



Analysis of the Fluid-Thermal Regime with the Developed Brinkman Model in a Porous Coil for Solar Energy Application

ARTICLE INFO

Article Type

Original Research

Authors

Fanaee S.A.^{*1} PhD,

Rezapour M.¹ MSc

How to cite this article

Fanaee S.A, Rezapour M. Analysis of the Fluid-Thermal Regime with the Developed Brinkman Model in a Porous Coil for Solar Energy Application. Modares Mechanical Engineering. 2019;19(4):855-863.

ABSTRACT

In this paper, heat transfer and fluid flow characteristics in a porous coil have been investigated. The characteristic of the boundary layer, distribution of velocity, pressure, and thermal field effects into a porous coil as high heat transfer resource have been analyzed. The developed Brinkman method in fluid flow and power law model of conduction heat transfer coefficient considering porosity and permeability factor is calculated for constant solar heat flux. In order to solve the problem, the COMSOL software based on finite element method with porous medium algorithm is used, using the MUMPS solver. The comparison between variation of normalized temperature at the presented model and experimental data at similar conditions shows an acceptable agreement with an error up to 3%. At constant permeability, decreasing the porosity coefficient, velocity profile is extended due to presence of pores into coil with an accelerated flow, so that the maximum velocity is equal to 2.5m/s at porosity coefficient of 0.2. In porous coil, Nusselt number increased, where the greatest difference between porous and the nonporous coil occurs at the beginning of the coil, with a value of 32%, and the smallest difference is 27%. In the porous coil, absorbing solar energy is higher and the heat transfer is improved. However, the amount of pressure drop also increases.

Keywords Porous Aluminum Coil; Developed Brinkman Equation; Fluid-thermal Regime; Solar Flux; Nusselt Number

CITATION LINKS

[1] Experimental study of using c-Al2O3-water nanofluid flow through aluminum foam heat sink: Comparison with numerical approach [2] On the effective thermal conductivity of a three-dimensionally structured fluid-saturated metal foam [3] Convection in porous media [4] Heat transfer measurements in metal foam subjected to constant heat flux [5] Convection heat transfer analysis for darcy flow in porous media: A new two-dimensional solution [6] Permeability of aluminium foams produced by replication casting [7] Dynamic bending response of double cylindrical tubes filled with aluminum foam [8] Single-phase flow through porous channels a review of flow models and channel entry conditions [9] Thermal analysis on metal-foam filled heat exchangers. Part I: Metal-foam filled pipes [10] Experimental air heat transfer and pressure drop through copper foams [11] The modeling the thermal-fluid effects of porous media on the mixture of hydrogen-air passing through it with COMSOL [12] Combined forced and free convection heat transfer in power-law fluid-saturated porous media [13] Thermal dispersion in porous media- a review on approaches in experimental studies [14] Experimental investigation of pressure drop & heat transfer coefficient for aluminium metal foams [15] Interfacial conditions between a pure fluid and a porous medium: Implications for binary alloy solidification [16] Dynamical modeling of nanofluid flow and heat transfer in porous media fractures [17] Determination of pressure drop for air flow through sintered metal porous media using a modified Ergun equation [18] A synthesis of tortuosity and dispersion in effective thermal conductivity of porous media [19] FEFLOW: Finite element modeling of flow, mass and heat transport in porous and fractured media [20] Flow of fluid through porous material [21] Analysis of flow and heat transfer over an external boundary covered with a porous substrate. Journal of Heat Tra [22] Mathematical modeling of flows in porous media [23] Non-darcy forced convective heat transfer in a channel embedded in a non-Newtonian inelastic fluid-saturated porous medium [24] Time-dependent model for fluid flow in porous materials with multiple pore sizes

¹Mechanical Engineering Department, Engineering Faculty, University of Birjand, Birjand, Iran

*Correspondence

Address: Administration Building, University of Birjand, University Boulevard, Birjand, Southern Khorasan, Iran

Phone: +98 (56) 32202301

Fax: +98 (56) 32202517

sab.famech@birjand.ac.ir

Article History

Received: May 04, 2018

Accepted: November 14, 2018

ePublished: April 06, 2019

تجزیه و تحلیل رژیم جریان- حرارتی با مدل توسعه‌یافته برینکمن درون کوئل متخلخل با شار حرارتی متوسط خورشیدی

سیدابوذر فنایی* PhD

گروه مهندسی مکانیک، دانشکده مهندسی، دانشگاه بیرجند، بیرجند، ایران

مجتبی رضایپور MSc

گروه مهندسی مکانیک، دانشکده مهندسی، دانشگاه بیرجند، بیرجند، ایران

چکیده

در این مقاله به بررسی تأثیرات پارامترهای جریان- حرارتی بر جریان درون کوئل متخلخل پرداخته شده است. همچنین بررسی ماهیت لایه مرزی، توزیع سرعت، فشار و اثرات توزیع میدان حرارتی درون کوئل متخلخل به‌عنوان محیطی با قابلیت انتقال حرارت بالا انجام شده که این بررسی شامل استفاده از روش برینکمن توسعه‌یافته برای حرکت سیال و قانون توانی برای محاسبه ضریب انتقال حرارت هدایتی محیط با در نظر گرفتن شار حرارتی متوسط خورشیدی در مقادیر مختلف درصد تخلخل و نفوذپذیری است. برای حل مساله از نرم‌افزار کامسول بر مبنای روش المان محدود و الگوریتم حل محیط متخلخل در حلگر MUMPS استفاده شده است. تغییرات دمای بی‌بُعد بین نتایج به‌دست‌آمده در مدل حاضر و نتایج آزمایشگاهی با یکدیگر در شرایط مشابه مقایسه شده‌اند که این مقایسه تطابق قابل قبولی بین نتایج با حداکثر خطای ۳٪ را نشان می‌دهد. در مقدار نفوذپذیری ثابت با کاهش ضریب تخلخل، پروفیل سرعت به‌دلیل کاهش وجود خلل و فرج درون کوئل کشیده‌تر می‌شود به‌طوری که جریان در کوئل متخلخل شتاب گرفته و حداکثر مقدار سرعت پروفیل در ضریب تخلخل برابر با ۰/۲ و ۲/۵ متر بر ثانیه است. در متخلخل شدن کوئل مقدار عدد ناسلت افزایش یافته به‌طوری که بیشترین اختلاف بین دو حالت متخلخل و بدون تخلخل در ابتدای کوئل و برابر با ۳۲٪ و کمترین مقدار این اختلاف ۲۷٪ است. در داخل کوئل متخلخل جذب انرژی خورشیدی بیشتر و در نتیجه مقدار انتقال حرارت بهبود می‌یابد. اگر چه مقدار افت فشار نیز افزایش می‌یابد.

کلیدواژه‌ها: کوئل متخلخل آلومینیومی، معادله برینکمن توسعه‌یافته، رژیم جریان- حرارتی، شار خورشیدی، عدد ناسلت

تاریخ دریافت: ۱۳۹۷/۰۲/۱۴

تاریخ پذیرش: ۱۳۹۷/۰۸/۲۳

*نویسنده مسئول: sab.famech@birjand.ac.ir

۱- مقدمه

محیط‌های متخلخل فلزی در حال حاضر نقش مهمی در طیف گسترده‌ای از تجهیزات صنعتی دارند و می‌توان از آنها در کاربردهای گوناگون استفاده کرد. بایومی و سقیر^[۱]، به بررسی آزمایشگاهی نانوسیال آلومینیوم اکسید در میکروکانال متخلخل برای درصد حجمی‌های پایین نانوسیال به بررسی ویژگی‌های انتقال گرما و عملکرد حرارتی فوم فلزی به‌کمک یک پردازنده ۴ هسته‌ای پرداختند و نتایج مربوط به تغییر عدد ناسلت برای نانوسیال را گزارش کردند که با درصد حجمی ۰/۱ تا ۰/۸٪ در نظر گرفته شده است. نتایج تجربی آنان که برای درصد‌های حجمی پایین نانوسیال و اعداد رینولدز بین ۲۰۰ تا ۶۰۰ انجام شد، نشان می‌دهد که در صورت استفاده از فوم‌های فلزی متخلخل، میانگین عدد ناسلت افزایش می‌یابد. بومسما و پولیکاکس^[۲]، به مدل‌سازی هدایت حرارتی موثر در مدل یک فوم متخلخل اشباع‌شده براساس هندسه متخلخل به‌صورت سه‌بعدی پرداختند. در این کار، شکل هندسی حاصل از پُرکردن یک فضای داده‌شده با منفذهایی با اندازه برابر که حداقل سطح تخلخلی را تولید می‌کند، تعریف شده و بر این اساس، تعاریف پایه‌ای برای هدایت حرارتی موثر برای فوم‌های مختلف در این مقاله گزارش شده است.

