



## طراحی و تحلیل سیستم جدید سیکل رنکین آلی با محرک اولیه توربین گاز SGT-400 مطالعه موردی: منطقه نار-کنگان (جنوب ایران)

حسین باروتکوب<sup>1</sup>، کاوه حنیفی میانگفشه<sup>2\*</sup>، مرتضی یاری<sup>3</sup>

1- فارغ التحصیل کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه آزاد اسلامی واحد لشت نشاء- زیباکنار، لشت نشاء  
2- استادیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه آزاد اسلامی واحد لشت نشاء- زیباکنار، لشت نشاء  
3- استاده، مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، تبریز  
\*رشت، لشت نشاء، صندوق پستی: 013-4113، lziau.ac.ir، kaveh.hanifi@lziau.ac.ir

### اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل  
دریافت: 11 شهریور 1396  
پذیرش: 17 آبان 1396  
ارائه در سایت: 24 آذر 1396  
کلید واژگان:  
اگرزوی- اقتصادی  
اگرزوی- زیست محیطی  
سیکل رنکین آلی  
توربین گاز  
گذر بحرانی دی اکسید کربن

### چکیده

در این تحقیق، طراحی و تحلیل یک سیستم تولید همزمان با سیال عامل‌های مختلف از نظر ترمودینامیکی و اقتصادی مورد مطالعه قرار گرفته است. از مدل اگرزوی- اقتصادی و اگرزوی- زیست محیطی برای بررسی سیستم با تکیه بر هزینه محصولات، استفاده شده است. طراحی سیستم جدید برپایه سیکل رنکین آلی با محرک اولیه توربین گاز جهت برآورده نمودن اهداف موردنیاز ایستگاه تقویت فشار منطقه نار-کنگان می‌باشد. این اهداف عبارتند از: تولید الکتریسیته، توان سرمایش و هزینه‌های تولید. با استفاده از آنالیز حساسیت، پارامترهای دمای ورودی به توربین، دیگ بخار و چگالش و فشار ورودی به توربین مورد مطالعه قرار گرفته است. نتایج نشان می‌دهد که دی کلروتری فلورواتان و تولوئن عملکرد بهتری در تولید الکتریسیته (1.612 مگاوات) و تولید سرمایش (6.282 مگاوات) دارند. در حالی که دی اکسید کربن از نظر اقتصادی (103.5 دلار بر مگاژول) عملکرد بهتری دارد. با افزایش دما و فشار ورودی به توربین توان سرمایشی کاهش می‌یابد به جز در سیال دی اکسید کربن که سبب افزایش توان سرمایشی می‌گردد. همچنین با افزایش دمای چگالش و ورودی به دیگ بخار، توان سرمایشی به ترتیب کاهش و افزایش پیدا می‌کند. مجموع هزینه محصولات برای همه سیال عامل‌ها با افزایش دمای ورودی دیگ بخار و توربین و کاهش دمای چگالش، کاهش می‌یابد. در حالی که برای دی اکسید کربن، در یک فشار بهینه، هزینه به مینیمم مقدار خود می‌رسد. محفظه احتراق و دیگ بخار به دلیل بازگشت ناپذیری‌ها بیشترین نرخ تخریب را در اجزای سیستم دارند.

## A novel design and analysis of organic Rankine cycle using gas turbine prime mover Case study: Nar-Kangan (south of Iran)

Hossein Barootkoob<sup>1</sup>, Kaveh Hanifi Miangafsheh<sup>1\*</sup>, Mortaza Yari<sup>2</sup>

1- Department of Mechanical Engineering, Lashtenesha-Zibakenar Branch Islamic Azad University, Lashtenesha, Iran  
2- Department of Mechanical Engineering, Tabriz University, Tabriz, Iran  
\*P.O.B. 013-4113, Lashtenesha, Rasht, Iran, kaveh.hanifi@lziau.ac.ir

### ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper  
Received 02 September 2017  
Accepted 08 November 2017  
Available Online 15 December 2017

**Keywords:**  
Exergoeconomic  
Exergoenvironmental  
ORC  
Gas turbine  
CO<sub>2</sub> transcritical

### ABSTRACT

In this paper, the performance of a new design cogeneration cycle with various working fluids is investigated. Exergoeconomic and exergoenvironmental approach are developed to study the thermodynamic performance of the cycle and to assess the total cost of products. The novel design is based on organic Rankine cycle by using the gas turbine prime mover for fulfilling of the main goals of gas compressor station of Nar-Kangan zone (South of Iran). These goals as follows: production of electricity and refrigeration power (cooling requirement) and total cost of products. According to recent parametric studies, boiler, turbine and condensation temperature and turbine inlet pressure significantly affect the three goals. The results show that dichlorotrifluoroethane (R-123) and toluene have a better performance in producing electricity (1.612MW) and refrigeration power (6.282MW) among other working fluids, while, the carbon dioxide has a better operation to reduce of products cost (103.5\$/MJ). So, when the condensation temperature increases the refrigeration power decreases and boiler inlet temperature increases, the refrigeration power decreases. The results reveal that the refrigeration power decreases as the turbine temperatures and pressure increase and condensation temperature decreases; however, there is an optimum turbine inlet pressure (12MPa) in the carbon dioxide cycle for a minimum cost of products. The combustion chamber and boiler have a maximum destruction exergy rate for irreversibility and temperature difference among of system components.

### 1- مقدمه

محیطی، روشی که امروزه توجه بیشتری را به دلیل بهره‌وری بالا به خود معطوف کرده، تولید مشترک برق و حرارت<sup>1</sup> است که عبارتست از تولید همزمان

با توجه به اهمیت روزافزون مصرف بهینه انرژی و کاهش آلاینده‌های زیست

<sup>1</sup> Combined Heat & Power

### Please cite this article using:

H. Barootkoob, K. Hanifi Miangafsheh, M. Yari, A novel design and analysis of organic Rankine cycle using gas turbine prime mover Case study: Nar-Kangan (south of Iran), *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 17, No. 12, pp. 361-372, 2018 (in Persian)

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

بررسی ترمودینامیکی، تاثیر پارامترهای مذکور بر روی هزینه بر واحد انرژی (انرژی-اقتصادی) و میزان آلاینده‌گی زیست محیط (انرژی-زیست محیطی) در اثر گازهای حاصل از احتراق نیز مورد توجه بوده است. همچنین تاثیر دمای آدیاباتیک شعله نیز بر روی میزان آلاینده‌ها بررسی می‌گردد.

## 2- تحلیل ترمودینامیکی

"شکل 1"، شماتیک سیکل رنکین آلی طراحی شده با محرک توربین گاز را نشان می‌دهد. تحلیل ترمودینامیکی هر یک از اجزای سیستم براساس سه معادله اساسی قانون بقای جرم، قانون اول ترمودینامیک و قانون دوم ترمودینامیک برای یک حجم کنترل در یک فرایند جریان پایدار انجام می‌شود که آن را می‌توان با صرف نظر کردن از مقادیر انرژی جنبشی و پتانسیل به دلیل ناچیز بودن تغییرات سرعت و ارتفاع، با استفاده از معادلات زیر نشان داد [9]:

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

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum_e \dot{m}_e h_e - \sum_i \dot{m}_i h_i \quad (2)$$

تحلیل انرژی به چهار جزء تقسیم‌بندی می‌گردد که عبارتند از: 1- انرژی فیزیکی 2- انرژی شیمیایی 3- انرژی جنبشی 4- انرژی پتانسیل. در اکثر مدل‌سازی‌ها از انرژی جنبشی و پتانسیل به دلیل تغییرات بسیار کوچک ارتفاع و سرعت چشم‌پوشی می‌گردد [9]. انرژی شیمیایی مخصوصاً برای سوخت‌ها به کار می‌رود. با در نظر گرفتن قانون اول و دوم ترمودینامیک، موازنه انرژی را می‌توان به صورت زیر در نظر گرفت [9]:

$$\dot{E}x_Q + \sum_i \dot{m}_i ex_i = \sum_e \dot{m}_e ex_e + \dot{E}x_W + \dot{E}x_D \quad (3)$$

به طوری که زیرنویس‌های  $i$  و  $e$  مشخص کننده انرژی ورودی و خروجی به داخل حجم کنترل می‌باشند.  $\dot{E}x_D$  نیز نرخ تخریب انرژی می‌باشد. دیگر ترم‌ها نیز بدین صورت محاسبه می‌شوند [9]:

$$\dot{E}x_Q = \left(1 - \frac{T_0}{T_i}\right) \dot{Q}_i \quad (4)$$

$$\dot{E}x_W = \dot{W} \quad (5)$$

$$ex = ex^{PH} + ex^{CH} \quad (6)$$

$$ex^{PH} = (h - h_0) - T_0(s - s_0) + \frac{V^2 - V_0^2}{2} + g(z - z_0) \quad (7)$$

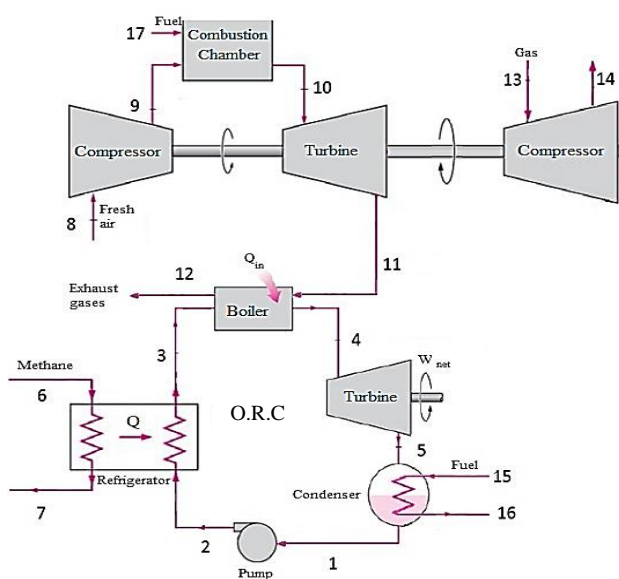


Fig.1 Schematic of organic Rankin cycle designed with SGT-400 gas turbine prime mover

شکل 1 شماتیک سیکل رنکین آلی طراحی شده با محرک توربین گاز SGT-400

برق و حرارت مفید توسط یک سیستم. این فناوری برای اولین بار در نیروگاه‌های سیکل بخار به کار گرفته شد و از بخار استخراج شده از سیکل برای مصارف گرمایشی کارخانه و واحدهای اطراف آن استفاده گردید. این ایده تنها به نیروگاه‌های بخار محدود نشد و در طی این سال‌ها، به سایر مولدهای تولید قدرت نیز گسترش داده شد و مطالعات گسترده‌ای در زمینه به‌کارگیری انواع سیکل‌های ترمودینامیکی، به صورت همزمان انجام گرفت. احمدی و دینچر<sup>1</sup> [1] با استفاده از تحلیل انرژی-زیست محیطی در یک سیستم تولید همزمان بر پایه محرک توربین گاز، نشان دادند که توان خالص خروجی سیستم به ازای افزایش نرخ هزینه ویژه سوخت، نسبت فشار کمپرسور، بازده کمپرسور، بازده توربین و دمای ورودی به توربین افزایش می‌یابد. احمدی و همکاران [2] مدل‌سازی کامل یک سیستم تولید سه‌گانه شامل سیکل توربین گاز، رنکین آلی، چیلر جذبی تک اثره و گرمکن آب خانگی را ارائه دادند. نتایج مدل‌سازی نشان داد که انتشار دی‌اکسید کربن برای سیستم تولید سه‌گانه نسبت به سیستم‌های رایج کمتر می‌باشد. وانگ و همکاران [3] در یک سیستم پیشنهادی به صورت ترکیبی از سیکل رنکین بخار و سیکل تبرید جذبی با مخلوط دوگانه آب-آمونیاک نشان دادند که پارامترهای عملکردی دمای منبع انرژی، دمای محیط، دمای سرمایش، دما و فشار ورودی به توربین و همچنین غلظت آمونیاک محلول اثر بسیار مهمی بر روی بازده انرژی سیستم دارند. چهار طاقی و بابایی [4] جهت بازیابی حرارت اتلافی در دمای پایین با هدف بررسی تاثیر استفاده از سیالات دو جزئی بر روی سیکل رنکین آلی نشان دادند که بازده حرارتی و انرژی افزایش می‌یابد. سان و همکاران [5] با مدل‌سازی یک سیکل گدزبهرانی دی‌اکسید کربن با استفاده از انرژی خورشیدی برای تولید هیدروژن، نشان دادند که با افزایش دمای ورودی توربین و دیگ بخار راندمان انرژی سیکل افزایش می‌یابد. حنیفی و همکاران [6] عملکرد یک سیستم تولید همزمان تحت مدل دینامیکی تابش خورشیدی را با روش انرژی-اقتصادی مورد مطالعه قرار دادند. آن‌ها نشان دادند که دی‌اکسید کربن و ان اکتان عملکرد بهتری به ترتیب در میزان تولید هیدروژن و سرمایش دارند. ال-سلیمان<sup>2</sup> و همکاران [7] در یک سیستم جدید تولید توان، حرارت و برودت براساس سیکل رنکین آلی از کلکترهای استوانه‌ای توخالی به عنوان جمع‌کننده‌های انرژی خورشید و یک تانک ذخیره گرمایی استفاده نمودند که شامل سه حالت عملکردی می‌باشد که عبارتند از: 1- انرژی خورشیدی، 2- انرژی خورشیدی و ذخیره‌سازی آن و 3- ذخیره‌سازی. در این مطالعه نشان داده شد که حداکثر کارایی الکتریکی در سه حالت اشاره شده به ترتیب 15%، 7% و 6.5% می‌باشد. همچنین حنیفی و همکاران [8] سه پیکربندی مختلف از یک سیکل رنکین آلی همراه با منبع خورشیدی، زیست توده و خورشیدی-زیست توده را مورد مطالعه قرار دادند. آن‌ها نشان دادند که سیستم سیکل رنکین آلی با منبع انرژی زیست توده در شرایط عملکردی یکسان، از نظر اقتصادی مقرون به صرفه‌تر می‌باشد.

