



## Design and Evaluation of a Novel Bi-Evaporator Combined Power and Refrigeration Cycle Working with Various Zeotropic Mixtures

M. Feili<sup>1</sup>, H. Ghaebi<sup>1,\*</sup>, H. Rostamzadeh<sup>2</sup>

<sup>1</sup> Department of Mechanical Engineering, University of Mohaghegh Ardabili, Ardabil, Iran

<sup>2</sup> Department of Aerospace Engineering, Sharif University of Technology, Tehran, Iran

**ABSTRACT:** In the present research, a novel bi-evaporator combined cooling and power cycle based on the integration of a double-stage organic Rankine cycle and an ejector refrigeration cycle is devised to recycle heat from the exhaust gas of a marine diesel engine. Instead of using conventional pure organic fluids, various appropriate zeotropic mixtures are screened for the proposed system and the results are discussed in terms of the first and second laws of thermodynamics. The results indicated that by recycling 434kW energy from the exhaust gases and using R142/Pentane with 51/49 percent a maximum thermal efficiency of 43.28% and an overall cooling load of 166.36 kW can be achieved. In this case, the net produced electricity and exergy efficiency are obtained as 21.83 kW and 20.22% which can be increased by selecting other appropriate mixtures. Additionally, using R142/Pentane with 51/49 percent as the working mixture, it is figured out that the auxiliary vapor generator contributes to the highest exergy destruction by 62.3 kW out of overall exergy destruction of 122.15 kW. Also, the energy and exergy efficiencies of the system can be increased simultaneously by increasing the evaporator bubble point temperature.

### Review History:

Received: Dec. 19, 2019

Revised: Apr. 15, 2020

Accepted: May. 03, 2020

Available Online: May. 16, 2020

### Keywords:

Waste heat

Marine diesel engine

Ejector

Bi-evaporator

Zeotropic mixture

### 1. Introduction

Nearly 40% of the overall fuel combusted by an Internal Combustion Engine (ICE) is converted into useful work, while the remaining part of this energy is discarded into the environment at a high temperature (500-650 °C) [1]. Meantime, the International Maritime Organization (IMO) has implemented several preventing regulations to hinder pollution of the marine environment and reduce GreenHouse Gas (GHG) emissions [2]. Among various devised innovative methods, Waste Heat Recovery (WHR) of Marine Diesel Engines (MDEs) via appropriate technologies is deliberated as the most highly efficient approach by this organization. Among various technologies, the Organic Rankine Cycle (ORC) has shown an exceptional outcome for both low and high-temperature WHR of the exhaust gases. A great deal of in-depth investigations have spotlighted the merits of the ORC for this aim such as its low cost, small volume, high performance, lightweight, and simple and routine operation, to name but a few. Since there is a poor thermal matching between the pure working fluids through the evaporation process of refrigerant and high-temperature fluid of the marine diesel engine, it is worked diligently to resolve the problem associated with this mismatching in the MDE-based ORCs. One of the more efficacious methods to decrease this mismatching between marine diesel engine and power subsystem is using a zeotropic mixture which is accounted for in this study. In zeotropic mixtures, the phase of the mixed fluid does not change isothermally, and hence different temperatures for saturated vapor or liquid state can be attained

in a specific pressure [3]. Meantime, Combined Cooling and Power (CCP) systems refer to simultaneous generation of cooling and power from the same source of energy. CCP systems are classified as integrated energy systems and are highly recommended for arid and semi-arid regions. It is worthy to mention that no study has developed a system for waste heat capturing of MDEs to produce cooling at two temperature levels and power for voyage applications, which is considered in the present study. The second novelty of the present study is the design methodology used in devising a new bi-evaporator CCP system which uses the extracted pressure of each turbine at two different scales to provide two primary pressures for ejectors. Thirdly, a zeotropic mixture is used instead of a pure fluid, where only studies of Yang et al. [4] and Yang and Zhao [5] can be found with this concept. An extensive thermodynamic evaluation of the devised set-up is presented.

### 2. Methodology

Fig.1 shows the schematic of the newly devised bi-evaporator CCP system. Accordingly, the exhaust gases first enter the vapor generator and are used to preheat the mixture, then enter the auxiliary vapor generator and cool it to near the saturation temperature of the gas. The heat is transferred from the diesel engine to the cogeneration system and considering some main thermodynamic processes, eventually, the process leads to the production of the required electricity and cooling in the ships.

\*Corresponding author's email: hghaebi@uma.ac.ir



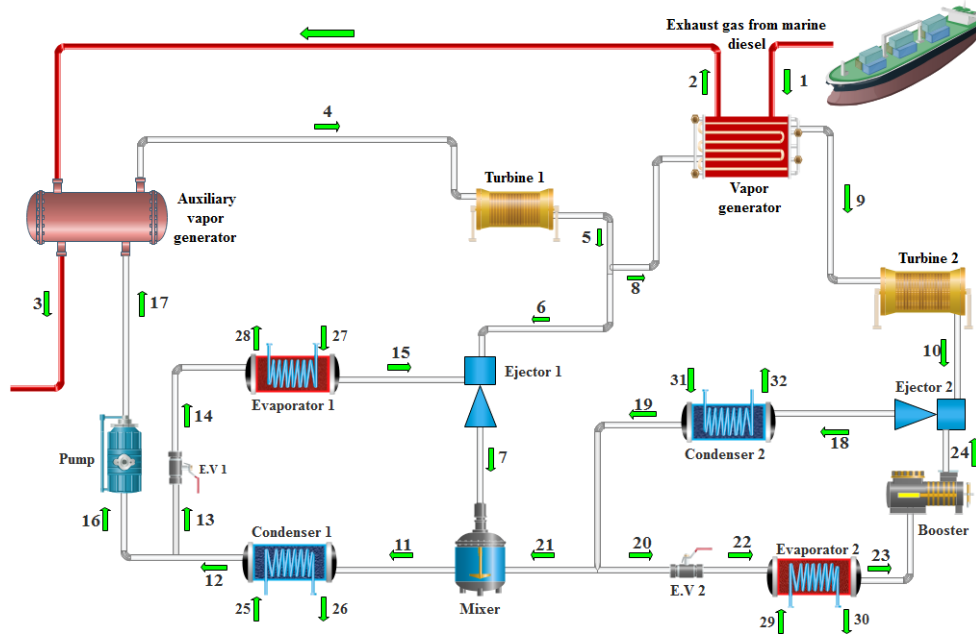


Fig. 1. Layout of the devised bi-evaporator cogeneration system, operated by waste heat of a marine diesel engine

### 3. Governing Equations

A thermodynamic code is developed in MATLAB software coupled with REFPROP to simulate the proposed cogeneration system. For this developed code, some assumptions are made, such as (a) Kinetic and potential energies are neglected, (b) Zeotropic mixture composition does not vary during the simulation, (c) Temperature of the cooled engine exhaust gases from the preheater unit should be set above 375 K to avoid acid corrosion, (d) Temperature profile of zeotropic mixture through the heat exchangers is assumed to have a linear distribution. The first and second laws of thermodynamics in terms of mass, energy and exergy balances are used in the present study as follows:

$$\sum_i \dot{m}_{in} = \sum_o \dot{m}_{out} \quad (1)$$

$$\dot{Q}_{c.v} - \dot{W}_{c.v} = \sum(\dot{m}h)_{out} - \sum(\dot{m}h)_{in} \quad (2)$$

$$\dot{E}x_{D,k} = \sum_{i=1}^k \dot{E}x_{in,i} - \sum_{i=1}^k \dot{E}x_{out,i} \quad (3)$$

Using the above formulations, each component of the proposed system is analyzed and finally, the amount of generated electricity and cooling are reported.

Energy and exergy efficiencies of the devised bi-evaporator CCP system are articulated respectively as:

$$\eta_{en,ccp} = \frac{\dot{Q}_{eva1} + \dot{Q}_{eva2} + \dot{W}_{net}}{\dot{Q}_{AVG} + \dot{Q}_{VG}} \quad (4)$$

$$\eta_{ex,ccp} = \frac{\dot{W}_{net} + (\dot{E}x_{28} - \dot{E}x_{27}) + (\dot{E}x_{30} - \dot{E}x_{29})}{\dot{E}x_1 - \dot{E}x_3} \quad (5)$$

### 4. Results and Discussion

Fig. 2 depicts the effect of mass fraction of different zeotropic mixtures on the net electricity and refrigeration load.

According to Fig. 2, it can be discerned that the devised cogeneration system produces more refrigeration load than electricity, and hence it is expected to have a pinnacle value for refrigeration load due to its dominant impact rather than for the net electricity. As Fig. 2 indicates, R142b/Pentane is the best selection of mixture to achieve the highest refrigeration load followed by Isobutane/Pentane. The worst zeotropic mixture in terms of refrigeration load is Butene/Isopentane, followed by Isobutene/Isopentane. In terms of net electricity, the trend is nearly reverse. The best zeotropic mixture in terms of net electricity is Butene/Isopentane, followed by Isobutene/Isopentane. However, the worst zeotropic mixture in terms of net electricity is R142b/Pentane, followed by Isobutane/Pentane. Also, using pure working fluids (presented in Fig. 2) can lead to higher net electricity. In conclusion, using zeotropic mixture instead of pure working fluid highly improves refrigeration load and energy efficiency nonetheless decreases net electricity and exergy efficiency.

Table 1 presents the main decisive factors of the proposed system for the two best zeotropic mixtures in terms of energy efficiency.

### 5. Conclusions

A new integrated bi-evaporator cooling/electricity system working with two cooling temperature levels was devised in this study. The main conclusions of the present study are as follows:

- The maximum refrigeration load and cogeneration energy efficiency were calculated 166.36 kW and 42.46%, respectively, when R142b/Pentane (0.51/0.49) was used.

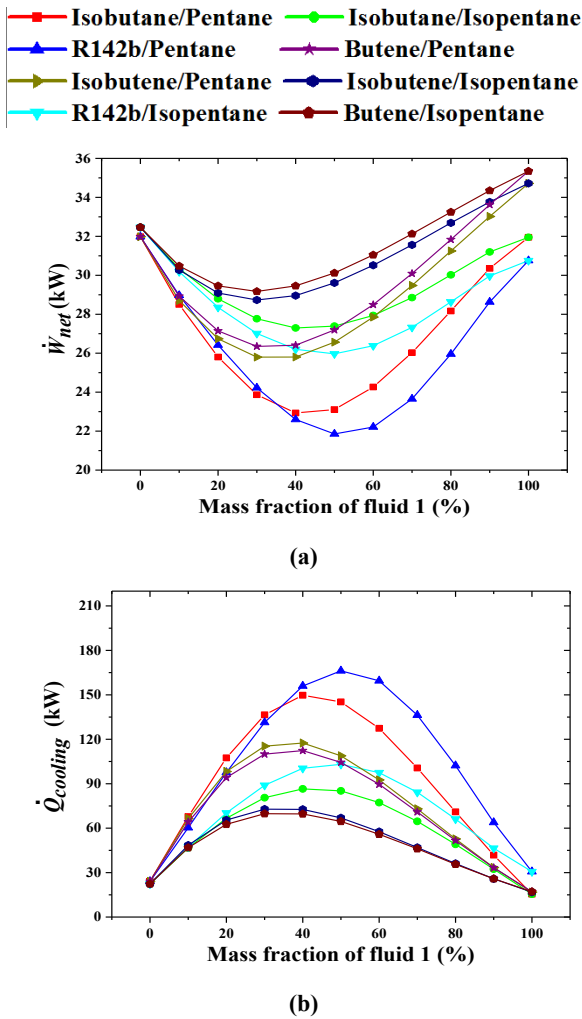


Fig. 2. Effect of mass fraction on net electricity and refrigeration load for different mixtures

- Using Isobutene/Pentane (0.36/0.64) and Isobutane/Pentane (0.43/0.57) led to the lowest cogeneration exergy efficiency of 17.79% and 17.91%, respectively. The highest cogeneration exergy efficiency was associated with Butene/

Table 1. Main performance factors for different mixtures


Performance	Pentane R142b/ (0.51/0.49)	Isobutane/Pentane (0.43/0.57)
$\dot{W}_{net}$	21.832	22.879
$\dot{Q}_{cooling}$	166.364	150.203
$\eta_{en,ccp}$	43.282	39.806
$\eta_{ex,ccp}$	20.223	20.107
$\dot{E}x_D^{tot}$	122.154	121.642

Isopentane (0.35/0.65) by 18.71%, followed by Isobutene/Isopentane (0.34/0.66) by 18.53%.

- The highest net electricity was associated with Butene/Isopentane (0.35/0.65) by 18.02 kW, followed by Isobutene/Isopentane (0.34/0.66) by 17.63 kW.

References

- [1] H.H. Wang, H. Zhang, Performance Analysis of Waste Heat Recovery with a Dual Loop Organic Rankine Cycle System for Diesel Engine, in: 3rd International Seminar on ORC Power Systems, October 12-14, 2015, Brussels, Belgium.
- [2] F. Yang, H. Zhang, S. Song, C. Bei, H. Wang, E. Wang, Thermoeconomic multi-objective optimization of an organic Rankine cycle for exhaust waste heat recovery of a diesel engine, Energy, 93 (2015) 2208-2228.
- [3] M.-R. Kolahi, A. Nemati, M. Yari, Performance optimization and improvement of a flash-binary geothermal power plant using zeotropic mixtures with PSO algorithm, Geothermics, 74 (2018) 45-56.
- [4] X. Yang, L. Zhao, H. Li, Z. Yu, Theoretical analysis of a combined power and ejector refrigeration cycle using zeotropic mixture, Applied Energy, 160 (2015) 912-919.
- [5] X. Yang, L. Zhao, Thermodynamic analysis of a combined power and ejector refrigeration cycle using zeotropic mixtures, Energy Procedia, 75 (2015) 1033-1036.

