

# شبیه‌سازی تأثیر نانوذره‌ها بر بهبود خنک‌کاری بازیافتی در موتور پیش‌رانه مایع

پوریا عسگری غنچه، حسین سوری\*، سعید توانگر روستا  
مجمع دانشگاهی شیمی و مهندسی شیمی، دانشگاه صنعتی مالک اشتر، تهران، ایران

حمید پرهیزکار

مجمع دانشگاهی هوافضا، دانشگاه صنعتی مالک اشتر، تهران، ایران

**چکیده:** وجود دمای بالای به‌دست آمده از احتراق نیازمند روش‌های مؤثر خنک‌کاری در محفظه احتراق می‌باشد. اغلب محفظه‌ها در موتورهای پیش‌رانه مایع، دارای خنک‌کاری از نوع بازیافتی هستند. یک روش جدید برای بهبود عملکرد انتقال گرما در فرایند خنک‌کاری بازیافتی، افزودن نانوذره‌ها به سیال خنک‌کننده است. در این تحقیق، خنک‌کاری بازیافتی در یک موتور پیش‌رانه مایع با فلونتت به صورت عددی شبیه‌سازی شده است. این موتور برای کار بر روی مخلوط کروسین به‌عنوان سوخت و اکسیژن مایع به‌عنوان اکسیدکننده با تراست ۳۰۰ کیلو نیوتن طراحی شده است. در ادامه از نانوذره‌های آلومینا و نانولوله کربنی (CNT) در کسر حجمی‌های ۲٪ و ۵٪ برای افزودن به کروسین برای تولید نانو سیال استفاده شده است. در این مسئله جریان سیال در کانال خنک‌کننده سه بعدی، پایا و آشفته فرض شده است و همچنین از مدل آشفستگی  $k-\epsilon$  برای جریان آشفته استفاده شده، و نانو سیال نیز به صورت تک‌فاز مدل‌سازی شده است. افزودن نانوذره‌های آلومینا و نانولوله کربنی در کروسین به‌عنوان سیال خنک‌کننده به ترتیب باعث افزایش ۸٪ و ۱۵٪ در ضریب انتقال گرما سیال خنک‌کننده شده است. با توجه به نتیجه‌ها، نانولوله‌های کربنی از توانایی بالاتری برای افزایش ضریب انتقال گرما و بهبود خنک‌کاری بازیافتی نسبت به نانوذره آلومینا برخوردار هستند.

**واژگان کلیدی:** موتور موشک پیش‌رانه مایع، خنک‌کاری بازیافتی، نانو سیال‌ها، نانولوله کربنی، آلومینا

**KEYWORDS:** Liquid Propellant Rocket Engines, Regenerative Cooling, Nanofluids, Carbon nanotube, Alumina

## مقدمه

هستند. این روش خنک‌کاری در محفظه‌هایی با فشار بالا و شار گرمایی در بازه ۱/۶ تا ۱۶۰ MW/m<sup>2</sup> در مدت زمان‌های طولانی مؤثر بوده است. در این نوع خنک‌کاری، جریان سیال خنک‌کننده با سرعت به نسبت بالایی، از فضای بین پوسته‌های درونی و خارجی

در موتورهای پیش‌رانه مایع به دلیل دمای بالای محفظه احتراق و بالا بودن نرخ انتقال انرژی از گازهای داغ به دیواره، خنک‌کاری محفظه احتراق از اهمیت ویژه‌ای برخوردار است. اغلب محفظه‌ها در موتورهای پیش‌رانه مایع، دارای خنک‌کاری از نوع بازیافتی<sup>۱</sup>

\*Email: H\_soury@mut.ac.ir

\*عهده‌دار مکاتبات

(۱) Regenerative cooling

است. در این شبیه‌سازی از مخلوط کروسین و اکسیژن مایع به عنوان سوخت و اکسیدکننده استفاده شده است. این موتور برای کارکرد در فشار محفظه ۶۰ بار با تراست ۳۰۰ کیلو نیوتن مدل شده و کروسین به عنوان سیال خنک‌کننده در نظر گرفته شده است. در این تحقیق از روش عددی برای تعیین تأثیر نسبت اندازه‌های گوناگون و تعداد کانال‌های خنک‌کننده در توزیع دما روی دیواره سمت گاز و سیال خنک‌کننده و افت فشار در کانال خنک‌کاری استفاده شده است. *باربوسا* [۴] نازل تونل بادی که در مرکز توسعه مهندسی آرنولد (AEDC) برای شرایط گوناگون جریان گاز و سیال خنک‌کننده مورد آزمایش قرار گرفته شده است را به صورت سه‌بعدی و به شکل یک پارچه انتقال گرما از گاز داغ به دیواره و سیال خنک‌کننده را با نرم‌افزار فلونتت شبیه‌سازی کرده است. این روش خطاهای تقریبی و زمان حل مسئله را برای مسائل مربوط محفظه‌های احتراق که به صورت بازیافتی خنک‌کاری می‌شوند را کاهش می‌دهد.

در این تحقیق، خنک‌کاری بازیافتی در یک موتور پیش‌ران مایع با فلونتت به صورت عددی شبیه‌سازی شده است. این موتور برای کار بر روی مخلوط کروسین به‌عنوان سوخت و اکسیژن مایع به عنوان اکسیدکننده طراحی شده و کروسین به عنوان سیال خنک‌کننده در نظر گرفته شده است. در ادامه از نانوذره‌های آلومینا و نانولوله کربنی (CNT) برای افزودن به کروسین برای تولید نانوسیال و تأثیر آن‌ها بر خنک‌کاری بازیافتی استفاده شده است.

## معادله‌های حاکم و بررسی هندسه

### معادله‌های حاکم

اجزای مورد استفاده در این تحقیق شامل سه قسمت می‌باشد: خنک‌کننده، دیواره درونی محفظه احتراق و پوسته خارجی محفظه احتراق. با توجه به شکل ۲ به دلیل متقارن بودن سامانه این قسمت‌ها توسط دو صفحه متقارن تقسیم شده‌اند.

در این تحقیق جریان سیال و انتقال گرما در کانال به صورت سه بعدی، شرایط پایا و جریان آشفته در نظر گرفته شده است. همچنین از مدل آشفتگی K-ε برای جریان آشفته استفاده شده است. معادله‌های بقا در جریان سیال و انتقال گرما به شکل زیر بیان می‌شوند [۳]:

$$\nabla \cdot (\rho \vec{v} \phi) = \nabla \cdot (\Gamma_\phi \nabla \phi) + S_\phi \quad (1)$$

بیان عبارت‌های  $\phi$ ،  $\Gamma_\phi$  و  $S_\phi$  برای متغیرهای گوناگون در جدول ۱ آمده است.

که محل عبور سیال خنک‌کننده است، عبور می‌کند و پوسته درونی را خنک می‌نماید [۱]. مطابق شکل ۱ در بیش‌تر مواقع از پیش‌ران مایع به عنوان سیال خنک‌کننده استفاده می‌شود به این صورت که یکی از پیش‌ران‌ها پیش از تزریق به محفظه احتراق، از انتهای محفظه احتراق و از میان کانال‌های خنک‌کاری عبور داده می‌شود. با این کار، بخشی از گرمای خروجی از نازل نیز بازیافت شده و باعث پیش‌گرم پیش‌ران می‌شود.

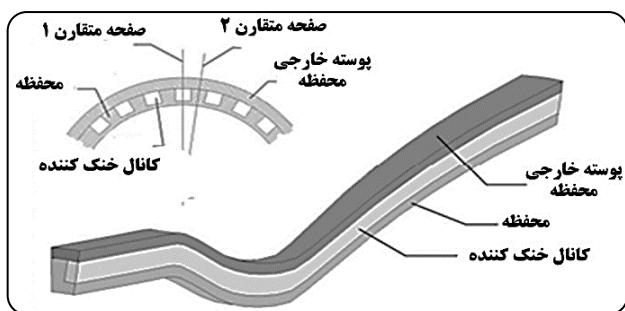
راندمان خنک‌کاری بازیافتی را می‌توان با افزایش نسبت طول به عرض و تغییر در سطح مقطع کانال، افزایش داد و دمای دیواره را به طور چشمگیری کاهش داد [۲،۳]. از راه‌هایی که می‌توان راندمان خنک‌کاری بازیافتی را افزایش داد، استفاده از نانوذره‌ها در سیال خنک‌کننده است. با توجه به مطالعه‌های انجام گرفته [۴،۵] حضور ذره‌ها در اندازه‌های نانو در سیال‌ها باعث تغییر در ویژگی‌های ترموفیزیکی و افزایش ضریب انتقال گرما سیال‌ها می‌شود که این امر موجب می‌شود که فرایند خنک‌کاری بهتر شود.

به‌طور کلی سه دامنه حل برای خنک‌کاری بازیافتی موتورهای پیش‌ران مایع تعریف می‌شود؛ بازه گازی (گازهای محترق)، بازه سیال (خنک‌کننده) و بازه جامد (دیواره محفظه احتراق). آنالیز انتقال گرما در خنک‌کاری بازیافتی بر مبنای انتقال گرمای جابه‌جایی برای گازها، انتقال گرمای هدایتی برای بازه جامد و انتقال گرمای جابه‌جایی برای سیال خنک‌کننده می‌باشد. مطالعه‌های گوناگونی برای تحلیل انتقال گرما در محفظه موتور پیش‌ران مایع انجام گرفته است. *جوخاکار و نراقی* [۶] یک روش محاسبه‌ای برای آنالیز گرما در سمت گاز داغ و ناحیه خنک‌کاری برای موتورهای پیش‌ران مایع ارائه کردند. روش محاسبه‌ای از یک مدل CFD برای ناحیه گاز داغ و  $RTE^1$  (ارزیابی گرمایی موشک) برای جریان سیال خنک‌کننده و هدایت گرمایی در دیواره تشکیل شده است. مدل CFD جریان محوری و میدان‌های گرمایی گاز گرم را در محفظه احتراق و نازل حل می‌کند و  $RTE$  ویژگی‌های سیال خنک‌کننده و توزیع دما در دیواره را پیش‌بینی می‌کند. *اقبال و همکاران* [۲] نیز به مقایسه معادله تجربی برای تخمین انتقال گرما در محفظه احتراق موتور پیش‌ران مایع با حل تحلیلی و عددی پرداختند. با توجه به دما و فشار بالای محفظه تراست، خنک‌کاری بازیافتی به همراه فیلم مایع در نظر گرفته شده است. *آلاس و همکاران* [۳] به بررسی عددی خنک‌کاری بازیافتی در موتور پیش‌ران مایع پرداختند. در این مطالعه خنک‌کاری بازیافتی در موتور پیش‌ران مایع به صورت عددی شبیه‌سازی شده