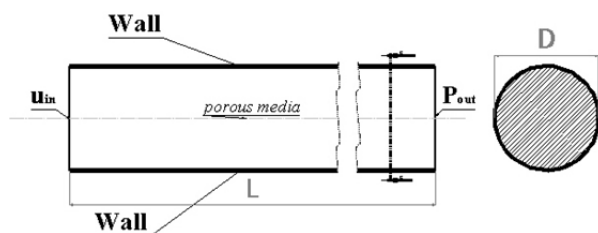
اشکال مختلفی از معادله جریان در محیط متخلخل به‌عنوان جایگزین معادله ناویر- استوکس برای جریان تک‌فازی مورد بحث قرار گرفته است^[۳]. دوخان و چن^[۴]، مدل ساده‌ای از جریان و انتقال حرارت هوا درون فوم‌های فلزی آلومینیومی را بررسی کردند و به توصیف چگونگی توزیع دما در آن پرداختند. مدل آنها شامل یک کانال تحت شار حرارتی ثابت بود که حل مساله به روش عددی انجام و سپس داده‌های حاصل با نمونه آزمایشگاهی مطابقت داده شده است. دوخان و راتوسکی^[۵]، به حل تحلیلی معادله انرژی فاز جامد محیط متخلخل پرداختند که به‌صورت دو بُعدی تحت یک شار ثابت گرمایی قرار داشت. مهم‌ترین دستاورد این کار، بررسی قابلیت خنک‌کاری تجهیزات توسط سیالاتی با ضریب هدایت حرارتی پایین بود. فورمن و همکاران^[۶] به بررسی روش‌های تولید فوم‌های آلومینیومی متخلخل پرداختند و پارامترهایی از قبیل نفوذپذیری فوم‌ها با تخلخل بیش از ۶۰٪ را مورد تحلیل قرار دادند. جوو و یو^[۷]، به تجزیه و تحلیل لوله‌های پر شده با فوم فلزی تحت بارگذاری‌های دینامیک متفاوت پرداختند. آنها دریافتند که حالت تغییر شکل فوم متخلخل تحت بارگذاری دینامیک بسیار متفاوت است. هامدن^[۸]، جریان سیال تک‌فاز در محیط‌های متخلخل را به‌همراه شرایط مرزی مرتبط با این مدل‌ها مورد بررسی قرار داد. نتایج این مطالعه نشان داد هنگامی که جریان به‌طور کاملاً توسعه‌یافته باشد، شرایط ورود به یک کانال متخلخل با مدل‌های مختلف جریان با شرایط ورودی معادلات ناویر- استوکس سازگاری دارد. لو و همکاران^[۹]، تحلیلی از ویژگی‌های انتقال حرارت اجباری در لوله‌های فوم‌دار تخلخل مختلف را بررسی نمودند که در تحلیل آنها، مدل داری برای حرکت و دو مدل انتقال حرارت جامد و سیال برای محیط متخلخل مورد استفاده قرار گرفته است. نتایج آنها نشان می‌دهد که اندازه منافذ و تخلخل فوم‌های فلزی، نقش مهمی در عملکرد کلی تبادل حرارت در لوله دارد. مانسین و همکاران^[۱۰]، به بررسی انتقال حرارت و تحلیل افت فشار در فوم‌های مسی به‌صورت آزمایشگاهی پرداختند و از طریق پنج نمونه مختلف فوم مس، نمونه‌های مختلف با تعداد ۵، ۱۰، ۲۰ و ۴۰ منفذ در هر اینچ را اندازه‌گیری کردند. طی اندازه‌گیری‌های آزمایشی گزارش‌شده، آنها در این مقاله دریافتند که انتقال حرارت و جریان سیالات در فوم‌های فلزی افزایش می‌یابد. علاوه بر این، در کاربردی دیگر از بررسی محیط متخلخل، جریان مخلوط هیدروژن- هوا در یک فوم آلومینیومی توسط رضایپور و فنایی^[۱۱]، با هدف کاربرد فوم‌های متخلخل در الکترودهای پیل سوختی هیدروژنی بررسی شده است. در این کار، تأثیر پارامترهای مهم بر جریان و انتقال حرارت در محیط متخلخل مورد بحث و بررسی قرار گرفت. ناکایاما و شینوی^[۱۲] به حل تحلیلی سیال در یک محیط متخلخل اشباع‌شده پرداختند و اثرات لایه مرزی در این محیط را بررسی نمودند. همچنین در این کار، معادلات مربوط به انتقال حرارت ترکیبی جابه‌جایی آزاد در محیط متخلخل و تأثیر عدد پکلت روی معادلات حاکم مبتنی بر سرعت لغزشی روی دیواره، تجزیه و تحلیل شد. /رگوموش و همکاران^[۱۳]، روش‌های آزمایشی برای تعیین پراکندگی‌های حرارتی محوری و عرضی درون کوئل‌ها را بررسی و روش تجربی برای تعیین ضریب پراکندگی حرارتی را گزارش کردند. پانکاج و مالیپاتیل^[۱۴]، به مطالعه‌ای با هدف بررسی ویژگی‌های انتقال حرارت و انتقال گرما در چهار فوم مختلف آلومینیومی پرداختند. فوم‌های فلزی در مازول تست یکپارچه از هندسه مستطیلی آلومینیومی ساخته‌شده با اندازه ۱۰۰×۱۰۰×۱ میلی‌متر و سیال ورودی به محفظه هوا در نظر گرفته شد.

فلزی متخلخل با شار حرارتی متوسط خورشیدی پرداخته شده است. همچنین بررسی جامع ماهیت لایه مرزی، توزیع سرعت و فشار و اثرات توزیع میدان حرارتی درون کوپل متخلخل به روش برینکمن توسعه یافته مورد بحث و بررسی قرار می گیرد.

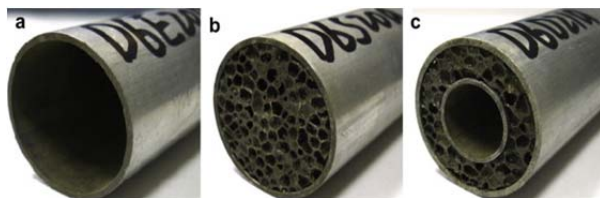
۲- توصیف مدل

هندسه مدل حاضر شامل یک کوپل متخلخل از نوع فوم فلزی آلومینیومی با مقطع دایره ای است. در شکل ۱، شماتیک ساختار کوپل نشان داده می شود. طول کوپل برابر L و قطر آن برابر با D در نظر گرفته شده است. شرایط مرزی برای تحلیل سیالاتی این کوپل شامل سرعت ورودی سیال u_{in} و فشار خروجی که برابر با P_{out} بوده و شرط مرزی عدم لغزش در دیواره کوپل در نظر گرفته شده است. برای تحلیل حرارتی نیز شرایط مرزی شامل دمای ورودی سیال (T_{in})، دمای دیواره کوپل (T_w) و همچنین شار حرارتی متوسط خورشیدی برابر با q'' روی دیواره کوپل متخلخل هستند.

