



بررسی تجربی مقاومت حرارتی لوله‌های گرمایی مستقیم با سرمایش دو انتها و گرمایش از وسط در زاویه شیب‌های مختلف

بهنام حبیب‌نژاد لداری^۱، مجید سبزویشانی^{۲*}

^۱ دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه کاشان، کاشان، ایران

^۲ دانشکده مهندسی مکانیک و پژوهشکده انرژی، دانشگاه کاشان، کاشان، ایران

تاریخچه داوری:

دریافت: ۱۳۹۷-۱۱-۱۲

بازنگری: ۱۳۹۸-۰۱-۱۰

پذیرش: ۱۳۹۸-۰۳-۲۶

ارائه آنلاین: ۱۳۹۸-۰۴-۱۰

کلمات کلیدی:

لوله گرمایی مستقیم

مقاومت حرارتی

دو طرف خنک‌شونده

گرمایش از وسط

روش تجربی

خلاصه: یک مطالعه تجربی بر روی مقاومت حرارتی لوله‌های گرمایی مستقیم دو طرف خنک‌شونده با گرمایش از وسط و در زاویه شیب‌های مختلف مورد بررسی قرار گرفته است. ۲ بلوک خنک‌کننده و ۱ سیم‌پیچ حرارتی به ترتیب در ۲ انتها و در وسط لوله‌های گرمایی به عنوان بخش‌های چگالنده و تبخیرکننده قرار گرفتند. آزمایش‌ها برای توان‌های حرارتی ۲۰ تا ۸۰ وات و زوایای شیب ۰° تا ۹۰° انجام گرفتند. اثر تغییر توان حرارتی، دبی حجمی آب خنک‌کننده و زاویه شیب بر روی مقاومت حرارتی لوله‌های گرمایی مطالعه گردید. نتایج به دست آمده با نتایج مربوط به لوله‌های گرمایی معمولی مورد مقایسه قرار گرفتند. نتایج نشان دادند که با استفاده از روش خنک‌سازی جدید، میزان مقاومت حرارتی لوله‌های گرمایی مستقیم می‌تواند به شکل قابل ملاحظه‌ای کاهش یابد. همچنین در مقادیر کم توان‌های حرارتی، افزایش میزان دبی حجمی آب خنک‌کننده موجب افزایش کارایی حرارتی لوله‌های گرمایی می‌گردد. نتایج تجربی نشان دادند که زاویه شیب نقش مؤثری بر روی مقدار مقاومت حرارتی لوله‌های گرمایی دارد. حداقل مقاومت حرارتی و حداکثر ضریب هدایت حرارتی مؤثر در زاویه شیب ۶۰° و در توان حرارتی ۶۰ وات به دست آمد که به ترتیب مقادیری برابر با ۰/۲۵۳۳ درجه سانتیگراد بر وات و ۱۴۰۷۲/۶۵ وات بر متر درجه سانتیگراد داشتند.

۱- مقدمه

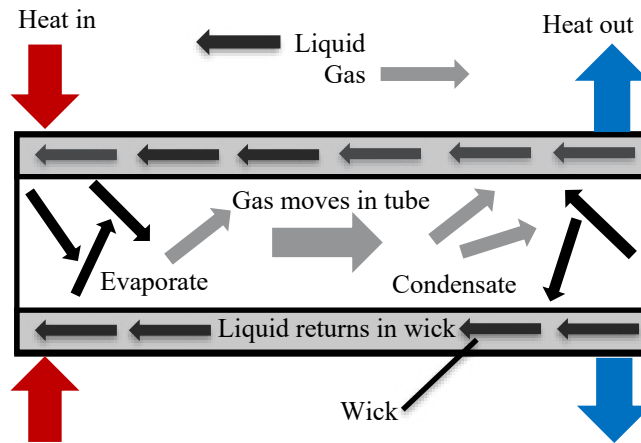
شده مجدداً به واسطه فشار موئینگی تولیدی توسط فتیله به سوی منطقه گرم جریان می‌یابد تا چرخه تبادل حرارتی استمرار داشته باشد. شکل ۱ اجزای مختلف و همچنین نحوه عملکرد یک لوله گرمایی معمولی را نشان می‌دهد.

کارایی حرارتی لوله‌های گرمایی به عوامل مختلفی مانند ساختار هندسی، نوع سیال عامل، ساختار فتیله و یا شرایط عملکردی آن‌ها مرتبط می‌باشد. علاوه بر این یکی از پارامترهای مؤثر در میزان کارایی حرارتی لوله‌های گرمایی که در مسئله خنک‌سازی تجهیزات الکترونیکی بسیار مهم و مؤثر می‌باشد، زاویه شیب و جهت قرارگیری لوله گرمایی است که نقش اساسی و بسیار مهمی در میزان مقاومت حرارتی لوله گرمایی ایفا می‌کند. میزان مقاومت حرارتی به نوبه خود تأثیر بسیار زیادی بر میزان تلفات حرارتی و کارایی سیستم

لوله‌های گرمایی وسیله‌ای برای انتقال حرارت بین منبع گرم و سرد می‌باشند که بر مبنای اصول هدایت حرارتی و تغییرات فازی سیال‌ها طراحی شده و به طور کلی دارای سه بخش محفظه نگهدارنده خارجی، سیال عامل و ساختار فتیله‌ای می‌باشند. در منطقه گرم لوله گرمایی (تبخیرکننده)، سیال عامل در تماس با سطح جامد رسانا قرار گرفته و در اثر تبادل حرارتی به بخار تبدیل می‌شود. بخار تولید شده در طول لوله گرمایی حرکت نموده و با گذر از ناحیه عایق لوله گرمایی به منطقه سرد (چگالنده) می‌رسد. در منطقه سرد در اثر تبادل حرارتی، میعان رخ می‌دهد و بخار به مایع تبدیل می‌شود و گرمای نهان تبخیر خود را به منطقه سرد پس می‌دهد. مایع چگالیده

* نویسنده عهده‌دار مکاتبات: spooshan@kashanu.ac.ir





شکل ۱. اجزای مختلف و نحوه عملکرد یک لوله گرمایی معمولی

Fig. 1. Different components and operation procedure of a conventional heat pipe

میزان ظرفیت انتقال حرارت افزایش می‌یافت. اما در زوایای منفی با افزایش زاویه شیب مقدار انتقال حرارت کاهش می‌یافت. تانگ و همکاران [۵] اثر زاویه شیب و محل قرارگیری چگالنده را بر روی کارایی حرارتی لوله گرمایی دایروی با ساختار فتیله دندانهای ریز و با استفاده از دو تبخیرکننده جانبی و یک چگالنده در قسمت میانی مورد بررسی قرار دادند. نتایج آن‌ها نشان داد که محل قرارگیری چگالنده و زاویه شیب اثر قابل توجهی بر روی کارایی حرارتی لوله گرمایی می‌گذارد. نتایج حاکی از آن بود که می‌توان دمای تبخیرکننده‌ها را با قرار دادن چگالنده در نزدیکی تبخیرکننده بالایی برای زمانی که زاویه شیب زیاد باشد (بین 8° تا 12°) کنترل نمود. ثارنیل و همکاران [۶] میزان انتقال حرارت در لوله‌های گرمایی دایروی و تخت شده را در زوایای شیب مختلف مورد مقایسه قرار دادند. نتایج آن‌ها نشان داد که میزان کارایی حرارتی لوله‌های گرمایی با افزایش زاویه شیب، افزایش میزان اندازه بافت فتیله، افزایش سطح مقطع لوله گرمایی و همچنین افزایش میزان توان حرارتی ورودی افزایش پیدا می‌کرد. نتایج نشان داد که زاویه‌ای که در آن حد اکثر میزان انتقال حرارت رخ داد برای لوله‌های گرمایی مورد آزمایش متفاوت بود. کمترین مقدار مقاومت حرارتی برای لوله گرمایی دایروی در زاویه شیب 45° ، توان حرارتی ورودی ۶۰ وات و برای حالتیکه چگالنده در پایین تبخیرکننده قرار داشت به دست آورده شد. هو و همکاران [۷] مطالعه تجربی بر روی اثر زاویه شیب بر میزان کارایی حرارتی لوله‌های گرمایی مورد استفاده در صفحات خورشیدی را برای یک لوله گرمایی با ساختار فتیله تار و پودی از جنس سیم و یک لوله گرمایی بدون فتیله انجام دادند.

خنک کننده می‌گذارد. در کاربردهای عملی بسیار زیادی نظیر استفاده در تجهیزات الکترونیکی هواپیماها، وسایل نقلیه نظامی، کامپیوترهای قابل حمل و غیره در حال حاضر اکثر لوله‌های گرمایی به شکل شیب‌دار و در حالتی غیر افقی نصب می‌شوند. در چنین مواردی نحوه خنک‌سازی و قابلیت اطمینان از کارایی بالای لوله‌های گرمایی در حین عملکرد آن‌ها بسیار مورد اهمیت است. لذا مطالعات بسیار زیادی تا به حال بر روی لوله‌های گرمایی شیب‌دار صورت گرفته است. واسیلیو و همکاران [۱] و همچنین کاموتانی و همکاران [۲] را می‌توان نخستین کسانی دانست که اثر زاویه شیب را بر روی کارایی حرارتی لوله‌های گرمایی مورد مطالعه قرار دادند. آن‌ها دریافتند که با استفاده از یک فتیله با ضخامت کم در لوله‌های گرمایی ترموسیفون که فاقد فتیله هستند، میزان اثر منفی نیروی گرانشی می‌تواند کاهش یابد. نتایج تئوری آن‌ها نشان داد که زاویه شیب نیز اثر بسیار زیادی بر روی کارایی لوله‌های گرمایی که ساختار فتیله‌ای دارند می‌گذارد. مانیماران و همکاران [۳] یک مطالعه تجربی بر روی کارایی حرارتی لوله‌های گرمایی با استفاده از آب دیونیزه شده انجام دادند. نتایج آن‌ها نشان داد که با افزایش زاویه شیب از حالت افقی تا حالت عمودی (برای حالتی که چگالنده بالای تبخیرکننده باشد) میزان مقاومت حرارتی کاهش یافته و در حالت عمودی به حد اقل مقدار خود می‌رسد. هونگ و تیو [۴] یک تجزیه و تحلیل حرارتی بر روی لوله‌های گرمایی شیب‌دار با ساختار فتیله دندانهای ریز انجام دادند. در حل تحلیلی آن‌ها پارامترهای متعددی از جمله اثر تغییر زاویه شیب مورد بررسی قرار گرفت. نتایج نشان داد که در زوایای مثبت با افزایش زاویه شیب

افزایش درصد پر شدگی سیال عامل، میزان ضریب انتقال حرارت در بخش تبخیرکننده و چگالنده افزایش یافته و میزان مقاومت حرارتی کاهش می‌یافت. همچنین حد اکثر مقدار کارایی حرارتی در زاویه 60° و برای هر دو نوع لوله گرمایی که با آب و نانوسیال کار می‌کردند اتفاق افتاد. صادقی‌نژاد و همکاران [۱۱] مطالعه تجربی بر روی کارایی حرارتی لوله‌های گرمایی مسی با فتیله پودر فلزی در زاویه شیب‌های مختلف انجام دادند. سیال عامل در مطالعه آن‌ها نانوسیال از جنس آب-اکسید گرافن بود. نتایج آن‌ها نشان داد که بیشترین ضریب هدایت حرارتی در زاویه 60° و برای نانوسیال ۰/۱ درصد حجمی اتفاق افتاده است. ژو و همکاران [۱۲] مطالعه‌ای عددی و تجربی بر روی اثر زاویه شیب و همچنین میزان تر شوندگی یک لوله گرمایی ترموسیفون در زوایای شیب مختلف انجام دادند. نتایج آن‌ها حاکی از آن بود که با افزایش زاویه شیب از 15° تا 90° میزان مقاومت حرارتی $59/5$ درصد کاهش پیدا می‌کند. مهدوی و همکاران [۱۳] مطالعه‌ای تجربی بر روی کارایی حرارتی لوله‌های گرمایی مسی با فتیله از جنس تار و پودی چهار لایه مسی انجام دادند. آن‌ها اثر میزان پر شدگی سیال، زاویه شیب و توان حرارتی ورودی را بر روی مقاومت حرارتی مورد بررسی قرار دادند. نتایج آن‌ها نشان داد که در حالتیکه بخش چگالنده در بالای تبخیرکننده قرار داشت، زاویه شیب اثر بسیار ضعیف و غیر قابل ملاحظه‌ای بر روی مقاومت حرارتی داشت. اما در حالتی که بخش تبخیرکننده در بالای چگالنده قرار داشت، با افزایش زاویه شیب میزان اختلاف دمای چگالنده و تبخیرکننده افزایش یافته و موجب افزایش مقاومت حرارتی می‌گردید. عبدالشاهد و همکاران [۱۴] مطالعه‌ای تجربی بر روی کارایی حرارتی لوله‌های گرمایی مسی با سیال عامل آب انجام دادند که در آن سطح درونی بخش تبخیرکننده توسط سیم‌هایی از جنس نانوذرات اکسید مس پوشیده شده بود. در این تحقیق از دو نوع سیم در ابعاد متفاوت استفاده گردید. نوع اول دارای طولی برابر با 440 میلی‌متر و قطر خارجی $12/7$ میلی‌متر بود و نوع دوم نیز ضخامتی برابر با $0/8$ میلی‌متر داشت و دارای دندانه‌های داخلی بود. نتایج آن‌ها نشان داد که با افزایش زاویه شیب تا 90° میزان مقاومت حرارتی لوله‌های گرمایی پوشیده شده با سیم‌های نوع اول و دوم به ترتیب $81/2$ و 72 درصد در توان حرارتی 30 وات کاهش یافت.

همانطور که توضیح داده شد مطالعات بسیاری بر روی کارایی

نتایج آن‌ها نشان داد که زاویه شیب بیشتر بر روی کارکرد لوله‌های گرمایی بدون فتیله تأثیر داشت تا بر روی لوله گرمایی با ساختار فتیله‌ای. نتایج همچنین نشان داد که استفاده از لوله‌های گرمایی بدون فتیله در زوایای شیب بیش از 20° و لوله‌های گرمایی دارای ساختار فتیله‌ای در زوایای کمتر از 20° مناسب می‌باشند. همچنین میزان کارایی حرارتی هر دو نوع لوله گرمایی در زاویه شیب 40° حد اکثر مقدار خود را دارا بود. الامار و همکاران [۸] مطالعه عددی بر روی اثر زاویه شیب و درصد پر شدگی سیال بر روی کارایی حرارتی یک لوله گرمایی ترموسیفون انجام دادند. نتایج آن‌ها نشان داد که در زوایای شیب کم و همچنین درصد کم پر شدگی سیال عامل، میزان دمای تبخیرکننده با افزایش زاویه شیب افزایش پیدا کرده و به تبع آن مقاومت حرارتی نیز افزایش پیدا می‌کرد. در ضمن میزان پر شدگی 65 درصد و زاویه شیب 90° دارای کمترین میزان مقاومت حرارتی در ازای تمامی مقادیر توان حرارتی ورودی بودند. همچنین با افزایش میزان حرارت ورودی اثر زاویه شیب و درصد پر شدگی سیال عامل مشهودتر می‌گردید. مهرعلی و همکاران [۹] اثر استفاده از نانوسیال آب - نیتروژن - گرافن را بر روی کارایی حرارتی لوله گرمایی با ساختار فتیله دندانه‌ای ریز مورد مطالعه قرار دادند. آن‌ها در این تحقیق اثر تغییر درصد جرمی نانوذرات، زاویه شیب و میزان توان حرارتی ورودی را مورد بررسی قرار دادند. نتایج نشان داد که میزان اثر زاویه شیب بر روی کارایی حرارتی بسیار زیاد بوده و زاویه شیب 90° بهترین حالتی بود که در آن حد اکثر میزان کارایی حرارتی لوله گرمایی اتفاق افتاد. حد اکثر درصد کاهش در مقاومت حرارتی و همچنین حد اکثر میزان افزایش ضریب انتقال حرارت در تبخیرکننده که به ترتیب دارای مقادیر $58/6$ و 99 درصد بودند برای نانوسیال با درصد جرمی $0/06$ درصد و در زاویه 90° و توان حرارتی 120 وات رخ داد. علی و همکاران [۱۰] مطالعه تجربی بر روی میزان کارایی حرارتی لوله‌های گرمایی با ساختار فتیله دندانه‌ای ریز مخروطی شکل و با استفاده از آب و نانوسیال آب-اکسید آلومینیوم انجام دادند. آن‌ها تأثیر پارامترهایی چون زاویه شیب، درصد پر شدگی سیال و توان حرارتی ورودی را مورد بررسی قرار دادند. نتایج آن‌ها نشان داد که استفاده از نانوسیال باعث افزایش کارایی حرارتی لوله‌های گرمایی می‌گردید. همچنین تغییر زاویه شیب و درصد پر شدگی بر روی کارایی حرارتی لوله گرمایی تأثیرگذار بودند به شکلی که با

اثر میزان دبی حجمی آب خنک‌کننده در بخش چگالنده و اثر زاویه شیب قرارگیری لوله گرمایی بر کارایی حرارتی لوله‌های گرمایی دو سر خنک‌شونده با گرمایش از وسط مورد بررسی قرار گرفت. دو بلوک خنک‌کننده و یک سیم‌پیچ حرارتی به عنوان بخش‌های چگالنده و تبخیرکننده لوله گرمایی به ترتیب در دو انتها و در وسط آن نصب گردیدند. نتایج به دست آمده از آزمایش‌ها بر روی لوله‌های گرمایی دو سر خنک‌شونده با گرمایش از وسط با نتایج مربوط به لوله گرمایی معمولی با یک چگالنده و یک تبخیرکننده در حالت افقی^۲، لوله گرمایی معمولی با یک چگالنده و یک تبخیرکننده در زوایای شیب مثبت^۳ برای حالتی که قسمت چگالنده در ارتفاعی بالاتر از قسمت تبخیرکننده قرار داشت و لوله گرمایی معمولی با یک چگالنده و یک تبخیرکننده در زوایای شیب منفی^۴ برای حالتی که قسمت چگالنده در ارتفاعی پایین‌تر از قسمت تبخیرکننده قرار داشت مورد مقایسه قرار گرفتند.

