



تحلیل عددی انتقال حرارت جریان آشفته رفت و برگشتی در مبدل حرارتی موتور استرلینگ

محمدرضا آزموده^۱، علی کشاورز ولیان^{۲*}، حجت صابری نژاد^۳، علیرضا بتوئی^۳^۱ دانشجوی کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک - تبدیل انرژی، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، تهران^۲ دانشیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، تهران^۳ دانشجوی دکتری، مهندسی مکانیک - تبدیل انرژی، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، تهران

تاریخ دریافت: ۱۳۹۴/۰۶/۱۰؛ تاریخ بازنگری: ۱۳۹۴/۰۹/۱۷؛ تاریخ پذیرش: ۱۳۹۴/۱۱/۲۰

چکیده

تحلیل جریان رفت و برگشتی به دلیل ماهیت متفاوت آن نسبت به جریان یک‌جهته، دارای اهمیت است. یکی از کاربردهای مهم جریان رفت و برگشتی، در مبدل موتور استرلینگ است. در این پژوهش، تحلیل عددی سه بعدی جریان رفت و برگشتی در مبدل موتور استرلینگ در بازه وسیعی از دامنه بالای نوسانات جابجایی سیال (۱۰۰-۲۰) و فرکانس‌های بالا (۳۰-۱۳۰ هرتز) و فشار کاری سیال (۵/۲۵-۱۱/۵ بار) انجام شده است. جریان در این مبدل، تراکم‌پذیر و آشفته در نظر گرفته شده، ضمن بررسی خصوصیات جریان و تأثیر آن بر انتقال حرارت در مبدل، اثر تغییر فرکانس، دامنه جابجایی سیال، فشار کاری و نوع سیال جهت بهبود انتقال حرارت بررسی شده است. با این تغییرات مشخص شد که افزایش فرکانس نوسان سیال، افزایش فشار سیال و افزایش جابجایی بی بعد سیال، موجب بهبود انتقال حرارت در مبدل موتور می‌شود. نتایج نشان می‌دهد که افزایش هشتاد درصدی در جابجایی بی بعد سیال، فرکانس نوسانی سیال و فشار کاری سیال به ترتیب به میزان ۱۴، ۹ و ۲۰ درصد، عدد ناسلت متوسط را افزایش می‌دهد. مشخص می‌شود که با جایگزینی گاز هیدروژن به جای هلیوم، ۴۸ درصد به عدد ناسلت متوسط افزوده می‌شود.

کلمات کلیدی: مدل‌سازی عددی؛ جریان رفت و برگشتی؛ انتقال حرارت؛ موتور استرلینگ.

Numerical Analysis of Heat Transfer in Turbulent Reciprocating Flow in Stirling Engine Heat Exchanger

M. R. Azmoodeh¹, A. Keshavarz valian², H. Saberinejad³, and A. Batooei³¹ MSc Student, Mech. Eng., K.N. Toosi University of Technology, Tehran, Iran.² Assoc. Prof., Mech. Eng., K.N. Toosi University of Technology, Tehran, Iran.³ PhD Student, Mech. Eng., K.N. Toosi University of Technology, Tehran, Iran.

Abstract

Analysis of the reciprocating flow is significant due to the different natures of this flow. An application of the reciprocating flow is in the heat exchangers of Stirling engines. Most research works have considered the laminar flow, which is not appropriate for Stirling engines. In this study, a 3D numerical simulation of the reciprocating flow in the heat exchanger of a Stirling engine is performed in a wide range of non-dimensional flow displacements (20-100), frequencies (30-130 Hz), and working pressures (5.25-11.5 bar). The flow is considered compressible and turbulent. The characteristic of heat transfer in the heat exchanger, effect of variation in oscillation frequency, working pressure, and working fluid are studied. It was found that increasing the kinetic Reynolds number, working pressure, and non-dimensional flow displacement increased the heat transfer in a heat exchanger engines. In a ST500 Stirling engine, it was observed that 80 percent increases in the non-dimensional flow displacement, oscillation frequency, and working pressure enhanced the Nusselt number by 14, 9, and 20 percent, respectively. By replacing the hydrogen gas with helium, a 48 percent increase in the heat transfer was observed.

Keywords: Numerical Simulation; Reciprocating Flow; Heat Transfer; Stirling Engine.

۱- مقدمه

جریان‌های نوسانی که مقدار سرعت در آن‌ها به طور تناوبی تغییر می‌کند، امروزه در بسیاری از زمینه‌های مرتبط با مکانیک سیالات مورد استفاده قرار می‌گیرند. این جریان‌ها خود به دو دسته جریان‌های رفت و برگشتی^۱ و جریان‌های تپشی^۲ تقسیم می‌شوند. در جریان تپشی، جهت جریان ثابت بوده، میانگین سرعت نوسانی در آن صفر نیست (جریان خون در رگ‌ها)، اما در جریان‌های رفت و برگشتی جهت جریان تغییر کرده، میانگین سرعت در آن، صفر است. جریان رفت و برگشتی، تاثیر مهمی بر انتقال حرارت، افت فشار و تلفات ویسکوز دارد و از این جهت حائز اهمیت است. از کاربردهای جریان‌های رفت و برگشتی می‌توان به موتورهای استرلینگ، کرایوکولرها، مبدل‌های حرارتی فشرده، برخی موتورهای احتراق داخلی و ماشین‌هایی اشاره کرد که جریان در آن‌ها حالت تناوبی دارد.

با توجه به نیاز روز افزون کشور به بهره‌برداری از انرژی‌های نو، یکی از راهکارهایی که اخیراً مورد توجه سازمان‌ها و پژوهشگران قرار گرفته است، استفاده از موتور استرلینگ است. موتور استرلینگ، برون‌سوز است که با استفاده از تبادل حرارت میان دو منبع گرم و سرد و بدون تبادل ماده با آن و بر پایه انبساط و انقباض گاز، کار مکانیکی تولید می‌کند. گرمای مورد نیاز موتور می‌تواند از طریق گیرنده خورشیدی، منابع زیست‌توده و هر منبع گرم دیگری تامین شود. موتور استرلینگ برای ایجاد توان، حرارت را در دمای حداکثر^۳ دریافت کرده، پس از تبدیل قسمتی از حرارت به کار، باقی‌مانده آن را در دمای حداقل^۴ دفع می‌کند. انتقال حرارت در موتور از طریق مبدل‌های حرارتی در دو مبدل حرارتی سرد و گرم موتور انجام می‌شود. تفاوت عمده این مبدل‌ها با مبدل‌های معمول، در نوسانی بودن جریان در آن‌هاست؛ این در حالی است که طراحی مبدل‌های حرارتی عموماً بر اساس روابط جریان یک‌جهته انجام گرفته است که این روابط برای جریان رفت و برگشتی موتور مناسب نیستند؛ در نتیجه

بررسی ویژگی‌های جریان و انتقال حرارت در جریان‌های رفت و برگشتی موتور استرلینگ، از اهمیت زیادی برخوردار است. ریچاردسون و تایلر [۱]، اولین افرادی بودند که آزمایشی روی جریان نوسانی انجام دادند. آن‌ها پروفیل سرعت را در جریان اندازه گرفتند و دریافتند که برخلاف جریان‌های یک-جهته، ماکزیمم سرعت در نزدیکی دیواره رخ می‌دهد. این پدیده به اثر حلقوی جریان یا اثر ریچاردسون معروف شد. وُمرزلی در تحقیقی نشان داد، این پدیده هم در جریان‌های سینوسی و هم در جریان‌های غیر سینوسی رخ می‌دهد [۲]. یوشیدا [۳] برای نخستین بار حل تحلیلی برای جریان آرام و توسعه‌یافته نوسانی در یک لوله را ارائه داد. وی پروفیل سرعت را در فازهای مختلف زمان و برای رینولدزهای جنبشی کم و زیاد بدست آورد و به این نتیجه رسید که اثر ریچاردسون در مقادیر بالای رینولدز جنبشی رخ می‌دهد و با افزایش فرکانس، بیشتر می‌شود. ایوبووشی و کانزاکا [۴]، به صورت آزمایشگاهی انتقال حرارت در جریان نوسانی را بررسی کردند و اطلاعات انتقال حرارت بدست آمده را بر مبنای سرعت زاویه‌ای موتور، فشار کاری و اختلاف فاز بیان کردند؛ در نتیجه رابطه ارائه شده توسط آن‌ها بر مبنای اعداد بی بعد نبود و قابلیت استفاده به صورت عمومی نداشت. زائو و چنگ [۵]، یک حل عددی حجم محدود برای جریان رفت و برگشتی نوسانی در لوله با دمای دیواره ثابت ارائه دادند. آن‌ها در حل خود جریان را آرام و تراکم‌ناپذیر در نظر گرفتند. بر اساس کار تحقیقاتی آن‌ها، اعداد بی‌بعد رینولدز جنبشی، جابجایی بی‌بعد شده سیال، عدد پرنتل و نسبت طول به قطر از اعداد بی‌بعد تاثیرگذار در جریان‌های نوسانی هستند. آن‌ها در تحقیق دیگری [۶] در همین زمینه، به بررسی حالت گذار از ناحیه آرام به ناحیه مغشوش پرداختند و در طی آزمایشی به این نتیجه رسیدند که تغییر گرادیان فشار از حالت مطلوب به مخالف در رینولدز جنبشی بالا و مقدار زیاد جابجایی بی‌بعد شده سیال، عامل‌های اصلی گذار به حالت مغشوش هستند. سپس بر اساس آزمایش خود اعلام کردند که وقتی حاصل ضرب جذر عدد رینولدز جنبشی در طول بی‌بعد جابجایی سیال از ۷۶۱ بیشتر شود، گذار جریان از آرام به مغشوش رخ خواهد داد ($A_0\sqrt{Re_\omega} > 761$).

