



تحلیل انرژی، اگزرژی و بهینه‌سازی یک سیکل تولید همزمان تحت مدل دینامیکی تابش خورشیدی با الگوریتم ژنتیک

کاوه حنیفی میانگفشه¹، کوروش جواهرده^{2*}، مرتضی یاری³

1- دانشجوی دکتری، مهندسی مکانیک، دانشگاه گیلان، رشت

2- دانشیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه گیلان، رشت

3- دانشیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، تبریز

* رشت، صندوق پستی 1841، javaherdeh@guilan.ac.ir

چکیده

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل

دریافت: 07 دی 1393

پذیرش: 16 اسفند 1393

ارائه در سایت: 15 فروردین 1394

کلیدواژگان:

اگزرژی - اقتصادی

گذر بحرانی دی اکسید کربن

ان اکتان

تولید همزمان

الگوریتم ژنتیک

در این مطالعه، عملکرد یک سیستم تولید همزمان با سیال عامل‌های مختلف و بهینه‌سازی آن از نظر اقتصادی مورد مطالعه قرار گرفته است. از مدل اگزرژی و اگزرجی - اقتصادی برای بررسی عملکرد سیستم با تکیه بر هزینه محصولات، استفاده شده است. سه حالت برای تحلیل و بهینه‌سازی سیستم در نظر گرفته شده است که عبارتند از: میزان تولید هیدروژن، توان سرمایش تولید شده و هزینه‌های تولید. نتایج نشان می‌دهد که دی اکسید کربن و ان - اکتان عملکرد بهتری به ترتیب در میزان تولید هیدروژن و تولید سرمایش دارند. مجموع هزینه‌های محصولات برای هر دو سیال عامل با افزایش دمای ورودی دیگ بخار و توربین و کاهش دمای چگالش، کاهش می‌یابد؛ در حالی که، برای دی اکسید کربن، هزینه محصولات در یک فشار بهینه ورودی توربین به مینیمم مقدار خود می‌رسد. نتایج نشان می‌دهد برای دی اکسید کربن با کاهش تولید هیدروژن از مقدار 1/811 لیتر بر ثانیه به 1/757 لیتر بر ثانیه، مجموع واحد هزینه‌های محصولات 8/5% کاهش می‌یابد و برای ان - اکتان با کاهش توان سرمایشی تولیدی از مقدار 9/599 کیلووات به 6/622 کیلووات، مجموع واحد هزینه‌های محصولات 47/7% کاهش می‌یابد. کندانسور بیشترین نرخ تخریب را در میان اجزای سیستم دارد بطوری که نرخ تخریب اگزرژی کندانسور در حالت بهینه هزینه تولید کمتر از حالت‌های دیگر است. در دو سیکل دی اکسید کربن و ان - اکتان، مجموع نرخ تخریب اگزرژی و هزینه سرمایه‌گذاری در حالت بهینه توان سرمایشی بیشترین مقدار و در حالت بهینه هزینه کمترین مقدار است.

Exergy, exergoeconomic analysis and optimization of cogeneration cycle under solar radiation dynamic model by using Genetic Algorithm

Kaveh Hanifi¹, Kourosh Javaherdeh^{1*}, Mortaza Yari²

1- Department of Mechanical Engineering, Guilan University, Rasht, Iran

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

* P.O.B 1841 Rasht, Iran, javaherdeh@guilan.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper
Received 28 December 2014
Accepted 07 March 2015
Available Online 04 April 2015

Keywords:
Exergoeconomic
CO₂ transcritical
n-octane
Cogeneration
Genetic algorithm

ABSTRACT

The performance of a cogeneration cycle with various working fluids is investigated and optimized employing an economic approach. Exergy and exergoeconomic models are developed to investigate the thermodynamic performance of the cycle, and to assess the cost of products. In this study, the dynamic model would be registered to search the system behavior during a day. In this study, hydrogen production rate optimal design (HPROD), refrigeration power optimal design (RPOD) and cost optimal design (COD) are considered for analysis and optimization. According to recent parametric studies, boiler, turbine and condensation temperature and turbine inlet pressure affect the unit cost of products significantly. The results show carbon dioxide and n-octane has a better operation to produce hydrogen and refrigeration power among other working fluids, respectively. It is observed that, in carbon dioxide cycle, the SUCP is decreased by 8.5% when hydrogen production rate is decreased from 1.811 lit/s to 1.757 lit/s, therefore, in n-octane cycle, SUCP is decreased by 47.4% when refrigeration power is decreased from 9.599 kW to 6.622 kW. The evaluation of exergy destruction is demonstrated by the condenser, which has the highest exergy destruction, so its rate in COD case is the lowest among the three other states. The results indicate, in carbon dioxide and n-octane cycles, the total exergy destruction and the investment cost rates in the RPOD case is higher than any other cases.

توسعه کشورها است. بر اساس تحقیقات انجام شده، توسعه کشورها رابطه

مستقیمی با مصرف انرژی دارد. مصرف بی‌رویه انرژی، محدودیت منابع انرژی

1- مقدمه

در سال‌های اخیر، دسترسی به منابع جدید انرژی یک فاکتور حیاتی برای

Please cite this article using:

K. Hanifi, K. Javaherdeh, M. Yari, Exergy, 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)

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

ایزوبوتان بیشترین توان خالص خروجی را دارد، در حالی که بیشترین راندمان حرارتی و راندمان انرژی مربوط سیکل رنکین آلی با سیال عامل متیل پروپان است. آنها نشان دادند که افزایش فشار ورودی توربین، برای هر دو سیستم مورد نظر، هزینه بر توان خالص خروجی ابتدا کاهش و سپس افزایش می‌یابد.

در این مطالعه از مدل‌سازی انرژی و انرژی - اقتصادی برای تحلیل بهینه اقتصادی یک سیکل تولید هیدروژن/سرمایش استفاده شده است. چهار سیال عامل دی اکسید کربن، ان - اکتان، کلرو دی فلورو متان¹ و تترا فلورواتان² در این مطالعه مورد تجزیه و تحلیل قرار گرفته است. به دلیل متغیر بودن شار حرارتی تابشی خورشید در طول روز و ساعت، برای تحلیل سیستم خورشیدی از مدل دینامیکی استفاده شده است. اثر متغیرهای طراحی، دمای ورودی به دیگ بخار³، توربین⁴، کندانسور⁵ و سیستم گاز طبیعی مایع شده⁶ به عنوان مدفن حرارتی و فشار ورودی به توربین⁷ بر روی مجموع واحد هزینه‌های محصولات⁸ در سه حالت بهینه نرخ تولید هیدروژن⁹، بهینه توان سرمایش تولید شده¹⁰ و بهینه هزینه‌های تولید¹¹ مورد مطالعه قرار گرفت. سپس سیکل با استفاده از الگوریتم ژنتیک از دیدگاه ترمودینامیکی و اقتصادی با استفاده از نرم افزار ای ای اس¹² (ایز نیز خوانده می‌شود) مورد تجزیه و تحلیل قرار گرفته است. توابع هدف مورد مطالعه در این مقاله عبارت از: بیشینه کردن تولید هیدروژن، بیشینه کردن توان سرمایش و کمینه کردن مجموع هزینه‌های واحد انرژی محصولات سیستم می‌باشند.

2- مشخصات سیستم و تحلیل دینامیکی و ترمودینامیکی

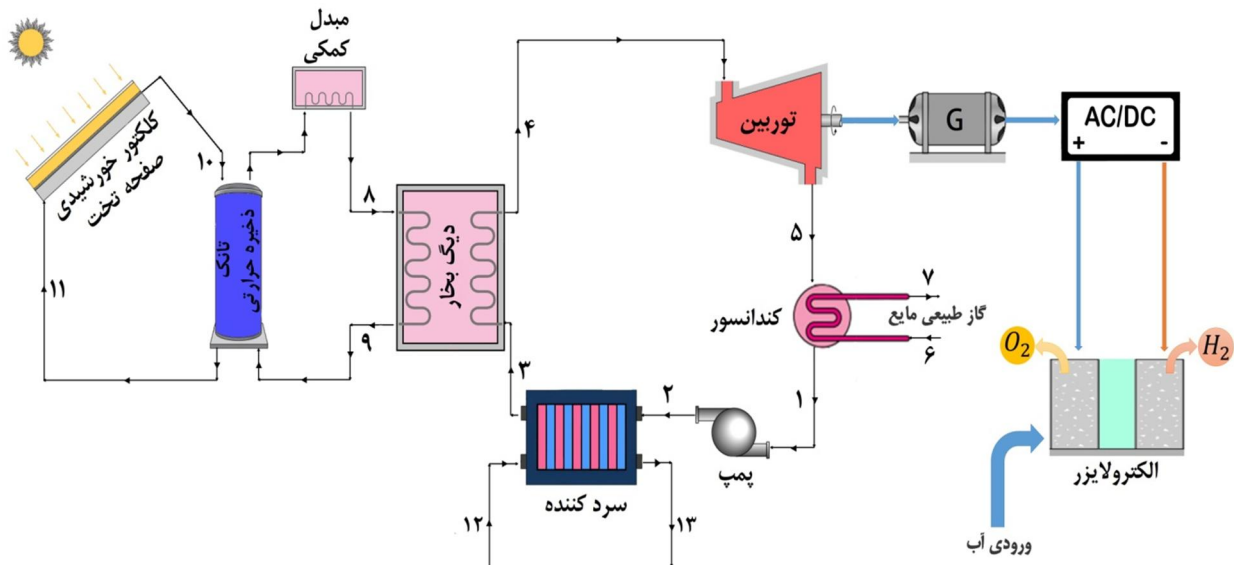
دی‌گرام شماتیک سیستم خورشیدی - گاز طبیعی مایع شده به همراه سیکل توان استفاده شده برای تولید هیدروژن/سرمایش در شکل 1 نشان داده شده است [5]. این سیستم از سه بخش اصلی تشکیل شده است که عبارتند از: سیستم کلکتور خورشیدی، سیستم توان رنکین و سیستم تولید هیدروژن. از سیستم خورشیدی برای تأمین انرژی سیکل استفاده شده است. به دلیل نوسان دمای سیستم خورشیدی از تانک ذخیره برای ثابت کردن دمای انرژی ورودی به سیستم استفاده شده است. همچنین در قسمت سوم از یک الکترولایزر برای تولید هیدروژن استفاده شده است. برای ساده‌سازی تحلیل سیستم فرضیه‌های زیر در نظر گرفته شده است [5]:

- 1- سیستم بصورت پایدار در نظر گرفته شده است و از انرژی جنبشی و پتانسیل صرف‌نظر شده است.
- 2- حالت خروجی کندانسور بصورت مایع اشباع می‌باشد.
- 3- در این مطالعه برای تعیین و ارزیابی دقیق مقادیر پارامترهای عملکردی و توابع هدف با توجه به مقاله سان و همکاران [5] مقدار 2% افت فشار برای تمام مبدل‌های حرارتی در نظر گرفته شده است.
- 5- تمام محاسبات مربوط به هیدروژن در ارزش حرارتی بالا انجام شده است. ولتاژ مربوط به ارزش حرارتی بالا (1/48 ولت) از تقسیم ارزش حرارتی بالای

فسیلی مانند نفت و گاز طبیعی از یک طرف و افزایش آلودگی‌های زیست محیطی از طرف دیگر، استفاده از منابع انرژی تجدیدپذیر مانند انرژی خورشیدی و زیست توده را اجتناب ناپذیر کرده است. علاوه بر استفاده از تولید فوتولتائیک، سیکل توان رنکین و رنکین آلی نیز یکی رهیافت‌های مناسب برای تولید الکتریسیته با استفاده از انرژی خورشید است. برای بهتر کردن راندمان حرارتی، از مواد آلی و دی اکسید کربن، به عنوان سیال عامل، به جای آب در این سیکل‌ها استفاده می‌شود. افزایش راندمان تبدیل انرژی در سیستم‌های تولید همزمان به یکی از اهداف اصلی محققان تبدیل شده است [1]. در نتیجه بسیاری از مطالعات بر روی انتخاب سیال عامل در این سیکل‌ها می‌باشد [2، 3]. از این میان دی اکسید کربن به دلیل عدم اشتعال پذیری، غیر سمی بودن، غیر انفجاری بودن و فراوانی طبیعی، در سال‌های اخیر بسیار مورد توجه قرار گرفته است. علاوه بر این، دی اکسید کربن با توجه به خواص ترمودینامیکی خوب، قابلیت رسیدن به حالت‌های فوق بحرانی را دارد [4]. در سال‌های اخیر سیستم‌های توان جدید و خلاقانه‌ای با استفاده از انرژی خورشیدی معرفی شده‌اند که از سیال عامل مختلف برای تولید چندگانه، استفاده نموده‌اند [5، 6، 7].

در این راستا، اگر یک سیستم فقط از نظر ترمودینامیکی مورد توجه قرار گیرد، هزینه‌های سیستم و هزینه‌های تولید محصولات بسیار بالا خواهد بود. برای غلبه بر این مشکل، سیستم‌های حرارتی باید از جنبه اقتصادی نیز مقرون به صرفه باشند [8]. ساهو [9] تحلیل انرژی - اقتصادی و بهینه‌سازی سیستم تولید همزمان را با استفاده از الگوریتم تکاملی انجام داد. او پس از بهینه‌سازی سیستم نتایج نشان داد که در حالت بهینه، هزینه الکتریسیته و تولید محصولات در مقایسه با حالت اولیه 9/9% پایین‌تر است. صیادی و سبزیگل [10] نیز بهینه‌سازی یک سیستم تولید چند گانه را با در نظر گرفتن 10 متغیر طراحی انجام دادند. آنها نشان دادند که هزینه سوخت سیستم بهینه شده بیشتر از حالت اولیه است؛ اما در حالت کلی در یک سیستم بهینه، در بخش اقتصادی، ذخیره‌سازی مالی بیشتری نسبت به حالت اولیه انجام می‌شود. احمدی و همکاران [11] با استفاده از بهینه‌سازی چند هدفی نشان دادند که افزایش دمای ورودی توربین گاز باعث کاهش هزینه‌های تخریب انرژی می‌شود. زارع و همکاران [12] تحلیل انرژی - اقتصادی و بهینه‌سازی یک سیکل دوگانه آب - آمونیاک را انجام دادند. نتایج نشان داد که مجموع هزینه‌های تولید محصولات بدست آمده از بهینه‌سازی ترمو - اقتصادی به ترتیب حدودا 18% و 26% نسبت به حالت اولیه از دیدگاه قانون اول و دوم، کمتر است. ال سلیمان و همکاران [13] سه سیستم شامل: تولید چندگانه - سلول‌های خورشیدی اکسید جامد، چندگانه - زیست توده و چندگانه - خورشیدی را مورد تجزیه و تحلیل قرار دادند. بررسی‌های آنها نشان داد که سیستم چندگانه - خورشیدی بهترین عملکرد ترمو - اقتصادی را به دلیل داشتن کمترین هزینه بر واحد انرژی بین سیستم‌های اشاره شده دارد. صنایع و شیرازی یک سیستم ذخیره‌سازی انرژی حرارتی یخ را مورد تحلیل ترمو - اقتصادی و بهینه‌سازی قرار دادند. نتایج بهینه‌سازی نشان دادند که بطور میانگین، هزینه سرمایه‌گذاری و عملکرد سیستم در مصرف الکتریسیته و انتشار دی اکسید کربن نسبت به حالت اولیه به ترتیب 9% و 9/8% کمتر است [14]. لی و همکاران [15] یک سیکل گذر بحرانی دی اکسید کربن و سیکل رنکین آلی را برای یک نیروگاه حرارتی زمین گرمایی دما پایین با استفاده از سیال‌های عامل مختلف مورد تجزیه و تحلیل ترمو - اقتصادی قرار دادند. نتایج نشان داد که سیکل رنکین آلی با سیال عامل

1- R-22
2- R134a
3- Boiler Inlet Temperature (BIT)
4- Turbine Inlet Temperature (TIT)
5- Condensation Temperature (CT)
6- Liquid Natural Gas Inlet Temperature (LNG-IT)
7- Turbine Inlet Pressure (TIP)
8- Sum of the Unit Cost of Productions (SUCP)
9- Hydrogen Production Rate Optimal Design (HPRD)
10- Refrigeration Power Optimal Design (RPOD)
11- Cost Optimal Design (COD)
12- Engineering Equation Solver (EES)



شکل 1 دیاگرام شماتیک سیستم تولید همزمان هیدروژن / سرمایه‌اش

کل شامل سه بخش است که عبارتند از: ضریب افت تحتانی، فوقانی و کناری [7] (رابطه ۷.۸).

$$U_L = U_b + U_t + U_s \quad (7)$$

$$U_b = \frac{K_i}{\delta_b} \text{ و } U_s = \frac{(L_1 + L_2)L_3 K_i}{L_1 L_2 \delta_s} \quad (8)$$

که در آن K_i ضریب انتقال حرارت هدایتی عایق و δ_b نیز ضخامت عایق است. اگر ابعاد صفحه جاذب کلکتور را به صورت $L_1 \times L_2$ در نظر گرفته شود آنگاه L_3 ارتفاع آن و δ_s ضخامت آن است. در این صورت مقدار ضریب افت کناری از رابطه زیر بدست می‌آید [6]:
ضریب افت فوقانی با استفاده از رابطه (9) که توسط کلین [16] بدست آمده، محاسبه می‌شود:

$$U_t = \left[\frac{M}{\left(\frac{C}{T_{pm}}\right) \left(\frac{T_{pm} - T_a}{M + f}\right)^{0.33} h_w} + \frac{1}{h_w} \right]^{-1} + \left[\frac{\sigma(T_{pm}^2 + T_a^2)(T_{pm} + T_a)}{1} + \frac{(2M + f - 1) - M}{\varepsilon + 0.05M(1 - \varepsilon_p)} \right] \quad (9)$$

در این مطالعه، تعداد صفحه‌های شیشه‌ای برای عبور اشعه تابشی خورشیدی برابر با $M = 2$ در نظر گرفته شده است. T_a و T_{pm} به ترتیب دمای میانگین صفحه کلکتور و دمای محیط می‌باشد. h_w نیز ضریب انتقال حرارت جابجایی است. علاوه بر اینها f ، C و $F\ddagger$ ضریب راندمان کلکتور نیز از رابطه‌های (11-14) محاسبه می‌شوند [5,7]:

$$f = (1 - 0.04h_w + 0.0005h_w^2)(1 + 0.091M) \quad (10)$$

$$C = 365.9(1 - 0.00883\beta + 0.0001298\beta^2) \quad (11)$$

$$F\ddagger = \frac{1}{WU_L \left[\frac{1}{U_L((W - D_0)\varphi + D_0)} + \frac{1}{\pi D_i h_f} \right]} \quad (12)$$

هیدروژن (285840 ژول بر مول) بر ثابت فارادی (96485 کولن بر مول) به ازای هر مول هیدروژن بدست می‌آید.

6- فشار بخار مربوط به گاز طبیعی مایع شده به دلیل اینکه معادل با فشار ایستگاه‌های گاز طبیعی است، 0/6 در نظر گرفته شده است.

7- برای کاهش هزینه‌های سیستم از الکترولیزر آلکالین به دلیل کیفیت مناسب نسبت به قیمت آن استفاده شده است. در این مطالعه با توجه به مقاله سان و همکاران [5] راندمان الکترولیزر 77% در نظر گرفته شده است.

