



Simulation and Optimization of Rankine Power Generation Cycle Purposing the Efficiency of Liquefied Natural Gas Cold Exergy

A. Sadeghi, M. Kashi Parpinchi, S. A. Sadatsakak*, M. Khanaki

Department of Engineering, Imam Khomeini International University, Qazvin, Iran

ABSTRACT: Liquefied natural gas is obtained by cooling the natural gas to -162°C at the atmospheric pressure. Methane is the major chemical component of liquefied natural gas which varies between 87.0–99.8% for different sources. The cryogenic power generation cycle using liquefied natural gas as its heat sink is known to be one of the considerable ways for the liquefied natural gas exergy recovery. A double-stage Rankine power generation cycle using the single component working fluid in each stage for liquefied natural gas cold exergy recovery is used as a base case in the present study. To improve the recovery of liquefied natural gas cold exergy, a three-stage Rankine power generation cycle has been proposed using mixture working fluid. Optimization is done using the particle swarm algorithm. The performance of the three-stage Rankine power generation cycle is studied regarding the effects of thermal efficiencies, exergy efficiencies, overall heat transfer coefficient of condensers and natural gas distribution pressure. Specific power production of the cycle is $100.45 \text{ kJ/kg}_{\text{NG}}$, thermal efficiency is 12.76%, and exergy efficiency is 27.92%. By decreasing the total coefficient of heat transfer, the condensers of different stages of the cycle reduce the maximum output power of the cycle with different trends. The results show that by decreasing the distribution pressure of natural gas, specific power production, thermal efficiency and exergy efficiency increases. So that their optimal values at 6 bar are $290.87 \text{ kJ/kg}_{\text{NG}}$, 25.63% and 39.12%, respectively.

Review History:

Received: 2019-01-05

Revised: 2019-04-29

Accepted: 2019-05-05

Available Online: 2019-05-07

Keywords:

Liquefied natural gas

Rankine cycle

Cold exergy

Regasification

Power generation

1. INTRODUCTION

Liquefied Natural Gas (LNG) is 620 times denser than natural gas. Methane is the major chemical component of LNG which varies between 87.0–99.8% for different sources [1]. The cryogenic power generation cycles using LNG as its heat sink turns to be one of the considerable ways for the LNG cold exergy recovery. Rankine power generation cycle is one of the most used cycles of cold exergy recovery from LNG.

Sun et al. [2] proposed a new Rankine power generation cycle that utilization mixtures of methane, ethane, and propane, and methane, ethylene and propane as the working fluids, for the use of cold exergy LNG. They showed that the mixture of methane, ethylene and propane is more suitable for use as a mixture working fluid. Choi et al. [3] Reviewed five different power generation cycles including the direct expansion of LNG, an organic Rankine cycle, a hybrid cycle (direct expansion and organic Rankine cycle), a two-stage Rankine cycle, and a three-stage Rankine cycle. In addition, three different pure organic fluids (methane, ethane and propane) were investigated. They found The three-stage cascade Rankine cycle with propane as the working fluid exhibited the highest net power output, thermal efficiency and exergy efficiency within the set.

The novelty of this paper is related to the previous studies

of the use of mixture working fluid in the three-stage Rankine cycle and also the study of the effect overall heat transfer coefficient condensers on the power production cycle.

2. METHODOLOGY

A cycle that is considered as the base is a two-stage Rankine cycle (first plan), Propane pure working fluid was used in both stages. In order to increase efficiency, a three-stage Rankine cycle (second plan) is proposed that uses a mixture of working fluid in each stage (Fig. 1).

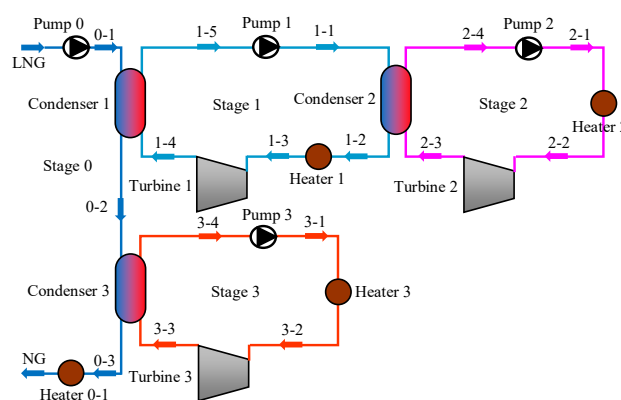


Fig. 1. Process flow diagram for the second plan utilizing LNG cold exergy

*Corresponding author's email: sadatsakak@eng.ikiu.ac.ir



The mixture of methane, ethylene, and propane is selected as the working fluid for the first stage and second stage of the second plan [2] and since the third stage works at a higher temperature range, ethane, propane and *i*-butane are used for the third stage of the second plan.

Single stage Rankine cycle of Ferreira et al. [4] research is intended to validate the results.

To predict the thermodynamic properties mixture of hydrocarbons and nitrogen, the Peng-Robinson Equation is used in simulation [5]. Simulation of the cycle is done using the Aspen HYSYS V10 software [2, 5]. In this study, the particle swarm optimization algorithm for maximizing net power output is used [6]. The optimization variables include the working fluid mass flow and composition, temperature and pressure of working fluid in the pump inlet, and the working fluid pressure in the pump outlet in each stage. Thermodynamic performance, exergy analysis, affect overall heat transfer coefficient of condensers on net power output and effect distribution pressure of natural gas on the performance of the three-stage Rankine cycle investigated.

3. RESULTS AND DISCUSSION

The specifications of the second plan after optimization by the particle swarm algorithm are shown in Table 1.

A summary of the first and second plan performance after optimization is shown in Table 2.

Distribution exergy losses of various equipment are shown in Fig. 2. As it is known, most exergy losses of the first plan occur in cycle condensers. By optimizing the cycle in the second plan, losses in condensers are significantly reduced. Due to increased temperature differences between the inlet flows and outlet flows of the second plan heaters, the losses in

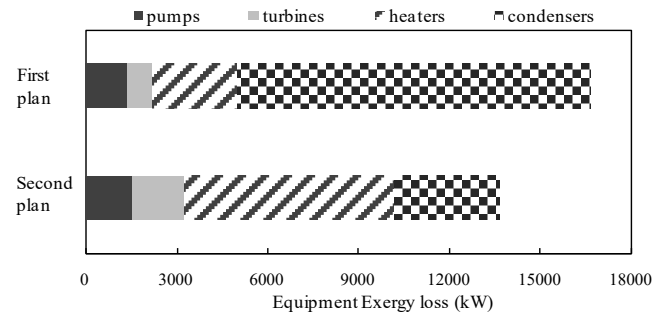


Fig. 2. Distribution exergy losses of various equipment

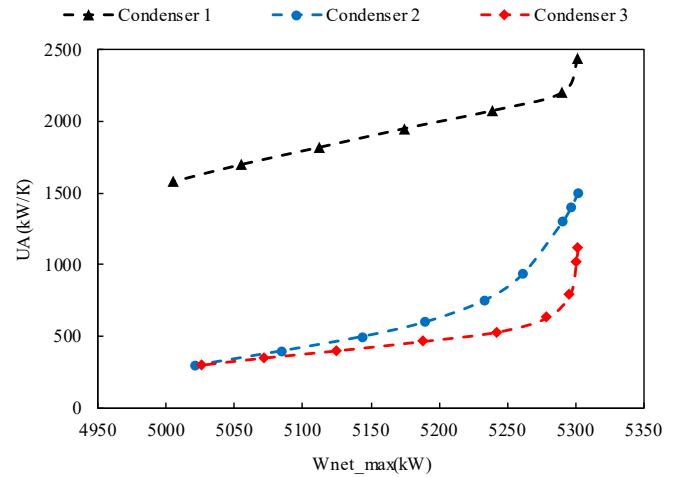


Fig. 3. Comparison between maximum power production and overall heat transfer coefficient for the second plan condensers

Table 1. Specifications of the second plan after optimization

Parameter	Stage 1	Stage 2	Stage 3
Mass flow (kg/s)	35.47	19.45	18.86
Pump inlet temperature (°C)	-139.91	-125.30	-46.26
Pump inlet pressure (MPa)	0.242	0.391	0.219
Pump outlet pressure (MPa)	3.600	2.777	0.995
Percent molar methane (%)	45.87	34.48	0
Percent molar ethylene (%)	21.09	26.68	0
Percent molar propane (%)	33.04	38.84	56.73
Percent molar ethane (%)	0	0	27.84
Percent molar i-butane (%)	0	0	15.43

Table 2. Summary of cycles' performance

Parameter	First plan	Second plan
specific power production (kJ/kg)	42.69	100.45
Thermal efficiency (%)	5.86	12.76
Exergy efficiency (%)	11.88	27.92

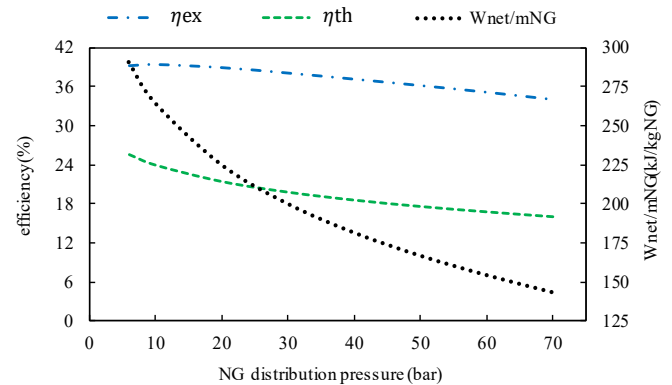


Fig. 4. Effect distribution pressure of natural gas on the performance cycle

the second plan heaters are higher than the first plan.

Fig. 3 shows the variations curve maximum power output cycle by changing the overall heat transfer coefficient of the condensers' various stages of the second plan. For high values of the overall heat transfer coefficient, the overall heat transfer coefficient has a small effect on the power output and for small values of the overall heat transfer coefficient, the overall heat transfer coefficient has a higher effect on the

power output.

Fig. 4 shows the effect of the distribution pressure of natural gas on the performance cycle. As it is known, with the reduction distribution pressure of the natural gas, the specific power production cycle, thermal efficiency and exergy efficiency increase.

4. CONCLUSIONS

In the first plan, the specific power production of the cycle is $42.69 \text{ kJ} / \text{kg}_{\text{NG}}$, thermal efficiency is 5.86%, and exergy efficiency is 11.88%. In the second plan, the specific power production of the cycle is $100.45 \text{ kJ} / \text{kg}_{\text{NG}}$, thermal efficiency is 12.76%, exergy efficiency is 27.92%, which shows a significant increase compared to the first plan. Most exergy losses of the first plan occur in cycle condensers, by optimizing the cycle in the second plan, losses in condensers are significantly reduced. By reducing the overall heat transfer coefficient of condensers in different stages, the maximum power output cycle decreases with different trends. The results of the first stage optimization affect the optimization results of the second stage and third stage. Therefore, the first stage condenser has the greatest effect on the power output cycle than of the second and third stages condensers. By

decreasing the distribution pressure of natural gas to 6 bar, specific power production reaches $290.87 \text{ kJ} / \text{kg}_{\text{NG}}$, thermal efficiency reaches 25.63% and exergy efficiency reaches 39.12%, which is significantly higher than the second plan.

