

## مطالعه عددی انتقال حرارت جریان گاز محترق در محفظه رانش موتور سوخت مایع

محمد مجیدی پارسا<sup>\*</sup>، رضا ابراهیمی<sup>\*\*</sup> و حسن کریمی<sup>\*\*\*</sup>

دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، دانشکده مهندسی هوافضا

(دریافت: ۱۳۹۰/۷/۱۲، دریافت آخرین اصلاحات: ۹۰/۱۱/۱۳، پذیرش: ۹۰/۱۲/۲۰)

در این مقاله، انتقال حرارت جریان گاز محترق در محفظه رانش یک موتور سوخت مایع به صورت عددی مطالعه شده است. جریان گاز در محفظه، با در نظر گرفتن اثرات اصطکاک، انتقال حرارت جابه‌جایی به دیواره، تشعشع گازها و واکنش‌های شیمیایی غیرتعادلی به صورت شبه‌یک‌بعدی شبیه‌سازی شده و معادلات حاکم با یک روش عددی کاملاً ضمنی حل شده است. از مدل شیمیایی هوا-هیدروژن بریس، که شامل ۹ جزء و ۱۸ واکنش مقدماتی نرخ محدود است، برای شبیه‌سازی فرآیند احتراق استفاده شده است. جریان سیال خنک‌کننده در کانال‌های خنک‌کاری و هدایت حرارتی در دیواره به صورت شبه‌یک‌بعدی مدل شده است. نتایج حاصل نشان می‌دهند که روش حل به‌کار گرفته شده به خوبی می‌تواند جریان گاز در محفظه را شبیه‌سازی و شار حرارتی عبوری از دیواره، دمای دیواره و افزایش دمای سیال خنک‌کننده را محاسبه کند. براساس این نتایج، در نزدیکی ناحیه گلوگاه، شار حرارتی عبوری از دیواره محفظه و دمای دیواره به بیشترین مقدار خود می‌رسند. همچنین، بیشترین شار حرارتی ناشی از تشعشع گازها در محفظه احتراق در حدود ۳۰ درصد شار حرارتی کلی عبوری از دیواره است. مقادیر محاسباتی نشان می‌دهند که با احتساب واکنش‌های شیمیایی در محفظه بیشترین شار حرارتی کلی عبوری از دیواره ۳۰ درصد، بیشترین دمای دیواره ۷ درصد، میزان افزایش دما و افت فشار سیال خنک‌کننده در کانال‌های خنک‌کاری به ترتیب ۲۹ درصد و ۳ درصد، با نتایج عددی مرجع مورد مقایسه اختلاف دارند.

کلیدواژه: جریان گاز محترق، انتقال حرارت، محفظه رانش، موتور سوخت مایع

### مقدمه

در موتور سوخت مایع، فرایند احتراق توسط پیش‌رانه‌های مایع انجام می‌گیرد که معمولاً یکی از پیش‌رانه‌ها، قبل از تزریق به محفظه احتراق، به جهت محافظت دیواره داخلی موتور در برابر گازهای گرم حاصل از احتراق، از میان کانال‌های خنک‌کاری در دیواره محفظه عبور داده می‌شود. محفظه رانش از دو بخش محفظه احتراق و نازل همگرا-واگرا تشکیل شده است. توسعه موتورهای سوخت مایع، به‌ویژه تمایل به سمت فشار محفظه احتراق بالاتر، منجر به افزایش شار حرارتی از گازهای محترق به دیواره‌های محفظه رانش می‌شود. پیش‌بینی مشخصه‌های انتقال حرارت در محفظه رانش موتور سوخت مایع با خنک‌کاری بازبایی از مهم‌ترین امور چالش‌برانگیز در طراحی موتورهای موشکی سوخت مایع با عملکردهای بالاست است. این امر زمانی که امکان استفاده مجدد و عمر بالا مورد نیاز باشد، از اهمیت بالایی برخوردار است. کاهش دمای دیواره سبب افزایش عمر محفظه می‌شود که این امر در صنعت سفرهای فضایی، به علت هزینه بالای ساخت، با اهمیت است. در نتیجه به روش‌های خنک‌کاری موثری نیاز است که بتواند سطوح دیواره را از صدمات حرارتی ناشی از جریان سیال گرم محافظت کند.

\* کارشناس ارشد - نویسنده مخاطب (ایمیل: m\_majidi\_p@yahoo.com)

\*\* دانشیار (ایمیل: rebrahimi@kntu.ac.ir)

\*\*\* دانشیار (ایمیل: hkarimi@kntu.ac.ir)

محمد مجیدی پارسا، رضا ابراهیمی و حسن کریمی

مهم‌ترین فرایندهای تاثیرگذار در تحلیل پدیده‌های حرارتی موتورهای موشکی شامل احتراق در محفظه پیشران، انبساط گازهای گرم عبوری از نازل، انتقال حرارت از گازها به بدنه محفظه از طریق جابه‌جایی و تشعشع، هدایت در دیواره محفظه و انتقال حرارت جابه‌جایی در کانال‌های خنک‌کاری‌اند. پیچیدگی تحلیل حرارتی در موتور موشک‌ها به دلیل سه‌بعدی بودن هندسه، وابستگی ضرایب انتقال حرارت گاز و سیال خنک‌کننده به فشار سیال و دمای دیواره، نامعلوم بودن افت فشار و خواص سیال خنک‌کننده، هدایت محوری حرارت در دیواره و انتقال حرارت تشعشعی بین گاز و سطح داخلی موتور است. نرخ انتقال حرارت در موشک‌ها از مقادیر کمتر از  $50 \text{ W/cm}^2$  آغاز و به بالاتر از  $16 \text{ kW/cm}^2$  می‌رسد [۱] که مقادیر بالا در ناحیه گلوگاه نازل محفظه رانش بزرگ و مقادیر کم در مولد گازها، ناحیه خروجی نازل یا در محفظه رانش‌های کوچک با فشار پایین رخ می‌دهد. مقدار انتقال حرارت هدایتی از گازهای گرم به دیواره در محفظه رانش ناچیز است. بخش زیادی از انتقال حرارت به شکل جابه‌جایی و در حدود ۵ تا ۳۵ درصد انتقال حرارت به شکل تشعشع به دیواره منتقل می‌شود [۱]. برای انتخاب بهترین روش خنک‌کاری در محفظه رانش، باید متغیرهای مختلفی از جمله نوع پیشرانه، فشار محفظه، سیستم تغذیه پیشران، هندسه محفظه رانش و مواد به کار رفته در محفظه را در نظر گرفت [۲].

