

ANALIZA WYKONALNOŚCI REGENERACYJNEGO SYSTEMU CHŁODZENIA SILNIKA RAKIETOWEGO PRZY WYKORZYSTANIU EKOLOGICZNYCH MATERIAŁÓW PĘDNYCH

Kamil Sobczak
Instytut Lotnictwa

Streszczenie

W artykule przedstawiona zostanie metoda i obliczenia układu chłodzenia silnika raketowego zasilanego ciekłym tlenem i ciekłym metanem. Określone zostaną kluczowe parametry wpływające na sprawne działanie układu chłodzenia, a wykonane analizy pozwolą na sprawdzenie:

- niezawodności funkcjonowania poszczególnych elementów układu chłodzenia w zakresie dopuszczalnych i przewidywanych obciążeń
- potencjalnych obszarów podatnych na uszkodzenia, ich identyfikację, kontrolę lub przeprojektowanie, ograniczenie masy

WSTĘP

Opracowanie wydajnego systemu chłodzenia komory i dyszy silnika raketowego jest jednym z podstawowych etapów procesu projektowania. Złożoność rozpatrywanego systemu wiąże się z obecnością wzajemnie na siebie oddziałujących mechanizmów wymiany ciepła: konwekcji, radiacji i przewodzenia.

CHŁODZENIE AKTYWNE

Rozwiązanie konstrukcyjne, w którym zapewniona jest cyrkulacja czynnika chłodzącego omywającego te części konstrukcji, które narażone są na kontakt z gorącymi gazami jest określane mianem chłodzenia aktywnego.

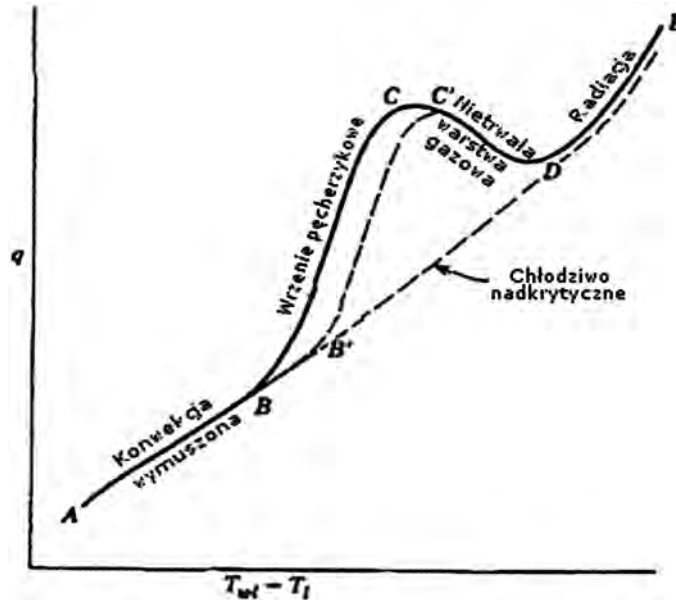
Przepływ gorących gazów z bardzo dużą prędkością przez komorę spalania i dyszę generuje strumień ciepła, który na drodze konwekcji i promieniowania przekazywany jest do ścianki wewnętrznej. Następnie ciepło na drodze przewodzenia przepływa przez ścianę i w kontakcie z płynem chłodzącym zachodzi jego podgrzanie.

$$q_{\text{całkowite}} = q_{\text{konwekcja}} + q_{\text{radiacja}}$$

$$q_{\text{konwekcja}} = \alpha_{\text{gs}} \cdot (T_2 - T_{\text{gs}})$$

$$q_{radiacja} = \varepsilon \cdot \sigma \cdot \left(\frac{T_g}{100} \right)^4$$

Warunkiem koniecznym do zaistnienia możliwości chłodzenia jest to by ciepło generowane przez gorące spaliny nie przekroczyło dopuszczalnej pojemności cieplnej czynnika chłodzącego – stabilny zakres pracy (linia ciągła od punktu A poprzez B, aż do C; rys 1). W przeciwnym wypadku nastąpi całkowite odparowanie czynnika chłodzącego i ścianka ulegnie przepaleniu.



Rys. 1. Zakresy pracy aktywnego, zewnętrznego chłodzenia. Źródło [1]

Strumień ciepła w silnikach raketowych osiąga wartości nawet do 160 MW/m^2 , na przykładzie SSME [2]. Natomiast silnik Vulcain generuje strumienie ciepła o wartościach dochodzących do ok. 80 MW/m^2 [2], przy wydatku całkowitym równym 320 kg/s i ciśnieniu w komorze wynoszącym 115 bar .

Więc skuteczne rozwiązanie problemu chłodzenia sprowadza się do tego, aby w założonych warunkach działania silnika (ciśnieniu w komorze p_c , temperaturze T_2 i wydatku m) spełnić poniższe wymagania:

- utrzymania dopuszczalnej temperatury T_{gs} na ściance, w obszarze przekroju krytycznego o najwyższym strumieniu ciepła, która nie wpłynie na przekroczenie wytrzymałości ścianki
- zapewnienia temperatury cieczy na wyjściu z kanału chłodzenia na poziomie niższym niż temperatura wrzenia. Warunek ten będzie spełniony, gdy całkowity strumień cieplny będzie mniejszy niż pojemność cieplna cieczy chłodzącej.

Otrzymuje się to poprzez prawidłowo zaprojektowane płaszcze lub kanały chłodzenia przylegające do głowicy wtryskowej, komory i dyszy, które pozwalają również na zwiększenie bezpieczeństwa i niezawodności pracy silnika.

Dążenie do uzyskania wyższych osiągnięć silnika raketowego jest możliwe dzięki:

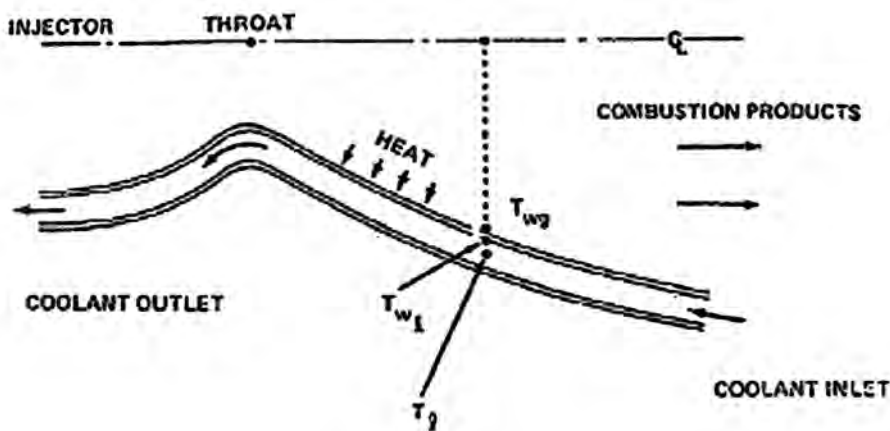
- zastosowaniu bardziej energetycznych materiałów pędnych
- wykorzystaniu wyższych ciśnień w komorze

W obydwu przypadkach jednak następuje wzrost strumienia ciepła wynikający ze zwiększania obciążeń cieplnych i gęstości przepływającego gazu.