REFERENCES

- [1] B.B. Kanbur, L. Xaing, S. Dubey, F.H. Choo, F. Duan, Cold utilization systems of LNG: A review, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 79 (2017) 1171–1188.
- [2] H. Sun, H. Zhu, F. Liu, H. Ding, Simulation and optimization of a novel Rankine power cycle for recovering cold energy from liquefied natural gas using a mixed working fluid, *Energy*, 70 (3) (2014) 317-324.
- [3] I.H. Choi, S. Lee, Y. Seo, D. Chang, Analysis and optimization of cascade Rankine cycle for liquefied natural gas cold energy recovery, *Energy*, 61 (2013) 179–95.
- [4] P.A. Ferreira, I. Catarino, D. Vaz, Thermodynamic analysis for working fluids comparison in Rankine-type cycles exploiting the cryogenic exergy in Liquefied Natural Gas (LNG) regasification, *Applied Thermal Engineering*, 121 (2017) 887-96.
- [5] J. Bao, R. Zhang, Y. Lin, N. Zhang, X. Zhang, G. He, Simultaneous optimization of system structure and working fluid for the three-stage condensation Rankine cycle utilizing LNG cold energy, *Applied Thermal Engineering*, 140 (2018) 120–130.
- [6] Z. Sun, F. Xu, S. Wang, J. Lai, K. Lin, Comparative study of Rankine cycle configurations utilizing LNG cold energy under different NG distribution pressures, *Energy*, 139 (2017) 380-393.

HOW TO CITE THIS ARTICLE

A. Sadeghi, M. Kashi Parpinchi, S.A. Sadatsakak, M. Khanaki, Simulation and Optimization of Rankine Power Generation Cycle Purposing the Efficiency of Liquefied Natural Gas Cold Exergy, *Amirkabir J. Mech Eng.*, 53(1) (2021) 35-38.

DOI: [10.22060/mej.2019.15583.6161](https://doi.org/10.22060/mej.2019.15583.6161)





شبیه‌سازی و بهینه‌سازی چرخه تولید توان رانکین به منظور بهره‌وری از انرژی سرمایه‌گذاری طبیعی مایع‌شده

علیرضا صادقی، محسن کاشی پریپنچی، سید عباس سادات سکاک*، منصور خانکی

دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه بین‌المللی امام خمینی (ره)، قزوین، ایران

تاریخچه داوری:

دریافت: ۱۳۹۷-۱۰-۱۵
بازنگری: ۱۳۹۸-۰۲-۰۹
پذیرش: ۱۳۹۸-۰۲-۱۵
ارائه آنلاین: ۱۳۹۸-۰۲-۱۷

کلمات کلیدی:

گاز طبیعی مایع‌شده
چرخه تولید توان رانکین
انرژی سرمایه‌گذاری
بازیابی گاز
تولید توان

خلاصه: گاز طبیعی مایع‌شده توسط سرمایه‌گذاری گاز طبیعی تا ۱۶۲- درجه سلسیوس در فشار اتمسفر به دست می‌آید. متان جزء اصلی ترکیب شیمیایی گاز طبیعی مایع‌شده است که برای منابع مختلف بین ۸۷ تا ۹۹/۸ درصد متفاوت است. چرخه تولید توان کرایونیک با استفاده از گاز طبیعی مایع‌شده به عنوان چاه حرارتی، به یکی از راه‌کارهای قابل توجه برای بازیابی انرژی سرمایه‌گذاری گاز طبیعی مایع‌شده تبدیل شده‌است. در مطالعه حاضر یک چرخه تولید توان رانکین دو مرحله‌ای به منظور بازیابی انرژی سرمایه‌گذاری گاز طبیعی مایع‌شده با به کار بردن سیال عامل تک جزئی در هر مرحله به عنوان پایه در نظر گرفته شده‌است و بر اساس آن یک چرخه تولید توان رانکین سه مرحله‌ای با استفاده از سیال عامل مخلوط پیشنهاد شده‌است. بهینه‌سازی چرخه با استفاده از الگوریتم ازدحام ذرات انجام می‌شود. عملکرد چرخه تولید توان رانکین سه مرحله‌ای با تأثیر راندمان حرارتی، راندمان انرژی، ضریب کلی انتقال حرارت چگالنده‌ها و فشار توزیع گاز طبیعی بررسی شده‌است. توان تولیدی ویژه چرخه رانکین سه مرحله‌ای $100/45 \text{ KJ/Kg}_{\text{Ng}}$ ، راندمان حرارتی ۱۲/۷۶ درصد و راندمان انرژی ۲۷/۹۲ درصد می‌باشد که افزایش قابل توجهی را نسبت به چرخه پایه نشان می‌دهد. با کاهش مقدار ضریب کلی انتقال حرارت چگالنده‌های مراحل مختلف چرخه حداکثر توان خروجی چرخه با روندهای متفاوتی کاهش می‌یابد. نتایج نشان می‌دهد که با کاهش فشار توزیع گاز طبیعی توان تولیدی ویژه، راندمان حرارتی و راندمان انرژی به مقدار محسوسی افزایش می‌یابد.

۱- مقدمه

از گاز طبیعی خط لوله برای حمل و نقل و ذخیره‌سازی اقتصادی‌تر است، گاز طبیعی مایع‌شده ۶۲۰ برابر متراکم‌تر از گاز طبیعی است. متان جزء اصلی ترکیب شیمیایی گاز طبیعی مایع‌شده است که برای منابع مختلف بین ۸۷ تا ۹۹/۸ درصد متفاوت است [۱]. گاز طبیعی مایع‌شده را نمی‌توان به طور مستقیم در کاربردهای نهایی استفاده کرد. فرایند تبدیل مجدد گاز طبیعی مایع‌شده به گاز برای استفاده نهایی ضروری است. چگونگی استفاده از مقدار سرمایه‌گذاری، یکی از مسائل مهم مزایای محیطی و اقتصادی است.

سیستم‌های بهره‌وری از انرژی سرمایه‌گذاری گاز طبیعی مایع‌شده شامل فرایندهای جداسازی هوا^۱، شیرین کردن آب دریا، ذخیره‌سازی

شکل مایع کرایونیک^۱ گاز طبیعی به عنوان گاز طبیعی مایع‌شده^۲ نامیده می‌شود که توسط سرمایه‌گذاری گاز طبیعی تا ۱۶۲- درجه سلسیوس در فشار اتمسفر به دست می‌آید که غیرسمی، بی‌بو، بی‌رنگ، بی‌خطر، غیرخورنده و پاک‌ترین شکل گاز طبیعی است. گاز طبیعی مایع‌شده در طول مرحله احتراق تقریباً انتشار گاز دی اکسید گوگرد ندارد و انتشار نیتروژن آن بسیار پایین است. گاز طبیعی مایع‌شده، به دلیل کاهش حجم بین شکل‌های گاز و مایع،

1 Cryogenic
2 Liquefied Natural Gas (LNG)

* نویسنده عهده‌دار مکاتبات: sakak@eng.ikiu.ac.ir

3 Air separation



سرما، جذب کرایوژنیک کربن دی اکسید^۱ و تولید توان می باشد [۲]. چرخه تولید توان کرایوژنیک^۲ با استفاده از گاز طبیعی مایع شده به عنوان چاه حرارتی^۳، به یکی از راه کارهای قابل توجه برای بازیابی انرژی سرمایشی^۴ گاز طبیعی مایع شده تبدیل شده است. انواع اصلی چرخه های تولید توان کرایوژنیک، انبساط مستقیم^۵، چرخه رانکین^۶، چرخه برایتون^۷، چرخه کالینا^۸ و چرخه تولید توان ترکیبی می باشند [۳]. چرخه تولید توان رانکین یکی از پرکاربردترین چرخه های بازیابی انرژی سرمایشی از گاز طبیعی مایع شده است. منابع گرمایی در چرخه های تولید توان می تواند آب دریا، اتلافات حرارتی صنعتی، حرارت زمین گرمایی و انرژی خورشید باشد [۴].

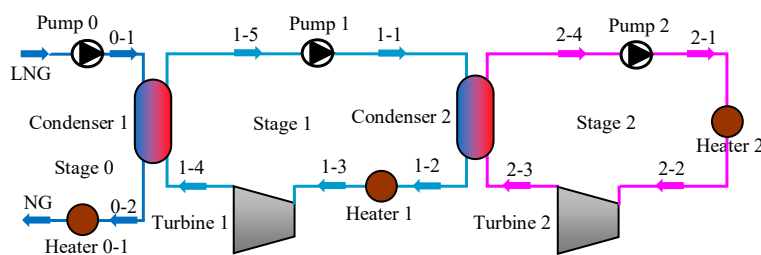
بدمی و همکاران^۹ [۵] سه چرخه تولید توان شامل چرخه رانکین یک مرحله ای با انبساط مستقیم، چرخه ترکیبی انبساط دو مرحله ای با مبدل بازیاب و چرخه رانکین دو مرحله ای موازی تحت فشارهای کاری مختلف توربین مورد بررسی قرار دادند. دوازده سیال عامل مختلف انتخاب شد. آن ها دما و فشار کاری مناسب برای بیشینه کردن توان تولیدی ویژه برای هر چرخه و سیال عامل را یافتند. سون و همکاران^{۱۰} [۶] یک چرخه تولید توان رانکین جدید که مخلوطی از سه هیدروکربن شامل مخلوط متان، اتان و پروپان و مخلوط متان، اتیلن و پروپان به عنوان سیال عامل استفاده می شد، برای استفاده از انرژی سرمایشی گاز طبیعی مایع شده پیشنهاد کردند. نتایج نشان می دهد در حالی که چرخه نسبتاً ساده است، بازدهی بالایی می تواند حاصل شود. آن ها نشان دادند که مخلوط متان، اتیلن و پروپان برای به کار بردن به عنوان سیال عامل مخلوط مناسب تر است. لی و میتسوس^{۱۱} [۷] یک روش بهینه سازی ترکیبی برای انتخاب سیال عامل یک چرخه رانکین آلی پیشنهاد کردند. یک سیال عامل مخلوط سه تایی در نظر گرفته و مخلوطی از تترا فلرو متان^{۱۲}، تری فلرو متان^{۱۳} و ان - پنتان به عنوان سیال عامل مطلوب شناسایی شد.

- 1 Cryogenic CO₂ capture
- 2 Cryogenic
- 3 Heat sink
- 4 Cold exergy
- 5 Direct expansion method
- 6 Rankine cycle
- 7 Brayton cycle
- 8 Kalina cycle
- 9 Badami et al.
- 10 Sun et al.
- 11 Lee and Mitsos
- 12 CF₄
- 13 CHF₃

سان و همکاران^{۱۴} [۸] سه چرخه مختلف شامل چرخه رانکین یک مرحله ای با انبساط مستقیم، چرخه رانکین دو مرحله ای موازی با انبساط مستقیم و چرخه رانکین دو مرحله ای آبشاری با انبساط مستقیم را مورد بررسی و مقایسه قرار دادند. هفت پارامتر کلیدی برای شصت و چهار سیال عامل، تحت چهار دمای منبع حرارتی مختلف توسط الگوریتم ازدحام ذرات بهینه شد. نتایج نشان داد که چرخه رانکین دو مرحله ای موازی برای منبع حرارتی دما پایین و چرخه رانکین دو مرحله ای آبشاری برای منبع حرارتی دما بالا مناسب تر است. سونگ و کیم^{۱۵} [۹] طراحی یک چرخه رانکین آلی دو مرحله ای را پیشنهاد دادند که از گاز طبیعی مایع شده و گاز جوشیده^{۱۶} به عنوان چاه حرارتی در چرخه استفاده می کرد تا از اتلاف حرارتی سوخت موتور دوگانه استفاده کند. چرخه رانکین آلی دو مرحله ای به ترتیب به عنوان چرخه های رانکین آلی دما پایین و دما بالا تعریف شد و مطالعات بهینه سازی چرخه برای هر دو زیر چرخه انجام شد، هدف بیشینه کردن توان خروجی در طی مطالعه بهینه سازی بود. در طول شبیه سازی، سیالات عامل گوناگون به کار رفت و استفاده از گاز طبیعی مایع شده باعث تولید توان خروجی بیشتری نسبت به گاز جوشیده شد. چوی و همکاران^{۱۷} [۱۰] پنج طرح مختلف چرخه تولید توان شامل انبساط مستقیم گاز طبیعی مایع شده، چرخه رانکین آلی، چرخه ترکیبی (انبساط مستقیم و چرخه رانکین آلی)، چرخه رانکین دو مرحله ای و چرخه رانکین سه مرحله ای مورد تحلیل قرار دادند. علاوه بر این، سه نوع سیال آلی خالص مختلف (متان، اتان و پروپان) مورد بررسی قرار گرفتند. پی بردند که چرخه رانکین آبشاری سه مرحله ای با سیال عامل پروپان در هر مرحله، بالاترین کار خالص خروجی، بازده انرژی و بازده انرژی را در میان تمام چرخه های طراحی شده ارائه می دهد.