۲-۱- لوله‌های گرمایی مورد آزمایش

انتخاب نوع و جنس فتيله یکی از مهم‌ترین مواردی است که بر روی کارایی حرارتی لوله‌های گرمایی بسیار تأثیرگذار است. در واقع ساختار و جنس فتيله از دو جهت بر روی کارایی حرارتی لوله‌های گرمایی تأثیرگذار است. ابتدا از جهت تأثیری که بر روی میزان هدایت حرارتی مؤثر محیط متخلخل گذاشته به گونه‌ای که استفاده از مواد با ضریب هدایت حرارتی بالاتر در ساخت فتيله موجب افزایش نرخ انتقال حرارت هدایتی و در نتیجه افزایش کارایی حرارتی لوله‌های گرمایی می‌گردد و دوم تأثیری که نوع ساختار فتيله و میزان تخلخل آن بر فشار موئینگی می‌گذارد که بایستی میزان تخلخل فتيله به گونه‌ای در نظر گرفته شود که علاوه بر تأمین فشار موئینگی مورد نیاز جهت غلبه بر مجموع افت فشارهای موجود در لوله گرمایی به واسطه حرکت سیال در فتيله و همچنین حرکت جریان بخار در لوله گرمایی، تأثیر منفی بر ضریب هدایت حرارتی مؤثر لوله گرمایی نیز نگذارد. لذا با توجه به آنچه که گفته شد در این تحقیق از فتيله نوع نمدی از جنس مس و با تخلخل ۶۵ درصد استفاده شد. لوله‌های گرمایی مورد استفاده در این آزمایش ساخته شده از جنس لوله‌های

حرارتی لوله‌های گرمایی در حالت شیب‌دار انجام گرفته است که تمرکز و توجه عمده مطالعات بر روی توسعه و بهینه نمودن ساختار فتيله، تغییر در نوع هندسه و شکل ساختاری لوله گرمایی و یا استفاده از سیال‌های پیشرفته نظیر نانوسیال جهت افزایش کارایی حرارتی لوله‌های گرمایی بوده است. اما استفاده از آن‌ها بسیار هزینه‌بر و در عین حال دشوار بوده و نیاز به مهارت‌های بالایی دارد و همچنین میزان افزایش کارایی حرارتی لوله‌های گرمایی با استفاده از این روش‌ها محدود بوده و صرفه اقتصادی ندارد. به همین دلیل با توجه به توضیحات ارائه شده و با عنایت به اینکه مطالعه‌ای بر روی لوله‌های گرمایی دو سر خنک‌شونده با گرمایش از وسط^۱ در حالت شیب‌دار صورت نگرفته است، در این تحقیق اثر میزان توان حرارتی اعمال شده به قسمت تبخیرکننده، اثر تغییر زاویه شیب قرارگیری لوله گرمایی و اثر میزان دبی حجمی آب خنک‌کننده بر روی کارایی حرارتی لوله‌های گرمایی دو سر خنک‌شونده با گرمایش از وسط مورد مطالعه قرار گرفته است. تذکر مهم و قابل توجه آن است که در واقع در این مطالعه هیچ گونه منبع سرمایشی اضافی در لوله‌های گرمایی مورد آزمایش نسبت به لوله گرمایی معمولی مورد استفاده قرار نگرفته است. بدیهی است که با استفاده از منابع سرمایشی اضافی و در نتیجه آن، افزایش میزان حرارت دفع شده در قسمت چگالنده یک لوله گرمایی، میزان کارایی حرارتی آن افزایش یابد. اما در این تحقیق میزان توان منبع سرمایشی ثابت است و تنها مقدار آن به دو بخش مساوی تقسیم شده و هر بخش در یک انتهای لوله گرمایی قرار گرفته است. لازم بذکر است که طول هر یک از چگالنده‌های لوله‌های گرمایی دو سر خنک‌شونده با گرمایش از وسط، برابر با نصف طول چگالنده لوله گرمایی معمولی در نظر گرفته شده است و میزان دبی حجمی آب گذر کننده از تمامی آن‌ها برابر بوده و دمای آب ورودی به آن‌ها نیز در تمامی آزمایش‌ها ثابت بوده است. لذا میزان توان سرمایشی هر یک از بلوک‌های خنک‌کننده سمت چپ و راست لوله‌های گرمایی مورد آزمایش برابر با نصف توان سرمایشی بلوک خنک‌کننده لوله گرمایی معمولی است که برای مقایسه مورد مطالعه قرار گرفته است.

۲- بخش تجربی

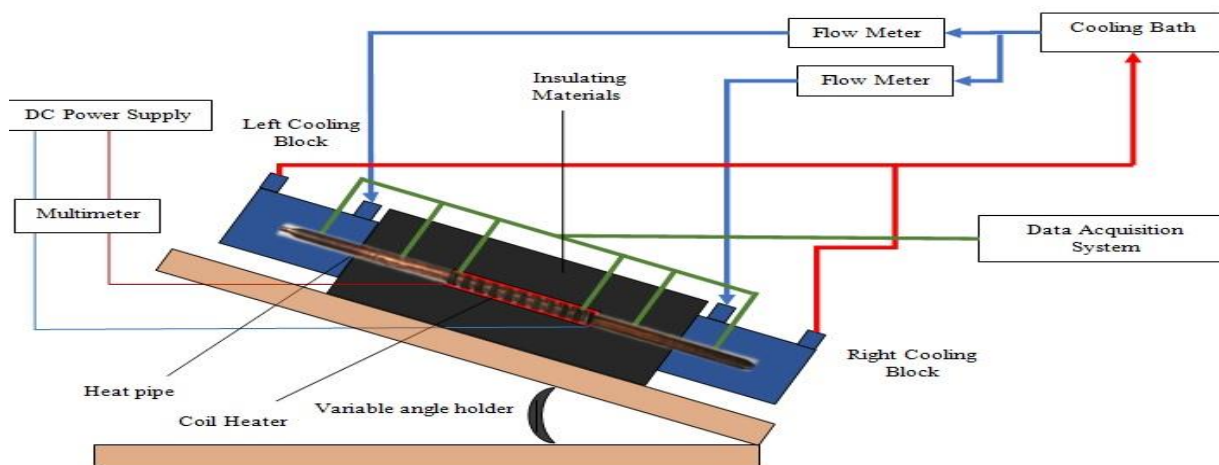
در این تحقیق اثر میزان توان حرارتی ورودی در بخش تبخیرکننده،

2 Single Heating - Single Cooling (SHSC)
3 Single Heating - Upper Cooling (SHUC)
4 Single Heating - Bottom Cooling (SHBC)

1 Double-Ended Cooling and Middle Heating (DCMH)

جدول ۱. مشخصات هندسی و جزئیات کامل لوله‌های گرمایی مورد آزمایش
Table 1. Geometric specification and full details of the tested heat pipes

متغیرها	مقدار / نوع ماده / ساختار
سیال عامل	آب خالص
ساختار فتیله	نمدی مسی
مقدار سیال پر شده در لوله گرمایی (گرم)	۷/۹۲
طول کل لوله گرمایی (میلیمتر)	۲۸۰
قطر خارجی لوله گرمایی (میلیمتر)	۱۰
قطر داخلی لوله گرمایی (میلیمتر)	۹/۵
طول قسمت تبخیرکننده (میلیمتر)	۷۰
طول قسمت عایق (میلیمتر)	۱۱۰
طول قسمت چگالنده (میلیمتر)	۱۰۰
ضخامت فتیله (میلیمتر)	۰/۵
تخلخل فتیله (درصد)	۶۵
زاویه شیب (درجه)	۰، ۱۰، ۲۰، ۳۰، ۴۰، ۵۰، ۶۰، ۷۰، ۸۰، ۹۰



شکل ۲. شماتیک تجهیزات آزمایشگاهی مورد استفاده جهت مطالعه کارایی حرارتی لوله‌های گرمایی
Fig. 2. Schematic of the experimental setup used to study the thermal performance of the heat pipes

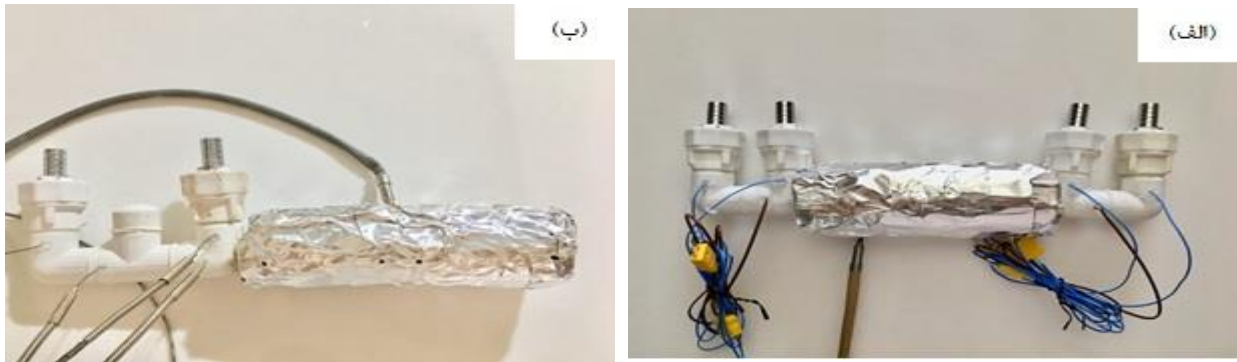
متشکل از سیستم گرمایش، بلوک‌های خنک‌کننده، قسمت مورد آزمایش، سیستم جمع‌آوری داده‌ها، سیستم اندازه‌گیری و یک وسیله نگهدارنده با قابلیت تغییر زاویه از حالت افقی تا حالت قائم بود. شکل ۲ شماتیک تجهیزات آزمایشگاهی مورد استفاده در این تحقیق جهت مطالعه کارایی حرارتی لوله‌های گرمایی دو سر خنک‌شونده با گرمایش از وسط را نشان می‌دهد. برای ساخت بلوک‌های خنک‌کننده جهت نصب در دو انتهای لوله گرمایی از لوله جنس پلی‌پروپیلن^۱ سفید با

مسی با طول ۲۸۰ میلیمتر، قطر خارجی ۱۰ میلیمتر و ضخامت ۰/۵ میلیمتر بودند. سیال عامل داخل لوله‌های گرمایی نیز از جنس آب خالص بود. ضخامت فتیله به کار رفته در لوله‌های گرمایی برابر با ۰/۵ میلیمتر بود. مشخصات کامل هندسی لوله‌های گرمایی مورد استفاده در این آزمایش در جدول ۱ نشان داده شده است.

۲-۲- تجهیزات آزمایشگاهی و روند انجام آزمایش

مجموعه آزمایش مورد استفاده در مطالعه انجام گرفته حاضر

1 Polypropylene



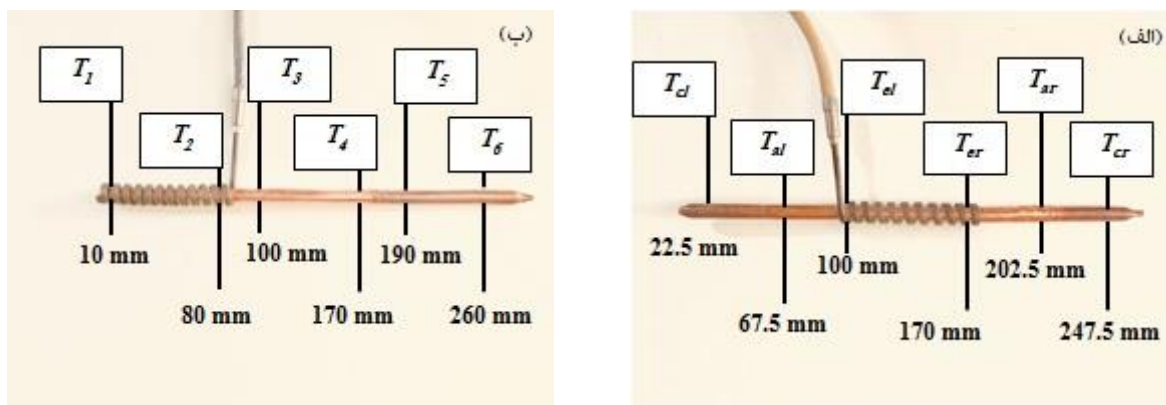
شکل ۳. نحوه نصب بلوک‌های خنک‌کننده و دماسنج‌ها بر روی قسمت چگالنده لوله‌های گرمایی مورد آزمایش. الف) لوله گرمایی دو سر خنک‌شونده با گرمایش از وسط و ب) لوله گرمایی معمولی

Fig. 3. Installation of the cooling blocks and thermometers on the condenser part of the tested heat pipes. a) double-ended cooling and middle heating heat pipe, and b) conventional heat pipe

آب خنک‌کننده بر روی میزان کارایی حرارتی لوله‌های گرمایی مورد آزمایش در این تحقیق در حالت افقی (زاویه شیب 0°) آزمایش‌ها برای ۳ دبی حجمی ۲۰۰، ۳۰۰ و ۴۰۰ میلی لیتر بر دقیقه انجام شد. پس از آن که لوله گرمایی به حالت کارکرد پایا می‌رسید و دماهای اندازه‌گیری شده سطح آن در صفحه نمایشگر رایانه متصل به دستگاه جمع‌آوری اطلاعات دما، حد اقل برای مدت ۱ دقیقه ثابت و بدون تغییر می‌ماند مقادیر داده‌های مورد نظر در رایانه ذخیره می‌گردید. در این تحقیق برای بررسی و مقایسه کارایی حرارتی لوله گرمایی دو سر خنک‌شونده با گرمایش از وسط، آزمایش‌ها برای لوله گرمایی معمولی با یک چگالنده نیز برای زوایای شیب مثبت و منفی انجام گرفت. شکل اجمالی لوله‌های گرمایی مورد آزمایش و همچنین فواصل نصب دماسنج‌ها بر روی سطح خارجی آن‌ها در شکل ۴ نشان داده شده است. در این تحقیق اثر تقسیم نمودن بخش چگالنده یک لوله گرمایی معمولی به دو بخش مساوی و قرار دادن آن‌ها در دو انتهای لوله گرمایی و جایگذاری تبخیرکننده در وسط آن، اثر میزان توان حرارتی اعمال شده به قسمت تبخیرکننده، اثر تغییر زاویه شیب قرارگیری لوله گرمایی و اثر میزان دبی حجمی آب خنک‌کننده مورد مطالعه قرار گرفته است. همچنین برای بیان قابل فهم و رسم بهتر نمودارها و نتایج آزمایش، در نمودارها و شکل‌های مقاله حاضر به جای استفاده از واژه‌های لوله گرمایی دو سر خنک‌شونده با گرمایش از وسط، لوله گرمایی معمولی با یک چگالنده و یک تبخیرکننده در زاویه افقی، لوله گرمایی معمولی با یک چگالنده در زوایای شیب مثبت (حالتی که بخش چگالنده در ارتفاعی بالاتر از بخش تبخیرکننده قرار گیرد)

