



POZNAN UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

SKN/SP/602031/2024
Raport końcowy



Minister
Nauki

MASS EFFECTIVE BIPROPELLANT LIQUID ROCKET PROPULSION SYSTEM FOR SOUNDING ROCKETS

Koło naukowe: PUT Rocketlab

Kierownik projektu: dr inż. Bartosz Ziegler

Autorzy raportu: Paweł Babalski, Marta Brzyska, Jakub Kęder, Tomasz Krakowski, Wiktor Kowalewski, Andrzej Kowalski, Miłosz Krzyżanowski, Maciej Łachut, Mikołaj Oterski, Kajetan Swoboda, Jakub Tomiak, Wiktor Wojtkowiak

Poznań 2025

Spis treści

1	Wstęp	1
1.1	Cel projektu	1
1.2	Architektura projektowanego systemu	1
	Układ napędowy	2
	System zasilania i ciśnieniowania	2
	Układy pomocnicze	2
	Sekcja ładunku badawczego	2
2	System zasilania silnika	3
2.1	Zbiorniki ciśnieniowe	3
2.1.1	Projekt	3
2.1.2	Proces wytwarzania	5
2.1.3	Testy hydrostatyczne	5
2.2	Kontrola przepływu materiałów pędnych	6
2.2.1	GSE	6
	Cel zastosowania systemu GSE	6
	Ogólna architektura systemu GSE	7
	Elementy sterujące przepływem	7
	Sterowanie przepływem podczas tankowania	8
	System awaryjnego odprowadzania utleniacza ze zbiornika (rys. 10)	8
	Wymiennik ciepła w systemie GSE	8
	Testy i walidacja systemu	9
2.2.2	Regulatory ciśnienia	9
	Zastosowanie regulatora ciśnienia w systemie zasilania silnika raketowego	9
	Regulator typu dome-loaded	10
	Wybrana architektura regulacji ciśnienia	10
	Projekt układu regulacji	10
2.2.3	Testy i walidacja układów regulacji	10
3	Komora spalania	12
3.1	Analizy ciepno-przepływowe	12
3.1.1	Wstępna analiza przy użyciu modeli uproszczonych	12
3.1.2	Szczegółowe analizy numeryczne	14
3.2	Analizy wytrzymałościowe MES	16
3.3	Opis konstrukcji	18
3.4	System zapłonu	20
4	Zestawy pomiarowe stanowiska badawczego	22
4.1	Pomiar ciśnień wysokiej częstotliwości	22
4.1.1	Konstrukcja	22
4.1.2	Architektura akwizycji danych	23
4.1.3	Oprogramowanie komputera pomiarowego	23
4.1.4	Wykorzystanie czujniki ciśnienia	23
4.2	Pomiar ciągu oraz ciśnień niskiej częstotliwości	23
4.2.1	Konstrukcja	23
4.2.2	Wykorzystanie czujniki	24
5	Kampania testowa	24
5.1	Testy wtryskiwacza	24
5.2	Testy przepływu na zimno	27
5.3	Testy palne	28
	Bibliografia	32

Wykaz oznaczeń

D	lokalna średnica wewnętrzna komory $[m]$
c_p	ciepło właściwe przy stałym ciśnieniu $\left[\frac{J}{kgK}\right]$
μ	lepkość dynamiczna gazu $[Pa \cdot s]$
Pr	liczba Prandtla $[-]$
G	jednostkowy strumień masy $\left[\frac{kg}{m^2s}\right]$
$c_{p,r}$	średnie ciepło właściwe $\left[\frac{J}{kgK}\right]$
d_h	lokalna średnica hydrauliczna kanału $[m]$
ϕ_{am}	wartość ϕ dla temperatury średniej między lokalnym polem dalekim i ścianą
ϕ_0	parametr spiętrzenia dla parametru ϕ
OF	stosunek masowy utleniacza do paliwa (ang. oxidiser fuel ratio) $[-]$
p	ciśnienie statyczne $[Pa]$
T	Temperatura w skali absolutnej $[K]$
λ	Współczynnik przewodnictwa cieplnego $\left[\frac{W}{mK}\right]$
c^*	prędkość charakterystyczna $\left[\frac{m}{s}\right]$
L^*	długość charakterystyczna $[m]$
SF	współczynnik bezpieczeństwa $[-]$
CHT	<i>conjugate heat transfer</i> , analiza numeryczna sprzężonego przepływu masy i ciepła
MES	metoda elementów skończonych

1 Wstęp

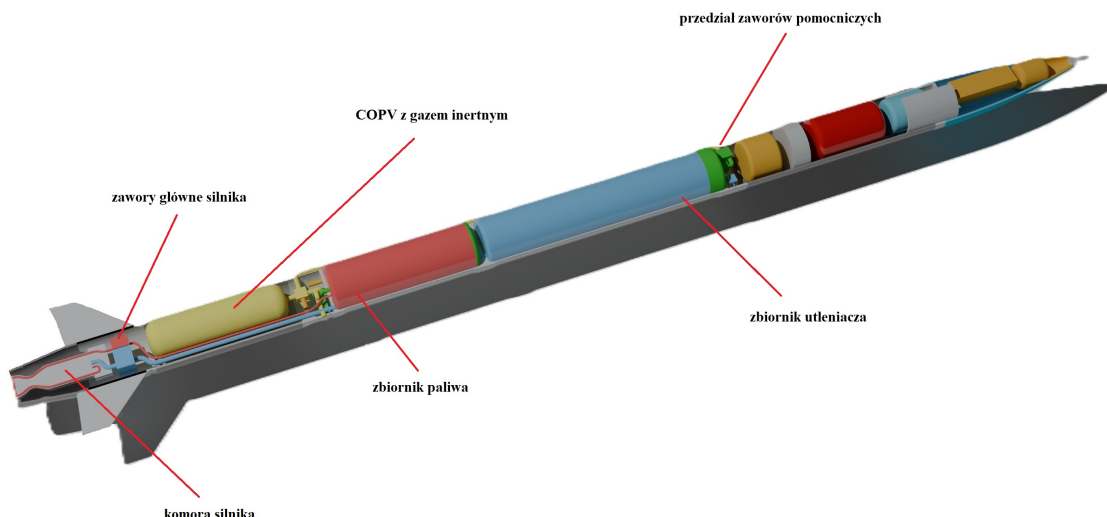
1.1 Cel projektu

Celem projektu jest opracowanie lekkiego i wysokosprawnego ciekłego układu napędowego dla rakiet sondażowych. Szczególny nacisk położono na redukcję masy systemu przy jednoczesnym zapewnieniu efektywnego zasilania silnika paliwem i utleniaczem oraz na rozwój kompetencji projektowych, technologicznych i operacyjnych w zakresie napędów na ciekłe materiały pędne.

Zaproponowane rozwiązanie obejmuje regeneratywny system chłodzenia, w którym paliwo przepływa przez płaszczyznę otaczającą komorę spalania, odbierając ciepło generowane w trakcie pracy silnika. Zastosowanie tej koncepcji determinuje zbliżoną architekturę pozostałych elementów układu, takich jak zbiorniki ciśnieniowe (oddzielne dla paliwa, utleniacza oraz azotu służącego do ich ciśnieniowania), układ wtryskowy, instalacja hydrauliczna oraz elementy pomiarowo-kontrolne monitorujące przepływ materiałów pędnych. Przygotowany układ napędowy na ciekłe materiały pędne, zaprojektowany jest dla nowej serii rakiet sondażowych Mora, będącej następcą projektu Hexa napędzanego silnikiem hybrydowym.

1.2 Architektura projektowanego systemu

Projektowany system ma mieć zastosowanie docelowe w pierwszych rakietach na ciekłe materiały pędne budowanych przez PUT Rocketlab. Z uwagi na uwarunkowania dostępności i infrastrukturalne będą to najpierw rakiety wykorzystujące podtlenek azotu jako utleniacz, z systemami napędowymi projektowanymi w taki sposób by w przyszłości możliwe było przejście na ciekły tlen bez potrzeby znacznych zmian.



RYSUNEK 1: Wizualizacja wstępnej koncepcji rakiety sondażowej Mora 1

Technologie napędowe opracowywane w ramach projektu docelowo zastosowane mają zostać w konstrukcji rakiety Mora 1, której budowę według założeń aktualnych na dzień pisania tego raportu przedstawia rysunek 1. Na rysunku przedstawiono przekrój podłużny rakiety sondażowej z silnikiem na paliwo ciekłe. Konstrukcja została podzielona na funkcjonalne sekcje, rozmieszczone osiowo wzdłuż kadłuba rakiety. Poszczególne sekcje odpowiadają za:

Układ napędowy

W tylnej części rakiety znajduje się komora silnika, w której zachodzi proces spalania paliwa ciekłego z utleniaczem. W wyniku spalania powstają gazy o wysokiej temperaturze i ciśnieniu, które po przejściu przez dyszę wylotową generują ciąg napędowy.

Dopływ paliwa i utleniacza do komory spalania regulowany jest przez zawory główne silnika. Zawory te odpowiadają za inicjację pracy silnika, jej stabilizację oraz bezpieczne zakończenie cyklu pracy.

System zasilania i ciśnieniowania

Rakieta wyposażona jest w zbiornik typu COPV (Composite Overwrapped Pressure Vessel) zawierający gaz inertny (azot). Gaz ten wykorzystywany jest do utrzymywania odpowiedniego ciśnienia roboczego w zbiornikach paliwa i utleniacza oraz do zasilania wybranych elementów pneumatycznych układu napędowego (obecna koncepcja zakłada elektryczne zawory główne, lecz równolegle rozwijany jest koncept zaworów sterowanych pneumatycznie przy użyciu gazu z COPV). Jak wspomniano wcześniej, wstępnie utleniaczem jest podtlenek azotu natomiast paliwem metanol - z uwagi na niską stechiometryczną wartość OF.

Zbiornik paliwa przeznaczony jest do magazynowania paliwa ciekłego, natomiast zbiornik utleniacza zawiera utleniacz niezbędny do procesu spalania. Oba zbiorniki zaprojektowano jako cylindryczne elementy ciśnieniowe, umieszczone współosiowo w kadłubie rakiety.

Układy pomocnicze

W przedniej części sekcji napędowej zlokalizowany jest przedział zaworów pomocniczych, obejmujący zawory bezpieczeństwa, zawory odpowietrzające oraz elementy regulujące ciśnienie i przepływ mediów roboczych. Przedział ten odpowiada za poprawną i bezpieczną pracę całego układu napędowego.

Sekcja ładunku badawczego

W części nosowej rakiety znajduje się sekcja awioniki i ładunku badawczego, w której mogą być umieszczone systemy pomiarowe, komputer pokładowy, moduł telemetrii oraz elementy systemu odzysku. Sekcja

ta jest odseparowana od układu napędowego i chroniona przed obciążeniami termicznymi oraz mechanicznymi. W sekcji awionicznej znajdują się komputery kontrolujące pomiary ciśnienia w zbiornikach oraz zawory upustowe.

2 System zasilania silnika

Czynnikami determinującym wydajność układu napędowego na ciekłe materiały pędne jest w dużym stopniu masa układu zasilania, który w większości konstrukcji stanowi większość masy rakiety. Na układ zasilania składają się:

- zbiorniki główne materiałów pędnych
- system zdalnego tankowania zbiorników głównych (system naziemny)
- układ ciśnieniowania (regulatory, zawory zwrotne, zbiornik gazu inertnego)
- zawory główne silnika
- zawory upustowe zbiorników

Poszczególne systemy opisano w kolejnych podrozdziałach

Po realizacji zadań projektowych

2.1 Zbiorniki ciśnieniowe

Zbiorniki stanowią największą część rakiety zarówno pod względem objętości, jak i masy, a ich projekt ma kluczowe znaczenie dla osiągnięć oraz bezpieczeństwa całego układu napędowego. Odpowiadają one za magazynowanie i dostarczanie mediów roboczych niezbędnych do pracy silnika, a także za utrzymanie wymaganych parametrów ciśnienia w systemie.

W zastosowanym systemie zasilania silnika można wyróżnić dwa podtypy zbiorników, sklasyfikowane ze względu na pełnioną funkcję:

- główne do przechowywania paliwa i utleniacza pod względnie niskim ciśnieniem uzyskiwanym z wykorzystaniem regulatora - 40 bar - obliczenia wykonane dla przypadków zakładających SF 1.5 dla 60 bar
- pomocnicze w których zgromadzony jest gaz do zasilania regulatora utrzymującego ciśnienie w zbiornikach głównych - azot 200 bar - obliczenia wykonane dla przypadków zakładających SF 1.5 dla 300 bar

2.1.1 Projekt

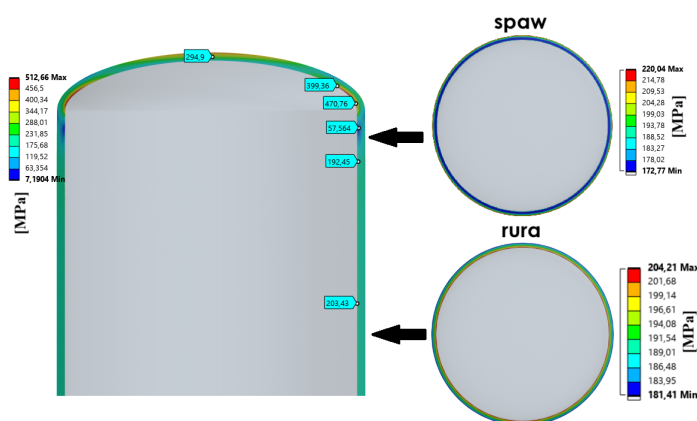
Proces projektowy zbiorników został przeprowadzony wielopoziomowo, łącząc obliczenia analityczne z analizami numerycznymi MES, co pozwoliło na stopniowe zwiększanie dokładności modelu oraz identyfikację krytycznych obszarów konstrukcji.

