

Amirkabir Journal of Mechanical Engineering

Amirkabir J. Mech. Eng., 55(5) (2023) 119-122 DOI: 10.22060/mej.2023.21977.7551



Experimental investigation and performance comparison of two types of microchannel and Fin-tube condensers with R407c refrigerant in compression refrigeration cycle

M. Hashemabadi¹, R. Hajian², J. Pirkandi¹, Sh. Mansori², S. A. Sadrvaghefi³

¹ Faculty of Aerospace, Malek Ashtar University of Technology, Tehran, Iran

² Thermal Cycles & Heat Exchangers Research Department, Niroo Research Institute (NRI), Tehran, Iran ³ Department of Mechanics, Islamic Azad University, Yadegar-e-Imam Khomeini Branch, Tehran, Iran

Review History:

Received: Nov. 30, 2022 Revised: Feb. 11, 2023 Accepted: May, 13, 2023 Available Online: May, 24, 2023

Keywords:

Compression refrigeration cycle microchannel condenser fin-tube condenser coefficient of performance R407c refrigerant

ABSTRACT: The present research deals with the experimental investigation and comparison of microchannel and fin-tube condensers in a refrigeration cycle. This research investigates the effect of the type of condenser on the efficiency of the duct-split with a cooling capacity of 2.5 tons of refrigeration using experimental tests. For this purpose, two microchannel and fin-tube condensers have been used in a refrigeration cycle that has R407c refrigerant. Except for the condenser, the rest of the components of the refrigeration cycle, such as the fan, compressor, expansion valve, and evaporator are the same in both refrigeration cycles. The effect of the type of condenser on the performance coefficient of the refrigeration cycle has been evaluated at three different speeds of the condenser fan. Also, compressor power, evaporator cooling power, condenser thermal power, and temperature-entropy diagram (T-s) were extracted. Six different experiments have been conducted, and each experiment has been repeated three times to ensure the results. The results show that the use of the microchannel condenser in the same conditions and with 700 g less refrigerant charge in the entire refrigeration cycle, increases the performance factor by about 4% compared to the system that has fin-tube condenser.

1-Introduction

Evaluation of the performance of the home cooler system with microchannel condensers has been investigated by Kim and Bullard [1]. They investigated the characteristics of the system such as capacity, energy efficiency rate, temperature, and suction and discharge pressure, and compared it with the conventional system. In this research, the heat transfer rate per unit volume of the central core of the microchannel heat exchanger was between 14 and 331% higher than heat exchangers with finned circular tubes. The refrigerant charge requirement for a window cooler with a microchannel condenser was reported to be about 35% lower than for a conventional base system. In an experimental study, Garimella [2] presented the detection of flow in micro- and minichannels to develop models of heat transfer and pressure drop during the condensation of refrigerants. He documented flow condensation mechanisms for rectangular, square, and circular pipes with hydraulic diameters of 1 to 5 mm with a special laboratory detection technique. Jeong et al. [3] investigated the performance of three microchannel condensers that had different lateral air heat transfer areas (including tubes and fins) but had the same frontal area (by adjusting the tubes and fin pitches). Li and Hrnjak [4] conducted experiments to investigate the effect of microchannel heat exchanger lubrication on heat transfer, pressure drop, and transmission

characteristics of the cooling fluid. Zanetti et al. [5] designed and tested a microchannel heat exchanger (as condenser and evaporator). They used R32 refrigerant. Tosun et al. [6] tested the use of a microchannel condenser in a refrigerator with different refrigerant charges. They determined the most suitable refrigerant charge. In this research, the performance of the type of condenser (microchannel and fin-tube) and the effect of the speed of the air passing through the condenser on the performance coefficient of the refrigeration cycle has been investigated and compared.

2- Description of experimental experiments

Before starting data collection, it is necessary to connect the two indoor and outdoor units by copper pipes. The two return lines (from the outdoor unit to the indoor unit and vice versa) need to cover the copper pipe with elastomeric insulation. The GESCOOL duct split device has an external expansion valve that is placed in the pipeline before the evaporator inlet. Figure 1 shows a schematic of the refrigeration cycle and the data points taken in the cycle.

Inviscid Euler equations in 2D and axisymmetric form are used for internal flow solutions. The nodes cloud as shown in Figure 1 are used with first-order Taylor series for spacial discretization.

*Corresponding author's email: hashemabadi@mut.ac.ir



Copyrights for this article are retained by the author(s) with publishing rights granted to Amirkabir University Press. The content of this article is subject to the terms and conditions of the Creative Commons Attribution 4.0 International (CC-BY-NC 4.0) License. For more information, please visit https://www.creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/legalcode.



Fig. 1. Schematic of the refrigeration cycle and data points taken



Fig. 3.Schematic of the dimensions of the external unit and fin-tube condenser



Fig. 2. Microchannel condenser used in the experiment

3- Introducing different parts of the refrigeration system

Ductsplit indoor unit External unit Compressor Microchannel condenser (Figure 2) Fin-tube condenser (Figure 3) expansion valve Data acquisition equipment Barometer and thermometer vacuum pump air flow measurement

4- Results and discussion

In this section, the results of the experiments designed in the previous sections are presented. Data analysis was done using EES software. The analyzes are based on the tables of thermodynamic properties of the refrigerant and the introduced formulas. As mentioned earlier, six tests have been performed. The data and results of each title are presented in the form of several tables. A T-S diagram is also provided for each section.

In general, the results show that the pressure drop in the microchannel condenser is lower than that of the fin-tube condenser, because the dimensions of the microchannel condenser are smaller than the fin-tube condenser, and as a result, the path taken by the refrigerant to reach the inlet to the outlet of the condenser is reduced. It causes the pressure drop in the microchannel condenser to be lower than the fin-tube condenser. In general, the advantages of using a microchannel condenser can be reduced dimensions, increased heat transfer coefficient, and reduced refrigerant volume in the entire system, thus reducing environmental effects.

Due to the fact that the hydraulic diameter of the microchannel channels in the microchannel condenser is smaller than the diameter of fin-tube condenser tubes, as a result, the reduction of the hydraulic diameter increases the heat transfer coefficient [2], that is why the performance of the microchannel condenser is more suitable than the fin-tube condenser. The results show that with the increase of the air flow rate, the outlet temperature of the condensers decreases, which is due to the increase of heat transfer in the condenser. But as it is clear from the data, the reduction of condenser is more than the system with microchannel condenser is more than the system with fin-tube condenser, which is due to the more suitable heat transfer of the microchannel condenser is more than the system with fin-tube condenser, which is due to the more suitable heat transfer of the microchannel condenser.

Table 1 shows the comparison of the performance coefficient of split duct 2.5 with fin-tube and micro-channel condenser which has R407c refrigerant. The performance factor of the refrigeration cycle with the microchannel condenser is about 4% higher than the fin-tube condenser.

Table 1. Comparison of performance coefficient offin-tube and microchannel condensers with R407crefrigerant

Condenser type	Airflow speed	СОР
Microchannel	High Speed	4.159
	Medium Speed	4.073
	Low Speed	4.018
Fin-Tube	High Speed	4.017
	Medium Speed	3.956
	Low Speed	3.889

5- Conclusions

In this research, the experimental investigation and comparison of the performance of a condensation refrigeration cycle with microchannel and fin-tube condensers has been done. For this purpose, a split duct device with a cooling capacity of 2.5 tons has been used and the effect of the condenser type on the performance coefficient has been investigated. The performance coefficient of the refrigeration cycle has been evaluated at three different velocities of the air passing through the condenser under the same conditions and with 700 grams less refrigerant charge for the entire cycle increases the performance factor by about 4% compared to the system that has fin-tube condenser.

References

- M.-H. Kim, C.W. Bullard, Performance evaluation of a window room air conditioner with microchannel condensers, J. Energy Resour. Technol., 124(1) (2002) 47-55.
- [2] S. Garimella, Condensation flow mechanisms in microchannels: basis for pressure drop and heat transfer models, in: International Conference on Nanochannels, Microchannels, and Minichannels, 2003, pp. 181-192.
- [3] J.H. Jeong, K.S. Chang, H. Kim, S.H. Kil, H. Kim, Performance Assessment of Aluminum Parallel Flow Condenser Applied to Residential Air-Condition, in: Proceedings of the SAREK Conference, The Society of Air-Conditioning and Refrigerating Engineers of Korea, 2004, pp. 117-117.
- [4] H. Li, P. Hrnjak, An experimentally validated model for microchannel heat exchanger incorporating lubricant effect, International journal of refrigeration, 59 (2015) 259-268.
- [5] E. Zanetti, M. Azzolin, S. Bortolin, G. Busato, D. Del Col, Design and testing of a microchannel heat exchanger working as condenser and evaporator, in: International Refrigeration and Air Conditioning Conference, Purdue University, 2018.
- [6] M. Tosun, B. Doğan, M.M. Öztürk, L.B. Erbay, Integration of a mini-channel condenser into a household refrigerator with regard to accurate capillary tube length and refrigerant amount, International Journal of Refrigeration, 98 (2019) 428-435.

HOW TO CITE THIS ARTICLE

M. Hashemabadi, R. Hajian, J. Pirkandi, Sh. Mansori, S. A. Sadrvaghefi, Experimental investigation and performance comparison of two types of microchannel and Fin-tube condensers with R407c refrigerant in compression refrigeration cycle, Amirkabir J. Mech Eng., 55(5) (2023) 119-122.



