

بررسی عددی تاثیر فیلم خنک کاری توام با انتقال حرارت ترکیبی بر دمای جداره محفظه تراست موتور سوخت مایع

امیرحسین عبدالهی^۱، مهرداد بزاززاده^۲ و اسماعیل ولیزاده^۳

مجتمع دانشگاهی مکانیک و هوافضا
دانشگاه صنعتی مالک اشتر
دانشکده مهندسی هوافضا
دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی

(تاریخ دریافت: ۱۳۹۴/۱۱/۲۴؛ تاریخ پذیرش: ۱۳۹۵/۱۲/۱۱)

چکیده

در فرآیند طراحی موتور سوخت مایع انتخاب نوع روش خنک کاری محفظه تراست، نقش مهمی در حفاظت و طول عمر موتور بازی می‌کند. همچنین درک صحیح از مشخصه‌های جریان داخل محفظه تراست موتور، نظیر دما و فشار در نواحی مختلف محفظه، نقش موثری در بهینه کردن طراحی موتور به منظور بهبود عملکرد، کاهش مصرف سوخت و نیز چگونگی خنک کاری جداره محفظه تراست، ایفا می‌نماید. یکی از راه کارهای خنک کاری، کاهش دمای احتراق در نزدیکی جداره از طریق پاشش سوخت اضافه در این ناحیه می‌باشد. در این تحقیق مطالعه عددی بر روی تاثیر فیلم خنک کاری بر میزان کاهش دمای جداره نسبت به حالتی که فقط انتقال حرارت ترکیبی در دیواره وجود دارد انجام شده است.

واژه‌های کلیدی: موتور سوخت مایع، شبیه‌سازی عددی، محفظه تراست، فیلم خنک کاری، انتقال حرارت

Numerical Investigation Effect of Film cooling with Mixed Heat Transfer in Wall Temperature of LRE Thrust Chamber

A. Abdollahi, M. Bazzazzadeh and E. Valizadeh

Mechanical & Aerospace Engineering Department
Malek Ashlar University of Technology

Mechanical Engineering Department
K. N. Tossi University of Technology

(Received: 13/February/2015; Accepted: 01/March/2017)

ABSTRACT

In designation process of liquid rocket engine, selection of cooling rout of thrust chamber have important role for assessing safety and reliability of the engine. Also the correct perception of internal flow characteristics in LRE thrust chamber, such as temperature and pressure, plays effective role in optimization of engine design to decrease consumption fuel and how to cooling the thrust chamber wall. One of the ways to cooling the thrust chamber wall to decrease the combustion temperature near the wall is injection extra fuel in this section. In this paper, numerical investigation of the effect of film cooling with mixed heat transfer on decrease the thrust chamber wall temperature in the LRE, relative to condition that only exist mixed heat transfer in the wall was performed.

Keywords: Liquid Rocket Engines, Numerical Simulation, Thrust Chamber, Film Cooling, Heat Transfer

۱- کارشناس ارشد: abdollahyamirhosein@gmail.com

۲- دانشیار (نویسنده پاسخگو): bazazzadeh@mut-es.ac.ir

۳- دانشجوی دکتری: sm_val@yahoo.com

فهرست علائم و اختصارات

T_{gw}	دمای گاز نزدیک دیواره
T_o	دمای گاز در هسته مرکزی
T_w	دمای دیواره
T_{aw}	دمای آدیاباتیک دیواره
T^*	دمای سکون گاز
α	ضریب افزایش اکسیدکننده
A	سطح مقطع
$k-\epsilon$	مدل جریان گردابه‌ای - استهلاکی
μ	ضریب ویسکوزیته
P_r	عدد پرانتل
C_p	ظرفیت گرمایی در فشار ثابت
M_r	وزن مولکولی نسبی
k	ضریب انتقال حرارت رسانشی
h_g	ضریب انتقال حرارت جابجایی روی سطح داخلی
ρ	چگالی
μ_t	ضریب ویسکوزیته مغشوش
$\bar{\sigma}$	ضریب تغییر کیفی دما
r	ضریب بهبود
δ	عملگر کرانگر
$\bar{\tau}$	ضریب انتقال
$\bar{\alpha}$	ضریب جذب
ϵ	ضریب گسیل‌مندی

۱- مقدمه

به لحاظ توانایی موتورهای سوخت مایع دوپایه، در انواع موشک دور برد و فضاپیماها، معمولاً از آنها استفاده می‌شود. در خانواده موتورهای موشکی اصل بر این است که انرژی و سیال عامل در داخل سیستم تامین شود. در روند طراحی و ساخت موتورهای سوخت مایع، استفاده از مدل‌سازی و شبیه‌سازی عددی، حجم تست‌های گرم مورد نیاز برای تایید طراحی و تولید محصول را، به میزان بسیار قابل توجهی کاهش می‌دهد. از سویی قابلیت اطمینان، اثربخشی و هزینه صرف شده برای محقق‌سازی موتور سوخت مایع، در وهله اول با توجه به میزان داده‌های اولیه درباره آن و کنترل‌پذیری فرآیندهای دینامیکی زیرمجموعه‌ها تعیین می‌شود و به

کارگیری رایانه و مدل‌سازی ریاضی فرآیندهای دینامیکی موجب می‌شود این داده‌ها پیش از ساخت، تعیین گردد. از این رو استفاده از روش‌های محاسباتی، می‌تواند منجر به کاهش ریسک و هزینه فرآیند تست‌های رشد طراحی گردد و زمان محقق‌سازی پروژه را به میزان قابل توجهی، کاهش دهد. در زمینه طراحی محفظه تراست موتورهای سوخت مایع، و همچنین چگونگی انتقال حرارت از جداره محفظه، و تاثیر آن بر دمای دیواره و نیروی تراست تولید شده، تحقیقات متعددی انجام شده است. از جمله این تحقیقات می‌توان به شبیه‌سازی دوبعدی جریان مغشوش گاز در نازل همگرا- واگرایی راکت توسط بالابل و هگب^۱، مطالعه عددی خنک‌کاری فیلمی و بازیابی محفظه تراست فشار بالا توسط ژنگ و تاو^۲، مقایسه تجربی محفظه تراست توام با انتقال حرارت توسط اقبال و شیخ^۳، بهینه‌سازی زاویه واگرایی نازل موتور راکت به کمک دینامیک سیالات محاسباتی توسط کاتان و ساجش^۴، حل عددی سه بعدی انتقال حرارت در دیواره محفظه احتراق و بررسی رفتار سیال عامل در کانال خنک کاری موتور سوخت مایع توسط پورامیر و طباطبایی^۵، مطالعه عددی احتراق هیدروژن در موتور سوخت مایع همراه با خنک‌کاری فیلمی توسط ربیروی و پیلای^۶، مدل‌سازی دما و انتقال حرارت در دیواره نازل کامپوزیتی توسط ژنگ^۷ و شبیه‌سازی عددی خنک‌کاری بازیافتی و فیلمی در راکت سوخت مایع توسط یانگ و سان^۸ اشاره کرد. اجزای اصلی محفظه تراست که تولیدکننده نیروی تراست در سامانه است، شامل صفحه انژکتور، محفظه احتراق و نازل می‌باشد. انرژی مورد نیاز از واکنش احتراقی فشار بالای ماده پیشران که معمولاً یک سوخت و اکسیدکننده شیمیایی است، ناشی می‌شود. در طول فرآیند دمای گاز به دماهای بسیار بالا از ۲۵۰۰°C تا ۴۱۰۰°C می‌رسد. این گازها سپس در نازل منبسط شده و تا سرعت‌های بالا، حدود ۱۸۰۰ تا ۴۳۰۰ m/s شتاب می‌گیرد. از آنجایی که دمای گاز تقریباً دوبرابر دمای

