



Design and Construction of Heating-Cooling Chamber Using Waste Energy of Vehicle

Seyed Saeed Keshvari Tabatabaei ^a, Seyed Alireza Mostafavi ^{a, d}, Mohammad Khalili ^{a*, d}

^a Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Arak University, Arak, PO Box 38156-8-8349, Iran

^d Institute of Advanced Technology, Arak University, Arak, PO Box 38156-8-8349, Iran

Original Article

Use your device to scan
and read the article online



Citation: Keshvari Tabatabaei S S, Mostafavi S A, Khalili M. Design and Construction of Heating-Cooling Chamber Using Waste Energy of Vehicle. *Mechanics of Advanced and Smart Materials*. 2023;3(2):135-156

 <https://10.52547/masm.3.2.135>

KEYWORDS

Mobile heating-cooling chamber,
Vehicles,
Thermosyphon,
Thermoelectric cooling,
Waste heat recovery.

ABSTRACT

In conventional vehicles, about 40% of fuel energy is converted into useful power, and the rest is directed to the environment by cooling and exhaust systems, which, in addition to energy loss, are also one of the main sources of air pollution. At present, all over the world, food suppliers use online orders for their customers to move ready-made food from the place of production, such as restaurants, to their destination while maintaining its quality. However, along this route, due to the long distances that cause heat loss from the food container, it creates problems for food to cool or heat drinks in online orders. Therefore, using a thermosyphon in the exhaust gas path to recover waste heat is one of the methods that can be used in addition to solving the problem of existing pollution with heating applications and also for cooling applications of vehicle electricity as chamber cooling. In this research, a mobile combined cycle (heating-cooling chamber) was used to keep the chamber warm with the best filling percentage of 75% in all inlet capacities for 25 minutes to about 48 °C using a thermosyphon and cool the other chamber for 8 minutes. It was designed and built up to a temperature of about 5 °C with the help of thermoelectric cooling.

Extended Abstract

1. Introduction

Interest in using heat pipe technology for heat recovery and energy savings in a wide range of engineering applications has been increasing in recent years [1]. Gaugler first invented a lightweight heat transfer device in 1944, which was originally a modern heat pipe. A heat pipe is a relatively simple device that can transfer large amounts of heat at different distances without any moving parts or the need for external energy. The advantages of the heat pipe include a rapid heat transfer rate, uniform temperature distribution in the body, low manufacturing cost, high reliability and efficiency, very low heat loss, a very wide usable temperature range (4–300 K), and environmental compatibility [2–4]. Khalili and Shafii compared the performance of a new heat pipe with partially sintered wick to a fully sintered wick heat pipe. According to their results, the partially sintered wick heat pipe exhibited better thermal performance [11]. Also, they investigated the performance of the partially sintered wick heat pipe in the presence of various working fluids. Their results indicated that the heat pipe filled with acetone showed lower sensitivity to filling ratio compared to the heat pipe filled with water [12]. Keshvari Tabatabaei and colleagues studied the effect of different filling ratios of multiple working fluids on the performance of a thermosyphon. They demonstrated that at a 70% filling ratio, methyl acetate as the working fluid resulted in the most favorable thermosyphon performance [13]. In the present systems, it is necessary to increase the thermal performance of the thermosyphon heat pipe to meet the increasing heat flux, realize the demand for the smaller size, and reduce the production costs [5]. Energy demand is increasing day by day, and there are limited

* Corresponding author. Tel.: +98-08632625330

E-mail address: m-khalili@araku.ac.ir

DOI: <https://10.52547/masm.3.2.135>

Received: May 07, 2023; Received in revised form: June 01, 2023; Accepted: August 14, 2023

© Author



reserves of energy resources. Conventional energy sources also have many issues with carbon emissions, which are the main cause of global warming. The thermoelectric system is quite suitable due to its properties and the environmentally friendly behavior of renewable energy (without carbon emissions). Thermoelectric systems were developed in the 1950s, and the use of this technology for air conditioning and refrigerator applications from the 1950s to the 1960s was explored. In recent years, thermoelectric coolers for home refrigerators and air conditioners have been considered. Thermoelectric coolers have been developed specifically for low-cost, high-volume, and commercial applications. Many reports can be found on the use of thermoelectric cooling as well as the use of thermoelectric air conditioning for specific small-scale applications [15]. The refrigeration engine is a heat engine that works in reverse. So, a heat engine takes heat from a place with a low temperature and dissipates that heat to a place with a high temperature. For this process to occur, the machine must work. However, heat naturally only wants to flow from places of high temperature to places of low temperature. Heat cannot flow by itself from a place of low temperature to a place of high temperature. So, we need a tool that can do this with effort. That's how the cooling machine works: cold air is flowed to a place with a high temperature with a given effort. Various types of cooling machines include refrigerators, air conditioners, PC coolers, and heat pumps. Refrigeration is one application of thermodynamics in which a system in a container is isolated from its environment. Refrigerators have many uses, such as making ice, cooling foodstuffs so they don't spoil, and so on. Along with the development of the era, the refrigerator underwent changes, from one that used to use freon for cooling to one that uses less freon and works effectively. This means that innovation in each technology is still carried out to find more effective and easy ways to achieve the same technology. Some of the researchers even developed a refrigerator that could be carried anywhere. Thus, people do not have to bother bringing their large refrigerators to and fro. In addition, the development of a refrigerator that utilizes the Peltier effect of thermoelectricity is also one of the innovations made to make a refrigerator. Thermoelectric is one of the electronic components that is composed of a row of n and p-type semiconductors that, when energized by DC electric current, have a hot temperature on one side and a cold temperature on the other side [16–18].

The exhaust smoke from the car engine enters the heat exchanger through a pipe, and after heat transfer, it is transferred to the outside environment through another pipe. In the system presented in this research, only the heat transfer of the exhaust pipe (and not its smoke) is used inside the chamber, which is safer than the smoke flow method in addition to using this wasted energy. Moving prepared foods and drinks from the place of production, such as restaurants, to the destination, while maintaining their quality along this route, faces issues such as cooling of food and heating of drinks due to its limited service area. Food and drinks that are placed in food containers often lose their initial quality and become cold or hot after a short distance due to poor insulation and frequent opening and closing of the container. According to these cases, it seems necessary to have a source of heat and cold inside the chamber. For this purpose, the aim of this research was to design an efficient container for transporting food and drinks by vehicle. In the presented system, a thermosyphon was used to receive the heat created by the exhaust pipe of the vehicle to keep food warm, and a thermoelectric cooler was used to cool drinks. In this research, modern technology includes thermoelectric cooling and thermosyphons. The advantages of this technology are that it is affordable, has a hot and cold compartment without using energy or other equipment, has the ability to switch between heating and cooling modes, and can be individually adjusted to meet other requirements. Thermoelectric cooling has the potential to achieve a higher performance factor because it requires a lower temperature difference between the chamber and the environment. These advantages make thermoelectric systems very attractive for making cooling packages.

2. Methodology

Calculations have been performed to estimate the performance of a new type of thermal tube (thermosyphon) and thermoelectric cooling used in this system. The heating chamber has six plates with measured dimensions. To calculate the thermal load, each plate is calculated separately from this chamber, and to increase accuracy, the researcher considered the average winter temperature in the worst conditions. The average winter temperature and the walls were $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$ and $-47\text{ }^{\circ}\text{C}$, respectively, and the temperature of the film was calculated according to these numbers. The thermal load of the chamber walls was calculated separately. The thermal load of the plates was calculated using the following formulas: The average turbulent heat transfer coefficient is calculated as follows [30]:

$$\bar{h} = 0.036 \left(\frac{k}{L} \right) Pr^{0.43} (Re^{0.8} - 9200) \quad (1)$$

Where K is the coefficient of thermal conductivity and L is the wall thickness. The average heat transfer coefficient of laminar flow displacement is calculated as follows [30]:

$$\bar{h} = 0.332 \left(\frac{k}{L} \right) Re^{1/2} Pr^{1/3} \quad (2)$$

To calculate the total thermal resistance for the heating zone, an equivalent thermal circuit is proposed in Figure 1.



Fig 1. Equivalent thermal circuit.

The internal wall temperature is T_w , the average ambient temperature is T , R_1 is 0.4 cm thick tarpaulin-dependent thermal resistance, R_2 is 0.4 cm thick foam heat-dependent thermal resistance, and R_3 is 0.3 cm thick fiberglass-dependent thermal resistance. And R_4 is the thermal resistance of the ambient air and is calculated as follows:

$$R_1 = \frac{L_1}{k_1 A} \quad (3)$$

L_1 is the thickness of the tarpaulin insulation, K_1 is the thermal conductivity, and A is the area of each plate.

$$R_2 = \frac{L_2}{k_2 A} \quad (4)$$

L_2 is the thickness of the foam insulation, K_2 is the thermal conductivity, and A is the area of each plate.

$$R_3 = \frac{L_3}{k_3 A} \quad (5)$$

L_3 is the thickness of fiberglass insulation, K_3 is the thermal conductivity, and A is the area of each plate. Air thermal resistance is calculated as follows:

$$R_4 = \frac{1}{\bar{h} A} \quad (6)$$

Finally, the total thermal resistance is calculated as follows:

$$R_{\text{total}} = \frac{L_1}{k_1 A} + \frac{L_2}{k_2 A} + \frac{L_3}{k_3 A} + \frac{1}{\bar{h} A} \quad (7)$$

The amount of thermal load for each plate is calculated using the following formula:

$$q = \frac{\Delta T}{R} \quad (8)$$

The amount of total thermal load can also be calculated using the following formula:

$$\dot{Q}_{\text{total}} = q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6 \quad (9)$$

The following formula is also used to obtain the diameter of the pipe:

$$\dot{Q}'_{\text{evap}} = \dot{Q}_{\text{evap}} - \dot{Q}_{\text{isol}} - \dot{Q}_{\text{wall}} \quad (13)$$

Equation 14, (\dot{Q}_{evap}) the rate of heat transfer applied to the evaporator by the heating system; Equation 15, (\dot{Q}_{wall}) shows the rate of heat transfer loss through the thermosyphon wall, and Equation 17, (\dot{Q}_{isol}) shows the rate of heat transfer loss through the insulation. The heat transfer rate applied to the evaporator by the power supply is calculated as follows:

$$\dot{Q}_{\text{evap}} = IV \quad (14)$$

The rate of dissipated heat transfer from the thermosyphon wall is obtained by the following equation:

$$\dot{Q}_{wall} = k_{Cu}A_w \left(\frac{\bar{T}_{evap} - \bar{T}_{con}}{l_{eff}} \right) \tag{15}$$

