مجله مهندسی مکانیک مدرس، دی 1395، دوره 16، شماره 10، ص‌ص 103-114

ماهنامه علمی پژوهشی

مهندسی مکانیک مدرس

mme.modares.ac.ir

تاثیر شرایط گاز خوراک بر عملکرد سیستم مایع‌ساز گاز طبیعی دو طبقه‌ای مبرد چندجزیی

بهنام کرملو[1]، منصور خانکی[2]، مصطفی مافی[2]، سید عباس سادات سکاک[2*]

1- دانشجوی کارشناسی ارشد، تبدیل انرژی، دانشگاه بین المللی امام خمینی (ره)، قزوین

2- استادیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه بین المللی امام خمینی (ره)، قزوین

* قزوین، صندوق پستی 3414916818، sakak@eng.ikiu.ac.ir

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل

دریافت: 02 تیر 1395

پذیرش: 01 شهریور 1395

ارائه در سایت: 11 مهر 1395

کلید واژگان:

مایع‌سازی گاز طبیعی

فرایند دو طبقه مبرد مخلوطی

شرایط محیطی

منحنی ترکیبی

چکیده

در این تحقیق، سیستم مایع‌ساز گاز طبیعی دو طبقه‌ای مبرد چندجزیی -که بالاترین بازدهی را در بین چرخه‌های مایع‌سازی گاز طبیعی داراست- مورد بررسی قرار گرفته است. هدف اصلی، بررسی عملکرد سیستم مایع‌ساز گاز طبیعی دو طبقه‌ای مبرد چندجزیی تحت تاثیر تغییرات شرایط عملیاتی و محیطی خوراک می‌باشد. شرایط محیطی قابل تغییر در طول فرایند مایع‌سازی، دما، فشار و ترکیب گاز خوراک می‌باشند. برای مشاهده پاسخ سیستم مایع‌ساز دو طبقه‌ای مبرد مخلوطی به این تغییرات، سیستمی که قبلا طراحی و پیاده‌سازی شده است، به عنوان حالت پایه انتخاب گردید. نتایج این تحقیق نشان می‌دهد که با کاهش دما و افزایش فشار گاز طبیعی خوراک، کار مصرفی ویژه کاهش می‌یابد و از آن‌جا که در این شرایط حداقل دمای بین جریان‌های گرم و سرد در مبدل‌ها فقط اندکی از مقدار مجاز 3 درجه سلسیوس کم‌تر شده می‌توان با قبول ضریب اطمینان (مقداری اندک) کم‌تر از حالت بهینه از این مزیت به وجود آمده استفاده کرد. هم‌چنین با افزایش دما و کاهش فشار گاز طبیعی خوراک، ضمن افزایش کار مصرفی ویژه، شرایط تداخل دمایی در مبدل‌ها اتفاق می‌افتد بنابراین باید از ورود گاز خوراک به این ناحیه‌ها با کنترل‌های خاص جلوگیری شود. هم‌چنین تغییر درصد مولی اجزای گاز طبیعی (کاهش اجزای سبک در ترکیب خوراک) باعث می‌شود مبدل حرارتی به سرعت به شرایط تداخل دمایی نزدیک شود و با توجه به تغییر درصد مولی اجزای گاز در طول عمر چاه باید به مرور زمان ترکیب مبرد داخل چرخه نیز با توجه به شرایط جدید بهینه شود.

Effect of feed conditions on the performance of double stage mixed refrigerant LNG system

Behnam Karamloo, Mansour Khanaki, Mostafa Mafi, Seyedabbas Sadatsakkak*

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

* P.O.B. 3414916818, Qazvin, Iran, sakak@eng.ikiu.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper

Received 22 June 2016

Accepted 22 August 2016

Available Online 02 October 2016

Keywords:

Natural gas liquefaction

Dual mixed refrigerant process

Environmental conditions

Composite curve

ABSTRACT

In this study, the double stage mixed refrigerant LNG system is investigated, which is known for having the highest efficiency among the liquefaction cycles. The main purpose is to evaluate the performance of double stage mixed refrigerant LNG system due to variations on the environmental and operating conditions of feed. Temperature, pressure and feed gas compositions are considered as variable environmental conditions during liquefaction processes. A basic system has been chosed to view the response of the DMR liquefaction system to these changes. Results show that with decreasing temperature and increasing pressure of feed natural gas, specific shaft work decreases. Moreover, since in this case, minimum approach temperature in heat exchangers are reduced only slightly from allowed value (3°C). Therefore this adventage can be used with accepting a slightly lower safety factor than the optimal case. Increasing temperature and decreasing pressure of feed natural gas cause increasing the specific shaft work as well as temperature cross occurance in heat exchangers and therefore these areas should be prevented using control strategies. Also, any changes in mole fraction of natural gas components make temperature cross in heat exchangers. Finally, due to the change of the natural gas components mole percentage, during the life of the well, the refrigerant composition in the cycle should be optimized regarding the new conditions.

1- مقدمه

در دهه‌های اخیر مساله‌ی انرژی و تامین آن، اهمیت بیش از پیش یافته است. گاز طبیعی یکی از منابع مهم و اصلی تامین‌کننده انرژی در جهان می‌باشد و گرایش به این منبع انرژی به عنوان یک سوخت پاک در سال‌های اخیر افزایش یافته است. معمولا برای انتقال گاز طبیعی در مسافت‌های بالای 3500 کیلومتر، گاز طبیعی را به مایع تبدیل می‌کنند. حجم گاز طبیعی در

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

Please cite this article using:

B. Karamloo, M. Khanaki, M. Mafi, S. A. Sadatsakkak, Effect of feed conditions on the performance of double stage mixed refrigerant LNG system, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 16, No. 10, pp. 103-114, 2016 (in Persian)

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2025-04-03]

[DOR: 20.1001.1.10275940.1395.16.10.13.4]

فاز مایع، یک شش‌صدم فاز گازی است که همین امر باعث کاهش هزینه‌های حمل و نقل می‌شود. در فرایند مایع‌سازی گاز طبیعی، گاز طبیعی در دمای 161- درجه سلسیوس تبدیل به مایع می‌شود که برای رسیدن به چنین دمایی نیاز به سرمایش عمیق[1] می‌باشد [1]. سیستم‌های سرمایش عمیق و مایع‌سازی گازها، از فرآیندهای انرژی‌بر بوده و در این میان، توان مصرفی کمپرسور سهم اصلی را عهده‌دار است. از این‌رو تحقیقات گسترده‌ای برای بهینه‌سازی این سیستم‌ها با بکارگیری روش‌های مختلف و لحاظ کردن تابع هدف کمینه‌سازی توان مصرفی انجام شده است. وایدیارمن و ماراناس [2] الگوریتمی ارائه کردند که به صورت هم‌زمان سیستم سرمازا را بهینه، و مبرد مناسب را انتخاب می‌کند. تلاش برای کاهش معادلات غیرخطی از طریق تبدیل و جایگزینی آن‌ها با معادلات خطی، همانند استفاده از معادلات مربوط به تراکم ایزنتروپیک برای بدست آوردن توان کمپرسور، از دقت نتایج این پژوهش کاسته است. هم‌چنین ورود مبرد به کمپرسور در حالت بخار اشباع، ممکن است آسیب‌هایی را به کمپرسور وارد کند. اسپلوند و همکاران [3] با استفاده از روش بدون گرادیان جستجوی ممنوع[2] و روش ساده‌سازی نلدر مید دانهیل[3] به بهینه‌سازی چرخه‌ی یک طبقه‌ی مبرد چندجزیی[4] پرداختند. در این روش اندازه‌ی گام جستجو، متناسب با شرایط بهینه‌سازی تغییر می‌کند، در نتیجه سرعت بهینه‌سازی افزایش می‌یابد. نوگال و همکاران [4] با در نظر گرفتن تابع هدف هزینه‌ی سرمایه‌گذاری در چرخه‌ی یک طبقه‌ای با تراکم چند مرحله‌ای، با استفاده از الگوریتم بهینه‌سازی ژنتیک[5]، تا حدودی بر مشکل امکان ایجاد نقاط بهینه‌ی محلی غلبه کردند. هم‌چنین آن‌ها با بهبود الگوریتم‌های بهینه‌سازی پیشین، از طریق توجه به قیدهای فیزیکی، نتایج واقعی‌تری را نسبت به پژوهش‌های پیشین به دست آوردند. خان و لی [5] با استفاده از الگوریتم الگوی ازدحام ذرات[6] چرخه‌ی مایع‌ساز گاز یک طبقه‌ی مبرد چندجزیی را بهینه کردند. بهینه‌سازی توان مصرفی کمپرسور، هدف پژوهش فوق بود. هوانگ و همکاران [6] با استفاده از ترکیب الگوریتم ژنتیک و برنامه‌ریزی درجه دوم متوالی[7] به بهینه‌سازی چرخه‌ی مایع‌ساز دو طبقه‌ی مبرد چندجزیی[8] پرداختند. ونکاتارتنام [7] با بررسی چرخه‌های مایع‌ساز مختلف با مبرد خالص و چندجزیی، آن‌ها را از لحاظ بازده اگزرژی بهینه کرد. استفاده از تحلیل‌های ترمودینامیکی، نتایج بهینه‌سازی‌های وی را واقعی‌تر کرده است. پواگا [8] با بهینه‌سازی و استفاده از آنالیز حساسیت، به مقایسه‌ی چرخه‌های مایع‌ساز یک و دو طبقه‌ی مبرد چندجزیی، چرخه‌ی دو طبقه‌ی نیتروژن اکسپاندری و چرخه‌های اکسپاندری با سیال‌های عامل نیتروژن و هیدروکربن[9] پرداخت، و نتیجه گرفت که چرخه‌ی دو طبقه‌ی مبرد چندجزیی از لحاظ توان مصرفی و نیز آنالیز حساسیت، بهترین عملکرد را در بین چرخه‌های فوق دارا است. ژو و همکاران [9] با اشاره به مزایا و معایب چرخه‌های اکسپاندری و مبرد چندجزیی، به بررسی درصد اجزاء ترکیب مبرد در چرخه‌های فوق پرداختند. نتایج بررسی‌های آنان نشان داد که چرخه‌ی اکسپاندری نیتروژن با پیش سرمایش متان و چرخه‌ی دو طبقه‌ی نیتروژن اکسپاندری مناسب‌ترین گزینه‌ها برای کاربردهای دور از ساحل می‌باشند.

