



تحلیل آزمایشگاهی انرژی و انرژی اثر شار حرارتی یکنواخت و پله‌ای بر انتقال حرارت روی یک لوله با مقطع دایره‌ای

اباذر آباده¹، محمد پسندیده فرد^{2*}، محمد جواد مغربی³

1 - دانشجوی دکتری، مهندسی مکانیک، دانشگاه فردوسی، مشهد

2 - استاد، مهندسی مکانیک، دانشگاه فردوسی، مشهد

3 - استاد، مهندسی مکانیک، دانشگاه فردوسی، مشهد

* مشهد، کد پستی 9177948974 mpfard@um.ac.ir

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل

دریافت: 01 دی 1396

پذیرش: 30 بهمن 1396

ارائه در سایت: 19 فروردین 1397

کلید واژگان:

شار حرارتی

بهبود ضریب انتقال حرارت

جریان سیال

انرژی

انرژی

چکیده

بهبود انتقال حرارت در صنایع مختلف و مشخصاً در مبدل‌های حرارتی کاربرد فراوان دارد. بهینه‌سازی انتقال حرارت در مقابل عدم افزایش انرژی مورد نیاز پمپاژ، منتج به افزایش راندمان کل در سیستم‌های مختلف خواهد شد. در این پژوهش بررسی جریان سیال و انتقال حرارت جابجایی اجباری در رژیم جریان آرام توسعه یافته هیدرودینامیکی، در یک لوله افقی و تحت شارهای حرارتی یکنواخت و پله، به صورت آزمایشگاهی مورد توجه است. تاثیر استفاده از سه مدل مختلف اعمال شار حرارتی یکنواخت، پله صعودی و پله نزولی بر انتقال حرارت و جریان سیال، بررسی می‌گردد. مطالعه تاثیر پارامترهای مختلف بر مشخصه‌های انتقال حرارت و جریان سیال در مدل‌های مختلف اعمال شارهای حرارتی، گزارش شده است. آنالیز عدم قطعیت صورت گرفته و حداکثر مقدار قابل قبول 1.8 درصد بدست آمده است. در این مقاله برای اعتبار سنجی، بررسی نتایج اولیه در قیاس با رابطه معروف شاه و لاندن صورت گرفته است و تطابق نتایج آزمایشگاهی و تحلیلی با حداکثر خطای 8.5 درصد گزارش شده است. در این پژوهش دو رویکرد تحلیل انرژی و انرژی مورد توجه قرار دارد و در تحلیل با رویکرد انرژی، بهبود ضریب انتقال حرارت جابجایی اجباری 19.3 و 22.3 درصد به ترتیب برای مدل دو و سه نسبت به مدل شماره یک بدست آمده و در تحلیل انرژی، مقادیر بازگشت ناپذیری 0.0887، 0.1037 و 0.0807 به ترتیب برای مدل‌های یک، دو و سه گزارش شده است. نتایج نشان می‌دهد که مدل شماره سه دارای بیشترین مقدار متوسط ناسلت و کمترین مقدار تولید آنتروپی است.

An experimental energy and exergy analysis of uniform and step heat flux effects on heat transfer over of circular cross-section tube

Abazar Abadeh, Mohammad Passandideh Fard*, Mohammad Javad Maghrebi

Department of Mechanical Engineering, Ferdowsi University of Mashhad, Mashhad, Iran.

* P.O.B 9177948974 Tehran, Iran, mpfard@um.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper

Received 22 December 2017

Accepted 19 February 2018

Available Online 08 April 2018

Keywords:

Heat flux

Heat transfer coefficient enhancement

Fluid flow

Exergy

Energy

ABSTRACT

Heat transfer enhancement is widely applicable in various industries, specifically in heat exchangers. Optimizing of heat transfer in the absence of increased pumping energy will result in increased of total efficiency in different systems. In this paper, forced convection heat transfer and fluid flow of fully developed laminar regime in a horizontal tube under uniform and non-uniform step heat fluxes is investigated experimentally. The effect of uniform, non-uniform increasing and decreasing applied heat fluxes on heat transfer and fluid flow are investigated. The effect of various parameters on heat transfer and fluid flow characteristics in these models are reported. Uncertainty analysis is performed and acceptable maximum of 1.8 percent is acquired. The primary results compared to well-known Shah and London equation for validation and maximum error of 8.5 percent is reported. In the present paper, Energy and exergy are two approach of analyzing. Convection heat transfer coefficient enhancement of 19.3 and 22.3 percent compared with model 1 are reported for model 2 and 3 respectively, in energy analysis. Furthermore, in this paper, exergy analysis is done and irreversibility values of 0.0887, 0.0803 and 0.1037 are reported for model 1, model 2 and model 3 respectively. Finally, it is concluded that the model number 3 is the best way to enhance heat transfer because of the maximum averaged Nusselt number and the minimum entropy generation values.

1- مقدمه

1822 که فوریه رابطه تجربی انتقال حرارت هدایتی را ارائه کرده است، تعداد بسیار زیادی کتاب و مقاله تخصصی در زمینه انتقال حرارت و بهبود آن به چاپ رسیده است. بهبود انتقال حرارت در جریان سیال عبوری از مجاری

در چند دهه اخیر، انتقال حرارت و جریان سیال در مجاری مختلف به عنوان یکی از مهمترین زمینه‌های پژوهش محققان محسوب شده است و از سال

Please cite this article using:

A. Abadeh, M. Passandideh Fard, M. J. Maghrebi, An experimental energy and exergy analysis of uniform and step heat flux effects on heat transfer over of circular cross-section tube, Modares Mechanical Engineering, Vol. 18, No. 04, pp. 201-210, 2018 (in Persian)

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

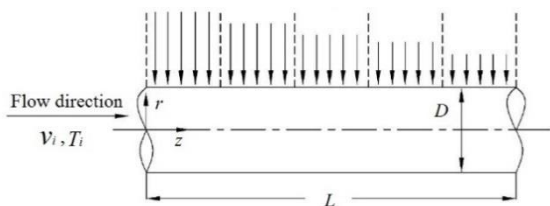


Fig. 2 Applied heat flux geometry in Esfahani and Shahabi study. [3]

شکل 2 هندسه اعمال حرارت در پژوهش اصفهانی و شهابی [3]

ناسلت در بازه 26- الی 15 درصد نسبت به حالت شار حرارتی ثابت است. آنها گزارش کردند که عدد ناسلت متوسط در حالت شار حرارتی متغیر نسبت به حالت شار حرارتی ثابت کمتر است و در اکثر موارد، میزان انترویی تولیدی نیز افزایش می‌یابد [5].

آنالیز حرارتی سیال و جداره لوله تحت شار حرارتی غیر ثابت محیطی و تحت جریان آشفته توسط کروز و همکاران صورت گرفته است. آنها با استفاده از روش طیفی که حل همزمان مسائل انتقال حرارت را انجام می‌دهد، توزیع دمای جداره و سیال را، در مقایسه با روش یک بعدی، بدست آوردند. نتایج گزارش نشان می‌دهد که در مقادیر عدد بایوت نسبتاً بزرگ ($Bi \geq 0.3$)، نتایج این مدل و مدل یک بعدی به هم نزدیک است اما در مقادیر بایوت کمتر نتایج مدل دقیق بوده و مدل یک بعدی دقیق نیست [6].

بررسی تحلیلی انتقال حرارت جابجایی اجباری در جریان آرام تحت شار حرارتی غیر یکنواخت زمانی توسط پاکدامن و همکاران [7] و همچنین پادت [8] صورت گرفته است. هدف محققان در این گزارش‌ها، بررسی تاثیر تغییر شرایط مرزی با زمان بر الگوی انتقال حرارت سیال، با توجه به کاربرد وسیع این پدیده، بوده است. در این پژوهش‌ها مدل‌های جدیدی جهت تحلیل انتقال حرارت ارائه شده است.

پاتانکار و همکاران [9] به صورت تحلیلی انتقال حرارت اجباری و طبیعی را در یک لوله افقی با جریان آرام تحت شارهای حرارتی غیر یکنواخت محیطی که به دو بخش 180 درجه‌ای بالا و پایین لوله تقسیم شده است را بررسی کرده‌اند. در این پژوهش گزارش شده که اعمال شار حرارتی در نیمه پایینی لوله در مقایسه با نیمه بالایی آن، منتج به عدد ناسلت مقادیر بزرگتری می‌شود و همچنین ضریب اصطکاک نیز به همین شکل تغییر می‌کند اما مقدار افزایش آن بسیار کوچکتر از افزایش ضریب انتقال حرارت است.

چانگ و همکاران [10] به صورت عددی و آزمایشگاهی تاثیر اعمال شار حرارتی یکنواخت و غیریکنواخت محیطی را در جریان آشفته در یک جاذب حرارت خورشیدی مورد بررسی قرار داده‌اند. این تحقیق در محدوده عدد رینولدز 10000 تا 35000 بر مشخصه‌های انتقال حرارت انجام شده است و نتایج نشان دهنده ناهموازی توزیع دما در هر سه راستای شعاعی، محوری و زاویه‌ای است.