1- Balabel and Hegab

2- Zhang and Tao

3- Iqbal & Sheikh

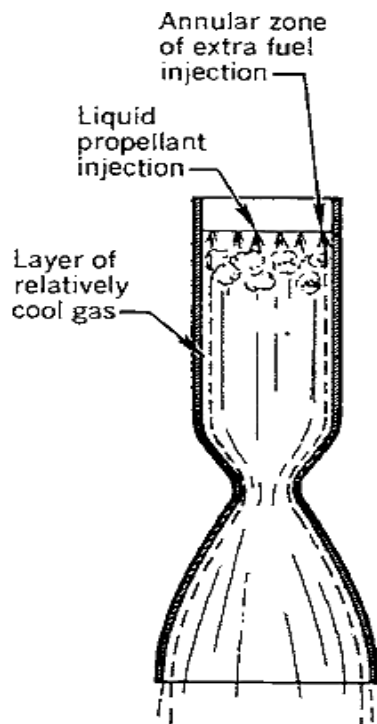
4- Kuttan & Sajesh

5- Reby Roy & Pillai

6- Zhang Xiaoying

7- Wei Yang 8- Bing Sun

این کار مطابق شکل ۲، در انژکتورهای نزدیک دیواره مقدار سوخت بیشتری نسبت به انژکتورهای هسته مرکزی تزریق می‌شود، تا دمای احتراق در نزدیکی جداره کمتر از هسته مرکزی باشد [۱۱]. این روش کاربرد وسیعی در طراحی‌ها دارد و برای محفظه تراست‌های با دمای بسیار بالا، در کنار روش‌های دیگر نظیر بازیافتی مورد استفاده قرار می‌گیرد.



شکل (۲): لایه گاز خنک کاری نزدیک جداره [۱۱]

هر قطعه دارای هفت المان است. دمای المان‌های A_1 و A_2 و A_3 می‌بایست در محاسبات تقریباً برابر باشد و دمای المان‌های A_4 و A_5 و A_6 و A_7 به ترتیب افزایش یابد چون دمای شعله و گاز مرکز محفظه احتراق می‌بایست بیشتر از کناره دیوار محفظه باشد ($T_w < T_0$) [۹].

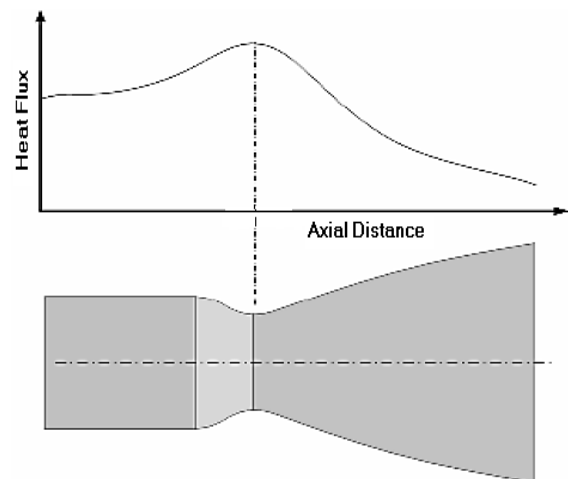
محدوده دما در کناره دیوار محفظه احتراق بستگی به جنس فلز محفظه دارد. در شرایط کنونی در صنعت دمای گاز نزدیک دیواره (T_{gw}) محفظه احتراق موتور با تراست بیش از یک تن برابر است با:

$$T_{gw} = 1800 \sim 2000^\circ \text{K}$$

ذوب فولاد است، ضروری است که سطح در معرض گاز داغ، خنک کاری و یا عایق گردد. به همین جهت حفاظت از دیواره محفظه در مقابل حرارت، خوردگی و فرسودگی جریان گاز بسیار مشکل است. چون می‌بایست با روش‌هایی انجام شود که باعث کاهش ضربه و افزایش جرم موتور نشده و آلیاژ محفظه در مقابل حرارت فوق‌العاده ذوب نشود [۹].

۲- فیلم خنک کاری^۱

حدود ۵٪ تا ۵ درصد انرژی تولید شده به وسیله احتراق در موتور سوخت مایع، به تمام سطوح داخلی که در معرض جریان گاز داغ قرار دارد منتقل می‌شود. مقدار فلاکس حرارتی در طول دیواره محفظه تراست، بسته به هندسه و پارامترهای طراحی محفظه تراست تغییر می‌کند. مقدار توزیع فلاکس حرارتی در طول دیواره محفظه تراست در شکل ۱ نشان داده شده است [۱۰]. در روش فیلم خنک کاری نزدیک جداره، از نسبت ترکیب سوخت در نزدیکی جداره^۲ برای کاهش دمای احتراق بهره می‌برند. یکی از راه‌کارهایی که برای خنک کاری محفظه به کار گرفته می‌شود، ایجاد یک لایه گاز، با دمای نسبتاً کمتر از هسته مرکزی، در نزدیک جداره است.



شکل (۱): تغییرات فلاکس حرارتی در محفظه تراست [۱۰]

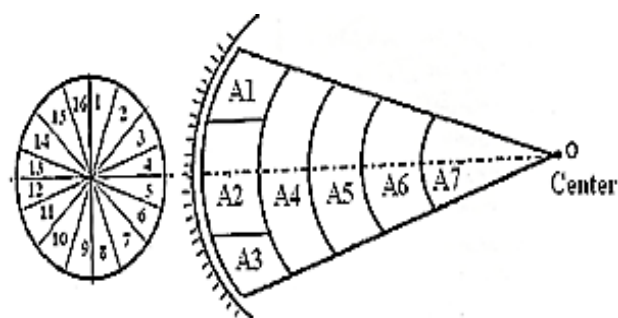
برای خنک کاری مناسب موتور می‌بایست محدوده دما در کناره دیوار محفظه موتور بین 1800°K تا 2000°K باشد. برای

بر این اساس در فرآیند طراحی محفظه تراست، برای در نظر گرفتن فیلم خنک‌کاری نزدیک جداره باید بر اساس درصد جرمی و مقادیر میانگین عمل کرد.

۳- شبیه‌سازی

شبیه‌سازی عددی درون محفظه تراست، با فشار محفظه احتراق ۱ MPa و فشار دهانه خروجی نازل ۰/۰۲ MPa انجام شده است که نیروی تراست ناشی از این فشار محفظه برابر ۵۰۰ N می‌باشد. قطر سطح محفظه احتراق، گلوگاه و دهانه خروجی نازل به ترتیب ۵۰ mm، ۲۰ و ۵۵ می‌باشد. طول محفظه احتراق ۱۱۵ mm میلی‌متر و طول بخش همگرا و واگرای نازل به ترتیب ۲۸ و ۶۰ است. سوخت موتور دی متیل هیدرازین نامتقارن ($H_2NN(CH_3)_2$) و اکسیدکننده تترا اکسید ازت (دی نیتروژن تترا اکسید) با فرمول شیمیایی (N_2O_4) می‌باشد. مجموع دبی جرمی سوخت و اکسیدکننده برابر ۰/۱۸ kg/s است و نسبت O/F در لایه خنک‌کاری ۰/۹۱۸ و در هسته مرکزی برابر ۲/۱۴ است.

