

بررسی اثر نشت مبرد بر عملکرد سیستم مایع‌ساز گاز طبیعی دو طبقه‌ای مبرد چندجزئی

کارشناسی ارشد، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه بین‌المللی امام خمینی (ره)، قزوین، ایران
 استادیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه بین‌المللی امام خمینی (ره)، قزوین، ایران
 استادیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه بین‌المللی امام خمینی (ره)، قزوین، ایران
 کارشناسی ارشد، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه بین‌المللی امام خمینی (ره)، قزوین، ایران

بهنام کرملو
سیدعباس سادات ساکاک*
مصطفی مافی
حامد منافی

چکیده

در این تحقیق، نشتی مبرد در سیستم دو طبقه‌ای مبرد مایع‌ساز گاز طبیعی با مبرد چندجزئی مورد بررسی قرار گرفته است. به دلیل عدم وجود یک روش معین برای بررسی نشتی اجزاء مبرد، در این تحقیق با ارائه‌ی یک روش ابتکاری شبیه‌سازی نشتی اجزاء مبرد در نقاط پرفشار انجام شده است و صحت روش استفاده شده با مقایسه‌ی داده‌های تجربی مورد سنجش قرار گرفته شده است. نتایج حاصله از بررسی نشتی در دو نقطه پرفشار از سیستم نشان می‌دهد که با وجود نشتی، کار مصرفی ویژه به میزان اندکی کاهش خواهد یافت، اما تولید محصول (گاز طبیعی مایع) به میزان قابل توجهی کاهش می‌یابد. هم‌چنین در اثر نشتی، خطر ایجاد تداخل دمایی در مبادله کن‌های گرما به دلیل کم شدن اختلاف دمای بین جریان‌های گرم و سرد مشاهده شد که قطعاً پس از مدتی باعث اختلال در عملکرد کل فرایند خواهد شد.

واژه‌های کلیدی: مبرد چندجزئی، فرایند دو طبقه‌ی مبرد مخلوطی، مایع‌سازی گاز طبیعی، نشتی مبرد.

Effect of Refrigerant Component Leakage on the Performance of Double Stage Mixed Refrigerant LNG Process

B. Karamloo Department of Mechanical Engineering, Imam Khomeini International University, Qazvin, Iran
S. Sadatsakak Department of Mechanical Engineering, Imam Khomeini International University, Qazvin, Iran
M. Mafi Department of Mechanical Engineering, Imam Khomeini International University, Qazvin, Iran
H. Manafi Department of Mechanical Engineering, Imam Khomeini International University, Qazvin, Iran

Abstract

In this article, the leakage of the refrigerant in a two stage liquefaction system with multi component refrigerant is studied. Leakage is occurred due to various factors, including the existence of cavity in high pressure area and affects the performance of the process. Due to the absence of a specific method to handle leakage of refrigerant an innovative method is performed and validated by comparing experimental data. The results show the leakage at high-pressure points, causes a little reduction of specific work, but the product (liquefied natural gas) is significantly reduced. Additionally, it is shown that leakage increases the risk of temperature interference in heat exchangers, which should cause malfunctions in system operation.

Keywords: Mixed refrigerant, dual mixed refrigerant process, Natural gas liquefaction, Leakage of refrigerant.

آن در حدود ۶۰۰ برابر کاهش [۱] و در نتیجه حجم بیشتری از آن را می‌توان به راحتی به مناطق دوردست انتقال داد. بنابراین مایع‌سازی گاز طبیعی، راه مناسبی برای ذخیره‌سازی و انتقال این کالای استراتژیک بوده و مورد توجه اغلب کشورهای جهان قرار گرفته است. در فرایندهای مایع‌سازی گاز طبیعی، گاز طبیعی در دمای ۱۶۰- درجه سلیوس تبدیل به مایع تبدیل خواهد شد، که برای رسیدن گاز طبیعی به چنین دمایی نیاز به سرمایی عمیق (کرایوژنیک) می‌باشد [۲].

سیستم‌های سرمایش عمیق و مایع‌سازی گازها از فرایندهای پرمصرف انرژی بوده و در این میان توان مصرفی کمپرسور سهم عمده را بر عهده دارد. در نتیجه زمانی این فرایندها با صرفه و اقتصادی خواهند بود که مصرف انرژی در این فرایندها تا حدودی کاهش یابد، از این رو نیاز به کاهش مصرف انرژی در این فرایندها احساس می‌شود. در

۱- مقدمه

آمارها نشان می‌دهد که امروزه، گاز طبیعی یکی از منابع مهم و اصلی تأمین‌کننده انرژی در جهان می‌باشد و گرایش به این منبع انرژی به عنوان یک سوخت پاک و منبع مهم انرژی در سال‌های اخیر افزایش چشم‌گیری یافته است. انتقال گاز طبیعی عموماً به دو صورت انجام می‌گیرد: مایع‌سازی^۱ و لوله‌کشی^۲. برای انتقال گاز طبیعی در مسافت‌های بالای ۳۵۰۰ کیلومتر، استفاده از لوله‌کشی مناسب نمی‌باشد. از این رو انتقال گاز به صورت مایع، ساده‌تر و هم‌چنین از لحاظ اقتصادی نیز باصرفه‌تر خواهد بود، زیرا با مایع‌سازی گاز طبیعی، حجم

^۱ Liquefaction of natural gas (LNG)

^۲ PNG (Piping Natural Gas)

^۳ Cryogenics

سال‌های اخیر استفاده از سیستم‌های کرایوژنیک با مبردهای چندجزیی در فرایندهای مایع‌سازی مورد توجه محققین قرار گرفته است، زیرا مبردهای چندجزیی به دلیل گستره دمایی بالا و نقطه جوش متغیر، باعث کاهش مصرف انرژی در این فرایندها شده و یکی از عوامل مهم و تعیین کننده در عملکرد این فرایندها می‌باشد و می‌توان با انتخاب بهترین ترکیب برای فرایندها، عملکرد چرخه را تا حد زیادی بهبود بخشید. در این میان مبرد چندجزیی بر اثر عواملی مانند وجود حفره یا سوراخ در خطوط لوله، نشت کرده و درصد اجزای تشکیل دهنده مبرد با توجه به نقطه جوش متغیر هر کدام از اجزای مبرد تغییر خواهد کرد، که این تغییر اجزای ترکیب، قطعاً بر عملکرد سیستم تأثیرگذار خواهد بود. تحقیقات زیادی در سال‌های اخیر بر روی سیستم‌های دما پایین با مبردهای چندجزیی انجام شده است که از جمله این تحقیقات می‌توان به موارد زیر اشاره کرد:

