

شبیه سازی عملکرد طرح صنعتی مایع سازی گاز طبیعی و بهینه سازی جهت بیشینه نسبت بازده انرژی

دانشجوی دکتری، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، تبریز، ایران، mundahdernahi@gmail.com
استاد، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، تبریز، ایران، s.ranjbar@tabrizu.ac.ir
دانشیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، تبریز، ایران، mjafari@tabrizu.ac.ir
دانشیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، تبریز، ایران، talati@tabrizu.ac.ir

منتظر ناهی سلمان
فرامرز رنجبر*
محرم جعفری
فرامرز طلعتی

چکیده

در این مطالعه از بین روش های مختلف مایع سازی گاز طبیعی طرح متداول مربوط به سال های اخیر را انتخاب کرده و پس از طراحی صنعتی روند تولید با در نظر گرفتن سایر عوامل جانبی نسبت به مدل سازی اجزا و شبیه سازی کامل سیستم یکپارچه اقدام گردید. البته دلیل مایع سازی گاز حجم نگهداری و انتقال آن است که حدودا 1/600 حالت گازی سازی می باشد. لازم به ذکر است که در این روش گاز طبیعی در فشار اتمسفر استاندارد (101.3 kPa) و دمای 161.5- درجه سلسیوس مورد مایع سازی قرار می گیرد که جهت ذخیره سازی و حمل و نقل در مخازن بزرگ به دور از مشکل تحمل فشار فقط مساله عایق کاری مدنظر می باشد. ضمنا نظر به اینکه بیش از 86 درصد انواع گازهای طبیعی منطقه خاورمیانه از گاز متان تشکیل می شود لذا محاسبات براساس گاز متان صورت می گیرد که در سایر روش ها هم همین انتخاب وجود دارد. نتایج بهینه حاصل از این شبیه سازی در حداکثر فشار در مرحله تراکم 3.188 و ضریب عملکرد 2.377 و نسبت بازده انرژی 60.71 درصد حاصل شده و سایر نتایج و اطلاعات مربوطه با تشریح گراف های حاصل در بخش نتیجه گیری آورده شده است. **واژه های کلیدی:** گاز مایع، LNG، مایع سازی، راندمان، نسبت بازده انرژی، بهینه سازی.

performance Simulation of the natural gas liquefaction industrial plan and optimizing for the maximum energy efficiency ratio

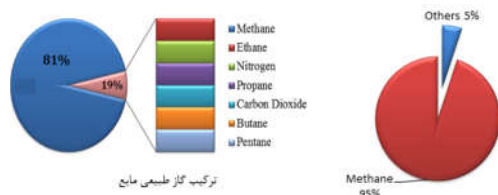
M. Nahi Salman
F. Ranjbar
M. Jafari
F. Talati

Department of Mechanical Engineering, University of Tabriz, Tabriz, Iran
Department of Mechanical Engineering, University of Tabriz, Tabriz, Iran
Department of Mechanical Engineering, University of Tabriz, Tabriz, Iran
Department of Mechanical Engineering, University of Tabriz, Tabriz, Iran

Abstract

In this study, among the various methods of liquefaction of natural gas, the most common design related to recent years was chosen, and after the industrial design of the production process, taking into account other side factors, the components were modeled and the complete simulation of the integrated system was carried out. Of course, the reason for gas liquefaction is its storage and transfer volume, which is about 1/600 of the gasification state. It should be noted that in this method, natural gas is liquefied at standard atmospheric pressure (101.3 kPa) and -161.5 degrees Celsius. It should be noted that for storage and transportation in large tanks, far from the problem of bearing pressure, only the issue of insulation is considered. In addition, considering that more than 86% of natural gases in the Middle East region consist of methane gas, calculations are made based on methane gas, which is the same choice in other methods. The optimal results obtained from this simulation at the maximum pressure in the compression stage are 3.188 and the performance coefficient is 2.377 and the energy efficiency ratio is 60.71%. Other results and related information are given with the description of the resulting graphs in the conclusion section.

Keywords: Liquefied gas, LNG, liquefaction, efficiency, energy efficiency ratio, optimization.



شکل ۱- ترکیب گاز طبیعی معمولی و گاز طبیعی مایع [۱].

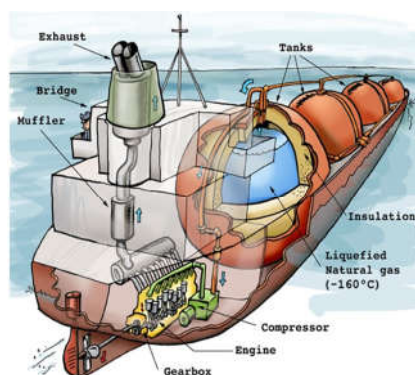
۱- مقدمه

گاز طبیعی مایع^۱ دارای حجمی معادل ۱ در مقایسه با حالت گازی جهت ذخیره سازی برای فصل سرما یا صادرات از طریق حمل و نقل در حجم زیاد بالاخص توسط کشتی های تانکدار به کشورهای فاقد نفت و گاز مورد استفاده قرار می گیرد و مطابق شکل ۱ و ۲ بخش عمده آن را متان تشکیل میدهد.

مراحل مایع سازی یکی از قسمتهای کلیدی و مهم صنعت گاز طبیعی مایع به شمار می رود. پیدایش فناوری مایع سازی گاز از طریق سرد

^۱ LNG

سازی به اوایل قرن بیستم باز می‌گردد، ولی از سال ۱۹۶۰ با توسعه فناوری سیستمهای سردکننده و تکنیکهای متعدد مهندسی در ساخت تاسیسات مایع‌سازی و تانکرهای حمل گاز طبیعی (طبق شکل ۲، تجهیزات به کار رفته در تانکر حمل گاز طبیعی مایع، به صورت طرحواره، نشان داده شده است). در سال ۱۹۶۳ با تکمیل و شروع موفقیت آمیز تاسیسات آرزو الجزایر، فصل جدیدی در صنعت گاز طبیعی مایع دنیا گشوده شد و در سال ۱۹۶۴ اولین محموله گاز طبیعی مایعین واحد به انگلستان صادر گردید. مجموعه تأسیساتی که گاز طبیعی را به مایع تبدیل می‌کنند، واحد گاز طبیعی مایع نامیده می‌شوند. اکثر پروژه های گاز طبیعی مایع حداقل از دو واحد مایع‌سازی تشکیل می‌شوند که می‌توانند به صورت مستقل از یکدیگر فعالیت کنند.



