Amirkabir Journal of Mechanical Engineering

Amirkabir J. Mech. Eng., 55(9) (2023) 223-226
DOI: 10.22060/mej.2023.22331.7603

Investigating the effect of various working fluids in cascade refrigeration cycle integrated with thermal desalination system

M. Mokhtari[1], M. M. Keshtkar[1]*, A. Abbasloo[2]

[1] Department of Mechanical Engineering, Islamic Azad University, Kerman Branch, Kerman, Iran
[2] Department of Chemical Engineering, Islamic Azad University, Kerman Branch, Kerman, Iran

ABSTRACT: Regarding the energy and potable water crisis and many environmental problems due to the use of fossil fuels, it is necessary to utilize the waste heat of industrial equipment to produce potable water without using another energy source. The cascade refrigeration cycle is one of the widely used industrial equipment, which has valuable waste heat at a high temperature. In this research, the mentioned waste energy is used as an independent energy source to produce potable water in the thermal desalination system. The present work combines a three-effect distillation desalination system with a cascade refrigeration cycle. Along with comparing the 28 working fluid pairs, a scoring method was used to determine the best working fluid pair due to the different scenarios and priorities. The results showed that the lowest power consumption of compressors belongs to R600-R717 working fluid pair. Moreover, the highest mass flow rate of produced potable water, the lowest occupied space and the lowest related investment cost happen when R744-R600A is considered. Using the scoring method, it was determined that when all indicators are considered for selecting the working fluid pair, even in different scenarios with different priorities, the best choice is R600-R717.

Review History:

Received: Apr. 16, 2023
Revised: Oct. 15, 2023
Accepted: Nov. 22, 2023
Available Online: Nov. 30, 2023

Keywords:

Cascade system
Thermal desalination system
Wasted energy
Potable water

1- Introduction

Today, the energy and potable water crisis are serious problems in the world. Increasing the quality level of life and population, the need for energy and potable water also increases. In this way, the use of fossil fuels grows to meet the demand of consumers for supplying the required electricity and potable water. Desalination methods used to produce potable water are divided into two general categories: thermal and membrane methods. In cases where the concentration of salt in water is high, membrane methods are less efficient than thermal methods and algae may form over time [1]. Asim et al. [2] presented a combination of the basic organic Rankine cycle (ORC) and SER which is used for air conditioning. In the proposed system, the energy required by the ORC was provided through the heat exchanger installed between the two cycles. In study [3], an integration of SER and ORC was presented. The main goal was to achieve an optimal system from an economic standpoint. The ORC was installed to provide the required power for the compressor in SER. In a similar research, Liang et al. [4] presented a combination of ORC and SER, where the energy of the ORC was supplied through waste energy at a temperature of 170°C. In study [5], a combined cooling, heating, and power system was presented where its energy was provided through solar energy. The system consisted of subsystems such as solar collectors, ORC, ARC, and SER. there is no investigation into the effects of different working fluids (in the DER) on the performance of desalination. This is while, choosing the best couple of working fluids is important, especially, where the generated heat in DER should be transmitted to the other cycle according to the heat exchange between working fluids.

2- Theory

Considering that in the DER, significant heat is rejected to the environment and this waste heat is the result of valuable power consumption in this cycle. Therefore, consuming a valuable and high-cost energy (i.e. power), the heat is generated, which is wasted without any use. According to Figure 1, in the present work, to prevent the aforementioned waste heat and to increase the efficiency of the refrigeration system, the generated heat is utilized to produce steam and run the TED. In this way, the low-temperature compression refrigeration cycle (LTC) absorbs the heat from the cold environment and transfers this heat to the high-temperature compression refrigeration cycle (HTC) through a heat exchanger. In a conventional system, the generated heat in the HTC is rejected by the surroundings through the condenser.

To evaluate the proposed system from the energy standpoint, a control volume is considered for each component of the system, and the mass and energy balance equations are

*Corresponding author's email: mkeshtkar54@yahoo.com

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.

extracted according to the input and output streams. The mass and energy balance for the control volume due to the steady state conditions is calculated as [18].

$$\sum \dot{m}_i = \sum \dot{m}_o \tag{1}$$

$$\sum_k \dot{Q}_k + \sum_i^N (\dot{m}_i h_i)_k = \dot{W}_k + \sum_o^N (\dot{m}_o h_o)_k \tag{2}$$

Considering the above equation, the energy balance for the components of the DER is determined based on the following equations. The stream enters the evaporator in the liquid phase and leaves it in the saturated vapor phase. The heat transfer rate of the evaporator is obtained as

$$\dot{Q}_{eva} = \dot{m}_1 (h_1 - h_4) \tag{3}$$

Next, the saturated vapor enters the compressor. As a result, its temperature and pressure increase. The power consumption is determined as

$$\dot{W}_{comp,LTC} = \dot{m}_1 (h_2 - h_1) \tag{4}$$

After leaving the compressor, the stream passes through the heat exchanger and transfers its heat to another stream that flows in the heat exchanger.

$$\dot{Q}_{HE1} = \dot{m}_2 (h_2 - h_3) = \dot{m}_5 (h_5 - h_8) \tag{5}$$

3- Results and Discussions

It should be noted that the detailed investigation of the integrated system with various types of thermal desalination was carried out in reference [17] from the energy and economic perspectives; Therefore, in the present work, the energy and economic analysis of the integrated system is not considered. However, in the previous study, the effects of various working fluids in DER were not investigated, then, in the present work, the effects of different working fluid couples (WFC) are investigated from the energy and economic perspectives. Accordingly, five indicators are examined for various WFC, which include the mass flow rate of steam produced to run the desalination system, the power consumption of all compressors, the mass flow rate of potable water produced, the total space occupied by the desalination plant, and the total cost imposed on the system due to the change of WFC. First, the above-mentioned indicators are analyzed for different WFCs, and then, the best WFC is selected by using a scoring method. It should be explained

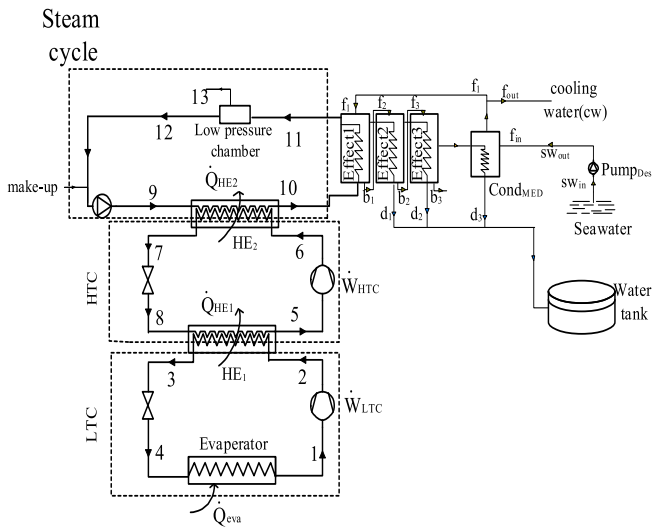


Fig. 1. Schematic of the proposed system

that in the following tables, the WFs in the rows represent the WF of LTC. This is while the WFs listed in the first column represent the operating fluid of HTC. Some of the working fluids that are in the LTC have not been investigated in the HTC, this is because the thermodynamic properties of those working fluids do not match with the design conditions. Before examining the effects of the various WFCs, the energy analysis results for the integrated system are reported based on R744-R717 WFC. For this purpose, it is necessary to determine the thermodynamic properties of all points mentioned in Figure 1. The results related to the changes in the COP of the proposed system compared to the changes in the pressure ratio in compressor 1 are shown in Figure 2. Along with the increase in the pressure ratio, the power consumption of the compressor and the output temperature of the compressor increases. Increasing the temperature in the compressor is considered as an advantage, because with the increase in the output temperature of compressor 1, the temperature of the HTC increases, which ultimately causes the production of more steam and potable water. On the other hand, the cooling production capacity is also constant. The results presented in the figure indicate that along with the increase in the pressure ratio in compressor 1, the COP decreases. This issue indicates that although the mass flow rate of the potable water produced develops with the increase in the pressure ratio of compressor 1, this development is less significant than the increase in the consumed power of compressor 1.

4- Conclusion

In this article, according to the generated heat in DER, which was wasted into the surroundings without any use, the required steam in a three-effect distillation desalination system was provided to produce potable water. In this way, the waste

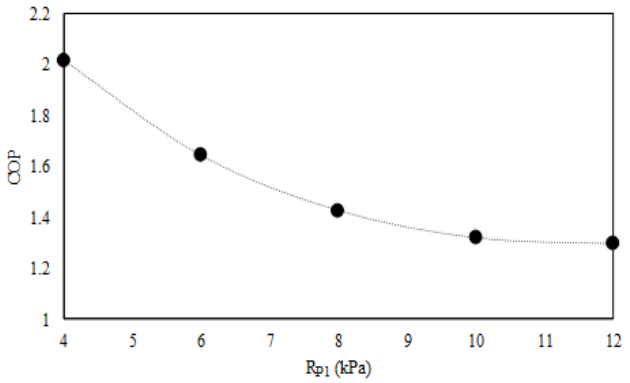


Fig. 2. Changes in COP of the presented system due to the changes in the pressure ratio of the LTC compressor.

heat from DER is absorbed through the steam production cycle, and after producing steam at a temperature of 100 °C, it supplies the required heat for the thermal desalination cycle. Moreover, the changes in the mass flow rates of produced steam consumed power of the compressors, produced potable water, occupied space of the presented system, and related investment costs were investigated and compared where the WFC changes in DER

References

[1] S. Khalilzadeh, A. Hossein Nezhad, Utilization of waste heat of a high-capacity wind turbine in multi effect distillation desalination: Energy, exergy and thermoeconomic analysis, Desalination, 439 (2018) 119-137.

[2] M. Asim, M.K.H. Leung, Z. Shan, Y. Li, D.Y.C. Leung, M. Ni, Thermodynamic and Thermo-economic Analysis of Integrated Organic Rankine Cycle for Waste Heat Recovery from Vapor Compression Refrigeration Cycle, Energy Procedia, 143 (2017) 192-198.

[3] M.S. Salim, M.-H. Kim, Multi-objective thermo-economic optimization of a combined organic Rankine cycle and vapour compression refrigeration cycle, Energy Conversion and Management, 199 (2019) 112054.

[4] Y. Liang, A. McKeown, Z. Yu, S.F.K. Alshammari, Experimental study on a heat driven refrigeration system based on combined organic Rankine and vapour compression cycles, Energy Conversion and Management, 234 (2021) 113953.

[5] Z. Aghaziarati, A.H. Aghdam, Thermoeconomic analysis of a novel combined cooling, heating and power system based on solar organic Rankine cycle and cascade refrigeration cycle, Renewable Energy, 164 (2021) 1267-1283.

HOW TO CITE THIS ARTICLE

M. Mokhtari, M. M. Keshtkar, A. Abbasloo, Investigating the effect of various working fluids in cascade refrigeration cycle integrated with thermal desalination system, Amirkabir J. Mech Eng., 55(9) (2023) 223-226.

DOI: 10.22060/mej.2023.22331.7603

This page intentionally left blank

نشریه مهندسی مکانیک امیرکبیر

نشریه مهندسی مکانیک امیرکبیر، دوره ۵۵، شماره ۹، سال ۱۴۰۲، صفحات ۱۰۶۳ تا ۱۰۸۸
DOI: 10.22060/mej.2023.22331.7603

ارزیابی تأثیر سیال عامل‌های مختلف در سیکل تبرید آبشاری ترکیب شده با آب شیرین کن حرارتی

مصطفی مختاری[۱]، محمد مهدی کشتکار[۱*]، عبدالله عباسلو[۲]

۱- گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه آزاد اسلامی شهید سلیمانی، کرمان، ایران
۲- گروه مهندسی شیمی، دانشگاه آزاد اسلامی شهید سلیمانی، کرمان، ایران

خلاصه: با توجه به بحران انرژی و آب آشامیدنی، همچنین بروز مشکلات زیست محیطی فراوان در اثر استفاده از سوخت های فسیلی، ضروری می باشد که از حرارت اتلافی تجهیزات صنعتی برای تولید آب قابل شرب بدون استفاده از منبع انرژی دیگر استفاده شود. سیکل تبرید تراکمی آبشاری یکی از تجهیزات صنعتی پرکاربرد می‌باشد که حرارت اتلافی با ارزش در دمای بالا دارد. در این تحقیق انرژی اتلافی مذکور به عنوان یک منبع انرژی مستقل برای تولید آب قابل شرب در سیستم آب شیرین کن حرارتی مورد استفاده قرار می‌گیرد. در کار حاضر آب شیرین کن تبخیری سه اثره با سیکل تبرید آبشاری ترکیب شده است. ضمن مقایسه ۲۸ زوج سیال عامل مورد با یکدیگر، در نهایت با استفاده از یک روش امتیاز دهی، براساس اولویت‌های متفاوت سناریوهای مختلفی در نظر گرفته شد و بهترین زوج سیال عامل مشخص گردید. نتایج نشان داد که کمترین توان مصرفی کمپرسورها متعلق به زوج سیال عامل R717-R600 می‌باشد. از طرف دیگر بیشترین دبی جرمی آب تولیدی، کمترین فضای اشغالی و همچنین کمترین هزینه سرمایه گذاری زمانی رخ می‌دهد که از زوج سیال عامل R600A-R744 استفاده گردد. با استفاده از روش امتیاز دهی مشخص شد که زمانی تمام شاخص‌ها برای انتخاب زوج سیال عامل لحاظ شوند، حتی در سناریوهای مختلف با اولویت‌های متفاوت، بهترین انتخاب زوج سیال عامل R717-R600 می‌باشد.

تاریخچه داوری:
دریافت: ۱۴۰۲/۰۱/۲۷
بازنگری: ۱۴۰۲/۰۷/۲۳
پذیرش: ۱۴۰۲/۰۹/۰۱
ارائه آنلاین: ۱۴۰۲/۰۹/۰۹

کلمات کلیدی:
سیستم آبشاری
آب شیرین کن حرارتی
انرژی اتلافی
آب قابل شرب

۱- مقدمه

امروزه، بسیاری از کشورهای دنیا با بحران انرژی و آب قابل شرب رو به رو هستند. همراه با بالاتر رفتن سطح کیفی زندگی مردم و افزایش جمعیت نیاز به انرژی و آب قابل شرب نیز افزایش می یابد. از این رو به دنبال تأمین تقاضای مصرف کنندگان در جهت تأمین برق و تولید آب قابل شرب همواره استفاده از سوخت های فسیلی در حال افزایش می باشد. بنابراین، مشکلات فراوانی مانند گرم تر شدن کره زمین، آلودگی محیط زیست و ... به وجود می آید. به منظور کاهش استفاده از سوخت های فسیلی راه حل هایی مانند استفاده از انرژی اتلافی تجهیزات صنعتی و انرژی های تجدید پذیر پیشنهاد می شود. سیکل های تبرید تراکمی دو اثره یکی از پرکاربردترین تجهیزات صنعتی در بخش های مختلف از جمله جداسازی برودتی در صنعت پتروشیمی، مایع سازی بخار نفت و گاز طبیعی، تولید یخ خشک، تسریع سخت شدن فولاد آلیاژی خاص، نگهداری مواد غذایی، خون و ... می باشد. سیستم مذکور اگرچه دارای مزایایی مانند عملکرد ساده، نگهداری آسان و ... می باشد، اما دارای مصرف برق بالا و حرارت اتلاف زیادی می باشد. عموماً تمام انرژی ورودی به سیستم های صنعتی استفاده نمی شود و بخش قابل توجهی از آن اتلاف می گردد. انرژی تلف شده دمای پایینی دارد، با این وجود ارزشمند است. در صورتی که از حرارت اتلافی در سیستم های صنعتی به جای استفاده از سوخت های فسیلی به عنوان منبع حرارتی استفاده شود، علاوه بر افزایش راندمان سیستم صنعتی، آلودگی های زیست محیطی و هزینه های مربوطه نیز کاهش می یابد.