Określenia wielkości, o jaką podniesie się strumień konwekcyjny dokonuje się w oparciu o zależność na stosunki ciśnień $(p''/p')^{0,8}$ [3]. Również wzrost cząstkowych ciśnień gazów silnie promieniujących wpłynie na intensywność wymiany ciepła poprzez radiację, której charakter jest proporcjonalny do wykładnika potęgi temperatury.

MODEL TERMODYNAMICZNY

W opisie pół-empirycznym najtrudniejszym problemem do rozwiązania jest oszacowanie współczynnika przejmowania ciepła, który w zależności od przyjętego modelu będzie najdokładniej odpowiadał warunkom rzeczywistej konstrukcji.



Rys. 2. Mechanizm chłodzenia aktywnego. Źródło [4]

Wartość współczynnika przejmowania ciepła wyrażona jest poniższym wzorem [3] uwzględniającym wpływ parametrów takich jak:

- skład spalin i ich właściwości
- temperatura gorących gazów
- temperatura ściany wewnętrznej
- prędkość i ciśnienie przepływu

$$\alpha_{gs} = 0,0162 \frac{\lambda_{gs}^{0,18}}{d^{0,18}} (\rho v c_{p,gs})^{0,82} \left(\frac{T_2}{T_{gs}} \right)^{0,35} \quad (1)$$

Również w przypadku przepływu chłodziwa w kanale chłodzenia należy określić współczynnik przejmowania ciepła ze ścianki. W tym celu przyjmując, że przepływ jest wymuszony i nieściśliwy, słuszna jest empiryczna zależność:

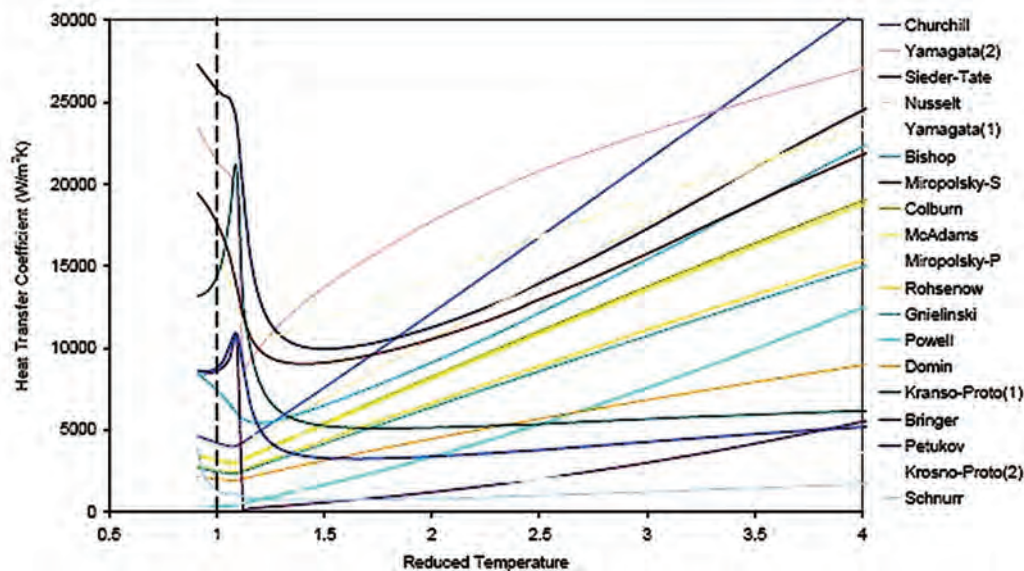
$$\alpha_c = 0,023 \frac{\lambda_{pc}^{0,4}}{(g \mu_c)^{0,4}} (\lambda_c)^{0,6} \left(\frac{\gamma_c v}{d_c^{0,2}} \right)^{0,8} \quad (2)$$

Powyższy wzór jest zmodyfikowaną wersją zależności Dittus'a-Boelter'a [5] dla przepływów całkowicie turbulentnych przy założeniu stałych właściwości płynu. Modyfikacji uległy własności, które w programie są wyliczane dla średniej temperatury w warstwie przyściennej:

$$T_{ref} = (T_\infty + T_s) / 2$$

Z Rys. 3 wynika, że jednoznaczność określenia współczynnika przejmowania, nawet przy ściśle zdefiniowanych warunkach, w znacznej mierze zależy od przyjętego modelu go opisującego.

Na strumień ciepła oprócz konwekcji wpływ ma także radiacja, którą uwzględniono dla dwóch najbardziej promieniujących gazów, CO₂ oraz H₂O, zgodnie ze wzorami [3]:



Rys. 3. Wartość współczynnika przejmowania dla wodoru w zależności od przyjętego modelu w funkcji temperatury zredukowanej; $Pr=1.6$, $Re_b=2e6$, $T_s=300K$, $D=0.01m$, $x/D=40$.
Źródło [4]

$$q_{CO_2} = 4,07 \cdot \sqrt[3]{p_{CO_2} l} \cdot \left[\left(\frac{T_2}{100} \right)^{3,5} - \left(\frac{T_{gs}}{100} \right)^{3,5} \right] \quad (3)$$

$$q_{H_2O} = 4,07 \cdot p_{H_2O}^{0,8} \cdot l^{0,6} \cdot \left[\left(\frac{T_2}{100} \right)^3 - \left(\frac{T_{gs}}{100} \right)^3 \right] \quad (4)$$

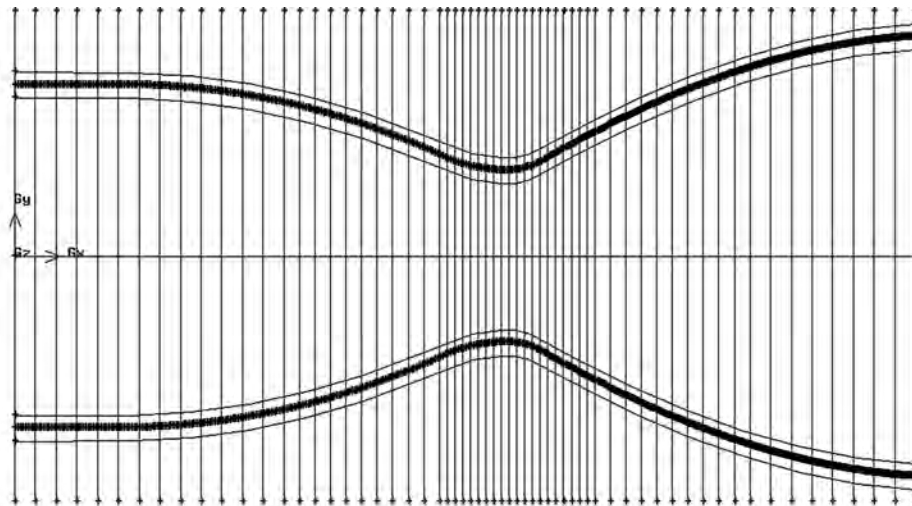
OBLICZENIA WYMIANY CIEPŁA W UKŁADZIE CHŁODZENIA AKTYWNEGO

Opis zasady działania systemu chłodzenia aktywnego opiera się na założeniu równowagi bilansu strumieni ciepła. Wtedy poprzez zrównoważenie i przyjęcie warunków, że ciepło wydzielane w trakcie pracy silnika nie zależy od czasu działania silnika, można określić rozkład temperatur we wszystkich punktach silnika.