در شکل ۲، نمونه کاربردی از فوم های متخلخل مشاهده می شود که در این کوپل استفاده شده است. جنس فوم از نوع فوم آلومینیومی با ضریب انتقال حرارت هدایتی (k_p) و ضریب انتقال حرارت موثر در محیط متخلخل برابر با k_{eff} است که بر حسب درصد تخلخل و ضریب انتقال حرارت هدایتی فوم آلومینیومی و ضریب انتقال حرارت هدایتی سیال (k)، تعیین می شود.



شکل ۱) شماتیک ساختار مدل سازی



شکل ۲) نمونه ای از کوپل فلزی متخلخل مدل حاضر

۳- معادلات حاکم

معادلات پیوستگی و برینکمن توسعه یافته برای تجزیه و تحلیل مساله حاضر، درون محیط متخلخل استفاده شده اند که این معادلات در حالت متوسط گیری شده [۳] به صورت روابط زیر بیان می شوند:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \nabla \cdot (\rho u) = 0 \quad (1)$$

$$-\nabla \cdot (pI) + \nabla \cdot \left\{ \frac{1}{\varepsilon} \left[\mu \left((\nabla u + (\nabla u)^T) + \frac{2}{3} \mu (\nabla \cdot u) \right) \right] - [(K^{-1} \mu) u] \right\} = 0 \quad (2)$$

در روابط فوق، ε تخلخل، p ، C_p ، μ و u به ترتیب چگالی، ظرفیت گرمایی ویژه، لزجت دینامیک و سرعت سیال است. همچنین K

آزمایش های مزبور برای اندازه گیری افت فشار در فوم فلزی و ضریب انتقال حرارت با جریان جرمی متفاوت از ۰/۰۰۲ تا ۰/۱۱ کیلوگرم بر ثانیه انجام گرفت. لی بارس و همکاران [۱۵]، یک ناحیه انتقال حرارتی را داخل محیط متخلخل تعریف کردند، جایی که معادله استوکس همچنان اعمال می شود و تداوم فشار و سرعت را در آن اعمال نمودند که این شرایط جدید، توافق خوبی بین دو فرمولاسیون داری و برینکمن ایجاد کرد. این کار منجر به توسعه روش برینکمن توسعه یافته برای سیال درون محیط متخلخل شد. حاجی پور [۱۶]، به بررسی جریان نانوسیالات در محیط های متخلخل با هدف استفاده در عملیات ازدیاد برداشت از مخازن هیدروکربونی پرداخت و جریان در ناحیه آزاد را با معادلات حرکت ناویر-استوکس و جریان درون ناحیه متخلخل را با مدل تصحیح شده داری (فورچهمر- برینکمن) مدل سازی کرد. در این کار، نانوسیال به صورت مخلوطی دوجزی برای مدل بوگیورنو مدل سازی می شود و با حل همزمان معادلات بدون بعد در دو ناحیه به روش عددی تفاضل محدود، تغییرات سرعت و دمای نانوسیال به دست می آید. استفاده از محیط های متخلخل فلزی در کاربردهای انرژی حرارتی در دهه های اخیر، مورد توجه ویژه ای قرار گرفته است. از همین رو، ژونگ و همکاران [۱۷] در نمونه ای از این کارها دریافتند که اثر فشردگی می تواند افت فشار را تشدید کند. همچنین ثابت شده است که طیف وسیعی از قطره های گذرا وجود دارد که در آن اثر دیوار به لحاظ حرارتی بر افت فشار به شدت نامشخص است. یانگ و ناکایاما [۱۸]، به تجزیه و تحلیل ترکیب شیمیایی و پراکندگی آن روی هدایت حرارتی موثر محیط های متخلخل پرداختند و از تئوری میانگین توزیع حجمی به صورت تحلیلی استفاده نمودند. با اعتبارسنجی این کار برای هدایت حرارتی مشخص، درستی نتایج برای فوم متخلخل تایید شده است.

فیزیک و تعاریف بنیادین پارامترها در محیط های متخلخل و همچنین اشکال مختلف معادلات در محیط متخلخل به روش المان محدود بیان شده است [۱۹]. در پژوهشی [۲۰] روابط مربوط به نفوذپذیری در محیط متخلخل به همراه بررسی پارامتریک فشار و روابط به روش حجم محدود توصیف شده است. تانسور نفوذپذیری و روابط مربوط به آن برای محیط های متخلخل یکنواخت و غیریکنواخت نشان داده شده است. هوئنگ و وفایی [۲۱]، به بررسی لایه مرزی در محیط متخلخل توسط معادلات مربوط به جریان خارجی پرداختند. همچنین با بیان اعداد بی بعد پراتل و پکلت، جریان و انتقال حرارت را بررسی نمودند. دوشین و همکاران [۲۲]، مدل سازی ریاضی در محیط متخلخل برای حالت دو بُعدی و سه بُعدی را در پی گرفتند و نتایج خود را با نتایج مدل های عددی و داده های آزمایشگاهی ارایه نمودند. ناکایاما و شینوی [۲۳]، به بررسی انتقال حرارت اجباری جریان غیرداری در یک کانال دو بُعدی همراه با شار حرارتی پرداختند. از مهم ترین نتایج آنها ارایه رابطه ای برای عدد ناسلت براساس عدد بی بعد تعریف شده بود. همچنین آنها تغییرات عدد ناسلت برای رینولدزهای متفاوت را نشان دادند. کومینس و همکاران [۲۴]، به تجزیه و تحلیل جریان ناپایا در محیط متخلخل با اندازه حفره های مختلف پرداختند و اساس مدل آن بر مبنای معادله داری بود.

با توجه به بررسی انجام شده مطالعه جریان سیالات، درون محیط متخلخل به طور معمول دربرگیرنده کارکردهای ترکیبی سیالی-حرارتی نبوده و نیز بررسی جریان سیال درون کوپل متخلخل اکثراً به روش داری برای حرکت سیال انجام شده است. در این کار به تجزیه و تحلیل پارامترهای حرارتی و سیالی جریان در فوم های

مبنای روش المان محدود و الگوریتم حلی محیط متخلخل با روش Simple در حل کننده MUMPS استفاده شده است.

۱-۴- اعتبارسنجی

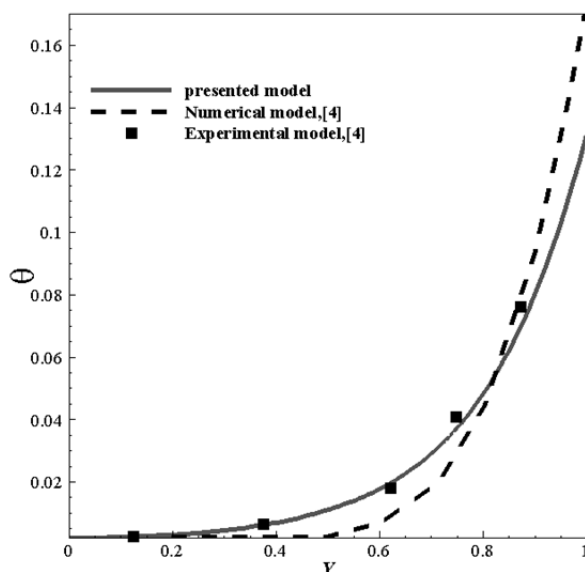
برای اعتبارسنجی مقاله حاضر، نتایج برای جریان هوا در فوم آلومینیومی با ابعاد $6 \times 10 \times 5$ سانتی متر و با درصد تخلخل $79/6\%$ در شرایط مشابه با کار انجام شده توسط دوخان و چن^[4]، بر حسب ارتفاع بی بعد (Y) و دمای بی بعد (θ)، مطابق با روابط ۹ و ۱۰، به دست آمده است.

$$Y = \frac{y}{H} \quad (9)$$

$$\theta = \frac{T - T_{\infty}}{(q''H/k_{eff})} \quad (10)$$

در معادله بالا H ارتفاع کانال، y مختصات عرضی درون محفظه، T_{∞} دمای ورودی سیال، q'' شار ثابت حرارتی از سطح بالا و k_{eff} ضریب انتقال حرارت هدایتی موثر است.