DOI: 10.22060/mej.2019.15465.6128

This page intentionally left blank

نشريه مهندسي مكانيك اميركبير



نشریه مهندسی مکانیک امیرکبیر، دوره ۵۵، شماره ۵، سال ۱۴۰۲، صفحات ۵۷۷ تا ۵۹۴ DOI: 10.22060/mej.2023.21977.7551

بررسی تجربی و مقایسه عملکرد دو نوع کندانسور میکروکانال و پره-لوله با مبرد R407c در چرخه تبرید تراکمی

مهدی هاشم آبادی *، رامین حاجیان ۲، جاماسب پیرکندی ۲، شبنم منصوری ۲، علی صدرواقفی ۳

۱– دانشگاه صنعتی مالک اشتر، مجتمع دانشگاهی هوافضا، تهران، ایران ۲– پژوهشگاه نیرو، گروه پژوهشی سیکل و مبدلهای حرارتی، تهران، ایران

٣- دانشکده مکانیک، دانشگاه آزاد اسلامی واحد یادگار امام خمینی (ره)، تهران، ایران

تاریخچه داوری: دریافت: ۱۴۰۱/۰۹/۰۹ بازنگری: ۱۴۰۱/۱۱/۲۲ پذیرش: ۱۴۰۲/۰۲/۲۳ ارائه آنلاین: ۱۴۰۲/۰۳/۰۳

> **کلمات کلیدی:** چرخه تبرید تراکمی کندانسور میکروکانال کندانسور پره-لوله ضریب عملکرد مبرد R407c

خلاصه: تحقیق حاضر به بررسی تجربی و مقایسه کندانسور میکروکانال و پره- لوله در یک چرخه تبرید می پردازد. هدف این پژوهش این است که براساس آزمایشهای تجربی، اثر نوع کندانسور، بر ضریب علمکرد دستگاه داکت اسپلیت با ظرفیت سرمایشی ۲۸۵ تن مبرد R407c است. به غیر از کندانسور، مابقی مؤلفههای چرخه تبرید از قبیل فن، کمپرسور، شیر انبساط، اولپراتور و ... در هر دو چرخه تبرید یکسان در نظر گرفته شده است. برای بررسی ضریب عملکرد، توان کمپرسور، توان برودتی اولپراتور، توان گرمایی کندانسور، نمودار دما-آنتروپی و همچنین تاثیر نوع کندانسور بر ضریب عملکرد، توان کمپرسور، توان برودتی اولپراتور، توان گرمایی کندانسور، مورد ارزیابی قرار گرفته است. باغیر نوع کندانسور بر ضریب عملکرد سیکل تبرید در سه سرعت مختلف هوای عبوری از کندانسور مورد ارزیابی قرار گرفته است. تغییر سرعت هوای عبوری از کندانسور با تغییر سرعت فن کندانسور حاصل میشود. برای این منظور شش آزمایش مختلف انجام شده است که برای اطمینان از نتایج، هر آزمایش سه بار تکرار شده است. نتایج نشان می دهد استو ب کندانسور میکروکانال ها در شرایط یکسان و با ۲۰۰ گرم شارژ مبرد کمتر در کلِ چرخه تبرید، حدود ۴٪ ضریب عملکرد را نسبت به

۱ – مقدمه

صرفهجویی انرژی و بالا بردن بازدهی سیستمهای مرتبط با انرژی از موضوعات مهمی است که در چند دهه گذشته کانون توجه محققان قرار گرفته است. ساخت مبدلهای حرارتی با راندمان بالا از جمله مواردی است که بهمنظور صرفهجویی در مصرف انرژی و مواد اولیه و با در نظر گرفتن مسایل اقتصادی و زیست محیطی بسیار حائز اهمیت است. نیاز جهان به مبدلهای حرارتی کارآمد، قابل اطمینان و اقتصادی به ویژه در حوزههایی مانند سیستمهای سرمایش و تهویه مطبوع، صنایع فرآیندی، تولید برق و وسایل نقلیه با سرعت زیادی در حال گسترش است. برای بهبود عملکرد سامانه تهویه مطبوع و توسعه دستگاههای تهویه مطبوع مطمئن و سازگار با محیط زیست، تحقیق بر روی مؤلفههای دستگاههای تهویه مطبوع نیاز است. در مبدلهای حرارتی، ظرفیت بالاتر انتقال حرارت در واحد حجم اهمیت دارد. میکروکانالها از این جهت دارای مزایایی هستند و میتوان از آنها در مبدلهای حرارتی که به عنوان کندانسور و حتی اواپراتور به

* نویسنده عهدهدار مکاتبات: hashemabadi@mut.ac.ir

کار میروند، استفاده کرد [۱]. در کندانسور میکروکانال جریان مبرد درون لولههایی مشتمل بر چند کانال است که قطر هیدرولیکی هر یک از این کانالها کمتر از یک میلیمتر است [۲].

ارزیابی عملکرد سیستم کولرهای خانگی با کندانسورهای میکروکانال به صورت آزمایشگاهی توسط کیم و بولارد [۳] بررسی شده است. آنها ویژگیهای سیستم مانند ظرفیت، نرخ بازده انرژی، دما و فشار مکش و تخلیه را بررسی و با سیستم معمولی مقایسه کردند. در این تحقیق، نرخ انتقال حرارت بر واحد حجم هسته مرکزی مبدل حرارتی میکروکانال بین ۱۴ تا ۳۳۱ درصد بیشتر از مبدلهای حرارتی با لوله های دایروی فیندار بود. نیاز به شارژ مبرد برای یک کولر پنجرهای با کندانسور میکروکانال حدود ۳۵ درصد نسبت به سیستم پایه معمولی کمتر گزارش شد. گاریملا [۴] در پژوهشی آزمایشگاهی، آشکارسازی جریان در میکرو و مینیکانال برای توسعه مدلهای انتقال حرارت و افت فشار حین چگالش مبردها را ارائه کرد. او مکانیزمهای چگالش جریان برای لولههای مستطیلی، مربعی

(Creative Commons License) حقوق مؤلفین به نویسندگان و حقوق ناشر به انتشارات دانشگاه امیرکبیر داده شده است. این مقاله تحت لیسانس آفرینندگی مردمی (Creative Commons License) ان عن ایسانس آفرینندگی مردمی (Creative Commons License) ان عن ایسانس افرینندگی مردمی (By No

أزمایشگاهی ویژه ثبت کرد. جئونگ و همکاران [۵] عملکرد سه کندانسور میکروکانال که دارای مساحتهای انتقال حرارت هوای جانبی مختلفی بودند (شامل لوله و پرهها) اما مساحت روبرو یکسانی داشتند (با تنظیم لولهها و گام پرهها) را مورد بررسی قرار دادند. با افزایش مساحت انتقال حرارت به میزان ۷۳/۹٪، ۸۴/۲٪ و ۸۸/۵٪ برای کندانسور پره-لوله، ظرفیت سرمایشی و ضریب عملکرد کندانسور پره-لوله به ظرفیت سرمایشی و ضریب عملکرد کندانسور میکروکانال نزدیک شد. نافن و خنسر [۶] با انجام آزمایشهایی در میکروکانالی مستطیلی با ابعاد مقطع ۳۳۳×۵۰۰ میکرومتر و در محدوده رینولدز ۲۰۰ تا ۱۰۰۰ و با استفاده از سیال عامل هوا به بررسی انتقال حرارت جابجایی و افت فشار در چاههای حرارتی میکروکانال پرداختند. لی و رنجاک [۷] آزمایش هایی به جهت بررسی تاثیر روان کاری مبدل حرارتی میکرو کانال در انتقال حرارت، افت فشار و خصوصیات انتقالی سیال خنک کار انجام دادند. نتايج أنها نشان داد، استفاده از روان كار باعث بهبود عملكرد مبدل حرارتي میکروکانال میشود. رامتا و همکاران [۸] به بررسی تجربی کندانسورهای میکروکانال به کار رفته در یخچال های خانگی پرداختند. آن ها یک مدل ریاضی برای پیش بینی نرخ انتقال حرارت و افت فشار هوا در مبدل های حرارتی میکروکانال توسعه دادند. این مدل ریاضی با یک پلتفرم شبیهسازی یخچال خانگی ترکیب شد. آنها آزمایشهای تجربی نیز برای این مدل انجام دادند و توانستند نرخ انتقال حرارت و افت فشار هوا در کندانسور را به ترتیب با ۱۰ و ۲۰ درصد خطا تخمین بزنند. حداکثر خطا برای مصرف انرژی حدود ±۳/۵ درصد بود.

لی و رنجاک [۹] بهصورت تجربی ثابت کردند که جدا کردن بخار و مایع با استفاده از یک روند جداسازی مخصوص برای عملکرد یک کندانسور نوعی بسیار مفید است. این کندانسور نوعی دارای یک ورودی در بخش وسط است و به دو مسیر بالا و پایین جدا میشود. مایع که سنگین تر از گاز است وارد مسیر پایین شده و بعد از طی مسیر به لوله اصلی جانبی وارد میشود. پارامترهای مورد مطالعه آنها، مسیر، تراکم پرهها و توزیع سرعت هوا بود. بعد از بهینه کردن طراحی، آنها اعلام کردند که کندانسور با مسیر مجزا دارای بهبود علمکرد ۱۷/۹ درصدی نسبت به کندانسور پایه با مساحت سطح هوا یکسان بود. زانتی و همکاران [۱۰] یک مبدل حرارتی میکروکانال (به استفاده کردند. توسان و همکاران [۱۱] استفاده از کندانسور میکروکانال را استفاده کردند. توسان و همکاران [۱۲] استفاده از کندانسور میکروکانال را

