



Politechnika Wroclawska

DZIEDZINA: Nauk Inżynieryjno-Technicznych

DYSCYPLINA: Inżynieria Środowiska, Górnictwo i Energetyka

ROZPRAWA DOKTORSKA

**Wewnętrzny układ recyrkulacji spalin w
mikroturbinach gazowych jako metoda do
współspalania paliw ze zwiększonym udziałem wodoru**

Mgr inż. Jean-Marc Fąfara

Promotor:

dr hab. inż. Norbert Modliński

Słowa kluczowe: Mikroturbina gazowa, Power-to-Gas, Wodór, Modelowanie CFD, Spalanie, NOx

WROCLAW 2023

Streszczenie

Obecnie można dostrzec intensywny rozwój technologii Power-to-Gas (P2G) oraz mikroturbin gazowych. Można założyć potencjalną integrację tych dwóch technologii. W celu zwiększenia sprawności uzyskiwania paliwa technologią P2G, jedną z możliwości jest zwiększenie udziału wodoru względem udziału metanu w tym paliwie. Wodór jest paliwem, które charakteryzuje się większą prędkością spalania laminarnego oraz większą temperaturą spalania adiabatycznego niż metan. Mikroturbiny gazowe są budowane w różnych technologiach komór spalania; komory z spalaniem dyfuzyjnym, kinetycznym oraz mieszanym. Komory ze spalaniem dyfuzyjnym są komorami bardzo często spotykanymi w przeszłości oraz obecnie. Charakteryzują się dużą stabilnością pracy, prostotą projektowania oraz konstruowania, dużą niezawodnością i mogą być stosowane do rozmaitych celów; z tych powodów to właśnie tego rodzaju komorę spalania wybrano do badań, pomimo większej emisji zanieczyszczeń atmosferycznych niż w przypadku innych typów komór spalania. Dążąc do integracji obu technologii oraz do zwiększania sprawności technologii P2G, założono potencjalną potrzebę zasilania mikroturbin gazowych paliwem metanowym z udziałem wodoru. Wzrost prędkości spalania laminarnego oraz temperatury spalania adiabatycznego mogą być przyczyną uszkodzenia komory spalania mikroturbiny gazowej oraz mogą potencjalnie się przyczynić do wzrostu emisji tlenków azotu.

Na podstawie przeglądu literaturowego wywnioskowano, że potencjalną metodą na obniżenie maksymalnej temperatury spalania oraz jej gradientu, obniżenie prędkości spalania laminarnego oraz obniżenie emisji tlenków azotu, może się okazać zawrócenie spalin do strefy tworzenia mieszaniny paliwowo-powietrznej oraz jej spalania. Uzyskane efekty, poprzez obniżenie wartości wyżej wspomnianych parametrów spalania, umożliwiłoby na dodanie określonej ilości wodoru do paliwa metanowego, tym samym powracając do nominalnych parametrów spalania i pracy komory. Dodatkowo, oczekiwano zwiększonej skuteczności utlenienia tlenku węgla podczas zawracania spalin, co mogłoby się przełożyć równocześnie na obniżenie emisji tego czynnika z komory.

Efekt recyrkulacji spalin zaproponowano osiągnąć za pomocą samoczynnego wewnątrz-komorowego układu zawracania spalin, opartego o system specjalnie zaprojektowanych kanałów umieszczonych wewnątrz zmodyfikowanej komory spalania. Opierając się o projekt referencyjnej komory spalania, zostały opracowane (dwie) komory spalania wyposażone w układy zawracania spalin (SolidEdge). Badania numeryczne komory referencyjnej oraz dwóch zmodyfikowanych komór spalania umożliwiły na weryfikację efektywności zaproponowanego układu zawracania spalin (Ansys Fluent, Ansys Chemkin oraz Microsoft Excel).

W wyniku badań numerycznych, stwierdzono, że istnieje faktycznie możliwość stworzenia funkcjonalnego samoczynnego wewnątrz-komorowego układu zawracania spalin dla komory spalania badanej mikroturbiny gazowej. Uzyskano maksymalnie zawrócenie spalin na poziomie 0.54 % (procent masowy). W dalszej części badań, wykazano, że zawrócone spaliny nie umożliwiają kontrolowania w sposób pożądaný procesu spalania oraz, że te spaliny nie wpływają na proces spalania. Działanie spalin jest niezauważalne ponieważ strumień masy zawróconych spalin jest zbyt niski.

W dalszej części, w wyniku analiz uzyskanych danych stwierdzono potencjalną możliwość przeprojektowywania rur ogniowych komór spalania w taki sposób aby ograniczać możliwość rozwoju procesu spalania w czołowej części rury ogniowej, co umożliwi na zabezpieczenie tej części komory spalania podczas spalania paliwa wzbogaconego w wodór. Przeprojektowanie rur ogniowych na spalanie paliw bogatszych w wodór (zmiana przepływu powietrza przez rurę ogniową) umożliwiłoby na ograniczenie maksymalnej temperatury spalania oraz gradientu tej temperatury w objętości spalania. Uzyskanie nie w pełni oczekiwanej oceny proponowanego rozwiązania nie jest niemniej niepowodzeniem z punktu widzenia naukowego, gdyż umożliwiło to na zamknięcie pewnych „drzwi” w Świecie Nauki, oraz umożliwiło to na dostrzeżenie potencjału adaptacji dyfuzyjnych komór spalania do spalania paliw bogatszych w wodór.

Abstract

Currently, intensive development of Power-to-Gas (P2G) technology and gas microturbines can be seen. Potential integration of these two technologies can be assumed. In order to increase the efficiency of obtaining fuel with the P2G technology, one of the possibilities is to increase the participation of hydrogen in relation to methane participation in this fuel. Hydrogen is a fuel that has a higher laminar burning velocity and a higher adiabatic combustion temperature than methane. Gas microturbines are built in various combustion chamber technologies; chambers with diffusion, kinetic, and mixed combustion. Diffusion-type combustion chambers are very common in the past and present. They are characterised by high operational stability, simplicity of design and construction, high reliability and can be used for a variety of purposes; for these reasons, it was this type of combustion chamber that was chosen for this study, despite higher atmospheric emissions than for other types of combustors. Attempting to integrate both technologies and increase the efficiency of P2G technology, a potential need was assumed to power gas microturbines with methane fuel enriched in hydrogen. An increase in the laminar burning velocity and adiabatic combustion temperature may cause damage to the combustion chamber of the gas microturbine and may potentially contribute to an increase in the emission of nitrogen oxides.

On the basis of the literature review, it was concluded that a potential method for reducing the maximum combustion temperature and its gradient, reducing the laminar burning velocity and reducing the emission of nitrogen oxides may be the recirculation of exhaust gases to the zone of creating the fuel-air mixture and its combustion. The obtained effects, by lowering the values of the combustion parameters mentioned above, would allow a certain amount of hydrogen to be added to the methane fuel, thus returning to the nominal combustion and combustor work parameters. Furthermore, carbon monoxide oxidation was expected during flue gas recirculation, which could also provoke a reduction in the emission of this substance from the combustion chamber.

The exhaust gases recirculation was proposed to be achieved by the application of an autonomous internal exhaust gases recirculation system, based on a specially designed channels system located inside of the modified combustion chamber. Based on the design of the reference combustion chamber, (two) combustion chambers equipped with exhaust gases recirculation systems have been developed (SolidEdge). Numerical studies of the reference combustion chamber and two modified combustion chambers made it possible to verify the efficiency of the proposed exhaust gases recirculation system (Ansys Fluent, Ansys Chemkin and Microsoft Excel).

As a result of numerical research, it was found that there is indeed a possibility of creating a functional autonomous internal exhaust gases recirculation system for the combustion chamber of the studied gas microturbine. The maximum ratio of exhaust gases recirculation was 0.54% (mass percentage). In the next part of the investigation, it was shown that the recirculated exhaust gases do not allow the combustion process to be controlled in the desired way and that these exhaust gases do not affect the combustion process. The impact of the recirculated exhaust gases on combustion is imperceptible because the mass flow of the recirculated exhaust gases is too low.

Further analysis of the data obtained revealed the potential possibility of redesigning the combustion chamber liners permitting to limit the development of the combustion process in the top part of the liner, making possible to protect this part of the combustor during the combustion of hydrogen enriched fuels. Redesigning the liners to burn fuels richer in hydrogen (changing the air flow passing through the liner) would make possible to limit the maximum combustion temperature and its gradient in the combustion volume. Achieving the not fully expected assessment of the proposed solution is nevertheless not a failure from a scientific point of view, as it has made possible to close a "door" in the World of Science, and it has made possible to see the potential for diffusion combustors adaptation to the combustion of fuels richer in hydrogen.

Spis treści

I) WPROWADZENIE	9
1) POTENCJAŁ PALIWA WODOROWEGO W UJĘCIU TECHNOLOGII POWER TO GAS (P2G)	9
a) Odnawialne źródła energii – ich charakterystyka	9
b) Opis technologii Power to Gas (P2G) [5]	10
c) Charakterystyka technologii Power to Gas (P2G) w odniesieniu do wodoru [5]	14
d) Podsumowanie stosowania paliwa wodorowego w ujęciu technologii Power to Gas (P2G)	16
2) POTENCJA ROZWOJU MIKROTURBIN GAZOWYCH	17
a) Charakterystyka ogólna turbin gazowych	17
b) Zalety oraz wady stosowania mikroturbin gazowych	20
c) Zastosowanie mikroturbin gazowych	21
d) Podsumowanie użyteczności mikroturbin gazowych	24
3) ZASTOSOWALNOŚĆ PALIWA WZBOGACONEGO W WODÓR DO ZASILANIA MIKROTURBIN GAZOWYCH	24
a) Potencjał połączenia paliwa pochodzenia Power to Gas z mikroturbinami gazowymi	24
b) Trudności w stosowaniu wodoru / paliwa bogatego w wodór do zasilania mikroturbin gazowych [25]	25
4) PRZEGLĄD ROZWIĄZAŃ KONSTRUKCYJNYCH NISKO EMISYJNYCH KOMÓR SPALANIA TURBIN GAZOWYCH	29
a) Kierunki rozwoju komór spalania lotniczych napędów turbinowych	29
(i) Kierunki rozwoju komór spalania turbinowych zespołów napędowych	29
(ii) Optymalizacja procesu tworzenia się mieszaniny paliwowo-powietrznej	31
(iii) Metody minimalizujące spalanie stechiometryczne mieszaniny paliwowo-powietrznej w komorze spalania	32
b) Kierunki rozwoju komór spalania energetycznych turbin gazowych	36
(i) Komory spalania z wtryskiem pary wodnej (wet combustor)	36
(ii) Komory spalania DLE (Dry Low Emission combustors)	37
(iii) Katalityczne komory spalania	39
c) Podsumowanie odnośnie konwencjonalnych nisko-emisyjnych komór spalania turbin gazowych	40
5) PRZEGLĄD ROZWIĄZAŃ KONSTRUKCYJNYCH KOMÓR SPALANIA TURBIN GAZOWYCH DO SPALANIA LUB WSPÓŁSPALANIE WODORU	41
a) Praca Douglasa M. Todda oraz Roberta A. Battista [42]	41
b) Prace Felix Guethe i innych [43] oraz Fengsham Liu i innych [44]	42
c) Praca Hailong Li i innych [45]	45
d) Praca Paulo Chiesa i innych [46]	46
e) Praca Mario Ditaranto i innych [47]	47

f)	Praca A. Haj Ayeda i innych [48].....	48
g)	Praca Mario Ditaranto i innych [49]	50
h)	Podsumowanie rozwiązań technicznych umożliwiających spalanie / współspalanie paliwa wodorowego w turbinach gazowych	52
6)	KONCEPCJA WEWNĘTRZNEJ RECYRKULACJI SPALIN (INTERNAL FLUE GAS RECIRCULATION) DLA PALNIKA ENERGETYCZNEGO	52
a)	Prezentacja wewnętrznej recyrkulacji spalin w palniku zasilanym metanem	52
b)	Możliwości zastosowania wewnętrznej recyrkulacji spalin dla komór spalania turbin gazowych w ujęciu współspalania paliwa wodorowego	56
7)	KONCEPCJA WEWNĘTRZNEGO UKŁADU RECYRKULACJI SPALIN DLA DYFUZYJNEJ KOMORY SPALANIA MIKROTURBINY GAZOWEJ	56
a)	Wymagania techniczne wynikające z procesu współspalania wodoru w mikroturbinach gazowych z dyfuzyjną komorą spalania	56
b)	Układ wewnętrznej recyrkulacji spalin jako metoda umożliwiająca zwiększenie udziału wodoru w paliwie zasilającym mikroturbiny gazowe.....	58
c)	Podsumowanie celu zaproponowanego rozwiązania, tezy do zweryfikowania oraz zadania do wykonania	63
II)	OKREŚLENIE PARAMETRÓW PRACY BADANEJ KOMORY SPALANIA	65
III)	METODOLOGIA BADAŃ NUMERYCZNYCH	68
1)	MODELE WYKORZYSTANE W SYMULACJACH CFD	68
a)	Wybór modeli do symulacji CFD.....	68
b)	Model przepływu i turbulencji [71].....	70
c)	Model promieniowania [71].....	76
(i)	Modelowanie promieniowania w ośrodku obliczeniowym według modelu DO	76
(ii)	Bilans promieniowania na powierzchni	79
d)	Model reagowania w fazie gazowej [71].....	81
(i)	Non-Premixed Model (Model Spalania Dyfuzyjnego)	81
(ii)	Diffusion Flamelets Model	83
(iii)	Steady Diffusion Flamelet Model	85
(iv)	Unsteady Diffusion Flamelet Model.....	85
(v)	Główne równania Modelu Steady/Unsteady Diffusion Flamelet.....	86
2)	OBSZAR OBLICZEŃ I WARUNKI BRZEGOWE	89
a)	Modele 3-D rozpatrywanych wariantów komór spalania	89
b)	Siatka numeryczna	97
c)	Przygotowanie warunków brzegowych dla rozpatrywanych wariantów.....	98
3)	BADANIA REAKTOROWE	100
a)	Modele Plug Flow Reactor (PFR) oraz Perfectly Stirred Reactor (PSR)	100

b)	Warunki brzegowe modeli reaktorowych.....	105
c)	Badania prędkości spalania laminarnego.....	109
IV)	WYNIKI ORAZ DYSKUSJA	115
1)	WYNIKI UZYSKANE Z OBLICZEŃ TRÓJWYMIAROWYCH KOMÓR SPALANIA TECHNIKĄ CFD....	115
a)	Kryterium zakończenia obliczeń numerycznych	115
b)	Ustalenie warunków fizyko-chemicznych panujących w komorach spalania.....	116
(i)	Ustalenie warunków dostępu do utleniacza w czołowej i końcowej części komory spalania.....	116
(ii)	Ustalenie warunków prędkości przepływu osiowego w rurze ogniowej	120
(iii)	Ustalenie wpływu reakcyjności chemicznej paliwa na proces spalania w rurze ogniowej 124	
c)	Stopień recyrkulacji spalin.....	124
d)	Spadek ciśnienia całkowitego.....	126
e)	Temperatura całkowita spalin	127
f)	Temperatura spalania	129
g)	Emisja CO.....	137
h)	Emisja NOx.....	142
2)	WYNIKI BADAŃ REAKTOROWYCH	150
3)	BADANIE PRĘDKOŚCI SPALANIA LAMINARNEGO	151
a)	Całość komory spalania	151
b)	Czołowa część komory spalania	154
c)	Ocena stopnia odwzorowania obliczeniowej prędkości spalania laminarnego względem danych doświadczalnych	155
4)	WNIOSKI	158
V)	PODSUMOWANIE	163
1)	GENEZA I CEL BADAŃ	163
2)	BADANIA NUMERYCZNE.....	164
3)	ODPOWIEDZI NA ZADANE TEZY ORAZ POTENCJAŁ PRZYSZŁYCH BADAŃ.....	164
ZAŁĄCZNIK A		166

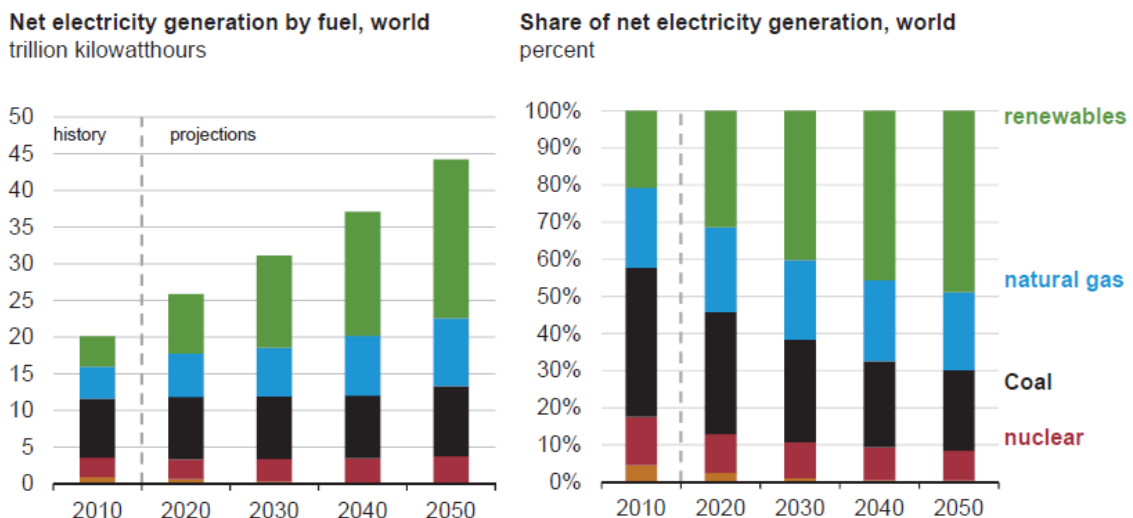
I) WPROWADZENIE

1) POTENCJAŁ PALIWA WODOROWEGO W UJĘCIU TECHNOLOGII POWER TO GAS (P2G)

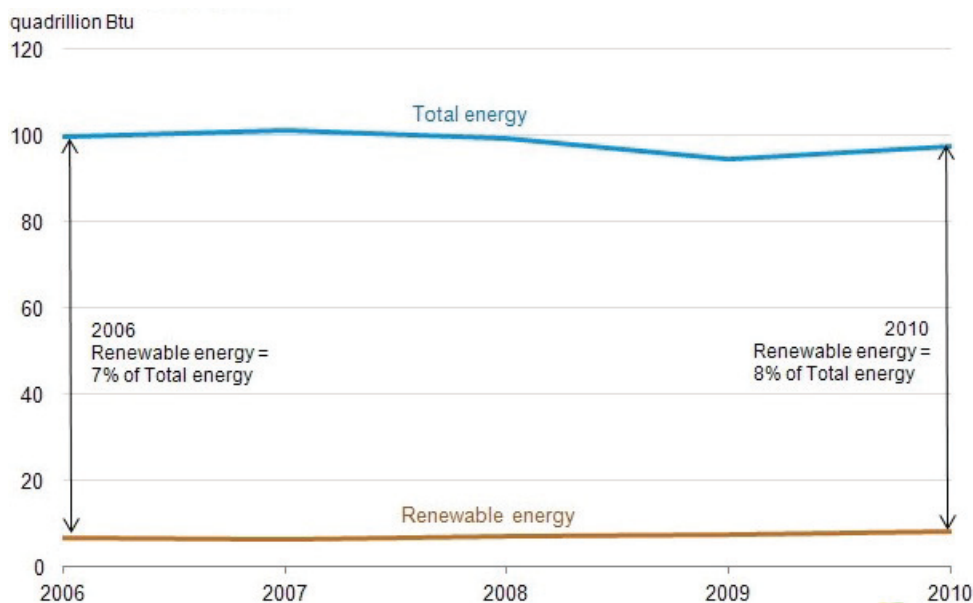
a) Odnawialne źródła energii – ich charakterystyka

„Odnawialne źródła energii” jest pojęciem z którym każdy się spotkał. Aby sprawnie przejść do problematyki związanej z tym tematem, należy przytoczyć definicję odnawialnych źródeł energii opracowaną przez roboczą grupę ds. odnawialnych nośników energii REWP (The Renewable Energy Working Party) powołanych przez IEA (International Energy Agency). W opracowaniu [1] przytacza się: „Odnawialna energia jest tą ilością energii jaką pozyskuje się w naturalnych procesach przyrodniczych stale odnawialnych. Występując w różnej postaci, jest generowana bezpośrednio lub pośrednio przez energię słoneczną lub z ciepła pochodzącego z jądra Ziemi. Zakres tej definicji obejmuje energię generowaną przez promieniowanie słoneczne, wiatr, z biomasy, geotermalną cieków wodnych i zasobów oceanicznych oraz biopaliwo i wodór pozyskany z wykorzystaniem wspomnianych odnawialnych źródeł energii”. Należy również podkreślić, że wykorzystywanie odnawialnych źródeł energii jest jednym z aktorów dekarbonizacji.

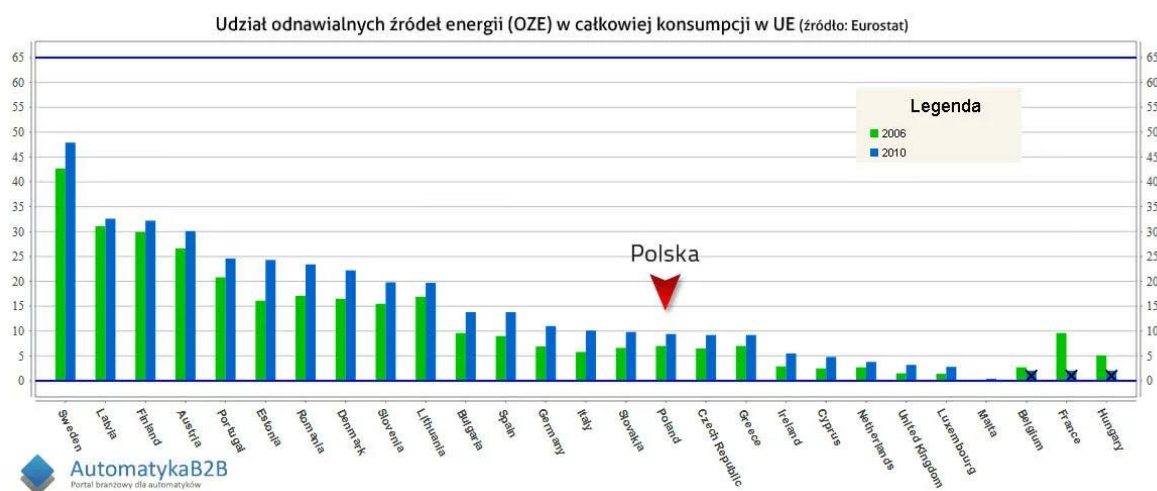
Można zatem szybko zauważyć, że do energii odnawialnej wliczają się między innymi takie źródła energii jak: siłownie wiatrowe, siłownie hydrodynamiczne oraz panele fotowoltaiczne. Charakterystyką wymienionych źródeł energii jest silne uzależnienie generowanej energii elektrycznej od warunków środowiskowych. Warunki środowiskowe nieustannie ulegają zmianom. Oznacza to, że generacja energii elektrycznej jest niejednostajna w czasie. W określonych warunkach istnieje możliwość generowania większych ilości energii elektrycznej, zaś w innych okresach, przy zmianie warunków środowiskowych, istnieje również możliwość generowania niedostatecznej ilości energii. Jest to zagadnienie utrudniające eksploatację tego rodzaju źródeł energii elektrycznej. Równocześnie, w dzisiejszej oraz jutrzejszej branży energetycznej można dostrzec coraz większe znaczenie energii odnawialnych, tak jak to ukazuje rysunek 1.1 opracowany przez EIA (Energy Information Administration) [2]. Przykładowo w Stanach Zjednoczonych Ameryki, energetyka odnawialna wynosi 8% udziału w energetyce krajowej w 2010 roku [3] (rys. 1.2), natomiast w Polsce energetyka odnawialna wynosiła już ok. 10% w energetyce krajowej w tym samym roku [4] (rys. 1.3).



Rys. 1.1 Ewolucja w pochodzeniu energii elektrycznej w przyszłości [2]



Rys. 1.2 Ewolucja udziału odnawialnych źródeł energii w Stanach Zjednoczonych Ameryki w latach 2006-2010 [3]



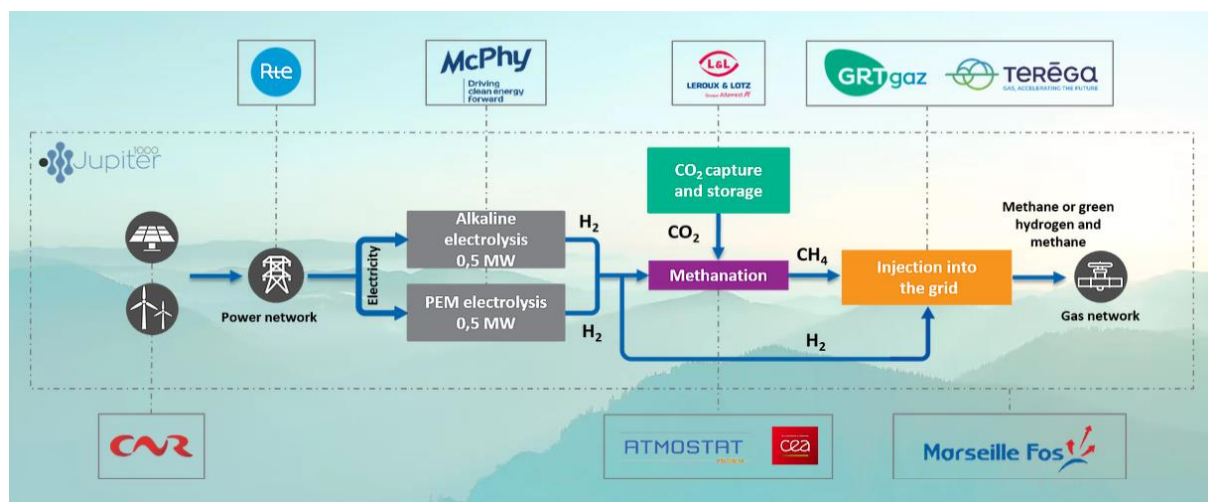
Rys. 1.3 Udziału odnawialnych źródeł energii w krajach Unii Europejskiej w 2010 [4]

Można zatem stwierdzić, że odnawialne źródła energii charakteryzują się zarówno coraz bardziej dynamicznym zastosowaniem, oraz niejednostajnością generowanej energii elektrycznej, zwłaszcza z takich obiektów jak siłownie wiatrowe, siłownie hydrodynamiczne oraz panele fotowoltaiczne. Aby sprostać tym problemom naukowcy oraz inżynierowie zaproponowali rozwiązanie, które umożliwi magazynowanie nadmiaru energii elektrycznej w celu ujednoczenia produkcji energii z odnawialnych źródeł energii. Tym rozwiązaniem naukowo-inżynierskim jest technologia zwana „Power to Gas” (P2G).

b) Opis technologii Power to Gas (P2G) [5]

Technologia Power to Gas polega na zamianie (nadmiaru generowanej) energii elektrycznej na gaz wodorowy przy wykorzystaniu zjawiska hydrolizy, a następnie na zamianie części uzyskanego wodoru na gaz metanowy przy wykorzystaniu procesu metanacji. Uzyskane gazy są ze sobą mieszane w wybranych proporcjach lub zachowywane oddzielnie. Tak uzyskany gaz

metanowo-wodorowy, metan lub wódz stanowią paliwa. Ponadto, uzyskane paliwa można magazynować i transportować, a zatem wykorzystać w innej lokalizacji niż miejsce jego produkcji. Przykładem ilustrującym technologie Power to Gas jest demonstrator „Jupiter 1000” zbudowany we Francji, którego schemat przedstawiono na rysunku 1.4. Jupiter 1000 wprowadził po raz pierwszy do miejskiej instalacji gazowej paliwo wodorowe dnia 20 lutego 2020r. [6].

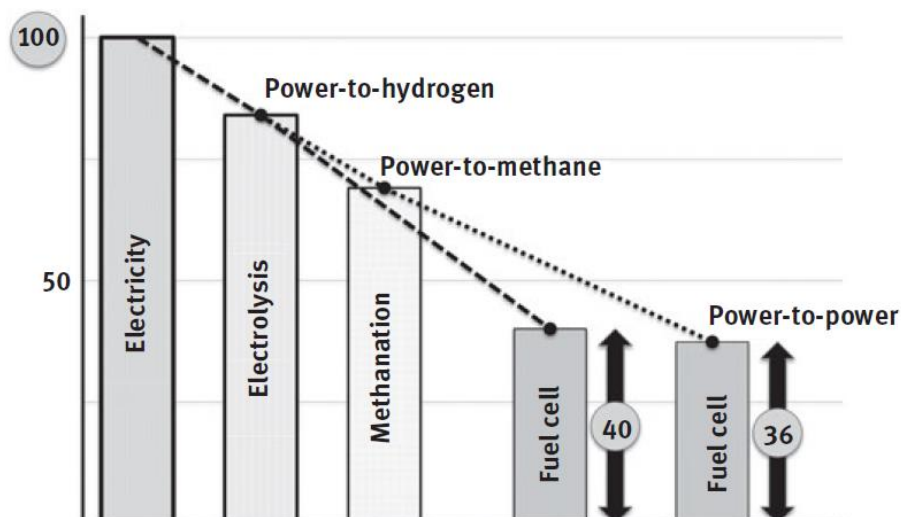


Rys. 1.4 Schemat ideowy demonstratora Jupiter 1000 w kontekście technologii Power to Gas [7]

Tak jak to już opisano powyżej, w wyniku zastosowania technologii P2G można uzyskać paliwo pochodzenia odnawialnego o składzie czystego wodoru, czystego metanu lub mieszaniny obydwóch gazów. Skład wydawanego paliwa będzie uzależniony od jego zastosowania. Paliwo z tej technologii może zostać wykorzystane do zastosowań przemysłowych, energetycznych, transportowych oraz domowych.

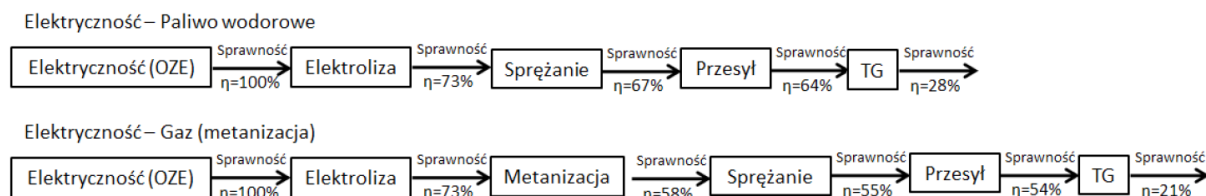
W zastosowaniach **przemysłowych**, pierwszym odbiorcą wodoru jest przemysł naftowy, który głównie wykorzystuje wódz do odsiarczania paliwa. Drugim użytkownikiem wodoru jest przemysł produkujący nawozy, gdzie wódz jest stosowany do wytwarzania amoniaku. Wódz jest również stosowany w szerokim wachlarzu branż, począwszy od metalurgii do przemysłu elektronicznego. Można zatem stwierdzić, że w zastosowaniach przemysłowych, wódz nie odkrywa roli paliwa, zaś substancji chemicznej procesowej.

W zastosowaniu **energetycznym**, wódz lub metan są stosowane do zasilania ogniw paliwowych, których zadaniem jest generacja prądu elektrycznego, oraz do zasilania urządzeń energetycznych, takich jak turbiny gazowe. Ogniwa paliwowe są zasilane tylko paliwem wodorowym lub tylko paliwem metanowym. W zależności od wybranej technologii zasilania, sprawność procesu wykorzystania nadmiaru energii elektrycznej odnawialnej jest inna, tak jak to przedstawiono na rysunku 1.5. Wykorzystanie czystego wodoru do zasilania charakteryzuje się większą sprawnością (40%) niż zastosowanie metanu (36%), gdyż nie ma strat energii związanych z procesem metanacji. Podane sprawności odnoszą się do konwersji energii elektrycznej na energię elektryczną.



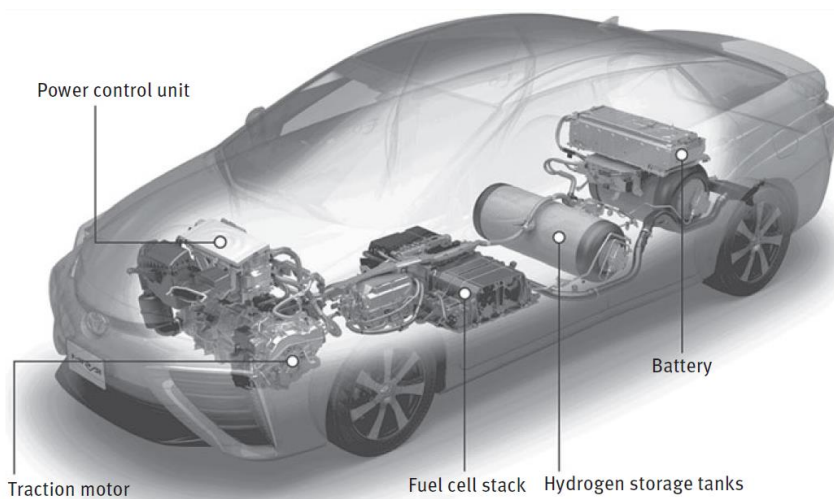
Rys. 1.5 Sprawność wykorzystania paliw P2G do zasilania ogniw paliwowych [5]

Przy wykorzystaniu paliw z technologii P2G do napędzania turbin gazowych, można wyróżnić nawet trzy warianty zasilania: czystym wodorem, czystym metanem, lub mieszaniną obydwóch gazów. Oszacowane zostało, że zasilanie turbiny gazowej czystym metanem charakteryzuje się sprawnością 21%, zaś zasilenie turbiny gazowej czystym wodorem charakteryzuje się sprawnością 28% (rys. 1.6 i [8]). Zasilanie turbiny gazowej mieszaniną paliwa wodorowego oraz metanowego posiada zmienne wartości sprawności, w zależności od zastosowanych proporcji. Podane sprawności odnoszą się do konwersji energii elektrycznej na energię elektryczną.



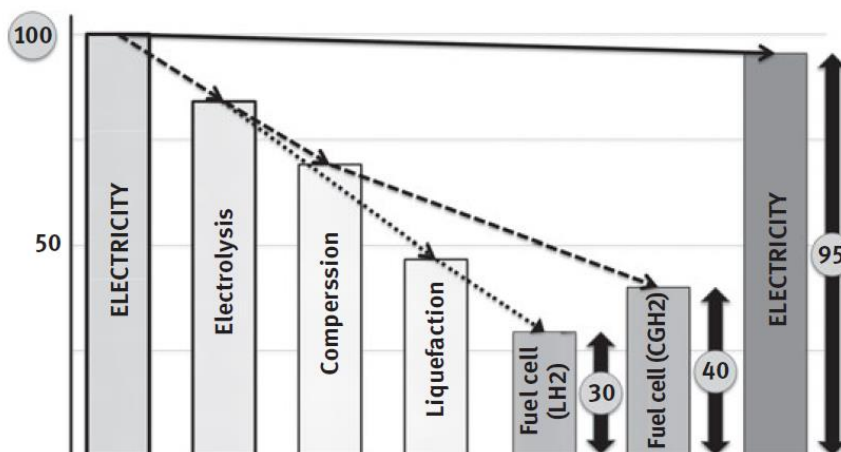
Rys. 1.6 Sprawności wykorzystania paliw P2G do zasilania turbin gazowych [na podstawie 8]

W zastosowaniu **transportowym** (do napędzania pojazdów), można rozróżnić zastosowanie czystego wodoru, lub czystego metanu. Zastosowanie mieszaniny obu gazów nie jest zazwyczaj wykorzystywane. Zastosowanie czystego wodoru jest preferowane do zasilania ogniw paliwowych, które są umieszczane na pokładzie pojazdów. Ogniwa paliwowe generują w ten sposób prąd elektryczny, który umożliwia zasilenie elektrycznego silnika. Schemat przykładowego samochodu napędzanego tą technologią jest przedstawiony na rysunku 1.7.



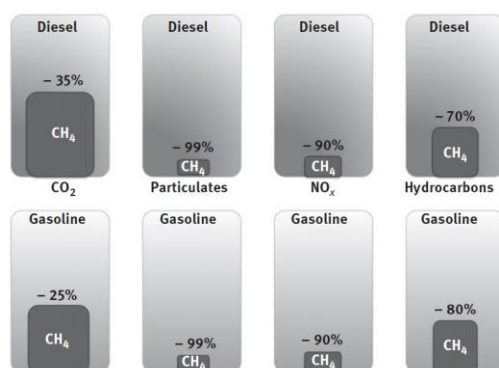
Rys. 1.7 Samochód na paliwo wodorowe Mirai Hydrogen firmy Toyota Motor [5]

W zależności od zastosowanej technologii magazynowania wodoru, można uzyskać zmienne sprawności; tankowanie wodoru ciekłego charakteryzuje się większym zasięgiem pojazdu ale niższą sprawnością (ok. 30%), zaś tankowanie wodoru w postaci gazowej charakteryzuje się mniejszym zasięgiem pojazdu, ale większą sprawnością (ok. 40%). Podane wartości sprawności odnoszą się od energii elektrycznej (odnawialnej) aż do energii napędowej pojazdu. Przykładowy przebieg sprawności napędzania pojazdów z wykorzystaniem paliwa wodorowego oraz ogniwa paliwowych jest przedstawiony na poniższym rysunku 1.8.



Rys. 1.8 Sprawność wykorzystania energii w pojazdach wykorzystujących paliwo wodorowe oraz ogniwa paliwowe [5]

Drugą możliwością wykorzystania paliwa P2G, tym razem metanu, do napędzania pojazdów, jest ich spalanie w silnikach spalinowych. Można zamienić tankowany gaz ziemny (CNG) na metan pochodzący z technologii P2G. Umożliwia to na usunięcie udziału kompleksowych związków chemicznych z paliwa, co umożliwi na redukcje emisyjności takich pojazdów (rys. 1.9), a ponadto można odnotować mniejszy poziom hałasu jednostki napędowej (nawet mniej o 3db).



Rys. 1.9 Wpływ stosowania metanu z technologii P2G do napędzania pojazdów z napędami spalinowymi pod kątem emisji dwutlenku węgla, cząstek stałych, tlenków azotu oraz węglowodorów, w porównaniu do oleju napędowego oraz benzyny [5]

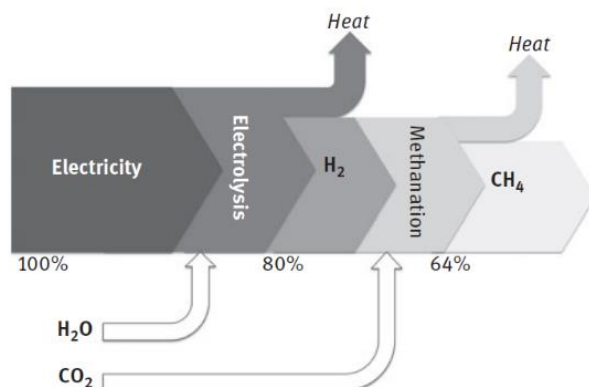
W zastosowaniu **domowym** można rozróżnić mikro oraz makro skalę. W mikroskali, można wykorzystywać wodór pochodzący z technologii P2G do zasilania małej mocy ogniw paliwowych. Poza tym można wykorzystać metan pochodzenie P2G do zasilania instalacji gazowniczej domu, co nie wiąże się z żadnymi modyfikacjami instalacji. W skali makro, mieszanina paliwa metanowo-wodorowego jest dodawana do instalacji gazowej. Udział wodoru w paliwie P2G nie jest ściśle określony i jest zmienny w zależności od państw, które z tej technologii korzystają. Poniższa tabela (tab. 1.1) przedstawia przykładowe dopuszczalne udziały wodoru w sieci gazowniczej.

Tab. 1.1 Dopuszczalne udziały wodoru w sieci gazowniczej w zależności od państw (udział procentowy molowy) [5]

Country	Belgium	UK	Sweden	Austria	Switzerland	Germany	France	Netherlands
	0	0.1	0.5	4	5	5	8	12

c) Charakterystyka technologii Power to Gas (P2G) w odniesieniu do wodoru [5]

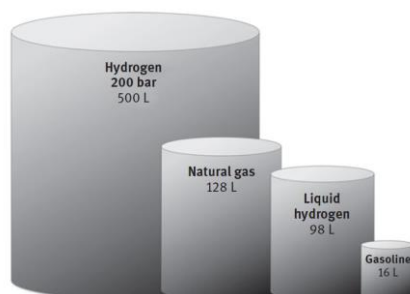
Tak jak już to opisano powyżej, technologia Power to Gas polega na wytwarzaniu z nadmiaru energii elektrycznej wodoru w procesie hydrolizy, a następnie metanu w procesie metanacji. Każdy z tych procesów pochłania część energii pierwotnej (rys. 1.10).



Rys. 1.10 Straty energii w procesach technologii Power to Gas [5]

Można oszacować, że przy generowaniu wodoru, zostaje stracone około 20% energii, zaś do wytworzenia metanu, zostaje stracone ok. 36% energii pierwotnej. Oznacza to, że optymalnie było by stosować tylko wodoru, bez konieczności stosowania metanu. Ponadto, spalania wodoru umożliwia redukcję substancji węglowodorkowych. Pomimo możliwości zwiększenia sprawności procesu generowania paliwa P2G, preferuje się dzisiaj eksploatację metanu. Stosowanie paliwa o zwiększonej zawartości wodoru przedstawia szereg wad.

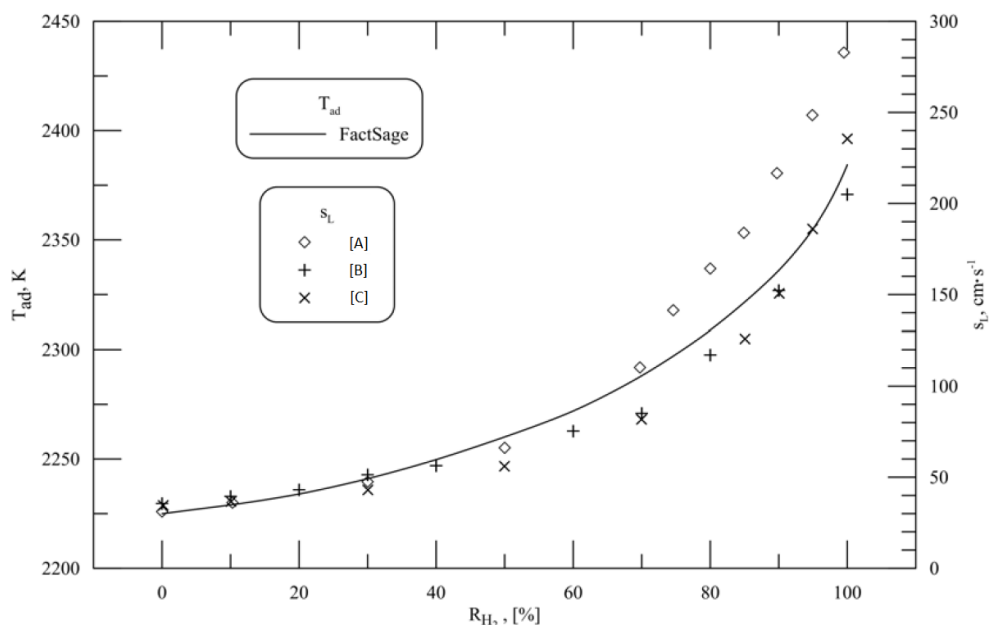
Faktem jest, że paliwo wodorowe posiada bardzo dużą gęstość energii (ok. 120 MJ/kg [5]) w porównaniu do metanu (ok. 50 MJ/kg [5]), natomiast gęstość wodoru jest bardzo niska ($0,0899 \text{ kg/m}^3$ przy ciśnieniu 1013,25 hPa, w temperaturze 0°C [9]) w porównaniu do gęstości metanu ($0,717 \text{ kg/m}^3$ przy ciśnieniu 1013,25 hPa, w temperaturze 0°C [10]). Istnieje możliwość skroplenia wodoru, co umożliwia nadanie mu gęstości ponad 71 kg/m^3 , natomiast nawet do 50% energii wodoru jest tracona na proces skraplania. Co za tym idzie jest wymagana duża przestrzeń do magazynowania wodoru zawierającej tę samą ilość energii co metan (rys. 1.11). Wynika z tego pierwsza wada stosowania wodoru: trudności z jego magazynowaniem.



Rys. 1.11 Porównanie wymaganej objętości zbiorników na różne paliwa zawierające tę samą ilość energii (250 kWh) [5]

Ponadto, wodór jest paliwem o specyficznych właściwościach, które sprawiają, że jego użytkowanie jest obarczone koniecznością stosowania odpowiednich przedsięwzięć bezpieczeństwa. Wodór charakteryzuje się niską energią zapłonu ($20 \mu\text{J}$) w porównaniu do innych stosowanych paliw (np. dla gazu ziemnego, ta energia wynosi $290 \mu\text{J}$), mały wymiar wodoru ułatwia przenikanie tej substancji przez materiały, zaś w przypadku jego ulatniania wodór częściej się zapala niż pozostałe paliwa, co jest między innymi związane w jego szerokim zakresie palności (od 4% do 75% objętości w powietrzu). W związku z powyższymi wymienionymi właściwościami wodoru, eksploatacja wodoru wiąże się z zastosowaniem odpowiednich norm bezpieczeństwa, co stanowi drugą istotną wadę jego użytkowania.

Poza tym, wodór posiada odmienne właściwości, niż większość powszechnie stosowanych paliw, pod względem procesu spalania. Badania wykazują modyfikację procesu spalania przy dodawaniu wodoru do konwencjonalnych paliw. Przykładem mogą posłużyć badania symulacyjne oraz doświadczalne opisane w pracy **Wojciecha Jerzaka** [11], które obrazują zmianę adiabatycznej temperatury spalania oraz prędkości spalania laminarnego podczas dodawania wodoru do metanu (rys. 1.12). Pomiędzy czystym metanem a czystym wodorem, adiabatyczna temperatura spalania zmienia się w zakresie od ok. 2225 K do ok. 2375 K, zaś prędkość spalania laminarnego zmienia się w zakresie od ok. 40 cm/s do ok. 250 cm/s, w warunkach stechiometrycznych. Zmiana tych parametrów powoduje utrudnienia w procesie spalania / współspalania wodoru z paliwami konwencjonalnymi w urządzeniach energetycznych, co stanowi trzecią wadę tego paliwa.



[A] Ilbas M., Caryford A. P., Yilmaz İ., Bowen P. J., Syred N. Laminar-burning velocities of hydrogen-air and hydrogen—methane-air mixtures: An experimental study. *Int. Journal of Hydrogen Energy*, vol. 31 (2006) pp. 1768-1779.

[B] Hu E., Huang Z., He J., Jin Ch., Zheng J., Experimental and numerical study on laminar burning characteristics of premixed methane-hydrogen-air flames, *Int. Journal of Hydrogen Energy*, vol. 34 (2009) pp. 4876-4888

[C] Di Sarli V., Di Benedetto A., Laminar burning velocity of hydrogen-methane/air premixes flames, *Int. Journal of Hydrogen Energy*, vol. 32 (2007) pp. 637-646.

Rys. 1.12 Wpływ zawartości wodoru w metanie na prędkość spalania laminarnego oraz adiabatyczną temperaturę spalania, w warunkach stechiometrycznych [11]

Aktualnie naukowcy oraz inżynierowie pracują nad minimalizacją powyżej opisanych wad użytkowania paliwa wodorowego. Korzystanie z wodoru jako paliwa jest motywowane przez jego czystość w procesach utleniania, natomiast przed definitywnym przejściem na to paliwo, należy rozwiązać problemy z magazynowaniem, zabezpieczaniem oraz jego użytkowaniem w urządzeniach energetycznych.

d) Podsumowanie stosowania paliwa wodorowego w ujęciu technologii Power to Gas (P2G)

Wodór jest paliwem nieco innym od pozostałych konwencjonalnych paliw stosowanych w dzisiejszym Świecie. Jest to przede wszystkim paliwo, które nie występuje w naturze. Oznacza to, że należy to paliwo wytworzyć zanim będzie ono użytkowane. W takim ujęciu problemu, wodór jest tylko nośnikiem energii, którego użytkowanie powoduje tylko straty sprawnościowe.

Paliwu wodorowemu można natomiast nadać całkiem nowego znaczenia w ujęciu technologii Power to Gas. Z nadmiaru energii elektrycznej pochodzenia odnawialnego, można wytworzyć paliwo wodorowe, lub/i paliwo metanowe. Bardziej sprawne okazuje się być stosowanie paliwa wodorowego, gdyż nie występują wtedy straty związane z procesem generowania metanu. Aktualnie, z powodu niewygód związanych z eksploatacją wodoru, stosuje się preferencyjne paliwo metanowe. Dalsze postępy naukowe oraz inżynierskie dążą do rozwiązania problemów związanych z magazynowaniem, transportem, zabezpieczeniem oraz użytkowaniem wodoru. Rozwiązanie tych problemów umożliwi zwiększenie sprawności użytkowania źródeł energii odnawialnych.

W niniejszej pracy będzie poruszany problem użytkowania wodoru jako paliwo w urządzeniach energetycznych, a dokładniej w mikroturbinach gazowych, w ujęciu zaproponowania rozwiązania naukowo-technicznego sprzyjającego rozwojowi użytkowania paliwa wodorowego.

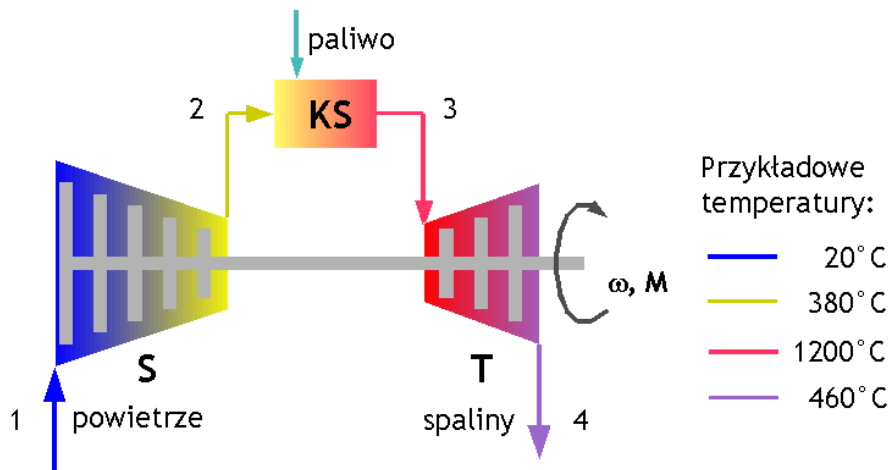
2) POTENCJA ROZWOJU MIKROTURBIN GAZOWYCH

a) Charakterystyka ogólna turbin gazowych

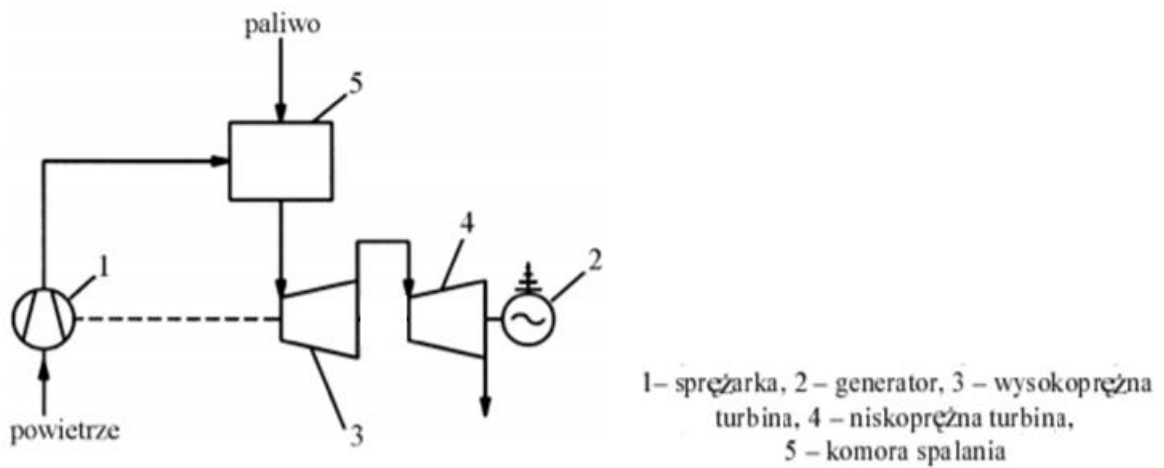
Turbina gazowa została opatentowana w roku 1791 przez John Barbera, natomiast w związku z uzyskiwaną zbyt małą sprawnością obiegu należało poczekać do roku 1903 aby została zbudowana pierwsza samodzielnie pracująca turbina gazowa; została zbudowana przez Ægidius Elling [12]. Pierwsza mikroturbina gazowa ujrzała światło dzienne w roku 1982, o nazwie PAL, pochodzącej od inicjałów imion trzech inżynierów, którzy ją skonstruowali (Prisel, Alme oraz Lyrsel) [13].

Turbiny gazowe są urządzeniami, których zadaniem jest przetworzenie energii chemicznej zawartej w paliwie na inne jej postacie. Stosowane paliwa do napędzania turbin gazowych są bardzo zróżnicowane; można stosować paliwa gazowe (np. gaz ziemny, metan, butan, propan, itp.) lub paliwa ciekłe (benzyna, olej napędowy oraz nafta lotnicza). Turbiny gazowe generują ciąg (w przypadku odrzutowych napędów lotniczych) lub ruch obrotowy. Ruch obrotowy z kolei może zostać wykorzystany do napędzania innych urządzeń, które najczęściej stanowią generatory prądu elektrycznego. Ponadto, energia cieplna zawarta w spalinach może również zostać wykorzystana. W przypadku generowania i wykorzystania zarówno energii elektrycznej oraz użytecznej energii cieplnej, w ramach jednego procesu, mówi się o kogeneracji (ang. „Combined Heat and Power”).

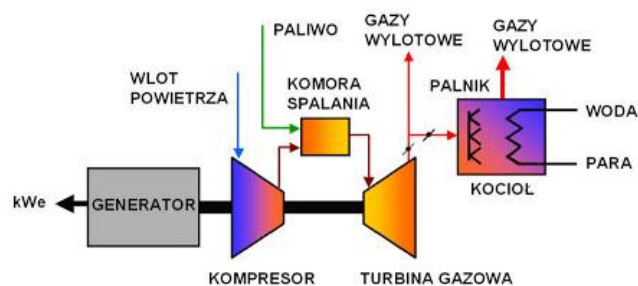
Zasada działania turbin gazowych jest stosunkowo prosta. Do strumienia powietrza doprowadza się pewną ilość energii (H_s) w procesie sprężania. Następnie, w atmosferze sprężonego powietrza, pod stałym ciśnieniem, jest doprowadzane oraz spalane paliwo, co umożliwi dostarczyć do strumienia powietrza kolejną ilość energii, którą oznaczono H_{ks} . Na wylocie z komory spalania, strumień powietrza (który przekształcił się w strumień spalin w komorze spalania) zawiera energię $H_s + H_{ks}$. Tak uzyskane spaliny trafiają do turbiny gazowej, w której strumień spalin jest rozprężany i oddaje część swojej energii do sprężarki (energia nieco większa od H_s w celu pokonania oporów), zaś pozostała część energii użytecznej jest spożytkowana na różne sposoby, w zależności od pożądanej formy energii na wyjściu z turbiny gazowej. Jeżeli na wyjściu z turbiny gazowej wymaga się ruchu obrotowego, to spaliny są dodatkowo rozprężane w tej samej turbinie (jak na rysunku 1.13) lub w dodatkowej (zwanej „wolnej turbinie”, jak na rysunku 1.14)). Ponadto, uzyskane gorące spaliny można skierować na wymiennik ciepła, którego zadaniem jest przekazanie energii cieplnej do innego medium (rys. 1.15). Natomiast jeżeli wymaga się generowania ciągu (do zastosowań lotniczych), to spaliny na wyjściu z turbiny są kierowane do specjalnie ukształtowanej dyszy wylotowej, która umożliwi dalsze rozprężanie strumienia spalin aż do ciśnienia otoczenia. Ma to na celu przyspieszenie strumienia spalin, a różnica prędkości strumienia powietrza na wlocie do turbiny gazowej oraz strumienia spalin na jej wylocie umożliwia powstanie siły ciągu (rys. 1.16). Tak jak można to zauważyć, turbina gazowa może zostać zastosowana do przeróżnych celów i zostać zabudowana oraz oprzyrządowana w bardzo szerokim zakresie.



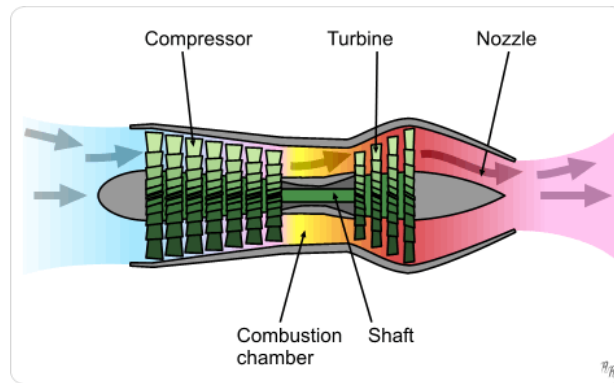
Rys. 1.13 Schemat turbiny gazowej do generowania ruchu obrotowego przy zastosowaniu jednej turbiny [14]



Rys. 1.14 Schemat turbiny gazowej do generowania ruchu obrotowego przy zastosowaniu dodatkowej wolnej turbiny [na podstawie - 15]



Rys. 1.15 Schemat turbiny gazowej z wykorzystaniem ciepła spalin [16]



Rys. 1.16 Schemat turbiny gazowej przeznaczonej do generowania siły ciągu [17]

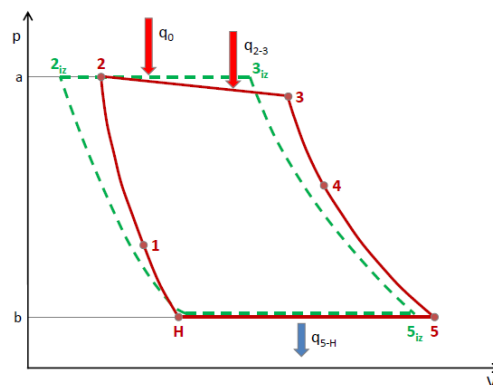
Termodynamiczna zasada działania turbiny gazowej jest opisana przez obieg termodynamiczny Braytona-Joule'a. Obieg teoretyczny zawiera następujące etapy:

- H-2_{iz} - Izentropowe sprężanie (we wlocie oraz w sprężarce),
- 2_{iz}-3_{iz} - Izobaryczne doprowadzanie ciepła q_0 (spalanie paliwa w komorze spalania),
- 3_{iz}-5_{iz} - Izentropowe rozprężanie (w turbinie oraz dyszy wylotowej),
- 5_{iz}-H - Izobaryczne chłodzenie q_{5-H} (które zazwyczaj nie polega na ponownym doprowadzeniu spalin do wlotu sprężarki).

W związku z niedoskonałością odwzorowania obiegu teoretycznego, realizowany obieg w turbinach gazowych ma następujący przebieg:

- H-1 – Politropowe sprężanie (we wlocie do sprężarki),
- 1-2 - Polityropowe sprężanie (w sprężarce),
- 2-3 – Blisko-izobaryczne doprowadzanie ciepła q_{2-3} (ciśnienie maleje wzdłuż komory spalania),
- 3-4 – Polityropowe rozprężanie (w turbinie),
- 4-5 – Polityropowe rozprężanie (w dyszy wylotowej),
- 5-H – Izobaryczne chłodzenie czynnika q_{5-H} (układ jest otwarty).

Następujący rysunek (1.17) przedstawia obieg teoretyczny oraz rzeczywisty Braytona-Joule'a.



Rys. 1.17 Obieg teoretyczny oraz rzeczywisty Braytona-Joule'a [18]

Linia czerwona – obieg rzeczywisty / linia zielona – obieg teoretyczny

Turbiny gazowe powszechnie stosowane generują moc w szerokim zakresie od 500 kW do 250 MW. Istnieje również kategoria turbin gazowych, które generują moc w zakresie od 30 kW do 250 kW (niekiedy do 500 kW) [19]. Ta ostatnia kategoria turbin gazowych jest zwana „mikroturbinami gazowymi”. Mikroturbiny gazowe, podobnie jak konwencjonalne turbiny gazowe, charakteryzują się różnorodnością konstrukcji oraz zastosowań. W mikroturbinach gazowych można zastosować rekuperatory ciepła, które wykorzystują ciepło spalin w celu podgrzania powietrza zza sprężarki. Zabieg ten umożliwia zwiększenie sprawności danej mikroturbiny gazowej. Mikroturbiny gazowe są również często montowane w środowiskach w których wykorzystuje się ciepło spalin do podniesienia temperatury innego czynnika (np. wody). Mowa wtedy o technologii Combined Heat and Power (CHP) (umożliwia to uzyskanie wysokiej sprawności).

b) Zalety oraz wady stosowania mikroturbin gazowych

Przed opisaniem możliwości zastosowania mikroturbin gazowych, należy przytoczyć ich zalety, ale również i wady.

Do zalet mikroturbin gazowych można zaliczyć [19]:

- zwarta konstrukcja,
- wysoki stosunek mocy generowanej do masy urządzenia,
- ograniczona liczba ruchomych elementów,
- niższy poziom emisji hałasu (w porównaniu z napędami tłokowymi),
- elastyczność pod względem stosowanego paliwa (ciekłe lub gazowe),
- niższa emisja zanieczyszczeń atmosferycznych (ograniczenie emisji tlenków azotu poniżej 9 ppm),
- możliwość wykorzystania ciepła spalin,
- niskie koszty eksploatacyjne,
- krótki czas rozruchu,
- niski poziom drgań,
- niskie zużycie środków do smarowania (można również wykorzystywać pneumatyczne łożyskowanie wału).

Niestety mikroturbiny gazowej posiadają wady, które ograniczają ich aktualne zastosowanie:

- niska sprawność przy niskim lub średnim obciążeniu [20],
- kosztowne technologie produkcji,
- zależność mocy i sprawności od warunków otoczenia.

Aktualnie mikroturbiny posiadają niższą sprawność niż konwencjonalne turbiny gazowe. Wynika to z faktu, że miniaturyzacja konstrukcji wiąże się z pomniejszeniem kanałów przepływowych, a co za tym idzie zwiększenie strat przepływu [13]. Przykładowo turbina gazowa 9F.04 produkcji General Electric posiada sprawność elektryczną na poziomie 38,7% (dla produkcji energii elektrycznej na poziomie 288 MW) [21], zaś mikroturbina gazowa C30 produkcji Capstone posiada sprawność elektryczną na poziomie 26% (dla produkcji energii elektrycznej na poziomie 30 kW, z zastosowaniem rekuperatora ciepła) [22]. Należy podkreślić, że turbiny gazowe konwencjonalne oraz miniaturowe często są połączone z urządzeniami, które wykorzystują ciepło zawarte w spalinach, co również umożliwia zwiększenie sprawności całościowej wykorzystania energii paliwa.

To właśnie powyżej wymienione właściwości turbin gazowych (oraz mikroturbin gazowych) decydują o tym w jakich rozwiązaniach są stosowane te urządzenia energetyczne.

c) Zastosowanie mikroturbin gazowych

Mikroturbiny gazowe mogą być stosowane do celów **energetycznych w przemyśle**. Nie są one powszechnie stosowane w energetyce zawodowej, ponieważ charakteryzują się mniejszą sprawnością. Mikroturbiny gazowe są natomiast wykorzystywane do generowania energii (najczęściej elektrycznej oraz ciepłej) z paliwa odpadowego. Poniżej zostaną podane dwa przykłady takich rozwiązań, które okazały się być sukcesem.

W okolicach miasta Los Angeles (USA), w 2002 roku, na wysypisku śmieci zainstalowano dziesięć mikroturbin gazowych o mocy 30 kW. Ta instalacja umożliwiła na pokrycie wydatku energetycznego ośrodka. Po ośmiu miesiącach funkcjonowania instalacji określono, że koszt energii elektrycznej pochodzący z instalacji mikroturbin wynosi 5,6 centów dolara/kWh, zaś średni koszt poboru energii zewnętrznej wynosił wówczas 14 centów dolara/kWh. Oznacza to, że instalacja okazała się rentowna i umożliwiła oszczędność około 8,4 centów dolara/kWh zużytej energii elektrycznej. [19]

W stanie Wyoming (USA), na obszarze Jonah Field, przy wydobywaniu gazu ziemnego przez firmę BP (British Petroleum), stosowane są pompy wydobywcze, zasilane klasycznymi generatorami spalinowymi wykorzystujące gaz ziemny oraz prądem elektrycznym pochodzącym z paneli słonecznych. W 2007 roku firma BP postanowiła zastosować do napędu pomp mikroturbiny gazowe C30 firmy Capstone zasilane gazem odpadowym, wynikającym z procesu wydobywania gazu ziemnego, zwanym „Flash Gas”. Po wprowadzeniu tego systemu do użytku stwierdzono brak awaryjności mikroturbin w okresie pierwszych 18 miesięcy pracy, uzyskano wystarczającą energię do zasilania pomp wydobywczych, zredukowano emisyjność atmosferyczną ośrodka oraz zdecydowano nawet na zaprzestanie eksploatacji paneli fotowoltaicznych (ponieważ produkcja energii elektrycznej była mocno uzależniona od warunków atmosferycznych). Ponadto w tym okresie zaoszczędzono blisko 12 milionów Nm³ gazu ziemnego (który wykorzystywany był wcześniej do zasilania generatorów spalinowych pomp wydobywczych). Wyniki inwestycji były tak bardzo satysfakcjonujące, że firma BP zdecydowała zastosować tę technologię w innych swoich ośrodkach oraz wykorzystać mikroturbiny gazowe do zaliczenia innych procesów wydobywczych. [19]

Mikroturbiny gazowe są również wykorzystywane w **transporcie**. Faktycznie, samoloty pasażerskie oraz wojskowe są wyposażane w mikroturbiny gazowe, które odgrywają istotną rolę w funkcjonowaniu oraz bezpieczeństwie lotów. Mikroturbiny w tym zastosowaniu są nazywane APU (Auxiliary Power Unit) lub EPU (Emergency Power Unit), w zależności od ich przeznaczenia/budowy. APU są mikroturbinami gazowymi zasilanymi zasadniczo paliwem lotniczym, których rolą jest dostarczenie energii niezbędnej do rozruchu silników zasadniczych podczas uruchamiania napędów samolotów. Podczas lotu APU nie pracuje za wyjątkiem awarii, która powoduje utratę energii pokładowej zasadniczo generowanej przez zasadnicze zespoły napędowe. W takiej sytuacji APU jest uruchamiane i umożliwia generowanie energii elektrycznej (do podtrzymywania przyrządów pokładowych w stanie pracy, oraz do napędzania elektrycznych pomp hydraulicznych, co umożliwia sterowanie statkiem powietrznym) oraz energii pneumatycznej (służącej do zasilania rozruszników silników zasadniczych). Urządzenie EPU różni się od APU zasilaniem (jest zasilane hydrazyną) oraz faktem, że nie służy tylko w sytuacjach awaryjnych podczas lotu. EPU jest stosowane w lotnictwie wojskowym (np. F-16).

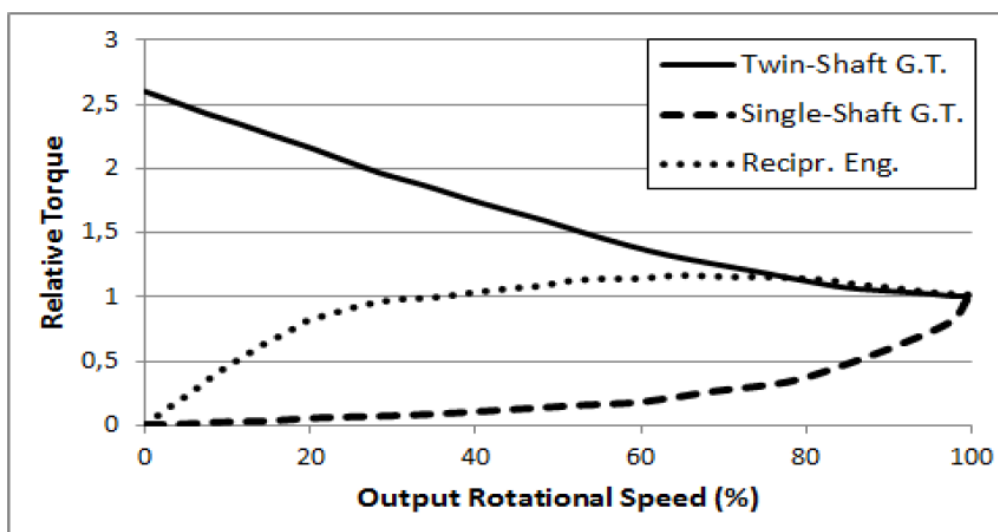
W lotnictwie wojskowym się również preferuje stosowanie APU niż EPU. Nieliczne są samoloty wyposażone w EPU.

Innym zastosowaniem mikroturbiny w transporcie, są miniaturowe napędy turboodrzutowe lub turbowałowe stosowane do napędzania modeli lotniczych lub dronów.

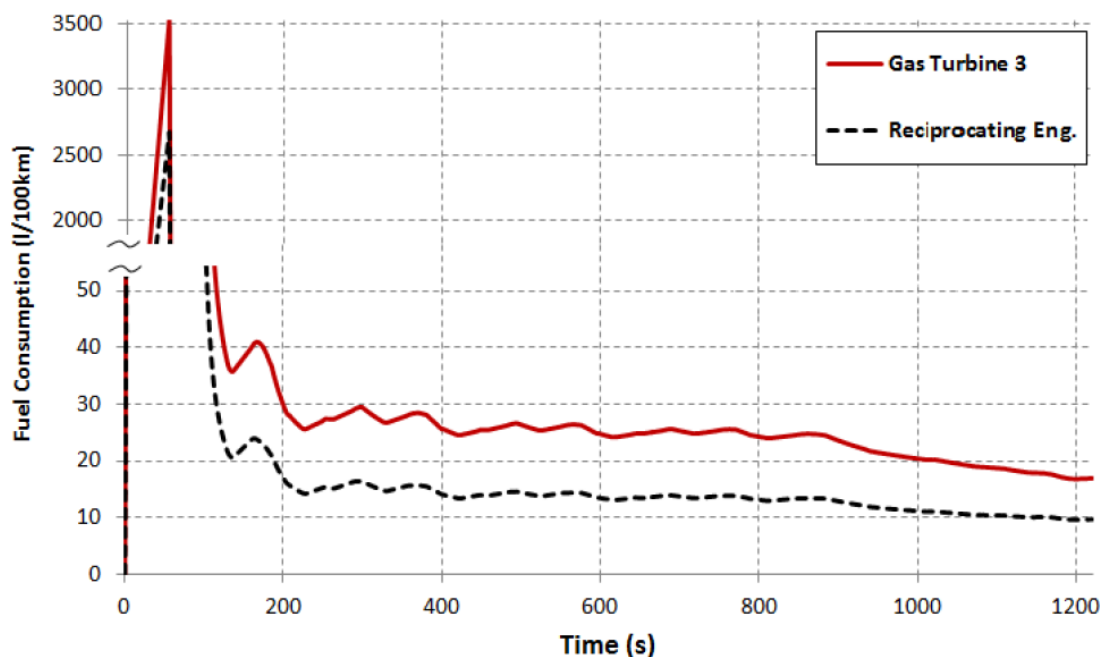
Ponadto, od połowy XX wieku, najwięksi producenci samochodowi próbowali zaprojektować i wdrożyć do powszechnego użytku samochody o napędzie turbinowym. Poniżej wymieniono kilka firm z branży motoryzacyjnej, które pracowały nad rozwojem napędów turbinowych dla samochodów [23]:

- Rover,
- Fiat,
- Ford,
- Chrysler,
- General Motor.

Były rozpatrywane różne sposoby przenoszenia energii mechanicznej otrzymywanej na wyjściu z turbiny do kół pojazdu. W odróżnieniu od zastosowania energetycznego, napędy samochodowe charakteryzują się szerokim zakresem pracy. Napędy tłokowe charakteryzują się dostępnym szerokim zakresem obrotowym przy spłaszczonej krzywej momentu. Napędy turbinowe (w zależności od tego czy są jednowałowe czy dwuwwałowe) posiadają charakterystyki momentu obrotowego bardzo mocno uzależnione od prędkości obrotowej (Rys .1.18). Jest to problem natury technicznej do pokonania przy zastosowaniu przekładni o odpowiednich przełożeniach. Ponadto mikroturbiny charakteryzują się niższymi sprawnościami przy niskim lub średnim obciążeniu. Praca H. E. Cunha oraz K. G. Kyprianidis z 2012 roku pokazała drogą obliczeniową, że napędy mikroturbinowe (z zastosowaniem rekuperatora ciepła) posiadają niższą sprawność niż współczesne konwencjonalne napędy tłokowe (rys. 1.19). Aby zrównać sprawności konwencjonalnych napędów tłokowych samochodowych oraz mikroturbin, należy zwiększyć sprawność mikroturbin gazowych o 30% od aktualnie uzyskiwanego poziomu. [20]



Rys. 1.18 Zależność momentu obrotowego od prędkości obrotowej dla turbin gazowych oraz konwencjonalnego napędu tłokowego [20]



Rys. 1.19 Ewolucja zużycia paliwa przez napęd tłokowy oraz napęd turbinowy podczas testu osiągnięć samochodów typu NEDC (New European Driving Cycle). [20]

Istniały rozwiązania mechaniczne, które polegały na zastosowaniu przekładni mechanicznej oraz rozwiązania polegające na wykorzystaniu turbiny gazowej do napędzania generatora prądu, który ładował akumulatory pokładowe, które z kolei zasilają napędy elektryczne napędzające koła pojazdu. W tym ostatnim rozwiązaniu, ideą jest aby mikroturbina gazowa pracowała na swoich znamieniowych parametrach, co umożliwia wykorzystanie jej maksymalnej sprawności podczas pracy. Pomimo optymalizacji wykorzystania mikroturbiny gazowej, rozwiązanie to pozostaje niewykorzystane z powodu kosztów produkcyjnych.

Zastosowanie napędów mikroturbinowych do napędzania samochodów pozostaje dzisiaj rozwiązaniem „egzotycznym” stosowanym w pojedynczych seriach (np. H600, Jaguar C-X75, itp.). Aby mikroturbiny gazowe stały się coraz bardziej konkurencyjne w przemyśle samochodowym, należy zwiększyć ich sprawność. Umożliwi to czerpanie takich korzyści jak:

- wysoki stosunek mocy generowanej na masę urządzenia,
- ograniczona liczba ruchomych elementów,
- niższy poziom emisji hałasu (w porównaniu z napędami tłokowymi),
- elastyczność pod względem stosowanego paliwa (ciekłe lub gazowe),
- niższa emisja zanieczyszczeń atmosferycznych (ograniczenie emisji tlenków azotu poniżej 9ppm),
- niskie koszty eksploatacyjne,
- niski poziom drgań.

Mikroturbiny gazowe mogą się już teraz okazać bardzo pożądanymi urządzeniami do generowania energii potrzebnych w gospodarstwach **domowych** (lub mobilnych). Mimo nadal ograniczonej sprawności generowania energii elektrycznej przez mikroturbiny gazowe, istnieje łatwość wykorzystywania ciepła ze spalin, co umożliwia zwiększenie sprawności całego urządzenia do poziomu nawet 90% [23-24]. W ten sposób, mikroturbiny gazowe pracujące w

systemie CHP, mogą zarówno produkować energię elektryczną, jak i energię ciepłą (np. ogrzewanie oraz ciepła woda bieżąca). Można bez trudności sobie takie rozwiązania wyobrazić do zasilania przyczep kempingowych, mobilnych laboratoriów, odizolowanych domów w naturze, itp. Dzisiaj rozwiązania te nie są jeszcze stosowane w związku z wysokim kosztem produkcji mikroturbin gazowych.

d) Podsumowanie użyteczności mikroturbin gazowych

Mikroturbiny gazowe są urządzeniami energetycznymi, które umożliwiają przekształcenie energii paliwa na inną/inne formy energii. Sprawność mikroturbin gazowych pod względem generowanej energii mechanicznej wynosi około 25% (przy zastosowaniu rekuperatora ciepła do podgrzania powietrza z za sprężarki), co jest niższą wartością niż w współcześnie stosowanych napędach tłokowych (przeciętnie ok. 35%). Jeżeli jednak mikroturbina pracuje w układzie CHP, można osiągnąć sprawność rzędu nawet do 90%. Ponadto mikroturbiny gazowe są stosunkowo drogie w produkcji. W zależności od przeznaczenia mikroturbiny gazowe są preferowanym zastosowaniem niż konwencjonalne napędy tłokowe. Charakteryzują się one niepomijalnymi zaletami, co sprawia, że będą w przyszłości prawdopodobnie stosowane w szerszym zakresie niż są aktualnie:

- zwarta konstrukcja,
- wysoki stosunek mocy generowanej do masy urządzenia,
- ograniczona liczba ruchomych elementów,
- niższy poziom emisji hałasu (w porównaniu z napędami tłokowymi),
- elastyczność pod względem stosowanego paliwa (ciekłe lub gazowe),
- niższa emisja zanieczyszczeń atmosferycznych (ograniczenie emisji tlenków azotu poniżej 9 ppm).
- możliwość wykorzystania ciepła spalin,
- niskie koszty eksploatacyjne,
- krótki czas rozruchu,
- niski poziom drgań,
- niskie zużycie środków do smarowania (można również wykorzystywać pneumatyczne łożyskowanie wału).

Mikroturbiny gazowe można odnaleźć w zastosowaniach przemysłowo-energetycznych, transportowych oraz w gospodarstwach domowych.

3) ZASTOSOWALNOŚĆ PALIWA WZBOGACONEGO W WODÓR DO ZASILANIA MIKROTURBIN GAZOWYCH

a) Potencjał połączenia paliwa pochodzenia Power to Gas z mikroturbinami gazowymi

W dwóch pierwszych częściach rozdziału zaprezentowano potencjał wykorzystywania paliwa metanowo-wodorowego w ujęciu odnawialnych źródeł energii oraz mikroturbin gazowych. Oba rozwiązania charakteryzują się znaczącymi zaletami: produkcja metanu i wodoru z OZE jest metodą magazynowania energii, zaś mikroturbiny są niskoemisyjne, ciche, tanie w eksploatacji, z możliwości uzyskania sprawności energetycznej nawet na poziomie 90%.

Połączenie obu technologii oraz ich rozwój umożliwi:

- zwiększenie wykorzystania odnawialnych źródeł energii,
- generowanie oraz użytkowanie najprostszych oraz najmniej emisyjnych paliw (metanu z wodorem),
- czerpanie korzyści z zalet mikroturbin gazowych (tania eksploatacja, niska emisyjność, prostota konstrukcji, dogodne warunki eksploatacji, itp.).

Oba rozwiązania dotyczą zarówno sektorów przemysłowych, energetycznych, transportowych oraz domowych. Oznacza to, że posiadają wspólną płaszczyznę, na której mogą się wzajemnie integrować w przyszłości.

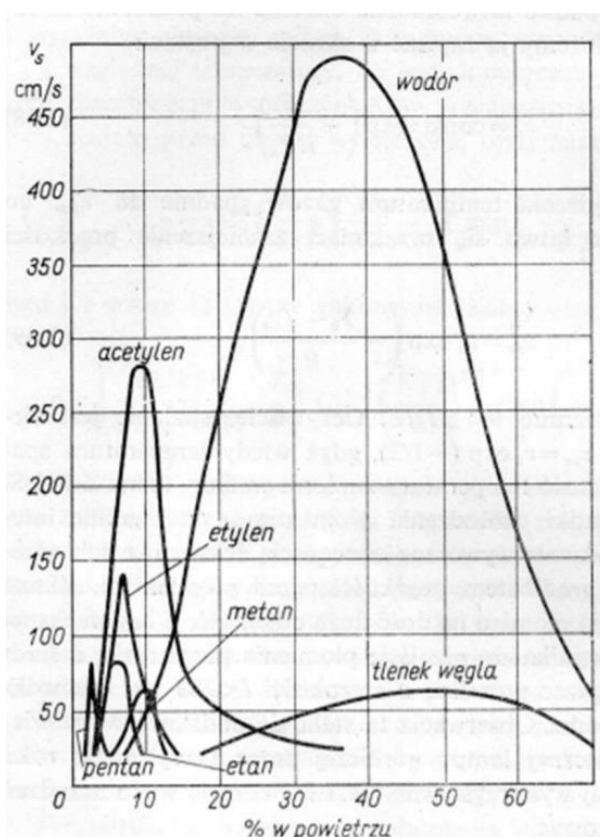
Uzyskane paliwo metanowo-wodorowe generowane technologią Power to Gas może zostać magazynowane oraz transportowane do jego odbiorców. Jednymi z potencjalnych odbiorców tego paliwa mogą się okazać użytkownicy mikroturbin gazowych. Skąd wywodzi się kwestia oceny możliwości zastosowania paliwa wzbogaconego w wodór do zasilania mikroturbin gazowych. Aby zwiększyć sprawność technologii P2G, a tym samym odnawialnych źródeł energii, należy dążyć do zwiększania udziału wodoru w metanie (paliwo pochodzenia P2G).

b) Trudności w stosowaniu wodoru / paliwa bogatego w wodór do zasilania mikroturbin gazowych [25]

Paliwo wodorowe (H_2) jest zbudowane z dwóch pierwiastków wodoru. Pierwiastek wodoru składa się jednego elektronu, grawitującego wokół jednego protonu, stanowiącego jądro. Ten stan rzeczy sprawia, że wodór jest najprostszym oraz najlżejszym pierwiastkiem w wszechświecie. Poza tym, wodór wypełnia wszechświat w 75% pod względem masy, oraz 95% pod względem ilościowym. Wodór jest zatem pierwiastkiem najbardziej rozpowszechnionym wokół nas, lecz w stanie naturalnym występuje w połączeniu z innymi pierwiastkami. Oznacza to, że wodór nie może być traktowany jak pozostałe paliwa kopalniane, gdyż do jego uzyskania należy go po prostu wytworzyć. Paliwo wodorowe jest powszechnie określane jako „nośnik energii”, i może zostać porównane do energii elektrycznej. Faktem jest, że paliwo wodorowe posiada bardzo dużą gęstość energii (ok. 120 MJ/kg [5]) w porównaniu do metanu (ok. 50 MJ/kg [5]), natomiast gęstość wodoru jest bardzo niska (0,0899 kg/m³ przy ciśnieniu 1013,25 hPa, w temperaturze 0°C [9]) w porównaniu do gęstości metanu (0,717 kg/m³ przy ciśnieniu 1013,25 hPa, w temperaturze 0°C [10]). Istnieje możliwość skroplenia wodoru, co umożliwi nadanie mu gęstości ponad 71 kg/m³, natomiast nawet do 50% energii wodoru jest tracona na proces skraplania. Co za tym idzie jest wymagana duża przestrzeń do magazynowania wodoru zawierającej tą samą ilość energii co metan. Dodatkową właściwością wodoru jest jego łatwość do przenikania materii, z racji małych rozmiarów molekuł H_2 . Niemniej niska gęstość wodoru ułatwi mu szybką dyfuzję w powietrzu (szybszą niż dla innych paliw gazowych), to co zwiększa bezpieczeństwo jego stosowania, za wyjątkiem przestrzeni o objętości zamkniętej. **Właściwości te utrudniają użytkowanie wodoru pod względem jego pozyskiwania, transportowania oraz magazynowania.**

Paliwo wodorowe charakteryzuje również jego wysoka reaktywność podczas procesu spalania. Zakres palności dla paliwa wodorowego wynosi od 4% do 75% objętości w powietrzu. Dla porównania, dla metanu, zakres palności objętościowy w powietrzu wynosi od 5% do 15%. Dodatkowo należy podkreślić, że wodór posiada znacznie większą prędkość spalania niż inne paliwa gazowe (lub ciekłe) powszechnie stosowane. Prędkość laminarnego spalania wodoru

wynosi w powietrzu nawet ponad 450 cm/s, gdyż dla metanu, ten parametr wynosi nieco ponad 50 cm/s (ze średnią na poziomie 40 cm/s) (rys. 1.20) [26]. Podane wartości dotyczą spalania paliw w warunkach normalnych. W komorach spalania urządzeń energetycznych, pomimo modyfikacji warunków spalania, nadal pozostaje znacząca różnica w prędkości spalania wodoru oraz innych paliw. Zwiększona prędkość laminarnego spalania oraz bardzo szeroki zakres palności sprawiają, że w komorach spalania turbin gazowych, może dochodzić do spalania wodoru w strefie w której dochodzi do mieszania wodoru oraz powietrza. Strefa ta nie jest przeznaczona do pracy w płomieniu co może doprowadzić do uszkodzenia tej strefy komory spalania. Zjawisko to jest zwane „Flashback”. **Oznacza to, że wysoka prędkość spalania i szeroki zakres granic palności w powietrzu mogą doprowadzać do flashback-ów w komorach spalania turbin gazowych.**

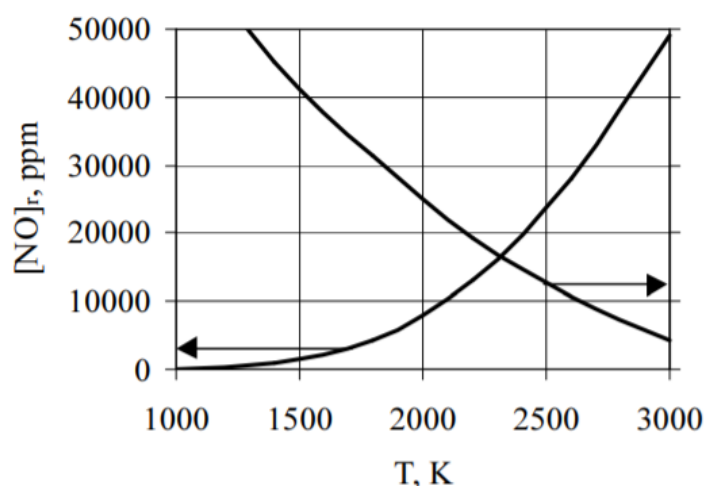


Rys. 1.20 Prędkości spalania laminarnego kinetycznego w zależności od udziału w powietrzu dla różnych paliw gazowych [26]

Inną właściwością związaną ze spalaniem wodoru jest jego wysoka temperatura teoretyczna spalania w powietrzu (w warunkach normalnych). Dla wodoru, temperatura spalania w powietrzu wynosi ok. 2300 K, zaś dla metanu temperatura ta wynosi ok. 2150 K (tab. 1.2) [27]. Można zatem zaobserwować przyrost około 150 K temperatury spalania przy przejściu ze spalania metanu na wodor. Podczas spalania w komorach spalania turbin gazowych, wskazywane temperatury są osiągnane lokalnie. Wzrost lokalny temperatury w komorze spalania turbin gazowych nie jest pożądany podczas zmiany paliwa z dwóch podstawowych przyczyn. Pierwszą z nich jest obniżenie wytrzymałości materiałów tworzących komorę spalania. Drugą przyczyną jest wzrost tworzonych tlenku azotu, zgodnie z mechanizmem Zeldowicza (rys. 1.21) [28].

Tab. 1.2. Temperatury spalania wybranych paliw gazowych [27]

PALIWO	UTLENIACZ	UDZIAŁ PALIWA, %	TEMPERATURA °C
Wodór, H ₂	Powietrze	31,6	2045
Wodór	Tlen	78	2660
CO	Powietrze	20	1650
Metan, CH ₄	Powietrze	10	1875
Butan, C ₄ H ₁₀	Powietrze	3,2	1895
Acetylen, C ₂ H ₂	Powietrze	9	2325
Acetylen	Tlen	33	3007
Propan, C ₃ H ₈	Powietrze	4,15	1925
Etan, C ₂ H ₆	Powietrze	5,8	1895
Amoniak, NH ₃	Powietrze	21	1700
CO + N ₂	Powietrze	47,3	1675
CH ₄ + N ₂	Powietrze	17,5	1725
9CH ₄ + H ₂	Powietrze	10,5	1880

**Rys. 1.21** Zależność wytwarzanego tlenku azotów w zależności od temperatury procesu spalania według mechanizmu Zeldowicza [28]

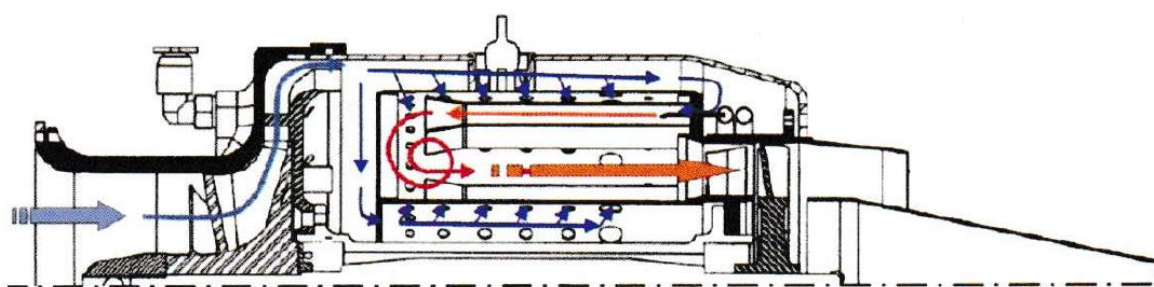
Oznacza to, że wysoka temperatura lokalna spalania paliwa wodorowego w powietrzu może doprowadzać do przedwczesnego zużycia elementów składowych komory spalania oraz do generowanie większych emisji tlenków azotu.

Z powyższego wynika, że paliwo wodorowe posiada znacznie odmienne właściwości spalania od pozostałych paliw współcześnie stosowanych do napędu turbin gazowych (oraz mikroturbin gazowych). Dlatego też rozsądnym rozwiązaniem na chwilę obecną jest traktowanie paliwa wodorowe jako dodatek do paliwa metanowego (w ujęciu technologii P2G) w celu zasilania mikroturbin gazowych. Przeprowadzone badania przez Petera Jansohna w Instytucie Paul Scherrer (Szwajcaria) pozwoliły stwierdzić możliwość współspalania paliwa metanowo-wodorowego z 20% udziałem objętościowym wodoru w palniku, bez spowodowania jego uszkodzenia. Planowane są również dalsze badania w celu określenia jaki udział wodoru może znieść mikroturbina gazowe [29].

Aby umożliwić zwiększenie udziału wodoru w paliwie metanowym (w ujęciu technologii P2G) do zasilania mikroturbin gazowych należy rozwiązać następujące problemy, względem zasilania metanowego:

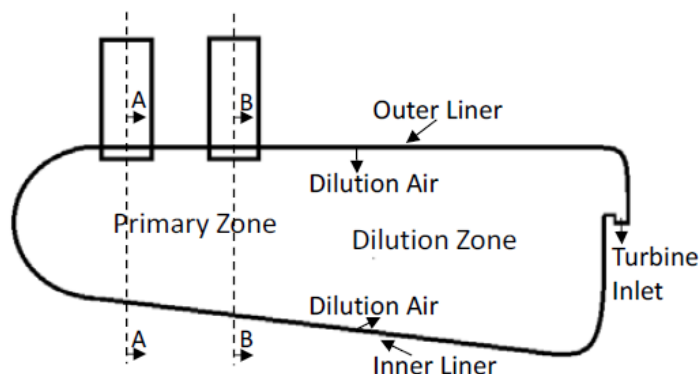
- ograniczenie lokalnych temperatur spalania w celu uniknięcia termicznego uszkodzenia komory spalania oraz ograniczenia emisyjności tlenków azotu,
- ograniczenie prędkości spalania w celu uniknięcia zjawisk „flashback”.

Rozwiązanie tych problemów technicznych jest związane z zaproponowaniem rozwiązania technicznego dotyczącego modyfikacji komory spalania mikroturbin gazowych. Mikroturbiny są obecnie udoskonalane pod względem konstrukcji i osiągnięć ich wlotów powietrza, sprężarek, turbin oraz układów odzyskiwania ciepła ze spalin. W mikroturbinach gazowych, można znaleźć dwa podstawowe rodzaje komór spalania. Pierwszym rodzajem są komory spalania (lotniczo-pochodne), które zawierają rurę ogniową na początku której jest tworzona bogata homogeniczna mieszanina paliwowo-powietrzna, która zostaje spalana w dalszej części rury ogniowej (ze stopniowaniem powietrza w celu sterowania procesem wydzielania ciepła) a na końcu rury ogniowej, spaliny są chłodzone resztą powietrza zza sprężarki, co umożliwia uzyskanie pożądanej temperatury przed turbiną (komory dyfuzyjne - rys. 1.22). Drugim rodzajem komór spalania są te stosowane w mikroturbinach gazowych o przeznaczeniu bardziej energetycznym. W tym drugim rozwiązaniu komora spalania zawiera stycznie umieszczone na początku komory spalania dysze podające mieszaninę paliwowo-powietrzna, co powoduje pojawienie się wirującej strefy spalania. Spalanie odbywa się w warunkach ubogiej mieszaniny paliwowo-powietrznej. W drugiej części komory spalania, trafia pozostała część powietrza, która chłodzi spalanie w celu uzyskania pożądanej temperatury przed wlotem do turbiny (rys. 1.23). Są to komory spalania kinetycznego. Komory spalania pierwszego rodzaju są powszechnie stosowane w branży ukierunkowanej na zastosowania lotnicze (napędy turbodrzutowe lub turbowałowe) ale również do zastosowań energetycznych, zaś drugi przedstawiony rodzaj komór spalania jest przeznaczony do branży energetycznej. Komory spalania typu dyfuzyjnego pozostają niemniej bardzo powszechnie stosowane w różnorodnych zastosowaniach, dlatego też badania w tej pracy będą dotyczyły tego rodzaju komory spalania.



Rys. 1.22 Komora spalania typu dyfuzyjnego mikroturbiny gazowej [13]

Niewielka różnorodność rodzajów komór spalania mikroturbin gazowych wynika z niewielkich rozmiarów tego urządzenia oraz trudności jego modyfikowania. Wynika z tego również niska liczba badań prowadzonych nad możliwością współspalania wodoru w mikroturbinach gazowych. Dlatego też, zostaną przedstawione poniżej prace związane z ograniczaniem emisyjności tlenków azotu, współspalaniem wodoru w turbinach gazowych przemysłowych oraz kilka rozwiązań związanych z ograniczaniem reakcyjności procesu spalania w palikach.



Rys. 1.23 Komora spalania typu kinetycznego mikro turbiny gazowej [30]

W następującej części tego rozdziału, zostanie wykonany przegląd rozwiązań technicznych oraz prac naukowych, które umożliwiają (i) ograniczenie emisyjności tlenków azotu z turbin gazowych [rozdział I-4], (ii) spalanie lub współspalanie wodoru w turbinach gazowych [rozdział I-5] oraz (iii) metody ograniczania temperatury podczas spalania w innych urządzeniach niż w turbinach gazowych [rozdział I-6]. Analiza tych prac umożliwi na zaproponowanie autorskiego rozwiązania komory spalania dyfuzyjnej dla mikro turbiny gazowej w ujęciu możliwości współspalania wodoru z paliwem metanowym [rozdział I-7].

4) PRZEGLĄD ROZWIĄZAŃ KONSTRUKCYJNYCH NISKO EMISYJNYCH KOMÓR SPALANIA TURBIN GAZOWYCH

a) Kierunki rozwoju komór spalania lotniczych napędów turbinowych

(i) Kierunki rozwoju komór spalania turbinowych zespołów napędowych

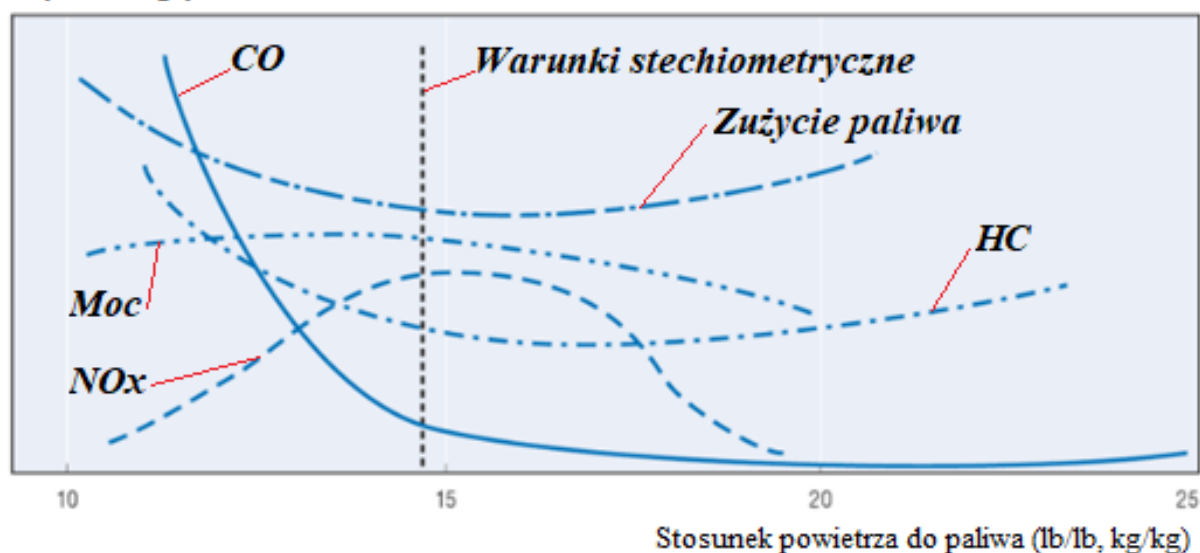
Komory spalania są elementami nierozłącznymi turbinowych zespołów napędowych. Ich zadaniem jest przekazanie energii zawartej w paliwie do przepływającego przez nią strumienia powietrza. Doskonalenie konstrukcji komór spalania może być dokonywane względem różnych kryteriów. Pierwszym z kryteriów jest optymalizacja procesu spalania ze względu na sprawność komór spalania. Drugim kierunkiem doskonalenia komór spalania jest ograniczanie emisyjności zanieczyszczeń do atmosfery. W celu dokonywania powyżej wymienionych czynności, zostały stworzone rozmaite narzędzia inżynierskie, które umożliwiają szybszą i prostszą wstępną weryfikację dokonanych modyfikacji. Do takich narzędzi można zaliczyć programy komputerowe umożliwiające symulacje obciążeń mechanicznych, obciążeń termicznych oraz procesów spalania. Wykorzystywanie tych narzędzi prowadzi do minimalizacji wytwarzanych i badanych prototypów, co pozwala na oszczędność czasu oraz środków finansowych, skąd wciąż wzrastająca efektywność procesu projektowania komór spalania.

