

شبیه‌سازی، تحلیل و بهینه‌سازی ترمودینامیکی دو چرخه جدید ترکیبی توان-تبرید با استفاده از انرژی کرایجونیک LNG

دامون آقازاده دکانداری دانشجو دکترا، گروه تبدیل انرژی، دانشگاه شهید بهشتی، تهران، ایران، d_aghazadeh@sbu.ac.ir
رامین حقیقی خوشخو* دانشیار، گروه سیستم‌های انرژی، دانشگاه شهید بهشتی، تهران، ایران، r_haghighi@sbu.ac.ir
مختار بیدی استادیار، گروه انرژی‌های تجدیدپذیر، دانشگاه شهید بهشتی، تهران، ایران، m_bidi@sbu.ac.ir
مصطفی مافی استادیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه بین‌المللی امام خمینی، قزوین، ایران، mostafa.mafi@gmail.com

چکیده

در مطالعه حاضر برای استفاده بهینه از انرژی کرایجونیک LNG و کاهش تلفات انرژی ناشی از اختلاف دمای بالا در فرایند انتقال گرما، دو چرخه جدید ترکیبی توان-تبرید معرفی گردید. چرخه‌های ترکیبی جدید شامل یک چرخه تبرید تراکمی-اجکتوری و دو چرخه رانکین با فشار کاری پایین و بالا می‌باشد که در آن توان مورد نیاز کمپرسور چرخه تبرید تراکمی-اجکتوری توسط توان تولیدی در توربین‌های دو چرخه رانکین تامین می‌شود. از مزایای دو چرخه جدید ترکیبی می‌توان به افزایش انرژی سرمایی کسب شده در مقایسه با تبخیر مستقیم LNG اشاره نمود. با استفاده از قوانین اول و دوم ترمودینامیک و فرض مدل سطح ثابت برای اجکتور تحلیل ترمودینامیکی و همچنین بهینه‌سازی برای هر دو چرخه جدید ترکیبی توان-تبرید انجام شد. با تحلیل پارامترهای طراحی مشاهده شد که با افزایش فشار تخلیه پمپ و کاهش فشار خروجی توربین چرخه رانکین فشار پایین راندمان گرمایی بیشینه، راندمان انرژی بیشینه و نسبت افزایش انرژی سرمایی در هر دو چرخه جدید ترکیبی توان-تبرید افزایش می‌یابد. با انجام بهینه‌سازی در مرزهای تعیین شده برای پارامترهای طراحی، بیشینه راندمان گرمایی و راندمان انرژی در چرخه I به ترتیب برابر ۷۷٫۳۱٪ و ۲۳٫۶۹٪، و در چرخه II ۸۷٫۴۹٪ و ۲۳٪/۹۵ شد همچنین بیشترین نسبت افزایش انرژی سرمایی قابل کسب نسبت به تبخیر مستقیم LNG، در دو چرخه I و II به ترتیب ۶۳٫۳۷٪ و ۷۳٫۹٪ بدست آمد.

واژه‌های کلیدی: انرژی کرایجونیک، LNG، چرخه نوین ترکیبی، اجکتور، راندمان، تلفات انرژی.

Simulating, Analyzing, and Thermodynamic Optimizing of Two Novel Combined Power-Refrigeration Cycles through Cryogenic LNG Energy

D. Aghazadeh Dokandari Department of Mechanical Engineering, University of Shahid Beheshti University, Tehran, Iran
R. Haghighi Khoshkhoo Department of Mechanical Engineering, University of Shahid Beheshti University, Tehran, Iran
M. Bidi Department of Mechanical Engineering, University of Shahid Beheshti University, Tehran, Iran
M. Mafi Department of Mechanical Engineering, Imam Khomeini International University, Qazvin, Iran

Abstract

The present study aimed to introduce two novel power-refrigeration combined cycles into optimal usage of LNG cryogenic energy and reducing exergy losses due to high-temperature difference in the heat transfer process. The combined cycles include a compression-ejector refrigeration cycle and two low and high-pressure Rankine cycles in which the power required to operate the compression-ejector refrigeration cycle's compressor is provided by the power generated by the two-cycle Rankin turbines. Increasing the cooling energy compared to direct LNG evaporation is considered as the benefits of the novel combined cycles. A thermodynamic analysis, along with optimizing both novel combined power-refrigeration cycles, was performed through the first and second thermodynamics laws and the fixed surface model assumption for the ejector. Analyzing the design parameters demonstrated that the maximum thermal and exergy efficiency and maximum refrigeration increasing ratio in both novel combined power-refrigeration cycles increase as the pump discharge pressure increases and the output pressure of Rankine cycle turbine reduces. The maximum thermal and exergy efficiency in cycle (I) were 77.31% and 23.69%, and 87.49% and 23.95% in cycle (II), respectively through performing optimization in the boundaries set for the design parameters. Finally, the highest refrigeration increasing ratio to direct evaporation of LNG for cycle I and II was 63.37% and 73.9%, respectively.

Keywords: Cryogenic energy, LNG, novel combined cycle, ejector, efficiency, exergy losses.

می‌باشد. [۱]

۱- مقدمه

واردات LNG در کشور چین در سالیان اخیر رشد چشمگیری داشته و از ۴۸۳ تن در سال ۲۰۰۵ به ۱۹/۶۳ میلیون تن در سال ۲۰۱۵ رسیده است. [۲] در پایانه‌های ورودی، LNG ذخیره شده در دما کرایجونیک (معمولا ۱۶۲- درجه سلسیوس) قبل از استفاده و یا انتقال از طریق خطوط لوله باید تبخیر شده و به گاز طبیعی تبدیل گردد. انرژی کرایجونیک LNG اگر در فرایند تبخیر استفاده نشود به هدر خواهد رفت لذا طی سالیان اخیر حداکثر بهره‌برداری از انرژی

گاز طبیعی مایع (LNG) یک سوخت کرایجونیک پاک با کاربردهای وسیع در صنعت است. چگالی LNG بین ۴۰۰ تا ۵۰۰ Kg/m³ می‌باشد که در مقایسه با چگالی آب سبک‌تر است. انتقال گاز طبیعی از طریق LNG نسبت به خط لوله بسیار اقتصادی‌تر می‌باشد چرا که با تبدیل گاز طبیعی به LNG حجم آن کاهش می‌یابد بطوریکه ۱ m³ از LNG معادل با ۶۲۰ m³ گاز طبیعی

* نویسنده مکاتبه کننده، آدرس پست الکترونیکی: r_haghighi@sbu.ac.ir

کرایجونیک LNG مورد توجه اهل فن قرار گرفته است.

کانبور و همکاران به مرور اجمالی سیستمهای گوناگونی که برای بهره‌برداری از انرژی کرایجونیک LNG معرفی شده است پرداختند. [۱] که از آن جمله می‌توان به تکنولوژی تهیه دی‌اکسیدکربن (CO_2 CAPTURE)، جداسازی هوا، صنایع غذایی و حمل و نقل اشاره نمود. [۳-۷].

همچنین در مطالعات فراوانی استفاده از انرژی سرمای کرایجونیک LNG در چرخه رانکین و چرخه آلی رانکین در بازه گسترده از دمای منبع گرمایی و دمای چاه دفع گرما پیشنهاد شده است. ونگ و همکاران به توصیف و بهینه‌سازی سیستم ترکیبی جدید توان با استفاده از انرژی گرمایی تلف شده دما پایین و انرژی سرمای LNG براساس قانون اول و دوم ترمودینامیک پرداختند. با انجام بهینه‌سازی براساس الگوریتم دیفرانسیل تکاملی بیشینه راندمان قانون اول و دوم ترمودینامیک به ترتیب ۳۹.۳۳ و ۵۵.۶۲ درصد گزارش گردید. [۸]

آرسلیس و الکساندرو [۹] از انرژی سرمای LNG برای خنک‌کاری هوای ورودی توربین در یک چرخه باز برایتون که با سرمای و گرمایش ناحیه‌ای ترکیب شده بود استفاده نمودند. فریرا و همکاران [۱۰] با شبیه‌سازی یک چرخه رانکین ساده همراه با انبساط مستقیم LNG و انتخاب چند سیال کاری مختلف برای چرخه به بهینه‌سازی چرخه با هدف بیشینه توان خالص الکتریکی و ظرفیت مبادله‌کن گرمایی براساس الگوریتم ژنتیک پرداختند. دامیلیا و همکاران [۱۱] با توجه به نیاز کشور هند به واردات LNG گزارشی از روش‌های مختلف بهره‌برداری از انرژی کرایجونیک LNG وارداتی را گزارش نمودند. برای کاستن از تلفات انرژی ناشی از تغییرات دمایی بالا در فرایند تبخیر LNG (از ۱۶۰- درجه سلسیوس تا دمای محیط) یو و همکاران [۱۲] چگالش چند مرحله‌ای چرخه توان را پیشنهاد نمودند. آنها دریافتند که چرخه ترکیبی با چگالش سه مرحله‌ای بیشترین بازگشت سرمایه سالانه را خواهد داشت. یانی و همکاران [۱۳] بکارگیری یک مخلوط دو جزئی به عنوان سیال کاری در فرایند بازیافت انرژی سرمای LNG را پیشنهاد نمودند. آنها دریافتند که می‌توان راندمان چرخه رانکین ارگانیک را با استفاده از مخلوط دو جزئی اتیلن (C_2H_4) - پروپان (C_3H_8) در مقایسه با استفاده از پروپان خالص به عنوان سیال کاری تا ۷۹.۶ درصد افزایش داد.

