

Energy, exergy and exergo-economic analysis of a multiple generation system with liquefied natural gas cold energy

Shoab Khanmohammadi *, Seyed Ali Karampour

Department of Mechanical Engineering, Kermanshah University of Technology, Kermanshah, Iran

ARTICLE INFO

Article Type

Original Research

Article History

Received: January 31, 2026

Revised: April 12, 2026

Accepted: May 04, 2026

ePublished: May 16, 2026

ABSTRACT

This paper investigates and analyzes an advanced multi-generation combined system that utilizes liquefied natural gas (LNG) as the primary energy source. The proposed system consists of a main Brayton cycle, a supercritical carbon dioxide (sCO₂) cycle, and two organic Rankine cycles (ORCs) as heat recovery subsystems. In addition, a water electrolysis unit for hydrogen production and a reverse osmosis (RO) desalination unit are integrated into the system. By exploiting the energy released from methane combustion in the combustion chamber, the system not only generates 145471 kW of net power, but also performs LNG regasification for injection into the urban natural gas network. Simultaneously, part of the generated power is used to produce 43.1 kg/h of hydrogen in the electrolyzer and to desalinate 30 kg/s of freshwater in the RO unit. A comprehensive energy, exergy, and exergo-economic analysis of the system is carried out using the Engineering Equation Solver (EES) software. The results indicate that the integrated system achieves high energy and exergy efficiencies while simultaneously delivering four valuable outputs, namely electricity, natural gas, hydrogen, and freshwater, at a considerable scale.

Keywords: Multi-generation system, liquefied natural gas (LNG) and regasification, brayton-supercritical CO₂ cycle, exergy and exergo-economic analysis

How to cite this article

Khanmohammadi Sh, Karampour S.A, Energy, exergy and exergo-economic analysis of a multiple generation system with liquefied natural gas cold energy, Modares Mechanical Engineering; 2026;26(07):559-570.

*Corresponding author's email: Sh.khanmohammadi@kut.ac.ir

*Corresponding ORCID ID: 0000-0002-7659-7363



Copyright© 2025, TMU Press. This open-access article is published under the terms of the Creative Commons Attribution-NonCommercial 4.0 International License which permits Share (copy and redistribute the material in any medium or format) and Adapt (remix, transform, and build upon the material) under the Attribution-NonCommercial terms.



تحلیل انرژی، انرژی و انرژی-اقتصادی سیستم تولید چندگانه با انرژی سرد گاز طبیعی مایع

شعبه خانمحمدی*^{ID}، سید علی کرم پور

گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی کرمانشاه، کرمانشاه، ایران

چکیده

این مقاله به مطالعه و تحلیل یک سیستم ترکیبی تولید چندگانه پیشرفته می‌پردازد که از گاز طبیعی مایع (LNG) به عنوان منبع انرژی اولیه استفاده می‌کند. سیستم طراحی شده شامل یک چرخه اصلی برایتون، یک چرخه فوق‌بحرانی دی‌اکسیدکربن (sCO₂) و دو چرخه رانکین آلی (ORC) به عنوان زیرسیستم‌های بازیابی حرارت است. همچنین یک واحد الکتروولایزر برای تولید هیدروژن و یک واحد آب‌شیرین‌کن به روش اسمز معکوس (RO) در این سامانه ادغام شده‌اند. سیستم با بهره‌گیری از انرژی حاصل از احتراق متان در محفظه احتراق، علاوه بر تولید ۱۴۵۴۷۱ کیلووات توان خالص، فرآیند بازگازی‌سازی LNG را برای تزریق به شبکه گاز شهری انجام می‌دهد. به‌طور همزمان، بخشی از توان تولیدی صرف تولید ۴۳/۱ کیلوگرم بر ساعت هیدروژن در الکتروولایزر و شیرین‌سازی ۳۰ کیلوگرم بر ثانیه آب در واحد آب‌شیرین‌کن می‌شود. تحلیل جامع انرژی، انرژی و انرژی-اقتصادی سیستم با استفاده از نرم‌افزار مهندسی EES انجام شده است. نتایج نشان می‌دهد که این سیستم یکپارچه ضمن دستیابی به راندمان بالای انرژی و انرژی، به‌طور همزمان چهار خروجی ارزشمند (برق، گاز طبیعی، هیدروژن و آب شیرین) را با مقیاس قابل‌توجه ارائه می‌نماید.

کلیدواژه‌ها: سیستم تولید چندگانه؛ گاز طبیعی مایع (LNG) و بازگازی‌سازی؛ چرخه برایتون-فوق‌بحرانی CO₂؛ تحلیل انرژی، انرژی و انرژی-اقتصادی

اطلاعات مقاله

نوع مقاله

مقاله پژوهشی

تاریخچه مقاله

دریافت: ۱۴۰۴/۱۱/۱۱

بازنگری: ۱۴۰۵/۰۱/۲۳

پذیرش: ۱۴۰۵/۰۲/۱۴

ارائه آنلاین: ۱۴۰۵/۰۲/۲۶

نحوه ارجاع به این مقاله

خانمحمدی، شعبه، کرم پور سید علی، تحلیل انرژی، انرژی و انرژی-اقتصادی سیستم تولید چندگانه با انرژی سرد گاز طبیعی مایع، مهندسی مکانیک مدرس. ۵۷۰-۵۵۹:۲۶(۰۷):۱۴۰۵

*پست الکترونیکی نویسنده عهده‌دار مکاتبات: Sh.khanmohammadi@kut.ac.ir

*شناسه ارکید نویسنده عهده‌دار مکاتبات: 0000-0002-7659-7363



Copyright© 2025, TMU Press. This open-access article is published under the terms of the Creative Commons Attribution-NonCommercial 4.0 International License which permits Share (copy and redistribute the material in any medium or format) and Adapt (remix, transform, and build upon the material) under the Attribution-NonCommercial terms.

۱- مقدمه

افزایش روزافزون تقاضای جهانی برای انرژی و منابع حیاتی نظیر آب شیرین، مهندسان سیستم‌های انرژی را به سمت طراحی سامانه‌هایی سوق داده است که علاوه بر تولید توان، بیشینه‌سازی بهره‌وری و حداقل‌سازی اتلاف انرژی را نیز تضمین کنند. در این راستا، بازیابی انرژی سرد حاصل از گاز طبیعی مایع (LNG) در فرآیند بازگازی‌سازی، به دلیل دمای بسیار پایین و پتانسیل بالای انرژی، به عنوان یکی از مؤثرترین راهکارها برای ارتقای عملکرد سیستم‌های تولید توان مطرح شده است [۲،۱]. این انرژی سرد معمولاً در ترکیب با چرخه‌های ترمودینامیکی مختلف، از جمله چرخه برایتون، چرخه دی‌اکسیدکربن فوق‌بحرانی (sCO_2) و چرخه رانکین آلی (ORC)، بازیابی و مورد بهره‌برداری قرار می‌گیرد [۳].

مرور تحقیقات نشان می‌دهد بیشتر پژوهش‌های موجود عمدتاً بر تحلیل‌های انرژی و انرژی متمرکز بوده‌اند تا عملکرد فنی این‌گونه سیستم‌ها را ارزیابی کنند [۴]. به عنوان نمونه، نتایج ارائه شده در مطالعات [۵] نشان می‌دهد که طراحی سیستم‌های ترکیبی چندمرحله‌ای برای استفاده بهینه از انرژی سرد LNG می‌تواند به بهبود قابل توجه راندمان انرژی منجر شود. با این حال، به‌کارگیری سامانه‌های بازیابی انرژی سرد مبتنی بر یک چرخه منفرد اغلب باعث اتلاف بخشی از پتانسیل انرژی در سطوح میانی دمایی می‌گردد. در این چارچوب، نوآوری فنی مطالعه حاضر در استفاده از دو چرخه رانکین آلی به صورت آبشاری در زیرسامانه‌های سیستم ترکیبی نهفته است؛ رویکردی که با هدف کاهش حداکثری اتلاف انرژی و افزایش عمق بازیابی انرژی سرد اتخاذ شده است.