مطالعات مختلفی جهت تحلیل انتقال حرارت در محفظه رانش موتور سوخت مایع انجام گرفته است. مطالعه عددی جریان گاز محترق در نازل موتور سوخت مایع توسط کی و همکاران [۳] و شن و اوربیک [۴] انجام شده است که جریان گاز به صورت دوبعدی، با احتساب واکنش‌های شیمیایی و بدون در نظر گرفتن اثرات تشعشع گازها و خنک‌کاری خارجی، مدل‌سازی شده است. مطالعه عددی خنک‌کاری فیلمی و بازجایی در محفظه رانش توسط زیهانگ و همکاران انجام شده است که برای تبادل انتقال حرارت و جرم بین جریان گاز گرم و فیلم نازک مایع در محفظه از مدل جریان گاز غیرمحترق دوبعدی و برای جریان سیال خنک‌کننده در کانال از مدل یک‌بعدی استفاده شده است [۵]. مارچی و همکاران یک مدل ریاضی یک‌بعدی برای جریان گاز غیرمحترق در محفظه رانش با خنک‌کاری بازجایی، بدون احتساب واکنش‌های شیمیایی در محفظه، ارائه کرده‌اند. مدل مورد نظر با کوپل معادلات حاکم بر جریان گاز تک جزء و با ترکیب شیمیایی ثابت در محفظه، جریان سیال خنک‌کننده در کانال‌ها و انتقال حرارت هدایتی در دیواره به دست آمده است. روش حل عددی معادلات بر مبنای روش حجم محدود از نوع مرتبه دوم است [۶]. نراقی و همکاران، با ترکیب دو کد محاسباتی RTE (کد تحلیل انتقال حرارت سمت سیال خنک‌کننده و دیواره) [۷] و TDK (کد شیمی گاز محترق در محفظه) [۸]، به طراحی و آنالیز موتور سوخت مایع با خنک‌کاری بازجایی پرداخته‌اند [۹]. امروزه، در پروژه‌های مرتبط با موتورهای موشکی، به علت مقدار زمان زیاد جهت انجام محاسبات معادلات چندبعدی، از مدل‌های یک‌بعدی و ضرایب تصحیح تجربی استفاده می‌شود [۱۰]. مطالعات عددی خنک‌کاری بازجایی، بدون در نظر گرفتن اثرات تشعشع گازها و واکنش‌های شیمیایی در محفظه، توسط پورامیر و فخر طباطبایی [۱۱] و اسدالهی و ملاحجیان [۱۲] انجام گرفته است. شبیه‌سازی تاثیر متغیرهای هندسی و فیزیکی در خنک‌کاری بازجایی توسط عیسی‌خانی صورت گرفته است [۱۳]. در این مدل، محفظه رانش به المان‌های حلقوی کوچک تقسیم شده و هریک از المان‌ها به عنوان یک مبدل حرارتی در نظر گرفته شده است که در آن ضریب انتقال حرارت و خواص فیزیکی تقریباً ثابت باقی می‌ماند. حل هریک از مبدل‌های حرارتی از روش اختلاف دمای متوسط لگاریتمی انجام شده است. ولی‌زاده کد کامپیوتری جهت محاسبات انتقال حرارت و خنک‌کاری محفظه رانش موتورهای سوخت مایع و روش‌های افزایش میزان خنک‌کاری ارائه کرده است [۱۴].

در این پژوهش، مشخصه‌های انتقال حرارت جریان گاز محترق و سیال خنک‌کننده در محفظه رانش موتور سوخت مایع، به صورت عددی، مطالعه شده است. جریان گاز محترق در محفظه، با در نظر گرفتن اثرات اصطکاک، انتقال حرارت جابه‌جایی و تشعشع گازها به دیواره و با احتساب واکنش‌های شیمیایی غیرتعدالی شامل ۹ جزء و ۱۸ واکنش مقدماتی نرخ محدود، به صورت شبه یک‌بعدی، مدل‌سازی شده است. جهت شبیه‌سازی جریان سیال عبوری از کانال‌های خنک‌کاری از یک مدل ریاضی یک‌بعدی استفاده شده است. انتقال حرارت پایا بین جریان گاز در محفظه با سیال خنک‌کننده در کانال‌ها با در نظر گرفتن هدایت حرارتی یک‌بعدی در دیواره کوپل شده است.

## معادلات حاکم بر جریان گاز محترق

مهم ترین ساده سازی صورت گرفته نسبت به مسئله واقعی این است که جریان گاز به صورت یک بعدی با تقارن محوری مدلسازی شده است. معادلات حاکم بر جریان گاز محترق شامل بقای جرم، معادله اندازه حرکت، بقای انرژی و معادله انتقال اجزای مولکولی است که برای  $N_s$  جزء شیمیایی در محفظه رانش به ترتیب به صورت زیر می توان نوشت [۱۵]:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho A) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho u A) = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u A) + \frac{\partial}{\partial x}[(\rho u^2 + p)A] = p \frac{dA}{dx} + F' \quad (2)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E A) + \frac{\partial}{\partial x}[(\rho u E + up)A] = \frac{\partial}{\partial x}(q_x A) + q' \quad (3)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho Y_i A) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho u Y_i A) = A \dot{\omega}_i - \frac{\partial}{\partial x}(\rho \tilde{u}_i Y_i A) \quad (4)$$

که عبارت  $q_x$  شامل هدایت حرارتی در گازها و اثرات حرارتی ناشی از نفوذ جرم اجزا بوده و به صورت زیر است:

$$q_x = \lambda \frac{\partial T}{\partial x} - \rho \sum_{i=1}^{N_s} h_i Y_i \tilde{u}_i \quad (5)$$

که  $\lambda$  ضریب هدایت حرارتی گاز،  $h_i$  آنتالپی مخصوص جزء  $i$  ام و  $\rho$  چگالی گاز است.  $\tilde{u}_i$  سرعت نفوذ جزء  $i$  ام است که با توجه به قانون فیک محاسبه می شود [۱۶]:

$$Y_i \tilde{u}_i = -D_{im} \frac{\partial Y_i}{\partial x} \quad (6)$$

$$D_{im} = \frac{1 - X_i}{\sum_{j \neq i} \frac{X_j}{D_{ij}}} \quad (7)$$

که  $D_{ij}$  ضریب نفوذ جزء  $i$  ام در جزء  $j$  ام،  $D_{im}$  ضریب نفوذ جزء  $i$  در مخلوط گاز،  $Y_i$  کسر جرمی جزء  $i$  ام و  $X_i$  کسر مولی جزء  $i$  ام است. مقادیر ضرایب نفوذ مولکولی  $D_{ij}$  و  $D_{im}$  در مرجع [۱۷] لیست شده است. دما و فشار از روابط زیر محاسبه می شود:

$$E = \sum_{i=1}^{N_s} h_i Y_i - \frac{p}{\rho} + \frac{u^2}{2} \quad (8)$$

$$h_i = h_{f_i}^\circ + \int_{T_{ref}}^T c_{p_i} dT \quad (9)$$

با فرض اینکه معادله گاز کامل برای همه اجزای شیمیایی برقرار باشد، معادله حالت به صورت زیر می شود:

$$p = \rho \bar{R} T_g \sum_{i=1}^{N_s} \frac{Y_i}{M_i} \quad (10)$$

که در روابط بالا،  $p$  و  $u$  و  $T_g$  به ترتیب فشار، سرعت و دمای گاز،  $E$  انرژی کل مخصوص،  $A$  سطح مقطع جریان گاز عبوری،  $\bar{R}$  ثابت عمومی گازها،  $h_{f_i}^\circ$  آنتالپی تشکیل جزء  $i$  ام،  $c_{p_i}$  گرمای ویژه در فشار ثابت جزء  $i$  ام و  $M_i$  وزن مولکولی جزء  $i$  ام است. زیر نویس  $i$  مشخص کننده هر جزء و  $N_s$  تعداد کل اجزای شیمیایی است.

$F'$  پسای اصطکاکی محفظه (ناشی از تنش برشی تولیدی توسط نیروهای لزج) و  $q'$  شامل اثرات انتقال حرارت به دیواره بوده که به شکل زیر مدل شده است [۶]:

$$F' = -\frac{\pi}{8} f_g \rho u |u| D \quad (11)$$

$$q' = A'_{wh} (q''_h + q''_r) \quad (12)$$

که  $f_g$  و  $D$  به ترتیب ضریب اصطکاک دارسی و قطر هیدرولیکی محفظه،  $A_{wh}$  مساحت دیواره داخلی سمت جریان گاز و  $A'_{wh}$  مساحت دیواره سمت گاز در واحد طول  $x$  است. برای تعیین مقدار ضریب اصطکاک  $f_g$ ، از رابطه کلبروک [۱۸] استفاده شده است. شار حرارتی جابه‌جایی  $q''_h$  و شار حرارتی تشعشعی  $q''_r$  به دیواره به صورت زیر مدل شده است [۲]:

$$q''_h = h_g (T_{wh} - T_{aw}) \quad (۱۳)$$

$$q''_r = \varepsilon_g \sigma (T_{wh}^4 - T_g^4) \quad (۱۴)$$

که  $h_g$  ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی بین گاز و دیواره که از رابطه بارتز [۲] محاسبه می‌شود،  $T_{wh}$  دمای دیواره سمت گاز،  $\sigma$  ثابت استفان-بولتزمن،  $\varepsilon_g$  ضریب صدور گاز و  $T_{aw}$  دمای دیواره بی‌دررو (Adiabatic) [۲] است که از رابطه زیر محاسبه می‌شود:

$$T_{aw} = T_g \left[ 1 + g \frac{(\gamma - 1)}{2} \text{Ma}^2 \right] \quad (۱۵)$$