گارسیا و همکاران^{۱۸} [۱۱] یک نیروگاه متشکل از چرخه های رانکین آبشاری، همراه با واحد تولید توان انبساط مستقیم تجزیه و تحلیل کردند. به عنوان نتیجه بهینه سازی تابع تک هدفه، چرخه رانکین آبشاری که با آرگون و متان عمل می کند و به دنبال آن یک واحد انبساط مستقیم می باشد، شاخص عملکرد بالایی براساس نسبت

- 14 Sun et al.
- 15 Sung and Kim
- 16 Boil off gas
- 17 Choi et al.
- 18 García et al.



شکل ۱. دیاگرام جریانی فرایند برای طرح اول به منظور استفاده از انرژی سرمایشی گاز طبیعی مایع شده
Fig. 1. Process flow diagram for first plan utilizing Liquefied Natural Gas (LNG) cold exergy

چگالنده‌ها^۲ که جزء اصلی در چرخه‌های تولید توان می‌باشد پرداخته شده‌است که در این مقاله مورد بررسی قرار گرفته‌است. در مطالعه حاضر به منظور جامع‌تر شدن بازایی انرژی سرمایشی گاز طبیعی مایع شده، یک چرخه تولید توان رانکین سه مرحله‌ای پیشنهاد شده‌است. سیال عامل سه جزئی در هر مرحله به منظور افزایش بهره‌وری مورد استفاده قرار گرفته‌است. بهینه‌سازی چرخه رانکین بر اساس الگوریتم ازدحام ذرات انجام می‌شود. عملکرد ترمودینامیکی، تحلیل انرژی، تأثیر ضریب کلی انتقال حرارت چگالنده‌ها بر توان خروجی و تأثیر فشار تخلیه گاز طبیعی در عملکرد چرخه رانکین سه مرحله‌ای بررسی شده‌است.

۲- توصیف چرخه رانکین

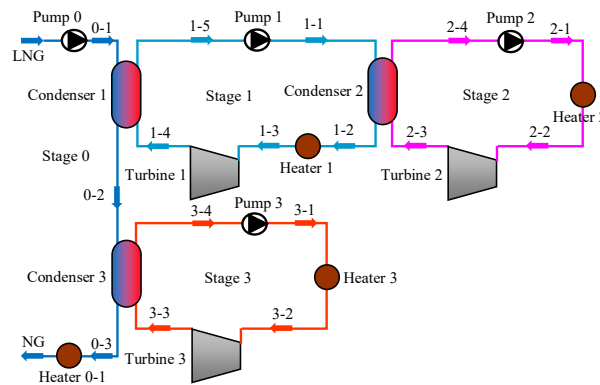
چرخه‌ای که به عنوان پایه در نظر گرفته شده‌است یک چرخه رانکین دو مرحله‌ای (طرح اول) می‌باشد، که از سیال عامل خالص پروپان در هر دو مرحله استفاده شده‌است. شماتیک طرح اول در شکل ۱ نشان داده شده‌است.

به منظور افزایش بهره‌وری یک چرخه رانکین سه مرحله‌ای (طرح دوم) که از سیال عامل مخلوط در هر مرحله استفاده می‌کند پیشنهاد شده‌است (شکل ۲). برای راحتی بیان، چرخه تبخیر کننده باز که گاز طبیعی مایع شده ورودی و گاز طبیعی خروجی آن است به عنوان مرحله صفر در نظر گرفته می‌شود، حلقه رانکین بالا سمت چپ به عنوان مرحله اول چرخه رانکین، حلقه رانکین بالا سمت راست به عنوان مرحله دوم چرخه رانکین و حلقه رانکین پایینی به عنوان مرحله سوم چرخه رانکین نامیده می‌شود.

در این طرح، گاز طبیعی مایع شده در ابتدا به فشار نسبتاً بالایی پمپ می‌شود و سپس وارد چگالنده مرحله‌ای اول شده، جایی که

توان به جریان جرمی گاز طبیعی تولیدی نشان می‌دهد، کاهش دمای پمپ و کاهش فشار تخلیه باعث بهبود عملکرد چرخه می‌شود. فررا و همکاران^۱ [۱۲] سه چرخه تولید توان شامل چرخه انبساط مستقیم گاز طبیعی، چرخه رانکین یک مرحله‌ای و چرخه رانکین یک مرحله‌ای به همراه انبساط مستقیم گاز طبیعی را با سیالات عامل گوناگون مورد بررسی قرار دادند. در این تحقیق از ۷ سیال عامل استفاده شد که پروپان به عنوان بهترین سیال عامل که بالاترین توان تولیدی (۵٪ بیشتر از پروپان) را ایجاد می‌کند، انتخاب شد. همچنین چرخه رانکین یک مرحله‌ای به همراه انبساط مستقیم عملکرد بهتری نسبت به دو چرخه دیگر داشت.

مطالعات موجود در مورد چرخه‌های رانکین گاز طبیعی مایع شده به طور عمده به دو بخش تقسیم می‌شوند: سیستم‌های چرخه رانکین چند مرحله‌ای با استفاده از سیال عامل تک جزئی در هر مرحله و چرخه رانکین تک مرحله‌ای که از سیال عامل خالص و مخلوط استفاده می‌کنند. برای چرخه‌های رانکین تک مرحله‌ای که با سیال عامل مخلوط کار می‌کنند، بهینه‌سازی چرخه بر روی مخلوط دو جزئی متمرکز شده‌است. تنها چند مطالعه برای بهینه‌سازی سیال عامل مخلوط سه جزئی در چرخه‌های رانکین تک مرحله‌ای انجام شده‌است. علاوه بر این، تنها با استفاده از چرخه رانکین تک مرحله‌ای و سیال عامل سه جزئی نمی‌توان به بازایی کامل انرژی گاز طبیعی مایع شده دست یافت. ساختار چند مرحله‌ای برای استفاده کامل از انرژی سرمایشی گاز طبیعی مایع شده مورد نیاز است، اما اضافه کردن بیش از حد مراحل به پیچیدگی کل سیستم اضافه می‌کند. مطالعات کمی در مورد مشکل بهینه‌سازی چرخه‌های رانکین چند مرحله‌ای با سیال عامل چند جزئی مورد بحث قرار گرفته است [۶ و ۱۳]. همچنین مطالعات کمی به بررسی تأثیر ضریب کلی انتقال حرارت



شکل ۲. دیاگرام جریانی فرایند برای طرح دوم به منظور استفاده از انرژی سرمایشی گاز طبیعی مایع شده

Fig. 2. Process flow diagram for second plan utilizing LNG cold exergy

جدول ۱. مدل سازی ترمودینامیکی فرایندها [۱۴]

Table 1. Thermodynamic modeling of processes [14]

معادله حاکم	جزء
$\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out}$	بقای جرم
$W_{Turbine} = \dot{m}(h_{in} - h_{out})$	توربین
$W_{Pump} = \dot{m}(h_{out} - h_{in})$	پمپ
$Q_{Condenser} = \dot{m}_c(h_{c,out} - h_{c,in}) = \dot{m}_h(h_{h,in} - h_{h,out})$	چگالنده
$Q_{Heater} = \dot{m}(h_{out} - h_{in})$	گرمکن

توان از توربین مرحله دوم، سیال عامل خروجی توربین مرحله دوم به چگالنده مرحله دوم باز می گردد. سیال عامل مرحله سوم چرخه رانکین، در چگالنده مرحله سوم توسط گاز طبیعی مایع شده خروجی از چگالنده مرحله اول خنک می شود، پمپ شده و سپس تبخیر می شود. پس از خروج توان از توربین مرحله سوم، سیال عامل خروجی توربین مرحله سوم به چگالنده مرحله سوم باز می گردد.

۳- مدل سازی ترمودینامیکی فرایندها

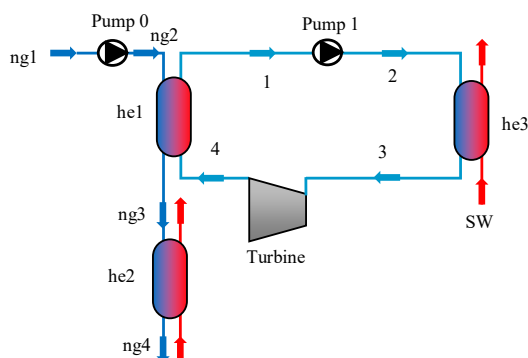
مدل سازی ترمودینامیکی فرایندها، منوط به آنالیز ترمودینامیکی تک تک اجزا آن شامل توربین ها، پمپ ها، چگالنده ها و گرمکن ها می باشد، که در جدول ۱ آورده شده است. معادلات موجود در جدول ۱ با فرض حالت پایا به دست می آید.

۴- اعتبارسنجی نتایج

چرخه رانکین تک مرحله ای با سیال عامل پروپن از تحقیق فررا و همکاران [۱۲] که شماتیک آن در شکل ۳ آورده شده است به منظور

گاز طبیعی مایع شده انرژی سرمایشی خود را به مرحله اول چرخه رانکین منتقل می کند و تا حدود ۵۰- درجه سلسیوس در حالت گازی گرم می شود. پس از خروج از چگالنده مرحله اول، گاز طبیعی وارد چگالنده مرحله سوم می شود، پس از خروج از چگالنده مرحله سوم، گاز طبیعی به گرمکن^۱ می رود و تا دمای ۱۰- درجه سلسیوس حرارت داده می شود و سپس به شبکه لوله کشی وارد می شود. برای مرحله اول چرخه رانکین، سیال عامل مرحله اول که با گاز طبیعی مایع شده تبادل حرارت می کند، توسط پمپ سیال عامل به چگالنده مرحله دوم می رود و سپس به گرمکن وارد می شود. سیال عامل خروجی از گرمکن مرحله اول به توربین مرحله اول وارد می شود و توان از طریق توربین مرحله اول تولید می شود. خروجی توربین به چگالنده مرحله اول باز می گردد و توسط گاز طبیعی مایع شده به مایع تبدیل می شود. سیال عامل مرحله دوم چرخه رانکین، در چگالنده مرحله دوم توسط سیال عامل مرحله اول خنک می شود، پمپ شده و سپس تبخیر می شود. پس از خروج

1 Heater



شکل ۳. دیاگرام جریان برای چرخه رانکین تک مرحله‌ای در تحقیق فررا و همکاران [۱۲]
g. 3. Process flow diagram for single stage Rankine cycle in Ferreira et al. research [12]

