

شبیه‌سازی عددی و مطالعه پارامتری انتقال گرمای جابجایی در یک چاه گرمایی میکروکانالی با پره‌های پین شده بیضوی

محمد حامد حکمت*

استادیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تفرش، تفرش، ایران

علی انصاری

کارشناس ارشد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه آزاد اسلامی، بوشهر، ایران

مرتضی رحمانپور

استادیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه شهید مدنی آذربایجان، تبریز، ایران

صالح سحرخیز

کارشناس، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تفرش، تفرش، ایران

چکیده

در این مقاله به شبیه‌سازی عددی انتقال گرمای جابجایی در چاه‌های گرمایی میکروکانالی با سیال کاری هوا پرداخته می‌شود. هدف اصلی مطالعه تاثیر پارامترهای هندسی پره‌ها از جمله قطر، فاصله بین پره‌ها و ارتفاع پره‌ها و همچنین سرعت جریان سیال ورودی بر روی دمای متوسط پره‌ها، دمای میانگین سیال خروجی، تغییرات دمای سیال در راستای طولی میکروکانال و شار گرمایی عبوری از پره‌ها می‌باشد. بدین‌منظور، جریان سیال خنک‌کن (هوا) عبوری از یک چاه گرمایی میکروکانالی با پره‌های میله‌ای که دارای سطح مقطع بیضی شکل هستند و در یک چیدمان خطی قرار گرفته‌اند با استفاده از روش حجم محدود شبیه‌سازی سه بعدی می‌گردد. جریان سیال تراکم‌ناپذیر، لایه‌ای، دائم و تک‌فاز در نظر گرفته می‌شود و از انتقال گرمای تابشی و جابجایی آزاد و همچنین نیروهای حجمی صرف‌نظر می‌گردد. نتایج شبیه‌سازی نشان می‌دهند که تغییرات قطر و فاصله پره‌ها و همچنین سرعت سیال ورودی تاثیر بسزایی در میزان انتقال گرمای چاه گرمایی دارد اما تغییرات دمایی ناشی از تغییر ارتفاع پره‌ها کم می‌باشد. با افزایش قطر بزرگ بیضی پره، دمای میانگین پره‌ها و سیال خروجی افزایش می‌یابد. همچنین، با افزایش فاصله بین دو پره، دمای میانگین پره‌ها و سیال خروجی به ترتیب افزایش و کاهش می‌یابد. **واژه‌های کلیدی:** شبیه‌سازی عددی، میکرو کانال، چاه گرمایی، پره پین‌شده.

Numerical Simulation and Parametric Study of the Convection Heat Transfer in a Micro-Channel Heat Sink with the Elliptical Pin Fins

M. H. Hekmat

Department of Mechanical Engineering, Tafresh University, Tafresh 39518-79611, Iran

A. Ansari

Department of Mechanical Engineering, Islamic Azad University, Bushehr, Iran

M. Rahmanpour

Department of Mechanical Engineering, Azarbaijan Shahid Madani University, Tabriz, Iran

S. Saharkhiz

Department of Mechanical Engineering, Tafresh University, Tafresh 39518-79611, Iran

Abstract

In this paper, numerical simulation of the convection heat transfer in micro-channel heat sinks with air working fluid is investigated. The main objective of this research is to study the effect of geometric parameters of the fin, including diameter, distance between fins and fins height, as well as the inlet fluid flow velocity on the average temperature fins, average temperature of fluid at outlet, temperature distribution in longitudinal direction of the micro-channel and heat flux passing fins. For this purpose, the cooling fluid flow passing through a micro-channel heat sinks with bar fins which have the elliptical cross-section and placed in a linear arrangement is simulated using a finite volume method. The incompressible, laminar, steady, and single-phase fluid flow is considered, and the radiation heat transfer, free convection and the body forces are neglected. Simulation results indicate that changes in diameter and distance between the fins as well as the velocity of the inlet fluid have a significant effect on the heat transfer rate of the heat sink, but the temperature variations due to the change in the height of the fins are low.

Keywords: Numerical simulation, Micro-channel, Heat sink, Pin fin.

۱- مقدمه

پراکندترین وسایل انتقال گرما در خنک کاری تجهیزات الکتریکی مانند لامپ‌های ال-ای-دی، پوسته موتورها، بردهای الکتریکی، سی-پی-یو و غیره بشمار می‌روند [۱]. مواردی از قبیل کمبود فضای در دسترس، آهنگ انتقال گرما، اندازه چاه‌های گرمایی و بهبود کارایی (نسبت عدد ناسلت متوسط به افت فشار کلی داخل چاه گرمایی) که در نتیجه آن کاهش اندازه پره‌ها و کاهش فضای مورد نیاز انتقال گرما را در پی خواهد داشت عواملی هستند که در سال‌های اخیر پژوهش‌های زیادی را متوجه چاه‌های گرمایی کرده‌اند. مطالعات متعدد انجام گرفته

چاه گرمایی یک قطعه فلزی از جنس فلزهایی با رسانای گرمایی بالا مثل مس و آلومینیوم است که در خنک‌کاری قطعاتی که می‌بایست شار گرمایی زیادی از آن‌ها منتقل شوند مورد استفاده قرار می‌گیرد تا سطح تماس را با محیط اطراف بیشتر کند و به قطعه موردنظر امکان دفع گرمای بیشتری را بدهد. چاه‌های گرمایی امروزه به دلیل عدم نیاز یا نیاز کم به انرژی، قابلیت اعتماد بالا بواسطه نداشتن اجزای متحرک و هندسه ساده و عدم نیاز یا نیاز کم به نگهداری و تعمیرات جز

* نویسنده مکاتبه کننده، آدرس پست الکترونیکی: hekmat@tafreshu.ac.ir

در این زمینه به صورت تحلیلی [۲-۸]، تجربی [۹-۱۴] و عددی [۱۵-۲۵] می‌توانند دسته‌بندی شوند.

هدف اصلی بیشتر مطالعات تحلیلی توسعه روش‌هایی طراحی بر مبنای تغییر هندسه چاه گرمایی جهت رسیدن به حداکثر بازده است. نایت [۲] یک روش بهینه‌سازی را در چاه‌های گرمایی صفحه‌ای ارائه کرد. نتایج نشان داد که وقتی افت فشار کوچک است رژیم لایه‌ای غالب بوده و منتج به مقاومت گرمایی پایین می‌گردد. ایسام مودور و همکارانش [۵] به بررسی تحلیلی اثرات انتشار گرما در چاه‌های گرمایی میکروکانال‌دار پرداختند. آن‌ها مدل‌های تحلیلی برای میکروکانال‌های گرماگیر با شکل سطح مقطع مختلف ارائه کردند. این مطالعه نشان داد که میکروکانال مستطیلی با نسبت ابعاد بالا و فاصله کم پره‌ها، بهترین عملکرد حرارتی را در مقایسه با دیگر ساختارهای هندسی مقطعی بر اساس مفروضات در نظر گرفته شده دارد. باب الهی و اشراقی [۸] طراحی تحلیلی بهینه‌ای را برای یک میکروکانال با پره‌های سه‌موی محدب ارائه کردند. هدف اصلی بهینه‌سازی دستیابی به افزایش کارایی و حداقل حجم پره‌ها بود. با کمی کنکاش در مطالعات تحلیلی چاه‌های گرمایی می‌توان دریافت که ارائه روش‌های تحلیلی مناسب منوط به داشتن یک توصیف تحلیلی از فرآیندهای انتقال در چاه گرمایی است. از آن جا که انتقال گرما در میکروکانال‌ها ترکیبی از انتقال گرمایی رسانشی در جامد و جابجایی در سیال خنک‌کن است لذا ناشی از طبیعت پیچیده این جریان امکان توسعه یک مدل تحلیلی جامع و کامل برای انواع چاه‌های گرمایی میسر نیست [۲۶].

به منظور توصیف دقیق رفتار جریان سیال و مشخصه‌های انتقال گرما در یک چاه گرمایی در مقیاس میکرو، استفاده از شبیه‌سازی تجربی اجتناب‌ناپذیر است. کیم و همکارانش [۹] افزایش انتقال گرما در یک آرایه از میکرو پره‌هایی که تحت تاثیر منبع ارتعاش خارجی قرار داشتند را بررسی کردند. نتایج آن‌ها نشان داد که ارتعاشات پره‌ها نقش مهمی در افزایش آهنگ انتقال گرما دارد. آن‌ها همچنین افت فشار و کارایی را برای یک میکرو چاه گرمایی پره‌ای بررسی و گزارش کردند که روابط موجود برای اعداد رینولدز بالاتر از ۵۰ و پره‌های بزرگ تطابق خوبی با نتایج تجربی دارد، اما برای اعداد رینولدز کمتر از ۵۰ و ابعاد ماکرو، عدد ناسلت سیستم را بیشتر از مقدار واقعی نشان می‌دهد. علت این اختلاف ناشی از تاثیرات لبه انتهایی پره‌ها بود [۲۷]. پراشر و همکارانش [۱۰] کارایی حرارتی و هیدرودینامیکی چاه‌های گرمایی با نسبت‌های طول پره به قطر کوچک مختلف را بررسی کردند. آن‌ها به این نتیجه رسیدند که در نزدیکی عدد رینولدز ۱۰۰۰ جریان از حالت لایه‌ای به مغشوش تبدیل می‌شود. چپو و همکارانش [۱۱] آزمایش چاه‌های گرمایی که حاوی میکروکانال با مایع خنک‌شونده هستند را ارائه و تاثیرات هندسه کانال و افت فشار بین ورودی و خروجی چاه گرمایی بر روی کارایی گرمایی را مطالعه کردند. نتایج بیانگر این موضوع بودند که تحت افت فشار یکسان، عدد رینولدز متوسط در میکروکانال با افزایش نسبت ابعاد کاهش پیدا می‌کند. افزایش انتقال گرمایی ناشی از بالا رفتن افت فشار برای کانال‌هایی با نسبت ابعاد بالا مهمتر است. شان و همکارانش [۱۲] چاه‌های گرمایی با صفحات موازی را مورد بررسی قرار دادند. تمرکز اصلی کار بر روی مطالعه تاثیر پارامترهای مختلف طراحی شامل عدد رینولدز، ارتفاع پره و تعداد پره‌ها بر روی کارایی چاه گرمایی بود. نتایج نشان دادند که افت فشار با