W tym celu opracowano program, który w sposób iteracyjny i przy uwzględnieniu:

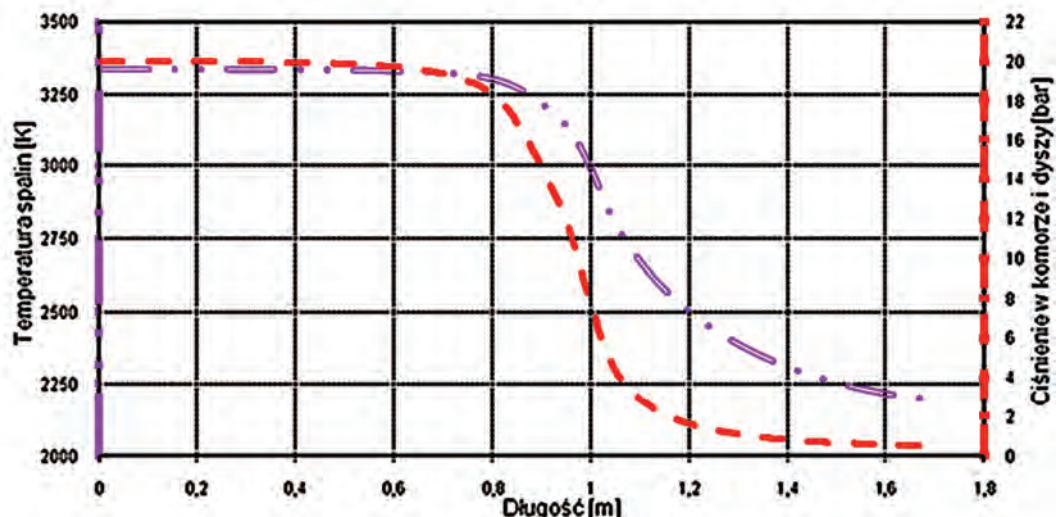
- rzeczywistego rozkładu ciśnienia, temperatury i prędkości przepływu w komorze i dyszy silnika raketowego oraz stałego składu spalin, „zamrożonego” w końcowym przekroju komory spalania, pozwala na oszacowanie współczynnika przejmowania ciepła od gorących gazów do ścianki zgodnie ze wzorem (1)
- geometrii przestrzeni, w której przepływa czynnik chłodzący, jako płaszcza chłodzącego o stałej wysokości kanału
- oszacowania współczynnika przejmowania ciepła od strony czynnika chłodzącego, zależnie od prędkości przepływu, parametrów fizycznych w funkcji temperatury i ciśnienia zgodnie ze wzorem (2);
- zmianę współczynnika przewodzenia materiału, z którego wykonana jest ścianka oddzielająca gorące gazy wylotowe od cieczy chłodzącej, w funkcji temperatury.

Schemat przedstawiony na Rys. 4 obrazuje podział geometrii silnika na węzły, w których przeprowadzono obliczenia.



Rys. 4. Węzły obliczeniowe

Pierwszy krok to wczytanie plików, w których zawarte są informacje o geometrii silnika, parametrach przepływu oraz składzie spalin na końcu komory spalania, utworzonych w programach REGANP[6] i VisualCea [7]. W ten sposób można przeprowadzić obliczenia dla różnych konfiguracji geometrycznych silnika.



Rys. 5. Zaimportowana charakterystyka temperatury i ciśnienia

Warunek początkowy definiowano poprzez wprowadzenia w formie pliku rozkładu temperatury na ścianie, o ile jest on znany. W przeciwnym wypadku rozkład ten definiują się poprzez podanie przypuszczalnych temperatur w charakterystycznych przekrojach: komory, krytycznym i wylotowym, a między tymi przekrojami następuje interpolacja liniowa.

Określenie ciepła właściwego, lepkości i przewodności, wykorzystywanych w równaniach na oszacowanie współczynników przejmowania ciepła dla strony gorących gazów, realizowane jest poprzez wyliczenie danych termodynamicznych i transportowych ze współczynników określonych równaniami [8, 9]:

- ciepło właściwe

$$C_p(T)/R = a_1 T^{-2} + a_2 T^{-1} + a_3 + a_4 T + a_5 T^2 + a_6 T^3 + a_7 T^4$$

- lepkość i przewodność

$$\left. \begin{array}{l} \ln \eta \\ \ln \lambda \\ \ln \eta_{(i,j)} \end{array} \right\} = A \ln T + \frac{B}{T} + \frac{C}{T^2} + D$$

Dane termodynamiczne i transportowe w przypadku chłodziwa pobierane są z tabel, których źródłem jest serwis *National Institute of Standards and Technology (NIST)* [10].

Mając tak zdefiniowane procedury odczytu danych potrzebnych do równania (1) na współczynnik przejmowania, pierwszym krokiem jest wyliczenie strumieni ciepła w każdym z węzłów od strony gorących gazów.

W pierwszej iteracji dokonywane jest to przy założeniu wstępnie określonego rozkładu temperatury na ścianie.

$$T_{gs} = T_{gs\ i-1},$$

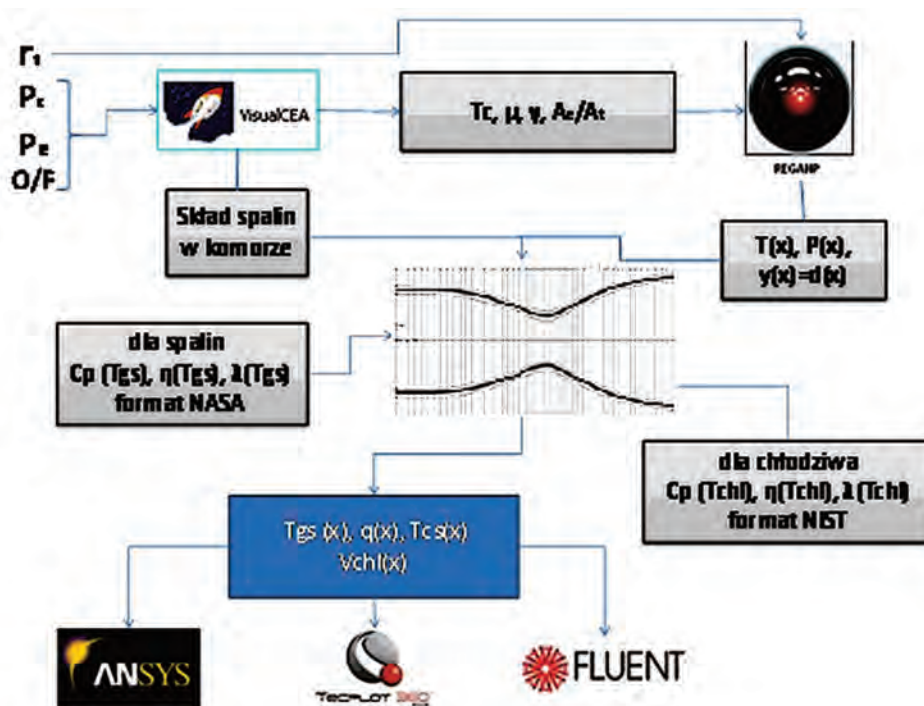
gdzie $T_{gs\ i-1}$ – rozkład temperatury w węzłach z poprzedniego kroku