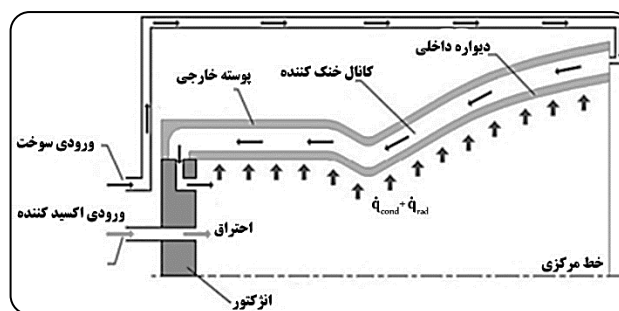
(۱) Rocket Thermal Evaluation

جدول ۱ - متغیرهای معادله بقا [۳]

معادله	$\phi$	$\Gamma_\phi$	$S_\phi$
معادله پیوستگی	۱	.	.
معادله اندازه حرکت u	u	$\mu_{eff}$	$-\frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left( \mu_{eff} \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \mu_{eff} \frac{\partial v}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \mu_{eff} \frac{\partial w}{\partial x} \right)$
معادله اندازه حرکت v	v	$\mu_{eff}$	$-\frac{\partial P}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left( \mu_{eff} \frac{\partial u}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \mu_{eff} \frac{\partial v}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \mu_{eff} \frac{\partial w}{\partial y} \right)$
معادله اندازه حرکت w	w	$\mu_{eff}$	$-\frac{\partial P}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial x} \left( \mu_{eff} \frac{\partial u}{\partial z} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \mu_{eff} \frac{\partial v}{\partial z} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \mu_{eff} \frac{\partial w}{\partial z} \right)$
معادله انرژی	T	$\mu/Pr + \mu/\sigma_T$	.
معادله k	k	$\mu + (\mu/\sigma_k)$	$\rho G_k - \rho \epsilon$
معادله ε	ε	$\mu + (\mu/\sigma_\epsilon)$	$\frac{\epsilon}{k} (C_1 \rho G_k - C_2 \rho \epsilon)$
$G_k = \left( \frac{\mu_t}{\rho} \right) \left[ \left( \frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 + \left( \frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \right] + \left( \frac{\partial u}{\partial y} \right) \left( \frac{\partial v}{\partial x} \right) + \left( \frac{\partial u}{\partial z} \right) \left( \frac{\partial w}{\partial x} \right) + \left( \frac{\partial v}{\partial z} \right) \left( \frac{\partial w}{\partial y} \right)$			
$C_\mu = 0.09 \quad C_1 = 1.44 \quad C_2 = 1.92 \quad \sigma_k = 1.0 \quad \sigma_\epsilon = 1.3 \quad \sigma_T = 0.85$			



شکل ۲ - نمایی از هندسه مورد بررسی



شکل ۱ - نمایی از ورود سوخت از انتهای نازل به کانال خنک‌کاری [۲]

گرمای ویژه،  $M$  عدد ماخ محلی جریان گاز و  $r$  ضریب بازیابی<sup>۱</sup> است که برای جریان‌های آشفته بر حسب عدد پراوتل محفظه احتراق از معادله  $r = (Pr_c)^{0.33}$  قابل محاسبه است.

ضریب انتقال گرما را می‌توان از معادله تجربی بارتز [۵] به صورت زیر محاسبه نمود:

$$h_g = \frac{0.26/0}{d_t^{1/4}} \left( \frac{\mu_c^{1/4} C_{p,c}}{Pr_c^{1/4}} \right) \left( \frac{P_c}{C^*} \right)^{1/4} \left( \frac{A_t}{A} \right)^{1/4} \sigma \quad (4)$$

$$\sigma = \left[ \delta/0 \cdot \frac{T_{wg}}{T_c} \left( 1 + \frac{\gamma-1}{\gamma} M^2 \right) + \delta/0 \right]^{-\epsilon/4} \left( 1 + \frac{\gamma-1}{\gamma} M^2 \right)^{-1/4} \quad (5)$$

در این معادله‌های  $\mu_c$  گرانشی گاز،  $C_{p,c}$  گرمای ویژه فشار ثابت گاز،  $P_c$  فشار محفظه،  $C^*$  سرعت مشخصه گاز،  $A$  مساحت سطح مقطع جریان گاز، و  $A_t$  و  $d_t$  به ترتیب مساحت سطح گلوگاه و قطر گلوگاه نازل می‌باشند.

در معادله‌های بالا  $T$  دما،  $P$  فشار،  $\rho$  چگالی،  $x$ ،  $y$  و  $z$  مؤلفه‌های مختصات،  $u$ ،  $v$  و  $w$  مؤلفه‌های سرعت،  $\mu$  لزجت و  $\mu_{eff}$  گرانشی آشفته مؤثر می‌باشند.

همان‌گونه که در شکل ۳ نشان داده شده است، انتقال گرما به دیواره‌ها از طرف گازهای محترق به دو صورت جابه‌جایی و تشعشعی صورت می‌گیرد. انتقال گرما جابه‌جایی از معادله زیر به دست می‌آید [۳]:

$$\dot{q}_{g,conv} = h_g (T_{aw} - T_{wg}) \quad (2)$$

که در آن

$$T_{aw} = T_c \left[ \frac{1 + r \left( \frac{\gamma-1}{\gamma} \right) M^2}{1 + \left( \frac{\gamma-1}{\gamma} \right) M^2} \right] \quad (3)$$

در این دو معادله  $\dot{q}_{g,conv}$  نشان‌دهنده انتقال گرما جابه‌جایی،  $h_g$  نشان‌دهنده ضریب انتقال گرما جابه‌جایی در ناحیه گاز،  $T_{wg}$  دمای دیوار سمت گاز،  $T_{aw}$  دمای دیواره آدیاباتیک جریان گاز،  $\gamma$  نسبت

(1) Recovery factor

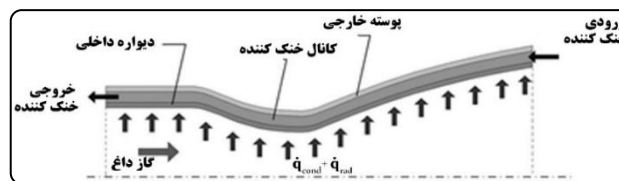
گرما در ناحیه گاز، از معادله‌های (۲) و (۷) در یک تابع به عنوان UDF استفاده شده است که به صورت کوپل، همراه با نرم‌افزار حل گرما است. با استفاده از معادله‌های (۲) و (۷) مقدار انتقال گرما از گازهای محترق شده به دیواره از نظر  $T_{wg}$  (دمای دیوار سمت گاز) به صورت کوپلینگ به دست می‌آید. این کد مختصات گره‌ها را از حل گرما دریافت می‌کند تا عدد ماخ و مساحت را که در معادله (۴) از آن‌ها استفاده می‌شود محاسبه کند. عد ماخ نیز از معادله (۶) به دست می‌آید. از نرم افزار گمبیت برای تولید مش استفاده شده است. این شبکه توسط عناصر شش ضلعی با توجه به مش باسازمان تولید می‌شود.

### اعتبار سنجی

نخست برای اعتبار سنجی محاسبه‌ها، آزمایشی که در یک تونل باد در مرکز توسعه مهندسی آرنولد (AEDC) برای چهار شرایط گوناگون جریان گاز داغ و سیال خنک‌کننده انجام شده، به عنوان مینا قرار گرفته‌است [۱۲]. در این آزمون، از سیال هوا به عنوان گاز داغ و از سیال آب به عنوان سیال خنک‌کننده استفاده شده است. هوای پرفشار نخست با عبور از یک لوله قوس الکتریکی به قطر ۵ سانتی‌متر و طول حدود ۲ متر به‌طور مداوم گرم شده و سپس وارد نازل می‌شود. نتیجه‌های به‌دست‌آمده از شبیه‌سازی حاضر، با نتیجه‌های تجربی یاد شده و نتیجه‌های به‌دست‌آمده از مطالعه شاپ [۱۲]، انگلوم و همکاران [۱۳]، کانگ و سان [۱۴] و باربوسا [۸] مورد مقایسه قرار گرفته است.

### مشخصه‌ها و اندازه‌های هندسه

دیواره درونی نازل از آلیاژ مس-زیرکونیوم (Cu-Zr) با ضخامت ۰/۱۶ سانتی‌متر ساخته شده است و هندسه کلی شامل قطر ورودی ۷/۶ سانتی‌متر، ۲/۲۹ سانتی‌متر گلوگاه و قطر خروجی ۲/۶ سانتی‌متر است. بین دیواره درونی و خارجی یک کانال به ارتفاع ۰/۱۹ سانتی‌متر برای عبور آب می‌باشد (شکل ۴). این شکل یک برش ۳/۷۵ درجه‌ای را در امتداد نازل از یک شکل سه بعدی را نشان می‌دهد. با توجه به شکل ۴ و ۵ نازل شامل دو بخش، با یک شیب ناپیوسته تقریباً ۱/۶ سانتی‌متر از گلوگاه می‌باشد. بخش دوم، از یک نازل یکپارچه با طول کلی ۵/۸ سانتی‌متر ساخته و برای خروج هوای داغ با ماخ نزدیک به ۱/۸ طراحی شده است. هر دو قسمت نازل دارای ورودی و خروجی مجزا برای سیال خنک‌کننده هستند و محل عبور آب به‌صورت حلقه‌ای برای هر دو قسمت فرض شده است. ورودی بخش اول در ابتدای دستگاه و خروجی آن در موقعیت ۱/۶ سانتی‌متری از گلوگاه قرار می‌گیرد. ورودی آب قسمت دوم نازل در نزدیکی محل خروج آب قسمت اول، و خروجی آن در پایان نازل می‌باشد.