ونکاتاراتنام و همکاران [۳]، فرایند ژول تامسون مبرد مخلوطی تک مرحله‌ای را مورد مطالعه قرار داده و به بررسی تأثیر اجزای مبرد مخلوطی و تجهیزات بر عملکرد چرخه پرداختند و با بررسی نتایج بدست آمده، یک ترکیب بهینه برای شارژ اولیه سیستم بدست آوردند. هوانگ و همکاران [۴]، چرخه مبرد مخلوطی دوگانه را مورد بررسی قرار دادند و با شبیه سازی این فرایند، شرایط عملیاتی بهینه برای این فرایند را تعیین کردند. هنگ سان و همکاران [۵]، عملکرد دینامیکی یک سیستم مبرد مخلوطی را با شارژ و همچنین نشت مبرد مخلوطی آن بررسی کردند. آن‌ها برای مطالعه، یک مدل جدید بر اساس شبیه‌سازی فرایند و همچنین خصوصیات سیستم، ایجاد کردند. نتایج آن‌ها نشان داد که ترکیبات سبک به دلیل این‌که به طور عمده در فاز بخار قرار دارند بر روی فشار تأثیر می‌گذارند و تأثیر ترکیبات سنگین به دلیل اینکه بیش‌تر در حالت فاز مایع قرار دارند، در سطح مایع مخزن بیش‌تر می‌باشد. نتایج بدست آمده از این مطالعه اطلاعات مفیدی برای تنظیم مبرد مخلوطی و عملکرد یک سیستم مبرد مخلوطی ارائه می‌دهد. وانکاتاراتنام و لاکشمی [۶]، ترکیب مبرد مخلوطی چرخه ژول تامسون تک مرحله‌ای^۱ و نشتی در این فرایند را مورد آزمایش و مطالعه قرار دادند و با آزمایشات انجام شده به این نتیجه رسیدند که مبردی که در ابتدا به سیستم شارژ می‌شود بر اثر عوامل زیادی، تغییر پیدا کرده و ممکن است بعد از مدتی باعث عملکرد نامطلوب فرایند شود. بنابراین رابطه ای میان ترکیب شارژ اولیه و شارژ در مدار پیدا کردند تا با استفاده از ترکیب مبرد در مدار، یک ترکیب بهینه برای شارژ اولیه بدست آورند. پواگا [۷] با بهینه‌سازی و استفاده از آنالیز حساسیت، به مقایسه‌ی چرخه‌های مایع‌ساز یک و دو طبقه‌ی مبرد چندجزیی، چرخه‌ی دو طبقه‌ی نیتروژن انبساطی و چرخه‌های انبساطی با سیال‌های عامل نیتروژن و هیدروکربن 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. حمید صفاری و همکاران [۸]، فرایند مبرد مخلوطی پیش سرد شده توسط پروپان^۲ را شبیه سازی کرده و با تغییر ترکیب مبرد مخلوطی مورد استفاده در چرخه به بررسی تأثیر ترکیب‌های مختلف بر عملکرد چرخه

پرداختند تا عملکرد بهینه را با یک ترکیب مناسب بدست آورند. آبی‌دین و همکاران [۹]، تأثیر تغییر ترکیب مبرد مخلوطی بر عملکرد مبدل گرما اصلی کرایوژنیک را مورد بررسی قرار دادند. آن‌ها ضریب انتقال گرما در سمت لوله مبادله کن گرما رابه عنوان تابع هدف در نظر گرفتند و بهترین اجزاء ترکیب مبرد را برای بدست آوردن بالاترین ضریب انتقال حرارت تعیین کردند. وانکاتاراتنام و همکاران [۱۰]، بازده آدیاباتیک کمپرسور چرخه ژول تامسون تک مرحله‌ای را با سی ترکیب مبرد مختلف بدست آوردند و به بازده آدیاباتیک کمپرسور در نسبت فشارهای مختلف مستقل از ترکیب مبرد مخلوطی می‌باشد. وایدیاریمن و ماراناس [۱۱]، الگوریتمی ارائه کردند که به صورت هم زمان 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.

۲- تشریح و مدل سازی فرایند

۲-۱- توصیف فرایند

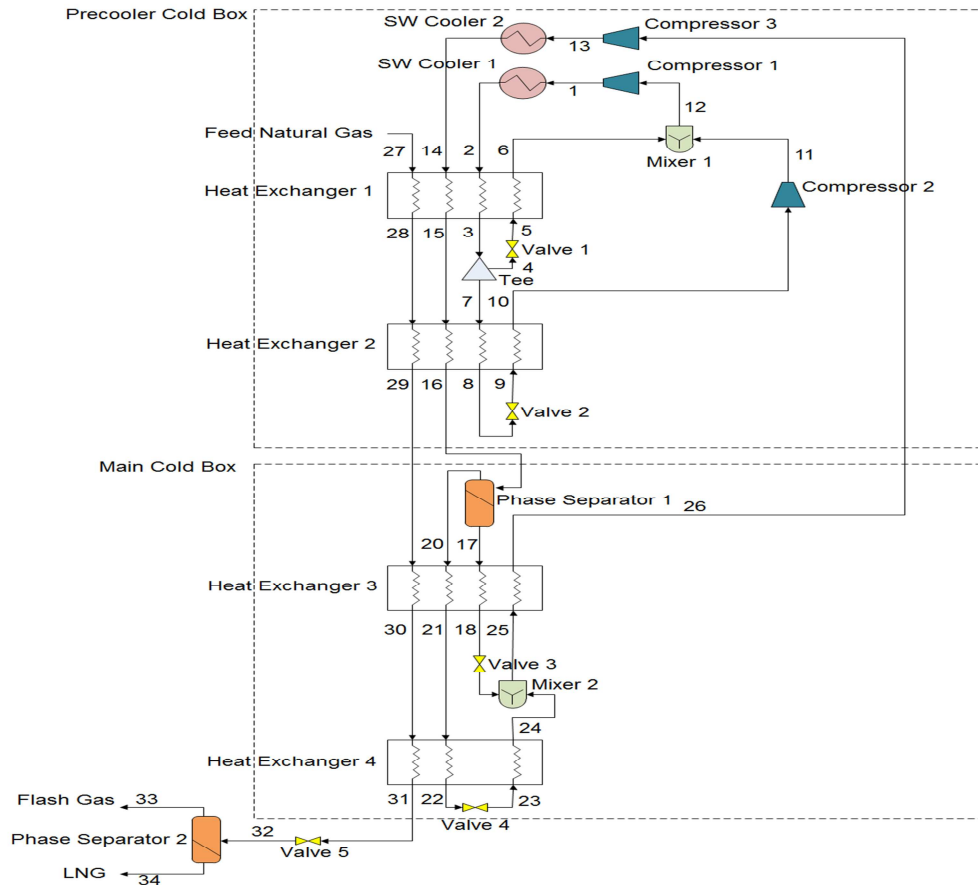
شکل ۱ سیستم مایع‌ساز دو طبقه ای مبرد چندجزیی گاز طبیعی را نشان می‌دهد. سیستم مذکور شامل دوچرخه، با مبردهای چندجزیی متفاوت^۳ اصلی^۴ می‌باشد مبردهای استفاده شده در چرخه‌ی پیش سرمایش برای تطابق دمایی بهتر با گاز طبیعی اجزای سنگین‌تری نسبت به مبردهای چرخه اصلی برخوردار است. برای مایع‌سازی گاز طبیعی در این سیستم، ابتدا گاز طبیعی یا خوراک با فشار چاه (نقطه ۲۷) و مبرد چند جزیی اصلی (نقطه ۱۴) با عبور از مبدل‌های حرارتی اول و دوم ، تا حدود ۲۴۰ کلون (نقاط ۲۹ و ۱۶) سرد می‌شوند [۴ و ۲] و سپس مبرد اصلی در جداکننده به دوفازبخار (نقطه ۲۰) و مایع (نقطه ۱۷) تقسیم می‌شود. فاز مایع دارای اجزای سنگین‌تر و فاز بخار از اجزای سبک‌تر تشکیل شده‌اند. در ادامه، گاز طبیعی (نقطه ۲۹) و فاز بخار مبرد اصلی با عبور از مبدل گرما^۳ توسط فاز مایع که خود با عبور از شیر انبساط، مادون سرد شده است، سردتر می‌شوند و در نهایت گاز طبیعی با عبور از مبادله کن گرما^۴ (جریان شماره ۲۴-۲۳)، و تبادل گرما با جریان بخار مبرد اصلی، از چرخه اصلی انبساط به فشار یک اتمسفر منبسط شده و به حالت دوفازی (نقطه ۳۲) 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 مایع ساز از چهار مبادله کن گرما استفاده شده است که نسبت به سیستم‌های مشابه بادویا سه مبدل حرارتی دارای کار ویژه مصرفی کم‌تری می‌باشد و همچنین ظرفیت تولید گاز طبیعی مایع شده توسط این چرخه به مراتب از چرخه‌های دو وسه بدل بیش‌تر می‌باشد [۴].