در نمودار ۱، مقایسه بین نتایج دمای بی بعد ارایه شده در مدل حاضر و نتایج مربوط به مطالعه دوخان و چن^[4] در مقادیر مختلف مختصات عرضی بی بعد نشان داده شده است. مطابق با این نمودار، نتایج مدل سازی حاضر، تطابق خوبی با داده های آزمایشگاهی^[4] با حداکثر خطای 3% دارد که این نتایج نسبت به مدل سازی عددی^[4] به داده های آزمایشگاهی نزدیک تر است. همچنین حداکثر اختلاف بین نتایج حاضر و نتایج عددی^[4] در انتهای نمودار بوده و مقدار آن برابر با $30/7\%$ است. البته در مختصات عرضی کوچک تر از $0/9$ ، این مقدار اختلاف کمتر است.



نمودار ۱) مقایسه بین دماهای بی بعد به دست آمده در مدل حاضر با داده های عددی و آزمایشگاهی^[4]، درون فوم متخلخل آلومینیومی در تخلخل برابر با $79/6\%$

۲-۴- استقلال از شبکه

برای بررسی استقلال از شبکه حل مطابق با نمودار ۲، ضریب انتقال حرارت جابه جایی برای سه نوع شبکه بندی مختلف محاسبه شده است. تعداد گره ها در ابتدا برابر با ۲۷۴۹۱ گره، برای شبکه بندی ریزتر 63432 گره و برای شبکه بندی درشت تر برابر با 5502 گره بوده و نوع شبکه بندی از نوع شبکه مثلثی نامنظم است. همان طور که در این نمودار مشاهده می شود، با ریزتر کردن شبکه بندی از تعداد

نشان دهنده تانسور نفوذپذیری کوپل متخلخل بوده و مطابق با رابطه ۳، این کمیت با تخلخل و قطر حفره های محیط متخلخل مرتبط است^[3]. شایان ذکر است که مقادیر نفوذپذیری برای انواع گروه های مختلف فوم های فلزی به صورت تجربی نیز اندازه گیری می شوند و به واسطه ایزوتروپیک بودن ماده متخلخل برابر عدد ثابت است.

$$K = \frac{D_p^2 \varepsilon^3}{a(1 - \varepsilon)^2} \quad (3)$$

این رابطه با توجه به تئوری کارمن بیان شده است که در آن a عدد ثابت و به صورت آزمایشگاهی اندازه گیری می شود و طبق آزمایشات کارمن، مقدار 180 در نظر گرفته شده است. علاوه بر این، D_p قطر متوسط حفره های محیط متخلخل است.

همچنین معادله انرژی درون کوپل متخلخل با توجه به رابطه زیر بیان می شود:

$$(\rho c_p)u \cdot \nabla T = \nabla \cdot (k_{eff} \nabla T) + \sum Q \quad (4)$$

در رابطه بالا، Q چشمه حرارتی و u نشان دهنده سرعت متوسط داری در محیط متخلخل است که از رابطه ۵ به دست می آید.

$$u = \varepsilon v \quad (5)$$

مقدار k_{eff} در معادله ۴ با کمیت های ضریب انتقال حرارت هدایتی سیال (k) و جزء متخلخل (k_p) آلومینیومی به صورت نمایی مطابق با رابطه ۶ محاسبه می شود.

$$k_{eff} = k_p^\varepsilon \cdot k^{(1-\varepsilon)} \quad (6)$$

به منظور بررسی انتقال حرارت درون سیال ضریب انتقال حرارت جابه جایی مطابق با رابطه ۷، با توجه به اختلاف دمای سیال بین مرکز کوپل و دیواره آن در هر مقطع مشخص، به صورت زیر محاسبه می شود:

$$h(x) = \frac{q''}{(T_w - T_f)} \quad (7)$$

ضریب انتقال حرارت جابه جایی در رابطه بالا به شار ورودی به کوپل، دمای خط المکزین سیال (T_f) و دمای دیواره کوپل (T_w) وابسته است. مقدار عدد ناسلت با توجه به ضریب انتقال حرارت جابه جایی محاسبه شده در رابطه بالا به صورت زیر محاسبه می شود:

$$Nu_D(x) = \frac{h(x) * D}{k} \quad (8)$$

که در این رابطه، k ضریب هدایت حرارتی سیال و D قطر کوپل است.

۴- نتایج

در این مقاله به بررسی تاثیرات پارامترهای محیط متخلخل بر جریان در کوپل حرارتی پُر شده با آب به روش برینکمن توسعه یافته برای حرکت سیال و قانون توانی برای محاسبه ضریب انتقال حرارت هدایتی محیط پرداخته شده است. این کار با هدف تحلیل جریان درون کوپل متخلخل در شرایطی که دیواره ها تحت تابش خورشیدی با شار ثابت قرار دارند، انجام می شود. برای بررسی این جریان، طول کوپل 1200 میلی متر و قطر آن $50/8$ میلی متر در نظر گرفته شده است. در این مدل سازی، ابتدا اعتبارسنجی جریان در یک فوم فلزی متخلخل صورت گرفته و سپس در ادامه برای کوپل متخلخل با ابعاد استفاده شده در یک کاربرد خورشیدی، به تجزیه و تحلیل جامع پارامترهای افت فشار، سرعت، لایه مرزی و تغییرات عدد ناسلت پرداخته شده است. برای حل مساله از نرم افزار کامسول بر

۲۷۴۹۱ گره، نتایج تغییر چندانی نداشته و برهم منطبق هستند. بنابراین تعداد گره‌ها در این مدل‌سازی برابر با ۲۷۴۹۱ انتخاب شده است که در نمودار ۳، نمایی از این شبکه محاسباتی دیده می‌شود.

۳-۴- نتایج جریانی

در نمودار ۴، پروفیل سرعت برای ضرایب تخلخل مختلف و نفوذپذیری 5×10^{-6} متر مربع و نیز در حالت غیرمتخلخل درون محفظه به طول ۵۰۰ میلی‌متر و با سرعت ورودی جریان ۲ متر بر ثانیه نشان داده شده است. مطابق با نمودار ۴، با کاهش ضریب تخلخل، پروفیل سرعت به دلیل کاهش وجود خلل و فرج درون کویل کشیده‌تر می‌شود، به طوری که جریان در کویل متخلخل شتاب گرفته و سرعت حداکثر پروفیل برابر با ۲/۵ متر بر ثانیه در ضریب تخلخل برابر با ۰/۲ است. همچنین برای جریان در کویل غیرمتخلخل، پروفیل سرعت پهن‌تر بوده و بیشترین سرعت پروفیل برابر با ۲ متر بر ثانیه است. علاوه بر این، میزان تنش برشی روی دیواره با کاهش میزان تخلخل افزایش می‌یابد.

در نمودار ۵، تغییرات سرعت در لبه لایه مرزی و ضخامت لایه مرزی بر حسب تخلخل برای مقدار نفوذپذیری برابر با 5×10^{-6} متر مربع نشان داده شده است. طبق این نمودار، با افزایش تخلخل، سرعت در لبه لایه مرزی کاهش پیدا می‌کند و در نتیجه ضخامت لایه مرزی نیز کاهش می‌یابد و برای تخلخل برابر با یک، ضخامت لایه مرزی و سرعت به شرایط کویل بدون تخلخل نزدیک خواهد شد.

