



Optimization and Thermodynamic Analysis of the Dual Mixed Refrigerant Process of the Natural Gas Liquefaction

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

Department of Engineering, Imam Khomeini International University, Tehran, Iran.

ABSTRACT: Natural gas liquefaction processes require a lot of investment and operation costs and are part of the energy-consuming industries. In this research, parameters such as refrigerant component, inlet and outlet pressure to compressors were optimized in the dual mixed refrigerant system to reduce operating costs. The optimized system was then evaluated by exergy to obtain the amount of exergy loss in various components of the system, finding illustrate the highest exergy losses were in compressors, heat exchangers, aftercoolers and throttle valves, respectively. The reason for the high loss of exergy in the compressors is their low polytropic efficiency. Exergy analysis showed that exergy loss in the main cycle heat exchanger, is 4% higher than that of the pre-cooling cycle heat exchanger, which is due to the higher temperature difference between input and output flows in the main cycle heat exchanger. Analysis of the effect of the size of the heat exchanger, which highly affects investment costs, on the specific power consumption is carried out and the results showed that this effect is minimum at the optimum point and increases proportionally to the distance from the optimum point.

Review History:

Received: 27 Oct. 2018

Revised: 18 Feb. 2019

Accepted: 11 Mar. 2019

Available Online: 27 Mar. 2019

Keywords:

Dual mixed refrigerant process

Liquefaction of natural gas

Exergy

Optimization.

1. Introduction

Liquefied Natural Gas (LNG) has a significant energy content about 45–50 MJ/kg and density around 20–23 MJ/L [1]. LNG is 620 times denser than the gas state [2], and that's why it's suitable for storage.

Natural gas liquefaction processes have a lot of initial investment costs and energy consumption. Therefore, several studies have been conducted on these processes. Husnil and Lee [3] proposed an optimal control structure for Dual Mixed Refrigerant (DMR) process to maintain the compressor duty in the optimal state. Wang et al. [4] studied optimization of mixed refrigerant process with propane-pre-cooled and DMR from a thermodynamics and economics point of view with four different target functions and concluded that the greatest reduction in investment cost in compressors and heat exchangers would be achieved when the objective function was to simultaneously reduce the overall heat transfer coefficient (UA) and power consumption.

2. Methodology and Purpose

In this study, the Single Mixed-Refrigerant (SMR) proposed by Khan et al. [5] was selected as the base cycle and simulation verification, new assumptions along with a mixed refrigerant pre-cooling cycle were added to the base cycle to reduce Specific Power Consumption (SPC). Fig 1 shows the process of DMR liquefaction of the natural gas.

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

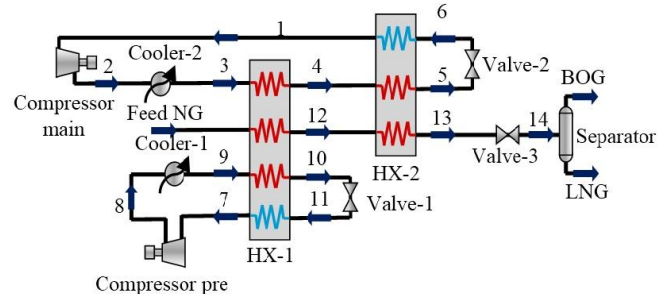


Fig. 1. The process of the liquefaction dual mixed refrigerant

DMR process is modeled in the Aspen HYSYS V10 software. The Peng-Robinson equation used by many researchers, such as Aslambakhsh et al. [6], Song et al. [7] has been used to predict the thermodynamic properties. The combination of refrigerant and pressure input and output to the compressor was optimized in a DMR system to reduce the Specific Power Consumption (SPC) using the particle swarm algorithm. The optimized system is evaluated by exergy to obtain the amount of loss of exergy in the various components and the efficiency of the system. Finally, the effect of the size of the heat exchanger on the total SPC and SPC of each cycle has been investigated.

3. Results and Discussion

The results of optimized parameters aimed at reducing the



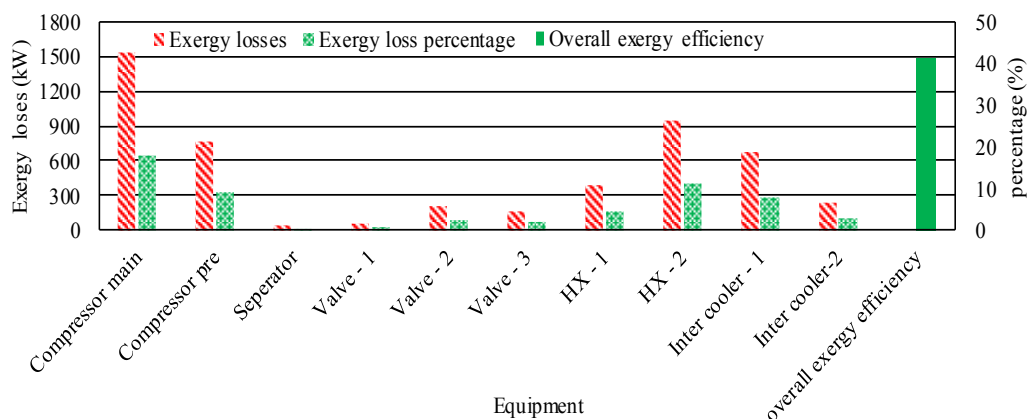


Fig. 2. Exergy losses overall process of DMR liquefaction process

SPC for mixed refrigerant processes are presented in Tables 1 and 2.

Table 1. Mole fraction of the optimized refrigeration composition

| Component | Pre-Cooling | Main Cycle | Base Cycle |
|------------------|-------------|------------|------------|
| Nitrogen (%mole) | - | 6.66 | 12.31 |
| Methane (%mole) | - | 24.55 | 33.66 |
| Ethane (%mole) | 31.84 | 44.69 | 28.58 |
| Propane (%mole) | 32.33 | 24.10 | 6.73 |
| n-Butane (%mole) | 35.83 | - | 18.72 |

The total exergy efficiency of the entire cycle after optimization was obtained 41.63% for the DMR process. Exergy losses of the other equipment used in the liquefaction cycle are shown in Fig. 2. The highest amount of exergy loss is related to compressors, heat exchangers, coolers and valves, respectively. The reason for an increase of 4% of the loss of exergy in the main cycle heat exchanger compared to the pre-cooler cycle heat exchanger is the high-temperature difference in the input and output flows to the main cycle heat exchanger. Fig. 3 shows the rate of SPC variations divided by changes in the UA. In the graph, the sum of the optimal point in terms of the lowest power consumption (1104.52) has a total heat transfer coefficient of 6254 kW/K. The change in the UA in the range of 1130-1104 for the main cycle is approximately 700 kW/K, while this amount is about 1500 kW/K for the pre-cooling cycle and shows that in this rang of changes the size of the main cycle heat exchanger will have a greater impact on the SPC. From the SPC of 1180, the gradient of the two graphs (HX-1 and HX-2) is almost identical, which

means the effect of the total heat transfer coefficient on both heat exchangers will be of the same magnitude.

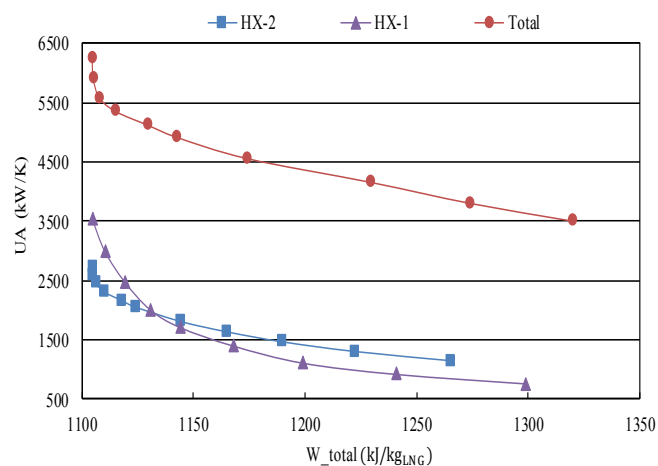


Fig. 3. Trade-off between specific power consumption and overall heat transfer coefficient for the DMR liquefaction process

4. Conclusions

After the addition of the mixed refrigerant pre-cooling cycle to the base cycle, the amount of SPC was reduced by 34%. The total coefficient of performance of the DMR cycle was 3.66 and for the base cycle was 2.94. From the analysis of exergy, it was found that compressors have the highest loss of exergy (28%) due to low polytropic efficiency, which can be compensated for by the choice of higher-efficiency compressors for exergy loss. The exergy efficiency of the entire cycle was obtained at 41.63%. The effect of the total heat

Table 2. Mole fraction of optimized refrigeration composition

| Parameter | Pre-Cooling | Main Cycle | Base Cycle |
|-------------------------------------|-------------|------------|------------|
| Compressor suction pressure (bar) | 3.37 | 1.78 | 5 |
| Compressor discharge pressure (bar) | 11 | 16.6 | 34.88 |
| Power consumption (kJ/kg LNG) | 395.27 | 709.25 | 1478.53 |
| UA(kW/K) | 3536 | 2718 | 4797 |
| Cop | 5.42 | 2.68 | - |
| Total Cop | | 3.66 | 2.94 |

transfer coefficient on the SPC showed that the effect of the size of the heat exchanger on the power consumption is low at near optimal points and as the distance from the optimal point increases, the UA effect on the power consumption increases. The effect of the main cycle heat exchanger in the 1130-1104 range is greater than that of the pre-cooling heat exchanger and from the power consumption of 1180 onwards, the effect of the dimensions of both heat exchangers on specific power consumption will be the same.