شکل ۳- انتقال گرما جابه‌جایی و تشعشعی از طرف گازهای محترق به دیواره‌ها

عدد ماخ جریان گاز با روش‌های تکراری از معادله زیر محاسبه می‌شود [۱۰]:

$$\left(\frac{A}{A_t}\right)^2 = \frac{1}{M^2} \left[ \frac{2}{\gamma+1} \left( 1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2 \right) \right]^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}} \quad (6)$$

برای سوخت‌های تنها دارای کربن، هیدروژن، نیتروژن و اکسیژن، کل شار گرمای تشعشعی از معادله تقریبی زیر به دست می‌آید [۳]:

$$\dot{q}_{g,rad} \approx \dot{q}_{rad,CO_2} + \dot{q}_{rad,H_2O} \quad (7)$$

$$\dot{q}_{rad,CO_2} = \sqrt[3]{P_{CO_2} L_e} \left[ \left( \frac{T_{aw}}{1000} \right)^{0.75} - \left( \frac{T_{wg}}{1000} \right)^{0.75} \right] \quad (8)$$

$$\dot{q}_{rad,H_2O} = \sqrt[3]{P_{H_2O} L_e} \left[ \left( \frac{T_{aw}}{1000} \right)^{0.75} - \left( \frac{T_{wg}}{1000} \right)^{0.75} \right] \quad (9)$$

در این معادله‌ها  $\dot{q}_{g,rad}$  انتقال گرمای تشعشعی کل،  $\dot{q}_{rad,CO_2}$  و  $\dot{q}_{rad,H_2O}$  به‌ترتیب انتقال گرما تشعشعی توسط باند انتشار مولکول‌های کربن دی‌اکسید و بخار آب می‌باشند. مقدار  $L_e = 6/D$  می‌باشد و  $D$  قطر است.

ویژگی‌های ترموفیزیکی نانوسیال در دمای حجمی نانوسیال توسط معادله‌های زیر محاسبه شده است [۱۱]:

$$\rho_{nf} = (1 - \phi)\rho_{bf} + \phi\rho_p \quad (10)$$

$$C_{p,nf} = \frac{\phi(\rho C_p)_p + (1 - \phi)(\rho C_p)_{bf}}{\phi\rho_p + (1 - \phi)\rho_{bf}} \quad (11)$$

$$\frac{k_{nf}}{k_{bf}} = \frac{k_p + 2\phi k_{bf} - 2\phi(k_{bf} - k_p)}{k_p + 2\phi k_{bf} + \phi(k_{bf} - k_p)} \quad (12)$$

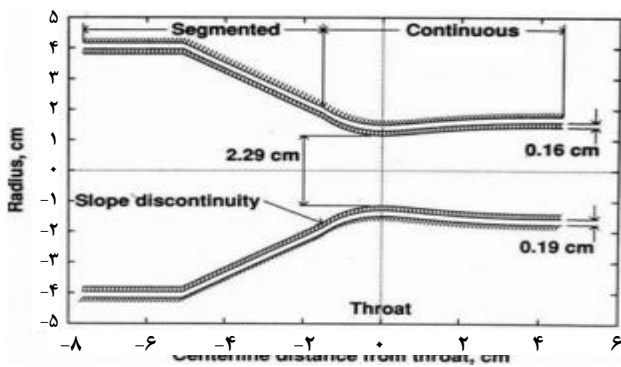
$$\frac{\mu_{nf}}{\mu_{bf}} = \frac{1}{(1 - \phi)^{0.75}} \quad (13)$$

در این معادله‌ها  $\rho_{nf}$  چگالی نانوسیال،  $\phi$  کسر حجمی نانوذره،  $\rho_{bf}$  و  $\rho_p$  چگالی سیال پایه و نانوذره،  $C_{p,nf}$  گرمای ویژه نانوسیال،  $k_{nf}$  و  $k_{bf}$  و  $k_p$  ضریب هدایت گرمایی نانوسیال، سیال پایه و نانوذره،  $\mu_{nf}$  و  $\mu_{bf}$  چگالی نانوسیال و سیال پایه می‌باشند.

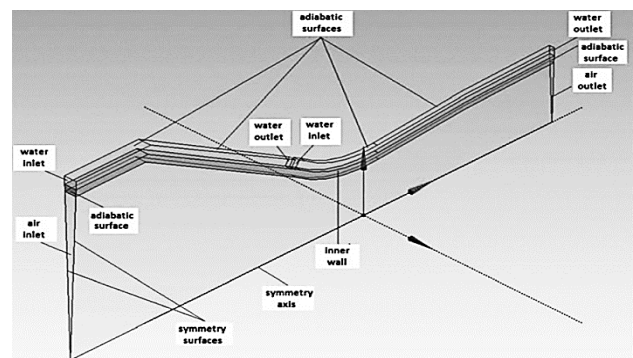
شبیه‌سازی در نرم افزار فلونت که از روش حجم محدود برای حل معادله‌های استفاده می‌کند انجام شده است. در این مسئله از حل گر بر مبنای فشار و همچنین از مدل  $k-\epsilon$  استاندارد و الگوریتم سیمپل برای حل مسئله استفاده شده است. برای محاسبه انتقال

جدول ۲ - شرایط جریان آب و هوا در نازل AEDC [۱۲]

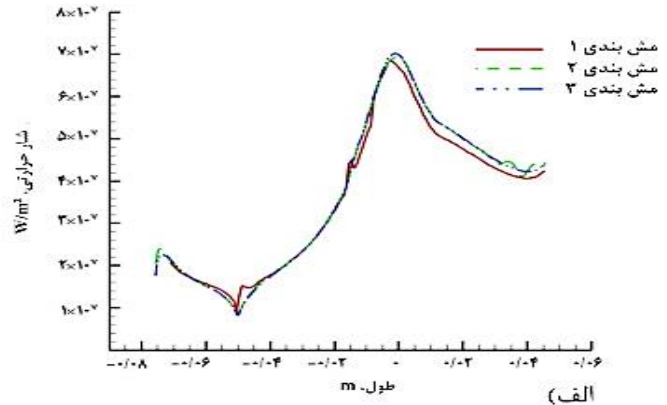
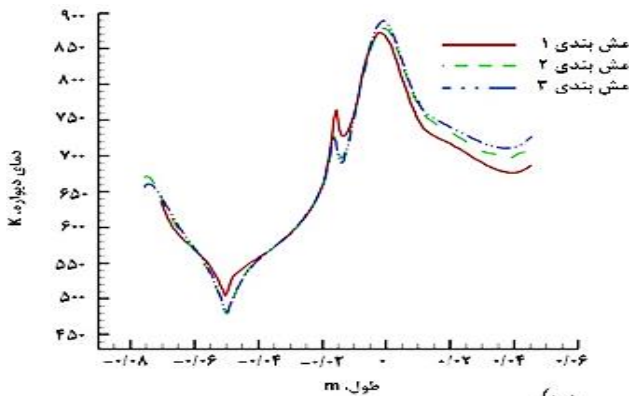
آزمایش ۴	آزمایش ۳	آزمایش ۲	آزمایش ۱	داده‌های آزمایشی
۹/۶	۱۰/۶	۱۳/۹	۱۲/۸	فشار سکون هوا، MPa
۵۱۰۰	۴۶۰۰	۵۲۴۰	۵۰۰۰	دمای سکون هوا، K
۸۴۷۶	۷۱۲۲	۸۷۲۲	۸۰۹۴	آنتالپی سکون هوا، kJ/kg
۳/۲۰۴	۳/۲۱۶	۵/۲۳۴	۵/۲۳۴	دبی جرمی آب، kg/s
۲۸۹	۲۸۹	۳۰۷	۳۰۹	دمای آب، K
۶/۹	۶/۹	۶/۹	۶/۹	فشار آب، MPa
۲۰	۱۸/۹	۱۵	۱۳/۹	افزایش دمای آب در بخش دوم نازل طی فرایند خنک‌کاری، K



شکل ۵ - هندسه نازل AEDC [۱۱]



شکل ۴ - شمایی نازل AEDC مورد استفاده



شکل ۶ - نتیجه‌های به دست آمده از شبیه‌سازی در سمت گاز برای مش‌های گوناگون، (الف) شار گرمایی، (ب) دما

از سه شبکه گوناگون استفاده شد که در جدول ۳ آورده شده است. همچنین مقدار کم‌ترین کیفیت ارتوگونال<sup>۱</sup> بیش‌تر از ۰/۷ و بیشینه غیر متعام بودن<sup>۲</sup> کم‌تر از ۰/۳ برای هر سه شبکه گزارش شده است که نشان‌دهنده کیفیت خوب برای سلول‌هاست.

آزمون ۱ با سه شبکه بالا شبیه‌سازی شد. نتیجه‌ها در شکل ۶ با هم مقایسه شده‌اند. مشاهده می‌شود که اختلاف خیلی کمی بین نتیجه‌های به دست آمده با مش‌های ۲ و ۳ وجود دارد. از این رو شبکه شماره ۲

آزمایش‌ها شامل چهار شرایط ورودی گوناگون برای جریان هوای داغ به نازل، و سیال خنک‌کننده به بخش دوم نازل می‌باشد. شرایط انجام آزمون‌ها و نتیجه آن‌ها که در واقع مقدار افزایش دمای آب طی فرایند خنک‌کاری است، در جدول ۲ ارایه شده است.

#### بررسی استقلال از شبکه محاسبه‌ای

برای بررسی استقلال نتیجه‌های شبیه‌سازی از شبکه محاسبه‌ای،

(۱) minimum orthogonal quality

(۲) maximum skewness



جدول ۳ - مشخصه‌های شبکه‌ها در بررسی استقلال نتیجه‌ها از شبکه محاسبه‌ای

شماره شبکه محاسبه‌ای	تعداد سلول
۱	۱۵۷۰۵
۲	۳۱۳۸۶
۳	۴۵۷۸۰

جدول ۵ - درصد خطا در محاسبه افزایش دمای آب در قسمت دوم نازل در مقایسه با نتیجه‌های تجربی

مراجعه	آزمایش ۱	آزمایش ۲	آزمایش ۳	آزمایش ۴
شاپ [۶]	۲/۹	۸/۷	-۴/۸	-۲
انگلبوم و همکاران [۷]	-۵/۷	-۳/۳	-۱۴/۳	-۱۲/۵
کانگ و سان [۸]	-۱۱/۵	-۱۰	-۱۸	-۲۱/۵
باربوسا [۴]	۵	۷/۳	-۲/۱	-۵
مطالعه حاضر	-۲/۵	-۵	-۱۰	-۱۰/۳۵

جدول ۴ - افزایش دمای محاسبه شده برای آب در مقایسه با داده‌های تجربی برای قسمت دوم کانال خنک‌کاری

شماره آزمایش	افزایش دما آب (شبیه‌سازی)	افزایش دما آب (تجربی)	خطا
۱	۱۳/۵۵	۱۳/۹	۲/۵٪
۲	۱۴/۲۴	۱۵	۵٪
۳	۱۷	۱۸/۹	۱۰٪
۴	۱۷/۹۳	۲۰	۱۰/۳۵٪

همان داده‌های تجربی را مبنای مقایسه قرار داده‌اند، مقایسه کرد و نتیجه گرفت که نتیجه‌ها مطابقت خوبی دارند.