<p><b>HOW TO CITE THIS ARTICLE</b></p> <p>M. Feili, H. Ghaebi, H. Rostamzadeh, Design and Evaluation of a Novel Bi-Evaporator Combined Power and Refrigeration Cycle Working with Various Zeotropic Mixtures, Amirkabir J. Mech. Eng., 53(5) (2021) 709-712.</p> <p>DOI: <a href="https://doi.org/10.22060/mej.2020.17567.6620">10.22060/mej.2020.17567.6620</a></p>	
--	---





## طراحی و ارزیابی چرخه ترکیبی جدید توان و تبرید با دو تبخیرکننده، با استفاده از سیال کاری زئوتروپیک

میلاذ فیلی<sup>۱</sup>، هادی غائبی<sup>۲\*</sup>، هادی رستمزاده<sup>۳</sup>

- ۱- گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه محقق اردبیلی، اردبیل، ایران
- ۲- گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه محقق اردبیلی، اردبیل، ایران
- ۳- گروه مهندسی هوافضا، دانشگاه صنعتی شریف، تهران، ایران

### تاریخچه داوری:

دریافت: ۱۳۸۹/۰۹/۲۹  
بازنگری: ۱۳۹۹/۰۱/۲۷  
پذیرش: ۱۳۹۹/۰۲/۱۴  
ارائه آنلاین: ۱۳۹۹/۰۲/۲۷

### کلمات کلیدی:

گرمای اتلافی  
موتور دیزل دریایی  
دو تبخیرکننده، اجکتور  
مخلوط زئوتروپیک

**خلاصه:** در سیستم احتراق یک توربین گاز سوخت مایع، به دلیل محدودیت طول لوله پیش مخلوط، فرآیند تبخیر قطرات سدر این مطالعه، یک چرخه ترکیبی جدید همراه با دو تبخیرکننده مبتنی بر چرخه رانکین دو مرحله‌ای و چرخه تبرید اجکتوری به منظور بازیابی گرمای اتلافی موتور دیزل دریایی و تولید همزمان توان و سرمایه‌گذاری در کشتی‌ها ارائه شده است. به جای استفاده از سیالات کاری معمولی، از مخلوط‌های زئوتروپیک به عنوان سیال کاری در این سیستم استفاده شده و نتایج از دیدگاه قانون‌های اول و دوم ترمودینامیک مورد بحث قرار گرفته است. نتایج نشان می‌دهد که با در دست داشتن ۴۳۴ kW انرژی از طریق بازیافت گازهای خروجی و استفاده از مخلوط دو سیال R142b و پنتان با کسر جرمی ۵۱ به ۴۹ درصد منجر به دستیابی به حداکثر بازده انرژی ۴۳/۲۸٪ و ظرفیت تبرید ۱۶۶/۳۶ kW می‌شود. همچنین در این حالت توان خالص تولیدی و بازده انرژی به ترتیب ۲۱/۸۳ kW و ۲۰/۲۲٪ حاصل می‌شود؛ که با انتخاب مخلوط‌های مناسب دیگر، می‌توان به مقادیر بیشتری از توان تولیدی و بازده انرژی دست یافت. علاوه بر این مشخص شده که ژنراتور بخار کمکی دارای بیشترین آهنگ تخریب انرژی بوده به طوری که ۶۲/۳ kW از کل تخریب انرژی ۱۲۲/۱۵ kW را به خود اختصاص داده است. همچنین بازده انرژی و انرژی سیستم را می‌توان با افزایش دمای نقطه حباب تبخیرکننده ۱ به طور همزمان افزایش داد.

### ۱- مقدمه

قابل توجه است که از کل انرژی ورودی به موتورهای احتراق داخلی، تنها ۴۰٪ آن به کار مفید تبدیل می‌شود و مابقی این انرژی در دمای بالا (۵۰۰-۶۵۰ درجه سلسیوس) در محیط آزاد می‌شود [۱]. بنابراین سازمان بین‌المللی دریایی<sup>۱</sup> به منظور جلوگیری از آلودگی محیط زیست دریایی و کاهش انتشار گازهای گلخانه‌ای مقررات سخت‌گیرانه‌ای را اجرا کرده‌اند [۲]. در بین روش‌های جدید ابداع شده، بازیافت گرمای اتلافی موتورهای دیزل دریایی از طریق فناوری‌های مناسب، به عنوان کارآمدترین رویکرد این سازمان مورد بررسی قرار گرفته است [۳].

جدا از جلوگیری از انتشار گازهای گلخانه‌ای از فواید دیگر بازیافت گرمای گازهای خروجی موتور دیزل دریایی، می‌توان به تولید محصولاتی که از این طریق بدست می‌آید، اشاره کرد. در بین محصولات تولیدی، توان الکتریکی یکی از مهم‌ترین آن‌ها به حساب

می‌آید، که به طور گسترده در مطالعات قبلی با استفاده از سیستم‌های مختلف، نظیر ژنراتور ترموالکتریک<sup>۲</sup> [۴]، چرخه برایتون<sup>۳</sup> [۵]، چرخه رانکین<sup>۴</sup> [۶]، چرخه رانکین آلی<sup>۵</sup> [۷] و غیره مورد بررسی قرار گرفته است. در میان آن‌ها چرخه رانکین آلی دارای بهترین نتیجه برای بازیافت گرمای منابع دما بالا و دما پایین به دلیل داشتن راندمان بالا، هزینه پایین، سادگی و غیره بوده است [۸]. مطالعات متعددی در این زمینه انجام شده است که تعدادی از آنها به این صورت می‌باشند. یانگ و همکاران از چرخه رانکین آلی فوق بحرانی به منظور بازیافت گرمای اتلافی از قسمت‌های مختلف موتور دیزل دریایی، شامل گازهای خروجی، سیستم روغن کاری، آب خنک‌کن هوا و آب خنک‌کن سیلندرها با ۶ مبرد R290a، R134a، R152a، R236fa و R1234ze و R1234yf استفاده کرده‌اند. آن‌ها مبرد R236fa را

- 2 Thermoelectric Generator
- 3 Brayton Cycle
- 4 Rankine Cycle
- 5 Organic Rankine Cycle

1 International Maritime Organization

\* نویسنده عهده‌دار مکاتبات: hghaebi@uma.ac.ir



ژئوتروپیک فرآیندهای تغییر فاز به صورت هم‌دما نبوده، بنابراین یک اختلاف دمایی در فشار ثابت بین دمای بخار اشباع با دمای مایع اشباع وجود دارد که اصطلاحاً دمای گلاید<sup>۴</sup> گفته می‌شود [۱۳]. هر چقدر مقدار دمای گلاید بیشتر باشد، در نتیجه بین سیال گرم و سرد داخل مبادله‌کن‌ها تطابق دمایی بهتری وجود دارد. از مطالعات انجام شده به منظور بازیافت گرمای موتور دیزل دریایی با استفاده از مخلوط‌های ژئوتروپیک، می‌توان به مطالعه یانگ و همکاران [۱۵] اشاره کرد. آن‌ها دریافتند که دوره بازگشت سرمایه چرخه رانکین آلی مبتنی بر بازیافت گرمای موتور دیزل دریایی با استفاده از مخلوط ژئوتروپیک R1234ze/R600 در حدود ۹٪ و ۹/۱۷٪ در مقایسه با R600 و R1234ze خالص، کاهش می‌یابد.

سیستم‌های ترکیبی تولید توان و تبرید برای اولین بار توسط ژنگ و ونگ در سال ۲۰۱۰ ارائه شد [۱۶] که حاصل از ترکیب چرخه رانکین معمولی با چرخه تبرید اجکتوری بود. آن‌ها با استفاده از سیال کاری R245fa برای منابع دما پایین، راندمان انرژی و اگزرژی را به ترتیب ۳۴/۱٪ و ۵۶/۸٪ محاسبه کردند. مطالعات بسیار زیادی در این زمینه انجام شده است، به طوری که ثابت شده سیال R245fa برای این چرخه ترکیبی مناسب نبوده و گزینه‌های بهتری مانند ایزوبوتن و ایزوبوتان می‌توانند استفاده شوند [۱۷]. همچنین مدل‌های اصلاح شده مختلفی ارائه شده که باعث بهبود عملکرد چرخه ترکیبی شده است [۱۸]. با این حال، هیچ مطالعه‌ای برای استفاده از مخلوط‌های ژئوتروپیک در سیستم‌های تولید توان و تبرید تا مطالعه یانگ و همکاران [۱۹] انجام نشده بود. آن‌ها عملکرد چرخه ترکیبی را از دیدگاه قانون‌های اول و دوم ترمودینامیک بررسی کرده و مخلوط ایزوبوتان به پنتان را با نسبت ۵۰ به ۵۰، را برای دستیابی به حداکثر راندمان اگزرژی سیستم توصیه کردند. در مطالعه دیگری توسط یانگ و ژائو استفاده از مخلوط R245fa/R600a با نسبت ۶۰ به ۴۰ را برای دستیابی به حداکثر ظرفیت تبرید توصیه کردند [۲۰]. با توجه به پیشینه پژوهش در زمینه تولید توان و تبرید و مقدار قابل توجه حرارت اتلافی موتورهای دیزل دریایی، هیچ مطالعه‌ای برای بازیافت گرمای اتلافی موتور دیزل دریایی به منظور تولید همزمان توان و تبرید (در دو سطح دمایی بالای صفر و زیرصفر درجه سلسیوس) برای کاربردهای دریایی ارائه نشده است. دومین نوآوری این پژوهش مربوط

به لحاظ اقتصادی و مبرد R152a را به دلیل داشتن راندمان انرژی و توان تولیدی بالا به عنوان بهترین سیالات کاری گزارش داده‌اند [۹، ۱۰]. همچنین در یک مطالعه دیگر با استفاده از روش بهینه سازی الگوریتم ژنتیک توانستن به یک شرایط بهینه از نظر هزینه و بازده انرژی دست‌یابند [۲]. میکوس و همکاران [۱۱] تأثیر فشار پشت چرخه رانکین بر خطوط اگزوز یک موتور دیزل دریایی سنگین را برای توربوشاشرهای مختلف، با هدف کاهش مصرف سوخت و افزایش راندمان موتور بررسی کردند. به منظور دستیابی به این هدف، آن‌ها یک توربوشاشر با هندسه‌های مختلف برای توربین و استفاده از سیال کاری استون برای بهبود عملکرد چرخه رانکین پیشنهاد دادند. از آن‌جا که میان سیال کاری در تبخیرکننده چرخه رانکین و سیال موتور دیزل دریایی تطابق دمایی ضعیفی وجود دارد؛ بنابراین به منظور افزایش تطابق دمایی در چرخه‌های رانکین مبتنی بر بازیافت گرمای موتور دیزل دریایی تلاش‌های زیادی صورت گرفته است. به عنوان مثال، لیو و همکاران [۱۲] با استفاده از یک مدل اصلاح شده برای بازیافت گرمای موتور دیزل دریایی و با استفاده از سیکلوپنتان به عنوان سیال کاری در چرخه رانکین، توانستند بازده انرژی سیستم را از ۹/۲۸٪ تا ۱۴/۲۳٪ افزایش دهند. یکی دیگر از روش‌های موثر در افزایش تطابق دمایی بین موتور دیزل دریایی و زیرسیستم‌های تولید توان، استفاده از مخلوط ژئوتروپیک<sup>۱</sup> به جای سیال کاری خالص می‌باشد که در این مطالعه از آن استفاده شده است.

همانطور که اشاره شد، استفاده از سیال کاری خالص در چرخه رانکین باعث کاهش تطابق دمایی بین سیال گرم و سرد موجود در تبخیرکننده سیستم می‌شود و در نتیجه باعث افزایش تخریب اگزرژی در این عضو می‌شود [۱۳، ۱۴]. با وجود آن که راه حل‌های مختلفی برای کاهش تخریب اگزرژی در تبخیرکننده<sup>۲</sup> و چگالنده<sup>۳</sup> چرخه رانکین وجود دارد، بسیاری از آن‌ها غالباً با افزودن یک عضو اضافی همراه بوده که هزینه‌بر و زمان‌بر می‌باشند. بنابراین گزینه مناسب برای دستیابی به این هدف استفاده از مخلوط ژئوتروپیک به جای سیال کاری خالص می‌باشد. مخلوط‌های ژئوتروپیک ترکیبی از سیالات خالص هستند که با توجه به نوع و میزان سیالات ترکیب شده خواص ترمودینامیکی مختلفی پیدا می‌کنند. در مخلوط‌های

- 
- 1 Zeotropic Mixture
  - 2 Evaporator
  - 3 Condenser

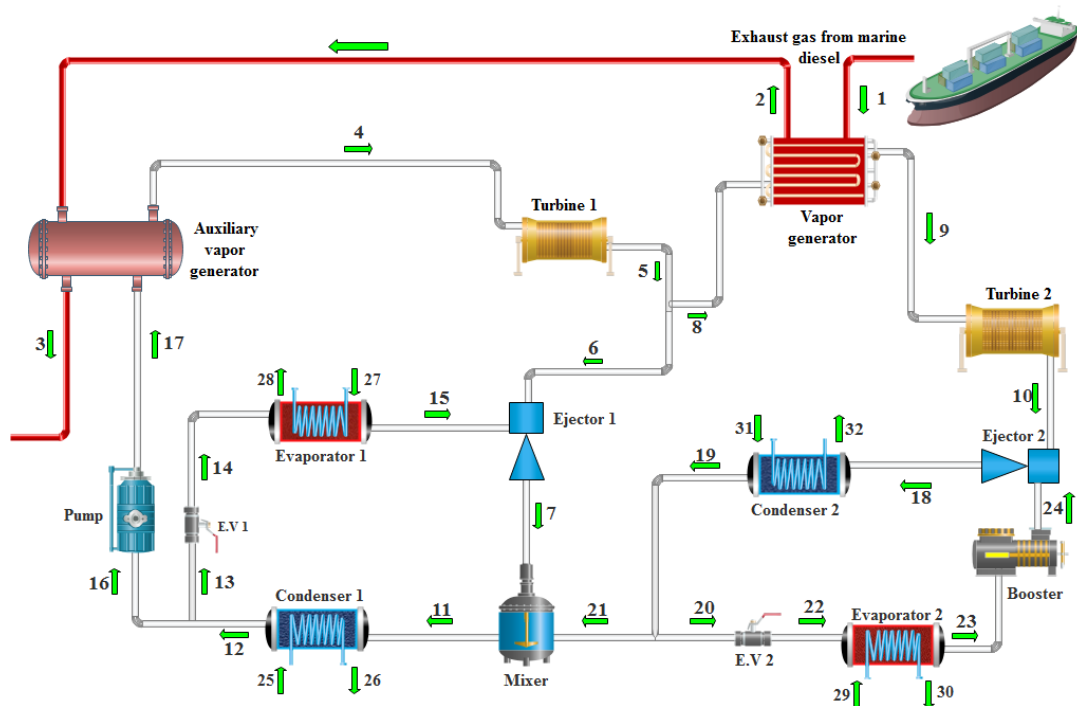
---

4 Temperature Glide

## ۲- توصیف سیستم

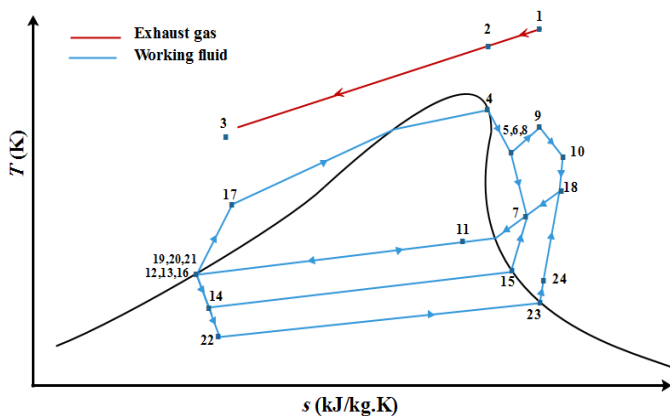
با توجه به تحقیقات گذشته در زمینه بازیافت حرارت موتور دیزل دریایی به وسیله چرخه رانکین، به طور مشابه در این مقاله یک موتور دیزل توربو شارژ شیش سیلندر خطی انتخاب شده [۲۱]، که توسط شرکت ماشین‌آلات سنگین هودونگ<sup>۱</sup> ساخته شده است. طرحواره چرخه ترکیبی تولید توان و تبرید جدید، با محرک اولیه گازهای خروجی از موتور دیزل دریایی در شکل ۱ نشان داده شده است. مطابق با شکل ۱، بخار اشباع خروجی از ژنراتور بخار کمکی (نقطه ۴) به منظور تولید توان الکتریکی وارد توربین ۱ شده و سپس جریان خروجی آن به دو قسمت تقسیم می‌شود. یکی از جریان‌ها به منظور گرمایش دوباره وارد ژنراتور بخار شده و توسط گازهای خروجی، دمای آن در فشار بالا افزایش می‌یابد و سپس به منظور تولید توان الکتریکی بیشتر وارد توربین ۲ شده و منبسط می‌شود. جریان منبسط شده وارد نازل اجکتور ۲ شده و باعث مکش جریان کم فشار خروجی از بوستر می‌شود و در نهایت در اختلاط‌گر اجکتور باهم ترکیب می‌شوند و سپس این جریان به منظور استفاده در مراحل بعدی، وارد چگالنده ۲ شده و به مایع اشباع تبدیل می‌شود. بخشی از جریان خروجی از چگالنده، از شیر انبساط ۲ عبور کرده