References

- [1] T.-V. Nguyen, E.D. Rothuizen, W.B. Markussen, B.J.A.T.E. Elmegaard, Thermodynamic comparison of three small-scale gas liquefaction systems, 128 (2018) 712-724.
- [2] B.B. Kanbur, L. Xiang, S. Dubey, F.H. Choo, F.J.R. Duan, s.e. reviews, Cold utilization systems of LNG: a review, 79 (2017) 1171-1188.
- [3] Y.A. Husnil, M.J.J.o.C.E.o.J. Lee, Synthesis of an optimizing control structure for dual mixed refrigerant process, 47(8) (2014) 678-686.
- [4] M. Wang, R. Khalilpour, A.J.E.C. Abbas, Management, Thermodynamic and economic optimization of LNG mixed refrigerant processes, 88 (2014) 947-961.
- [5] M.S. Khan, S. Lee, G. Rangaiah, M.J.A.e. Lee, Knowledge based decision making method for the selection of mixed refrigerant systems for energy efficient LNG processes, 111 (2013) 1018-1031.
- [6] A.H. Aslambakhsh, M.A. Moosavian, M. Amidpour, M. Hosseini, S.J.E. AmirAfshar, Global cost optimization of a mini-scale liquefied natural gas plant, 148 (2018) 1191-1200.
- [7] R. Song, M. Cui, J.J.E. Liu, Single and multiple objective optimization of a natural gas liquefaction process, 124 (2017) 19-28.



بهینه‌سازی و تحلیل ترمودینامیکی فرآیند مایع‌سازی دوطبقه‌ای گاز طبیعی با استفاده از مبرد چند جزئی

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

دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه بین‌المللی امام خمینی (ره)، قزوین، ایران.

تاریخچه داوری:

دریافت: ۱۳۹۷/۰۸/۰۵
بازنگری: ۱۳۹۷/۱۱/۲۹
پذیرش: ۱۳۹۷/۱۲/۲۰
ارائه آنلاین: ۱۳۹۸/۰۱/۰۷

کلمات کلیدی:

فرآیند مبرد چند جزئی دوطبقه‌ای
مایع‌سازی گاز طبیعی
اگرزوی
بهینه‌سازی.

خلاصه: فرآیندهای مایع‌سازی گاز طبیعی نیازمند هزینه سرمایه‌گذاری و عملیاتی زیادی می‌باشند و جزء صنایع پر مصرف از لحاظ انرژی به حساب می‌آیند. در این تحقیق پارامترهایی مانند ترکیب مبرد و فشار ورودی و خروجی به کمپرسور در سیستم تبرید مبرد چند جزئی دو طبقه‌ای جهت کاهش توان مصرفی ویژه با استفاده از الگوریتم ازدحام ذرات بهینه شده. سیستم بهینه شده مورد ارزیابی اگرزوی قرار گرفته‌است تا میزان اتلاف اگرزوی در اجزای مختلف سیستم به دست آید، نتایج حاصل نشان می‌دهد که بیشترین اتلاف اگرزوی به ترتیب در کمپرسورها، مبدل‌های حرارتی، خنک‌کن‌ها و شیرهای فشارشکن می‌باشد. علت بالا بودن اتلاف اگرزوی در کمپرسورها پایین بودن راندمان پلی‌تروپیک آن‌ها می‌باشد. در تحلیل اگرزوی مشخص گردید که اتلاف اگرزوی در مبدل حرارتی چرخه اصلی، ۴ درصد بیشتر از مبدل حرارتی چرخه پیش‌سرمایش می‌باشد که به دلیل اختلاف دمای زیاد در ورودی و خروجی جریان‌ها در مبدل حرارتی است. تحلیل تاثیر اندازه مبدل حرارتی، که اثر قابل ملاحظه‌ای بر هزینه‌های سرمایه‌گذاری دارد، بر توان مصرفی انجام گرفت و نتایج نشان داد که این تاثیر در نقطه بهینه ناچیز بوده و متناسب با فاصله گرفتن از نقطه بهینه، افزایش می‌یابد.

۱- مقدمه

۳) محدودیت در طراحی سیستم. بهبود عملکرد این سیستم‌ها، در حالی که فشردگی‌شان حفظ شود، کلیدی برای توسعه و استقرار موفقیت‌آمیز است. الزامات برای واحدهای کوچک و بزرگ تولید گاز طبیعی مایع متفاوت است. راندمان و میزان توان مصرفی در همه موارد اهمیت کلیدی دارد، اما عوامل دیگری مانند تعداد تجهیزات، رفتار پویا و فشردگی در واحدهای مقیاس کوچک حائز اهمیت بیشتر است.

فرآیندهای مایع‌سازی گاز طبیعی هزینه سرمایه‌گذاری اولیه و مصرف انرژی زیادی دارند. بنابراین بهبود عملکرد فرآیندهای سرمایش عمیق^۲ می‌تواند به کاهش مصرف انرژی و هزینه سرمایه‌گذاری در این حوزه کمک شایانی کند. از این‌رو استفاده از مبردهای چند جزئی در سیستم‌های مایع‌سازی به دلیل کاهش تعداد تجهیزات نسبت به سیستم‌های مایع‌سازی آبشاری^۳ و پوشش سطح وسیع دمایی در مبدل حرارتی، باعث کاهش توان مصرفی می‌شود که مورد توجه

احتراق گاز طبیعی مایع شده^۱ نسبت به سایر سوخت‌های فسیلی منجر به انتشار کمتر گازهای گلخانه‌ای مانند اکسید نیتروژن و اکسید گوگرد شده و آلاینده‌گی کمتری ایجاد می‌کند. در ضمن گاز طبیعی مایع شده دارای مقدار انرژی جرمی قابل توجه حدود ۴۵-۵۰ مگاژول بر کیلوگرم و انرژی حجمی در حدود ۲۰-۲۳ مگاژول بر لیتر می‌باشد [۱]. گاز طبیعی مایع شده ۶۲۰ برابر متراکم‌تر از حالت گازی است [۲] که این کاهش حجم قابل توجه آن را برای ذخیره‌سازی مناسب می‌کند. استفاده از خط لوله برای انتقال گاز طبیعی در مسافت‌های بیشتر از ۳۵۰۰ کیلومتر صرفه اقتصادی ندارد به همین دلیل می‌توان از گاز طبیعی مایع شده برای انتقال گاز طبیعی به مناطق دورافتاده که به زیر ساخت‌های خط لوله وصل نشده‌اند استفاده کرد [۳]. برخی از مسائل اصلی در زمینه تجهیزات مایع‌سازی واحدهای مقیاس کوچک عبارتند از: (۱) هزینه تولید بالا، (۲) سودآوری و زنجیره تامین،

2 Cryogenic
3 Cascade

1 Liquefied Natural gas

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



به ترتیب ۱۲/۶ و ۱۸/۴ درصد بیشتر از چرخه پیش‌سردکن جذبی می‌باشد. هوانگ و همکاران [۱۰] شرایط عملیاتی مطلوب برای فرآیند مایع‌سازی گاز طبیعی مبرد چند جزئی دو طبقه‌ای را با توجه به توان مورد نیاز برای کاربری تولید، ذخیره و تخلیه شناور^۸ به عنوان یک هدف گزارش کردند و برای محاسبه مقادیر بهینه متغیرهای طراحی از روش بهینه‌سازی ترکیبی الگوریتم مربعی متوالی^۹ و الگوریتم ژنتیک استفاده کردند و با به دست آوردن شرایط عملیاتی مطلوب نتایج نشان دادند که توان مصرفی ۳۴/۵ درصد نسبت به نتایج مرجع کاهش یافته‌است. خان و همکاران [۱۱] اعلام کردند که توان مصرفی کمپرسورها به شرایط محیط بستگی دارد به طوری که محیط سرد به تبرید کمک می‌کند و به نوبه خود انرژی فشرده‌سازی ویژه^{۱۰} را کاهش می‌دهد. پوگا [۱۲] چهار فرآیند مناسب برای کاربری تولید، ذخیره و تخلیه شناور که شامل فرآیند یک و دو طبقه‌ای مبرد چند جزئی، فرآیند مایع‌سازی نیچه^{۱۱} و اکسپندری نیتروژنی دو طبقه‌ای می‌شود را بررسی کردند و نشان دادند که فرآیند مبرد چند جزئی دو طبقه‌ای نسبت به سایر فرآیندها توان مصرفی و دبی مبرد کمتری نیاز دارد و از ظرفیت تولید بیشتری برخوردار است. مورساک و همکاران [۱۳] روش‌های مبتنی بر اگزرژی (اگزرژی محیطی و اقتصادی) را بر روی فرآیند پریکو^{۱۲} که یک فرآیند مبرد چند جزئی یک طبقه‌ای است، اعمال کردند. آن‌ها به دلیل این که مبدل حرارتی بیشترین اتلاف اگزرژی را دارد و هزینه‌های مرتبط با آن زیاد است بهبود عملکرد این قسمت را پیشنهاد می‌کنند. کرملو و همکاران [۱۴] به بررسی اثر نشتی بر فرآیند مبرد چند جزئی دو طبقه‌ای پرداختند و از یک روش ابتکاری برای تحلیل اثر نشتی در دو نقطه پرفشار از سیستم استفاده کردند. نتایج آن‌ها نشان می‌دهد که وجود نشتی، کار مصرفی ویژه را به میزان اندکی کاهش خواهد داد ولی باعث کاهش تولید گاز طبیعی مایع به میزان قابل توجهی می‌شود و همچنین نشتی خطر تداخل دمایی در مبدل‌های حرارتی را به دلیل کم شدن اختلاف دمای بین جریان‌های سرد و گرم افزایش می‌دهد.