ماسچاندرو و زامیر [۷]، تحقیق را روی جریان نوسانی در یک مجرا انجام دادند و مشاهده کردند که ویژگی‌های انتقال

¹ Reciprocating

² Pulsating

³ T_{max}

⁴ T_{min}

قرار دارد. علاوه بر این، حل‌های آشفته ارائه شده، از فرض تراکم‌ناپذیری جریان استفاده کرده‌اند؛ در حالی که اساس کار موتور استرلینگ بر انبساط و انقباض گاز بوده و جریان در مبدل‌های آن تراکم‌پذیر است. اگر چه پایه این مدل‌سازی، گرم‌کن موتور استرلینگ اس‌تی-۵۰۰ است، اما با توجه به استفاده از این نوع مبدل، در بسیاری از مدل‌های موتور استرلینگ، می‌توان با تعمیم آن، نتایج این تحقیق را برای سایر موتورها به کار برد و انتقال حرارت در موتورهای استرلینگ را بهبود بخشید.

۲- معرفی مبدل مدل‌سازی شده

مشخصات هندسی و عملکردی موتور ST500 در جدول ۱ آورده شده‌اند.

جدول ۱- مشخصات هندسی و عملکردی موتور ST500

بازده حرارتی	٪ ۸/۵	دامنه حرکت پیستون	۰/۰۷۵ متر
فشار شارژ	۸ بار	دامنه جابجاکننده	۰/۰۷۵ متر
فرکانس کاری	۱۴ هرتز	نوع گرم‌کن	لوله‌ای
سوخت	گاز طبیعی	نوع خنک‌کن	کانالی
ماده خنک کاری	آب	دمای جذب حرارت	۳۶۰
زاویه فاز	۹۰ درجه	دمای دفع حرارت	۴۰

مبدل حرارتی گرم موتور استرلینگ، از ۲۰ لوله تشکیل شده که در قسمت بالای آن قرار گرفته‌اند. این چیدمان باعث می‌شود تا به راحتی بتوان از منابع مختلف گرمایی، برای انتقال حرارت به موتور استفاده کرد. در شکل ۱، نمای کلی موتور و در شکل ۲، مبدل گرم موتور نمایش داده شده‌است.



شکل ۱ - موتور استرلینگ اس‌تی-۵۰۰

حرارتی سیال در محدوده فرکانس بین ۵ تا ۲۵ هرتز افزایش یافته است؛ اما بر خلاف آن‌ها، حمیدا و همکاران [۸]، نشان دادند که نوسان موجب تغییرات کوچکی در جهت کاهش عدد ناسلت می‌شود، یعنی انتقال حرارت برای سیستم‌های نوسانی کاهش می‌یابد و اثر نوسان در ناحیه در حال توسعه حرارتی، آشکارتر از ناحیه کاملا توسعه یافته است. گول و آکپینار [۹]، آزمایشی برای بررسی انتقال حرارت و افت فشار در جریان نوسانی هوا در شار حرارتی ثابت درون یک لوله طراحی کردند و آزمایش را در نوسان‌های ۱۰ و ۲۰ هرتز و در محدوده رینولدز ۵ تا ۲۰ هزار انجام دادند و در انتها با اندازه‌گیری دماها و شار حرارتی، رابطه‌ای برای عدد ناسلت در جریان آرام ارائه کردند. اشکال عمده کار آن‌ها این بود که در رابطه آن‌ها ناسلت، تنها برحسب عدد رینولدز بیان شده بود و به پارامترهای بی‌بعد مهم در جریان نوسانی مثل، عدد رینولدز جنبشی و جابجایی بی‌بعد شده سیال کاری نداشتند. جیائو و همکاران [۱۰]، به بررسی خصوصیات جریان و بروز اثر ریچاردسون روی پروفیل سرعت در جریان توسعه‌یافته آرام نوسانی توسط آزمایش پرداختند و نتایج را با حل تحلیلی مقایسه کردند.

در این پژوهش، جهت یافتن راهکارهایی برای افزایش انتقال حرارت در موتور استرلینگ، مدل‌سازی عددی سه-بعدی گذرای جریان و انتقال حرارت در مبدل حرارتی گرم موتور استرلینگ اس‌تی-۵۰۰ انجام شده. ویژگی‌های جریان رفت و برگشتی و انتقال حرارت در آن، بررسی شده است و با حل جریان در فرکانس‌ها و فشارهای مختلف و دامنه نوسان بی‌بعد متفاوت، اثر آن‌ها بر انتقال حرارت در جریان نوسانی مشخص شده است. اثر سیال کاری نیز بر انتقال حرارت بررسی شده است.

بیشتر تحقیقات انجام شده در حوزه موتور استرلینگ، به تحلیل ترمودینامیکی موتور پرداخته‌اند و تاثیر انتقال حرارت در افزایش بازده موتور استرلینگ، کمتر مورد توجه قرار گرفته، معدود تحقیقات انجام شده در انتقال حرارت جریان رفت‌برگشتی در فرکانس پایین و دامنه جابجایی انجام شده است. حل‌های ارائه شده برای جریان رفت و برگشتی در ناحیه آرام قرار داشته، در حالی که بر اساس بررسی‌های مرجع [۲] جریان در مبدل‌های حرارتی برخی از موتورهای استرلینگ در ناحیه گذار و در بیشتر موتورها در ناحیه آشفته

μ ضریب ویسکوزیته دینامیکی است که از طریق رابطه ساترلند محاسبه می‌شود. برای گازها با تقریب خوبی می‌توان مقدار ضریب ویسکوزیته دوم را $\zeta = -\frac{2}{3}\mu$ در نظر گرفت. بردار شار حرارتی هم از طریق قانون فوریه بدست می‌آید.

در حل این مسایل از مقدار متوسط دمایی ضریب انتقال حرارت هدایتی و از معادله حالت گاز کامل استفاده شده است. این فرض در تحقیقات مختلف انجام شده روی موتور استرلینگ بکار گرفته شده است [۱۲، ۱۳، ۱۴، ۱۵]. معادله حالت متوسط فاور نیز به صورت معادله (۶) است [۱۱]:

$$P = \bar{\rho}RT \quad (۶)$$

بردارهای سرعت، مقدار فشار، چگالی و دمای سیال مجهولات هستند. برای حل ترم‌های نوسانات سرعت و تنش‌های آشفتگی، نیاز به مدل‌های آشفتگی است تا تنش‌های آشفتگی محاسبه شود.

۲-۳- معادله‌های آشفتگی

در این تحقیق، از مدل دومعادله ای $k - \varepsilon$ برای حل استفاده شده است. این مدل برای جریان‌هایی که فاقد جدایش هستند مناسب بوده [۱۶] و بر اساس پژوهش [۲] در جریان رفت و برگشتی آشفتگی، جدایش جریانی رخ نمی‌دهد. همچنین مدل $k - \varepsilon$ برای جریان نوسانی در تحقیقات پیشین [۱۵، ۱۷، ۱۸] با موفقیت استفاده شده است. معادلات k و ε به صورت روابط (۷) و (۸) هستند [۱۱]:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b + \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (۷)$$

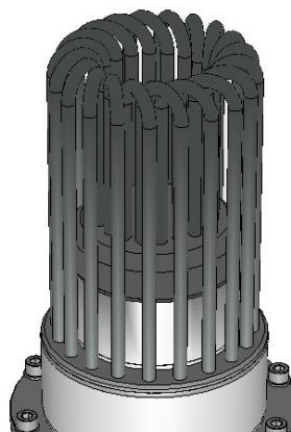
$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j \varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \quad (۸)$$

در معادلات (۷) و (۸)، G_k بیانگر تولید انرژی جنبشی آشفتگی توسط گرادیان سرعت و G_b تولید انرژی آشفتگی توسط بویانسی است که در این جا صفر است. Y_M هم بیانگر نسبت کشسانی نوسانات در جریان تراکم‌پذیر، نسبت به نرخ کلی اضمحلال است.

$$G_k = -\overline{\rho u_i' u_j'} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad (۹)$$

$$Y_M = 2\rho \varepsilon M_t^2 \quad (۱۰)$$

M_t عدد ماخ آشفتگی بوده، به صورت معادله (۱۱) تعریف می‌شود. a نیز سرعت صوت است.