کاربرد کمینه کردن هدر رفت آگرژی در بهینه سازی انتقال حرارت در یک لوله با مقطع دایره‌ای توسط وانگ و همکاران [11] به صورت تئوری انجام گرفته است. با قراردادن هدررفت آگرژی به عنوان پارامتر بهینه سازی و مصرف انرژی ایجاد جریان به عنوان شرط محدودکننده، یک دستگاه متشکل از معادله ممنتوم با اضافه کردن یک نیروی حجمی و معادله انرژی بدست آمده است. آنها 380 درصد افزایش ناسلت را با افزایش 5 درصدی ضریب اصطکاک به صورت عددی گزارش کرده‌اند.

وانگ در تحقیق دیگری بهینه سازی انتقال حرارت جابجایی در یک لوله با مقطع دایره‌ای بر اساس حداقل کردن میزان هدر رفت آگرژی را انجام داده

مختلف، نتایج مثبت بسیاری را در پی خواهد داشت که برخی از آنها عبارتند از: کاهش انرژی مورد نیاز برای پمپاژ، افزایش راندمان حرارتی، افزایش بهره‌وری اقتصادی، افزایش طول عمر تجهیزات و کوچک شدن حجم تجهیزات مورد نیاز برای انتقال انرژی [1].

روش‌های متنوعی جهت بهبود انتقال حرارت وجود دارند که در دو گروه عمده روشهای فعال و غیرفعال طبقه بندی می‌شوند. در روشهای فعال راهکارهایی چون اختلاط مکانیکی، چرخش، لرزش و ایجاد میدان‌های مغناطیسی و الکترواستاتیکی بکار می‌روند و در بخش غیرفعال از راهکارهایی چون تغییر در مشخصه‌های سیال، تغییر شکل و افزایش سطوح، ایجاد زبری و دگرگونی و آشفته‌گی جریان، استفاده می‌شود. اعمال شار حرارتی غیریکنواخت به عنوان یکی از راهکارهای فعال و بررسی تاثیر آن بر انتقال حرارت می‌تواند مورد توجه قرار گیرد [1].

بررسی انتقال حرارت عددی جابجایی اجباری در جریان آرام در یک لوله با شرط مرزی شار حرارتی غیر ثابت مطابق هندسه نشان داده شده در شکل 1 به صورت دوبعدی توسط پایچی و همکاران صورت گرفته است و در انتها توزیع دما در رینولدزهای مختلف در جریان پایا ارائه شده اما مقایسه با حالت شار ثابت صورت نگرفته است [2].

در پژوهشی که توسط اصفهانی و شهابی صورت گرفته، بررسی تاثیر شارهای حرارتی پله مختلف بر دیواره لوله حاوی جریان آرام و در حال توسعه بر تولید انترویی به صورت عددی و مطابق هندسه شکل 2 انجام شده است. در این بررسی، عدد پراتل سیال عامل 13400 و رینولدز جریان 0.5 انتخاب شده است. نتایج این بررسی نشان می‌دهد که بیشترین میزان تولید انترویی به ترتیب در حالت اعمال شار حرارتی نزولی است و تفاوت بسیار کمی در تولید انترویی در حالات شار حرارتی ثابت و شار حرارتی صعودی وجود دارد. در انتها یک مدل بهینه اعمال شار حرارتی، برای ایجاد کمترین میزان تولید انترویی ارائه شده است [3].

بررسی آزمایشگاهی انتقال حرارت جریان نانوسیال آب/اکسید تیتانیوم در یک لوله عمودی با اعمال شار حرارتی غیر یکنواخت کسینوسی از جهت داخل که توسط یک میله بر آن اعمال می‌شود، توسط عباسی و همکاران صورت گرفته است. در این پژوهش، بررسی تاثیر کسرهای حجمی (0.25، 0.5، 1 و 1.5) و همچنین اعداد رینولدز مختلف (از 950 تا 4200) بر دمای دیواره و ضریب انتقال حرارت انجام شده است. این بررسی با استفاده از مدل مخلوط دوفازی صورت گرفته است و در آن مقایسه نتایج اعمال شار حرارتی غیر یکنواخت و یکنواخت انجام نشده است [4].

ژو و همکاران تاثیر شار حرارتی متغیر سینوسی بر انتقال حرارت در جریان آشفته در یک لوله با مقطع دایره‌ای را به صورت عددی و سه بعدی بررسی کرده‌اند و تاثیر آن را بر عدد ناسلت محلی و متوسط و همچنین تولید انترویی گزارش نموده‌اند. نتایج در عدد رینولدز 30000 نشانگر نوسان عدد

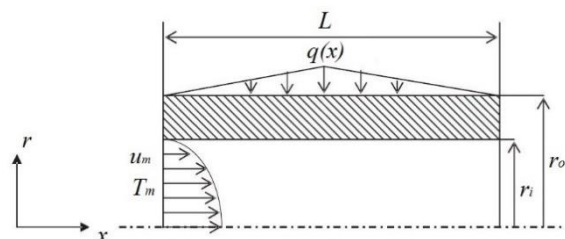


Fig. 1 schematic of Yapıcı et al numerical study. [2]

شکل 1 شماتیک بررسی عددی پایچی و همکاران [2]

پوسته لوله هم محور و به صورت غیر هم‌جهت وارد شده و دمای آن تا حد زیادی کاهش می‌یابد، سپس سیال به مخزن ذخیره با جداره آلومینیومی منتقل می‌شود. روی جداره مخزن سیال سه‌المان خنک‌کننده قابل کنترل، که توسط یک منبع DC (سان پاور¹، 12V، 30A) و ولت تغذیه می‌شود، بکار رفته است.

هر المان خنک‌کننده متصل به یک چاه حرارتی² و سپس چاه حرارتی به فن متصل است و در صورت افزایش دمای سیال درون مخزن ذخیره فعال می‌شود و تا رسیدن به دمای مورد نظر عمل می‌کند.

از دو حسگر دمای آر-تی-دی³ (بازه اندازه‌گیری 0 تا 200 و دقت اندازه‌گیری 0.1 درجه سانتیگراد) در ورودی و خروجی لوله مسی جهت اندازه‌گیری دمای سیال ورودی و خروجی آن و همچنین 10 حسگر نوع کا⁴ (بازه اندازه‌گیری 0 تا 120 و دقت اندازه‌گیری 0.1 درجه سانتیگراد) جهت اندازه‌گیری دمای جداره لوله مسی با فاصله 15 سانتیمتر از هم استفاده شده است. علت انتخاب ترموکوپل نوع کا کوچک بودن پراب اندازه‌گیری این نوع ترموکوپل در قیاس با دیگر مدل‌ها است که در نتیجه باعث افزایش نسبت سطح تماس با جداره لوله و دقت بالاتر اندازه‌گیری می‌گردد.

حسگرهای دما به ذخیره‌کننده اطلاعات⁵ و از طریق آن به رایانه اتصال دارند و نتایج توسط رایانه کنترل می‌گردد. ترنسدمتر فشار تفاضلی (بازه اندازه‌گیری 0 تا 100 و دقت اندازه‌گیری 0.1 میلی بار) جهت بررسی میزان افت فشار در جریان سیال درون لوله بکار می‌رود. کل طول لوله توسط عایق حرارتی جهت جلوگیری از اتلاف حرارت عایق کاری شده است.

بخش‌های مختلف سیستم آزمایشگاهی موجود در این پژوهش با توجه به شکل 4 عبارت است از: 1-پمپ 2-لوله مسی 3-عایق پشم و شیشه 4-ترنسدمتر فشار تفاضلی 5-منبع تغذیه مستقیم و سیم حرارتی 6-حسگرهای دما (ده حسگر روی جداره لوله و دو حسگر در ورودی و خروجی آن) 7-مبدل ذخیره‌کننده اطلاعات 8-رایانه 9-مبدل حرارتی 10-مخزن تاملین سیال 11-فلومتر 12-مخزن تغذیه سیال عامل 13-المان‌های خنک‌کننده 14-منبع تغذیه المان‌های خنک‌کننده

از دو روش محاسباتی و آزمایشگاهی جهت کنترل و ارزیابی میزان تأثیر افزایش دما، از ابتدا تا انتهای سیم حرارتی، بر مقدار مقاومت الکتریکی و شار عبوری از آن استفاده شده و تأثیر قابل اغماض کمتر از 0.1 درصد مشاهده و گزارش شده است.

برای دستیابی و همچنین اطمینان از توسعه یافتگی جریان سیال و همچنین کسب قابلیت ارزیابی محاسبات با معادلات موجود، با استفاده از رابطه طول توسعه یافتگی در جریان آرام، طول 105 سانتیمتر ابتدای لوله بدون اعمال شار حرارتی در نظر گرفته شده است. توسعه یافتگی هیدرودینامیکی به جهت بررسی دقیق تأثیر نوع اعمال شار حرارت لحاظ گردیده است و بررسی ناحیه در حال توسعه حرارتی در این تحقیق مورد توجه است. همچنین کلیه تجهیزات اندازه‌گیری و نمایشگرها پیش و پس از آزمایش‌ها کالیبره شده و از دقت عملکرد آنها اطمینان حاصل شده است.