جدول ۲. مقایسه نتایج شبیه‌سازی با تحقیق فررا و همکاران

Table 2. Compare simulation results with Ferreira et al. research

مورد مقایسه	تحقیق فررا و همکاران [۱۲]	نتایج حاصل از شبیه‌سازی	اختلاف (%)
توان تولیدی Turbine (kJ/kg_{NG})	۸۴/۰۸	۸۴/۴۵	۰/۴۴
توان مصرفی Pump ۰ (kJ/kg_{NG})	۳۰/۱۶	۳۰/۲۶	۰/۳۳
توان مصرفی Pump ۱ (kJ/kg_{NG})	۲/۰۱	۲/۰۱۷	۰/۳۵
میزان انتقال حرارت در he_1 (kJ/kg_{NG})	۴۹۳/۱۶	۴۹۳/۴۰	۰/۰۵
میزان انتقال حرارت در he_2 (kJ/kg_{NG})	۲۶۲/۵۸	۲۵۲/۵۷	۳/۸۱
میزان انتقال حرارت در he_3 (kJ/kg_{NG})	۵۷۵/۲۳	۵۷۵/۸۳	۰/۱۰

داده شده‌است)، چندین معیار باید مشخص شود. توان خالص خروجی برای هر مرحله توسط معادله (۱) و توان خالص خروجی برای کل چرخه توسط معادله (۲) بدست می‌آید.

$$W_{net,i} = \sum W_{output,i} - \sum W_{input,i} \quad (1)$$

$$W_{net} = \sum W_{net,i} \quad (2)$$

در روابط فوق، $W_{input,i}$ و $W_{output,i}$ توان خروجی و ورودی مراحل مختلف را قرار می‌دهیم. عبارت اول توان تولیدی توربین‌ها و عبارت دوم توان مصرفی توسط پمپ گاز طبیعی مایع‌شده و پمپ‌های سیال عامل است. i شماره مرحله چرخه ($i=1, 2, 3$) می‌باشد. پارامتر کلیدی که در این نوع چرخه‌ها مطرح می‌گردد توان تولیدی ویژه یا میزان توان تولیدی چرخه به ازای یک کیلوگرم گاز طبیعی تولیدی

اعتبارسنجی نتایج در نظر گرفته شده‌است. در تحقیق فررا و همکاران ترکیب گاز طبیعی مایع‌شده از متان خالص و راندمان توربین‌ها و پمپ‌ها به ترتیب ۸۰ و ۷۰ درصد فرض شده‌است. مقایسه نتایج شبیه‌سازی با تحقیق فررا و همکاران در جدول ۲ آورده شده‌است. همانطور که از جدول ۲ مشخص است اختلاف بین نتایج شبیه‌سازی با تحقیق فررا و همکاران به جز یک مورد کمتر از ۰/۵ درصد می‌باشد. همچنین حداقل اختلاف دما بین جریان‌های گرم و سرد در تحقیق فررا و همکاران برابر ۵ کلوین می‌باشد. مقدار دمای حداقل بین جریان‌های گرم و سرد در مبدل حرارتی he_1 برابر ۵/۴۴ کلوین می‌باشد و بنابراین این شرط نیز برقرار است.

۵- ارزیابی و تحلیل

۵-۱- معیارهای ارزیابی

برای ارزیابی چرخه‌های رانکین (که در شکل‌های ۱ و ۲ نشان

سون و همکاران [۶]، گارسیا و همکاران [۱۱]، بائو و همکاران^۲ [۱۴] و کیم و همکاران^۳ [۱۵] در نظر گرفته شده‌است. در تمام این مطالعات از معادله (۶) برای محاسبه راندمان اگزورژی کل چرخه استفاده شده‌است.

$$\eta_{ex} = \frac{W_{net}}{E_{LNG} - E_{NG}} \quad (۶)$$

در رابطه فوق، E_{LNG} نرخ اگزورژی جریان گاز طبیعی مایع‌شده ورودی به چرخه و E_{NG} نرخ اگزورژی جریان گاز طبیعی خروجی از چرخه می‌باشد که توسط معادله (۵) به دست می‌آید.

نتایج حاصل از تحلیل اگزورژی می‌تواند مبنایی برای بهینه‌سازی ساختاری فرایند قرار گیرد. تحلیل اگزورژی بر اساس تجهیزات ارائه خواهد شد، که در آن‌ها بیشترین تلفات اگزورژی رخ می‌دهد. در این مطالعه، تجهیزات شامل پمپ‌ها، توربین‌ها، چگالنده‌ها و گرمکن‌ها می‌باشد. تلفات اگزورژی تجهیزات توسط معادلات (۷) تا (۱۰) تعریف می‌شود [۱۶].

$$I_{pump} = E_{in} - E_{out} + W_{pump} \quad (۷)$$

$$I_{turbine} = E_{in} - E_{out} - W_{turbine} \quad (۸)$$

$$I_{condenser} = \sum E_{in} - \sum E_{out} \quad (۹)$$

$$I_{heater} = E_{in} - E_{out} + Q(1 - \frac{T_0}{T}) \quad (۱۰)$$

در اینجا I به معنی کل تلفات اگزورژی اعم از انتقال حرارت و بازگشت ناپذیری‌های داخلی تجهیزات است. E_{in} اگزورژی جریان ورودی و E_{out} اگزورژی جریان خروجی تجهیزات را نشان می‌دهد، که توسط معادله (۵) به دست می‌آیند. W_{pump} و $W_{turbine}$ به ترتیب توان مصرفی پمپ‌ها و توان تولیدی توربین‌ها، Q انتقال حرارت در گرمکن، T دمای مرجع و T_0 دمای کاری گرمکن می‌باشد. با توجه به اینکه گرمکن در دمای محیط کار می‌کند، T برابر با T_0 خواهد شد، بنابراین ترم آخر در معادله مربوط به تلفات گرمکن برابر با صفر می‌شود.

می‌باشد که توسط معادله (۳) بیان می‌شود. راندمان حرارتی کل چرخه توسط معادله (۴) تعریف می‌شود.

$$W_{net} / \dot{m}_{NG} = \frac{W_{net}}{\dot{m}_{NG}} \quad (۳)$$

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{\sum Q_{Heater,i}} \quad (۴)$$

در روابط فوق، $W_{net} / \dot{m}_{NG}$ توان تولیدی ویژه، $\dot{m}_{NG}$ دبی جرمی گاز طبیعی تولیدی و $\sum Q_{Heater,i}$ میزان انتقال حرارت گرمکن‌های مراحل مختلف چرخه (مجموع انتقال حرارت ورودی به چرخه که با علامت مثبت در نظر گرفته می‌شود) می‌باشد. با توجه به اینکه انتقال حرارت در گرمکن مرحله صفر^۱ صرفاً صرف گرم کردن جریان گاز تولیدی می‌شود و تاثیری در عملکرد چرخه ندارد، با حذف مقدار گرمای گرمکن مرحله صفر در رابطه راندمان حرارتی، راندمان حرارتی اندکی افزایش می‌یابد.

جریان اگزورژی شامل ترم‌های شیمیایی، فیزیکی، جنبشی و پتانسیل اگزورژی است که از ترم‌های جنبشی و پتانسیل اگزورژی صرف نظر می‌شود، زیرا مقدار آن‌ها بسیار نزدیک به صفر است. اگزورژی شیمیایی نیز می‌تواند در فرایندهایی غیر از فرایند احتراق نادیده گرفته شود. اگزورژی فیزیکی دارای دو جزء به عنوان اجزاء حرارتی و فشاری است. جزء حرارتی اگزورژی فیزیکی با توجه به فرایند فشار ثابت محاسبه می‌شود، در حالی که جزء فشاری اگزورژی فیزیکی بر اساس فرض‌های دما ثابت محاسبه می‌گردد. جزء حرارتی اگزورژی فیزیکی به عنوان اگزورژی سرمایه‌ی شناخته می‌شود. برای محاسبه راندمان اگزورژی چرخه باید ابتدا نرخ اگزورژی جریان محاسبه شود. نرخ اگزورژی جریان از معادله (۵) به دست می‌آید [۱].

$$E = \dot{m}[h - h_0 - T_0(s - s_0)] \quad (۵)$$

که $\dot{m}$ نرخ جریان جرمی و h ، T و s به ترتیب دما، آنتالپی جرمی واحد و آنتروپی جرمی واحد در شرایط مرجع می‌باشد. دمای مرجع ۳۰ درجه سلسیوس و فشار مرجع ۰/۱ مگاپاسکال در نظر گرفته شده‌است. برای محاسبه راندمان اگزورژی کل چرخه مطالعات

² Bao et al.

³ Kim et al.

¹ Heater 0-1

جدول ۳. ترکیب شیمیایی گاز طبیعی مایع شده [20]

Table 3. Chemical composition of LNG [20]

جزء	درصد مولی
متان	۹۱
اتان	۵
پروپان	۲/۵
ایزو بوتان	۱
ایزو پنتان	۰/۱
نیتروژن	۰/۴

جدول ۴. خواص اجزاء انتخابی برای سیالات عامل [۱ و ۳]

Table 4. Properties of the selected components for the working fluids [1, 3]

نام	نماد	فشار بحرانی (bar)	دمای بحرانی (°C)	دمای جوش (°C)
متان	CH_4	۴۶/۱۰	-۸۲/۵۵	-۱۶۲/۱۵
اتان	C_2H_6	۴۸/۷۲	۳۲/۱۷	-۸۸/۸۲
اتیلن	C_2H_4	۵۰/۱۲	۹/۲۰	-۱۰۳/۷۷
پروپان	C_3H_8	۴۲/۵۱	۹۶/۷۴	-۴۲/۱۱
بوتان	C_4H_{10}	۳۷/۹۶	۱۵۱/۹۸	-۰/۴۹

۲-۵- شبیه سازی فرایند

گاز طبیعی مایع شده ترکیبی از اجزای مختلف شامل هیدروکربن های مختلف و نیتروژن است. ترکیب اصلی گاز طبیعی مایع شده مورد استفاده در این مطالعه در جدول ۳ نشان داده شده است. برای پیش بینی خواص ترمودینامیکی مخلوط هیدروکربن ها و نیتروژن از معادله حالت پنگ - رابینسون^۱ در شبیه سازی استفاده می شود [۱۵-۱۴ و ۱۹-۱۷].

مخلوط متان، اتیلن و پروپان به عنوان سیال عامل مراحل اول و دوم طرح دوم انتخاب می شود [۶] و با توجه به اینکه مرحله سوم در محدوده دمایی بالاتری کار می کند از مخلوط اتان، پروپان و ایزو بوتان برای مرحله سوم طرح دوم استفاده شده است. ویژگی های ترمودینامیکی اجزاء انتخابی در جدول ۴ ارائه شده است.

شبیه سازی چرخه با استفاده از نرم افزار اسپن هایسیس نسخه ۱۰^۲ انجام می شود [۱۹ و ۱۴ و ۱۷-۶]. نرم افزار اسپن هایسیس به دلیل داشتن معادلات حالت مناسب برای کاربردهای گوناگون،

تعریف اغلب المان های مورد نیاز شبیه سازی، وجود واحدهای کنترلی برای کنترل قسمت های مختلف، افزایش سرعت عملیات مدل سازی و بهینه سازی به دلیل انجام محاسبات مربوط به قانون اول ترمودینامیک، از نرم افزارهای مطرح در شبیه سازی فرایندهای صنعتی محسوب می گردد [۲۱].

جدول ۵ فرضیات مورد استفاده در شبیه سازی را ارائه می دهد. از افت فشار در خطوط جریان صرف نظر شده است [۸]. این نکته باید مورد توجه قرار گیرد که برای جلوگیری از ورود هوا به چگالنده و اختلال در عملکرد چگالنده حداقل فشار چرخه باید بالاتر از فشار محیط باشد. دمای گاز طبیعی تولیدی برای جلوگیری از یخ زدگی در خط لوله ۱۰ درجه سلسیوس فرض شده است.