شکل ۲- مبدل حرارتی گرم موتور واقع در بالای آن

۳- معادله‌های حاکم

۱-۳- معادله‌های بقا

در جریان‌های تراکم‌پذیر آشفتگی، از یک متوسط‌گیری زمانی میانگین وزنی استفاده می‌شود که به متوسط‌گیری زمانی فاور موسوم است. در این روش، میدان یک کمیت را به دو کمیت جدید تقسیم می‌کنند که یکی مربوط به جریان متوسط و دیگری مربوط به نوسانات آن کمیت است. معادله‌های متوسط‌گیری شده پیوستگی و مومنتم، به صورت معادلات (۱) و (۲) هستند که به معادلات ناویراستوکس متوسط فاور مشهورند [۱۱].

$$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\bar{\rho} \tilde{u}_i) = 0 \quad (۱)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\bar{\rho} \tilde{u}_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\bar{\rho} \tilde{u}_i \tilde{u}_j) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\bar{\tau}_{ij} - \overline{\rho u_i' u_j'}) \quad (۲)$$

معادله انرژی هم به صورت معادله (۳) بدست می‌آید [۱۱].

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} \left[\bar{\rho} \left(\tilde{e} + \frac{\tilde{u}_i \tilde{u}_i}{2} \right) + \frac{\overline{\rho u_i' u_i'}}{2} \right] \\ + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\bar{\rho} \tilde{u}_j \left(\tilde{h} + \frac{\tilde{u}_i \tilde{u}_i}{2} \right) + \tilde{u}_j \frac{\overline{\rho u_i' u_i'}}{2} \right] \\ = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[-q_{Lj} - \overline{\rho u_j' h''} + \bar{\tau}_{ji} u_i'' - \overline{\rho u_j'' \frac{1}{2} u_i' u_i'} \right] \\ + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\tilde{u}_i + (\bar{\tau}_{ij} - \overline{\rho u_i' u_j'}) \right] \end{aligned} \quad (۳)$$

مقدار تانسورهای تنش و کرنش به صورت معادله‌های (۴) و (۵) هستند [۱۱].

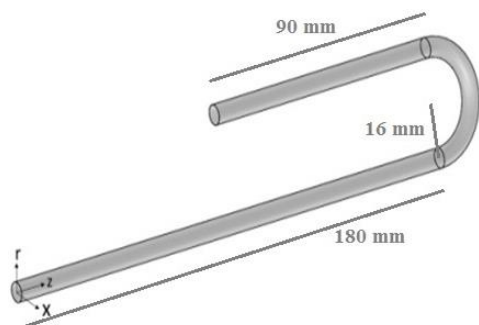
$$\tau_{ji} = 2\mu s_{ij} + \zeta \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \quad (۴)$$

$$s_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (۵)$$

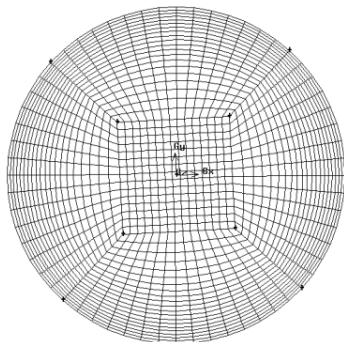
دیواره در فاصله خاصی از γ^* معتبر است ($30 < \gamma^* < 300$) و در حل این مساله دقت شده است تا این محدوده رعایت شود.

۴- هندسه حل

هندسه مساله بر اساس مبدل حرارتی موتور استرلینگ اس-تی ۵۰۰ در نظر گرفته شده است. قطر لوله مبدل ۶ میلی‌متر، شعاع انحنای لوله ۱۶ میلی‌متر و طول لوله‌های کوچک و بزرگ آن به ترتیب، ۹۰ و ۱۸۰ میلی‌متر است. (شکل ۳) جهت شبکه‌بندی دامنه حل، شبکه سازمان‌یافته سه‌بعدی با سلول‌های شش‌وجهی منظم مورد استفاده قرار گرفته است. با توجه به استفاده از توابع دیواره جهت مدل‌سازی میدان جریان و دما نزدیک دیواره، شبکه‌بندی در این ناحیه ریز شده‌است؛ به گونه‌ای که معیار γ^* بین ۳۰ و ۳۰۰ قرار گیرد. در شکل ۴، نحوه شبکه‌بندی در سطح مقطع مبدل شبیه‌سازی و نمایش داده شده، این الگو در طول لوله تکرار شده است.



شکل ۳- شماتیک سه بعدی هر کدام از لوله‌های مبدل موتور اس تی ۵۰۰



شکل ۴- شبکه‌بندی سطح مقطع مبدل

$$M_t = \sqrt{\frac{k}{a^2}} \quad (11)$$

$$a = \sqrt{\gamma RT} \quad (12)$$

ویسکوزیته آشفته، μ_t به صورت معادله (۱۳) تعریف می‌شود [۱۱].

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (13)$$

C_μ , σ_k , $C_{2\varepsilon}$, $C_{1\varepsilon}$ ضرایب ثابتی هستند که به طور تجربی بدست می‌آیند. یونگ و همکاران [۱۶]، نشان دادند که می‌توان از ضرایب تجربی استاندارد موجود برای جریان رفت و برگشتی استفاده کرد. ضرایب استفاده شده در این مساله، در جدول ۲ آورده شده‌اند.

جدول ۲- ضرایب تجربی در معادلات آشفستگی [۲۰]

σ_ε	σ_k	C_μ	$C_{2\varepsilon}$	$C_{1\varepsilon}$
۱/۳	۱/۰	۰/۰۹	۱/۹۲	۱/۴۴

۳-۳- توابع دیواره

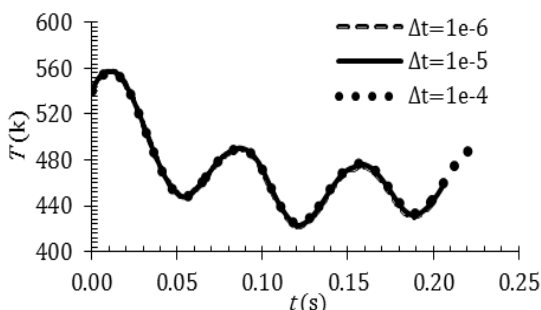
مبنای استفاده شده در محاسبه ضرایب معادله $k - \varepsilon$ برای محدوده جریان تماماً آشفته است؛ لذا مدل استاندارد $k - \varepsilon$ در نزدیک دیواره که جریان آرام است، دارای اعتبار نمی‌باشد. برای حل این مشکل از توابع دیواره در ناحیه آرام نزدیک به دیواره استفاده می‌شود. توابع دیواره در حقیقت پروفیل‌های تحلیلی جریان در لایه مرزی مجاور دیواره هستند که با استفاده از روش‌های تحلیلی و از حل صریح معادلات جریان در نزدیکی دیواره (پس از اعمال برخی فرضیات ساده‌کننده) به‌دست آمده‌اند و به واسطه عدم نیاز به شبکه‌بندی بسیار ریز در نواحی نزدیک دیواره، باعث کاهش حجم محاسبات می‌شود. در این مساله، تابع استاندارد دیواره برای حل جریان در نزدیکی دیواره‌ها به‌کار گرفته شده است [۲۰] که استفاده وسیعی از آن در مدل‌سازی‌های عددی می‌شود. پروفیل سرعت در نزدیکی دیواره به صورت معادله (۱۴) است که به قانون لگاریتمی معروف است [۲۰].

$$U^* = \frac{1}{\kappa} \ln(E\gamma^*) \quad (14)$$

$$\gamma^* = \frac{\rho C_\mu^{1/4} k_p^{1/2} y_p}{\mu} \quad (15)$$

در روابط (۱۴) و (۱۵)، $\kappa = 0.4187$ ، ثابت فون کارمن، $E = 9.793$ ثابت تجربی، k_p انرژی جنبشی آشفستگی در نقطه p ، y_p فاصله نقطه p تا دیواره هستند. تابع استاندارد

گیگاهرتز و ۳۲ گیگابایت حافظه رم، به ۲۷۰ ساعت زمان نیاز داشت.