مرادی و همکاران [10] با استفاده از روش آنالیز حساسیت بی‌بعد، چرخه‌های اکسپاندری- نیتروژنی و مبرد چندجزیی یک طبقه‌ای را که از جمله فرایندهای قابل استفاده در حوزه قله‌سایی به شمار می‌آیند، نسبت به تغییر شرایط محیطی و عملیاتی مورد ارزیابی قرار دادند. نتایج کار آن‌ها نشان می‌دهد که چرخه‌ی مبرد چندجزیی با وجود توان مصرفی کم‌تر، در اغلب موارد نسبت به تغییرات محیطی و عملیاتی حساس‌تر بوده و در برخی موارد، اغتشاش ایجاد شده در محدوده مجاز خطای احتمالی وسایل اندازه‌گیری، سبب اختلال در عملکرد کل فرایند مایع‌سازی (ورود مایع به کمپرسور) می‌شود. وانگ و همکاران [11] تاثیر تغییر شرایط گاز طبیعی خوراک را در عملکرد چرخه مبرد مخلوطی با پیش سرمایش مبرد خالص پروپان[10] بررسی کرده‌اند. نتایج این تحقیق نشان می‌دهد که با کاهش دمای گاز طبیعی و افزایش فشار آن، کار مصرفی در کمپرسورها و میزان هزینه‌های عملیاتی[11] کاهش می‌یابد. هم‌چنین افزایش درصد متان در گاز خوراک، باعث افزایش کار مصرفی مخصوص در سیستم و کاهش مایع تولیدی شده است. جیانگ ون ژو و همکارانش [12] به بررسی تاثیر دمای بعد از پس سرد کن[12] روی عملکرد کلی سیستم هم‌چون بازده اگزرژی، ضریب عملکرد، حداقل دمای بین جریان‌های گرم و سرد در مبدل حرارتی[13] و دمای مافوق گرم[14] ورودی به کمپرسور پرداخته‌اند و با استفاده از الگوریتم ژنتیک و اتصال آن به نرم‌افزار تجاری هایسیس، درصد ترکیب اجزای مبرد چندجزیی را برای شرایط مختلف دمایی بهینه‌سازی کرده و رابطه‌ای ریاضی بین شرایط دمایی مختلف و درصد ترکیب اجزاء، ارائه کرده‌اند. جیانگ ون ژو و همکارانش [13] ضمن بررسی تاثیر شرایط عملیاتی بر روی چرخه‌ی یک طبقه‌ای مبرد چندجزیی، با ارائه‌ی راه‌کاری ابتکاری اقدام به تنظیم درصد ترکیب اجزای مبرد چندجزیی برای شرایط عملیاتی متفاوت نموده‌اند، تا دمای کمینه بین جریان‌های گرم و سرد در مبدل‌حرارتی از حالت بهینه دور نشود و اتلاف اگزرژی به تبع آن کاهش یابد. قربانی و همکاران [14] نیز به بهینه‌سازی پارامترهای عملیاتی سیکل تبرید با استفاده از روش ازدحام ذرات و برنامه‌نویسی غیر خطی[15] پرداخته‌اند.

در تحقیقات اخیر، تنها در چرخه‌ی یک طبقه‌ای مبرد چندجزیی و چرخه‌ی مبرد مخلوطی با پیش سرمایش مبرد خالص پروپان تاثیر شرایط محیطی و عملیاتی مورد بررسی قرار گرفته است [11-13]. از طرفی سیستم دو طبقه‌ای مبرد چندجزیی مایع‌ساز گاز طبیعی، بالاترین راندمان را در بین چرخه‌های مایع‌ساز مورد استفاده در سکوهای دور از ساحل و معلق در دریا دارد [6]. از این رو گرایش کشورهای صاحب صنعت مایع‌سازی گاز طبیعی (مانند پروژه ساخالین در روسیه) به انتخاب این چرخه سوق پیدا کرده است. بنابراین ضرورت توجه به تاثیر شرایط محیطی و عملیاتی در سیستم دو طبقه‌ای مبرد چندجزیی مایع‌ساز گاز طبیعی آشکار می‌باشد که به دلیل پیچیدگی‌های این سیستم در تحقیقات اخیر مغفول مانده است. هوانگ و همکارانش [6] به بهینه‌سازی چرخه‌ی دو طبقه‌ی مبرد چندجزیی در یک شرایط محیطی و عملیاتی مشخص پرداخته‌اند و همانطور که در تحقیقات انجام شده بر روی چرخه‌ی یک طبقه‌ای مبرد چندجزیی و چرخه‌ی مبرد مخلوطی با پیش سرمایش مبرد خالص پروپان مشخص گردید شرایط محیطی و عملیاتی متفاوت با حالت بهینه، باعث تغییرات محسوسی در عملکرد سیستم می‌شود. بنابراین با شبیه‌سازی چرخه‌ی دو طبقه‌ی مبرد

[1] Cryogenic
[1] Tabu search
[2] Nelder-Mead Downhill Simplex
[4] Single-stage mixed refrigerant (SMR) cycle
[5] Genetic algorithm
[6] Particle swarm optimization (PSO)
[7] Sequential quadratic programming (SQP)
[8] Dual-stage mixed refrigerant (DMR) cycle
[9] N2-CH expander cycle

[10] Propane precooled mixed refrigerant (C3/MR)
[11] Operating expenditure (OPEX)
[12] After cooler
[13] Minimum approach temperature
[14] Superheat temperature
[15] Nonlinear programming (NLP)

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2025-04-03]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1395.16.10.13.4]

چندجزیی در شرایط محیطی و عملیاتی متفاوت می‌توان پیشنهادات کاربردی برای این سیستم ارائه کرد. در تحقیق حاضر سیستم دو طبقه‌ای مبرد چندجزیی مایع‌ساز گاز طبیعی تحت شرایط طراحی که توسط هوانگ و همکارانش [6] بدست آمده، شبیه‌سازی شده و تاثیر تغییر دما، فشار و درصد ترکیب گاز خوراک بر روی عملکرد این سیستم مورد بررسی قرار گرفته است.

2- توصیف فرایند

شکل 1 سیستم مایع‌ساز دو طبقه‌ای مبرد چندجزیی گاز طبیعی را نشان می‌دهد. مبردهای استفاده شده در چرخه‌ی پیش‌سرمایش برای مطابقت دمایی بهتر با گاز طبیعی از اجزای سنگین‌تری نسبت به مبردهای چرخه اصلی برخوردار است. برای مایع‌سازی گاز طبیعی در این سیستم، ابتدا گاز طبیعی یا خوراک با فشار چاه (نقطه 27) و مبرد چندجزیی اصلی (نقطه 14) با عبور از مبدل‌های حرارتی اول و دوم در چرخه پیش‌سرمایش، تا حدود 240 کلوین (نقاط 29 و 16) سرد می‌شوند [7,6] و سپس مبرد اصلی در جداکننده به دو فاز بخار (نقطه 20) و مایع (نقطه 17) تقسیم می‌شود. فاز مایع دارای اجزای سنگین‌تر و فاز بخار از اجزای سبک‌تر تشکیل شده‌اند. در

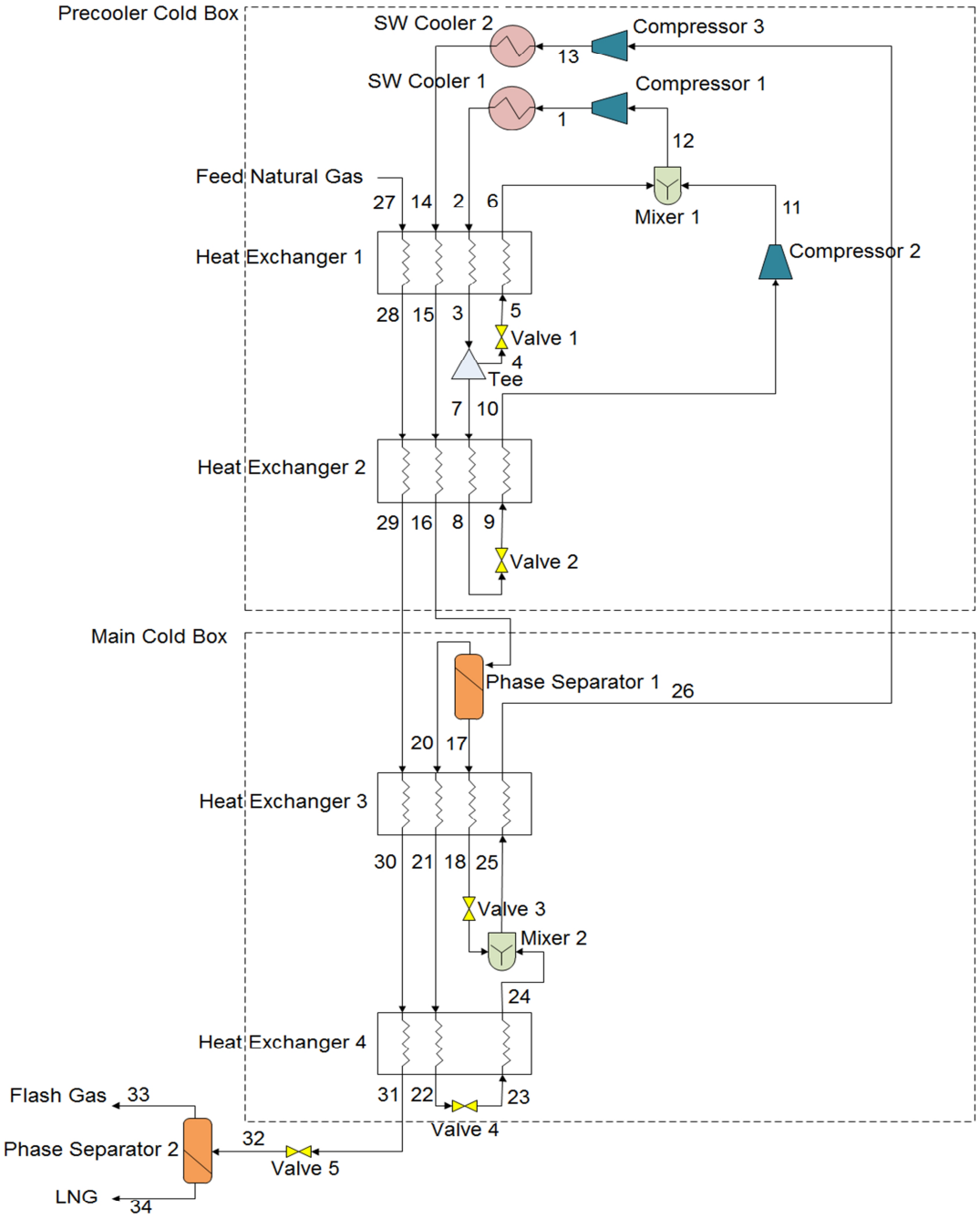


Fig. 1 LNG process in double stage mixed refrigerant cycle

شکل 1 فرایند مایع‌سازی گاز طبیعی در چرخه‌ی دو طبقه‌ای مبرد مخلوطی

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2025-04-03]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1395.16.10.13.4]

ادامه، گاز طبیعی (نقطه 29) و فاز بخار مبرد اصلی با عبور از مبدل حرارتی 3 توسط فاز مایع که خود با عبور از شیر انبساط، مادون سرد شده است، سردتر می‌شوند و در نهایت گاز طبیعی با عبور از مبدل حرارتی 4 و تبادل حرارتی با جریان بخار مبرد اصلی (جریان شماره 24-23)، از چرخه اصلی خارج شده و در شیر انبساط به فشار یک اتمسفر منبسط شده و به حالت دو فازی (نقطه 32) تبدیل می‌شود و در جداکننده، فاز مایع از بخار جدا شده و گاز طبیعی مایع شده بدست می‌آید.