W pierwszym etapie wykonano obliczenia analityczne części cylindrycznej zbiornika, traktując ją jako cienkościenną rurę ciśnieniową. Część cylindryczna została opisana jako cienkościenna rura poddana działaniu ciśnienia wewnętrznego. Model ten opiera się na klasycznej teorii powłok cienkich i zakłada:

- równomierny rozkład ciśnienia wewnętrznego
- pomijalny wpływ zginania
- stosunek grubości ścianki do promienia spełniający warunek cienkościenności

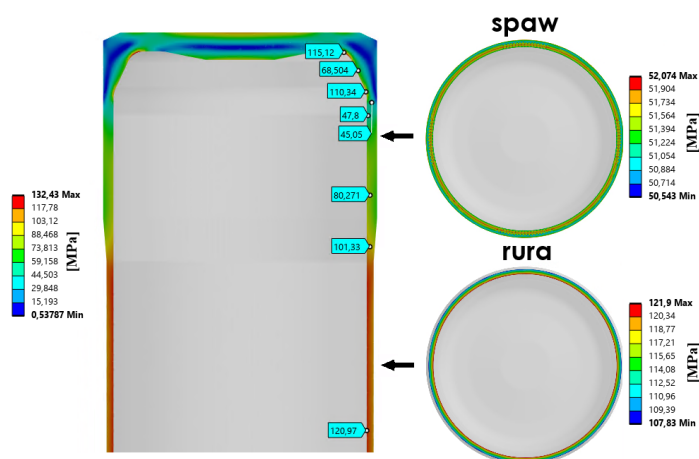
W ramach tego podejścia wyznaczano naprężenia obwodowe (okrężne) oraz naprężenia wzdłużne, które posłużyły do doboru grubości ścianki i stanowiły punkt odniesienia dla dalszych analiz numerycznych MES. Na tym etapie wyznaczono podstawowe parametry geometryczne, takie jak grubość ścianki, w oparciu o naprężenia obwodowe i wzdłużne oraz przyjęte współczynniki bezpieczeństwa. Obliczenia te stanowiły punkt wyjścia do dalszej optymalizacji.

Następnie skupiono się na dennicach, które ze względu na swoją geometrię oraz sposób przenoszenia obciążeń są elementami szczególnie wrażliwymi. Dla tego etapu zastosowano osiowosymetryczne modele MES 2D, umożliwiające szybkie porównanie różnych kształtów dennic oraz ocenę rozkładu naprężeń. Kluczowym celem było zmniejszenie koncentracji naprężeń w rejonie połączenia dennicy z częścią cylindryczną, zwłaszcza w okolicy spoiny obwodowej, która stanowi potencjalne miejsce inicjacji uszkodzeń.



RYSUNEK 2: Pole naprężeń zredukowanych dla zbiornika pomocniczego azotu przy obciążeniu nominalnym powiększonym o współczynnik bezpieczeństwa - 300 bar

Kolejnym krokiem była pełna analiza MES 3D całego zbiornika, uwzględniająca rzeczywistą geometrię, połączenia spawane oraz elementy montażowe. Analizy te pozwoliły na końcową weryfikację konstrukcji, ocenę globalnej sztywności oraz potwierdzenie skuteczności zabiegów mających na celu redukcję naprężeń w strefie połączenia spawanego. Dzięki odpowiedniemu doborowi promieni przejścia oraz geometrii dennicy uzyskano bardziej równomierne pole naprężeń, co bezpośrednio przełożyło się na poprawę trwałości zmęczeniowej zbiornika.



RYSUNEK 3: Pole naprężeń zredukowanych dla zbiornika głównego przy obciążeniu nominalnym powiększonym o współczynnik bezpieczeństwa - 60 bar

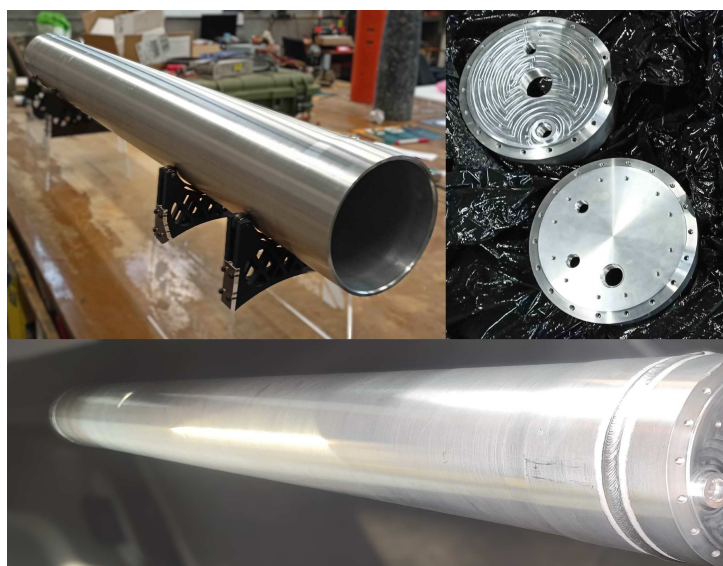
Na Rysunku 2 przedstawiono zbiornik azotu wykonany ze stali, w którym zastosowano dennicę nieoptymalizowaną, będącą rozwiązaniem typu „prosto z półki”. Analizy wykazały lokalne koncentracje naprężeń w rejonie połączenia dennicy z rurą, co ogranicza potencjał dalszej redukcji masy poprzez zmniejszanie grubości dennic. Wyraźnie widać minimalizację naprężeń w spawie poprzez odsunięcie lokalizacji spoiny od dennicy.

Drugi przypadek dotyczy zbiornika głównego (Rysunek 3) dla którego przeprowadzono bardziej zaawansowaną optymalizację kształtu dennicy. Uzyskano wyrównane pole naprężeń, szczególnie w strefie spoiny, co pozwoliło na zmniejszenie grubości ścianek i redukcję masy. Dodatkowo w modelu 3D uwzględniono elementy montażowe zbiornika do struktury rakiety, co umożliwiło ocenę wpływu zamocowań na rozkład naprężeń i potwierdziło poprawność przyjętych rozwiązań konstrukcyjnych.

2.1.2 Proces wytwarzania

Proces wykonania zbiorników został dostosowany do zastosowanego materiału oraz poziomu złożoności konstrukcji, przy czym przyjęto rozwiązania zapewniające wysoką jakość połączeń spawanych i bezpieczeństwo eksploatacji.

W przypadku zbiorników aluminiowych proces wytwarzania obejmował obróbkę skrawaniem elementów konstrukcyjnych. Dotyczyło to w szczególności mocowań zbiornika do struktury rakiety, gniazd przyłączy oraz elementów wymagających wysokiej dokładności geometrycznej. Obróbka CNC pozwoliła na integrację funkcji montażowych bez konieczności stosowania dodatkowych elementów, co przełożyło się na redukcję masy oraz poprawę sztywności lokalnej. Po zakończeniu obróbki elementy zostały przygotowane do dalszych etapów technologicznych. Na rysunku 4 widoczne są komponenty składowe i półprodukt przed szlifowaniem i czyszczeniem.



RYSUNEK 4: Komponenty zbiornika

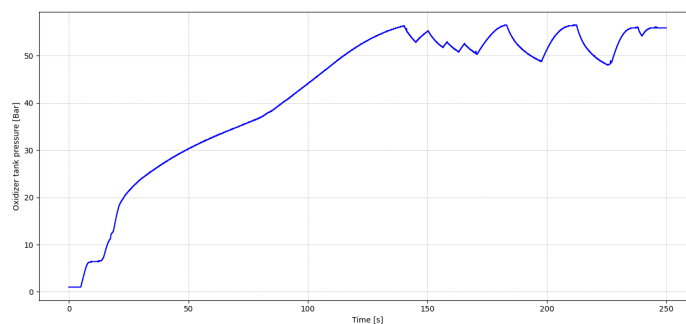
Dla zbiorników stalowych, ze względu na prostszą konstrukcję oraz zastosowanie elementów katalogowych, nie przewidziano obróbki skrawaniem. Jedyną operacją przygotowawczą było fazowanie krawędzi w rejonach przeznaczonych do spawania, mające na celu zapewnienie prawidłowego przetopu i jakości spoiny.

Niezależnie od materiału, kolejnym etapem było dokładne czyszczenie elementów, usuwające zanieczyszczenia, oleje technologiczne oraz tlenki, co jest kluczowe dla jakości połączeń spawanych, szczególnie w przypadku aluminium. Po spawaniu zbiorniki poddano procesowi odprężania, mającemu na celu redukcję naprężeń własnych powstałych w trakcie łączenia elementów.

Następnie wykonano szlifowanie powierzchni zewnętrznych, realizowane zgodnie z wymaganiami aerodynamicznymi, w celu ograniczenia chropowatości i oporu aerodynamicznego. Ostatnim etapem była końcowa weryfikacja jakości spoin, obejmująca kontrolę wizualną oraz sprawdzenie ciągłości i poprawności wykonania połączeń, co stanowiło podstawę do dopuszczenia zbiorników do dalszych badań i eksploatacji.

2.1.3 Testy hydrostatyczne

W celu eksperymentalnej weryfikacji wykonanych zbiorników ciśnieniowych przeprowadzono serię testów hydrostatycznych. Po udanych pierwszych próbach wykonano pełny test, w którym poddano zbiornik



RYSUNEK 5: Wykres przebiegu wartości ciśnienia w zbiorniku w teście hydrostatycznym

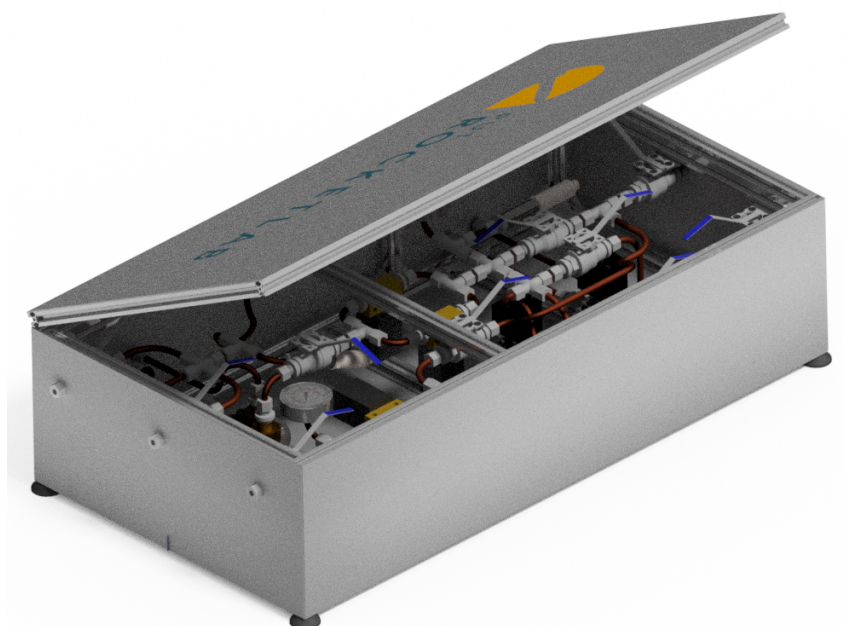
obciążeniu o profilu zbliżonym do oczekiwanego w trakcie misji rakiety sondażowej, to znaczy cykl upustów i korekt ciśnienia, a następnie zrzut do atmosfery. Przykładowy profil takiego testu przedstawiono na rysunku 5.

2.2 Kontrola przepływu materiałów pędnych

2.2.1 GSE

Cel zastosowania systemu GSE

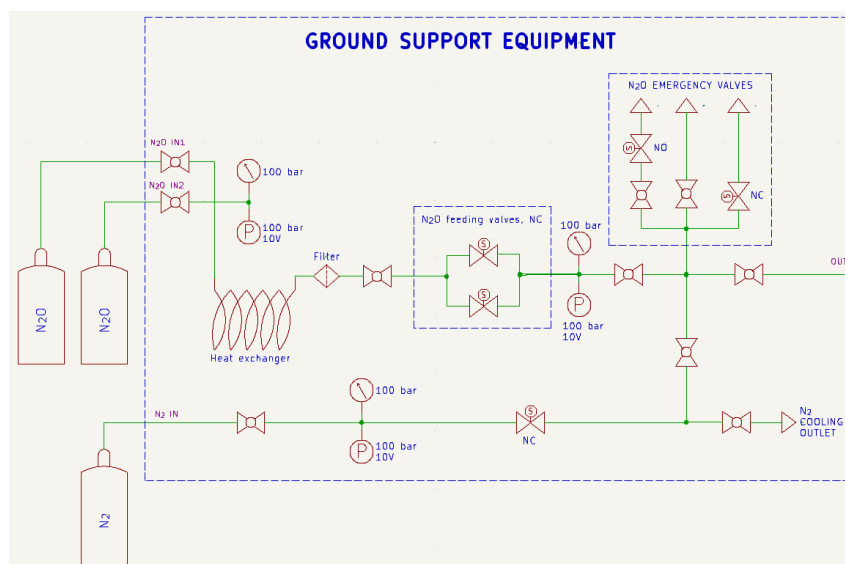
System Ground Support Equipment, widoczny na rysunku 6 to naziemny system wsparcia tankowania, składa się z systemu hydraulicznego oraz wykonawczego dla procesu tankowania. Został zaprojektowany w celu zapewnienia bezpiecznego, kontrolowanego oraz powtarzalnego procesu tankowania. Jego zastosowanie umożliwia zdalne sterowanie przepływem podtlenku azotu, skrócenie czasu operacji naziemnych oraz ograniczenie ryzyka związanego z bezpośrednią obsługą instalacji wysokociśnieniowej. System pełni również funkcję zabezpieczającą, umożliwiając szybkie opróżnienie zbiornika w sytuacjach awaryjnych, bez konieczności ingerencji operatora w strefie zagrożenia.



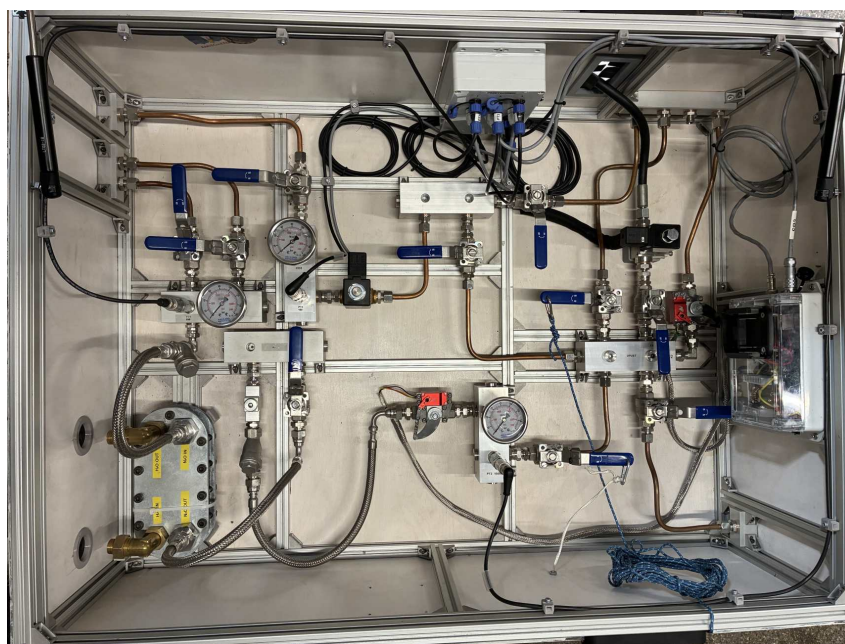
RYSUNEK 6: Wizualizacja systemu GSE

Ogólna architektura systemu GSE

System GSE stanowi hydrauliczny układ zasilania połączony z rakietą za pomocą elastycznego przewodu wykonanego z PTFE. Układ został podzielony funkcjonalnie na linię utleniacza N_2O oraz linię gazu obojętnego N_2 , co umożliwia realizację zarówno operacji tankowania, jak i testów szczelności lub czynności pomocniczych. Modułowa konstrukcja systemu pozwala na łatwą rekonfigurację układu oraz wymianę kluczowych elementów bez ingerencji w całość instalacji. Schemat ideowy przedstawia rysunek 7, a wykonaną konstrukcję rysunek 8.