فرآیندهای مبرد چند جزئی ساده^{۱۳} با افزایش ظرفیت تولید گاز مایع برای اینکه تمام بار حرارتی پیش‌سرمایش و مایع‌سازی را فراهم

محققین قرار گرفته است. از طرفی تعیین ترکیب بهینه و اندازه مبدل حرارتی می‌تواند باعث کاهش هزینه‌های عملیاتی و سرمایه‌گذاری پروژه شود. خان و همکاران [۴] اعلام کردند که هدف اصلی در طراحی یک واحد تولید گاز مایع این است که بتواند با به حداقل رساندن مصرف انرژی و به حداکثر رساندن تولید گاز مایع در هنگام تغییر نرخ تقاضای محصول و تحت شرایط دمای محیطی مختلف عمل کند. هوسنیل و لی [۵] یک ساختار کنترلی بهینه برای فرآیند تبرید مبرد چند جزئی دو طبقه‌ای^۱ به منظور حفظ توان مصرفی کمپرسور در حالت بهینه ارائه دادند. مرادی و همکاران [۶] آنالیز حساسیت را بر روی چرخه‌های مایع‌سازی گاز طبیعی با کاربری قله‌سای^۲ نسبت به تغییر شرایط محیطی و عملیاتی (نظیر تغییرات دبی، فشار، دما و درصد ترکیب اجزاء گاز خوراک و مبرد چرخه) انجام دادند. آن‌ها نتیجه گرفتند که چرخه مبرد چند جزئی^۳ از چرخه اکسپندری^۴ توان کمتری مصرف می‌کند و در بیشتر موارد نسبت به تغییرات محیطی و عملیاتی حساس‌تر می‌باشد. وانگ و همکاران [۷] بهینه‌سازی فرآیندهای مبرد چند جزئی با پیش‌سردکن پروپان^۵ و مبرد چند جزئی دو طبقه‌ای را از دیدگاه ترمودینامیکی و اقتصادی با چهار تابع هدف مختلف مورد بررسی قرار دادند و به این نتیجه رسیدند که بیشترین کاهش هزینه سرمایه‌گذاری در کمپرسورها و مبدل‌های حرارتی زمانی حاصل می‌شود که تابع هدف کاهش همزمان ضریب کلی انتقال حرارت^۶ و توان مصرفی باشد. نیلیک و همکاران [۸] فرآیند مبرد چند جزئی با پیش‌سردکن پروپان را با فرآیند مبرد چند جزئی دو طبقه‌ای با توجه به میزان تولید گاز طبیعی مایع و ال.پی.جی^۷ مقایسه کردند و نتیجه گرفتند که فرآیند مبرد چند جزئی دو طبقه‌ای ۱۵ درصد ظرفیت بیشتری نسبت به فرآیند مبرد چند جزئی با پیش‌سردکن پروپان دارد. قربانی و همکاران [۹] چرخه مایع‌ساز گاز طبیعی مبرد چند جزئی با سه پیش‌سردکن مختلف شامل پیش‌سردکن‌های جذبی، مبرد چند جزئی و پروپان را بهینه‌سازی کردند نتایج آن‌ها نشان داد که توان مصرفی چرخه مبرد چند جزئی دو طبقه‌ای و مبرد چند جزئی با پیش‌سردکن پروپان

- 1 Dual Mixed Refrigerant (DMR)
- 2 Peak Shaving
- 3 Mixed Refrigerant (MR)
- 4 Expander Cycle
- 5 Propane Pre-Cooled Mixed Refrigerant (C3/MR)
- 6 Overall Heat Transfer Coefficient (UA)
- 7 Liquefied petroleum gas (LPG)

- 8 Floating Production Storage and Offloading-LNG (FPSO-LNG)
- 9 Sequential Quadratic Programing (SQP)
- 10 Specific Compression Energy (SCE)
- 11 Niche
- 12 Poly Refrigerated Integrated Cycle Operation (PRICO)
- 13 Single Mixed Refrigerant (SMR)

هیدروکربنی استفاده می‌شود شبیه‌سازی شده‌است. محققان متعددی از جمله قربانی و همکاران [۱۸]، اسلام‌بخش و همکاران [۱۹] سانگ و همکاران [۲۰] از معادله حالت پنگ رایبنسون جهت پیش‌بینی خواص ترمودینامیکی استفاده کرده‌اند. در این پژوهش نیز از معادله حالت پنگ رایبنسون^۲ که یک معادله حالت نیمه‌تجربی و از نوع معادله‌های حالت مشتق شده از فرم واندروالس^۳ است جهت پیش‌بینی خواص ترمودینامیکی مخلوط‌ها در مبرد چند جزئی استفاده شده‌است [۲۱]. چرخه مبرد چند جزئی ساده ارائه شده توسط خان و همکاران [۱۷] با اعمال فرضیات جدید که در جدول‌های ۲ و ۳ ارائه شده است،

جدول ۲- درصد ترکیب مولی گاز خوراک ورودی به واحد مایع‌ساز [۱۴]
Table 2. Feed composition mole fraction for the liquefaction process [14]

| اجزا گاز خوراک | درصد مولی (%) |
|----------------|---------------|
| متان | ۸۷ |
| اتان | ۵/۵ |
| پروپان | ۲ |
| ایزو بوتان | ۰/۵ |
| نرمال بوتان | ۰/۵ |
| ایزو پنتان | ۰/۵ |
| نیتروژن | ۴ |

برای یافتن مقادیر بهینه‌ی فشار مکش و تخلیه مورد بهینه‌سازی قرار گرفت و به عنوان چرخه پایه انتخاب شد. سپس یک چرخه پیش‌سرمایش مبرد چند جزئی به چرخه پایه جهت کاهش توان مصرفی ویژه افزوده شد. شکل ۲ چرخه مبرد چند جزئی دو طبقه‌ای مایع‌سازی گاز طبیعی را نشان می‌دهد.

چرخه پیش‌سرمایش گاز طبیعی را توسط مبرد مخلوط سنگین‌تر (که شامل پروپان، اتان و نرمال بوتان با نقطه جوش بالا است) در مبدل حرارتی اول تا دمای ۳۰- درجه سلسیوس پیش‌سرد می‌کند و

نمایند نیاز به مبدل حرارتی با ابعاد بزرگتر نسبت به فرآیندهای مبرد چند جزئی دو طبقه‌ای خواهند داشت. استفاده از فرآیند مبرد چند جزئی دو طبقه‌ای درجه آزادی قابل توجهی در تغییر ترکیبات و دبی مبرد چه در سطح دمایی پایین و چه در سطح دمایی بالا را می‌دهد این ویژگی فرآیند مبرد چند جزئی دو طبقه‌ای اجازه می‌دهد تا بار گذاری مجدد چرخه تبرید بدون تغییری در تجهیزات دوباره با شرایط تطبیق داده شود [۱۵]. فرآیند مبرد چند جزئی دو طبقه‌ای در عمل بسیار انعطاف‌پذیر است و می‌تواند با هر دو مبدل صفحه‌ای و مارپیچی حلزونی کار کند [۱۶].

۲- اعتبارسنجی شبیه‌سازی فرایند

جهت صحت‌سنجی روند شبیه‌سازی، به عنوان نمونه چرخه مبرد چند جزئی ساده‌ی ارائه شده توسط خان و همکاران [۱۷] که در شکل ۱ آمده است، مورد شبیه‌سازی قرار گرفت و سپس با نتایج موجود در آن تحقیق مقایسه شد (جدول ۱).