روش های آب شیرین کن مورد استفاده برای تولید آب قابل شرب به دو دسته روش های حرارتی و غشایی تقسیم می شوند. در مواردی که غلظت نمک در آب زیاد باشد، روش‌های غشایی نسبت به روش‌های حرارتی کارایی کمتری دارند و ممکن است در طول زمان جلبک تشکیل شود [۱]. اما روش های حرارتی در چنین شرایطی مناسب تر بوده و آب تولیدی کیفیت بهتری دارد. این در حالی است که انرژی این سیستم‌ها اغلب از سوخت‌های فسیلی تامین می شود که مشکلات زیادی را به همراه دارد. برای کاهش مشکلات استفاده از سوخت های فسیلی علاوه بر بحران انرژی و آب قابل

* نویسنده عهده‌دار مکاتبات: mkeshtkar54@yahoo.com

حقوق مؤلفین به نویسندگان و حقوق ناشر به انتشارات دانشگاه امیرکبیر داده شده است. این مقاله تحت لیسانس آفرینندگی مردمی (Creative Commons License) در دسترس شما قرار گرفته است. برای جزئیات این لیسانس، از آدرس https://www.creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/legalcode دیدن فرمائید.

شرب، استفاده از انرژی اتلافی موجود در تجهیزات صنعتی به عنوان منبع انرژی مستقل برای راه اندازی سیستم‌های انرژی دیگر مانند سیستم‌های آب شیرین کن مهم می باشد.

سیکل های تبرید تراکمی تک اثره و دو اثره جز پر کاربردترین سیکل های تبرید می باشند. اگرچه سیکل های تبرید تراکمی تک اثره نسبت به سیکل تبرید تراکمی دو اثره در دمای بالاتری برودت تولید می کنند با این وجود حرارت اتلافی و همچنین توان مصرفی کمپرسور در این سیکل ها قابل توجه می باشد. از این رو در تحقیقات مختلف، ترکیبی از سیکل تبرید تراکمی تک اثره با سایر سیکل های انرژی ارائه شده است. آسیم و همکارانش [۲] ترکیبی از سیکل رانکین ارگانیک ساده و تبرید تراکمی ارائه کردند. در واقع از سیکل تبرید تراکمی برای تهویه هوا استفاده می شد. در این سیستم انرژی مورد نیاز سیکل رانکین ارگانیک از طریق مبدل حرارتی تعبیه شده بین دو سیکل تأمین می شد. مبدل تعبیه شده نقش کندانسور برای سیکل تبرید تراکمی و نقش اواپراتور برای سیکل رانکین ارگانیک را داشت. هدف از ارائه این سیستم تأمین توان مصرفی کمپرسور در سیکل تبرید تراکمی با استفاده از حرارت اتلافی از همان سیکل در سیکل رنکین آلی[1] بود. در پایان این تحقیق مشخص گردید که با سیال های عامل R600a و R134a به ترتیب برای سیکل رانکین ارگانیک و سیکل تبرید تراکمی می توان به ضریب عملکرد ۳/۵۴ دست یافت. در تحقیق [۳] ترکیبی از سیکل تبرید تراکمی و رانکین ارگانیک ارائه گردید. در این کار، هدف اصلی دستیابی به سیستمی بهینه از لحاظ اقتصادی بود. سیکل رانکین ارگانیک به نحوی تعبیه شده بود که تمام برق مورد نیاز کمپرسور در سیکل تبرید تراکمی را تأمین کند. در این سیکل به منظور افزایش تولید توان از دو توربین استفاده شده بود، بنابراین سیال کاری پس از خروج از اواپراتور به دو بخش تقسیم می گردید و انرژی مورد نیاز هر دو توربین تأمین می شد. لازم به ذکر است که دمای منبع حرارتی برای تأمین انرژی لازم در سیکل رانکین ارگانیک (با سیال عامل R245fa) بین ۱۲۰ تا ۱۵۰ درجه سانتی گراد در نظر گرفته شد. در پایان این تحقیق بازده حرارتی و ضریب کلی انتقال حرارت بهینه به ترتیب ۳۵/۸ درصد و ۹۹/۶ کیلووات برکلوین گزارش شد. لیانگ و همکارانش [۴] در تحقیقی مشابه ترکیبی از سیکل رنکین آلی و تبرید تراکمی ارائه کردند که انرژی سیکل رانکین ارگانیک از طریق یک منبع انرژی اتلافی با دمای ۱۷۰ درجه سانتی گراد تأمین می شد. هدف از این تحقیق بررسی ترکیب ارائه شده و مقایسه با سیکل های تبرید جذبی مرسوم بود. نتایج نشان داد که سیستم ترکیبی مورد نظر همواره فضای کمتری اشغال می کند و برای کشتی های باری و قطار و ... مناسب تر می باشند. در تحقیقی مشابه که توسط آقازیارتی و حاجی زاده اقدم [۵]، سیستمی ترکیبی برای تولید همزمان گرمایش، سرمایش و توان ارائه شد که انرژی سیستم از طریق انرژی خورشیدی تأمین می شد. سیستم ارائه شده متشکل از زیر سیستم های خورشیدی، رانکین ارگانیک، تبرید جذبی و تبرید تراکمی بود. در این تحقیق انرژی خورشیدی به صورت مستقیم برای تأمین انرژی لازم در سیکل رانکین ارگانیک استفاده می شد. اما برای تأمین حرارت مورد نیاز برای تولید گرمایش و سرمایش از انرژی باقی مانده در سیال خروجی از توربین سیکل رانکین ارگانیگ استفاده می شد. سیستم ارائه شده از دیدگاه انرژی و اگزرژی ارزیابی شد و بازدهی انرژی و اگزرژی برای سیستم پیشنهادی به ترتیب ۸۹/۳۹ و ۸/۷۰ درصد حاصل شدند.

در تحقیقی دیگر، چیدمان جدیدی برای ترکیب رنکین آلی و سیکل تبرید تراکمی تک اثره به منظور کاهش انرژی اتلاف از سیکل سیکل تبرید تراکمی تک اثره ارائه شد. بر همین اساس، در تحقیق [۶]، ترکیب جدیدی از رنکین آلی و سیکل تبرید تراکمی تک اثره پیشنهاد شد که در آن سیال کاری مورد استفاده در هر دو سیکل یکسان بود. انرژی اصلی سیستم از طریق اواپراتور رنکین آلی تامین می گردید. توان تولید شده مستقیماً از طریق شفت به کمپرسور منتقل می شد. جریان خروجی از کمپرسور و توربین در محفظه اختلاط مخلوط شده و پس از دفع حرارت در کندانسور به دو جریان مجزا تقسیم شدند، یک جریان برای جذب انرژی گرمایی از اواپراتور رنکین آلی و جریان دیگر برای تولید سرمایش از سیکل تبرید تراکمی تک اثره عبور می کرد. در نهایت نشان داده شد که سیال R602 بهترین عملکرد را دارد وضریب عملکرد سیستم ۰/۹۹ محاسبه شد.

در خصوص سیکل های تبرید تراکمی دو اثره، در زمینه بهبود عملکرد سیستم و بررسی سیستم از دیدگاه های مختلف، مطالعات گسترده ای در مورد تجزیه و تحلیل انرژی، اگزرژی، اقتصاد و انتخاب سیال کاری مناسب انجام شده است [۷]. تحقیقات دیگری برای افزایش راندمان سیستم و همچنین کاهش انرژی حرارت اتلافی سیستم مذکور با سایر سیستم های انرژی جهت تولید سرمایش، گرمایش و برق یکپارچه انجام شده است [۸، ۹].

همانطور که قبلا ذکر شد، یکی از راه‌های کاهش استفاده از سوخت‌های فسیلی، استفاده از انرژی‌های تجدیدپذیر است. با توجه به مصرف برق بالا در سیکل های تبرید تراکمی دو اثره ، استفاده از انرژی های تجدیدپذیر برای تامین برق مورد نیاز توصیه می شود. در تحقیق [۱۰]، یک سیستم ترکیبی

1 Organic Rankine cycle

جدید برای تولید سرمایش با استفاده از انرژی خورشیدی ارائه شد. سیستم پیشنهادی شامل برج خورشیدی، گیرنده مرکزی، چرخه رانکین، سیکل تبرید اجکتوری و سیکل های تبرید تراکمی دو اثره بود. با استفاده از انرژی گرمایی تولید شده توسط خورشید، انرژی مورد نیاز برای سیکل تبرید جذبی، سیکل رانکین بخار تامین شد. از طرف دیگر، توان تولید شده در سیکل رانکین بخار برای تامین توان مورد نیاز برای سیکل تبرید آبشاری استفاده گردید. نشان داده شد که با افزایش دمای اواپراتور سیکل رانکین بخار ، فشارهای ورودی و خروجی توربین سیکل رانکین بخار و دمای اواپراتور سیکل تبرید تراکمی دو اثره ، بازده انرژی و اگزرژی افزایش می یابد. در تحقیقی دیگر، برای تامین توان مورد نیاز سیکل تبرید تراکمی دو اثره با استفاده از انرژی زمین گرمایی، ترکیبی از سیکل تبرید تراکمی دو اثره با رنکین آلی پیشنهاد شد [۱۱]. در این سیستم انرژی مورد نیاز برای سیکل رنکین آلی از طریق انرژی زمین گرمایی تامین می شد. تجزیه و تحلیل پارامتری انجام شده بر روی سیستم نشان داد که بیشترین ضریب عملکرد ۰/۷۹ می باشد.

در تحقیق [۱۲] برای کاهش توان مصرفی کمپرسورها و استفاده بهتر از انرژی تولید شده در سیستم، ترکیبی از سیکل تبرید تراکمی دو اثره و رنکین آلی ارائه شد. لازم به ذکر است که از گرمای تلف شده سیکل تبرید تراکمی دو اثره برای پیش گرم کردن سیال ورودی به چرخه خورشیدی استفاده شد. نتیجه گیری شد که اگر ۱۲ ساعت انرژی خورشیدی وجود داشته باشد، مصرف برق در مقایسه با سیکل تبرید تراکمی دو اثره با همان ظرفیت، ۸۲/۵۷ درصد کاهش می یابد.

با توجه به توضیحات فوق، بدیهی است که حرارت اتلافی در سیکل های تبرید تراکمی ارزشمند بوده و مورد توجه بسیاری از محققین می باشد. پس، استفاده از این حرارت اتلافی و سایر حرارت های اتلافی صنعتی می تواند به طور قابل توجهی مشکل انرژی را بهبود بخشد. بنابراین برای رفع مشکل کمبود آب قابل شرب، استفاده از حرارت اتلافی در تولید آب قابل شرب ضروری می باشد. در ادامه به تحقیقاتی می پردازیم که در آنها حرارت اتلافی به عنوان منبع انرژی برای تولید آب قابل شرب در نظر گرفته شده است. چالش اصلی در این مطالعات کاهش مصرف انرژی و تولید آب قابل شرب بدون مصرف انرژی بیشتر می باشد. در تحقیق [۱۳]، ترکیبی از گیرنده مرکزی با یک سیستم آب شیرین چند اثره چیدمان و بررسی شد. نتایج این تحقیق نشان داد که در صورت استفاده از سیستم ترکیبی، میزان تولید آب به صورت قابل توجهی افزایش می یابد (در مقایسه با حالتی که فقط از سیستم آب شیرین کن تبخیری چند اثره، استفاده شود). با توجه به اهمیت تولید آب قابل شرب با انرژی کمتر، طرحی ارائه شده است که در آن یک سیستم تولید برق با چند توربین متنوع به یک سیستم تولید همزمان برق و آب تبدیل شد [۱۴]. سیستم مذکور شامل سه توربین پرفشار، فشار متوسط و کم فشار به همراه سیستم آب شیرین کن تبخیری چند اثره – تراکم بخار حرارتی بود. در هر مرحله، بخشی از بخار خروجی از توربین مربوطه جدا شده و در سیستم آب شیرین کن مورد استفاده قرار می¬گیرد تا انرژی مورد نیاز برای تولید آب تامین شود. نتایج این تحقیق نشان داد که سیستم ارائه شده می تواند آب قابل شرب قابل توجهی تولید کند در حالی که کاهش توان مصرفی را به همراه داشته باشد. در تحقیق [۱۵]، برای استفاده از انرژی اتلافی ناپایدار که به طور گسترده در صنعت یافت می شود، ترکیبی از مخزن ذخیره انرژی جذبی ارائه شد. برای استفاده بهینه از انرژی اتلافی، شش حالت کاربردی برای تولید آب قابل شرب که انرژی مورد نیاز مستقیماً از انرژی اتلافی یا انرژی ذخیره شده تأمین می شد. در این تحقیق منبع انرژی علاوه بر انرژی خورشیدی، انرژی اتلافی با دمای ۱۰۰ درجه سانتیگراد بود. نتایج این تحقیق نشان داد که استفاده از حالت‌های کاری مختلف برای ترکیب جدید مخزن ذخیره انرژی جذبی می‌تواند امیدوارکننده باشد.

در تحقیق [۱۶]، ترکیبی از آب شیرین کن تبخیری و سیکل تبرید تراکمی–جذبی ارائه شد. در این سیستم، بخار خروجی از توربین سیستم تولید همزمان گرمایش و برق برای شروع چرخه تولید آب قابل شرب و سرمایش استفاده شد. سیستم ارائه شده از نقطه نظر انرژی مورد ارزیابی قرار گرفت و نتایج نشان داد که در شرایط یکسان، سیستم ارائه شده بهتر از سیستم‌های آب شیرین کن تبخیری چند اثره – تراکم بخار حرارتی معمولی عمل می‌کند. همچنین امکان افزایش مقدار بخار وجود دارد که باعث می شود دمای بخار مورد نیاز در آخرین افکت کاهش یابد و در نتیجه تعداد افکت ها و تولید آب قابل شرب افزایش یابد.

در تحقیق [۱۷]، به منظور استفاده از حرارت اتلافی در سیکل تبرید آبشاری، ترکیب چهار نوع متفاوت از آب شیرین کن‌های حرارتی با سیکل تبرید آبشاری ارائه گردید. در این تحقیق انواع ترکیب‌ها از دیدگاه‌های انرژی و اقتصادی ارزیابی شدند و در نهایت با استفاده از یک روش امتیاز دهی مشخص شد که ترکیب سیکل تبرید آبشاری با آب شیرین کن حرارتی ۳ اثره یکی از گزینه‌های مناسب برای مواردی می‌باشد که اولویت انتخاب شاخص‌های انرژی و اقتصادی باشد.