Where l_{eff} the effective length is obtained as follows.

$$l_{eff} = l_a + 0.5(l_e + l_c) \tag{16}$$

The rate of dissipated heat transfer from the insulation part of the thermosyphon is calculated as follows:

$$\dot{Q}_{isol} = A_{isol}\bar{h}_{isol,o}(\bar{T}_{isol,o} - \bar{T}_{env}) \tag{17}$$

Where, (I) electric current, (V) voltage, (k_{Cu}) thermal conductivity of copper, (A_w) cross-sectional area of the wall, (\bar{T}_{evap}) average temperature of the evaporating outer wall, (\bar{T}_{con}) average temperature of the condensing outer wall, (A_{isol}) insulation area, ($\bar{h}_{isol,o}$) average heat transfer coefficient of insulation External, ($\bar{T}_{isol,o}$) is the average temperature of external insulation, and (\bar{T}_{env}) is the average temperature of the environment. The cross-sectional area of the wall in contact with the fluid and the insulation area is calculated as follows:

$$A_{isol} = A_w = \frac{\pi \times D^2}{4} \tag{18}$$

The heat transfer coefficient by natural displacement in external insulation can be estimated by the equations (19) and (20) [30].

$$\overline{Nu}_D = \frac{\bar{h}_{isol,o} d_{isol,o}}{k_{air}} \tag{19}$$

$$\overline{Nu}_D = \left\{ 0.6 + \frac{0.387Ra^{1/6}}{\left(1 + \left(\frac{0.559}{Pr} \right)^{9/16} \right)^{8/27}} \right\}^2 \tag{20}$$

Where (\overline{Nu}_D) the average Nusselt number, ($d_{isol,o}$) the outer insulation diameter, (k_{air}) the air thermal conductivity, (Ra_D) the Riley number, and (Pr) the Prantel number. The Riley number is obtained according to the following equation.

$$Ra_D = \frac{g\beta_{air}(\bar{T}_{isol,o} - \bar{T}_{env})d_{isol,o}^3}{\alpha_{air}\nu_{air}} \tag{21}$$

The parameters used in the above formulas as well as their results are listed in Tables 1 and 2, respectively.

Table 1. Properties specification [30].

Parameters	Value
Dynamic viscosity (26 °C)	$15.4 \times 10^{-6} \frac{m^2}{s}$
Thermal conductivity (26 °C)	$25.82 \times 10^{-3} \frac{w}{mk}$
Prantel number	0.70
K_1	$0.032 \frac{w}{mk}$
K_2	$0.420 \frac{w}{mk}$
K_3	$0.4 \frac{w}{mk}$
Dynamic viscosity (12 °C)	$15.08 \times 10^{-6} \frac{m^2}{s}$
Thermal conductivity (12 °C)	$25.58 \times 10^{-3} \frac{w}{mk}$

Table 2. The results of theoretical calculations.

Parameters	Value
\dot{Q}_{total} (Heating chamber)	279.62 W
$\dot{Q}_{available}$	292.02 W
Inner diameter of the pipe	32 mm
Outer diameter of the pipe	35 mm
\dot{Q}_{total} (Cooling chamber)	65.48 W

3. Methods and results

3.1 Test and functional results of the thermosiphon inside the mobile heating chamber

The schematic and outline of the device are shown in Figure 4. The input heat flux value was adjusted by a voltmeter and ammeter. Heat input increased from 50 W to 300 W. The final thermosiphon was tested in a vertical position (evaporator at the bottom and condenser at the top). We connect the fan to the power supply and set it at 11.5 volts and 1.95 amps to blow the wind to the heat sinks. The ambient air temperature was kept constant during the experiment.

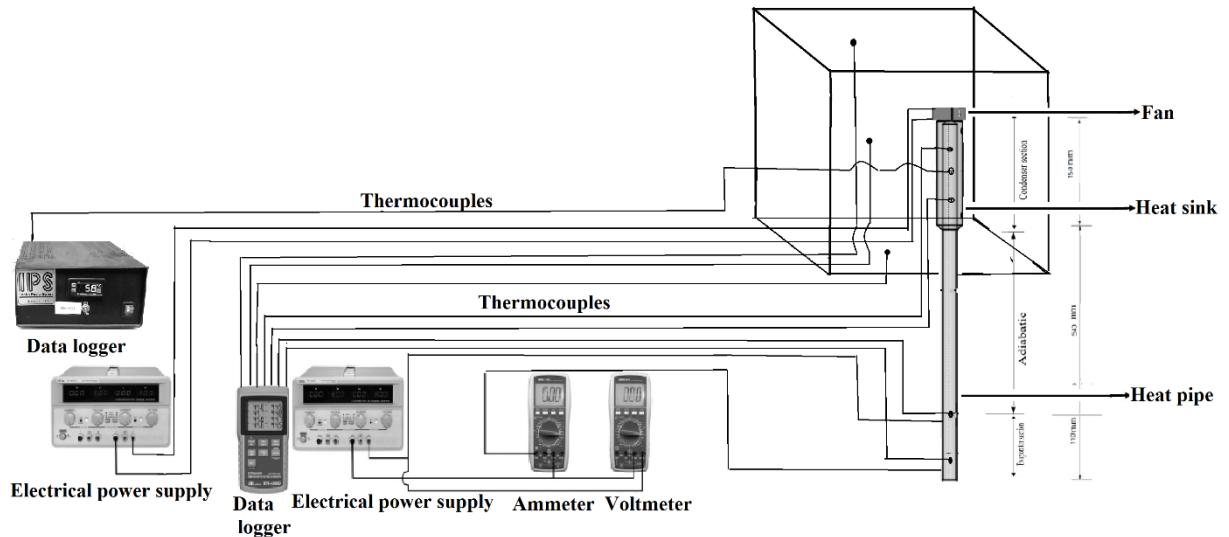


Fig 4. Connection points of thermocouples in the chamber and thermosiphon.

The test period is 25 minutes. From Figure 5, it can be seen that the temperature of the air inside the heating chamber was measured by the thermocouple at 48 °C after 25 minutes, which is suitable for storing hot food. The other thermocouple shows the surface temperature of the endotherm is 93.2 °C. It Gives the optimum temperature for hot food is 47 °C, so the test results are acceptable.

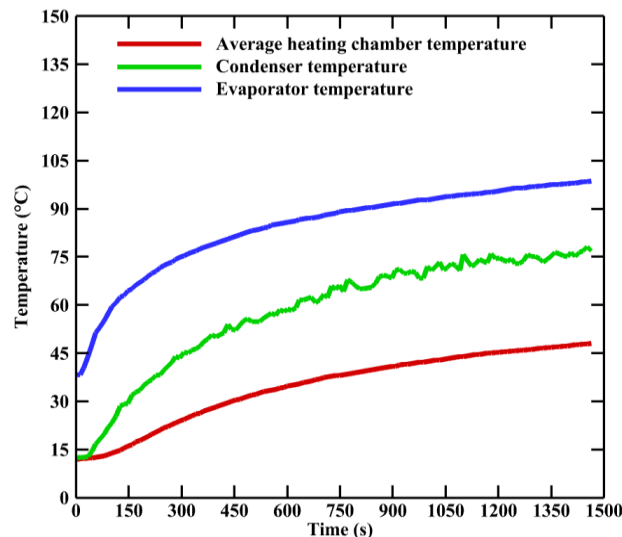


Fig 5. Temperature changes of the mean of three thermocouples inside the hot chamber and the mean temperature of the two thermocouples of the thermosiphon

3.2 Test and functional results of thermoelectric cooling inside the mobile cooling chamber

The temperature was measured at five points in the refrigerator compartment, as shown in Figure 6. Two thermocouples measure the temperature of the air inside the compartment, while the other thermocouple measures the temperature of the cold heat sink surface. Outside the chamber, two other thermocouples are used to measure the ambient temperature and the surface temperature of the hot heat sink. Apart from the measuring devices

mentioned above, two main power supplies are used. One main power supply has an output voltage of 12 V and an output current of 2.6 A for thermoelectric cooling, while the other two sources have the same output voltage of 12 V but an output current of 0.63 A for a hot side fan and 0.04 A for a cold side fan.

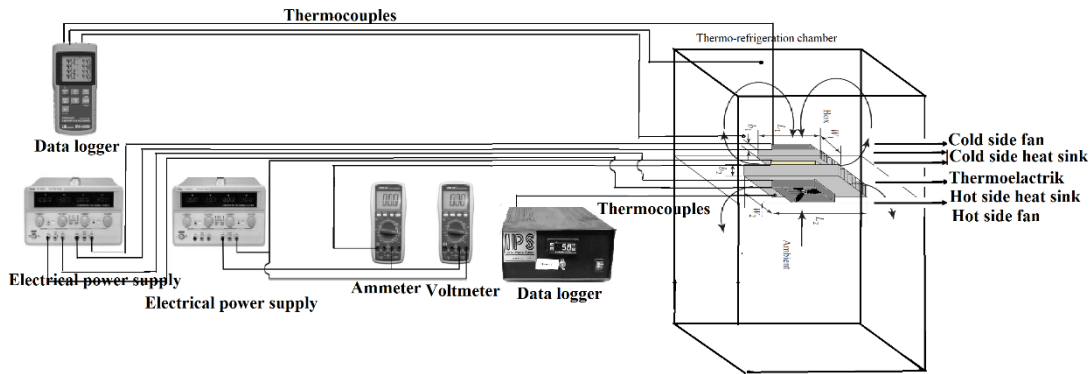


Fig 6. The locations of the thermocouple in the cold chamber.

According to Figure 16, the heat sink temperature of the cold side of the thermoelectric cooling unit decreases rapidly in the first 3 minutes. It then remains steadily below $-9\text{ }^{\circ}\text{C}$ after 23 minutes. After 28 minutes, the internal temperature of the refrigerator reaches $-0.05\text{ }^{\circ}\text{C}$. The results show that in 8 minutes, the internal temperature of the chamber reaches $5\text{ }^{\circ}\text{C}$, which is the desired temperature for the drink.

