

بررسی تجربی اثرات نسبت پرشوندگی و زاویه انحراف بر روی عملکرد حرارتی لوله‌های گرمایی نوسانی داخل شیاردار

دانشجوی دکتری مکانیک تبدیل انرژی، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه ارومیه، ایران

مری، گروه مکانیک، دانشکده فنی و حرفه‌ای تبریز، دانشگاه فنی و حرفه‌ای، ایران،

ro.akbari@urmia.ac.ir

استادیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه ارومیه، ارومیه، ایران، m.abbasalizadeh@urmia.ac.ir

استادیار، دانشکده علوم و مهندسی، دانشگاه انگلیا روسکین، چلمزفورد، انگلستان،

ahad.ramezanpour@anglia.ac.uk

رستم اکبری کنگرلوئی

مجید عباسعلیزاده رنجبری*

احد رمضانپور

چکیده

در این تحقیق به صورت تجربی عملکرد حرارتی لوله گرمایی نوسانی داخل شیاردار (IGOHP) با سیال عامل آب مقطر مورد بررسی قرار گرفت. نتیجه آزمایش‌ها نشان داد که در نسبت پرشوندگی ۶۰ درصد کمترین مقاومت گرمایی و بیشترین رسانایی گرمایی بدست آمد، سپس IGOHP به ازای نسبت پرشوندگی بهینه (۶۰ درصد) در توان‌های گرمایی مختلف و در زوایای انحراف مختلف مورد آزمایش قرار گرفت. نتایج نشان داد که در توان گرمایی ۵۰ وات مقاومت گرمایی در زوایای ۷۰° و ۹۰° بیشتر از زوایای ۵°، ۱۵° و ۳۰° است و در بین آن‌ها کمترین مقاومت گرمایی در زاویه ۱۵° درجه بدست آمد ولی در توان‌های گرمایی ۱۰۰ وات و بالاتر مقاومت گرمایی در زاویه ۹۰° کمتر از بقیه زوایا بود. همچنین شروع به کار اولیه در زاویه انحراف ۱۵° زودتر از ۹۰° اتفاق افتاد. نتیجه قابل توجه این است که در توان‌های گرمایی بالاتر از ۲۰۰ وات مقدار مقاومت گرمایی در زاویه ۱۵° تقریباً برابر با زاویه ۹۰° است که به نوبه خود یک دستاورد مهم برای IGOHP می‌باشد و می‌تواند نویدبخش حل مشکل لوله‌های گرمایی نوسانی در زوایای نزدیک به افق باشد. **واژه‌های کلیدی:** مقاومت گرمایی، لوله گرمایی نوسانی، پرشوندگی، زاویه شیب، داخل شیاردار.

Experimental investigation of the effects of filling ratio and inclination angle on the thermal performance of inner groove oscillating heat pipe

R. Akbari Kangarluei

M. Abbasalizadeh Ranjbari

A. Ramezanpour

Department of Mechanical Engineering, faculty of Tabriz, Technical and vocational University (TVU), Tabriz, Iran

Phd Student, Department of Mechanical Engineering, University of Urmia, Urmia, Iran

Department of Mechanical Engineering, University of Urmia, Urmia, Iran

School of Engineering and the Built Environment, Anglia Ruskin University (ARU), Bishop Hall Lane, Chelmsford, Essex, UK

Abstract

In this experimental research, the thermal performance of inner groove oscillating heat pipe (IGOHP) investigated with distilled water as a working fluid. The results showed that the lowest thermal resistance and the highest thermal conductivity were obtained at 60% filling ratio, and then IGOHP was tested for optimal filling ratio (60%) at different input heat and at different inclination angles. The study showed that for the Input heat of 50w, the thermal resistance of 70° and 90° is greater than of 5°, 15° and 30°, and among them the lowest thermal resistance was obtained at an angle of 15°, but in the Input heat of 100 w and more than that the thermal resistance at 90° was better than other angles. Also, the start-up at the inclination angle of 15° occurred earlier than the vertical position. the remarkable result of this research is that, at the Input heat above 200 w the thermal resistance at the angle of 15° is approximately equal to that of 90°, which is an important achievement for the IGOHP, and it can promise a solution to the problem of oscillating heat pipes at angles close to the horizon.

Keywords: thermal resistance, oscillating heat pipe, filling ratios, inclination angles, inner groove.

می‌باشند که از طریق حرکت نوسانی و دائمی مخلوط دوفازی بین تبخیرکننده و چگالنده گرما را انتقال می‌دهند و انتقال گرمایی محسوس و نهان هم‌زمان صورت می‌گیرد که خود یک مزیت نسبت به سایر لوله‌های گرمایی متعارف است [۲]. پارامترهای بسیاری بر عملکرد لوله‌های گرمایی نوسانی مؤثر هستند که این پارامترها شامل قطر داخلی، نسبت پرشوندگی، شار حرارتی، تعداد دور، زاویه انحراف لوله گرمایی و نوع فرم و پوشش سطح داخلی می‌باشند. قطر داخلی تأثیر زیادی در عملکرد لوله‌های گرمایی نوسانی دارد بطوری که با افزایش قطر لوله تا محدوده قطر بحرانی، گرمایی محسوس و نهان منتقل شده

۱- مقدمه

از آنجایی که انتقال گرما یکی از بحث‌های کاربردی مهم در صنایع مختلف می‌باشد بنابراین وسایلی که توان انتقال گرمایی بالایی داشته باشند از اهمیت زیادی برخوردارند. لوله‌های گرمایی از جمله وسایلی هستند که می‌توانند مقادیر بسیار زیادی گرما را در اختلاف دمای اندک انتقال دهند. به همین جهت این لوله‌ها رسانایی گرمایی بسیار بالایی دارند و به‌عنوان ابررسانا از آن‌ها یاد می‌شود. در سال ۱۹۹۰ برای اولین بار لوله‌های گرمایی نوسانی توسط آکاچی معرفی گردید [۱]. لوله‌های گرمایی نوسانی نوع جدیدی از وسایل انتقال گرمایی دوفازی