شکل ۲- تجهیزات داخلی تانکر حمل گاز طبیعی مایع شده [۲]

بزرگترین پروژه مایع‌سازی جهان تاسیسات Bontang در اندونزی است که در سال ۲۰۰۴ دارای ۸ واحد مایع‌سازی گاز در حال بهره برداری بود. یکی از اصول سرد سازی و مایع‌سازی گاز، استفاده از مبردهایی است که بتواند طی فرآیندهای متوالی، گاز طبیعی را به مایع تبدیل کند. این موضوع در مورد همه فناوری های مایع‌سازی صدق می‌کند. بخش مایع‌سازی به طور کلی حدود ۳۰ تا ۴۰ درصد از هزینه سرمایه ای کل تاسیسات مایع‌سازی (که خود حدود ۲۵ درصد تا ۳۵ درصد کل هزینه پروژه است) را به خود اختصاص داده است. روش مایع‌سازی و تجهیزات استفاده شده، تاثیرات قابل توجهی بر کارایی، قابلیت اجرا، اطمینان و هزینه تاسیسات دارد. تجهیزات مهم و کلیدی مرحله مایع‌سازی شامل کمپرسورها (جهت به گردش درآوردن سیال مبرد)، موتورهای محرکه کمپرسورها، مبادله‌کن‌های گرما می‌شوند [۳]. به دلیل اینکه در فرایند مایع‌سازی، مقدار قابل توجهی انرژی جهت تبرید مورد نیاز است، لذا سیستم تبرید بخش عمده‌ای از تاسیسات گاز طبیعی مایع را به خود اختصاص می‌دهد. تفاوت عمده بسیاری از فناوری‌های مایع‌سازی توسعه یافته کنونی، به چرخه سرمایش مورد استفاده آن‌ها محدود می‌شود. به عنوان یک محدودیت در این صنعت، فناوری مایع‌سازی گاز طبیعی مایع در حال حاضر در انحصار شرکت های محدودی قرار دارد که بطور کلی عبارتند از:

(۱) فناوری مایع‌سازی PPMR متعلق به شرکت APCI؛

(۲) فناوری مایع‌سازی AP-XTm متعلق به شرکت APCI؛

(۳) فناوری مایع‌سازی CasCade متعلق به شرکت Phillips؛

- (۴) فناوری مایع‌سازی DMR متعلق به شرکت Shell؛
 (۵) فناوری مایع‌سازی MFCP متعلق به شرکت های Statoil و Linde؛
 (۶) فناوری مایع‌سازی Prico؛
 (۷) فناوری مایع‌سازی Liquefin متعلق به شرکت های Axens و IFP؛
 (۸) فناوری مایع‌سازی Teal Arc.

نکات کلیدی تفاوت این فناوری ها عبارتند از:

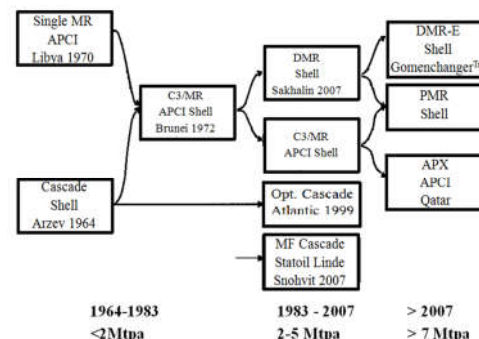
- تفاوت در نوع سیال مبرد (خالص یا مخلوط)
- تفاوت در نوع مبادله‌کن‌های گرما و تجهیزات مورد نیاز
- تفاوت در تعداد کمپرسورهای مورد نیاز و توان مورد استفاده آن‌ها.

تفاوت دیگر در مبادله‌کن‌های گرما مربوط به چگالش سیال مبرد است و بعلاوه اثرات خوردگی آب و با سرمایش آن در هوا استفاده می‌شود [۴].

۲-۱- مقایسه فناوری های مختلف مایع‌سازی

فناوری PPMR در همه تاسیسات گاز طبیعی مایع شرکت شل بعنوان مینا در سراسر دنیا به کار گرفته شده است، بطور کلی این فناوری به عنوان یک تکنولوژی قابل اطمینان و در دسترس به برای تولید گاز طبیعی مایع از لحاظ هزینه ای نیز بسیار کارا پذیرفته شده بود. ایت فناوری این بیش از ۹۰ درصد کل واحدهای تولید گاز طبیعی مایع مورد بهره برداری به کار گرفته شده است [۵]. با بهره برداری از ظرفیت های جدید تولید گاز طبیعی مایع، سهم فناوری مایع‌سازی شرکت APCI در بازار بیش از ۹۰ درصد به کمتر از ۸۳ درصد رسیده است، در حالیکه سهم فناوری Phillips از ۳/۵ درصد به حدود ۱۴/۶ درصد افزایش یافته است. از فناوری Optimized Cascade در پروژه آتلانتیک گاز طبیعی مایع در ترینیداد و توباگو، داروین گاز طبیعی مایع در استرالیا و گاز طبیعی مایع مصر استفاده شده و تنها فناوری است که در مناطق قطبی مورد استفاده قرار گرفته است. فناوری DMR به عنوان کاراترین تجهیزات و کمترین هزینه شناخته شده می‌شود. از این فناوری در تاسیسات در حال ساخت تولید گاز طبیعی مایع در ساخالین روسیه استفاده شده است. همچنین اخیراً در برخی از پروژه‌های در حال ساخت از سایر فناوری های جدید مایع‌سازی نظیر MFC Process (Statoil-linde) و APCI (Ap-X) نیز استفاده شده است [۶]. شکل ۳ تاریخچه استفاده از فناوری‌های مایع‌سازی را در طول زمان از سال ۱۹۶۴ که اولین تاسیسات مایع‌سازی در Arzew الجزایر به بهره برداری رسید را نشان می‌دهد.

در محیط متخلخل کاربرد زیادی دارد. در این کار برای مواظبت از خواص مواد در گازهای طبیعی مایع شده، سعی شده است تا کدهای نوشته شده توسط معادلات ناویر استوکس حل شوند. روش استفاده شده توسط بررسی و اعتبارسنجی رفتار جریان چند فاز و توزیع دمایی در دامنه فیزیکی مورد بحث مسأله، مورد تأیید و اعتبار سنجی قرار گرفته است. در انتها نیز نتیجه شد که روش محاسباتی می‌تواند برای استفاده در ساختارهای مختلف مواد گوناگون و شرایط متنوع، روشی قابل اعتماد بوده و همچنین برای طراحی سیستم های عایق در مایع سازی گازهای طبیعی، مفید واقع می‌شود. یانگ لیانگ لی و همکارانش [۱۳] اقدام به طراحی و بهینه سازی ترمودینامیکی سیستم های مایع کن گاز طبیعی در ابعاد بسیار بزرگ نمودند و بازده اگزرتیک و الگوریتم زنتیک را بعنوان معیارهای ارزیابی انتخاب کردند. ایشان در انتها به این نتیجه رسیدند که از این سیستم ها می‌توان برای مایع کردن گازهایی همچون هیدروژن، متان و نیتروژن نیز استفاده کرد که نتایج از افزایش بازده قانون دوم ترمودینامیک و ۲۵ درصد برای هیدروژن و ۵۸ درصد برای متان و نیتروژن حکایت داشت. داور و اسپان [۱۴] با بهره گیری از خصوصیات بسیار دقیق مواد به شبیه سازی فرایندهای مایع سازی گاز پرداختند. طی این کار مزایای استفاده از خصوصیات دقیق مواد مورد استفاده و تاثیر آن ها بر روی نتایج شبیه سازی نشان داده شد و نتیجه شد که هرچه خصوصیات ماده واقع گرایانه تر باشد نتایج بهتری را می‌تواند از شبیه سازی مورد نظر دریافت کرد. جو و هی [۱۵] با استفاده از طراحی یک فرایند مایع سازی انبساط گاز طبیعی توسط نرم افزار AspenHYSYS به بهره گیری از انرژی فشاری پرداختند. در این کار مصرف واحد انرژی و شدت مایع سازی فرایند بعنوان توابع هدف در نظر گرفته شده اند و توسط متغیرهای مختلف فرایندی مورد بهینه سازی قرار گرفتند. علاوه براین، در این کار سعی شده است تا اتلافات اگزرژی موجود در تجهیزات مختلف در طول فرایند به صورت دقیق، مورد ارزیابی، تحلیل و بررسی قرار گیرد. نتایج نشان دادند که اگرچه شدت مایع سازی در این فرایند بسیار کمتر از فرایندهای عادی است، اما این فرایند به دلیل مصرف انرژی بسیار کم، سادگی و انعطاف پذیری آن، می‌تواند برای بهره گیری هرچه بیشتر از انرژی فشار موجود در خطوط لوله ی گاز، بسیار مفید باشد. ایشان در کار دیگری [۱۶] نیز برای مایع سازی گاز طبیعی در خطوط لوله با ابعاد کوچک، به ارائه فرایند جدید و راهکارهای بهتری پرداختند، به طوری که با استفاده از اگزرژی فشاری موجود در خطوط لوله و بدون مصرف هیچ گونه انرژی اضافی دیگری، به مایع سازی قسمتی از گاز طبیعی اقدام کردند. تحلیل های ترمودینامیکی موجود در این کار شامل موازنه جرم، انرژی و اگزرژی می‌باشد؛ به طوری که میزان آهنگ مایع سازی گاز طبیعی و آهنگ میزان استفاده از اگزرژی موجود به عنوان توابع هدف معرفی شده اند. نتایج بهینه سازی نشان دادند که حداکثر آهنگ مایع سازی برابر با 12.61 درصد بوده و بیشینه آهنگ بهره وری از اگزرژی موجود برابر با 0.1961 است. در نهایت مشخص شد که فرایند بکارگرفته شده به دلیل سادگی آن و نیز مصرف ناچیز انرژی در آن، می‌تواند برای بهره گیری از اگزرژی فشاری موجود، مناسب باشد. تحلیل و بررسی کلی بروی سیستم مایع سازی دوباره ی گاز طبیعی بر اساس چرخه ی تبرید کلود، توسط بلادجین و همکاران