شکل ۸ نتیجه‌های محاسبه شار گرمایی و دما در دیواره سمت گاز برای چهار آزمون را نشان می‌دهد. بیش‌ترین مقدار دما و شار گرمایی به ترتیب برای موارد ۲، ۱، ۴ و ۳ است. این قله‌های دما و شار گرمایی در دیواره سمت گاز، کمی بالاتر از گلوگاه اتفاق می‌افتد. سرعت جریان آب در موارد ۳ و ۴ نسبت به دو مورد دیگر کم‌تر است (به دلیل نرخ جریان پایین‌تر، با توجه به جدول ۲) در نتیجه زمان اقامت آب در کانال خنک‌کاری افزایش می‌یابد. از این رو در این دو مورد با وجود شار گرمایی کم‌تر، افزایش دمای بیش‌تری در آب نسبت به موارد ۱ و ۲ ایجاد می‌شود. شایان ذکر است که شرایط آزمون‌های ۳ و ۴ تا حد زیادی به هم نزدیک‌اند. از این رو نتیجه‌های شبیه‌سازی این دو نیز اغلب بر هم منطبق می‌باشند.

شکل ۹ اثر متقابل بین دیواره درونی و جریان آب (در هر دو بخش) را در ترم‌های شار گرمایی و دما نشان می‌دهد. شکستگی در نمودارها در نزدیکی ۱/۶ سانتی‌متری از گلوگاه به دلیل قطع ارتباط در کانال خنک‌کاری بین بخش‌های اول و دوم در این نقطه است که موجب افزایش اندک دما و شار گرمایی در قسمت‌های گوناگون هر بخش از خنک‌کننده می‌شود. در همه موارد بیش‌ترین مقدار دما و شار گرمایی در ناحیه کمی بالاتر از گلوگاه اتفاق می‌افتد. مقایسه شکل‌های ۸ و ۹ نشان می‌دهد که شار گرمایی در سمت خنک‌کننده کم‌تر از سمت گاز می‌باشد؛ چون به دلیل وجود دیواره‌های جداکننده مجراهای خنک‌کاری، مساحت در سمت خنک‌کننده بزرگ‌تر از مساحت جانبی در سمت گاز است.

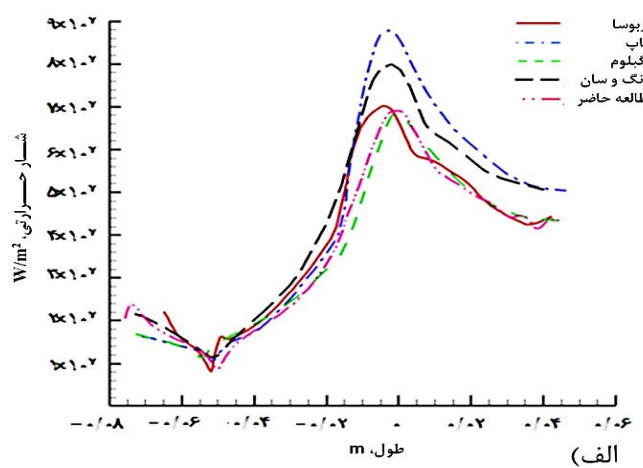
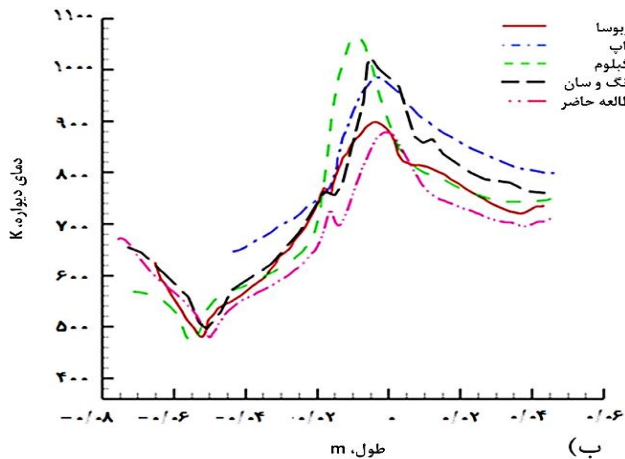
جمع‌بندی این که به منظور اعتبارسنجی شبیه‌سازی، افزایش دما در کانال خنک‌کاری با نتیجه‌های تجربی و همچنین با محاسبه‌های گزارش شده توسط شاپ [۱۲]، انگلبوم و همکاران [۱۳]، کانگ و سان [۱۴] و باربوسا [۸] مقایسه‌شد و مشاهده‌شد که

برای شبیه‌سازی کفایت می‌کند. شبیه‌سازی‌ها با یک سامانه با رم ۶ GB و پردازنده Core i5 انجام شد. زمان اجرای شبیه‌سازی با شبکه‌بندی اول، برابر ۵۰ دقیقه و برای شبکه‌بندی دوم و سوم به ترتیب برابر ۲ ساعت و ۲ ساعت ۳۰ دقیقه به طول انجامید.

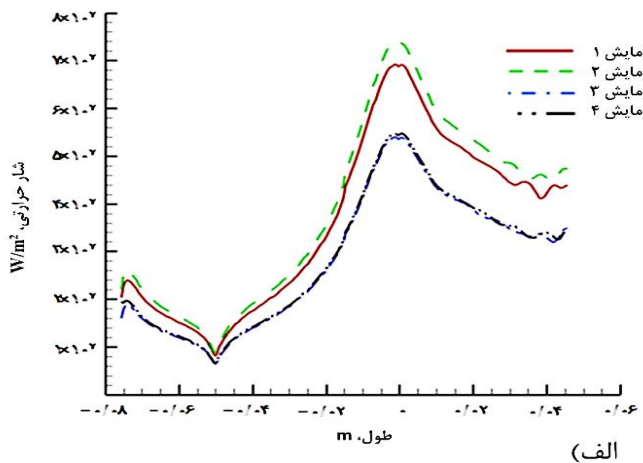
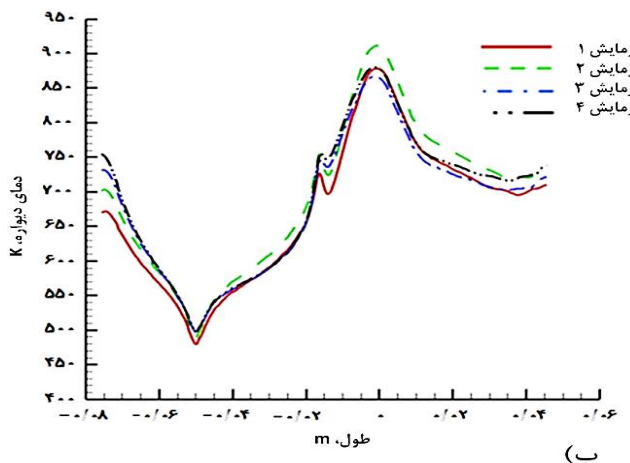
#### ارزیابی نتیجه‌های شبیه‌سازی با داده‌های تجربی و محاسبه‌ای دیگران

برای ارزیابی نتیجه‌های شبیه‌سازی، مقایسه نتیجه‌های به دست آمده از شبیه‌سازی با مقدارهای تجربی برای قسمت دوم کانال عبوری سیال خنک‌کننده در جدول ۴ آورده شده است. مشاهده می‌شود که نتیجه‌های شبیه‌سازی تطابق خوبی با داده‌های تجربی دارند. به نحوی که افزایش دمای آب، بین ۲/۵ تا حدود ۱۰ درصد کم‌تر از نتیجه‌های تجربی به دست آمده است. این اختلاف با در نظر گرفتن خطاهای آزمایش به‌طور کامل قابل قبول است.

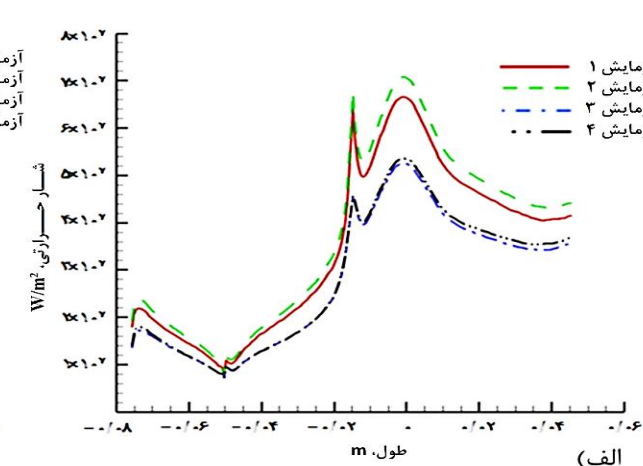
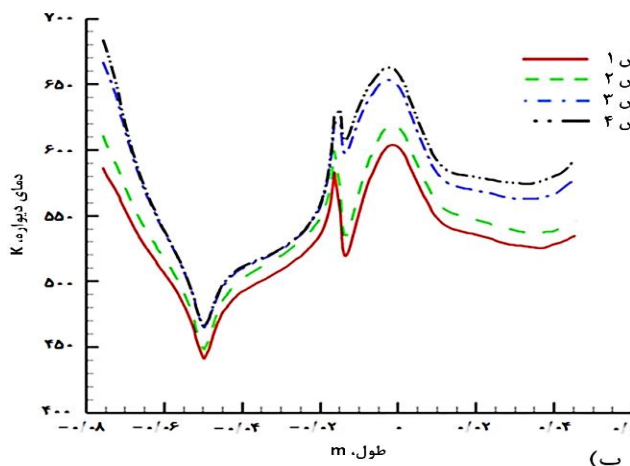
شکل ۷ توزیع شار گرما و دما در امتداد دیوار نازل سمت گاز که توسط شاپ [۱۲]، انگلبوم و همکاران [۱۳]، کانگ و سان [۱۴] و باربوسا [۸] محاسبه شده است را در مقایسه با آن چه که در این کار به دست آمده نشان می‌دهد. می‌توان مشاهده کرد که رفتار منحنی با قله‌های دما و شار گرمایی در منطقه گلوگاه مطابقت خوبی دارد. به منظور ارزیابی نتیجه‌های شبیه‌سازی، جدول ۵ درصد انحراف در محاسبه افزایش دمای آب در قسمت دوم نازل را نسبت به داده‌های تجربی [۱۲] نشان می‌دهد. می‌توان نتیجه‌های شبیه‌سازی محاسبه شده در مطالعه حاضر را با نتیجه‌های آرایه شده توسط شاپ [۱۲]، انگلبوم و همکاران [۱۳]، کانگ و سان [۱۴] و باربوسا [۸] که