که  $\gamma$  نسبت گرمای ویژه،  $\text{Ma}$  عدد ماخ محلی جریان گاز و  $g$  ضریب بازیابی محلی است. ضریب بازیابی محلی نشان‌دهنده نسبت افزایش دمای اصطکاکی به افزایش دمای ناشی از تراکم بی‌دررو است که بر حسب روابط تجربی یا روابط اصلاح‌شده بر حسب عدد پرنتل ( $\text{Pr}$ ) تعیین می‌شود. این مقدار برای جریان آرام و آشفته به ترتیب برابر با  $\text{Pr}^{0.5}$  و  $\text{Pr}^{0.33}$  است [۲].

مدل شیمیایی مورد استفاده مدل احتراقی هوا-هیدروژن بوده که شامل ۹ جزء  $\text{H}_2$ ،  $\text{O}_2$ ،  $\text{OH}$ ،  $\text{H}_2\text{O}$ ،  $\text{H}$ ،  $\text{O}$ ،  $\text{HO}_2$ ،  $\text{H}_2\text{O}_2$  و  $\text{N}_2$  و ۱۸ واکنش مقدماتی است [۴]. نیتروژن عضو خنثی است و در محاسبات وارد نمی‌شود. برای  $N_R$  واکنش مقدماتی می‌توان نوشت:

$$\sum_{i=1}^{N_S} v'_{ij} R_i \Leftrightarrow \sum_{i=1}^{N_S} v''_{ij} R_i \quad j = 1, \dots, N_R \quad (۱۶)$$

که  $R_i$ ،  $v'_{ij}$  و  $v''_{ij}$  به ترتیب نماد جزء  $i$  ام و ضرایب استوکیومتری جزء  $i$  ام در واکنش  $j$  ام رفت و برگشت‌اند.  $k_{f_j}$  و  $k_{b_j}$  ثابت نرخ واکنش  $j$  ام رفت و برگشت‌اند که تابعی از دما بوده و توسط معادله آرنیوس تعیین می‌شوند [۱۶]:

$$k_{f_j} = A_{f_j} T^{B_{f_j}} e^{-E_{f_j}/\bar{R}T} \quad (۱۷)$$

$$k_{b_j} = A_{b_j} T^{B_{b_j}} e^{-E_{b_j}/\bar{R}T} \quad (۱۸)$$

که  $E_{f_j}$ ،  $E_{b_j}$  انرژی آزادسازی واکنش  $j$  ام رفت و برگشت و  $A_{f_j}$ ،  $A_{b_j}$ ،  $B_{f_j}$  و  $B_{b_j}$  ثوابت واکنش  $j$  ام رفت و برگشت‌اند. از مرجع [۴] جهت تعیین ضرایب نرخ واکنش استفاده شده است. نرخ تغییرات غلظت مولی جزء  $i$  ام به وسیله واکنش  $j$  ام عبارت است از:

$$(\dot{C}_i)_j = (v''_{ij} - v'_{ij}) \left( k_{f_j} \prod_{l=1}^{N_S} C_l^{v'_{lj}} - k_{b_j} \prod_{l=1}^{N_S} C_l^{v''_{lj}} \right) \quad (۱۹)$$

که  $C_l$  غلظت جزء  $l$  ام است. نرخ تغییرات کلی غلظت جرمی جزء  $i$  ام  $(\dot{\omega}_i)$  از رابطه زیر تعیین می‌شود:

$$\dot{\omega}_i = \sum_{j=1}^{N_R} M_i (\dot{C}_i)_j \quad (۲۰)$$

برای هریک از اجزای شیمیایی، گرمای ویژه در فشار ثابت، ضریب هدایت حرارتی و گرانشی با یک چندجمله‌ای مرتبه چهار تعیین می‌شوند [۴].

## معادلات حاکم بر جریان سیال خنک‌کننده

در این مطالعه، سیال خنک‌کننده با دبی جرمی مشخص از انتهای نازل به کانال خنک‌کاری تزریق می‌شود و در خلاف جهت جریان گاز عبوری در محفظه، در کانال جریان می‌یابد (شکل ۱). شکل هندسی کانال خنک‌کاری در شکل ۲ نشان داده شده

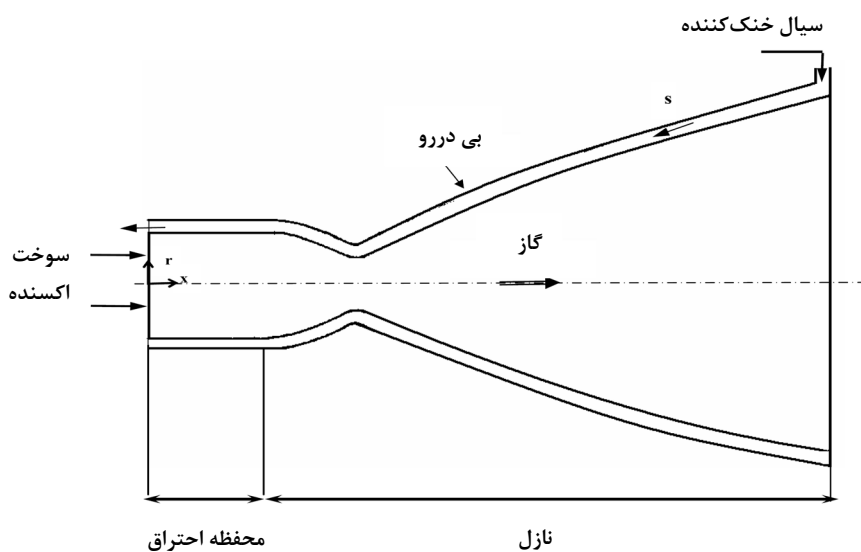
است. جهت شبیه سازی خنک کاری، از فرض جریان شبه یک بعدی برای سیال عبوری از کانال استفاده شده است. با توجه به اینکه ابعاد عرضی هر کانال نسبتاً کوچک است، فرض جریان یک بعدی از دیدگاه مهندسی کاملاً قابل قبول است. معادلات حاکم معادله پیوستگی، اندازه حرکت و انرژی بوده که برای سیال عبوری از کانال به صورت زیر بیان می شود [۶]:

$$\frac{d}{ds}(\rho_c u_c A) = 0 \quad (21)$$

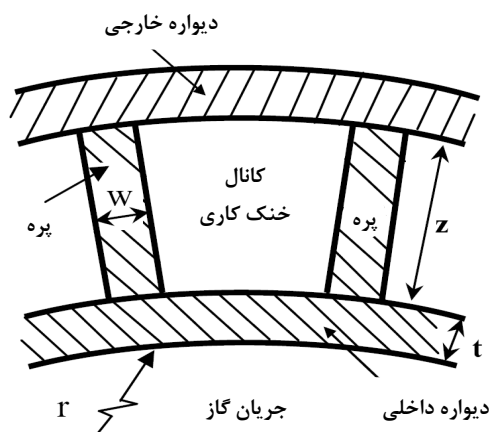
$$\frac{d}{ds}(\rho_c u_c^2 A) = -A \frac{dp_c}{ds} + F' \quad (22)$$

$$c_{pc} \frac{d}{ds}(\rho_c u_c A T_c) = \beta T_c u_c A \frac{dp_c}{ds} + q' \quad (23)$$

$$\rho_c = \rho_1 + \rho_2 T_c + \rho_3 T_c^2 \quad (24)$$



شکل ۱- طرحواره محفظه رانش موتور با خنک کاری بازیابی



شکل ۲- شکل هندسی کانال خنک کاری [۶]