* نویسنده مکاتبه کننده، آدرس پست الکترونیکی: m.abbasalizadeh@urmia.ac.ir

تاریخ دریافت: ۹۹/۰۴/۲۹

تاریخ پذیرش: ۹۹/۰۶/۲۴

افزایش می باید از طرف دیگر با افزایش قطر لوله تولید آنتروپی افزایش می یابد [۳]. پیشرفت‌های اخیر به‌طور عمده در تنظیم یا تغییر هندسه عمومی و ساختار لوله‌های گرمایی نوسانی متمرکز شده‌اند، درحالی‌که ساختار داخلی نیز به دلیل حرکت نوسانی سیال عامل به‌طور قطع بر عملکرد حرارتی لوله گرمایی تأثیر می‌گذارد. از این‌رو، چگونگی بهبود تعامل بین سیال عامل و دیواره داخلی یک لوله گرمایی نوسانی امکان دیگری برای افزایش انتقال گرما فراهم می‌کند. افزایش سطح تبادل گرما یکی از راههای افزایش انتقال گرما میباشد این لوله‌ها دارای سطح داخلی به صورت شیارهایی هستند که با افزایش سطح مؤثر موجب افزایش انتقال گرما و مقاومت گرمایی می‌شوند [۴]. خو و همکاران [۵] شبیه‌سازی عددی را برای بررسی انتقال گرما جریان نوسانی بخار مایع در یک لوله گرمایی نوسانی عمودی انجام دادند که دیواره داخلی آن توسط ذرات زینتر شده^۱ پوشانده شده بود. نتایج مدل‌سازی آن‌ها نشان داد که انتقال گرمای محسوس و نامحسوس به‌طور مؤثری در مقایسه با ساختار صاف بهبود می‌یابد، اگرچه به نظر می‌رسد زینتر کردن برای بهبود عملکرد انتقال گرما از لوله گرمایی نوسانی مفید هستند، اما در لوله‌های با قطر کوچک قطعاً پیچیدگی ساخت آن بیشتر شده و کارایی آن را کاهش می‌دهد. در لوله‌های گرمایی مینیاتوری شیار میکرو محوری یکی دیگر از ساختار مهم فته‌ای است که با فراهم آوردن یک پمپ مویرگی محوری برای بازگشت میعان‌ات از چگالنده به تبخیرکننده کمک میکنند [۸-۶]. واناپاخه و همکاران [۹] تأثیر طول تبخیرکننده و زاویه لوله گرمایی نوسانی صاف را نسبت به سطح افق با تمرکز بر تأثیر غلظت نانوذرات در شرایط دما ثابت بررسی نمودند و نتیجه گرفتند که پارامترهای شرایط بهینه در رابطه با عملکرد حرارتی عبارت‌اند از زاویه ۹۰ درجه نسبت به افق، غلظت ۰/۵٪ وزنی و دمای تبخیرکننده برابر با ۶۰ درجه سلسیوس. جی و همکاران [۱۰] عملکرد انتقال گرما لوله گرمایی نوسانی را با بالا بردن میزان آب‌دوستی لوله با ایجاد یک‌لایه ریزساختاری اکسید مس بر روی دیواره داخلی مورد بررسی قرار دادند. نتایج نشان داد که رفتار آب‌دوستی می‌تواند به میزان قابل‌توجهی عملکرد انتقال گرمای لوله گرمایی نوسانی را افزایش دهد. ژانگ و همکاران [۱۱] آزمایشی را بر روی یک لوله گرمایی نوسانی با روکش تخت با توزیع نانو لایه اکسید مس آب‌گریز انجام دادند، نتایج حاصله نشان داد که چگالنده لوله گرمایی نوسانی بهترین عملکرد را در انتقال گرما دارد. هاو و همکاران [۱۲ و ۱۳] تحقیق مشابهی را در یک لوله گرمایی نوسانی مسطح با سطوح داخلی متفاوت انجام دادند نتایج تجربی نشان داد که در لوله گرمایی نوسانی برای داشتن حداکثر دامنه نوسان و حداکثر سرعت سیال عامل برای دستیابی به افزایش انتقال گرمای بیشتر سطح ترکیبی (تبخیرکننده آب‌دوست و چگالنده آب‌گریز) در مقایسه با سطح یکنواخت عملکرد بهتری دارد. کیو و همکاران [۱۴] به بررسی تجربی مقایسه عملکرد حرارتی لوله‌های گرمایی نوسانی بسته در دو حالت با و بدون میکرو شیار داخلی پرداختند. دستگاه آن‌ها شامل سه دور لوله مسی با سیال عامل آب دیونیزه و با نسبت پرشوندگی ۵۰ درصد بود. نتایج تجربی نشان داد که استفاده از لوله‌هایی با میکرو شیارهای داخلی بر روی رسانایی گرمایی و

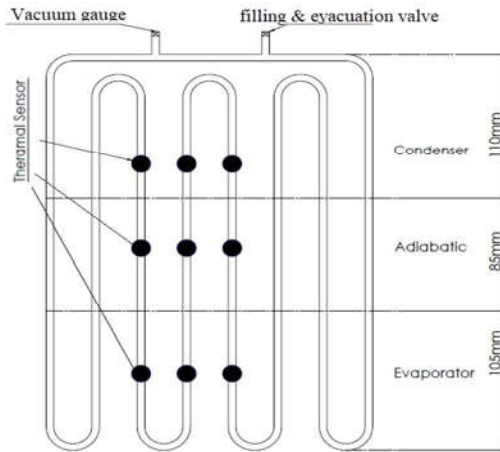
مقاومت گرمایی مؤثر بوده و در نتیجه عملکرد حرارتی لوله‌های گرمایی نوسانی را بهبود می‌دهد. جهان و همکاران [۱۵] عملکرد لوله گرمایی نوسانی صاف را با استفاده از دو سیال مختلف آب و اتانول با زاویه شیب، صفر، ۳۰، ۴۵، ۷۰ و ۹۰ درجه با پرشوندگی ۷۰٪ مورد مطالعه قرار دادند. نتایج تجربی نشان داد که شار گرمای ورودی، زاویه شیب، گرانش و خواص فیزیکی سیال در عملکرد لوله گرمایی نوسانی صاف تأثیر زیادی دارد همچنین در این تحقیق بهترین عملکرد در زاویه ۶۰ تا ۷۵ درجه است و در هر شرایطی عملکرد آب بهتر از اتانول است. پرامود و همکاران [۱۶] برای انجام آزمایش‌ها از R-134a، متانول و آب به‌عنوان سیال عامل با نسبت پرشوندگی بهینه ۵۰٪ در لوله گرمایی نوسانی صاف استفاده نمودند و همچنین عملکرد حرارتی را در زوایای شیب مختلف (صفر، ۲۰، ۴۰، ۶۰ و ۹۰ درجه) با گرمای ورودی ۵ تا ۵۰ وات مورد مطالعه قرار دادند. نتایج نشان داد که با افزایش توان گرمایی ورودی، مقاومت گرمایی کاهش می‌یابد و در زاویه انحراف ۹۰ درجه به دلیل وجود نیروی جاذبه، لوله گرمایی نوسانی صاف بهترین عملکرد حرارتی را دارد. سیالات R134a، آب و متانول به ترتیب بهترین عملکرد حرارتی را داشتند. پادل و همکاران [۱۷]، آزمایش‌ها را با یک لوله گرمایی نوسانی صاف با ۲۰ دور لوله مسی با قطر داخلی ۱٫۶ میلی‌متر با نسبت پرشوندگی ۷۷٪ در موقعیت‌های عمودی و افقی انجام دادند. اولین پالس‌های راه‌انداز در زوایای شیب ۳۰، ۴۵، ۶۰ و ۹۰ درجه در توان ورودی ۱۶ وات مشاهده شد در صورتی که پالس راه‌انداز در حالت افقی (صفر درجه) در توان ورودی ۳۰ وات شروع شد و در بالاترین شارهای گرمایی در شرایط پایداری سیستم، برای حالت عمودی (۹۰ درجه) مقاومت گرمایی کمترین بود. بورکار و پاچ گر [۱۸] به‌صورت تجربی آزمایشاتی را در لوله گرمایی نوسانی صاف در حالت قائم با سیال عامل متانول با گرما ورودی متغیر برای بررسی رژیم جریان داخل لوله انجام دادند. در این آزمایش از دو دور چرخش لوله شیشه‌ای عایق شده با نسبت پرشوندگی ۵۰ درصد استفاده شد و گرمای ورودی به تبخیرکننده از ۸ تا ۸۰ وات متغیر بود. نتایج تجربی نشان داد که عملکرد حرارتی لوله گرمایی نوسانی صاف به الگوی جریان وابسته است و بهترین عملکرد حرارتی در حالت جریان پیوسته گردشی یک‌طرفه مشاهده شد.