شکل ۷ - نتیجه‌های به‌دست آمده از شبیه‌سازی روی دیوار سمت گاز برای مورد آزمایشی ۱، الف) شار گرمایی، ب) دما



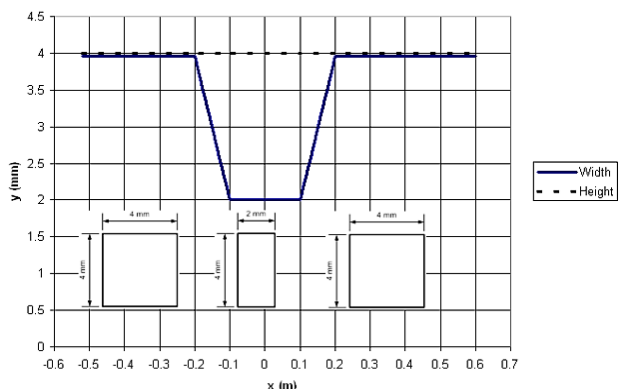
شکل ۸ - نتیجه‌های به‌دست آمده از شبیه‌سازی روی دیوار سمت گاز برای موارد آزمایشی ۱ تا ۴، الف) شار گرمایی، ب) دما



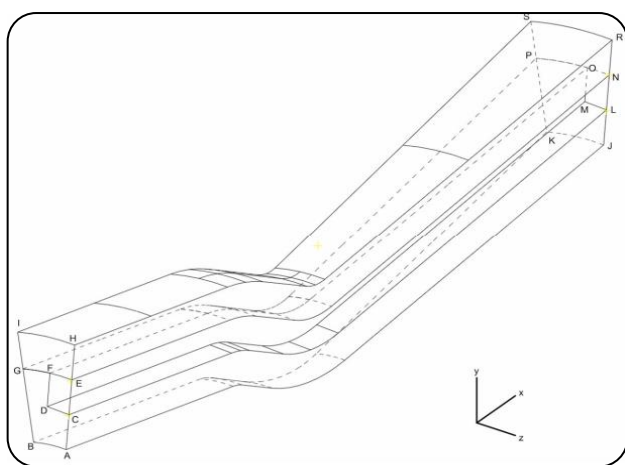
شکل ۹ - نتیجه‌های به‌دست آمده از شبیه‌سازی روی دیوار سمت خنک‌کننده برای موارد آزمایشی ۱ تا ۴، الف) شار گرمایی، ب) دما

چهار آزمایش، رفتاری تقریباً همانند یکدیگر از خود نشان دادند و قله‌های نمودار آن‌ها کمی پس از گلوگاه قرار گرفت. با این کار

نتیجه‌های به دست آمده در این شبیه‌سازی مطابقت خوبی با نتیجه‌های آن‌ها داشت. دما و شار گرمایی در سمت دیواره گاز در



شکل ۱۰ - هندسه کانال خنک‌کاری [۹]



شکل ۱۱ - نمای شمایی از ناحیه محاسبه‌ای [۳]

که رسانایی بالایی دارد. این ترکیب حتی در دماهای زیاد، خاصیت رسانای گرمای بالای خود را حفظ می‌کند [۹]. پوسته خارجی از آلیاژ نیکل - کروم (INCONEL-718) ساخته شده است.

### مشخصه‌ها کانال‌های خنک‌کاری

همان‌گونه که در شکل ۱۰ نشان داده شده، کانال‌های خنک‌کاری در قسمت گلوگاه، دارای سطح مقطع به مساحت  $4 \times 2 \text{ mm}^2$  و در قسمت محفظه احتراق و ناحیه نازل دارای سطح مقطع به مساحت  $4 \times 4 \text{ mm}^2$  می‌باشد. در فاصله بین این قسمت‌ها نیز تغییر عرض کانال به صورت خطی اتفاق می‌افتد.

### شرایط مرزی

به دلیل یکسان بودن هندسه کانال‌ها، شبیه‌سازی نیمی از یکی از کانال‌ها کفایت می‌کند. مدل ساخته‌شده در شکل ۱۱ قابل دیدن است. شرایط مرزی ناحیه محاسبه‌ای در جدول‌های ۷، ۸ و ۹ آورده شده است.

جدول ۶ - مشخصه‌های محفظه رانش [۳]

واحد	مقدار	پارامتر
kN	۳۰۰	تراست
kPa	۱۵۰	فشار خروجی
-	کروسین	سوخت
-	۷:۳	نسبت اکسیژن به سوخت
K	۳۵۷۰	دمای شعله آدیاباتیک
mm	۲۰۰	قطر گلوگاه
mm	۳۰۶	قطر محفظه
kg/s	۳۱/۱	دبی جرمی کروسین
MPa	۶	فشار در محفظه احتراق
kg/s	۷۲/۲	دبی جرمی اکسیژن
mm	۵۱۲	قطر خروجی نازل
-	۱۵۰	تعداد کانال

می‌توان اطمینان به‌دست آورد که شبیه‌سازی اثر متقابل انتقال گرمای جابه‌جایی بین گاز و دیواره جامد، انتقال گرما در دیواره جامد و انتقال گرمای جابه‌جایی بین دیواره جامد و سیال خنک‌کننده به درستی انجام پذیرفته است.

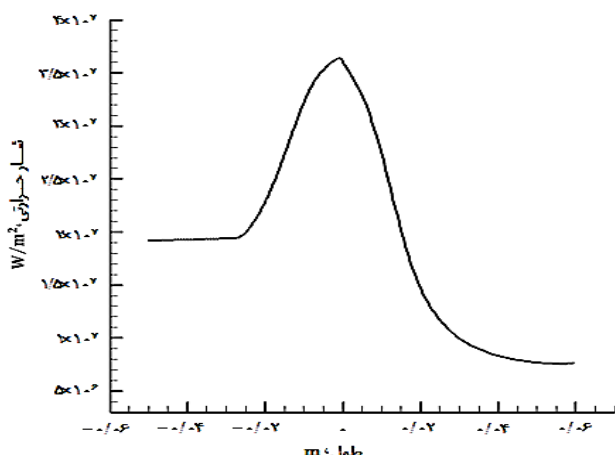
### نتیجه‌ها و بحث

پس از اطمینان از صحت شبیه‌سازی، در ادامه به بررسی تأثیر وجود ذره‌های نانو در سیال خنک‌کننده بر فرایند خنک‌کاری بازیافتی پرداخته می‌شود. هندسه مورد نظر در این شبیه‌سازی، همانند با هندسه طراحی شده توسط آلاس [۳] می‌باشد. مشخصه‌های محفظه رانش یاد شده در جدول ۶ آمده است. از کروسین (RP-1) به عنوان سوخت و همچنین سیال خنک‌کننده (کولانت) استفاده شده است. اکسیدایزر مورد استفاده، اکسیژن مایع است. سوخت کروسین پیش از ورود به محفظه احتراق، با عبور از کانال‌های روی دیواره محفظه رانش، باعث خنک‌کاری آن شده و به این روش خودش نیز پیش‌گرم می‌شود. کانال‌ها به صورت موازی با هم در راستای طولی محفظه رانش قرار دارند و جریان سیال خنک‌کننده که در اینجا سوخت کروسین است، از انتهای نازل وارد این کانال‌ها شده و به نحستی محفظه احتراق ختم می‌شود و سپس وارد انژکتورها شده و به درون محفظه احتراق پاشیده می‌شود. تعداد کانال‌های به کار برده شده در این هندسه ۱۵۰ عدد می‌باشد که شمای آن در شکل ۲ نشان داده شده است. برای دیواره درونی از آلیاژی از جنس مس و ۱۵٪ درصد زیرکونیوم استفاده شده است



جدول ۱۰ - نتیجه‌های به دست آمده از شبیه‌سازی

نتیجه‌ها	متغیر
۳۶/۳	بیش‌ترین شار گرمایی عبوری از دیواره سمت گاز، $MW/m^2$
۱۰۰۰	بیش‌ترین دمای دیواره سمت گاز، K
۸۳۷	بیش‌ترین دمای دیواره سمت کانال خنک‌کاری، K
۷	میزان فشار مورد نیاز در ورودی کانال، MPa
۱	افت فشار در کانال، MPa



شکل ۱۲ - منحنی تغییرهای شار گرمایی کلی جریان گاز در طول دیواره محفظه سمت گاز

$$\Delta P = f \frac{L}{D_h} \frac{\rho V^2}{2} \quad (14)$$

شکل ۱۲ منحنی تغییرهای شار گرمایی کلی جریان گاز در طول دیواره محفظه را نشان می‌دهد. با ورود جریان گاز به بخش همگرای نازل محفظه، به علت کاهش سطح مقطع، شار گرمایی کلی افزایش یافته و بیشینه مقدار آن در گلوگاه به مقدار  $36/3 \text{ MW/m}^2$  می‌رسد. شکل‌های ۱۳ و ۱۴ به ترتیب توزیع محوری دمای دیواره سمت گاز و توزیع محوری دمای دیوار سمت کولانت را نشان می‌دهند. دمای دیواره به شار گرمایی عبوری از دیواره، هندسه کانال‌های خنک‌کاری، دمای گازهای به دست آمده از احتراق و نوع و دمای سیال خنک‌کننده بستگی دارد. با توجه به شکل‌های ۱۲ و ۱۳ با ورود جریان گاز به بخش همگرای نازل، به علت ازدیاد شار گرمایی کلی، دمای دیواره سمت گاز تا نزدیکی گلوگاه افزایش یافته و در ناحیه گلوگاه به بیش‌ترین مقدار خود می‌رسد و سپس تا دهانه خروجی نازل کاهش می‌یابد.