افزون بر بازیابی انرژی، گرایش به سمت سیستم‌های تولید چندگانه به عنوان یکی از روندهای مهم و رو به رشد در مهندسی سیستم‌های انرژی شناخته می‌شود [۶]. در این سامانه‌ها، توان تولیدی صرفاً به تولید برق محدود نمی‌شود، بلکه به تولید هم‌زمان محصولات ثانویه ارزشمند اختصاص می‌یابد. در داخل کشور نیز پژوهش‌های قابل توجهی در زمینه بهره‌برداری از انرژی سرد LNG و طراحی سیستم‌های تولید چندگانه انجام شده است. آقازاده و دکانداری و همکاران [۷] به شبیه‌سازی و بهینه‌سازی ترمودینامیکی دو چرخه ترکیبی جدید توان-تبرید با استفاده از انرژی کرایوژنیک LNG پرداختند. کلانتری [۸] یک چرخه ترکیبی نوین زمین‌گرمایی و LNG با بازیابی انرژی و تولید هیدروژن سبز طراحی و تحلیل کرد که نتایج آن نشان‌دهنده بازده انرژی ۶۷/۴٪ و بازده انرژی ۳۸/۶۷٪ بود. عیوضی و همکاران [۹] نیز یک سیستم تولید چندگانه مبتنی بر انرژی زمین‌گرمایی برای تولید هم‌زمان توان، سرمایه‌ش، گرمایش و هیدروژن مایع ارائه کردند که از نظر ساختار تولید چندگانه شباهت نزدیکی به پژوهش حاضر دارد. این مطالعات داخلی نشان‌دهنده رشد سریع این حوزه در

کشور و وجود ظرفیت‌های علمی قابل توجه برای توسعه فناوری‌های بازیابی انرژی سرد LNG است.

در پژوهش حاضر، بخشی از توان الکتریکی تولیدشده برای تأمین انرژی مورد نیاز الکترولایزر به‌منظور تولید هیدروژن و واحد آب‌شیرین‌کن اسمز معکوس جهت تولید آب شیرین به کار گرفته شده است. این رویکرد چندمنظوره، ضمن افزایش ارزش افزوده سیستم، قابلیت رقابت آن را به‌طور هم‌زمان در بازارهای انرژی، سوخت و آب به شکل قابل‌توجهی ارتقا می‌دهد. در حالی که ارزیابی‌های فنی (انرژی و انرژی) ضروری هستند، آنها فاقد معیار تصمیم‌گیری اقتصادی می‌باشند. به همین دلیل، در این مقاله، علاوه بر تحلیل‌های انرژی و انرژی، یک تحلیل اقتصادی نیز انجام شده است. تحلیل انرژی-اقتصادی امکان تعیین هزینه‌های سرمایه‌گذاری و هزینه عملیاتی برای هر جزء از سیستم را فراهم می‌آورد [۱۰]. هدف این مقاله، ارزیابی جامع یک سیستم تولید چندگانه با محوریت بازیابی انرژی سرد (LNG) است که شامل تحلیل‌های انرژی، انرژی و انرژی-اقتصادی می‌باشد. این مطالعه با طراحی یک ساختار بهینه شامل دو چرخه رانکین آلی برای بازیابی عمیق‌تر، و با محاسبه هزینه‌های اقتصادی هر بخش، معیاری جامع برای توجیه فنی و اقتصادی این سیستم نوآورانه در مقیاس صنعتی فراهم می‌آورد.

۲- معرفی سیستم

نمای شماتیک سیستم در شکل ۱ ارائه شده است. سیستم به صورت زیر عمل می‌کند:

ابتدا هوا در کمپرسور فشرده می‌شود. پس از آن هوای فشرده شده وارد محفظه احتراق شده و با سوخت متان در محفظه واکنش می‌دهد. سپس محصولات احتراق با دمای بالا وارد توربین ۱ شده و منبسط می‌شوند. توربین طی این فرآیند میزان قابل توجهی توان تولید می‌کند. گرمای گاز خروجی از توربین ۱ به مبدل حرارتی ۱ می‌رود تا به عنوان منبع حرارتی برای سیکل دی‌اکسیدکربن فوق گرم استفاده شود. گاز خروجی از مبدل ۱، به مبدل ۴ می‌رود تا گرمای مورد نیاز برای سیکل رانکین را فراهم کند. به این ترتیب سیکل برایتون که سیکل اصلی است کامل شود. دی‌اکسید کربن، در سیکل دی‌اکسید کربن فوق گرم، گرما را از مبدل ۱ می‌گیرد و وارد توربین ۲ می‌شود و با منبسط شدن توان تولید می‌کند. گاز خروجی از توربین ۲، وارد مبدل ۲، شده تا گرمای مورد نیاز سیکل رانکین ۱ را فراهم کند. بعد از آن وارد کمپرسور ۲ شده تا دوباره به فشار توربین ۲ برسد. بدین ترتیب، سیکل دی‌اکسید کربن فوق گرم نیز تکمیل می‌شود. پروپانی که توسط گرمای اتلافی سیکل دی‌اکسید کربن گرم شده، در سیکل رانکین ۱ شروع به گردش می‌کند. پروپان پس از گرم شدن ابتدا در توربین ۳ منبسط می‌شود، توان تولید می‌کند و وارد مبدل ۳ می‌شود. مبدل حرارت خود را به گاز طبیعی مایع می‌دهد و آن را از حالت مایع به حالت گاز تبدیل می‌کند.

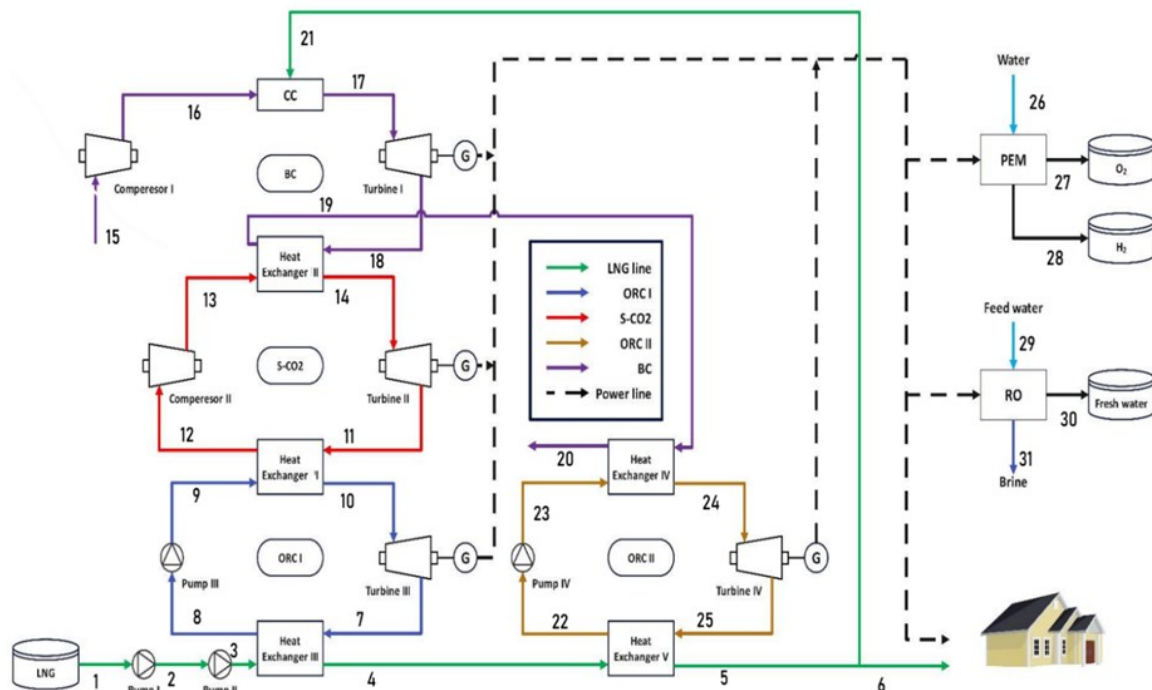
ترکیبی انجام شده است. در حل مدل ریاضی، هر جزء که سیستم را تشکیل می‌دهد بصورت حجم کنترل فرض شده و معادلات بقای جرم، انرژی و قانون دوم ترمودینامیک بر روی این حجم کنترل‌ها اعمال شده است. مفروضات زیر برای تجزیه و تحلیل سیستم مطرح شده در نظر گرفته شده است [۱۱]:

- سیستم توان ترکیبی در حالت پایا کار می‌کند.
- تغییر انرژی جنبشی و پتانسیل ناچیز است. تغییر انرژی شیمیایی فقط برای محفظه احتراق در نظر گرفته می‌شود.
- گاز سوخت متان خالص است و فرض بر این است دمای خروجی گاز از محفظه احتراق ۱۵۲۰ K است [۱۲].
- توربین‌ها، پمپ‌ها و کمپرسورها در سیستم با راندمان ایزنتروپیک فرض شده‌اند.
- افت فشار در محفظه احتراق ۲٪ در نظر گرفته شده همچنین افت فشار در سایر اجزای سیستم در نظر گرفته نمی‌شود.
- دما و فشار محیط به ترتیب ۲۹۸/۱۵ K و ۱۰۱/۳ kPa در نظر گرفته شده است.

سپس پروپان وارد پمپ ۳ شده تا به فشار توربین ۳ برسد. در این نقطه سیکل رانکین ۱ نیز تکمیل می‌شود. در سیکل رانکین ۲، R134a پس از گرفتن گرما از مبدل ۴ وارد توربین ۴ شده و پس از تولید توان، حرارت اتلافی خود را توسط مبدل ۵ به خط انتقال گاز مایع طبیعی منتقل می‌کند تا گاز مایع با تبدیل شدن به فاز گازی و در دمای مناسب آماده مصارف شهری شود. بعد از مبدل ۵ وارد پمپ ۴ شده تا به فشار توربین ۴ برسد. در این حالت سیکل رانکین ۲ نیز تکمیل می‌شود. در این سیستم با به کارگیری مقداری از توان تولیدی در الکترولیزر، از جریانی از آب مقداری هیدروژن تولید می‌شود. این مقدار بستگی به درصدی از توان دارد که به الکترولیزر می‌دهیم. در آب شیرین کن آب شور با فشار به مجموعه ای از غشاهای نیمه تراوا وارد می‌شود. فشار خارجی اعمالی توسط پمپ از فشار اسمزی طبیعی بیشتر است. در نتیجه مولکول‌های کوچک از غشاء عبور می‌کنند، و مولکول‌های بزرگ مانند نمک نمی‌توانند از غشاء عبور کنند. آب شور مازاد نیز از کنار غشاء دفع می‌شود.

۱-۲- مدل ریاضی پیشنهادی

یک مدل ریاضی در نرم افزار حلگر معادلات مهندسی (EES) برای تجزیه و تحلیل انرژی، اگزرژی و اگزرژی-اقتصادی سیستم توان



شکل ۱ شماتیک سیستم مورد مطالعه

Fig. 1 Schematic of studied system

توان کل بر اساس توان تولیدی در توربین‌ها منهای توان مصرفی در پمپ‌ها، کمپرسورها، الکترولیزر و آب شیرین کن محاسبه شده است.

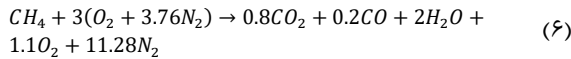
۲-۲- تجزیه و تحلیل انرژی

معادلات موازنه انرژی برای تمام اجزاء در جدول (۱) آمده است. راندمان انرژی سیستم به صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$\eta_{system} = \frac{w_{net} + Q_{H2}}{Q_{in}} \quad (1)$$

$$LHV = \sum_i \dot{n}_{i,R} h_{f,i,R} - \sum_i \dot{n}_{i,P} h_{f,i,P} \quad (5)$$

واکنش در محفظه احتراق به صورت زیر است:



راندمان انرژی سیستم به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$\psi_{system} = \frac{\dot{W}_{net} + \dot{E}x_5 + \dot{E}x_{H_2PEM}}{\dot{E}x_{in}} \quad (7)$$

انرژی ورودی به سیستم به صورت زیر می‌باشد:

$$\dot{E}x_{in} = \dot{E}x_1 + \dot{E}x_{15} + \dot{E}x_{CH_4} \quad (8)$$

که انرژی متان شامل انرژی فیزیکی و شیمیایی می‌باشد.

۲-۴- تحلیل اقتصادی و انرژی اقتصادی

تحلیل اقتصادی این مطالعه به روش هزینه ویژه انرژی (SPECO) انجام شده است. در این روش ابتدا هزینه اجزای سیستم را تعیین می‌کنیم. بعد سوخت و محصول را برای هر سیستم تعیین می‌کنیم و سپس معادلات هزینه و معادلات کمکی را برای جریان می‌نویسیم. هزینه تمامی اجزای سیستم با توجه به معادلات زیر محاسبه شده است. جدول (۳) معادلات محاسبه هزینه سرمایه گذاری را نشان می‌دهد.

جدول ۳ هزینه سرمایه گذاری [۱۶]

Table 3 Component investment [16]

Number	Component	equations
1	Compressor	$Z_{com} = \frac{71.1\dot{m}}{(0.9 - \eta_{com})} P_R \ln P_R$
2	Combustion chamber	$Z_{cc} = \frac{46.08\dot{m}_{air}}{(0.995 - \frac{P_{12}}{P_{16}})} [1 + \exp(0.0187T_{17} - 26.4)]$
3	Turbine	$Z_{tur} = \frac{479.34\dot{m}}{(0.92 - \eta_T)} \ln\left(\frac{P_i}{P_o}\right) [1 + \exp(0.036T_i - 54.4)]$
4	Heat exchanger	$Z_{HE} = (30000 + 750A^{0.81})$
5	pump	$Z_{pump} = (3540\dot{W}^{0.71})$
6	PEM	$Z_{pem} = 1000\dot{W}_{pem}$

نرخ هزینه هر جزء با احتساب هزینه سرمایه گذاری تعمیر و نگهداری برای جزء k به صورت زیر است:

$$\dot{Z}_k = \frac{Z_k \cdot CRF \cdot \phi}{(N \cdot 3600)} \quad (9)$$

مقدار ϕ (ضریب تعمیرات و نگهداری) برابر با ۱/۰۶ است، (N) تعداد ساعات کاری برابر با ۷۰۰۰ ساعت در سال فرض شده است. تبدیل هزینه خرید اجزاء از سال پایه به سال مرجع به صورت زیر انجام شده است:

$$Cost \text{ at reference year} = \frac{CI_{reference \text{ year}}}{CI_{original \text{ year}}} \quad (10)$$

هزینه کل برابر با مجموع هزینه تمام اجزاء است:

$$\begin{aligned} \dot{Z}_{tot} = & \dot{Z}_{t1} + \dot{Z}_{t2} + \dot{Z}_{t3} + \dot{Z}_{t4} + \dot{Z}_{RO} + \dot{Z}_{p1} + \dot{Z}_{p2} + \\ & \dot{Z}_{p4} + \dot{Z}_{p2} + \dot{Z}_{HE1} + \dot{Z}_{HE2} + \dot{Z}_{HE3} + \dot{Z}_{HE4} + \dot{Z}_{HE5} + \\ & \dot{Z}_{CC} + \dot{Z}_{com1} + \dot{Z}_{com2} + \dot{Z}_{pem} \end{aligned} \quad (11)$$

$$\begin{aligned} \dot{W}_{net} = & (\dot{W}_{t1} + \dot{W}_{t2} + \dot{W}_{t3} + \dot{W}_{t4}) \\ & - (\dot{W}_{c1} + \dot{W}_{c2} + \dot{W}_{p1} + \dot{W}_{p2} \\ & + \dot{W}_{p3} + \dot{W}_{p4} + \dot{W}_{RO} + \dot{W}_{PEM}) \end{aligned} \quad (2)$$

۳-۲- تجزیه و تحلیل انرژی

انرژی هر نقطه را می‌توان با استفاده از فرمول زیر به دست آورد:

$$\dot{E}x_i = \dot{m}_i ((h_i - h_0) - T_0(s_i - s_0)) \quad (3)$$

که در آن زیروند صفر برای هر خاصیت نشانگر مقدار آن خاصیت در دما و فشار محیط است. تخریب انرژی برای اجزای سیستم در جدول (۲) نمایش داده شده است.

