

# مدل‌سازی ریاضی اثر دمای محیط و چگالنده بر عملکرد لوله حرارتی حلقه‌ای

تاریخ دریافت: ۱۴۰۰/۴/۲۶

تاریخ پذیرش: ۱۴۰۰/۵/۲۵

وحید منشنی<sup>۱</sup>، ابراهیم افشاری<sup>۲\*</sup>، ایثار دشتی<sup>۳</sup>، مهدی مشرف دهکردی<sup>۴</sup>، سعید اصغری<sup>۵</sup>

۱. دانشجوی کارشناسی ارشد، گروه مهندسی مکانیک، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه اصفهان، اصفهان

۲. دانشیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه اصفهان، اصفهان. e.afshari@eng.ui.ac.ir

۳. کارشناس ارشد، پژوهشکده مواد و انرژی، اصفهان

۴. استادیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه اصفهان، اصفهان

۵. دانشیار، پژوهشکده مواد و انرژی، اصفهان

## چکیده

لوله حرارتی حلقه‌ای، وسیله‌ای منفعل برای خنک‌کاری سیستم‌های مختلف است. در کاربردهای فضایی، به دلیل نبود جاذبه، قابلیت اطمینان بالا، کاهش نیاز به تعمیر و نگهداری استفاده از این وسیله برای خنک‌کاری تجهیزات الکترونیکی، دیداری و یکسان‌سازی دمای ماهواره‌ها جذاب است. در این مطالعه، تأثیر دو عامل دمای محیط و چگالنده بر عملکرد لوله حرارتی حلقه‌ای با استفاده از مدل‌سازی ریاضی بررسی شده است. از یک لوله حرارتی حلقه‌ای با فتیله نیکلی، تبخیرکننده استوانه‌ای و سیال عامل آمونیاک در بازه توان ۲۰ تا ۳۵۰ وات برای مدل‌سازی استفاده می‌شود. اعتبارسنجی نشان می‌دهد، در بارهای حرارتی ۹۰ تا ۳۵۰ وات، انطباق خوبی بین نتایج مدل‌سازی و آزمایشگاهی وجود دارد. انتقال حرارت محفظه جبرانی با محیط بر دمای کاری و محدوده عملکرد پایای سیستم تأثیرگذار است. با کاهش دمای محیط از ۳۰۰ تا ۲۸۰ کلوین در دمای چگالنده ۲۷۳ کلوین دمای کاری در بارهای حرارتی بین ۲۰ تا ۱۰۰ وات تا ۱۲ کلوین کاهش یافته و با افزایش بیشتر بار حرارتی تا ۳۵۰ وات تأثیر آن ناپدید می‌شود. کاهش دمای محیط از ۳۰۰ تا ۲۸۰ کلوین به افزایش طول ناحیه دو فازی چگالنده و در نتیجه کاهش محدوده عملکرد لوله حرارتی حلقه‌ای در حالت پایا از ۳۵۰ به ۱۵۰ وات منجر می‌شود.

واژه‌های کلیدی: لوله حرارتی حلقه‌ای، مدل‌سازی ریاضی، محفظه جبرانی، دمای محیط، دمای چگالنده

## A mathematical model to investigate the effects of the ambient and condenser temperatures on the performance of a loop heat pipe

Vahid Manshaei<sup>1</sup>, Ebrahim Afshari<sup>2\*</sup>, Isar Dashti<sup>3</sup>, Mehdi Mosharaf-Dehkordi<sup>4</sup>, Saeed Asghari<sup>5</sup>

1. Graduated Student, Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, University of Isfahan, Isfahan

2. Associate Professor, Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, University of Isfahan, Isfahan. e.afshari@eng.ui.ac.ir

3. Materials and Energy Research Institute, Isfahan

4. Assistant Professor, Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, University of Isfahan, Isfahan

5. Associate Professor, Materials and Energy Research Institute, Isfahan

### Abstract

A loop heat pipe is a passive device, which can be used for cooling of different systems. In the space applications and in the absence of the gravity, the heat pipe is an attractive device for cooling the electronic and optical devices, because of its high reliability. In the present study, the effects of two parameters, including the ambient and condenser temperatures, on the performance of the loop heat pipe are investigated through the mathematical modeling. A loop heat pipe with nickel wick, cylindrical evaporator, and ammonia as its working fluid is examined in the power range of 20 to 350W. The validation results show that there is a good agreement between the experimental and mathematical results in the power range of 90 to 350 W. Heat transfer between reservoir the and the ambient affect the working temperature and the steady-state performance of the system. By reducing the ambient temperature for 300 to 280 K with the condenser temperature of 273 K, the working temperature is reduced up to 12K in the heat loads between the 20 to 100 W. However, this reduction in the working temperature is vanished by increasing the heat loads to 350W. By reducing the ambient temperature for 300 to 280K, the length of the two-phase region of the condenser is decreased, which leads to a reduction from 350 to 150W in the steady state process.

**Keywords:** Loop heat pipe, Mathematical modelling, Reservoir, Ambient temperature, Condenser temperature.

۱۴۹

سال دهم - شماره ۱۰

بهار و تابستان ۱۴۰۰

نشریه علمی

دانش و فناوری هوافضا





## ۱. مقدمه

لوله حرارتی حلقه‌ای، با مشخصات بارزی از قبیل؛ وجود فتیله تنها در تبخیرکننده، جدا شدن مسیر انتقال بخار و مایع، افزایش فاصله بین چشمه و چاه حرارتی نسبت به لوله حرارتی ساده، وسیله‌ای منفعل برای خنک‌کاری سیستم‌های مختلف است. منفعل به این معنا است که تجهیزات متحرکی از قبیل؛ پمپ و کمپرسور در آن وجود ندارد و انرژی مصرف نمی‌کند. بی‌نیازی به منبع تولید توان و تجهیزات متحرک باعث کاهش هزینه تولید، افزایش عمر وسیله و کاهش نیاز به تعمیر و نگهداری سیستم می‌شود.

مهم‌ترین ویژگی لوله حرارتی حلقه‌ای نسبت به انواع دیگر افزایش فاصله بین تبخیرکننده و چگالنده است. در لوله حرارتی معمولی با افزایش طول لوله، افت فشار افزایش می‌یابد. برای افزایش فشار موئین باید شعاع حفره‌ها در فتیله کاهش یابد که خود به افزایش افت فشار در فتیله منجر می‌شود و برای شعاع حفره‌ها یک مقدار بهینه وجود دارد؛ بنابراین در صورتی که فاصله بین تبخیرکننده و چگالنده زیاد باشد؛ برای حل مشکل افت فشار از لوله حرارتی حلقه‌ای به جای لوله حرارتی معمولی استفاده می‌شود. بیشترین کاربرد لوله حرارتی حلقه‌ای در صنایع فضایی و الکترونیک است. پردازنده‌ها ابعاد کوچکی دارند و گرمای زیادی تولید می‌کنند؛ از طرفی گرمای تولیدشده باید به اندازه کافی از محیط پیرامون دور شود تا بر عملکرد سایر تجهیزات تأثیر منفی نداشته باشد. به همین دلیل لوله حرارتی حلقه‌ای انتخابی مناسب برای کنترل دمای آن‌هاست. مقدار توان حرارتی که یک لوله حرارتی حلقه‌ای می‌تواند منتقل کند به ابعاد، نوع سیال، فتیله و مواد مورد استفاده برای ساخت آن وابسته است که می‌تواند در بازه‌ای بین ۲ تا

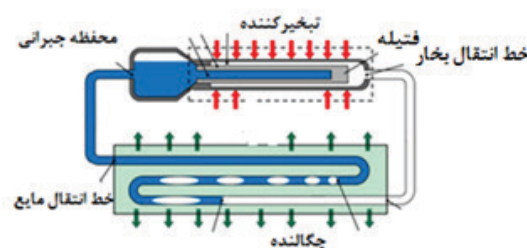
چند هزار وات باشد [۱]. لوله حرارتی حلقه‌ای در صنایع فضایی در دو بخش خنک‌کاری تجهیزاتی از قبیل؛ باتری‌ها، جعبه تأمین توان، چرخ‌های عملکردی، خطوط تانک هیدرازین، دنبال‌کنندگان ستارگان، جایروها و یکسان‌سازی دمای ماهواره‌ها استفاده می‌شود. دمای کاری تجهیزات بیان‌شده بین ۰ تا ۵۰ درجه سلسیوس است.