Pierwszym kryterium, które może być brane pod uwagę podczas projektowania turbinowych zespołów napędowych, jest zwiększanie sprawności komór spalania. Podczas spalania paliwa, pewna część paliwa nie zostanie przetworzona (spalania niecałkowite) lub nie zostanie utlenione do najbardziej stabilnej postaci chemicznej (spalanie niepełne). W większości przypadków wynika to po prostu z niedoskonałości mieszaniny paliwowo-powietrznej, a w szczególności gdy nie dochodzi do odparowania całej masy paliwa lub gdy mieszanina nie jest

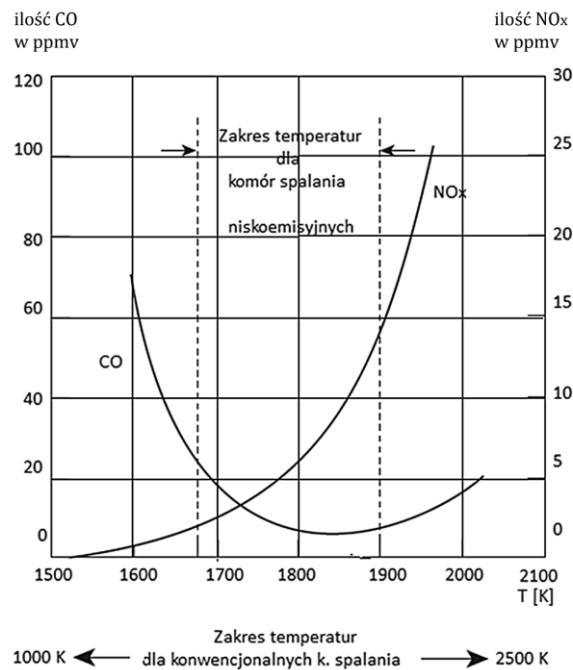
jednorodna w całej swojej objętości. W celu przeciwdziałania tym niepożądanym zjawiskom powstały takie rozwiązania konstrukcyjne komór spalania jak: zwiększenie ilości wtryskiwaczy paliwa (co umożliwia lepsze rozdrobnienie paliwa), stosowanie opracowanych metod zawirowania powietrza oraz podgrzewanie paliwa podawanego do wtryskiwaczy za pomocą gorącego oleju z układu smarowania silnika.

Drugim kryterium przy projektowaniu turbinowych zespołów napędowych jest ograniczanie emisji zanieczyszczeń atmosferycznych. Jedną z bardziej szkodliwych substancji emitowanych przez tego rodzaju napędy, są tlenki azotu (NO_x). To właśnie ta substancja jest odpowiedzialna za liczne problemy zdrowotne dróg oddechowych, za tworzenie się kwaśnych deszczy oraz za niszczenie warstwy ozonowej [31]. Ta substancja jest naturalnie wytwarzana w procesie spalania w wyniku nadmiernej temperatury spalania. Jej powstawanie w warunkach spalania jest największe przy spalaniu paliwa w proporcjach stechiometrycznych (rys. 1.24 oraz rys. 1.25). W celu uniknięcia spalania w proporcjach stechiometrycznych, można stosować spalanie ubogie lub bogate. Spalanie bogatej mieszaniny sprzyja zmniejszeniu emisji tlenków azotu (NO_x), ale powoduje również większą emisję tlenku węgla (CO) oraz węglowodorów (HC). Spalanie mieszaniny paliwowo-powietrznej ubogiej, poza obniżaniem emisji tlenków azotu (NO_x), powoduje również obniżenie emisji tlenku węgla (CO), ale prowadzi do wzrostu emisji węglowodorów (HC). To właśnie stosowanie rozwiązań konstrukcyjnych umożliwiających spalanie paliwa poza proporcjami stechiometrycznymi umożliwia redukcję emisji tlenków azotu (NO_x). Komorami spalania projektowanymi w tym namyśle są komory spalania typu LPP (Lean Premixed Prevaporized), RQL (Rich Quick Lean), TAPS (Twin Annular Premixing Swirler), komory spalania z regulowaną geometrią oraz komory spalania ze stopniowym procesem spalania. Istnieje również możliwość powtórzonego wprowadzenia spalin do komory spalania. Jego zadaniem jest obniżenie ilości czystego powietrza doprowadzanego do strefy spalania co powoduje wzbogacenie mieszaniny paliwowo-powietrznej, co również skutkuje mniejszą szybkością tworzeniem się tlenków azotu (NO_x) [13].

Stężenia względne



Rys. 1.24 Przykładowy wpływ dostarczanego powietrza do strefy spalania na tworzenie się tlenków azotu (NO_x) oraz innych zanieczyszczeń atmosferycznych (na przykładzie benzyny) [32]



Rys. 1.25 Wpływ temperatury spalania na tworzenie się tlenków azotu [33]

(ii) Optymalizacja procesu tworzenia się mieszaniny paliwowo-powietrznej

Komory spalania pozwalają na transmisję energii paliwa do strumienia powietrza przepływającego przez komorę spalania. W zależności od stopnia podgrzania powietrza w komorze spalania oraz od natężenia strumienia masy powietrza, należy doprowadzić pewną określoną ilość paliwa do komory spalania. Jednakową ilość paliwa można doprowadzić na różne sposoby. Należy tutaj podkreślić, że aby utworzyć mieszaninę paliwowo-powietrzną o dobrych parametrach, należy zapewnić jak najlepsze rozdrobienie paliwa oraz odpowiednie zawirowanie tworzącej się mieszaniny. Im mniejsze są rozmiary kropeł paliwa, tym jego pole powierzchni jest większe, co umożliwi bardziej intensywne przyjmowanie ciepła z otoczenia (czyli z gorącego powietrza zza sprężarki, oraz ze strefy spalania), a w konsekwencji prowadzi do szybszego odparowania paliwa. Jedynie odpowiednio odparowane paliwo nie jest jednak wystarczające aby zapewnić jednorodność mieszaniny paliwowo-powietrznej. W celu zapewnienia jej jednorodności, stosuje się zawirowywacze powietrza dostarczanego do strefy tworzenia mieszaniny paliwowo-powietrznej. Szybszy czas odparowania paliwa oraz jednorodność jego rozmieszczenia w strumieniu powietrza, zapewniają warunki do uzyskania najmniejszych fluktuacji temperatur w strefie spalania, co prowadzi do ograniczenia emisji tlenków azotu (NOx), oraz umożliwia bardziej zupełne i całkowite spalanie paliwa, co z kolei przekłada się na redukcję emisji węglowodorów (HC), oraz tlenku węgla (CO).

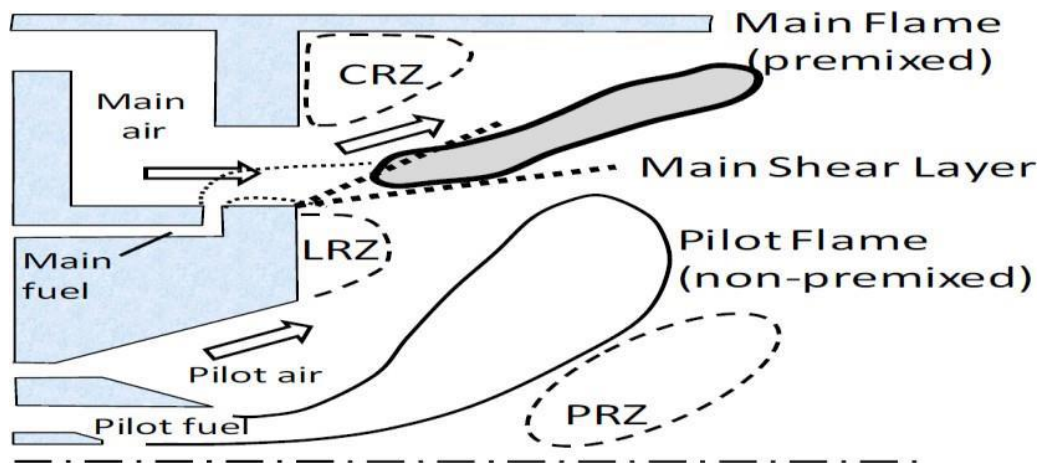
W celu zapewnienia realizacji procesów szybkiego odparowania paliwa oraz odpowiedniego jego wymieszanie z powietrzem, przy zachowaniu odpowiedniego natężenia strumienia masy paliwa, można stosować układy paliwowe, które się charakteryzują większą ilością wtryskiwaczy. Każdy wtryskiwacz może przerabiać mniejszą ilość paliwa, lecz z większym stopniem rozdrobienia paliwa. Prace prowadzone w Rosji, przedstawione przez A. N. Markushin, A. V. Baklanov, oraz N. E. Tsyganov wskazują w drodze badań doświadczalnych, że wykorzystanie większej ilości wtryskiwaczy umożliwia na zauważalną redukcję emisji takich substancji jak tlenki azotu (NOx) oraz tlenku węgla (CO) [34].

W procesie tworzenia mieszaniny paliwowo-powietrznej, na prędkość odparowania paliwa, ma również wpływ temperatura paliwa doprowadzanego do wtryskiwacza. Im temperatura paliwa na wlocie wtryskiwacza jest większa, tym mniejszą ilość ciepła będzie to paliwo potrzebowało do odparowania na wylocie z wtryskiwacza. Nie można jednak przekroczyć temperatury parowania paliwa, aby uniknąć tworzenia się „korków” opar paliwa w układzie paliwowym. Do podniesienia temperatury paliwa podawanego do wtryskiwacza wykorzystuje się np. wymienniki ciepła paliwowo-olejowe [35]. Pozwalają one na pożądane podniesienie temperatury paliwa przed podaniem go do wtryskiwacza, a równocześnie chłodzi olej z układu smarowania, który również częściowo umożliwia chłodzenie newralgicznych punktów zespołu napędowego (łożyskowania wałów wirników silnika, elementy ruchowe przekładni, itp.).

(iii) Metody minimalizujące spalanie stechiometryczne mieszaniny paliwowo-powietrznej w komorze spalania

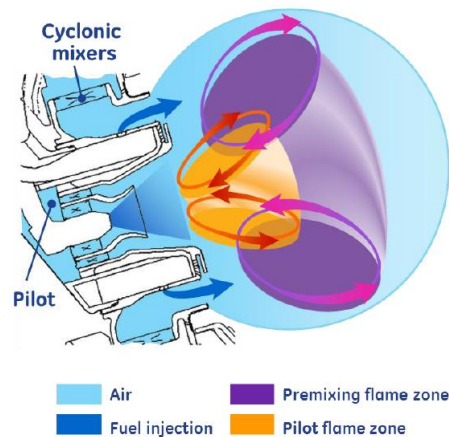
Tak jak już to przedstawiono wcześniej, istnieje możliwość ograniczenia emisyjności substancji szkodliwych dla człowieka oraz środowiska poprzez minimalizację stechiometrycznego spalania mieszaniny paliwowo-powietrznej. Unikanie spalania stechiometrycznego ogranicza temperaturę spalania co skutkuje mniejszą emisją tlenków azotu (NO_x). Można zatem podejść do tego problemu na dwa zasadnicze sposoby. Pierwszym z nich jest spalanie mieszaniny paliwowo-powietrznej ubogiej. Do tych rozwiązań zaliczają się między innymi takie komory spalania jak LPP oraz TAPS. Drugą metodą jest spalanie mieszaniny paliwowo-powietrznej bogatej. Do tego rodzaju komór spalania można przypisać komorę spalania typu RQL. Istnieją również rozwiązania pośrednie, łączące spalanie bogatej oraz ubogiej mieszaniny paliwowo-powietrznej. Do tej ostatniej kategorii rozwiązań technicznych można dodać komory spalania o zmiennej geometrii oraz komory spalania ze stopniowaniem spalania.

Komory spalania LPP (Lean Premixed Prevaporized) - Komory spalania LPP zakładają maksymalne odparowanie paliwa oraz jego wymieszanie z powietrzem, którego ilość jest większa od teoretycznego zapotrzebowania. Można zatem mówić o komorze spalania „Lean” w odniesieniu do ubogiej mieszaniny paliwowo-powietrznej, „Premixed” w odniesieniu do optymalnego wymieszania paliwa z powietrzem, oraz „Prevaporized” w nawiązaniu do szybkiego odparowania paliwa, skąd pochodzi nazwa komory spalania LPP (Lean Premixed Prevaporized). Spalanie uboższej mieszaniny paliwowo-powietrznej pozwoli na obniżenie maksimum temperatury spalania, co z kolei zapewni obniżenie poziomu emisji między innymi tlenków azotu (NO_x). Komora LPP składa się z trzech stref. Pierwsza strefa jest odpowiedzialna za rozpylenie paliwa w strumieniu powietrza, za odparowanie paliwa i w ten sposób ukształtowania ubogiej mieszaniny paliwowo-powietrznej. Druga strefa komory spalania jest miejscem w którym dochodzi do spalania uprzednio przygotowanej mieszaniny paliwowo-powietrznej; strefa spalania jest stabilizowana za pomocą strefy recyrkulacji. Ostatnią strefą komory spalania jest strefa mieszania i chłodzenia spalin. Można stwierdzić, że przez cały proces spalania w komorze spalania, tworzona i spalana mieszanina paliwowo-powietrzna znajduje się w stanie ubogim, co ma za efekt obniżenie maksimum i gradientu temperatury spalania, co ma za konsekwencje mniejszą emisyjność NO_x komór LPP [36]. Komora spalania LPP musi być odpowiednio ukształtowana w celu utworzenia stabilnej strefy recyrkulacji. Jest to bardzo istotne, ponieważ spalanie mieszaniny paliwowo-powietrznej ubogiej odnosi się dużą niestabilnością. Schemat komory spalania LPP jest przedstawiony na rysunku 1.26, na którym można w szczególności dostrzec pierwszą strefę tworzenia mieszaniny paliwowo-powietrznej.



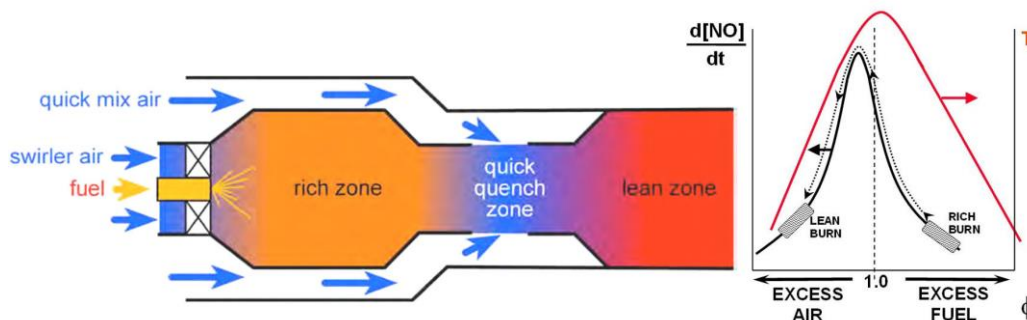
Rys. 1.26 Schemat komory spalania LPP [37]

Komory spalania TAPS (twin annular premixing swirler) - Inną komorą spalania, która również wpisuje się w zbiór komór spalania ubogich mieszanin paliwowo-powietrznych, są komory spalania typu TAPS. Opisywana komora spalania posiada dwa zawirowywacze powietrza, do który jest również podawane paliwo. Podawane paliwo, oraz powietrze z zawirowywacza centralnego (wewnętrznego) pozwala na tworzenie bogatej mieszaniny paliwowo powietrznej. Jest to proces spalania jaki można znaleźć w klasycznych komorach spalania. Obecność tej centralnej bogatej strefy spalania pozwala na uzyskania płomienia pilotującego, umożliwiającego częściową stabilizację pozostałej, ubogiej, strefy spalania. Część powietrza z zawirowywacza centralnego oraz powietrze z zawirowywacza zewnętrznego pozwalają do optymalne wymieszanie się powietrza oraz rozpylonego, między zawirowywaczami, podawanego paliwa, tworząc ubogą mieszaninę paliwowo-powietrzną. Spalania ubogiej mieszaniny paliwowo-powietrznej nie jest zasadniczo stabilne. W tym rodzaju komory spalania, główna, uboga, strefa spalania jest stabilizowana przez centralnie zlokalizowany płomień pilotujący, oraz przez tworzenie się stref recyrkulacji. Zatem jest to komora spalania „Twin Annular Swirler” w odniesieniu do faktu, że komora zawiera podwójny zawirowywacz pierścieniowy umożliwiający „Premixing” paliwa i powietrza. Skąd powstała nazwa tego rodzaju komory spalania: TAPS (Twin Annular Premixing Swirler). Na zakresie małego gazu (małej mocy), paliwo jest podawane tylko do układu centralnego co umożliwia uzyskania bogatego płomienia pilotującego, zapewniającego równocześnie funkcjonowanie turbiny gazowej. Wraz ze wzrostem mocy turbiny gazowej, paliwo zaczyna być podawane do obwodowej strefy spalania w której spalanie odbywa się w zakresie ubogim. Równocześnie powstają strefy recyrkulacji, które w coraz większym stopniu zaczynają stabilizować ubogą strefę spalania. Po przekroczeniu pewnej wartości mocy turbiny gazowej, strefy recyrkulacji są na tyle istotnie, że są one w stanie w pełni stabilizować ubogą strefę spalania; płomień pilotujący jest wygaszany. Wygaszenie płomienia pilotującego umożliwia redukcję emisji węglowodorów (HC) oraz tlenku węgla (CO). W porównaniu do komory spalania typu LPP, komora spalania typu TAPS charakteryzuje się większym bezpieczeństwem stabilizacji płomienia, poprzez stosowanie płomienia pilotującego na zakresie małego gazu turbiny gazowej. Ponadto, komora spalania charakteryzuje się bardzo niską emisją tlenków azotu (NO_x); trzecia generacji komór spalania TAPS umożliwiła redukcję ok. 75% emisji tlenków azotu (NO_x) przewidzianych przez normę CAEP/6 [36]. Na rysunku 1.27 została przedstawiona idea działania powyżej opisanej komory spalania.



Rys. 1.27 Schemat komory spalania TAPS [38]

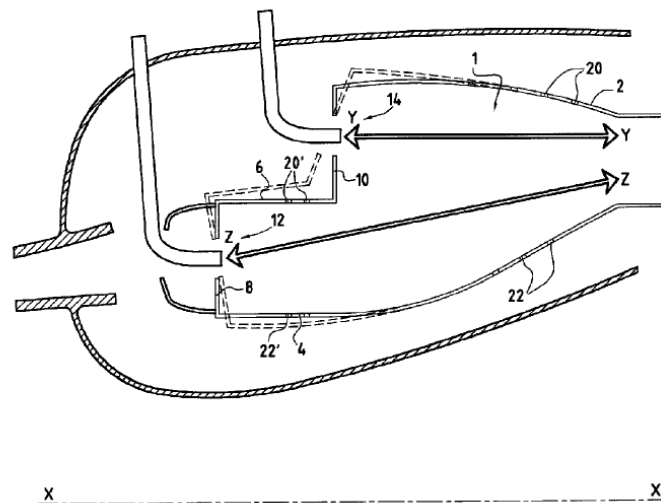
Komory spalania RQL (Rich-burn, Quick-mix, Lean-burn) - Innym rodzajem komory spalania jest komora spalania zawierająca dwie strefy spalania; pierwszą bogatą, oraz drugą, ubogą. Pierwsza część komory spalania zawiera wtryskiwacz paliwa oraz zaworowywacz powietrza. Ilość powietrza doprowadzana do strefy tworzenia oraz spalania mieszaniny paliwowo-powietrznej jest mniejsza niż w warunkach stechiometrycznych. W związku ze spalaniem pierwotnie mieszaniny bogatej, temperatura spalania jest mniejsza niż w warunkach stechiometrycznych, co ogranicza również ilość tworzonych tlenków azotu (NO_x). W wyniku bogatego spalania, niestety są tworzone węglowodory (HC) oraz tlenek węgla (CO). W wyniku obecności w tej strefie spalania zwiększonej ilości rodników, płomień jest stosunkowo stabilny. To właśnie tej pierwszej części komory spalania zawdzięcza ona sobie część nazwy „Rich-Burn”. W celu dopalenia węglowodorów (HC) oraz tlenku węgla (CO), przy równoczesnym unikaniu przejścia na spalania stechiometryczne, za strefą spalania bogatego, jest doprowadzana znaczna ilość powietrza. To gwałtowne zubożenie procesu spalania spowoduje minimalizację obszaru spalania stechiometrycznego, skąd kolejna część nazwy tego rodzaju komory spalania: „Quick-Mix”. Mutacja procesu spalania z bogatego do ubożego powoduje, oprócz utrzymania niskiego poziomu tworzenia tlenków azotu (NO_x), dopalenie węglowodorów (HC) oraz tlenku węgla (CO). W nawiązaniu do tej ostatniej strefy spalania, pochodzi ostatnia część nazwy komory spalania: „Lean-Burn”. Biorąc pod uwagę budowę oraz zasadę działania komory spalania, można uzasadnić jej nazwę „Rich-Burn, Quick-Mix, Lean-Burn” (RQL). Efektem takiego zaprojektowania procesu spalania, jest ograniczenie emisji tlenków azotu (NO_x) [36]. Na rysunku 1.28 jest przedstawiona budowa omawianej komory spalania.



Rys. 1.28 Schemat komory spalania RQL [39]

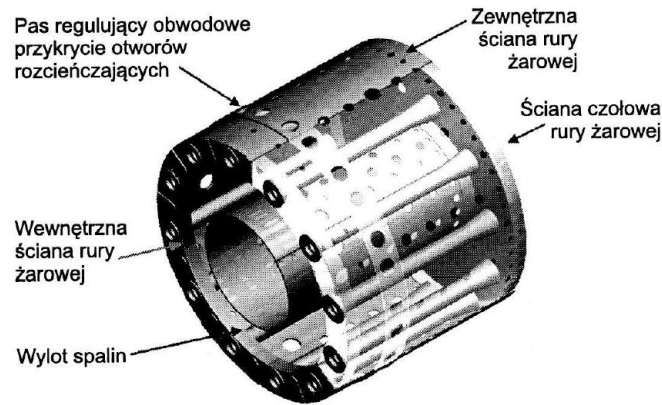
Komory spalania ze stopniowaną strefą spalania - Inną komorą spalania walczącą z emisjami atmosferycznymi są komory spalania ze stopniowaną strefą spalania. Co do zasady działania i projektowania procesu spalania, komora spalania jest podobna do komory spalania typu RQL z taką różnicą, że paliwo jest doprowadzane do obu stref spalania, zarówno do części bogatego i uboższego spalania. Powietrze pochodzące ze strefy uboższego spalania szybko rozcieńcza strefę spalania bogatą. Strefa spalania bogatego pozwala na ustabilizowanie procesu spalania uboższego, ale produkuje węglowodory (HC) oraz tlenek węgla (CO). Z kolei strefa spalania uboższego pozwala na eliminację węglowodorów (HC) oraz tlenku węgla (CO) w pochodzeniu ze strefy bogatego spalania. Komora spalania jest zaprojektowana w sposób taki aby proces spalania był albo bogaty albo ubogi, w celu ograniczenia strefy spalania stechiometrycznego, co jest przyczyną wyższej temperatury spalania a zatem i większej emisyjności tlenków azotu (NO_x) [36]. Rysunek 1.29 przedstawia powyżej omawianą komorę spalania.

(54) Titre : CHAMBRE DE COMBUSTION ANNULAIRE A DOUBLE TETE ETAGEE
 (54) Title: TWO-HEAD STAGED ANNULAR COMBUSTION CHAMBER



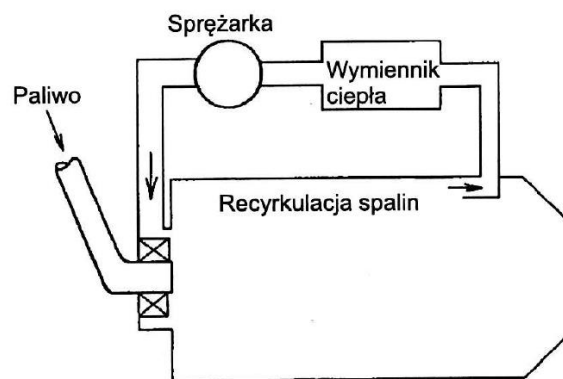
Rys. 1.29 Komora spalania ze stopniowaniem spalania [40]

Komory spalania VGC (Variable Geometry Combustors) - W wyniku pracy turbiny gazowej na różnych zakresach, parametry strumienia masy powietrza przepływającego przez komorę spalania również ulegają zmianie. W wyniku zmian parametrów strumienia masy powietrza w komorze spalania może dojść do modyfikacji charakteru procesu spalania, i do przykładowego zbliżenia się do zakresu spalania stechiometrycznego. W celu zapobiegnięcia temu zjawiskowi, można sterować układem paliwowym, ale istnieje również możliwość stosowania komór spalania wyposażonych w rury ogniowe o zmiennej geometrii. Zmiana geometrii rury ogniowej polega przede wszystkim na modyfikacji rozmieszczenia oraz pola przekroju otworów doprowadzających powietrze do strefy spalania. Na zewnątrz komory spalania jest umieszczony siłownik umożliwiający zmianę geometrii rury ogniowej. Siłownik napędowy jest sterowany układem uwzględniającym zakres pracy zespołu napędowego. Z budowy komory spalania wywodzi się zatem nazwa tej komory spalania: „Variable Geometry Combustors” (VGC) [36]. Rysunek 1.30 przedstawia powyżej omówioną komorę spalania.



Rys. 1.30 Komora spalania VGC [13]

Komory spalania z systemem recyrkulacji spalin - Układy recyrkulacji spalin są dzisiaj standardem w współczesnym przemyśle samochodowym. Pomimo pozornego zarezerwowania tej technologii do napędów tłokowych, można również rozważać wykorzystanie podanego systemu do lotniczych napędów turbinowych. Spaliny byłby pobierane z układu wylotowego komory spalania, chłodzone, sprężane do odpowiedniego ciśnienia, i powtórnie podawane do komory spalania. Miało by to za efekt rozcieńczenie powietrza doprowadzanego do strefy spalania, co z kolei obniżałoby szczyty i gradient temperatur spalania. Niższa lokalna temperatura spalania ograniczyłaby tworzenie się tlenków azotu (NO_x), ale mogło by z kolei spowodować zwiększenie emisji węglowodorów (HC) oraz tlenku węgla (CO). Jest to rozwiązanie nie stosowane, lecz opisywane. Badania nad tym rozwiązaniem mogłyby ocenić przydatność tego rozwiązania technicznego. Rysunek 1.31 przedstawia komorę spalania wyposażoną w system recyrkulacji spalin.



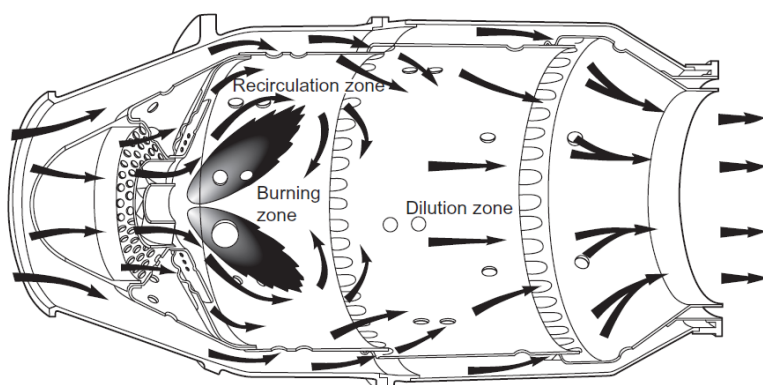
Rys. 1.31 Komora spalania z systemem recyrkulacji spalin [13]

b) Kierunki rozwoju komór spalania energetycznych turbin gazowych

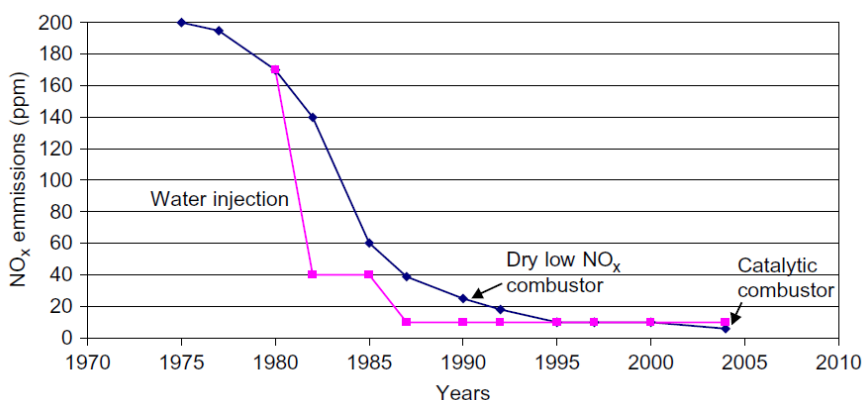
(i) Komory spalania z wtryskiem pary wodnej (wet combustor)

Turbiny gazowe są również wykorzystywane w przemyśle energetycznym w celu napędzania generatorów prądu elektrycznego oraz do podgrzewania wody grzewczej w miastach (wykorzystując ciepło spalin). Pierwotnie stosowano dyfuzyjne komory spalania (najczęściej stosowanym paliwem jest gaz ziemny, którego głównym składnikiem jest metan). Schemat tradycyjnej dyfuzyjnej komory spalania jest przedstawiony na rysunku 1.32. Komora spalania

składa się z trzech stref. W pierwszej strefie dochodzi do powstawania jednorodnej mieszaniny paliwowo-powietrznej wykorzystując między innymi powstałą strefę recyrkulacji, w drugiej strefie dochodzi do spalania uprzednio wytworzonej mieszaniny, a w trzeciej strefie dochodzi do mieszania spalin z resztą powietrza, w celu uzyskania spalin o odpowiednich parametrach przed wlotem do turbiny. Jednak w celu obniżenia emisyjności komór spalania, szczególnie pod względem emisji tlenków azotu (NO_x), zaczęto stosować doprowadzanie pary wodnej do komory spalania. Doprowadzenie pary wodnej powodowało zwiększenie ciepła właściwego czynnika przepływającego przez komorę spalania, co miało za efekt obniżenie temperatury spalania. Obniżenie temperatury spalania miało za efekt redukcję emisyjności tlenków azotu (NO_x). W wyniku stosowania tego systemu, udało się znacznie zredukować emisyjność tlenków azotu w latach 1980-ych. W krótkim czasie zmniejszono emisyjność turbin gazowych z ok. 170 ppm na 40 ppm (NO_x). Zmiana emisyjności jest przedstawiona na rysunku 1.33.



Rys. 1.32 Budowa klasycznej dyfuzyjnej komory spalania [41]

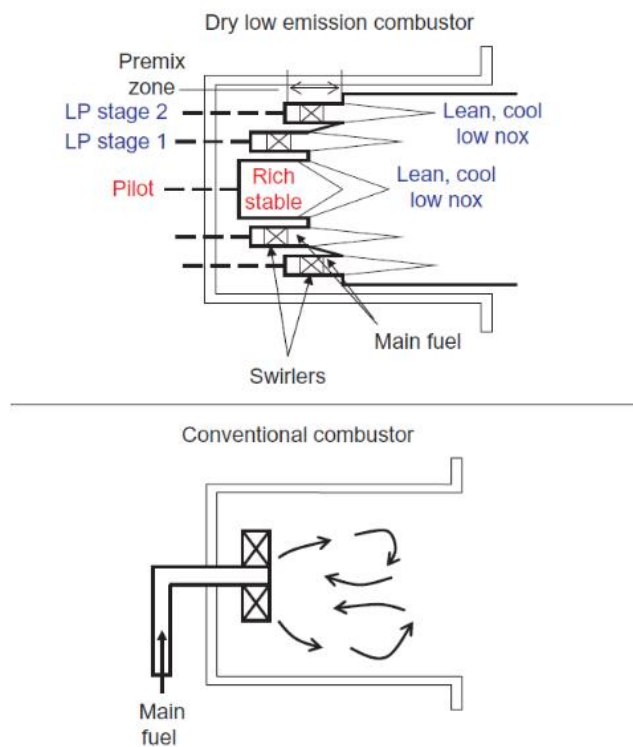


Rys. 1.33 Czasowy przebieg zmiany stężenia tlenków azotu w spalinach energetycznych turbin gazowych [41]

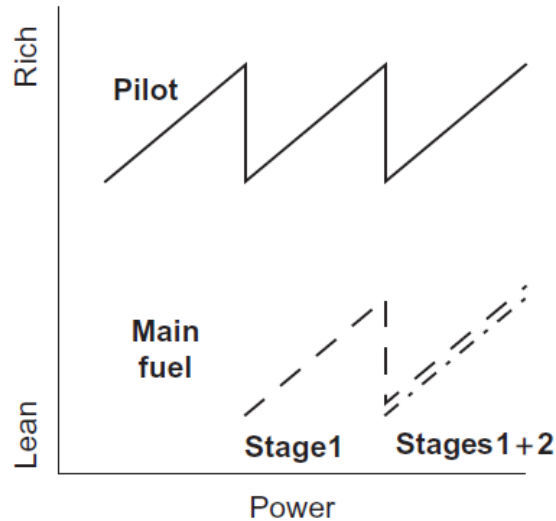
(ii) Komory spalania DLE (Dry Low Emission combustors)

Kolejnym kierunkiem rozwoju komór spalania energetycznych turbin gazowych było zaprzestanie stosowania wtryskiwania pary wodnej do komór spalania, przy równoczesnym ograniczaniu emisyjności tlenków azotu (NO_x). Podobnie jak w komorach spalania turbinowych napędów lotniczych, zaprojektowano sposób spalania paliwa w warunkach nie stechiometrycznych, lecz przy nadmiarze powietrza (spalanie ubogie). Przeniesienie się w kierunku spalania paliwa w warunkach ubogich powoduje redukcję temperatury spalania, co

ma za konsekwencje redukcję emisyjności tlenków azotu (NO_x). Komora spalania nadal jest zbudowana z trzech stref spalania, lecz strefa tworzenia mieszaniny paliwowo-powietrznej jest zmodyfikowana względem klasycznych dyfuzyjnych komór spalania. Układ tworzenia mieszaniny paliwowo-powietrznej składa się z dwóch stref. Strefa centralna zapewnia tworzenie mieszaniny paliwowo-powietrznej bogatej. Zadaniem tej pierwszej strefy spalania jest zapewnienie stateczności spalania w strefie spalania ubogiej mieszaniny. Wokół tej centralnej strefy bogatego spalania, znajduje się strefa tworzenia i spalania ubogiej mieszaniny paliwowo-powietrznej. Powietrze oraz paliwo są doprowadzane do tej drugiej strefy za pomocą otworów pierścieniowych wokół strefy centralnej. W celu optymalnego procesu spalania w strefie uboższego spalania, w zależności od mocy generowanej przez turbinę, stosuje się różne ilości pierścieni. Ilość pierścieni do tworzenia ubogiej mieszaniny paliwowo-powietrznej wynosi przeważnie dwa pierścienie [41]. Rysunek 1.34 przedstawia porównanie komory spalania DLE do budowy konwencjonalnej komory spalania. Podczas zwiększania mocy turbiny gazowej z komorami spalania typu DLE, najpierw uruchamia się płomień w strefie centralnej (płomień pilotujący), oraz zwiększa się jego moc. W celu zwiększenia mocy turbiny gazowej, uruchamia się następnie pierwszą strefę spalania uboższego. W miarę zwiększania mocy turbiny gazowej, uruchamia się kolejne strefy spalania uboższego, przy równoczesnym sterowaniu już uruchomionych stref spalania. Proces zwiększania mocy energetycznej turbiny gazowej z zastosowaniem komór spalania typu DLE jest przedstawiony na rysunku 1.35. Zaprzestanie stosowania wtryskiwania pary wodnej do komory spalania oraz zachowanie niskiej emisyjności tlenków azotu zdecydowały o nazwaniu tej komory spalania Dry-Low-Emission combustor (czyli Sucha-Nisko-Emisyjna komora spalania). W przestrzeni lat, w wyniku stosowania komór spalania DLE, zredukowano poziom emisji tlenków azotu z poziomu ok. 200 ppm do ok. 10 ppm [41].



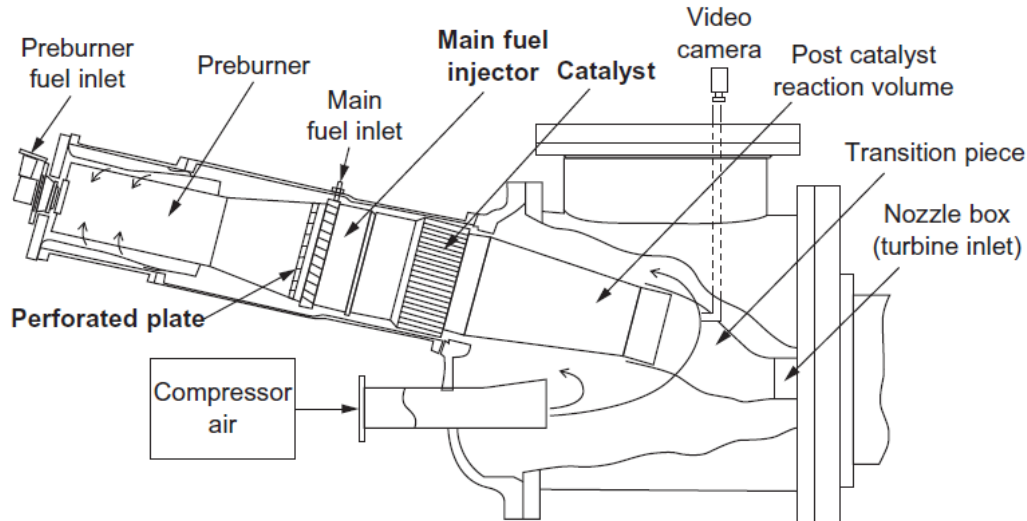
Rys. 1.34 Porównania komory spalania typu DLE do konwencjonalnej komory spalania energetycznej turbiny gazowej [41]



Rys. 1.35 Sterowanie pracą stref spalania komory spalania typu DLE przy zwiększaniu mocy turbiny gazowej [41]

(iii) Katalityczne komory spalania

Następną koncepcją związaną z redukcją emisji tlenków azotu jest zastosowanie katalitycznych komór spalania. Idea jest stosunkowo prosta: do wnętrza komory spalania, w miejsce strefy spalania wprowadza się katalizator. Przygotowana mieszanina paliwowo-powietrzna trafia do katalizatora, wewnątrz którego dochodzi do utleniania mieszaniny, z wydzielaniem ciepła. Wydzielone ciepło podgrzewa nie tylko strumień powietrza przepływającego przez komorę spalania, ale również samego siebie, w celu podtrzymywania procesu utleniania paliwa. Proces utleniania mieszaniny paliwowo powietrznej wewnątrz katalizatora odbywa się w temperaturze niższej niż w przypadku tradycyjnego spalania, co ma za efekt redukcję emisji tlenków azotu. Taka komora spalania General Electric MS9001E już istnieje i funkcjonuje. Tak jak już wcześniej to wspomniano, katalizator aby móc wejść do pracy wymaga pewnej temperatury. W wspomnianej komorze spalania GE, w celu doprowadzenia katalizatora do temperatury pracy, zastosowano dodatkową komorę spalania, przed komorą katalityczną. Ta dodatkowa komora spalania jest komorą spalania konwencjonalną, małej mocy, której zadaniem jest generowanie gazów spalinowych dla turbiny (przy małej mocy) oraz podgrzanie powietrza przed podawaniem go na katalizator. Po doprowadzeniu katalizatora do swej temperatury pracy, do komory katalitycznej podawane jest paliwo oraz powietrze. Komora katalityczna zaczyna utleniać paliwo i dochodzi do wydzielania ciepła z katalizatora. W miarę zwiększania ilości paliwa podawanego do komory katalitycznej, tym bardziej redukuje się ilość paliwa podawaną do wstępnej komory spalania. Ostatecznie ilość paliwa podawana do dodatkowej komory spalania ogranicza się do podtrzymania minimalnej temperatury powietrza trafiającej do katalizatora. Trudność stosowania tej technologii generowania spalin polega głównie na kształtowaniu katalizatorów w sposób by generowały one najmniejsze możliwie opory hydrauliczne oraz by materiał na którym jest nałożona powierzchnia katalityczna była odporna mechanicznie oraz termicznie. Wprowadzenie katalitycznych komór spalania pozwoliło na redukcję emisyjności tlenków azotu poniżej tej spotykanej w komorach spalania typu DLE czy z wtryskiem pary wodnej (ok. 10 ppm) [41]. Na rysunku 1.36 jest przedstawiony schemat katalitycznej komory spalania.



Rys. 1.36 Budowa katalitycznej komory spalania energetycznej turbiny gazowej MS9001E [41]

c) Podsumowanie odnośnie konwencjonalnych nisko-emisyjnych komór spalania turbin gazowych

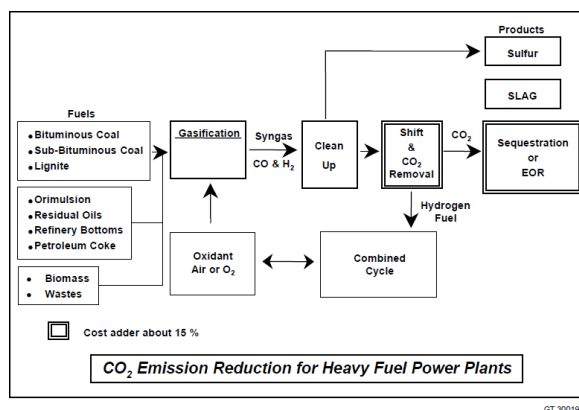
Począwszy od powstania turbin gazowych, inżynierowie oraz naukowcy nieustannie dążą do ich doskonalenia. Zasadniczo, turbina gazowa składa się z wlotu, sprężarki, komory spalania, turbiny oraz z układu wylotowego. Każdy z wymienionych elementów ma swoje ogromne znaczenie dla prawidłowego i sprawnego funkcjonowania napędów turbinowych. Komory spalania buduje się w myśli o udoskonaleniu procesu tworzenia mieszaniny paliwowo-powietrznej oraz udoskonaleniu przebiegów samego procesu spalania. Te dwa kierunki rozwoju komór spalania umożliwiają redukcję emisji atmosferycznych oraz pozwalają na wyższą sprawność tych maszyn. Idąc w stronę ograniczania emisyjności turbin gazowych, można również dostrzec potencjał w zastosowaniu katalitycznych komór spalania. Katalityczna komora spalania umożliwia na bezpłomieniowe utlenianie paliwa, co umożliwia znaczną redukcję emisji substancji szkodliwych do środowiska. Jak można zauważyć, zaprezentowano rozwiązania techniczne ograniczania emisji metodami pierwotnymi (czyli ograniczanie emisji na poziomie procesu spalania), które na same siebie prezentują szeroki wachlarz rozwiązań. Należy podkreślić w zakończeniu przeglądu rozwiązań konstrukcyjnych komór spalania turbin gazowych, że pierwotne obniżenie emisji tlenków azotu zawsze jest związane z obniżaniem temperatury spalania (maksymów oraz gradientów). W celu obniżenia szczytowych temperatur spalania stosuje się następujące rozwiązania w konstruowaniu komór spalania turbin gazowych:

- ujednorodnienie mieszaniny paliwowo-powietrznej,
- minimalizację strefy spalania o warunkach stechiometrycznych,
- zawrócenie części spalin w celu obniżenia reakcyjności procesu spalania (modyfikacja dokonana w obszarze komory spalania) – rozwiązanie teoretyczne.

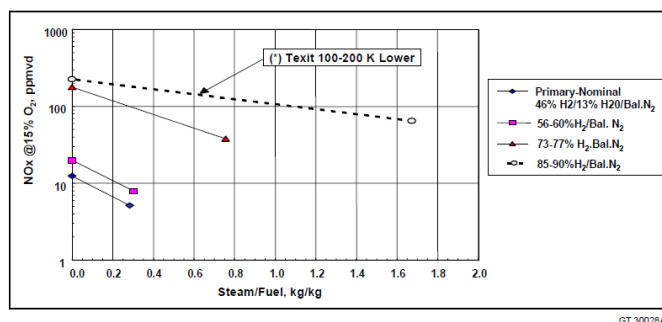
5) PRZEGLĄD ROZWIĄZAŃ KONSTRUKCYJNYCH KOMÓR SPALANIA TURBIN GAZOWYCH DO SPALANIA LUB WSPÓLSPALANIE WODORU

a) Praca Douglasa M. Todda oraz Roberta A. Battista [42]

Praca badawcza Douglasa M. Todda oraz Roberta A. Battista dotyczyły oceny wpływu zastosowania wysoko wodorowego paliwa (aż do ok. 90% objętości) do turbiny gazowej GE w instalacji IGCC. Prace dotyczyły modernizacji oraz usprawnienia procesu usuwania zanieczyszczeń z paliwa jeszcze przed jego spalaniem, w ujęciu technologii IGCC (Integrated Gazification Combined Cycle). Technologia ta, w ujęciu tradycyjnym umożliwia użytkowanie paliw stałych oraz ciężkich frakcji paliw ciekłych do zasilania turbin gazowych. Technologia ta przewyższa technologię wykorzystującą kotły pod względem sprawności. W pierwszym etapie należy przetworzyć paliwo wsadowe poprzez wykorzystanie procesu gazyfikacji. Proces gazyfikacji umożliwia wytworzenie syngazu, który składa się z wodoru, tlenku węgla, dwutlenku węgla, pary wodnej oraz metanu. Syngaz po procesie gazyfikacji jest oczyszczany z pozostałości popiołów lotnych, cząstek stałych, związków siarki, amoniaku, metali ciężkich oraz części dwutlenku węgla. Tak przetworzony syngaz składa się głównie z tlenku węgla, wodoru oraz azotu. Syngaz następnie trafia do turbin gazowych. Zaproponowana modyfikacja, polega na zmodyfikowaniu procesu przetwarzania syngazu po procesie gazyfikacji. Modyfikacja polegałaby na usunięciu wszystkich składników syngazu poza wodorem. Spalanie paliwa wodorowego umożliwiłoby redukcję emisji dwutlenku węgla. Na rysunku 1.37 przedstawiono schemat zmodyfikowanego procesu według opisu elektrowni pracującej w technologii IGCC. Obok redukcji emisji dwutlenku węgla, pojawia się niestety kwestia wzmożonego wytwarzania tlenków azotu, co wynika z wysokiej temperatury spalania wodoru. Zaproponowano w tym celu nowy rodzaj syngazu. Badania były prowadzone między innymi dla trzech gazów, o zawartościach wodoru od 56%-60%, 73%-77% oraz 85%-90% (proporcje objętościowe), a uzupełniającymi częściami syngazu był azot oraz argon. Stosowano dodatkowo rozcieńczanie strefy spalania za pomocą pary wodnej. Wyniki badań wykazały, że parametry pracy turbiny gazowej pozostają prawidłowe dla różnych używanych paliw, o składzie wyżej wymienionych. Niestety badania dowiodły, że stosowanie paliw o składzie wzbogaconym w wodór powoduje bardzo mocny wzrost emisji tlenków azotu; dla syngazu, o zawartości ok. 46% wodoru, emisyjność mieści się w zakresie 5ppmv-10ppmvd, zaś dla paliwa o zawartości wodoru do 90%, emisyjność przekracza 80ppmvd (rys. 1.38). W wyniku badań pokazano również, że rozcieńczanie strefy spalania parą wodną umożliwia na redukcję emisji tlenków azotu. Aby ograniczyć emisję tlenków azotu, i powrócić do pierwotnych wartości emisji, należy zwiększyć udział pary wodnej w komorze spalania, ale określono to za niestosowne z powodu zbyt wysokiej zawartości pary wodnej w spalinach, które znacząco ograniczałyby żywotność turbiny. Przedstawiona praca demonstrowa możliwość zastosowania paliwa wodorowego w turbinie gazowej, natomiast powoduje to wzrost emisji tlenków azotu z ograniczoną możliwością ich usunięcia w procesie spalania w komorze turbiny gazowej. Należy zatem podkreślić większy potencjał w współspalaniu wodoru z innymi paliwami, niż spalanie paliwa wodorowego.



Rys. 1.37 Zaproponowany układ IGCC ze spalaniem paliwa wodorowego [42]



Rys. 1.38 Stężenie tlenków azotu w spalinach w zależności od stopnia rozcieńczenia spalania dla badanych paliw bogatych w wodór [42]

b) Prace Felix Guethe i innych [43] oraz Fengsham Liu i innych [44]

Praca Felix Guethe i innych dotyczy oceny wpływu podawania do wlotu sprężarki turbiny gazowej gazów spalinowych na reakcyjność oraz pracę turbiny gazowej, w drodze badań numerycznych oraz doświadczalnych. Badania dotyczyły instalacji podobnych do tej przedstawionej na rysunku 1.39. Pomimo, że układ jest zasilany gazem ziemnym, opisano pracę ze względu na analizę wpływu spalin na proces spalania. Spaliny są pobierane w odpowiedniej ilości z za układem odzyskiwaniem ciepła (HRSG), oraz są chłodzone do temperatury otoczenia (jest również usuwana wydzielona woda). Tak przetwarzana odpowiednia proporcja spalin jest podawana do wlotu sprężarki turbiny gazowej. Badania numeryczne wpływu recyrkulacji na kinetykę chemiczną były prowadzone przy wykorzystaniu oprogramowania CHEMKIN II. Badania laboratoryjne zostały przeprowadzone na stanowisku odwzorującym warunki pracy komory spalania w turbinie gazowej (rys. 1.40). Badania zostały przeprowadzone dla różnych stopni zawracania spalin. W wyniku badań, ważnym wnioskiem jest stwierdzenie, że podczas zawracania spalin w turbinach gazowych, reakcyjność procesu spalania jest ograniczona przez dwa czynniki. Pierwszym z nich jest zubożenie atmosfery spalania w tlen, co się przyczynia do przyhamowania procesu spalania (dochodzi do wzbogacenia mieszaniny paliwowo-powietrznej). Z punktu widzenia chemicznego procesu spalania, zmniejszenie stężenia tlenu w strefie spalania ogranicza stężenie jego rodników O. Rodniki są elementami składowymi procesu spalania, które napędzają proces spalania. Drugim z nich jest zwiększone stężenie dwutlenku węgla w atmosferze spalania. W wyniku przeprowadzonych badań, podkreślono, że dwutlenek węgla nie jest gazem „doskonale obojętnym”. Oznacza to, że część dwutlenku węgla obecna w procesie spalania ulega pewnej reakcyjności. Zidentyfikowaną reakcją dwutlenku

węgla jest następująca reakcja: $\text{OH} + \text{CO} \leftrightarrow \text{H} + \text{CO}_2$. Jak można stwierdzić, ta reakcja jest obustronna. Wynika z niej, że dwutlenek węgla posiada zdolność do reagowania z atomem wodoru H, który w procesie spalania jest jednym z rodników.

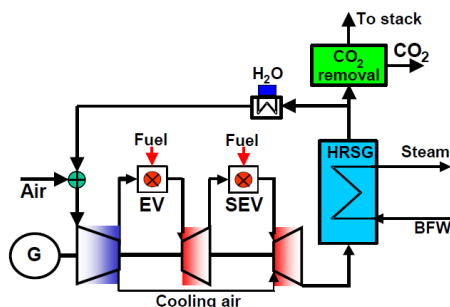
W nawiązaniu do innej pracy badawczej prowadzonej przez Fengsham Liu i innych, wrócono uwagę również na fakt, że rodnik wodoru H bierze udział w procesie spalania w następującej reakcji: $\text{H} + \text{O}_2 \leftrightarrow \text{O} + \text{OH}$. Biorąc pod uwagę, że dwutlenek węgla ogranicza obecność rodników wodoru H, ta druga reakcja ma również przyhamowany proces. Ta druga przemiana, w obliczu zubożenia atmosfery spalania w tlen, jest jeszcze dodatkowo ograniczona przez utrudniony dostęp do tlenu. Ograniczenie tej drugiej reakcji ogranicza z kolei generację substancji O oraz OH, które również są rodnikami, znacząco wpływającymi na reakcyjność procesu spalania. Ograniczona reakcyjność procesu spalania wiąże się z redukcją temperatury spalania (maksimum oraz gradientu) oraz zmniejszeniem prędkości laminarnego spalania.

W odniesieniu do obu prac przedstawiono poniżej ilustracje reprezentujące graficznie powyższe opisy.

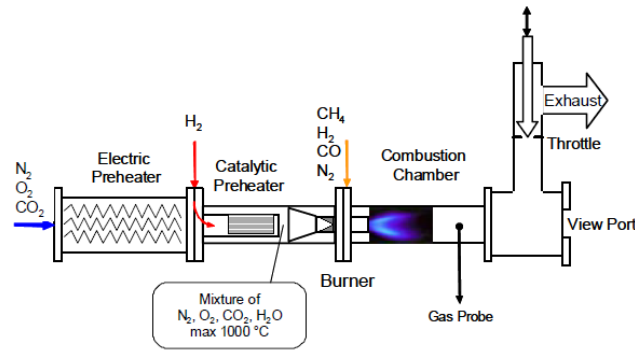
Rysunek 1.41 (zaczepnięty z pracy Felix Guethe i innych) ilustruje wpływ wzbogacenia w dwutlenek węgla oraz zubożenia w tlen procesu spalania na prędkość laminarnego spalania (parametry referencyjne odnoszą się do warunków pracy komory spalania z określonym stopniem zawracania spalin, zaś druga krzywa odnosi się do symulacji w której zastąpiono recyrkulowany dwutlenek węgla azotem).

Rysunek 1.42 jest zaczerpnięty z pracy Fengsham Liu i innych. W pracy Fengsham Liu i innych przebadano numerycznie sześć mieszanin paliwowo-powietrznych: wodór w powietrzu, wodór w powietrzu w którym zastąpiono 30% azotu przez dwutlenek węgla, wodór z tlenem oraz dwutlenkiem węgla, metan w powietrzu, metan w powietrzu w którym zastąpiono 30% azotu przez dwutlenek węgla oraz metan z tlenem oraz dwutlenkiem węgla. Ponadto wykonano każdą ze symulacji dwukrotnie, raz z dwutlenkiem węgla traktowanym zarówno fizycznie jak i chemicznie (oznaczenie CO_2) oraz drugi raz z dwutlenkiem węgla traktowanego jako substancja fizyczna, ale nie mogąca reagować (czyli nie chemiczna – oznaczenie FCO_2). Można zaważyć znaczący wpływ reakcyjności dwutlenku węgla na hamowanie prędkości spalania w wyniku interakcji chemicznej.

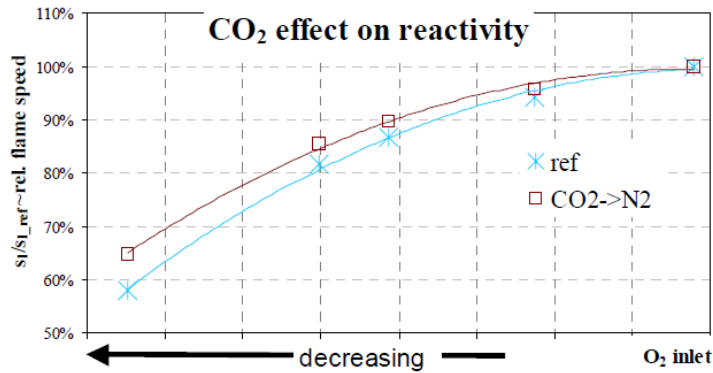
Można zatem podkreślić, że zjawisko ograniczenia reakcyjności procesu spalania (temperatura oraz prędkość spalania) wynika z zubożenia w tlen oraz wzbogacenia w dwutlenek węgla atmosfery spalania. Te dwa czynniki powodują redukcję stężenie rodników (OH, H oraz O), co z kolei ogranicza reakcyjność procesu spalania. Ograniczona temperatura spalania powoduje ograniczenie emisji tlenków azotu. Przy spalaniu paliwa wodorowego z zewnętrzną recyrkulacją spalin, proces spalania jest hamowany w wyniku zubożenia w tlen strefy spalania.



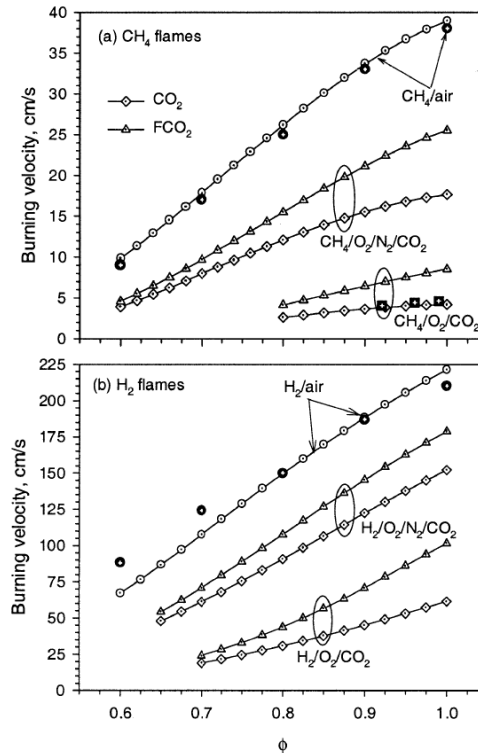
Rys. 1.39 Badana instalacja energetyczna przez Felix Guethe i innych [43]



Rys. 1.40 Instalacja laboratoryjna do badania wpływu stężenia dwutlenku węgla w komorze spalania na reakcyjność procesu spalania [43]



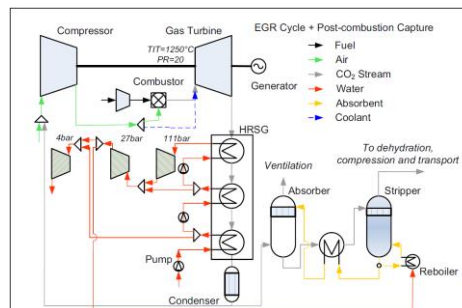
Rys. 1.41 Wpływ dwutlenku węgla oraz stężenia tlenu na prędkość laminarnego spalania dla paliwa metanowego oraz wodorowego [43]



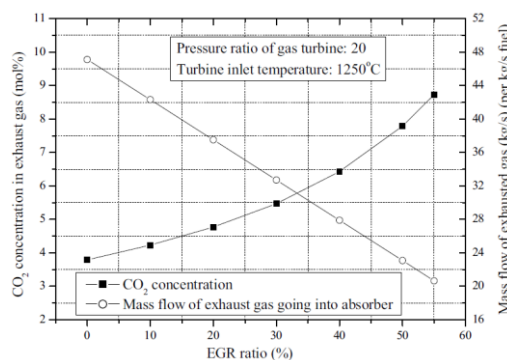
Rys. 1.42 Wpływ dwutlenku węgla na prędkość laminarnego spalania dla paliwa metanowego oraz wodorowego [44]

c) Praca Hailong Li i innych [45]

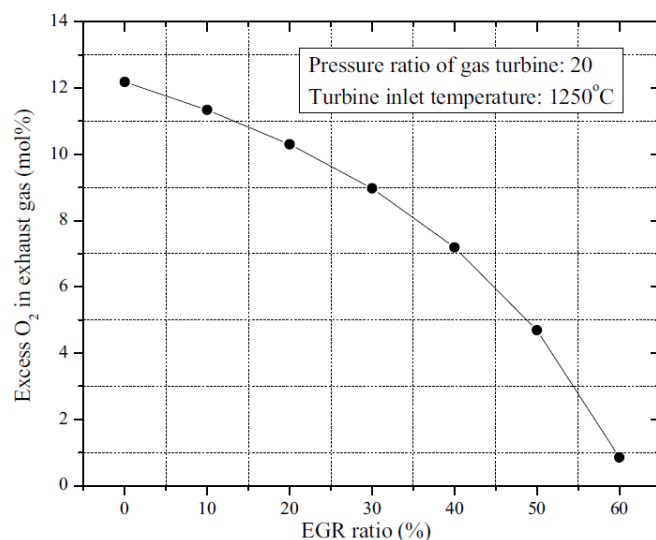
Praca Hailong Li i innych, oparta na obliczeniach numerycznych, dotyczyła możliwości zastosowania zewnętrznego układu recyrkulacji spalin (w turbinie gazowej) w celu zwiększenia udziału dwutlenku węgla w spalinach aby móc zwiększyć efektywność oczyszczania spalin z tego składnika. Praca nie odnosiła się do spalania lub współspalania wodoru, lecz gazu ziemnego, ale prezentowała zagadnienie związane z kontrolą procesu spalania, dlatego została tutaj zaprezentowana. W wyniku przeprowadzonych badań numerycznych na wybranej instalacji energetycznej (rys. 1.43) oszacowano, że zastosowania zewnętrznego układu recyrkulacji spalin w połączeniu z pochłaniaczem dwutlenku węgla umożliwi na zwiększenie ogólnej sprawności bloku do 0,4%. Oszacowany wzrost wynika ze wzrostu udziału dwutlenku węgla w spalinach, w wyniku zastosowania recyrkulacji spalin, oraz mniejszego strumienia spalin kierowanych do absorbera dwutlenku węgla (rys. 1.44) a co za tym idzie jest mniejszy nagład energetyczny dla absorbera tej substancji. Wzrost sprawności 0,4% (maksymalnie) został ustalony dla zawracania 50% spalin (w odniesieniu do objętości). Dla tych parametrów, stężenie dwutlenku węgla wzrasta z 3,8mol% do 7,8mol%, podczas gdy strumień spalin kierowany do absorbera dwutlenku węgla spada o 51%. Ponadto, autorzy przypuszczają, że obniżenie udziału tlenu w komorze spalania (w wyniku recyrkulacji spalin, rys. 1.45) może obniżyć temperaturę spalania, co może się przenieść na redukcję emisji tlenków azotu, ale może również wpłynąć na wzrost emisji tlenku węgla. Wynika z powyższej pracy, że istnieje możliwość zewnętrznego recyrkulowania spalin w turbinach gazowych, co może mieć w konsekwencji redukcję emisji tlenków azotu, ale może również spowodować wzrost emisji węglowodorów oraz tlenku węgla, przy spalaniu gazu ziemnego (lub gazu ziemnego z wodorem).



Rys. 1.43 Schemat instalacji badanej numerycznie z zastosowaniem zewnętrznego układu recyrkulacji spalin [45]



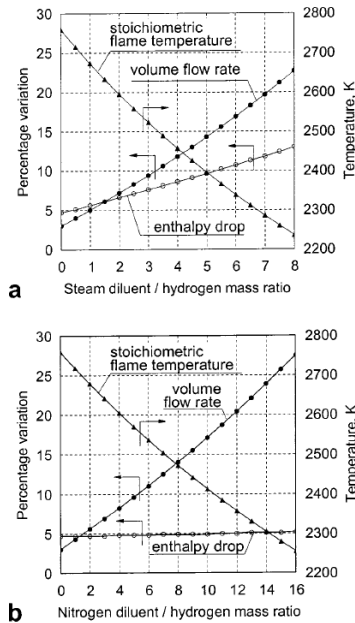
Rys. 1.44 Wpływ recyrkulacji spalin na stężenie dwutlenku węgla w komorze spalania oraz na strumień spalin kierowanych do absorbera dwutlenku węgla [45]



Rys. 1.45 Wpływ recyrkulacji spalin na molowy udział tlenu w spalinach [45]

d) Praca Paulo Chiesa i innych [46]

Badania numeryczne prowadzone przez Paulo Chiesa i innych pertraktują na temat możliwości szybkiej adaptacji turbin gazowych zasilanych gazem ziemnym na bogate paliwo w wodór. Przedstawia między innymi dwie możliwości spalania wodoru w konwencjonalnych turbinach gazowych; poprzez rozcieńczanie paliwa wodorowego za pomocą pary wodnej oraz poprzez rozcieńczanie paliwa wodorowego za pomocą azotu. Wyeksponowano również problem związany z modyfikacją parametrów fizycznych strumienia przepływającego przez turbinę. Spalanie wodoru powoduje wzrost ciepła właściwego spalin przed turbiną, co w przypadku rozcieńczania parą wodną jest tylko dodatkowo akcentowane. Dla czystego wodoru, modyfikacja parametrów fizyko-chemicznych spalin prowadzi do zwiększenia spadku entalpii na turbinie o 5%, a przy dodawaniu pary wodnej, wzrost ten może wynieść nawet do ok. 14%. W przypadku rozcieńczania paliwa wodorowego azotem nie dochodzi do większego wzrostu spadku entalpii spalin na turbinie (stałą wartość na poziomie 5%) ponieważ nie dochodzi do znaczącej modyfikacji ciepła właściwego spalin. Wpływ spalania wodoru oraz jego rozcieńczania można zaobserwować na rysunku 1.46 (a – przy użyciu pary wodnej; b – przy użyciu azotu). W elektrowniach stosujących paliwo wodorowe preferuje się rozcieńczanie strefy spalania parą wodną gdyż taka instalacja jest tańsza, pomimo większego wpływu na funkcjonowanie turbiny gazowej. W wyniku zmian parametrów spalin, przy równoczesnym zachowaniu parametrów strumienia powietrza przepływającego przez sprężarkę, dochodzi do niepokrywania się zakresów pracy sprężarki oraz turbiny. Aby rozwiązać ten problem, zaproponowano zastosować modyfikację klasycznego algorytmu regulacji aparatu kierującego turbiną gazowej. Istnieje również możliwość przeprojektowania turbiny gazowej pod kątem spalania wodoru, ale jest to znacznie pracochłonne oraz droższe niż pierwsze zaproponowane rozwiązanie. Wynika z tej pracy, że wielkogabarytowe turbiny gazowe zasilane gazem ziemnym mogą zostać przystosowane aby używać wodoru przy kontroli temperatury oraz emisji tlenków azotu poprzez zastosowanie rozcieńczania paliwa w komorze spalania za pomocą pary wodnej (co jest tańsze niż azotem) oraz, że należy przystosować zakresy pracy sprężarki oraz turbiny poprzez odpowiednią regulację aparatu kierującego turbiną gazowej (co jest tańsze niż przebudowa turbiny gazowej).

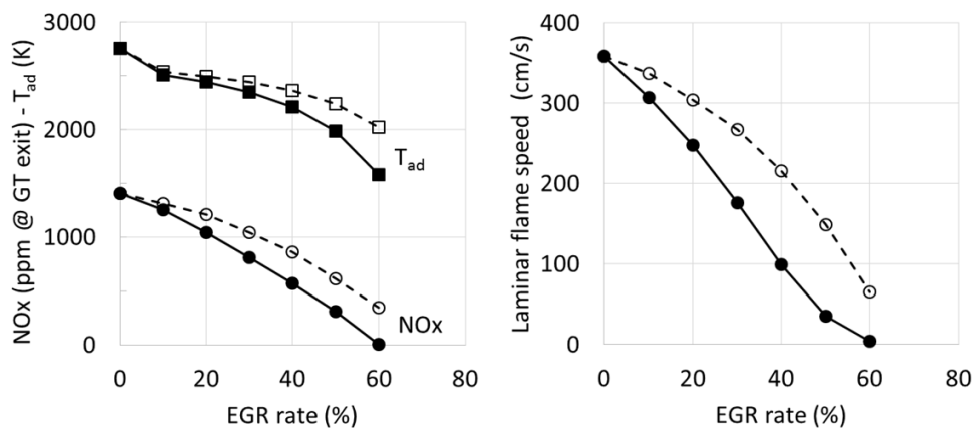


Rys. 1.46 Wpływ zastosowania paliwa wodorowego oraz medium rozcieńczającego na parametry pracy turbiny gazowej [46]

e) Praca Mario Ditaranto i innych [47]

Praca badawcza Mario Ditaranto i innych, oparta o symulacje numeryczne, dotyczyła oceny osiągnięć oraz emisji turbiny gazowej zasilanej wodorem, z wykorzystaniem układu recyrkulacji spalin. Praca jest prowadzona pod kątem zmaksymalizowania procesu oczyszczania paliwa w instalacjach energetycznych, w wyniku czego uzyskuje się czysty wodór do zasilania turbin gazowych. Do tutaj opisanych badań przyjęto skład paliwa zawierającego: wodór - 85,64vol%, tlenek węgla - 2,66vol%, dwutlenek węgla - 3,24vol%, azotu - 7,27vol%, argon - 1,14vol% oraz parę wodną - 0,05vol%. Można zatem stwierdzić, że głównymi składowymi rozpatrywanego paliwa są wodór oraz azot. Układ recyrkulacji spalin polega na zawróceniu określonej ilości spalin wydobywających się z turbiny gazowej, odpowiednie jej przetworzenie oraz podanie do układu wlotowego turbiny gazowej. Przetworzenie gazów spalinowych polega na ewentualnym schłodzeniu w celu wytrącenia pary wodnej. Z racji wygody badań numerycznych, symulacja została przeprowadzona dla spalin suchych „Dry” oraz mokrych (bez wytrącania pary wodnej) „Wet”, dla różnych stopni recyrkulacji spalin. W zastosowaniu praktycznym, unikałoby się wprowadzanie wilgotnych spalin do wlotu sprężarki, co mogłoby przyczynić się do przedwczesnego zużycia elementów turbiny gazowej. Autorzy podkreślają fakt, że zawracanie spalin jest techniką stosowaną w turbinach gazowych zasilanych gazem ziemnym. Technologia ta umożliwia zwiększenie udziału dwutlenku węgla w spalinach oraz redukcję spalin przepływających przez absorber dwutlenku węgla, co zwiększa efektywność oczyszczania spalin. Ograniczeniem zwiększania udziału dwutlenku węgla w czynniku roboczym jest rozbieżność parametrów fizyko-chemicznych spalin a czystego powietrza. W przypadku spalania badanego paliwa bogatego w wodór, spaliny składają się z pary wodnej, azotu oraz tlenu; udział dwutlenku węgla może zostać pominięty. Spaliny składają się w znacznym stopniu z azotu co sprawia, że parametry fizyko-chemiczne zawracanych spalin są bardzo zbliżone do tych czystego powietrza. Ta właściwość udostępnia szeroki zakres stopnia zawracania spalin, bez konieczności ingerowania w konstrukcję turbiny gazowej. Zadaniem

recyrkulacji w tym przypadku jest zubożenie atmosfery spalania w tlen, co w konsekwencji ogranicza reakcyjność procesu spalania wodoru. Ograniczona reakcyjność procesu spalania zapewnia niższe wartości adiabatycznej temperatury spalania, oraz ogranicza prędkość spalania, co z kolei zmniejsza ryzyko cofnięcia się płomienia do dyszy paliwowych. Pomimo ograniczenia prędkości spalania, nie pojawiają się problemy związane z zachowaniem stabilności płomienia. Dla 60 % zawracanych suchych spalin, oraz dla 50 % zawracanych wilgotnych spalin, prędkość laminarnego spalania wynosi ok. 50 cm/s, co jest wartością zbliżoną do prędkości spalania gazu ziemnego. Oznacza to, że nie jest zaburzona stabilność płomienia. Opisane wyniki są zilustrowane na następujących wykresach (rys. 1.47). Należy zatem podkreślić, że zubożenie strefy spalania w tlen poprzez zastosowanie układu recyrkulacji spalin powoduje ograniczenie reakcyjności procesu spalania. W przypadku spalania paliwa bogatego w wodór, ograniczenie reakcyjności nie wpływa negatywnie na stabilność spalania.

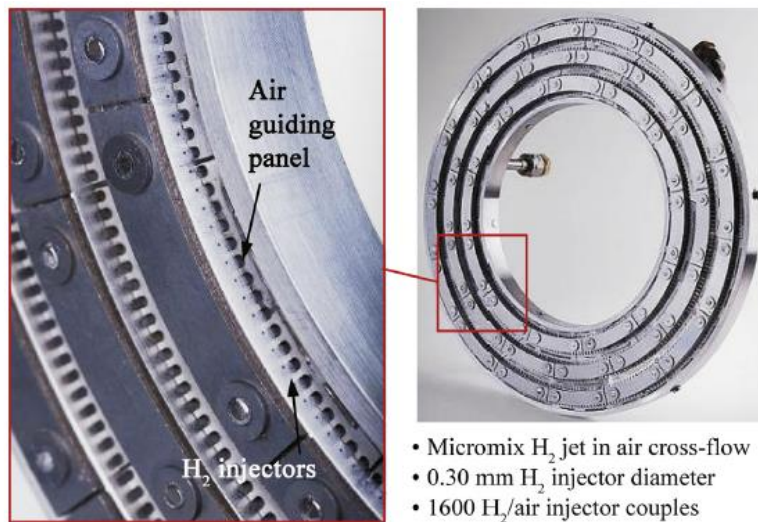


Rys. 1.47 Wpływ stopnia zawracania spalin przy spalaniu paliwa bogatego w wodór na stężenie tlenków azotu na końcu strefy spalania, na adiabatyczną temperaturę spalania oraz na prędkość laminarnego spalania (*linie przerywane dotyczą spalin suchych, zaś linie ciągłe dotyczą spalin wilgotnych*) [47]

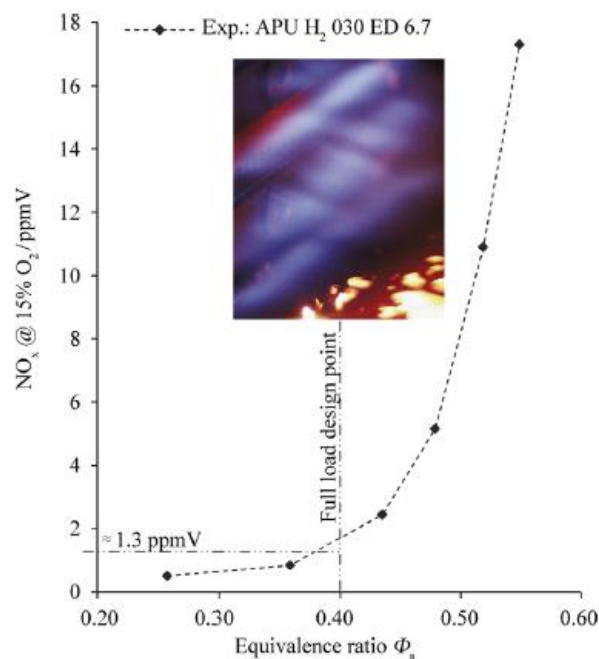
f) Praca A. Haj Ayeda i innych [48]

Praca badawcza A. Haj Ayeda i innych dotyczyła oceny osiągow oraz emisyjności tlenków azotu z nowego rodzaju komory spalania, zasilanej jedynie czystym wodorem. Prace dotyczą komory spalania turbiny gazowej (mikroturbiny gazowej) typu APU (Auxiliary Power Unit) o przeznaczeniu lotniczym. Modelem analizowanej turbiny gazowej jest model APUGTCP36-300, produkcji Honeywell/Garrett. Aby uzyskać jak najmniejsze strefy gorące w wyniku spalania wodoru, zaproponowano zbudować komorę spalania w które paliwo wodorowe jest podawane prostopadle do strumienia powietrza. Wodór oraz powietrze są podawane z miniaturowych kanałów (kanał wodorowy posiada średnicę zaledwie 0,3mm). Ilość takich mikro-palników wynosi 1600 sztuk na obwodzie wejściowym komory spalania. Umożliwia to na spalanie wodoru w 1600 punktach w których dochodzi do spalania dyfuzyjnego. Fotografia komory spalania jest przedstawiona na rysunku 1.48. Charakter dyfuzyjny spalania jest elementem zabezpieczającym przez zjawiskiem cofnięcia się płomienia. Charakter mikro-palników z kolei umożliwia z kolei na minimalizację rozmiarów strefy gorącego spalania, oraz umożliwia szybkie rozcieńczenie spalin, co z kolei przekłada się na ograniczenie emisji tlenków azotu. Z racji tego, że jest spalany czysty wodór, nie wytwarza się zanieczyszczeń węglowodnorodnych. Proces spalania odbywa znamieniowo dla współczynnika ekwiwalencji na

poziomie 0,4 (czyli spalanie jest ubogie). Biorąc pod uwagę, że współczesne turbiny gazowe energetyczne posiadają emisję tlenków azotu na poziomie ok. 10ppm oraz, że proponowana konstrukcja wodorowej komory spalania posiada znamieniową emisyjność na poziomie 1,3ppmv można uznać, że zaproponowane rozwiązanie jest niskoemisyjne pod względem tlenków azotu (rys. 1.49). Podsumowując przedstawioną pracę można odnotować, że wielopunktowe, rozdrobnione oraz ubogie spalania wodoru jest możliwe przy równoczesnym przestrzeganiu niskiego poziomu emisyjności tlenków azotu (ograniczona temperatura spalania) oraz z usunięciem ryzyka flashbacków (dzięki stosowaniu spalania dyfuzyjnego).



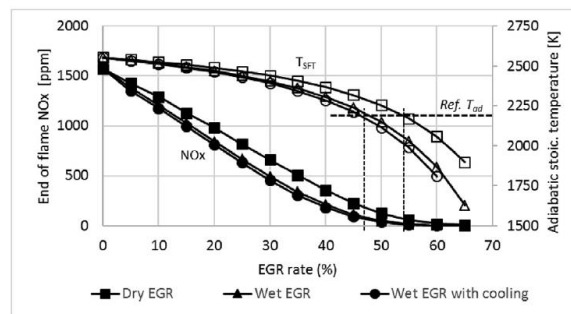
Rys. 1.48 Fotografia niskoemisyjnej komory spalania z mikro-palnikami do spalania czystego wodoru Honeywell/GarrettAuxiliaryPowerUnitAPUGTCP36-300 [48]



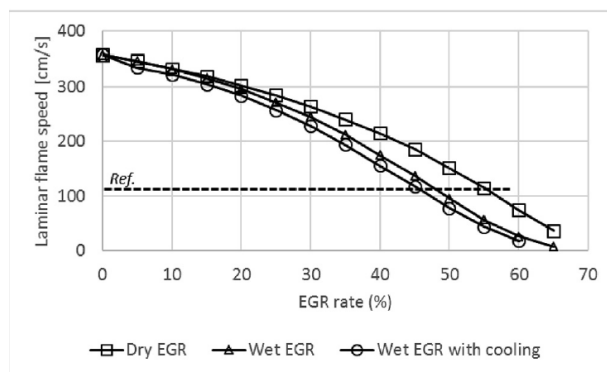
Rys. 1.49 Zależność stężenia tlenków azotu w spalinach od współczynnika ekwiwalencji dla turbiny gazowej Honeywell/GarrettAuxiliaryPowerUnitAPUGTCP36-300 [48]

g) Praca Mario Ditaranto i innych [49]

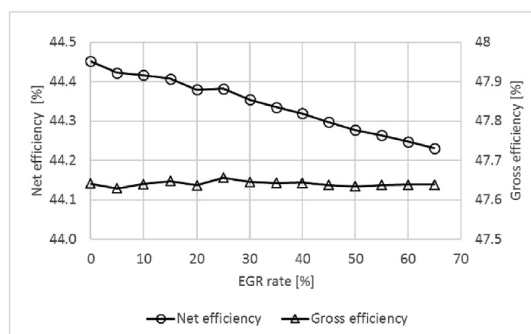
Praca Mario Ditaranto i innych dotyczyła badań numerycznych instalacji energetycznej typu IGCC z analizą możliwości kontrolowania procesu spalania przez recyrkulację spalin. W elektrowniach z instalacją typu IGCC, paliwo zawiera w dużym stopniu wodór (wodór - 84,43%, azot - 8,74% objętościowo oraz inne gazy uzupełniające), którego spalanie powoduje wzrost lokalnych temperatur spalania, co ma w konsekwencji wzrost emisyjności tlenków azotu. W takich elektrowniach stosuje się rozcieńczanie atmosfery spalania poprzez dodawanie pary wodnej lub azotu. Oba procesy wymagają pewnego nakładu energii, dlatego autorzy tej pracy zaproponowali numeryczne badania, które wstępnie umożliwiły ocenę instalacji typu IGCC z zastąpieniem rozcieńczania parą wodną lub azotem przez gazy spalinowe. Układ przewiduje pobranie spalin z za układu odzyskiwania ciepła spalin (za HRSG), odpowiednie przetworzenie gazów spalinowych, a następnie ich podanie na wlot do sprężarki. Badania były prowadzone dla różnych zakresów zawracania spalin. Zaproponowano przeanalizować trzy układy recyrkulacji spalin, pod względem przetwarzania spalin z za turbiny; bezpośrednio zawracanie spalin („wet EGR”), zawracanie spalin z ich chłodzeniem („wet EGR with cooling”) oraz zawracanie spalin z usuwaniem wody („dry EGR”). W wyniku badań uzyskano odpowiednio zubożoną atmosferę spalania w tlen, co umożliwiło redukcję reakcyjności procesu spalania. Zarówno temperatura, emisja tlenków azotu oraz prędkość spalania laminarnego zostały zredukowane przy zastosowaniu układów recyrkulacji spalin (rys. 1.50 oraz rys. 1.51). Dla wszystkich zaproponowanych wariantów przetwarzania spalin podczas recyrkulacji należy zawrócić około 50% gazów spalinowych aby powrócić do referencyjnych parametrów pracy i emisji turbiny gazowej. Umożliwia to usunąć instalację rozcieńczania atmosfery spalania bez udziału pary wodnej lub azotu, co umożliwi uniknięcie straty sprawności na poziomie 1,3%. Niemniej zwiększanie udziału spalin w gazach dolotowych powodują spadek sprawności samej turbiny, niezależnie od sposobu przetwarzania gazów spalinowych (rys. 1.52, rys. 1.53 oraz rys. 1.54). Oznacza to, że zastosowanie układu recyrkulacji spalin generuje stratę sprawności samej turbiny gazowej, lecz usunięcie instalacji do rozcieńczania atmosfery spalania azotem (w wariantcie referencyjnym), powoduje wzrost sprawności globalnej (nawet do 1%). Wynika z powyższego, że zastosowanie układu recyrkulacji spalin w turbinie gazowej umożliwia zubożenie czynnika roboczego w tlen, co ma za konsekwencję oddziaływanie ograniczające reakcyjność procesu spalania (np. paliwa bogatego w wodór), co z kolei umożliwia kontrolę emisji tlenków azotu, ogranicza prędkość spalania (czyli ogranicza ryzyko cofania się płomienia „flashback”) bez widocznego wpływania na stabilność płomienia, ale niestety, można również odnotować spadek sprawności turbiny gazowej, lecz wzrost sprawności całości instalacji IGCC.



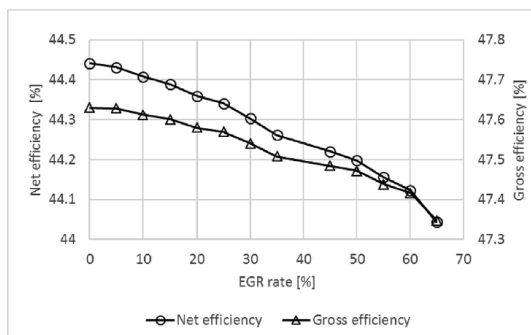
Rys. 1.50 Wpływ stopnia zawracania spalin w turbinie gazowej na adiabatyczną temperaturę spalania oraz na wytwarzanie tlenków azotu na końcu strefy spalania [49]



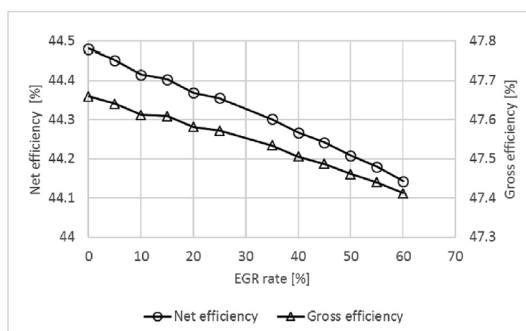
Rys. 1.51 Wpływ stopnia zawracanie spalin w turbinie gazowej na prędkość laminarnego spalania [49]



Rys. 1.52 Wpływ stopnia zawracania spalin w turbinie gazowej na sprawność turbiny gazowej (dla spalin suchych „Dry EGR”) [49]



Rys. 1.53 Wpływ stopnia zawracania spalin w turbinie gazowej na sprawność turbiny gazowej (dla spalin wilgotnych spalin bez chłodzenia „Wet EGR”) [49]



Rys. 1.54 Wpływ stopnia zawracania spalin w turbinie gazowej na sprawność turbiny gazowej (dla spalin wilgotnych spalin z chłodzeniem „Wet EGR with cooling”) [49]

h) Podsumowanie rozwiązań technicznych umożliwiających spalanie / współspalanie paliwa wodorowego w turbinach gazowych

Na podstawie przeanalizowanych rozwiązań technicznych / naukowych można podkreślić, że istnieje możliwość spalania oraz współspalania paliwa wodorowego w turbinach gazowych. Z racji odmiennych parametrów spalania wodoru, w porównaniu do innych konwencjonalnych paliw, należy jednak podjąć przedsięwzięcia, których zadaniem będzie ograniczenie emisji tlenków azotu (po przez ograniczanie maksimum / gradientu temperatury spalania), oraz ograniczenie prędkości spalania (aby zapobiegać zjawiskom flashbacków). Do uzyskania tych celów, można zastosować następujące rozwiązania:

- ograniczenie tlenu w strefie spalania (np. poprzez zastosowanie zewnętrznej recyrkulacji spalin),
- zwiększenie udziału dwutlenku węgla w strefie spalania (np. poprzez zastosowanie zewnętrznej recyrkulacji spalin),
- wprowadzenie do strefy spalania medium pochłaniającego ciepło spalania przy zmniejszonym przyroście temperatury (np. poprzez zastosowanie rozcieńczania strefy spalania azotem, parą wodną lub dwutlenkiem węgla),
- zastosowanie mikro-palników do spalania wodoru płomieniem dyfuzyjnym.

Ograniczenie reakcyjności powyżej opisanymi metodami nie wpływa negatywnie na stabilność procesu spalania wodoru.

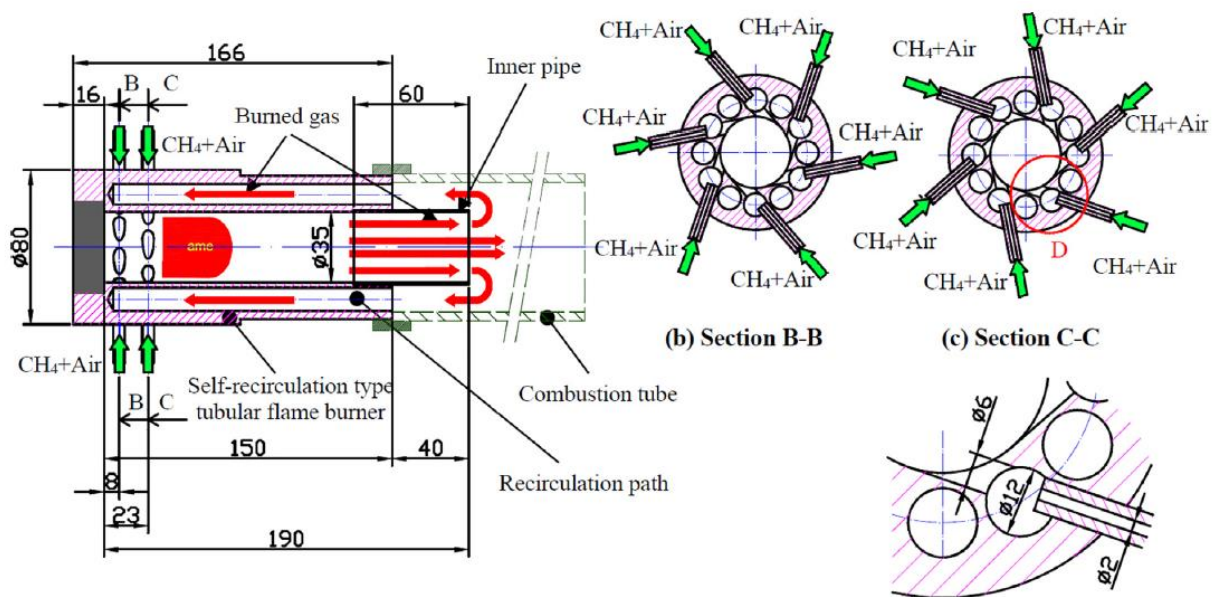
Paliwa wodorowe, poza podwyższoną temperaturą oraz prędkością spalania, posiadają gwałtowniejsze (czyli krótki w czasie) wydzielanie ciepła. Ograniczenie reakcyjności umożliwi również wydłużenie w czasie wydzielania ciepła, co ma w konsekwencji obniżenie lokalnych szczytów / gradientów temperatury, przy wydzieleniu odpowiedniej ilości ciepła.

6) KONCEPCJA WEWNĘTRZNEJ RECYRKULACJI SPALIN (INTERNAL FLUE GAS RECIRCULATION) DLA PALNIKA ENERGETYCZNEGO

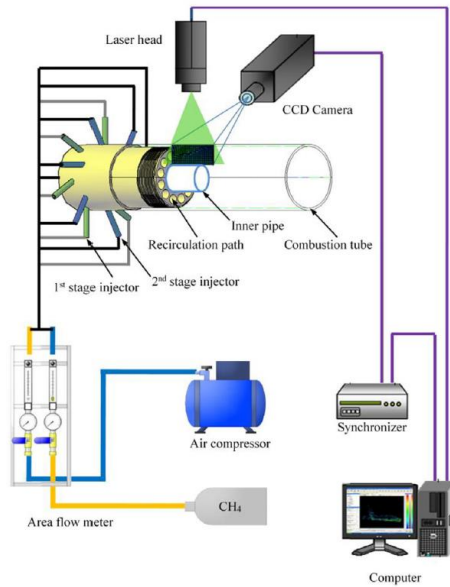
a) Prezentacja wewnętrznej recyrkulacji spalin w palniku zasilanym metanem

Prace badawcze Baolu Shi i innych [50] dotyczyły oceny zastosowania wewnętrznego układu recyrkulacji spalin w palniku prototypowym (do przykładowego zastosowania w kotłach w przemyśle energetycznym) pod kątem temperatury spalania oraz emisyjności tlenków azotu. Badany palnik jest palnikiem zasilanym mieszaniną metanowo-powietrzną (czyli spalanie ma charakter kinetyczny), oraz jego budowa jest przedstawiona na rysunku 1.55. Palnik posiada stycznie do średnicy palnika rozmieszczone doloty mieszaniny paliwowo-powietrznej, co umożliwia wprowadzenie zawieszenia w strefę spalania. Wirująca strefa spalania jest powszechnie stosowana w palnikach gazowych kinetycznych, w celu ujednorodnienia strefy spalania [51]. Do powyżej opisanego palnika stycznego kinetycznego zostały dołączone kanały w ilości 12, umożliwiające zawracanie spalin ze strefy spalania do strefy podawane mieszaniny paliwowo-powietrznej do wnętrza palnika. Mieszanina paliwowo-powietrzna jest podawana przez małe otwory (średnica 2mm) o znacznej prędkości (ok. 50 m/s) do strefy mieszania ze spalinami o większej objętości, co powoduje spadek ciśnienia statycznego, co z kolei umożliwia zasanie recyrkulowanych spalin. Ciekawą częścią doświadczenia jest opis badań palnika zasilanego mieszaniną metanowo-powietrzną, ze stałym strumieniem powietrza ($9,53\text{m}^3/\text{h}$ dla zadanego ciśnienia (wartości ciśnienia nie podano)). Regulowany był natomiast strumień paliwa, co umożliwiło uzyskania wyników dla szeregu wartości współczynników

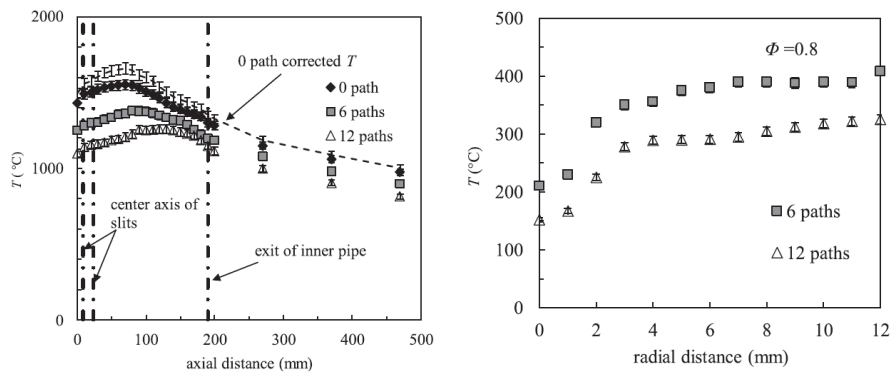
ekwiwalencji. Palnik został oprzyrządowany w termopary, a spaliny były analizowane na wylocie z palnika. Do kontroli strumieni powietrza oraz paliwa wykorzystano rotametry. Do oceny prędkości czynników w strefie spalania wykorzystano metodę PIV (Particle Image Velocimetry). Stanowisko doświadczalne jest przedstawione na rysunku 1.56. Ponadto, badania przeprowadzono dla 12 kanałów zawracających, dla 6, oraz dla żadnego, co umożliwiło ocenę wpływu recyrkulacji spalin na parametry pracy badanego palnika. Liczbą n oznaczono liczbę przepustowych kanałów recyrkulacyjnych. Wyniki wskazały, wraz ze wzrostem otwartych kanałów recyrkulacyjnych, po pierwsze ograniczenie temperatury spalania w lokalizacjach termopar (rys. 1.57), po drugie organicznie emisji tlenków azotu (z poziomu ok. 70ppm (dla współczynnika ekwiwalencji równemu 1, bez recyrkulacji spalin) do poziomu ok. 40ppm (dla współczynnika ekwiwalencji równemu 1, z 12 aktywnymi kanałami recyrkulacyjnymi – rys. 1.58), po trzecie można zaobserwować wydłużenie płomienia (rys. 1.59) oraz stwierdzono, że recyrkulacja spalin ma nikły wpływ na emisję tlenku węgla (rys. 1.60). Dodatkowo, tworzenie dwutlenku węgla nie wydaje się być zaburzone przy recyrkulowaniu zmiennych strumieni spalin (Rys. 1.61). Podsumowując te badania można stwierdzić, że wewnętrzna recyrkulacja spalin w palniku energetycznym jest możliwa przy wykorzystaniu wariacji ciśnienia oraz, że umożliwia ona na ograniczenie temperatury spalania i emisji tlenków azotu bez znaczącego wpływu na emisję tlenku węgla oraz dwutlenku węgla.



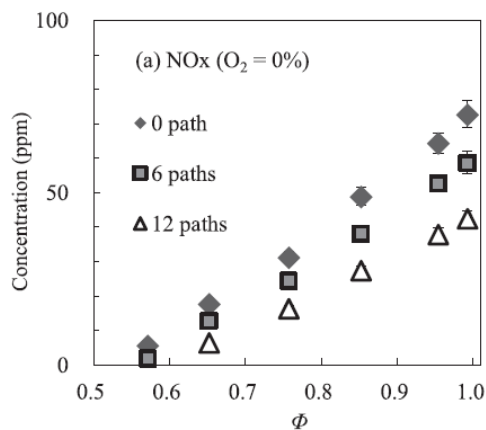
Rys. 1.55 Palnik kinetyczny styczny z wewnętrznym układem recyrkulacji spalin



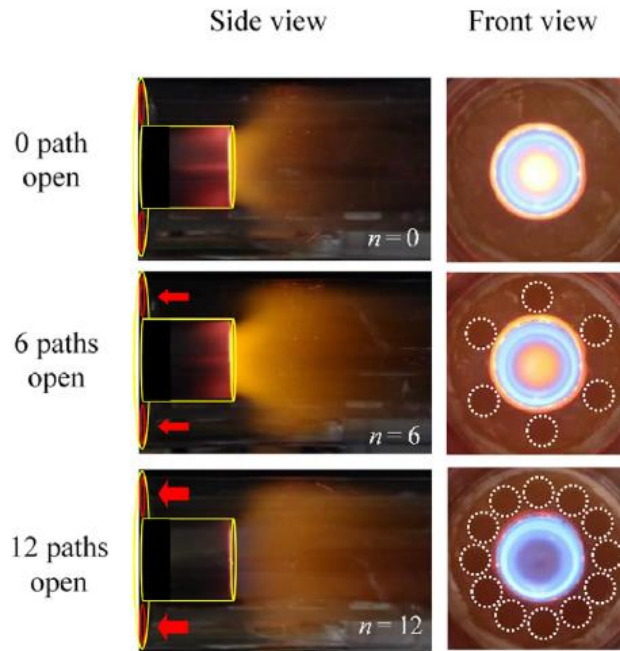
Rys. 1.56 Stanowisko badawcze do badania palnika z wewnętrznym układem recyrkulacji spalin



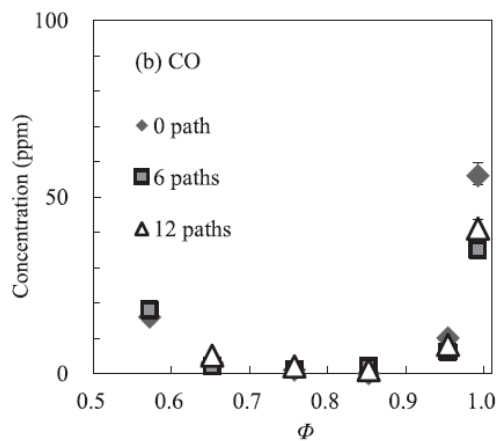
Rys. 1.57 Wpływ stopnia recyrkulacji spalin na rozkład temperatury



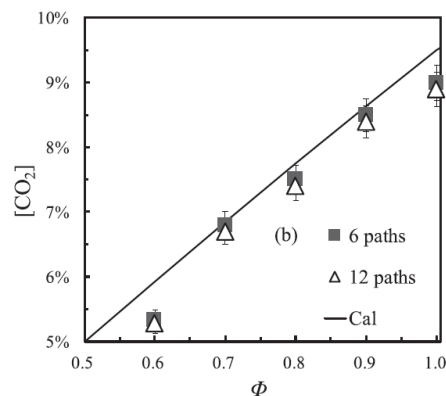
Rys. 1.58 Wpływ stopnia recyrkulacji spalin na stężenie tlenków azotu w spalinach



Rys. 1.59 Wpływ stopnia recyrkulacji spalin na kształt płomienia (dla stałego współczynnika ekwiwalencji)



Rys. 1.60 Wpływ stopnia recyrkulacji spalin na stężenie tlenku węgla w spalinach



Rys. 1.61 Udział objętościowy dwutlenku węgla w zawracanych spalinach

b) Możliwości zastosowania wewnętrznej recyrkulacji spalin dla komór spalania turbin gazowych w ujęciu współspalania paliwa wodorowego

Z poprzedniej pracy można wnioskować, że zawrócone spaliny spowodowały powiększenie objętości spalania (objętości w której dochodzi do spalania), co z kolei umożliwiło na łagodniejsze wydzielenie ciepła i umożliwiło na ograniczenie wartości temperatur szczytowych oraz emisji tlenków azotu. W dyfuzyjnej komorze spalania turbiny gazowej, nie ma możliwości aby zwiększyć/zmniejszyć dopływ powietrza do strefy spalania, gdyż jest to przestrzeń zamknięta, o określonym przepływie powietrza. Niemniej można założyć, że poprzez zawrócenie części spalin do strefy mieszania paliwa z powietrzem, można w pewnym stopniu ograniczyć proces spalania na początku strefy spalania. Część powietrza, która zostanie zastąpiona w strefie mieszania paliwa z powietrzem spalinami, będzie z kolei doprowadzona do dalszej części rury ogniowej, co umożliwi na ograniczenie średniego obciążenia cieplnego komory (większa strefa rury ogniowej przeznaczona do procesu intensywnego wydzielania ciepła). Można zatem w pierwszym czasie założyć, że strefa spalania byłaby powiększona, co wpływa na mniejsze maksimum oraz gradient temperatury w strefie spalania. Ponadto, obecność spalin w strefie spalania, umożliwi na dodatkowe ograniczenie maksimum i gradientu temperatury w związku z większym ciepłem właściwym spalin niż powietrza trafiającego do strefy spalania. Wynika z powyższego, że recyrkulacja spalin wewnątrz komory spalania umożliwiłaby na zwiększenie obszaru spalania w komorze spalania (czyli mniejsze maksima / gradienty temperatur w wyniku wydzielania ciepła w większej przestrzeni) oraz większą zdolność do wydzielania ciepła z mniejszym przyrostem temperatury (większe ciepło właściwe atmosfery spalania w wyniku zawrócenia spalin). Te dwa zjawiska umożliwiłyby redukcję maksimum oraz gradientów temperatur spalania co z kolei przełożyłoby się na redukcję emisji tlenków azotu.