افزایش عدد رینولدز و ارتفاع پره به شدت افزایش می‌یابد. موسی و همکارانش [۱۳] کارایی حرارتی چاه‌های گرمایی میکروکانال‌دار هوا خنک با ساختارهای سطح مقطع مستطیلی و مثلثی را مورد بررسی قرار دادند. نتایج نشان دادند که انتقال گرما با افزایش آهنگ جرمی هوا افزایش می‌یابد. همچنین کانال‌های مستطیلی کارایی بهتری نسبت به کانال‌های مثلثی دارند. اسکیرانچ و بلاژی [۱۴] به بررسی کارایی حرارتی یک ماده تغییر فازدهنده بر مبنای یک چاه گرمایی ۷۲ پره‌ای که در معرض بارگذاری گرمایی گسسته قرار داشت پرداختند. نتایج نشان دادند که شار گرمایی غیر یکنواخت تاثیر قابل ملاحظه‌ای بر روی چرخه ذوب و انجماد و همچنین کارایی گرمایی چاه گرمایی دارد.

علاوه بر کارهای تحلیلی و تجربی ذکر شده در بالا، تحقیقات عددی متعددی می‌تواند در نوشتجات یافت شود. جادهاو و همکارانش [۱۵] با هدف بررسی تاثیر شکل و ارتفاع پره‌ها، افت فشار و مشخصات حرارتی یک چاه گرمایی میکروکانالی با پره‌های بیضوی، مربعی، دایروی و شش‌ضلعی را با استفاده از نرم‌افزار Comsol مورد بررسی قرار دادند. نتایج حاصله نشان داد که با افزایش ارتفاع پره‌ها، عدد ناسلت افزایش می‌یابد. علاوه بر این، پره با هندسه دایروی عملکرد نسبتاً بهتری از حیث افزایش عدد ناسلت نسبت به سه نوع پره دیگر دارد. ارمغان و رافعی [۱۶] سه نوع چاه گرمایی میکروکانالی مستطیل‌شکل با سطح دیواره صاف، آب‌گریز و فوق‌آب‌گریز را شبیه‌سازی کردند. نتایج نشان دادند که چاه گرمایی میکروکانالی با دیواره‌های سوپرهیدروفوبیک کارایی گرمایی بالاتری را در مقایسه با دو نوع دیگر دارد. در تحقیق دیگری، ارمغان و رافعی [۱۷] نشان دادند که چاه‌های گرمایی پیشنهادی با میکروکانال‌های همگرا عملکرد بهتری دارند هر چند برای کاربردهای خنک‌کاری پمپاژ پایین مناسب هستند. شالچی و همکاران [۱۸] تاثیر استفاده از نانو سیال آب-اکسید آلومینیم با حجم و قطر ذرات مختلف بر روی تولید آنتروپی، کارایی هیدرولیکی و مشخصات انتقال گرما یک چاه گرمایی در مقیاس میکرو را بررسی کردند. نتایج نشان داد که انتقال گرما با تمرکز ذرات و کاهش اندازه ذرات افزایش می‌یابد. شافعی و همکارانش [۱۹] مطالعه عددی سه بعدی همرفت اجباری لایه‌ای چاه‌های گرمایی میکروکانالی با پره‌های پین‌مانند و چاه‌های گرمایی با پره‌های پین‌مانند ارائه کردند. نشان داده شد که در توان پمپاژ یکسان، شار گرمایی از بین رفته چاه گرمایی پره‌دار پینی از چاه گرمایی میکروکانال با پره‌های پینی مطلوب کمتر است. هر چند چاه گرمایی پره‌دار پینی از چاه گرمایی میکروکانال‌دار بهینه‌سازی شده و مطلوب در توان پمپاژ کوچک (یا کم)، انتقال گرما را کمی بهتر انجام می‌دهند. ناگو ماتسوموتو و همکارانش [۲۰] به بررسی چاه‌های گرمایی با میکرو پره‌های کوچک پرداخته و تاثیر اندازه پره، ارتفاع پره و تعداد پره بر روی مشخصات انتقال گرما چاه‌های گرمایی را بررسی کردند. مشخص شد که دمای چاه گرمایی ناشی از بروز پدیده خفگی با افزایش تعداد پره افزایش چشمگیری می‌یابد. ریرا و همکارانش [۲۱] طرح میکروکانال خنک‌کننده‌ای که عرض آن مرحله به مرحله تغییر می‌کند را بررسی کردند و نشان دادند که ظرفیت ارائه دمای یکنواخت بالا را با افت فشار کم دارند. به‌رحال آن‌ها بیان کردند که روش طراحی میکروکانال خنک‌کننده با عرض متغیر گام به گام، در مقیاس میکرو نیازمند بهبود و توسعه است. همچنین بررسی عددی رفتار گرمایی چاه‌های گرمایی، موضوع اصلی مطالعات تعدادی دیگر از محققان مانند زائو و همکاران

$$\rho(V \cdot \nabla V) = -\nabla p + \mu \nabla^2 V \quad (2)$$

$$\rho C_p (V \cdot \nabla T) = k \nabla^2 T \quad (3)$$

در روابط فوق $V = (u, v, w)$ بردار سرعت، ρ چگالی، p فشار، T دما، k رسانایی گرمایی، C_p گرمای ویژه در فشار ثابت و μ ضریب لزجت می‌باشد. برای ارزیابی انتقال گرمای پره‌ها، باید معادله انرژی برای پره‌ها حل شوند:

$$\nabla^2 T_s = 0 \quad (4)$$

که این معادله همان معادله رسانش گرما در حالت پایاست. ضریب انتقال گرما از رابطه زیر محاسبه می‌شود [۱]:

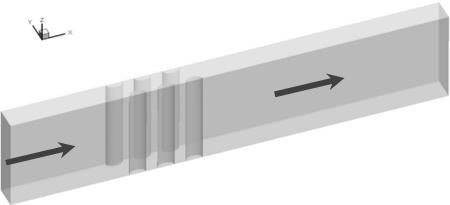
$$h_p = \frac{\text{Ln} \left[\frac{T_{fp} - T_i}{T_{lp} - T_o} \right] \frac{1}{A_p} \int q_p dA_p}{(T_{fp} - T_i) - (T_{lp} - T_o) \left[1 - \frac{A_p}{A_o} (1 - \eta_p) \right]} \quad (5)$$

که در رابطه فوق، h_p ضریب انتقال گرمای جابجایی سیال در تماس با پره، T_o, T_i, T_{lp}, T_{fp} به ترتیب دمای متوسط دیواره اولین پره، دیواره آخرین پره، سیال ورودی و سیال خروجی و A_o و A_p به ترتیب مساحت سطح پره در تماس با سیال و مساحت سطح کل و q_p شار گرمایی موضعی از پره به هوا می‌باشند. همچنین کارایی η_p به صورت زیر تعریف می‌شود [۲۹]:

$$\eta_p = \frac{1}{\sqrt{\frac{h P_p}{k_p A_p} L}} \tanh \left(\sqrt{\frac{h_p P_{cp}}{k_p A_{cp}}} L \right) \quad (6)$$

که L طول پره، P_{cp} و A_{cp} به ترتیب، محیط و مساحت سطح مقطع عرضی پره و k_p رسانایی گرمایی پره می‌باشد. کارایی پره‌های بررسی شده بسته به ارتفاع، فواصل عرضی و قطرهای مختلف، بین ۰/۸۵ تا نزدیک ۱ متغیر می‌باشد.

جدول ۱- کانال چاه گرمایی و مشخصات هندسی



قطر کوچک بیضی (ثابت)	۲ میلی‌متر
طول محدوده حل قبل از اولین پره (ثابت)	۱۰ میلی‌متر
طول محدوده حل بعد از آخرین پره	۱۲/۵-۱۸/۲۵ میلی‌متر
قطر بزرگ بیضی	۳-۱/۵ میلی‌متر
فاصله عرضی بین دو پره	۳-۵ میلی‌متر
ارتفاع پره‌ها	۳۰-۵ میلی‌متر
فاصله طولی بین دو پره (ثابت)	۲ میلی‌متر
طول محدوده حل (ثابت)	۳۸ میلی‌متر

[۲۲]، ژانسن و لیکسیا [۲۳]، ون و یه [۲۴] و دهدیان و خدادادی [۲۵] بوده است.