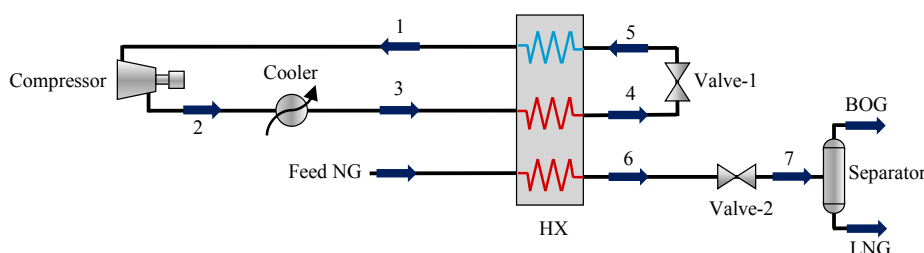
جدول ۱- نتایج صحت‌سنجی شبیه‌سازی
Table 1. Simulation validation results

| پارامتر | نتایج مرجع [۱۷] | نتایج شبیه‌سازی |
|---|-----------------|-----------------|
| توان مصرفی ویژه (kJ/kg _{LNG}) | ۱۵۵۷ | ۱۵۶۰ |
| حداقل اختلاف دما (°C) | ۳/۰۱۰ | ۳/۰۲۷ |
| دمای مبرد خروجی از مبدل حرارتی (°C) | -۱۴۹/۷۰ | -۱۴۹/۶۶ |

همانطور که از جدول فوق مشخص است نتایج حاصل از شبیه‌سازی به نتایج مرجع نزدیک می‌باشد که این بیان‌کننده صحت روش شبیه‌سازی می‌باشد.

۳- مدل‌سازی فرآیند مبرد چند جزئی و مفاهیم شبیه‌سازی

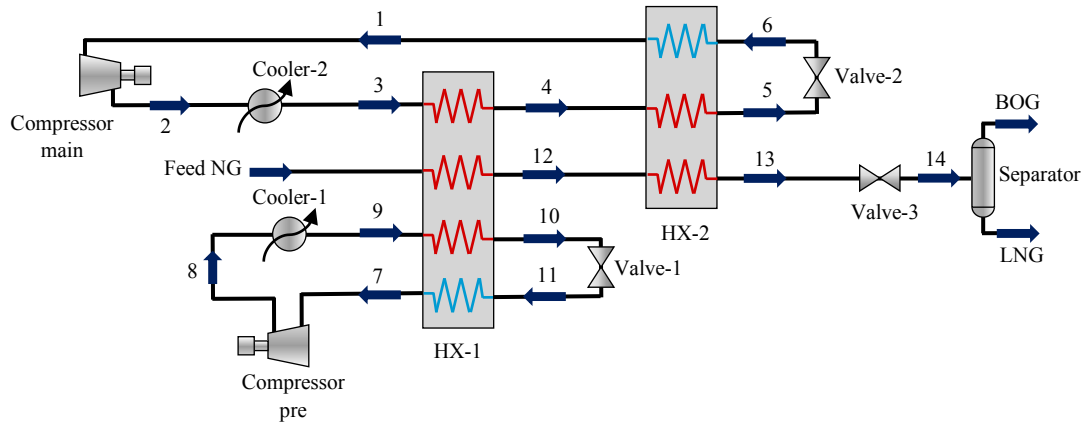
مدل فرآیند مبرد چند جزئی در نرم‌افزار اسپن هایسیس نسخه ۱۰^۱ که در صنعت نفت و گاز برای شبیه‌سازی فرآیندهای



شکل ۱- فرآیند مایع‌سازی مبرد چند جزئی ساده
Fig. 1. The process of liquefaction single mixed refrigerant

2 Peng-Robinson Equation of State
3 Van Der Waals EOS

1 Aspen Hysys V10



شکل ۲. فرآیند مایع‌سازی مبرد چند جزئی دو طبقه‌ای
Fig. 2. The process of liquefaction dual mixed refrigerant

بیشتری برای انتقال گرما در دماهای بالاتر نیاز خواهند داشت.

۴- متغیرهای بهینه‌سازی، محدودیت‌های شبیه‌سازی

۴-۱- بهینه‌سازی متغیرها در فرآیند تبرید مبرد چند جزئی

درصد ترکیب مبرد و فشارهای عملیاتی (مکش و تخلیه) در چرخه اصلی و پیش‌سردکن، متغیرهای اصلی بهینه‌سازی در فرآیندهای تبرید این پژوهش می‌باشند. بازه متغیرهای مسئله بهینه‌سازی برای فرآیندهای مورد مطالعه در جدول ۴ آورده شده‌است.

۴-۲- محدودیت‌های شبیه‌سازی در فرآیند تبرید مبرد چند جزئی

بهینه‌سازی فرآیندهای تبرید مبرد چند جزئی توسط حداقل دمای پینچ^۱ در مبدل حرارتی چند جریان محدود می‌شود. کارکردن چرخه تبرید در دمای پینچ پایین خطر تداخل دمایی را به همراه خواهد داشت، در حالی که افزایش آن باعث افزایش توان مصرفی و تلفات انرژی خواهد شد. مایع وارد کمپرسور نخواهد شد و مجموع

جدول ۳- فرضیات مورد استفاده در فرآیند شبیه‌سازی
Table 3. The assumptions used in the simulation process

| مراجعه | مقدار | پارامتر |
|--------|-------|--|
| [۱] | ۷۲ | راندمان پلی‌تروپیک کمپرسور (%) |
| [۲۲] | ۷۳۲۹ | دبی گاز خوراک ورودی (kg/s) |
| [۱] | -۱۶۰ | دمای گاز مایع تولیدی (°C) |
| [۱] | ۱/۷ | فشار گاز مایع تولیدی (bar) |
| [۲۳] | ۰ | افت فشار و تلفات حرارتی در مبدل‌های حرارتی |
| [۲۴] | ۲۵ | دمای اولیه گاز خوراک (°C) |
| [۲۲] | ۴۰ | فشار اولیه گاز خوراک (bar) |
| [۲۲] | -۳۰ | دمای پیش‌سردکن (°C) |
| [۲۵] | ۳ | حداقل اختلاف دمای پینچ در مبدل حرارتی (°C) |

مبرد چرخه اصلی را که شامل هیدروکربن‌های سبک‌تر (متان، اتان، پروپان و نیتروژن با نقطه جوش پایین) می‌شود، به حالت مایع اشباع در می‌آورد. حال گاز طبیعی بعد از پیش‌سرمایش، توسط چرخه اصلی در مبدل حرارتی دوم زیر سرد و مایع می‌شود و با عبور از شیر اختناق (فرآیند انتالپی ثابت) دما و فشار آن کاهش می‌یابد. در طول تبرید هر دو چرخه پیش‌سردکن و چرخه اصلی گرمای تبخیر را جذب می‌کنند و از طریق خنک‌کن‌ها به محیط انتقال می‌دهند. دمای محیط به شدت بر کارایی فرآیند تبرید تاثیر می‌گذارد، زیرا کمپرسورها انرژی

جدول ۴- بازه متغیرها در فرآیند بهینه‌سازی
Table 4. The range of variables in the optimization process

| چرخه SMR | چرخه پیش‌سردکن | چرخه اصلی | پارامتر |
|----------|----------------|-----------|--------------------------|
| ۱۰۰-۰ | ۰ | ۱۰۰-۰ | نیتروژن (درصد مولی) |
| ۱۰۰-۰ | ۰ | ۱۰۰-۰ | متان (درصد مولی) |
| ۱۰۰-۰ | ۱۰۰-۰ | ۱۰۰-۰ | اتان (درصد مولی) |
| ۱۰۰-۰ | ۱۰۰-۰ | ۱۰۰-۰ | پروپان (درصد مولی) |
| ۱۰۰-۰ | ۱۰۰-۰ | ۰ | نرمال بوتان (درصد مولی) |
| ۱/۱۰-۱ | ۱/۱۰-۱ | ۱/۱۰-۱ | فشار ورودی کمپرسور (bar) |
| ۳۰-۱۰ | ۱۷-۱۰ | ۲۵-۱۰ | فشار خروجی کمپرسور (bar) |

1 Minimum Pinch Temperature

درصد ترکیب اجزا مبرد برابر واحد است.

۵-۱- بهینه‌سازی متغیرها در فرآیند تبرید مبرد چند جزئی

یکی از چالش‌های سیستم‌های سرمایش عمیق مصرف بالای انرژی این فرآیندها می‌باشد. در فرآیند مورد بحث کل انرژی مورد نیاز کمپرسور برای مایع‌سازی گاز طبیعی توسط رابطه (۱) به دست می‌آید. در حالی که از معادله (۲) توان مصرفی کمپرسور موجود در هر چرخه محاسبه می‌شود.

$$W_{total} = \sum (W_{main,comp} + W_{pre,comp}) \quad (1)$$

$$W_{comp} = \dot{m}_{ref} (h_{in} - h_{out}) \quad (2)$$

\dot{m}_{ref} دبی مبرد و h_{in} و h_{out} به ترتیب آنتالپی ویژه ورودی و خروجی مبرد به کمپرسور می‌باشد. انرژی فشرده‌سازی ویژه از معادله (۳) به دست می‌آید.

$$SCE = \frac{W_{total}}{\dot{m}_{LNG}} \quad (3)$$

کل انرژی فشرده‌سازی W_{total} و \dot{m}_{LNG} دبی گاز مایع تولیدی می‌باشد.