Układ wewnętrznej recyrkulacji spalin potencjalnie umożliwiłby kontrolę emisji tlenków azotu w turbinach gazowych. Ten system mógłby wesprzeć, wyżej opisanymi charakterystykami, współspalania większych ilości wodoru w mikroturbinach gazowych.

7) KONCEPCJA WEWNĘTRZNEGO UKŁADU RECYRKULACJI SPALIN DLA DYFUZYJNEJ KOMORY SPALANIA MIKROTURBINY GAZOWEJ

a) Wymagania techniczne wynikające z procesu współspalania wodoru w mikroturbinach gazowych z dyfuzyjną komorą spalania

W wyniku przeprowadzonych analiz w pierwszej części rozdziału należy podkreślić, że wykorzystywanie paliwa metanowo-wodorowego może niebawem okazać się kluczowe. Część wodorowa paliwa wyróżnia się od pozostałych znanych i wykorzystywanych paliw tym, że nie jest wydobywane, lecz jest wytwarzane przez człowieka. Technologią silnie wspierającą stosowanie paliwa metanowo-wodorowego jest technologia „Power to Gas”, która umożliwia zamianę nadmiaru generowanej energii elektrycznej pochodzenia odnawialnego na wodór a następnie metan. Pod względem sprawności energetycznej, najkorzystniej byłby wytwarzanie i użytkowanie czystego wodoru. Niemniej wodór przedstawia ze swoją eksploatacją liczne utrudnienia techniczne, takie jak transportowanie, magazynowanie oraz spalanie, które dzisiaj ograniczają jego użytkowania. Dlatego stosuje się preferencyjne paliwo metanowo-wodorowe, jednak dąży się do zwiększania udziału wodoru w tym paliwie.

Kolejna część rozdziału przedstawiła potencjał mikroturbin gazowych. Mikroturbiny gazowe są urządzeniami, które umożliwiają przekształcenie energii paliwa na inne postacie energii, np. na energię elektryczną i/lub na energię cieplną (gdy są generowane zarówno obie formy energii, to technologia ta nazywa się Combined Heat and Power - CHP). W zależności od zastosowanej technologii, sprawności mikroturbin gazowych sięgają ok. 25% (przy generowaniu tylko energii elektrycznej) oraz ok. 90% (przy generowaniu energii elektrycznej oraz cieplnej). Mikroturbiny gazowe są i będą stosowane w branży przemysłowo-energetycznej, transportowej oraz gospodarstw domowych.

Biorąc pod uwagę powyżej opisane punkty można z łatwością przewidzieć, że mikroturbiny gazowe będą również korzystały z paliwa metanowo-wodorowego. Celem tej pracy jest przyczynienie się do rozwoju technologii spalania paliwa metanowego o zwiększonej zawartości wodoru w mikroturbinach gazowych wyposażonych w dyfuzyjne komory spalania.

Przed przystąpieniem do przedstawienia oraz opisanie zaproponowanego rozwiązania technicznego, które może się okazać korzystne do wykorzystania w budowaniu mikroturbin gazowych działających na paliwo metanowe ze zwiększonym udziałem wodoru, należy przytoczyć problemy związane ze spalaniem paliwa wodorowego. Wraz ze wzrostem udziału wodoru w paliwie metanowo-wodorowym (od 0% wodoru do 100% wodoru), można zauważyć wzrost prędkości spalania laminarnego z ok. 40 cm/s do ok. 450 cm/s, oraz wzrost adiabatycznej temperatury spalania z 2150 K do 2300 K. Wzrost prędkości spalania może powodować skoncentrowanie się procesu spalania (wydzielania ciepła) w strefie tworzenia się mieszaniny paliwowo-powietrznej, co może się przełożyć na obniżenie jakości spalania (pogorszenie jednorodności chemicznej), oraz może uszkodzić elementy komory, które nie są przystosowane do funkcjonowania w warunkach wysokiego obciążenia cieplnego. Wzrost temperatury płomienia przyczynia się do powstawania większej emisyjności tlenków azotu (NO_x) oraz do zintensyfikowania procesu cieplnego zmęczenia elementów tworzących komorę spalania. Należy pamiętać, że w strefie spalania, istnieją trzy mechanizmy powstawania tlenku azotu: (i) termiczny, (ii) szybki oraz (iii) paliwowy. W małych komorach spalania zasilanych gazem (tak jak w tej pracy), proces termiczny prezentuje ok. 80% tworzonych tlenku azotu, zaś pozostałe 20% wynika z procesu szybkiego. Należy zauważyć, że wraz ze wzrostem udziału wodoru w paliwie, gęstość rodników węglowodorowych będzie spadała, co z kolei ograniczy sam mechanizm szybkiego generowania tlenku azotu. Można zatem uznać, że dominującym procesem tworzenia się tlenku azotu w rozpatrywanych zagadnieniach jest mechanizm termiczny. Zatem, aby ograniczyć tworzenie się tlenku azotu, w mikroturbinach gazowych zasilanych paliwem metanowo-wodorowym, należy ograniczyć maksima / gradient temperatury spalania. Ponadto, dwutlenek azotu (NO₂) tworzy się w wyniku utlenienia tlenku azotu w chłodniejszych strefach płomienia (poniżej 800 K, zaś powyżej 1200 K, dwutlenek azotu ulega rozpadowi). Wynika z powyższego, że tworzenie się dwutlenku azotu jest uzależnione od obecności tlenku azotu. Ograniczenie temperatury spalania również redukuje produkcję dwutlenku azotu. Sumując udział tlenku azotu oraz dwutlenku azotu obecnych w spalinach, otrzymujemy tak zwane tlenki azotu NO_x. Reasumując, aby ograniczyć emisję tlenków azotu (NO_x), należy ograniczyć maksima i gradient temperatur w procesie spalania.

Dlatego celem obecnej pracy będzie zaproponowanie oraz przebadanie rozwiązania, które umożliwi ograniczenie maksimum i gradientu temperatury spalania oraz umożliwi ograniczenie prędkości spalania laminarnego, w celu obniżenia tych parametrów aby móc współspalać pewną ilość wodoru przy zachowaniu nominalnych parametrów pracy i spalania komory

spalania. Celem pracy nie jest określenie konkretnego dopuszczalnego udziału wodoru w paliwie do zasilania mikroturbiny gazowej, lecz określenie czy zaproponowane rozwiązanie jest technicznie wykonalne oraz jakie efekty daje w procesie spalania w komorze spalania mikroturbiny gazowych, względem mikroturbiny gazowej nie wyposażonej w ten układ.

b) Układ wewnętrznej recyrkulacji spalin jako metoda umożliwiająca zwiększenie udziału wodoru w paliwie zasilającym mikroturbiny gazowe

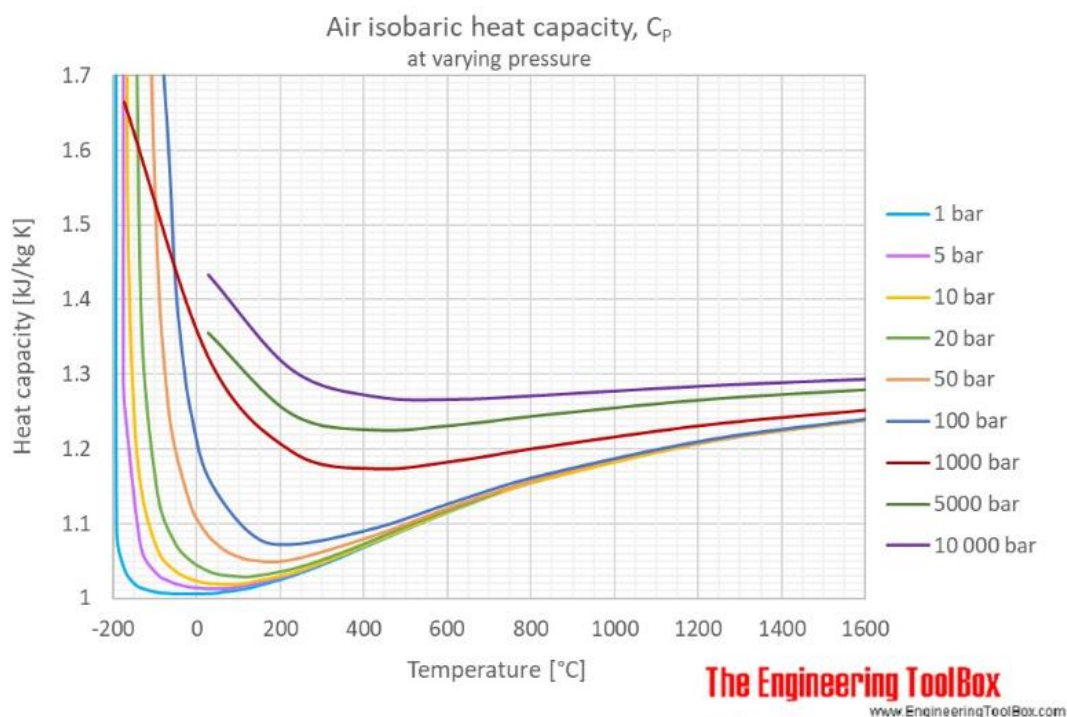
Wewnętrzny układ recyrkulacji spalin jest układem znajdującym się wewnątrz komory spalania, który umożliwia zawrót spalin ze strefy przed wylotem z komory spalania do strefy tworzenia się mieszaniny paliwowo-powietrznej. W komorze spalania dochodzi do straty ciśnienia całkowitego, co utrudnia proces zawracania spalin. Zjawiskami, które zostaną wykorzystane w opracowywaniu tego rozwiązania będą; efekt Venturiego (umożliwiający zasanie spalin z końca komory spalania) oraz różnica między ciśnieniami statycznymi a całkowitymi. Poniżej zostaną opisane spodziewane zjawiska, które zajdą w komorze spalania w wyniku zawrót spalin.

Wpływ zmiany przepływu tlenu - Rozwiązanie zostanie zastosowane na mikroturbinie gazowej z dyfuzyjną komorą spalania zawierającą zasadniczo rurę ogniową z otworami stopniującymi doprowadzane powietrze do strefy spalania. W ten sposób, mieszanina paliwowo-powietrza przechodzi progresywnie z bardzo bogatej, do bardzo ubogiej. Należy podkreślić, że osiągi mikroturbiny gazowej są uzależnione od strumienia masy powietrza, zatem w wyniku zastosowania recyrkulacji spalin, strumień masy powietrza przepływającego przez turbinę gazową nie powinien ulegać zmianom. Wynika z powyższego, że doprowadzenie spalin do strefy tworzenia mieszaniny paliwowo-powietrznej przy wyparciu odpowiadającej ilości powietrza spowoduje wzbogacenie początkowej strefy spalania. Natomiast ilość powietrza, która nie trafiła do strefy tworzenia mieszaniny paliwowo-powietrznej, trafi przez pozostałe otwory rury ogniowej do dalszej strefy spalania, co z kolei spowoduje zubożenie strefy spalania w pozostałej części komory spalania. W wyniku zabiegu zawrót spalin, pod względem działania tlenu, można zauważyć początkowe wzbogacenie strefy spalania, oraz następujące zubożenie strefy spalania, co po prostu może tylko spowodować lekkie przesunięcie strefy spalania do wylotu komory spalania, przy spalaniu standardowego paliwa. Natomiast podczas współspalania wodoru, to przesunięcie może ponownie się przemieścić do pierwotnego położenie, w wyniku większej reakcyjności składowej wodorowej paliwa. Poza przesunięciem strefy spalania nie oczekuje się innego działania zmiany przepływu tlenu, gdyż bilans doprowadzonej ilości powietrza, a zatem i tlenu, do komory spalania, pozostaje niezmienny przed i po zastosowaniu wewnętrznego układu recyrkulacji spalin.

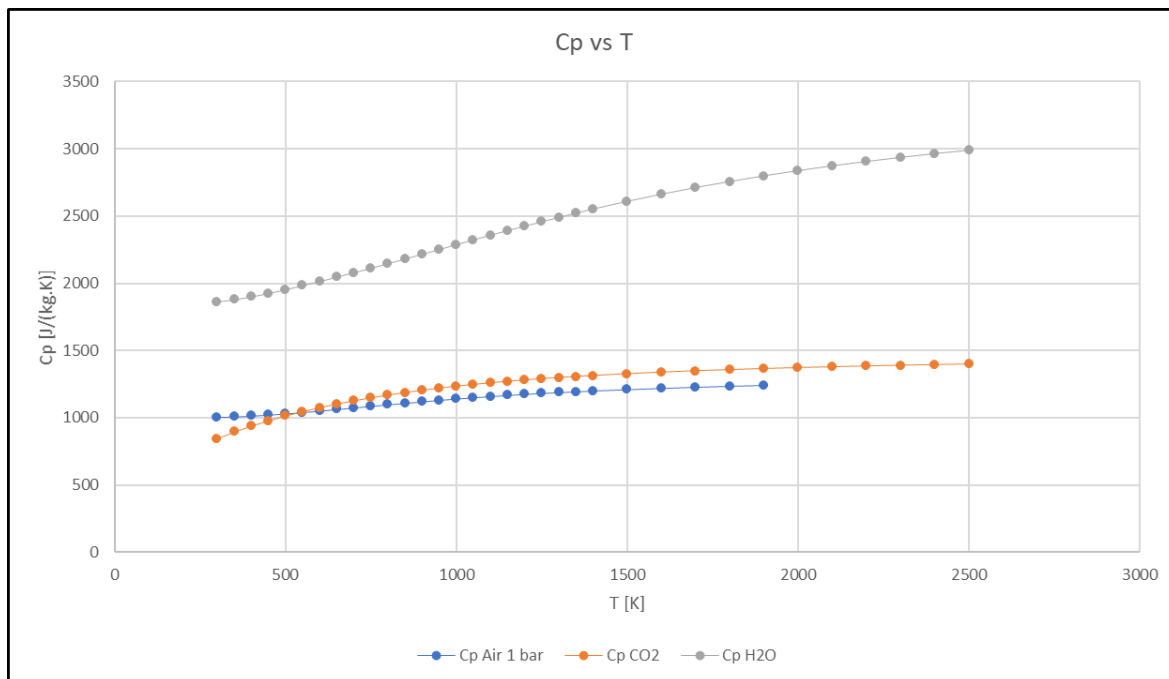
Można natomiast rozpatrywać zarówno oddziaływanie fizyczne, jak i chemiczne zawracanych spalin na proces spalania.

Oddziaływanie fizyczne - Zawracane gazy są gazami spalinowymi, które zawierają między innymi dwutlenek węgla oraz parę wodną. Dla dwutlenku węgla oraz pary wodnej, ciepło właściwe dla stałego ciśnienia jest pomijalnie zależne od ciśnienia (przy pominięciu zjawisk dysocjacji chemicznej, które następuje po przekroczeniu temperatury 1500 K), natomiast jest znacząco zależne od temperatury [52, 53]. Ciepło właściwe dla powietrza jest zależne od temperatury oraz ciśnienia. Można stwierdzić, że w temperatura począwszy od 300/400 K, ciepło właściwe dla powietrza jest quasi niezależne od ciśnienie dla zakresu ciśnień od 1 do 100 barów (rys. 1.62). Dlatego przedstawiono poniżej zależność ciepła właściwego przy stałym

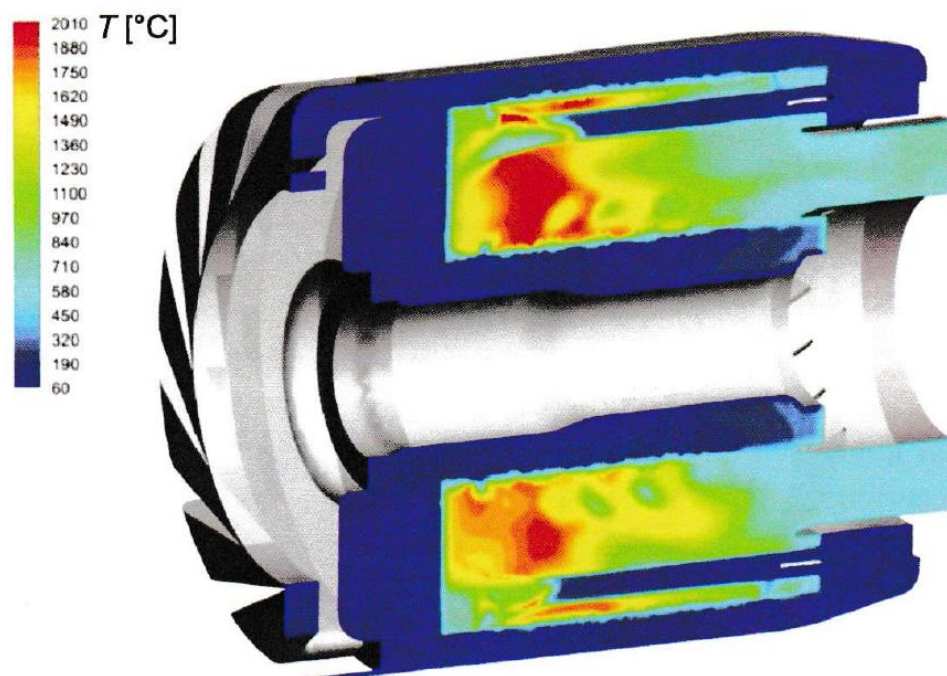
ciśnieniu dla powietrza dla 1 bar (w mikroturbinach gazowych, ciśnienie w komorach spalania jest dosyć mocno ograniczone z powodu niewielkich strumieni powietrza, które narzucają stosowanie sprężarek promieniowych, co z kolei ogranicza spręż do około 4/4,5 [13]) w zależności od temperatury [54]. Na podstawie zebranych danych zbudowano wykres (rys. 1.63) przedstawiający ewolucję ciepła właściwego dla stałego ciśnienia dla powietrza, dwutlenku węgla oraz pary wodnej w zależności od temperatury. Ciepło właściwe dla stałego ciśnienia dwutlenku węgla oraz pary wodnej są większe niż ciepło właściwe dla stałego ciśnienia powietrza, przy stałym ciśnieniu, począwszy od temperatury ok. 550 K. W komorach spalania mikroturbin gazowych, w obszarze rury ogniowej, temperatura mieści się w zakresie od 500°C do nawet 2000°C (rys. 1.64). Oznacza to, że w zakresie pracy komory spalania ciepło właściwe dla stałego ciśnienia spalin jest większe od ciepła właściwego powietrza dostarczanego do komory spalania. Wynika z powyższego, że zawracane spaliny mogą pochłonąć ciepło wynikające z procesu spalania przy równoczesnym mniejszym przeroście temperatury niż bez zawracania spalin. Można przewidzieć zatem, że działanie fizyczne spalin umożliwi ograniczenie maksimum oraz gradientu temperatury spalania w komorze spalania. Ograniczenie temperatury spalania również wpływa na ograniczenie prędkości spalania laminarnego (zgodnie z prawem Van't Hoffa, wraz ze spadkiem temperatury reakcji chemicznej, maleje również prędkość reakcji). Uzyskane obniżenie parametrów temperatury w strefie spalania umożliwi zastosowanie paliwa o zwiększonym udziale wodoru.



Rys. 1.62 Zależność ciepła właściwego dla stałego ciśnienia powietrza od ciśnienia oraz temperatury otoczenia [54]



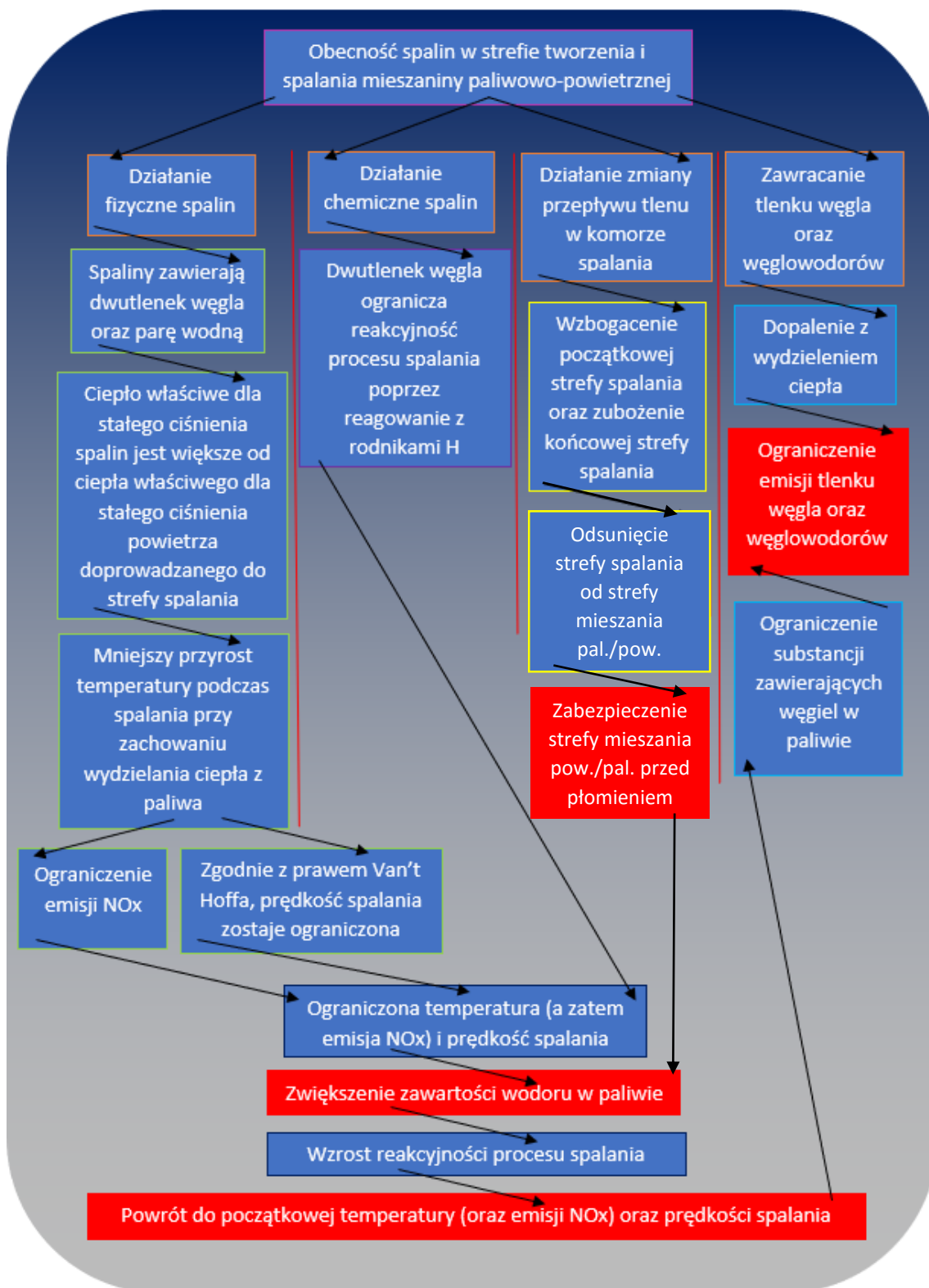
Rys. 1.63 Zależność ciepła właściwego dla stałego ciśnienia powietrza, dwutlenku węgla oraz pary wodnej od temperatury dla zakresu ciśnień przeciętnie panujących komorach spalania mikroturbin gazowych



Rys. 1.64 Reprezentacja temperatur uzyskiwanych w mikroturbinie gazowej (odrzutowej) GTM-120 [13]

Oddziaływanie chemiczne – Spaliny zawierają również dwutlenek węgla, którego działanie chemiczne może również wpłynąć na proces spalania [43-44]. W wyniku ograniczenia stężenia rodników H, O oraz OH w strefie spalania, proces spalania zostanie ograniczony. W wyniku takiego działania recyrkulowanych spalin na proces spalania, można się spodziewać obniżenia maksimum i gradientu temperatury spalania oraz prędkości spalania. Przy współspalaniu coraz większych udziałów wodoru można się spodziewać wydłużenia okresu wydzielania energii cieplnej, w taki sposób aby zachować nominalne parametry spalania. Zwiększenie objętości spalania (przestrzeni intensywnego wydzielania ciepła w objętości komory spalania), umożliwione przez proces zawracania spalin, umożliwi na ograniczenie maksimum i gradientu temperatury spalania, co umożliwi zachowanie znamieniowych parametrów pracy komory spalania podczas współspalania wodoru z paliwem referencyjnym. Ponadto, w wyniku zawracania spalin do strefy spalania, będzie istniała również możliwość utlenienia tlenu węgla oraz węglowodorów, co umożliwi również wydzielanie ciepła ze spalin, co może zwiększyć efektywność procesu spalania. Można zatem również ograniczyć emisję tlenu węgla oraz węglowodorów. Ponadto, zawracanie spalin umożliwiając spalania większej ilości wodoru w paliwie, co z kolei umożliwi na redukcję zawartości związków węglowodórnych w paliwie, co również może się przenieść na obniżenie emisji tlenu węgla oraz węglowodorów.

Podsumowując, zawrócenie spalin umożliwi na ograniczenie maksimum oraz gradientu temperatury oraz prędkości spalania, co może zostać zniwelowane przez współspalania bogatszych w wodór paliw. Dąży się w tej pracy do zwiększenia udziału wodoru w paliwie przy równoczesnym zachowaniu pierwotnych parametrów pracy mikroturbiny gazowej, poprzez badanie wewnętrznego układu zawracania spalin. Poniższy rysunek (1.65) ilustruje powyżej przeprowadzoną analizę przewidywanych efektów działania wewnętrznego układu recyrkulacji spalin w mikroturbinach gazowych w ujęciu zwiększenia ilości współspalanego wodoru.



Rys. 1.65 Oczekiwane efekty działania wewnętrznej recyrkulacji spalin w komorze spalania mikroturbiny gazowej na proces spalania w ujęciu spalania paliwa (metanu) o zwiększającym się udziale wodoru

c) Podsumowanie celu zaproponowanego rozwiązania, tezy do zweryfikowania oraz zadania do wykonania

W tej pracy zostanie przeprowadzone numeryczne badanie zaproponowanego układu recyrkulacji spalin do zastosowania w dyfuzyjnych komorach spalania mikroturbin gazowych w celu zwiększania udziału wodoru w paliwie metanowym, przy równoczesnym zachowaniu znamionowych parametrów procesu spalania (temperatury – maksymalnej / jej gradientu oraz prędkości spalania laminarnego mieszanki paliwowo-powietrznej) typowych dla spalania metanu. Wprowadzony układ ma za zadanie ograniczenie intensywności procesu spalania, co umożliwi na zwiększenie udziału wodoru w paliwie przy zachowaniu znamionowej dynamiki procesu spalania.

W związku z badaniami opisanego układu, postawiono następujące tezy:

[1] Istnieje możliwość zastosowania samoczynnego wewnętrznego układu recyrkulacji spalin w komorach spalania mikroturbin gazowych.

[2] Istnieje możliwość kontrolowania procesu spalania paliwa w komorze spalania mikroturbiny gazowej poprzez wprowadzenie samoczynnego wewnętrznego układu recyrkulacji spalin (działaniem zawróconych spalin).

[3] Zastosowanie samoczynnego wewnętrznego układu recyrkulacji spalin w komorze spalania mikroturbiny gazowej umożliwi (działaniem zawróconych spalin) redukcję temperatur spalania (gradient i maksimum) w celu umożliwienia spalania metanu o zwiększonym udziale wodoru.

[4] Zastosowanie samoczynnego wewnętrznego układu recyrkulacji spalin w komorze spalania mikroturbiny gazowej umożliwi (działaniem zawróconych spalin) redukcję prędkości spalania laminarnego w celu spalania metanu o zwiększonym udziale wodoru.

[5] Zastosowanie samoczynnego wewnętrznego układu recyrkulacji spalin w komorze spalania mikroturbiny gazowej umożliwi (działaniem zawróconych spalin) redukcję emisji tlenków azotu w celu spalania metanu o zwiększonym udziale wodoru.

[6] Zastosowanie samoczynnego wewnętrznego układu recyrkulacji spalin w komorze spalania mikroturbiny gazowej umożliwi redukcję emisji tlenku węgla przy spalaniu metanu o zwiększonej zawartości wodoru.

W celu potwierdzenia lub odrzucenia przedstawionych tez, zostaną wykonane następujące zadania:

[1] Wykonanie 0-D obliczeń projektowych mikroturbiny gazowej zasilanej domyślnie paliwem metanowym.

[2] Stworzenie modelu trójwymiarowego komory spalania zaprojektowanej mikroturbiny gazowej (w programie Solid Edge, Ansys Design Modeller).

[3] Przeprowadzenie analizy numerycznej przepływu ze spalaniem w komorze dla paliwa metanowego, progresywnie wzbogacanego w wodór (od 0 do 50% w paliwie – udział masowy).

[4] Analiza uzyskanych wyników pod kątem oceny możliwości uzyskania wewnętrznego układu recyrkulacji spalin.

[5] Zaprojektowanie i zaimplementowanie układu/ów wewnętrznej recyrkulacji spalin do istniejącego modelu komory spalania (w programie Solid Edge).

[6] Przeprowadzenie analizy numerycznej przepływu ze spalaniem w zmodyfikowanej komorze dla paliwa metanowego, progresywnie wzbogacanego w wodór (od 0% wodoru do 50% wodoru w paliwie – udział masowy).

[7] Wykonanie 0-D badań kinetyki chemicznej w oparciu o model układu reaktorów idealnych odwzorowujących pracę komory spalania (Chemkin).

[8] Analiza uzyskanych wyników. Potwierdzenie lub odrzucenie przedstawionych tez.

Niektóre fragmenty powyższego wstępu zostały wykorzystane do przygotowania rozdziału w monografii: Jean-Marc Fąfara oraz Norbert J. Modliński, "Wewnętrzny układ recyrkulacji spalin w mikroturbinach gazowych jako metoda do współspalania paliw ze zwiększonym udziałem wodoru", w: *"Zeszyty Energetyczne. T. 7, Wyzwania naukowe w dobie światowej transformacji energetycznej"* / red. Henryk Kudela [i in.], Wrocław: Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, 2020. s. 107-127, (Prace Naukowe Wydziału Mechaniczno-Energetycznego Politechniki Wrocławskiej), ISSN 2658-0799. Rozdział monografii omawia genezę pomysłu tematu badań, przedstawia prace naukowe powiązane z tematem, wprowadza zaproponowaną koncepcję autonomicznego wewnątrz-komorowego zawracania spalin oraz przedstawia wstępny plan badań.

II) OKREŚLENIE PARAMETRÓW PRACY BADANEJ KOMORY SPALANIA

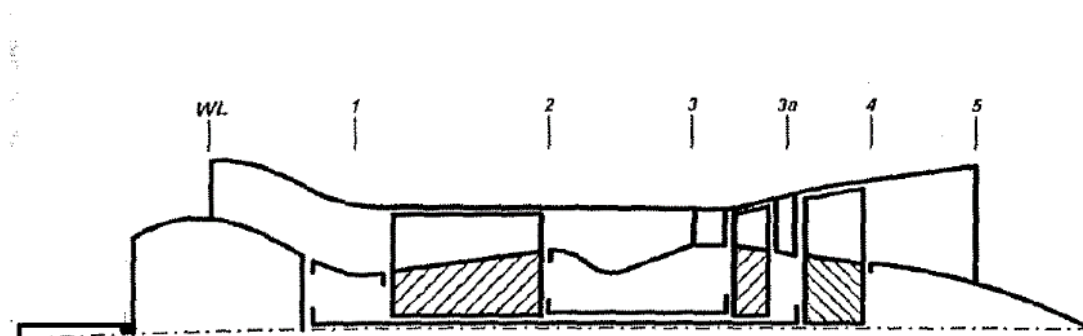
W celu wykonania zaplanowanych badań układu zawracania spalin postanowiono zaprojektować referencyjną komorę spalania własnego autorstwa. Wykonano projekt komory spalania typu dyfuzyjnego przeznaczonej do mikroturbiny gazowej o mocy wyjściowej (mechanicznej) 40 kW, zasilanej metanem.

Moc wyjściowa mikroturbiny została dobrana na podstawie analizy zużycia energii przez małe mobilne laboratorium. Szczegółowe uzasadnienie wybranej mocy znamieniowej mikroturbiny gazowej zostało przedstawione w załączniku A.

Wykonano następnie obliczenia gazodynamiczne mikroturbiny gazowej, obliczenia sprężarki osiowej oraz obliczenia komory spalania. Na podstawie wyliczeń 0D komory spalania, wykonano projekt 3D referencyjnej komory spalania. Szczegóły obliczeń są przedstawione w załączniku A.

W celu wykonania powyższych zadań wykorzystano następujące narzędzia komputerowe: Excel, Word oraz SolidEdge. Wykorzystano również następujące pozycje literaturowe [55 – 60].

Na podstawie powyżej opisanej procedury, uzyskano parametry pracy projektowej mikroturbiny gazowej (tab. 2.1 –przekroje jak rys. 2.1), oraz komory spalania (tab.2.2). Ponadto, opisano geometrię komory spalania (tab. 2.3) oraz otworów umieszczonych na rurze ogniowej (tab. 2.4). Na rysunku 2.2 przedstawiono widok zaprojektowanej komory spalania.



Rys. 2.1 Oznaczenie charakterystycznych przekrojów opisywanej turbiny gazowej

Tab. 2.1 Parametry pracy wstępnie projektowanej turbiny gazowej

Parametry	H	1	2	3	4 = atmosfera
p^* [Pa]	101325	99298,500	324992,333	311992,640	
p [Pa]	101325	90918,787	306584,082	301133,803	101325
T^* [K]	288,15	288,15	433,834	1185	
T [K]	288,15	280,982	426,666	1175,062	
c [m/s]	0	120	120	155	-80

Pozostałe dane są następujące:

- $\pi_s^* = 3,313,$
- $c_s = 4,874 \cdot 10^{-3} \frac{kg}{s},$
- $\dot{m} = 0,251 \frac{kg}{s},$
- $\dot{m}' = 0,256 \frac{kg}{s},$
- $\sigma_{wl} = 0,98,$
- $\eta_s = 0,807,$
- $\xi_{KS} = 0,95,$
- $\eta_T = 0,90,$
- *paliwo = metan.*

Tab. 2.2 Parametry pracy projektowanej komory spalania

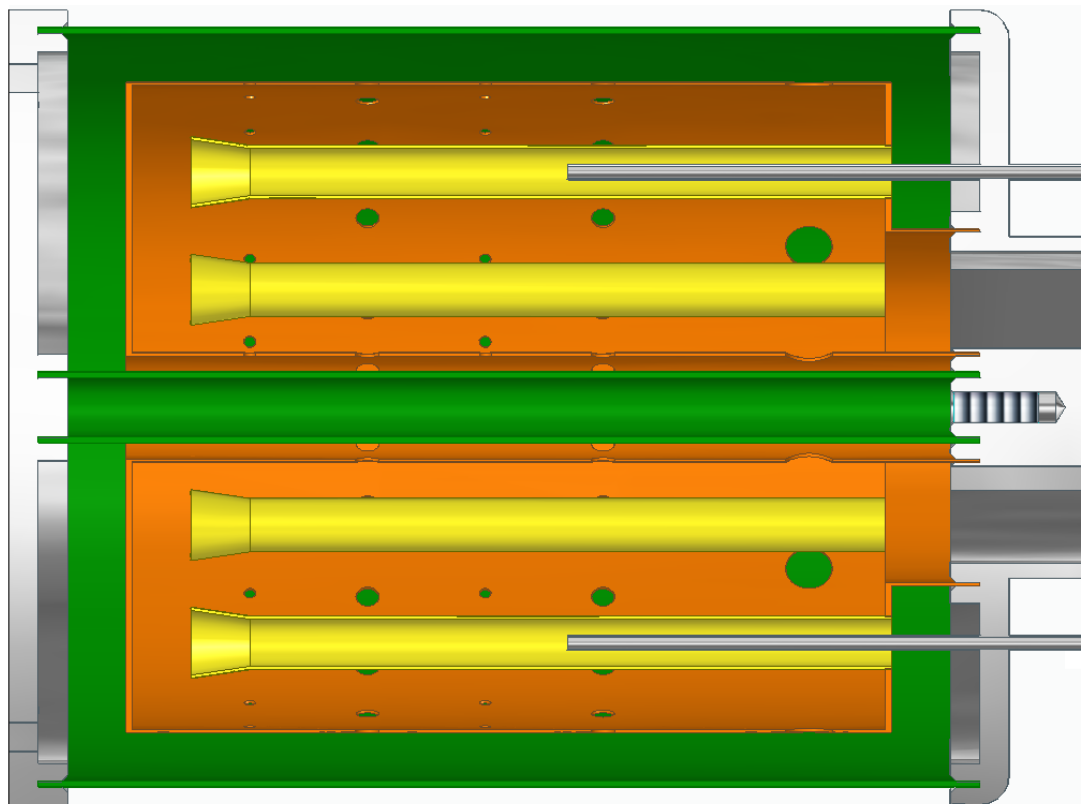
Parametr	Wartość
Temperatura całkowita na wlocie [K]	433,834
Temperatura statyczna na wlocie [K]	426,666
Temperatura całkowita na wylocie [K]	1200 (założona) – 1185 (obliczona)
Temperatura statyczna na wylocie [K]	1175,062
Ciśnienie całkowite na wlocie [Pa]	324992,333
Ciśnienie statyczne na wlocie [Pa]	306584,082
Ciśnienie całkowite na wylocie [Pa]	311992,640
Ciśnienie statyczne na wylocie [Pa]	301133,803
Strumień masy powietrza [kg/s]	0,251
Strumień masy paliwa (metanu) [kg/s]	$4,874 \times 10^{-3}$
Strumień masy spalin [kg/s]	0,256
Prędkość powietrza na wlocie [m/s]	120
Prędkość spalin na wylocie [m/s]	155

Tab. 2.3 Parametry geometryczne projektowanej komory spalania

Parametry	Wartości [mm]
Średnica osłony zewnętrznej komory spalania	127
Średnica osłony wewnętrznej komory spalania	12
Średnica wewnętrzna rury ogniowej	18
Średnica zewnętrzna rury ogniowej	110
Długość rury ogniowej	128
Średnica zewnętrzna wtryskiwacza paliwa	2,5
Średnica wewnętrzna wtryskiwacza paliwa	2
Średnica zewnętrzna rurki mieszającej	8
Średnica wewnętrzna pierścienia wylotowego	20
Średnica zewnętrzna pierścienia wylotowego	53

Tab. 2.4 Parametry otworów rury ogniowej projektowanej komory spalania

	Szereg I	Szereg II	Szereg III	Szereg IV	Szereg V
Ilość otworów na obwodzie zew.	23	20	23	20	6
Ilość otworów na obwodzie wew.	3	8	3	8	4
Średnica jednego otworu [mm]	2	4	2	4	8
Legenda:					
Chłodzenie ruru ogniowej					
Powietrzna do spalania					
Chłodzenie spalin					



Rys. 2.2 Przekrój trójwymiarowego modelu zaprojektowanej referencyjnej komory spalania

Powyżej przedstawiona komora spalania zostanie szczegółowiej przedstawiona w następującej części tej pracy.

III) METODOLOGIA BADAŃ NUMERYCZNYCH

1) MODELE WYKORZYSTANE W SYMULACJACH CFD

a) Wybór modeli do symulacji CFD

Modele 3D komór spalania (referencyjna oraz pozostałe z układem zawracania spalin) zostały utworzone przy wykorzystaniu programu SolidEdge [61], zaś ich modele wodne, umożliwiające wykonanie obliczeń numerycznych, zostały wygenerowane w oparciu o modele 3D oraz program Ansys Fluent-Meshing [62]. Generowanie siatek obliczeniowych jest jednym z kluczowych etapów w prowadzeniu badań numerycznych komór spalania. Do utworzenia siatek komór spalania, zostają często wykorzystywane elementy tetrahedralne, ponieważ w przeszłości już się pozytywnie sprawdziły w obliczeniach numerycznych komór spalania [63, 64, 65, 66, 67]. Wykorzystanie tego elementu umożliwia wypełnienie bardzo kompleksowych geometrii przestrzeni obliczeniowych przy równoczesnym zachowaniu dopuszczalnych parametrów jakości siatek (Skewness, Orthogonality oraz Aspect Ratio). Ostatnim czasie, mocno pracowano nad rozwojem siatek numerycznych wykonanych z elementów polyhedralnych. Podobnie jak elementy tetrahedralne, elementy polyhedralne umożliwiają uzyskanie dobrych wyników obliczeniowych przy równoczesnym zwiększeniu jakości siatki [68, 69, 70]. Wybrano zatem elementy typu polyhedral do budowy siatek obliczeniowych.

Badania numeryczne trójwymiarowych komór spalania zostały wykonane przy wykorzystaniu oprogramowania Ansys Fluent [71]. Następujące procesy fizyko-chemiczne zostały odwzorowane: przepływ turbulentny, dyfuzyjne spalanie w fazie gazowej oraz wymiana ciepła przez promieniowanie w przestrzeni obliczeniowej. Te główne zjawiska zostały zamodelowane w celu przeprowadzenia badań numerycznych komór spalania.

Do opisu przepływu wybrano podejście RANS (Reynolds Averaged Stokes-Navier) Model [13, 72], opierające się o uśrednione równania Navier-Stokesa. Do opisu turbulencji zastosowano model Realizable k- ϵ , który jest powszechnie stosowany w wielu zastosowaniach przemysłowych i nie tylko. Model ten umożliwia modelowanie przepływu z dopuszczalną dokładnością przy niskim koszcie mocy obliczeniowej. W zakresie przepływu w warstwie przyściennej wykorzystano podejście „Enhanced Wall Treatment”. Dzięki temu można rozwiązać przepływ w warstwie przyściennej gdy znormalizowana odległość od ścianki wynosi mniej lub równa się jedności ($y^+ \leq 1$) lub wykorzystuje się funkcję warstwy przyściennej zwaną „Enhanced Wall Function” ($y^+ > 1$). Jest to optymalne rozwiązanie gdy zachodzące zjawiska w warstwie przyściennej nie są kluczowe, tak jak to ma miejsce w tym przypadku obliczeniowym.

W badanych komorach spalania dominującym mechanizmem wymiany ciepła jest promieniowanie. Do opisu tego zjawiska wykorzystano model „Discrete Ordinates” [13, 64], który traktuje przestrzeń obliczeniową jako mieszaninę gazów szarych. Dwoma głównymi związkami, które charakteryzują się znaczącymi zdolnościami absorpcyjnymi oraz emisyjnymi w strefie spalania (w komorze spalania) są dwutlenek węgla oraz para wodna. Do prawidłowego zamodelowania wyżej wymienionych własności mieszaniny gazów, wybrano model sumy gazów szarych, „Weighted Sum of Grey Gases Model” (WSGGM). Model ten uwzględnia właściwości promieniowania związków w spalinach w oparciu o badania doświadczalne [73] i jest powszechnie stosowany w obliczeniach numerycznych komór spalania [13]. W danej objętości kontrolnej, współczynnik absorpcji jest wyliczany na podstawie składu gazów przy

wykorzystaniu modelu WSGGM oraz średniej długości promienia. Przyjęto, że ściany komory są powierzchniami doskonale czarnymi. Takie założenie zalecane jest do modelowania mikroturbin gazowych [74].

Model spalania dyfuzyjnego „Steady Diffusion Flamelet Model” [75] został wykorzystany do modelowania turbulentnego spalania w badanych komorach. W tym modelu, płomień turbulentny jest traktowany jako zbiór małych laminarnych struktur, zwanych „Flamelet”. Stosując ten model spalania istnieje możliwość wykorzystania dokładnego mechanizmu spalania, biorąc pod uwagę kinetykę procesu spalania. Model ten uwzględnia również wpływ turbulencji przepływu na proces spalania, za pomocą prędkości odkształcania płomienia („strain rate”). Do opisu procesu spalania za pomocą wykorzystanego modelu uwzględnia się również poziom lokalnej entalpii. Przed rozpoczęciem obliczeń, z udziałem tego modelu spalania, wygenerowana zostaje tabela podglądowa „Look-up Table”. Za pomocą takiej tabeli można opisać parametry procesu spalania (gęstość, temperatura oraz udział masowy składników chemicznych) w oparciu o dane obliczane na etapie przetwarzania numerycznego (współczynnika zmieszania i jego wariancja, entalpia oraz współczynnik dyssypacji skalarnej). Podsumowując, wybrany model umożliwia zamodelowanie procesu spalania turbulentnego uwzględniając skład mieszaniny, poziom turbulencji oraz poziom entalpii. Wybrany model umożliwia uzyskanie miarodajnych wyników przy równocześnie niewielkim koszcie mocy obliczeniowej.

Bazę danych „flamelets”, wykorzystana w modelu spalania dyfuzyjnego, została wygenerowana w oparciu o mechanizm spalania GRI-Mech 3.0 [76]. Mechanizm ten uwzględnia 53 substancje chemiczne oraz 325 reakcji chemicznych. Wybrany mechanizm uwzględnia proces tworzenia się tlenku azotu (NO) termicznego (zgodnie z mechanizmem Zeldovich ‘a) oraz szybkiego [76], a także uwzględnia utlenianie tlenku azotu do dwutlenku azotu. Oznacza to, że mechanizm będzie w stanie zamodelować zjawisko tworzenia się tlenków azotu (NO_x). Ponadto mechanizm ten zawiera również reakcje opisane w pierwszym rozdziale tej pracy, które stanowią obiekt zainteresowań w ujęciu tej rozprawy (reakcja nr1: $\text{OH} + \text{CO} \rightleftharpoons \text{H} + \text{CO}_2$; reakcja nr 2: $\text{H} + \text{O}_2 \rightleftharpoons \text{O} + \text{OH}$) co oznacza, że wybrany mechanizm umożliwia również uwzględnić opisywane reakcje w modelowaniu procesu spalania. Według tabeli A.10 można stwierdzić, że nadmiar powietrza w referencyjnej komorze spalania powinien się mieścić w zakresie od 0,354 do 2,960, dla zasilania metanowego. Przy zastosowaniu czystego wodoru do zasilania komory spalania oraz przy założeniu wprowadzenia niezmienniej entalpii chemicznej (jak dla zasilania metanowego), uwzględniając wartości opałowe metanu i wodoru, strumień masy paliwa wodorowego przedstawia 5/12 strumienia masy paliwa metanowego. Zapotrzebowania w powietrze dla wodoru jest dwukrotnie większe niż dla metanu. Biorąc pod uwagę powyżej przedstawione informacje oraz wzór na przyrost współczynnika nadmiaru powietrza w komorze spalania (A.125), można stwierdzić, że dla hipotetycznego zasilania wodorowego, współczynnik nadmiaru powietrza w komorze spalania mieściłby się w przedziale od 0,425 do 3,552. Zatem dla zasilania metanowego lub wodorowego, przedział stosowanych współczynników powietrza mieści się w przedziale od 0,354 do 3,552. Dla wybranego mechanizmu spalania, zakres współczynników powietrza dla prawidłowego modelowania spalania mieści się w przedziale od 0,2 do 10 [77]. Oznacza to, że wybrany model pokrywa zakres występujących współczynników nadmiaru powietrza występujących w badanych komorach spalania. Maksymalne ciśnienie statyczne w komorze spalania będzie wynosi około 3 atm (zgodnie z projektem z rozdziału II – tabela 2.1).

Wybrany mechanizm ma zakres stosowania do ciśnienie 10 atm [77], a nawet do 30 atm według dodatkowych badań [78]. Oznacza to, że wybrany mechanizm spalania GRI-Mech 3.0 będzie pracował w przystosowanych dla siebie warunkach, co zwiększa miarodajność uzyskanych wyników z procesu modelowania spalania. Wygenerowano następnie odpowiednie zestawy Flameletów oraz tabele poglądowe „Look-up Table” do prowadzenia obliczeń numerycznych spalania. W zależności od składu paliwa były generowane indywidualne zestawy Flameletów oraz tabel podglądowych. Badanie prowadzono dla mieszaniny metanu oraz wodoru, z udziałem masowym wodoru od 0% do 50%, z krokiem 10%. Dla mieszanin metanu i wodoru, dobrze się sprawdza w modelowaniu spalania wybrany mechanizm [79]. Powietrze uproszczono do udziału masowego tlenu 23% oraz 77% azotu. Ostatecznie generowano wcześniej wspomniane zestawy Flameletów oraz tabele podglądowe.

Ostatecznie ustalono warunki brzegowe. Jako wlot powietrza oraz paliwa do komory spalania wybrano wloty typu „mass-flow” (strumień masy), zaś za wylot spalin z komory spalania wybrano wylot typu „pressure outlet” (wylot ciśnienia). Na ściankach tworzącym granicę modelu komory spalania przyjęto zerową prędkość przepływu („no-slip”). W pobliżu ścianek, lepkość molekularna ma większy wpływ na przepływ niż zjawiska turbulencji.

Wybrano dyskretyzację drugiego rzędu wraz z metodą „pressure-velocity coupled” oraz opcją „pseudo-transient” [80] w celu prowadzenia obliczeń numerycznych. Solver „pressure based” został wybrany do prowadzonych symulacji [64, 80]. W oparciu o tak wybrane modele obliczeniowe zostały wykonane symulacji w środowisku Ansys Fluent.

b) Model przepływu i turbulencji [71]

Modelowanie zjawisk związanych z przepływem płynów jest oparte głównie o rozwiązywanie (lub przybliżone rozwiązywanie) równań Navier-Stokes’a (3.1) oraz równania ciągłości (3.2).

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \vec{v}) + \nabla \cdot (\rho \vec{v} \vec{v}) = -\nabla p + \nabla \cdot (\bar{\tau}) + \rho \vec{g} + \vec{F} \quad (3.1)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) = S_m \quad (3.2)$$

gdzie:

- ρ – gęstość,
- \vec{v} – wektor prędkości,
- S_m – jest dodawaną masą do fazy ciągłej z rozproszonej drugiej fazy (np. podczas przemian fazowych),
- p – ciśnienie,
- $\bar{\tau}$ – tensor naprężenia,
- \vec{g} – wektor pola grawitacyjnego,
- \vec{F} – zewnętrzne siły działające na płyn.

Wymienione równania można stosować do prostych przypadków przepływu. Wtedy równania się znacząco uproszczają. Sytuacja wygląda nieco inaczej w momencie kiedy przepływ jest skomplikowany, poprzez geometrię środowiska, zjawiska fizyczne zachodzące pomiędzy elementami płynu, itp. Wówczas rozwiązywanie powyżej wymienionych równań staje się kompleksowe, a zatem rośnie również znacząco wymagana moc obliczeniowa sprzętu liczącego. Biorąc pod uwagę, że ilość równań do rozwiązania w objętości obliczeniowej CFD

jest ściśle powiązana z liczbą komórek tworzących siatkę obliczeniową, wymagana moc obliczeniowa bardzo mocno może wzrosnąć. Wymagania sprzętowe mogą szybko przekroczyć dostępną moc obliczeniową dostępnego sprzętu do prowadzenia badań, co wiąże się z wydłużeniem trwania obliczeń w czasie. Aby móc korzystać z metod numerycznych do modelowania zjawisk przepływowych, przy rezygnacji z szczegółowego zobrazowania zjawisk turbulencji na rzecz uśrednionej wizualizacji turbulencji, można zastosować przybliżone rozwiązywanie powyżej przedstawionych równań. Powszechnie znaną metodą przybliżonego rozwiązywania powyższych równań jest metoda uśrednienia Reynolds'a (Reynolds Averaging). W wyniku tej procedury uzyskano modelowanie turbulencji zwaną dalej jako Reynolds Averaged Navier-Stokes Model, zapisywane jako model RANS. Metoda ta polega na przyjęciu, że takie parametry jak prędkość, ciśnienie, energię, lub stężenie składników płynu (ogólnie zapisane jako „ Φ ”) można zapisać jako sumę czasowo-uśrednionej wartości danego parametru (oznaczonego jako „ $\bar{\Phi}$ ”) oraz fluktuacje tego parametru (oznaczone jako „ Φ' ”). W wyniku takiego uśrednienia, uzyskuje się zamodelowanie dwóch zjawisk: globalnego przepływu (uśrednionego) oraz turbulencji (które stanowią fluktuacje). Zamodelowanie uśrednionego przepływu jest obliczeniowo oszczędne ponieważ pozwala na wyliczeń przepływu uśrednionego w czasie. Zamodelowanie turbulencji dokonuje się poprzez rozwiązanie dodatkowych równań transportu dla nowych dwóch niezbędnych zmiennych. W uśrednionych równaniach Navier-Stokes'a (3.4) oraz ciągłości (3.3), turbulencja jest uwzględniana za pomocą członu równania $-\rho\overline{u'_i u'_j}$, zwanego naprężeniami Reynolds'a.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (3.3)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) \\ = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x_j}(-\rho\overline{u'_i u'_j}) \end{aligned} \quad (3.4)$$

gdzie:

- ρ – gęstość,
- $u_{i,j,k}$ – składowe prędkości i,j,k,
- $x_{i,j,k}$ – składowe położenia i,j,k,
- p – ciśnienie,
- μ – lepkość dynamiczna,
- δ_{ij} – symbole Kronecker'a ($\delta_{ij} = 1$ gdy $i = j$, $\delta_{ij} = 0$ gdy $i \neq j$),
- $-\rho\overline{u'_i u'_j}$ - naprężenia Reynolds'a.

Człon opisujący turbulencje $-\rho\overline{u'_i u'_j}$, można wyznaczyć za pomocą następującego równania (3.5):

$$-\rho\overline{u'_i u'_j} = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left(\rho k + \mu_t \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \delta_{ij} \quad (3.5)$$

gdzie:

- ρ – gęstość,
- $u_{i,j,k}$ – składowe prędkości i,j,k,
- $x_{i,j,k}$ – składowe położenia i,j,k,

- μ_t – turbulentna lepkość dynamiczna,
- k – energia kinetyczna turbulencji,
- δ_{ij} – symbole Kronecker ‘a ($\delta_{ij} = 1$ gdy $i = j$, $\delta_{ij} = 0$ gdy $i \neq j$).

Do wyznaczenia równania 3.5, niezbędne jest zamodelowanie turbulentnej lepkości μ_t oraz energii kinetycznej turbulencji k . W modelu Realizable k- ε dla RANS, do wyznaczenia turbulentnej lepkości μ_t , wykorzystuje się równanie 3.6.

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (3.6)$$

gdzie:

- ρ – gęstość,
- C_μ – współczynnik modelowy wyliczony w równaniu 3.7,
- k – energia kinetyczna turbulencji,
- ε – prędkość dyssypacji energii kinetycznej turbulencji,

$$C_\mu = \frac{1}{A_0 + A_s \frac{k \sqrt{S_{ij}S_{ij} + \widetilde{\Omega}_{ij}\widetilde{\Omega}_{ij}}}{\varepsilon}} \quad (3.7)$$

gdzie:

- A_0 – stała modelowa ($A_0 = 4,04$),
- A_s – współczynnik modelowy opisany w równaniu 3.8,
- k – energia kinetyczna turbulencji,
- ε – prędkość dyssypacji energii kinetycznej turbulencji,
- S_{ij} – uśredniony tensor prędkości odkształcania płynu,
- $\widetilde{\Omega}_{ij}$ – uśredniony tensor prędkości wirowania płynu.

$$A_s = \sqrt{6} \cos \left(\frac{1}{3} \cos^{-1} \left(\sqrt{6} \frac{\frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) + \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_k}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_k} \right) + \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_k} + \frac{\partial u_k}{\partial x_i} \right)}{\sqrt{\frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right)}} \right) \right) \quad (3.8)$$

gdzie:

- $u_{i,j,k}$ – składowe prędkości i,j,k,
- $x_{i,j,k}$ – składowe położenia i,j,k.

Ostatecznie należy wyznaczyć wartość energii kinetycznej turbulencji k oraz jej prędkość dyssypacji ε , wykorzystując odpowiednio równania transportu dla tych parametrów (3.9 oraz 3.10).

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (3.9)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \varepsilon u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 S \varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}} + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} C_{3\varepsilon} G_b + S_\varepsilon \quad (3.10)$$

gdzie:

- ρ – gęstość,
- k – energia kinetyczna turbulencji,
- x_j – j-towa składowa położenia,
- u_j – j-towa składowa prędkości,
- μ – lepkość dynamiczna,
- μ_t – turbulentna lepkość dynamiczna,
- σ_k – stała modelowa ($\sigma_k = 1,0$),
- G_k – człon przedstawiający generowanie energii kinetycznej turbulencji w wyniku gradientu prędkości, wyznaczony z zależności 3.11,
- G_b – człon przedstawiający generowanie energii kinetycznej turbulencji w wyniku zaistnienia zjawiska wyporności w płynie, opisany zależnością 3.12,
- ε – prędkość dyssypacji energii kinetycznej turbulencji,
- Y_M – człon uwzględniający zjawisko sprężania płynu, opisany równaniem 3.13,
- S_k – człon ewentualnie wprowadzony przez użytkownika,
- σ_ε – stała modelowa ($\sigma_\varepsilon = 1,2$),
- C_1 – współczynnik modelowy opisany zależnością 3.14,
- S – moduł uśrednionego tensora prędkości odkształcania płynu, opisany równaniem 3.15,
- S_ε – człon ewentualnie wprowadzony przez użytkownika,
- C_2 – stała modelowa ($C_2 = 1,9$),
- ν – lepkość kinetyczna,
- $C_{1\varepsilon}$ – stała modelowa ($C_{1\varepsilon} = 1,44$),
- $C_{3\varepsilon}$ – stała modelowa ($C_{3\varepsilon} = -0,33$),
- S_ε – człon ewentualnie wprowadzony przez użytkownika,

gdzie:

$$G_k = -\rho \overline{u'_i u'_j} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad (3.11)$$

$$G_b = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p g_i \frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial T}{\partial x_i} \quad (3.12)$$

$$Y_M = 2\rho\varepsilon \frac{k}{a^2} \quad (3.13)$$

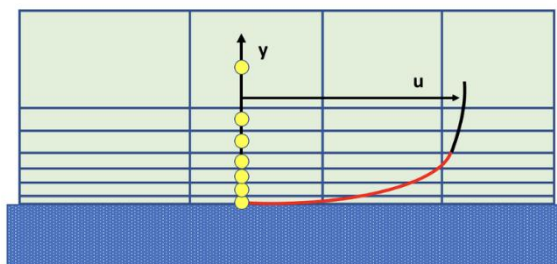
$$C_1 = \max \left[0,43; \frac{S \frac{k}{\varepsilon}}{S \frac{k}{\varepsilon} + 1} \right] \quad (3.14)$$

$$S = \sqrt{2S_{ij}S_{ij}} \quad (3.15)$$

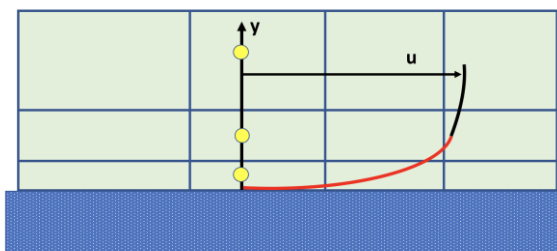
gdzie:

- $-\rho \overline{u_i' u_j'}$ - naprężenia Reynolds 'a,
- T - temperatura,
- g_i - i-ta składowa wektora grawitacyjnego,
- Pr_t - turbulentna liczba Prandtla,
- a - prędkość dźwięku,
- S_{ij} - uśredniony tensor prędkości odkształcania płynu.

Dodatkowo, należy jeszcze rozwiązywać równanie transport energii dla modeli RANS k-ε. W zastosowanym modelu Realizable RANS k-ε wykorzystano funkcję warstwy przyściennej, która ma za zadanie zamodelować profil przepływu od ścianki aż do pierwszej komórki obliczeniowej, gdy ta ostatnia jest zbyt oddalona od ścianki „enhanced wall function”. Wówczas profilu prędkości płynu nie można aproksymować linią prostą, lecz należy wykorzystać funkcję warstwy przyściennej, która umożliwi na przybliżenie wyników obliczeń do zjawisk eksperymentalnie obserwowalnych. Ilustracje 3.1 oraz 3.2 przedstawiają wcześniej opisane sytuacje. Do opisanego profilu prędkości płynu w rejonie warstwy przyściennej w zależności od odległości od danej ścianki służą parametry u^+ przedstawiający znormalizowaną prędkość. Do opisanego odległości pierwszej komórki obliczeniowej od ścianki służy parametr y^+ . Gdy wartość parametru y^+ wyniesie więcej niż jedność, to należy zastosować funkcję dla warstwy przyściennej („enhanced wall treatment”).



Rys. 3.1 Warstwa przyścienna jest w pełni rozwiązana ($y^+ \approx 1$) [81]



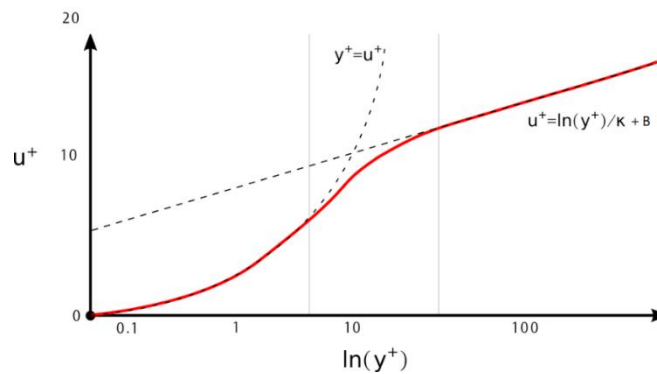
Rys. 3.2 Warstwa przyścienna jest zamodelowana funkcjami warstwy przyściennej ($y^+ > 1$) [81]

Na podstawie badań eksperymentalnych oraz analiz matematycznych, utworzono klasyczny model profilu prędkości płynu w zależności od odległości od warstwy przyściennej. Model ten jest opisany za pomocą dwóch krzywych, a równania tej funkcji są opisane w równaniu 3.16 [81]. Podobieństwo między rzeczywistym profilem prędkości oraz modelowym (klasycznym) została przedstawiona na rysunku 3.3.

$$u^+ = \begin{cases} u^+ = y^+ (= u_{lam}^+) \text{ dla } y^+ < 5 \\ u^+ = \frac{1}{\kappa} \ln(y^+) + B (= u_{turb}^+) \text{ dla } y^+ > 30 \end{cases} \quad (3.16)$$

gdzie:

- κ – stała Karman’ a ($\kappa = 0,41$),
- B – stała modelowa ($B = 5,2$).



Rys. 3.3 Porównanie profili prędkości przy ścianie dla warunków rzeczywistych oraz modelowych [82]

Tak jak można to stwierdzić, klasyczna funkcja warstwy przyściennej posiada dobre przybliżenie dla $y^+ < 5$ lub $y^+ > 30$. Dla zakresu $y^+ \in [5; 30]$, model klasyczny przedstawia znaczące odchyłki od warunków rzeczywistych. W celu przybliżenia funkcji modelowej do warunków rzeczywistych, została opracowana funkcja warstwy przyściennej mieszająca te dwie krzywe z modelu klasycznego („enhanced wall function”). Nowa funkcja łączy krzywe klasycznej funkcji za pomocą zależności 3.17:

$$u^+ = e^{\Gamma} u_{lam}^+ + e^{\frac{1}{\Gamma}} u_{turb}^+ \quad (3.17)$$

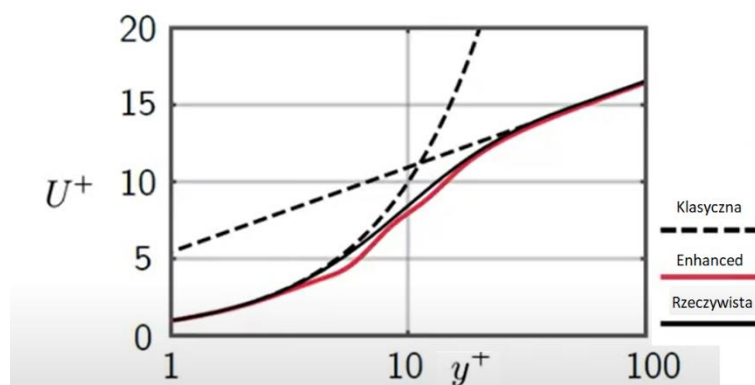
gdzie współczynnik Γ jest zwany współczynnikiem mieszania (pomiędzy dwoma krzywymi klasycznej funkcji warstwy przyściennej), a jest definiowany za pomocą następującej zależności (3.18):

$$\Gamma = -\frac{a(y^+)^4}{1 + by^+} \quad (3.18)$$

gdzie:

- a – stała modelowa ($a = 0,01$),
- b – stała modelowa ($b = 5$).

Dzięki wykorzystaniu funkcji warstwy przyściennej („enhanced wall function”) można uzyskać większe odwzorowania profilu prędkości rzeczywistego, co w rezultacie umożliwia na zwiększenie dokładności obliczeń numerycznych oraz na częściowe uniezależnienie się od wartości parametru y^+ (rys. 3.4). Najlepiej jest jednak unikać $y^+ \in [2; 30]$, natomiast w sytuacji wystąpienia tych wartości lokalnie, można zmniejszyć niedokładność obliczeń w porównaniu do klasycznej funkcji warstwy przyściennej.



Rys. 3.4 Porównanie funkcji klasycznej oraz enhanced funkcji warstwy przyściennej z profilem eksperymentalnym [83]

c) Model promieniowania [71]

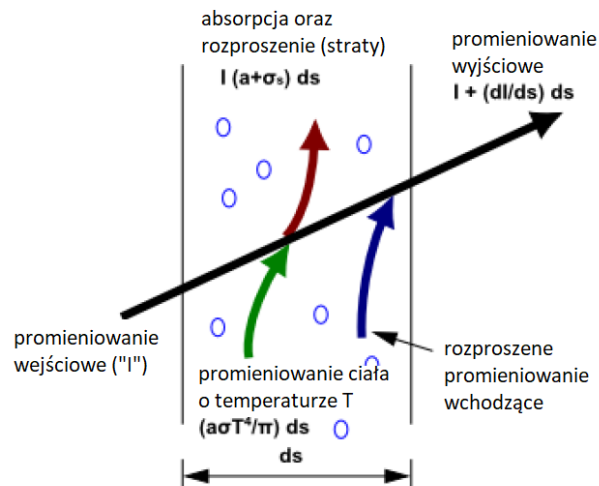
Przy modelowaniu spalania, bardzo istotnym zjawiskiem do uwzględnienia jest zjawisko wymiany ciepła poprzez promieniowanie. Wymiana ciepła przez konwekcje naturalną jest znikoma w porównaniu do konwekcji wymuszonej przez przepływ płyny w komorze spalania, która jest modelowana poprzez modelowanie przepływu wewnątrz komory. W czynniku roboczym, którym w tych rozważaniach jest przestrzeń spalania (bez modelowania konstrukcji metalowej komory spalania), wymiana ciepła przez przewodnictwo cieplne może zostać zaniechana. Wynika z powyższego, że należy wykorzystać model promieniowania do opisu zjawiska zachodzących w komorze spalania. Wybrany modelem promieniowania został model Discrete Ordinates (DO) [13, 71], w ujęciu ciała szarego, bez wyróżniania długości fal. Model DO nie wyróżniający długości fal promieniowania znajdują ogólne zastosowania przy modelowaniu promieniowania w procesach spalania, w materiałach szklanych, itp., zaś model DO z wyróżnieniem długości fal posiada kilka ograniczeń, a mianowicie brak możliwości wykorzystania modelu weighted-sum-of-gray-gases-model (WSGGM) dla każdej długości fali promieniowania.

W ujęciu przedstawionych obliczeń numerycznych, w przestrzeni obliczeniowej można wyróżnić dwa główne zjawiska promieniowania; promieniowanie w przestrzeni obliczeniowej (powietrze, paliwo, spaliny – środowisko gazowe – ciało szare) oraz na ściankach elementów tworzących komorę spalania (przegroda nie przezroczysta – nie ma wypromieniowywania ciepła na zewnątrz komory spalania). W następujących punktach zostanie przedstawione modelowanie promieniowania modelem DO w ośrodku obliczeniowym oraz na nieprzezroczystej ściance. Rozpatrywany model promieniowania pozwala na wyliczenie dodatkowego członu źródłowego w równaniu transportu dla energii w obszarze obliczeń.

(i) Modelowanie promieniowania w ośrodku obliczeniowym według modelu DO

Modelowanie promieniowania polega na śledzeniu zmiany intensywności promieniowania (dI) w kolejnych komórkach obliczeniowych. Do penetrującego komórkę obliczeniową promienia o intensywności I dodawana jest obliczona zmiana intensywności promieniowania ($I+dI$). Do wyliczenia zmiany intensywności promieniowania „ dI ” uwzględnia się takie zjawiska jak: absorpcja oraz rozproszenia promieniowania wejściowego („ $I(a+\sigma_s)ds$ ”), pochłonięcie sąsiadujących rozproszonych promieni („ dIs ”), oraz promieniowanie warstwy gazów o grubości ds („ $(a\sigma T^4/\pi)ds$ ”). W wyniku powyższego można ułożyć następujące równanie, które

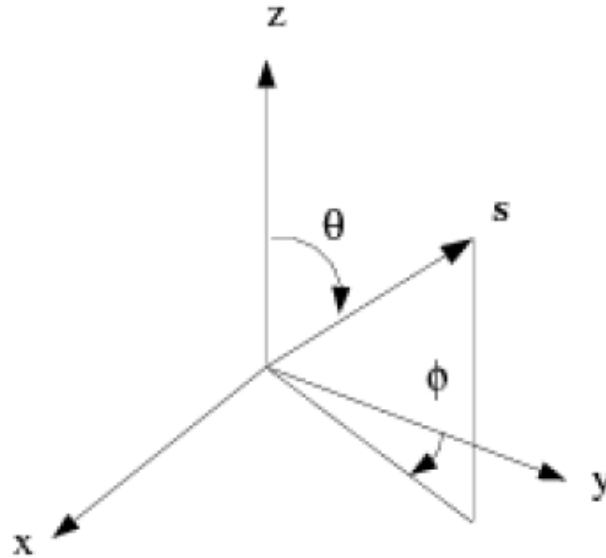
opiera się o zasadę zachowania energii: $dI = dI_s + (a\sigma T^4/\pi)ds - I(a + \sigma_s)ds$. Opisana, uproszczona zależność, jest równaniem transportu dla promieniowania, rozwiązywanego dla modelu DO. W wyniku pokonania promieniowania gazów o grubości ds , intensywność promieniowania na wyjściu z obszaru obliczeniowego wynosi: $I + (dI/ds)ds$. Poszczególne zmienne wykorzystane w symbolach opisujących dane zjawiska zostaną objaśnione w opisie matematycznym modelu DO. Schemat z rysunku 3.5 przedstawia powyżej opisane wyliczanie intensywności promieniowania wyjściowego z punktu obliczeniowego.



Rys. 3.5 Ilustracja modelowania promieniowania za pomocą modelu DO

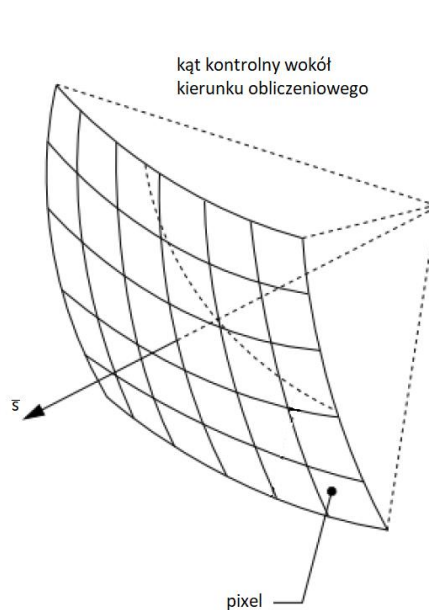
Współczynnik absorpcji „ a ” jest parametrem zmiennym w zależności od panujących warunków w punkcie obliczeniowym oraz od składu ośrodka obliczeniowego. Duży wpływ na współczynnik absorpcji mają takie cząsteczki jak para wodna (H_2O) oraz dwutlenek węgla (CO_2). Z racji tego, że oba składniki są obecne podczas procesu spalania, istotne jest aby wyznaczyć wartości współczynnika absorpcji ośrodka uwzględniając te dwa składniki, oraz inne substancje obecne w ośrodku obliczeniowym. Jest to umożliwione dzięki wykorzystaniu modelu sumy gazów szarych („Weighted-sum-of-gray-gases-model”, WSGGM), który wylicza wartość współczynnika absorpcji uwzględniając lokalny skład w przestrzeni obliczeniowej.

W celu zastosowania modelu promieniowania DO w modelach 3D, należy ustalić ilość, położenie oraz orientację kierunków w których będą prowadzone obliczenia intensywności promieniowania. W środowisku 3D, punktem obliczeniowym jest dana komórki siatki. Każdy punkt przestrzeni obliczeniowej ma określone swoje położenie, opisane za pomocą symbolu „ \vec{r} ”. Każdy punkt obliczeniowy jest domyślnie podzielony za pomocą układu Kartezjańskiego, czyli trzema wzajemnie prostopadłymi płaszczyznami. W ten sposób dany punkt obliczeniowy jest dzielony na osiem części, zwane oktantami kuli. Każdy z oktantów można jeszcze dodatkowo podzielić na $N_\phi \times N_\theta$ kątów. W ten sposób można wyprowadzić ze środka punktu obliczeniowego $8N_\phi \times N_\theta$ różnych kierunków obliczeniowych, równo rozmieszczonych dla wokół punktu obliczeniowego. Kierunki obliczeniowe są zapisane za pomocą oznaczenia „ \vec{s} ”. Dla każdego kierunku promieniowania, jest rozwiązywane oddzielne równania transportu opisane wcześniej. Oznacza to, że im większy zostanie zastosowany podział oktantów, tym dokładniejsze będą obliczenia, lecz również większy będzie wydatek obliczeniowy sprzętu liczącego. Rysunek 3.6 przedstawia zastosowany układ współrzędnych punktu obliczeniowego oraz określanie kierunków obliczeniowych.



Rys. 3.6 Kątowe określanie kierunków obliczeniowych dla modelu DO

W celu zwiększenia jakości oraz niezawodności obliczeń można dany kąt przestrzenny wokół wybranego kierunku obliczeniowego podzielić ponownie na $N_{\phi_p} \times N_{\theta_p}$ części. Mowa jest tutaj o pixelizacji kąta kontrolnego. Domyślnie jest wybrana wartość pixelizacji jako 1x1, co jest wystarczające dla większości prowadzonych obliczeń, zaś w przypadkach występowania symetrii, powtarzalności lub pół-przezroczystych granic zaleca się wykorzystanie pixelizacji 3x3. W taki sposób, w każdym kierunku obliczeniowym „ \vec{s} ”, są zbierane informacje o energii promieniowania przypadającej na jemu przypisanym pixelom. Należy jednak nie podnosić poziomu pixelizacji jeżeli jest to nie niezbędne, ponieważ wiąże się to z zwiększeniem kosztu obliczeniowego sprzętu liczącego. Pojęcie pixelizacji kątów kontrolnych wokół kierunków obliczeniowych „ \vec{s} ” została przedstawiona na rysunku 3.7.



Rys. 3.7 Pixelizacja kąta kontrolnego wokół danego kierunku obliczeniowego dla modelu promieniowania DO

Równanie transportu intensywności promieniowania zostało zapisane poniżej (3.19):

$$\frac{dI(\vec{r}, \vec{s})}{ds} + (a + \sigma_s)I(\vec{r}, \vec{s}) = an^2 \frac{\sigma T^4}{\pi} + \frac{\sigma_s}{4\pi} \int_0^{4\pi} I(\vec{r}, \vec{s}') \Phi(\vec{s} \cdot \vec{s}') d\Omega' \quad (3.19)$$

gdzie:

- $\frac{dI(\vec{r}, \vec{s})}{ds}$ – jest członem równania będącym przyrostem intensywności promieniowania,
- $(a + \sigma_s)I(\vec{r}, \vec{s})$ – jest członem równania będącym częścią promieniowania wejściowego absorbowanego oraz rozproszonego,
- $an^2 \frac{\sigma T^4}{\pi}$ – jest członem równania będącym dopływem intensywności promieniowania wynikającym z emitowania promieniowania z otoczenia do promieniowania wejściowego,
- $\frac{\sigma_s}{4\pi} \int_0^{4\pi} I(\vec{r}, \vec{s}') \Phi(\vec{s} \cdot \vec{s}') d\Omega'$ - jest członem równania będącym intensywnością promieniowania doprowadzania do promieniowania wejściowego w wyniku pochłonięcia rozproszonego promieniowania z ośrodka,

gdzie:

- \vec{r} – wektor położenia,
- \vec{s} – wektor kierunku,
- \vec{s}' - wektor kierunku rozproszenia promieniowania,
- s – długość ścieżki w ośrodku obliczeniowym,
- a – współczynnik absorpcji,
- n – indeks załamania promienia w ośrodku,
- σ_s – współczynnik rozproszenia promieniowania,
- σ – stała Stefana-Boltzmann'a ($5,669 \times 10^{-8} \text{ W}/(\text{m}^2 \times \text{K}^4)$),
- I – intensywność promieniowania, zależna od położenia (\vec{r}) oraz od kierunku (\vec{s}),
- T – lokalna temperatura,
- Φ – funkcja fazy,
- $d\Omega'$ - kąt bryłowy.

Na podstawie powyżej opisanego równania transportu, można wyznaczyć przyrost intensywności promieniowania dla promienia przemieszczającego się o określonym ośrodku na dystansie ds . Dzięki temu istnieje możliwość wyznaczenia w intensywność promieniowania, a zatem i wymian ciepła w ośrodku obliczeniowym. Wyznaczenie wymian ciepła przez proces promieniowania jest również uwzględniany przy rozwiązywaniu równania transportu dla energii.

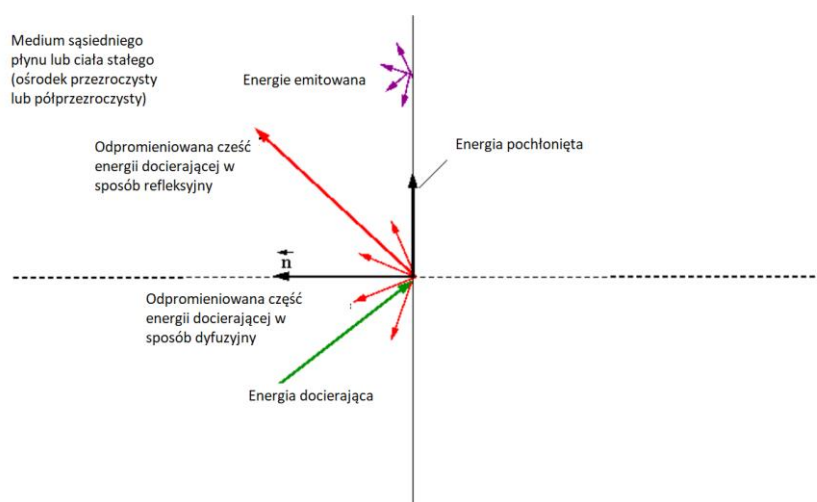
(ii) Bilans promieniowania na powierzchni

W przypadku nieprzezroczystej przegrody promieniowanie napływające nie ma możliwości przedostania się przez tą przeszkodę. W modelu DO, promieniowanie padające na nieprzezroczystą ściankę może zostać pochłonięte, odbite w sposób dyfuzyjny lub refleksyjny. Ścianka może również emitować promieniowanie w zależności od jej temperatury. Część pochłoniętej intensywności promieniowania docierającego do nieprzezroczystej ściany oraz intensywność promieniowania tej ściany są zależne od wybranej wartości współczynnika

emisyjności ścianki „ e_w ”. Dla ciała doskonale czarnego wartość ta wynosi 1, zaś dla ciała doskonale białego wynosi 0.

Założenie, że ścianka jest doskonale czarna ($e_w = 1$) oznacza, że całość promieniowania jest pochłonięta przez ściankę. Czarne ciało jest również doskonałym emiterym promieniowania, które zależy o temperatury tego ciała. Z racji, że ścianka nie odbiera ciepła (ustawiając przepływ ciepła jako zerowy), to aby zachować zasadę zachowania energii, ilość pochłoniętego ciepła przez ściankę jest następnie wyemitowana powrotnie do ośrodka obliczeniowego w postaci dyfuzyjnej.

Bilans modelowania promieniowanie na nieprzezroczystej przegrodzie za pomocą modelu DO został przedstawiony na rysunku 3.8.



Rys. 3.8 Ilustracja modelowania promieniowania na nieprzezroczystej ścianie za pomocą modelu DO

Poniżej zostaną przedstawione główne równania opisujące wykorzystany model promieniowania Discrete Ordinates w ujęciu zjawisk zachodzących w ośrodku obliczeniowym (ciało szare) oraz na nieprzezroczystej ścianie (tutaj ciało czarne).

Poniżej przedstawiono odpowiednio w równaniach od 3.20 do 3.23 zależności na wyliczenie różnych form energii (promieniowania) w pobliżu nieprzezroczystej ścianki, wykorzystywane w modelu promieniowania Discrete Ordinates:

$$\text{Energia}_{\text{odpromieniowana dyfuzyjnie}} = f_d(1 - e_w)q_{in} \quad (3.20)$$

$$\text{Energia}_{\text{odpromieniowana refleksyjnie}} = (1 - f_d)(1 - e_w)q_{in} \quad (3.21)$$

$$\text{Energia}_{\text{wypromieniowana ze ścianki}} = n^2 e_w \sigma T_w^4 \quad (3.22)$$

$$\text{Energia}_{\text{pochłonięta przez ścianki}} = e_w \cdot q_{in} \quad (3.23)$$

gdzie:

- f_d – frakcja dyfuzyjnego odpromieniowanego promienia docierającego do ścianki,
- e_w – współczynnik zdolności emisyjnej ścianki,
- q_{in} – ilość energii doprowadzanej do ścianki w postaci promieniowania,
- n – indeks załamania promienia w ośrodku,
- σ – stała Stefana-Boltzmann’a ($5,669 \times 10^{-8} \text{ W}/(\text{m}^2 \times \text{K}^4)$),
- T_w – temperatura ścianki.

Na podstawie powyższych zależności można uwzględnić zjawiska promieniowania w okolicach ścianek nieprzezroczystych, które często stanowią granicę przestrzeni obliczeniowej.

d) Model reagowania w fazie gazowej [71]

Najistotniejszą trudnością w modelowaniu turbulentnego spalania jest konieczność określenia członów źródłowych równania transportu składników. Są to wartości średnie, silnie nieliniowych szybkości reakcji. Najprostszym podejściem do modelowania tych członów jest założenie o nieskończenie szybkiej kinetyce chemicznej reakcji. Szybkość procesu jest ograniczona wtedy jedynie przez szybkość mieszania paliwa z utleniaczem. Założenie to jest jednak często zbyt daleko idącym uproszczeniem.

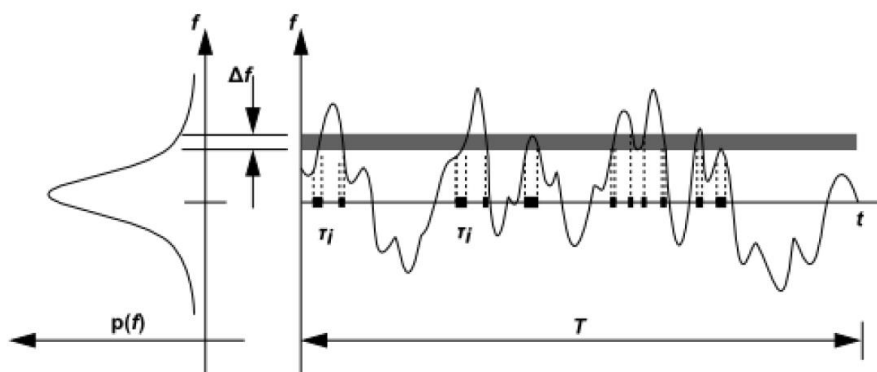
Jednym z kierunków rozwoju modeli turbulentnego spalania jest adaptacja modeli kinetyki chemicznej mechanizmów reagowania. Obok mechanizmów elementarnych zawierających kilkaset reakcji i kilkadziesiąt składników, od lat rozwijane są mechanizmy zredukowane i globalne. Najistotniejsze informacje mogą być uzyskane przy mniej szczegółowym opisie kinetyki, który odzwierciedlać będzie najistotniejsze cechy kinetyki szczegółowej.

(i) Non-Premixed Model (Model Spalania Dyfuzyjnego)

Model spalania dyfuzyjnego zakłada, że w oparciu o znajomość jednego parametru (oraz jego wariancji), istnieje możliwość określenia parametrów procesu spalania. Parametry lokalne, takie jak temperatura, gęstość oraz udział masowy poszczególnych związków chemicznych można wyznaczyć dzięki znajomości mechanizmu kinetyki procesu spalania oraz parametru zwanego współczynnikiem zmieszania (mixture-fraction) oznaczonego jako „f”.

W ruchu turbulentnym f fluktuuje wokół swojej średniej wartości. Oznacza to, że wszystkie wartości zależne od także fluktuują. Nieuwzględnienie tych fluktuacji prowadzi do nierealistycznie wysokich wartości w profilach temperatur. W celu określenia średnich wartości tych parametrów zaproponowano podejście statystyczne z wykorzystaniem funkcji gęstości prawdopodobieństwa

Funkcja gęstości prawdopodobieństwa, $p(f)$, może być przedstawiona jako okres czasu jaki element płynu przebywa w sąsiedztwie stanu f. Na Rys. 3.9, przedstawiono zmianę wartości f w okresie czasu T (prawa strona) oraz funkcję gęstości prawdopodobieństwa (lewa strona). Fluktuująca wartość f zawiera się przez pewien okres czasu w przedziale określonym jako Δf . $p(f)$ po lewej stronie przyjmuje takie wartości, że pole powierzchni pod jej krzywą, wyznaczone przez Δf , równe jest czasowi, t_i , jaki f przebywa w „pasie” Δf .



Rys. 3.9 Graficzna interpretacja funkcji gęstości prawdopodobieństwa PDF

Chwilowe udziały masowe wyznaczamy za pomocą metody, która oblicza je na podstawie danych: f chwilowe, Z_i (udział masowy i -tego elementu chemicznych) oraz określonych produktów spalania znajdujących się w równowadze chemicznej.

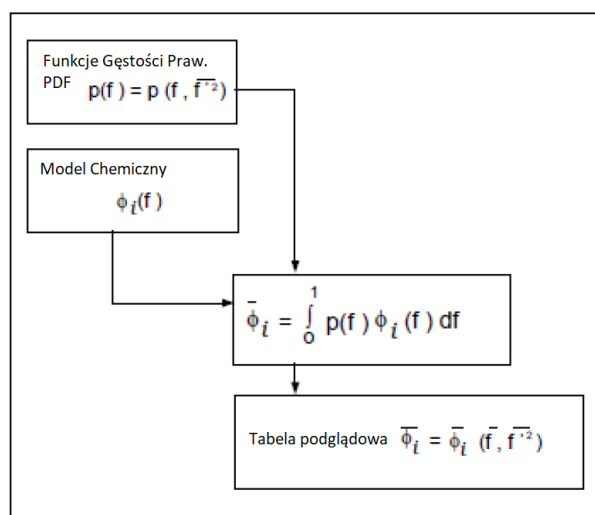
Otrzymywanie średnich wartości skalarnych (udziały masowe, temperatury oraz gęstość) z wartości chwilowej współczynnika mieszania można zatem policzyć wykorzystując funkcje prawdopodobieństwa PDF.

Do pełnego określenia funkcji gęstości prawdopodobieństwa, potrzebne są następujące parametry:

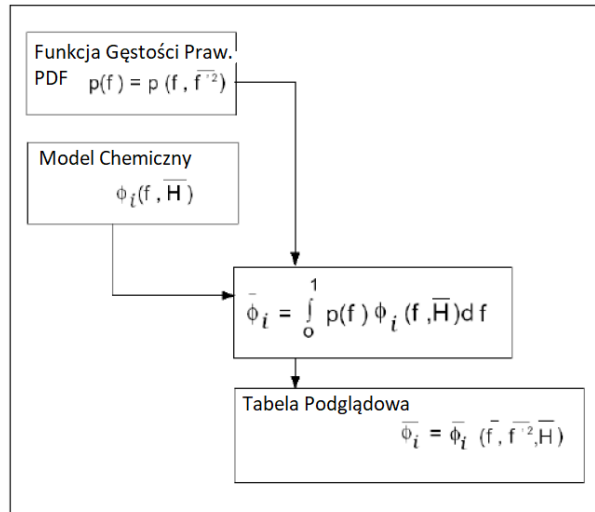
- wartość średnia – w naszym przypadku średnia wartość współczynnika mieszania,
- odchylenie standardowe współczynnika mieszania.

Dlatego rozwiązywane jest równanie transportu współczynnika mieszania uśrednionego w czasie (\bar{f}), które nie posiada członu źródłowego oraz równanie transportu wariancji współczynnika mieszania (\bar{f}^2).

W układzie nieadiabaticznym średnia temperatura, gęstość, udziały składników są funkcjami \bar{f} , \bar{f}^2 oraz \bar{H} . W celu ograniczenia czasu obliczeń generowana jest tablica przeglądowa, w której rozwiązywane są równania (3.25 i 3.26), dla przyjętych wartości \bar{f} , \bar{f}^2 oraz określonej wartości \bar{H} . Rozwiązując równania transportu w określonej objętości kontrolnej otrzymujemy \bar{f} , \bar{f}^2 . Za ich pomocą średnia temperatura, gęstość, udziały składników zostają określone z tablicy przeglądowej (na drodze interpolacji) dla obliczonego, z równania transportu, \bar{H} . W układach adiabatycznych, pomijany zostaje człon entalpi. Tworzenie tabeli podglądowej w wariancie systemu adiabatycznego przedstawiono na rysunku 3.10, zaś dla systemu nieadiabatycznego na rysunku 3.11.



Rys. 3.10 Proces tworzenia Tabeli Podglądowej na etapie pre-processingu



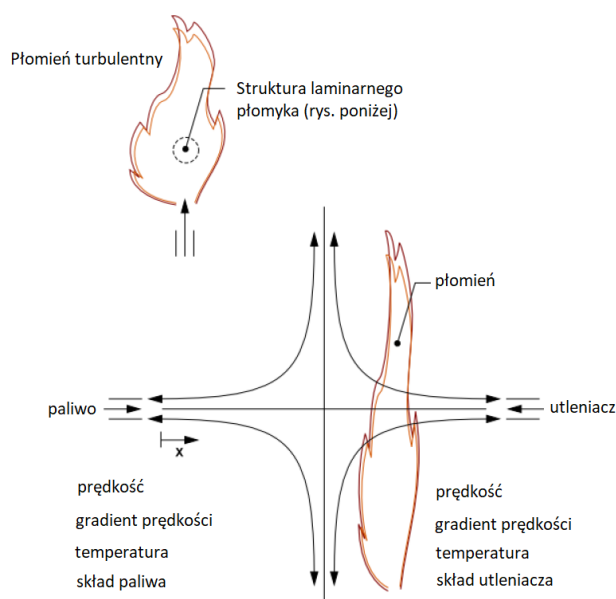
Rys. 3.11 Proces tworzenia Tabeli Podglądowej na etapie pre-processingu dla systemu nie-adiabatycznego

Opisywany model charakteryzuje się następującymi ograniczeniami:

- system chemiczny musi być dyfuzyjny w rozgraniczonych dopływami paliwa oraz utleniacza,
- liczba Lewis powinna wynosić jedność (założenie tego samego współczynnika dyfuzji dla wszystkich elementów układu oraz tej samej entalpii - dobre założenie przy modelowaniu przepływów turbulentnych),
- dla pojedynczego współczynnika zmieszania, można wykorzystać tylko jeden skład paliwa oraz tylko jeden skład utleniacza,
- przepływ powinien być turbulentny.

(ii) Diffusion Flamelets Model

Model Diffusion Flamelets zakłada, że płomień turbulentny (np. modelowany w przestrzeni obliczeniowej) jest stworzony z ilokrotności struktur laminarnych. Własności struktur (Laminar Flamelet) można opisać za pomocą przeciw-prądowego dyfuzyjnego płomienia (counterflow diffusion flame). Model można przetworzyć do zagadnienie jednowymiarowego. Rysunek 3.12 opisuje przedstawiony model.



Rys. 3.12 Graficzna ilustracja modelowania płomienia za pomocą struktur laminarnych (Flamelet)

Przeciw-prądowy dyfuzyjny płomień można opisać za pomocą współczynnika zmieszania „ f ” opisywanej w punkcie (i), oraz drugiego parametru, zwanego dyssypacją skalarną (scalar dissipation), symbolizowanego „ χ ”. Parametr dyssypacji skalarnej określa stopień oddalenia warunków spalania od warunków równowagowych. Wykorzystywana w dalszej części będzie dyssypacja skalarna w warunkach stechiometrycznych, zapisana jest jako „ χ_{st} ”.

Model Laminar Flamelet może zostać zintegrowany do modelu spalania dyfuzyjnego, opisywanego w punkcie (i). Model spalania dyfuzyjnego zostaje poszerzony o część związaną z dyssypacją skalarną struktur laminarnych co wiąże się z modelowaniem płomienia turbulentnego.

Wybrane chwilowe parametry przepływu „ Φ_i ” ze spalaniem (temperatura, gęstość oraz udział masowy poszczególnych związków chemicznych) są opisywane za pomocą parametrów „ f ”, „ χ_{st} ” oraz ewentualnie „ H ” (systemy nie-adiabaticzne). Podobnie jest w odniesieniu do wyznaczenia funkcji PDF. W modelu Laminar Flamelets, wykorzystywana jest funkcja PDF-beta. W celu wyznaczenia funkcji gęstości prawdopodobieństwa PDF, należy posiadać następujące zmienne: „ \bar{f} ”, „ $\overline{f'^2}$ ” oraz „ $\overline{\chi_{st}}$ ”. Integracja funkcji „ Φ_i ” oraz PDF umożliwia wygenerowanie tabeli podglądowej, podobnie jak w modelu dyfuzyjnego spalania (i). Należy tutaj podkreślić, że pojęcie „Flamelet” odnosi się do pojedynczej wartości parametru dyssypacji skalarnej. Tabela podglądowa umożliwia na wyznaczenie uśrednionych parametrów płynu „ $\bar{\Phi}_i$ ” na podstawie następujących danych wejściowych: „ \bar{f} ”, „ $\overline{f'^2}$ ”, „ \bar{H} ” oraz „ $\overline{\chi_{st}}$ ”.

Model ten umożliwia wykorzystać uproszczone podejście modelowania spalania opisane w punkcie (i) do zastosowania w turbulentnym płomieniu.

Opisywany model charakteryzuje się następującymi ograniczeniami:

- tylko jeden współczynnik zmieszania może zostać zamodelowany,
- wykorzystywana jest funkcja gęstości prawdopodobieństwa PDF typu Beta, zaś fluktuacje dyssypacji skalarnej zostają pominięta.

(iii) Steady Diffusion Flamelet Model

Model zakłada, że płomień składa się ze zbioru struktur Laminar Flamelet. Znając właściwości struktur, można opisać zatem własności całości objętości kontrolnej w której dochodzi do spalania. Metoda jest przystępna ze względu na ograniczone wymagania obliczeniowe wykorzystywanego sprzętu. Model w dobrym stopniu odzwierciedla procesy spalania z uwzględnieniem kinetyki spalania w płomieniach turbulentnych. Założeniem tego modelu jest szybka reakcja procesów spalania. W związku z powyższym model nie jest przystosowany do modelowania procesów opisanych przez powolne reakcje chemiczne (zbyt oddalone od stanu równowagowego). Z tego powodu modelowanie powstawania tlenków azotu tym modelem jest niewłaściwe. Należy wykorzystać dodatkowy model (Unsteady Diffusion Flamelet Model), które przetwarza wyniki z poprzedniego modelu w celu uwzględnienia powolnych procesów chemicznych w spalaniu (np. tworzenie się tlenków azotu).

Model zakłada generowanie tabel podglądowych (opisanych dla modelu dyfuzyjnych Flameletów – punkt (ii)) w etapie pre-processingu oraz na podstawie wyliczonych zmiennych „ \bar{f} ”, „ $\overline{f'^2}$ ”, „ \bar{H} ” oraz „ $\overline{\chi_{st}}$ ” na etapie processingu, wyznaczenie uśrednionych parametrów płynu „ $\bar{\Phi}_i$ ”.

Opisywany model charakteryzuje się następującymi ograniczeniami:

- modelowanie turbulentnego procesu spalania bliskiego stanu równowagowego,
- do zamodelowania procesów spalania o reakcjach wolnych (np. do wyznaczenia tworzenia tlenków azotu) należy zastosować dodatkowy model niestacjonarny (Unsteady Diffusion Flamelet Model).

(iv) Unsteady Diffusion Flamelet Model

Model Unsteady Diffusion Flamelet jest przeznaczony do modelowania procesu spalania, których stan jest znacząco odbiegający od stanu równowagowego (reakcje powolne). Model służy przede wszystkim modelowaniu tlenków azotu (NOx), oraz powolnego utleniania tlenku węgla (CO). W celu wykorzystania tego modelu, należy dysponować wynikami obliczeń z modelu Steady Diffusion Flamelet. Model jest wykorzystywany na etapie obliczeń post-processingu. W celu wyznaczenia produktów spalania wynikających z powolnych reakcji chemicznych (poza stanem równowagowym), jest wykorzystywany marker prawdopodobieństwa „ I_n ”, który określa prawdopodobieństwo zaistnienia w danym przedziale czasowym w danej lokalizacji przestrzeni obliczeniowej, nowych struktur Flamelet, które uwzględniają reakcje poza równowagowe. W celu wygenerowania skorygowanych frakcji masowych „ \tilde{Y}_k ” (dla k-tego produktu spalania) wykorzystywane są równania służące do generowania Flameletów w modelu Steady Diffusion Flamelet, w połączeniu z markerami prawdopodobieństwa opisanymi powyżej. W wyniku zaistnienia korekcji procesu spalania, istnieje konieczność skorygowania temperatury. W oparciu o wyniki obliczeń stacjonarnych oraz o markery prawdopodobieństwa, istnieje możliwość obliczenia skorygowanej temperatury spalania. W celu wyznaczenia markeru „ I_n ” (dla n-tego Unsteady Flameleta), jest rozwiązywane równanie transportu dla tego parametru.

