مجله مهندسی مکانیک مدرس، مهر 1395، دوره 16، شماره 13، ویژه‌نامه مجموعه مقالات کنفرانس، ص‌ص 149-152

مجموعه مقالات دومین کنفرانس بین‌المللی تهویه‌مطبوع و تاسیسات حرارتی و برودتی
بیرجند، دانشگاه بیرجند، 6 و 7 مهر 1395
مهندسی مکانیک مدرس
mme.modares.ac.ir

بررسی آزمایشگاهی پارامترهای موثر بر عملکرد حرارتی لوله‌های حرارتی نوسانی

محمد سیاحی[1]، مجتبی ماموریان[2*]، حسین سابقی[3]

1- کارشناسی ارشد، تبدیل انرژی، دانشگاه فردوسی، مشهد
2- استادیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه فردوسی، مشهد
3- کارشناسی، مهندسی مکانیک، دانشگاه فردوسی، مشهد
* مشهد، صندوق پستی 9177948974، mamourian@um.ac.ir

چکیده

سیستم‌های نوین تهویه مطبوع، مدیریت گرمایی قطعات الکترونیکی و حرکت به سمت کوچک‌سازی قطعات توجه مهندسان را به خود جلب کرده است و این موضوع استفاده از ابزارهای انتقال حرارتی با عملکرد بالا را درپی دارد. یکی از این ابزارها لوله‌های حرارتی نوسانی است، ابزاری ساده با هزینه پایین برای انتقال حرارت از منبع دما بالا به منبع دمای پایین که دارای بازدهی بالایی می‌باشد. در این مقاله طراحی وساخت یک نمونه لوله حرارتی نوسانی مورد تجزیه و تحلیل قرار گرفت. مدل طراحی شده متشکل از 6 دور لوله مسی با قطر داخلی 2.2 میلی‌متر و قطر خارجی 4 میلی‌متر می‌باشد. ارتفاع هر دور 280 میلی‌متر که طول قسمت اواپراتور و کندانسور 100 میلی‌متر و قسمت آدیاباتیک 80 میلی‌متر است. یکی از مهم‌ترین پارامترهای موثر در لوله‌های حرارتی نوسانی نوع سیال عامل و نسبت پرشدگی آن می‌باشد. در این مقاله از گاز R-22 و آب مقطر در چهار نسبت پرشدگی استفاده شده است. نتایج نشان داد که دمای اواپراتور با افزایش توان ورودی افزایش یافته و عملکرد حرارتی آب مقطر از گاز بهتر می‌باشد. همچنین میزان پرشدگی 60 درصد آب مقطر بهترین عملکرد را در بین نسبت پرشدگی‌های دیگر دارد.

کلید واژگان: لوله حرارتی، لوله حرارتی نوسانی، سیال عامل، نسبت پرشدگی

Exprimental Investigation of the influence of filling ratio on the thermal performance of pulsating heat pipes

Mohammad Sayyahi, Mojtaba Mamourian*, Hosein Sabeghi

Department of Mechanical Engineering, Ferdowsi University of Mashhad, Mashhad, Iran
* P.O.B. 9177948974 Mashhad, Iran. mamourian@um.ac.ir

ABSTRACT

Modern air conditioning systems, thermal management of electronic components and progress towards miniaturizing parts have attracted the attention of engineers towards using thermal transfer instruments with high-performance. One of these tools is pulsating heat pipes with low cost and high efficiency for transferring heat from the source with high temperature to low temperature source. In this paper, design and manufacture of a prototype pulsating heat pipe were analyzed . The designed model consists of 6 loops of copper pipes with 2.2 mm inner diameter and 4 mm external diameter. The height of the loop is 280 mm, length of the evaporator and condenser is 100 mm and the adiabatic section is 80 mm. One of the most important parameters in pulsating heat pipes is working fluid and filling ratio. In this paper, the gas R-22 and distilled water is used in four of filling ratio. The results showed that the evaporator temperature has increased with increasing input power and thermal performance of distilled water is better than gas. Also, the filling ratio of 60 percent of distilled water has the best performance among the other fillings ratio.