RYSUNEK 7: Schemat GSE

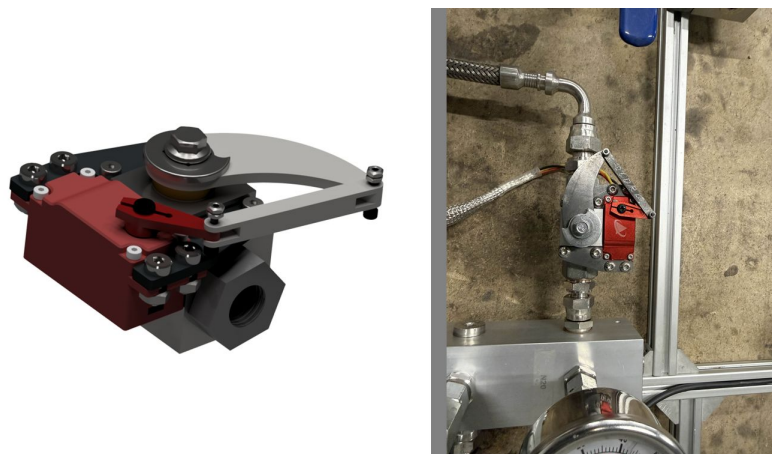


RYSUNEK 8: Zbudowany system GSE

Elementy sterujące przepływem

Podstawowym elementem sterującym przepływem utleniacza jest główny zawór napełniania (Main Feeding Valve – MFV), wykonany jako zawór kulowy sterowany elektronicznie. Zastosowanie kanału przepływu o średnicy 6 mm pozwala na uzyskanie wysokiego strumienia przepływu przy jednoczesnym ograniczeniu strat ciśnienia. Zawór sterowany jest za pomocą serwo mechanizmu, co umożliwia precyzyjne ustawienie stopnia otwarcia oraz zdalne sterowanie procesem tankowania w szerokim zakresie ciśnień

roboczych. Główny zawór napełniania jest widoczny w dolnej centralnej części rysunku 8, a jego model oraz widok rzeczywisty przedstawia rysunek 9



RYSUNEK 9: Główny zawór napełniania, model oraz widok rzeczywisty

Uzupełnieniem głównego zaworu są zawory pomocnicze, w tym ręczne zawory kulowe oraz zawory elektromagnetyczne. Zawory ręczne umożliwiają fizyczną separację poszczególnych sekcji układu oraz realizację testów szczelności przed właściwym tankowaniem. Zawory elektromagnetyczne pełnią funkcje sterujące i zabezpieczające, umożliwiając szybkie reagowanie systemu na zmiany stanu pracy lub wystąpienie sytuacji awaryjnych.

Sterowanie przepływem podczas tankowania

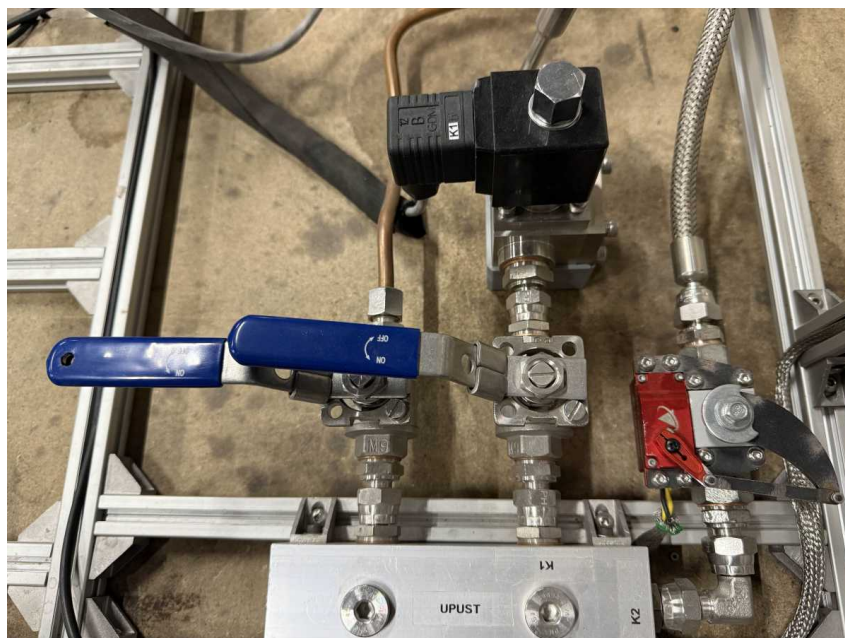
Proces tankowania realizowany jest poprzez kontrolowane otwarcie głównego zaworu napełniania, przy jednoczesnym monitorowaniu parametrów pracy układu. Sterowanie przepływem odbywa się na podstawie bieżących pomiarów ciśnienia i temperatury utleniacza, co pozwala na dostosowanie przebiegu tankowania do aktualnych warunków termodynamicznych. Dzięki zastosowaniu zaworów o dużym przekroju przepływu możliwe jest szybkie przerwanie procesu tankowania bez generowania niekontrolowanych skoków ciśnienia w układzie.

System awaryjnego odprowadzania utleniacza ze zbiornika (rys. 10)

Podstawowym elementem systemu awaryjnego opróżniania zbiornika jest elektronicznie sterowany zawór normalnie zamknięty. Umożliwia on szybki zrzut utleniacza bez konieczności rozłączania układu GSE, co pozwala na bezpieczne obniżenie ciśnienia w zbiorniku w przypadku wykrycia nieprawidłowości podczas operacji naziemnych. Drugą linię zabezpieczenia stanowi zawór normalnie otwarty, który automatycznie uruchamia się w przypadku utraty zasilania lub łączności z systemem sterowania. Rozwiązanie to zapewnia pasywną ochronę systemu, eliminując ryzyko pozostawienia zbiornika w stanie wysokiego ciśnienia w sytuacji awarii systemów elektronicznych. Ostatnią linią zabezpieczenia jest ręczny zawór kulowy, który może zostać uruchomiony mechanicznie z bezpiecznej odległości przy pomocy cięgna. Zawór ten stanowi niezależne zabezpieczenie systemu i umożliwia interwencję operatora w sytuacjach, w których pozostałe elementy sterowania są niedostępne.

Wymiennik ciepła w systemie GSE

System GSE wyposażono w wymiennik ciepła (rys. 11) umożliwiający schłodzenie utleniacza przed jego wprowadzeniem do zbiornika rakiety. Zastosowanie wymiennika przeciwprądowego pozwala na zwiększenie gęstości ciekłego N_2O , co przekłada się na lepszą kontrolę ilości załadowanego utleniacza oraz skrócenie czasu całego procesu tankowania. Rozwiązanie to poprawia stabilność parametrów pracy układu i zwiększa powtarzalność operacji naziemnych.



RYSUNEK 10: Naziemna część systemu upustu ze zbiornika utleniacza



RYSUNEK 11: Wymiennik ciepła w trakcie pracy

Testy i walidacja systemu

System GSE został poddany serii testów obejmujących wielokrotne cykle tankowania i opróżniania zbiornika utleniacza. W ramach testów zweryfikowano szczelność układu, skuteczność działania zaworów sterujących i awaryjnych oraz czasy realizacji poszczególnych operacji. Testy potwierdziły poprawne i stabilne działanie systemu w warunkach operacyjnych, zgodnie z założeniami projektowymi, co umożliwiło przetestowanie zaprojektowanego i zbudowanego wysokosprawnego ciekłego układu napędowego do rakiet sondażowych serii Mora oraz uzyskanie danych umożliwiających optymalizację oraz dalszy rozwój projektu, a także walidację i publikację wyników.

2.2.2 Regulatory ciśnienia

Zastosowanie regulatora ciśnienia w systemie zasilania silnika raketowego

W projektowaniu systemów zasilania silników raketowych kluczowym czynnikiem optymalizacji jest minimalizacja masy i objętości komponentów. Z tego względu gaz inertny, służący do wypierania ma-

teriałów pędnych, magazynowany jest pod ciśnieniem wielokrotnie przewyższającym ciśnienie robocze samych zbiorników paliwowych. Taka strategia pozwala na drastyczne zmniejszenie gabarytów butli zasilającej, jednak implikuje konieczność zastosowania układu redukcji ciśnienia. Niezbędnym elementem staje się wówczas regulator ciśnienia, którego zadaniem jest stabilne obniżanie ciśnienia gazu z poziomu magazynowania do wartości bezpiecznej i wymaganej w zbiornikach paliwa oraz utleniacza.

Regulator typu dome-loaded

W fazie wstępnej procesu badawczo-rozwojowego, do testów regulacji ciśnienia wytypowano komercyjny regulator mechaniczny typu dome-loaded. Przeprowadzone próby stanowiskowe potwierdziły wysoką sprawność tego urządzenia oraz stabilność w stanach ustalonych. Jednakże analiza pod kątem integracji z systemami rakiety wykazała, że jego gabaryty oraz masa przekraczają dopuszczalne limity projektowe. Co więcej, szczegółowe testy ujawniły istotne ograniczenia czysto mechanicznych konstrukcji w kontekście dynamiki obwodu paliwowego. Mimo dyskwalifikacji jako elementu lotnego, regulator ten został zachowany w procedurze badawczej. Posłużył on jako punkt odniesienia do weryfikacji wydajności i poprawności działania kolejnych, autorskich konstrukcji.

Wybrana architektura regulacji ciśnienia

W projekcie zdecydowano się na implementację kaskadowej architektury sterowania ciśnieniem. Rozwiązanie to opiera się na zastosowaniu głównego regulatora mechanicznego w którym punkt pracy ustalany jest przez ciśnienie w komorze referencyjnej. Wartość ciśnienia w tej komorze nie jest stała, lecz dynamicznie modyfikowana przez nadrzędny układ mechatroniczny, składający się z zespołu elektrozaworów sterowanych cyfrowo.

Taka hybrydowa konstrukcja pozwala na pozyskanie zalet dwóch systemów. Regulator mechaniczny zapewnia niezawodność pracy i natychmiastową reakcję na szybkozmienne zaburzenia przepływu. Z kolei warstwa elektroniczna wnosi precyzję, umożliwiając niwelowanie histerezy mechanicznej oraz adaptacyjność, pozwalającą na elastyczne dopasowanie charakterystyki wyjściowej ciśnienia w reakcji na dynamiczne środowisko układu paliwowego silnika raketowego.

Projekt układu regulacji

Głównym obiektem wykonawczym w zaprojektowanym układzie regulacji jest autorski regulator mechaniczny. Konstrukcja jego w porównaniu do komercyjnych odpowiedników charakteryzuje się lepszym stosunkiem gabarytów do wydajności – urządzenie charakteryzuje się kompaktową budową przy zachowaniu wysokiej przepustowości maksymalnej (C_v), co jest kluczowe dla dynamiki układu. W przyjętej koncepcji sterowania, ciśnienie referencyjne regulatora nie jest stałe, lecz aktywnie modyfikowane. Zadanie to realizuje zawór solenoidalny, czerpiący gaz z niezależnego zbiornika ciśnieniowego, co izoluje układ sterujący od wahań ciśnienia w głównej magistrali.

Istotnym elementem projektu jest pasywny system bezpieczeństwa, zrealizowany poprzez połączenie do komory referencyjnej kapilary. Umożliwia on ciągły, kapilarny upływ gazu sterującego do atmosfery. Taka konstrukcja pełni funkcję fail-safe: w przypadku awarii zasilania lub błędu sterownika, dopływ gazu zostaje odcięty przez elektrozawór, a ciśnienie referencyjne samoczynnie spada do zera poprzez otwór dławiący, co skutkuje bezpiecznym zamknięciem głównego regulatora. Nadzór nad całym procesem sprawuje dedykowana elektronika – autorski układ mikroprocesorowy oznaczony jako PRCU (Pressure Regulator Control Unit), odpowiedzialny za realizację algorytmów sterowania i obsługę elementów wykonawczych.

