



3D Numerical Simulation of Laser Diode Heat Sink to Estimate the Effect of Geometry Variation

ARTICLE INFO

Article Type

Original Research

Authors

Nabavi M.M.¹ MSc,
Kheradmand S.^{*1} PhD

How to cite this article

Nabavi M.M., Kheradmand S. 3D Numerical Simulation of Laser Diode Heat Sink to Estimate the Effect of Geometry Variation. Modares Mechanical Engineering, 2019;19-(11):2793-2801.

¹Aerodynamic, Propulsion & Energy Conversion Department, Mechanical Engineering Faculty, Malek-Ashtar University of Technology, Shahinshahr, Iran

*Correspondence

Address: Aerodynamic, Propulsion & Energy Conversion Department, Mechanical Engineering Faculty, Malek-Ashtar University of Technology, Shahinshahr, Iran
Phone: +98 (31) 45914485
Fax: +98 (31) 45227136
kheradmand@mut-es.ac.ir

Article History

Received: May 7, 2018
Accepted: May 26, 2019
ePublished: November 2, 2019

ABSTRACT

In this research, the heat sink performance of a laser diode with the different geometries was studied. A 3D simulation of flow and heat transfer has been used considering the natural convection. First, in order to test the validity, the simulation results were compared with the experimental results, which were in a good agreement. Then according to the chimney flow pattern, eight geometries were designed with two different heights of the fin and each one of them was evaluated by three heat fluxes of 200, 400 and 600 W/m². The aim of this research is to find the condition that minimizes the average temperature of the heat sink. The results showed that the average heat transfer coefficient in the heat sink is increased up to 40 percent by creating the slice in the fine. In the fins with the height of 21.3 millimeters, the fin with two similar symmetric slices and in the fins with the height of 32.6 millimeters and constant volume that the slices of fine are added to its teeth, for heat fluxes less than 400 W/m², symmetric fin with two similar slices in the middle section and a volume equal to the volume of the primary fin, had the best performance. For heat fluxes, more than 400 W/m², the average temperature of the symmetric fin with one slice in the middle and a volume equal to the volume of the primary fin was minimized. Fin average heat transfer coefficient, average Nusselt number, fin thermal resistance, fin average temperatures, flow streamline and isothermal contour plots in the fin plate were evaluated for each state.

Keywords Natural Convection Heat Transfer; Radial Heat Sink; Optimization; 3D Simulation

CITATION LINKS

[1] Fundamentals of heat and mass transfer [2] Free convection heat transfer coefficients from rectangular vertical fins [3] Convection heat transfer in electronic equipment cooling [4] Analysis of flexible microchannel heat sink systems [5] Optimal design of geometric parameters of double-layered microchannel heat sinks [6] Effect of surface geometry and orientation on laminar natural convection heat transfer from a vertical flat plate with transverse roughness elements [7] Transient free convection flow on a vertical surface with an array of large-scale roughness elements [8] Natural convection/radiation heat transfer from highly populated pin fin arrays [9] Natural convection heat transfer from horizontal rectangular fin arrays [10] Assessment of convergent-divergent fins performance in natural convection [11] Parametric study of natural convection heat transfer from horizontal rectangular fin arrays [12] Constructal cooling channels for micro-channel heat sinks [13] User-friendly and intuitive graphical approach to the design of thermoelectric cooling systems [14] Modeling and simulation of a parallel plate heat sink using computational fluid dynamics [15] Numerical investigation on the heat transfer and flow in the mini-fin heat sink for CPU [16] A new CPU cooler design based on an active cooling heatsink combined with heat pipes [17] Effect of micro fin geometry on natural convection heat transfer of horizontal microstructures [18] Computational analysis of horizontal rectangular notched fin arrays dissipating heat by natural convection [19] Natural convection around a radial heat sink [20] Optimum design of a radial heat sink under natural convection

شبیه‌سازی عددی ۳ بعدی چاه حرارتی دیود لیزر به منظور تخمین اثر تغییر هندسه

محمد مهدی نبوی MSc

گروه آبرودینامیک، پیشرانس و تبدیل انرژی، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی مالک اشتر، شاهین شهر، ایران

سعید خردمند PhD

گروه آبرودینامیک، پیشرانس و تبدیل انرژی، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی مالک اشتر، شاهین شهر، ایران

چکیده

پژوهش حاضر، با استفاده از شبیه‌سازی عددی ۳ بعدی، عملکرد حرارتی گرماگیر دیود لیزر در حالت‌های مختلف پیکربندی ساختمان آن، مورد بررسی قرار گرفت. از حل عددی ۳ بعدی جریان سیال و انتقال حرارت با در نظر گرفتن جابجایی آزاد استفاده شده است. ابتدا به منظور صحت‌سنجی، نتایج شبیه‌سازی با نتایج تجربی مقایسه شد که مطابقت خوبی داشت. سپس با توجه به الگوی جریان دودکشی، ۸ هندسه در دو ارتفاع پره طراحی شده و هر کدام در سه شار حرارتی ۴۰۰، ۶۰۰ و ۸۰۰ وات بر متر مربع مورد ارزیابی قرار گرفت. هدف پژوهش حاضر، یافتن حالتی است که متوسط دمای گرماگیر کمینه شود. نتایج نشان دادند که با ایجاد برش در پره تا ۴۰٪ ضریب انتقال حرارت متوسط در گرماگیر افزایش می‌یابد. همچنین، در پره‌هایی با ارتفاع ۲۱/۳ میلی‌متر، پره با دو برش متقارن یکسان و در پره‌هایی با ارتفاع ۳۲/۶ میلی‌متر که حجم پره ثابت است و قسمت‌های برش خورده پره به دندانه‌های آن افزوده شده است، برای شارهای حرارتی کمتر از ۴۰۰ وات بر متر مربع، پره متقارن با دو برش مشابه در قسمت میانی و حجمی معادل حجم پره اولیه، بهترین عملکرد را داشت و برای شارهای حرارتی بیشتر از ۴۰۰ وات بر متر مربع، دمای متوسط پره متقارن با یک برش در وسط و حجمی معادل حجم پره اولیه، کمینه شد. ضریب انتقال حرارت متوسط پره، عدد ناسلت متوسط، مقاومت حرارتی پره، دمای متوسط پره، خطوط جریان و خطوط همدمای در صفحه پره برای هر حالت مورد بررسی و تحلیل قرار گرفت.

کلیدواژه‌ها: انتقال حرارت جابجایی آزاد، گرماگیر شعاعی، بهینه‌سازی، شبیه‌سازی عددی ۳ بعدی

تاریخ دریافت: ۱۳۹۷/۲/۱۷

تاریخ پذیرش: ۱۳۹۸/۳/۵

نویسنده مسئول: kheradmand@mut-es.ac.ir

۱- مقدمه

جابجایی آزاد یا جابجایی طبیعی مکانیزمی از انتقال حرارت است که تنها به دلیل وجود گرادینان دما در محیط (که عامل تغییر چگالی در نقاط مختلف می باشد)، موجب حرکت سیال می شود. جابجایی آزاد وقتی روی می‌دهد که یک نیروی حجمی بر سیال که در آن شیب چگالی وجود دارد اعمال شود. اثر خالص این است که یک نیروی شناوری ایجاد می‌شود و این نیرو جریان‌های جابجایی آزاد را به وجود می‌آورد. در بسیاری از سیستم‌ها با انتقال گرمای ترکیبی، جابجایی آزاد بیشترین مقاومت را در برابر انتقال گرما بروز می‌دهد و نقش مهمی در طراحی یا عملکرد سیستم دارد. جابجایی آزاد کاربردهای فراوانی دارد. یکی از مهم‌ترین زمینه‌هایی که انتقال حرارت جابجایی آزاد از روی صفحات به چشم می‌خورد، بردهای الکترونیکی درون قطعات رایانه‌ای است. معمولاً برای آنکه کارایی خنک‌کنندگی سیستم به طور قابل ملاحظه‌ای افزایش یابد، در سطح قطعه الکترونیکی تعداد زیادی پره با اشکال مختلف تعبیه می‌شود. مجموعه این پره‌ها و سطح نگهدارنده به چاه حرارتی موسوم می‌باشند. در واقع چاه حرارتی به ناحیه‌ای اطلاق می‌شود که انتقال حرارت در آن ناحیه صورت می‌گیرد^[1]. انتقال حرارت جابجایی را می‌توان از طریق ۳ مکانیزم یعنی لایه‌های مرزی در حال توسعه، چرخش یا ایجاد گردابه و ناپایداری جریان (افزایش

شدت آشفتگی) افزایش داد. در ادامه تحقیقات صورت گرفته توسط دیگران به ترتیب نوع مطالعات از لحاظ تئوری و تحلیلی، تجربی، عددی و در نهایت مطالعات ترکیبی (هم‌زمان تجربی و عددی) بررسی گردیده‌اند.