### تأثیر افزودن نانوذره‌ها بر ویژگی‌ها ترموفیزیکی سیال خنک‌کننده

افزودن نانوذره‌ها به سیال خنک‌کننده موجب تغییر ویژگی‌های ترموفیزیکی (چگالی، گرمای ویژه، ضریب هدایت گرمایی و گرانشی)

جدول ۷ - شرایط مرزی برای دیواره درونی [۳]

$\frac{\partial T}{\partial n} = 0$	صفحه ABGFDC
$\frac{\partial T}{\partial n} = 0$	صفحه JKPOML
$\frac{\partial T}{\partial n} = 0$	صفحه BGPK
$\frac{\partial T}{\partial n} = 0$	صفحه ACLJ
$\frac{\partial (kT)}{\partial n} = \dot{q}_g$	صفحه ABKJ

جدول ۸ - شرایط مرزی برای پوسته خارجی [۳]

$\frac{\partial T}{\partial n} = 0$	صفحه EFGIH
$\frac{\partial T}{\partial n} = 0$	صفحه NOPRS
$\frac{\partial T}{\partial n} = 0$	صفحه EHRN
$\frac{\partial T}{\partial n} = 0$	صفحه GISP
$\frac{\partial T}{\partial n} = 0$	صفحه HIRS

جدول ۹ - شرایط مرزی برای کانال خنک‌کاری [۳]

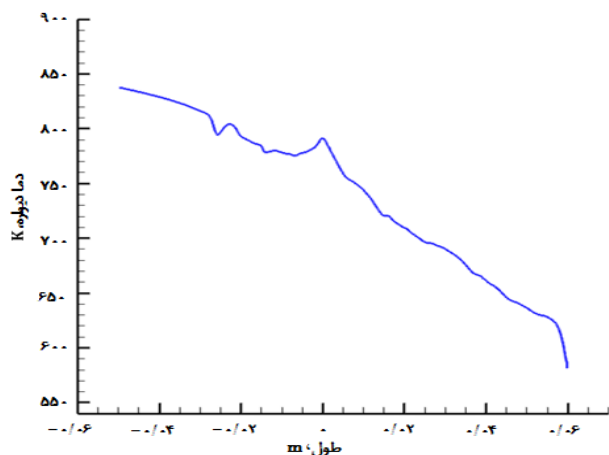
$\dot{m} = \frac{\dot{m}}{2 \times N}, T = T_{\text{ورودی}}$	صفحه LMON*
$P = P_c$	صفحه CDFE**
$\frac{\partial u}{\partial n} = \frac{\partial v}{\partial n} = \frac{\partial w}{\partial n} = \frac{\partial T}{\partial n} = 0$	صفحه CENL

\* N به تعداد کانال‌های خنک‌کاری اشاره دارد.  $T_{\text{ورودی}}$  دمای اولیه سیال خنک‌کننده می‌باشد و برابر  $300 \text{ K}$  است.  
\*\* برای کلیه تجزیه و تحلیل‌ها، فشار خروجی مایع خنک‌کننده  $6 \text{ MPa}$  است.

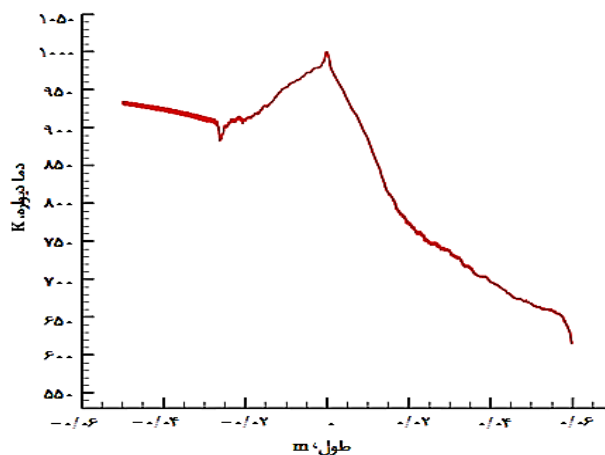
### نتیجه‌ها

برخی از نتیجه‌های به دست آمده از شبیه‌سازی برای حالت پایه که در آن از کروسین به عنوان سیال خنک‌کننده استفاده شده است در جدول ۱۰ آمده است. متغیرهای مورد بررسی شامل بیش‌ترین شار گرمایی عبوری از دیواره سمت گاز، بیش‌ترین دمای دیواره سمت گاز و کانال خنک‌کاری، مقدار افزایش دمای سیال خنک‌کننده، میزان فشار مورد نیاز در ورودی کانال و افت فشار در کانال خنک‌کاری‌اند.

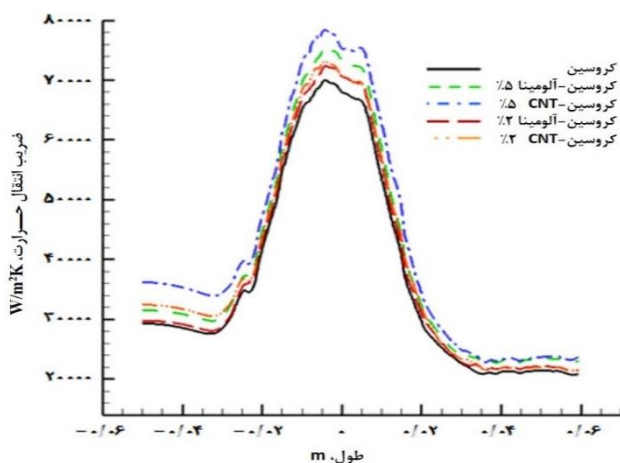
افت فشار در کانال خنک‌کاری به صورت جریان پایا، آرام و به‌طور کامل توسعه یافته در یک لوله افقی در نظر گرفته شده است [۳]. در این معادله  $\Delta P$  اختلاف فشار،  $f$  ضریب اصطکاک،  $L$  طول لوله،  $D_h$  قطر هیدرولیکی،  $\rho$  چگالی سیال و  $V$  سرعت سیال می‌باشد.



شکل ۱۴ - توزیع محوری دمای دیواره سمت کانال خنک کاری



شکل ۱۳ - توزیع محوری دمای دیواره سمت گاز



شکل ۱۵- مقایسه ضریب انتقال گرمای جابه‌جایی کروسیین با نانوسیال‌های کروسیین-آلومینا و کروسیین-CNT با کسرهای حجمی ۲٪ و ۵٪ در رینولدز ثابت

می‌شوند (شکل ۱۵). با توجه به شکل ۱۵ میانگین ضریب انتقال گرمای نانوسیال کروسیین-CNT در کسر حجمی ۲٪ و ۵٪ نسبت به سیال پایه به ترتیب ۶٪ و ۱۵٪ افزایش داشته است. همچنین برای نانوسیال کروسیین-آلومینا این افزایش برابر ۳٪ و ۸٪ می‌باشد. شکل ۱۶ افزایش ضریب انتقال گرمای میانگین را در کسر حجمی‌های ۲٪ و ۵٪ نشان می‌دهد. در این شکل  $h_r$  نشان‌دهنده نسبت میانگین ضریب انتقال گرما در نانوسیال به میانگین ضریب انتقال گرما در سیال پایه می‌باشد.

با افزایش ضریب انتقال گرما جابه‌جایی، انتقال گرما از سمت دیواره به سیال کولانت نیز افزایش می‌یابد. این اتفاق باعث پایین آمدن دمای دیواره می‌شود. شکل ۱۷ کاهش دمای دیواره سمت گاز و سیال خنک‌کننده را در صورت استفاده از نانوذره با کسر

آن می‌شود. با توجه به معادله (۱۵) دیتوس-بولتر [۱۰]، تغییر در ویژگی‌های ترموفیزیکی سیال موجب تغییر ضریب انتقال گرمای جابه‌جایی در سیال می‌شود:

$$Nu = 0.23/0. Re^{1/4} Pr^{1/4} \quad (15)$$

$$Pr = \frac{C_p \mu}{k} \quad (16)$$

$$Re = \frac{\rho v D}{\mu} \quad (17)$$

$$Nu = \frac{h D}{k} \quad (18)$$

با جای‌گذاری این معادله‌ها در معادله دیتوس-بولتر خواهیم داشت:

$$h = b \times v^{1/4} \times \rho^{1/4} \times C_p^{1/4} \times k^{6/4} \times \mu^{-4/4} \quad (19)$$

با توجه به معادله (۱۹)، در سرعت ثابت، ضریب انتقال گرمای جابه‌جایی نسبت مستقیم با دانسیته، ظرفیت گرمایی ویژه و ضریب هدایت گرمایی و نسبت وارون با گرانشی سیال دارد. در ادامه تأثیر افزودن نانوذره آلومینا ( $Al_2O_3$ ) و نانو لوله کربنی (CNT) به کروسیین بر خنک‌کاری بازیافتی محفظه رانش بررسی می‌شود.

بررسی دمای دیواره و ضریب انتقال گرمای جابه‌جایی در سمت کولانت در رینولدز یکسان

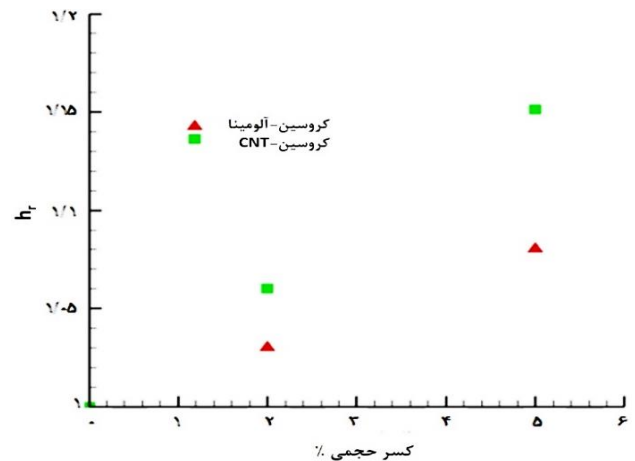
همان‌گونه که در بخش پیش اشاره شد، افزودن نانوذره‌ها به سیال خنک‌کننده باعث تغییر ویژگی‌های ترموفیزیکی آن می‌شود. همچنین با توجه به معادله (۱۷)، تغییر ویژگی‌های نانوسیال (از جمله افزایش گرانشی سیال) در رینولدز یکسان، مستلزم افزایش سرعت سیال خنک‌کننده در کانال است. افزایش سرعت سیال موجب افزایش ضریب انتقال گرمای جابه‌جایی در سمت کانال خنک‌کننده

شرایط شدت جریان گرمی یکسان برای سیال پایه و نانوسیال‌ها با یکدیگر مقایسه شده‌اند.

