مجله مهندسی مکانیک، شماره پیاپی ۸۴، جلد ۴۸، شماره ۳، پاییز ۱۳۹۷، صفحه ۳۰۱-۳۰۷

تحلیل عددی انتقال گرما و تلفات اگزرژی در یک مبادله‌کن گرمایی دولوله‌ای با لوله‌ی مرکزی موجدار: ساختار جدیدی از لوله‌های موجدار

نعمت مشعوفی دانشجوی دکترا، گروه مکانیک تبدیل انرژی، دانشگاه شهید بهشتی، تهران، ایران

سامان پوراحمد باشگاه پژوهشگران جوان و نخبگان، دانشگاه آزاد اسلامی واحد ارومیه، ارومیه، ایران

سید مهدی پسته ای دانشیار، گروه مهندسی مکانیک تبدیل انرژی، دانشگاه ارومیه، ارومیه، ایران

چکیده

در مطالعه‌ی حاضر، تاثیر استفاده از لوله‌های موجدار (بهبود یافته) به عنوان لوله‌ی مرکزی مبادله‌کن گرمایی دولوله‌ای بر روی انتقال گرما و تلفات اگزرژی به صورت عددی مورد مطالعه قرار گرفته است. موجها از یک نیم دایره با قطرهای مختلف شامل ۲٫۵، ۵ و ۷٫۵ میلیمتر، و یک خط مورب تشکیل شده‌اند. لوله‌ی مرکزی مبادله‌کن گرمایی از جنس مس با قطر ۲۷ میلیمتر و لوله‌ی خارجی با قطر ۵۴ میلیمتر و عایق در نظر گرفته شده است. با توجه به نتایج به دست آمده، استفاده از لوله‌های موجدار به عنوان لوله‌ی مرکزی مبادله‌کن گرمایی دولوله‌ای تاثیر قابل توجهی بر روی انتقال گرما و تلفات اگزرژی می‌گذارد. به طوری که میزان انتقال گرما در حضور این نوع لوله‌ها ۱٫۰۷ تا ۳٫۰۸ برابر مبادله‌کن گرمایی ساده است. علاوه بر این، تاثیر دمای ورودی آب گرم و دمای ورودی آب سرد بر روی تلفات اگزرژی نیز مورد بررسی قرار گرفته است. با توجه به نتایج به دست آمده، افزایش اختلاف دمای آب گرم ورودی و آب سرد ورودی باعث افزایش تلفات اگزرژی می‌شود.

واژه‌های کلیدی: مبادله‌کن گرمایی دو لوله‌ای ، تلفات اگزرژی، انتقال گرما، لوله‌ی بهبود یافته، لوله‌ی موجدار.

Numerical Study of Heat Transfer and Exergy Loss in a Double Tube Heat Exchanger with Corrugated Inner Tube: The New Configuration of Corrugated Tubes

N. Mashoofi Faculty of Mechanical and Energy Engineering, Shahid Beheshti University, Tehran, Iran

S. Pourahmad Young Researchers and Elite Club, urmia Branch, Islamic Azad University, urmia, Iran

S. M. Pesteei Department of Mechanical Engineering, Urmia University, Urmia, Iran

Abstract

In the present study, effect of the using corrugated tube (modified tube) as inner tube of a double tube heat exchanger on the heat transfer rate and exergy loss is numerically investigated. Each corrugation is made of a semi-circle with various diameters of 2.5, 5 and 7.5 mm, and a diagonal line. The inner tube of the heat exchanger is made of copper with inner diameter of 27 mm. The outer tube with inner diameter of 54.5 mm is considered isolated. The obtained results indicated that the use of corrugated tube as inner tube of heat exchanger had a significant effect on the heat transfer rate and exergy loss. Heat transfer in double tube heat exchangers with corrugated tubes was 1.07 to 3.08 times more than the transferred heat in a simple double tube heat exchanger. Furthermore, the effects of inlet hot water temperature and inlet cold water temperature on the exergy loss are studied. Based on acquired data, by increasing of the inlet hot water temperature or decreasing of the inlet cold water temperatures, exergy loss increases.

Keywords: Double tube heat exchanger, Heat transfer, Exergy loss, corrugated tube, Modified tube.

۱-مقدمه

افزایش انتقال گرما در مبادله‌کن‌های گرمایی باعث بهبود عملکرد کل سیستم می‌شود. در سال‌های اخیر، روش‌های مختلفِ فعال یا غیرفعال به منظور افزایش انتقال گرما در مبادله‌کن‌های گرمایی مورد استفاده قرار گرفته است. استفاده از لوله‌های بهبود یافته از جمله لوله‌های موجدار، لوله‌ها با سطوح گسترش یافته، لوله‌های پیچشی و لوله‌های پره‌دار به عنوان لوله‌ی مرکزی مبادله‌کن گرمایی دولوله‌ای نمونه‌ای از این روش‌ها می‌باشند. هدف از به کار بردن این روش‌ها، افزایش سطح انتقال گرما و اختلاط لایه‌ی مرزی به منظور افزایش آهنگ انتقال گرما در مبادله‌کن گرمایی می‌باشد.

پتکول و همکاران [۱] در سال ۲۰۱۱ به بررسی تاثیر استفاده از لوله‌های موجدارِ مارپیچ به عنوان لوله‌ی مرکزی مبادله‌کن گرمایی دولوله‌ای بر روی پارامترهای مختلف از جمله انتقال گرما پرداختند. در این مطالعه تاثیر عمق موجها بر روی انتقال گرما مورد بررسی قرار گرفته است. با توجه به نتایج به دست آمده، استفاده از این لوله‌های بهبود یافته میزان انتقال گرما را به میزان قابل توجه‌ای نسبت به مبادله‌کن با لوله ساده افزایش می‌دهد. هان و همکاران [۲] در سال ۲۰۱۴ به بررسی تاثیر استفاده از لوله‌های موجدار به عنوان لوله‌ی مرکزی مبادله‌کن گرمایی دولوله‌ای پرداختند. موج‌های ایجاد شده بر روی لوله‌ی مرکزی و به شکل نیم دایره با شعاع‌های مختلف بوده است. در این مطالعه تاثیر شعاعِ موج‌ها و فاصله ایجاد موجها از همدیگر، بر روی انتقال گرما و افت فشار مورد بررسی قرار گرفته است. ژانگ و همکاران [3] در سال ۲۰۰۷ از لوله‌های پره‌دار و مجهز به بافل‌های مارپیچ به عنوان لوله‌ی مرکزی مبادله‌کن گرمایی دولوله‌ای استفاده کرده‌اند. در حضور این لوله‌ها، عدد ناسلت و افت فشار تا ۳٫۳۳ و ۱٫۱۱ برابر مبادله‌کن گرمایی ساده است. جین و همکاران [۴] در سال ۲۰۱۶

