

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

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

اطلاعات مقاله	چکیده
دریافت مقاله: ۱۴۰۲/۰۱/۲۰ پذیرش مقاله: ۱۴۰۲/۰۱/۲۰	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 ۰/۰۰۰۸ 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 دندانه و گودی با چند هندسه مختلف بر روی سطح لوله خارجی، عملکرد حرارتی مبدل بهبود یافته است. سطوح مختلفی شکل نسبت به سایر هندسه‌ها دمای خروجی بهتری از خود نشان دادند. اختلاف دمای ورودی و خروجی سیال در مبدل دارای گودی و دندانه مثلی 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 دندانه مثلی 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.

۱- مقدمه

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 تجدیدپذیر، 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 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 زمین گرمایی هم‌محور را

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 تجدیدپذیر، که هزینه‌های کمتری دارند و نیز افزایش پیامدهای زیست‌محیطی را توجیه می‌کند، ضروری می‌سازد. انرژی زمین گرمایی یکی از سیستم‌های تجدیدپذیر انرژی^۲ است که به صورت شبانه‌روزی در دسترس است. پمپ‌های حرارتی با منبع زمینی^۳ به عنوان بخش مهمی از

* 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

۲ Renewable Energy Systems (RESs)

۳ Ground Source Heat Pumps (GSHPs)

۴ Ground Heat Exchangers (GHEs)

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. وانگ 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 هیدروپنماتیک 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 عایق شده 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 ۰/۷ اتفاق می‌افتد. دمای خروجی برای نسبت قطرهای بالاتر کاهش می‌یابد و هر چه تفاوت 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]

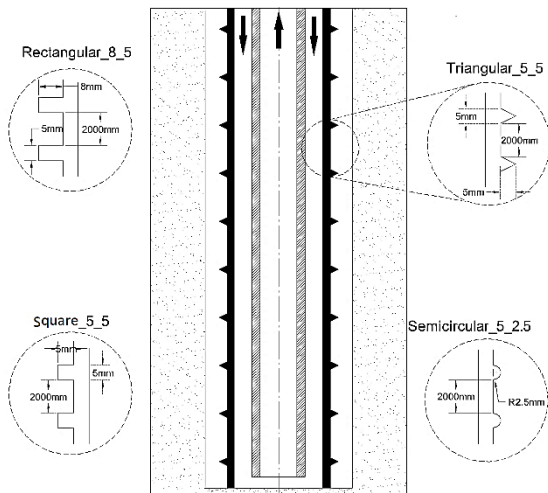
به بررسی انتقال حرارت گذرا با زمان در یک مبدل زمین‌گرمایی هم‌محور با نسبت‌های قطری مختلف پرداختند. نتایج آن‌ها نشان داد که با کاهش نسبت قطری اختلاف دمای سیال ورودی و خروجی افزایش می‌یابد. رشیدی و همکاران [۱۵] به بررسی مطالعات انجام شده در زمینه مبدل‌های زمین‌گرمایی مارپیچ پرداختند و به این نتیجه رسیدند 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:

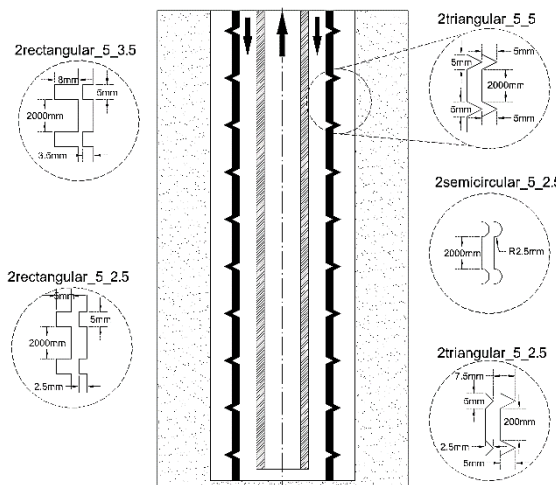
- با توجه به تقارن محوری موجود در هندسه و جریان، برای کاهش زمان محاسبات از حل متقارن محوری برای جریان سیال و انتقال حرارت، استفاده شده است.
 - دمای خاک احاطه‌کننده مبدل به صورت خطی با عمق افزایش می‌یابد.
 - در ورودی شدت آشفتگی^۱ ده درصد در نظر گرفته شده است.
 - قطر هیدرولیکی ثابت است.
- شکل کلی مبدل هم‌محور موردنظر 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.