3- معادلات حاکم

3-1- معادلات تحلیل انرژی

میزان شار حرارتی که از طریق سیم حرارتی به سطح خارجی لوله مسی در

است. در این پژوهش معادله پایستگی پتانسیل انرژی که بیانگر رابطه پتانسیل انرژی و نرخ هدر رفت انرژی است بدست آمده است و جهت بهبود انتقال حرارت و کاهش مقاومت جریان سیال یک روش معرفی کرده‌اند [12].

بررسی انتقال حرارت و تولید انرژی در جریان آرام اجباری نانوسیال آب/گرافین در یک لوله افقی توسط مهرعلی و همکاران [13] صورت گرفته است. تأثیر کسر جرمی نانوذرات بر ضریب انتقال حرارت، ضریب کارایی حرارتی و تولید انرژی بررسی شده است. نتایج بدست آمده نشان داد که با افزایش کسر جرمی نانوذرات در سیال پایه، تولید انرژی اصطکاکی افزایش و تولید انرژی حرارتی کاهش می‌یابد اما تولید انرژی کل کاهش می‌یابد. تحلیل پارامتری تولید انرژی در جریان آشفته اجباری نانوسیال آب/اکسید آلومینیوم در یک لوله تحت شار حرارتی ثابت توسط بیانکو و همکاران [14] صورت گرفته است. این تحلیل برای شرایط متفاوت ورودی توسعه یافته است.

همانگونه که از مقدمه تحقیق مشخص است، تحقیقات متنوعی در بررسی انتقال حرارت در جریان آرام در لوله با شرط مرزی شار حرارتی غیریکنواخت محیطی به صورت عددی و آزمایشگاهی صورت گرفته است [15-18] و همچنین بررسی‌های عددی در زمینه شرایط مرزی گذرا گزارش شده است، اما در این بین توجه کمتری به بررسی آزمایشگاهی اثر غیریکنواختی شار حرارتی در راستای طول لوله شده است و محدود بررسی‌های موجود نیز به صورت عددی صورت گرفته است. در این مقاله بررسی آزمایشگاهی تأثیر اعمال شار حرارتی غیریکنواخت محوری پله، در قیاس با شار حرارتی یکنواخت، بر انتقال حرارت جابجایی اجباری و با معیار قراردادن انرژی و انرژی، مورد مطالعه قرار گرفته است.

2- بستر آزمایشگاهی و بخش‌های مختلف آن

شکل 3 شماتیک بستر آزمایشگاهی استفاده شده در این پژوهش را نشان می‌دهد. این بستر از بخش‌های مختلف مکانیکی، برقی و کنترلی تشکیل شده است و طراحی آن بر اساس بررسی‌های پیشین و همچنین امکان بهره‌گیری از عملکرد بستر آزمون در شرایط مختلف جریان سیال و شرایط مختلف مرزی است. از یک لوله مسی به طول 2700 میلی‌متر و قطر داخلی 7.7 میلی‌متر جهت برقراری جریان استفاده شده است و انتخاب ابعاد با علم به ایجاد جریان توسعه‌یافته هیدرودینامیکی صورت گرفته است. جهت ایجاد شار حرارتی بر روی لوله از سیم‌های حرارتی با مقاومت ثابت و مشخص، که با تراکم یکنواخت بر روی آن پیچیده شده استفاده می‌شود و با استفاده از یک منبع تغذیه DC، جریان و ولتاژ مورد نظر بر روی آن اعمال می‌گردد. علت انتخاب جریان مستقیم، عدم وجود نوسانات ناخواسته در این نوع جریان الکتریکی و افزایش دقت در محاسبات است. به منظور ایجاد شار حرارتی غیر یکنواخت پله‌ای، اعمال شار حرارتی ثابت در دو بخش 80 سانتیمتری از لوله صورت می‌پذیرد.

مخزن ذخیره سیال از جنس آلومینیوم بوده و از یک پمپ جهت ایجاد جریان در سیستم استفاده شده است. با استفاده از یک فلومتر روتاری (بازه اندازه‌گیری 0 تا 70 لیتر بر ساعت و دقت 1 لیتر بر ساعت)، میزان جریان سیال عبوری کنترل شده و از دو مکانیزم متفاوت، جهت تثبیت دمای مخزن سیال ورودی به لوله استفاده شده است، ابتدا از مبدل حرارتی متصل به یک مخزن نسبتاً بزرگ به عنوان اولین مکانیزم و سپس از سه‌المان خنک‌کننده قابل کنترل و متصل به جداره آلومینیومی مخزن ذخیره استفاده می‌شود. سیال گرم شده پس از عبور از لوله‌ی تحت شار حرارتی، به یک مبدل حرارتی

¹ sunpower

² Heat sink

³ RTD-Type

⁴ K-Type

⁵ Data logger

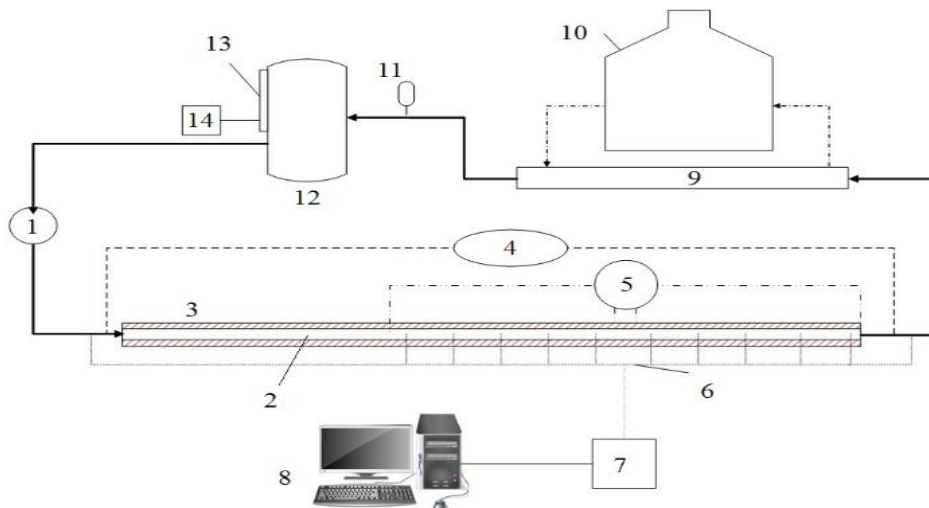


Fig. 3 schematic diagram of experimental setup: 1-pump 2- copper tube 3- insulation 4- differential pressure transmitter 5- DC power supply and thermal wire 6- thermocouples (ten K-type at wall and two RTD at inlet and outlet) 7- data logger 8- PC 9- heat exchanger 10- heat exchanger reservoir tank 11- flowmeter 12- fluid flow reservoir tank 13- cooling elements 14- cooling elements DC power supply

شکل 3 شماتیک بستر آزمایشگاهی در این پژوهش: 1-پمپ 2-لوله مسی 3-عایق پشم و شیشه 4- ترنس‌میتور فشار تفاضلی 5-منبع تغذیه مستقیم و سیم حرارتی 6- حسگرهای دماده حسگر روی جداره لوله و دو حسگر در ورودی و خروجی آن 7- ذخیره‌کننده اطلاعات 8- رایانه 9-مبدل حرارتی 10- مخزن تامین سیال مبدل 11-فلومتر 12-مخزن تغذیه سیال عامل 13-المان‌های خنک کننده 14-منبع تغذیه المان‌های خنک کننده

محاسبات کمتر 0.01 درجه سانتیگراد می‌باشد در نتیجه می‌توان اطمینان حاصل نمود که دمای جداره خارجی و داخلی لوله تقریباً با هم برابر است. ناسلت موضعی $Nu(x)$ در هر فاصله از ابتدای لوله از رابطه 6 محاسبه شده و همچنین مقدار میانگین ضریب انتقال حرارت جابجایی h_{Avg} نیز از رابطه 7 بدست می‌آید [19].

$$Nu(x) = h(x)D/K \quad (6)$$

$$h_{Avg} = \frac{1}{l} \int_0^l h(x) dx \quad (7)$$

که D قطر لوله، K ضریب هدایت حرارتی سیال و l طول لوله می‌باشد.

2-3- معادلات تحلیل انرژی

هدف از تحلیل انرژی در این پژوهش بررسی راندمان قانون دوم ترمودینامیک و قیاس آن با راندمان قانون اول جهت انتخاب مدل بهینه انتقال حرارت است.

با در نظر گرفتن حجم لوله مسی به عنوان حجم کنترل در حالت پایا قوانین اول و دوم ترمودینامیک به صورت معادلات 8 و 9 ارائه شده است [21,20].

$$\dot{Q} + \dot{W} = \sum_{out} \dot{m}_e \left(h + \frac{v^2}{2} + gz \right)_e - \sum_{in} \dot{m}_i \left(h + \frac{v^2}{2} + gz \right)_i \quad (8)$$

$$\dot{S}_{gen,c.v.} = \sum_{out} \dot{m}_e s_e - \sum_{in} \dot{m}_i s_i - \sum_{i=1}^n \frac{\dot{Q}_i}{T_i} \geq 0 \quad (9)$$

در این روابط \dot{Q} نرخ حرارت، \dot{W} نرخ کار، h ، v ، z و s به ترتیب آنتالپی، سرعت، ارتفاع و انتروپی بوده و زیرنویس‌های i و e به ترتیب ورود و خروج می‌باشد. $\dot{S}_{gen,c.v.}$ میزان نرخ تولید آنتروپی در حجم کنترل مورد بررسی و \dot{T}_i دمای مرز انتقال حرارت است.