* نویسنده مکاتبه کننده، آدرس پست الکترونیکی: sm.pesteei@urmia.ac.ir

تاریخ دریافت: ۹۵/۱۱/۰۲

تاریخ پذیرش: ۹۶/۱۲/۲۱

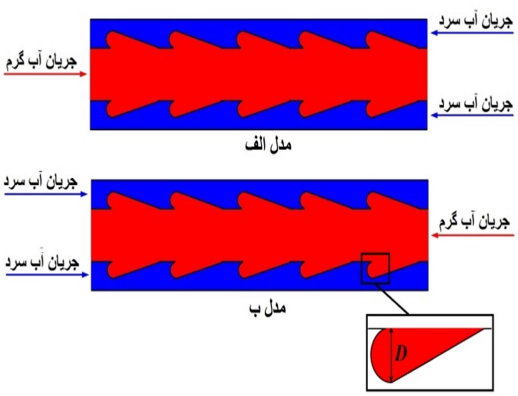
انتقال گرما در یک لوله‌ی بهبود یافته با سطح مقطع ستاره پنج‌پر را مورد مطالعه قرار دادند. حامد صدیقی و همکاران [۵] در سال ۲۰۱۵ از لوله‌های موجدار به عنوان لوله‌ی مرکزی و لوله‌ی بیرونی مبادله‌کن گرمایی دولوله‌ای استفاده کرده و نتایج به دست آمده را با نتایج مربوط به مبادله‌کن گرمایی با لوله‌های ساده مقایسه کرده‌اند. در این مطالعه، تاثیر استفاده از این لوله‌های موجدار بر روی عدد ناسلت در یک مبادله کن گرمایی با طول نیم متر مورد بررسی قرار گرفته است. رینِیر و همکاران [۶] در سال ۲۰۰۲ به بررسی تجربی انتقال گرما در لوله‌های موجدار پرداختند. لوله‌های مورد مطالعه در دو حالت مارپیچ و عرضی موجدار شده و در محدوده‌ی رینولدز ۹۰ تا ۸۰۰ مورد بررسی قرار گرفته‌اند. در این مطالعه از اتیلین گلیکول به عنوال سیال عامل استفاده شده است. تاثیر پارامترهای مختلف از جمله نسبت پیچش در لوله‌های موجدار مارپیچ و ارتفاع موج در لوله‌های موجدار عرضی مورد بررسی قرار گرفته است. نتایج نشان داده است که برای رینولدزهای بیشتر از ۲۰۰، شیارهای مارپیچ باعث ایجاد جریان‌های چرخشی و همینطور اختلاط بیشتر سیال می‌شود. همچنین در رینولدزهای بسیار بالا و در جریان‌های کاملا آشفته، عدد ناسلت مستقل از شکل شیارها می‌باشد. ابراهیم [۷] در سال ۲۰۱۰ از لوله های تخت به عنوان لوله مرکزی مبادله‌کن گرمایی دولوله استفاده کرده است. علاوه بر این، با جایگذاری توربولاتور پیچشی در داخل لوله‌ی مرکزی، به بررسی تاثیر این توربولاتورها بر روی انتقال گرما و افت فشار پرداخته است. آزمایش‌ها برای توربولاتورها با نسبت پیچش مختلف انجام شده و نتایج با همدیگر مورد مقایسه قرار گرفته‌اند. با توجه به نتایج به دست آمده، عدد ناسلت با افزایش عدد رینولد و همینطور کاهش نسبت پیچش توربولاتور افزایش می‌یابد. براساس نتایج به دست آمده، انتقال گرما در لوله با سطح مقطع تخت به میزان قابل توجه‌ای بیشتر از لوله‌ی دایره‌ای شکل می‌باشد. پوراحمد و پسته‌ای [۸] در سال ۲۰۱۶ به بررسی تاثیر استفاده از توربولاتورهای موجدار در داخل لوله‌ی مرکزی مبادله‌کن گرمایی دولوله‌ای بر روی کارایی و تعداد واحدهای انتقال پرداختند. در این مطالعه، چهار زاویه‌ی مختلف توربولاتورهای موجدار مورد بررسی قرار گرفته است. علاوه بر این، تاثیر دبی آب سرد بر روی کارایی مبادله‌کن گرمایی نیز مورد ارزیابی قرار گرفته است. مشعوفی و همکاران [۹] از توربولاتور سیم-مارپیچ در یک مبادله‌کن گرمایی دولوله‌ایِ کویلی استفاده کرده‌اند. با توجه به نتایج به دست آمده، استفاده از این نوع توربولاتورها تاثیر قابل توجه‌ای بر روی انتقال گرما می‌گذارد.