^۱ شدت آشفتگی به عنوان نسبت انحراف معیار سرعت نوسانی سیال به میانگین سرعت سیال تعریف می‌شود.



شکل ۲- طرح کلی مبدل زمین گرمایی هم‌محور با دندانه

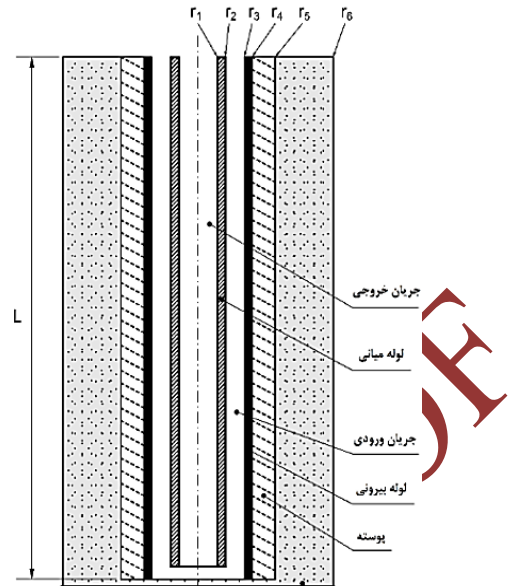
همان‌طور که در شکل‌های ۲ و ۳ مشخص است، از دو طرح کلی برای ایجاد سطوح گسترش یافته روی دیواره لوله خارجی مبدل حرارتی استفاده شده است. در طرح اول تعداد ۹۸ عدد دندانه با فاصله ۲ متری روی دیواره لوله خارجی تعبیه شده که در شکل ۳ قابل مشاهده است.



شکل ۳- طرح مبدل زمین گرمایی هم‌محور با دندانه و گودی

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

جدول ۲- تشریح نام‌گذاری مبدل‌های مورد بررسی	
Rectangular_8_5	مبدل با دندانه مستطیلی شکل با طول ۸ میلی‌متر و عرض ۵ میلی‌متر روی دیواره لوله خارجی
Square_5_5	مبدل با دندانه مربع شکل با ابعاد ۵ میلی‌متر روی دیواره لوله خارجی



شکل ۱- طرح کلی مبدل زمین گرمایی هم‌محور بدون سطوح گسترش یافته [۱۲ و ۱۳]

ابعاد کلی هندسه از مطالعه مازالیاس [۱۲] و دانشی‌پور و رفعی [۱۲] گرفته شده است. جدول ۱ ابعاد هندسی مبدل را تشریح می‌کند.

جدول ۱- ابعاد هندسی مبدل حرارتی شبیه‌سازی شده

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

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.

کرده است. تاثیر مقاوت حرارتی لوله داخلی بر عملکرد حرارتی سیستم نیز بررسی شده است.

۳- روش شناسی

برای انجام شبیه‌سازی‌ها از نرم‌افزار انسیس فلونت^۱ استفاده شده است. معادلات انتگرالی حاکم با استفاده از روش حجم محدود گسسته‌سازی شده‌اند و الگوریتم سیمپل‌سی^۲ برای کوپل کردن شتاب-سرعت استفاده می‌شود. به منظور گسسته‌سازی جملات همرفت در معادلات مومنتوم، انرژی و روابط آشفتگی، روش گسسته‌سازی آپ ویند مرتبه دو^۳ استفاده شده است. پس از این که 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 $\omega - k$ SST حل می‌شوند.