همچنین بازگشت‌ناپذیری $I_{c.v.}$ که معیار و اندازه مناسبی به جهت بررسی میزان اتلاف و هدررفت کار مفید در پدیده‌های ترمودینامیکی است با استفاده از رابطه 10 مشخص می‌گردد.

ناحیه اعمال شار وارد می‌شود، به صورت الکتریکی از رابطه 1 محاسبه می‌شود. میزان شار دریافتی توسط سیال با اندازه‌گیری میزان دبی جرمی با استفاده از دبی‌سنج، اندازه‌گیری دمای ورودی و خروجی سیال با استفاده از این که در مسیر جریان سیال قرارداد و جایگذاری مقدار مناسب برای ظرفیت گرمایی ویژه از رابطه 2 بدست می‌آید.

$$\dot{q}_{el} = VI/A_p \quad (1)$$

$$\dot{q}_{th} = \dot{m}C_p(T_m(out) - T_m(in))/A_p \quad (2)$$

در این روابط \dot{q}_{th} و \dot{q}_{el} شار حرارتی الکتریکی اعمال شده و شار حرارتی دریافت شده توسط سیال، V ولتاژ، I جریان الکتریکی، A_p سطح اعمال حرارت، \dot{m} دبی جرمی، C_p ظرفیت گرمایی ویژه و T_m دمای حجمی سیال در ورودی و خروجی است.

در نتیجه میزان اتلاف حرارت سمت عایق \dot{q}_{loss} ، از تفاضل شار حرارتی الکتریکی اعمال شده و شار حرارتی دریافت شده توسط سیال محاسبه می‌گردد [19].

$$\dot{q}_{loss} = \dot{q}_{el} - \dot{q}_{th} \quad (3)$$

با استفاده از اندازه‌گیری‌ها و همچنین استفاده از رابطه شماره 3، در این پژوهش میزان اتلاف حرارت حداکثر 6 درصد بدست آمده است و در نتیجه می‌توان از کیفیت عایق کاری صورت گرفته اطمینان حاصل نمود.

دمای متوسط حجم سیال در هر فاصله از ابتدای لوله از رابطه 4 بدست می‌آید و سپس با استفاده از رابطه 5 با داشتن دمای متوسط حجم سیال و دمای اندازه‌گیری شده به وسیله سنسورهای دما روی جداره لوله مسی، ضریب انتقال حرارت جابجایی محاسبه می‌گردد [19].

$$T_m(x) = (\dot{q}_{th}Px)/(\dot{m}C_p) + T_m(in) \quad (4)$$

$$\dot{q} = h(x)(T_s(x) - T_m(x)) \quad (5)$$

در این روابط P نشانگر محیط مقطع لوله، x مولفه طولی، h ضریب انتقال حرارت جابجایی و T_s دمای سطح لوله است.

باید توجه داشت که جنس لوله که از مس بوده و دارای ضریب انتقال حرارت هدایتی بالایی است که جداره آن فقط 0.9 میلی‌متر ضخامت دارد، در نتیجه اختلاف دمای جداره داخلی و خارجی لوله بسیار کوچک و طبق

توسعه در جریان توسعه یافته هیدروپنایمیکی در لوله استفاده شده است.

$$Nu_{x^*} = \begin{cases} 1.302 x^{*\frac{1}{3}} - 1 & x^* \leq 0.00005 \\ 1.302 x^{*\frac{1}{3}} - 0.5 & 0.00005 < x^* < 0.0015 \\ 4.364 + 8.68(10^3 x^*)^{-0.506} e - 41 x^* & x^* > 0.0015 \end{cases} \quad (17)$$

که در این رابطه x^* طول بی بعد است و به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$x^* = \frac{x/D}{Re_D Pr} \quad (18)$$

نتایج حاصل از اندازه‌گیری‌ها و محاسبه ضریب انتقال حرارت جابجایی، در قیاس با روابط شاه و لاندن و با اعمال شار حرارتی ثابت، جهت اعتبار سنجی نتایج آزمایشگاهی در شکل 4 ارائه شده است. همانگونه که در این شکل مشخص است تطابق خوبی بین نتایج آزمایشگاهی و تحلیلی وجود دارد و حداکثر خطای 8.5 درصد در رینولدز 2140، 3.5 درصد در رینولدز 1605، 6.8 درصد در رینولدز 1070 و 5 درصد در رینولدز 535 با مقادیر تحلیلی حاصل از معادله شاه و لاندن مشاهده شده است که در بازه قابل قبول قرار دارد.

نتایج حاصل از اندازه‌گیری میزان افت فشار در طول لوله، با استفاده از ترنسمیتر فشار تفاضلی، در قیاس با مقادیر متناظر تحلیلی در شکل 5 ارائه شده است. با توجه به این شکل مقادیر اختلاف نتایج با مقادیر تحلیلی برای رینولدزهای 535، 1070، 1605 و 2140 به ترتیب برابر با 0.7، 13، 18 و 19 درصد می‌باشد. علت اختلاف را می‌توان در کاهش دقت با افزایش مقدار سرعت جریان در اعداد رینولدز بالا دانست.

سه مدل مختلف اعمال شار حرارتی بر سطح لوله در این پژوهش مورد آزمایش قرار گرفته است و شرط برابری میزان حرارت کل اعمال شده بر لوله در هر سه حالت برقرار بوده است. مدل‌های اعمال شار حرارتی مطابق شکل 6 می‌باشد که در مدل شماره یک شار حرارتی ثابت، در حالت دوم شار حرارتی پله صعودی و در حالت سوم شار حرارتی پله نزولی است.

6- نتایج و بحث

در این پژوهش بررسی تاثیر اعمال شار حرارتی در سه حالت ثابت، پله صعودی و پله نزولی مورد توجه قرار گرفته است. نتایج آزمایشگاهی حاصل از اعمال سه مدل مختلف شار حرارتی در قیاس با رابطه شاه، در جریان با عدد رینولدز 1605، در شکل 7 و در قالب ضریب انتقال حرارت جابجایی اجباری

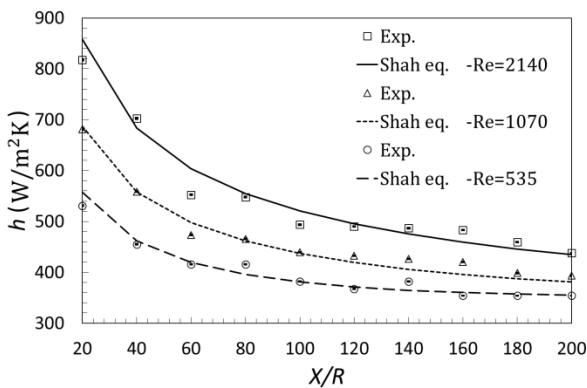


Fig. 4 Primary experimental results compares with Shah Equation to validate results for uniform heat flux for 1430 W/m²

شکل 4 مقایسه نتایج آزمایشگاهی اولیه با نتایج حاصل از رابطه شاه برای شار حرارتی ثابت 1430 وات بر متر مربع به جهت اعتبار سنجی نتایج.

$$I_{c.v.} = T_0 \dot{S}_{gen.c.v.} = \sum \dot{Q}_i \left(1 - \frac{T_0}{T_i}\right) + \sum_{in} \dot{m}_i b_i - \sum_{out} \dot{m}_e b_e + \dot{W}_{act} \quad (10)$$

که در این رابطه b_i و b_e آگزری ورودی و خروجی، \dot{W}_{act} کار واقعی و T_0 دمای محیط است.