قطر داخلی ۲۰ میلی‌متر و طول ۸ سانتیمتر استفاده شد. شکل ۳ نحوه نصب بلوک‌های خنک‌کننده و دماسنج‌ها بر روی قسمت چگالنده لوله‌های گرمایی مورد آزمایش را نشان می‌دهد. برای تأمین آب خنک‌کننده مورد نیاز در قسمت چگالنده لوله‌های گرمایی و همچنین جهت حصول اطمینان از یکسان بودن دمای آب خنک‌کننده ورودی در تمامی آزمایش‌ها از یک حمام حرارتی استفاده شد. در تمامی آزمایش‌ها میزان دبی حجمی و دمای ورودی آب خنک‌کننده به ترتیب برابر با ۳۰۰ میلی لیتر بر دقیقه و ۲۵ درجه سانتیگراد ثابت نگه داشته شد. سیستم اندازه‌گیری مورد استفاده در این تحقیق شامل یک دستگاه جمع‌آوری اطلاعات دما با ورودی چندگانه با قابلیت اتصال ۸ دماسنج، یک دستگاه اندازه‌گیری دما با قابلیت اتصال ۲ دماسنج، ۱۰ دماسنج نوع K و یک رایانه شخصی جهت ثبت اطلاعات بود. دمای سطح خارجی لوله‌های گرمایی توسط ۶ دماسنج نوع K خوانده می‌شد. تمامی داده‌های دمایی خوانده شده توسط سیستم اندازه‌گیری توسط یک کابل رابط متصل به دستگاه‌های جمع‌آوری اطلاعات به رایانه انتقال پیدا نموده و در آن ذخیره می‌گردیدند (شکل ۲). برای جلوگیری و کاهش اتلافات حرارتی ناشی از انتقال حرارت جابجایی طبیعی بواسطه اختلاف دمای سطح لوله گرمایی و دمای محیط، قسمت تبخیرکننده و قسمت عایق لوله گرمایی توسط عایق پشم شیشه به قطر ۵ سانتیمتر پوشیده گردید (شکل ۳).

آزمایش‌ها در ۴ توان حرارتی ۲۰، ۴۰، ۶۰ و ۸۰ وات و برای ۱۰ زاویه شیب مختلف 0° ، 10° ، 20° ، 30° ، 40° ، 50° ، 60° ، 70° ، 80° و 90° انجام گرفت. همچنین برای مطالعه اثر میزان دبی حجمی



شکل ۴. فواصل نصب دماسنج‌ها بر روی سطح خارجی لوله‌های گرمایی مورد آزمایش. الف) لوله گرمایی دو سر خنک‌شونده با گرمایش از وسط و ب) لوله گرمایی معمولی

Fig. 4. Installation intervals of thermometers on the external surface of the tested heat pipes. a) double-ended cooling and middle heating heat pipe, and b) conventional heat pipe

جدول ۲. نمادهای مورد استفاده در تحقیق

Table 2. Symbols used in research

نوع لوله گرمایی	لوله گرمایی معمولی در زوایای افقی، مثبت و منفی	لوله گرمایی دو سر خنک‌شونده با گرمایش از وسط
دمای سطح تبخیرکننده	T_l و T_r	T_{eb} T_{er}
دمای سطح عایق	T_r و T_f	T_{ob} T_{ar}
دمای سطح چگالنده	T_d و T_e	T_{cb} T_{cr}

چگالنده و میزان توان حرارتی ورودی به بخش تبخیرکننده می‌باشند و از روابط (۲) و (۳) محاسبه می‌گردند:

$$\Delta T = T_e - T_c \quad (2)$$

$$Q_e = V \times I \quad (3)$$

که در آن V ولتاژ و I شدت جریان الکتریکی تولیدی توسط منبع تغذیه بوده و T_e و T_c به ترتیب دمای میانگین سطح تبخیرکننده و چگالنده می‌باشند که از روابط (۴) و (۵) محاسبه می‌گردند:

$$T_e = \frac{T_{e_l} + T_{e_r}}{2} \quad (4)$$

$$T_c = \frac{T_{c_l} + T_{c_r}}{2} \quad (5)$$

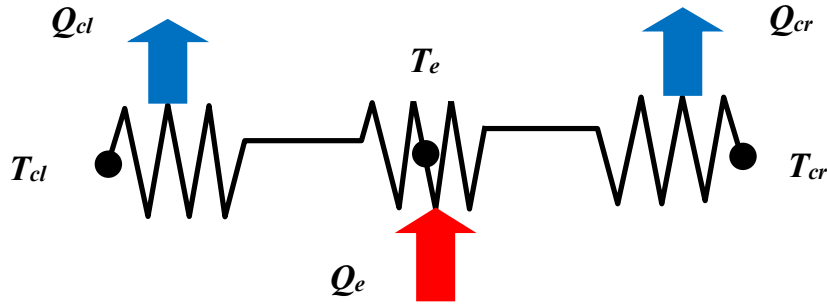
و واژه لوله گرمایی با یک چگالنده در زوایای شیب منفی (حالتی که بخش چگالنده در ارتفاعی پایین‌تر از بخش تبخیرکننده قرار گیرد) از نمادهای اختصاری جایگزین آن‌ها استفاده می‌شود. جدول ۲ نمادهای مورد استفاده در این تحقیق را بیان می‌نماید.

۳-۲- نحوه انجام محاسبات

پارامتر مؤثر و تعیین‌کننده‌ای که در مقایسه عملکرد لوله‌های گرمایی در حالت‌های مختلف مورد استفاده قرار می‌گیرد مقاومت حرارتی نام دارد که با R نمایش داده می‌شود. مقاومت حرارتی را می‌توان از رابطه (۱) محاسبه نمود [۵]:

$$R_{tot} = \frac{\Delta T}{Q_e} \quad (1)$$

که در آن ΔT و Q_e به ترتیب اختلاف دمای بین تبخیرکننده و



شکل ۵. شبکه توزیع مقاومت حرارتی لوله گرمایی دو سر خنک‌شونده با گرمایش از وسط

Fig. 5. Thermal resistance distribution network of the double-ended cooling and middle heating heat pipe

خارجی آن می‌باشد که از رابطه (۸) محاسبه می‌گردد:

$$A_{c/s} = \frac{\pi}{4} d_o^2 \quad (8)$$

که در آن قطر خارجی لوله گرمایی می‌باشد.

۴-۲- تحلیل خطا

در مطالعه حاضر پارامترهای مختلفی توسط ابزارهای آزمایشگاهی با دقت‌های متفاوت اندازه‌گیری شدند. خطای اندازه‌گیری این پارامترها بر دقت نتایج حاصله تأثیرگذار است. خطای یک آزمایش به صورت قدر مطلق حداکثر انحراف ممکن از مقدار آزمایشگاهی گزارش شده تعریف می‌گردد. بر اساس تئوری پخش خطاها، از رابطه (۹) برای تحلیل تأثیر خطای هر کدام از متغیرها استفاده می‌گردد:

$$\Delta R = \left[\sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial R}{\partial V_i} \Delta V_i \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (9)$$

که در آن مقدار خطای کل، ΔV_i خطای هر کدام از متغیرهای مستقل V_i و n تعداد این متغیرها می‌باشند. بنابراین با توجه به رابطه (۹) و با استفاده از تعریف میزان توان حرارتی از رابطه (۳) میزان خطا در محاسبه میزان توان حرارتی ورودی در بخش تبخیرکننده از رابطه (۱۰) محاسبه می‌گردد [۱۵]:

که در آن T_{el} و T_{er} دمای تبخیرکننده در قسمت انتهایی سمت راست و سمت چپ و T_{cl} و T_{cr} نیز دمای چگالنده سمت راست و سمت چپ می‌باشند. شکل ۵ شبکه توزیع مقاومت حرارتی لوله گرمایی دو سر خنک‌شونده با گرمایش از وسط را نشان می‌دهد. بنابراین آنچه که گفته شد، مقاومت حرارتی کلی لوله گرمایی دو سر خنک‌شونده با گرمایش از وسط از رابطه (۶) محاسبه می‌گردد:

$$R_{tot} = R_{c_l} + R_e + R_{c_r} = \frac{(T_{e_l} + T_{e_r}) - (T_{c_l} + T_{c_r})}{2Q_e} \quad (6)$$

البته لازم به ذکر است که در محاسبات مربوط به مقاومت حرارتی لوله‌های گرمایی بایستی از دماهای سطوح داخلی استفاده شود. اما با توجه به ضخامت بسیار کم جداره لوله گرمایی و همچنین ضخامت فویل، مقاومت حرارتی دیواره لوله گرمایی بسیار ناچیز می‌باشد. بنابراین با تقریب بسیار خوبی می‌توان از دماهای سطح خارجی تبخیرکننده و چگالنده در محاسبات استفاده نمود.

ضریب هدایت حرارتی مؤثر لوله گرمایی را می‌توان از رابطه (۷) به شکل زیر محاسبه نمود [۶]:

$$K_{eff} = \frac{L}{A_{c/s} R_{tot}} \quad (7)$$

که در آن L طول لوله گرمایی و $A_{c/s}$ مساحت جانبی سطح

میزان خطا و عدم قطعیت دستگاه جمع‌آوری اطلاعات دما در نمایش و ضبط اطلاعات برابر است با $\pm 0.05/1$ درجه سانتیگراد. میزان خطاهای اندازه‌گیری شده هر یک از پارامترها برای بدترین حالت آزمایش که دارای حد اکثر خطا بود در جدول ۳ نشان داده شده است. بنابر آنچه که توضیح داده شد میزان حد اکثر خطای محاسبه شده در این تحقیق برای اختلاف دما، توان حرارتی ورودی به بخش تبخیرکننده و مقاومت حرارتی به ترتیب برابر با $1.1/0.52$ ، $1.1/0.41$ و $1.1/0.77$ به دست آورده شد.

۳- نتایج و بحث

۳-۱- اثر توان حرارتی ورودی

شکل ۶ نشان دهنده توزیع دمای سطح لوله‌های گرمایی مورد آزمایش در حالت افقی می‌باشد که برای گستره توان‌های حرارتی ۲۰ تا ۸۰ وات رسم شده‌اند. همان‌طور که ملاحظه می‌گردد با افزایش توان حرارتی ورودی میزان دمای سطح لوله‌های گرمایی برای هر دو نوع لوله گرمایی دو سر خنک‌شونده و لوله گرمایی معمولی افزایش پیدا می‌کند. اما در تمامی حالت‌ها و برای تمامی توان‌های حرارتی مقدار دمای سطح تبخیرکننده لوله گرمایی دو سر خنک‌شونده نسبت به لوله گرمایی معمولی پایین‌تر می‌باشد. در واقع با قرار دادن دو بخش نصف شده از چگالنده یک لوله گرمایی معمولی در دو انتها و جایگزینی بخش تبخیرکننده در وسط آن، طول مسیر رفت و برگشت سیال از تبخیرکننده به چگالنده نصف می‌گردد. به همین علت اختلاف دمای بین تبخیرکننده و چگالنده در شرایط یکسان برای لوله گرمایی دو سر خنک‌شونده نسبت به لوله گرمایی معمولی کمتر می‌شود. در واقع کاهش فاصله بین چگالنده و تبخیرکننده باعث کاهش مقاومت در برابر حرکت سیال عامل از چگالنده به تبخیرکننده می‌شود [۵]. در نتیجه سرعت حرکت سیال به سمت تبخیرکننده افزایش یافته که خود عاملی برای افزایش ضخامت فیلم سیال و افزایش نرخ تبخیر در تبخیرکننده و کاهش دمای سطح آن می‌گردد. از طرفی با توجه به آن که در حالت افقی تنها عامل حرکت سیال از چگالنده به سمت تبخیرکننده نیروی موئینگی می‌باشد لذا کاهش فاصله حرکت سیال موجب می‌شود که فتیله راحت‌تر بتواند سیال چگالیده شده را به تبخیرکننده برساند. علاوه بر این با کاهش فاصله بین چگالنده و تبخیرکننده و کوتاه شدن مسیر حرکت بخار از

$$Q_e = V \times I \Rightarrow \Delta Q_e = \left[\sum_{i=1}^2 \left(\frac{\partial Q_e}{\partial V_i} \Delta V_i \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \Rightarrow$$

$$\Delta Q_e = \left[\left(\frac{\partial Q_e}{\partial V} \times \Delta V \right)^2 + \left(\frac{\partial Q_e}{\partial I} \times \Delta I \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\Rightarrow \Delta Q_e = \left[(I \times \Delta V)^2 + (V \times \Delta I)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \Rightarrow$$

$$\frac{\Delta Q_e}{Q_e} = \left[\left(\frac{I \times \Delta V}{Q_e} \right)^2 + \left(\frac{V \times \Delta I}{Q_e} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\frac{Q_e}{Q_e} = V \times I \frac{\Delta Q_e}{Q_e} = \left[\left(\frac{I \times \Delta V}{V \times I} \right)^2 + \left(\frac{V \times \Delta I}{V \times I} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \Rightarrow \quad (10)$$

با توجه به آن که از مولتی‌متر دیجیتال برای اندازه‌گیری ولتاژ و جریان الکتریکی استفاده شده بود لذا از داده‌های موجود در دفترچه راهنمای آن برای محاسبه میزان خطای توان حرارتی استفاده گردید. همچنین با توجه به رابطه (۹) و استفاده از تعریف مقاومت حرارتی از رابطه (۱) میزان خطای مربوط به محاسبه مقاومت حرارتی نیز از رابطه (۱۱) به شکل زیر محاسبه می‌گردد [۱۶]:

$$R = \frac{\Delta T}{Q_e} \Rightarrow \Delta R = \left[\sum_{i=1}^2 \left(\frac{\partial R}{\partial V_i} \Delta V_i \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \Rightarrow$$

$$\Delta R = \left[\left(\frac{\partial R}{\partial (\Delta T)} \times \Delta (\Delta T) \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial (Q_e)} \times \Delta Q_e \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\Rightarrow \Delta R = \left[\left(\frac{1}{Q_e} \times \Delta (\Delta T) \right)^2 + \left(-\frac{\Delta T}{Q_e^2} \times \Delta Q_e \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \Rightarrow$$

$$\frac{\Delta R}{R} = \left[\left(\frac{\Delta (\Delta T)}{Q_e \times R} \right)^2 + \left(-\frac{\Delta T}{Q_e^2} \times \frac{\Delta Q_e}{R} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