در نمودار ۶، تغییرات فشار در طول کویل با نفوذپذیری 5×10^{-6} متر مربع در تخلخل‌های مختلف نشان داده شده است. مطابق با نمودار ۶، در یک نفوذپذیری مشخص، با افزایش میزان تخلخل، افت فشار درون کویل کاهش می‌یابد. البته به طور کلی، افت فشار درون کویل متخلخل برای تمام ضرایب تخلخلی، از افت فشار به وجود آمده در لوله بدون تخلخل بیشتر است که این افزایش فشار به دلیل نقش نفوذپذیری و تخلخل در معادله برینکمن توسعه یافته است. افزایش افت فشار در جریان درون کویل متخلخل در افزایش انتقال حرارت درون کویل متخلخل می‌تواند موثر باشد.

در نمودار ۷، پروفیل سرعت در مقطع طولی برابر با ۵۰۰ میلی‌متر و برای ضریب تخلخل بالا برابر با ۰/۸ دیده می‌شود. با افزایش نفوذپذیری کویل متخلخل، پروفیل سرعت کشیده‌تر می‌شود. این کشیدگی ناشی از افزایش تنش برشی روی دیواره‌ها است. همچنین با افزایش میزان نفوذپذیری، مقدار سرعت بیشینه افزایش می‌یابد.

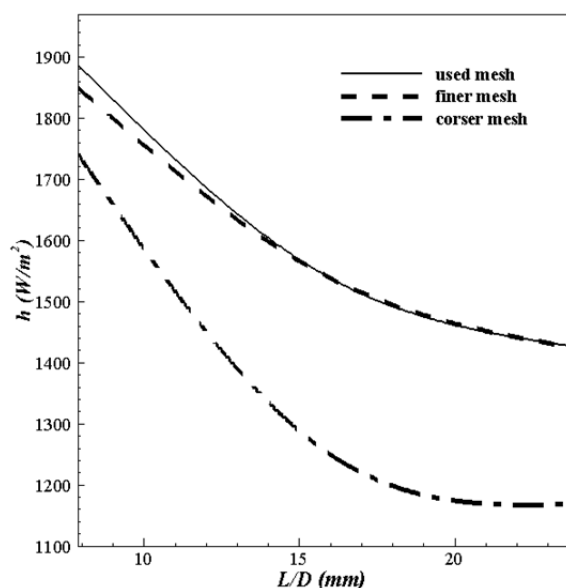
در نمودار ۸، پروفیل سرعت در مقطع طولی برابر با ۵۰۰ میلی‌متر و برای ضریب تخلخل پایین برابر با ۰/۲ است. با افزایش نفوذپذیری کویل متخلخل، پروفیل سرعت در نتیجه افزایش تنش برشی کشیده‌تر می‌شود. مقایسه نمودارهای ۷ و ۸ نشان می‌دهد که بر اثر کاهش ضریب تخلخل، تنش برشی بیشتر شده و در نتیجه کشیدگی نمودار نیز در حالات مشابه افزایش یافته است. همچنین در حالت تخلخل بالا با توجه به تعریف تخلخل که نسبت حجم خالی به حجم کل است، حفره‌های خالی برای جریان سیال افزایش می‌یابد و شتاب‌گیری سیال کمتر است و سرعت ماکزیمم نسبت ضریب تخلخل پایین کمتر خواهد شد.

در نمودار ۹، منحنی تغییرات فشار در مقطع طولی ۵۰۰ میلی‌متر برای ضریب تخلخل بالا برابر با ۰/۸ در مقادیر مختلف نفوذپذیری نشان داده شده است. مطابق با این نمودار، با افزایش نفوذپذیری درون کویل متخلخل، افت فشار درون آن کاهش پیدا کرده و شیب نمودار تغییرات افت فشار نیز به طور قابل توجهی (حداکثر ۳۴٪)

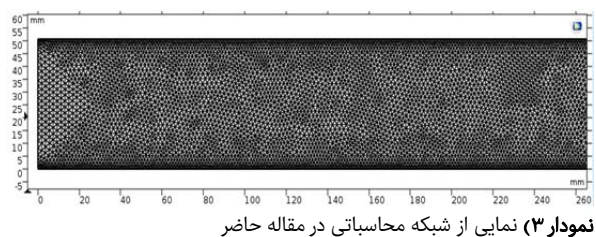
کاهش یافته است. همچنین نتایج تغییرات افت فشار در نمودارهای ۶ و ۹ نشان می‌دهد که تأثیرات تخلخل و نفوذپذیری بر افت فشار در طول کویل، مطابق با یک رابطه خطی بوده و با افزایش میزان تخلخل و نفوذپذیری، افت فشار کاهش یافته که دلیل این امر، کاهش میزان خلل و فرج ناشی از محیط متخلخل در مسیر جریان سیال با افزایش این دو پارامتر است.

در نمودار ۱۰، تغییرات فشار در مقطع طولی ۵۰۰ میلی‌متر برای ضریب تخلخل پایین برابر با ۰/۲ در مقادیر مختلف نفوذپذیری نشان داده شده است. همان طور که مشاهده می‌شود، با افزایش نفوذپذیری در یک کویل متخلخل، افت فشار کاهش پیدا خواهد کرد، به طوری که در مقایسه با حالت تخلخل بالا، این افت فشار افزایش یافته است. خطی بودن افت فشار در طول کویل ناشی از ثابت بودن تنش برشی در مقادیر مختلف ضریب نفوذپذیری درون کویل متخلخل است.

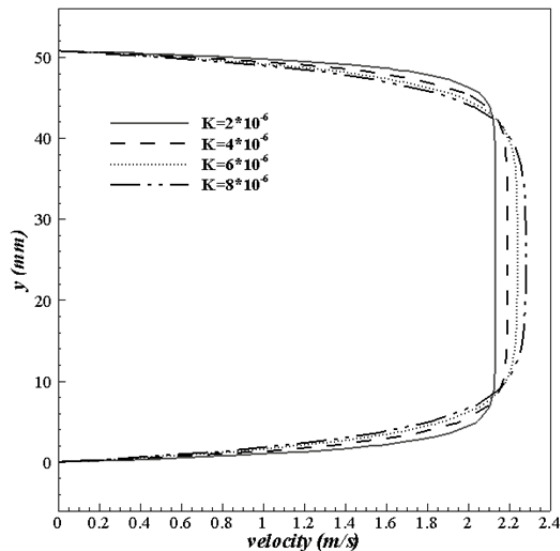
در نمودار ۱۱، تغییرات فشار بر حسب ضرایب تخلخلی مختلف برای سرعت‌های متفاوت ورودی جریان در مقطع ۵۰۰ میلی‌متری از طول کویل و نفوذپذیری برابر با 5×10^{-6} متر مربع رسم شده است. مطابق با این نمودار، با افزایش سرعت ورودی، فشار درون کویل نیز افزایش پیدا می‌کند، در حالی که با افزایش تخلخل، فشار در مقطع آن کاهش می‌یابد. کم‌تر بودن تغییرات فشار با تغییر ضریب تخلخل نسبت به تغییر آن با سرعت، قابل توجه است که این امر نشان می‌دهد مقدار شار مومنتوم نسبت به تنش برشی دیواره متخلخل می‌تواند بیشتر روی فشار درون کویل متخلخل در مقاطع مختلف آن تأثیرگذار باشد.