در روابط بالا،  $\rho_c$ ،  $\rho_c \varphi_c$  و  $T_c$  به ترتیب چگالی، فشار، سرعت و دمای سیال خنک کننده،  $s$  مسیر حرکت جریان در طول کانال،  $A$  سطح مقطع عبوری سیال در کانال،  $c_{pc}$  گرمای ویژه در فشار ثابت سیال خنک کننده و  $\beta$  ضریب انبساط گرمایی

حجمی است [۱۹]. چنانچه از رابطه (۲۴) مشخص است، چگالی سیال خنک کننده به صورت یک چندجمله‌ای مرتبه دو در نظر گرفته شده است و  $\rho_1, \rho_2, \rho_3$  ثوابتی‌اند که بستگی به نوع سیال دارند [۶].  $F'$  پسای اصطکاکی کانال و  $q'$  شامل دو بخش کار اصطکاکی و انتقال حرارت از میان دیواره است و با روابط زیر تعیین می‌شوند:

$$F' = -\frac{\pi}{8} f_c \rho_c u_c |u_c| D \quad (25)$$

$$q' = |u_c F'| + A'_{wc} q''_c \quad (26)$$

که  $f_c$  و  $D$  به ترتیب ضریب اصطکاک داری و قطر هیدرولیکی کانال،  $A'_{wc}$  سطح انتقال حرارت بین سیال خنک کننده و دیواره‌های محیطی و  $A'_{wc}$  نشان دهنده بر واحد طول  $s$  است. شار حرارتی  $q''_c$  از رابطه زیر محاسبه می‌شود:

$$q''_c = h_c (T_{wc} - T_c) \quad (27)$$

سطح تبادل حرارتی با دیواره‌ها از رابطه زیر تعیین می‌شود:

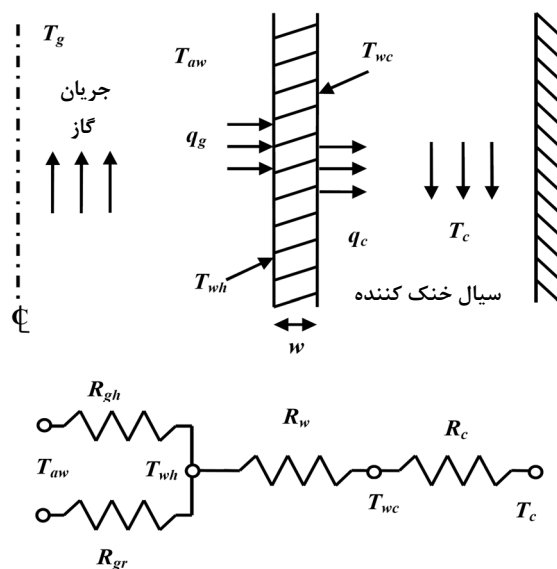
$$A_{wc} = A_b + A_f \eta \quad (28)$$

در این معادلات،  $h_c$  ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی بین سیال خنک کننده و دیواره،  $T_{wc}$  دمای داخلی دیواره سمت سیال خنک کننده،  $A_b$  مساحت پایه کانال (شکل ۲)،  $A_f$  مساحت پره‌های در تماس با سیال و  $\eta$  بازده پره [۱۹] است. پره‌ها مستطیلی با نوک پره بی‌دررو در نظر گرفته شده است.

برای حل معادلات مورد نظر، مقدار ضریب اصطکاک  $f_c$  از رابطه کلبروک [۱۸] و برای تعیین ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی بین سیال خنک کننده و دیواره  $h_c$ ، از رابطه گنیلنسکی [۱۹] استفاده شده است.

## هدایت حرارتی از میان دیواره

انتقال گرما در دیواره محفظه رانش و مدار معادل گرمایی آن در شکل ۳ نشان داده شده است. حرارت به طریق تشعشع و جابه‌جایی از گازهای داغ در حال احتراق به دیواره داخلی محفظه منتقل شده است. سپس به صورت هدایت از میان دیواره عبور کرده و به شکل جابه‌جایی به سیال خنک کننده می‌رسد. دیواره خارجی کانال، بی‌دررو در نظر گرفته شده است.



شکل ۳- انتقال گرما از دیواره و مدار معادل گرمایی آن

انتقال حرارت پایا و یک‌بعدی عبوری از دیواره را می‌توان به صورت زیر نوشت:

$$q = (q_h'' + q_r'')A_{wh} = q_w''A_{wh} = q_c''A_{wc} \quad (29)$$

که

$$q_w'' = \frac{k_w}{e}(T_{wh} - T_{wc}) \quad (30)$$

که  $q$  نرخ انتقال حرارت عبوری از دیواره،  $q_w''$  شار حرارتی عبوری از دیواره،  $e$  ضخامت دیواره داخلی و  $k_w$  ضریب انتقال حرارت هدایتی دیواره است که به صورت تابعی از دمای دیواره در نظر گرفته شده است [۶].

## روش حل عددی

جهت حل معادلات حاکم بر جریان گاز، از یک روش کاملاً ضمنی، که برای جریان‌های محترق بسط داده شده، استفاده شده است؛ روش LUSSOR [۲۰] برای اختلاف زمانی و روش شکافتن بردار شار و ن لیر [۲۱] برای اختلاف مکانی معادلات به کار رفته است. برای حل معادلات حاکم بر جریان سیال خنک‌کننده، از روش اختلاف محدود استفاده شده است و جمله جابه‌جایی با اختلاف مرکزی تقریب زده می‌شود [۵].

## شرایط مرزی و اولیه

در جریان گاز، برای جریان مادون صوت ورودی، فشار معین است. دما و کسر جرمی اجزای مولکولی در ابتدا مقادیر تعادلی فرض شده و سپس با مقادیر سینتیکی حاصل از احتراق با نرخ محدود اصلاح می‌شود. عدد ماخ برون‌یابی و چگالی از معادله گاز کامل محاسبه می‌شود. برای جریان خروجی مافوق صوت، کلیه خواص برون‌یابی می‌شوند. در تمامی گره‌ها، شرایط جریان ورودی به عنوان شرط اولیه متغیرهای مستقل در نظر گرفته شده است.

برای جریان سیال خنک‌کننده، دبی جرمی و دما در ورودی کانال (خروجی نازل) ثابت فرض می‌شود. فشار سیال در ورودی کانال برون‌یابی می‌شود. در خروجی کانال، فشار سیال برابر با فشار اتمسفریک و دمای سیال برون‌یابی می‌شود.

## کوپل جریان‌های گاز و سیال خنک‌کننده با هدایت حرارتی از میان دیواره

الگوریتم مورد استفاده جهت حل معادلات کوپل شده بین جریان گاز و سیال خنک‌کننده با هدایت حرارتی در دیواره به صورت زیر است:

۱- دمای دیواره در سمت جریان گاز گرم و سمت سیال خنک‌کننده فرض می‌شود.

۲- با حل معادلات حاکم بر جریان گاز، شار عبوری از دیواره ( $q_g$ ) از رابطه زیر محاسبه می‌شود:

$$q_g = (q_h'' + q_r'')A_{wh} \quad (31)$$

۳- معادلات حاکم بر جریان سیال خنک‌کننده حل می‌شود.