Z założenia, że schemat dąży do równowagi poprzez przepływ ciepła przez ścianę, a następnie pochłonięcie go przez ciecz chłodzącą, wylicza się wzrost jej temperatury i określenie względem jej wartości współczynnika przejmowania od strony cieczy chłodzącej według wzoru (2), który posłuży do wyliczenia temperatury ściany od strony chłodziwa, zgodnie z zasadą przejmowania:

$$T_{cs} = \frac{q_{calkowite}}{\alpha_c} + T_c$$

Ostatnim etapem każdej iteracji jest sprawdzenie czy temperatura ściany od strony gorących gazów, zdefiniowana w poprzedniej iteracji zawiera się w rozmiarze dopuszczalnego błędu. W tym celu wykorzystywane jest równanie przewodzenia ciepła w ścianie:

$$T_{gs\ nowy} = q_{calkowite} \cdot \frac{\delta_i}{\lambda_i} + T_{cs}$$



Rys. 6. Schemat struktury programu

CHŁODZENIE AKTYWNE NA PRZYKŁADZIE SILNIKA I STOPNIA RAKIETY

Ciśnieniowy system zasilania nie jest predestynowany z założenia do konieczności zapewnienia chłodzenia aktywnego, ale w przypadku silnika pierwszego stopnia możliwość taka byłaby korzystna. Z tego względu przeprowadzono analizę chłodzenia dyszy i komory silnika.

Tabela 1 Parametry silnika raketowego

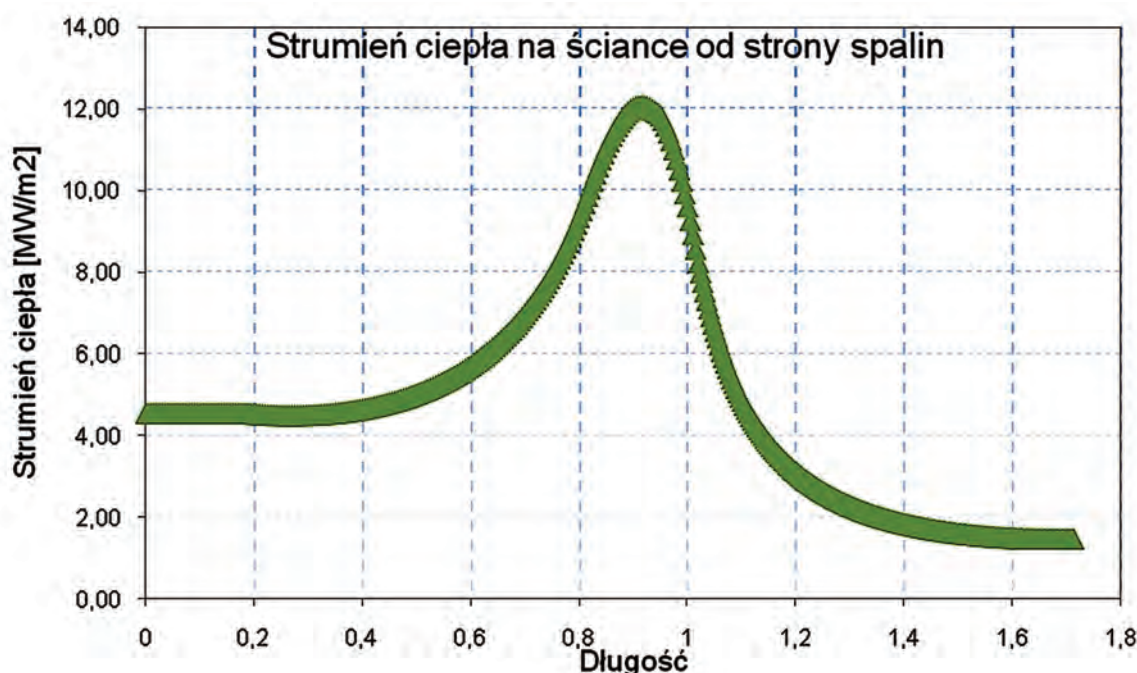
Silnik stopnia	Ciąg silnika	Ciśnienie w komorze	Ae/At	Średnica	Wydatek mat. pęd.	O/F	Impuls właściwy
I	240 [kN]	20 [bar]	6,6	0,825 [m]	94 [kg/s]	3,1	2860 [m/s]

Przyjmując średnią wartość ciepła właściwego dla metanu równą 3500 J/kgK oraz zakładając, że ciśnienie na wylocie z kanału chłodzenia musi być większe o około 25% niż ciśnienie w komorze, to temperatura wrzenia metanu wyniesie ok. 171K. Czyli maksymalna różnica temperatur, przy nie uwzględnianiu ogrzewania się metanu w zbiorniku oraz kanałach doprowadzających, wyniesie 80 K.

Wtedy dla całkowitego wydatku metanu przepuszczonego przez kanał chłodzący:

$$Q_{\text{ogólne}} \leq m_{\text{chl}} \cdot c \cdot (T_{\text{wrz}} - T_{\text{wej}}) = 22,93 \cdot 3500 \cdot 80 = 6,42 \text{ MW}$$

W celu jakościowej oceny przydatności takiego rozwiązania przeprowadzono obliczenia strumienia ciepła na hipotetycznie przyjętym rozkładzie temperatury na ścianie, symulując w ten sposób chłodzenie po drugiej stronie ścianki. Wartości uzyskanego strumienia ciepła przekraczały pojemność cieplną metanu.



Rys. 7. Strumień ciepła na ścianie od strony spalin

Stąd wniosek, że wartość całkowitego strumienia ciepła możliwego do odebrania, za pomocą jednego składnika chłodzącego jakim był metan, okazuje się nie wystarczający przy założeniu, że chłodzeniu podlega cała długość ściany komory i dyszy.