(v) Główne równania Modelu Steady/Unsteady Diffusion Flamelet

Współczynnik zmieszania jest definiowana za pomocą następującego wzoru (3.24):

$$f = \frac{Z_i - Z_{i,ox}}{Z_{i,fuel} - Z_{i,ox}} \quad (3.24)$$

gdzie:

- Z_i – frakcja masowa dla elementu i ,
- $Z_{i,ox}$ – frakcja masowa dla elementu i w strumieniu dopływu utleniacza,
- $Z_{i,fuel}$ – frakcja masowa dla elementu i w strumieniu dopływu paliwa.

Przy założeniu równości współczynników dyfuzji dla wszystkich elementów układu, definicja współczynnika zmieszania jest jedna.

W celu wygenerowania parametrów struktury Flamelet dla poszczególnej dyssypacji skalarnej χ , rozwiązywane są równania 3.25 dla każdego składnika oraz jedno równanie energii 3.26:

$$\rho \frac{\partial Y_i}{\partial t} = \frac{1}{2} \rho \chi \frac{\partial^2 Y_i}{\partial f^2} + S_i \quad (3.25)$$

$$\rho \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{1}{2} \rho \chi \frac{\partial^2 T}{\partial f^2} - \frac{1}{c_p} \sum_i H_i S_i + \frac{1}{2c_p} \rho \chi \left[\frac{\partial c_p}{\partial f} + \sum_i c_{p,i} \frac{\partial Y_i}{\partial f} \right] \frac{\partial T}{\partial f} \quad (3.26)$$

gdzie:

- ρ – gęstość,
- Y_i – frakcja masowa i -tego składnika,
- f – współczynnik zmieszania,
- χ – dyssypacja skalarne,
- S_i – prędkość reakcji chemicznej i -tego elementu mieszaniny,
- T – temperatura,
- c_p – uśrednione ciepło właściwe mieszaniny,
- H_i – entalpi właściwa i -tego składnika mieszaniny,
- $c_{p,i}$ – ciepło właściwe i -tego składnika mieszaniny.

Wyznaczenie funkcji prawdopodobieństwa PDF uwzględnia zarówno współczynnik zmieszania „ f ” oraz dyssypację skalarną „ χ ”. Funkcję PDF jest zapisana: $p(f, \chi_{st.})$. Przy założeniu, że zmienne „ f ” oraz „ χ ” są niezależne, funkcję PDF można zapisać następującym równaniem (3.27):

$$p(f, \chi_{st.}) = p_f(f) \cdot p_\chi(\chi_{st.}) \quad (3.27)$$

gdzie:

- $p_f(f)$ – składowa funkcji PDF uwzględniająca współczynnik zmieszania,
- $p_\chi(\chi_{st.})$ – składowa funkcji PDF uwzględniająca dyssypację skalarną.

W modelu Steady Diffusion Flamelet, składowa funkcji PDF uwzględniająca współczynnik zmieszania jest funkcją typu Beta. Poniżej została opisana funkcja $p_f(f)$ dla systemu nie adiabatycznego oraz jej składowe (równania od 3.28 do 3.30):

$$p_f(f) = p(f)\delta(H - \bar{H}) = \frac{f^{\alpha-1}(1-f)^{\beta-1}}{\int f^{\alpha-1}(1-f)^{\beta-1}df} \delta(H - \bar{H}) \quad (3.28)$$

$$\alpha = \bar{f} \left[\frac{\bar{f}(1-\bar{f})}{\overline{f'^2}} - 1 \right] \quad (3.29)$$

$$\beta = (1 - \bar{f}) \left[\frac{\bar{f}(1-\bar{f})}{\overline{f'^2}} - 1 \right] \quad (3.30)$$

gdzie:

- f – współczynnik zmieszania,
- \bar{f} – uśredniony współczynnik zmieszania,
- $\overline{f'^2}$ – wariancja współczynnika zmieszania,
- H – entalpia,
- \bar{H} – średnia entalpia,
- δ – funkcja Dirac'a.

Zależność na składową funkcji PDF $p_\chi(\chi_{st.})$ została przedstawiona w równaniu 3.31:

$$p_\chi(\chi_{st.}) = \delta(\chi - \bar{\chi}) \quad (3.31)$$

gdzie:

- δ – funkcja Dirac'a,
- χ – dyssypacja skalarna,
- $\bar{\chi}$ – uśredniona dyssypacja skalarna.

W celu utworzenia tabeli podglądowej (Look-up Table), należy integrować parametry obliczeniowe procesu spalania, oznaczone symbolem „ Φ_i ” (wyznaczone w równaniach 3.25 oraz 3.26), z funkcją PDF wyznaczoną w równaniu 3.27, oznaczoną „ $p(f, \chi_{st.})$ ”. Integrację dokonuje się z pomocą następującej zależności (3.32):

$$\bar{\Phi}_i = \int \int \Phi_i(f, \chi_{st.}) p(f, \chi_{st.}) df d\chi_{st.} \quad (3.32)$$

gdzie:

- $\bar{\Phi}_i$ – uśredniona wartość parametru procesu spalania dla i-tego składnika (frakcja masy, gęstość oraz temperatura),
- $\Phi_i(f, \chi_{st.})$ – chwilowa wartość parametru procesu spalania dla i-tego składnika (frakcja masy, gęstość oraz temperatura),
- $p(f, \chi_{st.})$ – funkcja prawdopodobieństwa PDF.

Wynikiem obliczeń jest wypracowanie bazy danych dla wszystkich Flameletów, którą można wykorzystać na etapie processingu w oparciu wartości następujących parametrów: \bar{f} , $\overline{f'^2}$, $\overline{\chi_{st.}}$ oraz \bar{H} , wyliczonych przy wykorzystaniu odpowiednich równań transportu. Tabela podglądowa zwraca uśrednione parametry opisujące proces spalania (udział masowy i-tego składnika, gęstość oraz temperaturę): \bar{Y}_i , $\bar{\rho}$ oraz \bar{T} . Można zatem zapisać następujące zależności na uśrednione parametry procesu spalania (3.33 – 3.35):

$$\bar{Y}_l = \begin{cases} g_1(\bar{f}, \overline{f'^2}, \overline{\chi_{st}}), \overline{\chi_{st}} \neq 0 \\ g_2(\bar{f}, \overline{f'^2}, \bar{H}), \overline{\chi_{st}} = 0 \end{cases} \quad (3.33)$$

$$\bar{T} = h(\bar{f}, \overline{f'^2}, \overline{\chi_{st}}, \bar{H}) \quad (3.34)$$

$$\bar{\rho} = h(\bar{f}, \overline{f'^2}, \overline{\chi_{st}}, \bar{H}) \quad (3.35)$$

Równania transportu tych parametrów zostały przedstawione w następujących równaniach (odpowiednio od 3.36 do 3.39):

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \bar{f}) + \nabla \cdot (\rho \vec{v} \bar{f}) = \nabla \cdot \left(\frac{\mu_l + \mu_t}{\sigma_t} \nabla \bar{f} \right) + S_m + S_{user} \quad (3.36)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \overline{f'^2}) + \nabla \cdot (\rho \vec{v} \overline{f'^2}) = \nabla \cdot \left(\frac{\mu_l + \mu_t}{\sigma_t} \nabla \overline{f'^2} \right) + C_g \mu_t \cdot (\nabla \bar{f})^2 - C_d \rho \frac{\varepsilon}{k} \overline{f'^2} + S_{user} \quad (3.37)$$

$$\overline{\chi_{st}} = \frac{C_\chi \varepsilon \overline{f'^2}}{k} \quad (3.38)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \bar{H}) + \nabla \cdot (\rho \vec{v} \bar{H}) = \nabla \cdot \left(\frac{k_t}{c_p} \nabla \bar{H} \right) + S_h \quad (3.39)$$

gdzie:

- ρ – gęstość,
- \bar{f} – uśredniony współczynnik zmieszania,
- \vec{v} – wektor prędkości,
- μ_l – lepkość laminarna,
- μ_t – lepkość turbulentna,
- σ_t – stała modelowa (0,85),
- S_m – człon wynikający ze odporowania kropli lub ze reakcji chemicznej w ośrodku obliczeniowym,
- S_{user} – człon ewentualnie dodany przez użytkownika,
- $\overline{f'^2}$ – wariacja współczynnika zmieszania,
- C_g – stała modelowa (2,86),
- C_d – stała modelowa (2,0),
- ε – energia kinetyczna turbulencji,
- k – prędkość dyssypacji energii kinetycznej turbulencji,
- $\overline{\chi_{st}}$ – uśredniona dyssypacja skalarna,
- C_χ – stała modelowa (referencyjnie wynosi wartość 2),
- \bar{H} – uśredniona entalpia,
- k_t – turbulentna przewodność cieplna,
- c_p – ciepło właściwe dla stałego ciśnienia,
- S_h – człon zliczający promieniowanie, wymianę ciepła na ściankach oraz wymianę ciepła.

Po etapie obliczeń wykonanym modelem Steady Diffusion Flamelet, którego główne równania zostały opisane powyżej (równania od 3.24 do 3.39), można przeprowadzić dodatkowy etap post-processingu w celu skorygowania frakcji masowych oraz temperatur o udział reakcji oddalonych od stanu równowagowego (np. tworzenie NOx, CO, itp.). W etapie post-processingu zostanie wykorzystany model Unsteady Diffusion Flamelet, którego opis

dokonano wcześniej w tym rozdziale pracy. Ten uzupełniający model opiera się o wyznaczanie markerów prawdopodobieństwa, oznaczone „ I_n ” oraz polegając na wynikach uzyskanych w etapie obliczeń modelem Steady Diffusion Flamelet. Poniżej przedstawione równania (3.40) przedstawiam równanie transportu dla wybranego parametru „ I_n ”:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho I_n) + \nabla \cdot (\rho \vec{v} I_n) = \nabla \cdot \left(\frac{\mu_l + \mu_t}{\sigma_t} \nabla I_n \right) \quad (3.40)$$

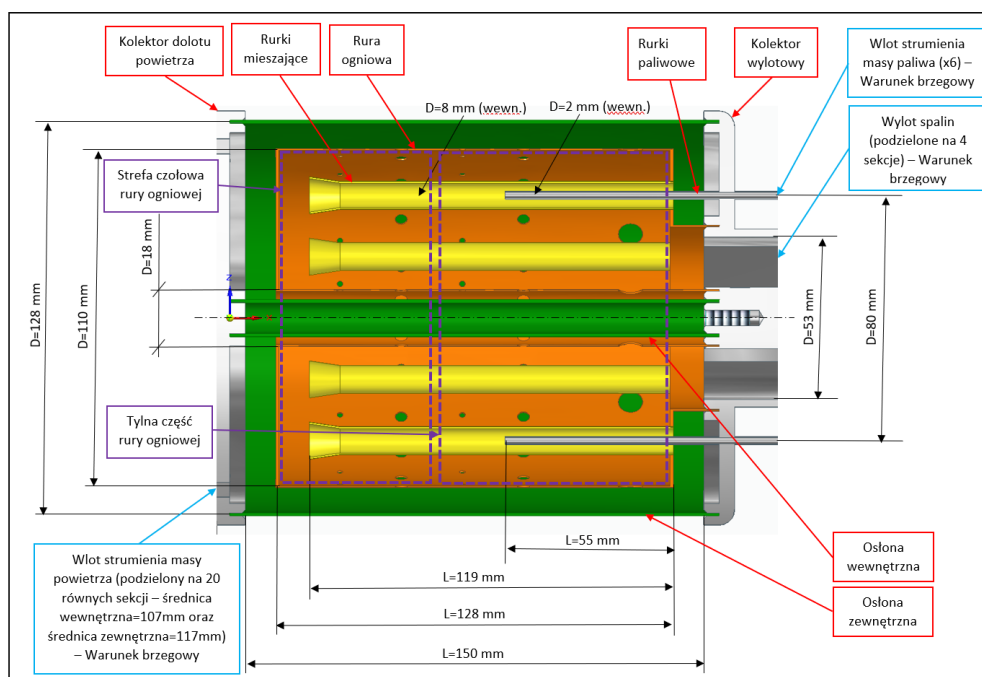
gdzie:

- ρ – gęstość,
- I_n – marker prawdopodobieństwa dla n-tego flameletu niestacjonarnego,
- \vec{v} – wektor prędkości,
- μ_l – lepkość laminarna,
- μ_t – lepkość turbulentna,
- σ_t – stała modelowa (0,85).

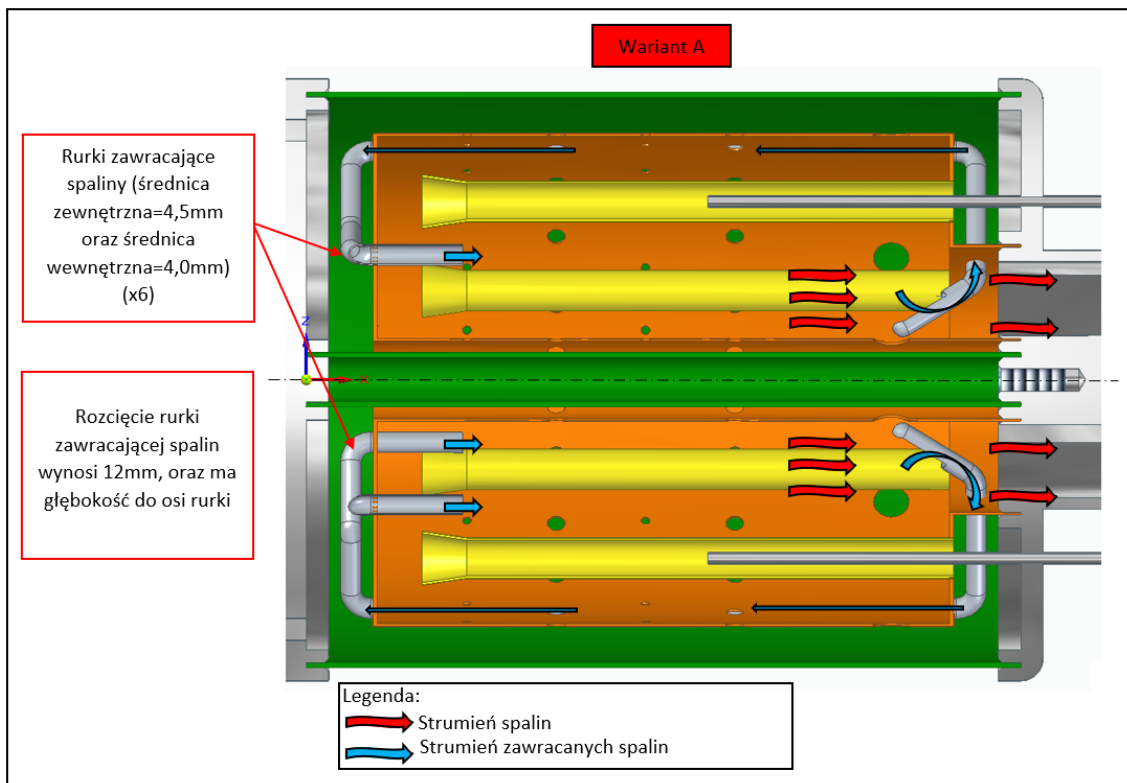
2) OBSZAR OBLICZEŃ I WARUNKI BRZEGOWE

a) Modele 3-D rozpatrywanych wariantów komór spalania

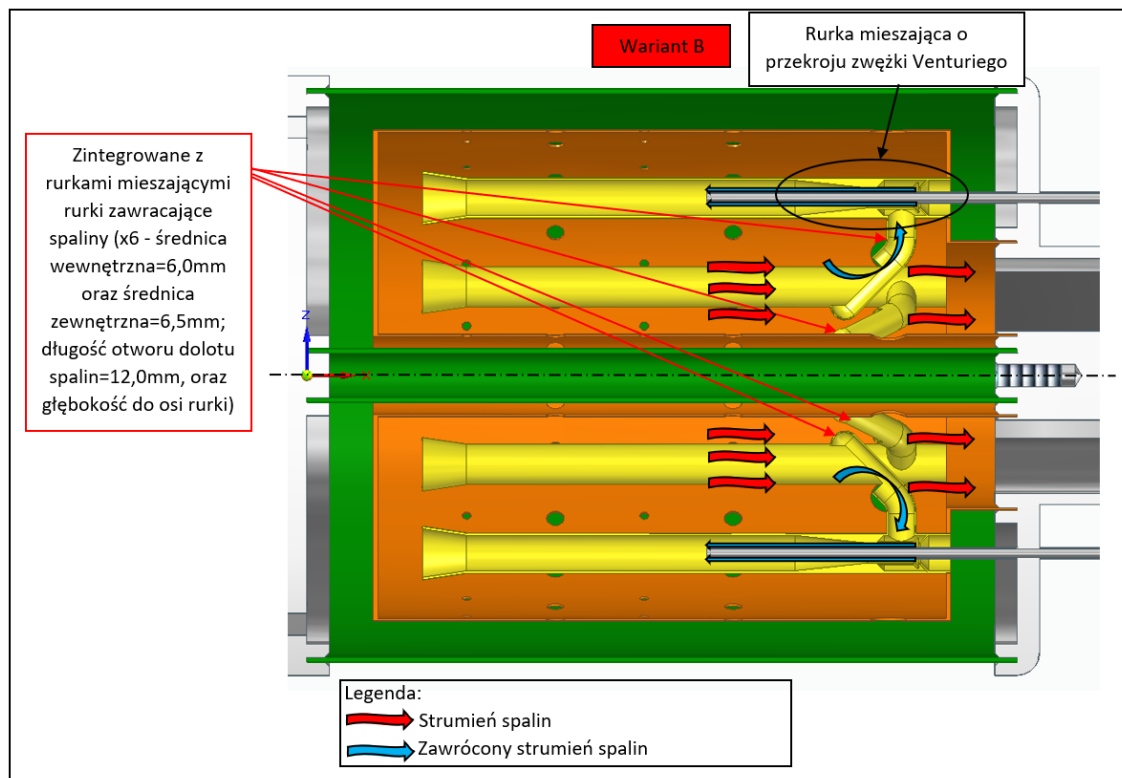
Poniżej zostały przedstawione komory spalania wykorzystane do prowadzenia badań w środowisku Ansys Fluent. W wyniku obliczeń projektowych komory spalania przedstawionych w rozdziale II niniejszej pracy wyznaczono parametry geometryczne tego elementu mikroturbiny gazowej. Przy wykorzystaniu oprogramowania SolidEdge, utworzono model 3D komory spalania nie modyfikowanej (referencyjnej). Model ten został przedstawiony na rysunki 3.13. Na kolejnych dwóch rysunkach (3.14 oraz 3.15) przedstawiono zmodyfikowane komory spalania wyposażone w funkcjonalne autonomiczne układy zawracania spalin. W oprogramowaniu SolidEdge utworzono również negatyw tych trzech komór spalania, w celu wygenerowania modelu geometrycznego przestrzeni obliczeniowej.



Rys. 3.13 Model 3D komory spalania referencyjnej

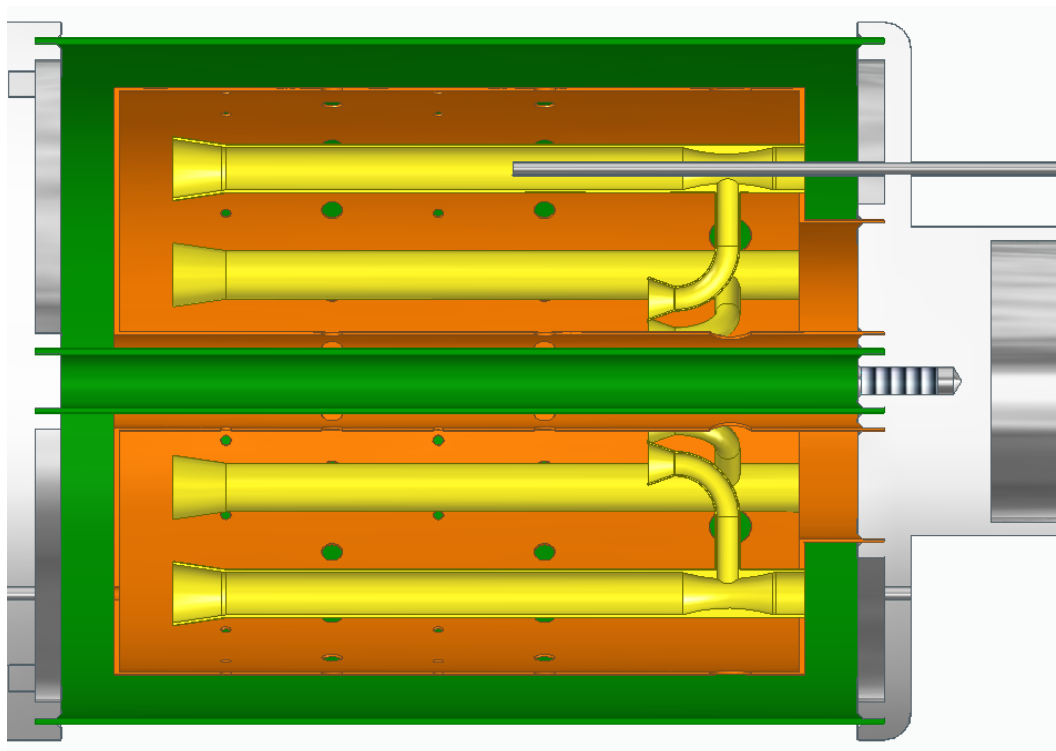


Rys. 3.14 Model 3D komory spalania w wariancie A

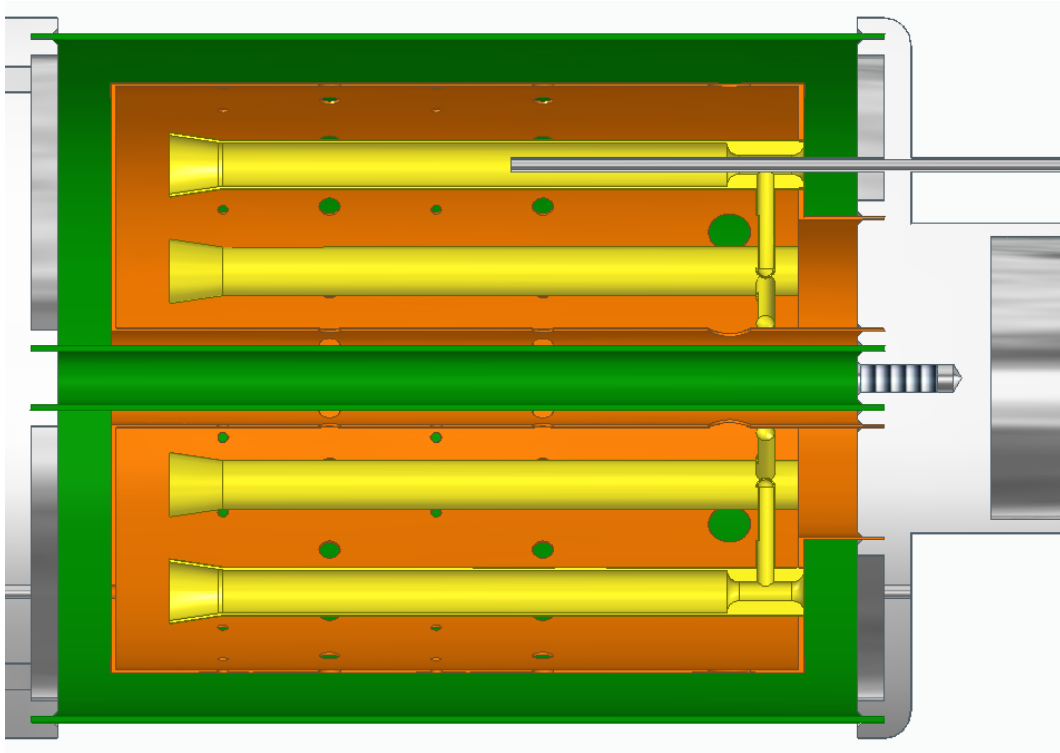


Rys. 3.15 Model 3D komory spalania referencyjnej w wariancie B

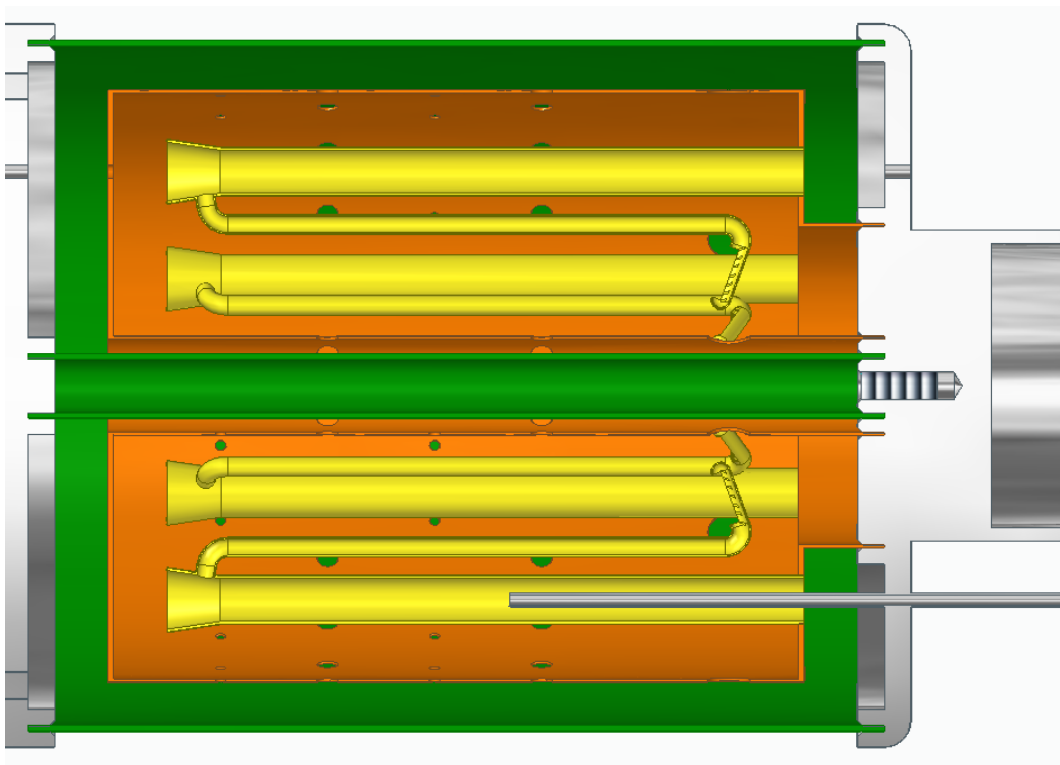
Na etapie wstępnym badań, jednym z bardzo skomplikowanych zadań było opracowanie układów zawracania spalin, które umożliwiłyby na autonomiczne zawrócenie spalin ze strefy przed wylotem z komory spalania do strefy tworzenia się mieszaniny paliwowo-powietrznej i/lub jej spalania. Trudność zadania polegała na fakcie, że wzdłuż komory spalania dochodzi do spadku ciśnienia całkowitego. Na tym wczesnym etapie pracy zostało utworzone wiele koncepcji układów zawracania spalin, lecz tylko dwa z nich (warianty A oraz B) okazały się funkcjonalne pod kątem zawracania spalin. Pozostałe z nich tego zadania nie realizowały. Poniżej przedstawiono rysunki tych modeli, które okazały się niefunkcjonalne (rysunki od 3.16 do 3.22). Celem przedstawienia tych koncepcji jest podkreślenie skomplikowania oraz czasochłonności tworzenia funkcjonalnych układów zawracania spalin.



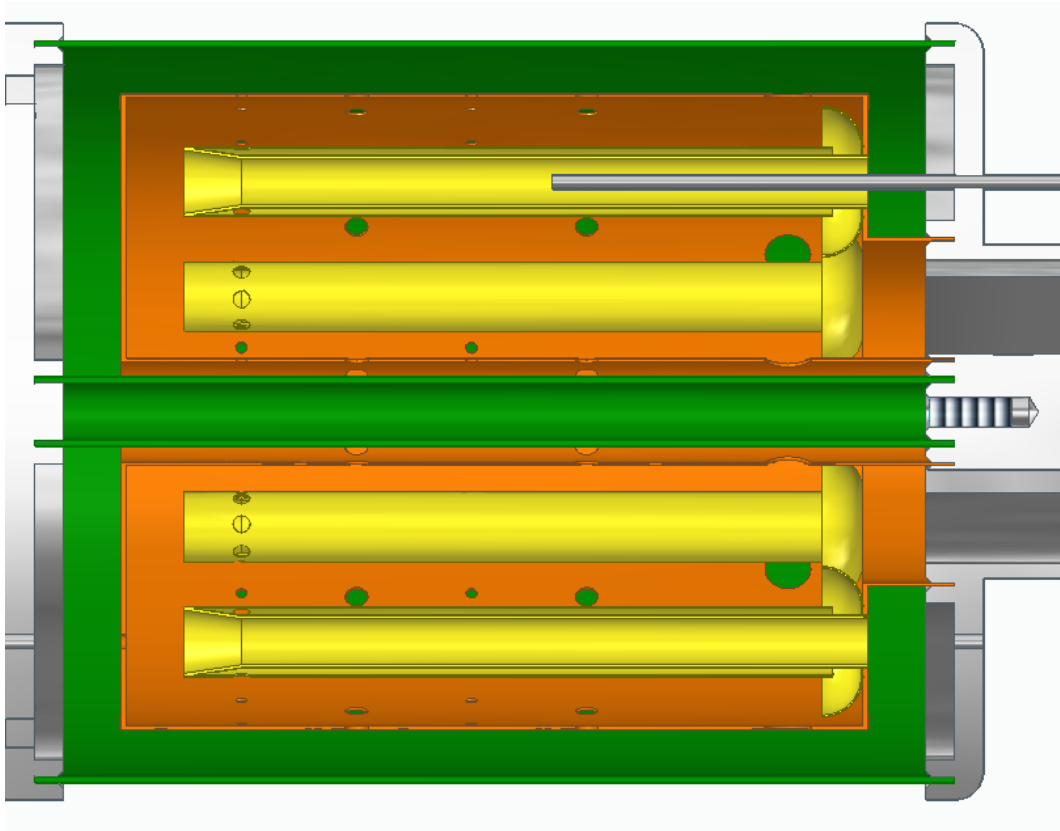
Rys. 3.16 Przykładowa testowa niesprawna komora spalania



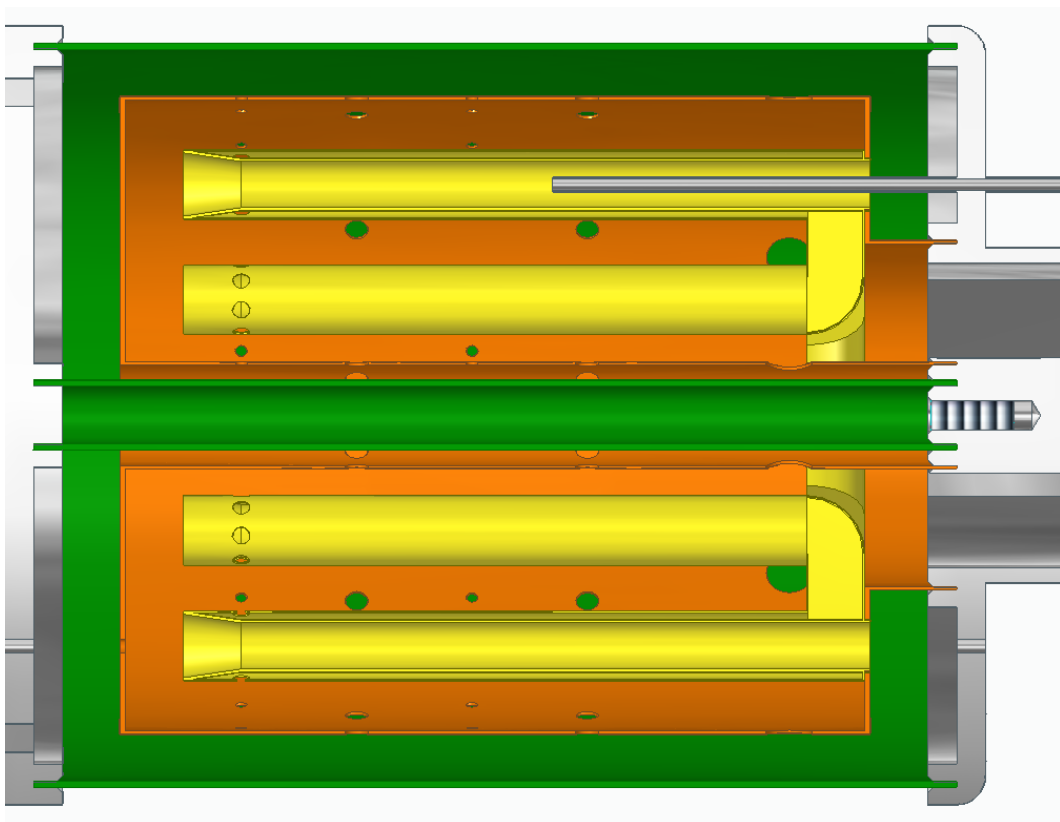
Rys. 3.17 Przykładowa testowa niesprawna komora spalania



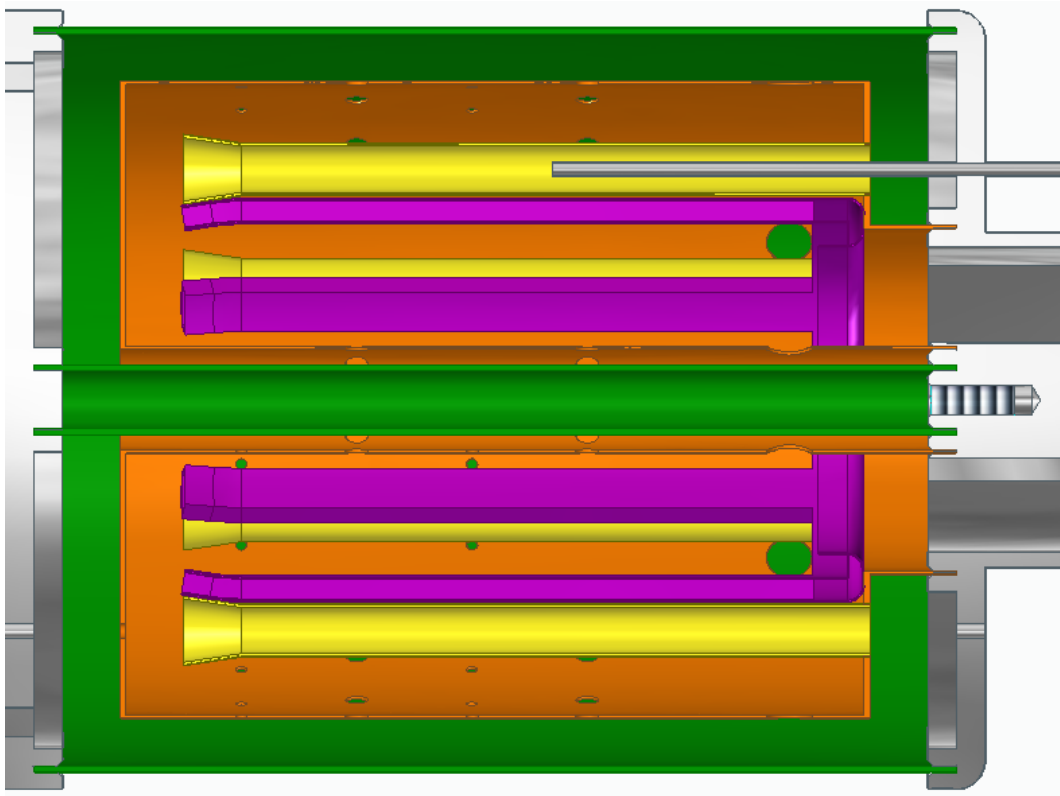
Rys. 3.18 Przykładowa testowa niesprawna komora spalania



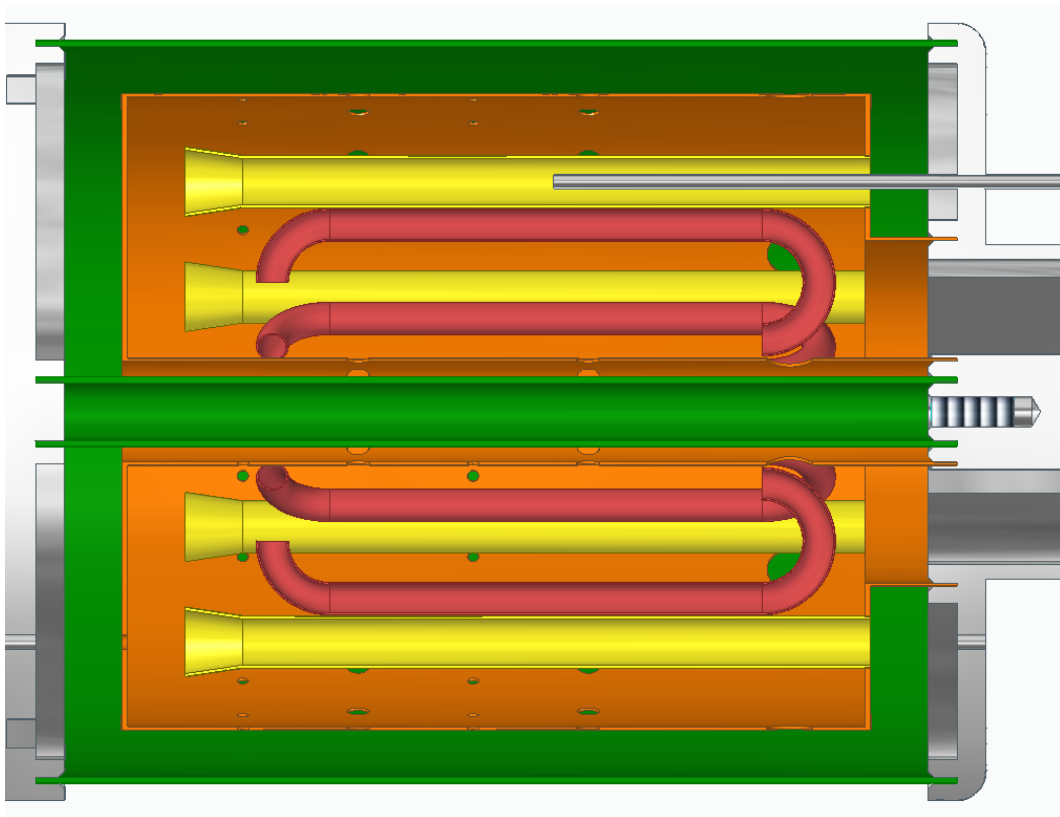
Rys. 3.19 Przykładowa testowa niesprawna komora spalania



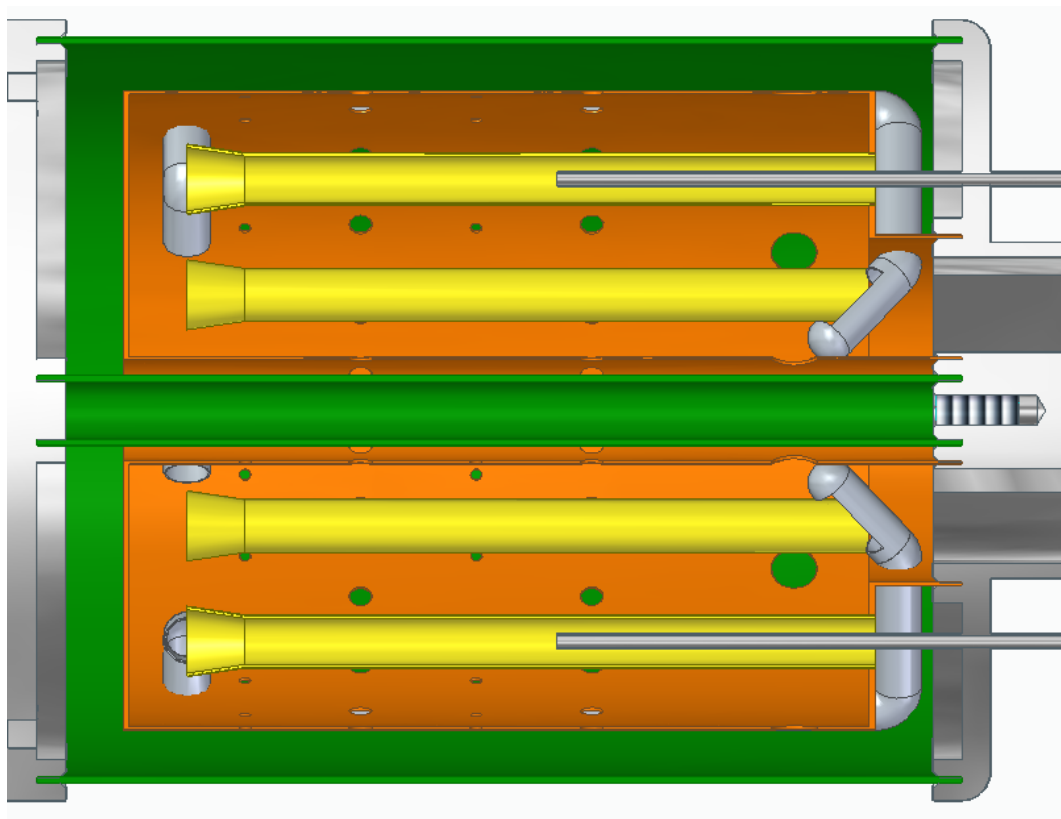
Rys. 3.20 Przykładowa testowa niesprawna komora spalania



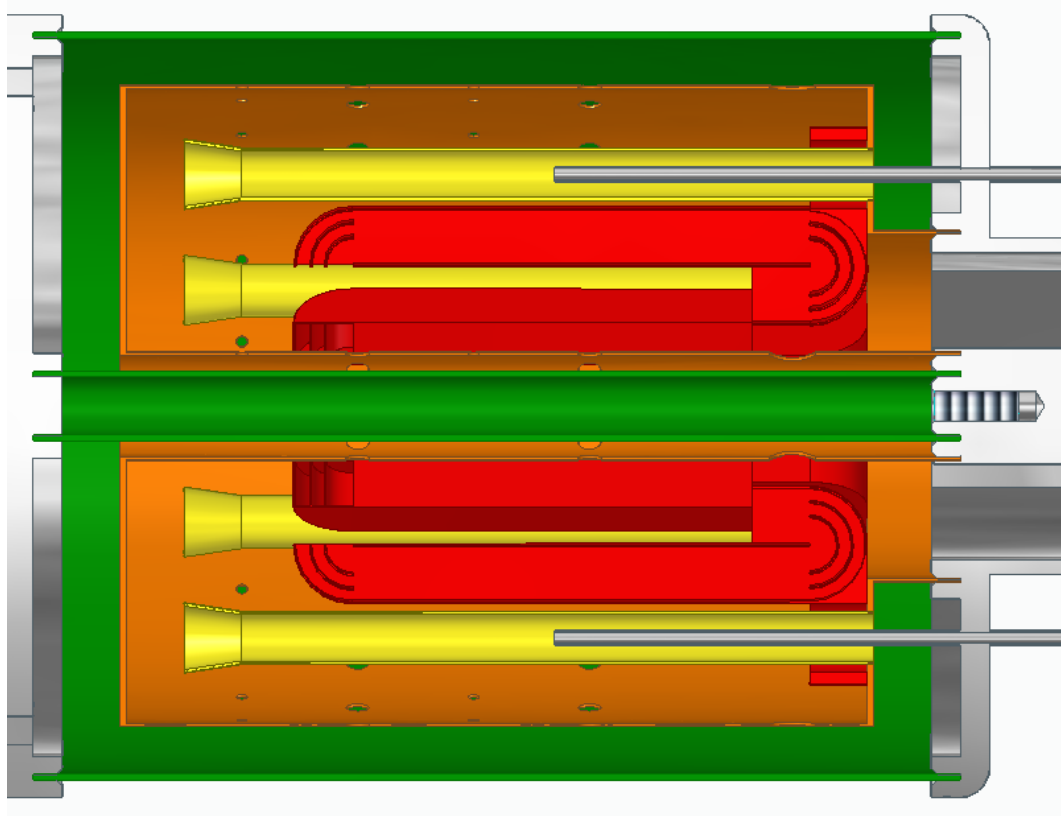
Rys. 3.21 Przykładowa testowa niesprawna komora spalania



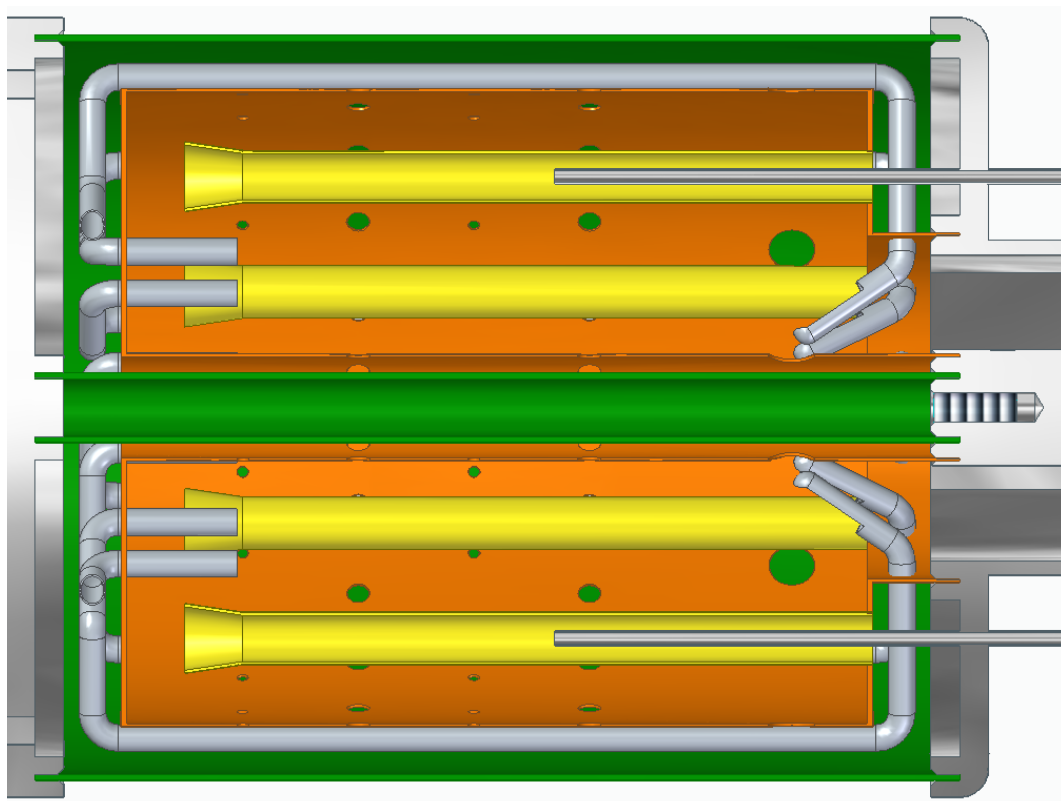
Rys. 3.22 Przykładowa testowa niesprawna komora spalania



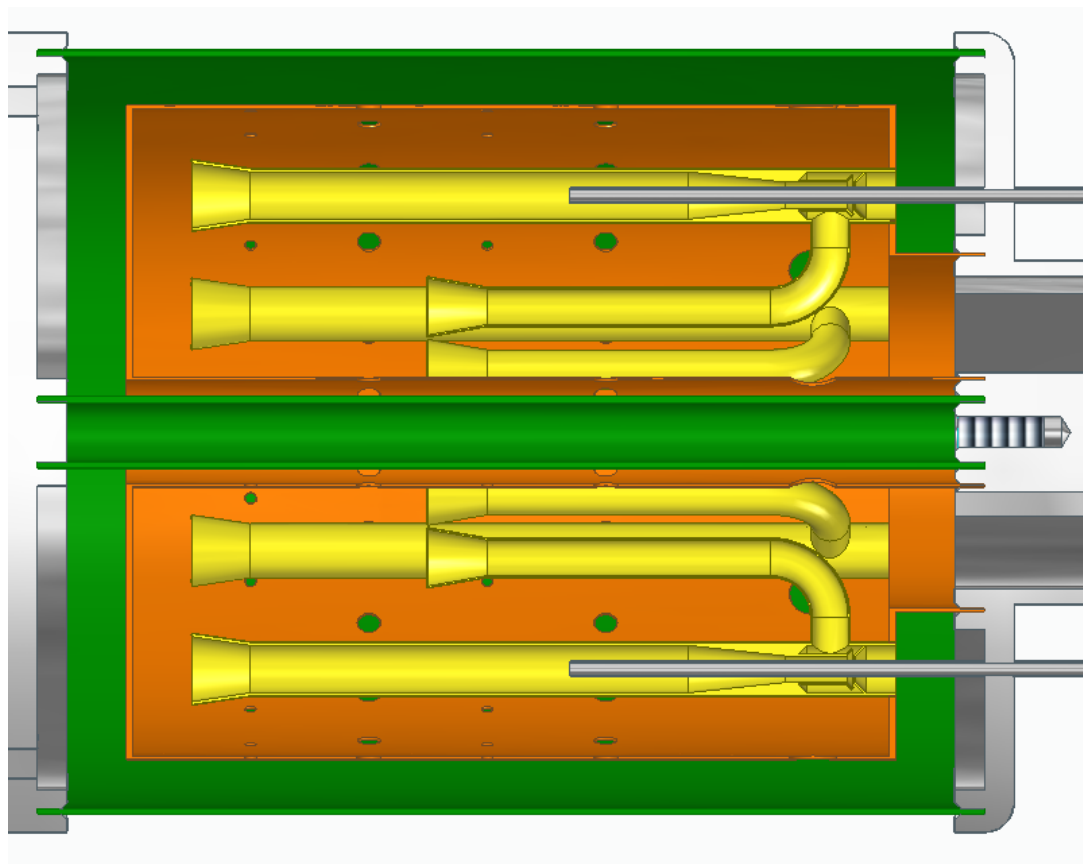
Rys. 3.23 Przykładowa testowa niesprawna komora spalania



Rys. 3.24 Przykładowa testowa niesprawna komora spalania



Rys. 3.25 Przykładowa testowa niesprawna komora spalania



Rys. 3.26 Przykładowa testowa niesprawna komora spalania

b) Siatka numeryczna

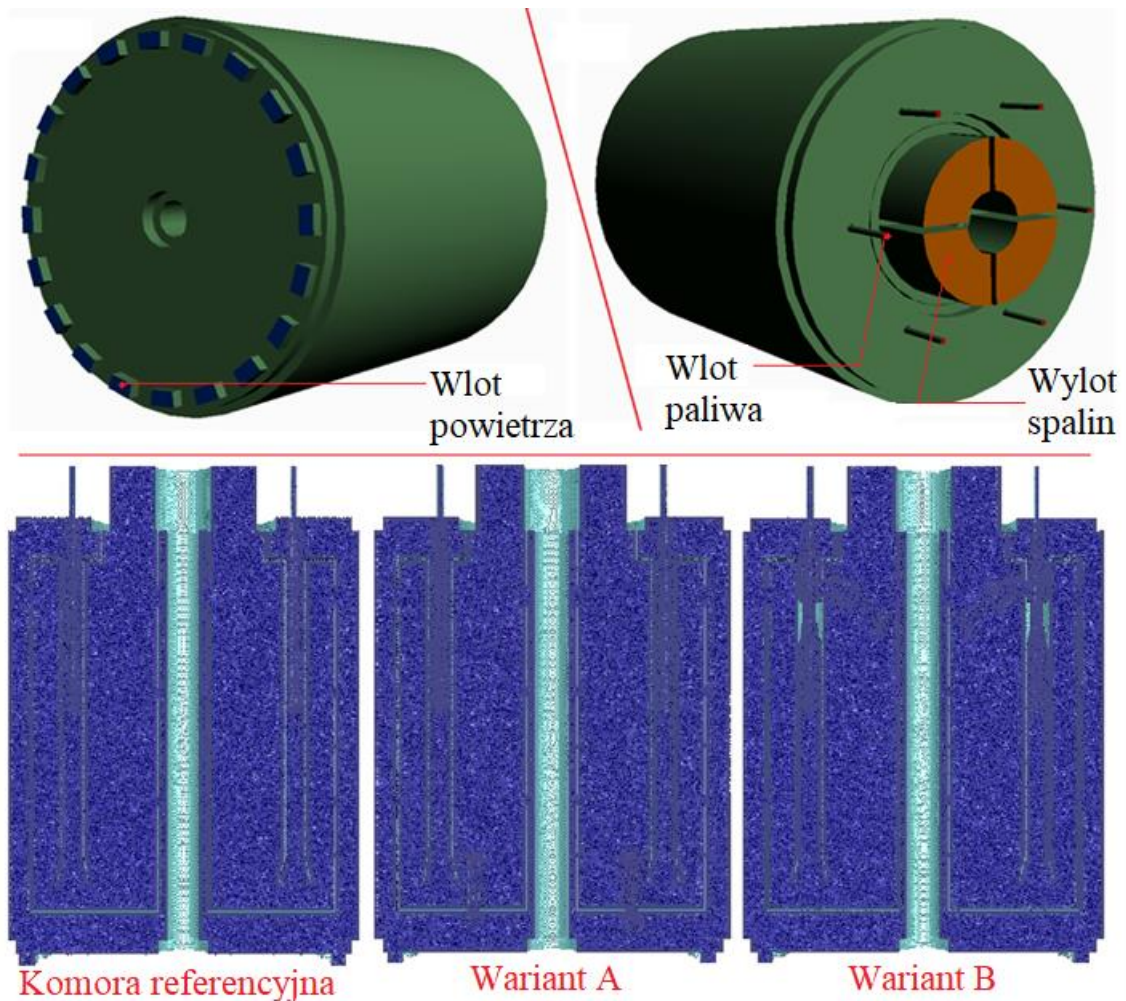
Przy wykorzystaniu oprogramowania Ansys Fluent-Meshing, została utworzona siatka obliczeniowa dla każdej z prezentowanych komór spalania. Utworzono siatkę w oparciu o elementy polyhedralne o nieprzekraczającej długości 0,8mm. Po wygenerowaniu siatki, została ona korygowana automatycznie przy wyborze wartości 0,45 dla docelowego parametru „Orthogonal Quality”. Ostatecznie, do utworzonej siatki dodano 5 warstw przyściennych (wykluczając powierzchnie wlotowe i wylotowe). Ten ostatni zabieg zapewnia uniknięcie uzyskania wartości znormalizowanej odległości od ścianki modelu większej niż 300 ($y^+ < 300$), co z kolei umożliwi na prawidłowe wyznaczenie parametrów przepływu przy ściankach (w oparciu o wybraną funkcję warstwy przyściennej).

W wyniku tworzenia siatki obliczeniowej dla modeli komór spalania opisanych powyżej, uzyskano parametry siatki opisane w tabeli 3.1. Uzyskane wartości dla parametru „Aspect Ratio” nie przekraczają wartości 100, która stanowi górną dopuszczalną granicę tego parametru. Wartości parametru „Skewness” nie przekraczają wartości 0,9, a zatem pod względem tego parametru, siatka jest dopuszczalna do użytku. Ostatecznie minimalna wartość parametru „Orthogonal quality” wynosi 0,2, czyli wartość od której zaczyna się dobra jakość siatki pod względem tego parametru. Uzyskane parametry jakości siatek umożliwiają dalsze ich wykorzystanie. Tworzenie siatek było zadaniem niezwykle czasochłonnym oraz skomplikowanym. Uzyskane siatki charakteryzują się dużymi zmiennościami grubości przegród oraz innymi skomplikowanymi geometriami. Zadanie nie było dodatkowo ułatwione gdyż należało pracować na modelu wodnym. Uzyskane wyniki są kompromisem pomiędzy ilością komórek obliczeniowych a jakością siatek obliczeniowych.

Według prac [63, 64], uzyskane siatki obliczeniowe (oraz ilość elementów je tworzące) są odpowiednie do prowadzenia miarodajnych obliczeń numerycznych. Widok przekrojów wzdłużnych siatek obliczeniowych oraz widok zewnętrzny siatek obliczeniowych komór spalania został przedstawiony na rysunku 3.27. Wygenerowane siatki obliczeniowe zostały następnie wykorzystane do prowadzenia badań numerycznych 3D z wykorzystaniem oprogramowania Ansys Fluent.

Tab. 3.1 Parametry jakości siatek obliczeniowych

Wariant	Ilość komórek [milliony]	Maksimum wartości parametru “Aspect ratio”	Maksimum wartości parametru “Skewness”	Minimum wartości parametru “Orthogonal quality”
Referencyjna	5.8	38.3	0.895	0.435
Wariant A	7.0	35.8	0.900	0.432
Wariant B	6.4	62.0	0.895	0.200



Rys. 3.27 Widok siatek obliczeniowych wygenerowany w oprogramowaniu Ansys Fluent-Meshing

c) Przygotowanie warunków brzegowych dla rozpatrywanych wariantów

W wyniku przeprowadzonych obliczeń komory spalania (referencyjnej - opisana szczegółowo w rozdziale II) oraz przeglądu literatury (opisanej w pierwszym punkcie tego rozdziału) ustalono zestaw warunków brzegowych (tabele 3.2 oraz 3.3). Poniżej opisane warunki brzegowe umożliwiły na wykonanie obliczeń numerycznych w oprogramowaniu Ansys-Fluent, na modelach trójwymiarowych. Do wszystkich modelowanych komór spalania (referencyjna oraz warianty A i B) zostały wykorzystane identyczne warunki brzegowe. W modelu promieniowania DO wybrano modelowanie bez nadawania długości fali (ciało szare dla objętości obliczeniowej) oraz dokonano podziału oktantów za pomocą kątów kontrolnych na 2 części dla każdego kąta (co daje 32 kierunki obliczeniowe). Nie dokonano pixelizacji.

Tab. 3.2 Warunki brzegowe opracowane dla symulacji 3D w programie Ansys-Fluent

Warunki brzegowe	Rodzaj warunku brzegowego	Parametry
Wlot powietrza	“Mass-Flow Inlet”	Mass flow=0.251 kg/s Turbulent Intensity=15 % Turbulent Viscosity Ratio= 10 Total Temperature=433.834 K Mean Mixture Fraction= 0 Mixture Fraction Variance= 0
Wlot paliwa	“Mass-Flow Inlet”	Mass flow= zmienne (tabela 3.3) Turbulent Intensity=15 % Turbulent Viscosity Ratio= 10 Total Temperature=300 K Mean Mixture Fraction=1 Mixture Fraction Variance=0
Wylot	“Pressure Outlet”	Static Pressure=0 Pa Turbulent Intensity=15 % Turbulent Viscosity Ratio=10 Backflow Total Temperature=300 K Mean Mixture Fraction=0 Mixture Fraction Variance=0
Sciańki	“Wall”	Stationary Wall No Slip No Heat Exchange Internal Emissivity=1 Opaque Wall Diffuse Fraction of Radiation=1
Warunki otoczenia	-	Operating pressure=301133.803 Pa Gravity off

W tabeli 3.3 opisano strumienie masy paliwa w zależności od ilości wodoru w paliwie metanowym. W oparciu o wartość opałową paliwa doprowadzonego do komory spalania w wariancie referencyjnym dla zasilania metanowego (dla metanu 50 MJ/kg), oraz strumienia masy paliwa doprowadzanego do tej komory, została wyznaczona entalpia doprowadzana do komory spalania w postaci paliwa dla zasilania metanowego. Na podstawie znajomości wartości opałowej metanu oraz wodoru (dla wodoru 120 MJ/kg), wyznaczono wartość opałową paliwa mieszanego, dla różnych udziałów wodoru w metanie. Na podstawie wyliczonej entalpii dla warunków zasilania czystym metanem oraz wartości opałowej paliwa (dla danej mieszaniny), wyliczono zapotrzebowanie w paliwo mieszane (zakładając niezmiennosc strumienia doprowadzanej entalpii do komory spalania).

Tab. 3.3 Strumienie paliwa w zależności od składu masowego paliwa metanowo-wodorowego

Procentowy udział masy wodoru w paliwie [%]	Strumień masy paliwa [kg/s]
00	0,004874
10	0,004275
20	0,003808
30	0,003432
40	0,003124
50	0,002867

Na etapie implementowania mechanizmu spalania Gri-Mech 3.0, zostały wygenerowane parametry struktur Flamelet dla dyssypacji skalarnej od wartości $0,01 \text{ s}^{-1}$ (z mnożnikiem dyssypacji skalarnej wynoszącej 2, a następnie z krokiem 1 s^{-1}) aż do wartości tego parametru przy którym zachodzi wygaśnięcie „Flamelet-u”. Dla każdego składu paliwa zostały wygenerowane oddzielne zestawy „Flamelet-ów”, w ilości od 65 „Flamelet-ów” (dla czystego metanu) do 347 (dla masowo-połowicznego udziału wodoru w paliwie).

Na etapie post-processingu, zostały wygenerowane trzy „Flamelet-y” oraz zostały wyzerowane wartości udziałów masowych dla domyślnych związków mechanizmu Gri-Mech 3.0 z upewnieniem się, że są również wyzerowane udziały dla tlenku węgla, tlenku azotu oraz dwutlenku azotu.

3) BADANIA REAKTOROWE

a) Modele Plug Flow Reactor (PFR) oraz Perfectly Stirred Reactor (PSR)

W celu dokonania oceny stopnia wpływu zawracanych spalin na proces spalania, przeprowadzono badania uzupełniające w programie Ansys Chemkin [84], którego algorytm opisano w [85]. Badania te przeprowadzono wyłącznie w odniesieniu do komór spalania wyposażonych w układy zawracania spalin. Na podstawie dostępnych przykładów [86, 87], dokonano konwersji przestrzeni spalania w komorach spalania (badanych w Ansys Fluent) na sieć reaktorów idealnych (w Ansys Chemkin). W celu utworzenia sieci reaktorów obrazujących funkcjonowanie badane komory spalania, wykorzystano dwa rodzaje reaktorów: „Perfectly Stirred Reactor” (PSR) oraz „Plug Flow Reactor” (PFR). W tym oprogramowaniu wykorzystano również mechanizm spalania GRI-Mech 3.0. Reaktor PSR jest reaktorem bezwymiarowym (0D) [87], który zakłada, że substancje doprowadzone do jego wnętrza są ze sobą doskonale wymieszane. W przestrzeni homogenicznej zachodzą przemiany chemiczne według wczytanego mechanizmu reagowania. Na podstawie strumieni masy przepływających gazów oraz objętości danego reaktora, można wyznaczyć czas przebywania gazu wewnątrz reaktora PSR, a na tej podstawie można opisać progres reakcji zgodnie z kinetyką przyjętego mechanizmu. Reaktory PSR zostały wykorzystane do zamodelowania objętości komory spalania w których dochodzi do reagowania chemicznego (spalania), w gazie tworzonego z różnych dopływów wzajemnie się mieszających. Poniżej przedstawiono główne równania opisujące działanie reaktora PSR. Równanie 3.41 przedstawia zachowanie związków chemicznych w reaktorze:

$$R_i = \frac{\rho}{\tau} (Y_{i,out} - Y_{i,in}) \quad (3.41)$$

gdzie:

- R_i – prędkość reakcji i-tego związku chemicznego,
- ρ – gęstość,
- τ – czas przebywania w reaktorze,
- $Y_{i,out}$ – frakcja masowa i-tego związku na wylocie z reaktora,
- $Y_{i,in}$ – frakcja masowa i-tego związku na wlocie do reaktora.

Model PFR jest reaktorem jednowymiarowym [87]. Reaktor PFR obrazuje przepływ przez przestrzeń cylindryczną, ze zmianą parametrów płynu (tutaj gazów) wzdłuż osi cylindra, lecz bez zmian parametrów w wymiarze promieniowym cylindra. Model zakłada, że na podstawie geometrii PFR, strumienia masy przepływającego płynu oraz mechanizmu spalania, można

opisać zmiany płynu przepływającego wzdłuż reaktora. Do reaktora PFR można doprowadzić tylko jeden dopływ płynu. Model został wykorzystany do odwzorowania końcowej części komory spalania. W tej strefie komory spalania, gazy spalinowe przepływające przez kanał wylotowy mogą nadal reagować. Poniżej przedstawiono główne równania opisujące działanie reaktora PFR. Równanie 3.42 przedstawia zachowanie związków chemicznych w reaktorze:

$$\rho u_z \frac{dY_k}{dz} = R_k \quad (3.42)$$

gdzie:

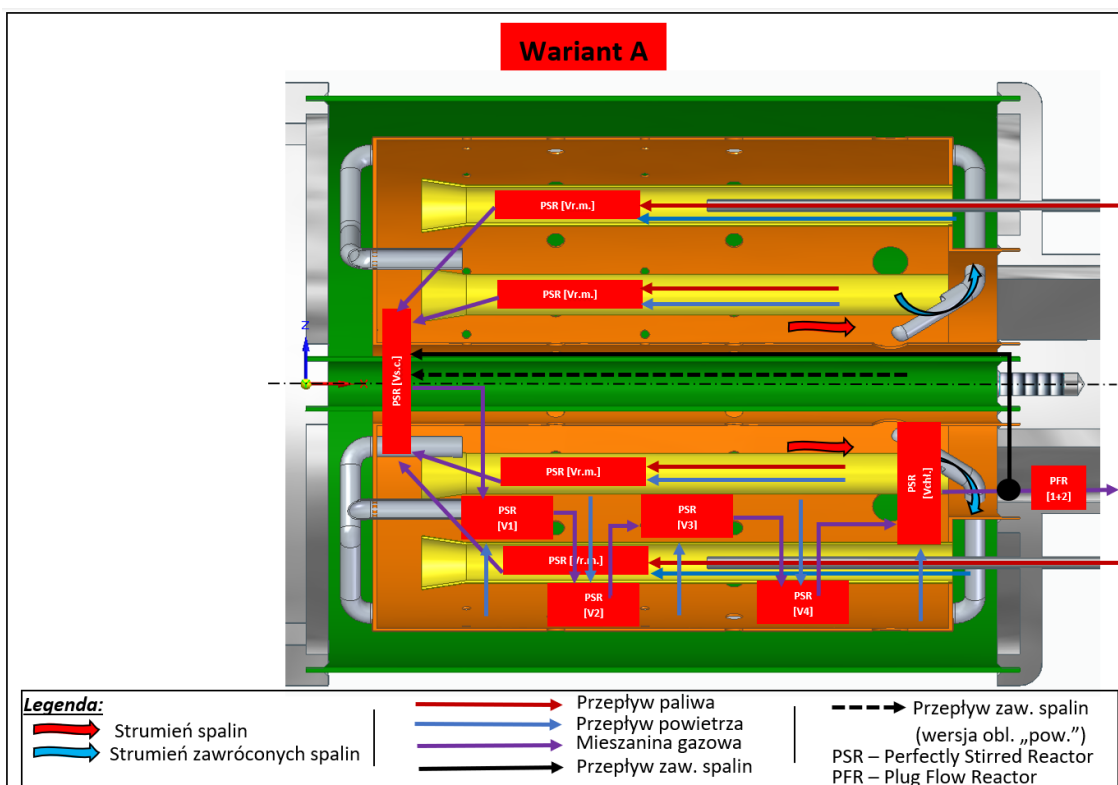
- ρ – gęstość,
- u_z – prędkość płynu w kierunku wzdłużnym reaktora (oś cylindra reaktora),
- Y_k – frakcja masowa k-tego związku przyprawy przepływającego przez reaktor,
- dz – grubość osiowa sekcji reaktora,
- R_k – prędkość reakcji k-tego związku chemicznego.

Na podstawie reaktorów PSR oraz PFR odwzorowano komory spalania z układami zawracania spalin. W modelach sieciowych przeprowadzono dwa rodzaje badań dla danego wariantu układu zawracania spalin. Pierwszy z wariantów, podstawowy, umożliwia odwzorowania pracy komory spalania z wybranym układem zawracania spalin. Drugi wariant obliczeniowy umożliwia zastąpienie układu zawracania spalin dodatkowym / dodatkowymi dopływami gazu. Te zastępcze źródło/a gazów ma/ją ten sam strumień masy, temperaturę oraz udział masowy tlenu co zawracane spalin w podstawowym wariantcie obliczeniowym. Dodatkowe źródło/a gazu są uzupełnione azotem (obok tlenu). Celem tego drugiego wariantu obliczeniowego jest porównanie wpływu dwutlenku węgla oraz pary wodnej zawartych w spalinach do wpływu azotu na proces spalania. Z racji, że doprowadzany dodatkowo gaz składa się z tlenu oraz azotu, podobnie jak powietrzne, ten drugi wariant obliczeniowy został oznaczony indeksem „pow.”. W przypadku braku różnicy w procesie spalania pomiędzy podstawowym a „pow.” wariantem obliczeniowym, to działanie dwutlenku węgla oraz pary wodnej, zawartych w zawróconych spalinach, będzie można zrównać z działaniem azotu (składnikiem powietrza). W przeciwnym razie, będzie można zaświadczyć o oczekiwanym działaniu spalin na proces spalania (tak jak to opisano w pierwszym rozdziale tej pracy). W przypadku zaobserwowania zmian w procesie spalania (przy dwóch wariantach obliczeniowych), to będzie można stwierdzić działanie spalin na proces spalania. Natomiast przy braku zmian w procesie spalania, będzie można stwierdzić że zawrócone spalin mają porównywalny wpływ na proces spalania jak azot (składnik powietrza) oraz, że zauważone zmiany w procesie spalania pomiędzy komorami referencyjną oraz z układami zawracania spalin wynikają tylko ze zmiany przepływu powietrza przez rurę ogniową komory spalania. Wówczas, uzyskane efekty przy zastosowaniu układów zawracania spalin można uzyskać zmieniając rozmieszczenie i/lub rozmiary otworów na rurze ogniowej, a autonomiczne układy zawracania spalin nie odgrywają większego znaczenia na proces spalania. Porównanie wyników z obliczeń podstawowych oraz indeksowanych „pow.” umożliwi ocenę stopnia wpływania zawróconych spalin na proces spalania, a tym samym udzieli odpowiedzi co do „przydatności” i efektywności autonomicznego układu zawracania spalin.

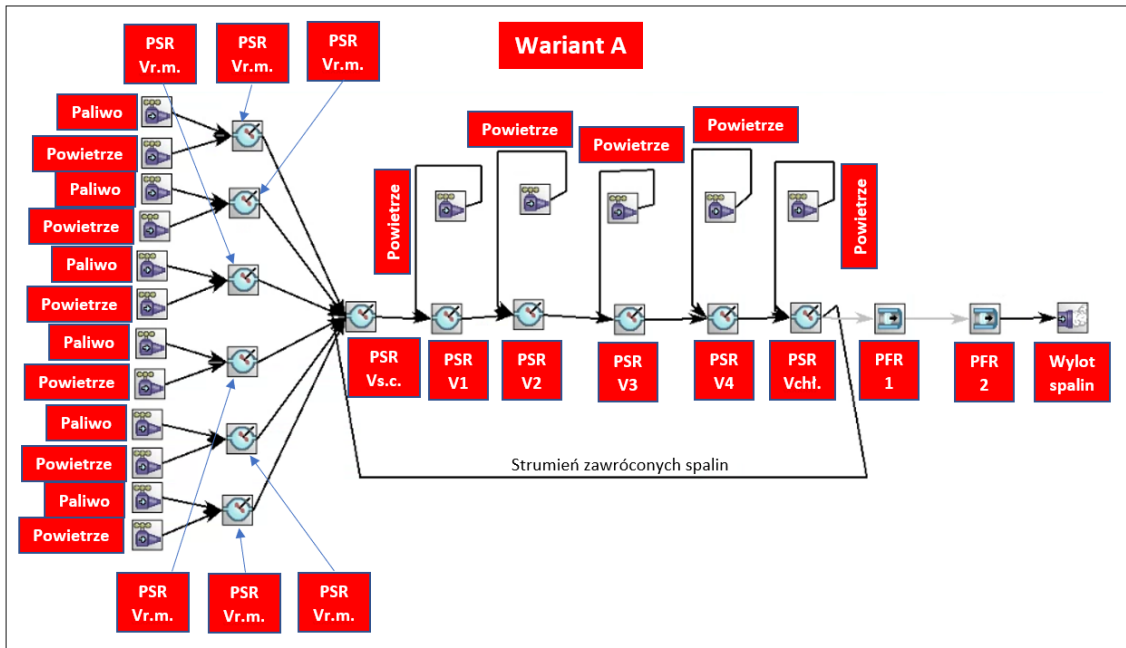
Na podstawie modeli trójwymiarowych komór spalania (referencyjnej, wariantu A oraz wariantu B), wyizolowano charakterystyczne przestrzenie komory spalania. W wyniku analizy wyodrębnionych przestrzeni komór spalania, dobrano reaktory „Perfectly Stirred Reactor” (PSR) oraz „Plug Flow Reactor” (PFR) do zamodelowania wybranych przestrzeni spalania.

Sposób odwzorowania komór spalania zilustrowano za pomocą rysunków 3.28 oraz 3.31. Na podstawie tak przeprowadzonej analizy komór spalania utworzono modele komór spalania w wariancie A oraz B w środowisku Ansys Chemkin. Modele komór spalania w środowisku Ansys Chemkin mają charakter sieci reaktorów, a ich konstrukcje zostały przedstawione na rysunkach 3.29 oraz 3.32.

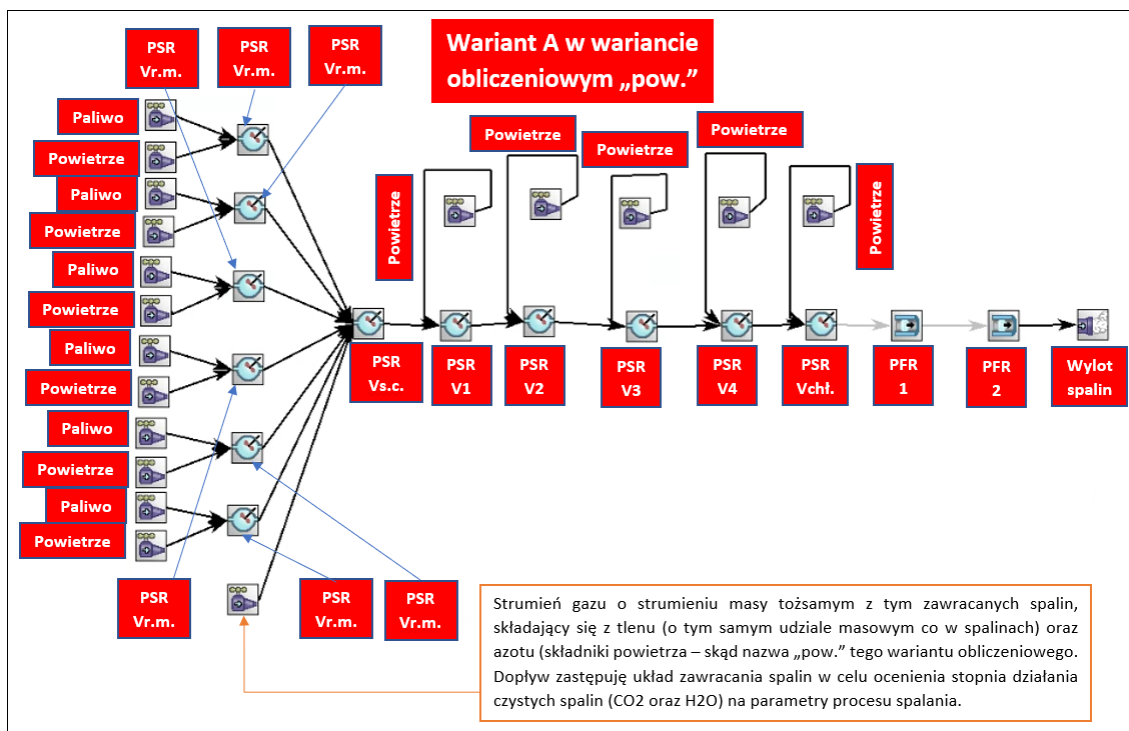
W celu dokonania oceny stopnia wpływu układu zawracania spalin na parametry procesu spalania, przygotowano modele komór spalania A i B w wariantach obliczeniowych oznaczone indeksem „pow.”. Ideom wariantu obliczeniowego zaindeksowanego „pow.”, jest zastąpienie strumienia zawracanych spalin strumieniem gazu o tożsamym strumieniu masy, składającym się z tej samej frakcji masowej tlenu co w zawracanych spalinach, oraz uzupełniony azotem. Porównując wyniki poprzednich obliczeń do tych z wariantu „pow.” można sprawdzić czy składniki spalin (głównie dwutlenek węgla oraz para wodna) mają wpływ na proces spalania. Modele komór spalania w wariantach A i B dla wariantu obliczeniowego „pow.” są przedstawione na rysunku 3.30 oraz 3.33.



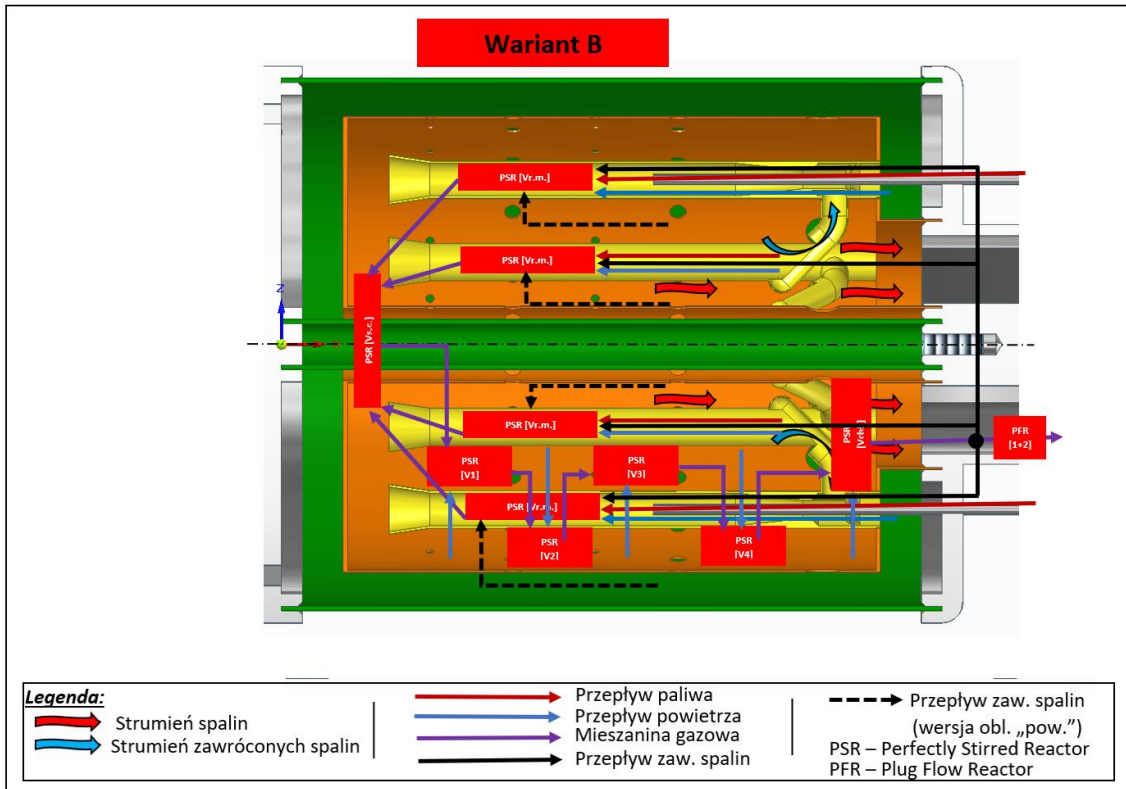
Rys. 3.28 Model 3D komory spalania w wariancie A z oznaczeniem reaktorów oraz ich charakterystyk w celu utworzenia modelu komory spalania w oprogramowaniu Ansys Chemkin



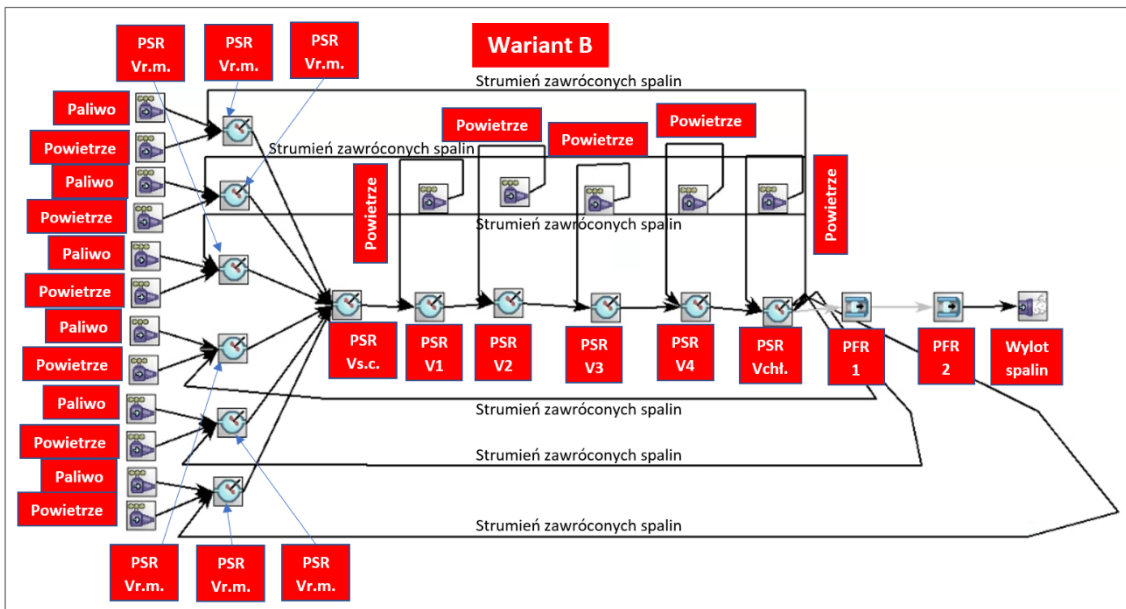
Rys. 3.29 Model komory spalania w wariantcie A w oprogramowaniu Ansys Chemkin



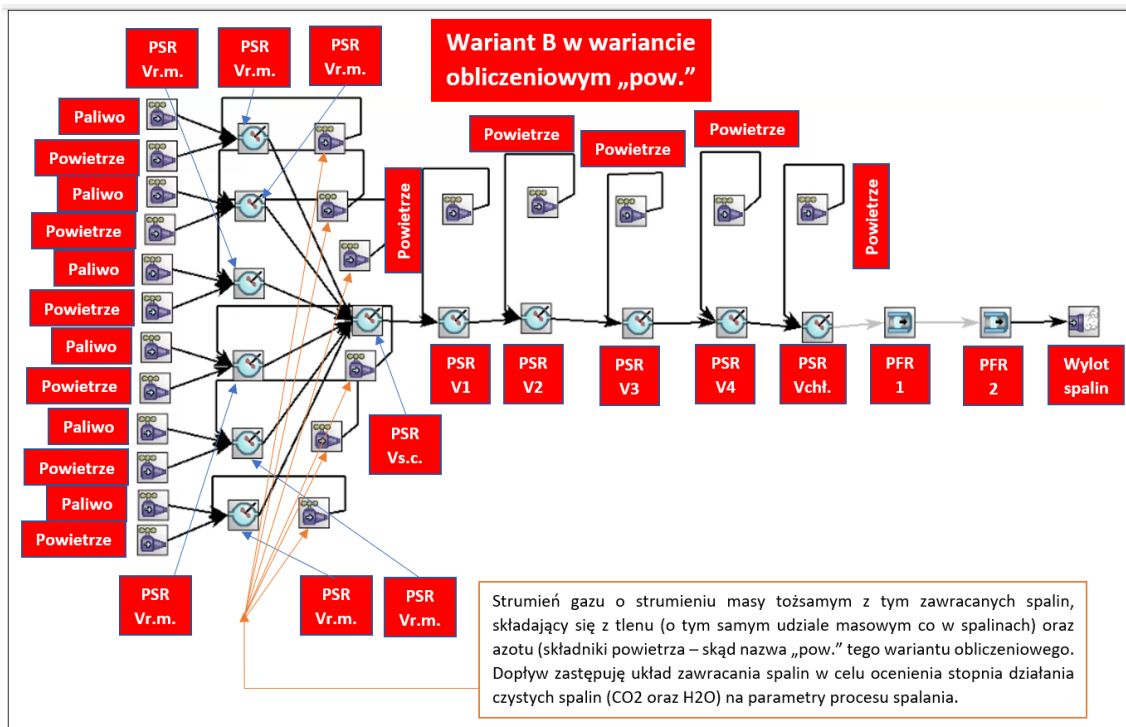
Rys. 3.30 Model komory spalania w wariantcie A w oprogramowaniu Ansys Chemkin do obliczeń w wariantcie „pow.”



Rys. 3.31 Model 3D komory spalania w wariancie B z oznaczeniem reaktorów oraz ich charakterystyk w celu utworzenia modelu komory spalania w oprogramowaniu Ansys Chemkin



Rys. 3.32 Model komory spalania w wariancie B w oprogramowaniu Ansys Chemkin



Rys. 3.33 Model komory spalania w wariancie B w oprogramowaniu Ansys Chemkin do obliczeń w wariancie „pow.”

b) Warunki brzegowe modeli reaktorowych

Na podstawie wyników wstępnych obliczeń numerycznych przeprowadzonych w programie Ansys Fluent zostały ustalone przepływy w warunkach pracy komory spalania (strumień masy powietrza, paliwa, w różnych sekcjach komory spalania). Parametry przepływów zostały przedstawione w tabelach 3.4, 3.5 oraz 3.6. Na podstawie analizy wyników uzyskanych w wstępnych badaniach Ansys Fluent, wyznaczono również stopnie zawracania spalin, przedstawione w tabeli 3.7. Pozostałe parametry (objętości, ciśnienia, ipt. – tab. 3.8) odczytano z projektu komory spalania (opisanej w rozdziale II).

Tab. 3.4 Przepływy powietrza w rurkach mieszających

	Strumień masy powietrza w rurce 1 [kg/s]	Strumień masy powietrza w rurce 2 [kg/s]	Strumień masy powietrza w rurce 3 [kg/s]	Strumień masy powietrza w rurce 4 [kg/s]	Strumień masy powietrza w rurce 5 [kg/s]	Strumień masy powietrza w rurce 6 [kg/s]
A00H2	5,346E-03	5,452E-03	5,435E-03	5,421E-03	5,526E-03	5,452E-03
A10H2	5,245E-03	5,325E-03	5,272E-03	5,317E-03	5,388E-03	5,332E-03
A20H2	5,171E-03	5,297E-03	5,226E-03	5,255E-03	5,387E-03	5,290E-03
A30H2	5,142E-03	5,280E-03	5,201E-03	5,229E-03	5,375E-03	5,263E-03
A40H2	5,138E-03	5,303E-03	5,204E-03	5,195E-03	5,372E-03	5,277E-03
A50H2	5,184E-03	5,335E-03	5,252E-03	5,278E-03	5,399E-03	5,329E-03
B00H2	3,163E-03	3,165E-03	3,167E-03	3,230E-03	3,238E-03	3,196E-03
B10H2	3,177E-03	3,163E-03	3,193E-03	3,219E-03	3,224E-03	3,267E-03
B20H2	3,180E-03	3,165E-03	3,178E-03	3,221E-03	3,218E-03	3,211E-03
B30H2	3,185E-03	3,178E-03	3,173E-03	3,237E-03	3,220E-03	3,236E-03
B40H2	3,175E-03	3,176E-03	3,181E-03	3,226E-03	3,221E-03	3,226E-03
B50H2	3,178E-03	3,163E-03	3,174E-03	3,224E-03	3,218E-03	3,230E-03

Tab. 3.5 Przepływy paliwa w rurkach mieszających

	Strumień masy paliwa w rurce 1 [kg/s]	Strumień masy paliwa w rurce 2 [kg/s]	Strumień masy paliwa w rurce 3 [kg/s]	Strumień masy paliwa w rurce 4 [kg/s]	Strumień masy paliwa w rurce 5 [kg/s]	Strumień masy paliwa w rurce 6 [kg/s]
A00H2	8,123E-04	8,123E-04	8,123E-04	8,123E-04	8,123E-04	8,123E-04
A10H2	7,086E-04	7,086E-04	7,086E-04	7,086E-04	7,086E-04	7,086E-04
A20H2	6,311E-04	6,311E-04	6,311E-04	6,311E-04	6,311E-04	6,311E-04
A30H2	5,688E-04	5,688E-04	5,688E-04	5,688E-04	5,688E-04	5,688E-04
A40H2	5,178E-04	5,178E-04	5,178E-04	5,178E-04	5,178E-04	5,178E-04
A50H2	4,751E-04	4,751E-04	4,751E-04	4,751E-04	4,751E-04	4,751E-04
B00H2	8,123E-04	8,123E-04	8,123E-04	8,123E-04	8,123E-04	8,123E-04
B10H2	7,086E-04	7,086E-04	7,086E-04	7,086E-04	7,086E-04	7,086E-04
B20H2	6,311E-04	6,311E-04	6,311E-04	6,311E-04	6,311E-04	6,311E-04
B30H2	5,688E-04	5,688E-04	5,688E-04	5,688E-04	5,688E-04	5,688E-04
B40H2	5,178E-04	5,178E-04	5,178E-04	5,178E-04	5,178E-04	5,178E-04
B50H2	4,751E-04	4,751E-04	4,751E-04	4,751E-04	4,751E-04	4,751E-04

Tab. 3.6 Przepływ powietrza przez serie otworów rury ogniowej

	Strumień masy powietrza z serii otw. I [kg/s]	Strumień masy powietrza z serii otw. II [kg/s]	Strumień masy powietrza z serii otw. III [kg/s]	Strumień masy powietrza z serii otw. IV [kg/s]	Strumień masy powietrza z serii otw. Chłodzących [kg/s]
A00H2	1,302E-02	5,609E-02	1,302E-02	5,609E-02	8,014E-02
A10H2	1,307E-02	5,629E-02	1,307E-02	5,629E-02	8,041E-02
A20H2	1,308E-02	5,635E-02	1,308E-02	5,635E-02	8,050E-02
A30H2	1,309E-02	5,639E-02	1,309E-02	5,639E-02	8,055E-02
A40H2	1,309E-02	5,639E-02	1,309E-02	5,639E-02	8,055E-02
A50H2	1,307E-02	5,631E-02	1,307E-02	5,631E-02	8,045E-02
B00H2	1,383E-02	5,956E-02	1,383E-02	5,956E-02	8,508E-02
B10H2	1,382E-02	5,953E-02	1,382E-02	5,953E-02	8,505E-02
B20H2	1,382E-02	5,955E-02	1,382E-02	5,955E-02	8,507E-02
B30H2	1,382E-02	5,954E-02	1,382E-02	5,954E-02	8,505E-02
B40H2	1,382E-02	5,954E-02	1,382E-02	5,954E-02	8,506E-02
B50H2	1,382E-02	5,955E-02	1,382E-02	5,955E-02	8,507E-02

Tab. 3.7 Stopnie zawracania spalin w komorach spalania

	Stopień zaw. spal. przez rurkę 1 [-]	Stopień zaw. spal. przez rurkę 2 [-]	Stopień zaw. spal. przez rurkę 3[-]	Stopień zaw. spal. przez rurkę 4 [-]	Stopień zaw. spal. przez rurkę 5 [-]	Stopień zaw. spal. przez rurkę 6 [-]
A00H2	3,219E-03					
A10H2	3,428E-03					
A20H2	3,416E-03					
A30H2	3,371E-03					
A40H2	3,379E-03					
A50H2	3,298E-03					
B00H2	8,416E-04	8,179E-04	9,555E-04	8,304E-04	9,154E-04	8,907E-04
B10H2	7,622E-04	7,812E-04	8,681E-04	7,374E-04	9,156E-04	9,058E-04
B20H2	7,312E-04	7,948E-04	8,740E-04	7,442E-04	8,661E-04	7,296E-04
B30H2	7,143E-04	7,306E-04	8,844E-04	6,828E-04	8,016E-04	8,570E-04
B40H2	6,971E-04	7,043E-04	8,528E-04	6,929E-04	7,755E-04	8,172E-04
B50H2	6,908E-04	6,744E-04	8,438E-04	6,924E-04	7,722E-04	7,637E-04

Tab. 3.8 Parametry dobrane do modelowania komory spalania w programie Ansys Chemkin

Parametr	Wartość	Jednostka
Obj. Vr.m.	3,22	cm ³
Obj. Vs.c.	179,15	cm ³
Obj. V1	175,33	cm ³
Obj. V2	175,33	cm ³
Obj. V3	175,33	cm ³
Obj. V4	306,83	cm ³
Obj. Vchl.	113,97	cm ³
Długość PFR 1	1,00	cm
Średnica PFR 1	5,66	cm
Długość PFR 2	2,50	cm
Średnica PFR 2	4,97	cm
Ciśnienie	301133,803	Pa
Temperatura powietrza	426,666	K
Temperatura paliwa	300	K

Na podstawie uzyskanych wyników obliczeń numerycznych przeprowadzonych w środowisku Ansys Chemkin, odczytano udział masowy tlenu w spalinach (tab. 3.9). Wyznaczono również, w oparciu o znajomość strumienia paliwa i powietrza oraz stopni zawracania spalin, strumienie masy spalin zawracanych w komorach spalania wyposażonych w układy zawracania spalin (tab. 3.10). W wariantach obliczeniowych z indeksem „pow.”, zastąpiono w strumieniu zawracanych spalin udział masowy dwutlenku węgla oraz pary wodnej azotem. W ten sposób w wariantach obliczeniowych z indeksem „pow.”, recykulowany gaz składa się tylko ze spalin i azotu. W celu zachowanie podobieństwa z warunkami pracy układu zawracania spalin, w obliczeniach z indeksem „pow.” dopływy gazu, zastępujące układ zawracania spalin, mają temperaturę spalin jak w układach z zawracaniem spalin. Temperatury dopływającego gazu są podane w tabeli 3.11.

Tab. 3.9 Udział masowy tlenu w spalinach (dla obliczeń w wariantach „pow.”)

	Udział masowy tlenu (O₂) w spalinach [-]
A00H2	0,150
A10H2	0,153
A20H2	0,155
A30H2	0,158
A40H2	0,159
A50H2	0,160
B00H2	0,150
B10H2	0,153
B20H2	0,155
B30H2	0,158
B40H2	0,159
B50H2	0,160

Tab. 3.10 Strumienie masy recyrkulowanych spalin (dla obliczeń w wariancie „pow.”)

	Strumień masy gazu zastępczego w rurce 1 [kg/s]	Strumień masy gazu zastępczego w rurce 2 [kg/s]	Strumień masy gazu zastępczego w rurce 3 [kg/s]	Strumień masy gazu zastępczego w rurce 4 [kg/s]	Strumień masy gazu zastępczego w rurce 5 [kg/s]	Strumień masy gazu zastępczego w rurce 6 [kg/s]
A00H2	8,236E-04					
A10H2	8,748E-04					
A20H2	8,702E-04					
A30H2	8,576E-04					
A40H2	8,587E-04					
A50H2	8,372E-04					
B00H2	2,153E-04	2,092E-04	2,444E-04	2,124E-04	2,342E-04	2,279E-04
B10H2	1,945E-04	1,993E-04	2,215E-04	1,882E-04	2,337E-04	2,312E-04
B20H2	1,863E-04	2,024E-04	2,226E-04	1,896E-04	2,206E-04	1,858E-04
B30H2	1,817E-04	1,858E-04	2,250E-04	1,737E-04	2,039E-04	2,180E-04
B40H2	1,771E-04	1,789E-04	2,167E-04	1,760E-04	1,970E-04	2,076E-04
B50H2	1,753E-04	1,711E-04	2,142E-04	1,757E-04	1,960E-04	1,938E-04

Tab. 3.11 Temperatura zawracanych spalin (dla obliczeń w wariancie „pow.”)

	Temperatura spalin [K]
A00H2	1238,118
A10H2	1232,067
A20H2	1230,378
A30H2	1228,840
A40H2	1227,741
A50H2	1226,760
B00H2	1237,591
B10H2	1231,869
B20H2	1230,241
B30H2	1228,662
B40H2	1227,647
B50H2	1226,659

c) Badania prędkości spalania laminarnego

Ostatecznie wykonano badania prędkości spalania laminarnego mieszaniny paliwowo-powietrznej w komorze spalania. W celu wykonania tego badania wykorzystano dwa reaktory z środowisku Ansys Chemkin. Pierwszym reaktorem jest reaktor „Mixer”, który zakłada wymieszanie strumieni płynów dopływających do tego reaktora z różnych źródeł. W reaktorze nie zachodzą reakcje chemiczne, lecz uwzględnia się wymianę ciepła pomiędzy dopływającymi strumieniami płynów [85]. Na wyjściu z tego reaktora, uzyskuje się gaz homogeniczny. Drugim wykorzystanym reaktorem jest „Laminar FlameSpeed Calculator”. Reaktor ten umożliwia na

wyznaczenie prędkości spalania laminarnego mieszaniny paliwowo-powietrznej doprowadzonej do niego. Poniżej przedstawiono główne równania opisujące działanie reaktora Premixed Laminar Flamespeed Calculator. Równanie 3.43 przedstawia prawo ciągłości, równanie 3.44 zasadę zachowania energii, równanie 3.45 zasadę zachowanie elementów, zaś zależność 3.46 przedstawia równanie stanu, oraz zależność 3.47 przedstawia zmodyfikowane równanie Arrhenius [85]:

$$\dot{M} = \rho u A \quad (3.43)$$

$$\dot{M} \frac{dT}{dx} - \frac{1}{c_p} \frac{d}{dx} \left(\lambda A \frac{dT}{dx} \right) + \frac{A}{c_p} \sum_{k=1}^K \rho Y_k V_k c_{pk} \frac{dT}{dx} + \frac{A}{c_p} \sum_{k=1}^K \dot{\omega}_k h_k W_k + \frac{A}{c_p} \dot{Q}_{rad} = 0 \quad (3.44)$$

$$\dot{M} \frac{dY_k}{dx} + \frac{d}{dx} (\rho A Y_k V_k) - A \dot{\omega}_k W_k = 0 \quad | \quad (k = 1, \dots, K_g) \quad (3.45)$$

$$\rho = \frac{P \bar{W}}{RT} \quad (3.46)$$

$$k_f = AT^\beta \exp\left(\frac{-E_A}{RT}\right) \quad (3.47)$$

gdzie:

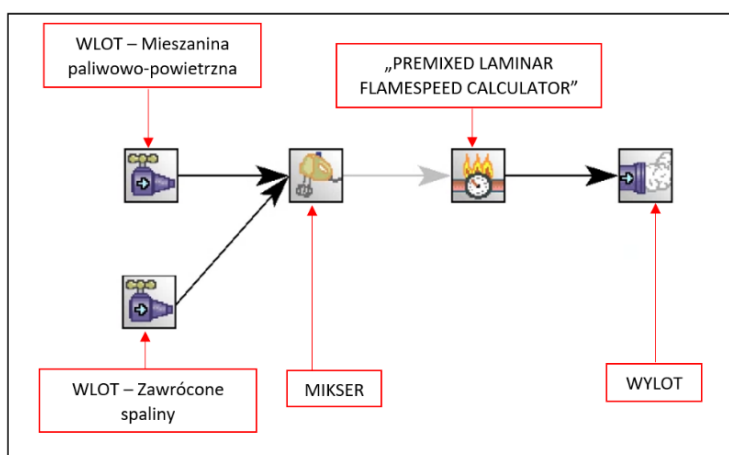
- x – współrzędna układu 1D,
- \dot{M} – strumień masy (zależne od x),
- T – temperatura,
- Y_k – frakcja masowa k-tego elementu,
- P – bezwzględne ciśnienie,
- u – prędkość mieszaniny płynów,
- ρ – gęstość,
- W_k – masa molowa k-tego elementu,
- \bar{W} – średnia wartość masy molowej mieszaniny,
- R – uniwersalna stała gazowa,
- λ – przewodność cieplna mieszaniny,
- c_p – ciepło właściwe mieszaniny przy stałym ciśnieniu,
- c_{pk} – ciepło właściwe k-tego elementu mieszaniny,
- $\dot{\omega}_k$ – szybkość molowego tworzenia na reakcję k-tego elementu na jednostkę objętości,
- h_k – entalpia k-tego elementu,
- V_k – prędkość dyfuzji k-tego elementu,
- \dot{Q}_{rad} – straty ciepła wynikające z promieniowania,
- A – powierzchnia przekroju cylindra zamykającego płomień znormalizowana przez powierzchnie palnika / przed-wykładniczy współczynnik w równaniu Arrhenius 'a,
- β – wykładnik temperatury,
- E_A – energia aktywacji reakcji.