۳-۵- بهینه سازی فرایند

در این مطالعه از الگوریتم بهینه سازی ازدحام ذرات^۳ به منظور بهینه سازی استفاده می شود [۴ و ۲۳]. الگوریتم بهینه سازی ازدحام

1 Peng-Robinson Equation

2 Aspen HYSYS V10.0

3 Particle swarm optimization algorithm

جدول ۵. فرضیات مورد استفاده در فرایند شبیه‌سازی

Table 5. Assumptions used in the process simulation

متغیر	مقدار	مراجع
راندمان آدیاباتیک پمپ‌ها (%)	۸۰	[۱۰]
راندمان آیزنتروپیک توربین‌ها (%)	۸۵	[۲۲]
حداقل اختلاف دما در چگالنده‌ها (°C)	۵	[۱۰]
افت فشار در چگالنده‌ها و گرمکن‌ها (kPa)	۵۰	[۱۳]
دبی گاز طبیعی مایع‌شده ورودی به چرخه (ton/hr)	۱۹۰	[۲۰]
دمای گاز طبیعی مایع‌شده ورودی به چرخه (°C)	-۱۶۲	[۱۰]
فشار گاز طبیعی مایع‌شده ورودی به چرخه (MPa)	۰/۱	[۱۰]
فشار گاز طبیعی مایع‌شده خروجی از پمپ (MPa)	۱۲/۱	-
دمای گاز طبیعی تولیدی (°C)	۱۰	[۱۰]
دمای سیال عامل ورودی به توربین‌ها (°C)	۲۵	[۱۵]

سرمایشی گاز طبیعی مایع‌شده پیشنهاد می‌شود، بدین معنی که زیرشاخه‌های مختلف اولویت‌های بازیابی انرژی سرمایشی مختلفی دارند و زیر شاخه‌های با اولویت بالا را می‌توان در ابتدا بهینه نمود و سپس زیر شاخه‌های با اولویت پایین را بهینه کرد. بدین صورت که، مرحله اول چرخه رانکین که منجر به بازیابی انرژی سرمایشی گاز طبیعی مایع‌شده می‌شود از بخش بالاترین کیفیت انرژی سرمایشی برخوردار می‌باشد. هنگامی که پارامترهای مرحله اول چرخه رانکین بهینه می‌شوند، پارامترهای مرحله دوم می‌توانند برای مرحله اول تطابق داشته باشند و بعد از آن می‌توان پارامترهای مرحله سوم را برای بازیابی باقی‌مانده انرژی سرمایشی گاز طبیعی مایع‌شده، که از مرحله اول خارج می‌شود تعیین کرد و این راهی برای تبدیل بهینه‌سازی چند مرحله‌ای به بهینه‌سازی تک مرحله‌ای است.

تابع هدف در بهینه‌سازی تمرکز بر بیشینه کردن توان خالص خروجی است، که توسط معادله (۱۱) ارائه می‌شود ($i=1,2,3$).

$$F_{\max,i} = \max(W_{\text{net},i}) \quad (11)$$

متغیرهای بهینه‌سازی عبارتند از: دبی و ترکیب سیال عامل، دما و فشار سیال عامل ورودی به پمپ و فشار سیال عامل خروجی از پمپ

ذرات یک الگوریتم ساده و در عین حال بسیار کارآمد برای حل بسیاری از مسائل مهندسی، اقتصادی و... که توسط کندی و ابراهام ابداع شده‌است [۲۴]. این مدل از عملکرد دسته جمعی گروه‌های ماهی‌ها و پرندگان اقتباس شده‌است. بررسی محققان نشان می‌دهد که توانایی این حیوانات در حرکت کاملاً هماهنگ با یکدیگر در دسته‌های بزرگ و همچنین امکان بازیابی سریع هماهنگی یک پرنده، پس از تغییرات ناگهانی سرعت و جهت دیگر پرندگان، همگی تابعی از تلاش آن‌ها در حفظ فاصله‌ی بهینه با همسایگان خود است. الگوریتم بهینه‌سازی ازدحام ذرات از جمعیتی از ذرات تشکیل شده‌است که ابتدا به صورت تصادفی ایجاد می‌شوند و سپس به خاطر سرعت‌های متفاوت خود، در فضای جست و جو به حرکت در می‌آیند. ایده اصلی این الگوریتم در به‌روز کردن سرعت ذرات با در نظر گرفتن بهترین خاطره یا موقعیت قبلی خود ذره و بهترین موقعیت در بین کل ذرات و همچنین سرعت قبلی ذره و ترکیب این سه پارامتر می‌باشد. فلوچارت الگوریتم ازدحام ذرات در شکل ۴ نشان داده شده‌است.

افزایش مراحل چرخه رانکین و اجزای سیال عامل مخلوط، مانع بزرگی برای بهینه‌سازی کلی چرخه خواهد بود. برای حل این مشکل، بهینه‌سازی چرخه با توجه به اولویت زیر چرخه و استفاده از انرژی



شکل ۴. فلوچارت الگوریتم بهینه‌سازی ازدحام ذرات
Fig. 4. Flowchart particle swarm optimization algorithm

اجزاء مختلف سیال عامل در مخلوط کننده جریان برابر با یک می‌باشد). با توجه به اینکه نسبت انبساط توربین‌ها ثابت در نظر گرفته نشده‌است علاوه بر حداقل فشار چرخه، حداکثر فشار چرخه نیز به عنوان پارامتر بهینه‌سازی در نظر گرفته می‌شود. روند رسیدن تابع هدف به نقطه بهینه برای مرحله دوم طرح دوم با اندازه جمعیت‌های مختلف در شکل ۵ نشان داده شده‌است. همانطور که مشخص است با افزایش اندازه جمعیت، توان خروجی مرحله دوم افزایش می‌یابد که به معنی نزدیک‌تر شدن به نقطه بهینه می‌باشد. با ادامه افزایش اندازه جمعیت تغییر چندانی در نقطه بهینه ایجاد نمی‌شود.

۶- نتایج

۶-۱- عملکرد ترمودینامیکی چرخه

جدول ۷ مشخصات طرح اول و دوم بعد از بهینه‌سازی توسط الگوریتم ازدحام ذرات را نشان می‌دهد. عملکرد طرح اول و دوم پس از بهینه‌سازی در جدول ۸ نمایش داده شده‌است. مطابق جدول ۸ استفاده از سیال عامل مخلوط در مرحله اول طرح دوم علاوه بر افزایش توان تولیدی مرحله اول باعث افزایش قابل

در هر مرحله. قیدهای در نظر گرفته شده عبارتند از حداقل اختلاف دما در تمامی چگالنده‌ها و مجموع جزء مولی ترکیبات سیالات عامل که به ترتیب در معادلات (۱۲) و (۱۳) آورده شده‌است.

$$\Delta T_{\min} \geq 5^{\circ}\text{C} \quad \text{or} \quad 5\text{K} \quad (12)$$

$$\sum_{j=1}^n y_j = 1 \quad (13)$$

در معادلات فوق $\Delta T_{\min}$ حداقل اختلاف دما در چگالنده‌ها و y جزء مولی اجزاء سیال عامل مخلوط می‌باشد. جدول ۶ پارامترهای ورودی به الگوریتم و دامنه تغییرات آن‌ها را ارائه می‌دهد.

امکان تغییر ترکیبات سیال عامل در یک جریان با استفاده از الگوریتم وجود ندارد، برای این منظور با استفاده از یک مخلوط کننده جریان^۱ اجزاء مختلف سیال عامل در جریان‌های مجزا با یکدیگر ترکیب می‌شوند. با تغییر دبی جرمی اجزاء سیالات عامل ضمن تغییر دبی سیال عامل مخلوط، معادله (۱۳) نیز برقرار می‌شود (جمع جزء مولی

جدول ۶. پارامترهای ورودی به الگوریتم و دامنه تغییرات آنها

Table 6. Input parameters to the algorithm and their range of variations

پارامتر	محدوده	
	طرح اول	طرح دوم
مرحله اول و دوم	دمای سیال عامل ورودی به پمپ (°C)	-۵۰ تا -۵
	فشار سیال عامل ورودی به پمپ (MPa)	۰/۵ تا ۰/۱۰۵
	فشار سیال عامل خروجی از پمپ (MPa)	۰/۵ تا ۲
	دبی جرمی متان (kg/s)	-
	دبی جرمی اتیلن (kg/s)	-
	دبی جرمی پروپان (kg/s)	۵ تا ۶۰
مرحله سوم	دمای سیال عامل ورودی به پمپ (°C)	-۸۰ تا -۳۰
	فشار سیال عامل ورودی به پمپ (MPa)	-
	فشار سیال عامل خروجی از پمپ (MPa)	۰/۵ تا ۲
	دبی جرمی اتان (kg/s)	-
	دبی جرمی پروپان (kg/s)	-
	دبی جرمی ایزو بوتان (kg/s)	-
مرحله چهارم	اندازه جمعیت ^۱	۱۵۰
	تعداد تکرار ^۲	۴۰۰
	ضریب اینرسی ^۳	۱
	ضریب یادگیری خودی ^۴	۱/۹
	ضریب یادگیری عمومی ^۵	۲

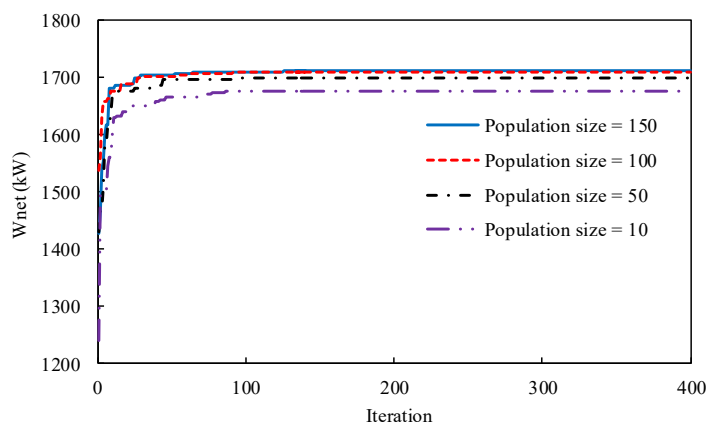
¹ Population size

² Iteration

³ Inertia weight

⁴ Personal learning coefficient

⁵ Global learning coefficient



شکل ۵. تأثیر اندازه جمعیت بر روند بهینه‌سازی مرحله دوم طرح دوم

Fig. 5. The effect of population size on the process optimization for second stage of the second plan

جدول ۷. مشخصات طرح اول و دوم پس از بهینه‌سازی

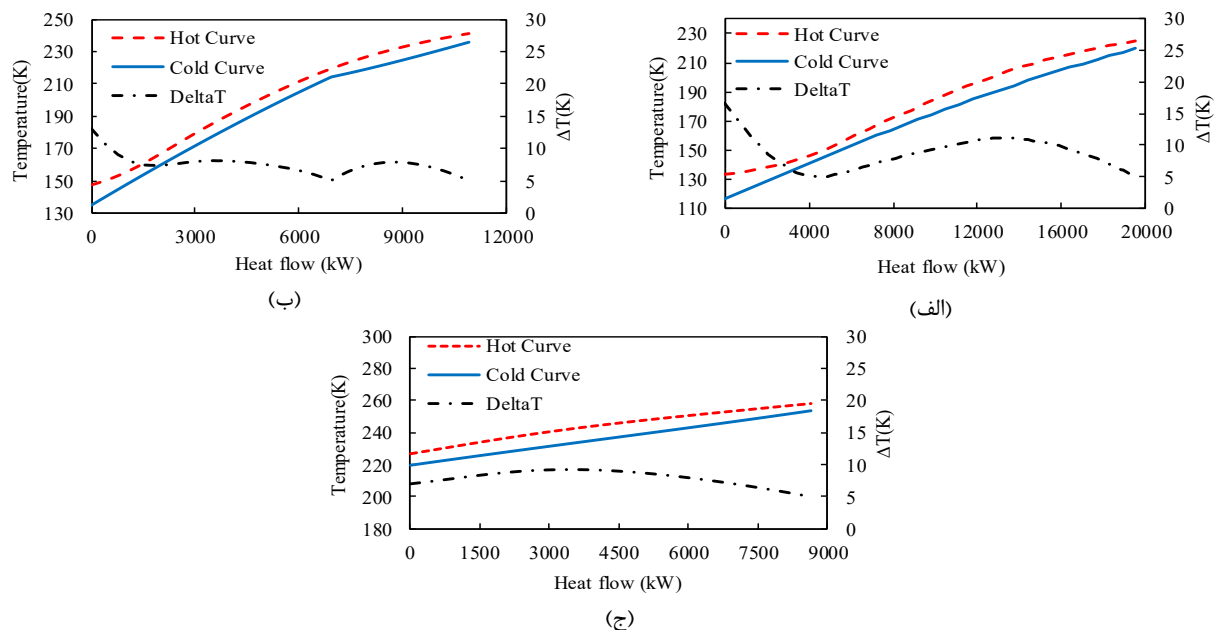
Table 7. Specifications of the first plan and second plan after optimization