باید توجه داشت که وقتی از انرژی سرمای LNG بطور مستقیم برای خنک‌کاری هوای ورودی به کمپرسور در یک توربین گاز بهره‌برداری می‌شود اختلاف دمای LNG و هوای ورودی به کمپرسور در بیشترین مقدار خود تا ۱۸۰ درجه سلسیوس خواهد رسید که این اختلاف دمای بالا در فرایند انتقال گرما به تلفات انرژی بالا منجر خواهد شد لذا باید سعی کرد که از پتانسیل انرژی سرمای ذخیره شده در LNG حداکثر بهره‌برداری را نمود. به منظور کاهش اختلاف دما بین هوای ورودی به کمپرسور و LNG و بهره‌برداری حداکثری از انرژی کرایجونیک LNG ژنگ و همکاران [۱۴] چرخه ترکیبی جدیدی معرفی کردند که در آن چرخه تبرید تراکمی و چرخه رانکین با سیال عامل دی‌اکسید کربن کوپل شده بودند. نتایج تحقیق آنها نشان داد که انرژی سرمای کسب شده به کمک چرخه ترکیبی جدید تا ۳۶.۵٪ بیشتر از روش متداول تبخیر LNG خواهد بود.

در مطالعه حاضر برای استفاده بهینه از انرژی کرایجونیک LNG و

کاهش تلفات انرژی ناشی از اختلاف دمای بالا در فرایند انتقال گرما، دو چرخه ترکیبی جدید معرفی گردید. چرخه‌های ترکیبی شامل یک چرخه تبرید تراکمی-اجکتوری و دو چرخه رانکین با فشار کاری پایین و بالا می‌باشد که در آن توان مورد نیاز برای راه‌اندازی کمپرسور چرخه تبرید تراکمی-اجکتوری توسط توان تولیدی در توربین‌های دو چرخه رانکین تامین خواهد شد. همچنین با اضافه نمودن اکسیژن در فرایند تبخیر LNG تولید همزمان توان و سرما از انرژی کرایجونیک LNG مورد توجه قرار گرفت.

از مهمترین مزیت‌های چرخه‌های جدید ترکیبی جدید می‌توان به موارد زیر اشاره نمود:

- کاهش اختلاف دمای دو سیال در مبادله‌کن گرمایی و در نتیجه کاهش تلفات انرژی فرایند انتقال گرما.
 - افزایش چشمگیر انرژی سرمای دریافت شده از چرخه‌های ترکیبی جدید در مقایسه با تبخیر مستقیم LNG با استفاده از قوانین پایه اول و دوم ترمودینامیک و فرض مدل سطح ثابت برای اجکتور تحلیل ترمودینامیکی جامع و بهینه‌سازی برای هر دو چرخه جدید ترکیبی توان-تبرید انجام گردید. همچنین با تحلیل انرژی میزان برگشت‌ناپذیری در کل سیستم و سهم هر یک از اجزاء سیستم از برگشت‌ناپذیری کل بررسی شد.
- تحلیل پارامتری نیز برای مشاهده تاثیر پارامترهای طراحی از قبیل فشار گاز سردکن، دمای گاز سردکن، فشار تخلیه پمپ LNG، فشار تخلیه پمپ ۱ و فشار خروجی توربین چرخه رانکین فشار پایین بر عملکرد سیستم انجام گرفت و در نهایت بهینه‌سازی ترمودینامیکی هر دو چرخه جدید ترکیبی توان-تبرید با استفاده از نرم‌افزار EES [۱۶] انجام و عملکرد چرخه‌های جدید ترکیبی با استفاده از سیال کاری دی‌اکسید کربن (CO_2) مورد مقایسه قرار گرفت.

۲- توصیف دو چرخه جدید ترکیبی توان-تبرید

دو چرخه جدید ترکیبی توان-تبرید پیشنهاد شده در این مطالعه شامل یک چرخه تبرید تراکمی-اجکتوری و دو چرخه رانکین با فشار کاری پایین و بالا می‌باشد که در آن انرژی سرمای کرایجونیک استخراج شده در فرایند تبخیر LNG به عنوان منبع تامین انرژی در نظر گرفته شده است. انرژی کرایجونیک LNG نخست در قسمت چرخه رانکین فشار پایین چرخه جدید ترکیبی به عنوان چاه گرمایی با تبخیر شدن برای چگالیدن مبرد خروجی از توربین بهره‌برداری خواهد شد. سپس LNG تبخیر شده با عبور از یک گرمکن فراگرم شده و بعد با عبور از اکسیژن‌دهنده و تولید توان در خروج از اکسیژن‌دهنده دو فازی خواهد شد. در نهایت نیز با عبور از مبادله‌کن گرمایی ۲ و انتقال انرژی سرمای باقیمانده خود به یک محیط سرد شونده به گاز طبیعی (NG) تبدیل می‌شود.

چرخه رانکین فشار پایین در این مقاله شامل توربین، چگالنده، پمپ، مخلوط‌کن، گرمکن و جداکن است. سیال کاری در چرخه رانکین فشار پایین بعد از عبور از توربین و تولید توان، در چگالنده با استفاده از انرژی سرمای LNG (به عنوان چاه گرمایی) چگالیده می‌شود سپس در پمپ ۱ فشار آن به فشار سیالی که از چرخه تبرید تراکمی-اجکتوری وارد مخلوط‌کن چرخه رانکین فشار پایین می‌شود رسیده و در مخلوط-

یک حجم کنترل در نظر گرفته شده است. اساس مدل‌سازی، معادلات بقای جرم و انرژی می‌باشد که به ترتیب در روابط (۱) و (۲) معرفی شده‌اند:

$$\Delta \dot{m}_{out}^{in} \left(\sum_i m_i \right) = 0 \quad (1)$$

$$\Delta \dot{m}_{out}^{in} \left(\sum_i m_i h_i \right) + \Delta \dot{m}_{out}^{in} \left(\sum_j Q_j \right) + \Delta \dot{m}_{out}^{in} \left(\sum_k W_k \right) = 0 \quad (2)$$

از طرف دیگر نرخ تولید آنتروپی از رابطه (۳) قابل محاسبه است:

$$\dot{S}_{gen} = \sum \dot{m}_e s_e - \sum \dot{m}_i s_i - \sum \frac{\dot{Q}_r}{T_r} \quad (3)$$

نرخ تلفات انرژی نیز با رابطه (۴) تعریف می‌شود:

$$\dot{I} = T_{amb} \dot{S}_{gen} \quad (4)$$

نسبت مکش اجکتور (U) به عنوان کسر جریان متحرک (دبی جرمی نقطه 2) به جریان محرک (دبی جرمی نقطه 3) تعریف می‌شود. مدل‌سازی ترمودینامیکی با اعمال محدودیت‌های طراحی برای هر دو چرخه جدید ترکیبی توان-تبرید انجام گردید. برای پرهیز از تکرار در جدول ۱ فقط روابط ترمودینامیکی حاکم بر هر یک از اجزاء چرخه II نشان داده شده است. در این جدول از روابط چن و گو [۱۵] برای تعیین راندمان آیزونتروپیک کمپرسور برحسب نسبت فشار استفاده شد. سرانجام با حل روابط ذکر شده و همچنین استفاده از روابط مربوط به خواص ترمودینامیکی در نرم‌افزار EES [۱۶] عملکرد سیستم شبیه-سازی شد.

