



Numerical and Experimental Study of the Effective Parameters on the Thermal Performance of Straight Circular Heat Pipes with Double-Ended Cooling with Middle Evaporator

ARTICLE INFO

Article Type

Original Research

Authors

Habibnezhad Ledari B.¹ MSc,
Sabzpooshani M.^{*2} PhD

How to cite this article

Habibnezhad Ledari B, Sabzpooshani M. Numerical and Experimental Study of the Effective Parameters on the Thermal Performance of Straight Circular Heat Pipes with Double-Ended Cooling with Middle Evaporator. Modares Mechanical Engineering. 2020;20(4):833-851.

ABSTRACT

The heat pipe is an efficient heat transfer device and can transfer large amounts of heat with a small temperature difference between the hot and cold sources quickly. In the present study, a two-dimensional numerical simulation method was used to analyze the thermal performance of heat pipes with double-ended cooling with the middle evaporator and to investigate the effect of operating conditions, wick and retaining chamber characteristics on it. The governing equations were discretized by ANSYS Fluent software and then solved using suitable boundary conditions. The wall temperature profile of the heat pipe was obtained. Then, to validate the results and to investigate the effect of using two condensers on the thermal resistance of the heat pipes, an experimental apparatus was used. Numerical results were compared with the valid numerical and experimental results that had very good and acceptable accordance. The results showed that the heat pipes with double-ended cooling with a middle evaporator had a lower thermal resistance than conventional heat pipes. The amount of thermal resistance increased with increasing the thickness and porosity of the wick. However, increasing the evaporators and condensers length, as well as increasing the thickness and internal diameter of the retaining chamber, reduced the thermal resistance. The results also showed that the heat pipes, which the materials with higher thermal conductivity were used in their wick and retaining chamber's manufacturing, had a lower thermal resistance. Finally, it was found that the increase of thermal power had no significant effect on the thermal resistance.

Keywords Straight Heat Pipe; Effective Parameters; Thermal Performance; Double-Ended Cooling; Middle-Evaporator

CITATION LINKS

[1] A thermoelectric cooler coupled with a gravity-assisted heat pipe: An ... [2] Numerical study of the spacecraft thermal control hardware combining ... [3] Discharging process of a finned heat pipe-assisted thermal energy storage ... [4] Simulation of heat pipe-assisted latent heat thermal energy storage ... [5] Effect of forced convection and PCM materials on an indirect solar dryer ... [6] The influences of the inclination angle and evaporator wettability ... [7] Experimental study of the thermal characteristics of a heat ... [8] High performance copper-water heat pipes with nanoengineered ... [9] Multi objective optimization of heat pipe thermal performance while ... [10] Analysis of frozen startup of high-temperature heat pipes and ... [11] Development of composite wicks for heat pipe performance ... [12] An analysis of the vapor flow and the heat conduction through the liquid-wick ... [13] Transient analysis of a cylindrical heat pipe considering different wick ... [14] A mathematical model for analyzing the thermal characteristics of a flat micro ... [15] A heat pipe transient analysis ... [16] A numerical analysis of vapor flow in concentric annular heat ... [17] Heat pipe simulation under critical ... [18] Vapor and liquid flow in an asymmetrical flat plate heat pipe: A three-dimensional analytical and numerical ... [19] Analysis of cylindrical heat pipes incorporating the effects of liquid-vapor coupling and non-Darcian transport—a closed form ... [20] Numerical simulation of cylindrical heat pipe considering non-Darcian transport for liquid flow inside wick and ... [21] Numerical Simulation of a conventional heat ... [22] Simulation of flow inside heat pipe: Sensitivity study, conditions and ... [23] Numerical simulation of a cylindrical heat pipe and performance ... [24] Numerical study on the performance characteristics of cylindrical heat ... [25] Experimental investigation on the thermal resistance of straight heat ... [26] Heat pipe theory and ... [27] Experimental investigation on enhancement in thermal characteristics of sintered wick heat pipe using ... [28] Experimental investigation on the performance of CPU coolers ... [29] Experimental investigation of the thermal performance of heat pipes ...

¹Faculty of Mechanical Engineering, University of Kashan, Kashan, Iran
²"Energy Research Institute" and "Faculty of Mechanical Engineering", University of Kashan, Kashan, Iran

*Correspondence

Address: Energy Conversion Department, Mechanical Engineering Faculty, University of Kashan, Qotb-e Ravandi Boulevard, Kashan, Iran.
Postal Code: 8731751167
Phone: +98 (31) 55913435
Fax: +98 (31) 55511121
spooshan@kashanu.ac.ir

Article History

Received: July 21, 2019
Accepted: November 28, 2019
ePublished: April 17, 2020

مطالعه عددی و تجربی پارامترهای موثر بر کارایی حرارتی لوله‌های گرمایی دایروی مستقیم دو سر خنک‌شونده با تبخیرکننده میانی

بهنام حبیب‌نژاد لداری MSc

دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه کاشان، کاشان، ایران

مجدید سبزوшانی PhD

"پژوهشکده انرژی" و "دانشکده مهندسی مکانیک"، دانشگاه کاشان، کاشان، ایران

چکیده

لوله گرمایی وسیله‌ای کارآمد در انتقال حرارت است و می‌تواند مقادیر بزرگی از گرما را با اختلاف دمای اندک بین منبع گرم و سرد به سرعت انتقال دهد. در مطالعه حاضر از یک روش شبیه‌سازی عددی دوبعدی برای تحلیل کارایی حرارتی لوله‌های گرمایی دو سر خنک‌شونده با تبخیرکننده میانی و بررسی تأثیر شرایط عملکرد، مشخصات فنی و محفظه نگه‌دارنده روی آن استفاده شد. معادلات حاکم توسط نرم‌افزار انسیس فلوئنت گسسته‌سازی شده و سپس با استفاده از شرایط مرزی مناسب حل و پروفیل دمای دیواره لوله گرمایی به‌دست آورده شد. سپس برای اعتبارسنجی نتایج و همچنین بررسی اثر استفاده از دو چگالنده روی مقاومت حرارتی لوله‌های گرمایی از یک مجموعه آزمایشگاهی استفاده شد. نتایج حل عددی با نتایج تجربی و عددی معتبر مورد مقایسه قرار گرفت که دارای تطابق بسیار خوب و قابل قبولی بود. نتایج نشان داد که لوله‌های گرمایی دو سر خنک‌شونده نسبت به لوله‌های گرمایی معمولی مقاومت حرارتی کمتری داشتند. مقدار مقاومت حرارتی با افزایش میزان ضخامت و تخلخل فنیله افزایش پیدا می‌کرد. اما افزایش طول تبخیرکننده و چگالنده‌ها و همچنین افزایش ضخامت و قطر داخلی محفظه نگه‌دارنده موجب کاهش مقاومت حرارتی می‌شد. همچنین نتایج نشان داد که لوله‌های گرمایی که در ساخت محفظه نگه‌دارنده و فنیله آنها از موادی با ضریب هدایت حرارتی بالاتری استفاده شده بود مقاومت حرارتی کمتری داشتند. در نهایت مشخص شد که میزان افزایش توان حرارتی روی مقاومت حرارتی تأثیر قابل توجهی نداشت.

کلیدواژه‌ها: لوله گرمایی مستقیم، پارامترهای موثر، کارایی حرارتی، دو سر خنک‌شونده، تبخیرکننده میانی

تاریخ دریافت: ۱۳۹۸/۰۴/۳۰

تاریخ پذیرش: ۱۳۹۸/۰۹/۰۷

نویسنده مسئول: spooshan@kashanu.ac.ir

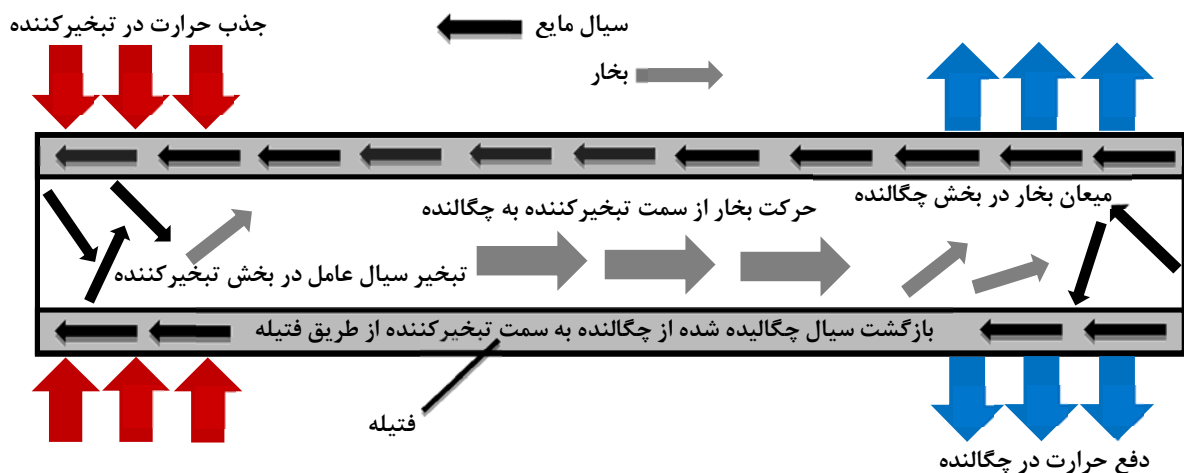
۱- مقدمه

در گذشته‌ای نه چندان دور پردازنده‌های الکترونیکی با ابعاد بسیار بزرگ‌تر و قدرت پردازشی پایین‌تری تولید می‌شدند. اما امروزه با رشد و پیشرفت روز افزون تکنولوژی شاهد رقابت بسیار تنگاتنگی بین شرکت‌های پیشرو در امر طراحی و ساخت تجهیزات الکترونیکی برای تولید پردازنده‌هایی با ابعاد بسیار کوچک‌تر و کارایی و عملکرد بهتر هستیم. به‌گونه‌ای که هر زمان که پردازنده جدیدی معرفی می‌شود، شرکت سازنده آن بیش از هر چیز بر کوچک‌تر شدن ابعاد آن تأکید می‌نماید. اما کوچک‌تر شدن ابعاد پردازنده‌ها و در عین حال افزایش همزمان چندین برابری توان

پردازشی آنها، موجب بروز مشکلاتی نیز می‌شود. اصلی‌ترین مشکل در واقع میزان حرارت تولیدی توسط پردازنده‌ها است که اگر به‌خوبی دفع نشود، موجب بروز اختلال و کاهش عملکرد سیستم الکترونیکی خواهد شد. بنابراین در دهه اخیر، طرح‌ها و ایده‌های بسیاری توسط پژوهشگران برای استفاده در خنک‌سازی تجهیزات الکترونیکی ارایه شده است. یکی از مناسب‌ترین راهکارهای ارایه‌شده استفاده از لوله‌های گرمایی است [1].

لوله گرمایی وسیله‌ای بسیار مناسب و کارآمد برای انتقال حرارت است که بر مبنای اصول هدایت حرارتی و تغییرات فازی سیالات طراحی شده است. محفظه نگه‌دارنده، ساختار فنیله و سیال عامل را می‌توان به‌عنوان سه جزء اصلی لوله‌های گرمایی نام برد. ساختار یک لوله گرمایی از نظر عملکرد به سه بخش تبخیرکننده، عایق و چگالنده تقسیم می‌شود. در قسمت تبخیرکننده، سیال عامل در تماس با سطح جامد رسانایی قرار می‌گیرد که در اثر تبادل حرارت از فاز مایع به بخار تبدیل می‌شود. بخار تولیدشده به‌واسطه اختلاف فشاری که بین چگالنده و تبخیرکننده وجود دارد، در طول لوله گرمایی به حرکت درآمده و با گذر از ناحیه عایق به سمت چگالنده حرکت می‌نماید. در بخش چگالنده، بخار سیال عامل در اثر ازدست‌دادن حرارت نهان خود تبدیل به مایع شده و مجدداً به واسطه فشار مویینگی تولیدشده توسط ساختار فنیله به سمت تبخیرکننده حرکت نموده تا چرخه تبادل حرارتی استمرار داشته باشد. در واقع وجود ساختار فنیله که وجه تمایز بین لوله‌های گرمایی و ترموسیفون‌ها است، موجب می‌شود که لوله‌های گرمایی بتوانند در حالت‌های غیرافقی و بدون توجه به اثر نیروی وزن نیز به کارکرد خود ادامه دهند. تا زمانی که فنیله توانایی تامین فشار مویینگی مناسب جهت حرکت سیال از چگالنده به سمت تبخیرکننده را داشته باشد، لوله گرمایی به کارکرد خود ادامه خواهد داد. شکل ۱ نحوه عملکرد و اجزای مختلف یک لوله گرمایی معمولی دارای یک چگالنده را نشان می‌دهد.

امروزه، لوله‌های گرمایی علاوه بر استفاده در خنک‌کاری تجهیزات الکترونیکی در کاربردهای دیگری نظیر صنایع فضایی [2]، سیستم‌های ذخیره و بازیافت انرژی [3، 4]، توربین‌های گاز، صنایع تهویه مطبوع و غیره مورد استفاده قرار می‌گیرند. کارایی حرارتی یک لوله گرمایی به عوامل مختلفی نظیر ساختار هندسی، ساختار فنیله، نوع و جنس مواد استفاده‌شده در ساخت بدنه و فنیله، نوع سیال عامل یا شرایط عملکرد بستگی دارد. اما آنچه که برای مقایسه و تحلیل برای انتخاب مناسب یک لوله گرمایی برای کاربردی خاص باید مد نظر قرار گیرد، تحلیل کارایی حرارتی آن است. برای تحلیل و اندازه‌گیری کارایی حرارتی یک لوله گرمایی، به‌دست‌آوردن پروفیل دمای سطح دیواره بسیار مورد اهمیت است. لذا مطالعات گسترده‌ای برای تحلیل کارایی انواع گوناگون لوله‌های گرمایی تا به حال صورت پذیرفته است که عمده این مطالعات به‌صورت تجربی انجام گرفته است.



شکل ۱) نحوه عملکرد و اجزای مختلف یک لوله گرمایی معمولی دارای یک چگالنده

حالت شروع به کار اولیه انجام داد. او در مطالعه خود از مدل‌سازی سه‌بعدی استفاده کرد و جریان سیال را نیز تراکم‌پذیر در نظر گرفت. فرانچی و هانگ^[11]، اثر استفاده از فتيله‌های کامپوزیتی را بر کارایی لوله‌های گرمایی مورد مطالعه قرار دادند. نتایج آنها نشان داد که فتيله‌هایی که دارای سوراخ‌های ریزتری بودند میزان فشار مویینگی بیشتری تولید می‌کردند. اما میزان افت فشار سیال در فتيله‌هایی که سوراخ‌های بزرگ‌تر داشتند، کمتر بود.

چن و فقری^[12]، یک مدل عددی دوبعدی برای تحلیل کارایی حرارتی لوله‌های گرمایی معمولی دایروی با در نظر گرفتن اثر تراکم‌پذیری ارائه دادند. آنها تطابق بسیار خوبی بین نتایج عددی و تجربی مشاهده کردند. فاموری و همکاران^[13]، از یک مدل‌سازی عددی برای تحلیل عملکرد لوله‌های گرمایی دایروی در دمای کارکرد پایین استفاده کردند. آنها در مطالعه خود، انواع مختلفی از فتيله را در نظر گرفتند. نتایج آنها نشان داد که لوله‌های گرمایی با فتيله دندان‌های دارای عملکرد حرارتی بهتری بود و اختلاف دمای آنها نسبت به بقیه لوله‌های گرمایی بهبود یافته بود.

دو و همکاران^[14]، یک مدل ریاضی بر پایه معادله یانگ-لاپلاس برای پیش‌بینی کارایی حرارتی میکرولوله‌های گرمایی تخت با فتيله دندان‌های شکل مستطیلی ارائه کردند. آنها با بهینه‌سازی ابعاد و ساختار فتيله موفق به افزایش میزان انتقال حرارت به اندازه ۲۰٪ شدند. توزنیر و گنگ^[15]، مطالعه‌ای روی جریان گذرای سیال درون لوله گرمایی با استفاده از یک مدل عددی بر پایه روش حجم محدود انجام دادند.

