

Experimental and numerical study of the effect of evaporator temperature on flow and heat transfer in a closed-loop oscillating heat pipe with R600a refrigerant

Kamran Mobini^{1*}, Shaban Alyari-Shourehdeli¹, Mahdi Saeedi¹

¹Dept. of Mechanical Engineering, Shahid Rajaee Teacher Training University, Tehran, Iran.

ABSTRACT

Closed-loop oscillating heat pipes are a type of heat exchanger that transfers heat from a hot source to a cold source by evaporating and condensing a fluid. In many studies using conventional refrigerants, the thermal performance of these heat exchangers has been investigated. In this study, the refrigerant R600a which is popular in the refrigeration industry was used and the effects of evaporator temperature on the performance of the exchanger were investigated. For this purpose, a laboratory closed-loop oscillating heat pipe was constructed and, in addition to conducting experiments, the performance of the constructed device was also simulated numerically. The governing equations were numerically solved using the finite volume method in the ANSYS-Fluent software. In this analysis, the flow was considered turbulent and had two phases of liquid and vapor. The condenser temperature was 15 and the evaporator temperature was varied between 30 and 80 degrees. Then the heat transfer from the evaporator to the condenser was calculated in different cases. The results showed that at an evaporator temperature of 30 degrees, the heat transfer was 0.9 watts and at a temperature of 80 degrees, it was 10.8 watts. Further increase in temperature may bring the device to the drying limit.

KEYWORDS

oscillating heat pipe, cooling, empirical study, numerical simulation, heat transfer

* Corresponding Author: Email: kmobini@sru.ac.ir

Introduction

Heat pipes are efficient passive heat transfer devices in which thermal energy is transported by evaporation and condensation of a working fluid. Closed-loop oscillating heat pipes (CLOHPs) differ from conventional heat pipes because they operate without a wick and rely on the oscillatory motion of liquid slugs and vapor plugs. Pressure variations produced by phase change drive the working fluid between the evaporator and condenser. Their compact structure and passive operation make them attractive for thermal management and refrigeration applications.

Previous investigations have shown that the thermal performance of oscillating heat pipes is influenced by working-fluid properties, filling ratio, tube diameter, number of turns, inclination angle, heat input, and operating temperature [1–8]. R600a (isobutane) is an environmentally favorable refrigerant with negligible ozone-depletion effect and is widely used in refrigeration systems. Nevertheless, its application in closed-loop oscillating heat pipes requires further investigation. The contribution of the present work is the combined experimental and numerical investigation of a three-turn CLOHP charged with R600a, with particular emphasis on the effect of evaporator temperature on heat transfer and transient two-phase flow.

Methodology

A three-turn closed-loop oscillating heat pipe was fabricated from a copper tube with an internal diameter of 2 mm and an external diameter of 4 mm. The device consisted of an evaporator, an insulated adiabatic section, and a condenser. Separate water baths provided the thermal boundary conditions. The condenser temperature was maintained at approximately 15 °C, while evaporator temperatures of 30, 50, 60, and 80 °C were investigated. Twelve locations along the heat pipe were monitored using an infrared thermometer with an accuracy of ± 0.1 °C.

Before charging, the heat pipe was evacuated and then charged with liquid R600a. The filling ratio was 61%, and the operating pressure was approximately 450 kPa. The heat transfer rate was determined from the temperature increase of the condenser water using $Q = mc\Delta T / t$. Measurement uncertainty was evaluated using the error-propagation method.

A water bath was used to impose the evaporator boundary condition and an additional bath was used to remove heat from the condenser. After the required evaporator temperature was reached, temperatures at the

twelve measuring positions were recorded during operation. The condenser-water temperature was measured at the beginning and end of the test interval and was used to calculate the average transferred heat. The observed temperature oscillations provide an experimental indication of the periodic movement of the liquid and vapor plugs. Because the heat pipe was operated as a closed loop, the circulation was sustained by pressure differences generated by evaporation in the heated region and condensation in the cooled region.

For numerical analysis, ANSYS-Fluent was used to solve the governing continuity, momentum, and energy equations by the finite volume method. The flow was considered transient, turbulent, and two-phase. The Volume of Fluid (VOF) model was used to track the liquid–vapor interface, and evaporation and condensation were represented using the Lee model. A time step of 0.0005 s was employed. The numerical model considered R600a as the working fluid in liquid and vapor phases. The VOF formulation was selected because the location of the interface between the two phases changes continuously during oscillatory motion. The Lee phase-change formulation was used to represent mass transfer caused by evaporation and condensation. The computational analysis was transient so that the development of oscillations and the approach to a stable flow regime could be followed rather than only evaluating a steady-state solution.

Grid-independence analysis showed that a mesh of 625,514 cells was adequate, because further refinement changed the calculated heat transfer by only about 0.3%. The numerical model was validated against published results, with maximum differences of approximately 4.87%, 2.72%, and 5.15% for the investigated sections.

Results and Discussion

Experimental temperature histories showed pronounced fluctuations in the condenser region, while temperatures near the evaporator were comparatively stable. The fluctuations are associated with repeated evaporation, condensation, and oscillatory movement of liquid and vapor phases.

The heat transfer rate increased markedly with evaporator temperature. The measured rates were approximately 0.90 W at 30 °C, 3.61 W at 50 °C, 5.41 W at 60 °C, and 10.82 W at 80 °C. Thus, increasing the evaporator temperature substantially enhanced thermal performance. The increase in heat transfer is attributed to the greater temperature difference between the evaporator and condenser and the consequent intensification of evaporation and pressure oscillations.

Stronger pressure fluctuations increase the oscillatory circulation of the two-phase working fluid and enhance transport of thermal energy to the condenser.

The experimental results indicate that the increase in heat transfer was particularly strong between the lowest and highest tested temperatures. From 30 to 50 °C, the heat transfer rate increased from 0.90 to 3.61 W. At 60 °C it reached 5.41 W, and at 80 °C it reached 10.82 W. Therefore, the highest tested condition transferred approximately twelve times as much heat as the 30 °C condition. This trend confirms that the phase-change activity of R600a becomes increasingly effective as the evaporator temperature is raised within the investigated range.

The numerical temperature histories reproduced the main experimental trend, with strong fluctuations near the condenser and relatively stable temperatures near the evaporator. Differences in instantaneous fluctuation amplitude are associated mainly with the much smaller temporal resolution of the numerical simulation compared with experimental measurements.

The numerical liquid-volume-fraction contours showed simultaneous liquid and vapor phases and the development of oscillatory flow with time. The liquid volume fraction initially decreased because evaporation temporarily exceeded condensation; it subsequently approached a nearly constant value as evaporation and condensation became dynamically balanced. The temperature contours showed that the evaporator and condenser remained close to their prescribed temperatures, while the main temperature variation occurred through the adiabatic region. The calculated heat transfer rate reached a maximum during the early stage of operation and then decreased with oscillations before approaching a stable value, indicating development of a quasi-steady oscillatory regime.

The combined results demonstrate that evaporator temperature is a dominant operating parameter for the investigated R600a heat pipe. However, the improvement cannot be extended indefinitely. Excessive evaporator temperature can reduce the available liquid inventory and cause dry-out, which may interrupt the oscillatory flow and sharply reduce heat transfer.

The comparison between numerical and experimental temperature histories shows the same overall thermal response. In particular, both approaches identify stronger temperature fluctuations near the condenser and smaller fluctuations near the evaporator. The numerical solution resolves short-time variations that cannot be fully captured by the experimental measurement procedure. Nevertheless, the average numerical temperatures remain consistent with the measured values. The independent validation reported in the study also produced maximum

differences below approximately 5.2% for the examined locations, supporting the suitability of the computational approach for analyzing the present two-phase heat-transfer problem.

Conclusions

An experimental and numerical study was conducted to determine the effect of evaporator temperature on a three-turn closed-loop oscillating heat pipe using R600a. Increasing the evaporator temperature from 30 to 80 °C increased the heat transfer rate from approximately 0.9 to 10.8 W. Experimental and numerical results showed consistent temperature behavior and confirmed the development of liquid–vapor oscillatory flow. Heat transfer was highest during the initial stage and then approached a stable value as the flow developed. Among the investigated conditions, 80 °C provided the highest thermal performance. Nevertheless, further temperature increase may cause dry-out and interruption of heat transfer; therefore, appropriate control of evaporator temperature and liquid inventory is essential.

References

- [1] A. Faghri, Review and advances in heat pipe science and technology. (2012).
- [2] P. Charoensawan, S. Khandekar, M. Groll, P. Terdtoon, Closed loop pulsating heat pipes - Part A: Parametric experimental investigations. *Applied Thermal Engineering*, 23(16) (2003) 2009-2020.
- [3] D. A. Reay, P. A. Kew, Heat pipes: Theory, design and applications (2006).
- [4] H. Yang, S. Khandekar, M. Groll, Operational limit of closed loop pulsating heat pipes. *Applied Thermal Engineering*, 28(1) (2008) 49-59.
- [5] J.V. Suresh, P. Bhramara, CFD Analysis of Copper Closed Loop Pulsating Heat pipe. In *Materials Today: Proceedings* (2018).
- [6] D.T. Vo, H.T. Kim, J. Ko, K.H. Bang, An experiment and three-dimensional numerical simulation of pulsating heat pipes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 150 (2020) 119317.
- [7] S.M. Pouryoussefi, Y. Zhang, Nonlinear Analysis of Chaotic Flow in a Three-Dimensional Closed-Loop Pulsating Heat Pipe. *Journal of Heat Transfer*, 138(12) (2016) 122003.
- [8] R.D. Bhagat, S.J. Deshmukh, Numerical analysis to predict the behavior of liquid vapor slug flow in vertically placed U-shaped closed capillary tube. *Frontiers in Heat and Mass Transfer*, 19 (2022) 1-11.
- [9] H. Jafari Mosleh, M.A. Bijarchi, M.B. Shafii, Experimental and numerical investigation of using pulsating heat pipes instead of fins in air-cooled heat exchangers. *Energy Conversion Management*, 181 (2019) 651-662.
- [10] R.H. Dieck, Measurement Uncertainty: Methods and Applications. 4th ed. ISA (2007).

مطالعه تجربی و عددی اثر دمای اواپراتور بر جریان و انتقال حرارت در یک لوله حرارتی نوسانی حلقه بسته با مبرد $R\dot{e}00a$

کامران مبینی^{۱*}، شعبان علیاری شوره‌دلی^۱، مهدی سعیدی^۱

۱- دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت دبیر شهید رجایی، تهران، ایران

چکیده

لوله‌های حرارتی نوسانی حلقه بسته نوعی مبدل حرارتی هستند که با تبخیر و تقطیر یک سیال، گرما را از منبع گرم به منبع سرد منتقل می‌کنند. در پژوهش‌های فراوانی با استفاده از مبردهای مرسوم، عملکرد حرارتی این مبدل‌ها بررسی شده است. در این پژوهش با توجه به اثرات ناچیز زیست محیطی مبرد $R\dot{e}00a$ و رونق آن در صنعت تبرید، از این مبرد استفاده شده و اثرات دمای اواپراتور بر عملکرد مبدل بررسی شده است. به این منظور، یک لوله حرارتی نوسانی حلقه بسته آزمایشگاهی ساخته شد و علاوه بر انجام آزمایشات، عملکرد دستگاه ساخته شده به صورت عددی نیز شبیه سازی گردید. حل عددی معادلات حاکم با استفاده از روش حجم محدود در نرم افزار انسیس-فلوئنت انجام شد. در این تحلیل، جریان از نوع آشفته و دارای دو فاز مایع و بخار در نظر گرفته شد. دمای کندانسور ۱۵ و دمای اواپراتور بین ۳۰ تا ۸۰ درجه تغییر کرد. پس از انجام آزمایشات و حل عددی، انتقال گرما از اواپراتور به کندانسور در حالات مختلف محاسبه شد. نتایج نشان داد که در دمای اواپراتور ۳۰ درجه، انتقال حرارت ۰/۹ وات و در دمای ۸۰ درجه، ۱۰/۸ وات است. افزایش بیشتر دما ممکن است دستگاه را به مرز خشک‌شدگی برساند.