۳-۱- فرضیات

- مهمترین فرضیات گرفته شده در مدل‌سازی چرخه‌های جدید ترکیبی توان-تبرید عبارتند از: [۱۷-۲۱]
- چرخه‌ها تحت شرایط حالت پایا شبیه‌سازی می‌شود.
 - افت فشار در اجزاء چرخه و مسیر بین آنها صرف‌نظر می‌شود.
 - فرایند شیر خفانش آنتالپی ثابت فرض می‌شود.
 - هر دو جریان محرک و متحرک در ورودی سطح ثابت محفظه اختلاط اجکتور به یک فشار یکسان می‌رسند و این دو جریان قبل از ورودی محفظه اختلاط باهم مخلوط نخواهند شد.
 - راندمان نازل جریان محرک و متحرک اجکتور و راندمان دیفیوزر اجکتور ثابت فرض شده است.
 - راندمان آیزونتروپیک پمپ، توربین و اکسپاندر ثابت فرض می‌شود.
 - دمای LNG در خروج از مبادله‌کن گرمایی اصلی ۱۵ درجه سلسیوس کمتر از دمای سیالی است که از چرخه رانکین فشار پایین وارد مبادله‌کن گرمایی اصلی می‌شود.
 - دمای سیال کاری در خروج از مبادله‌کن گرمایی ۱ و ۲ به میزان ۵ درجه سلسیوس و ثابت فرض شده است.
 - توان خروجی دو توربین ۱ و ۲ برای راندن کمپرسور چرخه تبرید تراکمی-اجکتوری استفاده می‌شود.

کن با آن مخلوط می‌شود. مخلوط در مبادله‌کن گرمایی ۱ با محیط سرد شونده تبادل گرما کرده و در نهایت در حالت فراگرم از آن خارج می‌شود. برای مخلوط در خروج از مبادله‌کن گرمایی ۱ در هر کدام از چرخه‌های جدید ترکیبی توان-تبرید معرفی شده در مقاله حاضر سناریوی متفاوتی تعریف شد. در چرخه اول (چرخه I) بخار فراگرم خارج شده از مبادله‌کن گرمایی ۱ وارد گرمکن خواهد شد تا با دریافت گرما از محیط اطراف دمای آن بالاتر رود سپس بخشی از بخار فراگرم متراکم بعد از انبساط تا فشار مشخص در توربین و تولید توان، وارد نازل اجکتور چرخه تبرید تراکمی-اجکتوری خواهد شد و بخش دیگر از بخار فراگرم تا فشار چگالنده در توربین منبسط شده و وارد چگالنده می‌شود. اما در چرخه دوم (چرخه II) سیال کاری خارج شده از مبادله-کن گرمایی ۱ در تقسیم کننده دو قسمت خواهد شد. قسمتی از سیال کاری وارد گرمکن شده و بعد از افزایش دمای آن با عبور از توربین و تولید توان در نهایت وارد چگالنده خواهد شد و قسمت دیگر آن وارد نازل اجکتور چرخه تبرید تراکمی-اجکتوری خواهد شد.

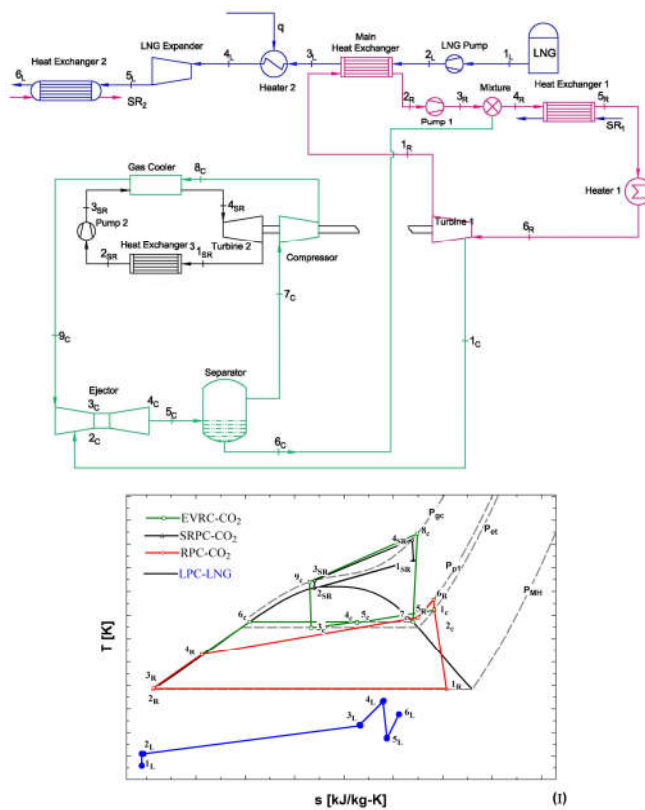
در چرخه تبرید تراکمی-اجکتوری سیال کاری خروجی از گاز سردکن که در ناحیه فرا بحرانی است وارد قسمت نازل اجکتور شده و فشار آن در ورودی محفظه اختلاط (با سطح ثابت) به فشار سیال کاری که از چرخه رانکین فشار پایین وارد نازل اجکتور شده است خواهد رسید. این دو سیال در ورودی سطح ثابت محفظه اختلاط اجکتور مخلوط شده و سپس با عبور از دیفیوزر اجکتور و بازیابی بخشی از انرژی فشاری خود در حالت دو فازی وارد جداکن چرخه تبرید تراکمی-اجکتوری خواهند شد. در جداکن، بخار اشباع جدا شده و وارد کمپرسور می‌شود تا با متراکم شدن به فشار در نظر گرفته شده رسیده و سپس وارد گاز سردکن شود. در این مطالعه به منظور جلوگیری از هدررفت گرما سیال کاری در گاز سردکن، یک چرخه رانکین فشار بالا که از گرمای دفع شده در گاز سردکن به عنوان منبع گرمایی بهره‌مند می‌شود در نظر گرفته شده است. مایع اشباع جدا شده در جداکن در دو چرخه ترکیبی جدید مسیر متفاوتی را دنبال خواهد کرد در چرخه اول (چرخه I) مایع اشباع مستقیماً وارد مخلوط‌کن چرخه رانکین فشار پایین خواهد شد اما در چرخه دوم (چرخه II) مایع اشباع ابتدا در شیر خفانش تا فشار خروجی پمپ ۱ خفانیده شده و در حالت دو فازی وارد جداکن ۲ می‌شود سپس در جداکن ۲ مایع اشباع جدا شده و وارد مخلوط‌کن چرخه رانکین فشار پایین خواهد شد.

در این مقاله از توان خروجی دو توربین چرخه‌های رانکین با فشار کاری پایین و بالا برای تامین توان مصرفی کمپرسور چرخه تبرید تراکمی-اجکتوری استفاده خواهد شد.

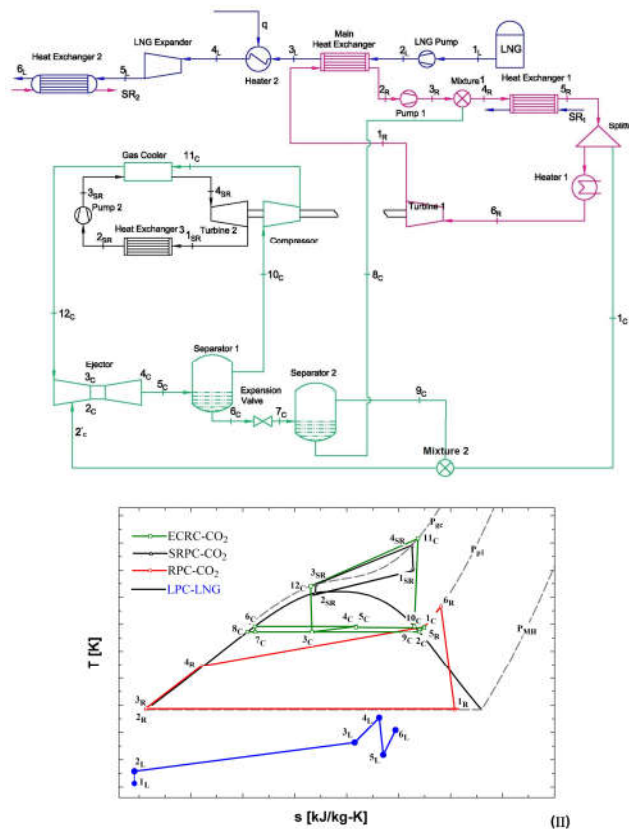
طرحواره و نمودار T-S چرخه‌های جدید ترکیبی توان-تبرید با بهره‌گیری از انرژی کرایجونیک LNG در شکل ۱ و ۲ نشان داده شده است.

