مجله مهندسی مکانیک مدرس، خرداد 1395، دوره 16، شماره 3، ص‌ص 173-184

ماهنامه علمی پژوهشی

مهندسی مکانیک مدرس

mme.modares.ac.ir

مطالعه عددی انتقال حرارت درون مبدل حرارتی دولوله‌ای آکنده از ماده متخلخل برای جریان سیال مغشوش

علیرضا جمارانی[1]، مهدی معرفت[2*]، مجید اسحق نیموری[3]

1- کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت مدرس، تهران
2- استاد، مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت مدرس، تهران
3- استادیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه تخصصی فناوری های نوین آمل، آمل
* تهران، صندوق پستی 143-14115، maerefat@modares.ac.ir

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل
دریافت: 30 آذر 1394
پذیرش: 18 بهمن 1394
ارائه در سایت: 12 اسفند 1394

کلید واژگان:
انتقال حرارت
جریان مغشوش
ماده متخلخل
مبدل حرارتی دولوله‌ای
معیار ارزیابی عملکرد

چکیده

در مطالعه حاضر، انتقال حرارت درون یک مبدل حرارتی دولوله‌ای آکنده از ماده متخلخل فلزی بررسی شده است. بر خلاف اکثر مطالعات پیشین موجود در این زمینه، جریان سیال درون لوله‌های مبدل حرارتی مغشوش در نظر گرفته شده است که با شرایط عملکردی واقعی این مبدل ها در صنعت تطابق بیشتری دارد. معادلات جریان سیال و انتقال حرارت با استفاده از روش حجم محدود و با استفاده از الگوریتم سیمپل بر روی یک شبکه هم مکان گسسته شده‌اند. معادلات گسسته شده با نوشتن یک برنامه عددی در زبان فرترن حل گردیده و تاثیر مشخصات ماده متخلخل و رینولدز جریان سیال بر روی انتقال حرارت در مبدل حرارتی دولوله‌ای مورد بررسی قرار می گیرد. براساس نتایج و با بررسی مقدار تخلخل در محدوده‌ی 0.8 تا 0.95، قطر حفره ماده متخلخل از 1 تا 6 میلی‌متر و جنس‌های مختلف ماده متخلخل مشاهده می‌شود که کاهش مقدار تخلخل، افزایش قطر حفره و استفاده ماده متخلخل از جنس مس (با ضریب هدایت حرارتی بالا)، انتقال حرارت را افزایش می‌دهد. در بهترین حالت ضریب انتقال حرارت کلی مبدل حرارتی دولوله‌ای تا 7 برابر بهبود می‌یابد. همچنین نتایج نشان می‌دهد با تغییر عدد رینولدز جریان مغشوش از 10000 تا 80000 نسبت بهبود انتقال حرارت در مبدل حرارتی تغییر چندانی ندارد. معیار ارزیابی عملکرد که اثرات همزمان افت توان پمپ و توان حرارتی را بررسی می‌کند نیز نشان می‌دهد که سهم اتلاف توان پمپ در اثر استفاده از ماده متخلخل بالاست و برای کاهش آن می‌توان قطر حفره ماده متخلخل را افزایش داد.

Numerical study of heat transfer in double-tube heat exchanger filled with porous material in a turbulent fluid flow

Alireza Jamarani[1], Mehdi Maerefat[1*], Majid Eshagh Nimvari[2]

1- Department of Mechanical Engineering, Tarbiat Modares University, Tehran, Iran
2- Faculty of Engineering, Amol University of Special Modern Technologies, Amol, Iran
* P.O.B. 14115-143, Tehran, Iran, maerefat@modares.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper
Received 21 December 2015
Accepted 07 February 2016
Available Online 02 March 2016

Keywords:
Heat Transfer
Turbulent Flow
Porous material
Double-tube Heat Exchange
Performance Evaluation Criteria

ABSTRACT

In present study, heat transfer in double-tube heat exchanger filled with metal porous material has been investigated. In contrast to most of the previous studies, fluid flow is considered turbulent in heat exchanger which is in good agreement with the practical performance of these exchangers in the industry. Fluid flow and heat transfer equations have been discretized on a collocated grid by means of finite volume method with simple algorithm. Discretized equations are solved with a numerical program in FORTRAN language in order to study the effect of porous material parameters and Reynolds of fluid flow on the heat transfer in double-tube heat exchanger. According to the results and analysis of porosity in the range of 0.8 to 0.95 as well as pore diameter of 1 mm up to 6 mm and diverse types of porous material, it is observed that the decrease in porosity, the increase in pore diameter and the use of copper porous material (with high heat conduction coefficient), increase heat transfer. In the best case, overall heat transfer coefficient increases up to 7 times. Moreover, the results reveal that the heat transfer enhancement ratio has no distinct difference with changing Reynolds number of turbulent flow in the range of 10000 to 80000. Performance evaluation criteria, which investigate the effects of pump lost power and thermal power, shows that with using porous material the value of the pump lost power is of major importance, and can be decreased by increasing the porous pore diameter.

1- مقدمه

تبادل گرما بین دو سیال مختلف با دماهای متفاوت که توسط دیواره جامدی از هم جدا شده‌اند در بسیاری از کاربردهای مهندسی مورد استفاده می‌باشد.. وسیله‌ای که برای این تبادل حرارت به‌کار می‌رود را مبدل حرارتی می‌نامند.

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

Please cite this article using:
A. Jamarani, M. Maerefat, M. Eshagh Nimvari, Numerical study of heat transfer in double-tube heat exchanger filled with porous material in a turbulent fluid flow, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 16, No. 3, pp. 173-184, 2016 (in Persian)

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-25]

[DOR: 20.1001.1.10275940.1395.16.3.13.0]

یکی از پرکاربردترین انواع مبدل‌های حرارتی در صنایع مختلف، مبدل حرارتی دولوله‌ای می‌باشد که از دو لوله‌ی هم‌محور تشکیل شده است. جریان سیال درون لوله‌ها می‌تواند همسو و یا ناهمسو باشد که عموما حالت ناهمسو به دلیل ضریب انتقال حرارت کلی[1] بالاتر مورد استفاده قرار می‌گیرد. از مبدل‌های حرارتی دولوله‌ای برای سیستم‌های فشار بالا و یا سرویس‌های کوچک استفاده می‌شود و از موارد کاربرد آن در صنعت می‌توان به صنایع غذایی (پاستوریزه کردن و . . .) و صنایع بیوگاز اشاره نمود.

امروزه در صنعت، تلاش‌های بسیاری برای افزایش نرخ انتقال حرارت در سامانه‌های حرارتی مانند مبدل حرارتی انجام شده است که می‌توان به بهبود انتقال حرارت با اصلاح خواص فیزیکی سیال، بهبود شکل مبدل حرارتی، افزایش زبری سطح، اضافه نمودن سطوح گسترش‌یافته به مبدل حرارتی و یا بهبود هندسه مبدل برای ایجاد اغتشاش در جریان اشاره نمود. یکی از روش‌هایی که در سالیان اخیر در این زمینه مورد توجه قرار گرفته است، استفاده از محیط‌های متخلخل می‌باشد. محیط متخلخل به‌دلیل افزایش سطح تماس سیال و همچنین دارا بودن ضریب هدایت حرارتی بالاتر نسبت به سیال عامل می‌تواند ضریب انتقال حرارت جابجایی را افزایش دهد.

در ارتباط با انتقال حرارت جابجایی درون یک لوله و یا کانال تنها که ماده متخلخل درون آن قرار می‌گیرد مطالعات متعددی انجام شده است. وفایی و کیم در سال 1989 حلی تحلیلی برای انتقال حرارت جابجایی اجباری در یک کانال آکنده از ماده متخلخل و برای رژیم جریان آرام ارائه کرده‌اند [1]. چیخ و همکاران نیز در سال 1994 یک راه حل تحلیلی برای انتقال حرارت جابجایی اجباری جریان آرام سیال درون لوله‌هایی که ماده متخلخل به صورت جزئی درون آن‌ها قرار می‌گیرد ارائه کرده و اثر پارامترهای تاثیرگذار مانند نفوذپذیری ماده متخلخل، نسبت هدایت حرارتی ماده متخلخل به سیال عامل و ضخامت محیط متخلخل بر نرخ انتقال حرارت را بررسی نمودند [2]. محمودی و همکاران بصورت تحلیلی [3] و عددی [4]، جریان سیال و انتقال حرارت را درون یک کانال نیمه‌متخلخل با در نظر گرفتن شرط عدم تعادل حرارتی بین فازهای جامد و سیال (LTNE[2]) مطالعه نمودند. شاه‌مردان و همکاران در سال 2012 به بررسی تحلیلی انتقال حرارت در محیط متخلخل چند لایه تحت شرایط عدم تعادل حرارتی پرداختند [5]. دهقان و همکاران نیز در سال 2014 با در نظر گرفتن جمله‌ی فورچیمر در معادله‌ی مومنتم، حل تحلیلی تقریبی برای انتقال حرارت در لوله‌ی کاملا پر از محیط متخلخل و با شرط عدم تعادل حرارتی بین دو فاز جامد و سیال (البته برای رژیم جریان آرام) ارائه نمودند [6].

در زمینه استفاده از مواد متخلخل در مبدل حرارتی دولوله‌ای، الکم و النیمر در سال 1999 به بررسی انتقال حرارت در مبدل حرارتی دولوله‌ای جریان همسو با محیط متخلخل پرداخته‌اند. محیط متخلخل در دو طرف لوله داخلی قرار داده شده و جریان سیال آرام درنظر گرفته شد. نتایج مطالعه آن‌ها نشان می‌دهد که انتقال حرارت در حضور ماده متحلخل بهبود می‌یابد. همچنین بازده مبدل حرارتی در نسبت ظرفیت گرمایی بالا افزایش چشمگیری را نشان می‌دهد [7]. این محققین در ادامه در سال 2001 به بررسی انتقال حرارت درون مبدل صفحه‌ای که ماده متخلخل در آرایش مرکزی در بین صفحات قرار گرفته بود پرداختند و نشان دادند که وجود ماده متخلخل در آرایش مرکزی سبب کاهش ضخامت لایه مرزی و در نتیجه افزایش انتقال حرارت می‌گردد [8]. ژائو و همکاران در سال 2006 به حل تحلیلی انتقال حرارت در مبدل حرارتی دولوله‌ای با لوله‌های کاملا پر از ماده متخلخل پرداختند. رژیم جریان سیال آرام و جهت جریان در لوله‌ها ناهمسو درنظر گرفته شد. نتایج آن‌ها نشان داد که با افزایش عدد دارسی و یا کاهش میزان تخلخل، بهبود انتقال حرارت در مبدل حرارتی دولوله‌ای مشاهده می‌شود [9]. دو و همکارانش در سال 2010 انتقال حرارت درون مبدل دولوله‌ای که پر از ماده متخلخل است را بصورت عددی بررسی نمودند. جریان سیال در هر دو لوله آرام در نظر گرفته و از فرض عدم تعادل حرارتی بین فاز جامد و سیال برای حل معادلات انرژی استفاده شد. نتایج این محققین بهبود ضریب انتقال حرارت کلی را درون مبدل حرارتی دولوله‌ای نشان داد. همچنین نسبت قطر لوله داخلی به لوله‌ی خارجی در حالت بهینه بین 0.6 تا 0.7 بدست آمد [10]. در ادامه این محققین در سال 2011 برای حالت ماده متخلخل جزئی در یک لوله‌ی با جریان آرام، حل تحلیلی ارائه نمودند [11]. کو و همکاران در سال 2012 تاثیر محیط متخلخل را در لوله‌ی خارجی مبدل دولوله‌ای برای رژیم جریان آرام مورد بررسی قرار داده و برای آن حل تحلیلی ارائه نمودند. نتایج آن‌ها نشان می‌دهد زمانی‌که نسبت ضریب هدایت حرارتی ماده متخلخل به ضریب هدایت حرارتی سیال بزرگتر از 100 باشد، توان حرارتی ورودی به سیال بیشتر از توان موردنیاز برای پمپ سیال است و استفاده از ماده متخلخل از نظر توان ورودی به سیستم به‌صرفه است [12]. این محققین در سال 2014، مبدل دولوله‌ای با جریان آرام را در حالت کاملا پر از ماده متخلخل مورد مطالعه قرار دادند. جریان در دو لوله ناهمسو بوده و اثر نسبت ضریب هدایت حرارتی ماده متخلخل به سیال، ضریب تخلخل و قطر حفره را بررسی نمودند [13]. تارگوی و کاهالراس در سال 2008 به بررسی عددی جریان سیال و انتقال حرارت در مبدل حرارتی دولوله‌ای پرداختند. جریان سیال در هر دو لوله آرام درنظر گرفته و در لوله‌ی خارجی این مبدل از تیغه‌های متخلخل استفاده شد. در این مطالعه تاثیر ضخامت، ارتفاع و فاصله‌ی بین تیغه‌های متخلخل مورد بررسی قرار گرفت و نشان داده شد که افزایش ضخامت و عدد دارسی تیغه‌های متخلخل سبب ایجاد گردابه و اختلاط بیشتر جریان و در نتیجه بهبود انتقال حرارت می‌شود [14]. در مطالعه‌ای دیگر این محققین در سال 2013 تاثیر تیغه‌های متخلخل را در مبدل دولوله‌ای با جریان سیال ضربانی مورد بررسی قرار دادند [15].