کلمات کلیدی

لوله حرارتی نوسانی، خنک‌کاری، مطالعه تجربی، شبیه‌سازی عددی، انتقال حرارت

لوله‌های حرارتی، مبدل‌های حرارتی بسیار مؤثری هستند که با استفاده از تبخیر و تقطیر یک سیال، بدون نیاز به پمپ، حرارت را از محیط گرم به محیط سرد منتقل می‌کنند [۱]. عامل حرکت سیال در نوع متداول لوله‌های حرارتی، یک لایه فیتیله‌ای است که سیال مایع توسط آن منتقل می‌شود. لوله‌های حرارتی نوسانی یا ضربانی نوعی لوله حرارتی هستند که در آنها فیتیله وجود ندارد و به علت تبخیر و تقطیر نوسانی سیال، نوسانات فشار ایجاد می‌شود و سیال نیز در داخل لوله حرکت نوسانی در دو جهت مختلف دارد [۲]. لوله‌های حرارتی دارای سه قسمت هستند: اواپراتور و کندانسور که در دو سر لوله قرار دارند و ناحیه آدیاباتیک که بین دو قسمت اول قرار دارد. لوله‌های حرارتی نوسانی در صنایع پیشرفته‌ای مانند هوافضا، پزشکی و الکترونیک کاربرد دارند و به دلیل ساختار ساده، وزن و حجم کم و عدم نیاز به پمپ، بسیار محبوبیت دارند [۳-۴]. با این حال، محدودیت‌هایی مانند حساسیت به جهت قرارگیری، عملکرد ضعیف در دماهای بسیار بالا یا پایین، و محدودیت طول، می‌توانند کاربرد آن‌ها را در برخی شرایط محدود کنند [۱]. لوله‌های حرارتی نوسانی در دو نوع حلقه باز و حلقه بسته موجودند که نوع حلقه بسته ممکن است دارای شیر یکطرفه نیز باشد. مطالعات انجام شده بر روی لوله‌های حرارتی نوسانی نشان می‌دهد که عملکرد آنها تابع عواملی چون نوع سیال کاری، دمای عملیاتی، قطر لوله، نسبت پرشوندگی، تعداد دور لوله و زاویه لوله نسبت به افق است [۵-۷]. در سال‌های اخیر، تحقیقات متعددی بر روی عملکرد حرارتی و دینامیک جریان در لوله‌های حرارتی نوسانی حلقه بسته انجام شده که در اینجا تعدادی از این تحقیقات مرور می‌شوند.

یانگ و همکاران [۸] با آزمایش لوله‌های مسی با قطرهای داخلی ۱ و ۲ میلی‌متر و سیال $R123$ در سه حالت گرمایی مختلف، نشان دادند که قطر کمتر موجب افزایش شار حرارتی و کاهش وابستگی عملکرد به جهت قرارگیری لوله می‌شود. سورش و همکاران [۹] با شبیه‌سازی عددی یک لوله گرمایی نشان دادند که مخلوط آب-متانول با قطر داخلی ۲ میلی‌متر و نسبت پرشوندگی ۵۰٪ عملکرد حرارتی بهتری نسبت به سایر حالات دارد. وو و همکاران [۱۰] با تصویربرداری پرسرعت و مدل‌سازی عددی، نوسانات دمای دیواره و نرخ انتقال حرارت را در حالت شبه‌پایدار بررسی کردند. جعفری و همکاران [۱۱] عملکرد یک لوله حرارتی پره‌دار را بررسی کردند، نتایج نشان داد که افزودن پره با بهبود قابل توجه در عملکرد حرارتی همراه است. نریلا و همکاران [۱۲] با آزمایش تجربی و عددی روی لوله‌ای با قطر داخلی ۲ میلی‌متر، نشان دادند که متانول مقاومت حرارتی پایدار و عملکرد مناسبی در نسبت‌های پرشوندگی مختلف دارد، در حالی که آب به دلیل نقطه جوش بالا در توان‌های پایین عملکرد ضعیف‌تری دارد. کیم و همکاران [۱۳] با مقایسه لوله‌های حرارتی حلقه بسته و حلقه باز نشان دادند که نوع حلقه باز در قطرهای کوچک‌تر و نوع حلقه بسته در قطرهای بزرگ‌تر عملکرد بهتری دارند. پور یوسفی و همکاران [۱۴] با شبیه‌سازی سه‌بعدی جریان آشفته در یک لوله حرارتی، حالات بهینه را برای آب و اتانول در توان‌های گرمایی مختلف تعیین کردند. باگات و همکاران [۱۵] نیز با تحلیل عددی جریان دو فازی در یک لوله U شکل، نشان دادند که سیالات با نقطه جوش پایین‌تر مانند استون و پنتان فقط برای دماهای پایین مناسب هستند و در دماهای بالا احتمال خشک‌شدگی وجود دارد. چاروئنساوان و همکاران [۲] با بررسی اثر قطر داخلی، تعداد دورها، نوع سیال و زاویه شیب، نشان دادند که عملکرد لوله حرارتی حلقه بسته به شدت تحت تأثیر نیروی شناوری، خواص ترموفیزیکی سیال و مشخصات هندسی لوله است. افزایش قطر داخلی و تعداد دورها موجب بهبود عملکرد حرارتی، به‌ویژه در حالت افقی، می‌شود. همچنین انتخاب صحیح سیال کاری نقش کلیدی در افزایش بازده سیستم دارد. اکبری گنگرلویی و همکاران [۱۶] به صورت تجربی عملکرد حرارتی لوله گرمایی نوسانی را تحت زوایای مربوط به عملکرد ضعیف لوله‌های نوسانی یعنی زوایای نزدیک به افق بررسی نمودند. نتایج نشان داد که با کاهش زاویه لوله از ۹۰ درجه به ۱۵ درجه تفاوت در مقاومت حرارتی برای توان‌های ورودی گرمایی مختلف بسیار کم است، در حالی که این تفاوت از زاویه ۱۰ تا ۰ درجه افزایش می‌یابد. اخیراً موشان و دشموخ [۱۷] به صورت تجربی عملکرد حرارتی لوله حرارتی نوسانی با پیکربندی دو قطری را بررسی کردند. دو مدل لوله

حرارتی نوسانی با قطر نامتقارن مورد بررسی قرار گرفتند. نتایج این پژوهش نشان داد که تغییر قطر از خشک‌شدگی جلوگیری نموده و ثبات نوسانی را افزایش می‌دهد. دو مدل در نظر گرفته شده ظرفیت بارگرمایی را تقریباً ۴۰٪ و ۵۰٪ افزایش می‌دهند و این دو مدل پیشنهادی نسبت به مدل‌های دو قطری موجود مقاومت حرارتی را به میزان ۲۸/۶۹٪ و ۳۳/۰۴٪ بهبود می‌بخشند. لی‌و و همکاران [۱۸] اثرات ویژگی‌های هندسی بر دینامیک نوسان و عملکرد حرارتی لوله‌های حرارتی نوسانی را مورد بررسی قرار دادند. برای این منظور مدل سه بعدی حجم سیال توسعه داده و اثرات شکل هندسی سطح مقطع، نامتقارنی اندازه و پیکربندی خمشی بر رفتار جریان و انتقال حرارت را تعیین نمودند. نتایج نشان داد که سطح مقطع مثلی دارای حداقل مقاومت حرارتی است، سطح مقطع گرد منجر به سریع‌ترین راه‌اندازی با مقاومت حرارتی متوسط شده و هندسه شش ضلعی با وجود شروع سریع مقاومت حرارتی را افزایش می‌دهد. نامتقارنی ابعادی با ایجاد اختلالات سطحی توزیع مایع و پایداری نوسان را بهبود می‌بخشد. و در نهایت خم‌های متقارن و نامتقارن در اواپراتور نوسان را تقویت کرده و مقاومت حرارتی را کاهش می‌دهند، در حالی که خم‌های مشابه در کندانسور مانع بازگشت میعان شده و مقاومت حرارتی را افزایش می‌دهند. لی‌و و همکاران [۱۹] به صورت تجربی عملکرد حرارتی یک لوله حرارتی نوسانی را تحت شرایط شیبدار و ارتعاشی بررسی نمودند. این لوله حرارتی با الهام از انتقال جهت‌دار قطرات روی خارهای کاکتوس از مشخصه‌های گردان قطر و ترشوندگی جدیدی بهره می‌برد. نتایج این پژوهش نشان داد که تحت شیب حساسیت عملکرد حرارتی این لوله حرارتی نوسانی جدید نسبت به ارتعاشات در مقایسه با لوله‌های حرارتی معمول کمتر است.

در این پژوهش، یک لوله حرارتی نوسانی حلقه بسته آزمایشگاهی طراحی و ساخته شده و به‌صورت تجربی و عددی مورد بررسی قرار گرفته است. تمرکز اصلی بر بررسی اثر دمای اواپراتور بر عملکرد حرارتی لوله است. نوآوری این تحقیق در استفاده از مبرد $R600a$ به‌عنوان سیال کاری و بررسی اثرات دمای اواپراتور بر عملکرد دستگاه است. کاربرد این مبرد در صنایع برودتی رو به گسترش است، اما تاکنون در لوله‌های حرارتی نوسانی حلقه بسته به‌کار گرفته نشده است.

۲= معادلات حاکم و مدل‌ها

معادله پیوستگی برای بقای جرم، معادله ناویر-استوکس برای بقای اندازه حرکت و معادله انرژی برای بقای انرژی به ترتیب در روابط (۱) تا (۳) ارائه شده است.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) = 0 \quad (1)$$

$$\rho \left(\frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + (\vec{v} \cdot \nabla) \vec{v} \right) = -\nabla p + \mu \nabla^2 \vec{v} + \vec{F} \quad (2)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho E) + \nabla \cdot (\vec{u} (\rho E + p)) = \nabla \cdot (k \nabla T) + S_h \quad (3)$$

در این معادلات، ρ چگالی، V سرعت، p فشار، μ ضریب لزجت، F نیروی جسمی، E انرژی، T دما و k ضریب هدایت حرارتی است. برای مدل‌سازی جریان آشفته، از مدل کی-اِپسیلون استفاده شده که شامل دو معادله انتقال برای انرژی جنبشی آشفتگی و نرخ اتلاف آن است. معادله انتقال برای انرژی جنبشی آشفتگی در رابطه (۴) ارائه شده است.

$$\frac{\partial (\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial (\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + \gamma \mu_t \frac{\partial E_{ij}}{\partial x_j} - \rho \varepsilon \quad (4)$$

در معادله فوق k و ε به ترتیب انرژی جنبشی آشفتگی و نرخ اتلاف آن، μ_t ضریب لزجت گردابی و σ_k عدد پراگندگی آشفته برای k است. در نزدیکی دیواره‌ها، برای مدل‌سازی دقیق‌تر جریان، از توابع دیواره تقویت‌شده استفاده شده که نیازمند مقدار y^+ بین ۱ تا ۱۰ هستند. مقدار y^+ با روابط (۵) و (۶) محاسبه می‌شود.

$$u_* = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad (5)$$

$$Y^+ = \frac{\rho u_* y}{\mu} \quad (6)$$

در این روابط، τ تنش برشی، u_* سرعت اصطکاکی و Y^+ فاصله دیوار بی بعد است. در بخش جریان های چندفازی، از مدل حجم سیال برای ردیابی سطح مشترک بین فازها استفاده شده و مدل لی برای شبیه سازی تبخیر و میعان به کار رفته است. نرخ تبخیر یا میعان با استفاده از رابطه (۷) محاسبه می شود.

$$\dot{m} = C \rho_l \rho_v \frac{T - T_{sat}}{T_{sat}} \quad (7)$$

در رابطه فوق ρ_l و ρ_v به ترتیب چگالی های مایع و بخار، C گرمای ویژه و T_{sat} دمای اشباع است. نرخ تبخیر یا میعان به عنوان منبع در معادله فاز مدل حجم سیال به صورت رابطه (۸) به کار می رود.

$$\frac{\partial \alpha_q}{\partial t} + \nabla \cdot (\alpha_q \vec{u}) = \dot{m} \quad (8)$$

در رابطه فوق α_q کسر حجمی فاز مورد نظر است.

میانگین حجمی خواص شامل چگالی، ضریب لزجت، ضریب هدایت حرارتی و گرمای ویژه به ترتیب با معادلات (۹)، (۱۰)، (۱۱) و (۱۲) محاسبه می شوند:

$$\rho = \sum \alpha_q \rho_q \quad (9)$$

$$\mu = \sum \alpha_q \mu_q \quad (10)$$

$$k = \sum \alpha_q k_q \quad (11)$$

$$c_p = \sum \alpha_q c_{p,q} \quad (12)$$

این ترکیب مدل ها امکان شبیه سازی دقیق فرایندهای جوشش، میعان، و نوسانات حرارتی در سیستم های چندفازی را فراهم می کند و برای تحلیل عملکرد لوله حرارتی در شرایط واقعی بسیار مناسب است.

۳- روش تجربی

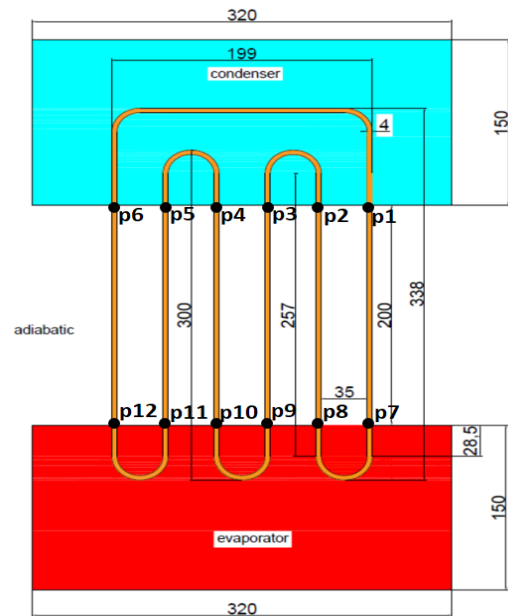
۳-۱- شرح دستگاه آزمایشی

در شکل ۱ طرح شماتیک دستگاه آزمایشی قابل مشاهده است. در این شکل، ابعاد قطعات و نقاطی که دمای آنها به صورت عددی و تجربی بدست می آید، مشخص شده است. چنانکه مشاهده می شود، اواپراتور در پایین و کندانسور در بالا قرار دارد. وزن کل دستگاه بدون آب و میرد، ۲/۶۷ کیلوگرم است. در شکل ۲ ساختار لوله مسی بعد از خم کردن نشان داده شده است. جنس لوله از مس و قطر داخلی و خارجی آن به ترتیب ۲ و ۴ میلی متر است.