^۳Precooler cycle

^۴Main cycle

^۱ Single stage JT refrigerator

^۲C3MR



شکل ۱- طرحواری چرخه دوگانه مبرد چندجزیبی

۲-۲- شبیه‌سازی فرایند

از آن جا که هدف این مقاله بررسی اثر نشتی مبرد در سیستم مایع‌ساز مبرد چند جزیبی است، ابتدا چرخه مورد نظر در یک حالت پایه (مرجع ۴) که شرایط گاز خوراک و پارامترهای طراحی در آن مشخص است، شبیه‌سازی شده است. با شبیه‌سازی این سیستم بدین روش، مشخصات عملکردی تمامی تجهیزات و جریان‌ها مشخص می‌شود، که نتایج آن در ادامه آورده شده است. در نهایت با فرض نشتی مبرد از نقاط پر فشار شرایط جدیدی بر سیستم حاکم می‌شود. با این وجود در تمام طول شبیه‌سازی مقدار UA برای همه مبادله کن‌ها ثابت گرفته شده است. چرا که بعد از طراحی سیستم مایع‌سازی نمی‌توان تغییری در مبادله کن‌ها ایجاد کرد و ثابت گرفتن این پارامتر منطقی به نظر می‌رسد. پارامتر دیگری که بعد از طراحی این سیستم ثابت خواهد ماند، دبی حجمی ورودی به کمپرسورها می‌باشد. برای محقق شدن این شرایط در ورودی کمپرسورها، با ثابت فرض کردن نسبت فشار در کمپرسورها، فشارهای قبل و بعد از کمپرسورها تنظیم می‌شوند.

معادلات حالت بسیاری برای پیش‌بینی خواص ترمودینامیکی مخلوط‌های هیدروکربنی در دماهای پایین (کرایوژنیک) وجود دارد که پیش‌بینی خواص مخلوط‌ها توسط آن‌ها تقریباً همانند حالت واقعی بوده و اختلاف کمی با حالت واقعی دارد. در این مقاله از معادلات حالت

پنگ رایبسون جهت پیش‌بینی خواص ترمودینامیکی مخلوط‌ها در مبرد چندجزیبی استفاده شده است [۱۶، ۱۷، ۱۸].

مدل‌سازی چرخه‌ی مایع‌سازی گاز طبیعی مبرد چندجزیبی دوگانه، توسط نرم‌افزار Hisys انجام شده است. نرم‌افزار Hisys به دلیل داشتن معادلات حالت مناسب برای کاربردهای گوناگون، تعریف اغلب المان‌های مورد نیاز شبیه‌سازی، وجود واحدهای کنترلی جهت کنترل قسمت‌های مختلف، افزایش سرعت عملیات مدل‌سازی و بهینه‌سازی به دلیل انجام محاسبات مربوط به قانون اول ترمودینامیک و ... از نرم‌افزارهای مطرح و پرکاربرد در شبیه‌سازی و بهینه‌سازی فرایندهای صنعتی محسوب می‌شود.

جهت شبیه‌سازی، به قیدها و فرضیات مناسب نیاز می‌باشد که در ادامه مفروضاتی که جهت شبیه‌سازی فرایند در نظر گرفته شده است در جداول مربوطه ارائه شده است. جدول (۱) قیدها و فرضیات اولیه چرخه مورد مطالعه را نشان می‌دهد [۲، ۴، ۷ و ۱۲]. همان‌طور که در جدول ۱ نشان داده شده است، شرایط گاز طبیعی در ورود و خروج سیستم مایع‌ساز مبرد چندجزیبی دوطبقه‌ای مشخص می‌باشد. همچنین به دلیل این که خنک‌کننده‌های بعد از کمپرسور، با آب دریا خنک می‌شوند دارای دمای مشخصی هستند و مقادیر آن به عنوان قیدهای مساله در نظر گرفته شده است. همچنین در طراحی مبادله کن‌ها گرما در چنین سیستم‌هایی یک مقدار مجاز برای حداقل دمای بین

جدول ۲- پارامترهای طراحی بدست آمده در مرجع ۴

متغیر	مقدار	واحد
دبی مولی مبرد چرخه پیش سردکن	۰.۹۰۱	mol/s
دبی مولی مبرد چرخه اصلی	۱	mol/s
فشار نقطه ۱	۱۹۲۰	kPa
فشار نقطه ۹	۲۸۵	kPa
فشار نقطه ۱۲	۷۷۰	kPa
فشار نقطه ۱۲	۴۸۰۰	kPa
فشار نقطه ۲۶	۳۰۰	kPa
دمای نقطه ۱۲	۳۰۸.۸	K
دمای نقطه ۲۶	۲۳۴.۳	K
دمای نقطه ۲۹	۲۴۰	K
نسبت دبی جرمی در سه‌راهی	۶۰.۵	%

جدول ۳- ترکیبات بدست آمده در مرجع ۴ برای مبرد در چرخه

اجزا	مبرد در چرخه پیش سرمایش (% mol)	مبرد در چرخه مایع‌ساز (% mol)
نیتروژن	-	۷
متان	-	۴۱.۸
اتان	۲۴.۸۲	۲۹.۹
پروپان	۶۴.۱۵	۲۱.۳
نرمال بوتان	۱۱.۰۳	-

می‌باشد. فرم جبری این معادله حالت به صورت زیر است:

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

در رابطه‌ی (۱)، a و b ثابت‌های معادله حالت بوده و α ضریب بی بعد می‌باشد که وابسته به دمای کاهش یافته است. مقدار α از رابطه‌ی (۲) قابل محاسبه می‌باشد:

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

در رابطه فوق ضریب m به صورت زیر محاسبه می‌شود:

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

ω در رابطه فوق، فاکتور خروج از مرکز و معیاری از میزان انحراف از شکل متقارن مولکول‌های قطبی است. ضرایب a و b در رابطه (۱) به صورت زیر بدست خواهند آمد:

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

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

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^۲ 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 رایبنسون که در مورد مخلوط‌ها

جریان‌های گرم و سرد انتخاب می‌شود که مقدار بالای این متغیر باعث افزایش اتلاف انرژی در سیستم می‌شود و هم چنین کاهش آن از یک مقدار معین باعث افزایش خطر تداخل دمایی و بر عکس شدن انتقال گرما بین جریان گرم و سرد می‌شود. با توجه به توضیحات بالا، مقدار مجاز ۳ درجه سلسیوس برای حداقل اختلاف دمای بین جریان گرم و سرد در مبدل‌های گرما انتخاب شده است [۴ و ۲۰]. شرایط ذکر شده در جدول ۱ در تمامی این مقاله بدون تغییر باقی می‌ماند. با توجه به جدول ۱، مقادیر طراحی برای این سیستم در مرجع ۴ بدست آمده است که در جدول ۲ و ۳ به نمایش در آمده است.

۲-۳- معادلات حاکم

۲-۳-۱- پیش‌بینی خواص ترمودینامیکی

همان‌طور که قبلاً گفته شد، مبرد چندجزیی چرخه پیش‌سردکن از اتان، متان و نرمال بوتان تشکیل شده است. نیتروژن، متان، اتان و پروپان نیز اجزای مبرد چندجزیی چرخه اصلی می‌باشند. گاز طبیعی نیز از نیتروژن، اتان، متان، پروپان، نرمال بوتان، ایزوبوتان و ایزوپنتان تشکیل شده است. بنابراین جهت پیش‌بینی خواص ترمودینامیکی مبردهای چندجزیی فوق باید از معادله حالت مناسبی استفاده شود.