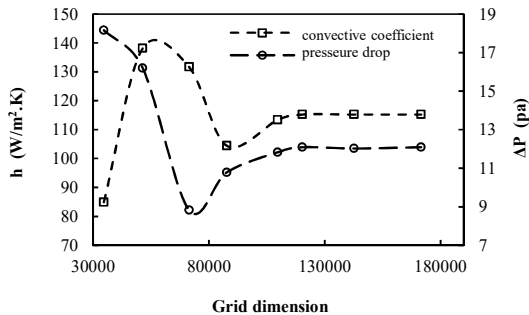
با مرور کارهای پیشین می‌توان دریافت که تاثیر نوع و نحوه چیدمان پره‌های پینی و همین طور شکل پره‌های پین‌مانند چاه‌های گرمایی در میزان انتقال گرما و افت فشار به طور وسیع مورد مطالعه قرار گرفته است [۹، ۱۵، ۱۹، ۲۲، ۲۴ و ۲۸]. تقریباً تمامی پژوهش‌های انجام شده در این زمینه نشان داده‌اند که میزان انتقال گرما در چاه‌های گرمایی وابسته به پارامترهای مهم و موثر هندسی و جریان در هر چاه گرمایی بوده و نتایج دقیق منوط به بررسی تاثیر این پارامترها به صورت توأم می‌باشد. بر اساس علم نویسندگان مطالعه پارامتری سه بعدی یک چاه گرمایی میکروکانالی با پره‌های پین‌مانند بیضوی در یک چیدمان موازی، با هدف بررسی تاثیر تمامی پارامترهای هندسی و جریان بر تمامی مشخصه‌های گرمایی آن، هنوز مورد بررسی قرار نگرفته است. همین موضوع انگیزه اصلی کار حاضر می‌باشد. در این پژوهش به بررسی عددی سه بعدی انتقال گرما در یک چاه گرمایی میکروکانال‌دار با پره‌های بیضوی پرداخته می‌شود. هدف اصلی مطالعه تاثیرات پارامترهای هندسی و جریان یعنی قطر، ارتفاع و فاصله پره‌ها و سرعت جریان ورودی بر روی میزان انتقال گرما و عملکرد گرمایی چاه گرمایی می‌باشد. با فرض جریان دائم، لایه‌ای و تراکم‌ناپذیر از روش SIMPLE جهت کوبل سرعت و فشار در حل معادلات جریان و از روش رو به باد مرتبه دوم و تفاضل مرکزی به ترتیب جهت گسسته‌سازی جملات جابجایی و پخش در معادلات مومنتم و معادله انرژی بهره گرفته می‌شود. همچنین یک ترکیب مناسب از شرایط مرزی ورودی، خروجی، دیوار و تقارن در ناحیه محاسباتی برای ارائه شرایط فیزیکی جریان و انتقال گرما در بین لوله‌ها در نظر گرفته می‌شود.

۲- تعریف مساله و معادلات حاکم

در جدول ۱ محدوده حل میدان جریان و مشخصات هندسی مساله ارائه شده است. به علت وجود تقارن فقط بخشی از چاه گرمایی که شامل شش لوله که در دو ردیف سه تایی در داخل یک کانال مستطیلی قرار دارند مدل می‌شوند. مدل‌سازی به صورتی انجام می‌شود که پایه گرمایی منبع گرمایی بوده و این گرما به کمک پره‌ها به سمت بالا حرکت کرده و با یک فن که هوا به چاه گرمایی می‌دمد خنک می‌شود. در کار حاضر، سرعت سیال کاری هوا از 4 m/s تجاوز نمی‌کند لذا جدایش جریان و نتیجتاً ریزش گردابه رخ نداده و جریان را می‌توان پایا در نظر گرفت. همچنین، حداکثر عدد رینولدز تعریف شده بر اساس قطر پره در حدود ۱۰۰ می‌باشد. همچنین حداکثر عدد رینولدز برای میکروکانال ساده مطالعه شده در حدود ۵۰۰ می‌باشد که از مقدار بحرانی عدد رینولدز جریان در یک کانال ساده به مراتب کمتر است. لذا رژیم جریان لایه‌ای در طول کانال حاکم می‌باشد. علاوه بر این، از انتقال گرمای تابشی و جابجایی آزاد و همچنین از اتلاف انرژی لزجی صرف نظر می‌شود.

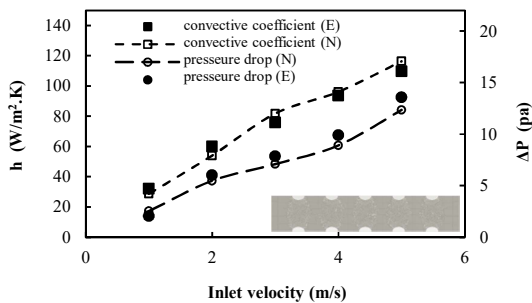
با در نظر گرفتن فرضیات بالا، معادله پیوستگی، مومنتم و انرژی برای جریان سیال به ترتیب به صورت زیر قابل بیان هستند:

$$\nabla \cdot V = 0 \quad (1)$$

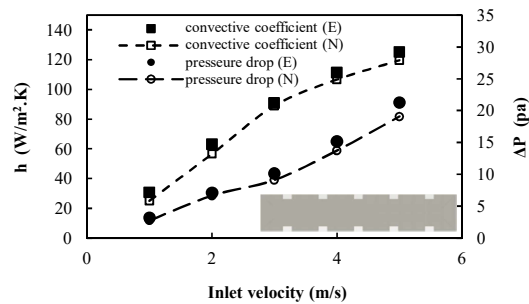


شکل ۲- استقلال نتایج از شبکه

جهت صحت‌سنجی شبیه‌سازی حاضر، نتایج بدست آمده با نتایج تجربی یانگ و همکاران [۳۰] مقایسه گردید. بدین منظور دو نمونه از هندسه‌های این تحقیق یعنی چاه‌های گرمایی با پره بیضی و مربعی در چیدمان خطی در شرایط جریان یکسان شبیه‌سازی گردید. مقادیر عرض و طول پرها و فاصله عرضی و طولی بین پرها برای پره‌های بیضی به ترتیب ۲، ۳، ۸/۲۵ و ۸ و برای پره‌های مربعی به ترتیب ۲، ۳، ۸/۲۵ و ۸ در نظر گرفته شدند. شکل ۳، ضریب انتقال گرما و افت فشار برای شبیه‌سازی عددی حاضر و پژوهش یانگ برای چاه‌های گرمایی به ترتیب با پره بیضی و مربعی بر حسب سرعت‌های ورودی مختلف را نشان می‌دهد. همان‌طور مشاهده می‌گردد درصد اختلاف نتایج برای ضریب انتقال گرمای متوسط حداکثر ۶/۰۳ درصد و برای افت فشار کانال ۹/۶۲ درصد می‌باشد. به هرحال این مقدار خطا با توجه به تجربی بودن نتایج یانگ و همکاران قابل قبول بوده و پیش بینی نسبتاً خوبی از نتایج تجربی قابل مشاهده است.



(الف)



(ب)

شکل ۳- افت فشار و ضریب انتقال گرمای جابجایی در سرعت‌های مختلف و نتایج تجربی [۲۹] برای چاه چاه‌های گرمایی با پره‌های (الف) بیضی و (ب) مربعی

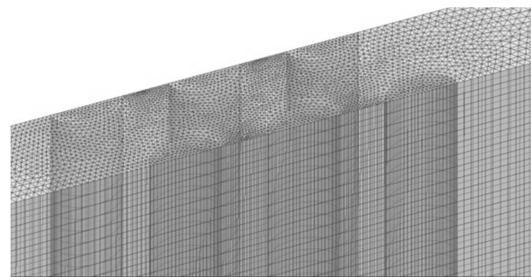
۳- روش عددی و شرایط مرزی

نتایج عددی با استفاده از نرم‌افزار تجاری Ansys-Fluent [۳۰] بدست آمدند. بر اساس روش حجم محدود، جهت کوپل سرعت و فشار از روش SIMPLE بهره گرفته می‌شود. گسسته‌سازی جملات پخش و جابجایی به ترتیب با استفاده از روش رو به باد مرتبه دوم و روش تفاضل مرکزی انجام می‌گیرد. معیار همگرایی به صورت کاهش مجموع مقادیر مطلق خطاهای نسبی تا پنج مرتبه اندازه در نظر گرفته می‌شود. خطای نسبی RE به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$RE = \sum_{cell} \left| \frac{\varphi^{(n+1)} - \varphi^{(n)}}{\varphi^{(n)}} \right| ; \varphi = u, v, w, T \quad (7)$$

که زیر نویس n و $n+1$ به ترتیب به تکرار فعلی و قبلی اشاره دارد. از آنجایی که معادلات ناویر استوکس در درون دامنه محاسباتی حل خواهد شد، یک ترکیب مناسب از شرایط مرزی ورودی، خروجی، دیوار و تقارن در ناحیه محاسباتی برای ارائه شرایط فیزیکی جریان و انتقال گرما در بین لوله‌ها در نظر گرفته می‌شود. بر این اساس، تمامی دیوارهای خارجی به جز دیواره پایینی که دمای ثابت ۳۴۳ کلوین دارد، عایق در نظر گرفته می‌شود. در ورودی جریان شرط مرزی سرعت ثابت (با مقادیر مختلف سرعت) و دمای ورودی ۲۹۳ کلوین و در خروجی جریان شرط صفر بودن گرادیان‌های تمامی پارامترهای جریان به جز فشار (شرط فشار خروجی ثابت) اعمال می‌شود. در طرفین چاه‌های گرمایی از شرط مرزی تقارن استفاده شده است.

