ماهنامه علمى پژوهشى



دانگاه ترمیت مدتوس

mme.modares.ac.ir

بررسی عددی جریان رفت و برگشتی در خنک کن پوسته و لولهای موتور استرلینگ گاما

اسما دهقان¹، على كشاورز وليان^{2*}، عليرضا بتويى³ حجت صابرىنژاد³

1- دانشجوی کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، تهران

2- استاد مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی،تهران

3- دانشجوي دكتري، مهندسي مكانيك، دانشگاه صنعتي خواجه نصيرالدين طوسي،تهران

* تھران، صندوق پستى keshavarz@kntu.ac.ir ،19395-1999

اطلاعات مقاله	چکیدہ
مقاله پژوهشی کامل دیدافت: 09 میداد 1396	یکی از مهمترین مشخصههای جریان در مبدلهای حرارتی موتور استرلینگ، نوسانی بودن جریان است. در این تحقیق جریان رفت و برگشتی
نریعک، (0 مرداد ۱۶۶۵) پذیرش: 21 شهریور 1396 ارائه در سایت: 05 آبان 1396	در خنککن موتور استرلینگ به صورت عددی مورد بررسی قرار گرفته است. حل عددی براساس روش حجم محدود و الگوریتم فشار مبنا در کد تجاری نرمافزار فلوئنت انجام شده است. مبدل حرارتی از نوع پوسته و لوله، مایع-گاز است. سیال عامل به صورت گاز، در داخل لولهها و سیال
كليد واژگان:	— خنک کننده، آب در اطراف لولهها در جریان است. ضریب انتقال حرارت، اختلاف دمای سیال عامل و دیواره، عدد ناسلت و ضریب اصطکاک در
جريان نوسانى	فشار کاری و فرکانس نوسان متفاوت برای سه سیال هلیم، کربندیاکسید و نیتروژن بهدست آورده شده است. عدد ناسلت، ضریب انتقال حرارت
خنککن	و اختلاف دمای سیال عامل و دیواره، با افزایش فرکانس نوسان و فشار کاری افزایش می یابد و ضریب اصطکاک کاهش می یابد .هلیم دارای
مبدل پوسته و لوله عدد ناسلت ضریب اصطکاک	بیشترین ضریب انتقال حرارت و ضریب اصطکاک و کمترین اختلاف دما بین سیال عامل و دیواره است. در بیشترین فشار کاری و فرکانس نوسان، بیشترین عدد ناسلت و کمترین ضریب اصطکاک برای کربن دیاکسید بهدست آمد. در انتها، رابطهای برای عدد ناسلت و ضریب اصطکاک برای هلیم، کربندی/کسید و نیتروژن برای محدوده عدد رینولدز جنبشی 2.250-2.96 با مقدار خطا ٪8.07-0.33 پیشنهاد شده

Numerical investigation of reciprocating flow in a shell and tube heat exchanger used as a cooler in gamma Stirling engine

Asma Dehghan, Ali Keshavarz Valian*, Alireza Batooei, Hojjat Saberinejad

Department of Mechanical Engineering, Khaje Nasir Toosi University of Technology, Tehran, Iran * P.O.B. 19395-1999, Tehran, Iran, keshavarz@kntu.ac.ir

ARTICLE INFORMATION	ABSTRACT
Original Research Paper Received 31 July 2017 Accepted 12 September 2017 Available Online 27 October 2017	Oscillating flow is one of the most important characteristics of flow in stirling engine heat exchangers In this study reciprocating flow in stirling engine cooler is investigated numerically. Numerical solution is based on finite volume and pressure based algorithm by using the commercial CFD code fluent. A Shell and tube type heat exchanger used as cooler. The working fluid, gas flows inside the tubes while
Keywords: Oscillating flow Cooler Shell and tube heat exchanger Nusselt number Friction coefficient	the cooling fluid, water flows around the tubes. The heat transfer coefficient, temperature difference between tube walls and working fluid, Nusselt number and friction coefficient are calculated for Helium, Carbon dioxide and Nitrogen at different operating pressure and oscillating frequency. The Nusselt number, heat transfer coefficient and temperature difference between tube walls and working fluid increase with increase of operating pressure or oscillating frequency while Friction coefficient and the lowes temperature difference between tube walls and working fluid. At the highest operating pressure and oscillating frequency, Carbon dioxide has the highest Nusselt number and the lowest Frictior coefficient. Finally empirical equations for Nusselt number and friction coefficient are proposed for Helium, Carbon dioxide and Nitrogen, the error of the equations are within 0.23-8.07% when the range of kinetic Reynolds number is 2.96-212.50.

پالسی ^۳ دستهبندی میشود. در جریان پالسی جهت جریان ثابت بوده و
میانگین سرعت نوسانی در آن صفر نیست، مثل جریان خون در رگھا، اما در
جریانهای رفت و برگشتی جهت جریان تغییر کرده و میانگین سرعت در
آنها، صفر است. جریان در موتور استرلینگ از نوع رفت و برگشتی است.
ریچاردسون و تیلور [1] با مطالعه جریان نوسانی در لوله نشان دادند که

1- مقدمه

از جمله مشخصههای اصلی جریان در خنککن موتور استرلینگ، جریان نوسانی^۱ است. نوسانی بودن جریان تاثیر زیادی بر روی ضریب انتقال حرارت و افت فشار دارد. جریان نوسانی به دو دسته جریان رفت و برگشتی^۲ و جریان

¹ Oscillating flow ² Reciprocating flow

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

Please cite this article using:

A. Dehghan, A. Keshavarz Valian, A. Batooei, H. Saberinejad, Numerical investigation of reciprocating flow in a shell and tube heat exchanger used as a cooler in gamma Stirling engine, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 17, No. 10, pp. 359-366, 2017 (in Persian)

³ Pulsating

یک طرفه را بهعنوان تقریبی برای بررسی انتقال حرارت جابجایی جریان

نوسانی در مبدل دو لولهای به عنوان گرمکن و خنککن موتور استرلینگ به

صورت عددی مورد بررسی قرار دادند و نشان دادند ضریب اصطکاک بهدست

آمده از روابط جریان نوسانی کمتر از تقریبهای جریان های یک طرفه است.