یکی از معادلات حالت مهم که برای پیش‌بینی خواص مواد خالص نیتروژن، متان، اتان و پروپان از دقت بالایی برخوردار می‌باشد، معادله حالت پنگ رایبنسون می‌باشد. معادله حالت پنگ رایبنسون یک معادله نیمه تجربی و از نوع معادله‌های حالت مشتق شده از فرم واندروالس^۱

جدول ۱- مشخصات و فرضیات اولیه سیستم مایع‌ساز مبرد چندجزیی

دوطبقه‌ای		
متغیر	مقدار	واحد
دبی مولی گاز طبیعی	۰.۷۴۸	mol/s
دمای گاز طبیعی خوراک	۳۰۰	K
دمای گاز طبیعی مایع‌شده	۱۱۲.۳	K
درصد مولی متان در گاز طبیعی	۸۷.۵	%
درصد مولی اتان در گاز طبیعی	۵.۵	%
درصد مولی پروپان در گاز طبیعی	۲.۱	%
درصد مولی ایزو بوتان در گاز طبیعی	۰.۳	%
درصد مولی نرمال بوتان در گاز طبیعی	۰.۵	%
درصد مولی ایزو پنتان در گاز طبیعی	۰.۱	%
درصد مولی نیتروژن در گاز طبیعی	۴	%
دمای مبرد پیش‌سرد بعد از کندانسور (نقطه ۲)	۳۱۰	K
دمای مبرد اصلی بعد از کندانسور (نقطه ۱۴)	۳۰۵	K
حداقل دمای نقطه پینچ در مبدل‌های حرارتی	۳	K
فشار عملیاتی گاز طبیعی	۶۵	bar
افت فشار در مبدل کن‌های گرما	۰	bar
بازدهی آیزنتروپیک کمپرسورها	۸۰	%

² Mixing Rule

¹ Vander Waals EOS

۲-۲-۳-۲- شیر انبساط

شیر انبساط وسیله‌ای مکانیکی است که برای کاهش دما و فشار میرد در طی یک فرایند آنتالپی ثابت در چرخه مورد استفاده قرار می‌گیرد. بنابراین رابطه‌ی حاکم در شیر انبساط به صورت معادله (۱۴) می‌باشد.

$$h_{in} = h_{out} \quad (14)$$

۲-۲-۳-۲- مخلوط کننده

مخلوط کننده ابزاری است که از ورود دو جریان با شرایط متفاوت، جریانی را به وجود می‌آورد که جرم آن برابر مجموع جرم‌های ورودی است و شرایطی مابین دو جریان ورودی دارد. بالانس موازنه جرم و انرژی برای مخلوط کننده‌ها به ترتیب در معادله‌های (۱۵) و (۱۶) آمده است.

$$\dot{m}_{out} = \dot{m}_1 + \dot{m}_2 \quad (15)$$

$$\dot{m}_{out} h_{out} = \dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_2 h_2 \quad (16)$$

۲-۲-۳-۲- کمپرسور

برای متراکم نمودن بخار در سیستم‌های مایع‌ساز، از کمپرسورها استفاده می‌شود. کمپرسورها ابزاری مکانیکی هستند که بخار ورودی را با مصرف توان الکتریکی، متراکم می‌کنند. توان مصرفی در کمپرسور با توجه به راندمان آیزنتروپیک آن، از معادله (۱۷) بدست می‌آید.

$$W = \dot{m}_{in} \cdot (h_{out} - h_{in}) = \dot{m}_{in} \cdot (h_{out,s} - h_{in}) / \eta_{comp} \quad (17)$$

در رابطه‌ی (۱۷) 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 (۱۸) آمده استفاده کرد. این پارامتر به عنوان تابع هدف، در این مقاله در نظر گرفته شده است.

$$W_{total} / \dot{m}_1 = \sum_{i=1}^3 W_i / \dot{m}_1 \quad (18)$$

در معادله‌ی (۱۸)، W_i کار مصرفی در کمپرسورها می‌باشد و منظور از \dot{m}_1 دبی جرمی گاز مایع شده در انتهای فرایند می‌باشد.

۲-۲-۳-۲- سه‌راهی

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 (۱۹) ارائه شده است.

$$F = \dot{m}_4 / \dot{m}_3 \quad (19)$$

۳- اعتبار سنجی شبیه سازی

با توجه به شرایط محیطی و طراحی ذکر شده در جدول‌های ۱، ۲ و ۳ برای سیستم مایع‌ساز دو طبقه‌ای و با استفاده از روابط ترمودینامیکی تشریح شده در قسمت پیشین، فرایند ارائه شده در شکل ۱، شبیه‌سازی شد. مقایسه نتایج تحقیق حاضر با تحقیقات پیشین، به صورت زیر می‌باشد:

۱- مدل ارائه شده در تحقیق حاضر، کار مصرفی ویژه کمپرسورها را برای تولید یک تن گاز طبیعی مایع برابر ۹۲۶.۶۴ مگاژول محاسبه نمود. مرجع ۴ مقدار این پارامتر ۹۲۴/۷۵ مگاژول بر تن گاز طبیعی

با $(\alpha\alpha)_m$ و b_m نشان داده می‌شود، از روابط (۸-۶) به دست می‌آید [۱۵]:

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

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

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

در رابطه‌ی γ پارامتر k_{ij} به ضریب اثر متقابل^۱ معروف است. برای ارزیابی این مقادیر از بانک اطلاعاتی نرم‌افزار تجاری Hisys استفاده شده است. در این رابطه Z_i درصد ترکیب مولی جزء i -ام است [۱۵].

۲-۳-۲- مدل سازی ترمودینامیکی

برای شبیه‌سازی فرایند مایع‌سازی گاز طبیعی نیاز به دانستن مدل ترمودینامیکی اجزای مورد استفاده در چرخه دو طبقه‌ای میرد مخلوطی می‌باشد.

۲-۲-۳-۲- مبدل حرارتی

دو نوع استاندارد از مبدله کن های گرما که در مایع‌سازی گاز طبیعی مورد استفاده قرار می‌گیرند، مبدله کن های گرما صفحه‌ای فین دار^۲ و مبدله کن های گرما مارپیچ حلزونی^۳ می‌باشند [۱۴] و [۱۵] برای بدست آوردن پروفیل دمایی جریان‌ها و مقدار ضریب کلی انتقال حرارت و سطح^۴ مبدله کن های گرما از معادلات بالانس انرژی موضعی (۹-۱۲) استفاده شده است [۱۴].

$$\dot{m}_c C_c \frac{dT_c}{dx} = UA_{c-f}(T_c - T_f) + UA_{c-h1}(T_c - T_{h1}) + UA_{c-h2}(T_c - T_{h2}) \quad (9)$$

$$\dot{m}_f C_f \frac{dT_f}{dx} = UA_{c-f}(T_f - T_c) + UA_{f-h1}(T_f - T_{h1}) + UA_{f-h2}(T_f - T_{h2}) \quad (10)$$

$$\dot{m}_{h1} C_{h1} \frac{dT_{h1}}{dx} = UA_{f-h1}(T_{h1} - T_f) + UA_{c-h1}(T_{h1} - T_c) + UA_{h1-h2}(T_{h1} - T_{h2}) \quad (11)$$

$$\dot{m}_{h2} C_{h2} \frac{dT_{h2}}{dx} = UA_{f-h2}(T_{h2} - T_f) + UA_{c-h2}(T_{h2} - T_c) + UA_{h1-h2}(T_{h2} - T_{h1}) \quad (12)$$

که در روابط بالا x فاصله بی‌بعد می‌باشد که از انتهای قسمت سرد مبدله کن شروع می‌شود ($x=0$) و به انتهای گرم مبدله کن نیز ختم می‌شود ($x=1$). طبق اصول عملکردی که نرم‌افزار Hisys در انجام محاسبات برای مبدله کن گرما دارد هیچ انتقال حرارتی بین جریان‌های گرم (جریان‌های خوراک، جریان گرم اول و جریان گرم دوم) وجود ندارد بنابراین عبارت‌های مربوط به ضریب کلی انتقال گرما و سطح جریان‌های گرم در معادلات (۹-۱۲) قابل حذف می‌باشند.

ضریب کلی انتقال حرارت برای مبدله‌ها نیز از مجموع جبری ضرایب انتقال حرارت بین جریان‌های گرم و سرد به صورت معادله (۱۳) بدست می‌آید.