۴- نرخ انتقال حرارت کلی بین گاز گرم و سیال خنک‌کننده ( $q_T$ ) از رابطه زیر حاصل می‌شود:

$$q_T = \frac{(T_{aw} - T_c)}{R_T} \quad (32)$$

که  $R_T$  مقاومت حرارتی کلی است و از رابطه زیر به دست می‌آید:

$$R_T = R_g + R_w + R_c \quad (33)$$

که  $R_g$  مقاومت حرارتی گاز، شامل مقاومت جابه‌جایی ( $R_{g,h}$ ) و مقاومت تشعشعی ( $R_{g,r}$ )، و  $R_w$  و  $R_c$  به ترتیب مقاومت هدایت حرارتی دیواره و مقاومت جابه‌جایی سیال خنک‌کننده‌اند و به کمک روابط زیر تعیین می‌شوند:

$$R_g = \frac{(T_{aw} - T_{wh})}{\left[ h_g(T_{aw} - T_{wh}) + \varepsilon_g \sigma (T_g^4 - T_{wh}^4) \right] A_{wh}} \quad (34)$$

$$R_w = \frac{e}{k_w A_{wh}} \quad (35)$$

$$R_c = \frac{1}{h_c A_{wc}} \quad (36)$$

۵- مقادیر جدید  $T_{wh}$  و  $T_{wc}$  با معادلات زیر به دست می آیند:

$$T_{wh} = T_{aw} - q_T R_g \quad (37)$$

$$T_{wc} = T_{wh} - q_T R_w \quad (38)$$

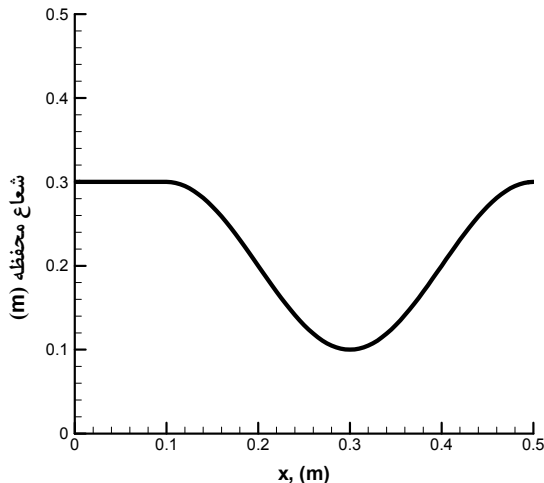
۶- مقدار اختلاف بین  $q_g$  و  $q_T$  ( $\Delta q$ ) حساب شده و تا زمانی که مقدار حاصل مطابق با معیار همگرایی شود، مراحل ۲ تا ۵ تکرار می شوند.

$$\Delta q = \sum_{i=1}^n [(q_g)_i - (q_T)_i] \quad (39)$$

که  $i$  و  $n$  نشان دهنده شاخص (Index) شبکه و تعداد کل نقاط شبکه در طول محور  $x$  است.

## نتایج محاسبات

برای حصول اطمینان از روش عددی به کار گرفته شده، مسئله مطرح شده در مرجع [۶] مورد بررسی عددی قرار گرفته است. هندسه مورد بررسی در شکل ۴ نمایش داده شده است.



شکل ۴- هندسه محفظه رانش موتور [۶]

منحنی تغییرات شعاع نازل محفظه رانش با محور طولی به صورت زیر است ( $x > L_c$ ):

$$r = r_i + \frac{(r_c - r_i)}{2} \left\{ 1 + \cos \left[ 2\pi \frac{(x - L_c)}{L_n} \right] \right\} \quad (40)$$

که  $r_c$ ،  $r_i$ ،  $L_c$  و  $L_n$  به ترتیب شعاع محفظه احتراق، شعاع گلوگاه، طول محفظه احتراق و طول نازل همگرا-واگرای محفظه است. مقادیر ورودی مسئله در جدول ۱ آورده شده است.



جدول ۱- مقادیر ورودی مسئله

مقدار	متغیر	مقدار	متغیر
۰/۴ m	طول نازل محفظه رانش ( $L_n$ )	۲۰ bar	فشار محفظه احتراق
۵ mm	ارتفاع پره ( $z$ )	آب	سیال خنک‌کننده
۱/۵ mm	ضخامت پره ( $w$ )	۲۰۰ kg/s	دبی جرمی سیال خنک‌کننده
۲ mm	ضخامت دیواره داخلی محفظه ( $t$ )	۳۰۰ K	دمای سیال خنک‌کننده در ورودی کانال
۲۰۰	تعداد کانال‌های خنک‌کاری	۰/۳ m	شعاع محفظه احتراق ( $r_c$ )
مس	جنس دیواره داخلی و کانال‌ها	۰/۱ m	شعاع گلوگاه نازل ( $r_i$ )
		۰/۱ m	طول محفظه احتراق ( $L_c$ )

برخی از نتایج عددی به‌دست آمده با فرض جریان گاز غیرمحترق در محفظه در جدول ۲ و برای جریان گاز محترق در محفظه در جدول ۳ نشان داده شده که با نتایج عددی موجود در مرجع [۶] مقایسه شده است. متغیرهای مورد مقایسه شامل دمای حاصل از احتراق، حداکثر و حداقل شار حرارتی کلی عبوری از دیواره محفظه، حداکثر و حداقل نسبت شار حرارتی تشعشعی به شار حرارتی کلی عبوری از دیواره محفظه، حداکثر دمای دیواره سمت گاز، میزان افت فشار و افزایش دمای سیال خنک‌کننده در طول کانال‌های خنک‌کاری‌اند. همان‌طور که مشاهده می‌شود، با احتساب واکنش‌های شیمیایی انجام‌گرفته در محفظه، مقادیر دمای حاصل از احتراق، شار حرارتی، دمای دیواره و همچنین میزان افزایش دمای سیال خنک‌کننده در کانال خنک‌کاری بیشتر از مقادیر مرجع [۶] است. اختلاف نتایج به‌دست آمده به این علت است که در مرجع مورد نظر جریان گاز بخار آب فرض شده و از اثرات واکنش‌های شیمیایی انجام‌گرفته در محفظه صرف‌نظر شده است.

جدول ۲- برخی از نتایج حاصل برای جریان گاز غیرمحترق و مقایسه با مرجع [۶]

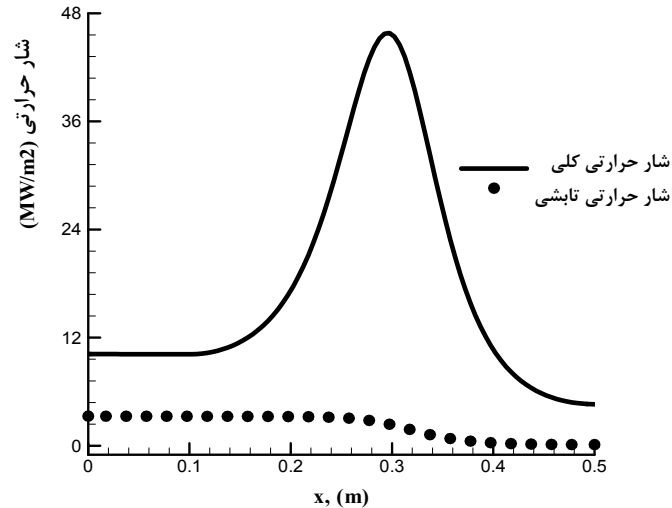
متغیر	نتایج عددی	مرجع [۶]	خطا (درصد)
حداکثر شار حرارتی کلی عبوری از دیواره	۳۱/۴ MW/m <sup>2</sup>	۳۱/۵ MW/m <sup>2</sup>	۳
حداکثر دمای دیواره سمت گاز	۵۴۸ K	۶۱۵/۳ K	۱۰/۹
افت فشار سیال خنک‌کننده در طول کانال	۸/۵ bar	۸/۴ bar	۱/۲
افزایش دمای سیال خنک‌کننده در طول کانال	۱۰/۸ K	۱۱/۲ K	۳/۶

جدول ۳- برخی از نتایج حاصل برای جریان گاز محترق و مقایسه با مرجع [۶]