به وجود دو اجکتور همراه با دو تبخیرکننده در دو سطح دمایی مختلف در چرخه ترکیبی می‌باشد که فشار جریان اولیه هر کدام به وسیله دو توربین مجزا با مقیاس‌های مختلف تأمین می‌شود و سومین نوآوری این مطالعه مربوط به استفاده از مخلوط ژئوتروپیک به جای سیال کاری خالص در چرخه ترکیبی تولید توان و تبرید می‌باشد، که تاکنون تنها دو مطالعه در این زمینه توسط یانگ و همکاران [۱۹] و یانگ و ژائو [۲۰] مورد بررسی قرار گرفته است، که سیستم پیشنهادی آن‌ها تنها توانایی تولید سرمای بیش بالایی صفر درجه را داشته و دارای بازده انرژی و انرژی پایینی می‌باشد و همچنین تنها عملکرد یک مخلوط را مورد بررسی قرار داده‌اند. در حالی که ترکیبات سیالات مختلف باهم، ممکن است عملکرد بهتری در سیستم‌های ترکیبی داشته باشند. بنابراین به منظور بازیافت گرمای اتلافی موتور دیزل دریایی و بهبود عملکرد چرخه ترکیبی توان و تبرید ساده، در مطالعه حاضر عملکرد یک چرخه ترکیبی جدید تولید توان و تبرید از دیدگاه قانون اول و دوم ترمودینامیک مورد بررسی قرار گرفته و همچنین تأثیر کسر جرمی مخلوط‌های مختلف ژئوتروپیک بر روی عملکرد سیستم بررسی شده و در آخر مطالعه پارامتری به منظور تعیین رفتار سیستم با پارامترهای ورودی انجام شده است.



شکل ۱. طرحواره چرخه ترکیبی جدید تولید توان و تبرید با بازیافت گرمای اتلافی موتور دیزل دریایی

Fig. 1. Layout of the new combined cooling and power cycle with operated by waste heat of a marine diesel engine



شکل ۲. نمودار T-s چرخه ترکیبی جدید توان و تبرید

Fig. 2. T-s diagram of the new combined cooling and power cycle

و دما و فشار آن کاهش می‌یابد و وارد تبخیرکننده ۲ می‌شود، جریان ورودی به دلیل داشتن دما و فشار پایین با سیال واسطه تبادل دما انجام داده و در فشار پایین به بخار اشباع تبدیل می‌شود. در ادامه به دلیل اینکه فشار جریان ثانویه اجکتور ۲ پایین می‌باشد، از وسیله‌ای به نام بوستر استفاده شده که کارکرد آن شبیه به کمپرسور بوده، که باعث افزایش فشار جریان عبوری از آن می‌شود و در نتیجه می‌تواند باعث افزایش سرمایش تولیدی در تبخیرکننده ۲ شود. بخش دیگری از جریان خروجی توربین ۱ (نقطه ۶)، وارد نازل اجکتور ۱ می‌شود و به سبب ایجاد اختلاف فشار باعث مکش جریان ثانویه شده و در اختلاطگر اجکتور با هم ترکیب می‌شوند. فشار جریان ترکیب شده با عبور از دیفیوزر اجکتور ۱ تا فشار جریان خروجی، از زیر سیستم قبلی (نقطه ۲۱) افزایش می‌یابد و در ادامه در اختلاطگر سیستم باهم ترکیب می‌شوند و جریان خروجی (نقطه ۱۱) به منظور استفاده در مراحل بعدی وارد کنداسور ۱ شده و به مایع اشباع تبدیل می‌شود. دوباره بخشی از جریان خروجی (نقطه ۱۳) وارد شیر انبساط ۱ شده و در ادامه به منظور تولید سرمایش به سمت تبخیرکننده ۱ هدایت می‌شود، در حالی که بخش دیگری از جریان (نقطه ۱۶) از طریق پمپ به ژنراتور بخار کمکی منتقل شده تا مجدداً به بخار تبدیل شود. به منظور تشریح بهتر عملکرد چرخه ترکیبی، نمودار T-s چرخه مربوطه در شکل ۲ ارائه شده است.

\* از افت فشار در لوله های رابط در چرخه ترکیبی صرف نظر شده است.

\* توزیع پروفیل دمای مخلوط های ژئوتروپیک در مبادله کن های حرارتی به صورت خطی در نظر گرفته شده است [۲۲].

\* ترکیبات گازهای خروجی از موتور دیزل براساس داده های گزارش شده در جدول ۱ استفاده شده است [۲۱].

چرخه ترکیبی جدید ارائه شده، مبتنی بر روابط بقای جرم، انرژی و انرژی مدل سازی شده است. قبل از انجام شبیه سازی، برخی از پارامترهای مورد نیاز برای این منظور در جدول ۲ آورده شده است.

### ۳-۲- روابط استفاده شده در اجکتور

روابط به کار رفته برای مدل سازی دقیق اجکتور از مطالعات قبلی

### ۳-۱- مدل سازی چرخه ترکیبی

#### ۳-۱- فرضیات ترمودینامیکی

چرخه ترکیبی جدید ارائه شده تحت فرضیات ترمودینامیکی زیر مدل سازی شده است:

\* مدل سازی سیستم تحت حالت پایا مورد بررسی قرار گرفته است.

\* بازده آیزنتروپیک فرآیندهای انبساط و تراکم ثابت در نظر گرفته شده است.

\* از انرژی جنبشی و پتانسیل صرف نظر شده است.

\* خروجی جریان ها از تبخیرکننده و چگالنده چرخه ترکیبی به صورت اشباع در نظر گرفته شده است.

\* جریان داخل اجکتورها به صورت پایا، تک بعدی و فشار ثابت در نظر گرفته شده است.

جدول ۱. ترکیبات گازهای خروجی از موتور دیزل دریایی [۲۱]  
Table 1. Marine diesel engine exit gas composition [21]

ترکیبات	وزن مولکولی (g/mol)	کسر جرمی (%)
O <sub>2</sub>	۳۲	۱۴/۸۳
CO <sub>2</sub>	۴۴	۴/۳۶
H <sub>2</sub> O	۱۸/۰۱	۶/۲۰
CO	۲۸/۰۱	-
SO <sub>2</sub>	۶۴/۰۶	-
NO <sub>2</sub>	۴۶/۰۱	-
CH <sub>4</sub>	۱۶/۰۴	-
N <sub>2</sub>	۲۸/۰۱	۷۴/۶۱



$$\dot{Q}_{c,v} - \dot{W}_{c,v} = \sum (\dot{m}h)_{out} - \sum (\dot{m}h)_{in} \quad (2)$$

نسبت استخراج جرم در چرخه ترکیبی تولید توان و تبرید دو مرحله‌ای به صورت زیر تعریف شده است:

$$MER = \frac{\dot{m}_8}{\dot{m}_5} \quad (3)$$

معادله بقای انرژی برای جزء kام سیستم به صورت زیر تعریف می‌شود [۲۷]:

$$\dot{E}x_{D,k} = \sum_{i=1}^k \dot{E}x_{in,i} - \sum_{i=1}^k \dot{E}x_{out,i} \quad (4)$$

یا از نظر آهنگ انرژی سوخت و محصول می‌تواند به صورت زیر

موجود در این زمینه استفاده شده و در جدول ۳ ذکر شده است [۲۳]، [۲۴]. با در نظر گرفتن معادلات موجود در جدول ۳ و با فرض مقدار اولیه برای نسبت جرم اجکتورها، می‌توان با استفاده از یک روش تکراری مقدار واقعی نسبت جرم اجکتورها محاسبه کرد.

### ۳-۳- روابط استفاده شده در مدل‌سازی سیستم پیشنهادی

به منظور مدل‌سازی چرخه ترکیبی معادلات بقای جرم، انرژی و انرژی به تک تک حجم کنترل‌های سیستم اعمال می‌شوند. فرم کلی معادلات بقای جرم و انرژی در حالت پایا برای تحلیل ترمودینامیکی یک سیستم، به صورت زیر می‌باشند:

$$\sum_i \dot{m}_{in} = \sum_O \dot{m}_{out} \quad (1)$$

جدول ۲. پارامترهای ورودی مورد نیاز برای مدل‌سازی ترمودینامیکی

Table 2. Required thermodynamic input parameters for simulation

مرجع	مقدار	پارامتر
[۲۵]	۲۹۸/۱۵	$T_0$ (K) دمای محیط،
[۲۵]	۱۰۱/۳	$P_0$ (kPa) فشار محیط،
[۱۹]	۲/۵	نسبت انبساط توربین ۱، $ER_1$ (-)
[۱۹]	۲	نسبت انبساط توربین ۲، $ER_2$ (-)
[۲۶]	۲/۵	نسبت تراکم بوستر، $CR_{boo}$ (-)
[۲۶]	۸۵	بازده آیزنتروپیک توربین، $\eta_{is,tur}$ (%)
[۲۶]	۸۵	بازده آیزنتروپیک پمپ، $\eta_{is,pu}$ (%)
[۲۶]	۸۵	بازده آیزنتروپیک بوستر، $\eta_{is,boo}$ (%)
[۲۳]	۸۵	بازده آیزنتروپیک بخش نازل اجکتور، $\eta_n$ (%)
[۲۳]	۹۰	بازده آیزنتروپیک بخش اختلاط اجکتور، $\eta_m$ (%)
[۲۳]	۸۵	بازده آیزنتروپیک بخش دیفیوزر اجکتور، $\eta_d$ (%)
-	۳۱۰/۱۵	$T_{con}$ (K) دمای نقطه شبنم چگالنده‌ها،
-	۲۷۵/۱۵	$T_{eva1}$ (K) دمای نقطه حباب تبخیرکننده ۱،
-	۲۵۰/۱۵	$T_{eva2}$ (K) دمای نقطه حباب تبخیرکننده ۲،
-	۴۰۵	$T_{AVG}$ (K) دمای نقطه حباب ژنراتور بخار کمکی،
-	۵	اختلاف دمای پینچ تبخیرکننده‌ها، $\Delta T_{PPTD,eva}$ (K)
[۱۹]	۵	اختلاف دمای پینچ چگالنده‌ها، $\Delta T_{PPTD,con}$ (K)
[۲۵]	۰/۵	نسبت استخراج جرم، $MER$
[۲۱]	۵۷۳/۱۵	$T_{gas}$ (K) دمای گاز خروجی از موتور،
[۲۱]	۷۱۳۹	دبی جرمی گاز خروجی، $\dot{m}_{gas}$ (kg.h <sup>-1</sup> )

$$\eta_{ex,ccp} = \frac{\dot{W}_{net} + (\dot{E}x_{28} - \dot{E}x_{27}) + (\dot{E}x_{30} - \dot{E}x_{29})}{\dot{E}x_1 - \dot{E}x_3} \quad (A)$$

در روابط فوق توان خالص تولیدی چرخه ترکیبی می‌باشد که به صورت زیر تعریف می‌شود:

تمامی روابط به کار رفته در نرم‌افزار متلب<sup>۱</sup> شبیه‌سازی شده و خواص ترمودینامیکی سیالات مورد نیاز از طریق کتابخانه نرم‌افزار رفپراپ<sup>۲</sup> فراخوانی شده است [۲۸].

#### ۴- بحث و نتایج

این بخش از مقاله شامل چهار قسمت اصلی می‌باشد. قسمت اول مربوط به اعتبارسنجی مدل ریاضی ارائه شده به ترتیب با یک مطالعه تئوری و یک مطالعه تجربی می‌باشد و قسمت دوم مربوط به انتخاب سیالات کاری مورد استفاده در سیستم می‌باشد. نتایج حاصل از شبیه‌سازی ترمودینامیکی سیستم نیز با جزئیات کامل در بخش سوم گردآوری شده است، که شامل بررسی عملکرد سیستم برای مخلوط‌های زئوتروپیک در نسبت‌های مختلف و انتخاب بهترین درصد کسر جرمی مخلوط‌ها از نظر بازده انرژی و ارائه خواص ترمودینامیکی و تخریب آهنگ اگزرژی هر یک از اجزاء سیستم برای بهترین مخلوط از نظر بازده انرژی می‌باشد. آخرین قسمت از این بخش مربوط به نتایج حاصل از مطالعه پارامتری چرخه ترکیبی می‌باشد.

#### ۴-۱- اعتبارسنجی

به منظور نشان دادن دقت روابط ارائه شده و صحت مدل‌سازی، نتایج حاصل از شبیه‌سازی چرخه ترکیبی توان و تبرید ساده با سیال کاری زئوتروپیک تحت شرایط یکسان با مرجع [۱۹] مقایسه شده و در شکل ۳ (الف) ارائه شده است. همچنین در ادامه نتایج تجربی بررسی عملکرد یک چرخه رانکین با سیال عامل دو جزئی تحت شرایط یکسان با مرجع [۲۹] نیز شبیه‌سازی و مقایسه شده و در شکل ۳ (ب) نشان داده شده است. مطابق با شکل ۳ (الف) می‌توان گفت که مدل‌سازی ریاضی اجکتور و همچنین چرخه ترکیبی به اندازه کافی دقیق بوده و مطابق با شکل ۳ (ب) می‌توان گفت که با اعمال فرضیات در نظر گرفته شده در واقعیت نیز می‌توان به نتایج حاصل از شبیه‌سازی استناد کرد.

