania i zgazowania", Prace Naukowe GIG Górnictwo i Środowisko- Nr 4
[158] H. Karch, W. Kordylewski ,W. Rybak. 1983. „Charakterystyka spalanie węgla", Archiwum termodynamiki, Vol. 4
[159] A. Bis, W. Gajewski. 2001. „Spalanie paliw stałych w kotłach fluidyzacyjnych", Archiwum Spalania, Vol. 1, Nr 1.
[160] S. Wójcicki. 1969. "Spalanie", Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa
[161] J. M. Beer. 1987. „Recent trends in coal combustion research", Proc. Conference „Coal Combustion, Beijing
[161] PN-G-97001:1982 - Węgiel kamienny. Sortymenty (norma wycofana)
[162] PN-G-97002:2018-11 - Węgiel kamienny - Klasyfikacja – Typy
[163] PN-G-97003:1982 - Węgiel kamienny do celów energetycznych (norma wycofana)
[164] G. Ojczyk. 2020. „Węgiel kamienny i jego właściwości", Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja, 51/11, s13÷23
[165] Gospodarka paliwowo-energetyczna w latach 2020 i 2021-–Warszawa 2021r
[166] W. Rybak. 2006. „Spalanie i współspalanie biopaliw stałych", Wydawnictwo Oficyny Wydawniczej Politechniki Wrocławskiej, Wrocław
[167] Datensammlung. Leitfaden Bioenergie. Planung, Betrieb und Wirtschchaftlichkeit von Bioenergieanlagen. CD-ROM Bundesministerium fuer Enaehrung, Landwirtschaft und Forster. IER-Universitaet Stuttgart. Wyd. FICHTNER-Ingenieur Dienst Leistungen undConsulting. 2001
[168] J. W. Wandrasz, A. J . Wandrasz. 2006. „Paliwa formowalne. Biopaliwa i paliwa z odpadów w procesach technicznych", Wydawnictwo „Seidel-Przywecki" Sp. z o.o.
[169] P. Mastalerz. 1986. „Chemia organiczna", PWN Warszawa
[170] Domalski E. S., JobeT. L. Milne T.A. 1987. "Thermodynamic data for biomass materials and waste components", The Anerican Society of Mechanical Engineers New York
[171] A. Roszkowski. 2013. „Energia z biomasy – efektywność, sprawność i przydatność energetyczna .Cz. 1", Instytut Technologiczno-Przyrodniczy w Falentach, Oddział w Warszawie
[172] R. Petela. 1972. „Paliwa i ich spalanie", Wydawnictwo Politechniki Śląskiej
[173] D. A. Tillman. 1991, "The Combustion of Solid fuels and Wastes", San Diego, Academic Press INC

[174] M. Kratofil , R. Zarzycki, R. Kobylecki, Z. Bis. 2014. „Badania procesu toryfikacji biomasy", POLITYKA ENERGETYCZNA – ENERGY POLICY JOURNAL G Tom 17 G Zeszyt 4 G 137–146
[175] D. A. Tillman, et al. 1981. "Wood Combustion", Academic Press, New York
[176] W. Rybak, i in. 2004. „Badanie zapłonu i spalania biopaliw stałych", Projekt nr 34199.2 Politechnika Wrocławska, Wrocław
[177] PN-G-04510:1991 - Paliwa stałe - Symbole i współczynniki przeliczeniowe (norma wycofana)
[178] S. Prosiński. 1984. „Chemia drewna", PWRiL, Warszawa
[179] ÖNORM M 7135: 2000: Presslingeaus naturbelassenem Holz oder naturbelassenerRinde, Pelletsund Briketts; Anforderungen und Prüfbestimmungen"
[180] DIN 51731: Prüfung fester Brennstoffe - Preßlinge aus naturbelassenem Holz - Anforderungen und Prüfung
[181] SS 18 71 20. 1998: Biobränslen och torv-Bränslepellets-Klassificering. (Biofuels and peat-Fuel pellets-Classification). Swedish Standards Institution. Stockholm:SIS.Standard
[182] PN-EN 14961-2: 2011: Biopaliwa stałe—Specyfikacje paliw i klasy—Część 2: Pelety drzewne do zastosowań nieprzemysłowych
[183] PN-EN ISO 17225-2: 2014: Biopaliwa stałe. Specyfikacje paliw i klasy. Część 2: Klasyfikacja peletów drzewnych
[184] G. Ojczyk. 2018. „Biomasa i biopaliwa – pelety drzewne", Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja, 49/4, s157÷160
[185] ÖNORM M 7137: 2003: Presslingeaus naturbelassenemHolz –Holzpellets, Anforderungen an die Pelletslagerungbeim Endkunden
[186] ÖNORM M 7136: 2002: Presslingeaus naturbelassenem Holz oder naturbelassener Rinde, Pellets, Qualitäts-sicherungin der Transport-und Lagerlogistik
[189] CTI–R04/5: Caratterizzazione del pellet a fini energetici, 2004.