Na podstawie tych dwóch reaktorów utworzono modele sieciowy umożliwiające obliczenie prędkości spalania laminarnego mieszaniny paliwowo-powietrznej z zawrónymi spalinami. Wykonano dwa podstawowe badania. Pierwsze z nich bada prędkość spalania laminarnego mieszaniny utworzonej z mieszaniny paliwowo-powietrznej (o strumieniu masy równym sumie strumienia masy całego paliwa doprowadzanego do komory spalania oraz strumienia masy całego powietrza doprowadzanego do komory spalania) dla szerokiego zakresu

współczynników nadmiaru powietrza oraz spalin pochodzących z układu zawracania spalin. Te pierwsze obliczenia umożliwiają na sprawdzenie wpływu zawróconych spalin na całość mieszaniny paliwowo-powietrznej w komorze spalania. Drugie badanie oblicza prędkość spalania laminarnego mieszaniny utworzonej z mieszaniny paliwowo-powietrznej (o strumieniu masy równym sumie strumienia masy całego paliwa doprowadzanego do komory spalania oraz strumienia masy powietrza doprowadzanego do rury ogniowej przez rurki mieszające) dla współczynnika nadmiaru powietrza ze strefy czołowej (początkowej) rury ogniowej oraz spalin pochodzących z układu zawracania spalin. Te drugie obliczenia umożliwią na sprawdzenie wpływu zawróconych spalin na prędkość spalania laminarnego w czołowej części rury ogniowej. Badania przeprowadzono dla komory spalania referencyjnej oraz dla komór spalania z układami autonomicznego zawracania spalin. Warunki brzegowe opracowano w oparciu o dane projektowe (rozdział II), wyniki badań w programie Ansys Fluent oraz wyniki badań w programie Ansys Chemkin.

Dodatkowo, w celu oceny stopnia wpływu układu zawracania spalin na prędkość spalania laminarnego wykonano obliczenia w wariancje podstawowym (tak jak to opisano powyżej) oraz w wariancje zaindeksowanym „pow.”, którego założenia są tożsame z tymi opisanymi dla wariantu obliczeniowego z indeksem „pow.” z poprzedniej części tej pracy, dla modeli reaktorowych.

W celu dokonania oceny wpływu zawracanych spalin na prędkość spalania laminarnego mieszaniny palnej obecnej w komorach spalania, utworzono model sieciowy w oprogramowaniu Chemkin. Model umożliwia obliczenie prędkości spalania laminarnego gazu składającego się z mieszaniny paliwowo-powietrznej oraz z zawracanych spalin. Model ten umożliwia również na obliczenia w wariancie zaindeksowanym „pow.”, o którym wspomniano wcześniej. Opisany model przedstawiono na rysunku 3.34.



Rys. 3.34 Model przeznaczony do badania prędkości spalania laminarnego w oprogramowaniu Ansys Chemkin

W pierwszym czasie wykonano obliczenia w ujęciu globalnym komory spalania. Do wykonania tych obliczeń wykorzystano następujące warunki brzegowe. Z tabeli 3.11 odczytano temperaturę spalin, w celu nadania tej temperatury doprowadzonemu strumieniowi spalin do miksera podczas wyznaczania prędkości spalania laminarnego. Strumienie mieszaniny palnej, spalin, oraz ich skład przedstawiono w tabelach 3.12 oraz 3.13. Pozostałe parametry badań opisano w tabeli 3.14.

Tab. 3.12 Strumienie masy mieszanki palnej i spalin do badania prędkości spalania laminarnego w ujęciu globalnym

	Strumień masy mieszanki palnej [kg/s]	Strumień masy zawracanych spalin [kg/s]
R00H2	0,2559	-
R10H2	0,2553	-
R20H2	0,2548	-
R30H2	0,2544	-
R40H2	0,2541	-
R50H2	0,2539	-
A00H2	0,2559	9,003E-06
A10H2	0,2553	9,563E-06
A20H2	0,2548	9,513E-06
A30H2	0,2544	9,375E-06
A40H2	0,2541	9,387E-06
A50H2	0,2539	9,152E-06
B00H2	0,2559	1,469E-05
B10H2	0,2553	1,387E-05
B20H2	0,2548	1,320E-05
B30H2	0,2544	1,299E-05
B40H2	0,2541	1,261E-05
B50H2	0,2539	1,231E-05
Pow. - A00H2	0,2559	9,003E-06
Pow. - A10H2	0,2553	9,563E-06
Pow. - A20H2	0,2548	9,513E-06
Pow. - A30H2	0,2544	9,375E-06
Pow. - A40H2	0,2541	9,387E-06
Pow. - A50H2	0,2539	9,152E-06
Pow. - B00H2	0,2559	1,469E-05
Pow. - B10H2	0,2553	1,387E-05
Pow. - B20H2	0,2548	1,320E-05
Pow. - B30H2	0,2544	1,299E-05
Pow. - B40H2	0,2541	1,261E-05
Pow. - B50H2	0,2539	1,231E-05

Tab. 3.13 Skład i temperatura zawróconych spalin do badania prędkości spalania laminarnego w ujęciu globalnym

	Temp. spalin [K]	O2 [udz. mas.]	N2 [udz. mas.]	CO2 [udz. mas.]	H2O [udz. mas.]
A00H2	1238,118	0,150	0,755	0,053	0,042
A10H2	1232,067	0,153	0,758	0,040	0,049
A20H2	1230,378	0,155	0,759	0,033	0,053
A30H2	1228,840	0,158	0,760	0,025	0,057
A40H2	1227,741	0,159	0,761	0,020	0,060
A50H2	1226,760	0,160	0,761	0,016	0,063
B00H2	1237,591	0,150	0,755	0,053	0,042
B10H2	1231,869	0,153	0,758	0,040	0,049
B20H2	1230,241	0,155	0,759	0,033	0,053
B30H2	1228,662	0,158	0,760	0,025	0,057
B40H2	1227,647	0,159	0,761	0,020	0,060
B50H2	1226,659	0,160	0,761	0,016	0,063
Pow. - A00H2	1238,118	0,150	0,850	0	0
Pow. - A10H2	1232,067	0,153	0,847	0	0
Pow. - A20H2	1230,378	0,155	0,845	0	0
Pow. - A30H2	1228,840	0,158	0,842	0	0
Pow. - A40H2	1227,741	0,159	0,841	0	0
Pow. - A50H2	1226,760	0,160	0,840	0	0
Pow. - B00H2	1237,591	0,150	0,850	0	0
Pow. - B10H2	1231,869	0,153	0,847	0	0
Pow. - B20H2	1230,241	0,155	0,845	0	0
Pow. - B30H2	1228,662	0,158	0,842	0	0
Pow. - B40H2	1227,647	0,159	0,841	0	0
Pow. - B50H2	1226,659	0,160	0,840	0	0

Tab. 3.14 Pozostałe parametry do badania prędkości spalania laminarnego w ujęciu globalnym

Parametry	Wartość	Jednostka
Temperatura mieszaniny palnej	425	K
Ciśnienie	301133,803	Pa
X0	0	cm
Xend	12,8	cm
Współczynnik równoważności - min	0,20	-
Współczynnik równoważności - max	5,00	-
Krok współczynnika równoważności	0,20	-

W drugim czasie poddano ocenie wpływ spalin na prędkość spalania laminarnego w ujęciu lokalnym, w strefie początkowej komory spalania. W celu realizacji tych badań wykonano te same badania jak to opisano wcześniej z taką różnicą, że strumień powietrza doprowadzony do

mieszaniny palnej jest tożsamy z powietrzem doprowadzonym do komory spalania przez rurki mieszające. Badania te wykonano dla współczynników ekwiwalencji uzyskiwanych w tej lokalizacji komory spalania. Zmienione parametry badań, w porównaniu do tych opisanych wcześniej, przedstawiono w tabeli 3.15. W toku tych badań przeprowadzono również badania indeksowane jako „pow.”.

Tab. 3.15 Współczynniki równoważności oraz strumień masy mieszaniny palnej dla badania prędkości spalania laminarnego w części czołowej komory spalania

	Współczynnik ekwiwalencji w strefie czołowej komory spalania[-]	Strumień masy mieszaniny palnej w czołowej strefie komory spalania [kg/s]
R00H2	2,633	0,000405155
R10H2	2,577	0,000391497
R20H2	2,530	0,000382827
R30H2	2,483	0,000376993
R40H2	2,429	0,000374363
R50H2	2,363	0,000375244
A00H2	2,598	0,000409968
A10H2	2,552	0,000394945
A20H2	2,499	0,000387092
A30H2	2,450	0,000381529
A40H2	2,402	0,000378171
A50H2	2,341	0,000378514
B00H2	4,424	0,000262704
B10H2	4,227	0,000256829
B20H2	4,122	0,000250965
B30H2	4,013	0,000247518
B40H2	3,939	0,000243887
B50H2	3,876	0,000240888

Wszystkie podane parametry liczbowe w tabelach od 3.4 do 3.15 (do badań w środowisku Ansys Chemkin) tego rozdziału są podane poglądowo, gdyż do programów symulacyjnych wprowadzono parametry z dostępną ilością liczb znaczących metodą kopiowania i wklejania.

IV) WYNIKI ORAZ DYSKUSJA

1) WYNIKI UZYSKANE Z OBLICZEŃ TRÓJWYMIAROWYCH KOMÓR SPALANIA TECHNIKĄ CFD

a) Kryterium zakończenia obliczeń numerycznych

Analiza wyników symulacji CFD musi być poprzedzona spełnieniem kryterium decydującym o uzyskaniu zbieżności rozwiązania. Najczęściej stosowanym kryterium jest ocena residuów w bieżącej i poprzedniej iteracji. Wartości tych residuów mogą posłużyć jako estymator błędów. Błędy te są związane z linearyzacją równań nieliniowych i residua możemy zdefiniować jako (dla solwera typu „pressure based”):

1 - suma wartości niezrównania równania zachowania dla ogólnej zmiennej, ze wszystkich komórek obliczeniowych po danej iteracji obliczeniowej, odniesiona do sumy jednego z członów równania zachowania dla zadanej ogólnej zmiennej – definicja dla zmiennej ogólnej,

2 - suma wartości niezrównania strumienia masy, ze wszystkich komórek obliczeniowych po danej iteracji obliczeniowej, odniesiona do maksymalnej wartości sumy niezrównania strumienia masy z pierwszych pięciu iteracji obliczeniowych – dla równania zachowania ciągłości.

Warunek zbieżności dla residuów dla wybranych równań przyjmuje użytkownik.

Często cytowaną wartością jest 10^{-6} . Przedstawione kryterium jest trudno osiągalne podczas modelowania obiektu trójwymiarowego, o złożonych geometriach, z wykorzystaniem modeli opisujących kompleksowe zjawiska fizyko-chemiczne. Publikacje, które zajmują się tą tematyką podają niekiedy rzędy wielkości uzyskanych residuów na poziomie: $10e-2$, $10e-3$, $10e-4$, $10e-6$ [63, 67, 74, 88]. Często zdarza się, że kwestia zbieżności nie jest poruszana lub jest opisana w sposób lakoniczny. Opieranie się o kryterium wartości residuów nie zawsze jest skuteczne. Można również się opierać o przebieg wartości wybranych parametrów, które są modelowane [89]. Na podstawie pracy [90], w której modelowano mikroturbinę gazową stwierdzono, że do oceny zbieżności obliczeń numerycznych można wykorzystać opis kształtu krzywych przedstawiających residua, przebieg wartości strumieni masy czynników na wlocie i wylocie z badanego obszaru obliczeń (uzyskanie stabilności), względną różnicę pomiędzy tymi strumieniami (poniżej 0,1%) oraz stosunek ciśnienia przed i za badanym obiektem (uzyskanie stabilności). Uzyskane wyniki, przy wykorzystaniu omówionych kryteriów zakończenia obliczeń, dobrze odwzorowują stan eksperymentalny. W wyniku analizy dostępnych informacji na temat zagadnienia uzyskania poprawnego rozwiązania obliczeń numerycznych dla badanych komór spalania, dobrano następujący zestaw kryteriów, których spełnienie świadczy o uzyskaniu zbieżności obliczeń w stopniu zadawalającym:

1 – krzywe przedstawiające residua mają mieć przebieg stabilny lub z niewielkimi oscylacjami wokół stałej wartości,

2 – stosunek ciśnienia przed i za komorą spalania powinien być stabilny, bez perturbacji,

3 – strumień masy spalin opuszczających komorę spalania ma być stabilny, bez perturbacji,

4 – względna różnica pomiędzy strumieniami masy na wlocie / wylocie z komory spalania ma być poniżej 0,1%.

W obliczeniach numerycznych można było stwierdzić stabilność krzywych przedstawiających residua (w przedziale od $10e-2$ do $10e-4$ w zależności o modelu oraz parametru), stabilność stosunku ciśnienia w komorze spalania oraz strumienia masy spalin. Ponadto w obliczeniach nie przekraczano 0,1% względnej różnicy pomiędzy strumieniami masy płynów penetrujących komorę spalania oraz płynów opuszczających komorę spalania. Uzyskanie obliczeń numerycznych spełniających powyżej opisane kryteria było uznawane jako zakończone.

Po etapie obliczeniowym, była dodatkowo prowadzona procedura post-processingu mająca na celu obliczenie substancji spalania o reakcja powolnych (zbyt oddalonych od stanu równowagowego – w szczególności CO, NO, NO₂). Na tym etapie, obliczenia były uznawane jako zakończone, w momencie w którym funkcje prawdopodobieństwa markerów dobiegały do zera (po ówczesnych osiągnięciu szczytu), i ten stan utrzymywał się aż do uzyskania zdecydowania widocznej poziomej krzywej zerowej na wykresie tego parametru.

b) Ustalenie warunków fizyko-chemicznych panujących w komorach spalania

Proces utleniania w komorach spalania (mikro) turbin gazowych jest procesem bardzo kompleksowym. Wartości parametrów takich jak temperatura, ciśnienie, stężenie składników na wlocie / wylocie z komory spalania są reprezentowane przez masowo uśrednione wartości tych parametrów w przekroju wlotowym / wylotowym, gdyż rozpatrywany jest przepływ strumienia spalin. Oprócz opisów zaobserwowanych zjawisk, będzie podejmowana próba interpretacji zmian w procesie spalania w różnych warunkach pracy komory spalania. Na proces spalania mają wpływ trzy zmienne: dostęp do utleniacza, prędkość przepływu oraz właściwości paliwa. W poniższych punktach (od i do iii), ustalano warunki dostępu do utleniacza w wybranych strefach komory spalania, warunki przepływu czynnika przez rurę ogniową oraz zmienność właściwości paliwa. Na podstawie takiego opisu czynników wpływających na proces spalania, będzie możliwe ustalenie, które z nich ulegają zmianom podczas zmiany wariantu konstrukcyjnego lub zasilania. Umożliwi to na ułatwienie prób interpretowania zjawisk zachodzących w komorach spalania.

(i) Ustalenie warunków dostępu do utleniacza w czołowej i końcowej części komory spalania

Globalne reakcje spalania metanu oraz wodoru zapisano odpowiednio w równaniach 4.1 oraz 4.2.



Na podstawie znajomości mas molowych metanu [91], wodoru [92], tlenu [93] oraz równań 4.1 – 4.2, zostało ustalone, że teoretyczne zapotrzebowania masowe w tlen wynoszą:

$L_{O_2CH_4}^t = 4 \text{ kg/kg}$ oraz $L_{O_2H_2}^t = 8 \text{ kg/kg}$. Na podstawie tych informacji obliczono za pomocą zależności 4.3 zapotrzebowanie teoretyczne w tlen dla paliwa metanowo-wodorowego (dla różnych udziałów masowych wodoru w paliwie). Wyniki obliczeń zebrano w tabeli 4.1.

$$L_{O_2H_2/CH_4}^t = H_{2\text{frakcja masy}} \cdot L_{O_2H_2}^t + (1 - H_{2\text{frakcja masy}}) \cdot L_{O_2CH_4}^t \quad (4.3)$$

gdzie:

- $L_{O_2 H_2/CH_4}^t$ – teoretyczne zapotrzebowanie masowe w tlen do spalania paliwa metanowo-wodorowego [kg/kg],
- $L_{O_2 H_2}^t$ - teoretyczne zapotrzebowanie masowe w tlen do spalania wodoru [kg/kg],
- $L_{O_2 CH_4}^t$ - teoretyczne zapotrzebowanie masowe w tlen do spalania metanu [kg/kg],
- $H_{2\text{frakcja masy}}$ – frakcja masowa wodoru w paliwie [-].

Tab. 4.1 Teoretyczne zapotrzebowanie masowe w tlen do spalania mieszaniny metanowo-wodorowej

Wariant	$L_{t-tlen H_2/CH_4}$ [-]
00H2	4,0
10H2	4,4
20H2	4,8
30H2	5,2
40H2	5,6
50H2	6,0

Na podstawie wyników obliczeń numerycznych, wyznaczono strumień masy tlenu doprowadzanego do rury ogniowej za pośrednictwem rurek mieszających, z uwzględnieniem strumienia masy tlenu dostarczanego przez układ zawracania spalin. W ten sposób ustalono strumień masy tlenu doprowadzanego do czołowej części rury ogniowej.

Na podstawie obliczeń projektowych oraz wybranych warunków brzegowych do badań numerycznych wiadomo jest, że strumień masy powietrza z za sprężarki wynosi 0,251 kg/s, zaś udział masowy tlenu w tym powietrzu wynosi 23%. Na podstawie tych informacji wyznaczono również strumień masy powietrza wprowadzany do całości rury ogniowej.

W zależności od składu paliwa doprowadzanego do komory spalania, strumień masy paliwa ulega zmianie (w celu zachowania stałej entalpii wprowadzanej do komory spalania za pośrednictwem paliwa). Strumienie masy paliwa zostały podane w tabeli 3.3.

Znajomość teoretycznego masowego zapotrzebowania w tlen do spalania paliwa, strumieni masy tlenu doprowadzanego do czoła i do całości rury ogniowej oraz strumienie masy paliwa umożliwia na wyznaczenie w części czołowej rury ogniowej oraz na jej wylocie współczynnika nadmiaru powietrza. Współczynniki nadmiaru powietrza zostały wyznaczone za pośrednictwem następującej zależności (4.4):

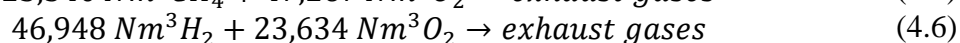
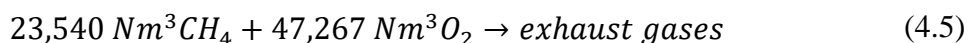
$$\lambda = \frac{\dot{O}_2}{c_s \cdot L_{O_2 H_2/CH_4}^t} \quad (4.4)$$

gdzie:

- λ – współczynnik nadmiaru powietrza [-],
- \dot{O}_2 – strumień masy tlenu [kg/s],
- c_s – strumień masy paliwa [kg/s],
- $L_{O_2 H_2/CH_4}^t$ – teoretyczne zapotrzebowanie masowe w tlen do spalania paliwa metanowo-wodorowego [kg/kg].

Współczynniki nadmiaru powietrza w czołowej oraz końcowej strefie spalania zostały przedstawione w tabeli 4.3.

W oparciu o równania 4.1 oraz 4.2, masy molowe i gęstości metanu [91], wodoru [92] oraz tlenu [93] oraz normę ISO 2533 (p=101325 Pa oraz T=288,15K), zapisano równania 4.5 oraz 4.6:



Na podstawie równań 4.5 oraz 4.6, można wyznaczyć teoretyczne objętościowe zapotrzebowanie w powietrze dla metanu oraz dla wodoru: $L_{pow.CH_4}^t = 9,571 \frac{\text{Nm}^3}{\text{Nm}^3}$ oraz $L_{pow.H_2}^t = 2,395 \frac{\text{Nm}^3}{\text{Nm}^3}$. Na podstawie tych danych, obliczono przy wykorzystaniu zależności 4.7, teoretyczne objętościowe zapotrzebowanie w powietrze dla mieszaniny metanowo-wodorowej:

$$L_{pow.H_2/CH_4}^t = H_{2 \text{ frakcja obj.}} \cdot L_{pow.H_2}^t + (1 - H_{2 \text{ frakcja obj.}}) \cdot L_{pow.CH_4}^t \quad (4.7)$$

gdzie:

- $L_{pow.H_2/CH_4}^t$ – teoretyczne objętościowe zapotrzebowanie powietrza na spalanie paliwa metanowo-wodorowego $\left[\frac{\text{Nm}^3}{\text{Nm}^3}\right]$,
- $L_{pow.H_2}^t$ – teoretyczne objętościowe zapotrzebowanie powietrza na spalanie wodoru $\left[\frac{\text{Nm}^3}{\text{Nm}^3}\right]$,
- $L_{pow.CH_4}^t$ – teoretyczne objętościowe zapotrzebowanie powietrza na spalanie metanu $\left[\frac{\text{Nm}^3}{\text{Nm}^3}\right]$,
- $H_{2 \text{ frakcja obj.}}$ – frakcja objętościowa wodoru w paliwie [-].

Wyniki obliczeń zostały przedstawione w tabeli 4.2.

Dolna and górna granica palności metanu oraz wodoru są odpowiednio 5,0-15,0 %obj. oraz 4,0-75,0%obj. [94]. Wykorzystując zależność Le Chatelier 'a (4.8), obliczono dolną oraz górną granicę palności dla paliwa metanowo-wodorowego:

$$L_d(L_g)_{H_2/CH_4} = \frac{100}{\frac{100 \cdot CH_4 \text{ frakcja obj.}}{L_d(L_g)_{CH_4}} + \frac{100 \cdot H_2 \text{ frakcja obj.}}{L_d(L_g)_{H_2}}} \quad (4.8)$$

gdzie:

- $L_d(L_g)_{H_2/CH_4}$ – dolna / górna granica palności paliwa metanowo-wodorowego [%obj.],
- $L_d(L_g)_{CH_4}$ – dolna / górna granica palności metanu [%obj.],
- $L_d(L_g)_{H_2}$ – dolna / górna granica palności wodoru [%obj.],
- $CH_4 \text{ frakcja obj.}$ – frakcja objętościowa metanu w paliwie [-],
- $H_2 \text{ frakcja obj.}$ – frakcja objętościowa wodoru w paliwie [-].

Wyniki obliczeń zostały przedstawione w tabeli 4.2.

Obliczone granice palności dla paliwa metanowo-wodorowego przeliczono na zakresy współczynnika nadmiaru powietrza dla których paliwo może się spalać. W tym celu wykorzystano następującą zależność (4.9):

$$\lambda_{\max(\min)_{H_2/CH_4}} = \frac{100 - L_d(L_g)_{H_2/CH_4}}{L_{pow.H_2/CH_4}^t \cdot L_d(L_g)_{H_2/CH_4}} \quad (4.9)$$

gdzie:

- $\lambda_{\max(\min)_{H_2/CH_4}}$ – maksymalna / minimalna wartość współczynnika nadmiaru powietrza dla której może zachodzić spalania paliwa metanowo-wodorowego [-],
- $L_d(L_g)_{H_2/CH_4}$ – dolna / górna granica palności paliwa metanowo-wodorowego [%obj.],
- $L_{pow.H_2/CH_4}^t$ – teoretyczne objętościowe zapotrzebowanie powietrzna na spalanie paliwa metanowo-wodorowego $\left[\frac{Nm^3}{Nm^3}\right]$.

Wyniki obliczeń przedstawiono w tabeli 4.2.

Tab. 4.2 Teoretyczne objętościowe zapotrzebowanie w powietrze, dolna / górna granica palności oraz maksymalna / minimalna wartość współczynnika nadmiaru powietrza do spalania paliwa metanowo-wodorowego

Wariant	CH_4 frakcja obj. [-]	H_2 frakcja obj. [-]	$L_{pow.H_2/CH_4}^t$ [Nm^3/Nm^3]	L_d [%obj.]	L_g [%obj.]	λ_{\max} [-]	λ_{\min} [-]
00H2	1,000	0,000	9,571	5,000	15,000	1,985	0,592
10H2	0,529	0,471	6,194	4,474	24,057	3,441	0,510
20H2	0,333	0,667	4,787	4,286	32,143	4,656	0,442
30H2	0,226	0,774	4,015	4,189	39,407	5,685	0,384
40H2	0,158	0,842	3,528	4,130	45,968	6,569	0,334
50H2	0,111	0,889	3,192	4,091	51,923	7,335	0,291

Na podstawie znajomości współczynników nadmiaru powietrza w czołowej oraz końcowej części rury ogniowej oraz zakresu palności paliwa metanowo-wodorowego (tabela 4.2), wyznaczono w tabeli 4.3 w których wariantach zasilania w wybranych strefach komory spalania może dojść do spalania pod kątem dostępu do utleniacza.

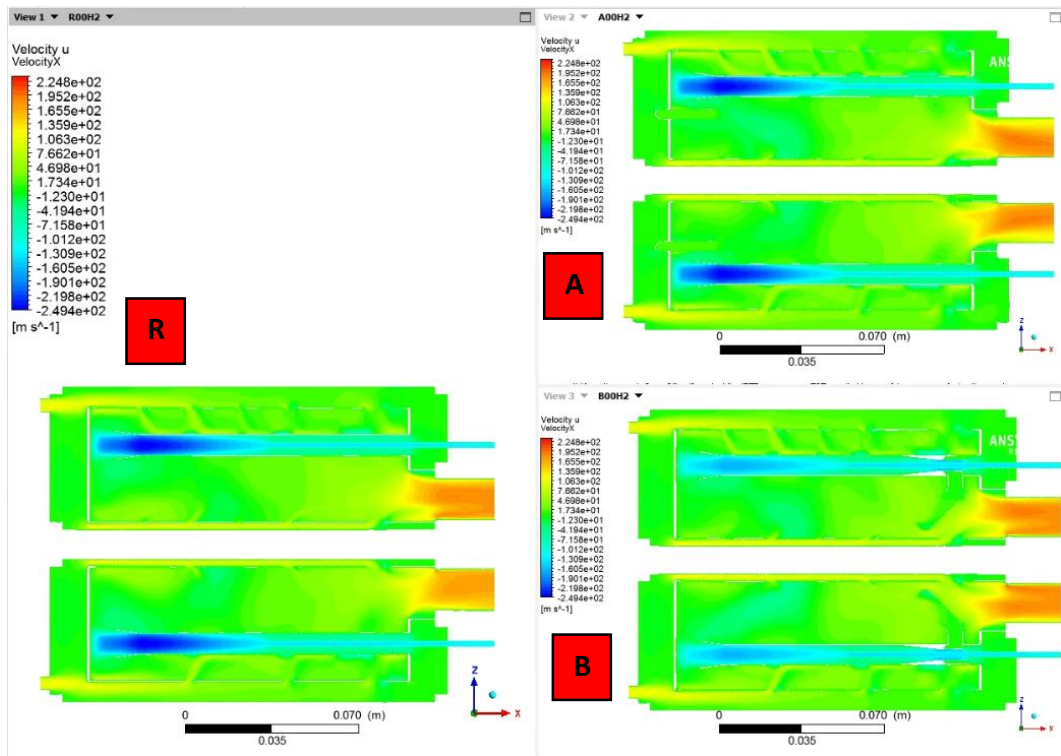
Tab. 4.3 Współczynniki nadmiaru powietrza (lokalne oraz skrajne dla paliwa) oraz ocena możliwości spalania (pod kątem dostępu do utleniacza) w zależności od wariantu komory spalania oraz zasilania paliwowego

Wariant	Lambda początek rury ogniowej [-]	Lambda minimalna zapłonu [-]	Stan zapłonu	Lambda koniec rury ogniowej [-]	Lambda maksymalna zapłonu [-]	Stan zapłonu
R00H2	0,390	0,592	Brak spalania	2,96	1,99	Brak spalania
R10H2	0,390	0,510	Brak spalania	3,07	3,44	Spalanie
R20H2	0,397	0,442	Brak spalania	3,16	4,66	Spalanie
R30H2	0,403	0,384	Spalanie	3,23	5,69	Spalanie
R40H2	0,411	0,334	Spalanie	3,30	6,57	Spalanie
R50H2	0,421	0,291	Spalanie	3,36	7,33	Spalanie
A00H2	0,399	0,592	Brak spalania	2,96	1,99	Brak spalania
A10H2	0,400	0,510	Brak spalania	3,07	3,44	Spalanie
A20H2	0,408	0,442	Brak spalania	3,16	4,66	Spalanie
A30H2	0,416	0,384	Spalanie	3,23	5,69	Spalanie
A40H2	0,423	0,334	Spalanie	3,30	6,57	Spalanie
A50H2	0,433	0,291	Spalanie	3,36	7,33	Spalanie
B00H2	0,238	0,592	Brak spalania	2,96	1,99	Brak spalania
B10H2	0,246	0,510	Brak spalania	3,07	3,44	Spalanie
B20H2	0,253	0,442	Brak spalania	3,16	4,66	Spalanie
B30H2	0,259	0,384	Brak spalania	3,23	5,69	Spalanie
B40H2	0,264	0,334	Brak spalania	3,30	6,57	Spalanie
B50H2	0,268	0,291	Brak spalania	3,36	7,33	Spalanie

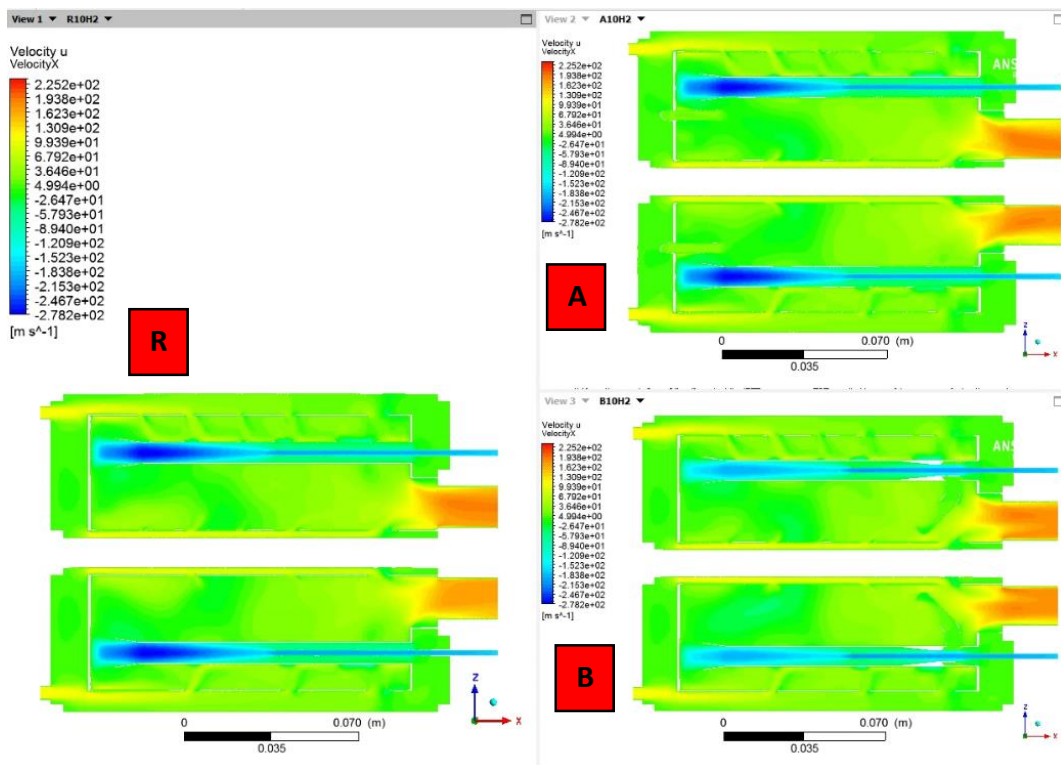
Na podstawie tabeli 4.3 można stwierdzić, że podczas analizowania procesu spalania pod kątem dostępu do utleniacza w komorach spalania, należy interpretować każdą z nich indywidualnie podczas porównań wariantów konstrukcyjnych oraz wariantów zasilania. Uzyskane współczynniki nadmiaru powietrza są w zakresie od 0,2 do 10, co jest zakresem optymalnego działania mechanizmu GRI-Mech 3.0 [77].

(ii) Ustalenie warunków prędkości przepływu osiowego w rurze ogniowej

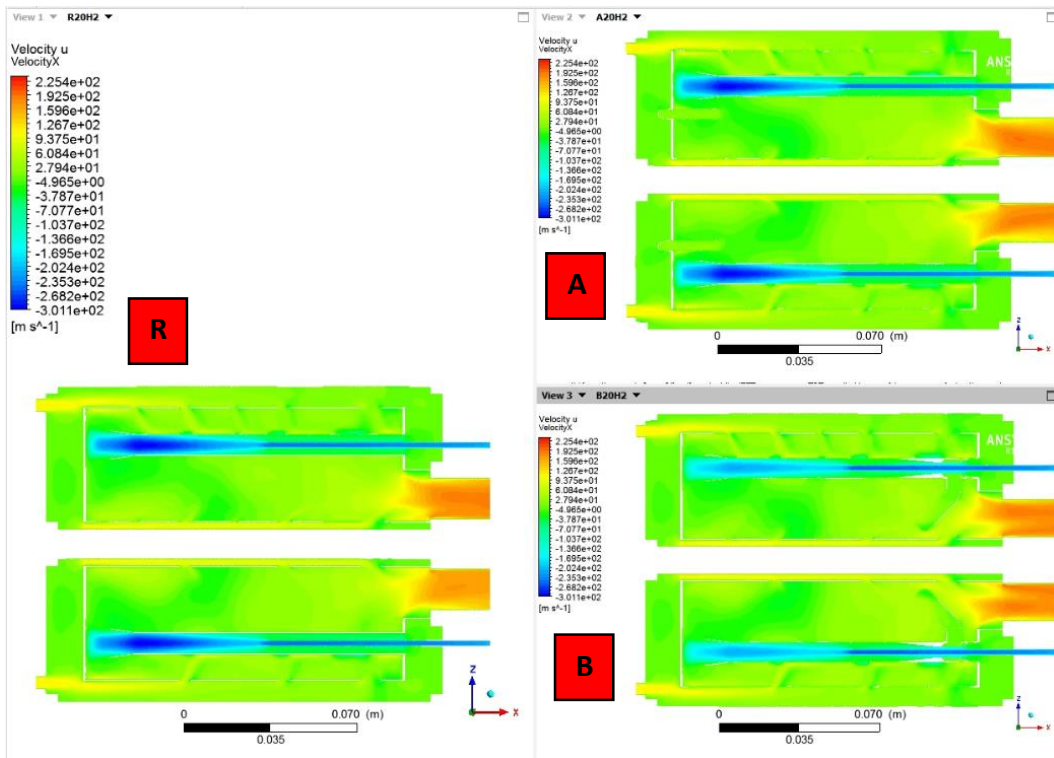
Prędkość osiowa płynu w rurze ogniowej została rozpatrzona za pośrednictwem map prędkości osiowej w przekroju reprezentacyjnym komór spalania (rysunki od 4.1 do 4.6). Wybrano prędkości osiowe, ponieważ to ta składowa prędkości przepływu wpływa w znaczącym stopniu na czas przebywania mieszaniny gazów w komorze spalania, a zatem decyduje o przebiegu procesu spalania. Analizując mapy prędkości osiowej można stwierdzić, że przy zmianie wariantu konstrukcyjnego oraz wariantu zasilania, pole prędkości osiągnięte wewnątrz rury ogniowej komory spalania zmienia się w niewielkim stopniu. Oznacza to, że podczas analizowania zmian w procesie spalania pomiędzy wariantami konstrukcyjnymi oraz zasilania komór spalania, zmienna związana prędkością czynnika będzie mogła zostać pominięta, gdyż jest ona porównywalna dla wszystkich wariantów obliczeniowych.



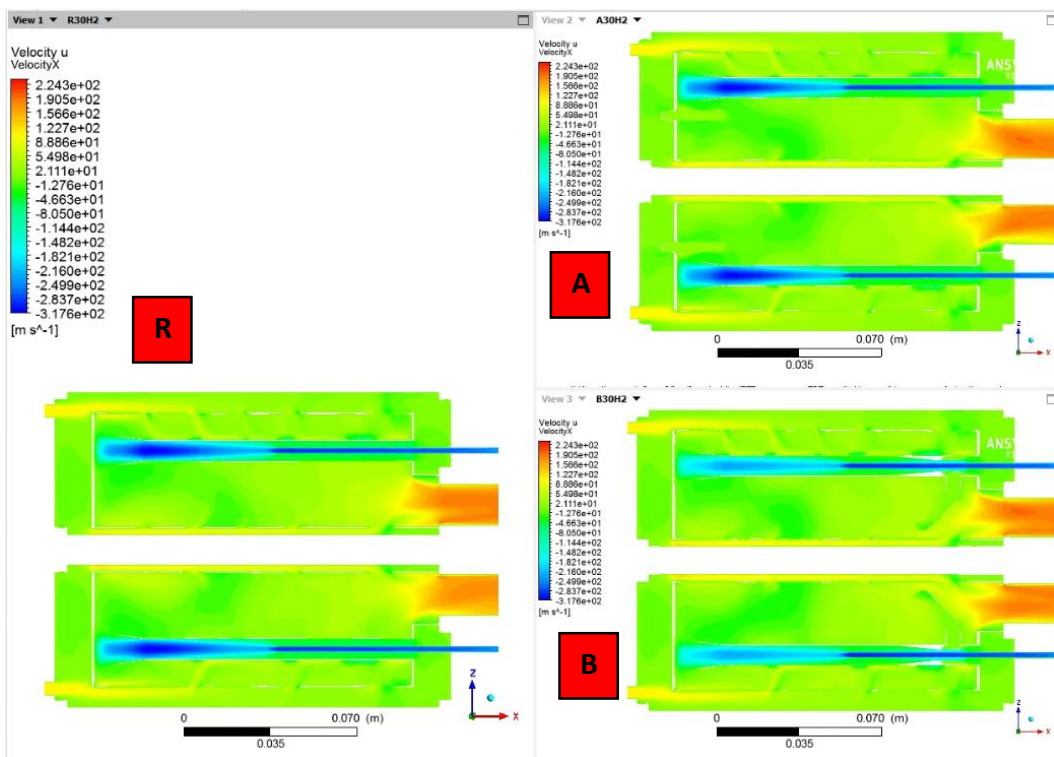
Rys. 4.1 Pole prędkości osiowej przepływu w komorach spalania zasilanej metanem



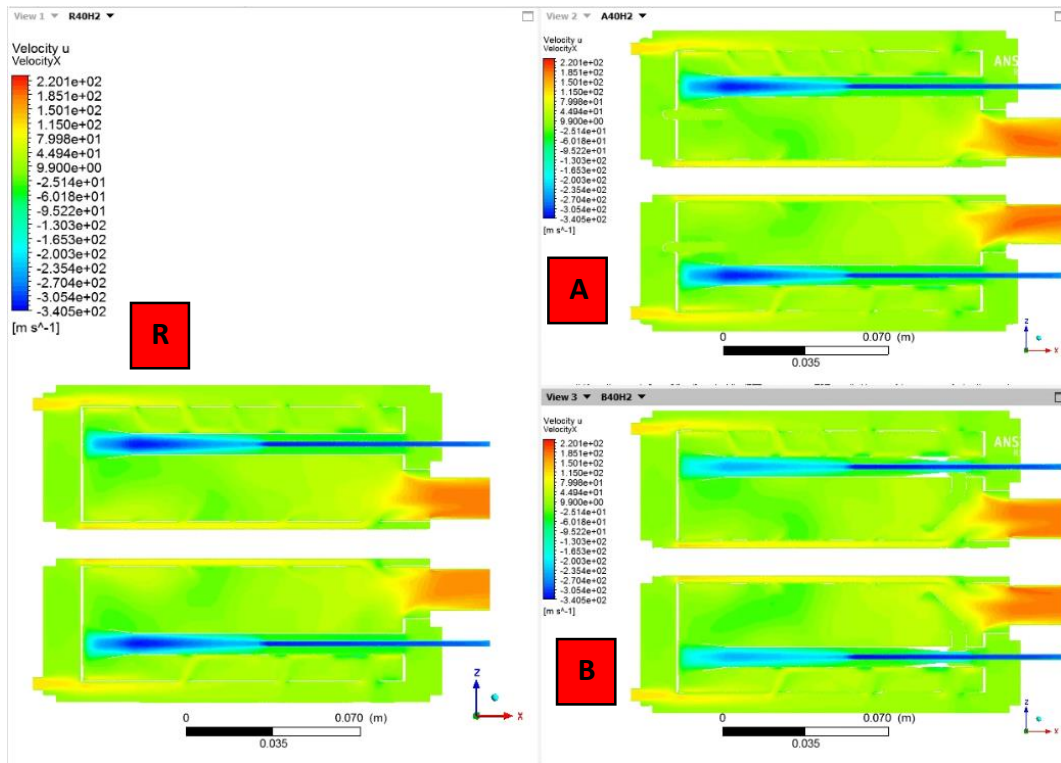
Rys. 4.2 Pole prędkości osiowej przepływu w komorach spalania dla udziału masowego wodoru w paliwie wynoszącym 10%



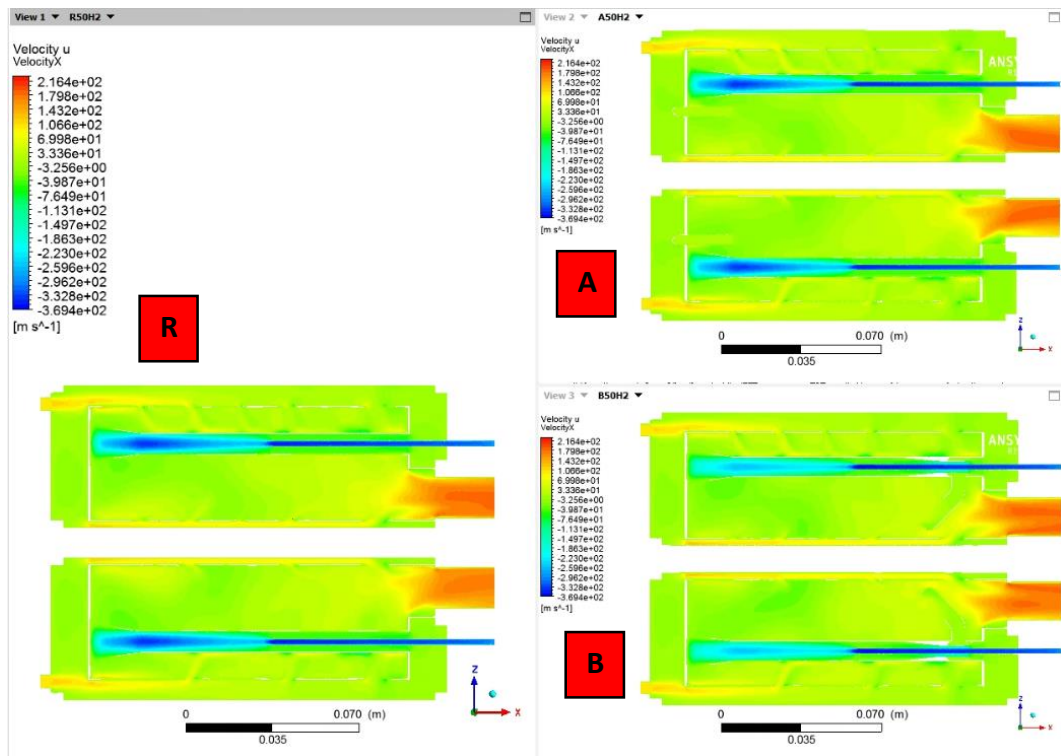
Rys. 4.3 Pole prędkości osiowej przepływu w komorach spalania dla udziału masowego wodoru w paliwie wynoszącym 20%



Rys. 4.4 Pole prędkości osiowej przepływu w komorach spalania dla udziału masowego wodoru w paliwie wynoszącym 30%



Rys. 4.5 Pole prędkości osiowej przepływu w komorach spalania dla udziału masowego wodoru w paliwie wynoszącym 40%



Rys. 4.6 Pole prędkości osiowej przepływu w komorach spalania dla udziału masowego wodoru w paliwie wynoszącym 50%

(iii) Ustalenie wpływu reakcyjności chemicznej paliwa na proces spalania w rurze ogniowej

Badane komory spalania były zasilane paliwem będącym mieszaniną metanu oraz wodoru. Dla każdego wariantu konstrukcyjnego komory spalania wykonano badania z różnymi udziałami wodoru w paliwie (udział masowy wodoru od 0% do 50% z krokiem 10%). W danym wariancie zasilania komór spalania, podawano identyczny strumień masy paliwa do komory spalania o identycznym składzie. Oznacza to, że dla wybranego wariantu zasilania, podane paliwo charakteryzuje się identycznymi właściwościami. Wynika z powyższego, że podczas porównywania procesów spalania dla danego wariantu zasilania, właściwości paliwa są zachowane, a zatem można tę zmienną wyłączyć podczas takiej analizy. Natomiast, podczas analizy porównawczej pomiędzy różnymi wariantami zasilania, należy uwzględnić w rozpatrywaniach wpływ zmiany właściwości paliwa.

c) Stopień recyrkulacji spalin

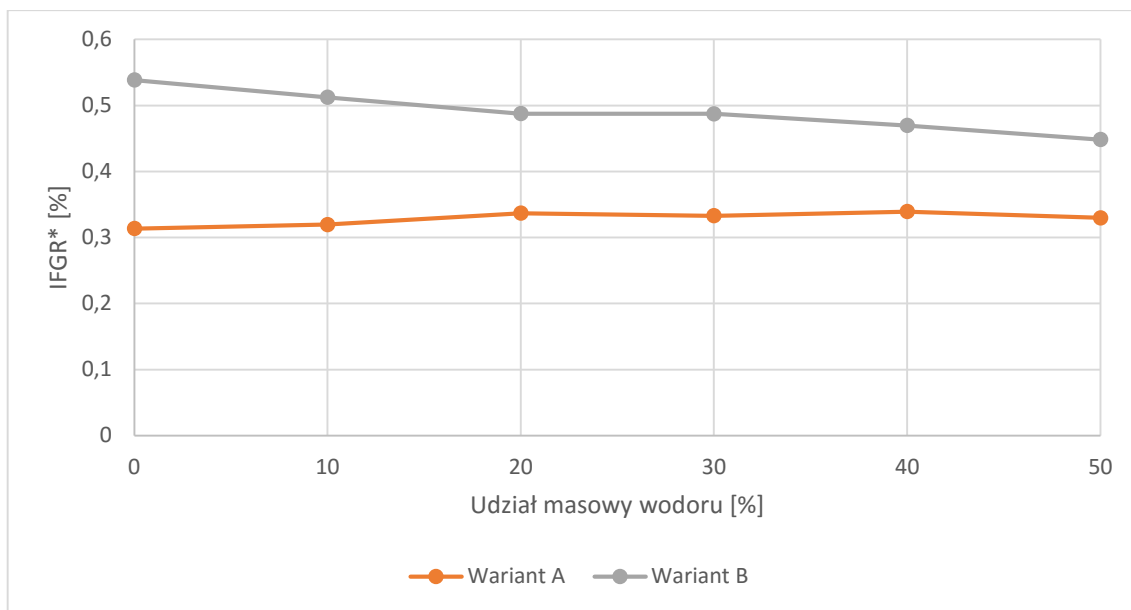
Na poniższych wykresach przedstawiono dwa współczynniki, które charakteryzują stopień zawracania spalin w badanych komorach spalania. Pierwszy z nich (rys. 4.7) przedstawia wartości współczynnika „IFGR”, który jest stosunkiem strumienia masy zawracanych spalin w komorach spalania do strumienia masy powietrza doprowadzanego do komory spalania przez rurki mieszające, (opis w postaci wzoru – 4.10). Drugi wykres (rys. 4.8) przedstawia wartości współczynnika „IFGR*”, który jest stosunkiem strumienia masy zawracanych spalin w komorach spalania do strumienia masy spalin opuszczających komorę spalania, (opis w postaci wzoru – 4.11). Oba współczynniki są wyrażone procentowo.

$$IFGR\% = \frac{\text{Strumień masy zawróconych spalin [kg/s]}}{\text{Strumień masy powietrza rurek mieszających [kg/s]}} \cdot 100 \quad (4.10)$$

$$IFGR\% * = \frac{\text{Strumień masy zawróconych spalin [kg/s]}}{\text{Strumień masy spalin opuszczających komorę sp. [kg/s]}} \cdot 100 \quad (4.11)$$



Rys. 4.7 Stopień zawracania spalin IFGR w komorach spalania



Rys. 4.8 Stopień zawracania spalin IFGR* w komorach spalania

Na podstawie obu wykresów (4.7 oraz 4.8) można stwierdzić podobieństwo ze względu na kształt krzywych. Można stwierdzić, że istnieje możliwość zawracania części spalin w sposób samoczynny w komorach spalania mikroturbin gazowych. Wariant B komory spalania umożliwia w większym stopniu na zawracanie spalin niż wariant A. W ujęciu globalnym (dla współczynnika „IFGR*”), wariant B umożliwia na zawrót od 0,45% do 0,54% strumienia masy spalin opuszczających komorę spalania. W ujęciu części czołowej komory spalania (dla współczynnika „IFGR”), wariant B umożliwia na zawrót od 5,9% do 7,2% strumienia masy spalin opuszczających komorę spalania. Można stwierdzić również lekki spadek ułamka zawracanych spalin w wariantcie B podczas dodawania do paliwa coraz większej zawartości wodoru. Podczas dodawanie wodoru do paliwa, zmieniają się właściwości przepływowe (prędkości) wewnątrz rurek mieszających. Z racji tego, że układ zawracania spalin w wariantcie B jest bezpośrednio powiązany z rurkami mieszającymi, to zmiana przepływu (powiązana ze zmianą składu paliwa) może wpływać na strumień masy zawracanych spalin. W rezultacie, w wariantcie B można dostrzec zależność wpływu składu paliwa na stopień zawracanych spalin. W wariantcie A, układ zawracania spalin jest konstrukcyjnie niezależny od pozostałych elementów komory spalania. Ta niezależność ma w konsekwencji brak wpływu składu paliwa na stopień zawracanych spalin. W ujęciu globalnym (dla współczynnika „IFGR*”), wariant A umożliwia na zawrót od 0,31% do 0,34% strumienia masy spalin opuszczających komorę spalania. W ujęciu części czołowej komory spalania (dla współczynnika „IFGR”), wariant A umożliwia na zawrót od 2,4% do 2,7% strumienia masy spalin opuszczających komorę spalania. Wariant A, niezależnie od składu paliwa ma niższy stopień zawracania spalin niż układ B.

Podsumowując tą część wyników można stwierdzić, że istnieje możliwość stworzenia funkcjonującego autonomicznie układu zawracania spalin wewnątrz komory spalania mikroturbiny gazowej. Wariant B komory spalania, dzięki ukształtowaniu kanałów rurek mieszającej w zwężki Venturiego, umożliwia na zawrót większego strumienia masy spalin niż wariant A, niezależnie od składu paliwa.

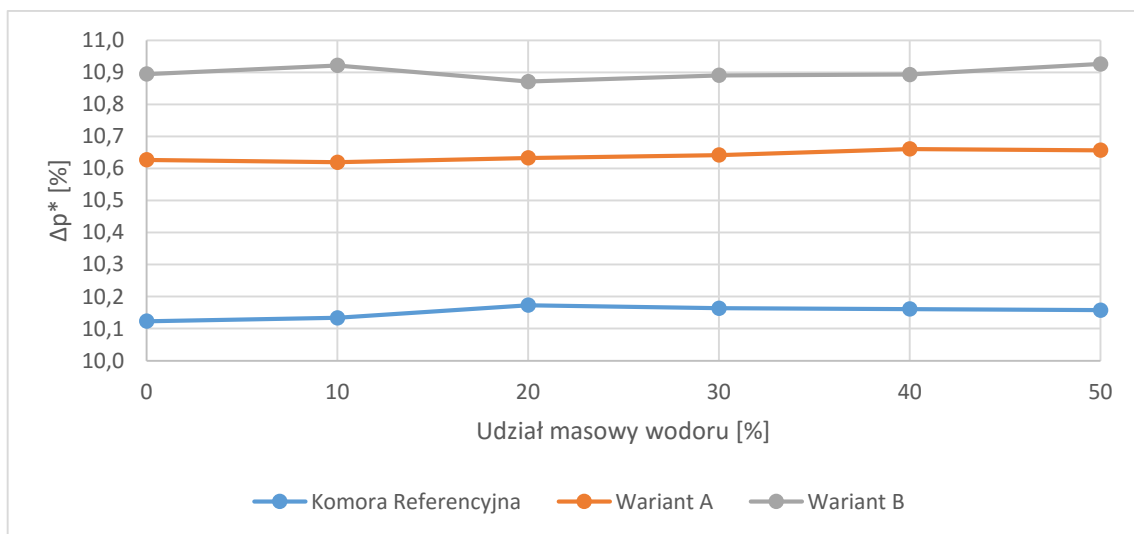
d) Spadek ciśnienia całkowitego

Istotnym parametrem pracy komory spalania jest jej spadek ciśnienia całkowitego. Strumień masy powietrza zza sprężarki, a następnie utworzone z niego spaliny, przepływają przez szereg otworów oraz kanałów stanowiących dla niego opory. W wyniku powyższego dochodzi do spadku ciśnienia całkowitego wzdłuż komory spalania. Dla komór spalania turbin gazowych, spadek ciśnienia całkowitego w komorze spalania mieści się w zakresie od 4% do 8% [63]. Dla mniejszych komór spalania, tak jak dla mikroturbin gazowych, ten spadek ciśnienia całkowitego może być nieco większy i może przykładowo wynosić około 10% [63]. Celem poniższych rozważań jest weryfikacja uzyskanego spadku ciśnienia całkowitego w komorze spalania referencyjnej, oraz jak wpłynęły układy zawracania spalin na ten parametr. Podano zależność (4.12) na spadek ciśnienia całkowitego w komorze spalania. Na podstawie tej zależności, wyznaczono spadek ciśnienia całkowitego w badanych komorach spalania, dla różnych składów paliwa (wykres na rysunku 4.9).

$$\Delta p^* = \frac{p_2^* - p_3^*}{p_2^*} \cdot 100 \quad (4.12)$$

gdzie:

- Δp^* - spadek ciśnienia całkowitego w komorze spalania [%],
- p_2^* - ciśnienie całkowite na wlocie do komory spalania [Pa],
- p_3^* - ciśnienie całkowite na wylocie z komory spalania [Pa].



Rys. 4.9 Spadek ciśnienia całkowitego w komorach spalania

Na podstawie wykresu 4.9 można przeanalizować przebiegi spadku ciśnienia w komorach spalania. W pierwszym czasie można stwierdzić, że spadki ciśnienia nie są uzależnione od składu paliwa, dla wszystkich analizowanych wariantów komór spalania.

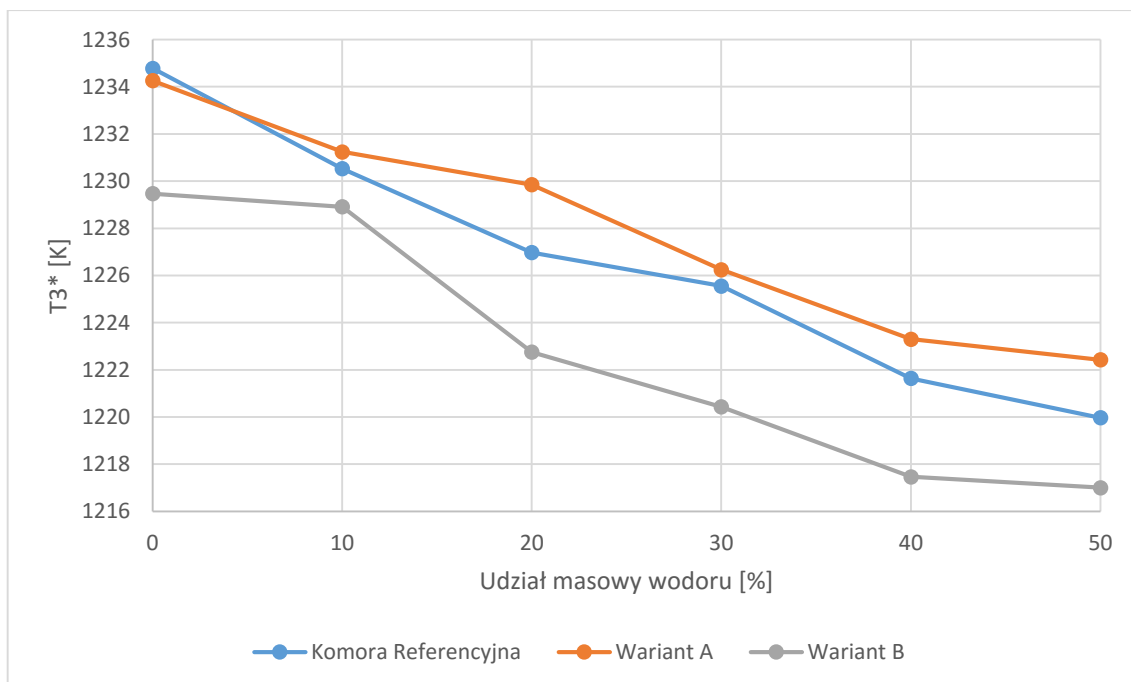
Następnie, komora spalania referencyjna posiada spadek ciśnienia w przedziale od 10,1% do 10,2%, co jest porównywalne ze spadkami ciśnienia w komorach spalania mikroturbin gazowych (10% - [63]). Można stwierdzić, że w wariantcie A, spadek ciśnienia całkowitego przewyższa ten w referencyjnej komorze spalania, i mieści się w przedziale od 10,6% do 10,7%.

Wariant B komory spalania przedstawia jeszcze większy spadek ciśnienie całkowitego, a jego wartości minimalnie oscylują wokół 10,9%. Na podstawie powyższych obserwacji można stwierdzić, że wariant B komory spalania prezentuje się najmniej korzystnie pod względem spadku ciśnienia całkowitego, zaś najlepiej wypada komora spalania referencyjna. Należy jednak podkreślić tutaj, że wariant A oraz wariant B komór spalania posiadają dodatkowe elementy (układy zawracania spalin), co nieunikniono musiało zwiększyć spadek ciśnienia całkowitego względem komory referencyjnej. Wprowadzenie układu zawracania spalin zwiększyło spadek ciśnienia całkowitego nie więcej niż 0,8%, co nie jest nadmiernym wzrostem biorąc pod uwagę wprowadzenie dodatkowych elementów do komory spalania.

Podsumowując tą część wyników można stwierdzić, że zaproponowane układy zawracania spalin wprowadzają względem referencyjnej komory spalania niewielki wzrost spadku ciśnienia całkowitego (maksymalnie 0,8%), co jest rozsądną wartością biorąc pod uwagę istotne zmiany wprowadzone w wariantach A i B komór spalania. Komora spalania referencyjna charakteryzuje się spadkiem ciśnienia około 10%, co jest typową wartością tego parametru dla tej klasy komór spalania. We wszystkich badanych komorach spalania, spadek ciśnienia całkowitego nie jest zależny od składu podawanego paliwa. Ze względu na spadek ciśnienia całkowitego, mała i stabilna zmienność spadku ciśnienia całkowitego w wariantach A i B komory spalania nie będzie wprowadzało znaczących zaburzeń pracy komór względem komory referencyjnej, co jest pożądanym obserwacją.

e) Temperatura całkowita spalin

Temperatura całkowita spalin opuszczających komorę spalania jest również bardzo istotnym parametrem opisującym pracę komory spalania, obok spadku ciśnienia całkowitego, opisanego powyżej. Na rysunku 4.10 przedstawiono temperaturę całkowitą na wylocie z komory spalania (oznaczenie „T3*”).



Rys. 4.10 Temperatura całkowita na wylocie z komory spalania

W pierwszej kolejności można się zainteresować wartościami całkowitej temperatury na wylocie w ujęciu jednakowych wariantów zasilania komór spalania. Można stwierdzić, że wartości rozpatrywanego parametru są bliższe pomiędzy komorą referencyjną i wariantem A komory, niż pomiędzy komorą referencyjną i wariantem B. Wariant B komory spalania charakteryzuje się najniższymi całkowitymi temperaturami spalin. Różnica ta pomiędzy komorami referencyjną i w wariacie A oraz komorą w wariacie B, może wynikać ze zmiany dopływu utleniacza do czołowej części rury ogniowej. Należy się tutaj odwołać do tabeli 4.3; można stwierdzić, że dla każdego wariantu zasilania, współczynnik nadmiaru powietrza w strefie czołowej komory w wariacie B jest znacznie mniejszy od tych występujących w komorze referencyjnej oraz w komorze w wariacie A. Oznacza to, że w wariacie B komory spalania, do części czołowej rury ogniowej, doprowadza się mniej tlenu niż w pozostałych komorach spalania, co ma jako konsekwencje bogatszą mieszaninę palną w czołowej części rury ogniowej. Może się to przełożyć na mniej zupełne spalanie w wariacie B, w porównaniu do pozostałych komór spalania, a zatem na mniejsze wydzielanie ciepła i na mniejszy przyrost temperatury. Uwzględniając układ zawracania spalin wprowadzający największe odchylenie temperatury całkowitej na wylocie (czyli wariant B) należy stwierdzić, że największe odchylenie tego parametru występuje dla zasilania metanowego. W tym wariacie zasilania, komora referencyjna ma temperaturę całkowitą spalin 1234,78K, zaś komora w wariacie B ma tę temperaturę na poziomie 1229,47K. Różnica względna temperatury całkowitej spalin, względem komory referencyjnej, pomiędzy komorą referencyjną a w wariacie B, wynosi 0,4% (dla zasilania metanowego). Taka zmiana temperatury nie wydaje się być nadmierna, a wręcz pomijalna. Ze względu na temperaturę całkowitą spalin, nieznaczna zmiana tego parametru (wynikająca z wariantów konstrukcyjnych) prawdopodobnie nie będzie wprowadzała znaczących zaburzeń pracy komór spalania, względem komory referencyjnej, co jest pożądanym zjawiskiem.

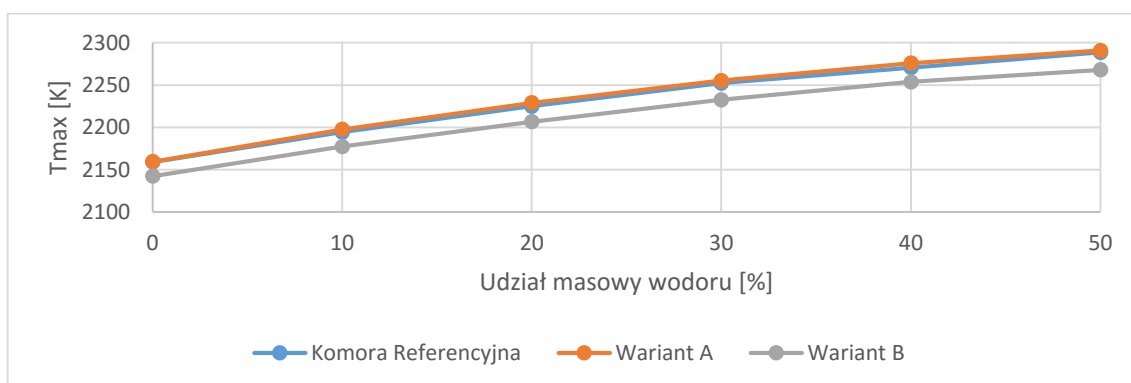
Następnie należy stwierdzić, że dla każdego z wariantów konstrukcyjnych komór spalania, wraz z dodawaniem wodoru do paliwa, zachodzi obniżenie temperatury całkowitej spalin. Można to zjawisko z kolei przypisać rosnącemu udziałowi pary wodnej w spalinach, przy zwiększaniu udziału wodoru w paliwie, w wyniku jego spalania (zgodnie z równaniem 4.2). Ciepło właściwe przy stałym ciśnieniu dla spalin zazwyczaj nie przekracza wartości 1500 J/(kgK) [95]. Dla pary wodnej, w przybliżonych warunkach (ok. 1200 K), ciepło właściwe przy stałym ciśnieniu wynosi ok. 2400 J/(kgK) [wykres 1.63]. Oznacza to, że wzrost udziału pary wodnej w spalinach może potencjalnie przyczynić się do podniesienia ciepła właściwego spalin, a zatem obniżenia temperatury całkowitej spalin opuszczających komorę spalania. Procentowy spadek temperatury całkowitej w komorach spalania uwzględniając warianty zasilania (względem metanowego zasilania) wynoszą odpowiednio 1,2% dla komory referencyjnej oraz 1,0 dla komory w wariacie A i B. Oznacza to, że zmieniając zasilanie z metanowego na metanowo-wodorowe (masowo połowiczne), to zmiana temperatury całkowitej na wylocie nie przekracza 1,2% dla badanych komór spalania. Ze względu na temperaturę całkowitą spalin, nieznaczna zmiana tego parametru (wynikający ze zmiany składu paliwa) nie będzie wprowadzać znaczących zaburzeń pracy komór, względem zasilania metanowego, co jest pożądanym zjawiskiem.

Podsumowując tą część wyników można stwierdzić, że wprowadzenie układu zawracania spalin nieznacznie wpływa na zmianę temperatury całkowitej spalin (maksymalne odchylenie wynosi ok. 0,4%), co nie powinno zaburzać pracy komór spalania względem konstrukcji

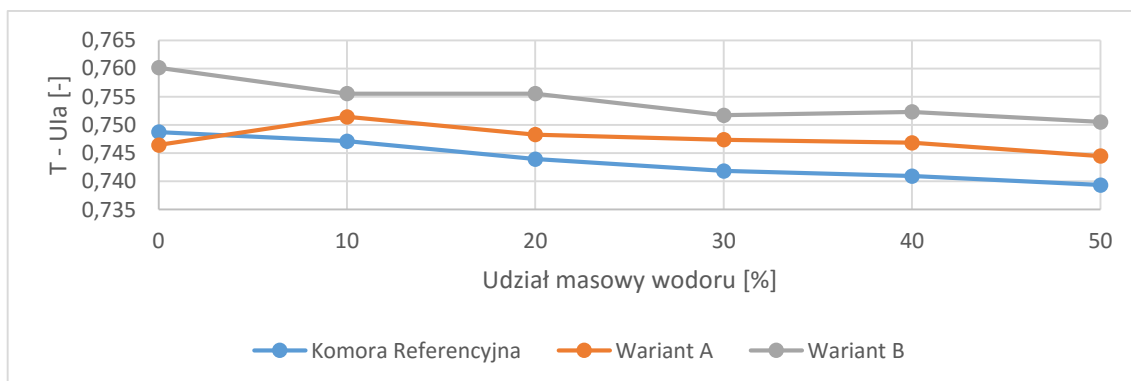
referencyjnej. Dodając wodór do paliwa, zachodzi również obniżenie temperatury całkowitej spalin nie przekraczające 1,2%, co również nie powinno zaburzać pracy komór spalania względem zasilania referencyjnego, czyli metanowego. Należy zatem stwierdzić, że wprowadzenie układów zawracania spalin oraz dodawanie wodoru do paliwa wpływa na temperaturę całkowitą spalin, lecz w sposób znikomy, który nie powinien zaburzyć pracy komory spalania względem komory referencyjnej dla zasilania referencyjnego (metanowego), co jest pożądaną obserwacją.

f) Temperatura spalania

Kolejnym omawianym parametrem charakteryzującym proces spalania w badanych komorach, będzie maksymalna temperatura statyczna (T_{max}) oraz pole temperatur w przekroju reprezentacyjnym komory spalania (przekrój wzdłużny). Poniżej przedstawiono dwa wykresy; pierwszy z nich przedstawia maksymalną temperaturę spalania dla badanych wariantów komór spalania dla różnych wariantów zasilania (rys. 4.11), drugi z nich przedstawia współczynnik jednorodności pola temperatur w przekroju reprezentacyjnym ($T-U_{Ia}$), dla rozpatrywanych wariantów komór spalania oraz zasilania (rys. 4.12). Współczynnik jednorodności pola temperatur w zadanej płaszczyźnie jest wyliczony z zależności 4.13. Następnie przedstawiono mapy temperatur w przekrojach reprezentacyjnych dla wszystkich wariantów konstrukcyjnych komór dla zasilania metanowego (rys. 4.13) oraz dla zasilania paliwem metanowo-wodorowym (o połowicznych masowych udziałach – rys. 4.14). Ostatecznie przedstawiono indywidualne mapy temperatur dla badanych komorach spalania w zależności o udziału masowego wodoru w paliwie (od rys. 4.15 do 4.17).



Rys. 4.11 Maksymalne temperatury w komorach spalania



Rys. 4.12 Współczynnik jednorodności temperatury w przekrojach wzdłużnych komór spalania

Poniżej przedstawiono zależność (4.13):

$$T - UIa = 1 - \frac{\sum_{i=1}^N \left[\left(T_{face_i} - T_{average} \right) \cdot A_i \right]}{2 \cdot T_{average} \cdot \sum_{i=1}^N [A_i]} \quad (4.13)$$

gdzie:

- $T - UIa$ – współczynnik jednorodności temperatury w wybranej płaszczyźnie [-],
- T_{face_i} – temperatura i-tego pola powierzchni tworzącego rozpatrywaną płaszczyznę [K],
- $T_{average}$ – średnia temperatura w rozpatrywanej płaszczyźnie [K],
- A_i – i-te pole powierzchni tworzące rozpatrywaną płaszczyznę [m^2].

W pierwszym kroku zostaną porównane maksymalne temperatury oraz gradienty temperatury dla badanych komór spalania dla zadanego składu paliwa. Na podstawie wykresu maksymalnej temperatury w komorach spalania (rys. 4.11) można stwierdzić, że maksymalna temperatura spalania występują w komorze w wariancie A, która jest bardzo zbliżona do tej z komory referencyjnej (dla wszystkich wariantów zasilania). W wariancie A komory spalania, maksymalna temperatura przekracza maksymalną temperaturę spalania w komorze referencyjnej do 5 K, w zależności od wariantu zasilania. W komorze w wariancie B, można dostrzec widoczne obniżenie maksymalnej temperatury spalania, względem komór referencyjnej oraz w wariancie A. Różnica (obniżenie) maksymalnej temperatury spalania w wariancie B komory spalania wynosi od 17 K do 20 K, w porównaniu do komory referencyjnej, w zależności od zasilania. Na mapie temperatur, dla zasilania metanowego (rys. 4.13), można stwierdzić obecność większej porcji przedniej części rury ogniowej o wyższym profilu temperatur dla komór referencyjnej oraz w wariancie A niż w wariancie B. W wyniku usunięcia obszarów najwyższej temperatury w czołowej części komory spalania w wariancie B, można dostrzec większą jednorodność pola temperatury niż dwóch pozostałych przypadkach. Obserwacja ta przekłada się, dla tego wariantu zasilania metanowego, na większy współczynnik jednorodności temperatury w komorze B niż w komorach spalania referencyjnej i w wariancie A. Poczynioną obserwację względem jednorodności pola temperatur dla zasilania metanowego można zauważyć w pozostałych wariantach zasilania komory spalania. Przykładowo przedstawiono komory spalania dla wariantu zasilania metanowo-wodorowego (50% masowy udział wodoru), na rysunku 4.14. Odczyt tej ostatniej mapy umożliwi na dokonanie analogicznych obserwacji pod względem pola temperatur tak jak dla zasilania metanowego. Poczynione obserwacje wizualne są dobrze skorelowane w przebiegami krzywych współczynnika jednorodności temperatury statycznej w przekroju reprezentacyjnym komory spalania (rys. 4.12).

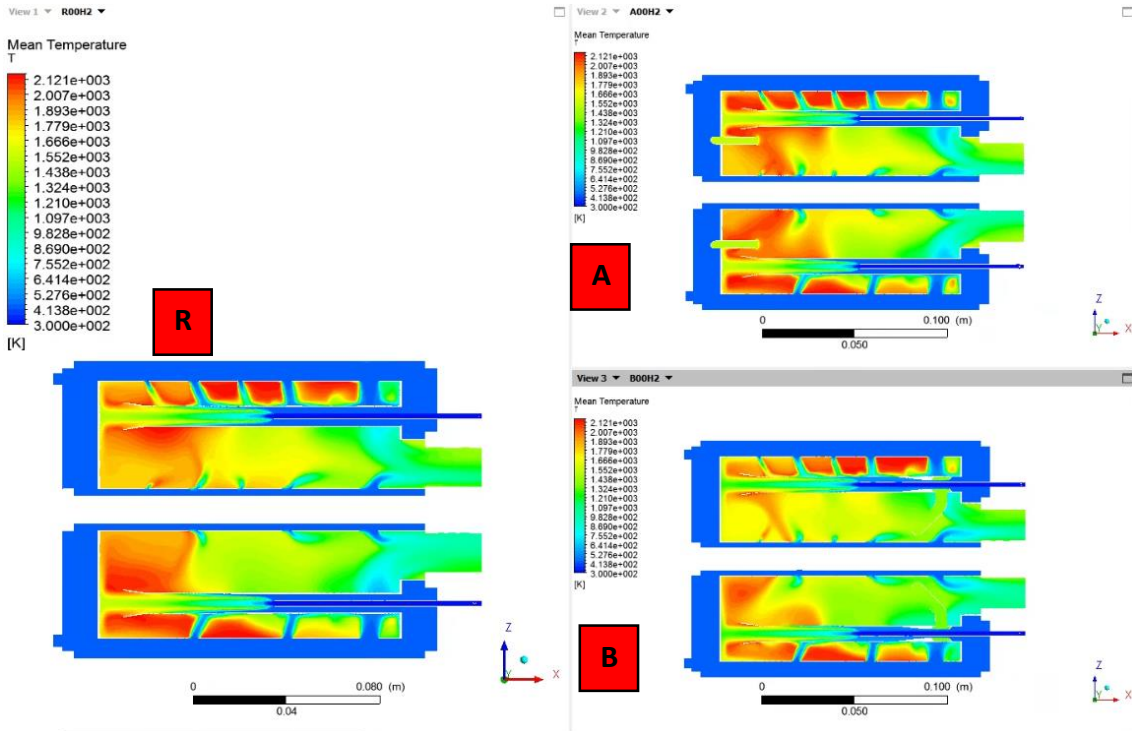
Próbując wyjaśnić zaobserwowane zmiany pod kątem maksymalnych temperatur spalania oraz gradientu temperatur w przekroju reprezentacyjnym badanych komór spalania, dla zadanego wariantu zasilania, przeanalizowano elementy mogące wpłynąć na proces spalania. Dla zadanego wariantu zasilania skład paliwa jest identyczny pomiędzy komorami spalania, a zatem jego właściwości fizyko-chemiczne są zachowane. Oznacza to, że właściwości paliwa nie mogą stanowić elementu rozróżniającego zmiany zjawisk spalania zaobserwowane pomiędzy komorami spalania, dla zadanego wariantu zasilania. Podobnie jest z prędkościami przepływów odnotowanymi w komorach spalania. Oznacza to że kolei, że prędkość

przemieszczania się składników wewnątrz komory nie może wyjaśnić zmienności parametrów spalania (maksimum i gradientu temperatury) pomiędzy komorami. Ostatecznym czynnikiem mogącym wpłynąć na spalanie jest dostępność do utleniacze. Na podstawie tabeli 4.3 można stwierdzić, że w przedniej części komory spalania, dostęp do tlenu w komorach referencyjnej oraz w wariancie A są stosunkowo porównywalne. Tłumaczyło by to z kolei podobieństwo pod względem maksymalnej temperatury spalania oraz gradientów temperatur pomiędzy komorami referencyjną oraz w wariancie A. Podobne warunki dostępności do tlenu w czołowej części rury ogniowej, dla wszystkich wariantu zasilania, w komorze referencyjnego oraz w wariancie A, skutkują podobieństwem osiąganych temperatur. Można z kolei stwierdzić mocne zubożenie w dostęp do tlenu w czołowej części rury ogniowej w komorze w wariancie B, względem komór referencyjnej oraz w wariancie A, dla wszystkich wariantów zasilania. Wynika z powyższego, że obniżenie dostępu do tlenu w czołowej części rury ogniowej pozwoliło na ograniczenie gorącej strefy w tej sekcji komory spalania. Oznacza to również zmniejszenie intensywności wydzielania ciepła w czołowej części rury ogniowej. W wyniku ograniczenia dostępu do tlenu w czołowej części komory spalania można stwierdzić obniżenie maksymalnej temperatury spalania oraz podwyższenie współczynnika jednorodności temperatury w płaszczyźnie reprezentacyjnej w komorze w wariancie B, względem pozostały komór spalania. Za zaobserwowane różnice pod względem temperatur spalania, dla zadanych wariantów zasilania, odpowiedzialna wydaje się być zmiana dostępu do tlenu w części czołowej komory spalania.

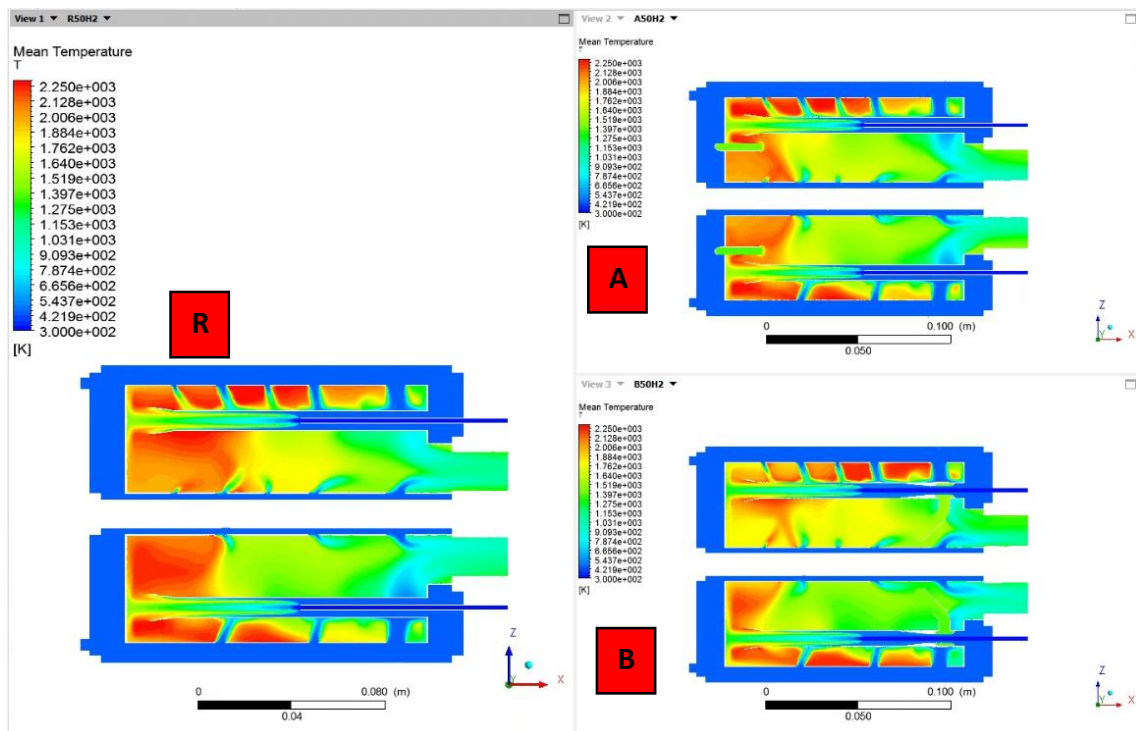
W wyniku powyższych obserwacji oraz analiz, można stwierdzić że:

- maksymalne temperatury spalania są porównywalne pomiędzy komorą referencyjną a komorą w wariancie A, dla wszystkich wariantów zasilania,
- maksymalne temperatury spalania, w komorze spalania w wariancie B, są niższe niż pozostałych wariantach komór spalania, dla wszystkich wariantów zasilania,
- najniższy gradient temperatur w przekroju reprezentacyjnych uzyskano w komorze spalania w wariancie B, najwyższy w komorze referencyjnej, a pośredni w komorze w wariancie A, dla wszystkich wariantów zasilania,
- uzyskane zmiany temperatur spalania wydają się wynikać ze zmiany dostępu tlenu w czołowej (przedniej) części komory spalania,
- uzyskane zmiany temperatur spalania nie wydają się być konsekwencją zawracanych spalin.

Celem wprowadzenia układu zawracania spalin było ograniczenie temperatur spalania (maksymalnych) oraz gradientu temperatur. Niezależnie od wariantu zasilania, obniżenie maksymalnej temperatury spalania oraz gradientu temperatur zostało osiągnięte w komorze spalania w wariancie B. Komora spalania w wariancie B posiada układ zawracania spalin, lecz to nie zawrócone spaliny pozwalają się wyróżnić tej komorze, ale zmiana przepływu powietrza przez rurę ogniową i rurki mieszające. Zaproponowane układy zawracania spalin wydają się mieć tutaj mniejsze znaczenie.



Rys. 4.13 Mapy temperatur w przekroju wzdłużnym komór spalania dla zasilania metanowego



Rys. 4.14 Mapa temperatur w przekrojach wzdłużnych komór spalania dla zasilania metanowo-wodorowego (połowiczny udział masowy)

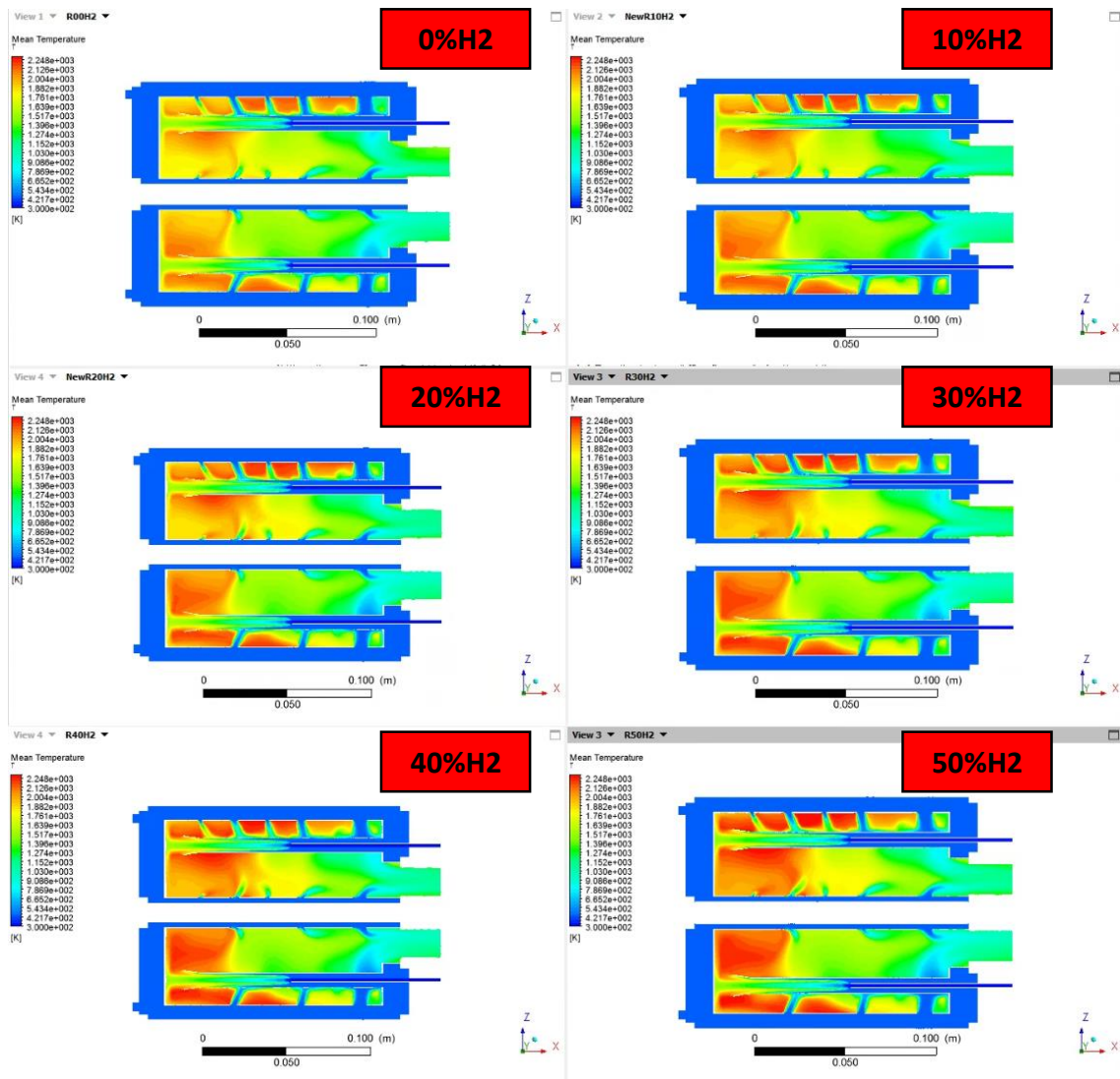
W drugim kroku, można się pochylić nad ewolucją maksymalnej temperatury spalania oraz gradientu temperatur, dla zadanego wariantu komory spalania. Można stwierdzić z obserwacji wykresów 4.11 oraz 4.12, że dla wszystkich komór spalania dochodzi do podwyższenia maksymalnej temperatury spalania, oraz dochodzi do degradacji (wzrostu) gradientu temperatur w przekroju reprezentacyjnym, wraz ze zwiększaniem udziału masowego wodoru w paliwie. W celu zobrazowania tych zjawisk w ujęciu indywidualnym komór spalania, przedstawiono mapy temperatur w przekroju reprezentacyjnym dla wszystkich komór dla każdego wariantu zasilania (rysunki od 4.15 do 4.17). Można stwierdzić na każdym z wariantów komór spalania zwiększenie temperatury gorących stref w czołowej części rury ogniowej, wraz z dodawaniem wodoru do paliwa.

Dla zadanego wariantu komory spalania, wraz z dodawaniem wodoru, zachowane zostają prędkości przepływu czynnika w komorach spalania oraz dostęp do tlenu. Prędkości przepływu oraz dostęp do tlenu zostaną wykluczone zatem z czynników wpływających dla zmian parametrów temperaturowych w danej komorze spalania podczas dodawania progresywnego wodoru do paliwa. Jedynymi czynnikami, które ulegają znacznej zmianie, podczas dodawania wodoru do paliwa, są właściwości fizyko-chemiczne paliwa. Wodór charakteryzuje się wyższymi prędkościami spalania laminarnego oraz temperaturami spalania adiabatycznego niż paliwo referencyjne (rozdział I). Wraz z dodawaniem wodoru do paliwa referencyjnego (metan), zachodzi progresywna zmiana właściwości paliwa na bardziej „dynamiczne”. Skutkować może to właśnie zwiększeniem maksymalnych temperatur spalania, tak jak to zaobserwowano w przedstawionych wynikach. Dodatkowo, wydzielanie tej samej entalpii (podczas zamieniania paliw założono, że entalpia chemiczna paliwa pozostaje stała) wraz ze zwiększonymi maksimumami temperatur będzie powodowało obniżenie temperatur w pozostałych polach rury ogniowej (zasada zachowania energii), co może powodować zwiększenie gradientu temperatur, co zostało również zaobserwowane w badanych komorach spalania.

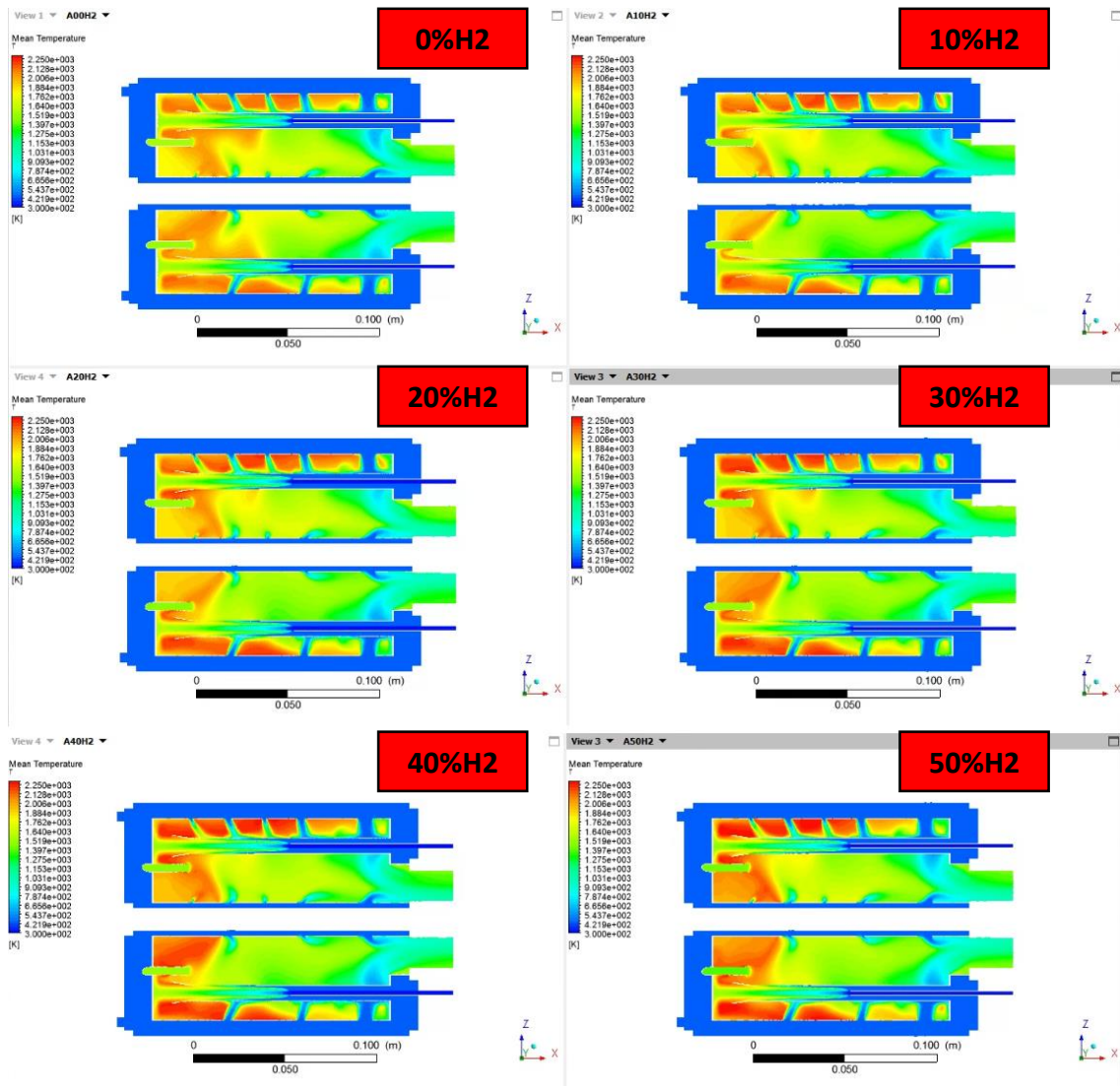
W wyniku powyższych analiz można stwierdzić, że wraz ze wzrostem udziału masowego wodoru w paliwie referencyjnym (metanie) zachodzi wzrost maksymalnej temperatury spalania oraz dochodzi do degradacji (wzrostu) jej gradientu. Zaobserwowane zmiany (podczas dodawania wodoru) wynikają ze zmiany właściwości paliwa dostarczanego do komór spalania.

Idąc dalej, można zauważyć z wykresu 4.11, że komora spalania w wariantcie B umożliwia zachowanie maksymalnej temperatury spalania komory referencyjnej dla zasilania metanowego przy dodaniu wodoru do paliwa referencyjnego, o udziale masowym mieszczącym się w przedziale od 0 % do 10 % (wartość dokładna nie została wyznaczona). Jest to jedno z poszukiwanych efektów recykulowania spalin, lecz w wyniku powyższych analiz wynika, że to nie spaliny wpływają na zaobserwowane zmiany procesu spalania, lecz zmiana przepływu powietrza w komorze spalania.

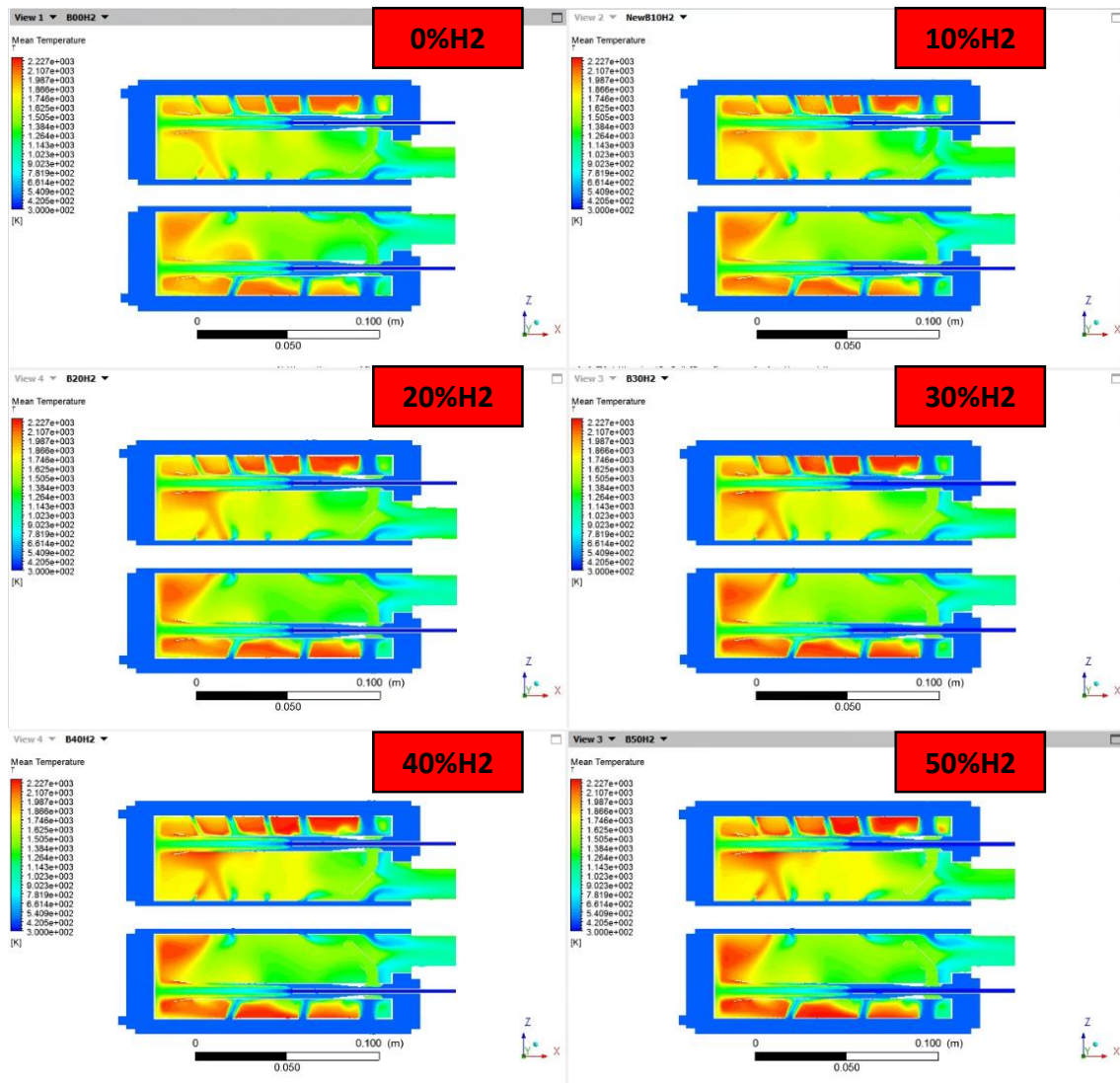
Ostatecznie, opierając się o analizę przedstawionych map temperatur na rysunkach od 4.13 do 4.17, nie można dostrzec istotnych wariacji temperatur w okolicach wprowadzania zawróconych spalin (w komorze w wariantcie A – są to końcówki rurek zawracających w strefie czołowej rury ogniowej; w komorze w wariantcie B – są to rurki mieszające). Działanie zawróconych spalin, nawet w bezpośrednim otoczeniu ich wprowadzenia, nie umożliwia na utworzenie strefy ograniczonej temperatury. Należy wnioskować, że strumień zawróconych spalin jest zbyt niski aby móc zaobserwować wymierny wpływ na parametry temperaturowe procesu spalania.