نخستین بار در سال ۱۹۹۵ از لوله حرارتی حلقه‌ای برای کنترل دمای تجهیزات بصری در ماهواره آرزور روسیه استفاده شد. لوله حرارتی حلقه‌ای مورد استفاده در این ماهواره بار حرارتی ۲۰ تا ۵۰ وات را برای کنترل محدوده دما تا ۳۰ درجه سلسیوس منتقل می‌کرد [۲]. در سال ۲۰۰۴ از دو لوله حرارتی حلقه‌ای با سیال عامل پروپیلن با توان ۳۵۰ وات برای خنک‌کاری لیزر ارتفاع‌سنج در فضاپیماي ICES استفاده شد. در سال ۲۰۱۸ از لوله حرارتی حلقه‌ای برای کنترل دمای سیستم‌های تصویربرداری در ماهواره GF-9 چین با دقت ۰/۴ درجه سلسیوس استفاده شد [۳].

با توجه به اینکه هدایت حرارتی لوله حرارتی حلقه‌ای زیاد است و می‌تواند بارهای حرارتی زیادی را با اختلاف دمای کم منتقل کند، از این وسیله برای یکسان‌سازی دما در ماهواره‌ها نیز استفاده می‌شود. برای نمونه ممکن است یک بخش از ماهواره در معرض تابش شدید خورشید و بخش دیگر آن در سایه قرار داشته باشد. این مسئله باعث می‌شود اختلاف دمای زیادی بین این دو بخش ایجاد شود. لوله حرارتی حلقه‌ای، شار حرارتی را از سمتی که در معرض تابش قرار دارد، به بخش در سایه منتقل کرده و توزیع یکنواختی از دما ایجاد می‌کند.

لوله حرارتی حلقه‌ای مطابق شکل (۱) از تبخیرکننده، فتیله، محفظه جبرانی، چگالنده، خط انتقال مایع و بخار تشکیل شده است. درون تبخیرکننده یک

فتیله و تعدادی شیار بخار قرار دارد. محفظه جبرانی وظیفه کنترل حجم سیال در گردش را بر عهده دارد. بالانس انرژی در محفظه جبرانی بر عملکرد پایای لوله حرارتی حلقه‌ای تأثیرگذار است. نحوه عملکرد لوله حرارتی حلقه‌ای به این صورت است که مایع اشباع در تبخیرکننده با جذب حرارت بخار می‌شود. بخار درون شیارهای مخصوص خود حرکت کرده و از تبخیرکننده به خط انتقال بخار می‌رسد. پس از عبور از خط انتقال بخار به چگالنده می‌رسد. در چگالنده گرما از دست می‌دهد و دوباره به مایع تبدیل می‌شود. چگالنده از دو بخش دو فازی و مادون سرد تشکیل شده است. مایع مادون سرد شده از چگالنده خارج می‌شود و با عبور از خط انتقال مایع به محفظه جبرانی می‌رسد. بخشی از گرمای ورودی به تبخیرکننده، به وسیله فتیله و بدنه به محفظه جبرانی نشت می‌کند. همچنین محفظه جبرانی با محیط نیز تبادل حرارت انجام می‌دهد. در نهایت مایع مادون سرد ورودی به محفظه جبرانی به حالت مایع اشباع می‌رسد، به تبخیرکننده می‌رود و چرخه ادامه پیدا می‌کند.



شکل ۱. اجزای تشکیل‌دهنده لوله حرارتی حلقه‌ای [۴]  
همه پژوهش‌های انجام‌شده روی لوله حرارتی حلقه‌ای به سه صورت پژوهش‌های آزمایشگاهی، تحلیلی، مدل‌سازی ریاضی و عددی است. چون هدف این مقاله مدل‌سازی ریاضی یک لوله حرارتی است؛ پژوهش‌هایی که در آن‌ها از روش‌های ریاضی برای

مدل‌سازی لوله حرارتی حلقه‌ای استفاده شده است یا تأثیر پارامترهای مختلف بر عملکرد لوله حرارتی حلقه‌ای را بررسی کرده‌اند، مورد توجه و استفاده قرار گرفته‌اند.

مطالعه لوله حرارتی حلقه‌ای با استفاده از مدل‌سازی ریاضی و عددی بسیار گسترده است. این پژوهش‌ها به چندین بخش تقسیم می‌شوند که تنها بخشی از این مطالعات به مدل‌سازی عددی تبخیرکننده و محفظه جبرانی پرداخته‌اند. هدف بیشتر این مطالعات تعیین دمای بخار در شیارهای بخار، تأثیر محل تماس بخار و مایع در فتیله، جوشش در فتیله و انتقال حرارت بین تبخیرکننده و محفظه جبرانی است.

بخش دیگری از این پژوهش‌ها به مدل‌سازی کامل لوله حرارتی حلقه‌ای پرداخته‌اند. در بیشتر این مطالعات از روش نقطه‌گذاری شبکه‌ای استفاده شده است. کایا و هوآنگ [۵] از مدل ریاضی یک‌بعدی بر اساس بقای جرم و انرژی برای پیش‌بینی دمای کاری لوله حرارتی حلقه‌ای با تبخیرکننده استوانه‌ای استفاده کردند. مدل آن‌ها بسیار ساده بود؛ به همین دلیل مقادیر به‌دست‌آمده برای افت فشار دو فازی و حرارت نشتی به محفظه جبرانی شعاعی با مقادیر تجربی اختلاف زیادی دارد. مقادیر به‌دست‌آمده برای دمای بخار در تبخیرکننده با نتایج آزمایشگاهی برای دو نوع لوله حرارتی حلقه‌ای استوانه‌ای انجام شد. انطباق قابل قبولی بین نتایج مدل‌سازی و آزمایش‌ها در حالت افقی وجود دارد. آن‌ها برای بهبود نتایج در مطالعه‌های دیگر [۶] از پنج مدل مختلف برای محاسبه افت فشار دو فازی استفاده کردند. اتابکی [۷] یک مدل ریاضی بر اساس معادله‌های بقای جرم و انتقال حرارت برای چرخه کامل لوله حرارتی حلقه‌ای ارائه داده و از روش شبکه‌بندی نقطه‌ای استفاده کرد. این مدل، دمای کاری، نرخ جرمی





جریان و طول ناحیه دو فازي چگالنده را در حالت پایا تعیین می‌کند. برای اعتبارسنجی مدل از نتایج آزمایشگاهی کایا و هوآنگ [۶] استفاده شده است. جاذبی زاده و کایا [۸] مدل ریاضی یک بعدی بر اساس حل معادله‌های بقای جرم، انرژی و تکانه با استفاده از شبکه جابه‌جا شده ارائه دادند. برای تعیین افت فشار و ضریب انتقال حرارت نیز از هر دو رابطه مربوط به جریان تک و دو فاز استفاده کرده‌اند. آن‌ها بیان کردند که این مدل قابلیت گسترش برای استفاده در حالت گذرانی نیز دارد. در نهایت تأثیر ضریب هدایت حرارت تماسی بین زینی و فتیله، مقاومت حرارتی تماسی بین چگالنده و چاه حرارتی، سرعت سیال در شیارهای بخار و ضریب انتقال حرارت در خطوط انتقال بر دمای کاری سیستم را بررسی کرده‌اند. اعتبارسنجی مدل با نتایج تجربی برای دو لوله حرارتی حلقه‌ای متفاوت نشان می‌دهد که اختلاف دما در بیشترین حالت (بین مدل و نتایج آزمایشگاهی) ۴٪ است. ژو و همکاران [۹] لوله حرارتی حلقه‌ای را با در نظر گرفتن حرارت نشتی به محفظه جبرانی به صورت دو فازي و یک بعدی مدل سازی کردند. در این مدل، تولید حباب‌ها و جریان دو فازي در ناحیه هسته تبخیرکننده به علت زیاد بودن گرمای نشتی بررسی شده است. آن‌ها نتیجه گرفتند؛ تولید حباب در هسته تبخیرکننده زمانی که حرارت نشتی زیاد باشد انتقال حرارت بین محفظه جبرانی و تبخیرکننده را تحت تأثیر قرار می‌دهد. با استفاده از این مدل می‌توان توزیع دما و ضریب انتقال حرارت را تعیین کرد.