جدول ۱ معادلات انرژی اجزاء [۱۳]

Table 1 Energy equation for components

Number	Component	Equations
1	Compressor 1	$\dot{W}_{c1} = \dot{m}_{air}(h_{16} - h_{15})$
2	Combustion chamber	$\dot{Q}_{in} = \eta_{cc} \times LHV$
3	Turbine1	$\dot{W}_1 = \dot{m}_{br}(h_{16} - h_{15})$
4	Heat exchanger1	$\dot{Q}_{HE1} = \dot{m}_{br}(h_{18} - h_{19})$
5	Compressor 2	$\dot{W}_{c2} = \dot{m}_{CO_2}(h_{13} - h_{12})$
6	Turbine 2	$\dot{W}_{t2} = \dot{m}_{CO_2}(h_{14} - h_{11})$
7	Heat exchanger 2	$\dot{Q}_{HE2} = \dot{m}_{CO_2}(h_{11} - h_{12})$
8	Pump3	$\dot{W}_{p3} = \dot{m}_{ORC}(h_9 - h_8)$
9	Turbine3	$\dot{W}_{t3} = \dot{m}_{ORC}(h_{10} - h_7)$
10	Heat exchanger3	$\dot{Q}_{HE3} = \dot{m}_{ORC}(h_7 - h_8)$
11	Pump1	$\dot{W}_{p1} = \dot{m}_{CH_4}(h_2 - h_1)$
12	Pump2	$\dot{W}_{p2} = \dot{m}_{CH_4}(h_3 - h_2)$
13	Heat exchanger5	$\dot{Q}_{HE5} = \dot{m}_{CH_4}(h_5 - h_4)$
14	Heat exchanger4	$\dot{Q}_{HE4} = \dot{m}_{R134a}(h_{24} - h_{23})$
15	Turbine4	$\dot{W}_{t4} = \dot{m}_{R123}(h_{24} - h_{25})$
16	Pump4	$\dot{W}_{p4} = \dot{m}_{R123}(h_{23} - h_{22})$

جدول ۲ تخریب انرژی اجزاء [۱۴]

Table 2 Exergy destruction of components [14]

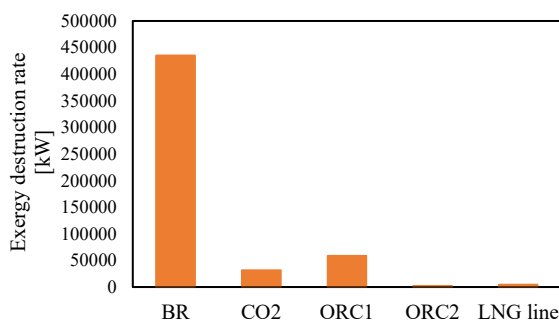
Number	Component	Equations
1	Compressor1	$I_{c1} = \dot{W}_{c1} - (Ex_{16} - Ex_{15})$
2	Combustion chamber	$I_{cc} = Ex_{17} - (Ex_{16} - Ex_{21})$
3	Turbine1	$I_{t1} = (Ex_{17} - Ex_{18}) - \dot{W}_{t1}$
4	Heat exchanger 1	$I_{HE1} = (Ex_{18} - Ex_{19})$
5	Compressor 2	$I_{c2} = \dot{W}_{c2} - (Ex_{13} - Ex_{12})$
6	Turbine 2	$I_{t2} = (Ex_{14} - Ex_{11}) - \dot{W}_{t2}$
7	Heat exchanger 2	$I_{HE2} = (Ex_{11} - Ex_{12}) - (Ex_{24} - Ex_{23})$
8	Pump 3	$I_{p3} = \dot{W}_{p3} - (Ex_9 - Ex_8)$
9	Turbine 3	$I_{t3} = (Ex_{10} - Ex_7) - \dot{W}_{t3}$
10	Heat exchanger 3	$I_{HE3} = (Ex_7 - Ex_8) - (Ex_4 - Ex_3)$
11	Pump 1	$I_{p1} = \dot{W}_{p1} - (Ex_2 - Ex_1)$
12	Pump 2	$I_{p2} = \dot{W}_{p2} - (Ex_3 - Ex_2)$
13	Heat exchanger 5	$I_{HE5} = (Ex_{24} - Ex_{23}) - (Ex_{19} - Ex_{20})$
14	Heat exchanger 4	$I_{HE4} = (Ex_{24} - Ex_{23}) - (Ex_{19} - Ex_{20})$
15	Turbine 4	$I_{t4} = (Ex_{24} - Ex_{23}) - \dot{W}_{t4}$
16	Pump 4	$I_{p4} = \dot{W}_{p4} - (Ex_{23} - Ex_{22})$
17	Brayton cycle	$I_{BR} = I_{cc} + I_{c1} + I_{t1} + I_{H1}$
18	CO ₂ cycle	$I_{CO_2} = I_{c2} + I_{t2} + I_{HE2}$
19	ORC ₁ cycle	$I_{ORC1} = I_{p3} + I_{t3} + I_{HE3}$
20	ORC ₂ cycle	$I_{ORC2} = I_{p4} + I_{HE4} + I_{t4}$
21	LNG line	$I_{LNG \text{ line}} = I_{p1} + I_{p2} + I_{HE4}$

همچنین برای انرژی شیمیایی سوخت نیز می‌توان از رابطه زیر استفاده کرد [۱۵]:

$$\frac{ex_{ch,fuel}}{LHV} = 1.033 + 0.0169 \frac{b}{a} - \frac{0.068}{a} \quad (4)$$

ارزش حرارتی پایین به صورت زیر محاسبه می‌شود:

توان تولیدی این سیستم ۲۹۹۹۳۳ کیلووات و توان مصرفی کل چرخه ۱۵۴۱۹۲/۴۲ کیلو وات است که در نتیجه توان خالص خروجی این چرخه برابر با ۱۴۵۷۴۰/۵۸ کیلو وات است. با مصرف ۳ درصد از توان تولیدی چرخه که برابر با ۸۹۹۸ کیلووات است الکتروولایزر هر ساعت ۴۳/۱ کیلوگرم هیدروژن تولید می‌کند. از طرفی آب شیرین کن اسمز معکوس با استفاده از ۸۲۹/۷ کیلووات توان هر ثانیه ۳۰ کیلوگرم آب را شیرین می‌سازد. چرخه مورد مطالعه همچنین از نظر تخریب آگرژی مورد مطالعه قرار گرفته است. در میان سیکل‌های سیستم پیشنهادی تخریب آگرژی سیکل برایتون با ۴۳۴۹۳۴ کیلو وات از تخریب آگرژی سایر سیکل‌های سیستم بیشتر است.



شکل ۲ تخریب آگرژی سیکل‌های سیستم

Fig.2 Exergy destruction rate of system's cycles

جدول (۷) هزینه اجزای سیستم را نشان می‌دهد. مجموع هزینه اجزاء سیستم ۲۸۸۲ دلار بر ساعت است، که از میان تجهیزات سیستم بیشترین سهم برای توربین ۱ با مقدار ۱۸۶۱ دلار بر ساعت است. نرخ هزینه برای هر جریان محاسبه شده و در جدول (۸) نمایش داده شده است. مطابق نتایج حاصل شده بیشترین هزینه مربوط به جریان ۱۷ (خروجی محفظه احتراق) با عدد ۲۹۱۵۳ دلار بر ساعت می‌باشد.