چرخه‌های تبرید با شاخصی به نام ضریب عملکرد^۲ مقایسه می‌شوند. این پارامتر معیاری جهت تعیین میزان بهینه بودن مصرف انرژی چرخه‌های تبرید می‌باشد و از معادله (۴) تعیین می‌شود. هر چه میزان این شاخص بیشتر باشد نشان‌دهنده راندمان بیشتر چرخه تبرید خواهد بود.

$$COP = \frac{Q_L}{W_{comp}} \quad (4)$$

Q_L حرارت دریافتی در تبخیر کننده که از رابطه (۵) قابل محاسبه است و W_{comp} کار مصرفی در کمپرسور می‌باشد. همانطور که از معادله مشخص است با دریافت حرارت بیشتر از گاز طبیعی به ازای کار مصرفی مشخص مقدار ضریب عملکرد بیشتر خواهد شد.

$$Q_L = \dot{m}_{ref} (h_{out,cold} - h_{in,cold}) \quad (5)$$

۵- اهداف و الگوریتم بهینه‌سازی فرآیند تبرید مبرد چند جزئی

عملکرد سیستم تولید گاز طبیعی مایع می‌تواند براساس شاخص‌های فنی، اقتصادی و محیطی مورد ارزیابی قرار گیرد ولی این پژوهش بر جنبه‌های ترمودینامیکی فرآیند متمرکز است. پس از یافتن مقادیر بهینه برای چرخه مایع‌ساز، تجزیه و تحلیل انرژی به منظور مشخص شدن این که کدام تجهیز بیشترین اتلاف انرژی را به خود اختصاص می‌دهد انجام گرفت و در آخر تأثیر ضریب کلی انتقال حرارت هر کدام از مبدل‌های حرارتی (چرخه پیش‌سرمایش و اصلی) بر روی توان مصرفی ویژه به صورت جداگانه و کلی به عنوان نوآوری در پژوهش مورد ارزیابی قرار گرفت. تابع هدف مورد استفاده در این بهینه‌سازی کاهش توان مصرفی ویژه می‌باشد [۲۶].

چرخه‌های مبرد چند جزئی پس از شبیه‌سازی در نرم‌افزار اسپن هائیسس و با اتصال آن به متلب^۱ به کمک الگوریتم بهینه‌سازی ازدحام ذرات به منظور کاهش توان مصرفی ویژه بهینه‌سازی می‌شود. الگوریتم ازدحام ذرات یک روش سراسری کمینه‌سازی است. این الگوریتم از حرکت دسته جمعی پرندگان الهام گرفته شده است. الگوریتم ازدحام ذرات از جمعیتی از ذرات تشکیل شده است که به صورت تصادفی ایجاد می‌شوند، سپس به دلیل سرعت‌های متفاوت خود، در فضای جستجو به حرکت در می‌آیند. محاسبات و به روز کردن سرعت و موقعیت جدید ذرات تا زمان رسیدن به معیار توقف (که می‌تواند تعداد تکرار و یا اختلاف دلخواه بین دو بهینه باشد) ادامه خواهد یافت. پارامترهای الگوریتم بهینه‌سازی ازدحام ذرات در جدول ۵ آورده شده است.

جدول ۵- پارامترهای الگوریتم بهینه‌سازی ازدحام ذرات
Table 5. Parameters of Particle Swarm Optimization Algorithm

| مقدار | پارامتر |
|-------|---------------------------------|
| ۱۵۰ | تولید تصادفی جمعیت اولیه ذرات |
| ۱ | ضریب اینرسی ^۱ |
| ۱/۹ | ضریب یادگیری خودی ^۲ |
| ۲ | ضریب یادگیری عمومی ^۳ |
| ۵۰۰ | تعداد تکرار |

2 Coefficient of Performance (COP)

1 Matlab

۵-۲- بررسی اندازه مبدل حرارتی

صرفه‌جویی در انرژی فشرده‌سازی تنها هدف طراحی فرآیند تبرید مبرد چند جزئی نمی‌باشد، اندازه مبدل حرارتی از جهت کاهش هزینه سرمایه‌گذاری به‌عنوان یک عنصر برای بهینه‌سازی در نظر گرفته می‌شود. اگرچه کمپرسورها در هزینه سرمایه‌گذاری اهمیت دارند، ولی دارای طراحی اختصاصی هستند و انتخاب آن‌ها بستگی به ظرفیت تولید دارد، ضریب کلی انتقال حرارت، که محصول ضریب انتقال حرارت بر واحد سطح و سطح مورد نیاز مبدل حرارتی است، برای کاهش اندازه مبدل حرارتی در نظر گرفته می‌شود. انتقال حرارت مبدل حرارتی متناسب با اختلاف دمای متوسط لگاریتمی^۱ است، که ضریب کلی انتقال حرارت عامل ضریب تناسب است. بنابراین با تعیین انتقال حرارت گرمایی بین فلز و سیال، ضریب کلی انتقال حرارت را می‌توان به صورت معادله (۶) و به‌عنوان هدف بهینه‌سازی در نظر گرفت.

$$UA = \frac{Q}{LMTD} \quad (6)$$

Q حرارت منتقل شده در مبدل حرارتی و $LMTD$ اختلاف دمای متوسط لگاریتمی می‌باشد.

ضریب انتقال حرارت بر واحد سطح به صورت ثابت با خصوصیات ماده در ارتباط است. بنابراین کاهش سطح مبدل حرارتی می‌تواند با به حداقل رساندن مقدار ضریب کلی انتقال حرارت در بهینه‌سازی به دست آید. برای واحد مایع‌سازی گاز طبیعی موجود به حداقل رساندن هزینه‌های عملیاتی یکی از گزینه‌های ترجیحی برای بهبود بهره‌وری است. با این وجود، در طراحی واحد مایع‌سازی، اندازه مبدل حرارتی و توان مصرفی هر دو برای کاهش هزینه‌ها در نظر گرفته می‌شوند. با تغییر ترکیب و سطوح فشار، کار فشرده‌سازی به نقطه بهینه محلی کاهش می‌یابد. مقدار ضریب کلی انتقال حرارت بیشتر باعث افزایش هزینه می‌شود، زیرا مبدل حرارتی بزرگتری برای انتقال حرارت لازم است. مقدار ضریب کلی انتقال حرارت کمتر منجر به کوچک شدن مبدل حرارتی و اتلاف انرژی و هزینه‌های عملیاتی خواهد شد. بنابراین بین کل انرژی فشرده‌سازی و مقدار ضریب کلی انتقال حرارت رابطه‌ای وجود دارد، و برای اطمینان از این‌که مصرف انرژی و هزینه طراحی حداقل شود یک رویکرد چند هدفه مورد نیاز است.

1 Log Mean Temperature Difference (LMTD)

۵-۳- بررسی انرژی

انرژی به‌عنوان حداکثر کار مفید نظری (کار محوری یا کار الکتریکی) تعریف می‌شود، هنگامی که سیستم طی فرآیندی از حالت ترمودینامیکی مشخص خود به شرایط محیطی برسد [۲۷]. برخلاف انرژی، انرژی حفظ نمی‌شود و به دلیل پدیده‌های برگشت‌ناپذیر در فرآیندهای واقعی از بین می‌رود (به‌عنوان مثال انتقال حرارت، اصطکاک، افت فشار در شیر). تحلیل انرژی اجازه می‌دهد بسیاری از کاستی‌های تجزیه و تحلیل انرژی برطرف شود. تحلیل انرژی بر اساس قانون دوم ترمودینامیک می‌باشد و در شناسایی علل، موقعیت و مقادیر ناکارآمدی فرآیند مفید است و به بهبود سیستم‌ها کمک می‌کند. با نادیده گرفتن انرژی جنبشی و پتانسیل سیال کاری، انرژی جریان در جریان پایا به صورت معادله (۷) بیان می‌شود [۲۲].

$$E_i = \dot{m}_i (h_i - h_0 - T_0 (s_i - s_0)) \quad (7)$$

که در آن h_i و s_i به ترتیب آنتالپی و آنتروپی سیال کاری و h_0 و s_0 هم به ترتیب بیانگر آنتالپی و آنتروپی سیال کاری در دمای محیط می‌باشند، T_0 نیز به‌عنوان دمای محیط می‌باشد.

اتلاف انرژی در اجزا چرخه تبرید، کمپرسور، کندانسور و شیر اختناق، مبدل حرارتی و جداکننده فازی به ترتیب در معادله (۸) تا (۱۲) آورده شده‌است [۲۲].

$$I_{Comp} = \dot{m}(e_{in} - e_{out}) - W_{comp} \quad (8)$$

$$I_{Cooler} = \dot{m}(e_{in} - e_{out}) \quad (9)$$

$$I_{Valve} = \dot{m}(e_{in} - e_{out}) \quad (10)$$

$$I_{HX} = \sum_i^n \dot{m}_i (e_{i,in} - e_{i,out}) \quad (11)$$

$$I_{SP} = \dot{m}_{in}(e_{in}) - \sum_i^n \dot{m}_{i,out}(e_{i,out}) \quad (12)$$

e_{in} و e_{out} به ترتیب انرژی ورود و خروج می‌باشند.