شکل ۵- تغییرات دما در طول زمان برای حل با سه گام زمانی مختلف

۶- شرایط مرزی

شرایط مرزی در این حل با استفاده از داده‌های اندازه‌گیری شده از مبدل موتور اس‌تی-۵۰ [۱۲] تعیین شده‌اند. روی دیواره‌ها شرط عدم لغزش اعمال شده، دمای ثابت دیواره طبق اندازه‌گیری [۱۲]، ۶۳۳ کلوین قرار داده شده است. برای ورودی و خروجی، شرط مرزی فشار طبق اندازه‌گیری به صورت تابع سینوسی (۱۶) وارد شده است. برای ورود این شرط مرزی، تابع کاربری نوشته شده است.

$$P = 7.05 + 1.15 \sin \omega t \quad (16)$$

مشابه همین تابع برای سایر فشارهای کاری نیز استفاده شده است. دمای ورودی ۳۴۳ و دمای خروجی ۴۸۸ کلوین قرار داده شده‌اند.

۷- شرایط اولیه

با توجه به گذرا بودن حل، تعیین شرایط اولیه مناسب می‌تواند، زمان رسیدن به پاسخ را کاهش دهد. معیار ما برای رسیدن به جواب در حالت شبه پایا، پایدار شدن دماست. مقدار دمای اولیه، میانگین دمای ورود و خروج در نظر گرفته شد. سرعت برابر با سرعت بیشینه است. جدول ۴ شرایط اولیه را نشان می‌دهد.

جدول ۴- شرایط اولیه حل استفاده شده در مساله

ε	k	P	u	T
۱/۳	۱/۰	۰/۰۹	۱/۹۲	۱/۴۴

مساله مهم در حل عددی، عدم تبعیت نتایج از اندازه شبکه (استقلال شبکه) است. برای بررسی استقلال حل از شبکه‌بندی، سه شبکه مشابه با تعداد گره‌های ۲۶۰۰۰، ۳۲۰۰۰ و ۳۵۰۰۰ انتخاب شده، حل برای آن‌ها انجام شده است. مقدار عدد ناسلت برای رینولدز جنبشی ۸۲۲۳ و جابجایی بی بعد سیال برابر با ۱۱/۶۸ در جدول ۳ نشان داده شده است. همانطور که مشاهده می‌شود، خطای نسبی ناسلت برای دو شبکه با تعداد ۳۲۰۰۰ و ۳۵۰۰۰ گره کمتر از یک درصد است؛ بنابراین شبکه ۳۲۰۰۰ گره برای تمام حل‌های عددی انتخاب شد.

جدول ۳- ناسلت بدست آمده از حل با سه شبکه‌بندی متفاوت

تعداد شبکه	۲۶۰۰۰	۳۲۰۰۰	۳۵۰۰۰
عدد ناسلت	۱۱۲/۳	۱۱۴/۱	۱۱۵/۰۳

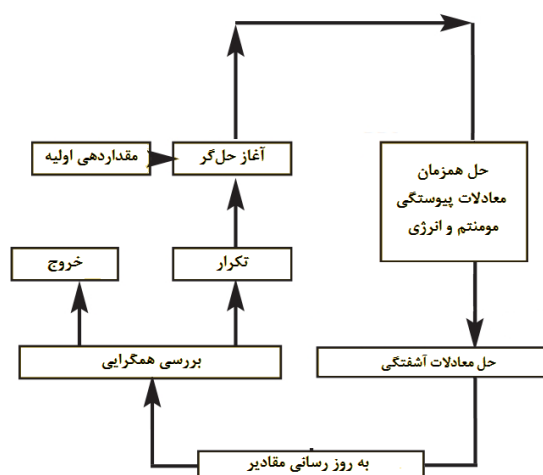
۵- انتخاب گام زمانی

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 کمترین ثابت زمانی (دوره تناوب) باشد. در این صورت، مدل‌سازی صحیح رفتار گذرا امکان‌پذیر خواهد بود و در صورتی که مرتبه گام زمانی بزرگتر از مرتبه ثابت زمانی انتخاب شود، مدل‌سازی گذرای مساله به درستی انجام نخواهد شد؛ در نتیجه با توجه به این که دوره تناوب در مساله از مرتبه 10^{-3} است، گام زمانی باید حداقل از مرتبه 10^{-4} انتخاب شود. البته هر چه تعداد تکرار در هر گام زمانی کمتر شود و گام زمانی کوچک‌تر شود، حل بهتر همگرا خواهد شد. نکته مهم در انتخاب گام زمانی، مستقل بودن نتیجه حل از آن است. در این مساله، سه گام زمانی 10^{-4} ، 10^{-5} و 10^{-6} ثانیه انتخاب شدند و حل با آن‌ها انجام شد. شکل ۵ نشان می‌دهد که نتایج حل با سه گام زمانی اشاره شده در بالا، اختلاف قابل توجهی ندارند. با توجه به تعداد تکرار زیاد در حل با گام 10^{-4} ، گام زمانی 10^{-5} جهت حل مساله انتخاب شد.

با انتخاب این گام زمانی، در هر گام حدود ۶۰ تا ۷۰ تکرار انجام می‌شد و در نتیجه برای پیش رفتن یک ثانیه از زمان مساله، حدود شش و نیم میلیون تکرار نیاز بود که با استفاده از یک پردازنده هشت هسته‌ای core i7 ۳۲۰۰

۸- روش حل و صحنه‌گذاری

برای گسسته‌سازی معادلات مومنتم و آشفتگی از تقریب پیش‌رو^۱ مرتبه دوم استفاده شده است. معادلات گسسته-سازی شده به طور ضمنی و با روش چگالی-مینا، توسط تابع کاربری که به کد تجاری نرم‌افزار فلونت اضافه شده، حل شده‌اند. برای حل، چند تابع کاربری ویژه نوشته شده و به فلونت اضافه شده است تا امکان حل جریان رفت و برگشتی، میسر شود. الگوریتم حل، در شکل ۶ نمایش داده شده است. مسئله زمانی همگرا فرض می‌شود که مانده بی‌بعد شده برای معادله پیوستگی، معادله انرژی و سرعت در سه جهت، به ترتیب کمتر از 10^{-3} ، 10^{-6} و 10^{-6} شود.

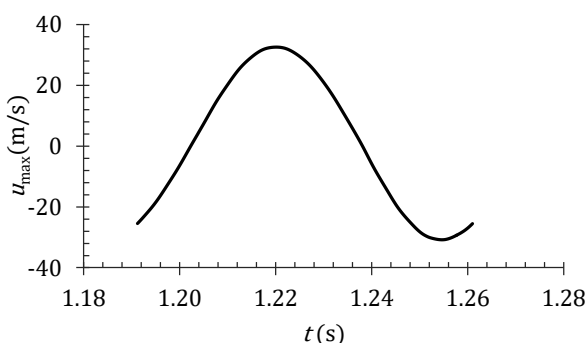


شکل ۶ - الگوریتم حل مساله به روش چگالی مینا

فرکانس موتور و همین‌طور دامنه حرکت پیستون یا جابجایی بیشینه سیال از مشخصات موتور معلوم است و با داشتن این دو، سرعت بیشینه سیال از رابطه تحلیلی به صورت معادله (۱۸) بدست می‌آید.

$$u_{\max} = \frac{x_{\max}\omega}{2} = \frac{0.75 \times 90}{2} = 33.75 \text{ m/s} \quad (18)$$

از طرف دیگر، نمودار تغییرات سرعت در موتور برای فرکانس ۹۰ در شکل ۷ نشان داده شده است. بیشینه سرعت بدست آمده از حل عددی، $32/55$ متر بر ثانیه است که حدود سه و نیم درصد با مقدار بدست آمده از رابطه تحلیلی (۱۸) اختلاف دارد. لازم به ذکر است، این اختلاف فقط حاصل از خطاهای حل عددی نیست. با توجه به این که شرایط مرزی فشاری استفاده شده در حل، از نتایج آزمایش مرجع [۱۲] بدست آمده‌اند، خطای اندازه‌گیری در آن آزمایش هم می‌تواند بر نتایج حل این مساله تأثیر بگذارد.