مطالعه ای توسط شیوامانی [۱۸] با هدف تحلیل انرژی جریان واحد اسمز معکوس در کارخانه نمک‌زدایی آب دریا با دستگاه بازیافت انرژی

انجام شد. معادلات بقای جرم و انرژی برای تجزیه و تحلیل استفاده شد. از تجزیه و تحلیل، تلفات قابل توجهی برابر با ۶۶٫۶۵ کیلوژول بر ثانیه در دستگاه بازیافت انرژی برآورد شد و مشخص گردید که که دستگاه بازیافت انرژی گزینه مناسبی برای کاهش مصرف انرژی در واحد اسمز معکوس می باشد. در تحقیقی که توسط پارک و همکارانش [۱۹] انجام شد فناوری‌های جایگزین نمک‌زدایی، از جمله اسمز جلو، اسمز فشار تاخیری، تقطیر غشایی، یونیزاسیون خازنی ، نمک‌زدایی با انرژی تجدیدپذیر ، و باتری‌های نمک‌زدایی مورد مطالعه قرار گرفته‌اند. در تحقیق جین و همکارانش [۲۰] جریان آب دریا در اطراف لوله های افقی اواپراتورهای تبخیر کننده به عنوان یک مدل نمک زدایی حرارتی بررسی شده است. مشخص شده است هنگامی که شوری آب دریا از ۳۵ به ۵۵ گرم در کیلوگرم افزایش می یابد، سرعت دفع دی اکسید کربن ۴۳ درصد افزایش می یابد. اثرات شرایط عملیاتی بر روی کربنات زایی و pH، مقایسه و تجزیه و تحلیل شده است. در تحقیق دیگری [۲۱] شرایط مختلف عملیاتی، در فرآیند نمک زدایی فلاش چند مرحله ای ، در منطقه خلیج فارس بررسی شده است. برای این منظور، یک مدل دینامیکی دقیق برای فرآیند نمک زدایی فلاش چند مرحله ای که پارامترهای کلیدی و جدیدی را در بر می‌گیرد، در برابر داده‌های واقعی یک کارخانه نمک‌زدایی آب دریا در مقیاس بزرگ، توسعه و اعتبارسنجی شده است. سپس از این مدل برای مطالعه رفتار فرآیندهای نمک زدایی فلاش چند مرحله ای در مقیاس بزرگ برای تغییر در دمای بخار، دمای خوراک و سرعت جریان آب نمک بازیافت استفاده شده است. نتایج شبیه سازی نشان داد که آخرین مرحله نسبت به مراحل قبل به زمان بیشتری برای ته نشین شدن نیاز دارد. علاوه بر این، دمای بخار در مقایسه با دمای آب ورودی و نرخ جریان آب نمک بازیافت تأثیر ناچیزی بر نسبت عملکرد نشان می‌دهد.

بررسی تحقیقات گذشته نشان می‌دهد که بسیاری از محققان به حرارت اتلاف ناشی از سیکل‌های تبرید تراکمی توجه کرده‌اند، به عنوان مثال، برای کاهش حرارت اتلافی یا استفاده مفید از آن برای تولید سرمایش، توان و گرمایش بیشتر بررسی‌هایی انجام شده است. با توجه به بهترین دانش نویسندگان، مطالعات کمی در زمینه ترکیب سیکل تبرید تراکمی آبشاری با سایر سیستم های انرژی وجود دارد. به ویژه، در مواردی که هدف استفاده از انرژی تلف شده به عنوان منبع گرمایی مستقل برای تولید آب قابل شرب باشد. این در حالی است که تولید آب قابل شرب بدون استفاده بیشتر از سوخت های فسیلی یکی از موضوعات ضروری در دنیاست. در مطالعه حاضر، از گرمای تلف شده سیکل تبرید تراکمی آبشاری برای تولید آب قابل شرب استفاده می‌شود. از طرف دیگر، تاثیر سیال عامل‌های متفاوت بر شاخص‌های دبی جرمی آب قابل شرب تولیدی، فضای اشغال شده توسط سیستم ترکیبی، هزینه سرمایه گذاری مربوطه و توان مصرفی کمپرسورها بررسی می‌گردد.

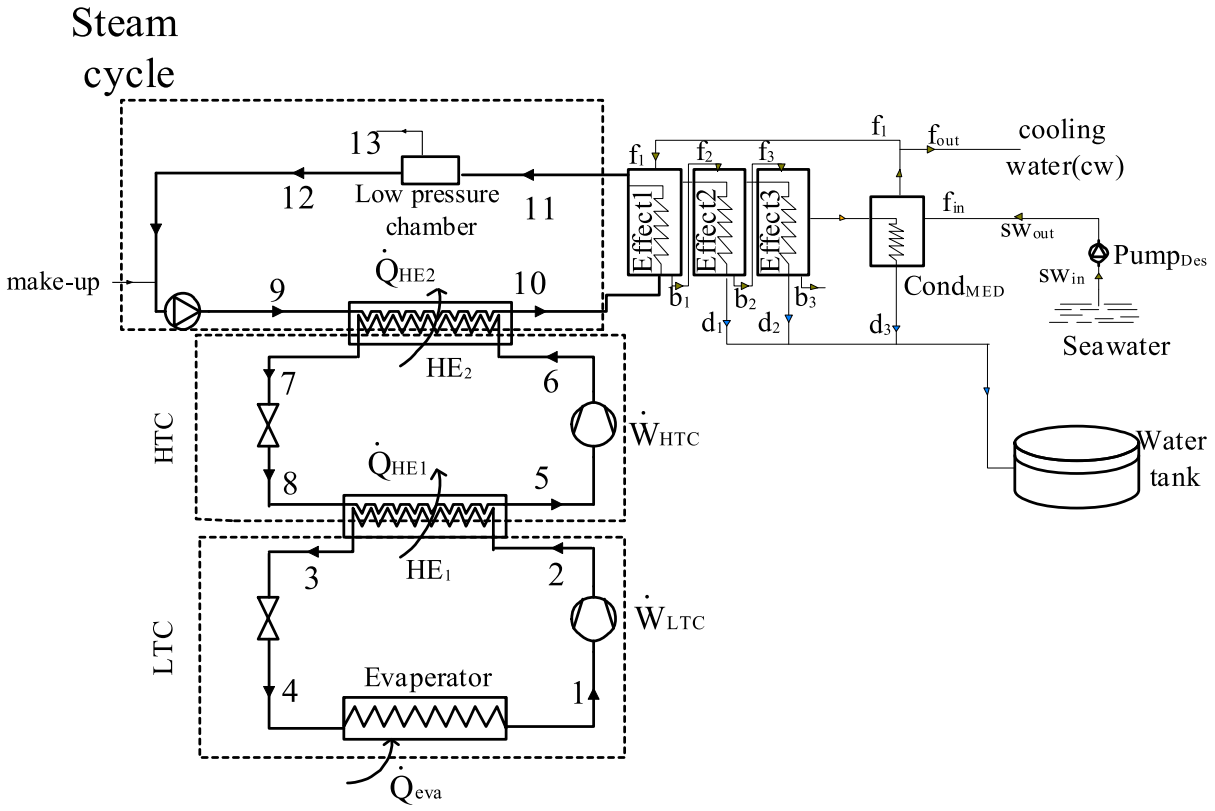
تفاوت اصلی کار حاضر با سایر تحقیقات انجام شده، بررسی تاثیر زوج سیال‌های عامل متفاوت در سیکل تبرید آبشاری بر تولید آب قابل شرب از طریق سیکل آب شیرین کن می‌باشد. در تحقیق [۱۷]، که نزدیک‌ترین تحقیق به کار حاضر می‌باشد، هدف بررسی و قابلیت سنجی استفاده از حرارت اتلافی سیکل تبرید آبشاری در آب شیرین کن‌های حرارتی می‌باشد. اما در تحقیق [۱۷]، هیچ توجهی به تاثیر سیال‌های عامل مختلف در سیکل تبرید آبشاری بر عملکرد آب شیرین کن نشده است. بنابراین در کار حاضر به منظور بررسی جامع‌تر سیستم ترکیبی، به این بخش یعنی تاثیر استفاده از زوج سیال‌های عامل متفاوت بر عملکرد سیستم ترکیبی پرداخته شده است.

۲- بیان مسئله

با توجه به اینکه در سیکل تبرید آبشاری حرارت قابل توجهی به محیط بیرون دفع می‌شود و این حرارت اتلافی در واقع حاصل از مصرف برق قابل توجه در این سیکل می‌باشد. بنابراین با صرف یک انرژی با ارزش و هزینه بالا (یعنی برق) حرارتی تولید می‌گردد که بدون هیچ استفاده‌ای اتلاف می‌شود. مطابق با شکل ۱، در کار حاضر برای جلوگیری از اتلاف حرارت مذکور و همچنین افزایش بازدهی سیستم تبرید، از حرارت مورد نظر برای تولید بخار و راه اندازی سیکل آب شیرین کن حرارتی سه اثره استفاده می‌گردد. به این ترتیب سیکل تبرید تراکمی دما پایین حرارت محیط سرد را جذب می‌کند و از طریق یک مبدل حرارتی این حرارت را به سیکل تبرید تراکمی دما بالا انتقال می‌دهد. در سیکل‌های مرسوم، حرارت موجود در سیکل تبرید تراکمی دما بالا از طریق کندانسور به محیط بیرون دفع می‌شود. اما در کار حاضر، به جای کندانسور از یک مبدل حرارتی استفاده شده است تا حرارت به سیکل تولید بخار انتقال یابد. در سیکل تولید بخار، بخاری با دمای ۱۰۰ درجه سانتی گراد تولید می‌شود و این بخار وارد افکت اول آب شیرین می‌شود. به این ترتیب نه تنها حرارتی اتلاف نمی‌گردد بلکه انرژی مورد نیاز سیکل آب شیرین کن نیز تأمین می‌شود.

۲- ۱- سیکل تبرید تراکمی آبشاری

برای خنک سازی در دماهای خیلی پایین (۴۰- تا ۸۰-درجه سانتیگراد) معمولاً از سیکل‌های تبرید تراکمی دو اثره استفاده می شود. این سیکل شامل دو سیکل تبرید تراکمی جداگانه می‌باشد که در آن سیکل‌ها از طریق



شکل ۱. شماتیک سیستم ترکیبی ارائه شده

Fig. 1. Schematic of the proposed system

یک مبدل حرارتی متصل می‌شوند. این مبدل حرارتی به عنوان اواپراتور برای سیکل تبرید دوم و به عنوان کندانسور برای سیکل تبرید اول عمل می‌کند. در سیکل اول مبرد گرمای محیط سرد را از طریق اواپراتور جذب کرده و به بخار تبدیل می‌کند، سپس با عبور از کمپرسور اول دمای آن افزایش می‌یابد. در نهایت وارد مبدل حرارتی مذکور شده و گرمای خود را آزاد می‌کند. در سیکل تبرید دوم، مبرد ورودی به مبدل حرارتی گرما را جذب کرده و آن را به حالت بخار تبدیل می‌کند. مبرد پس از عبور از کمپرسور دوم، دمای بالایی برای تبادل حرارت با محیط اطراف دارد. در کار حاضر، گرمای تولید شده برای تامین انرژی مورد نیاز برای چرخه بخار استفاده می‌شود. در این چرخه آب با فشار کم وارد مبدل حرارتی دوم می شود و با جذب گرمای سیکل تبرید آبشاری به بخار تبدیل می‌گردد و سپس برای تامین انرژی لازم برای نمک زدایی وارد مبدل حرارتی سوم می‌شود.

۲- ۲- سیکل آب شیرین کن حرارتی ۳ اثره

بخار تولید شده در سیستم ترکیبی، بخار اولیه نامیده می شود و وارد اولین افکت آب شیرین کن می‌شود. هنگامی که آب تغذیه وارد اولین افکت می‌شود، روی لوله‌هایی که بخار اولیه در آن‌ها جریان دارد اسپری می‌شود. بنابراین قسمتی از آن تبخیر می‌گردد و وارد افکت دوم می‌شود، این بخار که به افکت دوم می‌رود بخار ثانویه نامیده می‌شود. بخار اولیه داخل لوله‌های اواپراتور به دلیل اتلاف حرارت چگالیده شده و به سیکل تولید بخار بر می‌گردد. آب نمک موجود در افکت اول وارد افکت دوم می‌شود. در افکت دوم دو بخار تولید می‌شود. مقداری از بخار به دلیل اختلاف فشار بین جریان آب نمک ورودی و محفظه افکت دوم تولید می‌شود. از طرفی بخار ثانویه که در افکت اول از تبخیر آب تغذیه به دست می‌آید در افکت دوم با انتقال گرمای نهان خود به آب نمک پاشیده شده روی لوله‌ها چگالیده می‌شود.

بخار چگالیده شده وارد یک محفظه کم فشار شده و در اثر اختلاف فشار، قسمتی از آن دوباره تبخیر شده و قسمت دیگر به صورت مایع به مخزن آب فرستاده می‌شود. بخار تولید شده در این قسمت به همراه بخار تولید شده در اثر اختلاف فشار آب نمک پاشیده شده به افکت دوم وارد یک پیش گرمکن شده و باعث افزایش دمای آب تغذیه می‌شود که به سمت افکت اول در حال حرکت است. تمامی مراحل فوق برای سایر افکت‌ها تکرار می‌شود و به این ترتیب بخار چگالیده شده از مرحله دوم به بعد به صورت آب قابل شرب جمع آوری می‌شود. لازم به ذکر است که دلیل انتخاب آب شیرین کن حرارتی ۳ اثره با توجه مطالعه انجام شده در تحقیق [۱۷] می‌باشد. در تحقیق مذکور مطالعه‌ای بین ترکیب سیکل تبرید آبشاری با آب شیرین کن‌های حرارتی انجام شده است. نتایج این تحقیق نشان می‌دهد که یکی از مناسب‌ترین روش‌های حرارتی برای تولید آب قابل شرب با استفاده از حرارت اتلافی سیکل تبرید آبشاری استفاده از آب شیرین کن حرارتی ۳ اثره می‌باشد.