آنها با افزودن صفحات جانبی[†] به داخل لوله نشان دادند که انتقال حرارت و

افتهای اصطکاکی افزایش یافته است. تانگ [15] معیار تشابهی برای توصیف

جریان و مشخصات انتقال حرارت جریان نوسانی براساس معادلات جریان

تراكم پذير ويسكوز ناپايا بهدست آورد. اكسياو و همكاران [16] مدل سرعت

پیچیدهای را برای جریان آرام توسعه یافته نوسانی پیشنهاد کردند. نشان

دادند ماكزيمم سرعت بيبعد با افزايش عدد رينولدز جنبشي كاهش مييابد و

سرعت در مرکز منبسطتر میگردد در نتیجه لایه استوکس باریکتر میگردد.

اکسیاو و همکاران [17] با بررسی انتقال حرارت جریان نوسانی در گرمکن چند لولهای موتور استرلینگ نشان دادند افزایش فشار کاری باعث بهبود اثر

حرارت ورودی و کاهش دمای دیواره گرمکن می شود. پن و همکاران [18] به

صورت عددی براساس معادله ناویر استوکس افت فشار و انتقال حرارت جریان

نوسانی را در یک مبدل حرارتی لوله حلقوی مارپیچی بررسی کردند. نتایج حاکی از آن است که در فرکانسهای پایین انتقال حرارت و افت فشار مبدل

لوله حلقوى مارپیچى نسبت به لوله صاف بیشتر است. قیث و همكاران [19]

با بررسی پارامترهای مختلف به بهینهسازی عملکرد موتور استرلینگ نوع گاما پرداختند. نی و همکاران [20] انتقال حرارت در جریان نوسانی در لوله یو

شکل در موتور استرلینگ را برای سیال عاملهای مختلف به صورت تجربی

بررسی کردند و نشان دادند ضریب انتقال حرارت با افزایش فشار و سرعت

دورانی افزایش و با افزایش درجه حرارت کاهش می یابد. فرضی و همکاران

[21] عدد ناسلت و ضریب اصطکاک را در جریان رفت و برگشتی در گرمکن

موتور استرلینگ به صورت عددی بررسی کردند و نشان دادند در جریان رفت

و برگشتی با انتقال جریان از آرام به آشفته مقدار عدد ناسلت و افت فشار

بهبود مى يابند. كاتو و همكاران [22] با استفاده از ديناميك سيالات

محاسباتی برای یک موتور استرلینگ گاما با مبدل حرارتی صفحهای تاثیر

هندسه و سرعت را بر روی دما بررسی کردند. آنها توزیع دما در محفظه

انبساط، رابطه میان دمای ورودی و دمای میانگین و دما در مبدل های حرارتی را با استفاده از مدل اشمیت بهدست آوردند. در اکثر مطالعات گذشته

در مبدل های موتور استرلینگ برای دیواره شرط دما ثابت و یا شار ثابت در

نظر گرفته شده است. در این تحقیق با بررسی جریان رفت و برگشتی در

مبدل پوسته و لوله، دمای دیواره بهعنوان یک متغیر بهدست آورده شده است.

در این پژوهش جریان رفت و برگشتی در خنککن موتور استرلینگ ST500

به صورت عددی مورد بررسی قرار گرفته است. این موتور استرلینگ از نوع

گاما است. "شكل 1" نمايي از اين موتور را نشان ميدهد. مشخصات محفظه

تراکم و خنککن این موتور در جدول 1 آورده شده است. در این تحقیق برای

خنککن موتور، مبدل پوسته و لوله بهکار برده شده است. با توجه به بار

حرارتی که باید در خنککن موتور ST500 از سیال عامل دفع شود، 91 لوله

با قطر 2 میلیمتر در مبدل پوسته و لوله موردنیاز است. سیال کاری در موتور

استرلینگ، در هر سیکل بین محفظه انبساط و محفظه تراکم جابجا می گردد.

درنتيجه خصوصيات جريان مثل فشار، سرعت، انتقال حرارت و غيره تابع

ماکزیمم سرعت در مرکز لوله رخ نمیدهد بلکه در نزدیکی دیواره رخ میدهد. به این اثر، اثر حلقوی ایا اثر ریچاردسون گفته می شود. کانزاکا و ایوابواچی [2] انتقال حرارت جریان نوسانی در مبدل های حرارتی یک موتور استرلینگ را بررسی کردند و اثر دور موتور، فشار و اختلاف فاز پیستونها را براساس مدل اشمیت بر روی انتقال حرارت بررسی کردند. کانزاکا و ایوابواچی [3] نشان دادند اختلاف فاز پیستونها بر روی سرعت گاز در لولهها تاثیر دارد. سیمون وسیومی [4] انتقال حرارت در مبدلهای موتور استرلینگ را مورد بررسی قرار دادند و تفاوت معادلههای حاکم بر جریان پایدار و جریان نوسانی را بیان کردند. آنها نشان دادند که موتورهای استرلینگ امروزی در ناحیه گذار آرام به مغشوش کار میکنند. تانگ و چنگ [5] آنالیز آماری چند متغیره برای انتقال حرارت در جریان رفت و برگشتی در لوله انجام دادند. آنها رابطهای برای عدد ناسلت متوسط سیکل براساس سه پارامتر تشابهی عدد رینولدز، عدد رینولدز جنبشی^۲ و دامنه بیبعد سیال برای هوا ارائه کردند. ژائو و چنگ [6] با حل عددی جریان نوسانی در یک لوله با طول محدود نشان دادند که در جریان نوسانی 3 نوع رژیم جریان وجود دارد: رژیم جریان ورودی، رژیم جریان خروجی و رژیم جریان توسعه یافته. ژائو و چنگ [7] بهصورت تجربی جریان نوسانی در لوله گرم شده را مورد مطالعه قرار دادند و نشان دادند که گذار به جریان مغشوش در جریان نوسانی به دو پارامتر، دامنه بیبعد نوسان و عدد رینولدز جنبشی بستگی دارد. آنها معیاری را برای گذار به جریان مغشوش طبق رابطه (1) ارائه کردند. (1)