کندانسور میکروکانال مورد استفاده در یک سیستم تهویه مطبوع خانگی را با مبرد R290 تحلیل کردند. نتایج نشان داد که ظرفیت سرمایشی سیستم با کندانسور میکروکانال ۱/۶٪ افزایش یافت و شارژ مبرد حدود ۲۸ درصد کاهش یافت. ژو و هارنجاک [۱۳] بهصورت تجربی به بررسی مقایسه توزیع مبردهای R410a و R134a در لولههای جانبی کندانسور پرداختند. آنها نشان دادند که توزیع مبرد R134a مناسبتر است. ژانگ و همکاران [۱۴] به بررسی انتقال حرارت یک کندانسور با مبرد R134a پرداختند. کندانسور ۳۳ کانال مستطیلی شکل به طول ۱۰۰ میلیمتر با قطر هیدرولیکی ۱/۵ میلیمتر داشت. آزمایش در شرایطی انجام شده است که دمای اشباع مبرد ۲۵ درجه سانتی گراد و شار جرمی ۷۴ الی ۲۱۲ کیلوگرم بر مترمربع است. آنها از یک جداکننده مایع و گاز در انتهای مسیر اول کندانسور استفاده کردند و با استفاده از این جداکننده ضریب انتقال حرارت در مسیر دوم کندانسور را بین ۲۰ تا ۴۰ درصد افزایش دادند. زنگ و همکاران [10] به مطالعه تجربی خصوصیات انتقال حرارت و افت فشار در یک مبدل حرارتی میکروکانال با پرههای S شکل پرداختند. آنها از آب با دما و فشار بالا در میکروکانال استفاده کردند و در نهایت روابطی برای ضریب انتقال حرارت ارایه دادند. عمار و همکاران [۱۶] به بررسی تجربی ضریب انتقال حرارت مبرد R134a در یک لوله شامل میکروکانالهای ساده و شیاردار پرداختند که در صنایع خودروسازی مورد استفاده قرار می گیرد. آن ها ضریب انتقال حرارت را در شارجرمی و دمای اشباع مختلف اندازه گیری کردند. نتایج نشان داد که میکروکانال شیاردار دارای ضریب انتقال حرارت بالاتری نسبت به میکروکانال ساده است و اثر دمای اشباع در تغییر ضریب انتقال حرارت بیشتر از شار جرمی است.

در سالهای اخیر استفاده از کندانسورهای میکروکانال در سیستمهای تهویه مطبوع خانگی در کشور ما مورد توجه قرار گرفته است. اما تاکنون تحقیقات علمی در کشور در این زمینه انجام نشده است. در خارج از کشور نیز تحقیقات پراکندهای انجام شده است ولی با شرایط این مقاله، تاکنون تحقیقی انجام نشده است. در این مقاله سعی شده است که گامهای اولیهای برای بررسی دقیق تر استفاده از مبدل حرارتی میکروکانال در سیستمهای تهویه مطبوع انجام شود. به همین دلیل، در این تحقیق به بررسی و مقایسه عملکرد نوع کندانسور (میکروکانال و پره-لوله) و تاثیر سرعت هوای عبوری از کندانسور بر ضریب عملکرد چرخه تبرید پرداخته شده است. دانستن میزان تغییر ضریب عملکرد کندانسور میکروکانال و پره-لوله در یک سیکل تبرید (که مابقی تجهیزات در سیکل تبرید ثابت در نظر گرفته شده است) از اهمیت



شکل ۱. شماتیک از چرخه تبرید و نقاط دادهبرداری شده

Fig. 1. Schematic of refrigeration cycle and data points taken

خاصی برخوردار است. برای این منظور، عملکرد کندانسورهای میکروکانال و پره-لوله در یک داکت اسپلیت ۲/۵ تن تبرید بهصورت تجربی مورد ارزیابی قرار گرفته است. نتایج در سه سرعت هوای عبوری از کندانسور نیز بررسی شود. بهدست آمده است تا اثر سرعت هوای عبوری از کندانسور نیز بررسی شود. همچنین برای اطمینان از دادههای بهدست آمده، علاوه بر اینکه هر آزمایش سه بار تکرار شده است، نتایج با گرافهای دما-آنتروپی مبرد (که از نرمافزار حلگر معادلات مهندسی^۲ بهدست آمده است) مقایسه شده است.

۲- تشریح آزمایشهای تجربی

قبل از شروع به دادهبرداری لازم است که دو یونیت خارجی و داخلی بوسیله لولههای مسی به یکدیگر متصل شوند. دو خط رفت و برگشت (از یونیت خارجی به یونیت داخلی و برعکس) لازم است لوله مسی به وسیله عایق الاستومری پوشانده شوند. دستگاه داکتاسپلیت جسکول^۲ دارای شیر انبساط خارجی است که قبل از ورودی اواپراتور در مسیر لولهکشی قرار میگیرد. قبل از شارژ گاز ابتدا سیستم با استفاده از گاز ازت نشتییابی میشود تا داده برداری قابل اطمینان شود. برای انجام هر یک از این آزمایشها ابتدا باید با استفاده از پمپ خلأ، کل سیستم را خالی کرده تا هیچ گاز اضافهای بهجز مبرد در سیستم وجود نداشته باشد. دستگاه با مبرد شروع به شارژ شدن میکند. پس از ثابت شدن اختلاف دمای خروجی کندانسور و دمای متناظر با فشار آن نقطه، دادهبرداری شروع میشود. ابتدا لازم است نقاطی که از آنها دادهبرداری شدهاند، معرفی شوند. شکل ۱ شماتیکی از چرخه تبرید و نقاط دادهبرداری شده در چرخه را نشان میدهد. لازم به ذکر است که میزان

شارژ مبرد در چرخه تبرید با کندانسور معمولی حدود ۳ کیلوگرم و در چرخه تبرید با کندانسور میکروکانال ۲/۳ کیلوگرم است. با توجه به اینکه در این آزمایش از داکت اسپلیت استفاده شده است و بخش زیادی از شارژ مبرد برای کل چرخه است و تنها تفاوت دو چرخه در کندانسورهای آنها است بنابراین کندانسور میکروکانال به طور قابل توجهی کمتر از کندانسور معمولی نیاز به شارژ مبرد دارد.

نقاط در چرخه بستهی غیرایدهآل، به ترتیب زیر شمارهگذاری میشوند و دادهبرداری در این نقاط انجام شده است.

متصل است

 ۲. نقطه ورود کمپرسور که در انتهای مسیر لوله کشی مسی قرار دارد

۳. نقطه خروج از کمپرسور و ورود به کندانسور

۲. نقطه خروج از کندانسور که به ابتدای لوله مسی حامل مبرد گرم
 و در فاز مایع متصل است

۵. نقطه ورود به شیر انبساط که در انتهای لوله مسی خارج شده از
 کندانسور قرار دارد

۶. نقطه خروج از شیر انبساط و ورود به اواپراتور

به علت کوتاه بودن مسیر لوله کشی مسی بین اواپراتور و شیر انبساط و بین کمپرسور و کندانسور، افت فشاری برای این مسیرها در نظر گرفته نشده است. در این پروژه از دستگاه داکتاسپلیت استفاده شده است. داکتاسپلیت از چرخه تبرید تراکمی برای ایجاد دمای مطلوب استفاده می کند و از دو بخش یونیت داخلی و خارجی تشکیل شده است. یونیت داخلی همان طور که از نامش پیداست داخل محیطی مستقر می شود که نیاز به تهویه دارد و یونیت

Engineering Equation Solver (EES) Software

² GESCOOL

جدول ۱. خلاصهای از آزمایشهای بررسی شده

Table 1. Summary of reviewed tests

٣/٩			١
r/rv	R407c	ميكروكانال	۲
7/78			٣
٣/٩			۴
r/rv	R407c	پره–لوله	۵
۲/۲۶			۶



شکل ۲. یونیت داخلی و تجهیزات اندازه گیری

Fig. 2. Indoor unit and measuring equipment

خارجی در فضای آزاد نصب میشود. با توجه به این که در آزمایشهای انجام شده از دو نوع کندانسور پره-لوله و میکروکانال استفاده شده است، یونیت داخلی (اواپراتور) یکسان در نظر گرفته شده است و یونیت خارجی وابسته به نوع کندانسور متفاوت است.

۲- ۱- طراحی آزمایش

دادهبرداریها مربوط به دما و فشار در نقاط ششگانه، دمای هوای ورودی و خروجی هر دو یونیت داخلی و خارجی و ولتاژ و جریان هر یک از مصرفکنندههای سیستم است. این دادهها با استفاده از نرمافزار حلگر معادلات مهندسی تحلیل شدهاند. تحلیلها بر اساس جداول خواص ترمودینامیکی مبرد و فرمولهای معرفی شده انجام گرفته است. همان طور که قبلا گفته شد در این بخش ۶ آزمایش انجام شده است. دادهها و نتیجههای هر عنوان در قالب چند جدول ارائه شدهاند. همچنین نمودار دما– آنتروپی برای هر بخش ارائه شده است. جدول ۱ خلاصهای از آزمایشهای

انجام شده در این بخش را نشان میدهد.

۲- ۲- معرفی بخشهای مختلف سیستم تبرید ۲- ۲- ۱- یونیت داخلی داکتاسپلیت

یونیت داخلی استفاده شده در طول این آزمایش ها از برند ایرانی جسکول است. الکتروموتور بکار رفته در این دستگاه از برند الکترومگا با قدرت ۱۶۰ وات است. دو فن دمنده از جنس ورق گالوانیزه بوده و ابعادی به اندازه ۱۵×۲۰ (سانتیمتر) دارند. کویل اواپراتور از نوع لوله چهار ردیفه است. شکل ۲ نمایی از یونیت داخلی و همچنین این یونیت به همراه تجهیزات اندازه گیری فشار و دما که روی آن نصب شده است را نشان می دهد. شکل ۳ نیز اجزاء داخلی یونیت داخلی را نشان می دهد که دمندهها، الکتروموتور و کویل های آب گرم و سرد در آن مشخص است. مشخصات کویل اواپراتور در جدول ۲ ارائه شده است.