جدول ۷ هزینه اجزاء سیستم

Table 7 Cost of system components

Number	Component	\dot{Z} [\$ /h]
1	Compressor 1	335.3
2	Combustion chamber	128.8
3	Turbine 1	1861
4	Heat exchanger 1	29.51
5	Compressor 2	26.07
6	Turbine 2	43.4
7	Heat exchanger 2	15.63
8	Pump 3	1.361
9	Turbine 3	64.59
10	Heat exchanger 3	4.207
11	Pump 1	6.36
12	Pump 2	26.67
13	Heat exchanger 4	3.659
14	Heat exchanger 5	6.9
15	Turbine 4	64.59
16	Pump 4	2.684
17	RO	89.45
18	PEM	172

موازنه هزینه برای جریان‌های ورودی و خروجی به یک سیستم به صورت زیر است:

$$\sum \dot{C}_{in,k} + \dot{C}_{q,k} + \dot{Z}_k = \sum \dot{C}_{out,k} + \dot{C}_{w,k} \quad (12)$$

نرخ هزینه آگرژی جریان به صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$\dot{C} = c \cdot \dot{E}x \quad (13)$$

۳- اعتبار سنجی مدل

اعتبار سنجی این مطالعه با مطالعه دیلک نور اوزن و همکاران [۱۱] انجام شده است. جداول (۴) و (۵) این اعتبار سنجی را نشان می‌دهند.

جدول ۴ اعتبار سنجی فشار و دما و انتالپی [۱۱]

Table 4 Pressure, temperature and enthalpy validation [11]

point	Pressure [kPa]		Temperature [K]		Enthalpy [kJ/kg]	
	This study	Ozen, D. N	This study	Ozen, D. N	This study	Ozen, D. N
4	8200	8200	243.3	243.3	-259.8	-259.9
7	20	20	532.5	532.5	1147.6	1147
8	20	20	199.9	199.9	31.91	31.99
9	300	300	200	200	32.10	32.56
10	300	300	619.9	619.9	1393.5	1393
11	7380	7380	709.9	709.8	404.6	404.2
12	7380	7380	305	305	-128.3	-128.1
13	22140	22140	375.1	375.1	-87.11	-87.09
14	22140	22140	828.2	833.9	533.25	540.2

جدول ۵ اعتبار سنجی توان تولیدی در توربین‌ها و کمپرسورها [۱۱]

Table 5 Validation of power output in turbines and compressors [11]

component	Ozen, D. N	Current study
Turbine 1	243044	242972
Turbine 2	31300	29672
Turbine 3	22129	22130
Compressor 1	130934	130924
Compressors 2	9430	9430

۴- نتایج

در این بخش نتایج بدست آمده از مدل‌سازی چرخه مورد مطالعه تشریح می‌شوند. راندمان انرژی این چرخه برابر با ۴۹/۴۹٪ می‌باشد. همچنین راندمان آگرژی این چرخه ۲۸/۷۸٪ است. جدول ۶ توان تولیدی یا مصرفی اجزاء را نشان می‌دهد.

جدول ۶ توان تولیدی و مصرفی اجزاء

Table 6 Production and consumption power of components

Number	Component	Power [kW]
1	Turbine 1	242972
2	Turbine 2	29672
3	Turbine 3	22130
4	Turbine 4	5159
5	Pump 1	488.5
6	Pump 2	3378
7	Pump 3	51.12
8	Compressor 1	130924
9	Compressor 2	9430
10	PEM	8998
11	RO	829.9

جدول ۸ نرخ هزینه جریان ها

Table 7 Cost rate of flows

Number	c [\$/GJ]	C [\$/h]
1	9.87	6140
2	9.939	6191
3	10.42	6552
4	9.005	3522
5	7.09	2695
6	7.09	2466
7	84.74	1447
8	84.74	4481
9	84.88	4500
10	84.74	8875
11	29.35	9608
12	29.35	5248
13	30.71	6383
14	29.35	13054
15	0	0
16	30.91	13286
17	24.36	29153
18	24.36	6980
19	24.36	338.9
20	24.36	40.92
21	7.09	15739
22	57.21	891.8
23	58.2	928.5
24	57.21	1312
25	57.21	58.5

۱-۴- تحلیل پارامتریک

تحلیل پارامتریک شامل بررسی تأثیرات تغییر یک یا چند پارامتر ورودی بر روی معیارهای عملکرد (خروجی) سیستم است، در حالی که سایر پارامترها ثابت نگه داشته می‌شوند. متغیرهای تصمیم‌گیری شامل فشار خروجی از توربین ۳، فشار خروجی از کمپرسور ۲، فشار خروجی از کمپرسور ۱ هستند. همچنین پارامترهای مورد بررسی شامل راندمان انرژی، راندمان انرژی، توان کل، تخریب انرژی هستند.

۱-۱-۴- تأثیرات فشار خروجی توربین ۳

افزایش فشار خروجی از توربین ۳ باعث کاهش تولید توان این توربین می‌شود. از طرفی نرخ تخریب انرژی کلی چرخه دچار افزایش می‌شود و اتلاف انرژی چرخه بیشتر می‌شود. این به معنی کاهش در راندمان‌های انرژی و انرژی چرخه است. شکل (۳-الف) تأثیر افزایش فشار خروجی توربین ۳ را بر روی توان

خالص خروجی و نرخ تخریب انرژی کل چرخه نمایش می‌دهد. با افزایش فشار خروجی توربین ۳ از ۱۵ تا ۵۵ کیلوپاسکال توان خالص خروجی چرخه از ۱۴۷/۷۹ تا ۱۳۸/۱۷ کیلووات کاهش پیدا می‌کند. همچنین نرخ تخریب انرژی کل چرخه از ۵۲۷۷۶۱ تا ۵۴۱۵۱۴ کیلووات افزایش پیدا کرده است. شکل (۳-ب) نشان می‌دهد راندمان انرژی از ۵۰/۱۸٪ تا ۴۶/۹۴٪ کاهش پیدا کرده است و همچنین راندمان انرژی چرخه از ۲۸/۰۳٪ تا ۲۶/۹۱٪ کاهش پیدا کرده است.