Kolejnym podejściem było sprawdzenie czy skuteczne będzie chłodzenie przy wykorzystaniu dodatkowo drugiego składnika materiału pędowego jakim był tlen. Warunek na odparowanie

tłenu, przy założeniu, że ciśnienie na wylocie z kanału chłodzenia tlenem również nie może być niższe niż 25 bar, pozwala na podniesienie temperatury o ok. 70K. Przyjmując średnie ciepło właściwe tlenu 1500 J/kgK otrzymano:

$$Q_{\text{ogólne}} \leq m_{\text{chl}} \cdot c \cdot (T_{\text{wrz}} - T_{\text{wej}}) = 71,07 \cdot 1500 \cdot 70 = 7,46 \text{ MW}$$

Wtedy suma pojemności cieplnych tlenu i metanu, zakładając, że przetłaczany będzie ich całkowity wydatek, wynosi 13,88 MW. Wartość ta pozwala przypuszczać, że chłodzenie dwu składnikowe okaże się skuteczne.

CHŁODZENIE DWUSKŁADNIKOWE

Obliczenia przeprowadzono z uwzględnieniem wpływu szerokości płaszcza chłodzącego, grubości ścianki oraz przy uwzględnieniu wpływu zmiany kolejności czynników chłodzących.

Założenia:

- temperatura początkowa odpowiedniego czynnika jest wyższa o 10 stopni od temperatury krzepnięcia
- koniec chłodzenia danym czynnikiem następuje w przypadku, gdy w kolejnym węźle obliczeniowym ciecz chłodząca uzyskuje temperaturę odparowania
- pominięto zmianę wartości parametrów - ciepła właściwego, lepkości i przewodności w funkcji ciśnienia, ponieważ dla przedziału ciśnień, z zakresu pracy silnika I stopnia, różnica ta jest mniejsza niż 5%
- nie uwzględniano wrzenia powierzchniowego w kanale chłodzącym oraz kondensacji na ściance od strony gorących gazów
- przyjęto zmienne parametry materiałowe ścianki w funkcji temperatury dla materiałów: miedź, stal

I° Zmiana wysokości kanału chłodzenia - grubość ściany = 2mm

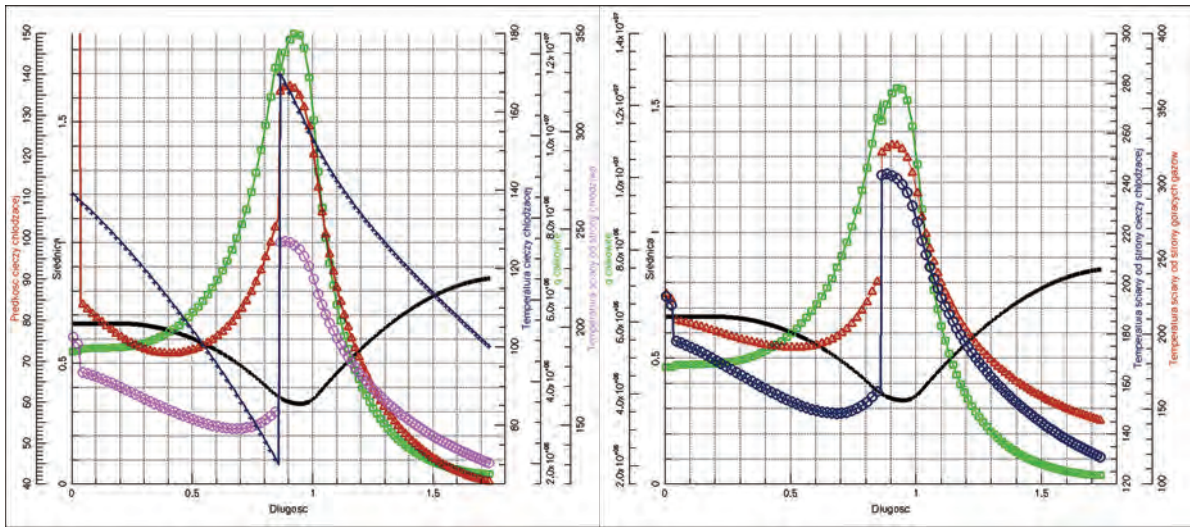
Zagadnienie miało na celu wskazanie wpływu wysokości kanału(płaszcza) na skuteczność chłodzenia.

Dla każdego z 3 przypadków (kanał chłodzący - 1, 2, 3 mm) temperatura ściany od strony kanału chłodzenia na całym odcinku chłodzonym tlenem przekracza temperaturę wrzenia tlenu i jest wyższa wraz ze zwiększaniem wysokości kanału.

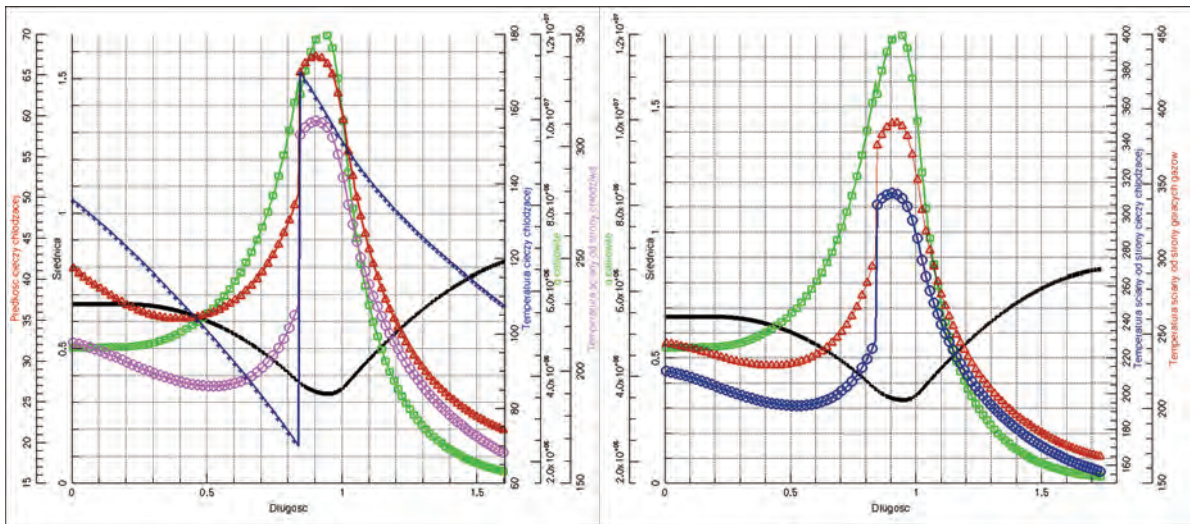
Niezależnie od wysokości kanału istnieją obszary, zarówno na odcinku chłodzonym metanem i tlenem, w których temperatura ściany od strony gorących gazów jest niższa niż warunki kondensacji, a nawet zamarzania. Taki wynik pozwala przypuszczać, że całkowity strumień ciepła dla powyższych przypadków byłby niższy gdyby uwzględniono zmiany fazowe związków zawartych w spalinach.

Wysokość kanału większa niż 3 mm nie zapewni odpowiedniego chłodzenia, gdyż wymuszona konwekcja osłabnie, powodując znaczny wzrost temperatury ściany od strony chłodzenia na odcinku czynnika chłodzącego jakim jest tlen.