گشایشی و همکاران [۱۹] تأثیر نانوذرات اکسید آهن در نفت سفید در لوله گرمایی نوسانی صاف مسی واقع در یک میدان مغناطیسی برای زاویه‌های شیب صفر تا ۹۰ درجه، با لحاظ توان گرمایی ورودی مختلف (۱۰-۹۰ وات) را بررسی کردند. نتایج نشان داد که نانوذرات اکسید آهن می‌توانند مقاومت گرمایی و متعاقب آن عملکرد حرارتی و همچنین ضریب کلی انتقال گرما لوله را به‌ویژه در حالت حضور میدان مغناطیسی بهبود دهند. همچنین زاویه انحراف لوله گرمایی نوسانی صاف تأثیر معنی‌داری بر عملکرد حرارتی آن دارد و بالاترین مقدار ضریب انتقال گرما در زاویه ۷۵ درجه مشاهده شد. نوواک و همکاران [۲۰] به‌صورت تجربی تأثیر زاویه انحراف بر روی مقاومت گرمایی را در یک لوله گرمایی نوسانی صاف با نسبت پرشوندگی ۵۰، ۶۵ و ۷۵ درصد با دو سیال عامل اتانول و HFE-7000 مورد بررسی قرار دادند و نتایج آنها نشان داد که کاهش زاویه انحراف از حالت عمودی به حالت افقی، سبب افزایش مقاومت گرمایی می‌شود. در آزمایش تجربی دیگری مونا و همکاران [۲۱] یک لوله گرمایی نوسانی

¹ sinter

جدول ۱- مشخصات شیارهای داخل لوله مسی

| تعداد شیار N | زاویه مارپیچ β (درجه) | زاویه رأس دندانه α (درجه) | عمق شیار (mm) Hf | ضخامت لوله (mm) TW | قطر خارجی (mm) OD |
|--------------|-----------------------------|----------------------------------|------------------|--------------------|-------------------|
| ۳۰ | ۱۸ | ۵۳ | ۰/۲ | ۰/۲۸ | ۴/۷۶ |



شکل ۲- محل قرارگیری حسگرهای دما و مشخصات سیستم

شکل دستگاه ساخته شده توسط محققین و تجهیزات جانبی آن در شکل ۳ دیده می شود

لوله گرمایی نوسانی داخل شیاردار از سه قسمت اصلی تبخیر کننده، آدیاباتیک و چگالنده تشکیل شده است که طول آن ها به ترتیب ۸۵ و ۱۱۰ میلی متر میباشد و از آب مقطر به عنوان سیال عامل و از لوله مسی با تعداد ۴ دور (U شکل) که این تعداد دور بر اساس تعداد دور ناحیه تبخیر کننده می باشد، استفاده شده است. گرما به وسیله المان های گرمایی از جنس کروم نیکل روکش دار که به دور لوله مسی در ناحیه تبخیر کننده پیچیده شده است، اعمال شد. برای ورود شار گرمایی متغیر از واریاک DEREIX SA PARIS همراه با وات سنچ GANZ-HEVA2 با دقت ۰/۵ و آمپر متر و ولت متر استفاده شده است. از حسگر دمای PT ۱۰۰ مدل jumo که دقت اندازه گیری در آنها ۰/۱ درجه سلسیوس و زمان پاسخ دهی حدود ۰/۰۵ ثانیه و از دیتالاگر با دقت ۰/۱ درجه سلسیوس جهت ثبت دماها در هر ۰/۵ ثانیه استفاده شده است. جهت اندازه گیری دبی آب در چگالنده از رواتر متر LUNA(0/03-0/35 GPM) با دقت ۰/۴ استفاده گردید. از پمپ خلأ VALUE مدل VE115N به منظور تخلیه لوله گرمایی از هوا استفاده شد که این سیستم توانایی ایجاد فشار خلأ تا حدود 10 kPa را دارد. از یک خلاسنج عقربه ای برای اندازه گیری و کنترل میزان خلأ همچنین اطمینان از عدم وجود نشتی در سیستم استفاده گردید. دقت اندازه گیری فشارسنج 2 kPa است.

سیستم خلأ به منظور تخلیه لوله گرمایی از هوا و پر کردن آن با سیال عامل استفاده شده است. برای جلوگیری از تلفات گرمایی در ناحیه تبخیر کننده و آدیاباتیک و اثرات دمای محیط در چگالنده کل سیستم به طور کامل عایق بندی شد و از آب به عنوان سیال خنک کننده در چگالنده استفاده شده است.

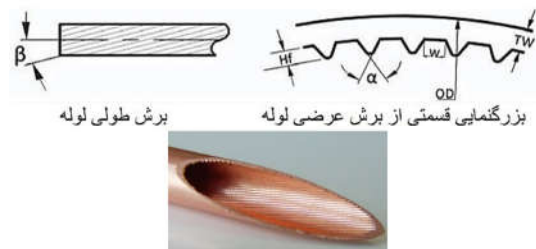
صاف چند چرخشی ساخته شده از فولاد ضد زنگ را انجام دادند که در آن از هلیوم به عنوان سیال عامل استفاده شده بود. در این مطالعه تأثیر نسبت پرشوندگی و زاویه انحراف (گرانش) همراه با شارهای گرمایی مختلف بررسی شد. نتایج حاصله نشان داد که جاذبه همچنان نقش مهمی در عملکرد حرارتی لوله گرمایی نوسانی صاف دارد. در نسبت پرشوندگی ۳۱/۸ و ۶۶/۱ درصد، عملکرد حرارتی در زاویه ۶۰ درجه مانند عملکرد حالت عمودی است. نسبت پرشوندگی بهینه در بازه ۴۸/۸ و ۶۶/۱ درصد مشاهده شد و به مقدار گرمای ورودی وابسته بود. نوع جدیدی از مبادله کن گرمایی لوله های نوسانی صاف توسط هونگ های و همکاران [۲۲] برای بازیابی انرژی هوای خروجی از سیستم تهویه مطبوع ساخته شد. سیال عامل R-134a با میزان پرشوندگی ۵۰٪ بود. به منظور شبیه سازی عملکرد سیستم در تابستان، دمای هوای بیرون در محدوده ۳۰ تا ۴۵ درجه سلسیوس کنترل شد، در حالی که دمای هوای داخلی در دمای ۲۶ درجه سلسیوس ثابت نگه داشته شده بود. سرعت باد در محدوده ۱ تا ۳/۵ متر بر ثانیه و زاویه انحراف از صفر تا ۹۰ درجه بود. نتایج حاصل از این مطالعه نشان داد که مبادله کن گرمایی جدید در حالت گرما از پایین، تحت اختلاف دمای کم، مابین هوای تازه و خروجی (کمتر از ۴ درجه سلسیوس) شروع به کار کرد. ضریب تأثیر کلی این مبادله کن گرمایی جدید بسته به شرایط کار از قبیل زاویه شیب، دمای هوای ورودی و سرعت باد، در حدود ۳۰ تا ۵۰ درصد بود.

همانطوری که در مقدمه ذکر شد نتیجه اکثر تحقیقات نشان می دهد که لوله های گرمایی نوسانی صاف در حالت قائم بهترین عملکرد حرارتی را داشته و بررسی بیشتر در همین منابع نشان داد که آنها در زوایای نزدیک به افق عملکرد حرارتی ضعیفی دارند. تا جایی که بررسی ها نشان می دهد، تاکنون هیچ گونه پژوهش علمی در رابطه با عملکرد لوله های گرمایی نوسانی داخل شیاردار در زوایای انحراف مختلف صورت نگرفته است بنابراین هدف این تحقیق ابتدا بررسی تجربی عملکرد حرارتی لوله های گرمایی نوسانی داخل شیاردار به ازای نسبت های پرشوندگی مختلف در حالت قائم جهت انتخاب یک نسبت پرشوندگی بهینه است سپس به ازای نسبت پرشوندگی بهینه در حالت قائم بررسی عملکرد حرارتی آن در زوایای انحراف مختلف از اهداف دیگر این تحقیق است.