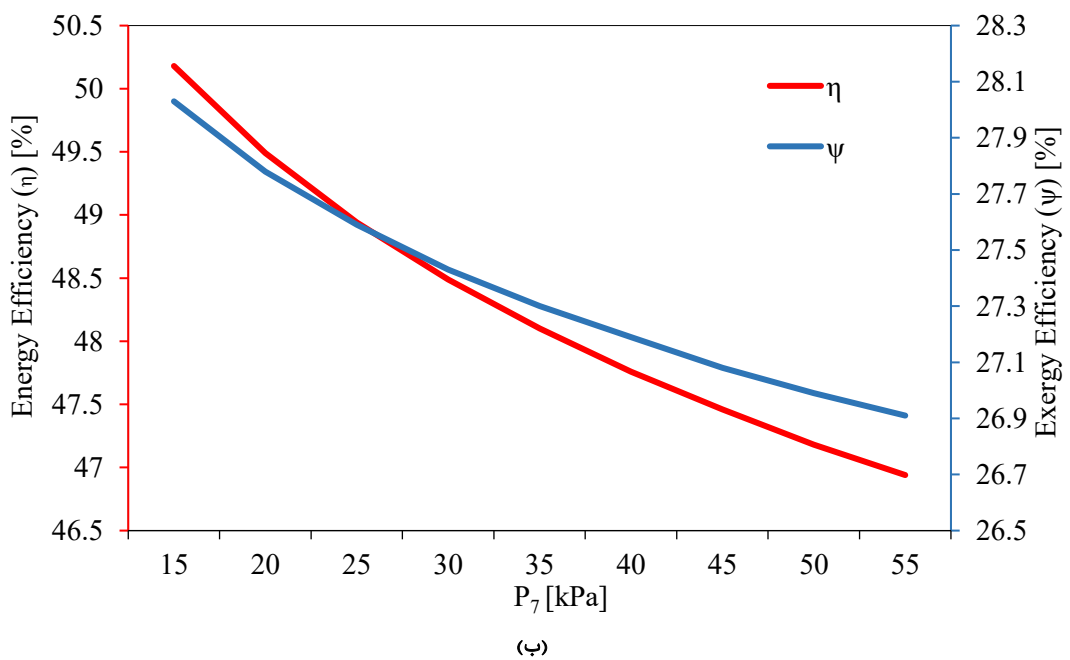
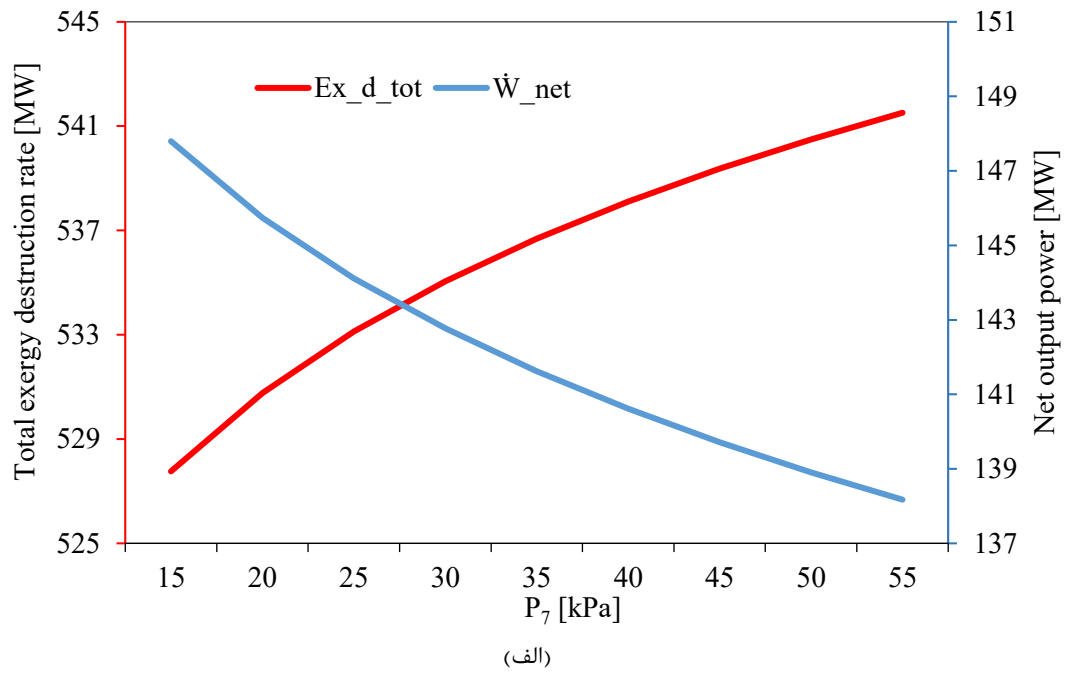
۲-۱-۴- تأثیر فشار خروجی کمپرسور ۲

افزایش فشار خروجی از کمپرسور ۲ موجب توان مصرفی کمپرسور ۲ می‌شود. ولی از طرفی میزان تأثیر مثبتی که بر چرخه می‌گذارد بیشتر از تأثیر منفی آن است.

با توجه به شکل (۴-الف) با افزایش فشار خروجی از کمپرسور ۲ از ۲۲۱۴۰ کیلوپاسکال تا ۲۹۵۲۰ کیلوپاسکال توان خالص خروجی از ۱۴۵۷۴۱ کیلووات تا ۱۴۸۵۳۸ کیلووات افزایش پیدا می‌کند. همچنین نرخ تخریب انرژی کل چرخه از ۵۳۰۷۶۸ کیلووات تا ۵۲۳۳۱۱ کیلووات کاهش پیدا می‌کند. کاهش میزان تخریب انرژی و افزایش توان تولیدی چرخه به معنی بهبود راندمان انرژی و انرژی است. با توجه به شکل (۴-ب) راندمان انرژی این چرخه در طی این افزایش فشار از ۴۹/۴۹٪ تا ۵۰/۴۳٪ افزایش یافته است و همچنین راندمان انرژی چرخه از ۲۸/۷۸٪ تا ۲۸/۱۲٪ افزایش یافته است.