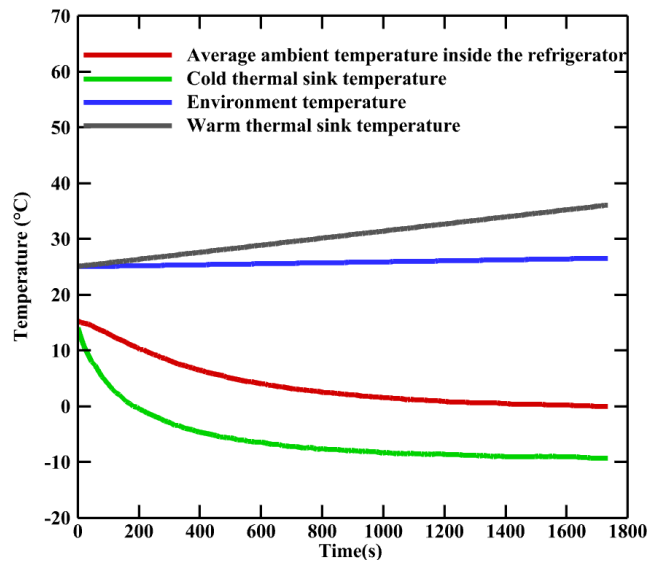


Fig 7. Temperature changes of the heat sink on the cold and hot side of the thermoelectric cooling unit, the ambient temperature and the average temperature of the three thermocouples inside the refrigerator with respect to time



طراحی و ساخت محفظه گرمایشی - سرمایشی با استفاده از انرژی اتلافی وسایل نقلیه

سید سعید کشوری طباطبائی^{الف}، سید علیرضا مصطفوی^ب، محمد خلیلی^{ج*}، د

^{الف} کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، فنی و مهندسی، دانشگاه اراک، اراک، ایران، s.keshvari252@gmail.com

^ب دانشیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه اراک، اراک، ایران، a-mostafavi@araku.ac.ir

^ج استادیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه اراک، اراک، ایران، m-khalili@araku.ac.ir

^د پژوهشکده فناوری‌های نوین، دانشگاه اراک، اراک، ایران

چکیده	واژگان کلیدی
در وسایل نقلیه متداول حدود ۴۰٪ از انرژی سوخت به توان مفید تبدیل شده و بقیه توسط سیستم خنک‌کاری و اگزوز به محیط هدایت می‌گردد که علاوه بر اتلاف انرژی یکی از اصلی‌ترین منابع آلاینده‌گی هوا نیز به شمار می‌رود. در حال حاضر در سرتاسر جهان برای جابه‌جایی غذاهای آماده از محل تولید، مانند رستوران‌ها به مقصد ضمن حفظ کیفیت آن‌ها از سفارش‌های آنلاین برای مشتریان خود استفاده می‌شود. باین‌حال در طول این مسیر به دلیل مسافت‌های طولانی و به‌تبع آن اتلاف حرارت از محفظه حمل غذا، مشکلاتی در زمینه سرد شدن غذا و یا گرم شدن نوشیدنی‌ها در سفارش‌های آنلاین به وجود می‌آید؛ لذا استفاده از یک ترموسیفون در مسیر گازهای خروجی از اگزوز برای بازیافت حرارت اتلافی، یکی از روش‌هایی است که می‌تواند با کاربرد گرمایشی مورد استفاده قرار گیرد. همچنین برای کاربرد سرمایشی نیز می‌توان از خنک‌کننده ترموالکتریک به کمک الکتروسیسته وسیله نقلیه استفاده نمود. در این تحقیق یک سیکل ترکیبی (محفظه گرمایشی - سرمایشی) سیار برای گرم نگه‌داشتن محفظه گرم تا دمای حدود ۴۸°C پس از زمان ۲۵ دقیقه با استفاده از ترموسیفون با بهترین نسبت پرشدگی ۷۵٪ و سرد نمودن محفظه سرد تا دمای حدود ۵°C در مدت‌زمان ۸ دقیقه با کمک خنک‌کننده ترموالکتریک طراحی و ساخته شده است.	محفظه گرمایشی - سرمایشی سیار، وسایل نقلیه، ترموسیفون، خنک‌کننده ترموالکتریک، بازیافت حرارت اتلافی.
	تاریخ دریافت: ۱۴۰۲/۰۲/۱۷
	تاریخ بازنگری: ۱۴۰۲/۰۲/۱۱
	تاریخ پذیرش: ۱۴۰۲/۰۵/۲۳

۱- مقدمه

علاقه به استفاده از تکنولوژی لوله حرارتی برای بازیابی گرما و صرفه‌جویی انرژی در طیف گسترده‌ای از کاربردهای مهندسی در سال‌های اخیر روبه افزایش بوده است [۱]. برای اولین بار گاگلر^۱ در سال ۱۹۴۴ یک وسیله انتقال حرارت کم‌وزن را ابداع کرد که در اصل لوله حرارتی امروزی بود. یک لوله حرارتی^۲ وسیله‌ای نسبتاً ساده است که بدون هیچ قسمت متحرکی، قابلیت انتقال مقادیر زیادی حرارت را در فواصل مختلف و بدون نیاز به انرژی خارجی دارد. از مزایای لوله حرارتی می‌توان به آهنگ یا نرخ سریع انتقال حرارت، توزیع دمای یکنواخت در بدنه، هزینه ساخت پایین، ضریب اطمینان و بازدهی بالا، اتلاف حرارتی بسیار

^۱ Gaugler

^۲ Heat pipe

پایین، محدوده قابل استفاده دمایی بسیار وسیع (۳۰۰-۴ درجه کلونین)، سازگار بودن با محیط زیست اشاره کرد [۴-۲].

لوله حرارتی از بعضی جهات شبیه به ترموسیفون است، ترموسیفون به وسیله‌ای گفته می‌شود که سیستم فاقد هرگونه پمپ برقی یا مکانیکی است و جهت جابه‌جایی سیال از منبع حرارتی استفاده می‌شود. در سیستم‌های حاضر، افزایش عملکرد حرارتی لوله حرارتی ترموسیفون برای پاسخگویی به شار حرارتی فزاینده، درک نیاز اندازه کوچک‌تر در سیستم‌ها و کاهش هزینه‌های تولید ضروری است [۵].

ترموسیفون‌های دوفازی بسته در مقالات توجه بیشتری را به خود جلب کرده‌اند و به طور تجربی توسط محققان مختلف مورد بررسی قرار گرفته‌اند. به‌عنوان مثال چارونساوان و همکاران تأثیر پارامترهایی مانند قطر داخلی، تعداد خم، سیال عامل و زاویه شیب را بر روی لوله حرارتی نوسانی بررسی کردند و نشان دادند که جاذبه و تعداد خم بیشترین تأثیر را بر روی لوله حرارتی نوسانی می‌گذارد [۶]. کیم و همکاران به طور تجربی اثر پوشش‌های آب‌گریز و فوق آب‌گریز یک کندانسور را بر عملکرد حرارتی لوله حرارتی بسته دوفاز تحت پارامترهای مختلف بررسی کردند. با وجود مقاومت حرارتی اضافی ناشی از پوشش آب‌گریز، مقاومت حرارتی کلی یک لوله حرارتی با سطح آب‌گریز ۴۵ درصد کمتر از یک سطح لخت است [۷]. دقیق و زندی اثر فصلی استفاده از نانو سیالات CuO ، TiO_2 و MWCNT را بر بازده کلکتور در مقایسه با آب در کلکتور خورشیدی لوله حرارتی لوله تخلیه شده^۳ با بسته‌گازی بررسی کردند. در مطالعه تجربی، هنگامی که سیال عامل با آب مقایسه شد، آن‌ها دریافتند که راندمان کلکتور با استفاده از نانو سیالات MWCNT ، CuO و TiO_2 به میزان ۲۵ درصد، ۱۲ درصد و ۵ درصد در ماه مرداد و ۲۵ درصد، ۱۵ درصد و ۷ درصد در مهرماه به ترتیب افزایش یافته است [۸]. فوروکاوا به طور خلاصه به بررسی ترمو هیدرودینامیک پیچیده و پارامترهای مستقل تأثیرگذار لوله‌های حرارتی نوسانی پرداخت. او از دو سیال آب و اتانول با درصد پرشدگی ۵۰ درصد در توان‌های ورودی متفاوت تأثیر دمای تبخیرکننده برحسب زمان را بررسی و نشان داد شار حرارت ورودی که باعث افزایش دمای تبخیرکننده و تبدیل آرایش جریان از قطره - حباب به حالت حلقوی می‌گردد. همچنین با نسبت پرشدگی‌های متفاوت مقاومت حرارتی را بررسی کردند، نتایج نشان‌دهنده مقدار بهینه معمولاً بین ۶۰ - ۴۰ درصد است [۹]. جیائو و همکاران، یک تحقیق تجربی و یک مدل از تأثیر نسبت پر شدن بر عملکرد انتقال حرارت یک ترموسیفون عمودی را مورد بررسی قرار دادند. اثرات حرارت ورودی، فشار عملیاتی و هندسه ترموسیفون مورد مطالعه قرار گرفت. سه نوع الگوی جریان و دو نوع گذار در مدل با توجه به توزیع مخزن مایع و فیلم مایع در نظر گرفته شد [۱۰]. خلیلی و شفیع عملکرد یک لوله حرارتی جدید با فیتله قسمتی سینتر شده را با لوله حرارتی با فیتله تمام سینتر شده مقایسه کرده‌اند. بر اساس نتایج آن‌ها، لوله حرارتی با فیتله قسمتی سینتر شده عملکرد حرارتی بهتری داشته است [۱۱]. خلیلی و شفیع عملکرد یک لوله حرارتی با فیتله قسمتی سینتر شده را در حضور سیال‌های عامل مختلف مورد بررسی قرار دادند. نتایج آن‌ها نشان داد که لوله حرارتی پر شده با استون حساسیت کمتری به نسبت پرشدگی در مقایسه با لوله حرارتی پر شده با آب داشته است [۱۲]. کشوری طباطبائی و همکاران به بررسی اثر نسبت پرشدگی مختلفی از چند سیال عامل بر روی عملکرد ترموسیفون پرداخته‌اند. آن‌ها نشان دادند که در نسبت پرشدگی ۷۰ درصد به‌عنوان بهترین نسبت پرشدگی، سیال عامل متیل استات باعث عملکرد مطلوب‌تر ترموسیفون می‌شود [۱۳]. جوهارا و رابینسون یک مطالعه تجربی از عملکرد یک ترموسیفون با قطر کم که و با استفاده از چهار سیال عامل مختلف آب، FC-3283، FC-77 و FC-84 ارائه دادند. آن‌ها از یک ترموسیفون مسی به طول ۲۰۰ میلی‌متر و قطر داخلی ۶ میلی‌متر استفاده کردند. آن‌ها دریافتند که مقاومت مؤثر عملکرد حرارتی و حداکثر قابلیت‌های انتقال حرارت ترموسیفون با درصد پرشدگی آب بهتر از دیگر سیال‌های عامل است [۱۴].