2.2.3 Testy i walidacja układów regulacji

W ramach procesu walidacji systemu przeprowadzono szeroko zakrojoną kampanię testową w warunkach laboratoryjnych. Próby te obejmowały dwa etapy: weryfikację charakterystyki samego regulatora mechanicznego oraz testy zintegrowanego układu kaskadowego. Pozwoliło to na potwierdzenie stabilności regulacji oraz dobór nastaw sterownika w bezpiecznym środowisku. Należy jednak wyraźnie zaznaczyć, że

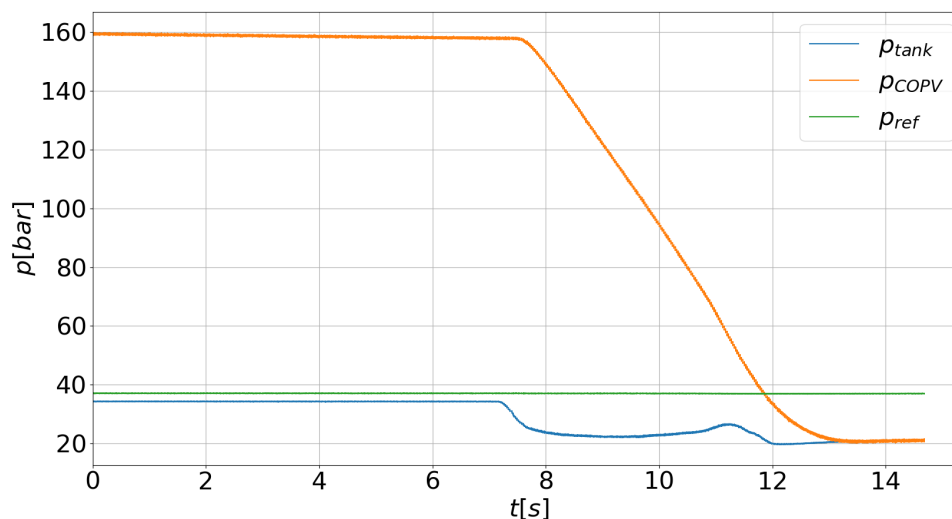


RYSUNEK 12: Stanowisko testowe do badań regulatorów

na dzień sporządzania niniejszej dokumentacji, układ kaskadowy nie został jeszcze poddany ostatecznej weryfikacji w warunkach rzeczywistych, tj. podczas testu statycznego z zapłonem silnika. Przygotowane stanowisko testowe przedstawiono na rysunku 12

Składa się z szeroko opisanego w punkcie 4.1.2 układu akwizycji danych, zbiorników ciśnieniowych, układu zaworów do zrzutu paliwa i utleniacza, czujników ciśnienia, złączek i węży pomocniczych oraz szybko-złącza do montażu regulatorów. W celu symulowania utleniacza wykorzystano CO_2 jako bliski ekwiwalent N_2O , umożliwiającą przetestowanie całej procedury tankowania bez ryzyka związanego z wykorzystaniem utleniacza. Metanol zastępowany jest we wstępnych testach wodą. Przy testach końcowych wprowadza się dodatkowe środki ochrony indywidualnej i przeprowadza się eksperyment bezpośrednio na Metanolu.

Na przedstawionym wykresie 13 zaprezentowano przebieg ciśnienia w zbiorniku, który jest uzupełniany gazem poprzez regulator ciśnienia zasilany z butli COPV, przy stałym ciśnieniu sterującym regulatora.



RYSUNEK 13: Przykładowy test zrzutu 18L wody do ciśnienia atmosferycznego przez deflektor

Widoczny przebieg wskazuje, że w trakcie opróżniania zbiornika (wynikającego z wyrzutu wody do

otoczenia) regulator nie jest w stanie nadażyć z uzupełnianiem gazu w wymaganym tempie. Skutkuje to systematycznym spadkiem ciśnienia w zbiorniku, pomimo niezmiennych warunków sterowania regulatora. Zjawisko to świadczy o ograniczonej przepustowości układu regulacji i ustaleniu się ciśnienia w zbiorniku na ciśnieniu nie wystarczającym do nominalnej pracy układu (24 bar, przy zakładanych 40 bar w nominalnych warunkach).

W efekcie ciśnienie w zbiorniku nie utrzymuje się na zakładanym poziomie quasi-stałym, lecz wykazuje trend malejący, co może mieć istotny wpływ na stabilność pracy całego systemu zasilania. Wynik ten wskazuje na konieczność doboru regulatora o większej wydajności, zmiany strategii sterowania lub modyfikacji parametrów układu ciśnieniowego w celu zapewnienia wymaganego reżimu pracy. Jednak na wstępnym etapie projektu jest wystarczający do wykorzystania w układzie zasilania.

3 Komora spalania

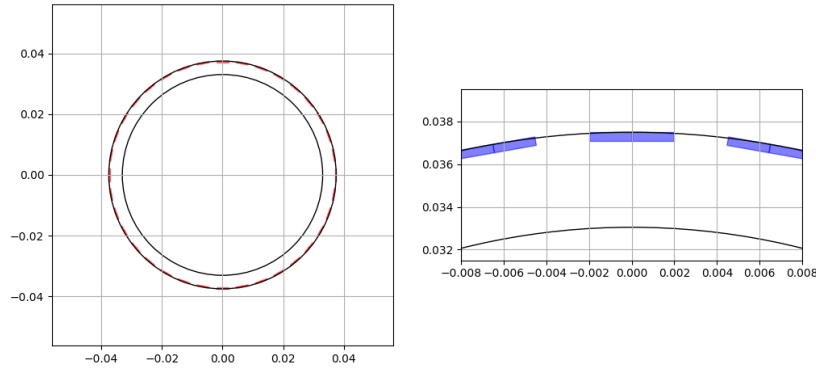
W ramach projektu rozwijany jest etapowy projekt komory spalania chłodzonej paliwem. Komora w etapie pierwszym jest komorą stalową z chłodzeniem inercyjnym (gruba ściana z materiału o dużej dyfuzyjności cieplnej - która przez limitowany czas pracy gromadzi ciepło). Jest to komora z pojedynczym wtryskiwaczem zawirowanym i film coolingiem - komora ta nie pozwala na uzyskanie długich czasów pracy i służy do testów zapłonu i wyznaczania sprawności prędkości charakterystycznej (c^*). Jest ona natomiast materiałowo niskokosztowa i pozwala na sprawne wprowadzanie zmian w kolejnych iteracjach konstrukcji wtryskiwacza i nie generuje znacznych kosztów hardwareu w razie przepalenia ścian komory podczas testu. Komora inercyjnie chłodzona, projektowana była po poprzednim zaprojektowaniu komory regeneratywnie chłodzonej gdyż musi korzystać z tego samego układu wtryskowego by pomiary na niej wykonywane były przenoszalne na docelowy silnik. Komora docelowa z chłodzeniem regeneratywnym jest w stanie pracować w stanie równowagi termicznej co pozwala na teoretycznie Nielimitowany czas pracy silnika a tym samym impuls całkowity. Jej celem jest przede wszystkim eksperymentalne walidowanie działania chłodzenia zarówno regeneratywnego jak i chłodzenia filmem paliwowym (tzw. film-cooling). W przyszłości planuje się przeskalowanie projektu komory jednowtryskiwaczowej na projekt komory wielowtryskiwaczowej poprzez zmniejszenie geometrii wewnętrznej wtryskiwacza i podniesienie ich ilości celem zwiększenia efektywności dopalania materiałów pędnych przy tej samej długości charakterystycznej (L^* - stosunek objętości komory do pole krytycznego). Ta konstrukcja jest długofalowym projektem rozwojowym planowanym w rakietach serii Mora w nadchodzących latach z perspektywą przeniesienia designu na ciekły tlen po umieszczeniu odpowiedniej infrastruktury na lotnisku w Kąkolewie gdzie w 2026 powinna powstać dedykowana infrastruktura testowa do silników rakietowych.

3.1 Analizy ciepłno-przepływowe

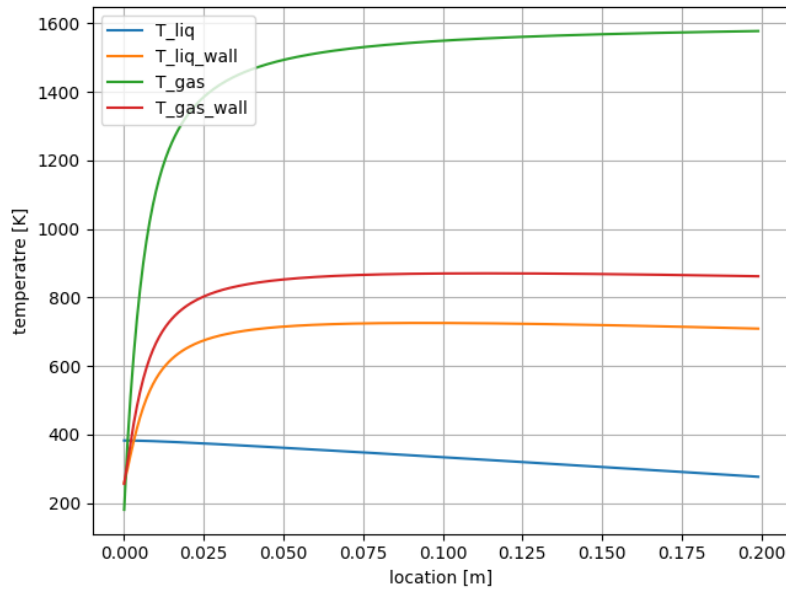
3.1.1 Wstępna analiza przy użyciu modeli uproszczonych

Kluczowym aspektem projektu komory spalania jest zapewnienie adekwatnego chłodzenia wszystkich jej powierzchni pozostających w kontakcie z gorącymi spalinami. Dotychczas wszystkie konstrukcje zaprojektowane przez PUT Rocketlab bazowały na użyciu w tym celu specjalnych wkładów wykonanych z materiałów ablacyjnych. Pod wpływem wysokich temperatur zaczynają one pirolizować, wytwarzając warstwę relatywnie chłodnych gazów, skutecznie izolujących ściany komory spalania. Wkłady te jednak stanowią zbędną masę, oraz wymagają wymiany po każdym uruchomieniu silnika. W związku z tym pojawiła się potrzeba na opracowanie nowej technologii. Podjęta została decyzja o próbie rozwoju konceptu chłodzenia regeneratywnego. Polega ono na skierowaniu jednego z materiałów pędnych, najczęściej paliwa, przez serię małych kanałów znajdujących się wewnątrz ścian komory spalania. Wysoka prędkość przepływu czynnika chłodzącego skutkuje bardzo efektywnym odbiorem ciepła poprzez mechanizm konwekcji wymuszonej. Rozwiązanie to znalazło szerokie zastosowanie w profesjonalnych ciekłych silnikach rakietowych, co jednoznacznie wskazuje na jego skuteczność.

W celu doboru liczby i geometrii kanałów chłodzących napisany został program całkujący jednowy-



RYSUNEK 14: Geometria kanałów wyfrezowanych na wewnętrznej ścianie komory



RYSUNEK 15: Rozkład temperatur wzdłuż osi komory spalania

miarowe równanie przepływu ciepła, bazujące na empirycznie wyznaczonych korelacjach. Dla konwekcji między gazami spalinowymi, a wewnętrzną powierzchnią komory najpowszechniej stosowana jest ta zaproponowana przez D. R. Bartza [5]:

$$\alpha = 0.026 D^{-0.2} \left(\frac{c_p \mu^{0.2}}{Pr^{0.6}} \right) G^{0.8} \left(\frac{\rho_{am}}{\rho} \right) \left(\frac{\mu_{am}}{\mu_0} \right)^{0.2} \quad (1)$$

W samym kanale natomiast zastosowano równanie opublikowane przez T. L. Bergmana[7]:

$$\alpha = 0.023 c_{p,r} G \left(\frac{d_h G}{\mu} \right)^{-0.2} \left(\frac{\mu c_{p,r}}{\lambda} \right)^{-2/3} \quad (2)$$

Warto jednak zaznaczyć, że zakres jego stosowalności obejmuje jedynie ciecze poniżej punktu wrzenia. W związku z tym wszystkie rozwiązania pokazujące nagrzanie się czynnika chłodzącego do tej temperatury były odrzucane.

Wykorzystanie powstałego kodu w połączeniu z prostą metodą iteracyjną pozwoliło na dobór najbardziej obiecującej geometrii (Rys. 14). Wyniki ukazano na wykresie na Rysunku 15. Temperatura płaszcza chłodzącego na powierzchni kontaktu z gazem nie przekracza 900 K. Materiał, z którego wykonana jest wewnętrzna ściana komory spalania zachowuje bardzo dobre parametry wytrzymałościowe nawet do ok. 1100 K, w związku z czym uznano ten wariant za posiadający odpowiednio wysoki współczynnik bezpieczeństwa.

3.1.2 Szczegółowe analizy numeryczne

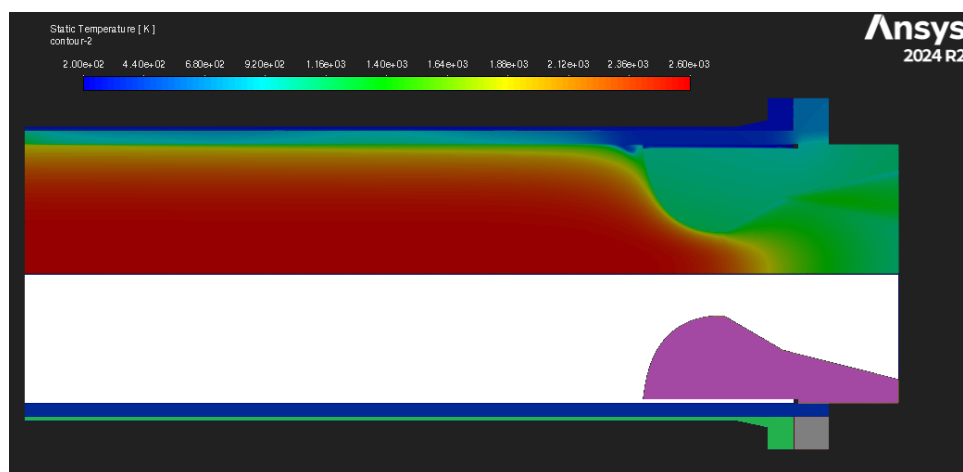
Pierwsza generacja komory spalania powstała na bazie przytoczonych w poprzednim rozdziale analiz na modelach 1D. Szczegóły budowy samej dyszy i jej elementów montażowych wymagały już jednak analizy CHT (conjugate heat transfer) całego złozenia. Wyniki wybranych analiz widać na rysunkach 16, 17, 18 i 19.

Z analiz przeprowadzanych na empirycznych modelach jednowymiarowych wynikało, że w silnikach tego rozmiaru, jeżeli chce się osiągać impulsy właściwe bliskie optymalnym na danym układzie materiałów pędnych limitem zaczyna być pojemność cieplna strumienia chłodzącego, zwłaszcza jeżeli utleniaczem jest podtlenek azotu, którego duża część energii reakcji pochodzi z dodatniej entalpii formacji związku a zawartość masowa tlenu w związku jest relatywnie mała. W efekcie optymalne z punktu widzenia I_{sp} wartości OF są na poziomie ok. 9 dla paliw węglowodorowych, ok. 6 dla etanolu i izopropanolu a ok 4 dla metanolu.