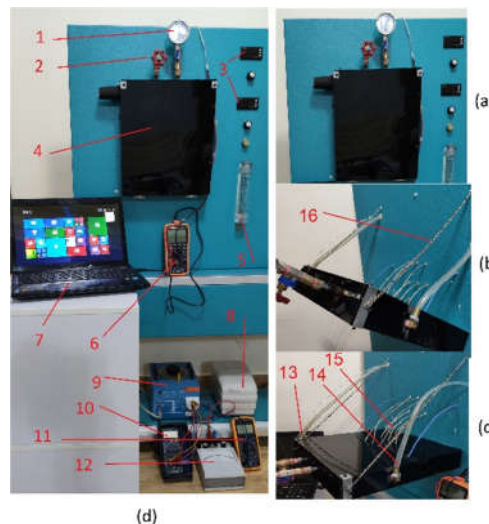
۲- مواد و روش ها

۲-۱- دستگاه و تجهیزات جانبی آن

در لوله گرمایی نوسانی داخل شیاردار از لوله های مسی داخل شیاردار شکل ۱ با مشخصات فنی جدول ۱ استفاده شده است.



شکل ۱- لوله مسی و مشخصات شیارهای داخل لوله مسی



شکل ۳- حالت‌های مختلف قرارگیری مجموعه لوله گرمایی نوسانی: (a) حالت قائم - (b) حالت زاویه‌دار - (c) حالت افقی - (d) مجموعه کل دستگاه. قسمت‌های مختلف دستگاه: ۱- فشارسنج ۲- شیر تخلیه و پر کردن ۳- نشان‌دهنده‌های دما ۴- مجموعه لوله‌های گرمایی نوسانی ۵- دبی سنج ۶- دینالاگر ۷- لپ‌تاپ ۸- تثبیت‌کننده ولتاژ ۹- واریاک ۱۰- ولت‌متر ۱۱- آمپر متر ۱۲- وات سنج ۱۳- خروجی آب چگالنده ۱۴- ورودی آب به چگالنده ۱۵- سیم‌های حسگر دما ۱۶- نگهدارنده مجموعه لوله گرمایی نوسانی در زاویه‌های مختلف

۲-۲- انجام آزمایش:

برای پر کردن لوله گرمایی نوسانی با سیال عامل ابتدا با استفاده از پمپ خلأ، سیستم از هوا و گازهای غیرقابل چگالش تخلیه شد و بر اساس نسبت پرشوندگی مشخص سیستم با سیال عامل شارژ گردید. در این تحقیق آزمایش‌ها با درصد پرشوندگی‌های ۴۰، ۵۰، ۶۰ و ۷۰ با توان‌های گرمایی ورودی ۵۰، ۱۰۰، ۱۵۰، ۲۰۰، ۲۵۰ و ۳۰۰ وات انجام گردید و پس از آن داده‌ها مورد تجزیه و تحلیل قرار گرفتند تا اینکه بهترین درصد پرشوندگی انتخاب شود. پس از تعیین نسبت پرشوندگی بهینه آزمایش‌ها با همان توان‌های گرمایی ذکر شده فوق در زوایای انحراف صفر، ۵، ۱۵، ۳۰، ۵۰، ۷۰ و ۹۰ درجه برای بررسی تاثیر زاویه انحراف در عملکرد حرارتی لوله گرمایی نوسانی داخل شیاردار انجام گردید.

۲-۳- اندازه‌گیری و محاسبات

دماهای آب ورودی و خروجی کندانسور، ناحیه کندانسور، ناحیه تبخیرکننده، ناحیه آدیاباتیک، دبی جرمی آب ورودی به چگالنده اندازه‌گیری شد و با مشخص بودن طول تبخیرکننده، چگالنده و آدیاباتیک با استفاده از روابط ذیل مقدار مقاومت گرمایی و رسانایی گرمایی موثر تعیین گردید.

در لوله‌های داخل شیاردار از قطر هیدرولیک D_h بجای قطر داخلی استفاده می‌شود و بر اساس رابطه (۱) تعیین می‌شود [۲۳].

$$D_h = \frac{4A \cos \beta}{NS} \quad (1)$$

در رابطه (۱)، A سطح مقطع نفوذ سیال، S محیط تر شده یک

شیار، β و N به ترتیب زاویه ماریچ و تعداد شیارها هستند. با استفاده از مشخصات لوله داخل شیاردار از جدول ۱ مقدار قطر هیدرولیکی آن برابر با ۲/۶۵ میلی‌متر است.

طراحی لوله گرمایی نوسانی باید به گونه‌ای باشد تا عمل پمپ کردن سیال خودبه‌خود صورت گیرد. بر طبق رابطه (۲) نسبت نیروی درونی به تنش سطحی در سطح بین مایع و گاز را عدد اتووس گویند. مقدار بحرانی عدد اتووس (مقداری که سرعت حد برابر صفر میشود) تقریباً برابر با ۴ است بنابراین مقدار قطر بحرانی را از رابطه (۳) میتوان به دست آورد [۲۴].

$$E_o = \frac{D_{crit} \cdot g(\rho_{liq} - \rho_{vap})}{\sigma} \leq 4 \quad (2)$$

$$D_{crit} \approx 2 \times \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_{liq} - \rho_{vap})}} \quad (3)$$

در رابطه (۳)، D_{crit} حداکثر قطر داخلی، σ کشش سطحی، ρ_{liq} چگالی فاز مایع، ρ_{vap} چگالی فاز بخار سیال عامل و g شتاب گرانش می‌باشند. در این پژوهش از آب مقطر به‌عنوان سیال عامل استفاده شده است بنابراین با توجه به خواص سیال عامل مقدار قطر بحرانی حدود ۵ میلی‌متر بدست می‌آید و قطر هیدرولیکی لوله مورد استفاده کمتر از قطر بحرانی است. برای بررسی و مقایسه عملکرد حرارتی لوله‌های گرمایی از مقاومت گرمایی استفاده می‌شود که از رابطه (۴) به دست می‌آید:

$$R_t = \frac{T_e - T_c}{Q} \quad (4)$$

در رابطه ۴، T_c و T_e به ترتیب متوسط دمای دیواره خارجی تبخیرکننده و کندانسور، Q گرمای منبع تغذیه گرمایی است که توسط تبخیرکننده وارد لوله گرمایی نوسانی می‌شود. مقدار Q از طریق رابطه (۵) به دست می‌آید:

$$Q = (1 - \phi) V \cdot I \quad (5)$$

در رابطه (۵)، I ، V و ϕ به ترتیب مقادیر ولتاژ ورودی، جریان و ضریب افت گرما می‌باشند. گرمای ورودی از طریق تبخیرکننده به سیال عامل منتقل شده و سیال عامل این گرما را در ناحیه چگالنده به آب منتقل می‌کند که مقدار گرمای خروجی از طریق آب از رابطه (۶) به دست می‌آید:

$$Q_{out} = \dot{m} \cdot c_p (T_{out} - T_{in}) \quad (6)$$

در رابطه (۶)، \dot{m} دبی جرمی آب ورودی به چگالنده، C_p ظرفیت گرمایی آب در فشار ثابت، T_{out} دمای آب خروجی از چگالنده و T_{in} دمای ورودی به چگالنده است. علاوه بر مقاومت گرمایی، از رسانایی گرمایی مؤثر نیز برای نشان دادن عملکرد حرارتی لوله گرمایی نوسانی استفاده می‌شود که با رابطه (۷) تعیین می‌گردد [۲۵]:

$$K_{eff} = \frac{Q}{A} \frac{L_{eff}}{T_c - T_e} = \frac{1}{R_t} \frac{L_{eff}}{A} \quad (7)$$

در رابطه (۷)، L_{eff} طول مؤثر بین تبخیرکننده و چگالنده است که توسط رابطه (۸) به دست می‌آید [۲۶]:

$$L_{eff} = \frac{1}{2}(L_c + L_e) + L_a \quad (8)$$

در رابطه (۸)، L_c ، L_e و L_a به ترتیب طول تبخیرکننده، آدیاباتیک و چگالنده هستند.