با توجه به مقارن بودن هندسه جریان، می‌توان جریان احتراق را با در نظر گرفتن شرط تقارن محوری حل کرد. طرحواره مشبندی شده مسئله همراه با شرایط مرزی مسئله در شکل ۴ نشان داده شده است. ورودی محفظه به دو ناحیه تقسیم شده، اول ناحیه فیلم خنک‌کاری و دوم هسته مرکزی محفظه. در ناحیه فیلم خنک‌کاری شرط مرزی فشار ورودی با دمای ۱۷۵۸ K و فشار ۱۰ bar، و در هسته مرکزی نیز شرط مرزی فشار ورودی با دمای ۳۱۴۶ K و فشار ۱۰ bar، اعمال شده است. اندازه ناحیه فیلم خنک‌کاری به طراحی صفحه انژکتور و انژکتورهای خنک‌کننده بستگی دارد. در این شبیه‌سازی اندازه ناحیه فیلم خنک‌کاری ۵ mm می‌باشد.



شکل (۳): المان‌بندی صفحه انژکتور [۹]

این دما باید همواره کمتر از دمای فلز دیواره در هنگام کار موتور باشد تا موجب کاهش دمای دیواره محفظه احتراق شود و همچنین باید کمتر از دمای هسته مرکزی محفظه باشد ($T_w > T_{gw} > T_0$). دما در المان‌های مشابه A_1 و A_2 و A_3 می‌بایست تقریباً برابر باشد، در صورتی که دما در یکی از المان‌ها بیش از تحمل جنس دیواره باشد و یا در هر المان بیش از مقدار محاسباتی باشد با روش‌های زیر آن را کاهش می‌دهند [۱۰]:

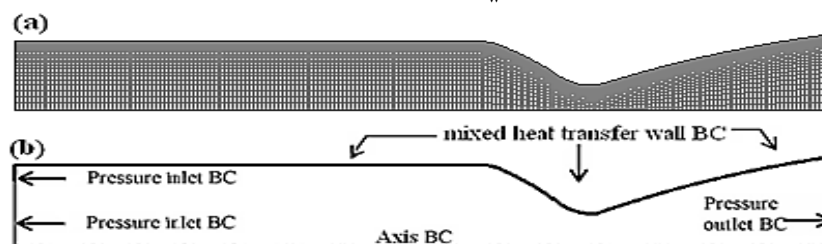
۱- انژکتورهای اکسیدکننده مربوط به آن المان را کاهش می‌دهند.

۲- دبی انژکتورهای اکسیدکننده مربوط به آن المان را با تعویض انژکتورها کاهش دهند.

۳- دبی انژکتورهای سوخت مربوط به آن المان را با تغییر انژکتورها افزایش دهند.

تمام راه‌های مذکور موجب ایجاد احتراق ناقص می‌شود که نتیجه آن کاهش دما است و طراحی به سلیقه خود و موقعیت صفحه انژکتور یکی از راه‌های فوق را انتخاب می‌کند. مقدار ضریب افزایش اکسیدکننده در مولد گاز و کناره دیوار به صورت زیر در نظر گرفته می‌شود [۹]:

$$\alpha_w = 0.4 \sim 0.6$$



شکل (۴): (a) مش‌بندی محفظه تراست، (b) شرایط مرزی

جدول (۱): کسر جرمی محصولات

Species	Mass fraction	
	Near the wall	Central core
CO	0.343	0.18068
CO ₂	0.132	0.182
H	0	0.000011
H ₂	0.0563	0.01126
H ₂ O	0.0462	0.2687
N ₂	0.388	0.3559
OH	0	0.000317
CH ₄	0.0336	0

کسر جرمی هر یک از اجزا و ترکیبات تشکیل دهنده سیال عامل ناشی از احتراق سوخت، به کمک نرم‌افزار RPA به دست آمده است. با توجه به متفاوت بودن ضریب افزایش اکسیدکننده در هسته مرکزی نسبت به ضریب افزایش اکسیدکننده نزدیک جداره، مشخصات ترمودینامیکی و درصد جرمی هر یک از اجزای تشکیل دهنده جریان احتراق نیز متفاوت است. براین اساس مقادیر کسر جرمی هر یک از محصولات احتراق در لایه خنک‌کاری نزدیک جداره و هسته مرکزی محفظه تراست مطابق جدول ۱ می‌باشد. همچنین خصوصیات مواد تشکیل دهنده دیواره محفظه در جدول ۲ آورده شده است.

جدول (۲): خصوصیات مواد محفظه تراست [۷]

Position	Material	Density (kg/m ³)	Specific heat (J/(kg K))	Thermal conductivity (w/(m K))
C.C section Diverging section	Silica cloth	1450	1005	346
Throat Converge. Section	Pyroly. graphite	2200	921	346

۴- تحلیل عددی جریان

در ادامه تحلیل عددی جریان ارائه خواهد شد:

$$\tau_{ij} = (\mu + \mu_t) \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} (\mu + \mu_t) \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \quad (3)$$

$$\delta_{ij} = \begin{cases} 1 & (j=i) \\ 0 & (j \neq i) \end{cases}$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j h) = \quad (4)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} \left[\frac{(\mu + \mu_t)}{\text{Pr}} \frac{\partial h}{\partial x_j} + (\mu + \mu_t) \left(\frac{1}{S_c} - \frac{1}{\text{Pr}} \right) \sum_{i=1}^N h_i \frac{\partial C_i}{\partial x_j} \right]$$

مقدار μ_t از ترکیب پارامترهای آشفتگی k و ε ، که در معرفی مدل آشفتگی بیان می‌شود، به صورت زیر به دست می‌آید:

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (5)$$

۴-۱- معادلات اساسی

نقطه شروع برای محاسبات جریان دو بعدی گاز داغ و پرفشار ناشی از احتراق، حل معادلات ناویر-استوکس است. برای جریان های همراه با انتقال حرارت معادله انرژی اضافه می‌شود. تکمیل کننده این دسته از معادلات، معادله بقاء، معادله حالت و مشخصات خواص سیال می‌باشد. برای جریان گاز درون محفظه تراست موتور سوخت مایع، معادلات بقاء جرم، ناویر-استوکس و انرژی به صورت روابط (۱)، (۲) و (۴) می‌باشد [۱۲].