در این پژوهش دمای کاری و طول ناحیه دو فازي نسبت به مسائل دیگری مانند جوشش و عملکرد در حالت گذرا اهمیت بیشتری دارد، بنابراین از مدل ریاضی ارائه شده توسط اتابکی [۷] استفاده و انتقال حرارت خطوط انتقال سیال با محیط نیز در نظر گرفته

شده است.

پژوهش‌های زیادی بر اساس روش‌های آزمایشگاهی ریاضی به بررسی تأثیر پارامترهای مختلف مثل نیروی جاذبه، خصوصیات فتیله، دمای چگالنده، ضریب انتقال حرارت چگالنده، سیال عامل و... بر عملکرد لوله حرارتی حلقه‌ای پرداخته‌اند. با توجه به موضوع این مقاله تنها پژوهش‌هایی که به تأثیر دمای محیط و چاه حرارتی مربوط است، مورد استفاده و توجه قرار گرفته است.

نیشیکاوا و ناگانو [۱۰] تأثیر تغییرات دمای چاه حرارتی را در بازه ۰ تا ۷۵ درجه سلسیوس روی یک لوله حرارتی حلقه‌ای مینیاتوری با تبخیرکننده استوانه‌ای با قطر ۱۲ میلی‌متر و سیال عامل استون، اتانول و R۱۳۴a گزارش کردند. در دمای چاه حرارتی ۷۵ درجه سلسیوس، بیشترین ظرفیت لوله حرارتی حلقه‌ای با سیال عامل استون ۳۰ وات و مقاومت حرارتی ۰/۳ درجه سلسیوس بر وات بوده است. چرنیشوا و همکاران [۱۱] نتایج آزمایش لوله حرارتی حلقه‌ای مینیاتوری با سیال عامل آب و فتیله از جنس مس را گزارش کردند. آن‌ها دمای چاه حرارتی را از ۲۰ تا ۸۰ درجه سلسیوس تغییر دادند. کمترین مقاومت حرارتی سیستم در بار حرارتی ۴۰۰ تا ۵۰۰ وات و دمای چاه حرارتی ۶۰ درجه سلسیوس برابر با ۰/۲ درجه سلسیوس بر وات بوده است. دمای تبخیرکننده در این حالت برابر با ۶۰ درجه سلسیوس است. آناند و همکاران [۱۲] یک لوله حرارتی حلقه‌ای با سیال عامل‌های مختلف شامل ان-پنتان، اتانول، متانول و استون را آزمایش کردند. دمای چاه حرارتی از صفر تا ۲۰- درجه سلسیوس تغییر داده شد. بیشترین ظرفیت حرارتی با سیال عامل متانول و دمای چاه حرارتی ۲۰- درجه سلسیوس به دست آمد. دمای تبخیرکننده در این حالت ۶۵ درجه سلسیوس بوده است. البته باید توجه کرد که رسیدن به چنین دماهای

پایینی برای چاه حرارتی نیازمند تجهیزات سرمایشی خاصی است که برای مصارف خنک کاری سیستم‌هایی مانند یک پردازنده؛ استفاده از چنین تجهیزاتی ممکن نخواهد بود. تأثیر دمای چاه حرارتی، تقابل آن با دمای محیط و تأثیر آن بر پایداری سیستم کمتر مورد توجه قرار گرفته است.

در مطالعاتی که تاکنون انجام شده، طول ناحیه دو فاز و تأثیر آن بر محدوده عملکرد سیستم کمتر بررسی شده است. انتقال حرارت محفظه جبرانی با سایر بخش‌ها از جمله محیط پیرامونش بر دمای کاری و طول ناحیه دو فاز در چگالنده مؤثر است. طول ناحیه دو فاز محدودۀ عملکرد سیستم را در حالت پایا مشخص می‌کند. در این مطالعه به تأثیر دو پارامتر دمای محیط و چگالنده بر دمای کاری و طول ناحیه دو فاز با استفاده از مدل‌سازی ریاضی پرداخته می‌شود. زمانی که تجهیزات الکترونیکی زیادی در کنار هم قرار گرفته باشند و هر کدام به صورت جداگانه خنک شوند، گرمای تولیدشده از سوی وسایل مجاور می‌تواند بر عملکرد سیستم تأثیر گذار باشد و دمای محیط اهمیت پیدا می‌کند. اگرچه دمای محیط یک متغیر قابل کنترل نیست؛ اما مطالعه تأثیر آن بر بقای انرژی در محفظه جبرانی، اثر جذب و دفع گرما در محفظه بر پایداری و دمای سیستم را نشان می‌دهد و پس از آن با روش‌های مختلف می‌توان آن را کنترل کرد.

## ۲. مدل‌سازی ریاضی

در این بخش معادله‌ها و شیوه مدل‌سازی ریاضی لوله حرارتی حلقه‌ای به صورت خلاصه بیان می‌شود. روابط ریاضی برای محاسبه مقدار انتقال حرارت، دما، دبی و افت فشار بر اساس روابط بقای جرم و انرژی استخراج شده‌اند. در جدول ۱ این روابط نشان داده شده است.

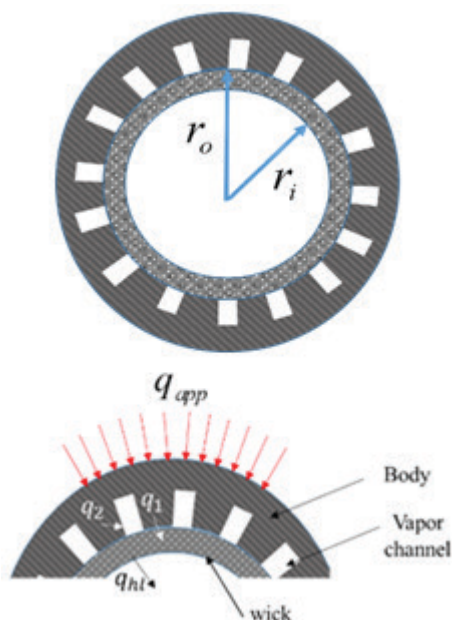
مدل‌سازی ریاضی بر اساس مدل ارائه‌شده با استفاده از مرجع [۷] انجام شده است. فرضیه‌های زیر برای انجام مدل‌سازی استفاده شده است.

۱. معادله‌ها بر اساس حالت پایای سیستم در نظر گرفته شده است؛
۲. از انتقال حرارت در شیارهای بخار صرف نظر شده است؛
۳. حرارت ناشی از بدنه به محفظه جبرانی در نظر گرفته نشده است.

### ۱-۲. معادله‌های حاکم

#### ۱-۱-۲. تبخیرکننده

در شکل ۲ مقطع دوبعدی تبخیرکننده لوله حرارتی حلقه‌ای نشان داده شده است. بار حرارتی  $q_{app}$  با چشمه حرارت به بدنه تبخیرکننده اعمال می‌شود.