۳-۲- مدل‌سازی ترمودینامیکی

در برنامه کامپیوتری نوشته شده هر یک از اجزاء چرخه به صورت



شکل ۱- طرحواره و نمودار T-S چرخه جدید ترکیبی توان-تبرید با بهره گیری از انرژی کرایجونیک (چرخه I)



شکل ۲- طرحواره و نمودار T-S چرخه جدید ترکیبی توان-تبرید با بهره گیری از انرژی کرایجونیک (چرخه II)

جدول ۱- روابط ترمودینامیکی حاکم بر هر یک از اجزاء چرخه (II) جدید ترکیبی توان-تبرید

روابط انرژزی	روابط انرژی	اجزاء چرخه
$I_{P,LNG} = T_0 m_{1L}(s_{2L} - s_{1L})$	$\eta_{P,LNG} = \frac{v_{1L}(P_{2L}-P_{1L})}{h_{2L}-h_{1L}}, W_{P,LNG} = m_{1L}(h_{2L} - h_{1L})$	پمپ LNG
$I_{M,Hex} = T_0 [m_{2L}(s_{3L} - s_{2L}) + m_{1R}(s_{2R} - s_{1R})]$	$Q_{M,Hex} = m_{2L}(h_{3L} - h_{2L}), Q_{M,Hex} = m_{1R}(h_{2R} - h_{1R})$	مبادله‌کن گرمایی اصلی
$I_{H,LNG} = T_0 m_{3L} \left[(s_{4L} - s_{3L}) + \left(\frac{h_{3L} - h_{4L}}{T_S} \right) \right]$	$Q_{H,LNG} = m_{3L}(h_{4L} - h_{3L})$	گرمکن LNG
$I_{EX,LNG} = T_0 m_{4L}(s_{5L} - s_{4L})$	$\eta_{EX,LNG} = \frac{h_{5L}-h_{4L}}{h_{5L}-h_{4L}}, W_{EX,LNG} = m_{4L}(h_{4L} - h_{5L})$	اکسیاندر LNG
$I_{Hex,2} = T_0 m_{5L} \left[(s_{6L} - s_{5L}) + \left(\frac{h_{5L} - h_{6L}}{T_r} \right) \right]$	$Q_{Hex,2} = m_{5L}(h_{6L} - h_{5L})$	مبادله‌کن گرمایی ۲
$I_{Tur,1} = T_0 [m_{6R}(s_{6R} - s_{1R})]$	$\eta_{Tur,1} = \frac{h_{1R}-h_{6R}}{h_{1R}-h_{6R}}, W_{Tur,1} = m_{6R}(h_{6R} - h_{1R})$	توربین ۱
$I_{P,1} = T_0 m_{2R}(s_{3R} - s_{2R})$	$\eta_{P,1} = \frac{v_{2R}(P_{3R}-P_{2R})}{h_{2R}-h_{2R}}, W_{P,1} = m_{2R}(h_{3R} - h_{2R})$	پمپ ۱
$I_{Mix1} = m_{4R}s_{4R} - m_{3R}s_{3R} - m_{8C}s_{8C}$	$m_{3R}h_{3R} + m_{8C}h_{8C} = m_{4R}h_{4R}$	مخلوط کن ۱
$I_{Hex,2} = T_0 m_{4R} \left[(s_{5R} - s_{4R}) + \left(\frac{h_{4R} - h_{5R}}{T_r} \right) \right]$	$Q_{Hex,1} = m_{4R}(h_{5R} - h_{4R})$	مبادله‌کن گرمایی ۱
$I_{Sp1} = m_{1C}s_{1C} + m_{6R}s_{6R} - m_{5R}s_{5R}$	$m_{5R}h_{5R} = m_{6R}h_{6R} + m_{1C}h_{1C}$	تقسیم کننده
$I_{H,1} = T_0 m_{6R} \left[(s_{6R} - s_{5R}) + \left(\frac{h_{5R} - h_{6R}}{T_S} \right) \right]$	$Q_{H,1} = m_{6R}(h_{6R} - h_{5R})$	گرمکن ۱
$I_{Mix2} = m_{2C}s_{2C} - m_{1C}s_{1C} - m_{9C}s_{9C}$	$m_{1C}h_{1C} + m_{9C}h_{9C} = m_{2C}h_{2C}$	مخلوط کن ۲
$I_{eje} = T_0 \left[s_{5C} - s_{12C} \frac{1}{U+1} - s_{2C} \frac{U}{U+1} \right]$	$U = \dot{m}_2/\dot{m}_3, h_{5C} = (h_{12C} + U h_{2C})/(1+U),$ $\eta_n = \frac{h_{2C}-h_{2C}}{h_{2C}-h_{2C}} = \frac{h_{12C}-h_{3C}}{h_{12C}-h_{3C}}, h_{2C} - h_{2C} = \frac{u_{2C}^2}{2},$ $u_{2C} = v_{2C}/(1+U)a_{2C}, h_{12C} - h_{3C} = \frac{u_{3C}^2}{2}, u_{3C} = v_{3C}/(1+U)a_{3C},$ $\eta_d = (h_{5C} - h_{4C})/(h_{5C} - h_{4C}), x_{5C} = \frac{1}{U+1}, \rho_{4C}(a_{2C} + a_{3C})u_{4C} = 1$ $P_{4C}(a_{2C} + a_{3C}) + u_{4C} = P_{2C}(a_{2C} + a_{3C}) + (u_{3C} + U u_{2C})/(1+U)$ $h_{4C} + \frac{u_{4C}^2}{2} = \frac{1}{U+1} (h_{3C} + \frac{u_{3C}^2}{2}) + \frac{U}{U+1} (h_{2C} + \frac{u_{2C}^2}{2})$	اجکتور
$I_{Sep1} = m_{10C}s_{10C} + m_{6C}s_{6C} - m_{5C}s_{5C}$	$m_{5C}h_{5C} = m_{6C}h_{6C} + m_{10C}h_{10C}$	جدا کن ۱
$I_{Thr} = T_0 m_{6C}(s_{7C} - s_{6C})$	$m_{7C}h_{7C} = m_{6C}h_{6C}$	شیر خفانش
$I_{Sep2} = m_{9C}s_{9C} + m_{8C}s_{8C} - m_{7C}s_{7C}$	$m_{7C}h_{7C} = m_{8C}h_{8C} + m_{9C}h_{9C}$	جدا کن ۲
$I_{Com} = T_0 \frac{m_{10C}}{U+1} (s_{11C} - s_{10C})$	$\eta_{Com} = \frac{h_{11C}-h_{10C}}{h_{11C}-h_{10C}}, w_{Com} = \frac{m_{10C}}{U+1} (h_{11C} - h_{10C}),$ $\eta_{Com} = 0.9343 - 0.04478 \left(\frac{P_{11C}}{P_{10C}} \right)$	کمپرسور
$I_{gc} = T_0 \left[\frac{m_{11C}}{U+1} (s_{12C} - s_{11C}) + m_{3SR}(s_{4SR} - s_{3SR}) \right]$	$Q_{gc} = \frac{m_{11C}}{U+1} (h_{12C} - h_{11C}),$ $\frac{m_{11C}}{U+1} (h_{12C} - h_{11C}) = m_{3SR}(h_{4SR} - h_{3SR})$	گاز سردکن
$I_{Tur,2} = T_0 m_{4SR}(s_{1SR} - s_{4SR})$	$\eta_{Tur,2} = \frac{h_{1SR}-h_{4SR}}{h_{1SR}-h_{4SR}}, W_{Tur,2} = m_{4SR}(h_{4SR} - h_{1SR})$	توربین ۲
$I_{Con} = T_0 m_{1SR}(s_{2SR} - s_{1SR})$	$Q_{Con} = m_{1SR}(h_{2SR} - h_{1SR})$	مبادله‌کن گرمایی ۳
$I_{P,2} = T_0 m_{2SR}(s_{3SR} - s_{2SR})$	$\eta_{P,2} = \frac{v_{2SR}(P_{3SR}-P_{2SR})}{h_{2SR}-h_{2SR}}, W_{P,2} = m_{2SR}(h_{3SR} - h_{2SR})$	پمپ ۲

$$RIR[\%] = 100 \left(\frac{Q_{Hex,1} + Q_{Hex,2}}{Q_{Cry,LNG}} - 1 \right) \quad (7)$$

همچنین کل تلفات انرژزی در هر یک از دو چرخه جدید ترکیبی توان-تبرید از جمع تلفات انرژزی هر یک از اجزاء بدست آمد.