شکل ۳- سیر تکاملی فناوری های مایع سازی گاز طبیعی مایع [۷]

۲-۱- معیار انتخاب فناوری مایع سازی

بطوریکه قبلا هم بیان شد در مبادله کن‌های مورد استفاده برای چگالش مبرد گاز طبیعی از هوا استفاده می‌شود. به طور کلی انتخاب فناوری مایع سازی مناسب علاوه بر دسترسی به فناوری مربوطه، به چهار عامل مهم و دیگر بستگی دارد که عبارتند از:

- ۱) هزینه های سرمایه ای مورد نیاز؛
- ۲) بازده انرژی؛
- ۳) شرایط جغرافیایی پروژه؛
- ۴) قابلیت اطمینان فناوری مایع سازی [8].

مکاری زاده و همکاران [۹] با استفاده از یک چرخه ی تبرید تک مرحله و با دو مرحله تراکم به مایع سازی گاز طبیعی پرداختند. مصرف انرژی فرایند به عنوان تابع هدف بوده و مورد بهینه سازی قرار گرفته است. برای تولید تابع هدف، مشخصات و محاسبات ترمودینامیکی در برنامه MATLAB کد نویسی شده‌اند و با استفاده از الگوریتم ژنتیک به بهینه سازی آن پرداخته‌اند. در پایان اگزرژی اتلافی توسط تجهیزات موجود در سیستم را به صورت کامل مورد محاسبه و بررسی قرار دادند. لین و همکاران [۱۰] طی یک کار مروری، درباره صنعت مایع سازی گاز و کاربردهای آن در کشور چین به مطالعه ی جامعی پرداختند. در این تحقیق آمده است که ابتدا شهرهایی همچون Fujian و Guangdong دارای نیروگاه های مجهز به سیستم مایع کن گاز در ابعاد کوچک بودند و در حال حاضر کشور چین قادر به ساخت مخازن و نیز حامل های LNG است، تابحال ایستگاه‌های ماهواره‌ای مجهز به LNG و نیز وسایل نقلیه گازی ساخته شده‌اند. همچنین در این تحقیق سعی شده است تا به چشم انداز آتی صنعت مایع سازی گاز طبیعی پرداخته شود، این چشم انداز شامل موضوعات جالبی همچون مایع سازی هایی با ابعاد کوچک، تولید انرژی سرد از گاز طبیعی مایع و نیز مایع کردن متان می‌باشد. در انتها اشاره شده است که به دلیل تقاضای بیش از حد برای استفاده از گاز طبیعی تا سال ۲۰۲۰ میلادی، کشور چین نیازمند ساخت ۱۰ نیروگاه مایع کن گاز طبیعی در ابعاد بسیار بزرگ می‌باشد تا بتواند هر ساله ۲۰ میلیارد متر مکعب گاز طبیعی مایع تولید کند. لی و همکارانش [۱۱] با استفاده از روش محاسباتی به پیش بینی دمایی در یک دیوار عایق کاری شده پرداختند که این دیوار در یک سیستم مهار محموله در کشتی حامل سیال های مبرد قرار داشت. این مسئله برای پدیده های فیزیکی پیچیده ای همچون جریان های چند فاز، گازهای چندگانه و جریان

[۱۷] انجام گرفت که در این چرخه، اکسیژن به عنوان مبرد و سیال عامل حضور داشت. این مطالعه شامل تحلیل وسیعی بر روی انرژی سیستم مایع‌سازی نیز می‌باشد که لازم به ذکر است، این سیستم شامل دو بخش چرخه اکسیژن و چرخه مایع‌سازی گاز طبیعی است. نتایج این کار، نشان داد که تعویض نیتروژن به جای اکسیژن نیازمند چاه های فشاری است که فشار آن ها کمتر از مقدار فشار سیستم نیتروژنی است. وانگ و همکارانش [۱۸] با استفاده از قانون اول و دوم ترمودینامیک، به بهینه سازی سیستم ترکیبی قدرت پرداختند، که این سیستم به صورت بسیار موثر توانایی بازیابی انرژی اتلافی و انرژی سرمایشی موجود در فرایند مایع‌سازی گاز طبیعی را دارا است. ایشان با یک تحلیل پارامتری به مطالعه‌ی اثرات دمای منبع گرمایی، فشار ورودی توربین، فشارهای ورودی و خروجی توربین LNG بر روی سیستم پرداختند. نتایج نشان دادند که می‌توان بازده سیستم را با استفاده از اِعمال روش های مختلف بهینه‌سازی، ارتقا بخشید. برای این منظور سعی شده است تا با استفاده از یک الگوریتم ارزیابی دیفرانسیلی، به بهینه‌سازی بازده های قوانین اول و دوم ترمودینامیک پرداخته شود، که طی این عمل، حداکثر بازده قانون اول برابر با 39/33 درصد و بازده قانون دوم برابر با 55/62 درصد بدست آمد و در نهایت طی یک تحلیل تفصیلی، به بررسی بازگشت ناپذیری تجهیزات مختلف چرخه پرداخته شده است. جانسون و همکارانش [۱۹] نحوه اصلاح و بهبود یافتن فرایند مایع‌سازی گاز طبیعی را توسط انبساط گاز طبیعی و فاز مایع مبرد مخلوط توضیح دادند، به طوری که انبساط این سیال ها در داخل توربین هیدرولیکی انجام می‌گرفت. ایشان در این کار به الزامات فنی توربین های مورد استفاده برای منبسط کردن سیالات مورد نظر نیز اشاره کردند. نسبت بهره وری انرژی (EER) معیاری برای سنجش عملکرد انرژی دستگاه های خنک‌کننده، در درجه اول تهویه مطبوع است. نسبتی از خروجی خنک‌کننده مفید را که بر حسب واحد حرارتی بریتانیا در ساعت (BTU/h) اندازه‌گیری می‌شود، به برق ورودی که بر حسب وات (W) اندازه‌گیری می‌شود، ارائه می‌دهد به عبارت ساده تر، رتبه‌بندی EER نشان می‌دهد که یک تهویه مطبوع چقدر می‌تواند برای هر واحد انرژی مصرفی خود تأثیر خنک‌کنندگی ایجاد کند. رتبه بالاتر EER به این معنی است که یک تهویه مطبوع به ازای هر وات توانی که مصرف می‌کند، ظرفیت خنک‌کننده بیشتری ارائه می‌کند. این به این معنی است که رتبه بالاتر EER به بازده انرژی بهتر منجر می‌شود، که منجر به صرفه‌جویی در هزینه‌های بالقوه در قبوض آب و برق و کاهش اثرات زیست‌محیطی می‌شود.