۳- مدلسازی سیستم ارائه شده

برای بررسی سیستم از دیدگاه انرژی، حجم کنترلی برای هر جزء از سیستم های مورد بررسی در نظر گرفته شده و با توجه به جریان ورودی و خروجی معادلات جرم و بالانس انرژی استخراج می‌شود. بالانس جرم و انرژی برای حجم کنترل در شرایط پایا به صورت زیر محاسبه می شود [۱۹]:

$$\sum \dot{m}_i = \sum \dot{m}_o \tag{۱}$$

$$\sum_k \dot{Q}_k + \sum_i^N (\dot{m}_i h_i)_k = \dot{W}_k + \sum_o^N (\dot{m}_o h_o)_k \tag{۲}$$

با در نظر گرفتن معادله فوق، بالانس انرژی برای اجزای سیکل تبرید تراکمی آبشاری بر اساس معادلات زیر محاسبه می شود. جریان در فاز مایع وارد اواپراتور شده و آن را در فاز اشباع ترک می کند. نرخ انتقال حرارت اواپراتور از رابطه زیر محاسبه می‌شود.:[۱۷]

$$\dot{Q}_{eva} = \dot{m}_1 (h_1 - h_4) \tag{۳}$$

در ادامه بخار اشباع شده وارد کمپرسور می‌شود. درنتیجه دما و فشار آن افزایش می‌یابد. توان مصرفی به صورت زیر تعیین می‌شود:

$$\dot{W}_{comp,LTC} = \dot{m}_1 (h_2 - h_1) \tag{۴}$$

پس از خروج از کمپرسور، جریان از مبدل حرارتی عبور کرده و گرمای خود را به جریان دیگری که در مبدل حرارتی جریان دارد، منتقل می‌کند:

$$\dot{Q}_{HE1} = \dot{m}_2 (h_2 - h_3) = \dot{m}_5 (h_5 - h_8) \tag{۵}$$

قبل از ورود مجدد به اواپراتور، جریان از یک شیر فشار شکن عبور می کند:

$$h_3 = h_4 \tag{۶}$$

جریان در نقطه ۵ در فاز اشباع وارد کمپرسور می‌شود، سپس از مبدل حرارتی دوم عبور می کند و گرما را به سیکل بخار انتقال می‌دهد. در نهایت پس از خروج از شیر فشار شکن وارد مبدل حرارتی اول می‌شود:

$$\dot{W}_{comp,HTC} = \dot{m}_5 (h_6 - h_5) \tag{۷}$$

$$\dot{Q}_{HE2} = \dot{m}_6 (h_6 - h_7) = \dot{m}_9 (h_{10} - h_9) \tag{۸}$$

$$h_7 = h_8 \tag{۹}$$

در سیکل بخار، آب کم فشار در دمای ۳۰ درجه سانتیگراد وارد مبدل حرارتی دوم شده و گرما را جذب می‌کند. جریان در حالت فوق گرم از مبدل حرارتی دوم خارج می‌شود، سپس وارد مبدل حرارتی سوم می‌شود تا انرژی مورد نیاز سیستم آب شیرین کن را تامین کند[۱۷]:

$$\dot{Q}_{steam} = \dot{m}_{10} (h_{10} - h_{11}) \tag{۱۰}$$

جدول ۱. معادلات به کار گرفته شده برای تحلیل آب شیرین کن حرارتی سه اثره

Table 1. Equations used for the analysis of three-effect thermal desalination system

معادلات بقا	معادله
بقای جرم	$\dot{m}_f = \dot{m}_d + \dot{m}_{b3}$, $\dot{m}_{b3} = (x_f / (x_n - x_f))\dot{m}_d$, $\dot{m}_{di} = \dot{m}_{d1}\lambda_{v_1} / \lambda_{v_i}$, $\dot{m}_{sw,in} = \dot{m}_f + \dot{m}_{cw}$ $\dot{m}_{d1} = \dot{m}_d / (\lambda_{v_1}(1/\lambda_{v_1} + 1/\lambda_{v_2} + 1/\lambda_{v_3}))$, $\dot{m}_{b1} = \dot{m}_f - \dot{m}_{d1}$, $\dot{m}_{b_i} = \dot{m}_{b_{i-1}} - \dot{m}_{d_i}$
بقای غلظت در مراحل مختلف آب شیرین کن	$x_1 = x_f \dot{m}_f / \dot{m}_{b_1}$, $x_i = x_{i-1}\dot{m}_{b_{i-1}} / \dot{m}_{b_i}$
بقای انرژی در مراحل مختلف آب شیرین کن	$\dot{Q}_i = U_i A_i \Delta T_i$, $U_1\Delta T_1 = U_2\Delta T_2 = U_3\Delta T_3$
بقای غلظت در کندانسور	$\dot{Q}_c = \dot{m}_{d3}\lambda_{v3}$, $\dot{m}_{d3}\lambda_{v3} = (\dot{m}_f + \dot{m}_{cw})c_p(T_f - T_{cw})$
مساحت لازم جهت مبادله حرارت	$A_1 = m_{d1}\lambda_{v1} / U_1(T_s - T_1)$, $A_i = m_{di}\lambda_{vi} / U_i(T_i - \Delta T_{loss})$, $A_c = Q_c / U_c(\Delta T_{LMTD})_c$

ضریب عملکرد برای سیستم یکپارچه از رابطه زیر به دست می آید:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{eva} + \dot{m}_d h_d}{\dot{W}_{comp,LTC} + \dot{W}_{comp,HTC}} \quad (۱۱)$$

از سوی دیگر، نسبت عملکرد برای سیستم نمک‌زدایی به صورت زیر مشخص شده است:

$$PR = \frac{\dot{m}_d}{\dot{m}_s} \quad (۱۲)$$

در جدول ۱، معادلات اصلی برای تعادل انرژی و جرم سیستم های نمک زدایی در نظر گرفته شده گزارش شده است، جزئیات بیشتر در مرجع [۲۰] موجود است. در این جدول، U ضریب انتقال حرارت کلی، T دما، λ گرمای نهان، X نشان دهنده غلظت نمک در آب و BPE دمای نقطه جوش است.

اگزرژی بیشترین کاری است که سیستم در رسیدن به تعادل کامل با محیط مرجع تولید می‌کند. منظور از تعادل رسیدن به حالتی است که پس از آن کاری تولید نشود. برای انجام محاسبات اگزرژی به محیط مرجع نیاز است. محیط مرجع به محیطی گفته می‌شود که سیستم در حالت تعادل با محیط باشد. لازم به ذکر است که تعادل زمانی به یک سیستم اطلاق می‌گردد که سیستم در حالت تعادل فیزیکی، مکانیکی، حرارتی و شیمیایی با محیط قرار گرفته باشد. با صرف نظر از اگزرژی اتلافی بالانس اگزرژی برای یک حجم کنترل در شرایط پایا از رابطه زیر زیر به دست می‌آید[۱۷]:

$$\sum \dot{E}x_{in} - \sum \dot{E}x_{out} = \dot{E}x_D \quad (۱۳)$$

$$\dot{E}x_D = T_0 \dot{S}_{gen} \quad (۱۴)$$

اگزرژی ورودی و خروجی حاصل از مجموع اگزرژی فیزیکی، شیمیایی، جنبشی و پتانسیل می‌باشد. با چشم پوشی از انرژی‌های جنبشی و پتانسیل، اگزرژی یک جریان در شرایط پایا از رابطه زیر قابل حصول می‌باشد:

$$\dot{E}x = \dot{E}x_{ph} + \dot{E}x_{ch} \quad (۱۵)$$

$$\dot{E}x_{ph} = \dot{m}[(h - h_0) - T_0(s - s_0)] \quad (۱۶)$$

و اگزرژی شیمیای و یا حداکثر میزان کاری است که سیستم در تعادل حرارتی و مکانیکی محیط هنگام رسیدن به تعادل شیمیایی انجام می‌دهد. در سیکل‌های تبرید جذبی و پمپ حرارتی جذبی تنها اگزرژی شیمیایی آب در نظر گرفته شده است که مقدار آن از رابطه زیر محاسبه می‌گردد [۲۰]:

$$\dot{E}x_{ch} = \dot{m}\left(\frac{X_{H2O}}{M_{H2O}}\right)e^{0}_{ch,H2O} \quad (۱۷)$$

از جمله شاخص‌هایی که در این مقاله برای تحلیل اگزرژی استفاده می‌گردد، تخریب اگزرژی، بازده اگزرژی و نسبت تخریب اگزرژی می‌باشند. بازده اگزرژی و نسبت تخریب اگزرژی برای اجزاء سیستم از روابط زیر به دست می‌آید:

$$\varepsilon_k = \frac{\dot{E}x_{P,k}}{\dot{E}x_{F,k}} \quad (۱۸)$$

$$Y_{D,k} = \frac{\dot{E}x_{D,k}}{\sum_k \dot{E}x_{D,tot}} \quad (۱۹)$$

اگزرژی سوخت در واقع همان هزینه‌ای است که باید صرف گردد تا اگزرژی مطلوب یا همان اگزرژی محصول حاصل گردد:

$$\varepsilon_k = \frac{\dot{E}x_{P,k}}{\dot{E}x_{F,k}} = \frac{\dot{E}x_{F,k} - \dot{E}x_{D,k}}{\dot{E}x_{F,k}} = 1 - \frac{\dot{E}x_{D,k}}{\dot{E}x_{F,k}} \quad (۲۰)$$

انتالپی و انتروپی محلول آب خالص و نمک به صورت زیر تعریف می‌گردد. [۲۲]:

$$s = mf_s s_s + mf_w s_w - R_m(x_s + x_w Lnx_w) \quad (۲۱)$$

$$h = mf_s h_s + mf_w h_w \quad (۲۲)$$

$$h_s = h_{s0} + C_{ps}(T - T_0) \quad (۲۳)$$

$$s_s = s_{s0} + C_{ps} Ln(T / T_0) \quad (۲۴)$$

به دلیل وجود نمک در آب دریا چشم‌پوشی از اگزرژی شیمیایی امکان پذیر نمی‌باشد[۲۲]:

$$e_{ch} = -N_m R_m T_0[(x_w \ln x_w + x_s \ln x_s)] \quad (۲۵)$$

$$mf_s = x_s \frac{M_s}{M_m} \quad (۲۶)$$

$$mf_w = \frac{M_w}{M_m} \quad (۲۷)$$

$$M_m = x_s M_s + x_w M_w \quad (۲۸)$$

$$x_s = \frac{M_w}{M_s\left(\frac{1}{mf_s} - 1\right) + M_w} \quad (۲۹)$$

$$x_w = \frac{M_w}{M_w\left(\frac{1}{mf_w} - 1\right) + M_s} = 1 - x_s \quad (۳۰)$$

با توجه به روابط اخیر اگزرژی آب دریا از رابطه زیر محاسبه می‌گردد:

$$\dot{E}x_{sw} = \dot{m}_{sw}(ex_{ph,sw} + ex_{ch,sw}) \quad (۳۱)$$

در ادامه روابط در نظر گرفته شده برای محاسبه هزینه سرمایه گذاری

تجهیزات به کار گرفته شده در سیستم ترکیبی ارائه شده است[۱۷]:

$$TCI_{comp} = \frac{573\dot{m}_{input}}{0.8996-\eta_{ex,comp}}\left(\frac{P_c}{P_{input}}\right)\log\left(\frac{P_c}{P_{input}}\right) \quad (۳۲)$$

$$TCI_{pump} = 10^{(3.3892+0.0536\log(\dot{W}_{pump})-0.1536(\log(\dot{W}_{pump}))^2)} \quad (۳۳)$$

$$TCI_{EV} = 37\left(\frac{P_{input}}{P_{output}}\right) \quad (۳۴)$$

$$TCI_{HE} = 130\left(\frac{A_{HE}}{0.093}\right)^{0.78} \quad (۳۵)$$

سطح حرارتی از رابطه زیر محاسبه می گردد:

$$\dot{Q}_k = U_k A_k (\Delta T_{LMTD})_k \quad (۳۶)$$

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{(T_{h,in}-T_{c,out})-(T_{h,out}-T_{c,in})}{\ln((T_{h,in}-T_{c,out})/(T_{h,out}-T_{c,in}))} \quad (۳۷)$$

مقدار ضریب انتقال حرارت کلی از رابطه زیر تعیین می شود [۲۳]:

$$U = \frac{1}{\left[\left(\frac{D_o}{D_i}\right)\left(\frac{1}{h_i}\right)+\left(\frac{D_o}{2k}\right)\ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)+R_{fouling}+\left(\frac{1}{h_o}\right)\right]} \quad (۳۸)$$

داده های هزینه محاسبه شده در سال مرجع باید با رابطه زیر به سال اصلی به روز شود [۲۴]:

$$\text{Original cost} = \text{cost at refrence year} \times \frac{\text{cost index for the original year}}{\text{cost index for the reference year}} \quad (۳۹)$$

مدل سازی سیستم های در نظر گرفته شده با توجه به مفروضات زیر انجام می شود.

- مدلسازی با توجه به شرایط پایا انجام می شود.
- افت فشار ناشی از اصطکاک در مبدل‌های حرارتی و لوله‌ها ناچیز در نظر گرفته شده است
- در طراحی مبدل‌های حرارتی تمامی واحدهای انتقال حرارت از نوع خلاف جریان می‌باشند
- سرمایش تولیدی توسط سیکل تبرید تراکمی دو اثره ۱۰۰ کیلووات می‌باشد [۲۵].
- بازدهی کمپرسورها مطابق با روابط ارائه شده در مرجع [۲۵]
- شوری آب ورودی دریا ۴۲۰۰۰ ppm در نظر گرفته شده است.
- غلظت آب نمک دفع شده ۷۰۰۰۰ ppm می‌باشد
- دمای بخار ورودی به افکت اول آب شیرین کن ۱۰۰ درجه سانتیگراد می‌باشد
- دمای آب دریا ورودی به سیستم آب شیرین کن ۲۵ درجه سانتیگراد می‌باشد
- جریان در حالت بخار اشباع وارد کمپرسورها می‌شود.

الگوریتم حل مسئله مطابق با گام‌های زیر می‌باشد.

گام ۱: حرارت اتلافی از سیکل تبرید آبشاری را محاسبه کنید

گام ۱-۱: انتالپی، انتروپی دما و فشار در نقاط ۱ تا ۸ را با استفاده از جداول ترمودینامیکی، بازدهی آیزنتروپیک کمپرسورها را محاسبه کنید

گام ۱-۲: با استفاده از مقدار ظرفیت سرمایش در سیکل تبرید آبشاری (رابطه ۳)، دبی جرمی در سیکل تبرید دما پایین را محاسبه کنید

گام ۱-۳: با استفاده از رابطه ۴، توان مصرفی سیکل تبرید دما پایین را محاسبه کنید

گام ۱-۴: با استفاده از رابطه ۵، حرارت انتقالی از سیکل تبرید دما پایین به سیکل تبرید دما بالا و دبی جرمی سیکل تبرید دما بالا را محاسبه کنید.

گام ۱-۵: با استفاده از رابطه ۷، توان مصرفی سیکل تبرید دما بالا را محاسبه کنید.

گام ۱-۶: با استفاده از رابطه ۸، حرارت اتلافی از سیکل تبرید آبشاری به سیکل بخار را محاسبه کنید

گام ۲: بخار تولیدی در سیکل تولید بخار را محاسبه کنید

گام ۲-۱: انتالپی، انتروپی دما و فشار در نقاط ۹ تا ۱۲ را با استفاده از

جدول ۲. داده های ورودی مورد نیاز برای در مدلسازی انجام شده در کار حاضر برای سیکل تبرید آبشاری و آب شیرین کن

Table 2. Input data for the modeling done in the present work for DER and desalination systems

پارامتر	مقدار	مرجع مورد بررسی
n	۶	[۳۰]
T_s	۵۲/۶ °C	[۳۰]
T_n	۳۴/۵ °C	[۳۰]
x_f	۴۲۰۰۰ ppm	[۳۰]
$\dot{m}_f$	۶۱۱ kg/s	[۳۰]
T_{cw}	۲۶ °C	[۳۰]
$\dot{Q}_{eva}$	۵/۸۳ kW	[۲۹]
T_1	-۴۰ °C	[۲۹]
T_5	-۲۴/۱ °C	[۲۹]
T_7	۳۹/۴ °C	[۲۹]

جداول ترمودینامیکی، بازدهی آیزنتروپیک پمپ را محاسبه کنید

گام ۲-۲: با استفاده از رابطه ۱۰، دبی جرمی بخار تولیدی را محاسبه کنید.

گام ۳: آب قابل شرب تولیدی در سیکل آب شیرین کن را محاسبه کنید.

گام ۳-۱: با استفاده از جدول ۱، دمای افکت آخر و دبی جرمی آب شور خروجی از افکت آخر را محاسبه کنید

گام ۳-۲: با استفاده از جدول ۱، دبی جرمی آب شور ورودی به افکت اول را محاسبه کنید.

گام ۳-۳: با استفاده از جدول ۱، گرمای نهان را برای بخار تولیدی و حرارت انتقالی در هر افکت را محاسبه کنید.

گام ۳-۴: با استفاده از جدول ۱، میزان آب شور خروجی و غلظت نمک موجود در آب شور هر افکت را محاسبه کنید.

گام ۳-۵: با استفاده از جدول ۱، سطح حرارتی هر افکت و سطح حرارتی کندانسور را محاسبه کنید

گام ۳-۶: با استفاده از جدول ۱، آب قابل شرب تولیدی در هر افکت را محاسبه کنید.