در این تحقیق طراحی و تحلیل ترمودینامیکی-اقتصادی یک سیکل رنکین آلی گذر بحرانی با محرک توربین گاز SGT-400 جهت تولید توان الکتریکی، گرمایش سوخت و سرمایش گاز متان به عنوان اهداف اصلی متناسب با نیاز ایستگاه تقویت فشار طراحی می‌شود. بدین منظور چهار سیال عامل دی‌اکسید کربن (حالت پایه)، دی‌کلروتری‌فلوئورواتان (R-123)، تولوئن و پروپان به کارگیری شده که با استفاده از آنالیز حساسیت، اثر تغییر پارامترهای طراحی فشار و دمای ورودی به توربین، دمای چگالش و دمای ورودی به دیگ بخار بر روی پارامترهای عملکردی سیکل مورد تحلیل قرار گرفته است. همچنین علاوه بر

<sup>1</sup> Dincer

<sup>2</sup> Al-suleiman

بر اساس مساحت سطح انتقال حرارت در آن‌ها برآورد می‌گردد. در این مطالعه از مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای<sup>1</sup> به دلیل کارایی بالا، ساختار فشرده و هزینه تعمیر و نگهداری پایین آن استفاده گردیده است [12,9]. در مبدل‌های حرارتی سطوح انتقال حرارت بر اساس جریان یک فازی و دو فازی تعیین می‌شود.

### 1-1-2- جریان تک فازی

انتقال حرارت در منطقه تک فازی از رابطه (11) تعیین می‌گردد [10]:

$$Q_{Sp} = U_{Sp} A_{Sp} \Delta T_m \quad (13)$$

که در آن انتقال حرارت کل در مبدل حرارتی،  $U_{Sp}$  ضریب انتقال حرارت کلی،  $A_{Sp}$  مساحت سطح انتقال حرارت و  $\Delta T_m$  نیز اختلاف دمای متوسط لگاریتمی بین سیال سرد و سیال گرم می‌باشد. ضریب کلی انتقال حرارت با چشم پوشی از مقاومت حرارتی مربوط به پوسته و اثر فولینگ از معادله (12) تعیین می‌گردد [10]:

$$\frac{1}{U_{Sp}} = \frac{1}{h_{hs}} + \frac{1}{h_{cs}} \quad (14)$$

که در آن  $h_{hs}$  و  $h_{cs}$  به ترتیب ضریب انتقال حرارت جابجایی طرف گرم و سرد می‌باشند. با استفاده از رابطه چیشولم و وانباراچی<sup>2</sup> [13] می‌توان عدد نوسلت را به صورت تابع عدد رینولدز، عدد پرانتل و زاویه صفحه<sup>3</sup> به صورت زیر به دست آورد:

$$Nu = 0.724 \left( \frac{6\beta}{\pi} \right)^{0.646} Re^{0.583} Pr^{\frac{1}{3}} \quad \frac{\pi}{6} \leq \beta \leq \frac{4\pi}{6} \quad (15)$$

$$h = (\lambda \times Nu) / D_h \quad (16)$$

$$Re = \frac{G \times D_h}{\eta} \quad (17)$$

که در آن  $G$  نشان‌دهنده سرعت جرمی عبوری از کانال‌های صفحه و  $D_h$  مشخص کننده قطر هیدرولیکی کانال جریان می‌باشد که از رابطه‌های (16) و (17) به دست می‌آیند [9,8]. که در آن  $b$  ارتفاع کانال،  $w$  عرض کانال و  $N_{ch}$  تعداد کانال می‌باشد.

$$G = \frac{m}{N_{ch} \times b \times w} \quad (18)$$

$$D_h = \frac{4A}{C} = \frac{4bw}{2(b+w)} \quad (19)$$

جدول 3 روابط حاکم بر نرخ تخریب و راندمان اجزای سیستم [8]

Table 3 Government equations of exergy destruction rate of system [8]

اجزا	نرخ تخریب اجزای	راندمان اجزای
کمپرسور هوا	$\dot{E}x_{DAC} = \dot{E}x_8 - \dot{E}x_9 + \dot{w}_{ac}$	$\eta_{ac} = \frac{\dot{E}x_9 - \dot{E}x_8}{\dot{w}_{ac}}$
کمپرسور گازی	$\dot{E}x_{GC} = \dot{E}x_{13} - \dot{E}x_{14} + \dot{w}_{gc}$	$\eta_{gc} = \frac{\dot{E}x_{14} - \dot{E}x_{13}}{\dot{w}_{gc}}$
توربین گازی	$\dot{E}x_{GT} = \dot{E}x_{10} - \dot{E}x_{11} - \dot{w}_{gt}$	$\eta_{gt} = \frac{\dot{E}x_{10} - \dot{E}x_{11}}{\dot{w}_{gt}}$
محفظه احتراق	$\dot{E}x_{CC} = \dot{E}x_9 + \dot{E}x_{17} - \dot{E}x_{10}$	$\eta_{cc} = \frac{\dot{E}x_{10}}{\dot{E}x_9 - \dot{E}x_{17}}$
پمپ	$\dot{E}x_{DP} = \dot{E}x_1 - \dot{E}x_2 + \dot{w}_p$	$\eta_p = \frac{\dot{E}x_1 - \dot{E}x_2}{\dot{w}_p}$
سرد کننده	$\dot{E}x_{Dref} = \dot{E}x_2 - \dot{E}x_3 + \dot{E}x_{12} - \dot{E}x_{13}$	$\eta_{ref} = 1 - \frac{\dot{E}x_{Dref}}{\dot{E}x_2 + \dot{E}x_{12}}$
مبدل	$\dot{E}x_{Dhex} = \dot{E}x_3 - \dot{E}x_4 + \dot{E}x_8 - \dot{E}x_9$	$\eta_{hex} = \frac{\dot{E}x_4 - \dot{E}x_3}{\dot{E}x_8 - \dot{E}x_9}$
توربین	$\dot{E}x_{Dtur} = \dot{E}x_4 - \dot{E}x_5 - \dot{w}_{tur}$	$\eta_{tur} = \frac{\dot{w}_{tur}}{\dot{E}x_4 - \dot{E}x_5}$
چگالنده	$\dot{E}x_{Dcon} = \dot{E}x_5 - \dot{E}x_1 + \dot{E}x_6 - \dot{E}x_7$	$\eta_{con} = 1 - \frac{\dot{E}x_{Dcon}}{\dot{E}x_5 + \dot{E}x_6}$

<sup>1</sup> Plate Heat Exchanger (PHE)

<sup>2</sup> Chisholm and Wanniarachi correlation

<sup>3</sup> Chevron angle

که  $\dot{E}x_W$  و  $\dot{E}x_Q$  به ترتیب میزان اجزای مربوط به انتقال حرارت و کار از میان مرزهای حجم کنترل می‌باشند. معمولاً دما و فشار محیط  $T_0 = 293K$  و  $P_0 = 101.325kPa$  در نظر گرفته می‌شوند. جهت محاسبه اجزای شیمیایی کل گازهای حاصل از سوختن، ابتدا اجزای ترمومکانیکی بر اساس فرمول (7) و سپس اجزای شیمیایی گازها با استفاده از فرمول (9) به دست می‌آید [10]:

$$ex_{tm} = \sum_{i=1}^n y_i \left[ (h_{i,t} - h_{i,t_0}) - T_0 (s_{i,t}^0 - s_{i,t_0}^0) + RT \ln \frac{p_i}{P_0} \right] \quad (8)$$

$$ex_{ch} = RT_0 \sum_{i=1}^n N_i \left[ \ln \frac{y_i}{y_{i,0}} \right] \quad (9)$$

$$ex_{tot}^{CH} = ex_{ch} + ex_{tm} \quad (10)$$

که  $R$  ثابت جهانی گازها و  $Y_i$  درصد مولی هر یک از گازهای حاصل از احتراق را نشان می‌دهد. عباراتی که دارای اندیس صفر هستند معرف مقدار متغیر در شرایط محیط می‌باشند. ترکیبات سوخت و هوای محیط (به دست آمده از داده‌های واقعی ایستگاه تقویت فشار مورد مطالعه بوده و برگرفته از داده‌های مورد آزمایش توسط واحد آزمایشگاه منطقه مورد مطالعه می‌باشند) مطابق جداول 1 و 2 می‌باشد. بالانس معادله سوخت در هوای اضافی 317% و رطوبت نسبی 60% محاسبه گردیده است.

برای تعیین اجزای سوخت می‌توان از معادله زیر استفاده کرد [10]:

$$\zeta = \frac{Ex_F}{LHV_F} \quad (11)$$

که  $\zeta$  نسبت اجزای شیمیایی به ارزش حرارتی پایین سوخت تعریف می‌شود که معمولاً برای سوخت‌های گازی نزدیک مقدار 1 می‌باشد. برای سوخت‌های گازی عمومی با ترکیب  $C_xH_y$  از رابطه زیر تعیین می‌گردد [10]:

$$\zeta = 1.003 + 0.0169 \frac{y}{x} - \frac{0.0698}{x} \quad (12)$$

مقادیر نرخ تخریب اجزای و راندمان اجزای در اجزای سیستم را می‌توان بر اساس معادلات موجود در جدول 3 محاسبه نمود [11,10].