مقایسه EER با سایر رتبه‌بندی‌های بهره وری انرژی SEER و CEEP در حالی که EER یک معیار بسیار مهم برای درک بهره وری انرژی تهویه مطبوع است، تنها سیستم رتبه‌بندی موجود نیست. دو رتبه‌بندی رایج دیگر برای بهره وری انرژی برای تهویه مطبوع عبارتند از: نسبت بهره وری انرژی فصلی (SEER) و عملکرد ترکیبی بهره وری انرژی (CEEP).

SEER بر ارزیابی بازده انرژی کلی یک تهویه مطبوع در کل فصل سرمایش با در نظر گرفتن طیف وسیعی از دماها تمرکز دارد. ظرفیت خنک‌کننده تقسیم بر کل ورودی الکتریکی در آن دوره را اندازه‌گیری

می‌کند. رتبه‌بندی‌های SEER معمولاً بالاتر از رتبه‌بندی‌های EER هستند، زیرا محدوده وسیع‌تری از شرایط عملیاتی را در نظر می‌گیرند. از سوی دیگر، CEEP یک سیستم رتبه‌بندی است که به طور خاص برای تهویه مطبوع پنجره ای طراحی شده است. برای ارائه یک ارزیابی جامع از واحد، عوامل مختلفی مانند بهره وری انرژی، راحتی و عملکرد را در نظر می‌گیرد.

در حالی که رتبه‌بندی‌های EER، SEER و CEEP همگی بینش‌هایی را در مورد بهره‌وری انرژی کولرگازی ارائه می‌دهند، درک شرایط خاص و رتبه‌بندی‌های مربوط به موقعیت مکانی و نیازهای سرمایشی شما بسیار مهم است. حداکثر EER نظری و محدودیت های عملی:

در حالی که رتبه‌بندی‌های EER بینش‌های ارزشمندی را در مورد بهره‌وری انرژی تهویه مطبوع ارائه می‌دهند، لازم است به حداکثر EER نظری بر اساس قانون اول ترمودینامیک اشاره کنیم. این محاسبه نظری از ضریب عملکرد (COP) استفاده می‌کند، یک معیار اساسی برای دستگاه‌های سرمایش و گرمایش، برای استخراج حداکثر EER ممکن نوآوری این مقاله در این است که هشت روش متداول پیشنهاد شده ک بیشترین دیی مایع‌سازی با بازده مناسب قانون اول مربوط به روش Cascade می‌باشد که ارزیابی این روش ها و انتخاب روش پیشنهادی یکی از کارهای نوآوریت اما نوآوری اساسی آن بکارگیری لایه اول مخزن جداسازی و ذخیره قبل از رسیدن به لایه دوم عایق کاری میباشد که سهمی از متان مایع تبخیر شده شونده جهت انتقال به BOG در این لایه با دریافت گرمای عبوری از عایق و استفاده آن در تامین آنتالپی نهان تبخیر موجب تثبیت دمای مخزن و کاهش حجم تبخیر مایع متان در آن میشود. حتی مدار ترسیمی برای سیستم BOG به استناد حالت عملی متفاوت از تمامی طول ها پیشنهادی می‌باشد.

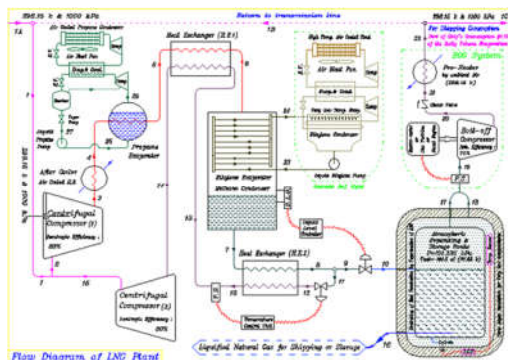
۲- تشریح مساله

بی‌تردید بازار LNG در آینده، رو به رشد بوده و ازدیاد تقاضا خواهد داشت. گفته می‌شود هم اکنون ۱۰ درصد از سبد گازی دنیا در اختیار LNG است که این رقم تا سال ۲۰۳۰ به ۵۰ درصد افزایش خواهد یافت. بعضی آمارها گواه آن است که دیی رشد تقاضای LNG تقریباً دوبرابر دیی رشد گاز طبیعی است.

باتوجه به تأثیر مهم فرایندهای مورد نظر روی زندگی انسان، باید آن ها را بطور موثری مورد شناسایی و ارزیابی قرار داد. این توانایی باید از درک ماهیت فرایندها و شناخت روش ها جهت پیشگویی کمی آن ها، حاصل شود. پیشگویی چنین فرایندهایی، به وسیله دو روش اصلی تحقیق آزمایشگاهی و محاسبات تئوری انجام می‌شود.

تحقیق آزمایشگاهی برای سال‌های متمادی تنها راه و روش مفید برای پژوهشگران بوده است. با پیشرفت علم مکانیک سیالات تقاضا برای انجام آزمایشات دقیق تر به طور روز افزون افزایش یافته و این عمل باعث افزایش هزینه‌های انجام آزمایش شده، بطوری که انجام آن برای بسیاری از مراکز تحقیقاتی غیر ممکن شده است. با این حال آزمایش همچنان روش غیر قابل انکاری در کارهای تحقیقاتی می‌باشد. روش تئوری را می‌توان به دو بخش تقسیم بندی نمود. بخش اول

بخار فوق گرم در نقطه (۴) بوده و پس از عبور از تبخیر کن پروپان و همچنین مبادله‌کن شماره (۱) در نقطه (۶) بصورت بخار اشباع در می‌آید و با عبور از تبخیر کن اتیلن در نقطه (۷) ضمن کاهش یک واحد افت فشار با دمایی اندک کمتر از نقطه قبلی بصورت مایع اشباع در می‌آید. سپس ضمن گذر از مبادله‌کن شماره (۲) متان در نقاط ۸ و ۹ و ۱۱ به حالت مایع مادن سرد در می‌آید و با گذر از شیر انبساط ضمن کاهش فشار ناشی از فرآیند خفانش تحت انتالپی ثابت به حالت مخلوط اشباع در دمای ۱۶۱.۵- درجه سلسیوس و فشار ۱۰۱.۳ کیلو پاسکال وارد مخزن جدا ساز می‌گردد.