نوری‌بروجردی و لایقی^[16]، مدل‌سازی عددی بر لوله‌های گرمایی حلقوی متمرکز با روش سیمپل انجام دادند و توزیع فشار را برای اعداد رینولدز شعاعی مختلف به دست آوردند. برهیم و جمنی^[17]، با استفاده از یک کد برنامه‌نویسی فورتن و حل سه‌بعدی معادلات مومنتم و با در نظر گرفتن اثر جریان داری-برینکمن عملکرد حرارتی لوله گرمایی دایروی معمولی را تحت شارهای حرارتی بالا و

ایرانمنش و برقی‌جهرمی^[5]، اثر مواد ذخیره‌کننده تغییرفازدهنده و جریان جابجایی بر عملکرد یک نمونه خشک‌کن خورشیدی با کلکتور لوله گرمایی تحت خلأ را به صورت تجربی مورد مطالعه قرار دادند. آنها در مطالعه خود اثر پارامترهای جابجایی اجباری و استفاده از ماده ذخیره‌کننده گرما در یک مدل خشک‌کن خورشیدی غیرمستقیم که منبع حرارتی آن کلکتور لوله گرمایی تحت خلأ بود را به صورت تجربی مورد مطالعه قرار داده و نتایج حاصل را با یک خشک‌کن طبیعی مورد مقایسه قرار دادند.

ژو و همکاران^[6]، مطالعه‌ای عددی و تجربی روی اثر زاویه شیب و همچنین میزان ترشوندگی یک لوله گرمایی ترموسیفون در زوایای شیب مختلف انجام دادند. نتایج آنها حاکی از آن بود که با افزایش زاویه شیب از ۱۵° تا ۹۰° میزان مقاومت حرارتی ۵۹/۵٪ کاهش پیدا می‌کرد.

مهدوی و همکاران^[7]، مطالعه‌ای تجربی روی کارایی حرارتی لوله‌های گرمایی مسی با فتيله از جنس تار و پودی چهار لایه مسی انجام دادند. آنها اثر میزان پُرشدگی سیال، زاویه شیب و توان حرارتی ورودی را بر مقاومت حرارتی مورد بررسی قرار دادند. عبدالشاهد و همکاران^[8]، مطالعه‌ای تجربی بر 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. مطالعاتی نیز به صورت عددی بر کارایی حرارتی لوله‌های گرمایی انجام گرفته است.

شجاعی‌فرد و همکاران^[9]، با در نظر گرفتن کسر حجمی و قطر ذرات معلق در نانوسیال، به عنوان پارامترهای طراحی و اختلاف دمای دیواره تبخیرکننده با چگالنده و افت فشار مایع، به عنوان توابع هدف، به تعیین مقادیر بهینه برای دستیابی به ماکزیمم عملکرد لوله گرمایی پرداختند. لوله گرمایی مورد مطالعه آنها از نوع استوانه‌ای و حاوی سیال عامل نانوسیال اکسید آلومینیوم بود.

فقری^[10]، مطالعه‌ای عددی و تجربی روی کارایی حرارتی لوله‌های گرمایی دایروی معمولی در دمای عملکرد بالا و پایین و برای

در حالت‌های پایا و بحرانی مورد مطالعه قرار دادند. آنها نتایج خود را با مدل دوبعدی مقایسه نمودند. نتایج نشان داد که اگرچه مدل سه‌بعدی دارای دقت بالاتری است، اما می‌توان در کاربردهای عملی در صنعت از مدل دوبعدی با صرف هزینه و زمان کمتری برای حل استفاده نمود.

ژرو و وفایی^[18]، از یک روش المان محدود با کد فیداپ (FIDAP) برای تحلیل سه‌بعدی جریان بخار و سیال درون یک لوله گرمایی صفحه تخت متقارن استفاده نمودند. همچنین، آنها مطالعه‌ای عددی روی لوله‌های گرمایی دایروی معمولی بدون در نظر گرفتن اثر جریان داری انجام داده و توزیع فشار را برای لوله گرمایی در دماهای پایین به‌دست آوردند^[19].

پیویو و همکاران^[20]، نیز با استفاده از یک مدل عددی در فلوئنت و با استفاده از کد سیمپل و در نظر گرفتن معادله برینکمن برای جریان سیال در قسمت فتیل، شرایط فشار و پروفیل سرعت را در ناحیه بخار و سیال به‌دست آوردند. محبوب و مهتاب‌روشن^[21]، کارایی حرارتی یک لوله گرمایی معمولی را با در نظر گرفتن جریان بخار و سیال مورد تحلیل قرار دادند. آنها فرض کردند که جریان بخار و سیال در حالت پایا و غیرقابل تراکم باشد. در قسمت فتیل از معادلات اندازه حرکت با در نظر گرفتن قانون داری استفاده شد. نتایج آنها نشان داد که مقاومت حرارتی لوله گرمایی با افزایش تخلخل فتیل افزایش و با افزایش قطر داخلی کاهش پیدا می‌نمود. احمد و همکاران^[22]، از یک مدل عددی توسط نرم‌افزار انسیس فلوئنت برای شبیه‌سازی افت فشار درون ناحیه بخار استفاده کرده و پروفیل سرعت را به‌دست آوردند. حسین و جان‌جرح^[23]، مطالعه‌ای پارامتریک روی کارایی حرارتی لوله‌های گرمایی دایروی معمولی با استفاده از نرم‌افزار کامسول انجام دادند. آنها در قسمت فتیل از مدل داری استفاده نمودند. مهدوی و همکاران^[24]، یک مدل عددی برای شبیه‌سازی و تحلیل کارایی حرارتی لوله‌های گرمایی دایروی تحت شرایط عملکردی متفاوت ارائه کردند. آنها از یک مدل دوبعدی با در نظر گرفتن اثر تراکم‌ناپذیری و اتلافات لزجی استفاده کردند. سیال عامل لوله گرمایی سدیم و جنس محفظه نگه‌دارنده و فتیل از فولاد ضدزنگ انتخاب شده بود. آنها در مطالعه خود اثر نوع فتیل، توان حرارتی و شرایط عملکرد را مورد بررسی قرار دادند. نتایج آنها نشان داد که فتیل از نوع پودر فلزی بیشترین افت فشار و فتیل از نوع نمدی نیز کمترین مقاومت حرارتی را به خود اختصاص دادند. حبیب‌نژاد/لداری و سبزویشانی^[25]، با طراحی و ساخت لوله گرمایی مستقیم و دو سر خنک‌شونده با گرمایش از وسط، به بررسی تجربی تاثیر زاویه شیب لوله گرمایی روی عملکرد آن پرداختند. آنها نتیجه گرفتند که حداقل مقاومت حرارتی لوله گرمایی در زاویه شیب حدود ۶۰° به‌دست می‌آید. اما در مطالعه آنها تاثیر شرایط عملکرد، مشخصات فتیل و محفظه نگه‌دارنده روی کارایی حرارتی لوله گرمایی مورد نظر مورد بررسی قرار نگرفت.

همان طور که ملاحظه شد، در همه مطالعات صورت‌گرفته، شبیه‌سازی برای لوله‌های گرمایی معمولی که دارای یک تبخیرکننده و یک چگالنده بودند، انجام شده است. علاوه بر این، تمرکز و توجه عمده مطالعات روی تحلیل فشار و بهینه‌نمودن ساختار و یا استفاده از انواع متفاوت فتیل بوده است. لذا در ادامه تحقیق قبلی در مرجع^[25]، هدف اصلی این تحقیق ارایه یک مدل‌سازی عددی دوبعدی برای شبیه‌سازی جریان بخار درون این نوع از لوله‌های گرمایی برای محاسبه پروفیل دمای سطح و تحلیل حرارتی آنها و مشخص‌نمودن اثر پارامترهای موثر شرایط عملکردی، خصوصیات محفظه نگه‌دارنده و ساختار فتیل بر کارایی حرارتی لوله‌های گرمایی در نظر گرفته شده است. برای ارزیابی صحت شبیه‌سازی عددی از نتایج تجربی انجام‌شده در کار حاضر استفاده شده است. در این مطالعه، جریان سیال تراکم‌ناپذیر و اثرات تلفات لزجی نیز در نظر گرفته شده است.

۲- روش‌شناسی

۲-۲- مطالعه عددی

در این بخش از مطالعه با استفاده از روش شبیه‌سازی عددی، کارایی حرارتی لوله گرمایی دو سر خنک‌شونده با تبخیرکننده میانی مورد ارزیابی قرار می‌گیرد. بر این اساس پس از مدل‌سازی ریاضی مساله، با استفاده از مدل‌سازی عددی، ابتدا معادلات حاکم در دامنه حل مساله گسسته‌سازی شده و سپس با در نظر گرفتن شرایط مرزی مناسب حل می‌شوند تا پروفیل دمایی سطح لوله گرمایی به‌دست آورده شود.

۲-۲-۲ مدل‌سازی ریاضی و معادلات حاکم

برای محاسبه و اندازه‌گیری میزان کارایی حرارتی یک لوله گرمایی، نیاز است که پروفیل دمایی سطح لوله گرمایی به‌دست آورده شود. در این تحقیق یک لوله گرمایی دایروی مستقیم دو سر خنک‌شونده با تبخیرکننده میانی به‌صورت دوبعدی متقارن محوری در نظر گرفته شد. شکل ۲، شماتیک دامنه محاسباتی لوله گرمایی مورد مطالعه را نشان می‌دهد.

محفظه نگه‌دارنده لوله گرمایی با ضخامت ۵/۰ میلی‌متر و از جنس مس و سیال عامل آن نیز آب خالص بود. نوع فتیل از جنس مس با درصد تخلخل ۷۰٪ و ضخامت ۵/۰ میلی‌متر در نظر گرفته شد. از آنجایی که در این مطالعه مدل‌سازی دوبعدی انجام‌شده است؛ بنابراین، مولفه‌های سرعت در راستای محوری x و شعاعی r به‌ترتیب برابر با u و v در نظر گرفته شدند. همچنین مساله به شکل متقارن محوری نسبت به محور طولی x در نظر گرفته شد و محاسبات تنها برای نیمه بالایی لوله گرمایی مدل‌شده انجام گرفت. هدف اصلی به‌دست‌آوردن پروفیل دمایی سطح بالایی فتیل، محاسبه مقاومت حرارتی و در انتها بررسی تاثیر عوامل مختلف بر کارایی حرارتی لوله گرمایی دو سر خنک‌شونده بود. جریان بخار سیال درون کانال میانی لوله گرمایی از نوع جریان

$$\rho_v \left(u_v \frac{\partial v_v}{\partial x} + v_v \frac{\partial v_v}{\partial r} \right) = -\frac{\partial P_v}{\partial r} + \mu_v \left[\frac{\partial^2 v_v}{\partial x^2} + \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial (rv_v)}{\partial r} \right) \right] \quad (۳)$$

معادله بقای انرژی:

$$\rho_v C_{p,v} \left(u_v \frac{\partial T_v}{\partial x} + v_v \frac{\partial T_v}{\partial r} \right) = \frac{k_v}{r} \left[\frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T_v}{\partial r} \right) + r \frac{\partial^2 T_v}{\partial x^2} \right] + 2\mu_v \left[\left(\frac{\partial v_v}{\partial r} \right)^2 + \frac{v_v^2}{r} + \left(\frac{\partial u_v}{\partial x} \right)^2 \right] + \mu_v \left[\left(\frac{\partial u_v}{\partial r} + \frac{\partial v_v}{\partial x} \right)^2 \right] - \frac{2}{3} \mu_v \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (rv_v) + \frac{\partial u_v}{\partial x} \right]^2 + u_v \frac{\partial P_v}{\partial x} + v_v \frac{\partial P_v}{\partial r} \quad (۴)$$

برای قسمت دیواره لوله گرمایی و همچنین قسمت فتيله معادله انرژی به شکل رابطه (۵) نوشته می‌شود:

$$\frac{k_s}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left[r \frac{\partial T_s}{\partial r} \right] + k_s \frac{\partial^2 T_s}{\partial x^2} = 0 \quad \text{دیواره لوله گرمایی:}$$

(۵) فتيله آغشته شده به سیال عامل (آب خالص):

$$\frac{k_{eff}}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left[r \frac{\partial T_{lw}}{\partial r} \right] + k_{eff} \frac{\partial^2 T_{lw}}{\partial x^2} + S = 0$$

که در آن S منبع تولید یا مصرف حرارت، k_s ضریب هدایت حرارتی مربوط به جنس محفظه نگه‌دارنده و k_{eff} ضریب هدایت حرارتی موثر بخش فتيله است که از رابطه (۶) محاسبه می‌شود [26].

$$k_{eff} = \frac{k_l [(k_l + k_w) - (1 - \varepsilon)(k_l - k_w)]}{[(k_l + k_w) + (1 - \varepsilon)(k_l - k_w)]} \quad (6)$$

که در آن k_l ضریب هدایت حرارتی سیال عامل، k_w ضریب هدایت حرارتی فتيله و ε میزان تخلخل فتيله است.

معادله کلایزیوس- کلایپرون که برای به‌دست‌آوردن دمای بخار اشباع روی سطح مشترک بین ناحیه بخار و فتيله استفاده شد از رابطه (۷) محاسبه می‌شود [10].

$$T_{int,v} = \frac{1}{\frac{1}{T_{v,sat}} - \frac{R}{h_{fg}} \ln \frac{P_v}{P_{v,sat}}} \quad (7)$$

که در آن، $T_{v,sat}$ و $P_{v,sat}$ دما و فشار بخار اشباع، R ثابت گاز (بخار آب) و h_{fg} آنتالپی تبخیر سیال عامل در دمای اشباع هستند.

۲-۱-۲- شرایط مرزی

در این قسمت شرایط مرزی مورد نیاز برای حل معادلات حاکم بر مساله توضیح داده می‌شود (شکل ۳).

آرام، پایا و تراکم‌ناپذیر در نظر گرفته شد. بخش فتيله نیز کاملاً اشباع‌شده از سیال عامل (آب در دمای اشباع) در نظر گرفته شد. با تعریف ضریب هدایت حرارتی موثر سیال عامل و فتيله، انتقال حرارت در بخش فتيله از نوع هدایت حرارتی خالص و بدون درنظرگرفتن جریان سیال در درون آن مدل‌سازی شد. خواص سیال عامل، فتيله و محفظه نگه‌دارنده، ثابت در نظر گرفته شدند. در این مطالعه از مدل تک‌فاز استفاده شد و پدیده تغییر فاز سیال در نظر گرفته نشد. در واقع در کانال میانی لوله گرمایی تنها جریان بخار در نظر گرفته شد و در قسمت فتيله نیز فقط فاز مایع سیال عامل وجود داشت. بنابراین برای مدل‌سازی اثر فرآیندهای تبخیر و میعان به‌ترتیب از یک چاه حرارتی در بخش تبخیرکننده و دو چشمه حرارتی در بخش‌های چگالنده سمت راست و چپ استفاده شد که نحوه تعریف آنها در ادامه و در بخش شرایط مرزی توضیح داده خواهد شد. لازم به ذکر است که فرآیند تبخیر و میعان تنها در بخش داخلی فتيله در نظر گرفته شده است. برای محاسبه دمای بخار سیال عامل در فصل مشترک بین قسمت بخار و فتيله در بخش‌های تبخیرکننده و چگالنده از رابطه مشهور کلایزیوس- کلایپرون استفاده شد. دمای اشباع سیال عامل برابر با ۳۵۰ کلوین در نظر گرفته شد. فرض شد که نرخ حرارت دفع‌شده در هر یک از چگالنده‌های سمت راست و چپ دقیقاً برابر با نصف نرخ حرارت جذب‌شده در قسمت تبخیرکننده باشد. در حل مساله اثر اتلافات لزجی در نظر گرفته شد و از نیروی ثقل و دیگر نیروهای حجمی نیز صرف‌نظر شد.