۳-۳- بهینه‌سازی

مقدار بیشینه راندمان گرمایی، بیشینه راندمان انرژزی و بیشینه نسبت افزایش انرژزی سرمایی (RIR) تابعی از پارامترهای طراحی و کاری سیستم خواهد بود بنابراین برای بهینه‌سازی محدوده‌هایی برای پارامترهای طراحی و کاری فرض گردید:

$$Maximize \eta_{th} \text{ or } \eta_{ex} \text{ or } RIR(T_{gc}, P_{gc}, P_{P,LNG}, P_{P,1}, P_{Tur,ext}) \quad (8)$$

$$308 \leq T_{gc}[K] \leq 328 \quad (9)$$

$$80 \leq P_{gc}[bar] \leq 145 \quad (10)$$

$$18 \leq P_{P,LNG}[bar] \leq 36 \quad (11)$$

$$18 \leq P_{P,1}[bar] \leq 36 \quad (12)$$

۲-۳- ارزیابی عملکرد

عملکرد چرخه‌های جدید ترکیبی توان-تبرید با اعمال روابط راندمان قانون اول و دوم ترمودینامیک مورد ارزیابی قرار گرفت. راندمان قانون اول و دوم ترمودینامیک برای هر دو چرخه شبیه‌سازی شده بصورت زیر تعریف شود:

$$\eta_{th} = \frac{Q_{R,ECRC} + W_{EX,LNG} - W_{P,LNG} - W_{P,1} - W_{P,2}}{Q_{Cry,LNG}} \quad (5)$$

$$\eta_{ex} = \frac{\Psi_{R,ECRC} + W_{EX,LNG} - W_{P,LNG} - W_{P,1} - W_{P,2}}{\Psi_{Cry,LNG}} \quad (6)$$

در روابط بالا $Q_{R,ECRC}$ و $\Psi_{R,ECRC}$ به ترتیب انرژزی سرمایی و انرژزی سرمایی است که از چرخه تبرید تراکمی-اجکتوری کسب می‌شود و $Q_{Cry,LNG}$ و $\Psi_{Cry,LNG}$ به ترتیب انرژزی کرایجونیک و انرژزی کرایجونیک فیزیکی قابل حصول از LNG می‌باشد. [۷و۵]

مؤلفه دیگر در ارزیابی عملکرد چرخه‌های جدید ترکیبی توان-تبرید نسبت افزایش انرژزی سرمایی قابل استخراج از LNG در مقایسه با تبخیر مستقیم LNG است (RIR: Refrigeration increasing ratio).

$$5.2 \leq P_{Tur,ext}[bar] \leq 14.5 \quad (13)$$

حد بالا و پایین هر پارامتر طبق معادلات (۹) تا (۱۳) در نرم افزار اعمال و بهینه سازی با استفاده از روش جستجو مستقیم (Direct search method) توسط نرم افزار EES انجام گردید.

۳-۴- اعتبار سنجی

برای اعتبار سنجی، نتایج شبیه سازی انجام شده برای چرخه رانکین فشار پایین کوپل شده با فرایند تبخیر LNG با کار ژنگ و همکاران [۱۴] و برای سنجش صحت شبیه سازی چرخه تبرید تراکمی-اجکتوری، نتایج با کار یاری و همکاران [۱۹] مقایسه شد. در جدول ۲ مقایسه ای از مطالعه حاضر و مرجع [۱۴]، و در جدول ۳ مقایسه ای از کار حاضر و مرجع [۱۹] ارائه شده است. همانطور که مشخص است اختلاف بین نتایج دو مقاله بسیار ناچیز است و این اختلافات ناچیز ناشی از متفاوت بودن نرم افزارهای مورد استفاده در محاسبات است.

جدول ۲- نتایج اعتباردهی به مطالعه حاضر از روی کار مرجع [۱۴]

نقطه	سیال	نتایج	دما (°C)	فشار (bar)
۲	CO2	نتایج [۱۴]	-۷۴.۶	۳۴.۵
		نتایج حاضر	-۵۵.۴	۳۴.۵
۳	CO2	نتایج [۱۴]	-۴۰.۴	۳۴.۵
		نتایج حاضر	-۳۵.۴	۳۴.۵
۴	CO2	نتایج [۱۴]	۶	۳۲.۸
		نتایج حاضر	۶	۳۲.۷۸
۱۴	LNG	نتایج [۱۴]	-۱۶۸	۱.۰۱
		نتایج حاضر	-۱۶۸	۱.۰۱
۱۵	LNG	نتایج [۱۴]	-۱۶۷	۳۳.۳
		نتایج حاضر	-۱۶۷.۲	۳۳.۳
NG 1	LNG	نتایج [۱۴]	-۹۲.۵	۳۳.۳
		نتایج حاضر	-۹۳.۲	۳۳.۳

جدول ۳- نتایج اعتباردهی به مطالعه حاضر از روی کار مرجع [۱۹]

پارامتر	مرجع [۱۹]	مطالعه حاضر	اختلاف
ضریب عملکرد	۱,۴۸۴	۱,۴۸	٪۰.۰۳
راندمان قانون دوم [%]	۲۶,۳۸	۲۶,۴۱	٪۰.۰۱
مجموع تلفات انرژری [kJ. kg-1]	۲۹,۷۶	۲۹,۸۵	٪۰.۰۳
ظرفیت تبرید [kJ. kg-1]	۵۹,۹۹	۶۰,۰۱	٪۰.۰۳

۴- بحث و نتایج

در جدول ۵ حالت ترمودینامیکی سیال کاری در نقاط مختلف چرخه II در نقطه بهینه فشار گاز سردکن و فشار پمپ LNG (با هدف رسیدن به بیشترین نسبت افزایش انرژی سرمایه) نشان داده شده است.

شکل ۳ و ۴ به ترتیب مقادیر بیشینه راندمان گرمایی (راندمان قانون اول) و راندمان انرژری (راندمان قانون دوم) چرخه I و II را با تغییرات فشار تخلیه پمپ و فشار خروجی توربین در چرخه رانکین فشار پایین نشان می دهد. مقادیر بیشینه راندمان گرمایی و راندمان انرژری به ازای فشار گاز سردکن و فشار پمپ LNG بهینه بدست آمده است.

همانطور که مشاهده می شود با افزایش فشار تخلیه پمپ و کاهش فشار خروجی توربین راندمان گرمایی و راندمان انرژری در هر دو چرخه I و II افزایش می یابد چرا که با افزایش فشار پمپ و کاهش فشار توربین سیال کاری با یک نسبت فشار بزرگتر در توربین منبسط شده و در نتیجه افت آنتالپی سیال کاری در عبور از توربین افزایش می یابد با افزایش افت آنتالپی سیال کاری، توان خروجی توربین نیز بیشتر می شود در نهایت افزایش توان خروجی توربین به افزایش راندمان گرمایی و انرژری چرخه های جدید خواهد انجامید. نکته ای که باید توجه داشت این است که میزان انرژری سرمایه LNG حدود ۳۵٪ بیشتر از انرژی سرمایه LNG است بنابراین با افزایش توان خروجی توربین میزان افزایش راندمان گرمایی بیشتر از میزان افزایش راندمان انرژری خواهد بود. انجام بهینه سازی با هدف رسیدن به بیشینه راندمان گرمایی و راندمان انرژری در بازه تعیین شده برای پارامترهای طراحی مشخص کرد که بیشترین مقدار راندمان گرمایی و راندمان انرژری در چرخه I به ترتیب برابر ۷۷,۳۱٪ و ۲۳,۶۹٪، و در چرخه II ۸۷,۴۹٪ و ۲۳,۹۵٪ خواهد بود.