همچنین، استفاده از روش‌های غیرفعال تاثیر قابل توجهی بر روی تلفات اگزرژی در مبادله‌کن گرمایی می‌گذارد. در این زمینه نیز مطالعات ارزشمندی صورت پذیرفته است. آکپینار [۱۰] از مولد جریان گردشی در ورودی مبادله‌کن گرمایی دولوله‌ای استفاده کرده است. با ایجاد جریان چرخشی در ورودی مبادله‌کن گرمایی دولوله، میزان انتقال گرما و همینطور تلفات اگزرژی به میزان قابل توجه‌ای افزایش می‌یابد. در این مطالعه، هوا به عنوان سیال گرم از درون لوله‌ی مرکزی و آب به عنوان سیال سرد، از فضای بین دولوله جریان یافته است. با توجه به نتایج به دست آمده، به‌کارگیری این توربولاتورها باعث افزایش عدد ناسلت تا ۱٫۳ برابر مبادله‌کن گرمایی ساده می شود. علاوه بر این، تلفات اگزرژی نیز به میزان قابل توجهی افزایش می‌یابد. هاشمیان و همکاران [۱۱] در سال ۲۰۱۶ از لوله‌های مخلوطی شکل به جای لوله‌های استوانه‌ای در یک مبادله‌کن گرمایی دولوله‌ای استفاده کرده و به بررسی قانون دوم ترمودینامیک در این مبادله‌کن گرمایی پرداخته‌اند. صدیقی و همکاران [۱۲] تلفات اگزرژی در یک مبادله‌کن گرمایی دولوله‌ای را مورد بررسی قرار دادند. در این مطالعه از لوله‌های موجدار با موجهایی به شکل نیم دایره، و همینطور لوله‌های ساده استفاده شده است. نتایج نشان داده است که با موجدار کردن لوله‌های مبادله‌کن گرمایی میزان انتقال گرما به میزان قابل توجهی افزایش می‌یابد. علاوه بر این، تلفات اگزرژی نیز با افزایش قابل توجه‌ای همراه است.

از مطالب گفته شده می‌توان نتیجه گرفت که تاکنون روش‌های مختلفی به منظور افزایش انتقال گرما در مبادله‌کن‌های گرمایی دولوله‌ای مورد استفاده قرار گرفته است. علاوه بر این، تاثیر استفاده از لوله‌های موجدار با موجهایی به شکل نیم‌دایره به عنوان لوله‌ی مرکزی مبادله‌کن گرمایی دولوله‌ای بر روی انتقال گرما و تلفات اگزرژی نیز به طور گسترده‌ای مورد مطالعه قرار گرفته است. در مطالعه‌ی حاضر، اثر استفاده از لوله‌های موجدار با موجهایی به شکل اشک بر روی انتقال گرما و تلفات اگزرژی در یک مبادله‌کن گرمایی دولوله‌ای برای اولین بار مورد بررسی قرار گرفته است. همچنین تاثیر پارامترهای مختلف سیال از جمله دمای ورودی آب گرم و دمای ورودی آب سرد بر روی تلفات اگزرژی نیز بررسی شده است. لازم به ذکر است که این مطالعه در بازه رینولدز ۳۲۰۰ تا ۸۵۰۰ و در محدوده‌ی آشفته انجام گردیده است.

۲-هندسه‌ی مورد مطالعه

در مطالعه حاضر، به منظور بهبود میزان انتقال گرما در مبادله‌کن گرمایی دولوله‌ای از لوله‌های موجدار به عنوان لوله‌ی مرکزی مبادله‌کن گرمایی استفاده شده است. این موج‌ها از یک نیم دایره با قطرهای مختلف (D) و یک خط مورب تشکیل شده‌اند. مطالعه برای موج‌ها با دو آرایش مختلف هم‌جهت با جریان (مدل الف) و غیرهم‌جهت با جریان (مدل ب) مورد بررسی قرار گرفته‌است. لازم به ذکر است که در این مطالعه از سه قطر مختلف ۲٫۵، ۵ و ۷٫۵ میلیمتر در طراحی موج‌ها استفاده شده است. در شکل ۱ اطلاعات دقیق‌تری از این آرایش‌ها ارایه شده است.



شکل ۱- نمایی از لوله‌ی موجدار و آرایش آن‌ها

۳-معادلات حاکم و شرایط مرزی

به منظور استخراج معادلات پیوستگی، مومنتوم و انرژی، فرض شده است که آب سیال نیوتنی، غیر قابل تراکم با خواص ترموفیزیکی ثابت می‌باشد. روابط استخراج شده را می‌توان به صورت زیر نوشت[۱۳-۱۶]:

معادله پیوستگی

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \tag{۱}$$

معادله مومنتوم

$$\frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\mu\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right)\right] - \frac{2}{3}\mu\frac{\partial u_k}{\partial x_k}\delta_{ij} \tag{۲}$$

معادله انرژی

$$\frac{\partial}{\partial x_i}\left(\rho u_j C_p T - k\frac{\partial T}{\partial x_j}\right) = u_j\frac{\partial p}{\partial x_j} + \left[\mu\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right)\right] - \frac{2}{3}\mu\frac{\partial u_k}{\partial x_k}\delta_{ij} \tag{۳}$$

مطالعه‌ی حاضر با استفاده از نرم افزار محاسباتی فلوئنت انجام پذیرفته است. در این نرم‌افزار به منظور گسسته‌سازی معادلات از روش حجم محدود استفاده شده است. گسسته سازی مرتبه دوم بالا دستی برای مومنتوم و انرژی جنبشی آشفتگی مورد استفاده قرار گرفته است. به منظور شبیه سازی جریان مغشوش از روش k-ε مدل RNG استفاده شده است. محاسبات در مطالعه‌ی حاضر تا زمان رسیدن باقیمانده معادلات پیوستگی، مومنتوم و انرژی به 10^{-7} ادامه یافته است. این معادلات را به صورت زیر می‌توان نوشت [۱۳-۱۶]:

معادله انرژی جنبشی آشفتگی:

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial k}{\partial x_j}\right] + G_k - \rho\varepsilon \tag{۴}$$

معادله آهنگ اتلاف انرژی جنبشی آشفتگی:

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho\varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}\right)\frac{\partial\varepsilon}{\partial x_j}\right] + C_{1\varepsilon}\frac{\varepsilon}{k}G_k - C_{2\varepsilon}\rho\frac{\varepsilon^2}{k} \tag{۵}$$

در روابط بالا C_p گرمای ویژه مربوط به فشار ثابت، k انرژی جنبشی آشفتگی، ε آهنگ اتلاف انرژی جنبشی آشفتگی[۱۷] می‌باشد. همچنین، μ_t ویسکوزیته آشفتگی است که از رابطه‌ی زیر قابل محاسبه می‌باشد.