همان‌طور که ملاحظه می‌شود در این سیستم مایع‌ساز از چهار مبدل‌حرارتی استفاده شده است که نسبت به سیستم‌های مشابه با دو یا سه مبدل‌حرارتی دارای کار ویژه مصرفی کم‌تری می‌باشد و هم‌چنین ظرفیت تولید گاز طبیعی مایع شده توسط این چرخه به مراتب از چرخه‌های دو و سه مبدل بیش‌تر می‌باشد [6].

3- مدل‌سازی و شبیه‌سازی فرایند

در این تحقیق، از نرم افزار متلب جهت مدل‌سازی استفاده شده است. مشخصات عملیاتی سیستم مذکور بر پایه سیستم مبرد چندجزیی دو طبقه‌ای بهینه شده در مراجع [7,6] استخراج شده‌اند.

جدول 1 مشخصات خوراک و جدول 2 مقادیر پارامترهای طراحی سیستم مایع‌ساز در حالت پایه، که بر اساس مرجع 6 استخراج شده‌اند، را نشان می‌دهند.

جهت پیش‌بینی خواص ترمودینامیکی مبردهای چندجزیی از معادله حالت پنگ رابینسون استفاده شده است که از نوع معادلات حالت نیمه‌تجربی است و از دقت قابل‌قبولی در پیش‌بینی خواص ترموفیزیکی مبردهای چندجزیی هیدروکربنی برخوردار است [16,15]. فرم جبری این معادله حالت به صورت معادله (1) است [15]:

$$P = \frac{RT}{v-b} - \frac{a\alpha}{v(v+b)+b(v-b)} \quad (1)$$

در رابطه (1)، a و b ثابت‌های معادله حالت بوده و α ضریب بدون بعد وابسته به دمای کاهیده می‌باشد. مقدار α نیز طبق رابطه‌ی (2) بدست می‌آید:

$$\alpha = [1 + m(1 - \sqrt{T_r})]^2 \quad (2)$$

در رابطه (2)، T_r دمای کاهیده است. هم‌چنین در این رابطه، ضریب m بصورت رابطه‌ی (3) تعریف می‌گردد:

$$m = 0.3796 + 1.5422\omega - 0.2699\omega^2 \quad (3)$$

در رابطه (3)، ω فاکتور خروج از مرکز و معیاری از میزان انحراف از شکل متقارن مولکول‌های قطبی است که مقادیر آن برای مواد مختلف در مرجع [16] آمده است.

ضرایب a و b در رابطه‌ی (1) با استفاده از قیدهای نقطه بحرانی که به قیود واندروالس مشهور هستند، بدست می‌آیند [15]. این قیود در نقطه بحرانی عبارتند از:

$$\left(\frac{\partial P}{\partial v}\right)_{T=T_c} \quad (4)$$

$$\left(\frac{\partial^2 P}{\partial v^2}\right)_{T=T_c} \quad (5)$$

توضیحاتی که تا این‌جا در رابطه با معادله حالت ارائه شد مربوط به پیش‌بینی خواص مواد خالص بود. در مورد مخلوط‌ها می‌توان از معادله حالت مذکور همراه با یک قانون اختلاط[1] استفاده کرد. قوانین اختلاط بسیاری پیشنهاد شده‌اند که در این مقاله از قانون اختلاط تصادفی (قانون اختلاط واندروالس) استفاده شده است. بر اساس این قانون، ضرایب $a\alpha$ و b در معادله حالت پنگ رابینسون که در مورد مخلوط‌ها با $(a\alpha)_m$ و b_m نشان داده می‌شود، از روابط (6-8) به دست می‌آید [15] :

$$P = \frac{RT}{v-b_m} - \frac{(a\alpha)_m}{v(v+b_m)+b_m(v-b_m)} \quad (6)$$

$$(a\alpha)_m = \sum_i \sum_j [z_i z_j \sqrt{a_i a_j \alpha_i \alpha_j}(1-k_{ij})] \quad (7)$$

$$b_m = \sum_i [z_i b_i] \quad (8)$$

در رابطه‌ی (7) پارامتر k_{ij} به ضریب اثر متقابل[2] معروف است. در تحقیق حاضر، برای ارزیابی این مقادیر از بانک اطلاعاتی نرم‌افزار تجاری هایسیس استفاده شده است [17]. در این رابطه z_i درصد ترکیب مولی جزء i-ام است.

3-1- قیدهای مدل‌سازی

برای مدل‌سازی سیستم مایع‌ساز گاز طبیعی دو طبقه‌ای مبرد چندجزیی مورد مطالعه در تحقیق حاضر، قیدها و ساده‌سازی‌های زیر در نظر گرفته شده است.

1- از افت فشار در مبدل‌های حرارتی صرف‌نظر شده است [10,8,7,6].
2- از اتلاف حرارتی در تمامی اجزای موجود در چرخه صرف‌نظر شده است [18,10,7,6].
3- بازدهی آیزنتروپیک کمپرسورها، 80 درصد در نظر گرفته شده است [7,6].
4- دمای خروجی تمامی جریان‌های گرم از مبدل حرارتی با هم برابر هستند [18,8,7,6]
5- تقاطع دمایی[3] در مبدل‌های حرارتی اتفاق نمی‌افتد [18,10,7,6].
6- فشار گاز طبیعی مایع شده (نقطه 32) باید برابر با فشار اتمسفر باشد [7,6].
7- از ورود مایع به داخل کمپرسور جلوگیری می‌شود [10,7,6].

3-2- مدل‌سازی ترمودینامیکی سیستم مایع‌ساز

برای شبیه‌سازی فرایند مایع‌سازی گاز طبیعی نیاز به دانستن مدل ترمودینامیکی اجزای مورد استفاده در سیستم دو طبقه‌ای مبرد چندجزیی می‌باشد که در ادامه، معادلات ترمودینامیکی حاکم بر تک‌تک اجزاء تشریح می‌گردند.

3-2-1- شیر انبساط

شیر انبساط وسیله مکانیکی است که برای کاهش دما و فشار مبرد در طی یک فرایند آنتالپی ثابت در چرخه مورد استفاده قرار می‌گیرد. رابطه‌ی حاکم در شیر انبساط به صورت معادله (9) می‌باشد.

$$h_{in} = h_{out} \quad (9)$$

3-2-2- مخلوط کننده

مخلوط کننده ابزاری است که از ورود دو جریان با شرایط متفاوت، جریانی را به‌وجود می‌آورد که جرم آن برابر مجموع جرم‌های ورودی است و شرایطی مابین دو جریان ورودی دارد. بالانس جرم و انرژی برای مخلوط کننده‌ها به ترتیب در معادله‌های (10) و (11) آمده است.

[1] Mixing Rule

[2] Interaction Parameter or Binary Coefficient
[3] Temperature cross

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2025-04-03]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1395.16.10.13.4]

$$\dot{m}_{\text{out}} = \dot{m}_1 + \dot{m}_2 \quad (10)$$
$$\dot{m}_{\text{out}} \cdot h_{\text{out}} = \dot{m}_1 \cdot h_1 + \dot{m}_2 \cdot h_2 \quad (11)$$

3-2-3- مبدل حرارتی

یکی از تجهیزات مهم و موثر در فرایندهای مایع‌سازی، مبدل‌های حرارتی چندجریانی می‌باشد. عموما نوع مبدل‌های حرارتی مورد استفاده در واحدهای مایع‌سازی، صفحه‌ای فین‌دار[1] و یا مارپیچ حلزونی[2] می‌باشند [19,18].

در تحقیق حاضر، از معادلات بالانس انرژی موضعی جهت محاسبه پروفیل دمایی جریان‌ها و مقدار ضریب کلی انتقال حرارت و سطح[3] مبدل‌های حرارتی چندجریانی استفاده شده است [18].