جهت گسسته‌سازی میدان حل در روی سطح، شبکه به صورت شبکه بی‌سازمان و در درون حجم شبکه به صورت شبکه با سازمان استفاده می‌شود. شکل ۱ نمای نزدیکی از شبکه محاسباتی در نزدیکی فین‌ها را نشان می‌دهد. در تحقیق حاضر، جهت بررسی استقلال نتایج از شبکه، چندین شبکه با ابعاد مختلف (درشت و ریز) انتخاب و پارامترهایی مانند افت فشار و ضریب انتقال گرما به عنوان پارامتر معیار در نظر گرفته شدند. شکل ۲ افت فشار در طول کانال و ضریب انتقال گرمای جابجایی متوسط را برحسب اندازه شبکه (تعداد گره شبکه) نشان می‌دهد. همان‌طور که از این نمودار مشاهده می‌گردد با ریز شدن شبکه، نتایج به یک مقدار معین همگرا می‌گردند. مطابق با این نتایج، برای تعداد گره‌های شبکه کوچکتر از ۹۰۰۰۰ نتایج کاملاً وابسته به ابعاد شبکه می‌باشند اما برای تعداد گره‌های بزرگتر از ۱۲۰۰۰۰ تغییرات نتایج کمتر از ۵ درصد خواهد بود و لذا سرانجام شبکه با تعداد ۲۲۳۱۴۰ سلول (۱۲۵۶۳۵ گره) به عنوان شبکه نهایی جهت شبیه‌سازی انتخاب شد.



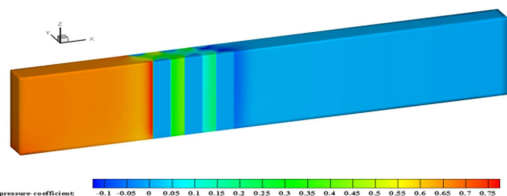
شکل ۱- نمونه‌ای از شبکه محاسباتی نزدیک پره‌ها

۴- نتایج

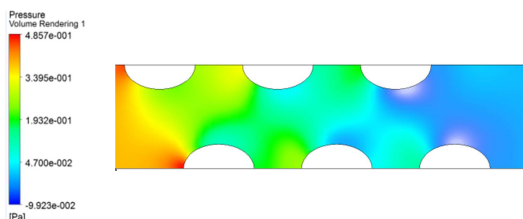
برای ارزیابی کارایی حرارتی میکرو چاه‌های گرمایی پره‌دار پینی، می‌بایست فیزیک انتقال گرما درون میدان جریان را مورد بررسی قرار داد. سرعت ورودی در نظر گرفته شده ۰/۵ متر بر ثانیه می‌باشد. واضح است که در ورودی دامنه محاسباتی دمای سیال کاملاً یکنواخت بوده و با پیشروی به سمت انتهای میکرو چاه گرمایی تغییراتی در دمای سیال به دلیل برخورد با سطوح گرم پرها دیده می‌شود. گفتنی است که حداقل دماها در مرکز دامنه محاسباتی جایی که سیال خنک‌تر است رخ می‌دهد.

شکل ۴ توزیع سرعت داخل کانال حاضر را نشان می‌دهد. همان‌طور که در شکل ۴ مشاهده می‌شود سرعت در بین پرها افزایش می‌یابد. دلیل این افزایش سرعت، کاهش فشار آن هم به علت تعداد و فاصله بین پرهاست. شکل ۵ توزیع سرعت و خطوط جریان را در یک برش عرضی از چاه گرمایی در امتداد کانال نشان می‌دهد. همان‌طور که مشاهده می‌شود، بعد از فین‌ها در ناحیه پشت به علت جدایش جریان یک ناحیه گردابه بوجود آمده است که این گردابه به ترتیب در هر فین نسبت به قبل قوی تر و بزرگتر می‌شود که با روند کاهش فشار مرتبط می‌باشد. این گردابه‌ها باعث تلاطم در جریان و اختلاط بهتر جریان سیال سرد و گرم در بالا دست و پایین دست پرها می‌شود. مقدار این گردابه‌ها بستگی به سرعت سیال دارد، اما مقدار سرعت نمی‌تواند از یک حد معینی بالاتر برود. محدودیت در مقدار سرعت به دلیل افت فشار در مسیر کانال می‌باشد.

شکل ۶ کانتور ضریب فشار در دامنه محاسباتی را نشان می‌دهد. فشار در امتداد کانال به دلیل وجود پرها روندی کاهشی دارد. به منظور درک بهتر، در شکل ۷ کانتور فشار در یک برش عرضی از چاه گرمایی در امتداد کانال نشان داده شده است. همان‌طور که از این توزیع فشار قابل دریافت است فشار در امتداد کانال کاهش می‌یابد. در روی نقطه سکون هر پره فشار افزایش و بعد از طی مسیر روی پره کاهش می‌یابد. دلیل این امر هم به علت گردابه‌های ایجاد شده در کنار پرها می‌باشد.



شکل ۶- کانتور ضریب فشار در دامنه محاسباتی

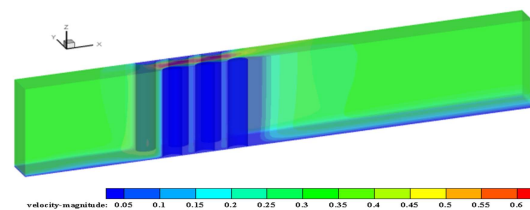


شکل ۷- کانتور فشار در امتداد کانال

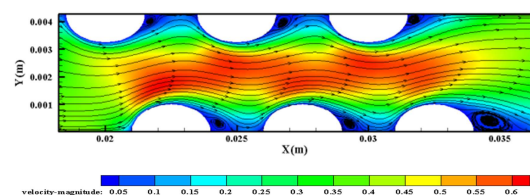
به منظور تکمیل بحث بررسی فیزیک جریان داخل چاه گرمایی، توزیع دما داخل کانال نیز مورد تجزیه و تحلیل قرار گرفت. شکل ۸ کانتور دما در دامنه محاسباتی را نشان می‌دهد. جریان سیال خنک در امتداد کانال و در معرض شار گرمایی گرم‌تر می‌شود. همان‌طور که در شکل ۹ مشاهده می‌شود در طول مسیر دما در حال افزایش است. سیال خنک‌کاری پس از برخورد با پرها و گرفتن گرما از آن‌ها از کانال خارج می‌شود.

به عنوان جمع‌بندی نتایج ارائه شده می‌توان گفت که در ورودی دامنه محاسباتی دمای سیال کاملاً یکنواخت بوده و با پیشروی به سمت انتهای چاه گرمایی تغییراتی در دمای سیال به دلیل برخورد با سطوح گرم پرها دیده می‌شود. همچنین مشاهده گردید که حداقل دماها در مرکز دامنه محاسباتی جایی که سیال خنک‌تر است رخ می‌دهد. نتیجه‌ای که می‌توان گرفت این است که دمای خنک‌کننده با پیشروی به جلو افزایش می‌یابد و این امر به دلیل جذب گرما از پرها توسط سیال خنک‌کننده است. واضح است که نواحی با شارهای گرمایی بالا در ردیف‌های اول پرها قرار دارند. بنابراین نواحی با ضرایب انتقال گرمایی بالاتر در ردیف‌های اول پرها قرار دارد. این امر به دلیل ضخامت لایه‌های مرزی گرمایی نازک‌تر در چندین پره اول می‌باشد. بنابراین پره‌های اول دماهای کمتری نسبت به پره‌های ردیف آخر دارند. در این شبیه‌سازی از پره‌های بیضی استفاده شده که با توجه به شکل‌های ۴ و ۶ می‌توان دریافت که فشار سیال در نقطه پیشانی پره در بالاترین حد خود است. این فشار در جهت جریان و بر روی بدنه پره کاسته می‌شود و این کاهش فشار باعث افزایش سرعت می‌گردد. این افزایش سرعت باعث اختلاط بهتر جریان سرد و گرم شده و میزان انتقال گرما را افزایش می‌دهد.

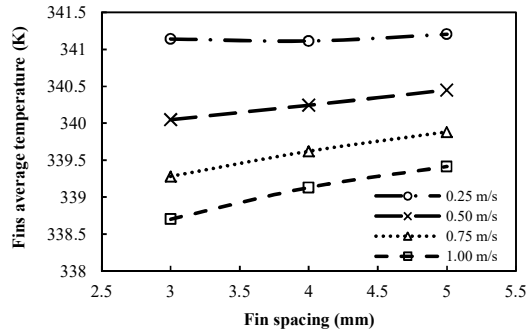
شکل ۱۰ دمای میانگین پرها را بر حسب ارتفاع پره در سرعت‌های مختلف نشان می‌دهد. همان‌طور که مشاهده می‌شود با افزایش ارتفاع پره، دمای میانگین پرها کاهش می‌یابد. این کاهش دما در سرعت‌های بیشتر محسوس‌تر از سرعت‌های کمتر می‌باشد. دلیل این امر هم بخاطر این است که هر چقدر سرعت بیشتر شود، دبی بیشتر شده پس پرها را خنک‌تر می‌کند.