 $A_0 \sqrt{Re_\omega} > 761$

ژائو و چنگ [8] بهصورت عددی انتقال حرارت در جریان رفت و برگشتی در لوله گرم شده با طول محدود و دمای دیواره ثابت را مورد بررسی قرار دادند. آنها نشان دادند که اثرات حلقوی در پروفیل دما در نزدیکی ورودی و خروجی جریان، در هر نیم سیکل در اعداد رینولدز جنبشی بالا مشاهده می شود. ماکلی و استون استریت [9] جریان نوسانی و جریان پایدار را در لوله بافلدار^۳ و لوله صاف مقایسه کردند و نشان دادند جریان نوسانی در لوله بافلدار انتقال حرارت بیشتری دارد و جریان نوسانی در اعداد رینولدز کم عملکرد انتقال حرارت بهتری دارد. بویر و همکاران [10] بهصورت تجربی انتقال حرارت جریان نوسانی در داخل لوله استوانهای را مورد مطالعه قرار دادند. آنها پروفیل دما را در نزدیک دیواره و در سیال، در شرایط مختلف جریان نوسانی بهدست آوردند. آکداگ و ازگوک [11] انتقال حرارت در جریان نوسانی حلقوی در یک لوله عمودی را بهصورت تجربی مورد بررسی قرار دادند و نشان دادند انتقال حرارت جریان نوسانی به طور چشم گیری به فركانس و دامنه نوسان بستكى دارد. الاحواني و همكاران [12] عملكرد مبدل پوسته و لوله بهصورت خم زانویی را برای خنککن و گرمکن ماشین استرلینگ نوع آلفا بهصورت تجربی مورد بررسی قرار دادند. آنها سه چیدمان متفاوت برای لولههای مبدل در قالب هشت هندسه متفاوت بهصورت تجربی مورد آزمایش قرار دادند. الاحوانی و همکاران [13] بهمنظور توسعه کار قبلی خود، همان مبدل خم زانویی با هشت هندسه متفاوت را برای یک موتور استرلینگ نوع آلفا به کار بردند و افت فشار و ضریب انتقال حرارت را مورد مطالعه قرار دادند. یک برنامه کامپیوتری برای حل عددی سیکل استرلینگ براساس تئوری اشمیت انجام شده و برای سیال عامل نیتروژن مناسبترین نسبت كورس به قطر، زاویه فاز و سرعت در فشار كارى 40 بار بهدست آورده شد. كوسا و همكاران [14] روابط جريان كاملا آرام و مغشوش جريان پايدار

2- بیان مسئله

Annular effect

² Kinetic Reynolds ³ Baffled tube

شده در معادله (4) نشان داده شده است. معادلههای بقای جرم، مومنتم و ان ژی دای حیان رفت و دگشتی به صورت معادلههای (5) تا (7) است [6].

$$P = \frac{p}{\rho u_{\max}^2}, \tau = \omega t, \ V = \frac{u_m}{u_{\max}}, \ \theta = \frac{(T-T_i)}{(T_w - T_i)}$$
(4)

$$\nabla \cdot \overline{\nabla} = 0 \tag{5}$$

$$\frac{\partial V}{\partial \tau} + \frac{A_0}{2} [(\overline{V} \cdot \nabla)\overline{V} + \nabla P] = \frac{1}{\text{Re}_{\omega}} (\nabla^2 \overline{V})$$

$$\frac{\partial \theta}{\partial \theta} = A_0 \qquad 1$$
(6)

$$\frac{\partial \theta}{\partial \tau} + \frac{A_0}{2} (\overline{\nabla} \cdot \nabla) \theta = \frac{1}{\text{Re}_{\omega} \text{Pr}} (\nabla^2 \theta)$$
(7)

دامنه بیبعد نوسان سیال و عدد رینولدز جنبشی به صورت معادله (8) و

$$A_0 = \frac{x_{\text{max}}}{D} \tag{8}$$

$$\operatorname{Re}_{\omega} = \frac{\omega D^2}{v} \tag{9}$$

معادله (7) نشان میدهد در یک دامنه بیبعد و عدد پرانتل مشخص سیال، عدد رینولدز جنبشی در جریان نوسانی همان نقش عدد رینولدز در جریان پایدار تک جهتی را دارد که ضخامت لایه مرزی حرارتی را کنترل میکند. در جریان نوسانی، نرخ انتقال حرارت با افزایش عدد رینولدز جنبشی افزایش مییابد. چون با افزایش عدد رینولدز جنبشی ضخامت لایه مرزی حرارتی کاهش مییابد [8].

در این پژوهش با توجه به معادله (1) در برخی از حالات جریان آشفته است. در این صورت مدل $\mathcal{F} - \mathcal{K}$ برای حل معادلات آشفتگی استفاده شده است. این مدل برای جریانهایی که فاقد جدایش هستند، مناسب بوده و براساس پژوهش سیمون و سیومی [4] در جریان رفت و برگشتی جدایش جریانی رخ نمی دهد. همچنین این مدل برای جریان نوسانی در تحقیقی توسط پان و همکاران [18] استفاده شده است. این معادلات مطابق روابط (10) و (11) به کار بر ده شده است [24].

$$\rho \frac{\partial K}{\partial t} + \rho u_{j} \frac{\partial K}{\partial x_{j}} = \frac{\partial}{\partial x_{j}} \left[\frac{\mu_{t}}{\sigma_{K}} \frac{\partial K}{\partial x_{j}} \right] + 2\mu_{t} E_{ij} E_{ij} - \rho \varepsilon$$
(10)
$$\rho \frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \rho u_{j} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_{j}} = \frac{\partial}{\partial x_{j}} \left[\frac{\mu_{t}}{\sigma_{\varepsilon}} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_{j}} \right] + C_{1} \frac{\varepsilon}{K} 2\mu_{t} E_{ij} E_{ij}$$
(11)
$$- C_{2} \rho \frac{\varepsilon^{2}}{K}$$
(11)

و C_2 و C_2 ضرایبی تجربی بوده و $\sigma_{\rm K}$ و $\sigma_{\rm E}$ نیز به ترتیب اعداد پرانتل و اشمیت آشفته میباشند. برای جریان هم دمای بدون انتقال جرم، ضرایب بهینه شده در جدول 2 آورده شده است [25].