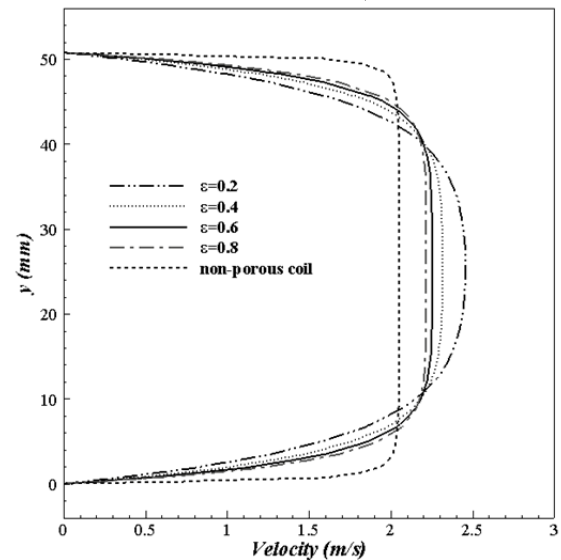
نمودار ۲) مطالعه استقلال از شبکه‌بندی در حل حاضر با در نظر گرفتن سه شبکه‌بندی نامنظم مختلف به ترتیب با ۶۳۴۳۲ (ریز)، ۲۷۴۹۱ (متوسط) و ۵۵۰۲ (درشت) گره



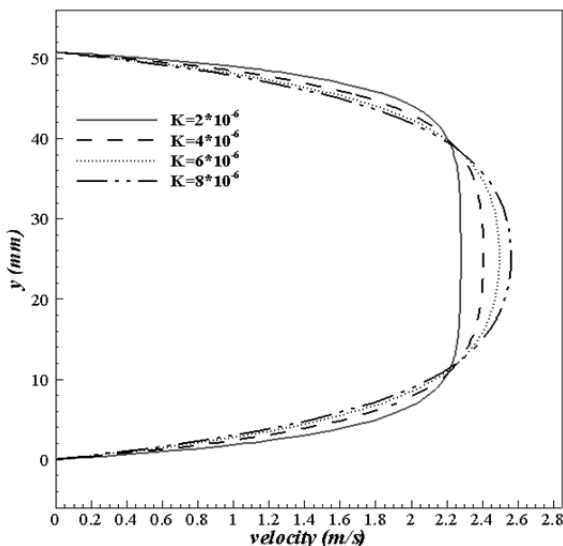
نمودار ۳) نمایی از شبکه محاسباتی در مقاله حاضر



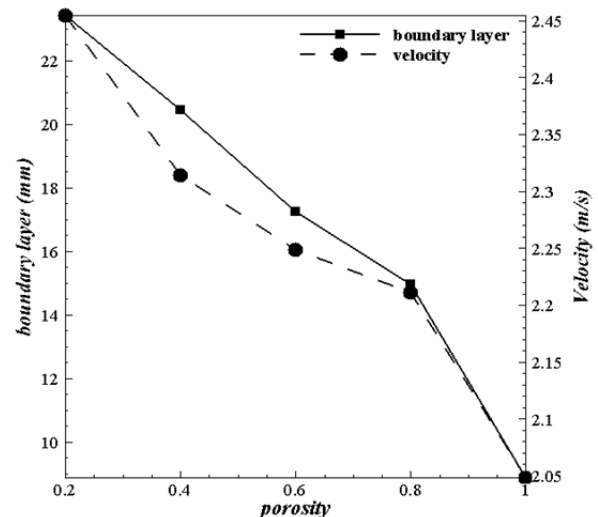
نمودار ۷) تغییرات پروفیل سرعت در نفوذپذیری‌های مختلف برای تخلخل برابر با ۰/۸ (تخلخل بالا) در طول $L=500\text{ mm}$ و سرعت ورودی 2 m/s



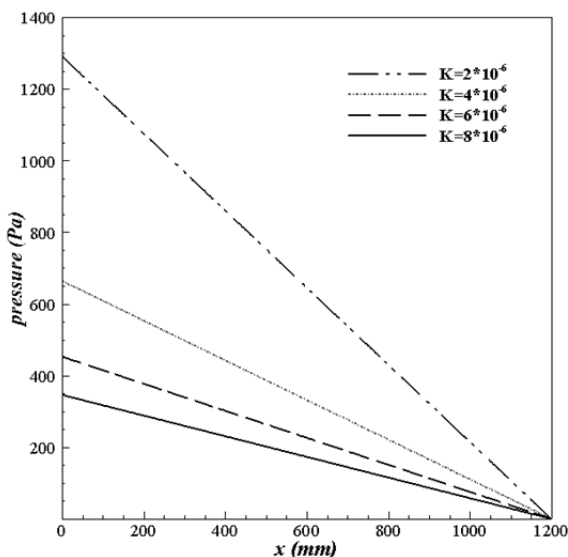
نمودار ۸) تغییرات پروفیل سرعت در کویل‌های متخلخل مختلف در نفوذپذیری برابر با $5 \times 10^{-6}\text{ m}^2$ و کویل غیرمتخلخل در سرعت ورودی جریان 2 m/s بر تائیه و طول کویل برابر با 500 mm



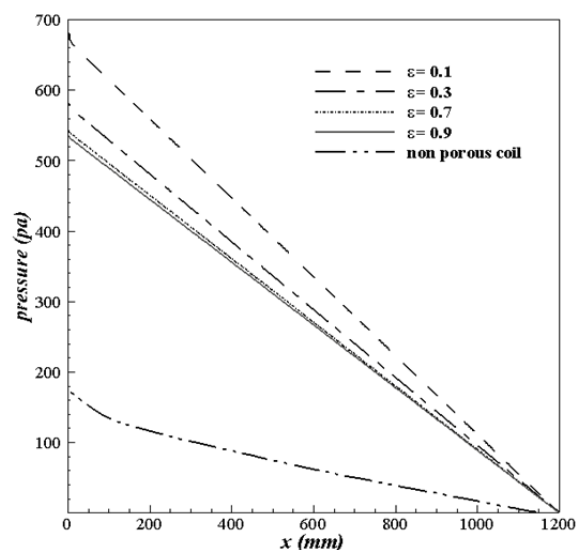
نمودار ۹) تغییرات پروفیل سرعت در نفوذپذیری‌های مختلف برای تخلخل برابر با ۰/۲ (تخلخل پایین) در طول $L=500\text{ mm}$ و سرعت ورودی 2 m/s



نمودار ۱۰) تغییرات سرعت در لایه مرزی و بیشترین ضخامت لایه مرزی بر حسب تخلخل برای نفوذپذیری برابر با $5 \times 10^{-6}\text{ m}^2$ و سرعت ورودی 2 m/s

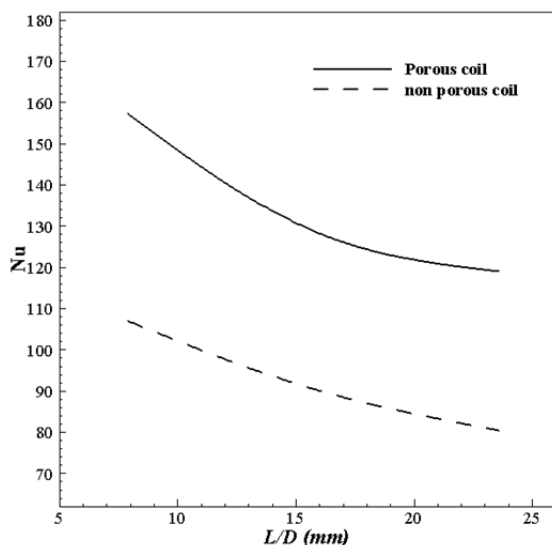


نمودار ۱۱) تغییرات افت فشار طول لوله در نفوذپذیری‌های مختلف درون کویل متخلخل برای ضریب تخلخل برابر با ۰/۸ (تخلخل بالا) و سرعت ورودی 2 m/s



نمودار ۱۲) تغییرات افت فشار در طول کویل حرارتی در ضرایب تخلخلی مختلف برای نفوذپذیری برابر با $5 \times 10^{-6}\text{ m}^2$ و سرعت ورودی 2 m/s

تجزیه و تحلیل رژیم جریانی- حرارتی با مدل توسعه یافته برینکمن درون کوئل متخلخل با شار حرارتی متوسط خورشیدی ۸۶۱ کوئل متخلخل نسبت به کوئل بدون تخلخل افزایش می یابد که این امر سبب ایجاد انرژی بیشتر حرارتی برای پمپاژ سریع تر سیال پرانرژی و موجب بهبود انتقال حرارت خورشیدی درون کوئل می شود (جدول ۱).