شکل ۲. مقطع دوبعدی تبخیرکننده لوله حرارتی حلقه‌ای

$$q_{app} = q_1 + q_2 \quad (1)$$

$q_2$  بخشی از حرارت است که به وسیله بدنه به بخار درون شیارها منتقل و  $q_1$  بخشی از حرارت است



که از بدنه به مایع اشباع در فتیله می‌رسد. توجه به مطالعات آزمایشگاهی نشان می‌دهد که دمای خروجی از کانال‌های بخار بادمای بخار در کانال‌ها تفاوت چندانی ندارد؛ بنابراین می‌توان از آن صرف‌نظر کرد [۷].

$$q_1 = q_{fg} + q_{hl} \quad (2)$$

$q_{fg}$  گرمای نهان بخار و  $q_{hl}$  حرارت منتقل شده از فتیله به محفظه جبرانی (به صورت شعاعی) است. در این پژوهش از مقدار حرارتی که از راه بدنه به محفظه جبرانی منتقل می‌شود، چشم‌پوشی شده است. برای محاسبه دقیق مقدار آن باید دمای چشمه حرارتی و مقاومت حرارتی تماسی بین چشمه حرارت و بدنه مشخص باشد. در برخی از پژوهش‌ها [۱۳] مقدار آن برابر یک سوم گرمای نشتی از فتیله به محفظه در نظر گرفته می‌شود؛ بنابراین دبی جرمی بخار به صورت زیر تعیین می‌شود.

$$\dot{m}_{tot} = \frac{((q_1 - q_{hl}))}{h_{fg}} \quad (3)$$

### ۲-۱-۲. خط انتقال بخار

با مشخص بودن دبی جرمی، مقادیر انتقال حرارت، افت فشار و دمای خروجی از خط انتقال بخار از رابطه‌های (۴)، (۵) و (۶) (ارائه شده در جدول (۱)) تعیین می‌شود. ضریب اصطکاک در رابطه (۵) به نوع جریان بستگی دارد. نوع جریان با توجه به تغییر بار حرارتی تغییر می‌کند. در صورتی که جریان آرام باشد، مقدار آن برابر  $\frac{64}{Re}$  و در غیر این صورت از رابطه کولبروک [۱۴] محاسبه می‌شود. در صورتی که دمای محیط از دمای بخار کمتر باشد؛ چگالش اتفاق می‌افتد و باید از رابطه‌های مربوط به چگالش استفاده شود. در این مطالعه از رابطه چگالش دابسون و چاتو [۱۵] استفاده شده است. برای تعیین بهترین مدل چگالش، مقایسه‌ای

بین رابطه‌های چگالش چاتو [۱۶]، دابسون و چاتو [۱۵] و محمدشاه [۱۷] انجام شده که تفاوت زیادی بین نتایج به دست آمده از مدل‌های مختلف وجود ندارد؛ اما رابطه دابسون و چاتو کمترین خطا را در محاسبه دما داشته و به همین دلیل برای این مطالعه انتخاب شده است.

### ۲-۱-۳. چگالنده

چگالنده دو بخش دو فازی و تک فاز دارد. ضریب انتقال حرارت داخلی در بخش دو فاز چگالنده بر اساس رابطه‌ای که دابسون و چاتو [۱۵] ارائه کرده‌اند، تعیین می‌شود. با توجه به وابستگی ضریب انتقال حرارت داخلی به کیفیت بخار، بخش دو فازی چگالنده به قسمت‌های کوچک‌تری به طول  $dz$  تقسیم شده و در هر بخش با توجه به کیفیت بخار ضریب انتقال حرارت داخلی تعیین می‌شود. در ابتدا با یک حدس اولیه برای دمای دیواره داخلی لوله چگالنده ضریب انتقال حرارت داخلی و مقدار انتقال حرارت در المان تعیین می‌شود. در شکل (۳) مدار مقاومت حرارتی در ناحیه دو فازی چگالنده نشان داده شده است.



شکل ۳. مدار مقاومت حرارتی ناحیه دو فاز چگالنده  
مقدار  $R_o$  بر اساس اطلاعات مرجع [۷] برابر با  $\frac{1}{229} \left( \frac{W \cdot m^2}{K} \right)$  تعیین شده است [۷].  $R_o$  مقاومت حرارتی خارجی چگالنده است و با توجه به جنس لوله، کاور و نوع خنک‌کاری چگالنده تعیین می‌شود. با استفاده از مدار مقاومت حرارتی نشان داده شده در شکل ۳ و طی فرایندی تکراری مقدار دقیق  $T_{wall}$  یا همان دمای دیواره مشخص می‌شود. سپس مقدار انتقال حرارت و تغییرات کیفیت بخار در المان مورد نظر با استفاده از رابطه‌های (۷) و (۸) (ارائه شده در جدول

(۱) محاسبه می‌شود. محاسبات تا زمانی که چگالش به صورت کامل انجام شود و کیفیت بخار به صفر برسد، ادامه پیدا می‌کند. با صفر شدن کیفیت بخار با توجه به تعداد المان‌ها طول ناحیه دو فازی چگالنده تعیین می‌شود. پس از آن باید مقدار انتقال حرارت و دمای خروجی از ناحیه مادون سرد چگالنده مشابه آنچه برای خط انتقال بخار بیان شد، محاسبه شود. مقدار افت فشار در ناحیه دو فازی شامل سه بخش اصطکاکی، تغییرات تکانه و جاذبه است. با توجه به اینکه لوله چگالنده حالت افقی دارد، مقدار افت فشار ناشی از جاذبه در چگالنده برابر با صفر است. برای محاسبه افت فشار اصطکاکی در ناحیه دوفازی برای هر المان از روابط ارائه شده مارتنلی [۱۸] استفاده شده است. مقدار افت فشار در ناحیه تک فاز چگالنده مشابه با خط انتقال بخار است. در این مطالعه حالتی که چگالش به صورت کامل انجام نشود و سیال به صورت دو فازی وارد خط انتقال مایع شود، بررسی نمی‌شود.

#### ۴-۱-۲. خط انتقال مایع

مقادیر انتقال حرارت، دمای خروجی و افت فشار در خط انتقال مایع مشابه آنچه برای خط انتقال بخار بیان شد و با تغییر خواص سیال محاسبه می‌شود. در این مطالعه تغییر فاز در ناحیه خط انتقال مایع وجود ندارد.

#### ۵-۱-۲. محفظه جبرانی

بقای انرژی در محفظه جبرانی تأثیر مهمی بر عملکرد حالت پایای سیستم دارد. معادله (۹) بقای انرژی در محفظه جبرانی را نشان می‌دهد. رابطه‌های (۱۰) و (۱۱) (مطابق جدول (۱)) مقادیر انتقال حرارت محفظه با محیط و مقدار مادون سرد در چگالنده هستند. ضریب انتقال حرارت محفظه با محیط بر اساس اطلاعات مرجع

[۷]  $U_{cc-amb}$  برابر با ۱۰ وات بر مترمربع کلوین است.

#### ۶-۱-۲. مجموع افت فشارها و انتقال حرارت

در نهایت مجموع انتقال حرارت و افت فشار در بخش‌های مختلف باهم جمع می‌شود. رابطه (۱۲) مجموع انتقال حرارت و رابطه (۱۳) مجموع افت فشارها را نشان می‌دهد.  $Q_{cd}$  حرارت دفع شده در چگالنده است و مقدار آن با استفاده از رابطه (۱۴) تعیین می‌شود. مقدار افت فشار در کل چرخه نباید از فشار موئین ایجاد شده به وسیله فتیله بیشتر باشد. فشار موئین ایجاد شده با فتیله با استفاده از رابطه (۱۵) محاسبه می‌شود.