حمام های آب اواپراتور و کندانسور در شکل ۳ نشان داده شده اند. برای ساخت این حمام ها از ورق های پلکسی گلاس استفاده شده که ماده ای سبک و تا حدی عایق حرارت است. برای چسباندن ورق ها به یکدیگر از چسب کلروفرم و برای آب بندی اتصالات از چسب آکواریوم استفاده شده است. ابعاد این حمام ها $100 \times 150 \times 320$ میلی متر است که با دستگاه لیزر برش داده شده اند. جرم آب داخل حمام کندانسور ۳/۱ کیلوگرم و جرم آب داخل حمام اواپراتور ۴/۱۵ کیلوگرم است.



شکل ۲: ساختار لوله مسی خم شده مطابق ابعاد طرح
Figure 2: Structure of bent copper pipe according to design dimensions



شکل ۱: طرح شماتیک دستگاه آزمایش لوله حرارتی نوسانی حلقه بسته (اندازه‌ها بر حسب میلیمتر است.)
Figure 1: Schematic diagram of the oscillating heat pipe apparatus (dimensions in millimeters.)



شکل ۳: حمام‌های آب گرم و آب سرد
Figure 3: Hot and cold water baths

برای گرم کردن و ثابت نگه داشتن دمای آب حمام اواپراتور از یک گرمکن برقی و یک ترموستات استفاده شده است. جریان برق ورودی به گرمکن برقی توسط یک ترموستات کنترل کننده دما به منظور ثابت نگه داشتن دمای اواپراتور در دماهای مورد نظر، قطع و وصل می‌شود. در شکل ۴ مدار برق هیتر و کنترلر و حسگر دما نمایش داده شده است. برای ثابت نگه داشتن دمای آب حمام آب سرد در حدود ۱۵ درجه، در صورت لزوم باید از قطعات یخ استفاده شود. اما اگر آب ورودی به اندازه کافی سرد باشد، می‌توان با تنظیم دبی آب دما را ثابت نگاه داشت.

بدلیل اینکه قطر لوله‌های مسی بسیار کوچک است، نمی‌توان مستقیماً از شیر شارژ مسی استفاده کرد. چون بلافاصله پس از جدا کردن شلنگ مانیفولد سرویس، تمامی گاز داخل لوله مسی تخلیه می‌شود. پس از یک شیر سرویس کله صاف کندانسور کولر که قابلیت بسته شدن پس از شارژ گاز را دارد، مطابق شکل ۵ برای تخلیه هوا و شارژ گاز استفاده شده است. برای متصل کردن فشارسنج و شیر سرویس کله صاف به لوله مسی از جوشکاری اکسی استیلن با سیم جوش استفاده شده است. در شکل ۶ نمای لوله حرارتی نوسانی حلقه بسته ساخته شده پس از نصب اتصالات و فشارسنج نشان داده شده است. برای جلوگیری از انتقال حرارت در ناحیه آدیاباتیک، این ناحیه از لوله توسط عایق الاستومری پوشانده شده است. ساختار نهایی دستگاه آزمایشی در شکل ۷ نمایش داده شده است.



شکل ۵: شیر سرویس کله صاف
Figure 5: Flat head service valve



شکل ۴: مدار برق کنترلر دما
Figure 4: Temperature controller electrical circuit



شکل ۷: دستگاه آزمایشگاهی لوله حرارتی نوسانی حلقه بسته
Figure 7: Closed-loop oscillating heat pipe apparatus



شکل ۶: ساختار لوله حرارتی نوسانی حلقه بسته پس از جوشکاری
Figure 6: Structure of oscillating heat pipe after welding

برای اندازه‌گیری دما در نقاط مشخص شده، از دماسنج لیزری با دقت ۰/۱ درجه سانتی‌گراد و برای اندازه‌گیری جرم گاز کپسول از ترازویی با دقت ۰/۱ گرم استفاده شد.

۳-۲- نحوه‌ی شارژ گاز با نسبت پرشوندگی معین

به منظور تزریق مقدار دقیق مبرد به داخل لوله، برای رسیدن به نسبت پرشوندگی ۶۱٪، مراحل زیر انجام شده است:

- تخلیه هوای داخل لوله توسط پمپ خلاء.
- اندازه‌گیری وزن لوله حرارتی با ترازوی دقیق.
- محاسبه حجم کل داخل لوله و ضرب آن در چگالی سیال مایع $Rf \cdot a$ برای محاسبه جرم مایعی که کل لوله را پر می‌کند.
- ضرب جرم کل سیال در ۶۱٪ برای بدست آوردن جرم سیال مایعی که باید به داخل لوله تزریق شود.
- تزریق مبرد به داخل لوله تا جایی که وزن لوله به اندازه وزن مبرد لازم افزایش یابد.

برای اینکه سیال به صورت مایع تزریق شود، کپسول باید به شکل وارونه قرار گیرد. در هنگام تزریق، باید لوله بر روی ترازو باشد تا با افزایش وزن آن به اندازه وزن سیال لازم، تزریق متوقف شود. فشار داخل لوله پس از تزریق به ۴۵۰ کیلوپاسکال می‌رسد.

۳-۳- نحوه انجام آزمایش

ابتدا محفظه‌های آب کندانسور و اواپراتور تا سطح مشخصی با آب در دمای مورد نظر یعنی ۱۵ درجه سانتی‌گراد پر می‌شوند سپس هیتر فعال می‌گردد تا دمای آب اواپراتور به دمای هدف رسیده و توسط ترموستات دما ثابت نگاه داشته شود. دماهای اواپراتور مورد نظر به ترتیب برابر ۳۰، ۵۰، ۶۰ و ۸۰ درجه سانتی‌گراد هستند. در هر یک از دماهای اواپراتور، دمای ۱۲ نقطه مشخص شده در شکل ۳ به کمک دماسنج لیزری اندازه‌گیری می‌شود. برای اندازه‌گیری تغییرات دمای هر نقطه نسبت به زمان، به مدت ۴۰ ثانیه نور لیزر بر روی نقطه مورد نظر تابانده شده و از صفحه دماسنج فیلمبرداری می‌شود. برای محاسبه نرخ انتقال حرارت نیز دمای آب حمام کندانسور در ابتدای آزمایش و پس از گذشت ۱۲ دقیقه اندازه‌گیری می‌شود. با ضرب این اختلاف دما در گرمای ویژه و جرم آب و تقسیم آن بر زمان، نرخ حرارت منتقل شده به کندانسور بدست می‌آید.

۳-۴- نتایج تجربی

۳-۴-۱- نوسانات دمای نقاط تعیین شده

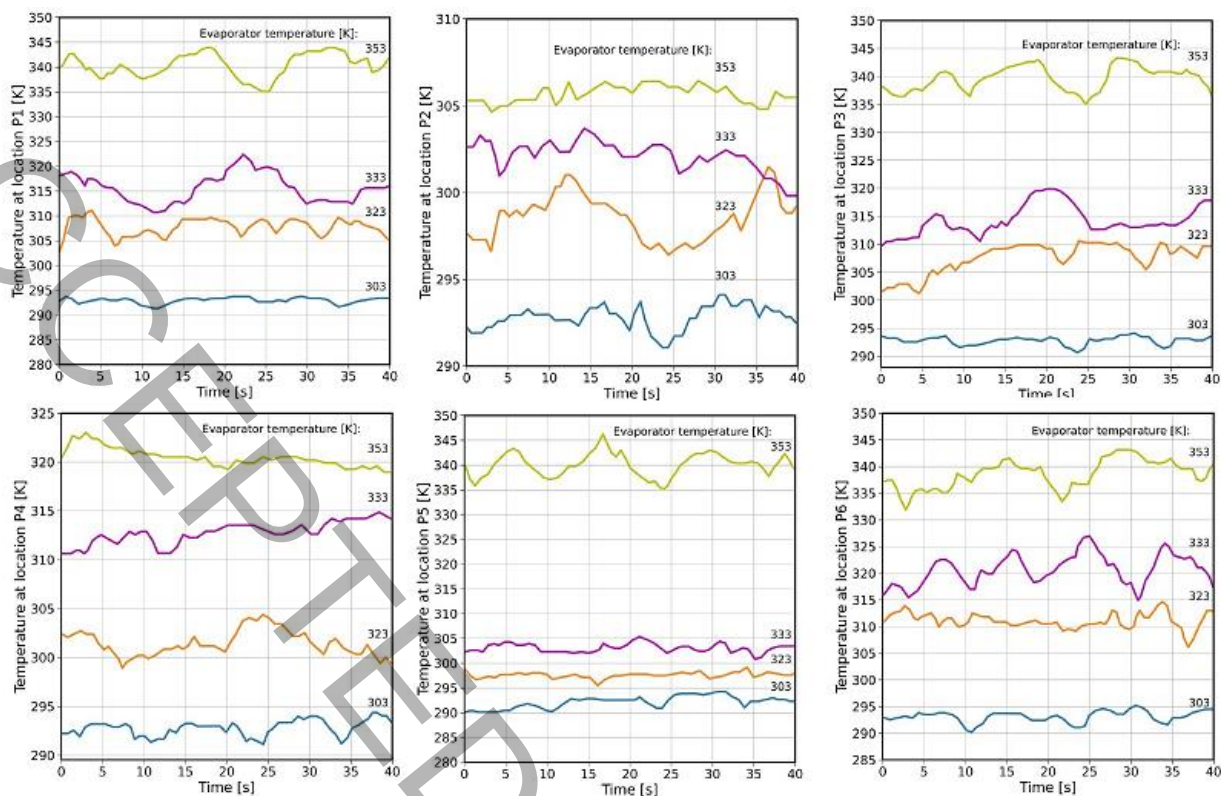
نمودارهای دما بر حسب زمان برای ۱۲ نقطه و در ۴ دمای متفاوت اواپراتور در شکل ۸ و ۹ نشان داده شده است. با انتقال حرارت به اواپراتور، مقداری از مبرد نبخیر شده، فشار در ناحیه اواپراتور افزایش یافته و مخلوطی از مایع و حباب بخار به سمت ناحیه کندانسور حرکت می‌کند. با دفع حرارت در کندانسور، بخار مبرد تقطیر شده و فشار کاهش می‌یابد. اختلاف فشار بین کندانسور و اواپراتور نیروی رانشی لازم برای حرکت نوسانی سیال در لوله را تامین می‌کند. همانطور که در شکل ۸ مشاهده می‌شود، دمای نقاط $P1$ تا $P6$ که نزدیک به کندانسور هستند، به دلیل تغییر فاز مداوم در این منطقه، نوسانی است. این در حالی است که دمای نقاط $P7$ تا $P12$ که نزدیک به اواپراتور هستند یکنواخت و تقریباً برابر با دمای آب حمام اواپراتور است.

۳-۴-۲- محاسبه نرخ انتقال حرارت

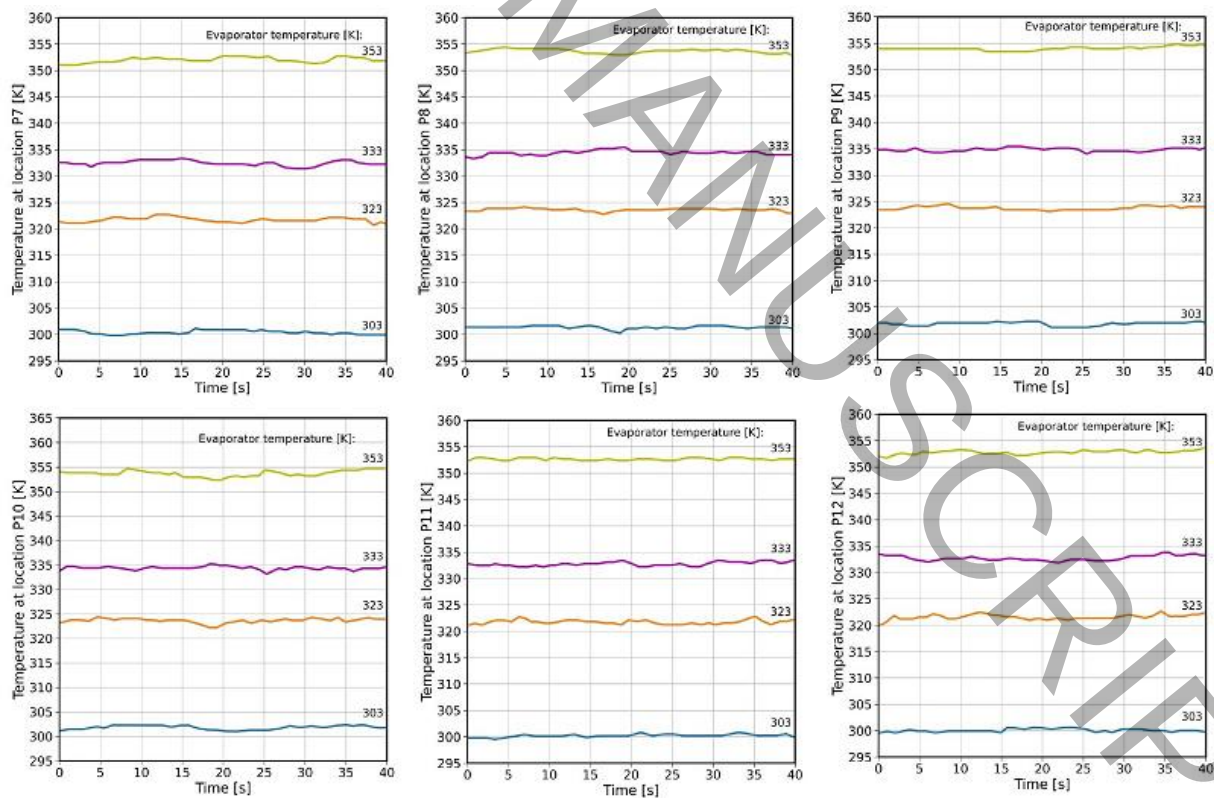
برای محاسبه نرخ انتقال حرارت از اواپراتور به کندانسور از رابطه (۱۳) استفاده می‌شود.

$$q = \frac{m \times c \times \Delta T}{t} \quad (13)$$

در رابطه فوق m جرم آب در حمام کندانسور، c گرمای ویژه آب، ΔT تغییر دمای آب حمام کندانسور و t زمان این تغییر دما است. نرخ انتقال حرارت برای ۴ دمای اواپراتور محاسبه شده و نتایج در جدول ۱ ارائه شده است. نتایج ارائه شده در این جدول نشان می‌دهد که انتقال حرارت با افزایش دمای اواپراتور به شدت افزایش می‌یابد.