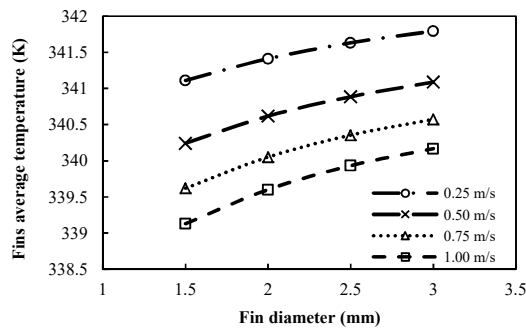
شکل ۴- کانتور سرعت در دامنه محاسباتی



شکل ۵- کانتور سرعت و خطوط جریان در امتداد کانال

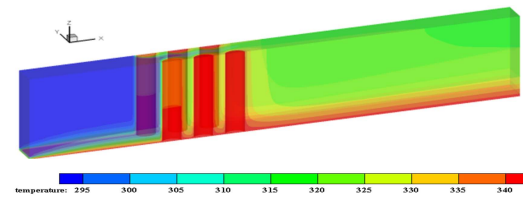


شکل ۸-۱۱- دمای میانگین پره‌ها بر حسب فاصله عرضی بین دو پره در سرعت‌های ورودی مختلف

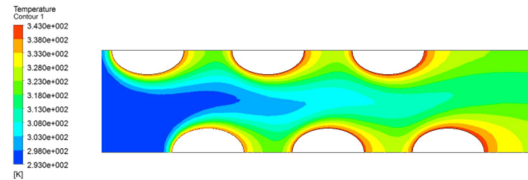


شکل ۹-۱۲- دمای میانگین پره‌ها بر حسب اندازه قطر بزرگ بیضی پره در سرعت‌های ورودی مختلف

شکل ۱۳ دمای سیال خروجی بر حسب ارتفاع پره در سرعت‌های مختلف را نشان می‌دهد. با افزایش ارتفاع پره، دمای میانگین سیال خروجی کاهش می‌یابد و این کاهش دما تقریباً به صورت خطی می‌باشد. دلیل این موضوع این‌گونه قابل توضیح است که وقتی ارتفاع پره بیشتر شده حجم بیشتری از هوا وارد محفظه شده و باعث کاهش دمای خروجی آن می‌شود. شکل ۱۴ دمای سیال خروجی سیال بر حسب فاصله عرضی بین دو پره در سرعت‌های مختلف را نشان می‌دهد. با افزایش فاصله بین دو پره از ۳ میلی‌متر تا ۵ میلی‌متر، دمای میانگین سیال خروجی کاهش می‌یابد و این کاهش دما تقریباً به صورت خطی می‌باشد. دلیل این روند کاهشی این‌گونه قابل توجیه است که با افزایش فاصله بین دو پره حجم هوای عبوری از بین پره‌ها زیاد شده و نتیجتاً دمای هوای خنک‌کن خروجی کاهش می‌یابد. شیب این تغییرات در سرعت‌های ورودی مختلف تقریباً یکسان است. علاوه بر این همان‌طور که انتظار می‌رفت با افزایش سرعت در فواصل عرضی مختلف بین پره‌ها دمای میانگین سیال خروجی کاهش می‌یابد. شکل ۱۵ دمای سیال خروجی بر حسب اندازه قطر بزرگ بیضی پره در سرعت‌های مختلف را نشان می‌دهد. با افزایش اندازه قطر بزرگ بیضی پره، دمای میانگین سیال خروجی افزایش می‌یابد. این افزایش در سرعت‌های مختلف تقریباً دارای شیب ثابتی می‌باشد. به عبارت دیگر با افزایش قطر پره سطح تبادل گرما افزایش یافته و منجر به انتقال گرما بهتر بین سیال و پره می‌گردد. به عبارت دیگر با افزایش قطر سطح تبادل گرما افزایش یافته و منجر به انتقال گرما بهتر بین سیال و پره می‌گردد.

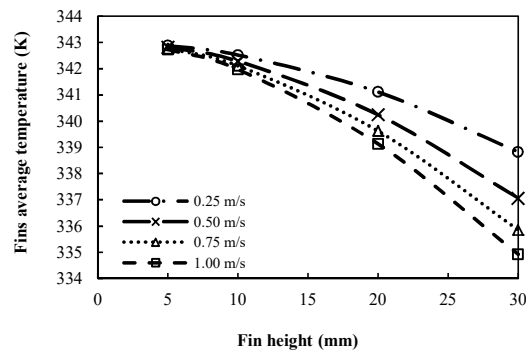


شکل ۸- کانتور دما در دامنه محاسباتی



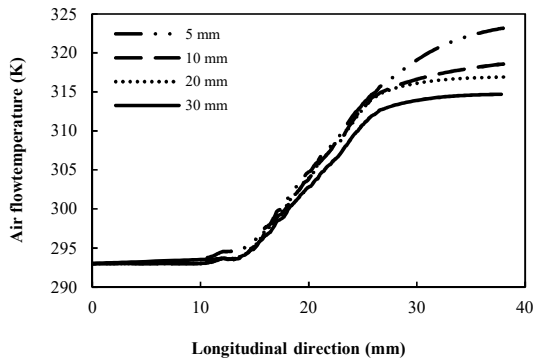
شکل ۹- کانتور دما در امتداد کانال

همچنین می‌توان مشاهده کرد که هر چقدر ارتفاع پره بیشتر شود، اختلاف دمای میانگین پره‌ها در سرعت‌های مختلف بیشتر می‌شود. برای مثال در ارتفاع ۵ میلی‌متر تقریباً دماهای یکسانی در سرعت‌های مختلف مشاهده می‌شود ولی در ارتفاع ۳۰ میلی‌متر دماها اختلاف زیادی نسبت به یکدیگر دارند. شکل ۱۱ دمای میانگین پره‌ها بر حسب فاصله عرضی بین دو پره در سرعت‌های مختلف را نشان می‌دهد. مشاهده می‌شود با افزایش فاصله بین دو پره، دمای میانگین پره‌ها افزایش می‌یابد. دلیل این امر این است که با افزایش فاصله بین دو پره مقدار ضریب انتقال گرما کاهش می‌یابد که این امر باعث افزایش دمای پره می‌شود. کاملاً واضح است با افزایش سرعت نرخ تغییرات دمای متوسط نسبت به فاصله عرضی بین دو پره افزایش می‌یابد. همچنین می‌توان مشاهده کرد که هر چقدر فاصله عرضی بین دو پره بیشتر شود، اختلاف دمای میانگین پره‌ها در سرعت‌های مختلف کمتر می‌شود. شکل ۱۲ دمای میانگین پره‌ها بر حسب اندازه قطر بزرگ بیضی پره در سرعت‌های مختلف را نشان می‌دهد. با افزایش قطر بزرگ، دمای میانگین پره‌ها افزایش می‌یابد. نرخ این افزایش در سرعت‌های بالاتر اندکی بیشتر است. دلیل این امر هم این است که با افزایش قطر بزرگ ضریب انتقال گرما کاهش می‌یابد که این امر باعث افزایش دما پره می‌شود. همچنین می‌توان مشاهده کرد که هر چقدر قطر بزرگ بیضی بیشتر شود، اختلاف دمای میانگین پره‌ها در سرعت‌های مختلف اندکی کمتر می‌شود.