۴- اعتبار سنجی

در این بخش، نتایج مدل‌سازی سیکل تبرید تراکمی و آب شیرین کن حرارتی در نظر گرفته شده با توجه به مطالعات تجربی اعتبارسنجی می‌شوند. به منظور انجام اعتبار سنجی ورودی‌های لازم جهت اجرای کد نوشته در کار حاضر از مراجع مربوطه استخراج می‌گردد، در ادامه نتایج گرفته شده از کار حاضر با نتایج ارائه شده در مراجع مورد نظر مقایسه می‌شود. در صورتی که نتایج استخراج شده از کار حاضر با نتایج ارائه شده در مراجع اختلاف کمی داشته باشند، نشان داده می‌شود که کد نوشته از دقت بالایی برخوردار است و از طرفی فرضیات لحاظ شده در این کد نیز به واقعیت یا سایر مراجع نزدیک می‌باشد.

در کار حاضر به منظور اعتبار سنجی مدلسازی انجام شده برای سیکل تبرید آبشاری و سیکل تولید آب شیرین کن به ترتیب از مراجع [۲۶] و [۲۷] استفاده شده است. داده‌های ورودی مورد نیاز برای استخراج نتایج مدلسازی انجام شده در کار حاضر در جدول ۲ ارائه شده است. به کمک مقادیر موجود در این جدول، نتایج مربوط به مدلسازی محاسبه گردیده است و به ترتیب برای سیکل تبرید آبشاری و سیکل تولید آب قابل شرب در جداول ۳ و ۴ ارائه شده است.

جدول ۳. اعتبار سنجی نتایج حاصل شده برای سیکل تبرید آبشاری در کار حاضر و مرجع [۲۹]

Table 3. Validation results obtained for DER in the present work and reference [25]

پارامتر	نتایج کار حاضر	نتایج مرجع[۲۹]	اختلاف (٪)
حرارت خروجی از مبدل ۱ (kW)	۷/۰۷	۷/۰۲	۰/۷۱
کار کل کمپرسور (kW)	۵/۵۵	۶	۷/۵
ضریب عملکرد سیستم	۰/۹۷	۱/۰۲	۴/۹

جدول ۴. اعتبار سنجی نتایج حاصل شده برای سیکل آب شیرین کن در کار حاضر و مرجع [۳۰]

Table 4. Validation results obtained for desalination system in the present work and reference [30]

پارامتر	نتایج کار حاضر	نتایج مرجع[۳۰]	اختلاف (٪)
$\dot{m}_s$ (kg/s)	۳۳/۸۵	۳۶/۰۹	۶/۲
$\dot{m}_c$ (kg/s)	۳۲۲۰	۳۲۱۴	۰/۱۹
PR	۵/۹۴	۵/۵۷	۶/۶۴
$\dot{m}_{b6}$ (kg/s)	۴۱۰	۴۱۰	۰

نتایج اعتبار سنجی نشان می‌دهد که تطابق بین نتایج به دست آمده در این کار و مراجع مورد نظر قابل قبول می‌باشد.

۵- نتایج و بحث

لازم به ذکر است که ارزیابی دقیق ترکیب سیکل تبرید آبشاری با انواع آب شیرین کن‌های حرارتی از دیگاه انرژی و اقتصادی قبلاً در مرجع [۱۷] انجام شده است، بنابراین در تحقیق حاضر ترکیب دو سیکل مذکور از دیدگاه انرژی و اقتصادی بررسی نمی‌شود. اما در تحقیق قبلی، تاثیر سیال عامل‌های متفاوت در سیکل تبرید آبشاری بررسی نشده است، پس در کار حاضر به بررسی تاثیر انواع زوج سیال عامل‌های متفاوت سیستم ترکیبی ارائه شده از دیدگاه‌های انرژی و اقتصادی پرداخته می‌شود. همانطور که قبلاً ذکر گردید، زوج سیال عامل‌های متفاوت در سیکل تبرید آبشاری مورد بررسی قرار می‌گیرد. پنج شاخص در این بررسی برای زوج سیال عامل‌های متفاوت بررسی می‌گردد، که عبارتند از دبی جرمی بخار تولید شده برای راه اندازی آب شیرین کن، توان مصرفی کل کمپرسورها، دبی جرمی آب تولیدی توسط آب شیرین کن، کل فضای اشغالی توسط آب شیرین کن، کل هزینه اعمال شده بر اثر تغییر سیال عامل بر کل سیستم ارائه شده است. پنج شاخص مذکور در ابتدا برای سیال‌های عامل متفاوت بررسی و تحلیل می‌شوند و در نهایت با استفاده از یک روش امتیاز دهی بهترین زوج سیال عامل انتخاب می‌گردد. در کار حاضر با توجه به این که هدف رسیدن به حرارت دفعی بیشتر در کندانسور سیکل دما بالا جهت تامین حرارت مورد نیاز آب شیرین کن می باشد لذا از جفت مبردهای مرسومی که که دارای شاخص آلایندگی زیست محیطی کمتری نسبت به سایر مبردها هستند و در مراجع مختلف به طور معمول بررسی شده است در جهت رسیدن به این هدف استفاده شده است. لازم به ذکر است که در جداول، سیال عامل‌هایی که در سطر افقی قرار دارند نشان دهنده سیال عامل سیکل تبرید تراکمی دما پایین می‌باشند. این در حالی است که سیال عامل‌های لیست شده در ستون اول نشان دهنده سیال عامل سیکل تبرید تراکمی دما بالا می‌باشند. برخی از سیال عامل‌هایی که در سیکل تبرید دما پایین قرار دارند در سیکل تبرید دما بالا بررسی نشده‌اند، دلیل آن تطابق نداشتن خواص ترمودینامیکی آن سیال عامل‌ها با شرایط طراحی در نظر گرفته می‌باشد. پیش از بررسی تاثیر زوج سیال‌های عامل متفاوت، ابتدا نتایج حاصل از تحلیل انرژی برای سیستم ترکیبی در حالتی که از سیال‌های R744-R717 استفاده شده باشد، گزارش می‌گردد. برای این منظور ابتدا لازم است که خواص ترمودینامیکی تمامی نقاط مشخص گردد. در جداول ۵ و ۶ به ترتیب خواص ترمودینامیکی نقاط مشخص شده در سیستم ارائه شده و نتایج اصلی حاصل از تحلیل انرژی ارائه شده است.

جدول ۵. خواص ترمودینامیکی به دست آمده برای نقاط ارائه شده در سیستم ترکیبی

Table 5. Thermodynamic properties for the points presented in the integrated system

نقطه (حالت)	سیال	دما (°C)	فشار (kPa)	آنتالپی (kJ/kg)	آنتروپی (kJ/kgK)	دبی جرمی (kg/s)
۱	R744	۵۵۴	-۵۵	-۷۵/۸	-۰/۶	۰/۴۴۳
۲	R744	۳۴۸۵	۱۴۷/۸	۹۴/۸	-۰/۴	۰/۴۴۳
۳	R744	۳۴۸۵	۰	-۳۰۶/۸	-۱/۷	۰/۴۳۳
۴	R744	۵۵۴	-۵۵	-۳۰۶/۸	-۱/۷	۰/۴۳۳
۵	R717	۲۹۰/۸	-۱۰	۱۴۵۱	۵/۸	۰/۱۶۸
۶	R717	۱۷۸۸	۱۶۲	۱۸۱۹	۶	۰/۱۶۸
۷	R717	۱۷۸۲	۴۵	۴۱۵/۵	۱/۷	۰/۱۶۸
۸	R717	۲۰۹/۸	-۱۰	۴۱۵/۵	۱/۸	۰/۱۶۸
۹	آب	۱۰۱/۴	۴۰	۱۶۷/۶	۰/۶	۰/۰۹۴
۱۰	آب	۱۰۱/۴	۱۰۰	۲۶۷۶	۷/۴	۰/۰۹۴
۱۱	آب	۱۰۱/۴	۴۰	۱۶۷/۵	۰/۶	۰/۰۹۴
۱۲	آب	۷/۴	۴۰	۱۶۷/۵	۰/۶	۰/۰۹۴
f_1	آب نمک	۰/۶۹۳	۷۷/۹۴	۹۲/۷۹	۲۸۳/۱	۰/۸۱۵
f_2	آب نمک	۰/۶	۵۸/۳۱	۸۵/۱۹	۳۲۰/۱	۰/۹۷۶
f_3	آب نمک	۰/۵۰۷	۴۲/۲۹	۷۷/۲	۳۶۵/۹	۱/۱۶۹
b_1	آب نمک	۰/۶	۷۷/۹۴	۹۲/۷۹	۳۲۳/۹	۰/۹۸۷
b_2	آب نمک	۰/۵۰۷	۵۸/۳۱	۸۵/۱۹	۳۶۹/۳	۱/۱۷۹
b_3	آب نمک	۰/۴۱۶	۴۲/۲۹	۷۷/۲	۴۲۵/۲	۱/۴۱
d_1	آب	۰/۰۹۳	۷۷/۹۴	۹۲/۷۹	۳۸۸/۸	۱/۲۲۵
d_2	آب	۰/۰۹۲	۵۸/۳۱	۸۵/۱۹	۳۵۶/۸	۱/۱۳۷
d_3	آب	۰/۰۹۱	۴۲/۲۹	۷۷/۲	۳۲۳/۳	۱/۰۴۲
v_1	بخار	۰/۰۹۴	۷۷/۹۴	۹۲/۷۹	۲۶۶۴	۷/۴۴۳
v_2	بخار	۰/۰۹۳	۵۸/۳۱	۸۵/۱۹	۲۶۵۲	۷/۵۴۱
v_3	بخار	۰/۰۹۲	۴۲/۲۹	۷۷/۲	۲۶۳۸	۷/۶۵۰

جدول ۶. نتایج اصلی تحلیل انرژی برای سیستم ترکیبی ارائه شده

Table 6. The main results of energy analysis for the proposed system

پارامتر	مقدار
$\dot{Q}_{eva}(kWh)$	۱۰۰
$\dot{Q}_{HE1}(kWh)$	۱۷۳/۸
$\dot{Q}_{HE2}(kWh)$	۲۳۵/۶
$\dot{Q}_{steam}(kWh)$	۲۳۵/۶
$\dot{m}_{steam}(kg/s)$	۰/۰۹۴
$\dot{W}_{comp1}(kWh)$	۷۳/۸
$\dot{W}_{comp2}(kWh)$	۶۱/۹
COP_{sys}	۱/۱۴
$\dot{Q}_{cond,MED}(kWh)$	۲۱۲/۲
$\dot{m}_{d}(kg/s)$	۰/۲۷۷
$SA\ (m^2/kg)$	۱۸۸/۱
PR	۲/۹۵

جدول ۷. نتایج به دست آمده برای مقدار بخار حاصل شده با توجه به زوج سیال عامل‌های متفاوت

Table 7. The results for the amount of produced steam according to the various WFCs

جفت مبرد	دبی جرمی (kg/s)						
	R600	R1234yf	R1234ze	R717	R600A	R290	R744
R290	۰/۱۱۵۱	۰/۱۲۱۸	۰/۱۱۷۳	۰/۱۱۵۶	۰/۱۴۲۹	۰/۱۲۵۴	۰/۱۴۲۹
R600A	۰/۱۲۹۳	۰/۱۳۶۹	۰/۱۳۱۸	۰/۱۲۹۸	۰/۱۳۲۸	۰/۱۴۹۴	۰/۱۶۰۵
R717	۰/۰۷۵۷	۰/۰۸۰۱	۰/۰۷۷۱	۰/۰۷۵۹	۰/۰۷۷۸	۰/۰۸۲۵	۰/۰۹۳۹
R600	۰/۱۲۱۱	۰/۱۲۸۱	۰/۱۲۳۳	۰/۱۲۱۵	۰/۱۲۴۳	۰/۱۳۱۸	۰/۱۵۰۲

نتایج نشان می‌دهد که ضریب عملکرد سیستم ترکیبی و ضریب عملکرد آب شیرین کن به ترتیب ۱/۱۴ و ۲/۹۵ می‌باشد.

در جدول ۷ نتایج مربوط به مقدار بخار حاصل شده برای راه اندازی سیکل آب شیرین کن ارائه شده است. همانطور که مشخص است بیشترین تولید بخار متعلق به R744-R600A و بعد از آن زوج سیال عامل R744-R600 می‌باشد. این در حالی می‌باشد که کمترین بخار تولیدی زمانی حاصل می‌شود که از زوج سیال عامل R600-R717 استفاده می‌گردد. بیشترین بخار تولیدی نسبت به استفاده از زوج سیال R744-R717، تقریباً ۷۱ درصد افزایش یافته است که مقدار قابل توجهی می‌باشد. باید توجه داشت که علت تغییر دبی جرمی بخار تولیدی در سیستم ارائه شده همراه با تغییر زوج

جدول ۸. نتایج به دست آمده برای توان مصرفی کمپرسورها با توجه به زوج سیال عامل‌های متفاوت

Table 8. The results for the consumed power of the compressors according to the various WFCs

جفت مبرد	کار کل کمپرسور (kW)						
	R600	R1234yf	R1234ze	R717	R600A	R290	R744
R290	۱۸۸/۸	۲۰۵/۵	۱۹۴/۲	۱۸۹/۸	۲۵۸/۴	۲۱۴/۵	۲۵۸/۴
R600A	۲۲۴/۴	۲۴۳/۳	۲۳۰/۵	۲۵۵/۶	۲۳۳/۲	۲۵۳/۳	۳۰۲/۷
R717	۸۹/۷۹	۱۰۰/۸	۹۳/۳۳	۹۰/۴۹	۹۴/۹۳	۱۰۶/۷	۱۳۵/۶
R600	۲۰۳/۶	۲۲۱/۲	۲۰۹/۲	۲۰۴/۷	۲۱۱/۸	۲۳۰/۶	۲۷۶/۸

سیال عامل‌های مورد بررسی، خواص ترمودینامیکی هر سیال می‌باشد. در هر بازه دمایی مشخص تغییرات انتالپی مربوط به هر سیال عامل نیز متفاوت می‌باشد. با در نظر گرفتن رابطه $\dot{Q}=\dot{m}(h_{in}-h_{out})$ ، در صورتی که مقدار حرارت گرفته شده از محیط سرد ثابت باشد باید تغییرات دبی جرمی و انتالپی به نحوی باشد که مقدار حرارت گرفته شده از محیط سرد ثابت بماند. از این رو در صورتی که برای سیال عاملی تغییرات انتالپی در بازه دمایی مشخص نسبت به سیال عامل دیگری کاهش یابد، دبی جرمی آن افزایش می‌یابد. با افزایش دبی جرمی سیال مورد نظر در سیکل تبرید دما پایین، دبی جرمی سیال سیکل تبرید دما بالا افزایش می‌یابد. زیرا مقدار بیشتری از سیال در سیکل تبرید دما بالا لازم است تا بتواند حرارت موجود در سیال افزایش یافته در سیکل تبرید دما پایین را دریافت کند. از طرف دیگر همراه با افزایش دبی جرمی سیال موجود در سیکل تبرید دما بالا، این امکان فراهم می‌شود تا میزان بیشتری بخار تولید گردد.

