



Semnan University



Research Article

Numerical Study on the Effects of Extended Surfaces on the Performance of a Coaxial Geothermal Heat Exchanger

Naser Bakhshi ^a, Saman Rashidi ^{b,*}, Roohollah Rafee ^c

^a MSc Student, Department of Energy, Faculty of New Sciences and Technologies, Semnan University, Semnan, Iran

^b Assistant Professor, Department of Energy, Faculty of New Sciences and Technologies, Semnan University, Semnan, Iran

^c Associate Professor, Faculty of Mechanical Engineering, Semnan University, Semnan, Iran

PAPER INFO

Paper history:

Received: 07 April 2023

Revised: 13 July 2023

Accepted: 26 August 2023

Keywords:

Geothermal heat exchanger,
Convective heat transfer,
Numerical solution,
Extended surfaces,
Pressure drop.

ABSTRACT

In this study, the effect of expanded surfaces on the performance of a vertical coaxial geothermal heat exchanger has been investigated. The fluid (water) with an initial temperature of 3.5 °C and a volumetric flow rate of 0.0008 m³/s enters from the annular area and exits from the middle pipe. The simulation is done for the heat absorption mode. The SST k- ω turbulence model is used for simulation of the turbulent flow. The thermal performance of the heat exchanger has been improved by placing ribs and dimples with several different geometries on the surface of the outer tube. Triangular surfaces showed better temperature output than other geometries. The temperature difference between the inlet and outlet of the fluid in the heat exchanger with a dimple and a triangular rib with a dimple depth of 5 mm has increased by 6.5%. The highest pressure drop is related to the heat exchanger with a dimple and a triangular tooth with a dimple depth of 5 mm, the value of which is 10.9 kPa. Different values of the local Nusselt number in the annular region of the heat exchanger have been calculated for different depths. The simple heat exchanger has the highest average Nusselt number in the studied range, and the average Nusselt number for this type of heat exchanger is 57.15.

DOI: <https://doi.org/10.22075/jme.2023.30329.2433>

© 2024 Published by Semnan University Press.

This is an open access article under the CC-BY 4.0 license. (<https://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>)

* Corresponding author.

E-mail address: samanrashidi@semnan.ac.ir

How to cite this article:

Bakhshi, N., Rashidi, S., & Rafee, R. (2024). Numerical study on the effects of extended surfaces on the performance of a coaxial geothermal heat exchanger. *Journal of Modeling in Engineering*, 22(76), 167-175. doi: 10.22075/jme.2023.30329.2433

مطالعه عددی تأثیر سطوح گسترش یافته بر عملکرد مبدل حرارتی زمین گرمایی هم‌محور

ناصر بخشی^۱، سامان رشیدی^{۲*}، روح‌الله رفعی^۳

اطلاعات مقاله	چکیده
دریافت مقاله: ۱۴۰۲/۰۱/۱۸	در این مطالعه، تأثیر سطوح گسترش یافته بر عملکرد یک مبدل حرارتی زمین گرمایی هم‌محور عمودی بررسی شده است. سیال (آب) با دمای اولیه ۳/۵ درجه سلسیوس و با دبی حجمی ۰/۰۰۸ متر مکعب بر ثانیه از ناحیه حلقوی وارد شده و از لوله میانی خارج می‌شود. شبیه‌سازی برای حالت جذب حرارت انجام شده است. مدل آشفتگی SST k- ω برای جریان آشفته به کار گرفته شده است. با قرار دادن دندان و گودی با چند هندسه مختلف بر روی سطح لوله خارجی، عملکرد حرارتی مبدل بهبود یافته است. سطوح مثلثی شکل نسبت به سایر هندسه‌ها دمای خروجی بهتری از خود نشان دادند. اختلاف دمای ورودی و خروجی سیال در مبدل دارای گودی و دندان مثلثی با عمق گودی ۵ میلی‌متر، ۶/۵ درصد افزایش یافته است. بیشترین افت فشار در میان انواع مبدل نیز مربوط به مبدل با گودی و دندان مثلثی با عمق گودی ۵ میلی‌متر است که مقدار آن ۱۰/۹ کیلوپاسکال می‌باشد. مقادیر مختلف عدد ناسلت محلی در ناحیه حلقوی مبدل به ازای عمق‌های مختلف محاسبه شده است. مبدل ساده بالاترین مقدار ناسلت متوسط در محدوده مورد مطالعه مبدل را دارد و مقدار عدد ناسلت متوسط برای این نوع مبدل حرارتی برابر با ۵۷/۱۵ است.
بازنگری مقاله: ۱۴۰۲/۰۴/۲۲	
پذیرش مقاله: ۱۴۰۲/۰۶/۰۴	
واژگان کلیدی:	
مبدل حرارتی زمین گرمایی، انتقال حرارت جابجایی، حل عددی، سطوح گسترش یافته، افت فشار.	

DOI: <https://doi.org/10.22075/jme.2023.30329.2433>

© 2024 Published by Semnan University Press.