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \tag{۶}$$

مقدار ضرایب ثابت به کار رفته در معادلات به صورت زیر می‌باشد[۱۸]:

$C_{1\varepsilon}$ =۱٫۴۴ , $C_{2\varepsilon}$ =۱٫۹۲

۳-۱-شرایط مرزی

برای جریان‌های ورودی آب گرم و آب سرد، شرط مرزی ورودی سرعت تعریف گردیده است. علت استفاده از این نوع شرط مرزی مشخص بودن میزان سرعت و دمای جریان‌های ورودی می‌باشد. برای جریان‌های خروجی نیز شرط مرزی از نوع خروجی فشار درنظر گرفته شده است. لازم به ذکر است که فشار نسبی در خروجی‌های مبادله‌کن گرمایی، صفر در نظر گرفته شده است. مبادله‌کن گرمایی از نوع غیر-هم‌جهت و رژیم جریان آشفته می‌باشد. مطالعه برای دماهای مختلف آب گرم ورودی شامل ۳۱۷، ۳۲۷ و ۳۳۷ کلوین، و دماهای مختلف آب سرد ورودی شامل ۲۹۳، ۲۹۸ و ۳۰۳ کلوین انجام پذیرفته است. لوله‌ی داخلی از جنس مس انتخاب شده و لوله خارجی ادیابتیک در نظر گرفته شده است. در تمامی سطوح، شرط عدم لغزش در نظر گرفته شده است. خواص ترمودینامیکی سیال نیز بر اساس دمای ورودی آب گرم و آب سرد از جداول ترمودینامیکی استخراج شده است.

۳-۲-معادله آهنگ انتقال گرما

انتقال گرما انجام گرفته از سیال گرم (Q_h) و سیال سرد (Q_c) را می‌توان از روابط (۷) و (۸) بدست آورد.

$$Q_h = \dot{m}_h c_{p,w}(T_{h,i} - T_{h,o}) \tag{۷}$$

$$Q_c = \dot{m}_c c_{p,w}(T_{c,o} - T_{c,i}) \tag{۸}$$

علاوه بر این، انتقال گرمای میانگین نیز به صورت زیر قابل نمایش است:

$$Q_{ave} = \frac{Q_c + Q_h}{2} \tag{۹}$$

با توجه به نتایج محاسبات عددی، انتقال گرما انجام گرفته از سیال گرم و سرد بسیار نزدیک به همدیگر می‌باشد.

۳-۳-معادله تلفات اگزرژی

به حداکثر کار مفیدی که می‌توان از یک سیستم برگشت‌پذیر در یک شرایط محیطی مشخص بدست آورد، اگزرژی یا دسترس‌پذیری گفته می‌شود. دو عامل اصلی تلفات اگزرژی، اختلاف دما و افت فشار می باشد. با توجه به اینکه در بیشتر مطالعات مربوط به مبادله‌کن‌های گرمایی دولوله‌ای تلفات اگزرژی ناشی از اختلاف دما مورد مطالعه قرار می‌گیرد، در این مطالعه نیز تنها برگشت‌ناپذیری گرمایی مورد بررسی قرار گرفته است. برای یک مبادله‌کن گرمایی دولوله‌ای با دو سیال عامل گرم و سرد، تلفات اگزرژی به صورت زیر قابل بیان است [۱۹]:

$$E = E_h + E_c \tag{۱۰}$$

تلفات اگزرژی برای آب گرم و آب سرد به صورت زیر قابل محاسبه می باشد:

$$E_h = T_e[\dot{m}_h(s_{h,o} - s_{h,i})] \tag{۱۱}$$

$$E_c = T_e[\dot{m}_c(s_{c,o} - s_{c,i})] \tag{۱۲}$$

با قرار دادن معادلات (۱۱) و (۱۲) در معادله (۱۰) خواهیم داشت:

$$E = E_h + E_c = T_e[\dot{m}_h(s_{h,o} - s_{h,i}) + \dot{m}_c(s_{c,o} - s_{c,i})] \tag{۱۳}$$

برای سیال آب مایع، تغییرات آنتروپی را می‌توان به صورت زیر محاسبه کرد [۱۹-۲۱]:

$$s_{c,o} - s_{c,i} = C_{p,w}\ln\frac{T_{c,o}}{T_{c,i}} \tag{۱۴}$$

$$s_{h,o} - s_{h,i} = C_{p,w}\ln\frac{T_{h,o}}{T_{h,i}} \tag{۱۵}$$

با جاگذاری رابطه‌ی (۱۴) و (۱۵) در رابطه‌ی (۱۳)، رابطه‌ی زیر برای محاسبه تلفات اگزرژی مبادله کن گرمایی به دست می‌آید:

$$E = T_e[(\dot{m}_h c_{p,w}\ln\frac{T_{h,o}}{T_{h,i}}) + (\dot{m}_c c_{p,w}\ln\frac{T_{c,o}}{T_{c,i}})] \tag{۱۶}$$

با توجه به اینکه در تمامی حالت‌ها دبی آب گرم کمتر از دبی آب سرد می‌باشد، به همین دلیل ظرفیت گرمایی کمینه و بیشینه به صورت زیر قابل محاسبه است:

$$C_{min} = \dot{m}_h c_{p,w}\ , \tag{۱۷}$$

$$C_{max} = \dot{m}_c c_{p,w}\ , \tag{۱۸}$$

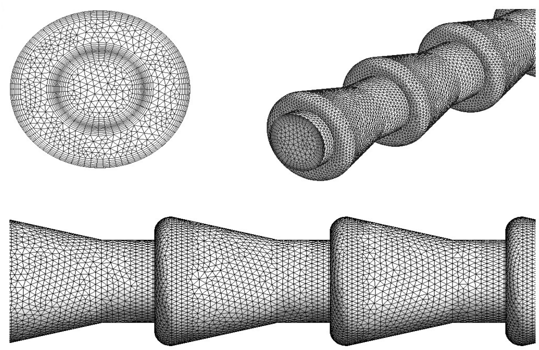
بنابراین، تلفات اگزرژی را می‌توان بازنویسی کرد:

$$\mathbf{E} = \mathbf{T_e}[(\mathbf{C_{min}} \ln \frac{\mathbf{T_{h,o}}}{\mathbf{T_{h,i}}}) + (\mathbf{C_{max}} \ln \frac{\mathbf{T_{c,o}}}{\mathbf{T_{c,i}}})], \quad (۱۹)$$