شکل ۳. اجزاء داخلی یونیت داخلی

Fig. 3. Internal components of the indoor unit

جدول ۲. مشخصات کویل اوپراتور

مس	جنس	atit	
•/••9867	قطر (متر)	لونه	
آلومينيوم	جنس		كمبا إماراته
•/77۴٨	مساحت وجه (مترمربع)		عویل او پر اور
9 • × ۲ ۵	ارتفاع×طول (cm)	پره	
۱۶/۳	رديف/ پره بر واحد اينچ		

Table 2. Specifications of the evaporator coil

می کند تا کندانسور تا حد امکان گرمای خود را از دست بدهد. به همین دلیل یونیت خارجی در فضای آزاد و تا حد امکان دور از نور خورشید نصب می شود. شکل ۴ نمایی از یونیت خارجی دارای کندانسور پره-لوله را نشان می دهد و شکل ۵ نیز نمایی از یونیت خارجی دارای کندانسور میکروکانال را نشان می دهد. لازم به ذکر است که تنها تفاوت دو یونیت خارجی نوع کندانسور آن ها است و مابقی تجهیزات داخلی یونیت خارجی کاملا یکسان هستند.

۲ – ۲ – ۲ – یونیت خارجی

افزایش فشار و دما و تغییر فاز مبرد از گاز به مایع در یونیت خارجی اتفاق میافتد. مبرد خارج شده از اواپراتور که در فاز گازی قرار دارد به وسیله لوله کشی مسی به یونیت خارجی منتقل و وارد کمپرسور شده و پس از افزایش فشار و دما از کندانسور عبور می کند تا در آن مبرد از گاز به مایع تغییر فاز دهد. یک فن به عبور هرچه بیشتر هوا از روی کویل کندانسور کمک



شکل ۴. نمایی از یونیت خارجی برای کندانسور پره-لوله مورد استفاده در آزمایش



Fig. 4. A view of the outdoor unit for fin-tube condenser used in the experiment

شکل ۵. نمایی از یونیت خارجی برای کندانسور میکروکانال مورد استفاده در آزمایش

Fig. 5. A view of the external unit for the microchannel condenser used in the experiment

۲– ۲– ۳– کمپرسور

کمپرسور از برند کوپلند^۱ مدل ZR28K3-PFJ است. این کمپرسور تکفاز بوده و سیستم آن اسکرال است. ظرفیت سرمادهی این کمپرسور در شرایط هوایی مانند تهران حدود ۲۸ / ۲۸۰۰۰ Btu است. توان مصرفی این دستگاه ۱۵۱۰ وات است. این کمپرسور برای مبردهای R407c مناسب است.

۲-۲-۴- کندانسور میکروکانال

کندانسور میکروکانال از تیوبهای مسطح آلومینیومی با کانالهای کوچک برای عبور مبرد (میکروکانال) و پرههای آلومینیومی تشکیل می شوند. کندانسور میکروکانال استفاده شده در دستگاه مورد آزمایش از برند دانفوس مدل 021U0065 است و ابعاد آن ۶۵×۶۵ سانتیمتر است. این کندانسور دارای ۶۵ لوله میکروکانال با عرض ۱۶ میلیمتر است که در هر ردیف از آن معمولا ۱۶ میکروکانال برای عبور مبرد وجود دارد. شکل ۶ نمایی از

1 Copeland



شکل ۶. کندانسور میکروکانال مورد استفاده در آزمایش

Fig. 6. Microchannel condenser used in the experiment

جدول ۳. مشخصات كندانسور ميكروكانال

Table 3. Specifications of the microchannel condenser

۶۵	طول كويل كندانسور برحسب سانتىمتر
۶۵	ارتفاع كويل كندانسور بر حسب سانتىمتر
18	(عرض لوله میکروکانال برحسب میلیمتر T_d
٢	تعداد مسیر مبرد
۶۵	تعداد لولههای میکروکانال
آلومينيوم	جنس فين و لوله
١/١	(گام فین برحسب میلیمتر) F_p
٨/١	(ار تفاع فین برحسب میلیمتر) F_l
١/٣	(ضخامت لوله میکروکانال برحسب D_m
	میلیمتر)
•/۶٨۶	(ار تفاع میکروکانال بر حسب میلیمتر) H_m
•/874	(عرض میکروکانال بر حسب میلیمتر) W_m

کندانسور میکروکانال مورد استفاده در این آزمایش که درون یونیت خارجی و کانالهای میکروکانال ارائه شده است. شکل ۷ شمایی از کندانسور

قرار دارد را نشان میدهد. کندانسور در این شکل با فلش قرمز رنگ نشان 💦 میکروکانال، پرههای کرکرهای آن و همچنین لوله و کانال میکروکانال داده شده است. در جدول ۳ مشخصات کندانسور میکروکانال، پره کرکرهای مرتبط با کندانسور میکروکانال را نشان میدهد.



شکل ۷. شمایی از (الف) کندانسور میکروکانال (ب) لولههای میکروکانال و پرههای کرکرهای (ج) لوله میکروکانال و کانالهای آن

Fig. 7. Schematic of (a) microchannel condenser (b) microchannel tubes and louver fin (c) microchannel tube and its channels



شکل ۸. شمایی از ابعاد یونیت خارجی و کندانسور یره-لوله

Fig. 8. Schematic of the dimensions of the external unit and fin-tube condenser

۲- ۲- ۵- کندانسور پره-لوله

آلومینیومی تشکیل شده است. این کندانسور نسبت به نوع میکروکانال ارزانتر بوده و هزینه تعمیرات و نگهداری کمتری دارد. کندانسور پره-لوله استفاده شده در این آزمایش دارای مساحت ۰/۹۴ متر مربع است. شمایی از یونیت خارجی و کندانسور پره–لوله در شکل ۸ نشان داده شده است. مشخصات کویل کندانسور در جدول ۴ ارائه شده است.

۲- ۲- ۶- شیر انبساط

این نوع کندانسور همان نوع رایج است که از لولههای مسی و فینهای در این دستگاه از شیر انبساط ترموستاتیک برند دانفوس مدل T2 برای کاهش فشار مبرد در ورودی اواپراتور استفاده شده است. این شیر انبساط دارای کپسول دماسنج است و این کپسول بر روی لوله مسی برگشت اواپراتور نصب میشود و بر اساس دمای مبرد خروجی از اواپراتور، دبی مبرد خروجی از شیر انبساط تنظیم میشود.

جدول ۴. مشخصات کویل کندانسور پره-لوله

Table 4. Fin-tube condenser coil specifications

مس	جنس		
•/••9787	قطر (متر)	لوله	1
٣	مسير		كندانسور
آلومينيوم	جنس		پره-لوله
۱۲ / ۱	رديف/ پره بر واحد اينچ	پره	

جدول ۵. تجهیزات اندازه گیری، نام تجاری، دقت و محل استفاده تجهیزات

Table 5.	Measuring	equinment.	brand	name.	accuracy	and	nlace	of us	e of 1	the \circ	eauinm	ent
Table 5.	measuring	equipment,	Dianu	name,	accuracy	anu	place	or us		inc	cympin	i c ii t

محل استفاده	میزان دقت	نام تجارى	تجهيزات اندازهگيري
فشار در ورودی و خروجی کندانسور	۱ کیلوپاسکال	رفکو مدل DIGIMON-SE	فشارسنج ديجيتال
دمای ورودی و خروجی کندانسور	•/\0 °C	رفکو مدل DIGIMON-SE	دماسنج دیجیتال
ورودى شيرانبساط	۰/۵ بار	پکنز	فشارسنج آنالوگ ۲۵ بار
ورودی اواپراتور خروجی اواپراتور ورودی کمپرسور	۰/۵ بار	پکنز	فشارسنج أنالوگ ۱۰ بار
سرعت هوای عبوری از کندانسور	۰/۱ متر بر ثانیه	مستركول	سرعت هوا
ورودی شیر انبساط خروجی شیر انبساط ورودی کمپرسور	۲°C	پکنز مدل TB-100	دماسنج آنالوگ
دمای محیط ورودی و خروجی اواپراتور	۰/۱°C	LTC Tech HTC-2 Digital ThermoHygrometer	دماسنج ديجيتال
جریان الکتریکی فنھا و کمپرسور	خطا ۱/۸٪	UT213A Professional Clamp Meter	آمپر در بازههای ۴۸/۴۰۹/۴۰۰۹
ولتاژ چرخه تبريد	• /./A	UT213A Professional Clamp Meter	ولتاژ در بازههای ۶۰۰۷/۴۰۰۷/۴۰۷/۴mV

۲- ۳- تجهیزات دادهبرداری

یونیت داخلی این دستگاه در یک اتاق آزمایش به ابعاد ۲×۴×۲/۲ (متر) قرار گرفته است. فقط دیوار غربی این اتاق در معرض تابش آفتاب است. هر ۴ دیوار از جنس آجر هستند و از دو طرف سیماناندود شدهاند. سقف اتاق از جنس پلی کربنات است و در معرض تابش آفتاب نیست. تجهیزات اندازه گیری، نام تجاری، میزان دقت و محل استفاده از این تجهیزات در جدول ۵ ارائه شده است.