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j) = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i u_j) = - \frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \quad (2)$$

تانسور تنش (τ_{ij}) به صورت زیر تعریف می‌شود:

۴-۲- مدل آشفتگی

جریان‌های درون محفظه احتراق و نازل عمدتاً از نوع جریان‌های توربولنسی است و برای تحلیل پارامترهای جریان نیاز به مدل کردن جریان‌های احتراقی درهم می‌باشد. از این‌رو، در این تحقیق سعی شده جریان درهم احتراقی محفظه تراست موتور سوخت مایع با کمک نرم‌افزارهای سیالاتی شبیه‌سازی شود. جریان احتراق درهم درون محفظه تراست با کمک مدل توربولنسی RNG k-ε مدل شده است. این مدل بر اساس شکست گردابه‌ها می‌باشد. جریان توربولانس از طیف گسترده‌ای از گردابه‌ها تشکیل می‌شود. این گردابه‌ها انرژی را به صورت اصطکاک مصرف می‌کنند و روند اضمحلال آن منجر به کوچک شدن گردابه‌ها می‌شود و در نهایت از بین می‌روند. کسر جرمی هر یک از محصولات احتراق در گردابه‌های مجزایی وارد محفظه احتراق می‌شوند. گردابه‌ها شکسته شده و ریزتر شده و بر اثر اصطکاک متوقف و مخلوط می‌شوند. برای مدل کردن جریان گردابه‌ای - استهلاکی از مدل دو معادله‌ای k-ε استاندارد و RNG استفاده می‌کنند. در این مدل دو مقدار ε و k از دو معادله دیفرانسیلی به دست می‌آیند. مدل تنش جبری، علاوه بر حل معادلات دیفرانسیلی انتقال برای ε و k برای به دست آوردن هر یک از مؤلفه‌های تنش رینولدز یک معادله جبری را حل می‌کند. این معادلات به صورت روابط (۶) و (۷) می‌باشد [۱۳]:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial t} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - \rho \varepsilon \quad (6)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \varepsilon u_j) = \frac{\partial}{\partial t} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_1 \frac{\varepsilon}{k} (G_k) - C_2 \rho \frac{\varepsilon^2}{k} - R_\varepsilon \quad (7)$$

در معادلات بالا مقدار μ_t از رابطه (۵) تعیین می‌شود. مقادیر ثابت در معادلات k-ε به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$C_{\mu} = 0.09, C_{\varepsilon 1} = 1.44, C_{\varepsilon 2} = 1.92, \sigma_k = 1.0, \sigma_\varepsilon = 1.3$$

۵- تحلیل عددی انتقال حرارت

در این بخش به بررسی عددی انتقال حرارت پرداخته خواهد شد:

۵-۱- انتقال حرارت جابجایی در سطح داخلی

دیواره

برای محاسبه انتقال حرارت جابجایی درون محفظه، ضریب انتقال حرارت جابجایی روی سطح داخلی رامی‌توان از معادله بارتز^۱ تخمین زد [۸]:

$$h_g = \frac{0.026}{D_t^{0.2}} \left(\frac{\mu^{0.2} c_p}{Pr^{0.6}} \right) \left(\frac{P_c^*}{C^*} \right)^{0.8} \left(\frac{A_t}{A} \right)^{0.9} \bar{\sigma} \quad (8)$$

در معادله (۸) A_t و A مساحت‌های سطح مقطع گلوگاه و ناحیه مورد بررسی است. μ ضریب ویسکوزیته، c_p ظرفیت گرمایی در فشار ثابت و Pr عدد پراتنل که همگی در دمای سکون گاز T^* تعیین شده‌اند. عدد پراتنل و ویسکوزیته بوسیله معادلات (۹) و (۱۰) تخمین زده می‌شوند:

$$Pr \approx 4k / (9k - 5) \quad (9)$$

$$\mu \approx 1.184 \times 10^{-7} M_r^{0.5} T^{0.6} \quad (10)$$

M_r وزن مولکولی نسبی، k ضریب انتقال حرارت رسانشی، $\bar{\sigma}$ ضریب تغییر کیفی دما است که با رابطه (۱۱) بیان می‌شود:

$$\bar{\sigma} = \left[0.5 \frac{T_{gw}}{T^*} \left(1 + \frac{k-1}{2} M^2 \right) + 0.5 \right]^{-0.68} \times \left(1 + \frac{k-1}{2} M^2 \right)^{-0.12} \quad (11)$$

همچنین می‌توان بر اساس مطالعات تجربی سنیورف و دبرولیسکی^۲ ضریب انتقال حرارت جابجایی را با استفاده اعداد بدون بعد رینولدز و پراتنل از رابطه (۱۲) تعیین کرد [۱۴]:

$$h_g = \frac{k}{d} 0.0162 Pr^{0.82} Re^{0.82} \left(\frac{T_{wa}}{T_{wg}} \right)^{0.35} \quad (12)$$

در رابطه (۱۲) T_{wg} دمای سطح دیواره در معرض جریان گاز است. T_{aw} دمای آدیاباتیک دیواره از رابطه (۱۳) تعیین می‌شود:

$$T_{wa} = T^* \left[\frac{1 + r \left(\frac{\gamma-1}{2} \right) M^2}{1 + \left(\frac{\gamma-1}{2} \right) M^2} \right] \quad (13)$$

در رابطه (۱۳) مقدار ضریب بهبود^۳ (r) به صورت زیر قابل تعیین است:

$$r = Pr^{0.33} \quad (14)$$

1- Bartz equation

2- Ciniaref and Dobrovolski

3- recovery factor

معادله (۱۶) برای N سطح روی سطح داخلی محفظه در یک باند موج نوشته می‌شود. به این صورت یک دسته معادلات شامل N تا فلاکس تشعشعی مجهول در یک باند موج به دست می‌آید ($q_{\lambda,j}, j=1, \dots, N$). با حل این دستگاه معادله توزیع طیفی فلاکس تشعشعی در سطح داخلی محفظه به دست می‌آید.

۵-۴- انتقال حرارت روی سطح خارجی محفظه

چنانچه شبیه‌سازی، برای مرحله کاری موتور سوخت مایع درون جو زمین باشد، انتقال حرارت جابجایی آزاد باید در نظر گرفته شود. ضریب انتقال حرارت جابجایی برای این حالت در مراجع آمده است. ولی در این پژوهش شبیه‌سازی در شرایط خلا انجام شده است، لذا انتقال حرارت جابجایی در نظر گرفته نشده است. همچنین انتقال حرارت تشعشعی روی سطح خارجی محفظه وجود دارد. محفظه به عنوان جسم تشعشع کننده و محیط اطراف به عنوان جسم سیاه عمل می‌کنند. برای این حالت ضریب صدور می‌تواند برابر ۱ فرض شود. فلاکس تشعشعی روی سطح خارجی محفظه از معادله (۱۹) تعیین می‌شود:

$$q_r = \varepsilon \sigma T_w^4 - \sigma T_0^4 \quad (19)$$

در رابطه (۱۹)، T_w دمای دیواره، T_0 دمای محیط خارج، ε یکی از خواص تشعشعی سطح به نام ضریب گسیل‌مندی است و $\sigma = 5.67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$ ثابت استفان بولتزمن می‌باشد

۶- صحنه‌گذاری روش حل

جهت بررسی صحت مدل‌سازی و نتایج عددی به دست آمده، محاسبات مربوطه به محفظه تراست موتور سوخت مایع که مشخصات کامل آن در مرجع [۸] آمده انجام گرفته و تغییرات فلاکس حرارتی در طول دیواره و همچنین تغییرات درجه حرارت در سطح داخلی محفظه تراست گزارش شده در مرجع [۸]. طی شکل‌های (۶-۵) با هم مقایسه شده‌اند. در مرجع [۸] نیز جریان گاز مخلوطی از محصولات احتراق ناشی از احتراق اکسیژن و کراسین از ورودی محفظه در نظر گرفته شده است. لازم به ذکر است که در محاسبات مربوط به این

۵-۲- انتقال حرارت رسانشی^۱ درون دیواره

با در نظر گرفتن حالت تقارن محوری، می‌توان انتقال حرارت رسانشی درون دیواره محفظه تراست را به حالت پایا و دوبعدی ساده سازی کرد. معادله دیفرانسیل برای انتقال حرارت رسانشی، بدون چشمه حرارتی، به فرم رابطه (۱۵) است.