Keywords: Heat pipe, pulsating, working fluid, filling ratio

1- مقدمه

لوله‌های حرارتی در بسیاری از موارد یکی از بهترین گزینه‌ها برای انتقال گرما و وسایل موثری برای بازیافت حرارت اتلافی محسوب می‌شوند. از مزیت کاربرد لوله‌های حرارتی می‌توان به ساخت و طراحی آسان، افت دمای کم در طول لوله حرارتی، کاربرد در بازه وسیعی از دما، توانایی کنترل و انتقال نرخ-های بالای حرارت در دماهای مختلف اشاره کرد. از جمله کارایی‌های لوله‌های حرارتی نوسانی می‌توان به خنک‌کردن وسایل الکتریکی و تراشه‌های کوچک بدون نیاز به فن اشاره کرد. این وسایل توانایی بکارگیری در بازیاب‌های حرارتی نیروگاهی و دستگاه‌های تهویه مطبوع را نیز دارا می‌باشند. یکی از کاربردهای مهم لوله حرارتی استفاده آنها به عنوان مبدل جهت بازیافت حرارت اتلافی دودکش‌ها می‌باشد. مبدل لوله حرارتی در بسیاری از موارد نظیر: دیگ بخار، کوره‌ها و خشک‌کن برای ذخیره انرژی استفاده می‌شود. تحقیق بر روی مبدل‌های لوله حرارتی از اواسط دهه 1970 آغاز گشت و از آن زمان تاکنون کاربرد وسیعی در صنایع مختلف پیدا کرده که یکی از کاربردهای مهم لوله حرارتی استفاده آنها به عنوان مبدل جهت بازیافت حرارت اتلافی دودکش‌ها می‌باشد. آزمایشات انجام شده نشان داده‌اند که لوله‌های حرارتی نوسانی توانایی انتقال بارهای حرارتی بیشتری نسبت به لوله‌های حرارتی معمول دارند و همچنین این وسایل می‌توانند حرارت را به مسافت‌های طولانی‌تری منتقل کنند.

تمامی لوله‌های حرارتی که از نظر شکل ظاهری و عملکرد ترمودینامیکی و دینامیک سیالاتی مشابه ساختار نشان داده شده در "شکل1" اند به عنوان لوله‌های حرارتی نوسانی خوانده می‌شوند.

ساختمان آن‌ها متشکل از تعدادی لوله باریک با تعدادی پیچ و خم است که به طور نسبی از سیال عامل پر شده است. این لوله‌ها می‌توانند اتصالی به دو

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:
Please cite this article using:
M.Sayyahi,M.Mamourian, H.Sabeghi, Exprimental Investigation of the influence of filling ratio on the thermal performance of pulsating heat pipes, *Modares Mechanical Engineering, Proceedings of the Second International Conference on Air-Conditioning, Heating and Cooling Installations*, Vol. 16, No. 13, pp. 149-152, 2016 (in Persian فارسی)

صورت سیکل باز یا سیکل بسته داشته باشند و برخلاف لوله‌های حرارتی متعارف، در ساختمان آن‌ها از هیچ فتیله‌ای استفاده نشده است. حداقل یک منبع حرارتی با سیستم در ارتباط است که به آن اواپراتور[1] یا هیتر و حداقل یک منبع دریافت کننده حرارت با سیستم در ارتباط است که به آن کندانسور[2] گفته می‌شود. یک بخش آدیاباتیک می‌تواند به صورت اختیاری بین اواپراتور و کندانسور در صورت زیاد بودن فاصله بین آنها قرار گیرد.

دلایل برتری این مبدل‌ها نسبت به تجهیزات دیگر را می‌توان عوامل زیر معرفی کرد.