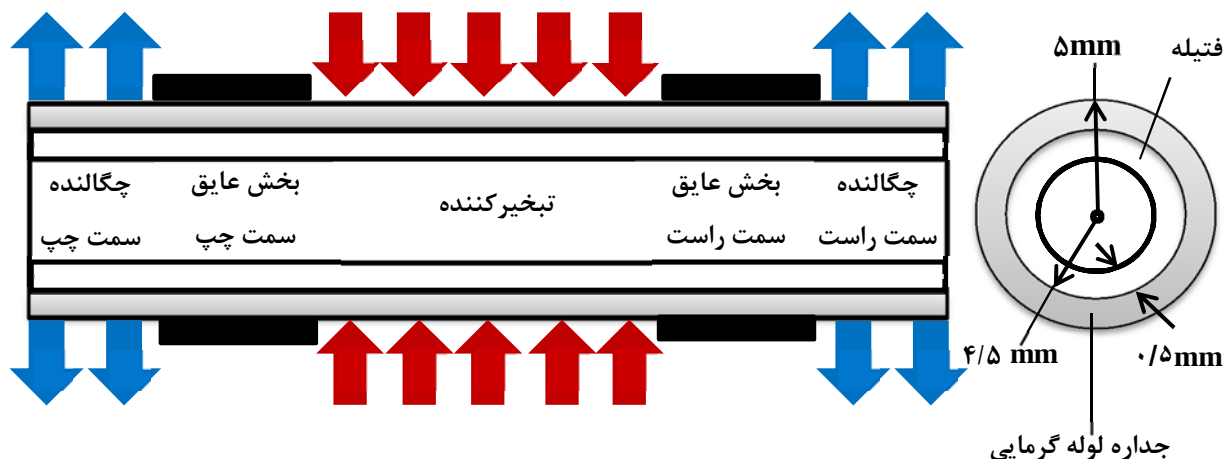
با توجه به فرضیات مطرح‌شده، معادلات حاکم بر ناحیه جریان بخار در کانال مرکزی لوله گرمایی به شکل زیر نوشته می‌شود.

$$\frac{\partial u_v}{\partial x} + \frac{1}{r} \frac{\partial (rv_v)}{\partial r} = 0 \quad (۱)$$

معادله بقای اندازه حرکت در راستای محوری X:

$$\rho_v \left(u_v \frac{\partial u_v}{\partial x} + v_v \frac{\partial u_v}{\partial r} \right) = -\frac{\partial P_v}{\partial x} + \mu_v \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial u_v}{\partial r} \right) + \frac{\partial^2 u_v}{\partial x^2} \right] \quad (۲)$$

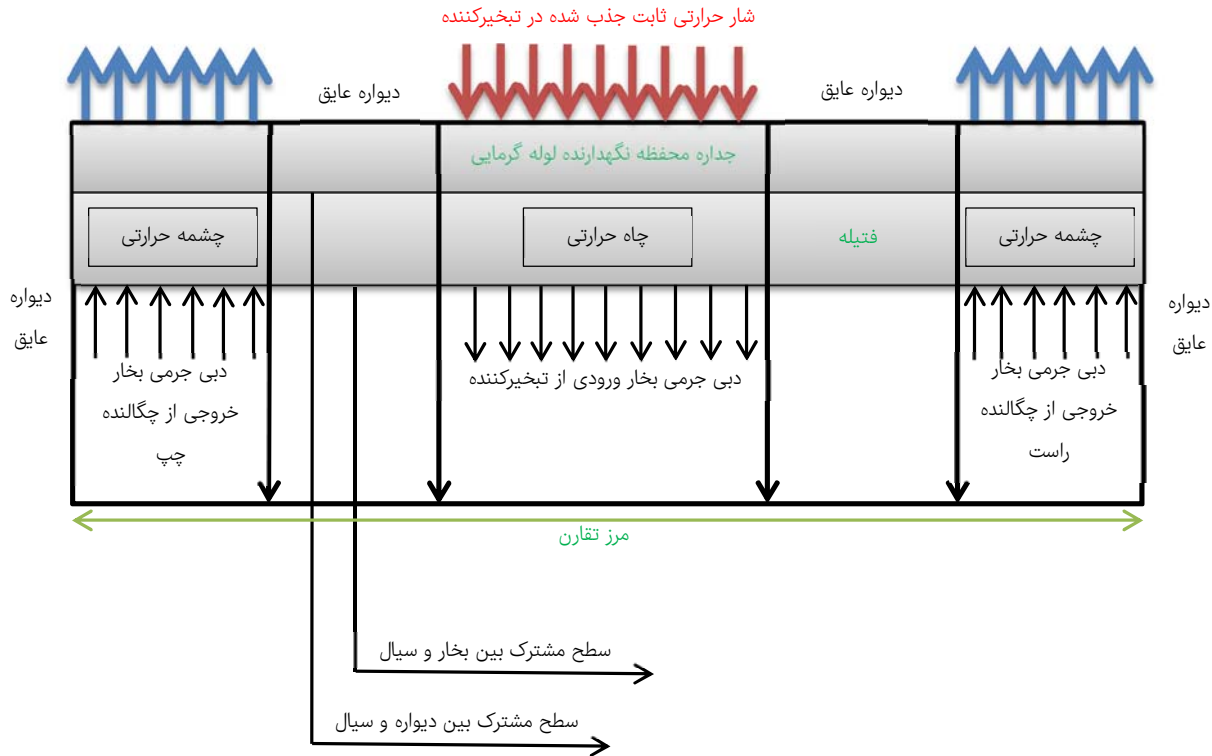
معادله بقای اندازه حرکت در راستای شعاعی r:



شکل ۲) شماتیک دامنه محاسباتی لوله گرمایی مورد مطالعه

شار حرارتی ثابت دفع شده در چگالنده چپ

شار حرارتی ثابت دفع شده در چگالنده راست



شکل (۳) شرایط مرزی مورد استفاده در مطالعه عددی

$$\begin{cases} u_v = v_v = 0 \\ \frac{\partial T_v}{\partial x} = 0 \end{cases} \quad (۱۱) \quad \text{ناحیه حرکت بخار (کانال مرکزی):}$$

رابطه (۱۲)، شرایط مرزی استفاده شده روی سطوح مشترک بین فتیله و ناحیه عبور بخار در قسمت‌های عایق را نشان می‌دهد. فرض شد که بخار در گذر از ناحیه عایق سمت چپ و راست هیچ گونه تبادل حرارتی نداشته باشد و سیالی از سطوح مشترک بین فتیله و ناحیه عبور بخار عبور نکند. بنابراین از شرط مرزی دیواره عایق برای سطوح مشترک بین فتیله و ناحیه عبور بخار در قسمت‌های عایق استفاده شد.

$$\begin{cases} u_v = v_v = 0 \\ \frac{\partial T_{lw}}{\partial r} = 0 \end{cases} \quad (۱۲)$$

همان طور که توضیح داده شد، در این مطالعه از مدل تک‌فاز استفاده شد و فرآیندهای تبخیر و میعان در نظر گرفته نشد. بنابراین بایستی به‌گونه‌ای اثر تبخیر و میعان را در مدل‌سازی لحاظ نمود؛ در غیر این صورت، تحلیل و شبیه‌سازی جریان سیال در لوله گرمایی معنایی نخواهد داشت. بنابراین برای در نظر گرفتن اثر تبخیر در قسمت تبخیرکننده از یک چاه حرارتی و برای لحاظ کردن اثر میعان در چگالنده‌های سمت راست و چپ از یک چشمه حرارتی در بخش فتیله استفاده شد و مقدار آنها از روابط (۱۳ تا ۱۵) محاسبه شد.

$$S_{cl} = + \frac{Q_{cl}}{\pi(R_o^2 - R_i^2)L_{cl}} \quad (۱۳)$$

در سطوح خارجی دیواره لوله گرمایی شرایط مرزی زیر مورد استفاده قرار گرفته است.

$$\begin{aligned} &\text{قسمت چگالنده} \\ &\text{سمت چپ:} \quad \frac{\partial T_s}{\partial r} = -\frac{Q_{cl}}{2\pi R_o L_{cl}}, \quad 0 < x < x_{cl} \\ &\text{قسمت عایق سمت چپ:} \quad \frac{\partial T_s}{\partial r} = 0, \quad x_{cl} < x < x_{el} \\ &\text{قسمت تبخیرکننده:} \quad \frac{\partial T_s}{\partial r} = -\frac{Q_e}{2\pi R_o L_e}, \quad x_{el} < x < x_{er} \\ &\text{قسمت عایق سمت راست:} \quad \frac{\partial T_s}{\partial r} = 0, \quad x_{er} < x < x_{cr} \\ &\text{قسمت چگالنده سمت راست:} \quad \frac{\partial T_s}{\partial r} = -\frac{Q_{cr}}{2\pi R_o L_{cr}}, \quad x_{cr} < x < L \end{aligned} \quad (۸)$$

که در آن x_{cl} و x_{er} به ترتیب فاصله طولی انتهای سمت راست و سمت چپ تبخیرکننده از انتهای بخش چگالنده سمت چپ و x_{cl} و x_{er} نیز به ترتیب فاصله طولی انتهای سمت راست چگالنده چپ و انتهای سمت چپ چگالنده راست نسبت به ابتدای لوله گرمایی هستند. در دو انتهای سمت راست و چپ دیواره لوله گرمایی شرط مرزی دیواره عایق به شکل زیر در نظر گرفته شد:

$$\begin{cases} u_s = v_s = 0 \\ \frac{\partial T_s}{\partial x} = 0 \end{cases} \quad (۹) \quad \text{دیواره لوله گرمایی:}$$

$$\begin{cases} u_{lw} = v_{lw} = 0 \\ \frac{\partial T_{lw}}{\partial x} = 0 \end{cases} \quad (۱۰) \quad \text{فتیله آغشته به سیال عامل:}$$

جدول (۱) متغیرهای ورودی مورد استفاده در حل عددی

نوع متغیر	مقدار متغیر	واحد متغیر
حرارت جذب شده در بخش تبخیرکننده	۱۰۰	W
حرارت دفع شده در چگالنده سمت راست	-۵۰	W
حرارت دفع شده در چگالنده سمت چپ	-۵۰	W
دبی جرمی بخار ورودی از بخش تبخیرکننده	$4/315 \times 10^{-3}$	kg/s
دبی جرمی بخار خروجی از بخش چگالنده سمت راست	$2/107 \times 10^{-3}$	kg/s
دبی جرمی بخار خروجی از بخش چگالنده سمت چپ	$2/107 \times 10^{-3}$	kg/s
شار حرارتی ورودی به دیواره محفظه نگهدارنده در بخش تبخیرکننده	$40472/84$	W/m ²
شار حرارتی خروجی از دیواره محفظه نگهدارنده در بخش چگالنده سمت راست	$-31830/98$	W/m ²
شار حرارتی خروجی از دیواره محفظه نگهدارنده در بخش چگالنده سمت چپ	$-31830/98$	W/m ²
مقدار انرژی مصرفی در واحد حجم در فیتله بخش تبخیرکننده (چاه حرارتی)	$-107994919/77$	W/m ³
مقدار انرژی تولیدی در واحد حجم در فیتله بخش چگالنده سمت راست (چشمه حرارتی)	$74896443/79$	W/m ³
مقدار انرژی تولیدی در واحد حجم در فیتله بخش چگالنده سمت چپ (چشمه حرارتی)	$74896443/79$	W/m ³

جدول (۲) خواص حرارتی سیال عامل در حالت مایع و بخار اشباع

نوع متغیر	مقدار	واحد
دمای اشباع	۳۵۰	K
انتالپی تبخیر نهان سیال عامل (آب خالص)	2317300	J/kg
چگالی بخار آب	$0/2600104$	kg/m ³
لزجت دینامیکی بخار آب	$11/09 \times 10^{-7}$	Pa.s
ضریب هدایت حرارتی بخار آب	$0/023$	W/m.K
ظرفیت گرمایی ویژه بخار آب	۱۹۵۴	J/kg.K
چگالی آب مایع	$973/709$	kg/m ³
لزجت دینامیکی آب مایع	370×10^{-7}	Pa.s
ضریب هدایت حرارتی آب مایع	$0/778$	W/m.K
ظرفیت گرمایی ویژه آب مایع	۴۱۹۵	J/kg.K

۴-۱-۲- تنظیمات نرم‌افزار برای حل مساله

برای حل معادلات حاکم بر مساله که پیشتر توضیح داده شد، ابتدا هندسه مساله در نرم‌افزار دیزاین مدلر (Design Modeler) طراحی شده و سپس دامنه پیوسته حل مساله توسط نرم‌افزار انسیس مشینگ (ANSYS Meshing) به دامنه گسسته تبدیل شده و مش‌های لازم در دو ناحیه بخار و فیتله و دیواره لوله گرمایی تولید می‌شوند، سپس مش‌های تولیدشده، توسط نرم‌افزار فلوئنت (FLUENT) خوانده می‌شوند. همان طور که گفته شد، مساله به دو قسمت تقسیم می‌شود: ۱- قسمت بخار؛ ۲- قسمت مایع- فیتله و دیواره لوله گرمایی. بنابراین پس از خواندن مش

$$S_e = -\frac{Q_e}{\pi(R_o^2 - R_i^2)L_e} \quad (14)$$

$$S_{cr} = +\frac{Q_{cr}}{\pi(R_o^2 - R_i^2)L_{cr}} \quad (15)$$

توجه شود که در قسمت‌های عایق سمت چپ و راست، هیچ گونه منبع حرارتی تعریف نمی‌شود ($S_{al}=S_{ar}=0$). با توجه به قانون بقای جرم، بایستی میزان ورود بخار از بخش تبخیرکننده برابر با مجموع بخار خروجی از دیواره‌های چگالنده‌های سمت چپ و راست باشد. بنابراین میزان دبی جرمی بخار خروجی از هر یک از چگالنده‌های سمت راست و چپ برابر با نصف مقدار دبی جرمی بخار ورودی از تبخیرکننده در نظر گرفته شد. میزان دبی بخار خروجی از تبخیرکننده با توجه به رابطه مربوط به انتقال حرارت نهان تبخیر از رابطه (۱۶) محاسبه شد.

$$Q_e = \dot{m}_{v,e} h_{fg} = \rho_v A_e v_v h_{fg} \quad (16)$$

که در آن A_e مساحت سطح جانبی داخلی تبخیرکننده است. بنابراین شرایط مرزی سرعت یا دبی جرمی بخار ورودی و خروجی در سطح مشترک بین فیتله و ناحیه بخار در قسمت تبخیرکننده و چگالنده‌های سمت چپ و راست از روابط (۱۷) و (۱۸) اعمال شد [23].

$$v_{v,e} = -\frac{Q_e}{2\pi R_i L_e \rho_v h_{fg}} \quad (17)$$

$$v_{v,cl} = v_{v,cr} = +\frac{Q_{cl}}{2\pi R_i L_{cl} \rho_v h_{fg}}, \quad L_{cl} = \quad (18)$$

در خط مرکز لوله گرمایی نیز شرط مرزی تقارن به شکل رابطه (۱۹) در نظر گرفته شد.

$$v_v = 0, \quad \frac{\partial u_v}{\partial r} = 0, \quad (19)$$

در سطح مشترک بین دیواره داخلی لوله گرمایی و فیتله نیز از شرایط مرزی دیواره مشترک به شکل رابطه (۲۰) استفاده شد.

$$k_{eff} \frac{\partial T_{lw}}{\partial r} = k_s \frac{\partial T_s}{\partial r} \quad (20)$$

۳-۱-۲- خواص و پارامترهای ورودی

جدول ۱، مقادیر مربوط به پارامترهای ورودی مورد استفاده در این تحقیق را نشان می‌دهد. همان طور که ملاحظه می‌شود، میزان توان حرارتی ورودی به بخش تبخیرکننده ۱۰۰ وات در نظر گرفته شده است؛ زیرا این مقدار در واقعیت بسیار نزدیک به میزان توان حرارتی است که توسط اغلب دستگاه‌های مولد گرما در تجهیزات الکترونیکی تولید می‌شود [20]. میزان توان حرارتی در هر کدام از چگالنده‌های سمت راست و چپ نیز نصف مقدار توان حرارتی تبخیرکننده و برابر با ۵۰ وات در نظر گرفته شدند. خواص حرارتی سیال عامل در حالت مایع و بخار اشباع نیز در جدول ۲ نشان داده شده است. با توجه به مقادیر پارامترهای ورودی دیگر پارامترها، پس از حل معادلات به دست آورده شدند.