شکل ۸: تغییرات دمای نقاط ۱ تا ۶ بر حسب زمان برای ۴ دمای اواپراتور
Figure 8: Temperature changes of points 1 to 6 over time for 4 evaporator temperatures



شکل ۹: تغییرات دمای نقاط ۷ تا ۱۲ با زمان برای ۴ دمای اواپراتور
Figure 9: Temperature variations of points 7 to 12 with time for 4 evaporator temperatures

جدول ۱: نرخ انتقال حرارت در ۴ دمای اواپراتور
Table 1: Heat transfer rates at 4 evaporator temperatures

دمای اواپراتور (°C)	۳۰	۵۰	۶۰	۸۰
میزان انتقال حرارت (W)	۰/۹۰۱۳	۳/۶۰۵۵	۵/۴۰۸۲	۱۰/۸۱۶۴

۳-۴-۳- محاسبه عدم قطعیت

عدم قطعیت به معنای میزان احتمال خطای مقادیر بدست آمده یا محاسبه شده نسبت به مقادیر واقعی است. خطاها در آزمایشات یا محاسبات، ممکن است ناشی از خطای ابزار اندازه‌گیری، شرایط محیطی یا خطای انسانی باشند. هدف از محاسبه عدم قطعیت این است که میزان اطمینان به نتایج اندازه‌گیری شده مشخص شود. در اینجا برای محاسبه عدم قطعیت، از روش انتشار خطا* استفاده می‌شود. در محاسبه نرخ انتقال حرارت از رابطه (۱۳) استفاده شد که میزان عدم قطعیت از رابطه (۱۴) به دست می‌آید [۲۰].

$$U_q = \sqrt{\left(\frac{U_m}{m}\right)^2 + \left(\frac{U_t}{t}\right)^2 + \left(\frac{U_{\Delta T}}{\Delta T}\right)^2} \times q \quad (14)$$

در این رابطه، U_q ، U_m ، U_t و $U_{\Delta T}$ به ترتیب عدم قطعیت در محاسبه انتقال حرارت، اندازه‌گیری جرم، اندازه‌گیری زمان و اندازه‌گیری تغییر دما است. با جایگذاری مقادیر پارامترها از جدول ۲ در رابطه (۱۴) مقدار عدم قطعیت محاسبه می‌شود.

جدول ۲: پارامترهای تأثیرگذار در رابطه محاسبه عدم قطعیت نرخ انتقال حرارت
Table 2: Influential parameters in the calculation of heat transfer rate uncertainty

پارامتر	مقدار پارامتر	پارامتر	مقدار پارامتر
U_m	۰/۰۰۱ kg	m	۳/۱۰۰ kg
$U_{\Delta T}$	۰/۰۵ °C	ΔT	۰/۲۰ °C
U_t	۱ s	t	۷۲۰ s
		q	۳/۶۰۵۴۷ W

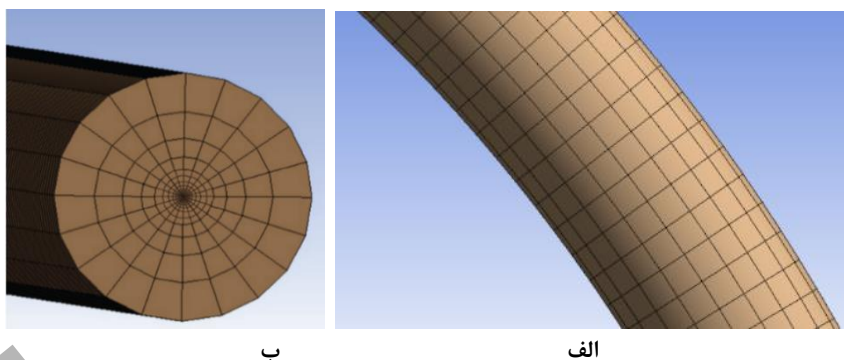
با جایگذاری اعداد جدول ۲ در معادله (۱۴) مقدار عدم قطعیت نرخ انتقال حرارت از ناحیه کندانسور برای دمای ۶۰ درجه اواپراتور به دست می‌آید که برابر است با: ۰/۹۰۱۳۸. بنابراین انتقال حرارت در دمای اواپراتور ۶۰ درجه به صورت $۳/۶۰۵۴۷ \pm ۰/۹۰۱۳۸$ وات نمایش داده می‌شود.

۴- روش عددی

شبیه‌سازی جریان و انتقال حرارت در لوله حرارتی نوسانی حلقه بسته با استفاده از نرم‌افزار انسیس فلوئنت و روش حجم محدود انجام شده است. معادلات پیوستگی و ناویر-استوکس به صورت همزمان با حلگر مبتنی بر فشار سیمپل حل می‌شوند تا کولینگ فشار و سرعت برقرار شود. دمای اولیه برای شروع محاسبات ۳۰۰ کلوین و سایر پارامترها بر اساس پیش فرض برنامه تنظیم گردید. گام زمانی برای اجرای برنامه ۰/۰۰۰۵ ثانیه در نظر گرفته شد. معیار همگرایی حل عددی تشکیل راب مایع و بخار و گردش آن در لوله حرارتی بود و معیارهای سنجش باقیمانده غیرفعال بودند.

۴-۱- شبکه‌بندی

برای شبکه‌بندی لوله از سلول‌های چهار ضلعی منتظم بر روی سطح لوله و سلول‌های دوزنقه ای در مقطع لوله مطابق شکل ۱۰ استفاده شده است. در این شبیه‌سازی تعداد سلول‌ها ۶۲۵۵۱۴ عدد و تعداد گره‌ها ۶۹۶۵۳۵ عدد می‌باشد که پس از آزمایش استقلال از شبکه بدست آمده است.



شکل ۱۰: الف) سلول‌های چهارضلعی منتظم ب) سلول‌های دوزنقه‌ای
Figure 10: a) Regular quadrilateral cells b) Trapezoidal cells

۴-۲- آزمایش استقلال از شبکه

از شش شبکه‌بندی متفاوت برای بررسی استقلال از شبکه استفاده شد. از مقدار نرخ انتقال حرارت از کندانسور به عنوان پارامتر مورد مقایسه برای بررسی اختلاف نتایج بین شبکه‌بندی‌های مختلف استفاده شده است. همانطور که در جدول ۳ مشاهده می‌شود بعد از تعداد ۶۲۵۵۱۴ سلول شبکه درصد تغییر شار حرارتی محاسبه شده ناچیز و حدود ۰/۳٪ است. بنابراین شبکه‌بندی با تعداد ۶۲۵۵۱۴ سلول مناسب برای شبیه‌سازی است و افزایش بیشتر سلول‌های شبکه، اثر ناچیزی بر محاسبات دارد.

جدول ۳: بررسی اثر شبکه محاسباتی بر مقدار انتقال حرارت از کندانسور

Table 3: Effect of the computational network on the amount of heat transfer in condenser

۶۶۴۹۶۷	۶۲۵۵۱۴	۵۸۴۵۳۲	۵۰۸۹۴۶	۴۸۶۹۴۱	۴۴۴۸۰۳	تعداد سلول‌های شبکه
۳/۲۵۸۴	۳/۲۴۸۸	۳/۱۵۸۴	۲/۹۸۴۶	۲/۶۴۸۹	۲/۳۸۹۳	حرارت منتقله از کندانسور (W)
۰/۳۰	۲/۸۶	۵/۸۲	۱۲/۶۷	۱۰/۸۷	-	درصد تغییرات شار حرارتی (%)

۴-۳- سیال کاری

سیال کاری مورد استفاده در این شبیه‌سازی، مبرد $R600a$ یا ایزوبوتان با فرمول شیمیایی C_4H_{10} است. این سیال بدلیل غیرسمی بودن، سازگاری با محیط زیست و بدون اثرات تخریبی بر روی لایه اوزون جایگزین بسیار مناسبی برای گازهای مبرد هیدروکربنی همچون از نظر اقتصادی و بهره‌وری انرژی از جایگاه بسیار خوبی برخوردارند. در جدول ۴ خواص فیزیکی مبرد $R600a$ آمده است.

جدول ۴: خواص مبرد $R600a$ [۲۰، ۲۱]

Table 4: Properties of refrigerant R600a

خواص سیال	نماد	واحد	مایع	بخار
چگالی	ρ	kg/m^3	۵۵۰/۶۵۰۷	۹/۱۲۵۸
لزجت دینامیکی	μ	kg/m.s	$1/51128 \times 10^{-4}$	$7/49645 \times 10^{-4}$
گرمای ویژه	C_p	J/kg.K	۲۴۳۰	۱۷۹۵/۵
ضریب انتقال حرارت	k	W/m.K	۰/۰۸۹۳	۰/۰۱۶۸
انتالپی	h	J/kmol	$4/4557 \times 10^6$	$10/1149 \times 10^6$
دمای مرجع	T	K	۲۹۸/۱۵	
جرم مولکولی	M	kg/kmol	۵۸/۱۲۲۲	
دمای بحرانی	T_{cr}	$^{\circ}\text{C}$		۱۳۴/۶۶

۴-۴- شرایط مرزی

شرایط مرزی برای ناحیه کندانسور به صورت دیوار ثابت بدون لغزش با دمای ثابت در نظر گرفته شده است:

$$V_{wall} = 0, T_{wall} = 288/15K$$

شرایط مرزی برای ناحیه اواپراتور نیز به صورت دیوار ثابت بدون لغزش با دماهای ثابت در نظر گرفته شده است:

$$V_{wall} = 0, T_{wall} = 303K, 323K, 333K, 353K$$

و شرایط مرزی برای ناحیه آدیباتیک به صورت شار حرارتی صفر تعریف شده است:

$$q_{wall} = 0$$

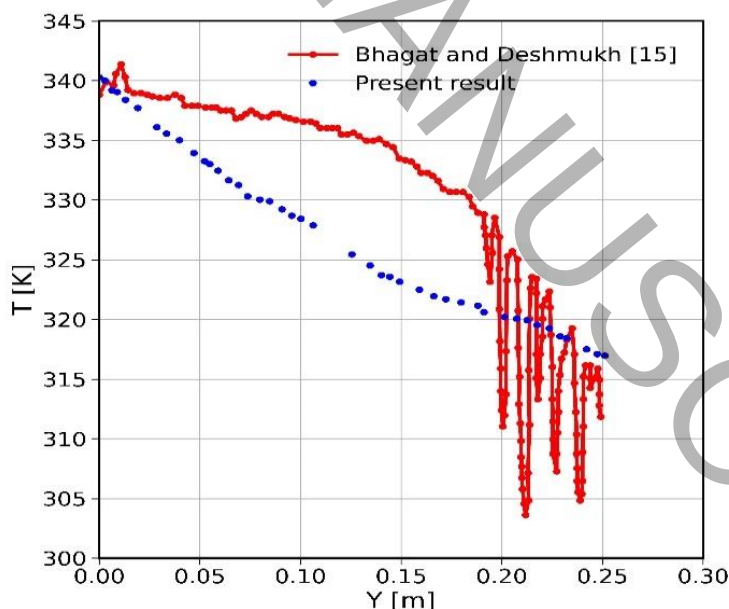
برای سیال عامل در بخش شرایط عملیاتی از فشار کاری ۴۵۰ kPa و دمای اشباع ۳۰۶/۹ K استفاده شده و نسبت پخشندگی ۰/۶۱ در نظر گرفته شده است.