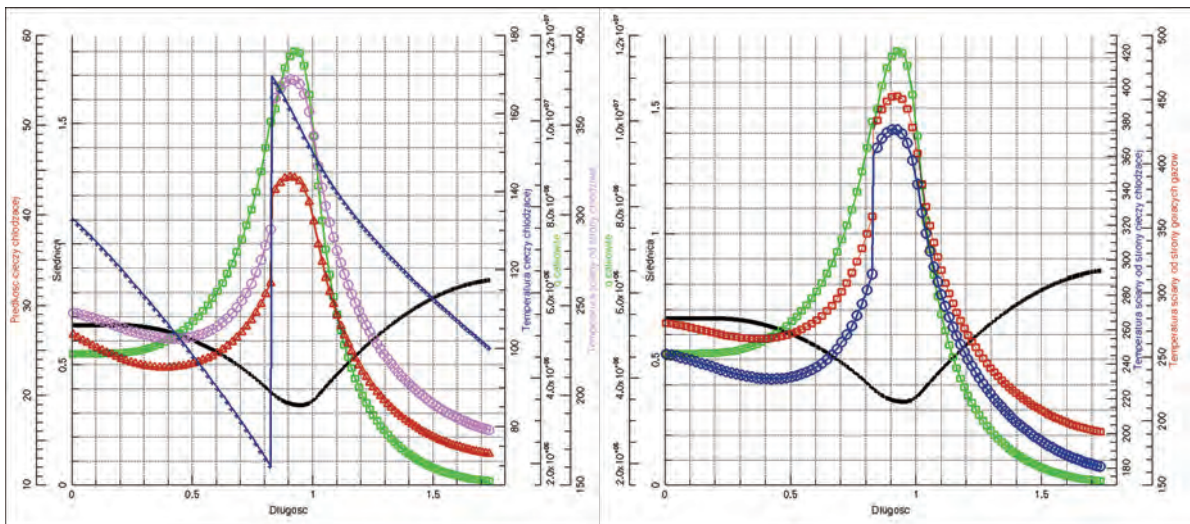
Najlepsze chłodzenie ściany uzyskano dla wysokości kanału wynoszącego 1 mm, jednak w tym przypadku na ostatnim odcinku kanału chłodzącego komorę spalania wystąpiło całkowite odparowanie tlenu, wynikające z najwyższego strumienia ciepła. Jednak wnioskując z wyżej wspomnianego nie uwzględniania przemian fazowych należy przypuszczać, że taka konfiguracja pozwalałaby zapewnić skuteczne chłodzenie.



Rys. 8. Geometria: ściana – 2 mm, kanał – 1 mm



Rys. 9. Geometria: ściana – 2 mm, kanał – 2 mm

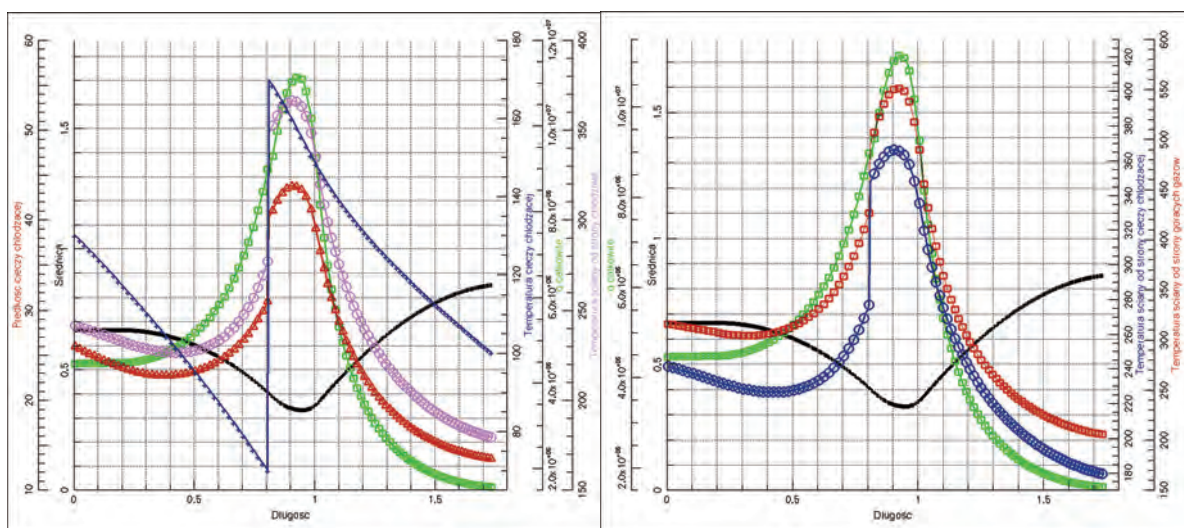


Rys. 10. Geometria: ściana – 2 mm, kanał – 3 mm

II° Zmiana grubości ściany - wysokość kanału chłodzenia = 3 mm

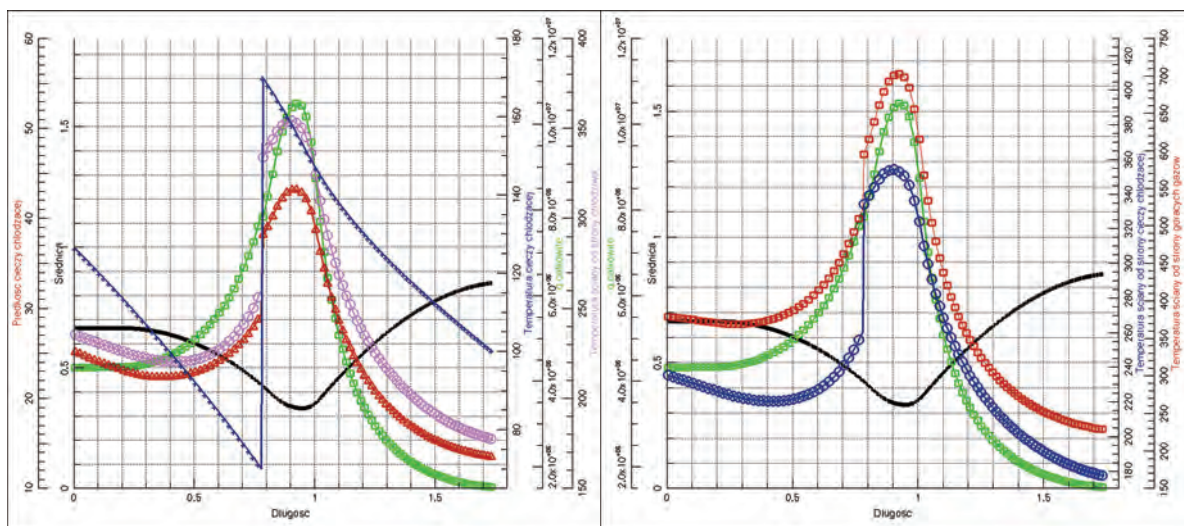
Zagadnienie obrazuje wpływ grubości ściany przy stałej wysokości kanału chłodzenia. Rozpatrywano dwa przypadki (grubość ściany – 3 i 5 mm; kanał – 3 mm) będące kontynuacją ostatniego przypadku z poprzedniego zagadnienia.