4- آنالیز عدم قطعیت

آنالیز عدم قطعیت به جهت بررسی میزان خطای تجهیزات اندازه‌گیری و تاثیر تجمعی این خطاها در پارامترهای موثر در اندازه‌گیری مشخصه‌های انتقال حرارت و جریان سیال در این پژوهش صورت گرفته است. در جدول 1 عدم قطعیت تجهیزات اندازه‌گیری ارائه شده است. روابط محاسبه عدم قطعیت برای یک پارامتر مثل عدد ناسلت به صورت زیر است [22]:

$$\delta Nu = \sqrt{\left(\frac{\partial Nu}{\partial h} \delta h\right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial D} \delta D\right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial K} \delta K\right)^2} \quad (11)$$

سپس جهت محاسبه درصد عدم قطعیت داریم:

$$\frac{\delta Nu}{Nu} = \sqrt{\left(\frac{\delta h}{h}\right)^2 + \left(\frac{\delta D}{D}\right)^2 + \left(\frac{\delta K}{K}\right)^2} \quad (12)$$

و به همین ترتیب برای پارامترهای مختلف از جمله ضریب انتقال حرارت h ، شار حرارتی q'' ، ضریب اصطکاک f و رینولدز Re داریم [22]:

$$\frac{\delta h}{h} = \sqrt{\left(\frac{\delta q''}{q''}\right)^2 + \left(\frac{\delta T_s}{T_s - T_b}\right)^2 + \left(\frac{\delta T_b}{T_s - T_b}\right)^2} \quad (13)$$

$$\frac{\delta q''}{q''} = \sqrt{\left(\frac{\delta V}{V}\right)^2 + \left(\frac{\delta I}{I}\right)^2} \quad (14)$$

$$\frac{\delta f}{f} = \sqrt{\left(\frac{\delta(\Delta P)}{\Delta P}\right)^2 + \left(\frac{\delta L}{L}\right)^2 + \left(\frac{\delta D}{D}\right)^2 + \left(\frac{\delta \rho}{\rho}\right)^2 + \left(\frac{2\delta v}{v}\right)^2} \quad (15)$$

$$\frac{\delta Re}{Re} = \sqrt{\left(\frac{\delta v}{v}\right)^2 + \left(\frac{\delta d}{d}\right)^2 + \left(\frac{\delta v}{v}\right)^2} \quad (16)$$

که در این روابط T_s دمای سطح لوله، ΔP افت فشار، ρ چگالی و v لزجت می‌باشد. جدول 2 درصد عدم قطعیت را در محاسبه پارامترها با در نظر گرفتن روابط فوق در پژوهش حاضر ارائه می‌نماید.

5- داده برداری و اعتبار سنجی

پیش از شروع آزمایش‌ها از صحت عملکرد و کالیبره بودن بخش‌های مختلف سیستم آزمایشگاهی اطمینان حاصل شده و سپس اتصال این تجهیزات به یکدیگر صورت گرفته است. در ادامه پس از اطمینان از پایدار شدن سیستم آزمایشگاهی، اندازه‌گیری‌های مختلف انجام شده و در رایانه ذخیره گردیده است.

با استفاده از حسگرهای دما از نوع کا، دمای جداره لوله مسی توسط جمع‌کننده اطلاعات گزارش شده و پس از آن با استفاده از رابطه 4 دمای حجم سیال در هر نقطه بدست می‌آید. با در نظر گرفتن مشخصه‌های سیال و استفاده از رابطه 6 ناسلت موضعی نسبت به طول بی‌بعد گزارش می‌گردد. کلیه آزمایشات به جهت اطمینان از تکرارپذیری، حداقل 3 بار تکرار شده و از تکرارپذیری آن اطمینان حاصل گردیده است.

به جهت ارزیابی نتایج اولیه برای سیال عامل آب با شرط مرزی دیواره با شار حرارتی ثابت از رابطه معروف شاه و لاندن¹ برای انتقال حرارت در حال

¹ Shah and London

جدول 1 تجهیزات اندازه گیری، اطلاعات مرتبط و عدم قطعیت

Table 1 Measurement devices, their information and uncertainty

| شماره | نام تجهیز | بازه اندازه گیری (یکا) | متغیر اندازه گیری | حداقل مقدار قابل اندازه گیری | حداکثر مقدار اندازه عدم قطعیت % |
|-------|--------------------|------------------------|--|------------------------------|---------------------------------|
| 1 | ترموکوپل نوع کا | 0-120 (°C) | دمای دیواره لوله | 0.1 | 24.5-38.5 |
| 2 | ترموکوپل RTD-Pt100 | 0-200 (°C) | دمای سیال ورودی و خروجی | 0.1 | 25.5-34.5 |
| 3 | ولت‌متر | 0-100 (V) | ولتاژ اعمالی | 0.01 | 24-48 |
| 4 | آمپر متر | 0-10 (A) | جریان اعمالی | 0.001 | 0.85-1.2 |
| 5 | اهم‌متر | 0-100 (Ω) | مقاومت سیم حرارتی | 0.001 | 27.4-54.5 |
| 6 | ترنس‌دیوسر فشار | 0-100 (mbar) | فشار ورودی و خروجی | 0.1 | 8.5-45 |
| 7 | دبی سنج | 0-70 (L/min) | دبی سیال در جریان | 1 | 10-60 |
| 8 | ابعاد هندسی | 1-20 (mm) | قطر و ضخامت لوله مسی | 0.1 | 1-20 |
| 9 | مشخصات فیزیکی | ---- | هدایت حرارتی، دانسیته، ویسکوزیته و ظرفیت گرمایی ویژه | ---- | ---- |

ایجاد می‌گردد که باعث برهم خوردگی لایه مرزی حرارتی و هم دما شدن نسبی حجم سیال در آن مقطع از لوله می‌گردد. پس از آن شار حرارتی ثانویه اعمال می‌شود و ایجاد مجدد لایه مرزی حرارتی صورت می‌گیرد.

مقادیر میانگین ضریب انتقال حرارت جابجایی در تمام طول اعمال شار حرارتی لوله و همچنین میزان بهبود این ضریب در قیاس با مدل شماره یک و با شار حرارتی یکنواخت، برای جریان سیال با رینولدز 1605، در جدول 3 ارائه شده است. میزان متوسط بهبود ضریب انتقال حرارت جابجایی نسبت به مدل شماره یک، در مدل شماره دو 19.3 و در مدل شماره سه 22.3 درصد است. نتایج در دیگر رینولدزها نیز به همین صورت است و در نتیجه مدل شماره سه را می‌توان به عنوان مدل بهینه جهت ادامه بررسی مورد توجه قرار

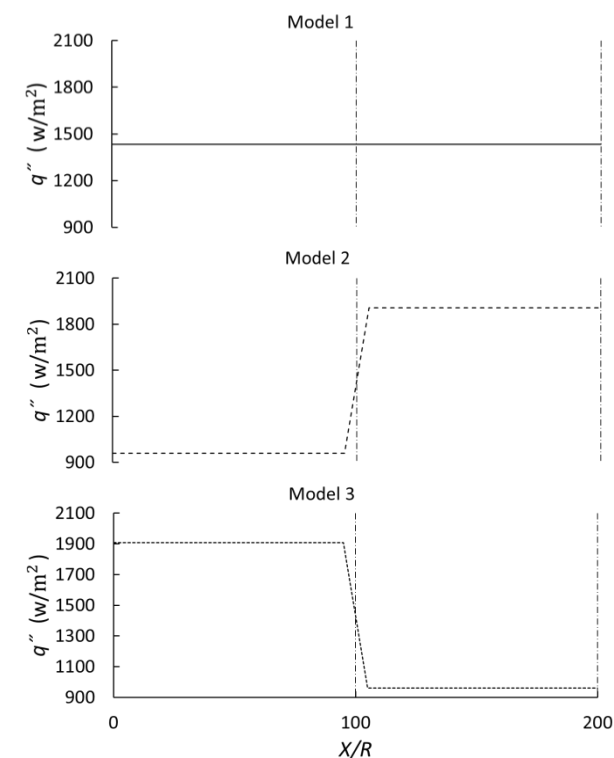


Fig. 6 Three different supplied heat flux models on tube (Model NO.1: Constant, Model NO. 2: Ascending step and Model NO.3: Descending step)

شکل 6 سه مدل مختلف اعمال شار حرارتی روی لوله (مدل یک: ثابت، مدل دو: پله صعودی و مدل سه: پله نزولی)

جدول 2 عدم قطعیت در محاسبه پارامترهای مختلف

Table 2 uncertainty of different parameters

| پارامتر | درصد عدم قطعیت |
|---------|----------------|
| q | 0.086 |
| h | 0.091 |
| Nu | 0.518 |
| Re | 1.746 |
| f | 1.827 |

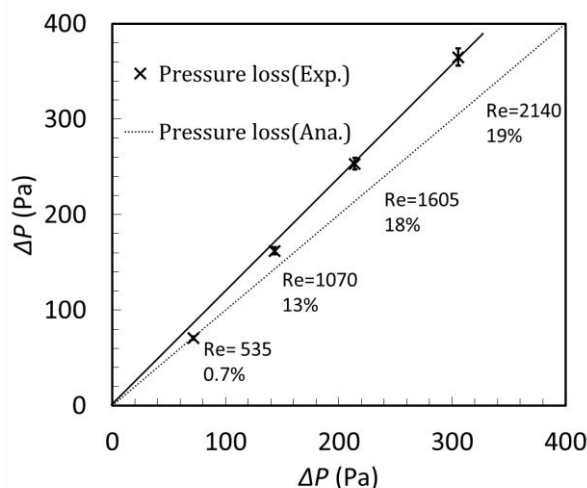


Fig. 5 comparison of pressure loss in different Reynolds numbers with analytical values in the present study.

شکل 5 افت فشار در رینولدزهای مختلف و اختلاف با مقدار تحلیل در پژوهش حاضر

نسبت به طول بی بعد لوله، ارائه شده است.

این شکل نشان می‌دهد که نتایج نیمه ابتدایی لوله تا طول بی بعد 100 با اعمال شار حرارتی ثابت، کاملاً با رابطه شاه همخوانی دارد. سپس با ایجاد یک فاصله کوچک بدون اعمال شار حرارتی و به صورت عایق، توزیع ضریب انتقال حرارت جابجایی، شامل یک نقطه بهینه می‌گردد و در ادامه توزیع این ضریب مجدداً مانند بخش اول لوله صورت می‌گیرد.