This is an open access article under the CC-BY 4.0 license. (<https://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>)

۱- مقدمه

که به صورت شبانه‌روزی در دسترس است. پمپ‌های حرارتی با منبع زمینی^۳ به عنوان بخش مهمی از سیستم‌های تجدیدپذیر انرژی، به واسطه ترکیب شدن با مبدل‌های حرارتی زمینی^۴ مورد استفاده قرار می‌گیرند [۱]. سیستم‌های انرژی زمین گرمایی مزایای زیادی نسبت به سایر سیستم‌های انرژی تجدید پذیر، به ویژه در مورد عملکرد، هزینه‌های عملیاتی کلی و نگهداری دارند [۲]. ثابت شده است که یک مبدل حرارتی زمین-هوا با طراحی خوب می‌تواند به راحتی مصرف برق ساختمان‌ها را در حدود

بخش قابل توجهی از تقاضای انرژی گرمایی توسط سوخت‌های فسیلی تأمین می‌شود. مصرف این سوخت‌ها دارای ویژگی‌های منفی زیادی از قبیل ریسک تأمین، کمیابی و بی‌ثباتی قیمت‌ها است. این امر به وضوح در نظر گرفتن گزینه‌های جدید انرژی مانند منابع انرژی تجدید پذیر، که هزینه‌های کمتری دارند و نیز افزایش پیامدهای زیست‌محیطی را توجیه می‌کند، ضروری می‌سازد. انرژی زمین گرمایی یکی از سیستم‌های تجدید پذیر انرژی^۲ است

* پست الکترونیک نویسنده مسئول: samanrashidi@semnan.ac.ir

۱. دانشجوی کارشناسی ارشد، دانشکده انرژی، پردیس علوم و فن‌آوری‌های نوین، دانشگاه سمنان

۲. استادیار، دانشکده انرژی، پردیس علوم و فن‌آوری‌های نوین، دانشگاه سمنان

۳. دانشیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه سمنان

² Renewable Energy Systems (RESs)³ Ground Source Heat Pumps (GSHPs)⁴ Ground Heat Exchangers (GHEs)

استناد به این مقاله:

بخشی، ناصر، رشیدی، سامان، و رفعی، روح‌اله. (۱۴۰۳). مطالعه عددی تأثیر سطوح گسترش یافته بر عملکرد مبدل حرارتی زمین گرمایی هم‌محور. مدل سازی در مهندسی،

doi: 10.22075/jme.2023.30329.2433. ۱۷۵-۱۶۷ (۷۶)۲۲

۰/۷ اتفاق می‌افتد. دمای خروجی برای نسبت قطرهای بالاتر کاهش می‌یابد و هر چه مقاومت حرارتی لوله داخلی بیشتر باشد اتلاف گرما در مسیر برگشت کمتر و در نتیجه سیال با دمای بالاتر از مبدل خارج می‌شود. مازالیاس [۱۳] یک مبدل زمین‌گرمایی هم‌محور با عمق ۲۰۰ متر را به صورت عددی بررسی و مدل‌سازی کرد. در این مطالعه عملکرد دو سیال کاری آب و هوا و همچنین اثر نسبت قطر بر عملکرد مبدل مورد بررسی قرار گرفت. ایری و رفعی [۱۴] به بررسی انتقال حرارت گذرا با زمان در یک مبدل زمین‌گرمایی هم‌محور با نسبت‌های قطری مختلف پرداختند. نتایج آن‌ها نشان داد که با کاهش نسبت قطری اختلاف دمای سیال ورودی و خروجی افزایش می‌یابد. رشیدی و همکاران [۱۵] به بررسی مطالعات انجام شده در زمینه مبدل‌های زمین-گرمایی مارپیچ پرداختند و به این نتیجه رسیدند که مطالعات اقتصادی و زیست محیطی در زمینه مبدل‌های حرارتی زمین‌گرمایی نیاز به توجه بیشتری دارد.

۲- فرضیات مسئله و هندسه مورد مطالعه

- طرح کلی مبدل زمین‌گرمایی هم‌محور در این بخش معرفی می‌شود. برخی از فرضیات مربوط به این مبدل عبارتند از:
- با توجه به تقارن محوری موجود در هندسه و جریان، برای کاهش زمان محاسبات از حل متقارن محوری برای جریان سیال و انتقال حرارت، استفاده شده است.
 - دمای خاک احاطه‌کننده مبدل به صورت خطی با عمق افزایش می‌یابد.
 - در ورودی شدت آشفتنگی^۵ ده درصد در نظر گرفته شده است.
 - قطر هیدرولیکی ثابت است.

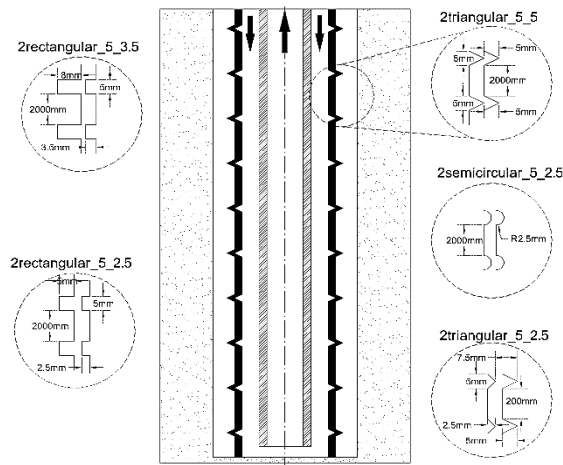
شکل کلی مبدل هم‌محور مورد نظر جهت انجام شبیه‌سازی در شکل (۱) و ابعاد آن در جدول ۱ ارائه شده است. از شرط تقارن محوری برای حل مسئله استفاده می‌شود تا حجم محاسبات به حداقل برسد.

ابعاد کلی هندسه از مطالعه مازالیاس [۱۳] و دانشی‌پور و رفعی [۱۲] گرفته شده است. جدول ۱ ابعاد هندسی مبدل را تشریح می‌کند. برای اعمال روش‌ها در مطالعه حاضر از دو طرح ایجاد دندانه روی دیواره خارجی و همچنین ایجاد دندانه روی دیواره لوله خارجی و ایجاد گودی در مسیر رفت سیال (جریان در لوله حلقوی) استفاده شده است.