سیستم ترموالکتریک به دلیل دارا بودن ویژگی انرژی تجدیدپذیر (بدون انتشار کربن) و رفتار سازگار با محیط زیست، بسیار مورد توجه قرار گرفته است. سیستم‌های ترموالکتریک در سال ۱۹۵۰ توسعه یافتند و استفاده از این فن‌آوری برای تهویه مطبوع و کاربردهای یخچال از دهه ۱۹۵۰ تا ۱۹۶۰ مورد بررسی قرار گرفت. در سال‌های اخیر، استفاده از خنک‌کننده‌های ترموالکتریک برای یخچال‌های خانگی و تهویه مطبوع مورد توجه قرار گرفته است. خنک‌کننده‌های ترموالکتریک، به طور خاص برای هزینه پایین، حجم بالا و کاربردهای تجاری توسعه داده شده‌اند. بسیاری از گزارش‌ها در مورد استفاده از خنک‌کننده ترموالکتریک و

³ ETHPSC

همچنین استفاده از تهویه مطبوع ترموالکتریک برای کاربردهای خاص در مقیاس کوچک را می‌توان یافت [۱۵]. موتور تبرید یک موتور حرارتی است که به صورت معکوس کار می‌کند؛ بنابراین یک موتور حرارتی گرما را از مکانی با دمای پایین می‌گیرد و آن گرما را به مکانی با دمای بالا تجزیه می‌کند. برای این فرایند، ماشین باید کار کند. باین حال، گرما به طور طبیعی فقط می‌خواهد از مکان‌هایی با دمای بالا به مکان‌های با دمای پایین جریان یابد. گرما نمی‌تواند به تنهایی از محل دمای پایین به محل دمای بالا جریان یابد؛ بنابراین، به ابزاری نیاز است که بتواند این کار را انجام دهد. این روش کار دستگاه خنک‌کننده بوده که در آن هوای سرد به مکانی با دمای بالا اما با انرژی داده شده جریان می‌یابد. انواع مختلفی از ماشین‌های خنک‌کننده شامل یخچال، تهویه هوا، کامپیوترهای شخصی و پمپ‌های حرارتی هستند. یخچال یکی از کاربردهای ترمودینامیک است که در آن جداسازی یک سیستم در ظرفی با محیط آن وجود دارد. یخچال مصارف زیادی از جمله ساختن یخ و خنک کردن مواد غذایی دارد، بنابراین آن‌ها فاسد نمی‌شوند. یخچال همراه با توسعه علم، پس از تغییراتی که برای استفاده از مبرد فرئون برای خنک‌کاری استفاده می‌شد، دچار تغییراتی شد تا استفاده از فرئون کم‌تر شود و به‌طور مؤثر کار کند. این بدان معناست که نوآوری از هر فناوری هنوز برای یافتن روش‌های مؤثرتر و آسان برای دستیابی به یک فناوری انجام می‌شود. برخی از مطالعات حتی یک یخچال را توسعه می‌دهند که می‌تواند در هر جایی حمل شود؛ بنابراین، مردم مجبور نیستند به آوردن یخچال بزرگ خود زحمت بکشند. علاوه بر این، توسعه یک یخچال که از اثر خنک‌کنندگی پلتیر^۴ استفاده می‌کند، یکی از نوآوری‌های ساخت یخچال است. خنک‌کننده ترموالکتریک یکی از اجزای الکترونیکی است که از یک ردیف نیمه‌هادی نوع n و p تشکیل شده است که وقتی توسط جریان الکتریکی DC انرژی می‌گیرد، یک سمت آن گرم و سمت دیگر آن خنک می‌شود [۱۶-۱۸].

ژو و یو و همچنین لو و همکاران از لحاظ نظری رسانایی حرارتی گرمای جانبی را برای حداکثر توان سرد کردن تحت محدودیت هدایت حرارتی کل مورد تجزیه و تحلیل قرار دادند [۱۹، ۲۰]. آپرت و همکاران نشان دادند که رسانایی حرارتی بهینه مدول گرما برابر با رسانایی حرارتی کل گرمای جانبی سمت سرد است [۲۱]. یازاوا و شکوری نتیجه گرفتند که بیشینه توان خروجی زمانی رخ می‌دهد که اختلاف دمای بین نمونه‌های حرارتی دقیقاً نیمی از تفاوت دمای کل در میان مخازن گرم باشد [۲۲]. لی نسبت بهینه مقاومت حرارتی مخزن گرم و نمونه حرارتی را برای یک سیستم تولید توان حرارتی و سیستم خنک‌کننده ترموالکتریک بررسی کرد و فرض کرد که مقاومت حرارتی گرم و سرد یکسان است [۲۳].

لوله‌های حرارتی در بسیاری از کاربردهای صنعتی و افزایش صرفه‌جویی انرژی نقش مهمی را ایفا می‌کنند. لوله‌های حرارتی در طیف گسترده‌ای از کاربردهای مهندسی، مانند سیستم‌های گرمایش و تهویه مطبوع، پمپ‌های حرارتی منبع زمین، سیستم‌های گرمایش آب با موفقیت برای بازیابی انرژی حرارتی ائتلافی مورد استفاده قرار گرفته‌اند [۲۴-۲۶]. خنک‌کننده‌های ترموالکتریک مورد استفاده در دستگاه‌های تبرید ترموالکتریک با سیستم‌های دریافت گرمای جانبی سردوگرم در تماس هستند؛ بنابراین، طراحی یا انتخاب یک گرماگیر برای هر طرف خنک‌کننده ترموالکتریک برای عملکرد کلی یک سیستم ترموالکتریک بسیار مهم است [۲۷]. تکنیک‌های مختلف انتقال حرارت، از جمله گرماگیرهای خنک‌کننده با هوا و مایع خنک‌شونده و سیستم‌های شامل لوله‌های حرارتی، ترموسیفون‌های دوفاز و مواد تغییر فاز در سیستم‌های خنک‌کننده ترموالکتریک استفاده شده‌اند [۲۸، ۲۹]. در مدل‌های پیشین اغلب از یک منبع گرمای خارجی نظیر المنت و یا در بعضی موارد نیز از گردش جریان دود آگروز به درون محفظه با استفاده از لوله‌های متصل به انتهای لوله آگروز به‌منظور انتقال حرارت به درون محفظه استفاده می‌شده است. نقص استفاده از المنت در تأمین انرژی لازم برای گرم کردن المنت است. در این روش از قرار دادن باتری‌هایی در جعبه و یا استفاده از سلول‌های خورشیدی بر روی آن استفاده می‌شود که به دلیل اشغال فضای زیاد و نیاز مکرر به تعویض باتری نسبت به سیستم ارائه شده در این اختراع روش بهینه‌ای نیست. به‌عنوان مثال در اظهارنامه با شماره انتشار KR20110028037A که در تاریخ ۱۷ مارچ ۲۰۱۱ منتشر شده، محفظه‌ای برای حمل مواد غذایی ارائه شده است که با استفاده از هیترهای صفحه‌ای متصل به یک منبع انرژی گرمای لازم برای گرم نگه‌داشتن محفظه را فراهم می‌کنند. در اظهارنامه‌ای دیگر با شماره انتشار KR20160005205A در تاریخ ۱۴ ژانویه ۲۰۱۶ نیز محفظه‌ای برای حمل مواد غذایی ارائه شده است که با استفاده از باتری موتورسیکلت انرژی لازم

⁴ Peltier thermoelectric

برای یک هیتر مادون قرمز را فراهم می کند و به این ترتیب در مدت زمان حمل و نقل مواد غذایی، درون محفظه را گرم نگه می دارد. استفاده از گردش جریان دود آگزوز به درون محفظه نیز به دلیل احتمال نشت دود به درون محفظه و افزایش فشار در انتهای لوله آگزوز روش ایمنی نخواهد بود. به عنوان مثال در اختراع با شماره چاپ US6672301B2 که در تاریخ ۲۰ مارچ ۲۰۰۳ منتشر شده است، یک محفظه حمل مواد غذایی نظیر پیتزا ارائه شده است که درون صندوق عقب خودرو قرار می گیرد. در زیر این محفظه یک مبدل حرارتی قرار دارد. دودهای خروجی از موتور خودرو با استفاده از لوله‌ای به مبدل حرارتی وارد شده و پس از انتقال حرارت از طریق لوله‌ای دیگر به محیط بیرون منتقل می شوند.

در سیستم ارائه شده در این پژوهش، تنها از انتقال گرمای لوله آگزوز (و نه دود آن) به درون محفظه استفاده می شود که علاوه بر استفاده از این انرژی اتلافی نسبت به روش جریان دود ایمن تر نیز است. جابه جایی غذاهای آماده و نوشیدنی از محل تولید، مانند رستوران‌ها به مقصد ضمن حفظ کیفیت آن‌ها در طول این مسیر با مسائلی نظیر سرد شدن غذا و گرم شدن نوشیدنی، به طبع آن محدود بودن منطقه سرویس دهی روبرو است. مواد غذایی و نوشیدنی که در محفظه‌های حمل غذا قرار داده می شوند، به دلیل ضعف عایق بندی و باز و بسته شدن مکرر در محفظه اغلب پس از مسافت کوتاهی کیفیت اولیه را از دست داده و سرد/گرم می شوند. با توجه به این موارد وجود یک منبع گرمازا و سرمازا درون محفظه ضروری به نظر می رسد.