۴-۵- جریان

جریان به صورت گذرا و آشفته تعریف شده است. نتایج تحقیق وو و همکاران [10] نشان می دهد که برای یک لوله حرارتی نوسانی با قطر ۱/۸۵ میلیمتر، سرعت جریان لخته ای در خم لوله ها در محدوده ۰/۸ تا ۲ متر بر ثانیه نوسان می کند و در نتیجه عدد رینولدز برای مایع بین ۶۶۰۰ و ۱۶۰۰۰ است. لذا جریان آشفته است. در همین تحقیق نشان داده شده که مدل کی-ا پسilon برای این جریان مناسب است و به خوبی جواب می دهد. در بسیاری از تحقیقات دیگر نیز، مانند کار باگارت و دشموک [15] از این مدل استفاده شده است. برای جریان دوفازی از مدل حجم سیال استفاده شده است. این مدل، برای جریان های دوفازی غیر مخلوط شونده کاربرد دارد. در ضمن از نیروهای جسمی ضمنی* استفاده شده است. در تعیین فازها، فاز اولیه بخار و فاز ثانویه مایع در نظر گرفته شده است. از حالت تبخیر-میعان[†] و مدل بخار Lee برای انتقال جرم بین دوفاز استفاده شده است. دمای اشباع سیال ۳۰۶/۹ K و ضریب فرکانس از فاز تبخیر به میعان ۰/۱ s⁻¹ در نظر گرفته شده است.

۵- اعتبارسنجی نتایج

به منظور اعتبارسنجی شبیه سازی عددی، از نتایج تحقیق باگات و دشموک [15] استفاده شده است. در این اعتبارسنجی، توزیع دمای سیال استون در طول سه لوله، مورد مقایسه قرار گرفته است. شکل تا ۱۳ مقایسه بین این داده ها را نمایش می دهند.

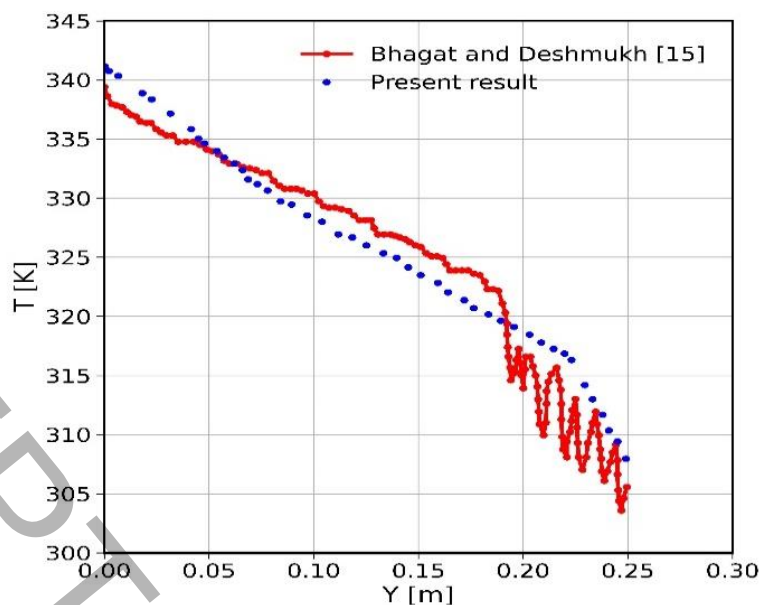


شکل ۱۱: نمودار توزیع دما در طول لوله ۱

Figure 11: Temperature distribution diagram along pipe 1

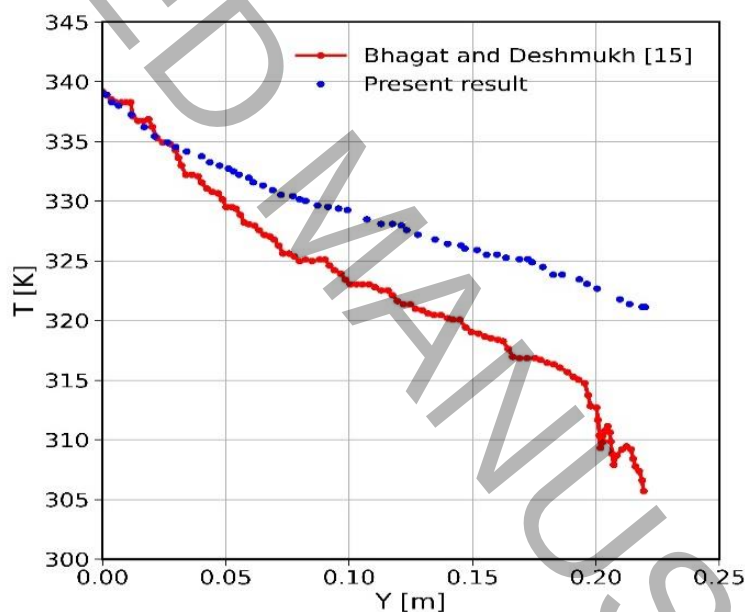
*Implicit Body Force

†evaporation- condensation



شکل ۱۲: نمودار توزیع دما در طول لوله ۲

Figure 12: Temperature distribution diagram along pipe 2



شکل ۱۳: نمودار توزیع دما در طول لوله ۵

Figure 13: Temperature distribution diagram along pipe 5

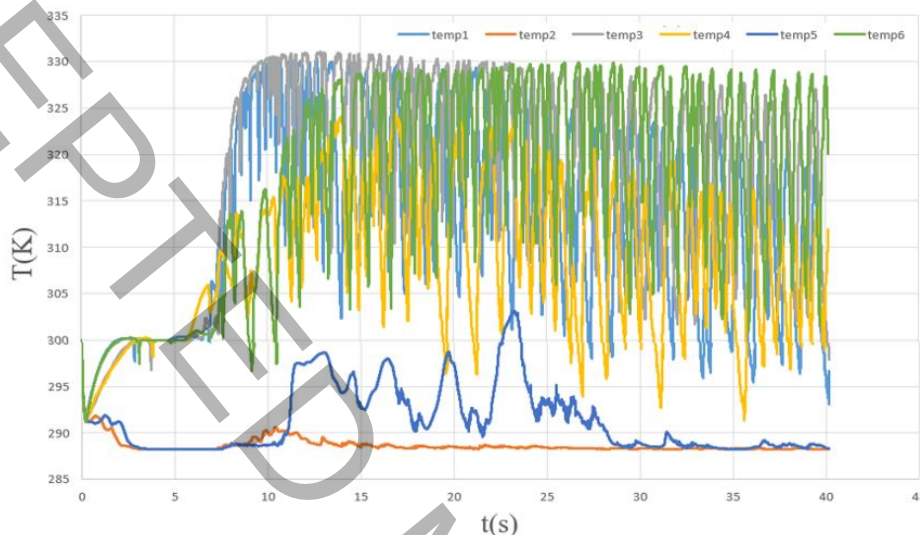
با توجه به مقایسه داده‌های مقاله و داده‌های عددی محاسبه شده، بیشترین اختلاف خطا در توزیع دما در لوله ۱ برابر ۴/۸۷ درصد، در لوله ۲ برابر ۲/۷۲ درصد و در لوله ۵ برابر ۵/۱۵ درصد می‌باشد که این اختلافات قابل قبول است و دقت شبیه‌سازی را اثبات می‌کند.

۶- بررسی و تحلیل نتایج عددی

شبیه‌سازی عددی در دماهای مختلف اواپراتور انجام شده و نمودار دمای نقاط ۱۲ گانه بر حسب زمان، کانتورهای کسر حجمی مایع در طول لوله در زمانهای مختلف و کانتورهای دما در طول لوله در زمانهای مختلف رسم و با هم مقایسه شده‌اند. در اینجا به علت تشابه رفتار نمودارهای مربوط به دماهای مختلف اواپراتور، فقط برای دمای ۶۰ درجه نمودارها به نمایش در آمده و بر روی آن بحث شده است. دماهای بررسی شده عبارتند از ۳۰، ۵۰، ۶۰ و ۸۰ درجه سانتیگراد.

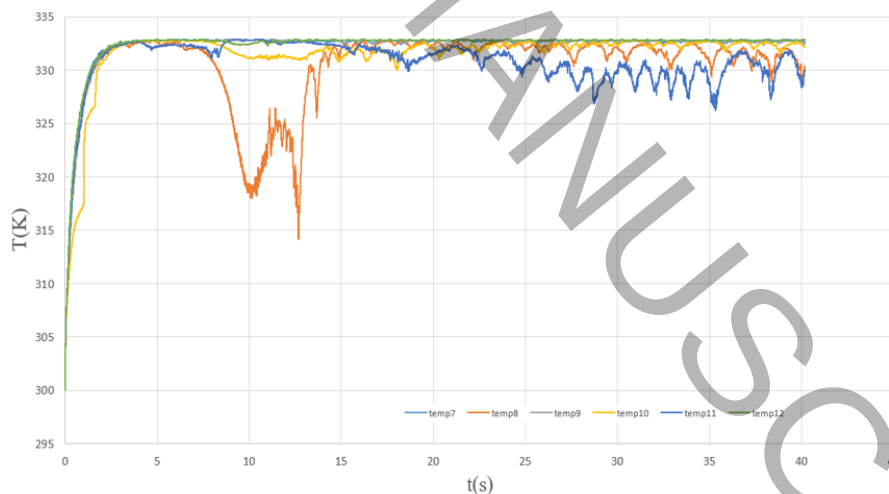
۶-۱- نمودارهای دما در نقاط تعیین شده

نمودارهای دما بر حسب زمان برای ۱۲ نقطه و فقط برای دمای اواپراتور ۶۰ درجه در شکل‌های ۱۴ و ۱۵ نمایش داده شده است. به علت تشابه نمودارها برای سایر دماهای اواپراتور از ارائه آنها در اینجا صرفنظر گردید. چنانکه مشاهده می‌شود، این نمودارها رفتاری مشابه نمودارهای تجربی دارند. یعنی برای نقاط نزدیک به کندانسور، نوسانات زیاد و برای نقاط نزدیک به اواپراتور، تقریباً نوسانی وجود ندارد. اما تفاوتی که در اینجا وجود دارد، این است که شدت نوسانات بسیار زیاد است. علت آن است که در محاسبات عددی، تعداد زمان‌هایی که در آن محاسبه دما انجام شده خیلی زیاد است و دمای هر لحظه دقیقاً قابل محاسبه است. اما در روش تجربی امکان اندازه‌گیری لحظه‌ای دما وجود ندارد و یک دمای میانگین اندازه‌گیری می‌شود.



شکل ۱۴: دمای نقطه‌های ۱ تا ۶ بر حسب زمان برای دمای اواپراتور ۶۰ درجه

Figure 14: Temperature of points 1 to 6 over time for an evaporator temperature of 60 degrees



شکل ۱۵: دمای نقطه‌های ۷ تا ۱۲ بر حسب زمان برای دمای اواپراتور ۶۰ درجه

Figure 15: Temperature of points 7 to 12 over time for an evaporator temperature of 60 degrees

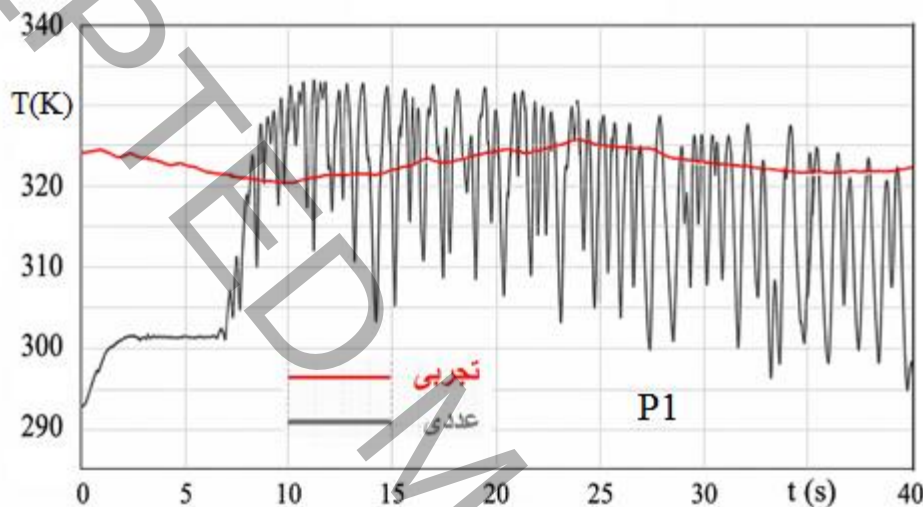
به منظور مقایسه دماهای بدست آمده از طریق تجربی با دماهای محاسبه شده از روش عددی، نمودارهای دما بر حسب زمان برای ۴ نقطه و برای دمای ۶۰ درجه در شکل‌های ۱۶ تا ۱۹ با هم مقایسه شده است. چنانکه مشاهده می‌شود، شدت نوسانات در نتایج عددی خیلی بیشتر از نتایج تجربی است. علت این امر آن است که دستگاه اندازه‌گیری دما متوسطی از دماها را در یک بازه زمانی (که مشخصه دستگاه است) ارائه می‌کند، اما در محاسبات عددی امکان تعیین دما در بازه‌های زمانی بسیار کوچکتر فراهم است. به منظور مقایسه کمی دماهای اندازه‌گیری شده و دماهای حاصل از محاسبات عددی، ویژگی‌های آماری دو توزیع دمای تجربی و محاسباتی در جدول ۵

ارائه شده است. همانطور که در این جدول مشاهده می شود مقادیر متوسط دماهای تجربی و محاسباتی به هم نزدیک هستند. خطاهای نسبی دمای متوسط برای نقاط ۱، ۴، ۸ و ۱۱ به ترتیب برابر با ۱/۴۳٪، ۱/۱۰٪، ۱/۱۰٪ و ۰/۹۴٪ است. بنابراین علی رغم دامنه نوسان بالاتر مقادیر محاسباتی، دماهای میانگین به هم نزدیک هستند و این موضوع حاکی از دقت نتایج به دست آمده است.