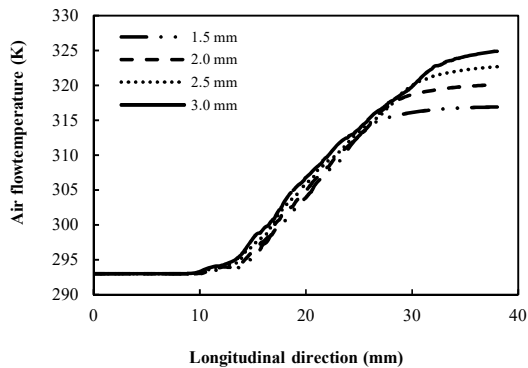


شکل ۱۰-۱۰- دمای میانگین پره‌ها بر حسب ارتفاع پره در سرعت‌های ورودی مختلف

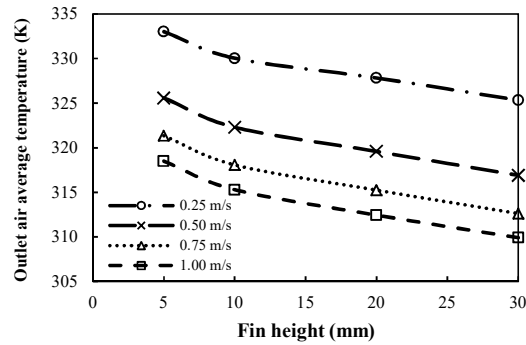
افزایش دما با نرخ تقریباً ثابت رخ می‌دهد. همچنین می‌توان مشاهده کرد که با افزایش ارتفاع پره‌ها دمای سیال که از مرکز کانال می‌گذرد کاهش می‌یابد. دلیل این امر آن است که هرچقدر پره بزرگتر شود، گرمای کمتری به قسمت‌های بالایی پره می‌رسد. شکل ۱۷ دمای سیال عبوری بر حسب فاصله از ابتدای کانال چاه گرمایی برای قطرهای مختلف پره را نشان می‌دهد. همان‌طور که مشاهده می‌شود، با افزایش فاصله از ابتدا کانال، ابتدا دمای سیال تقریباً ثابت باقی می‌ماند و پس از آن با شیب تندی افزایش می‌یابد و در انتها با شیب ملایمی ادامه پیدا می‌کند. همچنین می‌توان مشاهده کرد که با افزایش قطر پره‌ها دمای سیال که از مرکز آن می‌گذرد، افزایش می‌یابد. دلیل این امر هم برای آن است که هرچقدر قطر پره بزرگتر شود، سطح تبادل در ارتفاع ثابت بیشتر شده و گرمای بیشتری به سیال انتقال داده می‌شود. شکل ۱۸ دمای سیال عبوری بر حسب فاصله از ابتدای کانال چاه گرمایی برای فاصله‌های عرضی مختلف بین پره‌ها را نشان می‌دهد. همان‌طور که مشاهده می‌شود، با افزایش فاصله از ابتدا کانال، ابتدا دمای سیال تقریباً ثابت باقی می‌ماند و پس از آن با شیب تندی افزایش می‌یابد و در انتها با شیب ملایمی ادامه پیدا می‌کند. همچنین می‌توان مشاهده کرد که با افزایش فاصله پره‌ها دمای سیال که از مرکز کانال می‌گذرد، کاهش می‌یابد. دلیل این موضوع آن است که هرچقدر فاصله پره بیشتر شود، گرمای کمتر به سیال نفوذ می‌کند.



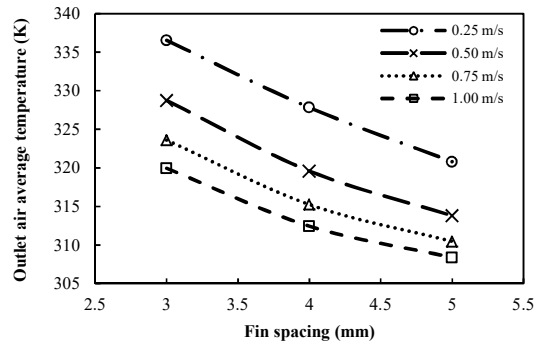
شکل ۱۶- دمای سیال عبوری در راستای طولی خط مرکزی کانال چاه گرمایی برای ارتفاع‌های مختلف پره



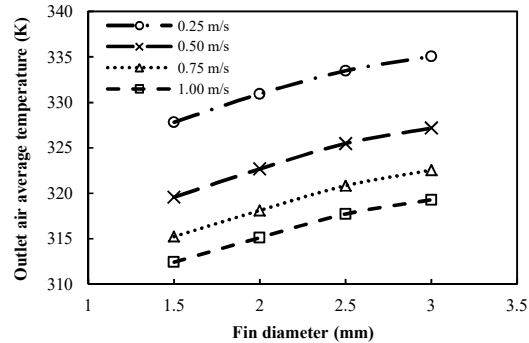
شکل ۱۷- دمای سیال عبوری در راستای طولی خط مرکزی کانال چاه گرمایی برای قطرهای مختلف پره



شکل ۱۳- دمای متوسط سیال خروجی بر حسب ارتفاع پره در سرعت‌های ورودی مختلف



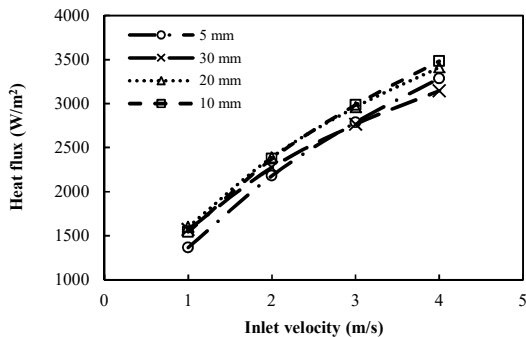
شکل ۱۴- دمای متوسط سیال خروجی بر حسب فاصله عرضی بین دو پره در سرعت‌های ورودی مختلف



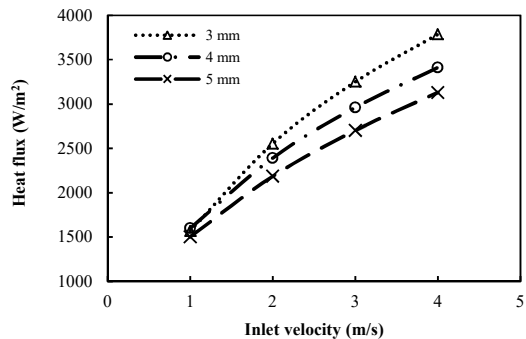
شکل ۱۵- دمای متوسط سیال خروجی بر حسب اندازه قطر بزرگ بیسی پره در سرعت‌های ورودی مختلف

در ادامه به بررسی تغییرات دمای هوای خنک‌کن در طول کانال چاه گرمایی پرداخته و تاثیر اندازه پره مانند قطر بزرگ، ارتفاع پره، فاصله عرضی بین پره‌ها و همچنین سرعت سیال ورودی بر روی آن مطالعه می‌گردد. شکل ۱۶ دمای سیال عبوری بر حسب فاصله از ابتدای کانال چاه گرمایی برای ارتفاع‌های مختلف پره را نشان می‌دهد. همان‌طور که مشاهده می‌شود، با افزایش فاصله از ابتدا کانال، ابتدا دمای سیال تقریباً ثابت باقی می‌ماند و پس از آن با شیب تندی افزایش می‌یابد و در انتها با شیب ملایمی ادامه پیدا می‌کند. دلیل ثابت ماندن دمای سیال در ناحیه ورودی این است که هنوز سیال حضور پره‌های گرم را داخل جریان حس نکرده است و به محض نزدیک شدن به پره‌ها

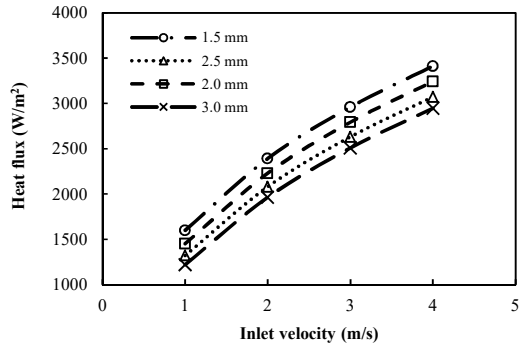
سرعت بیشتر شود، اختلاف در شار گرمایی بیشتر می‌شود. شکل ۲۲ شار عبوری از پره بر حسب سرعت‌های سیال برای قطرهای مختلف پره را ارائه می‌دهد. همان‌طور که مشاهده می‌شود، در یک سرعت ورودی معین با افزایش قطر، شار عبوری تقریباً به صورت خطی کاهش می‌یابد. به همین دلیل است که دمای متوسط پره برای حالت قطر پره بزرگ، بیشتر می‌باشد (شکل ۱۲ را ببینید). همچنین همان‌طور که در بالا ذکر شد، با افزایش سرعت ورودی سیال، شار عبوری نیز افزایش می‌یابد. نرخ این افزایش برای تمامی اندازه‌های قطر بزرگ پره تقریباً یکسان است.



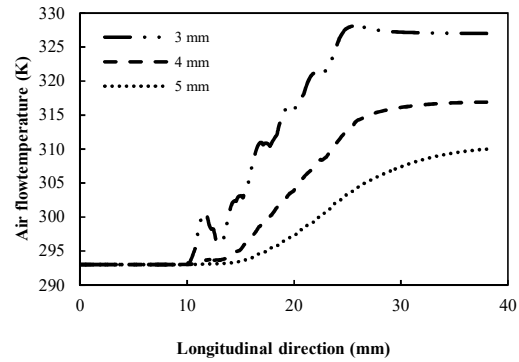
شکل ۲۰- شار عبوری از پره بر حسب سرعت ورودی سیال برای ارتفاع‌های مختلف پره



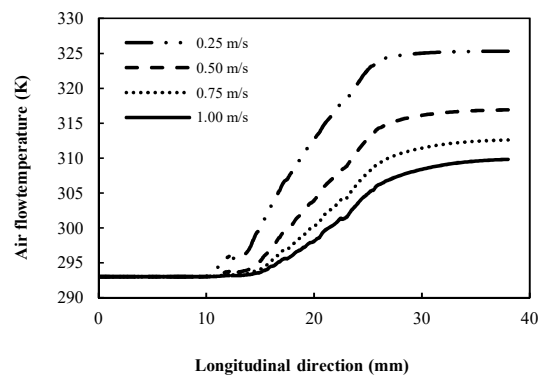
شکل ۲۱- شار عبوری از پره بر حسب سرعت ورودی سیال برای فاصله‌های عرضی مختلف بین پره‌ها