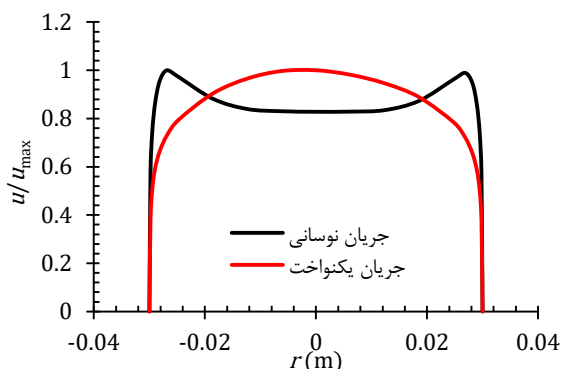
شکل ۷- نمودار تغییرات سرعت در یک دوره تناوب در فرکانس زاویه‌ای ۹۰

علاوه بر مقایسه بالا، با توجه به انجام نشدن پژوهش مشابه آشفته و تراکم‌پذیر رفت و برگشتی در مقالات قابل دسترس، مسئله با جریان یک‌جهته مشابه، روش عددی حل می‌شود تا از صحت روش حل اطمینان حاصل شود؛ در نتیجه پژوهش تجربی انجام شده توسط ژو و همکاران [۲۱]، با این روش عددی حل شد و نتایج نزدیکی بین رابطه تجربی آن‌ها و داده‌های حاصل از حل با این روش عددی بدست آمد. در شکل ۸، عدد ناسلت بدست آمده از حل عددی در رینولدزهای متفاوت، با رابطه ژو مقایسه شده‌اند.

برای اطمینان از نتایج حل، سرعت بیشینه بدست آمده از حل عددی با سرعت بدست آمده از رابطه تحلیلی مقایسه می‌شود. با استفاده از رابطه تحلیلی موجود، سرعت بیشینه مقطعی در سیال محاسبه می‌شود تا با سرعت بدست آمده توسط حل عددی مقایسه گردد. در یک موتور مشخص، مقدار دامنه جابجایی بیشینه سیال، تقریباً ثابت و برابر با جابجایی پیستون است و این جابجایی بیشینه سیال، با انتگرال‌گیری از سرعت به صورت معادله (۱۷) بدست می‌آید.

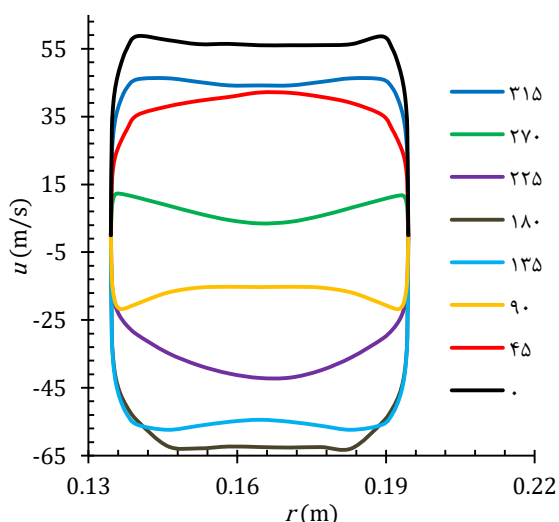
$$x_{\max} = \int_0^T u_{\max} \sin \omega t dt = \frac{2u_{\max}}{\omega} \quad (17)$$

^۱ Upwind

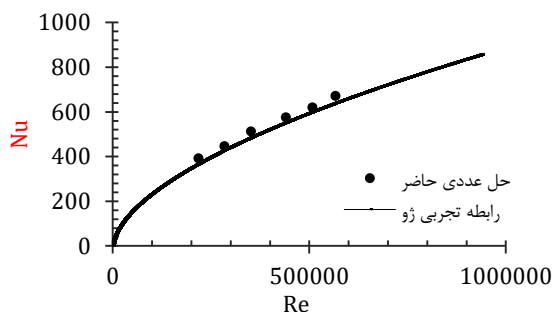


شکل ۱۰- مقایسه پروفیل سرعت در جریان یک‌جهته پایا و جریان نوسانی

در شکل ۱۱، پروفیل سرعت برای فازهای مختلف جریان، رسم شده است. جریان، در فاز $\varphi = 0^\circ$ در حالت برگشتی (رو به بالا) و در بیشترین سرعت خود بوده، به تدریج، با پیش رفتن زمان، سرعت کاهش می‌یابد و در $\varphi = 90^\circ$ جهت آن تغییر کرده و رو به پایین شده تا $\varphi = 180^\circ$ به بیشترین مقدار سرعت خود در جهت رو به پایین برسد. مجدداً این روند ادامه می‌یابد تا جهت جریان تغییر کند و یک سیکل به طور کامل انجام شود. اثر ریچاردسون در بیشتر فازهای جریان رخ داده است؛ اما در فازهایی که گرادیان فشار و سرعت هم‌جهت و هردو مثبت هستند (مانند جریان یکنواخت)، این اثر پدیدار نمی‌شود.



شکل ۱۱- پروفیل سرعت در فازهای مختلف در وسط لوله و $\omega = 5.0$

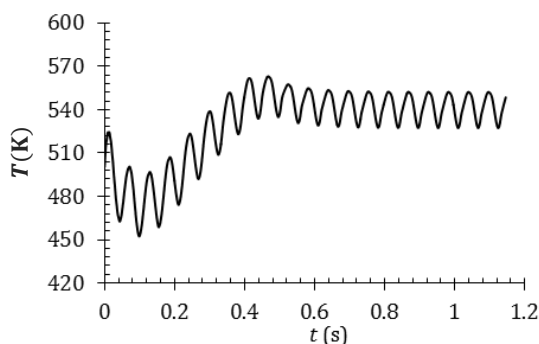


شکل ۸- مقایسه رابطه تجربی ژو [۲۱] و نتایج حاصل از حل عددی برای آن مساله

۹- نتایج حل

در شکل ۹، تغییرات دمای متوسط سیال درون مبدل، در فرکانس زاویه‌ای ۱۱۰ در طول زمان نشان داده شده است. همانطور که مشخص است، بعد از حدود ۱۵ سیکل، نوسانات دما پایدار شده‌اند.

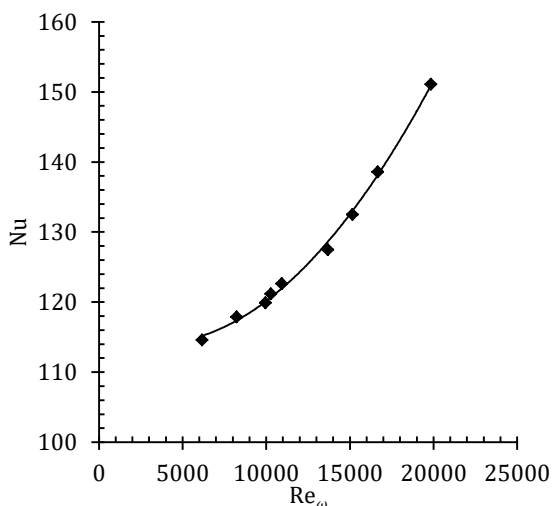
جریان رفت و برگشتی، در بعضی از فازهای جریان دارای شتاب منفی می‌شود که برخلاف جهت سرعت در سیال است. به همین خاطر پروفیل سرعت در جریان‌های رفت و برگشتی، تفاوت زیادی با پروفیل سرعت در جریان یک‌جهته دارد و سرعت بیشینه در جریان‌های رفت و برگشتی در نزدیکی دیواره‌ها رخ می‌دهد. این پدیده به اثر ریچاردسون معروف است. در شکل ۱۰، پروفیل بی‌بعد شده سرعت در جریان یک‌جهته و جریان رفت و برگشتی در فاز $\varphi = 45^\circ$ مقایسه شده است. مشخص است که در جریان رفت و برگشتی سرعت در نزدیکی دیواره‌ها به مقدار بیشینه خود می‌رسد و همین امر، موجب افزایش انتقال حرارت می‌شود.