[190] PN-EN 14961-1:2010 : Biopaliwa stałe—Specyfikacje paliw i klasy—Część 1: Wymagania ogólne
[191] PN-EN 14961-3: 2011: Bioopaliwa stałe—Specyfikacje paliw i klasy—Część 3: Brykiety drzewne do zastosowań nieprzemysłowych
[192] PN-EN 14961-4: 2011: Biopaliwa stałe—Specyfikacje paliw i klasy—Część 4: Zrębki drzewne do zastosowań nieprzemysłowych
[193] PN-EN 14961-5: 2011: Biopaliwa stałe—Specyfikacje paliw i klasy—Część 5: Drewno opałowe do zastosowań nieprzemysłowych
[193] PN-EN 14961-6: 2012: Biopaliwa stałe—Specyfikacje paliw i klasy—Część 6: Pelety niedrzewne do zastosowań nieprzemysłowych
[194] PN-EN ISO 17225-1: 2014: Biopaliwa stałe. Specyfikacje paliw i klasy. Część 1: Wymagania ogólne
[195] PN-EN ISO 17225-3: 2014: Biopaliwa stałe. Specyfikacje paliw i klasy. Część 3: Klasy brykietów drzewnych
[196] PN-EN ISO 17225-4: 2014: Biopaliwa stałe. Specyfikacje paliw i klasy. Część 4: Klasy zrębków drzewnych
[197] PN-EN ISO 17225-5: 2014: Biopaliwa stałe. Specyfikacje paliw i klasy. Część 5: Klasy drewna kominkowego
[198] PN-EN ISO 17225-6: 2014: Biopaliwa stałe. Specyfikacje paliw i klasy. Część 6 Klasy peletów nie drzewnych
[199] PN-EN ISO 17225-7: 2014: Biopaliwa stałe. Specyfikacje paliw i klasy. Część 7: Klasy brykietów niedrzewnych
[200] Ojczyk. G. 2019. „Biomasa i biopaliwa - pelety drzewne", Rynek Instalatora, nr 11
[201] A. Lechowska, B. Maludziński, G. Ojczyk. 2009. „Audyt energetyczny na potrzeby termomodernizacji oraz oceny energetycznej budynków. Praca zbiorowa pod redakcją Adama Tabora. Tom IV. Ochrona cieplna budynków, technologia zgazowania, źródła energii – racjonalizacja zużycia, instalacje centralnego ogrzewania, systemy zaopatrzenia w ciepłą wodę". Politechnika Krakowska im. Tadeusza Kościuszki Centrum Szkolenia i Organizacji Systemów Jakości Kraków
[202] R. Buczkowski, B. Igliński, M. Cichosz, G. Ojczyk, M. Stańczak, G. Piechota. Monografia „Biomasa w Energetyce". Wydawnictwa Naukowe Uniwersytetu Mikołaja Kopernika 2012
[203] K. Kubica, B. Paradiz, P. Dilara. 2007. „Small combustion installations:Techniques, emissions and measures for emission reduction", European Commission Joint Research Center, Institute for Environment and Sustainability
[204] K. Kubica. 2003. „Przemiany energochemiczne węgla i biomasy. [W:] Termochemiczne przetwórstwo węgla i biomasy. Red. Ściążko M., Zieliński H. Wyd. Instytutu Chemicznej Przeróbki Węgla, Kraków–Zabrze, s. 145–197.