جدول 1 مشخصات عملیاتی و محیطی خوراک در حالت پایه

Table 1 Operation and environmental specifications in base case

متغیر	مقدار	واحد
دمای گاز طبیعی خوراک	26.85	℃
دمای گاز طبیعی مایع‌شده	-161	℃
فشار گاز طبیعی خوراک	6500	kPa
دبی مولی گاز طبیعی	0.748	mol/s
درصد مولی متان در گاز طبیعی	87.5	%
درصد مولی اتان در گاز طبیعی	5.5	%
درصد مولی پروپان در گاز طبیعی	2.1	%
درصد مولی ایزو بوتان در گاز طبیعی	0.3	%
درصد مولی نرمال بوتان در گاز طبیعی	0.5	%
درصد مولی ایزو پنتان در گاز طبیعی	0.1	%
درصد مولی نیتروژن در گاز طبیعی	4	%

جدول 2 مقادیر پارامترهای طراحی سیستم مایع‌ساز در حالت پایه (مستخرج از مرجع 6)

Table 2 Values of design parameters LNG system in base case (extracted from reference 6)

متغیر	مقدار	واحد
دبی مولی مبرد چرخه پیش سردکن	0.901	mol/s
دبی مولی مبرد چرخه اصلی	1	mol/s
فشار نقطه 1	1920	kPa
فشار نقطه 9	285	kPa
فشار نقطه 12	770	kPa
فشار نقطه 13	4800	kPa
فشار نقطه 26	300	kPa
دمای نقطه 12	308.8	K
دمای نقطه 26	234.3	K
دمای نقطه 29	240	K
درصد مولی اتان در مبرد پیش سرد کن	22.02	%
درصد مولی پروپان در مبرد پیش سرد کن	65.30	%
درصد مولی نرمال بوتان در مبرد پیش سرد کن	12.68	%
درصد مولی نیتروژن در چرخه اصلی	6.5	%
درصد مولی متان در چرخه اصلی	42.5	%
درصد مولی اتان در چرخه اصلی	29.8	%
درصد مولی پروپان در چرخه اصلی	21.2	%
نسبت دبی جرمی در سه‌راهی[4]	60.5	%

[1] Plate-fin heat exchangers (PFHXs)
[2] Spiral-wound heat exchangers (SWHXs)
[3] Overall heat transfer coefficient and area
[4] Tee

معادله (12) بیانگر بالانس انرژی در مبدل‌های حرارتی چهار جریانی (مبدل‌های شماره 1، 2 و 3 در شکل 1) می‌باشد [18].

$$\dot{m}_c \cdot (h_{c,\text{out}} - h_{c,\text{in}}) = \dot{m}_f \cdot (h_{f,\text{in}} - h_{f,\text{out}}) + \dot{m}_{h1} \cdot (h_{h1,\text{in}} - h_{h1,\text{out}}) + \dot{m}_{h2} \cdot (h_{h2,\text{in}} - h_{h2,\text{out}}) \quad (12)$$

در معادله‌ی (12)، سمت چپ نشان‌دهنده انرژی جذب شده توسط جریان سرد می‌باشد و در سمت راست این معادله به ترتیب عبارت اول نشان دهنده انرژی گرمایی گرفته شده از جریان خوراک، عبارت دوم انرژی گرمایی گرفته شده از جریان گرم اول و عبارت سوم نشان دهنده انرژی گرمایی گرفته شده از جریان گرم دوم می‌باشند. هم‌چنین برای مبدل حرارتی چهارم که دارای سه جریان عبوری است، ترم سوم از سمت راست معادله‌ی (12) حذف می‌شود. برای بدست آوردن پروفیل دمایی جریان‌ها و مقدار ضریب کلی انتقال حرارت و سطح مبدل‌های حرارتی نیاز است که معادلات بالانس انرژی موضعی در مبدل‌های حرارتی (13-16) برقرار گردد [18].

$$\dot{m}_c C_c \frac{dT_c}{dx} = UA_{c-f}(T_c - T_f) + UA_{c-h1}(T_c - T_{h1}) + UA_{c-h2}(T_c - T_{h2}) \quad (13)$$

$$\dot{m}_f C_f \frac{dT_f}{dx} = UA_{c-f}(T_c - T_f) + UA_{f-h1}(T_f - T_{h1}) + UA_{f-h2}(T_f - T_{h2}) \quad (14)$$

$$\dot{m}_{h1} C_{h1} \frac{dT_{h1}}{dx} = UA_{f-h1}(T_{h1} - T_f) + UA_{c-h1}(T_{h1} - T_c) + UA_{h1-h2}(T_{h1} - T_{h2}) \quad (15)$$

$$\dot{m}_{h2} C_{h2} \frac{dT_{h2}}{dx} = UA_{f-h2}(T_{h2} - T_f) + UA_{c-h2}(T_{h2} - T_c) + UA_{h1-h2}(T_{h2} - T_{h1}) \quad (16)$$

در روابط بالا x فاصله بی‌بعد می‌باشد که از انتهای قسمت سرد مبدل شروع می‌شود (x=0) و به انتهای گرم مبدل نیز ختم می‌شود (x=1). هم‌چنین برای حل معادلات دیفرانسیلی (13-16) از روش رانگ-کوتا استفاده شده است. در این حالت نیازی به حل جداگانه معادله (4) نمی‌باشد چرا که با جمع چهار معادله‌ی (13-16) خود به خود این رابطه ارضاء می‌شود.

طبق نتایج بدست آمده در پژوهش چانگ و همکارانش [18]، هیچ انتقال حرارتی بین جریان‌های گرم (جریان‌های خوراک، جریان گرم اول و جریان گرم دوم) وجود ندارد. بنابراین عبارت‌های مربوط به ضریب کلی انتقال حرارت و سطح جریان‌های گرم در معادلات (13-16) قابل حذف می‌باشند.

ضریب کلی انتقال حرارت برای مبدل‌ها نیز از مجموع جبری ضرایب انتقال حرارت بین جریان‌های گرم و سرد به صورت معادله (17) بدست می‌آید.

$$UA = UA_{c-f} + UA_{c-h1} + UA_{c-h2} \quad (17)$$

بنابراین در مبدل حرارتی اول، 3 ضریب کلی انتقال حرارت و سطح و 5 دما (نقاط 6، 5، 28، 3،15) مجهول می‌باشند. با توجه به قید ذکر شده شماره 4، دمای نقاط 3، 15 و 28 با هم برابر هستند. با فرض دمای نقطه 3 و فشارهای بهینه بدست آمده برای نقاط 3 و 4 با استفاده از رابطه‌ی (9)، آنتالپی نقطه 5 و به تبع آن دمای نقطه 5 بدست می‌آید. با وجود 4 رابطه‌ی (13-16)، چهار مجهول باقی‌مانده بدست می‌آیند. سپس با همان دمای فرض شده برای نقطه 3 و معلوم بودن دمای نقاط 8، 16 و 29 که جزو دماهای بهینه ارائه شده در جدول 2 می‌باشند و حل معادله حاکم در شیر انبساط برای بدست آوردن دمای نقطه 9، در مبدل حرارتی دوم نیز 4 معادله و 4 مجهول بدست می‌آید. به این ترتیب ضریب کلی انتقال حرارت و سطح در مبدل دوم و دمای نقطه 10 بدست می‌آیند. برای بررسی صحت فرض نیز با توجه به این که دمای نقطه 11 در جدول 2 ارائه شده است، اگر با اختلاط جریان نقاط 10 و 6 دمای مشخص شده در نقطه 11 بدست آید، فرض گرفته

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2025-04-03]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1395.16.10.13.4]

شده برای دمای نقطه 3، صحیح است و گرنه طبق روش نیوتن رافسون، محاسبات تا زمان برقراری شرط مورد نظر، تکرار پیدا می‌کند. همین روند برای چرخه اصلی نیز در پیش گرفته می‌شود. البته باید در حل چرخه اصلی به این نکته توجه شود که در مبدل چهارم به دلیل وجود سه جریان عبوری، نیازی به معادله (16) نمی‌باشد و در معادله‌های (13-15) عبارت مربوط به جریان گرم دوم نیز حذف خواهد شد.

در تحقیق حاضر، با تغییر هر یک از مشخصات محیطی و عملیاتی خوراک ذکر شده در جدول 1 و با ثابت گرفتن مقدار ضریب کلی انتقال حرارت و سطح برای مبدل‌های حرارتی، مقادیر پارامترهای نامعلوم مبدل‌ها برای شرایط عملیاتی جدید خوراک، محاسبه می‌شوند.

3-2-4- کمپرسور

برای متراکم نمودن بخار در سیستم‌های مایع‌ساز، از کمپرسورها استفاده می‌شود. کمپرسورها ابزار مکانیکی هستند که بخار ورودی را با مصرف توان الکتریکی، متراکم می‌کنند. توان مصرفی در کمپرسور با توجه به راندمان آیزنتروپیک آن، از معادله (18) بدست می‌آید.

$$W = \dot{m}_{\mathrm{in}} \cdot (h_{\mathrm{out}} - h_{\mathrm{in}}) = \frac{\dot{m}_{\mathrm{in}} \cdot (h_{\mathrm{out,s}} - h_{\mathrm{in}})}{\eta_{\mathrm{comp}}} \quad (18)$$

در رابطه‌ی (18) منظور از زیرنویس s بیانگر شرایط آنتروپی ثابت است.

برای بدست آوردن توان مصرفی ویژه برای کل چرخه می‌توان از جمع جبری توان‌های مصرفی در سه کمپرسور که در معادله (19) آمده استفاده کرد.

$$\frac{W_{\mathrm{total}}}{m_{\mathrm{l}}} = \frac{\sum_{i=1}^{3} W_i}{m_{\mathrm{l}}} \quad (19)$$

در معادله‌ی (19)، W_i کار مصرفی در کمپرسورها می‌باشد و منظور از m_{l} دبی جرمی گاز مایع شده در انتهای فرایند می‌باشد.

3-2-5- سه راهی

برای تقسیم یک جریان به دو جریان با همان ویژگی‌های جریان اولیه، از سه راهی استفاده می‌کنند. برای تعیین دبی جرمی هر یک از جریان‌های ثانویه، از پارامتر نسبت دبی جرمی در سه راهی استفاده می‌شود که در رابطه‌ی (20) ارائه شده است.

$$F = \frac{\dot{m}_4}{\dot{m}_3} \quad (20)$$

3-3- صحت سنجی کد توسعه داده شده

با توجه به شرایط محیطی و مقادیر ذکر شده در جدول‌های 1 و 2 برای سیستم مایع‌ساز دو طبقه‌ای و با استفاده از روابط ترمودینامیکی تشریح شده در قسمت پیشین، فرایند ارائه شده در شکل 1، شبیه‌سازی شد. مقایسه نتایج تحقیق حاضر با تحقیقات پیشین، به صورت زیر می‌باشد:

1- مدل ارائه شده در تحقیق حاضر، کار مصرفی ویژه کمپرسورها را برای تولید یک تن گاز طبیعی مایع برابر با 926.64 مگاژول محاسبه نمود. مرجع 6 مقدار این پارامتر را 924.75 مگاژول بر تن گاز طبیعی مایع گزارش کرده است که نسبت اختلاف این مقادیر با هم، 0.2 درصد می‌باشد.