### 1-2- محاسبه سطح انتقال حرارت در مبدل‌های حرارتی

یکی از پارامترهای اساسی برای تحلیل اجزای اقتصادی یک سیستم، تعیین سطوح انتقال حرارت در مبدل‌های حرارتی آن می‌باشد زیرا تعیین هزینه این اجزا

جدول 1 درصد مولی ترکیبات هوا در رطوبت 60 درصد و فشار 1 اتمسفر

Table 1 Composition of air in 60% relative humidity and 1atmosphere pressure (molecular percentage)

ترکیبات	درصد مولی (%)
O <sub>2</sub>	0.2055
N <sub>2</sub>	0.7662
H <sub>2</sub> O	0.0188
CO <sub>2</sub>	0.0003
دیگر عناصر	0.0092

جدول 2 درصد مولی ترکیبات گاز سوخت

Table 2 Composition of fuel gas (molecular percentage)

ترکیبات	درصد مولی (%)	ترکیبات	درصد مولی (%)
CH <sub>4</sub>	0.8966	C <sub>7</sub> H <sub>16</sub>	0.0024
C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	0.0351	C <sub>8</sub> H <sub>18</sub>	0.0015
C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	0.0101	C <sub>9</sub> H <sub>20</sub>	0.0005
IC <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	0.0022	C <sub>10</sub> H <sub>22</sub>	0.0001
NC <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	0.0029	H <sub>2</sub> O	0.0002
IC <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	0.0014	N <sub>2</sub>	0.028
NC <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	0.001	CO <sub>2</sub>	0.0133
C <sub>6</sub> H <sub>14</sub>	0.0017		

چگالی، اندیس 1 و 7 نیز به ترتیب حالت‌های مایع و بخار اشباع می‌باشند. افت فشار در هر قسمت کندانسور و اواپراتور از رابطه مشابه با جریان تک فازی تعیین می‌گردد. ضریب اصطکاک مورد استفاده در کندانسور از رابطه کو<sup>5</sup> و در اواپراتور از رابطه هسیه<sup>6</sup> به دست می‌آید [18]:

$$f_{con,i} = 21500 Bo_{eq,i}^{-0.085} Re_{eq,i}^{-1.14} \quad (33)$$

$$f_{eva,i} = 6100 Re_{eq,i}^{-1.25} \quad (34)$$

برای اعتبارسنجی مدل ترمودینامیکی ارائه شده، توان توربین و راندمان تولید هیدروژن با مقاله سان و همکاران [5] مقایسه شده است. شکل‌های 2 و 3 مقایسه بین نتایج مدل‌سازی مطالعه حاضر را با نتایج سان و همکاران [5] نشان می‌دهد. خطای جذر میانگین مربعات در مقایسه بازده تولید هیدروژن حدود 2% می‌باشد. همچنین برای توان خروجی توربین مقدار 3.2% می‌باشد.

### 3- تحلیل اگزرژی - اقتصادی

تحلیل اگزرژی- اقتصادی یکی از شاخه‌های علوم مهندسی است که با ترکیب مناسب ارزیابی ترمودینامیکی هریک از اجزای سیستم بر پایه تحلیل اگزرژی و اصول اقتصادی در داده‌ها، روشی خاصی را برای طراحی و عملکرد سیستم‌های سرمایه- موثر<sup>7</sup> فراهم می‌نماید. بعضی پیشنهاد کردند هنگامی که هزینه‌های اگزرژی قابل اجرا نباشند، تحلیل ترمودینامیکی- اقتصادی برای مشخص کردن تحلیل اقتصادی و ترمودینامیکی مناسب‌تر می‌باشد [19]. براساس تعیین تابع هزینه که به پارامترهای مهم بهینه‌سازی وابسته است، هزینه اجزای مخصوص به صورت یک تابع از پارامترهای طراحی ترمودینامیکی توضیح داده می‌شود. در تحلیل‌های اقتصادی مرسوم، معادله موازنه هزینه برای کل سیستم که در حالت پایدار عمل می‌کند، بدین صورت فرمول‌بندی

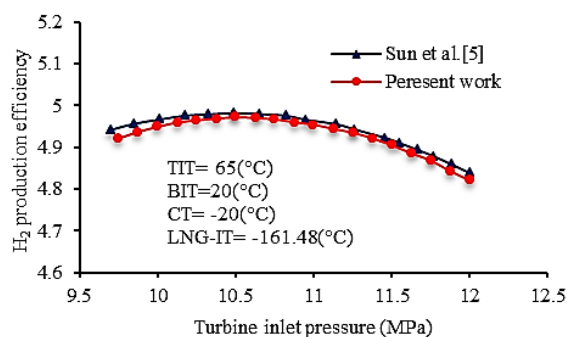


Fig. 2 Validation of hydrogen production efficiency with Sun et al. [5]

شکل 2 اعتبارسنجی راندمان تولید هیدروژن با نتایج سان و همکاران [5]

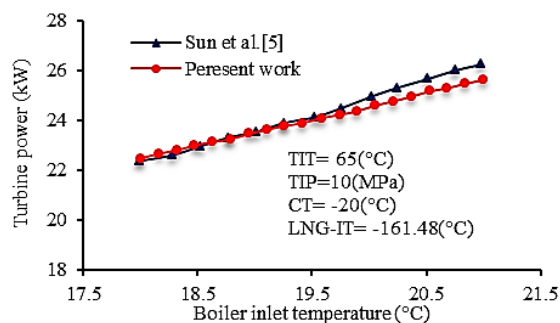


Fig. 3 Validation of turbine power with Sun et al. [5]

شکل 3 اعتبارسنجی مقادیر توان خروجی توربین با نتایج سان و همکاران [5]

<sup>5</sup> Kuo correlation

<sup>6</sup> Hsieh correlation

<sup>7</sup> Cost-effective system

عدد پراتل و افت فشار در مبدل حرارتی نیز از روابط زیر به دست می‌آیند [9]:

$$Pr = \frac{C_p \eta}{\lambda} \quad (20)$$

$$\Delta P = \frac{2 \times f \times G^2}{D_h \times \rho} L \quad (21)$$

که در آن‌ها  $C_p$  گرمای ویژه،  $\eta$  ضریب لزجت،  $\lambda$  ضریب انتقال حرارت رسانایی،  $\rho$  چگالی،  $L$  طول کانال و  $f$  ضریب اصطکاک می‌باشد که از روابط ویناس<sup>1</sup> [14] حاصل می‌گردد:

$$f = 14.62 Re^{-0.514} \quad Re \geq 5 \quad (22)$$

$$f = 2.21 Re^{-0.097} \quad Re \geq 180 \quad (23)$$

### 2-1-2- جریان دو فازی

این جریان مربوط می‌شود به حالتی که در آن خواص سیال مانند چگالی، ضریب لزجت، گرمای ویژه و ضریب رسانایی با فرایند تغییر فاز سیال عامل در محدوده دما تغییر می‌کنند. استفاده از روش اختلاف دمای متوسط لگاریتمی براساس این فرض بنیان شده است که خواص سیال عامل ثابت باقی بماند در نتیجه به دلیل تغییر خواص این روش کاربرد در این جریان ندارد. روش مورد استفاده در جریان‌های دو فازی روش اختلاف دمای متوسط لگاریتمی پیشرفته<sup>2</sup> می‌باشد. روش اختلاف دمای متوسط لگاریتمی پیشرفته تغییرات انتالی سیال کلی را در هر دو طرف سرد و گرم به چند قسمت مساوی تقسیم می‌کند. خواص مربوط به سیال را می‌توان با استفاده از فشار و انتالی مشخص در هر قسمت تعیین کرد که رابطه‌های آن به صورت زیر می‌باشد [9,8]:

$$Q_i = U_i A_i \Delta T_i \quad (24)$$

$$Q_i = m_{hs} (h_{hs,i+1} - h_{hs,i}) \quad (25)$$

$$Q_i = m_{cs} (h_{cs,i+1} - h_{cs,i}) \quad (26)$$

$$Q_i = U_i A_i \frac{(T_{hs,i+1} - T_{cs,i+1}) - (T_{hs,i} - T_{cs,i})}{\ln \left[ \frac{(T_{hs,i+1} - T_{cs,i+1})}{(T_{hs,i} - T_{cs,i})} \right]} \quad (27)$$

بنابراین می‌توان سطح انتقال حرارت را برای هر قسمت با داشتن حاصل‌ضرب  $U_i A_i$  به دست آورد. کل مساحت سطح انتقال حرارت مبدل حرارتی نیز با جمع نمودن مساحت‌های جزئی در هر قسمت تعیین می‌گردد. ضریب انتقال حرارت چگالش<sup>3</sup> در طرف گرم هر قسمت از سیستم از رابطه (28) به دست می‌آید [16,15]. ضریب انتقال حرارت تبخیر<sup>4</sup> در طرف سرد هر قسمت از سیستم از رابطه (29) به دست می‌آید [17]:

$$Nu_{i,hs} = \frac{h_{hs,i} \times D_h}{\lambda_i} = 4.118 Re_{eq,i}^{0.4} Pr_i^{\frac{1}{3}} \quad (28)$$

$$Nu_{i,cs} = 1.9 Pr_i^{\frac{1}{3}} Bo_{eq,i}^{0.3} Re_{eq,i}^{0.5} \left[ (1 - x_{m,i}) + x_{m,i} \left( \frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0.5} \right] \quad (29)$$

که در آن  $Pr_i$  عدد پراتل مایع اشباع برای سیال عامل،  $x_{m,i}$  کیفیت بخار برای هر قسمت،  $Re_{eq,i}$  و  $Bo_{eq,i}$  به ترتیب عدد رینولدز و عدد جوشش برای هر قسمت می‌باشند که از رابطه‌های زیر تعیین می‌گردند [17]:

$$Re_{eq,i} = \frac{G_{eq,i} \times D_h}{\eta_i} \quad (30)$$

$$Bo_{eq,i} = \frac{q}{G_{eq,i} \times h_{fg}} \quad (31)$$

$$G_{eq,i} = G \left[ (1 - x_{m,i}) + x_{m,i} \left( \frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0.5} \right] \quad (32)$$

که در این روابط  $q$  شار حرارتی میانگین دیواره،  $h_{fg}$  انتالی تبخیر،  $\rho$

<sup>1</sup> Ventas correlation

<sup>2</sup> Enhanced LMTD method

<sup>3</sup> Condensation heat transfer coefficient

<sup>4</sup> Evaporation heat transfer coefficient

می‌گردد [19,10]:

$$\dot{C}_{P,tot} = \dot{C}_{F,tot} + \dot{Z}_{tot}^{CI} + \dot{Z}_{tot}^{OM} \quad (35)$$

در این معادله  $\dot{C}$  مشخص کننده نرخ هزینه مرتبط با جریان انرژی (جریان مواد، انتقال حرارت یا توان) و  $\dot{Z}$  مشخص کننده تمام هزینه‌های باقیمانده می‌باشد که آن را تابع هزینه می‌نامند. این معادله بیان می‌کند که کل نرخ هزینه‌های محصول یک سیستم  $\dot{C}_P$  برابر است با کل نرخ هزینه‌های مربوط به ساخت و تولید محصول  $\dot{C}_F$  و نرخ هزینه‌های مربوط به هزینه سرمایه‌گذاری  $\dot{Z}_{tot}^{CI}$  و هزینه‌های تعمیر و نگهداری  $\dot{Z}_{tot}^{OM}$  [19,10].

### 3-1- هزینه انرژی (موازنه هزینه)

برای یک سیستم در حالت جریان پایدار، ممکن است چندین جریان ورودی و خروجی همانند کار و حرارت، تحت اندرکنش با محیط وجود داشته باشد. این انتقال انرژی و مواد باعث انتقال انرژی به سیستم می‌گردد و همچنین تخریب انرژی<sup>۳</sup> نیز می‌تواند به واسطه بازگشت ناپذیری‌ها در سیستم وجود آید. در هزینه انرژی، هزینه می‌تواند مرتبط با هر جریان انرژی باشد. بنابراین، برای جریان‌های ورودی و خروجی مرتبط با مواد، کار و یا انتقال حرارت می‌توان نرخ انرژی را به صورت زیر نوشت [19]:

$$\dot{C}_i = C_i \times \dot{E}x_i = C_i(\dot{m}_i ex_i) \quad (36)$$

$$\dot{C}_e = C_e \times \dot{E}x_e = C_e(\dot{m}_e ex_e) \quad (37)$$

$$\dot{C}_w = C_w \times \dot{W} \quad (38)$$

$$\dot{C}_q = C_q \times \dot{E}x_q \quad (39)$$

که در آن  $\dot{C}_i, \dot{C}_e, \dot{C}_w, \dot{C}_q$  به ترتیب مشخص کننده هزینه بر واحد انرژی ورودی، خروجی، توان و انتقال حرارت می‌باشند. که واحد آن‌ها دلار بر گیگاژول (\$/GJ) است. برای هر یک از اجزای سیستم با دریافت انتقال حرارت و تولید توان می‌توان نوشت [19]:

$$\dot{C}_{q,k} + \sum_i \dot{C}_{i,k} + \dot{Z}_k = \sum_e \dot{C}_{e,k} + \dot{C}_{w,k} \quad (40)$$