[205] Ocena skuteczności metody spalania węgla i drewna „od góry" jako narzędzia do poprawy jakości powietrza w Polsce- Krakowski Alarm Smogowy. Instytut Chemicznej Przeróbki Węgla. 2017
[206] Peter Y. S. Chen, Edward C. Workman, „Combustion and emission characteristics of sawdust-coal fine pellets", Wood and Fiber Science. 22(4), pp. 377-387

[207] A. Szlęk. 2001. „Badanie procesu spalania paliw stałych w warstwie nieruchomej”, Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej. Gliwice
[208] G. Ojczyk. 2011. „Kotły na biopaliwa stałe - problemy eksploatacyjne”, Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja, 42/11, s. 455÷458
[209] K. Kubica, A. Szlęk. 2007. „Zasady wyznaczania para-metru kryterialnego oceny energetyczno-ekologicznej kotłów małej mocy.”Politechnika Śląska NB-56/RIE6/200: 1-6. http://topten.info.pl/uploads/Zasady_kryteria.pdf
[210] V. Rastvorov, K.V. Osintsev, E.V. Toropov. 2017. “Influence of bur-ner form and pellet type on domestic pellet boiler performance”. IOP Conf. Series.Earth and Environmental Science (87): 1-6. http://iopscience.iop.org/article/10.1088/1755-1315/87/3/032034/pdf
[211] W. Rybak. G. Hycaj, K Król, P. Płaza.2007. „Ocena przydatności biopaliw stałych do spalania i współspalania”, Zakład Paliw i Energii Instytut Techniki Cieplnej i Mechaniki Płynów, Politechnika Wrocławska, Materiały konferencyjne, luty 2007
[212] T. Mirowski, A. Mokrzycki, A.Uliasz–Bocheńczyk, 2018. „Energetyczne wykorzystanie biomasy”, Instytut Gospodarki Surowcami Mineralnymi i Energią Polskiej Akademii Nauk Wydawnictwo IGSMiE PAN
[213] L. Smoot. 1993. “ Fundamentals of coal combustion”, Elsevier
[214] R. Petela. 1982. „Paliwa i ich spalanie, cz II Spalanie”, Skrypty Politechniki Śląskiej nr 1043, Gliwice
[215] J. Zawistowski. 2016. Zawistowski-2016 – Poradnik dla użytkowników kotłów. [Online] www https://zawijan. wordpress.com/poradnik-uzytkownika/kotly-zasypowe/ [Dostęp 07.12.2016].
[216] R. Kubica, K. Kubica, W. Rogacz, M. Stec. Poradnik. Czyste ciepło w moim domu z paliw stałych 2017, Ministerstwo Środowiska
[217] J. Zawistowski. 2008. „Współczesne kotły węglowe dla ogrzewnictwa indywidualnego”, Rynek Instalacyjny, nr 7-8
[218] Materiały techniczne firmy Herz Armatura i Systemy Grzewcze Sp. z o.o.
[219] G. Ojczyk. 2020. „Kotły na pelet. Nowoczesne urządzenia o małej mocy”, Rynek Instalacyjny, nr 7-8
[220] G. Ojczyk. 2017. „Spalanie peletu drzewnego w jednopaliwowym kotle grzewczym małej mocy”, Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja, 48/11, s. 472÷477
[221] Materiały techniczne firmy Ekoenergia s.c
[222] J. Zawistowski. 20110, http://zawijan.wordpress.com/burner-s-nowy-palnik/palnik-burner-s/
[223] Materiały techniczne firmy Ardo s.c.
[224] G. Ojczyk, W. Zima. 2009. „Spalanie biopaliw stałych - Problemy eksploatacyjne, Aktualne problemy budowy i eksploatacji kotłów”, Prace Naukowe Politechniki Śląskiej, Z.23, Tom 2, str. 239-256, Międzynarodowa Konferencja Kotłowa, Szczyrk
[225] J. Zawistowski, S. Janiszewski. 2012. „Żywotność kotłów retortowych - zagrożenia eksploatacyjne”, Instal 2012, nr 12, s.35-36
[226] http://zawijan.wordpress.com/burner-s-nowy-palnik/wymiennik-ciepla/
[227] Świadectwo badania na „znak bezpieczeństwa ekologicznego” nr 915 wydane przez Instytut Chemicznej Przeróbki Węgla w Zabrzu
[228] M. Zmysłowski. 2007. „Analiza współpracy kotła opalanego paliwem stałym z instalacją centralnego ogrzewania”, Praca magisterska, AGH, Kraków, Opiekun M. Siudek
[229] Rozporządzenie Ministra Środowiska z dnia 20 grudnia 2005 r. w sprawie standardów emisyjnych z instalacji