در جدول ۸، نتایج مربوط به توان مصرفی کل برای کمپرسورها ارائه شده است. عامل اصلی تغییر در توان مصرفی کمپرسورها، ایجاد اختلاف دمای لازم بین سیال عامل سیکل تبرید دما بالا و سیال موجود در سیکل بخار می‌باشد. با توجه به اینکه دمای طراحی لحاظ شده در خروجی کمپرسورها برای سیکل تبرید دما پایین و دما بالا به ترتیب ۱۴۲ و ۱۶۱ درجه سانتی گراد می‌باشد، در صورت استفاده از هر زوج سیال عامل نسبت فشار قبل و بعد از کمپرسور متغیر می‌باشد. عامل تاثیر گذار دیگر نیز دبی جرمی سیال عامل استفاده شده می‌باشد، که توضیحات مربوط به دبی جرمی در قسمت قبل ارائه شده است. لازم به ذکر است که توان مصرفی سیستم در صورتی که از زوج سیال عامل مرسوم R744-R717 استفاده شود ۱۳۵/۶ کیلووات می‌باشد. این در حالی می‌باشد که کمترین توان مصرفی در حالتی رخ می‌دهد که از زوج سیال عامل R600-R717 استفاده گردد که مقدار توان مصرفی ۸۹/۷ کیلووات محاسبه شده است. بعد از آن زوج سیال عامل R717-R717، با ۹۰/۴۹ کیلووات کمترین توان مصرفی را دارد. در مقایسه با زوج سیال عامل R744-R717، در صورتی که از زوج سیال عامل R600-R717 استفاده گردد، توان مصرفی کمپرسورها ۳۳/۸ درصد کاهش یافته است که در مدت یک سال ۴۰۳/۱ مگاوات ساعت صرفه جویی در مصرف برق می‌باشد. لازم به ذکر است که بیشترین توان مصرفی بین زوج سیال عامل‌های مورد بررسی متعلق به R744-R600A می‌باشد.

تا کنون زوج سیال‌های عامل متفاوت در سیکل تبرید آبشاری بررسی شدند و مشخص شد که بیشترین بخار تولیدی و کمترین توان مصرفی متعلق به کدامین زوج سیال عامل‌ها می‌باشد، در ادامه میزان آب تولیدی توسط آب شیرین کن سه اثره بررسی می‌شود. در جدول ۹، نتایج مربوط آب قابل شرب تولیدی توسط آب شیرین کن در صورت استفاده از زوج سیال عامل‌های متفاوت ارائه شده است. تغییرات آب قابل شرب قطعاً وابسته به میزان بخار ورودی به این سیستم دارد، هرچه دبی جرمی بخار ورودی افزایش یابد میزان آب تولیدی نیز افزایش می‌یابد. همانطور که قبلاً توضیح داده شد با سیال عامل‌های متفاوت میزان دبی جرمی سیال و اختلاف انتالپی به کار گرفته شده در سیکل تبرید آبشاری نیز تغییر می‌کند (توضیحات مربوط به جدول ۱). همراه با این تغییرات میزان حرارت انتقالی و در نهایت دبی جرمی بخار تولیدی نیز تغییر می‌یابد. همانطور که نتایج نشان می‌دهد و طبق انتظار (با توجه به نتایج جدول ۱) بیشترین آب قابل شرب تولیدی متعلق به زوج سیال عامل R744-R600A می‌باشد. کمترین آب قابل شرب تولیدی زمانی رخ

جدول ۹. نتایج به دست آمده برای دبی آب قابل شرب تولیدی توسط آب شیرین کن با توجه به زوج سیال عامل‌های متفاوت

Table 9. The results for the mass flow rate of the produced potable water according to the various WFCs

جفت مبرد	دبی آب قابل شرب تولیدی توسط آب شیرین کن (kg/s)						
	R600	R1234yf	R1234ze	R717	R600A	R290	R744
R290	۰/۳۳۹۳	۰/۳۵۹	۰/۳۴۵۷	۰/۳۴۰۷	۰/۴۲۱۲	۰/۳۶۹۶	۰/۴۲۱۲
R600A	۰/۳۸۱۱	۰/۴۰۳۵	۰/۳۸۸۵	۰/۳۸۲۶	۰/۳۹۱۴	۰/۴۱۵۳	۰/۴۷۳۱
R717	۰/۲۲۳	۰/۲۳۶	۰/۲۲۷۲	۰/۲۲۳۸	۰/۲۲۹۱	۰/۲۴۲۹	۰/۲۷۶۸
R600	۰/۳۵۶۷	۰/۳۷۷۶	۰/۳۶۳۴	۰/۳۵۸۱	۰/۳۶۶۴	۰/۳۸۸۵	۰/۴۴۲۷

جدول ۱۰. نتایج به دست آمده برای سطح مقطع کل فضای اشغالی با توجه به زوج سیال عامل‌های متفاوت

Table 10. The results for the occupied space of desalination system according to the various WFCs

جفت مبرد	سطح مقطع کل فضای اشغالی توسط آب شیرین کن (m^2)						
	R600	R1234yf	R1234ze	R717	R600A	R290	R744
R290	۶۳/۸۱	۶۷/۵۲	۶۸/۰۳	۶۴/۰۹	۷۹/۲۲	۶۹/۵۲	۷۹/۲۲
R600A	۷۱/۶۸	۷۵/۸۹	۷۳/۰۷	۷۱/۹۶	۷۳/۶۲	۷۸/۱۱	۸۸/۹۸
R717	۴۱/۹۵	۴۴/۳۸	۴۲/۷۳	۴۲/۱	۴۳/۰۸	۴۵/۶۹	۵۲/۰۷
R600	۶۷/۰۸	۷۱/۰۲	۶۸/۳۵	۶۷/۳۶	۶۸/۹۱	۷۳/۰۷	۸۳/۲۷

می‌دهد که از زوج سیال عامل R600-R717 استفاده شود. در مقایسه با حالتی که از زوج سیال عامل R744-R717 استفاده شود، میزان آب قابل شرب تولیدی در صورت استفاده از R744-R600A تقریباً ۷۱ درصد بهبود یافته است. در واقع میزان آب تولیدی در مدت یک سال ۶۱۹۰/۵ متر مکعب افزایش یافته است. لازم به ذکر است که ضریب عملکرد سیستم ارائه شده برای حالتی که زوج سیال عامل R600-R717 استفاده شود برابر با ۱/۶ می‌باشد.

یکی دیگر از شاخص‌های اساسی در انتخاب زوج سیال عامل تاثیر آن بر فضای اشغالی می‌باشد. در جدول ۱۰ نتایج مربوط به فضای اشغالی برای آب شیرین کن و همچنین سیکل تبرید آبشاری در صورت استفاده از زوج سیال عامل‌های مختلف ارائه شده است. با افزایش یا کاهش دبی جرمی سیال عامل استفاده شده در هر سیکل میزان تبادل حرارت آن با سیال دیگر نیز تغییر می‌کند. طبق رابطه $\dot{Q} = UA\Delta T$ ، در صورتی که مقدار حرارت انتقالی افزایش یابد و اختلاف دما ثابت باشد، حاصل ضرب ضریب انتقال حرارت و سطح حرارتی باید افزایش یابد. به همین دلیل در مواردی که دبی جرمی افزایش یافته است نرخ انتقال حرارت افزایش یافته و همراه با آن سطح حرارتی نیز افزایش یافته است. همانطور که مشاهده می‌شود بیشترین فضای اشغالی مربوط به R744-R600A می‌باشد. بنابراین در صورتی

جدول ۱۱. نتایج به دست آمده برای هزینه سرمایه گذاری کل با توجه به زوج سیال عامل‌های متفاوت

Table 11. The results for the total investment cost according to the various WFCs

جفت مبرد	هزینه سرمایه گذاری کل (US$)						
	R600	R1234yf	R1234ze	R717	R600A	R290	R744
R290	۳۵۴۱۳۸۷	۴۳۵۰۰۲۶	۴۱۰۰۹۰۶	۳۱۷۶۹۶۰	۳۶۹۴۵۰۸	۳۸۰۰۰۹۲	۴۳۷۷۵۰۸
R600A	۴۶۳۵۴۶۸	۵۵۲۸۹۱۳	۵۲۳۷۲۵۸	۴۲۹۵۰۲۷	۴۷۹۰۳۷۰	۴۹۹۱۳۱۷	۵۷۶۰۵۱۳
R717	۸۳۱۵۴۹	۱۵۰۵۶۳۷	۱۳۶۱۹۱۹	۴۷۷۷۹۸	۸۸۴۳۹۹	۸۴۹۶۴۸	۱۰۴۴۰۰۴
R600	۴۰۴۶۱۱۹	۴۹۰۶۱۲۴	۴۶۳۶۷۲۳	۳۷۰۴۶۸۶	۴۱۸۵۸۵۲	۴۳۴۹۲۵۸	۵۰۳۰۴۵۰

جدول ۱۲. زوج سیال عامل‌های در نظر گرفته شده برای امتیاز دهی

Table 12. Various WFCs considered for scoring method

جفت مبرد	هزینه کل (US$)						
	R600	R1234yf	R1234ze	R717	R600A	R290	R744
R290	جفت ۱۷	جفت ۱۶	جفت ۱۵	جفت ۱۴	جفت ۱۳	جفت ۱۲	جفت ۱۱
R600A	جفت ۲۷	جفت ۲۶	جفت ۲۵	جفت ۲۴	جفت ۲۳	جفت ۲۲	جفت ۲۱
R717	جفت ۳۷	جفت ۳۶	جفت ۳۵	جفت ۳۴	جفت ۳۳	جفت ۳۲	جفت ۳۱
R600	جفت ۴۷	جفت ۴۶	جفت ۴۵	جفت ۴۴	جفت ۴۳	جفت ۴۲	جفت ۴۱

که یکی از معیارهای انتخاب فضای اشغالی باشد باید از زوج سیال عامل R717-R717 استفاده گردد. البته باید توجه داشت که تفاوت بیشترین فضای اشغالی با نسبت به کمترین فضای اشغالی و همچنین زوج سیال عامل R744-R717 به ترتیب ۱۱۲ درصد و ۷۱ درصد می‌باشد.

در نهایت نتایج مربوط به کل هزینه سرمایه گذاری شده در صورت استفاده از زوج سیال عامل‌های متفاوت بررسی و ارزیابی می‌گردد، نتایج مربوطه در جدول ۱۱ گزارش شده است. همانطور که مشاهده می‌شود بیشترین هزینه سرمایه گذاری و کمترین هزینه سرمایه گذاری به ترتیب متعلق به زوج سیال عامل‌های R744-R600A و R717-R717 می‌باشد. دلیل افزایش هزینه در در صورت استفاده از زوج سیال عامل‌های متفاوت تغییر در ظرفیت کمپرسورها و همچنین تغییر در سطح حرارتی مبدل‌های حرارتی به کار گرفته شده می‌باشد.

در پایان، با توجه به شاخص‌های مورد بررسی تمامی زوج سیال‌ها با توجه به روش امتیاز دهی با یکدیگر مقایسه می‌شوند تا تعیین شود کدام زوج سیال بهترین عملکرد را دارد. در این روش ابتدا باید مشخص شود که بین هر دو شاخص، کدام یک اولویت بالاتری نسبت به دیگری دارد. در ادامه با توجه به اولویت بندی انجام شده ضریب وزنی برای هر شاخص محاسبه می‌گردد. در جدول ۱۲ زوج سیال عامل‌های مختلف نشان داده شده است. در جدول ۱۳ اولویت شاخص‌ها برای هر زوج سیال در نظر گرفته شده برای چهار سناریو متفاوت ارائه شده است. برای بررسی هرچه بهتر و مقایسه شاخص‌های لحاظ شده از نقطه نظرهای متفاوت چهار سناریو با دیدگاه‌ها و اولیت بندی متفاوت در نظر گرفته شده است.

جدول ۱۳. اولویت دهی برای شاخص‌های لحاظ شده در بررسی زوج سیال عامل‌ها برای امتیاز دهی در سناریوهای متفاوت

Table 13. Indicator priority for the analysis of the various WFCs to score different scenarios.

پارامتر	سناریو ۱	سناریو ۲	سناریو ۳	سناریو ۴
	امتیاز (بر حسب اولویت)			
$\dot{W}_{tot,comp}$	۳	۲	۱	۱
$\dot{m}_D$	۴	۱	۳	۱
A_{tot}	۱	۴	۴	۱
TCI	۲	۳	۲	۱

جدول ۱۴. ضریب وزنی محاسبه شده براساس اولویت‌های لحاظ شده در هر سناریو

Table 14. The weight factor calculated based on the priorities considered in each scenario

پارامتر	سناریو ۱	سناریو ۲	سناریو ۳	سناریو ۴
	درصد وزنی (%)			
$\dot{W}_{tot,comp}$	۰/۱۶	۰/۲۷۷	۰/۴۶۷	۰/۲۵
$\dot{m}_D$	۰/۰۹۵	۰/۴۶۷	۰/۱۶۰	۰/۲۵
A_{tot}	۰/۴۶۷	۰/۰۹۵	۰/۰۹۵	۰/۲۵
TCI	۰/۲۷۷	۰/۱۶۰	۰/۲۷۷	۰/۲۵

- در سناریو اول، اولویت به ترتیب براساس فضای اشغالی، هزینه سرمایه گذاری، توان مصرفی کمپرسورها و میزان دبی آب تولیدی می‌باشد
- در سناریو دوم، اولویت به ترتیب براساس دبی جرمی آب تولیدی، توان مصرفی کمپرسور، هزینه سرمایه گذاری و فضای اشغالی، می‌باشد.
- در سناریو سوم، اولویت به ترتیب براساس توان مصرفی کمپرسور، هزینه سرمایه گذاری، دبی جرمی آب تولیدی و فضای اشغالی می‌باشد.
- در سناریو چهارم، اولویت در نظر گرفته شده به نحوی می‌باشد که همه شاخص‌ها اولویت یکسانی داشته باشند

در جدول ۱۴ ضریب وزنی لحاظ شده با توجه به اولویت‌های متفاوت برای چهار سناریو گزارش شده است. در جدول ۱۵، نتایج مربوط به امتیاز دهی ارائه شده است. همانطور که مشاهده می‌شود بیشترین امتیاز در بین زوج سیال عامل‌های بررسی شده در سناریو اول تا چهارم متعلق به R600-R717 می‌باشد. این در حالی می‌باشد که در بخش‌های قبلی نشان داده شد در صورتی تنها یک اولویت مد نظر باشد زوج سیال عامل‌های دیگر برتری بیشتری دارند، اما زمانی که تمامی شاخص‌ها به عنوان شاخص انتخاب باشند حتی اگر اولویتا متفاوت باشند، زوج سیال عامل R600-R717 انتخاب مناسب‌تری می‌باشد. نکته قابل توجه در این قسمت، سناریو ۴ می‌باشد، با وجود اینکه تمامی شاخص‌ها اولویت یکسانی دارند همچنان زوج سیال عامل R600-R717 بهترین انتخاب می‌باشد.