داده می‌شود، با این تفاوت که در مرز دیواره لوله در بخش چگالنده‌ها و تبخیرکننده به‌ترتیب از شارهای حرارتی منفی و مثبت متناسب با مقدار بار گرمایی لوله گرمایی قرار داده می‌شود. بقیه فرآیند حل همانند قسمت قبل انجام می‌شود.

۵-۱-۲- روش حل عددی

مدل مورد مطالعه در این تحقیق یک مساله انتقال حرارت هدایتی-همرفتی دارای سه بخش کلی دیواره محفظه نگه‌دارنده، فتیله اشباع‌شده از سیال عامل و ناحیه حرکت بخار اشباع در نظر گرفته شد. شبکه محاسباتی با استفاده از نرم‌افزار انسیس مشینگ شبکه‌بندی شد. معادلات دیفرانسیل جزئی غیرخطی حاکم برای پیوستگی، اندازه حرکت و انرژی همراه با شرایط مرزی مناسب جداسازی شده و با استفاده از روش حجم محدود خلاف جهت مرتبه دوم توسط نرم‌افزار انسیس فلونت نسخه ۱۸ حل شدند. تکنیک المان حجمی با استفاده از روش خلاف جهت مرتبه دوم معادلات دیفرانسیل جزئی غیرخطی را تبدیل به دستگاه معادلات جبری غیرخطی می‌نماید تا به‌صورت عددی حل شوند. از روش خلاف جهت مرتبه دوم استفاده شده تا به دقت از مرتبه بالاتری دست پیدا شود. برای حل میدان جریان از حل‌کننده مبتنی بر فشار استفاده شد که برگرفته از معادلات پیوستگی و اندازه حرکت است. برای تمامی شبیه‌سازی‌های انجام‌شده در تحلیل فعلی، معیار همگرایی برای حل معادلات بقای جرم و اندازه حرکت 10^{-4} و برای معادله بقای انرژی 10^{-6} در نظر گرفته شده است. بنابراین معادلات حاکم تا زمانی که به همگرایی مورد نظر دست پیدا شود به‌طور متوالی و مکرر حل شده‌اند. انتقال حرارت در دیواره لوله گرمایی و همچنین در فتیله با تعریف ضریب هدایت حرارتی موثر و بدون در نظر گرفتن حرکت سیال در فتیله از نوع هدایت حرارتی خالص در نظر گرفته شد. دامنه حل فیزیکی مساله به دو بخش کلی انتقال حرارت همرفتی در قسمت بخار و انتقال حرارت هدایتی خالص در بخش فتیله و دیواره لوله گرمایی تقسیم شد. روند و مراحل انجام حل عددی به شکل زیر انجام گرفت:

۱- ابتدا معادلات حاکم بقای جرم و بقای اندازه حرکت برای ناحیه بخار با توجه به شرایط مرزی مورد حل قرار می‌گرفت تا نحوه توزیع فشار بخار به‌دست آورده شود.

۲- پس از مشخص شدن توزیع فشار بخار، با استفاده از رابطه (۷) مقدار دمای سطح مشترک بین ناحیه بخار و فتیله در قسمت‌های تبخیرکننده و چگالنده‌ها محاسبه می‌شد.

۳- پس از مشخص شدن شرایط مرزی دمایی روی سطوح مشترک بین ناحیه بخار و فتیله، تمامی معادلات حاکم بقای جرم، بقای اندازه حرکت و بقای انرژی برای ناحیه بخار مورد حل قرار گرفت.

۴- در نهایت، معادله بقای انرژی برای انتقال حرارت هدایت دوبعدی در قسمت فتیله و دیواره لوله گرمایی به‌طور همزمان مورد حل قرار می‌گرفت تا توزیع دما در آنها به‌دست آورده شود.

۶-۱-۲- آنالیز حساسیت و استقلال نتایج از شبکه حل عددی

در این مطالعه، دامنه حل محیط پیوسته مساله توسط نرم‌افزار

توسط نرم‌افزار، ابتدا برای حل باید یکی از دو ناحیه بالا را غیرفعال کرد که برای این منظور باید از طریق منوهای بالای صفحه مسیر مش > Zone > Deactivate (Mesh) دی‌اکتیویت پییموده شود. حال با فرض آنکه ابتدا بخش مایع- فتیله غیرفعال شده است، در قسمت ابتدایی از سمت راست منوی تنظیمات عمومی، شرایط حل تعیین می‌شوند. تنها تغییرات مورد نیاز، روشن کردن گزینه حل متقارن محوری و گزینه معادله انرژی است. پس از فعال کردن معادله انرژی، نوع سیالات و جامدات مورد نیاز برای حل مساله از منوی جنس ماده، انتخاب می‌شود. در این قسمت می‌توان خواص مواد مختلف را معرفی کرد که برای حل این قسمت تعریف بخار آب کافی است. سپس باید خواص مربوط به بخار آب را در دمای اشباع مرجع وارد نمود. لذا چگالی، ظرفیت گرمایی ویژه، لزجت و ضریب هدایت حرارتی بخار آب در دمای اشباع مرجع تنظیم می‌شوند.

قدم بعدی تعیین ناحیه حل در قسمت شرایط ناحیه حل است. برای حل قسمت بخار تنها یک ناحیه وجود دارد. سپس در قسمت تعیین نوع جنس، سیال مورد نظر انتخاب می‌شود. بخش بعدی تعیین شرایط مرزی است؛ در این قسمت با توجه به ورودی‌ها و دیواره‌ها، شرایط مرزی جایگذاری می‌شوند. برای ورود به قسمت بخار و خروج از آن شرط مرزی نرخ دبی جرمی و جهت عمود بر مرز تعیین می‌شود. در منوی حرارتی نیز دما برابر دمای فصل مشترک مایع و بخار قرار می‌گیرد.

یکی از مرزهای انتهایی این ناحیه باید روی حالت خروجی فشار و در حالت فشار صفر باشد تا در محدوده حل یک معیار برای محاسبه فشار وجود داشته باشد. بقیه مرزها نیز باید در حالت دیواره عایق با شار صفر قرار گیرند. قسمت بعد انتخاب روش حل است. روش حل مساله در منوی انتخاب روش حل معین می‌شود. در این تحقیق از روش کاپلد (Coupled) برای حل استفاده می‌شود. بعد از این مرحله، مساله مقداردهی اولیه می‌شود. در بین دو روش موجود مقداردهی، روش مقداردهی استاندارد انتخاب می‌شود. در نهایت با تعیین تعداد تکرار مورد نظر در قسمت حل محاسبات، نرم‌افزار شروع به حل مساله می‌کند.

پس از حل مساله برای قسمت بخار، نوبت به حل برای قسمت مایع- فتیله می‌رسد. برای این منظور از مسیری که در قسمت قبل به آن اشاره شد، قسمت بخار غیرفعال و قسمت مایع- فتیله و دیواره فعال می‌شود. حل این قسمت نیز تا حدودی شبیه قسمت قبل است، در این قسمت جنس فتیله آغشته‌شده به سیال در قسمت سیالات تعریف و مقدار چگالی، ظرفیت گرمایی ویژه و ضریب هدایت گرمایی موثر فتیله آغشته‌شده به سیال در آن قرار داده می‌شود. در قسمت شرایط ناحیه حل نیز در قسمت‌های مربوط به چگالنده‌ها و تبخیرکننده نیز تیک مربوط به عبارت منبع حرارتی گذاشته می‌شود و به‌ترتیب دو مقدار چشمه و یک چاه گرمایی قرار داده می‌شود. همچنین، در قسمت مربوط به فتیله باید نوع آن سیال انتخاب شود. شرایط مرزی مانند حالت قبل قرار

ثابت است و تنها مقدار آن به دو بخش مساوی تقسیم شده و هر بخش در یک انتهای لوله گرمایی قرار گرفته است. بنابراین طول هر یک از چگالنده‌های لوله‌های گرمایی دو سر خنک‌شونده با تبخیرکننده میانی، برابر با نصف طول چگالنده لوله گرمایی معمولی در نظر گرفته شده است و میزان دبی حجمی آب گذرکننده 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.

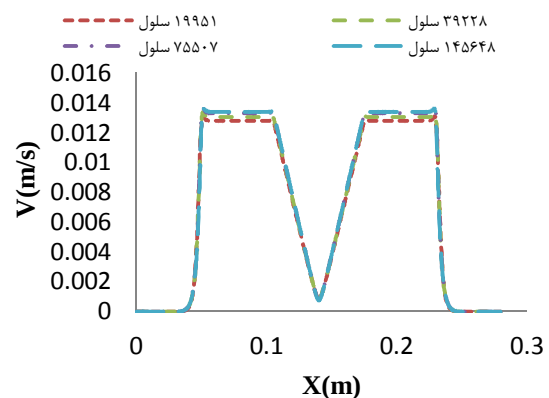
جدول (۳) مشخصات هندسی و جزییات کامل لوله‌های گرمایی مورد آزمایش در بخش تجربی

ویژگی	پارامتر
سیال عامل	آب خالص
ساختار فتیه	نمدی مسی
مقدار سیال پرشده در لوله گرمایی	۷/۹۲ گرم
طول کل لوله گرمایی	۲۸۰/۰ متر
قطر خارجی لوله گرمایی	۱/۰ متر
قطر داخلی لوله گرمایی	۰/۰۹۵ متر
طول قسمت تبخیرکننده	۰/۰۷ متر
طول قسمت عایق سمت راست	۰/۰۵۵ متر
طول قسمت عایق سمت چپ	۰/۰۵۵ متر
طول قسمت چگالنده سمت راست	۰/۰۵ متر
طول قسمت چگالنده سمت چپ	۰/۰۵ متر
ضخامت فتیه	5×10^{-4} متر
تخلخل فتیه	۰/۷

۲-۲-۲- تجهیزات آزمایشگاهی و روند انجام آزمایش

مجموعه آزمایش مورد استفاده در این تحقیق متشکل از سیستم گرمایش، بلوک‌های خنک‌کننده، قسمت مورد آزمایش، سیستم جمع‌آوری داده‌ها و سیستم اندازه‌گیری بود. شکل ۴، شماتیک اجمالی تجهیزات آزمایشگاهی مورد استفاده در این تحقیق را نشان می‌دهد. برای حصول اطمینان از یکسان‌بودن دمای آب خنک‌کننده ورودی در تمام آزمایش از یک حمام حرارتی استفاده شد. در تمام مدت آزمایش، دبی حجمی و دمای ورودی آب خنک‌کننده به‌ترتیب برابر با ۴۰۰ میلی‌لیتر بر دقیقه و ۴۰ درجه سانتی‌گراد ثابت نگه داشته شد. دمای سطح خارجی لوله‌های گرمایی توسط ۶ دماسنج نوع K خوانده می‌شد. شکل ۵، نحوه آرایش و همچنین فواصل نصب دماسنج‌ها را روی لوله گرمایی معمولی با یک چگالنده و لوله گرمایی دو سر خنک‌شونده با تبخیرکننده میانی نشان می‌دهد. برای جلوگیری از اتلافات حرارتی ناشی از انتقال حرارت همرفتی بین سطح لوله گرمایی و محیط، قسمت تبخیرکننده و قسمت عایق لوله گرمایی توسط عایق پشم شیشه پوشیده شد. ابتدا لایه‌ای از پشم شیشه به ضخامت ۲ سانتی‌متر بر سطح لوله گرمایی پوشانده شده و سپس دماسنج‌ها از میان آن

انسبیس مشینگ با مش‌های ساختاریافته منظم به ناحیه گسسته عددی تبدیل شد. معادلات حاکم ناحیه حل مساله برای ترکیبیات گوناگونی از شبکه مورد حل قرار گرفت تا توجیه شود که نتایج عددی مستقل از شبکه هستند. نمودار ۱، پروفیل سرعت حرکت بخار را در نزدیکی خط مرکز لوله گرمایی نشان می‌دهد. می‌توان مشاهده کرد که شبکه‌هایی با تعداد سلول ۷۵۵۰۷ و ۱۴۵۶۴۸ مستقل‌ترین نتایج را ارایه می‌کنند. نظر به اینکه تفاوت‌های یافت‌شده در میان نتایج مربوط به این دو شبکه ناچیز است، لذا شبکه با تعداد سلول ۷۵۵۰۷ عدد به‌عنوان شبکه انتخابی برای محاسبات فعلی در نظر گرفته شد تا در زمان انجام محاسبات صرفه‌جویی شده و مانع از تناقضات در نتایج عددی شود.



نمودار (۱) پروفیل سرعت حرکت بخار در نزدیکی خط مرکز لوله گرمایی برای شبکه‌های حل عددی با تعداد سلول متفاوت

۲-۲-۲- آزمایش‌های تجربی

در این بخش از تحقیق، برای اعتبارسنجی نتایج حاصل از حل عددی و همچنین مطالعه اثر استفاده از دو چگالنده در دو انتهای لوله گرمایی دو سر خنک‌شونده نسبت به لوله گرمایی معمولی با یک چگالنده آزمایش‌های تجربی صورت پذیرفته است. برای این منظور از یک لوله گرمایی مسی دقیقاً با خواص و ابعادی برابر با آنچه که در مدل‌سازی عددی در نظر گرفته شده بود، استفاده شد. مشخصات کامل لوله گرمایی مورد استفاده در این آزمایش در جدول ۳ نشان داده شده است. از دو بلوک خنک‌کننده و یک سیم‌پیچ حرارتی به‌عنوان بخش‌های چگالنده و تبخیرکننده لوله گرمایی به‌ترتیب در دو انتها و در وسط آن استفاده شد. نتایج به‌دست‌آمده از آزمایش روی لوله گرمایی دو سر خنک‌شونده با تبخیرکننده میانی با نتایج مربوط به لوله گرمایی معمولی با یک چگالنده و یک تبخیرکننده مورد مقایسه قرار گرفت. تذکر مهم و قابل توجه آن است که 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 دفع‌شده در قسمت چگالنده یک لوله گرمایی، میزان کارایی حرارتی آن افزایش یابد. اما در این تحقیق میزان توان منبع سرمایشی

که در آن ΔV و ΔI به ترتیب میزان خطای اندازه‌گیری ولتاژ و شدت جریان الکتریکی تولیدی توسط منبع تغذیه هستند. با توجه به آنکه 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 شد. میزان خطای مربوط به محاسبه مقاومت حرارتی از رابطه (۲۲) محاسبه می‌شود [28].

$$\frac{\Delta R}{R} = \left[\left(\frac{\Delta Q_e}{Q_e} \right)^2 + \left(\frac{\Delta(\Delta T)}{\Delta T} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (22)$$

بنابر آنچه که توضیح داده شد، میزان حد اکثر خطای محاسبه‌شده در این تحقیق، برای اختلاف دما، توان حرارتی ورودی به بخش تبخیرکننده و مقاومت حرارتی به ترتیب برابر با ۱/۱۳٪، ۱/۶۹٪ و ۱/۸۴٪ به دست آورده شد.

