



مجموعه مقالات دومین کنفرانس بین‌المللی تپویه‌مطبوع و تاسیسات حرارتی و برودتی

بیرجند، دانشگاه بیرجند، 6 و 7 مهر 1395

مهندسی مکانیک مدرس

mme.modares.ac.ir



تحلیل ترمو- اقتصادی سیکل رانکین آلی با تولید همزمان حرارت و توان کارکننده با انرژی خورشیدی و زمین گرمایی در رامسر

کوروش جواهرده^{1*}، مهدی امین فرد²، محمد زوقی³

1- دانشیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشکده فنی، دانشگاه گیلان، رشت، ایران

2- دانشجوی کارشناسی ارشد، گروه مهندسی مکانیک، پردیس دانشگاهی، دانشگاه گیلان، رشت، ایران

3- دانش آموخته کارشناسی ارشد، گروه مهندسی مکانیک، دانشکده فنی، دانشگاه گیلان، رشت، ایران

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

چکیده

چرخه رانکین آلی تکنولوژی مناسب برای تبدیل منابع حرارتی با کیفیت پایین به الکتریسیته است. در این تحقیق، سیکل رانکین آلی به منظور تولید الکتریسیته و آب گرم، با محرک همزمان انرژی زمین گرمایی و خورشیدی شبیه‌سازی شده و از منظر انرژی، انرژی و انرژی - اقتصادی مورد بررسی قرار گرفته است. در این پیکره‌بندی، از سیال زمین گرمایی 90 درجه سلسیوس به منظور پیش گرمایش و از سیال خورشیدی با دمای 150 درجه سلسیوس به منظور فوق گرمایش سیال آلی استفاده می‌شود. همچنین از دفع گرما در کندانسور، به منظور تولید آب گرم استفاده می‌شود. نتایج شبیه‌سازی نشان می‌دهد در حالت پایه، بازده انرژی و انرژی تولید همزمان به ترتیب 0.566 و 0.156 و بازده انرژی و انرژی الکتریکی به ترتیب 0.057 و 0.065 بوده و مقدار کار خروجی و بازگشت‌ناپذیری کلی نیز به ترتیب 50 و 671.1 کیلووات می‌باشد. کلکتور خورشیدی، اواپراتور و کندانسور سیکل آلی به دلیل بالا بودن نرخ هزینه ابتدایی و تخریب مهم‌ترین اجزا از منظر انرژی - اقتصادی می‌باشند. نتایج تحلیل پارامتری حاکی از آن است که، افزایش دمای اواپراتور تأثیر مثبت بر عملکرد سیکل داشته و موجب افزایش بازده الکتریکی و کاهش بازگشت‌ناپذیری می‌گردد و افزایش دمای پینچ تأثیر منفی بر عملکرد سیستم دارد. در بحث اقتصادی، افزایش دمای اواپراتور و دمای پینچ، منجر به کاهش نرخ هزینه کلی را در پی دارد. همچنین تغییر شار خورشیدی، موجب بهبود عملکرد سیستم از دیدگاه انرژی - اقتصادی شده و افزایش بازده انرژی و انرژی را در پی دارد.

کلید واژگان: انرژی - اقتصادی، تحلیل پارامتری، سیکل تولید همزمان حرارت و توان، سیکل رانکین آلی، منابع انرژی تجدیدپذیر

Thermo-economic analysis of organic Rankine cycle with cogeneration of heat and power operating with solar and geothermal energy in Ramsar

Kourosh Javaherdeh^{*}, Mahdi Amin Fard, Mohammad Zoghi

Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, University of Guilan, Rasht, Iran

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

ABSTRACT

Organic Rankine Cycles are appropriate technology for the conversion of low quality thermal energy to electrical power. In this research the organic Rankine cycle was studied from energy, exergy and exergo-economic points of view, and it was simulated with hybrid solar and geothermal heat source in order to produce electricity and hot water. In this configuration, 90°C geothermal brine was used to preheat the organic fluid and 150°C solar fluid was used for organic fluid evaporation. Waste heat in condenser was also used to produce hot water. Simulation results show that power energy and exergy efficiency of combined heating are 0.566 and 0.156 and electrical energy and exergy efficiency are 0.057 and 0.065, respectively. Moreover, the amount of work output and total irreversibility are 50 and 671.1, respectively. Solar collector, the evaporator and condenser are the most important components from the exergo-economic point of view, due to the high initial cost rate and Exergy destruction. Parametric analysis result shows that the temperature increase in evaporator has positive effect on cycle operation and causes the increase in electricity efficiency and decrease in irreversibility. Also, the increase in pinch point temperature difference of evaporator has a negative effect on cycle operation. From economic point of view, the increase in evaporator and pinch point temperature difference of evaporator causes the decrease in capital coast rate. Also, the solar radiation change find to have positive effect on system operation, based on exergo-economic point of view, which causes the increase in energy and exergy efficiency.