1 Matlab 2013  
2 REFPROP 9.1

جدول ۳. روابط ریاضی بکار رفته برای اجکتور [۲۳، ۲۴]  
Table 3. Mathematical relations employed for ejector [23, 24]

پارامتر	روابط
نسبت ورودی جرم اجکتور	$\mu = \frac{\dot{m}_{sf}}{\dot{m}_{pf}}$
بازده بخش نازل	$\eta_{noz} = \frac{h_{pf} - h_{noz}}{h_{pf} - h_{noz, is}}$
موازنه انرژی بین بخش نازل و بخش ورودی	$h_{pf} - h_{noz} = \frac{1}{2}V_{noz}^2$
بقای مومنتم در بخش اختلاط	$V_{mf} = \frac{V_{noz}}{1 + \mu}$
موازنه انرژی برای اجکتور	$h_{out} = \frac{h_{pf} + \mu h_{sf}}{1 + \mu}$
بازده بخش اختلاط	$\eta_{mix} = \frac{V_{mf, is}^2}{V_{mf}^2}$
موازنه انرژی بین بخش اختلاط و بخش خروجی	$h_{out} - h_{mf} = \frac{1}{2}V_{mf, is}^2$
بازده بخش دیفیوزر	$\eta_{dif} = \frac{h_{out, is} - h_{mf}}{h_{out} - h_{mf}}$

نیز تعریف شود:

$$\dot{E}x_{Fu, k} = \dot{E}x_{Pr, k} + \dot{E}x_{D, k} \quad (5)$$

باتوجه به فرضیات ترمودینامیکی بیان شده و ناچیز بودن اگزرژی شیمیایی نسبت به اگزرژی فیزیکی از مقادیر اگزرژی جنبشی، پتانسیل و شیمیایی صرفه نظر شده است [۲۷].

$$\dot{E}x_k = \dot{E}x_{ph, k} = \dot{m} (h - h_0 - T_0(s - s_0))_k \quad (6)$$

معادلات بقای انرژی و اگزرژی به کار رفته برای هر یک از اجزاء چرخه ترکیبی با جزئیات کامل در جدول ۴ ارائه شده است.

#### ۴-۳- پارامترهای عملکردی چرخه ترکیبی

راندمان انرژی و اگزرژی چرخه ترکیبی توان و تبرید دو مرحله‌ای به ترتیب طبق رابطه‌های (۷) و (۸) تعریف شده است.

$$\eta_{en,ccp} = \frac{\dot{Q}_{eva1} + \dot{Q}_{eva2} + \dot{W}_{net}}{\dot{Q}_{AVG} + \dot{Q}_{VG}} \quad (7)$$

جدول ۴. معادلات موازنه انرژی و اگزرژی به دست آمده برای ارزیابی عملکرد سیستم تولید همزمان ارائه داده شده

Table 4. Energy and exergy balance equations obtained for evaluation of the devised cogeneration system

معادلات موازنه انرژی	معادلات موازنه اگزرژی	اجزاء سیستم
$\dot{E}x_D^{tur1} = (\dot{E}x_4 - \dot{E}x_5) - \dot{W}_{tur1}$	$\dot{W}_{tur1} = \dot{m}_4(h_4 - h_5), \eta_{is,tur1} = (h_4 - h_5)/(h_4 - h_{5s})$	توربین ۱
$\dot{E}x_D^{tur2} = (\dot{E}x_9 - \dot{E}x_{10}) - \dot{W}_{tur2}$	$\dot{W}_{tur2} = \dot{m}_9(h_9 - h_{10}), \eta_{is,tur2} = (h_9 - h_{10})/(h_9 - h_{10s})$	توربین ۲
$\dot{E}x_D^{con1} = (\dot{E}x_{11} - \dot{E}x_{12}) - (\dot{E}x_{26} - \dot{E}x_{25})$	$\dot{Q}_{con1} = \dot{m}_{11}(h_{11} - h_{12}), \dot{Q}_{con1} = \dot{m}_{26}(h_{26} - h_{25})$	چگالنده ۱
$\dot{E}x_D^{con2} = (\dot{E}x_{18} - \dot{E}x_{19}) - (\dot{E}x_{32} - \dot{E}x_{31})$	$\dot{Q}_{con2} = \dot{m}_{18}(h_{18} - h_{19}), \dot{Q}_{con2} = \dot{m}_{31}(h_{32} - h_{31})$	چگالنده ۲
$\dot{E}x_D^{pu} = \dot{W}_{pu} - (\dot{E}x_{17} - \dot{E}x_{16})$	$\dot{W}_{pu} = \dot{m}_{16}(h_{17} - h_{16}), \eta_{is,pu} = (h_{17s} - h_{16})/(h_{17} - h_{16})$	پمپ
$\dot{E}x_D^{AVG} = (\dot{E}x_2 - \dot{E}x_3) - (\dot{E}x_4 - \dot{E}x_{17})$	$\dot{Q}_{AVG} = \dot{m}_{gas}(h_2 - h_3), \dot{Q}_{AVG} = \dot{m}_4(h_4 - h_{17})$	ژنراتور بخار کمی
$\dot{E}x_D^{ev1} = \dot{E}x_{13} - \dot{E}x_{14}$	$h_{13} = h_{14}$	شیرانبساط ۱
$\dot{E}x_D^{ev2} = \dot{E}x_{20} - \dot{E}x_{22}$	$h_{20} = h_{22}$	شیرانبساط ۲
$\dot{E}x_D^{VG} = (\dot{E}x_1 - \dot{E}x_2) - (\dot{E}x_9 - \dot{E}x_8)$	$\dot{Q}_{VG} = \dot{m}_{gas}(h_1 - h_2), \dot{Q}_{VG} = \dot{m}_9(h_9 - h_8)$	ژنراتور بخار
$\dot{E}x_D^{eva1} = (\dot{E}x_{14} - \dot{E}x_{15}) - (\dot{E}x_{28} - \dot{E}x_{27})$	$\dot{Q}_{eva1} = \dot{m}_{14}(h_{15} - h_{14}), \dot{Q}_{eva1} = \dot{m}_{27}(h_{27} - h_{28})$	تبخیرکننده ۱
$\dot{E}x_D^{eva2} = (\dot{E}x_{22} - \dot{E}x_{23}) - (\dot{E}x_{30} - \dot{E}x_{29})$	$\dot{Q}_{eva2} = \dot{m}_{22}(h_{23} - h_{22}), \dot{Q}_{eva2} = \dot{m}_{30}(h_{29} - h_{30})$	تبخیرکننده ۲
$\dot{E}x_D^{boo} = \dot{W}_{boo} - (\dot{E}x_{24} - \dot{E}x_{23})$	$\dot{W}_{boo} = \dot{m}_{24}(h_{24} - h_{26}), \eta_{is,boo} = (h_{24s} - h_{23})/(h_{24} - h_{23})$	بوستر
$\dot{E}x_D^{mix} = (\dot{E}x_7 + \dot{E}x_{21}) - \dot{E}x_{11}$	$\dot{m}_7 h_7 + \dot{m}_{21} h_{21} = \dot{m}_{11} h_{11}, \dot{m}_7 + \dot{m}_{21} = \dot{m}_{11}$	اختلاط گر
$\dot{E}x_D^{ej1} = (\dot{E}x_6 + \dot{E}x_{15}) - \dot{E}x_7$		اجکتور ۱
$\dot{E}x_D^{ej2} = (\dot{E}x_{10} + \dot{E}x_{24}) - \dot{E}x_{18}$		اجکتور ۲
$\dot{E}x_D^{tot} = \sum \dot{E}x_D^i$	-	کل سیستم

جدول ۳

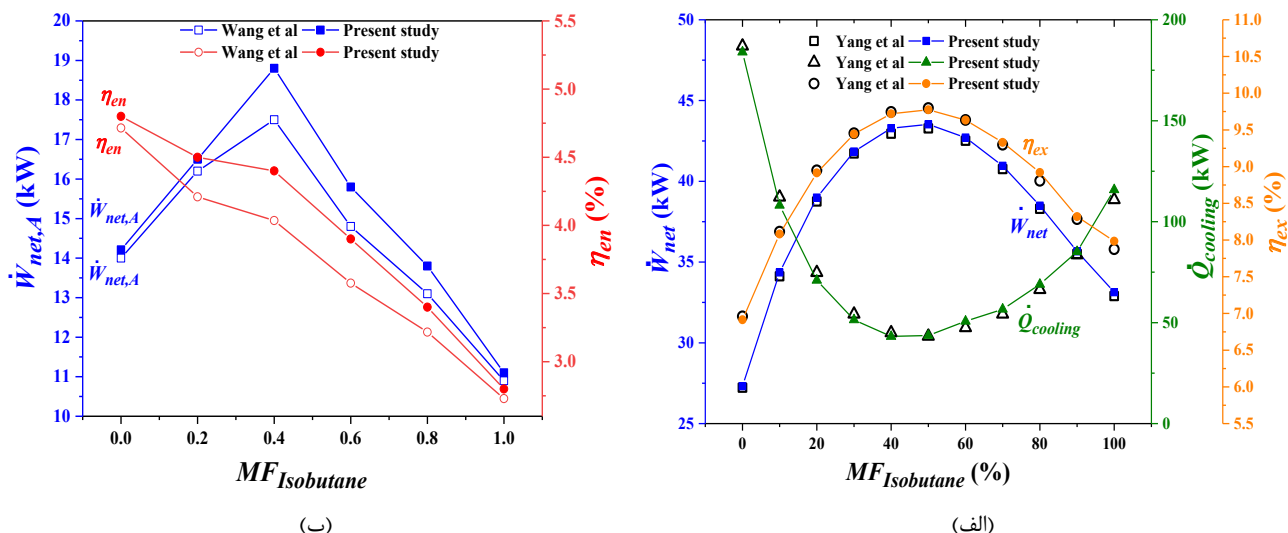
پنتان، ایزوبوتن/ایزوپنتان، R142b به پنتان و R142b به ایزوپنتان انتخاب شده است. در این مقاله یک مخلوط دوجزئی به صورت سیال ۱ به سیال ۲ نشان داده شده است، به طوری که در تمامی نمودارها، تغییرات کسر جرمی مربوط به سیال ۱ می باشد. برخی از خواص ترموفیزیکی و پارامترهای زیست محیطی سیالات کاری انتخاب شده در جدول ۵ ارائه شده است.

#### ۴-۳- نتایج مدل سازی

شکل ۴ نشانگر تأثیر کسر جرمی مخلوطهای ژئوتروپیک بر توان خالص، ظرفیت تبرید، بازده قانون اول و بازده قانون دوم چرخه ترکیبی می باشد. مطابق با شکل ۴، سیستم تولید همزمان ارائه شده ظرفیت تبرید بیشتری نسبت به توان الکتریکی تولید می کند، بنابراین وجود

#### ۴-۲- انتخاب سیالات کاری

انتخاب سیال کاری مناسب و ترکیب اختلاط آنها باهم، مهمترین مفهوم در استفاده از مخلوط ژئوتروپیک در سیستم های انرژی می باشد، از ویژگی های یک سیال آلی مناسب می توان به خشک بودن، دو ستار محیط بودن، داشتن چگالی بخار بالا و دما و فشار بحرانی بالا و غیره... اشاره کرد [۳۰]. در چرخه ترکیبی توان و تبرید، عملکرد سیال کاری هم برای چرخه رانکین و هم برای چرخه تبرید اجکتوری باید در نظر گرفته شود. در این مقاله پس بررسی تعداد زیادی از سیالات کاری، ۶ سیال کاری شامل ایزوبوتان، ایزوپنتان، پنتان، بوتن و R142b انتخاب شده است. از ۱۵ مخلوط ژئوتروپیک ترکیبی از سیالات کاری انتخاب شده، ۸ مخلوط ژئوتروپیک شامل، ایزوبوتان/پنتان، ایزوبوتان/ایزوپنتان، بوتن/پنتان، بوتن/ایزوپنتان، ایزوبوتن/



شکل ۳. نشان دهنده تأثیر کسر جرمی مخلوط زئوتروپیک (الف) ایزوبوتان به پنتان بر توان خالص، ظرفیت تبرید و بازده انرژی چرخه ترکیبی توان و تبرید ساده [۱۹] و (ب) ایزوپنتان به ایزوبوتان بر توان خالص به ازای واحد سطح تبخیرکننده و بازده انرژی مطالعه تجربی چرخه رانکین [۲۹] می‌باشد.