طرح دوم			طرح اول		پارامتر
مرحله سوم	مرحله دوم	مرحله اول	مرحله دوم	مرحله اول	
۱۸/۸۶	۱۹/۴۵	۳۵/۴۷	۹/۴۶	۵۴/۷۸	دبی سیال عامل (kg/s)
-۴۶/۲۶	-۱۲۵/۳۰	-۱۳۹/۹۱	-۹/۹۵	-۴۱/۳۸	دمای سیال عامل ورودی به پمپ (°C)
۰/۲۱۹	۰/۳۹۱	۰/۲۴۲	۰/۳۴۵	۰/۱۰۵	فشار سیال عامل ورودی به پمپ (MPa)
۰/۹۹۵	۲/۷۷۷	۳/۶۰۰	۱/۰۰۳	۱/۰۵۳	فشار سیال عامل خروجی از پمپ (MPa)
۰	۳۴/۴۸	۴۵/۸۷	۰	۰	درصد مولی متان (%)
۰	۲۶/۶۸	۲۱/۰۹	۰	۰	درصد مولی اتیلن (%)
۵۶/۷۳	۳۸/۸۴	۳۳/۰۴	۱۰۰	۱۰۰	درصد مولی پروپان (%)
۲۷/۸۴	۰	۰	۰	۰	درصد مولی اتان (%)
۱۵/۴۳	۰	۰	۰	۰	درصد مولی ایزو بوتان (%)

جدول ۸. خلاصه‌ای از عملکرد چرخه‌ها

Table 8. Summary of cycles' performance

طرح دوم					طرح اول				
کل	مرحله سوم	مرحله دوم	مرحله اول	مرحله صفر	کل	مرحله دوم	مرحله اول	مرحله صفر	
۷۴۱۷/۸۴	۹۶۷/۷۸	۱۸۱۲/۴۸	۴۶۳۷/۵۸	۰	۴۱۰۵/۵۸	۳۲۷/۴۷	۳۷۷۸/۱۱	۰	$W_{Turbine}$ (kW)
۲۱۱۶/۳۲	۳۱/۷۸	۹۹/۵	۲۵۸/۸۱	۱۷۲۶/۲۳	۱۸۵۲/۴۵	۱۴/۴۷	۱۱۱/۷۵	۱۷۲۶/۲۳	W_{Pump} (kW)
۵۳۰۱/۵۲	۹۳۶/۰۰	۱۷۱۲/۹۸	۴۳۷۸/۷۷	۱۷۲۶/۲۳	۲۲۵۳/۱۳	۳۱۳/۰۰	۳۶۶۶/۳۶	۱۷۲۶/۲۳	W_{net} (kW)
۳۹۱۰/۹۱	۸۶۴/۵۱	۱۰۹۱/۸۲	۱۹۵۳/۵۸	-	۲۷۵۲/۶۸	۳۷۷/۱۴	۲۳۷۴/۵۴	-	$Q_{Condenser}$ (kW)
۰	۷	۴	۸	-	۳	۶	۷	-	
۴۱۵۶/۳۹	۹۵۸/۵۲	۱۲۶۲/۸۷	۱۳۰۰/۶۵	۶۳۴۶/۳۵	۳۸۴۸/۸۵	۴۰۸/۱۳	۲۳۶۳/۷۹	۱۰۷۵/۹۳	Q_{Heater} (kW)
۰	۳	۷	۲		۰	۹	۷	۳	
۱۰۰/۴۵	۱۷/۷۳	۳۲/۴۶	۸۲/۹۷	-۳۲/۷۱	۴۲/۶۹	۵/۹۳	۶۹/۴۷	-۳۲/۷۱	$W_{net} / \dot{m}_{NG}$ (kJ/kg)
۱۲/۷۶					۵/۸۶				η_{th} (%)
۲۷/۹۲					۱۱/۸۸				η_{ex} (%)



شکل ۶. منحنی‌های جریان‌های سرد و گرم چگالنده‌های مراحل مختلف طرح دوم. (الف) مرحله اول، (ب) مرحله دوم و (ج) مرحله سوم
Fig. 6. Composite curves of condensers different stages for the second plan. a) stage 1, b) stage 2, c) stage 3

پمپ جلوگیری شده‌است.

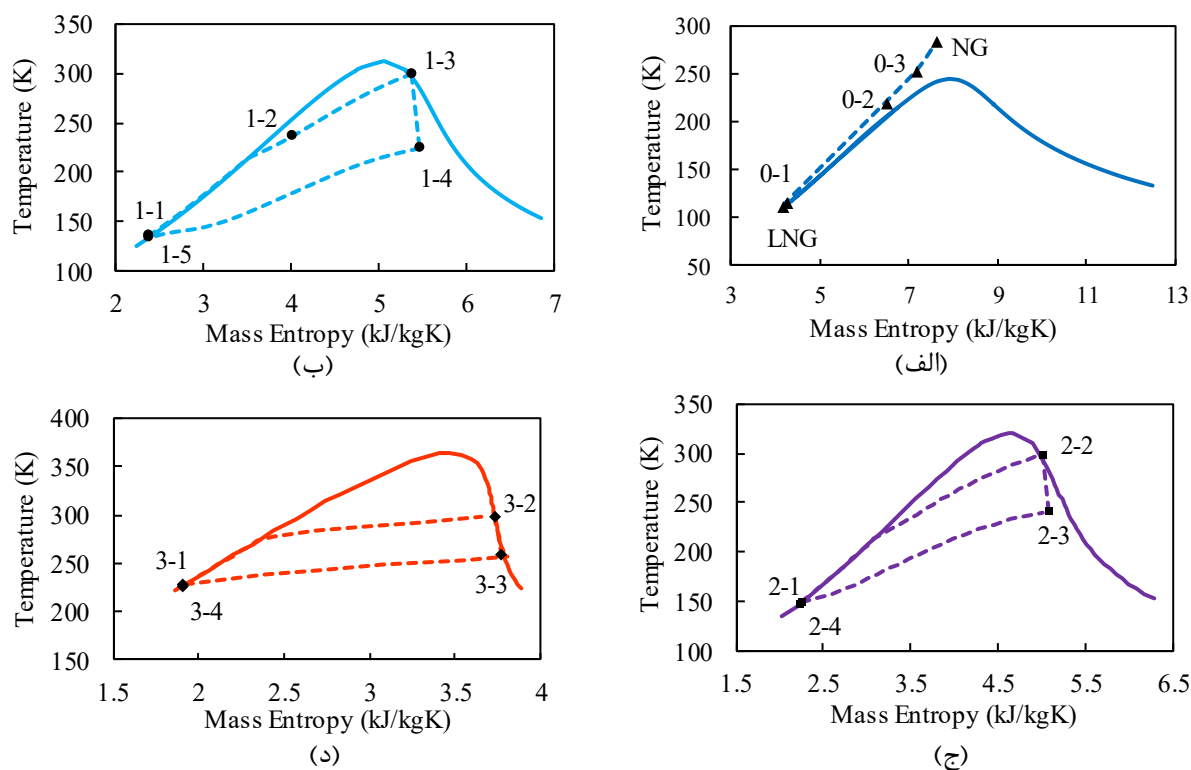
۲-۶- تحلیل انرژی

توزیع تلفات انرژی تجهیزات مختلف در شکل ۸ نشان داده شده‌است. همانطور که از شکل ۸ مشخص است بیشترین تلفات انرژی در طرح اول در چگالنده‌های چرخه اتفاق می‌افتد. با بهینه‌سازی چرخه در طرح دوم تلفات در چگالنده‌ها به میزان قابل ملاحظه‌ای کاهش می‌یابد. تنها به مقدار کمی تلفات پمپ‌ها و توربین‌ها در طرح دوم نسبت به طرح اول افزایش یافته‌است که به دلیل افزایش تعداد پمپ‌ها و توربین‌ها در طرح دوم نسبت به طرح اول می‌باشد. به دلیل افزایش اختلاف دما بین جریان‌های ورودی و خروجی گرمکن‌های طرح دوم، تلفات در گرمکن‌های طرح دوم نسبت به طرح اول بیشتر است.

۳-۶- بررسی اثر ضریب کلی انتقال حرارت چگالنده‌ها بر توان خروجی

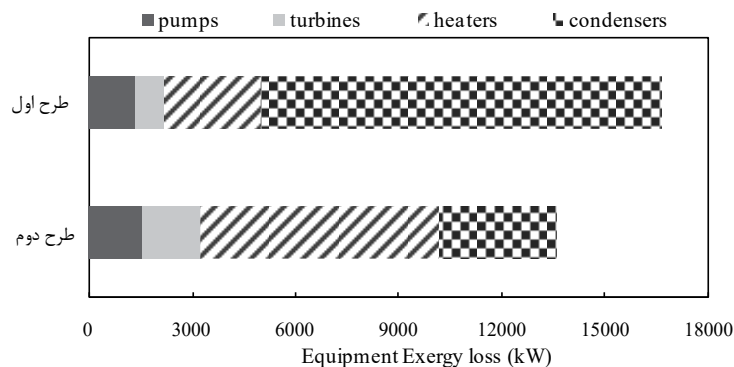
شکل ۹ منحنی تغییرات حداکثر توان خروجی چرخه با تغییر ضریب کلی انتقال حرارت چگالنده‌های مراحل مختلف طرح دوم را نشان می‌دهد. حداکثر توان خروجی چرخه برابر ۵۳۰۱/۵۲ کیلووات

ملاحظه توان تولیدی مرحله دوم نسبت به طرح اول شده‌است. دلیل بهبود عملکرد چرخه طرح دوم نسبت به چرخه طرح اول استفاده از سیال عامل مخلوط و نزدیک شدن منحنی‌های جریان‌های سرد و گرم و افزایش انتقال حرارت در چگالنده‌های طرح دوم می‌باشد که در شکل ۶ نشان داده شده‌است. شکل‌های ۶ (الف) و (ج) منحنی‌های جریان‌های سرد و گرم با عبور جریان گاز طبیعی مایع شده از چگالنده‌های مراحل اول و سوم طرح دوم و شکل ۶ (ب) منحنی‌های جریان‌های سرد و گرم در چگالنده مرحله دوم طرح دوم را نشان می‌دهد. به راحتی دیده می‌شود که با توجه به بهینه‌سازی ترکیبات، منحنی‌های جریان‌های سرد و گرم تطبیق خوبی با یکدیگر دارند و در تمام موارد اختلاف دما بین جریان‌های سرد و گرم بالاتر از ۵ کلون است و بهترین تطبیق دمایی مربوط به چگالنده مرحله سوم می‌باشد. برای چگالنده مرحله اول و دوم در دو نقطه حداقل اختلاف دما ۵ کلون می‌باشد، ولی برای چگالنده مرحله سوم تنها در انتهای مبدل این مقدار به ۵ می‌رسد. شکستگی موجود در منحنی مربوط به چگالنده مرحله دوم، به دلیل ورود سیال عامل مرحله اول به ناحیه اشباع می‌باشد. دیاگرام دما - آنترپی مراحل مختلف طرح دوم در شکل ۷ نشان داده شده‌است. همانطور که از شکل ۷ مشخص می‌باشد در تمام مراحل با بهینه‌سازی چرخه از ورود مایع به توربین و بخار به