Keywords: Exergo-economic, CHP cycle, Organic Rankine cycle, Parametric study, Renewable energy

الکتریسیته با محرک انرژی خورشیدی نسبت به هزینه تولید الکتریسیته با محرک انرژی زمین گرمایی بسیار بیشتر بوده، همچنین انرژی خورشیدی در ساعاتی از روز مانند شب‌ها و روزهایی ابری در دسترس نیست ولی انرژی زمین گرمایی همواره در دسترس می‌باشد. با توجه موارد ذکر شده ترکیب انرژی خورشیدی و زمین گرمایی به عنوان محرک سیکل‌های تولید همزمان از منظر ترمودینامیکی و اقتصادی مناسب و کارا به نظر می‌رسد و می‌تواند

1- مقدمه

استفاده همزمان از انرژی خورشیدی و زمین گرمایی به‌عنوان محرک سیکل های ترمودینامیکی، ایده‌ای نسبتاً نو بوده که به تازگی مورد توجه محققین قرار گرفته و تاکنون تحقیقات کمی در مورد آن منتشر گردیده است. این ایده بر این مبنا است که بتواند نواقص هریک از این منابع حرارتی، در حالی که به تنهایی مورد استفاده قرار می‌گیرند را برطرف کند [1]. هزینه تولید

Please cite this article using:

K.Javaherdeh, M.Amin Fard, M.Zoghi, Thermo-economic analysis of organic Rankine cycle with cogeneration of heat and power operating with solar and geothermal energy in Ramsar, Modares Mechanical Engineering, Proceedings of the Second International Conference on Air-Conditioning, Heating and Cooling Installations, Vol. 16, No. 13, pp. 56-63, 2016 (in Persian) (فارسی)

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

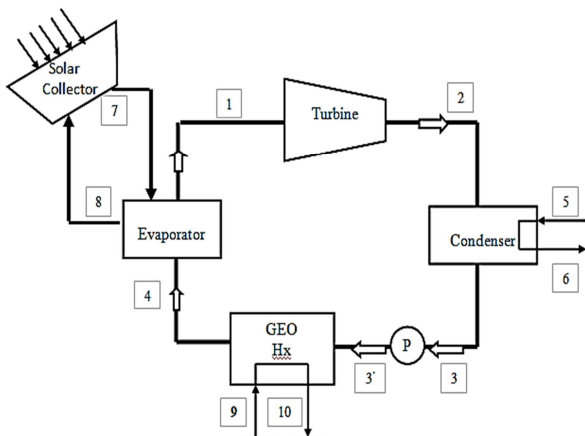


Fig.1 Schematic diagram of combined cycle

شکل 1 شماتیک پیکره‌بندی سیکل ترکیبی

بوده که استفاده از کندانسور به منظور تولید آب گرم، می‌تواند این بازده را بهبود ببخشد [4]. همچنین از سیال R123 استفاده شده است. این سیال دارای خواص زیست محیطی بسیار مناسبی است، همچنین یک سیال خشک می‌باشد. همچنین برای شبیه‌سازی سیکل تولید همزمان فرضیات زیر در نظر گرفته می‌شود [5].

- سیستم در حالت پایا کار می‌کند
- از تغییرات انرژی جنبشی و پتانسیل صرف‌نظر می‌شود.
- افت فشار در مبدل‌های حرارتی و لوله‌های اجزا ناچیز است.
- سیال عامل خروجی کندانسور و ورودی پمپ، مایع اشباع می‌باشد.
- پمپ و توربین بازده آیزوتروپیک مشخص دارند.
- تحلیل انرژی، دما و فشار محیط به‌عنوان دما و فشار مرجع است.