۴-تحلیل داده‌ها

۴-۱-اعتبار سنجی نتایج

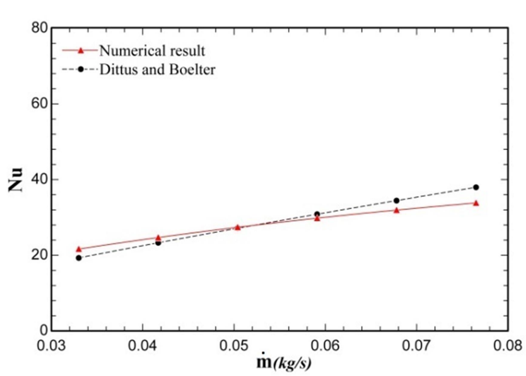
به منظور بررسی استقلال نتایجِ مدل مورد مطالعه از شبکه‌بندی، چهار اندازه‌ی متفاوت از مش‌بندی شامل ۰/۹، ۱/۳، ۱/۵ و ۱/۸ میلیون مش انجام پذیرفته است. اختلاف عدد ناسلت مربوط به مش‌بندی با تعداد ۱/۵ میلیون، با نتایج مربوط به مش‌بندی با تعداد ۱/۸ میلیون، کمتر از ۴٪ می‌باشد. بنابراین، به منظور صرفه جویی در زمان همگرایی تحلیل-ها و همینطور رعایت دقت نتایج، از مش‌بندی با تعداد ۱/۵ میلیون برای تحلیل داده‌ها استفاده شده است. در شکل ۲ مش‌بندی مدل مورد مطالعه نمایش داده شده است.



شکل ۲- نمایی از مش‌بندی مدل مورد مطالعه

به منظور اطمینان از دقت نتایج مطالعه‌ی حاضر، ابتدا به تحلیل انتقال گرما در یک مبادله‌کن گرمایی دولوله‌ای ساده پرداخته شده و اعداد ناسلت به دست آمده از این مطالعه، با اعداد ناسلت به دست آمده از رابطه‌ی دیتوس- بولتر[۲۲] مقایسه شده است. این مقایسه در شکل 3 نمایش داده شده است. اختلاف اعداد ناسلت مربوط به این مطالعه با اعداد ناسلت به دست آمده از رابطه‌ی دیتوس-بولتر به طور میانگین ۸ درصد می‌باشد. این موضوع نشان‌دهنده دقت کافی مطالعه حاضر می-باشد.

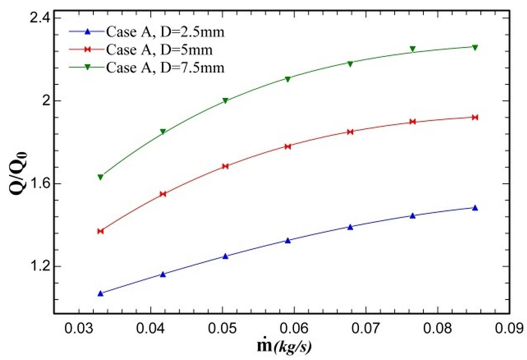
$$\mathbf{Nu = 0.023Re^{0.8}}\, Pr^{0.3} \quad (۲۰)$$



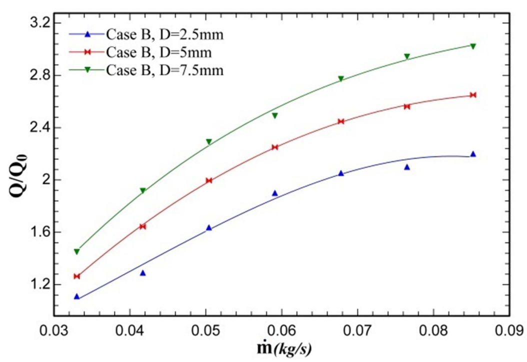
شکل ۳- اعتبار سنجی عدد ناسلت مربوط به مبادله‌کن گرمایی ساده

۴-۲-تاثیر هندسه لوله‌ی موجدار

استفاد از لوله‌های موجدار باعث افزایش سطح انتقال گرما و آشفتگی بیشتر جریان می‌شود و در نتیجه میزان انتقال گرما نیز افزایش می‌یابد. تغییرات آهنگ انتقال گرما با دبی آب گرم برای قطرهای مختلف نیم دایره‌ها در شکل۴ و ۵ نمایش داده شده است. شکل ۴ مربوط به مدل (الف) و شکل ۵ مربوط به مدل (ب) می‌باشد. در طراحی موج‌ها از سه قطر مختلف ۲/۵ ، ۵ و ۷/۵ میلیمتر استفاده شده است. همانطور که مشاهده می‌شود، با افزایش قطر نیم‌دایره‌ها، میزان آشفتگی جریان و بر-هم‌خوردگی لایه‌ی مرزی افزایش یافته و در نتیجه انتقال گرما نیز با افزایش همراه است.