_t ویسکوزیته آشفتگی است و مقدار آن مطابق رابطه (12) بهدست آورده می شود.

$$\mu_{\rm t} = \rho C_{\mu} \frac{K^2}{s} \tag{12}$$

4- روش حل

در این پژوهش حل عددی معادلات با استفاده از کد تجاری نرمافزار فلوئنت انجام شده است و از روش فشار مبنا برای حل استفاده شده است. همچنین برای حل همزمان میدان سرعت و فشار از روش کوپل و برای گسستهسازی ترمهای جابجایی از روش بالادست^۲ مرتبه دوم استفاده گردیده است.

 $[24] K - \varepsilon$ جدول 2 ضرایب بکار برده شده در معادله

Table 2 c	constant coe	fficient of K	$-\varepsilon$ equation	[24]	
$\sigma_{ m K}$	σ_{ϵ}	<i>C</i> ₁	<i>C</i> ₂	\mathcal{C}_{μ}	ضرايب
1.0	1.3	1.44	1.92	0.09	مقادير

² Upwind

خنککن، رفت و برگشتی با میانگین سرعت صفر است. در ورود فشار و در خروج سرعت بهصورت سینوسی مطابق رابطههای (2) و (3) در نظر گرفته شده است.

$$\bar{u} = u_{\max} \sin(\omega t) \tag{2}$$

$$\bar{p} = p_{\max}\sin(\omega t) \tag{3}$$

 u_{max} سرعت بیشینه، p_{max} دامنه نوسان فشار متوسط و ω فرکانس نوسان است. سیال عامل گازی در داخل لولهها با دمای ورودی مشخص و سیال خنک کننده (آب) در اطراف لوله در جریان است. با توجه به "شکل 2" مسیر حرکت سیال عامل در لولهها به صورت مستقیم است در حالی که سیال خنک کننده در پوسته از قسمت بالا با دبی 6.1 لیتر بر دقیقه وارد و از قسمت پایین پوسته خارج می گردد [23].

3- معادلههای حاکم و پارامترهای تشابهی

جریان تراکم ناپذیر رفت و برگشتی آرام و مغشوش در خنککن موتور استرلینگ مورد مطالعه قرار گرفته است. زمان، سرعت، فشار و دمای بی بعد



Fig. 1 ST500,gamma stirling engine, with output power 500w, minimum volume 1.37e-3m³, maximum volume 1.79e-3m³ and operating pressure 8bar [23]

شكل 1 موتور استرلينگ اس تى 500 از نوع گاما، داراى توان خروجى 500W، حجم كمينه 1.37e-3m3، حجم بيشينه 1.79e-3m3 و [23]

جدول 1 مشخصات محفظه تراکم و خنککن موتور

Table 1 Specifications	of compression chamber and engine cooler	
		_

.1. "	طول لولهها و	قطر	قبا الم	قطر پيستون در	دامنه حرکت
تعداد	پوسته	پوسته	قطر لولەھا	محفظه تراكم	پیستون در محفظه
لولەھا	(mm)	(mm)	(11111)	(mm)	تراکم (mm)
91	140	37	2	84	75



Fig. 2 schematic of shell and tube Heat exchanger شكل 2 شماتيكي از مبدل حرارتي پوسته و لوله

1 shell

5- انتخاب گام زمانی

با توجه به گذرا بودن مساله، باید گام زمانی مناسب برای حل انتخاب شود. گام زمانی باید به گونهای انتخاب شود که حداقل یک مرتبه کوچکتر از کوچکترین ثابت زمانی موجود در مساله باشد. کوچکترین ثابت زمانی به کار رفته در این مساله از مرتبهی 2- است بنابراین گام زمانی حداقل باید از مرتبهی 3- باشد.

برای پیدا کردن گام زمانی مناسب باید استقلال حل از گام زمانی مورد بررسی قرار گیرد. در این راستا دمای متوسط در وسط خنککن را در 3 گام زمانی مطابق "شکل 3" و جدول 3 بهدست آورده شد.

پارامتر \varOmega دورهی تناوب است و از رابطه (13) محاسبه می گردد. $\varOmega = 2\pi/\omega$ (13)

مشاهده میشود که نتایج دمای متوسط دو گام زمانی 2/90 و 20/0 و اختلاف چندانی ندارد و دارای خطای ٪0.149 میباشد. بنابراین گام زمانی 2/90 برای این مساله مناسب میباشد.

6- استقلال شبكه

برای بررسی استقلال حل از شبکهبندی، 4 شبکه با تعداد شبکه 1148751، برای بررسی قرار گرفت. با توجه به متقارن بودن هندسه، جهت کاهش زمان حل، جریان در نصف هندسه شبیه سازی شده است. نمای مقطعی از شبکهبندی هندسه مبدل حرارتی در "شکل 4" نشان داده شده است. شبکهبندی در نرمافزار گمبیت ایجاد شده است. عدد ناسلت در وسط خنک کن برای هلیم در فشار 9 بار و فرکانس نوسان 120 رادیان بر ثانیه بهدست آورده شده و در "شکل 5" نشان داده شده است.