2- مقدار دمای حداقل بین جریان‌های گرم و سرد در مبدل‌های حرارتی اول تا چهارم به ترتیب از چپ به راست 3.03، 3.48، 3.14، 3.08 درجه سلسیوس است. این اعداد نشان‌دهنده این واقعیت می‌باشد که اختلاف دمای حداقل از دمای مجاز 3 درجه سلسیوس عبور نکرده است، بنابراین طی شبیه‌سازی انجام شده در این پژوهش این قید نیز رعایت شده است که نشان از صحت روند شبیه‌سازی دارد. منحنی اختلاف دمای بین جریان‌های گرم و سرد در کل مبدل‌ها در شکل 2 نشان داده شده است. هم‌چنین منحنی‌های ترکیبی مبدل‌های حرارتی در چرخه‌های پیش‌سرمایش و اصلی، به ترتیب در شکل‌های 3 و 4 نشان داده شده‌اند. با توجه به این شکل‌ها، مشخص می‌شود علاوه بر رعایت شدن حداقل دمای مجاز بین جریان‌های گرم و سرد در تمامی مبدل‌های حرارتی، در طول تمامی مبدل‌ها، اختلاف دمای بین جریان‌ها در بازه قابل قبولی قرار گرفته است که این نشان‌دهنده اتلاف اگزرژی پایین این سیستم مایع‌ساز می‌باشد.

4- تئوری بررسی اثر تغییرات شرایط خوراک بر عملکرد سیستم مایع‌ساز

در این تحقیق، تاثیر پارامترهای فشار، دما و کسر مولی گاز خوراک در سیستم مایع‌ساز گاز طبیعی دو طبقه‌ای مبرد چندجزیی مورد بررسی قرار گرفته است. در شبیه‌سازی، مقدار ضریب کلی انتقال حرارت و سطح برای همه مبدل‌ها ثابت گرفته شده است. چرا که بعد از طراحی و پیاده‌سازی سیستم مایع‌ساز و انتخاب تجهیزات، مقادیر ضریب کلی انتقال حرارت و سطح برای مبدل‌های حرارتی در طول عمر سیستم، ثابت باقی خواهد ماند [13-11]. پارامتر دیگری که بعد از طراحی و پیاده‌سازی سیستم ثابت خواهند ماند، دبی حجمی ورودی به کمپرسورها می‌باشد [11,8]. برای محقق شدن این شرایط در ورودی کمپرسورها، با ثابت فرض کردن نسبت فشار در کمپرسورها، فشارهای قبل و بعد از کمپرسورها تنظیم می‌شوند [8].

بر اساس نتایج بدست آمده از شبیه‌سازی سیستم، مقادیر مربوط به ضریب کلی انتقال حرارت و سطح در مبدل‌های حرارتی و دبی حجمی ورودی به کمپرسورها در جدول 3 لیست شده است.

برای ارزیابی عملکرد این سیستم بازه تغییرات شرایط محیطی و عملیاتی خوراک به شرح زیر در نظر گرفته شده است:

1- دمای گاز طبیعی از 5°C تا 35°C تغییر می‌کند. فشار و ترکیب گاز طبیعی در طول این تغییر برابر با مقادیر ذکر شده در جدول 2

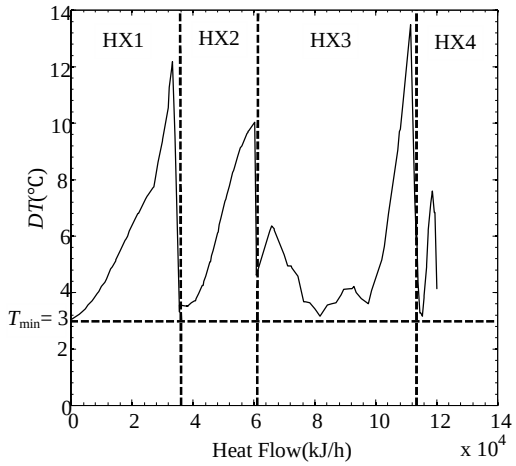
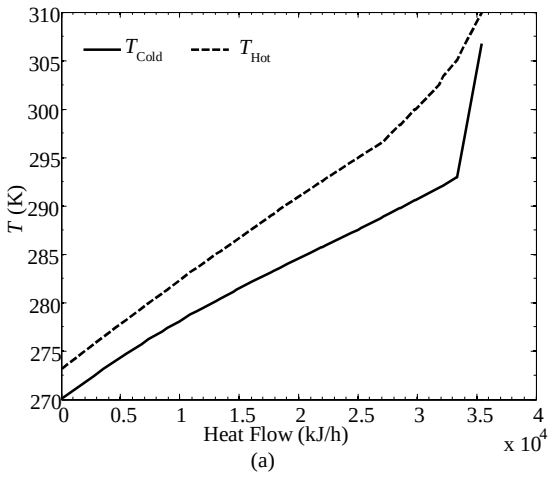


Fig. 2 Curve of temperature difference between warm and cold streams of heat exchangers in base case

شکل 2 منحنی اختلاف دما بین جریان‌های گرم و سرد در مبدل‌های حرارتی در حالت پایه

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2025-04-03]

[DOR: 20.1001.1.10275940.1395.16.10.13.4]



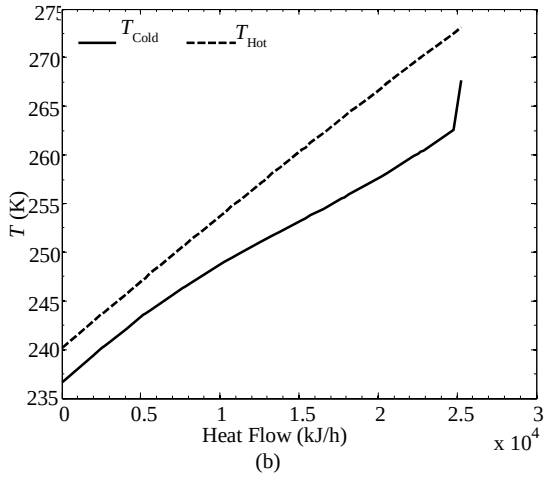


Fig. 3 Composite curve of heat exchangers 1, 2 in base case in a and b respectively

شکل 3 منحنی‌های ترکیبی مبدل‌های حرارتی 1 و 2 در حالت پایه به ترتیب در a و b

می‌باشد [11].

2- فشار گاز خوراک نسبت به حالت پایه ذکر شده در جدول 2، در بازه‌ی ±10% تغییر می‌کند. دما و ترکیب گاز طبیعی در طول این تغییر برابر با مقادیر ذکر شده در جدول 2 می‌باشد [11].

3- درصد مولی متان گاز خوراک، از 87.5 درصد تا 78.75 درصد تغییر می‌کند. در این حالت دبی جرمی خوراک ثابت بوده و هم‌چنین درصد مولی بقیه اجزاء در گاز طبیعی به گونه‌ای تنظیم می‌شود که نسبت آن‌ها برابر با مقادیر ذکر شده در جدول 2 باشد. دما و فشار در طول این تغییر، ثابت گرفته شده است [11].

5- نتایج شبیه‌سازی و بحث

5-1- بررسی تغییرات دمای گاز خوراک بر عملکرد سیستم مایع‌ساز

تاثیر تغییر دمای گاز خوراک بر کار مصرفی ویژه در شکل 5 نشان داده شده است. همان طور که مشاهده می‌شود با کاهش دمای گاز از 26.85 درجه‌ی سلسیوس (حالت پایه) به 5 درجه سلسیوس، کار مصرفی ویژه به ازای تولید یک تن گاز طبیعی مایع، 10.81 مگاژول کاهش می‌یابد و با افزایش دمای خوراک از 26.85 به 35 درجه سلسیوس، کار مصرفی ویژه به ازای تولید یک

Fig. 4 Composite curve of heat exchangers 3, 4 in base case in a and b respectively

شکل 4 منحنی‌های ترکیبی مبدل‌های حرارتی 3 و 4 در حالت پایه به ترتیب در a و b

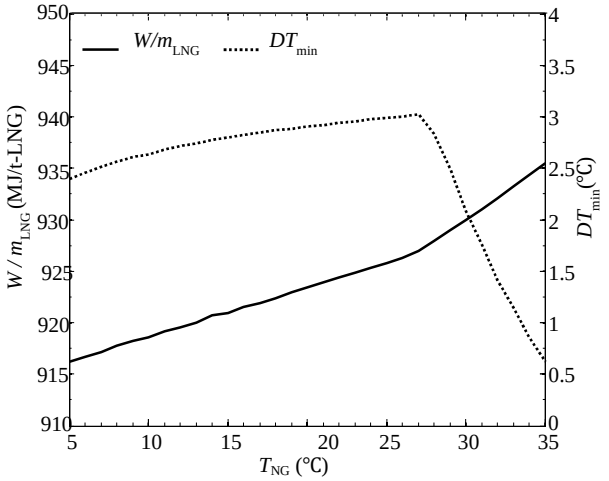


Fig. 5 Effect of NG temperature on specific shaft work and minimum approach temperature of heat exchanger 1

شکل 5 تاثیر دمای گاز خوراک بر کار ویژه مصرفی و دمای حداقل بین جریان‌های گرم و سرد در مبدل حرارتی اول

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2025-04-03]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1395.16.10.13.4]

جدول 3 نتایج بدست آمده برای ضریب کلی انتقال حرارت و سطح در مبدل‌های حرارتی و دبی حجمی ورودی کمپرسورها در حالت پایه

Table 3 Obtained results for overall heat transfer coefficient and area in heat exchangers and inlet volume flow rate to compressors in base case

متغیر	جزء	مقدار	واحد
ضریب کلی انتقال حرارت و سطح	مبدل حرارتی اول	137.53	MJ/°C · t – LNG
ضریب کلی انتقال حرارت و سطح	مبدل حرارتی دوم	93.78	MJ/°C · t – LNG
ضریب کلی انتقال حرارت و سطح	مبدل حرارتی سوم	227.19	MJ/°C · t – LNG
ضریب کلی انتقال حرارت و سطح	مبدل حرارتی چهارم	28.65	MJ/°C · t – LNG
دبی حجمی ورودی	کمپرسور اول	9.686	m^3/h
دبی حجمی ورودی	کمپرسور دوم	9.887	m^3/h
دبی حجمی ورودی	کمپرسور سوم	22.57	m^3/h

تن گاز طبیعی مایع، 8.2 مگاژول افزایش خواهد داشت. ملاحظه می‌شود که شیب تغییرات کار مصرفی ویژه برای مقادیر کم‌تر و بیش‌تر از حالت پایه (نقطه بهینه برای شرایط عملیاتی ذکر شده در جدول 1) متفاوت است و شیب در دماهای بالاتر از دمای حالت پایه، بیش‌تر از دماهای پایین‌تر از حالت پایه می‌باشد. با تغییر دمای گاز خوراک، تغییرات قابل ملاحظه‌ای در دمای حداقل بین جریان‌های گرم و سرد در مبدل اول مشاهده می‌شود که نمودار این تغییرات در سمت راست شکل 5 نشان داده شده است.