2-1- تحلیل دینامیکی تابش خورشیدی

در این مطالعه از کلکتورهای خورشیدی صفحه تخت برای دریافت و جمع آوری اشعه‌های تابشی خورشید استفاده شده است. تشعشع ساعتی بر روی سطح شیب‌دار از رابطه (1) بدست می‌آید [6]:

$$I_T = I_b R_b + I_d R_d + (I_b + I_d) R_r \quad (1)$$

که در آن I_b و I_d به ترتیب تابش شعاعی و نفوذی R_b ، R_d و R_r ترتیب ضرایب شیب برای تابش‌های شعاعی، نفوذی و انعکاسی است که از رابطه‌های (2-5) محاسبه می‌شوند [6]:

$$R_b = \frac{\cos(\theta)}{\cos(\theta_2)} = \frac{\sin\delta \sin(\varphi - \beta) + \cos\delta \cos\alpha \cos(\varphi - \beta)}{\sin\varphi \sin\delta + \cos\delta \cos\alpha} \quad (2)$$

$$\delta = 23.45 \sin \left(\frac{360}{365} (284 + n) \right) \quad (3)$$

$$R_d = \frac{1 + \cos\beta}{2} \quad (4)$$

$$R_r = \rho \frac{1 - \cos\beta}{2} \quad (5)$$

شار حرارتی جذب شده خورشیدی در صفحه‌های جاذب از رابطه (6) بدست می‌آید:

$$S = I_b R_b (\tau\alpha)_b + I_d R_d + (I_b + I_d) R_r (\tau\alpha)_d \quad (6)$$

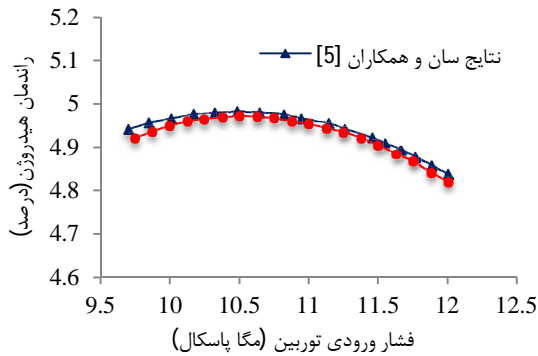
که در آن $(\tau\alpha)_b$ و $(\tau\alpha)_d$ به ترتیب حاصل ضرب ضریب جذب و ضریب عبور در شرایط تابش شعاعی و نفوذی می‌باشد. همچنین U_L ضریب افت

در اینجا $\dot{E}X_Q$ و $\dot{E}X_W$ به ترتیب نرخ انرژی مربوط به انتقال حرارت و کار از میان مرزهای حجم کنترل می‌باشند. T دمای مطلق و زیر نویس 0 مشخص کننده شرایط محیط است. روابط حاکم بر نرخ تخریب انرژی و راندمان انرژی در اجزای سیستم نیز در جدول 1 مشخص شده است [22,21].

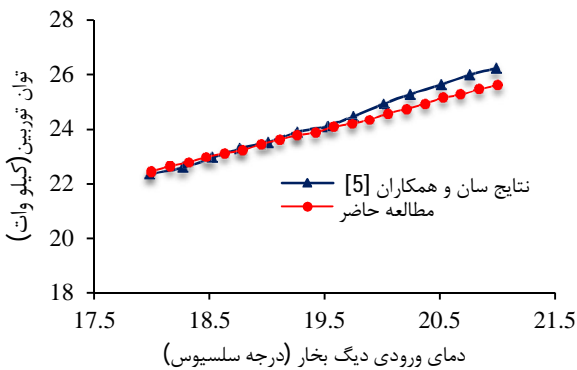
برای اعتبارسنجی مدل ترمودینامیکی ارائه شده، کار خروجی توربین و راندمان تولید هیدروژن سیستم خورشیدی با مقاله سان و همکاران [5] مقایسه شده است. شکل‌های 3- الف و ب مقایسه بین نتایج حاصل از مدل‌سازی مطالعه حاضر را با نتایج سان و همکاران [5] نشان می‌دهد. دیده می‌شود که تطابق بسیار خوبی بین مقادیر سان و همکاران [5] و مقادیر مدل‌سازی شده وجود دارد. همچنین جدول 2 نیز مقادیر مدل‌سازی و بهینه‌سازی بدست آمده در این مطالعه را با مقادیر آن در مقاله مرجع [5] نشان می‌دهد.

جدول 1 روابط نرخ تخریب و راندمان انرژی در اجزای سیستم [21,22]

اجزا	تخریب انرژی	راندمان انرژی
دیگ بخار	$\dot{E}X_D = (\dot{E}X_3 + \dot{E}X_6) - (\dot{E}X_4 + \dot{E}X_9)$	$\eta = \frac{\dot{E}X_4 - \dot{E}X_3}{\dot{E}X_8 - \dot{E}X_9}$
توربین	$\dot{E}X_D = \dot{E}X_4 - \dot{E}X_5 - \dot{W}_{Tf}$	$\eta = \frac{\dot{W}_{TUR}}{\dot{E}X_4 - \dot{E}X_5}$
کندانسور	$\dot{E}X_D = (\dot{E}X_6 + \dot{E}X_9) - (\dot{E}X_1 + \dot{E}X_7)$	$\eta = (1 - \frac{\dot{E}X_D}{\dot{E}X_6 - \dot{E}X_9})$
پمپ	$\dot{E}X_D = \dot{E}X_1 - \dot{E}X_2 + \dot{W}_p$	$\eta = \frac{\dot{E}X_2 - \dot{E}X_1}{\dot{W}_p}$
سردکن	$\dot{E}X_D = (\dot{E}X_6 + \dot{E}X_{12}) - (\dot{E}X_3 + \dot{E}X_{13})$	$\eta = (1 - \frac{\dot{E}X_D}{\dot{E}X_2 + \dot{E}X_{12}})$
تانک ذخیره	$\dot{E}X_D = (\dot{E}X_6 + \dot{E}X_{10}) - (\dot{E}X_8 + \dot{E}X_{11})$	$\eta = \frac{\dot{E}X_8 - \dot{E}X_9}{\dot{E}X_{11} - \dot{E}X_{10}}$



شکل 3- الف اعتبارسنجی راندمان تولید هیدروژن با نتایج سان و همکاران [5]



شکل 3- ب اعتبارسنجی مقادیر کار خروجی توربین با نتایج سان و همکاران [5]

$$F_R = \frac{m_W C_{PW}}{U_L A_P} [1 - \exp(-\frac{F U_L A_P}{m_W C_{PW}})] \quad (13)$$

$$Q_U = F_R A_P \{ S - U_L (T_{ff} - T_a) \} \quad (14)$$

که در آن که در آن W گام لوله و D_i, D_o به ترتیب قطر خارجی و داخلی لوله می‌باشند. A_p مساحت جذب حرارت کلکتور است. همچنین T_{ff} دمای جریان آب ورودی به کلکتور از میان لوله است. مقادیر داده‌های مورد استفاده در این مطالعه از مقاله وانگ و همکاران [6]، سان و همکاران [5] و مرجع [17] بدست آمده است.

شکل 2 تغییرات شار حرارتی تابشی، مقدار گرمای مفید دریافتی از خورشید، مقدار حرارت مفید وارد شده به سیستم توان و همچنین دمای آب خروجی از تانک ذخیره بر حسب ساعت در طول روز را نشان می‌دهد. با توجه به شکل دیده می‌شود که شار حرارتی مفید و شار حرارتی سیکل به شدت به شار حرارتی بدست آمده از خورشید وابسته می‌باشند، بطوریکه در وسط روز به بیشترین مقدار خود می‌رسند و با غروب کردن خورشید به شدت به سمت صفر نزول می‌کنند.

2-2- تحلیل ترمودینامیکی

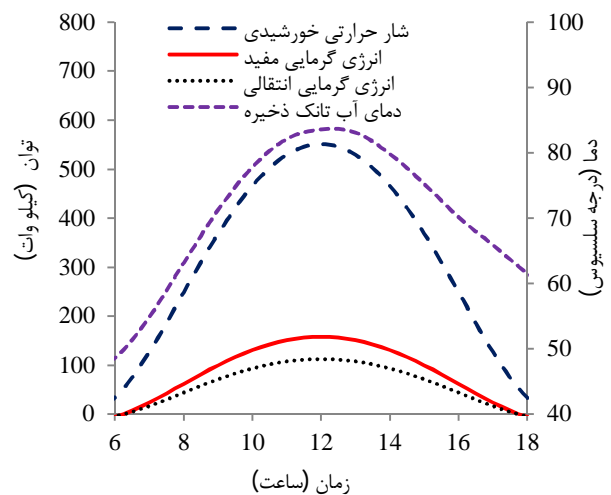
هر ترم معادله انرژی (15) به چهار جزء اصلی تقسیم بندی می‌شود. دو تا از آنها انرژی جنبشی و پتانسیل هستند که در این مدل‌سازی از آنها به دلیل تغییرات بسیار کوچک ارتفاع و سرعت چشم پوشی می‌شود [19,18]. انرژی فیزیکی به عنوان ماکزیمم کار مفید تئوری بدست آمده سیستم در اندرکنش با محیط در شرایط تعادل در نظر گرفته می‌شود [20]. معادله بالانس هزینه بصورت رابطه (15) نوشته می‌شود [1]:

$$\dot{E}X_Q + \sum_i \dot{m}_i ex_i = \sum_e \dot{m}_e ex_e + \dot{E}X_W + \dot{E}X_D \quad (15)$$

بطوری که زیر نویس‌های i و e نرخ انرژی ورودی و خروجی به داخل حجم کنترل هستند. $\dot{E}X_D$ نیز نرخ تخریب انرژی (بازگشت ناپذیری) می‌باشد. دیگر ترم‌ها نیز با رابطه (16) محاسبه می‌شوند [1]:

$$\dot{E}X_Q = [1 - \frac{T_0}{T_i}] \dot{Q}_i, \quad \dot{E}X_W = \dot{W} \quad (16)$$

$$ex = ex_{ph} = (h - h_0) - T_0 (s - s_0) \quad (17)$$



شکل 2 تغییرات شار حرارتی خورشیدی، انرژی مفید، انرژی گرمایی انتقالی به سیکل و دمای آب تانک ذخیره بر حسب ساعت در طول روز

جدول 2 مقایسه مقادیر مدل‌سازی ترمودینامیکی پارامترهای سیستم با مقاله سان و همکاران [5].