با افزایش تعداد مش، اختلاف عدد ناسلت بین شبکهها کمتر میگردد. مقدار عدد ناسلت بین دو شبکهبندی با شبکههای 3320470 و 4648653 بسیار نزدیک است و حداکثر اختلاف ٪1.53 در مقدار ماکزیمم عدد ناسلت است در نتیجه با توجه به اختلاف کم، شبکهبندی با تعداد 3320470 شبکه برای بررسی عددی مناسب میباشد.



Fig. 3 average temperature of working fluid in 3 different Time step شکل 3 تغییرات دمای متوسط سیال عامل با 3 گام زمانی متفاوت

جدول 3 دمای متوسط وسط خنک کن در 3 گام زمانی

 Table 3 Average temperature in the middle of the cooler in 3 Time steps

 0
 0
 0

$\frac{\Omega}{900}$	$\frac{\Omega}{90}$	$\frac{\Omega}{9}$	گام زمانی (s)
363.44	362.90	354.70	دمای متوسط در وسط خنککن (K)



Fig. 4 meshing cross sectional view



شکل 5 استقلال از شبکهبندی

شکل 4 نمای مقطعی شبکه بندی

7- اعتبار سنجي نتايج

برای بررسی صحت حل انجام شده، نتایج عددی بهدست آمده با نتایج تجربی تحقیقات گذشته مقایسه شده است. ژائو و چنگ [26] برای یک لوله به قطر 1.35 سانتیمتر و طول 94.5 سانتیمتر جریان آرام رفت و برگشتی را به صورت تجربی و تحلیلی مورد مطالعه قرار دادند و رابطه (14) را برای ضریب اصطکاک جریان رفت و برگشتی آرام برای محدوده عدد رینولدز جنبشی و دامنه بی بعد نوسان به ترتیب 395-23 و 0-26-4 پیشنهاد دادند.

در تحقیق دیگری ژائو و چنگ [7] جریان مغشوش رفت و برگشتی در لوله را به صورت تجربی بررسی کردند. آنها رابطه (15) را برای ضریب اصطکاک جریان رفت و برگشتی مغشوش، برای محدوده عدد رینولدز جنبشی 540-81 و دامنه بیبعد نوسان 113.5- 53.4 ارائه کردند. در "شکل 6" نتایج حل عددی با نتایج تجربی ژائو و چنگ مقایسه شده است.

$$\bar{C}_{f.t} = \frac{3.27192}{A_0(\text{Re}_{\omega}^{0.548} - 2.03946)}$$
(14)

$$\bar{C}_{f.t} = \frac{1}{A_0} \left(\frac{76.6}{Re_{\omega}^{1.2}} + 0.40624 \right)$$
(15)

نتایج حاصل از حل عددی، با نتایج تجربی به خوبی مطابقت دارند و حداکثر خطا در عدد جنبشی 400 و دامنه بی بعد 66 رخ می دهد که برابر با اسما دهقان و همکاران

12.5 درصد میباشد و در دیگر نقاط، اختلاف بین نتایج عددی با رابطه ارایه شده کمتر از این مقدار میباشد. با توجه به حداکثر اختلاف بهدست آمده میتوان روش حل را قابل اعتماد دانست. همان طور که در "شکل 6" مشخص است، خطای جریان مغشوش بیشتر از خطای جریان آرام است. در حل عددی جریان مغشوش علاوه بر معادلات بقا، معادلات آشفتگی نیز باید به صورت عددی حل گردد. به همین علت خطای جریان مغشوش بیشتر از آرام است.

از منابع خطا میتوان به خطای مدلسازی عددی، خطای اندازهگیری و محاسباتی اشاره کرد. برای کاهش زمان حل، شبکهبندی با تعداد شبکه کمتر با خطایی کمتر از 2 درصد برای حل عددی در نظر گرفته شد پس اندازه شبکهبندی میتوان یکی از منابع خطا باشد.

8- نتايج

عدد ناسلت و ضریب اصطکاک برای 3 سیال عامل، هلیم، کربندی اکسید و نیتروژن در شرایط مختلف بهدست آورده شد. فشار کاری در 4 حالت 3، 5، 7 و 9 بار و فرکانس نوسان در 4 حالت 30، 60 و 120 رادیان بر ثانیه تغییر میکند. به دلیل گذرا بودن مسئله و نوسانی بودن خواص و پارامترها، برای محاسبه عدد ناسلت و ضریب اصطکاک باید میانگین گیری گردد. ضریب اصطکاک مطابق رابطه (16) محاسبه می گردد.

$$\bar{C}_{f} = \frac{\bar{\tau}_{w}}{\frac{1}{2}\bar{\rho}U_{max}^{2}}$$
(16)

تنش برشی متوسط و چگالی متوسط به ترتیب از روابط (17) و (18) و عدد ناسلت از رابطه (19) محاسبه میگردد.

$$\bar{\tau}_{w} = \frac{1}{\Omega} \int_{0}^{\Omega} \tau_{w}(t) dt \tag{17}$$

$$\bar{\rho} = \frac{1}{\Omega} \int_0^{\Omega} \rho(t) dt \tag{18}$$

$$\overline{\mathrm{Nu}} = \frac{\overline{h}D}{k} = \frac{\frac{1}{\alpha} \int_{0}^{\alpha} qdt}{\frac{1}{\alpha} \int_{0}^{\alpha} (T_{\mathrm{W}} - T_{\mathrm{b}})} (\frac{D}{k})$$
(19)

در "شکل7" و "شکل 8" روند تغییرات ضریب انتقال حرارت جابجایی و اختلاف دمای سیال عامل و دیواره، برای هلیم بر حسب فرکانس نوسان در 4 فشار 3- 3- 7 و 9 بار نشان داده شده است. با افزایش فشار، دمای سیال عامل، چگالی و ویسکوزیته دینامیکی افزایش مییابد ولی ویسکوزیته سینماتیکی کاهش مییابد. در نتیجه در یک فرکانس نوسان مشخص افزایش فشار منجر به افزایش عدد رینولدز جنبشی و عدد پرانتل میگردد. افزایش عدد رینولدز جنبشی طبق رابطه (1) باعث اغتشاش بیشتر جریان میگردد. بابراین ضریب



شکل 6 اعتبارسنجی نتایج

انتقال حرارت جابجایی و اختلاف دمای سیال عامل و دیواره افزایش مییابد. با افزایش فرکانس، سرعت و دبی سیال افزایش، چگالی کاهش و ویسکوزیته دینامیکی افزایش مییابد. در نتیجه در یک فشار مشخص افزایش فرکانس باعث افزایش عدد رینولدز جنبشی و عدد پرانتل میگردد. بنابراین انتقال حرارت و اختلاف دمای سیال عامل و دیواره افزایش مییابد.