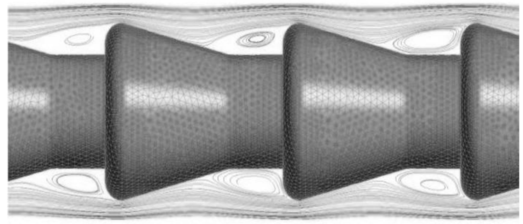
شکل ۴- تغییرات انتقال گرما با دبی آب گرم برای قطرهای مختلف نیم‌دایره (حالت الف)



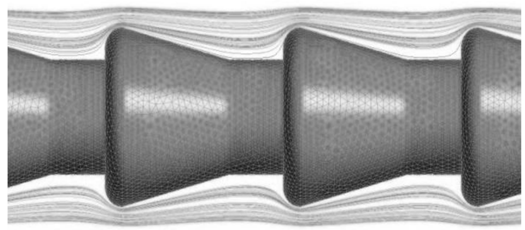
شکل ۵- تغییرات انتقال گرما با دبی آب گرم برای قطرهای مختلف نیم‌دایره (حالت ب)

تاثیر استفاده از لوله‌ی موجدار با موج‌هایی به شکل اشک بر روی انتقال گرما در مدل (ب) بیشتر از (مدل الف) می‌باشد. به طوری که در مدل (الف)، انتقال گرما ۱/۰۷ تا ۲/۲۵ برابر انتقال گرما مبادله‌کن گرمایی ساده است ولی برای بازه دبی آب گرم و سرد یکسان، در مدل (ب)، انتقال گرما به میزان ۱/۱۱ تا ۳/۰۸ برابر انتقال گرما مبادله‌کن گرمایی ساده می‌باشد. برای بیان دلایل این موضوع کنتورهای جریان و دما در شکل‌های ۶ و ۷ نمایش داده شده اند. همانطور که مشاهده می‌شود، جدایش خطوط جریان در سطح خارجی لوله‌ی مرکزی، در مدل (الف) بیشتر از مدل (ب) می‌باشد. علت این موضوع، هندسه و آیرودینامیک متفاوت دو آرایش می‌باشد. بیشتر بودن جدایش خطوط جریان در مدل (الف) باعث می‌شود سیال عامل از سطح لوله که وظیفه انتقال گرما بین

دو سیال را بر عهده دارد دور شده و در نتیجه میزان انتقال گرما با کاهش همراه می‌باشد.کانتورهای دمایی نیز تایید کننده این موضوع می‌باشند . به همین دلیل، در مدل (ب)، میزان انتقال گرما بیشتر از مدل (الف) می‌باشد.

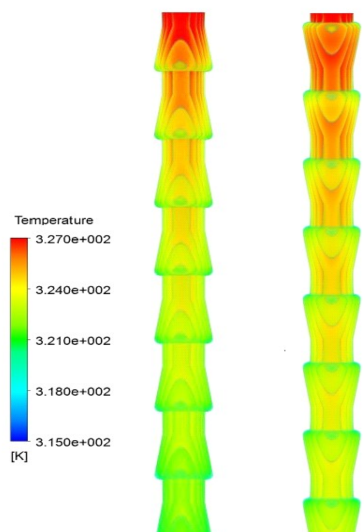


مدل الف



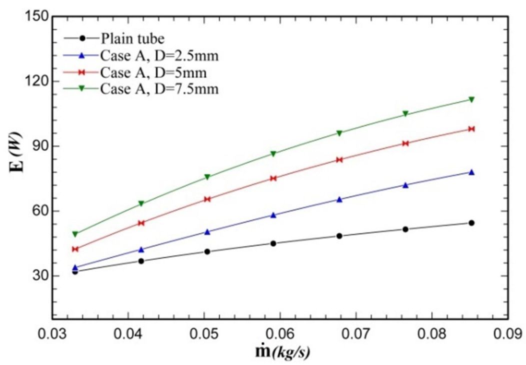
مدل ب

شکل ۶- کنتورهای جریان برای حالت‌های الف و ب

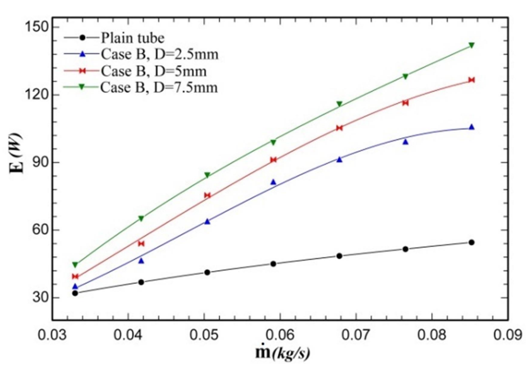


شکل ۷- کنتورهای دمایی برای حالت‌های الف و ب

انتقال گرما بر اثر اختلاف دما معین، مانند آن‌چیزی که در مبادله‌کن گرمایی دولوله‌ای اتفاق می‌افتد، یک فرآیند بازگشت‌ناپذیر می‌باشد و هر چه میزان انتقال گرما بیشتر باشد، بازگشت‌ناپذیری و در نتیجه تلفات اگزرژی نیز بیشتر خواهد بود. تغییرات تلفات اگزرژی با دبی آب گرم برای مدل (الف) و (ب)، و قطرهای مختلف نیم‌دایره‌ها در شکل ۸ و ۹ نمایش داده شده است. همانطور که مشاهده می‌شود، افزایش قطر نیم دایره‌ها باعث افزایش آشفتگی جریان و میزان انتقال گرما در مبادله‌کن گرمایی می‌شود و در نتیجه بازگشت ناپذیری و تلفات اگزرژی نیز افزایش می‌یابند. با توجه به اینکه میزان انتقال گرما در حالت (ب) بیشتر از حالت (الف) است، تلفات اگزرژی در حالت (ب) نیز بیشتر از تلفات اگزرژی مربوط به حالت (الف) می‌باشد. با افزایش قطر نیم دایره-ها، میزان انتقال گرما و در نتیجه میزان بازگشت‌ناپذیری و تلفات اگزرژی با افزایش همراه است. همچنین با افزایش دبی آب گرم نیز آشفتگی جریان و میزان انتقال گرما افزایش می‌یابد. در نتیجه، بازگشت ناپذیری و تلفات اگزرژی نیز با افزایش همراه است. بیشترین تاثیر بر روی انتقال گرما و تلفات اگزرژی در حضور لوله‌های موجدار با قطر نیم‌دایره‌ی ۷/۵ میلیمتر و در مدل (ب) مشاهده می‌شود به طوری که در حضور این لوله‌های موجدار، میزان تلفات اگزرژی ۱/۰۹ تا ۲/۴ برابر تلفات اگزرژی مربوط به مبادله‌کن گرمایی ساده می‌باشد.