شکل ۹- تغییرات دمای میانگین کل سیال در طول زمان در فرکانس زاویه‌ای ۱۱۰

$$A_o \sqrt{Re_w} > 761 \quad (28)$$

مقدار عدد ناسلت در جابجایی یکسان سیال برحسب تغییرات رینولدز جنبشی در شکل ۱۲ نمایش داده شده است. دیده می‌شود که با افزایش فرکانس و در نتیجه افزایش عدد رینولدز جنبشی، مقدار انتقال حرارت افزایش می‌یابد. شکل ۱۳ و ۱۴، تغییرات دما و سرعت در نزدیکی دیواره و مرکز لوله برای هلیوم در فشار کاری ۷ بار برای دو رینولدز جنبشی ۶۱۵۴ و ۱۰۲۶۷ را نشان می‌دهد. مقدار جابجایی بی بعد سیال ثابت و برابر با ۱۱/۶۸ است. اختلاف فاز بین تغییرات سرعت و دمای بی بعد در مرکز مبدل در رینولدز جنبشی ۶۱۵۴ برابر با ۶۷ درجه و در رینولدز جنبشی ۱۰۲۶۷ برابر با ۸۳ درجه است؛ در حالیکه این اختلاف فاز برای رینولدز جنبشی ۱۰۲۶۷ در مرکز مبدل ۹۶ درجه و در نزدیک دیواره ۵۷ درجه است؛ بنابراین تغییرات دما در ناحیه دیواره در رینولدز جنبشی بالاتر کاهش می‌یابد؛ در صورتی که تغییرات دما نسبت به سرعت در مرکز لوله با افزایش فرکانس جنبشی افزایش می‌یابد. در رینولدزهای جنبشی بالا فرکانس کاری بیشتر بوده، در نتیجه پاسخ تغییر دمای سیال به سرعت سیال سریعتر خواهد بود؛ در نتیجه به دلیل کاهش اختلاف فاز سرعت و دما سیال در نزدیک دیواره در رینولدز-های جنبشی بالا، میزان انتقال حرارت در مبدل با افزایش فرکانس کاری، افزایش می‌یابد.



شکل ۱۲ - تغییرات عدد ناسلت نسبت به رینولدز جنبشی

با استفاده از نتایج حل عددی مقادیر اعداد بی بعد از طریق رابطه‌های (۱۹) تا (۲۳) محاسبه می‌شوند.

$$u_{max} = \int_0^L \frac{1}{x} u(x) dx \quad (19)$$

$$Re_{max} = \frac{\rho u_{max} d}{\mu} \quad (20)$$

$$Re_{\omega} = \frac{\rho \omega d^2}{\mu} \quad (21)$$

$$A_o = \frac{x_{max}}{d} = \frac{2u_{max}}{\omega d} \quad (22)$$

$$Nu(t) = \frac{1}{L} \int_0^L \frac{q(y) \times D}{(T_w - T_{b,y}) \times k} \quad (23)$$

با توجه به تغییرات خواص جریان در طول زمان، از آن‌ها متوسط‌گیری زمانی می‌شود (معادلات (۲۴) تا (۲۷)).

$$\bar{\rho} = \int_0^T \rho_b dt \quad (24)$$

$$\bar{Q}_y = \int_0^T Q_y(t) dt \quad (25)$$

$$\bar{T}_y = \int_0^T T_y(t) dt \quad (26)$$

$$\bar{Nu} = \int_0^T Nu(t) dt \quad (27)$$

۹-۱- اثر تغییر فرکانس

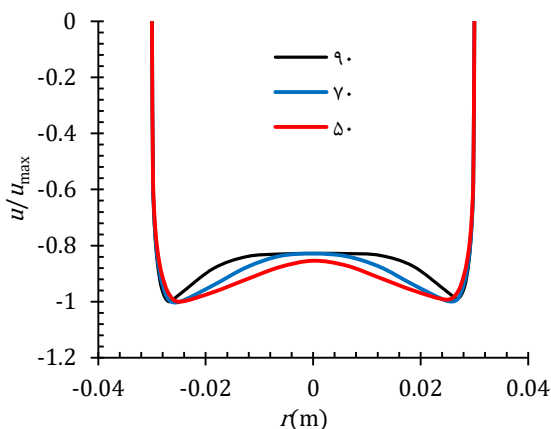
این مساله برای چند فرکانس زاویه‌ای مختلف در جابجایی بی بعد یکسان سیال حل شده است تا اثر تغییر فرکانس بر میزان انتقال حرارت در جریان آشفته رفت و برگشتی مشخص شود. نتایج حل در جدول ۵ آورده شده است.

جدول ۵ - برخی اعداد بی بعد حاصل

از حل در فرکانس‌های مختلف			
Nu	Re _{max}	Re _ω	ω
۱۱۴/۱	۳۰۳۲۷۶	۶۱۵۴	۳۰
۱۱۸/۳	۲۳۷۴۵۹	۸۲۲۳	۴۰
۱۲۱/۳	۱۹۴۴۶۰	۹۹۵۵	۵۰
۱۲۲/۳	۱۵۴۹۸۴	۱۰۲۶۷	۶۰
۱۲۴/۵	۱۱۷۳۸۵	۱۰۹۱۷	۷۰
۱۲۶/۷	۸۲۴۲۳	۱۳۶۷۸	۹۰
۱۳۲/۶	۶۸۸۱۱	۱۵۱۴۵	۱۰۰
۱۳۹/۵	۵۷۲۸۰	۱۶۶۶۹	۱۱۰
۱۵۱/۵	۴۲۹۵۲	۱۹۸۴۷	۱۳۰

نتایج محاسبه شده برای جابجایی بدون بعد سیال برابر با ۱۱/۶۸ است. طبق نتیجه حاصل از پژوهش زائو و همکاران [۶]، در تمامی حل‌ها شرط معادله (۲۸) برقرار بود و جریان در ناحیه آشفته قرار داشت.

همچنین شدیدتر شدن اثر ریچاردسون در فرکانس‌های بالاتر، نقش مهمی در افزایش انتقال حرارت دارد. در شکل ۱۵ پروفیل بی‌بعد شده سرعت بیشینه برای سه فرکانس زاویه‌ای مختلف نمایش داده شده است. با افزایش فرکانس زاویه‌ای، نسبت سرعت بیشینه در نزدیکی دیواره‌ها به سرعت در مرکز لوله افزایش می‌یابد و این افزایش سرعت در نزدیکی دیواره‌ها در فرکانس‌های بالاتر، موجب افزایش انتقال حرارت با افزایش فرکانس می‌شود. همچنین ضخامت لایه مرزی هیدرودینامیکی با افزایش فرکانس کاهش می‌یابد؛ در نتیجه افزایش فرکانس، موجب افزایش انتقال حرارت در مبدل موتور استرلینگ می‌شود.

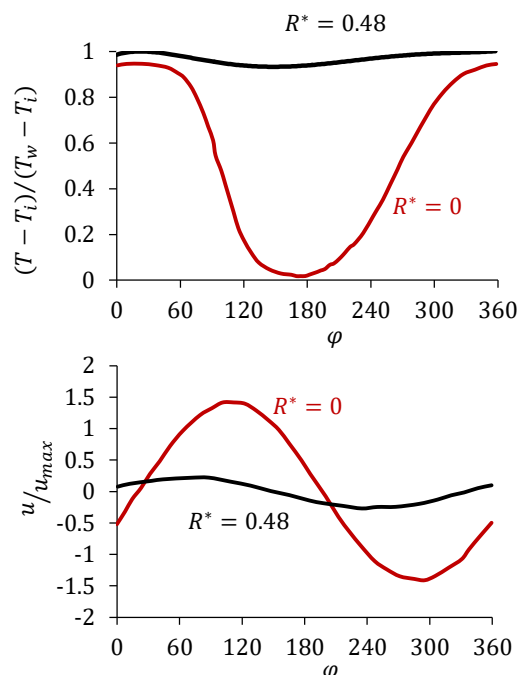


شکل ۱۵- مقایسه پروفیل سرعت بی‌بعد شده در فرکانس‌های زاویه‌ای متفاوت

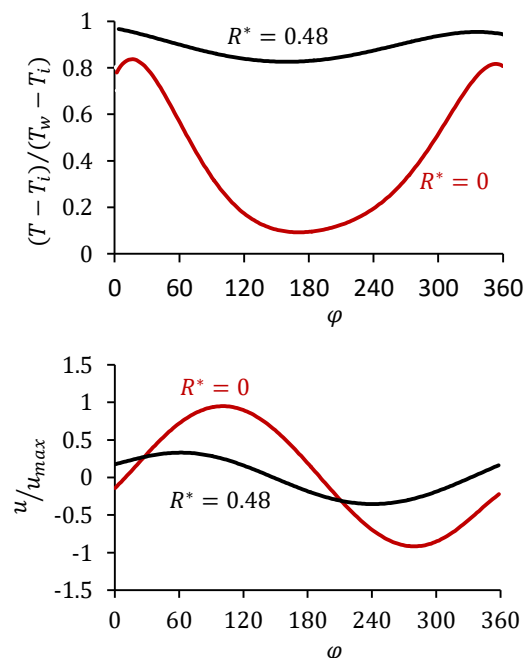
۹-۲- اثر تغییر دامنه بی بعد جابجایی سیال

بررسی پارامتر تغییر جابجایی بی‌بعد سیال در جدول ۶ در رینولدز جنبشی ثابت ۱۰۰۰۰ ارائه شده است. نتایج شبیه‌سازی نشان می‌دهد که افزایش A_0 باعث افزایش ناسلت جریان می‌شود. افزایش A_0 ترم‌های جابجایی در معادله ممنوم را تقویت می‌کند، در نتیجه اثر افزایشی روی انتقال حرارت دارد. به طور فیزیکی افزایش جابجایی بی بعد سیال، موجب افزایش مقدار سیال جابجا شده در مبدل می‌شود که افزایش تبادل حرارت سیال با مرزهای مبدل را در بر دارد.