3- تحلیل ترمودینامیکی

1-1- توازن جرم، انرژی و انرژی

به‌منظور تحلیل ترمودینامیکی سیستم، معادلات توازن جرم، انرژی و انرژی برای اجزای مختلف مطابق روابط (1) الی (3) نوشته می‌شود:

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

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

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

$\dot{E}x_Q$ و $\dot{E}x_W$ و $\dot{E}x_D$ انرژی‌های انتقال حرارت، کار و انرژی‌های فیزیکی هر جریان بوده و مطابق روابط (4) الی (6) به‌دست می‌آید:

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

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

$$ex = h - h_0 - T_0(s - s_0) \quad (6)$$

که زیرنویس 0 مربوط به خواص در دما و فشار محیط است. به‌منظور سنجش حقیق کارایی جزء در سیکل، بازده انرژی مطابق رابطه (7) تعریف می‌گردد:

$$\eta = \frac{\dot{E}x_P}{\dot{E}x_F} = 1 - \frac{\dot{E}x_D}{\dot{E}x_F} \quad (7)$$

که $\dot{E}x_P$ و $\dot{E}x_F$ به ترتیب جریان انرژی محصول و سوخت هر جزء می‌باشد.

2-3- کلکتور خورشیدی

در این تحقیق به منظور شبیه‌سازی عملکرد کلکتور خورشیدی لوله خلأ از

معایب مطرح شده را برطرف کند [2]. استفاده همزمان از انرژی زمین گرمایی و خورشیدی به‌عنوان محرک سیکل‌های ترمودینامیکی اولین بار به‌وسیله لنتز و آلمانزا [3] در سال 2006 مورد بررسی قرار گرفت. جدا از بررسی عملکرد سیکل‌های ترمودینامیکی، استفاده از روش‌هایی که اصول ترمودینامیکی را با اصول اقتصادی ترکیب می‌کنند روبه افزایش است. این ترکیب، اساس و پایه شاخه جدیدی به اسم انرژی-اقتصادی را تشکیل می‌دهد. از جمله تحقیقات در این شاخه، تمیستی و همکاران [4] سیکل تولید همزمان کار و حرارت در مقیاس میکرو را با محرک همزمان انرژی زمین گرمایی و خورشیدی از منظر انرژی، انرژی و اقتصادی شبیه‌سازی کردند. محمدخانی و همکاران [5] در سال 2013 تحلیل ترمو-اقتصادی برای سیکل ترکیبی ارائه کردند. الامام و دنسر [6] در سال 2013 یک سیکل رانکین آبی با محرک انرژی زمین گرمایی را از دیدگاه بازده انرژی و انرژی-اقتصادی مورد بررسی قرار دادند. بویاچی و همکاران [7] در سال 2015 سیکل تولید همزمان قدرت، حرارت و برودت با محرک انرژی خورشیدی منظر انرژی، انرژی و انرژی-اقتصادی شبیه‌سازی نمودند. در این تحقیق ابتدا سیکل تولید همزمان رانکین آبی با محرک همزمان انرژی خورشیدی و زمین گرمایی با استفاده از نرم‌افزار EES شبیه‌سازی شده و عملکرد سیکل در حالت ورودی پایه از منظر انرژی، انرژی و انرژی-اقتصادی مورد بررسی قرار می‌گیرد. سپس تأثیر تغییر پارامترهای مختلف از جمله تغییر دمای اواپراتور و اختلاف دمای پینچ اواپراتور بر روی بازده انرژی و انرژی، کار خروجی، برگشت‌ناپذیری کلی و پارامترهای انرژی-اقتصادی بررسی می‌گردد. پیکره‌بندی پیشنهادی در این تحقیق از مرجع [4] الگوبرداری شده است با چند فرق: در مرجع ذکر شده به‌منظور محاسبه مساحت مورد نیاز مبدل‌های حرارتی در سیکل آبی، از فرض ساده‌کننده ثابت گرفتن ضریب کلی انتقال حرارت استفاده شده است، اما در این تحقیق، مبدل حرارتی پوسته و لوله با استفاده روابط مربوط به جزئیات انتقال حرارت در آن شبیه‌سازی می‌شود. همچنین در تحقیق پیش رو تحلیل انرژی-اقتصادی به منظور بدست آوردن پارامترهای انرژی-اقتصادی مربوطه انجام شده و در پایان تحلیل پارامتری جامعی در مورد تأثیر تغییر پارامترهای مختلف بر روی عملکرد سیکل تولید همزمان انجام می‌گیرد.