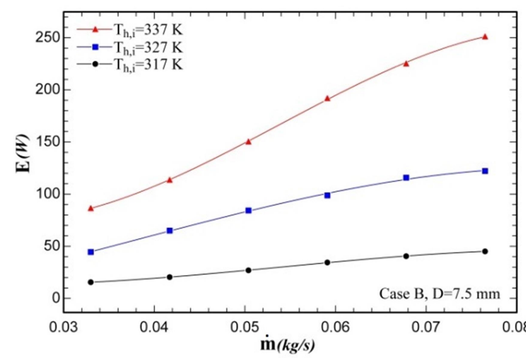
شکل ۸- تغییرات تلفات اگزرژی با دبی آب گرم برای قطرهای مختلف نیم‌دایره (حالت الف)



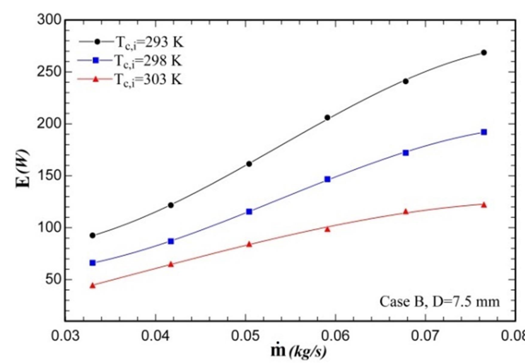
شکل ۹- تغییرات تلفات اگزرژی با دبی آب گرم برای قطرهای مختلف نیم‌دایره (حالت ب)

۴-۳-تاثیر دمای آب گرم و سرد ورودی

علاوه بر هندسه‌ی لوله‌های موجدار، شرایط ورودی سیال از جمله دمای ورودی آب سرد و دمای ورودی آب گرم نیز می‌تواند بر روی تلفات اگزرژی تاثیرگذار باشد. به همین دلیل، در این قسمت به بررسی تاثیر دمای ورودی آب گرم و سرد بر روی تلفات اگزرژی پرداخته شده است. در فرآیند انتقال گرما، هر چه اختلاف دمایی که به موجب آن انتقال گرما رخ می‌دهد بیشتر باشد، برگشت‌ناپذیری بیشتر خواهد بود. با افزایش دمای ورودی آب گرم و یا کاهش دمای ورودی آب سرد، اختلاف دمایی که به سبب آن انتقال گرما رخ می‌دهد افزایش می‌یابد و در نتیجه بازگشت ناپذیری و تلفات اگزرژی نیز افزایش می‌یابد. این موضوع در در شکل ۱۰ و ۱۱ نمایش داده شده است. با افزایش دمای ورودی آب گرم و یا کاهش دمای ورودی آب سرد، بازگشت‌ناپذیری و تلفات اگزرژی به میزان قابل توجه‌ای افزایش می یابند.



شکل ۱۰- تغییرات تلفات اگزرژی با دبی آب گرم برای دماهای ورودی آب گرم مختلف



شکل ۱۱- تغییرات تلفات اگزرژی با دبی آب گرم برای دماهای ورودی آب سرد مختلف

۵-نتیجه گیری

در مطالعه‌ی حاضر، تاثیر استفاده از لوله‌های موجدار با هندسه جدید به عنوان لوله‌ی مرکزی مبادله‌کن گرمایی دولوله‌ای بر روی انتقال گرما و تلفات اگزرژی به صورت عددی مورد مطالعه قرار گرفته است. علاوه بر این، تاثیر دمای آب گرم و آب سرد ورودی بر روی تلفات اگزرژی نیز مورد بررسی قرار گرفته است. مطالعه برای موج‌ها با دو آرایش مختلفِ هم‌جهت با جریان (مدل الف) و غیرهم‌جهت با جریان (مدل ب) انجام پذیرفته است. استفاده از لوله‌های موجدار با موج‌هایی به شکل اشک، به عنوان لوله مرکزی مبادله‌کن گرمایی دولوله‌ای، سطح انتقال گرما و آشفتگی جریان را به میزان قابل توجه‌ای افزایش می‌دهد. میزان انتقال گرما در مدل (ب) بیشتر از میزان انتقال گرما مربوط به مدل (الف) است. علاوه بر این، با افزایش دبی آب گرم و همینطور افزایش قطر نیم‌دایره‌ها، انتقال گرما و تلفات اگزرژی افزایش می‌یابد. افزایش دمای آب گرم ورودی و کاهش دمای آب سرد ورودی نیز باعث افزایش تلفات اگزرژی می‌شود. بیشترین تاثیر بر روی انتقال گرما و تلفات اگزرژی در حضور لوله‌های موجدار با قطر نیم‌دایره‌ی ۷/۵ میلیمتر و در مدل (ب) مشاهده می‌شود به طوری که در حضور این لوله‌ی موجدار، میزان انتقال گرما ۱/۱۱ و ۳/۰۸ برابر انتقال گرما مربوط به مبادله‌کن گرمایی ساده می‌باشد.

۶- فهرست علایم

A	سطح انتقال گرما ($\mathrm{m^2}$)
$C_{\mathrm{p,w}}$	ظرفیت گرمایی ویژه در فشار ثابت ($\frac{\mathrm{J}}{\mathrm{kg\,K}}$)
$C_{\min}$	ظرفیت گرمایی کمینه ($\frac{\mathrm{W}}{\mathrm{K}}$)
$C_{\max}$	ظرفیت گرمایی بیشینه($\frac{\mathrm{W}}{\mathrm{K}}$)
$\dot{m}$	دبی جرمی سیال ($\frac{\mathrm{kg}}{\mathrm{s}}$)
T	دما (K)
D	قطر نیم‌دایره در موج‌ها(m)
Q	آهنگ انتقال گرما (W)
E	تلفات اگزرژی(W)
Nu	عدد ناسلت (بی‌بعد)
Pr	عدد پرانتل
Re	عدد رینولدز
$\mathrm{C_{1\varepsilon}, C_{2\varepsilon}}$	ضرایب ثابت در مدل آشفتگی
k	انرژی جنبشی آشفتگی ($\frac{\mathrm{m^2}}{\mathrm{s^2}}$)