این معادله به سادگی توضیح می‌دهد که هزینه کل جریان انرژی خروجی از سیستم مساوی با کل هزینه‌های انجام شده برای به دست آمدن آن‌ها (جریان انرژی ورودی به سیستم + هزینه سرمایه‌گذاری و دیگر هزینه‌ها) است. توجه کنید که هرگاه یک سیستم توان دریافت نماید (مانند پمپ و کمپرسور) ترم  $\dot{C}_{w,k}$  با علامت مثبت به طرف دوم معادله منتقل می‌شود و ترم  $\dot{C}_{q,k}$  با علامت مثبت به طرف چپ معادله منتقل می‌گردند؛ زیرا معادلات موازنه‌های هزینه معمولاً طوری نوشته می‌شوند، که تمامی عبارت‌ها مثبت باشند. با استفاده از معادله‌های (36) تا (39) معادله (40) را می‌توان به صورت زیر بازنویسی نمود [19]:

$$\sum (C_e \dot{E}x_e)_k + C_{w,k} \dot{W}_k = C_{q,k} \dot{E}x_{q,k} + \sum (C_i \dot{E}x_i)_k + \dot{Z}_k \quad (41)$$

$$\dot{C}_j = C_j \times \dot{E}x_j \quad (42)$$

در این تحلیل، انرژی سوخت و محصول به عنوان انرژی ورودی و خروجی به سیستم از طریق تحلیل انرژی مشخص می‌گردند. در فرمول موازنه هزینه، معادله (40)، هیچ ترم هزینه‌ای که به طور مستقیم با تخریب انرژی هریک از اجزا مرتبط باشد، وجود ندارد. بر این اساس، هزینه مرتبط با تخریب انرژی در اجزا و فرآیندهای سیستم به صورت هزینه مخفی است. با ترکیب موازنه‌های انرژی و انرژی-اقتصادی می‌توان نوشت [20]:

$$\dot{E}x_{F,k} = \dot{E}x_{P,k} + \dot{E}x_{D,k} \quad (43)$$

ترم  $\dot{Z}_k$  در معادله (39) نرخ هزینه کل مرتبط با هزینه سرمایه‌گذاری  $\dot{Z}_k^{CI}$  و تعمیر و نگهداری  $\dot{Z}_k^{OM}$  برای جزء  $k$ ام می‌باشد که از رابطه زیر به دست می‌آید [20]:

$$\dot{Z}_k = \dot{Z}_k^{CI} + \dot{Z}_k^{OM} \quad (44)$$

علاوه بر این، برای توضیح هزینه قیمت خریداری دستگاه‌ها در ترم‌های پارامترهای طراحی، روش‌های دیگری نیز پیشنهاد شده است که استفاده از تابع هزینه اصلاح شده به تناسب شرایط در کشورهای مختلف و میزان تورم در آن‌ها می‌باشد. نرخ هزینه سرمایه‌گذاری سالیانه جزء  $k$ ام از رابطه زیر محاسبه می‌گردد [22,21]:

$$\dot{Z}_k^{CI} = \frac{CRF \times \varphi}{\tau} Z_k \quad (45)$$

که در این رابطه  $Z_k$  قیمت خریداری اجزای  $k$ ام در سال برآورد هزینه،  $\tau$  تعداد ساعت‌های عملکرد سالانه،  $\varphi$  ضریب نگهداری و  $CRF$  ضریب بازگشت سرمایه<sup>۴</sup> محسوب می‌گردد که به نرخ سود و عمر مفید دستگاه‌ها وابسته است و به صورت زیر محاسبه می‌شود [22,21]:

$$CRF = \frac{i \times (1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \quad (46)$$

به طوری که  $i$  نشان‌دهنده نرخ سود و  $n$  کل زمان عملکرد سیستم در طول سال می‌باشد. نرخ هزینه تعمیرات و نگهداری سالیانه جزء  $k$ ام از رابطه زیر تعیین می‌گردد [22,21]:

$$\dot{Z}_k^{OM} = \gamma_k Z_k + \dot{E}x_{P,k} \times \omega_k + \dot{R}_k \quad (47)$$

که در آن  $\gamma$  و  $\omega_k$  به ترتیب هزینه تعمیرات و نگهداری ثابت و متغیر مرتبط با جزء  $k$ ام می‌باشد.  $\dot{R}_k$  نیز شامل هزینه‌های تعمیر و نگهداری مستقل از هزینه سرمایه‌گذاری و انرژی محصولات می‌باشد. به دلیل کوچک بودن دو ترم آخر سمت راست معادله (47) را نسبت به ترم اول، این ترم‌ها در معادله توسط محققین زیادی چشم‌پوشی شده است [24,23].

### 3-2- تابع هزینه اجزای سیستم

برای تعیین ماتریس نرخ انرژی برای یک فرایند، تعیین هزینه هریک از اجزای سیستم یک پارامتر اساسی می‌باشد. روابط حاکم بر تعیین هزینه سرمایه‌گذاری اجزای سیکل رنکین و سیکل گازی و همچنین مقادیر پارامترهای مربوط به آن‌ها مطابق با جداول 4، 5، 6 و 7 می‌باشد.

قیمت در حقیقت چیزی جز همان ضریب تورم نیست که مربوط به استهلاک اجزا، مواد، کار انجام شده می‌باشد. شاخص قیمت را می‌توان از مراجع مختلف به دست آورد که عبارتند از: مجله شاخص هزینه اجزا مارشال و سوئیفت<sup>۵</sup>، مجله ماهیانه شاخص قیمت نیروگاه‌های مهندسی شیمی<sup>۶</sup>، در این

جدول 4 روابط حاکم بر محاسبه هزینه سرمایه‌گذاری اجزای سیکل رنکین [8,19]

اجزا	روابط هزینه سرمایه‌گذاری
مبدل	$Z_{hex} = \frac{527.7}{397} (B_{1,hex} + B_{2,hex} F_{M,hex} F_{P,hex}) F_S Z_{hex}^0$
حرارتی	$\log Z_{hex}^0 = K_{1,hex} + K_{2,hex} \log A_{hex} + K_{3,hex} (\log A_{hex})^2$ $\log F_{P,hex}^0 = C_{1,hex} + C_{2,hex} \log P_{hex} + C_{3,hex} (\log P_{hex})^2$
توربین	$Z_{tur} = \frac{527.7}{397} F_{MP,tur} F_S Z_{tur}^0$ $\log Z_{tur}^0 = K_{1,tur} + K_{2,tur} \log W_{tur} + K_{3,tur} (\log W_{tur})^2$
پمپ	$Z_p = \frac{527.7}{397} (B_{1,p} + B_{2,p} F_{M,p} F_{P,p}) F_S Z_p^0$ $\log Z_p^0 = K_{1,p} + K_{2,p} \log W_p + K_{3,p} (\log W_p)^2$ $\log F_{P,p}^0 = C_{1,p} + C_{2,p} \log P_p + C_{3,p} (\log P_p)^2$

<sup>4</sup> Capital Recovery Factor (CRF)

<sup>5</sup> Marshall and Swift (M&S) Equipment Cost Index

<sup>6</sup> Chemical Engineering Plant Cost Index

<sup>1</sup> Cost rate of exergy stream

<sup>2</sup> Capital Investment (CI)

<sup>3</sup> Exergy destruction

جدول 8 روابط حاکم بر معادلات بالانس هزینه اجزای سیستم

Table 8 Government equation of cost balance of system components

معادلات بالانس	معادلات کمکی	اجزا
$\dot{C}_2 = \dot{C}_1 + \dot{C}_{Wp} + \dot{Z}_p$	$\frac{\dot{C}_{Wp}}{\dot{W}_p} = \frac{\dot{C}_{Wtur}}{\dot{W}_{tur}}$	پمپ
$\dot{C}_3 + \dot{C}_7 = \dot{C}_2 + \dot{C}_6 + \dot{Z}_{ref}$	$\frac{\dot{C}_2}{\dot{E}x_2} = \frac{\dot{C}_3}{\dot{E}x_3}$	سرد کننده
$\dot{C}_4 + \dot{C}_{12} = \dot{C}_3 + \dot{C}_{11} + \dot{Z}_{hex}$	$\frac{\dot{C}_2}{\dot{E}x_2} = \frac{\dot{C}_3}{\dot{E}x_3}$	مبدل حرارتی
$\dot{C}_5 + \dot{C}_{Wtur} = \dot{C}_4 + \dot{Z}_{tur}$	$\frac{\dot{C}_2}{\dot{E}x_2} = \frac{\dot{C}_3}{\dot{E}x_3}$	توربین
$\dot{C}_1 + \dot{C}_{16} = \dot{C}_5 + \dot{C}_{15} + \dot{Z}_{Con}$	$\frac{\dot{C}_2}{\dot{E}x_2} = \frac{\dot{C}_3}{\dot{E}x_3}$	چگالنده
$\dot{C}_9 = \dot{C}_8 + \dot{C}_{Wac} + \dot{Z}_{ac}$	$\frac{\dot{C}_2}{\dot{E}x_2} = \frac{\dot{C}_3}{\dot{E}x_3}$	کمپرسور هوا
$\dot{C}_{10} = \dot{C}_9 + \dot{C}_{17} + \dot{C}_{env} + \dot{Z}_{cc}$		محفظه احتراق
$\dot{C}_{11} + \dot{C}_{Wgt} = \dot{C}_{10} + \dot{Z}_{gt}$	$\frac{\dot{C}_2}{\dot{E}x_2} = \frac{\dot{C}_3}{\dot{E}x_3}$	توربین گاز
$\dot{C}_{14} = \dot{C}_{13} + \dot{C}_{Wgc} + \dot{Z}_{gc}$	$\frac{\dot{C}_{Wac}}{\dot{W}_{ac}} = \frac{\dot{C}_{Wgc}}{\dot{W}_{gc}} = \frac{\dot{C}_{Wgt}}{\dot{W}_{gt}}$	کمپرسور گاز

درصد خطای جذر میانگین مربعات برای مقدار راندمان حرارتی 2% و در "شکل‌های 5 و 6" مقادیر این خطا به ترتیب 5.2% و 6.9% می‌باشد. همچنین در "شکل‌های 5 و 6" نشان داده می‌شود که در دماهای پایین ورودی توربین اختلاف بین مقادیر مدل شده و نتایج لی و همکاران [15] بیشتر است. دلیل اصلی این اختلاف مربوط به شرایط سیال مورد استفاده در مبدل حرارتی صفحه‌ای می‌باشد. این نوع مبدل‌ها دارای محدودیت عملکرد در بازه‌های دما و فشار متفاوت می‌باشند. به طوری که این مبدل‌ها در اختلاف فشارهای کمتر از 2.5 MPa بین سیالات مورد استفاده در طرفین مبدل، عملکرد خوبی دارند [5]. در حالی که برای اعتبارسنجی عملکرد این سیستم، اختلاف فشار موجود در ورودی و خروجی مبدل حرارتی بیشتر از این مقدار است. از طرف دیگر این اختلاف به دلیل استفاده از مراجع ترمودینامیکی مختلف مربوط به خواص مواد در نرم‌افزار مورد استفاده برای شبیه‌سازی مذکور می‌باشد. (در مقاله لی و همکاران [15] از مرجع نرم افزار رفراپ<sup>2</sup> استفاده شده است و در مطالعه حاضر از مرجع نرم‌افزار ایز<sup>3</sup> [12].