۲- ۳- ۱- فشارسنج و دماسنج

برای ثبت فشار نیاز است در شش نقطه، فشارسنج باشد. برای اندازه گیری فشار در نقاط ورود و خروج کندانسور از گیج دیجیتال استفاده شده است. گیج دیجیتال از برند رفکو⁽ مدل Digimon-SE است. این گیج دیجیتال دو دماسنج نیز دارد که برای اندازه گیری دمای سطح لوله در دو نقطه ذکر شده از آن استفاده شده است. این دستگاه قابلیت انتخاب مبرد و نمایش دمای

اشباع و اختلاف دمای مادون سرد و مافوق گرم را دارد. دقت این دستگاه یک کیلوپاسکال است. در چهار نقطه دیگر از دو نوع فشارسنج استفاده می شود. فشارسنج با قابلیت اندازه گیری فشار بالا تا bar–۲۵ psi–۲۵ و فشارسنج با قابلیت اندازه گیری فشار پایین تا bar–۱۰ bar را دارند. علاوه بر دما ۶ نقطه مسیر، نیاز است که دمای هوای مکش و دمش یونیت داخلی، محیط بیرون، هوای خروجی فن کندانسور و سطح کندانسور نیز اندازه گیری شود. دو نقطه ورود کمپرسور و خروج کندانسور با استفاده از سنسور گیج دیجیتال که در بالا توضیح داده شد اندازه گیری می شود. سه نقطه ورود و خروج شیر انبساط و خروج اولپراتور با دماسنج آنالوگ دادهبرداری می شود که از برند پکنز^۱ هستند. برای اندازه گیری دمای هوای ورودی و خروجی اولپراتور و هوای خروجی فن کندانسور و سطح کندانسور و دامی بیرون از دماسنج در می یونیت از ماسنج آنالوگ دادهبرداری می شود که

۲- ۳- ۲- پمپ خلأ

قبل از شارژ گاز دستگاه، نیاز است که هوای موجود در سیستم تخلیه شود و تا بعد از شارژ، تا حد امکان گاز خالص در سیستم وجود داشته باشد. به این منظور از پمپ خلا استفاده می شود. پمپ خلا از برند VALUE مدل VE135N است.

۲- ۳- ۳- بادسنج

برای اندازه گیری سرعت هوای فن از بادسنج برند مستر کول^۲ مدل ۵۲۲۳۶ استفاده شده است. دور خروجی فن کندانسور با استفاده از حلقه مقوایی محصور شده و با استفاده از بادسنج اندازه گیری شده است.

۳- روابط حاکم برای مدلسازی ترمودینامیکی

در این بخش روابط ترمودینامیکی سیستم تبرید ارائه شده است. مدلسازی و محاسبات با استفاده از نرمافزار حلگر معادلات مهندسی انجام شده است زیرا این نرمافزار قابلیتهای مناسبی برای محاسبات و چک کردن انطباقِ نمودارهای مختلف ترمودینامیکی را دارد. روابط حاکم برای محاسبه ضریب عملکرد در زیر ارائه شده است.

عامل چرخش مبرد در چرخه تبرید، کمپرسور است بنابراین باید دبی را از کاتالوگ آن استخراج کرد. دبی جرمی با \dot{m} نشان داده می شود. با توجه به کاتالوگ کمپرسور hr است (اله میزان دبی کمپرسور hr اله است

که معادل s = -4.4 می اشد. که معادل kg = 1/2

۳- ۱- توان خروجی کمپرسور

به اشتباه گاهی توان خروجی کمپرسور با انرژی الکتریکی مصرفی اشتباه گرفته می شود ولی چون بازده کمپرسور هیچگاه صددرصد نیست، همیشه توان خروجی از توان دریافتی کمتر خواهد بود. برای محاسبه توان مصرفی کمپرسور از فرمول زیر استفاده می شود.

$$W_{comp} = h_3 - h_2$$

$$\dot{W}_{comp} = \dot{m} h_3 - h_2$$
(1)

جایی که h أنتالپی و m دبی مبرد است.

۳- ۲- توان مصرفی کل

توان مصرفی کل سیستم از مجموع توان مصرفی کمپرسور، فن دمنده اواپراتور و فن کندانسور تشکیل می شود. توان مصرفی فن اواپراتور و کندانسور به ترتیب از رابطه ۲ و ۳ محاسبه می شود.

$$\dot{W}_{fan-evap} = I_{fan-evap} \times V \times \cos\varphi \tag{(7)}$$

$$\dot{W}_{fan-cond} = I_{fan-cond} \times V \times \cos \varphi \tag{(7)}$$

که در آن I جریان، V ولتاژ و $\varphi \cos \phi$ ضریب توان است که ضریب توان با نسبت توان واقعی به توان ظاهری سنجیده می شود. همچنین می توان آن را با کسینوس تغییر فاز جریان و ولتاژ در یک جریان متناوب⁷ تخمین زد. توان نامی مصرفی کمپرسور از روی کاتالوگ دستگاه خوانده می شود که برای کمپرسور اسکرال ۱/۵ کیلووات است. در نهایت توان مصرفی کل چرخه تبرید به صورت زیر محاسبه می شود.

$$\dot{W}_{net,in} = \dot{W}_{comp} + \dot{W}_{fan-cond} + \dot{W}_{fan-evap} \tag{(f)}$$

¹ pakkens

² Mastercool

³ Alternative Current (AC)

۳ – ۳ – توان برودتی اواپراتور

توان برودتی اواپراتور نشان دهنده مقدار گرمایی است که اواپراتور توانسته در واحد زمان از محیط سرد دریافت کند. این پارامتر از رابطه زیر محاسبه می شود.

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m} \quad h_1 - h_6 \tag{a}$$

۳- ۴- توان گرمایی کندانسور

یکی دیگر از پارامترهایی که میتوان از نمودارهای ترمودینامیکی استخراج کرد، توان گرمایی کندانسور است. این پارامتر نشاندهنده مقدار گرمایی است که کندانسور توانسته به محیط بیرون (محیط گرم) در واحد زمان انتقال دهد. رابطه آن به صورت زیر بیان میشود.

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m} h_3 - h_4 \tag{9}$$

۳– ۵– شیر انبساط

در شیر انبساط گاز با دما و فشار بالا و به صورت مایع پر فشار وارد و با افت دما و فشار و به صورت دو فازی آن را ترک میکند. فرایند در شیر انبساط از نوع آنتالپی ثابت میباشد.

$$h_5 = h_6 \tag{Y}$$

۳- ۶- ضریب عملکرد

ضریب عملکرد از نسبت توان برودتی گرفته شده از هوای فضای مورد نظر به توان الکتریکی ورودی به دست میآید. رابطه ضریب عملکرد به صورت زیر بیان می شود.

$$COP_{R} = \frac{\text{Disired output}}{\text{Required input}} = \frac{\text{Cooling effect}}{\text{Work input}} = \frac{Q_{evap}}{W_{net,in}}$$
 (A)

$$COP_{R} = \frac{\dot{Q}_{L}}{\dot{W}_{net,in}} = \frac{\dot{m} h_{1} - h_{6}}{\dot{W}_{comp} + \dot{W}_{fan-cond} + \dot{W}_{fan-evap}}$$
(9)

که در آن h_{γ} و h_{γ} آنتالپی قبل و بعد از اواپراتور هستند. لازم به ذکر است که دادهبرداری در چرخه تبرید در حین آزمایش در ۶ نقطه انجام شده است که در بخشهای بعدی این نقاط معرفی شدهاند. برای بدست آوردن آنتالپی در هر نقطه از چرخه باید به جدول مشخصات ترمودینامیکی گاز مبرد مورد استفاده مراجعه کرد. در این جدول میتوان با استفاده از دو خاصیت ترمودینامیکی (به عنوان مثال فشار و دما)، آنتالپی را استخراج کرد.

۴- نتایج و بحث

در این بخش نتایج آزمایشهای طراحی شده در بخشهای قبلی ارائه شده است. تحلیل دادهها با استفاده از نرمافزار حلگر معادلات مهندسی انجام گرفته است. تحلیلها بر اساس جداول خواص ترمودینامیکی مبرد و فرمولهای معرفی شده انجام گرفته است. همانطور که قبلا گفته شد شش آزمایش انجام شده است. دادهها و نتیجههای هر عنوان در قالب چند جدول ارائه شدهاند. همچنین نمودار دما-آنتروپی برای هر بخش ارائه شده است.

۴- ۱- تایج سیکل تبرید با کندانسور پره-لوله

در این بخش نتایج مربوط به کندانسور پره-لوله و با مبرد R407c در سه سرعت مختلف هوای عبوری از کندانسور ۲/۲۶ ۷ ۳/۲۷ و ۳/۳ متر بر ثانیه، ارائه شده است. میانگین دادههای سه تکرار خصوصیات محیط آزمایش، جریان، ولتاژ و توان مصرفی کمپرسور برای سه سرعت مختلف فن در جدول ۶ ارائه شده است. در جدول ۷ میانگین سه تکرار دما، فشار، آنتالپی و آنتروپی در نقاط مختلف چرخه برای کندانسور پره-لوله آورده شده است. بهعنوان مثال تغییرات دمایی سه تکرار در نقطه ۲ برای سرعت فن بالا بین حدود ۲۸۹ تا ۲۹۱ کلوین بود که میانگین آن ۲/۹۸۷ کلوین در جدول آمده است. جدول ۸ میانگین توان مصرفی، توان حرارتی و ضریب عملکرد چرخه آمده از آزمایش برای دما و آنتروپی را بر روی نمودار دما-آنتروپی مرتبط که ترید را برای کندانسور پره-لوله ارائه میدهد. شکل ۹ دادههای بهدست امده از آزمایش برای دما و آنتروپی را بر روی نمودار دما-آنتروپی مرتبط که برید را برای کندانسور پره-لوله ارائه میدهد. شکل ۹ دادههای بهدست امره از آزمایش برای دما و آنتروپی را بر روی نمودار دما-آنتروپی مرتبط که بر دادههای تجربی بهدست آمده است. این شکل تطابق دادههای مرتبط که توپر دادههای تجربی بهدست آمده است. این شکل تطابق دادههای مرتبط از توپر دادههای تجربی بهدست آمده است. این شکل تطابق دادههای مرتبط از از مایش

جدول ۶. میانگین خصوصیات محیط آزمایش و جریان و ولتاژ برای چرخه تبرید با کندانسور پره-لوله