نمودار ۱۲) منحنی تغییرات عدد ناسلت بر حسب نسبت طول به قطر درون کوئل متخلخل و غیرمتخلخل در سرعت ورودی برابر با ۰/۵m/s، دمای ورودی برابر با ۲۹۸ کلوین، ضریب تخلخل برابر با ۸۰٪ و نفوذپذیری برابر با $5 \times 10^{-10} \text{ m}^2$

جدول ۱) مقایسه ضریب انتقال حرارت جابه جایی و عدد ناسلت برای کوئل متخلخل و کوئل بدون تخلخل در مقطع کوئل با طول برابر با ۵۰۰ میلی متر

نوع کوئل	Nu	$h (\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K})$
کوئل متخلخل	۱۴۸/۹۴	۱۷۸۷/۳۱
کوئل بدون تخلخل	۱۰۲/۴۵	۱۲۲۹/۴

۵- نتیجه گیری

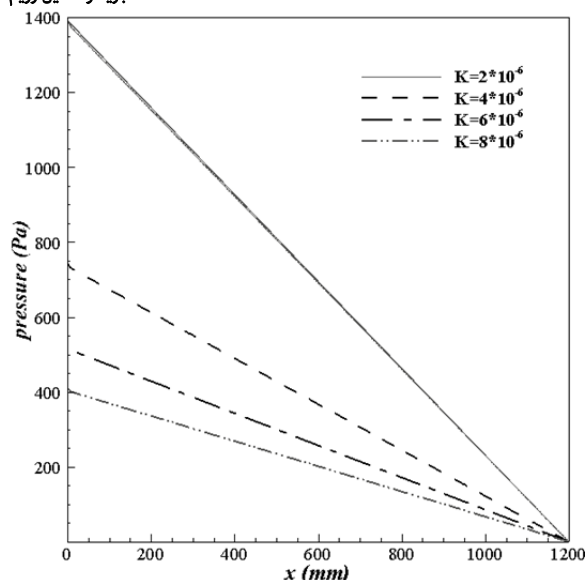
در این کار، به بررسی سیالی- حرارتی جریان درون یک کوئل متخلخل به روش برینکمن توسعه یافته پرداخته شده است. در این بررسی، ابتدا تحلیل سیالاتی مربوط به پروفیل سرعت، افت فشار و لایه مرزی درون کوئل متخلخل بررسی و اعتبارسنجی شده و سپس به تجزیه و تحلیل حرارتی و بررسی تأثیرات جریان روی عدد ناسلت درون کوئل متخلخل و اثرات تبادل حرارتی پرداخته شده است. مهم ترین نتایج به دست آمده در مقاله حاضر عبارت از موارد زیر است:

۱- مقایسه بین تغییرات دمای بی بعد با نتایج آزمایشگاهی گزارش شده [۴]، تطابق قابل قبولی را با حداکثر خطای ۳٪ نشان می دهد و نتایج مدل حاضر نسبت به نتایج عددی [۴] به داده های آزمایشگاهی نزدیک تر است.

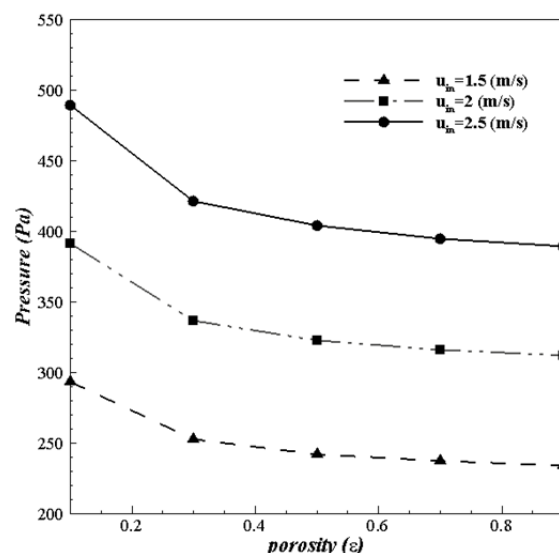
۲- در مقدار نفوذپذیری ثابت با کاهش ضریب تخلخل، پروفیل سرعت به دلیل کاهش وجود خلل و فرج درون کوئل کشیده تر می شود، به طوری که جریان در کوئل متخلخل شتاب گرفته و سرعت حداکثر پروفیل برابر با ۲/۵ متر بر ثانیه در ضریب تخلخل برابر با ۰/۲ است.

۳- با افزایش تخلخل، سرعت در لایه مرزی، کاهش و در نتیجه ضخامت لایه مرزی نیز کاهش می یابد و برای تخلخل برابر با یک، ضخامت لایه مرزی و سرعت به شرایط کوئل بدون تخلخل نزدیک خواهد شد.

۴- در حالت تخلخل بالا با توجه به تعریف تخلخل که نسبت حجم



نمودار ۱۰) تغییرات افت فشار طول لوله در نفوذپذیری های مختلف درون کوئل متخلخل برای ضریب تخلخل برابر با ۰/۲ (تخلخل پایین) و سرعت ورودی ۲m/s



نمودار ۱۱) تغییرات فشار بر حسب ضریب تخلخل برای سرعت ورودی های مختلف درون کوئل متخلخل در $L=500 \text{ mm}$ و نفوذپذیری برابر با $5 \times 10^{-10} \text{ m}^2$

۴-۴- نتایج حرارتی

برای بررسی کاربرد کوئل متخلخل از جنبه انتقال حرارتی، تغییرات عدد ناسلت بر حسب نسبت طول به قطر برای کوئل فلزی متخلخل و غیرمتخلخل در نمودار ۱۲ نشان داده شده است. در این نمودار، کوئل تحت شرایط شار خورشیدی ثابت برابر با ۲۰ وات بر سانتی متر مربع قرار گرفته و تغییرات عدد ناسلت مطابق با روابط ۷ و ۸ محاسبه شده است. همان طور که در این نمودار دیده می شود، با افزایش پارامتر طول به قطر، عدد ناسلت کاهش یافته که این امر ناشی از اختلاف دمای دیواره و سیال درون کوئل است. با متخلخل شدن کوئل، مقدار عدد ناسلت افزایش یافته که بیشترین اختلاف عدد ناسلت بین کوئل متخلخل و کوئل بدون تخلخل در ابتدای کوئل و برابر با ۳۲٪ بوده و کمترین مقدار این اختلاف ۲۷٪ است. این افزایش عدد ناسلت در کوئل متخلخل سبب بهبود تبادل حرارت و توجیه پذیری برای استفاده از آن در کاربرد خورشیدی می شود. همچنین مطابق با نتایج نشان داده شده، افت فشار درون