#### ۲-۲. شرط همگرایی و روبه حل

روند انجام محاسبات به همان ترتیب بیان شده در بخش معادله‌های حاکم و با یک حدس اولیه برای دمای اشباع بخار انجام می‌شود. مقدار گرمای ناشی در ابتدای حل برابر با صفر قرار داده می‌شود و در نهایت با استفاده از رابطه (۱۶) تعیین می‌شود. از نرم‌افزار EES برای انجام محاسبات استفاده شده است. دلیل استفاده از نرم‌افزار EES این است که در این نرم‌افزار کتابخانه‌هایی برای تعیین خواص ترمودینامیکی سیال و فیزیکی فتیله وجود دارد. اگر از روابط ریاضی برای تعیین خواص سیال مانند آنتالپی و دمای اشباع استفاده شود؛ از دیگر نرم‌افزارهای برنامه‌نویسی مانند فرترن نیز می‌توان استفاده کرد. رابطه (۱۷) شرط همگرایی حل را نشان می‌دهد. در شکل (۴) رویه حل مسئله نشان داده شده است.



### ۳. تحلیل نتایج

برای اطمینان از صحت نتایج در بخش اول مربوط به نتایج، منحنی اعتبارسنجی و در بخش بعدی تأثیر دمای محیط، چگالنده بر دمای کاری و طول ناحیه دو فاز چگالنده لوله حرارتی بررسی می‌شود.

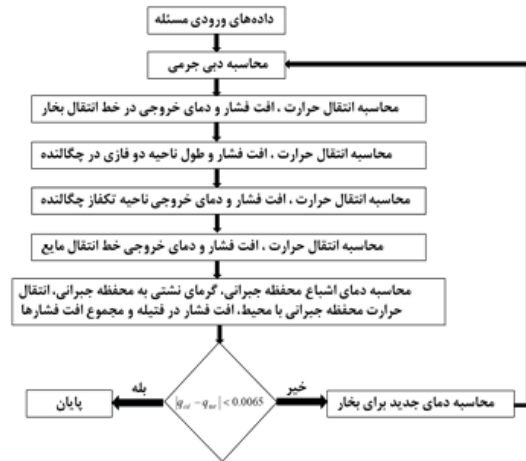
#### ۳-۱. اعتبارسنجی

مشخصات لوله حرارتی مورد استفاده در این مدل‌سازی در جدول (۲) ارائه شده است. برای اعتبارسنجی نتایج از داده‌های آزمایشگاهی موجود در پژوهش‌های هوانگ و کایا [۵] استفاده شده است. در شکل (۵) منحنی دمای کاری به دست آمده از مدل‌سازی در بار حرارتی ۲۰ تا ۳۵۰ وات با نتایج آزمایشگاهی برای مقایسه استفاده شده است.

جدول ۲. ویژگی‌های لوله حرارتی حلقه‌ای

نوع تبخیرکننده	استوانه‌ای
طول تبخیرکننده	۲۵/۴ میلی‌متر
نوع چگالنده	لوله‌ای تک راهه
طول چگالنده	۴/۰۶ متر
طول خط انتقال بخار و مایع	۴۶۰ میلی‌متر
قطر خط انتقال بخار و مایع	۴۶۰ میلی‌متر / ۵/۵۴ میلی‌متر
نفوذپذیری فتیله	$1/67 \times 10^{-4}$ مترمربع
هدایت حرارتی مؤثر فتیله	۴۶/۲ وات بر کلون مترمربع
سیال عامل	آمونیاک
کانال‌های بخار	۱۶ عدد با قطر هیدرولیکی ۲ میلی‌متر
فتیله	نیکلی با تخلخل ۰/۵

بر اساس شکل (۵)، مشاهده می‌شود که انطباق قابل قبولی بین نتایج مدل‌سازی و داده‌های آزمایشگاهی به خصوص در حالت هدایت حرارتی ثابت (بار حرارتی بیشتر از ۱۰۰ وات) وجود دارد. در بارهای حرارتی کمتر اختلاف نتایج بیشتر می‌شود؛ هر چند که در بیشترین حالت به ۴ درجه کلون می‌رسد. اختلاف نتایج می‌تواند



شکل ۴. رویه حل مسئله

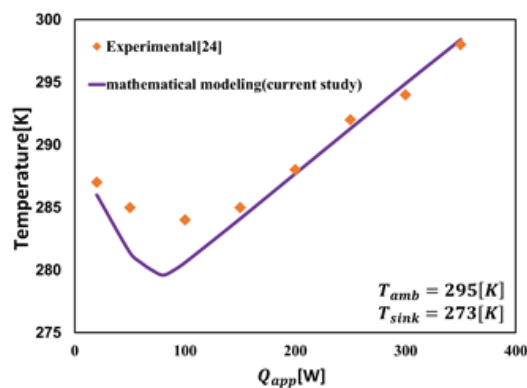
جدول ۱. روابط ریاضی برای محاسبه انتقال حرارت، افت فشار و دمای لوله حرارتی حلقه‌ای

شماره	رابطه
۴	$q_{vl} = \dot{m}_{tot} c_{p,y} (T_{o,y,l} - T_{sat,y})$
۵	$\Delta p_{vl} = \frac{(f Re_{vl}) \mu_v L_{vl} \dot{m}_{tot}}{2 \rho_v A_{vl} D_{vl}^2}$
۶	$T_{exit,y,l} = T_{amb} + (T_{sat,y} - T_{amb}) EXP(-\frac{UA_{vl}}{\dot{m}_{tot} c_p})$
۷	$q_i = \pi D_{cd} dz \frac{1}{R_o + R_{2ph}} (T_{sat} - T_{sin k})$
۸	$dx_i = \frac{q_i}{\dot{m}_{tot} h_{fg}}$
۹	$Q_{hl} + Q_{cc\_a} = Q_{sc} + Q_{ll}$
۱۰	$Q_{cc\_amb} = -U_{cc\_amb} A_{cc} (T_{cc} - T_{amb})$
۱۱	$Q_{sc} = \dot{m}_{tot} c_{p,l} (T_{o,cd} - T_{cd,sat})$
۱۲	$Q_{tot} = q_{app} + q_{ll\_amb} + q_{vl\_amb} + q_{cc\_amb}$
۱۳	$\Delta p_{tot} = p_v - p_l = \Delta p_{ch} + \Delta p_w + \Delta p_{vl} + \Delta p_{cd}$
۱۴	$Q_{cd} = \sum_{x=0}^{x=1} q_i + Q_{sc}$
۱۵	$p_{cap} = \frac{2\sigma \cos \theta}{r_{po}}$
۱۶	$Q_{hl} = 2\pi L k_e \frac{(T_{sat} - T_{w,en})}{\ln(r_o / r_i)}$
۱۷	$ Q_{cd} - Q_{tot}  < 0.0065$





سه دلیل مهم داشته باشد. (۱) مهم‌ترین عامل اختلاف نتایج این است که داده‌های آزمایشگاهی در مطالعه کایا و هوآنگ [۶] به صورت کامل در دسترس نبوده؛ بنابراین از بعضی پارامترهای بیان شده در مطالعه ریاضی اتابکی [۷] که شبیه‌ترین لوله حرارتی حلقه‌ای به مطالعه کایا و هوآنگ است استفاده شده است. (۲) مدل‌های چگالش موجود که بر اساس نتایج آزمایشگاهی استخراج شده‌اند در بازه خاصی از قطر لوله و دبی جرمی قابل قبول هستند. در بارهای حرارتی کم، دبی جرمی بسیار کم است، به همین دلیل دقت مدل چگالش نیز کاهش می‌یابد. (۳) گرمای نشتی از تبخیرکننده به محفظه جبرانی در بارهای حرارتی کم نقش مهمی در تعیین دمای کاری سیستم دارد. بخشی از این گرمای نشتی به محفظه، از راه بدنه به محفظه منتقل می‌شود که در این مطالعه در نظر گرفته نشده است.