شکل ۷. دیاگرام دما - آنترپوی مراحل مختلف طرح دوم. (الف) مرحله صفر، (ب) مرحله اول، (ج) مرحله دوم و (د) مرحله سوم

Fig. 7. T - s diagram of different stages for the second plan. a) stage 0, b) stage 1, c) stage 2, d) stage 3

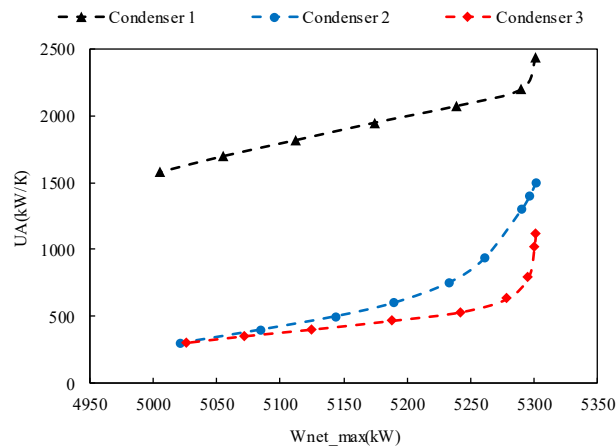


شکل ۸. توزیع تلفات اگزرژی تجهیزات مختلف

Fig. 8. Distribution exergy losses of various equipment

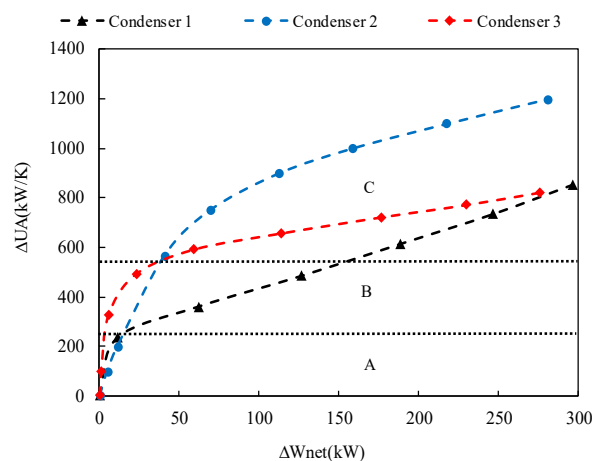
در منحنی تغییرات چگالنده مرحله اول، ابتدا با تغییر ضریب کلی انتقال حرارت چگالنده مرحله اول، حداکثر توان خروجی مرحله اول با آن ضریب کلی انتقال حرارت بدست می‌آید سپس با نتایج مربوط به مرحله اول، مراحل دوم و سوم بهینه می‌شوند. در منحنی تغییرات چگالنده مرحله دوم، مراحل اول و سوم در شرایط بهینه قرار دارند سپس با تغییر ضریب کلی انتقال حرارت چگالنده مرحله دوم حداکثر

می‌باشد و با کاهش مقدار ضریب کلی انتقال حرارت چگالنده‌های مراحل مختلف، حداکثر توان خروجی چرخه با روندهای متفاوتی کاهش می‌یابد. بالاترین نقطه هر منحنی مربوط به حالت بهینه است. مقدار ضریب کلی انتقال حرارت برای چگالنده مرحله اول در حالت بهینه $2434/36 \text{ kW/K}$ ، برای چگالنده مرحله دوم $1119/91 \text{ kW/K}$ و برای چگالنده مرحله سوم $1499/1 \text{ kW/K}$ می‌باشد.



شکل ۹. مقایسه بین حداکثر توان تولیدی و ضریب کلی انتقال حرارت چگالنده‌های طرح دوم

Fig. 9. Comparison between maximum power production and overall heat transfer coefficient for the second plan condensers



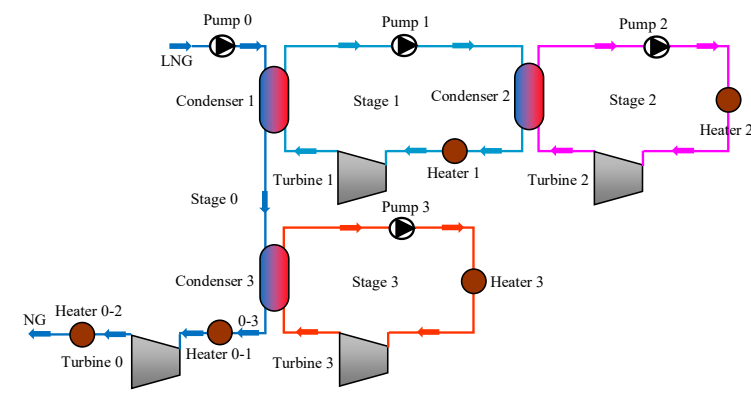
شکل ۱۰. میزان کاهش توان خروجی چرخه با کاهش ضریب کلی انتقال حرارت چگالنده‌های طرح دوم نسبت به حالت بهینه

Fig. 10. The amount of power output reduction cycle by decreasing overall heat transfer coefficient of the second plan condensers to optimal mode

ضریب کلی انتقال حرارت کاهش ضریب کلی انتقال حرارت تأثیر کمی بر توان خروجی دارد و هرچه شیب نمودار کمتر باشد کاهش ضریب کلی انتقال حرارت تأثیر بیشتری بر کاهش توان دارد.

شکل ۱۰ میزان کاهش توان خروجی چرخه با کاهش ضریب کلی انتقال حرارت نسبت به حالت بهینه طرح دوم را نشان می‌دهد. همانطور که مشخص است می‌توان نمودار را به سه قسمت تقسیم کرد، در قسمت A میزان کاهش ضریب کلی انتقال حرارت چگالنده‌های مراحل مختلف تقریباً تأثیر یکسانی بر کاهش توان دارد. در قسمت B با کاهش ضریب کلی انتقال حرارت برابر برای چگالنده‌های مراحل مختلف، تأثیر چگالنده مرحله اول نسبت به چگالنده‌های مراحل دوم و سوم و تأثیر چگالنده مرحله دوم نسبت به چگالنده مرحله سوم بر

توان خروجی چرخه با آن ضریب کلی انتقال حرارت بدست می‌آید. در منحنی تغییرات چگالنده مرحله سوم، مراحل اول و دوم در شرایط بهینه قرار دارند سپس با تغییر ضریب کلی انتقال حرارت چگالنده مرحله سوم حداکثر توان خروجی چرخه با آن ضریب کلی انتقال حرارت بدست می‌آید. همانطور که در بخش ۳-۵ بیان شد نتایج حاصل از بهینه‌سازی مرحله اول بر نتایج بهینه‌سازی مراحل دوم و سوم تأثیر می‌گذارد بنابراین چگالنده مرحله اول بیشترین تأثیر را نسبت به چگالنده‌های مراحل دوم و سوم بر توان خروجی چرخه دارد. با توجه به اینکه سیالات عامل مراحل دوم و سوم با هم متفاوت است بنابراین شیب منحنی تغییرات چگالنده‌های مراحل دوم و سوم با هم متفاوت است. همانطور که از شکل ۹ مشخص است برای مقادیر بالای



شکل ۱۱. دیاگرام جریان فرایند برای طرح سوم به منظور استفاده از انرژی سرمایشی گاز طبیعی مایع شده
Fig. 11. Process flow diagram for third plan utilizing LNG cold energy

جدول ۹. فشار توزیع گاز طبیعی مورد نیاز برای اهداف مختلف [۱ و ۱۴]
Table 9. Required distribution pressure of natural gas for several purposes [1, 14]

هدف	فشار (bar)
ایستگاه‌های توانی بخار	۶
ایستگاه‌های چرخه ترکیبی	۲۵
تخلیه محلی	۳۰
مسافت‌های انتقال طولانی	۷۰

توزیع گاز طبیعی مورد نیاز برای اهداف مختلف را نشان می‌دهد. جدول ۱۰ مقایسه نتایج تحقیق حاضر با مطالعات موجود در فشار توزیع گاز طبیعی ۳۰ بار را نشان می‌دهد. همانطور که مشخص است در فشار توزیع ۳۰ بار طرح سوم نتایج بهتری نسبت به مراجع [۱۴] و [۱۵] دارد و نتایج مرجع [۱۱] بهتر از طرح سوم می‌باشد. دلیل بهتر بودن نتایج مرجع [۱۱] استفاده از توربین و پمپ و توربین با راندمان بالاتر و همچنین استفاده از توربین چند مرحله‌ای و گرمکن بین مراحل است. شکل ۱۲ تأثیر فشار توزیع گاز طبیعی بر عملکرد طرح سوم را نشان می‌دهد. همانطور که مشخص است با کاهش فشار توزیع گاز طبیعی تا ۶ بار توان تولیدی ویژه چرخه به $290/87 \text{ kJ/kg}_{\text{NG}}$ ، راندمان حرارتی به $25/63$ درصد و راندمان اگزرژی به $39/12$ درصد می‌رسد که افزایش قابل ملاحظه‌ای نسبت به طرح دوم دارد. همانطور که از شکل ۱۲ مشخص است شیب منحنی راندمان حرارتی (η_{th}) با توجه به افزایش مقدار عبارت مخرج ($\sum Q_{Heater,i}$) نسبت به شیب منحنی مربوط به توان خروجی چرخه کمتر است. فشار توزیع گاز طبیعی کمترین تأثیر را بر راندمان اگزرژی دارد.

توان خروجی چرخه بیشتر است. در قسمت C با کاهش ضریب کلی انتقال حرارت برابر برای چگالنده‌های مراحل مختلف، تأثیر چگالنده مرحله اول نسبت به چگالنده‌های مراحل دوم و سوم و تأثیر چگالنده مرحله سوم نسبت به چگالنده مرحله دوم بر توان خروجی چرخه بیشتر است.