به این منظور، هدف از انجام این پژوهش طراحی محفظه‌ای کارآمد برای حمل غذا و نوشیدنی توسط وسایل نقلیه ساخته شد. در سیستم ارائه شده از ترموسیفون برای دریافت گرمای ایجاد شده لوله آگزوز وسیله نقلیه برای گرم نگه داشتن مواد غذایی و همچنین از خنک کننده ترموالکتریک برای سرد نمودن نوشیدنی‌ها استفاده شد.

فناوری نوین فوق مجموعه‌ای از خنک کننده ترموالکتریک و ترموسیفون است. مزیت این فناوری در مقرون به صرفه بودن، داشتن محفظه گرم و سرد بدون استفاده از انرژی یا تجهیزات دیگر، قابلیت جابه جایی بین حالت‌های گرمایش و سرمایش و همچنین برای برآورده کردن الزامات دیگر می توانند منفرد تنظیم شوند. سرمایش ترموالکتریک پتانسیل دستیابی به ضریب عملکرد بالاتر را دارد؛ چون به اختلاف دمای کمتری بین محفظه و محیط نیاز دارد. این مزایا، سیستم‌های ترموالکتریک را برای ساخت پکیج خنک کننده بسیار جذاب می سازد.

۲- روش شناسی

محاسبات برای برآورد عملکرد نوع جدیدی از کاربرد ترموسیفون و خنک کننده ترموالکتریک را که در این سیستم استفاده شده، انجام شده است. محفظه‌ی گرمایشی دارای شش صفحه با ابعاد اندازه گیری شده برای محاسبه بار گرمایشی هر صفحه از این محفظه جداگانه محاسبه می شود و همچنین برای افزایش دقت، میانگین دمای فصل زمستان در بدترین شرایط در نظر گرفته شده است. به ترتیب دمای میانگین فصل زمستان و دیواره‌ها 5°C - و 47°C در نظر گرفته شد و با توجه به این اعداد دمای فیلم $T_f = \frac{T_w - T_{\infty}}{2}$ محاسبه گردید. بار گرمایشی دیوارهای محفظه هر کدام به صورت جداگانه محاسبه شد. بار گرمایشی صفحات از رابطه‌های ذیل محاسبه گردید.

میانگین ضریب انتقال حرارت جابه جایی مغشوش به صورت زیر محاسبه می شود [۳۰]:

$$\bar{h} = 0.036 \left(\frac{k}{L}\right) pr^{0.43} (\text{Re}^{0.8} - 9200) \quad (1)$$

که K ضریب هدایت حرارتی و L ضخامت دیوار است.

همچنین میانگین ضریب انتقال حرارت جابه جایی جریان آرام به صورت زیر محاسبه می شود [۳۰]:

$$\bar{h} = 0.332 \left(\frac{k}{L}\right) \text{Re}^{1/2} pr^{1/3} \quad (2)$$

برای محاسبه مقاومت حرارتی کل برای ناحیه گرمایش، یک مدار حرارتی معادل در شکل ۱ پیشنهاد شده است.



شکل ۱ مدار حرارتی معادل.

که T_w دمای دیوار داخلی، T دمای میانگین محیط، R_1 مقاومت گرمایی وابسته به عایق برزنتی به ضخامت 0.4 cm، R_2 مقاومت گرمایی وابسته به عایق فوم به ضخامت 0.4 cm، و R_3 مقاومت گرمایی وابسته به فایبرگلاس به ضخامت 0.3 cm و R_4 مقاومت گرمایی هوای محیط است و به صورت زیر محاسبه می گردند:

$$R_1 = \frac{L_1}{k_1 A} \quad (3)$$

L_1 ضخامت عایق برزنتی و K_1 ضریب هدایت حرارتی و A مساحت هر صفحه در نظر گرفته شد.

$$R_2 = \frac{L_2}{k_2 A} \quad (4)$$

L_2 ضخامت عایق فوم و K_2 ضریب هدایت حرارتی و A مساحت هر صفحه در نظر گرفته شد.

$$R_3 = \frac{L_3}{k_3 A} \quad (5)$$

L_3 ضخامت عایق فایبرگلاس و K_3 ضریب هدایت حرارتی و A مساحت هر صفحه در نظر گرفته شد.

مقاومت گرمایی هوا به صورت زیر محاسبه می شود:

$$R_4 = \frac{1}{hA} \quad (6)$$

و در نهایت مقاومت حرارتی کل به صورت زیر محاسبه می شود:

$$R_{total} = \frac{L_1}{k_1 A} + \frac{L_2}{k_2 A} + \frac{L_3}{k_3 A} + \frac{1}{hA} \quad (7)$$

مقدار بار گرمایشی هر صفحه از رابطه زیر محاسبه می گردد:

$$q = \frac{\Delta T}{R} \quad (8)$$

مقدار بار گرمایشی کل نیز از رابطه زیر قابل محاسبه است:

$$\dot{Q}_{total} = q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6 \quad (9)$$

۲-۱- محاسبه بار حرارتی خروجی اگزوز وسیله نقلیه

گرمای اگزوز تا زمانی قابل جذب است که دمای اگزوز (T_{exh_in}) بالاتر از دمای ترموسیفون (T_{HP}) باشد. بنابراین، هرچه T_{HP} بالاتر باشد، توان حرارتی قابل دسترس (قابل جذب) اگزوز ($\dot{Q}_{available}$) برای یک دبی جرمی معین از گازها (\dot{m}_{exh}) در دمای ورودی (T_{exh_in}) کمتر خواهد بود [۳۱].

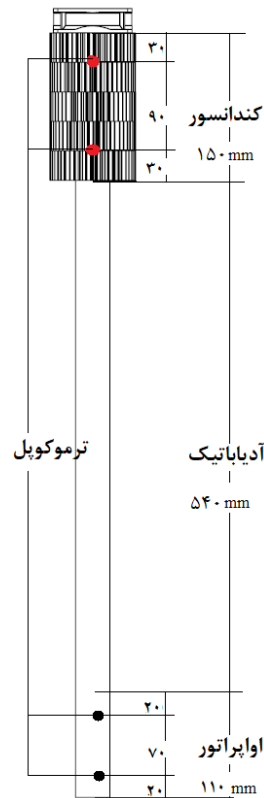
$$\dot{Q}_{available} = \dot{m}_{exh} \cdot C_{p_exh} \cdot (T_{exh_in} - T_{HP}) \quad (10)$$

$$\dot{m}_{exh} = \rho A_{exh} v \quad (11)$$

$$A_{exh} = \frac{\pi d_{exh}^2}{4} \quad (12)$$

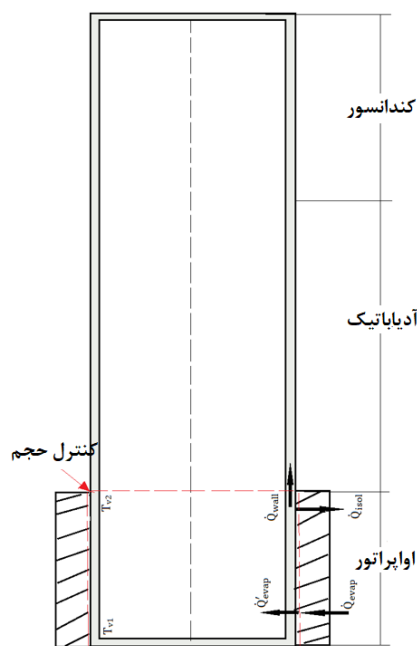
که C_{p_exh} گرمای ویژه از گازهای ورودی، d_{exh} قطر لوله اگزوز است.

برای محاسبه قطر لوله حرارتی، اندازه‌گیری طول لوله و همچنین مقدار طول قسمت تبخیرکننده، آدیباتیک و چگالنده موردنیاز است. ساختار مورد آزمایش ترموسیفون در شکل ۲ نشان داده شده است. طول لوله حرارتی موردنظر با توجه به اندازه‌گیری فاصله محل قرارگیری ترموسیفون در محفظه تا خروجی آگروز وسیله نقلیه ۸۰۰ mm انتخاب گردید.



شکل ۲ شماتیک ترموسیفون ساخته شده.

این بخش تجزیه و تحلیل انتقال حرارت را ارائه می‌دهد. به منظور محاسبه نرخ انتقال حرارت که به ترموسیفون منتقل می‌شود، یک حجم کنترل مناسب مطابق شکل ۳ ایجاد می‌شود.



شکل ۳ موازنه انرژی در قسمت تبخیرکننده.

با اعمال موازنه انرژی در حجم کنترل شکل ۳ معادله ۱۳ را می توان به دست آورد:

$$\dot{Q}'_{\text{evap}} = \dot{Q}_{\text{evap}} - \dot{Q}_{\text{isol}} - \dot{Q}_{\text{wall}} \quad (13)$$

معادله ۱۴، \dot{Q}_{evap} نرخ انتقال حرارت اعمال شده به تبخیرکننده توسط سیستم حرارتی؛ معادله ۱۵، \dot{Q}_{wall} نرخ انتقال حرارت اتلافی از دیوار ترموسیفون و معادله ۱۷، \dot{Q}_{isol} نرخ انتقال حرارت اتلافی از میان عایق را نشان می دهد.

نرخ انتقال حرارت اعمال شده به تبخیرکننده توسط منبع تغذیه به صورت زیر محاسبه می شود:

$$\dot{Q}_{\text{evap}} = IV \quad (14)$$

نرخ انتقال حرارت اتلافی از دیوار ترموسیفون توسط رابطه زیر به دست می آید:

$$\dot{Q}_{\text{wall}} = k_{\text{Cu}} A_w \left(\frac{\bar{T}_{\text{evap}} - \bar{T}_{\text{con}}}{l_{\text{eff}}} \right) \quad (15)$$

که، l_{eff} طول مؤثر به صورت زیر به دست می آید.

$$l_{\text{eff}} = l_a + 0.5(l_e + l_c) \quad (16)$$

نرخ انتقال حرارت اتلافی از قسمت عایق ترموسیفون به صورت زیر محاسبه می شود:

$$\dot{Q}_{\text{isol}} = A_{\text{isol}} \bar{h}_{\text{isol},o} (\bar{T}_{\text{isol},o} - \bar{T}_{\text{env}}) \quad (17)$$

که، I جریان الکتریکی، v ولتاژ، k_{Cu} هدایت حرارتی مس، A_w مساحت متقاطع دیوار، \bar{T}_{evap} دمای متوسط دیوار بیرونی تبخیرکننده، \bar{T}_{con} دمای متوسط دیوار بیرونی چگالنده، A_{isol} مساحت عایق، $\bar{h}_{\text{isol},o}$ ضریب انتقال حرارت متوسط عایق بیرونی، $\bar{T}_{\text{isol},o}$ دمای متوسط عایق بیرونی، و \bar{T}_{env} دمای متوسط محیط می باشد.