تمامی مطالعات ذکر شده در فوق، برای جریان سیال آرام در محیط متخلخل بوده است. رژیم جریان در محیط متخلخل به‌طور کلی براساس عدد رینولدز جریان برمبنای قطر متوسط حفره‌ها و سرعت متوسط درون حفره طبقه‌بندی می‌شود [16] که رژیم کاملا آشفته در محیط متخلخل در عدد رینولدز حفره‌ی بزرگتر از 300 اتفاق می‌افتد [17]. در زمینه انتقال حرارت جابجایی برای جریان مغشوش در محیط متخلخل، یانگ و هوانگ در سال 2009 جریان مغشوش را در یک لوله‌ی متخلخل جزئی، تحت دو شرط مرزی دیواره‌ی دماثابت و شارثابت مطالعه کرده‌اند [18]. در مطالعه‌ای دیگر نیموری و همکاران در سال 2012 کانال متخلخل جزئی با شرایط مرزی دیواره‌ی شارثابت را مطالعه نموده و تأثیر نفوذپذیری و ضخامت ماده متخلخل بر توزیع جریان سیال و عدد ناسلت جداره کانال را بررسی کردند [19].

در بیشتر کاربردهای صنعتی مبدل‌های حرارتی دولوله‌ای، رژیم جریان مغشوش می‌باشد. در حالی‌که بررسی‌ها نشان می‌دهد که تقریبا تمامی مطالعات پیشین در ارتباط با انتقال حرارت در مبدل‌های حرارتی دولوله‌ای حاوی ماده متخلخل، به جریان آرام محدود بوده است. در این پژوهش به بررسی عددی انتقال حرارت در یک مبدل حرارتی دولوله‌ای با جریان سیال

[1] Overall heat transfer coefficient
[2] Local Thermal non-equilibrium

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-25]

[DOR: 20.1001.1.10275940.1395.16.3.13.0]

مغشوش و ناهمسو در لوله‌ها پرداخته می‌شود. هر دو لوله‌ی مبدل حرارتی از ماده متخلخل پر شده و با فرض عدم تعادل حرارتی بین دو فاز جامد و سیال، معادلات حاکم حل می‌گردد. در این مطالعه اثر متغیرهای مختلف ماده متخلخل شامل میزان تخلخل، قطر حفره و ضریب هدایت حرارتی ماده متخلخل بر روی انتقال حرارت مورد مطالعه قرار می‌گیرد. همچنین تغییر رینولدز جریان سیال مغشوش در داخل دو لوله مبدل حرارتی و تأثیر آن بر انتقال حرارت در مبدل حرارتی دولوله‌ای نیز بررسی می‌شود.

2- هندسه مسئله و معادلات حاکم

2-1- هندسه مسئله

در شکل 1 هندسه‌ی مبدل حرارتی دولوله‌ای مورد مطالعه آورده شده است. سیال گرم با سرعت و دمای یکنواخت وارد لوله‌ی داخلی و سیال سرد نیز با سرعت و دمای یکنواخت در جهت ناهمسو وارد لوله‌ی خارجی می‌گردد. هر دو لوله‌ی داخلی و خارجی از ماده متخلخل با خصوصیات یکسان پر شده است. دیواره خارجی مبدل حرارتی عایق و طول مبدل حرارتی 200 برابر قطر لوله‌ی داخلی در نظر گرفته شده است. در این مسئله سیال عامل در هر دو لوله آب بوده و خواص ترموفیزیکی آن ثابت در نظر گرفته شده است.

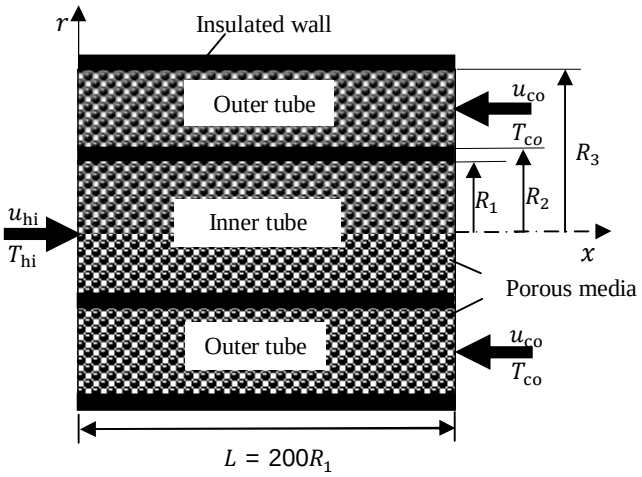


Fig. 1 Schematic of the double-tube heat exchanger filled with porous material

شکل 1 هندسه‌ای از مبدل حرارتی دولوله‌ای آکنده از ماده متخلخل

2-2- معادلات حاکم

برای شبیه‌سازی جریان مغشوش در محیط متخلخل از مدل اغتشاشی کی-اپسیلون اصلاح شده برای محیط متخلخل استفاده گردیده است. در این مدل از معادلات میکروسکوپیک حاکم بر سیال با جریان مغشوش و ماده متخلخل، میانگین‌گیری زمانی و مکانی گرفته شده است تا معادلات حاکم ماکروسکوپیک مغشوش در محیط متخلخل بدست آید. بر این اساس معادله پیوستگی ماکروسکوپیک در ماده متخلخل بصورت معادله‌ی (1) است [20]:

$$\nabla \cdot \bar{u}_{\mathrm{D}} = \nabla \cdot \phi \overline{\langle u \rangle}^{i} = 0 \tag{1}$$

در معادله‌ی (1)، $\bar{u}_{\mathrm{D}}$ سرعت دارسی است. $\overline{\langle u \rangle}^{i}$ نیز سرعت میانگین‌گیری شده زمانی و مکانی است. معادله مومنتوم ماکروسکوپیک برای جریان مغشوش درون محیط متخلخل به‌صورت معادله‌ی (2) بیان می‌شود [20]:

$$\rho \nabla \cdot \left(\frac{\bar{u}_{\mathrm{D}} \bar{u}_{\mathrm{D}}}{\phi} \right) = -\nabla \left(\phi \langle \bar{P} \rangle^{i} \right) + \mu \nabla^2 \bar{u}_{\mathrm{D}} + \nabla \cdot \left(-\rho \phi \overline{\langle u' u' \rangle}^{i} \right) - \left[\frac{\mu \phi}{K} \bar{u}_{\mathrm{D}} + \frac{C_F \phi \rho |\bar{u}_{\mathrm{D}}| \bar{u}_{\mathrm{D}}}{\sqrt{K}} \right] \tag{2}$$

در معادله (2)، K برابر با نفوذپذیری ماده متخلخل است و برای ماده متخلخل فلزی از معادله‌ی (3) محاسبه می‌گردد[9]:

$$K = 0.00073 d_{\mathrm{p}}^2 (1-\phi)^{-0.224} \times \left(1.18 \sqrt{\frac{(1-\phi)}{3\pi}} \frac{1}{1 - e^{(\phi-1)/0.04}} \right)^{-1.11} \tag{3}$$

عبارت $\rho \overline{\langle u' u' \rangle}^{i}$ در معادله (2)، تانسور تنش رینولدز ماکروسکوپیک است که بصورت معادله‌ی (4) مدل می‌گردد [20]:

$$-\rho \overline{\langle u' u' \rangle}^{i} = \mu_{\mathrm{t}\varphi} 2 \overline{\langle \mathrm{D} \rangle}^{\mathrm{V}} - \frac{2}{3} \phi \rho \langle k \rangle^{i} \mathrm{I} \tag{4}$$

که مقادیر $\overline{\langle \mathrm{D} \rangle}^{\mathrm{V}}$ و $\mu_{\mathrm{t}\varphi}$ بصورت معادلات (5) و (6) است:

$$\overline{\langle \mathrm{D} \rangle}^{\mathrm{V}} = \frac{1}{2} \left[\nabla \left(\phi \overline{\langle u \rangle}^{i} \right) + \left[\nabla \left(\phi \overline{\langle u \rangle}^{i} \right) \right]^{\mathrm{T}} \right] \tag{5}$$

$$\mu_{\mathrm{t}\varphi} = \rho c_{\mu} \langle k \rangle^{i2} / \langle \varepsilon \rangle^{i} \tag{6}$$

معادلات انتقال برای انرژی جنبشی اغتشاشی ماکروسکوپیک و نرخ اتلاف آن بصورت معادلات (7) و (8) است [20]:

$$\rho \nabla \cdot \left(\bar{u}_{\mathrm{D}} \langle k \rangle^{i} \right) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_{\mathrm{t}\varphi}}{\sigma_{\mathrm{k}}} \right) \nabla \left(\phi \langle k \rangle^{i} \right) \right] + P^{i} + G_{\mathrm{k}}^{i} - \rho \phi \langle \varepsilon \rangle^{i} \tag{7}$$

$$\rho \nabla \cdot \left(\bar{u}_{\mathrm{D}} \langle \varepsilon \rangle^{i} \right) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_{\mathrm{t}\varphi}}{\sigma_{\varepsilon}} \right) \nabla \left(\phi \langle \varepsilon \rangle^{i} \right) \right] + \left(c_1 P^{i} - c_2 \rho \phi \langle \varepsilon \rangle^{i} \right) \frac{\langle \varepsilon \rangle^{i}}{\langle k \rangle^{i}} + \phi G_{\varepsilon}^{i} \tag{8}$$

در معادلات (7) و (8)، $P^{i} = -\rho \overline{\langle u' u' \rangle}^{i} : \nabla \bar{u}_{\mathrm{D}}$ نرخ تولید انرژی جنبشی اغتشاشی به واسطه‌ی گرادیان سرعت متوسط است. $G_{\mathrm{k}}^{i} = \varepsilon_{\infty}$ و $G_{\varepsilon}^{i} = c_2 \varepsilon_{\infty}^2 / k_{\infty}$ بترتیب تولید انرژی جنبشی داخلی و نرخ اتلاف آن به واسطه وجود ماده متخلخل است [21]. در واقع این دو عبارت، اثر وجود ماده متخلخل را در معادلات انرژی جنبشی اغتشاشی و نرخ اتلاف آن نشان می‌دهد. مقادیر k_{∞} و ε_{∞} نیز براساس مدل فلاح و همکاران بصورت معادلات (9) و (10) تعریف می‌گردد [22]:

$$k_{\infty} = 3.7 \bar{u}_{\mathrm{D}}^2 \left(\frac{1-\phi}{\phi} \right) \times \left\{ 1 - \exp\left[-0.001 \left(\mathrm{Re_P} - 39(2\phi + 1) \right) \right] \right\} \tag{9}$$

$$\varepsilon_{\infty} = 39 \bar{u}_{\mathrm{D}}^3 \frac{(1-\phi)^{2.5}}{\phi D} \times \left\{ 1 - \exp\left[-0.001 \left(\mathrm{Re_P} - 39(2\phi + 1) \right) \right] \right\}^{1.5} \tag{10}$$