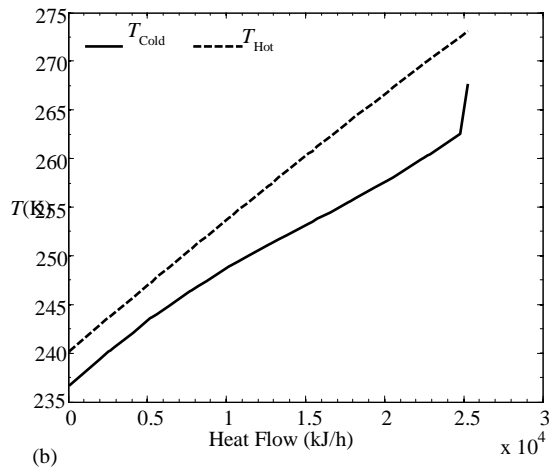
$$UA = UA_{c-f} + UA_{c-h1} + UA_{c-h2} \quad (13)$$

¹ Interaction Parameter or Binary Coefficient

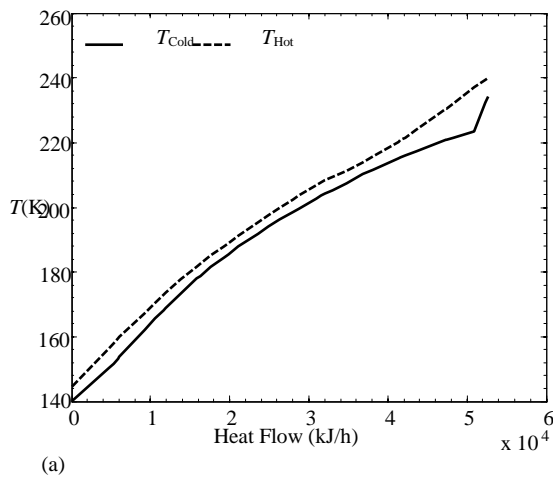
² Plate-fin heat exchangers (PFHXs)

³ Spiral-wound heat exchangers (SWHXs)

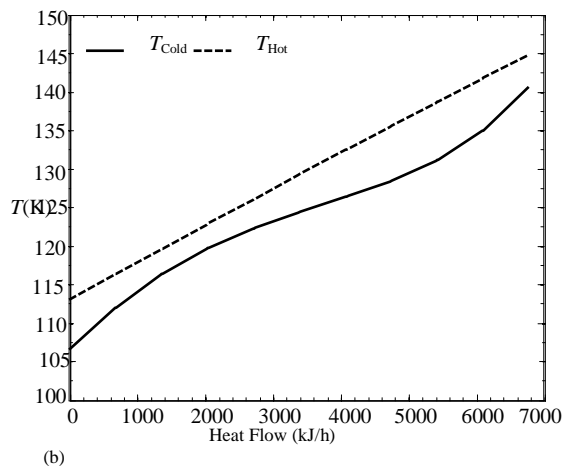
⁴ Overall heat transfer coefficient and area



شکل ۳- منحنی‌های ترکیبی مبادله کن های گرمایی ۱، ۲ در حالت پایه به ترتیب در a و b



(a)



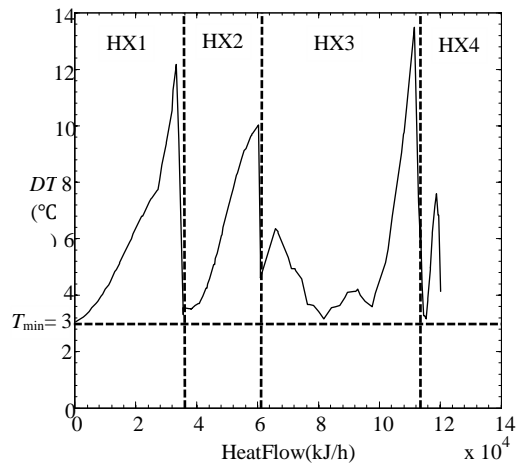
(b)

شکل ۴- منحنی‌های ترکیبی مبادله کن های گرمایی ۳ و ۴ در حالت پایه به ترتیب در a و b

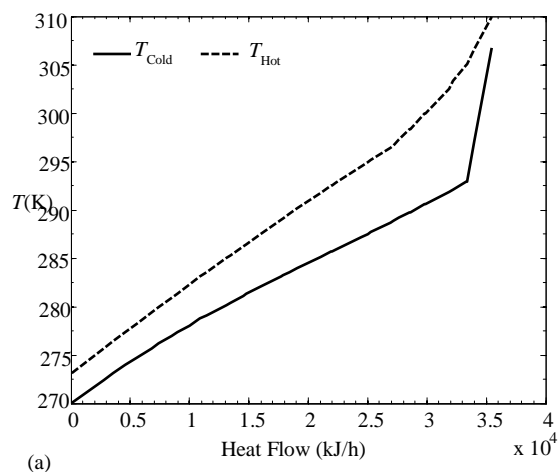
از آنجایی که هدف اصلی تحقیق حاضر، بررسی اثر نشتی بر عملکرد سیستم مایع ساز است، لذا می‌بایست مشخصات عملکردی سیستم (به خصوص مشخصات گرما مبادله کن های گرما استخراج

مایع گزارش کرده است که نسبت اختلاف این مقادیر با هم، ۰.۲ درصد می‌باشد.

۲- مقدار دمای حداقل بین جریان‌های گرم و سرد در مبادله کن های گرمایی اول تا چهارم به ترتیب از چپ به راست ۳/۳۰۸/۱۴.۳/۴۸.۳/۰.۳ درجه سلسیوس است. این اعداد نشان‌دهنده این واقعیت می‌باشد که اختلاف دمای حداقل از دمای مجاز ۳ 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 ۲ نشان داده شده است. همچنین منحنی‌های ترکیبی مبادله کن های گرما در چرخه‌های پیش‌سرمایش و اصلی، به ترتیب در شکل‌های ۳ و ۴ نشان داده شده‌اند. با توجه به این شکل‌ها، مشخص می‌شود علاوه بر رعایت شدن حداقل دمای مجاز بین جریان‌های گرم و سرد در تمامی مبادله کن ها گرمایی، در طول تمامی مبدل‌ها، اختلاف دمای بین جریان‌ها در بازه قابل قبولی قرار گرفته است که این نشان‌دهنده اتلاف آگزریزی پایین این سیستم مایع‌ساز می‌باشد.



شکل ۲- منحنی اختلاف دما بین جریان‌های گرم و سرد در مبادله کن های گرمایی در حالت پایه



(a)

دبی میرد چرخه اصلی ختم می‌شود. برای بررسی صحت روش به کار گرفته شده در مدل‌سازی نشتی اجزاء میرد، از آن‌جا که فقط چرخه‌ی تک مرحله‌ای ژول تامسون به صورت تجربی توسط وناکاتارنام [۶] دارای آنالیز نشتی می‌باشد، در ابتدا چرخه ژول تامسون تک مرحله‌ای با روش کار گرفته در این تحقیق، شبیه‌سازی و آنالیز شد. نتایج بدست آمده برای نشت در فرایند تک مرحله‌ای ژول تامسون تقریباً همانند نتایج تجربی بدست آمده پژوهش وناکاتارنام می‌باشد. در جدول (۵) نتایج بدست آمده از مدل‌سازی نشتی فرایند ژول تامسون با نتایج تجربی بدست آمده توسط وناکاتارنام مقایسه شده است. همان‌طور که از جدول (۵) مشاهده می‌شود درصد اجزای میرد مخلوطی، بعد از نشتی نسبت به حالت شارژ اولیه تغییر می‌کند، نتایج بدست آمده از روش به کار گرفته شده برای شبیه‌سازی نشتی در این تحقیق، تطابق مناسبی با نتایج تجربی مرجع [۶] دارد. بنابراین صحت روش به کار برده شده برای شبیه‌سازی نشتی قابل اعتماد می‌باشد.