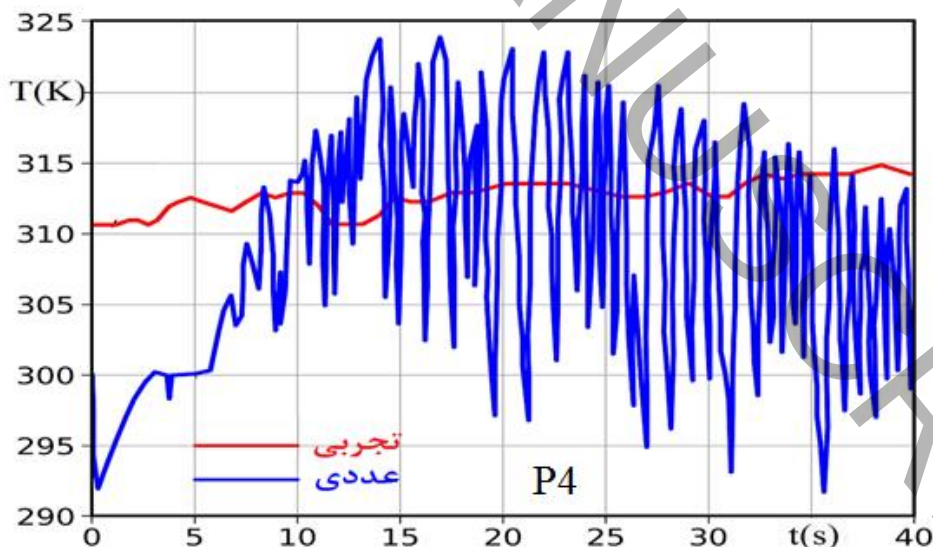
جدول ۵- مقایسه ویژگی های آماری توزیع دماهای تجربی و محاسباتی

Table 5 - Comparison of statistical characteristics of experimental and computational temperature distributions

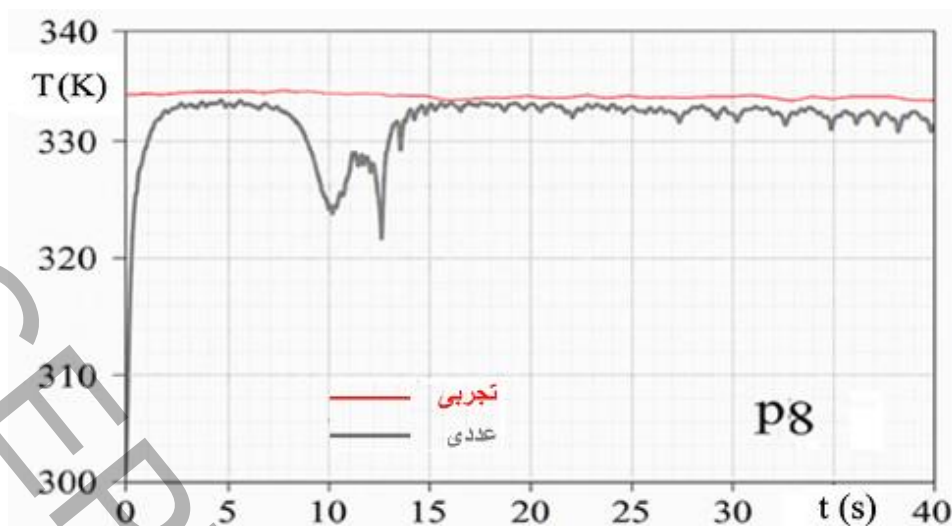
P _{۱۱}		P _۸		P _۴		P _۱		
محاسباتی	تجربی	محاسباتی	تجربی	محاسباتی	تجربی	محاسباتی	تجربی	
۳۲۹/۶۵	۳۳۲/۷۶	۳۳۱/۰۲	۳۳۴/۳۷	۳۰۹/۲۲	۳۱۲/۶۵	۳۱۸/۳۳	۳۲۲/۹۴	مقدار متوسط
۴/۷۰	۰/۳۹	۴/۷۲	۰/۴۶	۶/۶۴	۱/۲۲	۹/۰۸	۱/۳۹	انحراف معیار
۰/۰۲۲	۰/۰۰۹۵	۰/۰۲۸	۰/۰۱۴	۰/۰۱۶	۰/۰۲۳	۰/۰۱۸	۰/۰۱۸	خطای استاندارد مقدار متوسط



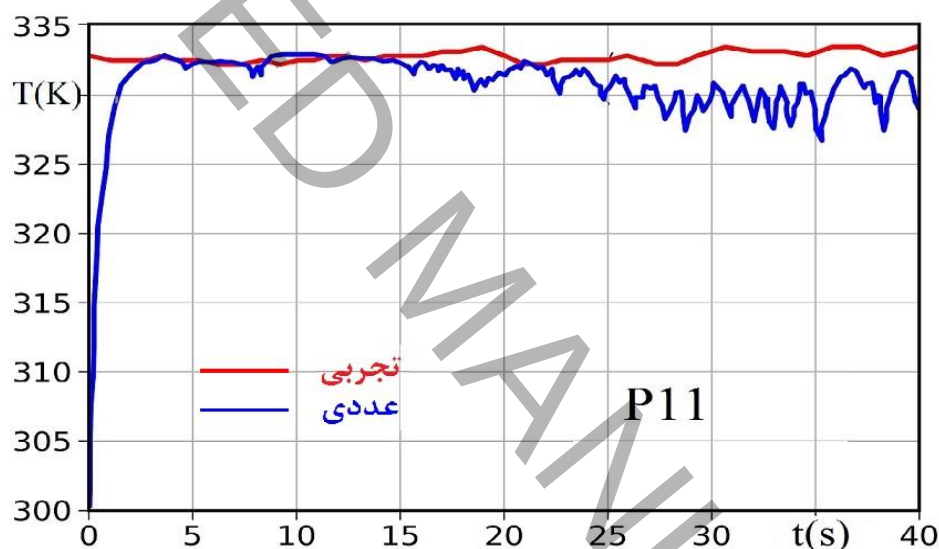
شکل ۱۶: مقایسه دمای نقطه ۱ بر حسب زمان برای دمای اواپراتور ۶۰ درجه به دو روش تجربی و عددی
Figure 16: Comparison of point 1 temperature over time for an evaporator temperature of 60 degrees using two experimental and numerical methods.



شکل ۱۷: مقایسه دمای نقطه ۴ بر حسب زمان برای دمای اواپراتور ۶۰ درجه به دو روش تجربی و عددی
Figure 17: Comparison of point 4 temperature over time for an evaporator temperature of 60 degrees using two experimental and numerical methods.



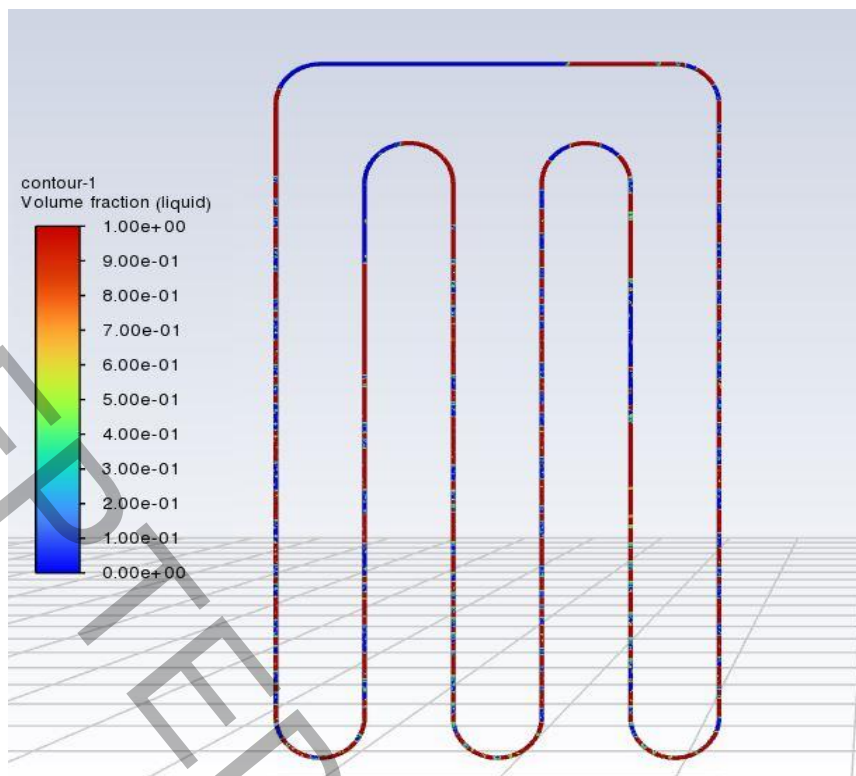
شکل ۱۸: مقایسه دمای نقطه ۸ بر حسب زمان برای دمای اواپراتور ۶۰ درجه به دو روش تجربی و عددی
Figure 18: Comparison of point 8 temperature over time for an evaporator temperature of 60 degrees using two experimental and numerical methods.



شکل ۱۹: مقایسه دمای نقطه ۱۱ بر حسب زمان برای دمای اواپراتور ۶۰ درجه به دو روش تجربی و عددی
Figure 19: Comparison of point 11 temperature over time for an evaporator temperature of 60 degrees using two experimental and numerical methods.

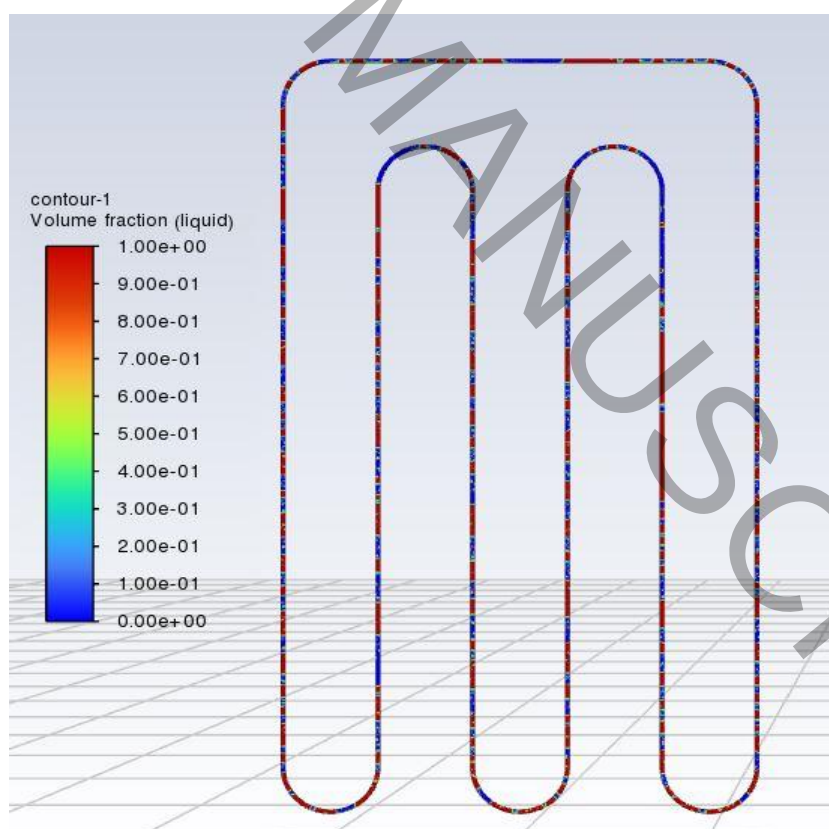
۶-۲- کانتورهای کسر حجمی فاز مایع

کانتورهای کسر حجمی فاز مایع برای دمای اواپراتور ۶۰ درجه در زمان‌های ۱۰ تا ۴۰ ثانیه در شکل ۲۰ تا ۲۳ نمایش داده شده است. چنانکه در شکل‌ها مشخص است، مخلوط فازهای مایع و بخار در همان ثانیه دهم نیز وجود دارند که نشانه وجود جریان در لوله و گردش آن و در نتیجه انتقال حرارت از اواپراتور به کندانسور است. البته طبق این شکل‌ها با گذشت زمان، حبابهای بخار ریزتر و تعداد آنها بیشتر می‌شود که این نشانه افزایش پایدار شدن جریان و انتقال حرارت است.