۳-۱- معادلات حاکم

برای سیال کاری سیستم مبدل حرارتی، معادلات پیوستگی، مومنتوم و انرژی به صورت زیر تعریف می‌شوند [۱۶]:

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\bar{u}_i) = 0 \quad (1)$$

$$\rho \left[\bar{u}_j \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{u}_i) \right] = - \frac{\partial \bar{P}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \right) - \rho \bar{u}_i \bar{u}_j' \right] \quad (2)$$

$$\rho c_p \left[\bar{u}_j \frac{\partial}{\partial x_j} (T) \right] = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\lambda \left(\frac{\partial T}{\partial x_j} \right) - \rho c_p \bar{u}_j' T' \right] \quad (3)$$

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

Triangular_5_5	مبدل با دندانه مثلثی شکل با قاعده ۵ میلی‌متر و ارتفاع ۵ میلی‌متر روی دیواره لوله خارجی
Semicircular_5_2.5	مبدل با دندانه نیم دایره‌ای شکل با قطر ۵ میلی‌متر روی دیواره لوله خارجی
2rectangular_5_3.5	مبدل با گودی مستطیلی به ابعاد ۵ در ۳/۵ میلی‌متر و دندانه به ابعاد ۵ در ۵ میلی‌متر
2rectangular_5_2.5	مبدل با گودی مستطیلی به ابعاد ۵ در ۲/۵ میلی‌متر و دندانه مربع شکل به ابعاد ۵ در ۵ میلی‌متر
2triangular_5_5	مبدل با گودی و دندانه مثلثی به ابعاد ۵ در ۵ میلی‌متر
2semicircular_5_2.5	مبدل با گودی مثلثی به ابعاد ۵ در ۲/۵ میلی‌متر و دندانه مثلثی به ابعاد ۵ در ۵ میلی‌متر
2semicircular_5_2.5	مبدل با گودی و دندانه نیم‌دایره‌ای به قطر ۵ میلی‌متر

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 هر 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 دندانه‌دار موجب افزایش سطح انتقال حرارت و آشفتگی 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 دندانه‌ای 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 دندانه ایجاد

¹ Ansys Fluent

² SIMPLEC

² Second Order Upwind

پارامتر	تعریف	مقدار
T_s	دمای سطح زمین	۲۷۹/۱۵ K
λ_{rock}	ضریب هدایت حرارتی خاک	$۳ \frac{W}{m.K}$
γ	ضریب تغییر دما با عمق خاک	$۴/۵ \frac{K}{100m}$

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 شبیه سازی در فاصله دور از دندانها نشان می‌دهد. در این مورد از سلول‌های چهار ضلعی با تراکم بیشتر در نزدیکی دیوارها استفاده شده است. لازم به توضیح است که در برخی موارد (مثلا دندانهای مثلثی یا نیم‌دایره‌ای) از شبکه‌های بی‌سازمان استفاده شده است. استفاده از شبکه بسیار ریز برای شبیه‌سازی مستلزم در اختیار داشتن یک سیستم 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 مدل 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.

$$\nabla \cdot (\lambda_s \nabla T_s) = 0 \quad (4)$$

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

$$\rho \bar{u}_i \frac{\partial k}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + \tilde{G}_k - Y_k \quad (5)$$

$$\rho \bar{u}_i \frac{\partial \omega}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_\omega - Y_\omega + D_\omega \quad (6)$$

۳-۲- شرایط مرزی و مشخصات حرارتی

سیال با دمای اولیه ۲/۵ 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 پخش دما اعمال گردیده است [۱۳]

$$\bar{u} = 0 \quad (7)$$

$$T = T_s \quad (8)$$

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

معادله انتقال حرارت هدایتی برای هر یک از دیوارهای 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.