1- مبدل‌های لوله حرارتی قسمت متحرک مکانیکی ندارند، لذا تعمیر و نگهداری آنها به حداقل می‌رسد؛

2- تماس بین جریان‌های اتلافی وگرم شونده وجود ندارد؛

3- به لحاظ عملکرد مستقل لوله‌های حرارتی، امکان نصب لوله‌ها در فضاهای محدود و به شکل‌های مختلف وجود دارد؛

4- ضریب بالای تبادل گرما و سطح زیاد انتقال گرما، بازده عملکرد مبدل را بسیار زیاد می‌کند؛

5- لوله‌های حرارتی مستقل از یکدیگر عمل می‌کنند، بنابراین خرابی یک یا چند لوله عملکرد کلی سیستم را مختل نمی‌کند؛

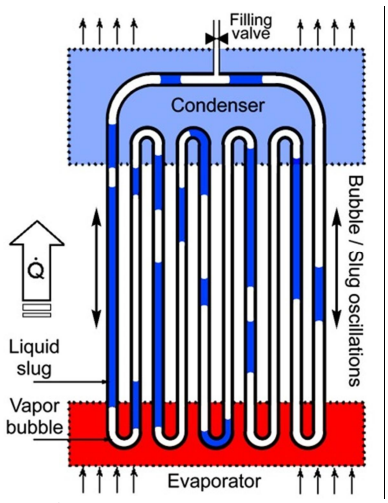

Fig. 1 Schematic of pulsating heat pipe

شکل 1 شماتیک لوله حرارتی نوسانی

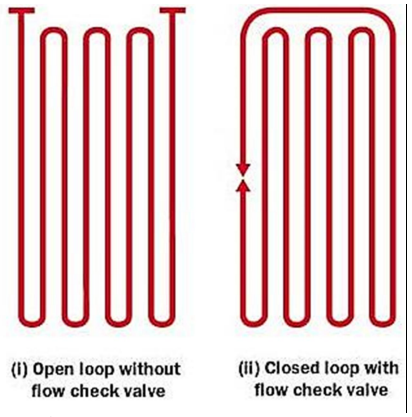

Fig. 2 Schematic of open and closed loop pulsating heat pipe

شکل2 شماتیک لوله حرارتی نوسانی سیکل باز و سیکل بسته

6- ابعاد مبدل نسبت به گرمایی که منتقل می‌کند خیلی کوچک است؛

7- برتری مهم و اصلی این مبدل‌ها نسبت به مبدل‌های دیگر، نزدیکی عملکرد به حالت دما ثابت، افت فشار کم و درصد خطای در نظرگرفته شده در هنگام طراحی، هزینه نصب و راه اندازی کم می‌باشد.

ابتدا هوای درون لوله حرارتی توسط سیستم خلا خالی می‌شود و سپس بطور جزیی با سیال عامل پر می‌شود(به نسبت بین حجم سیال درون لوله‌ها به حجم کل لوله‌ها نسبت پرشدگی گفته می‌شود). به دلیل قطر کم لوله‌ها و در نتیجه نیروی کشش سطحی و همچنین فشار اولیه پایین سیال درون لوله‌ها سیال عامل بصورت مخلوطی از قطرات مایع و حباب‌های بخار بطور نامتقارن و کاملا تصادفی در لوله‌ها پخش می‌شود. هیچ کنترل خارجی روی نحوه‌ی توزیع اولیه حباب‌ها در لوله‌ها وجود ندارد. سپس شار حرارتی از طریق یک منبع حرارتی به اواپراتور اعمال می‌شود و در نتیجه فشار بخار در قسمت اواپراتور افزایش می‌یابد. در کندانسور نیز به دلیل سرد شدن بخش بخار، فشار کاهش می‌یابد. این اختلاف فشار، نیروی رانشی ایجاد می‌کند که موجب ایجاد حرکات نوسانی بخش سیال و به دنبال آن بخش بخار می‌گردد. در نتیجه، لوله حرارتی نوسانی، حرارت را بوسیله حرکت نوسانی و مداوم مخلوط دوفازی بین تبخیرکننده و چگالنده منتقل می‌کند. در این وسایل انتقال حرارت محسوس و نهان توامان صورت می‌گیرد که این به نوبه خود مزیت دیگری است که در لوله حرارتی نوسانی نسبت به لوله‌های حرارتی متعارف که فقط انتقال حرارت نهان دارند، وجود دارد. قطرات مایع و حباب[3]-های بخار بدلیل نوسانات و ارتعاشات فشار که در درون سیستم بوجود می‌آید منتقل می‌شوند و حرارت را نیز به همراه خود منتقل می‌کنند. لوله حرارتی نوسانی الزاما یک وسیله مبدل حرارتی غیر تعادلی است که بوسیله ترکیب پیچیده‌ای از انواع گوناگون پدیده‌های ناپایدار دوفازی کار می‌کند. موفقیت عملکرد آنها وابسته به نوسانات مداوم و پیوسته حباب‌ها است که به نوبه خود متاثر از حالات و شرایط ناپایداری درون سیستم است.