۲-۴- تحلیل عدم قطعیت

عدم قطعیت کلی هریک از متغیرها برای عدم قطعیت تکرار و ابزار از رابطه (۹) محاسبه می‌شود.

$$u_{total} = \sqrt{u_{tools}^2 + u_{rep}^2} \quad (9)$$

در رابطه (۹)، u_{total} عدم قطعیت کلی u_{tools} عدم قطعیت ابزار و u_{rep} عدم قطعیت تکرار آزمایش‌ها می‌باشد برای محاسبه عدم قطعیت توان گرمایی ورودی و مقاومت گرمایی از رابطه عدم قطعیت ترکیبی استاندارد استفاده شده است. محاسبات در نسبت پرشوندگی ۶۰ درصد در حالت قائم و توان گرمایی ۲۰۰ وات انجام شده است. با توجه به رابطه های (۴) و (۵) عدم قطعیت استاندارد برای توان گرمایی و مقاومت گرمایی را میتوان از روابط (۱۰) و (۱۱) محاسبه کرد [۲۷].

$$U_Q = \sqrt{\left(\frac{\partial Q}{\partial V} u_V\right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial T} u_T\right)^2} \quad (10)$$

$$U_R = \sqrt{\left(\frac{\partial R}{\partial T_e} u_{T_e}\right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial T_c} u_{T_c}\right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial Q} u_Q\right)^2} \quad (11)$$

با توجه با اینکه Ku ضریب پوششی U پهنای عدم قطعیت می‌باشد بنابراین به ازای $Ku=2$ ، بیشینه مقدار پهنای عدم قطعیت از رابطه (۱۲) قابل محاسبه است.

$$U_{max} = U.K_u \quad (12)$$

در جدول ۲ مقدار عدم قطعیت برای پارامترهای اصلی آورده شده است

جدول ۲- بیشینه مقدار عدم قطعیت برای پارامترهای اصلی

| پارامترها | نماد | بیشینه مقدار عدم قطعیت |
|-------------------|---------|------------------------|
| دبی سنج | lit/min | ۰/۰۲ |
| دمای تبخیرکننده | Te | ۱/۷۴ C° |
| دمای کندانسور | Tc | ۰/۸ C° |
| دیتالاگر | | ۰/۰۵۷۸ C° |
| ترموکوپل | | ۰/۰۵۷۸ C° |
| ولتاژ | V | ۰/۰۵۷۸ V |
| چریان | I | ۰/۰۰۵۷۸ A |
| توان گرمایی ورودی | Q | ۰/۹۲ W |
| مقاومت گرمایی | R | ۰/۰۴۲ K/W |

۳- بحث و نتیجه‌گیری

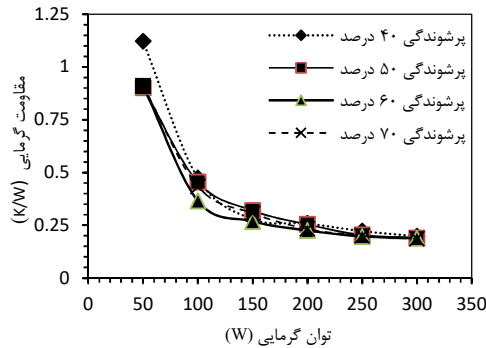
در ابتدا آزمایش‌ها بر اساس نسبت پرشوندگی‌های مختلف در حالت قائم انجام گردید تا اینکه بهترین نسبت پرشوندگی در این حالت انتخاب شود و پس‌از آن به ازای نسبت پرشوندگی بهینه در حالت قائم، آزمایش‌ها برای بررسی لوله گرمایی نوسانی داخل شیردار در زوایای مختلف نسبت به افق انجام گرفت. لازم به ذکر است که از دمای متوسط بدست آمده از تکرار آزمایشها در رسم نمودارها استفاده شده است.

۳-۱- انتخاب بهترین نسبت پرشوندگی

برای انتخاب بهترین نسبت پرشوندگی آزمایش‌ها را در حالت قائم به ازای پرشوندگی‌های ۴۰، ۵۰، ۶۰ و ۷۰ درصد انجام دادیم که با محاسبه مقاومت گرمایی در توانهای گرمایی مختلف نتایج آن‌ها در شکل ۴ نشان داده شده است.

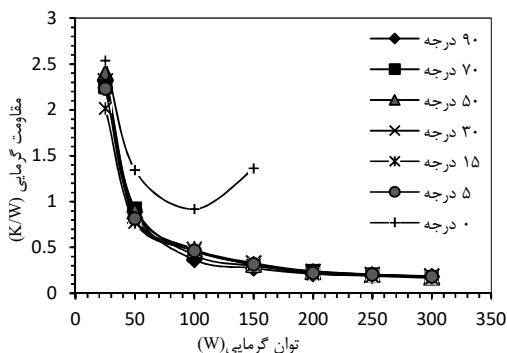
همان‌طوری که در شکل ۴ مشاهده می‌شود مقدار مقاومت گرمایی

در توان گرمایی ورودی ۱۰۰ وات نسبت به ۵۰ وات به ازای نسبت‌های پرشوندگی مختلف شدیداً کاهش یافته است و از توان گرمایی ۱۰۰ تا ۳۰۰ وات مقدار تغییرات مقاومت گرمایی در مقایسه با بازه توان گرمایی ۵۰ تا ۱۰۰ وات بسیار کم است. در حالت کلی با افزایش گرمای ورودی به تبخیرکننده مقدار مقاومت گرمایی کاهش می‌یابد. همچنین کمترین مقاومت گرمایی در پرشوندگی ۶۰ درصد اتفاق افتاده و نسبت به بقیه عملکرد حرارتی بهتری داشت.



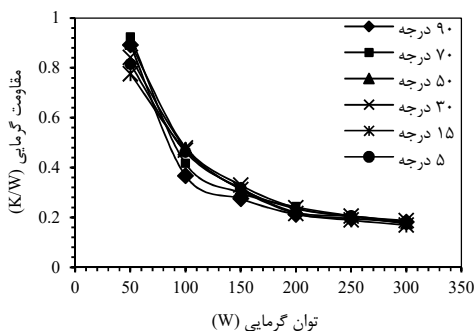
شکل ۴- نمودار تغییرات مقاومت گرمایی به ازای پرشوندگی‌های مختلف در حالت ۹۰ درجه

یافته‌های مربوطه نشان داد هنگامی که شار گرمایی بسیار کم باشد، به علت کافی نبودن نیروی لازم، حرکت نوسانی در لوله گرمایی اتفاق نمی‌افتد، بنابراین در لوله‌های گرمایی نوسانی برای ایجاد حرکت‌های نوسانی حداقل توان گرمایی لازم است. پس زمانی که شار گرمایی از کمترین مقدار موردنیاز برای شروع نوسانات بیشتر شد، حرکت‌های نوسانی سیال عامل شروع می‌شود و به دلیل انتقال جابجایی بخار همراه با مایع به چگالنده مقدار انتقال گرما افزایش یافته و مقدار مقاومت گرمایی کاهش می‌یابد، در ادامه به دلیل پایین بودن شار گرمایی فقط یک سری نوسانات رفت و برگشتی داخل لوله گرمایی نوسانی اتفاق می‌افتد و گردش کامل جریان سیال در داخل آن روی نمی‌دهد که در این شرایط عملکرد حرارتی لوله گرمایی نوسانی چندان مطلوب نیست. با افزایش بیشتر شار گرمایی، حرکات نوسانی نسبتاً پایدار شروع شده و عملکرد لوله گرمایی نوسانی به حالت پایدار تغییر می‌کند. با افزایش بیشتر شار گرمایی دامنه نوسانات گسترده‌تر می‌شود تا آنجا که سیال در داخل لوله گرمایی نوسانی علاوه بر نوسانات موضعی تمایل حرکت روبه‌جلو نیز پیدا می‌کند که این امر سبب چرخش سیال در لوله گرمایی می‌گردد.