متغیر	نتایج عددی	مرجع [۶]	خطا (درصد)
دمای حاصل از احتراق	۳۹۰۳/۲ K	۳۴۲۴/۲ K (ثابت ورودی)	۱۲/۳
حداکثر شار حرارتی کلی عبوری از دیواره	۴۵/۸ MW/m <sup>2</sup>	۳۱/۵ MW/m <sup>2</sup>	۳۱/۲
حداقل شار حرارتی کلی عبوری از دیواره	۴/۶ MW/m <sup>2</sup>	۴/۲ MW/m <sup>2</sup>	۳/۷
حداکثر $ q_r''/(q_r'' + q_h'') $	۰/۳۲۲۹	۰/۲۹۴۲	۸/۹
حداقل $ q_r''/(q_r'' + q_h'') $	۰/۰۲۷۱۹	۰/۰۳۰۲۵	۱۰
حداکثر دمای دیواره سمت گاز	۶۶۲ K	۶۱۵/۳ K	۷
افت فشار سیال خنک‌کننده در طول کانال	۸/۷ bar	۸/۴ bar	۳/۴
افزایش دمای سیال خنک‌کننده در طول کانال	۱۵/۹ K	۱۱/۲ K	۲۹

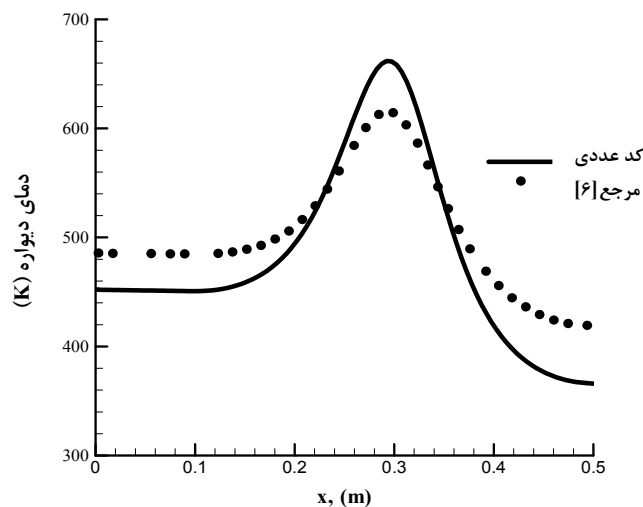
شکل ۵ منحنی تغییرات شار حرارتی کلی و تشعشعی جریان گاز در طول دیواره محفظه را نشان می‌دهد. با ورود جریان گاز به بخش همگرای نازل محفظه، به علت کاهش سطح مقطع، شار حرارتی کلی افزایش یافته و حداکثر مقدار آن در بالادست

گلوگاه (45/8 MW/m<sup>2</sup>) رخ می‌دهد. شار حرارتی ناشی از تشعشع گازها، که بخش کمتری از شار حرارتی کلی را تشکیل می‌دهد، در محفظه احتراق، به علت دمای بالای گاز، قابل ملاحظه بوده و حداکثر مقدار آن 3/3 MW/m<sup>2</sup> است که مقدار آن با کاهش دمای گاز در طول محفظه کاهش می‌یابد.

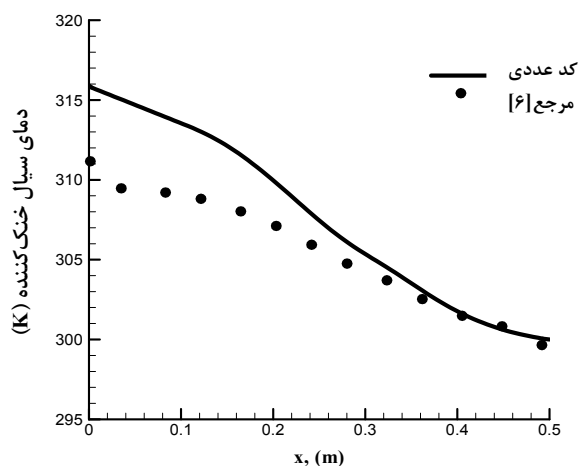


شکل ۵- توزیع شار حرارتی در طول دیواره محفظه

شکل‌های ۶ و ۷ به ترتیب توزیع محوری دمای دیواره سمت گاز و توزیع دمای سیال خنک‌کننده در طول محفظه را نشان می‌دهند که تطابق خوبی با نتایج به‌دست آمده از مرجع [۶] دارد. دمای دیواره به شار حرارتی عبوری از دیواره، هندسه کانال‌های خنک‌کاری، دمای گازهای حاصل از احتراق و دمای سیال خنک‌کننده بستگی دارد. تغییرات دمای دیواره در طول محفظه احتراق ناچیز است. با ورود جریان گاز به بخش هم‌گرای نازل، به علت ازدیاد شار حرارتی کلی، دمای دیواره سمت گاز تا نزدیکی گلوگاه افزایش یافته و به فاصله کمی از بالادست گلوگاه به حداکثر مقدار خود (662 K) می‌رسد که پایین‌تر از دمای ذوب مس است و سپس تا دهانه خروجی نازل کاهش می‌یابد. همچنین، سیال خنک‌کننده با جذب گرمای منتقل شده از دیواره داخلی محفظه در مسیر جریان سیال -از انتهای نازل به سمت محفظه احتراق- در حدود 16 K گرم شده است.



شکل ۶- مقایسه دمای دیواره در طول محفظه با مرجع [۶]

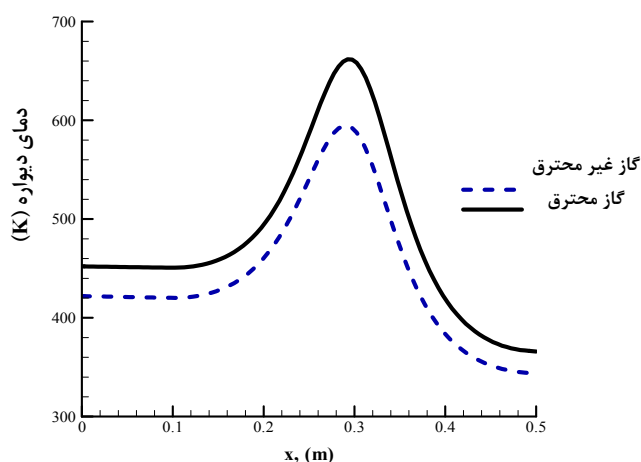


شکل ۷- توزیع محوری دمای سیال خنک کننده

تاثیر فعالیت شیمیایی جریان گاز بر مشخصه‌های انتقال حرارت عبوری از دیواره محفظه رانش در جدول ۴ نشان داده شده است. شکل ۸ تاثیر فعالیت شیمیایی جریان گاز بر روی دمای دیواره سمت گاز را نشان می‌دهد. با احتساب جریان گاز محترق در محفظه، دمای گازهای حاصل از احتراق، حداکثر شار حرارتی کلی عبوری از دیواره، حداکثر دمای دیواره سمت گاز، افت فشار و افزایش دمای سیال خنک کننده در طول کانال‌های خنک کاری، به ترتیب ۱۴، ۲۳، ۱۱، ۲ و ۲۷ درصد، نسبت به جریان گاز غیرمحترق، افزایش می‌یابد.