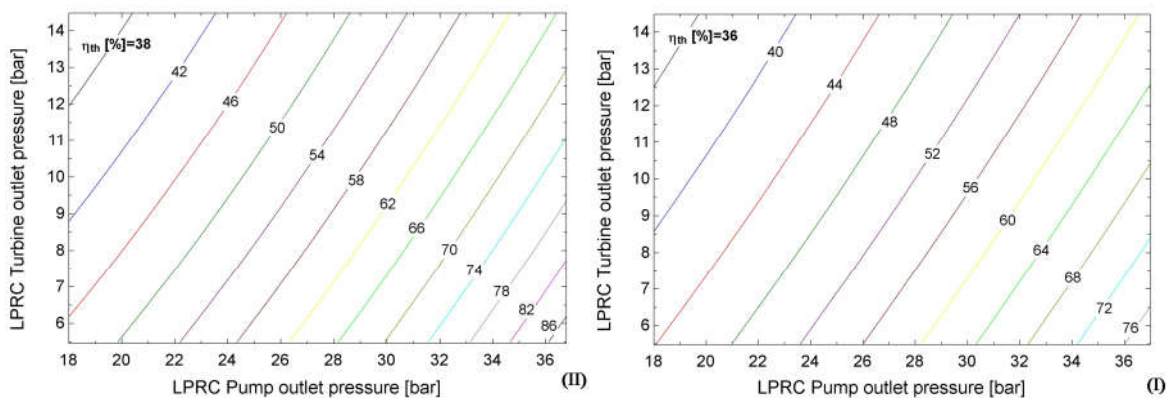
جدول ۴- فرضیات اولیه در شبیه سازی و تحلیل چرخه های I و II

پارامتر	مقدار اولیه	مرجع
P_0 [bar]	۱	-
T_0 [k]	۲۹۸	[۱۴-۲۱]
P_{gc} [bar]	۱۴۵-۸۰	-
T_{gc} [k]	۳۲۸-۳۰۸	[۱۷-۲۱]
T_{4SR} [k]	T_{11C-5}, T_{8C-5}	[۱۷-۲۱]
η_n [%]	۸۵	[۱۷-۲۱]
η_a [%]	۸۰	[۱۷-۲۱]
η_p [%]	۸۰	[۱۷-۲۱]
η_{Tur} [%]	۸۰	[۱۷-۲۱]
η_{Ex} [%]	۸۰	[۶-۸]

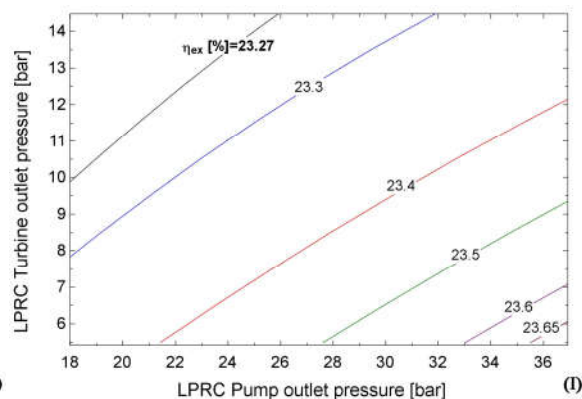
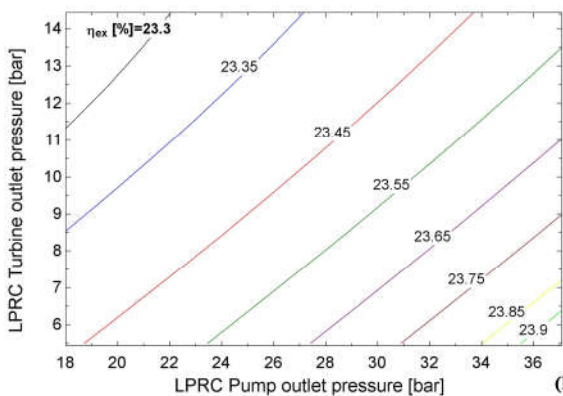
جدول ۵- حالت ترمودینامیکی سیال در نقاط مختلف چرخه جدید ترکیبی توان-تبرید (II) ($P_{P,1}=36 \text{ bar}, P_{M,H}=5.5 \text{ bar}, T_{amb}=298 \text{ K}, T_{gc}=308 \text{ K}$)

نقطه	سیال	دما (کلوین)	فشار (بار)	آنتالپی ویژه (کیلو ژول بر کیلوگرم)	آنتروپی ویژه (کیلو ژول بر کیلوگرم کلوین)	کیفیت	دبی جرمی (کیلوگرم بر ثانیه)
1 _L	LNG	۱۰۵,۲	۱,۰۱	-۹۳۳,۵	-۶,۸۸۵	-	۱۰
2 _L	LNG	۱۰,۶	۲۳,۱۸	-۹۲۷	-۶,۸۷۲	-	۱۰
3 _L	LNG	۲۰,۳	۲۳,۱۸	-۲۵۴,۲	-۲,۶۱۶	-	۱۰

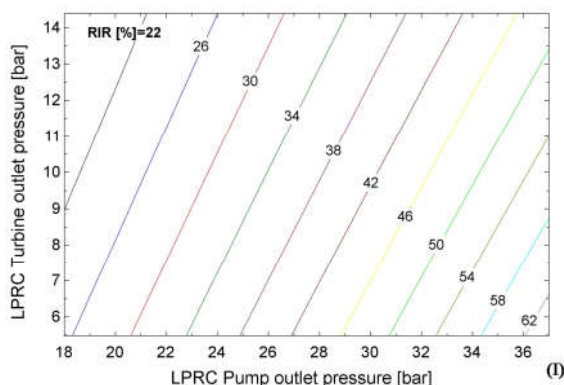
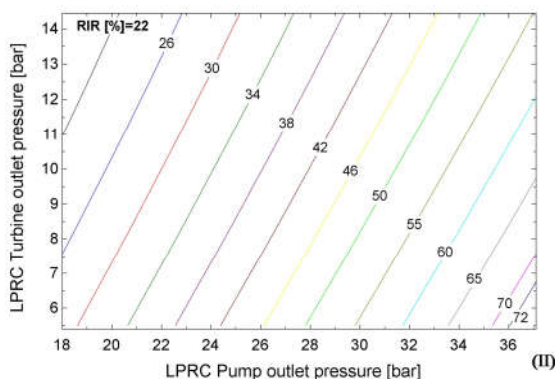
۱۰	-	-۱,۷۱۹	-۳۴,۸۱	۲۳,۱۸	۲۹۳,۲	LNG	4 _L
۱۰	-	-۱,۲۸۷	-۲۸,۹۷	۱,۰۱	۱۶۳,۲	LNG	5 _L
۱۰	-	-۰,۱۵۴۲	-۴۵,۱۹	۱,۰۱	۲۷۸,۲	LNG	6 _L
۲۰,۹۴	۰,۹۲۲	-۰,۷۳۲۶	-۱۰,۳	۵,۵	۲۱۸	CO ₂	1 _R
۲۰,۹۴	۰	-۲,۲۰۵	-۴۲,۴	۵,۵	۲۱۸	CO ₂	2 _R
۲۰,۹۴	-	-۲,۲۰۲	-۴۲,۸	۳,۶	۲۱۹,۲	CO ₂	3 _R
۴۲,۹۳	-	-۱,۹۴۶	-۳۶,۸	۳,۶	۲۴۹,۲	CO ₂	4 _R
۴۲,۹۳	-	-۰,۸۷۵۹	-۶۹,۷۹	۳,۶	۲۷۸,۲	CO ₂	5 _R
۲۰,۹۴	-	-۰,۷۹۶۶	-۴۷,۱۹	۳,۶	۲۹۳,۲	CO ₂	6 _R
۲۱,۹۹	-	-۰,۸۷۵۹	-۶۹,۷۹	۳,۶	۲۷۸,۲	CO ₂	1 _C
۲۳,۰۲	-	-۰,۸۷۶۸	-۷۰,۲۶	۳,۵,۷	۲۷۷,۴	CO ₂	2 _C
۳۸,۹۷	۰,۳۶۲	-۱,۴۳	-۲۲,۲	۳,۵,۷	۲۷۴,۱	CO ₂	3 _C
۶۲	۰,۶۲۷۷	-۱,۲۱	-۱۵,۹,۵	۳,۹,۳۱	۲۷۷,۸	CO ₂	4 _C
۶۲	۰,۶۲۸۶	-۱,۲۱	-۱۵,۹	۴,۰	۲۷۸,۵	CO ₂	5 _C
۲۳,۰۲	۰	-۱,۶۹۳	-۲۹,۳,۵	۴,۰	۲۷۸,۵	CO ₂	6 _C
۲۳,۰۲	۰,۰۴۵۱	-۱,۶۹۱	-۲۹,۳,۵	۳,۶	۲۷۴,۴	CO ₂	7 _C
۲۱,۹۹	۰	-۱,۷۲۸	-۳۰,۳,۸	۳,۶	۲۷۴,۴	CO ₂	8 _C
۱,۰۴	۱	-۰,۹۰۰۶	-۷,۶,۳	۳,۶	۲۷۴,۴	CO ₂	9 _C
۳۸,۹۷	۱	-۰,۹۲۴۵	-۷,۹,۵۴	۴,۰	۲۷۸,۵	CO ₂	10 _C
۳۸,۹۷	-	-۰,۹۰۵۵	-۴۰,۹۱	۹,۲,۹۱	۳۴۶,۱	CO ₂	11 _C
۳۸,۹۷	-	-۱,۴۳۷	-۲۱,۱,۵	۹,۲,۹۱	۳۰۸,۲	CO ₂	12 _C
۴۱,۵۱	-	-۰,۹۲۷۹	-۵,۸,۸۸	۷,۲,۱۴	۳۲۱,۹	CO ₂	1 _{SR}
۴۱,۵۱	۰	-۱,۴۰۱	-۲۰,۴	۷,۲,۱۴	۳۰۳,۲	CO ₂	2 _{SR}
۴۱,۵۱	-	-۱,۳۹۸	-۱۹,۹,۷	۹,۲,۹۱	۳۱۰,۳	CO ₂	3 _{SR}
۴۱,۵۱	-	-۰,۹۳۴۲	-۵,۰,۷۸	۹,۲,۹۱	۳۴۱,۱	CO ₂	4 _{SR}