ویلینگ و وولدریج در سال ۱۹۶۵ در پژوهشی تحت عنوان ضریب انتقال حرارت جابجایی آزاد روی پره‌های عمودی مستطیلی، مقدار بهینه ارتفاع نسبت به فاصله بین پره‌ها را گزارش کردند^[2]. سپس اینکروپرا در سال ۱۹۸۸ در پژوهشی که در زمینه انتقال حرارت جابجایی در خنک‌سازی تجهیزات الکترونیکی انجام داد، به موارد خنک‌سازی با مکانیزم جابجایی طبیعی متنوعی اشاره کرد^[3]. وفایی و همکاران در سال ۲۰۰۵، گرماگیرهای میکروکانالی انعطاف‌پذیر تک‌لایه (SL) و ۲ لایه (DL) را مورد بررسی قرار دادند. نتیجه تحقیق آنها این بود که گرماگیرهای میکروکانال انعطاف‌پذیر تک‌لایه بهتر است در کاربردهایی با افت فشار بالا استفاده شوند در حالی که گرماگیرهای میکروکانال انعطاف‌پذیر دو لایه در کاربردهایی با افت فشار پایین استفاده شوند^[4]. چیه هونگ و همکاران در ۲۰۱۲ مدل‌های ۳ بعدی گرماگیرهای میکروکانال (MCHS) با شکل‌های هندسی گوناگون (از جمله یک لایه (SL)، دو لایه (DL))، و کانال‌های باریک شونده (مخروطی (T)) را طی یک فرایند، بهینه ساختند. آنها دریافتند که مقاومت حرارتی بهینه با چیدمان کانال‌ها به ازای افزایش توان، کاهش می‌یابد^[5].

بهاونانی و برگس در سال ۱۹۹۰ کارهای تجربی تحت عنوان تأثیر هندسه و زاویه قرارگیری سطح بر انتقال حرارت جابجایی آزاد از یک سطح عمودی با المان‌های زبری را انجام دادند. آنها در کارشان صفحات تخت عمودی، صفحات دندانه‌دار و صفحات پله‌ای شکل را مورد بررسی قرار دادند^[6]. پولیدری و پادت در سال ۲۰۰۳ به مطالعه جریان گذرا در جابجایی آزاد روی یک صفحه عمودی که دارای چیدمانی از زبری سطح با ابعاد درشت است پرداختند. چیدمان المان‌ها روی سطح در ۳ وضعیت انجام شد و از آب به عنوان سیال عامل استفاده گردید. آزمایش‌های تجربی نشان داده که ضریب انتقال حرارت جابجایی آزاد در ریزپره‌ها به دلیل نازک‌تری بودن ضخامت لایه مرزی، نسبت به پره با ابعاد بزرگ، بیشتر است^[7]. اسپارو و وموری آزمایش‌هایی در ارتباط با پره‌های افقی که به یک صفحه قائم متصل است، انجام دادند. آنها نشان دادند در حالتی که پره‌ها در معرض جابجایی و تابش قرار دارند، انتقال حرارت حدود ۶ برابر حالتی است که صفحه بدون پره باشد^[8]. هاراهاپ و مک-مانوس، بررسی آزمایشگاهی خود را برای به دست آوردن ضریب انتقال حرارت جابجایی متوسط برای ۲ طول پره مختلف انجام دادند و روابطی را برای ارتباط ابعاد پره با نرخ انتقال حرارت به دست آوردند^[9]. آواد در سال ۲۰۱۳ در پژوهشی تجربی تحت عنوان ارزیابی عملکرد پره‌های همگرا- واگرا در جابجایی آزاد به بررسی و مقایسه چند نوع پره پرداخت^[10].

باسکایا و همکاران در سال ۲۰۰۰ انتقال حرارت جابجایی طبیعی روی پره‌های مستطیلی مسطح را به صورت پارامتری بررسی کردند. آنها اثر محدوده وسیعی از پارامترهای هندسی مثل فاصله پره‌ها، ارتفاع، طول و اختلاف دمای بین پره و محیط را بر انتقال حرارت از روی پره‌های مستطیلی بررسی کردند و معادلات ۳ بعدی حاکم را با کدهای دینامیک سیالات محاسباتی و روش حجم محدود حل کردند. اما نتیجه مشخصی از بررسی پارامترهای متنوع مورد بررسی حاصل نشد. سرانجام به این نتیجه رسیدند که امکان ندارد با تمرکز روی یک یا دو پارامتر، همه ترم‌های انتقال حرارت را بهینه کرد،

حالات مختلف پره‌ها، بررسی گردید و اثر تعداد دندان‌ها روی دمای کاری نیز مقایسه شد که در پایان نتایج مطلوب‌تری در مورد کمینه دما به دست آمد.

۲- معادلات حاکم و پارامترها

منظور از خنک‌کاری یا سرمایش در لیزر فرآیندی است که منبع تولید گرما در لیزر را در دمای دلخواه ثابت نگه داریم. مقدار گرمای تولیدی (P_{th}) در دستگاه طبق قانون بقای انرژی برابر اختلاف توان ورودی (P_{el}) به دستگاه و مقدار توان خروجی (P_{opt}) تحت عنوان نور لیزر شده از دستگاه می‌باشد. به عبارت دیگر داریم:

$$P_{th} = P_{el} - P_{opt} \quad (۱)$$

در دیود لیزر گرما اساساً در ناحیه فعال یعنی منطقه‌ای که نور متشعشع شده، تولید می‌شود. گرمترین نقطه یک دیود لیزر در تقاطع سطح جلویی و منطقه ساطع‌کننده لیزر می‌باشد. دمای دیود لیزر روی خواص اپتیکی نور لیزر شده از لیزر و همچنین روی عملکرد لیزر اثر زیادی دارد. معادله بقای جرمی که استفاده می‌شود به شکل زیر است.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) = 0 \quad (۲)$$

که در آن ρ چگالی و \vec{v} بردار سرعت است. اکنون پارامترهای بی‌بعدی را بررسی می‌کنیم که بر جریان جابجایی آزاد و انتقال گرمای جابجایی آزاد حاکم‌اند. این پارامترها را با بی‌بعد کردن معادلات حاکم می‌توان به دست آورد. که در آن ρ چگالی و \vec{v} بردار سرعت است. اکنون پارامترهای بی‌بعدی را بررسی می‌کنیم که بر جریان جابجایی آزاد و انتقال گرمای جابجایی آزاد حاکم‌اند. این پارامترها را با بی‌بعد کردن معادلات حاکم می‌توان به دست آورد.

$$x^* = \frac{x}{l} \quad y^* = \frac{y}{l} \quad u^* = \frac{u}{u_0}$$

$$v^* = \frac{v}{u_0} \quad T^* = \frac{T - T_\infty}{T_s - T_\infty}$$

l طول مشخصه و u_0 سرعت مرجع اختیاری است. معادله‌های تکرانه و انرژی در جهت x به صورت زیر درمی‌آیند.