برای معادله‌ی انرژی در مسئله‌ی حاضر با فرض عدم تعادل حرارتی بین دو فاز جامد و سیال بصورت معادله‌ی (11) و (12) بیان می‌شود [23]:

$$\left(\rho c_{\mathrm{p}} \right)_{\mathrm{f}} \nabla \cdot \left(\bar{u}_{\mathrm{D}} \overline{\langle T_{\mathrm{f}} \rangle}^{i} \right) = \nabla \cdot \left[k_{\mathrm{ft,eff}} \nabla \overline{\langle T_{\mathrm{f}} \rangle}^{i} \right] + h_{\mathrm{sf}} a \left(\overline{\langle T_{\mathrm{s}} \rangle}^{i} - \overline{\langle T_{\mathrm{f}} \rangle}^{i} \right) \tag{11}$$

$$0 = \nabla \cdot \left[k_{\mathrm{s,eff}} \nabla \overline{\langle T_{\mathrm{s}} \rangle}^{i} \right] - h_{\mathrm{sf}} a \left(\overline{\langle T_{\mathrm{s}} \rangle}^{i} - \overline{\langle T_{\mathrm{f}} \rangle}^{i} \right) \tag{12}$$

در معادله‌های (11) و (12)، $k_{\mathrm{ft,eff}}$ و $k_{\mathrm{s,eff}}$ بترتیب برابر با ضریب هدایت موثر اغتشاشی سیال و ضریب هدایت موثر ماده متخلخل است که بصورت معادلات (13) و (14) تعریف می‌گردند [24, 25]:

$$k_{\mathrm{f,eff}} = \phi k_{\mathrm{f}} \tag{a-13}$$

$$k_{\mathrm{ft,eff}} = \phi \left(k_{\mathrm{f}} + C_{\mathrm{Pf}} \frac{\mu_{\mathrm{t}\varphi}}{\sigma_{\mathrm{T}}} \right) \tag{b-13}$$

$$k_{\mathrm{s,eff}} = (1-\phi) k_{\mathrm{s}} \tag{14}$$

عبارت $C_{\mathrm{Pf}} \mu_{\mathrm{t}\varphi} / \sigma_{\mathrm{T}}$ در معادله‌ی (b-13)، اثرات اغتشاش را در جریان مغشوش نشان می‌دهد [25] و مقدار آن در جریان آرام برابر با صفر است.

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-25]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1395.16.3.13.0]

همچنین در جریان مغشوش اثر ضریب هدایت حرارتی بر اثر اغتشاش بر ضریب هدایت حرارتی معادل ناشی از اثر پراکندگی حرارتی غالب است و در نتیجه از اثر پراکندگی حرارتی در مطالعه‌ی حاضر صرف‌نظر شده است. عبارت h_{sf} ضریب انتقال حرارت جابجایی بین دو فاز سیال و جامد در ماده متخلخل است که از رابطه (15) محاسبه می‌گردد [9]:

$$\frac{h_{sf}d}{k_f}=\begin{cases}0.76\mathrm{Re}_d^{0.4}\mathrm{Pr}^{1/3}; & 1\le \mathrm{Re}_d<40\\ 0.52\mathrm{Re}_d^{0.5}\mathrm{Pr}^{1/3}; & 40\le \mathrm{Re}_d<1000\\ 0.26\mathrm{Re}_d^{0.6}\mathrm{Pr}^{1/3}; & 1000\le \mathrm{Re}_d<200000\end{cases} \quad (15)$$

Re_d و d نیز بصورت معادله‌ی (16) است:

$$\mathrm{Re}_d=\frac{\rho u_p d}{\mu}, d=1.18d_p\sqrt{\frac{(1-\phi)}{3\pi}} \quad (16)$$

مقدار a نیز بصورت معادله‌ی (17) است با [9]:

$$a=\frac{3\pi d}{(0.59d_p)^2} \quad (17)$$

معادلات حاکم برای جریان سیال در لوله‌ی بدون ماده متخلخل با مقداردهی میزان تخلخل برابر یک ($\phi=1$) حاصل می‌شود. با این عمل در معادله‌ی (3)، مقدار نفوذپذیری به سمت بی‌نهایت میل می‌کند ($K\to\infty$) و در نتیجه در معادلات حاکم، جمله‌های مرتبط با وجود ماده متخلخل به صفر میل می‌کند [1, 26] مقدار ضرایب ثابت بکار رفته در معادلات حاکم بصورت زیر است [20]:

$$c_\mu=0.09, c_1=1.44, c_2=1.92, C_F=0.55,$$
$$\sigma_k=1.0, \sigma_\varepsilon=1.3, \sigma_T=0.9$$

2-3- شرایط مرزی

از آنجا که مبدل دولوله‌ای مورد مطالعه متقارن محوری است لذا می‌توان فضای حل را به دو بعد کاهش داد. بدین ترتیب مرزهای دامنه محاسباتی شامل ناحیه ورودی دو لوله، خروجی دو لوله، دیواره لوله داخلی، دیواره‌ی لوله خارجی و محور تقارن است. با تعیین یک مقدار ورودی برای شدت اغتشاش ورودی، مقادیر انرژی جنبشی اغتشاشی و نرخ اتلاف آن در ورودی دو لوله مشخص می‌گردد. شرایط مرزی مسئله به صورت معادلات (18) تا (22) است:

در $x=0$:

$$0<r<R_1: u=u_{hi}, v=0, T_f=T_s=T_{hi}, \quad k=k_i=1.5(u_{hi}I_{in})^2, \varepsilon=(k_i)^{1.5} \quad (a\text{-}18)$$

$$R_1<r<R_2: u=v=k=\varepsilon=\frac{\partial T_f}{\partial x}=\frac{\partial T_s}{\partial x}=0 \quad (b\text{-}18)$$

$$R_2<r<R_3: \quad \frac{\partial u}{\partial x}=\frac{\partial v}{\partial x}=\frac{\partial T_f}{\partial x}=\frac{\partial T_s}{\partial x}=\frac{\partial k}{\partial x}=\frac{\partial \varepsilon}{\partial x}=0 \quad (c\text{-}18)$$

در $x=L$:

$$0<r<R_1: \quad \frac{\partial u}{\partial x}=\frac{\partial v}{\partial x}=\frac{\partial T_f}{\partial x}=\frac{\partial T_s}{\partial x}=\frac{\partial k}{\partial x}=\frac{\partial \varepsilon}{\partial x}=0 \quad (a\text{-}19)$$

$$R_1<r<R_2: u=v=k=\varepsilon=\frac{\partial T_f}{\partial x}=\frac{\partial T_s}{\partial x}=0 \quad (b\text{-}19)$$

$$R_2<r<R_3: u=u_{co}, v=0, T_f=T_s=T_{co}, \quad k=k_o=1.5(u_{co}I_{in})^2, \varepsilon=(k_o)^{1.5} \quad (c\text{-}19)$$

در $r=0$:

$$0<x<L: \quad \frac{\partial u}{\partial r}=\frac{\partial v}{\partial r}=\frac{\partial T_f}{\partial r}=\frac{\partial T_s}{\partial r}=\frac{\partial k}{\partial r}=\frac{\partial \varepsilon}{\partial r}=0 \quad (20)$$

در $R_1\le r\le R_2$:

$$0<x<L: u=v=k=\varepsilon=0, T_f=T_s \quad (21)$$

در $r=R_3$:

$$0<x<L: u=v=\frac{\partial T_f}{\partial r}=\frac{\partial T_s}{\partial r}=\frac{\partial k}{\partial r}=\frac{\partial \varepsilon}{\partial r}=0 \quad (22)$$

مقدار شدت اغتشاش ورودی (I_{in}) برای جریان سیال با محیط متخلخل برابر با 0.05 درنظر گرفته می‌شود [27].

2-4- محاسبه‌ی پارامترهای مورد مطالعه

دمای میانگین بی بعد سیال در لوله‌های داخلی و خارجی در مسئله‌ی حاضر به صورت معادله‌ی (23) تعریف می‌شود [28]:

$$\theta_{mi}(x)=\frac{T_{fmi(x)}-T_{co}}{T_{hi}-T_{co}}; \theta_{mo}(x)=\frac{T_{fmo(x)}-T_{co}}{T_{hi}-T_{co}} \quad (23)$$

در معادله‌ی (23)، $T_{fm}(x)$ دمای میانگین سیال در لوله‌ی داخلی و یا خارجی و در مقطعی از لوله به طول x است و بصورت معادلات (24) و (25) تعریف می‌گردد [28]:

$$T_{fmi}(x)=\frac{2\int_0^{R_1}uT_f r\,dr}{u_{hi}R_1^2}; u_{mi}(x)=\frac{2\int_0^{R_1}ur\,dr}{u_{hi}R_1^2} \quad (24)$$

$$T_{fmo}(x)=\frac{2\int_{R_2}^{R_3}uT_f r\,dr}{u_{co}(R_3^2-R_2^2)}; u_{mo}(x)=\frac{2\int_{R_2}^{R_3}ur\,dr}{u_{co}(R_3^2-R_2^2)} \quad (25)$$

برای مقایسه‌ی تغییرات انتقال حرارت بین دو سیال در مبدل حرارتی از متغیر ضریب انتقال حرارت کلی استفاده می‌شود. این ضریب از برآیند ضریب انتقال حرارت جابجایی در دو لوله مبدل حرارتی حاصل و بصورت معادله‌ی (26) تعریف می‌گردد [28]:

$$U(x)=\frac{1}{(1/h_i(x)+1/h_o(x))} \quad (26)$$

مقادیر ضریب انتقال حرارتی در لوله‌ی داخلی (h_i) و لوله‌ی خارجی (h_o) برای سیال در محیط متخلخل بصورت معادلات (27) و (28) تعریف می‌گردد [29]:

$$h_i(x)=\frac{k_{f,eff}(\partial T_f/\partial r)_{r=R_1}+k_{s,eff}(\partial T_s/\partial r)_{r=R_1}}{\left(T_s(x)_{r=R_1}-T_{fmi}(x)\right)} \quad (27)$$

$$h_o(x)=\frac{k_{f,eff}(\partial T_f/\partial r)_{r=R_2}+k_{s,eff}(\partial T_s/\partial r)_{r=R_2}}{\left(T_s(x)_{r=R_2}-T_{fmi}(x)\right)} \quad (28)$$

مقدار کل حرارتی که بین سیال در لوله‌ها در هر مقطع از مبدل حرارتی تبادل می‌شود از طریق محاسبه‌ی انتقال حرارت هدایت در لوله داخلی بصورت معادله (29) تعریف می‌گردد:

$$Q(x)=(k_s)_{r=R_1}\left[\frac{T_s(x)_{r=R_2}-T_s(x)_{r=R_1}}{R_2-R_1}\right] \quad (29)$$

برای محاسبه‌ی ضریب انتقال حرارت کلی مبدل حرارتی از روش ε-NTU نیز می‌توان استفاده نمود که در ادامه برای صحت‌سنجی نتایج مورد استفاده قرار خواهد گرفت. مقدار NTU برای مبدل دولوله‌ای جریان ناهمسو بصورت معادله‌ی (30) است [28]:

$$\mathrm{NTU}=\frac{UA_s}{c_{min}}=\frac{1}{(c-1)}\ln\left(\frac{\varepsilon-1}{\varepsilon c-1}\right) \quad (30)$$

با تعیین کلیه‌ی متغیرها در معادله‌ی (30) مقدار ضریب انتقال حرارت کلی مبدل حرارتی تعیین می‌گردد. در این معادله، $A_s=\pi R_i L$ برابر با سطح انتقال حرارت بین سیال در دو لوله است. مقدار c نسبت ظرفیت گرمایی سیال در دو لوله است و بصورت معادله‌ی (31) بیان می‌شود [28]:

$$c=\frac{c_{min}}{c_{max}}=\frac{(\dot{m}C_{pf})_{min}}{(\dot{m}C_{pf})_{max}} \quad (31)$$

مقدار ε نیز از معادله‌ی (32) حاصل می‌شود [28]:

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-25]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1395.16.3.13.0]

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{\max}} = \frac{c_{\min}\left(T_{\mathrm{hi}} - T_{\mathrm{mi}}(L)\right)}{c_{\min}\left(T_{\mathrm{hi}}(L) - T_{\mathrm{co}}\right)} \quad (32)$$

بدین ترتیب با تعیین مقادیر A_s، c، $c_{\min}$ و ε مقدار ضریب انتقال حرارت کلی مبدل حرارتی از معادله‌ی (30) قابل محاسبه است.