مشاهده می‌شود که در شرایط شدت جریان ثابت، پایین بودن سرعت جریان نانوسیال کروسین-آلومینا باعث شده است که تأثیر ضریب هدایت گرمایی بیش‌تر نانوسیال به تقریب خنثی شده و در نتیجه انتقال گرما در مقایسه با زمانی که سیال کروسین در کانال جریان دارد تغییر چندانی نکند و در نهایت ضریب انتقال گرما در طول کانال و توزیع دمای دیواره در هردو حالت به تقریب یکسان باشد. در مورد نانوسیال کروسین-CNT به سبب کم بودن چگالی CNT، کاهش سرعت نسبت به نانوسیال کروسین-آلومینا کم‌تر است و همچنین دارای ویژگی‌های ترموفیزیکی مناسب‌تری می‌باشد. به همین دلیل در زمانی که نانو سیال کروسین-CNT در کانال جریان دارد، گرمای بیش‌تری انتقال می‌یابد. از این رو باعث شده که در مجموع ضریب انتقال گرما در نانوسیال خنک‌کننده افزایش یابد و در نتیجه دمای سطح دیواره‌ها در سمت گاز و سیال خنک‌کننده کاهش پیدا کنند.

### نتیجه‌گیری

در این مطالعه، تأثیرهای افزودن نانوذره‌ها به سوخت که وظیفه خنک‌کاری بازیافتی بدنه یک موتور سوخت مایع را به عهده دارد، به روش شبیه‌سازی عددی مورد بررسی قرار گرفت. پارامترهای مورد بررسی شامل ضریب انتقال گرما سیال خنک‌کننده، بیش‌ترین دمای دیواره سمت گاز داغ و سمت خنک‌کننده و افت فشار در کانال خنک‌کننده بود. موتور یاد شده برای کار با کروسین به‌عنوان سوخت و اکسیژن مایع به‌عنوان اکسیدکننده در فشار محفظه ۶ مگاپاسکال با تراست ۳۰۰ کیلونیوتن طراحی شده است. نخست برای اطمینان از صحت شبیه‌سازی عددی، عدم وابستگی نتیجه‌ها به شبکه محاسبه‌ای بررسی شد و همچنین دقت نتیجه‌ها در مقایسه با داده‌های تجربی مورد ارزیابی قرار گرفت و به این روش از قابل اتکا بودن نتیجه‌های حل عددی اطمینان به‌دست آمده شد. نانوذره‌ها مورد استفاده در این تحقیق، نانوذره‌های آلومینا و نانولوله کربنی می‌باشند که در کسر حجمی‌های ۲٪ و ۵٪ به سیال کروسین افزوده شدند. وضعیت انتقال گرما و خنک‌کاری دیواره موتور برای سیال پایه (سوخت) و نانوسیال‌ها خنک‌کننده در دو حالت رینولدز یکسان و دبی گرمی یکسان بررسی شد و نتیجه‌ها با یکدیگر مقایسه شدند. نتیجه‌های به‌دست آمده از این تحقیق را به صورت زیر می‌توان جمع‌بندی کرد:



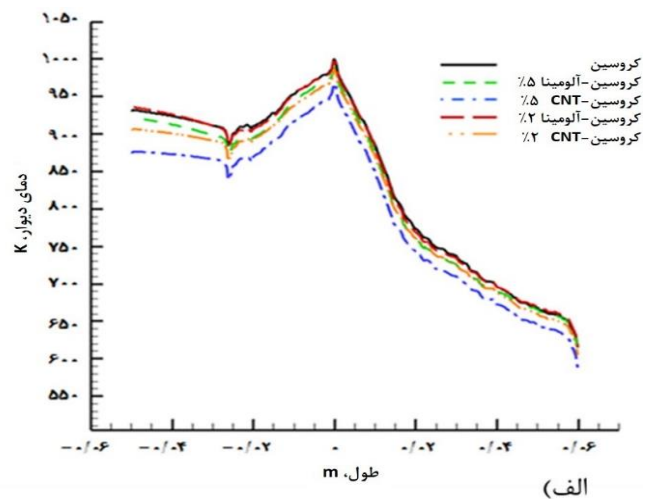
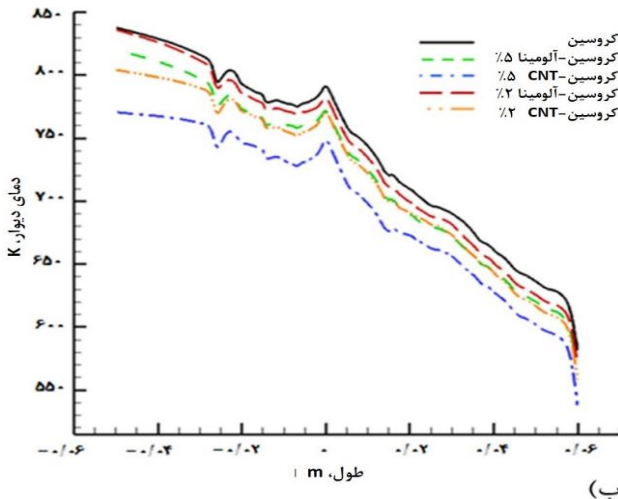
شکل ۱۶ - افزایش ضریب انتقال گرمای میانگین در کسر حجمی‌های ۲٪ و ۵٪ در رینولدز ثابت

حجمی ۲٪ و ۵٪ در سیال کروسین در رینولدز ثابت ۲۶۰۰۰ نشان می‌دهد. در مجموع شکل‌های ۱۵ و ۱۷ نشان می‌دهند که نانوذره CNT در افزایش ضریب انتقال گرما نانوسیال مؤثرتر بوده و کاهش دمای دیواره نازل برای نانوسیال کروسین-CNT نسبت به نانوسیال کروسین-آلومینا، محسوس‌تر بوده است.

### بررسی دمای دیواره و ضریب انتقال گرما در سمت کولانت در دبی گرمی یکسان

در بسیاری از مطالعه‌ها و پژوهش‌های پیشین، اثر افزودن نانوذره در رینولدز یکسان مورد مطالعه قرار گرفته است. نتیجه‌های این مطالعه‌ها نیز همانند این کار به این ختم شده که افزودن نانوذره باعث بهبود انتقال گرما در رینولدز یکسان می‌شود. این در حالی است که در کاربردهای عملی، شدت جریان گرمی جریان سیال خنک‌کننده بدون تغییر باقی می‌ماند. از این رو در ادامه تأثیر افزودن نانوذره در شرایط شدت جریان گرمی یکسان بررسی می‌شود.

افزودن نانوذره به سیال باعث می‌شود چگالی نانوسیال افزایش یابد. این امر موجب می‌شود که در شرایط شدت جریان یکسان، نانوسیال سرعت کم‌تری نسبت به سیال پایه در کانال داشته باشد. این امر باعث می‌شود که با وجود بهبود نسبی ویژگی‌های ترموفیزیکی نانوسیال‌ها، به دلیل پایین‌تر بودن سرعت جریان نانوسیال در شرایط شدت جریان گرمی یکسان، افزایش ضریب انتقال گرما و در نتیجه کاهش دما در آن‌ها تا حدی افت کند. در شکل‌های ۱۸ و ۱۹ به ترتیب ضریب انتقال گرما، توزیع دمای دیواره در سمت گاز و توزیع دمای دیواره در سمت سیال خنک‌کننده در



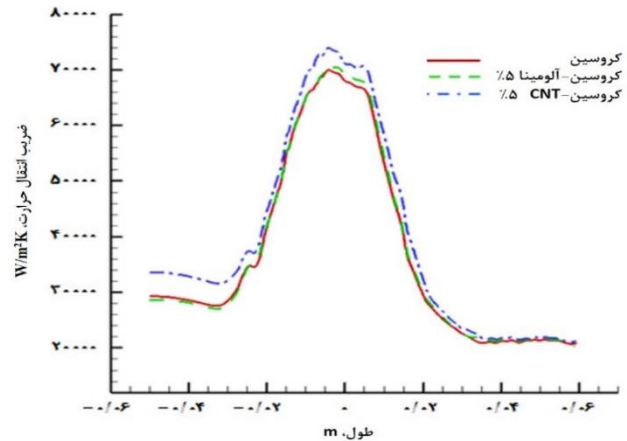
شکل ۱۷ - توزیع دما بر روی سطح دیواره برای سیال کروسین و نانوسیال‌های کروسین-آلومینا و کروسین-CNT با کسرهای حجمی ۲٪ و ۵٪، (الف سمت گاز، ب) سمت خنک‌کننده (در رینولدز ثابت ۲۶۰۰۰)

دیواره در ناحیه گلوگاه در سمت گاز برای نانوسیال کروسین-CNT در کسر حجمی‌های ۲٪ و ۵٪ به ترتیب ۱۶/۱ و ۳۳/۳ کلوین و در سمت سیال خنک‌کننده به ترتیب ۳۳/۳ و ۶۶/۶ کلوین می‌باشد.

• افزایش ضریب انتقال گرما برای نانوسیال کروسین-آلومینا در شرایط رینولدز یکسان برای کسر حجمی ۲٪ و ۵٪ به ترتیب ۳/۴٪ و ۷/۶٪ به دست آمد. در این شرایط، میزان کاهش دمای دیواره در سمت گاز به ترتیب برابر ۵/۴ و ۱۱/۴ کلوین و در سمت سیال خنک‌کننده به ترتیب برابر ۲ و ۱۷/۳ کلوین می‌باشد.

• میانگین افزایش ضریب انتقال گرمای کلی برای نانوسیال کروسین-CNT در کسر حجمی ۲٪ و ۵٪ نسبت به سیال پایه برابر ۶٪ و ۱۵٪ و برای نانوسیال کروسین-آلومینا برابر ۳٪ و ۸٪ می‌باشد. در کاربردهای عملی، به جای عدد رینولدز، شدت جریان جرمی جریان سیال خنک‌کننده است که بدون تغییر باقی می‌ماند. زمانی که از دبی جرمی ورودی یکسان برای نانوسیال‌ها و سیال پایه استفاده می‌شود، چگالی بالای نانوسیال‌ها باعث می‌شود که سرعت جریان در نانوسیال‌ها کمتر باشد. این امر باعث می‌شود که با وجود بهبود نسبی ویژگی‌های ترموفیزیکی نانوسیال‌ها، به دلیل پایین‌تر بودن سرعت جریان نانوسیال، افزایش ضریب انتقال گرما و در نتیجه کاهش دما در آن‌ها تا حدی افت کند. نتیجه‌های به دست آمده از شبیه‌سازی در شرایط دبی جرمی ورودی یکسان به شرح زیر است:

• میزان افزایش ضریب انتقال گرما در ناحیه گلوگاه برای نانوسیال کروسین-CNT در کسر حجمی ۵٪ نسبت به سیال پایه کروسین، ۶/۵٪ و برای نانوسیال کروسین-آلومینا نزدیک به ۱٪ می‌باشد.