۳-۲- نحوه انجام محاسبات

۳-۲-۱- بخش عددی

پارامتر موثر و تعیین‌کننده‌ای که در مقایسه عملکرد لوله‌های گرمایی مورد مطالعه قرار می‌گیرد، مقاومت حرارتی (R) نام دارد. مقدار مقاومت حرارتی برای نتایج حاصل از حل مدل عددی از رابطه (۲۳) به شکل زیر محاسبه می‌شود:

$$R = \frac{T_{e,avg} - T_{c,avg}}{Q_e} \quad (23)$$

که در آن $T_{e,avg}$ و $T_{c,avg}$ به ترتیب دمای میانگین تبخیرکننده و دمای میانگین بخش‌های چگالنده سمت چپ و راست و Q_e میزان توان حرارتی در بخش تبخیرکننده هستند که به ترتیب از روابط (۲۴) و (۲۵) محاسبه می‌شوند.

$$T_{e,avg} = \frac{\sum_{x=x_{el}}^{x=x_{er}} T(x)}{N_e} \quad (24)$$

$$T_{c,avg} = \frac{\sum_{x=0}^{x=x_{cl}} T(x) + \sum_{x=x_{cr}}^{x=l} T(x)}{N_{cl} + N_{cr}} \quad (25)$$

که در آن N_{cl} ، N_{cr} و N_e به ترتیب تعداد داده‌های عددی محاسبه شده مربوط به دمای سطح تبخیرکننده، دمای سطح چگالنده سمت راست و دمای سطح چگالنده سمت چپ در امتداد طول محوری آنها هستند.

۳-۲-۲- بخش تجربی

مقدار مقاومت حرارتی برای نتایج تجربی را می‌توان از رابطه (۲۶) محاسبه نمود [29].

$$R_{tot} = \frac{\Delta T}{Q_e} \quad (26)$$

که در آن ΔT و Q_e به ترتیب اختلاف دمای بین تبخیرکننده و چگالنده و میزان توان حرارتی ورودی به بخش تبخیرکننده هستند و از روابط (۲۷) و (۲۸) محاسبه می‌شوند.

$$\Delta T = T_e - T_c \quad (27)$$

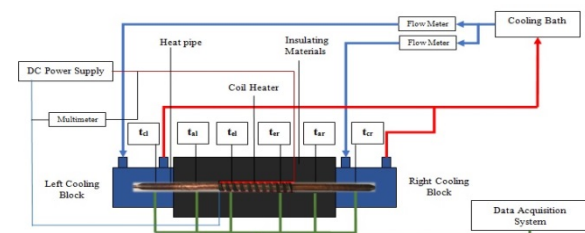
$$Q_e = V \times I \quad (28)$$

که در آن V ولتاژ و I شدت جریان الکتریکی تولیدی توسط منبع تغذیه بوده و T_e و T_c به ترتیب دمای سطح میانگین تبخیرکننده و چگالنده هستند که از روابط (۲۹) و (۳۰) محاسبه می‌شوند.

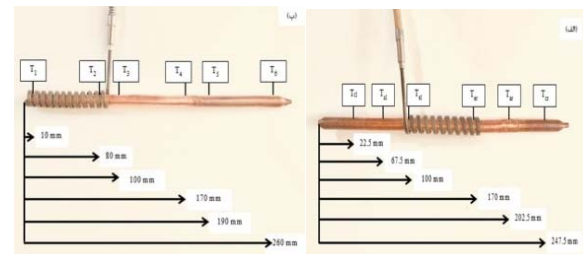
$$T_e = \frac{T_{el} + T_{er}}{2} \quad (29)$$

$$T_c = \frac{T_{cl} + T_{cr}}{2} \quad (30)$$

عبور داده شده و روی سطح لوله گرمایی قرار گرفتند. سپس، از چسب حرارتی برای ثابت کردن دماسنج‌ها در مکان نصب استفاده شد، به گونه‌ای که چسب حرارتی با قسمت نوک دماسنج تماسی نداشت و در واقع به دور پوشش پلاستیکی محافظ دور آن چسبانده شد که موجب چسبیدن بدنه جانبی دماسنج با عایق پشم شیشه شد. پس از محکم شدن دماسنج‌ها در جای خود مجدداً لایه دیگری از پشم شیشه به ضخامت ۳ سانتی‌متر به دور آنها پیچیده شد.



شکل ۴) شماتیک اجمالی تجهیزات آزمایشگاهی



شکل ۵) نحوه آرایش و همچنین فواصل نصب دماسنج‌ها روی لوله‌های گرمایی مورد آزمایش؛ الف) لوله گرمایی دو سر خنک‌شونده با تبخیرکننده میانی و ب) لوله گرمایی معمولی با یک چگالنده

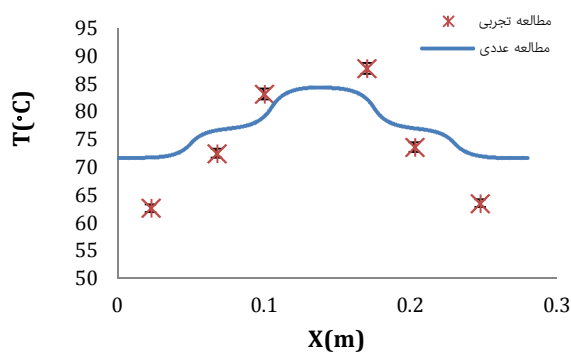
آزمایش‌ها در توان حرارتی ۱۰۰ وات در حالت افقی برای لوله گرمایی دو سر خنک‌شونده با تبخیرکننده میانی و همچنین برای لوله گرمایی معمولی با یک چگالنده انجام گرفت. پس از آنکه لوله‌های گرمایی به حالت کارکرد پایا می‌رسیدند و دماهای اندازه‌گیری شده سطوح آنها در صفحه نمایشگر رایانه حداقل برای مدت یک دقیقه ثابت و بدون تغییر می‌ماند، مقادیر داده‌های مورد نظر در رایانه ذخیره می‌شد.

۳-۲-۲- عدم قطعیت

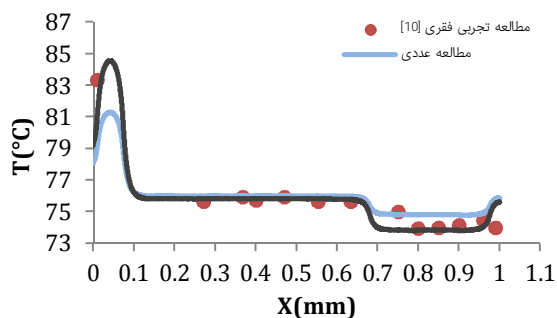
قبل از انجام آزمایش، تمامی دستگاه‌ها کالیبره شده‌اند. دماسنج‌های مورد مطالعه در این تحقیق همگی ساخت شرکت سازنده دستگاه جمع‌آوری اطلاعات بوده که به هنگام خرید دستگاه درون جعبه آن موجود بود و توسط خود شرکت سازنده کالیبره شده‌اند. عدم قطعیت دستگاه جمع‌آوری اطلاعات دما در نمایش و ضبط اطلاعات برابر با پنج صدم درصد به علاوه یک درجه سانتی‌گراد در دفترچه راهنمای دستگاه گزارش شده است. میزان خطا در محاسبه میزان توان حرارتی ورودی در بخش تبخیرکننده از رابطه (۳۱) محاسبه می‌شود [27].

$$\frac{\Delta Q_e}{Q_e} = \left[\left(\frac{\Delta V}{V} \right)^2 + \left(\frac{\Delta I}{I} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (31)$$

فقط در مرز خارجی فتيله که در مجاورت کانال مرکزی عبور جریان بخار قرار دارد، به صورت شار حرارتی در نظر گرفته شده است. لذا در بخش تبخیرکننده میزان حرارت کمتری از بخش حجم فتيله خارج شده و در بخش چگالنده نیز میزان حرارت کمتری به فتيله وارد می‌شود؛ بنابراین سطح دمای سطح لوله گرمایی در قسمت تبخیرکننده و چگالنده مطالعه فقری^[10]، به ترتیب از دمای سطح لوله گرمایی مورد مطالعه در این تحقیق بالاتر و پایین‌تر است.



نمودار ۲) مقایسه نتایج حاصل از حل عددی با نتایج تجربی انجام شده در این تحقیق



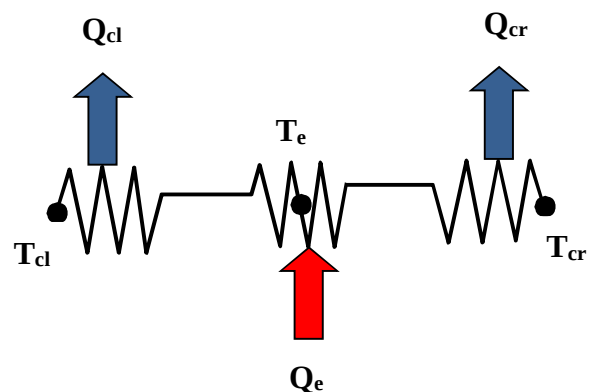
نمودار ۳) مقایسه نتایج حاصل از حل مدل عددی مورد استفاده در این مطالعه با نتایج حاصل از شبیه‌سازی دوبعدی و نتایج تجربی فقری^[10]

جدول ۴) مشخصات لوله گرمایی مورد استفاده توسط فقری^[10] برای راستی‌آزمایی نتایج حل عددی

ویژگی	متغیر
سیال عامل	آب خالص
جنس دیواره لوله گرمایی	مس
جنس و نوع فتيله مورد استفاده	نمدی مسی
طول لوله گرمایی	۱متر
طول قسمت تبخیرکننده	۰/۰۶۴متر
طول قسمت عایق سمت چپ	۰/۰۱متر
طول قسمت عایق میانی	۰/۰۶متر
طول قسمت عایق سمت راست	۰/۰۲۴متر
طول قسمت چگالنده	۰/۰۲۹۶متر
قطر خارجی لوله گرمایی	۰/۰۲۵۴متر
قطر داخلی لوله گرمایی	۰/۰۲۳۷متر
ضخامت فتيله	۰/۰۰۰۳۵۶×۱۰ ^{-۴} متر
تخلخل فتيله	۰/۷

که در آن T_{el} و T_{er} دمای قسمت انتهایی سمت راست و سمت چپ تبخیرکننده و T_{cl} و T_{cr} نیز دمای چگالنده سمت راست و سمت چپ هستند. شکل ۶، شبکه توزیع مقاومت حرارتی لوله گرمایی دو سر خنک‌شونده با تبخیرکننده میانی را نشان می‌دهد. بنابر آنچه که گفته شد، مقاومت حرارتی لوله گرمایی دو سر خنک‌شونده با تبخیرکننده میانی از رابطه (۳۱) محاسبه می‌شود.

$$R_{tot} = R_{cl} + R_e + R_{cr} = \frac{(T_{el} + T_{er}) - (T_{cl} + T_{cr})}{2Q_e} \quad (31)$$



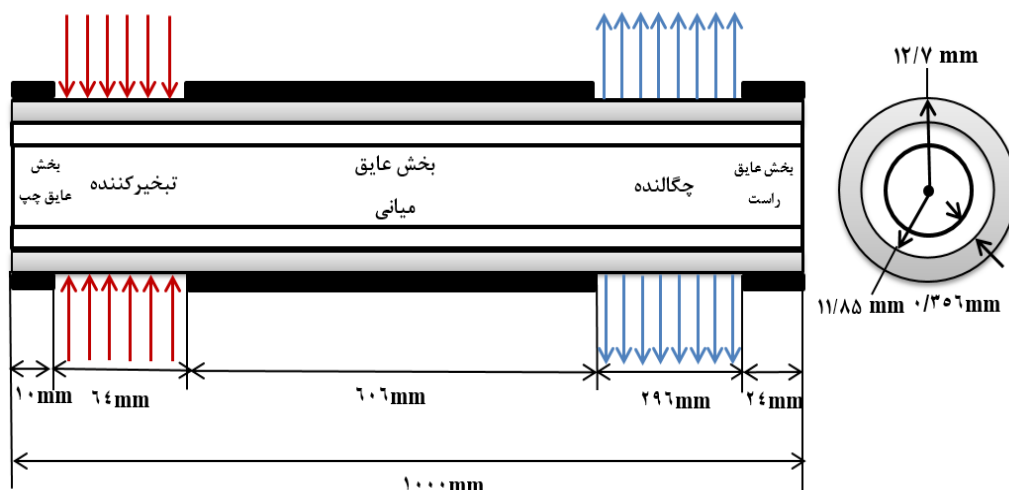
شکل ۶) شبکه توزیع مقاومت حرارتی لوله گرمایی دو سر خنک‌شونده با تبخیرکننده میانی

البته لازم به ذکر است که در محاسبات مربوط به مقاومت حرارتی لوله گرمایی بایستی از دمای سطوح داخلی استفاده نمود. اما با توجه به آنکه ضخامت دیواره لوله گرمایی و همچنین فتيله بسیار نازک است، بنابراین مقاومت حرارتی دیواره لوله گرمایی بسیار ناچیز بوده و لذا با تقریب خوبی می‌توان از دماهای سطوح خارجی استفاده نمود.

۴-۲- راستی‌آزمایی نتایج

برای اعتبارسنجی نتایج به دست آمده از روش حل عددی مورد استفاده در این تحقیق، نتایج مربوط به دمای دیواره لوله گرمایی مورد مطالعه با نتایج تجربی به دست آمده در این تحقیق مورد مقایسه قرار گرفت که نتایج آن در نمودار ۲ نشان داده شده است. همچنین در بررسی دیگری، نتایج حاصل از مدل عددی مورد استفاده در این مطالعه با نتایج حاصل از شبیه‌سازی دوبعدی و نتایج تجربی فقری^[10] مورد مقایسه قرار گرفتند. نتایج مربوطه در نمودار ۳ نشان داده شده است. مشخصات و شکل لوله گرمایی مورد مطالعه در تحقیق فقری^[10] که برای مقایسه در این مطالعه مد نظر قرار گرفت به ترتیب در جدول ۴ و شکل ۷ آورده شده‌اند.

با توجه به نمودار ۳، تفاوتی جزئی بین نتایج در ابتدا و انتهای نمودارها در بخش تبخیرکننده و چگالنده دیده می‌شود که علت آن را می‌توان به این عامل نسبت داد که در این مطالعه اثر فرآیند تبخیر و میعان به ترتیب با تعریف چاه و چشمه حرارتی در داخل کل حجم فتيله برای بخش‌های تبخیرکننده و چگالنده مد نظر قرار گرفته است؛ حال آنکه در تحقیق فقری^[10]، اثر تبخیر و میعان



شکل ۷) لوله گرمایی مورد مطالعه فقری^[10] در نظر گرفته شده برای مقایسه با نتایج حاصل از حل عددی

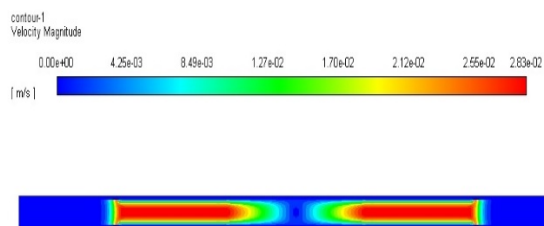
لوله گرمایی دو سر خنک‌شونده با تبخیرکننده میانی از طریق محاسبه مقاومت حرارتی و تاثیر پارامترهای موثر بر مقدار آن مورد بررسی و ارزیابی قرار گرفته است. هر چه میزان مقاومت حرارتی تا جای امکان پایین‌تر باشد، آنگاه کارایی حرارتی لوله گرمایی بهتر خواهد بود^[23]. در این تحقیق ابتدا با انجام آزمایش تجربی، اثر تبدیل لوله گرمایی معمولی با یک چگالنده به یک لوله گرمایی دو سر خنک‌شونده با تبخیرکننده میانی (تقسیم‌نمودن بخش چگالنده یک لوله گرمایی معمولی به دو قسمت مساوی و قراردادن هر قسمت در یک انتهای لوله گرمایی و قرارگرفتن بخش تبخیرکننده در وسط آن) مورد بررسی قرار گرفته و مقدار مقاومت حرارتی لوله گرمایی معمولی و لوله گرمایی دو سر خنک‌شونده با یکدیگر مقایسه شده است. سپس، تاثیر تغییرات عوامل و پارامترهای موثری چون تغییرات شرایط عملکردی (طول تبخیرکننده، طول چگالنده‌ها، توان حرارتی ورودی)، تغییرات مربوط به محفظه نگه‌دارنده (جنس، ضخامت و قطر داخلی محفظه نگه‌دارنده) و تغییرات مربوط به ساختار فتیل (ضخامت، ضریب هدایت حرارتی و تخلخل فتیل) بر میزان مقاومت حرارتی و کارایی لوله‌های گرمایی دو سر خنک‌شونده با تبخیرکننده میانی به‌صورت عددی مورد بررسی قرار گرفته شده است که نتایج مربوطه در ادامه بیان خواهند شد. شکل ۸، کانتور اندازه حرکت سرعت مربوط به ناحیه بخار را نمایش می‌دهد. ملاحظه می‌شود که حداکثر سرعت بخار در قسمت‌های عایق لوله گرمایی رخ می‌دهد و این به دلیل وجود اختلاف فشار بین قسمت تبخیرکننده و چگالنده است که موجب به‌حرکت‌درآوردن بخار در قسمت عایق می‌شود. در ادامه نیز مشخص است که سرعت بخار در بخش اعظمی از دو ناحیه انتهایی لوله گرمایی در بخش‌های چگالنده صفر می‌شود که نشان‌دهنده آن است که در همان قسمت‌های ابتدایی چگالنده‌های سمت راست و چپ بخار چگالیده شده و توسط فتیل جذب شده است.