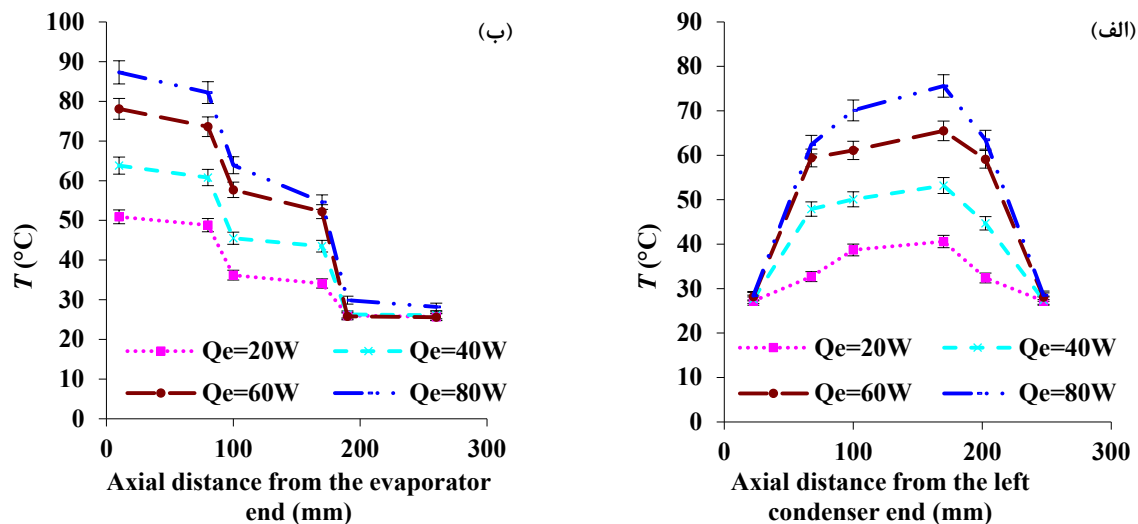
$$\frac{R}{Q_e} \frac{\Delta R}{R} = \left[\left(\frac{\Delta (\Delta T)}{Q_e \times \frac{\Delta T}{Q_e}} \right)^2 + \left(-\frac{\Delta T \times \Delta Q_e}{Q_e^2 \times \frac{\Delta T}{Q_e}} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \Rightarrow \quad (11)$$

$$\frac{\Delta R}{R} = \left[\left(\frac{\Delta (\Delta T)}{\Delta T} \right)^2 + \left(\frac{\Delta Q_e}{Q_e} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

جدول ۳. خطای اندازه‌گیری پارامترهای آزمایش

Table 3. Error measuring of the test parameters

نوع پارامتر	دمای تبخیرکننده	دمای چگالنده	اختلاف دمای بین تبخیرکننده و چگالنده	ولتاژ الکتریکی	جریان الکتریکی
میزان خطای اندازه‌گیری شده	۰/۲۸۰۶ C	۰/۳۱۴۸ C	۰/۱۰۵۲ C	۰/۰۴۱ V	۰/۰۱۵۴ A



شکل ۶. توزیع محوری دمای سطح لوله‌های گرمایی در حالت افقی برای گستره توان‌های حرارتی ۲۰ تا ۸۰ وات. الف) لوله گرمایی دو سر خنک‌شونده با گرمایش از وسط ب) لوله گرمایی معمولی

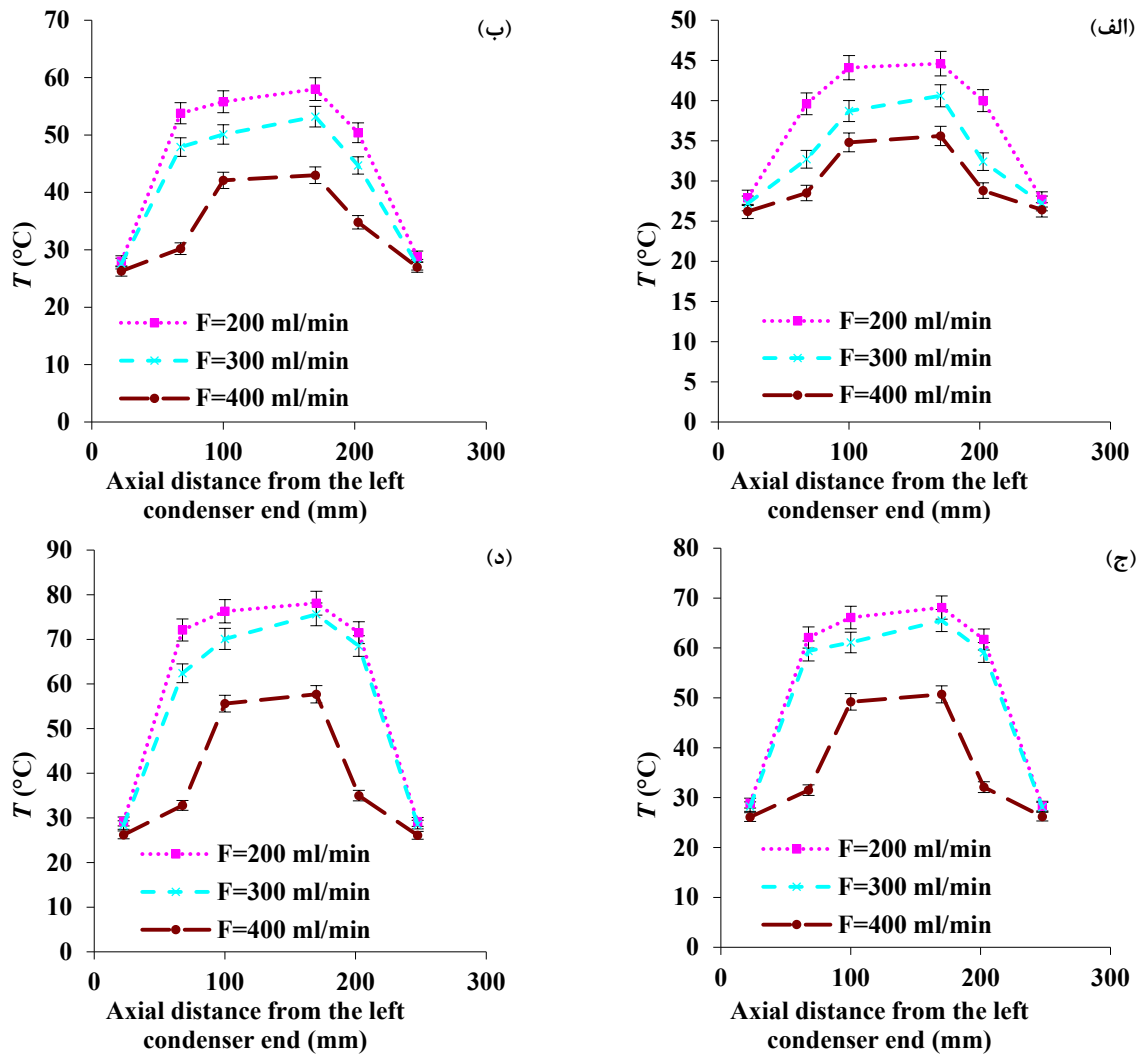
Fig. 6. Surface temperature axial distribution of the heat pipes at horizontal position for 20 W to 80 W heat inputs range. a) double-ended cooling and middle heating heat pipe, and b) conventional heat pipe

روی کارایی حرارتی لوله‌های گرمایی می‌باشد [۱۷]. در این تحقیق اثر تغییر دبی حجمی آب خنک‌کننده بر روی لوله گرمایی دو سر خنک‌شونده در حالت افقی مورد بررسی قرار گرفت و نتایج با لوله گرمایی معمولی مقایسه گردید. شکل ۷ توزیع دمای محوری لوله گرمایی دو سر خنک‌شونده با گرمایش از وسط را در حالت افقی و برای سه مقدار دبی حجمی ۲۰۰، ۳۰۰ و ۴۰۰ میلی لیتر بر دقیقه در توان‌های حرارتی ۲۰، ۴۰، ۶۰ و ۸۰ وات نشان می‌دهد. همانطور که ملاحظه می‌شود برای حالتی که توان حرارتی زیر ۴۰ وات می‌باشد با افزایش دبی حجمی آب خنک‌کننده میزان دمای سطح لوله گرمایی کاهش قابل توجهی می‌نماید. میزان کاهش در دمای سطح لوله گرمایی را می‌توان این گونه توجیه نمود که در توان‌های حرارتی کمتر از ۴۰ وات، مقدار گرمای جذب شده در قسمت تبخیرکننده

تبخیرکننده به چگالنده، میزان اتلاف حرارتی ناشی از انتقال حرارت جابجایی با محیط در قسمت عایق لوله گرمایی کاهش یافته و بخار داخل لوله گرمایی افت دمایی کمتری خواهد داشت. در نتیجه افت فشار بخار در طول مسیر نیز کاهش یافته و بخار در فشار بالاتری به قسمت چگالنده خواهد رسید. بالا بودن فشار بخار رسیده به قسمت چگالنده موجب افزایش میزان تقطیر سیال چگالیده شده و در نتیجه تأمین آب مورد نیاز جهت حرکت به سمت تبخیرکننده می‌گردد. لذا با افزایش میزان آب رسیده به قسمت تبخیرکننده دمای سطح آن کاهش خواهد یافت.

۳-۲- اثر دبی حجمی آب خنک‌کننده

میزان نرخ دبی حجمی آب خنک‌کننده یک پارامتر تأثیرگذار بر

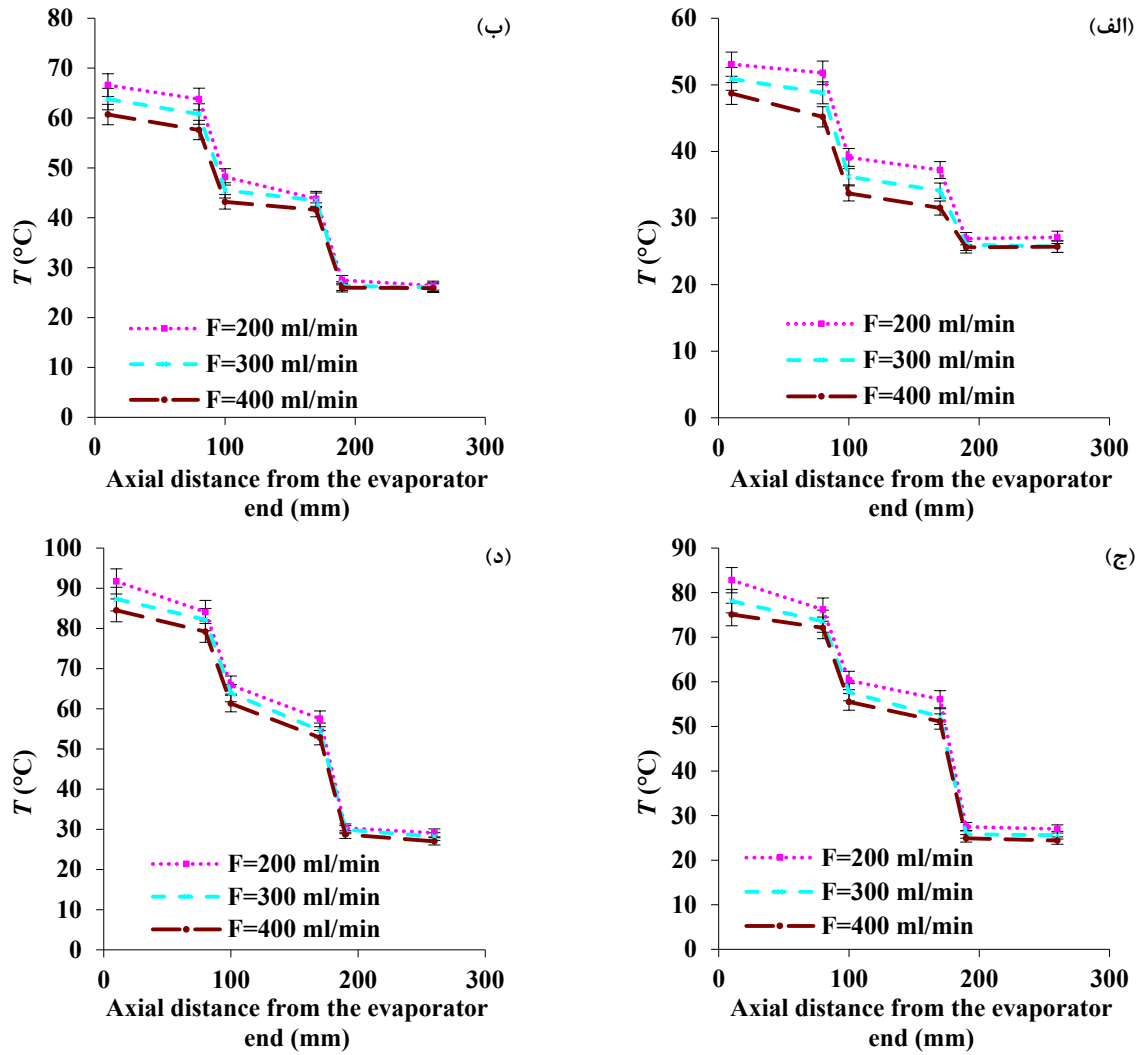


شکل ۷. توزیع دمایی سطح لوله گرمایی دو سر خنک‌شونده با گرمایش از وسط در حالت افقی برای دبی‌های حجمی مختلف آب خنک‌کننده. الف) توان حرارتی ۲۰ وات، ب) توان حرارتی ۴۰ وات، ج) توان حرارتی ۶۰ وات و د) توان حرارتی ۸۰ وات

Fig. 7. Surface temperature axial distribution of the double-ended cooling and middle heating heat pipe at horizontal position for different volume flow rates of cooling water. a) $Q_c=20$ W, b) $Q_c=40$ W, c) $Q_c=60$ W, and d) $Q_c=80$ W

شکل قابل توجهی کاهش یافته است. دلیل این اتفاق را می‌توان این گونه توضیح داد که در توان‌های حرارتی بیش از ۴۰ وات میزان گرمای جذب شده در تبخیرکننده افزایش می‌یابد در حالی که میزان دبی حجمی آب خنک‌کننده برای دبی‌های زیر ۳۰۰ میلی لیتر بر دقیقه برای تولید و تأمین آب مورد نیاز در قسمت تبخیرکننده کافی نمی‌باشد اما با افزایش بیش‌تر دبی حجمی تا ۴۰۰ میلی لیتر بر دقیقه، میزان سرمایش در قسمت چگالنده به حدی خواهد رسید که بتواند مقدار سیال لازم جهت حرکت به سمت تبخیرکننده را تأمین نماید. بدیهی است با افزایش بیش‌تر توان حرارتی ورودی بیش از ۸۰ وات نیز ممکن است مجدداً همین مقدار دبی ۴۰۰ میلی لیتر بر دقیقه

بیش‌تر از مقدار گرمای دفع شده در قسمت چگالنده می‌باشد. بنابراین این با افزایش میزان دبی حجمی آب خنک‌کننده، میزان حرارت دفع شده در چگالنده افزایش یافته و موجب تعدیل میزان آب چگالیده شده مورد نیاز جهت حرکت به سمت تبخیرکننده شده که با توجه به افزایش سیال رسیده به تبخیرکننده، دمایی سطح آن کاهش می‌یابد. اما در حالتی که توان ورودی بیش از ۴۰ وات می‌باشد دیده می‌شود که ابتدا با افزایش دبی حجمی آب از ۲۰۰ به ۳۰۰ میلی لیتر بر دقیقه، کاهش چندان محسوسی در دمایی سطح لوله گرمایی رخ نمی‌دهد. اما در مرحله بعد و با افزایش بیش‌تر دبی حجمی آب از ۳۰۰ به ۴۰۰ میلی لیتر بر دقیقه، مقدار دمایی سطح لوله گرمایی به



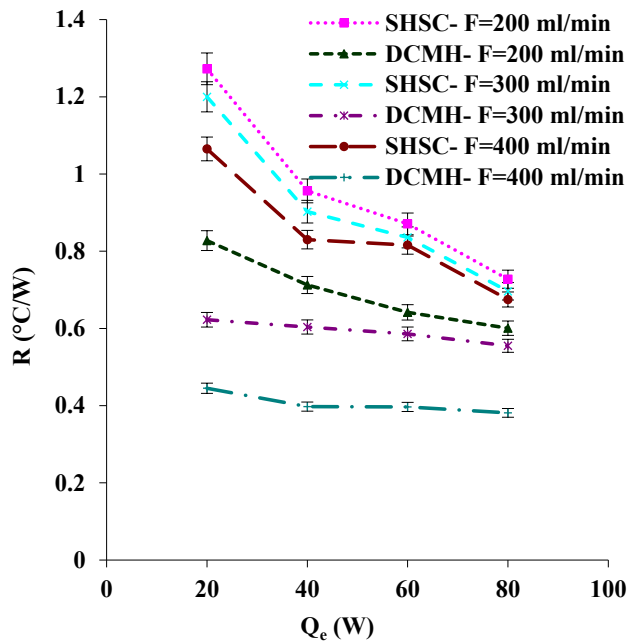
شکل ۸. توزیع محوری دمای سطح لوله گرمایی معمولی در حالت افقی و برای دبی‌های حجمی مختلف آب خنک‌کننده. (الف) توان حرارتی ۲۰ وات، (ب) توان حرارتی ۴۰ وات، (ج) توان حرارتی ۶۰ وات و (د) توان حرارتی ۸۰ وات

Fig. 8. Surface temperature axial distribution of the conventional heat pipe at horizontal position for different volume flow rates of cooling water. a) $Q_e=20$ W, b) $Q_e=40$ W, c) $Q_e=60$ W, and d) $Q_e=80$ W

گرمایی دو سر خنک‌شونده می‌باشد و از طرفی نیز چون در حالت افقی تنها عامل حرکت سیال از چگالنده به تبخیرکننده فقط نیروی فشار موئینگی تولید شده توسط فیتیله می‌باشد، مشخصاً سیال چگالیده شده بایستی طول مسیر بیش‌تری را نسبت به لوله گرمایی دو سر خنک‌شونده طی کند. همچنین سیال عامل در لوله گرمایی معمولی در طی مسیر دچار افت فشار بیش‌تری می‌گردد لذا به همین دلیل میزان کاهش دمای سطح لوله گرمایی معمولی با افزایش میزان دبی حجمی آب خنک‌کننده نسبت به لوله گرمایی دو سر خنک‌شونده کمتر می‌باشد که این خود مجدداً مزیت و برتری دیگری از لوله گرمایی دو سر خنک‌شونده را نسبت به لوله گرمایی معمولی نشان می‌دهد.