در سیستم‌های حرارتی (مانند مبدل‌های حرارتی)، استفاده از ماده متخلخل علاوه بر افزایش انتقال حرارت سبب افزایش در افت فشار سیال می‌گردد. بنابراین به پارامتری برای ارزیابی همزمان عملکرد حرارتی و افت فشار در این سیستم‌ها نیاز است. بر این اساس، وب و اکرت پارامتری را تحت عنوان معیار ارزیابی عملکرد (PEC[1]) ارائه نمودند که اثرات همزمان تغییرات انتقال حرارت و افت فشار را در نظر می‌گیرد و در مبدل حرارتی بصورت معادله‌ی (33) تعریف می‌گردد [31,30]:

$$\mathrm{PEC} = \frac{U/U_0}{(W_{\mathrm{lP}}/W_{\mathrm{lP0}})^{1/3}} \quad (33)$$

همان‌طور که در معادله‌ی (33) دیده می‌شود، نسبت تغییرات انتقال حرارت کلی مبدل حرارتی با توان یک سوم نسبت تغییرات توان اتلافی پمپ رابطه دارد. نحوه‌ی محاسبه‌ی معادله‌ی (33) در پیوست الف آمده است.

3- روش حل عددی و استقلال از شبکه محاسباتی

حل معادلات حاکم با استفاده از برنامه عددی در نرم‌افزار فرترن انجام می‌گردد. گسسته‌سازی معادلات در شبکه هم‌مکان و به روش حجم محدود صورت می‌گیرد. از هر دو نوع گسسته‌سازی‌های بالادست (UDS[2]) و مرکزی (CDS[3]) برای گسسته نمودن شارهای جابجایی در شبکه‌ی هم‌مکان استفاده می‌شود [32]. برای جملات نفوذ نیز از گسسته‌سازی مرتبه دوم استفاده می‌شود. ارتباط بین سرعت‌ها و فشار از طریق الگوریتم سیمپل صورت می‌گیرد. از شبکه‌ی محاسباتی غیریکنواخت با ضریب رشد 1.02 استفاده می‌شود. بدین ترتیب شبکه محاسباتی در راستای شعاعی، در مجاورت دیواره‌ها ریز می‌شود. همچنین در راستای محوری، شبکه‌ی محاسباتی در مجاورت ناحیه‌ی ورودی سیال در لوله‌ی داخلی ($x = 0$) و لوله‌ی خارجی ($x = L$) ریز می‌گردد. به دلیل جریان سیال مغشوش از تابع دیواره استاندارد برای محاسبه‌ی متغیرها در شبکه‌ی مجاور دیواره استفاده می‌شود [33]. این توابع به دلیل تصحیح پارامترهای سرعت و اغتشاش جریان در ماده متخلخل، خود به خود تصحیح می‌گردند و نیازی به تصحیح ندارند. برای حل دستگاه معادلات از روش ضمنی قوی (SIP[4]) استفاده می‌گردد [32]. همچنین ضریب مادون رهایی[5] برای مولفه‌های سرعت برابر با 0.6، برای فشار معادل 0.1، برای انرژی جنبشی اغتشاشی معادل 0.25، برای اتلاف انرژی جنبشی معادل 0.8 و برای دما معادل با 0.95 در نظر گرفته می‌شود. در مطالعه‌ی حاضر تعریف معیار همگرایی بصورت معادله‌ی (34) است:

$$\delta = \max\left|\frac{(\varphi_{\mathrm{new}} - \varphi_{\mathrm{old}})}{\varphi_{\mathrm{old}}}\right| \quad (34)$$

معیار همگرایی برای کلیه‌ی متغیرها بصورت $\delta < 10^{-6}$ درنظر گرفته شده است.

پایه‌ی اصلی کد فورترن مورد استفاده برای جریان آرام در یک لوله توسط پریک نوشته شده است [32]؛ محمودی و همکاران این کد را برای ماده متخلخل در جریان آرام توسعه داده و در مطالعاتشان استفاده نموده‌اند [34,4]؛ نیموری و همکاران جریان مغشوش را بدان اضافه نموده‌اند [19] و نویسندگان مطالعه‌ی حاضر این کد را برای مطالعه‌ی مبدل حرارتی دولوله‌ای توسعه داده‌اند.

در مطالعه‌ی حاضر، سیال عامل در هر دو لوله‌ی مبدل حرارتی آب در نظر گرفته شده است. دمای سیال در دو لوله‌ی داخلی و خارجی به ترتیب برابر با 350 و 300 درجه سانتی‌گراد است. شعاع لوله‌ی داخلی برابر با 0.05 متر و شعاع لوله‌ی خارجی برابر با 0.1 متر در نظر گرفته شده است. لوله‌ی داخلی از جنس آلومینیوم با ضریب هدایت حرارتی 218 (وات بر مترکلوین) در نظر گرفته شده است. بدلیل مقاومت حرارتی بسیار پایین دیواره‌ی لوله‌ی داخلی، ضخامت این لوله تأثیری بر میزان انتقال حرارت در مبدل حرارتی دولوله‌ای ندارد [14,13]. بنابراین ضخامت این لوله بسیار ناچیز و برابر با 0.1 میلی‌متر درنظر گرفته شده است. اعمال این ضخامت اندک برای ایجاد فضایی نازک بین سیال جاری در لوله‌ها و اعمال شرایط مرزی معادلات ممنتوم، انرژی جنبشی اغتشاشی، نرخ اتلاف اغتشاش و معادله‌ی انرژی سیال مورد نیاز است.

برای بررسی استقلال حل عددی از شبکه محاسباتی، مبدل حرارتی با رینولدز جریان 20000 در هر دو لوله در نظر گرفته می‌شود. ماده متخلخل در هر دو لوله‌ی مبدل حرارتی از جنس آلومینیوم با میزان تخلخل برابر با 0.85، قطر حفره‌ی برابر با 2.5 میلی‌متر و ضریب هدایت حرارتی برابر با 218 وات بر مترکلوین در نظر گرفته می‌شود. برای این مسئله‌ی نمونه، در شکل 2 تغییرات ضریب انتقال حرارت جابجایی سیال در لوله‌ی داخلی رسم شده است. حل مساله برای شبکه‌های مختلف محاسباتی انجام می‌شود. همان‌گونه که از نمودارهای شکل 2 مشخص است با افزایش شبکه محاسباتی به بیش از 100 گره در راستای شعاعی و 300 گره در راستای محوری، تغییری در نتایج حاصل نمی‌گردد. بدین ترتیب شبکه‌ی 100 × 300 برای حل عددی در مطالعه‌ی حاضر مناسب است.

4- نتایج و بحث

4-1- اعتبارسنجی نتایج

برای بررسی صحت عملکرد برنامه عددی، نتایج مطالعه‌ی حاضر با نتایج مطالعه‌ی سیلوا و دلموس مقایسه می‌گردد [35]. بدین منظور جریان سیال در یک کانال با رینولدز 50000 و ماده متخلخل با ضریب نفوذپذیری 0.000004 و مقدار تخلخل 0.6 که به ضخامت نصف عرض کانال در مجاورت دیواره‌ی کانال قرار دارد، در نظر گرفته می‌شود. عرض کانال (H) نیز برابر با

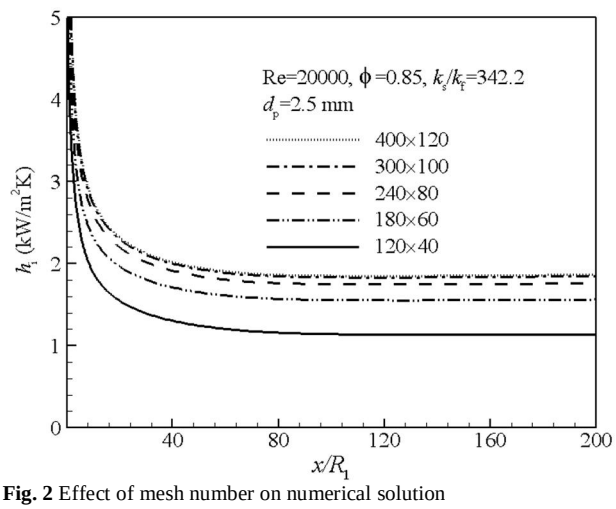


Fig. 2 Effect of mesh number on numerical solution

شکل 2 تاثیر تعداد شبکه محاسباتی بر حل عددی

[1] Performance evaluation criteria
[2] Upwind differencing scheme
[3] Central differencing scheme
[4] Strongly Implicit Procedure
[5] Under-relaxation Factor

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-25]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1395.16.3.13.0]

0.1 متر تعیین شده است. در شکل 3 مقایسه سرعت محوری توسعه یافته مطالعه‌ی حاضر با نتایج سیلوا و دلموس آورده شده است. مشاهده می‌شود که نتایج حاصل از این دو مطالعه تطابق مناسبی با یکدیگر دارند و نتایج برنامه عددی برای جریان سیال مغشوش با محیط متخلخل معتبر است.

برای بررسی صحت عملکرد برنامه‌ی عددی در مبدل حرارتی دولوله‌ای، نتایج عددی حاصل از مطالعه‌ی حاضر با نتایج حاصل از روش ε-NTU مقایسه می‌گردد. بدین منظور مبدل حرارتی دولوله‌ای مطالعه‌ی حاضر با رینولدز جریان برابر 20000 در لوله‌ها و بدون استفاده از ماده متخلخل در نظر گرفته می‌شود. ضریب انتقال حرارت جابجایی سیال در دو لوله‌ی مبدل حرارتی برای استفاده در روش ε-NTU، از رابطه‌ی کلبرن محاسبه می‌شود [28]:

$$\mathrm{Nu} = \frac{hD}{k_f} = 0.023\mathrm{Re}^{0.8}\mathrm{Pr}^{0.4} \quad (35)$$

در شکل 4 نتایج دمای میانگین بی‌بعد سیال خروجی از لوله‌ی داخلی ($\theta_{fmi}(L)$) برای مطالعه حاضر و روش ε-NTU در طول‌های مختلف مبدل حرارتی رسم شده است. همان‌طور که در این شکل مشخص است نتایج حل عددی به نتایج روش ε-NTU نزدیک است و استفاده از برنامه عددی حاضر برای تحلیل مبدل حرارتی دو لوله‌ای معتبر است.