شکل ۵. منحنی دمای کاری به دست آمده از مدل‌سازی در بار حرارتی ۲۰ تا ۳۵۰ وات با نتایج آزمایشگاهی

## ۲-۳. بررسی تأثیر پارامترهای مختلف بر عملکرد لوله حرارتی حلقه‌ای

### ۱-۲-۳. دمای محیط

در شکل (۶) منحنی دمای کاری سیستم برای دماهای مختلف محیط نشان داده شده است. با کاهش

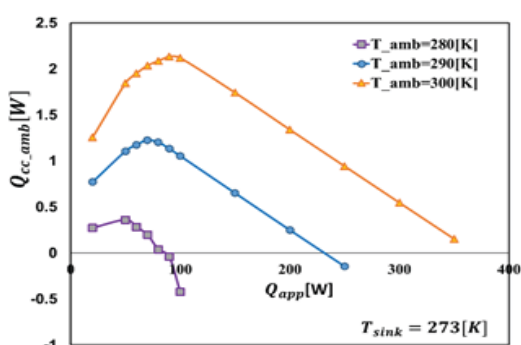
دمای محیط از ۳۰۰ تا ۲۸۰ کلوین و نزدیک شدن آن به دمای چاه حرارتی دمای کاری سیستم در حالت هدایت حرارتی متغیر (بارهای حرارتی کم) کاهش می‌یابد و با افزایش بار حرارتی تأثیر آن کمتر می‌شود. بیشترین اختلاف دمای کاری مربوط به بار حرارتی ۲۰ وات و برابر با ۱۲ کلوین است. مقادیر انتقال حرارت محفظه جبرانی با محیط در دماهای مختلف محیط در شکل (۷) نشان داده شده است. مقادیر مثبت نشان‌دهنده جذب حرارت از محیط است. در حالت هدایت حرارتی متغیر دمای کاری با افزایش بار حرارتی کاهش می‌یابد. دلیل کاهش دما در این حالت افزایش سریع طول ناحیه دوفازی است. کاهش دمای کاری باعث می‌شود، اختلاف دما بین محفظه و محیط بیشتر شده و مقدار انتقال حرارت محفظه با محیط نیز افزایش پیدا کند. مشاهده می‌شود که تأثیر دمای محیط بیشتر بر حالت هدایت حرارتی متغیر است. زیرا با ورود به محدوده حالت هدایت حرارتی ثابت، دمای بخار افزایش یافته و به دمای محیط نزدیک می‌شود؛ در نتیجه شدت انتقال حرارت با محیط کاهش می‌یابد.

در شکل (۸) طول ناحیه دوفازی برای دماهای مختلف محیط نشان داده شده است. مشاهده می‌شود که با کاهش دمای محیط از ۳۰۰ تا ۲۸۰ کلوین سرعت رشد طول ناحیه دوفازی افزایش پیدا می‌کند. بر اساس رابطه (۹) کاهش حرارت نشتی به محفظه و کاهش انتقال حرارت با محیط باعث کاهش مقدار مادون سرد مورد نیاز و در نتیجه افزایش طول ناحیه دوفازی می‌شوند. برای دمای محیط ۳۰۰ کلوین و در بار حرارتی ۳۵۰ وات طول ناحیه دوفازی با طول چگالنده برابر می‌شود؛ در حالی که برای دمای محیط ۲۸۰ کلوین در بار حرارتی ۱۵۰ وات طول ناحیه دوفازی با طول چگالنده برابر می‌شود.

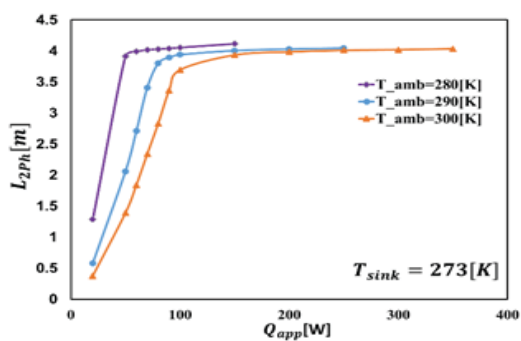


این نشان می‌دهد که کاهش جذب حرارت از محیط باعث کاهش محدوده عملکرد سیستم در حالت پایا شده است. با افزایش بیشتر بار حرارتی ناحیه دو فاز وارد خط انتقال مایع می‌شود و اگر مقدار دفع حرارت در خط انتقال مایع با محیط به اندازه کافی نباشد بخار وارد محفظه جبرانی می‌شود. ورود بخار به محفظه جبرانی دمای کاری سیستم را افزایش می‌دهد، همچنین بالانس انرژی در محفظه جبرانی به هم می‌خورد و سیستم از حالت پایا خارج می‌شود. خارج شدن سیستم از حالت پایا به معنی از کارافتادگی سیستم نیست و فقط دچار نوسان دما خواهد شد. در نهایت افزایش بیشتر بار حرارتی باعث از کارافتادگی سیستم می‌شود؛ بنابراین اگرچه کاهش دمای محیط دمای سیستم را در حالت هدایت حرارتی متغیر (بارهای حرارتی کم) کاهش می‌دهد؛ اما با تحت تأثیر قرار دادن بقای انرژی در محفظه جبرانی باعث افزایش طول ناحیه دو فازی می‌شود. اگر طول ناحیه دو فازی چگالنده از طول حالت پایا خارج خواهد شد.

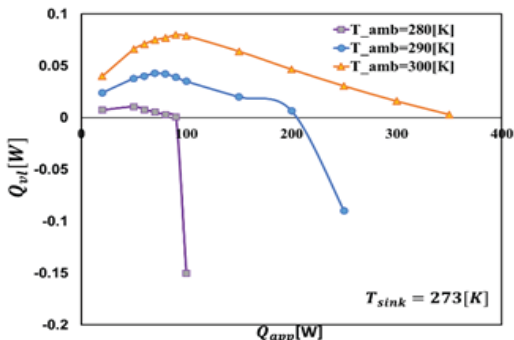
۰/۱ وات است و تأثیر زیادی بر عملکرد سیستم نخواهد داشت. انتقال حرارت در خط انتقال مایع با محیط در شکل (۱۰) نشان داده شده است. جذب حرارت از محیط در خط انتقال مایع بر اساس رابطه (۹) مقدار مادون سرد ورودی به محفظه جبرانی را کاهش می‌دهد؛ در نتیجه دمای کاری افزایش می‌یابد. البته با توجه به اینکه مقدار آن ناچیز است (کمتر از ۰/۱ وات) تأثیر آن چشم‌گیر نخواهد بود.