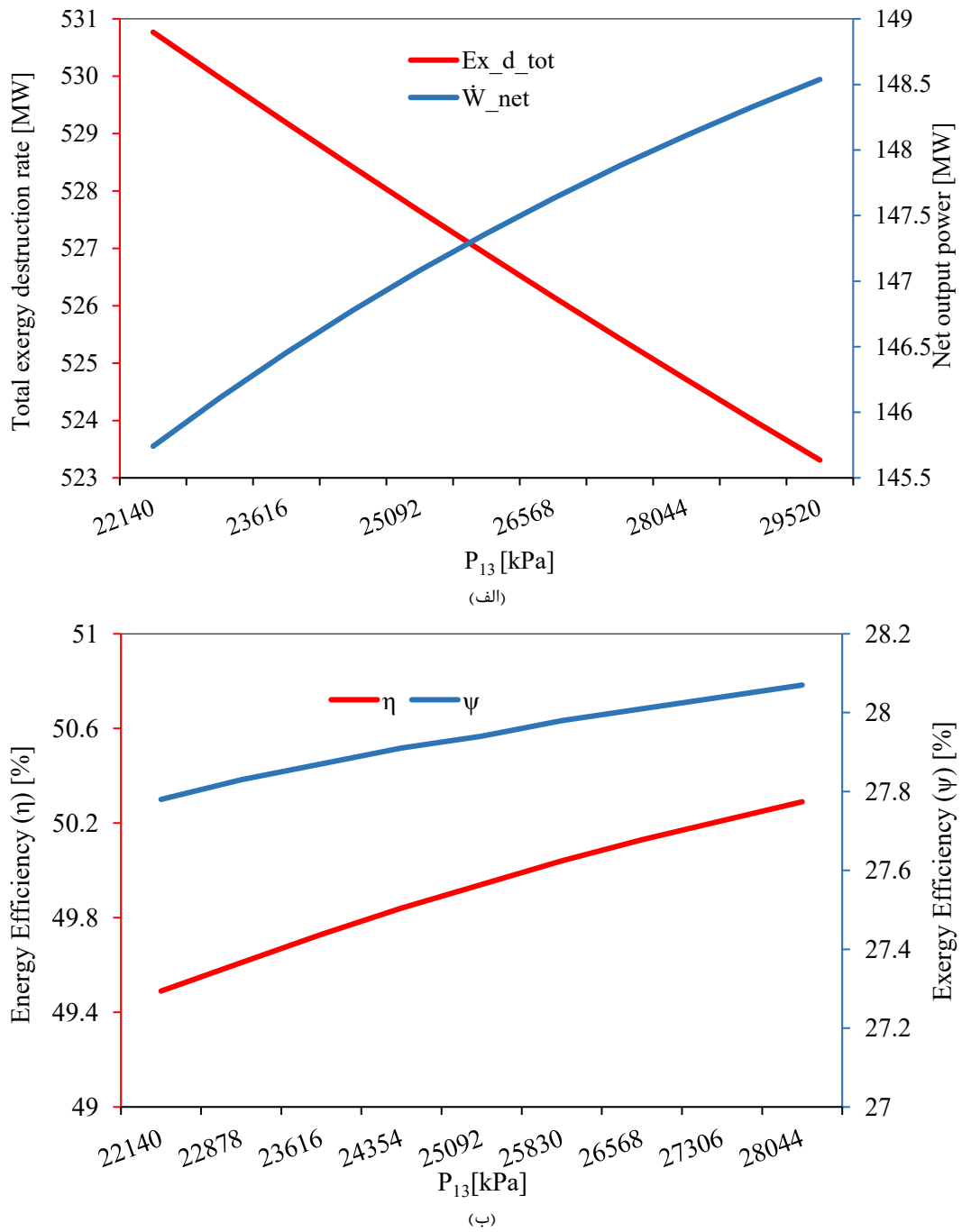
۳-۱-۴- تأثیر فشار خروجی کمپرسور ۱

شکل (۵-الف) تأثیر افزایش فشار خروجی از کمپرسور ۱ را بر روی توان خالص خروجی و نرخ تخریب انرژی چرخه نمایش می‌دهد. این افزایش فشار توان خالص خروجی از ۱۴۵۷۴۱ کیلووات تا ۱۳۷۷۱۲ کیلووات کاهش می‌دهد و همچنین نرخ تخریب انرژی کل چرخه از ۵۳۰۷۶۸ تا ۵۳۳۲۹۲ کیلووات کاهش پیدا می‌کند. شکل (۵-ب) تأثیر افزایش فشار خروجی از کمپرسور ۱ بر روی راندمان‌های انرژی و انرژی را نشان می‌دهد. راندمان انرژی از ۴۹/۴۹٪ به ۵۰/۲۷٪ افزایش یافته در حالی که راندمان انرژی چرخه از ۲۷/۷۸٪ تا ۲۷/۰۷٪ کاهش یافته است.

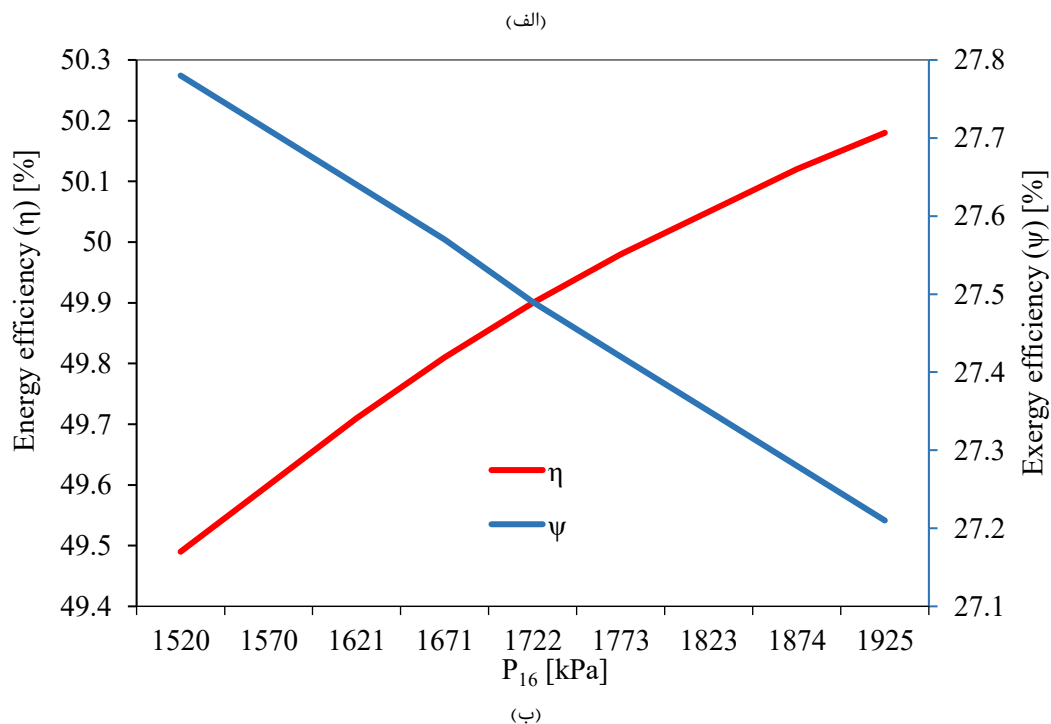
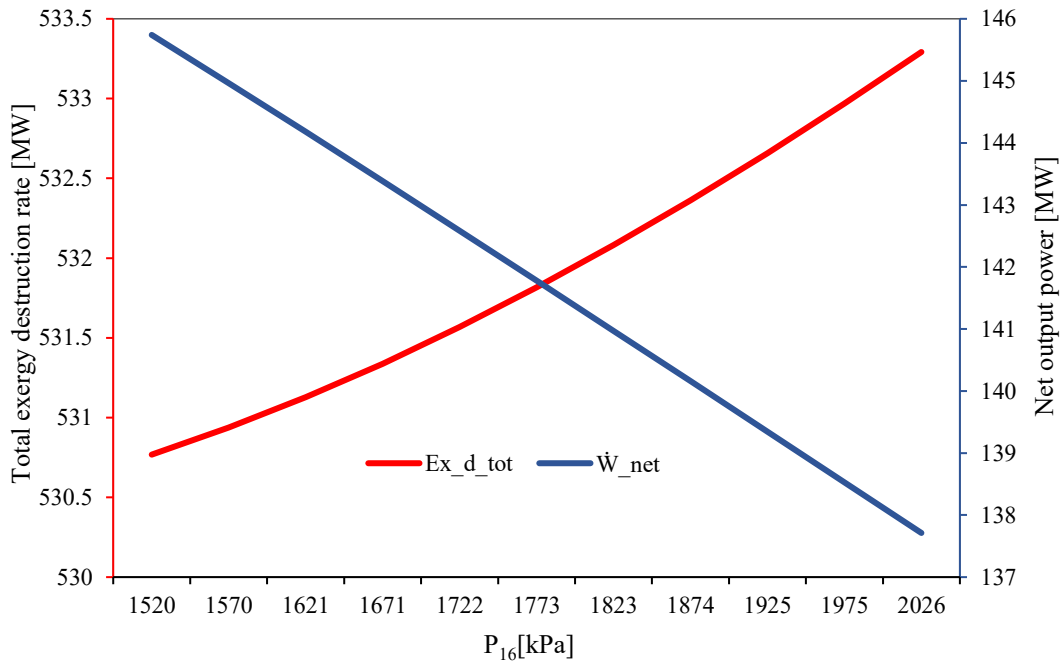


شکل ۳ تأثیرات فشار خروجی توربین ۳ بر (الف) توان خروجی و تخریب انرژی (ب) راندمان انرژی و انرژی

Fig.3 Effects of turbine 3 outlet pressure on (a) output power and exergy destruction rate (b) energy and exergy efficiency



شکل ۴ تأثیرات فشار خروجی کمپرسور ۲ بر الف) توان خروجی و تخریب آگزرژی ب) راندمان انرژی و آگزرژی
 Fig.4 Effects of compressor 2 outlet pressure on the (a) output power and exergy destruction rate (b) energy and exergy efficiency



شکل ۵ تاثیرات فشار خروجی کمپرسور ۱ بر (الف) توان خروجی و تخریب انرژی و (ب) راندمان انرژی و انرژی

Fig.5 Effects of compressor 1 outlet pressure on the (a) output power and exergy destruction rate (b) energy and exergy efficiency

خروجی های مهم چرخه انجام شد. به صورت خلاصه نتایج حاصل به شرح زیر است:

- راندمان انرژی چرخه برابر با ۴۹/۴۹٪ و راندمان انرژی ۲۸/۷۸٪ محاسبه شد.
- توان خالص خروجی چرخه ۱۴۵۷۴۱ کیلووات بدست آمد.