Fig. 3. Indicates the effect of mass fraction of zeotropic mixture (a) Pentane/Isobutane on net power, refrigeration load and exergy efficiency for the conventional power and ejector refrigeration cycle [19] and (b) Isopentane/Isobutane on power output per unit area of the evaporator and thermal efficiency for organic Rankine cycle [29]

جدول ۵. برخی از خواص مهم سیالات عامل به کاررفته [۲۸]

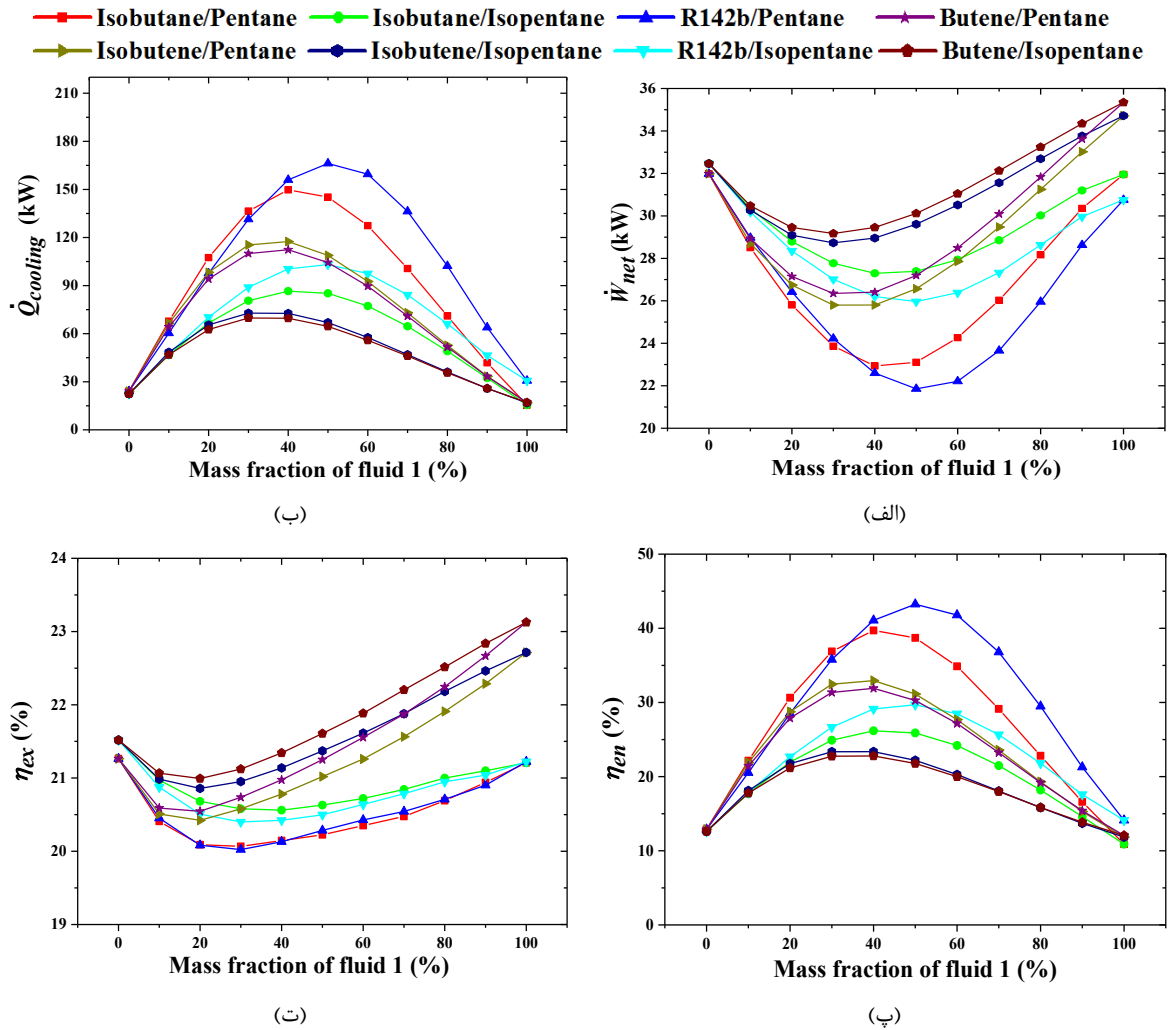
Table 5. Thermophysical and environmental properties of the selected working fluid [28]

نوع	GWP	ODP	MM (g/mol)	T <sub>cr</sub> (K)	P <sub>cr</sub> (MPa)	سیال عامل
خشک	۳	۰	۵۶/۱۱	۴۱۹/۲۹	۴/۰۰۵	بوتن
خشک	۳	۰	۵۸/۱۲	۴۰۷/۸	۳/۶۳	ایزوبوتان
خشک	۳	۰	۵۶/۱۱	۴۱۸/۰۹	۴/۰۱	ایزوبوتن
خشک	۲	۰	۷۲/۱۵	۴۶۰/۳۵	۳/۳۸	ایزوپنتان
خشک	۲	۰	۷۲/۱۵	۴۶۹/۷	۳/۳۷	پنتان
تک آنتروپی	۲۴۰۰	۰/۰۴۳	۱۰۰/۴۹۵	۴۱۰/۲۶	۴/۱۲	R142b

خالص و بازده قانون دوم برای مخلوط R142b به پنتان و بعد آن مربوط به مخلوط ایزوبوتان به پنتان می‌باشد. همچنین استفاده از سیال‌های کاری خالص منجر به دستیابی به بیشینه‌ترین مقدار توان خالص و بازده قانون دوم می‌شود. به عنوان یک نتیجه می‌توان گفت که استفاده از مخلوط زئوتروپیک به جای سیالات کاری خالص به شدت باعث افزایش ظرفیت تبرید و بازده انرژی شده است ولی باعث کاهش توان خالص و بازده انرژی سیستم می‌شود.

پارامترهای اصلی سیستم به ازای کسر جرمی از مخلوط‌ها که ظرفیت تبرید و بازده انرژی دارای حداکثر مقدار هستند، در جدول ۶ گردآوری شده است. مطابق با جدول ۶ نتایج زیر استخراج می‌شود:

یک مقدار بیشینه برای ظرفیت تبرید به دلیل غالب بودن آن نسبت به توان الکتریکی دور از انتظار نیست. مطابق با شکل ۴ بهترین مخلوط دوجزئی از نظر ظرفیت تبرید و بازده قانون اول مربوط به مخلوط R142b به پنتان و بعد آن مربوط به ایزوبوتان به پنتان می‌باشد و کمترین مقدار ظرفیت تبرید و بازده قانون اول مربوط به مخلوط بوتن به ایزوپنتان و بعد آن برای ایزوبوتن به ایزوپنتان می‌باشد. با توجه به نمودارها می‌توان نتیجه گرفت که رفتار نمودارهای توان خالص و بازده قانون دوم تقریباً روندی معکوس دارند. به طوری که بیشترین مقدار توان خالص و بازده قانون دوم مربوط به مخلوط بوتن به ایزوپنتان و بعد آن برای ایزوبوتن به ایزوپنتان می‌باشد و کمترین مقدار



شکل ۴. تاثیر کسر جرمی مخلوط‌های زئوتروپیک بر روی توان خالص، ظرفیت تبرید، بازده انرژی و اگزرژی چرخه ترکیبی

Fig. 4. Effect of mass fraction on net electricity, refrigeration load, energy efficiency and exergy efficiency for different mixtures

به پنتان و R142b به پنتان با مقادیر ۲۰/۱۰٪ و ۲۰/۲۲٪ می‌باشد و همچنین بیشترین بازده اگزرژی نیز مربوط به مخلوط بوتن به ایزوپنتان با مقدار ۲۱/۱۶٪ محاسبه شده است.

\* بیشترین توان تولیدی مربوط به مخلوط بوتن به ایزوپنتان در نسبت ۳۵ به ۶۵ و ایزوبوتن به ایزوپنتان در نسبت ۳۶ به ۶۴ به ترتیب با مقادیر ۲۹/۲۵ kW و ۲۸/kW بدست می‌آید و کمترین توان تولیدی برابر با ۲۱/۸۳ kW است که مربوط به مخلوط R142b به پنتان با نسبت ۵۱ به ۴۹ می‌باشد.

پارامترهای ترمودینامیکی جریان نظیر دما، فشار، آنتالپی و آنترپی مخصوص، دبی جرمی و آهنگ اگزرژی نقاط مختلف چرخه ترکیبی برای بهترین مخلوط زئوتروپیک از نظر بازده انرژی یعنی R142b به پنتان در جدول ۷ ارائه شده است.

\* حداکثر ظرفیت تبرید و بازده انرژی به ترتیب ۱۶۶/۳۶ kW و ۲۸/۴۳٪ می‌باشد، که مربوط به مخلوط دو جزئی R142b به پنتان به ترتیب با نسبت جرمی ۵۱ به ۴۹ بوده و کمترین ظرفیت تبرید و بازده انرژی به ترتیب ۷۰/۵۶ kW و ۲۲/۹۵٪ می‌باشد که مربوط به مخلوط بوتن به ایزوپنتان با نسبت جرمی ۳۵ به ۶۵ است.

\* بیشترین آهنگ تخریب اگزرژی به ترتیب مربوط به مخلوط R142b به پنتان با کسر جرمی ۵۱ به ۴۹ و ایزوبوتان به پنتان با کسر جرمی ۴۳ به ۵۷ با مقادیر ۱۲۲/۱۵ kW و ۱۲۱/۶۴ kW می‌باشد و همچنین کمترین مقدار آهنگ تخریب اگزرژی نیز مربوط به مخلوط بوتن به ایزوپنتان با مقدار ۱۱۲/۳۸ kW می‌باشد که در نسبت ۳۵ به ۶۵ به دست می‌آید.

\* کمترین بازده اگزرژی نیز به ترتیب مربوط به مخلوط ایزوبوتان

جدول ۶. پارامترهای ترمودینامیکی در نسبت خاصی از مخلوط‌های ژئوتروپیک به منظور دستیابی به حداکثر ظرفیت تبرید و راندمان انرژی

Table 6. Main performance factors for different mixtures at a specific mass fraction to achieve maximum refrigeration load and energy efficiency

پارامتر	R142b/پنتان (۰/۴۹ به ۰/۵۱)	ایزوبوتان/پنتان (۰/۴۳ به ۰/۵۷)	ایزوبوتن/پنتان (۰/۳۶ به ۰/۶۴)	بوتن/پنتان (۰/۳۷ به ۰/۶۳)	R142b/ایزوپنتان (۰/۴۸ به ۰/۵۲)	ایزوبوتان/ایزوپنتان (۰/۴۲ به ۰/۵۸)	ایزوبوتن/ایزوپنتان (۰/۳۴ به ۰/۶۶)	بوتن/ایزوپنتان (۰/۳۵ به ۰/۶۵)
$W_{pu}$	۲/۹۷۶	۳/۰۱۲	۲/۷۱۲	۲/۷۳۱	۳/۳۳۷	۳/۴۲۵	۳/۱	۳/۰۷۴
$W_{boo}$	۸/۹۴۱	۷/۸۶۹	۵/۶۲۶	۵/۳۵	۵/۵۴۶	۴/۴۱	۳/۴۱۹	۳/۲۲۶
$W_{tur1}$	۲۳/۱۱۷	۲۳/۱۰۶	۲۳/۳۵۹	۲۳/۶۶	۲۳/۷۳۶	۲۳/۸۹۹	۲۴/۱۴۲	۲۳/۳۲۸
$W_{tur2}$	۱۰/۶۳۱	۱۰/۶۵۴	۱۰/۶۶۲	۱۰/۷۴	۱۱/۰۹۹	۱۱/۲۱۱	۱۱/۱۵۳	۱۱/۲۱۷
$Q_{eva1}$	۶۹/۸۷۹	۸۲/۴۰۱	۶۹/۰۹۹	۶۶/۷۸۵	۵۷/۶۳۹	۵۱/۹۳۱	۴۶/۱۲۴	۴۴/۶۴۱
$Q_{eva2}$	۷۹/۴۸۵	۶۷/۸۰۲	۴۹/۳۳۹	۴۹/۳۹۹	۴۵/۷۱۸	۳۴/۹۱۱	۲۷/۴۸۷	۲۵/۹۱۹
$Q_{con1}$	۲۸۳/۷۴۸	۲۷۷/۵۴۸	۲۶۳/۹۲۳	۲۶۲/۰۵۱	۲۵۲/۱۷۹	۲۴۵/۶۹۶	۲۴۰/۱۳۹	۲۳۸/۵۶۳
$Q_{con2}$	۳۰۶/۳۰۵	۲۹۱/۷۹	۲۶۹/۸۱۱	۲۶۶/۰۸۴	۲۶۸/۶۸۴	۲۵۵/۱۲۴	۲۴۵/۶۱۲	۲۴۳/۶۵۲
$W_{net}$	۲۱/۸۳۲	۲۲/۸۷۹	۲۶۹/۶۸۳	۲۶/۳۱۹	۲۵/۹۵۳	۲۷/۲۷۵	۲۸/۷۷۶	۲۹/۲۴۶
$Q_{cooling}$	۱۶۶/۳۶۴	۱۵۰/۲۰۳	۱۱۸/۱۱۱	۱۱۳/۱۸۴	۱۰۳/۳۵۸	۸۶/۸۴۱	۷۳/۶۱۱	۷۰/۵۶
$\mu_1$	۰/۶۰۵	۰/۵۹۱	۰/۴۹۷	۰/۴۷۷	۰/۴۱۵	۰/۳۸۵	۰/۳۴۲	۰/۳۳
$\mu_2$	۰/۶۱۲	۰/۵۴	۰/۳۹۱	۰/۳۶۷	۰/۳۶۷	۰/۲۹	۰/۲۲۸	۰/۲۱۴
$\eta_{en,ccp}$	۴۳/۲۸۲	۳۹/۸۰۶	۳۳/۰۷	۳۲/۰۸۳	۲۹/۷۳۹	۲۶/۲۴۵	۲۳/۵۴۷	۲۲/۹۵۳
$\eta_{ex,ccp}$	۲۰/۲۲۳	۲۰/۱۰۷	۲۰/۶۲	۲۰/۸۵۳	۲۰/۴۰۹	۲۰/۵۲۴	۲۰/۹۷۵	۲۱/۱۶۳
$Ex_D^{tot}$	۱۲۲/۱۵۴	۱۲۱/۶۴۲	۱۱۷/۹۷۱	۱۱۷/۳۵	۱۱۶/۷۳۵	۱۱۵/۵۹۵	۱۱۳/۰۹۴	۱۱۲/۳۸۲

#### ۴-۴- تحلیل پارامتری

این بخش از مقاله شامل ۴ قسمت می‌باشد که هر یک از آن‌ها تأثیر متغیرهای اصلی طراحی بر روی توان خاص، ظرفیت تبرید، راندمان انرژی و راندمان انرژی چرخه ترکیبی را نشان می‌دهند. پارامترهای طراحی استفاده شده عبارتند از: نسبت انبساط توربین ۱، نسبت تراکم بوستر، دمای ژنراتور بخار کمکی، دمای تبخیرکننده ۱. بررسی پارامتری صورت گرفته برای مخلوط‌های ژئوتروپیک در کسر جرمی ۵۰ به ۵۰ می‌باشد.

#### ۴-۴-۱- تأثیر نسبت انبساط توربین ۱ بر عملکرد چرخه

##### ترکیبی

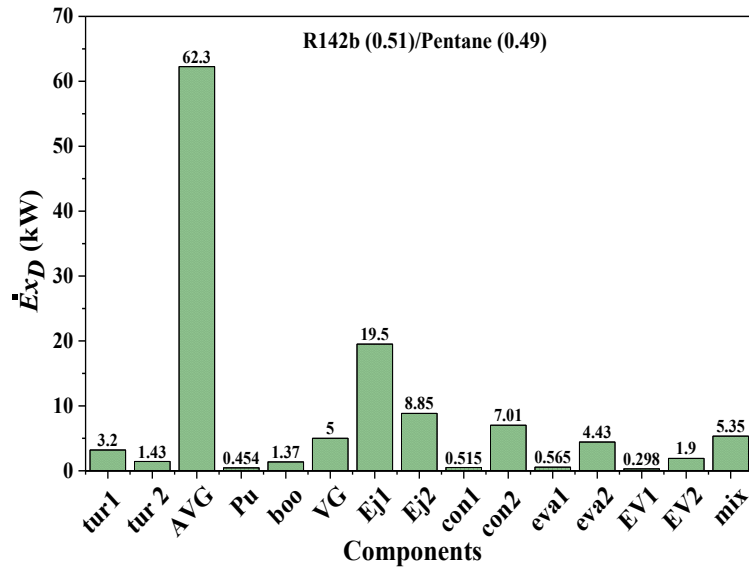
شکل ۶ تأثیر افزایش نسبت انبساط توربین ۱ را بر روی توان

با انجام این کار ارزیابی انرژی و تجزیه و تحلیل انرژی می‌تواند بسیار راحت‌تر انجام شود. به طوری که شکل ۵ تخریب انرژی هر یک از اجزاء چرخه ترکیبی را برای مخلوط RI42b به پنتان در نسبت ۵۱ به ۴۹ نشان می‌دهد، مطابق با شکل ۵، ژنراتور بخار کمکی دارای بیشترین آهنگ تخریب انرژی برابر با ۶۲/۳ kW بوده، به طوری که ۵۱٪ از کل تخریب انرژی را به خود اختصاص داده است، که ناشی از اختلاف دمای زیاد بین گازهای گرم عبوری و مخلوط داخل ژنراتور می‌باشد. دومین و سومین میزان تخریب انرژی مربوط به اجکتور شماره ۱ و ۲ می‌باشد که به دلیل وجود منابع مختلف بازگشت ناپذیری‌ها نظیر اختلاط و اصطکاک و غیره در این مؤلفه‌ها است.