$$\frac{\partial}{\partial x_j} \left(\rho k \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) = 0 \quad (15)$$

۵-۳- تشعشع حرارتی بر سطح داخلی محفظه

برای محاسبه انتقال حرارت تشعشعی درون محفظه، معمولاً از روش منطقه‌ای^۲ برای تقسیم ناحیه محاسباتی استفاده می‌شود. در این روش محفظه و سیال عامل به صورت یک ناحیه با خواص تشعشعی ناهمگن فرض می‌شود. سطح محفظه به سطوح کوچک با دمای یکنواخت و میدان گازی به حجم‌های کوچک با دمای یکنواخت تقسیم می‌شود. فرض می‌شود که دمای هر سطح و هر حجمی با کم یا زیاد شدن گرما تغییر نمی‌کند. بر این اساس می‌توان معادله فلاکس تشعشع حرارتی، مربوط به دما روی سطح ناحیه ناهمگن را از معادله انتقال حرارت تشعشعی توسعه داد [۱۰]:

$$\sum_{j=1}^N \left(\frac{\delta_{kj}}{\varepsilon_j} - F_{k-j} \frac{1-\varepsilon_j}{\varepsilon_j} \bar{\tau}_{\lambda,k-j} \right) q_{\lambda,j} = \quad (16)$$

$$\sum_{j=1}^N \left[(\delta_{kj} - F_{k-j} \bar{\tau}_{\lambda,b,j}) - F_{k-j} \bar{\alpha}_{\lambda,k-j} \bar{e}_{\lambda,b} \right]$$

در رابطه (۱۶) δ عملگر کرانکر می‌باشد که $\delta_{kj} = 1$ زمانی که $k = j$ و $\delta_{kj} = 0$ زمانی که $k \neq j$ باشد. $\bar{\tau}_{\lambda,k-j}$ و $\bar{\alpha}_{\lambda,k-j}$ ضریب انتقال و ضریب جذب می‌باشند و به صورت زیر تعیین می‌شوند:

$$F_{j-k} \bar{\tau}_{\lambda,j-k} = \frac{1}{A_j} \int_{A_j}^0 \int_{A_k}^0 \frac{\tau_{\lambda}(S) \cos \theta_k \cos \theta_j dA_k dA_j}{\pi S^2} \quad (17)$$

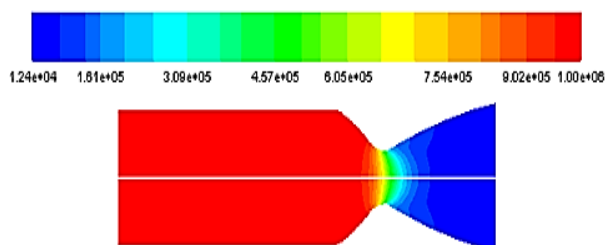
$$F_{j-k} \bar{\alpha}_{\lambda,j-k} = \frac{1}{A_j} \int_{A_j}^0 \int_{A_k}^0 \sum_{l=1}^n \frac{e_{\lambda,b,l}}{e_{\lambda,b}^*} [\alpha_{\lambda}(S_l + \Delta S) - \tau_{\lambda}(S_l)] \times \frac{dA_k dA_j \cos \theta_k \cos \theta_j}{\pi S^2} d\lambda \quad (18)$$

1- Conduction

2- Zone method

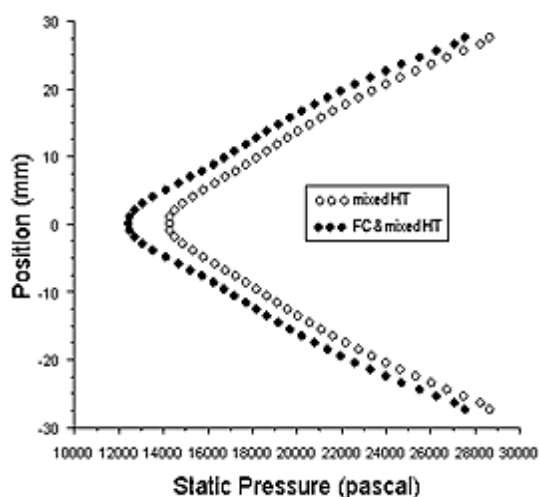
۷- نتایج و بحث

در ابتدا، مشخصات اصلی موتور شبیه‌سازی شده، نظیر دبی جرمی کل، فشار محفظه احتراق، فشار دهانه نازل و تراست تولیدی، تعیین شده، سپس با مقادیر اصلی طراحی محفظه تراست مقایسه شده است. توزیع فشار در محفظه تراست در شکل ۷ نشان داده شده است. مشاهده می‌شود فشار در محفظه احتراق ثابت و برابر ۱ MPa می‌باشد. فشار از گلوگاه تا دهانه خروجی نازل روند کاهشی به خود می‌گیرد و با شرایط عملی مطابقت دارد. کمترین مقدار فشار در دهانه خروجی به ۰/۰۱۲۴ MPa می‌رسد.



شکل (۷): کانتور توزیع فشار

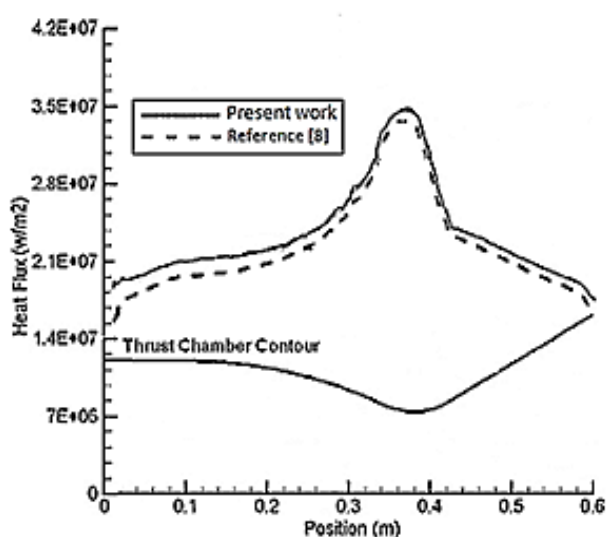
در نمودار شکل ۸ مقایسه‌ای بین تغییرات فشار در دهانه خروجی نازل، برای حالتی که فقط انتقال حرارت ترکیبی از دیواره وجود دارد (mixed HT)، و حالتی که علاوه بر انتقال حرارت ترکیبی، فیلم خنک‌کاری نیز در نظر گرفته شده (mixed HT & FC)، صورت گرفته است.