مقادیر پارامترهای سیستم		مقادیر حالت پایه		مقادیر حالت بهینه	
مقدار پارامترهای سیستم	سان و همکاران [5]	مطالعه حاضر	سان و همکاران [5]	مطالعه حاضر	مطالعه حاضر
مقدار انرژی کلکتور (کیلو وات)	145/6	146/1	-----	-----	-----
توان توربین (کیلو وات)	24/22	24/28	41/66	42/56	42/56
توان پمپ (کیلو وات)	5/77	5/782	7/16	7/898	7/898
توان خالص خروجی (کیلو وات)	18/45	18/50	34/50	34/67	34/67
توان سرمایشی (کیلو وات)	3/66	3/691	11/52	11/498	11/498
نرخ تولید هیدروژن (لیتر بر ثانیه)	1/12	1/236	2/1	2/315	2/315
راندمان انرژی خورشید- هیدروژن (%)	4/98	4/333	11/38	10/95	10/95
راندمان انرژی دی اکسید کربن - هیدروژن (%)	9/26	9/27	32/05	34/67	34/67
نرخ تخریب انرژی (کیلو وات)	115/27	115/6	22/25	19/543	19/543

3- تحلیل انرژی - اقتصادی

هدف اصلی آنالیز انرژی - اقتصادی مشخص نمودن جریان هزینه و محاسبه هزینه بر واحد انرژی تولید سیستم است. هزینه واحد انرژی محصولات برای بهینه‌سازی اقتصادی سیکل مورد استفاده قرار می‌گیرد. برای یک سیستم دریافت کننده انرژی گرمایی و تولید توان، معادله بالانس هزینه به صورت روابط (19,18) می‌باشد [1]:

$$\dot{a}_e \dot{C}_{e,k} + \dot{C}_{w,k} = \dot{a}_i \dot{C}_{i,k} + \dot{C}_{q,k} + \dot{Z}_k \quad (18)$$

$$\dot{C}_j = c_j \dot{E}x_j \quad (19)$$

که C هزینه بر واحد هر جریان انرژی است. $\dot{C}_{q,k}$ و $\dot{C}_{w,k}$ نیز به ترتیب نرخ هزینه توان خروجی از اجزای سیستم و نرخ انرژی گرمایی ورودی به اجزا می‌باشند. معادله (18) نشان می‌دهد که نرخ کل هزینه‌های انرژی جریان خروجی مساوی با نرخ کل هزینه‌های انرژی جریان ورودی بعلاوه نرخ کل هزینه‌های انجام شده در فرایندها است. در معادله (18) هیچ ترمی که مستقیماً مربوط به نرخ تخریب انرژی باشد، وجود ندارد. بر همین اساس، نرخ تخریب انرژی در هر یک از اجزا بصورت هزینه مخفی است. بنابراین، با ترکیب معادله بالانس انرژی و معادله انرژی - اقتصادی با یکدیگر می‌توان هزینه نرخ تخریب انرژی را تعیین کرد (روابط 20-22) [11,1].

$$\dot{E}x_{F,K} = \dot{E}x_{P,K} + \dot{E}x_{D,K} \quad (20)$$

$$\dot{C}_{F,K} = c_{F,K} \dot{E}x_{D,K} \quad (21)$$

$$\dot{C}_{P,K} = c_{P,K} \dot{E}x_{D,K} \quad (22)$$

برای حل معادلات بالانس هزینه و تعیین نرخ انرژی هر یک از اجزای سیستم باید هزینه هر یک از اجزای سیستم معلوم باشد. ترم \dot{Z}_k در معادله (18) مجموع نرخ هزینه‌های سرمایه‌گذاری، عملکرد و نگهداری هر یک از اجزای سیستم است و از رابطه (23) بدست می‌آید [12]:

$$\dot{Z}_k = \dot{Z}_k^{CI} + \dot{Z}_k^{OM} \quad (23)$$

نرخ هزینه سرمایه‌گذاری سالانه برای هر یک از اجزای سیستم با استفاده از معادله (24) تعیین می‌گردد [23,1]:

$$\dot{Z}_k^{CI} = \left(\frac{CRF \cdot \varphi}{\tau} \right) Z_k \quad (24)$$

بطوری که CRF ، τ و φ به ترتیب ضریب بازگشت سرمایه، تعداد ساعات‌های عملکرد دستگاه در طول سال و ضریب نگهداری می‌باشد که مقدار

آن $1/06$ است. معادلات مورد نیاز برای تعیین هزینه‌های سرمایه‌گذاری هر یک از اجزای سیستم Z_k مانند: مبدل‌های حرارتی، پمپ، توربین و کلکتور خورشیدی در مقاله [15] و تانک ذخیره حرارتی در مرجع [1] توضیح داده شده است. ضریب بازگشت سرمایه تابعی از نرخ سود است و با رابطه (25) محاسبه می‌شود [21]:

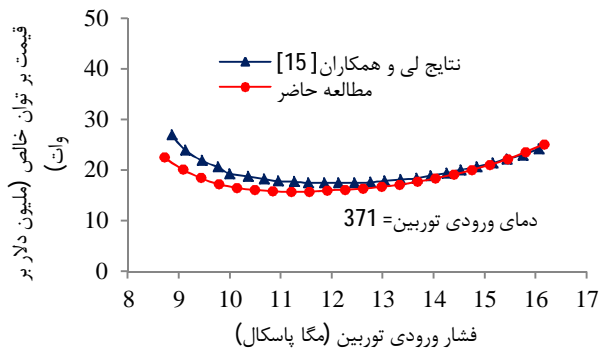
$$CRF = \frac{i_r(1+i_r)^n}{(1+i_r)^n - 1} \quad (25)$$

که i_r نرخ سود سالانه و n تعداد سال‌های عملکرد مفید دستگاه است. نرخ هزینه عملکرد و نگهداری سالانه برای هر یک از اجزای سیستم با استفاده از معادله (26) تعیین می‌شود [12]:

$$\dot{Z}_k^{OM} = \gamma_k Z_k + \omega_k \dot{E}x_{p,k} + R_k \quad (26)$$

که در آن γ_k و ω_k به ترتیب مقادیر ضرایب مربوط به هزینه‌های عملکرد و نگهداری ثابت و متغیر می‌باشد. R_k شامل تمام هزینه‌های عملکرد و نگهداری متفرقه‌ای است که مستقل از هزینه‌های سرمایه‌گذاری و انرژی محصولات است. [24,21].

برای اعتبارسازی مدل‌سازی انرژی - اقتصادی بدست آمده در این مقاله راندمان حرارتی، کار خالص خروجی، مجموع مساحت انتقال حرارت در مبدل‌های حرارتی و نرخ هزینه بر واحد توان یک سیکل ساده گذر بحرانی دی اکسید کربن شبیه‌سازی شد. شکل‌های 4 و 5 و همچنین جدول 3 مقایسه مقادیر مدل‌سازی و بهینه‌سازی بدست آمده در این مقاله با مقادیر آن در مقاله مرجع [15] را نشان می‌دهد. در شکل 4 مقدار درصد خطای نسبی برای مقدار راندمان حرارتی و کار خالص خروجی به ترتیب 2% و 3% است. در شکل 5 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 نوع مبدل‌های حرارتی مورد استفاده در این تحقیق می‌باشند (مبدل حرارتی صفحه ای). در این نوع مبدل‌ها جریان سیال در فشارهای کمتر از 2/5 مگا پاسکال عملکرد خوبی دارد. در حالی که در این سیستم اختلاف فشار در ورودی و خروجی توربین بیشتر از این مقدار است. از طرف دیگر این اختلاف به دلیل استفاده از مراجع ترمودینامیکی مختلف (در مقاله لی و همکاران [15] از مرجع رفیراپ استفاده شده است و در مطالعه حاضر از مرجع ایز) مربوط به خواص مواد می‌باشد [12].



شکل 5- ب اعتبارسنجی مقادیر هزینه واحد توان با مقادیر مقاله لی و مکاران [15]

3-1- معادلات بالانس هزینه

فرمول‌بندی معادلات بالانس هزینه و معادلات کمکی با استفاده از معادله (18) برای هر یک از اجزای سیکل بدست آمده است (روابط 27-40):

پمپ:

$$\dot{C}_2 = \dot{C}_1 + \dot{C}_{WP} + \dot{Z}_p \quad (27)$$

سردهنده:

$$\dot{C}_3 + \dot{C}_{13} = \dot{C}_2 + \dot{C}_{12} + \dot{Z}_{ref} \quad (28)$$

$$\frac{\dot{C}_2}{\dot{E}X_2} = \frac{\dot{C}_3}{\dot{E}X_3} \quad \text{یا} \quad c_2 = c_3 \quad (29)$$

دیگ بخار:

$$\dot{C}_4 + \dot{C}_9 = \dot{C}_3 + \dot{C}_8 + \dot{Z}_{boil} \quad (30)$$

$$\frac{\dot{C}_8}{\dot{E}X_8} = \frac{\dot{C}_9}{\dot{E}X_9} \quad \text{یا} \quad c_8 = c_9 \quad (31)$$

توربین:

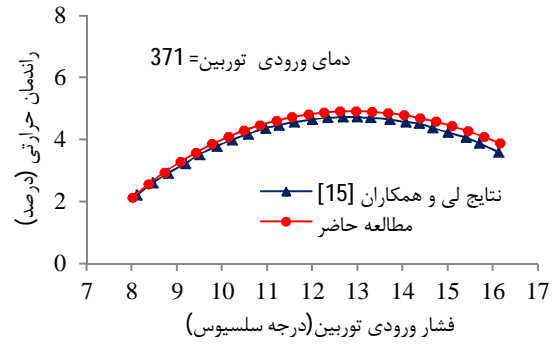
$$\dot{C}_5 + \dot{C}_{WT} = \dot{C}_4 + \dot{Z}_{tur} \quad (32)$$

$$\frac{\dot{C}_4}{\dot{E}X_4} = \frac{\dot{C}_5}{\dot{E}X_5} \quad \text{یا} \quad c_4 = c_5 \quad (33)$$

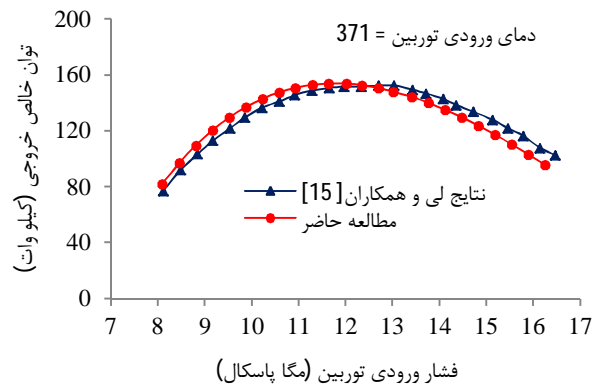
کندانسور:

$$\dot{C}_1 + \dot{C}_7 = \dot{C}_5 + \dot{C}_6 + \dot{Z}_{cond} \quad (34)$$

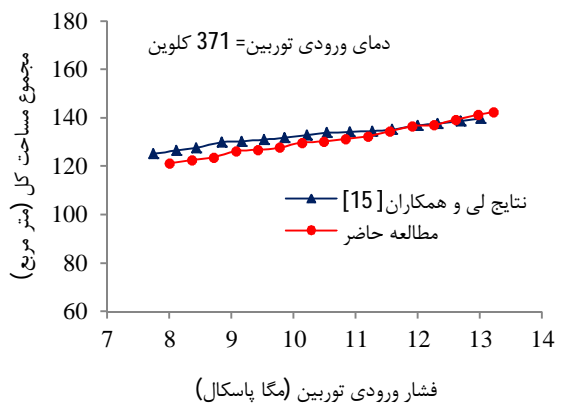
$$\frac{\dot{C}_6}{\dot{E}X_6} = \frac{\dot{C}_7}{\dot{E}X_7} \quad \text{یا} \quad c_6 = c_7 \quad (35)$$