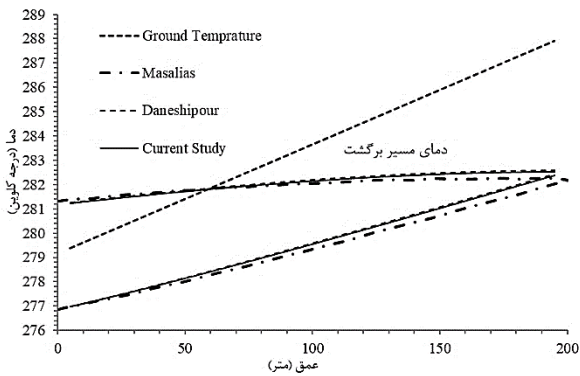
جدول ۳- مشخصات حرارتی لوله‌ها و پوسته [۱۳]

پارامتر	تعریف	مقدار
R''_{ip}	مقاومت گرمایی لوله	$0.102 \text{ m}^2 \text{ K/W}$ و
	داخلی	0.105 و 0.066
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]

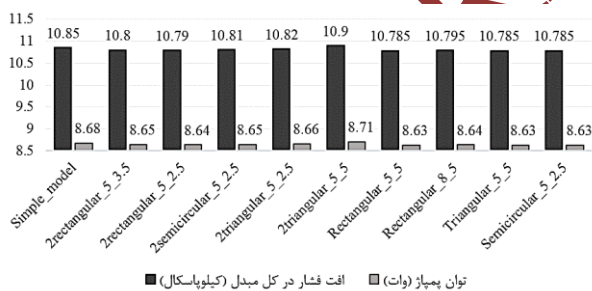


شکل ۵- مقایسه توزیع دما بر حسب عمق با نتایج دانشی پور و مازالیاس [۱۲،۱۳]

با صرف نظر از زبری دیواره، محدوده Y^+ کمتر از ۵ می باشد. پس از اینکه جریان توسعه یافته می شود، پروفیل سرعت تا قبل از رسیدن به انتهای مبدل بدون تغییر می ماند. جریان در عمق ۳۰ سانتی متری توسعه یافته می شود که با طول ناحیه در حال توسعه برای جریان آشفتگی که $10D_h$ است مطابقت دارد.

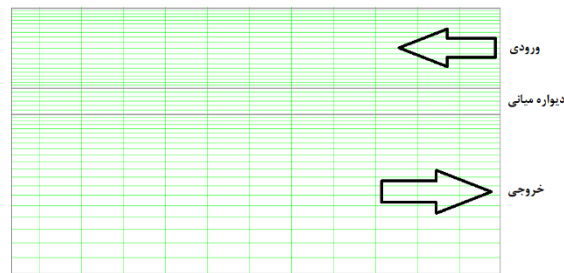
۴-۲- افت هیدرودینامیکی

افت فشار در لوله برای جریان آشفتگی بیشتر از جریان آرام است. به دلیل تاثیر پذیری کم منحنی های فشار از تغییرات مقاومت حرارتی لوله میانی، می توان از این مورد صرف نظر کرد.

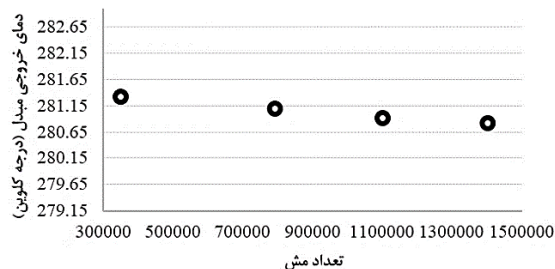


شکل ۶- مقایسه بین توان پمپاژ و افت فشار در کل مبدل برای مبدل های مختلف

مبدل با گودی و دندان مثلثی و عمق گودی ۵ میلی متر بیشترین و مبدل های 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 مدل های مبدل است، مشاهده می شود که توان پمپاژ



الف



ب

شکل ۴- الف) نمایی از شبکه تولید شده در نزدیکی دیواره های جامد ب) دمای سیال خروجی از مبدل به ازای تعداد سلول های مختلف