$$u^* \frac{\partial u^*}{\partial x^*} + v^* \frac{\partial u^*}{\partial y^*} = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L}{u_0^2} T^* + \frac{1}{Re_L} \frac{\partial^2 u^*}{\partial y^{*2}} \quad (۳)$$

$$u^* \frac{\partial T^*}{\partial x^*} + v^* \frac{\partial T^*}{\partial y^*} = \frac{1}{Re_L Pr} \frac{\partial^2 T^*}{\partial y^{*2}} \quad (۴)$$

عدد گراشف، نشان‌دهنده نسبت نیروی شناوری بر نیروی ویسکوز مؤثر بر سیال است. معادله‌های (۳) تا (۵) می‌رسانند که رابطه‌های انتقال گرما را می‌توان به صورت $Nu_L = f(Re_L, Gr_L, Pr)$ بیان کرد. اهمیت نیروی شناوری در یک جریان جابجایی ترکیبی، با نسبت عدد گراشف و رینولدز بیان می‌شود.

$$Gr_L \equiv \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L}{u_0^2} \left(\frac{u_0 L}{\nu}\right)^2 = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L^3}{\nu^2} \quad (۵)$$

$$\frac{Gr}{Re^2} = \frac{g\beta\Delta T L}{\rho\nu^2} \quad (۶)$$

هنگامی که این نسبت حدود یک باشد، اثر جابجایی آزاد و اجباری را باید هم‌زمان در نظر گرفت. عدد رایلی بحرانی نیز عبارت است از:

$$Ra_{x,c} = Gr_{x,c} Pr = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)x^3}{\nu\alpha} \approx 10^9 \quad (۷)$$

که α ضریب پخش حرارتی است.

$$\alpha = \frac{k}{\rho C_p} \quad (۸)$$

بلکه اثر متقابل همه پارامترهای طراحی باید بررسی گردد^[11]. بلو و چندی و همکاران در سال ۲۰۰۷ روی بهینه‌سازی هندسی ۳ بعدی گرماگیر میکروکانال کار کردند که هدفشان به حداقل رساندن دمای بیشینه مایع خنک‌کننده دیواره بود. نتایج عددی نشان داد که درجه آزادی اثر زیادی روی درجه حرارت بیشینه و حداکثر رسانایی حرارتی دارد^[12]. لینیکین و بن‌یاکوف در سال ۲۰۰۷ یک روش گرافیکی کاربرپسند برای محاسبه نقطه عملیاتی یک کولر ترموالکتریک (TEC) مبتنی بر سیستم فعال خنک‌کاری شامل گرماگیر پیشنهاد دادند^[13]. آرولاسان و ولراج در پژوهشی تحت عنوان مدل‌سازی و شبیه‌سازی یک گرماگیر با صفحات موازی با استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی، پارامترهای هندسی متنوعی از جمله تعداد پره، طول پره، ارتفاع پره و ارتفاع پایه گرماگیر را برای بهبود گرماگیرهای با صفحات موازی بررسی کردند^[14]. نافون و همکاران در سال ۲۰۰۹ جریان سیال و انتقال حرارت در گرماگیر پره مستطیلی کوچک پردازنده (CPU) کامپیوترهای رومیزی که با استفاده از آب دیونیزه به عنوان سیال عامل کار می‌کرد را به صورت عددی مورد بررسی قرار دادند و بر اساس شرایط کاری واقعی کامپیوتر معادلات ۳ بعدی حاکم برای جریان سیال و انتقال حرارت به روش حجم محدود را با استفاده از مدل کی-اِپسیلون (k-ε) حل کردند^[15]. چوی و همکاران در سال ۲۰۱۲ با استفاده از شبیه‌سازی‌های دینامیک سیالات محاسباتی، گرماگیر به کار رفته در واحد پردازشگر مرکزی (CPU) را از نظر حجم و اندازه، هزینه و میزان صدا بهینه‌سازی کردند^[16].

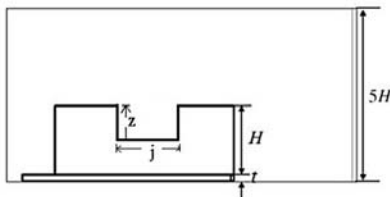
مطالعات عددی و آزمایشگاهی بی‌شماری درباره تأثیر تغییر فاصله بین پره‌ها و تغییر ارتفاع پره‌ها در حالتی که شار حرارتی ثابت به پایه پره‌ها اعمال شود توسط محمود و همکاران انجام شده که نتایج آن نشان می‌دهد که با افزایش ارتفاع پره‌ها ضریب انتقال حرارت جابجایی کاهش و شار حرارتی افزایش می‌یابد^[17]. سین و همکاران در سال ۲۰۰۸ به مطالعه و بررسی اتلاف حرارت پره‌های دنداندار مستطیلی تحت جابجایی طبیعی به صورت عددی و آزمایشگاهی پرداختند. آنها با بررسی مسیر جریان روی پره‌های مستطیلی ساده مشاهده کردند که در جابه‌جایی طبیعی، هوای سرد از ۲ طرف پره‌های قائم وارد شده و هرچه به سمت وسط پره نزدیک می‌شود، گرم‌تر شده و به علت کاهش چگالی، بالا می‌رود. بنابراین قسمت میانی پره کم‌اثر می‌شود، چرا که جریان هوای گرم از روی آن عبور می‌کند و انتقال حرارت زیادی از آن بخش صورت نمی‌گیرد. بنابراین اگر قسمتی از وسط پره برداشته شود و به محلی اضافه شود که هوای تازه بیشتری با آن برخورد می‌کند، ضریب انتقال حرارت کلی (h) افزایش می‌یابد. این کار به صورت آزمایشگاهی توسط سین و همکاران تأیید شد^[18]. یو و همکاران در سال ۲۰۱۰ جابه‌جایی طبیعی پیرامون یک گرماگیر شعاعی را بررسی کردند. الگوی عمومی جریان دودکشی بود، به این معنی که هوای سرد وارد شده از طرفین، در حین عبور از بین پره‌ها گرم شده و از ناحیه داخلی گرماگیر بالا می‌رود^[19]. آنها در سال ۲۰۱۱ نیز در پژوهشی تحت عنوان طراحی بهینه گرماگیر شعاعی تحت جابجایی، به بررسی انتقال حرارت جابجایی طبیعی پیرامون گرماگیر شعاعی برای اتلاف حرارت روی یک لامپ دیود نورگسیل پرداختند و آن را بهینه کردند^[20].

در پژوهش حاضر با گسترش نتایج مراجع [19, 20]، با شبیه‌سازی ۳ بعدی پره‌های مستطیلی دنداندار، دمای کاری گرماگیر (گرماگیر دیود لیزر) در ۳ شار حرارتی ۲۰۰، ۴۰۰ و ۶۰۰ وات بر متر مربع برای

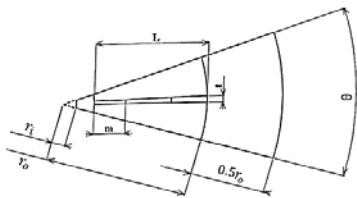
تحت شار حرارتی ثابت بررسی می شود. به علت تقارن، تشابه و گستردگی گرماگیر، قطعی از آن انتخاب گردید و با استفاده از شرط مرزی تناوبی، در وقت و هزینه محاسبات صرفه جویی شد. یک قطاع ۱۸ درجه از گرماگیر دایروی طراحی گردید و برای سطوح جانبی سیال و جامد از شرط مرزی تناوبی استفاده شد. در شکل ۱ شرایط مرزی اعمال شده در کلیه حالات از جدول ۱، نمایش داده شده است.