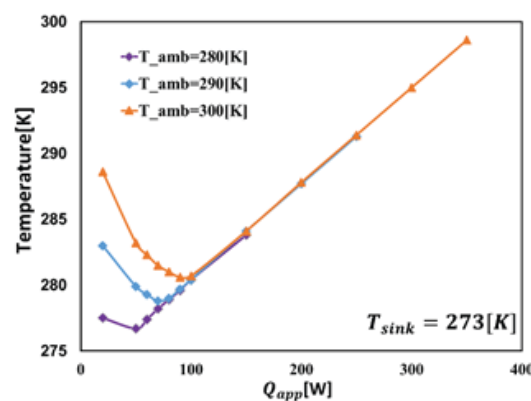
شکل ۷. انتقال حرارت محفظه جبرانی با محیط در دماهای مختلف



شکل ۸. طول ناحیه دو فازی برای دماهای مختلف محیط



شکل ۹. انتقال حرارت در خط انتقال بخار با محیط در دماهای مختلف

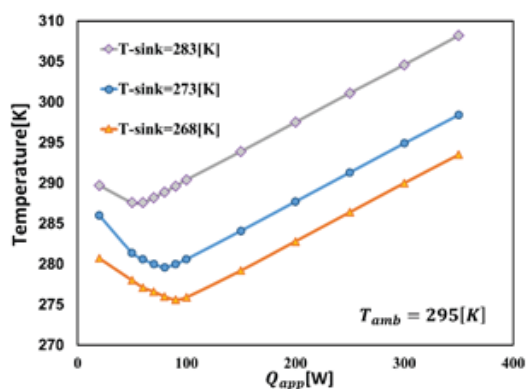


شکل ۶. منحنی دمای کاری سیستم برای دمای محیط مختلف

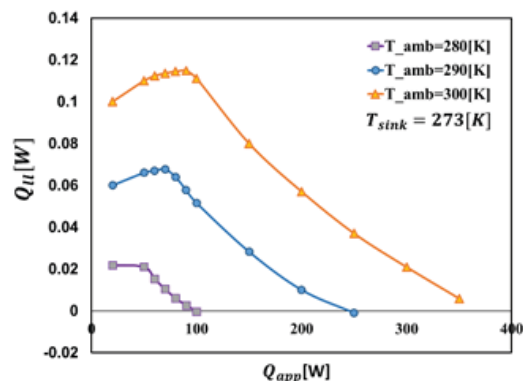
در شکل (۹) مقدار انتقال حرارت در خط انتقال بخار با محیط نشان داده است. مشاهده می‌شود که مقدار انتقال حرارت با محیط در خط انتقال بخار کمتر از

به دمای محیط، باعث کاهش مقدار انتقال حرارت سیستم با محیط می‌شود. در حالت پایا کاهش مقدار انتقال حرارت با محیط باعث می‌شود، مقدار مادون سرد در چگالنده کاهش پیدا کند (افزایش طول ناحیه دو فازی چگالنده). مشابه با آنچه برای تأثیر تغییرات دمای محیط بر طول ناحیه دو فاز بیان شد، در اینجا نیز نزدیک شدن دمای محیط و چاه حرارتی به افزایش طول ناحیه دو فازی منجر می‌شود. در شکل (۱۳) تغییرات طول ناحیه دو فازی در چگالنده برای دماهای مختلف نشان داده شده است. در دمای چاه حرارتی ۲۸۳ کلوین در بار حرارتی ۳۰۰ وات طول ناحیه دو فازی با طول چگالنده برابر می‌شود؛ بنابراین در بارهای حرارتی بالاتر سیستم دچار ناپایداری و نوسان دما خواهد شد. برای درک بهتر تأثیر دمای چاه حرارتی بر طول ناحیه دو فازی مقادیر آن برای بار حرارتی ۲۵۰ وات در شکل (۱۴) نشان داده شده است. باید در نظر داشت که کاهش دمای چاه حرارتی نیازمند صرف توان بیشتر برای کاهش دمای سیال خنک کننده خواهد بود.

به‌طور کلی و با توجه به شکل‌های (۱۱) و (۱۳) می‌توان نتیجه گرفت که کاهش دمای چاه حرارتی بر پایداری (کاهش طول ناحیه دو فازی) و کاهش دمای کاری سیستم تأثیر مثبت دارد.



شکل ۱۱. تأثیر تغییرات دمای چاه حرارتی بر دمای کاری سیستم



شکل ۱۰. مقادیر انتقال حرارت خط انتقال مایع با محیط در بارهای حرارتی مختلف

### ۲-۲-۲. دمای چگالنده

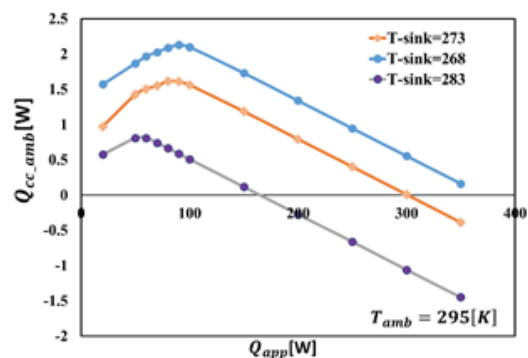
در شکل (۱۱) تأثیر دمای چاه حرارتی بر دمای کاری سیستم نشان داده شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود دمای چاه حرارتی تأثیر زیادی بر منحنی دمای کاری سیستم در بارهای حرارتی مختلف دارد. البته با تغییر دمای چاه حرارتی ضریب انتقال حرارت خارجی نیز تغییر می‌کند که در این مطالعه در نظر گرفته نشده و قابل چشم‌پوشی است. در واقع می‌توان گفت مهم‌ترین عامل برای تعیین دمای کاری سیستم دمای چگالنده است. با توجه به اینکه ضریب انتقال حرارت خارجی ثابت است؛ اختلاف دمای بین سیال و چگالنده مقدار حرارت دفع شده را تعیین می‌کند؛ بنابراین واضح است که با کاهش دمای چگالنده دمای کاری در حالت پایا کاهش یابد. کاهش دمای چاه حرارتی از ۲۸۳ تا ۲۶۸ کلوین در بار حرارتی ۳۵۰ وات، دمای کاری سیستم را تا ۱۵ درجه کلوین کاهش می‌دهد. کاهش دمای چگالنده باعث می‌شود، نقطه کمینه در منحنی دمای کاری در بار حرارتی بیشتری اتفاق بیفتد. در شکل (۱۲) مقدار انتقال حرارت محفظه جبرانی با محیط در دماهای مختلف چاه حرارتی نشان داده شده است. با توجه به شکل (۱۲) نزدیک شدن دمای چاه حرارتی

مدل سازی ریاضی بررسی شد و نتایج زیر به دست آمد.  
 ۱. کاهش دمای محیط از ۳۰۰ تا ۲۸۰ کلوین باعث کاهش دمای کاری سیستم تا ۱۲ درجه کلوین در حالت هدایت حرارتی متغیر (بارهای حرارتی کم) می شود. با افزایش بار حرارتی تأثیر دمای محیط بر دمای کاری کاهش می یابد.

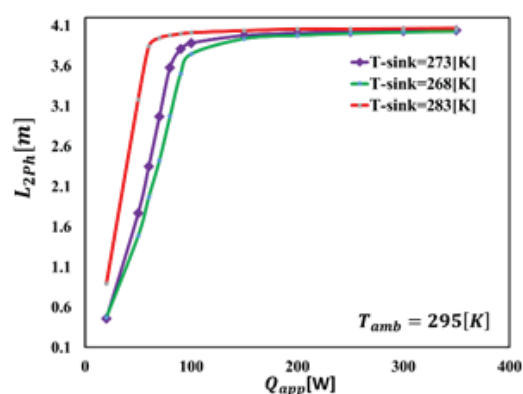
۲. کاهش دمای محیط از ۳۰۰ تا ۲۸۰ کلوین (در دمای چاه حرارتی ۲۷۳ کلوین) مقدار انتقال حرارت محفظه جبرانی با محیط را کاهش داده و به افزایش طول ناحیه دو فاز در چگالنده منجر می شود. برای دمای محیط ۳۰۰ کلوین در بار حرارتی ۳۵۰ وات طول ناحیه دو فاز با طول چگالنده برابر می شود، در حالی که برای دمای محیط ۲۸۰ کلوین در بار حرارتی ۱۵۰ وات طول ناحیه دو فاز با طول چگالنده برابر می شود؛ اگرچه کاهش مقدار انتقال حرارت محفظه جبرانی با محیط به کاهش دمای کاری سیستم منجر می شود، اما پایداری سیستم کاهش می یابد.