بازده انرژی (ضریب شایستگی)^۲ کل سیستم مایع‌ساز گاز طبیعی از رابطه (۱۳) قابل محاسبه است.

$$\eta_{ex} = \frac{E_{NG} - E_{13}}{W_{total}} \quad (13)$$

2 Figure of Merit (FOM)

جریان سرد و گرم در مبدل‌های حرارتی رسم شده است. تطابق بین دو منحنی سرد و گرم در مبدل حرارتی چرخه پیش‌سرمایش و اصلی مشخص است زیرا میرد چند جزئی ژئوتروپیک^۱ است. به عبارت دیگر، در هر محدوده دمایی چگالیده و تبخیر می‌شود. میرد در اکثر شرایط دو فاز است، که منجر به افزایش ضریب کلی انتقال حرارت می‌شود. و این باعث کاهش اتلاف انرژی خواهد شد. همانطور که از شکل مشخص است، تداخل دما در فرآیند انتقال حرارت صورت نگرفته است و حداقل اختلاف دما در طی روند بهینه‌سازی در مبدل حرارتی بیشتر از ۳ درجه سلسیوس $\Delta T_{min} > 3^{\circ}\text{C}$ است که نشان‌دهنده صحت روند بهینه‌سازی می‌باشد. گاز طبیعی در مبدل حرارتی اول پیش‌سرد و در مبدل حرارتی دوم مایع و زیرسرد شده‌است، با مافوق داغ کردن جریان خروجی از مبدل حرارتی دوم می‌توان اختلاف دمای زیاد ایجاد شده در انتهای نمودار مبدل حرارتی دوم را کاهش داد.

شکل‌های ۴ و ۵ به ترتیب نمودار فشار-انتالپی ویژه برای چرخه اصلی و چرخه سرمایش پیش‌سردکن را نشان می‌دهد. همانطور که مشاهده می‌شود طراحی چرخه ترمودینامیکی امکان‌پذیر است. اعداد روی نمودار موقعیت (دما و فشار) ورودی‌ها و خروجی‌های اجزای تبرید و همچنین موقعیت فازی میرد را نشان می‌دهد. این نقاط برای طراحی اجزای چرخه تبرید مهم است. برای افزایش اثر تبرید میردها قبل از ورود به شیر در ناحیه دو فازی قرار گرفته‌اند.

۱-۶- نتایج انرژی

شکل ۶ میزان اتلاف انرژی اجزای مختلف چرخه تبرید را نشان

E_{13} انرژی جریان ۱۳ و E_{NG} انرژی جریان گاز خوراک ورودی می‌باشد.

۶- نتایج

نتایج پارامترهای بهینه شده با هدف کاهش توان مصرفی برای فرآیندهای میرد چند جزئی در جدول‌های ۶ و ۷ آورده شده‌است.

جدول ۶- درصد مولی ترکیب بهینه شده میرد

Table 6. Mole fraction of optimized refrigeration composition

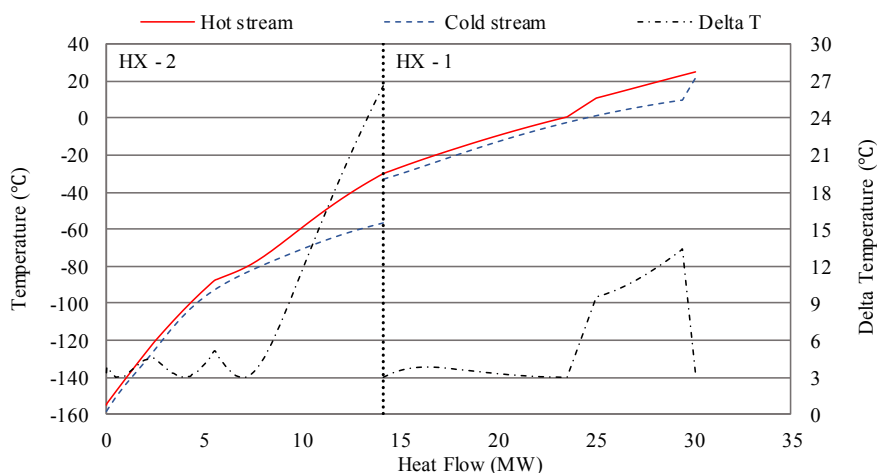
| پارامتر | پیش‌سردکن | چرخه اصلی | چرخه پایه |
|-------------------------|-----------|-----------|-----------|
| نیتروژن (درصد مولی) | - | ۶/۶۶ | ۱۲/۳۱ |
| متان (درصد مولی) | - | ۲۴/۵۵ | ۳۲/۶۶ |
| اتان (درصد مولی) | ۳۱/۸۴ | ۴۴/۶۹ | ۲۸/۵۸ |
| پروپان (درصد مولی) | ۳۲/۳۳ | ۲۴/۱۰ | ۶/۷۳ |
| نرمال بوتان (درصد مولی) | ۳۵/۸۳ | - | ۱۸/۷۲ |

جدول ۷- پارامترهای بهینه شده فرآیند تبرید

Table 7. Refrigeration process optimized parameters

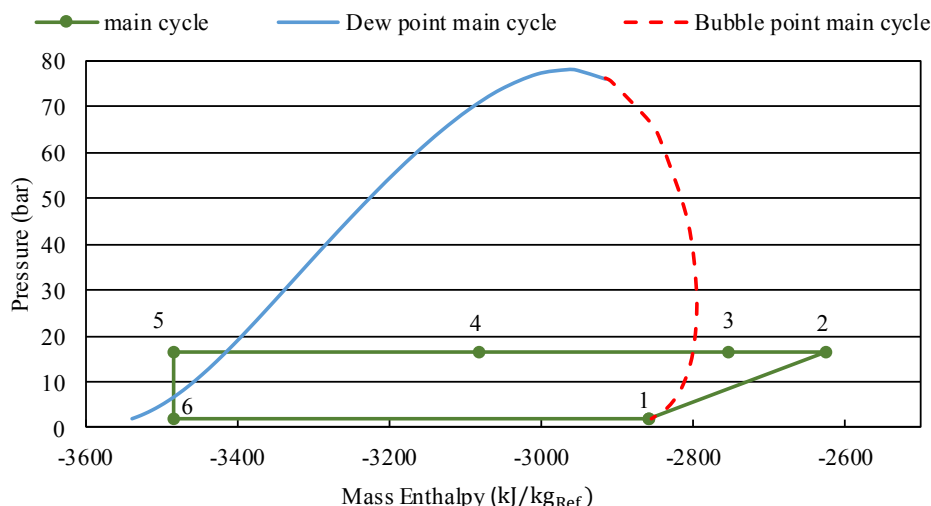
| پارامتر | پیش‌سردکن | چرخه اصلی | چرخه پایه |
|---|-----------|-----------|-----------|
| فشار مکش کمپرسور (bar) | ۳/۳۷ | ۱/۷۸ | ۵ |
| فشار تخلیه کمپرسور (bar) | ۱۱ | ۱۶/۶ | ۳۴/۸۸ |
| توان مصرفی ($\text{kJ} / \text{kg}_{\text{LNG}}$) | ۳۹۵/۲۷ | ۷۰۹/۲۵ | ۱۴۷۸/۵۳ |
| ضریب کلی انتقال حرارت (kW / K) | ۳۵۳۶ | ۲۷۱۸ | ۴۷۹۷ |
| ضریب عملکرد | ۵/۴۲ | ۲/۶۸ | - |
| ضریب عملکرد کل | ۳/۶۶ | - | ۲/۹۴ |

شکل ۳ منحنی‌های جریان‌های سرد و گرم را نشان می‌دهد. در این نمودار تغییرات جریان حرارت بر حسب دما و اختلاف دمای دو



شکل ۳. منحنی‌های ترکیبی و اختلاف دما در مبدل‌های حرارتی فرآیند میرد چند جزئی دو طبقه‌ای

Fig. 3. Composite curve and delta temperature profiles within the heat exchangers in the dual mixed refrigerant process



شکل ۴. منحنی فشار آنتالپی (P-H) چرخه اصلی
Fig. 4. Pressure enthalpy (P-H) for the main cycle

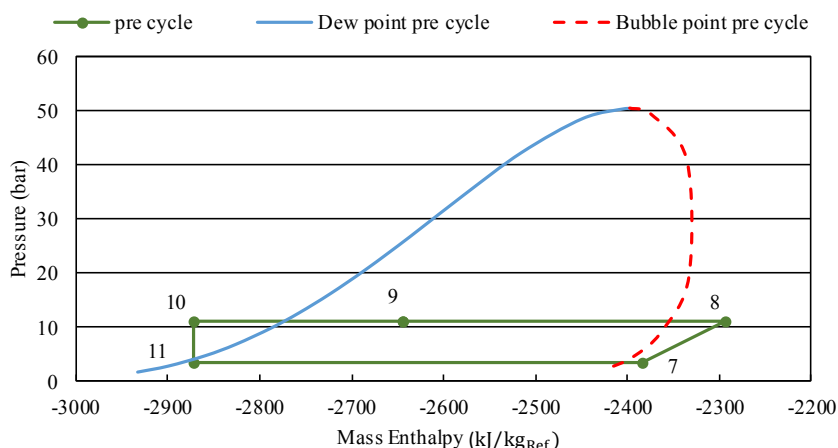
با هزینه سرمایه‌گذاری و عملیاتی بالا می‌باشند. از این رو انتخاب مبدل حرارتی بهینه می‌تواند باعث کاهش هزینه سرمایه‌گذاری در پروژه‌های مایع‌سازی گاز شود.