مساحت متقاطع دیوار در تماس با سیال و مساحت عایق به صورت زیر محاسبه می شود:

$$A_{\text{isol}} = A_w = \frac{\pi \times D^2}{4} \quad (18)$$

ضریب انتقال حرارت توسط جابه جایی طبیعی در عایق خارجی می تواند توسط روابط معادله (۱۹) و (۲۰)، تخمین زده شود [۳۰]:

$$\overline{Nu}_D = \frac{\bar{h}_{\text{isol},o} d_{\text{isol},o}}{k_{\text{air}}} \quad (19)$$

$$\overline{Nu}_D = \left\{ 0.6 + \frac{0.387 Ra^{1/6}}{\left(1 + \left(\frac{0.559}{Pr} \right)^{9/16} \right)^{8/27}} \right\}^2 \quad (20)$$

که \overline{Nu}_D عدد ناسلت متوسط، $d_{\text{isol},o}$ قطر عایق خارجی، k_{air} هدایت حرارتی هوا، Ra_D عدد رایلی و Pr عدد پرانتل می باشند. عدد رایلی مطابق رابطه زیر به دست می آید.

$$Ra_D = \frac{g \beta_{\text{air}} (\bar{T}_{\text{isol},o} - \bar{T}_{\text{env}}) d_{\text{isol},o}^3}{\alpha_{\text{air}} \nu_{\text{air}}} \quad (21)$$

۲-۲- محاسبه بار سرمایه‌ی محفظه

به ترتیب دمای میانگین فصل تابستان و دیواره‌ها 30°C و 6°C در نظر گرفته شد و با توجه به آن‌ها دمای فیلم $T_f = \frac{T_w - T_{\infty}}{2}$ محاسبه گردید. برای محاسبه بار سرمایه‌ی صفحات از فرمول‌های قسمت محاسبه بار گرمایشی استفاده گردید.

اندازه مناسب ترموسیفون و انتخاب بهترین خنک‌کننده ترموالکتریک موجود در بازار هرکدام متناسب با مساحت کل محفظه خود برای گرمایش و سرمایه‌ی محفظه، در حداکثر ظرفیت انتقال حرارت و صرفه‌جویی در تولید طراحی شدند.

پارامترهای استفاده شده در روابط بالا و همچنین نتایج محاسبات نظری به ترتیب در جداول ۱ و ۲ ذکر شده است.

جدول ۱ مقادیر پارامترهای استفاده شده [۳۰].

$15/4 \times 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$	ویسکوزیته دینامیکی (26°C)
$25/82 \times 10^{-3} \frac{\text{W}}{\text{mk}}$	ضریب هدایت حرارتی (26°C)
۰/۷۰	عدد پراتل
$۰/۰۳۲ \frac{\text{W}}{\text{mk}}$	K_1
$۰/۴۲۰ \frac{\text{W}}{\text{mk}}$	K_2
$۰/۴ \frac{\text{W}}{\text{mk}}$	K_3
$15/۰۸ \times 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$	ویسکوزیته دینامیکی (12°C)
$25/58 \times 10^{-3} \frac{\text{W}}{\text{mk}}$	ضریب هدایت حرارتی (12°C)

جدول ۲ نتایج حاصل از محاسبات نظری.

۲۹۲/۰۲ W	$\dot{Q}_{available}$
۳۵ mm	قطر خارجی ترموسیفون
۲۷۹/۶۲ W	\dot{Q}_{total} محفظه گرمایشی
۳۲ mm	قطر داخلی ترموسیفون
۶۵/۴۸ W	\dot{Q}_{total} محفظه سرمایه‌ی

۳- روش‌ها و نتایج

۳-۱- آزمایش و نتایج عملکردی ترموسیفون درون محفظه گرمایشی سیار

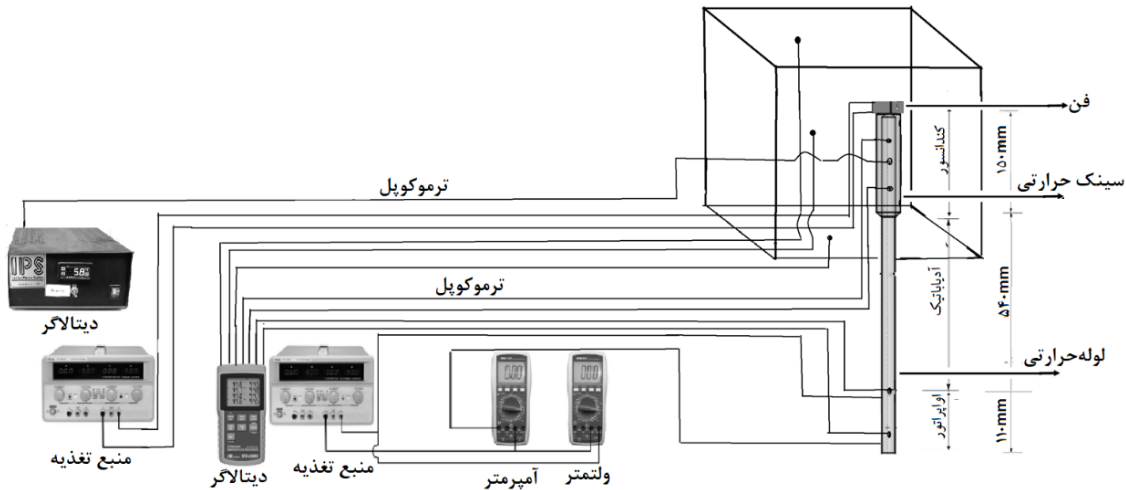
دستگاه آزمایشی مورد استفاده برای آزمایش‌های تجربی که در شکل ۴ نشان داده شده است، از دو واحد منبع تغذیه 30 ولت 5 آمپر، یک دستگاه ثبت داده، و یک فن قوی 12 ولت $5/8$ آمپر تشکیل شده است.

عواملی که در کار تجربی در نظر گرفته شده‌اند:

- سیال عامل آب دیونیزه شده
- درصد پرشدگی سیال عامل 50% ، 75% ، 100% ، 125% ، 150% ، 200%
- بار حرارتی اعمال شده به تبخیرکننده از 50 W تا 300 W با افزایش فاصله 50 W در هر آزمایش بعد از مرحله شارژ ترموسیفون، دستگاه به صورت زیر آماده آزمایش شده است:

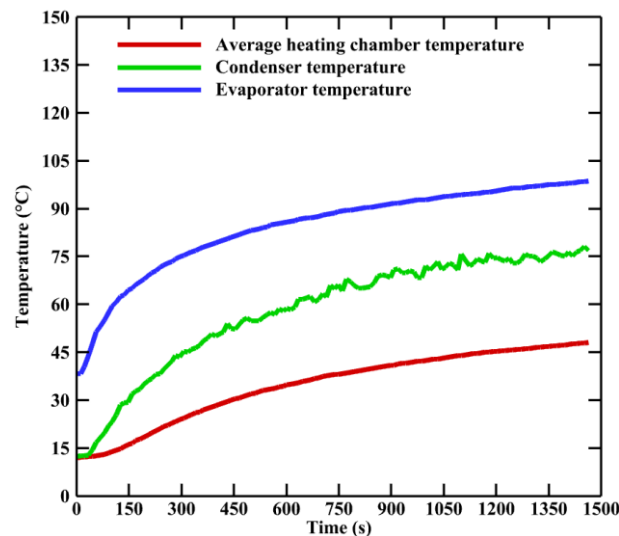
شماتیک و طرح کلی دستگاه در شکل ۴ نشان داده شده است. توسط ولت‌متر و آمپرسنج مقدار شار حرارتی ورودی تنظیم شد. ورودی گرما از 50 W تا 300 W افزایش یافت. ترموسیفون نهایی در موقعیت عمودی (تبخیرکننده در پایین و چگالنده در بالا) مورد آزمایش قرار گرفت. فن را به منبع تغذیه وصل کرده و در $11/5$ ولت $1/95$ آمپر جهت وزش باد به گرماگیرها تنظیم می‌کنیم. در طول آزمایش دمای هوای اطراف، ثابت نگه داشته شد. دو مولتی‌متر دیجیتال برای اندازه‌گیری ولتاژ و جریان کاری

منبع تغذیه و ترموکوپل‌های نوع K برای اندازه‌گیری دما در هشت نقطه محفظه گرمایشی استفاده شدند سه ترموکوپل دمای هوا را در داخل محفظه، یک ترموکوپل دیگر دمای سطح گرماگیر و دو ترموکوپل دمای سطح چگالنده را اندازه‌گیری می‌کند. در خارج از محفظه، دو ترموکوپل دیگر برای اندازه‌گیری دمای تبخیرکننده و یک ثبت‌کننده دما برای جمع‌آوری و ذخیره داده‌های دمایی مطابق با شکل ۴ استفاده می‌شود.



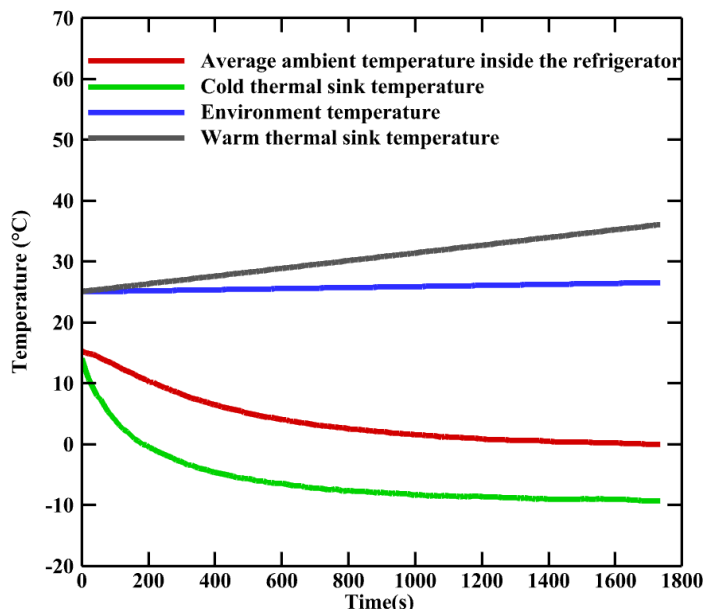
شکل ۴ نقاط اتصال ترموکوپل‌ها در محفظه و ترموسیفون.