سرعت هوای عبوری از کندانسور (متر بر ثانیه) $7/7$ $7/7$ $7/7$ دمای هوای محیط (دمای هوای ورودی به یونیت خارجی) (K) 7.7 7.7 7.7 دمای هوای اتاق (دمای هوای ورودی به یونیت داخلی) (K) 7.7 7.7 7.7 دمای هوای خروجی یونیت داخلی (K) 7.7 7.7 7.7 دمای هوای خروجی یونیت داخلی (K) 7.7 7.7 7.7 دمای هوای خروجی از فن یونیت خارجی (K) 7.7 7.7 7.7 دمای هوای خروجی از فن یونیت خارجی (K) 7.7 7.7 7.7 دمای هوای خروجی از فن یونیت خارجی (K) 7.7 7.7 7.7 دمای هوای خروجی از فن یونیت خارجی (K) 7.7 7.7 7.7 دمای هوای خروجی از فن یونیت خارجی (K) 7.7 7.7 7.7 دمای هوای خروجی از فن یونیت خارجی (K) 7.7 7.7 7.7 دمای الکتریکی فن یونیت داخلی (Amp) 7.7 7.7 7.7 دریان الکتریکی فن یونیت خارجی (Amp) 7.7 7.7 7.7 دریان الکتریکی کمپرسور (Mm) 7.7 7.7 7.7 دری در				
دمای هوای محیط (دمای هوای ورودی به یونیت خارجی) (K) ۳۰۶ ۳۰۶ دمای هوای اتاق (دمای هوای ورودی به یونیت داخلی) (K) ۲۹۷ ۲۹۸ ۲۹۷ دمای هوای اتاق (دمای هوای ورودی به یونیت داخلی) (K) ۲۹۷ ۲۹۷ ۲۹۷ دمای هوای خروجی یونیت داخلی (K) ۲۹۶ ۳۸۸ ۲۸۷/۲ دمای هوای خروجی یونیت داخلی (K) ۳۱۴ ۳۱۳ ۳۱۸ دمای هوای خروجی از فن یونیت خارجی (K) ۳۱۴ ۳۱۳ ۳۱۴ جریان الکتریکی فن یونیت داخلی (Amp) ۲۰/۲ ۲۰/۲ ۹/۶ جریان الکتریکی کمپرسور (Amp) ۲۰/۲ ۹/۶ ۹/۶ ولتاژ برق شهری (Volt) ۲۱۴ ۲۱۴ ۲۱۴	سرعت هوای عبوری از کندانسور (متر بر ثانیه)	۲/۲۶	٣/٢٧	٣/٩
دمای هوای اتاق (دمای هوای ورودی به یونیت داخلی) (K) ۲۹۷ ۲۹۷/۵ ۲۹۷/۵ دمای هوای خروجی یونیت داخلی (K) ۲۸۷/۱ ۲۸۷/۱ ۲۸۷/۹ دمای هوای خروجی از فن یونیت داخلی (K) ۳۱۳ ۳۱۴ ۳۱۴ دمای هوای خروجی از فن یونیت خارجی (K) ۳۱۴ ۳۱۴ ۳۱۴ جریان الکتریکی فن یونیت داخلی (Amp) ۱/۰۷ ۱/۰۷ ۱/۰۷ جریان الکتریکی فن یونیت خارجی (Amp) ۲۹/۰ ۲/۶۰ ۲/۶۰ جریان الکتریکی کمپرسور (Amp) ۲۰/۲ ۹/۶ ۹/۶ ویتاز برق شهری (Volt) ۲۱۴ ۲۱۴ ۲۱۴	دمای هوای محیط (دمای هوای ورودی به یونیت خارجی) (K)	۳۰۶	۳۰۶	۳.4
دمای هوای خروجی یونیت داخلی (K) ۲۸۷/٩ ۲۸۷/٢ ۴۸۷/٢ دمای هوای خروجی از فن یونیت داخلی (K) ۳۱۵ ۳۱۴ ۳۱۴ ۳۱۴ جریان الکتریکی فن یونیت داخلی (Amp) ۱/۰۷ ۱/۰۷ ۱/۰۷ ۱/۰۷ جریان الکتریکی فن یونیت داخلی (Amp) ۱/۰۷ ۱/۰۷ ۱/۰۷ ۱/۰۷ جریان الکتریکی فن یونیت داخلی (Amp) ۱/۰۷ ۱/۰۷ ۹/۶ ۹/۶ جریان الکتریکی کمپرسور (Amp) ۱۰/۲ ۹/۶ ۹/۶ ۹/۶ ولتاژ برق شهری (Volt) ۲۱۴ ۲۱۴ ۲۱۴ ۲۱۴	دمای هوای اتاق (دمای هوای ورودی به یونیت داخلی) (K)	597	۲۹۸	۲۹۷/۵
دمای هوای خروجی از فن یونیت خارجی (K) ۳۱۳ ۳۱۳ جریان الکتریکی فن یونیت داخلی (Amp) ۱/۰۷ ۱/۰۷ ۱/۰۷ جریان الکتریکی فن یونیت خارجی (Amp) ۱/۰۷ ۱/۰۷ ۱/۰۷ جریان الکتریکی فن یونیت خارجی (Amp) ۱/۰۷ ۱/۰۷ ۱/۰۷ جریان الکتریکی فن یونیت خارجی (Amp) ۱۰/۲ ۱۰/۲ ۹/۹ جریان الکتریکی کمپرسور (Amp) ۱۰/۲ ۹/۹ ۹/۹ ولتاژ برق شهری (Volt) ۲۱۴ ۲۱۴ ۲۱۴	دمای هوای خروجی یونیت داخلی (K)	۲8۶/۷	242/1	۲۸۷/۹
جريان الكتريكي فن يونيت داخلي (Amp) ١/٠٧ /١/٠٧ /١/٠٧ جريان الكتريكي فن يونيت خارجي (Amp) ١/٠٧ /٢٩/٠ /٢٩/٠ جريان الكتريكي كمپرسور (Amp) ١٠/٢ /٢٩ /٩٩ /٩ ولتاژ برق شهري (Volt) ٢١٤ /٢١٤ /٢١	دمای هوای خروجی از فن یونیت خارجی (K)	313	۳۱۳	313
جريان الكتريكي فن يونيت خارجي (Amp) ٧٩/٠ ٧٩/٠ ٨٩/٠ جريان الكتريكي كمپرسور (Amp) ١٠/٢ ٩/٩ ٩/٩ ولتاژ برق شهري (Volt) ٢١٤ ٢١٢	جریان الکتریکی فن یونیت داخلی (Amp)	١/•٧	۱/•۷	۱/•Y
جریان الکتریکی کمپرسور (Amp) ۱۰/۲ ۹/۹ ۹/۹ ولتاژ برق شهری (Volt) ۲۱۴ ۲۱۴	جریان الکتریکی فن یونیت خارجی (Amp)	۰/۶۷	• <i>\%</i> Y	•/۶٨
ولتاژ برق شهری (Volt) ۲۱۴ ۲۱۴ ۲۱۴	جریان الکتریکی کمپرسور (Amp)	۱ • /۲	٩/٩	٩/۶
	ولتاژ برق شهری (Volt)	214	214	714
دبی جرمی درج شده در کاتالوگ کمپرسور (kg/s)(m)، ۰/۰۴۵ ۰/۰۴۵ ۰/۰۴۵	دبی جرمی درج شده در کاتالوگ کمپرسور (m)(kg/s/)	۰/۰۴۵	•/•۴۵	•/•۴۵
توان مصرفی درجشده در کاتالوگ کمپرسور (kW) ۱/۵۱ ۱/۵۱ ۱/۵۱	توان مصرفی درجشده در کاتالوگ کمپرسور (kW)	۱/۵۱	۱/۵۱	۱/۵۱

Table 6. Average characteristics of the test environment and current and voltage for the refrigeration cycle with fin-tube condenser

جدول ۷. میانگین دما، فشار، آنتالپی و آنتروپی در نقاط مختلف چرخه با کندانسور پره-لوله و با سه سرعت هوا مختلف

 Table 7. Average temperature, pressure, enthalpy and entropy at different points of the cycle with fin-tube condenser and with three different air speeds

	۱ متر بر ثانیه	1/78	۳/۲۷ متر بر ثانیه					سرعت هما				
$\frac{S}{\left(kJ\middle/kg.K\right)}$	$\frac{h}{\left(kJ/kg\right)}$	P (kPa)	Т (К)		$\frac{h}{\left(kJ/kg\right)}$	P (kPa)	Т (К)	$\frac{S}{\left(kJ\middle/kg.K\right)}$	$\frac{h}{\left(kJ/kg\right)}$	P (kPa)	Т (К)	نقاط
١/٧٨٧	419/0	۶۲۰/۵	۲۸۸	١/٧٩	42.10	۶۲۰/۵	۲۸۹	١/٧٨٨	419/4	۶۱۳/۶	۲۸۸	نقطه ۱
۲ • ۸/۱	477/8	۵۸۴/۷	۲٩٠/٣	١/٨٠٣	422/1	۵۹۲	291	١/٨٠۵	422/2	۵۶۵	۲89/۷	نقطه۲
١/٧٩	۴۵۴/۷	14.9	۳۵۱	١/٧٨ ١	۴۴٩/٨	2202	۳۴۵	١/٧٨۵	۴۵۰/۷	2199	347	نقطه۳
1/201	276/6	۲۳۹۳	۳۲۲/۸	1/241	220/1	2262	۳۲۲	1/226	787/8	5101	311/8	نقطه۴
1/51	282/1	22.2	317	۱/۲۰۵	۲۶۱/۵	۲۱۷۸	314	۱/۱۹۵	۲۵۸/۳	۲۰۹۶	311	نقطه۵
1/229	783/1	881/9	۲۷۹	1/773	۲۶۱/۵	۶۵۰	229	1/711	۲۵۸/۳	۶۴۰	۲۷۹	نقطه۶

جدول ۸. میانگین توان مصرفی، توان حرارتی و ضریب عملکرد چرخه تبرید برای کندانسور پره-لوله در سه سرعت هوا مختلف

 Table 8. average power consumption, thermal power and performance coefficient of refrigeration cycle for fin-tube condenser at three different air speeds