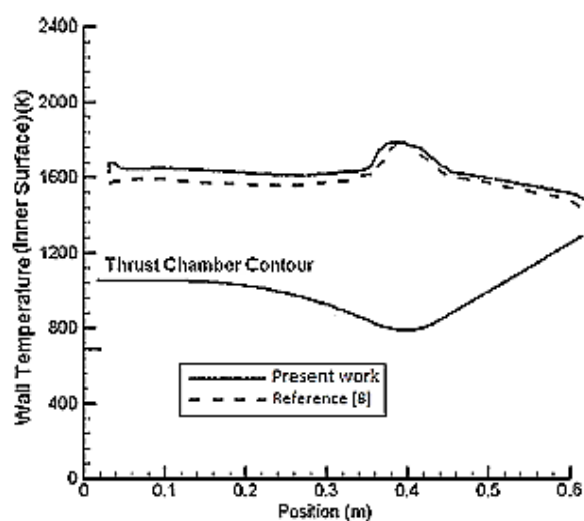
شکل (۸): تغییرات فشار در دهانه نازل

مشاهده می‌شود که متوسط فشار در دهانه خروجی نازل به مقدار اصلی محفظه تراست یعنی حدود ۰/۰۲ MPa

شکل بر اساس فرضیات به کار گرفته شده در مرجع [۸]، گاز به صورت غیر تابشی در نظر گرفته شده است. به هر حال، انطباق بین نتایج، صحت محاسبات انجام شده را تایید می‌نماید. از آنجایی که معادلات حاکم بر جریان گاز و انتقال حرارت در داخل داخل محفظه تراست شبیه به هم می‌باشند، لذا، می‌توان به این نتیجه رسید که با مدل تئوریک به کار گرفته شده و محاسبات عددی مربوطه می‌توان محفظه تراست مورد نظر را با دقت قابل قبولی مورد تجزیه و تحلیل قرار داد.

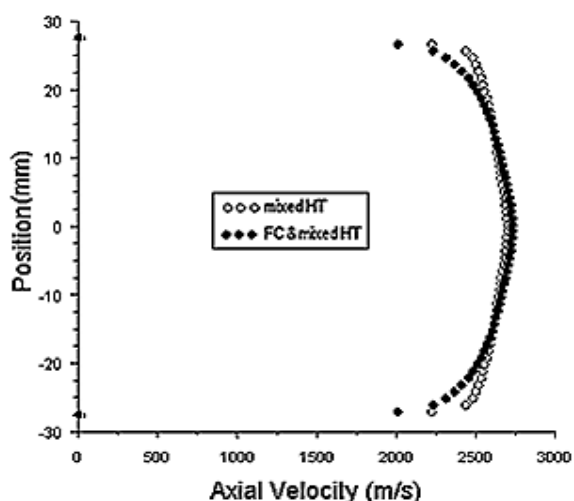


شکل (۵): مقایسه فلاکس حرارتی برای مرجع [۸] در طول دیواره

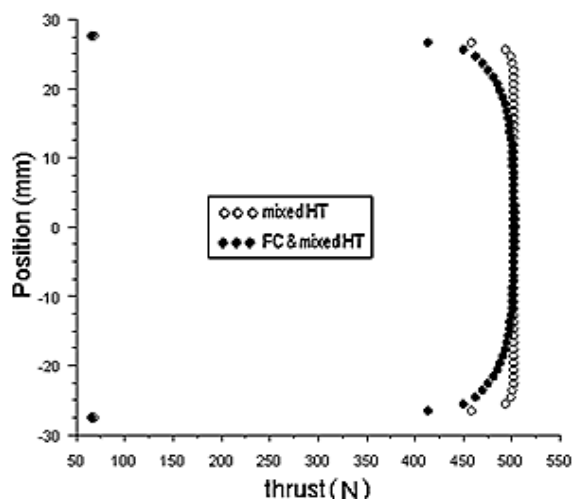


شکل (۶): مقایسه تغییرات دما برای مرجع [۸] در سطح داخلی محفظه

عمده اختلاف سرعت در نزدیکی جداره، یعنی در ناحیه فیلم خنک کاری مشاهده می شود. با داشتن دبی جرمی، سرعت و فشار در دهانه نازل می توان نیروی تراست قابل دستیابی را تعیین نمود که این مقدار حدود ۵۰۰ N به دست می آید که با مقدار اصلی منطبق است. طبق نمودار شکل ۱۱ اختلاف نیروی تراست نیز به نواحی نزدیک جداره و ناحیه فیلم خنک کاری محدود می شود.



شکل (۱۰): تغییرات سرعت در دهانه نازل



شکل (۱۱): نیروی تراست تولیدی در دهانه نازل

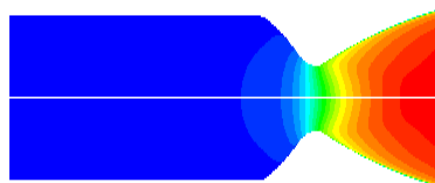
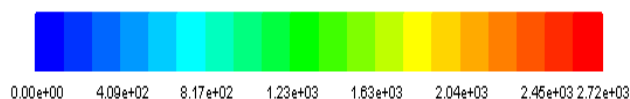
توزیع دما در محفظه تراست در شکل ۱۲ نشان داده شده است. مشاهده می شود دما در هسته مرکزی محفظه احتراق ثابت و در حدود ۳۱۴۰K می باشد. دما از گلوگاه تا دهانه خروجی نازل روند کاهشی به خود می گیرد و این موضوع بیانگر آن است که انرژی حرارتی گاز به انرژی جنبشی تبدیل

می باشد. نرم افزار فلونت گزارشی از دبی جرمی در ورودی و خروجی محفظه تراست، در طول فرآیند حل مسئله، و مقدار اختلاف این دو مقدار برای اطمینان یافتن از برقراری قانون پیوستگی در طول فرآیند شبیه سازی را ارائه می دهد. عدم توازن خالص در جرم کل باید کمتر از ۰/۲ درصد دبی جرمی در محدوده، در هنگام همگرایی حل باشد. در جدول ۳ گزارش دبی جرمی کل در محفظه شبیه سازی شده برای هر دو حالت آورده شده است.

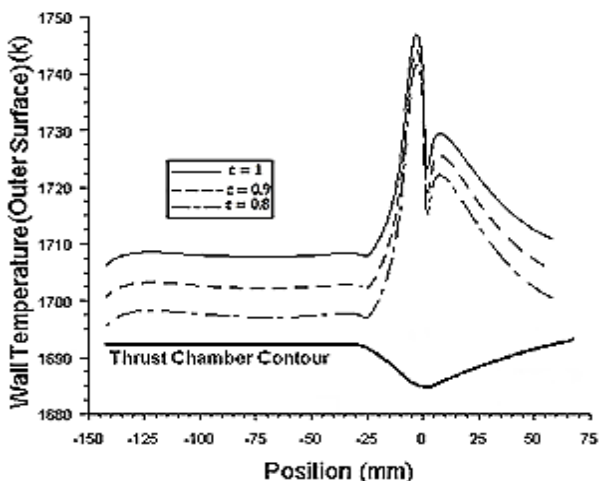
جدول (۳): دبی جرمی کل در محفظه

حالت	مقدار
فیلم خنک کاری و انتقال حرارت ترکیبی	Mass Flow Rate (kg/s)
	cooling inlet 0.075025529
	inlet 0.12146368
	outlet -0.19648367
	Net 5.5357814e-06
انتقال حرارت ترکیبی	Mass Flow Rate (kg/s)
	inlet 0.18907337
	outlet -0.18907034
	Net 3.0249357e-06
طراحی اصلی	۰/۱۸ kg/s

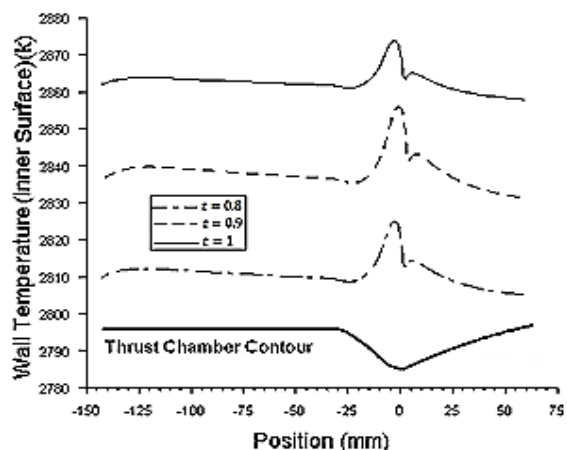
اختلاف این مقادیر با مقدار اصلی دبی جرمی محفظه تراست (۰/۱۸ کیلوگرم بر ثانیه) می تواند به علت اختلاف چگالی جریان سیال عامل باشد. چگالی جریان داغ و پرفشار محصولات احتراق با چگالی سوخت و اکسید کننده در حالت مایع به درون محفظه پاشش می شوند متفاوت است. کانتور توزیع سرعت در محفظه تراست، در شکل ۹ نشان داده شده است. همچنین تغییرات سرعت در دهانه نازل برای هر دو حالت در نمودار شکل ۱۰ بایکدیگر مقایسه شده است.