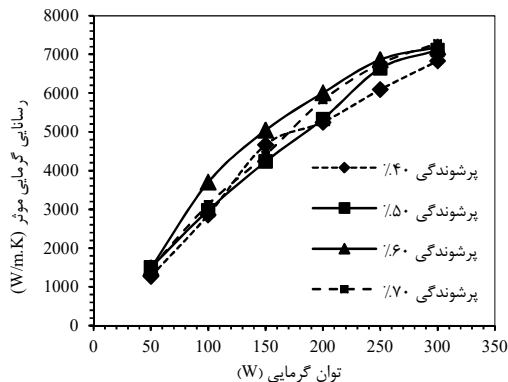
شکل ۶ - نمودار تغییرات مقاومت گرمایی به ازای توان‌های مختلف در زوایای انحراف مختلف

برای بررسی دقیق‌تر تفاوت مقاومت گرمایی بین زوایای مختلف و برای بزرگنمایی بیشتر، شکل ۷ با حذف زاویه صفر درجه و توان گرمایی ۲۵ وات نشان داده می‌شود.



شکل ۷ - نمودار تغییرات مقاومت گرمایی به ازای توان‌های گرمایی مختلف در زوایای انحراف متفاوت بدون لحاظ کردن زاویه صفر درجه

شکل ۷ نشان می‌دهد که در توان گرمایی ۵۰ وات مقاومت گرمایی در زوایای ۷۰ و ۹۰ درجه بیشتر از زوایای ۵، ۱۵، ۳۰ درجه است. دلیل این تفاوت می‌تواند وجود اثر نیروی جاذبه بیشتر و اثر نیروی اصطکاک حاصل از زبری سطح شیارهای داخلی لوله در حالت عمودی نسبت به زوایای مایل باشد؛ که نتیجه آن شروع بکار دیرتر آن‌ها می‌باشد و همچنین اختلاف دمای بین چگالنده و تبخیرکننده با کم بودن تعداد نوسانات افزایش یافته و مقاومت گرمایی زیاد می‌گردد در صورتی که در زوایای مایل (کمتر از ۵۰ درجه) به دلیل کاهش اثر نیروی جاذبه، شروع بکار زودتر اتفاق می‌افتد که حاصل آن کاهش اختلاف دمای بین چگالنده و تبخیرکننده و کاهش مقاومت گرمایی در مقایسه با حالت قائم می‌باشد. در توان‌های بیشتر در حالت عمودی، افزایش تعداد و سرعت نوسانات و نیز تبدیل اصطکاک استاتیکی به اصطکاک دینامیکی و ایجاد یک فیلم نازک از سیال عامل روی جداره داخلی لوله باعث افزایش میزان انتقال گرما شده و در نتیجه مقدار مقاومت گرمایی کاهش می‌یابد. اثرات نیروی جاذبه و موئینگی به برگشت بهتر سیال عامل از چگالنده به تبخیرکننده کمک نموده و در کنار آن زاویه شیارهای مارپیچ به چرخش سیال کمک نموده و باعث افزایش انتقال گرما و کاهش مقاومت گرمایی می‌شود.



شکل ۵ - نمودار تغییرات رسانایی گرمایی مؤثر به ازای پرشوندگی‌های مختلف در حالت ۹۰ درجه

شکل ۵ تغییرات رسانایی گرمایی را به ازای نسبت‌های پرشوندگی مختلف (۴۰، ۵۰، ۶۰ و ۷۰ درصد) در توان‌های گرمایی متفاوت و در حالت عمودی نشان می‌دهد. در حالت کلی با افزایش گرمایی ورودی به تبخیرکننده مقدار رسانایی گرمایی مؤثر افزایش می‌یابد. همان‌طوری که دیده می‌شود برای حالت ۹۰ درجه در نسبت پرشوندگی ۶۰ درصد به ازای تمامی توان‌های گرمایی، مقدار رسانایی گرمایی در مقایسه با سایر نسبت‌های پرشوندگی بیشتر است. برای مقایسه بهتر اثر زاویه قرارگیری لوله گرمایی، همین نسبت پرشوندگی در زوایای انحراف و توان‌های گرمایی مختلف در نظر گرفته شده است.

۲-۲- بررسی تأثیر زاویه انحراف در عملکرد حرارتی لوله گرمایی نوسانی داخل شیاردار

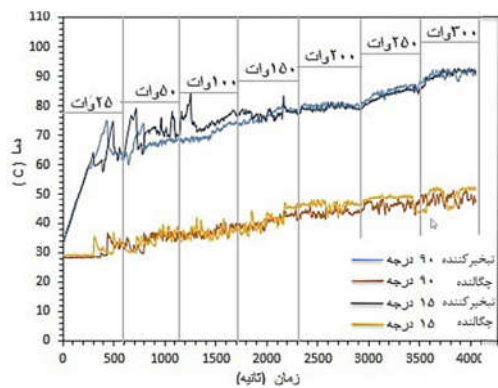
بررسی تأثیر زاویه انحراف لوله گرمایی نوسانی داخل شیاردار در زوایای صفر، ۵، ۱۵، ۳۰، ۵۰، ۷۰ و ۹۰ درجه در توان‌های ۲۵، ۵۰، ۱۰۰، ۱۵۰، ۲۰۰، ۲۵۰ و ۳۰۰ مورد آزمایش قرار گرفت و نتایج تحقیق به صورت نمودارهای زیر بیان گردیده است

شکل ۶ نشان می‌دهد که در لوله گرمایی نوسانی داخل شیاردار از زاویه ۵ درجه تا ۹۰ درجه تغییرات مقاومت گرمایی بین زوایای مختلف خیلی کم است ولی در زاویه صفر درجه مقدار مقاومت گرمایی افزایش چشمگیری داشته به طوری که در توان گرمایی ۱۰۰ وات خشک‌شدگی شروع شد. با توجه به اینکه شیارهای ریز عمل موئینگی بهتری را ایجاد می‌کنند بنابراین به برگشت بهتر سیال عامل از چگالنده به تبخیرکننده کمک می‌کند و این موضوع باعث شده است که لوله گرمایی نوسانی داخل شیاردار تا نزدیک به افق بتواند عملکرد حرارتی قابل قبولی داشته باشد.

در این مطالعه مشاهده گردید که با تغییر زاویه از ۵ تا صفر درجه دامنه نوسانات سیال عامل کم‌کم کاهش می‌یابد در نتیجه دما در تبخیرکننده افزایش می‌یابد و سیال عامل در قسمت چگالنده حالت تقریباً شبه استاتیکی به خود می‌گیرد به عبارت دیگر به دلیل عدم وجود نیروی جاذبه در حالت افق برگشت سیال از چگالنده به تبخیرکننده اتفاق نمی‌افتد تا اینکه در توان گرمایی ۱۵۰ وات خشک‌شدگی در لوله گرمایی نوسانی اتفاق می‌افتد.

هم‌حجم لوله گرمایی نوسانی فقط گرمای محسوس را انتقال می‌دهد در صورتی‌که در لوله‌های گرمایی نوسانی هم گرمای محسوس و هم گرمای نامحسوس انتقال می‌یابد. با توجه به مقدار بسیار بالای رسانایی گرمایی لوله گرمایی نوسانی، از آن‌ها به‌عنوان ابررسانا یاد می‌شود.