_				
	۳/۹ متر بر ثانیه	۳/۲۷ متر بر ثانیه	۲/۲۶ متر بر ثانیه	سرعت هوا
	۱/۵۱	۱/۵۱	۱/۵۱	(kW) $\dot{W_{comp}}$
	•/1144	•/1144	•/1184	(kW) $\dot{W_{fan}}_{-cond}$
	•/١٨٣٢	•/\\٣٢	•/١٨٣٢	(kW) $\dot{W}_{fan-evap}$
	۱/۸۰۸	۱/۸۰۸	١/٨١	(kW) $\dot{W_{net}}$
	-8/242	$-V/A\mathcal{F}$	$-\lambda/\cdot \Upsilon$ ۴	(kW) \dot{Q}_{cond}
	٧/٢۶٢	٧/١۵٣	٧/• ٣٨	(kW) \dot{Q}_{evap}
	- ∧ /۶۵۹	$-\lambda/$ FV	$-\lambda/arsigma \gamma$	(kW) \dot{Q}_{35}
	٧/٣٨٨	V/TV 1	Y/) YY	(kW) \dot{Q}_{62}
	4.11	٣/٩۵۶	٣/٨٨٩	СОР



شکل ۹. نمودار دما-آنتروپی برای چرخه تبرید با کندانسور پره-لوله در سرعت هوا ۳/۹ متر بر ثانیه

Fig. 9. T-s diagram for refrigeration cycle with fin-tube condenser at air speed of 3.9 m/s

، مختلف	ىرعت فز	ن در س	ميكروكانال	ا کندانسور	خه تبريد با	ر نقاط مختلف چر	و آنترویی د	، آنتاليي	دما، فشار	۹. میانگین	دول	ج
---------	---------	--------	------------	------------	-------------	-----------------	-------------	-----------	-----------	------------	-----	---

 Table 9. Average temperature, pressure, enthalpy and entropy at different points of the refrigeration cycle with microchannel condenser at different fan speeds

	۲/۷ متر بر ثانیه	18			۳/۲۷ متر بر ثانیه				۳/۹ متر بر ثانیه			
												هوا
S	h	Р	Т	S	h	Р	T (K)	S	h	Р	Т	نقاط
$\left(kJ \middle/ kg.K\right)$	(kJ/kg)	(kPa)	(K)	$\left(kJ \middle/ kg.K\right)$	(kJ/kg)	(kPa)		$\left(kJ \middle/ kg.K\right)$	(kJ/kg)	(kPa)	(K)	
١/٧٩	411	۵۶۳	۲۸۵	۱/۲۸۶	411	۵۶۳	۲۸۴	١/٧٨٣	418/1	583	۲۸۳	نقطه ۱
۱/۸۰۱	471	۵۶۰	788	۱/۸۰۱	47.19	۵۵۱	۲۸۷/۴	١/٧٩٨	419/4	544	۲۸۶	نقطه۲
١/٧٩۶	408/3	۲۳۸۴	۳۵۲	١/٧٨۵	401/8	7797	347	١/٧٨۵	401/1	7747	348	نقطه۳
1/22	788/4	2261	311	١/١٨٩	208/8	2228	311	1/14٣	۲۵۱/۸	226.	۳۰۸	نقطه۴
1/188	208/8	۲۳۴۳	۳۱۱	١/١٧٩	202/6	2202	۳۰۹	1/188	۲۴۸/۷	2199	۳۰۶	نقطه۵
۱/۲۰۶	208/8	۶۳۷	۲۷۸	1/194	۲۵۳/۴	۶۳۰	۲۷۸	1/144	۲۴۸/۷	514	۲۷۸	نقطه۶

۴- ۲- نتایج چرخه تبرید با کندانسور میکروکانال

در این بخش نتایج مربوط به چرخه تبرید با کندانسور میکروکانال با مبرد R407c را در سه سرعت هوای عبوری از کندانسور بالا، متوسط و پایین که به ترتیب ۳/۹۹، ۳/۲۷ و ۲/۲۶ متر بر ثانیه است، ارائه شده است. در جدول ۹ میانگین سه تکرار دما، فشار، آنتالپی و آنتروپی در نقاط مختلف چرخه تبرید با کندانسور میکروکانال، در سه سرعت هوای مختلف ارائه شدهاند. جدول ۱۰ میانگین سه تکرار توان مصرفی، توان حرارتی و ضریب

عملکرد چرخه تبرید را برای کندانسور میکروکانال در سه سرعت مختلف فن ارائه شده است. شکل ۱۰ دادههای بهدست آمده از آزمایش برای دما و آنتروپی را بر روی نمودار دما–آنتروپی مرتبط با مبرد R407c که از حلگر معادلات مهندسی استخراج شده است را نشان میدهند. نقاط قرمز توپر دادههای تجربی بهدست آمده است. این شکل تطابق دادههای مرتبط با چرخه در نمودار دما–آنتروپی را نشان میدهد و بنابراین دادههای آزمایش قابل اعتماد هستند. جدول ۱۰. میانگین توان مصرفی، توان حرارتی و ضریب عملکرد چرخه تبرید با کندانسور میکروکانال در سه سرعت هوا مختلف

-	۳/۹ متر بر ثانیه	۳/۲۷ متر بر ثانیه	۲/۲۶ متر بر ثانیه	سرعت هوا
-	۱/۵۱	1/01	١/۵١	(kW) $\dot{W_{comp}}$
	•/\\\\\	•/1144	•/1144	(kW) $\dot{W}_{fan-cond}$
	•/١٨٣٢	•/\\٣٢	•/\\٣٢	(kW) $\dot{W}_{fan-evap}$
	١/٨١١	١/٨٠٨	١/٨٠٨	(kW) \dot{W}_{net}
	- \ /٩۶٩	-λ/ΥΥ۴	$-\lambda/\Delta$ fy	(kW) \dot{Q}_{cond}
	۷/۵۳۳	٧/٣۶۴	V/785	(kW) \dot{Q}_{evap}
	-9/11	-٨/٩١٨	-٨/٩٨٩	(kW) \dot{Q}_{35}
	٧/۶۸۵	٧/۵۲۵	٧/٣٩٨	(kW) \dot{Q}_{62}
	4/109	۴/۰۷۳	۴/۰۱۸	COP

 Table 10. average power consumption, thermal power and performance coefficient of refrigeration cycle with microchannel condenser at three different air speeds



شکل ۱۰. نمودار دما-آنتروپی برای چرخه تبرید با کندانسور میکروکانال و در سرعت فن پایین

Fig. 10. T-s diagram for refrigeration cycle with microchannel condenser and at low fan speed

جدول ۱۱. مقایسه ضریب عملکرد کندانسورهای پره-لوله و میکروکانال با مبرد R407c

Table 11. Comparison of performance coefficient of fin-tube and microchannel condensers with R407c refrigerant

ضريب عملكرد	سرعت عبور هوا	نوع كندانسور	
4/109	سرعت بالا		
۴/۰۷۳	سرعت متوسط	ميكروكانال	
۴/۰۱۸	سرعت پايين		
۴/۰۱۷	سرعت بالا	پره-لوله	
۳/۹۵۶	سرعت متوسط		
۳/۸۸۹	سرعت پايين		

جدول ۱۲. خصوصیات ترمودینامیکی در قبل و بعد کندانسور

Table 12. Thermodynamic characteristics before and after the condenser

آزمایش	نقاط	دما (K)	فشار (kPa)	Tsat (K)	$\Delta t_{subcool}$	(kPa) Δp
سیستم تبرید با کندانسور پره-لوله و سرعت	نقطه۳	347	7199	877/78		
عبور هوا بالا	نقطه۴	311/8	5101	871/8	۴	۴۸
سیستم تبرید با کندانسور پره-لوله و سرعت	نقطه۳	347	7747	878/VF		
عبور هوا متوسط	نقطه۴	۳۲ • /۳	7777	377/32	۳/۰۵	۲۱
سیستم تبرید با کندانسور پره-لوله و سرعت	نقطه۳	۳۵۱	74.8	878/77		
عبور هوا پایین	نقطه۴	۳۲۲/λ	۲۳۹۳	878/88	٣/٨٦	١٣
سيستم تبريد با كندانسور ميكروكانال و	نقطه۳	848	2262			
سرعت عبور هوا بالا	نقطه۴	۳۰۸	774.	322/22	10/22	٧
سیستم تبرید با کندانسور میکروکانال و	نقطه۳	347	7797			
سرعت عبور هوا متوسط	نقطه۴	711	2222	374/3	۱۳/۳	18
سیستم تبرید با کندانسور میکروکانال و	نقطه۳	۳۵۲	<u>የ</u> ሌዮ			
سرعت عبور هوا پايين	نقطه۴	313	2267	378/•1	٩/٠١	١٢

۴- ۳- مقایسه عملکردی دو سیستم تبرید با کندانسور مختلف

جدول ۱۱ مقایسه ضریب عملکرد داکت اسپلیت ۲/۵ با کندانسور پره-لوله و میکروکانال را که دارای مبرد R407c است، نشان میدهد. ضریب عملکرد چرخه تبرید با کندانسور میکروکانال حدود ۴ درصد بیشتر از حالتی است که از کندانسور پره-لوله استفاده شده است. با توجه به این که بررسی دقیق تر برای تفاوت عملکردی کندانسور میکروکانال و پره-لوله نیز مدنظر است، به همین دلیل خصوصیات مبرد در قبل کندانسور (نقطه ۳) و بعد آن (نقطه ۴) برای آزمایشهای مختلف برای مبرد برای مبرد مراک R407c در جدول ۱۲ ارائه شده است تا روی عملکرد نوع کندانسور جمع بندی دقیق تری داشته باشیم. همان طور که از این جدول مشخص است، میانگین فشار در

خروجی کندانسور پره–لوله بین ۲۱۵۰ تا ۲۴۰۰ کیلو پاسکال است در حالی که برای کندانسور میکروکانال این مقدار بین ۲۲۴۰ تا ۲۳۶۷ کیلو پاسکال قرار دارد. میانگین افت فشار برای کندانسور پره–لوله با مبرد حدود ۲۷ کیلوپاسکال است در حالی که برای کندانسور میکروکانال میانگین افت فشار حدود ۱۳ کیلو پاسکال است. دمای اشباع در خروجی کندانسور پره–لوله بین ۱۳۳۱ تا ۳۲۴ کلوین و برای کندانسور میکروکانال ۳۲۳ تا ۳۲۶ کلوین است. برای کندانسور پره–لوله دمای خروجی حدود ۴ درجه مادون سرد شده است در حالی که برای کندانسور میکروکانال با همین مبرد بین ۹ تا ۱۶ درجه مادون سرد شده است که نشان از انتقال حرارت بسیار مناسبتر در کندانسور میکروکانال دارد.