جدول ۱) مشخصات هندسی پره گرماگیرهای شبیه سازی شده (کلیه اعداد برحسب میلی متر می باشند)

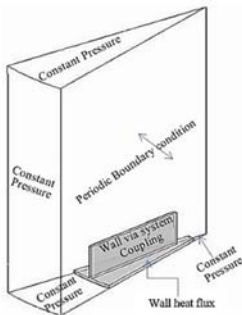
بخش	H	z	j	m	توصیف حالت
حالت ۱	۲۱/۳	۰	۰	۰	پره مستطیلی کامل
حالت ۲	۲۱/۳	۱۰	۱۰	۲۰	پره با یک برش در وسط
حالت ۳	۲۱/۳	۱۱/۳	۱۱/۳	۱۳/۷۵	پره متقارن با ۲ برش مشابه در قسمت میانی
حالت ۴	۲۱/۳	۱۱/۳	۸	۳/۵	پره متقارن با ۳ برش مشابه
حالت ۵	۲۱/۳	۱۱/۳	۷	۳/۵	پره متقارن با ۴ برش مشابه
حالت ۶	۳۲/۶	۳۲/۶	۱۵	۲۰	پره متقارن با یک برش در وسط و حجمی معادل حجم پره اولیه
حالت ۷	۳۲/۶	۳۲/۶	۲۲/۶	۱۳/۷۵	پره متقارن با ۲ برش مشابه در قسمت میانی و حجمی معادل حجم پره اولیه
حالت ۸	۳۲/۶	۳۲/۶	۸	۷/۵	پره متقارن با ۳ برش مشابه در قسمت میانی و حجمی معادل حجم پره اولیه
حالت ۹	۳۲/۶	۳۲/۶	۸	۳/۵	پره متقارن با ۴ برش مشابه در قسمت میانی و حجمی معادل حجم پره اولیه



الف



ب



ج



د

شکل ۱) شماتیک ابعاد پره و دامنه محاسباتی. (الف) نمای روبرو، (ب) نمای بالا، (ج) شرایط مرزی، (د) نمونه یک گرماگیر شبیه سازی شده (حالت ۳ از جدول ۱)

عدد رایلی کوچکتر از 10^4 نشان دهنده جریان شناوری آرام است که گذار از جریان آرام به آشفته در رایلی 10^4 تا 10^6 رخ می دهد. هرچه عدد بيو بیشتر باشد، بازه پره نیز بیشتر است. در شرایط پایا موازنه انرژی در سطح به صورت زیر است:

$$k_s A / L (T_{s,1} - T_{s,2}) = h A (T_{s,2} - T_{\infty}) \quad (9)$$

که در آن k_s رسانندگی گرمایی جسم، $T_{s,1}$ دمای جداره اول و $T_{s,2}$ دمای جداره دوم است. با مرتب کردن داریم:

$$\frac{T_{s,1} - T_{s,2}}{T_{s,2} - T_{\infty}} = \frac{(L/kA)}{(1/hA)} = \frac{R_{cond}}{R_{conv}} = hL/k_s \equiv Bi \quad (10)$$

برای شبیه سازی این مسئله از نرم افزار OpenFOAM استفاده شده است. بر اساس شرایط کاری واقعی گرماگیر معادلات ۳ بعدی حاکم برای جریان سیال و انتقال حرارت به روش حجم محدود با استفاده از مدل جریان آزاد بر مبنای چگالی متغیر حل شد.

۳- نتایج

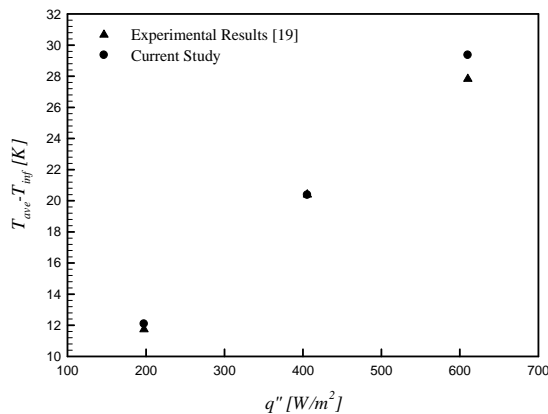
دمای متوسط پره بهینه مرجع [19] را در شارهای حرارتی مختلف بررسی گردید و با ایجاد برش و جابجایی آن برشها در سطح پره، سعی شد بازدهی گرماگیر افزایش پیدا کند و از لحاظ هندسی نیز بهبود یابد. برای تمامی هندسه ها طول پره، ضخامت آن و شعاع گرماگیر ثابت فرض شد و هدفی که دنبال گردید، به حداقل رساندن دمای متوسط گرماگیر و یافتن هندسه بهینه آن بود.

در این پژوهش، همه ساختارها تحت ۳ شار حرارتی ۲۰۰، ۴۰۰ و ۶۰۰ وات بر متر مربع بررسی گردیدند. حجم بریده شده از میانه پره ها به ارتفاع آنها افزوده شد. هندسه های مختلف در ۲ ارتفاع مورد بررسی قرار گرفت. ارتفاع ۳۲/۶ میلی متر و ارتفاع ۲۱/۳ میلی متر برای هنگامی که محدودیت فضا داریم. سپس نتایج حاصل شده با یکدیگر مقایسه گردید. ۹ هندسه مختلف طراحی، شبکه بندی و بررسی شد. هدف کمینه کردن دمای متوسط پره های گرماگیر در شارهای حرارتی مشخص و گزارش اختلاف دمای پره و هوای محیط (که ۳۰۰ درجه کلوین در نظر گرفته شده است) می باشد. با این روش گرماگیر مطلوب انتخاب می شود. گرماگیر شبیه سازی شده شامل یک صفحه دایره ای افقی به شعاع ۷۵ میلی متر است که روی آن ۲۰ پره با فاصله یکسان قرار گرفته است. ضخامت پایه گرماگیر و پره ها ۲ میلی متر و طول هر پره ۵۵ میلی متر می باشد. سایر ابعاد پره و موارد شبیه سازی شده در جدول ۱ نمایش داده شده است. شماتیک کلی پره، ابعاد آن و دامنه محاسباتی مربوطه نیز در شکل ۱ نمایش داده شده است. سیال عامل استفاده شده در این تحقیق هوای ۳۰۰ درجه کلوین است که گاز کامل در نظر گرفته می شود و مشخصات ترموفیزیکی آن به همراه گرماگیر آلومینیومی در جدول ۲ درج گردیده است.

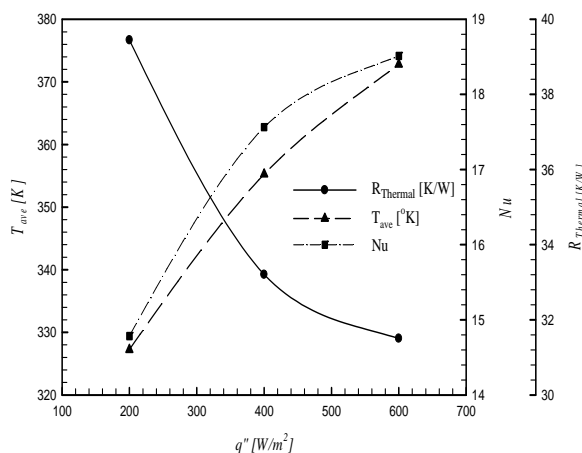
در جدول ۲، R_c ثابت جهانی گازها و M_w جرم مولکولی هوا و برابر $28/966 \text{ Kg/Kmol}$ می باشد. فشار عملیاتی گرماگیر است. چگالی هوا از قانون گاز کامل پیروی می کند و چون جابجایی آزاد داریم و اختلاف فشار کم است، می توان هوا را به عنوان گاز کامل تراکم ناپذیر در نظر گرفت. برای تمام مرزهای دامنه که هوا به آن وارد می شود یا از آن خارج می گردد شرط مرزی فشار خروجی با فشار نسبی صفر در نظر گرفته شده است. در جابجایی آزاد برخلاف جابجایی اجباری، وجود جریان معکوس نشانه خطا نیست و صرفاً نمایانگر جهت جریان است. در اینجا هم در مرزهایی که هوا وارد دامنه حل می شود، جریان معکوس وجود دارد. در گرماگیر، برای جداره هایی که در تماس با هوا هستند از شرط گرمایی جفت شدگی، بدون تولید حرارت درونی استفاده گردیده و دیواره زیرین گرماگیر،