تا کنون سیستم ارائه شده از دیدگاه انرژی ارزیابی شد و زوج سیال‌های عامل مختلف با یکدیگر مقایسه شدند. با توجه به نتایج به دست آمده مشخص گردید که R600-R717 بهترین عملکرد را دارد. در ادامه با توجه به زوج سیال مشخص شده سیستم از دیدگاه اگزرژی نیز بررسی می‌گردد. نتایج مربوط به اگزرژی در جدول ۱۶ ارائه شده است. در این جدول اگزرژی سوخت به اگزرژی گفته می‌شود که باید صرف شود تا اگزرژی مطلوب یا همان اگزرژی محصول حاصل گردد. در هر جزء بسته به کارایی آن جزء

جدول ۱۵. نتایج حاصل از امتیاز دهی به زوج سیال عامل‌های متفاوت در هر سناریو

Table 15. The results of scoring for different scenarios

نشانگر	سناریو ۱	سناریو ۲	سناریو ۳	سناریو ۴
	امتیاز			
جفت ۱۱	۰/۵۹۹	۰/۶۲۰	۰/۴۱۲	۰/۵۹۳
جفت ۱۲	۰/۶۱۵	۰/۶۰۳	۰/۴۴۳	۰/۶۲۳
جفت ۱۳	۰/۵۹۹	۰/۶۲۰	۰/۴۱۲	۰/۵۹۳
جفت ۱۴	۰/۶۳۳	۰/۶۰۰	۰/۴۶۹	۰/۶۴۹
جفت ۱۵	۰/۶۲۹	۰/۶۰۰	۰/۴۶۴	۰/۶۴۳
جفت ۱۶	۰/۶۲۱	۰/۶۰۲	۰/۴۵۲	۰/۶۳۱
جفت ۱۷	۰/۶۳۴	۰/۶۰۰	۰/۴۷۱	۰/۶۵۰
جفت ۲۱	۰/۵۹۷	۰/۶۴۵	۰/۳۹۴	۰/۵۷۶
جفت ۲۲	۰/۶۰۰	۰/۶۱۷	۰/۴۱۵	۰/۵۹۵
جفت ۲۳	۰/۶۰۶	۰/۶۰۹	۰/۴۲۸	۰/۶۰۸
جفت ۲۴	۰/۵۸۹	۰/۵۹۴	۰/۴۱۲	۰/۶۰۲
جفت ۲۵	۰/۶۰۷	۰/۶۰۸	۰/۴۳۰	۰/۶۱۰
جفت ۲۶	۰/۶۰۳	۰/۶۱۳	۰/۴۲۱	۰/۶۰۱
جفت ۲۷	۰/۶۱۰	۰/۶۰۶	۰/۴۳۵	۰/۶۱۵
جفت ۳۱	۰/۷۱۳	۰/۶۲۰	۰/۵۶۷	۰/۷۴۳
جفت ۳۲	۰/۷۹۹	۰/۶۶۰	۰/۶۶۲	۰/۸۳۰
جفت ۳۳	۰/۸۵۰	۰/۶۸۶	۰/۷۱۷	۰/۸۷۹
جفت ۳۴	۰/۸۷۳	۰/۶۹۸	۰/۷۴۲	۰/۹۰۰
جفت ۳۵	۰/۸۵۸	۰/۶۹۰	۰/۷۲۶	۰/۹۹۶
جفت ۳۶	۰/۸۲۳	۰/۶۷۲	۰/۶۸۸	۰/۸۵۳
جفت ۳۷	۰/۸۷۷	۰/۷۰۰	۰/۷۴۶	۰/۹۰۳
جفت ۴۱	۰/۵۹۷	۰/۶۲۹	۰/۴۰۴	۰/۵۸۵
جفت ۴۲	۰/۶۰۷	۰/۶۰۸	۰/۴۳۰	۰/۶۱۰
جفت ۴۳	۰/۶۱۷	۰/۶۰۳	۰/۴۴۶	۰/۶۲۵
جفت ۴۴	۰/۶۲۱	۰/۶۰۲	۰/۴۵۳	۰/۶۳۲
جفت ۴۵	۰/۶۱۸	۰/۶۰۲	۰/۴۴۸	۰/۶۲۸
جفت ۴۶	۰/۶۱۱	۰/۶۰۵	۰/۴۳۷	۰/۶۱۷
جفت ۴۷	۰/۶۲۲	۰/۶۰۱	۰/۴۵۴	۰/۶۳۳

جدول ۱۶. نتایج حاصل از تحلیل اگزرژی برای بهترین زوج سیال عامل (R717-R600)

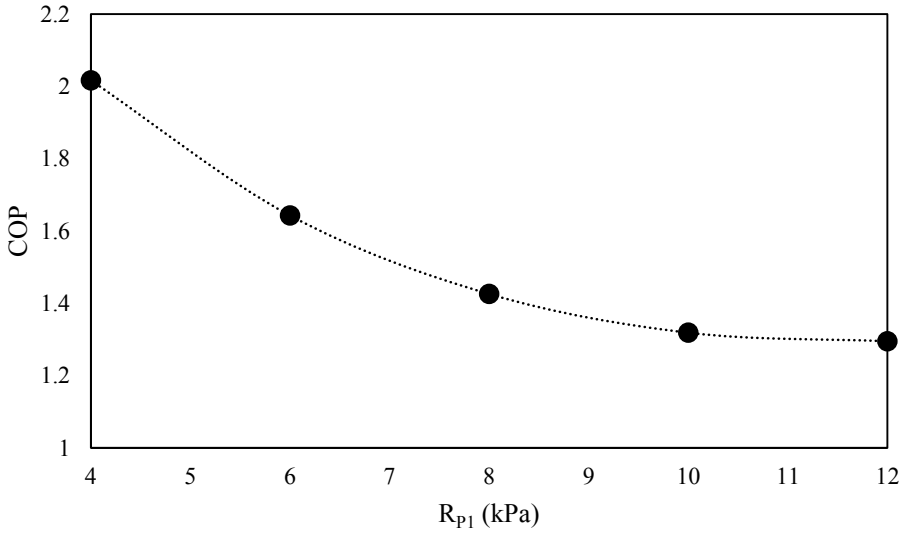
Table 16. Exergy analysis results for R600-R717

جزء	اگزرژی ورودی (kW)	اگزرژی خروجی (kW)	اگزرژی تخریب شده (kW)	بازده اگزرژی (%)	نسبت تخریب اگزرژی (%)
اواپراتور	۳۴/۴۰۰	۳۴/۳۸۰	۰/۰۲۰	۹۹/۹۴۲	۰/۰۱۹
مبدل حرارتی ۱	۲۰/۸۷۰	۱۵/۸۸۰	۴/۹۹۰	۷۶/۰۹۰	۴/۷۲۵
مبدل حرارتی ۲	۴۰/۸۰۰	۲۰/۰۷۰	۲۰/۷۳۰	۴۹/۱۹۱	۱۹/۶۲۸
کمپرسور دما پایین	۴۰/۰۶۰	۱۹/۳۸۰	۲۰/۶۸۰	۴۸/۳۷۷	۱۹/۵۸۱
کمپرسور دما بالا	۴۸/۸۴۰	۳۹/۹۵۰	۸/۸۹۰	۸۱/۷۹۸	۸/۴۱۷
آب شیرین کن مرحله ۱	۳۶/۷۰۰	۲۶/۹۰۰	۹/۸۰۰	۷۳/۲۹۸	۹/۲۷۹
آب شیرین کن مرحله ۲	۳۱/۷۰۲	۲۴/۷۴۶	۶/۹۵۶	۷۸/۰۵۸	۶/۵۸۶
آب شیرین کن مرحله ۳	۲۸/۷۵۰	۱۸/۵۰۵	۱۰/۲۴۵	۶۴/۳۶۵	۹/۷۰۰
کندانسور میانی	۲۵/۴۵۸	۲/۱۶۰	۲۳/۲۹۸	۸/۴۸۴	۲۲/۰۶۰
پمپ آب	۰/۰۸۶	۰/۰۸۰	۰/۰۰۶	۹۲/۸۵۱	۰/۰۰۶
پمپ بخار	۰/۰۰۸	۰/۰۰۷	۰/۰۰۱	۸۵/۹۵۷	۰/۰۰۱

تعریف اگزرژی سوخت و محصول متفاوت می‌باشد. با استفاده از اگزرژی سوخت و محصول می‌توان اگزرژی تخریب را محاسبه کرد. همانطور که مشخص است در سیستم ترکیبی بیشترین اگزرژی تخریب متعلق به کندانسور آب شیرین کن و بعد از آن متعلق به مبدل حرارتی ۲ می‌باشد. در هر جزء مذکور علت اصلی اختلاف دمای قابل توجه بین سیال گرم و سرد می‌باشد. اگزرژی تخریب کندانسور در واقع ۲۲٪ از کل اگزرژی سیکل ترکیبی را شامل می‌شود که مقدار قابل توجهی می‌باشد. با پیدا کردن دمای بهینه برای سیال‌های گرم و سرد و از طرفی با طراحی دقیق کندانسور می‌توان بخشی از تخریب اگزرژی را کاهش داد. همانطور که مشاهده می‌شود بازدهی اگزرژی در این جزء نیز تنها ۸/۵٪ درصد می‌باشد که خود گویای عملکرد نامناسب کندانسور می‌باشد.

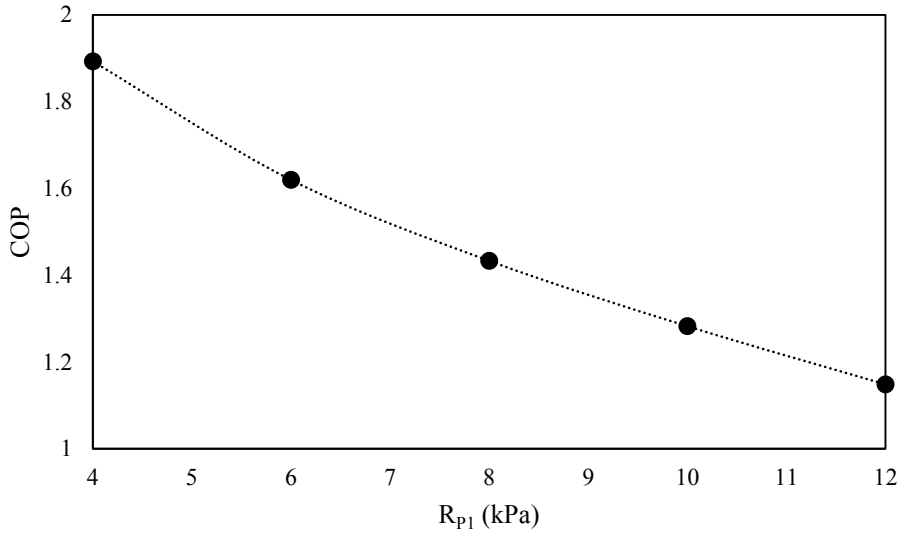
از طرف دیگر تقریباً ۱۹/۶٪ از اگزرژی ورودی کل نیز توسط مبدل حرارتی ۲ که وظیفه تولید بخار مورد نیاز در آب شیرین کن را دارد رخ می‌دهد. در بین اجزاء مورد بررسی بیشترین بازدهی اگزرژی متعلق به اواپراتور سیکل تبرید می‌باشد. همچنین جدول زیر نشان می‌دهد که کل اگزرژی ورودی به سیستم از طریق کمپرسورها (برق مصرفی) معادل با kW ۸۸/۹ می‌باشد و در صورتی که از حرارت تولیدی در این سیکل استفاده نشود kW ۴۰/۸ از آن اتلاف می‌گردد یا بعبارت دیگر تقریباً ۵۴٪ از آن اتلاف می‌شود. لازم به ذکر است که بازدهی اگزرژی کل در سیستم ترکیبی ارائه شده برابر با ۱۴/۴۱٪ می‌باشد.

به منظور ارزیابی بهتر سیستم ارائه شده و همچنین بررسی میزان تغییرات پارامترهای تاثیر گذار بر ضریب عملکرد سیستم، تحلیل پارامتری انجام شده است. پارامترهای مورد بررسی شامل نسبت فشار بعد به قبل کمپرسورهای ۱، ۲ و دمای بخار تولیدی (نقطه ۱۰) با استفاده از حرارت اتلافی سیکل تبرید آبشاری می‌باشند. نتایج مربوط به تغییرات ضریب عملکرد سیستم ارائه شده نسبت به تغییرات نسبت فشار در کمپرسور ۱ در شکل ۲ قابل مشاهده می‌باشد. پر واضح است که همراه با افزایش نسبت فشار، توان مصرفی کمپرسور و به تبعیت از آن دمای خروجی از کمپرسور نیز افزایش می‌یابد. افزایش دما در کمپرسور یک مزیت محسوب می‌شود، زیرا با افزایش دمای خروجی از کمپرسور ۱، دمای سیکل تبرید دما بالا نیز افزایش می‌یابد که در نهایت سبب تولید بخار بیشتر و آب قابل شرب بیشتر می‌شود. از طرف دیگر ظرفیت تولید برودت نیز ثابت است. نتایج ارائه شده در شکل نشان می‌دهد



شکل ۲. تغییرات ضریب عملکرد سیستم ارائه شده نسبت به تغییر نسبت فشار بعد به قبل کمپرسور سیکل دما پایین

Fig. 2. Changes in COP of the presented system due to the changes in the pressure ratio of the LTC compressor

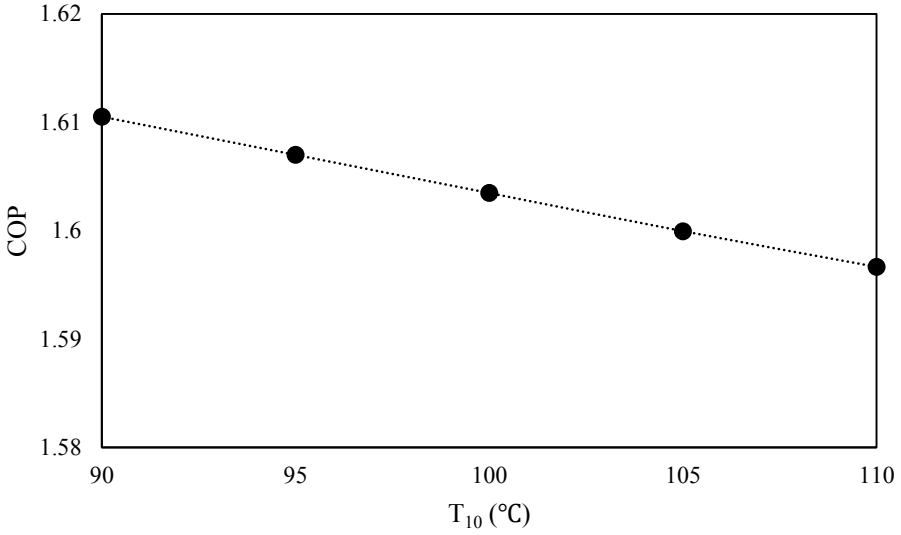


شکل ۳. تغییرات ضریب عملکرد سیستم ارائه شده نسبت به تغییر نسبت فشار بعد به قبل کمپرسور سیکل دما بالا

Fig. 3. Changes in the COP of the presented system due to the changes in the pressure ratio of the HTC compressor.

که همراه با افزایش نسبت فشار در کمپرسور ۱، ضریب عملکرد کاهش می‌یابد. این موضوع، در واقع بیانگر آن است که اگرچه دبی جرمی آب قابل شرب تولیدی همراه با افزایش نسبت فشار کمپرسور ۱ افزایش می‌یابد، اما این افزایش نسبت به افزایش توان مصرفی کمپرسور ۱ کمتر می‌باشد.