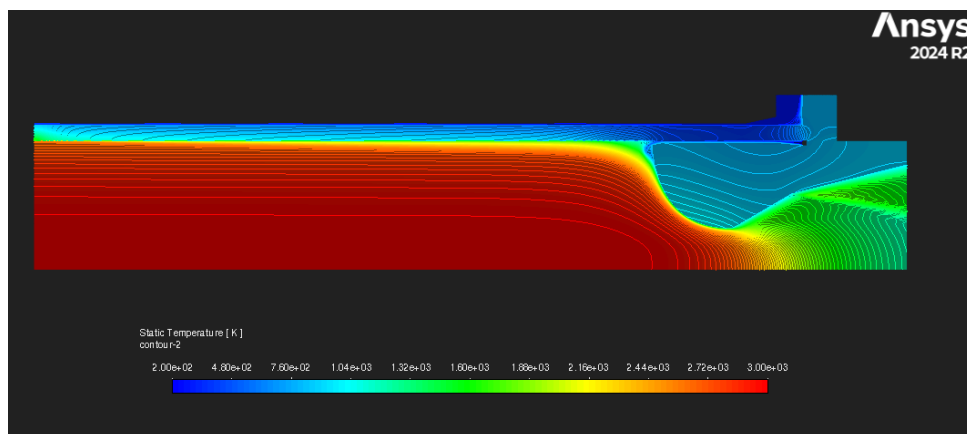
W każdym z tych przypadków udział paliwa w masowym natężeniu przepływu silnika to jedynie od 11% do 20%. Niewielki strumień paliwa i duża właściwa powierzchnia płaszcza chłodzonego sprawia że paliwo może w kanałach osiągnąć temperaturę wrzenia co wywołałoby katastrofalne OF-shift w kierunku mieszanin ubogich. By zaadresować te problemy po pierwsze zdecydowano o użyciu płaszcza ze stali żaroodpornej ($\lambda \approx 17.5W/mK$) co ogranicza strumień paliwa. Samo paliwo natomiast (metanol) domieszkowano – zawierającym grupę nitrową – nitrometanem co przesunęło optymalny O/F do wartości rzędu 2.0. Jak widać na rysunkach 18 i 19 część cylindryczna płaszcza utrzymuje wspomniane w poprzednim podrozdziale temperatury poniżej 900 K również według analiz CHT w ANSYS Fluent.

Już na modelach 1D, okazało się że gardziel silnika powinna być chłodzona metodą filmową (ang. film cooling) gdyż ilość ciepła jaką trzeba by od niej odebrać by utrzymać temperatury w zakresie dopuszczalnym dla stali żarowytrzymałych przekraczała by dopuszczalną ilość ciepła jaką posiada strumień paliwa. Dlatego też w pierwszych iteracjach założono na podstawie doświadczeń z silnikami hybrydowymi wykorzystanie grafitowej wkładki dyszowej.

Grafit jest w stanie pracować w temperaturach rzędu 3000K. Jak pokazuje rysunek 16 chłodzona filmem izolującym, wkładka dyszowa osiąga niemal w całej swojej objętości (wysoka $\lambda \approx 110W/mK$ powoduje efektywny rozpływ ciepła w graficie) temperatury ponad 1000K. Biorąc pod uwagę fakt że musi ona współpracować z aluminiowym korpusem silnika oraz uszczelnieniami takie wartości są niedopuszczalne. W kolejnej iteracji podniesiono strumień film coolingu dyszy i zwężono przestrzeń pomiędzy wkładką a tuleją ze stali żaroodpornej, tak by powiększyć prędkość przepływu a tym samym współczynnik przejmowania ciepła przez strumień chłodzący od wkładki. Pozwoliło to przesunąć bilans cieplny tego elementu tak że jego temperatura ustalała się na ok 650 K (rysunek 17) co stanowiło znaczną poprawę lecz nadal za wysoko.

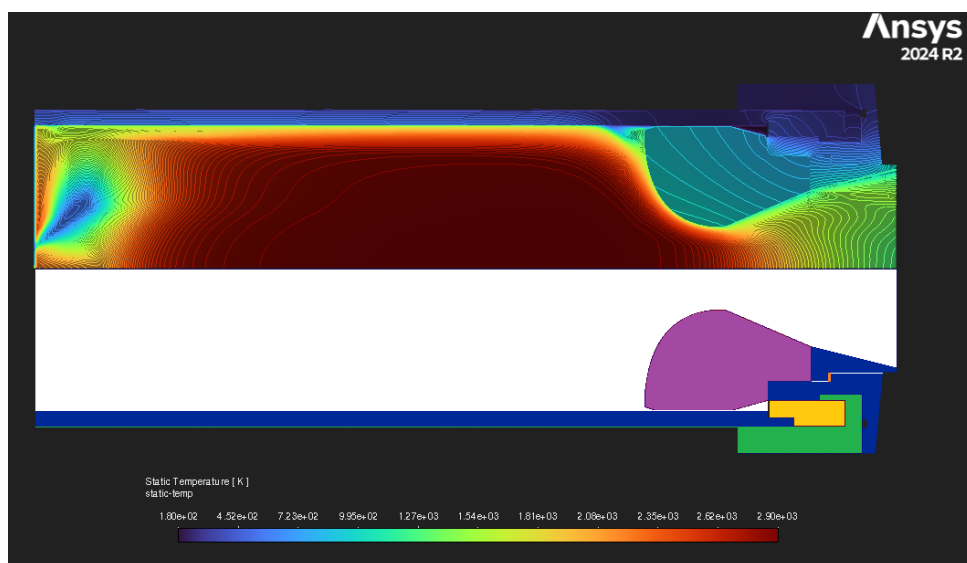


RYСУNEK 16: Rozkład temperatury w jednej z pierwszych geometrii testowanych ze stalowym płaszczem regeneratywnie chłodzonym i i wkładką dyszową z grafitu (dolna część rysunku pokazuje użyte materiały, fioletowy - grafit EG45, niebieski - stal żaroodporna, zielony - paliwo ciekłe, szary - EN-AW-6082)

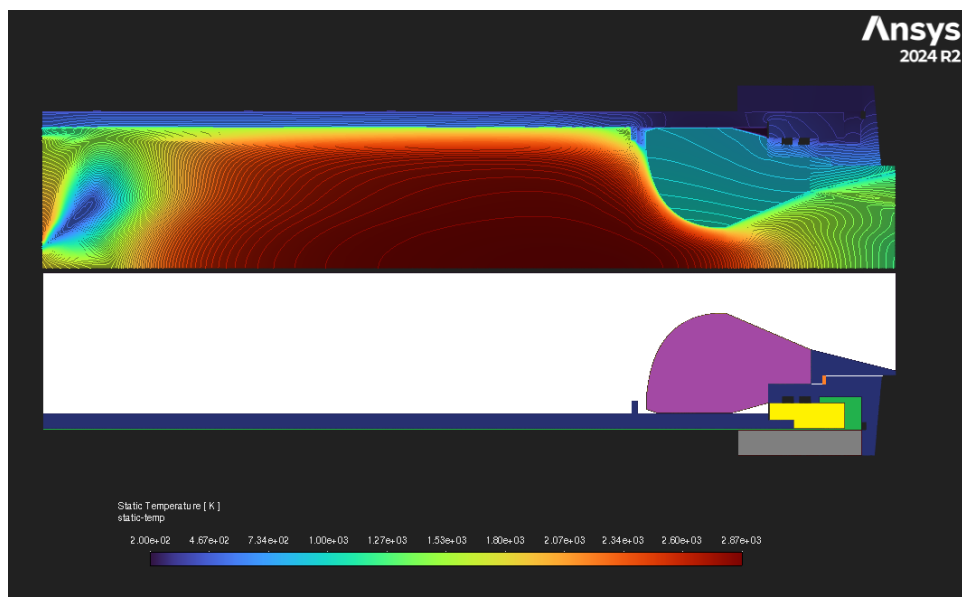


RYSUNEK 17: Rozkład temperatury w jednej trzeciej z geometrii testowanych ze stalowym płaszczem regeneratywnie chłodzonym i i wkładką dyszową z grafitu. Zwężony kanał filmcoolingu po zewnętrznej stronie grafitu zwiększa odbiór ciepła od wkładki

Kolejnych 5 iteracji używało różnych konfiguracji połączeń elementów stalowych, grafitowych i mosiężnych w budowie dyszy wieloelementowej (rysunki 18 i 19). Dodano też realistyczniejszy, z punktu widzenia współpracy, sposób wprowadzania masy, pędu i energii do komory silnika imitujący tym samym działanie wtryskiwacza zawirowującego, z kątem stożka dobranym na podstawie eksperymentalnych testów na pierwszych wykonanych wtryskiwaczach. Aby minimalizować ilość ciepła przekazywaną pomiędzy elementami na drodze komponent żarowytrzymały - komponent chłodzony z uszczelnieniami - obudowa aluminiowa, w złożeniu przewidziano jedynie niewielkie powierzchnie pasowania się elementów do siebie i duże luzy które po wypełnieniu się gazem limitować będą strumienie ciepła płynące do uszczelnień i obudowy.



RYSUNEK 18: Rozkład temperatury w jednej z pierwszych geometrii testowanych ze stalowym płaszczem regeneratywnie chłodzonym i i wkładką dyszową z grafitu (dolna część rysunku pokazuje użyte materiały, fioletowy - grafit EG45, niebieski - stal żaroodporna, zielony - paliwo ciekłe, szary - EN-AW-6082)



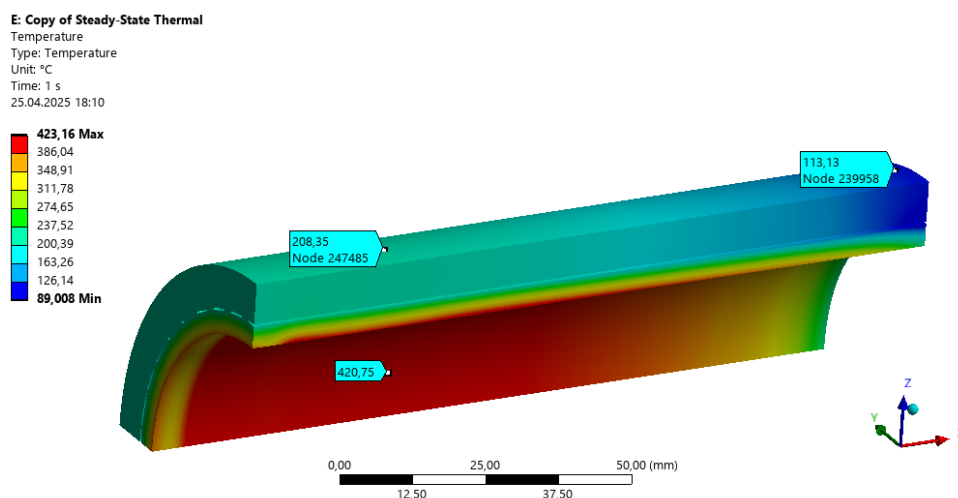
RYSUNEK 19: Rozkład temperatury finalnej (ósmej) geometrii. Chłodzenie regeneratywne płaszcza stalowego i film cooling wieloelementowej wkładki z grafitu w siodle ze stali żaroodpornej (dolna część rysunku pokazuje użyte materiały, fioletowy - grafit EG45, niebieski - stal żaroodporna, zielony - paliwo ciekłe, szary - EN-AW-6082, żółty mosiądz, pomarańczowy - podkładka miedziana)

Finalna geometria prezentowana na rysunku 24 posiada geometrię kolektora, kanałów chłodzących, udziały strumieni film-cooling'u i rozkład komponentów dyszy (po uwzględnieniu aspektów technologiczności i montażu) bazujący właśnie na 8-mej iteracji komory z analiz CHT.

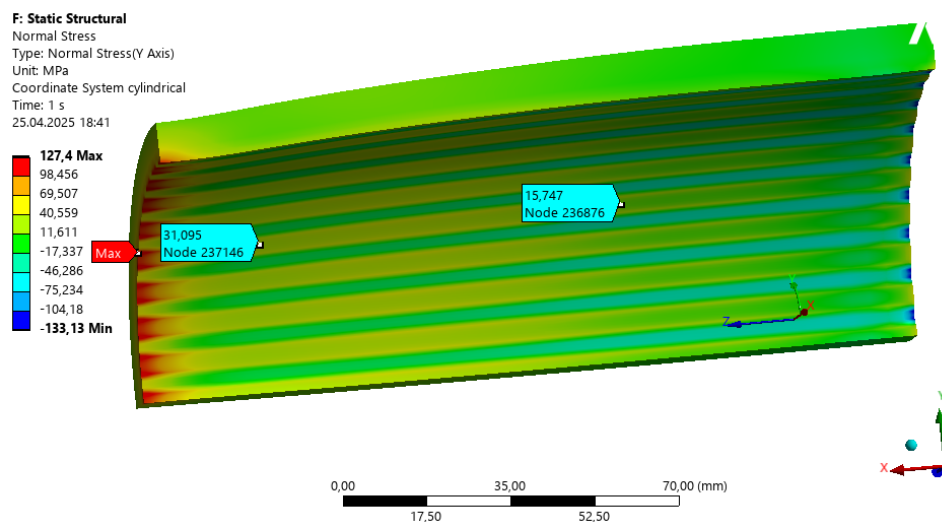
3.2 Analizy wytrzymałościowe MES

Kolejnym etapem było sprawdzenie zaproponowanych rozwiązań konstrukcyjnych pod kątem wytrzymałości. W pierwszym krokiem było przeniesienie profilu temperatury uzyskanego w wyniku obliczeń CHT na model jednej czwartej obudowy komory spalania. Krok ten widać na rysunku 20. Uwzględnienie temperatury w obliczeniach jest niezbędne z dwóch zasadniczych powodów: po pierwsze, wpływa ona na właściwości mechaniczne elementów, a po drugie, różnica w rozszerzalnościach cieplnych poszczególnych materiałów wykorzystanych do budowy silnika powoduje powstanie dodatkowych naprężeń. W skrajnych przypadkach mogą one nawet przewyższać obciążenia wywołane ciśnieniem.