۲۵ تا ۳۰ درصد کاهش دهد [۳]. مبدل‌های حرارتی زمین-گرمایی هم‌محور یکی از اجزای سیستم پمپ حرارتی زمینی هستند، که در آن حداقل کردن طول چاه با مصالح و پیکربندی مناسب می‌تواند هزینه کلی سیستم را کاهش دهد. مبدل‌های هم‌محور با طراحی خوب به کاهش طول چاه تا ۲۳ درصد و کاهش هزینه‌ها کمک می‌کنند [۴]. لی و همکاران [۵] تأثیر چندین نوع لوله داخلی بر عملکرد انتقال حرارت در مبدل زمین‌گرمایی هم‌محور را مورد تحلیل قرار دادند. نتایج نشان داد که ظرفیت انتقال حرارت سیستم را می‌توان با تغییر شکل لوله داخلی بهبود بخشید. گوردون و همکارانش [۶] نشان دادند که با افزایش قطر لوله داخلی در محدوده مورد بررسی، طول لازم مبدل حرارتی کاهش می‌یابد و ضریب کلی عملکرد حاصل از پمپ حرارتی افزایش می‌یابد. لو و همکاران [۷] مشخص کردند که بهترین جهت جریان در حالت استخراج حرارت به صورت ورودی جریان حلقوی شکل است. ژانگ و همکاران [۸] بر روی مبدل زمین‌گرمایی هم‌محور ۹ سیال کاری مطالعه انجام دادند. نتایج نشان دادند دی‌اکسیدکربن و پس از آن آب، بیش‌ترین توان حرارتی را دارند. ایری و رفعی [۹] تحلیل حرارتی و هیدرودینامیک مبدل حرارتی زمینی هم‌محور دارای مانع را بررسی کردند. در نتیجه خروجی (و ورودی) دماهای مبدل حرارتی زمینی هم‌محور دارای بافل ۱۳/۲ درصد پایین‌تر از دمای اتاق معمولی بودند. دانشی‌پور و رفعی [۱۰] کاربرد نانوسیالات به عنوان سیال کاری در مبدل‌های حرارتی زمین‌گرمایی عمودی را بررسی کردند. نتایج نشان دادند با استفاده از نانوسیال آب-مس می‌توان گرمای بیشتری نسبت به نانوسیال آب-آلومینا استخراج کرد، اما در این حالت میزان افت فشار و توان موردنیاز برای پمپاژ سیال بیشتر می‌شود. سانگ و همکاران [۱۱] یک مدل انتقال حرارت حالت ناپایا برای مبدل‌های عمودی هم‌محور توسعه دادند و نشان دادند که لوله عایق‌شده با قطر بهینه به طرز قابل توجهی تلفات حرارتی سیال کاری داخل لوله مرکزی را کاهش می‌دهد. دانشی‌پور و رفعی [۱۲] در مطالعه‌ای اثر نسبت قطر و جنس مبدل (دیواره لوله داخلی مبدل) را بر عملکرد مبدل کردند. نتایج نشان می‌دهد که با افزایش نسبت قطر داخلی به خارجی، افت فشار در مسیر حلقوی افزایش می‌یابد و کمترین افت فشار در نسبت قطر

^۵ شدت آشفتنگی به عنوان نسبت انحراف معیار سرعت نوسانی سیال به میانگین سرعت سیال تعریف می‌شود.

طرح کلی برای ایجاد سطوح گسترش یافته روی دیواره لوله خارجی مبدل حرارتی استفاده شده است. در طرح اول تعداد ۹۸ عدد دندانان با فاصله ۲ متری روی دیواره لوله خارجی تعبیه شده که در شکل (۳) قابل مشاهده است.

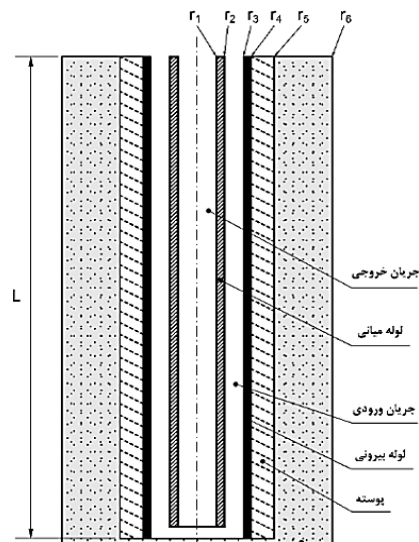


شکل ۳- طرح مبدل زمین گرمایی هم محور با دندانان و گودی

توضیحات مربوط به نام گذاری هر مبدل در جدول ۲ تشریح شده است.