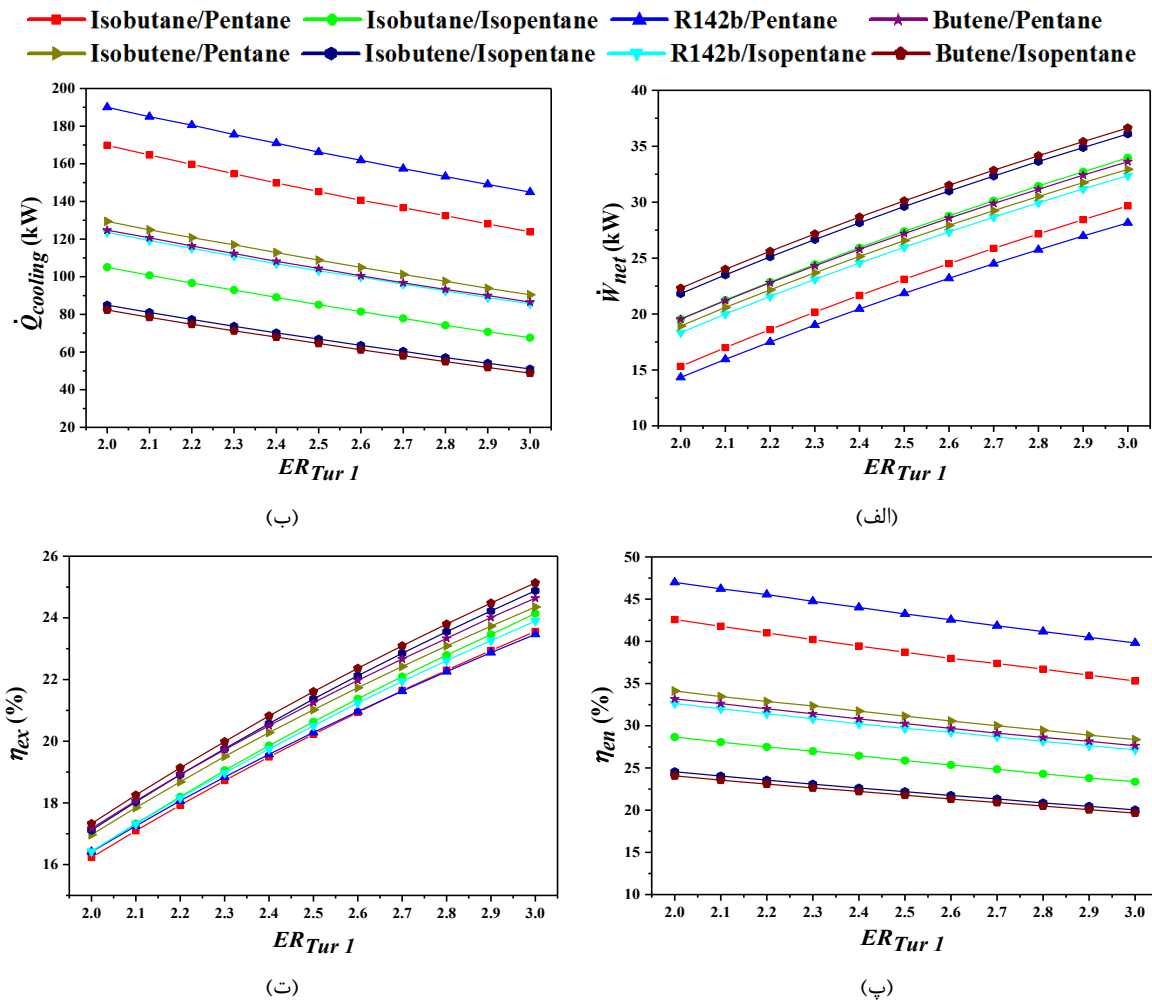
جدول ۷. خواص ترمودینامیکی نقاط مختلف سیستم تولید همزمان ارائه شده با مخلوط دوجزئی R142b به پنتان با نسبت ۵۱ به ۴۹

Table 7. Thermodynamic properties at each point of the devised cogeneration system with R142b/Pentane (0.51/0.49)

$\dot{E}x$ (kW)	$\dot{m}$ (kg.s <sup>-1</sup> )	S (kJ.kg <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> )	h (kJ.kg <sup>-1</sup> )	P (kPa)	T (K)	حالت
۱۷۴/۸۲	۱/۹۸	۷/۷۳	-۸۲۰/۳۳	۱۰/۱۳	۵۷۳/۱۵	۱
۱۶۳/۷۹	۱/۹۸	۷/۷۱	-۸۳۲/۷۰	۱۰/۱۳	۵۶۲/۱۵	۲
۱۸/۵۵	۱/۹۸	۷/۲۶	-۱۰۳۹/۶۱	۱۰/۱۳	۳۷۵/۱۵	۳
۹۶/۳۴	۱/۰۱	۱/۶۶	۵۱۰/۲۷	۲۱۹۴/۵۹	۴۱۶/۲۲	۴
۷۰/۰۲	۱/۰۱	۱/۶۷	۴۸۷/۲۹	۸۷۷/۸۳	۳۸۱/۰۸	۵
۳۵/۰۱	۰/۵	۱/۶۷	۴۸۷/۲۹	۸۷۷/۸۳	۳۸۱/۰۸	۶
۱۴/۶۵	۰/۸۱	۱/۷۱	۴۴۹/۶۹	۱۶۵/۹۵	۳۴۳/۷۴	۷
۳۵/۰۱	۰/۵	۱/۶۷	۴۸۷/۲۹	۸۷۷/۸۳	۳۸۱/۰۸	۸
۴۱/۰۴	۰/۵	۱/۷۹	۵۳۶/۰۱	۸۷۷/۸۳	۴۱۰/۲۵	۹
۲۸/۹۸	۰/۵	۱/۸۰	۵۱۴/۸۸	۴۳۸/۹۲	۳۹۱/۶۷	۱۰
۱۴/۷۳	۱/۳۱	۱/۲۸	۳۱۵/۲۷	۱۶۵/۹۵	۳۰۵/۸۶	۱۱
۱۴/۱۴	۱/۳۱	۰/۵۶	۹۹/۵۳	۱۶۵/۹۵	۲۹۲/۱۸	۱۲
۳/۲۸	۰/۳	۰/۵۶	۹۹/۵۳	۱۶۵/۹۵	۲۹۲/۱۸	۱۳
۲/۹۹	۰/۳	۰/۵۷	۹۹/۵۳	۹۱/۷	۲۷۶/۶۲	۱۴
-۰/۸۵	۰/۳	۱/۵۶	۳۸۴/۹۷	۹۱/۷	۲۹۳/۴۷	۱۵
۱۰/۸۶	۱/۰۱	۰/۵۶	۹۹/۵۳	۱۶۵/۹۵	۲۹۲/۱۸	۱۶
۱۳/۳۸	۱/۰۱	۰/۵۶	۱۰۲/۴۹	۲۱۹۴/۵۹	۲۹۳/۱۸	۱۷
۱۸/۲	۰/۸۱	۱/۷۹	۴۷۷/۲۲	۱۶۵/۹۵	۳۶۲/۹۲	۱۸
۸/۷۵	۰/۸۱	۰/۵۶	۹۹/۵۳	۱۶۵/۹۵	۲۹۲/۱۸	۱۹
۳/۳۲	۰/۳۱	۰/۵۶	۹۹/۵۳	۱۶۵/۹۵	۲۹۲/۱۸	۲۰
۵/۴۳	۰/۵	۰/۵۶	۹۹/۵۳	۱۶۵/۹۵	۲۹۲/۱۸	۲۱
۱/۴۲	۰/۳۱	۰/۵۸	۹۹/۵۳	۳۲/۴۶	۲۵۳/۷۸	۲۲
-۹/۵۱	۰/۳۱	۱/۵۷	۳۵۷/۶۹	۳۲/۴۶	۲۶۸/۷۶	۲۳
-۱/۹۴	۰/۳۱	۱/۵۸	۳۸۶/۷۲	۸۱/۱۴	۲۹۴/۵	۲۴
۲۳/۸۸	۸/۷۷	۰/۳۰	۸۴/۰۵۳	۱۵۰	۲۹۳/۱۵	۲۵
۲۲/۷۷۸	۸/۷۷	۰/۴	۱۱۶/۳۱	۱۵۰	۳۰۰/۸۶	۲۶
۴/۹	۱/۸	۰/۳۰	۸۴/۰۵۳	۱۵۰	۲۹۳/۱۵	۲۷
۸/۱۷	۱/۸	۰/۱۳	۳۵/۷۴	۱۵۰	۲۸۱/۶۲	۲۸
۷۷/۱۰۷	۲/۲۲	۶/۵۷	۳۰۳/۹۵	۱۵۰	۲۹۳/۱۵	۲۹
۸۳/۶	۲/۲۲	۶/۵۷	۲۶۸/۱۲	۱۵۰	۲۵۸/۷۸	۳۰
۱۳/۳۹	۴/۹۲	۰/۳۰	۸۴/۰۵	۱۵۰	۲۹۳/۱۵	۳۱
۱۵/۸۳	۴/۹۲	۰/۵۰	۱۴۶/۳۷	۱۵۰	۳۰۸/۰۵	۳۲



شکل ۵. آهنگ تخریب انرژی از اجزاء چرخه ترکیبی برای مخلوط دوجزئی R142b به پنتان با نسبت ۵۱ به ۴۹  
 Fig. 5. Contribution of different elements to the overall exergy destruction for R142b/Pentane (0.51/0.49)



شکل ۶. تاثیر نسبت انبساط توربین ۱ بر روی توان خالص، ظرفیت تبرید، بازده انرژی و بازده انرژی برای مخلوط‌های زئوتروپیک  
 Fig. 6. Effect of expander ratio of turbine 1 on the net electricity, refrigeration load, energy efficiency and exergy efficiency for different mixtures

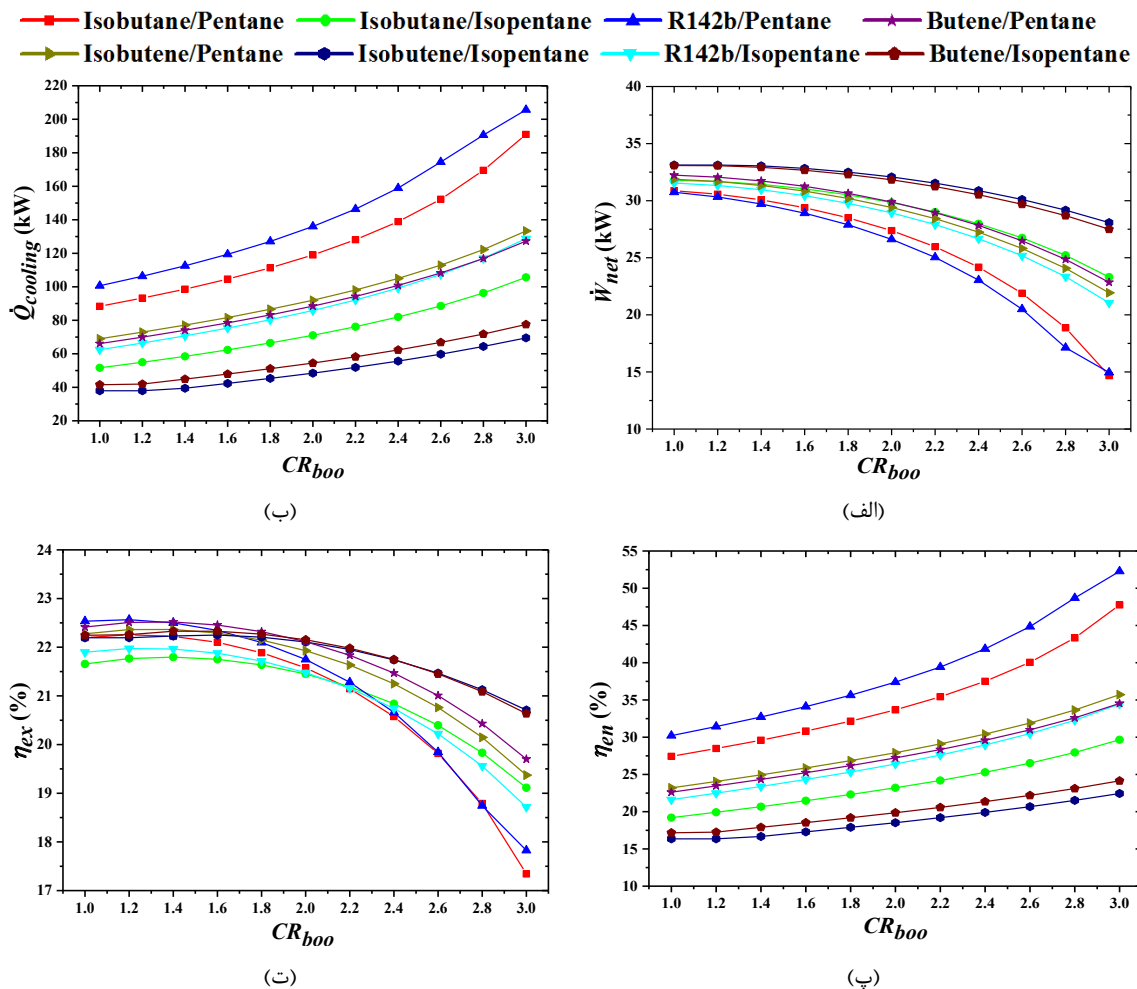


قرار داد. با توجه به تأثیر عمده ظرفیت تبرید بر روی راندمان انرژی چرخه ترکیبی، پیش بینی می‌شود که راندمان انرژی روندی مشابه با تغییرات ظرفیت تبرید داشته باشد، همانطور که شکل ۶ نشان می‌دهد بازده انرژی چرخه ترکیبی دچار کاهش شده است. از طرفی هم راندمان انرژی که عملاً تحت تأثیر توان خالص تولیدی می‌باشد، از این رو با افزایش نسبت انبساط توربین ۱ بازده انرژی سیستم دچار افزایش شده است.