2- سیکل تولید همزمان با محرک انرژی زمین گرمایی و خورشیدی

طرح شماتیک سیکل تولید همزمان در "شکل 1" قابل مشاهده است. ملاحظه می‌شود از سیال دما پایین زمین گرمایی با دمای 90 °C به‌منظور پیش گرمایش سیال ورودی به اواپراتور سیکل رانکین آبی استفاده می‌شود. سپس در اواپراتور، سیال آبی به‌وسیله آب گرم خروجی از کلکتور لوله خلأ با دمای 150 °C به بخار فوق‌گرم تبدیل می‌شود، استفاده از کلکتور لوله خلأ به دلیل ارزان‌تر بودن نسبت به کلکتورهای مرکزی ردیاب خورشید مناسب می‌باشد [4]. در مرحله بعد، بخار فوق‌گرم وارد توربین شده و تولید قدرت می‌کند. سیال خروجی از توربین معمولاً بخار فوق‌گرم بوده و استفاده از آن را به‌منظور تولید آب گرم را امکان‌پذیر می‌سازد. دفع گرما در کندانسور باعث افزایش دمای آب از دمای محیط تا 60 °C با مصارف خانگی می‌شود. سیال آبی خروجی بعد وارد پمپ شده و سیکل آبی تکمیل می‌گردد. زمانی که انرژی خورشیدی کافی در دسترس نیست، می‌توان با کاهش دمای اواپراتور، از سیال زمین گرمایی 90 °C به تنهایی به‌منظور تامین بخار فوق‌گرم ورودی به توربین استفاده نمود. این دمای محرک، دمایی متداول برای راه‌اندازی سیکل رانکین آبی می‌باشد [8]. بازده الکتریکی سیکل معرفی شده فوق نسبتاً کم

$$U = \frac{1}{\left(\frac{1}{h_{sh}}\right) + \left(d_o \frac{\ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2 \cdot k_w}\right) + \left(\frac{d_o}{d_i} \left(\frac{1}{h_t}\right)\right)} \quad (12)$$

که d قطر و k_w ضریب هدایت رسانشی دیواره لوله می‌باشد. ضریب انتقال حرارت پوسته و لوله ناحیه تک‌فازی از روابط (13) و (14) به دست می‌آید [11]:

$$h_{sh} = 0.36 \frac{k_{sh}}{D_e} Re_{sh}^{0.55} Pr_{sh}^{0.33} \left(\frac{\mu_{sh}}{\mu_w}\right)^{0.14} \quad (13)$$

$$h_t = \frac{k_t}{d_i} \frac{\frac{f}{8} (Re_t - 1000) Pr_t}{1 + 12.7 \left(\frac{f}{8}\right)^{0.5} (Pr_t^{\frac{2}{3}} - 1)} \quad (14)$$

که در روابط (13) و (14) زیرنویس‌های w و t به ترتیب مربوط به پوسته، لوله و دیواره لوله بوده، Re عدد رینولدز، Pr عدد پرانتل، μ ویسکوزیته و D_e قطر سمت پوسته است، ضریب اصطکاک از رابطه (15) به دست می‌آید:

$$f = (0.79 \ln Re_t - 1.64)^{-2} \quad (15)$$

برای انجام محاسبات در ناحیه دوفازی، فرآیند انتقال حرارت در این ناحیه به زیر بخش‌های کوچک با نرخ انتقال حرارت یکسان \dot{Q}_i تقسیم می‌شود [13]. در این حالت نرخ انتقال حرارت از رابطه‌ی (16) به دست می‌آید:

$$\dot{Q}_i = F U_i A_i \Delta T_i \quad (16)$$

ضریب انتقال حرارت در ناحیه‌ی دو فازی برای اواپراتور از رابطه (17) به دست می‌آید [13].

$$h_{t,eva,i} = E_{t,eva,i} h_{l,t,eva,i} \quad (17)$$

کندانسور در ناحیه دو فازی داخل لوله از رابطه (18) به دست می‌آید [13]:

$$h_{t,con,i} = 0.05 Re_{eq,con,i}^{0.8} Pr_i^{0.33} \frac{k_l}{d_i} \quad (18)$$

در این تحقیق ناحیه دو فازی در کندانسور و اواپراتور به 50 زیر بخش تقسیم شده و محاسبات فوق برای هر زیر بخش انجام می‌شود. مساحت کلی از مجموع مساحت مبدل در ناحیه دو فازی و تک فازی به دست می‌آید.