در شکل ۱۰ مقدار دمای تبخیرکننده و چگالنده در زوایای انحراف ۱۵ و ۹۰ درجه مقایسه شده است. همان‌طوری که دیده می‌شود باوجوداینکه در توان‌های گرمایی پایین دامنه نوسانات در تبخیرکننده بالاتر است ولی تعداد نوسانات کمتر می‌باشد که دلیل آن می‌تواند کم بودن میزان توان‌های گرمایی باشد که موجب ایجاد فقط یک سری نوسانات رفت و برگشتی داخل لوله گرمایی نوسانی می‌شود. این امر یکی از عوامل اصلی بالا بودن مقاومت گرمایی است. در مقابل در توان‌های گرمایی بالا هرچند که دامنه نوسانات کم است ولی با توجه به وجود توان گرمایی بالا تعداد نوسانات بیشتر است که یکی از عوامل کاهش مقاومت گرمایی می‌باشد. همچنین دیده شد که شروع بکار اولیه لوله گرمایی نوسانی داخل شیردار در زاویه انحراف ۱۵ درجه نسبت به حالت عمودی زودتر اتفاق افتاد.

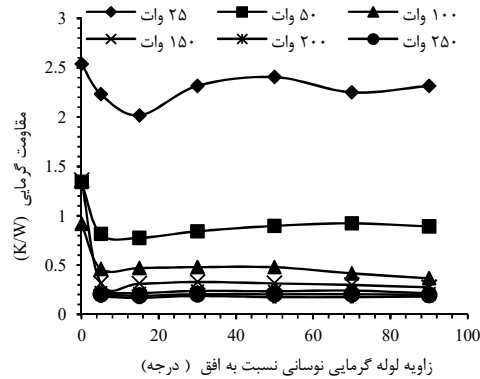


شکل ۱۰- دمای چگالنده و تبخیرکننده در دو زاویه ۱۵ و ۹۰ درجه در توان‌های ورودی مختلف به تبخیرکننده

با توجه به شکل ۱۰ می‌توان نتیجه گرفت که در توان گرمایی حدود ۲۰۰ وات و بالاتر مقدار اختلاف دمای بین چگالنده و تبخیرکننده به ازای توان‌های گرمایی یکسان در زاویه انحراف ۱۵ درجه نسبت به حالت عمودی نسبتاً کمتر است، به این دلیل همان‌طوری که در شکل ۷ مشاهده شد، در این محدوده به ازای توان گرمایی برابر مقاومت گرمایی زاویه ۱۵ درجه تقریباً برابر با زاویه ۹۰ درجه است که به‌نوبه خود یک امتیاز برای لوله‌های گرمایی نوسانی داخل شیردار محسوب می‌شود.

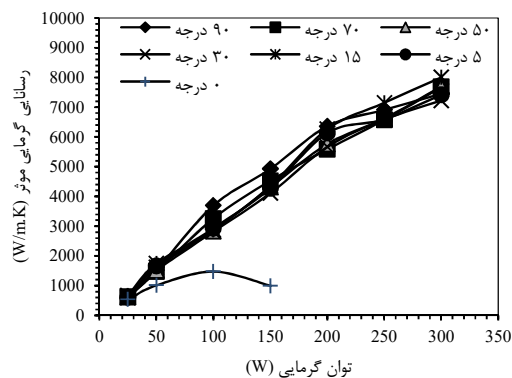
۴- نتیجه‌گیری

در این پژوهش به‌صورت تجربی لوله گرمایی نوسانی داخل شیردار با پرسودگی‌های ۴۰، ۵۰، ۶۰ و ۷۰ درصد برای انتخاب پرسودگی بهینه در حالت قائم مورد آزمایش قرار گرفت و نتیجه آزمایش‌ها نشان داد که در حالت قائم در نسبت پرسودگی ۶۰ درصد کمترین مقاومت گرمایی و بیشترین رسانایی گرمایی مؤثر در لوله گرمایی نوسانی داخل شیردار به دست آمد. پس‌از آن برای اولین بار در این تحقیق لوله گرمایی نوسانی داخل شیردار به ازای نسبت پرسودگی بهینه (۶۰)



شکل ۸- نمودار تغییرات مقاومت گرمایی به ازای توان‌های ورودی به تبخیرکننده در زوایای شیب مختلف

همان‌طوری که از نمودار شکل ۸ استنتاج می‌شود مقدار مقاومت گرمایی در توان‌های بالا کاهش می‌یابد از این‌رو بهترین عملکرد لوله‌های گرمایی نوسانی در توان‌های گرمایی بالا روی می‌دهد که دلیل آن می‌تواند تعداد نوسانات زیاد و چرخش سیال عامل باشد.



شکل ۹- نمودار تغییرات رسانایی گرمایی به ازای توان‌های مختلف در زوایای شیب مختلف

نمودار ۹ نشان می‌دهد که تغییرات مقاومت گرمایی در بازه تغییرات زوایای شیب ۹۰ تا ۵ درجه اندک است. در زاویه صفر درجه در توان ۱۰۰ وات خشک‌شدگی شروع می‌شود در این حالت دامنه نوسانات کم می‌شود و سیال عامل به‌صورت شبه استاتیکی در چگالنده باقی می‌ماند و سبب افزایش دما در تبخیرکننده می‌گردد تا اینکه در توان گرمایی ۱۵۰ وات خشک‌شدگی اتفاق می‌افتد.

یکی از شاخص‌های مهم مقایسه در انتقال گرما رسانایی گرمایی می‌باشد. در اینجا برای نشان دادن توانایی بالای انتقال گرما در لوله‌های گرمایی نوسانی مقادیر رسانایی گرمایی آن‌ها را با مس مقایسه می‌کنیم. برای مثال رسانایی گرمایی مؤثر لوله گرمایی نوسانی داخل شیر در زاویه ۹۰ درجه در توان ۳۰۰ وات حدود 8000 (W/m.K) است در صورتی‌که مقدار این ضریب برای مس 380 (W/m.K) است ملاحظه می‌شود که رسانایی گرمایی مؤثر لوله گرمایی نوسانی داخل شیردار حدود ۲۱ برابر بیشتر از میله مسی هم‌سطح مقطع و هم‌حجم لوله گرمایی نوسانی داخل شیردار است دلیل این موضوع این است که چون گرمای نهان بسیار بیشتر از گرمای محسوس است و میله مسی

درصد) به ازای توان‌های مختلف (۲۵، ۵۰، ۱۰۰، ۱۵۰، ۲۰۰، ۲۵۰ و ۳۰۰) در زوایای شیب مختلف (صفر، ۵، ۱۵، ۳۰، ۵۰، ۷۰ و ۹۰ درجه) مورد آزمایش قرار گرفت. نتیجه آزمایش‌ها نشان داد که در توان گرمایی ۵۰ وات در زوایای ۷۰ و ۹۰ درجه مقاومت گرمایی بیشتر از زوایای ۵، ۱۵ و ۳۰ درجه است و در بین آن‌ها زاویه ۱۵ درجه کمترین مقاومت گرمایی را داشت ولی در توان‌های گرمایی بالاتر از ۱۰۰ وات عملکرد لوله گرمایی نوسانی داخل شیاردار در زاویه ۹۰ درجه بهتر از بقیه زوایا بود. آن چیزی که بسیار قابل توجه است این است که در توان‌های بالاتر از ۲۰۰ وات مقدار مقاومت گرمایی لوله نوسانی داخل شیاردار در زاویه ۱۵ درجه تقریباً برابر ۹۰ درجه است که به نوبه خود یک دستاورد مهم برای لوله‌های گرمایی نوسانی داخل شیاردار می‌باشد. رسانایی گرمایی لوله گرمایی نوسانی داخل شیاردار حدود ۲۱ برابر بیشتر از میله مسی هم‌سطح مقطع و هم‌حجم لوله گرمایی نوسانی داخل شیاردار است. لازم به توضیح است که اکثر پژوهش‌های انجام شده در مورد عملکرد لوله‌های گرمایی نوسانی ساده در زوایای مختلف نشان داد که در زوایای کمتر از ۳۰ درجه این لوله‌های گرمایی عملکرد حرارتی ضعیفی نسبت به حالت قائم دارند که یکی از مشکلات عمده لوله‌های گرمایی نوسانی ساده بشمار می‌رود بنابراین نتیجه بسیار مهمی که از این پژوهش گرفته شد این است که لوله‌های گرمایی نوسانی داخل شیاردار در زوایای نزدیک به افق (تا ۵ درجه) عملکرد حرارتی همانند حالت قائم را دارند که می‌تواند نویدبخش حل مشکل لوله‌های گرمایی نوسانی باشد.