اولین بهره‌برداری و استفاده از نقطه‌نظر مهندسی از سیستم لوله‌های حرارتی نوسانی توسط هیساترو آکاچی در سال 1990 انجام گرفت [1]. او اولین نمونه‌ها از خانواده لوله‌های حرارتی نوین را در 24 شکل مختلف ساخت. این مجموعه لوله‌های حرارتی چرخه‌ای نامیده شدند. همه این ساختارهای پیشنهادی دارای یک مشخصه مشترک بودند و آن وجود یک شیر یک طرفه در مسیر لوله برای تحمیل یک جهت قراردادی بود. حداقل قطر داخلی لوله-های به کار رفته در این مجموعه دو میلی‌متر بود. در آن زمان ادعا شد که لوله‌های حرارتی جدید بر کمبودها و مشکلاتی که لوله‌های معمولی دارند فائق می‌آیند. برای مثال دیده شدکه سیال‌های عاملی که برای استفاده در لوله‌های حرارتی معمولی مناسب نیستند، در این لوله‌ها می‌توانند به کارگرفته شوند و دارای کارایی بالاتر یا لااقل مشابه باشند. مازاوا [2] در سال 1995 برای اولین بار روی یک نمونه از این لوله‌های حرارتی آزمایشاتی انجام داد. آکاچی و پلاسک [3] در سال 1997 در تحقیقی از این نوع لوله حرارتی برای خنک-سازی قطعات الکترونیکی استفاده کردند و ترکیبات مختلفی را در ساخت لوله حرارتی مورد استفاده قراردادند، ازجمله: لوله‌های استیل با سیال عامل نیتروژن مایع، لوله‌های مسی با سیال‌های عامل آب، R-144 ، R-133 و آلومینیوم و متانول، آن‌ها در تحقیقات خود مقاومت حرارتی سیستم‌های مختلف را مورد مقایسه قرار دادند. یک مدل عددی توسط شفیعی و همکارانش [4] در سال 2001 برای لوله‌های حرارتی باز و بسته ارائه شد.