نوع ماده	c_p ($\frac{J}{kg K}$)	μ ($\frac{N}{m^2 s}$)	k ($\frac{W}{m K}$)	ρ ($\frac{kg}{m^3}$)	T(K)	P_{op} (Pa)
هوا	۱۰۰۶/۴۳	5×10^{-4}	۰/۰۲۴۲	$\rho = \frac{P_{op}}{(R_c/M_w)T}$	۳۰۰	۱۰۱۳۲۵
آلومینیوم	۸۷۱	-	۲۰۲/۴	۲۷۱۹	-	-

حرارتی کاهش می‌یابد. از آنجایی که مساحت صفحه ثابت است، علت کاهش مقاومت حرارتی و افزایش عدد ناسلت، افزایش ضریب انتقال حرارت متوسط روی صفحه پایه گرماگیر می‌باشد. همان‌طور که مشاهده می‌گردد، دمای صفحه گرماگیر در شار حرارتی ۲۰۰ وات بر متر مربع حدود ۳۲۸ کلوین می‌باشد. جریان هوای روی پایه، یک جریان دودکشی بوده و در مرکز گرماگیر رخ می‌دهد. به این صورت که هوا پس از برخورد به سطح پایه گرماگیر به سمت مرکز گرماگیر رفته و بالا می‌رود. علت این است که هوای سرد پیرامون پس از گذر از روی صفحه گرم شده و در مرکز گرماگیر به هم رسیده و به علت اختلاف چگالی بالا می‌رود. برای بهبود دمای صفحه گرماگیر، ۹ حالت پره بررسی شد که در ادامه به شرح آن پرداخته شده است. حالت اول که بررسی گردید، یک پره مستطیلی کامل است. این حالت که هندسه بهینه مرجع [19] می‌باشد، گرماگیری با ۲۰ پره مستطیلی است که در ۴ شار حرارتی بررسی شد. این حالت به عنوان حالت پایه محاسبات در نظر گرفته شد (simple) و تغییرات سایر حالت‌های مورد بررسی، با این حالت مقایسه گردید.



نمودار ۱) مقایسه نتایج دمایی به دست آمده در این تحقیق با مرجع [19]



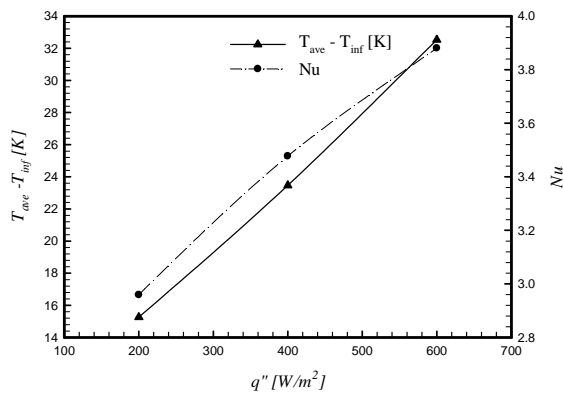
نمودار ۲) نمودار تغییرات دمای صفحه، مقاومت حرارتی و عدد ناسلت در شارهای حرارتی مختلف برای حالت بدون پره

در نمودار ۳ ضریب انتقال حرارت متوسط و مقاومت حرارتی پره در شارهای حرارتی مختلف و در نمودار ۴ عدد ناسلت و اختلاف دمای پره و محیط در شارهای مختلف برای این حالت به نمایش درآمده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود با افزایش شار حرارتی ضریب

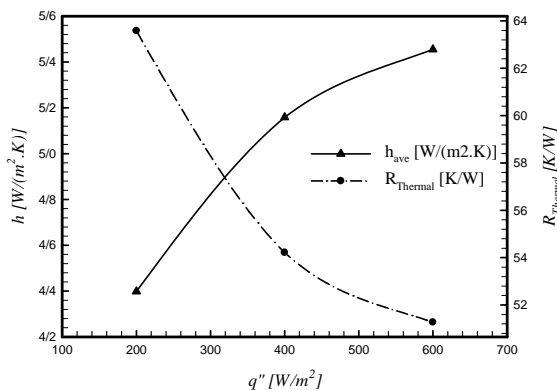
برای اعتبارسنجی مطالعه حاضر، از نتایج یک کار آزمایشگاهی که روی گرماگیر دیوهای نورگسیل انجام شده بود، استفاده گردید. در این تحقیق یو و همکاران به مطالعه جابجایی طبیعی روی گرماگیرهای شعاعی پرداختند [19]. این مطالعه شامل مقایسه چند نوع ساختار مختلف و ارائه هندسه بهینه پره گرماگیر در شارهای حرارتی مختلف بود. صحت‌سنجی با مقایسه دمای محیط و دمای گرماگیر صورت پذیرفت. نتایج مقایسه دمای به دست آمده از نتایج تجربی و کار عددی حاضر در نمودار ۱ ارائه شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود افزایش دمای گزارش شده در شار ماکزیمم (۶۰۰ وات بر متر مربع) کمتر از ۶٪ خطا دارد و در سایر شارها خطای مشاهده شده کمتر از یک درصد است.

پارامترهای هندسی مدل آزمایشگاهی گرماگیر به این شرح است: تعداد پره ۲۰ عدد، شعاع گرماگیر ۷۵ میلی‌متر، شعاع حفره مرکزی ۱۰ میلی‌متر، طول، ارتفاع و ضخامت پرها به ترتیب ۳، ۲۱/۵۵ و ۲ میلی‌متر. برای شبه‌سازی عددی از تشعشع صرف نظر گردید و پس از طی مراحل شبه‌سازی، نتایجی که در نمودار ۱ ملاحظه می‌گردد، حاصل شد. همان‌طور که ملاحظه می‌شود، اختلاف دمای متوسط پره و هوای محیط در کار آزمایشگاهی و شبه‌سازی بسیار به هم نزدیک است. علت اختلاف نتایج آزمایشگاهی و شبه‌سازی در شار حرارتی ۶۰۰ وات بر متر مربع، صرف نظر کردن از تشعشع در شبه‌سازی است. با توجه به اینکه از تشعشع در شبه‌سازی صرف نظر شد و اثر تشعشع در انتقال حرارت کم است، نتایج شبه‌سازی تطابق خوبی با داده‌های آزمایشگاهی دارد. همان‌طور که قبلاً هم توضیح داده شد، با توجه به ضریب نشر نسبتاً پایین آلومینیوم و با توجه به اینکه حالت اول کار حاضر، نمونه بهینه‌سازی شده مرجع [19] است و حداکثر ۵٪ انتقال حرارت مرجع [19] از طریق تشعشع بوده است، لذا می‌توان نتیجه گرفت تشعشع در کار حاضر هم اثر مهمی ندارد؛ چرا که در حالت‌های دوم تا نهم علاوه بر اینکه دمای متوسط پره کمتر از حالت اول بوده، سطح پره که در انتقال حرارت تشعشع مؤثر است نیز کاهش یافته است. بنابراین انتظار می‌رود اثر تشعشع در این حالت‌ها کمتر از ۵٪ باشد. همان‌طور که بیان گردید، برای تعیین مدل جریان نیاز به تعیین مقدار عدد گراش (Gr) داریم. برای این منظور بزرگترین عدد گراش مساله را برای بالاترین میزان دمای پره و بیشترین ارتفاع (یعنی برای حالت ۹ که ارتفاع پره ۰/۳۲۶ متر و دمای آن ۳۳۲/۷۲ کلوین است) حساب می‌کنیم که مقدار ۱۵۵۱۲۵ به دست می‌آید. در سایر موارد، مقدار عدد گراش کمتر از این میزان است. بنابراین رژیم جریان آرام و لایه‌ای می‌باشد $Gr < 10^4$. هدف کمینه‌کردن دمای متوسط پره و بیشینه‌کردن انتقال حرارت از سطوح گرماگیر می‌باشد. دمای پره، ضریب انتقال حرارت متوسط، عدد ناسلت و مقاومت حرارتی، پارامترهای مورد توجه ما هستند. در ابتدا فرض گردید که پره‌ای روی پایه گرماگیر وجود ندارد. شار وارد شده از زیر گرماگیر، دمای صفحه پایه را به شدت افزایش می‌دهد. تغییرات دما، شار حرارتی، مقاومت حرارتی و عدد ناسلت در نمودار ۲ نمایش داده شده است.