#### 4- تحلیل انرژی-زیست محیطی

گازهای دی‌اکسیدکربن، مونوگسیدکربن و اکسیدهای نیتروژن به عنوان مهمترین

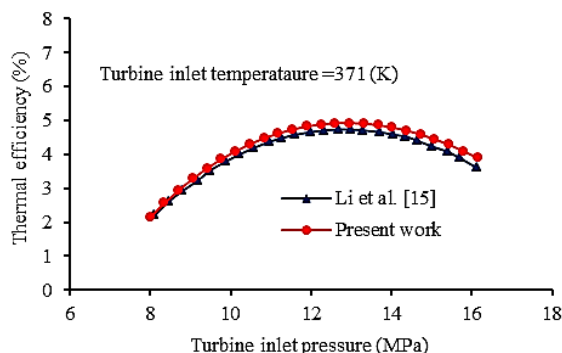


Fig. 4 Validation of thermal efficiency with Li et al. [15]

شکل 4 اعتبارسنجی مقادیر راندمان حرارتی با مقادیر مقاله لی و همکاران [15]

<sup>2</sup> REFPROP  
<sup>3</sup> EES

جدول 5 مقادیر پارامترهای مربوط به هزینه سرمایه گذاری سیکل رنکین [8, 19]

Table 5 Parameters values of capital investment of Rankine cycle [8, 19]

متغیر	مقدار	متغیر	مقدار	متغیر	مقدار	متغیر	مقدار
$B_{1,hex}$	0.96	$F_{M,P}$	2.2	$K_{3,hex}$	0.155	$C_{3,P}$	-0.0023
$B_{2,hex}$	1.21	$K_{1,P}$	3.389	$C_{1,hex}$	0	$F_{MP,tur}$	3.5
$F_{M,hex}$	2.4	$K_{2,P}$	0.054	$C_{2,hex}$	0	$K_{1,tur}$	2.2659
$F_S$	1.7	$K_{3,P}$	0.154	$C_{3,hex}$	0	$K_{2,tur}$	1.4398
$K_{1,hex}$	4.6656	$C_{1,P}$	-0.394	$B_{1,P}$	1.89	$K_{3,tur}$	-0.1776
$K_{2,hex}$	-0.1557	$C_{2,P}$	0.396	$B_{2,P}$	1.35		

جدول 6 روابط مربوط به هزینه سرمایه گذاری سیکل توربین گاز [25]

Table 6 Government equations of capital investment of gas cycle [25]

تجهیزات	روابط هزینه سرمایه گذاری
کمپرسور	$Z_{AC} = \left( \frac{C_{11} \dot{m}_a}{C_{12} - \eta_{AC}} \right) \left( \frac{P_2}{P_1} \right) \ln \left( \frac{P_2}{P_1} \right)$
محفظه احتراق	$Z_{CC} = \left( \frac{C_{21} \dot{m}_a}{C_{22} - \frac{P_4}{P_3}} \right) (1 + e^{(c_{23}T_4 - c_{24})})$
توربین گاز	$Z_{GT} = \left( \frac{C_{31} \dot{m}_a}{C_{32} - \eta_{GT}} \right) \ln \left( \frac{P_2}{P_1} \right) (1 + e^{(c_{33}T_4 - c_{34})})$

جدول 7 مقادیر پارامترهای مربوط به اجزای سیکل توربین گاز [25]

Table 7 Parameters values of capital investment of gas turbine cycle [25]

$C_{11} = 71.1 \$kg^{-1}s^{-1}$	$C_{12} = 0.09$	$C_{23} = 0.018(K^{-1})$
$C_{21} = 46.08 \$kg^{-1}s^{-1}$	$C_{22} = 0.995$	$C_{33} = 0.036(K^{-1})$
$C_{31} = 479.34 \$kg^{-1}s^{-1}$	$C_{24} = 26.4$	$C_{32} = 0.92$
		$C_{34} = 54.4$

مطالعه این شاخص مقدار 527.7/397 در نظر گرفته شده است [10].

### 3-3- معادلات بالانس هزینه

برای تخمین زدن نرخ هزینه انرژی یا هزینه در واحد انرژی در هر یک از اجزای سیستم، ابتدا باید تابع موازنه هزینه (هزینه انرژی) برای هر یک از اجزا نوشته شود. تابع موازنه هزینه اجزا در صورتی که فقط یک جریان خروجی محصول وجود داشته باشد یک تابع معین می‌باشد و می‌توان برای تعیین نرخ هزینه انرژی  $\dot{C}_k$  یا هزینه در واحد انرژی  $C_k$  استفاده نمود. اگر بیش از یک جریان خروجی محصول برای بعضی از اجزا وجود داشته باشد در این حالت، باید از معادلات کمکی<sup>1</sup> برای حل معادلات استفاده کرد. تعداد این معادلات به تعداد پارامترها در جریان خروجی اجزا وابسته است. این معادلات برای هر یک از اجزا، براساس نقش و هدفی که جزء موردنظر در سیستم ایفا می‌کند، نوشته می‌شوند. برای اجرای معادله (41) هر یک از اجزا به همراه معادلات کمکی سیستم معادلات خطی می‌توان از ماتریس نرخ انرژی استفاده نمود.

$$[\dot{E}x_k] \times [\dot{C}_k] = [\dot{Z}_k] \quad (48)$$

که در آن  $[\dot{E}x_k]$ ،  $[\dot{C}_k]$  و  $[\dot{Z}_k]$  به ترتیب ماتریس نرخ انرژی (به دست آمده از آنالیز انرژی)، بردار هزینه انرژی (محاسبه شده) و بردار ضرایب (به دست آمده از تحلیل اقتصادی) می‌باشد. معادلات بالانس هزینه و معادلات کمکی مربوطه برای هر یک از اجزای سیستم با توجه به معادله موجود در جدول 8 نشان داده شده است.

برای اعتبارسازی مدل‌سازی انرژی-اقتصادی به دست آمده در این مقاله راندمان حرارتی، مجموع مساحت انتقال حرارت در مبدل‌های حرارتی و نرخ هزینه بر واحد توان یک سیکل ساده گذر بحرانی دی‌اکسیدکربن شبیه‌سازی گردید. "شکل‌های 4، 5 و 6" مقایسه مقادیر مدل‌سازی به دست آمده در این مقاله با مقادیر آن در مقاله مرجع [15] را نشان می‌دهد. در "شکل 4" مقدار

<sup>1</sup> Auxiliary equations



[25].

دمای شعله آدیباتیک در منطقه اولیه محفظه احتراق با استفاده از رابطه زیر تعیین می‌گردد [27,26]:

$$T_{PZ} = A\sigma^\alpha e^{(\beta(\sigma+\lambda)^2)} \pi^{X^*} \theta^{Y^*} \psi^{Z^*} \quad (50)$$

که در آن  $\pi$  نسبت فشار بی‌بعد  $P/P_{REF}$ ،  $\theta$  نسبت دمای بی‌بعد  $T/T_{REF}$ ،  $\psi$  نسبت اتمی هیدروژن به کربن  $H/C$ ، که مقدار  $\sigma$  اگر  $1 \leq \sigma$  باشد آن‌گاه  $\sigma = 0$  و اگر  $0 \leq \sigma < 1$  باشد آن‌گاه  $\sigma = 0.7 - \sigma$  خواهد بود که  $\theta$  نسبت مولی یا جرمی است. مقادیر مربوط به متغیرهای  $X^*$ ،  $Y^*$  و  $Z^*$  نیز توابع مرتبه دوم از  $\sigma$  می‌باشند که از روابط زیر پیروی می‌کنند [26,10]:

$$X^* = a_1 + \delta b_1 + c_1 \delta^2 \quad (51)$$

$$Y^* = a_2 + \delta b_2 + c_2 \delta^2 \quad (52)$$

$$Z^* = a_3 + \delta b_3 + c_3 \delta^2 \quad (53)$$

در معادلات (50-53) پارامترها  $\alpha, \beta, \lambda, a_i, b_i, c_i$  که همگی دارای مقداری ثابت بوده که مطابق جدول 9 می‌باشند [1].

مطابق آنچه گفته شد مقدار CO و NO<sub>x</sub> تولید شده در محفظه احتراق و واکنش احتراق با دمای شعله آدیباتیک در منطقه اولیه احتراق تغییر می‌کند. مقدار انتشار آلودگی (در هر گرم به ازای هر کیلوگرم سوخت) با توجه به معادلات زیر حاصل می‌شود [10]:

$$\dot{m}_{CO} = \frac{0.179 \times 10^9 \times \exp\left(\frac{7800}{T_{PZ}}\right)}{P_{i,c}^2 \times \tau \times \left(\frac{\Delta P_{i,c}}{P_{i,c}}\right)^{0.5}} \quad (54)$$

$$\dot{m}_{NOx} = \frac{0.15 \times 10^{16} \times \tau^{0.5} \times \exp\left(\frac{-71100}{T_{PZ}}\right)}{P_{i,c}^{0.05} \times \left(\frac{\Delta P_{i,c}}{P_{i,c}}\right)^{0.5}} \quad (55)$$

که در آن  $\tau$  زمان احتراق است که مقدار آن ثابت و برابر با  $\tau = 0.002$  (s) در نظر گرفته شده است.  $P_{i,c}$  فشار ورودی احتراق و  $\Delta P_{i,c}/P_{i,c}$  نیز نسبت افت فشار بی‌بعد در محفظه احتراق می‌باشد که مقدار آن در این مطالعه 10% در نظر گرفته شده است [10].

## 5- نتایج و بحث

در این مطالعه، انرژی الکتریکی موردنیاز جهت خودکفایی ایستگاه تقویت فشار منطقه نار- کنگان که در شمال استان بوشهر واقع است و در زمان قطع برق حدود

جدول 9 ثابت‌های مورد استفاده در معادلات (50-53)

ثابت‌ها	$0.3 \leq \varphi \leq 1$		$1 \leq \varphi \leq 1.6$	
	$0.92 \leq \theta \leq 2$	$2 \leq \theta \leq 3.2$	$0.92 \leq \theta \leq 2$	$2 \leq \theta \leq 3.2$
A	2361.7644	2315.752	916.8261	1246.1778
$\alpha$	0.1157	-0.0493	0.2885	0.3819
$\beta$	-0.9489	-1.1141	0.1456	0.3479
$\lambda$	-1.0976	-1.1807	-3.2771	-2.0356
$a_1$	0.0143	0.0106	0.0311	0.0361
$b_1$	-0.0553	-0.045	-0.078	-0.085
$c_1$	0.0526	0.0482	0.0497	0.0517
$a_2$	0.3955	0.5688	0.0254	0.0097
$b_2$	-0.4417	-0.55	0.2602	0.502
$c_2$	0.141	0.1319	-0.1318	-0.2471
$a_3$	0.0052	0.0108	0.0042	0.017
$b_3$	-0.1289	-0.1291	-0.1781	-0.1894
$c_3$	0.0827	0.0848	0.098	0.1037

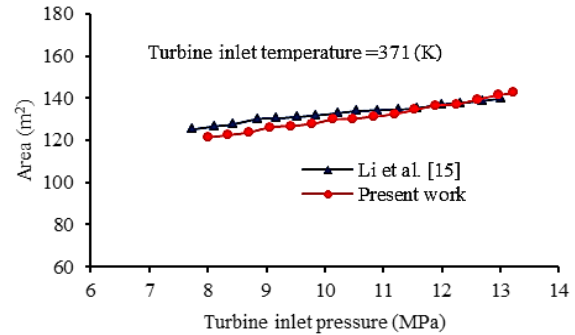


Fig. 5 Validation of heat transfer surfaces with Li et al [15]

شکل 5 اعتبارسنجی مقادیر سطوح انتقال حرارت با مقادیر مقاله لی و همکاران [15]

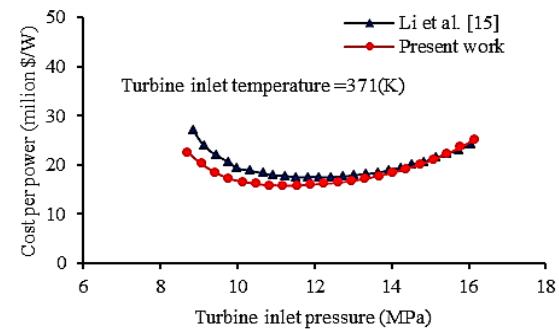


Fig. 6 Validation of the cost per power with Li et al [15]

شکل 6 اعتبارسنجی مقادیر هزینه بر واحد توان با مقادیر مقاله لی و همکاران [15]

گازهای موثر در تغییرات آب و هوا، کاربرد چندانی در صنایع ندارد و نمی‌توان آن‌ها را همچون گاز متان به‌عنوان خوراک نیروگاه‌ها به‌کار برد. بنابراین علاوه بر جمع‌آوری آن‌ها از قسمت‌های مختلف تاسیسات صنعتی با صرف هزینه زیاد، باید آن‌ها را در محلی نگهداری نموده و از ورود آن‌ها به جو زمین جلوگیری کرد. در سال‌های اخیر، تمرکز خاصی بر روی آزادسازی دی‌اکسیدکربن شده است. زیرا این گاز سهم عمده‌ای از گازهای گلخانه‌ای را به خود اختصاص داده است و بهینه‌سازی سیستم‌های حرارتی بر پایه جلوگیری از انتشار این گاز امروزه بیشترین توجه را به خود اختصاص داده است. در اکثر مطالعات، بیشترین توجه به اثرات زیست محیطی با تمرکز بر روی تولید گازهای آلاینده مانند: مونوکسیدکربن و اکسیدهای نیتروژن برای بهینه‌سازی نیروگاه‌های تولید توان شده است. مطالعات مربوط به تحلیل اگزرژی- اقتصادی بر روی هزینه‌های مصرف شده برای جلوگیری از انتشار آلاینده‌های مونوکسیدکربن و اکسیدهای نیتروژن در احتراق سوخت‌ها انجام می‌گیرد. این هزینه‌ها به‌صورت یک پارامتر تحت نام  $\dot{C}_{env}$  در معادلات بالانس هزینه وارد می‌شوند و باعث افزایش هزینه سیستم می‌گردند. در حقیقت این ترم، مقدار هزینه‌ای می‌باشد که برای جلوگیری از انتشار این آلاینده‌ها در نظر گرفته می‌شود. در مطالعه حاضر نیز اثر این دو گاز به‌عنوان گازهای آلاینده محیط زیست در نظر گرفته شده است. مقدار  $\dot{C}_{env}$  از رابطه زیر تعیین می‌گردد [25,10]:

$$\dot{C}_{env} = \dot{m}_{CO} \cdot c_{CO} + \dot{m}_{NOx} \cdot c_{NOx} \quad (49)$$

به‌طوری‌که در این معادله  $\dot{m}_{CO}$  و  $\dot{m}_{NOx}$  به ترتیب مقدار دبی جرمی انتشار آلاینده‌های مونوکسیدکربن و اکسیدنیتروژن حاصل از احتراق یک سوخت می‌باشند و  $c_{CO} = 0.02086$  \$/kg<sub>CO</sub> و  $c_{NOx} = 6.853$  \$/kg<sub>NOx</sub> به ترتیب هزینه از بین بردن آلاینده‌ها بر واحد جرم برای مونوکسیدکربن و اکسید نیتروژن می‌باشند [1]. برای تعیین مقدار دبی جرمی انتشار آلاینده‌های حاصل از احتراق نیاز به تعیین دمای شعله آدیباتیک می‌باشد

خروجی می‌شود.