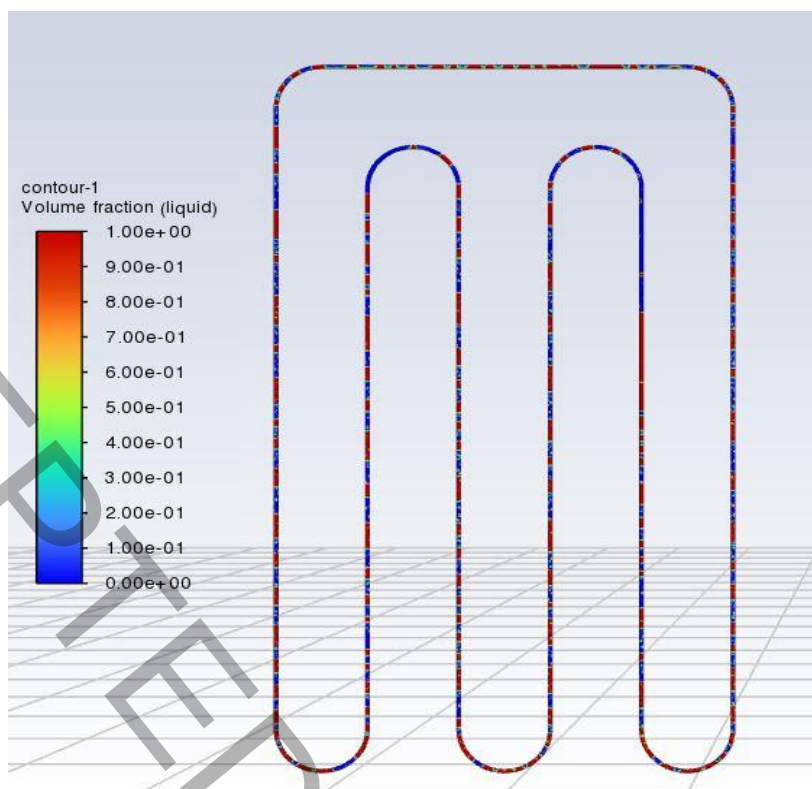
شکل ۲۰: کانتورکسر حجمی فاز مایع در زمان ۱۰ ثانیه

Figure 20: Volumetric contour of the liquid phase at 10 seconds.



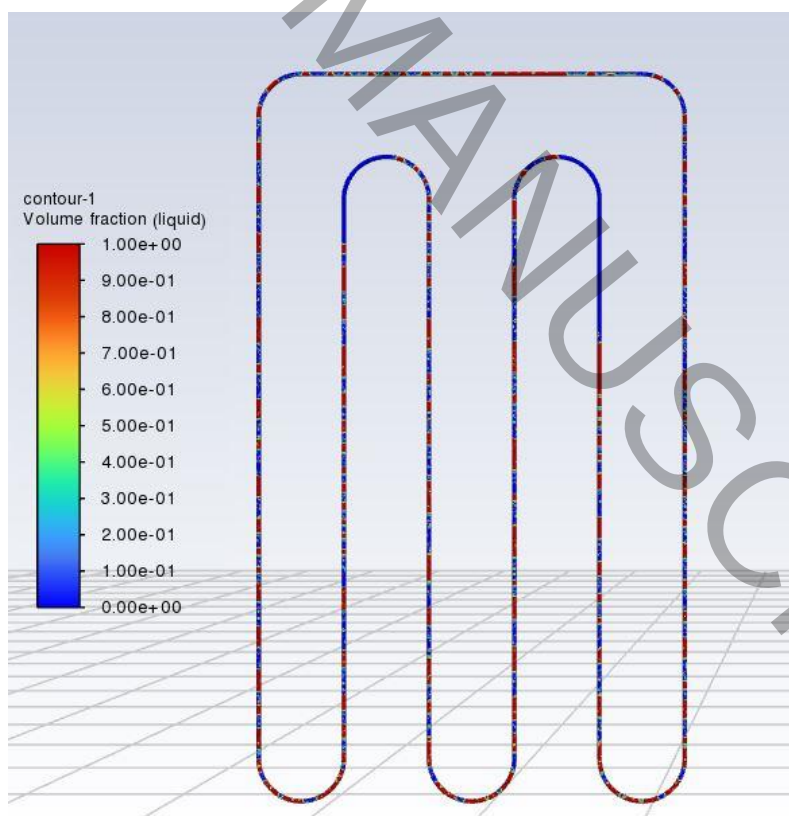
شکل ۲۱: کانتورکسر حجمی فاز مایع در زمان ۲۰ ثانیه

Figure 21: Volumetric contour of the liquid phase at 20 seconds.



شکل ۲۲: کانتورکسر حجمی فاز مایع در زمان ۳۰ ثانیه

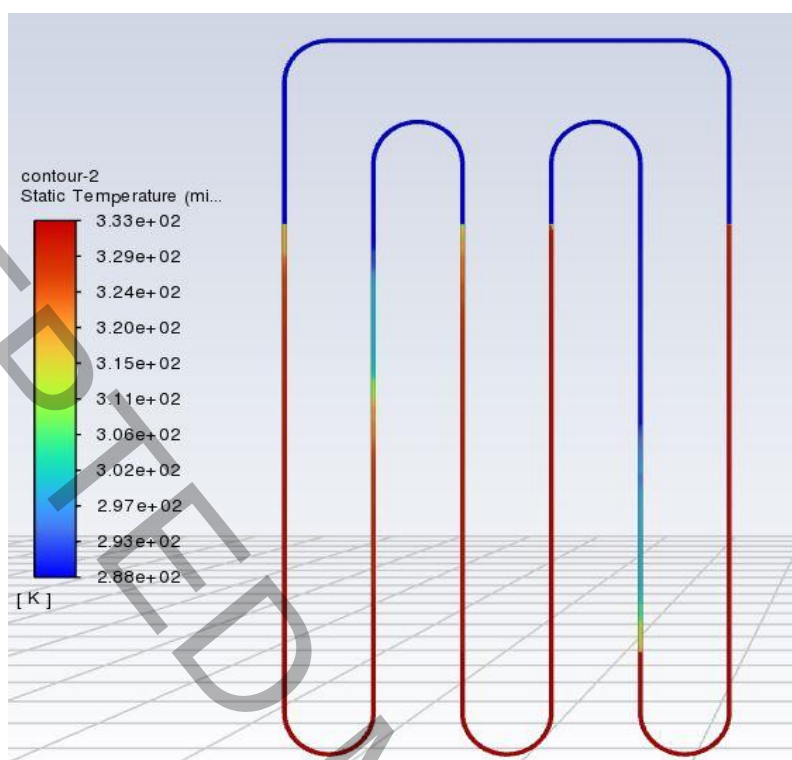
Figure 22: Volumetric contour plot of the liquid phase at 30 seconds.



شکل ۲۳: کانتورکسر حجمی فاز مایع در زمان ۴۰ ثانیه

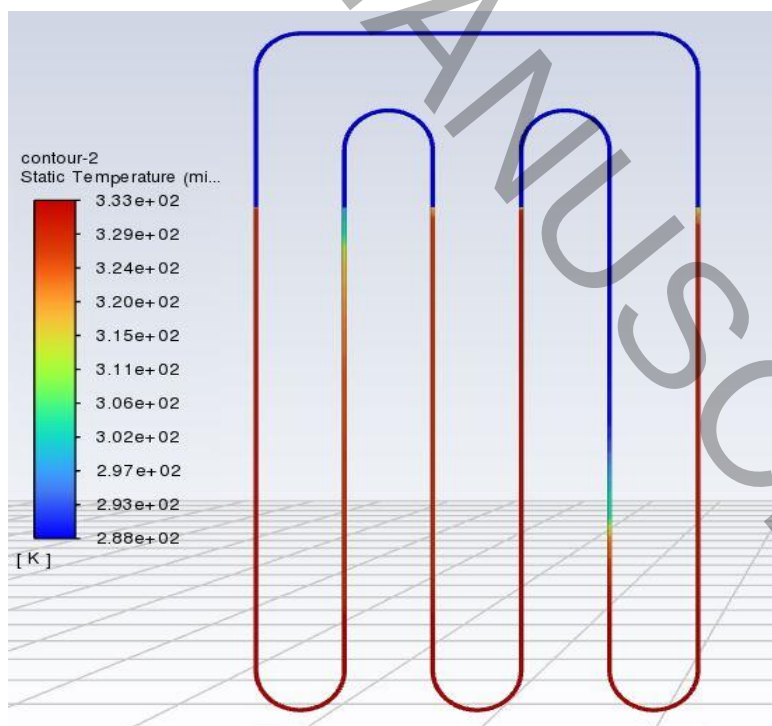
Figure 23: Volumetric contour of the liquid phase at 40 seconds.

کانتورهای دما برای دمای اواپراتور ۶۰ درجه در زمان‌های ۱۰ تا ۴۰ ثانیه در شکل‌های ۲۴ تا ۲۷ نمایش داده شده است.



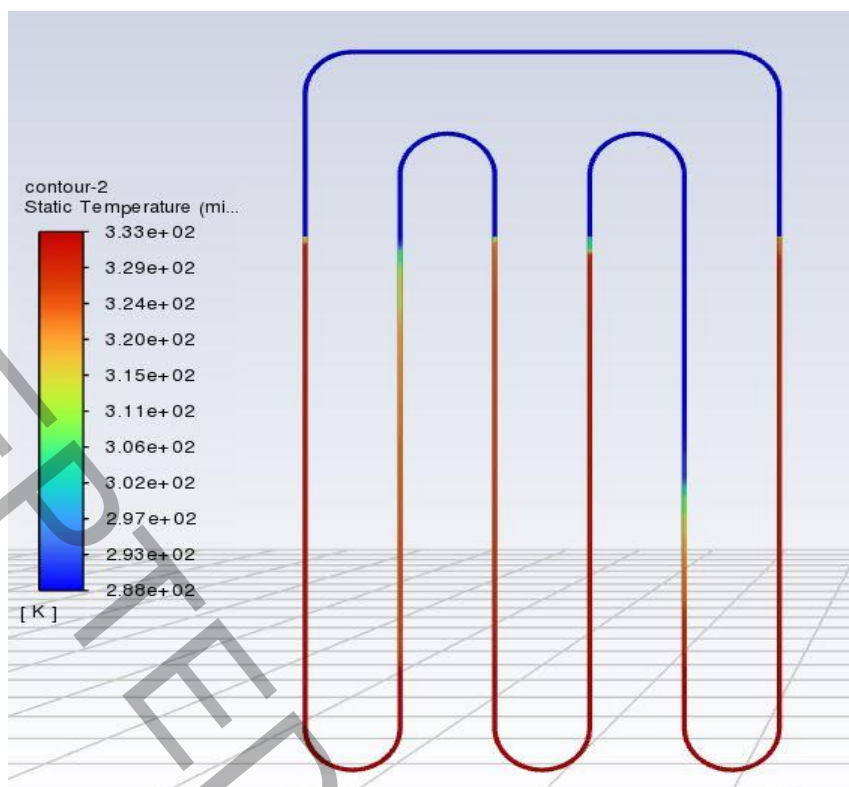
شکل ۲۴: کانتور توزیع دما در طول لوله در زمان ۱۰ ثانیه

Figure 24: Temperature distribution contour along the pipe at 10 seconds.



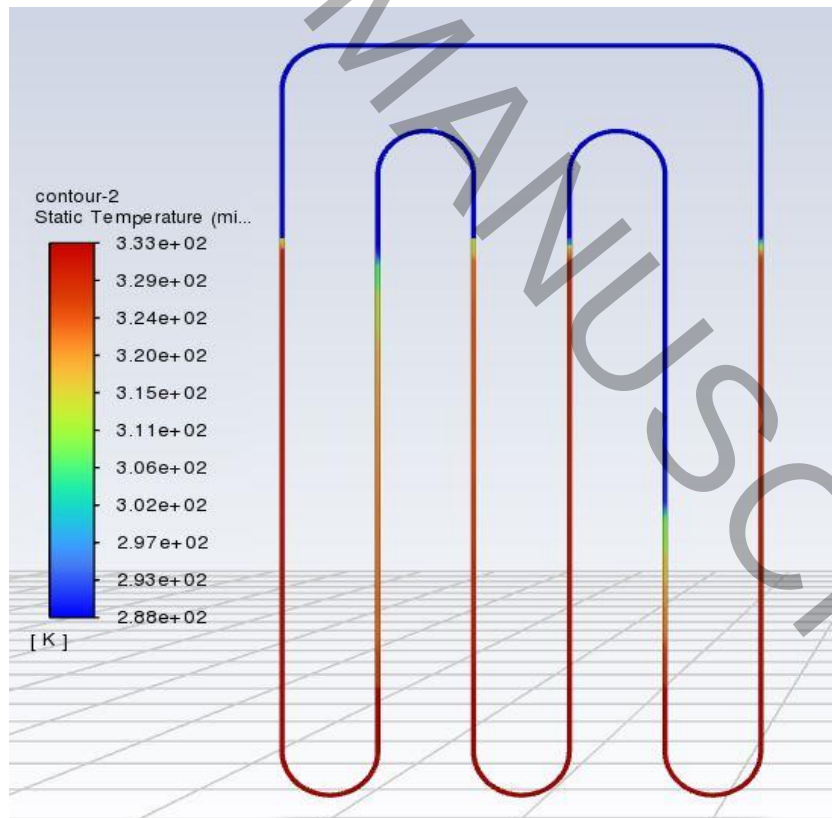
شکل ۲۵: کانتور توزیع دما در طول لوله در زمان ۲۰ ثانیه

Figure 25: Temperature distribution contour along the pipe at a time of 20 seconds



شکل ۲۶: کانتور توزیع دما در طول لوله در زمان ۳۰ ثانیه

Figure 26: Temperature distribution contour along the pipe at 30 seconds.