شکل ۲۲- شار عبوری از پره بر حسب سرعت ورودی سیال برای قطرهای مختلف پره



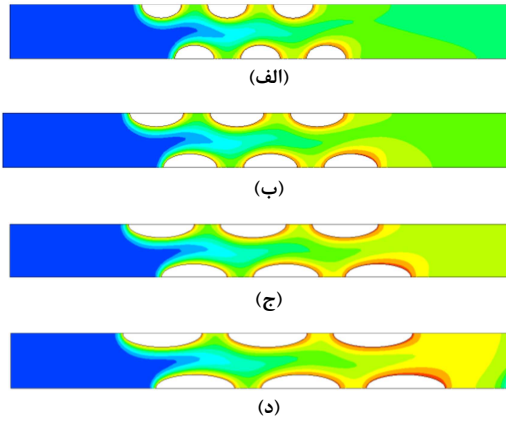
شکل ۱۸- دمای سیال عبوری در راستای طولی خط مرکزی کانال چاه گرمایی برای فواصل عرضی مختلف پره‌ها



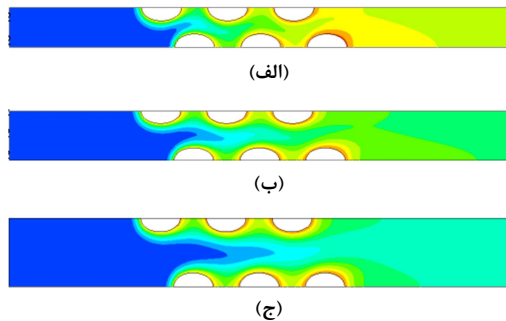
شکل ۱۹- دمای سیال عبوری در راستای طولی خط مرکزی کانال چاه گرمایی برای سرعت‌های مختلف سیال

شکل ۱۹ دمای سیال عبوری بر حسب فاصله از ابتدای کانال را برای سرعت‌های مختلف سیال را نشان می‌دهد. همان‌طور که مشاهده می‌شود، با افزایش فاصله از ابتدا کانال، ابتدا دمای سیال تقریباً ثابت باقی می‌ماند و پس از آن با شیب تندی افزایش می‌یابد و در انتها با شیب ملایمی ادامه پیدا می‌کند. همچنین می‌توان مشاهده کرد که با افزایش سرعت سیال، انتقال گرمایی کمتری به سیال نفوذ می‌کند و دمای سیال که از مرکز کانال می‌گذرد، کاهش می‌یابد.

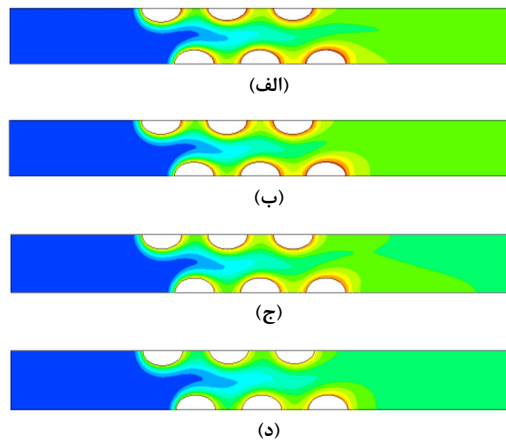
در ادامه به بررسی تغییرات شار گرمایی عبوری از پره‌ها پرداخته و تاثیر اندازه پره مانند قطر بزرگ، ارتفاع پره، فاصله عرضی بین پره‌ها و همچنین سرعت سیال ورودی بر روی آن مطالعه می‌گردد. شکل ۲۰ شار عبوری از پره بر حسب سرعت‌های ورودی سیال برای ارتفاع‌های مختلف پره را نشان می‌دهد. همان‌طور که مشاهده می‌شود، در یک سرعت ورودی معین با افزایش ارتفاع پره شار عبوری تقریباً ثابت می‌ماند (تغییرات در حدود ۱۰ درصد). همچنین از این نمودار کاملاً واضح است که با افزایش سرعت ورودی سیال، شار عبوری از پره‌ها نیز افزایش می‌یابد. شکل ۲۱ شار عبوری از پره بر حسب سرعت‌های سیال برای فاصله‌های عرضی مختلف بین پره‌ها را ارائه می‌دهد. همان‌طور که مشاهده می‌شود، با افزایش سرعت شار گرمایی از پره‌ها افزایش می‌یابد. همچنین این نتایج نشان می‌دهد شار گرمایی در سرعت‌های پایین برای فاصله‌های عرضی مختلف اختلاف چندانی نداشته ولی هر قدر



شکل ۲۴- کانتور دمای سیال در کانال چاه گرمایی برای قطر بزرگ پره
(الف) ۰/۱۵، (ب) ۰/۲، (ج) ۲/۵ و (د) ۳ میلی‌متر



شکل ۲۵- کانتور دمای سیال در کانال برای فاصله بین پره (الف) ۰/۳،
(ب) ۴ و (ج) ۵ میلی‌متر



شکل ۲۶- کانتور دمای سیال در کانال چاه گرمایی برای ارتفاع پره
(الف) ۵، (ب) ۱۰، (ج) ۲۰ و (د) ۳۰ میلی‌متر

شکل ۲۴ کانتور دمای سیال در کانال برای قطر بزرگ پره ۰/۱۵، ۰/۲، ۰/۳ و ۰/۵ میلی‌متر و در سرعت ورودی ۰/۵ متر بر ثانیه را نشان می‌دهد. در این جا فاصله بین پره‌ها و ارتفاع پره ثابت در نظر گرفته شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود، دما از ورودی به خروجی افزایش یافته ولی با افزایش قطر بزرگ بیضی دما در خروجی افزایش می‌یابد. دلیل

معمولا در میکروکانال‌ها شار گرمایی یک پارامتر بسیار مهم است. با توجه به نتایج بدست آمده، رابطه زیر شار عبوری از پره را بر حسب سرعت ورودی و قطر بزرگ بیضی پره در محدوده مورد بررسی با دقت بسیار خوبی پیش‌بینی می‌کند:

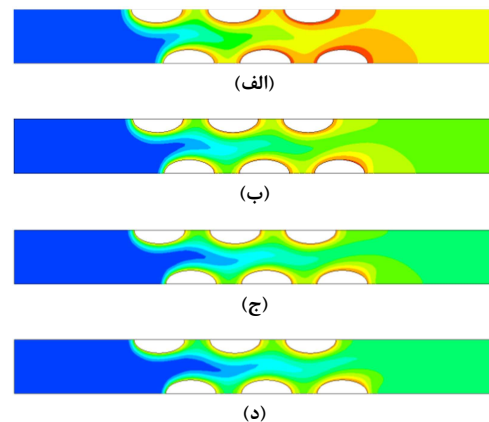
$$[q] = [A] V_{inlet}^2 + [B] V_{inlet} + [C] \quad (4)$$

که $[q] \equiv [q_{d_l=1.5mm}, q_{d_l=2mm}, q_{d_l=2.5mm}, q_{d_l=3mm}]^T$ مقدار شار گرمایی بر حسب W/m^2 در قطرهای مختلف d_l می‌باشد و V_{inlet} سرعت ورودی سیال بر حسب m/s است. $[A]$ ، $[B]$ و $[C]$ ثوابت هستند که به صورت زیر تعریف می‌شوند:

$$\begin{aligned} [A] &= [-85, -82, -79, -76]^T \\ [B] &= [1026, 1004, 977, 954]^T \\ [C] &= [664, 534, 430, 348]^T \end{aligned} \quad (5)$$

رابطه (۴) در محدوده سرعت ورودی $1 \text{ m/s} \leq V_{inlet} \leq 4 \text{ m/s}$ اعتبار دارد.

به منظور تکمیل بحث تاثیر هندسه پره‌های چاه گرمایی و سرعت جریان ورودی هوای خنک‌کن بر روی میزان انتقال گرما و نتیجتاً کارایی چاه گرمایی، به ارائه نتایج کیفی در این زمینه پرداخته می‌شود. ابتدا تاثیر سرعت سیال ورودی مورد بررسی قرار گرفت. در این راستا، شکل ۲۳ کانتور دمای سیال در کانال چاه گرمایی برای سرعت‌های ۰/۲۵، ۰/۵، ۰/۷۵ و ۱ متر بر ثانیه را نشان می‌دهد. در اینجا هندسه پره از جمله قطر بزرگ، ارتفاع پره ثابت و فاصله عرضی بین پره‌ها نیز ثابت می‌باشد. لازم به توضیح است که نتایج بدست آمده قابل تعمیم به شرایط هندسی دیگر نیز می‌باشد. همان‌طور که از این نمودار مشاهده می‌شود و کاملاً بدیهی نیز می‌باشد دما از ورودی به خروجی افزایش یافته ولی با افزایش سرعت ورودی، دما در خروجی کانال چاه گرمایی کاهش می‌یابد. دلیل این موضوع این است که افزایش سرعت سبب می‌گردد که زمان لازم برای انتقال گرما کاهش یافته و دمای سیال افزایش کمتری پیدا کند. نکته دیگری که می‌تواند از این توزیع دماها دریافت گردد این است که دمای پره با افزایش سرعت کاهش می‌یابد. به عبارت دیگر با افزایش سرعت بین دو پره، ضریب انتقال گرما افزایش می‌یابد که این امر باعث کاهش دمای پره می‌شود.



شکل ۲۳- کانتور دمای سیال در کانال چاه گرمایی برای سرعت (الف) ۰/۲۵، (ب) ۰/۵، (ج) ۰/۷۵ و (د) ۱ متر بر ثانیه

[7] Chen H., Wang C., Analytical analysis and experimental verification of interleaved parallelogram heat sink. *Appl Therm Eng*, 112: 739-749, 2017.