برای شروع انجام تست سه منبع تغذیه اصلی استفاده می‌شوند. برای تأمین توان 300 W تبخیرکننده دو منبع تغذیه هر کدام دارای ولتاژ خروجی 30 V و جریان خروجی 5 A در مدار سری بسته شده‌اند. یکی دیگر از منابع تغذیه اصلی، ولتاژ خروجی 12 V و جریان خروجی $2/35\text{ A}$ برای فن قسمت چگالنده است. آزمایش برای ارزیابی عملکرد محفظه گرمایشی زمانی آغاز می‌شود که تمام دماهای اندازه‌گیری شده در تعادل با دمای محیط باشند. دمای محیط آزمایشگاه $25\text{ }^\circ\text{C}$ اندازه‌گیری شده است. دوره آزمایش 25 دقیقه است. از شکل ۵، دیده می‌شود که دمای هوای داخل محفظه گرمایشی که در شکل با رنگ قرمز نشان داده شده است، پس از 25 دقیقه (1500 ثانیه) دمای محفظه توسط 3 ترموکوپل $48\text{ }^\circ\text{C}$ اندازه‌گیری شد که این دما مناسب برای نگهداری مواد غذایی گرم است. ترموکوپل دیگر که در نمودار با رنگ آبی نشان داده شده است دمای سطح تبخیرکننده (اوپراتور) را $93/2\text{ }^\circ\text{C}$ نشان می‌دهد. همچنین رنگ سبز در نمودار نشان‌دهنده دمای چگالنده (کندانسور) است که دمای $76\text{ }^\circ\text{C}$ را نشان می‌دهد. با توجه به دمای مطلوب مواد غذایی گرم حدود $50\text{ }^\circ\text{C}$ می‌باشد، نتایج به‌دست‌آمده از آزمایش مورد قبول است.



شکل ۵ تغییرات دمای میانگین سه ترموکوپل داخل محفظه گرم و دمای میانگین دو ترموکوپل تبخیرکننده ترموسیفون.

به نمودار رنگ قرمز نشان دهنده میانگین سه دمای ترموکوپل داخل یخچال است که پس از ۲۸ دقیقه (۱۶۸۰ ثانیه) دمای داخلی یخچال به حدود 0.5°C می‌رسد. دمای اتاق که با رنگ آبی نشان داده شده $25-26^{\circ}\text{C}$ در نظر گرفته شده است و همچنین با توجه به نمودار دمای سینک حرارتی سمت گرم که با رنگ مشکی نشان داده شده نیز 36°C اندازه‌گیری شد. نتایج به‌دست‌آمده نشان می‌دهد که در مدت‌زمان ۸ دقیقه (۴۸۰ ثانیه) دمای داخلی محفظه 5°C می‌رسد که دمای مطلوب نوشیدنی است.



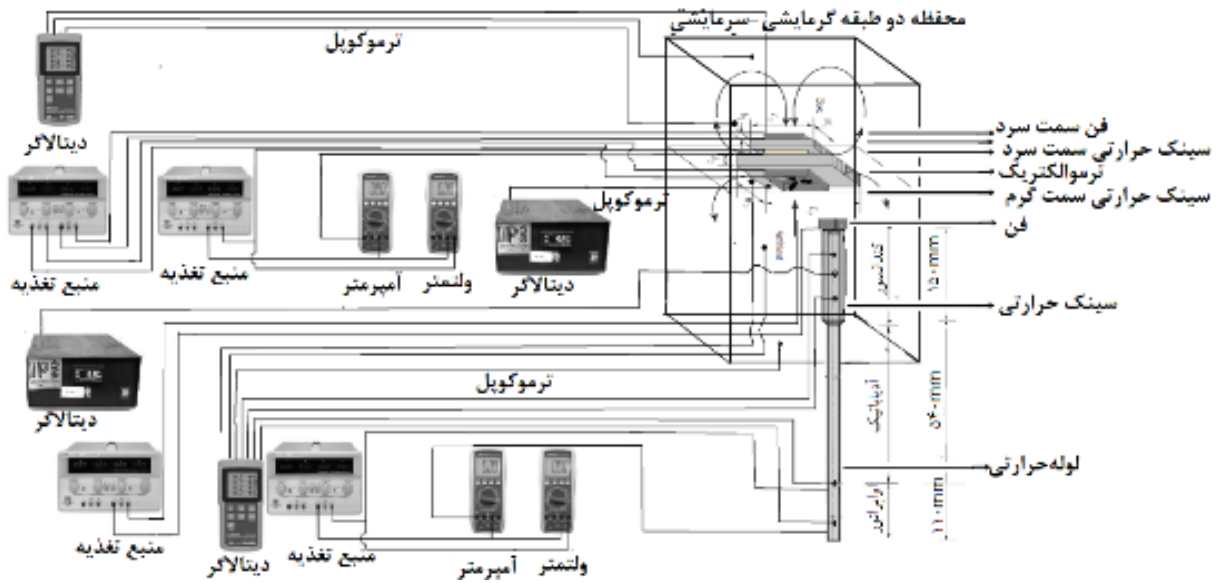
شکل ۷ تغییرات دمای گرم‌گیر سمت سرد و گرم واحد خنک‌کننده ترموالکتریک، دمای محیط و میانگین سه دمای ترموکوپل داخل یخچال نسبت به زمان.

۳-۳- مونتاز محفظه دوطبقه گرمایشی- سرمایشی سیار و نتایج

پس از انجام تست‌های جداگانه از ترموسیفون و یخچال ترموالکتریک، محفظه برای دو حالت گرم و سرد مطابق شکل ۸ جهت انجام آزمایش‌های نهایی مونتاز گردید. حجم کل فضای داخلی سمت گرم و سرد به ترتیب در حدود $145/45$ و 50 لیتر است. در قسمت گرم و سرد محفظه هر کدام به‌صورت جداگانه یک ظرف غذا و یک لیوان نوشیدنی جهت اندازه‌گیری دما قرار داده شد. دمای محفظه قبل از انجام آزمایش 21 درجه سانتی‌گراد بود. پس از انجام آزمایش دمای قسمت سرد 5 درجه سانتی‌گراد و در قسمت گرم 48 درجه سانتی‌گراد اندازه‌گیری شد.

۴- نتیجه‌گیری

نتایج آزمایش‌ها نشان می‌دهد که این محفظه قادر به نگهداری دما در فضای گرم و سرد به ترتیب 48°C و 5°C خواهد بود. با توجه به اینکه دمای مطلوب غذا 48°C و دمای مطلوب نوشیدنی $5-6^{\circ}\text{C}$ است با مقایسه نتایج به‌دست‌آمده از تست‌های تجربی محفظه کاربردی می‌باشد. تست‌هایی از نگهدارنده گرمایشی و سرمایشی به‌صورت منفرد در آزمایشگاه با دمای متوسط محیط 25°C برای عدم عملکرد و عملکرد آن‌ها با لوله حرارتی و خنک‌کننده ترموالکتریک انجام گرفت و در نهایت تست نهایی به‌منظور آزمایش عملکرد گرمایشی و سرمایشی درون محفظه انجام شد. نتایج نشان می‌دهد که وقتی دمای محیط در 25°C باشد، نگهدارنده گرمایشی در حدود ۲۵ دقیقه طول می‌کشد تا به دمای 48°C برسد. نگهدارنده سرمایشی نیز در حدود ۸ دقیقه طول می‌کشد تا به دمای $5-6^{\circ}\text{C}$ برسد. در این طراحی نشان داده شد برای ذخیره‌سازی مواد غذایی گرم در قسمت گرم محفظه و نوشیدنی و دارو در قسمت سرد محفظه می‌توان از لوله حرارتی و خنک‌کننده ترموالکتریک استفاده کرد.



شکل ۸ تصویر شماتیک و مونتاژ شده ترموسیفون و یخچال خنک کننده ترموالکتریک بر روی محفظه.

۵- فهرست علائم

عنوان	علامت اختصاری	عنوان	علامت اختصاری
خنک سازی صفحه از سمت سرد کولر ترمودینامیک	\dot{Q}_{pc}	مساحت عایق	A_{isol}
گرمای پلتیر	\dot{Q}	سطح مقطع دیوار	A_w
گرمای ژول	\dot{Q}_J	سطح مقطع عرضی	A
مقاومت حرارتی وابسته به عایق یونولیتی	R_1	گرمای ویژه در فشار ثابت	C_p
مقاومت حرارتی وابسته به عایق فایبرگلاس	R_2	ضریب عملکرد ترموالکتریک در حالت خنک کننده	COPc
مقاومت در برابر حرارت هوای محیط	R_3, R_4	قطر لوله	d