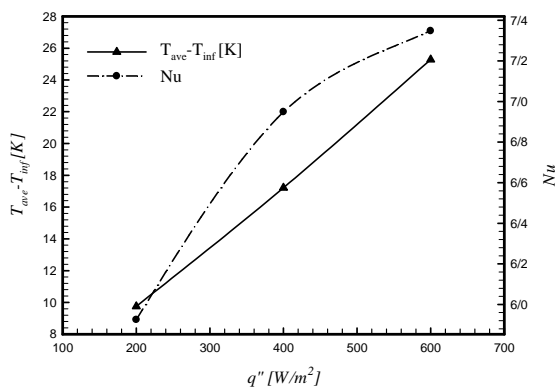
در نمودار ۲ همان‌طور که ملاحظه می‌گردد، با افزایش شار حرارتی دمای صفحه و مقدار عدد ناسلت به شدت افزایش یافته و مقاومت



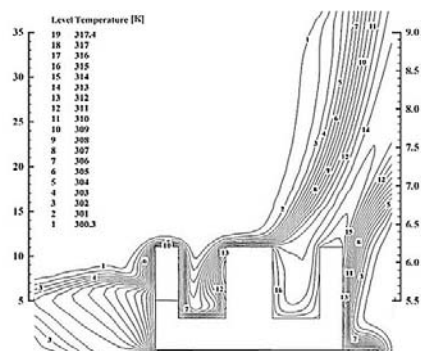
نمودار (۴) نمودار عدد ناسلت و اختلاف دمای پره و محیط برای حالت اول در شارهای حرارتی مختلف



نمودار (۵) نمودار ضریب انتقال حرارت متوسط و مقاومت حرارتی حالت هفتم بر حسب شار حرارتی

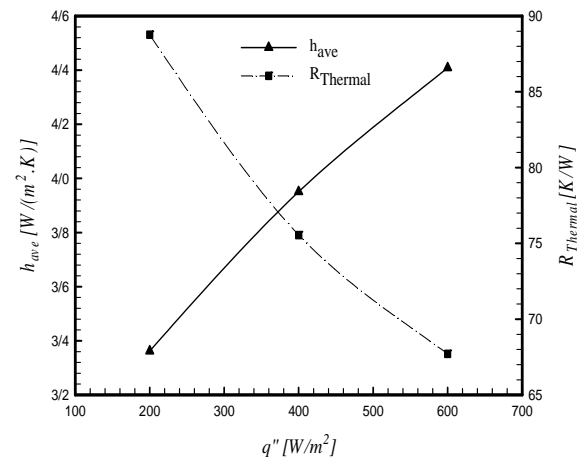


نمودار (۶) نمودار عدد ناسلت و اختلاف دمای پره و محیط برای حالت هفتم در شارهای حرارتی مختلف



نمودار (۷) خطوط هم‌دما روی صفحه پره حالت هفتم در شار حرارتی ۴۰۰ W/m²

انتقال حرارت متوسط، عدد ناسلت و اختلاف دمای پره و محیط افزایش یافته و مقاومت حرارتی کاهش می‌یابد. در این حالت اختلاف دمای پره و محیط در شار حرارتی ۴۰۰ وات بر متر مربع، ۲۳/۴۶ و برای شار حرارتی ۶۰۰ وات بر متر مربع ۳۲/۵۳ درجه کلون می‌باشد.



نمودار (۳) نمودار ضریب انتقال حرارت متوسط و مقاومت حرارتی حالت اول بر حسب شارهای حرارتی مختلف

همان‌طور که در جدول ۱ مشاهده گردید، حجم برش‌ها در حالت‌های ششم تا نهم برابر بوده و در حالت‌های مختلف صرفاً تعداد برش‌ها تغییر کرده است. در نمودار ۵ ضریب انتقال حرارت متوسط و مقاومت حرارتی در شارهای حرارتی مختلف و در نمودار ۶، نمودار عدد ناسلت و اختلاف دمای پره و محیط در شارهای حرارتی مختلف برای حالت هفتم که ۲ برش با ابعاد ۱۳/۷۵×۲۲/۶ میلی‌متر در پره ایجاد شده و حجم بریده شده به انتهای دندانه‌ها اضافه گردیده، نمایش داده شده است. مطابق نمودار ۶، در این حالت اختلاف دمای بین پره و محیط در شار ۲۰۰ W/m² کمتر از ۱۰ درجه کلون بوده و در شار حرارتی ۴۰۰ W/m² مشابه حالت قبل می‌باشد. اختلاف دمای بین پره و محیط در شارهای حرارتی بالاتر نسبت به حالت ششم افزایش می‌یابد. این امر بدان سبب است که مقدار و شیب تغییرات ضریب انتقال حرارت متوسط و به تبع آن عدد ناسلت بعد از شار حرارتی ۴۰۰ W/m² کاهش می‌یابد. ضریب انتقال حرارت متوسط، مقاومت حرارتی و دمای متوسط گرماگیر و درصد بهبود آنها در جدول ۳ نشان داده شده است. در این حالت ضریب انتقال حرارت به طور متوسط ۳۰ درصد نسبت به حالت اول بهبود داشته است. همچنین برای همه شارهای حرارتی نزدیک به ۱۳٪ دمای متوسط گرماگیر نسبت به حالت اول کاهش یافت. عدد ناسلت هم تقریباً در همه حالت‌ها ۲ برابر شده است. با توجه به نمودار ۷ خطوط هم‌دما در بریدگی انتهایی پره گرماگیر فشرده بوده و پس از دندانه میانی، خطوط هم‌دما واگرا می‌شوند. علت آن جهت جریان سرد از بالا به روی بریدگی انتهایی پره و جریان گرم از روی پره به طرف بالا در ناحیه مرکزی گرماگیر می‌باشد. افزایش دما در بریدگی جلویی پره موجب کاهش نرخ انتقال حرارت در این ناحیه می‌گردد. روی دندانه عقبی شاهد خط دمایی ۳۱۷ درجه کلون هستیم. علت وجود دمای پایین‌تر از ۳۱۷ درجه کلون روی این دندانه با وجود عدد بیو ۴-۸/۳۱۰، جریان هوای سرد محیط از بالا به روی این دندانه است. برای مشاهده تغییرات دما، در نمودار ۷ خطوط هم‌دما روی صفحه پره حالت هفتم در شار حرارتی ۴۰۰ W/m² نمایش داده شده است.

بوده و تغییرات آن در حالت‌های ۲ تا ۵ قابل اغماض می‌باشد. با افزایش ارتفاع، نسبت ناسلت تا ۲/۱ برابر شده و با افزایش تعداد برش‌ها این نسبت کاهش می‌یابد. دمای گرماگیر در شار حرارتی 400 W/m^2 ، حدود 0.73 دمای پره اولیه است. در نمودار ۱۰ دمای بی‌بعد و نسبت ناسلت در حالات مختلف در شار حرارتی 600 W/m^2 رسم شده است. با توجه به نمودار ۱۰، دمای بی‌بعد گرماگیر در حالت ششم کمینه و نسبت عدد ناسلت آن بیشینه می‌گردد. همچنین با مقایسه می‌توان دریافت هرچه شار حرارتی افزایش می‌یابد، فاصله دمایی گرماگیرهای حالت ۱ تا ۵ با گرماگیرهای حالت ۶ تا ۹ افزایش می‌یابد. همان‌طور که از نمودارهای بالا دریافت می‌شود در کلیه شارهای حرارتی نسبت عدد ناسلت بزرگتر از یک بوده و دمای بی‌بعد نیز همواره کمتر یک می‌باشد. هنگامی که ارتفاع پره افزایش می‌یابد شاهد افزایش حدود ۲ برابری نسبت عدد ناسلت در شارهای مختلف هستیم. همچنین افت دمای بی‌بعد در حالات سوم و ششم کاملاً مشهود است. در نمودار ۱۱ عدد ناسلت در حالت‌های مختلف برای شارهای گوناگون رسم و مقایسه شده است. در این نمودار محور عمودی عدد ناسلت و محور افقی حالت‌های مختلف را نمایش می‌دهد. مطابق نمودار ۱۱ با ایجاد برش در پره برای همه حالت‌ها شاهد افزایش عدد ناسلت هستیم.