در "شکل 9" و "شکل 10" برای 3 سیال عامل هلیم، کربندی اکسید و نیتروژن نمودار تغییرات ضریب انتقال حرارت جابجایی، اختلاف دمای دیواره و سیال عامل، در فشار 3 بار و فرکانس 30، 60، 90 و 120 رادیان بر ثانیه نشان داده شده است. افزایش فرکانس در هرسیال باعث افزایش عدد رینولدز جنبشی می گردد، در نتیجه همان طور که در شکل نیز مشخص است، باعث افزایش انتقال حرارت می شود. در یک فرکانس مشخص، هلیم کمترین عدد رینولدز جنبشی و عدد پرانتل را دارد. همچنین هلیم بهعلت داشتن بیشترین ظرفیت گرمایی و کمترین جرم مولکولی نسبت به نیتروژن و کربندی اکسید، بیشترین ضریب انتقال حرارت جابجایی و کمترین اختلاف دمای سیال عامل و دیواره را داراست. با توجه به نزدیک بودن خواص نیتروژن و کربندی اکسید، نیتروژن در مقایسه با کربندی اکسید، مقدار ضریب انتقال حرارت کمتر اما نزدیک به آن را دارد. در حالی که با هلیم تفاوت قابل ملاحظهای دارد.

کربندی کسید بیشترین عدد رینولدز جنبشی و عدد پرانتل را دارد. درنتیجه بیشترین اختلاف دما را داراست. نیتروژن با داشتن عدد رینولدز جنبشی و عددیرانتل بیشتر نسبت به هلیم و کمتر نسبت به کربندی اکسید،



Fig. 7 average heat transfer coefficient of Helium at different oscillating frequency

شکل 7 ضریب انتقال حرارت متوسط هلیم در فرکانسهای نوسان متفاوت



Fig. 8 average Temperature differences between the wall and the working fluid of Helium at different oscillating frequency شکل 8 اختلاف دمای متوسط سیال عامل و دیواره برای هلیم در فرکانسهای نوسان متفاوت





Fig. 9 average heat transfer coefficient of He, CO2 and N2 at different oscillating frequency

شکل 9 ضریب انتقال حرارت متوسط هلیم، کربن دی اکسید و نیتروژن در فركانسهاي نوسان متفاوت



Fig. 10 average Temperature differences between the wall and the working fluid of He, CO2 and N2 at different oscillating frequency **شکل 10** اختلاف دمای متوسط سیال عامل و دیواره برای هلیم، کربندی کسید در فركانس هاى نوسان متفاوت

کمترین ضریب انتقال حرارت جابجایی را دارد.

"شكل 11" و "شكل 12" اثر فشار را بر روى هر 3 سيال عامل در فركانس 120 راديان بر ثانيه نشان مىدهد. براى اين منظور روند تغييرات پارامترهای مورد نظر در 4 فشار 3، 5، 7 و 9 بار بررسی شده است.

افزایش فشار در هر 3 سیال منجر به افزایش ویسکوزیته دینامیکی، ضریب انتقال حرارت هدایتی، عدد رینولدز جنبشی و عدد پرانتل می گردد. در



Fig. 11 average heat transfer coefficient of He, CO2 and N2 at different pressure

شکل 11 ضریب انتقال حرارت متوسط هلیم، کربندیاکسید و نیتروژن در فشارهای متفاوت



Fig. 12 average Temperature differences between the wall and the working fluid of He, CO2 and N2 at different pressure

شکل 12 اختلاف دمای متوسط سیال عامل و دیواره برای هلیم، کربندیاکسید در فشارهاي متفاوت

نتيجه ضريب انتقال حرارت افزايش مىيابد. هليم با داشتن بيشترين ضريب انتقال حرارت، باید کمترین اختلاف دما را دارا باشد. کربن دی اکسید و نیتروژن نیز ضریب انتقال حرارت کمتری دارند و در نتیجه اختلاف دمای بیشتری دارند.

"شکل 13" تغییرات دمای سیال عامل و دمای دیواره را برای هر 3 سیال در فشار 9 بار و فرکانس 120 رادیان بر ثانیه نشان میدهد. همانطور که از شکل مشخص است، دمای دیواره هر 3 سیال تفاوت قابل ملاحظهای با یکدیگر ندارد و تفاوت اساسی در دمای کپهای^۱ سیال عاملها است. کربندی-اکسید به علت داشتن عدد پرانتل بیشتر، دما کیهای بیشتری دارد و هلیم با داشتن کمترین پرانتل کمترین دمای کپهای را دارد. با توجه به نتایج عددی بهدست آمده برای عدد ناسلت و ضریب اصطکاک، با استفاده از برازش منحنی يا رگرسيون نمايي رابطه (20) تا (23) پيشنهاد شده است. "شكل 14" و "شکل 15" نتایج عددی و رابطه پیشنهادی برای عدد ناسلت و ضریب اصطکاک را نشان میدهد.