Z przeprowadzonych obliczeń wynika, że zwiększenie grubości ściany o 1mm powoduje wzrost maksymalnej temperatury o ponad 100 K. Jeśli ściana ma grubość większą niż 3 mm to temperatura na całej długości ścianki od strony chłodzenia w obydwu odcinkach jest wyższa niż temperatura wrzenia czynników chłodzących dany odcinek.



Rys. 11. Geometria: ściana – 3 mm, kanał – 3 mm

Natomiast gdy jej grubość przekroczy 5mm to maksymalna temperatura od strony gorących gazów w przekroju krytycznym zbliża się do wartości granicy plastyczności miedzi.

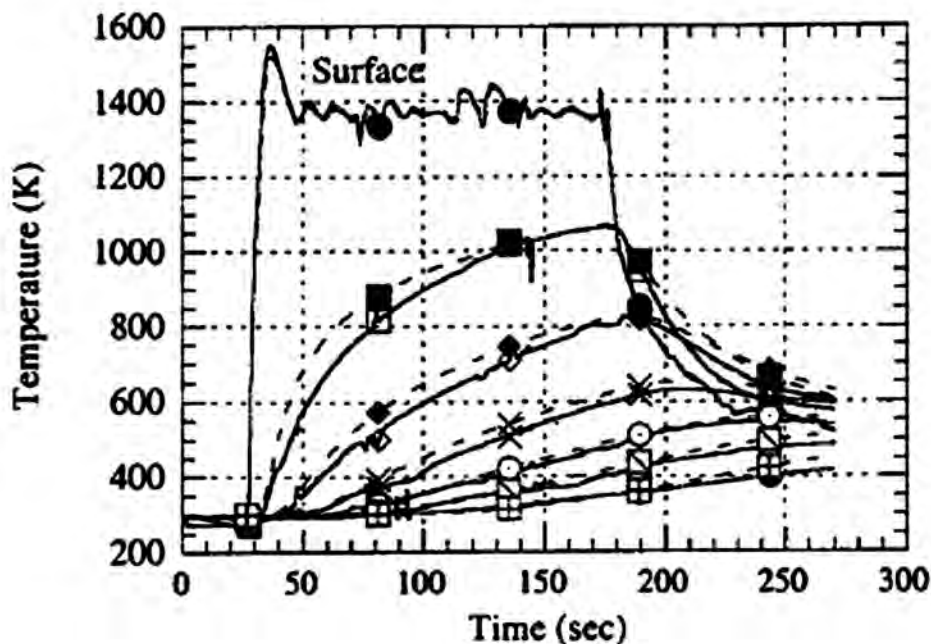


Rys. 12. Geometria: ściana – 5 mm, kanał – 3 mm

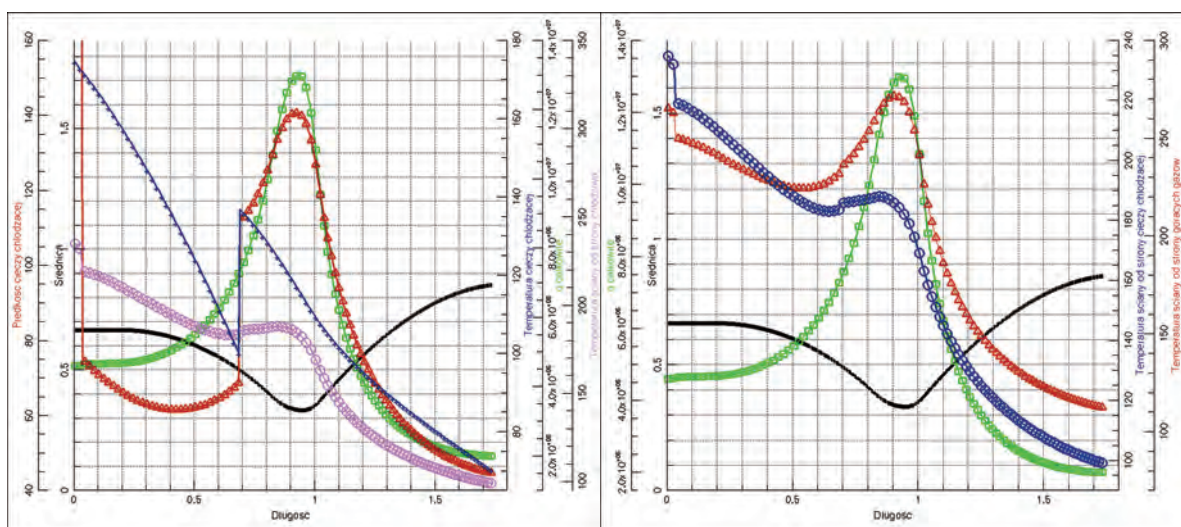
III° Zmiana kolejności wpuszczania czynników - tlen - metan

W zagadnieniu zmiany kolejności czynników chłodzących, przy takiej samej geometrii jak 1 przypadek z I° zagadnienia (najkorzystniejszy), też występuje odparowanie całkowite czynnika chłodzącego, metanu, drugi etap silnika – komorę. Jednak w tym przypadku strumień

w przekroju krytycznym jest wyższy. Dzieje się tak, ponieważ tlen na wlocie do kanału chłodzenia dyszy ma dużo niższą temperaturę. Z tego faktu wynikają również temperatury na obydwóch stronach ściany. O ile niską temperaturą od strony chłodziwa nie należy się martwić, o tyle niepokojąca jest temperatura na całej długości ściany od strony gorących gazów nie przekraczająca 273 K. Tak niska temperatura podważa słuszność stosowania chłodzenia aktywnego na całej długości dyszy i nasuwa możliwość chłodzenia akumulacyjnego przy użyciu materiałów o wysokiej wytrzymałości temperaturowej. Interesującym rozwiązaniem byłoby wykorzystanie kompozytów, głównie ze względu małej masy. Ale w tym przypadku kluczowe są analizy nieustalonego przepływu ciepła i charakter pracy poszczególnych warstw kompozytu, a dokładniej stref łączenia, które w ekstremalnych temperaturach narażone byłyby na rozklejenie i rozwarstwienie [11].