[1] evaporator
[2] condenser
[3] Bubble/ Slug

مدل آن‌ها شامل سه ناحیه جهت حرارت دادن و دو ناحیه جهت گرفتن حرارت بود. آن‌ها نشان دادند اثر جاذبه بر عملکرد لوله حرارتی نوسانی ناچیزتر از اثر قطر، نسبت پرشدگی و توان ورودی بود و نتیجه گرفتند که تعداد بخش‌های بخار به تعداد ناحیه حرارتی کاهش می‌یابد و ارتباطی به تعداد اولیه بخش بخار ندارد و نیز یک لوله حرارتی نوسانی با دو خم می‌تواند به صورت دو لوله U شکل مدل شود. چارون‌ساوان و همکارانش [5] در سال 2003 تاثیر پارامترهایی مانند قطر داخلی، تعداد خم، سیال کاری و زاویه شیب را بر روی لوله حرارتی نوسانی بررسی کردند و نشان دادند که جاذبه و تعداد خم بیشترین تاثیر را بر روی لوله‌ی حرارتی نوسانی می‌گذارند. خندکار و همکارانش [6] در سال 2004 به طور خلاصه به بررسی ترموهیدرودینامیک پیچیده و پارامترهای مستقل تاثیرگذار لوله‌های حرارتی نوسانی پرداختند. آنان از دو سیال آب و اتانول با درصد پرشدگی 50 درصد در توان‌های ورودی متفاوت تاثیر دمای اواپراتور برحسب زمان را بررسی و نشان دادند شار حرارت ورودی که باعث افزایش دمای اواپراتور و تبدیل آرایش جریان از قطره-حباب به حالت حلقوی می‌گردد. همچنین با نسبت پرشدگی‌های متفاوت مقاومت حرارتی را بررسی کردند، نتایج نشان دهنده مقداری بهینه معمولا بین 40-60 درصد می‌باشد. از نتایج دیگر آنان می‌توان به تاثیر قطر بر نحوه قرارگیری قطرات سیال و حباب‌های بخار، تاثیر شار حرارت ورودی که باعث بالا رفتن دمای اواپراتور و تبدیل آرایش جریان از قطره-حباب به حالت حلقوی، حد تعداد دورها در لوله حرارتی در عملکرد لوله حرارتی و بررسی تغییر شکل حباب و قطره‌ها در حالت افقی و عمودی اشاره کرد. مینا و همکارانش [7] با طراحی، ساخت و تست پیش گرمکن لوله حرارتی نوسانی انتها بسته با شیر یک طرفه، نقش آن در کاهش رطوبت نسبی در سیستم‌های خشک‌کن برای بازیافت حرارت تلف شده از سیکل خشک‌کن را بررسی کردند. آن‌ها از سیال عامل R-134 با درصد پرشدگی 50% و لوله مسی با قطر داخلی 2 میلی‌متر استفاده کردند. آنها نتیجه گرفتند با افزایش دما نرخ انتقال حرارت افزایش و با افزایش سرعت هوای ورودی نرخ انتقال حرارت کاهش می‌یابد. جیان و همکاران [8] در سال 2011 آزمایشات خود را بر روی عملکرد گرمایی لوله‌ی حرارتی نوسانی با دو نوع سیال عامل از نانو سیالات $Al2O_3$/water , SiO_2/water انجام دادند. تمام این آزمایشات در نسبت پرشدن 50% انجام گرفت. نتایج آنها نشان داد نانو سیال $Al2O_3$/water در مقایسه با آب خالص عملکرد گرمایی را افزایش و مقاومت حرارتی کاهش می‌یابد. درحالی‌که استفاده کردن از نانوسیال SiO_2/water عملکرد گرمایی لوله حرارتی نوسانی را بدتر و مقاومت حرارتی را نسبت به آب افزایش می‌دهد. لیو و همکارانش [9] در سال 2013 تاثیر توان ورودی، نسبت پرشدگی‌های مختلف و زاویه شیب سیستم بر عملکرد راه‌اندازی سیستم با سیال عامل آب، اتانول ومتانول بررسی کردند. آنها نشان دادند که مقدار بهینه نسبت پرشدگی برای راه-اندازی سیال آب 41%، اتانول 52% و برای متانول بین 35 تا 41 درصد می‌باشد. همچنین با افزایش زاویه شیب از 0 تا 90 درجه عملکرد راه‌اندازی بهبود و با افزایش توان ورودی راه‌اندازی سریع‌تر و پایداری بهتر می‌گردد. هنوز ماهیت دقیق پدیده‌هایی که در لوله‌های حرارتی نوسانی اتفاق می‌افتد بدلیل پیچیدگی و گستردگی پدیده‌های انتقال حرارت بطور کامل شناخته نشده‌اند. داده‌های بدست آمده محدود بوده، لذا نیاز به آزمایشات گسترده‌تر کاملا ضروری است. به طورکلی پارامترهای زیادی بر عملکرد لوله‌های حرارتی نوسانی تاثیر گذارند که می‌توان به نسبت پرشدگی، شار حرارتی، نوع سیال عامل، قطر داخلی، طول اوپراتور، اختلاف دمای اواپراتور و کندانسور و تعداد دور اشاره کرد.

در این مقاله پس از ساخت و طراحی یک نمونه لوله حرارتی نوسانی به بررسی تاثیر سیال عامل و نسبت پرشدگی به عنوان پارامترهای موثر بر عملکرد لوله حرارتی نوسانی پرداخته شد.

2- سیستم آزمایشگاهی

سیستم آزمایش طراحی وساخته شده برای انجام آزمایش‌ها در "شکل 3" نشان داده شده است. این سیستم یک لوله حرارتی نوسانی سیکل بسته می-باشد.