"شکل 9" توان خالص خروجی سیستم را براساس تغییرات دمای چگالش

جدول 10 داده های ورودی فرض شده برای مدل سازی ترمودینامیکی- اقتصادی

Table 10 Input data for thermo-economic modeling

مقادیر	پارامترها
25	دمای محیط (درجه سلسیوس)
0.1	فشار محیط (مگا پاسکال)
20	دمای ورودی دیگ بخار (درجه سلسیوس)
65	دمای ورودی توربین (درجه سلسیوس)
10	فشار ورودی توربین (مگا پاسکال)
-20	دمای چگالش (درجه سلسیوس)
495	دمای خروجی اگزوز توربین (درجه سلسیوس)
45	دمای گاز ورودی به سرد کننده (درجه سلسیوس)
6.1	فشار گاز ورودی به سرد کننده (مگا پاسکال)
40	دمای گاز سوخت ورودی به کندانسور (درجه سلسیوس)
1.2	فشار خروجی کمپرسور هوا (مگا پاسکال)
0.75	فشار گاز سوخت توربین گاز (مگا پاسکال)
60	دمای گاز سوخت توربین گاز (درجه سلسیوس)
0.63	چگالی گاز سوخت توربین (گیلوگرم بر مترمکعب)
0.35	دبی جرمی گاز سوخت توربین گاز (گیلوگرم بر ثانیه)
85	بازده ایزنتروپیک کمپرسور (%)
80	راندمان ایزنتروپیک پمپ و توربین (%)
7000	ساعت کارکرد (ساعت در سال)
12	نرخ سود (%)
20	سال کارکرد اجزای سیستم

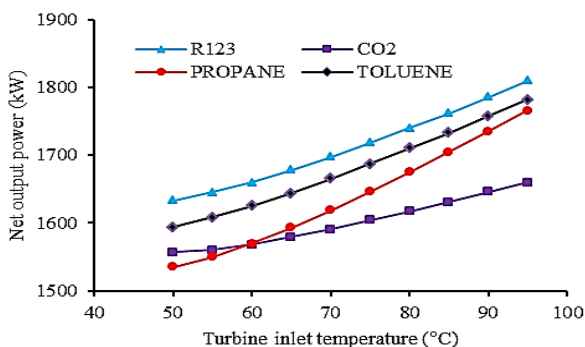


Fig. 7 the effect of turbine inlet temperature on net output power for different working fluids

شکل 7 اثر دمای ورودی به توربین روی توان خالص در سیال عامل های مختلف

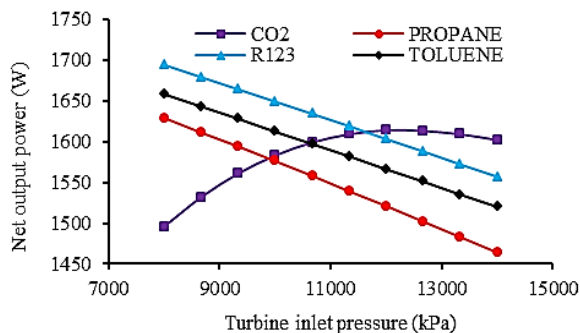


Fig. 8 The effect of turbine inlet pressure on net output power

شکل 8 اثر فشار ورودی به توربین روی توان خالص در سیال عامل های مختلف

1.5 مگاوات است و مقدار گرمای موردنیاز جهت پیش گرمایش سوخت توربین‌ها از کندانسور تا دمای 60 درجه سلسیوس و همچنین سرمایه‌های مطلوب نیز در جهت تفکیک مایعات سنگین همراه گاز در سرد کننده حدود 6 مگاوات می‌باشد. با استفاده از آنالیز حساسیت، اثر متغیرهای طراحی دما و فشار ورودی به توربین، دمای ورودی به دیگ بخار و دمای خروجی از کندانسور (دمای چگالش) بر روی پارامترهای عملکردی سیستم مانند میزان تولید الکتریسیته (توان خالص خروجی)، میزان توان سرمایه‌های و گرمایش تولید شده و همچنین مجموع هزینه‌های واحد اگزوزی محصولات مورد بررسی قرار گرفت. مطالعه پایه بر روی سیکل گذر بحرانی دی‌اکسیدکربن انجام شده است و سپس اثر سیال عامل های دیگر نیز مورد مطالعه قرار می‌گیرد. هزینه سوخت مصرفی نیز از رابطه  $\dot{C}_F = \dot{m}_F \times c_F \times LHV$  محاسبه می‌شود که  $c_F$  معرف هزینه واحد سوخت و  $LHV$  ارزش حرارتی پایین سوخت باشد. هزینه واحد سوخت مصرفی متغیر بوده و در این جا  $c_F = 0.004 (\$/MJ)$  در نظر گرفته شده است و ارزش حرارتی پایین سوخت  $LHV = 45740 (kJ/kg)$  با توجه به ترکیبات سوخت مشخص شده در جدول 2 تعیین گردیده است. سیستم خطی معادلات حاکم بر آنالیز اقتصادی اشاره شده در این مقاله، شامل 17 متغیر (مجهول) می‌باشد، که عبارتند از:  $[X] = \{\dot{C}_1, \dot{C}_2, \dot{C}_3, \dots, \dot{C}_{env}\}$  با توجه به این حقیقت که هزینه واحد اگزوزی هوای ورودی به کمپرسور قابل چشم‌پوشی،  $c_8 = 0$  می‌باشد و هزینه واحد اگزوزی گرمای هدر رفته از سیستم  $c_{Q_{lost}} = 0$  صفر فرض می‌گردد، [10]. در نتیجه هزینه واحد اگزوزی کل جریان سیستم را می‌توان با حل نمودن سیستم معادلات خطی با 17 معادله و 17 مجهول به دست آورد. فرضیات اولیه و پارامترهای ورودی مورد استفاده در این تحقیق در جدول 10 نشان داده شده است. مراحل انجام کار در این مطالعه شامل گام‌های زیر می‌باشد:

1- مدل سازی ترمودینامیکی سیستم تولید همزمان تعیین دما، فشار، آنتالپی، انترپوی، اگزوزی و جرم عبوری نقاط مختلف سیستم و تعیین مساحت سطح انتقال حرارت در مبدل‌های حرارتی با توجه به نوع رژیم جریان در آن‌ها.

2- تعیین قیمت هر یک از اجزای سیستم براساس پارامترهای ترمودینامیکی سیستم (برای پمپ و توربین براساس تغییرات فشار و توان مصرفی و برای مبدل‌های حرارتی براساس سطوح انتقال حرارت و افت فشار).

3- مدل سازی اگزوزی- اقتصادی و اگزوزی- زیست محیطی فرایندها و اجزای سیستم با استفاده از روابط بالانس هزینه.

جداول 11 خواص ترمو دینامیکی- اقتصادی جریان هزینه را برای نقاط مختلف سیکل در حالت پایه برای سیال عامل دی‌اکسیدکربن نشان می‌دهد. اثر دمای و فشار ورودی به توربین بر روی توان خالص خروجی در "شکل‌های 7 و 8" نشان داده شده است. نتایج نشان می‌دهد که با افزایش دما، توان خالص خروجی، به دلیل افزایش آنتالپی برای همه سیال‌های عامل افزایش می‌یابد و دیده می‌شود که R-123 عملکرد بهتری در تولید توان خالص خروجی در بین سیال‌های دیگر دارد. علت این عملکرد بهتر، پایین بودن نقطه جوش سیال R-123 نسبت به دیگر سیال‌ها می‌باشد. که منجر به سوپرهیت شدن بیشتر آن و در نتیجه افزایش توان تولیدی بهتر شده است. در "شکل 8" دیده می‌شود که بطور کلی با افزایش فشار ورودی به توربین، توان خالص خروجی کاهش پیدا می‌کند در حالی که برای سیال عامل دی‌اکسیدکربن، در یک فشار بهینه (12 مگاپاسکال) بیشترین توان خالص خروجی حاصل می‌گردد و به دلیل خواص ترموفیزیکی آن با افزایش فشار از یک مقدار مشخص، آنتالپی سیستم افت کرده و دبی جرمی آن افزایش می‌یابد که منجر به کاهش کار خالص



جدول 11 خواص ترمودینامیکی و هزینه جریان در حالت پایه برای سیستم گذریانی دی اکسید کربن

Table 11 Thermodynamic properties and cost flow rate of CO<sub>2</sub> transcritical system

هزینه	هزینه	اگرزری	جریان جرم	فشار	دما	جریان
نرخ هزینه اگرزری (\$/h)	هزینه بر واحد اگرزری (\$/GJ)	(کیلو ژول بر کیلوگرم)	(کیلوگرم بر ثانیه)	(کیلو پاسکال)	(درجه سلسیوس)	
125	37.61	216.5	42.66	1970	-20	1
138.1	40.11	224.3	42.66	10412	-14.69	2
134.1	40.11	217.8	42.66	10204	20	3
146.7	41.77	228.7	42.66	10000	65	4
111.6	41.77	174	42.66	1970	-20	5
1.921	0.0069	619.8	124	6100	45	6
17.59	0.0641	615.6	124	5978	34.39	7
0	0	0	19.91	101.3	25	8
17.96	0.675	371	19.91	1200	435	9
18.24	0.271	920.7	20.26	1140	1100	10
4.214	0.271	212.7	20.26	101.3	495	11
0.4625	0.271	23.44	20.26	101.3	100	12
0.1432	0.001	613.7	58.33	5870	40	13
4.628	0.033	663.4	58.33	8010	68.6	14
0.00264	0.001	471.4	1.4	2200	40	15
0.00264	0.001	472.1	1.4	2156	60.1	16
0.06404	0.001	4848.4	0.35	750	60	17

شده در سردکننده کاهش پیدا می‌کند. در "شکل 12" با افزایش فشار ورودی به توربین، توان سرمایشی با شیب کمی کاهش می‌یابد در حالی که به دلیل خواص ترموفیزیکی برای دی‌اکسیدکربن این روند صعودی می‌باشد. R-123 و تولون توان سرمایشی بیشتری نسبت به دیگر سیال‌های عامل تولید می‌کنند. علت رفتار مشابه این دو سیال عامل در تولید توان سرمایشی، به نزدیک بودن دمای انجماد R-123 و تولون نسبت به دیگر سیال‌ها مربوط می‌گردد.