Rys. 4.15 Mapa temperatur w przekroju wzdłużnym referencyjnej komory spalania



Rys. 4.16 Mapa temperatur w przekroju wzdłużnym dla wariantu A komory spalania

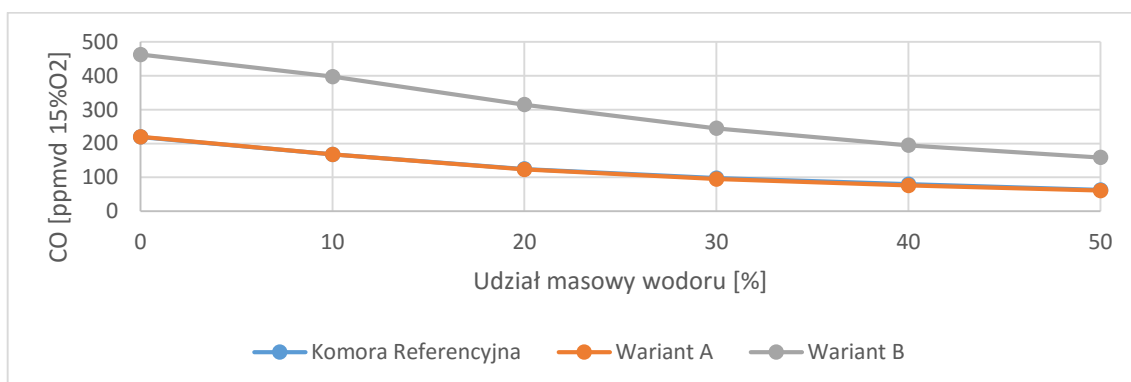


Rys. 4.17 Mapa temperatur w przekroju wzdłużnym dla wariantu B komory spalania

Podsumowując tą część wyników można stwierdzić, że komora spalania w wariantcie B umożliwia na obniżenie maksymalnej temperatury spalania oraz gradientu temperatur (w przekroju reprezentacyjnym), niezależnie od wariantu zasilania. Komora w wariantcie A nie wykazuje istotnych odchyżeń od komory referencyjnej pod względem maksymalnych temperatur spalania oraz gradientu temperatury (w przekroju reprezentacyjnym). Komora spalania w wariantcie B umożliwia spełnić założenia obniżonej maksymalnej temperatury oraz gradientu temperatury. Komora w wariantcie B jest wyposażona w układ zawracania spalin. Niemniej zawrócone spaliny nie wydają się wpływać na zaobserwowane zmiany parametrów temperaturowych w komorze spalania w wariantcie B, lecz zmiana przepływu powietrza przez rurę ogniową oraz rurki mieszające. Można zatem wnioskować, że autonomiczne układy zawracania spalin (tutaj zaproponowane) nie umożliwiają na zawrócenie wystarczającego strumienia spalin, aby te mogły w skuteczny sposób wpłynąć na proces spalania.

g) Emisja CO

W następującej sekcji zostaną przedstawione i przeanalizowane wyniki odnoszące się do tworzenia tlenku węgla w komorach spalania. Pod pojęciem emisji uzna się w tej pracy udział objętościowy tlenku węgla w objętości spalin opuszczających komorę spalania, wyrażony w ppm-ach. Wyniki zostały przeliczone do warunków suchych spalin, z udziałem 15% tlenu w spalinach. Takie pojęcie emisji zdecydowano zastosować w wyniku stwierdzenia jego częstego wykorzystania w publikacjach naukowych. Wyniki obliczeń emisji tlenku węgla przedstawiono, dla wszystkich badanych komór spalania, dla wszystkich rozpatrywanych wariantów zasilania, na rysunku 4.18. W celu dokonania analizy oraz próby interpretacji charakterystyki emisji tlenku węgla, przygotowano mapy udziałów masowych tlenku węgla w przekroju reprezentacyjnym komór spalania (rysunki 4.19 oraz 4.20). Na rysunkach od 4.21 do 4.23, przedstawiono mapy tworzenia tlenku węgla indywidualnie dla komór spalania, dla wszystkich wariantów zasilania. Te mapy umożliwią na wizualizację zmiany tworzenia tlenku węgla wraz z dodawaniem wodoru do paliwa, dla każdej komory indywidualnie.



Rys. 4.18 Koncentracja obj. tlenku węgla w spalinach

W pierwszym kroku, zostaną porównane emisje tlenku węgla pomiędzy wariantami komór spalania dla zadanego wariantu zasilania. Po pierwsze można dostrzec nakładanie się charakterystyk emisji tlenku węgla pomiędzy komorą referencyjną a komorą w wariacie A. Obserwacja ta jest ważna dla wszystkich dostępnych wariantów zasilania. Następnie można zauważyć znaczną przewagę komory w wariacie B do tworzenia tlenku węgla, w porównaniu do dwóch pozostałych komór spalania. Ta kolejna obserwacja jest ważna dla wszystkich wariantów zasilania. Prowadzi to wstępnie do następującego wniosku; układ zawracania spalin w wariacie A nie ma widocznego wpływu na emisję tlenku węgla, zaś komora spalania w wariacie B prezentuje ponad dwukrotny wzrost emisji tlenku węgla, co nie jest pożądanym zjawiskiem. W celu określenia źródła tych zmian w emisji tlenku węgla pomiędzy komorami, należy podjąć próbę zinterpretowania zjawisk zachodzących w komorach spalania.

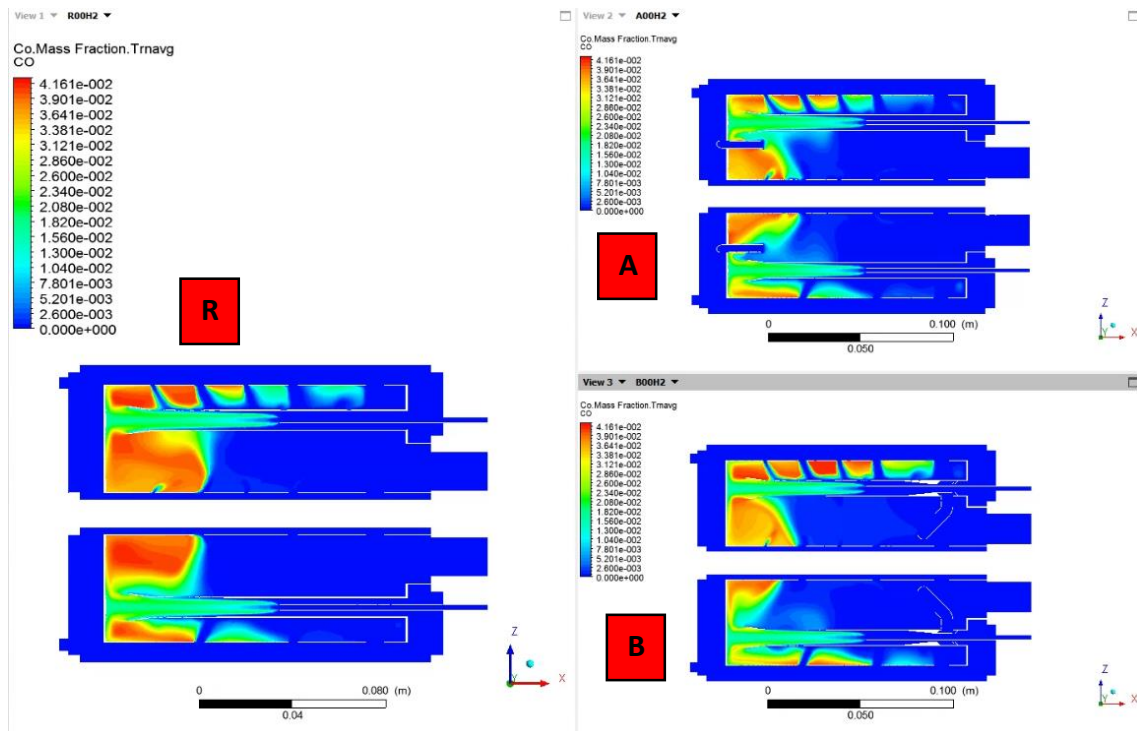
Na podstawie wcześniej przeprowadzonych analiz w ujęciu temperatur spalania (rozdział IV)-1)-f)) można stwierdzić, że dla zadanego wariantu zasilania, w komorach spalania, wpływ na proces spalania ma dostęp do tlenu. Z tamtejszej analizy, opartej o tabelę 4.3 stwierdzono, że komora w wariacie B przedstawia najmniejszy dostęp do utleniacza w czołowej części komory spalania. Ta obserwacja umożliwiła na zinterpretowanie temperatur w komorze spalania, lecz umożliwiła również na zrozumienie zmian w tworzeniu tlenku węgla. W gorących strefach spalania, z odpowiednim dostępem do tlenu, tlenek węgla powstający zostaje utleniony do

dwutlenku węgla. Natomiast w strefach spalania bogatego, tlenek węgla się wytwarza, lecz nie zostaje w tej strefy utleniony do dwutlenku węgla, w wyniku mniejszych temperatur oraz mniejszego dostępu do tlenu. Można powyższe stwierdzenia skorelować z dostępem do utleniacza oraz z temperaturami występującymi w czołowych częściach rur ogniowych. W komorze referencyjnej oraz komorze w wariacie A, stwierdzono wcześniej podobieństwo pod względem dostępu do utleniacza oraz występujących temperatur, w części czołowej komór spalania. Komora spalania B wyróżniała się mniejszymi temperaturami oraz zdecydowanie mniejszym dostępem do tlenu w czołowej części komory spalania, w porównaniu do pozostałych komór, dla wszystkich wariantów zasilania. Można zatem założyć, że w komorze referencyjnej oraz w wariacie A, gdzie jest większa temperatura spalania oraz dostęp do utleniacza w czołowej części rury ogniowej, zachodzi wydzielanie tlenku węgla oraz jego utlenianie do dwutlenku węgla, po wyjściu ze strefy czołowej spalania, w większym stopniu niż w komorze spalania w wariacie B. Założenia te znajdują potwierdzenie w obserwacji map tworzenia tlenku węgla w przekrojach reprezentacyjnych komór spalania (rysunki 4.19 oraz 4.20). Na mapie tworzenia tlenku węgla dla zasilania metanowego (rysunek 4.19), można stwierdzić obecność mocnego tworzenia i utleniania tlenku węgla w pierwszej części rury ogniowej w komorze referencyjnej oraz komorze w wariacie A. W komorze w wariacie B, tworzenie tlenku węgla jest mniej intensywne w pierwszej części rury ogniowej, w porównaniu do pozostałych komór spalania, lecz jego utlenienie jest również realizowane w niższym stopniu. W konsekwencji powyższych zjawisk, w komorze referencyjnej oraz w komorze w wariacie A, można dostrzec większe utlenienie tlenku węgla niż w komorze w wariacie B. W komorze w wariacie B, można dostrzec wyraźną strefę nie utlenionego tlenku węgla w części centralnej oraz blisko końcowej komory spalania. Ta strefa odpowiada większemu stężeniu masowemu tlenku węgla, który ostatecznie mieszając się z powietrzem chłodzącym jest odpowiedzialny za zwiększenie emisji tlenku węgla w komorze w wariacie B, względem pozostałych dwóch komór. Poczyniona obserwacja, powyżej opisana, jest wyraźnie zauważalna na mapach stężenia masowego tlenku węgla dla zasilania metanowego. Opisanie zjawiska się przekładają na pozostałe warianty zasilania (przykładowo przedstawiono masowo-połowiczny wariant zasilania na rysunku 4.20 (obniżono zakres legendy tlenku węgla aby uwidocznić udział tlenku wodoru wyraźniej w części centralnej i tylnej komór spalania).

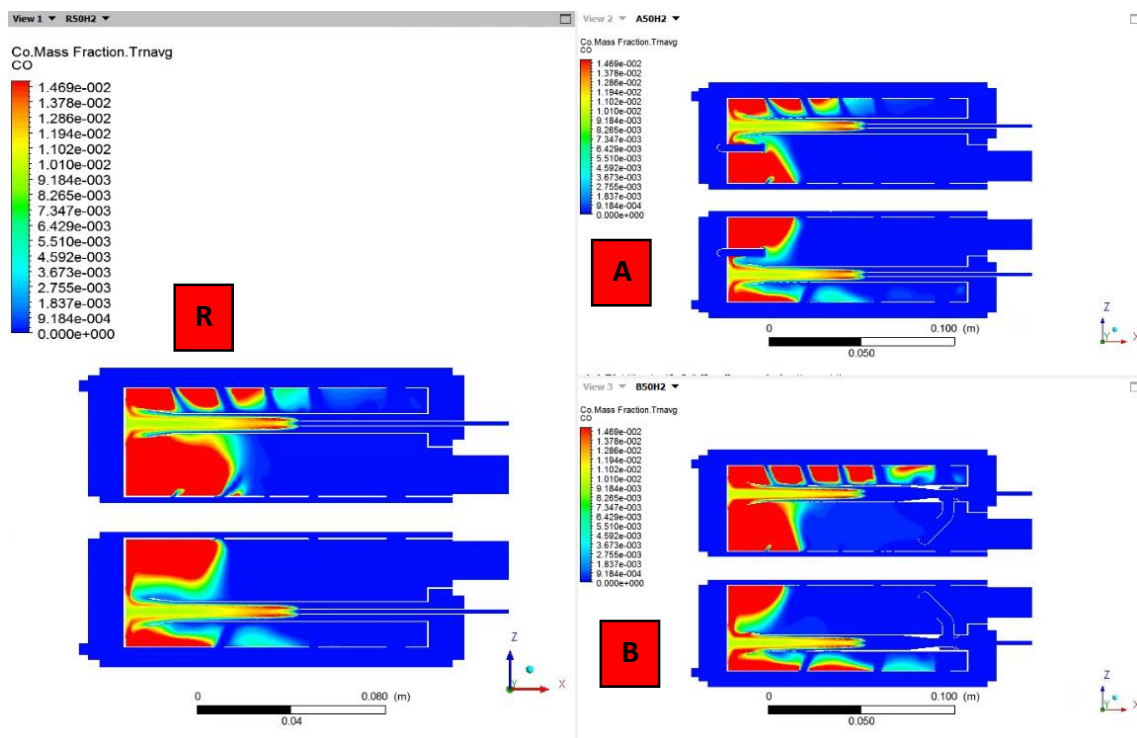
Na podstawie powyższych analiz wyników można sporządzić następujące wnioski:

- układ zawracania spalin w wariacie B powoduje wzrost emisji tlenku węgla, dla wszystkich wariantów zasilania,
- zaobserwowane różnice w emisji tlenku węgla w komarach spalania można uzasadnić zmianą przepływu powietrza przez rurę ogniową oraz rurki mieszające,
- zaobserwowane różnice w emisji tlenku węgla w komarach spalania nie wydają się wynikać z działania zawróconych spalin przez układ zawracania spalin.

Celem układu zawracania spalin było między innymi umożliwić dopalania tlenku węgla, co miałooby za konsekwencji ograniczyć emisję tej substancji, oraz uzyskać większy stopień wydzielania ciepła w komorze spalania. Tymczasem, układ A nie wprowadza żadnych widocznych zmian pod kątem emisji tlenku węgla w porównaniu do komory referencyjnej, zaś komora z układem B powoduje nawet wzrost emisji tej substancji. Zauważane zmiany w emisji tlenku węgla można uzasadnić zmianą przepływu powietrza przez rurę ogniową oraz rurki mieszające. Wpływ zawróconych spalin nie wydaje się być tutaj widoczny. Taki stan rzeczy wynika ze zbyt niskiego stopnia zawracania spalin.



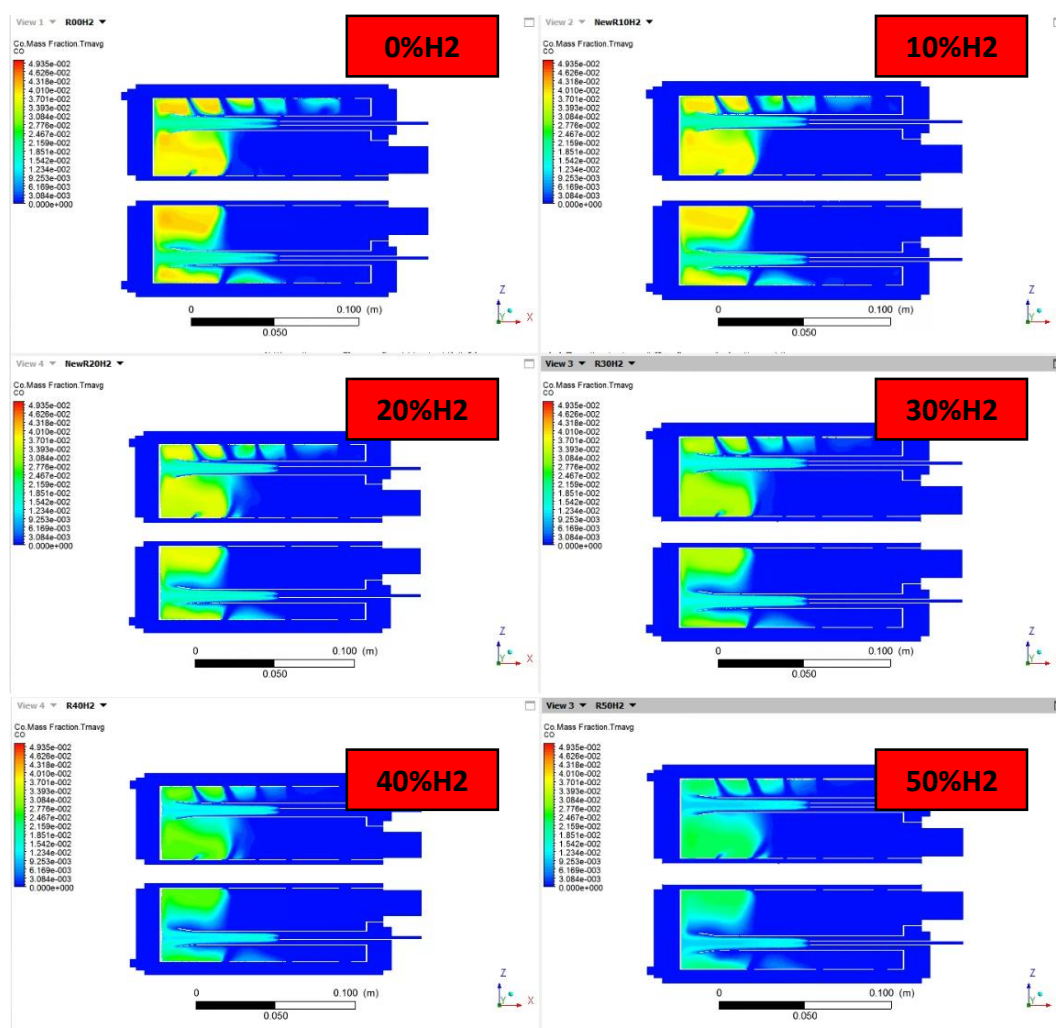
Rys. 4.19 Mapa tworzenia tlenku węgla w komorach spalania dla zasilania metanowego



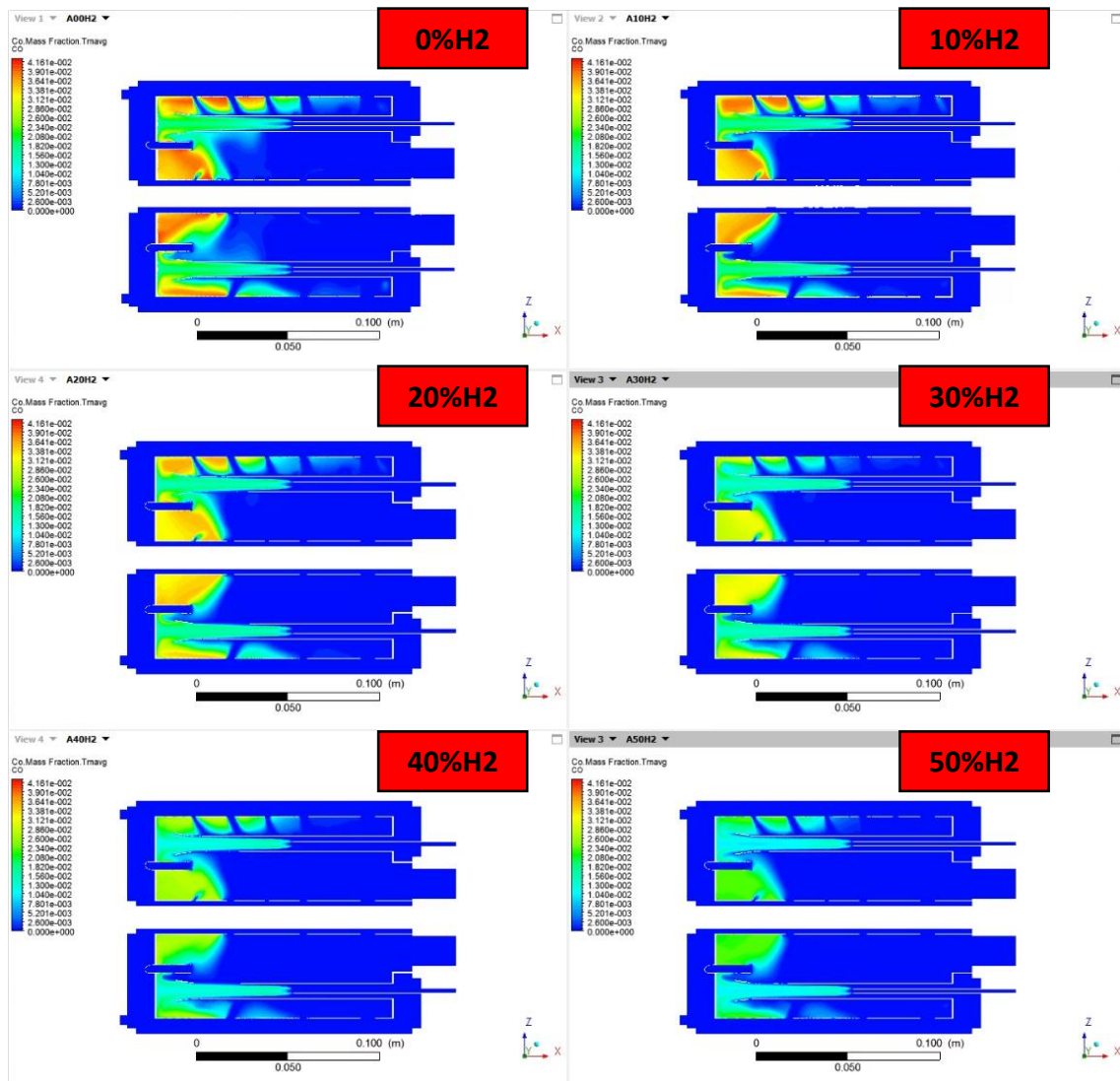
Rys. 4.20 Mapa tworzenia tlenku węgla w komorach spalania dla paliwa metanowo-wodorowego (połowiczny udział masowy)

W drugim kroku analizy emisji tlenku węgla, pochyłono się na ewolucję emisji tlenku węgla dla danego wariantu konstrukcyjnego komory spalania, przy zmianie składu paliwa. Według wyników przedstawionych na rysunku 4.18 można stwierdzić, że niezależnie od wariantu konstrukcyjnego komory spalania, emisja tlenku węgla maleje wraz z wzrostem udziału wodoru w paliwie. Udział objętościowy tlenku węgla zostaje podzielony około dwóch razy przy zmianie zasilania z metanowego na metanowo-wodorowe (udział masowy połowiczny). Tą obserwację można wyjaśnić malejącym dostępem do węgla w strefie spalania, co wynika z faktu, że paliwo wodorowe jest paliwem wolnym od węgla. Obniżenie tworzenia tlenku węgla dla zadanych komór spalania, wraz ze wzrostem udziału wodoru w paliwie, jest uwidocznione dodatkowo na mapach udziałów masowych tej substancji od 4.21 do 4.23.

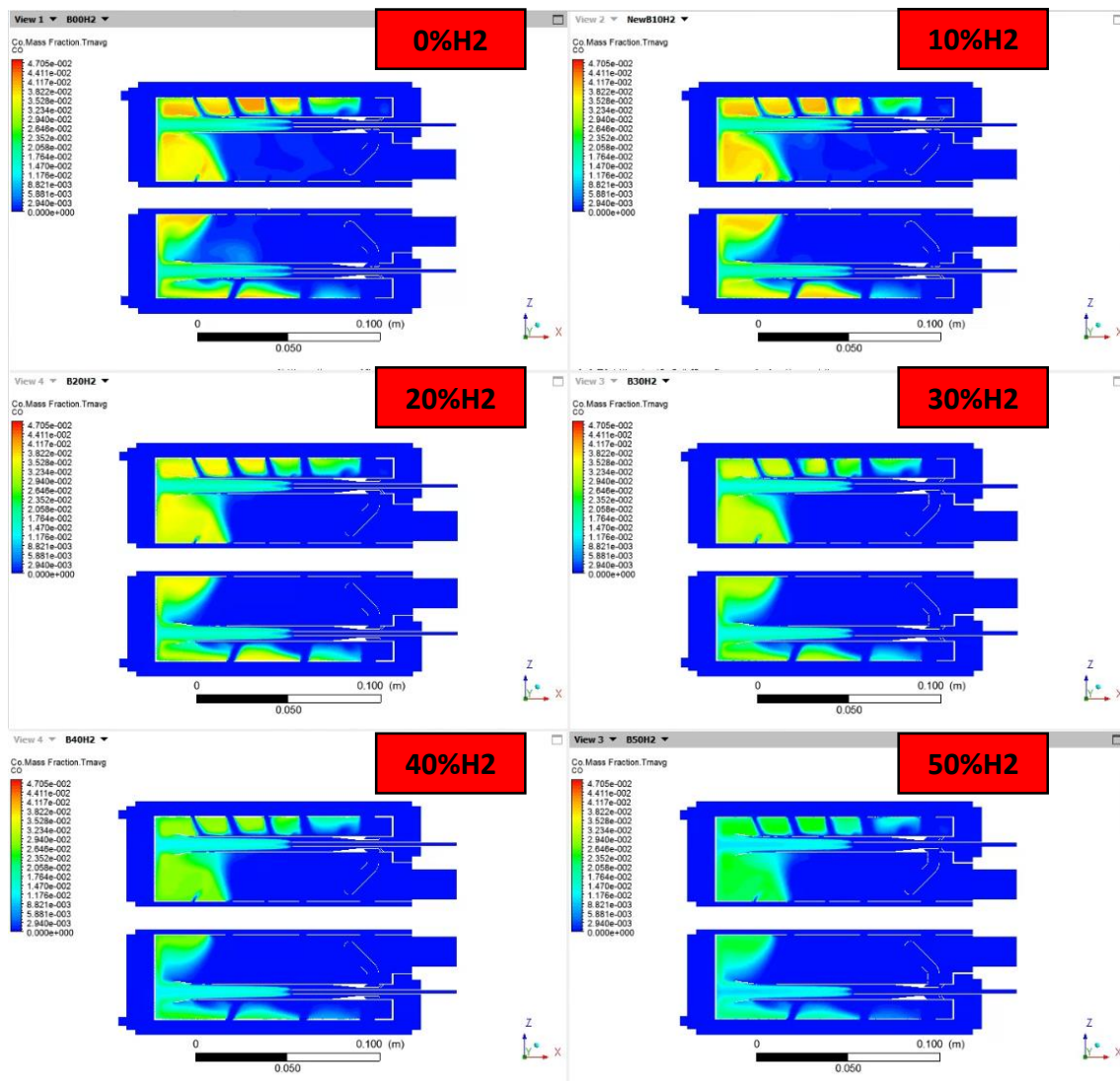
Ostatecznie, opierając się o analizę przedstawionych map masowych udziałów tlenku węgla na rysunkach od 4.19 do 4.23, nie można dostrzec istotnych wariacji udziału tej substancji w okolicach wprowadzania zawróconych spalin. Działanie zawróconych spalin, nawet w bezpośrednim otoczeniu ich wprowadzenia, nie umożliwia na utworzenie strefy o zmiennym stężeniu masowym tlenku węgla. Należy wnioskować, że strumień zawróconych spalin jest zbyt niski aby móc zaobserwować wymierne efekty pod kątem emisji tlenku węgla.



4.21 Mapy tworzenia tlenku węgla w referencyjnej komorze spalania



Rys. 4.22 Mapy tworzenia tlenku węgla w wariantcie A komory spalania



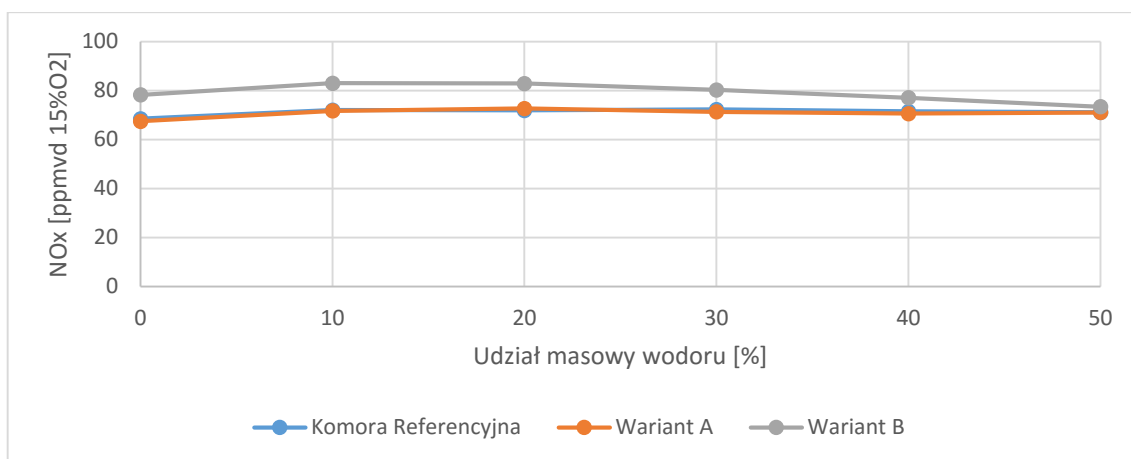
Rys. 4.23 Mapy tworzenia tlenku węgla w wariancie B komory spalania

Podsumowując tą kolejną część wyników można stwierdzić, że pod kątem emisji tlenku węgla, dla wszystkich wariantów zasilania, komora w wariancie A nie różni się od komory referencyjnej, zaś w komorze w wariancie B uzyskuje się dwukrotnie większą emisję niż w komorze referencyjnej. Zaobserwowane różnice można uzasadnić zmianą przepływu powietrza przez rurę ogniową i rurki mieszające. Wpływ zawróconych spalin na emisję tlenku węgla nie wydaje się być zauważalny na tym etapie. Zbyt niski stopień zawracania spalin sprawia, że pod kątem ograniczenia emisji tlenku węgla, autonomiczne układy zawracania spalin są nieefektywne, a wręcz niepożądane.

h) Emisja NO_x

W następującej sekcji zostaną przedstawione i przeanalizowane wyniki odnoszące się do tworzenia tlenków azotu w komarach spalania. Pod pojęciem emisji uznaje się w tej pracy udział objętościowy tlenków azotu w objętości spalin opuszczających komorę spalania, wyrażony w ppm-ach. Wyniki zostały przeliczone do warunków suchych spalin, z udziałem 15% tlenu w spalinach. Takie pojęcie emisji zdecydowano zastosować w wyniku stwierdzenia jego częstego wykorzystania w publikacjach naukowych. Wyniki obliczeń emisji tlenków azotu

przedstawiono, dla wszystkich badanych komór spalania, dla wszystkich rozpatrywanych wariantów zasilania, na rysunku 4.24. W celu dokonania analizy oraz próby interpretacji charakterystyki emisji tlenków azotu, przygotowano mapy udziałów masowych tlenków azotu w przekroju reprezentacyjnym komór spalania (rysunki 4.25 oraz 4.26). Na rysunkach od 4.27 do 4.29, przedstawiono mapy udziału masowego tlenków azotu indywidualnie dla komór spalania, dla wszystkich wariantów zasilania. Te mapy umożliwią na wizualizację zmiany tworzenia tlenków azotu wraz z dodawaniem wodoru do paliwa, dla każdej komory indywidualnie.



Rys. 4.24 Koncentracja obj. tlenków azotu w spalinach

W pierwszej części zostaną opisane różnice w emisji tlenków azotu pomiędzy komorami spalania, dla zadanego wariantu zasilania (rys. 4.24). Podobnie jak dla emisji tlenku węgla, emisja tlenków azotu jest quasi-identyczna pomiędzy komorą referencyjną a komorą w wariancie A, dla wszystkich wariantów zasilania. W komorze w wariancie B można dostrzec niewielką, ale zauważalną, większą emisję tlenków azotu w porównaniu do pozostałych komór spalania, dla zadanego wariantu zasilania. Wraz z dodawaniem wodoru, różnica w emisji pomiędzy komorą w wariancie B a pozostałymi maleje; dla zasilania metanowego, różnica wynosi około 10 ppmvd[15%O₂], zaś dla masowo połowicznego zasilania metanowo-wodorowego, różnica mocno maleje, do zaledwie około 2 ppmvd[15%O₂]. Można zatem stwierdzić, że w komorze w wariancie B emisja tlenków azotu przewyższa emisję w dwóch pozostałych komorach spalania, dla wszystkich wariantów zasilania.

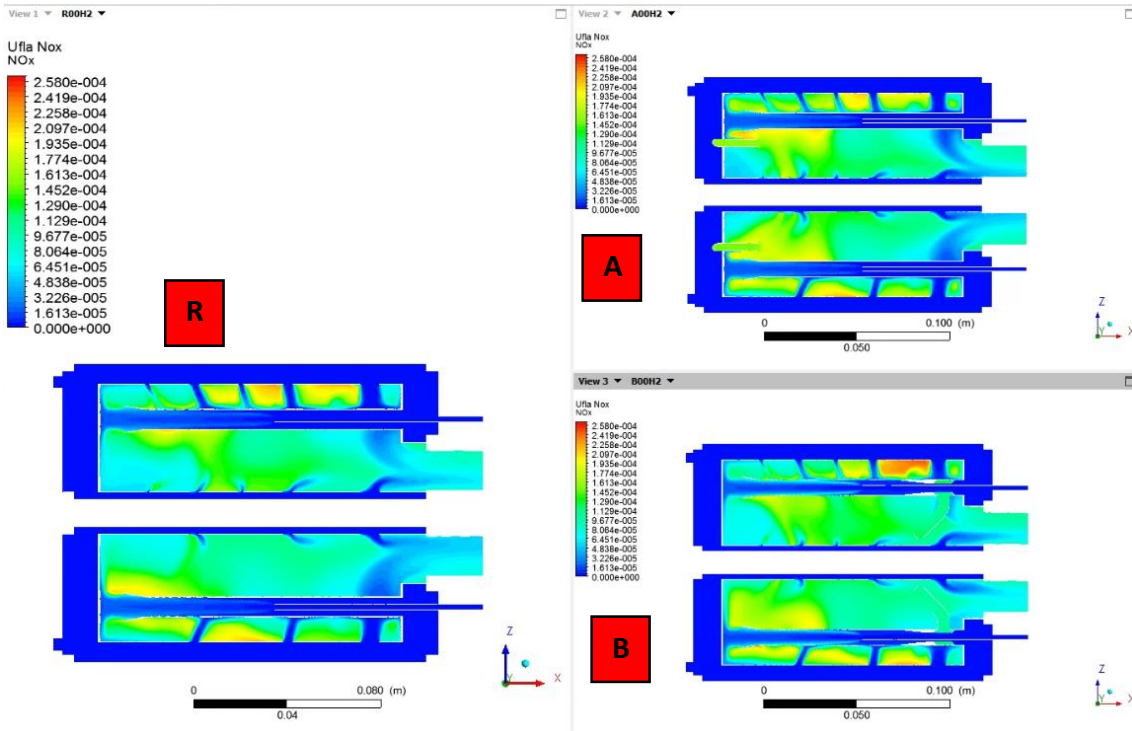
W celu wytłumaczenia powyżej opisanych obserwacji, należy określić jakie czynniki mogą mieć wpływ na emisję tlenków azotu. Rozpatrując jeden wariant zasilania, można wyłączyć wpływ właściwości paliwa. Na podstawie rozpatrywanych prędkości przepływów (rozdział IV)-1)-b)ii)), można również czynnik prędkości wyłączyć z elementów mający znaczący wpływ na emisję tlenków azotu. Pozostającym czynnikiem pozostaje dostępność do tlenu w części czołowej i końcowej komór spalania. Według tabeli 4.3, można stwierdzić zubożenie mieszaniny palnej w czołowej części rury ogniowej względem pozostałych komór spalania. W wyniku zubożenia tej początkowej części komory spalania, maksymalna temperatura spalania w komorze w wariancie B została ograniczona. W tym wariancie komory spalania, część czołowa komory spalania została wykorzystana w mniejszym stopniu do prowadzenia procesu spalania, niż w pozostały komorach. Wydzielanie ciepła ze spalania paliwa następowało w mniejszej intensywności, co może skutkować podwyższeniem średniej temperatury w

środkowej części komory spalania, względem pozostałych komór spalania (zgodnie z zasadą zachowania energii). W wyniku tego można przypuszczać, że w komorach A i referencyjnej, tworzenie tlenków azotu następuje w gorących czołowo-centralnych częściach rur ogniowych, a w dalszych częściach komór spalania, ten proces traci na swej intensywności. W komorze w wariancie B, proces tworzenia tlenków azotu następuje z niższą intensywnością niż w pozostałych komorach spalania (mniejsza maksymalna temperatura spalania), lecz w większej objętości. Wynikałoby z powyższego, że tlenki azotu pochodzą w szczególności z gorących stref w komorze referencyjnej oraz w komorze w wariancie A, zaś w komorze w wariancie B, tlenki azotu pochodzą w szczególności z strefy spalania bez gorących obszarów lecz o wyższej średniej temperaturze. Powyższe rozważania wydają się być poparte mapami masowych udziałów tlenków azotu w przekrojach reprezentacyjnych komór spalania dla zasilania metanowego (rysunek 4.25) oraz dla zasilania 50% udziału masowego wodoru (rysunek 4.26). Sumowanie tlenków azotu z obszarów gorących oraz ze stref o podwyższonej temperaturze przekłada się na emisję tej substancji z komory spalania. Oznaczałoby to, że w komorze spalania w wariancie B, objętości spalania pozbawione gorących obszarów o wyższej temperaturze spalania generuje więcej tlenków azotu niż gorące obszary w pozostałych komorach spalania.

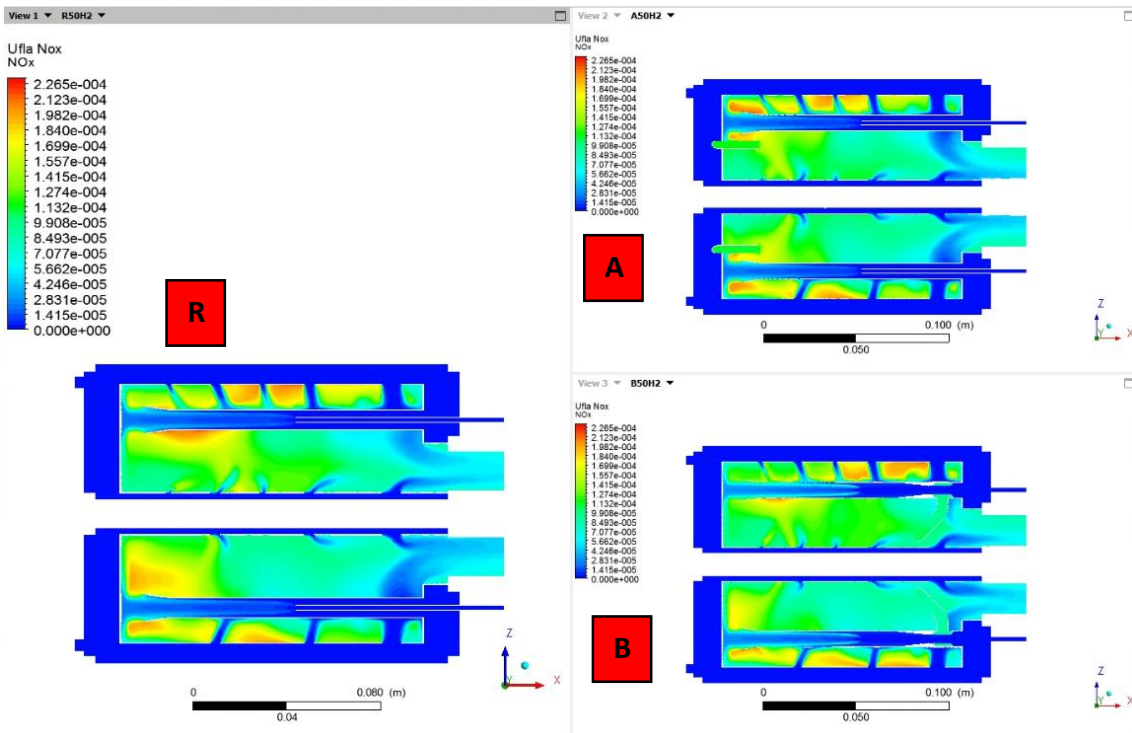
Kończąc tą pierwszą część analizy wyników emisji tlenków azotu, można odnotować następujące spostrzeżenia:

- emisja tlenków azotu jest aproksymacyjnie stała w komorze referencyjnej i wynosi ok. 70 ppmvd[15%O₂],
- emisja tlenków azotu jest quasi-identyczna pomiędzy komorą referencyjną a komorą w wariancie A, dla wszystkich wariantów zasilania,
- emisja tlenków azotu w komorze w wariancie B jest lekko wyższa od tej spotykanej w pozostałych komorach spalania, od 2 ppmvd[15%O₂] do 10 ppmvd[15%O₂], dla wszystkich wariantów zasilania,
- czynnikiem, który wydaje się móc objaśnić różnicę emisji tlenków azotu pomiędzy komorą w wariancie B a pozostałymi komorami spalania jest zmiana pola temperatur występujących w rurze ogniowej, której przyczyną może być zmiana przepływu powietrza przez rurki mieszające oraz rurę ogniową (próba wyjaśnienia zmian pól temperatur w rozdziale IV)-1)-f)).

Celem zastosowania układu zawracania spalin było ujednorodnienie pól temperatur spalania. Motywacją było zapobieganie powstawania gorących obszarów w strefach spalania (ang. „hotspot”). Ograniczenie tworzenia gorących obszarów prowadzi do ograniczenia emisji tlenków azotu. W zaproponowanych wariantach układów zawracania spalin uzyskuje się wręcz przeciwne efekty, w szczególności w komorze w wariancie B. Zmiana ta może wynikać ze zmiany przepływu powietrza przez komorę spalania.



Rys. 4.25 Mapy tworzenia tlenków azotu w komorach spalania dla zasilania metanowego

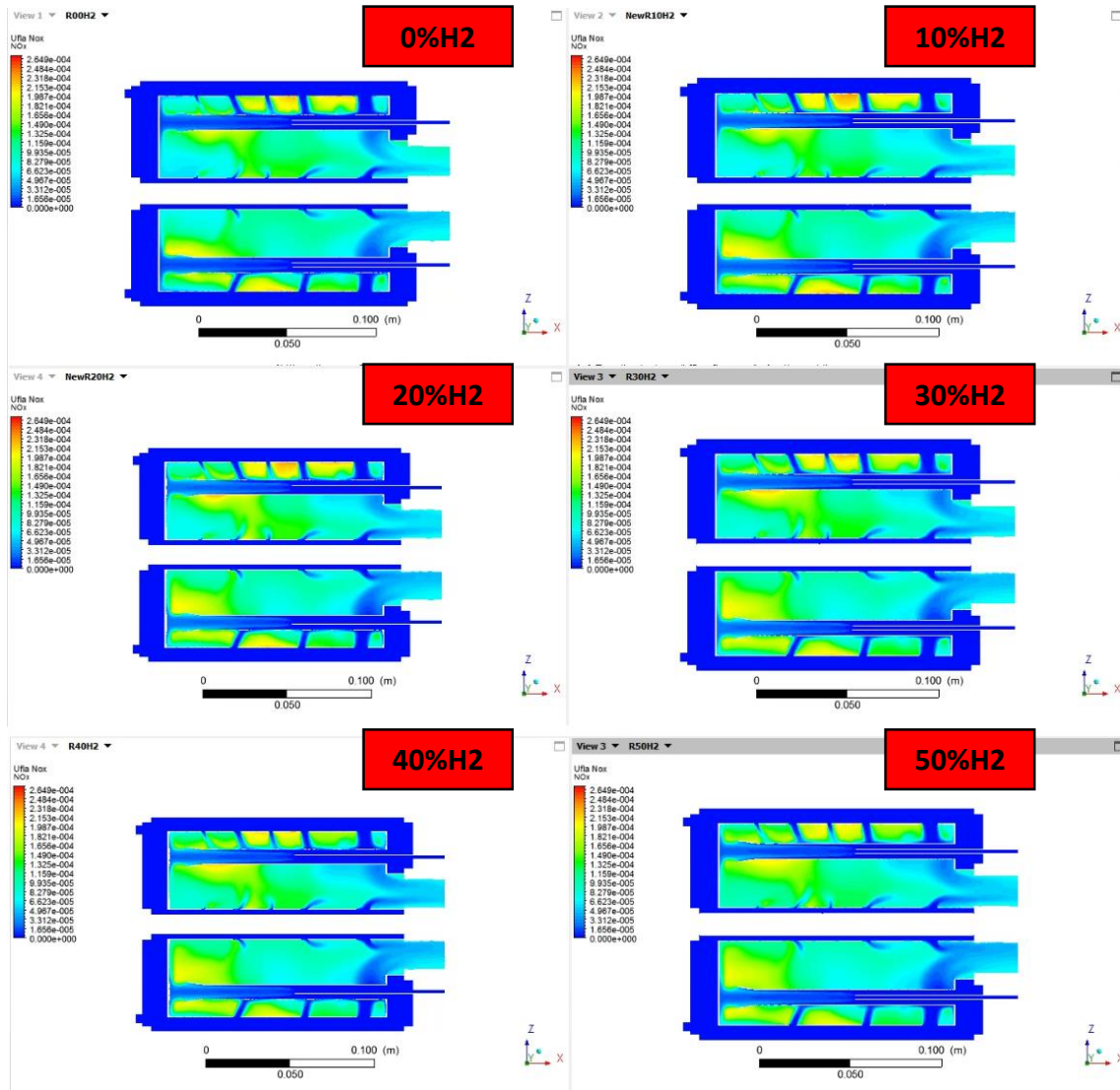


Rys. 4.26 Mapy tworzenia tlenków azotu w komorach spalania dla zasilania metanowo-wodorowego (połowiczny udział masowy)

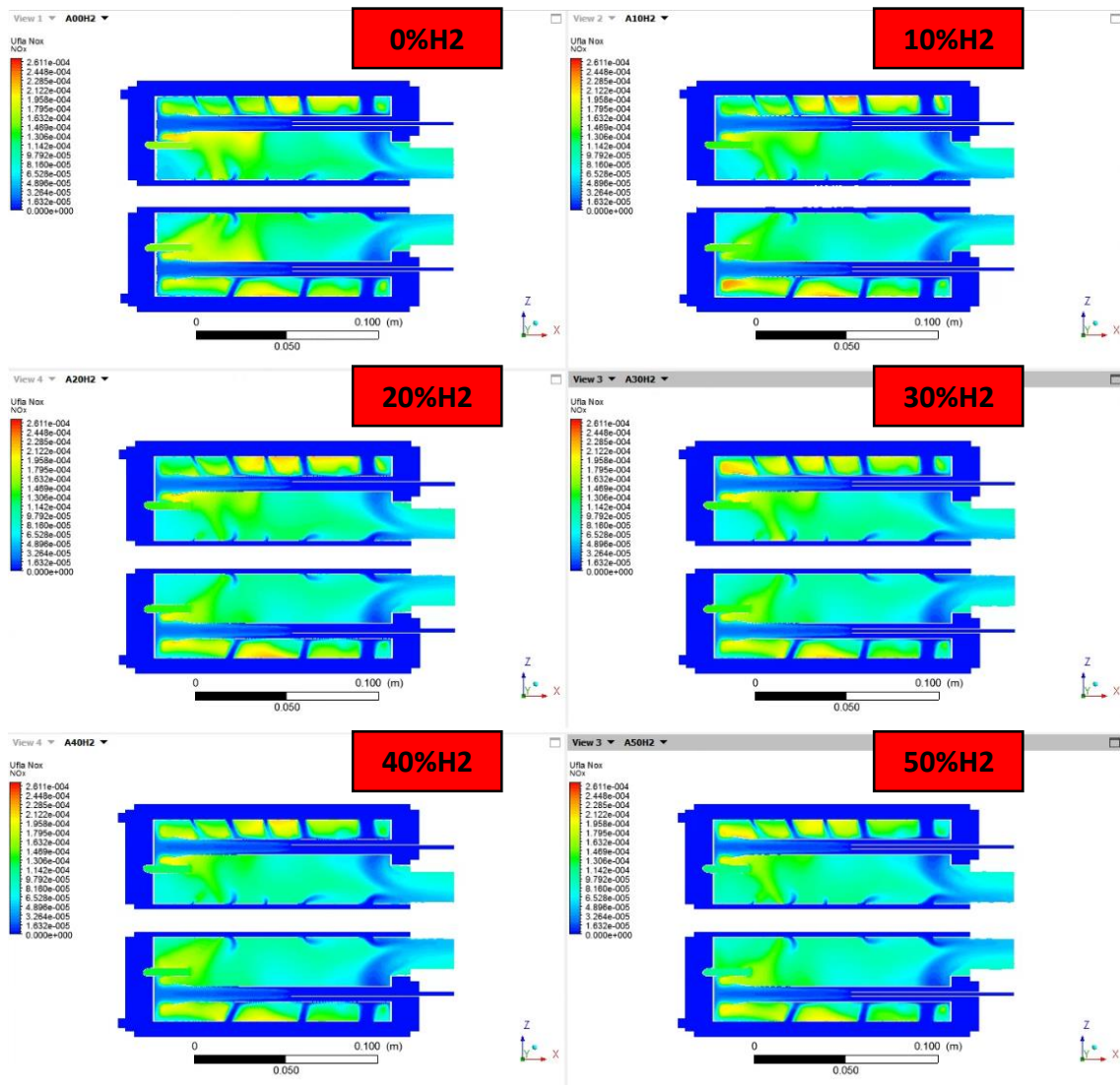
W drugiej części, zostaną porównane komory indywidualnie dla różnych wariantów zasilania. Wykres z rysunku 4.24 pozwala stwierdzić, że w referencyjnej komorze spalania oraz w komorze w wariancie A, poziom emisji tlenków azotu jest aproksymatywnie stały (ok. 70 ppmvd[15%O₂]) dla wszystkich wariantów zasilania. W komorze spalania w wariancie B, można dostrzec nieco większą emisję tlenków azotu (ok. 80 ppmvd[15%O₂]) dla zasilania metanem, a następnie wraz z podawaniem wodoru, ta emisja maleje do poziomu pozostałych komór spalania (ok. 70 ppmvd[15%O₂]). Powyższe obserwacje znajdują odzwierciedlenie w mapach udziałów masowych tlenków azotu w przekrojach reprezentacyjnych indywidualnych komór spalania; niezależnie od wariantu zasilania, mapa dla zadanej komory spalania (rysunki od 4.27 do 4.29) przechodzi niewielkie zmiany.

Dla zadanej komory spalania, strumień masy powietrza oraz prędkości przepływu są prawie niezmiennie, czyli te dwa czynniki nie będą wpływały na emisję tlenków azotu dla zadanej komory spalania, przy zmianie wariantu zasilania. Czynniki mającymi wpływ na proces spalania są zmienne właściwości fizyko-chemiczne paliwa przy zmianie wariantu zasilania. Wzrost udziału wodoru w paliwie powoduje wzrost temperatury gorących obszarów, oraz obniżenie średniej temperatury w pozostałych częściach komory spalania (doprowadzana entalpia paliwa jest stała). Większa temperatura gorących obszarów powoduje intensyfikację tworzenia tlenków azotu, natomiast obniżenie średniej temperatury w pozostałych strefach może prowadzić do obniżenia intensywności tworzenia tlenków azotu. Dla danej komory spalania, ewolucja tych dwóch stref może prowadzić do wzajemnego zrównoważenia, co by miało w konsekwencji stały poziomy poziom emisji tlenków azotu, dla wszystkich wariantów zasilania. W komorze w wariancie B, zmiany wprowadzone przez dodawanie wodoru do paliwa prawdopodobnie powodują bilansowanie się tworzenia tlenków azotu coraz bliższej poziomu komory referencyjnej oraz komory w wariancie A.

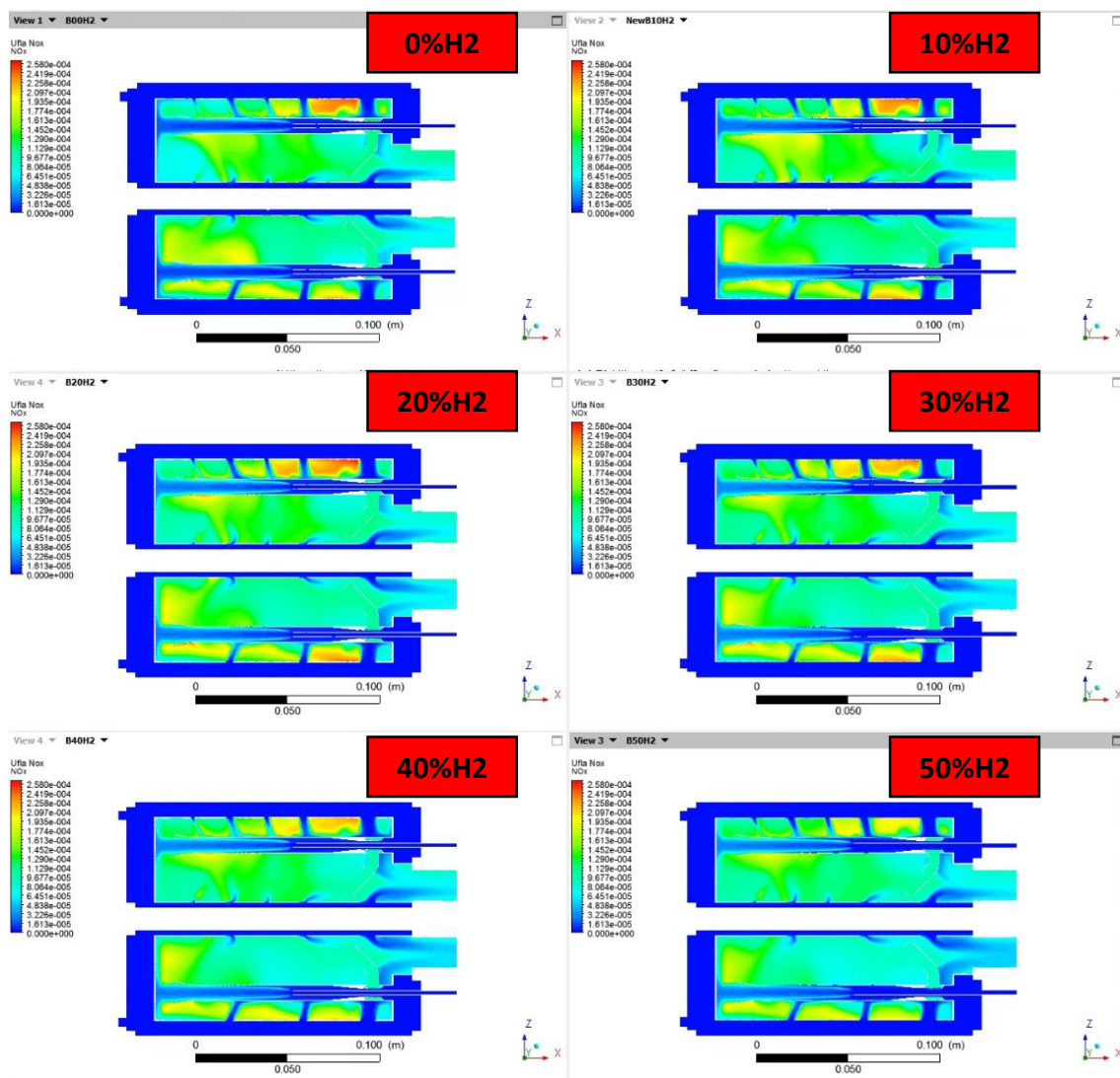
Ostatecznie, opierając się o analizę przedstawionych map masowych udziałów tlenków azotu na rysunkach od 4.25 do 4.29, nie można dostrzec istotnych wariacji udziału tej substancji w okolicach wprowadzania zawróconych spalin. Działanie zawróconych spalin, nawet w bezpośrednim otoczeniu ich wprowadzenia, nie umożliwia utworzenia strefy o zmiennym stężeniu masowym tlenków azotu. Należy wnioskować, że strumień zawróconych spalin jest zbyt niski aby móc zaobserwować wymierne efekty pod kątem emisji tlenków azotu.



Rys. 4.27 Mapy tworzenia tlenków azotu w referencyjnej komorze spalania



Rys. 4.28 Mapy tworzenia tlenków azotu w wariancie A komory spalania

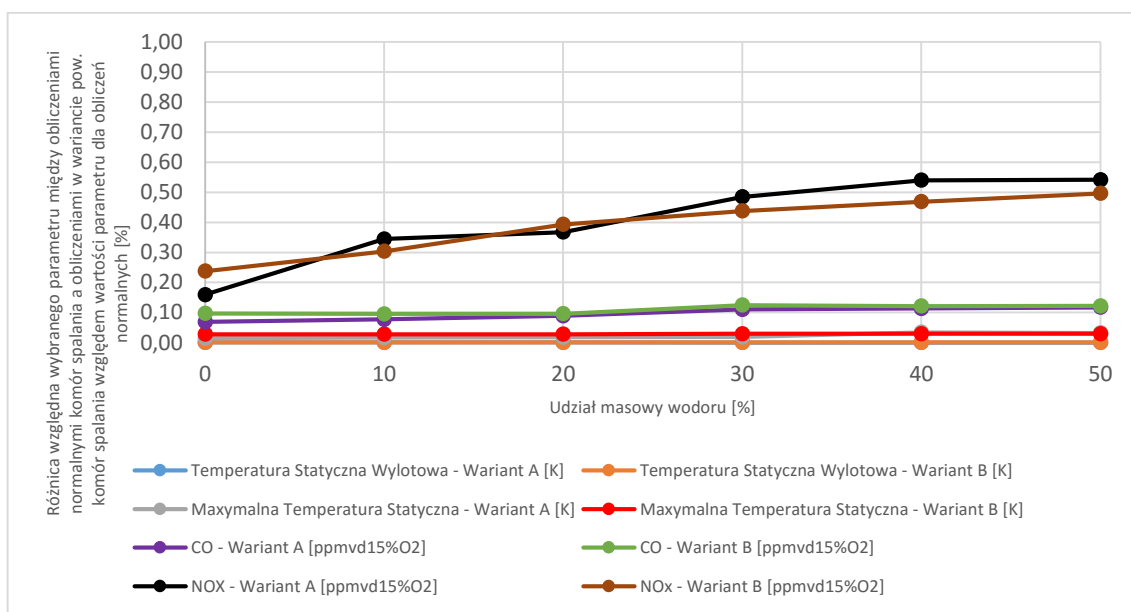


Rys. 4.29 Mapy tworzenia tlenków azotu w wariantcie B komory spalania

Podsumowując tą część wyników należy stwierdzić, że emisje tlenków azotu są quasi identyczne dla komory referencyjnej oraz dla komory w wariantcie A, dla wszystkich wariantów zasilania, a ich wartości są quasi-stałe (ok. 70 ppmvd[15%O₂]). W komorze spalania w wariantcie B, można dostrzec większą emisję tlenków azotu dla zasilania metanowego, w porównaniu do pozostałych komór spalania o ok. 8 ppmvd[15%O₂], różnicę, która maleje do 2 ppmvd[15%O₂] przy masowo połowicznym zasilaniu paliwem metanowo-wodorowym. Zaobserwowane przebiegi emisji tlenków azotu dla badanych wariantów komór spalania oraz wariantów zasilania, próbowano zinterpretować jako wpływ zmienności przepływu powietrza przez rurki mieszające i rurę ogniową oraz zmienność właściwości fizyko-chemicznych zmieniających się wariantów zasilania. Spalin zawracane przez układy zawracania spalin nie wydają się mieć zauważalnego wpływu na emisję tlenków azotu, co wynika ze zbyt niskiego stopnia zawracania spalin.

2) WYNIKI BADAŃ REAKTOROWYCH

Uzupełnieniem obliczeń CFD, były badania wykonane w oparciu o modele reaktorów idealnych bez równań transportu. Zbudowano sieć połączonych reaktorów na potrzeby odwzorowania procesu spalania w komorze referencyjnej w wariantach A i B. Każdy z modeli komór spalania został obliczony klasycznie oraz w wariacie „pow.”. W wariacie „pow.”, układy zawracania spalin są zastąpione dodatkowym(i) dopływem(ami) gazu. Ten dopływający dodatkowy gaz ma ten sam strumień masy, udział masowy tlenu oraz temperaturę co strumień zawracanych spalin. Jedyną różnicą w obliczeniach "pow.", względem obliczeń klasycznych, jest zastąpienie strumienia dwutlenku węgla oraz pary wodnej zawartych w zawróconych spalinach azotem. W ten sposób, wariant obliczeniowy "pow." umożliwia na porównanie działania dwutlenku węgla oraz pary wodnej, zawartych w zawróconych spalinach, z działaniem azotu na spalanie. W sytuacji nieznacznej różnicy pomiędzy wariantami klasycznymi a "pow." obliczeń, działanie dwutlenku węgla oraz pary wodnej zawartych w zawróconych spalinach można przyrównać do działania azotu, składnika powietrza. W sytuacji zauważalnej różnicy pomiędzy wariantami klasycznymi a "pow." obliczeń, działanie dwutlenku węgla oraz pary wodnej, zawartych w zawróconych spalinach, będzie niepomijalne. Poniższy wykres (rys. 4.30) przedstawia różnicę względną pomiędzy obliczeniami w wariacie klasycznym a obliczeniami w wariacie „pow.”, względem obliczeń w wariacie klasycznym, dla wybranych parametrów.



Rys. 4.30 Względna różnica parametrów spalania w komorach spalania pomiędzy obliczeniami w wariacie klasycznym a obliczeniami w wariacie „pow.”

Na podstawie powyżej przedstawionego rysunku 4.30, można stwierdzić nieznaczne różnice względne dla parametrów opisujących proces spalania. Dla większości parametrów, różnica względna nie przekracza 0,15%, wyjątek stanowią obliczenia obnoszące się do tlenków azotu, gdzie różnica względna sięga maksymalnie 0,54%. Wyznaczone różnice pomiędzy wariantami obliczeniowymi klasycznymi a „pow.” są pomijalnie małe. Oznacza to, że działanie dwutlenku węgla oraz pary wodnej, zawartych w zawróconych spalinach, mają podobny efekt na spalania jak azot, składnik powietrza.

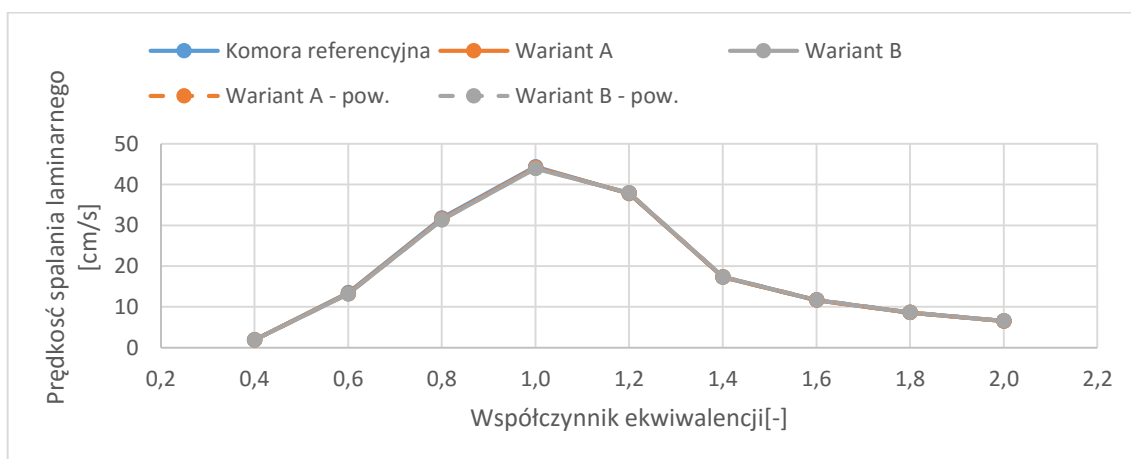
Oznacza to, że zaobserwowane różnice w procesie spalania w wariantach A i B komór spalania, opisane w pierwszym podrozdziale tego rozdziału, wynikają ze zmiany przepływu powietrza przez rurę ogniową. Efekty działania spalin, chemiczne i fizyczne, są niezauważalne, co wynika z bardzo niskiego stopnia zawrócenia spalin (maksymalnie 0,54% w ujęciu globalnym). Można wnioskować, że badane układy zawracania spalin (autonomiczne) nie zawierają wystarczającej ilości spalin aby móc dostrzec wymierne efekty tego procesu na procesie spalania, niezależnie od składu paliwa.

Podsumowując, autonomiczne układy zawracania spalin okazują się być nieefektywne, gdyż zawrócone spaliny przez te układy są niewystarczające aby wymierne wpłynąć na proces spalania. Uzyskane zmiany w procesie spalania w wariantach A i B komory spalania wynikają przede wszystkim ze zmiany przepływu powietrza przez rurę ogniową, którą można uzyskać bez wprowadzania układu zawracania spalin (np. poprzez zmianę średnic, ilości oraz rozmieszczenia otworów umieszczonych na rurze ogniowej).

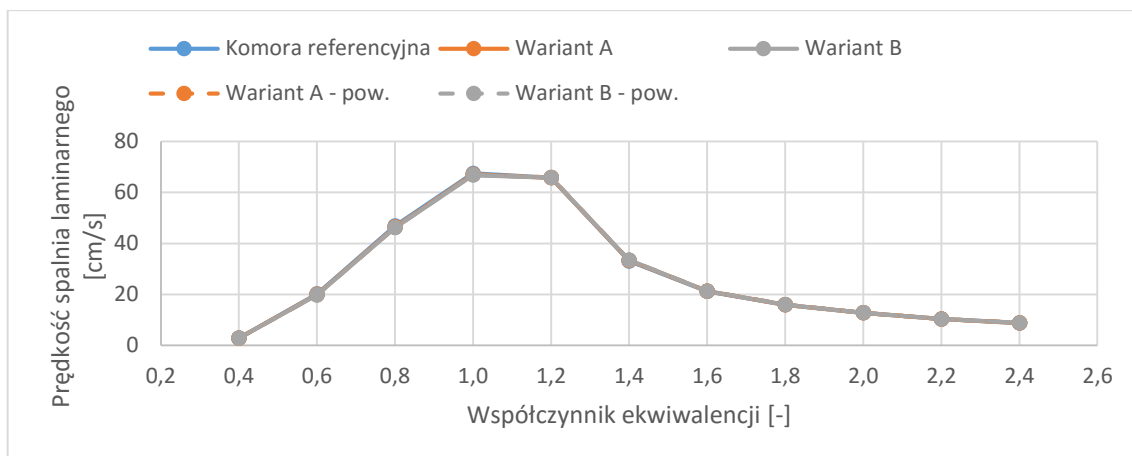
3) BADANIE PRĘDKOŚCI SPALANIA LAMINARNEGO

a) Całość komory spalania

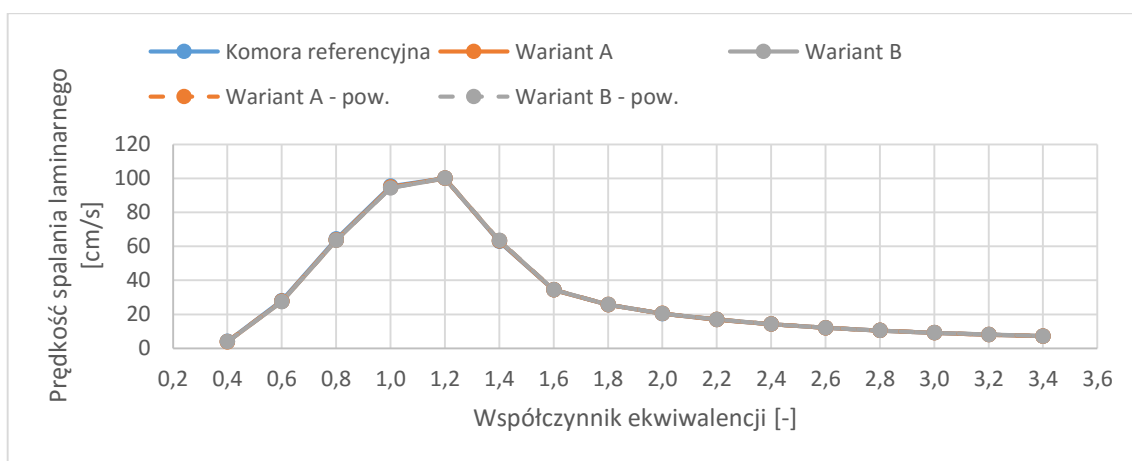
Przeanalizowano w następującej kolejności obliczoną prędkość spalania laminarnego mieszaniny paliwowo-powietrzno-spalinowej, w ujęciu całości komory spalania, zgodnie z procedurą przedstawioną w III rozdziale. Obliczenia były prowadzone w wariantach klasycznym oraz w wariantach „pow.”. Założenie tych dwóch wariantów są przedstawione w poprzednim podrozdziale tego rozdziału. Rysunki od 4.31 do 4.36 przedstawiają ewolucję prędkości spalania laminarnego mieszaniny paliwowo-powietrzno-spalinowej w zależności od współczynnika ekwiwalencji (odwrotność współczynnika nadmiaru powietrza). Należy jednak podkreślić tutaj, że współczynnik ekwiwalencji podany na następujących rysunkach dotyczy mieszaniny paliwowo-powietrznej podawanej do mikser, zaś współczynnik ekwiwalencji w prędkości spalania laminarnego jest skorygowany o tlen zawarty w zawróconych spalinach (drugi strumień doprowadzony do mikser w modelu – rys. 3.34).



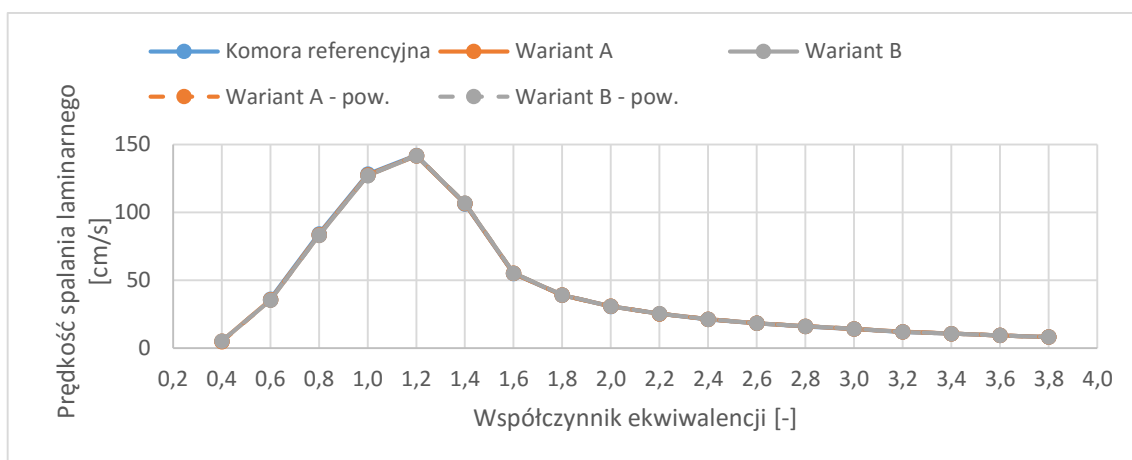
Rys. 4.31 Prędkość spalania laminarnego mieszanin paliwowo-powietrznych tożsamyh z tymi z komór spalania w ujęciu sumarycznym dla zasilania metanowego



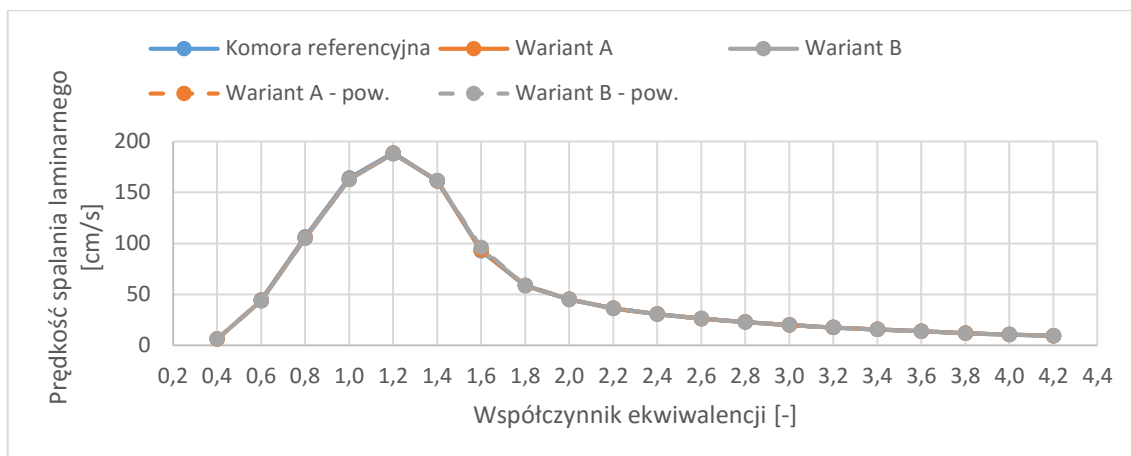
Rys. 4.32 Prędkość spalania laminarnego mieszanin paliwowo-powietrznych tożsamyh z tymi z komór spalania w ujęciu sumarycznym dla zasilania metanowo-wodorowego (udział masowy wodoru 10%)



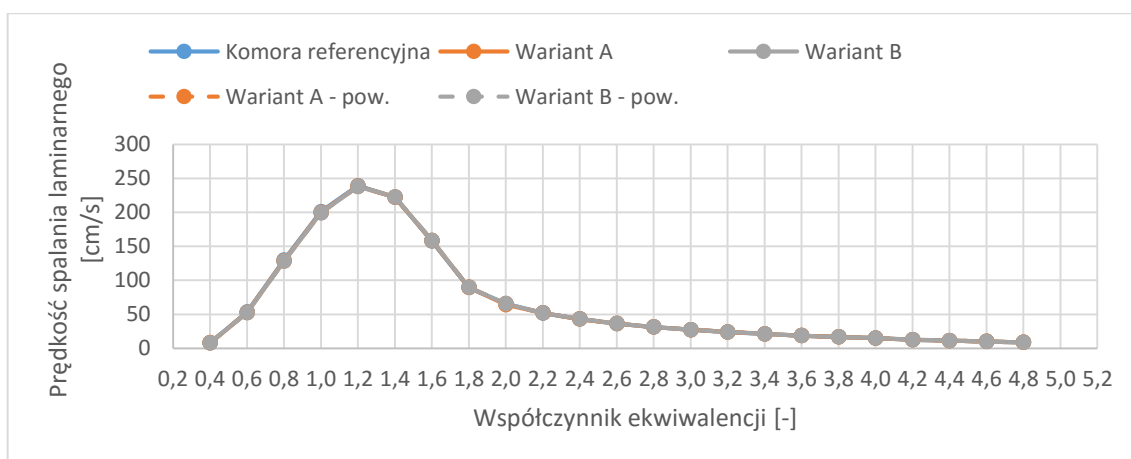
Rys. 4.33 Prędkość spalania laminarnego mieszanin paliwowo-powietrznych tożsamyh z tymi z komór spalania w ujęciu sumarycznym dla zasilania metanowo-wodorowego (udział masowy wodoru 20%)



Rys. 4.34 Prędkość spalania laminarnego mieszanin paliwowo-powietrznych tożsamyh z tymi z komór spalania w ujęciu sumarycznym dla zasilania metanowo-wodorowego (udział masowy wodoru 30%)



Rys. 4.35 Prędkość spalania laminarnego mieszanin paliwowo-powietrznych tożsamyh z tymi z komór spalania w ujęciu sumarycznym dla zasilania metanowo-wodorowego (udział masowy wodoru 40%)



Rys. 4.36 Prędkość spalania laminarnego mieszanin paliwowo-powietrznych tożsamyh z tymi z komór spalania w ujęciu sumarycznym dla zasilania metanowo-wodorowego (udział masowy wodoru 50%)

Na podstawie powyższego zbioru wykresów, można stwierdzić nakładania się charakterystyk prędkości spalania laminarnego pomiędzy wszystkim wariantami komór spalania (referencyjna, wariant A i B), oraz pomiędzy wszystkimi wariantami obliczeniowymi (klasyczny oraz „pow.”). Wynika z powyższego, że w ujęciu globalnym komory spalania, zawracane spaliny nie prezentują widocznego wpływu na prędkość spalania laminarnego. Nie zachodzi nawet potrzeba rozpatrywania obliczeń w wariantcie obliczeniowym „pow.”, gdyż nie ma żadnych różnic pod względem prędkości spalania laminarnego pomiędzy komorą referencyjną a komorami z układami zawracania spalin.

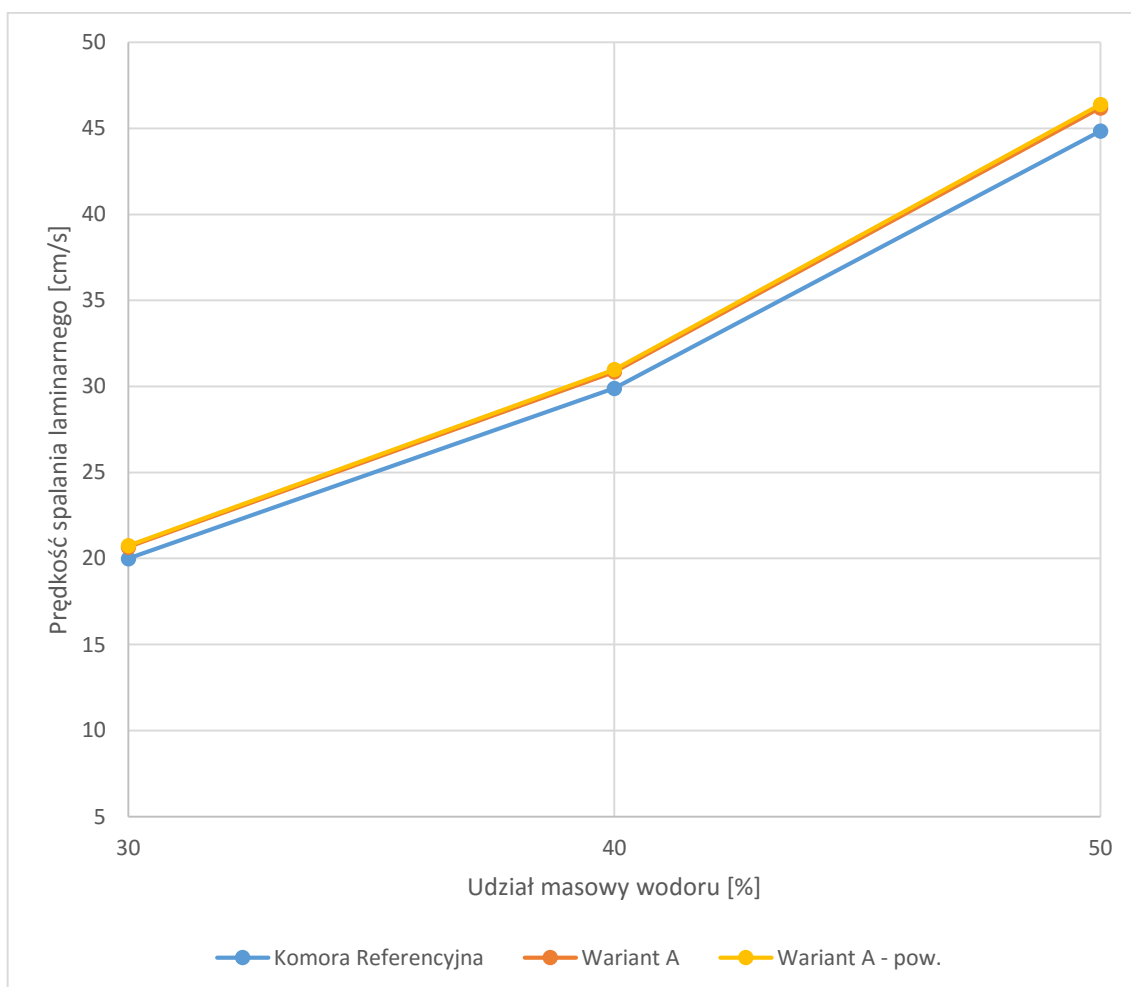
Można stwierdzić we wszystkich prowadzonych obliczeniach zwiększanie się prędkości spalania laminarnego wraz z dodawaniem wodoru do paliwa referencyjnego (metan). Jest to zjawisko, które niestety wpływa negatywnie na pracę komory spalania, ponieważ może dość do sytuacji intensyfikowania się strefy spalania w czołowej części rury ogniowej, miejsca przeznaczonego do tworzenia mieszaniny paliwowo-powietrznej oraz zapłonu, strefy, która niekoniecznie jest przystosowana do pracy w warunkach intensywnego wydzielania ciepła.

Niestety, poszukiwane ograniczenie prędkości spalania laminarnego za pomocą układu zawracania spalin, w ujęciu globalnym komory spalania, nie przynosi oczekiwanych efektów. Strumień masy zawróconych spalin jest niewystarczający (maksymalnie 0,54% strumienia masy spalin) aby uzyskać niepomijalny wpływ na prędkość spalania laminarnego.

Podsumowując tą część wyników należy stwierdzić, że w ujęciu globalnym komory spalania, układ zawracania spalin nie umożliwia wpłynięcia na prędkość spalania laminarnego. Brak efektu układu zawracania spalin na prędkość spalania laminarnego wynika ze zbyt niskiego strumienia masy zawróconych spalin.

b) Czołowa część komory spalania

Na poniższy rysunku (4.37) przedstawiono obliczeniową prędkość spalania laminarnego w zależności od udziału masowego wodoru w paliwie, dla komory spalania referencyjnej oraz w wariancie A, oraz w wariancie obliczeniowym „pow.”. Obliczenia zostały wykonane dla współczynników ekwiwalencji równych tym w czołowej części rury ogniowej. Model obliczeniowy oraz warunki brzegowymi przedstawiono w III rozdziale.



Rys. 4.37 Prędkość spalania laminarnego mieszanin paliwowo-powietrznych tożsamyh z tymi z czołowej części komór spalania

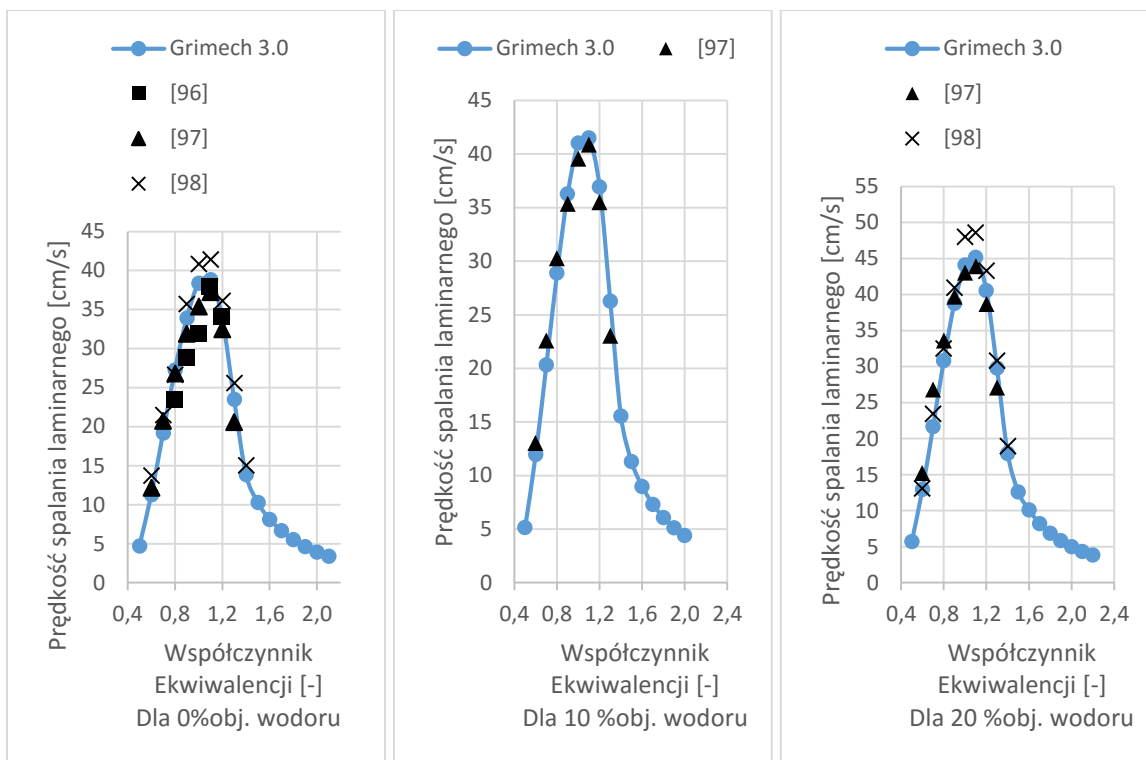
Pierwszą obserwację można odnieść do faktu, że nie zostały wyliczone prędkości spalania w wariancie B, co jest w korelacji z danymi w tabeli 4.3 – nie zachodzi spalanie w części czołowej w tym wariancie niezależnie od zawartości wodoru w paliwie (do 50% udziału masowego wodoru). Brak spalania w wariancie B nie jest podyktowany działaniem spalin, lecz zmianą (obniżeniem) doprowadzanego powietrza do czołowej części komory spalania.

Należy następnie zauważyć, że krzywe dla prędkości spalania laminarnego dla komory referencyjnej oraz w komorze w wariancie A są do siebie mocno zbliżone. Ich przebieg się rozpoczyna od 30 % udziału masowego wodoru w paliwie, co jest zgodne z przewidywaniami przedstawionymi w tabeli 4.3. Dopiero po przekroczeniu 30 % udziału masowego wodoru w paliwie, zachodzi możliwość spalania pod względem dostępności tlenu. Oznacza to, że zarówno komora referencyjna jak i komora w wariancie A umożliwią, poprzez swoją konstrukcję, utworzenie strefy spalania w czołowej części komory spalania (części w której nie powinno się rozwijając intensywne spalanie) po przekroczeniu 30 % udziału masowego wodoru w paliwie. Po przekroczeniu 30% udziału masowego wodoru w paliwie, uzyskiwane prędkości spalania laminarnego są podobne między wariantem referencyjnym a wariantem A komór spalania. Dodatkowo przeprowadzone obliczenia w wariancie „pow.” dla komory spalania A, nie przedstawia widocznych różnic względem obliczeń klasycznych dla tego samego wariantu komory spalania. Podkreśla to ostatnie spostrzeżenie, że minimalne różnice widoczne w wariancie A komory spalania (względem komory referencyjnej) wynikają ze zmiany przepływu powietrza przez rurę ogniową, a nie z działania zawróconych spalin.

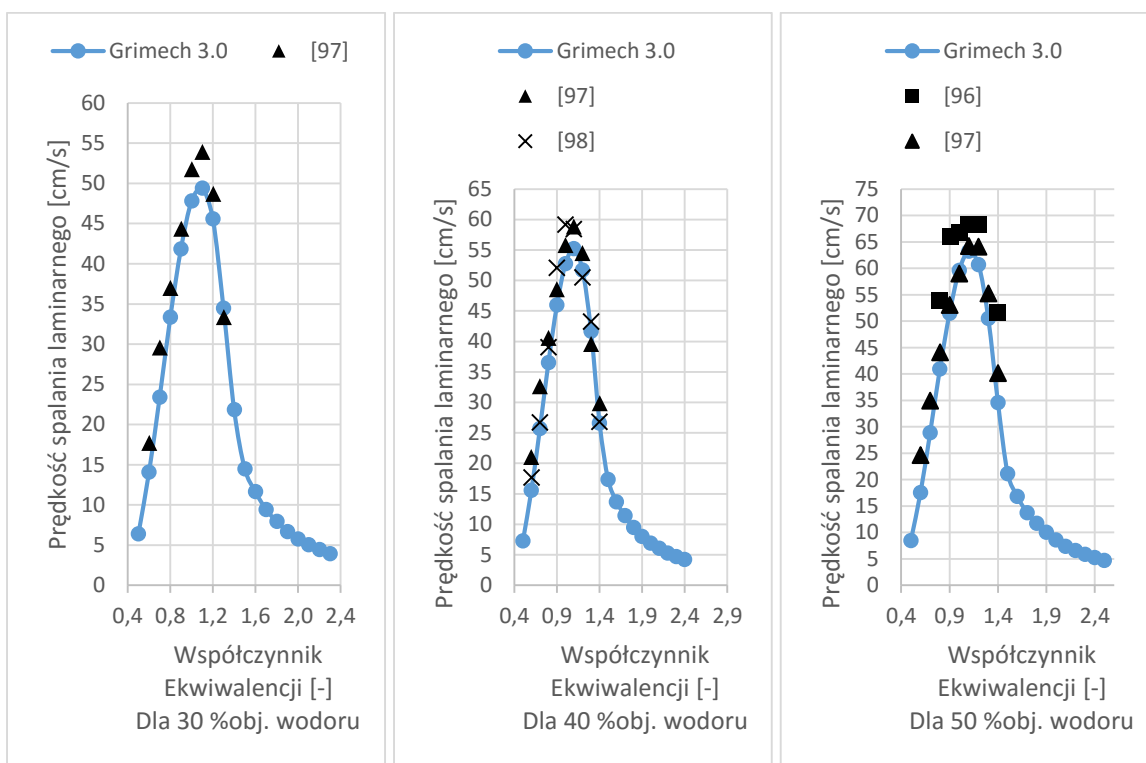
Podsumowując tą część wyników należy stwierdzić, że w wariancie B komory spalania wyeliminowano możliwość rozwinięcia intensywnej strefy spalania w części czołowej komory spalania. Wariant A komory spalania przedstawia brak spalania do 30 % udziału masowego wodoru w paliwie (dokładnie jak komora referencyjna), zaś po przekroczeniu 30 % udziału masowego wodoru w paliwie, prędkości spalania laminarnego w czołowej części komory spalania są mocno zbliżone do tych dla komory referencyjnej. Dodatkowo można stwierdzić, że odchylenia pod względem prędkości spalania laminarnego w czołowej części komory spalania w wariantach A i B komór spalania wynikają ze zmiany przepływu powietrza przez tą część rury ogniowej, a nie wynikają z działania zawróconych spalin. Pod względem prędkości spalania laminarnego w czołowej części rury ogniowej, układ zawracania spalin jest nie efektywny, co wynika ze zbyt niskiego strumienia masy zawracanych spalin.

c) Ocena stopnia odwzorowania obliczeniowej prędkości spalania laminarnego względem danych doświadczalnych

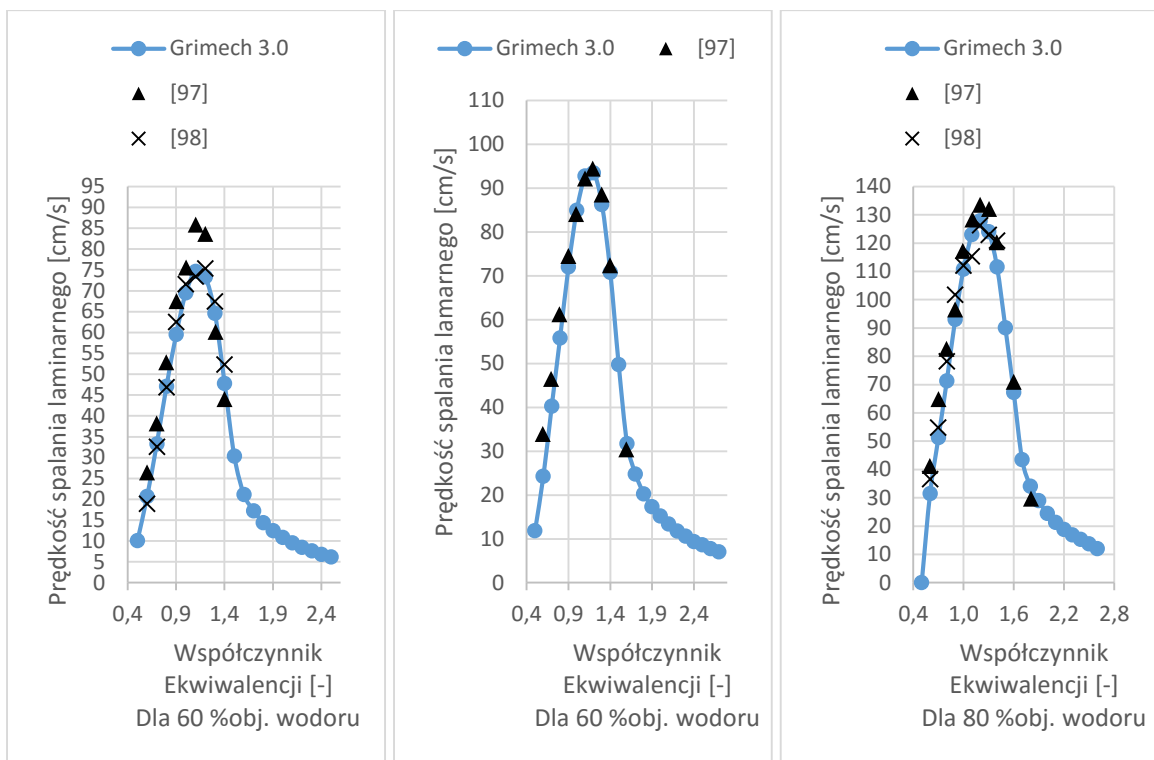
Przedstawiono poniżej (rys 4.38, 4.39, 4.40 oraz 4.41) obliczone prędkości spalania laminarnego mieszaniny metanowo-wodorowej od 0% do 100% udziału objętościowego wodoru, przy wykorzystaniu szczegółowego mechanizmu spalania GRI-mech 3.0, w warunkach mocno zbliżonych do tych spotykanych w danych doświadczalnych, uzyskanych z literatury [96, 97, 98, 99], czyli dla ciśnienia równego 0,1 MPa, oraz temperatury otoczenia równej 303 K. Na uzyskane wyniki obliczeniowe, naniesiono wyniki doświadczalne, z wcześniej wspomnianej literatury [96, 97, 98, 99].



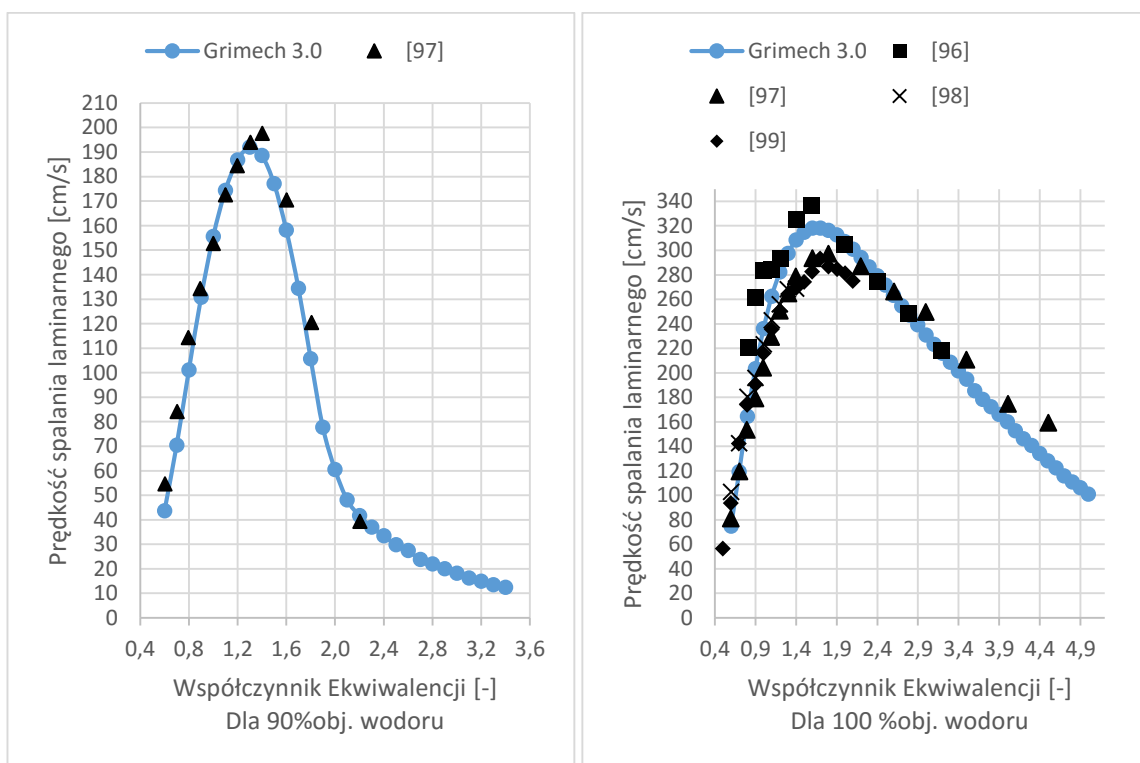
Rys. 4.38 Prędkości spalania laminarnego (obliczeniowe oraz eksperymentalne)



Rys. 4.39 Prędkości spalania laminarnego (obliczeniowe oraz eksperymentalne)



Rys. 4.40 Prędkości spalania laminarnego (obliczeniowe oraz eksperymentalne)



Rys. 4.41 Prędkości spalania laminarnego (obliczeniowe oraz eksperymentalne)

Na podstawie przedstawiony wykresów na rysunkach od 4.38 do 4.41 można stwierdzić, że dla wszystkich udziałów objętościowych wodoru w paliwie referencyjnym (metanowym) obliczone prędkości spalania laminarnego są zawarte w chmurach punktów wyznaczone w drodze eksperymentu. Obliczeniowe prędkości spalania laminarnego przy wykorzystaniu

mechanizmu GRI-Mech 3.0 są w korelacji z danymi eksperymentalnymi dla szerokiego zakresu współczynników ekwiwalencji oraz dla szerokiego zakresu udziału wodoru w paliwie metanowym. Obliczenia zostały przeprowadzone w warunkach 0,1 MPa oraz 303 K, co nie odpowiada ciśnieniu i temperaturze prowadzonych obliczeń w wcześniejszych częściach (IV)-3)-a) oraz (IV)-3)-b)), gdzie ciśnienie wynosiło ok. 0,3 MPa, a temperatura wynosiła 425 K (nie znaleziono danych doświadczalnych dla tych warunków). Biorąc pod uwagę zakres optymalnego funkcjonowania mechanizmu GRI-Mech 3.0 (ciśnienie do 1 MPa oraz temperatura do 2500 K), warunki prowadzonych badań numerycznych w poprzednich częściach w pełni mieszczą się w tym zakresie [77].

Podsumowując tą część wyników można stwierdzić, że wykorzystane modele obliczeniowe stanowią miarodajne narzędzia przy wyznaczaniu prędkości spalania laminarnego w warunkach modelowych, co z kolei uwierzytelnia potencjalnie uzyskane i opisane wcześniej wyniki.