۵- نمادها

| | |
|------------|----------------------------|
| Cp | گرمای ویژه (J/kg K) |
| D | قطر (m) |
| Dh | قطر هیدرولیکی (m) |
| A | سطح مقطع (m ²) |
| k | رسانایی گرمایی (W/mK) |
| L | طول (m) |
| m | دبی جرمی (kg/s) |
| φ | ضریب افت گرما |
| p | فشار (pa) |
| Q | آهنگ انتقال گرما (W) |
| T | دما (C) |
| σ | کشش سطحی (N/m) |
| زیرنویس‌ها | |
| c | چگالنده |
| e | تبخیرکننده |
| t | گرمایی |
| vap | بخار |
| eff | مؤثر |
| in | ورودی |
| out | خروجی |
| liq | مایع |
| crit | بحرانی |

۶- مراجع

- [1] Akachi H., Structure of a heat pipe. USA, *Patent* 4921041, 1990.
- [2] Lin Y.H., Kang S.W., and Chen H.L., Effect of silver nano-fluid on pulsating heat pipe thermal performance. *Applied Thermal Engineering*, vol. 82, No. 11, pp. 1312-1317, 2008.
- [3] Jafarmadar S., Mobadersani F., Mirzae I., Investigation of Entropy Generation through the Operation of an Unlooped Pulsating. *IJE transactions B: Applications*, Vol. 29, No. 8, pp. 1151-1159, 2016.
- [4] Kim S. J., Seo J. K., Do K. H., Analytical and experimental investigation on the operational characteristics and the thermal optimization of a miniature heat pipe with a grooved wick structure. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, No. 46, pp. 2051-2063, 2003.
- [5] Xu J.J., Zhang Y.W., Ma H.B., Effect of internal wick structure on liquid-vapor oscillatory flow and heat transfer in an oscillating heat pipe. *J. Heat Transfer*, Vol. 131, pp. 121012-10, 2009.
- [6] Jiao A.J., Riegler R., Ma H.B., Peterson G.P., Thin film evaporation effect on heat transport capability in a grooved heat pipe. *Microfluid. Nanofluid*, Vol. 1, pp. 227-233, 2005.
- [7] Vasiliev L.L., Micro and miniature heat pipes – electronic component coolers. *Applied Therm Eng.* Vol. 28, pp. 266-273, 2008.
- [8] Faghri A., Review and advances in heat pipe science and technology. *J. Heat Transfer*, Vol. 134, pp. 123001-18, 2012.
- [9] Wannapakhe S., Rittidech S., Bubphachot B., and Watanabe O., Heat transfer rate of a closed-loop oscillating heat pipe with check valves using silver nanofluid as working fluid. *Journal of Mechanical Science and Technology*, vol. 23, pp. 1576-1582, 2009.
- [10] Ji Y., Xu C., Ma H.B., Pan X., X., An experimental investigation of the heat transfer performance of an oscillating heat pipe with copper oxide (CuO) microstructure layer on the inner surface. *J. Heat Transfer*, Vol. 135, pp. 074504-8, 2013.
- [11] Zhang F.Z., Winholtz R.A., Black W.J., Wilson M.R., Taub H., Ma H.B., Effect of hydrophilic nanostructured cupric oxide (CuO) surfaces on the heat transport capability of a flat plate oscillating heat pipe. *J. Heat Transfer*, Vol 138, pp. 062901-7, 2016.
- [12] Hao T.T., Ma X.H., Lan Z., Li N., Zhao Y.Z., Ma H.B., Effects of hydrophilic surface on heat transfer performance and oscillating motion for an oscillating heat pipe. *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 72, pp. 50-65, 2014.
- [13] Hao T., Ma X., Lan Z., Li N., Zhao Y., Effects of superhydrophobic and superhydrophilic surfaces on heat transfer and oscillating motion of an oscillating heat pipe. *J. Heat Transfer*, Vol. 136, pp. 082001-13, 2014.
- [14] Qu J., Li X., Xu Q., Wang Q., Thermal performance comparison of oscillating heat pipes with and without helical micro-grooves. *Heat and Mass Transfer*, Vol. 53, pp. 3383-3390, 2017.
- [15] Jahan S. A., Ali M., Islam M.Q., Effect of inclination angles on heat transfer characteristics of

- a closed loop pulsating heat pipe (CLPHP). *Procedia Engineering*, Vol. 56, pp. 82 – 87, 2013.
- [16] Pramod R. Pachghare, Ashish M. Mahalle. effect of inclination angle on the closed loop pulsating heat pipe thermal performance. *Proceedings of the ASME 2013 Heat Transfer Summer Conference*. July 14-19, Minneapolis, MN, USA, 2013.
- [17] Paudel S. B., Michna G. J., effect of inclination angle on pulsating heat pipe performance. *Proceedings of the ASME 12th International Conference on Nanochannels, Microchannels, and Minichannels*. August 3-7, Chicago, Illinois, USA, 2014.
- [18] Borkar R., Pachghare P., Thermo-Hydrodynamic Behavior of Methanol Charged Closed Loop Pulsating Heat Pipe. *Frontiers in Heat Pipes (FHP)*, Vol. 5, No. 1, pp. 01-07, 2014.
- [19] Goshayeshi H. R., Goodarzi M., Safaei M. R., Dahari M., Experimental Study on the Effect of Inclination Angle on Heat Transfer Enhancement of a Ferrofluid in a Closed Loop Oscillating Heat Pipe under Magnetic Field. *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 74, pp. 265–270, 2016.
- [20] Nowak A. I., Czajkowski C., Błasiak P., Pietrowicz S., Thermal Performances of a Oscillating Heat Pipe with different inclination angles, filling ratios and working fluids. *International Symposium on Oscillating/Pulsating Heat Pipes*, Daejeon, Korea, 25-28 September, 2019.
- [21] Li M., Li L., Xu D., Effect of filling ratio and orientation on the performance of a multiple turn helium pulsating heat pipe. *Cryogenics*. Vol. 100, pp. 62-68, 2019.
- [22] Yang H., Wang J., Wang N., Yang F., Experimental study on a pulsating heat pipe heat exchanger for energy saving in air-conditioning system in summer. *Energy and Buildings*. Vol. 197, pp. 1-6, 2019.
- [23] M.A. Kedzierski, J.M. Goncalves, Horizontal convective condensation of alternative refrigerants within a micro-fin tube. *J. Enhanc. Heat Transfer*, Vol. 6, pp. 161–178, 1999.
- [24] Khandekar S., *Thermo-hydrodynamics of closed loop pulsating heat pipes*. 2004.
- [25] Khandekar S., Dollinger N., Groll M., Understanding operational regimes of closed loop pulsating heat pipes: an experimental study. *Applied Therm. Eng.*, Vol. 23, PP. 707–719, 2003.
- [26] Qu J., Wang Q., Experimental study on the thermal performance of vertical closed-loop oscillating heat pipes and correlation modeling. *Applied Energy*, VOL. 112, pp. 1154–1160, 2013.
- [27] Douglas C. M., *Design and analysis of experiments*, John Wiley and sons. 2001.