#### ۲-۴-۴- تأثیر نسبت تراکم بوستر بر عملکرد چرخه ترکیبی

تأثیر نسبت تراکم بوستر بر روی توان خالص، ظرفیت تبرید، راندمان انرژی و راندمان انرژی چرخه ترکیبی بررسی شده و نتایج در شکل ۷ نشان داده شده است. از مزایای استفاده از بوستر در سیستم‌های تولید سرمایه‌های بر پایه چرخه تبرید اجکتوری می‌توان

خالص، ظرفیت تبرید، راندمان انرژی و راندمان انرژی چرخه ترکیبی نشان می‌دهد. مطابق شکل ۶ می‌توان گفت که افزایش نسبت انبساط توربین ۱ منجر به افزایش توان خالص تولیدی می‌شود، که ناشی از افزایش کار تولیدی توربین ۱ و ۲ به دلیل افزایش اختلاف آنتالپی در ورود و خروج آن‌ها و کاهش در کار مصرفی پمپ و بوستر می‌باشد. با توجه به اینکه جریان اولیه اجکتورها در این سیستم توسط توربین‌ها تأمین می‌شوند، افزایش نسبت انبساط توربین ۱ منجر به کاهش سرعت جریان اولیه در خروجی نازل اجکتورها می‌شود و در نهایت سبب کاهش نسبت ورودی جرم اجکتورها شده است، کاهش مقدار این پارامتر مهم باعث کاهش دبی جرمی عبوری از تبخیرکننده‌ها شده و در نهایت ظرفیت تولیدی توسط دو تبخیرکننده کاهش می‌یابد. براساس نتایج بیان شده در مورد خروجی‌های چرخه ترکیبی، می‌توان روند تغییرات بازده انرژی و انرژی سیستم را مورد بررسی



شکل ۷. تأثیر نسبت تراکم بوستر روی توان خالص، ظرفیت تبرید، بازده انرژی و انرژی چرخه ترکیبی برای مخلوط‌های زئوتروپیک.

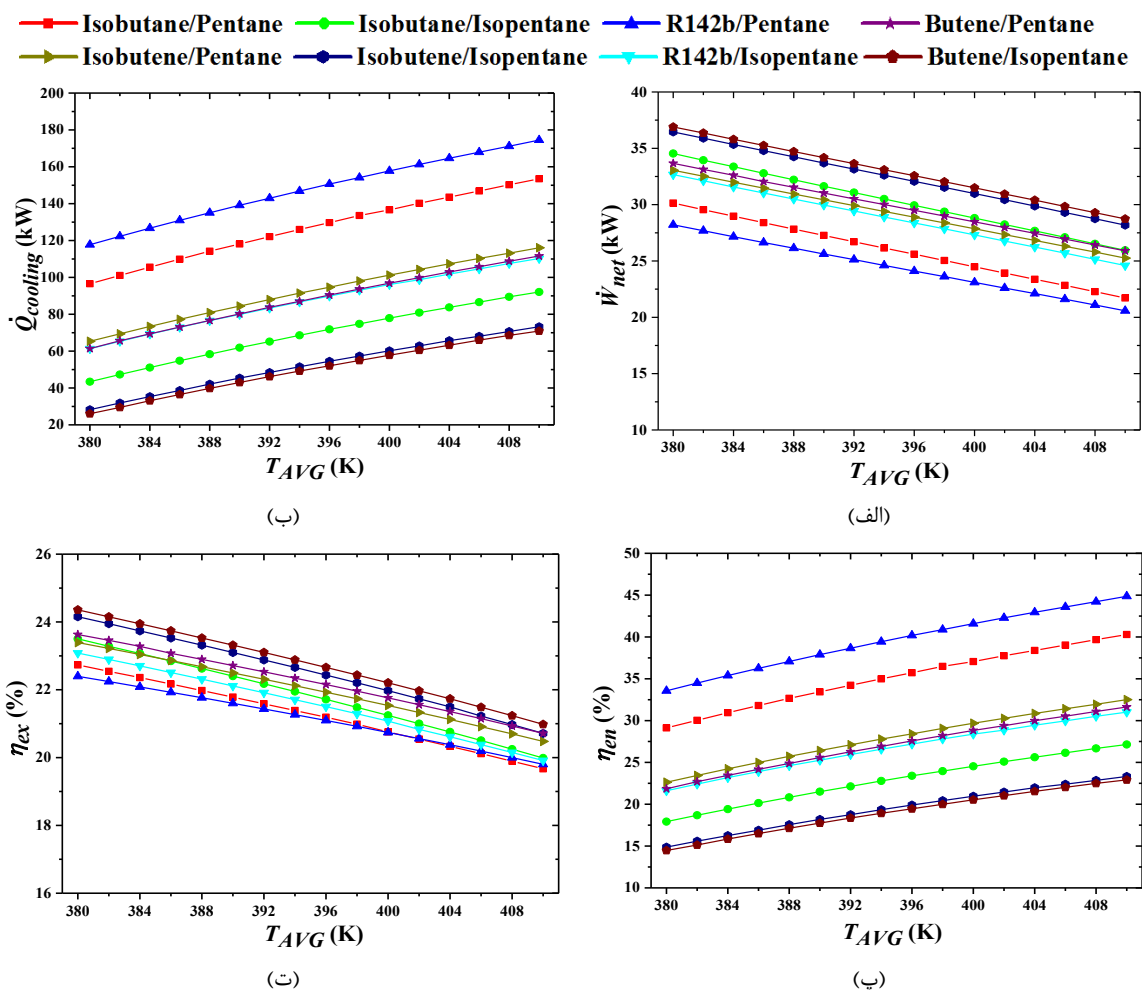
Fig. 7. Effect of compression ratio of the booster on the net electricity, refrigeration load, energy efficiency and exergy efficiency for different mixtures

چرخه توان تبرید ساده را با بوستر بررسی کردند، نتایج آن‌ها حاکی از افزایش قابل توجه در ظرفیت سرمایش تولیدی سیستم و کاهش توان تولیدی در مقایسه با چرخه توان تبرید ساده بود. از آنجایی که ظرفیت تبرید تأثیر بیشتری بر روی راندمان انرژی دارد، بنابراین بازده انرژی سیستم افزایش می‌یابد. همچنین توان خالص تولیدی تأثیر بیشتری بر راندمان انرژی دارد، بنابراین با افزایش نسبت تراکم بوستر بازده انرژی سیستم کاهش می‌یابد.

### ۳-۴-۴- تأثیر دمای ژنراتور بخار کمکی بر عملکرد چرخه ترکیبی

شکل ۸ تأثیر دمای ژنراتور بخار کمکی را بر روی توان خالص، ظرفیت تبرید، راندمان انرژی و انرژی چرخه ترکیبی نشان می‌دهد. مطابق با شکل ۸، افزایش این پارامتر منجر به کاهش توان خالص

به تولید سرمایش در دماهای پایین اشاره کرد. زیرا در دمای‌های پایین فشار جریان ثانویه بسیار پایین بوده و مکش جریان با مشکل مواجه می‌شود. مطابق با شکل ۷ افزایش نسبت تراکم بوستر منجر به افت توان خالص تولیدی می‌شود که ناشی از افزایش کار مصرفی بوستر می‌باشد. نکته قابل توجه این که افزایش نسبت تراکم بوستر تأثیری در کار تولیدی توربین ۱ و ۲ و کار مصرفی پمپ نداشته و دارای مقداری ثابت هستند. افزایش نسبت تراکم بوستر باعث افزایش فشار جریان ثانویه اجکتور ۲ می‌شود و با ثابت ماندن فشار جریان اولیه اجکتور ۲، نسبت جرم اجکتور ۲ افزایش یافته و باعث می‌شود که دبی جرمی بیشتری از تبخیرکننده ۲ عبور کند و سرمایش بیشتری در دماهای کاری پایین‌تر توسط آن تولید شود و از طرفی با ثابت ماندن ظرفیت سرمایش تبخیرکننده ۱، ظرفیت تبرید کل سیستم افزایش می‌یابد. مطابق با یافته‌های رستم‌نژاد و زارع [۲۶] که عملکرد



شکل ۸. تأثیر دمای ژنراتور بخار کمکی روی توان خالص، ظرفیت تبرید، بازده انرژی و انرژی چرخه ترکیبی برای مخلوط‌های ژئوتروپیک

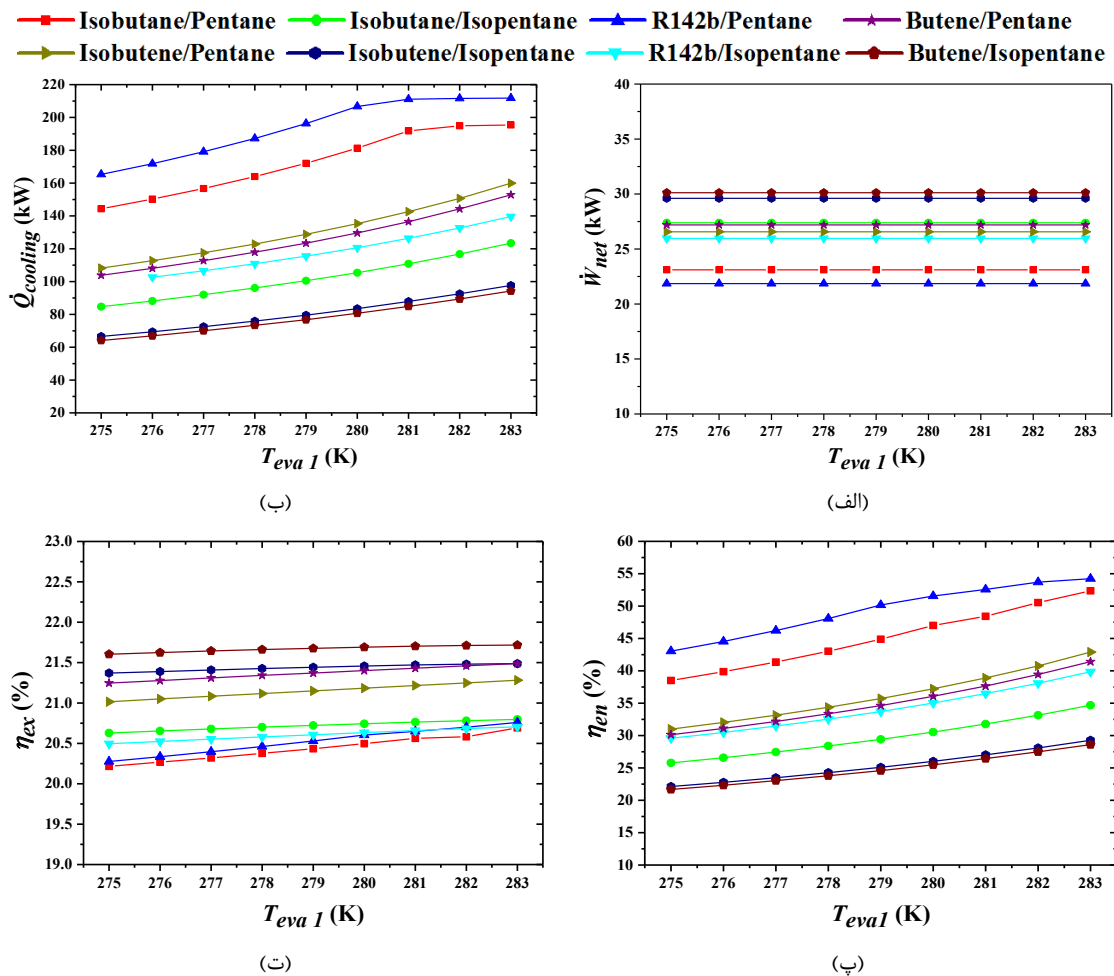
Fig. 8. Effect of auxiliary vapor generator temperature on the net electricity, refrigeration load, energy efficiency and exergy efficiency for different mixtures

شده است، با افزایش دمای ژنراتور از کسر جرمی ۰/۱ تا ۰/۵ به ترتیب ظرفیت سرمایش به دلیل افزایش فشار اولیه اجکتور، افزایش یافته و توان مصرفی به دلیل کاهش دبی جرمی، کاهش یافته است. در ادامه با توجه به تأثیر غالب ظرفیت تبرید بر راندمان انرژی، با افزایش دمای ژنراتور بخار کمکی، بازده انرژی چرخه ترکیبی نیز افزایش می‌یابد. از طرفی هم رفتار بازده انرژی سیستم عملاً تحت تأثیر توان تولیدی می‌باشد، بنابراین با کاهش توان تولیدی بازده انرژی سیستم نیز کاهش می‌یابد.

#### ۴-۴-۴- تأثیر دمای تأثیر دمای تبخیرکننده ۱ بر عملکرد چرخه ترکیبی

شکل ۹ تأثیر دمای تبخیرکننده ۱ بر روی توان خالص، ظرفیت تبرید، راندمان انرژی و انرژی چرخه ترکیبی را نشان می‌دهد. مطابق

تولیدی می‌شود، زیرا فشار ژنراتور بخار کمکی که بالاترین فشار کاری سیستم می‌باشد، افزایش یافته و از طرفی با ثابت بودن نسبت انبساط توربین‌ها، فشار اولیه اجکتورها نیز افزایش می‌یابد و در نتیجه توان مصرفی پمپ و بوستر به طور قابل ملاحظه‌ای افزایش می‌یابد و همچنین با توجه به اینکه انرژی ورودی به ژنراتور بخار کمکی ثابت بوده، افزایش دمای ژنراتور بخار کمکی با کاهش دبی جرمی عبوری از ژنراتور بخار کمکی همراه بوده، بنابراین توان تولیدی توربین ۱ و ۲ به صورت جزئی کاهش می‌یابد. از طرفی هم باعث می‌شود که ظرفیت سرمایش هر دو تبخیرکننده به دلیل افزایش نسبت جرم اجکتورها که ناشی از افزایش فشار جریان‌های اولیه اجکتورها می‌باشد، افزایش یابد و در نتیجه ظرفیت تبرید کل سیستم دچار افزایش شده است. مطابق با بررسی پارامتری دمای ژنراتور در مرجع [۱۹] که عملکرد چرخه ترکیبی توان و تبرید ساده با مخلوط پنتان و ایزوبوتان بررسی



شکل ۹. تأثیر دمای تبخیرکننده ۱ روی توان خالص، ظرفیت تبرید، بازده انرژی و انرژی چرخه ترکیبی برای مخلوط‌های ژنوتروپیک مختلف  
 Fig. 9. Effect of evaporator 1 temperature on the refrigeration load, energy efficiency and exergy efficiency for different mixtures

پارامترهای ورودی صورت گرفته است. مهم‌ترین نتایج به دست آمده را می‌توان به صورت زیر خلاصه کرد:

\* با تغییر کسر جرمی مخلوط‌های ژئوتروپیک بین ۱۰۰ تا ۱۰ درصد، بیشترین مقدار ظرفیت تبرید و بازده قانون اول به ترتیب  $166/36 \text{ kW}$  و  $43/28 \%$  مربوط به مخلوط RI42b به پنتان با نسبت کسر جرمی ۵۱ به ۴۹ می‌باشد.