در دامنه جابجایی بیبعد 473.87، خطای عدد ناسلت و ضریب اصطکاک عددی و مقدار پیشبینی شده به ترتیب ٪/0.48-0.48 و ٪/0.23-0.25 است. با توجه به مقادیر خطا، می توان روابط ارایه شده برای عدد ناسلت و ضریب اصطکاک را قابل اعتماد دانست. عدد ناسلت و ضریب اصطکاک در جریان نوسانی در یک دامنه جابجایی بیبعد ثابت، تنها به عدد رینولدز جنبشی و



versus heat exchanger length

شکل 13 تغییرات دمای سیال عامل و دیواره هلیم، کربندی کسید و نیتروژن در طول مبدل

DOR: 20.1001.1.10275940.1396.17.10.45.3

¹ Bulk Temperature



Fig. 14 variation of average Nusselt number of He, CO2 and N2 versus the kinetic Reynolds number





Fig. 15 variation of average Friction coefficient of He, CO2 and N2 versus the kinetic Reynolds number

شکل 15 تغییرات ضریب اصطکاک متوسط هلیم، کربندیاکسید و نیتروژن برح عدد رينولدز جنبشي

$Nu = 8.24 \operatorname{Re}^{0.52}_{\omega} \operatorname{Pr}^2$	$2.96 < \text{Re}_{\omega} < 24.32$	
هليم		(20)
$\mathrm{Nu} = 4.52 \ \mathrm{Re}_{\omega}^{0.65} \mathrm{Pr}^2$	$100.59 < { m Re}_{\omega} < 374.69$. ,
كربندىاكسيد		(21)
$\mathrm{Nu} = 4.79 \ \mathrm{Re}_{\omega}^{0.67} \mathrm{Pr}^2$	$57 < \text{Re}_{\omega} < 212.50$	
نيتروژن		(22)
$C_f = 0.0193 \text{ Re}_{\omega}^{-0.344}$	$2.96 < \text{Re}_{\omega} < 212.50$	
یم، کربندی کسید و نیتروژن	هل	(23)

عدد ناسلت با افزایش عدد رینولدز جنبشی و عدد پرانتل افزایش مییابد، درحالی که ضریب اصطکاک کاهش می یابد. کربن دی اکسید نسبت به نیتروژن و هلیم در شرایط یکسان عدد رینولدز جنبشی و عدد پرانتل بیشتری دارد. در نتیجه عدد ناسلت بیشتر و ضریب اصطکاک کمتری دارد، در حالی که هلیم با داشتن کمترین عدد رینولدز جنبشی و عدد پرانتل در شرایط یکسان، کمترین عدد ناسلت و بیشترین ضریب اصطکاک را دارد.

9- نتیجه گیری

جریان نوسانی در خنککن پوسته و لولهای موتور استرلینگ به صورت عددی مورد مطالعه قرار گرفت. برای 3 سیال عامل هلیم، کربندی اکسید و نیتروژن در 4 فشار كارى 3، 5، 7 و 9 بار و 4 فركانس زاويهاى 30، 60، 90 و 120 رادیان بر ثانیه ضریب انتقال حرارت جابجایی، اختلاف دمای سیال عامل و دیواره، عدد ناسلت و ضریب اصطکاک بهدست آورده شد.

نتايج نشان مىدهد با افزايش فشار و فركانس نوسان، ضريب انتقال حرارت، اختلاف دمای سیال عامل و دیواره و عدد ناسلت افزایش مییابد در حالی که ضریب اصطکاک کاهش می یابد. هلیم دارای بیشترین ضریب انتقال حرارت و کمترین اختلاف دمای سیال عامل و دیواره است. کربن دی اکسید بیشترین اختلاف دما را دارا است و نیتروژن کمترین ضریب انتقال حرارت را دارد. درنهایت رابطهای برای عدد ناسلت و ضریب اصطکاک هر 3 سیال برای محدوده عدد رينولدز جنبشي 2.96-212.50 با مقدار خطاي ./0.23-8.07 پیشنهاد شده است نتایج حاکی از آن است کربن دی اکسید به علت دارا بودن بیشترین عدد ناسلت و کمترین ضریب اصطکاک نسبت به هلیم و نیتروژن سیال مناسبتری برای شرایط کاری ذکر شده است.

10- فهرست علايم

دامنه جابجایی بی بعد سیال
ضريب اصطكاك فانينگ
ضريب اصطكاك فانينگ در دوره تناوب
قطر (m)
ضریب انتقال حرارت جابجایی (Wm ⁻² K ⁻¹)
انرژی سینتیک آشفتگی (m²s²²)
ضریب انتقال حرارت هدایتی (Wm ⁻¹ K ⁻¹)
طول (m)
عدد ناسلت
شکل بیبعد فشار
فشار (kgm ⁻¹ s ⁻²)
عدد پرانتل
شار حرارتی (Wm ⁻²)
عدد رینولدز جنبشی
دما (K)
اختلاف دمای سیال عامل و دیواره (K)
زمان (s)
سرعت (ms ⁻¹)
شکل بیبعد سرعت
دامنه جابجایی سیال (m)
تفاضل
نرخ پراکندگی انرژی سینتیک آشفتگی (m²s ⁻³)
شکل بیبعد شدہ دما
لزجت دینامیکی (kgm ⁻¹ s ⁻¹)
لزجت سینماتیکی (m ² s ⁻¹)
چگالی (kgm ⁻³)
عدد پرانتل آشفته
عدد اشميت آشفته
شکل بیبعد زمان
تنش برشی روی دیواره (kgm ⁻¹ s ⁻²)

- دوره تناوب (s) Ω
 - فرکانس نوسان (rads⁻¹)