هم‌چنین در شکل‌های 6 و 7 نمودارهای اختلاف دمای بین جریان‌های گرم و سرد به ترتیب در حالتی که دمای گاز خوراک ورودی به سیستم، 5 و 35 درجه سلسیوس می‌باشد به نمایش در آمده است. در طول تغییرات دمای گاز خوراک مشاهده می‌شود تنها در مبدل حرارتی اول حداقل دمای بین جریان گرم و سرد از حد مجاز کاهش می‌یابد. به طوری که با کاهش دمای خوراک، در انتهای گرم و با افزایش دمای خوراک در انتهای سرد مبدل حرارتی اول، حداقل دما بین جریان‌های گرم و سرد از حد مجاز (3 درجه سلسیوس) کم‌تر می‌شوند.

لازم بذکر است که به دلیل تغییرات بسیار کم دمای حداقل جریان‌های گرم و سرد در مبدل‌های حرارتی دیگر، از به نمایش در آوردن آن‌ها در شکل 5 صرف‌نظر شده است. دلیل این که دو منحنی تغییرات کار مصرفی و منحنی تغییرات دمای حداقل مبدل حرارتی اول در شکل 5 با هم آورده شده است، این است که تغییرات کار مصرفی بدون دانستن خطرات ناشی از تغییرات دمای حداقل بین جریان‌های گرم و سرد و احتمال تقاطع دمایی، کمکی در تصمیم‌گیری برای اعمال کنترل مناسب بر چرخه مورد بررسی نمی‌کند. ملاحظه می‌شود با کاهش و یا افزایش دمای خوراک نسبت به حالت پایه، مقدار دمای کمینه در مبدل اول کاهش می‌یابد که شیب تغییرات این پارامتر در حالتی که دمای خوراک از حالت پایه افزایش می‌یابد، بسیار بیش‌تر از شیب آن در حالتی می‌باشد که کاهش دما در خوراک اتفاق می‌افتد. از آنجا که کاهش دمای خوراک، باعث کاهش کار مصرفی ویژه می‌شود و هم‌چنین در این حالت خطر تقاطع دمایی در مبدل‌ها بسیار کم‌تر از حالتی است که دمای گاز طبیعی افزایش می‌یابد به نظر می‌رسد، دستگاه‌های کنترلی مربوط به تنظیم دمای خوراک باید در حالتی که افزایش دما رخ می‌دهد، مورد استفاده قرار گیرند.

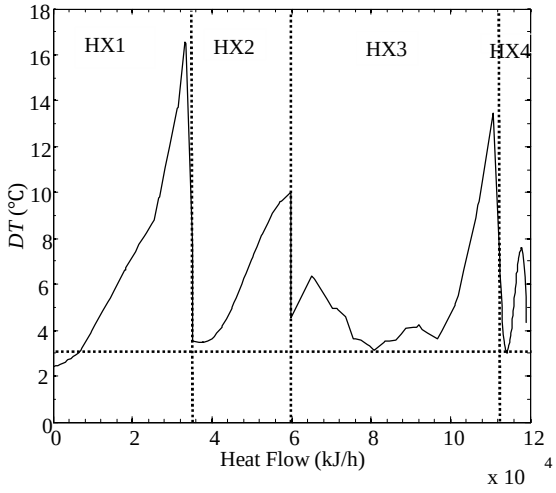


Fig. 6 Curve of temperature difference between warm and cold streams in the heat exchangers in state T_{NG} = 5°C

شکل 6 منحنی اختلاف دما بین جریان‌های گرم و سرد در مبدل‌های حرارتی در حالتی که دمای گاز طبیعی ورودی 5°C است.

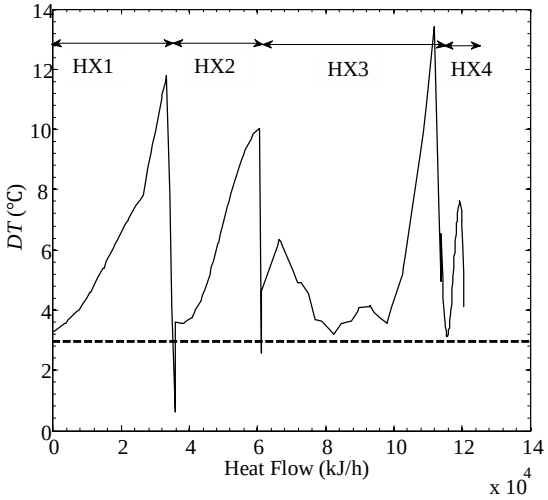


Fig. 7 Curve of temperature difference between warm and cold streams in the heat exchangers in state T_{NG} = 35°C

شکل 7 منحنی اختلاف دما بین جریان‌های گرم و سرد در مبدل‌های حرارتی در حالتی که دمای گاز طبیعی ورودی 35°C است.

5-2- تغییر در فشار گاز طبیعی خوراک

به طور معمول فشار چاه‌های گاز در طول بهره‌برداری کاهش می‌یابد. در این تحقیق، علاوه بر کاهش فشار چاه، افزایش فشار گاز خوراک نیز مدنظر قرار گرفته است. علت بررسی این موضوع، امکان‌سنجی استفاده از سیستم مایع‌ساز طراحی شده در چاه‌های مختلف با فشارهای بیش‌تر از فشار تعیین شده پایه است. بطور طبیعی اگر فشار گاز طبیعی بسیار زیاد باشد می‌توان با بکار بردن یک شیر انبساط بدون سرمایش خارجی، گاز را در فشار اتمسفر به مایع تبدیل کرد [11]. این بدین معناست که با افزایش فشار ظرفیت سرمایش بیش‌تر می‌شود بنابراین انتظار می‌رود کار مصرفی چرخه مایع ساز کاهش یابد. نمودار تاثیر فشار گاز طبیعی بر روی کارمصرفی ویژه به ازای تولید یک تن گاز طبیعی مایع شده در شکل 8 نشان داده است. نتایج نیز با گفته‌های بالا مطابقت دارند و با افزایش 10 درصدی فشار خوراک توان

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2025-04-03]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1395.16.10.13.4]

مصرفی در کمپرسورها به ازای تولید یک تن گاز طبیعی مایع شده 8.75 مگاژول کاهش می‌یابد. هم‌چنین با کاهش ده درصدی فشار خوراک 19.12 مگاژول افزایش در توان مصرفی مشاهده می‌شود.

منحنی تغییرات اختلاف دمای بین جریان‌های گرم و سرد در کمترین و بیشترین فشار مورد بررسی به ترتیب در شکل‌های 9 و 10 نشان داده شده است. مشاهده می‌شود که با ده درصد کاهش فشار گاز طبیعی، مبدل حرارتی چهارم به مرز تداخل دمایی رسیده است. همچنین با افزایش ده درصدی فشار گاز طبیعی حداقل دمای بین جریان‌های گرم و سرد در مبدل سوم و چهارم به مقدار 0.5 درجه سانتی‌گراد از مقدار مجاز کم‌تر می‌شود. بنابراین در کل تغییرات فشار گاز طبیعی در مبدل حرارتی چهارم تاثیر بیشتری دارد. به همین دلیل نمودار تغییرات حداقل دمای بین جریان‌های گرم و سرد در مبدل چهارم در کنار تغییرات کار مصرفی در نمودار 8 آمده است. با تغییر فشار گاز طبیعی خوراک، دمای کمینه بین جریان‌های گرم و سرد در مبدل حرارتی چهارم از مقدار مجاز 3 درجه سانتی‌گراد عبور می‌کند. در شکل 8 مشاهده می‌شود که با کمی کاهش فشار گاز دمای حداقل بین جریان‌های گرم و سرد در مبدل چهارم با شیب تندی کاهش می‌یابد و با 10 درصد کاهش فشار گاز از حالت بهینه تقاطع دمایی اتفاق می‌افتد حال آن که شیب کاهش دمای حداقل بین جریان‌ها در این مبدل با افزایش فشار گاز طبیعی آرام می‌باشد و خطر تقاطع دمایی در افزایش فشار گاز بسیار کم می‌باشد. از آن جا که در فشارهای بالاتر از حالت بهینه کار کم‌تری صرف می‌شود و هم‌چنین خطر تقاطع دمایی وجود ندارد می‌توان از این چرخه در چاه‌هایی با فشار بالاتر از فشار بهینه بدست آمده استفاده کرد و افزایش فشار از حالت بهینه برای سیکل مورد نظر مجاز می‌باشد. حال آن که با کاهش ده درصدی فشار گاز طبیعی علاوه بر افزایش کار مصرفی کمپرسورها، تقاطع دمایی نیز در مبدل حرارتی چهارم اتفاق می‌افتد که این شواهد دلالت بر این دارد که با کاهش فشار گاز طبیعی باید تدابیری خاص برای بازگرداندن فشار گاز به حالت بهینه انجام شود.

5-3- تغییر درصد مولی متان در گاز طبیعی

درصد مولی اجزای تشکیل‌دهنده گاز طبیعی در چاه‌های مختلف می‌تواند متفاوت باشد. هم‌چنین در طول عمر یک چاه به مرور زمان درصد مولی گازهای سبک هم چون متان کاهش می‌یابد [11]. در این تحقیق، تاثیر تغییر درصد مولی متان در خوراک بر روی عملکرد سیستم مایع‌ساز، با ثابت گرفتن نسبت درصد مولی اجزای دیگر بررسی شده است. برای روشن شدن چگونگی تغییر درصد مولی اجزای گاز طبیعی، در جدول 4 چند نمونه از ترکیب‌های گاز خوراک مهیا شده است. در هر مورد، دبی جرمی گاز طبیعی خوراک با حالت پایه برابر است و هم‌چنین نسبت درصد بقیه گازها ثابت باقی مانده است، به طوری که در هر مورد که در جدول 4 نشان داده شده، نسبت کسر مولی اتان به پروپان 2.619 می‌باشد و برای بقیه اجزاء نیز، نسبت کسر مولی در هر مورد ثابت مانده است. به همین ترتیب بقیه نمونه‌های گاز خوراک برای حالتی که درصد مولی متان تغییر می‌کند، بدست می‌آیند. نمودار مربوط به تاثیر درصد مولی متان در گاز طبیعی بر روی کار ویژه مصرفی در شکل 11 نشان داده شده است. در این شکل، تغییرات کار مصرفی ویژه ناچیز می‌باشد و موضوع حائز اهمیت در این شکل، کاهش سریع حداقل دمای مبدل حرارتی سوم است که در سمت راست این شکل آمده است.