شکل ۳- تغییرات راندمان گرمایی بیشینه با فشار خروجی پمپ و توربین چرخه رانکین فشار پایین در دو چرخه جدید ترکیبی توان-تبرید



شکل ۴- تغییرات راندمان اگزرژی بیشینه با فشار خروجی پمپ و توربین چرخه رانکین فشار پایین در دو چرخه جدید ترکیبی توان-تبرید



شکل ۵- تغییرات بیشینه افزایش انرژی سرمایه با فشار خروجی پمپ و توربین چرخه رانکین فشار پایین در دو چرخه جدید ترکیبی توان-تبرید

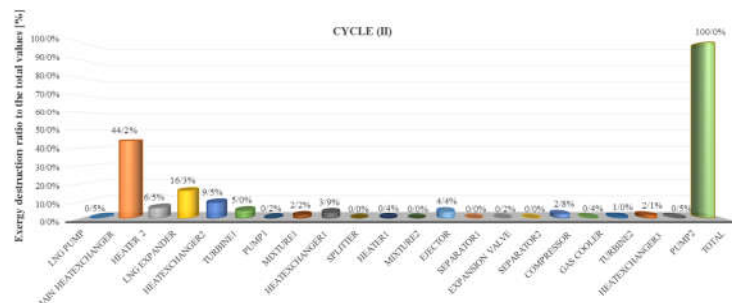
مبادله‌کن‌های گرمایی بیشترین سهم را از مجموع تلفات اگزرژی چرخه II دارند، بطوری که بیش از ۵۰٪ از مجموع تلفات اگزرژی مربوط به سه مبادله‌کن گرمایی خواهد بود بنابراین با کاهش اختلاف دمای دو سیال عبوری از مبادله‌کن‌های گرمایی می‌توان تلفات اگزرژی را در چرخه به مقدار قابل ملاحظه‌ای کاهش داد.

در شکل ۷ راندمان اگزرژی هر یک از تجهیزات چرخه II که بصورت نسبت اگزرژی محصول به اگزرژی سوخت تعریف می‌شود ارائه گردید. نتیجه‌گیری شد که کمترین راندمان اگزرژی مربوط به سه مبادله‌کن گرمایی خواهد بود لذا بنظر می‌رسد که جهت کاهش برگشت ناپذیری‌ها و افزایش کارایی سیستم، بهبود عملکرد مبادله‌کن‌های گرمایی باید مورد توجه قرار گیرد.

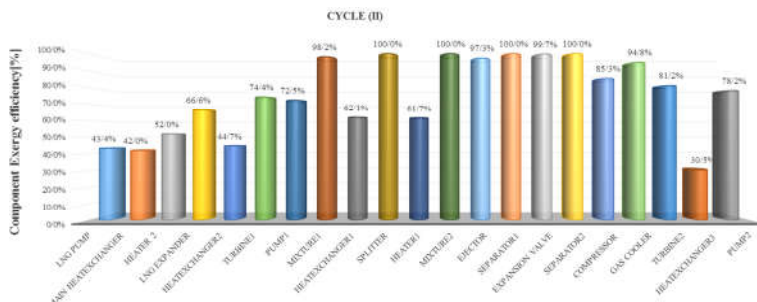
در جدول ۶ عملکرد تجهیزات اصلی دو چرخه جدید ترکیبی توان-تبرید I و II مقایسه شد. همچنین در این جدول برای درک بهتر از میزان تاثیر دو چرخه جدید در افزایش انرژی سرمایه قابل بهره-برداری از LNG، نتایج تبخیر مستقیم LNG در یک مبادله‌کن گرمایی بدون استفاده از چرخه واسطه نیز در ستون سوم آمده است. همانطور که از جدول ۸ مشاهده می‌شود در شرایط کاری یکسان میزان بهره-برداری از انرژی سرمایه LNG (مجموع ظرفیت تبرید دو مبادله‌کن گرمایی ۱ و ۲) در چرخه جدید ترکیبی توان-تبرید II بیشتر از چرخه جدید I و حالت تبخیر مستقیم LNG خواهد بود. علت آن افزایش دبی جرمی سیال عامل عبوری از مبادله‌کن گرمایی ۱ در چرخه جدید II است.

بیشینه افزایش در انرژی سرمایه دریافت شده نسبت به تبخیر مستقیم LNG (RIR) برحسب فشار خروجی پمپ و توربین چرخه رانکین فشار پایین در شکل ۵ رسم شده است. از شکل مشخص است که بیشینه نسبت افزایش انرژی سرمایه در هر دو چرخه در نقطه بهینه از فشار گاز سردکن و فشار پمپ LNG، با افزایش فشار تخلیه پمپ و کاهش فشار خروجی در توربین چرخه رانکین فشار پایین افزایش خواهد یافت. علت آن است که با افزایش نسبت فشار توربین چرخه رانکین فشار پایین، توان خروجی توربین افزایش خواهد یافت و با توجه به اینکه فرض شده است کل توان مورد نیاز برای راندن کمپرسور چرخه تبرید تراکمی-اجکتوری از توان خروجی توربین تامین شود لذا با افزایش توان خروجی توربین میزان توان ورودی به کمپرسور نیز افزایش خواهد یافت. همچنین با انجام بهینه‌سازی بیشینه افزایش در انرژی سرمایه قابل دریافت نسبت به تبخیر مستقیم LNG، (RIR) در دو چرخه I و II به ترتیب ۶۳،۳۷٪ و ۷۳،۹٪ خواهد بود.

برای مقایسه بهتر عملکرد تجهیزات مختلف هر فرآیند، دو شاخص تلفات اگزرژی و راندمان اگزرژی تجهیزات بسیار مفید خواهد بود. مقایسه تلفات اگزرژی و راندمان اگزرژی تجهیزات مختلف یک چرخه با یکدیگر، امکان شناسایی نقاطی از چرخه که انرژی در آنها به شکل کارا استفاده نشده فراهم می‌شود. پس از شناسایی این نقاط، می‌توان جهت کاهش برگشت ناپذیری‌ها و افزایش کارایی سیستم راهکارهایی را از قبیل تغییر شرایط عملیاتی، تعویض تجهیزات و یا تغییر در ساختار فرآیندها پیشنهاد نمود. در شکل ۶ سهم هرکدام از اجزاء چرخه II از کل تلفات اگزرژی نشان داده شده است. از نمودار مشخص است که



شکل ۶- نسبت تلفات انرژی هر یک از اجزاء چرخه II به مجموع تلفات انرژی



شکل ۷- راندمان انرژی هر یک از اجزاء چرخه II

جدول ۶- مقایسه پارامترهای عملکردی دو چرخه جدید ترکیبی توان-تبرید I و II

پارامترهای عملکردی ^o	چرخه جدید (I)	چرخه جدید (II)	تبخیر مستقیم LNG
توان مصرفی پمپ [kJ/kg]	۲۹,۸۷	۳۱,۲۸	۶,۵۲
توان تولیدی اکسیژاندر [kJ/kg]	۲۵۵,۶	۲۵۳,۶	-
توان تولیدی توربین [kJ/kg]	۱۵۹,۵	۱۵۳,۷۵	-
توان مصرفی کمپرسور [kJ/kg]	۱۵۹,۵	۱۵۳,۷۵	-
ظرفیت تبرید مبادله‌کن گرمایی ۱ [kJ/kg]	۱۱۶,۵,۵	۱۲۶,۱,۴	-
ظرفیت تبرید مبادله‌کن گرمایی ۲ [kJ/kg]	۲۲۵,۵	۲۳۰,۳	-
ظرفیت تبرید مبادله‌کن گرمایی در تبخیر مستقیم LNG [kJ/kg]	-	-	۸۵۶,۲
مجموع ظرفیت تبرید چرخه [kJ/kg]	۱۳۹۱	۱۴۹۱,۷	۸۵۶,۲
تلفات انرژی مبادله‌کن گرمایی ۱ [kJ/kg]	۴۶,۲۹	۴۷,۵۳	-
تلفات انرژی مبادله‌کن گرمایی ۲ [kJ/kg]	۶۵,۲	۶۲,۶۶	-
تلفات انرژی مبادله‌کن گرمایی اصلی [kJ/kg]	۲۴۱,۸	۲۴۸	۵۴۵,۸
مجموع تلفات انرژی سه مبادله‌کن گرمایی ۲,۱ و اصلی [kJ/kg]	۴۵۳,۲۹	۴۵۸,۱۹	۵۴۵,۸

^oمقادیر به ازای یک کیلوگرم LNG محاسبه شده است.