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



شکل 4- ب اعتبارسنجی مقادیر کار خروجی با مقادیر مقاله لی و همکاران [15]



شکل 5- الف اعتبارسنجی مقادیر مجموع مساحت با مقادیر مقاله لی و همکاران [15]

جدول 3 مقادیر حالت پایه و بهینه در این مقاله و مقاله لی و همکاران [15]

مقادیر حالت بهینه		مقادیر حالت پایه		مقادیر پارامترهای سیستم
مطالعه حاضر	لی و همکاران [15]	مطالعه حاضر	لی و همکاران [15]	
177/4	173/57	153/72	153/635	کار خالص خروجی (کیلو وات)
5/707	5/50	4/846	4/7368	راندمان حرارتی (%)
55/451	54/40	48/026	47/235	راندمان انرژی (%)
1/549×10 ⁷	1/750×10 ⁷	1/668×10 ⁷	1/88×10 ⁷	هزینه بر واحد توان (دلار بر وات)

تانک ذخیره گرمایی:

$$\dot{C}_8 + \dot{C}_{11} + \dot{C}_{Q,hst} = \dot{C}_9 + \dot{C}_{10} + \dot{Z}_{st} \quad (36)$$

$$\frac{\dot{C}_{10}}{\dot{E}x_{10}} = \frac{\dot{C}_{11}}{\dot{E}x_{11}} \quad \text{یا} \quad c_{10} = c_{11} \quad (37)$$

$$\dot{C}_{Q,hst} = 0 \quad \text{یا} \quad c_{10} = c_{11} \quad (38)$$

کلکتور خورشیدی صفحه تخت:

$$\dot{C}_{10} = \dot{C}_{11} + \dot{C}_{fpsc} + \dot{Z}_{fpsc} \quad (39)$$

الکتروایزر:

$$\dot{C}_{H_2} = \dot{C}_{W_T} + \dot{Z}_{elec} \quad (40)$$

معادله کمکی دیگری نیز برای کامل کردن آنالیز اقتصادی سیکل مورد نیاز می‌باشد (رابطه 41):

$$\frac{\dot{C}_{W_T}}{\dot{W}_T} = \frac{\dot{C}_{W_P}}{\dot{W}_P} \quad c_{W_T} = c_{W_P} \quad (41)$$

4- بحث و نتایج

اثر متغیرهای طراحی مانند دمای ورودی توربین، دمای ورودی دیگ بخار، دمای چگالش، فشار ورودی توربین و دمای ورودی گاز طبیعی مایع شده، فرضیات اولیه و پارامترهای ورودی مورد استفاده در این تحقیق بر روی توابع هدف: بیشینه نمودن نرخ تولید هیدروژن، بیشینه نمودن میزان سرمایه‌گذاری شده و کمینه کردن مجموع هزینه‌های واحد اگزرژی محصولات مورد بررسی قرار گرفت. هزینه واحد سرمایه‌گذاری یکی از پارامترهای مهم در تعیین هزینه محصولات می‌باشد. به دلیل گستره زیاد آن مقادیر متفاوتی در هنگام بهینه‌سازی ترمو- اقتصادی مورد استفاده قرار می‌گیرد. در این مطالعه از مقدار هزینه واحد سرمایه‌گذاری 0/09 دلار بر کیلو وات ساعت در نظر گرفته شده است [14]. سیستم خطی معادلات حاکم بر آنالیز اقتصادی اشاره شده در این مقاله، شامل 18 متغیر (مجهول) می‌باشد، که عبارتند از: $\{X\} = \{\dot{C}_1, \dot{C}_2, \dot{C}_3, \dots, \dot{C}_{H_2}\}$. با توجه به این حقیقت که هزینه واحد اگزرژی آب سرد قابل چشم‌پوشی است، $c_{12} = 0$ می‌باشد و هزینه واحد اگزرژی گرمای هدر رفته از سیستم صفر فرض می‌شود $C_{Q,hst} = 0$ [1]؛ در نتیجه هزینه واحد اگزرژی کل جریان سیستم را می‌توان با حل نمودن سیستم معادلات خطی با 18 معادله و 18 مجهول بدست آورد. فرضیات اولیه و پارامترهای ورودی مورد استفاده در این تحقیق در جدول 4 نشان داده شده است. مراحل انجام کار در این مطالعه شامل گام‌های زیر است:

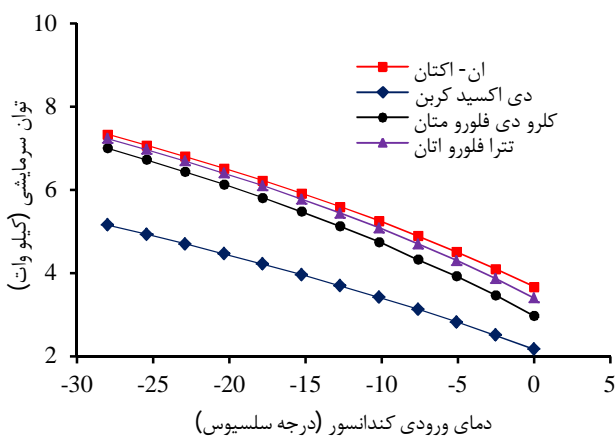
- 1- مدل‌سازی ترمودینامیکی سیستم تولید همزمان در حالت پایه (تعیین دما، فشار، آنتالپی، انترپی، اگزرژی و جرم عبوری نقاط مختلف سیستم) و تعیین نرخ تولید هیدروژن و توان سرمایه‌گذاری در حالت پایه با استفاده از معادلات بالانس انرژی.
- 2- تعیین مساحت سطح انتقال حرارت در مبدل‌های حرارتی با توجه به نوع رژیم جریان در آنها.
- 3- 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 در آنها).
- 4- مدل‌سازی اگزرژی- اقتصادی فرایندها و اجزای سیستم با استفاده از روابط بالانس هزینه.

5- بهینه‌سازی سیستم تحت توابع هدف مورد مطالعه در این مقاله با استفاده از الگوریتم ژنتیک.

اثر دمای ورودی کندانسور و توربین بر روی توان سرمایه‌گذاری در شکل‌های 6 و 7 نشان داده شده است. نتایج نشان می‌دهد که ان-اکتان عملکرد بهتری در تولید توان سرمایه‌گذاری در بین سیال‌های دیگر دارد. در هر دو شکل، توان سرمایه‌گذاری با افزایش دما کاهش می‌یابد زیرا با افزایش دمای ورودی کندانسور دمای سیال عامل در خروجی پمپ افزایش یافته در نتیجه توان سرمایه‌گذاری کاهش می‌یابد. از طرف دیگر مقدار راندمان حرارتی سیکل افزایش می‌یابد و در نتیجه توان سرمایه‌گذاری کاهش می‌یابد. جدول‌های 5 و 6 خواص ترمودینامیکی- اقتصادی جریان هزینه را برای نقاط مختلف سیکل در حالت پایه برای دو سیال عامل دی اکسید کربن و ان-اکتان را نشان می‌دهند.

جدول 4 داده‌های ورودی فرض شده برای مدل‌سازی ترمودینامیکی- اقتصادی

پارامترها	مقادیر
دمای محیط (درجه سلسیوس)	25
فشار محیط (مگا پاسکال)	0/1
دمای ورودی دیگ بخار (درجه سلسیوس)	20
دمای ورودی توربین (درجه سلسیوس)	65
فشار ورودی توربین (مگا پاسکال)	10
دمای چگالش (درجه سلسیوس)	-20
زاویه شیب کلکتور (درجه)	8
قطر ورودی و خروجی لوله جاذب (متر)	0/018 و 0/014
مساحت صفحه‌های جاذب (متر مربع) کل	450
شیب خمیدگی (درجه)	20/4416
مساحت کلکتور (متر مربع)	1/6×1/1
ضریب گذردهی صفحه	0/92
ضریب گذردهی پوشش	0/88
راندمان ایزنتروپیک پمپ و توربین (%)	80
ساعت کارکرد (ساعت در سال)	7000
نرخ سود (%)	12
سال کارکرد اجزای سیستم	20



شکل 6 اثر دمای ورودی کندانسور روی توان سرمایه‌گذاری در سیال‌های مختلف

جدول 5 خواص ترمودینامیکی و هزینه جریان در حالت پایه برای سیستم گذریحرائی دی اکسید کربن