با توجه به شکل، جهش حدوداً صد درصدی در نتایج ضریب انتقال حرارت اجباری در نقطه اعمال شار ثانویه ایجاد گردیده است و علت این نوع رفتار را می‌توان در اعمال شار حرارتی ثانویه و ایجاد لایه مرزی حرارتی جدید بیان نمود. ایجاد لایه مرزی حرارتی از ابتدای لوله صورت می‌گیرد و سپس در ادامه و پیش از آنکه توسعه یافتگی حرارتی ایجاد شود، فاصله عایق کوچک

حرارتی ثابت رفتار توزیع دمای حجمی سیال کاملاً منطبق بر نتایج مدل شماره یک است. سپس با ایجاد شار حرارتی پله صعودی و با عنایت به بیشتر بودن شار حرارتی اعمالی در بخش دوم لوله، نتیجتاً دمای جداره لوله افزایش یافته و باعث افزایش شیب دمای حجمی سیال می‌گردد. دمای جداره لوله در ابتدا شیب بیشتری نسبت به دمای حجمی دارد و این شیب تا نیمه لوله کاهش می‌یابد و سپس با اعمال شار حرارتی ثانویه به طور ناگهانی این شیب افزایش یافته و مجدداً روندی شبیه نیمه اول را طی می‌کند. شیب دمای جداره به علت افزایش میزان شار حرارتی در نیمه دوم لوله بیش از شیب آن نسبت به نیمه اول آن است.

شکل 10 توزیع دمای جداره لوله و همچنین دمای حجمی سیال را نسبت به طول بی بعد لوله را با اعمال شار حرارتی پله نزولی و طبق مدل شماره سه نشان می‌دهد. با توجه به اعمال شار حرارتی بالاتر در نیمه ابتدایی لوله، دمای حجمی سیال در نیمه ابتدایی لوله با شیب بیشتری نسبت به نیمه دوم آن افزایش می‌یابد و سپس با کاهش شار کاهش می‌یابد. دمای جداره لوله در نیمه ابتدایی، مطابق انتظار، با کاهش شیب مواجه می‌گردد و سپس با اعمال شار حرارتی ثانویه در وسط لوله دما جداره با افتی نسبتاً شدید مواجه می‌گردد و به علت اعمال شار حرارتی ثانویه کوچکتر از شار اولیه با شیب کمتری نسبت به بخش اول رشد می‌کند.

با توجه به شکل 10، انتقال حرارت لوله و سیال با دمای کمتر از آن در ناحیه عایق شده و همچنین اعمال شار حرارتی ثانویه کمتر نسبت به نیمه اول لوله را می‌توان علت کاهش و افت دمای جداره، در محل قطع شار حرارتی اولیه و اعمال شار حرارتی ثانویه، عنوان نمود. شکستگی توزیع دما در شکل 9 و 10 با توجه به اعمال شار حرارتی پله توصیف و تحلیل می‌گردد. با توجه به ماهیت تابع پله و ناپوستگی موجود در این نوع اعمال شار حرارتی، نتیجتاً شکستگی توزیع دما و تغییر در شیب نمودارها مشاهده می‌گردد.

نتایج آزمایشگاهی برای عدد ناسلت موضعی بر حسب طول بی‌بعد برای رینولدزهای 1605، 2140، 1070 و 535 به ترتیب در شکل‌های 11، 12، 13 و 14 برای مدل اعمال حرارت 3 در قیاس با اعمال حرارت ثابت (مدل شماره یک) ارائه شده است. همانگونه که در این شکل‌ها مشخص است تغییرات عدد ناسلت تا مقدار طول بی‌بعد 100 منطبق با منحنی استخراجی از مدل اعمال شار حرارت ثابت می‌باشد و سپس با اعمال شار حرارتی پله یک جهش در عدد ناسلت موضعی ایجاد می‌گردد. علت ایجاد جهش در توزیع عدد ناسلت در راستای طول لوله در محل اعمال شار حرارتی ثانویه را می‌توان

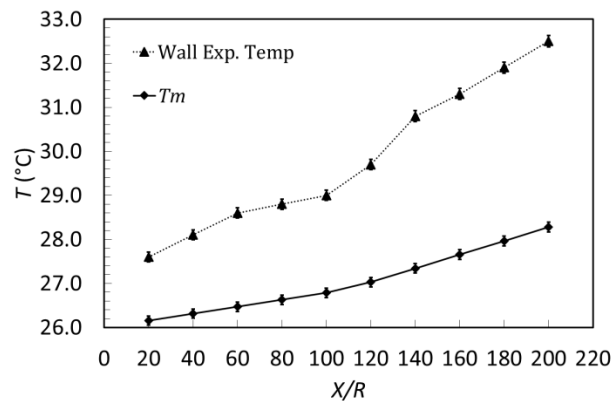


Fig. 9 Experimental bulk and wall temperature distribution for model NO 2.

شکل 9 توزیع دمای حجمی سیال و دمای جداره لوله از روش آزمایشگاهی در مدل شماره 2

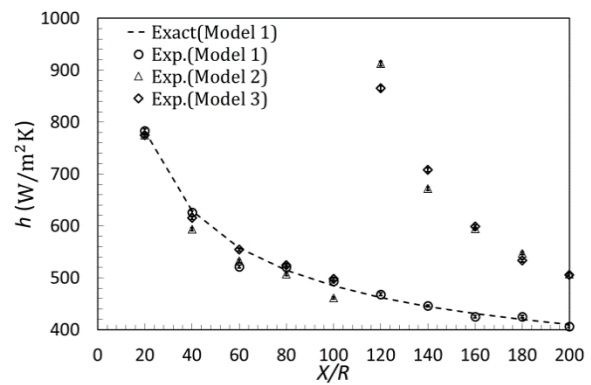


Fig. 7 comparison of Nusselt distribution for three models with Shah equation at Re=1605

شکل 7 توزیع ناسلت سه مدل در قیاس با رابطه شاه در رینولدز 1605 داد.

شکل 8 نتایج بدست آمده برای توزیع دمای حجمی سیال جاری و همچنین دمای جداره لوله، که توسط حسگرهای نوع کا ثبت شده است، را برای اعمال شار حرارتی ثابت نشان می‌دهد. همانگونه که در این شکل مشخص است به علت اعمال شار حرارتی ثابت دمای متوسط حجم سیال در راستای طول لوله به شیب ثابت افزایش می‌یابد و دمای جداره لوله در ابتدا با شیبی بیش از شیب دمای حجم سیال افزایش یافته و سپس با افزایش طول بی بعد لوله، این شیب کاهش می‌یابد تا به شیب برابر با شیب افزایش دمای سیال برسد و به لحاظ حرارتی به توسعه یافتگی رسیده و مقدار عدد ناسلت به عدد 4.36 برسد.

شکل 9 تغییرات دمای حجم سیال و دمای جداره لوله را در مدل شماره دو نشان می‌دهد. با توجه به شکل، در نیمه اول لوله با توجه به اعمال شار

جدول 3 مقایسه ضریب انتقال حرارت جابجایی در مدل‌های مختلف اعمال شار حرارتی و میزان بهبود آن نسبت به مدل اعمال شار حرارت شماره یک

Table 3 comparison of convection heat transfer coefficient in different heat flux models and its enhancement compare to model NO 1.

| درصد بهبود در مدل‌های 2 و 3 نسبت به مدل 1 | نوع بررسی | میانگین h در کل لوله |
|---|--------------------|------------------------|
| - | آزمایشگاهی - مدل 1 | 511.6 |
| - | حل دقیق - مدل 1 | 513.5 |
| 19.3 | آزمایشگاهی - مدل 2 | 610.3 |
| 22.3 | آزمایشگاهی - مدل 3 | 625.7 |

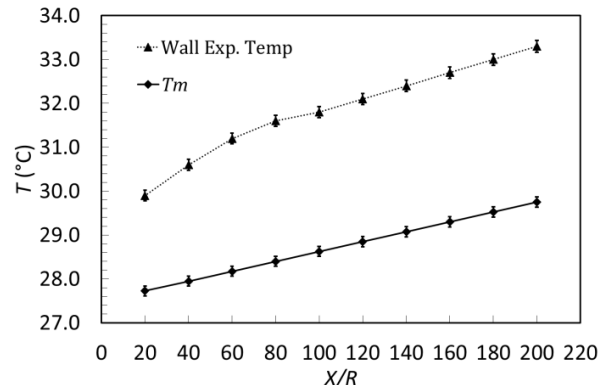


Fig. 8 Experimental bulk and wall temperature distribution for model NO 1.