نیز کفایت ننموده و نیاز به دبی‌های حجمی بالاتری برای کاهش دمای سطح لوله گرمایی باشد.

شکل ۸ توزیع محوری دمای سطح لوله گرمایی معمولی با یک چگالنده و یک تبخیرکننده در حالت افقی را برای دبی‌های حجمی ۲۰۰، ۳۰۰ و ۴۰۰ میلی لیتر بر دقیقه در توان‌های حرارتی ۲۰، ۴۰، ۶۰ و ۸۰ وات نمایش می‌دهد. با توجه به این شکل مشاهده می‌شود در تمامی توان‌های حرارتی و با افزایش میزان دبی آب خنک‌کننده، کاهش دمای بسیار کمتری نسبت به لوله گرمایی دو سر خنک‌شونده اتفاق می‌افتد. در واقع در لوله گرمایی معمولی از آنجایی که طول مسیر برگشت سیال از چگالنده به تبخیرکننده دو برابر طول مسیر در لوله



شکل ۹. مقاومت حرارتی لوله‌های گرمایی در حالت افقی و برای دبی‌های حجمی مختلف آب خنک‌کننده

Fig. 9. Thermal resistance of the heat pipes at horizontal position for different volume flow rates of cooling water

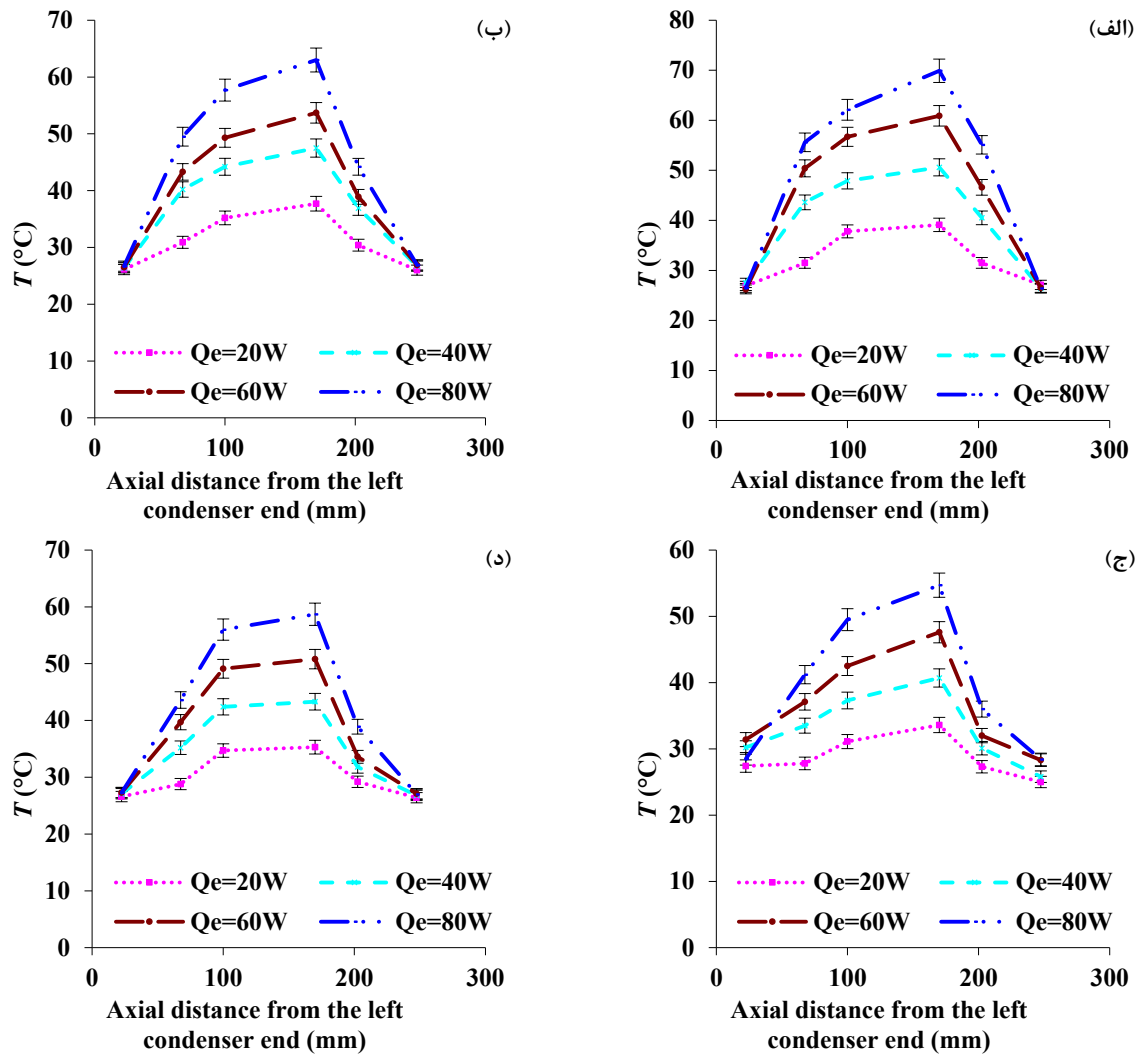
حالت افقی و برای توان‌های حرارتی ۲۰، ۴۰، ۶۰ و ۸۰ وات برای دبی‌های حجمی ۲۰۰، ۳۰۰ و ۴۰۰ میلی لیتر بر دقیقه نمایش می‌دهد. این نتایج مشخص می‌کنند که مقاومت حرارتی لوله‌های گرمایی با افزایش میزان دبی حجمی آب خنک‌کننده کاهش پیدا می‌کند. اما در تمامی حالت‌ها مقدار مقاومت حرارتی لوله گرمایی دو سر خنک‌شونده نسبت به لوله گرمایی معمولی کمتر می‌باشد و با افزایش میزان نرخ دبی حجمی آب مقدار مقاومت حرارتی لوله گرمایی دو سر خنک‌شونده کاهش محسوس‌تری نسبت به لوله گرمایی معمولی دارند. همانطور که مشاهده می‌شود برای تمامی مقادیر دبی آب خنک‌کننده و در تمامی توان‌های حرارتی ورودی، لوله گرمایی دو سر خنک‌شونده تقریباً دارای یک مقاومت حرارتی ثابت می‌باشد که نشان دهنده کارکرد پایا و پایدار آن می‌باشد.

۳-۳- اثر زاویه شیب

شکل ۱۰ نمودار توزیع دمایی محوری سطح لوله گرمایی دو سر خنک‌شونده با گرمایش از وسط را در زوایای شیب ۱۰° تا ۹۰° و برای توان‌های حرارتی ۲۰، ۴۰، ۶۰ و ۸۰ وات نشان می‌دهد. ملاحظه می‌گردد در تمامی زوایای شیب مقدار دمایی سطح لوله گرمایی با افزایش میزان توان حرارتی ورودی به تبخیرکننده افزایش می‌یابد.

اگرچه در این مطالعه برای عایق‌بندی سطح تبخیرکننده و قسمت عایق لوله‌های گرمایی از عایق پشم شیشه استفاده شده است، اما اتلافات حرارتی به محیط می‌تواند تا حدی روی توزیع دما تأثیر داشته باشد. اگر از عایق‌های حرارتی بهتری نظیر پشم سنگ و یا عایق‌های بلوک سرامیکی استفاده شود، مقدار تلفات حرارتی کمتر می‌شود. با توجه به شکل ۸، در توزیع دمایی محوری لوله گرمایی، گاه‌آه اختلاف دمایی زیاد بین دو نقطه متوالی دیده می‌شود که به نظر می‌رسد باید از دماسنج‌های بیشتری در مکانهایی که گرادیان دما زیاد است استفاده نمود اما با توجه به محدودیت تعداد دماسنج‌ها این امر میسر نشده است. لذا اگر از تعداد دماسنج‌های بیشتری به خصوص در قسمت عایق لوله‌های گرمایی استفاده می‌شد و تمرکز دماسنج‌ها بیشتر نزدیک به نقاط ناپیوستگی و مکانهایی بود که گرادیان دمایی بیشتر است، توزیع دمایی دقیق‌تری حاصل می‌شد. با این وجود، چون شرایط انجام آزمایش و همچنین نوع عایق‌بندی برای این بخش از مطالعه ثابت بوده و هیچگونه تغییر در نوع پیکربندی و عایق‌بندی لوله‌های گرمایی رخ نداده و تمامی حالتها دارای شرایط یکسان بوده‌اند، لذا خدشه‌ای در تحلیل نتایج به دست آمده و داده‌های این قسمت از آزمایش رخ نمی‌دهد.

شکل ۹ مقاومت حرارتی لوله‌های گرمایی مورد آزمایش را در



شکل ۱۰. توزیع محوری دمای سطح لوله گرمایی دو سر خنک‌شونده با گرمایش از وسط در زوایای شیب مختلف برای گستره توان‌های حرارتی ۲۰ تا ۸۰ وات. (الف) $\theta=20^\circ$ ، (ب) $\theta=40^\circ$ ، (ج) $\theta=60^\circ$ و (د) $\theta=80^\circ$

Fig. 10. Surface temperature axial distribution of the double-ended cooling and middle heating heat pipe at different tilt angles for 20 W to 80 W heat inputs range. a) $\theta=20^\circ$, b) $\theta=40^\circ$, c) $\theta=60^\circ$, and d) $\theta=80^\circ$

انجام می‌گیرد، اما با افزایش زاویه شیب علاوه بر نیروی موئینگی، نیروی ثقل نیز در بازگشت سیال به تبخیرکننده کمک نموده و موجب می‌شود که سیال با سرعت بیشتری به تبخیر کننده رسیده و باعث افزایش ضخامت فیلم سیال در آن گردد. در نتیجه با افزایش نرخ تبخیر، حرارت بیشتری توسط سیال در قسمت تبخیرکننده جذب شده و دمای سطح آن کاهش می‌یابد. با کاهش دمای سطح تبخیرکننده، بالتبع دمای قسمت عایق نیز کاهش پیدا می‌کند.

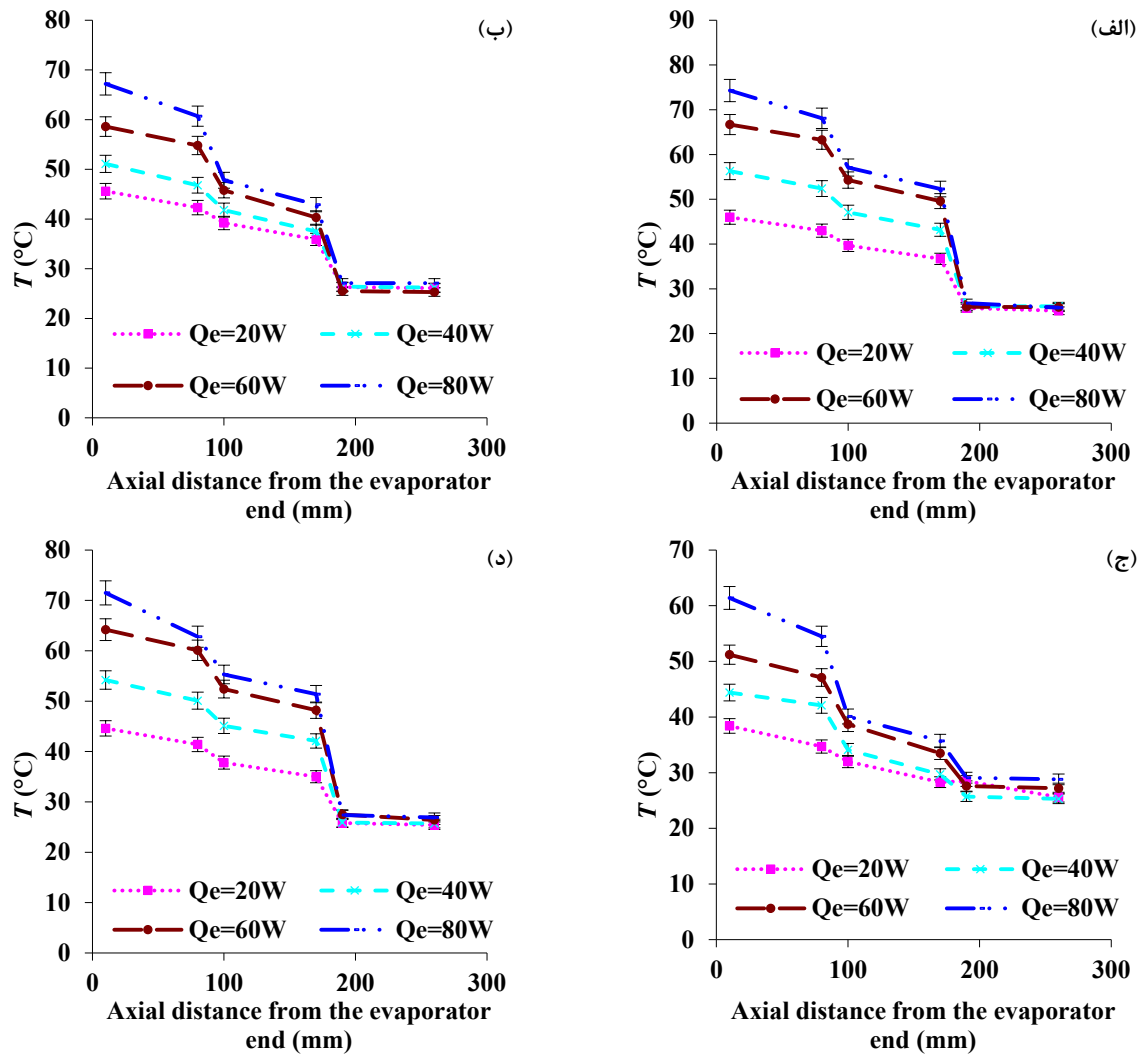
با توجه به شکل ۱۰ مشخص می‌گردد که مقدار دمای سطح لوله گرمایی دو سر خنک‌شونده با افزایش زاویه شیب تا مقدار 60° کاهش پیدا می‌کند اما پس از آن، مجدداً با افزایش زاویه شیب بیش