2-4- نتایج و بحث

در این بخش ابتدا به بررسی تغییرات ضریب انتقال حرارت جابجایی و گراف دوبعدی دمای سیال و ماده متخلخل در مسئله‌ی نمونه پرداخته می‌شود. مسئله‌ی نمونه در مطالعه‌ی حاضر مطابق توضیحات شکل 2 می‌باشد (رینولدز جریان در لوله‌ها برابر با 20000، میزان تخلخل برابر 0.85، قطر حفره‌ی برابر با 2.5 میلی‌متر و ضریب هدایت حرارتی ماده متخلخل برابر با 218 وات بر مترکلوین). در ادامه با تغییر خصوصیات جریان و یا ماده متخلخل، تاثیر هر یک بصورت جداگانه بررسی می‌گردد. در انتها نیز به بررسی تغییرات ضریب انتقال کلی و معیار ارزیابی عملکرد در مبدل حرارتی دو لوله‌ای با ماده متخلخل تحت خصوصیات مختلف پرداخته می‌شود.

در شکل 5 تغییرات ضریب انتقال حرارت جابجایی هر یک از لوله‌های داخلی و خارجی و همچنین تغییرات ضریب انتقال حرارت کلی مبدل

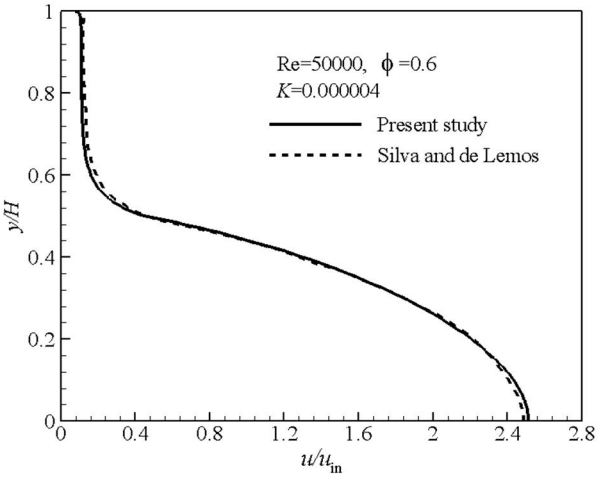


Fig. 3 Mean velocity profile comparison of present results and Silva and de Lemos [35]

شکل 3 مقایسه‌ی توزیع سرعت متوسط برای مطالعه‌ی حاضر و نتایج سیلوا و دلموس [35]

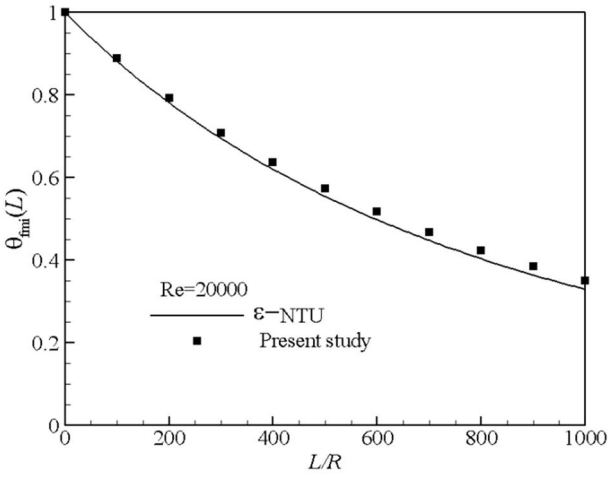


Fig. 4 Comparison of Mean dimensionless temperature of inner tube, of present CFD results and ε –NTU method

شکل 4 مقایسه‌ی توزیع دمای میانگین بی‌بعد برای نتایج مطالعه‌ی عددی حاضر و روش ε-NTU

حرارتی دو لوله‌ای آورده شده است. دیده می‌شود که ضریب انتقال حرارت جابجایی سیال در لوله‌ی داخلی کاهش پیدا کرده و به مقدار ثابتی میل می‌کند. همین روند ولی بطور معکوس برای ضریب انتقال حرارت جابجایی لوله‌ی خارجی که جریان آن در خلاف جهت لوله‌ی داخلی است رخ می‌دهد. توجه شود که شرایط هندسی و سیال در دو لوله طوری در نظر گرفته شده که ضریب انتقال حرارتی جابجایی این دو لوله با یکدیگر برابر باشد و استفاده از ماده متخلخل در هر دو لوله توجیه‌پذیر باشد. زیرا در حالتی که ضریب انتقال حرارت سیال در یک لوله با لوله‌ی دیگری تفاوت بسیار داشته باشد تنها استفاده از ماده متخلخل در لوله با ضریب جابجایی پایین مورد نیاز است. همچنین در شکل 5 ضریب انتقال حرارت کلی مبدل حرارتی که از برآیند ضریب انتقال حرارت جابجایی در لوله‌ها حاصل می‌گردد نشان داده شده است. مشاهده می‌شود که مقدار این ضریب در دو سر لوله‌ها که ناحیه ورودی جریان در لوله‌ها می‌باشد بیشترین مقدار و در مرکز لوله کمترین مقدار را داراست. همچنین مشاهده می‌شود که مقدار این ضریب همواره از مقدار ضریب انتقال حرارت جابجایی در هریک از لوله‌های مبدل حرارتی کمتر است. در شکل 6 طول توسعه‌یافتگی حرارتی مسئله‌ی حاضر نشان داده شده و با رابطه‌ی تحلیلی موجود برای جریان آرام مقایسه شده است. دهقان و همکاران برای جریان آرام رابطه‌ای تحلیلی بین طول توسعه‌یافتگی حرارتی با نسبت هدایت حرارتی ماده متلخلخل و سیال بصورت معادله‌ی (36) بدست آورده‌اند [36]:

$$X_{dev} = \frac{x}{R_1 \mathrm{Re}\,\mathrm{Pr}} = d_1 e^{d_2(k_{f,eff}/k_{s,eff})} + d_3 e^{d_4(k_{f,eff}/k_{s,eff})} \quad (36)$$

که در رابطه‌ی (36) مقادیر ثابت‌ها بصورت زیر است:

$$d_1 = 0.3608,\ d_2 = 0.001339,$$
$$d_3 = -0.3526,\ d_4 = -0.8357$$

همان‌طور که در شکل 6 مشاهده می‌شود مقدار طول توسعه‌یافتگی حرارتی با افزایش نسبت هدایت حرارتی کاهش می‌یابد و از نظر مرتبه مقداری[1]، مقدار آن در جریان آرام 2 مرتبه نسبت به جریان مغشوش بزرگتر است.

[1] Order of magnitude

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-25]

[DOR: 20.1001.1.10275940.1395.16.3.13.0]

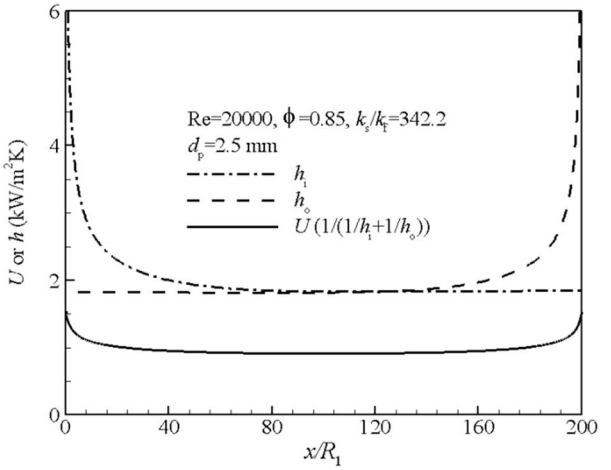


Fig. 5 Investigation of convection and Overall heat transfer coefficient in example problem

شکل 5 بررسی ضریب انتقال حرارت جابجایی و کلی در مسئله‌ی نمونه

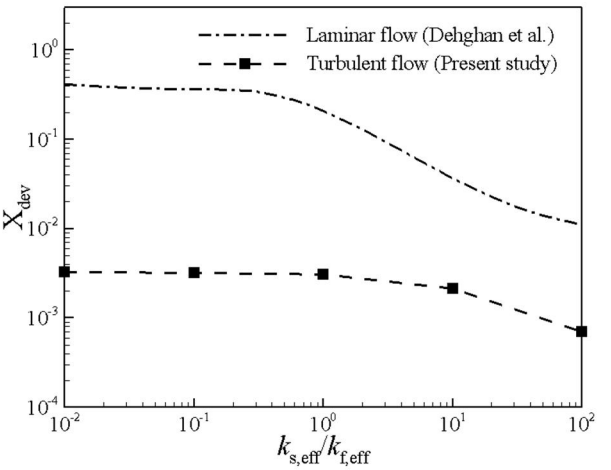
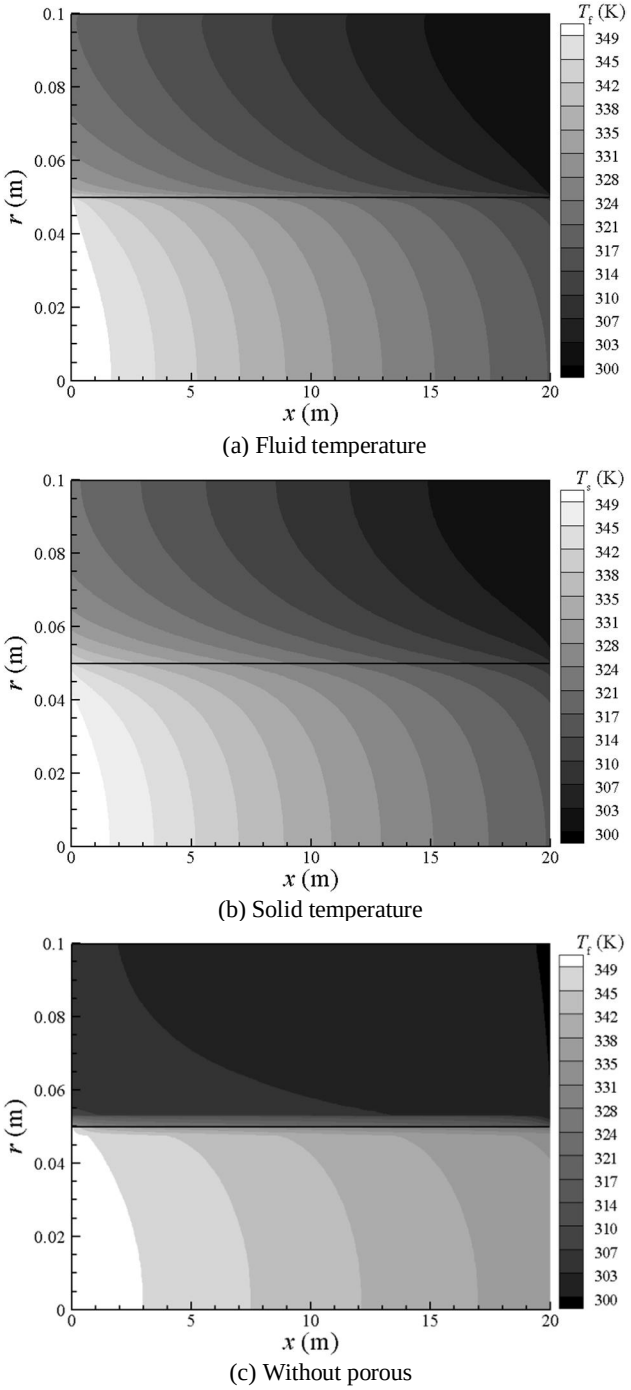


Fig. 6 Dimensionless thermally developing length for laminar [36] and turbulent flow in different heat conduction coefficient ratios

شکل 6 طول توسعه‌یافتگی حرارتی بی‌بعد برای جریان آرام [36] و مغشوش در نسبت‌های ضریب هدایت حرارتی مختلف

در شکل‌های a-7 و b–7 گراف دوبعدی دمای سیال و ماده متخلخل برای مسئله‌ی نمونه آورده شده است. در این دو گراف دیده می‌شود که شیب دمای سیال و جامد در جهت شعاعی بر روی لوله‌ی خارجی برابر با صفر می‌گرددکه نشانگر عایق بودن لوله‌ی خارجی است. بدلیل ضریب هدایت حرارتی پایین سیال، شیب تغییرات دمای سیال در مجاورت لوله‌ی داخلی نسبت به شیب تغییرات دمای ماده متخلخل (جامد) بیشتر است. همچنین به دلیل ناچیز بودن ضخامت جداره بین دو لوله و بالا بودن ضریب هدایت در این جداره، اثر این جداره بر انتقال حرارت ناچیز و شیب منحنی دمای سیال و یا جامد در دو سمت جداره بین لوله ها یکسان است. این مورد در نتایج ژو و همکاران نیز مشاهده می‌شود [13]. در شکل c–7 گراف دوبعدی دمای سیال در مبدل حرارتی دولوله‌ای بدون استفاده از ماده متخلخل آورده شده است. با مقایسه‌ی این گراف با گراف a–7 دیده می‌شود که با استفاده از ماده متخلخل در مبدل حرارتی، تبادل حرارت بین سیال در لوله‌ها افزایش چشمگیری می‌یابد.