شکل ۳- مدار مایع‌سازی گاز طبیعی (متان)

۲-۲- روابط حاکم بر تحلیل ترمودینامیکی و فرضیات

صورت گرفته [20]

$$\sum \dot{m}_i = \sum \dot{m}_e \quad (1)$$

$$\dot{Q} + \sum \dot{m}_i h_i = \dot{W} + \sum \dot{m}_e h_e \quad (2)$$

$$\eta_C = \frac{h_{out,s} - h_{in}}{h_{out} - h_{in}} \quad (3)$$

$$\dot{W}_C = \dot{m}(h_{out} - h_{in}) \quad (4)$$

$$\varepsilon = \frac{q_{actual}}{q_{max}} = \frac{C_{hot} \Delta T}{C_{min} \Delta T_{max}} = \frac{C_{cool} \Delta T}{C_{min} \Delta T_{max}} \quad (5)$$

$$\sum \dot{m}_i h_i = \sum \dot{m}_e h_e \quad (6)$$

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} \quad (7)$$

برای مبادله‌کن گرمایی ۱:

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 - C_r)]}{1 - C_r \exp[-NTU(1 - C_r)]} \quad (8)$$

$$C_r = C_{min} / C_{max} \quad (9)$$

در مبادله‌کن گرمایی ۲ و تبخیر کن پروپان که یکی از سیال ها تغییر فاز می‌دهد داریم:

$$\varepsilon = 1 - \exp(-NTU) \quad (10)$$

و در تبخیر کن اتیلن که هر دو جریان تغییر فاز می‌دهند:

$$Q = UA(T_6 - T_{24}) \quad (11)$$

که در این رابطه T_e نشانگر دمای اتیلن می‌باشد.

برای شیرهای خفانشی:

استفاده از مدل های صرف ریاضی که عبارت است از یک سری معادلات دیفرانسیل. این بخش از روش نظری همیشه و همه جا قابل استفاده نیست؛ چرا که با کمی توجه به یک متن کلاسیک درباره انتقال گرما یا مکانیک سیالات مشخص می‌شود که فقط برای تعداد اندکی از مسائل عملی می‌توان به تعداد مجهولات، معادلات لازم را پیدا کرد. بعلاوه، پاسخ این ها اغلب شامل سری های نامحدود، توابع خاص، معادلات غیرجبری و مقادیر ویژه است. بخش دوم عبارتست از روش های عددی که امروزه در محاسبات کامپیوتری از اهمیت زیادی برخوردار بوده و بعنوان ابزاری کارآمد در طراحی وسایل مهندسی مورد استفاده قرار می‌گیرد. بدون شک، قسمت عمده‌ای از پیشرفت فناوری و صنعت در سال های اخیر مدیون کاربرد کامپیوتر و گسترش و تکامل فنون عددی می‌باشد. در زمینه علم ترمودینامیک، انتقال گرما و نیروگاه های حرارتی نیز محاسبات عددی مورد استفاده بسیاری از محققان و طراحان قرار گرفته است و حل بسیاری از مسائل پیچیده بدون استفاده از روش های عددی و رایانه امکان پذیر نیست. در همین راستا نرم افزار مشهوری مانند EES تهیه شده است که دقت و اعتبار آن توسط محققان بسیاری مورد تایید قرار گرفته است.

باتوجه به اینکه تحلیل ارائه شده در این پژوهش براساس تحلیل عددی استوار بوده وبا استفاده از C.F.D صورت گرفته، در این فصل به مطالعه وتجزیه وتحلیل این روش پرداخته ومعادلات حاکم بر جریان سیال عامل،مورد بررسی قرار می‌گیرد.

۲-۱- معماری کلی مساله

مطابق شکل ۳ گاز متان برحسب دمای استاندارد محیط (۲۵ درجه سلسیوس) با دمای ۲۹۸.۱۵ درجه کلوین و فشار ۱۰۰۰ کیلو پاسکال از طریق خط لوله انتقال، وارد چرخه مایع‌سازی می‌شود. جریان گاز ورودی از خط اصلی طبق مختصات نقطه (۱) با گاز بازگشتی از سیستم با کد (۱۵) در خروج از کمپرسور (۲) بطور آدیاباتیک و هم فشار مخلوط شده و در نقطه (۲) وارد کمپرسور اصلی شماره (۱) می‌گردد و در آنجا تا حداکثر فشار چرخه متراکم شده و در نقطه (۳) از کمپرسور خارج شده و به دلیل تراکم آدیاباتیک دمای قابل ملاحظه ای پیدا کرده و توسط مبادله هوا خنک شو (۱) حدود ۲۰ درجه سلسیوس خنک شده و در نقطه (۴) بصورت بخار فوق گرم وارد تبخیر کن پروپان می‌گردد.

طبق استانداردهای محاسباتی [Ludwig] در مبادله‌کن‌های هوا خنک شو گازهای هیدروکربنی سبک در محدوده فشار ۲۵۰ الی ۱۵۰۰ ضریب انتقال گرمایی حدود ۴۵۰ w/m2-k دارند و طبق محاسبات جانبی مربوط به چرخه های تبرید تراکمی زنجیره ای مربوط به پروپان و اتیلن میزان خنک سازی متان حاصل می‌گردد. ضمناً طبق استانداردهای طراحی شرکت های نفت و پتروشیمی مقدار مفروض افت فشار هر المان بعنوان مبادله‌کن گرما حدود ۱۰ psi (۶۸.۹ kPa) منظور می‌گردد.

مجدداً به استناد مرجع محاسبات استاندارد فوق الذکر ، حداکثر فشار کاری طراحی برای تغییر فاز پروپان ۲۰۰ psi معادل ۱۳۸۰ kPa می‌باشد که در این فشار دمای اشباع آن ۴۰.۳۵ درجه سلسیوس بوده و ضریب انتقال گرما در چگالنده هوا خنک شو پروپان حدود ۴۵۰ w/m2-k می‌باشد ضمناً با افزودن یک واحد افت فشار گاز ، متان بصورت

$$h_i = h_e \quad (۱۲)$$

که اندیس های i و e به ترتیب بیانگر شرایط ورودی و خروجی شیر هستند.

و بالاخره برای مخزن جداسازی و ذخیره داریم:

$$m_9 = m_{16} + m_{19} \quad (۱۳)$$

$$m_9 h_9 = m_{16} h_{16} + m_{19} h_{19} \quad (۱۴)$$

در روابط بالا اندیس 101 نشانگر دبی جرمی متان مایع سازی شده و 10g نشانگر دبی جرمی گاز جداسازی شده است که وارد کمپرسور و سپس مسیر اصلی متان می شود [21].

مقدار گرمای گرفته شده از متان برابر است با:

$$\dot{Q}_{tot} = \dot{Q}_{prop, evap} + \dot{Q}_{ethy, evap} = m_3(h_4 - h_5) + m_3(h_6 - h_7) \quad (۱۵)$$

توان مورد نیاز کمپرسورها برابر است با:

$$\dot{W}_{tot} = \dot{W}_{comp1} + \dot{W}_{comp2} + \dot{W}_{boil-off comp} \quad (۱۶)$$

$$= m_2(h_3 - h_2) + m_{13}(h_{15} - h_{14}) + m_{19}(h_{20} - h_{19})$$

و مقدار ضریب عملکرد سیستم برابر است با:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{tot}}{\dot{W}_{tot}} \quad (۱۷)$$

همچنین جدول ۱ فرضیات صورت گرفته در این تحقیق را نشان می دهد.