در این پژوهش تاثیر مبدل حرارتی هر دو چرخه (اصلی و پیش‌سردکن) مبرد چند جزئی دو طبقه‌ای مورد ارزیابی قرار گرفته است. شکل ۷ میزان تغییرات توان مصرفی ویژه به تغییرات ضریب کلی انتقال حرارت را نشان می‌دهد. در نمودار مجموع نقطه بهینه از لحاظ کمترین توان مصرفی ($110.4/52 \text{ kJ/kg}_{LNG}$) دارای ضریب کلی انتقال حرارت 6254 kW/K می‌باشد. میزان تغییرات ضریب کلی انتقال حرارت مبدل در بازه $1130-1104 \text{ kJ/kg}_{LNG}$ برای چرخه اصلی تقریباً 700 kW/K است، در حالی که این مقدار برای چرخه پیش‌سردکن تقریباً 1500 kW/K می‌باشد و نشان

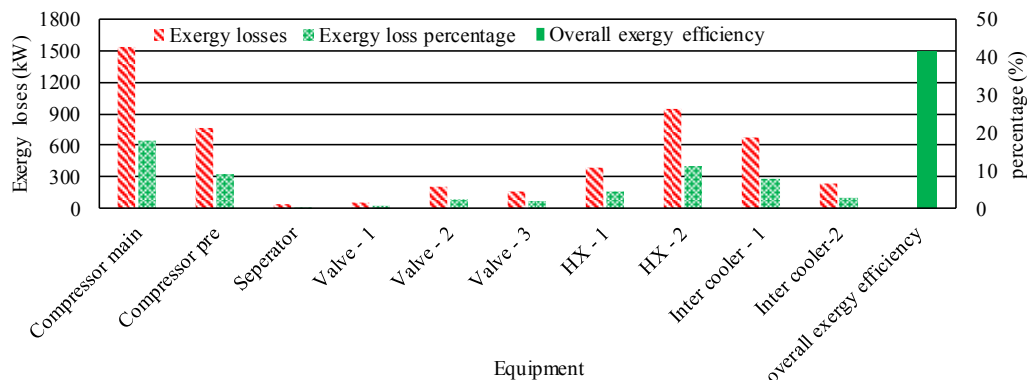
می‌دهد. راندمان انرژی کل چرخه پس از بهینه‌سازی برای چرخه مبرد چند جزئی دو طبقه‌ای $41/63$ درصد به دست آمد. بیشترین میزان اتلاف انرژی به ترتیب مربوط به کمپرسورها، مبدل‌های حرارتی، خنک‌کن‌ها و شیرهای اختناق می‌باشد و این به دلیل پایین بودن راندمان پلی‌تروپیک کمپرسورها است. بنابراین بهبود راندمان کمپرسورها می‌تواند به بهبود راندمان چرخه بیافزاید. در مبدل حرارتی چرخه اصلی، بالا بودن اختلاف دما در جریان‌های ورودی و خروجی به مبدل دلیل افزایش 4 درصدی اتلاف انرژی نسبت به مبدل چرخه پیش‌سردکن می‌باشد.

۶-۲- نتایج تاثیر ضریب کلی انتقال حرارت

با توجه به این که صنعت مایع‌سازی گاز طبیعی، جزء صناعی



شکل ۵. منحنی فشار آنتالپی (P-H) چرخه پیش‌سردکن
Fig. 5. Pressure enthalpy (P-H) for the pre cooling cycle



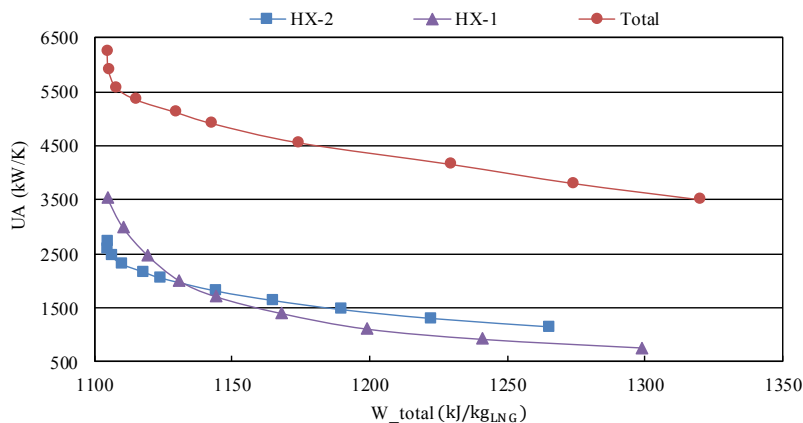
شکل ۶. اتلاف انرژی اجزاء فرآیند مایع‌سازی مبرد چند جزئی دو طبقه‌ای
 Fig. 6. Exergy losses overall process of DMR liquefaction process

چرخه تبرید مبرد چند جزئی دو طبقه‌ای و ارائه شرایط عملیاتی بهینه، تحلیل انرژی و بررسی تاثیر اندازه مبدل حرارتی می‌باشد. پس از اضافه کردن چرخه پیش‌سرمایش مبرد چند جزئی به چرخه پایه مقدار توان مصرفی ۳۴ درصد کاهش یافت. ضریب عملکرد کلی چرخه مبرد چند جزئی دو طبقه‌ای ۳/۶۶ و برای چرخه پایه ۲/۹۴ به دست آمد. از تحلیل انرژی جهت شناسایی تجهیزاتی که بیشترین اتلاف انرژی را دارند استفاده شد و مشخص گردید که کمپرسورها در مجموع ۲۸ درصد، مبدل‌های حرارتی ۱۷ درصد، خنک‌کن‌ها ۱۰ درصد و شیرهای فشارشکن ۴ درصد از اتلاف انرژی فرآیند را به خود اختصاص می‌دهند. اتلاف انرژی در مبدل حرارتی اصلی مبرد چند جزئی دو طبقه‌ای به دلیل بالا بودن اختلاف دما در جریان‌های ورودی و خروجی ۴ درصد نسبت به مبدل حرارتی پیش‌سردکن بیشتر می‌باشد. بیشترین اتلاف انرژی مربوط به کمپرسورها است و این به دلیل پایین بودن راندمان پلی‌تروپیک می‌باشد. که می‌توان با انتخاب کمپرسورهایی با راندمان بالاتر این اتلاف انرژی را جبران

می‌دهد که در این بازه تغییرات اندازه مبدل حرارتی چرخه اصلی تاثیر بیشتری بر توان مصرفی ویژه خواهد داشت. از توان مصرفی $1180 \text{ kJ/kg}_{\text{LNG}}$ به بعد شیب دو نمودار تقریباً یکسان می‌شود یعنی تاثیر ضریب کلی انتقال حرارت در هر دو مبدل حرارتی به یک میزان خواهد بود. در نزدیکی نقطه بهینه شیب سه نمودار زیاد است، بنابراین با افزایش ضریب کلی انتقال حرارت مقدار کاهش توان قابل ملاحظه نخواهد بود و باعث صرف هزینه زیاد در تهیه مبدل حرارتی خواهد شد. در حالی که با فاصله گرفتن از نقطه بهینه و کاهش شیب نمودار تاثیر اندازه مبدل حرارتی در توان مصرفی ویژه چشم‌گیر است.