لوله حرارتی ساخته شده از جنس مس شامل 6 دور لوله با قطر داخلی 2.2 میلی‌متر و قطر خارجی 4 میلی‌متر است. ارتفاع هر دور لوله 280 میلی-متر می‌باشد که متشکل از اواپراتور وکندانسور به طول 100 میلی‌متر و ناحیه آدیاباتیک به طول 80 میلی‌متر است. از آب مقطر در چهار نسبت پرشدگی 25، 50، 60، 75 درصد و همچنین گاز R-22 با فشار psi 10 به عنوان سیال عامل استفاده شده است. توان حرارتی مورد نیاز قسمت اواپراتور توسط سیم حرارتی از جنس کروم نیکل با مقاومت الکتریکی 28.8 اهم استفاده شده است. چهار توان ورودی (25، 50، 75، 100) وات به سیستم داده شده که توسط دیمر این توان‌ها کنترل می‌شود. ناحیه آدیاباتیک با عایقی از جنس پتوی سرامیکی که تحمل دمایی بالایی دارد عایق شده تا اتلاف حرارتی تقریبا صفر شود. قسمت کندانسور شامل یک آکواریوم با ورودی آب سرد از سمت چپ و یک خروجی آب از سمت راست می‌باشد که در ابتدا و انتهای آن از دو دماسنج مقاومتی (PT100) برای مشاهده دمای آب استفاده شده است. برای کنترل مقدار دبی آب از یک روتامتر در ورودی آب که در تمام آزمایشات مقدار 100 لیتر بر ساعت تنظیم شده است، استفاده می‌شود. دما به وسیله 8 ترموکوپل تیپ K که در قسمت کندانسور و اواپراتور هر کدام 4 ترموکوپل استفاده شده به صورت گذرا توسط دیتالاگر لیتون مدل BTM خوانده می‌شود. از یک پمپ خلا دارای توانایی 0.005 تور برای خلا کردن سیستم قبل از هر بار آزمایش به مدت 15 دقیقه استفاده شده است.

3- نتایج

برای انجام آزمایشات ابتدا سیستم را خلا، سپس سیال عامل را تزریق کرده و توان ورودی دستگاه را تنظیم نمودیم. برای نشان دادن بهترین حالت، از مقاومت حرارتی که برای لوله‌های حرارتی نوسانی به‌صورت زیر تعریف می‌شود، استفاده شده است:

Fig. 3 system setup

شکل3 سیستم آزمایش

$$R = \frac{T_e - T_c}{Q} \quad (1)$$

در "شکل 4" دمای میانگین اواپراتور در نسبت پرشدگی 60% نشان داده شده که نشان‌دهنده افزایش دمای اواپراتور با افزایش توان ورودی می‌باشد. همچنین مشاهده می‌گردد که با افزایش توان ورودی فرکانس نوسان‌ها افزایش می‌یابد که نشان دهنده افزایش نیروی محرکه سیستم می‌باشد.

همان‌گونه که در "شکل 5" مشاهده می‌شود دماهای اواپراتور و کندانسور برای هر سیال و نسبت پرشدگی آب متفاوت می‌باشد. با توجه به معادله (1) ملاحظه می‌شود که مقاومت حرارتی کمتر نشان‌دهنده عملکرد حرارتی بهتر سیستم است. تفاوت بارز نمودار مقاومت حرارتی بین گاز و آب نشان‌دهنده نقش سیال عامل در عملکرد حرارتی دستگاه می‌باشد.

همان‌طور که "شکل 5" مشاهده می‌شود مقاومت حرارتی سیال R-22 از آب مقطر بزرگتر بوده که نشان‌دهنده عملکرد حرارتی پایین‌تر نسبت به آب می‌باشد. هم‌چنین نسبت پرشدگی 60% آب مقطر بهترین عملکرد را در سیستم دارا می‌باشد. در درصد پرشدگی‌های پایین با افزایش توان احتمال پدیده خشک‌شدگی و در درصدهای بالا احتمال انسداد قطرات مایع وجود دارد.