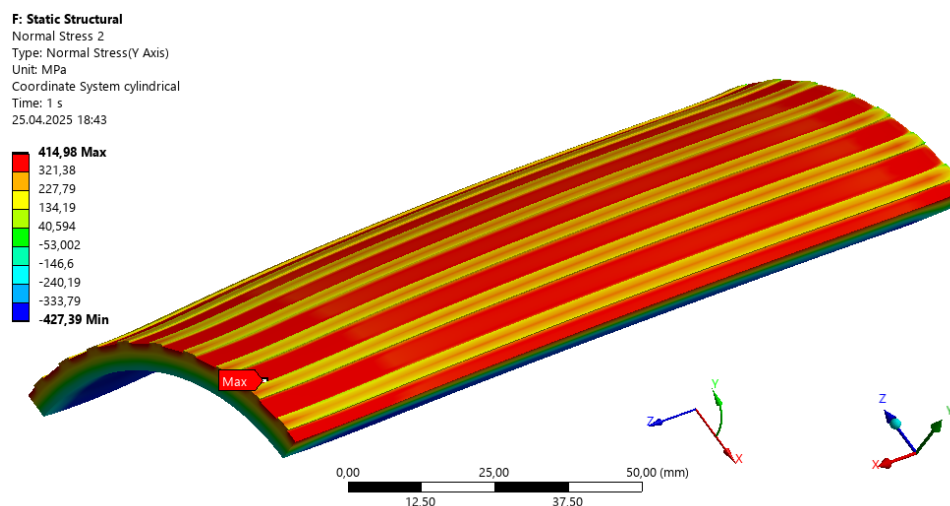
Wyniki obliczeń przedstawione są na rysunkach 21, 22 i 23. Maksymalne naprężenia nie przekraczają czterystu dwudziestu megapaskali, co skutkuje współczynnikiem bezpieczeństwa na poziomie 1,14.



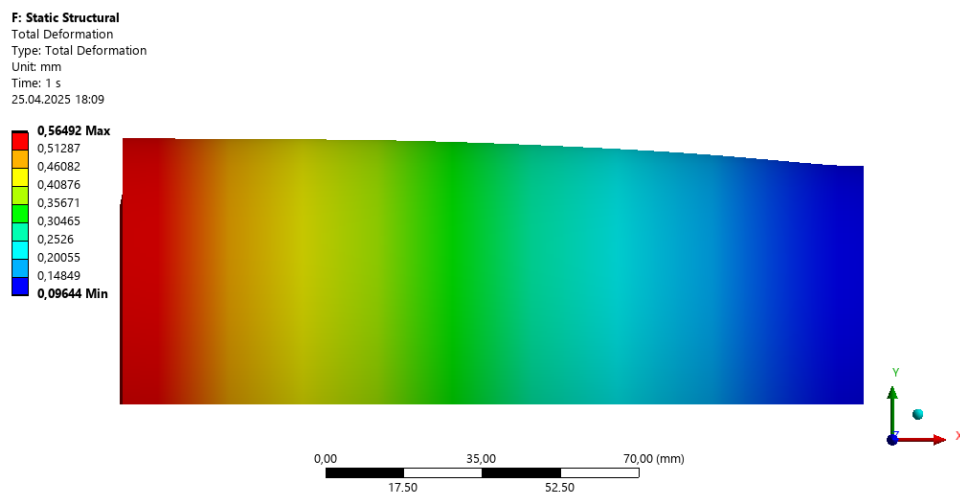
RYSUNEK 20: Rozkład pola temperatury w obudowie



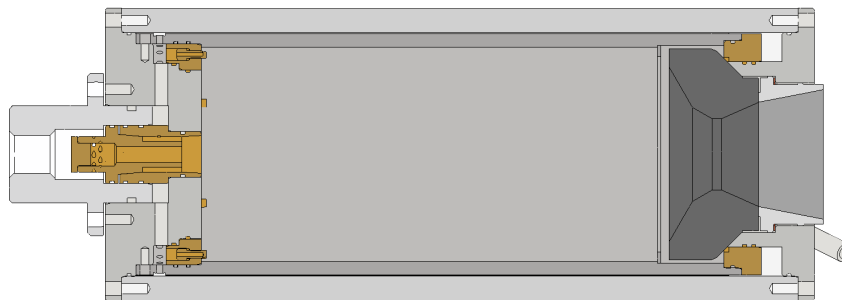
RYSUNEK 21: Naprężenia w zewnętrznej części obudowy



RYSUNEK 22: Naprężenia w wewnętrznej części obudowy



RYSUNEK 23: Całkowite odkształcenie zewnętrznej części obudowy komory spalania



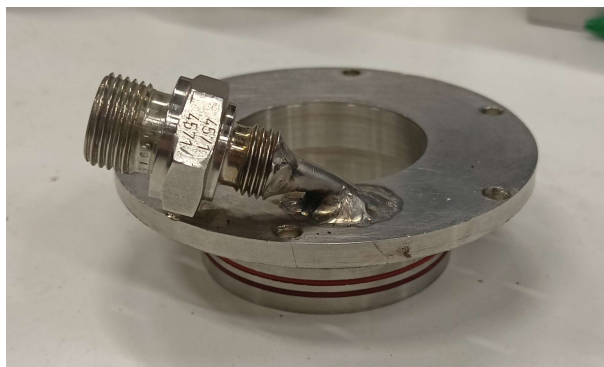
RYSUNEK 24: Przekrój przez model 3D komory spalania



RYSUNEK 25: Stalowa wkładka z widocznymi nafrezowanymi na niej kanałami

3.3 Opis konstrukcji

Zaprezentowana na rysunku 24 komora to relatywnie tani i prosty w wykonaniu wariant testowy. Jej część cylindryczna chłodzona jest regeneratywnie przy użyciu paliwa. Zanim trafi ono do kolektora wtryskowego musi przepłynąć przez specjalne kanały chłodzące wyfrezowane na zewnętrznej powierzchni wewnętrznej wkładki wykonanej ze stali żaroodpornej gatunku 1.4841, widocznej na rysunku 25. Kanały zamknięte są poprzez nałożenie zewnętrznej obudowy ze stopu aluminium 6082. W tej wersji obszar gardzieli dyszy pozostaje niechłodzony regeneratywnie, zamiast tego wykonany jest w formie wkładki grafitowej chłodzonej filmem paliwowym. Podyktowane jest to względami technologicznymi. Paliwo dostarczane jest najpierw do kolektora dyszowego, w którym jego znaczna większość trafia do kanałów chłodzących, natomiast 10% jego masy jest przekierowane i natryskiwane na wkładkę grafitową w celu zapewnienia wspomnianego już chłodzenia filmem paliwowym. Kolektor dyszowy i wkładkę ukazano na rysunkach kolejno 26 i 27. Po przebyciu całej długości płaszcz chłodzącego paliwo trafia do kolektora wtryskowego, który przekierowuje je na wtryskiwacz. Rysunek 28 pokazuje dwa egzemplarze kolektora wtryskowego. Na jednym z nich widać obrażenia odniesione podczas jednego z testów zapłonu.



RYSUNEK 26: Kolektor dyszowy wraz z przyłączem do linii paliwa



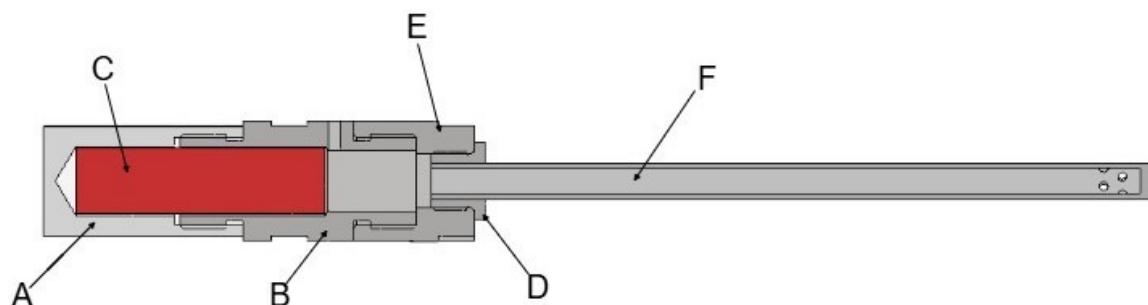
RYSUNEK 27: Graftowa wkładka dyszowa oraz część rozbieżna dyszy wykonana ze stali



RYSUNEK 28: Kolektory wtryskowe

3.4 System zapłonu

Zapłon realizowany jest za pomocą zapalnika pirotechnicznego zasilanego wymienialnymi, jednorazowymi wkładami. Ich funkcję spełniają komercyjne, stałe silniki rakietowe o małym impulsie marki Klima. Jego wylot zakończony jest długą rurką, tzw. *blast-tube*, która wkładana jest przez gardziel do komory, dzięki czemu płomień wydostaje się tuż przy wtryskiwaczu. Po udanym zapłonie zapalnik jest samoczynnie odrzucany od silnika pędem gazów wylotowych. Rysunek 29 prezentuje przekrój przez model 3D zapalnika, natomiast gotowe urządzenie ukazano na rysunku 30.



RYSUNEK 29: Model zapalnika pirotechnicznego: A), B), E) elementy obudowy; C) silnik Klima D9-P; D), F) *blast-tube*



RYSUNEK 30: Zmontowany zapalnik pirotechniczny

4 Zestawy pomiarowe stanowiska badawczego

4.1 Pomiar ciśnień wysokiej częstotliwości

4.1.1 Konstrukcja

Podstawowym elementem toru akwizycji wysokiej częstotliwości jest moduł pomiarowy Advantech USB-4716, zabudowany w dedykowanej obudowie pomiarowej (DAB – *Data Acquisition Box*). Zastosowany przetwornik A/C oferuje 16-bitową rozdzielczość oraz możliwość próbkowania z szybkością do $200 \frac{\text{kS}}{\text{s}}$ (kilo-Samples per second) [4], co umożliwia rejestrację szybkich zmian ciśnienia charakterystycznych dla układów silników raketowych. W ramach opisanej kampanii testowej moduł pracował w trybie wielokanałowym, w którym dostępna szybkość próbkowania była dzielona pomiędzy aktywne kanały. Zdecydowano się na szybkość próbkowania $10 \frac{\text{kS}}{\text{s}}$ dla każdego z nich co w przypadku każdego z testów równało się z adekwatną szybkością całkowitą zadawaną w zależności od liczby aktywowanych kanałów pomiarowych.



RYSUNEK 31: Widok boku DAB wysokiej częstotliwości



RYSUNEK 32: Widok przodu DAB wysokiej częstotliwości

Sygnały z czujników doprowadzone są do obudowy DAB poprzez zestaw złączy panelowych umieszczonych na boku obudowy (Rys.31). Każdy z kanałów wyposażony jest w przełącznik aktywujący, znajdujący się obok przełączników aktywujących zasilanie (Rys. 32). Rozwiązanie to upraszcza konfigurację torów pomiarowych i pozwala na szybką rekonfigurację stanowiska bez ingerencji w zabudowę wewnętrzną. Wewnątrz obudowy realizowana jest dystrybucja sygnałów do wejść modułu pomiarowego oraz zasilanie czujników.

4.1.2 Architektura akwizycji danych

Proces akwizycji w zastosowanym zestawie opiera się na sprzętowym buforze typu FIFO (*First In First Out*) wbudowanym w moduł USB-4716. Dane z poszczególnych kanałów zapisywane są sekwencyjnie do bufora w kolejności odpowiadającej chwilom próbkowania, co pozwala na zachowanie spójności czasowej pomiarów.

W trakcie pracy moduł pomiarowy realizuje ciągły zapis próbek do bufora FIFO aż do jego wypełnienia. W opisywanej konfiguracji po zgromadzeniu 1024 zestawów próbek następuje jednorazowy odczyt zawartości przez komputer pomiarowy. Dane przesyłane są blokowo, co ogranicza komunikację poprzez interfejs USB oraz zmniejsza ryzyko utraty próbek w warunkach podwyższonych szybkości próbkowania.

Po stronie oprogramowania w momencie przesyłu każdego zestawu danych przypisywany jest inkrementalny numer próbki oraz znacznik czasu zapisu, co pozwala na późniejszą rekonstrukcję osi czasowej sygnału oraz synchronizację pomiarów z pozostałymi źródłami danych testowych.

4.1.3 Oprogramowanie komputera pomiarowego

Komunikacja między komputerem pomiarowym a modulem akwizycji danych Advantech USB-4716 realizowana jest przez aplikację napisaną w języku C++. Warstwa ta odpowiada za bezpośrednią obsługę interfejsu sprzętowego, konfigurację parametrów pracy karty pomiarowej (szybkość próbkowania, aktywne kanały) oraz cykliczny odczyt danych z bufora FIFO. Zastosowanie języka C++ pozwala na niskie opóźnienia komunikacji oraz stabilną pracę całej warstwy programowej.

Nad warstwą sprzętową zaimplementowano interfejs użytkownika w języku Python 3, pełniący rolę warstwy nadrzędnej systemu. Interfejs umożliwia podstawowe sterowanie procesem akwizycji – rozpoczęcie oraz zakończenie zapisu. Rozdzielenie systemu na warstwę niskopoziomową (C++) oraz warstwę aplikacyjną (Python) pozwala na zachowanie wysokiej wydajności akwizycji przy jednoczesnym zapewnieniu elastyczności rozwoju i łatwości obsługi systemu przez użytkownika.

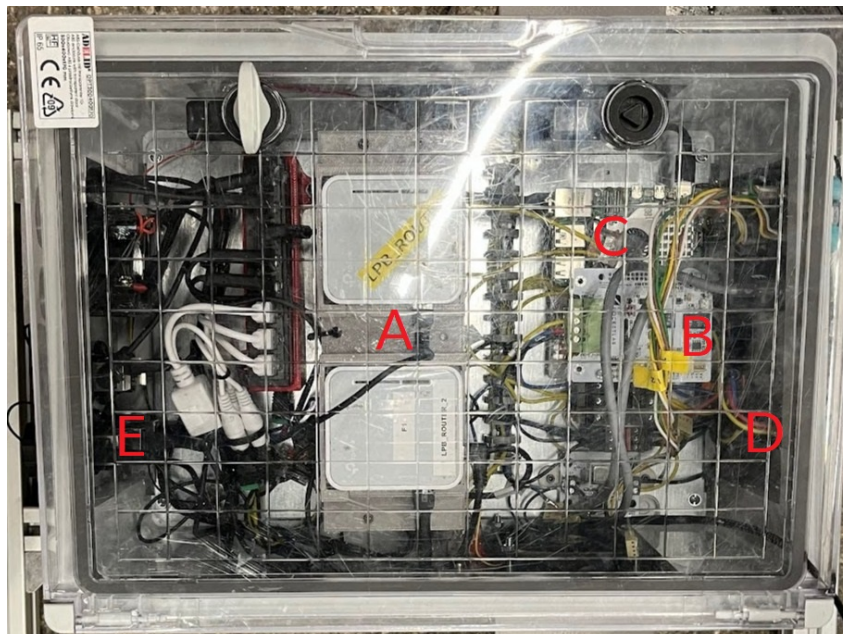
4.1.4 Wykorzystanie czujniki ciśnienia

Do pomiarów ciśnienia w układzie paliwowym oraz w komorze spalania zastosowano miniaturowe czujniki piezorezystywne Kulite ETM-500-375M [3] o zakresie pomiarowym do 100 bar. Wybrane zostały ze względu na: wysoką częstotliwość własną umożliwiającą rejestrację krótkotrwałych impulsów ciśnienia – zapłon czy oscylacje spalania – bez istotnego tłumienia amplitudy sygnału oraz wysoką powtarzalność pomiarów.