به طور کلی در هر شار حرارتی از حالت اول تا سوم دمای متوسط پره کاهش یافته و در حالت چهارم و پنجم افزایش می‌یابد. در تمام حالات ششم تا نهم دمای متوسط پره کمتر از دمای متوسط آن در ۵ حالت ابتدایی است.

در نمودار ۸، محور افقی شماره حالت، محور عمودی سمت چپ دمای بی‌بعد (منظور از زیرنویس simple، ساده‌ترین حالت ممکن یعنی حالت ۱ از جدول ۱ می‌باشد) و محور عمودی سمت راست، نسبت عدد ناسلت هر حالت، به عدد ناسلت حالت اول را بیان می‌کند. دمای بی‌بعد از رابطه (۱۱) محاسبه می‌شود.

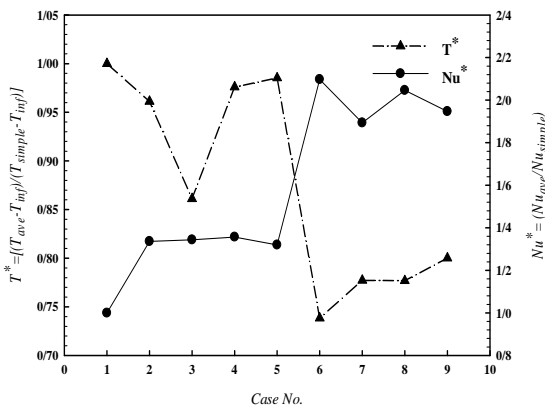
$$T^* = \frac{T_{ave} - T_{inf}}{T_{Case 1} - T_{inf}} \quad (11)$$

مطابق نمودار ۸، دمای بی‌بعد در حالت سوم مینیمم نسبی و در حالت هفتم مینیمم مطلق دارد. در این حالت دمای پره تنها 0.64 دمای پره اولیه است. تأثیر افزایش ارتفاع در عدد ناسلت بسیار بیشتر از ایجاد برش در پره است. عدد ناسلت حالت ۶ حدود $2/2$ برابر حالت نخست است.

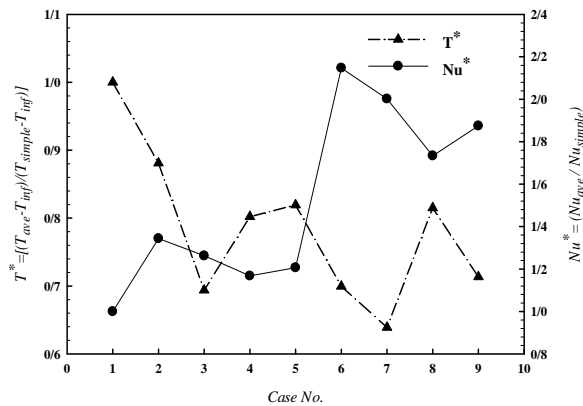
در نمودار ۹، دمای بی‌بعد و نسبت ناسلت در حالات مختلف در شار حرارتی 400 W/m^2 رسم شده است. همان‌گونه که از نمودار ۹ برداشت می‌شود، نسبت عدد ناسلت در همه حالت‌ها بیشتر از یک

جدول ۳) مقدار پارامترهای مورد بررسی و درصد بهبود آنها در حالت هفتم نسبت به حالت اول

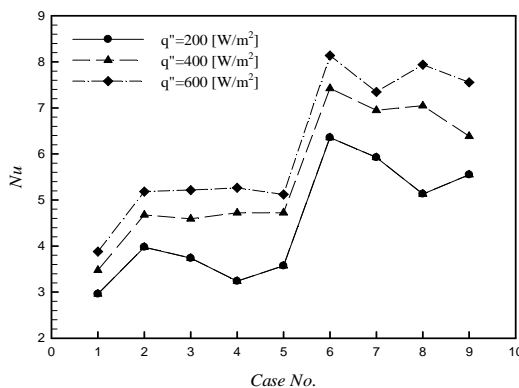
درصد بهبود Nu	Nu	درصد بهبود T_{ave}	T_{ave} (C)	درصد بهبود $R_{Thermal}$	$R_{Thermal}$ (K/W)	درصد بهبود h	h ($\frac{W}{m^2 \cdot K}$)	شار حرارتی ($\frac{W}{m^2}$)
۱۰۰/۲	۵/۹۲	۱۳/۱	۳۶/۶	۲۸/۳۶	۶۳/۵۸	۳۰/۸	۴/۴	۲۰۰
۹۹/۸۱	۶/۹۵	۱۲/۴	۴۴/۰۵	۲۸/۲۳	۵۴/۲۱	۳۰/۵۵	۵/۱۶	۴۰۰
۸۹/۳۷	۷/۳۵	۱۲/۲	۵۲/۱۲	۲۴/۲۷	۵۱/۲۷	۲۳/۷۳	۵/۴۵	۶۰۰



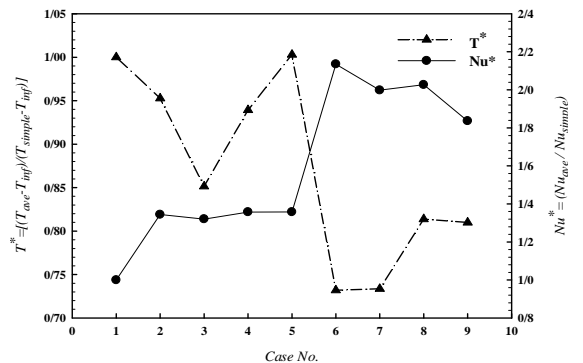
نمودار ۱۰) دمای بی‌بعد و نسبت ناسلت در حالات مختلف در شار حرارتی 600 W/m^2



نمودار ۸) دمای بی‌بعد و نسبت ناسلت در حالات مختلف در شار حرارتی 200 W/m^2



نمودار ۱۱) نمودار عدد ناسلت برای حالت‌های مختلف در ۳ شار حرارتی



نمودار ۹) دمای بی‌بعد و نسبت ناسلت در حالات مختلف در شار حرارتی 400 W/m^2

- ایده ایجاد شکاف در پره‌ها ارائه شد و ضریب انتقال حرارت متوسط پره، عدد ناسلت متوسط، مقاومت حرارتی پره، دمای متوسط پره، خطوط جریان و خطوط هم‌دما در صفحه پره برای هر حالت مورد بررسی و تحلیل قرار گرفت.

- نتایج نشان داد با ایجاد برش در پره، ابتدا ضریب انتقال حرارت متوسط روی گرماگیر افزایش یافته و دمای عملکرد آن کاهش می‌یابد، اما با افزایش برش‌ها دمای عملکرد گرماگیر افزایش می‌یابد. در این بین برای پره با ارتفاع کم، حالت سوم کمینه دمای متوسط را داشت و پره بهینه در بین پره‌های با ارتفاع ۲۱/۳ میلی‌متر بود.

- انتخاب پره بهینه در بین پره‌های با ارتفاع ۳۲/۶ کمی متفاوت بود. به گونه‌ای که برای شار حرارتی ۲۰۰ وات بر متر مربع، هندسه حالت هفتم بهترین عملکرد را داشت و برای شارهای حرارتی بیشتر از آن، دمای متوسط هندسه حالت ششم کمینه می‌شد.

تشکر و قدردانی: نویسندگان این مورد را بیان نکردند.

تأییدیه اخلاقی: این نتایج حاصل پژوهش نویسندگان بوده و تا کنون در نشریه یا مجموعه مقالات کنفرانس دیگری چاپ نشده و در دست بررسی نیز نمی‌باشد.