جدول ۵- اعتبار سنجی روش نشتی حاضر با نتایج مرجع [۶]

اجزاء	درصد مولی پایه	مرجع [۶] %	مدل‌سازی فرایند ژول تامسون %
متان	۱۴.۸	۱۷.۵	۱۶.۶
اتان	۲۰.۵	۲۰	۱۹.۷
پروپان	۴۴.۲۱	۳۳.۵	۳۳.۶
نیتروژن	۲۰.۴۹	۲۹	۲۰.۱

۴-۲- نشتی بعد از کمپرسور سوم (جریان ۱۳) چرخه

دوطبقه میرد چندجزیی

با توجه به اطلاعات بدست آمده از شبیه‌سازی، در این جریان همه اجزای میرد در حالت تک فازی یعنی فاز بخار می‌باشند، در جدول (۶) درصد اجزای تشکیل دهنده میرد در نقطه مورد نظر ارائه شده است. عملکرد چرخه مورد نظر با نشتی ۳٪ از دبی مولی میرد چرخه اصلی نسبت به حالت پایه بررسی شده است. شکل‌های ۵، ۶ و ۷ نتایج بدست آمده از نشتی میرد چندجزیی چرخه اصلی در منطقه بعد از کمپرسور ۳ (جریان ۱۳) را نشان می‌دهند. همان‌طور که از شکل (۵) مشاهده می‌شود، با نشت و کاهش ۳٪ از دبی مولی میرد در چرخه اصلی کار ویژه به میزان اندک ۰/۱۳ درصد نسبت به حالت بهینه کاهش می‌یابد. یکی از دلایل کاهش مصرفی وجود رابطه مستقیم بین کار مصرفی و دبی مولی میرد چرخه اصلی است، هرچه دبی کاهش یابد به دنبال آن کار مصرفی نیز کاهش خواهد داشت. در شکل (۶) نمودار مربوط به دبی جرمی گاز طبیعی مایع بر حسب نشتی در نقطه مورد مطالعه رسم شده است.

جدول ۶- شرایط و مشخصات میرد بعد از کمپرسور سوم (جریان ۱۳)

اجزاء	جز مولی	فاز بخار	فاز مایع
متان	۰/۴۱۸	۰/۴۱۸	-
اتان	۰/۲۹۹	۰/۲۹۹	-
پروپان	۰/۲۱۳	۰/۲۱۳	-
نیتروژن	۰/۰۷	۰/۰۷	-

شوند تا بتوان شرایط قبل و بعد از نشتی را با هم مقایسه نمود. 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 مبدله کن‌های گرما در طول عمر سیستم، ثابت باقی خواهد ماند [۱۳ و ۱۹]. پارامتر دیگری که بعد از طراحی و پیاده‌سازی سیستم ثابت خواهند ماند، دبی حجمی ورودی به کمپرسورها می‌باشد [۷ و ۱۳]. برای محقق شدن این شرایط در ورودی کمپرسورها، با ثابت فرض کردن نسبت فشار در کمپرسورها، فشارهای قبل و بعد از کمپرسورها تنظیم می‌شوند [۷].

بر اساس نتایج بدست آمده از شبیه‌سازی سیستم مدر نرم افزار Hisys، مقادیر مربوط به ضریب کلی انتقال حرارت و سطح در مبدل‌های حرارتی و دبی حجمی ورودی به کمپرسورها در جدول (۴) لیست شده است.

جدول ۴- نتایج بدست آمده برای ضریب کلی انتقال گرما و سطح در مبدله کن‌های گرمایی و دبی حجمی ورودی کمپرسورها در حالت پایه

متغیر	جزء	مقدار	واحد
ضریب کلی انتقال گرما و سطح	مبدله کن گرما اول	۱۳۷.۵۳	$MJ/^\circ C \cdot t - LNG$
ضریب کلی انتقال گرما و سطح	مبدله کن گرما دوم	۹۳.۷۸	$MJ/^\circ C \cdot t - LNG$
ضریب کلی انتقال حرارت و سطح	مبدله کن گرما سوم	۲۲۷.۱۹	$MJ/^\circ C \cdot t - LNG$
ضریب کلی انتقال گرما و سطح	مبدله کن گرما چهارم	۲۸.۶۵	$MJ/^\circ C \cdot t - LNG$
دبی حجمی ورودی	کمپرسور اول	۹.۶۸۶	m^3/h
دبی حجمی ورودی	کمپرسور دوم	۹.۸۸۷	m^3/h
دبی حجمی ورودی	کمپرسور سوم	۲۲.۵۷	m^3/h

۴- نتایج شبیه‌سازی و بحث

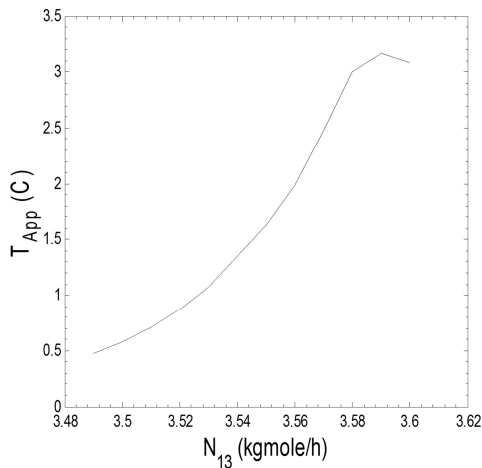
در مقاله حاضر نشتی میرد در چرخه اصلی سیستم مایع‌ساز گاز طبیعی دو طبقه‌ای بررسی شده است. همان‌طور که قبلاً گفته شد، فرض شده است که میرد چرخه اصلی در خطوط فشار بالا دچار نشت شود. هم‌چنین فرض بر این است که میرد چرخه اصلی به صورت فاز بخار از حفره‌های موجود در خطوط جریان، نشت پیدا کرده است، در نتیجه قسمت فاز بخار میرد چندجزیی دچار تغییر خواهند شد. به عنوان مثال می‌توان به نقاط بعد از کمپرسورها که از خطوط فشار بالا می‌باشند اشاره کرد. در این مطالعه نشتی در خطوط بعد از کمپرسور سوم (جریان‌های ۱۳ و ۱۵) مورد بررسی قرار گرفته است.

۴-۱- تئوری بکاررفته جهت بررسی اثر نشتی

به دلیل این‌که الگوی دقیقی از چگونگی نشتی در فرایندهای میرد مخلوطی وجود ندارد در این حالت فرض می‌شود که نسبت درصد مولی اجزای میرد، از دبی مولکولی هر کدام از اجزاء کاسته می‌شود. در این شرایط درصد مولی تغییر نکرده و فقط دبی میرد به میزان نشتیکم خواهد شد، به عبارتی دیگر در این حالت تحلیل نشتی به بررسی تغییر

۴-۳- نشتی در خروجی مبدل حرارتی اول (جریان ۱۵)

یکی دیگر از نقاطی که به بررسی نشتی در آن پرداخته شده است، ناحیه بعد از مبادله کن گرما اول (جریان ۱۵) می باشد. در جدول (۷) وضعیت مبرد مخلوطی در این ناحیه ارائه شده است. همان طور که از اطلاعات بدست آمده در جدول مشخص است، مبرد مخلوطی در این ناحیه در حالت دو فاز قرار دارد، بنابراین نشتی در این ناحیه با قسمت قبلی که در حالت تک فاز بود متفاوت می باشد. همان گونه که قبلا اشاره شد در این مطالعه فرض بر این است که نشتی بر اثر وجود حفره در خطوط جریان به وجود می آید، بنابراین نشتی در این حالت به