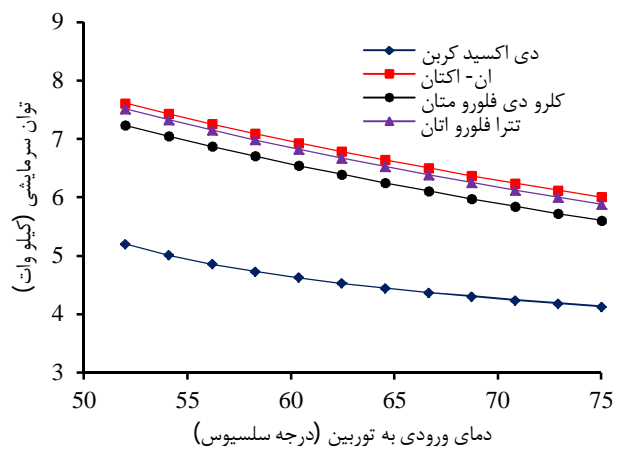
جریان	دما (درجه سلسیوس)	فشار (مگا پاسکال)	جریان جرم (کیلوگرم بر ثانیه)	نرخ انرژی (کیلو وات)	هزینه	
					هزینه بر واحد انرژی (\$/MJ)	نرخ هزینه انرژی (\$/h)
1	-20	1/97	0/5696	123/6	1/918	853/3
2	-14/69	10/41	0/5696	128/1	1/99	917/6
3	20	10/2	0/5696	124/4	1/99	891/3
4	65	10	0/5696	130/6	2/322	1091
5	-20	1/97	0/5696	99/13	2/322	828/6
6	-161/48	0/6	0/176	190/8	0/025	17/17
7	-30	0/6	0/176	50/74	0/025	4/569
8	83/41	0/11	0/8	16/99	3/8	232/4
9	50	0/11	0/8	3/33	3/8	45/66
10	89/53	0/11	5/799	149/9	1/869	1009
11	83/41	0/11	5/799	123/1	1/869	828/6
12	25	0/1	1/059	0	0	0
13	15	0/1	1/059	0/759	14/32	39/16

جدول 6 خواص ترمودینامیکی و هزینه جریان در حالت پایه برای سیستم رنگین آلی با سیال عامل ان-اکتان

جریان	دما (درجه سلسیوس)	فشار (مگا پاسکال)	جریان جرم (کیلوگرم بر ثانیه)	نرخ انرژی (کیلو وات)	هزینه	
					هزینه بر واحد انرژی (\$/MJ)	نرخ هزینه انرژی (\$/h)
1	-20	0/00076	0/832	16/577	3/416	223
2	-16/49	10/41	0/832	17/86	0/5776	37/13
3	20	10/2	0/832	12/05	0/5776	25/06
4	65	10	0/832	16/47	3/749	222/3
5	-20	0/00076	0/832	18/47	3/749	249/2
6	-161/48	0/6	0/176	190/8	0/025	17/17
7	-30	0/6	0/176	50/74	0/025	4/569
8	75/43	0/11	0/8	12/85	5/396	249/7
9	50	0/11	0/8	3/33	5/396	64/7
10	82/12	0/11	5/799	118	2/015	856
11	75/43	0/11	5/799	93/17	2/015	675/8
12	25	0/1	1/55	0	0	0
13	15	0/1	1/55	1/112	6/052	24/23

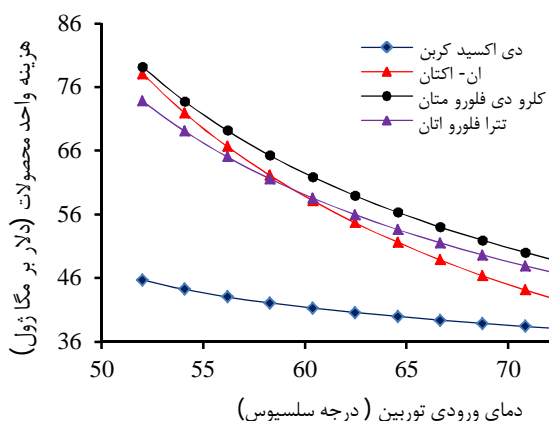
دمای چگالش برای سیال عامل‌های مختلف را نشان می‌دهد. با افزایش دمای ورودی کندانسور مجموع هزینه‌های واحد انرژی باعث افزایش می‌شود، زیرا این کار باعث کاهش راندمان حرارتی و انرژی سیکل و در نتیجه افزایش هزینه سیستم می‌شود که به وضوح با نمودار سازگاری دارد. همچنین از نمودار دیده می‌شود که در دماهای پایین، هزینه محصولات برای هر دو سیال عامل دی اکسید کربن و ان-اکتان تقریباً برابر می‌باشد، در حالی که در دماهای بالا آنها اختلاف زیادی با یکدیگر دارند.

تأثیر تغییرات فشار ورودی به توربین بر روی هزینه‌های واحد انرژی برای سیال عامل‌های مختلف در شکل 9 نشان داده شده است. شکل 9 مشخص می‌کند که برای دی اکسید کربن یک مقدار ویژه برای فشار ورودی به توربین وجود دارد که به ازای آن مجموع هزینه‌های واحد انرژی محصولات کمینه می‌شود. در حالی که برای سیال عامل‌های دیگر هزینه محصولات با افزایش فشار افزایش می‌یابد. همان‌طور از شکل دیده می‌شود که در فشارهای پایین (حدود 8 مگا پاسکال) مجموع هزینه‌های محصولات برای ان-اکتان کمتر از دی اکسید کربن است.



شکل 7 اثر دمای ورودی به توربین بر روی توان سرمایه‌گذاری در سیال عامل‌های مختلف

شکل 8 اثر تغییرات مجموع هزینه‌های واحد انرژی محصولات را با



شکل 11 اثر تغییرات دمای ورودی توربین بر روی مجموع هزینه‌های واحد انرژی محصولات مختلف

براساس این واقعیت است که با افزایش دمای توربین کار خالص خروجی سیکل افزایش یافته در نتیجه راندمان حرارتی و انرژی سیکل افزایش می‌یابد. همچنین این شکل نشان می‌دهد که در دماهای بالا (حدود 75 درجه سلسیوس) مجموع هزینه‌های محصولات برای هر دو سیال عامل دی اکسید کربن و ان-اکتان بسیار به یکدیگر نزدیک است.

5- بهینه‌سازی انرژی - اقتصادی

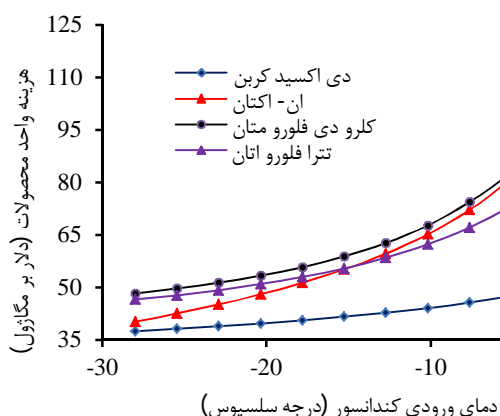
5-1- روش بهینه‌سازی و نتایج آن

روش‌های بهینه‌سازی مختلفی در نرم‌افزار ایز وجود دارد که عبارتند از روش جستجوی مستقیم، روش الگوریتم ژنتیک و روش متغیر متریک. برای این مقصود به دلیل اینکه الگوریتم ژنتیک یک روش پایدار و قابل دسترس می‌باشد، از آن استفاده شده است. الگوریتم ژنتیک برعکس روش جستجوی مستقیم و روش متغیر متریک، وابسته به حدس اولیه متغیرهای مستقل نیست [16]. بعضی از محققان معتقدند که الگوریتم ژنتیک نسبت به دیگر روش‌های بهینه‌سازی متداول [25] و روش جستجوی مستقیم [26] موثرتر است. در مطالعه حاضر، از روش الگوریتم ژنتیک برای تعیین مقادیر بهینه استفاده شده است. مقادیر پارامترهای مربوط به قیود بهینه‌سازی الگوریتم ژنتیک و محدوده تغییرات متغیرهای طراحی به تناسب کارکرد بهینه سیستم در جدول 7 توضیح داده شده است. سه پارامتر اول جدول 7 توسط کاربر به سیستم داده می‌شود و پارامترهای دیگر بصورت پیش فرض توسط برنامه بهینه‌سازی پیشنهادی بر پایه الگوریتم ژنتیک پی-کا-یا¹ در نرم‌افزار ایز پیشنهاد داده شده‌اند و تغییر نمی‌کنند [25,26]. مقادیر بهینه متغیرهای طراحی در سه حالت بهینه تولید هیدروژن، حالت بهینه توان سرمایشی و حالت بهینه هزینه محصولات با دو سیال عامل دی اکسید کربن و ان-اکتان، که عملکرد بهتری نسبت به دیگر سیال‌ها داشتند، در جداول 8 و 9 نشان داده شده است.

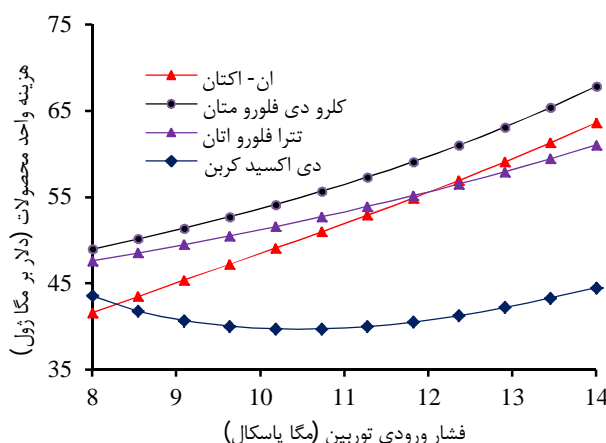
مقادیر بهینه متغیرهای طراحی برای سیال عامل دی اکسید کربن در جدول 8 نشان داده شده است. این جدول نشان می‌دهد که راندمان انرژی هیدروژن در حالت بهینه تولید هیدروژن از مقدار 4/33 % به مقدار 8/5 % و توان سرمایشی در حالت بهینه توان سرمایشی از مقدار 4/33 کیلو وات به مقدار 6/515 کیلو وات نسبت به حالت پایه افزایش می‌یابد.

به دلیل متفاوت بودن عملکرد دی اکسید کربن در فشارهای مختلف، اثر تغییرات فشار در دماهای مختلف ورودی توربین برای دی اکسید کربن در شکل 10 نشان داده شده است. شکل 10 نشان می‌دهد که در دماهای پایین، هزینه محصولات بیشتر افزایش می‌یابد، زیرا در دماهای پایین ورودی توربین، راندمان حرارتی و انرژی بیشتر کاهش می‌یابد.