بهطور کلی نتایج نشان میدهد که افت فشار در کندانسور میکروکانال نسبت به کندانسور پره–لوله کمتر است زیرا ابعاد کندانسور میکروکانال نسبت به کندانسور پره–لوله کمتر است و در نتیجه مسیری که مبرد طی میکند تا از ورودی کندانسور به خروجی برسد کاهش یافته است که باعث میشود افت فشار در کندانسور میکروکانال کمتر از کندانسور پره–لوله باشد. در کل مزایای استفاده از کندانسور میکروکانال را میتوان کاهش ابعاد، افزایش ضریب انتقال حرارت و کاهش حجم مبرد در کل سیستم و در نتیجه کاهش اثرات زیست محیطی است.

با توجه به این که قطرهیدرولیکی کانالهای میکروکانال در کندانسور میکروکانال نسبت به قطر لولههای کندانسور پره–لوله کمتر است، در نتیجه کاهش قطر هیدرولیکی سبب افزایش ضریب انتقال حرارت میشود [۱۷] به همین دلیل است که عملکرد کندانسور میکروکانال مناسب تر از کندانسور پره–لوله است. نتایج نشان میدهد که با افزایش سرعت عبور هوا، دمای خروجیِ کندانسورها کاهش مییابد که به دلیل افزایش انتقال حرارت در کندانسور است. اما همان طور که از دادهها مشخص است میزان کاهش دمای خروجیِ کندانسور در سیستم دارای کندانسور میکروکانال بیشتر از سیستم دارای کندانسور پره–لوله است که به سبب انتقال حرارت مناسب ترِ کندانسور میکروکانال است.

توان الکتریکی مصرفی کندانسور ناشی از فن آن میباشد و افزایش سرعت فن باعث تغییر اندکی در توان مصرفی فن میشود. از طرفی افزایش سرعت فن، باعث انتقال حرارت مناسب تر در کندانسور شده و دما در خروجی کندانسور کاهش مییابد. کاهش دما در خروجی کندانسور سبب میشود که مبرد وارد شده به شیر انبساط دارای دمای پایین تری باشد و بنابراین در خروجی شیر انبساط کاهش عیار مبرد را داریم که سبب افزایش توان برودتی اواپراتور میشود و حتی شرایط عملکردی بهتری برای کمپرسور ایجاد می کند که سبب کاهش حدود ۲ درصدی توان مصرفی کمپرسور در هر وفتر بر مقدارِ ضریب عملکرد سیستم تهویه مطبوع عبارتند از توان برودتی اواپراتور، توان مصرفی کمپرسور و توان مصرفی فنهای یونیت داخلی و خارجی که در نهایت افزایش توان برودتی اواپراتور و کاهش توان مصرفی کمپرسور سبب افزایش ضریب عملکرد سیستم تهویه مطبوع میارتند از توان مصرفی

۵– جمع بندی

در تحقیق حاضر به بررسی تجربی و مقایسه عملکرد یک چرخه تبرید تراکمی با کندانسورهای میکروکانال و پره-لوله پرداخته شده است. برای این منظور از یک دستگاه داکت اسپلیت با ظرفیت سرمایشی ۲/۵ تن استفاده شده است و اثر نوع کندانسور بر ضریب عملکرد مورد بررسی قرار گرفته است. ضریب عملکرد سیکل تبرید در سه سرعت مختلف هوای عبوری از کندانسور مورد ارزیابی قرار گرفته است. نتایج نشان میدهد استفاده از کندانسور میکروکانالها در شرایط یکسان و با ۷۰۰ گرم شارژ مبرد کمتر برای کل چرخه، حدود ۴٪ ضریب عملکرد را نسبت به سیستمی که کندانسور پره-لوله دارد، افزایش میدهد. میزان افت فشار در کندانسور میکروکانال نسبت به کندانسور یره-لوله کمتر است. بیشترین ضریب عملکرد برای سیستم تبرید با کندانسور میکروکانال و سرعت بالای فن بهدست آمده است. برای سیستم تبریدی که از کندانسور پره-لوله استفاده میکند، دمای خروجی از کندانسور حدود ۴ درجه مادون سرد می شود در حالی که برای سیستم تبرید با کندانسور میکروکانال، دمای خروجی میکروکانال بین ۹ تا ۱۶ درجه مادون سرد شده است. با افزایش سرعت هوای عبوری از کندانسور، ضریب عملکرد چرخه تبرید افزایش و توان مصرفی کمپرسور کاهش مییابد.

منابع

- S. Parmar, K.N. Patel, A. Jejurkar, A review of air conditioning with the use of mini-channel and microchannel heat exchanger, Int. J. Sci. Eng. Res, 8(4) (2017) 86-90.
- [2] N. Obot, Toward a better understanding of friction and heat/mass transfer in microchannels--a literature review, Microscale Thermophysical Engineering, 6(3) (2002) 155-173.
- [3] M.-H. Kim, C.W. Bullard, Performance evaluation of a window room air conditioner with microchannel condensers, J. Energy Resour. Technol., 124(1) (2002) 47-55.
- [4] S. Garimella, Condensation flow mechanisms in microchannels. basis for pressure drop and heat transfer models, in. International Conference on Nanochannels, Microchannels, and Minichannels, 2003, pp. 181-192.
- [5] J.H. Jeong, K.S. Chang, H. Kim, S.H. Kil, H. Kim, Performance Assessment of Aluminum Parallel Flow

length and refrigerant amount, International Journal of Refrigeration, 98 (2019) 428-435.

- [12] B. Xu, Y. Wang, J. Chen, F. Li, D. Li, X. Pan, Investigation of domestic air conditioner with a novel low charge microchannel condenser suitable for hydrocarbon refrigerant, Measurement, 90 (2016) 338-348.
- [13] Y. Zou, P.S. Hrnjak, Comparison and generalization of R410A and R134a distribution in the microchannel heat exchanger with the vertical header, Science and Technology for the Built Environment, 21(5) (2015) 555-563.
- [14] X. Zhang, L. Jia, Q. Peng, C. Dang, Experimental study of condensation heat transfer in a condenser with a liquid-vapor separator, Applied Thermal Engineering, 152 (2019) 196-203.
- [15] C. Zeng, Y. Song, X. Zhou, F. Zhang, M. Jiao, M. Liu, H. Gu, Experimental study on heat transfer and pressure drop characteristics in a microchannel heat exchanger assembly with S-shaped fins, Applied Thermal Engineering, 210 (2022) 118406.
- [16] S.M. Ammar, N. Abbas, S. Abbas, H.M. Ali, I. Hussain, M.M. Janjua, U. Sajjad, A. Dahiya, Condensing heat transfer coefficients of R134a in smooth and grooved multiport flat tubes of automotive heat exchanger. An experimental investigation, International journal of heat and mass transfer, 134 (2019) 366-376.
- [17] K. Keniar, S. Garimella, Experimental investigation of refrigerant condensation in circular and square microand mini-channels, International Journal of Heat and Mass Transfer, 176 (2021) 121383.

Condenser Applied to Residential Air-Condition, in. Proceedings of the SAREK Conference, The Society of Air-Conditioning and Refrigerating Engineers of Korea, 2004, pp. 117-117.

- [6] P. Naphon, O. Khonseur, Study on the convective heat transfer and pressure drop in the micro-channel heat sink, International Communications in Heat and Mass Transfer, 36(1) (2009) 39-44.
- [7] H. Li, P. Hrnjak, An experimentally validated model for microchannel heat exchanger incorporating lubricant effect, International journal of refrigeration, 59 (2015) 259-268.
- [8] R.S. Rametta, J. Boeng, C. Melo, Theoretical and Experimental Evaluation of Microchannel Condensers Applied to Household Refrigerators, in. International Refrigeration and Air Conditioning Conference, Purdue University, 2018.
- [9] J. Li, P.S. Hrnjak, Design for Microchannel Condensers With Separation Circuiting, in. International Refrigeration and Air Conditioning Conference, Purdue University, 2018.
- [10] E. Zanetti, M. Azzolin, S. Bortolin, G. Busato, D. Del Col, Design and testing of a microchannel heat exchanger working as condenser and evaporator, in. International Refrigeration and Air Conditioning Conference, Purdue University, 2018.
- [11] M. Tosun, B. Doğan, M.M. Öztürk, L.B. Erbay, Integration of a mini-channel condenser into a household refrigerator with regard to accurate capillary tube

چگونه به این مقاله ارجاع دهیم M. Hashemabadia, R. Hajianb, J. Pirkandia, Sh. Mansorib, S. A. Sadrvaghefic, Experimental investigation and performance comparison of two types of microchannel and Fin-tube condensers with R407c refrigerant in compression refrigeration cycle, Amirkabir J. Mech Eng., 55(5) (2023) 577-594.



DOI: 10.22060/mej.2023.21977.7551

بی موجعه محمد ا