در "شکل 13" با افزایش دمای ورودی به دیگ بخار، توان سرمایشی افزایش یافته و همچنین در دماهای بالا اختلاف توان سرمایشی سیال دی‌اکسیدکربن بیشتر از دیگر سیالات می‌باشد. زیرا در دماهای بالا توان خالص سیکل دی‌اکسیدکربن بیشتر شده و توان سرمایشی تولید شده کاهش می‌یابد. در "شکل 14" دیده می‌شود که با تغییر دمای چگالش، توان سرمایشی سیالات با شیب زیاد کاهش می‌یابد زیرا دمای ورودی به پمپ زیاد شده و توان تولید شده کاهش پیدا می‌کند. همچنین باز R-123 و تولون توان سرمایشی بیشتری تولید می‌کنند.

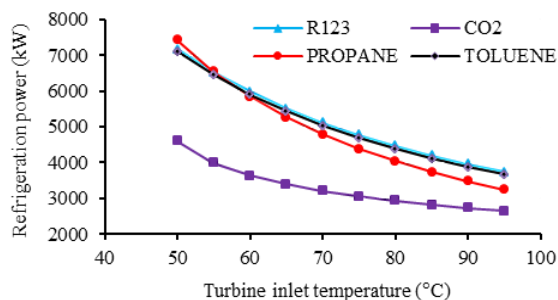


Fig.11 The refrigeration power according to turbine temperature variations.

شکل 11 اثر دمای ورودی به توربین بر روی توان سرمایشی تولید شده

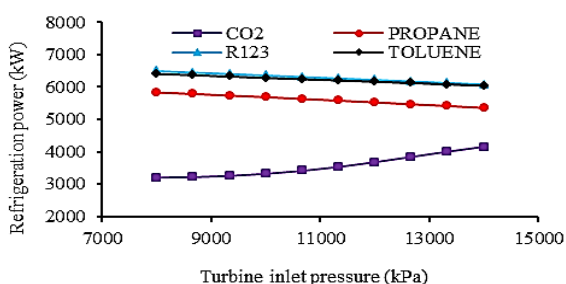


Fig.12 The refrigeration power according to turbine pressure variations

شکل 12 اثر فشار ورودی به توربین بر روی توان سرمایشی تولید شده

نشان می‌دهد. با افزایش دمای چگالش، توان خالص خروجی کاهش می‌یابد زیرا دمای سیال عامل در خروجی پمپ افزایش یافته و کار پمپ افزایش یافته و در نتیجه توان خالص خروجی کاهش پیدا می‌کند. نتایج "نمودار 10" نشان می‌دهد که با افزایش دمای ورودی به دیگ بخار، کار خالص خروجی افزایش می‌یابد زیرا مقدار گرمای ورودی به سیکل کاهش یافته و در نتیجه راندمان حرارتی سیکل افزایش پیدا می‌کند. نتایج "نمودار 10" نشان می‌دهد که تمام سیال‌های عامل با افزایش دمای دیگ بخار تقریباً توان تولیدی یکسانی دارند.

"شکل 11" اثر دما ورودی به توربین را بر روی توان سرمایشی تولیدی نشان می‌دهد. دیده می‌شود که با افزایش دمای ورودی به توربین دمای ورودی به کندانسور و همچنین پمپ افزایش می‌یابد و در نتیجه توان سرمایشی تولید

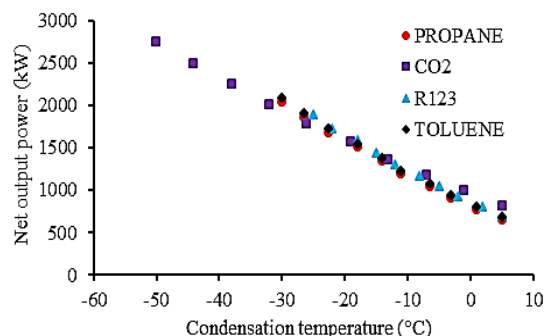


Fig.9 The effect of condensation temperature on net output power

شکل 9 اثر دمای چگالش بر روی توان خالص در سیال‌های مختلف

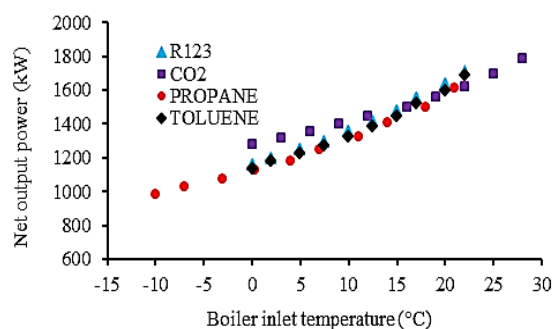


Fig.10 The effect of boiler inlet temperature on net output power

شکل 10 اثر دمای ورودی به دیگ بخار روی توان خالص در سیال‌های مختلف

تولون و دی اکسیدکربن هزینه کل واحد انرژی پایین تری نسبت به سیال عامل‌های دیگر دارند. در حالی که پروپان بیشترین هزینه را دارد. نمودارهای "اشکال 17 و 18" نیز نشان می‌دهند که با افزایش دمای ورودی به دیگ بخار کار خالص خروجی افزایش پیدا می‌کند (شکل 9) و هزینه‌های سیستم کاهش پیدا کرده و با افزایش دمای چگالش چون کار خالص خروجی کاهش پیدا کرده (شکل 8)، هزینه‌های سیستم افزایش پیدا می‌کند.

"شکل 19" مقادیر آلاینده‌های مونوکسیدکربن و اکسید نیتروژن را براساس دمای آدیباتیک شعله نشان می‌دهد. در هر احتراق با توجه به نوع ترکیبات سوخت، فشار و دمای احتراق نقاطی وجود دارند که میزان این آلاینده‌ها در آن محدوده دارای کمترین مقدار خود می‌باشد. نقطه تلاقی این دو نمودار بهترین دما برای کمترین میزان آلاینده‌های تولید شده است. "شکل 20" نمودار نرخ تخریب انرژی را در اجزای سیستم نشان می‌دهد. منبع اصلی تخریب انرژی در این سیستم محفظه احتراق بوده که دلیل آن برگشت‌ناپذیری‌های حاصل از احتراق می‌باشد. مبدل حرارتی (دیگ بخار) و کندانسور نیز به دلیل اختلاف دمای زیاد سیال در طرفین آن در جایگاه بعدی قرار

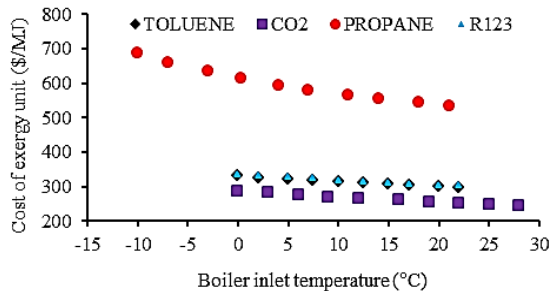


Fig. 17 The effect of boiler temperature on total cost of products

شکل 17 اثر دمای ورودی به دیگ بخار بر روی هزینه کل واحد انرژی محصولات

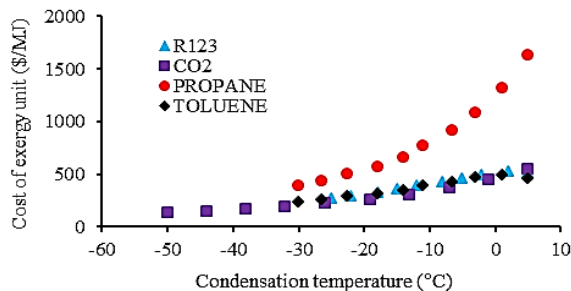


Fig. 18 The effect of condensation temperature on total cost of products

شکل 18 اثر دمای ورودی کندانسور بر هزینه کل واحد انرژی محصولات

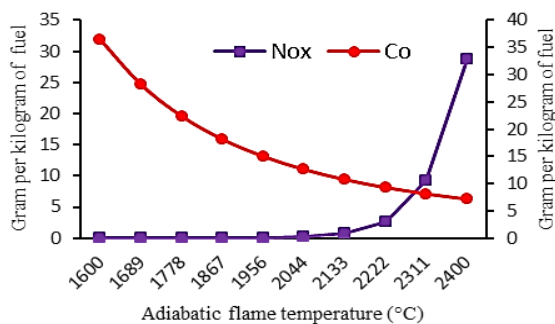


Fig. 19 The production of environmental pollutants according to adiabatic flame temperature variations.

شکل 19 بررسی میزان تولید آلاینده‌های زیست محیطی براساس تغییر دمای شعله

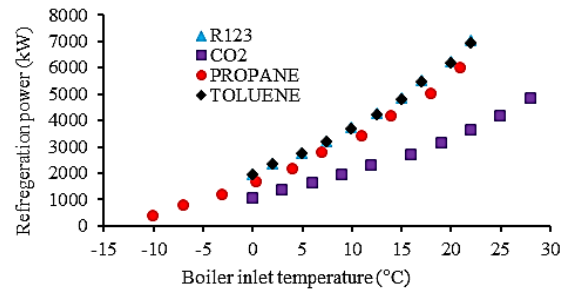


Fig. 13 The refrigeration power according to boiler temperature variations

شکل 13 اثر تغییر دمای ورودی به دیگ بخار بر روی توان سرمایشی تولید شده

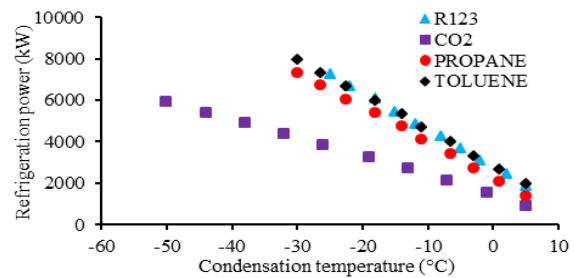


Fig. 14 The refrigeration power according to condensation temperature variations

شکل 14 اثر تغییر دمای چگالش بر روی توان سرمایشی تولید شده

"نمودارهای 15 و 16" اثر تغییرات دما و فشار ورودی به توربین را بر روی هزینه کل واحد انرژی محصولات نشان می‌دهد. "شکل 15" نشان می‌دهد که با افزایش دمای ورودی به سیکل همان‌طور که انتظار می‌رود چون کار خالص خروجی افزایش می‌یابد ("شکل 6") و راندمان سیستم افزایش می‌یابد، هزینه انرژی محصولات نیز کاهش پیدا می‌کند. این اتفاق در "شکل 16" برعکس می‌باشد زیرا افزایش فشار کار خالص کاهش یافته و هزینه محصولات افزایش می‌یابد. همچنین در هر دو مشاهده می‌شود که

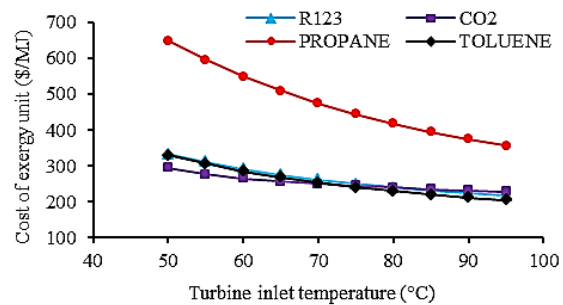


Fig. 15 The effect of turbine temperature on total cost of products

شکل 15 اثر دمای ورودی توربین بر روی هزینه کل واحد انرژی محصولات

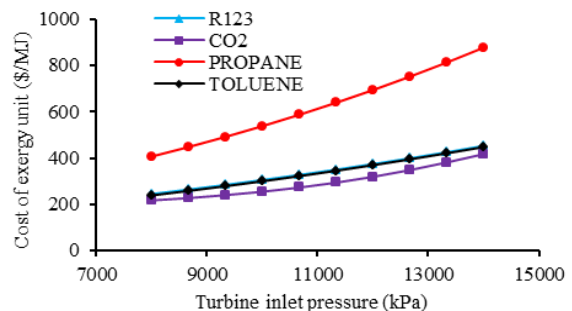


Fig. 16 The effect of turbine inlet pressure on total cost of products

شکل 16 فشار ورودی به توربین بر روی هزینه کل واحد انرژی محصولات

6- نتایج نشان می‌دهد که R-123 و تولوئن عملکرد بهتری در تولید توان خالص خروجی و توان سرمایشی دارند در حالی که هزینه کل واحد انرژی برای دی‌اکسیدکربن نسبت به سیال عامل‌های دیگر کمتر است.