۵- نتیجه‌گیری

در مطالعه حاضر برای جلوگیری از اتلاف انرژی سرمایه‌گذاری در فرایند تبخیر LNG و کاهش تلفات انرژی ناشی از اختلاف دمای بالا در فرایند انتقال گرما، دو چرخه جدید ترکیبی توان-تبرید معرفی گردید. چرخه‌های ترکیبی شامل یک چرخه تبرید تراکمی-اجکتوری و دو چرخه رانکین با فشار کاری پایین و بالا می‌باشد که در آن توان مورد نیاز برای راه‌اندازی کمپرسور چرخه تبرید تراکمی-اجکتوری توسط توان تولیدی در توربین‌های دو چرخه رانکین تامین می‌شود. از مهمترین مزیت‌های چرخه‌های جدید ترکیبی توان-تبرید می‌توان به موارد زیر اشاره نمود:

- کاهش اختلاف دمای دو سیال عبوری از مبادله‌کن گرمایی و در نتیجه کاهش تلفات انرژی در فرایند انتقال گرما.

- افزایش چشمگیر انرژی سرمایه‌گذاری قابل دریافت از چرخه‌های

ترکیبی جدید در مقایسه با تبخیر مستقیم LNG با استفاده از قوانین اساسی اول و دوم ترمودینامیک و فرض مدل سطح ثابت برای اجکتور تحلیل ترمودینامیکی جامع و بهینه‌سازی برای هر دو چرخه جدید ترکیبی توان-تبرید انجام شد. با تحلیل پارامترهای طراحی مشاهده شد که با افزایش فشار تخلیه پمپ و کاهش فشار خروجی توربین چرخه رانکین فشار پایین و کاهش دمای گاز سردکن چرخه تبرید تراکمی-اجکتوری راندمان گرمایی بیشینه، راندمان انرژی بیشینه و بیشینه افزایش در انرژی سرمایه‌گذاری شده نسبت به تبخیر مستقیم LNG، (RIR) در هر دو چرخه جدید ترکیبی توان-تبرید افزایش می‌یابد. در ادامه سهم هر کدام از اجزاء چرخه‌های جدید ترکیبی از کل تلفات انرژی محاسبه گردید. مشخص شد که مبادله-

- [8] Wang H., Shi X., Che D., Thermodynamic optimization of the operating parameters for a combined power cycle utilizing low-temperature waste heat and LNG cold energy. *Applied Thermal Eng.*, Vol. 59, pp. 490-497, 2013.
- [9] Arsalis A., Alexandrou A., Thermo-economic modeling and exergy analysis of a decentralized liquefied natural gas-fueled combined-cooling-Heating-and-power plant. *J Nat Gas Science and Eng.*, Vol. 21, pp. 209-220, 2014.
- [10] Ferreira P. A., Catarino I., Vaz D., Thermodynamic analysis for working fluids comparison in Rankine-type cycles exploiting the cryogenic exergy in Liquefied Natural Gas (LNG) regasification. *Applied Thermal Eng.*, Vol. 121, pp. 887-896, 2017.
- [11] Dhameliya H., Agrawal P., LNG Cryogenic Energy Utilization. *Energy Procedia*, Vol. 90, pp. 660-665, 2016.
- [12] Bao J., Lin Y., Zhang R., Zhang N. and He G., Effects of stage number of condensing process on the power generation systems for LNG cold energy recovery. *Applied Thermal Eng.*, Vol. 126, pp. 566-582, 2017.
- [13] Liu Y., Ding Y., Wang H. and Wang Y., Thermodynamics Analysis of a Novel Cryogenic Power Cycle for LNG Cold Energy Recovery with Binary Mixture as Working Fluid. *Engineering Procedia*, Vol. 205, pp. 1946-1951, 2017.
- [14] Zhang G., Zheng J., Yang Y., A novel LNG cryogenic energy utilization method for inlet air cooling to improve the performance of combined cycle. *Applied Energy*, Vol. 179, pp. 638-649, 2016.
- [15] Chen Y., Gu J., The optimum high pressure for CO₂ transcritical refrigeration systems with internal heat exchangers. *International Journal of Refrigeration*, Vol. 28, pp. 1238-1249, 2005.
- [16] Klein SA, Alvarda F., Engineering equation solver (EES). WI: F-chart Softwar, 2007.
- [17] Yari M., Performance analysis and optimization of a new two-stage ejector expansion transcritical CO₂ refrigeration cycle. *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 48, pp. 1997-2005, 2009.
- [18] Yari M., Second law optimization of two-stage transcritical CO₂ refrigeration cycles in the cooling mode operation. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, Vol. 223, pp. 551-561, 2009.
- [19] Yari M., Mahmoudi S. M. S., Thermodynamic analysis and optimization of novel ejector-expansion TRCC (transcritical CO₂) cascade refrigeration cycles. *Energy*, Vol. 36, pp. 6839-6850, 2011.
- [20] Aghazadeh D., Setayesh Hagh A., Mahmoudi S. M. S., Thermodynamic investigation and optimization of novel ejector-expansion CO₂/NH₃ cascade refrigeration cycles (novel CO₂/NH₃ cycle). *Int. J. of Refrigeration*, Vol. 46, pp. 26-36, 2014.
- [21] Aghazadeh D., Mahmoudi S. M. S., Bidi M., Haghighi Khoshkhou R. and Rosen M., First and Second Law Analyses of Trans-critical N₂O Refrigeration Cycle Using an Ejector. *MDPI Sustainability*, Vol. 10(4):1177, pp. 1-14, 2018.

کن‌های گرمایی بیشترین سهم را در تلفات انرژی چرخه I و II دارند، بطوری که بیش از ۵۰٪ از مجموع تلفات انرژی مربوط به سه مبادله-کن گرمایی خواهد بود. با انجام بهینه‌سازی در مرزهای تعیین شده برای پارامترهای طراحی، بیشینه راندمان گرمایی و بیشینه راندمان انرژی در چرخه I به ترتیب برابر ۷۷٫۳۱٪ و ۲۳٫۶۹٪ و در چرخه II ۸۷٫۴۹٪ و ۲۳٪/۹۵ شد همچنین بیشترین نسبت افزایش انرژی سرمایی قابل کسب نسبت به تبخیر مستقیم LNG (RIR) در دو چرخه I و II به ترتیب ۶۳٫۳۷٪ و ۷۳٫۹٪ بدست آمد.

۶- نمادها

a	مساحت (m ²)
LPRC	چرخه رانکین فشار پایین
U	نسبت مکش
u	سرعت (m. s ⁻¹)
v	حجم ویژه (m ³ .Kg)
زیرنویس	
amb	محیط اطراف
cry	کرایجنیک
ECRC	چرخه تبرید تراکمی-اجکتوری
ex	انرژی
gen	تولید شده
th	گرمایی

۷- مراجع

- [1] Kanbur B., Xiang L., Dubey S., Choo F. and Duan F., Cold utilization systems of LNG: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 79, pp. 1171-1188, 2017.
- [2] International Energy Agency., World energy outlook. 2012.
- [3] Al-musleh EI., Mallapragada DS. and Agrawal R., Efficient electrochemical refrigeration power plant using natural gas with 100% CO₂ capture. *J. Power Sources*, Vol. 274, pp. 130-141, 2015.
- [4] Wang P., Chung TS., A conceptual demonstration of freeze desalination-membrane distillation (FD-MD) hybrid desalination process utilizing liquefied natural gas (LNG) cold energy. *Water Research*, Vol. 46(13), pp. 4037-4052, 2012.
- [5] Dorosz P., Wojcieszak P., Malecha Z., Exergetic Analysis, Optimization and Comparison of LNG Exergy Recovery Systems for Transportation. *Entropy*, Vol. 20(1), pp. 1-18, 2018.
- [6] Franco A., Casarosa C., Thermodynamic analysis of direct expansion configurations for electricity production by LNG cold energy recovery. *Applied Thermal Eng.*, Vol. 78, pp. 649-657, 2015.
- [7] Szargut J., Szczygiel I., Utilization of the cryogenic exergy of liquid natural gas (LNG) for the production of electricity. *Energy*, Vol. 34, pp. 827-837, 2009.