4) WNIOSKI

Na podstawie przeprowadzonych badań przygotowano zestaw wykresów, map oraz tabel, które zostały poddane analizie. W toku analizowania uzyskanych wyników zostały opisane zjawiska zachodzące w komorach spalania, podejmowano próby ich wyjaśnienia oraz zrozumienia. Celem nadrzędnym przeprowadzonego postępowania jest udzielenie odpowiedzi na zakładane tezy, przedstawione we wstępie tej pracy. Poniżej zostaną przywołane tezy pracy i zostaną na nie udzielone odpowiedzi (potwierdzenie / odrzucenie).

[1] Istnieje możliwość zastosowania samoczynnego wewnętrznego układu recyrkulacji spalin w komorach spalania mikroturbin gazowych.

Tak - Istnieje możliwość uzyskania zawracania spalin wewnątrz komory spalania mikroturbiny gazowej przy zastosowaniu zaproponowanych autonomicznych układów zawracania spalin. Opracowanie układu wewnątrz-komorowego, zdolnego do samoczynnego zawrócenia spalin jest procesem niezmiernie kompleksowym, czasochłonnym oraz opartym o metodę prób i błędów. W wyniku opracowywania układu samoczynnego zawracania spalin wewnątrz-komorowego powstały dwa układy, które spełniają założone funkcje. Pierwszy układ, oznaczony jako układ A, umożliwia na zawrócenie od 0,31 % do 0,34 % strumienia masy spalin opuszczających komorę spalania, niezależnie od udziału wodoru w paliwie. Drugi układ, oznaczony jako układ B, umożliwia na zawrócenie od 0,45 % do 0,54 % strumienia masy spalin. Tutaj strumień masy zawracanych spalin jest lekko malejący wraz ze wzrostem udziału wodoru w paliwie. Można stwierdzić, że zaproponowane układy kanałowe nie umożliwiają na zawrócenie znaczącej ilości spalin. Wprowadzone układy zawracania spalin spowodowały niewielki wzrost spadku ciśnienia całkowitego między wlotem i wylotem z komór spalania. Dla komory referencyjnej, spadek ciśnienia całkowitego wynosi około 10 %, zaś w komorach w wariantach A i B, ten sam parametr nie przekracza 11 %. Można zatem stwierdzić mniej niż 1 % wzrostu spadku ciśnienia całkowitego względem komory referencyjnej, co jest normalne ze względu na wprowadzenie dodatkowych oporów przepływu w modyfikowanych komorach. Pomimo stwierdzenia wzrostu spadku ciśnienia całkowitego w komorze spalania, ten wzrost jest niewielki (względem modyfikacji komory referencyjnej), i może zostać na tym etapie zaniechany. Jest to pożądana obserwacja, ponieważ wprowadzenie układu zawracania spalin nie zaburzy znacząco ważnego parametru pracy komory spalania, jakim jest spadek ciśnienia

całkowitego. Podobnie jest pod względem temperatury całkowitej spalin na wylocie z komory spalania. Podczas wprowadzenia układów zawracania spalin do komory referencyjnej, stwierdzono niewielką odchyłkę temperatury całkowitej na wylocie z komory spalania względem komory referencyjnej (maksymalnie 0,4 % - dla zasilania metanowego). Wraz z dodawaniem wodoru do paliwa odnotowano spadek wartości tego parametru, nie przekraczając 1,2 %. Powyższe obserwacje oznaczają również pomijalnie małe wariacje temperatury całkowitej na wylocie z komór spalania z układami zawracania spalin, względem komory referencyjnej, dla wszystkich wariantów zasilania. Wprowadzenie układów zawracania umożliwiło na zawracanie niewielkiej porcji spalin przy równoczesnym quasi-zachowaniu podstawowych parametrów pracy komory spalania, dla wszystkich rozpatrywanych wariantów zasilania.

[2] Istnieje możliwość kontrolowania procesu spalania paliwa w komorze spalania mikroturbiny gazowej poprzez wprowadzenie samoczynnego wewnętrznego układu recyrkulacji spalin (działaniem zawróconych spalin).

Nie - Na podstawie przeprowadzonych badań oraz analiz wyników stwierdzono, że zawrócone spaliny nie wpływają na zaobserwowane zmiany parametrów spalania w komorach wyposażonych w układy zawracania spalin względem komory referencyjnej. Zostały rozpatrzone takie parametry spalania jak maksymalna temperatura statyczna spalania oraz gradient temperatury statycznej spalania w przekroju reprezentacyjnym komory, emisje tlenu węgla oraz tlenków azotu. Odchylenia tych parametrów w komorach w wariantach A i B względem tych samych parametrów komory referencyjnej wynikają ze zmiany przepływu powietrza przez rurki mieszające oraz rurę ogniową. Zmiana dostępu do tlenu pomiędzy wariantami komór spalania w dużym stopniu umożliwiła wyjaśnić zmiany wartości tych parametrów, zaś dodatkowe badania reaktorowe (na modelach sieciowych w Ansys Chemkin) umożliwiły obserwację braku wpływu zawracanych spalin na przebiegi tych parametrów dla zadanego wariantu zasilania. Przedstawione układy zawracania spalin nie przynoszą oczekiwanego wpływu na proces spalania, a uzyskane zmiany można uzyskać w drodze przebudowy rury ogniowej referencyjnej komory spalania. Zawrócone spaliny przez samoczynne układy zawracania spalin charakteryzują się zbyt niskimi strumieniami masy aby mieć wymierny wpływ na proces spalania. Wzrost udziału wodoru w paliwie, w większości przypadków, przynosi spodziewany wpływ (często negatywny) na rozpatrywane parametry procesu spalania.

[3] Zastosowanie samoczynnego wewnętrznego układu recyrkulacji spalin w komorze spalania mikroturbiny gazowej umożliwi (działaniem zawróconych spalin) redukcję temperatur spalania (gradient i maksimum) w celu umożliwienia spalania metanu o zwiększonym udziale wodoru.

Nie - Zastosowanie samoczynnego wewnętrznego układu zawracania spalin, spowodowało obniżenie maksymalnej statycznej temperatury spalania w komorze spalania w wariantcie B, oraz umożliwiło obniżenie gradientu temperatury statycznej w przekroju reprezentacyjnym komory spalania, względem komory referencyjnej, dla wszystkich wariantów zasilania. Pozwoliło to na zachowanie nominalnej maksymalnej temperatury statycznej spalania (czyli jak w komorze spalania referencyjnej, dla zasilania metanowego), przy podawaniu pewnej ilości wodoru do paliwa (w przedziale od 0 % do 10 % udziału masowego wodoru w paliwie). Komora spalania w wariantcie A nie prezentuje żadnych widocznych odchyżeń pod kątem

maksymalnej temperatury statycznej spalania, lecz przedstawia lekkie obniżenie gradientu temperatury w przekroju reprezentacyjnym, względem tych parametrów dla komory referencyjnej, dla wszystkich rozpatrywanych wariantów zasilania. Zaobserwowane odchylenia badanych parametrów w komorach z zawracaniem spalin, względem komory referencyjnej, można uzasadnić zmianą dostępu do tlenu w czołowej części rury ogniowej, dla danego wariantu zasilania. W wyniku przeprowadzenia badań dodatkowych (model sieciowy w Ansys Chemkin), pokazano brak wpływu zawracanych spalin na stwierdzone zmiany parametrów temperaturowych w komorach spalania w wariantach A oraz B. W wyniku przeprowadzonych badań wykazano, że w przypadku układów z zawracaniem spalin, różnice parametrów temperaturowych w stosunku do komory referencyjnej spowodowane są zmianami przepływu powietrza przez rurki mieszające oraz rurę ogniową, a nie z działania zawróconych spalin, dla danego wariantu zasilania. Zaproponowane układy zawracania spalin, nie umożliwiają za pośrednictwem zawróconych spalin na obniżenie maksymalnej temperatury statycznej spalania oraz gradientu temperatury (w przekroju reprezentacyjnym), w celu uzyskania zapasu umożliwiającego wprowadzenie określonej ilości wodoru do paliwa metanowego. Wzrost udziału wodoru w paliwie referencyjnych powoduje oczekiwane, negatywne, zwiększenie maksymalnej temperatury statycznej spalania (o ok. 150 K) oraz degradację (wzrost) gradientu temperatury statycznej w przekroju reprezentacyjnym.

[4] Zastosowanie samoczynnego wewnętrznego układu recyrkulacji spalin w komorze spalania mikroturbiny gazowej umożliwi (działaniem zawróconych spalin) redukcję prędkości spalania laminarnego w celu spalania metanu o zwiększonym udziale wodoru.

Nie - W wyniku przeprowadzonych badań (na modelu sieciowym w Ansys Chemkin), nie stwierdzono żadnych różnic pomiędzy komorą referencyjną oraz komorami w wariantach A i B pod względem prędkości spalania laminarnego, dla danego wariantu zasilania, w ujęciu globalnym komory spalania. Rozpatrując rury ogniowe w ich czołowych częściach, stwierdzono różnice w prędkości spalania laminarnego pomiędzy komorą referencyjną a komorami A i B. W komorze spalania w wariantcie A, można stwierdzić lekki wzrost prędkości spalania laminarnego względem komory referencyjnej. W wariantcie B, nie było możliwości zweryfikowania parametru prędkości spalania, ponieważ dla warunków w czołowej części komory spalania nie zachodzi spalanie. W przypadku komory w wariantcie A wykazano znikomy wpływ dwutlenku węgla oraz pary wodnej, zawartych w zawróconych spalinach, na zmianę prędkości spalania laminarnego, a zatem zmiana wartości tego parametru wynika ze zmian przepływu powietrza wewnątrz komory, dla danego wariantu zasilania. W wyniku przeprowadzonych badań prędkości spalania laminarnego w komorach spalania nie stwierdzono różnic, które by wynikały z działania zawróconych spalin. Niestety zawrócone spaliny, zaproponowanymi układami, nie umożliwią na widoczne zmiany prędkości spalania laminarnego, a zatem nie umożliwiają stworzenia zapasu na wprowadzenie wodoru do paliwa metanowego bez przesunięcia strefy spalania w kierunku strefy tworzenia mieszaniny palnej w czołowej części rury ogniowej.

[5] Zastosowanie samoczynnego wewnętrznego układu recyrkulacji spalin w komorze spalania mikroturbiny gazowej umożliwi (działaniem zawróconych spalin) redukcję emisji tlenków azotu w celu spalania metanu o zwiększonym udziale wodoru.

Nie - Zastosowanie układów zawracania spalin nie przyniosło oczekiwanego obniżenia emisji tlenków azotu. W komorze spalania w wariancie A, poziom emisji tlenków azotu jest quasi-identyczny do poziomu emisji tej samej substancji w komorze referencyjnej, dla wszystkich wariantów zasilania. W komorze spalania w wariancie B, emisja tlenków azotu jest lekko wyższa niż w komorze referencyjnej (od 2 ppmvd[15%O₂] do 17 ppmvd[15%O₂]), dla wszystkich wariantów zasilania. Dodatkowo, dla referencyjnej komory spalania (oraz komory w wariancie A), stwierdzono quasi-stały poziom emisji tlenków azotu (ok. 70 ppmvd[15%O₂]), podczas dodawania wodoru do paliwa. Jest to obserwacja nieco odmienna od oczekiwań, lecz może to wynikać z ewolucji pola temperatur podczas dodawania wodoru do paliwa. W drodze dodatkowych badań (model sieciowy w Ansys Chemkin) wykazano, że zauważone zmiany w emisji tlenków azotu wynikają ze zmiany przepływu powietrza w komorze spalania, a nie z działania zawróconych spalin. Badania również sugerują, że wraz z dodawaniem wodoru do paliwa metanowego, w ujęciu badanej komory spalania, nie następuje zdecydowany wzrost emisji tlenków azotu.

[6] Zastosowanie samoczynnego wewnętrznego układu recyrkulacji spalin w komorze spalania mikroturbiny gazowej umożliwi redukcję emisji tlenku węgla przy spalaniu metanu o zwiększonej zawartości wodoru.

Nie - Zaproponowane układy zawracania spalin nie wpływają pozytywnie na poziom emisji tlenku węgla. W komorze spalania w wariancie A można dostrzec quasi-nakładanie się charakterystyk emisji tlenku węgla z tą dla komory referencyjnej, dla wszystkich rozpatrywanych wariantów zasilania. Dla komory spalania w wariancie B, emisja tlenku węgla przewyższa tą dla pozostałych komór spalania blisko dwukrotnie dla wszystkich rozpatrywanych wariantów zasilania. Zmiany w emisji komory spalania w wariancie B objaśnia zmiana dostępu do tlenu w czołowej części rury ogniowej, dla zadanego wariantu zasilania. Dodatkowe badania reaktorowe (w środowisku Ansys Chemkin) umożliwiły wykazanie, że zaobserwowane zmiany w emisji tlenku węgla wynikają ze zmiany przepływu powietrza przez rurę ogniową i rurki mieszające, a nie z działania zawróconych spalin, dla zadanego wariantu zasilania. Pod względem emisji tlenku węgla, nie uzyskano obniżenia emisji dzięki zawróconym spalinom (spodziewano się uzyskania efektu utleniania tlenku węgla w zawróconych spalinach). Stopień zawracania spalin był zbyt niski aby uzyskać wymierne efekty pod względem emisji tlenku węgla. Nie mniej stwierdzono obniżenie poziomu emisji tlenku węgla przy wzroście udziału wodoru w paliwie, we wszystkich wariantach konstrukcyjnych komór spalania (co wynika ze zmian właściwości paliwa).

Przeprowadzone interpretacje zjawisk w komorach spalania (podczas analizy wyników uzyskanych z badań 3D w Ansys Fluent) są jednymi z wielu innych. Zjawiska zachodzące w komorach spalania turbin gazowych są niezmiernie kompleksowe. Zatem nie zawsze jest możliwe poprawne zinterpretowanie zjawisk wewnątrz-komorowych. Niemniej w tej pracy podjęto się tej próby, a uzyskane interpretacje nie wykluczają się wzajemnie.

Zaproponowane rozwiązanie nie sprawdza się dla większości stawianych mu zadań (tutaj też). Analiza wyników badań komór spalania z samoczynnymi wewnętrznymi układami zawracania spalin wskazuje na zbyt niski poziom zawracanych spalin aby móc stwierdzić działanie spalin na proces spalania. Dodatkowo wykazano, że dochodzi do znaczącej zmiany przepływu powietrza w komorze spalania w wariancie B, co jest zjawiskiem niepożądanym, ponieważ

zaburza pracę komory spalania względem warunków referencyjnych. Zastosowanie zaproponowanego układu nie jest pożądane w komorach spalania mikroturbin gazowych.

Niemniej w ramach przeprowadzonych badań nad układem zawracania spalin, uwypuklono możliwość częściowej adaptacji komory spalania mikroturbiny gazowej do współspalania wodoru z paliwem referencyjnym. Adaptacja ta polega na dostosowywaniu rozmiarów oraz ilości otworów wykonanych na rurze ogniowej. Podczas badań układów zawracania spalin, w wariantcie B uzyskano „wyłączenie” początkowej części rury ogniowej z procesu intensywnego wydzielania ciepła, i to nawet do 50 % udziału masowego wodoru w paliwie. Uzyskany efekt można uzyskać poprzez modyfikację otworów rury ogniowej, bez stosowania układów zawracania spalin. Ograniczona intensywność wydzielania ciepła w początkowej części rury ogniowej umożliwiłoby na zabezpieczenie tej krytycznej strefy komory spalania przed nadmiernym wzrostem temperatury oraz przemieszczania się początkowej strefy spalania ku strefie tworzenia mieszaniny paliwowo-powietrznej. Modyfikowanie istniejących rur ogniowych w celu ich przystosowania do zwiększenia udziału wodoru w paliwie wydaje się być korzystnym rozwiązaniem, pod kątem ekonomicznym. Niemniej należałoby się pochylić na kwestiach związanych z emisyjnością NO_x oraz CO tak modyfikowanych komór spalania.

Nie uzyskanie pierwotnie pożądanych efektów nie oznacza równocześnie niepowodzenia badań. Zaproponowane rozwiązanie zostało opracowane w oparciu o przegląd innych rozwiązań z dziedziny współspalania wodoru, lecz nie przeszło pozytywnie badań. Uzyskiwany stopień zawracania spalin jest niewystarczający aby uzyskać oczekiwane efekty, lub efekty wynikające z działania spalin. Niemniej przedstawiona praca umożliwia na zamknięcie drzwi do dalszych badań nad tym konkretnym rozwiązaniem, co również jest istotne w Świecie Nauki. Dodatkowo badania uwypukliły możliwość adaptowania rur ogniowych komór spalania w celu zabezpieczania czołowych części rury ogniowej podczas współspalania wodoru.

V) PODSUMOWANIE

1) GENEZA I CEL BADAŃ

W niniejszej pracy zwrócono uwagę na technologię „Power-to-Gas” (P2G) oraz na mikroturbiny gazowe pod kątem potencjalnej integracji tych dwóch technologii. Założenie jest proste: wykorzystać paliwo pochodzenia P2G do zasilania mikroturbin gazowych. W celu zwiększenia sprawności uzyskiwania paliwa technologią P2G, jedną z możliwości jest zwiększenie udziału wodoru względem udziału metanu w tym paliwie. Mikroturbiny gazowe są budowane w różnych technologiach komór spalania; komory z spalaniem dyfuzyjnym, kinetycznym oraz mieszanym. Komory ze spalaniem dyfuzyjnym są komorami bardzo często spotykanymi w przeszłości oraz obecnie. Charakteryzują się dużą stabilnością pracy i mogą być stosowane do rozmaitych celów; z tych powodów to właśnie tego rodzaju komorę spalania wybrano do badań. Dążąc do integracji obu technologii oraz do zwiększania sprawności technologii P2G, założono potencjalną potrzebę zasilania mikroturbin gazowych paliwem metanowym z udziałem wodoru. Niemniej, wodór jest paliwem, które charakteryzuje się większą prędkością spalania laminarnego oraz większą temperaturą spalania adiabatycznego. Te dwa czynniki mogą być przyczyną uszkodzenia komory spalania mikroturbiny gazowej oraz mogą potencjalnie się przyczynić do wzrostu emisji tlenków azotu. Na podstawie przeglądu literaturowego wywnioskowano, że potencjalną metodą na obniżenie maksymalnej temperatury spalania oraz obniżenie jej gradientu, obniżenie prędkości spalania laminarnego oraz obniżenie emisji tlenków azotu, może się okazać zawrócenie spalin do strefy tworzenia mieszaniny paliwowo-powietrznej oraz jej spalania. Oczekiwano pozytywnego działania fizycznego spalin (wzrostu ciepła właściwego w strefie spalania dzięki parze wodnej oraz dwutlenkowi węgla) oraz chemicznego (reakcja dwutlenku węgla z rodnikami) na proces spalania. Brano również pod uwagę czynniki mogące negatywnie wpłynąć zawracaniem spalin na proces spalania (dostarczenie ciepła do strefy spalania, wzrost temperatury poprzez dopalania tlenku węgla, oraz zmianę przepływu powietrza przez rurę ogniową). Uzyskane zapasy, poprzez obniżenie wartości wyżej wspomnianych parametrów spalania, umożliwiłyby na dodanie określonej ilości wodoru do paliwa metanowego, tym samym powracając do nominalnych parametrów spalania i pracy komory spalania. Dodatkowo, oczekiwano utlenienia tlenku węgla podczas zawracania spalin, co mogłoby się przełożyć równocześnie na obniżenie emisji tego czynnika z komory. Uzyskanie zawrócenia spalin zaproponowano osiągnąć za pomocą samoczynnego wewnątrz-komorowego układu zawracania spalin, opartego o system specjalnie zaprojektowanych kanałów umieszczonych wewnątrz modyfikowanej komory spalania. Opierając się o projekt referencyjnej komory spalania, zostały opracowane (dwie) komory spalania wyposażone w układy zawracania spalin. Badania numeryczne komory referencyjnej oraz dwóch zmodyfikowanych komór spalania umożliwiły na weryfikację efektywności zaproponowanego układu zawracania spalin. Badania miały za zadanie udzielenia odpowiedzi na postawione tezy, służące do oceny zaproponowanego układu zawracania spalin:

[1] Istnieje możliwość zastosowania samoczynnego wewnętrznego układu recyrkulacji spalin w komorach spalania mikroturbin gazowych.

[2] Istnieje możliwość kontrolowania procesu spalania paliwa w komorze spalania mikroturbiny gazowej poprzez wprowadzenie samoczynnego wewnętrznego układu recyrkulacji spalin (działaniem zawróconych spalin).

[3] Zastosowanie samoczynnego wewnętrznego układu recyrkulacji spalin w komorze spalania mikroturbiny gazowej umożliwi (działaniem zawróconych spalin) redukcję temperatur spalania (gradient i maksimum) w celu umożliwienia spalania metanu o zwiększonym udziale wodoru.

[4] Zastosowanie samoczynnego wewnętrznego układu recyrkulacji spalin w komorze spalania mikroturbiny gazowej umożliwi (działaniem zawróconych spalin) redukcję prędkości spalania laminarnego w celu spalania metanu o zwiększonym udziale wodoru.

[5] Zastosowanie samoczynnego wewnętrznego układu recyrkulacji spalin w komorze spalania mikroturbiny gazowej umożliwi (działaniem zawróconych spalin) redukcję emisji tlenków azotu w celu spalania metanu o zwiększonym udziale wodoru.

[6] Zastosowanie samoczynnego wewnętrznego układu recyrkulacji spalin w komorze spalania mikroturbiny gazowej umożliwi redukcję emisji tlenku węgla przy spalaniu metanu o zwiększonej zawartości wodoru.

2) BADANIA NUMERYCZNE

W wyniku przeprowadzonego procesu myślowego opisanego wcześniej, zaplanowano badania numeryczne celem sprawdzenia stawianych tez. W pierwszej kolejności wykonano projekt komory spalania mikroturbiny gazowej zasilanej metanem. Na podstawie tego projektu, utworzono model trójwymiarowy komory spalania, dalej zwanej komorą referencyjną (SolidEdge). Następnie przeprowadzono wstępne badania przepływowe ze spalaniem, w celu zidentyfikowania przepływów oraz ciśnień wewnątrz komory spalania (Ansys Fluent). Na podstawie tych danych opracowano dwie komory spalania, tożsame z komorą referencyjną, lecz wyposażone w samoczynne wewnątrz-komorowe układy zawracania spalin. Opracowane modele trzech komór spalania (referencyjna oraz dwie z układami zawracania spalin) poddano badaniom numerycznym (Ansys Fluent oraz Ansys Chemkin). W wyniku przeprowadzenia badań numerycznych, uzyskano szereg danych. Dane zostały przetworzone na wyniki (Microsoft Excel), poddane procesowi analizy oraz interpretacji. Ostatecznie, na podstawie przeprowadzonych badań oraz analizie wyników, udzielono odpowiedzi na zadawane tezy.

3) ODPOWIEDZI NA ZADANE TEZY ORAZ POTENCJAŁ PRZYSZŁYCH BADAŃ

Na podstawie badań numerycznych uzyskano odpowiedzi na zadane tezy na początku tej pracy. Stwierdzono, że istnieje faktycznie możliwość stworzenia funkcjonalnego samoczynnego wewnątrz-komorowego układu zawracania spalin dla komory spalania mikroturbiny gazowej. Uzyskano maksymalnie zawrócenie spalin na poziomie 0,54 % (procent masowy). W dalszej części badań, wykazano, że zawrócone spaliny nie umożliwiają kontrolować w sposób pożądanym proces spalania oraz, że te spaliny nie wpływają na proces spalania. Oznacza to, że potwierdzono jedynie pierwszą ze stawianych tez, natomiast pozostałe tezy zostały odrzucone. Działanie spalin jest niezauważalne ponieważ strumień masy zawróconych spalin jest zbyt niski.

Niemniej w ramach przeprowadzonych badań, uwypuklono możliwość częściowej adaptacji komory spalania mikroturbiny gazowej do współspalania wodoru. Adaptacja ta polega na dostosowywaniu rozmiarów oraz ilości otworów wykonanych na rurze ogniowej. Podczas badań układów zawracania spalin, w wariantcie B uzyskano „wyłączenie” początkowej części rury ogniowej z procesu intensywnego wydzielania ciepła, i to nawet do 50 % udziału masowego wodoru w paliwie. Uzyskany efekt można uzyskać bez stosowania układów

zawracania spalin. Ograniczona intensywność wydzielania ciepła w początkowej części rury ogniowej umożliwiłoby na zabezpieczenie tej krytycznej strefy komory spalania przed nadmiernym wzrostem temperatury oraz przemieszczania się początkowej strefy spalania ku strefie tworzenia mieszaniny paliwowo-powietrznej. Modyfikowanie istniejących rur ogniowych w celu ich przystosowania do współspalania wodoru w paliwie wydaje się być korzystnym rozwiązaniem, pod kątem finansowym.

Nie uzyskanie potwierdzenia pierwotnie stawianych tez nie jest niemniej niepowodzeniem z punktu widzenia naukowego. W literaturze naukowej, nie stwierdzono badań takiego układu zawracania spalin. W wyniku krótkiej interakcji z General Electric – Aviation, dowiedziano się, że był ten układ przez firmę rozważany, lecz nie prowadzono jeszcze nad tym rozwiązaniem badań, które by umożliwiły ocenienie tego rozwiązania. Niestety w wyniku pandemii Covid-19 oraz trudnością ekonomicznym narastającym, wyżej wspomniana firma została zmuszona do wycofania się z rozwijającej się z „Nami” współpracy. Obie obserwacje świadczą o zainteresowaniu badanym rozwiązaniem, lecz jego efektywność nie była dotychczas badana. W wyniku przeprowadzonych badań w tej pracy, można te rozwiązanie odrzucić, gdyż nie przynosi ono oczekiwanych efektów. Badania umożliwiły na „zamknięcie drzwi” na dalsze badania pod tym kątem, oraz na skupieniu się nad innymi, jeszcze nie zbadanymi rozwiązaniami.

Efektom zawartych w rozprawie prac może być ponowne zbadanie technologii zawracania spalin, lecz tym razem wymuszonego (za pomocą sprężarki), nadal w obrębie komory spalania. Takie rozwiązanie zaproponowano w [13].

Inną ścieżką rozwoju i badań komór spalania turbin i mikroturbin gazowych jest zastosowanie technologii bezpłomieniowego spalania (MILD – ang. „Moderate and Intense Low-oxygen Dilution”) [100, 101, 102, 103]. Technologia ta polega na spalaniu paliwa w quasi-całkowitej objętości komory spalania. Technologia ta umożliwia na minimalizację gradientu temperatury oraz umożliwia na redukcję gorących punktów w komorze spalania, co ma w konsekwencji ograniczenie emisji tlenków azotu [103]. Przedstawiona technologia jest wykorzystywana w kotłach przemysłowych [104] oraz są prowadzone prace nad wprowadzeniem tej technologii do turbin [100] i mikroturbin [105] gazowych. Pod względem zastosowania tej technologii do turbin i mikroturbin gazowych istnieje kilka zjawisk niekorzystnych, które należy wyeliminować, aby móc efektywnie stosować technologię MILD do takiego celu. Głównymi problemami, które się pojawiają przy zastosowania technologii MILD do komór spalania turbin i mikroturbin gazowych są zmienności ciśnienia, temperatury oraz strumienia masy powietrza trafiającego do komory spalania zza sprężarki. Wspomniane zmienności wynikają zarówno z charakteru pracy turbin i mikroturbin gazowych oraz z sterowania mocą tych urządzeń [103]. Obranie tego kierunku badań może również być ciekawą ścieżką naukowo-inżynierską w ujęciu współspalania wodoru z metanem.

ZAŁĄCZNIK A
OKREŚLENIE PARAMETRÓW PRACY BADANEJ KOMORY SPALANIA

1) DOBÓR BADANEJ KOMORY SPALANIA NA PRZYKŁADZIE JEJ MOŻLIWEGO ZASTOSOWANIA

a) Wstęp

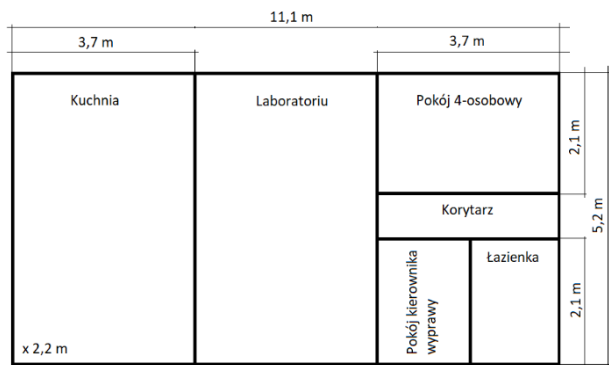
Praca przedstawia badania dotyczące możliwości współspalania wodoru z metanem w komorach spalania mikroturbin gazowych o przeznaczeniu energetycznym z zastosowaniem układu recyrkulacji części spalin. Uzasadnienie realizacji tego rodzaju badań zostało przedstawione w pierwszym rozdziale pracy. W tym celu zostanie zaprojektowana komora spalania dla mikroturbiny energetycznej zasilanej metanem. Zaprojektowana komora spalania będzie służyła do przeprowadzenia analiz numerycznych, których zadaniem będzie stwierdzenie celowości współspalania wodoru z metanem przy zastosowaniu systemu recyrkulacji części spalin pod ujęciem obniżenia emisyjności, zachowania osiągow oraz przystępności eksploatacyjnej. W celu zaproponowania geometrii oraz parametrów pracy komory spalania, wykonano wstępne prace projektowe, po wykonaniu których uzyskano przykładową komorę spalania. W tym celu, zdecydowano się na wykonanie komory spalania, która będzie parametrami pracy odpowiadała małej turbinie gazowej do napędzania agregatu prądotwórczego, przeznaczonego do zasilania mobilnego, pięcioosobowego, laboratorium badawczego, mogącym funkcjonować w obszarach w których temperatura otoczenia sięga około -50°C .

b) Wstępny projekt mobilnego laboratorium badawczego

Projekt mobilnego laboratorium wykonano w oparciu o następujące założenia:

- układ ogrzewania przeznaczony dla warunków nawet do -50°C ,
- dobra izolacja cieplna mobilnego laboratorium (wsp. strat ciepła na średnim poziomie $0,20 \text{ W}/(\text{K}\cdot\text{m}^2)$),
- laboratorium przeznaczone na badania o czasie trwania do trzech miesięcy,
- sprzęt badawczy ma moc nie przekraczającą 2000 W ,
- załoga pięcio-osobowa, w czym jeden kierownik wyprawy.

Laboratorium posiada układ pomieszczeń tak jak to przedstawiono na rysunku A.1. Następnie sporządzono tabele przedstawiające obliczenie mocy potrzebnej na ogrzewanie laboratorium (tab. A.1), oraz moc potrzebną do zagrzania wody pod prysznic (tab. A.2). Dzielne zapotrzebowanie na energię takiego ośrodka zostało wyznaczone tabeli A.3.



Rys. A.1 Układ mobilnego laboratorium

Tab. A.1 Zapotrzebowanie mocy na ogrzewanie

Powierzchnia lab. [m ²]	57,72
Obwód lab. [m]	32,6
Wysokość lab. [m]	2,2
Powierzchnia ścian lab. [m ²]	71,72
Powierzchnia strat lab. [m ²]	187,16
Wsp. strat ciepła [W/(K.m ²)]	0,2
Temperatura na zew. [st. C]	-50
Temperatura wewn. [st. C]	25
Przyrost temperatury [st. C]	75
Przyrost temperatury [K]	75
Moc grzewcza [W]	2807,4

Tab. A.2 Zapotrzebowanie mocy na ciepłą wodę

Temp. ciepłej wody[st. C]	40
Temp. wody do ogrzania [st. C]	0
Przyrost temp. [st. C]	40
Przyrost temp. [K]	40
Ciepło wł. wody [J/(kg.K)]	4190
Strumień wody [kg/s]	0,15
Moc grzania wody [W]	25140

Tab. A.3 Wyznaczenie dziennego zapotrzebowania energetycznego na laboratorium

	Moc [W]	Czas [h]	Energia [kWh]	Energia [Wh]	Energia [Ws]	Energia [J]	Energia [MJ]
lampa główna	50	1	0,05	50	180000	180000	0,18
4 lampki ind.	40	1	0,04	40	144000	144000	0,144
4 gniazda USB	40	8	0,32	320	1152000	1152000	1,152
Pokój wsp.							
lampa główna	50	1	0,05	50	180000	180000	0,18
lampa ind.	10	1	0,01	10	36000	36000	0,036
gniazdo USB	10	8	0,08	80	288000	288000	0,288
pokój kierow.							
Pralka	2500	1	2,5	2500	9000000	9000000	9
lampa	50	5	0,25	250	900000	900000	0,9
suszarka	1500	1	1,5	1500	5400000	5400000	5,4
łazienka							
lampa	50	2	0,1	100	360000	360000	0,36
Korytaż							
lampa	100	4	0,4	400	1440000	1440000	1,44
mikrofala	1000	2	2	2000	7200000	7200000	7,2
czajnik	1500	0,75	1,125	1125	4050000	4050000	4,05
kuchenka	3500	1	3,5	3500	12600000	12600000	12,6
Kuchnia							
5 komputerów	2500	10	25	25000	90000000	90000000	90
5 lampek	100	6	0,6	600	2160000	2160000	2,16
sprzęt	2000	10	20	20000	72000000	72000000	72
Laboratorium							
Ogrzewanie	2807,4	24	67,3776	67377,6	242559360	242559360	242,56
Ciepła woda	25140	1,25	31,425	31425	113130000	113130000	113,13
Instalacje							
SUMA	42947,4		156,3				563

Na podstawie powyższych szacunków można stwierdzić, że dzienne zapotrzebowanie na energię wynosi około 563 MJ co oznacza, że na okres 90 dni, to zapotrzebowanie wyniesie 50670 MJ. Zakładają, że sprawność energetyczna przetwarzania paliwa na energię mechaniczną wyniesie ok. 15% oraz, że sprawność prądnicy wynosi ok. 85%, zatem całkowity proces wytwarzania energii elektrycznej będzie na poziomie ok. 13%, skąd można oszacować, że całkowite zapotrzebowanie energetyczne wyniesie ok. 389769 MJ. Biorąc pod uwagę że gęstość energii metanu wynosi 50,0 MJ/kg [55] można oszacować, że masowe zapotrzebowanie

na metan wyniesie ok. 7795 kg. W zbiornikach na metan, pod ciśnieniem 200 bar (w temperaturze 15°C), gęstości wynosi 171 kg/m³ (dane odczytane z karty produktu dla butli metanu firmy The Linde Group „Methane 2.5”), skąd oszacowanie objętości niezbędnej na magazynowanie wodoru na czas wyprawy na poziomie ok. 46 m³. Biorąc również pod uwagę, że gęstość energii wodoru wynosi 120,0 MJ/kg [55] można oszacować, że masowe zapotrzebowanie na wodór wyniesie ok. 3248 kg. Mówi się dzisiaj o zbiornikach na wodór, które będą mogły pracować pod ciśnieniem nawet 700 bar (w temperaturze 25°C), co umożliwi magazynowania wodoru o gęstości nawet do 45 kg/m³ [56], skąd oszacowanie objętości niezbędnej na magazynowanie wodoru na czas wyprawy na poziomie ok. 73 m³. Oznacza to, że korzystając z mieszaniny metan-wodór, w zależności od proporcji, zbiornik paliwa będzie miał objętość od ok. 46 m³ do 73 m³. Rozkładając zbiorniki paliwowe pod lub nad powierzchnią projektowanego laboratorium, będzie możliwe ulokowanie całości paliwa w przestrzeni maksymalnie do ok. 1,5 m.

Ponadto, należy określić moc chwilową maksymalną, która jest uzależniona od zajęć wykonywanych przez załogę. Wyróżniono pięć głównych zajęć: czas na higienę osobistą, czas na sen, czas na pracę, czas na posiłek oraz czas na rekreację. Zapotrzebowania na moc elektryczną wyznaczono dla każdego wariantu zajęć (tab. A.4.).

Tab. A.4 Wyznaczenie poboru mocy przez laboratorium w zależności od zajęć załogi, po kolei: Higiena osobista, Sen, Praca, Posiłek oraz Rekreację.

	Moc [W]		Moc [W]		Moc [W]		Moc [W]		Moc [W]
lampa główna	50	lampa główna	0	lampa główna	0	lampa główna	0	lampa główna	0
4 lampki ind.	40	4 lampki ind.	0	4 lampki ind.	0	4 lampki ind.	0	4 lampki ind.	0
4 gniazda USB	40	4 gniazda USB	40	4 gniazda USB	0	4 gniazda USB	0	4 gniazda USB	0
Pokój wsp.		Pokój wsp.		Pokój wsp.		Pokój wsp.		Pokój wsp.	
lampa główna	50	lampa główna	0	lampa główna	0	lampa główna	0	lampa główna	0
lampa ind.	10	lampa ind.	0	lampa ind.	0	lampa ind.	0	lampa ind.	0
gniazdo USB	10	gniazdo USB	10	gniazdo USB	0	gniazdo USB	0	gniazdo USB	0
pokój kierow.		pokój kierow.		pokój kierow.		pokój kierow.		pokój kierow.	
Pralka	2500	Pralka	0	Pralka	0	Pralka	0	Pralka	0
lampa	50	lampa	0	lampa	0	lampa	0	lampa	0
suszarka	1500	suszarka	0	suszarka	0	suszarka	0	suszarka	0
łazienka		łazienka		łazienka		łazienka		łazienka	
lampa	50	lampa	0	lampa	0	lampa	0	lampa	0
Korytaż		Korytaż		Korytaż		Korytaż		Korytaż	
lampa	0	lampa	0	lampa	0	lampa	100	lampa	100
mikrofala	0	mikrofala	0	mikrofala	0	mikrofala	1000	mikrofala	0
czajnik	0	czajnik	0	czajnik	0	czajnik	1500	czajnik	0
kuchenska	0	kuchenska	0	kuchenska	0	kuchenska	3500	kuchenska	0
Kuchnia		Kuchnia		Kuchnia		Kuchnia		Kuchnia	
5 komputerów	0	5 komputerów	0	5 komputerów	2500	5 komputerów	0	5 komputerów	1500
5 lampek	0	5 lampek	0	5 lampek	100	5 lampek	0	5 lampek	100
sprzęt	0	sprzęt	0	sprzęt	2000	sprzęt	0	sprzęt	0
Laboratorium		Laboratorium		Laboratorium		Laboratorium		Laboratorium	
Ogrzewanie	2807,4	Ogrzewanie	2807,4	Ogrzewanie	2807,4	Ogrzewanie	2807,4	Ogrzewanie	2807,4
Ciepła woda	25140	Ciepła woda	0	Ciepła woda	0	Ciepła woda	25140	Ciepła woda	0
Instalacje		Instalacje		Instalacje		Instalacje		Instalacje	
SUMA	32247,4	SUMA	2857,4	SUMA	7407,4	SUMA	34047,4	SUMA	4507,4

Można stwierdzić że chwilowe maksymalne zapotrzebowanie na moc ma miejsce podczas posiłków, i wynosi ono około 34047,4 W. Zakładając, że generator ma sprawność ok. 85%, można założyć, że aby uzyskać założoną moc zasilnia elektrycznego, należy użyć prądnicy o mocy wyjściowej 35 kW, natomiast moc wyjściowa turbiny gazowej wyniesie ok. 40 kW.

c) Parametry wyjściowe wstępnego projektu mobilnego laboratorium

Na podstawie powyższych oszacowań można stwierdzić, że turbina gazowa przeznaczona do zasilania mobilnego laboratorium posiada moc ok. 40 kW.

2) PROJEKT WSTĘPNY ENERGETYCZNEJ TURBINY GAZOWEJ [57]

Celem poniższych obliczeń jest wyznaczenie parametrów pracy turbiny gazowej, które umożliwią w następującej części pracy wyznaczyć podstawowe parametry techniczne sprężarki a następnie umożliwią wyznaczenie parametrów technicznych komory spalania.

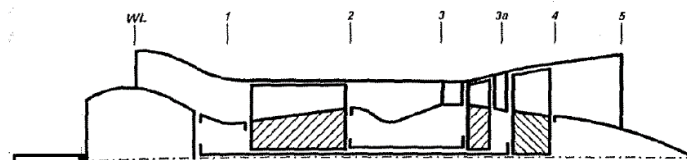
a) Parametry wejściowe do obliczeń gazodynamiczne turbiny gazowej

Do wykonania obliczeń gazodynamicznych turbiny gazowej, założono następujące parametry:

- $N=40$ kW – moc projektowanej turbiny gazowej,
- $T_3^*=1200$ [K] – temperatura całkowita za komorą spalania.

b) Schemat turbiny gazowej

Przed przystąpieniem do części obliczeniowej, przedstawiono schemat przedstawiający przyjęte oznaczenia, dla turbiny gazowej (rys. A.2), obowiązujące w podrozdziale 2 załącznika A.



Rys. A.2 Schemat turbiny gazowej oraz przyjęte oznaczenia [58]

c) Wyznaczenie sprężu optymalnego sprężarki turbiny gazowej

Wyznaczono temperaturę powietrza w której pracuje turbina gazowa (na poziomie morza), odpowiadającą temperaturze strumienia niezaburzonego przed wlotem do turbiny:

$$T_0 = T_H = 288,15 \text{ K} \quad (\text{A.1})$$

Gdzie:

- T_0 – temperatura powietrza na poziomie morza według atmosfery wzorcowej [K],
- T_H – temperatura powietrza strumienia powietrza nie zaburzonego [K].

Następnie obliczono stopień podgrzania powietrza w turbinie gazowej:

$$\Delta = \frac{T_3^*}{T_H} \quad (\text{A.2})$$

Gdzie:

- T_3^* - temperatura spalin przed turbiną [K],
- T_H – temperatura powietrza strumienia powietrza nie zaburzonego [K].

Dane:

- $T_3^* = 1200 \text{ K}$,
- $T_H = 288,15 \text{ K}$.

Zatem:

$$\Delta = \frac{1200}{288,15}$$

$$\Delta = 4,164$$

Turbina gazowa jest urządzeniem energetycznym stacjonarnym. W wyniku zmiany kierunku przepływu powietrza wewnątrz wlotu, pojawiają się straty ciśnienia całkowitego, które na potrzebę dalszych obliczeń zostaną nazwane „sprężem we wlocie” do turbiny:

$$\pi_{WL}^* = \sigma_{WL} \left(1 + \frac{\kappa - 1}{2} M_{aH}^2 \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} \quad (\text{A.3})$$

Gdzie:

- σ_{WL} – współczynnik strat ciśnienia całkowitego we wlocie turbiny gazowej,
- M_{aH} – liczba Macha powietrza w przekroju przed wlotem turbiny gazowej,
- κ – wykładnik izentropy (tutaj dla powietrza).

Dane:

- $\sigma_{WL} = 0,98$,
- $M_{aH} = 0$,
- $\kappa = 1,4$.

Zatem:

$$\pi_{WL}^* = 0,98 \left(1 + \frac{1,4 - 1}{2} 0^2 \right)^{\frac{1,4}{1,4 - 1}}$$

$$\pi_{WL}^* = 0,98$$

Proces obliczeniowy, prowadzący do wyznaczenie parametrów optymalnych turbiny gazowej jest procesem obliczeniowym iteracyjnym. Na potrzeby obliczeniowe, trzy iteracje okażą się wystarczające.

Iteracja Nr.1

Obliczono optymalny stopień podgrzania powietrza sprężanego izentropowo w turbinie gazowej:

$$e_{opt.1} = \sqrt{k_1 \cdot \Delta \cdot \eta_{prs_1} \cdot \eta_{prrr}} \quad (\text{A.4})$$

Gdzie:

- k - współczynnik uwzględniający różnicę między ciepłami właściwymi spalin i powietrza,
- Δ - stopień podgrzania powietrza w turbinie gazowej,
- η_{prs} - sprawność procesu sprężania,
- η_{prrr} - sprawność procesu rozprężania.

Dane:

- $k_1 = 1,036$,
- $\Delta = 4,164$,
- $\eta_{prs_1} = 0,85$,
- $\eta_{prrr} = 0,90$.

Zatem:

$$e_{opt.1} = \sqrt{1,036 \cdot 4,164 \cdot 0,85 \cdot 0,90}$$

$$e_{opt.1} = 1,817$$

Wyznaczono następnie optymalny spręż turbiny gazowej:

$$\pi_{opt.1}^* = e_{opt.1}^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad (A.5)$$

Gdzie:

- $e_{opt.1}$ – optymalny stopień podgrzania powietrza sprężanego izentropowo w turbinie gazowej,
- κ – wykładnik izentropy (tutaj dla powietrza).

Dane:

- $e_{opt.1} = 1,817$,
- $\kappa = 1,4$.

Zatem:

$$\pi_{opt.1}^* = 1,817^{\frac{1,4}{1,4-1}}$$

$$\pi_{opt.1}^* = 8,082$$

Poprawiono współczynnik uwzględniający różnicę między ciepłami właściwymi spalin i powietrza na podstawie wykresu (rys. A.3):

$$k_2 = 1,027$$

Obliczono spręż całkowity w sprężarce silnika:

$$\pi_{s,opt.1}^* = \frac{\pi_{opt.1}^*}{\pi_{WL}^*} \quad (A.6)$$

Gdzie:

- $\pi_{opt.1}^*$ - spręż turbiny gazowej,
- π_{WL}^* - spręż wlotu.

Dane:

- $\pi_{opt.1}^* = 8,082$,
- $\pi_{WL}^* = 0,98$.

Zatem:

$$\pi_{s,opt.1}^* = \frac{8,082}{0,98}$$

$$\pi_{s,opt.1}^* = 8,247$$

Poprawiono wartość sprawności procesu sprężania:

$$\eta_{prs.2} = \frac{e_{opt.1} - 1}{\left(\pi_{s,opt.1}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1\right) \left(1 + \frac{\kappa-1}{2} M_{aH}^2\right) \frac{1}{\eta_s^*} + \frac{\kappa-1}{2} M_{aH}^2} \quad (A.7)$$

Gdzie:

- $e_{opt.1}$ – optymalny stopień podgrzania powietrza sprężanego izentropowo w turbinie gazowej,
- $\pi_{s,opt.1}$ – optymalny spręż całkowity sprężarki turbiny gazowej,

- κ – wykładnik izentropy (tutaj dla powietrza),
- M_{aH} – liczba Macha powietrza w przekroju przed wlotem do turbiny gazowej.
- η_s^* - sprawność sprężarki.

Dane:

- $e_{opt.1} = 1,817$,
- $\pi_{s,opt.1}^* = 8,247$,
- $\kappa = 1,4$,
- $M_{aH} = 0$,
- $\eta_s^* = 0,80$.

Zatem:

$$\eta_{prs.2} = \frac{1,817 - 1}{\left(8,247^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1\right) \left(1 + \frac{1,4-1}{2} 0^2\right) \frac{1}{0,80} + \frac{1,4-1}{2} 0^2}$$

$$\eta_{prs.2} = 0,790$$

Iteracja Nr.2

Obliczono optymalny stopień podgrzania powietrza sprężanego izentropowo w turbinie gazowej:

$$e_{opt.2} = \sqrt{k_2 \cdot \Delta \cdot \eta_{prs.2} \cdot \eta_{prrr}} \quad (A.8)$$

Dane:

- $k_2 = 1,027$,
- $\Delta = 4,164$,
- $\eta_{prs.2} = 0,790$,
- $\eta_{prrr} = 0,90$.

Zatem:

$$e_{opt.2} = \sqrt{1,027 \cdot 4,164 \cdot 0,790 \cdot 0,90}$$

$$e_{opt.2} = 1,744$$

Obliczono optymalny spręż turbiny gazowej:

$$\pi_{opt.2}^* = e_{opt.2}^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad (A.9)$$

Dane:

- $e_{opt.2} = 1,744$,
- $\kappa = 1,4$.

Zatem:

$$\pi_{opt.2}^* = 1,744^{\frac{1,4}{1,4-1}}$$

$$\pi_{opt.2}^* = 7,000$$

Poprawiono współczynnik uwzględniający różnicę między ciepłami właściwymi spalin i powietrza na podstawie wykresu (rys. A.3):

$$k_3 = 1,025$$

Obliczono spręż całkowity w sprężarce turbiny gazowej:

$$\pi_{s,opt.2}^* = \frac{\pi_{opt.2}^*}{\pi_{WL}^*} \quad (A.10)$$

Dane:

- $\pi_{opt.2}^* = 7,000$,
- $\pi_{WL}^* = 0,98$.

Zatem:

$$\begin{aligned} \pi_{s,opt.2}^* &= \frac{7,000}{0,98} \\ \pi_{s,opt.2}^* &= 7,143 \end{aligned}$$

Poprawiono sprawność procesu sprężania:

$$\eta_{prs.3} = \frac{e_{opt.2} - 1}{\left(\pi_{s,opt.2}^* \frac{\kappa-1}{\kappa} - 1\right) \left(1 + \frac{\kappa-1}{2} M_{aH}^2\right) \frac{1}{\eta_s^*} + \frac{\kappa-1}{2} M_{aH}^2} \quad (A.11)$$

Dane:

- $e_{opt.2} = 1,744$,
- $\pi_{s,opt.2}^* = 7,143$,
- $\kappa = 1,4$,
- $M_{aH} = 0$,
- $\eta_s^* = 0,80$.

Zatem:

$$\begin{aligned} \eta_{prs.3} &= \frac{1,744 - 1}{\left(7,143 \frac{1,4-1}{1,4} - 1\right) \left(1 + \frac{1,4-1}{2} 0^2\right) \frac{1}{0,80} + \frac{1,4-1}{2} 0^2} \\ \eta_{prs.3} &= 0,789 \end{aligned}$$

Iteracja Nr.3

Obliczono optymalny stopień podgrzania powietrza sprężanego izentropowo w turbinie gazowej:

$$e_{opt.3} = \sqrt{k_3 \cdot \Delta \cdot \eta_{prs.3} \cdot \eta_{prrr}} \quad (A.12)$$

Dane:

- $k_3 = 1,025$,
- $\Delta = 4,164$,
- $\eta_{prs.3} = 0,789$,
- $\eta_{prrr} = 0,90$.

Zatem:

$$\begin{aligned} e_{opt.3} &= \sqrt{1,025 \cdot 4,164 \cdot 0,789 \cdot 0,90} \\ e_{opt.3} &= 1,741 \end{aligned}$$

Obliczono optymalny spręż turbiny gazowej:

$$\pi_{opt.3}^* = e_{opt.3} \frac{\kappa}{\kappa-1} \quad (A.13)$$

Dane:

- $e_{opt.3} = 1,741,$
- $\kappa = 1,4.$

Zatem:

$$\begin{aligned}\pi_{opt.3}^* &= 1,741^{\frac{1,4}{1,4-1}} \\ \pi_{opt.3}^* &= 6,968\end{aligned}$$

Poprawiono współczynnik uwzględniający różnicę między ciepłami właściwymi spalin i powietrza na podstawie wykresu (rys. A.3):

$$k_4 = 1,025$$

Obliczono spręż całkowity w sprężarce turbiny gazowej:

$$\pi_{s,opt.3}^* = \frac{\pi_{opt.3}^*}{\pi_{WL}^*} \quad (A.14)$$

Dane:

- $\pi_{opt.3}^* = 6,968,$
- $\pi_{WL}^* = 0,98.$

Zatem:

$$\begin{aligned}\pi_{s,opt.3}^* &= \frac{6,968}{0,98} \\ \pi_{s,opt.3}^* &= 7,110\end{aligned}$$

Poprawiono wartość sprawności procesu sprężania:

$$\eta_{prs.4} = \frac{e_{opt.3} - 1}{\left(\pi_{s,opt.3}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1\right) \left(1 + \frac{\kappa-1}{2} M_{aH}^2\right) \frac{1}{\eta_s^*} + \frac{\kappa-1}{2} M_{aH}^2} \quad (A.15)$$

Dane:

- $e_{opt.3} = 1,741,$
- $\pi_{s,opt.3}^* = 7,110,$
- $\kappa = 1,4,$
- $M_{aH} = 0,$
- $\eta_s^* = 0,80.$

Zatem:

$$\begin{aligned}\eta_{prs.4} &= \frac{1,741 - 1}{\left(7,110^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1\right) \left(1 + \frac{1,4-1}{2} 0^2\right) \frac{1}{0,80} + \frac{1,4-1}{2} 0^2} \\ \eta_{prs.4} &= 0,789\end{aligned}$$

Biorąc pod uwagę że:

$$k_3 = k_4 \quad (A.16)$$

$$\eta_{prs.3} = \eta_{prs.4} \quad (A.17)$$

oraz fakt, że wzór na optymalny stopień podgrzania powietrza sprężanego izentropowo w turbinie gazowej ma następującą postać:

$$e_{opt.4} = \sqrt{k_4 \cdot \Delta \cdot \eta_{prs_4} \cdot \eta_{pr}} \quad (A.18)$$

można wnioskować że:

$$e_{opt.4} = e_{opt.3} \quad (A.19)$$

oraz, że dla każdego $n > 4$,

$$e_{opt.n} = e_{opt.3} \quad (A.20)$$

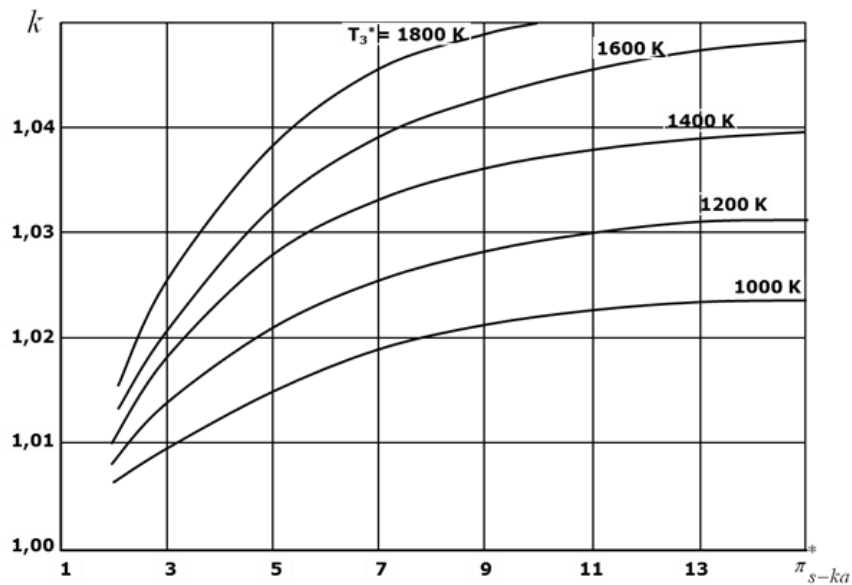
zatem proces iteracji można uznać za zakończony.

Wartość współczynnika optymalnego stopienia podgrzania powietrza sprężanego izentropowo w turbinie gazowej wynosi:

$$e_{opt} = 1,741$$

dla tej wartości współczynnika e_{opt} , optymalny spręż sprężarki wynosi:

$$\pi_{s,opt}^* = 7,110$$



Rys. A.3 Wykres zależności współczynnika k od sprężu turbiny gazowej π_s^* [57]

d) Właściwe wstępne obliczenia gazodynamiczne turbiny gazowej

Poniższe obliczenia zostały wykonane przykładowo dla parametrów optymalnych turbiny gazowej. Niemniej, następujące obliczenia pozwoliły również na obliczenie parametrów pracy turbiny gazowej dla innych wartości stopnia podgrzania powietrza izentropowo sprężanego w turbinie gazowej. Zatem, obliczono temperaturę powietrza za sprężarką:

$$T_{2,opt}^* = T_H^* \left(1 + \frac{\pi_{s,opt}^* \frac{\kappa-1}{\kappa} - 1}{\eta_s^*} \right) \quad (A.21)$$

Gdzie:

- T_H^* - temperatura całkowita powietrza w przekroju przed wlotem turbiny gazowej [K],
- $\pi_{s,opt}^*$ - optymalny spręż całkowity sprężarki,
- η_s^* - sprawność sprężarki.

Dane:

- $T_H^* = 288,15 \text{ K}$,
- $\pi_{s,opt}^* = 7,110$,
- $\eta_s^* = 0,80$.

Zatem:

$$T_{2,opt}^* = 288,15 \left(1 + \frac{7,110^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1}{0,80} \right)$$
$$T_{2,opt}^* = 558,800 \text{ K}$$

Obliczono optymalną (czyli maksymalną) wartość pracy obiegu turbiny gazowej:

$$l_{ob,opt} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} RT_H \frac{e_{opt} - 1}{\eta_{prs.3}} \left(\frac{k_3 \cdot \Delta \cdot \eta_{prs.3} \cdot \eta_{prrr}}{e_{opt}} - 1 \right) \quad (\text{A.22})$$

Gdzie:

- κ – wykładnik izentropy (tutaj dla powietrza),
- R – stała gazowa dla powietrza [$\text{J}/(\text{K} \cdot \text{kg})$],
- T_H - temperatura powietrza w przekroju przed wlotem turbiny gazowej [K],
- e_{opt} – optymalny stopień podgrzania powietrza sprężanego izentropowo w turbinie gazowej,
- k_3 - współczynnik uwzględniający różnicę między ciepłami właściwymi spalin i powietrza,
- Δ - współczynnik stopnia podgrzania powietrza w turbinie gazowej,
- $\eta_{prs.3}$ - sprawność procesu sprężania,
- η_{prrr} - sprawność procesu rozprężania.

Dane:

- $\kappa = 1,4$,
- $R = 287 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$,
- $T_H = 288,15 \text{ K}$,
- $e_{opt} = 1,741$,
- $k_3 = 1,025$,
- $\Delta = 4,164$,
- $\eta_{prs.3} = 0,789$,
- $\eta_{prrr} = 0,90$.

Zatem:

$$l_{ob,opt} = \frac{1,4}{1,4 - 1} \cdot 287 \cdot 288,15 \cdot \frac{1,741 - 1}{0,789} \cdot \left(\frac{1,025 \cdot 4,164 \cdot 0,789 \cdot 0,90}{1,741} - 1 \right)$$

$$l_{ob,opt} = 201533,250 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

Turbina gazowa jest urządzeniem stacjonarnym, zatem prędkość powietrza niezaburzonego wynosi:

$$c_H = 0 \text{ m/s} \quad (\text{A.23})$$

Wyznaczono prędkość powietrza w przekroju wylotowym z turbiny gazowej:

$$c_5 = 80 \text{ m/s} \quad (\text{A.24})$$

Obliczono optymalną (czyli maksymalną) pracę jednostkową rozporządzalną turbiny gazowej:

$$l_{R.opt} = \left(l_{ob.opt} - \frac{c_5^2 - c_H^2}{2} \right) \cdot \eta_m \quad (\text{A.25})$$

Gdzie:

- $l_{ob.opt}$ – optymalna (maksymalna) wartość pracy obiegu [J/kg],
- c_H – prędkość przepływu powietrza w przekroju przed wlotem do turbiny gazowej [m/s].
- c_5 – prędkość powietrza w przekroju wylotowym z turbiny gazowej [m/s],
- η_m – sprawność mechaniczna turbiny gazowej (łożyskowania, reduktora, itp.).

Dane:

- $l_{ob.opt} = 201533,250 \frac{J}{kg}$,
- $c_H = 0 \text{ m/s}$,
- $c_5 = 80 \text{ m/s}$,
- $\eta_m = 0,95$.

Zatem:

$$l_{R.opt} = \left(201533,250 - \frac{80^2 - 0^2}{2} \right) \cdot 0,95$$

$$l_{R.opt} = 188416,587 \frac{J}{kg}$$

Obliczono optymalny strumień powietrza przepływającego przez turbinę gazową:

$$\dot{m}_{opt} = \frac{N}{l_{R.opt}} \quad (\text{A.26})$$

Gdzie:

- N – moc nominalna turbiny gazowej [W],
- $l_{R.opt}$ – optymalny jednostkowy ciąg silnika [J/kg].

Dane:

- $N = 40000 \text{ W}$,
- $l_{R.opt} = 188416,587 \text{ J/kg}$.

Zatem:

$$\dot{m}_{opt} = \frac{40000}{188416,587}$$

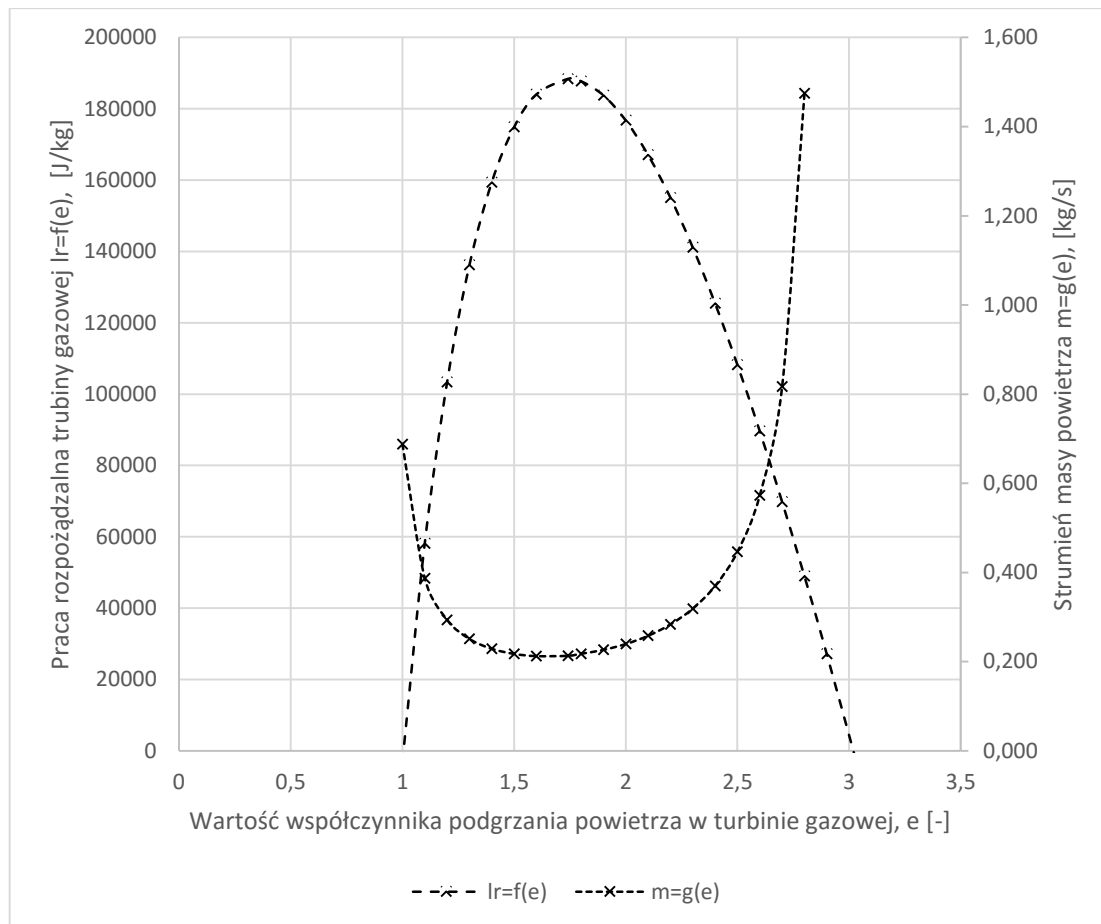
$$\dot{m}_{opt} = 0,212 \frac{kg}{s}$$

e) Parametry wyjściowe obliczeń gazodynamicznych turbiny gazowej

W celu wykonania charakterystyk $l_R = f(e)$, oraz $\dot{m} = g(e)$, wykonano obliczenia gazodynamiczne dla różnych wartości współczynnika podgrzania powietrza sprężanego izentropowo w turbinie gazowej tak jak dla parametrów optymalnych. Na podstawie tych obliczeń ustalono następującą tabelę (tab. A.5), a na jej podstawie zbudowano wykresy funkcji $l_R = f(e)$ oraz $\dot{m} = g(e)$ (rys. A.4).

Tab. A.5 Tabela wartości parametrów gazodynamicznych silnika

e	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6
π^*	1,000	1,396	1,893	2,505	3,247	4,134	5,181
π_s^*	1,020	1,424	1,932	2,556	3,313	4,218	5,287
T_2^* [K]	290,235	326,462	362,690	398,917	435,144	471,371	507,599
$l_{ob} \left[\frac{J}{kg} \right]$	0,000	64416,418	111984,632	146592,689	171017,765	187296,456	196956,209
$l_R \left[\frac{J}{kg} \right]$	-3040,000	58155,597	103345,401	136223,054	159426,876	174891,633	184068,399
$\dot{m} \left[\frac{kg}{s} \right]$	-13,158	0,688	0,387	0,294	0,251	0,229	0,217
e	1,741	1,8	1,9	2,0	2,1	2,2	2,3
π^*	6,968	7,824	9,454	11,314	13,420	15,794	18,452
π_s^*	7,110	7,984	9,647	11,545	13,694	16,116	18,829
T_2^* [K]	558,800	580,053	616,280	652,508	688,735	724,962	761,189
$l_{ob} \left[\frac{J}{kg} \right]$	201533,250	200831,529	196672,799	189262,661	179065,603	166461,657	151764,767
$l_R \left[\frac{J}{kg} \right]$	188416,587	187749,953	183799,159	176759,528	167072,322	155098,574	141136,529
$\dot{m} \left[\frac{kg}{s} \right]$	0,212	0,213	0,218	0,226	0,239	0,258	0,283
e	2,4	2,5	2,6	2,7	2,8	2,9	3,032
π^*	21,416	24,705	28,340	32,342	36,733	41,533	48,548
π_s^*	21,853	25,209	28,919	33,003	37,482	42,381	49,539
T_2^* [K]	797,417	833,644	869,871	906,098	942,326	978,553	1026,460
$l_{ob} \left[\frac{J}{kg} \right]$	135236,551	117096,767	97531,366	76698,749	54734,690	31756,235	-17,739
$l_R \left[\frac{J}{kg} \right]$	125434,723	108201,929	89614,798	69823,812	48957,956	27128,423	-3056,852
$\dot{m} \left[\frac{kg}{s} \right]$	0,319	0,370	0,446	0,573	0,817	1,474	-13,085



Rys. A.4 Wykres zależności $k_j = f(e)$

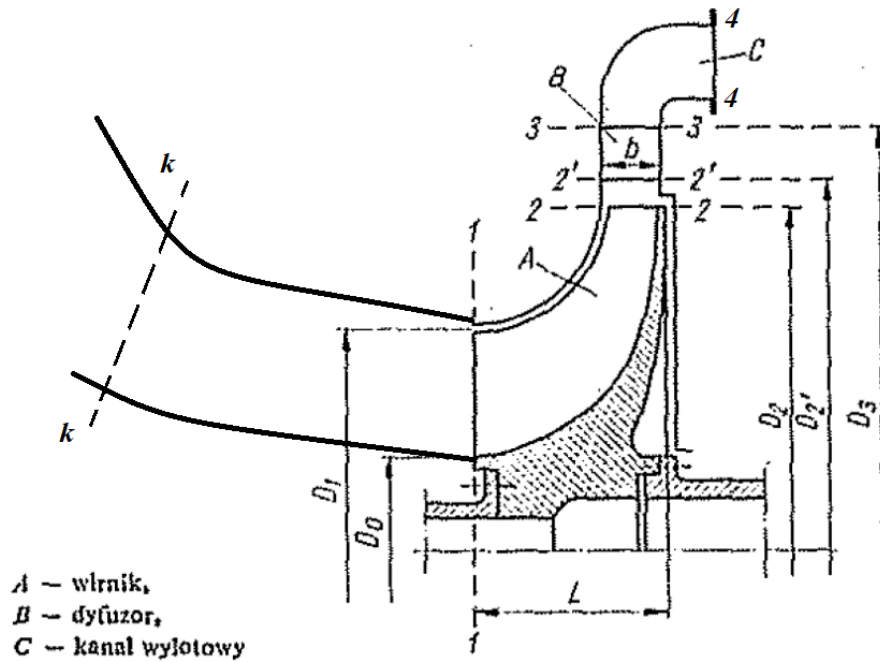
3) OBLICZENIA GAZODYNAMICZNE SPRĘŻARKI PROMIENIOWEJ [59]

a) Parametry wejściowe do obliczeń gazodynamicznych sprężarki promieniowej

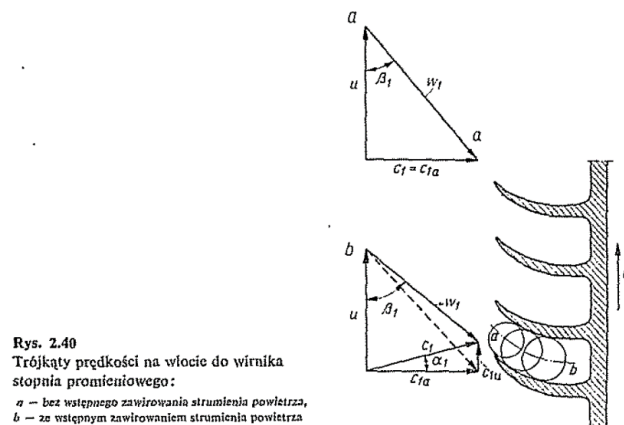
Na podstawie obliczeń gazodynamicznych wynika, że dla parametrów optymalnych pracy turbiny gazowej, spręż sprężarki wynosi ok. 7, przy strumieniu masy powietrza wynoszącej ok. 0,212 kg/s. Należy zauważyć, że dla tak niskiej wartości strumienia masy powietrza, zastosowanie sprężarki osiowej jest praktycznie niemożliwe. Należy zatem zastosować sprężarkę promieniową. Sprężarki promieniowe mogą osiągać maksymalne sprężenie ok. 4-4,5. Zdecydowano się, że turbina gazowa będzie pracować na parametrach innych niż optymalne: przyjęto wartości pracy turbiny gazowej dla stopnia podgrzania powietrza sprężanego izentropowo w turbinie gazowej na poziomie $e=1,4$. Zatem, zaprojektowano sprężarkę promieniową, o sprężeniu całkowitym sprężarki równym 3,313, oraz o strumieniu masy powietrza o wartość 0,251 kg/s.

b) Schematy sprężarki promieniowej

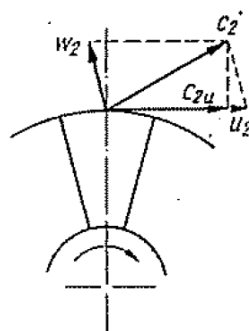
Przed przystąpieniem do części obliczeniowej, przedstawiono schematy przedstawiające przyjęte oznaczenia, dla sprężarki promieniowej (rys. A.5 do rys. A.9), obowiązujące w podrozdziale 3 załącznika A.



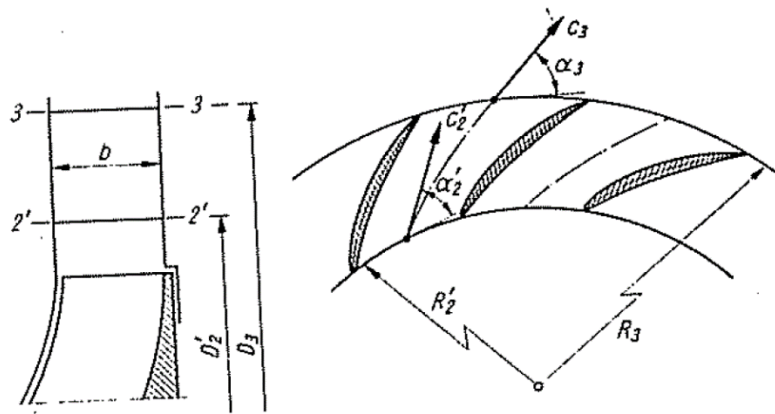
Rys. A.5 Schemat wraz z oznaczeniami wymiarów i przekrojów sprężarki [59]



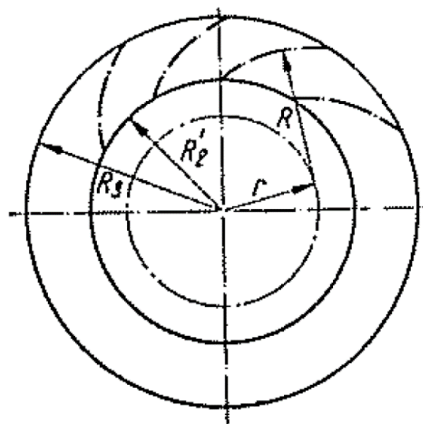
Rys. A.6 Schemat palisady wirnika w przekroju wlotowym [59]



Rys. A.7 Schemat trójkąta prędkości w przekroju wylotowym wirnika sprężarki dla łopatek o kształcie prostym [59]



Rys. A.8 Schemat dyfuzora łopatkowego [59]



Rys. A.9 Schemat wyznaczenia położenia profili łopatek w dyfuzorze łopatkowym [59]

c) Obliczenia gazodynamiczne wirnika sprężarki promieniowej

Obliczono temperaturę całkowitą w przekroju wlotowym do sprężarki:

$$T_k^* = T_1^* = T_H^* = T_H \left(1 + \frac{\kappa - 1}{2} Ma_H^2 \right) \quad (A.27)$$

Gdzie:

- T_k^* - temperatura całkowita w przekroju k-k [K],
- T_1^* - temperatura całkowita w przekroju 1-1 [K],
- T_H^* - temperatura całkowita niezaburzonego przepływu powietrza [K],
- T_H - temperatura statyczna niezaburzonego przepływu powietrza [K],
- κ - wykładnik izentropy dla powietrza [-],
- Ma_H - liczba Macha dla przepływu powietrza niezaburzonego [-].

Dane:

- $T_H = 288,15 \text{ K}$,
- $\kappa = 1,4$,
- $Ma_H = 0$.

Skąd:

$$T_k^* = T_1^* = T_H^* = 288,15 \left(1 + \frac{1,4 - 1}{2} 0^2\right)$$

$$T_k^* = T_1^* = T_H^* = 288,15 \text{ K}$$

Obliczono ciśnienie całkowite w przekroju wlotowym sprężarki:

$$p_1^* = \sigma_{wl} p_H^* = \sigma_{wl} p_H \left(1 + \frac{\kappa - 1}{2} Ma_H^2\right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} \quad (\text{A.28})$$

Gdzie:

- σ_{wl} – współczynnik strat ciśnienia całkowitego we wlocie sprężarki [-],
- p_H^* - ciśnienie całkowite we wlocie do sprężarki [Pa],
- p_H – ciśnienie statyczne we wlocie do sprężarki [Pa],
- κ – wykładnik izentropy dla powietrza [-],
- Ma_H – liczba Macha dla przepływu powietrza niezaburzonego [-].

Dane:

- $\sigma_{wl} = 0,98$,
- $p_H = 101325 \text{ Pa}$,
- $\kappa = 1,4$,
- $Ma_H = 0$.

Skąd:

$$p_1^* = \sigma_{wl} p_H^* = 0,98 \cdot 101325 \left(1 + \frac{1,4 - 1}{2} 0^2\right)^{\frac{1,4}{1,4 - 1}}$$

$$p_1^* = \sigma_{wl} p_H^* = 99298,5 \text{ Pa}$$

Obliczono pracę izentropowego sprężania powietrza w sprężarce:

$$l_{izS}^* = \frac{\kappa}{\kappa - 1} R T_1^* \left(\pi_S^{*\frac{\kappa - 1}{\kappa}} - 1\right) \quad (\text{A.29})$$

Gdzie:

- κ – wykładnik izentropy dla powietrza [-],
- R – stała gazowa dla powietrza [J/(kgK)],
- T_1^* - temperatura całkowita w przekroju 1-1 [K],
- π_S^* - spręż całkowity sprężarki [-].

Dane:

- $\kappa = 1,4$,
- $R = 287 \frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$,
- $T_1^* = 288,15 \text{ K}$,
- $\pi_S^* = 3,313$.

Skąd:

$$l_{izS}^* = \frac{1,4}{1,4-1} 287 \cdot 288,15^* \left(3,313^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right)$$
$$l_{izS}^* = 118124,312 \frac{J}{kg}$$

Obliczono prędkość obwodową na promieniu zewnętrznym wirnika:

$$u_2 = \sqrt{\frac{l_{izS}^*}{\eta_h}} \quad (A.30)$$

Gdzie:

- l_{izS}^* - praca izentropowego sprężania powietrza w sprężarce [J/kg],
- η_h - sprawność hydrauliczna sprężarki [-].

Dane:

- $l_{izS}^* = 118124,312 \frac{J}{kg}$,
- $\eta_h = 0,75$.

Skąd:

$$u_2 = \sqrt{\frac{118124,312}{0,75}}$$
$$u_2 = 396,862 \frac{m}{s}$$

Dobrano prędkość bezwzględną na wlocie do sprężarki:

$$C_1 = 120 \frac{m}{s} \quad (A.31)$$

Założono dodatkowo, że sprężarka nie jest wyposażona w zawirowywać wlotowy, co ma w konsekwencji następującą zależność:

$$C_{1a} = C_1 = 120 \frac{m}{s} \quad (A.32)$$

Obliczono temperaturę statyczną w przekroju wlotowym do sprężarki:

$$T_1 = T_k^* - \frac{C_1^2}{2 \frac{\kappa}{\kappa-1} R} \quad (A.33)$$

Gdzie:

- T_k^* - temperatura całkowita w przekroju k-k [K],
- C_1 - prędkość bezwzględna na wlocie do sprężarki [m/s],
- κ - wykładnik izentropy dla powietrza [-],
- R - stała gazowa dla powietrza [J/(kgK)].

Dane:

- $T_k^* = 288,15 \text{ K}$,
- $C_1 = 120 \frac{\text{m}}{\text{s}}$,
- $\kappa = 1,4$,
- $R = 287 \frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$.

Skąd:

$$T_1 = 288,15 - \frac{120^2}{2 \frac{1,4}{1,4-1} 287}$$

$$T_1 = 280,982 \text{ K}$$

Obliczono prędkość obwodową wirnika we wlocie, na promieniu zewnętrznym:

$$u_{11} = u_2 \frac{D_1}{D_2} \quad (\text{A.34})$$

Gdzie:

- u_2 - prędkość obwodowa na promieniu zewnętrznym wirnika [m/s],
- $\frac{D_1}{D_2}$ - statystyczny stosunek średnicy D_1 do D_2 [-].

Dane:

- $u_2 = 396,862 \frac{\text{m}}{\text{s}}$,
- $\frac{D_1}{D_2} = 0,69$.

Skąd:

$$u_{11} = 396,862 \cdot 0,69$$

$$u_{11} = 273,834 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Obliczono prędkość względną na wlocie na średnicy zewnętrznej wirnika:

$$w_{11} = \sqrt{C_1^2 + u_{11}^2} \quad (\text{A.35})$$

Gdzie:

- C_{1a} - wartość prędkości bezwzględnej powietrza na wlocie do sprężarki [m/s],
- u_{11} - prędkość obwodową wirnika we wlocie, na promieniu zewnętrznym [m/s].

Dane:

- $C_1 = 120 \frac{\text{m}}{\text{s}}$,
- $u_{11} = 273,834 \frac{\text{m}}{\text{s}}$.

Skąd:

$$w_{11} = \sqrt{120^2 + 273,834^2}$$
$$w_{11} = 298,974 \frac{m}{s}$$

Sprawdzono, że liczba macha dla prędkości względnej we wlocie, na średnicy zewnętrznej, nie przekracza 0,9:

$$Ma_{w_{11}} = \frac{w_{11}}{\sqrt{\kappa RT_1}} \quad (A.36)$$

Gdzie:

- w_{11} - prędkość względną we wlocie na średnicy zewnętrznej wirnika [m/s],
- κ - wykładnik izentropy dla powietrza [-],
- R - stała gazowa dla powietrza [J/(kgK)],
- T_1 - temperatura statyczna w przekroju wlotowym do sprężarki [K].

Dane:

- $w_{11} = 298,974 \frac{m}{s}$,
- $\kappa = 1,4$,
- $R = 287 \frac{J}{kg \cdot K}$,
- $T_1 = 280,982 K$.

Skąd:

$$Ma_{w_{11}} = \frac{298,974}{\sqrt{1,4 \cdot 287 \cdot 280,982}}$$
$$Ma_{w_{11}} = 0,890$$

Obliczono wartość kąta β_{11} , trójkąta prędkości, we wlocie, na średnicy zewnętrznej:

$$\beta_{11} = \arcsin \frac{C_1}{w_{11}} \quad (A.37)$$

Gdzie:

- C_1 - wartość prędkości bezwzględnej powietrza na wlocie do sprężarki [m/s],
- w_{11} - prędkość względną we wlocie na średnicy zewnętrznej wirnika [m/s].

Dane:

- $C_{1a} = 120 \frac{m}{s}$,
- $w_{11} = 298,974 \frac{m}{s}$.

Skąd:

$$\beta_{11} = \arcsin \frac{120}{298,974}$$
$$\beta_{11} = 23,664^\circ$$

Obliczono wartość kąta β_{11k} , kąt ustawienia łopatki wirnika we wlocie, na średnicy zewnętrznej:

$$\beta_{11k} = \beta_{11} + 2 \quad (\text{A.38})$$

Gdzie:

- β_{11} - kąt trójkąta prędkości, we wlocie, na średnicy zewnętrznej [°].

Dane:

- $\beta_{11} = 23,664^\circ$.

Skąd:

$$\beta_{11k} = 23,664 + 2$$

$$\beta_{11k} = 25,664^\circ$$

Obliczono prędkość obwodową wirnika we wlocie, na promieniu wewnętrznym:

$$u_{10} = u_2 \frac{D_0}{D_2} \quad (\text{A.39})$$

Gdzie:

- u_2 - prędkość obwodowa na promieniu zewnętrznym wirnika [m/s],
- $\frac{D_0}{D_2}$ – statystyczny stosunek średnicy D_0 do D_2 [-].

Dane:

- $u_2 = 396,862 \frac{m}{s}$,
- $\frac{D_0}{D_2} = 0,27$.

Skąd:

$$u_{10} = 396,862 \cdot 0,27$$

$$u_{10} = 107,153 \frac{m}{s}$$

Obliczono prędkość względną na wlocie na średnicy wewnętrznej wirnika:

$$w_{10} = \sqrt{C_1^2 + u_{10}^2} \quad (\text{A.40})$$

Gdzie:

- C_1 – wartość prędkości bezwzględnej powietrza na wlocie do sprężarki [m/s],
- u_{10} - prędkość obwodową wirnika we wlocie, na promieniu wewnętrznym [m/s].

Dane:

- $C_1 = 120 \frac{m}{s}$,
- $u_{10} = 107,153 \frac{m}{s}$.

Skąd:

$$w_{10} = \sqrt{120^2 + 107,153^2}$$
$$w_{10} = 160,878 \frac{m}{s}$$

Obliczono wartość kąta β_{10} , trójkąta prędkości, we wlocie, na średnicy wewnętrznej:

$$\beta_{10} = \arcsin \frac{C_1}{w_{10}} \quad (\text{A.41})$$

Gdzie:

- C_1 – wartość prędkości bezwzględnej powietrza na wlocie do sprężarki [m/s],
- w_{10} - prędkość względną we wlocie na średnicy zewnętrznej wirnika [m/s].

Dane:

- $C_1 = 120 \frac{m}{s}$,
- $w_{10} = 160,878 \frac{m}{s}$.

Skąd:

$$\beta_{10} = \arcsin \frac{120}{160,787}$$
$$\beta_{10} = 48,237^\circ$$

Obliczono wartość kąta β_{10k} , kąt ustawienia łopatki wirnika we wlocie, na średnicy wewnętrznej:

$$\beta_{10k} = \beta_{10} + 2 \quad (\text{A.42})$$

Gdzie:

- β_{10} - kąt trójkąta prędkości, we wlocie, na średnicy wewnętrznej [$^\circ$].

Dane:

- $\beta_{10} = 48,237^\circ$.

Skąd:

$$\beta_{10k} = 48,237 + 2$$
$$\beta_{10k} = 50,237^\circ$$

Obliczono stosunek średnicy średnie w przekroju wlotowym do średnicy wylotowej wirnika:

$$\frac{D_{sr}}{D_2} = \frac{R_{sr}}{R_2} = \sqrt{\frac{\left(\frac{D_0}{D_2}\right)^2 + \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2}{2}} \quad (\text{A.43})$$

Gdzie:

- $\frac{D_0}{D_2}$ – statystyczny stosunek średnicy D_0 do D_2 [-],

- $\frac{D_1}{D_2}$ – statystyczny stosunek średnicy D_1 do D_2 [-].

Dane:

- $\frac{D_0}{D_2} = 0,27,$
- $\frac{D_1}{D_2} = 0,69.$

Skąd:

$$\frac{D_{sr}}{D_2} = \frac{R_{sr}}{R_2} = \sqrt{\frac{(0,27)^2 + (0,69)^2}{2}}$$

$$\frac{D_{sr}}{D_2} = \frac{R_{sr}}{R_2} = 0,524$$

Obliczono prędkość obwodową wirnika we wlocie, na promieniu średnim:

$$u_1 = u_2 \frac{D_{sr}}{D_2} \quad (\text{A.44})$$

Gdzie:

- u_2 - prędkość obwodowa na promieniu zewnętrznym wirnika [m/s],
- $\frac{D_{sr}}{D_2}$ – statystyczny stosunek średnicy D_{sr} do D_2 [-].

Dane:

- $u_2 = 396,862 \frac{m}{s},$
- $\frac{D_{sr}}{D_2} = 0,524.$

Skąd:

$$u_1 = 396,862 \cdot 0,524$$

$$u_1 = 207,927 \frac{m}{s}$$

Obliczono prędkość względną na wlocie na średniej średnicy wirnika:

$$w_1 = \sqrt{C_1^2 + u_1^2} \quad (\text{A.45})$$

Gdzie:

- C_1 – wartość prędkości bezwzględnej powietrza na wlocie do sprężarki [m/s],
- u_1 - prędkość obwodową wirnika we wlocie, na średnim promieniu [m/s].

Dane:

- $C_1 = 120 \frac{m}{s},$
- $u_1 = 207,927 \frac{m}{s}.$

Skąd:

$$w_1 = \sqrt{120^2 + 207,927^2}$$
$$w_1 = 240,070 \frac{m}{s}$$

Obliczono wartość kąta β_1 , trójkąta prędkości, we wlocie, na średniej średnicy:

$$\beta_1 = \arcsin \frac{C_1}{w_1} \quad (\text{A.46})$$

Gdzie:

- C_1 – wartość prędkości bezwzględnej powietrza na wlocie do sprężarki [m/s],
- w_1 - prędkość względną we wlocie na średniej średnicy wirnika [m/s].

Dane:

- $C_1 = 120 \frac{m}{s}$,
- $w_1 = 240,070 \frac{m}{s}$.

Skąd:

$$\beta_1 = \arcsin \frac{120}{240,070}$$
$$\beta_1 = 29,990^\circ$$

Obliczono wartość kąta β_{1k} , kąt ustawienia łopatki wirnika we wlocie, na średniej średnicy:

$$\beta_{1k} = \beta_1 + 2 \quad (\text{A.47})$$

Gdzie:

- β_1 - kąt trójkąta prędkości, we wlocie, na średniej średnicy [°].

Dane:

- $\beta_{10} = 29,990^\circ$.

Skąd:

$$\beta_{1k} = 29,990 + 2$$
$$\beta_{1k} = 31,990^\circ$$

Obliczono ciśnienie statyczne w przekroju wlotowym sprężarki:

$$p_1 = p_1^* \left(\frac{T_1}{T_1^*} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad (\text{A.48})$$

Gdzie:

- p_1^* - ciśnienie całkowite w przekroju wlotowym sprężarki [Pa],
- T_1 – temperatura statyczna w przekroju wlotowym sprężarki [K],
- T_1^* - temperatura całkowita w przekroju wlotowym sprężarki [K],
- κ – wykładnik izentropy dla powietrza [-].

Dane:

- $p_1^* = 99298,5 \text{ Pa}$,
- $T_1 = 280,982 \text{ K}$,
- $T_1^* = 288,15 \text{ K}$,
- $\kappa = 1,4$.

Skąd:

$$p_1 = 99298,5 \left(\frac{280,982}{288,15} \right)^{\frac{1,4}{1,4-1}}$$

$$p_1 = 90918,787 \text{ Pa}$$

Obliczono gęstość powietrza w przekroju wlotowym sprężarki:

$$\rho_1 = \frac{p_1}{RT_1} \quad (\text{A.49})$$

Gdzie:

- p_1 - ciśnienie statyczne w przekroju wlotowym sprężarki [Pa],
- R - stała gazowa dla powietrza [J/(kgK)],
- T_1 - temperatura statyczna w przekroju wlotowym sprężarki [K].

Dane:

- $p_1 = 90918,787 \text{ Pa}$,
- $R = 287 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$,
- $T_1 = 280,982 \text{ K}$.

Skąd:

$$\rho_1 = \frac{90918,787}{287 \cdot 280,982}$$

$$\rho_1 = 1,127 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Obliczono pole powierzchni przekroju wlotowego sprężarki:

$$A_1 = \frac{\dot{m}}{\rho_1 \cdot C_1} \quad (\text{A.50})$$

Gdzie:

- \dot{m} - strumień masy przepływający przez sprężarkę [kg/s],
- ρ_1 - gęstość powietrza w przekroju wlotowym sprężarki [kg/m³],
- C_1 - wartość prędkości bezwzględnej powietrza na wlocie do sprężarki [m/s].

Dane:

- $\dot{m} = 0,251 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$,
- $\rho_1 = 1,127 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$,
- $C_1 = 120 \frac{\text{m}}{\text{s}}$.

Skąd:

$$A_1 = \frac{0,251}{1,127 \cdot 120}$$

$$A_1 = 1,855 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

Obliczono wymiary charakteryzujące przekrój wlotowy oraz wylotowy wirnika sprężarki:

$$D_2 = \sqrt{\frac{4A_1}{\pi \left[\left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 - \left(\frac{D_0}{D_2} \right)^2 \right]}} \quad (\text{A.51})$$

$$D_1 = D_2 \left(\frac{D_1}{D_2} \right) \quad (\text{A.52})$$

$$D_0 = D_2 \left(\frac{D_0}{D_2} \right) \quad (\text{A.53})$$

$$D_{sr} = D_2 \left(\frac{D_{sr}}{D_2} \right) \quad (\text{A.54})$$

$$L = D_2 \cdot \left(\frac{L}{D_2} \right) \quad (\text{A.55})$$

Gdzie:

- A_1 - pole powierzchni przekroju wlotowego sprężarki [m^2],
- $\frac{D_0}{D_2}$ – statystyczny stosunek średnicy D_0 do D_2 [-],
- $\frac{D_1}{D_2}$ – statystyczny stosunek średnicy D_1 do D_2 [-],
- $\frac{D_{sr}}{D_2}$ – statystyczny stosunek średnicy D_{sr} do D_2 [-],
- $\frac{L}{D_2}$ - statystyczny stosunek długości L do D_2 [-].

Dane:

- $A_1 = 1,855 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$,
- $\frac{D_0}{D_2} = 0,27$,
- $\frac{D_1}{D_2} = 0,69$,
- $\frac{D_{sr}}{D_2} = 0,524$,
- $\frac{L}{D_2} = 0,35$.

Skąd:

$$D_2 = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,855 \cdot 10^{-3}}{\pi [(0,69)^2 - (0,27)^2]}}$$

$$D_2 = 0,077 \text{ m}$$

$$D_1 = 0,077 \cdot 0,69$$

$$D_1 = 0,053 \text{ m}$$

$$D_0 = 0,077 \cdot 0,27$$

$$D_0 = 0,021 \text{ m}$$

$$D_{sr} = 0,077 \cdot 0,524$$

$$D_{sr} = 0,040 \text{ m}$$

$$L = 0,077 \cdot 0,35$$

$$L = 0,027 \text{ m}$$

Obliczono współczynnik utraty mocy:

$$\mu = \frac{1}{1 + \frac{2}{3} \frac{\pi}{z_w} \frac{1}{1 - \left(\frac{D_{sr}}{D_2}\right)^2}} \quad (\text{A.56})$$

Gdzie:

- z_w – liczba łopatek na wirniku [-],
- $\frac{D_{sr}}{D_2}$ – statystyczny stosunek średnicy D_{sr} do D_2 [-].

Dane:

- $z_w = 21$,
- $\frac{D_{sr}}{D_2} = 0,524$.

Skąd:

$$\mu = \frac{1}{1 + \frac{2}{3} \frac{\pi}{21} \frac{1}{1 - (0,524)^2}}$$

$$\mu = 0,879$$

$$\mu \approx 0,9$$

Obliczono składową obwodową prędkości bezwzględnej w przekroju wylotowym wirnika:

$$c_{2u} = \mu \cdot u_2 \quad (\text{A.57})$$

Gdzie:

- μ - współczynnik utraty mocy [-],
- u_2 - prędkość obwodowa na promieniu zewnętrznym wirnika [m/s].

Dane:

- $\mu = 0,879$,
- $u_2 = 396,862 \frac{\text{m}}{\text{s}}$.

Skąd:

$$c_{2u} = 0,879 \cdot 396,862$$

$$c_{2u} = 348,899 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Przyjęto następującą zależność:

$$c_{2r} \approx c_{1a} = c_1 \quad (\text{A.58})$$

Obliczono prędkość bezwzględną w przekroju wylotowym wirnika:

$$c_2 = \sqrt{c_{2u}^2 + c_{2r}^2} \quad (\text{A.59})$$

Gdzie:

- c_{2u} – składowa obwodowa prędkości bezwzględnej w przekroju wylotowym wirnika [m/s],
- c_{2r} – składowa promieniowa prędkości bezwzględnej w przekroju wylotowym wirnika [m/s].

Dane:

- $c_{2u} = 348,899 \frac{m}{s}$,
- $c_{2r} \approx c_{1a} = c_1 = 120 \frac{m}{s}$.

Skąd:

$$c_2 = \sqrt{348,899^2 + 120^2}$$
$$c_2 = 368,959 \frac{m}{s}$$

Obliczono wartość kąta α_2 , trójkąta prędkości na wylocie wirnika sprężarki:

$$\alpha_2 = \text{arctg} \frac{c_{2r}}{c_{2u}} \quad (\text{A.60})$$

gdzie:

- c_{2u} – składowa obwodowa prędkości bezwzględnej w przekroju wylotowym wirnika [m/s],
- c_{2r} – składowa promieniowa prędkości bezwzględnej w przekroju wylotowym wirnika [m/s].

Dane:

- $c_{2u} = 348,899 \frac{m}{s}$,
- $c_{2r} \approx c_{1a} = c_1 = 120 \frac{m}{s}$.

Skąd:

$$\alpha_2 = \text{arctg} \frac{120}{348,899}$$
$$\alpha_2 = 18,980^\circ$$

Obliczono temperaturę statyczną w przekroju wylotowym wirnika:

$$T_2 = T_1 + \left(\mu + \alpha - \frac{\mu^2}{2} \right) \frac{u_2^2}{\frac{\kappa}{\kappa - 1} R} \quad (\text{A.61})$$

Gdzie:

- T_1 – temperatura statyczna w przekroju wlotowym sprężarki [K],
- μ - współczynnik utraty mocy [-],
- α – współczynnik pracy tarcia [-],
- u_2 - prędkość obwodowa na promieniu zewnętrznym wirnika [m/s],
- κ – wykładnik izentropy dla powietrza [-],
- R – stała gazowa dla powietrza [J/(kgK)].

Dane:

- $T_1 = 280,982 \text{ K}$,
- $\mu = 0,879$,
- $\alpha = 0,05$,
- $u_2 = 396,862 \frac{\text{m}}{\text{s}}$,
- $\kappa = 1,4$,
- $R = 287 \frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$.

Skąd:

$$T_2 = 280,982 + \left(0,879 + 0,05 - \frac{0,879^2}{2} \right) \frac{396,862^2}{\frac{1,4}{1,4-1} 287}$$

$$T_2 = 366,074 \text{ K}$$

Obliczono ciśnienie statyczne w przekroju wylotowym wirnika:

$$p_2 = p_1 \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{n}{n-1}} \quad (\text{A.62})$$

Gdzie:

- p_1 - ciśnienie statyczne w przekroju wlotowym sprężarki [Pa],
- T_2 - temperatura statyczna w przekroju wylotowym wirnika [K],
- T_1 - temperatura statyczna w przekroju wlotowym do sprężarki [K],
- n – wykładnik politropy sprężania w wirniku [-].

Dane:

- $p_1 = 90918,787 \text{ Pa}$,
- $T_2 = 366,074 \text{ K}$,
- $T_1 = 280,982 \text{ K}$,
- $n = 1,45$.

Skąd:

$$p_2 = 90918,787 \left(\frac{366,074}{280,982} \right)^{\frac{1,45}{1,45-1}}$$

$$p_2 = 213232,468 \text{ Pa}$$

Obliczono gęstość powietrza na wylocie wirnika:

$$\rho_2 = \frac{p_2}{RT_2} \quad (\text{A.63})$$

Gdzie:

- p_2 - ciśnienie statyczne w przekroju wylotowym wirnika [Pa],
- R – stała gazowa dla powietrza [J/(kgK)],
- T_2 - temperatura statyczna w przekroju wylotowym wirnika [Pa].

Dane:

- $p_2 = 213232,468 \text{ Pa}$,
- $R = 287 \frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$,
- $T_2 = 366,074 \text{ K}$.

Skąd:

$$\rho_2 = \frac{213232,468}{287 \cdot 366,074}$$
$$\rho_2 = 2,030 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

d) Obliczenia gazodynamiczne dyfuzora szczelinowego oraz łopatkowego

Obliczono szerokość kanału dyfuzora szczelinowego:

$$b = \frac{\dot{m}}{\pi \cdot D_2 \cdot c_{2r} \cdot \rho_2} \quad (\text{A.64})$$

Gdzie:

- \dot{m} – strumień masy przepływający przez sprężarkę [kg/s],
- D_2 - średni wirnika, w przekroju wylotowym [m],
- c_{2r} – składowa promieniowa prędkości bezwzględnej w przekroju wylotowym wirnika [m/s],
- ρ_2 - gęstość powietrza na wylocie wirnika [kg/m³].

Dane:

- $\dot{m} = 0,251 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$,
- $D_2 = 0,077 \text{ m}$,
- $c_{2r} \approx c_{1a} = c_1 = 120 \frac{\text{m}}{\text{s}}$,
- $\rho_2 = 2,030 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$.

Skąd:

$$b = \frac{0,251}{\pi \cdot 0,077 \cdot 120 \cdot 2,030}$$
$$b = 4,286 \text{ mm}$$

Obliczono średnicę wlotu dyfuzora łopatkowego:

$$D_{2'} = D_2 + 2\delta \quad (\text{A.65})$$

Gdzie:

- D_2 - średni wirnika w przekroju wylotowym [m],
- δ - szczelina dyfuzora szczelinowego [m].

Dane:

- $D_2 = 0,077 \text{ m}$,
- $\delta = 0,003 \text{ m}$.

Skąd:

$$D_{2'} = 0,077 + 2 \cdot 0,003$$

$$D_{2'} = 0,083 \text{ m}$$

Obliczono prędkość strumienia na wylocie z dyfuzora szczelinowego:

$$c_{2'} \approx c_2 \frac{D_2}{D_{2'}} \quad (\text{A.66})$$

Gdzie:

- c_2 - prędkość bezwzględna w przekroju wylotowym wirnika [m/s],
- D_2 - średni wirnika, w przekroju wylotowym [m],
- $D_{2'}$ - średnicę wlotu z dyfuzora szczelinowego [m].