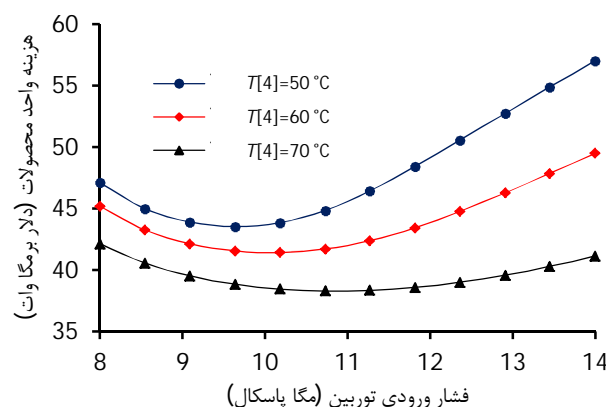
اثر مافوق گرم کردن دمای سیال عامل در ورودی به توربین بر روی هزینه محصولات در شکل 11 نشان داده شده است. شکل 11 نشان می‌دهد با افزایش دمای ورودی توربین، هزینه محصولات کاهش می‌یابد. این نتایج



شکل 8 تغییرات مجموع هزینه‌های واحد انرژی محصولات با دمای چگالش در سیال عامل‌های مختلف



شکل 9 اثر تغییرات فشار ورودی توربین بر روی مجموع هزینه‌های واحد انرژی محصولات برای سیال عامل‌های مختلف



شکل 10 اثر تغییرات فشار ورودی توربین برای سیال عامل دی اکسید کربن در دماهای مختلف ورودی توربین بر روی مجموع هزینه‌های واحد انرژی محصولات

جدول 7 پارامترهای الگوریتم ژنتیک و شرایط بهینه‌سازی سیستم

پارامترها	مقادیر
تعداد افراد در جمعیت	34
تعداد جمعیت	72
ماکزیمم نرخ جهش	0/25
نرخ جهش اولیه	0/005
مینیمم نرخ جهش	0/0005
احتمال ترکیب ژنی	0/85
تغییرات دمای ورودی به دیگ بخار (درجه سلسیوس)	18 تا 23
تغییرات دمای ورودی به کندانسور (درجه سلسیوس)	0 تا -50
تغییرات دمای ورودی به توربین (درجه سلسیوس)	50 تا 75
تغییرات دمای ورودی به گاز مایع شده (درجه سلسیوس)	-70 تا -161/48
تغییرات فشار ورودی به توربین (مگا پاسکال)	8 تا 14

کاهش می‌یابد، ولی توان سرمایشی تولید شده افزایش پیدا می‌کند. همچنین در هر دو سیستم مطابق آنچه انتظار می‌رفت، میزان هزینه محصولات در حالت بهینه توان سرمایشی بیشتر از دو حالت دیگر است.

مقادیر ضرایب حاصل از تحلیل انرژی - اقتصادی هر یک از اجزای سیستم برای سیال عامل‌های دی اکسید کربن و ان - اکتان در جداول 10 و 11 نشان داده شده است.

نتایج نشان می‌دهد که در هر سه حالت بهینه، هزینه سرمایه‌گذاری برای کندانسور بیشتر است، در حالی که برای پمپ کمترین مقدار را دارد. برای کل سیستم، همان‌طور که انتظار می‌رفت کمترین نرخ تخریب انرژی و کمترین هزینه سرمایه‌گذاری مربوط به حالت بهینه هزینه می‌باشد. در حالیکه بیشترین نرخ تخریب انرژی مربوط به حالت توان سرمایش است. همچنین نتایج دو جدول نشان می‌دهد که در تمام حالت‌های بهینه‌سازی، نرخ تخریب انرژی برای سیال عامل ان - اکتان بیشتر از دی اکسید کربن است در حالی که هزینه سرمایه‌گذاری آن کمتر از دی اکسید کربن است.

شکل 12 نرخ تخریب انرژی را در هر یک از اجزای سیستم نشان می‌دهد. نتایج نشان می‌دهد که کندانسور و تانک ذخیره گرمایی به ترتیب بیشترین نرخ تخریب انرژی را به دلیل اختلاف دمای بالا دارند. پمپ نیز کمترین مقدار تخریب انرژی را در بین اجزای سیستم دارد.

همچنین مقدار مجموع هزینه‌های واحد انرژی نیز در حالت بهینه هزینه، 32/7% کمتر از حالت پایه است. مقادیر جدول نشان می‌دهد که هزینه‌های انرژی محصولات هنگامی که بهینه‌سازی بر اساس هزینه محصولات باشد، کاهش می‌یابد. علاوه بر این، مشاهده می‌شود که توان خالص خروجی در حالت بهینه هزینه نسبت به حالت‌های دیگر قابل مقایسه است. در سیکل توان با سیال عامل ان - اکتان میزان هیدروژن تولید شده

جدول 8 مقادیر بهینه متغیرهای طراحی و توابع هدف در حالت‌های بهینه مختلف برای سیستم گذرچرانی دی اکسید کربن

تولید هیدروژن	حالت بهینه		حالت پایه	متغیرهای طراحی / توابع هدف
	تولید سرمایش	هزینه محصولات		
22/85	23	23	20	دمای ورودی دیگ بخار (درجه سلسیوس)
75	75	75	65	دمای ورودی توربین (درجه سلسیوس)
8	8	9/152	10	فشار ورودی توربین (مگا پاسکال)
-30	-30	-30	-20	دمای ورودی کندانسور (درجه سلسیوس)
-70	-134/5	-70	-161/48	دمای ورودی گاز مایع شده (درجه سلسیوس)
27/12	27	26/32	18/5	توان خالص خروجی (کیلو وات)
6/469	6/515	6/164	4/429	توان سرمایشی (کیلو وات)
1/817	1/7	1/757	1/235	نرخ تولید هیدروژن (لیتر بر ثانیه)
8/5	8/324	8/338	4/33	راندمان انرژی خورشید - هیدروژن (%)
28/36	28/67	28/84	9/27	راندمان انرژی خورشید - دی اکسید کربن (%)
31/01	33/69	29/23	43/54	مجموع هزینه واحد محصولات (دلار بر مگاژول)

جدول 9 مقادیر بهینه متغیرهای طراحی و توابع هدف در حالت‌های بهینه مختلف برای سیستم رنکین آلی با سیال عامل ان - اکتان

تولید هیدروژن	حالت بهینه		حالت پایه	متغیرهای طراحی / توابع هدف
	تولید سرمایش	هزینه محصولات		
23	23	18	20	دمای ورودی دیگ بخار (درجه سلسیوس)
75	50	75	65	دمای ورودی توربین (درجه سلسیوس)
8	8	8	10	فشار ورودی توربین (مگا پاسکال)
-30	-30	-30	-20	دمای ورودی کندانسور (درجه سلسیوس)
-161/48	-161/48	-161/48	-161/48	دمای ورودی گاز مایع شده (درجه سلسیوس)
19/21	25/44	18/97	18/97	توان خالص خروجی (کیلو وات)
6/832	9/599	6/622	6/463	توان سرمایشی (کیلو وات)
1/469	0/895	1/261	0/918	نرخ تولید هیدروژن (لیتر بر ثانیه)
4/451	6/816	9/442	2/281	راندمان انرژی خورشید - هیدروژن (%)
9/799	7/574	9/714	6/313	راندمان انرژی خورشید - دی اکسید کربن (%)
25/42	42/01	23/86	48/46	مجموع هزینه واحد محصولات (دلار بر مگاژول)

جدول 10 ضرایب انرژی و اقتصادی اجزای سیستم در حالت‌های بهینه مختلف برای سیستم گذری برای دی اکسید کربن

اجزا	حالت بهینه تولید هیدروژن		حالت بهینه تولید سرمایه‌ش		حالت بهینه هزینه محصولات	
	تخریب انرژی (kW)	هزینه سرمایه (\$/MJ)	تخریب انرژی (kW)	هزینه سرمایه (\$/MJ)	تخریب انرژی (kW)	هزینه سرمایه (\$/MJ)
سرد کن	5/112	12/44	5/124	12/48	4/779	12/41
دیگ بخار	10/49	12/12	10/46	12/12	8/347	11/52
توربین	9/7	2/756	9/667	2/745	9/671	2/751
کندانسور	19/02	22/158	23/9	22/33	18/55	21/73
پمپ	1/094	1/066	1/097	1/067	1/276	1/148
تانک ذخیره	11/17	6/52	11/25	6/55	11/81	6/555
الکتروایزر	6/235	2/145	6/21	2/13	6/053	2/1
کل سیستم	62/821	59/2.5	67/708	59/436	60/486	58/224

جدول 11 ضرایب انرژی و اقتصادی اجزای سیستم در حالت‌های بهینه مختلف برای سیستم رنگین آلی با سیال عامل ان-اکتان

اجزا	حالت بهینه تولید هیدروژن		حالت بهینه تولید سرمایه‌ش		حالت بهینه هزینه محصولات	
	تخریب انرژی (kW)	هزینه سرمایه (\$/MJ)	تخریب انرژی (kW)	هزینه سرمایه (\$/MJ)	تخریب انرژی (kW)	هزینه سرمایه (\$/MJ)
سرد کن	6/476	12/15	8/378	12/15	6/438	12/12
دیگ بخار	4/138	12/38	3/644	13/06	4/481	12/37
توربین	8/838	2/517	7/839	2/251	8/824	2/515
کندانسور	26/25	20/27	28/523	21/28	23/19	17/16
پمپ	2/354	1/346	3/056	1/484	2/355	1/346
تانک ذخیره	15/11	4/752	16/53	4/752	14/96	4/752
الکتروایزر	14/62	2/145	14/698	2/13	14/6	2/105
کل سیستم	77/786	55/56	82/668	57/107	74/84	52/368

نتایج نشان می‌دهد که نرخ کل تخریب انرژی و هزینه سرمایه‌گذاری در حالت بهینه توان سرمایه‌ش بیشتر از حالت‌های دیگر است، در حالی که نرخ هزینه در حالت بهینه هزینه کمترین مقدار است.

مجموع هزینه‌های محصول برای هر دو سیال عامل مورد نظر با افزایش دمای ورودی دیگ بخار و توربین و کاهش دمای چگالش، کاهش می‌یابد. در حالی که، برای دی اکسید کربن، هزینه محصولات در یک فشار بهینه ورودی توربین به پایین ترین مقدار خود می‌رسد.