در شکل 8 اثر تغییر قطر حفره ماده متخلخل بر دمای میانگین بی‌بعد در طول لوله‌های داخلی و خارجی آورده شده است. در این شکل مشاهده



(a) Fluid temperature

(b) Solid temperature

(c) Without porous

Fig. 7 Contour of fluid(a) and solid(b) temperature in example problem and comparing by without porous (c)

شکل 7 کانتور دمای سیال (a) و جامد (b) برای مسئله‌ی نمونه و مقایسه آن با حالت بدون ماده متخلخل (c)

می‌شود که با استفاده از ماده متخلخل در مبدل حرارتی میزان انتقال حرارت در مبدل حرارتی نسبت به حالت بدون ماده متخلخل افزایش چشمگیری می‌یابد. در این حالت شیب تغییرات دمای میانگین بی‌بعد در لوله‌های داخلی و خارجی افزایش می‌یابد. برای جریان مغشوش در ماده متخلخل، ابعاد گردابه‌های جریان در مقیاس قطر حفره ماده متخلخل است [37]. با افزایش قطر حفره‌های ماده متخلخل ابعاد گردابه‌های تشکیل شده افزایش می‌یابد. بدین ترتیب مقدار انرژی جنبشی اغتشاشی افزایش یافته و در نتیجه انتقال

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-25]

[DOR: 20.1001.1.10275940.1395.16.3.13.0]

حرارت بهبود می‌یابد. در شکل 8 مشاهده می‌شود که با افزایش قطر حفره‌های ماده متخلخل، شیب تغییرات دمای میانگین بی‌بعد لوله‌ی داخلی و در نتیجه انتقال حرارت در مبدل حرارتی دولوله‌ای افزایش می‌یابد.

در شکل 9 اثر نسبت ضریب هدایت حرارتی ماده متخلخل به سیال بر روی دمای میانگین بی‌بعد لوله‌ی داخلی نشان داده شده است. در این شکل مشاهده می‌شود در حالتی که این نسبت برابر با یک است، انتقال حرارت اندکی افزایش و در نتیجه دمای سیال لوله‌ی داخلی در هر مقطع نسبت به جریان بدون ماده متخلخل کاهش می‌یابد. در این حالت بدلیل ضریب هدایت حرارتی پایین ماده متخلخل، عملا افزایش سطح ناشی از وجود محیط متخلخل تأثیری در انتقال حرارت ندارد. بدین ترتیب افزایش انتقال حرارت دیده شده از تأثیر افزایش اغتشاش جریان در محیط متخلخل حاصل می‌گردد. بنابراین برخلاف جریان آرام که در نسبت‌های پایین ضریب هدایت حرارتی ماده متخلخل به سیال، انتقال حرارت کاهش می‌یابد و یا تغییر محسوسی نمی‌کند [38,4]، در جریان مغشوش با تاثیر اغتشاش جریان در ضریب هدایت موثر، انتقال حرارت در نسبت‌های پایین هدایت حرارتی نیز می‌تواند افزایش یابد. در نمودارهای دیگر این شکل ماده‌های متخلخل فلزی شامل سرب (k_s/k_f = 54.9)، منیزیم (k_s/k_f = 224.9)، آلومینیوم (k_s/k_f = 342.2) و مس (k_s/k_f = 629.5) مورد بررسی قرار گرفته است. مقایسه‌ی این نمودارها حاکی از آن است که با افزایش نسبت هدایت حرارتی، دمای میانگین بی‌بعد سیال به‌طور چشمگیری کاهش می‌یابد. این امر نشان می‌دهد که افزایش انتقال حرارت بین دو سیال در لوله‌های مبدل حرارتی، ناشی از عبور جریان سیال با اغتشاشات بالا از میان محیط متخلخل با ضریب هدایت حرارتی بالاست.

در شکل 10 اثر مقدار تخلخل ماده متخلخل بر روی دمای میانگین بی‌بعد لوله‌ی داخلی نشان داده شده است. در این شکل مشاهده می‌شود که هر چه نسبت تخلخل کمتر باشد، حجم ماده‌ی متخلخل (که ضریب هدایت بالایی دارد) در لوله بیشتر بوده و بنابراین ضریب هدایت موثر ماده متخلخل اندکی افزایش یافته و میزان انتقال حرارت در مبدل حرارتی افزایش یافته است. در جریان آرام، ماده متخلخل با تغییر منحنی توزیع سرعت سیال و افزایش سطح انتقال حرارت سبب بهبود انتقال حرارت می‌گردد. در جریان مغشوش، ماده متخلخل علاوه بر دو مورد یاد شده سبب افزایش اغتشاش

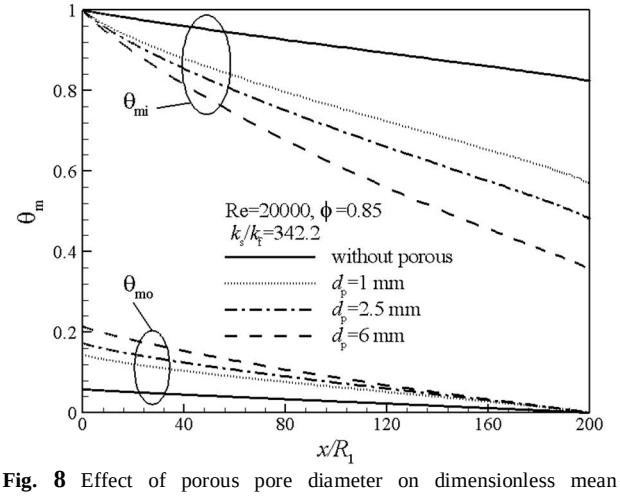


Fig. 8 Effect of porous pore diameter on dimensionless mean temperature of inner tube

شکل 8 اثر قطر حفره ماده متخلخل بر دمای میانگین بی‌بعد در دو لوله‌ی داخلی و خارجی

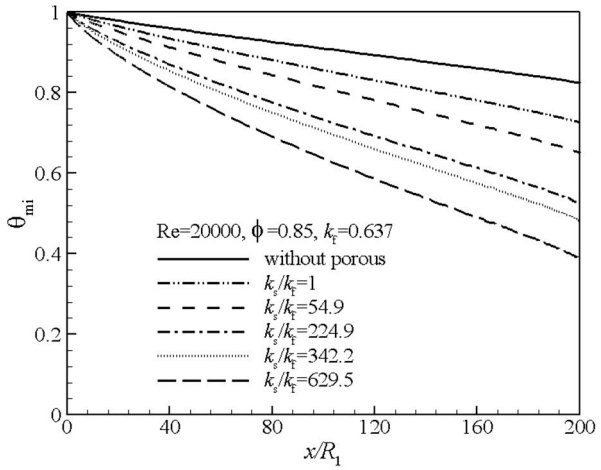


Fig. 9 Effect of porous to fluid conductivity ratio on dimensionless mean temperature of inner tube

شکل 9 اثر نسبت ضریب هدایت حرارتی ماده متخلخل به سیال بر دمای میانگین بی‌بعد لوله داخلی

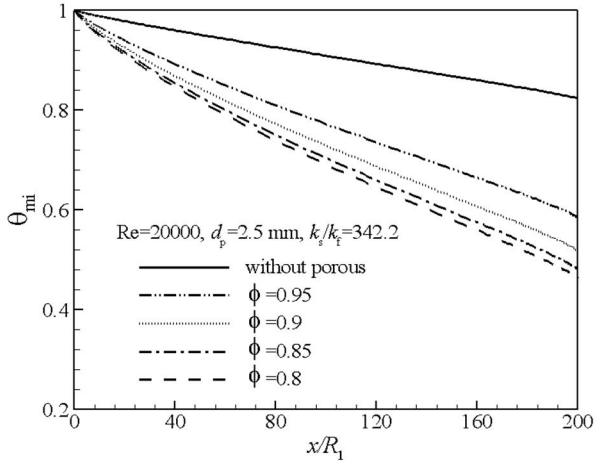


Fig. 10 Effect of porosity on dimensionless mean temperature of inner tube

شکل 10 اثر میزان تخلخل ماده متخلخل بر دمای میانگین بی‌بعد لوله داخلی

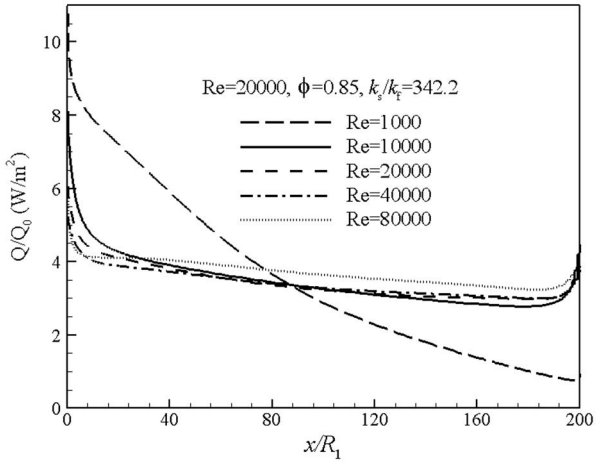


Fig. 11 Effect of Reynolds number on heat transfer ratio in double-tube heat exchanger

شکل 11 اثر عدد رینولدز بر نسبت انتقال حرارت در مبدل حرارتی دولوله‌ای

جریان سیال و در نتیجه افزایش انتقال حرارت می‌شود [35,19]. افزایش اغتشاش جریان مطابق با معادله‌ی (13-ب) سبب افزایش ضریب هدایت

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-25]

[DOR: 20.1001.1.10275940.1395.16.3.13.0]

حرارتی موثر سیال و در نتیجه بهبود انتقال حرارت می‌گردد. از آن‌جا که مقدار اغتشاش جریان با عدد رینولدز جریان رابطه‌ی مستقیم دارد بنابراین بررسی اثر عدد رینولدز بر روی انتقال حرارت در مطالعه‌ی حاضر ضروری بنظر می‌رسد. شکل 11 تاثیر عدد رینولدز را بر نسبت مقدار انتقال حرارت در مبدل حرارتی مورد مطالعه را نشان می‌دهد. محور عمودی این شکل نشانگر نسبت مقدار گرمای منتقل شده در حالت استفاده از ماده متخلخل به حالت بدون استفاده از ماده متخلخل است. در این شکل دیده می‌شود که با تغییر عدد رینولدز جریان مغشوش از 10000 تا 80000 بیشینه مقدار اختلاف بین نمودارهای مختلف حدود 15 درصد است. بنابراین مشاهده می‌شود که اثرات افزایش اغتشاش در ماده متخلخل در بهبود انتقال حرارت در مقابل اثرات تغییر منحنی توزیع سرعت و افزایش سطح انتقال حرارت کمتر است. به عبارتی دیگر می‌توان گفت برای رینولدزهای مختلف جریان مغشوش در یک محیط متخلخل ثابت، انتقال حرارت تقریبا به یک اندازه بهبود می‌یابد. در شکل 11 نسبت تغییرات انتقال حرارت برای رینولدز 1000 که جریانی آرام است نیز آورده شده است. دیده می‌شود که برای جریان آرام در $x = 0$ که ورودی لوله‌ی داخلیست انتقال حرارت افزایش چشمگیری یافته است و نسبت انتقال حرارت در این حالت نسبت به جریان مغشوش بیشتر است. با حرکت در راستای طول و به دلیل آنکه انتقال حرارت بسیاری بین دو سیال مبادله می‌گردد، اختلاف دمای سیال در دو لوله کاهش شدیدی یافته و در نتیجه نسبت انتقال حرارت با شیب زیادی کاهش می‌یابد. بدین ترتیب استفاده از ماده متخلخل در جریان آرام نسبت به جریان مغشوش تاثیر بیشتری بر روی بهبود انتقال حرارت دارد.