همچنین مشخص می‌شود که برای تمامی زوایای شیب، حتی در حالت 90° نیز لوله‌های گرمایی دو سر خنک‌شونده دارای کارکرد مناسب و پایا می‌باشند و پیوستگی کاری آن‌ها به هیچ وجه، حتی با افزایش توان حرارتی ورودی مختل نگردیده و در هیچ حالتی پدیده خشک‌شدگی فتیله رخ نمی‌دهد. همچنین مشاهده می‌شود که با افزایش زاویه شیب، دمای سطح لوله گرمایی کاهش پیدا می‌کند. این کاهش دما را می‌توان متأثر از اثر نیروی ثقل در بازگشت سیال از چگالنده سمت چپ که در بالای سر تبخیرکننده قرار می‌گیرد دانست. زیرا در لوله‌های گرمایی افقی، تنها عامل بازگشت سیال از چگالنده به تبخیرکننده نیروی فشار موئینگی است که توسط فتیله

آن قسمت چگالنده در بالای سر قسمت تبخیرکننده قرار می‌گیرد. برای زوایای شیب 0° تا 90° نشان می‌دهد. ملاحظه می‌شود با افزایش شیب، دمای سطح لوله گرمایی کاهش پیدا می‌کند. دلیل این امر در واقع همان اثر مثبت نیروی گرانش در بازگشت سیال به تبخیرکننده می‌باشد که موجب افزایش سرعت سیال در حرکت از چگالنده به سمت تبخیرکننده می‌شود. این کاهش دما تا زاویه شیب 50° ادامه دارد. اما با افزایش بیشتر زاویه شیب، ملاحظه می‌گردد که دمای سطح لوله گرمایی مجدداً افزایش پیدا می‌کند. علت افزایش مجدد دما در زوایای بیش از 50° ، مشابه حالتی است که در لوله‌های گرمایی دو سر خنک‌شونده اتفاق افتاده و در بخش قبل توضیح داده شده است. در واقع با افزایش زاویه بیش از 50° ، مقدار توان حرارتی ورودی به بخش تبخیرکننده به اندازه کافی برای تولید میزان بخار لازم جهت حرکت به سمت چگالنده مناسب نیست و در واقع توان حرارتی، توانایی ایجاد اختلاف چگالی مورد نیاز جهت حرکت رو به بالای بخار را نداشته و در پی آن میزان بخار ورودی به بخش چگالنده کاهش یافته و در نتیجه سیال کمتری چگالیده می‌شود. لذا به تبع آن میزان سیال رسیده به تبخیرکننده کاهش پیدا کرده و موجب بالا رفتن دمای سطح آن می‌شود. البته عوامل دیگری را نیز می‌توان در افزایش دمای سطح تبخیرکننده در هر دو لوله گرمایی دو سر خنک‌شونده و لوله گرمایی معمولی در زوایای شیب مثبت دخیل دانست و آن این است که برای زوایای شیب زیاد، این امکان وجود دارد که بخار حرکت کرده از سمت تبخیرکننده به سمت چگالنده بر روی سطح دیواره درپوش انتهایی لوله گرمایی چگالیده شده و قطرات آب چگالیده شده بدون آن که جذب فتیله شوند در کانال مرکزی لوله گرمایی که بخار در آن جریان دارد به سمت پایین سقوط نمایند و یا اینکه سیال چگالیده شده بر روی جداره خارجی فتیله به سمت پایین حرکت نماید که این عوامل خود باعث کاهش سطح مقطع عبوری بخار شده است. از طرفی نیز ممکن است بخشی از بخار در تماس با سطح خارجی قطرات آب که دمایی کمتر از بخار دارند تبادل حرارت نموده و در میانه راه چگالیده شوند که این عوامل در نهایت موجب کاهش مقدار بخار رسیده به چگالنده و در نهایت افزایش دمای سطح تبخیرکننده می‌شوند. با توجه به شکل‌های ۱۰ و ۱۱ مشخص می‌شود که دمای سطح لوله گرمایی معمولی در زوایای شیب مثبت، در تمامی زوایای شیب نسبت به لوله گرمایی دو سر خنک‌شونده

از 60° دمای سطح لوله گرمایی افزایش پیدا می‌نماید. دلیل این اتفاق را می‌توان به دو عامل نسبت داد. اول آن که باید توجه داشت که با افزایش زاویه شیب، چگالنده سمت چپ لوله گرمایی در بالای تبخیرکننده و چگالنده سمت راست در پایین آن قرار می‌گیرد. بنابراین اثر نیروی ثقل، تنها در حرکت سیال از چگالنده سمت چپ مؤثر است اما سیال چگالیده شده در چگالنده سمت راست بایستی در مسیری خلاف مسیر نیروی گرانش و رو به بالا حرکت نماید که این حرکت، تنها توسط اثر موئینگی فتیله انجام می‌گیرد. توجه شود که با افزایش میزان زاویه شیب لوله گرمایی، سیال چگالیده شده در چگالنده سمت راست بایستی ارتفاع عمودی بیشتری را طی نماید و همچنین نیروی ثقلی، اثر مخالف بیشتری بر روی حرکت رو به بالای سیال وارد می‌نماید که این عامل خود موجب کاهش میزان حرکت سیال از چگالنده سمت راست به سمت تبخیرکننده می‌گردد. نکته دوم قابل ذکر این است که، از آنجایی که حرکت بخار سیال از تبخیرکننده به سمت چگالنده عمدتاً بواسطه اختلاف چگالی سیال صورت می‌پذیرد لذا در زوایای بالاتر از 60° ، مقدار حرارت ورودی در قسمت تبخیرکننده به اندازه کافی بالا نیست تا بتواند اختلاف لازم در چگالی سیال جهت تولید میزان بخار لازم برای حرکت به سمت چگالنده سمت چپ را فراهم سازد [۱۱]. لذا مقدار بخار ورودی به چگالنده سمت چپ، با افزایش زاویه شیب بیش از 60° کاهش یافته و از طرفی همان مقدار بخار رسیده به چگالنده نیز پس از چگالش با سرعت بیشتری به سمت تبخیرکننده حرکت می‌نماید. در واقع یک عدم تعادل در میزان بخار رسیده از تبخیرکننده به چگالنده و میزان سیال چگالیده شده و حرکت کرده به سمت تبخیرکننده در قسمت چگالنده سمت چپ رخ می‌دهد که این عامل باعث کاهش میزان سیال چگالیده شده از چگالنده سمت چپ و در نتیجه کاهش ضخامت فیلم سیال در قسمت تبخیرکننده می‌گردد. اثر همزمان دو عاملی که ذکر شد، در مجموع موجب افزایش دمای سطح لوله گرمایی دو سر خنک‌شونده برای زوایای شیب بیش از 60° گردیده است.

برای مقایسه مقاومت حرارتی لوله‌های گرمایی دو سر خنک‌شونده، آزمایش‌ها برای لوله‌های گرمایی معمولی در زوایای شیب مثبت و منفی نیز در زوایای شیب مختلف انجام گرفته است. شکل ۱۱ توزیع محوری دمای لوله گرمایی معمولی در زوایای شیب مثبت که در

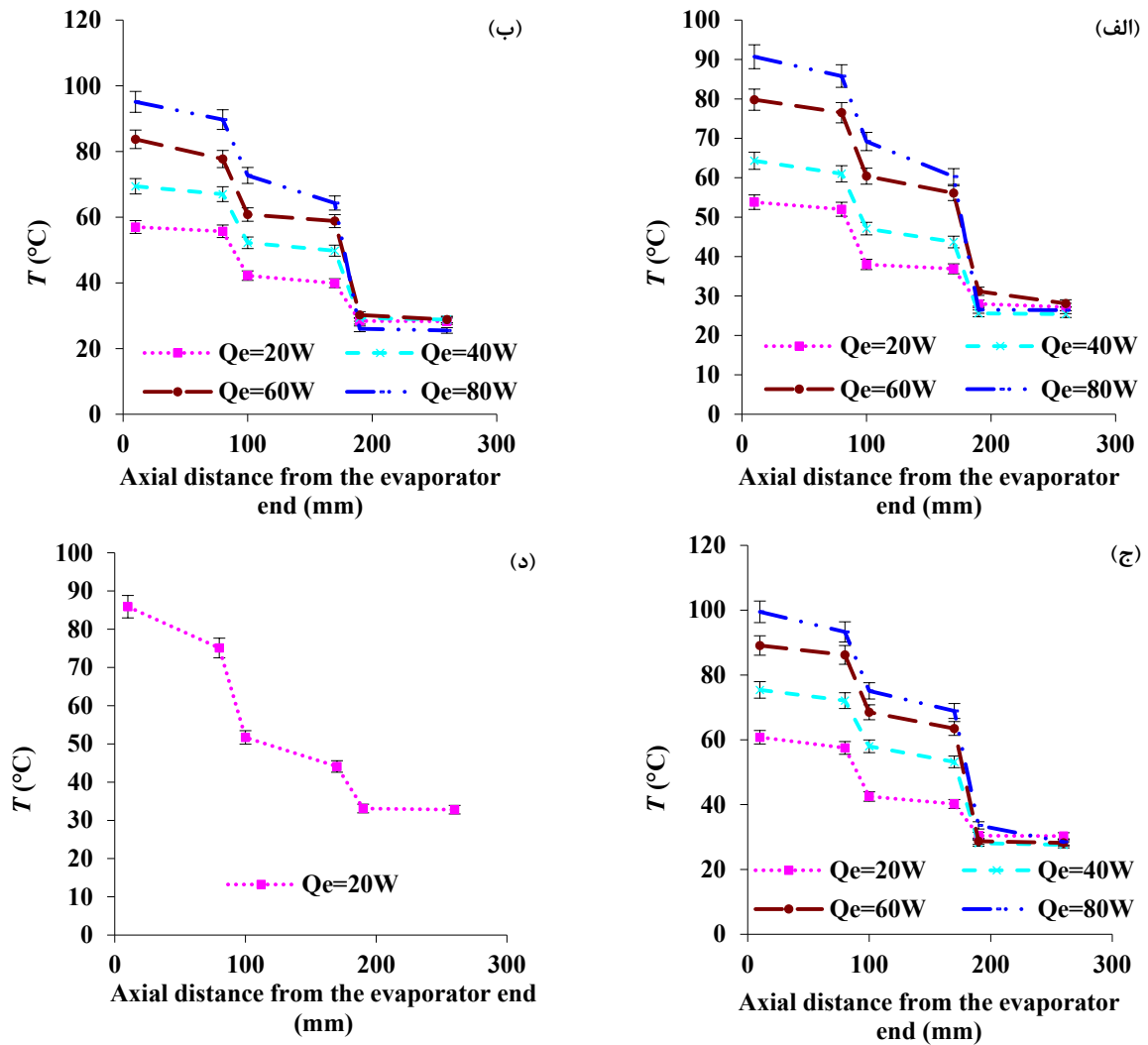


شکل ۱۱. توزیع محوری دمای سطح لوله گرمایی معمولی در زوایای شیب مثبت و برای گستره توان‌های حرارتی ۲۰ تا ۸۰ وات. الف) $\theta=10^\circ$ ، ب) $\theta=30^\circ$ ، ج) $\theta=50^\circ$ و د) $\theta=70^\circ$

Fig. 11. Surface temperature axial distribution of the conventional heat pipe at positive tilt angles for 20 W to 80 W heat inputs range. a) $\theta=10^\circ$, b) $\theta=30^\circ$, c) $\theta=50^\circ$, and d) $\theta=70^\circ$

شکل ۱۲ نمودار توزیع دمای محوری لوله گرمایی معمولی با یک چگالنده و یک تبخیرکننده در زوایای شیب منفی که در آن قسمت چگالنده پایین قسمت تبخیرکننده قرار می‌گیرد را برای زوایای شیب 10° تا 40° نشان می‌دهد. ملاحظه می‌شود که برخلاف لوله‌های گرمایی دو سر خنک‌شونده و لوله‌های گرمایی معمولی در زوایای شیب مثبت با افزایش شیب لوله گرمایی، دمای سطح لوله گرمایی معمولی در زوایای شیب منفی افزایش پیدا می‌کند. در واقع چون قسمت چگالنده در پایین تبخیرکننده قرار دارد، حرکت سیال از چگالنده به تبخیرکننده بایستی در خلاف جهت نیروی ثقلی انجام گیرد و فتیله بایستی سیال چگالیده شده را به سمت بالا حرکت دهد.

مقدار بیشتری دارد. همچنین زاویه بهینه‌ای که در آن کمترین دمای سطح برای لوله گرمایی معمولی در زوایای شیب مثبت اتفاق می‌افتد، زاویه 50° است در حالی که برای لوله‌های گرمایی دو سر خنک‌شونده این زاویه برابر با 60° بود. نکته قابل توجه دیگر آن است که لوله گرمایی معمولی در زوایای شیب مثبت نیز در تمامی زوایای شیب، حتی حالت عمودی به کارکرد عادی و پایای خود ادامه داده و دچار اختلال و پدیده خشک‌شدگی فتیله نشده است. دلیل این امر در واقع قرار گرفتن بخش چگالنده در بالای قسمت تبخیرکننده می‌باشد که موجب می‌گردد سیال چگالیده شده علاوه بر نیروی موئینگی، توسط نیروی ثقلی نیز تحت تأثیر قرار بگیرد.



شکل ۱۲. توزیع محوری دمای سطح لوله گرمایی معمولی در زوایای شیب منفی برای گستره توان‌های حرارتی ۲۰ تا ۸۰ وات. الف) $\theta=10^\circ$ ، ب) $\theta=20^\circ$ ، ج) $\theta=30^\circ$ و د) $\theta=40^\circ$

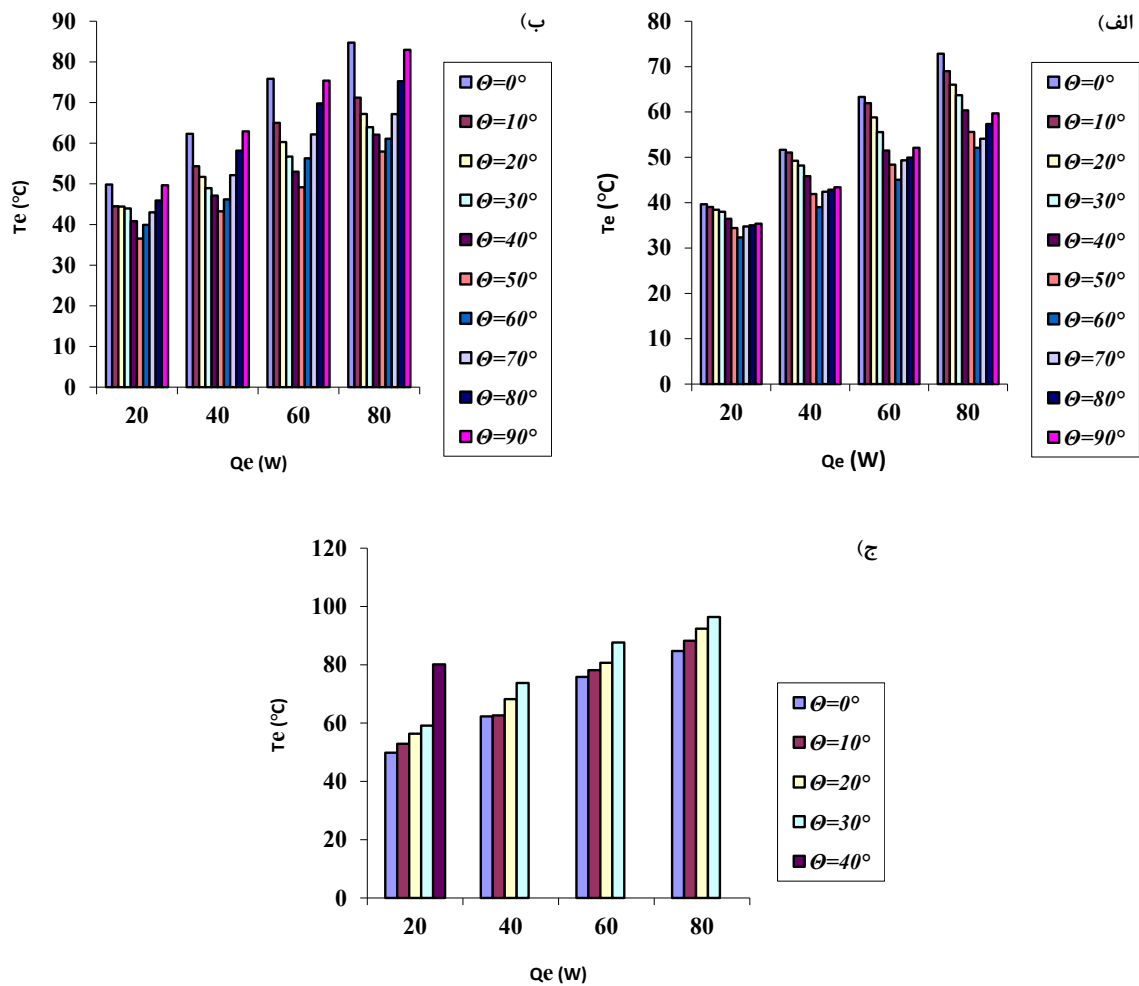
Fig. 12. Surface temperature axial distribution of the conventional heat pipe at negative tilt angles for 20 W to 80 W heat inputs range. a) $\theta=10^\circ$, b) $\theta=20^\circ$, c) $\theta=30^\circ$, and d) $\theta=40^\circ$

است. در واقع با افزایش زاویه شیب دیگر فتیله توانایی تأمین نیروی فشار موئینگی لازم جهت رساندن سیال چگالیده شده به سمت تبخیرکننده را نداشته و در نتیجه تمام آب موجود فتیله در قسمت تبخیرکننده به بخار تبدیل شده و دمای سطح آن به شکل مداوم افزایش می‌یافت. بدیهی است که این پدیده در توانهای حرارتی بالاتر از ۲۰ وات نیز اتفاق می‌افتد که نتایج آن ارائه نشده است.