شکل ۱۶ تغییرات عدد ناسلت بر حسب عدد رینولدز جنبشی در جابجایی‌های متفاوت بی‌بعد سیال، در مبدل موتور استرلینگ را نشان می‌دهد.



شکل ۱۳- (الف) تغییرات دما و (ب) سرعت بی‌بعد در مرکز و نزدیک دیواره برای رینولدز جنبشی ۶۱۵۴، جابجایی سیال بدون بعد ۱۱/۶۸ و فشار کاری ۷ بار



شکل ۱۴- (الف) تغییرات دما و (ب) سرعت بی‌بعد در مرکز و نزدیک دیواره برای رینولدز جنبشی ۶۱۵۴، جابجایی سیال بدون بعد ۱۱/۶۸ و فشار کاری ۷ بار

جدول ۶ - تغییرات عدد ناسلت برای عددهای متفاوت جابجایی بی بعد سیال

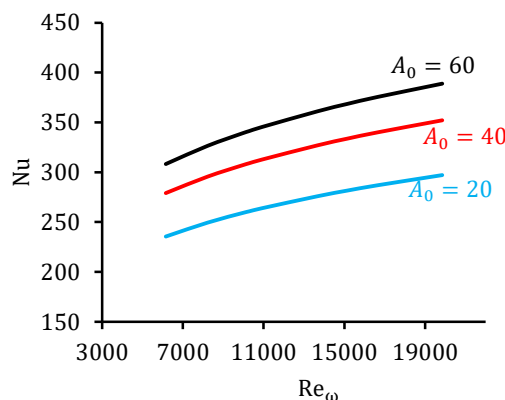
A_0	Nu
۲۰	۲۵۹/۳
۳۰	۲۸۴/۴
۴۰	۳۰۷/۳
۶۰	۳۳۹/۴
۷۰	۳۵۲/۴
۸۰	۳۸۴/۲
۹۰	۳۷۴/۸
۱۰۰	۳۸۴/۶

۱۷ هم نمودار تغییرات عدد ناسلت برحسب فشار، نمایش داده شده است.

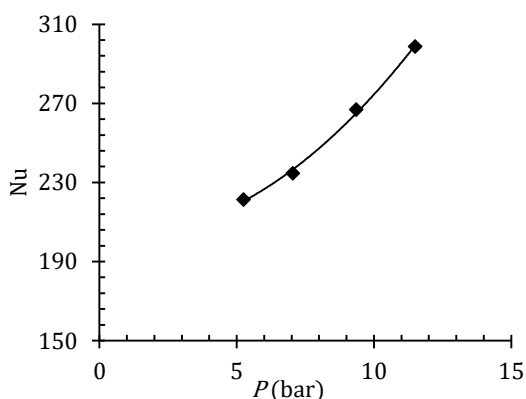
با افزایش فشار کاری، میزان جابجایی بدون بعد سیال تغییر زیادی نمی‌کند؛ اما چگالی سیال افزایش یافته، در نتیجه مقدار رینولدز نوسانی بیش‌تر می‌شود که منجر به افزایش انتقال حرارت در مبدل می‌شود. از آنجا که افزایش دور موتور (فرکانس) محدود است و با توجه طراحی موتور و قطعات آن عملاً از محدوده خاصی نمی‌تواند فراتر رود، افزایش فشار یکی از راهکارهای مناسب جهت بهبود انتقال حرارت در موتور استرلینگ خواهد بود. با آب‌بندی مناسب موتور می‌توان فشار کاری را بسیار بیشتر از این حدود افزایش داد و موجبات افزایش انتقال حرارت را فراهم کرد؛ به طوری که هم اکنون برخی از موتورهای استرلینگ تا محدوده فشار کاری ۱۵۰ بار نیز مورد استفاده قرار می‌گیرند.

جدول ۷ - نتایج پارامترهای مهم جریان در اثر فشارهای مختلف

Nu	Re_{max}	Re_{ω}	A_0	$P(bar)$
۲۲۱/۴	۶۹۱۰۶	۱۱۸۲۶	۱۱/۶۲	۵/۲۵
۲۳۴/۵۹	۸۲۴۲۳	۱۳۶۷۸	۱۲/۰۵	۷/۰۵
۲۶۸/۷	۱۰۵۵۵۶	۱۸۵۱۸	۱۱/۴	۹/۳۵
۲۹۸/۸	۱۳۰۷۸۶	۲۳۰۲۷	۱۱/۳۶	۱۱/۵



شکل ۱۶ - تغییرات عدد ناسلت با رینولدز جنبشی برای دامنه جابجایی متفاوت سیال



شکل ۱۷ - نمودار تغییرات عدد ناسلت با افزایش فشار

همانطور که در شکل ۱۶ نشان داده شده است، افزایش جابجایی بی بعد سیال و افزایش فرکانس کاری موتور، هر دو اثر افزایشی روی انتقال حرارت دارند. با توجه به نتایج این شکل، مشخص است که اثر جابجایی بدون بعد سیال نسبت به اثر افزایش فرکانس کاری موتور در بهبود انتقال حرارت بیشتر است.

۹-۳- اثر تغییر فشار کاری

این مساله برای هلیوم در یک فرکانس ثابت (۹۰ رادیان بر ثانیه) برای چهار فشار کاری مختلف موتور حل شده است تا اثر تغییر فشار کاری روی انتقال حرارت در موتور بررسی شود. نتایج این حل در جدول ۷ آورده شده است. در شکل

۹-۴- اثر سیال کاری

یکی دیگر از پارامترهای موثر بر انتقال حرارت در مبدل حرارتی موتور استرلینگ، سیال کاری مورد استفاده در آن است. پارامترهای مختلف سیال‌ها مثل چگالی و عدد پرانتل

۱۰- جمع بندی

در این تحقیق، تحلیل عددی جریان رفت و برگشتی سیال آشفته تراکم‌پذیر در مبدل حرارتی موتور استرلینگ اس-تی ۵۰۰ انجام شد و اثر تغییر پارامترهای مختلف بر انتقال حرارت در مبدل بررسی گردید. پایه این مدل‌سازی بر هندسه مبدل حرارتی موتور اس‌تی ۵۰۰ است.

کاهش اختلاف فاز بین تغییرات سرعت و دمای سیال در نزدیک دیواره، به همراه کاهش ضخامت لایه مرزی هیدرودینامیکی و تقویت اثر ریچاردسون سه مورد از مکانیزم‌های مهم افزایش انتقال حرارت در فرکانس‌های بالا در جریان رفت و برگشتی درون مبدل موتور استرلینگ هستند. افزایش جابجایی بدون بعد سیال اثر برجسته‌تری در افزایش انتقال حرارت در مبدل موتور استرلینگ نسبت به افزایش فرکانس دارد؛ بنابراین برای مقدار ثابت انتقال حرارت در مبدل موتور، دامنه جابجایی بزرگتر سیال و فرکانس‌های کاری کمتر نتیجه مناسب‌تری از ترکیب فرکانس‌های بالا و دامنه جابجایی پایین دربردارد. با انجام حل‌های مختلف، اثر تغییر فرکانس، تغییر فشار کاری و سیال کاری بر انتقال حرارت در مبدل ارائه گردید و مشخص شد، افزایش فشار کاری سیال به میزان ۸۰ درصد، عدد ناسلت را حدود ۲۰ درصد افزایش می‌دهد. با افزایش ۸۰ درصدی فرکانس کاری موتور، عدد ناسلت حدود ۹ درصد افزایش می‌یابد. همچنین افزایش ۸۰ درصدی دامنه جابجایی سیال (کورس پیستون)، موجب افزایش ۱۴ درصدی عدد ناسلت می‌شود. تغییر سیال کاری از هلیوم به هیدروژن عدد ناسلت را ۴۸ درصد بهبود بخشید. این نتایج نشان می‌دهد که در تغییرات یکسان برای سیال هلیوم، فشار کاری سیال اثر مهم‌تری در افزایش انتقال حرارت دارد. در جدول ۹، خلاصه‌ای از میزان افزایش انتقال حرارت در موتور آورده شده است.