شکل ۷- منحنی تغییرات حداقل دمای جریان های سرد و گرم با نشتی در نقطه ۱۳

صورت خروج فاز بخار ایجاد خواهد شد. در این حالت نشتی مبرد باعث کاهش دبی مولی مبرد چرخه اصلی خواهد شد و چون نسبت اجزاء مبرد در حالت بخار با نسبت اجزاء در کل مبرد برابر نبوده و شامل فاز مایع نیز می باشد، از این رو درصد مولی اجزاء مبرد مخلوطی در چرخه اصلی تغییر خواهد کرد. در این حالت هم چنین فرض شده است که ۲٪ از دبی مولی مبرد چرخه اصلی تا قبل از این که به وجود نشتی در سیستم پی برده شود کاهش یافته است. برای بررسی و تحلیل نشتی، بازه شروع کاهش دبی مبرد تا هنگامی که دبی مبرد ۲٪ نسبت به حالت بهینه کاهش یابد به ۱۰۰ قسمت تقسیم شده است. در هر نقطه بر اساس نسبتی که اجزاء مبرد در فاز بخار دارند از دبی مولی اجزاء در کل مبرد مخلوطی چرخه اصلی کاسته می شود و به دلیل آن که نسبت اجزاء در فاز بخار با نسبت اجزاء در کل مبرد برابر نمی باشد، درصد مولی کل مبرد تغییر خواهد کرد. همین طور لازم به ذکر می باشد که در هر مرحله از کاهش دبی مولی مبرد، نسبت اجزاء فاز بخار نیز تغییر می کند بنابراین درصد مولی اجزاء به طور متوالی تغییر خواهند کرد.

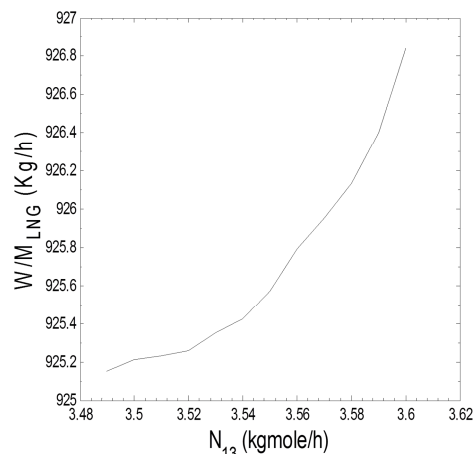
جدول ۷- شرایط و مشخصات مبرد بعد از مبادله کن های گرما اول

(جریان ۱۵)

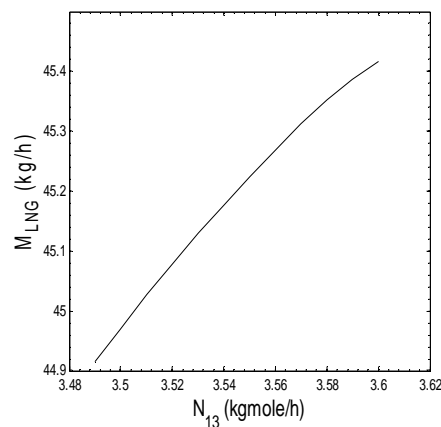
اجزا	جز مولی	فاز بخار	فاز مایع
متان	۰/۴۱۸	۰/۵۸۳۷	۰/۲۱۷۹
اتان	۰/۲۹۹	۰/۲۵۵۱	۰/۳۷۱۸
پروپان	۰/۲۱۳	۰/۱۰۴۸	۰/۳۹۲۵
نیتروژن	۰/۰۷	۰/۱۰۱۵	۰/۰۱۷۸

همان طور که مشاهده می شود با نشتی مبرد، دبی جرمی مایع تولید شده به میزان ۱.۳٪ یعنی حدود ده برابر کاهش کار مصرفی ویژه، کاهش یافته است. این بدین معنی است که با ورود گاز طبیعی معینی به چرخه مایع ساز، چرخه توانایی مایع سازی مانند حالت بهینه را ندارد و به عبارتی ظرفیت تولید چرخه از ۹.۶ میلیون تن در سال کم تر خواهد شد.

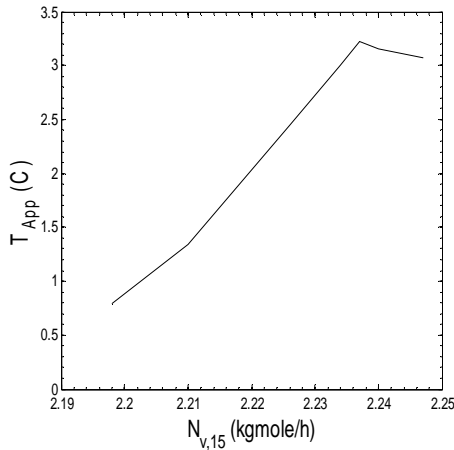
در شکل (۷) تغییرات حداقل دمای بین جریان های گرم و سرد در مبدل حرارتی چهارم که دارای تغییرات محسوسی نسبت به مبادله کن های دیگر است نشان داده شده است. مشاهده می شود که با نشتی در نقطه مورد نظر، حداقل دمای بین دو جریان گرم و سرد از مقدار معین ۳ درجه سیلیوس که به عنوان مبنا در نظر گرفته شده بود کم تر شده و با نشتی به میزان ۳٪، این اختلاف درجه حرارت به مقدار ۰.۴۷ درجه سانتی گراد می رسد که ممکن است بعد از مدتی تداخل دمایی در مبدل حرارتی ایجاد شده و باعث عملکرد نامناسب مبادله کن گرما شود، بنابراین دلیل دیگر کاهش کار ویژه مصرفی را می توان نزدیک شدن جریان های گرم و سرد در مبادله کن ها دانست، با وجود مزیت کاهش کار ویژه مصرفی معایب خطر تقاطع دمایی و همچنین کاهش ظرفیت تولید گاز طبیعی مایع شده ملاحظه می شود.



شکل ۸- کار ویژه مصرفی به ازای یک تن مایع تولید شده نسبت به تغییر دبی مبرد



شکل ۹- منحنی دبی جرمی مایع تولید شده با تغییر دبی مبرد چرخه اصلی



شکل ۱۰- منحنی تغییرات حداقل دمای جریان‌های سرد و گرم با نشتی در جریان ۱۵

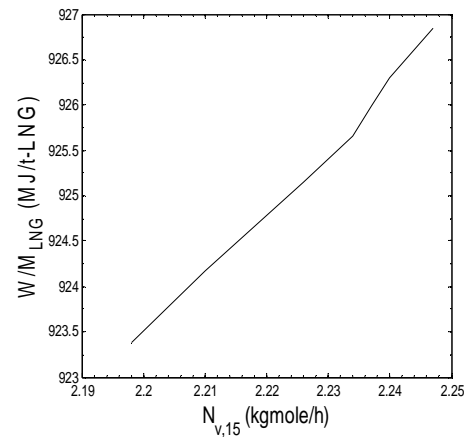
۵- نتیجه‌گیری

با توجه به نتایج بدست آمده، نشتی اجزاء مبرد که در این پژوهش به صورت خروج فاز بخار از طریق حفره‌هایی که در خطوط پرفشار سیستم ممکن است بوجود آید، باعث کاهش کار مصرفی ویژه شده که در ابتدا یک مزیت به نظر می‌آید، ولی با دقت بیشتر و بررسی دیگر نتایج، دیده می‌شود که این کاهش کار مصرفی ویژه به علت کاهش دبی جرمی مبرد و از طرف دیگر به دلیل اختلاف دمای بین جریان‌های سرد و گرم در مبادله کن‌ها می‌باشد، که این کاهش اختلاف دمایی بعد از مدتی که نشت ادامه یافته، باعث ایجاد تداخل دمایی در مبادله کن‌های گرمای شده و در نتیجه باعث عملکرد نامناسب مبادله کن‌های و در پی آن عملکرد فرایند خواهد شد. همچنین با توجه به نتایج، می‌بینیم که مایع تولید شده (LNG) که هدف اصلی ما از طراحی یک سیستم LNG می‌باشد، با ایجاد نشتی کاهش یافته و ظرفیت تولید کمتر خواهد شد که باعث کاهش بازدهی سیستم می‌شود.