جدول ۱- فرضیات صورت گرفته در مدلسازی سیستم مایع سازی گاز طبیعی

پارامتر	مقدار فرض شده
دمای متان جدا شده از خط انتقال	T1=298.15 K
فشار متان جدا شده از خط انتقال	P1=1000 kPa
دمای متان در خروجی کمپرسور (۱)	T3=350 K
بازده ایزنتروپیک کمپرسورهای (۱) و (۲)	$\eta_C=0.80$
بازده ایزنتروپیک کمپرسور سیستم BOG	$\eta_C=0.70$
دمای اتیلن در تبخیر کن اتیلن	Tethy=170 K
مقدار UA برای تبخیر کن پروپان	(UA)propane evaporator=7.64 kW/K
مقدار UA برای تبخیر کن اتیلن	(UA)ethylene evaporator=41.103 kW/K
مقدار UA برای مبادله کن گرمایی ۱	(UA)heat exchanger 1=4.22 kW/K
مقدار UA برای مبادله کن گرمایی ۲	(UA)heat exchanger 2=5.275 kW/K
فشار مخزن جداسازی و ذخیره	P10=101.3 kPa

همچنین متان در نقطه ۵ و ۱۲ بخار اشباع و در نقطه ۶ مایع اشباع فرض شده است. علاوه بر این فرض شده است که در کمپرسور های ۱ و ۲ روابط زیر برقرار است:

در کمپرسور اول:

$$\frac{P_3}{P_2} = 7.5 - 150.5 \frac{m_2 \sqrt{T_2}}{P_2} \quad (۱۸)$$

و در کمپرسور دوم:

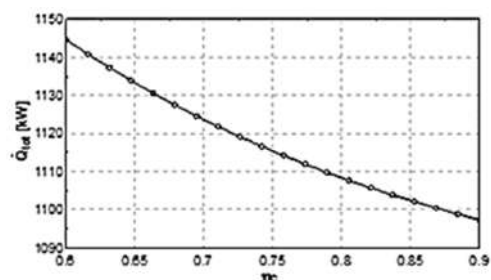
$$\frac{P_{15}}{P_{14}} = 5.6 - 145.64 \frac{m_{14} \sqrt{T_{14}}}{P_{14}} \quad (۱۹)$$

۳- نتایج تحلیل ترمودینامیکی

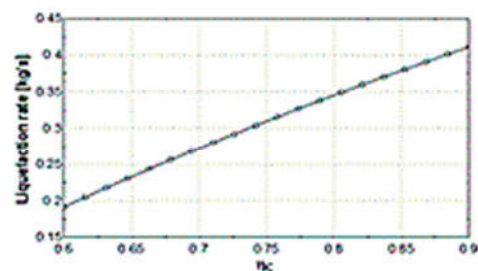
همانطور که در فصل قبل ذکر شد با حل همزمان معادلات جرم و انرژی و با وارد کردن فرضیات ذکر شده، مشخصات ترمودینامیکی هر یک از نقاط سیستم بدست می آید. این نتایج در جدول ۲ آورده شده است.

جدول ۲- مشخصات نقاط مختلف سیستم مایع سازی گاز طبیعی

نقطه	سیال	ت (K)	فشار (kPa)	آنتالپی (kJ/kg)	آنتروپی (kJ/kg.K)	درجه حرارت (°C)	درجه حرارت (°C)
1	متان	298.15	1000.0	-9.80	-1.210	0.603	بخار فوق گرم
2	متان	246.10	1000.0	-127.00	-1.642	1.677	بخار فوق گرم
3	متان	350.00	3540.0	93.00	-1.530	1.677	بخار فوق گرم
4	متان	330.00	3470.0	43.70	-1.667	1.677	بخار فوق گرم
5	متان	196.00	3400.0	-308.40	-3.045	1.677	بخار فوق گرم
6	متان	180.40	3330.0	-379.30	-3.416	1.677	بخار اشباع x=1
7	متان	179.76	3260.0	-626.33	-4.785	1.677	مایع اشباع x=0
8	متان	164.71	3190.0	-706.19	-5.246	1.677	مایع مادون سرد
9	متان	164.71	3190.0	-706.19	-5.246	0.603	مایع مادون سرد
10	متان	111.65	101.3	-706.19	-4.844	0.603	اشباع x=0.401
11	متان	164.71	3190.0	-706.19	-5.246	1.074	مایع مادون سرد
12	متان	141.65	697.1	-706.19	-5.149	1.074	اشباع x=0.2159
13	متان	141.65	697.1	-368.11	-3.126	1.074	اشباع x=0.9843
14	متان	183.66	557.1	-257.40	-1.962	1.074	بخار فوق گرم
15	متان	216.72	1000.0	-192.80	-1.927	1.074	بخار فوق گرم
16	متان	111.65	101.3	-910.80	-6.676	0.3612	مایع اشباع x=0
17	متان	111.65	101.3	-400.50	-2.106	-	بخار اشباع x=1
18	متان	111.65	101.3	-400.50	-2.106	-	بخار اشباع x=1
19	متان	111.65	101.3	-400.50	-2.106	0.2418	بخار اشباع x=1
20	متان	228.32	1100.0	-168.40	-1.864	0.2418	بخار فوق گرم
21	متان	228.10	1070.0	-168.40	-1.851	0.2418	بخار فوق گرم
22	متان	293.15	1000.0	-21.20	-1.250	0.2418	بخار فوق گرم
23	متان	170.00	174.9	-228.10	-7.409	0.8607	مایع مادون سرد
24	متان	170.00	104.9	253.20	-4.576	0.8607	بخار اشباع x=1
25	متان	193.15	83.01	-905.80	-8.117	1.2772	مایع مادون سرد
26	متان	193.15	13.01	-443.50	-5.723	1.2772	بخار اشباع x=1
27	متان	193.10	13.01	-906.00	-8.118	1.2772	مایع مادون سرد



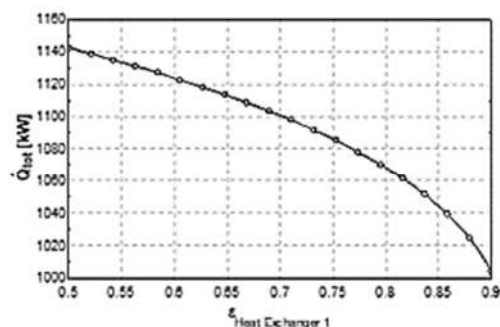
شکل ۵- تاثیر بازده آیزنتروپیک کمپرسورها بر گرمای گرفته شده از متان



شکل ۶- تاثیر بازده آیزنتروپیک کمپرسورها بر دبی مایع سازی متان

همانطور که در شکل ۵ مشاهده می‌گردد با ارتقاء بازده آیزنتروپیکی کمپرسور یعنی با پایین گرفتن سطح بازگشت ناپذیری دمای خروجی آن کاهش می‌یابد در نتیجه نیاز به دفع گرما نیز تقلیل می‌یابد.

تاثیر بازده آیزنتروپیک کمپرسورها بر دبی مایع سازی متان در شکل ۶ نشان داده شده است. همانطور که شکل نشان می‌دهد، افزایش بازده آیزنتروپیک کمپرسورها از ۰/۶ تا ۰/۹ باعث افزایش دو برابری دبی مایع سازی متان می‌شود.



شکل ۷- تاثیر کارایی مبادله‌کن گرمایی ۱ بر گرمای گرفته شده از متان

جدول ۲ نشان می‌دهد، که بالاترین دما و فشار در سیستم متعلق به نقطه (۳) یعنی خروج متان از کمپرسور (۱) می‌باشد. همچنین ورودی مخزن ذخیره و جداسازی پایین ترین دما و فشار را در مدار جریان متان دارد و در آن شرایط متان، مایع می‌شود. دبی جرمی متان مایع شده 0.3612 kg/s بوده و دبی متان جدا شده از خط انتقال 0.603 kg/s است یعنی این که مقدار 0.2418 kg/s از متان وارد شده به مخزن جداسازی از طریق سیستم BOG بصورت گاز به خط انتقال بر می‌گردد.