۴- نتایج

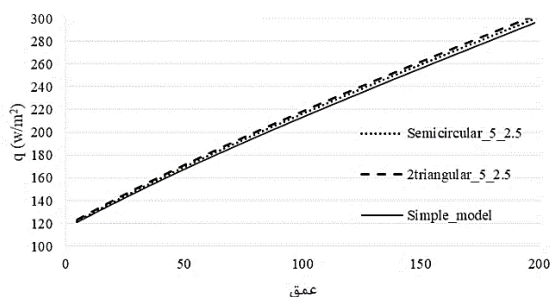
۴-۱- اعتبارسنجی

برای اعتبارسنجی و اطمینان از دقت کافی نتایج و با توجه به مبنا قرار دادن مطالعات دانشی پور و رفعی [۱۲] و مازالیاس [۱۳]، در ابتدا مبدل با شرایط مطالعات ایشان شبیه سازی شده و نتایج توزیع دما با مطالعات قبلی مقایسه شده که مشاهده می شود 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 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.

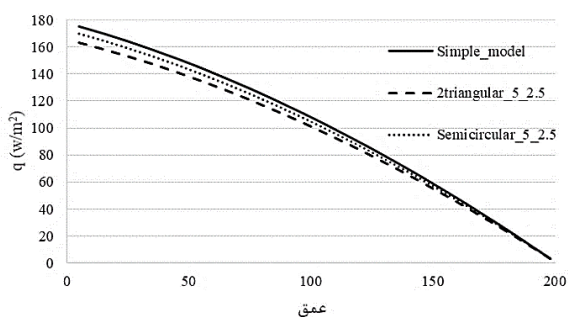
دمای سیال خروجی در این نوع مبدل ۲۸۱/۰۷۵ درجه کلون است.

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.



شکل ۸- شار حرارتی روی دیواره I_3 در عمق‌های مختلف



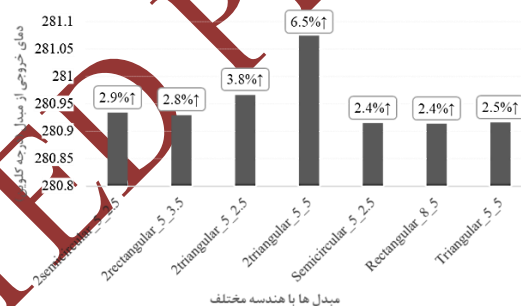
شکل ۹- تغییرات شار حرارتی روی دیواره I_2 در عمق‌های مختلف

همان‌طور که انتظار می‌رود شار حرارتی که دیواره I_3 از زمین دریافت می‌کند متناسب با عمق افزایش می‌یابد. به دلیل اینکه جریان گرم شده در مسیر حلقوی از لوله داخلی برمی‌گردد، اختلاف دمای دو طرف دیواره I_2 در عمق‌های زیاد کم می‌شود، به همین دلیل شار حرارتی برای دیواره I_2 متناسب با افزایش عمق، کاهش می‌یابد.

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

۴-۳- دمای متوسط سیال

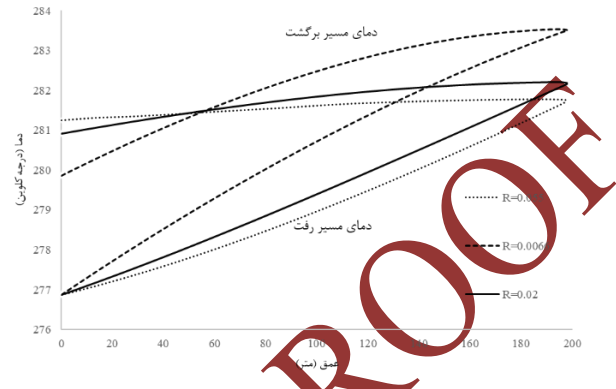
به طور کلی، دمای سیال در مبدل 2triangular و مبدل‌هایی که روی دیواره لوله خارجی آن‌ها گودی و دندانه تعبیه شده، در مسیر رفت افزایش کمتری دارد. اما در مسیر برگشت نیز کاهش کمتری نسبت به سایر مبدل‌ها دارد که در نتیجه منجر به خروج سیال با دمای بالاتر در این دسته از مبدل‌ها می‌شود. در نمودار شکل ۷، درصد افزایش 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 دندانه‌هایی با شکل هندسی متفاوت روی دیواره خارجی ناحیه حلقوی باعث افزایش ۲ تا ۳ درصدی دما نسبت به مبدل ساده شد (توضیح این‌که برای مقایسه بهبود عملکرد مبدل‌ها، اختلاف دمای ورودی و خروجی هر مبدل مد نظر قرار گرفته است). برای حالت دندانه دار، با ایجاد گودی مقابل دندانه‌ها 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 دندانه و گودی مثلثی 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.