در شکل 12 نسبت تغییرات ضریب انتقال حرارت کلی مبدل حرارتی دولوله‌ای برای خصوصیات مختلف ماده متخلخل آورده شده است. همانطور که دیده می‌شود نمودارهای این شکل همواره در محدوده‌ی بزرگتر از یک قرار دارند و بنابراین انتقال حرارت در مبدل حرارتی دولوله‌ای برای پارامترهای ماده متخلخل در بازه‌هایی که بررسی شدند افزایش می‌یابد. در حالتی که ماده متلخلخل فلزی با خصوصیات تخلخل برابر با 0.8، قطر حفره برابر با 6 میلی‌متر و نسبت هدایت حرارتی جامد به سیال برابر 629.5 (مس) باشد ضریب انتقال حرارت کلی مبدل حرارتی تا 7 برابر افزایش می‌یابد.

در شکل a–13 نسبت توان اتلافی در اثر افت فشار در لوله‌های مبدل

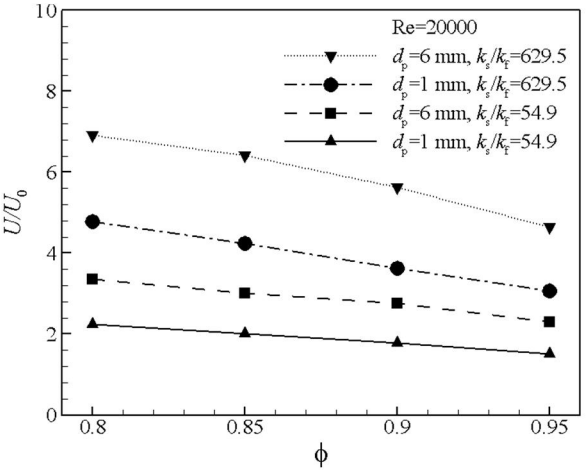


Fig. 12 Enhancement overall heat transfer coefficient ratio in different property of porous material

شکل 12 نسبت بهبود ضریب کلی انتقال حرارت در خصوصیات مختلف ماده متخلخل

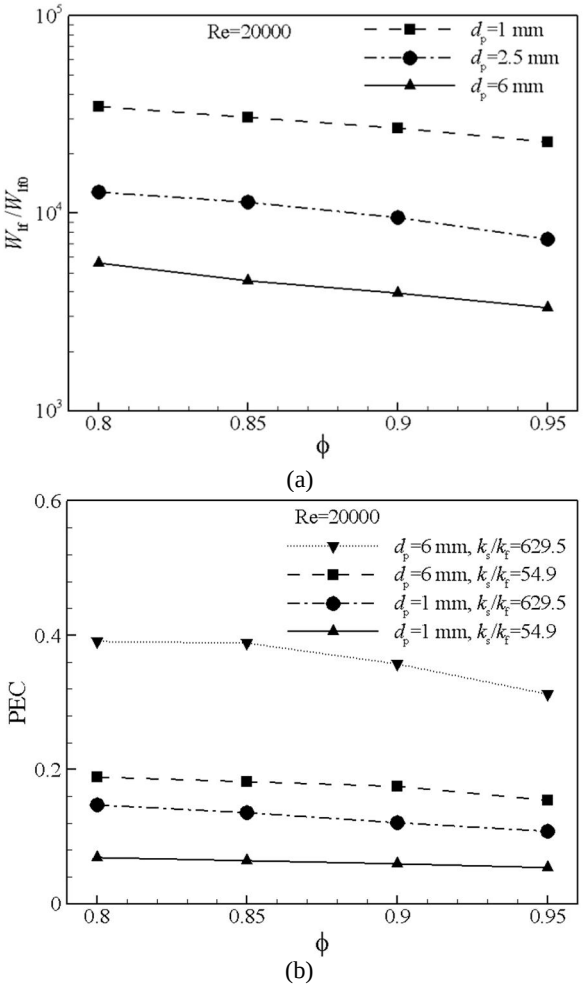


Fig. 13 Investigation of pump lost power (a) and PEC (b) in different property of porous material

شکل 13 بررسی اتلاف توان پمپ (a) و PEC (b) در ویژگی‌های مختلف ماده متخلخل

حرارتی با ماده متلخلخل به حالت بدون ماده متخلخل نشان داده شده است. نتایج این شکل نشان می‌دهد که با استفاده از ماده متخلخل، اتلاف توان پمپ در لوله‌ها بطور قابل ملاحظه‌ای افزایش می‌یابد. براساس این شکل، با افزایش مقدار تخلخل، حجم ماده متخلخل در لوله‌ها و در مسیر حرکت سیال کاهش می‌یابد. همچنین نفوذپذیری ماده متخلخل نیز افزایش می‌یابد؛ در نتیجه افت فشار سیال در طول لوله کمتر می‌شود. افزایش قطر حفره نیز سبب افزایش نفودپذیری ماده متخلخل شده و درپی آن افت فشار و اتلاف توان پمپ کاهش می‌یابد. در شکل b–13 معیار ارزیابی عملکرد سیستم بر حسب خصوصیات مختلف ماده متخلخل نشان داده است. نتایج این شکل نشان می‌دهد که معیار ارزیابی عملکرد سیستم همواره عددی کوچکتر از یک است. این مورد در مطالعات کو و همکاران برای حالت جریان آرام سیال نیز مشاهده شده است [13,12]. در نتیجه کاهش دادن اتلاف توان ناشی از افزایش افت فشار در مبدل حرارتی مورد مطالعه بسیار مهم است. با توجه به نمودارهای شکل b–13 و با بررسی پارامترهای ماده متخلخل مشاهده می‌شود که با افزایش قطر حفره و ضریب هدایت حرارتی ماده‌ی متخلخل می‌توان معیار ارزیابی عملکرد سیستم را تا مقدار زیادی افزایش داد. این در حالیست که عملکرد سیستم به مقدار تخلخل حساسیت کمتری دارد. این امر بدلیل آن است که با افزایش مقدار تخلخل، با وجود کاهش انتقال حرارت، افت فشار نیز

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-25]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1395.16.3.13.0]

کاهش می‌یابد.

5- جمع‌بندی و نتیجه‌گیری

در این مطالعه انتقال حرارت در مبدل حرارتی دولوله‌ای برای جریان سیال مغشوش و آکنده از ماده متخلخل فلزی مورد بررسی قرار گرفت و نتایج زیر حاصل شد:

استفاده از ماده متخلخل در مبدل حرارتی ضریب انتقال حرارت کلی ماده متخلخل را افزایش می‌دهد و در بهترین حالت تا حدود 7 برابر بهبود اتقال حرارت را در پی دارد.

کاهش مقدار تخلخل در بازه‌ی 0.95 تا 0.8، سبب افزایش سهم ماده متخلخل و ضریب هدایت حرارتی موثر شده و بدین ترتیب انتقال حرارت در مبدل حرارتی را بهبود می‌بخشد. هرچند کاهش مقدار تخلخل، افت فشار چشمگیری را در پی دارد.

بررسی تغییرات قطر حفره ماده متخلخل در بازه‌ی 1 تا 6 میلی‌متر نشان می‌دهد که افزایش قطر حفره سبب افزایش نفوذپذیری و ابعاد گردابه‌های جریان مغشوش در محیط متخلخل می‌شود؛ بدین ترتیب اغتشاش جریان و انتقال حرارت افزایش می‌یابد و افت فشار نیز کاهش می‌یابد.

در جریان سیال مغشوش برخلاف جریان آرام، در نسبت‌های پایین ضریب هدایت حرارتی ماده متخلخل به سیال، انتقال حرارت در مبدل حرارتی افزایش می‌یابد. این امر بدلیل افزایش اثر اغتشاشات جریان است که در جریان آرام وجود ندارد. با افزایش مقدار این نسبت، ضریب انتقال حرارت کلی مبدل حرارتی افزایش می‌یابد و برای ماده متخلخل از جنس مس به بالاترین مقدار خود می‌رسد.

با افزایش عدد رینولدز جریان مغشوش از 10000 تا 80000، نسبت بهبود انتقال حرارت تغییر چندانی ندارد. هرچند نتایج نشان می‌دهد که نسبت بهبود انتقال حرارت در جریان آرام بیشتر از جریان مغشوش است.

بررسی معیار ارزیابی عملکرد نشان می‌دهد که با افزایش قطر حفره و ضریب هدایت حرارتی ماده متخلخل می‌توان عملکرد سیستم را بهبود بخشید. این در حالیست افزایش مقدار تخلخل ماده متخلخل تأثیر چندانی بر این پارامتر ندارد.

6- فهرست علائم

A_s	مساحت جانبی لوله (m^2)
C_F	ضریب فورچیمر
c_1, c_2, c_μ	ضرایب ثابت مدل $k-\varepsilon$
C_P	گرمای ویژه سیال ($Jkg^{-1}K^{-1}$)
D	تانسور نرخ کرنش (s^{-1})
d_p	قطر حفره (m)
f	ضریب اصطکاک دارسی ویسباخ
g	شتاب گرانش (ms^{-2})
h	ضریب انتقال حرارت جابجایی
K	نفوذپذیری ماده متخلخل (m^2)
k	انرژی جنبشی اغتشاش (m^2s^{-2})
k_{eff}	ضریب هدایت موثر ($Wm^{-1}K^{-1}$)
k_f	ضریب هدایت سیال ($Wm^{-1}K^{-1}$)
$k_{f,eff}$	ضریب هدایت موثر سیال ($Wm^{-1}K^{-1}$)
k_s	ضریب هدایت ماده متخلخل ($Wm^{-1}K^{-1}$)
$k_{s,eff}$	ضریب هدایت موثر ماده متخلخل ($Wm^{-1}K^{-1}$)
P	فشار (Pa)
NTU	تعداد واحدهای تبادل
Pr	عدد پرانتل
Q	شار هدایت حرارتی بر روی لوله داخلی (Wm^{-2})
R_1	شعاع درونی لوله داخلی (m)
R_2	شعاع بیرونی لوله داخلی (m)
R_3	شعاع لوله خارجی (m)
Re	عدد رینولدز
Re_p	عدد رینولدز حفره
St	عدد استنتون
T_f	دمای سیال (K)
T_s	دمای ماده متخلخل (K)
u	بردار سرعت (ms^{-1})
u'	بردار سرعت نوسانی (ms^{-1})
u_D	بردار سرعت دارسی(ms^{-1})
U	سرعت سیال ورودی (ms^{-1})
W_{lf}	اتلاف توان پمپ در بر اثر افت فشار سیال در لوله (W)
x, r	محور مختصات استوانه‌ای (m)