شکل 8 توزیع دمای حجمی سیال و دمای جداره لوله از روش آزمایشگاهی در مدل شماره یک

انرژی مشابه، به علت ایجاد لایه مرزی حرارتی جدید می‌توان راندمان انتقال حرارت را تا میزان بسیاری افزایش داد. همانگونه که از شکل‌های 11، 12، 13 و 14 مشخص است، با استفاده از اعمال شار حرارتی پله به جای شار حرارتی یکنواخت، می‌توان به مقدار متوسط بزرگتری از عدد ناسلت دست یافت و در نتیجه بهبود انتقال حرارت با اعمال شار حرارتی برابر ایجاد می‌گردد. بهبود میزان ضریب انتقال حرارت متوسط برای رینولدزهای 535، 1070، 1605 و 2140 به ترتیب 15، 14، 18 و 20 درصد نسبت به اعمال شار حرارتی ثابت بدست آمده است. نکته‌ای که از اهمیت فراوان برخوردار است اینکه با اعمال شار حرارتی به صورت پله و یا هر تغییر دیگر در نوع اعمال شار حرارتی، تغییری در میزان افت فشار ایجاد نمی‌کند و در نتیجه با استفاده از این روش بدون افزایش توان مورد نیاز جهت پمپاژ، بهبود ضریب انتقال حرارت صورت می‌پذیرد. تحلیل آگرژی حاصل از اعمال شارهای حرارتی در سه مدل مختلف با استفاده از نتایج آزمایشگاهی و استفاده از روابط 13 و 14 صورت گرفته است. نتایج حاصل از تحلیل آگرژی در شکل 15 در قالب میزان تولید آنتروپی و بازگشت ناپذیری در سه مدل مختلف گزارش شده است و طبق این نتایج، مدل شماره 3 حداقل میزان بازگشت ناپذیری و تولید آنتروپی را دارا می‌باشد و حدود 10 درصد نسبت به مدل شماره 1 و 22 درصد نسبت به مدل شماره 2 تولید آنتروپی کاهش می‌یابد.

وجود ناحیه کوچک بدون اعمال شار حرارتی و سپس از بین رفتن لایه مرزی بوجود آمده از اعمال شار حرارتی اولیه و در نتیجه ایجاد لایه مرزی جدید حرارتی در جریان آرام سیال عنوان نمود. با توجه به شکل‌های 12، 13، 14 و 15، کاملاً مشخص است که با اعمال شار حرارتی به صورت پله و با در نظر گرفتن ناحیه کوچک عایق و با صرف

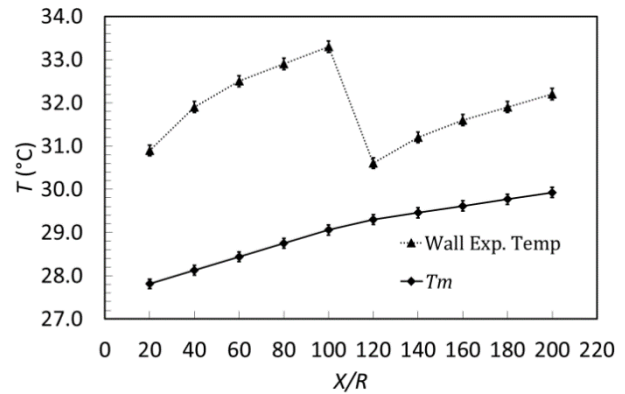


Fig. 10 Experimental bulk and wall temperature distribution for model NO 3.

شکل 10 توزیع دمای حجمی سیال و دمای جداره لوله از روش آزمایشگاهی برای مدل شماره 3

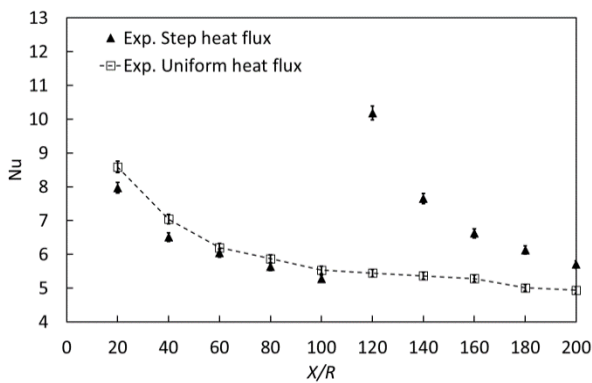


Fig. 13 Comparison of Nusselt distribution at Re=1070 in model 3 with uniform heat flux.

شکل 13 توزیع ناسلت موضعی در رینولدز 1070 در مدل سه در مقایسه با اعمال شار ثابت

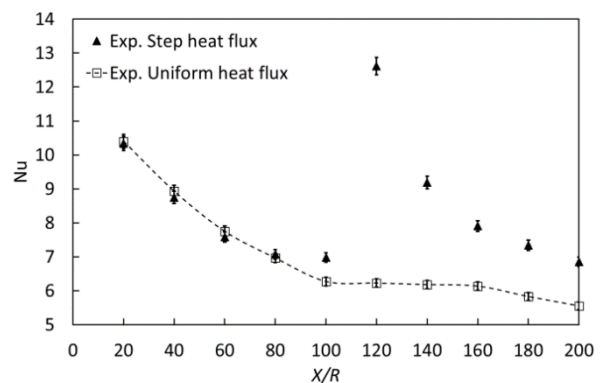


Fig. 11 Comparison of Nusselt distribution at Re=2140 in model 3 with uniform heat flux.

شکل 11 توزیع ناسلت موضعی در رینولدز 2140 در مدل سه در مقایسه با اعمال شار ثابت

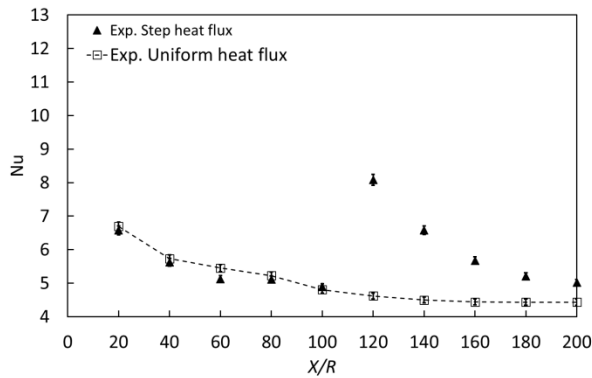


Fig. 14 Comparison of Nusselt distribution at Re=535 in model 3 with uniform heat flux.

شکل 14 توزیع ناسلت موضعی در رینولدز 535 در مدل سه در مقایسه با اعمال شار ثابت

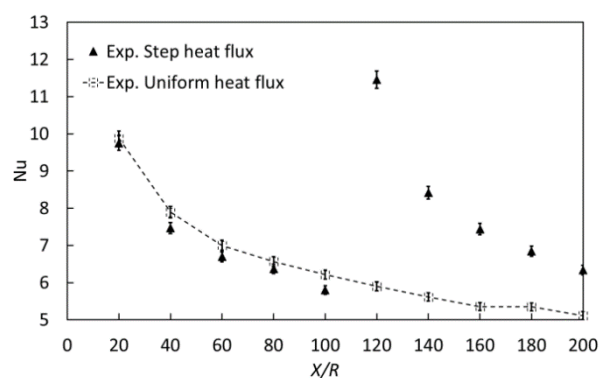


Fig. 12 Comparison of Nusselt distribution at Re=1605 in model 3 with uniform heat flux.

شکل 12 توزیع ناسلت موضعی در رینولدز 1605 در مدل سه در مقایسه با اعمال شار ثابت

9- فهرست علائم

| | |
|---|-------------------------|
| سطح | A |
| انرژی | b |
| عدد بایوت | Bi |
| ظرفیت گرمایی ویژه | C_p |
| قطر، شعاع و طول لوله | D, R, l |
| شتاب گرانش | g |
| ضریب انتقال حرارت جابجایی | h |
| جریان، بازگشت ناپذیری | I |
| ضریب هدایت حرارتی | K |
| دبی جرمی | \dot{m} |
| عدد ناسلت | Nu |
| محیط | \dot{p} |
| شار حرارتی بر واحد سطح | \dot{q} |
| نرخ جرمی حرارت | \dot{Q} |
| عدد رینولدز | Re |
| آنتروپی و نرخ جرمی آنتروپی | s, \dot{s} |
| دمای سیال ورودی، دمای سیال خروجی، دمای متوسط سیال در لوله و دمای جداره لوله | T, T_i, T_o, T_m, T_w |
| سرعت | v |
| ولتاژ | V |
| نرخ جرمی کار | \dot{W} |
| طول و ارتفاع | x, z |

علائم یونانی

| | |
|--|----------|
| عدم قطعیت | δ |
| لزجت دینامیکی ($\text{kgm}^{-1}\text{s}^{-1}$) | μ |
| لزجت سینماتیک | ν |
| چگالی (kgm^{-3}) | ρ |

زیرنویس‌ها

| | |
|-------------|-------|
| واقعی | act |
| مقدار متوسط | ave |
| حجم کنترل | c.v. |
| الکتریکی | el |
| تولید | gen |
| ورودی | in.i |
| اتلاف | loss |
| حجمی، بالک | m |
| خروجی | out.e |
| محیطی | P |
| سطح لوله | s |
| حرارتی | th |
| آب | w |

10- مراجع

[1] D. Wen, G. Lin, S. Vafaei, K. Zhang, Review of nanofluids for heat transfer applications, *Particuology*, Vol. 7, No. 2, pp. 141-150, 2009.
 [2] H. Yapıcı, B. Albayrak, Numerical solutions of conjugate heat transfer and thermal stresses in a circular pipe externally heated with non-uniform heat flux, *Energy Conversion and Management*, Vol. 45, No. 6, pp. 927-937, 2004.