جدول ۹ - درصد افزایش انتقال حرارت با تغییرات انجام شده

تغییر انجام شده	درصد افزایش عدد ناسلت
افزایش ۸۰ درصدی فرکانس	۹
افزایش ۸۰ درصدی دامنه بدون بعد سیال	۱۴
افزایش ۸۰ درصدی فشار	۲۰
تغییر سیال از هلیوم به هیدروژن	۴۸

تأثیر زیادی بر جریان و انتقال حرارت سیال در مبدل دارند. در این جا هم مساله برای چهار گاز مختلف در موتور استرلینگ حل شد تا اثر تغییر سیال کاری بر انتقال حرارت در گرمکن موتور استرلینگ بررسی شود. در جدول ۸، عدد ناسلت حاصل از حل برای سیال‌های مختلف آورده شده است.

جدول ۸ - عدد ناسلت بدست آمده از حل برای

سیال‌های کاری مختلف

هیدروژن	هلیوم	نیتروژن	هوا
۱۸۷/۸	۱۲۷/۵	۸۰/۳	۵۶/۹

بیشترین میزان انتقال حرارت مربوط به گاز هیدروژن و بعد از آن هلیوم است. تغییر سیال کاری از هوا به هیدروژن عدد ناسلت را در مبدل حرارتی موتور در حدود ۳/۴ برابر افزایش می‌دهد. با بررسی خواص این سیال‌ها مشخص می‌شود، بیشترین مشخصه‌ای که بر انتقال حرارت در سیال تأثیر دارد، ضریب انتقال حرارت هدایتی در آن‌هاست. عدد پرنتل در سیالات مختلف در محدوده مشخصی قرار دارد؛ اما تفاوت اصلی در ضریب هدایت حرارتی گازهاست که هر چه بزرگتر باشد، موجب افزایش انتقال حرارت می‌شود. افزایش ضریب هدایت حرارتی، حرارت بیشتری را از مرزهای مبدل به داخل آن هدایت می‌کند. با افزایش این ضریب، اهمیت جمله‌های رسانی از جمله‌های جابجایی بیشتر شده، معادله انرژی بیشتر رفتار فرم بیضوی را از خود نشان می‌دهد.

استفاده از گازهای دیگر به جز هوا، مستلزم رعایت کامل آب‌بندی موتور برای جلوگیری از هرگونه نشتی می‌باشد. البته هر چقدر هم آب‌بندی به خوبی انجام شود، باز هم مقدار اندکی نشتی وجود خواهد داشت و برای همین در موتورهای استرلینگ که از گازهایی به غیر از هوا استفاده می‌کنند، منبعی از آن گاز در نظر گرفته می‌شود تا برای جبران نشتی، گاز درون موتور شارژ گردد. امروزه استفاده از هلیوم در موتورهای استرلینگ، متداول شده، اما استفاده از گاز هیدروژن، با توجه به خطراتی که ممکن است ایجاد کند، با سختی و احتیاط صورت می‌گیرد. به علاوه در استفاده از سیال‌های جایگزین هوا، بایستی هزینه‌های استفاده و تامین آن سیال را هم در نظر گرفت.

- [2] Simon TW, Seume JR (1988) A survey of oscillating flow in Stirling engine heat exchangers. NASA Contractor Report 182108.
- [3] Uchida S (1956) The pulsating viscous flow superposed on the steady laminar motion of incompressible fluid in a circular pipe. ZAMP 7: 403-422.
- [4] Iwabuchi M, Kanzaka M (1982) Experimental Investigation into Heat Transfer under the Periodically Reversing Flow Condition in a Heated Tube. J Mech Engineers 24(82): 135-139.
- [5] Zhao T, Cheng P (1995) A numerical solution of laminar forced convection in a heated pipe subjected to reciprocating flow. Int J Heat Mass Tran 38(16): 3011-3022.
- [6] Zhao T, Cheng P (1996) Experimental studies on the onset of turbulence and frictional losses in an oscillatory turbulent pipe flow. Int J Heat Fluid Fl 17: 356-362.
- [7] Moschandreou T, Zamir M (1997) Heat transfer in a tube with pulsating flow and constant heat flux. Int J Heat Mass Tran 40: 2461-2466.
- [8] Hemida H, Sabry M, Abdel-Rahim A (2002) heoretical analysis of heat transfer in laminar pulsating flow. Int J Heat Mass Tran 45: 1767-1780.
- [9] Gul H, Akpınar E (2007) Investigation of heat transfer and exergy loss in oscillating circular pipes. Int Commun Heat Mass 34(1): 93-102.
- [10] Xiao G et al (2014) Study on oscillating flow of moderate kinetic Reynolds numbers using complex velocity model and phase Doppler anemometer. J Appl Energy 130: 830-837.
- [11] Wilcox DC (1994) Turbulence modeling for CFD. DCW Industries, Inc.
- [۱۲] هوشنگ مزدک و همکاران (۱۳۹۰) ارائه الگوی ریاضی دینامیکی-ترمودینامیکی موتور استرلینگ جهت بهبود بازده و توان تولیدی. فصلنامه تحقیقات موتور. ۲۳: ۷۲-۸۵.
- [13] Mabrouk MT, Kheiri A, Feidt M (1956) Displacer gap losses in beta and gamma Stirling engines. Energy 72: 135-144.
- [14] Cheng CH, Ying J (2014) Numerical model for predicting thermodynamic cycle and thermal efficiency of a beta-type Stirling engine with rhombic-drive mechanism. Renew Energ 35(11): 2590-2601.
- [15] Changzhao P, Zhou Y, and Wang J (2014) CFD study of heat transfer for oscillating flow in helically coiled tube heat-exchanger. Comput Chem Eng 69: 59-65.
- [16] Kyung H, Mounir BI (1992) Laminar/turbulent oscillating flow in circular pipes. Int J Heat Fluid Fl 13(4).
- [۱۷] مهدی صنیعی نژاد (۱۳۸۸) مبانی جریان‌های آشفتنه و مدل-سازی آن‌ها، نشر دانش‌نگار.

۱۱- فهرست علائم

A_0	دامنه جابجایی بدون بعد سیال
C_p	گرمای ویژه در فشار ثابت ($Jkg^{-1}K^{-2}$)
C_v	گرمای ویژه در حجم ثابت ($Jkg^{-1}K^{-2}$)
d	قطر (m)
e	انرژی داخلی (J)
h	آنتالپی مخصوص (J)
k	انرژی جنبشی آشفتگی
k	ضریب انتقال حرارت هدایتی ($Wm^{-1}K^{-1}$)
L	طول مستقیم لوله (m)
M_t	عدد ماخ آشفتگی
Nu	عدد ناسلت
P	فشار (bar)
q	گرما (J)
R^*	نسبت موقعیت مکانی شعاعی به شعاع مبدل
Re_{max}	عدد رینولدز بیشینه
Re_{ω}	عدد رینولدز جنبشی
T	دما (K)
T_b	دمای کپهای یک مقطع سیال (K)
t	زمان (s)
u_{max}	سرعت بیشینه در یک مقطع (ms^{-1})

علائم یونانی

ε	نرخ اضمحلال انرژی جنبشی آشفتگی
ζ	ضریب دوم ویسکوزیته ($kgm^{-1}s^{-1}$)
μ	ویسکوزیته دینامیکی ($kgm^{-1}s^{-1}$)
μ_t	ویسکوزیته آشفتگی
ρ	چگالی (kgm^{-3})
τ	تنش برشی ($kgm^{-1}s^{-2}$)
ϕ	کمیت گسترده
φ	فاز جریان
ω	فرکانس زاویه‌ای

۱۲- مراجع

- [1] Richardson EG, Tyler E (1929) The transverse velocity gradient near the mouths of pipes. Proc Phys Soc Lond 42: 1-15.

- [20] Launder BE, Spalding DB (1974) The Numerical Computation of Turbulent Flows. *Comput Method Appl M* 3: 269-289.
- [21] Guo LJ et al (2002) Transient convective heat transfer of water flow in a tube under pressure drop type oscillations. *Int J Heat Mass Tran* 45: 533-542.
- [18] Wang C, Zhang N (2005) Numerical analysis of heat transfer in pulsating turbulent flow in a pipe. *Int J Heat Mass Tran* 48: 3957-3970.
- [19] Ismael JO, Cotton MA (1996) Calculations of wall shear stress in harmonically oscillated turbulent pipe flow using a low-Reynolds-number $k-\epsilon$ model. *J Fluid Eng-T ASME* 118(1): 189-194.