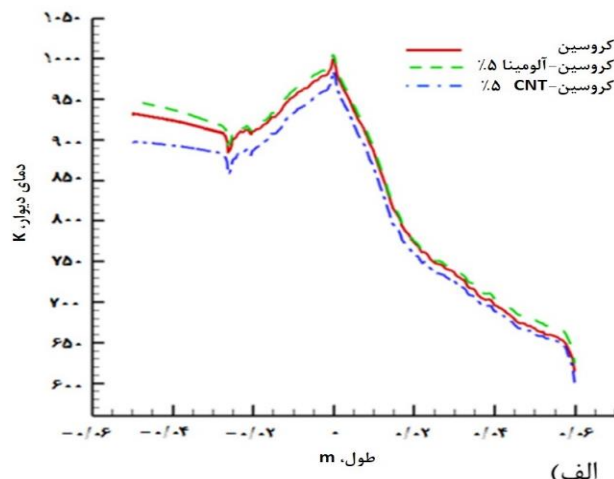
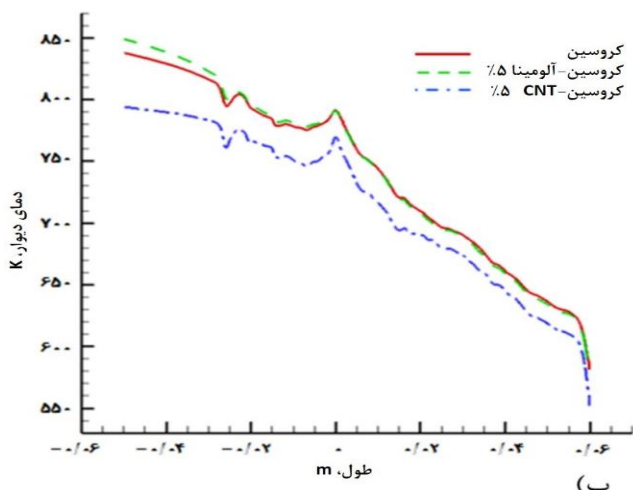


شکل ۱۸ - مقایسه بین ضریب انتقال گرما برای سیال کروسین و نانوسیال‌های کروسین-آلومینا و کروسین-CNT با کسر حجمی ۵٪ در شرایط شدت جریان ثابت

• در حالت کلی افزودن نانوذره‌ها باعث بهبود فرایند خنک‌کاری و کاهش دمای دیواره موتور سوخت مایع می‌شود که به دلیل افزایش ضریب انتقال گرما جابه‌جایی در سیال خنک‌کننده است.

• افزایش ضریب انتقال گرما برای شرایط رینولدز یکسان و دبی جرمی یکسان متفاوت است.

• در موتور مورد مطالعه، ضریب انتقال گرما برای نانوسیال کروسین-CNT نسبت به سیال پایه در شرایط رینولدز یکسان برای کسر حجمی‌های ۲٪ و ۵٪ به ترتیب ۴/۵٪ و ۱۲٪ افزایش پیدا می‌کند. بیش‌ترین میزان ضریب انتقال گرمای جابه‌جایی برای سیال خنک‌کننده در ناحیه گلوگاه نازل اتفاق می‌افتد. میزان کاهش دمای



شکل ۱۹ - توزیع دما بر روی سطح دیواره برای سیال کروسین و نانوسیال‌های کروسین-آلومینا و کروسین-CNT با کسر حجمی ۵٪ در شرایط شدت جریان ثابت، (الف) سمت گاز، (ب) سمت خنک‌کننده

$d_f$	قطر معادل مولکول سیال پایه
$D_{Hf}$	قطر هیدرولیکی، m
$f$	ضریب اصطکاک
$h$	ضریب انتقال گرما، $W/m^2 \cdot K$
$k$	ضریب هدایت گرمایی، $W/m \cdot K$
$L$	طول کانال خنک‌کاری، m
$Ma$	عدد ماخ محلی جریان گاز
$M$	وزن مولکولی
$N$	عدد آووگادرو
$P$	فشار محفظه، Pa
$Pr$	عدد پراتل
$\dot{q}$	شار گرمای کل، $W/m^2$
$Re$	عدد رینولدز
$r$	ضریب بازیابی محلی
$T$	دما، K
$T_{fr}$	نقطه انجماد سیال پایه
$t$	زمان، s
$\bar{\tau}$	تنسور تنش
$\vec{v}$	سرعت، m/s
$x_i$	مولفه مختصات
$\gamma$	نسبت گرمای ویژه
$\emptyset$	کسر حجمی نانوذره‌ها
$\mu$	گرانروی، $kg/m \cdot s$
$\mu_r$	گرانروی آشفتگی، $kg/m \cdot s$

• کاهش دمای دیواره برای نانوسیال کروسین-CNT در سمت گاز ۱۶/۵ کلون و در سمت سیال خنک‌کننده برابر با ۴۴ کلون می‌باشد. اما برای نانوسیال کروسین-آلومینا کاهش دمایی رخ نداده و حتی در ناحیه محفظه کمی افزایش دما در دیواره‌ها نیز مشاهده شد.

• میانگین افزایش ضریب انتقال گرمای کلی کروسین-CNT در کسر حجمی ۵٪ نسبت به سیال پایه ۷/۷٪ و برای کروسین-آلومینا برابر ۰/۳٪ می‌باشد.

نتیجه‌ها و مقایسه‌ای که بین نانوسیال‌های کروسین-CNT و کروسین-آلومینا و همچنین سیال کروسین به عنوان سیال‌های خنک‌کننده در خنک‌کاری بازیافتی انجام شده است، نشان می‌دهد که نانوسیال کروسین-CNT در شرایط رینولدز یکسان و دبی جرمی یکسان عملکرد بهتری نسبت به دوسیال دیگر داشته که این موضوع بیانگر این است که نانولوله‌های کربنی از توانایی بالاتری برای افزایش ضریب انتقال گرما و بهبود خنک‌کاری بازیافتی نسبت به نانوذره آلومینا برخوردار هستند.

**نمادها**

$A$	مساحت، $m^2$
$C^*$	سرعت مشخصه
$C_{\mu}$	مقدارهای ثابت آشفتگی
$C_{1\epsilon}$	مقدارها ثابت آشفتگی
$C_{2\epsilon}$	مقدارها ثابت آشفتگی
$C_p$	گرمای ویژه در فشار ثابت، $J/kg \cdot K$
$d$	قطر، m



l	ناحیه سیال خنک کننده	$\rho$	چگالی، $\text{kg/m}^3$
nf	نانو سیال	$\rho_{f_0}$	نیز چگالی جرمی سیال پایه در دمای $T_0 = 293$
P	نانوذره	$\sigma_K$	عدد پراتل آشفستگی برای K
rad	تشعشع	$\sigma_\varepsilon$	عدد پراتل آشفستگی برای $\varepsilon$
t	گلوگاه	aw	دیواره آدیاباتیک
wc	دیواره سمت سیال خنک کننده	bf	سیال پایه
wg	دیواره سمت گاز	c	محفظه
		cb	دمای حجمی سیال خنک کننده
		conv	جریان همرفت
		CO <sub>2</sub>	کربن دی اکسید
		H <sub>2</sub> O	بخار آب
		G	ناحیه گازی

تاریخ دریافت: ۱۳۹۷/۰۸/۰۵؛ تاریخ پذیرش: ۱۴۰۱/۱۲/۱۵

## مراجع

- [1] Huzel D.K., Huang D.H., "Modern Engineering for Design of Liquid-Propellant Rocket Engines", AIAA, (1992).
- [2] Carlile J., Quentmeyer R., An Experimental Investigation of High-Aspect-Ratio Cooling Passages, 28th Joint Propulsion Conference and Exhibit, 3154 (1992).
- [3] Ulas A., Boysan E., Numerical Analysis of Regenerative Cooling in Liquid Propellant Rocket Engines, Aerospace Science and Technology, **24**: 187-197 (2013).
- [4] Agarwal D.K., Vaidyanathan A., Kumar S.S., Experimental Investigation on Thermal Performance of Kerosene-Graphene Nanofluid, Experimental Thermal and Fluid Science, **71**: 126-137 (2016).
- [5] Pak B.C., Cho Y.I., Hydrodynamic and Heat Transfer Study of Dispersed Fluids With Submicron Metallic Oxide Particles, Experimental Heat Transfer an International Journal, **11**: 151-170 (1998).
- [6] Jokhakar J., Naraghi M., A CFD-RTE Model for Thermal Analysis of Regeneratively Cooled Rocket Engines, in 44<sup>th</sup> AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit, 4557 (2008).
- [7] Iqbal M., 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, Life Science Journal, **9**: 708-716 (2012).
- [8] Barbosa F., Zaparoli E., Andrade C., Unified Approach for Conjugate Heat-Transfer Analysis of High Speed Air Flow Through a Water-Cooled Nozzle, The Aeronautical Journal, **120**: 355-373 (2016).

- [9] Bartz D.R., [A Simple Equation for Rapid Estimation of Rocket Nozzle Convective Heat Transfer Coefficients](#), *Jet Propulsion*, **27**: 49-51 (1957).
- [10] Anderson J.D., "[Fundamentals of Aerodynamics](#)", McGraw-Hill series in aeronautical and aerospace engineering, New York (2001).
- [11] Bianco V., Manca O., Nardini S., Vafai K., "[Heat Transfer Enhancement With Nanofluids](#)", Florida, CRC Press, (2015).
- [12] Shope F.L., [Conjugate Conduction-Convection Heat Transfer With a High-Speed Boundary Layer](#), *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, **8**: 275-281 (1994).
- [13] Engblom W., Fletcher B., Georgiadis N., [Conjugate Conduction-Convection Heat Transfer for Water-Cooled High-Speed Flows](#), in *44th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit*, 4653 (2008).
- [14] Kang Y.D., Sun B., [Numerical Simulation of Liquid Rocket Engine Thrust Chamber Regenerative Cooling](#), *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, **25**: 155-164 (2011).
- [15] Tariq R., Khalid S., Zafar H.A., [Numerical Simulation of a Regenerative Cooling System in a Cryogenic Rocket Engine](#), *Fifth International Conference on Aerospace Science and Engineering*, 1-7 (2017).
- [16] Winterton R.H., [Where Did the Dittus and Boelter Equation Come From?](#), *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **41**: 809-810 (1998).