4.2 Pomiar ciągu oraz ciśnień niskiej częstotliwości

4.2.1 Konstrukcja

Niezależnie od toru pomiarowego przeznaczonego do rejestracji sygnałów z wysoką szybkością próbkowania, podczas testów wykorzystany był również drugi, równoległy zestaw pomiarowy (Rys. 33) pracujący z niższą szybkością próbkowania. Układ ten realizował akwizycję danych z częstotliwością 120 próbek na sekundę.



RYSUNEK 33: Widok wnętrza DAB niskiej częstotliwości: **A** – routery WI-FI umożliwiające bezprzewodową komunikację komponentów, **B** – płytka drukowana odpowiedzialna za dystrybucję energii pomiędzy komputerem jednopłytkowym, routerami, wiatrakami i switchem internetowym, **C** – komputer jednopłytkowy Raspberry Pi, **D** – wejścia oraz wyjścia zewnętrzne, **E** – antena komunikacyjna oraz złącza PoE kamer wizyjnych

Zestaw niskoczęstotliwościowy wykorzystywał dwa niezależne przetworniki analogowo-cyfrowe, odpowiedzialne odpowiednio za pomiar ciśnienia i sygnałów z belek tensometrycznych wykorzystywanych do estymacji ciągu. Taki podział umożliwiał równoległą akwizycję obu wielkości bez wzajemnego oddziaływania torów pomiarowych.

Centralnym elementem systemu był komputer jednopłytkowy Raspberry Pi, pełniący rolę rejestratora danych. Oprogramowanie zestawu zostało w całości zaimplementowane w języku Python 3 i bazowało na już wcześniej wykorzystywanych rozwiązaniach sprawdzonych podczas wcześniejszych kampanii testowych. Dzięki temu system ten charakteryzował się wysoką ufnością oraz stabilnością pomiarową.

4.2.2 Wykorzystanie czujniki

Do pomiaru ciśnienia w zestawie pomiarowym niskiej częstotliwości użyto czujników elektronicznych IFM PU5402 [1] o zakresie pomiarowym do 100 bar. Wybrane zostały z powodu wysokiej dokładności i powtarzalności pomiarów.

W przypadku pomiarów ciągu wykorzystane zostały tensometry Zemic L6E [2] o zakresie pomiarowym do 100 kg nacisku oferując tym samym bezpieczny zapas zakresu pomiarowego.

5 Kampania testowa

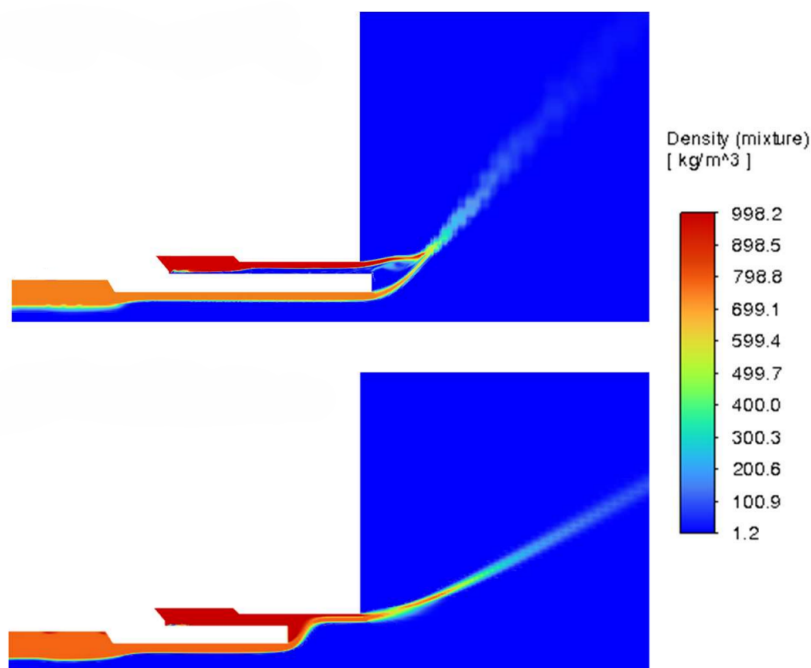
Kampania testowa składała się z serii testów. W początkowej fazie były to testy poszczególnych podzespołów. Po optymalizacji podzespołów na podstawie danych z takich testów i uzyskaniu zadowalających wyników, w kolejnym etapie zostało złożone stanowisko z pełnym złożeniem silnika i przetestowane "na zimno" bez zapłonu silnika. Po kolejnej analizie danych i kolejnych poprawkach w konstrukcji została złożona ostateczna konfiguracja silnika i przetestowana w trakcie pełnego cyklu pracy wraz z zapłonem.

5.1 Testy wtryskiwacza

Wtryskiwacz został wstępnie zaprojektowany jako współosiowy wtryskiwacz na podstawie modelu analitycznego zaproponowanego przez Bazarowa [6]. Utleniacz doprowadzany jest przez wewnętrzną komorę wirową, natomiast paliwo przepływa przez zewnętrzną komorę zawirowującą. Aby umożliwić prawidłową pracę wtryskiwacza w konfiguracji ciecz-ciecz konieczne jest utrzymanie temperatury roboczej

N_2O w zakresie od $-20^{\circ}C$ do $-10^{\circ}C$, a system chłodzenia komory spalania został tak zaprojektowany, aby nie przekraczać temperatury nasycenia paliwa, wynoszącej $80^{\circ}C$.

Projektowy spadek ciśnienia na wtryskiwaczu to 22 bar i ta wartość została przyjęta dla wszystkich analiz. Analizy CFD przeprowadzono w celu wyboru kierunku przepływu oraz szerokości szczeliny pomiędzy wylotami. Przeprowadzone analizy wykazały, że lepsze mieszanie oraz bardziej stabilną pracę, ocenianą na podstawie charakterystyki rozpylania, uzyskano dla szczeliny o szerokości 6 mm oraz konfiguracji z przeciwnym kierunkiem wirowania (rys. 34).



RYSUNEK 34: Pole gęstości w zależności od konfiguracji szczeliny: od +1 mm do -6 mm

Na etapie projektowania rozpatrzono trzy konfiguracje wtryskiwacza. Pierwsza została przeznaczona do wstępnych badań, dopracowania analiz numerycznych oraz testów zapłonu przy obniżonym stosunku utleniacza do paliwa. Druga konfiguracja przeznaczona była na badania na docelowym stosunku utleniacza do paliwa (≈ 2). Trzecia, ostateczna konfiguracja została zaprojektowana i zbudowana na podstawie analiz i wniosków z pierwszych dwóch konfiguracji przy dodatkowym uwzględnieniu niedoszacowania strumienia utleniacza, wynikającego z możliwości pracy przy mniej efektywnym chłodzeniu niż zakładane projektowe. Wymiary obu konfiguracji przedstawiono w tabeli 2.

Konfiguracja	Średnica wylotu komory [mm]	Średnica komory wtryskiwacza [mm]	Średnica otworów wlotowych [mm]	Liczba otworów
A – wewnętrzna	5	7	1,5	6
A – zewnętrzna	10	11	1,5	3
B – wewnętrzna	5	7	1,1	12
B – zewnętrzna	12	11	1,2	3
C – wewnętrzna	7	7	1,1	12
C – zewnętrzna	10	14	1,2	3

TABELA 2: Charakterystyczne wymiary poszczególnych wtryskiwaczy

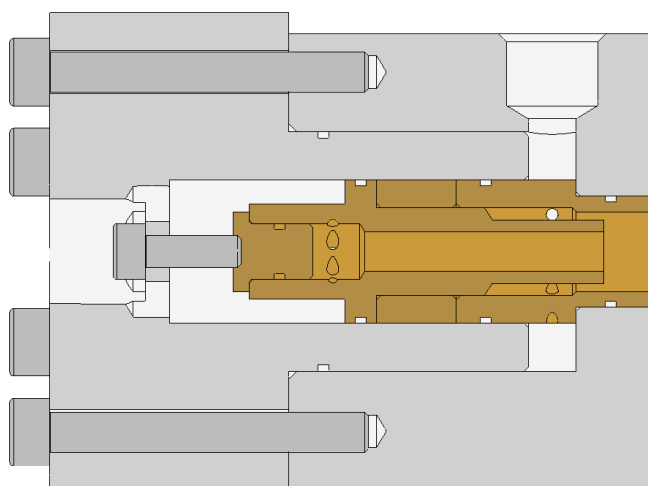
W celu weryfikacji analiz oraz działania zbudowanego wtryskiwacza, zostały przeprowadzone testy ciśnieniowe na 15 bar (przewidywany spadek ciśnienia na wtryskiwaczu) przy użyciu wody i azotu. Układ testowy widoczny jest na rysunku 35. Woda pod ciśnieniem 15 bar była puszczana na wtryskiwacz, który ustawiony był nad trójwymiarowym paternatorem. Podczas tych badań analizowano wpływ szerokości szczeliny na kształt stożka rozpylania oraz stabilność współczynnika przepływu (Cd).

Badania wykazały dobrą korelację z analizami dla wewnętrznego wtryskiwacza oraz zmienne w zakresie 50% CdA dla zewnętrznej komory wtryskiwacza, co wynikała z błędów montażowych spowodowanych nie

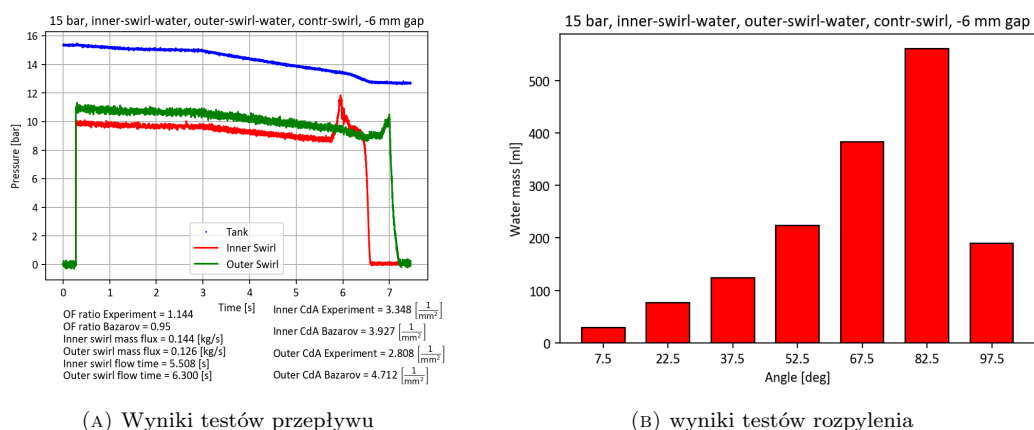
osiowością osadzenia obu komór wtryskiwacza, co udało się wyeliminować przy zastosowaniu połączenia stożkowego między komorami. Wykresy z wynikami widoczne są na rysunkach 36.

Przy tych testach wtryskiwacz współosiowy posiadał sześć otworów o średnicy $1,5\text{ mm}$ dla utleniacza oraz trzy otwory o średnicy $1,5\text{ mm}$ dla paliwa, co przekłada się na stosunek utleniacza do paliwa bliski 1 w zależności od szerokości badanej szczeliny pomiędzy wylotami wtryskiwacza. Rysunek 37a przedstawia wtryskiwacz w pierwszej konfiguracji testowej z największym przesunięciem wylotów z komór (6 mm). W celu oceny wpływu niskich wartości O/F na niezawodność zapłonu silnika, w kolejnych konfiguracjach był zwiększany przepływ przez komorę wewnętrzną. Druga iteracja wtryskiwacza (rysunek 37b) ma 12 otworów o średnicy $1,1\text{ mm}$ w komorze wewnętrznej oraz trzy otwory o średnicy $1,2\text{ mm}$ w komorze zewnętrznej, co przekłada się na O/F bliski 1,5 dla szczeliny między komorami 6 mm . Analizy tej konfiguracji wykazały niedostateczne mieszanie co przełożyło się na niższą sprawność spalania.

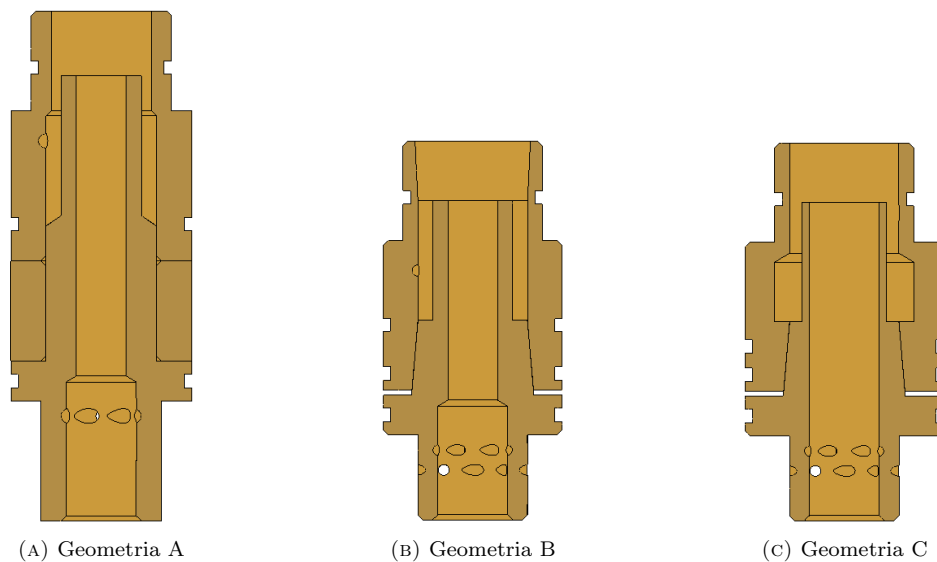
Ostateczna konfiguracja wtryskiwacza (rys. 37c) posiada 12 otworów o średnicy $1,1\text{ mm}$, a komora zewnętrzna trzy otwory o średnicy $1,2\text{ mm}$, co daje O/F bliskie 2. Wylot komory zewnętrznej został powiększony w celu osiągnięcia większej prędkości obwodowej. Korzystając z wniosków z poprzednich testów oraz studium literatury [8] wprowadzono dodatkowe zmiany w komorze wewnętrznej zwiększając średnicę do 7 mm i zmieniając konfigurację na typ otwarty, co przekłada się na dodatkową zaletę w postaci środka ostrożności w razie niewystarczającego schłodzenia utleniacza, poszerza zakres pracy. Po szeregu testów trzecia konfiguracja okazała się spełniać założenia projektowe i mogła zostać wykorzystana do dalszych testów silnia w pełnym złożeniu.