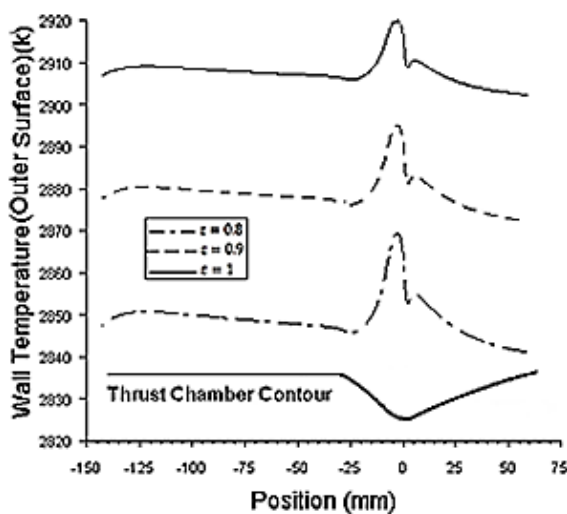
شکل (۹): کانتور توزیع سرعت در محفظه تراست



شکل (۱۴): دمای سطح خارجی دیواره برای فیلم خنک کاری

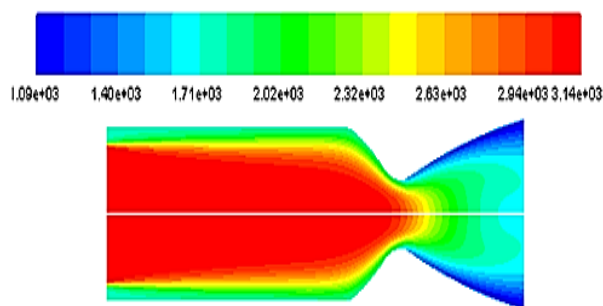


شکل (۱۵): دمای سطح داخلی دیواره بدون فیلم خنک کاری



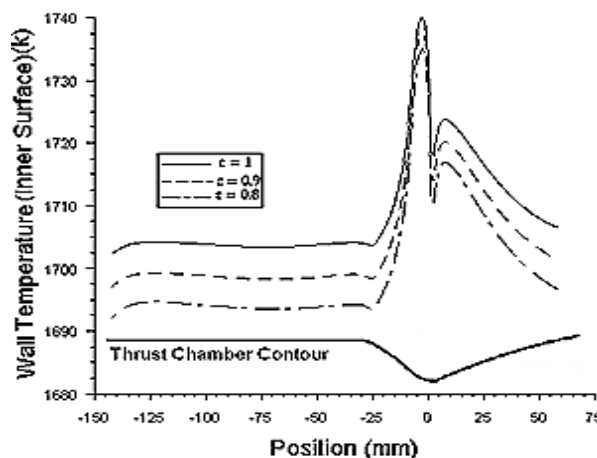
شکل (۱۶): دمای سطح خارجی دیواره بدون فیلم خنک کاری

می‌شود. در لایه خنک کاری محفظه احتراق نیز دما در حدود ۲۳۰۰K تا ۱۷۰۰K تغییر می‌کند. با توجه به این نکته، که شبیه‌سازی برای شرایط کاری موتور سوخت مایع، در خارج جو زمین و در شرایط خلا انجام شده، ضریب جذب محیط به‌عنوان یکی از خواص تشعشعی برابر یک در نظر گرفته شده است. همچنین ضریب گسیل‌مندی جریان گاز داغ برای تشعشع حرارتی برابر سه مقدار ۰/۸، ۰/۹ و ۱ در نظر گرفته شده و نتایج بایکدیگر برای حالت فیلم‌خنک کاری و انتقال حرارت ترکیبی و حالت فقط انتقال حرارت ترکیبی با یکدیگر مقایسه شده است.

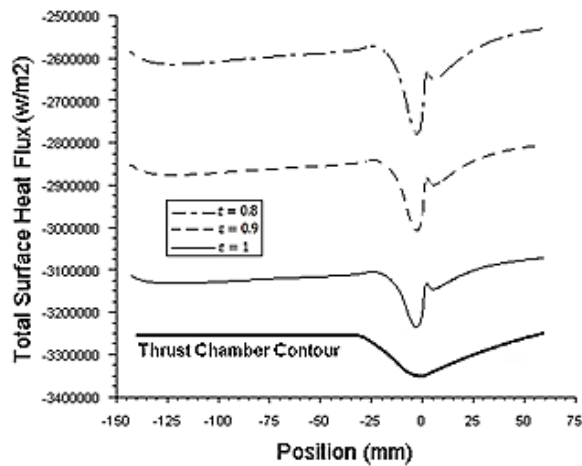


شکل (۱۲): کانتور توزیع دما

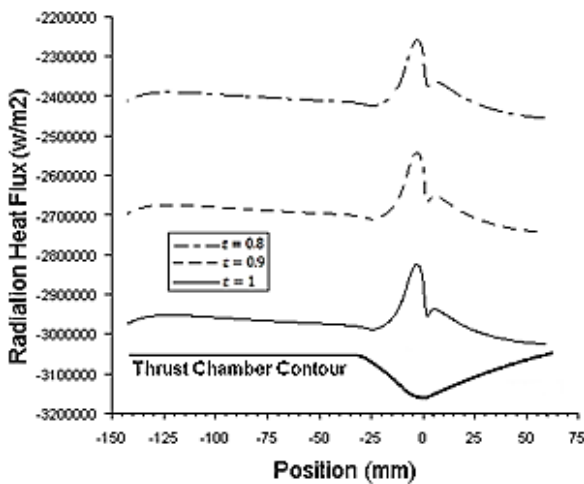
در نمودارهای شکل ۱۳ و ۱۴ دمای سطح داخلی و خارجی دیواره برای ضرایب صدور مختلف، برای فیلم خنک کاری با یکدیگر مقایسه شده است. در نمودارهای شکل ۱۵ و ۱۶ نیز دمای سطح داخلی و خارجی دیواره برای حالتی که فقط انتقال حرارت ترکیبی از دیواره وجود دارد، با یکدیگر مقایسه شده است. تاثیر فیلم خنک کاری بر کاهش دمای جداره در طول محفظه تراست، در این نمودارها به وضوح قابل مشاهده است.