هم‌چنین از شکل 12 مشخص می‌باشد که مبدل حرارتی سوم، حساس‌ترین مبدل در برابر کاهش درصد متان است. در این مبدل حرارتی با کاهش ده درصد از کسر مولی متان نسبت به حالت پایه، حداقل دمای بین

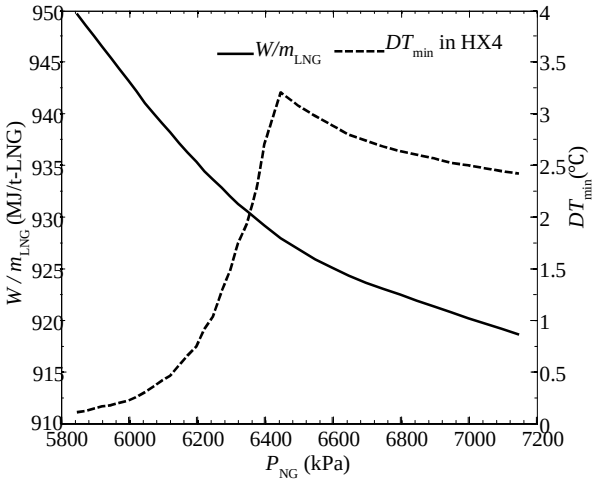


Fig. 8 Effect of NG pressure on specific shaft work and minimum approach temperature of heat exchanger 4

شکل 8 تاثیر فشار گاز طبیعی در کار ویژه مصرفی و دمای حداقل بین جریان‌های گرم و سرد در مبدل حرارتی چهارم

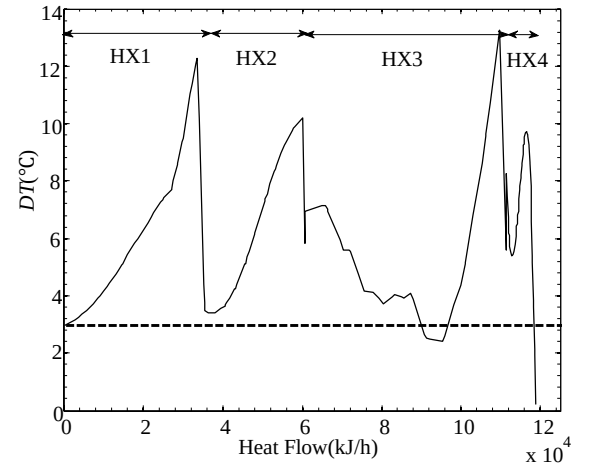


Fig. 9 Curve of temperature difference between warm and cold streams in the heat exchangers in state P_{NG} = 5850kpa

شکل 9 منحنی اختلاف دما بین جریان‌های گرم و سرد در مبدل‌های حرارتی در حالتی که فشار گاز طبیعی 5850 کیلو پاسکال است

جدول 4 درصد مولی اجزای گاز طبیعی با تغییر درصد مولی متان [11]

Table 4 Mole percent of natural gas components by changing the mole percentage of methane [11]

ترکیب گاز خوراک نمونه	حالت بهینه (%)	مورد اول (%)	مورد دوم (%)
متان	87.5	85.75	83.125
اتان	5.5	6.27	7.425
پروپان	2.1	2.394	2.835
نرمال بوتان	0.5	0.57	0.675
ایزو بوتان	0.3	0.342	0.405
ایزو پنتان	0.1	0.114	0.135
نیتروژن	4	4.56	5.4

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2025-04-03]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1395.16.10.13.4]

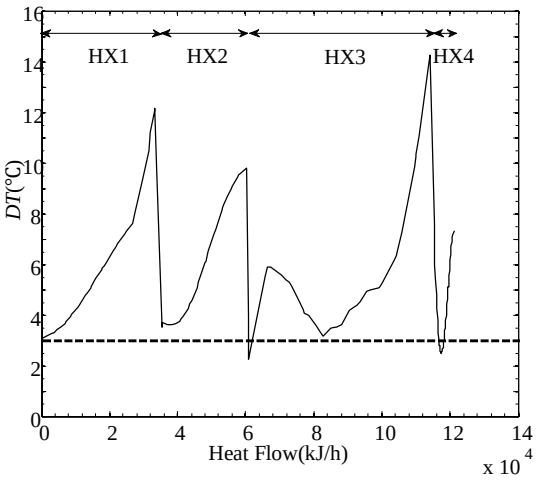


Fig. 10 Curve of temperature difference between warm and cold streams in the heat exchangers in state P_{NG} = 7150kpa

شکل 10 منحنی اختلاف دما بین جریان‌های گرم و سرد در مبدل‌های حرارتی در حالتی که فشار گاز طبیعی 7150 کیلو پاسکال است.

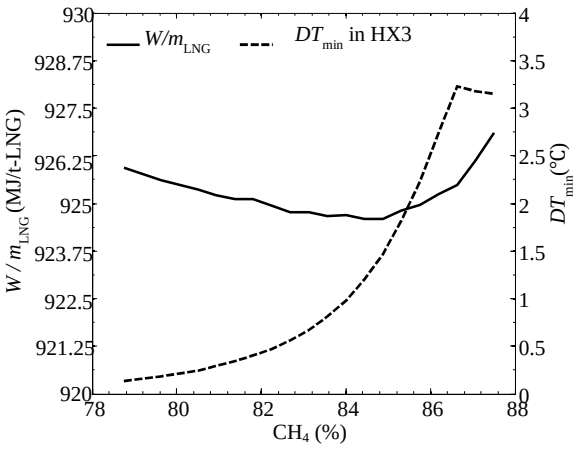


Fig. 11 Effect of varying the mole fraction of Methane in composition of natural gas on specific shaft work and minimum approach temperature of heat exchanger 3

شکل 11 تاثیر تغییر کسر مولی متان در ترکیب گاز طبیعی، بر روی کار ویژه مصرفی و دمای حداقل بین جریان‌های گرم و سرد در مبدل حرارتی 3

جریان‌های گرم و سرد به 0.1 درجه سلسیوس می‌رسد و به عبارتی ضمن عبور از شرایط مجاز، خطر جدی تقاطع دمایی در این مبدل حرارتی مشاهده می‌شود. از آنجا که تغییرات ترکیب گاز طبیعی خوراک در طول عمر چاه به آرامی صورت می‌گیرد پیشنهاد می‌گردد ضمن کنترل دقیق ترکیب اجزای گاز خوراک، برای هر بازه تغییرات ترکیب گاز طبیعی خوراک، یک ترکیب بهینه برای اجزای مبرد چندجزیی در مرحله طراحی سیستم، محاسبه گردد تا در عمر بهره‌برداری از سیستم مایع‌ساز، مانع از اختلال در عملکرد سیستم به علت تداخل دمایی در مبدل‌ها شود.

6- نتیجه‌گیری

در تحقیقات انجام شده بر روی چرخه‌ی مایع‌ساز یک طبقه‌ای مبرد چندجزیی و چرخه‌ی مایع‌ساز مبرد مخلوطی با پیش سرمایش مبرد خالص پروپان مشخص گردید که با تغییر شرایط محیطی و عملیاتی، عملکرد این

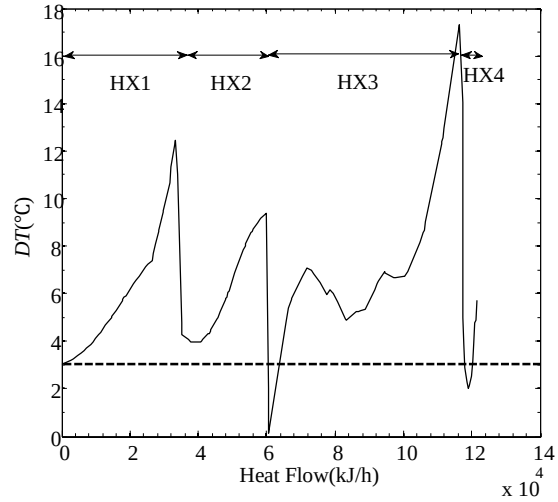


Fig. 12 Curve of temperature difference between warm and cold streams in the heat exchangers in state CH_4(NG) = 78.75%

شکل 12 منحنی اختلاف دما بین جریان‌های گرم و سرد در مبدل‌های حرارتی در حالتی که درصد مولی متان در گاز طبیعی 78.75 است.

چرخه‌ها دچار تغییرات محسوسی می‌شود [11-13]. از این رو پس از آن، محققین درصدد ارائه راهکارهایی آمدند تا به ازای تغییرات محیطی و عملیاتی، شرایطی را در سیستم مایع‌ساز به وجود آورند که عملکرد سیستم از حالت بهینه دور نشود و هم‌چنین سیستم قابلیت ادامه فعالیت داشته باشد. در تحقیقات سال‌های اخیر، دو دیدگاه الف) پایش مداوم شرایط بیرونی و تغییر پارامترهای سیستم به منظور دستیابی به نقطه عملکرد بهینه و ب) تعیین شرایط بهینه پایه و اطمینان از عملکرد مناسب سیستم با تغییر شرایط بیرونی، مدنظر قرار گرفته است. جایگاه کاربرد دیدگاه‌های فوق‌الذکر، به ظرفیت سیستم سرمازای مبردچندجزیی مطالعه شده بستگی دارد. برای سیستم‌های سرمازای مبردچندجزیی مقیاس کوچک (سیستم‌های یک طبقه‌ای با کاربری قله‌سایی) هر دو دیدگاه مطرح شده‌اند [20,13,12] اما در خصوص سیستم‌های مبردچندجزیی مقیاس بزرگ (سیستم‌های دو طبقه‌ای عمدتا با کاربری صادرات گاز مایع)، به علت حجیم بودن سیستم و حجم بالای مبرد چندجزیی در جریان و به تبع آن نیاز به مدت زمان بالا جهت رسیدن سیستم به نقطه پایدار، دیدگاه پایش مداوم و تغییر پارامترهای سیستم به منظور دستیابی به نقطه عملکرد بهینه، عملا کاربردی نخواهد بود و دیدگاه غالب در این سیستم‌ها، تعیین شرایط بهینه پایه و اطمینان از عملکرد مناسب (به عنوان مثال عدم تداخل دمایی در مبدل‌ها) با تغییر شرایط بیرونی است [21,11].