تعارض منافع: در این مقاله تعارض منافع با هیچ شخصیت حقوقی و حقیقی وجود ندارد.

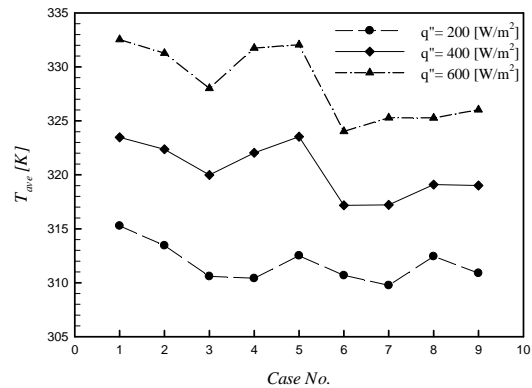
سهم نویسندگان: محمد مهدی نبوی (نویسنده اول)، پژوهشگر اصلی (۶۰٪): سعید خردمند (نویسنده دوم)، نگارنده پژوهشگر کمکی (۴۰٪)

منابع مالی: نویسندگان این مورد را بیان نکردند.

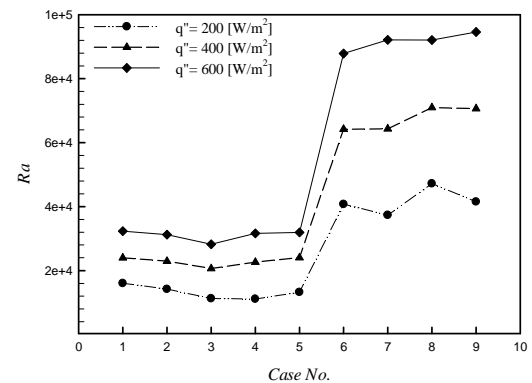
منابع

- 1- Incropera FP, Dewitt DP. Fundamentals of heat and mass transfer. 3rd Edition. New York: John Wiley & Sons: 1990. p. 28.
- 2- Welling JR, Wooldridge CB. Free convection heat transfer coefficients from rectangular vertical fins. Journal of Heat Transfer. 1965;87(4):439-444.
- 3- Incropera FP. Convection heat transfer in electronic equipment cooling. Journal of Heat Transfer. 1988;110(4b):1097-1111.
- 4- Vafai K, Khaled ARA. Analysis of flexible microchannel heat sink systems. International Journal of Heat and Mass Transfer. 2005;48(9):1739-1746.
- 5- Hung TC, Yan WM, Wang XD, Huang YX. Optimal design of geometric parameters of double-layered microchannel heat sinks. International Journal of Heat and Mass Transfer. 2012;55(11-12):3262-3272.
- 6- Bhavnani SH, Bergles AE. Effect of surface geometry and orientation on laminar natural convection heat transfer from a vertical flat plate with transverse roughness elements. International Journal of Heat and Mass Transfer. 1990;33(5):965-981.
- 7- Polidori G, Padet J. Transient free convection flow on a vertical surface with an array of large-scale roughness elements. Experimental Thermal and Fluid Science. 2003;27(3):251-260.
- 8- Sparrow EM, Vemuri SB. Natural convection/radiation heat transfer from highly populated pin fin arrays. Journal of Heat Transfer. 1985;107(1):190-197.
- 9- Harahap F, McManus HN. Natural convection heat transfer from horizontal rectangular fin arrays. Journal of Heat Transfer. 1967;89(1):32-38.

همچنین در هر شار حرارتی، در حالت ششم عدد ناسلت بیشینه می‌شود. نکته قابل توجه دیگر افزایش چشمگیر عدد ناسلت با افزایش ارتفاع پره است. همچنین با افزایش تعداد برش‌ها، عدد ناسلت کاهش می‌یابد. برای انتخاب گرماگیر بهینه علاوه بر عدد ناسلت نیاز به بررسی دمای متوسط آن هم داریم. در نمودار ۱۲ دمای متوسط پره در حالت‌ها و شارهای مختلف رسم شده است. در نمودار ۱۲ محور عمودی دمای متوسط پره برحسب کلویین و محور افقی حالت‌های مختلف را نمایش می‌دهد. مطابق شکل برای حالت‌های ۱ تا ۵ که ارتفاع پره ۲۱/۳mm است، در حالت سوم و برای حالت‌های ۶ تا ۹ که ارتفاع پره ۳۲/۶mm می‌باشد، در حالت ششم دمای متوسط کمینه است. برای درک توان نیروی شناوری در حالت‌های مختلف، در نمودار ۱۳ عدد بی‌بعد رایلی برای حالت‌های مختلف در شارهای حرارتی مختلف رسم شده است. در نمودار ۱۳، محور افقی حالت‌های مختلف مورد بررسی و محور عمودی، عدد بی‌بعد رایلی را نمایش می‌دهد. عدد رایلی که مطابق رابطه (۷) محاسبه می‌شود، بیش از هر چیز از تغییرات ارتفاع پره و تغییرات دمای آن اثر می‌پذیرد. همچنین با افزایش ارتفاع تغییرات عدد رایلی چشمگیر است. با توجه به اینکه عدد رایلی بسیار کوچک‌تر از 10^4 است بنابراین جریان روی گرماگیر آرام و لایه‌ای است.



نمودار ۱۲) نمودار دمای متوسط گرماگیر در حالت‌ها و شارهای مختلف



نمودار ۱۳) نمودار عدد بی‌بعد رایلی برای حالت‌ها و شارهای حرارتی مختلف

۴- جمع‌بندی

شبیه‌سازی عددی گرماگیر با شار بالا مورد تحلیل عددی قرار گرفت و نتایج زیر به دست آمد:

- مطالعه اعتبارسنجی برای مسئله مشابه انجام شده و نتایج دما با خطای کمتر از ۶٪ در محدود شار حرارتی مورد توجه به دست آمد.

- Heat and Mass Transfer. 2009;36(8):834-840.
- 16- Choi J, Jeong M, Yoo J, Seo M. A new CPU cooler design based on an active cooling heatsink combined with heat pipes. *Applied Thermal Engineering*. 2012;44:50-56.
- 17- Mahmoud S, Al-Dadah R, Aspinwall DK, Soo SL, Hemida H. Effect of micro fin geometry on natural convection heat transfer of horizontal microstructures. *Applied Thermal Engineering*. 2011;31(5):627-633.
- 18- Sane SS, Sane NK, Parishwad GV. Computational analysis of horizontal rectangular notched fin arrays dissipating heat by natural convection. In: Stoffels GGM, editor. *Proceeding of the 5th European Thermal-Sciences Conference*; 2008 May 18-22; Eindhoven, the Netherlands. Eindhoven: Eindhoven University of Technology; 2008. p. 8. 19- Yu SH, Lee KS, Yook SJ. Natural convection around a radial heat sink. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2010;53(13-14):2935-2938.
- 20- Yu SH, Lee KS, Yook SJ. Optimum design of a radial heat sink under natural convection. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2011;54(11-12):2499-24505.
- 10- Awad MM. Assessment of convergent-divergent fins performance in natural convection. *Journal of American Science*. 2013;9(2):116-124.
- 11- Baskaya S, Sivrioglu M, Ozek M. Parametric study of natural convection heat transfer from horizontal rectangular fin arrays. *International Journal of Thermal Science*. 2000;39(8):797-805.
- 12- Bello-Ochende T, Liebenberg L, Meyer JP. Constructal cooling channels for micro-channel heat sinks. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2007;50(21-22):4141-4150.
- 13- Lineykin S, Ben-Yaakov S. User-friendly and intuitive graphical approach to the design of thermoelectric cooling systems. *International Journal of Refrigeration*. 2007;30(5):798-804.
- 14- Arularasan R, Velraj R. Modeling and simulation of a parallel plate heat sink using computational fluid dynamics. *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*. 2010;51(1-4):415-419.
- 15- Naphon P, Klangchart S, Wongwises S. Numerical investigation on the heat transfer and flow in the mini-fin heat sink for CPU. *International Communications in*