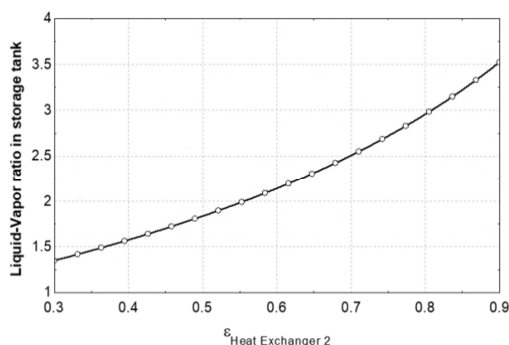
با توجه به جدول ۳ ملاحظه می‌شود که گرمای گرفته شده در تبخیر کن پروپان بیشتر از تبخیر کن اتیلن است و کار مصرفی کمپرسور (۱) بیشتر از کار کمپرسور (۲) و کار آن هم بیشتر از کار کمپرسور BOG می‌باشد. ضریب عملکرد حاصل از نسبت کل گرمای گرفته شده بر کل توان مصرفی پمپ ها و کمپرسورها برابر 2.032 می‌باشد.

جدول ۳- پارامترهای مهم نتیجه شده از مدل سازی سیستم مایع سازی گاز طبیعی

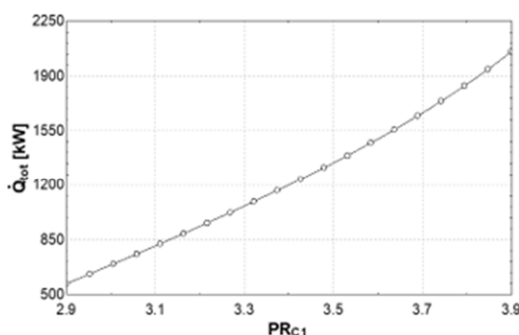
پارامتر	مقدار محاسبه شده
دمای پروپان در تبخیر کن پروپان	$T_{prop}=193.15 \text{ K}$
کارایی مبادله‌کن گرمایی ۱	$\epsilon_{\text{heat exchanger } 1}=0.693$
کارایی مبادله‌کن گرمایی ۲	$\epsilon_{\text{heat exchanger } 2}=0.328$
کارایی تبخیر کن پروپان	$\epsilon_{\text{propane evaporator}}=0.820$
گرمای گرفته شده از متان در تبخیر کن پروپان	$Q_{\text{prop.evap}}=590.47 \text{ kW}$
گرمای گرفته شده از متان در تبخیر کن اتیلن	$Q_{\text{ethy.evap}}=414.27 \text{ kW}$
کار مورد نیاز کمپرسور ۱	$\dot{W}_{\text{comp1}}=368.94 \text{ kW}$
کار مورد نیاز کمپرسور ۲	$\dot{W}_{\text{comp2}}=69.38 \text{ kW}$
کار مورد نیاز کمپرسور BOG	$\dot{W}_{\text{boil-off comp}}=56.12 \text{ kW}$
نسبت دبی جرمی متان مایع سازی شده به دبی جرمی گاز جداسازی شده	$m_f/m_g=1.4938$
نسبت دبی جرمی متان مایع سازی شده به توان مورد نیاز کمپرسورها	$m_f/\dot{W}_{\text{tot}}=0.7305 \text{ kg/MJ}$

۳-۱- مطالعه پارامتری

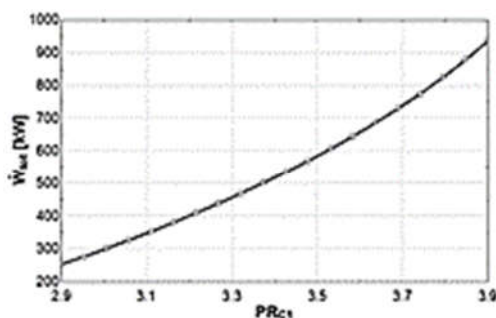
روابط حاکم بر مدل سازی سیستم گاز ساز متان نشان می‌دهد که بازده آیزنتروپیک کمپرسورها (η_c)، نسبت فشار کمپرسورها (PR_c)، کارایی مبدل های حرارتی (ϵ) و دمای متان در خروجی کمپرسور (۱) یعنی دمای (T_3) متغیرهای تاثیرگذار در عملکرد سیستم بوده لذا تاثیر تغییرات این متغیرهای مستقل بر عملکرد سیستم مورد بررسی قرار گرفته است. در این بررسی، گرمای کل گرفته شده از متان ($\dot{Q}_{\text{tot}}$)، کار کل مورد نیاز کمپرسورها ($\dot{W}_{\text{tot}}$)، ضریب عملکرد (COP)، دبی جریان مایع سازی متان، فشار بالا (P_3) و پایین (P_{10}) چرخه، نسبت دبی جرمی متان مایع شده به دبی جرمی گاز جداسازی شده در مخزن و بالاخره نسبت دبی جرمی متان مایع سازی شده به توان مورد نیاز کمپرسورها محاسبه می‌گردد و قابل توجه است که در بررسی پارامتری مدل سازی بجز موارد فوق الذکر سایر پارامترهای دیگر ثابت فرض شده‌اند.



شکل ۱۱- تاثیر کارایی مبادله‌کن گرمایی ۲ بر دبی مایع‌سازی متان



شکل ۱۲-تاثیر نسبت فشار کمپرسور ۱ بر گرمای گرفته شده از متان

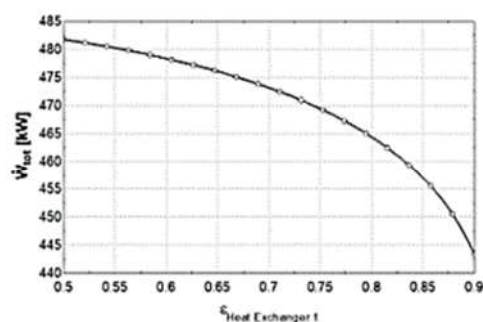


شکل ۱۳-تاثیر نسبت فشار کمپرسور ۱ بر کار مورد نیاز کمپرسورها

با توجه به شکل ۱۲ با بالا رفتن نسبت فشار کمپرسور دمای خروجی میرد افزایش می یابد لذا شدت دفع گرما بیشتر خواهد شد. و طبق شکل ۱۳ چون طبق روابط بخش قبل کار مستقیماً تابعی از نسبت فشار کمپرسور می‌باشد. لذا با افزایش نسبت فشار کار جذبی کمپرسورها نیز می‌باشد.

۴- نتیجه گیری

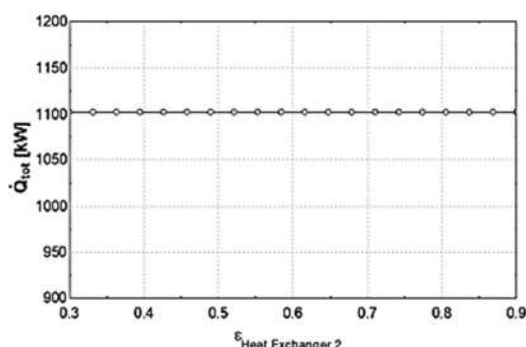
بررسی پارامتری مفصلی انجام شده، تغییرات پارامترهای کارکردی سیستم نسبت به متغیرهای مستقل نشان داده شده است. بررسی نمودارهای ارائه شده در تحلیل پارامتری نشان می‌دهد که از بین متغیرهای اصلی و پارامترهای کارکردی، ضریب عملکرد نسبت به دمای خروجی کمپرسور (۱) شیب کاهشی شد و همچنین نسبت فشار کمپرسور (۱) هم روند افزایش دارد. در نتیجه تلاقی این دو



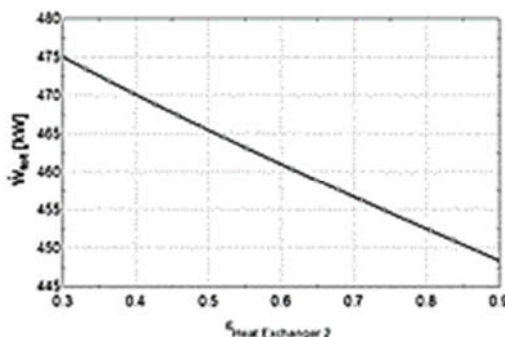
شکل ۸- تاثیر کارایی مبادله‌کن گرمایی ۱ بر کار مورد نیاز کمپرسورها

با توجه به شکل ۷ با افزایش ضریب تاثیر مبادله‌کن‌ها، شدت انتقال گرمای سیالات داخل آن افزایش می‌یابد لذا اتلاف گرمای کلی سیستم تقلیل می‌یابد. همچنین با افزایش ضریب تاثیر مبادله‌کن‌ها افت دمای سیال گرم زیاد میشود در نتیجه هرچه دمای ورودی کمپرسور دما پایین باشد کار تراکم کمتر می‌گردد که در شکل ۸ مشخص است.