۳-۴- دمای سطح تبخیرکننده

شکل ۱۳ میزان دمای سطح تبخیرکننده لوله‌های گرمایی دو سر خنک‌شونده با گرمایش از وسط و لوله گرمایی معمولی در زوایای

بدیهی است با افزایش زاویه شیب، مقدار فاصله عمودی که بایستی سیال طی نماید افزایش پیدا می‌کند و لذا سیال کمتری به قسمت تبخیرکننده می‌رسد و در نتیجه آن، میزان دمای سطح افزایش پیدا می‌کند. نتایج نشان می‌دهند که با افزایش زاویه شیب تا 30° و در همه توانهای حرارتی بتدریج دمای سطح لوله گرمایی افزایش پیدا می‌کند. پس از افزایش بیشتر زاویه تا 40° و در توان حرارتی ۲۰ وات، دمای سطح تبخیرکننده بشدت زیاد شده و دمای سطح لوله گرمایی به مقدار زیادی بالا رفته و هرگز به حالت یکنواخت و پایدار نمی‌رسد. این افزایش مداوم دمای سطح تبخیرکننده نشان از حالت خشک‌شدگی فتیله است که در پی افزایش زاویه شیب اتفاق افتاده

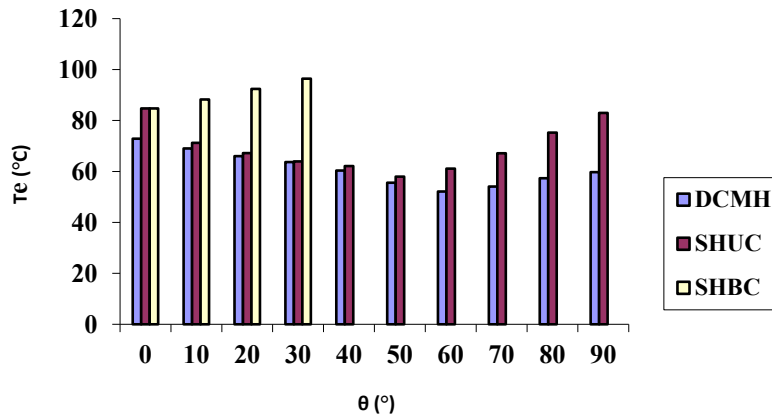


شکل ۱۳. دمای سطح تبخیرکننده لوله‌های گرمایی بر حسب مقدار توان حرارتی و برای زوایای شیب مختلف. الف) لوله گرمایی دو سر خنک‌شونده با گرمایش از وسط، ب) لوله گرمایی معمولی در زوایای شیب مثبت و ج) لوله گرمایی معمولی در زوایای شیب منفی

Fig. 13. Evaporator surface temperature of the heat pipes in terms of heat input and for different tilt angles. a) double-ended cooling and middle heating heat pipe, b) conventional heat pipe at positive tilt angles, and c) conventional heat pipe at negative tilt angles

دمای سطح تبخیرکننده را می‌توان سطح انتقال حرارت در قسمت تبخیرکننده، ابعاد و زاویه شیب قرارگیری لوله گرمایی، ساختار فتیله، خواص سیال عامل و یا نحوه آرایش چگالنده و تبخیرکننده دانست. عدم وجود سیال کافی در قسمت تبخیرکننده موجب افزایش دمای سطح آن و در نتیجه کاهش کارایی حرارتی می‌گردد [۶]. لذا هر گونه تغییر در عوامل فوق‌الذکر که موجب کاهش و عدم حضور سیال کافی در قسمت تبخیرکننده گردند، موجب افزایش دمای سطح آن و کاهش کارایی حرارتی لوله گرمایی خواهد شد. در شکل ۱۴ دمای سطح تبخیرکننده لوله‌های گرمایی مورد آزمایش در توان حرارتی ۸۰ وات و در زوایای مختلف نشان داده شده است. نتایج نشان می‌دهند که در تمامی زوایا، دمای سطح تبخیرکننده

شیب مثبت و منفی را بر حسب مقدار توان حرارتی در زوایای شیب مختلف نشان می‌دهد. از این شکل مشخص است که با افزایش توان حرارتی، مقدار دمای سطح تبخیرکننده افزایش می‌یابد. در واقع افزایش دمای سطح تبخیرکننده بواسطه افزایش میزان انتقال حرارت هدایتی است که توسط سیم‌پیچ حرارتی از طریق دیواره لوله گرمایی به سیال عامل منتقل می‌گردد. میزان دمای سطح تبخیرکننده برای هر سه نوع لوله گرمایی مورد آزمایش بین ۳۲/۳۵ تا ۹۶/۴ درجه سانتیگراد در زوایای شیب مختلف تغییر کرده است. دمای پایین سطح تبخیرکننده، به ازای هر مقدار توان حرارتی، نشانگر آن است که مقدار انتقال حرارت بیشتری توسط لوله گرمایی بین قسمت تبخیرکننده و چگالنده اتفاق افتاده است. عوامل مؤثر بر



شکل ۱۴. دمای سطح تبخیرکننده لوله‌های گرمایی در توان حرارتی ۸۰ وات و برای زوایای شیب مختلف

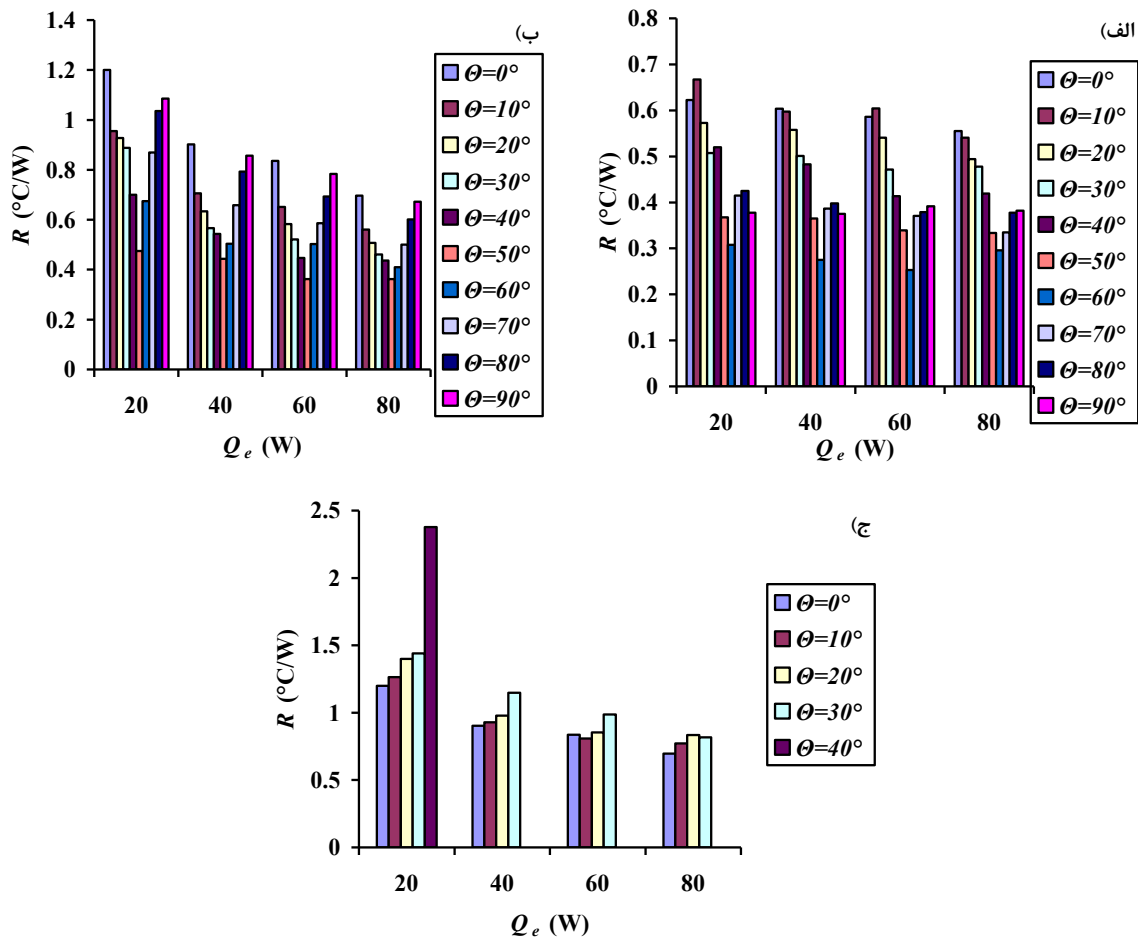
Fig. 14. Evaporator surface temperature of the heat pipes at 80 W heat input and for different tilt angles

حرارتی لوله‌های گرمایی را نشان می‌دهد. ملاحظه می‌شود در تمامی آزمایش‌ها با افزایش توان حرارتی، میزان مقاومت حرارتی کاهش پیدا کرده است. در واقع در توان‌های حرارتی پایین، کشش سطحی بین جامد و سیال زیاد است که با افزایش میزان توان حرارتی این اثر کاهش پیدا می‌کند. همچنین ضخامت فیلم سیال در توان‌های حرارتی پایین، زیاد می‌باشد که موجب بالا بودن مقدار مقاومت حرارتی می‌گردد [۱۵]. به همین دلیل است که در توان‌های پایین حرارتی، لوله گرمایی دو سر خنک‌شونده در حالت عمودی نسبت به حالت افقی دارای مقاومت حرارتی پایین‌تری می‌باشد. در واقع در حالت عمودی به واسطه آن که توان حرارتی پایین، توانایی تولید اختلاف چگالی لازم برای حرکت سیال به سمت بالا را ندارد و همچنین چون سیال چگالیده شده از چگالنده قسمت پایین تبخیرکننده بایستی خلاف جهت نیروی گرانش حرکت نماید، لذا ضخامت فیلم سیال در قسمت تبخیرکننده کاهش می‌یابد. از آن جایی که کشش سطحی بین جامد و سیال در توان‌های حرارتی پایین زیاد می‌باشد لذا در توان‌های حرارتی پایین، هر چه ضخامت فیلم سیال کمتر باشد، مقدار مقاومت حرارتی کاهش خواهد یافت. به همین دلیل در توان‌های حرارتی پایین، لوله گرمایی دو سر خنک‌شونده که ضخامت فیلم سیال کمتری نسبت به حالت افقی دارند، دارای مقاومت حرارتی کمتری می‌باشند. البته همانطور که بیان شد با افزایش میزان توان حرارتی اثر کشش سطحی بین جامد و سیال کاهش می‌یابد و به تدریج اختلاف بین مقاومت حرارتی در حالت عمودی و افقی کاهش می‌یابد. در واقع در توان‌های حرارتی بالا کاهش ضخامت فیلم سیال

لوله گرمایی دو سر خنک‌شونده نسبت به لوله گرمایی معمولی در زوایای شیب منفی و مثبت دارای مقدار کمتری است که به واسطه استفاده از دو چگالنده در انتهای آن و نصف شدن فاصله حرکت سیال و در نتیجه کاهش افت جریان اتفاق افتاده است. در لوله‌های گرمایی دو سر خنک‌شونده، کمترین دمای سطح تبخیرکننده متعلق به زاویه 60° می‌باشد که دمایی برابر با $52/1$ درجه سانتیگراد دارد. این مقدار در مقایسه با دمای سطح تبخیرکننده لوله گرمایی معمولی در زوایای شیب مثبت $14/72$ درصد کاهش داشته است. لوله گرمایی معمولی در زوایای شیب مثبت نیز در زاویه شیب 50° دارای کمترین دمای سطح تبخیرکننده بوده که مقدار آن برابر با $57/95$ درجه سانتیگراد است. این مقدار نسبت به دمای سطح تبخیرکننده لوله گرمایی دو سر خنک‌شونده در زاویه 50° ، $4/22$ درصد بیشتر است. در لوله گرمایی معمولی در زوایای شیب منفی نیز با افزایش زاویه میزان دمای تبخیرکننده افزایش یافته تا آنجا که برای زوایای بیش از 30° دیگر عملکرد خود را از دست می‌دهد. بنابراین نتیجه گرفته می‌شود که استفاده از لوله‌های گرمایی دو سر خنک‌شونده در تمام زوایای شیب نسبت به دو نوع دیگر لوله گرمایی معمولی در زوایای شیب منفی و لوله گرمایی معمولی در زوایای شیب مثبت عملکرد حرارتی بهتری داشته و بهترین زاویه شیب آن مقدار 60° می‌باشد.