۳. کاهش دمای چاه حرارتی از ۲۸۳ تا ۲۶۸ کلوین منحنی دمای کاری سیستم را کاملاً جابه جا می کند. در بار حرارتی ۳۵۰ وات دمای کاری ۱۶ درجه کلوین کاهش می یابد. در دمای محیط ثابت ۲۹۵ کلوین، کاهش دمای چاه حرارتی باعث افزایش اختلاف دما بین محفظه جبرانی و محیط می شود و طول ناحیه دو فاز کاهش می یابد. کاهش دمای چاه حرارتی نیازمند صرف توان بیشتر خواهد بود.

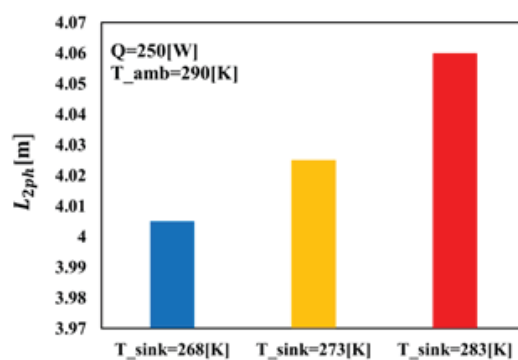
در پایان این مطالعه می توان نتیجه گرفت که انتقال حرارت محفظه جبرانی با محیط و تبخیرکننده نقش مهمی در تعیین دمای کاری و پایداری لوله حرارتی حلقه ای دارد؛ بنابراین با کنترل مقدار انتقال حرارت محفظه با محیط یا مقدار حرارت نشتی می توان دمای کاری و پایداری سیستم را تعیین کرد. اگرچه دمای



شکل ۱۲. مقدار انتقال حرارت با محیط در دماهای مختلف چاه حرارتی



شکل ۱۳. تغییرات طول ناحیه دو فاز در چگالنده در دماهای مختلف چاه حرارتی



شکل ۱۴. تأثیر دمای چاه حرارتی بر طول ناحیه دو فاز در بار حرارتی ۲۵۰ وات و دمای محیط ۲۹۰ کلوین

#### ۴. نتیجه گیری

در این مطالعه تأثیر دمای محیط و چاه حرارتی بر عملکرد پایای لوله حرارتی حلقه ای با استفاده از

ناحیه مادون سرد	sc	.۱۵
چاه حرارتی	sin k	.۱۶
مجموع	tot	.۱۷
بخار	v	.۱۸
خط انتقال بخار	vl	.۱۹
فتیله	w	.۲۰

## ۷. مآخذ

- [1] Y. F. Maydanik, Loop heat pipes, Applied Thermal Engineering, Vol. 25, No. 5-6, pp. 635-657, 2005.
- [2] K. Goncharov, M. Nikitkin, O. Golovin, Y. G. Fershtater, Y. F. Maidanik, S. Piu-kov, Loop heat pipes in thermal control systems for "Obzor" spacecraft. SAE Technical Paper, 1995.
- [3] T. Gao, T. Yang, S. Zhao, Q. Meng, The design and application of temperature control loop heat pipe for space CCD camera, International Symposium of Space Optical Instrument and Application. Springer. 2017.
- [4] I. Mottet, Simulations of heat and mass transfer within the capillary evaporator of a two-phase loop, Ph.D, Toulouse, 2016.
- [5] T. Kaya, T. T. Hoang, Mathematical modeling of loop heat pipes and experimental validation, Journal of Thermophysics and Heat Transfer, Vol. 13, No. 3, pp. 314-320, 1999.
- [6] T. Hoang, T. Kaya, Mathematical modeling of loop heat pipes with two-phase pressure drop. 33rd Thermophysics Conference. 1999.
- [7] N. Atabaki, Experimental and computational studies of loop heat pipes, PhD Thesis, Department of Mechanical Engineering, McGill, 2006.
- [8] H. Jazebizadeh T. Kaya, Numerical and experimental investigation of the steady-state performance characteristics of loop heat pipes, Applied Thermal Engineering, Vol. 181, pp. 115577-115588, 2020.
- [9] L. Zhou, Z. Qu, G. Chen, J. Huang, J. Miao, One-dimensional numerical study for loop heat pipe with two-phase heat leak model, International Journal of Thermal Sciences, Vol. 137, pp. 467-

محیط یک پارامتر اختیاری نیست، اما ضریب انتقال حرارت محفظه جبرانی با روش‌های مختلف تغییر می‌کند و با استفاده از آن می‌توان مقدار انتقال حرارت محفظه جبرانی را کنترل کرد. همچنین حرارت نشستی به محفظه با توجه به جنس و جایگذاری فتیله تغییر خواهد کرد و می‌توان آن را کنترل کرد.

## ۵. علائم و اختصارات

مساحت ( $m^2$ )	A
ظرفیت حرارتی ویژه $J/kgK$	$C_p$
قطر (m)	D
تغییرات کیفیت بخار (-)	dx
ضریب اصطکاک	f
گرمای نهان تبخیر $J/kg$	$H_{fg}$
هدایت حرارتی $W/mK$	k
فشار Pa	P
انتقال حرارت W	$Q, q$
شعاع m	r
مقاومت حرارتی $m^2K/w$	R
رینولدز (-)	Re
دما K	T
ضریب انتقال حرارت $W/m^2.k$	U
کیفیت بخار (-)	x
گرانروی Pa.s	$\mu$
کشش سطحی N/m	$\sigma$
زاویه چسبندگی (-)	$\theta$
چگالی $kg/m^3$	$\rho$
افت فشار (pa)	$\Delta p$

## ۶. پی‌نوشت‌ها

محیط	amd	.۱
اعمال شده	app	.۲
موئین	cap	.۳
محفظه جبرانی	cc	.۴
چگالنده	cd	.۵
کانال بخار	ch	.۶
موثر	e	.۷
داخلی	en	.۸
نشستی به محفظه جبرانی	hl	.۹
مایع	l	.۱۰
خط انتقال مایع	ll	.۱۱
خارجی	o	.۱۲
حفره‌های فتیله	po	.۱۳
اشباع	sat	.۱۴



481, 2019.

- [10] M. Nishikawara, H. Nagano, Parametric experiments on a miniature loop heat pipe with PTFE wicks, *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 85, pp. 29-39, 2014.
- [11] M. Chernysheva, S. Yushakova, Y. Maydanik, Effect of external factors on the operating characteristics of a copper-water loop heat pipe, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 81, pp. 297-304, 2015.
- [12] A. Anand, A. Jaiswal, A. Ambirajan, P. Dutta, Experimental studies on a miniature loop heat pipe with flat evaporator with various working fluids, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 144, pp. 495-503, 2018.
- [13] Z. Zhang, H. Zhang, X. Lai, Z. Liu, W. Liu, Numerical study on thermohydraulic behavior in compensation chamber of a loop heat pipe with flat evaporator, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 171, pp. 115073-115082, 2020.
- [14] F. White, *Viscous Fluid Flow* 2nd edition McGraw-Hill, New York, 1991.
- [15] M. Dobson, J. Chato, *Condensation in smooth horizontal tubes*, 1998.
- [16] J. Chato, *Laminar condensation inside horizontal and inclined tubes*, PhD Thesis, Department of Mechanical Engineering, MIT libraries, 1962.
- [17] M. M. Shah, An improved and extended general correlation for heat transfer during condensation in plain tubes, *Hvac&R Research*, Vol. 15, No. 5, pp. 889-913, 2009.
- [18] R. Martinelli, R. Lockhart, Proposed correlation of data for isothermal two-phase, two-component flow in pipes, *Chemical Engineering Progress*. Vol. 45, No. 1, pp. 39-48, 1949.

۱۶۲

سال دهم - شماره ۱

بهار و تابستان ۱۴۰۰

نشریه علمی  
دانش و فناوری هوافضا



مجله حرارتی حلقه‌ای  
مدل سازی ریاضی اثر دمای محیط و چگالنده بر عملکرد