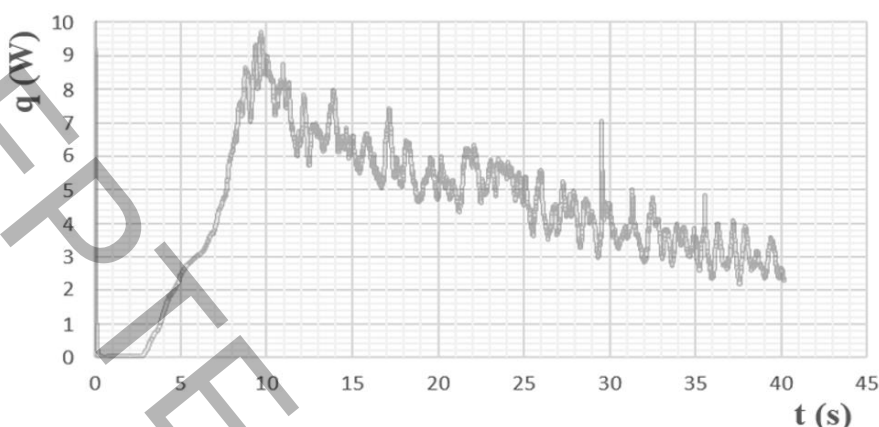
شکل ۲۷: کانتور توزیع دما در طول لوله در زمان ۴۰ ثانیه

Figure 27: Temperature distribution contour along the pipe at a time of 40 seconds

چنانکه در شکل‌ها مشخص است، در دو ناحیه اواپراتور و کندانسور، دما ثابت است و با گذشت زمان نیز تغییری نمی‌کند و فقط در ناحیه آدیاباتیک تغییرات دما وجود دارد که نشان دهنده انتقالی حرارت از اواپراتور به کندانسور است. مقایسه شک‌ها نشان می‌دهد که اختلاف چندانی بین آنها وجود ندارد که نمایشگر پایداری جریان سیال و انتقال حرارت است.

۴-۶- نمودار نرخ انتقال حرارت بر حسب زمان

برای دمای اواپراتور ۶۰ درجه، نرخ انتقال حرارت در کندانسور در هر گام زمانی در شکل ۲۸ قابل مشاهده است.



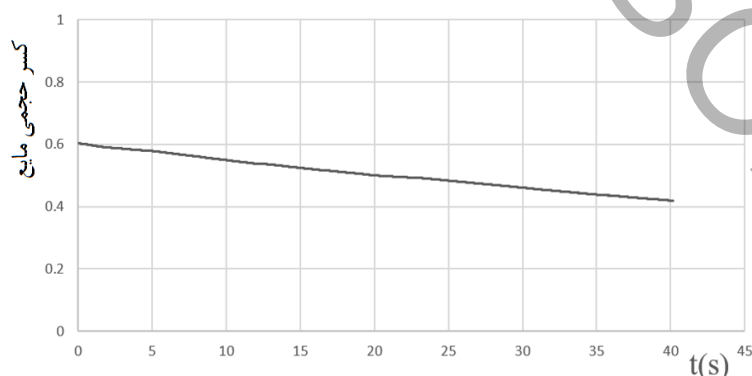
شکل ۲۸: تغییرات انتقال حرارت در کندانسور با زمان در دمای اواپراتور ۶۰ درجه سانتی گراد

Figure 28: Heat transfer changes in the condenser with time at an evaporator temperature of 60 °C

با توجه به این نمودار، تبادل گرما پس از حدود ۳ ثانیه شروع می‌شود و انتقال حرارت تا زمان ۱۰ ثانیه به شدت افزایش می‌یابد به مقدار بیشینه می‌رسد. سپس به صورت نوسانی سیر نزولی دارد و به تدریج ثابت می‌شود. علت افزایش ناگهانی انتقال حرارت، شروع ناگهانی حرکت سیال در لوله است که به علت اختلاف دمای زیاد بین دو طرف، حرارت زیادی منتقل می‌شود. اما به تدریج اختلاف دما و انتقال حرارت کاهش می‌یابد تا به یک تعادل برسد. می‌توان پیش‌بینی کرد که پس از حدود یک دقیقه، انتقال حرارت ثابت با نوسانات اندک در سیستم برقرار می‌گردد.

۴-۵- نمودار نمودار کسر حجمی مایع

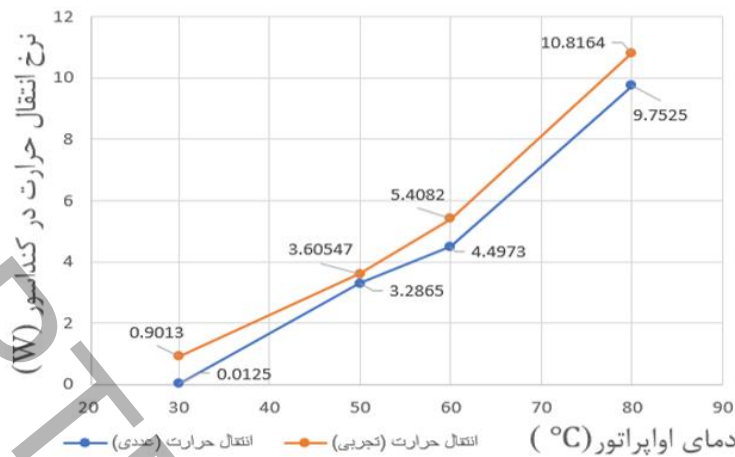
برای دمای اواپراتور ۶۰ درجه، کسر حجمی مایع درون لوله در زمان‌های مختلف محاسبه و در نمودار شکل ۲۹ رسم شده است. چنانکه مشاهده می‌شود، نمودار به صورت یک خط نزولی است. یعنی در ابتدای کار، میزان تبدیل مایع به بخار در اواپراتور کمی بیشتر از میزان تبدیل بخار به مایع در کندانسور است که در نتیجه مقدار مایع کاهش می‌یابد. البته این وضع موقتی است و پس از مدتی تبخیر و تقطیر به تعادل می‌رسند و جریان پایدار و کسر حجمی ثابت می‌شود. چنانکه انتقال حرارت نیز ابتدا سیر نزولی دارد و بعد ثابت می‌شود.



شکل ۲۹: تغییرات کسر حجمی مایع با زمان برای دمای اواپراتور ۶۰ درجه سانتی گراد

Figure 29: Changes in liquid volume fraction with time for an evaporator temperature of 60°C.

شکل ۳۰ نشان‌دهنده چگونگی تغییرات انتقال حرارت با دمای اواپراتور در لوله حرارتی نوسانی حلقه بسته است که از دو روش تجربی و عددی بدست آمده است.



شکل ۳۰: نمودار نرخ انتقال حرارت بر حسب دمای اواپراتور در دو حالت تجربی و عددی

Figure 30: Heat transfer versus evaporator temperature for experimental and numerical cases

چنانکه مشاهده می‌شود، نتایج تجربی و عددی تطابق خوبی با یکدیگر دارند که این نشان دهنده دقت نتایج بدست آمده است. همچنین چنانکه انتظار می‌رفت، با افزایش دمای اواپراتور و ثابت ماندن دمای کندانسور، به علت افزایش اختلاف دما، انتقال حرارت بین دو محیط سرد و گرم افزایش می‌یابد. نکته مهمی که از شکل منحنی‌ها مشخص می‌شود آن است که با افزایش دمای اواپراتور، شیب افزایش انتقال حرارت زیاد می‌شود. یعنی دفع حرارت سریعتر می‌شود و کارایی لوله حرارتی افزایش می‌یابد. در ضمن طبق نمودار، انتقال حرارت در دمای ۳۰ درجه تقریباً صفر است، زیرا این دما از دمای اشباع سیال کمتر است و در نتیجه مایع هیچگاه تبخیر نمی‌شود و در لوله جریان پیدا نمی‌کند. در ضمن افزایش دائمی انتقال حرارت نشان می‌دهد که در بیشترین دمای بررسی شده (۸۰ درجه) نیز، حالت خشک در لوله ایجاد نشده و تبخیر و تقطیر ادامه دارد.

۷- نتیجه‌گیری

در این پژوهش به بررسی اثر تغییرات دمای اواپراتور بر عملکرد لوله حرارتی نوسانی حلقه بسته با سیال عامل $R600a$ به صورت تجربی و عددی پرداخته شد. بر اساس نتایج حاصله، تغییرات دمای سیال عامل فقط در ناحیه آدیاباتیک رخ می‌دهد و دما در نزدیک به اواپراتور فاقد نوسان است، ولی با نزدیک شدن به کندانسور، نوسانات دما ایجاد می‌شود. انتقال حرارت با افزایش دمای اواپراتور، با شدت زیاد افزایش می‌یابد و می‌توان گفت که لوله حرارتی در دمای اواپراتور ۸۰ درجه سانتی‌گراد بهترین عملکرد را دارد. اما حفظ رطوبت بسیار حیاتی است، زیرا خشک شدن لوله موجب توقف کامل انتقال حرارت خواهد شد. بنابراین نمی‌توان دمای اواپراتور را بیش از حد افزایش داد. در تمامی دماها، انتقال حرارت در لحظات ابتدایی به بیشینه مقدار خود می‌رسد، اما با گذشت زمان بتدریج کاهش می‌یابد و در نهایت ثابت می‌ماند. کسر حجمی مایع نیز در ابتدا روند نزولی دارد، اما در نهایت ثابت می‌ماند و جریان پایدار می‌شود.

۸- منابع و مراجع

- [1] A. Faghri, Review and advances in heat pipe science and technology. (2012).
- [2] P. Charoensawan, S. Khandekar, M. Groll, P. Terdtoon, Closed loop pulsating heat pipes - Part A: Parametric experimental investigations. Applied Thermal Engineering, 23(16) (2003) 2009-2020.
- [3] J. H. Lienhard V, Thermal Performance of Pulsating Heat Pipes. Int. J. of Heat & Mass Transfer, 17(15) (2024) 3725.
- [4] A. Faghri, Thermal Management in Medical Devices Using Heat Pipes. Mechanical Eng., vol. III (1989) 70-74.

- [5] S. Khandekar, P. Charoensawan, M. Groll, P. Terdtoon, Closed loop pulsating heat pipes Part B: visualization and semi-empirical modeling. *Applied Thermal Eng.*, 23(16) (2003) 2021–2033.
- [6] D.A. Reay, P.A. Kew, *Heat pipes: Theory, design and applications* (2006).
- [7] H. Peet, *Fundamentals of Heat Pipe Theory, Technology and Applications*. Academic Press (2021).
- [8] H. Yang, S. Khandekar, M. Groll, Operational limit of closed loop pulsating heat pipes. *Applied Thermal Engineering*, 28(1) (2008) 49-59.
- [9] J.V. Suresh, P. Bhramara, CFD Analysis of Copper Closed Loop Pulsating Heat pipe. In *Materials Today: Proceedings* (2018).
- [10] D.T. Vo, H.T. Kim, J. Ko, K.H. Bang, An experiment and three-dimensional numerical simulation of pulsating heat pipes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 150 (2020) 119317.
- [11] H. Jafari Mosleh, M.A. Bijarchi, M.B. Shafii, Experimental and numerical investigation of using pulsating heat pipes instead of fins in air-cooled heat exchangers. *Energy Conversion Management*, 181 (2019) 651-662.
- [12] S.S. Nerella, B. Panitapu, S.V.V.S. Nakka, Fluid flow analysis in a closed loop pulsating heat pipe-simulation study. In *Materials Today: Proceedings* (2022).
- [13] W. Kim, S.J. Kim, Effect of a flow behavior on the thermal performance of closed-loop and closed-end pulsating heat pipes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 149 (2020) 119251.
- [14] S.M. Pouryoussefi, Y. Zhang, Nonlinear Analysis of Chaotic Flow in a Three-Dimensional Closed-Loop Pulsating Heat Pipe. *Journal of Heat Transfer*, 138(12) (2016) 122003.
- [15] R.D. Bhagat, S.J. Deshmukh, Numerical analysis to predict the behavior of liquid vapor slug flow in vertically placed U-shaped closed capillary tube. *Frontiers in Heat and Mass Transfer*, 19 (2022) 1-11.
- [16] R.A. Kangarluei, M.A. Ranjbari, A. Ramezanpour, Experimental investigation of thermal performance of pulsating heat pipe at angles close to the horizon. *Amirkabir J. Mech. Eng.*, 53(11) (2022) 1373-1376.
- [17] S.G. Mushan, V.N. Deshmukh, Experimental study of the thermal performance of a one-turn pulsating heat pipe under novel dual diameter configurations and varied fill ratios. *International J. of Thermal Sciences*, 228, (2026) 111027.
- [18] J. Liu, K. Zhao, L. Fang, H. Xu, G. Yu, Mechanistic effects of geometric features on oscillation dynamics and thermal performance of pulsating heat pipes. *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, 177 (2026) 111487.
- [19] Y. Liu, M. Wei, D. Dan, J. Sun, Y. Zhao, Q. Peng, Experimental study on the thermal performance of a pulsating heat pipe inspired by the cactus spines under inclined and vibrational conditions. *Applied Thermal Engineering*, 302(5) (2026) 132045.
- [20] R.H. Dieck, *Measurement Uncertainty: Methods and Applications*. 4th ed. ISA (2007).
- [21] Y.A. Çengel, *Heat Transfer: A Practical Approach*. McGraw-Hill (2003).