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

مبدل مورد مطالعه از طریق جداره خارجی مبدل، از خاک اطراف مبدل گرما را دریافت می‌کند. 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 می‌یابد.

۵- نتیجه گیری

در این مطالعه، تأثیر سطوح گسترش یافته بر عملکرد یک مبدل حرارتی زمین‌گرمایی هم‌محور عمودی به صورت عددی شبیه‌سازی شده است. خلاصه نتایج این تحقیق به شرح زیر است:

- با توجه به نتایج شبیه‌سازی، مشخص شد که مبدل‌های دارای گودی و دندانه عملکرد حرارتی بهتری دارند و اختلاف دمای ورودی و خروجی سیال برای مبدل‌های دارای گودی و دندانه ۰/۵ تا ۴ درصد بیشتر از مبدل‌های دارای دندانه است. بیشترین اختلاف دمای ورودی

خروجی سیال در مبدل با گودی و دندانه مثلثی با عمق گودی ۵ میلی‌متر است که مقدار آن، ۴/۲ کلوین می‌باشد. - 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 دندانه مثلثی با عمق گودی ۵ میلی‌متر، ۶/۵ درصد افزایش یافته است. پس از سطوح مثلثی شکل به ترتیب سطوح گسترش یافته گرد و چهارضلعی قرار دارند. مشاهده می‌شود که در گودی‌های مثلثی شکل جریان سیال تماس بیشتری با دیواره‌ها دارد و در مبدل با گودی مستطیلی شکل کمترین تماس خطوط جریان با دیواره‌ها را دارد که بر عملکرد حرارتی تأثیر بسزایی دارد.

- شارحرارتی که سیال در دیواره I3 از زمین دریافت می‌کند متناسب با عمق افزایش می‌یابد. به دلیل اینکه جریان گرم شده در مسیر حلقوی از لوله داخلی برمی‌گردد، اختلاف دمای دو طرف دیواره I2 در عمق‌های زیاد کم می‌شود، به همین دلیل شار حرارتی برای دیواره I2 متناسب با افزایش عمق، کاهش می‌یابد. عدد ناسلت جریان تابعی از اعداد رینولدز و پرانتل است و متناسب با تغییرات رینولدز در مبدل‌های مختلف تغییر می‌یابد.

- مبدل با گودی و دندانه مثلثی با عمق گودی ۵ میلی‌متر بیشترین و مبدل با گودی و دندانه مستطیلی کمترین افت فشار را دارند. افت فشار در مبدل تحت تأثیر تغییرات خواص سیال با دما و شکل هندسی محل عبور جریان است.

- 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 و در نتیجه دمای خروجی سیال افزایش می‌یابد.