افزایش ϵ_2 تاثیری بر کار مورد نیاز کمپرسورهای ۱ و ۲ ندارد ولی باعث کاهش آنتالپی ورودی به مخزن ذخیره می‌شود. بنابراین دبی مایع‌سازی افزایش یافته و دبی جرمی متان گازی کاهش می یابد. بنابراین نسبت این دو افزایش می یابد و از طرفی کار مورد نیاز کمپرسور boil-off کاهش می یابد. این اثرات در شکل‌های ۹ تا ۱۱ نشان داده شده است.



شکل ۹- تاثیر کارایی مبادله‌کن گرمایی ۲ بر گرمای گرفته شده از متان



شکل ۱۰- تاثیر کارایی مبادله‌کن گرمایی ۲ بر کاری مورد نیاز کمپرسور

- pressure energy. *Applied Thermal Engineering* 57 2013; 1-6.
- [15] T.B. He, Y.L. Ju; Design and optimization of natural gas liquefaction process by utilizing gas pipeline pressure energy. *Applied Thermal Engineering* 57 2013; 1-6.
- [16] He, Y.L. Ju; A novel process for small-scale pipeline natural gas liquefaction". *Applied Energy* 115, 2014; 17-24.
- [17] Boumedienne M, Beladjine, Ahmed Ouadha, Lahouari Adjout; Performance analysis of oxygen refrigerant in an LNG BOG re-liquefaction plant. The 3rd International Conference on Sustainable Energy Information Technology (SEIT 2013), *Procedia Computer Science* 19, 2013; 762 – 769.
- [18] Huan Wang, Xiaojun Shi, Defu Che; Thermodynamic optimization of the operating parameters for a combined power cycle utilizing low-temperature waste heat and LNG cold energy. *Applied Thermal Engineering* 59, 2013; 490-497.
- [19] Johnson L, et al. Improvement of natural gas liquefaction processes by using liquid turbines. *Conf. Proc. Int. Conf. Exhibit. Liquefied Nat. Gas*, 11th, 1995; 2.9, 1-11.
- [20] Mehdikhani V, Mirzaee I, Khalilian M, Abdolalipouradl, M, Thermodynamic and exergoeconomic assessment of a new combined power, natural gas, and hydrogen system based on two geothermal wells. *Applied Thermal Engineering*, 2022; 206, 118116.
- [21] Abdolalipouradl M, Mousavi V, Mohammadkhani F, Yari M. Proposing new configurations of flash cycle for effective utilization of geothermal resources: thermodynamic and exergoeconomic assessments. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 2022; 44(10), 465.

منحنی منجر به نقطه بهینه عملکرد سیستم خواهد بود. معادلات شبیه‌سازی به‌علاوه معادله قید مربوط به دبی مایع‌سازی توسط نرم افزار EES تحلیل شده و منجر به نتایج زیر گردیده است.

- برای سیستم هر چقدر مقدار COP بالاتر باشد بهتر است. مقدار COP به ازای $PR_{CI}=3.54$ بیشینه است و مقدار بیشینه آن $COP=2.26$ محاسبه شده است.
- مشابه مقدار بالای نسبت دبی مایع‌سازی به توان مورد نیاز کمپرسورها مطلوب است. این نسبت به ازای $PR_{CI}=3.364$ بیشینه برابر با 0.8012 kg/MJ دارد.
- همچنین COP به ازای $T_3=350 \text{ K}$ دارای کمینه ای با مقدار $COP=2.317$ است و باید از انتخاب این مقدار برای T_3 پرهیز کرد.

۵- مراجع

- [1] Nobuyuki k, Tomita E, and Sakata Y, Auto-ignited kernels during knocking combustion in a spark-ignition engine. *Proceedings of the Combustion Institute*, Jan. 2007; 31, 2, 2999–3006, doi: 10.1016/j.proci.2006.07.210.
- [2] Fauzan MF, Chuah LS, Lee C , Hameed A, Lee J, and Shankar M, A Review of Hydrogen as a Fuel in Internal Combustion Engines. *Journal of Mechanical Engineering Research and Developments*, Apr. 2019; 42, 3, 35–46, , doi: 10.26480/jmerd.03.2019.35.46.
- [3] Mattingly JD, Elements of gas turbine propulsion. 1996.
- [4] Roskam J. *Airplane Design Part IV: Layout Design of Landing Gear and Systems*. 1989.
- [5] Astley R. J., Numerical methods for noise propagation in moving flows, with application to turbofan engines. *Acoust Sci Technol*, 2009; 30, 4, 227–239, , doi: 10.1250/ast.30.227.
- [6] Royalty C, Schuster B, Noise from a Turbofan Engine Without a Fan from the Engine Validation of Noise and Emission Reduction Technology (EVNERT) Program. in *14th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference (29th AIAA Aeroacoustics Conference)*, May 2008; doi: 10.2514/6.2008-2810.
- [7] Aydin H, Turan O, Karakoc TH, Midilli A. Exergetic Sustainability Indicators as a Tool in Commercial Aircraft: A Case Study for a Turbofan Engine. *Int J Green Energy*, Jan. 2015; 12, 1, 28–40, doi: 10.1080/15435075.2014.889004.
- [8] Turan O. An exergy way to quantify sustainability metrics for a high bypass turbofan engine. *Energy*, Jun. 2015; 86, 722–736, doi: 10.1016/j.energy.2015.04.026.
- [9] Mokarizadeh Haghighi Shirazi M, Mowla D. Energy optimization for liquefaction process of natural gas in peak shaving plant. *Energy* 35, 2010; 2878e2885.
- [10] Wensheng Lin, Na Zhang, AnzhongGU; LNG (liquefied natural gas): A necessary part in China's future energy infrastructure. *Energy* 35, 2010; 4383–4391.
- [11] Hee Bum Lee, Bum Jin Park, Shin Hyung Rhee, Jun Hong Bae, Kyung Won Lee, Wang Jo Jeong; Liquefied natural gasflow in the insulation wall of a cargo containment system and its evaporation. *Applied Thermal Engineering* 31; 2011; 2605e2615.
- [12] Yongliang Li, Xiang Wang, Yulong Ding; An optimal design methodology for large-scale gas liquefaction. *Applied Energy* 99, 2012; 484–490.
- [13] Florian Dauber, Roland Span; Modelling liquefied-natural-gas processes using highly accurate property models. *Applied Energy* 97, 2012; 822–827.
- [14] T.B. He, Y.L. Ju; Design and optimization of natural gas liquefaction process by utilizing gas pipeline