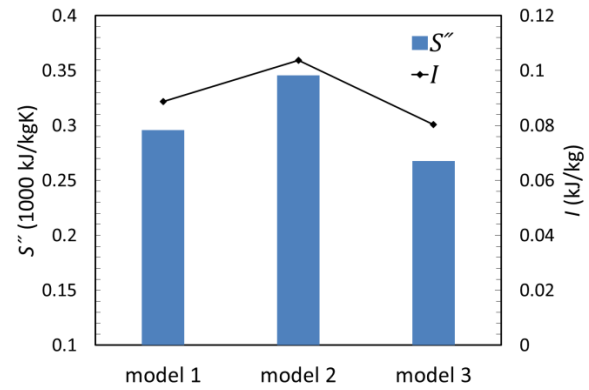


Fig. 15 Exergy analysis for three models- Entropy generation and irreversibility

شکل 15 تحلیل انرژی در سه مدل مختلف- تولید آنتروپی و بازگشت ناپذیری

با توجه به اینکه مدل شماره سه دارای بیشترین بهبود در ضریب انتقال حرارت جابجایی است و همچنین به لحاظ انرژی نیز دارای حداقل بازگشت ناپذیری و تولید آنتروپی است، به عنوان مدلی کارآمد پیشنهاد می‌گردد. شایان ذکر است که با توجه به اینکه اعمال شار حرارتی به صورت یکنواخت و غیر یکنواخت تاثیری بر میزان افت فشار و قدرت مورد نیاز پمپ ندارد و در نتیجه با تغییر در چگونگی اعمال شار حرارتی می‌توان بدون تغییر در میزان مصرف انرژی، راندمان انتقال حرارت را افزایش داد و این مورد به عنوان یک مزیت مهم در نظر گرفته می‌شود.

7- نتیجه گیری

در پژوهش حاضر بررسی آزمایشگاهی انرژی و انرژی جریان درون یک لوله تحت شار حرارتی یکنواخت و غیر یکنواخت پله صورت گرفته است. نکات مهم این تحقیق عبارتند از: بهبود انتقال حرارت با استفاده از راهکاری نسبتا ساده، بررسی جوانب مختلف انرژی و انرژی در تحلیل مساله و انتخاب مدل بهینه با استفاده از نتایج. در بستر آزمایشگاهی استفاده شده، تجهیزات کالیبره شده و آنالیز عدم قطعیت صورت گرفته است. در این آزمایشات تکرارپذیری بررسی شده و کلیه آزمایشات حداقل سه بار صورت گرفته است. جهت اعتبارسنجی نتایج، مقایسه نتایج آزمایشگاهی با رابطه معروف شاه و لاندن صورت گرفته است و تطابق نتایج، گزارش شده است. نتایج برای سه مدل مختلف اعمال شار حرارتی در راستای طولی لوله در این مقاله گزارش شده و توزیع ناسلت و ضریب انتقال حرارت نسبت به طول بی بعد در این مدل‌ها جهت تحلیل انرژی مورد توجه قرار گرفته است. آنالیز تحلیل انرژی نیز بر پایه روابط موجود انجام شده است. با استفاده از مدل شماره 3 بهبود 22 درصدی به لحاظ انرژی و کاهش 10 درصدی آنتروپی تولیدی نسبت به اعمال شار حرارتی یکنواخت گزارش شد و این مدل به عنوان مدل برگزیده به لحاظ انرژی و انرژی معرفی می‌گردد. اعمال شار اولیه با مقدار بیشتر و سپس اعمال ناحیه کوچک عایق و در ادامه اعمال شار حرارتی کمتر، باعث ایجاد بهترین الگوی انتقال حرارت و دستیابی به بیشترین راندمان به لحاظ انرژی و انرژی می‌گردد. کاربرد فیزیکی این هندسه اعمال حرارت را می‌توان در تولید نسل‌های آبی مبدل‌های حرارتی و دیگر سیستم‌های انتقال حرارت مشاهده نمود.

8- تقدیر و تشکر

این پژوهش با حمایت و پشتیبانی شرکت گاز استان خراسان رضوی صورت گرفته است.

- M. Mehrli, H. S. C. Metselaar, Heat transfer and entropy generation for laminar forced convection flow of graphene nanoplatelets nanofluids in a horizontal tube, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 66, No. 1, pp. 23–31, 2015.
- [14] V. Bianco, O. Manca, S. Nardini, Entropy generation analysis of turbulent convection flow of Al₂O₃-water nanofluid in a circular tube subjected to constant wall heat flux, *Energy Conversion and Management*, Vol. 77, No. 1, pp. 306–314, 2014.
- [15] A. C. Rapier, forced convection heat transfer in a circular tube with non-uniform heat flux around the circumference, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 15, No. 3, pp. 527–537, 1972.
- [16] C. Changa, C. Xu, Z. Y. Wu, X. Li, Q. Q. Zhang, Z. F. Wang, Heat transfer enhancement and performance of solar thermal absorber tubes with circumferentially non-uniform heat flux, *Energy Procedia*, Vol. 69, No. 1, pp. 320–327, 2015.
- [17] Z. J. Zheng, Y. He, Y. He, K. Wang, Numerical optimization of catalyst configurations in a solar parabolic trough receiver-reactor with non-uniform heat flux, *Solar Energy*, Vol. 122, No. 1, pp. 113–125, 2015.
- [18] Z. J. Zheng, M. J. Li, Y. L. He, Thermal analysis of solar central receiver tube with porous inserts and non-uniform heat flux, *Applied Energy*, Vol. 185, No. 2, pp. 1152–1161, 2017.
- [19] M. Goharkhah, A. Salarinia, M. Ashjaee, M. Shahabadi, Convective heat transfer characteristics of magnetite nanofluid under the influence of constant and alternating magnetic field, *Powder Technology*, Vol. 274, No. 1, pp. 258–267, 2015.
- [20] Jr. Kenneth Wark, *Advanced Thermodynamics for Engineers*, pp. 60–74, McGraw-Hill Education, 1994.
- [21] M. Hosseinzadeh, A. Salari, M. Sardarabadi, M. Passandideh-Fard, A. Akbarzadeh, Numerical and experimental investigation of optimization of photovoltaic thermal system, using taguchi method, *Madares Mechanical Engineering*, Vol. 17, No. 8, pp. 57–88, 2017. (in Persian)
- [22] L. S. Sundar, M. T. Naik, K. V. Sharma, M. K. Singh, T. C. S. Reddy, Experimental investigation of forced convection heat transfer and friction factor in a tube with Fe₃O₄ magnetic nanofluid, *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 37, No. 1, pp. 65–71, 2012.
- [3] J. A. Esfahani, P. B. Shahabi, Effect of non-uniform heating on entropy generation for the laminar developing pipe flow of a high Prandtl number fluid, *Energy Conversion and Management*, Vol. 51, No. 11, pp. 2087–2097, 2010.
- [4] Y. Abbassi, M. Talebi, A. S. Shirani, J. Khorsandi, Experimental investigation of TiO₂/Water nanofluid effects on heat transfer characteristics of a vertical annulus with non-uniform heat flux in non-radiation environment, *Annals of Nuclear Energy*, Vol. 69, No. 1, pp. 7–13, 2014.
- [5] X. W. Zhu, J. Q. Zhao, L. Zhu, Heat transfer fluctuation in a pipe caused by axially non-uniform heat distribution, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 103, No. 1, pp. 314–322, 2016.
- [6] C. M. Cruz, O. Flores, D. Santana, M. G. Villalba, Heat transfer and thermal stresses in a circular tube with a non-uniform heat flux, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 96, No.1, pp. 256–266, 2016.
- [7] M. Fakoor-Pakdaman, M. Andisheh-Tadbir, M. Bahrami, Unsteady laminar forced-convective tube flow under dynamic time-dependent heat flux, *Journal of Heat Transfer*, Vol. 136, No. 4, pp. 041706-1 to 041706-10, 2014.
- [8] J. Padet, Transient convective heat transfer, *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, Vol. 27, No. 1, pp. 74–96, 2005.
- [9] S. V. Patankar, S. Ramadhyani, E. M. Sparrow, Effect of circumferentially nonuniform heating on laminar combined convection in a horizontal tube, *Journal of Heat Transfer*, Vol. 100, No. 1, pp. 63–70, 1978.
- [10] C. Changa, X. Lia, Q.Q. Zhang, Experimental and numerical study of the heat transfer characteristics in solar thermal absorber tubes with circumferentially non-uniform heat flux, *Energy Procedia*, Vol. 49, No. 1, pp. 305–313, 2014.
- [11] J. Wang, W. Liu, Z. Liu, The application of exergy destruction minimization in convective heat transfer optimization, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 88, No.1, pp. 384–390, 2015.
- [12] J. Wang, Z. Liu, F. Yuan, W. Liu, G. Chen, Convective heat transfer optimization in a circular tube based on local exergy destruction minimization, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 90, No. 1, pp. 49–57, 2015.
- [13] M. Mehrli, E. Sadeghinezhad, M. A. Rosen, A. R. Akhiani, S. T. Latibari,