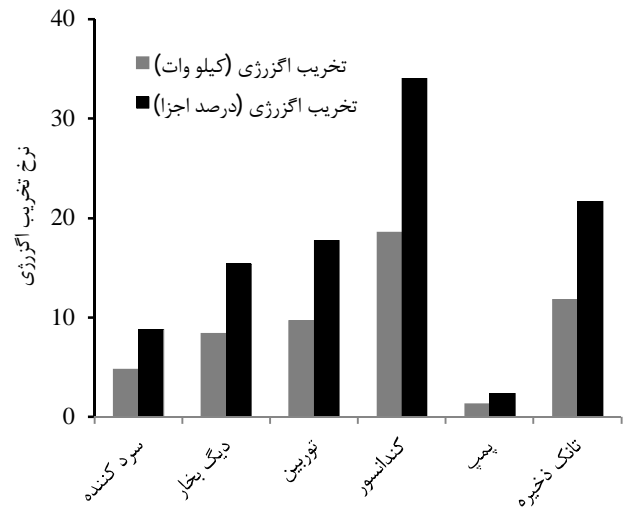
با مقایسه نتایج حاصل از بهینه‌سازی دیده می‌شود که دی اکسید کربن و ان-اکتان به ترتیب عملکرد بهتری در تولید هیدروژن و سرمایه‌ش دارند.

نتایج نشان می‌دهد در دمای چگالش پایین، فشارهای بالای توربین، دمای بالای دیگ بخار و توربین، مجموع هزینه‌های واحد محصولات ان-اکتان مساوی با دی اکسید کربن است در حالی که در شرایط دیگر دی اکسید کربن عملکرد بهتری دارد.

در سیکل دی اکسید کربن، کاهش هزینه‌های محصولات در حالت بهینه هزینه نسبت به حالت پایه 32/7% و نسبت به حالت‌های بهینه تولید هیدروژن و سرمایه‌ش به ترتیب 8/5% و 8/7% کمتر است. در حالی که در سیکل ان-اکتان کاهش هزینه محصولات در حالت بهینه هزینه نسبت به حالت پایه 50/72% و نسبت به حالت‌های بهینه تولید هیدروژن و سرمایه‌ش به ترتیب 3/5% و 37/7% است.

7- فهرست علائم

- c نرخ هزینه (\$h⁻¹)
- c هزینه بر واحد انرژی (\$MJ⁻¹)
- e انرژی مخصوص (kJkg⁻¹)



شکل 12 نرخ تخریب انرژی در هر یک از اجزای سیستم

6- نتیجه گیری

تحلیل ترمودینامیکی- اقتصادی و بهینه‌سازی یک سیکل تولید همزمان (هیدروژن/سرمایش) با دی اکسید کربن و ان-اکتان همراه با محرک خورشیدی در این مطالعه انجام شد و نتایج زیر حاصل گردید:

- کندانسور، به دلیل اختلاف دمای بالا، بیشترین نرخ تخریب انرژی را بین اجزای سیستم دارد، ولی نرخ تخریب آن در حالت بهینه هزینه و توان سرمایه‌ش به ترتیب کمترین و بیشترین مقدار را در میان سه حالت دیگر است.

[5] Z. Sun, J. Wang, Y. Dai, J. Wang, Exergy analysis and optimization of a hydrogen production process by solar-liquefied natural gas hybrid driven transcritical CO₂ power cycle. *International Journal of Hydrogen Energy*, Vol. 37, No. 4, pp. 18731-39, 2012.

[6] M. Wang, J. Wang, Y. Zhao, P. Zhao, Y. Dai, Thermodynamic analysis and optimization of a solar-driven regenerative organic Rankine cycle (ORC) based on flat-plate solar collectors. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 50, No.1, pp. 816-825, 2013.

[7] Y. Song, J. Wang, Y. Dai, E. Zhao, Thermodynamic analysis of a transcritical CO₂ power cycle driven by solar energy with liquefied natural gas as its heat sink. *Applied Energy*, Vol. 92, No. 12, pp. 194-203, 2012.

[8] G. Tsatsaronis, I. Lin, J. Pisa, Exergy costing in exergoeconomics, *Journal of Energy Resources Technology*, Vol. 21, No. 6, pp. 115:9-16, 1993.

[9] P.K. Sahoo, Exergoeconomic analysis and optimization of a cogeneration system using evolutionary programming. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 13, No. 28, pp. 1580-88, 2008.

[10] H. Sayyaadi, T. Sabzaligol, Exergoeconomic optimization of a 1000MW light water reactor power generation system. *International Journal of Energy Research*, Vol. 33, No. 4, pp. 378-395, 2009.

[11] P. Ahmadi, I. Dincer, M.A. Rosen, Exergy, Exergoeconomic and Environmental analysis and evolutionary algorithm based multi-objective optimization of combined cycle power plants. *Energy*, Vol. 36, No.2, pp. 5886-98, 2011.

[12] V. Zare, S.M.S. Mahmoudi, M. Yari, M. Amidpour. Thermoeconomic analysis and optimization of an ammonia-water power/cooling cogeneration cycle. *Energy*, Vol. 47, No. 1, pp. 271-83, 2012.

[13] F.A. Al-Sulaiman, I. Dincer, F. Hamdullahpur, Thermoeconomic optimization of three generation using organic Rankine cycle: Applications. *Energy Conversion and Management*, Vol. 69, No. 4, pp. 209-216, 2013.

[14] S. Sanaye, A. Shirazi, Thermo-economic optimization of an ice thermal storage system for air-conditioning applications. *Energy and Building*, Vol. 60, No. 2, pp. 100-109, 2013

[15] M. Li, J. Wang, S. Li, X. Wang, W. He, Y. Dai, Thermo-economic analysis and comparison of a CO₂ transcritical power cycle and an organic Rankine cycle. *Geothermic*, Vol. 50, No.6, pp. 101-111, 2014.

[16] S.A. Klein, *Engineering Equation Solver User's Manual*. pp. 230-311, Middleton,WI:F-chart software; 2008.

[17] J.A. Duffie, W.A. Beckman, *Solar Engineering and Thermal Processes*. Third edition, pp. 274-320, New York: Wiley; 2006

[18] M. Ameri, P. Ahmadi, The study of ambient temperature effects on exergy losses of a heat recovery steam generator. In: *Proceeding of the international conference on power eng*. Paris, France, 2007

[19] I. Dincer, H. Al-Muslim, Thermodynamic analysis of reheats cycle steam power plants. *International Journal of Energy*, Vol. 25, No. 4, pp. 727-39, 2001.

[20] I. Dincer, M.A. Rosen, *Exegy, energy, environment and sustainable development*. pp. 35-39, Elsevier 2007.

[21] Ahmadi P, Dincer I. Thermodynamic and exergoenvironmental analyses, and multi-objective optimization of a gas turbine power plant. *Applied Thermal Engineering*; 31: pp. 2529-40, 2011.

[22] P. Ahmadi, M.A. Rosen, I. Dincer, Greenhouse gas emission and exergoenvironmental analyses of a trigeneration energy system. *International Journal of Greenhouse Gas Control*, Vol. 5, No.12, pp. 1540-49, 2011.

[23] R.D. Misra, P.K. Sahoo, A. Gupta, Thermoeconomic optimization of a single effect water/LiBr vapour absorption refrigeration system. *International Journal of Refrigeration*, Vol. 26, No. 3, pp. 158-69, 2003.

[24] L.S. Vieira, J.L. Donatelli, M.E. Cruz, Exergoeconomic improvement of a complex cogeneration system integrated a professional process simulator. *Energy Conversion and Management*, Vol. 50, No. 16, pp. 1955-67, 2009.

[25] A. Baghernejad, M. Yaghoubi, Exergoeconomic analysis and optimization of integrated solar combined cycle system (ISCCS) using genetic algorithm. *Energy Conversion and Management*, Vol. 52, No. 23, pp. 2193-203, 2011.

[26] C. Maschio, A.C. Vidal, D.J. Schiozer, A framework to integrate history matching and geostatistical modeling using genetic algorithm and direct search methods. *Journal of Petroleum Science and Engineering*, Vol. 63, No.2, pp. 34-42, 2008.

انتالپی مخصوص (kJkg ⁻¹)	<i>h</i>
دبی جرمی (kgs ⁻¹)	<i>m</i>
فشار (MPa)	<i>P</i>
نرخ انتقال حرارت (kW)	<i>Q</i>
انترپی مخصوص (kJkg ⁻¹ K ⁻¹)	<i>s</i>
دما (K یا °C)	<i>T</i>
هزینه سرمایه‌گذاری اجزا (\$)	<i>Z</i>
نرخ هزینه سرمایه‌گذاری اجزا (h ⁻¹)	<i>Z</i>

علائم یونانی

ضریب جذب	α
زاویه شیب کلکتور (°)	β
شیب خمیدگی (°)	δ
ضریب انعکاس	ρ
زمان عملکرد دستگاه (hour)، ضریب گذردهی	τ
عرض جغرافیایی (°)	ϕ
زاویه شیب تابش خورشید (°)	θ
زاویه جغرافیایی ساعت (°)	ω
ضریب انتشار	ε

بالا نویس‌ها

هزینه سرمایه‌گذاری	<i>CI</i>
تعمیرات و نگهداری	<i>OM</i>

زیر نویس‌ها

شعاعی، پایینی	<i>b</i>
دیگ بخار	<i>boil</i>
کندانسور	<i>cond</i>
نفوذی	<i>d</i>
خروجی	<i>e</i>
کلکتور خورشیدی صفحه ای تخت	<i>fpssc</i>
ورودی	<i>i</i>
اجزا	<i>k</i>
پمپ	<i>p</i>
سرد کننده	<i>ref</i>
کناری	<i>s</i>
تانک ذخیره	<i>st</i>
بالایی	<i>t</i>
توربین	<i>tur</i>

8- مراجع

[1] A. Bejan, G. Tsatsaronis, Moran M. *Thermal Design and Optimization*. New York: Wiley, pp. 333-405, 1996.

[2] A.M. Delgado-Torres, L. Garcia-Rodriguez, Analysis and optimization of the low-temperature solar organic Rankine Cycle (ORC). *Energy conversion and Management*, Vol. 51, No. 12, pp. 2846-56, 2010.

[3] Y. Chen, P. Lundqvist, A. Johnsson, P. Platell, A comparative study of the carbon dioxide to transcritical power cycle compared with an organic Rankine cycle with R123 as a working fluid in waste heat recovery. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 26, No. 17, pp. 2142-47, 2006.

[4] E.J. Beckman, Supercritical and near-critical CO₂ in green chemical synthesis and processing. *Journal of Supercritical Fluids*, Vol. 28, No. 2, pp. 121-91, 2004.