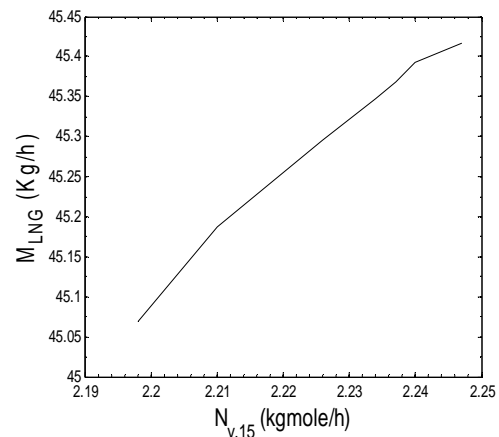
بنابراین با توجه به نتایج بدست آمده در این پژوهش این نتیجه حاصل می‌شود که نشتی مبرد در سیستم بایستی یک امر جدی تلقی شود، زیرا با وجود این که نشتی کم و اندک تأثیری نامحسوس بر روی عملکرد فرایند دارد، ولی با گذشت زمان می‌تواند بر قسمت‌های مهم سیستم، همانند مبادله کن‌های گرمای تأثیر نامطلوبی گذاشته و باعث کاهش اختلاف دمای بین جریان‌های سرد و گرم شود و در نتیجه در مبادله کن‌های گرمای تداخل دمایی ایجاد می‌شود که باعث عملکرد نامطلوب مبادله کن‌های گرمای می‌شود. از طرفی همانطور که مشاهده گردید باعث کاهش ظرفیت تولید LNG در سیستم خواهد شد.

۶- فهرست علائم

P	فشار
T	دما (K)
C	گرمای ویژه در فشار ثابت (kJ/kgK)
V	حجم
R	ثابت جهانی گازها
F	نسبت دبی جرمی در سراهی



شکل ۸- کار ویژه مصرفی به ازای یک تن مایع تولید شده نسبت به تغییر دبی مبرد



شکل ۹- منحنی دبی جرمی مایع تولید شده با تغییر دبی مبرد چرخه اصلی

نتایج بدست آمده در این حالت همانند حالت قبلی (جریان ۱۳) می‌باشند. همانطور که در شکل (۸) مشخص است، با ایجاد نشتی کار مصرفی ویژه کاهش یافته است که دلیل این کاهش کار ویژه در قسمت قبلی بیان شد. شکل (۹) نیز کاهش دبی جرمی مایع تولید شده با ایجاد نشتی را نشان می‌دهد که در حدود ده برابر کاهش کار مصرفی ویژه است. در پایان، شکل (۱۰) اختلاف دمای حرارت کمینه بین جریان‌های گرم و سرد در مبادله کن‌های چهارم را نشان می‌دهد، همانطور که در شکل مشخص است با نشتی مبرد به میزان اندک این اختلاف دمای کمینه از ۳ درجه سیلیوس به ۰.۷۹ درجه سیلیوس رسیده است و در حال نزدیک شدن به تداخل دمایی و اختلال در عملکرد مبادله کن‌های گرمای می‌باشد.

[10] Lakshmi Narasimhan N., Vankatarathnam G., Studies on the performance of a small reciprocating compressor with differen	دبی جرمی (kg/s)	m
[11] Vaidyaraman, S. and Maranas, C.D, Optimal synthesis of refrigeration cycles and selection of refrigerants, AICHE Journal, Vol. 5, pp. 997-1017, 1999.	مساحت (m ²)	A
[12] Moradi A., Mafi M., Khanaki M., Sensitivity analysis of peak-shaving natural gas liquefaction cyclestoenvironmental and operational parameters, Modares Mechanical Engineering, Vol. 15, No. 6, pp. 287-298, 2015 (In Persian).	توان مصرفی (kW)	W
[13] Xiongwen Xu Automatically varying the composition of a mixed refrigerant solution for single mixed refrigerant LNG (liquefied natural gas) process at changing working conditions, Energy, 64, pp. 931-941, 2014	ضریب اثر متقابل در معادله حالت پنگ رابینسون	k _{ij}
[14] Ho-Myung Chang, Hye Su Lim, Kun HyungChoe, Effect of multi- stream heat exchanger on performance of natural gas liquefaction with mixed refrigerant, Cryogenics, 52, pp. 642-647, 2012.	درصد مولی جز i ام در کل ترکیب مخلوط چندجزیی	Z _i
[15] Barron RF, Cryogenic heat transfer, Philadelphia, Taylor & Francis, 1999.	درصد مولی جز i ام در فاز مایع ترکیب مخلوط چندجزیی	x _i
[16] Ashore I., Syed_Ahmad T.s., Modeling and simulation of a Liquefield Natural Gas plant, The Fourth Annual U.A.E. University Research Conference, PP 48-51, 2002.	درصد مولی جز i ام در فاز بخار ترکیب مخلوط چندجزیی	y _i
[17] Newton C., Gaumer L., Process for Liquefying Methane, US Patent No. 445916. May 1,.	ضریب تراکم پذیری	Z
[18] Vaidyaraman S., and Marinas C.D., Optimal synthesis of refrigeration cycles and selection of refrigerant, Ache Journal, Vol. 5, PP. 997-1017, 1997	حجم مخصوص مولی	v
[19] Wang M., Khalilpour & R., Abbas A., Effect of feed natural gas conditions on the performance of mixed refrigerant LNG process, 12th International Symposium on Process Systems Engineering and 25th European Symposium on Computer Aided Process Engineering, Copenhagen, Denmark, pp. 2309-2314, 2015.	بازدهی کمپرسور	η
	فاکتور خروج از مرکز	ω
	ضریب بی بعد	α
	مشخصات بحرانی	c
	مخلوط	m
	گاز طبیعی	NG
	ورودی	i
	خروجی	o

۷- مراجع

- [1] Mokhtab S., Mak J. Y., Valappil J. V., Valappil, Wood D. A., Handbook of Liquefied Natural Gas Gulf Professional Publishing, 2013
- [2] Vankatarathna G., Cryogenic Mixed Refrigerant Process, pp. 149-220, India, 2008.
- [3] Lakshmi Narasimha N., Vankatarathnam G. N., Effect of mixture composition and hardware on the performance of a single stage JT refrigerator, International Journal for Cryogenics 51, pp. 446-451, 2011.
- [4] Hwang J., M.Roh K., Yeul Lee Determination of the optimal operating conditions of the dual mixed refrigerant cycle for the LNG FPSO topside Liquefaction process, Computers and chemical Engineering 49, PP. 25-36, 2012.
- [5] Sun H., Shoo D., Jiang Z., Simulation study of the dynamic performance of a MRC plant with refrigerant charged or leaked, International Journal for Cryogenics 52, pp. 8-12, 2.
- [6] Lakshmi Narasimhan N., Vankatarathna G., A method for estimating the composition of the mixture to be charged to get desired composition in circulation in a single stage JT refrigerator operating with mixtures, International Journal for Cryogenics 50, pp. 93-101, 2010.
- [7] Pwaga, S. S., Sensitivity Analysis of Proposed LNG liquefaction Processes for LNG FPSO, MSc in Natural Gas Technology, Norwegian University of Science and Technology, Norway, 2011.
- [8] صفاری حمید، "مدل‌سازی و بهینه‌سازی بازده فرایند مبرد مخلوطی پیش سرد شده با پروپان بوسیله تغییر اجزای مبرد مخلوطی"، تهران، ۱۳۸۹.
- [9] Abidin M.Z.Z., Demerdash Effect U.M., of Varying Mixed Refrigerant Composition on Main Cryogenic Heat Exchanger Performance, Proceedings of the 6th International Conference on Process Systems Engineering, Kuala Lumpur, 25-27 June, 2013