جدول ۲- تشریح نام گذاری مبدل های مورد بررسی

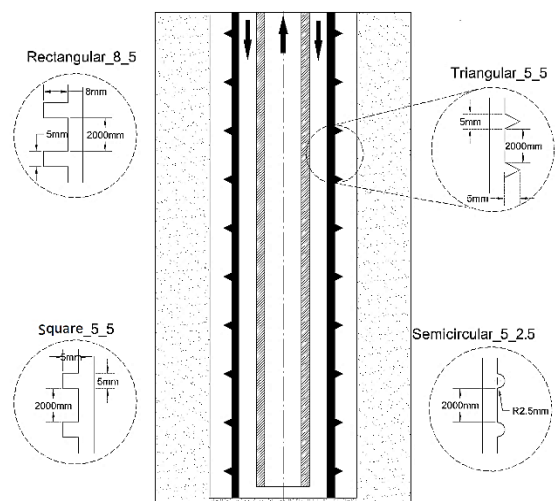
مبدل	توضیحات
Rectangular_8_5	مبدل با دندانان مستطیلی شکل با طول ۸ میلی متر و عرض ۵ میلی متر روی دیواره لوله خارجی
Square_5_5	مبدل با دندانان مربع شکل با ابعاد ۵ میلی متر روی دیواره لوله خارجی
Triangular_5_5	مبدل با دندانان مثلثی شکل با قاعده ۵ میلی متر و ارتفاع ۵ میلی متر روی دیواره لوله خارجی
Semicircular_5_2.5	مبدل با دندانان نیم دایره ای شکل با قطر ۵ میلی متر روی دیواره لوله خارجی
2rectangular_5_3.5	مبدل با گودی مستطیلی به ابعاد ۵ در ۳/۵ میلی متر و دندانان به ابعاد ۸ در ۵ میلی متر
2rectangular_5_2.5	مبدل با گودی مستطیلی به ابعاد ۵ در ۲/۵ میلی متر و دندانان مربع شکل به ابعاد ۵ در ۵ میلی متر
2triangular_5_5	مبدل با گودی و دندانان مثلثی به ابعاد ۵ در ۵ میلی متر
2semicircular_5_2.5	مبدل با گودی مثلثی به ابعاد ۵ در ۲/۵ میلی متر و دندانان مثلثی به ابعاد ۵ در ۵ میلی متر
2semicircular_5_2.5	مبدل با گودی و دندانان نیم دایره ای به قطر ۵ میلی متر



شکل ۱- طرح کلی مبدل زمین گرمایی هم محور بدون سطوح گسترش یافته [۱۳و۱۲]

جدول ۱- ابعاد هندسی مبدل حرارتی شبیه سازی شده

پارامتر	توضیحات	مقدار
r_1	شعاع درونی لوله داخلی	۳۰ میلی متر
e_{ip}	ضخامت لوله داخلی	۵ میلی متر
r_2	شعاع بیرونی لوله داخلی	$5 + r_1$ میلی متر
r_3	شعاع درونی لوله بیرونی	۵۰ میلی متر
e_{op}	ضخامت لوله بیرونی	۵ میلی متر
r_4	شعاع بیرونی لوله بیرونی	$5 + r_3$ میلی متر
e_c	ضخامت پوسته	۱۰ میلی متر
r_5	شعاع پوسته	۶۵ میلی متر
e_{rock}	محدود زمین اطراف	۱۰۰ میلی متر
r_6	شعاع زمین اطراف مورد بررسی	۱۶۵ میلی متر
L	عمق مبدل حرارتی	۲۰۰ متر



شکل ۲- طرح کلی مبدل زمین گرمایی هم محور با دندانان

همان طور که در شکل های (۲) و (۳) مشخص است، از دو

[۱۶]:

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

$$\rho \left[\bar{u}_j \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{u}_i) \right] = - \frac{\partial \bar{P}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial \bar{x}_j} \right) - \rho \bar{u}_i' \bar{u}_j' \right] \quad (۲)$$

$$\rho c_p \left[\bar{u}_j \frac{\partial}{\partial x_j} (T) \right] = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\lambda \left(\frac{\partial T}{\partial \bar{x}_j} \right) - \rho c_p \bar{u}_j' T' \right] \quad (۳)$$

برای محاسبه انتقال حرارت در قسمت جامد از معادله انرژی زیر استفاده می‌شود [۱۷]:

$$\nabla \cdot (\lambda_s \nabla T_s) = 0 \quad (۴)$$

لزجت مغشوش (آشفته‌گی) به انرژی جنبشی جریان (k) بستگی دارد. و نرخ تلفات (ω) با معادلات زیر به دست می‌آید [۱۸]:

$$\rho \bar{u}_i \frac{\partial k}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + \tilde{G}_k - Y_k \quad (۵)$$

$$\rho \bar{u}_i \frac{\partial \omega}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_\omega - Y_\omega + D_\omega \quad (۶)$$

۳-۲- شرایط مرزی و مشخصات حرارتی

سیال با دمای اولیه ۳/۵ درجه سلسیوس و با دبی حجمی ۰/۰۰۰۸ متر مکعب بر ثانیه وارد می‌شود. برای خروجی کانال نیز شرط فشار ثابت برابر فشار اتمسفر استفاده شده است. در سطح تماس مایع و جامد شرط عدم لغزش و عدم پرش دما اعمال گردیده است [۱۳].

$$\vec{U} = 0 \quad (۷)$$

$$T = T_s \quad (۸)$$

اثر متغیرهای فیزیکی و محیطی مسئله باید در شروع فرآیند حل بررسی شود. در نهایت باید بهینه‌ترین حالت مبدل طراحی شده و نتایج بررسی اولیه در طرح نهایی به کار گرفته شوند. شکل ساده و دوبعدی مسئله موردنظر در ابتدا مد نظر قرار می‌گیرد و اثر تغییرات در شرایط مرزی و هندسه بر روی پاسخ نهایی تجزیه و تحلیل می‌شود.

۲-۱- نوآوری مطالعه حاضر

سطوح گسترش یافته‌ی دنداندار موجب افزایش سطح انتقال حرارت و آشفته‌گی جریان و در نهایت بهبود عملکرد مبدل حرارتی می‌شوند. با به کارگیری نرم افزارهای تجاری تاثیر شکل هندسی، ابعاد و محل قرارگیری سطوح گسترش یافته بر عملکرد حرارتی سیستم تحلیل و بررسی شده است. سطوح گسترش یافته به دو دسته کلی از نظر شکل هندسی و محل تعبیه آن‌ها تقسیم می‌شوند. یک دسته سطوح دنداندار شکل که بر روی سطح لوله خارجی مبدل ایجاد شده‌اند و دسته دوم سطوحی هستند که به صورت چین خوردگی روی دیواره لوله خارجی تعبیه شده‌اند. این چین خوردگی‌ها در ناحیه حلقوی مبدل گودی و بر روی سطح لوله خارجی دنداندار ایجاد کرده است. تاثیر مقاوت حرارتی لوله داخلی بر عملکرد حرارتی سیستم نیز بررسی شده است.