RYSUNEK 35: Układ testowy wtryskiwacza



RYSUNEK 36: Wyniki testów wtryskiwacza



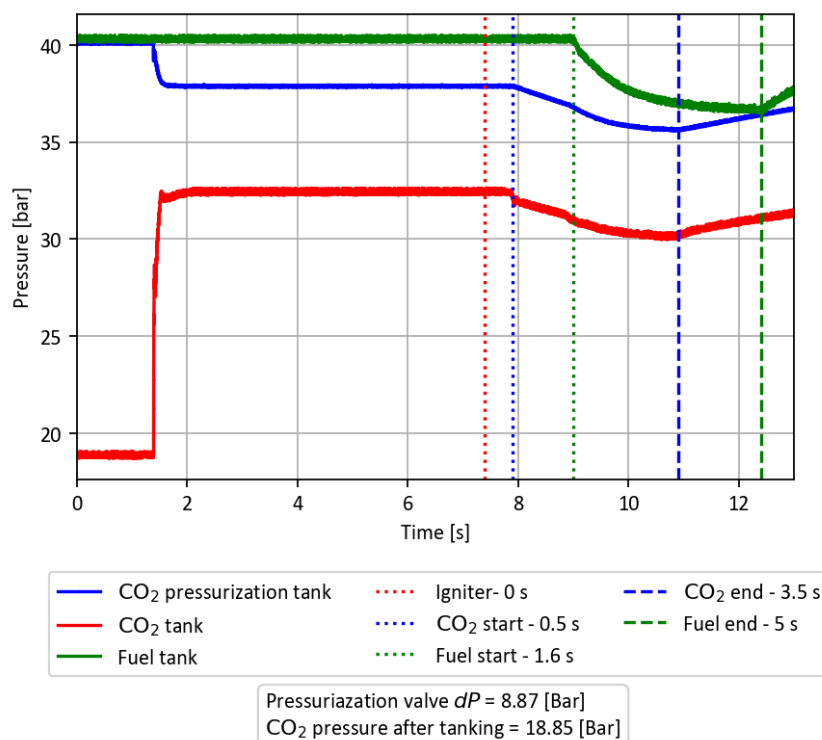
RYSUNEK 37: Trzy konfiguracje wtryskiwacza

5.2 Testy przepływu na zimno

Na rysunku 38 przedstawione jest stanowisko do testów "na zimno" komory spalania. Wykres ukazany na rysunku 39 prezentuje wyniki pierwszego pomyslnego testu.



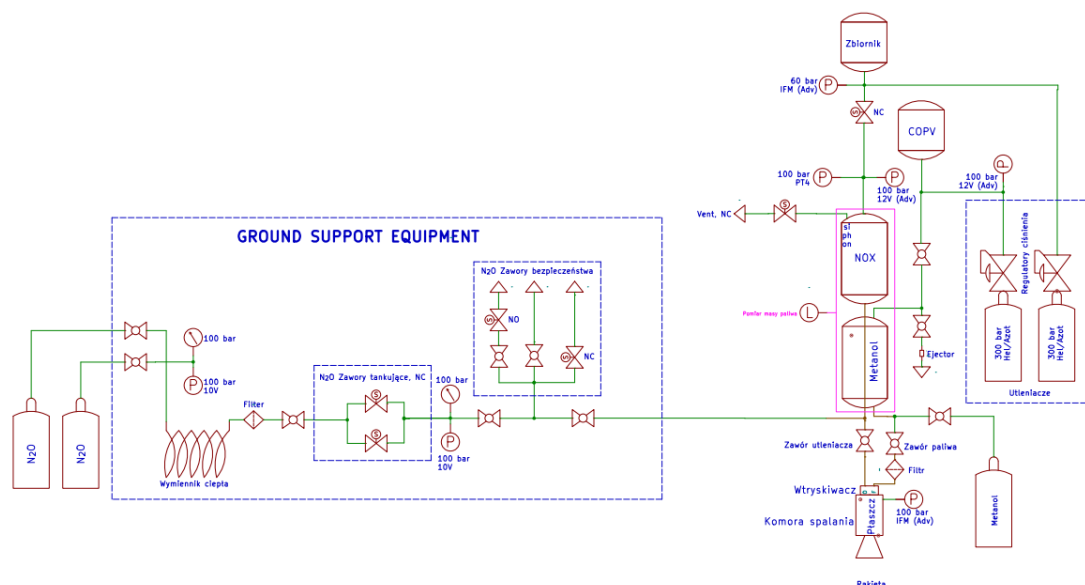
RYSUNEK 38: Stanowisko testowe do testów "na zimno" silnika na paliwa ciekłe



RYSUNEK 39: Wyniki pierwszego testu "zimnego"

5.3 Testy palne

Stanowisko testowe przedstawiono na rysunku 40, składa się z dwóch części: GSE, odpowiedzialnej za tankowanie N_2O oraz silnika i zbiorników.



RYSUNEK 40: Schemat stanowiska testowego

Głównymi celami kampanii testowej były weryfikacja procedur zapłonu i wyłączenia silnika oraz ocena wydajności wtryskiwacza. Dodatkowo testy posłużyły do oceny zdalnego systemu tankowania utleniacza oraz autorskich układów akwizycji danych. Testowana konfiguracja obejmowała komorę spalania bez chłodzenia regeneracyjnego oraz uproszczoną dyszę. Komora ta, wraz z dennicami dyszowymi ukazana

jest na rysunku 41. Kolektor wtryskowy miał taką samą postać, co złożenie docelowe. Dla zapewnienia bezpieczeństwa podczas wstępnych prób czas spalania ograniczono do 3 s.



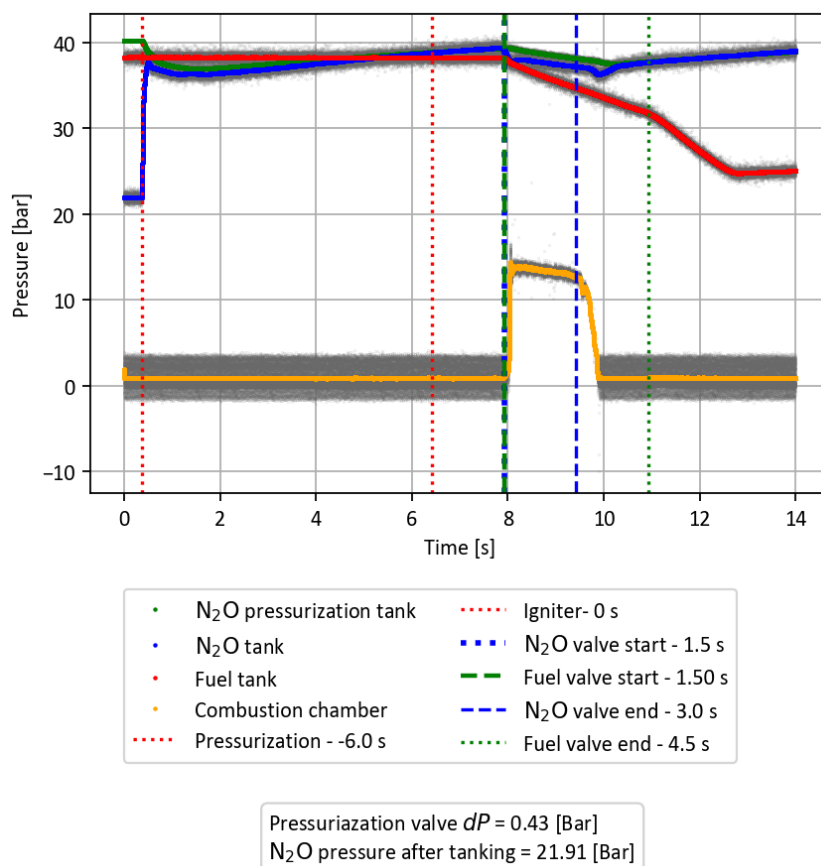
RYSUNEK 41: Inercyjnie chłodzona wersja komory spalania przeznaczona do testów zapłonu

Podczas wstępnych testów zapłonu zawory utleniacza i paliwa otwierano jednocześnie, z 1,5-sekundowym opóźnieniem po aktywacji zapalnika. Aby osiągnąć pożądane parametry pracy, utleniacz schłodzono do -10°C . Po zapłonie, silnik pracował w warunkach nominalnych przez 1,5 s. Sekwencja wyłączenia zaczynała się od zamykania zaworu utleniacza, a po 1 s zamykanie zaworu paliwa. Wyniki i sekwencja zapłonu z drugiego testu zapłonu przedstawiono na rysunku 42. Wydajność spalania wykazała wyższy przepływ paliwa i utleniacza w porównaniu do modelu analitycznego wtryskiwacza.

Po pierwszych testach zapłonu badania kontynuowane były na kolejnej iteracji komory spalania zbudowanej po wprowadzeniu poprawek po pierwszych testach. W tych testach została użyta komora spalania z regeneracyjnie chłodzonym płaszczem oraz powierzchniowym chłodzeniem wtryskiwacza i dyszy (ang. film cooling). Dodatkowo zmieniona została geometria dyszy rozbieżnej. Przeprowadzono 10 sekundowy test palny w celu sprawdzenia wydajności układu chłodzenia podczas długotrwałej pracy. Zgodnie z symulacjami CHT (opisanymi w rozdziale 3.1) oraz testem, komponenty silnika osiągnęły równowagę termiczną po około 4-5 sekundach pracy. Stanowisko testowe widoczne jest na rysunku 43.

Sekwencja zapłonu pozostała bez zmian. Utleniacz schłodzono do -5°C (ciśnienie nasycenia 290 kPa). Przepływ utleniacza i paliwa rozpoczął się jednocześnie 1,5 s po aktywacji zapalnika. Procedura wyłączenia silnika rozpoczęła się od zamknięcia zaworu utleniacza, a po 0,5 s zaworu paliwa. Wyniki testu przedstawiono na rysunku 44. Rysunek 45 przedstawia zdjęcie pracującego silnika podczas testu palnego.

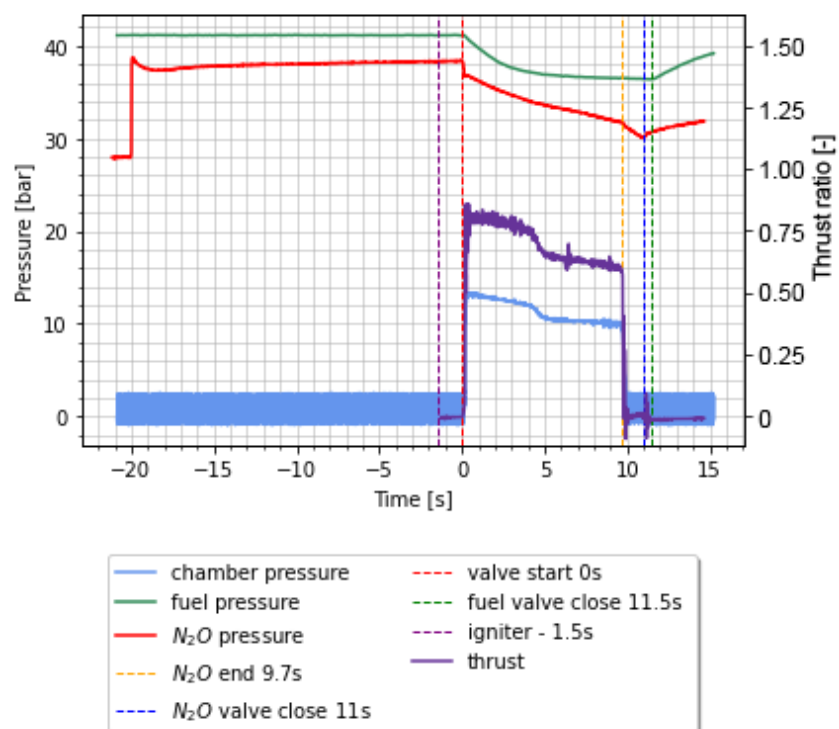
Praca układu chłodzenia przebiegła prawidłowo - żaden komponent nie uległ uszkodzeniu termicznemu. Daje to obiecujące wnioski do przyszłych badań i rozwoju silników na paliwo ciekłe.



RYSUNEK 42: Wykres ciśnienia i sekwencji startowej po pierwszych testach



RYSUNEK 43: Stanowisko testowe do testów palnych silnika na paliwa ciekłe - konfiguracja ze zbiornikami małej pojemności do testów zapłonu



RYSUNEK 44: Wykres ciśnienia i ciągu z testu docelowej konfiguracji



RYSUNEK 45: Klatka z nagrania pracującego silnika

Bibliografia

- [1] Ifm pressure transducer datasheet. <https://docs.rs-online.com/b172/0900766b813361bb.pdf>, 2014. Datasheet.
- [2] Type l6e load cell datasheet. https://www.zemiceurope.com/media/Documentation/L6E_Datasheet.pdf, 2014. Datasheet.
- [3] Miniature 5vdc output pressure transducer datasheet. <https://kulite.com//assets/media/2019/02/ETL-500-375.pdf>, 2019. Datasheet.
- [4] 16-ch multifunction daq usb module datasheet. [https://advdownload.advantech.com/productfile/PIS/USB-4716/file/USB-4716_DS\(121621\)20211220135341.pdf](https://advdownload.advantech.com/productfile/PIS/USB-4716/file/USB-4716_DS(121621)20211220135341.pdf), 2021. Datasheet.
- [5] D. R. Bartz. Survey of relationships between theory and experiment for convective heat transfer in rocket combustion gases. *Advances in Rocket Propulsion*, 1968.
- [6] VG Bazarov. Liquid injector dynamics. *Mashinostroenie, Moscow*, pages 385–429, 1979.
- [7] F.P. Incropera, D.P. DeWitt, T.L. Bergman, and A.S. Lavine. *Introduction to Heat Transfer*. John Wiley & Sons Inc., Hoboken, New Jersey, 2017.
- [8] Daniel L. DeLong Jeffrey K. Greason, Douglas B. Jones. Micro-coaxial injector for rocket engine, 2007.