در این مقاله، تاثیر تغییر شرایط گاز خوراک و همچنین دمای محیط بر سیستم مایع‌ساز گاز طبیعی دو طبقه‌ای مبرد چندجزیی بررسی شد. از آنجایی که سیستم مورد مطالعه، از نوع سیستم‌های با کاربری صادرات گاز مایع است (سیستم با ظرفیت تولیدی گاز مایع بالا)، دیدگاه ب (تعیین شرایط بهینه پایه و اطمینان از عملکرد مناسب سیستم با تغییر شرایط بیرونی)، مدنظر قرار گرفت. این سیستم قبلا توسط هوانگ و همکارانش [6] بهینه‌سازی شده بود و مقادیری برای ضریب کلی انتقال حرارت در مبدل‌های حرارتی و دبی حجمی معینی برای قسمت مکش کمپرسورها و نسبت فشار در کمپرسورها بدست آمده بود که با ثابت گرفتن این پارامترها در طول تغییر شرایط گاز خوراک، به بررسی عملکرد سیستم مورد نظر پرداخته شد. بازه تغییرات متغیرها و اهم نتایج آن، در جدول 5 به صورت خلاصه ارائه شده‌اند.

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2025-04-03]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1395.16.10.13.4]

جدول 5 لیست نتایج تحقیق حاضر

Table 5 List of the results of present study

متغیر بیرونی	مقدار پایه [6]	مقدار جدید متغیر بیرونی	میزان تغییر در توان مصرفی ویژه $(MJ/t-LNG)$	حداقل دمای بین جریان‌های گرم و سرد بعد از اعمال تغییرات (°C)
دمای محیط (°C)	26.85	5	-10.81	2.32
		35	+8.2	0.48
فشار گاز خوراک (kPa)	6500	5850	+19.12	0.1
		7150	-8.75	2.5
درصد مولی جزء متان در گاز خوراک (%)	87.5	78.75	-0.68	0.1

یافته‌های حاصل از این تحقیق نشان می‌دهد که تاثیر تغییر ترکیب گاز طبیعی بر دمای حداقل بین جریان‌های گرم و سرد در مبدل‌های حرارتی بیش‌تر از تاثیر تغییرات دما و فشار گاز طبیعی خوراک می‌باشد و با کاهش 10 درصدی جزء متان در ترکیب گاز خوراک، مبدل حرارتی سوم به مرز تقاطع دمایی می‌رسد و از آن‌جایی که چاه‌های گاز در طول عمرشان تغییر جزء متان را تجربه می‌کنند، سیستم با مشخصات پایه، قابلیت استفاده در این شرایط را ندارد و باید تغییر در مشخصات پایه و بهینه‌سازی آن با در نظر گرفتن تغییرات احتمالی در درصد ترکیب‌های گاز خوراک (علی‌رغم عدم تغییر محسوس در کار ویژه مصرفی) مدنظر قرار گیرد. هم‌چنین مشاهده شد که با افزایش دما و کاهش فشار گاز خوراک علاوه بر افزایش کار ویژه مصرفی، خطر تقاطع دمایی به ترتیب مبدل حرارتی اول و چهارم را تهدید می‌کند بنابراین در این شرایط باید تمهیداتی برای جلوگیری از ورود به این نواحی به کار گرفته شود. از طرفی کاهش دما و افزایش فشار گاز طبیعی ورودی باعث کاهش توان مصرفی می‌شود و چرخه دچار مشکل خاصی نمی‌شود بنابراین ورود به این نواحی مشکلی نداشته و حتی به عنوان یک مزیت می‌توان از این شرایط استفاده کرد. لذا می‌توان پیشنهاد استفاده از یک چرخه پیش‌سردکن، برای کاهش دمای گاز خوراک و یک کمپرسور برای افزایش فشار گاز خوراک را از نقطه نظر انرژی و اقتصادی بودن در تحقیقات آتی بررسی نمود. همچنین با توجه به تدریجی بودن تغییرات فشار و درصد اجزاء ترکیب گاز برداشتی از مخازن گاز، که معمولا طی چند سال اتفاق می‌افتد، می‌توان موضوع تغییر درصد ترکیب اجزاء مبردچندجزیی با توجه به تغییرات شرایط خوراک را در سیستم‌های حجیم مبردچندجزیی دوطبقه‌ای، در تحقیقات آتی مدنظر قرار داد (دیدگاه پایش مداوم شرایط بیرونی و تغییر پارامترهای سیستم به منظور دستیابی به نقطه عملکرد بهینه).

7- فهرست علائم

a	ثابت معادله حالت پنگ رابینسون $(Pa(m^3mol^{-1})^2)$
A	مساحت (m^2)
b	ثابت معادله حالت پنگ رابینسون (m^3mol^{-1})
C	ظرفیت گرمایی در فشار ثابت (kJ/kgK)
F	نسبت دبی جرمی در سه‌راهی
h	آنتالپی (kJ/kg)
k_{ij}	ضریب اثر متقابل
$\dot{m}$	دبی جرمی(kg/s)
P	فشار (kPa)
R	ثابت جهانی گازها
T	دما (K)
UA	ضریب کلی انتقال حرارت و سطح (kW/K)
W	توان مصرفی (kW)
x	فاصله بی بعد از انتهای سرد مبدل حرارتی
z	درصد مولی اجزا در مخلوط مبرد

علائم یونانی

α	ضریب بدون بعد وابسته به دمای کاهیده
ω	فاکتور خروج از مرکز
η	بازدهی کمپرسور
ν	حجم مخصوص (m^3mol^{-1})

زیرنویس‌ها

c	جریان خنک
comp	کمپرسور
f	جریان گاز طبیعی خوراک
h	جریان گرم
i	شمارنده متغیر ورودی
in	ورودی
m	مخلوط
NG	گاز طبیعی
s	آنتروپی ثابت

8- مراجع

[1] S. Mokhatab, J. Y. Mak, J. V. Valappil, D. A. Wood, *Handbook of Liquefied Natural Gas*, pp. 107-145, Boston, Gulf Professional Publishing, 2013.
[2] S. Vaidyaraman, C. D .Maranas, Optimal Synthesis of Refrigeration Cycles and Selection of Refrigerants, *AIChE Journal*, Vol. 45, No. 5, pp. 997-1017, 1999.
[3] A. Aspelund, T. Gundersen, J. Myklebust, M. P. Nowak, A. Tomasgard, An optimization-simulation model for a simple LNG process, *Computers and Chemical Engineerin*g, Vol. 34, pp. 1606–1617, 2010.
[4] F. D. Nogal, J. K. Kim, S. Perry, R. Smith, Optimal design of mixed refrigerant cycles, *Industrial & Engineering Chemistry Research*, Vol. 47, No. 22, pp. 8724–8740, 2008.
[5] M. S. Khan, M. Lee, Design optimization of single mixed refrigerant natural gas liquefaction process using the particle swarm paradigm with nonlinear constraints, *Energy*, Vol. 49, pp. 146-155, 2013.
[6] J. H. Hwang, M. Roh, K. Y. Lee, Determination of the optimal operating conditions of the dual mixed refrigerant cycle for the LNG FPSO topside liquefaction process, *Computers and Chemical Engineering*, Vol. 49, pp. 25–36, 2012.
[7] G. Venkatarathnam, *Cryogenic Mixed Refrigerant Processes*, pp. 149-213, New York, *Springer*,*2008*.
[8] Z. Yuan, M. Cui, Y. Xie, C. Li, Design and analysis of small-scale natural gas liquefaction process adopting single nitrogen expansion with carbon dioxide pre-cooling, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 64, No. 1, pp. 139-146, 2014.
[9] J. Zhu, Selection and Simulation of Offshore LNG Liquefaction Process, *Proceeding of the Twentieth International Offshore and Polar Engineering Conference Beijing*, June, China, pp.20-25, 2010
[10] A. Moradi, M. Mafi, M. Khanaki, Sensitivity analysis of peak-shaving natural gas liquefaction cycles to environmental and operational parameters, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 15, No. 6, pp. 287-298, 2015. (in Persian فارسی)
[11] M. Wang, R. Khalilpour, A. Abbas, Effect of feed natural gas conditions on theperformance of mixed refrigerant LNG process, *12th International Symposium on Process Systems Engineering*, Copenhagen, Denmark, pp. 2309-2314, 2015.
[12] X. Xu, J. Liu, C. Jiang, L, Cao, The correlation between mixed refrigerant composition and ambient conditions in the PRICO LNG process, *Applied Energy*, Vol. 102, pp. 1127-1136, 2013.

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2025-04-03]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1395.16.10.13.4]

[13] X. Xu, J. Liu, L, Cao, W. Pang, Automatically varying the composition of a mixed refrigerant solution for single mixed refrigerant LNG (liquefied natural gas) process at changing working conditions, *Energy*, Vol. 64, pp. 931-941, 2014.
[14] B. Ghorbani, M. Mafi, R. Shirmohammadi, Optimization of operation parameters of refrigeration cycle using particle swarm and NLP techniques, *Journal of Natural Gas Science and Engineering*, Vol. 21, pp. 779-790, 2014.
[15] T. Ahmed, *Equations of state and PVT analysis*, pp. 1-178, Hustone, Texas, Gulf Publishing Company, 2007.
[16] R. C. Reid, J. M. Prausnitz, B. E. Poling, *The properties of gases and liquids*, Vol. 5, pp. 1-73, New York, McGraw-Hill, 2001..
[17] *HYSYS Process Simulation*, Userr manual, Hyprotech Ltd., Version 3.01.1, 2002.
[18] H. M. Chang, H. S. Lim, K. H. Choe, Effect of multi- stream heat exchanger on performance of natural gas liquefaction with mixed refrigerant, *Cryogenics*, Vol. 52, pp. 642-647, 2012.
[19] R. F. Barron, *Cryogenic heat transfer*, pp. 75-185, Philadelphia, Taylor & Francis, 1999.
[20] K. Park, W. Won, D. Shin, Effects of vraying the ambient temperature on the performance of a single mixed refrigerant liquefaction process, *Journal of Natural Gas Sience and Engineering*, Vol. 34, pp. 958–968, 2016.
[21] M. Wang, R. Khalilpour, A. Abbas, Operation optimization of propane precooled mixed refrigerant processes, *Journal of Natural Gas Sience and Engineering*, Vol. 15, pp. 93-105, 2013.

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2025-04-03]

[DOR: 20.1001.1.10275940.1395.16.10.13.4]