علائم یونانی

ϕ	نسبت تخلخل
φ	متغیر انتخابی
ρ	چگالی (kgm^{-3})
μ	لزجت دینامیکی ($kgm^{-1}s^{-1}$)
ν	لزجت سینماتیکی (m^2s^{-1})
$\mu_{t\varphi}$	لزجت اغتشاشی ماکروسکوپیک ($kgm^{-1}s^{-1}$)
δ	معیار همگرایی
ε	نرخ اتلاف انرژی جنبشی مغشوش (m^2s^{-3})
ε	نسبت انتقال حرارت به ماکزیمم انتقال حرارت ممکن
σ_T	عدد پرانتل اغتشاشی برای انرژی سیال
σ_ε	عدد پرانتل اغتشاشی برای ε
σ_k	عدد پرانتل اغتشاشی برای k
θ_m	دمای میانگین بی‌بعد

زیرنویس‌ها

c	سرد
dev	توسعه‌یافته
eff	موثر
f	سیال
h	گرم
i	لوله داخلی
lp	اتلاف پمپ
m	میانگین
o	لوله خارجی
s	جامد
Sf	جامد و سیال

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-25]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1395.16.3.13.0]

t	مغشوش
0	بدون ماده متخلخل

7- پیوست‌ها

7-1 پیوست الف

اتلاف توان پمپ برای جریان سیال در یک لوله بصورت زیر ارائه می‌شود [39]:

$$W_{\mathrm{lP}} = uA\Delta P = u(\pi R^2)\left(f\frac{L}{2R}\frac{u^2}{2g}\right) = fA_s\mathrm{Re}^3\frac{D^3}{8gv^3} \qquad \text{(الف-1)}$$

اگر طول و قطر لوله ثابت در نظر گرفته شود و نوع سیال تغییری نکند نسبت اتلاف توان پمپ برای لوله‌ای با ماده متخلخل به لوله‌ی بدون ماده متخلخل، بصورت معادله‌ی (الف-2) است:

$$\frac{W_{\mathrm{lP}}}{W_{\mathrm{lP0}}} = \frac{f}{f_0}\left(\frac{\mathrm{Re}}{\mathrm{Re}_0}\right)^3 \qquad \text{(الف-2)}$$

توان حرارتی ورودی به سیال متناسب با ضریب انتقال حرارت جابجایی است. نسبت توان حرارتی ورودی به سیال در یک لوله برای حالت وجود ماده متخلخل به حالت بدون ماده متخلخل برابر است با [40]:

$$\frac{h}{h_0} = \frac{\mathrm{St}}{\mathrm{St}_0}\frac{\mathrm{Re}}{\mathrm{Re}_0} \qquad \text{(الف-3)}$$

در معادله‌ی (الف-3)، St برابر با عدد استنتون است. با جای‌گذاری معادله‌ی (الف-3) در معادله‌ی (الف-2) داریم:

$$\frac{W_{\mathrm{lP}}}{W_{\mathrm{lP0}}} = \frac{f}{f_0}\left(\frac{h}{h_0}\right)^3\left(\frac{\mathrm{St}_0}{\mathrm{St}}\right)^3 \qquad \text{(الف-4)}$$

دیده می‌شود که در معادله‌ی (الف-4)، رابطه‌ای بین نسبت توان حرارتی و اتلاف توان پمپ در یک لوله حاصل شده است. حال با استفاده از این معادله، معیار ارزیابی عملکرد تعریف می‌گردد [31,30]:

$$\mathrm{PEC} = \frac{h/h_0}{(W_{\mathrm{lP}}/W_{\mathrm{lP0}})^{1/3}} = \frac{\mathrm{St}/\mathrm{St}_0}{(f/f)^{1/3}} \qquad \text{(الف-5)}$$

برای مبدل‌های حرارتی دولوله‌ای، نسبت توان حرارتی بصورت U/U_0 بیان می‌شود و از مجموع توان اتلافی پمپ در هر دو لوله استفاده می‌گردد.

8- مراجع

[1] K. Vafai, S. J. Kim, Forced convection in a channel filled with a porous medium: an exact solution, *Journal of heat transfer*, Vol. 111, No. 4, pp. 1103-1106, 1989.

[2] S. Chikh, A. Boumedien, K. Bouhadef, G. Lauriat, Analytical solution of non-Darcian forced convection in an annular duct partially filled with a porous medium, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 38, No. 9, pp. 1543-1551, 1995.

[3] Y. Mahmoudi, M. Maerefat, Analytical investigation of heat transfer enhancement in a channel partially filled with a porous material under local thermal non-equilibrium condition, *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 50, No. 12, pp. 2386-2401, 2011.

[4] M. Maerefat, S. Y. Mahmoudi, K. Mazaheri, Numerical simulation of forced convection enhancement in a pipe by porous inserts, *Heat Transfer Engineering*, Vol. 32, No. 1, pp. 45-56, 2011.

[5] M. M. Shahmardan, M. Nazari, S. Mosayebidorcheh, Analytical solution of steady heat transfer in a multi-layer porous media under local thermal non-equilibrium condition, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 12, No. 4, pp. 1-8, 2012. (in Persian فارسی)

[6] M. Dehghan, M. T. Jamal-Abad, S. Rashidi, Analytical interpretation of the local thermal non-equilibrium condition of porous media imbedded in tube heat exchangers, *Energy Conversion and Management*, Vol. 85, pp. 264-271, 2014.

[7] M. Alkam, M. Al-Nimr, Improving the performance of double-pipe heat exchangers by using porous substrates, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 42, No. 19, pp. 3609-3618, 1999.

[8] M. Alkam, M. Al-Nimr, M. Hamdan, Enhancing heat transfer in parallel-plate channels by using porous inserts, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 44, No. 5, pp. 931-938, 2001.

[9] W. Lu, C. Zhao, S. Tassou, Thermal analysis on metal-foam filled heat exchangers. Part I: Metal-foam filled pipes, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 49, No. 15, pp. 2751-2761, 2006.

[10] Y. Du, Z. Qu, C.-Y. Zhao, W. Tao, Numerical study of conjugated heat transfer in metal foam filled double-pipe, *International journal of heat and mass transfer*, Vol. 53, No. 21, pp. 4899-4907, 2010.

[11] H. Xu, Z. Qu, W. Tao, Analytical solution of forced convective heat transfer in tubes partially filled with metallic foam using the two-equation model, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 54, No. 17, pp. 3846-3855, 2011.

[12] Z. Qu, H. Xu, W. Tao, Fully developed forced convective heat transfer in an annulus partially filled with metallic foams: an analytical solution, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 55, No. 25, pp. 7508-7519, 2012.

[13] H. Xu, Z. Qu, W. Tao, Numerical investigation on self-coupling heat transfer in a counter-flow double-pipe heat exchanger filled with metallic foams, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 66, No. 1, pp. 43-54, 2014.

[14] N. Targui, H. Kahalerras, Analysis of fluid flow and heat transfer in a double pipe heat exchanger with porous structures, *Energy Conversion and Management*, Vol. 49, No. 11, pp. 3217-3229, 2008.

[15] N. Targui, H. Kahalerras, Analysis of a double pipe heat exchanger performance by use of porous baffles and pulsating flow, *Energy Conversion and Management*, Vol. 76, pp. 43-54, 2013.

[16] T. Masuoka, Y. Takatsu, Turbulence model for flow through porous media, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 39, No. 13, pp. 2803-2809, 1996.

[17] A. Dybbs, R. Edwards, *A new look at porous media fluid mechanics—Darcy to turbulent*, in: *Fundamentals of transport phenomena in porous media*, pp. 199-256, Dordrecht : Springer, 1984.

[18] Y.-T. Yang, M.-L. Hwang, Numerical simulation of turbulent fluid flow and heat transfer characteristics in heat exchangers fitted with porous media, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 52, No. 13, pp. 2956-2965, 2009.

[19] M. Nimvari, M. Maerefat, M. El-Hossaini, Numerical simulation of turbulent flow and heat transfer in a channel partially filled with a porous media, *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 60, pp. 131-141, 2012.

[20] M. H. Pedras, M. J. de Lemos, Macroscopic turbulence modeling for incompressible flow through undeformable porous media, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 44, No. 6, pp. 1081-1093, 2001.

[21] A. Nakayama, F. Kuwahara, A macroscopic turbulence model for flow in a porous medium, *Journal of fluids engineering*, Vol. 121, No. 2, pp. 427-433, 1999.

[22] N. F. Jouybari, M. Maerefat, M. E. Nimvari, A macroscopic turbulence model for reacting flow in porous media, *Transport in Porous Media*, Vol. 106, No. 2, pp. 355-381, 2015.

[23] F. Kuwahara, M. Shirota, A. Nakayama, A numerical study of interfacial convective heat transfer coefficient in two-energy equation model for convection in porous media, *International journal of heat and mass transfer*, Vol. 44, No. 6, pp. 1153-1159, 2001.

[24] M. Kaviany, *Principles of heat transfer in porous media*, New York: Springer-Verlag, 1991.

[25] M. B. Saito, M. J. de Lemos, A macroscopic two-energy equation model for turbulent flow and heat transfer in highly porous media, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 53, No. 11, pp. 2424-2433, 2010.

[26] C. Y. Choi, P. M. Waller, Momentum transport mechanism for water flow over porous media, *Journal of Environmental Engineering*, Vol. 123, No. 8, pp. 792-799, 1997.

[27] F. E. Teruel, A new turbulence model for porous media flows. Part II: Analysis and validation using microscopic simulations, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 52, No. 21, pp. 5193-5203, 2009.

[28] Y. Cengel, *Introduction to Thermodynamics and Heat Transfer+ EES Software*: New York: McGraw Hill Higher Education Press, 2007.

[29] A. R. Jamarani, M. Maerefat, M. E. Nimvari, Introducing proper definition of the Nusselt number for fluid flow in pipe partially filled with porous media, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 15, No. 6, pp. 278-286, 2015. (in Persian فارسی)

[30] R. Webb, Performance evaluation criteria for use of enhanced heat transfer surfaces in heat exchanger design, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 24, No. 4, pp. 715-726, 1981.

[31] R. Webb, E. Eckert, Application of rough surfaces to heat exchanger design, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 15, No. 9, pp. 1647-1658, 1972.

[32] J. H. Ferziger, M. Peric, *Computational methods for fluid dynamics*, New York: Springer Science & Business Media, 2012.

[33] H. K. Versteeg, W. Malalasekera, *An introduction to computational fluid dynamics: the finite volume method*, London: Pearson Education, 2007.

[34] Y. Mahmoudi, N. Karimi, Numerical investigation of heat transfer enhancement in a pipe partially filled with a porous material under local thermal non-equilibrium condition, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 68, pp. 161-173, 2014.

[35] R. A. Silva, M. J. de Lemos, Turbulent flow in a channel occupied by a porous layer considering the stress jump at the interface, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 46, No. 26, pp. 5113-5121, 2003.

[36] M. Dehghan, M. Valipour, A. Keshmiri, S. Saedodin, N. Shokri, On the thermally developing forced convection through a porous material under the

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-25]

[DOR: 20.1001.1.10275940.1395.16.3.13.0]

local thermal non-equilibrium condition: an analytical study, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 92, pp. 815-823, 2016.
[37] N. Horton, D. Pokrajac, Onset of turbulence in a regular porous medium: An experimental study, *Physics of Fluids* (*1994-present*), Vol. 21, No. 4, pp. 178-189, 2009.
[38] M. Mahdavi, M. Saffar-Avval, S. Tiari, Z. Mansoori, Entropy generation and heat transfer numerical analysis in pipes partially filled with porous medium, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 79, pp. 496-506, 2014.
[39] P. Promvonge, Thermal performance in circular tube fitted with coiled square wires, *Energy Conversion and Management*, Vol. 49, No. 5, pp. 980-987, 2008.
[40] F. P. Incropera, *Introduction to heat transfer*: John Wiley & Sons, New York, 2011.

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-25]

[DOR: 20.1001.1.10275940.1395.16.3.13.0]