۳- روش شناسی

برای انجام شبیه‌سازی‌ها از نرم‌افزار انسیس فلوئنت^۶ استفاده شده است. معادلات انتگرالی حاکم با استفاده از روش حجم محدود گسسته‌سازی شده‌اند و الگوریتم سیمپل‌سی^۷ برای کوپل کردن شتاب-سرعت استفاده می‌شود. به منظور گسسته‌سازی جملات همرفت در معادلات مومنتوم، انرژی و روابط آشفته‌گی، روش گسسته‌سازی آپ ویند مرتبه دو^۸ استفاده شده است. پس از این‌که حدس اولیه برای سرعت و فشار در نظر گرفته شد، ابتدا معادلات تجزیه شده سرعت، سپس معادلات تصحیح فشار و در نهایت معادلات تجزیه‌شده مدل انتقال تنش برشی $k - \omega$ SST حل می‌شوند.

۳-۱- معادلات حاکم

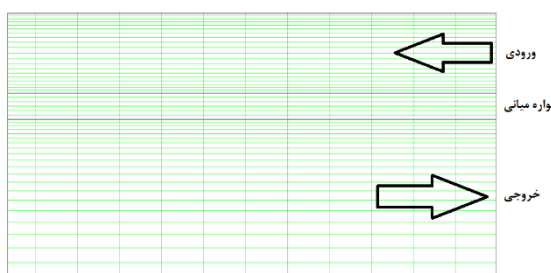
برای سیال کاری سیستم مبدل حرارتی، معادلات پیوستگی، مومنتوم و انرژی به صورت زیر تعریف می‌شوند

^۶ Ansys Fluent

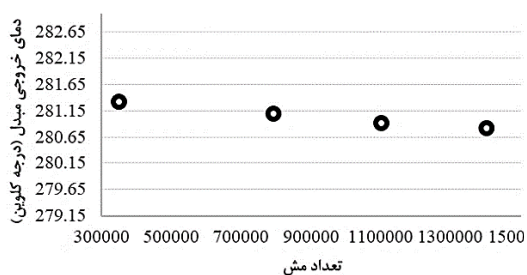
^۷ SIMPLEC

^۸ Second Order Upwind

محاسباتی پیشرفته است. لذا بهینه‌ترین گره‌بندی، شبکه‌ای با کمترین تعداد تقسیم‌بندی و نتایج مطلوب می‌باشد. در این تحقیق جهت افزایش دقت حل و کاهش زمان محاسبات و دستیابی به سلول‌بندی مناسب از چند شبکه با تعداد سلول‌های ۳۵۰۰۰۰، ۷۹۰۰۰۰، ۱۱۰۰۰۰۰ و ۱۴۰۱۰۰۰ استفاده شده است. تغییرات دما برای تعداد سلول‌های عنوان شده مقایسه شدند. نتایج نشان می‌دهد که اختلاف بین دمای خروجی مبدل در تعداد سلول ۱۱۰۰۰۰۰ و تعداد سلول ۱۴۰۱۰۰۰، دو درصد است که در شکل (۴-ب) قابل مشاهده می‌باشد. بنابراین مدل‌سازی با تعداد سلول ۱۱۰۰۰۰۰ ادامه می‌یابد.



الف



ب

شکل ۴-الف) نمایی از شبکه تولید شده در نزدیکی دیواره‌های جامد (ب) دمای سیال خروجی از مبدل به ازای تعداد سلول‌های مختلف

۴- نتایج

۴-۱- اعتبارسنجی

برای اعتبارسنجی و اطمینان از دقت کافی نتایج و با توجه به مینا قرار دادن مطالعات دانشی پور و رفعی [۱۲] و مازالیاس [۱۳]، در ابتدا مبدل با شرایط مطالعات ایشان شبیه‌سازی شده و نتایج توزیع دما با مطالعات قبلی مقایسه شده که مشاهده می‌شود نتایج مطابقت خوبی با هر دو مسئله قبل دارند (شکل ۵). مطالعه دانشی پور و رفعی [۱۲] یک مطالعه عددی با حل کامل معادلات انرژی و انتقال

$$-\lambda \frac{\partial T}{\partial n} = -\lambda_s \frac{\partial T_s}{\partial n} \quad (9)$$

معادله انتقال حرارت هدایتی برای هر یک از دیواره‌های جامد حل شده است و دماها و شارهای حرارتی در مرز مشترک دیوارها برابر هستند. در معادلات مربوطه مشخصات حرارتی لوله خارجی و پوسته بر اساس جدول ۳ به کار رفته است.

جدول ۳- مشخصات حرارتی لوله‌ها و پوسته [۱۳]

پارامتر	تعریف	مقدار
R'_{ip}	مقاومت گرمایی لوله داخلی	$0.102 \text{ m}^2\text{K/W}$ و 0.105
λ_{op}	ضریب هدایت لوله خارجی	$16 \frac{W}{m.K}$
λ_c	ضریب هدایت پوسته	$3 \frac{W}{m.K}$

خواص حرارتی خاک منطقه مورد بررسی نیز مطابق جدول ۴ در نظر گرفته شده است [۱۳].

$$T_{\infty}(z) = T_s + \gamma \cdot z \quad (10)$$

جدول ۴- مشخصات حرارتی خاک [۱۴]

پارامتر	تعریف	مقدار
T_s	دمای سطح زمین	$279/15 \text{ K}$
λ_{rock}	ضریب هدایت حرارتی خاک	$3 \frac{W}{m.K}$
γ	ضریب تغییر دما با عمق خاک	$4/5 \frac{K}{100m}$