۳-۵- مقاومت حرارتی لوله‌های گرمایی

شکل ۱۵ اثر توان حرارتی و زاویه شیب بر روی میزان مقاومت



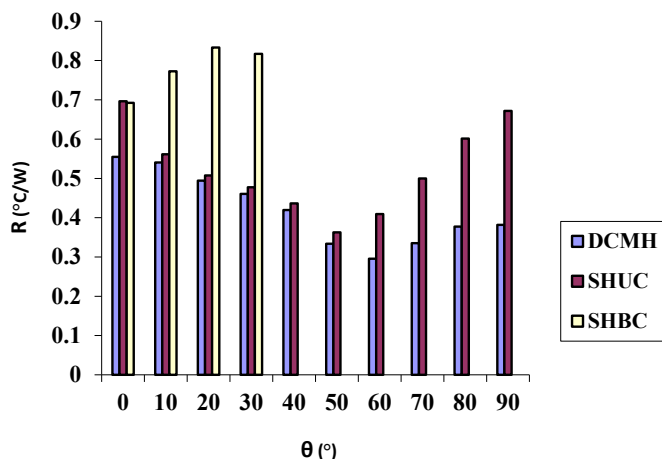
شکل ۱۵. اثر توان حرارتی و زاویه شیب بر روی میزان مقاومت حرارتی لوله‌های گرمایی. (الف) دو سر خنک‌شونده با گرمایش از وسط، (ب) لوله گرمایی معمولی با یک چگالنده و یک تبخیرکننده در زوایای شیب مثبت و (ج) لوله گرمایی معمولی با یک چگالنده و یک تبخیرکننده در زوایای شیب منفی

Fig. 15. The effect of heat input and tilt angle on the thermal resistance of the heat pipes. a) double-ended cooling and middle heating heat pipe, b) conventional heat pipe at positive tilt angles, and c) conventional heat pipe at negative tilt angles

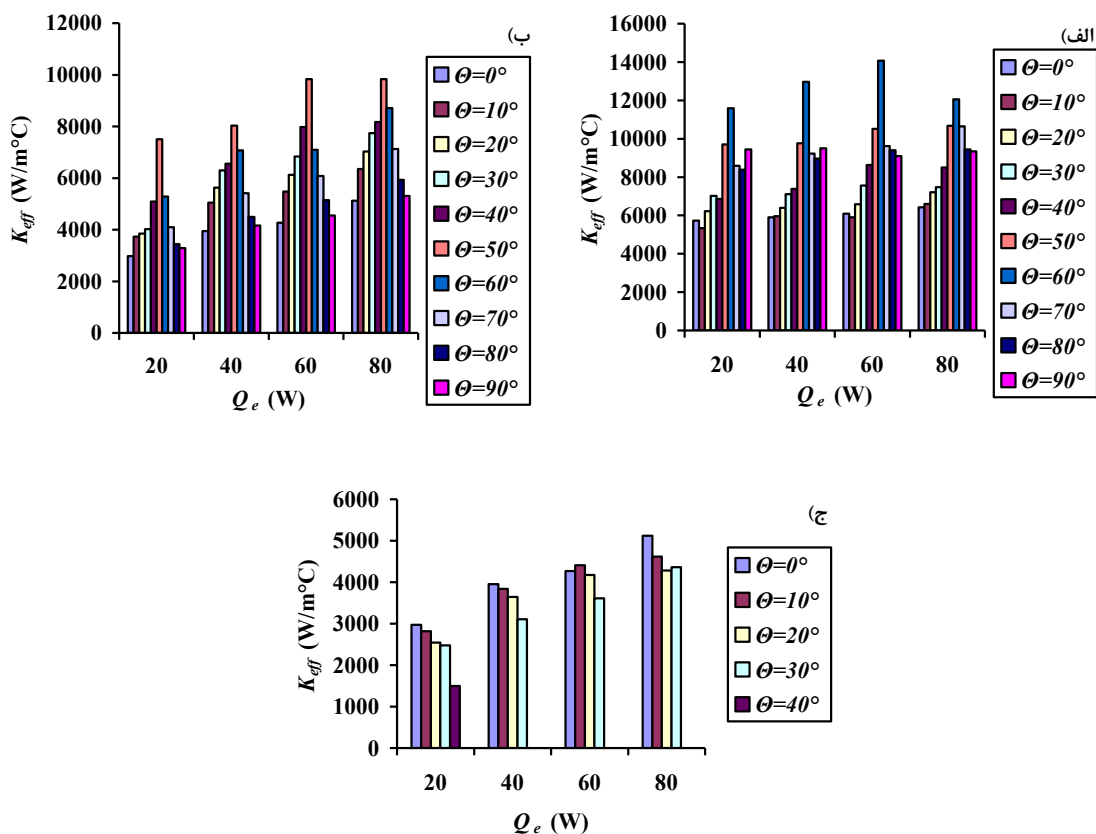
در زاویه شیب 50° و توان حرارتی ۸۰ وات دارای کمترین میزان مقاومت حرارتی بوده که مقدار آن برابر با $0/3625$ درجه سانتیگراد بر وات است. این مقدار نسبت به لوله گرمایی دو سر خنک‌شونده در زاویه 50° و توان حرارتی مشابه $8/61$ درصد بیشتر است. در لوله گرمایی معمولی در زوایای شیب منفی نیز با افزایش زاویه میزان مقاومت حرارتی افزایش می‌یابد. کمترین مقدار مقاومت حرارتی برای لوله گرمایی معمولی در زوایای شیب منفی در توان حرارتی ۸۰ وات و در حالت افقی به دست آمده که مقداری برابر با $0/69625$ درجه سانتیگراد بر وات را دارا می‌باشد. از شکل ۱۶ مشاهده می‌گردد در تمامی زوایای شیب مقدار مقاومت حرارتی لوله گرمایی دو سر خنک‌شونده کمتر از لوله گرمایی معمولی در زوایای شیب منفی و مثبت می‌باشد.

موجب افزایش مقاومت حرارتی می‌گردد.

از شکل ۱۵ دریافت می‌شود که مقدار مقاومت حرارتی در لوله گرمایی دو سر خنک‌شونده با افزایش زاویه شیب، کاهش پیدا می‌کند و سپس با افزایش بیشتر زاویه نسبت به 60° مجدداً مقاومت حرارتی افزایش پیدا می‌کند. دلیل این امر را می‌توان اثر همزمان نیروی ثقل از یک سو و از سوی دیگر عدم کفایت توان حرارتی در ایجاد اختلاف چگالی لازم و میزان بخار کافی برای حرکت به سمت چگالنده در زوایای بیش از 60° دانست. حداقل مقدار مقاومت حرارتی برای لوله گرمایی دو سر خنک‌شونده در زاویه 60° و توان حرارتی ۶۰ وات اتفاق افتاده که مقدار آن برابر با $0/2533$ درجه سانتیگراد بر وات بوده که نسبت به لوله گرمایی معمولی در زوایای شیب مثبت، $49/58$ درصد کاهش داشته است. لوله گرمایی معمولی در زوایای شیب مثبت نیز



شکل ۱۶. مقاومت حرارتی لوله گرمایی در توان حرارتی ۸۰ وات و برای زوایای شیب مختلف
 Fig. 16. Thermal resistance of the heat pipes at 80 W heat input and for different tilt angles



شکل ۱۷. ضریب هدایت حرارتی مؤثر لوله‌های گرمایی بر حسب توان حرارتی و زاویه شیب. الف) لوله گرمایی دو سر خنک‌شونده با گرمایش از وسط، ب) لوله گرمایی معمولی در زوایای شیب مثبت و ج) لوله گرمایی معمولی در زوایای شیب منفی

Fig. 17. Effective thermal conductivity of the heat pipes in terms of heat input and for different tilt angles. a) double-ended cooling and middle heating heat pipe, b) conventional heat pipe at positive tilt angles, and c) conventional heat pipe at negative tilt angles

می‌شود مقدار ضریب هدایت حرارتی مؤثر در تمامی زوایای شیب با افزایش مقدار توان حرارتی افزایش می‌یابد و این به خاطر کاهش مقدار مقاومت حرارتی است. در واقع ضریب هدایت حرارتی مؤثر

۳-۶- ضریب هدایت حرارتی مؤثر لوله‌های گرمایی

شکل ۱۷ تغییرات ضریب هدایت حرارتی مؤثر لوله‌های گرمایی را بر حسب توان حرارتی و زاویه شیب نشان می‌دهد. ملاحظه

۴) افزایش زاویه شیب از حالت افقی تا 60° باعث کاهش مقاومت حرارتی و بعد از آن باعث افزایش مقاومت حرارتی لوله گرمایی دو سر خنک‌شونده با گرمایش از وسط شده است. برای لوله گرمایی معمولی با یک چگالنده و یک تبخیرکننده در زوایای شیب منفی در زاویه شیب 40° ، پدیده خشک شدگی اتفاق افتاده و کارکرد لوله گرمایی مختل شده است در حالیکه برای لوله گرمایی دو سر خنک‌شونده با گرمایش از وسط امکان افزایش زاویه شیب تا حالت عمودی (زاویه 90°) نیز وجود دارد.

۵) زاویه شیب 60° به عنوان زاویه بهینه برای لوله گرمایی دو سر خنک‌شونده با گرمایش از وسط به دست آورده شد که در آن مقاومت حرارتی و ضریب هدایت حرارتی مؤثر به ترتیب حد اقل و حد اکثر مقدار خود را دارا بودند که مقادیر آن‌ها به ترتیب برابر با 0.2533 درجه سانتیگراد بر وات و $140.72/65$ وات بر متر درجه سانتیگراد به دست آورده شد.

نسبت معکوس با مقاومت حرارتی دارد. بیشترین مقدار ضریب هدایت حرارتی مؤثر به دست آمده برابر است با $140.72/65$ وات بر متر درجه سانتیگراد که این مقدار متعلق به لوله گرمایی دو سر خنک‌شونده و در توان حرارتی 60 وات و زاویه شیب 60° بوده و نسبت به حالت مشابه در لوله گرمایی معمولی در زوایای شیب مثبت، $98/35$ درصد افزایش داشته است.

بنابراین با نصف کردن بخش چگالنده یک لوله گرمایی معمولی و قرار دادن هر بخش از آن‌ها در انتهای لوله گرمایی و قرار دادن بخش تبخیرکننده در وسط آن و بدون آن که از سیستم سرمایشی مازاد استفاده شود، افزایش ضریب هدایت حرارتی مؤثر به اندازه $98/35$ درصد شده است. این امر نشان دهنده کارایی و توانایی بالای روش خنک‌کاری جدیدی است که در این تحقیق مورد استفاده قرار گرفته است.

۴- نتیجه‌گیری

در این تحقیق با ارائه یک نوآوری، لوله گرمایی مستقیم دو سر خنک‌شونده با گرمایش از وسط در زوایای شیب بین 0° تا 90° و برای محدوده توان‌های حرارتی بین 20 تا 80 وات به صورت تجربی مورد مطالعه قرار گرفته و با لوله گرمایی معمولی مقایسه شده است. اثر توان حرارتی، زاویه شیب و دبی حجمی آب خنک‌کننده بر روی کارایی حرارتی لوله گرمایی جدید مورد مطالعه قرار گرفت. موارد زیر را می‌توان به عنوان مهم‌ترین یافته‌های این تحقیق نام برد:

۱) در توان‌های حرارتی کمتر از 40 وات، افزایش دبی حجمی آب خنک‌کننده موجب کاهش دمای سطح تبخیرکننده و مقاومت حرارتی و به تبع آن بهبود عملکرد حرارتی لوله گرمایی دو سر خنک‌شونده با گرمایش از وسط گردید.

۲) در توان‌های حرارتی بیشتر از 40 وات و در دبی‌های حجمی کمتر از 400 میلی لیتر بر دقیقه، تغییر دبی حجمی آب اثر چندانی بر مقاومت حرارتی لوله گرمایی دو سر خنک‌شونده با گرمایش از وسط نداشت.

۳) لوله گرمایی دو سر خنک‌شونده با گرمایش از وسط در تمامی زوایای شیب، مقاومت حرارتی کمتری نسبت به لوله گرمایی معمولی با یک چگالنده و یک تبخیرکننده در زوایای شیب منفی و مثبت داشت.

فهرست علائم

علائم انگلیسی

A	مساحت (m^2)
d	قطر لوله‌های گرمایی (mm)
I	جریان الکتریکی (A)
K	ضریب هدایت حرارتی ($W/m^\circ C$)
L	طول لوله‌های گرمایی (mm)
Q	توان حرارتی (W)
R	مقاومت حرارتی ($^\circ C/W$)
T	دما ($^\circ C$)
V	ولتاژ (V)
ΔT	اختلاف دما ($^\circ C$)

علائم یونانی

θ	زاویه شیب ($^\circ$)
ε	میزان تخلخل فتیله (/)
δ	ضخامت فتیله (mm)

زیرنویس

a	عایق
c	چگالنده
c/s	سطح مقطع

- systems with wickless heat pipe and wire-meshed heat pipe, *Applied Thermal Engineering*, 106 (2016) 651-660.
- [8] A.A. Alammar, R.K. Al-Dadah, S.M. Mahmoud, Numerical investigation of effect of fill ratio and inclination angle on a thermosiphon heat pipe thermal performance, *Applied Thermal Engineering*, 108 (2016) 1055-1065.
- [9] M. Mehrli, E. Sadeghinezhad, R. Azizian, A.R. Akhiani, S.T. Latibari, M. Mehrli, H.S.C. Metselaar, Effect of nitrogen-doped graphene nanofluid on the thermal performance of the grooved copper heat pipe, *Energy Conversion and Management*, 118 (2016) 459-473.
- [10] W.I. Aly, M.A. Elbalshouny, H.A. El-Hameed, M. Fatouh, Thermal performance evaluation of a helically-micro-grooved heat pipe working with water and aqueous Al₂O₃ nanofluid at different inclination angle and filling ratio, *Applied Thermal Engineering*, 110 (2017) 1294-1304.
- [11] E. Sadeghinezhad, M. Mehrli, M.A. Rosen, A.R. Akhiani, S.T. Latibari, M. Mehrli, H.S.C. Metselaar, Experimental investigation of the effect of graphene nanofluids on heat pipe thermal performance, *Applied Thermal Engineering*, 100 (2016) 775-787.
- [12] Z. Xu, Y. Zhang, B. Li, C.-C. Wang, Y. Li, The influences of the inclination angle and evaporator wettability on the heat performance of a thermosiphon by simulation and experiment, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 116 (2018) 675-684.
- [13] M. Mahdavi, S. Tiari, S. De Schampheleire, S. Qiu, Experimental study of the thermal characteristics of a heat pipe, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 93 (2018) 292-304.
- [14] A.A. Abdulshaheed, P. Wang, G. Huang, C. Li, High performance copper-water heat pipes with nanoengineered evaporator sections, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 133 (2019) 474-486.
- [15] G. Kumaresan, S. Venkatachalapathy, L.G. Asirvatham, Experimental investigation on enhancement in thermal characteristics of sintered wick heat pipe using CuO nanofluids, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 72 (2014) 507-516.
- [16] T. Yousefi, S. Mousavi, B. Farahbakhsh, M. Saghir,

چگالنده سمت چپ	c_l
چگالنده سمت راست	c_r
تبخیر کننده	e
مؤثر	eff
انتهای سمت چپ تبخیر کننده	e_l
انتهای سمت راست تبخیر کننده	e_r
داخلی	i
خارجی	o
کلی	tot

مراجع

- [1] L. Vasilev, P. Grakovich, D. Khrustalev, Limiting characteristic of inclined thermosiphon and heat pipes, *Inzhenerno-Fizicheskii Zhurnal*, 46 (1984) 709-716.
- [2] Y. Kamotani, Performance of gravity-assisted heat pipes operated at small tilt angles, *Heat transfer and thermal control systems*, (1978).
- [3] R. Manimaran, K. Palaniradja, N. Alagumurthi, K. Velmurugan, An investigation of thermal performance of heat pipe using di-water, *Science and Technology*, 2(4) (2012) 77-80.
- [4] Y.M. Hung, K.-K. Tio, Thermal analysis of optimally designed inclined micro heat pipes with axial solid wall conduction, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 39(8) (2012) 1146-1153.
- [5] H. Tang, Y. Tang, B. Zhuang, G. Chen, S. Zhang, Experimental investigation of the thermal performance of heat pipes with double-ended heating and middle-cooling, *Energy Conversion and Management*, 148 (2017) 1332-1345.
- [6] T. Tharayil, L.G. Asirvatham, C.F.M. Cassie, S. Wongwises, Performance of cylindrical and flattened heat pipes at various inclinations including repeatability in anti-gravity—A comparative study, *Applied Thermal Engineering*, 122 (2017) 685-696.
- [7] M. Hu, R. Zheng, G. Pei, Y. Wang, J. Li, J. Ji, Experimental study of the effect of inclination angle on the thermal performance of heat pipe photovoltaic/thermal (PV/T)

[17] H. Tang, Y. Tang, J. Li, Y. Sun, G. Liang, R. Peng, Experimental investigation of the thermal performance of heat pipe with multi-heat source and double-end cooling, *Applied Thermal Engineering*, 131 (2018) 159-166.

Experimental investigation on the performance of CPU coolers: Effect of heat pipe inclination angle and the use of nanofluids, *Microelectronics Reliability*, 53(12) (2013) 1954-1961.

چگونه به این مقاله ارجاع دهیم

B. Habibnezhad Ledari, M. Sabzpooshani, Experimental Investigation on the Thermal Resistance of Straight Heat Pipes with Double-Ended Cooling and Middle-Heating at Different Tilt Angles, Amirkabir J. Mech Eng., 53(1) (2021) 279-302.

DOI: [10.22060/mej.2019.15733.6194](https://doi.org/10.22060/mej.2019.15733.6194)