۵- نتیجه و جمع بندی

در این مقاله یک سیستم تولید چندگانه ترکیبی مورد بررسی و مدلسازی قرار گرفت. مدلسازی این چرخه در نرم افزار حلگر معادلات مهندسی (EES) انجام شد و چرخه مورد مطالعه از دید انرژی، انرژی و انرژی-اقتصادی مورد بررسی قرار گرفت. نتایج بدست آمده از مدلسازی تشریح شدند. همچنین تحلیل پارامتری برای بررسی تاثیر تغییر خواص ترمودینامیکی نقاط مختلف بر روی

T	دمای (K)
W	توان تولیدی یا مصرفی توسط اجزاء (kW)
Z_k	نرخ هزینه سرمایه‌ای برای جزء k (\$/s)

زیرنویس ها

C	کمپرسور
D	تخریب
F	سوخت
I	ورودی
O	خروجی
P	پمپ
P	محصول
T	توربین

حروف یونانی

ϵ	بازده مبدل حرارتی
η_{system}	بازده انرژی سیستم
ψ_{system}	بازده انرژی سیستم

منابع

- [1] Li, Y., Zhang, Z., & Tian, Y. (2017). Exergy analysis and optimization of a combined power cycle with LNG cold energy recovery. *Energy*, 118, 776-782. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2016.10.106>
- [2] Liu, H., & You, L. (1999). Characteristics and applications of the cold heat exergy of liquefied natural gas. *Energy Conversion and Management*, 40(14), 1515-1525. [https://doi.org/10.1016/S0196-8904\(99\)00033-6](https://doi.org/10.1016/S0196-8904(99)00033-6)
- [3] Choi, I. H., Lee, S., Seo, Y., & Chang, D. (2013). Analysis and optimization of a cascade Rankine cycle for liquefied natural gas cold energy recovery. *Energy*, 61, 179-195. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2013.08.047>
- [4] Nami, H., Mahmoudi, S. M. S., & Nemati, A. (2017). Exergy, economic and environmental impact assessment and optimization of a novel cogeneration system including a solid oxide fuel cell and a Stirling engine. *Applied Thermal Engineering*, 110, 1315-1330. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.09.053>
- [5] Wang, X., He, M., Wang, H., & Geng, Z. (2019). Thermodynamic optimization of a dual-stage organic Rankine cycle using LNG cold energy for power generation. *Energy Conversion and Management*, 198, 111818. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2019.111818>
- [6] Sayyaadi, H., & Nejatollahi, M. (2010). Multi-objective optimization of an integrated gas turbine cogeneration plant for producing power and fresh water. *Energy*, 35(11), 4471-4482. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2010.07.027>
- [7] Aghazadeh Dokandari D., Haghghi Khoskho R., Bidi M., Mafi M. Simulating, Analyzing, and Thermodynamic Optimizing of Two Novel Combined Power-Refrigeration Cycles through Cryogenic LNG Energy. *Journal of Mechanical Engineering (University of*

- این سیستم با استفاده از خط انتقال گاز به عنوان چاه حرارتی دما پایین، گاز مایع طبیعی را برای استفاده شهری آماده می‌کند.
- آب شیرین کن اسمز معکوس این سیستم می‌تواند جریان آبی با دبی جرمی ۳۰ کیلوگرم بر ثانیه را شیرین کند.
- الکترولایزر با مصرف ۳ درصد از توان تولیدی هر ساعت ۴۳/۱ کیلوگرم هیدروژن تولید می‌کند
- بیشترین هزینه جریان مربوط به جریان خروجی از محفظه احتراق است (۲۹۱۵۳ دلار بر ساعت).
- مجموع هزینه اجزاء سیستم ۲۸۸۲ دلار بر ساعت است، که از میان اجزاء بیشترین سهم از این هزینه برای توربین ۱ با عدد ۱۸۶۱ دلار بر ساعت است.

با توجه به تولید همزمان چهار محصول ارزشمند در سیستم پیشنهادی، انجام یک بهینه‌سازی چندهدفه جامع با استفاده از الگوریتم‌هایی نظیر NSGA-II و روش LINMAP برای یافتن جنبه پارتو و نقطه ایده‌آل بین اهداف متضاد توصیه می‌شود. همچنین، در نظر گرفتن سناریوهای قیمتی مختلف برای برق، هیدروژن، آب شیرین و گاز طبیعی می‌تواند نقطه بهینه تجاری را برای مناطق مختلف جغرافیایی مشخص نماید. این تحلیل به دلیل گستردگی، نیازمند یک مطالعه مستقل و جداگانه خواهد بود.

تأییدیه اخلاقی: محتویات علمی این مقاله حاصل پژوهش نویسندگان است و در هیچ نشریه ایرانی و غیرایرانی منتشر نشده است.

تعارض منافع: هیچ تعارض منافع دیگری برای اظهار وجود ندارد.

فهرست علائم

A	سطح انتقال حرارت (m^2)
c	هزینه به ازای واحد انرژی (\$/k)
C	نرخ جریان هزینه (\$/s)
CRF	ضریب بازگشت سرمایه
$Ex_{ch,F}$	انرژی ویژه گاز طبیعی (kJ/kg)
Ex_{ph}	انرژی ویژه فیزیکی (kJ/kg)
Ex	نرخ انرژی (kW)
Ex_{in}	نرخ انرژی ورودی (kW)
h	آنتالپی ویژه (kJ/kg)
\dot{m}	نرخ جریان جرمی (kg/s)
\dot{n}	نرخ جریان مولی (Kmol/s)
LHV	ارزش حرارتی پایین (kW)
P_R	نسبت فشار
\dot{Q}	نرخ انتقال حرارت (kW)
s	انترپوی ویژه (kJ/Kmol.K)

- Expo 2015: Turbine Technical Conference and Expositio, Montréal, Québec, Canada. <https://doi.org/10.1115/GT2015-43867>
- [13] Ersoy, H. K., & Demirpolat, S. O. (2009). Using liquefied natural gas cold energy for power generation: Case study for Marmara Ereğli receiving terminal. *Journal of the Energy Institute*, 82(1), 11-18. <https://doi.org/10.1179/174602209X389369>
- [14] Wang, F., Zhou, R., Zhang, S., & Fang, M. (2020). Optimization of CO₂ capture process from natural gas fired power plants using a novel dual-pressure configuration. *Environmental Progress & Sustainable Energy*, 39(6), e13459. <https://doi.org/10.1002/ep.13459>
- [15] Pattanayak, L., Sahu, J. N., & Mohanty, P. (2017). Combined cycle power plant performance evaluation using exergy and energy analysis. *Environmental Progress & Sustainable Energy*, 36(4), 1180-1186. <https://doi.org/10.1002/ep.12574>
- [16] Mirmasoumi, S., Saray, R. K., & Ebrahimi, S. (2018). Evaluation of thermal pre-treatment and digestion temperature rise in a biogas fueled combined cooling, heat, and power system using exergo-economic analysis. *Energy Conversion and Management*, 163, 219-238. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2018.02.062>
- Tabriz), 51(4), 2022, 11-20. <https://doi.org/10.22034/jmeut.2022.11034>
- [8] Kalantari A., Energy and Exergy Assessment of a Novel Combined Geothermal-LNG Cycle with Energy Recovery and Green Hydrogen Production, *Science and Technology in Mechanical Engineering*, 4, 1, 2025, 217-235. <https://doi.org/doi:10.22034/stme.2025.528631.1135>
- [9] Eyvazi A., Ameri M., Shafiey Dehaj M., Ghaebi H. Thermodynamic, Economic and Optimization Analysis of a New Geothermal Energy-Based Multiple Generation System for Hot Water, Cooling, Power and Liquid Hydrogen Production, *Science and Technology in Mechanical Engineering*, 3, 1, 2024, 207-225. doi: 10.22034/stme.2025.490141.1089
- [10] Bejan A, Tsatsaronis G, Moran MJ. (1996). *Thermal Design and Optimization*. John Wiley & Sons
- [11] Ozen, D. N., & Uçar, İ. (2020). Energy, exergy, and exergo-economic analysis of a novel combined power system using the cold energy of liquefied natural gas (LNG). *Environmental Progress & Sustainable Energy*, 39(4), e13377. <https://doi.org/10.1002/ep.13377>
- [12] Cao, Y., Wang, J., Dai, Y., & Xie, D. (2015, June 15-19). *Study of the speed control system of a heavy-duty gas turbine* [Paper presentation]. ASME Turbo