۳-۳- تعریف پارامترها

عدد رینولدز:

عدد بی بعد رینولدز در جریان ورودی به صورت معادلات زیر تعریف شده است.

$$Re = \frac{VD_h\rho}{\mu} \quad (11)$$

$$D_h = D_o - D_i = 2(r_3 - r_2) \quad (12)$$

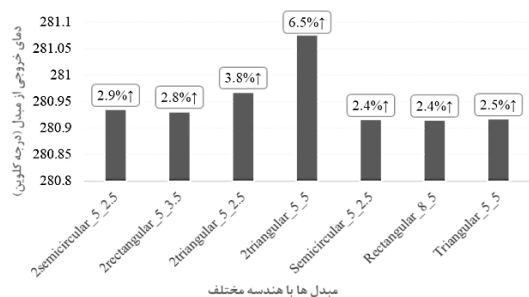
۳-۴- استقلال از شبکه

شکل ۴-الف) وضعیت شبکه تولید شده را برای انجام شبیه‌سازی در فاصله دور از دندان‌ها نشان می‌دهد. در این مورد از سلول‌های چهار ضلعی با تراکم بیشتر در نزدیکی دیواره‌ها استفاده شده است. لازم به توضیح است که در برخی موارد (مثلاً دندان‌های مثلثی یا نیم‌دایره‌ای) از شبکه‌های بی‌سازمان استفاده شده است. استفاده از شبکه بسیار ریز برای شبیه‌سازی مستلزم در اختیار داشتن یک سیستم

متأثر از افت فشار در مبدل‌های مختلف کاهش یا افزایش داشته است.

۴-۳- دمای متوسط سیال

به طور کلی، دمای سیال در مبدل 2triangular و مبدل‌هایی که روی دیواره لوله خارجی آن‌ها گودی و دندان‌تعبیه شده، در مسیر رفت افزایش کمتری دارد. اما در مسیر برگشت نیز کاهش کمتری نسبت به سایر مبدل‌ها دارد که در نتیجه منجر به خروج سیال با دمای بالاتر در این دسته از مبدل‌ها می‌شود. در نمودار شکل (۷)، درصد افزایش دمای خروجی مبدل با هندسه‌های مختلف نسبت به مدل ساده مبدل نمایش داده شده است.



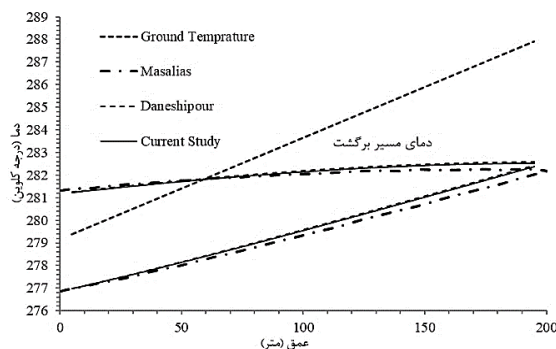
شکل ۷- درصد افزایش دمای خروجی مبدل‌های مختلف نسبت به مدل ساده مبدل

برای بهبود عملکرد مبدل ساده، اضافه کردن دندان‌هایی با شکل هندسی متفاوت روی دیواره خارجی ناحیه حلقوی باعث افزایش ۲ تا ۳ درصدی دما نسبت به مبدل ساده شد (توضیح این که برای مقایسه بهبود عملکرد مبدل‌ها، اختلاف دمای ورودی و خروجی هر مبدل مد نظر قرار گرفته است). برای حالت دندان‌دار، با ایجاد گودی مقابل دندان‌ها در دیواره لوله داخلی (بخشی که سیال وردی از آن عبور می‌کند)، اختلاف دمای ورودی و خروجی مبدل افزایش می‌یابد. اختلاف دمای ورودی و خروجی سیال برای مبدل با دندان و گودی مثلی شکل با عمق گودی ۵ میلی‌متر، ۶/۵ درصد نسبت به مبدل ساده، بهبود یافته است که بهترین عملکرد را نسبت به سایر مدل‌ها دارد. دمای سیال خروجی در این نوع مبدل ۲۸۱/۰۷۵ درجه کلونین است.

۴-۴- شار حرارتی

سیال عبوری از مبدل در مطالعه حاضر با دیواره‌های I_1 ، I_2 و I_3 در تماس است که حرارت دریافتی از زمین توسط دیواره I_3 جذب مبدل می‌شود. نمودار شکل (۸) و (۹) به ترتیب شار حرارتی روی دیواره‌های I_3 و I_2 را نمایش می‌دهند.

حرارت برای فاز جریان سیال است. در مطالعه مازالیاس [۱۳]، معادلات جریان و انتقال حرارت برای فاز سیال حل نشده است و به جای آن مقدار ضریب انتقال حرارت با استفاده از روابط تجربی به عنوان یک شرط مرزی جایگزین گردیده است.

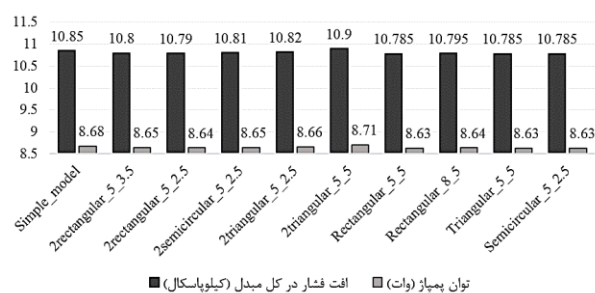


شکل ۵- مقایسه توزیع دما بر حسب عمق با نتایج دانشی‌پور و مازالیاس [۱۲، ۱۳]

با صرف‌نظر از زبری دیواره، محدوده Y^+ کمتر از ۵ می‌باشد. پس از اینکه جریان توسعه یافته می‌شود، پروفیل سرعت تا قبل از رسیدن به انتهای مبدل بدون تغییر می‌ماند. جریان در عمق ۳۰ سانتی‌متری توسعه یافته می‌شود که با طول ناحیه در حال توسعه برای جریان آشفته که $10D_h$ است مطابقت دارد.