لازم به ذکر است که دقت نتایج تجربی فقری^[10] برابر با 5°C گزارش شده است. با توجه به شکل ۷، ملاحظه می‌شود که حداکثر مقدار انحراف نتایج عددی این تحقیق در مقایسه با نتایج تجربی در قسمت چگالنده‌ها اتفاق می‌افتد. در قسمت چگالنده سمت چپ $14/72\%$ و در چگالنده سمت راست $13/49\%$ اختلاف در نتایج به‌دست آورده شد. البته این میزان اختلاف نیز در محدوده مورد قبول قرار دارد؛ با این حال علت این میزان اختلاف در چگالنده‌ها را می‌توان وابسته به اثر دمای آب موجود در چگالنده‌ها دانست. زیرا دماسنج‌هایی که برای اندازه‌گیری دمای سطح لوله گرمایی در قسمت چگالنده‌ها مورد استفاده قرار گرفته بودند درون بلوک‌های خنک‌کننده قرار داشتند؛ لذا این احتمال وجود دارد که دمای آب خنک‌کننده بر میزان اندازه‌گیری دماسنج‌ها تاثیر گذاشته بوده و موجب پدیدآمدن این اختلاف شده باشد. همچنین فرض یکنواخت‌بودن انتقال حرارت در بخش چگالنده‌ها برای شبیه‌سازی انتقال حرارت نیز می‌تواند عامل دیگری در اختلاف دمای نتایج تجربی با عددی باشد^[10]. در قسمت سمت راست تبخیرکننده نیز اختلاف نتایج $6/2\%$ به‌دست آورده شد و در باقی موارد و همچنین در مقایسه نتایج با نتایج فقری^[10]، کلیه اختلاف‌های موجود بین نتایج زیر 5% به‌دست آمد؛ بنابراین مشاهده شد که نتایج حاصل از روش حل عددی تطابق مورد قبول و مناسبی با نتایج تجربی و شبیه‌سازی عددی دوبعدی دارند.

۳- تفسیر و تحلیل نتایج

برای طراحی یا انتخاب یک لوله گرمایی مناسب برای استفاده در کاربرد عملی یا مصرفی خاص، بایستی اثر پارامترهای موثر و حیاتی روی عملکرد حرارتی لوله گرمایی مورد بررسی و ارزیابی قرار گیرد. در واقع با تحلیل کارایی حرارتی لوله گرمایی و عوامل موثر بر آن مناسب‌بودن یا نبودن لوله گرمایی برای استفاده در کاربرد مورد نظر مشخص می‌شود. به همین منظور، در این قسمت کارایی

استفاده شد. بنابراین هر گونه تغییر بر مشخصات فتيله مقدار ضريب هدايت حرارتی موثر را تحت تاثير قرار می‌دهد. جدول ۵ تغییرات ضريب هدايت حرارتی موثر را برحسب تغییرات ضريب هدايت حرارتی و تخلخل فتيله با فرض ثابت بودن نوع سیال عامل و دمای اشباع نشان می‌دهد. بر این اساس اثر تغییرات مشخصات فتيله بر میزان مقاومت حرارتی لوله گرمایی با شبیه‌سازی عددی بررسی می‌شود.



شکل ۸) کانتور اندازه حرکت سرعت مربوط به ناحیه بخار

۲-۳- مقایسه لوله گرمایی معمولی و دو سر خنک‌شونده با استفاده

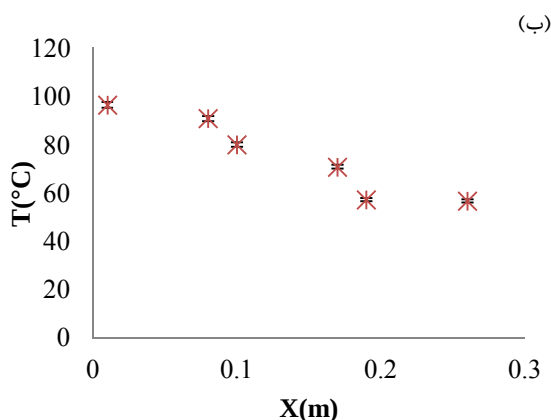
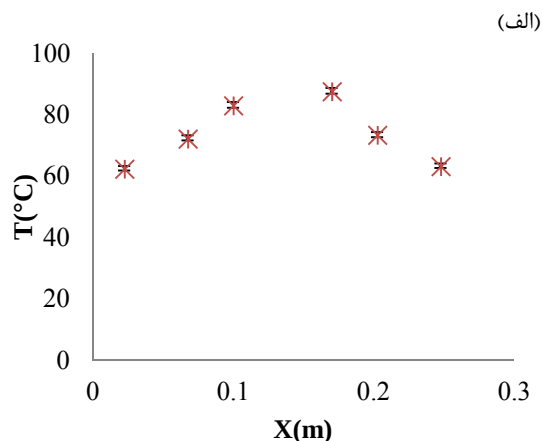
از نتایج تجربی

نمودارهای ۴ و ۵، به ترتیب نشان‌دهنده توزیع دمای سطح لوله‌های گرمایی معمولی و دو سر خنک‌شونده و مقاومت حرارتی آنها هستند که در توان حرارتی ۱۰۰ وات رسم شده‌اند. همان طور که ملاحظه می‌شود، میزان دمای سطح تبخیرکننده لوله گرمایی دو سر خنک‌شونده نسبت به لوله گرمایی معمولی پایین‌تر است. در واقع با قراردادن دو بخش نصف‌شده 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 می‌شود. 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 [29]. در نتیجه سرعت

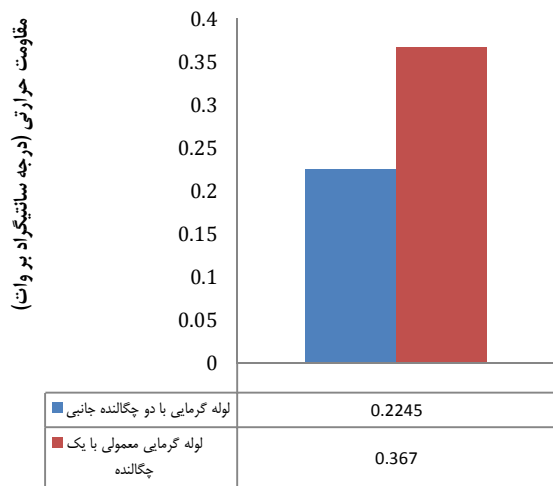
حرکت سیال به سمت تبخیرکننده افزایش یافته که خود عاملی برای افزایش ضخامت فیلم سیال و افزایش نرخ تبخیر در تبخیرکننده و کاهش دمای سطح آن می‌شود. از طرفی با توجه به آنکه در حالت افقی تنها عامل حرکت سیال از چگالنده به سمت تبخیرکننده نیروی مویینگی است، لذا کاهش فاصله حرکت سیال موجب می‌شود که فتيله راحت‌تر 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 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. بالابودن فشار بخار رسیده به قسمت چگالنده موجب افزایش میزان چگالش سیال عامل و در نتیجه تامین آب مورد نیاز برای حرکت به سمت تبخیرکننده می‌شود؛ لذا با افزایش میزان آب رسیده به قسمت تبخیرکننده دمای سطح آن کاهش خواهد یافت و با کاهش اختلاف دمای بین تبخیرکننده و چگالنده میزان مقاومت حرارتی نیز کاهش پیدا می‌کند.

۲-۳- اثر تغییرات مشخصات فتيله

همان طور که پیشتر توضیح داده شد برای قسمت فتيله آغشته‌شده به سیال عامل از تعریف ضريب هدايت حرارتی موثر



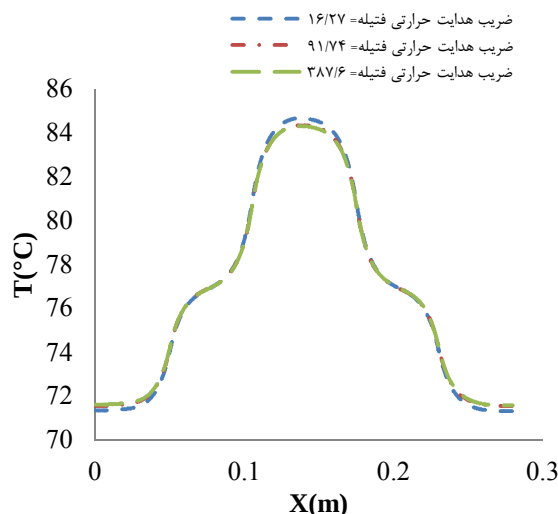
نمودار ۴) دمای سطح لوله‌های گرمایی مورد آزمایش. (الف) لوله گرمایی دو سر خنک‌شونده و (ب) لوله گرمایی معمولی با یک چگالنده



نمودار ۵) مقاومت حرارتی لوله‌های گرمایی مورد آزمایش

نوع متغیر	تخلخل فتيله	ضریب هدایت حرارتی (W/m.K)	
		سیال عامل	فتيله
تخلخل فتيله	۰/۳	۳/۷۴۹	۳/۷۴۹
	۰/۵	۱/۹۹۴	۳۸۷/۶
	۰/۷	۱/۲۳۷	۳۸۷/۶
ضریب هدایت حرارتی فتيله	۰/۳	۱/۱۷۸	۱۶/۲۷
	۰/۵	۱/۲۲۸	۹۱/۷۴
	۰/۷	۱/۲۳۷	۳۸۷/۶

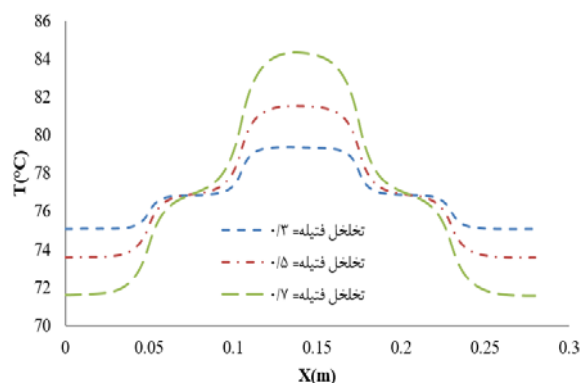
هدایت حرارتی فتيله در مقایسه با میزان تخلخل آن تاثیر کمتری بر ضریب هدایت حرارتی موثر می‌گذارد.



نمودار ۷) تغییرات پروفیل دمای سطح دیواره لوله گرمایی برحسب تغییرات ضریب هدایت حرارتی فتيله

۳-۲-۳- تخلخل فتيله

سه تخلخل متفاوت ۰/۳، ۰/۵ و ۰/۷ برای فتيله در نظر گرفته شد که تاثیر آن بر پروفیل دمای سطح دیواره در نمودار ۸ نشان داده شده است. افزایش میزان تخلخل فتيله به شدت موجب کاهش ضریب هدایت حرارتی موثر شده و در نتیجه آن مقدار انتقال حرارت هدایتی کاهش یافته که موجب بالارفتن دمای سطح تبخیرکننده و کاهش دمای سطح چگالنده شده است. در نتیجه میزان اختلاف دمای تبخیرکننده و چگالنده افزایش یافته و موجب افزایش مقاومت حرارتی می‌شود (جدول ۵).



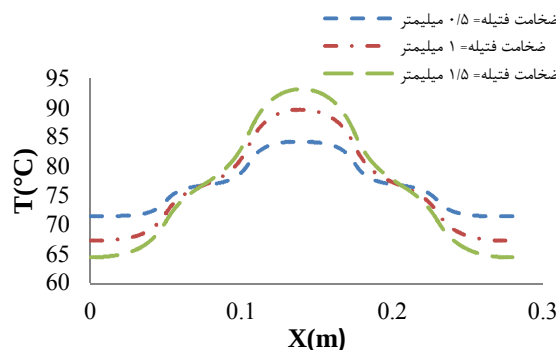
نمودار ۸) تغییرات پروفیل دمای سطح دیواره لوله گرمایی برحسب تغییرات میزان تخلخل فتيله

۳-۳- اثر تغییرات مشخصات محفظه نگه‌دارنده

در این قسمت، اثر تغییر ضخامت، قطر داخلی و جنس محفظه نگه‌دارنده لوله گرمایی بر میزان مقاومت حرارتی آن با شبیه‌سازی عددی مورد بررسی قرار می‌گیرد.

۳-۲-۳- ضخامت فتيله

سه ضخامت متفاوت ۰/۵، ۱ و ۱/۵ میلی‌متر برای فتيله در نظر گرفته شد. نمودار ۶ پروفیل دمای سطح دیواره لوله گرمایی را برای سه ضخامت مختلف فتيله نشان می‌دهد. ملاحظه می‌شود که افزایش میزان ضخامت فتيله موجب افزایش دمای سطح، افزایش اختلاف دما بین چگالنده و تبخیرکننده و در نتیجه افزایش مقاومت حرارتی می‌شود. در واقع با افزایش ضخامت فتيله شار حرارتی هدایتی در آن کاهش یافته و موجب می‌شود تا میزان سیال کمتری تبخیر شده و در نتیجه آن بیشتر حرارت ورودی صرف افزایش دمای تبخیرکننده شود. با کاهش میزان سیال تبخیرشده، میزان بخار کمتری به قسمت چگالنده‌ها رسیده و در نتیجه میزان حرارت دفع‌شده در قسمت‌های چگالنده نیز کاهش یافته که موجب کاهش دمای سطح چگالنده‌ها می‌شود.



نمودار ۶) تغییرات پروفیل دمای سطح دیواره لوله گرمایی برحسب تغییرات ضخامت فتيله

۳-۲-۳- ضریب هدایت حرارتی فتيله (جنس فتيله)

نمودار ۷، پروفیل دمای سطح دیواره لوله گرمایی را برای سه مقدار متفاوت ضریب هدایت حرارتی فتيله نشان می‌دهد. همان طور که ملاحظه می‌شود با افزایش ضریب هدایت حرارتی فتيله میزان دمای سطح تبخیرکننده کاهش و دمای چگالنده افزایش پیدا می‌کند و در نتیجه آن میزان مقاومت حرارتی کاهش پیدا می‌کند؛ اما میزان این تغییرات بسیار اندک است. در واقع با توجه به جدول ۵، ملاحظه می‌شود که افزایش ضریب هدایت حرارتی فتيله موجب افزایش ضریب هدایت حرارتی موثر شده و در نتیجه آن میزان انتقال حرارت در فتيله افزایش پیدا می‌کند. اما ضریب

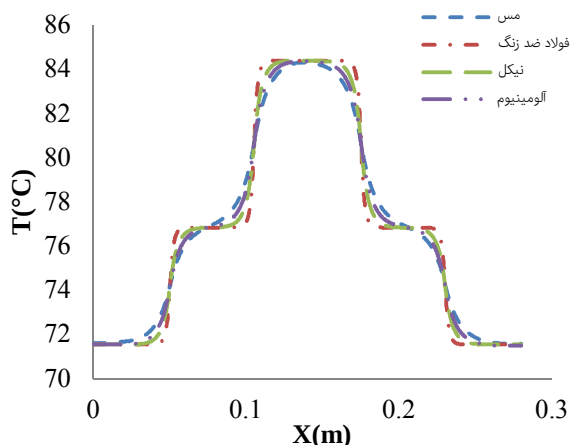
۳-۳-۳- جنس محفظه نگهدارنده

در این قسمت، اثر استفاده از محفظه‌های نگهدارنده از جنس‌های مختلف مس، آلومینیوم، نیکل و فولاد ضدزنگ که امروزه مرسوم‌ترین نوع فلزات در ساخت لوله‌های گرمایی به‌شمار می‌روند بر میزان مقاومت حرارتی لوله‌های گرمایی دو سر خنک‌شونده مورد بررسی قرار گرفته است.