مراجع

[1] Saffarzadeh A, Noorollahi Y. Geothermal development in Iran: a country update. In Proceedings

2005 Apr.

- [2] Noorollahi Y, Saeidi R, Mohammadi M, Amiri A, Hosseinzadeh M. The effects of ground heat exchanger parameters changes on geothermal heat pump performance—A review. *Applied Thermal Engineering*. 2018 Jan 25;129:1645-58.
- [3] Aresti L, Christodoulides P, Florides G. A review of the design aspects of ground heat exchangers. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2018 Sep 1;92:757-73.
- [4] Raymond J, Mercier S, Nguyen L. Designing coaxial ground heat exchangers with a thermally enhanced outer pipe. *Geothermal Energy*. 2015 Dec;3(1):1-4.
- [5] Li C, Guan Y, Yang R, Lu X, Xiong W, Long A. Effect of inner pipe type on the heat transfer performance of deep-buried coaxial double-pipe heat exchangers. *Renewable energy*. 2020 Jan 1;145:1049-60.
- [6] Gordon D, Bolisetti T, Ting DS, Reitsma S. Experimental and analytical investigation on pipe sizes for a coaxial borehole heat exchanger. *Renewable Energy*. 2018 Jan 1;115:946-53.
- [7] Luo Y, Guo H, Meggers F, Zhang L. Deep coaxial borehole heat exchanger: Analytical modeling and thermal analysis. *Energy*. 2019 Oct 15;185:1298-313.
- [8] Zhang Y, Yu C, Li G, Guo X, Wang G, Shi Y, Peng C, Tan Y. Performance analysis of a downhole coaxial heat exchanger geothermal system with various working fluids. *Applied Thermal Engineering*. 2019 Dec 25;163:114317.
- [9] Iry S, Rafee R. Hydrothermal analysis of conventional and baffled geothermal heat exchangers in transient mode. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*. 2021 Feb;143(3):2149-61.
- [10] Daneshpour M, Rafee R. Nanofluids as the circuit fluids of the geothermal borehole heat exchangers. *International Communications in Heat and Mass Transfer*. 2017 Feb 1;81:34-41.
- [11] Song X, Wang G, Shi Y, Li R, Xu Z, Zheng R, Wang Y, Li J. Numerical analysis of heat extraction performance of a deep coaxial borehole heat exchanger geothermal system. *Energy*. 2018 Dec 1;164:1298-310.

[۱۲] دانشی پور م، رفعی ر، تعیین نسبت‌های قطری دارای کمترین تولید آنتروپی در یک مبدل حرارتی حفره ای زمین گرمایی با

شبیه سازی عددی جریان سیال و انتقال حرارت، مکانیک سازه ها و شاره ها، دوره ۶، شماره ۱، فروردین و اردیبهشت

۱۳۹۵، صفحه ۲۴۹-۲۵۸.

- [13] Masalias MD. Thermodynamic optimization of downhole coaxial heat exchanger for geothermal applications (Doctoral dissertation, Universitat Politècnica de Catalunya. Mobilitat, 2010 (Enginyeria Industrial)).

- [14] Iry S, Rafee R. Transient numerical simulation of the coaxial borehole heat exchanger with the different diameters ratio. *Geothermics*. 2019 January;77:158-165
- [15] Rashidi S, Bakhshi N, Rafee R. Progress and challenges of helical-shaped geothermal heat exchangers. *Environmental Science and Pollution Research*. 2021 April 16;28:28965–28992
- [16] He Y, Jia M, Li X, Yang Z, Song R. Performance analysis of coaxial heat exchanger and heat-carrier fluid in medium-deep geothermal energy development. *Renewable Energy*. 2021 May 1;168:938-59
- [17] Patankar SV. *Numerical heat transfer and fluid flow*. CRC press; 2018 Oct 8.
- [18] Menter FR. Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications. *AIAA journal*. 1994 Aug;32(8):1598-605.

Numerical study on the effects of extended surfaces on the performance of a coaxial geothermal heat exchanger

Naser Bakhshi¹, Saman Rashidi^{2,*}, Roohollah Rafee³

1. Department of Energy, Faculty of New Sciences and Technologies, Semnan University, Semnan, Iran

2. Department of Energy, Faculty of New Sciences and Technologies, Semnan University, Semnan, Iran

3. Faculty of Mechanical Engineering, Semnan University, Semnan, Iran

*Corresponding Author: samanrashidi@semnan.ac.ir

ARTICLE INFO

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.

UNCORRECTED PROOF