۴-۲- افت هیدرودینامیکی

افت فشار در لوله برای جریان آشفته بیشتر از جریان آرام است. به دلیل تاثیر پذیری کم منحنی‌های فشار از تغییرات مقاومت حرارتی لوله میانی، می‌توان از این مورد صرف‌نظر کرد.



شکل ۶- مقایسه بین توان پمپاژ و افت فشار در کل مبدل برای مبدل‌های مختلف

مبدل با گودی و دندان مثلی و عمق گودی ۵ میلی‌متر بیشترین و مبدل‌های دارای دندان با مقدار نسبتاً مشابه، کمترین افت فشار را دارند. از آنجایی که توان پمپاژ تابعی از افت فشار و نرخ جریان حجمی با مقدار یکسان برای تمام مدل‌های مبدل است، مشاهده می‌شود که توان پمپاژ نیز

مبدل مورد مطالعه از طریق جداره خارجی مبدل، از خاک اطراف مبدل گرما را دریافت می کند. با توجه به اینکه سیال در مسیر برگشت با جداره لوله داخلی در تماس است، هر چه مقاومت حرارتی جداره لوله داخلی (R_{ip}'') بیشتر باشد، اتلاف حرارتی در مسیر بازگشت کمتر است و در نتیجه دمای خروجی سیال افزایش می یابد.

۵- نتیجه گیری

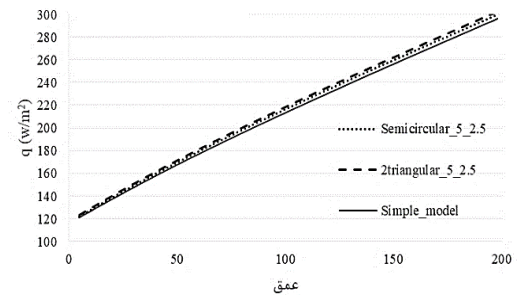
در این مطالعه، تأثیر سطوح گسترش یافته بر عملکرد یک مبدل حرارتی زمین گرمایی هم محور عمودی به صورت عددی شبیه سازی شده است. خلاصه نتایج این تحقیق به شرح زیر است:

- با توجه به نتایج شبیه سازی، مشخص شد که مبدل های دارای گودی و دندانان عملکرد حرارتی بهتری دارند و اختلاف دمای ورودی و خروجی سیال برای مبدل های دارای گودی و دندانان ۰/۵ تا ۴ درصد بیشتر از مبدل های دارای دندانان است. بیشترین اختلاف دمای ورودی و خروجی سیال در مبدل با گودی و دندانان مثلثی با عمق گودی ۵ میلی متر است که مقدار آن، ۴/۲ کلوین می باشد.

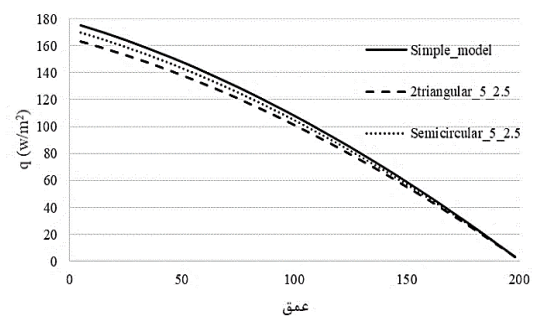
- از نظر شکل هندسی، عملکرد حرارتی سطوح مثلثی شکل بهتر بوده و در بهترین حالت، اختلاف دمای ورودی و خروجی سیال در مبدل دارای گودی و دندانان مثلثی با عمق گودی ۵ میلی متر، ۶/۵ درصد افزایش یافته است. پس از سطوح مثلثی شکل به ترتیب سطوح گسترش یافته گرد و چهارضلعی قرار دارند. مشاهده می شود که در گودی های مثلثی شکل جریان سیال تماس بیشتری با دیواره ها دارد و در مبدل با گودی مستطیلی شکل کمترین تماس خطوط جریان با دیواره ها را دارد که بر عملکرد حرارتی تأثیر بسزایی دارد.

- شار حرارتی که سیال در دیواره I_3 از زمین دریافت می کند متناسب با عمق افزایش می یابد. به دلیل اینکه جریان گرم شده در مسیر حلقوی از لوله داخلی برمی گردد، اختلاف دمای دو طرف دیواره I_2 در عمق های زیاد کم می شود، به همین دلیل شار حرارتی برای دیواره I_2 متناسب با افزایش عمق، کاهش می یابد. عدد ناسلت جریان تابعی از اعداد رینولدز و پراتنل است و متناسب با تغییرات رینولدز در مبدل های مختلف تغییر می یابد.