4- نتیجه‌گیری و جمع‌بندی

همان‌طور که ملاحظه شد با افزایش توان ورودی دمای اواپراتور افزایش می‌یابد. با توجه به افزایش توان ورودی سیستم نیروی محرکه افزایش یافته در نتیجه فرکانس نوسان‌های سیستم افزایش می‌یابد. همچنین سیال عامل آب مقطر از گاز R-22 دارای مقاومت حرارتی پایین‌تر است که نشان‌دهنده عملکرد حرارتی بهتر آب نسبت به گاز می‌باشد. نسبت پرشدگی 60% کمترین مقاومت حرارتی و بالاترین عملکرد حرارتی را دارا می‌باشد که در این نسبت تولید حباب و اثر نوسانات در تعادل هستند.

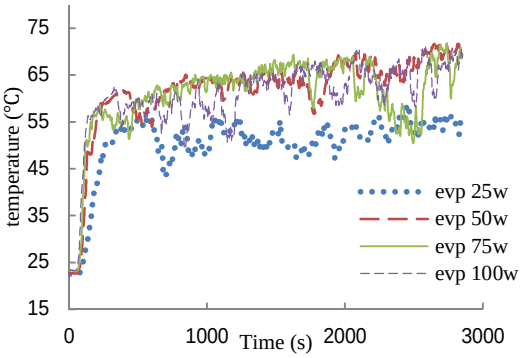

Fig. 4 Evaporator temperature vs. time for heat input

شکل 4 تاثیر توان ورودی بر دمای میانگین اواپراتور برحسب زمان

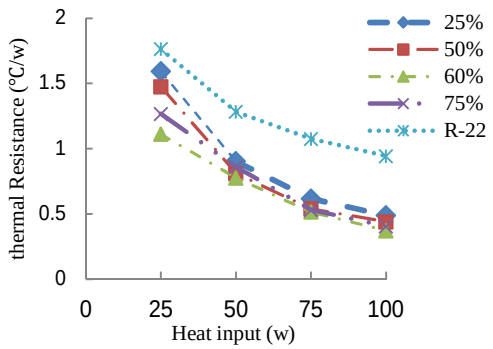

Fig. 5 Variation of thermal resistance with heat power

شکل5 تغییرات مقاومت حرارتی با توان حرارتی

5- فهرست علایم

R	مقاومت حرارتی $(\frac{°C}{w})$
T_e	دمای اواپراتور (°C)
T_c	دمای کندانسور (°C)
Q	توان (w)

6- مراجع

[1] Akachi, H., *Structure of a heat pipe: US, 4921041*.
[2] Maezawa, S., KY. Gi, A. Minamisawa, H. Akachi, *Thermal performance of capillary tube thermosyphon*. in Proc. 9th Int. Heat Pipe Conf. 1995.
[3] Akachi, H. and F. Polasek. *Thermal control of IGBT modules in traction drives by pulsating heat pipes*. in *Proceedings of 10th International Heat Pipe Conference*. 1997.
[4] Shafii, M.B., A. Faghri, and Y. Zhang, *Thermal modeling of unlooped and looped pulsating heat pipes. Journal of Heat Transfer*, 2001. 123(6): p. 1159-1172.
[5] Charoensawan, P., S. Khandekar, M. Groll., *Closed loop pulsating heat pipes: Part A: parametric experimental investigations. Applied thermal engineering*, 2003. 23(16): p. 2009-2020.
[6] Khandekar, S., M. Groll, P. Charoensawan. *Closed and open loop pulsating heat pipes*. in *K-4, Proceedings of 13th International Heat Pipe Conference*, China Academy of Space Technology, Shanghai, China. 2004.
[7] Meena, P., S. Rittidech, and N. Poomsa-Ad, *Application of closed-loop oscillating heat-pipe with check valves (CLOHP/CV) air-preheater for reduced relative-humidity in drying systems.* Applied Energy, 2007. 84(5): p. 553-564.
[8] Qu, J. and H. Wu, *Thermal performance comparison of oscillating heat pipes with SiO 2/water and Al 2 O 3/water nanofluids.* International Journal of Thermal Sciences, 2011. 50(10): p. 1954-1962.
[9] Liu, X., Y. Chen, and M. Shi, *Dynamic performance analysis on start-up of closed-loop pulsating heat pipes (CLPHPs).* International Journal of Thermal Sciences, 2013. 65: p. 224-233.