شکل (۱۳): دمای سطح داخلی دیواره برای فیلم خنک کاری

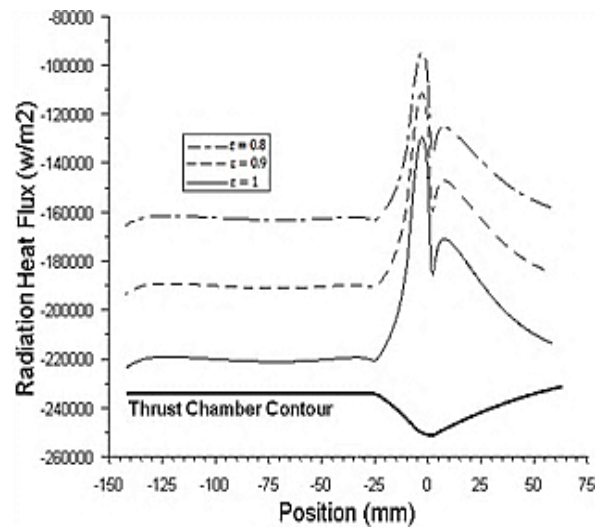


شکل (۱۷): میزان فلاکس حرارتی کل بدون فیلم خنک‌کاری

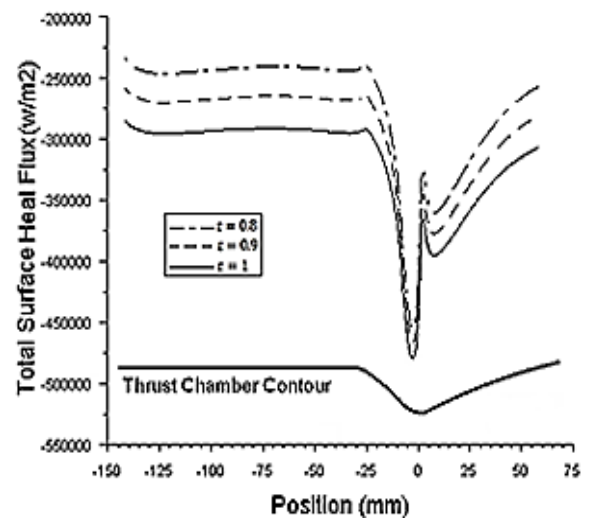


شکل (۱۸): میزان فلاکس حرارتی تشعشعی بدون فیلم خنک‌کاری

در نمودارهای شکل ۱۷ و ۱۸ میزان فلاکس حرارتی کل و تشعشعی از دیواره برای ضرایب صدور مختلف، برای فیلم خنک‌کاری با یکدیگر مقایسه شده است. در نمودارهای شکل ۱۹ و ۲۰ نیز میزان فلاکس حرارتی کل و تشعشعی از دیواره برای حالتی که فقط انتقال حرارت ترکیبی از دیواره وجود دارد، با یکدیگر مقایسه شده است. علامت منفی در این نمودارها بیانگر جهت انتقال حرارت است که در جهت خروج از سیستم می‌باشد.



شکل (۱۹): میزان فلاکس حرارتی تشعشعی برای فیلم خنک‌کاری



شکل (۲۰): میزان فلاکس حرارتی کل برای فیلم خنک‌کاری

۸- نتیجه‌گیری

به دلیل دمای بسیار بالای جریان احتراق در محفظه تراست موتور سوخت مایع، خنک‌کاری جداره محفظه از اهمیت زیادی برخوردار است. با توجه به نتایج به‌دست‌آمده از فرآیند شبیه‌سازی، خنک‌کاری جداره به روش فیلم خنک‌کاری، می‌تواند تاثیر به‌سزایی در دمای دیواره داشته باشد. به طوری که تاثیر فیلم خنک‌کاری بر کاهش دمای دیواره، همان‌طور که نمودارها ارائه شد، حدود 1000K می‌باشد. همچنین به‌کارگیری این روش برای خنک‌کاری تاثیر ناچیزی بر روی نیروی تراست دارد و همان‌طور که در شکل ۱۱ بیان شد، این تاثیر به نواحی نزدیک دیواره محدود می‌شود. لذا این روش

Rockets”, “7 Edition”, A Wiley-Interscience Publication, New York, 2001.

12. Currie, G. “Fundamental Mechanics of Fluids”, Third Edition, Marcel Dekker Inc, New York, 1993.
 13. Taeibi-Rahni, M., Khayat, M., Aliabbasi, R. “Numerical Simulation of Forced Convection Flow through a Flattened Pipe Using Porous Material in the Central and Boundary Arrangement” J. Aerospace Mechanics , Vol, 9, No.1, pp. 77-85, 2012.
 14. Emre Boysan, M. “Analysis of Regenerative Cooling in Liquid Propellant Rocket Engines”, M.S. thesis, Middle East Technical University, 2008.
 15. Hoffmann, K.A., Chiang, S.T., “Computational Fluid Dynamics for Engineers”, First Ed., EES, Texas, 1989
- می‌تواند در طراحی‌های موتور سوخت مایع بسیار مورد توجه قرار گیرد.
- ۹- مراجع**
1. Balabel, A., Hegab, A.M., Nasr, M., El-Behery, S.M. “Assessment of Turbulence Modeling for Gas Flow in Two-Dimensional Convergent-Divergent Rocket Nozzle” Applied Mathematical Modeling, Vol. 35, pp. 3408-3422, 2011.
 2. Zhang, H.W., He, Y.L., Tao, W.Q. “Numerical Study of Film and Regenerative Cooling in a Thrust Chamber at High Pressure”, Numerical Heat Transfer, Part A, Vol. 52, pp. 991-1007, 2007.
 3. Iqbal, M.J., Sheikh, N.A., Ali, H.M., Khushnood, S., Arif, M. “Comparison of Empirical Correlations for the Estimation of Conjugate Heat Transfer in a Thrust Chamber” , J. Life Science, Vol. 9, No. 4, pp. 708-716, 2012.
 4. Biju Kuttan, P., Sajesh, M. “Optimization of Divergent Angle of a Rocket Engine Nozzle Using Computational Fluid Dynamics” , Int. J . Engineering And Science, Vol. 2, No. 2, pp. 196-207, 2013.
 5. Poramir, A., Fakhr, A. “Numerical Solution of 3-D Heat Transfer in Combustion Chamber Wall and Behaviour Fluid Studying in Cooling Channel” The Sixth Conference of Iran Aerospace Society, Tehran, Khaj-e-Nasir University of Technology, 1385.
 6. Reby Roy, K.E., Madhusoodan Pillai, K. “Numerical Studies on Hydrogen Combustion in a Film Cooled Cryogenic Rocket Engine”, Int. J Engineering Science and Technology, Vol. 4, No. 7, 2012.
 7. Xiaoying, Z. “Coupled Simulation of Heat Transfer and Temperature of the Composite Rocket Nozzle Wall”, Aerospace Science and Technology, Vol. 15, pp. 402-408, 2011.
 8. Yang, W., Sun, B. “Numerical Simulation of Liquid Film and Regenerative Cooling in a Liquid Rocket”, Applied Thermal Engineering, Vol. 54, pp. 460-469, 2013.
 9. Ommi, F. “Space Rocket Propulsion and Engines” Besat Publication Institute, Tehran, Spring 1388-2009.
 10. Huzel, D.K., Huang, D.H. “Modern Engineering for Design of Liquid-Propellant Rocket Engines”, American Institute of Aeronautics and Astronautics, Washington DC, USA, 1992.
 11. Sutton, G.P., Biblarz, O. “Rocket Propulsion Elements: An Introduction to the Engineering