منابع

- 1- Bayomy AM, Saghir MZ. Experimental study of using c-Al₂O₃-water nanofluid flow through aluminum foam heat sink: Comparison with numerical approach. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2016;107:181-203.
- 2- Boomsma K, Poulikakos D. On the effective thermal conductivity of a three-dimensionally structured fluid-saturated metal foam. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2001;44(4):827-836.
- 3- Nield DA, Bejan A. Convection in porous media. 3rd Edition. New York: Springer Science & Business Media; 2006.
- 4- Dukhan N, Chen KC. Heat transfer measurements in metal foam subjected to constant heat flux. *Experimental Thermal and Fluid Science*. 2007;32(2):624-631.
- 5- Dukhan N, Ratoowski J. Convection heat transfer analysis for darcy flow in porous media: A new two-dimensional solution. 14th International Heat Transfer Conference, 8-13 August, 2010, Washington DC, USA. New York: American Society of Mechanical Engineers (ASME); 2010.
- 6- Furman E, Finkelstein A, Cherny M. Permeability of aluminium foams produced by replication casting. *Metals*. 2013;3(1):49-57.
- 7- Guo L, Yu J. Dynamic bending response of double cylindrical tubes filled with aluminum foam. *International Journal of Impact Engineering*. 2011;38(2-3):85-94.
- 8- Hamdan MH. Single-phase flow through porous channels a review of flow models and channel entry conditions. *Applied Mathematics and Computation*. 1994;62(2-3):203-222.
- 9- Lu W, Zhao CY, Tassou SA. Thermal analysis on metal-foam filled heat exchangers. Part I: Metal-foam filled pipes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2006;49(15-16):2751-2761.
- 10- Mancin S, Zilio C, Diani A, Rossetto L. Experimental air heat transfer and pressure drop through copper foams. *Experimental Thermal and Fluid Science*. 2012;36:224-232.
- 11- Rezapour M, Fanaee SA. The modeling the thermal-fluid effects of porous media on the mixture of hydrogen-air passing through it with COMSOL. 4th Conference on Hydrogen and Fuel Cells, 9 May, 2017, Tehran, Iran. Tehran: Association of Hydrogen and Fuel Cells; 2017. [Persian]
- 12- Nakayama A, Shenoy AV. Combined forced and free convection heat transfer in power-law fluid-saturated porous media. *Applied Scientific Research*. 1993;50(1):83-95.
- 13- Özgümüş T, Mobedi M, Özkol Ü, Nakayama A. Thermal dispersion in porous media- a review on approaches in experimental studies. 6th International Advanced Technologies Symposium (IATS'11), 16-18 May, 2011, Elazığ, Turkey. 2011. p. 266-271.
- 14- Pankaj M, Malipatil AS. Experimental investigation of pressure drop & heat transfer coefficient for aluminium metal foams. *IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering*. 2016;13(5):33-38.
- 15- Le Bars M, Grae Worster M. Interfacial conditions between a pure fluid and a porous medium: Implications for binary alloy solidification. *Journal of Fluid Mechanics*. 2006;550:149-173.
- 16- Hajipour M. Dynamical modeling of nanofluid flow and heat transfer in porous media fractures. 25th Annual

خالی به حجم کل است، حفره‌های خالی برای جریان سیال افزایش می‌یابد و شتاب‌گیری سیال، کمتر و سرعت ماکزیمم نسبت ضریب تخلخل پایین کمتر خواهد شد.

۵- تأثیرات تخلخل و نفوذپذیری بر افت فشار در طول کوئل مطابق با یک رابطه خطی است که با افزایش میزان تخلخل و نفوذپذیری، افت فشار کاهش می‌یابد و دلیل این امر کاهش میزان خلل و فرج ناشی از محیط متخلخل در مسیر جریان سیال با افزایش این دو پارامتر است.

۶- با متخلخل شدن کوئل، مقدار عدد ناسلت افزایش یافته که بیشترین اختلاف عدد ناسلت بین کوئل متخلخل و کوئل بدون تخلخل در ابتدای کوئل و برابر با ۳۲٪ بوده و کمترین مقدار این اختلاف ۲۷٪ است.

۷- مطابق با نتایج نشان داده شده، افت فشار درون کوئل متخلخل نسبت به کوئل بدون تخلخل افزایش می‌یابد که این امر سبب ایجاد انرژی بیشتر حرارتی برای پمپاژ سریع‌تر سیال، پراورژی و موجب بهبود انتقال حرارت خورشیدی درون کوئل می‌شود.

تشکر و قدردانی: موردی از سوی نویسندگان بیان نشده است.

تأییدیه اخلاقی: این مقاله تاکنون در نشریه دیگری (به طور کامل یا بخشی از آن) به چاپ نرسیده است. همچنین برای بررسی یا چاپ به نشریه دیگری ارسال نشده است. ضمناً محتویات علمی مقاله حاصل فعالیت علمی نویسندگان بوده و صحت و اعتبار نتایج بر عهده نویسندگان است.

تعارض منافع: مقاله حاضر هیچ گونه تعارض منافعی با سازمان‌ها و اشخاص دیگر ندارد.

سهم نویسندگان: سیدابوذر فنایی (نویسنده اول)، روش‌شناس/پژوهشگر کمکی/تحلیلگر آماری (۵۰٪)؛ مجتبی رضابور (نویسنده دوم)، پژوهشگر اصلی/تحلیلگر آماری (۵۰٪)
منابع مالی: موردی از سوی نویسندگان بیان نشده است.

۶- فهرست علائم

P	فشار ($\text{kgm}^{-1}\text{s}^{-2}$)
v	سرعت (ms^{-1})
u	سرعت دارسی (ms^{-1})
T	دما (K)
C_p	ظرفیت گرمایی ویژه ($\text{J. kg}^{-1}\text{K}^{-1}$)
h	ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی ($\text{w. m}^{-2}\text{K}^{-1}$)
Nu	عدد ناسلت
q''	شار حرارتی (W. m^{-2})
K	نفوذپذیری (m^2)
k	ضریب انتقال حرارت هدایتی ($\text{w. m}^{-1}\text{K}^{-1}$)
L	طول کوئل (mm)
D	قطر کوئل (mm)
X	طول (mm)
Y	مختصات عرضی بی‌بعد

علائم یونانی

ρ	چگالی (kgm^{-3})
μ	لزجت دینامیک ($\text{kgm}^{-1}\text{s}^{-1}$)
ε	تخلخل
∇	گرادیان

زیرنویس‌ها

w	دیواره
in	ورودی
eff	موثر
p	جزء جامد متخلخل

3rd Edition. Florida: Petroleum publishing; 1961.

21- Huang PC, Vafai K. Analysis of flow and heat transfer over an external boundary covered with a porous substrate. *Journal of Heat Transfer*. 1994;116(3):768-771.

22- Dushin VR, Nikitin VF, Legros JC, Silnikov MV. Mathematical modeling of flows in porous media. *WSEAS Transactions on Fluid Mechanics*. 2014;9:116-130.

23- Nakayama A, Shenoy AV. Non-darcy forced convective heat transfer in a channel embedded in a non-Newtonian inelastic fluid-saturated porous medium. *The Canadian Journal of Chemical Engineering*. 1993;71(1):168-173.

24- Cummins BM, Chinthapatla R, Ligler FS, Walker GM. Time-dependent model for fluid flow in porous materials with multiple pore sizes. *Analytical Chemistry*. 2017;89(8):4377-4381.

International Engineering Conference of Iran, 2-4 May, 2017, Tehran, Iran. Tehran: Iranian Mechanical Engineers Association; 2017. p. 989-990. [Persian]

17- Zhong W, Xu K, Li X, Liao Y, Tao G, Kagawa T. Determination of pressure drop for air flow through sintered metal porous media using a modified Ergun equation. *Advanced Powder Technology*. 2016;27(4):1134-1140.

18- Yang C, Nakayama A. A synthesis of tortuosity and dispersion in effective thermal conductivity of porous media. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2010;53(15-16):3222-3230.

19- Diersch HJG. FEFLOW: Finite element modeling of flow, mass and heat transport in porous and fractured media. 1st Edition. Berlin: Springer Science & Business Media; 2013.

20- Collings RE. Flow of fluid through porous material.