4- تحلیل انرژی - اقتصادی

معادله موازنه هزینه طبق رابطه (19) می‌باشد [14]:

$$\sum (c_e \dot{E}x_e)_k + c_{w,k} \dot{W}_k = c_{Q,k} \dot{E}_{Q,k} + \sum (c_i \dot{E}x_i)_k + \dot{Z}_k \quad (19)$$

که c هزینه واحد انرژی و \dot{Z}_k نرخ هزینه برای جزء k ام می‌باشد. که از رابطه (20) به دست می‌آید [14]:

$$\dot{Z}_k = \frac{Z_k \cdot CRF \cdot \phi}{N} \quad (20)$$

که Z_k هزینه ابتدایی خریداری جزء، ϕ ضریب مربوط به هزینه عملکرد و نگهداری جزء، N تعداد ساعات عملکرد سالیانه جزء و CRF ضریب بازگشت سرمایه است و از رابطه (21) به دست می‌آید:

$$CRF = \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \quad (21)$$

که i برابر با نرخ سود برابر 12 درصد، n عمر مفید برابر 20 سال، و $\phi = 1.06$ [25] تا [22] است [5] و قیمت ابتدایی تجهیزات از روابط (22) تا (25) به دست می‌آید:

توربین [15]:

$$Z_{tur} = (6000)(\dot{W}_{tur})^{0.7} \quad (22)$$

پمپ [15]:

$$Z_p = (3540)(\dot{W}_p)^{0.71} \quad (23)$$

نتایج تست کلکتور مطابق روابط (8) و (9) استفاده می‌گردد [9]:

$$\eta_{col} = c_0 - c_1 \frac{T_{ave} - T_0}{G_{tot}} - c_2 \frac{(T_{ave} - T_0)^2}{G_{tot}} \quad (8)$$

$$c_0 = 0.612, c_1 = 0.54, c_2 = 0.0017 \quad (9)$$

که η_{col} بازده کلکتور بوده و ثابت مربوط به تست کلکتور برابر است و G_{tot} مجموع تابش مستقیم و پراکنده روی سطح شیب‌دار کلکتور که با زاویه 21 درجه نسبت به افق (15 درجه کم‌تر از عرض جغرافیایی شهر رامسر) می‌باشد. این شیب به منظور بیشینه کردن تابش خورشیدی در فصل بهار و تابستان انتخاب شده است [10]. تابش خورشیدی در این تحقیق برابر $1000 \left(\frac{W}{m^2}\right)$ در نظر گرفته شده است که تابش بیشینه می‌باشد و مربوط به روز 25 ام ماه May می‌باشد. از سوی دیگر بازده، از رابطه (10) به دست می‌آید.

$$\eta_{col} = \frac{\dot{Q}_{col}}{G_{tot} \cdot A_{col}} \quad (10)$$

که در رابطه (10)، \dot{Q}_{col} نرخ انتقال گرما در کلکتور و A_{col} مساحت مورد نیاز کلکتور خورشیدی می‌باشد که از رابطه (10) محاسبه می‌گردد.

3-3- مبدل حرارتی پوسته و لوله

در این تحقیق از مبدل حرارتی پوسته و لوله با یک مسیر پوسته (Eshell) و دو مسیر لوله استفاده می‌کنیم [11,12]. در مبدل حرارتی مورد استفاده، سیال آبی در سمت لوله و آب خورشیدی و زمین گرمایی و آب گرم مصرفی در سمت پوسته جریان دارد [13]. نرخ انتقال حرارت در ناحیه تک‌فازی اواپراتور و کندانسور طبق رابطه (11) محاسبه می‌شود:

$$\dot{Q} = FUA\Delta T_{lmt} \quad (11)$$

که A مساحت، ΔT_{lmt} اختلاف دمای لگاریتمی، F ضریب تصحیح برابر با 0.9 و U ضریب کلی انتقال حرارت مبدل حرارتی از رابطه (12) به دست می‌آید:

جدول 1 مقادیر ورودی به منظور شبیه‌سازی [4,5]

Table 1 Input data in the simulation [4,5]