جدول ۶، خواص حرارتی مربوط به جنس‌های مختلف محفظه نگهدارنده لوله گرمایی را نشان می‌دهد. نمودارهای ۱۱ و ۱۲، به‌ترتیب اثر تغییر نوع جنس محفظه را بر پروفیل دمای سطح دیواره و همچنین مقاومت حرارتی نشان می‌دهند. همان‌طور که ملاحظه می‌شود، محفظه با جنس مس دارای اختلاف دمای کمتری بین تبخیرکننده و چگالنده است و در نتیجه آن نیز مقاومت حرارتی کمتری دارد. در واقع هر چه جنس محفظه لوله گرمایی از جنسی با ضریب هدایت حرارتی بالاتری انتخاب شود، میزان مقاومت حرارتی آن کاهش پیدا می‌کند. اما در انتخاب نوع جنس محفظه بایستی به عوامل دیگری نظیر وزن، سازگاری از سیال عامل با جنس محفظه از لحاظ شیمیایی برای جلوگیری از خوردگی و همچنین نوع کاربرد لوله گرمایی نیز توجه نمود. به‌عنوان مثال، از لوله‌های گرمایی با محفظه آلومینیومی و سیال عامل آمونیاک در کاربردهای فضایی استفاده می‌شود. از لوله‌های گرمایی با جنس فولاد و سیال عامل مبرد نیز در صنایع بازیافت انرژی حرارتی استفاده می‌شود.

جدول ۶) خواص حرارتی مربوط به جنس مواد مختلف محفظه نگهدارنده لوله گرمایی استفاده‌شده در تحلیل عددی

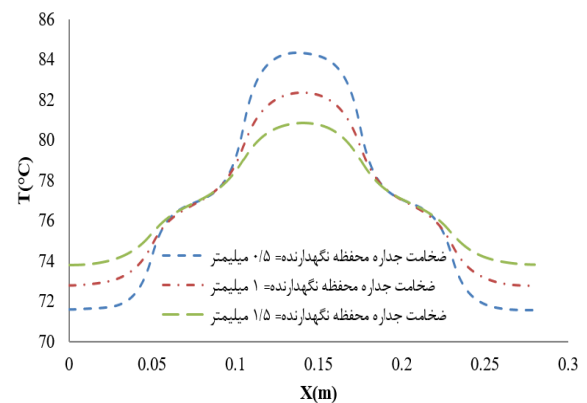
نوع جنس محفظه	چگالی (kg/m^3)	ضریب هدایت حرارتی (W/m.K)	ظرفیت گرمایی ویژه (J/kg.K)
نیکل	۸۹۰۰	۹۱/۷۴	۴۶۰/۶
آلومینیوم	۲۷۱۹	۲۰۲/۴	۸۷۱
فولاد ضد زنگ	۸۰۳۰	۱۶/۲۷	۵۰۲/۴۸
مس	۸۹۷۸	۳۸۷/۶	۳۸۱



نمودار ۱۱) تغییرات پروفیل دمای سطح دیواره لوله گرمایی برحسب تغییرات نوع جنس محفظه نگهدارنده

۳-۳-۳- ضخامت محفظه نگهدارنده

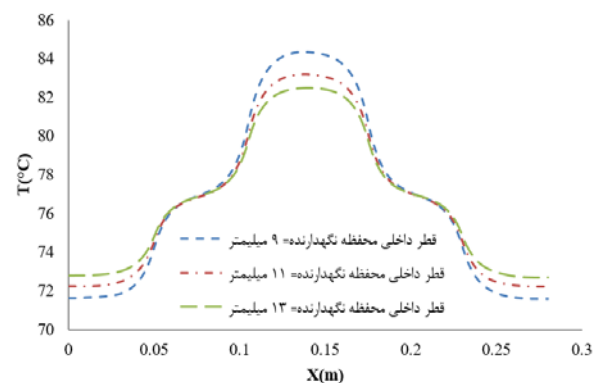
در این بخش سه ضخامت مختلف ۰/۵، ۱ و ۱/۵ میلی‌متر برای محفظه نگهدارنده در نظر گرفته شد. اثر تغییرات ضخامت محفظه روی پروفیل دمای سطح دیواره و همچنین مقاومت حرارتی لوله گرمایی را می‌توان در نمودار ۹ ملاحظه نمود. مشاهده می‌شود که با افزایش ضخامت دیواره میزان دمای سطح تبخیرکننده کاهش و میزان دمای سطح چگالنده‌ها افزایش پیدا می‌کند. در نتیجه اختلاف دمای بین تبخیرکننده و چگالنده کاهش یافته که موجب کاهش مقاومت حرارتی می‌شود.



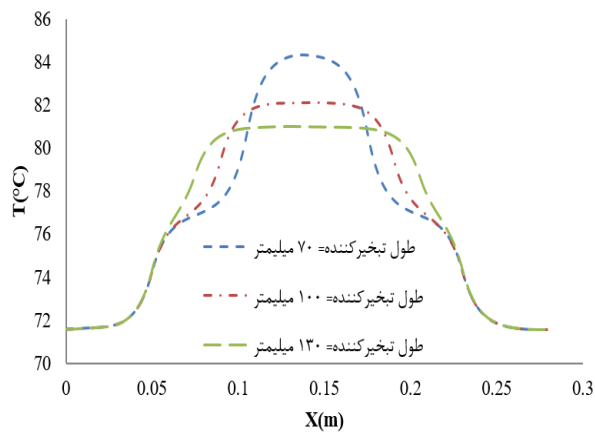
نمودار ۹) تغییرات پروفیل دمای سطح دیواره لوله گرمایی برحسب تغییرات ضخامت دیواره محفظه نگهدارنده

۳-۳-۳- قطر داخلی محفظه نگهدارنده

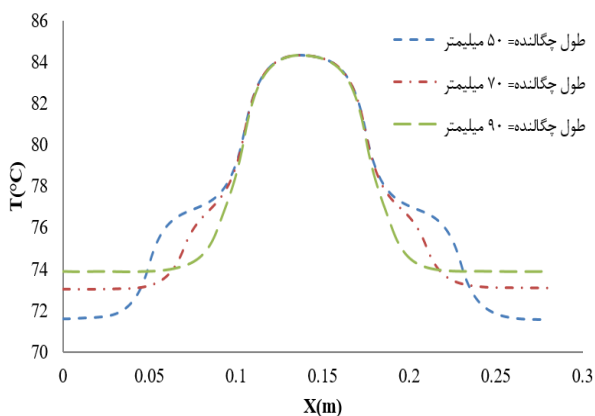
در این بخش، اثر تغییرات قطر داخلی محفظه بر مقاومت حرارتی لوله گرمایی مورد بررسی قرار گرفته است. سه مقدار ۹، ۱۱ و ۱۳ میلی‌متر برای قطر داخلی محفظه در نظر گرفته شد. نمودار ۱۰، نشان‌دهنده پروفیل دمای سطح لوله گرمایی برای سه مقدار قطر داخلی محفظه است. ملاحظه می‌شود که با افزایش قطر داخلی، میزان اختلاف دمای بین تبخیرکننده و چگالنده کاهش پیدا کرده و در نتیجه مقاومت حرارتی نیز کاهش پیدا می‌کند. دلیل این امر را می‌توان این‌گونه توجیه نمود که با افزایش میزان قطر داخلی، سطح انتقال حرارت جانبی لوله گرمایی افزایش پیدا نموده و در نتیجه آن شار حرارتی ورودی به تبخیرکننده کاهش می‌یابد.



نمودار ۱۰) تغییرات پروفیل دمای سطح دیواره لوله گرمایی برحسب تغییرات قطر داخلی محفظه نگهدارنده



نمودار ۱۳) تغییرات پروفیل دمای سطح دیواره لوله گرمایی برحسب تغییرات طول تبخیرکننده

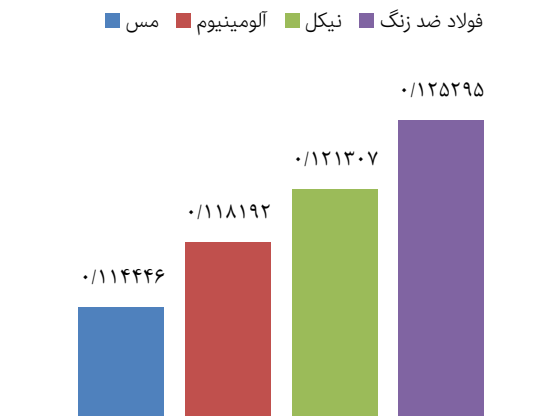


نمودار ۱۴) تغییرات پروفیل دمای سطح دیواره لوله گرمایی برحسب تغییرات طول چگالنده‌ها

۳-۴-۳- تغییر توان حرارتی ورودی

نمودار ۱۵، اثر افزایش توان حرارتی ورودی را بر تغییرات دمای سطح لوله گرمایی نشان می‌دهد. همان طور که مشاهده می‌شود با افزایش توان حرارتی ورودی اختلاف دمای بین تبخیرکننده و چگالنده افزایش پیدا می‌کند. اما با توجه به نمودار ۱۶، ملاحظه می‌شود که افزایش میزان توان حرارتی ورودی تاثیر چندان مشخص و قابل توجهی روی مقاومت حرارتی و کارکرد حرارتی لوله گرمایی نمی‌گذارد. لذا در محدوده توان‌های حرارتی متوسط می‌توان نتیجه گرفت که لوله‌های گرمایی دو سر خنک‌شونده دارای کارکرد پایدار خواهند بود و عملکرد حرارتی آنها با افزایش توان حرارتی مختل نخواهد شد.

خلاصه نتایج مربوط به دمای میانگین تبخیرکننده، دمای میانگین چگالنده، اختلاف دمای بین چگالنده و تبخیرکننده که در محاسبه میزان مقاومت حرارتی هم در بخش عددی و هم بخش تجربی مورد استفاده قرار گرفته‌اند در جدول ۷ آورده شده است.



نمودار ۱۲) تغییرات مقاومت حرارتی لوله گرمایی برحسب تغییرات نوع جنس محفظه نگهدارنده

۴-۳- اثر تغییرات شرایط عملکردی

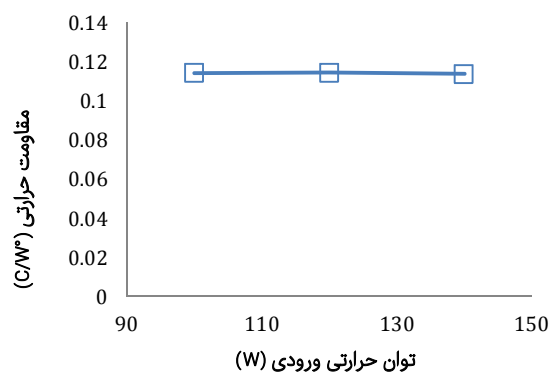
در برخی از کاربردهای عملی همواره قیدها و محدودیت‌هایی در مورد فضای موجود برای نصب یا شرایط عملکرد لوله‌های گرمایی وجود دارد که ممکن است در مرحله نصب و اجرا منجر به تغییر مشخصاتی نظیر طول تبخیرکننده یا چگالنده شود. تغییر طول قسمت‌های لوله گرمایی ممکن است اثر مثبت یا منفی بر کارکرد حرارتی آن بگذارد. بنابراین در این قسمت از تحقیق، اثر تغییر طول بخش‌های تبخیرکننده و چگالنده‌ها بر میزان مقاومت حرارتی لوله‌های گرمایی دو سر خنک‌شونده با شبیه‌سازی عددی مورد بررسی قرار می‌گیرد. همچنین اثر افزایش مقدار توان حرارتی ورودی به بخش تبخیرکننده نیز بررسی می‌شود.

۳-۴-۳- تغییر طول تبخیرکننده

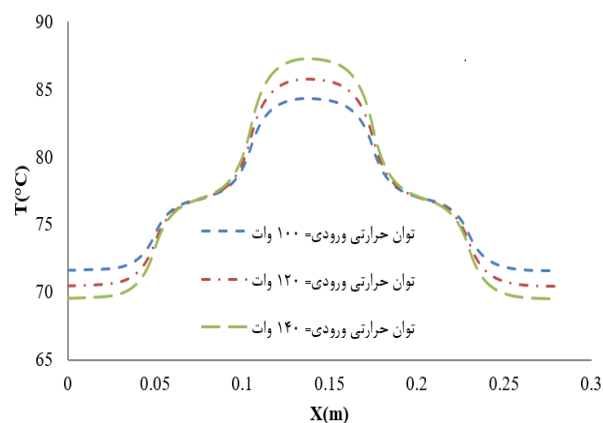
نمودار ۱۳، پروفیل دمای سطح لوله گرمایی را برای سه طول مختلف تبخیرکننده نشان می‌دهد. ملاحظه می‌شود که با افزایش طول تبخیرکننده، میزان اختلاف دمای بین چگالنده و تبخیرکننده کاهش یافته و در نتیجه موجب کاهش مقاومت حرارتی می‌شود. در واقع با افزایش طول تبخیرکننده میزان سطح حرارتی لوله گرمایی افزایش پیدا می‌کند. همچنین قسمت بزرگ‌تر از فاصله تحت شار حرارتی قرار گرفته و در نتیجه حجم آب بیشتری تبخیر می‌شود که موجب کاهش بیشتر دمای سطح تبخیرکننده می‌شود.

۳-۴-۳- تغییر طول چگالنده‌ها

اثر تغییر طول چگالنده‌های سمت راست و چپ بر دمای سطح دیواره لوله گرمایی در نمودار ۱۴ نشان داده شده است. ملاحظه می‌شود که با افزایش طول چگالنده‌ها میزان دمای سطح چگالنده‌ها افزایش پیدا می‌کند که این امر به واسطه افزایش سطح حرارتی آنها رخ داده است. افزایش دمای سطح چگالنده‌ها موجب کاهش میزان اختلاف دمای بین تبخیرکننده و چگالنده شده و در نتیجه مقاومت حرارتی کاهش پیدا می‌کند.