Dane:

- $c_2 = 368,959 \frac{\text{m}}{\text{s}}$,
- $D_2 = 0,077 \text{ m}$,
- $D_{2'} = 0,083 \text{ m}$.

Skąd:

$$c_{2'} \approx 368,959 \frac{0,077}{0,083}$$

$$c_{2'} \approx 342,139 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Obliczono temperaturę statyczną w przekroju wylotowym z dyfuzora szczelinowego:

$$T_{2'} = T_2 + \frac{c_2^2 - c_{2'}^2}{2 \frac{\kappa}{\kappa - 1} R} \quad (\text{A.67})$$

Gdzie:

- T_2 - temperatura statyczna w przekroju wylotowym wirnika [K],
- c_2 - prędkość bezwzględna w przekroju wylotowym wirnika [m/s],
- $c_{2'}$ - prędkość strumienia na wylocie z dyfuzora szczelinowego [m/s],
- κ - wykładnik izentropy dla powietrza [-],
- R - stała gazowa dla powietrza [J/(kgK)].

Dane:

- $T_2 = 366,074 \text{ K}$,
- $c_2 = 368,959 \frac{\text{m}}{\text{s}}$,
- $c_{2'} \approx 342,139 \frac{\text{m}}{\text{s}}$,
- $\kappa = 1,4$,
- $R = 287 \frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$.

Skąd:

$$T_{2'} = 366,074 + \frac{368,959^2 - 342,139^2}{2 \frac{1,4}{1,4-1} 287}$$

$$T_{2'} = 375,567 \text{ K}$$

Obliczono ciśnienie na wylocie do dyfuzora szczelinowego:

$$p_{2'} \approx p_2 \left(\frac{T_{2'}}{T_2} \right)^{\frac{n}{n-1}} \quad (\text{A.68})$$

Gdzie:

- p_2 - ciśnienie statyczne w przekroju wylotowym wirnika [Pa],
- $T_{2'}$ - temperaturę statyczną w przekroju wylotowym dyfuzora szczelinowego [K],
- T_2 - temperatura statyczna w przekroju wylotowym wirnika [K],
- n – wykładnik politropy dla powietrza w dyfuzorze szczelinowym [-].

Dane:

- $p_2 = 213232,468 \text{ Pa}$,
- $T_{2'} = 375,567 \text{ K}$,
- $T_2 = 366,074 \text{ K}$,
- $n = 1,9$.

Skąd:

$$p_{2'} \approx 213232,468 \left(\frac{375,567}{366,075} \right)^{\frac{1,9}{1,9-1}}$$

$$p_{2'} \approx 225074,387 \text{ Pa}$$

Przyjęto następującą zależność:

$$\alpha_{2'} = \alpha_2 \quad (\text{A.69})$$

Obliczono wartość kąta α_3 :

$$\alpha_3 = \alpha_{2'} + 15 \quad (\text{A.70})$$

Dane:

- $\alpha_{2'} = \alpha_2 = 18,980^\circ$.

Skąd:

$$\alpha_3 = 18,980 + 15$$

$$\alpha_3 = 33,980^\circ$$

Obliczono średnicę wylotową dyfuzora łopatkowego:

$$D_3 = D_{2'} \frac{D_3}{D_{2'}} \quad (\text{A.71})$$

Gdzie:

- $D_{2'}$ - średnicę wlotu dyfuzora szczelinowego [m],
- $\frac{D_3}{D_{2'}}$ - stosunek średnicy D_3 do średnicy $D_{2'}$ [-].

Dane:

- $D_{2'} = 0,083 \text{ m}$,
- $\frac{D_3}{D_{2'}} = 1,3$.

Skąd:

$$D_3 = 0,083 \cdot 1,3$$

$$D_3 = 0,107 \text{ m}$$

Założono, że liczba łopatek w dyfuzorze łopatkowym wynosi 20. Wyznaczono następnie ustawienie łopatek dyfuzora łopatkowego, których linia szkieletowa została wygięta i przyjmuje kształt łuku o promieniu R zakreślonym z okręgu o promieniu r :

$$R = \frac{\left(\frac{D_3}{2}\right)^2 - \left(\frac{D_{2'}}{2}\right)^2}{2 \left(\frac{D_3}{2} \cos(\alpha_3) - \frac{D_{2'}}{2} \cos(\alpha_{2'})\right)} \quad (\text{A.72})$$

$$r = \sqrt{\left(\frac{D_{2'}}{2}\right)^2 + R^2 - 2 \cdot \frac{D_{2'}}{2} \cdot R \cdot \cos(\alpha_{2'})} \quad (\text{A.73})$$

Gdzie:

- $D_{2'}$ - średnicę wlotu dyfuzora szczelinowego [m],
- D_3 - średnica wylotowa dyfuzora łopatkowego [m],
- $\alpha_{2'}$ - kąt prędkości strumienia na wlocie do dyfuzora łopatkowego [°],
- α_3 - kąt prędkości strumienia na wylocie do dyfuzora łopatkowego [°].

Dane:

- $D_{2'} = 0,083 \text{ m}$,
- $D_3 = 0,107 \text{ m}$,
- $\alpha_{2'} = \alpha_2 = 18,980^\circ$,
- $\alpha_3 = 33,980^\circ$.

Skąd:

$$R = \frac{\left(\frac{0,107}{2}\right)^2 - \left(\frac{0,083}{2}\right)^2}{2\left(\frac{0,107}{2}\cos(33,980) - \frac{0,083}{2}\cos(18,980)\right)}$$

$$R = 0,108 \text{ m}$$

$$r = \sqrt{\left(\frac{0,083}{2}\right)^2 + 0,108^2 - 2 \cdot \frac{0,083}{2} \cdot 0,108 \cdot \cos(18,980)}$$

$$r = 0,070 \text{ m}$$

Sprawdzono czy rozbieżność kanałów dyfuzora łopatkowego (γ) nie przekracza 10° . Obliczono rozstaw łopatek na wlocie do dyfuzora łopatkowego (a) oraz na jego wylocie (b) przy założeniu, że długość kanału łopatkowego (l) wynosi 35 mm:

$$a = \frac{\pi D_{2'}}{z_d} \sin(\alpha_{2'}) \quad (\text{A.74})$$

$$b = \frac{\pi D_3}{z_d} \sin(\alpha_3) \quad (\text{A.75})$$

$$\gamma = 2 \cdot \arctg \frac{\pi \left(\frac{D_3}{2} \sin(\alpha_3) - \frac{D_{2'}}{2} \sin(\alpha_{2'}) \right)}{z_d \cdot l} \quad (\text{A.76})$$

Gdzie:

- $D_{2'}$ - średnicę wylotu dyfuzora szczelinowego [m],
- D_3 - średnica wylotowa dyfuzora łopatkowego [m],
- l - długość kanału łopatkowego dyfuzora łopatkowego [m],
- $\alpha_{2'}$ - kąt prędkości strumienia na wlocie do dyfuzora łopatkowego [$^\circ$],
- α_3 - kąt prędkości strumienia na wylocie do dyfuzora łopatkowego [$^\circ$],
- z_d - liczba łopatek dyfuzora łopatkowego [-],

Dane:

- $D_{2'} = 0,083 \text{ m}$,
- $D_3 = 0,107 \text{ m}$,
- $l = 0,035 \text{ m}$,
- $\alpha_{2'} = \alpha_2 = 18,980^\circ$,
- $\alpha_3 = 33,980^\circ$,
- $z_d = 20$.

Skąd:

$$a = \frac{\pi \cdot 0,083}{20} \sin(18,980)$$

$$a = 4,217 \text{ mm}$$

$$b = \frac{\pi \cdot 0,107}{20} \sin(33,980)$$

$$b = 9,420 \text{ mm}$$

$$\gamma = 2 \cdot \arctg \frac{\pi \left(\frac{0,107}{2} \sin(33,980) - \frac{0,083}{2} \sin(18,980) \right)}{20 \cdot 0,035}$$

$$\gamma = 8,503^\circ$$

$$(\gamma < 10^\circ)$$

Obliczono następnie prędkość i temperaturę statyczną strumienia powietrza na wylocie z dyfuzora łopatkowego, metodą iteracji. Poniżej obliczono prędkość strumienia z wykorzystaniem wcześniej obliczonej temperatury (metodą iteracyjną) i zweryfikowano następnie, że tej prędkości odpowiada wcześniej uzyskana wartość temperatury:

$$c_3 = c_{2'} \frac{D_{2'} \sin(\alpha_{2'})}{D_3 \sin(\alpha_3)} \left(\frac{T_{2'}}{T_3} \right)^{\frac{1}{n-1}} \quad (\text{A.77})$$

$$T_3 = T_{2'} + \frac{c_{2'}^2 - c_3^2}{2 \frac{\kappa}{\kappa - 1} R} \quad (\text{A.78})$$

Gdzie:

- $c_{2'}$ - prędkość strumienia na wlocie do dyfuzora łopatkowego [m/s],
- c_3 - prędkość strumienia powietrza na wylocie z dyfuzora łopatkowego [m/s],
- $D_{2'}$ - średnicę wylotu z dyfuzora szczelinowego [m],
- D_3 - średnica wylotu dyfuzora łopatkowego [m],
- $\alpha_{2'}$ - kąt prędkości strumienia na wlocie do dyfuzora łopatkowego [°],
- α_3 - kąt prędkości strumienia na wylocie do dyfuzora łopatkowego [°],
- $T_{2'}$ - temperatura statyczna w przekroju wylotowym z dyfuzora szczelinowego [K],
- T_3 - temperatura statyczna w przekroju wylotowym z dyfuzora łopatkowego [K],
- n - wykładnik politropy sprężania w dyfuzorze łopatkowym [-],
- κ - wykładnik izentropy dla powietrza [-],
- R - stała gazowa dla powietrza [J/(kgK)].

Dane:

- $c_{2'} = 342,139 \frac{m}{s}$,
- $D_{2'} = 0,083 \text{ m}$,
- $D_3 = 0,107 \text{ m}$,
- $\alpha_{2'} = \alpha_2 = 18,980^\circ$,
- $\alpha_3 = 33,980^\circ$,
- $T_{2'} = 375,567 \text{ K}$,
- $T_3 = 425,670 \text{ K}$,
- $n = 1,7$,

- $\kappa = 1,4$,
- $R = 287 \frac{J}{kg \cdot K}$.

Skąd:

$$c_3 = 342,139 \frac{0,083 \sin(18,980)}{0,107 \sin(33,980)} \left(\frac{375,567}{425,670} \right)^{\frac{1}{1,7-1}}$$

$$c_3 = 128,065 \frac{m}{s}$$

$$T_3 = 375,567 + \frac{342,139^2 - 128,065^2}{2 \frac{1,4}{1,4-1} 287}$$

$$T_3 = 425,670 K$$

Obliczono ciśnienie statyczne na wylocie z dyfuzora łopatkowego:

$$p_3 = p_{2'} \left(\frac{T_3}{T_{2'}} \right)^{\frac{n}{n-1}} \quad (A.79)$$

Gdzie:

- $p_{2'}$ - ciśnienie na wylocie do dyfuzora szczelinowego [Pa],
- T_3 - temperatura statyczna w przekroju wylotowym z dyfuzora łopatkowego [K],
- $T_{2'}$ - temperatura statyczna w przekroju wylotowym z dyfuzora szczelinowego [K],
- n - wykładnik politropy dla powietrza dla sprężanie w dyfuzorze łopatkowym [-].

Dane:

- $p_{2'} \approx 225074,387 Pa$,
- $T_3 = 425,670 K$,
- $T_{2'} = 375,567 K$,
- $n = 1,7$.

Skąd:

$$p_3 = 225074,387 \left(\frac{425,670}{375,567} \right)^{\frac{1,7}{1,7-1}}$$

$$p_3 = 305075,440 Pa$$

e) Obliczenie parametrów strumienia powietrza w przekroju wylotowym sprężarki promieniowej

Obliczono temperaturę całkowitą i statyczną w przekroju wylotowym sprężarki:

$$T_4^* = T_3 + \frac{c_3^2}{2 \frac{\kappa}{\kappa-1} R} \quad (A.80)$$

$$T_4 = T_4^* - \frac{c_4^2}{2 \frac{\kappa}{\kappa - 1} R} \quad (\text{A.81})$$

Gdzie:

- T_3 - temperatura statyczna w przekroju wylotowym z dyfuzora łopatkowego [K],
- c_3 - prędkość strumienia powietrza na wylocie z dyfuzora łopatkowego [m/s],
- c_4 - prędkość strumienia powietrza na wylocie z sprężarki [m/s],
- κ - wykładnik izentropy dla powietrza [-],
- R - stała gazowa dla powietrza [J/(kgK)].

Dane:

- $T_3 = 425,670 \text{ K}$,
- $c_3 = 128,065 \frac{\text{m}}{\text{s}}$,
- $c_4 = 120 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ (wartość dobrana),
- $\kappa = 1,4$,
- $R = 287 \frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$.

Skąd:

$$T_4^* = 425,670 + \frac{128,065^2}{2 \frac{1,4}{1,4 - 1} 287}$$

$$T_4^* = 433,834 \text{ K}$$

$$T_4 = 433,834 - \frac{120^2}{2 \frac{1,4}{1,4 - 1} 287}$$

$$T_4 = 426,666 \text{ K}$$

Obliczono ciśnienie całkowite oraz statyczne w przekroju wylotowym sprężarki:

$$p_4 = p_3 \left(\frac{T_4}{T_3} \right)^{\frac{n}{n-1}} \quad (\text{A.82})$$

$$p_4^* = p_4 \left(\frac{T_4^*}{T_4} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad (\text{A.83})$$

Gdzie:

- p_3 - ciśnienie statyczne na wylocie z dyfuzora łopatkowego [Pa],
- T_3 - temperatura statyczna w przekroju wylotowym z dyfuzora łopatkowego [K],
- T_4 - temperatura statyczna w przekroju wylotowym sprężarki [K],
- T_4^* - temperatura całkowita w przekroju wylotowym sprężarki [K],
- n - wykładnik politropy sprężania w kanale wylotowym sprężarki (łączniku) [-],
- κ - wykładnik izentropy dla powietrza [-].

Dane:

- $p_3 = 305075,440 \text{ Pa}$,
- $T_3 = 425,670 \text{ K}$,
- $T_4 = 426,666 \text{ K}$,
- $T_4^* = 433,834 \text{ K}$,
- $n = 1,9$,
- $\kappa = 1,4$.

Skąd:

$$p_4 = 305075,440 \left(\frac{426,666}{425,670} \right)^{\frac{1,9}{1,9-1}}$$

$$p_4 = 306584,082 \text{ Pa}$$

$$p_4^* = 306584,082 \left(\frac{433,834}{426,666} \right)^{\frac{1,4}{1,4-1}}$$

$$p_4^* = 324992,333 \text{ Pa}$$

Sprawdzono stosunek ciśnienia całkowitego na wyjściu ze sprężarki, do ciśnienia całkowitego wynikającego z założeń projektowych sprężarki (prawidłowy stosunek jest zawarty w przedziale od 0,95 do 1,05):

$$\varepsilon = \frac{p_4^*}{\pi_S^* \cdot p_1^*} \quad (\text{A.84})$$

Gdzie:

- p_4^* - ciśnienie całkowite w przekroju wylotowym sprężarki [Pa],
- p_1^* - ciśnienie całkowite w przekroju wlotowym sprężarki [Pa],
- π_S^* - spręż całkowity sprężarki [-].

Dane:

- $p_4^* = 324992,333 \text{ Pa}$,
- $p_1^* = 99298,5 \text{ Pa}$,
- $\pi_S^* = 3,313$.

Skąd:

$$\varepsilon = \frac{324992,333}{3,313 \cdot 99298,5}$$

$$\varepsilon = 0,988$$

Obliczono gęstość strumienia w przekroju wylotowym sprężarki:

$$\rho_4 = \frac{p_4}{RT_4} \quad (\text{A.85})$$

Gdzie:

- p_4 – ciśnienie statyczne w przekroju wylotowym sprężarki [Pa],
- T_4 – temperatura statyczna w przekroju wylotowym sprężarki [K],
- R – stała gazowa dla powietrza [J/(kgK)].

Dane:

- $p_4 = 306584,082 \text{ Pa}$,
- $T_4 = 426,666 \text{ K}$,
- $R = 287 \frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$.

Skąd:

$$\rho_4 = \frac{306584,082}{287 \cdot 426,666}$$
$$\rho_4 = 2,504 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Obliczono pole powierzchni przekroju wylotowego sprężarki:

$$A_4 = \frac{\dot{m}}{C_4 \cdot \rho_4} \quad (\text{A.86})$$

Gdzie:

- \dot{m} – strumień masy przepływający przez sprężarkę [kg/s],
- c_4 – prędkość strumienia powietrza na wylocie z sprężarki [m/s],
- ρ_4 – gęstość strumienia w przekroju wylotowym sprężarki [kg/m³].

Dane:

- $\dot{m} = 0,251 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$,
- $c_4 = 120 \frac{\text{m}}{\text{s}}$,
- $\rho_4 = 2,504 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$.

Skąd:

$$A_4 = \frac{0,251}{120 \cdot 2,504}$$
$$A_4 = 8,354 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

Zakłada się dodatkowo, że wylot sprężarki będzie posiadał przekrój pierścieniowy, a promień zewnętrzny pierścienia wylotowego będzie odsunięty od średnicy wylotu strumienia z dyfuzora łopatkowego o 5 mm.

f) Wyznaczenie parametrów pracy sprężarki promieniowej

Obliczono pracę efektywną sprężania:

$$l_{eS} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} R(T_4^* - T_1^*) \quad (\text{A.87})$$

Gdzie:

- T_1^* - temperatura całkowita w przekroju 1-1 [K],
- T_4^* - temperatura całkowita w przekroju wylotowym sprężarki [K],
- κ – wykładnik izentropy dla powietrza [-],
- R – stała gazowa dla powietrza [J/(kgK)].

Dane:

- $T_1^* = 288,15 \text{ K}$,
- $T_4^* = 433,834 \text{ K}$,
- $\kappa = 1,4$,
- $R = 287 \frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$.

Skąd:

$$l_{eS} = \frac{1,4}{1,4 - 1} 287(433,834 - 288,15)$$

$$l_{eS} = 146339,570 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

Obliczono moc niezbędną do napędu sprężarki:

$$N_S = \dot{m} \cdot l_{eS} \quad (\text{A.88})$$

Gdzie:

- \dot{m} – strumień masy przepływający przez sprężarkę [kg/s],
- l_{eS} – praca efektywna sprężania [J/kg].

Dane:

- $\dot{m} = 0,251 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$,
- $l_{eS} = 146339,570 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$.

Skąd:

$$N_S = 0,251 \cdot 146339,570$$

$$N_S = 36731,232 \text{ W}$$

$$N_S = 36,731 \text{ kW}$$

Obliczono prędkość obrotową wirnika sprężarki:

$$n = \frac{60u_2}{\pi D_2} \quad (\text{A.89})$$

Gdzie:

- u_2 - prędkość obwodowa na promieniu zewnętrznym wirnika [m/s],
- D_2 - średnica wirnika, w przekroju wylotowym [m].

Dane:

- $u_2 = 396,862 \frac{m}{s}$,
- $D_2 = 0,077 m$.

Skąd:

$$n = \frac{60 \cdot 396,862}{\pi \cdot 0,077}$$

$$n = 99025,211 \text{ obr/min}$$

$$n \approx 99000 \text{ obr/min}$$

Obliczono sprawność sprężarki:

$$\eta_S^* = \frac{l_{izS}^*}{l_{eS}} \quad (\text{A.90})$$

Gdzie:

- l_{izS}^* - pracę izentropowego sprężania powietrza w sprężarce [J/kg],
- l_{eS} – praca efektywna sprężania [J/kg].

Dane:

- $l_{izS}^* = 118124,312 \frac{J}{kg}$,
- $l_{eS} = 146339,570 \frac{J}{kg}$.

Skąd:

$$\eta_S^* = \frac{118124,312}{146339,570}$$

$$\eta_S^* = 0,807$$

g) Parametry wyjściowe obliczeń gazodynamicznych sprężarki promieniowej

Na podstawie powyższych obliczeń ustalono podstawowe parametry sprężarki promieniowej turbiny gazowej do napędu agregatu prądotwórczego dla mobilnego laboratorium. Dzięki poniżej opisanym parametrom (tab. A.6), będzie możliwe wykonanie obliczeń gazodynamicznym komory spalania dla zasilania metanowego.

Tab. A.6 Parametry projektowanej wstępnie sprężarki promieniowej do turbiny gazowej

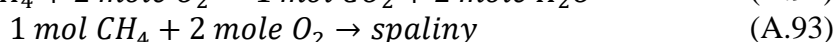
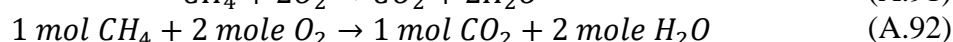
<i>Parametry geometryczne sprężarki promieniowej</i>	<i>Parametry strumienia powietrzna na wyjściu ze sprężarki promieniowej</i>	<i>Parametry charakteryzujące pracę sprężarki promieniowej</i>
$D_0 = 21 \text{ mm}$ $D_1 = 53 \text{ mm}$ $D_2 = 77 \text{ mm}$ $D_{2'} = 83 \text{ mm}$ $D_3 = 107 \text{ mm}$ $b = 4,286 \text{ mm}$ $L = 27 \text{ mm}$ $A_4 = 8,354 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$	$T_4^* = 433,834 \text{ K}$ $T_4 = 426,666 \text{ K}$ $p_4^* = 324992,333 \text{ Pa}$ $p_4 = 306584,082 \text{ Pa}$ $\rho_4 = 2,504 \frac{kg}{m^3}$	$N_S = 36,731 \text{ kW}$ $n \approx 99000 \text{ obr/min}$ $\eta_S^* = 0,807$

Zakłada się dodatkowo, że wylot sprężarki będzie posiadał przekrój pierścieniowo-segmentowy, a promień wewnętrzny pierścienia wylotowego będzie przylegał do średnicy wylotu strumienia z dyfuzora łopatkowego. Ilość segmentów kanału wylotowego, dla 20 łopatek dyfuzora łopatkowego, wyniesie 20 segmentów, o równych polach powierzchni oraz rozmieszczonych osiowo-symetrycznie względem głównej osi turbiny gazowej.

4) OBLICZENIA KOMORY SPALANIA [57]

a) Parametry spalania metanu

Przed przystąpieniem do obliczeń komory spalania, należy najpierw wyznaczyć parametry spalania paliwa zastosowanego, czyli metanu. Zapisano równanie spalania metanu w tlenie:



Zapisano masy molowe substratów:

- $m_{mol}^{CH_4} = 16 \text{ g/mol}^1$,

- $m_{mol}^{O_2} = 32 \text{ g/mol}^2$,

skąd można zapisać:

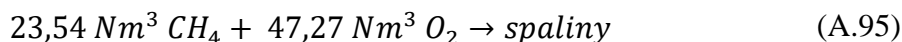


Zapisano następnie gęstości w warunkach normalny substratów (wg. normy ISO 2533 – p=1013,25 hPa, T=288,15 K):

- $\rho_{mol}^{CH_4} = 0,6797 \text{ kg/m}^3$ ¹,

- $\rho_{mol}^{O_2} = 1,354 \text{ kg/m}^3$ ²,

skąd można zapisać:



Można zatem zapisać zapotrzebowanie na tlen podczas spalania metanu w warunkach stechiometrycznych:

$$L_{O_2}^t = 4 \frac{\text{kg } O_2}{\text{kg } CH_4}$$

$$L_{O_2}^t = 2,01 \frac{\text{Nm}^3 O_2}{\text{Nm}^3 CH_4}$$

Po czym obliczono zapotrzebowanie na powietrze:

$$L_{pow}^t = 17,4 \frac{\text{kg } pow}{\text{kg } CH_4}$$

$$L_{pow}^t = 9,57 \frac{\text{Nm}^3 pow}{\text{Nm}^3 CH_4}$$

Zapisano granice palności dla metanu (% Vol w powietrzu)³:

$$L_D = 5,00\%$$

$$L_G = 15,00\%$$

skąd wyznaczono współczynniki nadmiaru powietrza ograniczające zakres palności metanu:

$$\alpha_1 = \frac{100 - L_D}{L_D \cdot L_{pow}^t} \quad (A.96)$$

¹ <https://encyclopedia.airliquide.com/fr/methane> [dostęp 27/04/2020r.]

² <https://encyclopedia.airliquide.com/fr/oxygene> [dostęp 27/04/2020r.]

³ <https://www.afcintl.com/pdfs/applications/combustibles.pdf> [dostęp 27/04/2020r.]

$$\alpha_2 = \frac{100 - L_G}{L_G \cdot L_{pow}^t} \quad (\text{A.97})$$

skąd:

$$\begin{aligned} \alpha_1 &= \frac{100 - 5}{5 \cdot 9,57} \\ \alpha_1 &= 1,99 \\ \alpha_2 &= \frac{100 - 15}{15 \cdot 9,57} \\ \alpha_2 &= 0,59 \end{aligned}$$

Zatem można zapisać przedział współczynnika nadmiaru powietrza dla którego zachodzi możliwość spalania metan:

$$0,59 \leq \alpha \leq 1,99$$

Wartość opałowa dla metanu wynosi [55]:

$$W_u^{CH_4} = 50\,000 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

b) Przyjęte oznaczenia przy obliczaniu komory spalania

W następującej części obliczeń, dotyczącej komory spalania, przyjęto oznaczenia przekroju zespołu napędowego tak jak na rysunku A.2. Na wlocie do komory spalania, parametry posiadają indeks 2, zaś na wylocie z komory spalania, parametry są oznaczone indeksem 3.

c) Parametry wejściowe do obliczeń komory spalania

Na podstawie obliczeń gazodynamicznych turbiny gazowej oraz obliczeń sprężarki promieniowej, otrzymano parametry niezbędne do wykonania obliczeń komory spalania. Otrzymano następujące parametry wejściowe do obliczeń komory spalania:

- $\dot{m} = 0,251 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$,
- $T_2^* = 433,834 \text{ K}$,
- $p_2^* = 324991,333 \text{ Pa}$,
- $T_3^* = 1200 \text{ K}$,
- $W_u = 50\,000 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$,
- $l_t = 17,4$.

d) Obliczenia rury ogniowej

Obliczono sumaryczny współczynnik nadmiaru powietrza:

$$c_{pm} = 0,9089 + 2,095 \cdot 10^{-4} (T_3^* + 0,48 \cdot T_2^*) \quad (\text{A.98})$$

$$\alpha_\Sigma = \frac{\xi_{KS} W_u}{c_{pm} (T_3^* - T_2^*) l_t} \quad (\text{A.99})$$

Gdzie:

- ξ_{KS} – współczynnik wydzielania ciepła w komorze spalania [-],
- W_u – wartość opałowa paliwa [kJ/kg],
- c_{pm} – średnie, umowne ciepło właściwe przy stałym ciśnieniu w rozpatrywanym zakresie temperatur [kJ/(kg.K)],
- T_3^* - temperatura całkowita przed turbiną [K],
- T_2^* - temperatura całkowita za sprężarką [K],
- l_t – teoretyczne zapotrzebowanie powietrza do spalania paliwa stechiometrycznie [-].

Dane:

- $\xi_{KS} = 0,95,$
- $W_u = 50\,000 \frac{kJ}{kg},$
- $T_3^* = 1200\,K,$
- $T_2^* = 433,834\,K,$
- $l_t = 17,4.$

Skąd:

$$c_{pm} = 0,9089 + 2,095 \cdot 10^{-4}(1200 + 0,48 \cdot 433,834)$$

$$c_{pm} = 1,204 \frac{kJ}{kg \cdot K}$$

$$c_{pm} = 1203,926 \frac{J}{kg \cdot K}$$

$$\alpha_{\Sigma} = \frac{0,95 \cdot 50000000}{1203,926 \cdot (1200 - 433,834) \cdot 17,4}$$
$$\alpha_{\Sigma} = 2,96$$

Obliczono zużycie paliwa niezbędnego do uzyskania założonej temperatury przed turbiną:

$$c_s = \frac{\dot{m}}{\alpha_{\Sigma} \cdot l_t} \quad (\text{A.100})$$

Gdzie:

- \dot{m} – strumień masy powietrza przepływającego przez komorę spalania [kg/s],
- α_{Σ} – sumaryczny współczynnik nadmiaru powietrza [-],
- l_t – teoretyczne zapotrzebowanie powietrza do spalania paliwa stechiometrycznie [-].

Dane:

- $\dot{m} = 0,251 \frac{kg}{s},$
- $\alpha_{\Sigma} = 2,96,$
- $l_t = 17,4,$

Skąd:

$$c_s = \frac{0,251}{2,96 \cdot 17,4}$$

$$c_s = 4,874 \cdot 10^{-3} \frac{kg}{s}$$

Obliczono strumienie masy powietrza pierwotnego i spalin na wylocie ze strefy spalania:

$$\dot{m}_I = \frac{\alpha_{sp}}{\alpha_{\Sigma}} \dot{m} \quad (\text{A.101})$$

$$\dot{m}_{Ispal} = \dot{m}_I + c_s \quad (\text{A.102})$$

gdzie:

- \dot{m} – strumień masy powietrza przepływającego przez komorę spalania [kg/s],
- α_{sp} – współczynnik nadmiaru powietrza na wylocie ze strefy spalania [-],
- α_{Σ} – sumaryczny współczynnik nadmiaru powietrza [-],
- c_s – sekundowe zapotrzebowanie paliwa [kg/s].

Dane:

- $\alpha_{sp} = 1,99,$
- $\alpha_{\Sigma} = 2,96,$

- $\dot{m} = 0,251 \frac{kg}{s}$,
- $c_s = 4,874 \cdot 10^{-3} \frac{kg}{s}$.

Skąd:

$$\dot{m}_I = \frac{1,99}{2,96} \cdot 0,251$$

$$\dot{m}_I = 0,169 \frac{kg}{s}$$

$$\dot{m}_{Ispal} = 0,169 + 4,874 \cdot 10^{-3}$$

$$\dot{m}_{Ispal} = 0,174 \frac{kg}{s}$$

Obliczono pole przekroju bazowego rury ogniowej;

$$T_{sp} \approx T_2^* - \frac{c_{sp}^2}{2 \frac{\kappa - 1}{\kappa} R} \quad (A.103)$$

$$Ma_{sp} \approx \frac{c_{sp}}{\sqrt{\kappa \cdot R \cdot T_{sp}}} \quad (A.104)$$

$$\sigma_r = 1 - \frac{\psi_r \frac{\kappa}{2} Ma_{sp}^2}{1 + \frac{\kappa}{2} Ma_{sp}^2} \quad (A.105)$$

$$p_{sp}^* = \sigma_r \cdot p_2^* \quad (A.106)$$

$$p_{sp} = p_{sp}^* \cdot \left(\frac{T_{sp}}{T_2^*} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad (A.107)$$

$$\rho_{sp} \approx \frac{p_{sp}}{R \cdot T_{sp}} \quad (A.108)$$

$$A_{ro} \approx \frac{\dot{m}_I}{\rho_{sp} \cdot c_{sp}} \quad (A.109)$$

Gdzie:

- T_{sp} – temperatura w strefie spalania [K],
- T_2^* – temperatura całkowita za sprężarką [K],
- c_{sp} – średnia prędkość przepływu strumienia w strefie spalania [m/s],
- κ – wykładnik izentropy do powietrza [-],
- R – stała gazowa dla powietrza [J/kg.K],
- Ma_{sp} – liczba Macha przepływu strumienia w strefie spalania [-],
- ψ_r – współczynnik oporów hydraulicznych rury ogniowej oraz jej urządzeń ustateczniających [-],
- σ_r – współczynnik strat ciśnienia w rurze ogniowej i jej urządzeniach ustateczniających [-],
- p_{sp}^* – ciśnienie całkowite w strefie spalania [Pa],
- p_2^* – ciśnienie całkowite za sprężarką [Pa],
- p_{sp} – ciśnienie statyczne w strefie spalania [Pa],
- ρ_{sp} – gęstość powietrza w strefie spalania [kg/m³],
- \dot{m}_I – strumień powietrza pierwotnego [kg/s].

Dane:

- $T_2^* = 433,834 \text{ K}$,
- $c_{sp} = 7 \frac{\text{m}}{\text{s}}$, wartość dobrana [13],
- $\kappa = 1,4$,
- $R = 287 \frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$,
- $\psi_r = 12$,
- $p_2^* = 324991,333 \text{ Pa}$,
- $\dot{m}_l = 0,169 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$.

Skąd:

$$T_{sp} \approx 433,836 - \frac{7^2}{2 \frac{1,4}{1,4-1} 287}$$

$$T_{sp} \approx 433,810 \text{ K}$$

$$Ma_{sp} \approx \frac{7}{\sqrt{1,4 \cdot 287 \cdot 433,810}}$$

$$Ma_{sp} \approx 0,017$$

$$\sigma_r = 1 - \frac{12 \frac{1,4}{2} 0,017^2}{1 + \frac{1,4}{2} 0,017^2}$$

$$\sigma_r = 0,998$$

$$p_{sp}^* = 0,998 \cdot 324992,333$$

$$p_{sp}^* = 324225,053 \text{ Pa}$$

$$p_{sp} = 324225,053 \cdot \left(\frac{433,810}{433,834} \right)^{\frac{1,4}{1,4-1}}$$

$$p_{sp} = 324161,259 \text{ Pa}$$

$$\rho_{sp} \approx \frac{324161,259}{287 \cdot 433,810}$$

$$\rho_{sp} \approx 2,604 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$A_{ro} \approx \frac{0,169}{2,604 \cdot 7}$$

$$A_{ro} \approx 9,260 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

Oszacowanie średniej temperatury wewnątrz komory spalania na wylocie ze strefy spalania:

$$T_{ro_kss}^* = T_2^* + \frac{\xi_{KS} \cdot W_u}{(1 + \alpha_{sp} \cdot l_t) c_{pm}} \quad (\text{A.110})$$

Gdzie:

- T_2^* - temperatura całkowita za sprężarką [K],
- ξ_{KS} - współczynnik wydzielania ciepła w komorze spalania [-],
- W_u - wartość opałowa paliwa [kJ/kg],
- α_{sp} - współczynnik nadmiaru powietrza na wylocie ze strefy spalania [-],
- l_t - teoretyczne zapotrzebowanie powietrza do spalania paliwa stechiometrycznie [-],
- c_{pm} - średnie, umowne ciepło właściwe przy stałym ciśnieniu w rozpatrywanym zakresie temperatur [kJ/(kg.K)].

Dane:

- $T_2^* = 433,834 \text{ K}$,
- $\xi_{KS} = 0,95$,
- $W_u = 50\,000 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$,
- $\alpha_{sp} = 1,99$,
- $l_t = 17,4$,
- $c_{pm} = 1203,926 \frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$.

Skąd:

$$T_{ro_kss}^* = 433,834 + \frac{0,95 \cdot 50000000}{(1 + 1,99 \cdot 17,4)1203,926}$$
$$T_{ro_kss}^* \approx 1541 \text{ K}$$

Obliczono wymiary poprzeczne rury ogniowej. Wybrano wykonanie komory spalanie pierścieniowej. Zatem obliczono wymiary poprzeczne rury ogniowej przy założeniu zewnętrznej średnicy rury ogniowej:

$$D_{ro_w} = \sqrt{D_{ro_z}^2 - \frac{4 \cdot A_{ro}}{\pi}} \quad (\text{A.111})$$

$$h_{ro} = \frac{D_{ro_z} - D_{ro_w}}{2} \quad (\text{A.112})$$

gdzie:

- D_{ro_w} - wewnętrzna średnica rury ogniowej [m],
- D_{ro_z} - zewnętrzna średnica rury ogniowej [m],
- A_{ro} - pole powierzchni bazowej rury ogniowej [m²],
- h_{ro} - wysokość poprzeczna rury ogniowej [m].

Dane:

- $D_{ro_z} = 0,110 \text{ m}$,
- $A_{ro} \approx 9,260 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$.

Skąd:

$$D_{ro_w} = \sqrt{0,110^2 - \frac{4 \cdot 9,260 \cdot 10^{-3}}{\pi}}$$

$$D_{ro_w} = 0,018 \text{ m}$$

$$h_{ro} = \frac{0,110 - 0,018}{2}$$

$$h_{ro} = 0,046 \text{ m}$$

$$h_{ro} = 46 \text{ mm}$$

Obliczono objętość rury ogniowej:

$$V_{ro} = \frac{\xi_{KS} \cdot c_s \cdot W_u}{q_{KS} \cdot p_2^*} \quad (\text{A.113})$$

Gdzie:

- ξ_{KS} – współczynnik wydzielania ciepła w komorze spalania [-],
- c_s – sekundowe zapotrzebowanie paliwa [kg/s],
- W_u – wartość opałowa paliwa [kJ/kg],
- q_{KS} – obciążenie cieplne komory [kW/(m³.Pa)],
- p_2^* - ciśnienie całkowite za sprężarką [Pa].

Dane:

- $\xi_{KS} = 0,95$,
- $c_s = 4,847 \cdot 10^{-3} \frac{kg}{s}$,
- $W_u = 50\,000 \frac{kJ}{kg}$,
- $q_{KS} = 600 \frac{kW}{m^3 \cdot Pa}$, wartość mniejsza ze względu na miniaturyzację konstrukcji,
- $p_2^* = 324992,333 Pa$.

Skąd:

$$V_{ro} = \frac{0,95 \cdot 4,847 \cdot 10^{-3} \cdot 50000000}{600 \cdot 324992,333}$$
$$V_{ro} = 1,187 \cdot 10^{-3} m^3$$

Obliczono długość rury ogniowej:

$$l_{ro} = \frac{V_{ro}}{A_{ro}} \quad (A.114)$$

Gdzie:

- V_{ro} – objętość rury ogniowej [m³],
- A_{ro} – pole powierzchni bazowej rury ogniowej [m²].

Dane:

- $A_{ro} \approx 9,260 \cdot 10^{-3} m^2$,
- $V_{ro} = 1,187 \cdot 10^{-3} m^3$.

Skąd:

$$l_{ro} = \frac{1,187 \cdot 10^{-3}}{9,260 \cdot 10^{-3}}$$
$$l_{ro} = 0,128 m$$

Sprawdzono poprawność obliczonych wymiarów rury ogniowej:

$$\frac{l_{ro}}{h_{ro}} = 2,0 \div 3,0 \quad (A.115)$$

Gdzie:

- l_{ro} – długość rury ogniowej [m],
- h_{ro} – wysokość poprzeczna rury ogniowej [m].

Dane:

- $l_{ro} = 0,128 m$,
- $h_{ro} = 0,046 m$.

Skąd:

$$\frac{l_{ro}}{h_{ro}} = \frac{0,128}{0,046}$$

$$\frac{l_{ro}}{h_{ro}} = 2,8$$

zatem:

$$\frac{l_{ro}}{h_{ro}} \in [2,0; 3,0]$$

Obliczono długość strefy wytworzenia i spalania mieszanki:

$$l_{sp} = \vartheta \cdot l_{ro} \quad (\text{A.116})$$

Gdzie:

- ϑ – współczynnik podziału rury ogniowej na strefę wytworzenia i spalania mieszanki oraz na strefę chłodzenia spalin [-],
- l_{ro} – długość rury ogniowej [m].

Dane:

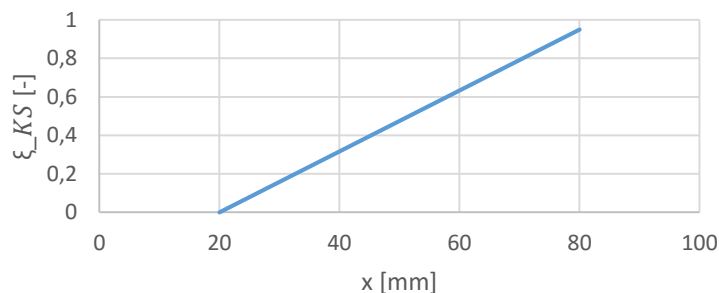
- $\vartheta = 0,7$,
- $l_{ro} = 0,128 \text{ m}$.

Skąd:

$$l_{sp} = 0,7 \cdot 0,128$$

$$l_{sp} = 0,090 \text{ m}$$

Wyznaczono wstępny rozkład współczynnika wydzielania ciepła wzdłuż strefy spalania. Przyjęto rozkład liniowy, rozpoczynającym się od $\xi_{KS} = 0$ w odległości $l = 20 \text{ mm}$ od początku rury ogniowej, a kończący się na wartości $\xi_{KS} = 0,95$ na końcu strefy wytwarzania i spalania mieszanki, w miejscu ostatniego wprowadzenia powietrza do strefy spalania. Według układu i organizacji rury ogniowej, ostatni rząd otworów doprowadzających powietrze do strefy spalania mieści się w odległości 80 mm od jej początku. Rozkład współczynnika wydzielania ciepła wzdłuż strefy spalania jest przedstawiony na wykres (rys. A.10) poniżej:



Rys. A.10 Wstępny rozkład współczynnika wydzielania ciepła wzdłuż strefy spalania

Wyznaczono następnie wprowadzenie powietrza do wnętrza rury ogniowej. W celu obliczenia strumienia powietrza przechodzącego przez dany rząd otworów wykonanych na powierzchni rury ogniowej, należy wyznaczyć gęstość powietrza ρ_2 , odpowiadające gęstości powietrza znajdującego się między osłoną komory spalania a rurą ogniową. Przyjęto, że gęstość ta nie ulega zmianie wzdłuż rury ogniowej. W celu wyznaczenia ρ_2 założono, że jest to gęstość powietrza przed rurką mieszającą na wlocie do rury ogniowej. Następnie założono, że odległość pomiędzy wylotem sprężarki a początkiem rury ogniowej jest na tyle mała, że nie straty

ciśnienia całkowitego są pomijalnie małe, a układ jest termicznie odosobniony, zatem temperatura całkowita przed zawirowyczacze i za sprężarką są równe.

$$T_2 \approx T_2^* - \frac{c_2^2}{2 \frac{\kappa}{\kappa-1} R} \quad (\text{A.117})$$

$$p_2 = p_2^* \cdot \left(\frac{T_2}{T_2^*} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad (\text{A.118})$$

$$\rho_2 \approx \frac{p_2}{R \cdot T_2} \quad (\text{A.119})$$

Gdzie:

- T_2 – temperatura statyczna powietrza przed rurą ogniową [K],
- T_2^* - temperatura całkowita powietrza przed rurą ogniową [K],
- c_2 – prędkość strumienia powietrza przed rurą ogniową [m/s],
- κ – wykładnik izentropy dla powietrza [-],
- R – stała gazowa dla powietrza [J/kg.K],
- p_2^* - ciśnienie całkowite przed rurą ogniową [Pa],
- p_2 – ciśnienie statyczne przed rurą ogniową [Pa].

Dane:

- $T_2^* = 433,834 \text{ K}$,
- $c_2 = 120 \frac{\text{m}}{\text{s}}$,
- $\kappa = 1,4$,
- $R = 287 \frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$,
- $p_2^* = 324992,333 \text{ Pa}$.

Skąd:

$$T_2 \approx 433,834 - \frac{120^2}{2 \frac{1,4}{1,4-1} 287}$$

$$T_2 \approx 426,666 \text{ K}$$

$$p_2 = 324992,333 \cdot \left(\frac{426,666}{433,834} \right)^{\frac{1,4}{1,4-1}}$$

$$p_2 = 306584,082 \text{ Pa}$$

$$\rho_2 \approx \frac{306584,082}{287 \cdot 426,666}$$

$$\rho_2 \approx 2,504 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Aby obliczyć strumień powietrza doprowadzanego przez dany rząd otworów Δm_{oi} , należy zastosować następującą zależność:

$$\Delta \dot{m}_{oi} = \mu_0 \cdot A_i \cdot \rho_2 \cdot c_{o\ \acute{s}r} \quad (\text{A.120})$$

Gdzie:

- μ_0 – współczynnik strat przepływu dla i-tego rzędu otworów [-],
- A_i – sumaryczne pole powierzchni i-tego rzędu otworów [m²],
- ρ_2 – gęstość powietrza przed rurą ogniową [kg/m³],
- $c_{o\ \acute{s}r}$ – średnia prędkość przepływu przez otwory [m/s].

Dane dotyczące tych parametrów są zapisane w każdej z poniższych tabel.

POWIETRZE CHŁODZĄCE RURĘ OGNIOWĄ:

Tabela poniżej (tab. A.7) przedstawia parametry otworów doprowadzających powietrze chłodzące rurę ogniową, przy zastosowaniu wprowadzania powietrza za pomocą otworów płaskich.

Tab. A.7 Parametry otworów chłodzących rurę ogniową

	Rząd I	Rząd II
Podziałka [mm]	15	15
Obwód zew. rury ogniowej [m]	0,346	0,346
Obwód wew. rury ogniowej [m]	0,055	0,055
Ilość otworów na obwodzie zew.	23	23
Ilość otworów na obwodzie wew.	3	3
Sumaryczna ilość otworów	26	26
Średnica jednego otworu [mm]	2	2
Pole powierzchni jednego otworu [m ²]	3,142E-06	3,142E-06
Sumaryczne pole powierzchni otworów [m ²]	8,168E-05	8,168E-05
μ_0 - współczynnik strat przepływu	0,8	0,8
$c_{0\ \acute{s}r}$ [m/s]	80	80
$\Delta\dot{m}_{i\ chł}$ [kg/s]	0,013	0,013
$\dot{m}_{chł}$ [kg/s]	0,026	

POWIETRZE WPROWADZANE DO STREFY SPALANIA:

Tabela poniżej (tab. A.8) przedstawia parametry otworów doprowadzających powietrze do strefy spalania w rurze ogniowej, przy zastosowaniu wprowadzania powietrza za otworów płaskich.

Tab. A.8 Parametry otworów dla powietrza do spalania na rurze ogniowej

	Rząd I	Rząd II
Ilość otworów na obwodzie zew.	20	20
Ilość otworów na obwodzie wew.	8	8
Sumaryczna ilość otworów	28	28
Średnica jednego otworu [mm]	4	4
Pole powierzchni jednego otworu [m ²]	1,257E-05	1,257E-05
Sumaryczne pole powierzchni otworów [m ²]	3,519E-04	3,519E-04
μ_0 - współczynnik strat przepływu	0,8	0,8
$c_{0\ \acute{s}r}$ [m/s]	80	80
$\Delta\dot{m}_{i\ spal}$ [kg/s]	0,056	0,056
\dot{m}_{spal} [kg/s]	0,113	

POWIETRZE WPROWADZANE PRZEZ RURKI MIESZAJĄCE:

Za pośrednictwem rurek mieszających, wprowadzono 12% strumienia powietrza przepływającego przez komorę spalania:

$$\dot{m}_{I2} = 12\% \cdot \dot{m} \quad (A.121)$$

Gdzie:

- \dot{m} – strumień powietrza przepływającego przez komorę spalania [kg/s].

Dane:

- $\dot{m} = 0,251 \frac{kg}{s}$.

Skąd:

$$\begin{aligned}\dot{m}_{I2} &= 12\% \cdot 0,251 \\ \dot{m}_{I2} &= 0,030 \frac{kg}{s}\end{aligned}$$

SPRAWDZENIE STRUMIENIA POWIETRZA PIERWOTNEGO:

$$\dot{m}_{I\ otw} = \dot{m}_{I2} + \dot{m}_{chl} + \dot{m}_{spal} \quad (A.122)$$

Gdzie:

- \dot{m}_{I2} – strumień powietrza doprowadzonego przez rurki mieszające [kg/s],
- \dot{m}_{chl} – strumień powietrza chłodzącego komorę spalania [kg/s],
- \dot{m}_{spal} – strumień powietrza do tworzenia i spalania mieszanki [kg/s].

Dane:

- $\dot{m}_{I2} = 0,030 \frac{kg}{s}$,
- $\dot{m}_{chl} = 0,026 \frac{kg}{s}$,
- $\dot{m}_{spal} = 0,113 \frac{kg}{s}$.

Skąd:

$$\begin{aligned}\dot{m}_{I\ otw} &= 0,030 + 0,026 + 0,113 \\ \dot{m}_{I\ otw} &= 0,169 \frac{kg}{s}\end{aligned}$$

Strumień powietrza pierwotnego wynosi:

$$\dot{m}_I = 0,169 \frac{kg}{s}$$

Zatem jest sprawdzony warunek:

$$\dot{m}_I \approx \dot{m}_{I\ otw}$$

POWIETRZE CHŁODZĄCE SPALINY:

Tabela poniżej (tab. A.9) przedstawia parametry otworów doprowadzających powietrze chłodzące spaliny.

Tab. A.9 Parametry otworów chłodzących spaliny

	Rząd I
Ilość otworów na obwodziezew.	6
Ilość otworów na obwodzie wew.	4
Sumaryczna ilość otworów	10
Średnica jednego otworu [mm]	8
Pole powierzchni jednego otworu [m ²	5,027E-05
Sumaryczne pole powierzchni otworów [m ²	5,027E-04
μ_0 - współczynnik strat przepływu	0,8
$c_0\ sr$ [m/s]	80
$\dot{m}_{II\ otw}$ [kg/s]	0,081

SPRAWDZENIE WARTOŚCI SUMARYCZNEGO STRUMIENIA POWIETRZA:

$$\dot{m}_{otw} = \dot{m}_{I\ otw} + \dot{m}_{II\ otw} \quad (A.123)$$

Gdzie:

- $\dot{m}_{I\ otw}$ – strumień powietrza pierwotnego wlatującego do rury ogniowej przez otwory [kg/s],
- $\dot{m}_{II\ otw}$ – strumień powietrza wtórnego wlatującego do rury ogniowej przez otwory [kg/s].

Dane:

- $\dot{m}_{I\ otw} = 0,169 \frac{kg}{s}$,
- $\dot{m}_{II\ otw} = 0,081 \frac{kg}{s}$.

Skąd:

$$\dot{m}_{otw} = 0,169 + 0,081$$

$$\dot{m}_{otw} = 0,250 \frac{kg}{s}$$

Strumień powietrza przepływający przez komorę spalania wynosi:

$$\dot{m} = 0,251 \frac{kg}{s}$$

Zatem można stwierdzić że:

$$\dot{m} > \dot{m}_{otw}$$

Oznacza to, że całość powietrza nie wejdzie do rury ogniowej, ale dobór otworów pozwolił na wprowadzenie quasi całej przewidzianej ilości powietrza rury ogniowej. Można uznać, że brakujący 1 g/s strumienia powietrza będzie wprowadzony do rury ogniowej przez jego podział na wszystkie otwory umieszczone na rurze ogniowej oraz szczeliny pomiędzy rurą ogniową a kolektorem wylotowym.

POWIETRZE PODZIELONE NA WSZYSTKIE OTWORY:

Wyznaczono następnie strumień masy powietrza nadmiarowego (nie przydzielonego do otworów rury ogniowej). Oznaczono ten strumień powietrza symbolem: $\dot{m}_{III\ otw}$.

$$\dot{m}_{III\ otw} = \dot{m} - \dot{m}_{otw} \quad (A.124)$$

Gdzie:

- \dot{m} - strumień powietrza przepływającego przez komorę spalania [kg/s],
- \dot{m}_{otw} – strumień powietrza przepływającego przez rurę ogniową [kg/s].

Dane:

- $\dot{m} = 0,251 \frac{kg}{s}$,
- $\dot{m}_{otw} = 0,250 \frac{kg}{s}$.

Skąd:

$$\dot{m}_{III\ otw} = 0,251 - 0,250$$

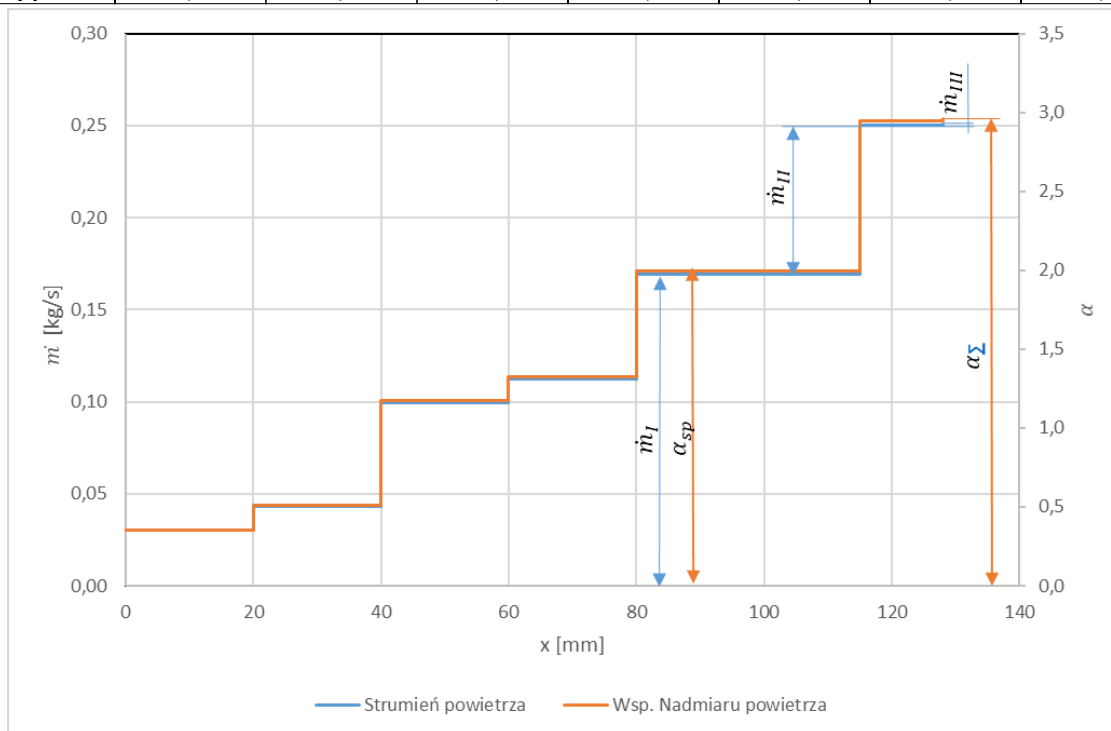
$$\dot{m}_{III\ otw} = 1 \frac{g}{s}$$

Można uznać, że ten strumienia powietrza będzie wprowadzony do rury ogniowej przez jego podział na wszystkie otwory umieszczone na rurze ogniowej oraz szczeliny pomiędzy rurą ogniową a kolektorem wylotowym. Natomiast w dalszych obliczeniach, ten strumień masy powietrza zostanie umieszczony na koniec rury ogniowej, w celu bilansowania całkowitego strumienia masy powietrza.

Wyznaczono rozkład współczynnika nadmiaru powietrza i strumienia powietrza wzdłuż rury ogniowej. W poniższej tabeli (tab. A.10) i na poniższym wykresie (rys. A.11) są przedstawione wzrosty strumienia powietrza, współczynnika nadmiaru powietrza w komorze spalania, oraz zmiana temperatury.

Tab. A.10 Zmiana parametrów przepływu i spalania wzdłuż rury ogniowej

	Ustaczenie	Chłodzenie	Spalanie	Chłodzenie	Spalania	Mieszanie	Szczelina
$\Delta \dot{m}$ [kg/s]	0,030	0,013	0,057	0,013	0,057	0,081	0,001
$\Delta \alpha_{\Sigma}$	0,354	0,153	0,666	0,153	0,666	0,955	0,012
\dot{m} [kg/s]	0,030	0,043	0,100	0,113	0,169	0,250	0,251
α_{Σ}	0,354	0,507	1,173	1,326	1,993	2,948	2,960
x [mm]	0	20	40	60	80	115	128
ξ_{KS}	0	0	0,31	0,63	0,95	0,95	0,95
Tro* [K]	433,834	433,834	1035,065	1520,362	1539,850	1188,354	1185,405



Rys. A.11 Rozkład współczynnika nadmiaru powietrza i strumienia powietrza wzdłuż rury ogniowej

Do wyznaczenia przyrostu współczynnika nadmiaru powietrza wykorzystano następującą zależność:

$$\Delta \alpha_i = \frac{\Delta m_{oi}}{c_s \cdot l_t} \quad (\text{A.125})$$

Gdzie:

- Δm_{oi} – przyrost strumienia masy wynikająca z i-tego szeregu otworów [kg/s],
- c_s – sekundowe zapotrzebowanie paliwa [kg/s],
- l_t – teoretyczne zapotrzebowanie powietrza do spalania paliwa stechiometrycznie [-].

Dane:

- $c_s = 4,874 \cdot 10^{-3} \frac{kg}{s}$,
- $l_t = 17,4$.

Obliczono średnicę zewnętrzną rurki mieszającej :

$$D_{stat_z} = \sqrt{D_{stat_w}^2 + \frac{4 \cdot \dot{m}_{I2}}{\pi \cdot \rho_2 \cdot c_{0_sr} \cdot z}} \quad (\text{A.126})$$

Gdzie:

- D_{stat_w} – zewnętrzna średnica wtryskiwacza [mm],
- \dot{m}_{I2} – strumień powietrza doprowadzany rurek mieszających [kg/s],
- ρ_2 – gęstości powietrza przed rurą ogniową [kg/m^3],
- c_{0_sr} – prędkość strumienia powietrza na wlocie do rurki mieszającej [m/s],
- z – liczba wtryskiwaczy [-].

Dane:

- $D_{stat_w} = 2,5 \text{ mm}$,
- $\dot{m}_{I2} = 0,030 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$,
- $\rho_2 = 2,504 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$,
- $c_{0_sr} = 80 \frac{\text{m}}{\text{s}}$,
- $z = 6$.

Skąd:

$$D_{stat_z} = \sqrt{0,0025^2 + \frac{4 \cdot 0,030}{\pi \cdot 2,504 \cdot 80 \cdot 6}}$$
$$D_{stat_z} = 0,006 \text{ m}$$
$$D_{stat_z} = 6 \text{ mm}$$

W drodze wykonanych obliczeń numerycznych, ze względu na powstawianie zbyt dużych oporów przepływu między rurką podającą paliwo a wewnętrzną ścianką rurki mieszającej, przyjęto ostatecznie: $D_{stat_z} = 8 \text{ mm}$.

e) Obliczenia osłony komory spalania

Obliczono pole powierzchni szczeliny utworzonej pomiędzy rurą ogniową a osłonami:

$$A_{II} = \frac{\dot{m}_{II}}{\rho_2 \cdot c_{II}} \quad (\text{A.127})$$

Gdzie:

- \dot{m}_{II} – strumień powietrza pomiędzy osłonami a rurą ogniową [kg/s],
- ρ_2 – gęstość powietrza przed rurą ogniową [kg/m^3],
- c_{II} – prędkość przepływu strumienia wtórnego między rurą ogniową a osłonami [m/s].

Dane:

- $\dot{m}_{II} = \dot{m} - \dot{m}_{I \text{ otw}} = 0,251 - 0,169 = 0,082 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$, (strumień powietrza wtórnego wyznaczono oraz „szczelinowego wyznaczony na podstawie dobranych otworów),
- $\rho_2 = 2,504 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$,
- $c_{II} = 10 \frac{\text{m}}{\text{s}}$, wartość dobrana [13].

Skąd:

$$A_{II} = \frac{0,082}{2,504 \cdot 10}$$

$$A_{II} = 3,273 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

Obliczono średnicę zewnętrzną osłony komory spalania:

$$d_{os,z} = \sqrt{d_{os,w}^2 + \frac{4 \cdot (A_{II} + A_{ro})}{\pi}} \quad (\text{A.128})$$

Gdzie:

- $d_{os,w}$ - średnica wewnętrzna osłony komory spalania [m],
- A_{II} - pole powierzchni szczeliny pomiędzy rurą ogniową i osłonami komory spalania [m²],
- A_{ro} - pole powierzchni przekroju bazowego rury ogniowej [m²].

Dane:

- $d_{os,w} = 0,012 \text{ m}$ - wartość dobrana,
- $A_{II} = 3,273 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$,
- $A_{ro} = 9,260 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$.

Skąd:

$$d_{os,z} = \sqrt{0,012^2 + \frac{4 \cdot (3,273 \cdot 10^{-3} + 9,260 \cdot 10^{-3})}{\pi}}$$

$$d_{os,z} = 0,127 \text{ m}$$

f) Obliczenie parametrów strumienia spalin na wylocie z komory spalania

Strata ciśnienia całkowitego strumienia masy powietrza przepływającego przez komorę spalania jest określana za pomocą współczynnika straty ciśnienia całkowitego w komorze spalania. Następujące obliczenia mają na celu wstępne oszacowanie wartości ciśnienia całkowitego na wylocie z komory spalania oraz innych parametrów strumienia spalin na wylocie z komory spalania:

$$\sigma_{KS}^* = \sigma_m^* \cdot \sigma_T^* \quad (\text{A.129})$$

$$p_3^* = \sigma_{KS}^* \cdot p_2^* \quad (\text{A.130})$$

$$\tau = \frac{\dot{m} + c_s}{1} - 1 \quad (\text{A.131})$$

$$\kappa' = \frac{0,7267 + 6,1 \cdot 10^{-5} \cdot (T_3^* - 600) - 2 \cdot 10^{-8} \cdot (T_3^* - 600)^2}{R'} - 0,6\tau \quad (\text{A.132})$$

$$R' = 287 + 18,8\tau \quad (\text{A.133})$$

$$T_3 = T_3^* - \frac{c_3^2}{2 \frac{\kappa'}{\kappa' - 1} R'} \quad (\text{A.134})$$

$$p_3 = p_3^* \left(\frac{T_3}{T_3^*} \right)^{\frac{\kappa'}{\kappa' - 1}} \quad (\text{A.135})$$

$$\rho_3 \approx \frac{p_3}{R' \cdot T_3} \quad (\text{A.136})$$

$$A_3 = \frac{\dot{m} + c_s}{\rho_3 \cdot c_3} \quad (\text{A.137})$$

$$d_{wl,z} = \sqrt{d_{wl,w}^2 + \frac{4 \cdot A_3}{\pi}} \quad (\text{A.138})$$

Gdzie:

- σ_m^* - współczynnik strat ciśnienia całkowitego w komorze spalania w wyniku oporów hydraulicznych przepływu strumienia masy powietrza [-],
- σ_T^* - współczynnik strat ciśnienia całkowitego w komorze spalania w wyniku podgrzania ośrodka [-],
- p_2^* - ciśnienie całkowite przed rurą ogniową [Pa],
- τ - względne zużycie paliwa [-],
- \dot{m} - strumień masy powietrza [kg/s],
- c_s - zużycie paliwa [kg/s],
- κ' - wykładnik izentropowy dla spalin [-],
- T_3^* - temperatura całkowita przed turbiną [K],
- c_3 - prędkość strumienia spalin przed turbiną [m/s],
- R' - stała gazowa dla spalin [J/(kg.K)],
- T_3 - temperatura statyczna przed turbiną [K],
- ρ_3 - gęstość spalin przed turbiną [kg/m³],
- A_3 - pole powierzchni przekroju wylotowego z komory spalania [m²],
- $d_{wl,z}$ - średnica zewnętrzna pierścienia wylotowego z komory spalania [m],
- $d_{wl,w}$ - średnica wewnętrzna pierścienia wylotowego z komory spalania [m].

Dane:

- $\sigma_m^* = 0,98$ – przyjęta wartość w oparciu o konsulting z General Electric,
- $\sigma_T^* = 0,98$ – przyjęta wartość w oparciu o konsulting z General Electric,
- $p_2^* = 324992,333 \text{ Pa}$,
- $c_s = 4,874 \cdot 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{s}}$
- $T_3^* = 1185 \text{ K}$,
- $c_3 = 155 \text{ m/s}$ – przyjęta wartość [13],
- $d_{wl,w} = 0,020 \text{ m}$.

Skąd:

$$\begin{aligned} \sigma_{KS}^* &= 0,98 \cdot 0,98 \\ \sigma_{KS}^* &= 0,96 \\ p_3^* &= 0,96 \cdot 324992,333 \\ p_3^* &= 311992,640 \text{ Pa} \\ \tau &= \frac{0,251 + 4,874 \cdot 10^{-3}}{0,251} - 1 \end{aligned}$$

$$\tau = 0,019$$

$$\kappa' = \frac{1}{0,7267 + 6,1 \cdot 10^{-5} \cdot (1185 - 600) - 2 \cdot 10^{-8} \cdot (1185 - 600)^2} - 0,6 \cdot 0,019$$

$$\kappa' = 1,312$$

$$R' = 287 + 18,8 \cdot 0,019$$

$$R' = 287,365 \frac{J}{kg \cdot K}$$

$$T_3 = 1185 - \frac{155^2}{2 \frac{1,312}{1,312-1} 287,365}$$

$$T_3 = 1175,062 K$$

$$p_3 = 311992,640 \left(\frac{1175,062}{1185} \right)^{\frac{1,312}{1,312-1}}$$

$$p_3 = 301133,803 Pa$$

$$\rho_3 \approx \frac{301133,803}{287,365 \cdot 1175,062}$$

$$\rho_3 \approx 0,892 \frac{kg}{m^3}$$

$$A_3 = \frac{0,251 + 4,874 \cdot 10^{-3}}{0,892 \cdot 155}$$

$$A_3 = 1,851 \cdot 10^{-3} m^2$$

$$d_{wl_z} = \sqrt{0,020^2 + \frac{4 \cdot 1,851 \cdot 10^{-3}}{\pi}}$$

$$d_{wl_z} = 0,053 m$$

g) Zestawienie parametrów komory spalania

Parametry wstępnie wyznaczone dla projektowanej komory spalania są zawarte w następujących tabelach (tab. A.11, tab. A.12 oraz tab. A.13).

Tab. A.11 Parametry geometryczne projektowanej komory spalania

Parametry	Wartości [mm]
Średnica osłony zewnętrznej komory spalania	127
Średnica osłony wewnętrznej komory spalania	12
Średnica wewnętrzna rury ogniowej	18
Średnica zewnętrzna rury ogniowej	110
Długość rury ogniowej	128
Średnica zewnętrzna wtryskiwacza paliwa	2,5
Średnica wewnętrzna wtryskiwacza paliwa	2
Średnica zewnętrzna rurki mieszającej	8
Średnica wewnętrzna pierścienia wylotowego	20
Średnica zewnętrzna pierścienia wylotowego	53

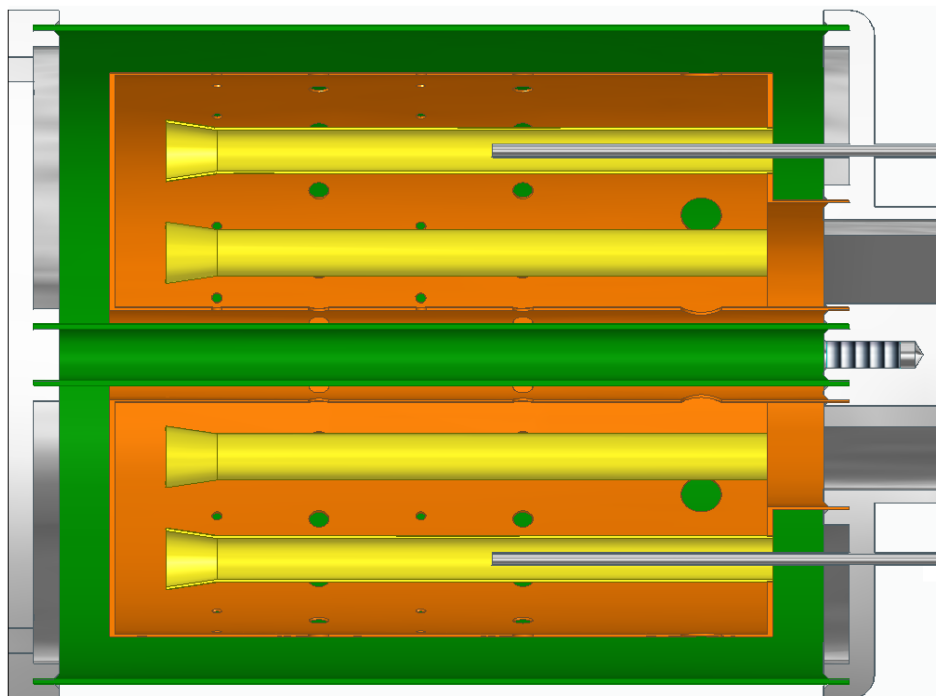
Tab. A.12 Parametry otworów rury ogniowej projektowanej komory spalania

	Szereg I	Szereg II	Szereg III	Szereg IV	Szereg V
Ilość otworów na obwodzie zew.	23	20	23	20	6
Ilość otworów na obwodzie wew.	3	8	3	8	4
Średnica jednego otworu [mm]	2	4	2	4	8
Legenda:					
Chłodzenie ruru ogniowej					
Powietrzna do spalania					
Chłodzenie spalin					

Tab. A.13 Parametry pracy projektowanej komory spalania

Parametr	Wartość
Temperatura całkowita na wlocie [K]	433,834
Temperatura statyczna na wlocie [K]	426,666
Temperatura całkowita na wylocie [K]	1200 (założona) – 1185 (obliczona)
Temperatura statyczna na wylocie [K]	1175,062
Ciśnienie całkowite na wlocie [Pa]	324992,333
Ciśnienie statyczne na wlocie [Pa]	306584,082
Ciśnienie całkowite na wylocie [Pa]	311992,640
Ciśnienie statyczne na wylocie [Pa]	301133,803
Strumień masy powietrzna [kg/s]	0,251
Strumień masy paliwa (metanu) [kg/s]	$4,874 \times 10^{-3}$
Strumień masy spalin [kg/s]	0,256
Prędkość powietrza na wlocie [m/s]	120
Prędkość spalin na wylocie [m/s]	155

Poniższy rysunek przedstawia widok modelu trójwymiarowego komory spalania (rys. A.12).

**Rys. A.12** Przekrój trójwymiarowego modelu zaprojektowanej referencyjnej komory spalania

5) WERYFIKACJA MOCY GENEROWANEJ PRZEZ TURBINĘ [59]

Ostatecznie oszacowano moc jaką będzie można wytworzyć na turbinie (jednostopniowa, osiowa):

$$N_T = \dot{m}' \cdot \eta_T \cdot T_3^* \cdot \frac{\kappa'}{\kappa' - 1} R' \left[1 - \left(\frac{p_4}{p_3^*} \right)^{\frac{\kappa' - 1}{\kappa'}} \right] \quad (\text{A.139})$$

Gdzie:

- \dot{m}' - strumień masy spalin [kg/s],
- η_T - sprawność turbiny [-],
- T_3^* - temperatura całkowita przed turbiną [K],
- κ' - wykładnik izentropowy dla spalin [-],
- R' - stała gazowa dla spalin [J/(kg·K)],
- p_4 - ciśnienie statyczne na wylocie z turbiny (do atmosfery) [Pa],
- p_3^* - ciśnienie całkowite przed turbiną [Pa].

Dane:

- $\dot{m}' = 0,256 \frac{kg}{s}$,
- $\eta_T = 0,90$, wartość założona [60],
- $T_3^* = 1185 \text{ K}$,
- $\kappa' = 1,312$,
- $R' = 287,365 \frac{J}{kg \cdot K}$,
- $p_4 = 101325 \text{ Pa}$,
- $p_3^* = 311992,640 \text{ Pa}$.

Skąd:

$$N_T = 0,256 \cdot 0,90 \cdot 1185 \cdot \frac{1,312}{1,312 - 1} 287,365 \left[1 - \left(\frac{101325}{311992,640} \right)^{\frac{1,312 - 1}{1,312}} \right]$$

$$N_T = 77422,826 \text{ W}$$

$$N_T = 77,4 \text{ kW}$$

Moc pobierana przez sprężarkę (ok. 36,7 kW) oraz przez generator prądu (40 kW) wynosi około 76,7 kW. Turbina generuje ok. 77,4 kW, co wystarczy do napędu sprężarki oraz generatora prądu. Aby prawidłowo obliczyć turbinę gazową należałoby powtórzyć wszystkie obliczenia z tego rozdziału, i to być może nawet kilkakrotnie. Niemniej, celem tych obliczeń nie było wykonanie projektu turbiny gazowej, natomiast nakreślenie głównych parametrów fizycznych, chemicznych oraz geometrycznych komory spalania. Został ten etap wykonany w celu dobrania wstępnie przemyślanych i znanych parametrów komory spalania.

6) ZESTAWIENIE PARAMETRÓW PRACY WSTĘPNIE PROJEKTOWANEJ TURBINY GAZOWEJ

Poniżej przedstawiono parametry charakteryzujące obliczoną turbinę gazową (tab. A.14 – przekroje jak na rysunku A.2).

Tab. A.14 Parametry pracy wstępnie projektowanej turbiny gazowej

Parametry	H	1	2	3	4 = atmosfera
$p^* [Pa]$	101325	99298,500	324992,333	311992,640	
$p [Pa]$	101325	90918,787	306584,082	301133,803	101325
$T^* [K]$	288,15	288,15	433,834	1185	
$T [K]$	288,15	280,982	426,666	1175,062	
$c [m/s]$	0	120	120	155	-80

Pozostałe dane są następujące:

- $\pi_s^* = 3,313,$
- $c_s = 4,874 \cdot 10^{-3} \frac{kg}{s},$
- $\dot{m} = 0,251 \frac{kg}{s},$
- $\dot{m}' = 0,256 \frac{kg}{s},$
- $\sigma_{wl} = 0,98,$
- $\eta_S = 0,807,$
- $\xi_{KS} = 0,95,$
- $\eta_T = 0,90,$
- *paliwo = metan.*

LITERATURA

- [1] Norwisz, J., Musielak, T. oraz Boryczko, B. (2006). Odnawialne źródła energii - polskie definicje i standardy. *Rynek Energii*, 1 (2006).
- [2] EIA (Energy Information Administration) (2019). *International Energy Outlook 2019 - with projections to 2050*.
- [3] Mohtasham, J. (2015). Review Article-Renewable Energies. *Energy Procedia*, 74 (2015), str. 1289-1297.
- [4] Pieniążek, M. (2012). Eurostat: udział energii odnawialnej w UE osiągnął 12,4%. [Strona internetowa] Dostęp pod linkiem: <https://automatykab2b.pl/gospodarka/41987-eurostat-udzial-energii-odnawialnej-w-ue-osiagnal-124> [dostępne dnia 21/04/2023r.].
- [5] Boudellal, M. (2018). *Power to Gas*. Berlin: De Gruyter.
- [6] Connaissance des Energies (2020). *Power to Gas : de l'hydrogène injecté sur le réseau gazier par Jupiter 1000*. [Strona internetowa] Dostęp pod linkiem: <https://www.connaissancedesenergies.org/power-gas-de-lhydrogene-injecte-sur-le-reseau-gazier-par-jupiter-1000-200227> [dostępne dnia 28/06/2020r.].
- [7] Jupiter 1000 (2020). *Le projet Jupiter 1000*. [Strona internetowa] Dostęp pod linkiem: <https://www.jupiter1000.eu/projet> [dostępne dnia 28/06/2020r.].
- [8] Chmielniak, T., Lepszy, S. oraz Mońka, P. (2017). Energetyka wodorowa – podstawowe problemy. *Polityka energetyczna*, 20 (3), str. 55-66.
- [9] Gas Encyclopedia by Air Liquide. [Strona internetowa] Dostęp pod linkiem: <https://encyclopedia.airliquide.com/fr/hydrogene> [dostępne dnia 28/06/2020r.].
- [10] Gas Encyclopedia by Air Liquide. [Strona internetowa] Dostęp pod linkiem: <https://encyclopedia.airliquide.com/fr/methane> [dostępne dnia 28/06/2020r.].
- [11] Jerzak, W. (2012). Adiabatyczna temperatura płomienia oraz prędkość spalania laminarnego dla mieszanin CH₄/H₂/powietrze. *Archiwum Spalania*, 11 (3-4), str. 197-206.
- [12] Wikipedia. *Gas turbin*. [Strona internetowa] Dostępne pod linkiem: https://en.wikipedia.org/wiki/Gas_turbine#cite_note-5 [dostępne dnia 04/07/2020r.].
- [13] Gieras, M. (2016). *Miniaturowe silniki turbodrutowe*. Warszawa: Oficyna wydawnicza Politechniki Warszawskiej.
- [14] Wikipedia. *Turbina gazowa*. [Strona internetowa] Dostępne pod linkiem: https://pl.wikipedia.org/wiki/Turbina_gazowa [dostępne dnia 01/07/2020r.].
- [15] Miller, A. (1984). *Turbiny gazowe i układy parowo-gazowe*. Warszawa: Wydawnictwo Politechniki Warszawskiej.
- [16] Nowoczesne Ciepłownictwo (2019). *Kogeneracja: więcej energii bez zwiększonej emisji*. [Strona internetowa] Dostępne pod linkiem: <http://nowoczesnecieplownictwo.pl/kogeneracja/> [dostępne dnia 01/07/2020r.].
- [17] Wikipedia. *Silnik turbodrutowy*. [Strona internetowa] Dostęp pod linkiem: https://pl.wikipedia.org/wiki/Silnik_turbodrutowy [dostępne dnia 01/07/2020r.].
- [18] Cholewiński, M. (2019). *Wybrane zagadnienia z teorii napędów lotniczych*. [Strona internetowa] Dostępne pod linkiem: <https://azon.e-science.pl/zasoby/wybrane-zagadnienia-z-teorii-napedow-lotniczych,46742/> [dostępne dnia 28/01/2023r.].
- [19] Lav, C., Kaul, C., Singh, R. oraz Rai, A. (2013). Potential of micro turbines for small scale power generation. *International Journal of Advanced Information Science and Technology*, 13 (13), str. 35-39.

[20] Henrique, E. Cunha, Konstantinos, G. Kyprianidis (2012). Investigation of the potential of gas turbines for vehicular applications. In: *Proceedings of ASME Turbo Expo 2012 (GT2012)*. Copenhagen, 11-15 June 2012.

[21] General Electric (2018). *9F power plants*. [Strona internetowa] Dostępne pod linkiem: https://www.ge.com/content/dam/gepower-pgdp/global/en_US/documents/product/gas%20turbines/Fact%20Sheet/2018-prod-specs/9F_Power_Plants_R3.pdf [dostępne dnia 04/07/2020r.].

[22] Capstone (2019). *C30 Microturbine*. [Strona internetowa] Dostępne pod linkiem: https://d1io3yog0oux5.cloudfront.net/_54221bc5fa0f9c4d683775b53651e4c3/capstoneturbine/db/235/7013/file/C30+HPNatGas_331140A_lowres.pdf [dostępne dnia 04/07/2020r.].

[23] Valentin A. Boicea (2014). *Essentials of Natural Gas Microturbines*. Boca Raton: CRC PressTaylor & Francis Group.

[24] Capstone (2019). Solutions - Energy Efficiency. [Strona internetowa] Dostępne pod linkiem: <https://www.capstonegreenenergy.com/solutions/energy-efficiency> [dostępne dnia 22/04/2023r.].

[25] BELHADJ, W. (2017). *Etude de l'influence de l'injection de la vapeur d'eau et du refroidissement de l'air d'admission dans une turbine à gaz*. Boumerdès: praca dyplomowa na Uniwersytecie M'Hamed Bougara de Boumerdès.

[26] Politechnika Wrocławska. *Spalanie paliw gazowych*. [Strona internetowa] Dostępne pod linkiem: http://fluid.wme.pwr.wroc.pl/~spalanie/dydaktyka/spalanie_wyklad_energetyka/SPALANIE_I_PALNIKI/Spalanie_paliw_gazowych.pdf [dostępne dnia 05/07/2020r.].

[27] Politechnika Wrocławska. *Temperatura spalania*. [Strona internetowa] Dostępne pod linkiem: http://fluid.wme.pwr.wroc.pl/~spalanie/dydaktyka/spalanie_wyklad_mechanika/chemia_spalania/TEMPERATURA_SPALANIA.PDF [dostępne dnia 05/07/2020r.].

[28] Politechnika Wrocławska. *Powstawanie tlenków azotu podczas spalania*. [Strona internetowa] Dostępne pod linkiem: http://fluid.wme.pwr.wroc.pl/~spalanie/dydaktyka/spalanie_wyklad_mechanika/NOx/2_POWSTAWANIE_NOx.PDF [dostępne dnia 05/07/2020r.].

[29] Sabine Goldhahn (2018). Nouvelles perspectives énergétiques avec l'hydrogène. [Strona internetowa] Dostępne pod linkiem: <https://www.psi.ch/fr/media/actualites-recherche/nouvelles-perspectives-energetiques-avec-lhydrogene> [dostępne dnia 05/07/2020r.].

[30] Kalantari, A., Sullivan-Lewis, E. oraz G. McDonell, V. (2016). *Development of Criteria for Flashback Propensity in Jet Flames for High Hydrogen Content and Natural Gas Type Fuels - Final Report*. DOI: 10.2172/1357931.

[31] (2015). *Les oxydes d'azote - Polluant atmosphérique surveillé en Nouvelle-Calédonie: origines, impacts et surveillance*. SCAL' AIR.

[32] OCDE (2012). *Études de l'OCDE sur l'innovation environnementale - Invention et transfert de technologies environnementales*. Wydawnictwo: OCDE.

[33] Głowacki, P. oraz Szczeciński, S. (2011). Turbinowy silnik odrzutowy jako źródło zagrożeń ekologicznych. *Prace Instytutu Lotnictwa*, 4(213), str. 252-257.

[34] Markushin, A., Baklanov, A. oraz Tsyganov, N. (2014). Improvement of aircraft GTE emission characteristics by using the microflame fuel combustion in a shortened combustion chamber. *Russian Aeronautics (Iz VUZ)*, 56(4), str.59-62.

[35] Royce Rolls (1986). *The jet engine*. Royce Rolls plc.

- [36] Guellouh, N., Szamosi, Z., oraz Simenfalvi, Z. (2019). Combustors with Low Emission Levels for Aero Gas Turbine Engines. *International Journal of Engineering and Management Sciences*, 4(1), str. 503-514.
- [37] Temme, J. E., Allison, P.M. oraz Driscoll, J.F. (2012). Low Frequency Combustion Instabilities Imaged in a GasTurbine Combustor Flame Tube. W: *50th AIAA Aerospace Sciences Meeting including the New Horizons Forum and Aerospace Exposition*. Nashville, Tennessee, 09-12 stycznia 2012.
- [38] Herbon, J., Aicholtz, J., Hsieh, S.Y., Viars, P., Birmaher, S., Brown, D., Patel, N., Carper, D., Cooper, C. oraz Fitzgerald, R. (2017). *N+2 Advanced Low NOx Combustor Technology Final Report*. NASA/CR-2017-219410, E-19298, GRC-E-DAA-TN35615.
- [39] Khosravy el_Hossaini, M. (2013). Review of the new combustion technologies in modern gas turbines. W: *Benini, E., Progress in Gas Turbine Performance*. IntechOpen, str. 145-164.
- [40] Baudoin, C., Commaret, P., Le Letty, E. oraz Viguiet, C. (2002). *Canadian patent nr. 2 398 669*. Canadian Intellectual Property Office.
- [41] Meherwan Boyce, P. (2012). *Gas turbine engineering handbook*. Butterworth-Heinemann.
- [42] Todd, D.M., oraz Battista, R.A. (2001). *Demonstrated Applicability of Hydrogen Fuel for Gas Turbines*.
- [43] Güthe, F., García, M. oraz Burdet, A. (2009). Flue gas recirculation in gas turbine: Investigation of combustion reactivity and NOx emission. W: *Proceedings of the ASME Turbo Expo*. Orlando (USA), 8-12 czerwca 2009.
- [44] Liu, F., Guo, H. oraz Smallwood, G. (2003). The chemical effect of CO2 replacement of N2 in air on the burning velocity of CH4 and H2 premixed flames. *Combustion and Flame*, 133 (2003), str. 496-497.
- [45] Li, H., Haugen, G., Ditaranto, M., Berstad, D. oraz Jordal, J. (2011). Impacts of exhaust gas recirculation (EGR) on the natural gas combined cycle integrated with chemical absorption CO2 capture technology. *Energy Procedia*, 4(2011), str. 1411-1418.
- [46] Chiesa, P., Lozza, G. oraz Mazzocchi, L. (2012). Using Hydrogen as Gas Turbine Fuel. *Journal of Eng. Gas Turbines Power*, 127(1), str. 73-80.
- [47] Ditaranto, M., Li, H. oraz Løvås, T.(2015). Concept of hydrogen fired gas turbine cycle with exhaust gas recirculation: Assessment of combustion and emissions performance. *International Journal of Greenhouse Gas Control*, 37(2015), str. 377-383.
- [48] Haj Ayed, A., Kusterer, K., Funke, H., Keinz, J., Striegan, C., oraz Bohn, D. (2015). Experimental and numerical investigations of the dry-low-NOx hydrogen micromix combustion chamber of an industrial gas turbine. *Propulsion and Power Research*, 4 (3), str. 123-131.
- [49] Ditaranto, M., Heggset, T. oraz Berstad, D. (2020). Concept of hydrogen fired gas turbine cycle with exhaust gas recirculation: Assessment of process performance. *Energy*, 192 (2020) 116646.
- [50] Shi, B., Hu, J., Peng, H. oraz Ishizuka, S. (2018). Effects of internal flue gas recirculation rate on the NOx emission in a methane/air premixed flame. *Combustion and Flame*, 188(2018), str. 199-211.
- [51] Yang, R., Zhao, L. oraz Zhang, J. (2020). Fluid simulation analysis of gas stove based on multi-jet cutting circle. *Journal of Physics: Conference Series*, 1549 (2020), doi:10.1088/1742-6596/1549/4/042118.

- [52] Engineering ToolBox, (2005). Carbon Dioxide Gas - Specific Heat. [Strona internetowa] Dostęp pod linkiem: https://www.engineeringtoolbox.com/carbon-dioxide-d_974.html [dostępne dnia 28/06/2020r.].
- [53] Engineering ToolBox, (2005). Water Vapor - Specific Heat . [Strona internetowa] Dostęp pod linkiem: https://www.engineeringtoolbox.com/water-vapor-d_979.html [dostępne dnia 28/06/2020r.].
- [54] Engineering ToolBox, (2004). Air - Specific Heat at Constant Pressure and Varying Temperature. [Strona internetowa] Dostęp pod linkiem: https://www.engineeringtoolbox.com/air-specific-heat-capacity-d_705.html [dostępne dnia 28/06/2020r.].
- [55] Rand, D. A. J., Dell, R. M., oraz Hunt, J. C. R. (2008). *Hydrogen Energy: Challenges and Prospects*. London: RSC Publishing.
- [56] Pourcelly, G. (2013). *Stockage de l'hydrogene, Piles a combustible*. Komunikat: Institut européen des membranes, Institut de chimie du CNRS, Directeur du GDR Piles a combustible et systemes (PACS), CNRS Paris Michel Ange, str. 1-11. Dostępne dnia 19/02/2023r. pod linkiem: http://www2.cnrs.fr/sites/communique/fichier/gp_presentation.pdf
- [57] Dzierżanowski, P. i inni (1983). *Napędy lotnicze – Turbinowe silniki odrzutowe*. Warszawa: WKiŁ.
- [58] Szczeciński, S. i inni (2009). *Lotnicze zespoły napędowe*. Warszawa: WAT.
- [59] Dźygadło, Z. i inni (1982). *Napędy lotnicze – Zespoły wirnikowe silników turbinowych*. Warszawa: WKiŁ.
- [60] Moore, M. J. (2002). *Micro-turbine generators*. Bury St Edmunds and London: Professional Engineering Publishing.
- [61] Solid Edge. [Strona internetowa] Dostęp pod linkiem: <https://solidedge.siemens.com/pl/> [dostępne dnia 25/11/2022r.].
- [62] Ansys website. [Strona internetowa] Dostęp pod linkiem: <https://www.ansys.com/> [dostępne dnia 25/05/2021r.].
- [63] Gieras, M. oraz Stańkowski, T. (2012). Computational study of an aerodynamic flow through a micro turbine engine combustor. *Journal of Power Technologies*, 92 (2), 68-79. ISSN 2083-4195
- [64] Suchocki, T., Lampart, P. oraz Klonowicz, P. (2015). Numerical investigation of a GTM 140 turbojet engine. *Open Engineering*, 2015(5), str. 478-484. DOI: 10.1515/eng-2015-0053
- [65] Fagner Luis Goular Dias, Marco Antonio Rosa do Nascimento oraz Lucilene de Oliveira Rodrigues (2014). Reference Area Investigation in a Gas Turbine Combustion Chamber Using CFD. *Journal of Mechanical Engineering and Automation*, 4(2), str. 73-82. DOI: 10.5923/j.jmea.20140402.04
- [66] Vilag, V., Vilag, J., Carlanescu, R., Mangra, A. oraz Florean, F. (2019). CFD Application for Gas Turbine Combustion Simulations. W: Guozhao Ji and Jiujiang Zhu (ed.), *Computational Fluid Dynamics Simulations*. IntechOpen. DOI 10 5772 /intechopen 89759
- [67] Gonzalez, C., Wong, K. C. oraz Armfield, S. (2008). Computational study of a micro turbine engine combustor using Large Eddy Simulation and Reynolds Averaged turbulence models. *ANZIAM Journal*, 49(2007), str. 407-422. DOI: 10.21914/anziamj.v49i0.338

[68] Sosnowski, M., Krzywanski, J. oraz Gnatowska, R. (2017). Polyhedral meshing as an innovative approach to computational domain discretization of a cyclone in a fluidized bed CLC unit. *E3S Web of Conferences*, 14. 01027. DOI: 10.1051/e3sconf/20171401027

[69] Zahid Qureshi oraz Chan A. (2015). A study of the effect of element types on flow and turbulence characteristics around an isolated high-rise building. W: *Eleventh International Conference on CFD in the Minerals and Process Industries, CSIRO*, Melbourne (Australia), 7-9 grudnia 2015. https://www.cfd.com.au/cfd_conf15/PDFs/035IQB.pdf

[70] Matyushenko, A., Stabnikov, A. oraz Garbaruk, A. (2019). Criteria of computational grid generation for turbulence models taking into account laminar-turbulent transition. *Journal of Physics: Conference Series*, 1400. 077047. DOI: 10.1088/1742-6596/1400/7/077047

[71] Ansys, Inc. (2013). *Ansys Fluent Theory Guide – Release 15.0*. Ansys.

[72] Suchocki, T., Lampart, P. oraz Surwiło, J. (2015). Designation of operating characteristics for micro-jet engine and cfd validation. *Mechanik*, 7(2015), str. 813-820. DOI: 10.17814/mechanik.2015.7.301

[73] Smith, T., Shen, Z. oraz Friedman, J. (1982). Evaluation of Coefficients for the Weighted Sum of Gray Gases Model. *Transactions of the ASME*, 104(4), str. 602– 608. DOI:10.1115/1.3245174

[74] Fuchs, F., Meidinger, V., Neuburger, N., Reiter, T., Zündel, M. oraz Hupfer, A. (2016). Challenges in designing very small jet engines fuel distribution and atomization. W: *International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery*, Hawaii (Honolulu), 10-15 kwietnia 2016. <https://hal.archives-ouvertes.fr/hal-01891309/document>

[75] Peters, N. (2000). *Turbulent Combustion*. Cambridge University Press.

[76] Smith, G. P., Golden, D. M., Frenklach, M., Moriarty, N. W., Eiteneer, B., Goldenberg, M., Bowman, C. T., Hanson, R. K., Song, S., Gardiner, W. C., Lissianski, V. V., oraz Qin, Z. *Welcome to the GRI-Mech Home Page! [Strona internetowa]* Dostęp pod linkiem: http://www.me.berkeley.edu/gri_mech/ [dostępne dnia 25/05/2021r.].

[77] Szwaja, S., Tutak, W., Grab-Rogaliński, K., Jamrozik, A. oraz Kociszewski, A. (2012). Selected combustion parameters of biogas at elevated pressure–temperature conditions. *Combustion Engines*, 1/2012 (148), str. 40-47.

[78] Mallampalli, H.P., Fletcher, T.H., oraz Chen, J.Y. (1996). Evaluation of CH₄/NO_x Global Mechanisms Used for Modeling Lean Premixed Turbulent Combustion of Natural Gas. W: *Fall Meeting of the Western States Section of the Combustion Institute*, Los Angeles (USA), 28–29 Października 1996.

[79] Ji, C., Du, W., Yang, J., and Wang, S. (2017). A comprehensive study of light hydrocarbon mechanisms performance in predicting methane/hydrogen/air laminar burning velocities. *International Journal of Hydrogen Energy*, 42(2017), 17260-17274. DOI:10.1016/j.ijhydene.2017.05.203

[80] Ansys, Inc. (2017). *Ansys Fluent Tutorial Guide – Release 18.0*. Ansys.

[81] Simscale. [Strona internetowa] Dostęp pod linkiem: <https://www.simscale.com/forum/t/what-is-y-yplus/82394> [dostępna dnia 25/11/2022r.].

[82] CFD Support. [Strona internetowa] Dostęp pod linkiem: <https://www.cfdsupport.com/openfoam-training-by-cfd-support/node342.html> [dostępna dnia 25/11/2022r.].

[83] [CFD] Enhanced Wall Functions in ANSYS Fluent - *Fluid Mechanics 101* – Youtube. [Strona internetowa] Dostęp pod linkiem: https://www.youtube.com/watch?time_continue=1394&v=h5OiFpu0L4M&feature=emb_title [dostępna dnia 25/11/2022r.].

[84] Ansys Chemkin Website. [Strona internetowa] Dostęp pod linkiem: <https://www.ansys.com/products/fluids/ansys-chemkin-pro> [dostępne dnia 25/11/2022r.].

[85] Ansys, Inc. (2016). *Ansys Chemkin Theory Manual – Release 17.0*. Ansys.

[86] Ansys, Inc. (2011). *Ansys Tutorials Manual – Release 10112/15112* Ansys.

[87] Haoyang Liu, Wenkai Qian, Min Zhu oraz Suhui Li (2020). Kinetics Modeling on NO_x Emissions of a Syngas Turbine Combustor Using Rich-Burn, Quick-Mix, Lean-Burn Combustion Method. *J. Eng. Gas Turbines Power*, 142(2), 10 stron. <https://doi.org/10.1115/1.4045585>

[88] Kelly, R.T., Jemcov, A., Rida, S. oraz Basani, J. (2019). Efficient Gas Turbine Combustor Simulation using Flow Simulation Methodology (FSM). W: *AIAA Propulsion and Energy 2019 Forum*, Indianapolis (USA), 19-22 sierpnia 2019. DOI: 10.2514/6.2019-4260

[89] Copyright © 2009 by ANSYS, Inc. [Strona internetowa] Dostęp pod linkiem: <https://www.afs.enea.it/project/neptunius/docs/fluent/html/ug/node833.htm> [dostępna dnia 01/12/2022r.].

[90] Kotzé, J. C. (2018). *Complete engine CFD of a micro gas turbine by modelling combustion as a heat source*. Praca dyplomowa Magisterska, napisana pod opieką dr G. Snedden, Department of Mechanical and Aeronautical Engineering (Katedra), Faculty of Engineering, Built Environment and Information Technology (Wydział), University of Pretoria (Uczelnia), Afryka Południowa. https://repository.up.ac.za/bitstream/handle/2263/71707/Kotze_Complete_2018.pdf?sequence=1&isAllowed=y [dostępne dnia 01/12/2022r.].

[91] Air liquid (2021). Gas encyclopedia - *Méthane*. [Strona internetowa] Dostęp pod linkiem: <https://encyclopedia.airliquide.com/fr/methane> [dostępna dnia 19/06/2021r.].

[92] Air liquid (2021). Gas encyclopedia - *Hydrogène*. [Strona internetowa] Dostęp pod linkiem: <https://encyclopedia.airliquide.com/fr/hydrogene> [dostępna dnia 19/06/2021r.].

[93] Air liquid (2021). Gas encyclopedia - *Oxygène*. [Strona internetowa] Dostęp pod linkiem: <https://encyclopedia.airliquide.com/fr/oxygene> [dostępna dnia 19/06/2021r.].

[94] PDF4PRO (2017). AFC Intenational, Inc - Gas Detection & Air Monitoring Specialists – Combustibles. [Strona internetowa] Dostęp pod linkiem: <https://pdf4pro.com/view/combustible-gas-chart-596617.html> [dostępna dnia 20/06/2021r.].

[95] Róziecki, R. (2018). Metodyka obliczeń termo-gazodynamicznych komór spalania. Wykład na kursie: *Projektowanie Zespołów Napędowych*, Politechnika Wroclawska, Wydział Mechaniczno-Energetyczny.

[96] Ilbas, M., Caryford, A. P., Yilmaz, İ., Bowen, P. J. oraz Syred, N. (2006). Laminar-burning velocities of hydrogen-air and hydrogen-methane-air mixtures: An experimental study. *Int. Journal of Hydrogen Energy*, vol. 31 (2006), str. 1768-1779.

[97] Hu, E., Huang, Z., He, J., Jin, Ch., oraz Zheng, J. (2009). Experimental and numerical study on laminar burning characteristics of premixed methane-hydrogen-air flames. *Int. Journal of Hydrogen Energy*, vol. 34 (2009), str. 4876-4888.

[98] Huang, Z., Zhang, Y., Zeng, K., Liu, B., Wang, Q. oraz Jiang, D. (2006). Measurements of laminar burning velocities for natural gas-hydrogen-air mixtures. *Combustion and Flame*, Vol. 146 (2006), str. 302-311.

- [99] Dong, Ch., Zhou, Q., Zhang, X., Zhao, Q., Xu, T. oraz Hui, S. (2010). Experimental study on the laminar flame speed of hydrogen /natural gas /air mixtures. *Front. Chem. Eng. China*, Vol. 4 (2010), str. 417-422.
- [100] Wang, L., Qi, D., Sui, X. i inni (2013). Analysis of re influence on MILD combustion of gas turbine. *Energy and Power Engineering*, 2013(5), str. 92-96. <https://doi.org/10.4236/epe.2013.54B018>
- [101] Karpiński, B., Szkodo, M., Staśiek, J. i inni (2014). High temperature air combustion. *Energetyka*, 12(726), str. 735-737.
- [102] Mi, J., Li, P., Wang, F. i inni (2021). Review on MILD combustion of gaseous fuel: its definition, ignition, evolution, and emis-sions. *Energy&Fuels*, 35(9), str. 7572-7607. <https://doi.org/10.1021/acs.energyfuels.1c00511>
- [104] Webera, W., Guptab, A.K., Mochidac, S. (2020). High temperature air combustion (HiTAC): how it all started for applications in industrial furnaces and future prospects. *Ap-plied Energy*, 2020(278), 115551.
- [105] Fortunato, V., Giraldo, A., Rouabah, M. i inni (2018). Experimental and numerical investigation of a MILD combustion chamber for micro gas turbine applications. *Energies*, 11(12), 3363. <https://doi.org/10.3390/en11123363>
- [103] Fafara, J.-M. oraz Modliński, N. (2023). Numerical study of internal flue gas recirculation system applied to methane-hydrogen powered gas microturbine combustor. *Combustion Engines*, 2023,192(1), str. 63–77. <https://doi.org/10.19206/CE-152236>