[8] Babaelahi M., Eshraghi H., Optimum analytical design of medical heat sink with convex parabolic fin including variable thermal conductivity and mass transfer. *Extreme Mechanics Letters*, (accepted), 2017.

[9] Go JS, Kim SJ, Lim G, Yun H, Lee J, Song I, Pak YE, Heat Transfer Enhancement Using Flow-induced Vibration of a Micro fin Array. *Sens Actuators A Phys* 90: 232-239, 2001.

[10] Prasher R.S., Dimer J., Chang I.-Y., Myers A., Chau D., He D., Prstic S., Pfefferkorn F., Nusselt Number and Friction Factor of Staggered Arrays of Low Aspect Ratio Micro pin-Fins Under Cross Flow For Water as Fluid. *J. of Heat Transfer*, 129: 141-153, 2007.

[11] Chiu H, Jang J, Yeh H, Wu M, The heat transfer characteristics of liquid cooling heat sink containing micro channels. *Int J Heat Mass Transf*, 54 (1-3): 34-42, 2011.

[12] Shaaan M.R., Saleh M.A., Mesalhy O., Elsayed M.L., Thermo/fluid performance of a shielded heat sink. *Int J Therm Sci* 60: 171-181, 2012.

[13] Mousa MM, Mostafa AA, Air cooling of mini-channel heat sink in electronic devices. *Journal of Electronics Cooling and Thermal Control*, 10: 49-57, 2013.

[14] Srikanth R., Balaji C., Experimental investigation on the heat transfer performance of a PCM based pin fin heat sink with discrete heating. *Int J Therm Sci*, 111: 183-203, 2017.

[15] Jadhav S.V., Pawar P.M., Ronge B.P., Effect of pin-fin geometry on microchannel performance. *Chem Prod Process Model*, 20180016, 2018.

[16] Ermagan H., Rafee R., Geometric optimization of an enhanced microchannel heat sink with super hydrophobic walls. *Appl Therm Eng*, 130, 384-394, 2018.

[17] Ermagan H., Rafee R., Effect of pumping power on the thermal design of converging microchannels with super hydrophobic walls. *Int J Therm Sci*, 132, 104-116, 2018.

[18] Shalchi-Tabrizi A., Seyf H.R., Analysis of entropy generation and convective heat transfer of Al₂O₃ nanofluid flow in a tangential micro heat sink. *Int J Heat Mass Transf*, 55: 4366-4375, 2012.

[19] Shafeie H, Abouali O, Jafarpur K, Ahmadi G, Numerical study of heat transfer performance of single-phase heat sinks with micro pin-fin structures. *Appl Therm Eng* 58 (1-2): 68-76, 2013.

[20] Matsumoto N., Tomimura T., Koito Y., Heat Transfer characteristics of square micro pin fins under natural convection. *Journal of Electronics Cooling and Thermal Control*, 4: 56-59, 2014.

[21] Riera S., Barrau J., Omri M., Fréchet LG, Rosell JI, Stepwise varying width microchannel cooling device for uniform wall temperature: Experimental and numerical study. *Appl Therm Eng*, 78: 30-38, 2015.

[22] Zhao J., Huang S., Gong L., Huang Z., Numerical study and optimizing on micro square pin-fin heat sink for electronic cooling. *Appl Therm Eng*, 93: 1347-1359, 2016.

[23] Jianxin Z., Lixia S., Modelling and numerical simulations of heat distribution for LED heat sink. *Discrete Dyn Nat Soc*, 3468246: 1-8, 2016.

[24] Wen M., Yeh C., Numerical study of thermal performance of perforated circular pin fin heat sinks in forced convection. *Heat Mass Transfer*, 53 (6): 2031-2044, 2017.

[25] Dhaidan N.S., Khodadadi J.M., Improved performance of latent heat energy storage systems utilizing high thermal conductivity fins: A review. *Journal of Renewable and Sustainable Energy*, 9(3), 2017.

[26] Sundaram A.S., Bhaskaran A., Thermal modeling of thermosyphon integrated heat sink for CPU cooling. *Journal of Electronics Cooling and Thermal Control*, 15-21, 2011.

[27] Kosar A, Peles Y, Thermal-Hydraulic Performance of MEMS-based Pin Fin Heat Sink. *J. of Heat Transfer*, 128 (2): 121-131, 2006.

[28] H.H. Jasim, M.S. Söylemez, Thermal enhancement from pin fins by using elliptical perforations with different inclination angles. *Heat Tran Asian Res*, 47, 165-184, 2018.

[29] Yang K., Chu W., Chen L., Wang C., A comparative study of the airside performance of heat sinks having pin fin configurations. *Int J Heat Mass Transf*, 50: 4661-4667, 2007.

[30] ANSYS Fluent Theory Guide, Release 17.0, ANSYS, Inc., 2016.

این امر هم افزایش سطح انتقال گرمایی پره‌ها می‌باشد. شکل ۲۵ کانتور دمای سیال در کانال چاه گرمایی برای فواصل عرضی بین پره‌های ۰.۳، ۰.۴ و ۰.۵ میلی‌متر و برای سرعت ورودی ۰.۵ متر بر ثانیه را نشان می‌دهد. همان‌طور که مشاهده می‌شود و کاملاً بدیهی است در هر سه حالت دما از ورودی به خروجی افزایش یافته که نشان از انتقال گرما در طول کانال به سیال خنک‌کن می‌باشد. نکته دیگری که از این توزیع دماها قابل مشاهده است این است که با افزایش فاصله بین پره‌ها، دما در خروجی کاهش می‌یابد. شکل ۲۶ کانتور دمای سیال در کانال چاه گرمایی برای ارتفاع پره ۵ تا ۳۰ میلی‌متر و در سرعت ورودی ۰.۵ متر بر ثانیه را نشان می‌دهد. همان‌طور با افزایش ارتفاع پره، دمای سیال خروجی اندکی کاهش می‌یابد. دلیل این امر هم افزایش سطح انتقال گرمایی پره‌ها متناسب با افزایش دبی هوای خنک‌کن می‌باشد.

۵- نتیجه‌گیری

در این تحقیق به بررسی عددی شبیه‌سازی جریان در چاه گرمایی با مقیاس میکرو و سیال کاری هوا پرداخته شد. هدف، مطالعه تاثیر پارامترهای هندسی پره‌ها از جمله قطر، فاصله عرضی بین پره‌ها و ارتفاع پره‌ها و سرعت جریان هوای ورودی بر روی کارایی حرارتی چاه گرمایی بود. جریان سیال خنک‌کن (هوا) عبوری از روی یک چاه گرمایی با پره‌های با سطح مقطع بیضی شکل که دارای چیدمان خطی هستند شبیه‌سازی گردید. از مهمترین نتایج بدست آمده می‌توان به این موارد اشاره نمود: ۱- با افزایش سرعت سیال ورودی دمای متوسط پره کاهش یافت. همچنین مشاهده گردید در سرعت‌های نسبتاً پایین شیب تغییرات دمای متوسط پره با سرعت بیشتر است. ۲- با افزایش ارتفاع پره، دمای پره و سیال خروجی کاهش یافت. این کاهش دما در ارتفاع پره بیشتر محسوس‌تر از در ارتفاع کمتر بود. همچنین می‌توان مشاهده کرد که هر چقدر ارتفاع پره بیشتر شود اختلاف دمای میانگین پره‌ها در سرعت‌های مختلف بیشتر می‌شود. ۳- با افزایش قطر بزرگ بیضی پره، دمای میانگین پره‌ها و سیال خروجی افزایش یافت. همچنین هر چقدر قطر بزرگ بیضی پره بیشتر شد، اختلاف دمای میانگین پره‌ها در سرعت‌های مختلف کمتر گردید. ۴- با افزایش فاصله بین دو پره، دمای میانگین پره‌ها و سیال خروجی به ترتیب افزایش و کاهش یافت. هر چقدر فاصله بین دو پره بیشتر شد، اختلاف دمای میانگین پره‌ها در سرعت‌های مختلف کمتر گردید.

۶- مراجع

[1] Seyf H.R., Layeghi M., Numerical analysis of convective heat transfer from an elliptic pin fin heat sink with and without metal foam insert. *J. of Heat Transfer*, 132: 1-9, 2010.

[2] Knight R.W., Goodling J.S., Hall D.J., Optimal thermal design of forced convection heat sinks – analytical. *ASME Journal of Electron. Packaging*, 113: 313-321, 1991.

[3] Bejan A., Morega A.M., Optimal arrays of pin fins and plate fins in laminar forced convection. *ASME Journal of Heat Transfer*, 115: 75-81, 1993.

[4] Lee D.Y., Vafai K., Comparative analysis of jet impingement and microchannel cooling for high heat flux applications, *Int J Heat Mass Transf*, 42: 1555-1568, 1999.

[5] Mudawar I., Sung-Min K., Analytical heat diffusion models for different micro-channel heat sink cross-sectional geometries. *Int J Heat Mass Transf*, 53 (19-20): 4002-4016, 2010.

[6] Zulk., Koneke T., Mertens A., Analytical modeling of plate fin heat sinks for natural convection cooling in power electronics, *Vehicle Power and Propulsion Conference*, China, 2016.