بالانويسها

ω

مقدار متوسط

DOR: 20.1001.1.10275940.1396.17.10.45.3

- [12] A. A. El-Ehwany, G. M. Hennes, E. I. Eid, E. El-Kenany, Experimental investigation of performance of an elbow-bend type heat exchanger with a water bank used as a heater or cooler in alpha-type stirling machines, *Renewable Energy*, Vol. 36, No. 2, pp. 488-497, 2011.
- [13] A. A. El-Ehwany, G. M. Hennes, E. I. Eid, E. El-Kenany, Development of performance of an alpha-type heat engine by usingelbow-bend trasposedfluids heat exchanger as a heater and cooler, *Energy Conversion and Management*, Vol. 52, No. 2, pp. 1010-1019, 2011.
- [14] M. Kousa, K. Saari, A. Kankkunen, T. M. Tveit, Oscillating flow in a stirling engine heat exchanger, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 45-46, No. 1, pp. 15-23, 2012.
- [15]W. T. Tang, Study on Heat Transfer of Laminar Oscillatory Flow in Circular, PhD Thesis, Zhejiang University, Hangzhou, pp. 45-51, 2013.
 [16] G. Xiao, T. Zhou, M. Ni, C. Chen, Z. Luo, K. Cen, Study on oscillating flow
- [16] G. Xiao, T. Zhou, M. Ni, C. Chen, Z. Luo, K. Cen, Study on oscillating flow of moderate kinetic Reynolds numbers using complex velocity model and phase Doppler anemometer, *Applied Energy*, Vol. 130, No. 10, pp. 830-837, 2014.
- [17] G. Xiao, C. Chen, B. Shi, M. Ni, Experimental study on heat transfer of oscillating flow of a tubular stirling engine heater, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 71, No. 1, pp. 1-7, 2014.
- [18] C. Pan, Y. Zhou, J. Wang, CFD study of heat transfer for oscillating flow in helically coiled tube heat-exchanger, *Computers and Chemical Engineering*, Vol. 69, No. 9, pp. 59-65, 2014.
- [19] R. Gheith, H. Hachem, F. Aloui, S. B. Nasrallah, Experimental and theorical investigation of Stirling engine heater: Parametrical optimization, *Energy Conversion and Management*, Vol. 105, No. 5, pp. 285-293, 2015.
- [20] M. Ni, B. Shi, G. Xiao, Z. Luo, K. Cen, Heat transfer characteristics of the oscillating flows of different working gases in U-shaped tubes of a Stirling engine, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 89, No. 9, pp. 569-577, 2015.
 [21] H. Farzi, A. Keshavarz Valian, A. Batooei, A numerical investigation of
- [21] H. Farzi, A. Keshavarz Valian, A. Batooei, A numerical investigation of Nusselt number and friction coefficient in an arc-type Stirling engine heater, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 17, No. 4, pp. 85-91, 2017. (in Persian فارسی)
- [22] Y. Kato, Sh. Saitoh, K. Ishimatsu, M. Iwamoto, Effect of geometry and speed on the temperatures estimated by CFD for an isothermal model of a gamma configuration low temperature differential Stirling engine with Flatshaped heat exchangers, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 115, No. 5, pp. 111-122, 2017.
- [23] M. Hooshang, R. Askari Moghadam, S. Dlizadeh Nia, M. Tale Masouleh, Optimization of stirling engine design parameters using neural networks, *Renewable Energy*, Vol. 74, No. 4, pp. 855-866, 2015.
- [24] H. K. Versteeg, W. Malalasekera, An Introducting to Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method, Second Edittion, pp. 72-88, Pearson Education Limited, 2007.
- [25] H. A. Kyung, B. I. Mounir, Laminar/turbulent oscillating flow in circular pipes, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, Vol. 13, No. 4, pp. 340-346, 1992.
- [26] T. S. Zhao, P. Cheng, The friction coefficient of fully developed laminar reciprocating flow in a circular pipe, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, Vol. 17, No. 2, pp. 167-172, 1996.

زيرنويسها	
b	بالک سیال عامل
i	حالت اوليه
m	مقدار متوسط
max	بيشترين مقدار
t	آشفتگی
w	ديواره

11- مراجع

- E. G. Richardson, E. Tyler, The transverse velocity gradient near the mouths of pipes in which an alternating or continuous flow of air is established, *Proceeding of the Physical Society*, Vol. 42, No. 1, pp. 1-15, 1929.
- [2] M. Kanzaka, M. Iwabuchi, Study on heat transfer of heat exchangers in the stirling engine: performance of heat exchangers in the test stirling engine, *JSME International Journal*, Vol. 35, No. 4, pp. 647-652, 1992.
- [3] M. Kanzaka, M. Iwabuchi, Study on heat transfer of heat exchangers in the stirling engine : heat transfer in a heated tube under the periodically reversing flow condition, *JSME International Journal*, Vol. 35, No. 4, pp. 641-646, 1992.
- [4] T. W. Simon, J. R. Seume, A Survey of Oscillating Flow in Stirling Engine Heat Exchangers, NASA Contractor Report 182108, pp. 1-126, 1988.
- [5] X. Tang, P. Cheng, Correlation of the cycle-averaged Nusselt number in a periodically reversing pipe flow, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 20, No. 2, pp. 161-172, 1993.
 [6] T. S. Zhao, P. Cheng, A numerical study of Laminar Reciprocating Flow in a
- [6] T. S. Zhao, P. Cheng, A numerical study of Laminar Reciprocating Flow in a pipe of finite length, *Applied Scientific Research*, Vol. 59, No. 1, pp. 11-25, 1997.
- [7] T. S. Zhao, P. Cheng, Experimental studies on the onset of turbulence and frictional losses in an oscillatory turbulent pipe flow, *International Journal* of Heat and Fluid Flow, Vol. 17, No. 4, pp. 356-362, 1996.
- [8] T. S. Zhao, P. Cheng, A numerical solution of laminar forced convection in a heated pipe subjected to a reciprocating flow, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 38, No. 16, pp. 3011-3022, 1995.
 [9] M. R. Mackley, P. Stonestreet, Heat transfer and associated energy
- [9] M. R. Mackley, P. Stonestreet, Heat transfer and associated energy dissipation for oscillatory flow in baffled tubes, *Chemical Engineering Science*, Vol. 50, No. 14, pp. 2211-2224, 1995.
- [10] P. Bouvier, P. Stouffs, J. P. Bardon, Experimental study of heat transfer in oscillating flow, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 48, No. 12, pp. 2473-2482, 2005.
- [11] U. Akdag, A. F. Ozguc, Experimental investigation of heat transfer in oscillating annular flow, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 52, No. 11-12, pp. 2667-2672, 2009.