- مبدل با گودی و دندانان مثلثی با عمق گودی ۵ میلی متر



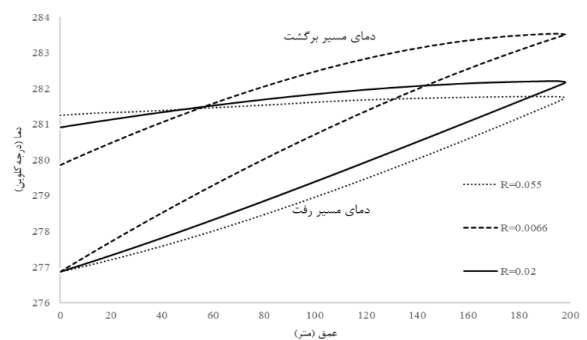
شکل ۸- شار حرارتی روی دیواره I_3 در عمق های مختلف



شکل ۹- تغییرات شار حرارتی روی دیواره I_2 در عمق های مختلف

همان طور که انتظار می رود شار حرارتی که دیواره I_3 از زمین دریافت می کند متناسب با عمق افزایش می یابد. به دلیل اینکه جریان گرم شده در مسیر حلقوی از لوله داخلی برمی گردد، اختلاف دمای دو طرف دیواره I_2 در عمق های زیاد کم می شود، به همین دلیل شار حرارتی برای دیواره I_2 متناسب با افزایش عمق، کاهش می یابد.

در شکل (۱۰) نیز نمودار توزیع دمای متوسط سیال در مسیر رفت و برگشت برای یک مبدل با مقاومت حرارتی متفاوت در دیواره لوله داخلی نمایش داده شده است.



شکل ۱۰- توزیع دمای متوسط سیال برای مبدل ساده با مقاومت حرارتی متفاوت در دیواره لوله داخلی

داخلی در تماس است، هر چه مقاومت حرارتی جداره لوله داخلی (R_{ip}'') بیشتر باشد، اتلاف حرارتی در مسیر بازگشت کمتر و در نتیجه دمای خروجی سیال افزایش می‌یابد.

بیشترین و مبدل با گودی و دندانه مستطیلی کمترین افت فشار را دارند. افت فشار در مبدل تحت تاثیر تغییرات خواص سیال با دما و شکل هندسی محل عبور جریان است.
- با توجه به اینکه سیال در مسیر برگشت با جداره لوله

مراجع

- [1] A. Saffarzadeh, and Y. Noorollahi. "Geothermal development in Iran: a country update." *In Proceedings*. 2005.
- [2] Y. Noorollahi, R. Saeidi, M. Mohammadi, A. Amiri, and M. Hosseinzadeh. "The effects of ground heat exchanger parameters changes on geothermal heat pump performance—A review." *Applied Thermal Engineering* 129 (2018): 1645-1658.
- [3] L. Aresti, P. Christodoulides, and G. Florides. "A review of the design aspects of ground heat exchangers." *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 92 (2018): 757-773.
- [4] J. Raymond, S. Mercier, and L. Nguyen. "Designing coaxial ground heat exchangers with a thermally enhanced outer pipe." *Geothermal Energy* 3 (2015): 1-14.
- [5] C. Li, Y. Guan, R. Yang, X. Lu, W. Xiong, and A. Long. "Effect of inner pipe type on the heat transfer performance of deep-buried coaxial double-pipe heat exchangers." *Renewable Energy* 145 (2020): 1049-1060.
- [6] D. Gordon, T. Bolisetti, D.S. Ting, and S. Reitsma. "Experimental and analytical investigation on pipe sizes for a coaxial borehole heat exchanger." *Renewable Energy* 115 (2018): 946-953.
- [7] Y. Luo, H. Guo, F. Meggers, and L. Zhang. "Deep coaxial borehole heat exchanger: Analytical modeling and thermal analysis." *Energy* 185 (2019): 1298-1313.
- [8] Y. Zhang, C. Yu, G. Li, X. Guo, G. Wang, Y. Shi, C. Peng, and Y. Tan. "Performance analysis of a downhole coaxial heat exchanger geothermal system with various working fluids." *Applied Thermal Engineering* 163 (2019): 114317.
- [9] S. Iry, and R. Rafee. "Hydrothermal analysis of conventional and baffled geothermal heat exchangers in transient mode." *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry* 143 (2021): 2149-2161.
- [10] M. Daneshpour, and R. Rafee. "Nanofluids as the circuit fluids of the geothermal borehole heat exchangers." *International Communications in Heat and Mass Transfer* 81 (2017): 34-41.
- [11] X. Song, G. Wang, Y. Shi, R. Li, Z. Xu, R. Zheng, Y. Wang, and J. Li. "Numerical analysis of heat extraction performance of a deep coaxial borehole heat exchanger geothermal system." *Energy* 164 (2018): 1298-1310.
- [12] M. Daneshpour, and R. Rafee. "Determining the diameter ratios with the lowest entropy production in a geothermal heat exchanger by numerical simulation of fluid flow and heat transfer." *Mechanics Of Structures And Fluids* 6 1 (2016): 249-258. (In Persian).
- [13] M. Domínguez Masalias. "Thermodynamic Optimization of Downhole Coaxial Heat Exchanger for Geothermal Applications." *Master thesis, Faculty of Power and Aeronautical Engineering, Warsaw University of Technology*. 2010.
- [14] S. Iry, and R. Rafee. "Transient Numerical Simulation of the Coaxial Borehole Heat Exchanger with the Different Diameters Ratio." *Geothermics* 77 (2019): 158-65.
- [15] S. Rashidi, N. Bakhshi, and R. Rafee. "Progress and challenges of helical-shaped geothermal heat exchangers." *Environmental Science and Pollution Research* 28, no. 23 (2021): 28965-28992.
- [16] Y. He, M. Jia, X. Li, Z. Yang, and R. Song. "Performance analysis of coaxial heat exchanger and heat-carrier fluid in medium-deep geothermal energy development." *Renewable Energy* 168 (2021): 938-959.
- [17] S. Patankar. *Numerical heat transfer and fluid flow*. CRC Press, 2018.
- [18] F.R. Menter. "Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications." *AIAA Journal* 32, no. 8 (1994): 1598-1605.