علایم یونانی

ε	آهنگ اتلاف انرژی جنبشی آشفتگی ($\frac{\mathrm{m^2}}{\mathrm{s^3}}$)
σ_ε	عدد پرانتل آشفتگی برای ε
σ_k	عدد پرانتل آشفتگی برای k
μ	لزجت دینامیکی ($\frac{\mathrm{N.s}}{\mathrm{m^2}}$)

زیرنویس‌ها

ave	مقدار متوسط
c	سرد
h	گرم
I	داخلی
O	خارجی
in	ورودی
out	خروجی
0	لوله ساده
w	آب

۷- مراجع

[1] Pethkool S., Eiamsa-Ard S., Kwankaomeng S., Promvonge P., Turbulent heat transfer enhancement in a heat exchanger using helically corrugated tube. *International Communications in Heat and Mass Transfer,* Vol. 38, No. 3, pp. 340-347, 2011 .

[2] Han H., Li B., Shao W., Multi-objective optimization of outward convex corrugated tubes using response surface methodology. *Applied Thermal Engineering,* Vol. 70, No. 1, pp. 250-262, 2014 .

[3] Zhang Z., Yu Z., Fang X., An experimental heat transfer study for helically flowing outside petal-shaped finned tubes with different geometrical parameters. *Applied thermal engineering,* Vol. 27, No. 1, pp. 268-272, 2007 .

[4] Jin Z., Liu., Chen., Gao., Qian., CFD analysis on flow resistance characteristics of six-start spirally corrugated tube. *International Journal of Heat and Mass Transfer,* Vol. 103, pp. 1198-1207, 2016 .

[5] Dizaji H., Jafarmadar S., Mobadersani F., Experimental studies on heat transfer and pressure drop characteristics for new arrangements of corrugated tubes in a double pipe heat exchanger. *International Journal of Thermal Sciences,* Vol. 96, pp. 211-220, 2015 .

[6] Rainieri S., Pagliarini Y., Convective heat transfer to temperature dependent property fluids in the entry region of corrugated tubes. *International Journal of Heat and Mass Transfer,* Vol. 45, No. 22, pp. 4525-4536, 2002 .

[7] Ibrahim E., Augmentation of laminar flow and heat transfer in flat tubes by means of helical screw-tape inserts. *Energy Conversion and Management,* Vol. 52, No. 1, pp. 250-257, 2011 .

[8] Pourahmad S., Pesteei S., Effectiveness-NTU analyses in a double tube heat exchanger equipped with wavy strip considering various angles. *Energy Conversion and Management,* Vol. 123, pp. 462-469, 2016.

[9] Mashoofi N., Pesteei S.M., Moosavi A., Dizaji H., Fabrication method and thermal-frictional behavior of a tube-in-tube helically coiled heat exchanger which contains turbulator. *Applied Thermal Engineering,* Vol. 111, pp. 1008-1015, 2017 .

[10] Akpinar E., Bicer., Investigation of heat transfer and exergy loss in a concentric double pipe exchanger equipped with swirl generators. *International journal of thermal sciences,* Vol. 44, No. 6, pp. 598-607, 2005 .

[11] Hashemian M, Jafarmadar S., Dizaji H., A comprehensive numerical study on multi-criteria design analyses in a novel form (conical) of double pipe heat exchanger. *Applied Thermal Engineering,* Vol. 102, pp. 1228-1237, 2016 .

[12] Dizaji H., Jafarmadar S., Asaadi S., Experimental exergy analysis for shell and tube heat exchanger made of corrugated shell and corrugated tube. *Experimental Thermal and Fluid Science,* Vol. 81, pp. 475-481, 2017 .

[13] Yang L., Han H., Li Y., Li X., A Numerical Study of the Flow and Heat Transfer Characteristics of Outward Convex Corrugated Tubes With Twisted-Tape Insert. *Journal of Heat Transfer,* Vol. 138, No. 2, pp. 024501, 2016 .

[14] Mohammed H., Hasan H., Wahid M., Heat transfer enhancement of nanofluids in a double pipe heat exchanger with louvered strip inserts. *International Communications in Heat and Mass Transfer,* Vol. 40, pp. 36-46, 2013 .

[15] Eiamsa-ard P., Piriyarungroj N., Thianpong C., Eiamsa-ard S., A case study on thermal performance assessment of a heat exchanger tube equipped with regularly-spaced twisted tapes as swirl generators. *Case Studies in Thermal Engineering,* Vol. 3, pp. 86-102, 2014 .

[16] Ghadirijafarbeigloo S., Zamzamian A., Yaghoubi M., 3-D numerical simulation of heat transfer and turbulent flow in a receiver tube of solar parabolic trough concentrator with louvered twisted-tape inserts. *Energy procedia,* Vol. 49, pp. 373-380, 2014 .

[17] Jamarani A., Maerefat M., Nimvari M., Numerical study of heat transfer in double-tube heat exchanger filled with porous material in a turbulent fluid flow, Vol. 49, pp. 173-184, 2016.

[18] FLUENT, 14.0 Tutorial Guide–ANSYS, *Inc., Canonsburg, PA*, 2011 .

[19] Pandey S., Nema V., An experimental investigation of exergy loss reduction in corrugated plate heat exchanger. *Energy,* Vol. 36, No. 5, pp .2997-3001 ,2011 .

[20] Durmuş A., Heat transfer and energy loss in a concentric heat exchanger with snail entrance. *International communications in heat and mass transfer,* Vol. 29, No. 3, pp. 303-312, 2002 .

[21] Akpinar E., Evaluation of heat transfer and exergy loss in a concentric double pipe exchanger equipped with helical wires. *Energy Conversion and Management,* Vol. 47, No. 18, pp. 3473-3486, 2006 .

[22] Bergman T., Incropera P., DeWitt D., Lavine A., *Fundamentals of heat and mass transfer*. John Wiley & Sons, 2011 .