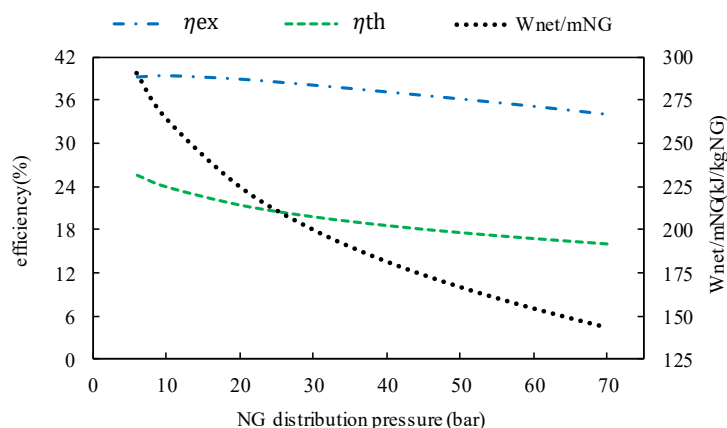
۴-۴- بررسی اثر فشار توزیع گاز طبیعی

با توجه به فشار مورد نیاز گاز طبیعی، می‌توان گاز طبیعی خروجی از مرحله سوم را از یک توربین عبور داد (انبساط مستقیم گاز طبیعی). شکل ۱۱ شماتیک چرخه رانکین سه مرحله‌ای با انبساط مستقیم گاز طبیعی (طرح سوم) را نشان می‌دهد، که با اضافه کردن انبساط مستقیم گاز طبیعی به طرح دوم ایجاد شده است. جریان خروجی از چگالنده مرحله سوم با عبور از گرمکن تا دمای ۲۵ درجه سلسیوس گرم می‌شود، سپس وارد توربین انبساط مستقیم شده و توان تولید می‌شود. جریان خروجی از توربین توسط گرمکن تا دمای ۱۰ درجه سلسیوس گرم شده و به شبکه خط لوله وارد می‌شود. جدول ۹ فشار

جدول ۱۰. مقایسه طرح سوم با مطالعات موجود در فشار توزیع ۳۰ بار

Table 10. Comparison third plan with existing studies on distribution pressure 30 bar

مورد مقایسه	طرح سوم	مرجع [۱۱]	مرجع [۱۴]	مرجع [۱۵]
توان تولیدی ویژه ($\text{kJ} / \text{kg}_{\text{NG}}$)	۲۰۰/۰۵	۲۳۱/۲۳	۱۴۱/۹	۱۵۱/۷۸
راندمان حرارتی (%)	۱۹/۷۹	۲۳/۸۶	۱۴/۶۶	۱۶/۶۰
راندمان اگزرژی (%)	۳۸/۰۱	۴۲/۰۵	۳۱/۸۶	۲۱/۸۵
راندمان آدیباتیک پمپها (%)	۸۰	۹۰	۸۰	۷۲
راندمان آیزنتروپیک توربینها (%)	۸۵	۹۲	۸۰	۷۲



شکل ۱۲. عملکرد طرح سوم تحت فشارهای مختلف توزیع گاز طبیعی

Fig. 12. Third plan performance under various distribution pressures of natural gas

۷- نتیجه گیری

در مطالعه حاضر یک چرخه تولید توان رانکین دو مرحله‌ای به منظور بازیابی اگزرژی سرمایشی گاز طبیعی مایع‌شده با به کار بردن سیال عامل پروپان در هر مرحله به عنوان پایه در نظر گرفته شده‌است. به منظور افزایش بهره‌وری از اگزرژی سرمایشی گاز طبیعی مایع‌شده، یک چرخه رانکین سه مرحله‌ای با سیال عامل مخلوط در هر مرحله بعنوان طرح دوم پیشنهاد شده‌است. در طرح اول توان تولیدی ویژه $42/69 \text{ kJ} / \text{kg}_{\text{NG}}$ ، راندمان حرارتی $5/86$ درصد و راندمان اگزرژی $11/88$ درصد می‌باشد. نتایج نشان می‌دهد که استفاده از سیال عامل مخلوط تطبیق بین منحنی‌های جریان‌های سرد و گرم را افزایش داده و باعث افزایش توان تولیدی چرخه می‌شود. توان تولیدی ویژه طرح دوم $10/45 \text{ kJ} / \text{kg}_{\text{NG}}$ ، راندمان حرارتی $12/76$ درصد و راندمان اگزرژی $27/92$ درصد می‌باشد که افزایش قابل توجهی را نسبت به طرح پایه نشان می‌دهد. بیشترین

تلفات اگزرژی طرح اول مربوط به چگالنده‌های چرخه می‌باشد، با بهینه‌سازی چرخه در طرح دوم تلفات در چگالنده‌ها به میزان قابل ملاحظه‌ای کاهش می‌یابد.

با کاهش مقدار ضریب کلی انتقال حرارت چگالنده‌های مراحل مختلف، حداکثر توان خروجی چرخه با روندهای متفاوتی کاهش می‌یابد. چگالنده مرحله اول نسبت به چگالنده‌های مراحل دوم و سوم تأثیر بیشتری بر توان خروجی چرخه دارد. با کاهش فشار توزیع گاز طبیعی تا ۶ بار توان تولیدی ویژه چرخه به $\text{kJ} / \text{kg}_{\text{NG}}$ $290/87$ ، راندمان حرارتی به $25/63$ درصد و راندمان اگزرژی به $39/1$ درصد می‌رسد که افزایش قابل ملاحظه‌ای نسبت به چرخه طرح دوم دارد. نوآوری مقاله حاضر نسبت به مطالعات پیشین استفاده از سیال عامل چند جزئی در چرخه رانکین سه مرحله‌ای و همچنین بررسی تأثیر ضریب کلی انتقال حرارت چگالنده‌ها بر روی توان تولیدی چرخه می‌باشد.

مراجع

- [1] B.B. Kanbur, L. Xaing, S. Dubey, F.H. Choo, F. Duan, Cold utilization systems of LNG: A review, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 79 (2017) 1171–1188.
- [2] A. Atienza-Márquez, J.C. Bruno, A. Coronas, Cold recovery from LNG-regasification for polygeneration applications, *Applied Thermal Engineering*, 132 (2018) 463-478.
- [3] G. R. Gómez, R. F. Garcia, J. R. Gómez, J. C. Carril, Review of thermal cycles exploiting the exergy of liquefied natural gas in the regasification process, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 38 (2014) 781–795.
- [4] Z. Sun, F Xu, S. Wang, J. Lai, K. Lin, Comparative study of Rankine cycle configurations utilizing LNG cold energy under different NG distribution pressures, *Energy*, 139 (2017) 380-393.
- [5] M. Badami, J.C. Bruno, A. Coronas, G. Fambri, Analysis of different combined cycles and working fluids for LNG exergy recovery during regasification, *Energy*, 159 (2018) 373-384.
- [6] H. Sun, H. Zhu, F. Liu, H. Ding, Simulation and optimization of a novel Rankine power cycle for recovering cold energy from liquefied natural gas using a mixed working fluid, *Energy*, 70 (3) (2014) 317-324.
- [7] U. Lee, A. Mitsos, Optimal multi component working fluid of organic Rankine cycle for exergy transfer from liquefied natural gas regasification, *Energy*, 127 (2017) 489-501.
- [8] Z. Sun, J. Lai, S. Wang, T. Wang, Thermodynamic optimization and comparative study of different ORC configurations utilizing the exergies of LNG and low-grade heat of different temperatures, *Energy*, 147 (2018) 688-700
- [9] T. Sung, K.C. Kim, Thermodynamic analysis of a novel dual-loop organic Rankine cycle for engine waste heat and LNG cold, *Applied Thermal Engineering*, 100 (2016) 1031-41.
- [10] I.H. Choi, S. Lee, Y. Seo, D. Chang, Analysis and optimization of cascade Rankine cycle for liquefied natural gas cold energy recovery, *Energy*, 61 (2013) 179–95.

فهرست علائم

P	فشار (MPa)
LNG	گاز طبیعی مایع شده
NG	گاز طبیعی
W	توان (kW)
UA	ضریب کلی انتقال حرارت ($kW/K^{\circ}C$)
Q	انتقال حرارت (kW)
T	دما (K)
K	کلوین
E	اگرزری جریانی (kW)
I	تلفات اگرزری تجهیزات (kW)
F	تابع هدف
h	آنتالپی واحد جرمی (kJ/kg)
he	مبدل حرارتی
SW	آب دریا
s	آنتروپی واحد جرمی ($kJkg^{-1}^{\circ}C^{-1}$)
$\dot{m}$	دبی جرمی (kg/s)
$W_{net} / \dot{m}_{NG}$	توان تولیدی ویژه (kJ / kg)
y	جزء مولی سیال عامل
η	راندمان (/.)
Δ	اختلاف
i	شماره مرحله چرخه
j	شماره سیال عامل
net	مقدار خروجی
th	حرارتی
$source$	منبع حرارتی
0	شرایط مرجع
c	سیال سرد
h	سیال گرم
in	ورودی
out	خروجی
max	ماکزیمم
$turbine$	توربین
$condenser$	چگالنده
$heater$	گرمکن

- working fluid for the three-stage condensation Rankine cycle utilizing LNG cold energy, *Applied Thermal Engineering*, 140 (2018) 120–130.
- [19] J. Pospíšila, P. Charvátb, O. Arsenyevac, L. Klimeša, M. Špiláček, J. J. Klemeša, Energy demand of liquefaction and regasification of natural gas and the potential of LNG for operative thermal energy storage, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 99 (2019) 1–15.
- [20] A. Sadeghi, M.K. Parpinchi, S.A. Sadatsakak, M. Khanaki, Optimization of the two stage Rankine power generation cycle by using mixed working fluid for the use of cold energy liquefied natural gas, *third national conference on air conditioning and thermal and refrigerating installations*, (2017). (In Persian)
- [21] A. Moradi, M. Mafi, M. Khanaki, Sensitivity analysis of peak-shaving natural gas liquefaction cycles to environmental and operational parameters, *Modares Mechanical Engineering*, 15 (2015) 287–298. (In Persian)
- [22] M. Mehrpooya, M. Ashouri, A. Mohammadi, Thermoeconomic analysis and optimization of a regenerative two-stage organic Rankine cycle coupled with liquefied natural gas and solar energy, *Energy*, 126 (2017) 899–914.
- [23] A. Sadreddini, M.A. Ashjari, M. Fani, A. Mohammadi, Thermodynamic analysis of a new cascade ORC and transcritical CO₂ cycle to recover energy from medium temperature heat source and liquefied natural gas, *Energy Conversion and Management*, 167 (2018) 9–20.
- [24] J. Kennedy, R. Eberhart, Particle Swarm Optimization, *Proceedings of IEEE International Conference on Neural Networks IV*, (1995) 1942–1948.
- [11] R.F. García, J.C. Carril, J.R. Gomez, M.R. Gomez, combined cascaded Rankine and direct expander-based power units using LNG (liquefied natural gas) cold as heat sink in LNG regasification, *Energy*, 105 (2016) 16–24.
- [12] P.A. Ferreira, I. Catarino, D. Vaz, Thermodynamic analysis for working fluids comparison in Rankine-type cycles exploiting the cryogenic exergy in Liquefied Natural Gas (LNG) regasification, *Applied Thermal Engineering*, 121 (2017) 887–96.
- [13] F. Xue, Y. Chen, Y. Ju, Design and optimization of a novel cryogenic Rankine power generation system employing binary and ternary mixtures as working fluids based on the cold exergy utilization of liquefied natural gas (LNG), *Energy*, 138 (2017) 706–720.
- [14] J. Bao, Y. Lin, R. Zhang, N. Zhang, G. He, strengthening power generation efficiency utilizing liquefied natural gas cold energy by a novel two-stage condensation Rankine cycle (TCRC) system, *Energy Convers Manag*, 143 (2017) 312–25.
- [15] K. Kim, U. Lee, C. Kim, C. Han, Design and optimization of cascade organic Rankine cycle for recovering cryogenic energy from liquefied natural gas using binary working fluid, *Energy*, 88 (2015) 304–313.
- [16] G. Venkatarathnam, *Cryogenic Mixed Refrigerant Processes*, New York, Springer, 2013.
- [17] H. Yu, D. Kim, T. Gundersen, A study of working fluids for Organic Rankine Cycles (ORCs) operating across and below ambient temperature to utilize Liquefied Natural Gas (LNG) cold energy, *Energy*, 167 (2019) 739–730.
- [18] J. Bao, R. Zhang, Y. Lin, N. Zhang, X. Zhang, G. He, Simultaneous optimization of system structure and

چگونه به این مقاله ارجاع دهیم

A. Sadeghi, M. Kashi Parpinchi, S.A. Sadatsakak, M. Khanaki, Simulation and Optimization of Rankine Power Generation Cycle Purposing the Efficiency of Liquefied Natural Gas Cold Exergy, *Amirkabir J. Mech Eng.*, 53(1) (2021) 117–134.

DOI: [10.22060/mej.2019.15583.6161](https://doi.org/10.22060/mej.2019.15583.6161)