$d_{isol,o}$	قطر عایق خارجی (mm)	R_{total}	مقاومت حرارتی کل ($\frac{^{\circ}C}{W}$)
\bar{h}	میانگین ضریب انتقال حرارت ($\frac{W}{m^2K}$)	\dot{R}	(m) شعاع سیم
$\bar{h}_{isol,o}$	میانگین ضریب انتقال حرارت عایق خارجی ($\frac{W}{m^2K}$)	r	(m) شعاع لوله
I	جریان برق (A)	Ra_D	عدد رایلی
k_{Cu}	هدایت حرارتی مس ($\frac{W}{mK}$)	R	مقاومت الکتریکی خنک کننده ترموالکتریک ($\frac{^{\circ}C}{W}$)
k_{air}	هدایت حرارتی هوا ($\frac{W}{mK}$)	\bar{T}_{eo}	($^{\circ}C$) دمای متوسط دیواره بیرونی اواپراتور
k	ضریب هدایت حرارتی ($\frac{W}{mK}$)	\bar{T}_{co}	($^{\circ}C$) دمای متوسط دیواره بیرونی کندانسور
l_{eff}	طول مؤثر (mm)	$\bar{T}_{isol,o}$	($^{\circ}C$) دمای متوسط عایق خارجی
l_a	طول آدیاباتیک (mm)	\bar{T}_{env}	($^{\circ}C$) دمای متوسط محیط
L	طول (cm)	T_{∞}	($^{\circ}C$) دمای محیط
L	ضخامت دیوار (cm)	T_w	($^{\circ}C$) دمای دیوار داخلی
L_1	ضخامت عایق (cm)	T_f	($^{\circ}C$) دمای فیلم
L_{eva,l_e}	طول اواپراتور	Th	دمای سمت گرم خنک کننده ترموالکتریک
l_c	طول کندانسور (mm)	Tc	دمای سمت سرد خنک کننده ترموالکتریک
\dot{m}	جرم دبی ($\frac{kg}{s}$)	U	ولتاژ اعمال شده
N	تعداد دور	V	(V) ولتاژ
\overline{NU}_D	عدد ناسلت متوسط	V	($\frac{m}{s}$) سرعت سیال
Pr	عدد پرانتل	v_{air}	ویسکوزیته سینماتیکی
\dot{Q}_{evap}	نرخ انتقال حرارت اواپراتور (W)	نمادهای یونانی	
\dot{Q}_{wall}	نرخ انتقال حرارت تلف شده از دیوار (W)	علامت اختصاری	عنوان
\dot{Q}_{isol}	نرخ انتقال حرارت اتلافی از عایق (W)	α	ضریب سیبک
q	بار حرارتی خنک کننده (W)	α_{air}	ضریب نفوذ هوا
\dot{Q}_k	جریان گرمای رسانا (W)	ΔT	اختلاف دما
		Π	ضریب پلتیر

۶- سپاسگزاری

این تحقیق با حمایت معاونت پژوهشی دانشگاه اراک و در قالب طرح پژوهشی به شماره قرارداد ۹۹/۲۹۲۳ مورخ ۱۳۹۹/۰۶/۲۴ صورت پذیرفته است.

Authorship Contribution Statement

Seyed Saeed Keshvari
Tabatabaei



Biography: Seyed Saeed Keshvari Tabatabaei received his B.Sc. from Islamic Azad University of Arak (2018) and his MSc from Arak University (2021) in the field of mechanical engineering. His research interests include waste prevention, recycling, and energy saving. Also, he has conducted studies and activities in the fields of designing unmanned aircraft, electric cars, nanotechnology, and nanocomposite coatings resistant to wear and corrosion.

Contribution Statement: Investigation, Visualization, Formal analysis, Validation, Writing-Original draft preparation.

Dr. Seyed Alireza
Mostafavi



Biography: Seyed Alireza Mostafavi received a BS degree in mechanical engineering from Shahrood University of Technology, Iran, in 2004, an MS degree in mechanical engineering from Isfahan University of Technology, Iran, in 2008, and a PhD degree in mechanical engineering from the Iran University of Science and Technology in 2013. He is a faculty member in the Mechanical Engineering Department of Arak University, Iran. His research interests include energy, combustion, and the environment, especially the optimization of industrial systems. He published several research papers in these fields.

Contribution Statement: Conceptualization, Methodology, Formal analysis, Validation, Data Curation, Project administration, Supervision, Resources.

Dr. Mohammad Khalili



Biography: Mohammad Khalili received his Ph.D. degree in mechanical engineering from Sharif University of Technology, Tehran, Iran, in 2016. He received B.Sc. degrees in Mechanical Engineering and Petroleum Engineering (double major) in 2006 and an M.Sc. degree in 2009 from Sharif University of Technology. He is a faculty member in the Mechanical Engineering Department of Arak University, Iran. His research interests include experimental tests, heat pipes (such as thermosiphons, sintered-wick heat pipes, loop heat pipes, etc.), desalination, solar stills, heat exchangers, photovoltaic panels, etc.

Contribution Statement: Conceptualization, Methodology, Formal analysis, Validation, Data Curation, Project administration, Supervision, Writing-Reviewing and Editing, Resources.

۷- مراجع

- [1] Fadhl B. Modelling of the thermal behaviour of a two-phase closed thermosyphon: Brunel University London, 2016.
- [2] Jouhara H, Chauhan A, Nannou T, Almahmoud S, Delpech B, Wrobel LC. Heat pipe based systems-Advances and applications. Energy. 2017;128:729-54.
- [3] Sayyahi M, Mamourian M, Sabeghi H. Experimental Investigation of the influence of filling ratio on the thermal performance of pulsating heat pipes. Modares Mechanical Engineering. 2017;16:149-52.
- [4] Salarian H SZM, Khaleghinia J. Study of a heat exchanger equipped with a heat pipe for waste heat recovery and air conditioning of the building. Fourth International Conference on New Approaches to Energy Conservation.
- [5] Kim Y, Shin DH, Kim JS, You SM, Lee J. Effect of sintered microporous coating at the evaporator on the thermal performance of a two-phase closed thermosyphon. International Journal of Heat and Mass Transfer. 2019;131:1064-74.
- [6] Charoensawan P, Khandekar S, Groll M, Terdtoon P. Closed loop pulsating heat pipes: Part A: parametric experimental investigations. Applied thermal engineering. 2003;23:2009-20.

- [7] Kim Y, Kim JS, Shin DH, Seo JH, You SM, Lee J. Effects of hydrophobic and superhydrophobic coatings of a condenser on the thermal performance of a two-phase closed thermosyphon. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2019;144:118706.
- [8] Daghigh R, Zandi P. Improving the performance of heat pipe embedded evacuated tube collector with nanofluids and auxiliary gas system. *Renewable energy*. 2019;134:888-901.
- [9] Furukawa M. Rationalized concise descriptions of fluid motions in an oscillating/pulsating heat pipe. *Journal of Heat Transfer*. 2014;136:092901.
- [10] Jiao B, Qiu L, Zhang X, Zhang Y. Investigation on the effect of filling ratio on the steady-state heat transfer performance of a vertical two-phase closed thermosyphon. *Applied thermal engineering*. 2008;28:1417-26.
- [11] Khalili M, Shafii M. Experimental and numerical investigation of the thermal performance of a novel sintered-wick heat pipe. *Applied thermal engineering*. 2016;94:59-75.
- [12] Khalili M, Shafii MB. Investigating thermal performance of a partly sintered wick heat pipe filled with different working fluids. *Scientia Iranica*. 2016;23:2616-25.
- [13] Keshvari Tabatabaei FS KM, Mostafavi SA. Investigating and comparing the thermal performance of thermosyphon with different working fluids and filling ratios. *Mechanics of Advanced and Smart Materials*. 2023;3:95-110.
- [14] Jouhara H, Robinson AJ. Experimental investigation of small diameter two-phase closed thermosyphons charged with water, FC-84, FC-77 and FC-3283. *Applied thermal engineering*. 2010;30:201-11.
- [15] Ma X. Investigation of novel thermoelectric refrigeration systems: University of Nottingham, 2004.
- [16] Ivanov K, Aleksandrov A, Belovski I. Synthesis and Study on Waste Heat Thermoelectric Generator. 2019 II International Conference on High Technology for Sustainable Development (HiTech): IEEE; 2019. p. 1-4.
- [17] Praveen B, Pranay S, Jhabarmal S, Mechanical R, Group, Institutions O. Fabrication of Portable Solar Thermo Electric Refrigerator by Liquid Cooling. *Int J Sci Resin Sci Technol*. 2018;4:248-55.
- [18] Adams M, Verosky M, Zebarjadi M, Heremans J. Active peltier coolers based on correlated and magnon-drag metals. *Physical Review Applied*. 2019;11:054008.
- [19] Zhou Y, Yu J. Design optimization of thermoelectric cooling systems for applications in electronic devices. *International journal of refrigeration*. 2012;35:1139-44.
- [20] Luo Y, Zhang L, Li J, Li C, Xie L, Liu Z, et al. Study on thermal conductance allocation ratio of heat sink of thermoelectric cooler for electronic device in cold region. *Energy Procedia*. 2015;75:603-7.
- [21] Apertet Y, Ouerdane H, Glavatskaya O, Goupil C, Lecoer P. Optimal working conditions for thermoelectric generators with realistic thermal coupling. *Europhysics Letters*. 2012;97:28001.
- [22] Yazawa K, Shakouri A. Optimization of power and efficiency of thermoelectric devices with asymmetric thermal contacts. *Journal of Applied Physics*. 2012;111.
- [23] Lee H. Optimal design of thermoelectric devices with dimensional analysis. *Applied energy*. 2013;106:79-88.
- [24] Kerrigan K, Jouhara H, O'Donnell GE, Robinson A. Heat pipe-based radiator for low grade geothermal energy conversion in domestic space heating. *Simulation Modelling Practice and Theory*. 2011;19:1154-63.
- [25] Jouhara H, Meskimmon R. Experimental investigation of wraparound loop heat pipe heat exchanger used in energy efficient air handling units. *Energy*. 2010;35:4592-9.

- [26] Mathioulakis E, Belessiotis V. A new heat-pipe type solar domestic hot water system. *Solar Energy*. 2002;72:13-20.
- [27] Riffat S, Omer S, Ma X. A novel thermoelectric refrigeration system employing heat pipes and a phase change material: an experimental investigation. *Renewable energy*. 2001;23:313-23.
- [28] Tassou S, Lewis JS, Ge Y, Hadawey A, Chaer I. A review of emerging technologies for food refrigeration applications. *Applied thermal engineering*. 2010;30:263-76.
- [29] Tan G, Zhao D. Study of a thermoelectric space cooling system integrated with phase change material. *Applied thermal engineering*. 2015;86:187-98.
- [30] Bergman TL. *Fundamentals of heat and mass transfer*: John Wiley & Sons, 2011.
- [31] Brito F, Martins J, Hançer E, Antunes N, Gonçalves L. Thermoelectric exhaust heat recovery with heat pipe-based thermal control. *Journal of Electronic Materials*. 2015;44:1984-97.
- [32] Min G, Rowe D. Experimental evaluation of prototype thermoelectric domestic-refrigerators. *Applied energy*. 2006;83:133-52.