۷- جمع‌بندی و نتیجه‌گیری

به دلیل هزینه‌بر بودن و مصرف انرژی بالای چرخه‌های مایع‌ساز گاز طبیعی قدیمی کوچک، اقدامات انجام شده در راستای کاهش توان مصرفی می‌تواند منجر به کاهش هزینه‌های زیاد عملیاتی در این فرآیندها شود. هدف اصلی تحقیق حاضر تحلیل ترمودینامیکی



شکل ۷. تغییرات ضریب کلی انتقال حرارت و توان مصرفی ویژه برای فرآیند مبرد چند جزئی دو طبقه‌ای
 Fig. 7. Trade-off between specific power consumption and overall heat transfer coefficient for the DMR liquefaction process

| | |
|----------------|--------------|
| اولین جریان | <i>i</i> |
| ورودی | <i>in</i> |
| دریافتی | <i>L</i> |
| گاز طبیعی مایع | <i>LNG</i> |
| آخرین جریان | <i>n</i> |
| گاز طبیعی | <i>NG</i> |
| خروجی | <i>out</i> |
| پیش‌سردکن | <i>pre</i> |
| میرد | <i>ref</i> |
| جداکننده فاز | <i>SP</i> |
| مجموع | <i>total</i> |
| شیر اختناق | <i>Valve</i> |

نمود. راندمان اگزرژی کل چرخه ۴۱/۶۳ درصد به دست آمد. تاثیر ضریب کلی انتقال حرارت بر میزان توان مصرفی ویژه نشان داد که در نقاط نزدیک به بهینه تاثیر اندازه مبدل حرارتی بر روی توان مصرفی ویژه کم است و با فاصله گرفتن از نقطه بهینه تاثیر ضریب کلی انتقال حرارت بر توان مصرفی افزایش می‌یابد. تاثیر مبدل حرارتی چرخه اصلی در بازه $1104-1130 \text{ kJ/kg}_{LNG}$ نسبت به مبدل حرارتی چرخه پیش‌سردکن بیشتر است و از توان مصرفی ۱۱۸۰ kJ/kg_{LNG} به بعد تاثیر ابعاد هر دو مبدل حرارتی در توان مصرفی ویژه به یک میزان خواهد بود.

منابع

- [1] T.-V. Nguyen, E.D. Rothuizen, W.B. Markussen, B.J.A.T.E. Elmegaard, Thermodynamic comparison of three small-scale gas liquefaction systems, 128 (2018) 712-724.
- [2] B.B. Kanbur, L. Xiang, S. Dubey, F.H. Choo, F.J.R. Duan, s.e. reviews, Cold utilization systems of LNG: a review, 79 (2017) 1171-1188.
- [3] B.B. Kanbur, L. Xiang, S. Dubey, F.H. Choo, F.J.A.E. Duan, Thermo-economic and environmental assessments of a combined cycle for the small scale LNG cold utilization, 204 (2017) 1148-1162.
- [4] M.S. Khan, I. Karimi, M.J.A.T.E. Lee, Evolution and optimization of the dual mixed refrigerant process of natural gas liquefaction, 96 (2016) 320-329.
- [5] Y.A. Husnil, M.J.J.o.C.E.o.J. Lee, Synthesis of an optimizing control structure for dual mixed refrigerant process, 47(8) (2014) 678-686.
- [6] A.H. Moradi, M. Mafi, M. Khanaki, Sensitivity analysis of peak-shaving natural gas liquefaction cycles to environmental and operational parameters, Modares Mechanical Engineering, 13 (2015) 298-278. (In Persian)
- [7] M. Wang, R. Khalilpour, A.J.E.C. Abbas, Management, Thermodynamic and economic optimization of LNG mixed refrigerant processes, 88 (2014) 947-961.

تشکر و قدردانی

نویسندگان مراتب تشکر و قدردانی خود را از آزمایشگاه شبیه‌سازی و رایانش دانشگاه بین‌المللی امام خمینی (ره) به دلیل در اختیار قرار دادن منابع محاسباتی اعلام می‌دارند.

فهرست علائم

علائم انگلیسی

| | |
|---|-------------|
| ضریب عملکرد | <i>cop</i> |
| اگزرژی ویژه (kJ.kg^{-1}) | <i>e</i> |
| اگزرژی (kW) | <i>E</i> |
| انتالپی ویژه (kJ.kg^{-1}) | <i>h</i> |
| برگشت ناپذیری (kW) | <i>I</i> |
| متوسط اختلاف دمای لگاریتمی | <i>LMTD</i> |
| دبی جرمی (kg.s^{-1}) | <i>m</i> |
| انتقال حرارت (kW) | <i>Q</i> |
| آنتروپی ویژه $(\text{kJ.kg}^{-1}.\text{°C}^{-1})$ | <i>s</i> |
| توان مصرفی ویژه (kJ.kg^{-1}) | <i>SCE</i> |
| ضریب کلی انتقال حرارت (kJ.°C^{-1}) | <i>UA</i> |
| توان مصرفی (kW) | <i>W</i> |

علائم یونانی

| | |
|-------------|----------|
| راندمان | η |
| ضریب اینرسی | ω |

زیرنویس‌ها

| | |
|-------------|---------------|
| حالت مرجع | <i>0</i> |
| جریان ۱۳ | <i>13</i> |
| کمپرسور | <i>Comp</i> |
| خنک‌کن | <i>Cooler</i> |
| سرد | <i>Cold</i> |
| اگزرژی | <i>ex</i> |
| مبدل حرارتی | <i>HX</i> |

- the selection of mixed refrigerant systems for energy efficient LNG processes, 111 (2013) 1018-1031.
- [18] B. Ghorbani, M. Mehrpooya, R. Shirmohammadi, M.-H.J.J.o.C.P. Hamed, A comprehensive approach toward utilizing mixed refrigerant and absorption refrigeration systems in an integrated cryogenic refrigeration process, 179 (2018) 495-514.
- [19] A.H. Aslambakhsh, M.A. Moosavian, M. Amidpour, M. Hosseini, S.J.E. AmirAfshar, Global cost optimization of a mini-scale liquefied natural gas plant, 148 (2018) 1191-1200.
- [20] R. Song, M. Cui, J.J.E. Liu, Single and multiple objective optimization of a natural gas liquefaction process, 124 (2017) 19-28.
- [21] D.-Y. Peng, D.B.J.I. Robinson, E.C. Fundamentals, A new two-constant equation of state, 15(1) (1976) 59-64.
- [22] G. Venkatarathnam, K. Timmerhaus, Cryogenic mixed refrigerant processes, Springer, 2013.
- [23] H. Tan, S. Shan, Y. Nie, Q.J.C. Zhao, A new boil-off gas re-liquefaction system for LNG carriers based on dual mixed refrigerant cycle, 92 (2018) 84-92.
- [24] C. Sun, Y. Li, H. Han, J. Zhu, S.J.E.T. Wang, F. Science, Experimental research on the adaptability of liquid natural gas spiral wound heat exchanger in dual mixed refrigeration liquefaction process, 98 (2018) 124-136.
- [25] H. Ding, H. Sun, S. Sun, C.J.C. Chen, Analysis and optimisation of a mixed fluid cascade (MFC) process, 83 (2017) 35-49.
- [26] K.-Y. Lee, J.-C. Lee, J.-H. Hwang, J.-H. Cha, M.-I. Roh, Determination of the optimal operating condition of the dual mixed refrigerant cycle at the pre-FEED stage of the LNG FPSO topside liquefaction process, in: The Twenty-first International Offshore and Polar Engineering Conference, International Society of Offshore and Polar Engineers, 2011.
- [27] A. Bejan, G. Tsatsaronis, M. Moran, M.J. [8] R. Nibbelke, S. Kauffman, B.J.O. Pek, g. journal, Double mixed refrigerant LNG process provides viable alternative for tropical conditions, 100(27) (2002) 64-64.
- [9] B. Ghorbani, M.-H. Hamed, M. Amidpour, R.J.I.J.o.R. Shirmohammadi, Implementing absorption refrigeration cycle in lieu of DMR and C3MR cycles in the integrated NGL, LNG and NRU unit, 77 (2017) 20-38.
- [10] J.-H. Hwang, M.-I. Roh, K.-Y.J.C. Lee, C. Engineering, Determination of the optimal operating conditions of the dual mixed refrigerant cycle for the LNG FPSO topside liquefaction process, 49 (2013) 25-36.
- [11] M.S. Khan, I. Karimi, A. Bahadori, M.J.E. Lee, Sequential coordinate random search for optimal operation of LNG (liquefied natural gas) plant, 89 (2015) 757-767.
- [12] S.S. Pwaga, Sensitivity analysis of proposed LNG liquefaction processes for LNG FPSO, Institutt for energi-og prosessteknikk, 2011.
- [13] T. Morosuk, S. Tesch, A. Hiemann, G. Tsatsaronis, N.B.J.J.o.N.G.S. Omar, Engineering, Evaluation of the PRICO liquefaction process using exergy-based methods, 27 (2015) 23-31.
- [14] B. Karamloo, S. Seyed Abbas, m. Mafi, H. Manafi, Effect of Refrigerant Component Leakage on the Performance of Double Stage Mixed Refrigerant LNG Process, Jurnal of Mechanical Engineering Tabriz university, (1396) 267-276. (In Persian)
- [15] C.L. Newton, Dual mixed refrigerant natural gas liquefaction with staged compression, in, Google Patents, 1985.
- [16] M.S. Khan, I. Karimi, D.A.J.J.o.N.G.S. Wood, Engineering, Retrospective and future perspective of natural gas liquefaction and optimization technologies contributing to efficient LNG supply: A review, 45 (2017) 165-188.
- [17] M.S. Khan, S. Lee, G. Rangaiah, M.J.A.e. Lee, Knowledge based decision making method for

Moran, Thermal design and optimization, John Wiley & Sons, 1996.