جدول ۴- تاثیر فعالیت شیمیایی جریان گاز بر مشخصه‌های انتقال حرارت محفظه

متغیر	جریان گاز غیرمحترق	جریان گاز محترق	درصد ازدیاد
دمای حاصل از احتراق	۳۴۲۰/۳ K	۳۹۰۳/۲ K	۱۴
حداکثر شار حرارتی کلی عبوری از دیواره	۳۷/۳ MW/m <sup>2</sup>	۴۵/۸ MW/m <sup>2</sup>	۲۳
حداکثر دمای دیواره سمت گاز	۵۹۴ K	۶۶۲ K	۱۱
دمای دیواره در ورودی محفظه احتراق	۴۲۲ K	۴۵۲ K	۷
افت فشار سیال خنک کننده در طول کانال	۸/۵ bar	۸/۷ bar	۲
افزایش دمای سیال خنک کننده در طول کانال	۱۲/۵ K	۱۵/۹ K	۲۷

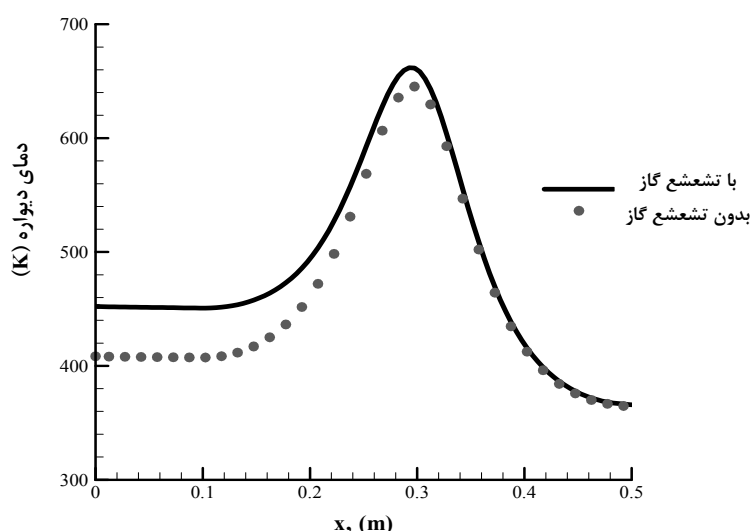


شکل ۸- تاثیر فعالیت شیمیایی جریان گاز بر توزیع دمای دیواره سمت گاز

جدول ۵ اثرات تشعشع گازها بر انتقال حرارت گازها به دیواره محفظه و همچنین بر مشخصات سیال خنک کننده عبوری از کانال‌های خنک کاری را نشان می‌دهد. شکل ۹ تاثیرات تشعشع گازها بر روی دمای دیواره در سمت گاز را نشان می‌دهد. در محفظه احتراق، به علت دمای بالای گازهای حاصل از احتراق، تاثیر تشعشع گازها قابل توجه بوده و باعث افزایش ۳۱ درصد شار حرارتی عبوری از دیواره می‌شود؛ در نتیجه دمای دیواره در حدود ۱۰ درصد و دمای سیال خنک کننده در حدود ۱۴ درصد افزایش می‌یابد. در بخش واگرای نازل، به علت کاهش دمای گاز، اثرات تشعشع گازها بر روی شار حرارتی عبوری از دیواره محفظه و همچنین دمای دیواره ناچیز است.

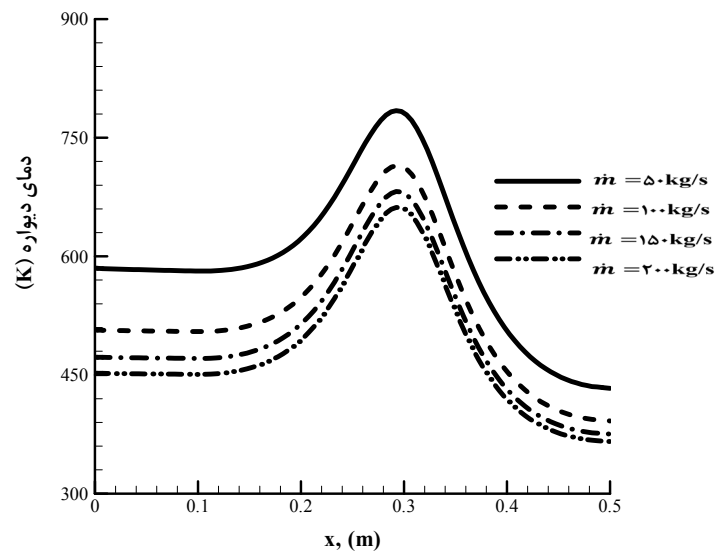
جدول ۵- تاثیر تشعشع گازها بر مشخصه‌های انتقال حرارت محفظه

متغیر	بدون تشعشع گازها	با تشعشع گازها	درصد ازدیاد
حداکثر شار حرارتی کلی	۴۲/۹ MW/m <sup>2</sup>	۴۵/۸ MW/m <sup>2</sup>	۶
شار حرارتی در ورودی محفظه احتراق	۷ MW/m <sup>2</sup>	۱۰/۲ MW/m <sup>2</sup>	۳۱
حداکثر دمای دیواره در سمت گاز	۶۴۵ K	۶۶۲ K	۳
دمای دیواره در ورودی محفظه احتراق	۴۰۸ K	۴۵۲ K	۱۰
افزایش دمای سیال خنک کننده	۱۳/۷ K	۱۵/۹ K	۱۴



شکل ۹- تاثیر تشعشع گازها بر توزیع محوری دمای دیواره سمت گاز

اثر تغییر دبی جرمی سیال خنک کننده بر توزیع محوری دمای دیواره سمت گاز در شکل ۱۰ نشان داده شده است. با افزایش دبی جرمی سیال خنک کننده، سرعت سیال عبوری در کانال‌ها و ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی سمت سیال خنک کننده افزایش یافته و شار حرارتی عبوری از دیواره افزایش و دمای دیواره کاهش می‌یابد. همچنین، میزان افت فشار سیال خنک کننده در طول کانال خنک کاری افزایش و میزان افزایش دمای سیال خنک کننده کاهش می‌یابد. در جدول ۶، مقادیر حداکثر شار حرارتی، حداکثر دمای دیواره سمت گاز، دمای دیواره در محفظه احتراق، میزان افت فشار و افزایش دمای سیال خنک کننده بر حسب دبی جرمی‌های مختلف سیال خنک کننده در کانال‌ها نشان داده شده است. همان‌طور که از جدول ۶ مشاهده می‌شود، با افزایش دبی جرمی سیال خنک کننده از ۵۰ kg/s به ۱۰۰ kg/s، ۱۵۰ kg/s و ۲۰۰ kg/s، حداکثر دمای دیواره در سمت گاز به ترتیب در حدود ۹، ۱۳ و ۱۶ درصد کاهش می‌یابد.



شکل ۱۰- توزیع محوری دمای دیواره سمت گاز در دبی جرمی‌های مختلف سیال خنک‌کننده

جدول ۶- اثر تغییر دبی جرمی سیال خنک‌کننده بر مشخصه‌های انتقال حرارت محفظه

دبی جرمی سیال خنک‌کننده ( $\dot{m}$ )				متغیر
۲۰۰ kg/s	۱۵۰ kg/s	۱۰۰ kg/s	۵۰ kg/s	
۴۵/۸	۴۵/۴	۴۴/۷	۴۳/۴	حداکثر شار حرارتی کلی عبوری از دیواره ( $MW/m^2$ )
۶۶۲	۶۸۲	۷۱۵	۷۸۴	حداکثر دمای دیواره در سمت گاز (K)
۴۵۲	۴۷۳	۵۰۷	۵۸۵	دمای دیواره در ورودی محفظه احتراق (K)
۸/۷	۴/۹	۲/۳	۰/۶۲	افت فشار سیال خنک‌کننده در طول کانال (bar)
۱۵/۹	۲۰/۹	۳۰/۹	۵۹/۸	افزایش دمای سیال خنک‌کننده در طول کانال (K)