در شکل ۳، نتایج مربوط به تغییرات ضریب عملکرد با توجه به نسبت فشار کمپرسور ۲ گزارش شده است. همانند حالت قبل با افزایش نسبت فشار، توان مصرفی کمپرسور افزایش و دبی جرمی آب تولیدی نیز افزایش می‌یابد. این در حالی می‌باشد که در این تحلیل میزان تولید سرمایش ثابت نگه داشته



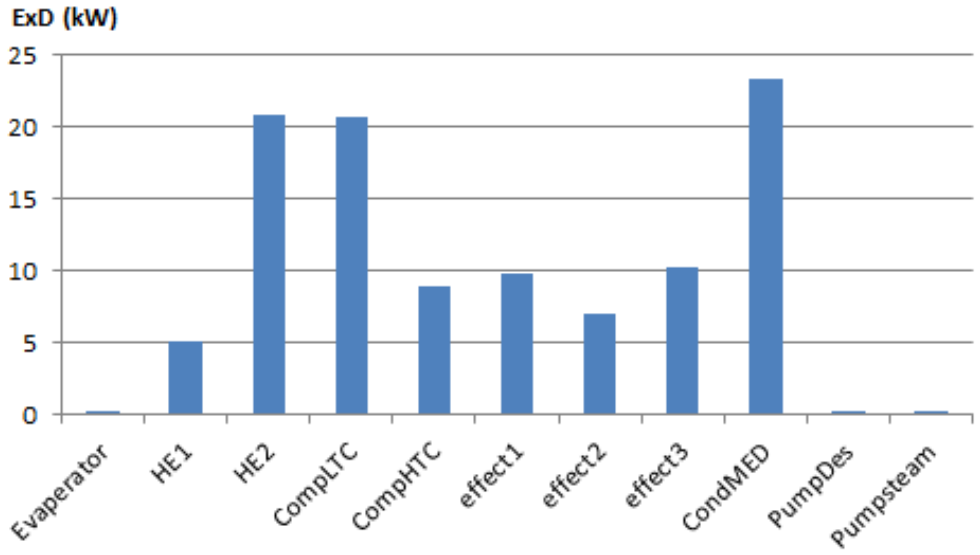
شکل ۴. تغییرات ضریب عملکرد سیستم ارائه شده نسبت به تغییر بخار تولیدی در نقطه ۱۰

Fig. 4. Changes in the COP of the presented system due to the changes in amount of produced steam at point 10

شده است. بنابراین در فرمول ضریب عملکرد، مقدار صورت افزایش و مقدار مخرج نیز افزایش می‌یابد. در صورتی که میزان افزایش مقادیر موجود در صورت قابل توجه تر از افزایش توان مصرفی در مخرج باشد، افزایش ضریب عملکرد به صرفه می‌باشد. اما شکل ۳ نشان می‌دهد که نسبت افزایش دبی جرمی آب قابل شرب تولیدی نسبت به افزایش توان مصرفی کمتر می‌باشد. پس ضریب عملکرد سیکل ترکیبی همراه با افزایش نسبت فشار کمپرسور ۲ نیز کاهش می‌یابد.

در ادامه تاثیر دمای بخار تولیدی بر ضریب عملکرد سیکل ترکیبی بررسی شده است که نتایج آن در شکل ۴ قابل مشاهده می‌باشد. مشخص است که همراه با افزایش دمای بخار تولیدی ضریب عملکرد سیکل ترکیبی کاهش می‌یابد. در این تحلیل میزان توان مصرفی سیکل تبرید آبشاری همواره ثابت است یا بعبارت دیگر مخرج در فرمول ضریب عملکرد ثابت می‌ماند. اما در صورت فرمول ضریب عملکرد دو پارامتر وجود دارد، ظرفیت تولید سرمایش که مقدار آن ثابت است و مقدار آب تولیدی که متغیر است. از آنجایی که توان مصرفی سیکل تبرید آبشاری ثابت است پس حرارت خروجی از سیکل تبرید تراکمی نیز ثابت است. بنابراین با افزایش دمای بخار هنگامی که حرارت دریافتی ثابت است، دبی جرمی بخار تولیدی کاهش می‌یابد زیرا باید انرژی بیشتری مصرف شود تا بخار در دمای بالاتر تولید گردد. با کاهش بخار تولیدی آب قابل شرب تولیدی نیز کاهش می‌یابد. در نهایت مشخص گردید که در فرمول ضریب عملکرد، صورت کاهش می‌یابد و مخرج ثابت است، به همین دلیل است که نمودار شکل ۴، روند نزولی دارد.

در شکل ۵ مقدار تخریب اگزرژی در اجزا مختلف سیکل برای بهترین زوج سیال عامل (R600-R717) نشان داده شده است. همان گونه که پیشتر مشاهده گردید، مشخص شد در سیستم ترکیبی آبشاری و آب شیرین کن، بیشترین اگزرژی تخریب متعلق به کندانسور آب شیرین کن و بعد از آن متعلق به مبدل حرارتی ۲ و در رده بعدی کمپرسور دما پایین می‌باشد. در هر جزء مذکور علت اصلی اختلاف دمای قابل توجه بین سیال گرم و سرد می‌باشد. اگزرژی تخریب کندانسور در واقع ۲۲٪ از کل اگزرژی سیکل ترکیبی را شامل می‌شود که مقدار قابل توجهی می‌باشد. با پیدا کردن دمای بهینه برای سیال‌های گرم و سرد و از طرفی با طراحی دقیق کندانسور می‌توان بخشی از تخریب اگزرژی را کاهش داد.



شکل ۵. مقدار تخریب اگزرژی در اجزا مختلف سیکل برای بهترین زوج سیال عامل (R717-R600)

Fig. 5. Exergy analysis results for R600-R717

۶- نتیجه‌گیری

در این مقاله، با توجه به حرارت اتلافی سیکل تبرید آبشاری که بدون هیچ استفاده‌ای به محیط دفع می‌شود. بخار مورد نیاز برای تولید آب قابل شرب در یک آب شیرین کن حرارتی تأمین می‌گردد. به این ترتیب که حرارت اتلافی از سیکل تبرید آبشاری از طریق سیکل تولید بخار جذب می‌شود و پس از تولید بخار در دمای ۱۰۰ درجه سانتی گراد، حرارت مورد نیاز سیکل آب شیرین کن حرارتی را تأمین می‌کند. در این مقاله تغییرات شاخص‌های دبی جرمی بخار تولیدی، توان مصرفی کمپرسورها، آب قابل شرب تولیدی، فضای اشغالی سیستم ارائه شده و هزینه‌های سرمایه گذاری مربوطه در صورت تغییر زوج سیال عامل استفاده شده در سیکل تبرید آبشاری بررسی و ارزیابی شدند. در پایان برای تشخیص اینکه کدام زوج سیال بهترین عملکرد را دارد، از یک روش امتیاز دهی برای سناریوهای متفاوت استفاده شد. در هر سناریو اولویت انتخاب زوج سیال‌ها بر اساس شاخص‌های لحاظ شده متفاوت می‌باشد. مهمترین نتایج به دست آمده به به شرح زیر می‌باشد.

- بیشترین بخار تولیدی مربوط به زوج سیال R744-R600A می‌باشد که مقدار بخار تولیدی ۰/۱۶۰۵ کیلوگرم بر ثانیه می‌باشد.
- کمترین توان مصرفی کمپرسورها زمانی رخ می‌دهد که از زوج سیال عامل R600-R717 استفاده شود. لازم به ذکر است که در صورت استفاده از زوج سیال مذکور، توان مصرفی کمپرسور نسبت به حالت مرسوم (R744-R717)، ۴۳۰/۱مگاوات ساعت در سال کاهش می‌یابد.
- بیشترین دبی جرمی آب تولیدی، بیشترین فضای اشغالی و همچنین کمترین هزینه سرمایه گذاری متعلق به زوج سیال عامل R744-R600A می‌باشد.
- با توجه به روش امتیاز دهی، برای سناریو اول، دوم، سوم و چهارم با وجود اینکه اولویت‌های لحاظ شده متفاوت هستند، زوج سیال عامل R600-R717 بهترین عملکرد را دارد.
- تحلیل پارامتری سیستم ارائه شده نشان داد که با افزایش نسبت فشار در کمپرسور ۱ و ۲ و همچنین افزایش دمای بخار تولیدی ضریب عملکرد سیستم کاهش می‌یابد.

۷- فهرست علائم

علائم انگلیسی

A	مساحت، m^2
COP	ضریب عملکرد سیکل تبرید آبشاری
h	انتالپی مخصوص، kJ/kg
$\dot{m}$	دبی جرمی، kg/s
P	فشار، kPa
PR	نسبت عملکرد آب شیرین کن
$\dot{Q}$	نرخ انتقال حرارت، kW
T	دما، °C
U	ضریب انتقال حرارت، $W/m^2°C$
$\dot{W}$	نرخ انتقال توان، kW
X	غلظت نمک موجود در آب، kg/kg

علائم یونانی

λ	گرمای نهان، kJ/kg
η	بازدهی، %

زیرنویس

$1,2,...,n$	نقاط مشخص شده در شکل
$b1$	آب شور خروجی از افکت اول
$b2$	آب شور خروجی از افکت دوم
$b3$	آب شور خروجی از افکت سوم
$comp,HTC$	کمپرسور سیکل تبرید دما بالا
$comp,LTC$	کمپرسور سیکل تبرید دما پایین
cw	آب دریا جهت خنک کاری
d	آب قابل شرب تولیدی
$d1$	آب قابل شرب تولیدی در افکت اول
$d2$	آب قابل شرب تولیدی در افکت دوم
$d3$	آب قابل شرب تولیدی در افکت سوم
EV	شیر فشار شکن
eva	اواپراتور
f	آب شور تغذیه کننده
$HE1$	مبدل حرارتی ۱
$HE2$	مبدل حرارتی ۲
i	ورودی
k	جزء مورد نظر kام
o	خروجی
$steam$	حرارت انتقالی از سیکل بخار به سیکل آب شیرین کن
sw	آب دریا ورودی
$v1$	بخار تولیدی در افکت اول
$v2$	بخار تولیدی در افکت دوم
$v3$	بخار تولیدی در افکت سوم

منابع

[1] S. Khalilzadeh, A. Hossein Nezhad, Utilization of waste heat of a high-capacity wind turbine in multi effect distillation desalination: Energy, exergy and thermoeconomic analysis, Desalination, 439 (2018) 119-137.

[2] M. Asim, M.K.H. Leung, Z. Shan, Y. Li, D.Y.C. Leung, M. Ni, Thermodynamic and Thermo-economic Analysis of Integrated Organic Rankine Cycle for Waste Heat Recovery from Vapor Compression Refrigeration Cycle, Energy Procedia, 143 (2017) 192-198.

[3] M.S. Salim, M.-H. Kim, Multi-objective thermo-economic optimization of a combined organic Rankine cycle and vapour compression refrigeration cycle, Energy Conversion and Management, 199 (2019) 112054.

[4] Y. Liang, A. McKeown, Z. Yu, S.F.K. Alshammari, Experimental study on a heat driven refrigeration system based on combined organic Rankine and vapour compression cycles, Energy Conversion and Management, 234 (2021) 113953.

[5] Z. Aghaziarati, A.H. Aghdam, Thermoeconomic analysis of a novel combined cooling, heating and power system based on solar organic Rankine cycle and cascade refrigeration cycle, Renewable Energy, 164 (2021) 1267-1283.

[6] B. Saleh, Energy and exergy analysis of an integrated organic Rankine cycle-vapor compression refrigeration system, Applied Thermal Engineering, 141 (2018) 697-

[16] L. Yang, H. Hu, X. Chen, Energy-consumption analysis of a confi guration of an absorption vapor compression coupled to MED in a dual-purpose power plant, Desalination and Water Treatment, 18(1-3) (2010) 38-45.

[17] M. Mokhtari, M.M. Keshtkar, Using waste energy of double-effect refrigeration cycle to produce potable water: energy and economic analysis: Utilisation de l'énergie résiduelle du cycle de réfrigération à double effet pour produire de l'eau potable: analyse énergétique et économique, International Journal of Refrigeration, 150 (2023) 215-240.

[18] S. Sivamani, Flow Energy Analysis of Reverse Osmosis Unit in Seawater Desalination Plant with Energy Recovery device, International Journal of Advanced Research, 10 (2022) 58-66.

[19] J. Park, S. Lee, Desalination Technology in South Korea: A Comprehensive Review of Technology Trends and Future Outlook, Membranes, 12(2022), 204-213.

[20] H. Jin, H. Athreya, A. Kalle, S. Wang, CFD modeling of crystallization fouling with CO2 desorption incorporated for a falling-film evaporator in thermal desalination, Desalination, 553 (2023), 114-124

[21] H. Hasan, S. Alsadaie, M. Obaidi, I. Mojtaba, Dynamic modelling and simulation of industrial scale multistage flash desalination process, Desalination, 553 (2023), 98-109.

[22] A.M. Elsafi, Exergy and exergoeconomic analysis of sustainable direct steam generation solar power plants, Energy Conversion and Management, 103 (2015) 338-347.

[23] H.T. El-Dessouky, H.M. Ettouney, Fundamentals of salt water desalination, Elsevier, 2002.

[24] J. Ahrendts, Reference states, Energy, 5(8-9) (1980) 666-677.

[25] N. Kahraman, Y.A. Cengel, Exergy analysis of a MSF distillation plant, Energy Conversion and Management, 46(15-16) (2005) 2625-2636.

[26] S. Khalilzadeh, A. Hossein Nezhad, Using waste heat of high capacity wind turbines in a novel combined heating, cooling, and power system, Journal of Cleaner 710.

[7] A. Kilicarslan, M. Hosoz, Energy and irreversibility analysis of a cascade refrigeration system for various refrigerant couples, Energy Conversion and Management, 51(12) (2010) 2947-2954.

[8] A.M. Dubey, S. Kumar, G.D. Agrawal, Thermodynamic analysis of a transcritical CO2/propylene (R744–R1270) cascade system for cooling and heating applications, Energy Conversion and Management, 86 (2014) 774-783.

[9] L. Jiang, L. Wang, R. Wang, P. Gao, F. Song, Investigation on cascading cogeneration system of ORC (Organic Rankine Cycle) and CaCl2/BaCl2 two-stage adsorption freezer, Energy, 71 (2014) 377-387.

[10] A.J. Alazazmeh, E.M.A. Mokheimer, A. Khaliq, B.A. Qureshi, Performance Analysis of a Solar-Powered Multi-Effect Refrigeration System, Journal of Energy Resources Technology, 141(7) (2019).

[11] R. Lizarte, M.E. Palacios-Lorenzo, J.D. Marcos, Parametric study of a novel organic Rankine cycle combined with a cascade refrigeration cycle (ORC-CRS) using natural refrigerants, Applied Thermal Engineering, 127 (2017) 378-389.

[12] S. Khalilzadeh, A. Hossein Nezhad, F. Sarhaddi, Reducing the power consumption of cascade refrigeration cycle by a new integrated system using solar energy, Energy Conversion and Management, 200 (2019) 112083.

[13] K. Thu, Y.-D. Kim, G. Amy, W.G. Chun, K.C. Ng, A hybrid multi-effect distillation and adsorption cycle, Applied Energy, 104 (2013) 810-821.

[14] M. Amiralipour, R. Kouhikamali, Potential analysis and technical-economic optimization of conversion of steam power plant into combined water and power, Applied Thermal Engineering, 151 (2019) 191-198.

[15] Y. Wang, T. Morosuk, S. Yang, W. Cao, Development and evaluation of a novel combined absorption-based energy storage and thermal desalination system driven by unstable low-grade heat, Desalination, 520 (2021) 115348.

Production, 276 (2020) 123221.

[27] S. Khalilzadeh, A. Hossein Nezhad, A. Romagnoli, B. Akhmetov, Investigating the effects of integrating an absorption heat transformer with a combined cooling, heating and power system: A thermodynamic and economic analysis, Energy Conversion and Management, 228 (2021) 113677.

[28] O. Rezayan, A. Behbahaninia, Thermoeconomic optimization and exergy analysis of CO2/NH3 cascade refrigeration systems, Energy, 36(2) (2011) 888-895.

[29] M.-J. Jeon, Experimental analysis of the R744/R404A cascade refrigeration system with internal heat exchanger. Part 1: Coefficient of performance characteristics, Energies, 14(18) (2021) 6003.

[30] U. Fisher, A. Aviram, A. Gendel, ASHDOD multi-effect low temperature desalination plant report on year of operation, Desalination, 55 (1985) 13-32.

چگونه به این مقاله ارجاع دهیم

M. Mokhtari, M. M. Keshtkar, A. Abbasloo, Investigating the effect of various working fluids in cascade refrigeration cycle integrated with thermal desalination system, Amirkabir J. Mech Eng., 55(9) (2023) 1063-1088.

DOI: 10.22060/mej.2023.22331.7603

این صفحه عمداً خالی است