نمودار ۱۶) تغییرات مقاومت حرارتی لوله گرمایی برحسب تغییرات توان حرارتی ورودی به تبخیرکننده



نمودار ۱۵) تغییرات پروفیل دمای سطح دیواره لوله گرمایی برحسب تغییرات توان حرارتی ورودی به تبخیرکننده

جدول ۷) محاسبات مربوط به مقاومت حرارتی

نوع متغیر مورد مطالعه / نوع لوله گرمایی مورد مطالعه	نوع مطالعه	تغییرات متغیر مورد مطالعه	دمای میانگین بخش تبخیرکننده (°C)	دمای میانگین بخش چگالنده (°C)	اختلاف دمای بین تبخیرکننده و چگالنده (°C)	مقاومت حرارتی (°C/W)
لوله گرمایی دو سر خنک‌شونده	تجربی	-	۸۵/۴	۶۲/۹۵	۲۲/۴۵	۰/۲۲۴۵
لوله گرمایی معمولی با یک چگالنده	تجربی	-	۹۳/۶۵	۵۶/۹۵	۳۶/۷	۰/۳۶۷
ضخامت فتیله (mm)	عددی	۰/۵	۸۳/۴۹۳	۷۲/۰۴۹	۱۱/۴۴۴	۰/۱۱۴۴۴
		۱	۸۸/۲۰۴	۶۸/۴۵۷	۱۹/۷۴۷	۰/۱۹۷۴۷
		۱/۵	۹۱/۱۶۷	۶۶/۰۷۴	۲۵/۰۹۳	۰/۲۵۰۹۳
ضریب هدایت حرارتی فتیله (W/m.K)	عددی	۱۶/۲۷	۸۳/۸۰۶	۷۱/۸۱۶	۱۱/۹۹	۰/۱۱۹۹
		۹۱/۷۴	۸۳/۵۲۱	۷۲/۰۰۵	۱۱/۵۱۵	۰/۱۱۵۱۵
		۳۸۷/۶	۸۳/۴۹۳	۷۲/۰۴۹	۱۱/۴۴۴	۰/۱۱۴۴۴
تخلخل فتیله	عددی	۰/۳	۷۹/۱۶۶	۷۵/۱۹۱	۳/۹۷۵	۰/۰۳۹۷۵
		۰/۵	۸۱/۰۹۳	۷۳/۷۹۵	۷/۲۹۸	۰/۰۷۲۹۸
		۰/۷	۸۳/۴۹۳	۷۲/۰۴۹	۱۱/۴۴۴	۰/۱۱۴۴۴
ضخامت محفظه نگه‌دارنده (mm)	عددی	۰/۵	۸۳/۴۹۳	۷۲/۰۴۹	۱۱/۴۴۴	۰/۱۱۴۴۴
		۱	۸۱/۶۴۵	۷۳/۲۵۵	۸/۳۸۹	۰/۰۸۳۸۹
		۱/۵	۸۰/۳۳۳	۷۴/۲۲۶	۶/۱۰۶	۰/۰۶۱۰۶
قطر داخلی محفظه نگه‌دارنده (mm)	عددی	۹	۸۳/۴۹۳	۷۲/۰۴۹	۱۱/۴۴۴	۰/۱۱۴۴۴
		۱۱	۸۲/۴۸۵	۷۲/۶۳۸	۹/۸۴۶	۰/۰۹۸۴۶
		۱۳	۸۱/۸۶۳	۷۳/۱۱۱	۸/۷۵۲	۰/۰۸۷۵۲
جنس محفظه نگه‌دارنده	عددی	مس	۸۳/۴۹۳	۷۲/۰۴۹	۱۱/۴۴۴	۰/۱۱۴۴۴
		آلومینیوم	۸۳/۶۹۷	۷۱/۸۷۸	۱۱/۸۱۹	۰/۱۱۸۱۹
		فولاد ضد زنگ	۸۴/۱۹۳	۷۱/۶۶۳	۱۲/۵۲۹	۰/۱۲۵۲۹
		نیکل	۸۳/۹۳۳	۷۱/۸۰۳	۱۲/۱۳۰	۰/۱۲۱۳۰
طول تبخیرکننده (mm)	عددی	۷۰	۸۳/۴۹۳	۷۲/۰۴۹	۱۱/۴۴۴	۰/۱۱۴۴۴
		۱۰۰	۸۱/۶۷۵	۷۲/۰۴۸	۹/۶۲۶	۰/۰۹۶۲۶
		۱۳۰	۸۰/۶۷۱	۷۲/۰۶۲	۸/۶۰۹	۰/۰۸۶۰۹
طول چگالنده‌ها (mm)	عددی	۵۰	۸۳/۴۹۳	۷۲/۰۴۹	۱۱/۴۴۴	۰/۱۱۴۴۴
		۷۰	۸۳/۴۷۷	۷۳/۳	۱۰/۱۷۷	۰/۱۰۱۷۷
		۹۰	۸۳/۴۱۲	۷۴/۰۸۶	۹/۳۲۶	۰/۰۹۳۲۶
توان حرارتی ورودی (W)	عددی	۱۰۰	۸۳/۴۹۳	۷۲/۰۴۹	۱۱/۴۴۴	۰/۱۱۴۴۴
		۱۲۰	۸۴/۷۹۶	۷۱/۰۵۲	۱۳/۷۴۴	۰/۱۱۴۵۳
		۱۴۰	۸۶/۱۰۷	۷۰/۱۶۴	۱۵/۹۴۲	۰/۱۱۳۸۷

۴- نتیجه‌گیری

در مطالعه حاضر، یک مدل‌سازی عددی دوبعدی برای شبیه‌سازی لوله گرمایی دایروی مستقیم دو سر خنک‌شونده با تبخیرکننده میانی توسط نرم‌افزار انسیس فلوئنت ارائه شد. از مدل تک‌فاز برای به‌دست‌آوردن پروفیل دمای سطح لوله گرمایی استفاده شد تا مقدار مقاومت حرارتی محاسبه شود. سپس برای اعتبارسنجی نتایج حل عددی و همچنین بررسی اثر استفاده از دو چگالنده بر کارکرد حرارتی لوله‌های گرمایی آزمایش‌های تجربی انجام گرفت. مقایسه نتایج حاصل از شبیه‌سازی عددی با نتایج آزمایش‌های تجربی انجام‌شده در این تحقیق و همچنین نتایج عددی و تجربی دیگر محققان نشان از تطابق بسیار خوب بین نتایج مذکور داشت. پس از اطمینان از صحت نتایج، تحلیل مقاومت حرارتی و اثر تغییر پارامترهای شرایط عملکردی، ساختار فتیله و محفظه نگه‌دارنده لوله گرمایی روی آن به‌صورت عددی مورد بررسی قرار گرفت.

موارد زیر را می‌توان به‌عنوان مهم‌ترین یافته‌های این تحقیق نام برد:

- ۱- لوله‌های گرمایی دو سر خنک‌شونده در شرایط کارکرد مشابه و یکسان نسبت به لوله‌های گرمایی معمولی دارای دمای سطح تبخیرکننده پایین‌تر و مقاومت حرارتی کمتری هستند.
- ۲- افزایش ضخامت و قطر داخلی محفظه نگه‌دارنده موجب کاهش مقاومت حرارتی می‌شود.
- ۳- استفاده از موادی با ضرایب هدایت حرارتی بالاتر در ساخت محفظه نگه‌دارنده و همچنین فتیله موجب کاهش مقاومت حرارتی لوله گرمایی می‌شود.
- ۴- افزایش طول تبخیرکننده و همچنین چگالنده‌ها موجب کاهش مقاومت حرارتی لوله‌های گرمایی می‌شود.
- ۵- افزایش میزان ضخامت و تخلخل فتیله موجب افزایش مقاومت حرارتی می‌شود.
- ۶- افزایش میزان توان حرارتی ورودی موجب افزایش اختلاف دمای بین تبخیرکننده و چگالنده می‌شود، اما تاثیر چندان شاخصی بر میزان مقاومت حرارتی نداشت و لوله‌های گرمایی دو سر خنک‌شونده کارایی حرارتی پایدار و ثابتی از خود نشان دادند.

تشکر و قدردانی: نگارندگان بر خود لازم می‌دانند از حمایت‌های دانشگاه کاشان و پژوهشکده انرژی دانشگاه کاشان کمال تشکر و قدردانی را به عمل آورند.

تابیدیه اخلاقی: این مقاله تاکنون در نشریه دیگری (به‌طور کامل یا بخشی از آن) به چاپ نرسیده است. همچنین محتویات علمی و ادبی مقاله برگرفته از فعالیت‌های تحقیقاتی نویسندگان بوده و صحت و اعتبار نتایج بر عهده نویسندگان مقاله است.

تعارض منافع: این مقاله مستخرج از رساله دکتری با عنوان مطالعه عددی و تجربی عملکرد حرارتی لوله گرمایی دو سر خنک‌شونده با تبخیرکننده میانی در دو نوع مستقیم و خم‌شده

است که توسط آقای بهنام حبیب‌نژاد لداری انجام گرفته است.

سهم نویسندگان: بهنام حبیب‌نژاد لداری (نویسنده اول)، نگارنده مقدمه/پژوهشگر اصلی/تحلیلگر اماری/نگارنده بحث (۷۰٪)، مجید سبزویشانی (نویسنده دوم)، روش‌شناس/پژوهشگر کمکی (۳۰٪)

منابع مالی: منابع مالی این تحقیق توسط دانشگاه کاشان به شماره بودجه اعطایی ۲۶۷۳۹۹/۲ تامین شده است.

فهرست علائم

A	مساحت (m^2)
C_p	ظرفیت گرمایی ویژه ($J/kg.K$)
h_{fg}	آنتالپی تبخیر (J/kg)
I	جریان الکتریکی (A)
k	ضریب هدایت حرارتی ($W/m^{\circ}C$)
L	طول لوله‌های گرمایی (m)
$\dot{m}$	دبی جرمی (kg/s)
N	تعداد داده‌های عددی
P	فشار (Pa)
Q	توان حرارتی (W)
R	مقاومت حرارتی ($^{\circ}C/W$)
R_i	شعاع داخلی (m)
R_o	شعاع خارجی (m)
r	راستای شعاعی (m)
S	انرژی تولیدی و یا مصرفی توسط منبع حرارتی (W/m^3)
T	دما ($^{\circ}C$)
u	مولفه محوری سرعت (m/s)
v	ولتاژ (V)
v	مولفه شعاعی سرعت (m/s)
x	راستای محوری (m)
ΔT	اختلاف دما ($^{\circ}C$)
علائم یونانی	
ρ	چگالی (kg/m^3)
ε	میزان تخلخل فتیله
μ	لزجت دینامیکی ($kg/m.s$)
زیرنویس‌ها	
a_l	بخش عایق سمت چپ
a_r	بخش عایق سمت راست
avg	میانگین
c	چگالنده
c_l	چگالنده سمت چپ
c_r	چگالنده سمت راست
e	تبخیرکننده
eff	موثر
e_l	انتهای سمت چپ تبخیرکننده
e_r	انتهای سمت راست تبخیرکننده
i	داخلی
int	سطح مشترک
l	مایع
lw	فتیله آغشته به سیال عامل
o	خارجی
s	دیواره جامد لوله گرمایی
sat	اشباع

heat pipe with a grooved wick. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2008;51(19-20):4637-4650.

15- Tournier JM, El-Genk M. A heat pipe transient analysis model. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 1994;37(5):753-762.

16- Nouri-Borujerdi A, Layeghi M. A numerical analysis of vapor flow in concentric annular heat pipes. *Journal of Fluids Engineering*. 2004;126(3):442-448.

17- Brahim TIE, Jemni A. Heat pipe simulation under critical conditions. *Frontiers in Heat Pipes (FHP)*. 2012;3(3).

18- Zhu N, Vafai K. Vapor and liquid flow in an asymmetrical flat plate heat pipe: A three-dimensional analytical and numerical investigation. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 1998;41(1):159-174.

19- Zhu N, Vafai K. Analysis of cylindrical heat pipes incorporating the effects of liquid-vapor coupling and non-Darcian transport—a closed form solution. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 1999;42(18):3405-3418.

20- Pooyoo N, Kumar S, Charoensuk J, Suksangpanomrung A. Numerical simulation of cylindrical heat pipe considering non-Darcian transport for liquid flow inside wick and mass flow rate at liquid-vapor interface. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2014;70:965-978.

21- Mahjoub S, Mahtabroshan A. Numerical Simulation of a conventional heat pipe. *World Academy of Science, Engineering and Technology*. 2008;2(3):265-270.

22- Ahmed NZ, Singh PK, Janajreh I, Shatilla Y. Simulation of flow inside heat pipe: Sensitivity study, conditions and configuration. *ASME 2011 5th International Conference on Energy Sustainability*, August 7-10, 2011, Washington, DC, USA. New York: ASME; 2012.

23- Hussain MN, Janajreh I. Numerical simulation of a cylindrical heat pipe and performance study. *International Journal of Thermal & Environmental Engineering*. 2016;12(2):135-141.

24- Mahdavi M, Tiari S, Solanki A, Pawar V. Numerical study on the performance characteristics of cylindrical heat pipes with differing wick type. *ASME 2018 International Mechanical Engineering Congress and Exposition*, November 9-15, 2018, Pittsburgh, Pennsylvania, USA. New York: ASME; 2019.

25- Habibnezhad Ledari B, Sabzpooshani M. Experimental investigation on the thermal resistance of straight heat pipes with double-ended cooling and middle-heating at different tilt angles. *Amirkabir Journal of Mechanical Engineering*. 2019 Jul.

26- Chi SW. *Heat pipe theory and practice* [Report]. Washington, DC, Hemisphere Publishing Corp; 1976.

27- Kumaresan G, Venkatachalapathy S, Asirvatham LG. Experimental investigation on enhancement in thermal characteristics of sintered wick heat pipe using CuO nanofluids. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2014;72:507-516.

28- Yousefi T, Mousavi SA, Farahbakhsh B, Saghir MZ. Experimental investigation on the performance of CPU coolers: Effect of heat pipe inclination angle and the use of nanofluids. *Microelectronics Reliability*. 2013;53(12):1954-1961.

29- Tang H, Tang Y, Zhuang B, Chen G, Zhang S. Experimental investigation of the thermal performance of heat pipes with double-ended heating and middle-cooling. *Energy Conversion and Management*. 2017;148:1332-1345.

کل	tot
بخار	v
فیتله	w

منابع

1- Sun X, Ling L, Liao S, Chu Y, Fan S, Mo Y. A thermoelectric cooler coupled with a gravity-assisted heat pipe: An analysis from heat pipe perspective. *Energy Conversion and Management*. 2018;155:230-242.

2- Kim TY, Hyun BS, Lee JJ, Rhee J. Numerical study of the spacecraft thermal control hardware combining solid-liquid phase change material and a heat pipe. *Aerospace Science and Technology*. 2013;27(1):10-16.

3- Tiari S, Qiu S, Mahdavi M. Discharging process of a finned heat pipe-assisted thermal energy storage system with high temperature phase change material. *Energy Conversion and Management*. 2016;118:426-437.

4- Sharifi N, Faghri A, Bergman TL, Andraka CE. Simulation of heat pipe-assisted latent heat thermal energy storage with simultaneous charging and discharging. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2015;80:170-179.

5- Iranmanesh M, Barghi Jahromi MS. Effect of forced convection and PCM materials on an indirect solar dryer equipped with evacuated heat pipe collector. *Modares Mechanical Engineering*. 2019;19(11):2607-2614.

6- Xu Z, Zhang Y, Li B, Wang CC, Li Y. The influences of the inclination angle and evaporator wettability on the heat performance of a thermosyphon by simulation and experiment. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2018;116:675-684.

7- Mahdavi M, Tiari S, De Schampheleire S, Qiu S. Experimental study of the thermal characteristics of a heat pipe. *Experimental Thermal and Fluid Science*. 2018;93:292-304.

8- Abdulshaheed AA, Wang P, Huang G, Li C. High performance copper-water heat pipes with nanoengineered evaporator sections. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2019;133:474-486.

9- Shojaeefard MH, Khalkhali A, Zare J, Tahani M. Multi objective optimization of heat pipe thermal performance while using aluminium oxide nanofluid. *Modares Mechanical Engineering*. 2014;14(1):158-167.

10- Faghri A. Analysis of frozen startup of high-temperature heat pipes and three-dimensional modeling of block-heated heat pipes. [Report]. Dayton: Wright State University; 1991.

11- Franchi G, Huang X. Development of composite wicks for heat pipe performance enhancement. *Heat Transfer Engineering*. 2008;29(10):873-884.

12- Chen MM, Faghri A. An analysis of the vapor flow and the heat conduction through the liquid-wick and pipe wall in a heat pipe with single or multiple heat sources. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 1990;33(9):1945-1955.

13- Famouri M, Abdollahzadeh MM, Abdulshaheed A, Huang G, Carbajal G, Li C. Transient analysis of a cylindrical heat pipe considering different wick structures. *ASME 2016 Heat Transfer Summer Conference*, July 10-14, 2016, Washington, DC, USA. New York: ASME; 2016.

14- Do KH, Kim SJ, Garimella SV. A mathematical model for analyzing the thermal characteristics of a flat micro