## نتیجه‌گیری

در این مقاله، مطالعه عددی انتقال حرارت جریان گاز محترق در محفظه رانش موتور سوخت مایع انجام شده است. جریان گاز در محفظه، با احتساب اثرات اصطکاک، انتقال حرارت جابه‌جایی و تشعشعی گازها به دیواره و واکنش‌های شیمیایی غیرتعادلی، به صورت شبه یک‌بعدی مدل‌سازی شده است. هدایت حرارتی در دیواره و جریان سیال خنک‌کننده در کانال‌های خنک‌کاری به صورت شبه یک‌بعدی در نظر گرفته شده است. بر اساس نتایج به‌دست آمده، روش ارائه‌شده در این مقاله می‌تواند انتقال حرارت کوپل‌شده بین گازهای گرم حاصل از احتراق و سیال خنک‌کننده با هدایت حرارتی از میان دیواره را به‌خوبی حل کرده و میدان جریان گاز را به‌خوبی شبیه‌سازی کند. علاوه بر این، مدل مورد نظر می‌تواند شار حرارتی عبوری از دیواره، دمای دیواره و افزایش دمای سیال خنک‌کننده را تعیین کند. مقادیر محاسباتی نشان می‌دهند که با احتساب واکنش‌های شیمیایی در محفظه حداکثر شار حرارتی کلی عبوری از دیواره، حداکثر دمای دیواره، میزان افزایش دما و افت فشار سیال خنک‌کننده در کانال‌های خنک‌کاری، به ترتیب ۳۰، ۷، ۲۹ و ۳ درصد، با نتایج عددی مرجع مورد مقایسه اختلاف دارند. همچنین، حداکثر دمای دیواره سمت گاز و میزان افزایش دمای سیال خنک‌کننده در طول کانال خنک‌کاری، با در نظر گرفتن فعالیت شیمیایی جریان گاز در محفظه، به ترتیب در حدود ۱۱ و ۲۷ درصد افزایش می‌یابد.

## منابع

1. G. P. Sutton and O. Biblarz, *Rocket Propulsion Elements*, 7<sup>th</sup> Ed., New York, JohnWiley& Sons, 2001, pp.197-240.
2. D. K. Huzel and D. H. Huang, *Modern Engineering for Design of Liquid Propellant Rocket Engines*, New York, McGraw Hill, 1992, pp. 84-104.
3. G. Cai, J. Fang, X. Xu and M. Liu, "Performance Prediction and Optimization for Liquid Rocket Engine Nozzle," *Aerospace Science and Technology*, 11, 2007, pp. 155-162.
4. T. J. VanOverbeke and J. S. Shuen, "A Numerical Study of Chemically Reacting Flow in Nozzles," *AIAA-89-2793*, California, July 10-12, 1989.
5. H. W. Zhang, Y. L. He and W. Q. Tao, "Numerical Study of Film and Regenerative Cooling in a Thrust Chamber at High Pressure," *Numerical Heat Transfer, Part A*, 52, 2007, pp. 991-1007.
6. H. M. Carlos, L. Fernando, F. C. Da Silva Antonio and N. H. Jose, "Numerical Solutions of Flows in Rocket Engines with Regenerative Cooling," *Numerical Heat Transfer, Part A*, 45, 2004, pp. 699-717.
7. M. H. Naraghi, "RTE-A Computer Code for Three-Dimensional Rocket Thermal Evaluation," User Manual, Tara Technologies, LLC, Yorktown Heights, NY 2002.
8. S. S. Dunn, D. H. Coats and J. C. French, "TDK'02™ Two-Dimensional Kinetics (TDK) Nozzle Performance Computer Program," User's Manual, Software & Engineering Associates Inc., Dec 2002.
9. M. H. Naraghi, S. Dunn and D. Coats, "A Model for Design and Analysis of Regeneratively Cooled Rocket Engines," *AIAA Propulsion Conference*, Fort Lauderdale Florida, July 2004.
10. A. Frohlich, M. Popp, G. Schmidt and D. Thelemann, "Heat Transfer Characteristics of H<sub>2</sub>-O<sub>2</sub> Combustion Chambers," *29<sup>th</sup> Joint Propulsion Conf, AIAA 93-1826*, Monterey, CA, 1993.
11. A. Poramir and A. F. Tabatabaee, "Numerical Solution of Three Dimensional Heat Transfer Through the Combustion Chamber and Study of Treatment of Coolant Flow in the Cooling Channel," *6<sup>th</sup> Iranian Aerospace Conference*, K. N. Toosi University, Tehran, Iran, Feb. 1385, (in Farsi).
12. A. Asadollahi and A. Mollahajian, "Study and Optimization Regeneration Cooling System in the Nozzle of Liquid Rocket Engine," *7<sup>th</sup> Iranian Aerospace Conference*, Sharif University of Technology, Tehran, Iran, Feb. 1386, (in Farsi).
13. M. Eisakhani, "Simulation of Phisycal and Geometric Parameters Effects in Regenerative Cooling," M.S. Thesis, Tarbiat Modares University, Tehran, Iran, Sep. 1381, (in Farsi).
14. A. Valizade, "Thrust Chamber Cooling Computations and the Comparison of Results with the Hot Tests," *14<sup>th</sup> ISME*, Esfehan University of Teknology, Esfehan, Iran, April 1385, (in Farsi).
15. M. Majidi Parsa, "Numerical Modeling of Fluid Fow and Heat Transfer in a Thrust Chamber of a Liquid Rocket Engine with Regenerative Cooling," M.S. Thesis, K. N. Toosi University, Tehran, Iran, Sep. 1389, (in Farsi).
16. K. K. Kuo, *Principle of Combustion*, 2<sup>nd</sup> Ed., New York, John Wiley& Sons, 1986.
17. R. C. Reid, J. M. Prausnitz and T. K. Sherwood, *The Properties of Gases and Liquids*, New York, McGraw-Hill, 1977.
18. R. W. Fox and A. T. McDonald, *Introduction to Fluid Mechanics*, 4<sup>th</sup> Ed., New York, John Wiley& Sons, 1994.
19. F. P. Incropera and D. P. Dewitt, *Introduction to Heat Transfer*, 3<sup>rd</sup> Ed., New York, John Wiley& Sons, 1996.
20. J. S. Shuen and S. Yoon, "Numerical Study of Chemically Reacting Flows Using an LU Scheme," *AIAA Propulsion Conference*, Nevada, Jan.1988.
21. J. S. Shuen, M. S. Lion and B. Vanleer, "Invisid Flux-Splitting Algoritms for Real Gases," *J. Comp. Phys.*, 1990, pp. 1-24.

## English Abstract

# Numerical Study of Reacting Gas Flow Heat Transfer in Liquid Rocket Engine Thrust Chamber

M. Majidi Parsa, R. Ebrahimi and H. Karimi

Department of Aerospace Engineering, K. N. Toosi University of Technology

(Received: 2011.9.3, Received in revised form: 2012.2.1, Accepted: 2012.3.10)

*In this article, the reacting gas flow heat transfer is numerically studied in the thrust chamber of a liquid rocket engine. The gas flow in the thrust chamber is considered as a quasi one-dimensional mathematic model in which the effects of friction, the convection heat transferred to the wall, gas radiation, and non-equalibrium chemical reactions were taken into account. The gas governing equations are solved with a fully implicit finite volume method. The Brabbs air-hydrogen chemical model, which includes 9 species and 18 finite rate elementary reactions, is used for modeling the combustion processes. The coolant flow in the cooling channels and the heat conduction through the wall are modeled as a quasi one-dimensional mathematical model. Numerical results show that the method used for solving the governing equations can appropriately simulate the gas flow field, the wall temperature, the heat flux through the wall and can calculate the increase in the coolant temperature in the cooling channels, as well. Based on these results, the wall temperature and the heat flux through the wall on the hot gas side reaches a maximum about the throat. The maximum heat flux by gases radiation is about 30% of total heat flux to the wall of the combustion chamber. Comparing the results obtained for this code that is considered as the effect of chemical reactions in the chamber with the numerical calculations, it can be seen that the differences in the maximum heat flux to the wall, the maximum wall temperature, the temperature increase, and pressure drop of the coolant in the cooling channels are 30%, 7%, 29%, and 3%, respectively.*

**Keywords:** Reacting gas flow; Heat transfer; Thrust chamber; Liquid rocket engine.