7- با افزایش دمای ورودی به توربین دبی جرمی کاهش و با افزایش فشار ورودی افزایش می‌یابد. بیشترین مقدار دبی جرمی مربوط به سیال R-123 و کمترین مقدار متعلق به دی‌اکسیدکربن می‌باشد. در نتیجه هزینه کل واحد انرژی محصولات در دی‌اکسیدکربن کمتر می‌باشد.

### 7- فهرست علائم

$\dot{C}$	نرخ هزینه ( $\text{\$h}^{-1}$ )
$c$	هزینه بر واحد انرژی ( $\text{\$MJ}^{-1}$ )
$e$	انرژی مخصوص ( $\text{kJkg}^{-1}$ )
$h$	انتالپی مخصوص ( $\text{kJkg}^{-1}$ )
$\dot{m}$	دبی جرمی ( $\text{kgs}^{-1}$ )
$P$	فشار (MPa)
$Q$	نرخ انتقال حرارت (kW)
$s$	انترپی مخصوص ( $\text{kJkg}^{-1}\text{K}^{-1}$ )
$T$	دما ( $^{\circ}\text{C}$ یا $\text{K}$ )
$Z$	هزینه سرمایه‌گذاری اجزا ( $\text{\$}$ )
$z$	نرخ هزینه سرمایه‌گذاری اجزا ( $\text{\$h}^{-1}$ )

### علائم یونانی

$\beta$	زاویه چورون ( $^{\circ}$ )
$\tau$	زمان عملکرد دستگاه (hour)

### بالا نویس‌ها

$CI$	هزینه سرمایه‌گذاری
$OM$	تعمیرات و نگهداری

### زیر نویس‌ها

$cc$	محفظه احتراق
$cs$	طرف سرد
$c$	کمپرسور
$con$	کندانسور
$e$	خروجی
$g$	اجزای گازی
$hex$	مبدل حرارتی (دیگ بخار)
$i$	ورودی
$k$	اجزا
$p$	پمپ
$ref$	سرد کننده
$tur$	توربین

### 8- مراجع

- [1] P. Ahmadi, I. Dincer, Exergoenvironmental analysis and optimization of a cogeneration plant system using Multimodal Genetic Algorithm (MGA), *Energy*, Vol. 35, No. 12, pp. 5161-5172, 2010.
- [2] P. Ahmadi, I. Dincer, M. A. Rosen, Exergo-environmental analysis of an integrated organic Rankine cycle for trigeneration, *Energy Conversion and Management*, Vol. 64, pp. 447-453, 2012.
- [3] J. Wang, P. Zhao, X. Niu, Y. Dai, Parametric analysis of a new combined cooling, heating and power system with transcritical  $\text{CO}_2$  driven by solar energy, *Applied Energy*, Vol. 94, pp. 58-64, 2012.

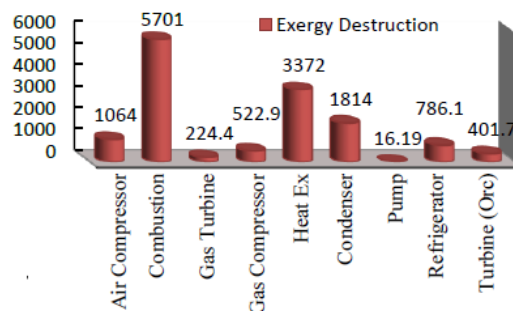


Fig. 20 the exergy destruction rate of system components

شکل 20 نرخ تخریب انرژی در اجزای سیستم

دارند. پمپ نیز کمترین سهم تخریب انرژی را به خود اختصاص می‌دهد.

### 6- نتیجه‌گیری

طراحی یک سیکل جدید رنکین آلی با محرک اولیه توربین گاز SGT-400 با توجه به نیازهای ایستگاه تقویت فشار منطقه نار- کنگان و همچنین تحلیل ترمودینامیکی و اقتصادی آن با چهار سیال عامل در این مطالعه انجام شد و نتایج زیر حاصل گردید:

1- محفظه احتراق، به دلیل برگشت‌ناپذیری حاصل از احتراق، و کندانسور و سرد کننده به دلیل اختلاف دمای بالا، به ترتیب بیشترین نرخ تخریب انرژی را بین اجزای سیستم دارند. در حالی که پمپ کمترین نرخ تخریب انرژی را دارا می‌باشد.

2- نتایج مدل‌سازی در حالت پایه (سیال دی‌اکسیدکربن) نشان می‌دهد که مقدار توان خالص خروجی مقدار 1.583 مگاوات، مقدار توان سرمایشی تولید شده 3.338 مگاوات و مجموع هزینه واحد انرژی محصولات 103.5 دلار بر مگاژول می‌باشد. در حالی که برای سیال عامل‌های R-123 و تولوئن مقدار مشابه توان خالص خروجی مقدار 1.612 مگاوات، مقدار توان سرمایشی تولید شده 6.282 مگاوات و مجموع هزینه واحد انرژی محصولات 107.1 دلار بر مگاژول می‌باشد.

3- تاثیر متغیرهای طراحی نشان می‌دهد که برای سیال عامل‌های مختلف با افزایش دمای توربین توان تولیدی افزایش و با افزایش فشار ورودی توربین، توان تولیدی کاهش می‌یابد به جز در سیال دی‌اکسیدکربن که توان خالص خروجی ابتدا افزایش و سپس کاهش می‌یابد. همچنین با افزایش دمای چگالش مقدار توان خالص کاهش پیدا می‌کند و با افزایش دمای ورودی دیگ بخار مقدار توان خالص افزایش می‌یابد.

4- نتایج مدل‌سازی برای سیال عامل‌های مختلف نشان می‌دهد که با افزایش دما و فشار ورودی به توربین بطور کلی توان سرمایشی کاهش می‌یابد به جز در سیال دی‌اکسیدکربن که افزایش فشار ورودی به توربین سبب افزایش توان سرمایشی می‌گردد. همچنین با افزایش دمای چگالش و افزایش دمای ورودی به دیگ بخار، توان سرمایشی به ترتیب کاهش و افزایش پیدا می‌کند.

5- نتایج نشان می‌دهد مقدار هزینه واحد انرژی محصولات نیز با افزایش دمای ورودی دیگ بخار و توربین و کاهش دمای چگالش، کاهش می‌یابد. باز هم یک مقدار بهینه فشار (12 مگاپاسکال) برای سیال عامل دی‌اکسیدکربن وجود دارد که در آن مقدار هزینه‌های سیستم حداقل می‌گردد. سیال پروپان با اختلاف زیاد دارای بیشترین نرخ هزینه و دی‌اکسیدکربن دارای کمترین نرخ هزینه می‌باشد.

- [15] M. Li, J. Wang, S. Li, X. Wang, W. He, Y. Dai, Thermo-economic analysis and comparison of a CO<sub>2</sub> transcritical power cycle and an organic Rankine cycle, *Geothermics*, Vol. 50, pp. 101-111, 2014.
- [16] Y. Y. Yan, H. C. Lio, T. F. Lin, Condensation heat transfer and pressure drop of refrigerant R-134a in a plate heat exchanger, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 42, No. 6, pp. 993-1006, 1999.
- [17] Y. Y. Yan, T. F. Lin, Evaporation heat transfer and pressure drop of refrigerant R-134a in a plate heat exchanger, *Transactions-American Society of Mechanical Engineers Journal of Heat Transfer*, Vol. 121, pp. 118-127, 1999.
- [18] W. Kuo, Y. Lie, Y. Hsieh, T. Lin, Condensation heat transfer and pressure drop of refrigerant R-410A flow in a vertical plate heat exchanger, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 48, No. 25, pp. 5205-5220, 2005.
- [19] A. Bejan, G. Tsatsaronis, *Thermal Design and Optimization*: John Wiley & Sons, pp. 243-247, 1996.
- [20] R. Misra, P. Sahoo, A. Gupta, Thermo-economic evaluation and optimization of an aqua-ammonia vapour-absorption refrigeration system, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 29, No. 1, pp. 47-59, 2006.
- [21] H. Barzegar Avval, P. Ahmadi, A. Ghaffarizadeh, M. Saidi, Thermo-economic-environmental multiobjective optimization of a gas turbine power plant with preheater using evolutionary algorithm, *International Journal of Energy Research*, Vol. 35, No. 5, pp. 389-403, 2011.
- [22] H. Sayyaadi, T. Sabzaligol, Exergoeconomic optimization of a 1000 MW light water reactor power generation system, *International Journal of Energy Research*, Vol. 33, No. 4, pp. 378-395, 2009.
- [23] L. S. Vieira, J. L. Donatelli, M. E. Cruz, Exergoeconomic improvement of a complex cogeneration system integrated with a professional process simulator, *Energy Conversion and Management*, Vol. 50, No. 8, pp. 1955-1967, 2009.
- [24] R. Misra, P. Sahoo, S. Sahoo, A. Gupta, Thermo-economic optimization of a single effect water/LiBr vapour absorption refrigeration system, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 26, No. 2, pp. 158-169, 2003.
- [25] M. Pourhasanzadeh, Thermo-economic-environmental optimization of a microturbine using genetic algorithm, *Thermal Science*, Vol. 19, No. 2, pp. 475-487, 2015.
- [26] O. L. Gülder, Flame temperature estimation of conventional and future jet fuels, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 108, No. 2, pp. 376-380, 1986.
- [27] H. Nami, S. Mahmoudi, A. Nemati, Exergy, economic and environmental impact assessment and optimization of a novel cogeneration system including a gas turbine, a supercritical CO<sub>2</sub> and an organic Rankine cycle (GT-HRSG/SCO<sub>2</sub>), *Applied Thermal Engineering*, Vol. 110, pp. 1315-1330, 2017.
- [4] M. Chahartaghi, M. Babaei, Energy and exergy analysis of Organic Rankine Cycle with using two-component working fluid in specified heat source conditions, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 14, No. 3, pp. 145-156, 2014. (in Persian فارسی)
- [5] Z. Sun, J. Wang, Y. Dai, J. Wang, Exergy analysis and optimization of a hydrogen production process by a solar-liquefied natural gas hybrid driven transcritical CO<sub>2</sub> power cycle, *International Journal of Hydrogen Energy*, Vol. 37, No. 24, pp. 18731-18739, 2012.
- [6] K. Hanifi Miangafsheh, K. Javaherdeh, M. Yari, Exergy and Exergoeconomic analysis and optimization of cogeneration cycle under solar radiation dynamic model by using Genetic Algorithm, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 15, No. 5, pp. 205-216, 2015. (in Persian فارسی)
- [7] F. A. Al-Sulaiman, F. Hamdullahpur, I. Dincer, Performance assessment of a novel system using parabolic trough solar collectors for combined cooling, heating, and power production, *Renewable Energy*, Vol. 48, pp. 161-172, 2012.
- [8] K. Hanifi, K. Javaherdeh, M. Yari, Exergoeconomic and exergoenvironmental analysis and optimisation of the three configurations of CO<sub>2</sub> transcritical cogeneration cycle using genetic algorithm, *International Journal of Exergy*, Vol. 19, No. 3, pp. 395-419, 2016.
- [9] I. Dincer, Y. A. Cengel, Energy, entropy and exergy concepts and their roles in thermal engineering, *Entropy*, Vol. 3, No. 3, pp. 116-149, 2001.
- [10] K. Hanifi Miangafsheh, *Exergoeconomic and Exergoenvironmental Analysis and Optimization of Polygeneration Cycle*, PhD Thesis, Department of Mechanical Engineering, Gilan University, 2015. (in Persian فارسی)
- [11] S. Li, Y. Dai, Thermo-economic comparison of Kalina and CO<sub>2</sub> transcritical power cycle for low temperature geothermal sources in China, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 70, No. 1, pp. 139-152, 2014.
- [12] R. Ventas, A. Lecuona, A. Zacañas, M. Venegas, Ammonia-lithium nitrate absorption chiller with an integrated low-pressure compression booster cycle for low driving temperatures, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 30, No. 11, pp. 1351-1359, 2010.
- [13] J. García-Cascales, F. Vera-García, J. Corberán-Salvador, J. González-Maciá, Assessment of boiling and condensation heat transfer correlations in the modelling of plate heat exchangers, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 30, No. 6, pp. 1029-1041, 2007.
- [14] A. Zacañas, R. Ventas, M. Venegas, A. Lecuona, Boiling heat transfer and pressure drop of ammonia-lithium nitrate solution in a plate generator, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 53, No. 21, pp. 4768-4779, 2010.