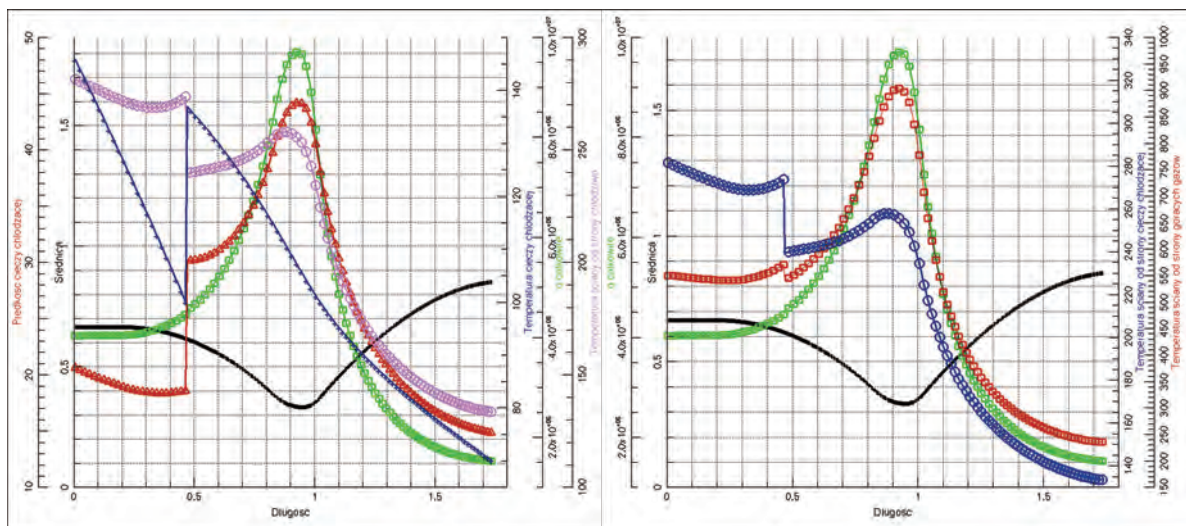


Rys. 13. Rozkład temperatur w warstwach dyszy kompozytowej. Źródło [11]



Rys. 14. Geometria: ściana – 2 mm, kanał – 1 mm

Natomiast znów potwierdzono, że kanał chłodzenia większy niż 3 mm może zagrażać wytrzymałości ścianki, ponieważ temperatura w przekroju krytycznym od strony gorących gazów osiągnęła wartość 900 K, co stanowi poziom niszczący ścianę wykonaną z miedzi.



Rys. 15. Geometria: ściana – 2 mm, kanał – 3 mm

WNIOSKI Z ANALIZ WYMIANY CIEPŁA

Chłodzenie komory spalania i części zbieżnej dyszy silnika ciekłym tlenem a części rozbieżnej ciekłym metanem, pomimo złożonej struktury układu, jest wartym do rozważenia rozwiązaniem. W takim układzie mamy do czynienia z następującymi zagadnieniami:

- Wraz ze zmniejszaniem wysokości kanału, wzrasta prędkość przepływu, intensyfikując wymianę ciepła, czego wynikiem są niższe temperatury ściany. Choć z drugiej strony, niskie temperatury ścian powodują wzrost strumienia ciepła, co prowadzi do szybszego odparowania czynników chłodzących.
- Wzrost grubości ściany ogranicza strumień ciepła, jednak tym samym podnosi temperaturę ściany od strony gorących gazów, czyni konstrukcję cięższą.
- Zmiana kolejności czynników chłodzących powoduje niższe temperatury ściany, ale zwiększa strumień ciepła. Pozytywnym zjawiskiem związanym ze zmianą kolejności (Zagadnienie III⁰) było przesunięcie się miejsca odparowania tlenu, dalej od przekroju krytycznego. Miało to miejsce zarówno dla wysokości kanału równego 1mm, jak i 3mm.

Ze względu na najkorzystniejsze rozwiązanie, którego konfiguracja przewiduje ograniczenie grubości ściany, mniejszej niż 2 mm, koniecznym będzie rozpatrzenie zagadnień wytrzymałościowych.

Zaprezentowany model wymiany ciepła, zawierający niezbędne opisy zachodzących zjawisk i przedstawiony jako jednowymiarowy, wymaga uszczegółowienia i rozszerzenia problematyki, zwłaszcza w zakresie wymiany ciepła w płaszczu chłodzącym (dwu-wymiarowość, symetryczność osiowa).

Również przypadek w którym tylko część dyszy rozbieżnej jest chłodzona niewielką ilością ciekłego metanu przedstawia rozwiązanie możliwe do wykonania. Druga część dyszy, kompozytowa, może być w początkowej części izolowana powierzchniowo przez wypływający odparowany metan. Ten problem będzie jednak zagadnieniem do oddzielnej analizy.

BIBLIOGRAFIA:

- [1] Sutton, G.P.: **Rocket Propulsion Elements**. John Wiley & Sons, 2001 .
- [2] Oswald, M., Suslov, D.I., Arnold, R., Haidn, O.J.: **Measurement Techniques for Heat Transfer. Investigation in Subscale Liquid Propellant Rocket Engines**. DLR, Institute of Space Propulsion, Lampoldshausen, 2008 .

- [3] Dobrowolski, M., Siniariew, G.: **Silniki rakietowe na paliwo płynne**. Wydawnictwo MON, Warszawa, 1957 .:
- [4] Locke, J.M.: **Analysis of Heat Transfer Correlations for Supercritical Hydrogen in Regenerative Cooling Channels**. Huntsville, Alabama, 2005 .:
- [5] Ghajar, A.J., Strickland, D.T.: **Forced and Mixed Convective Heat Transfer Correlations in the Laminar-Transition-Turbulent Regions for a Circular Tube with a Square-Edged Entrance**. AIAA, Paper 1990-1762, 1990 .:
- [6] Florczuk, W.: **Wstępny projekt silnika rakietowego zasilanego ciekłym tlenem i ciekłym propanem**. Politechnika Warszawska, Warszawa, 2007 .:
- [7] Folusiak, M., Świdorski, K.: **Projekt i obliczenia silnika rakietowego na ciekły metan i ciekły tlen**. Politechnika Warszawska, Warszawa, 2007 .:
- [8] Gordon, S., McBride, B.J., Zehe, M.J.: **CAP: A Computer Code for Generating Tabular Thermodynamic Functions from NASA Lewis Coefficients**. Glenn Research Center, Cleveland, Ohio, 2002 .:
- [9] Svehla, R.A.: **Transport Coefficients for the NASA Lewis Chemical Equilibrium Program**. Lewis Research Center, Cleveland, Ohio, 1995 .:
- [10] Strona internetowa.: <http://www.nist.gov/> - National Institute of Standards and Technology .:
- [11] Davis, D.: **Thermal Analysis of the MC-1 Chamber/Nozzle**. NASA, Marshall Space Flight Center, 1996 .:
- [12] Naraghi, M.H.N.: **A computer code for three-dimensional Rocket Thermal Evaluation**. Tara Technologies, Yorktown Heights, 2002 .:

Kamil Sobczak

**SUITABILITY ANALYSIS OF REGENERATIVE COOLING SYSTEM APPLICATION
FOR ROCKET ENGINE USING ECOLOGICAL PROPELLANTS**

Summary

Development of efficient cooling system for rocket chamber and nozzle is the one of the crucial aspects of designing process. Complexness of considered application is mostly related to mutual existence of three different modes of heat transfer: conduction, convection and radiation.

This paper describes the theoretical model of thermal-fluids processes in the propulsion system, especially regenerative cooled engines. For calculation purpose program was written in Fortran. This code uses iterative marching scheme to match the heat flux and temperature fields of cooling process.

Description contains a design parameters qualification which influence a feasibility of cooling system for ecologically propelled rocket engine.