\* کمترین مقدار بازده قانون دوم برابر با  $20/11 \%$  مربوط به سیال کاری ایزوبوتان به پنتان با نسبت کسر جرمی ۴۳ به ۵۷ بوده و بیشترین بازده قانون دوم برابر با  $21/16 \%$  و مربوط به مخلوط بوتن به ایزوپنتان با نسبت ۳۵ به ۶۵ می‌باشد.

\* بیشترین توان تولیدی برابر با  $29/25 \text{ kW}$  مربوط به مخلوط بوتن به ایزوپنتان با نسبت ۳۵ به ۶۵ می‌باشد و بعد آن  $28/78 \text{ kW}$  مربوط به مخلوط ایزوبوتن به ایزوپنتان با نسبت ۳۴ به ۶۴ می‌باشد. همچنین کمترین توان تولیدی برابر با  $21/83 \text{ kW}$  مربوط به مخلوط RI42b به پنتان با نسبت ۵۱ به ۴۹ بوده و بعد آن  $22/88 \text{ kW}$  مربوط به ایزوبوتان به پنتان با نسبت ۴۳ به ۵۷ می‌باشد.

\* بیشترین آهنگ تخریب اگزرژی مربوط به ژنراتور بخار کمکی و بعد آن مربوط به اجکتور ۱ می‌باشد.

\* توان تولیدی سیستم را می‌توان با افزایش نسبت انبساط توربین ۱، کاهش نسبت تراکم بوستر و کاهش دمای ژنراتور بخار کمکی افزایش داد.

\* ظرفیت سرمایه‌گذاری سیستم را می‌توان با کاهش نسبت انبساط توربین ۱، افزایش نسبت تراکم بوستر، افزایش دمای ژنراتور بخار کمکی و افزایش دمای تبخیرکننده ۱ افزایش داد.

\* بازده انرژی سیستم را می‌توان با کاهش نسبت انبساط توربین ۱، افزایش نسبت تراکم بوستر، افزایش دمای ژنراتور بخار کمکی و افزایش دمای تبخیرکننده ۱ افزایش داد.

\* بازده اگزرژی سیستم را می‌توان با افزایش نسبت انبساط توربین ۱، کاهش نسبت تراکم بوستر و کاهش دمای ژنراتور بخار کمکی و افزایش دمای تبخیرکننده ۱ افزایش داد.

#### فهرست علائم

C ظرفیت گرمایی ویژه ( $1\text{-K}\cdot\text{kg}$ )

D تخریب

با شکل ۹ مشاهده می‌شود که افزایش دمای تبخیرکننده ۱ تأثیری بر توان خالص تولیدی نداشته زیرا کار تولیدی توربین‌ها و کار مصرفی پمپ و بوستر ثابت هستند. از نظر ظرفیت تبرید تولیدی نیز افزایش دمای تبخیرکننده ۱ سبب افزایش فشار و آنتالپی جریان ثانویه اجکتور ۱ شده و با ثابت ماندن فشار و آنتالپی جریان اولیه باعث افزایش نسبت جرم اجکتور ۱ می‌شود، بنابراین دبی جرمی بیشتری از تبخیرکننده ۱ عبور کرده و باعث افزایش ظرفیت تبرید کل سیستم شده است. با توجه به نتایج بیان شده، روند تغییرات راندمان انرژی و اگزرژی چرخه ترکیبی تنها تحت تأثیر ظرفیت تبرید بوده، بنابراین بر اساس این مفهوم با افزایش دمای تبخیرکننده ۱ راندمان انرژی و اگزرژی سیستم نیز افزایش می‌یابد.

مطابق با نتایج مرجع [۲۶] که عملکرد چرخه توان تبرید ساده را با بوستر در نظر گرفتند، افزایش دمای اوپراتور باعث کاهش توان تولیدی سیستم شده است، چرا که افزایش فشار ثانویه اجکتور باعث افزایش نسبت جرمی اجکتور و در نتیجه باعث شده که دبی جرمی بیشتری از بوستر عبور کند و باعث افزایش توان مصرفی سیستم و کاهش بازده اگزرژی سیستم شده است. در چرخه توان تبرید جدید ارائه شده در این مقاله نیز چنین رفتاری از افزایش دمای اوپراتور ۲ انتظار می‌رود.

#### ۵- نتیجه‌گیری

در این مطالعه چرخه ترکیبی جدید توان و تبرید، همراه با دو تبخیرکننده در دو سطح دمایی مختلف پیشنهاد گردیده است. در این سیستم از موتور دیزل دریایی به عنوان محرک اولیه استفاده شده به طوری که به منظور افزایش توان تولیدی، از چرخه رانکین دومرحله‌ای با قابلیت بازیافت حرارت گازهای خروجی در دو مرحله استفاده شده است. همچنین برای کاهش آهنگ تخریب اگزرژی در مبادله‌کن‌های حرارتی، از مخلوط ژئوتروپیک به عنوان سیال کاری برای افزایش کارایی سیستم با کاهش دمای نامطلوب بین منبع حرارتی و مبادله‌کن‌های حرارتی استفاده شده است. مدل‌سازی و تحلیل ترمودینامیکی سیستم از دیدگاه قانون‌های اول و دوم ترمودینامیک انجام شده و سپس تأثیر کسر جرمی مخلوط‌های ژئوتروپیک بر پارامترهای مهم سیستم بررسی شده و در نهایت مطالعه پارامتری گسترده‌ای به منظور مشخص کردن رفتار سیستم با

**بالانویس‌ها و زیر نویس‌ها**

ph	فیزیکی
AVG	ژنراتور بخار کمکی
Pr	محصول
boo	بوستر
pu	پمپ
ccp	چرخه ترکیبی توان و تبرید
sf	جریان ثانویه
ch	شیمیایی
tur	توربین
con	کندانسور
VG	ژنراتور بخار
cr	بحرانی
۱, ۲, ...	شماره نقاط
CV	حجم کنترل
۰	حالت مرده

CR	نسبت تراکم
dif	دیفیوزر
(kW)	آهنگ اگزرژی جریان
ej	اجکتور
ER	نسبت انبساط
en	انرژی
GWP	پتانسیل گرم شدن زمین
ev	شیر خفانش
h	آنتالپی مخصوص (kJ.kg <sup>-1</sup> )
eva	تبخیرکننده
$\dot{m}$	آهنگ دبی جرمی (kg.s <sup>-1</sup> )
ex	اگزرژی
MF	کسر جرمی (%)
Fu	سوخت
ODP	پتانسیل تخلیه اوزن
in	ورودی
P	فشار (kPa)
is	آزنتروپیک
$\dot{Q}$	آهنگ ظرفیت گرمایی (kW)
k	عضو k ام
s	آنتروپی مخصوص (kJ.kg <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> )
ix	اختلاطگر
T	دما (K)
mf	سیال مخلوط شده
$\dot{W}$	آهنگ توان تولیدی و مصرفی (kW)
noz	نازل

**مراجع**

- [1] H.H. Wang, H. Zhang, Performance Analysis of Waste Heat Recovery with a Dual Loop Organic Rankine Cycle System for Diesel Engine, in: 3rd International Seminar on ORC Power Systems, October 12-14, 2015, Brussels, Belgium.
- [2] F. Yang, H. Zhang, S. Song, C. Bei, H. Wang, E. Wang, Thermo-economic multi-objective optimization of an organic Rankine cycle for exhaust waste heat recovery of a diesel engine, *Energy*, 93 (2015) 2208-2228.
- [3] T. Wang, Y. Zhang, Z. Peng, G. Shu, A review of researches on thermal exhaust heat recovery with Rankine cycle, *Renewable and sustainable energy reviews*, 15(6) (2011) 2862-2871.
- [4] B. Orr, A. Akbarzadeh, M. Mochizuki, R. Singh, A review of car waste heat recovery systems utilising thermoelectric generators and heat pipes, *Applied Thermal Engineering*, 101 (2016) 490-495.
- [5] J.Y. Heo, M.S. Kim, S. Baik, S.J. Bae, J.I. Lee, Thermodynamic study of supercritical CO<sub>2</sub>

**علائم یونانی**

net	مقدار خالص
$\eta$	بازده (%)
out	خروجی
$\mu$	نسبت جرم ورودی
pf	جریان اولیه

- to recover waste heat from the exhaust gas of a large marine diesel engine, *Energy Conversion and Management*, 162 (2018) 189-202.
- [16] B. Zheng, Y. Weng, A combined power and ejector refrigeration cycle for low temperature heat sources, *Solar Energy*, 84(5) (2010) 784-791.
- [17] H. Rostamzadeh, H. Ghaebi, Parametric study and working fluid selection of modified combined power and refrigeration cycles (MCPRCs) using low-temperature heat sources, *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 40(1) (2018) 30.
- [18] H. Rostamzadeh, H. Ghaebi, S. Vosoughi, J. Jannatkah, Thermodynamic and thermoeconomic analysis and optimization of a novel dual-loop power/refrigeration cycle, *Applied Thermal Engineering*, 138 (2018) 1-17.
- [19] X. Yang, L. Zhao, H. Li, Z. Yu, Theoretical analysis of a combined power and ejector refrigeration cycle using zeotropic mixture, *Applied Energy*, 160 (2015) 912-919.
- [20] X. Yang, L. Zhao, Thermodynamic analysis of a combined power and ejector refrigeration cycle using zeotropic mixtures, *Energy Procedia*, 75 (2015) 1033-1036.
- [21] J. Song, Y. Song, C.-w. Gu, Thermodynamic analysis and performance optimization of an Organic Rankine Cycle (ORC) waste heat recovery system for marine diesel engines, *Energy*, 82 (2015) 976-985.
- [22] G. Shu, Y. Gao, H. Tian, H. Wei, X. Liang, Study of mixtures based on hydrocarbons used in ORC (Organic Rankine Cycle) for engine waste heat recovery, *Energy*, 74 (2014) 428-438.
- [23] H. Ghaebi, T. Parikhani, H. Rostamzadeh, B. Farhang, Thermodynamic and thermoeconomic analysis and optimization of a novel combined cooling and power (CCP) cycle by integrating of ejector refrigeration and Kalina cycles, *Energy*, 139 (2017) 262-276.
- [24] H. Rostamzadeh, J. Rostamzadeh, P.S. Matin, H. Ghaebi, Novel dual-loop bi-evaporator vapor compression refrigeration cycles for freezing and Brayton cycle using an isothermal compressor, *Applied Energy*, 206 (2017) 1118-1130.
- [6] A.T. Hoang, Waste heat recovery from diesel engines based on Organic Rankine Cycle, *Applied Energy*, 231 (2018) 138-166.
- [7] S. Rech, S. Zandarin, A. Lazzaretto, C.A. Frangopoulos, Design and off-design models of single and two-stage ORC systems on board a LNG carrier for the search of the optimal performance and control strategy, *Applied Energy*, 204 (2017) 221-241.
- [8] A.S. Panesar, An innovative Organic Rankine Cycle system for integrated cooling and heat recovery, *Applied Energy*, 186 (2017) 396-407.
- [9] M.-H. Yang, Thermal and economic analyses of a compact waste heat recovering system for the marine diesel engine using transcritical Rankine cycle, *Energy Conversion and Management*, 106 (2015) 1082-1096.
- [10] M.-H. Yang, Optimizations of the waste heat recovery system for a large marine diesel engine based on transcritical Rankine cycle, *Energy*, 113 (2016) 1109-1124.
- [11] C.N. Michos, S. Lion, I. Vlaskos, R. Taccani, Analysis of the backpressure effect of an Organic Rankine Cycle (ORC) evaporator on the exhaust line of a turbocharged heavy duty diesel power generator for marine applications, *Energy Conversion and Management*, 132 (2017) 347-360.
- [12] P. Liu, G. Shu, H. Tian, How to approach optimal practical Organic Rankine cycle (OP-ORC) by configuration modification for diesel engine waste heat recovery, *Energy*, 174 (2019) 543-552.
- [13] M.-R. Kolahi, A. Nemati, M. Yari, Performance optimization and improvement of a flash-binary geothermal power plant using zeotropic mixtures with PSO algorithm, *Geothermics*, 74 (2018) 45-56.
- [14] L. Zhao, J. Bao, Thermodynamic analysis of organic Rankine cycle using zeotropic mixtures, *Applied Energy*, 130 (2014) 748-756.
- [15] M.-H. Yang, Payback period investigation of the organic Rankine cycle with mixed working fluids

- [28] E. Lemmon, M. Huber, M. McLinden, Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties-REFPROP Ver. 9.1, National Institute of Standards and Technology, Boulder, CO, USA, (2013).
- [29] Y. Wang, X. Liu, X. Ding, Y. Weng, Experimental investigation on the performance of ORC power system using zeotropic mixture R601a/R600a, *International Journal of Energy Research*, 41(5) (2017) 673-688.
- [30] J. Roy, M. Mishra, A. Misra, Performance analysis of an Organic Rankine Cycle with superheating under different heat source temperature conditions, *Applied Energy*, 88(9) (2011) 2995-3004.
- air-conditioning applications, *Applied Thermal Engineering*, 138 (2018) 563-582.
- [25] A.M. Lavasani, H. Ghaebi, Economic and thermodynamic evaluation of a new solid oxide fuel cell based polygeneration system, *Energy*, 175 (2019) 515-533.
- [26] H.R. Takleh, V. Zare, Employing thermoelectric generator and booster compressor for performance improvement of a geothermal driven combined power and ejector-refrigeration cycle, *Energy Conversion and Management*, 186 (2019) 120-130.
- [27] A. Bejan, G. Tsatsaronis, M. Moran, *Thermal Design and Optimization* John Wiley and Sons, Inc. New York, (1996).

برای ارجاع به این مقاله از عبارت زیر استفاده کنید:

M. Feili, H. Ghaebi, H. Rostamzadeh, *Design and Evaluation of a Novel Bi-Evaporator Combined Power and Refrigeration Cycle Working with Various Zeotropic Mixtures*, *Amirkabir J. Mech. Eng.*, 53(5) (2021) 3003- 3022.

DOI: [10.22060/mej.2020.17567.6620](https://doi.org/10.22060/mej.2020.17567.6620)