نماد	توضیح	مقدار
t_0 (°C)	دمای محیط	20
p_0 (kPa)	فشار محیط	101
t_7 (°C)	دمای سیال خورشیدی ورودی	150
p_7 (kPa)	فشار سیال خورشیدی ورودی	475
\dot{W}_{tur} (KW)	قدرت تولیدی میکروتوربین	50
$t_{of,eva}$ (°C)	دمای اواپراتور سیکل آبی	120
$\Delta T_{pinch,of,eva}$	اختلاف دمای پینچ اواپراتور سیکل آبی	5
$\Delta T_{sup,of,eva}$	اختلاف دمای فوق گرم اواپراتور سیکل	5
t_{15} (°C)	دمای سیال زمین گرمایی ورودی	90
p_{15} (kPa)	فشار سیال زمین گرمایی ورودی	70
η_{pu}	بازده آیزونتروپیک پمپ سیکل آبی	0.85
η_{tur}	بازده آیزونتروپیک توربین سیکل آبی	0.8
$t_{15} - t_4$ (°C)	اختلاف دمای سیال زمین گرمایی و آبی	5
$t_{16} - t_{3r}$ (°C)	اختلاف دمای سیال زمین گرمایی و آبی	15
t_3 (°C)	دمای کندانسور سیکل آبی	60
t_5 (°C)	دمای آب ورودی کندانسور سیکل آبی	20
t_6 (°C)	دمای آب خروجی کندانسور سیکل آبی	60

می‌شود تطابق خوبی بین نتایج حاصله و نتایج مرجع مذکور وجود دارد.

6-2- نتایج حالت پایه

برای شبیه‌سازی سیکل ترکیبی موارد ابتدایی ورودی سیکل در حالت پایه مطابق جدول 1 می‌باشد. با استفاده از موارد ورودی طبق جدول 1 و معادلات توازن جرم و انرژی و روابط مربوط به انرژی، مقادیر خروجی مربوط به نرخ انرژی و انرژی اجزای مختلف سیکل و همچنین بازده انرژی اجزای مختلف در جدول 4 آمده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود بیشترین تخریب انرژی در کلکتور خورشیدی و سپس در کندانسور می‌باشد. مقدار زیاد تخریب انرژی کلکتور، به دلیل مقدار بالای اتلاف حرارتی و مقدار بالای تخریب در کندانسور به دلیل ثابت بودن دمای تغییر فاز سیال عامل تک جزیی در این مبدل حرارتی می‌باشد. همچنین بیشترین و کمترین مقدار بازده انرژی در سیکل به ترتیب متعلق به مبدل حرارتی زمین‌گرمایی و کندانسور می‌باشد. در حالت پایه، بازده انرژی و انرژی تولید همزمان به ترتیب 0.566 و 0.156 و بازده انرژی الکتریکی به ترتیب 0.057 و 0.065 بوده، همچنین مقدار کار خروجی و بازگشت ناپذیری کلی نیز به ترتیب 50 و 671.1 کیلووات می‌باشند. همان‌طور مشاهده می‌شود بازده سیکل تولید همزمان در مقایسه با حالتی که سیکل رانکین آلی تنها به منظور تولید قدرت به کار گرفته شود به میزان قابل توجهی افزایش پیدا نموده است.

جدول 5 نشان‌دهنده نتایج انرژی - اقتصادی برای سیکل رانکین آلی است، کلکتور خورشیدی باید بیشتر از سایر اجزا از منظر انرژی - اقتصادی مورد توجه قرار بگیرد چون بیشترین مقدار $\dot{Z}_k + \dot{C}_{dest,k}$ را داراست [5]. اوپراتور و کندانسور کمترین مقدار فاکتور انرژی - اقتصادی را دارا می‌باشند. در مورد اجزایی مانند مبدل زمین‌گرمایی و پمپ که نسبت به سایر اجزا فاکتور انرژی - اقتصادی بالاتری دارند کاهش قیمت ابتدایی توصیه می‌گردد. در

جدول 3 توازن هزینه و معادلات کمکی به منظور تحلیل انرژی - اقتصادی

Table 3 Cost balance and auxiliary equation for exergoeconomic analysis

جزء	رابطه اصلی	رابطه کمکی
اوپراتور	$\dot{C}_8 + \dot{C}_1 = \dot{C}_7 + \dot{C}_4 + \dot{Z}_{eva}$	$c_7 = c_8$
توربین	$\dot{C}_2 + c_{el} \cdot W_{tur} = \dot{C}_1 + \dot{Z}_{tur}$	
کندانسور	$\dot{C}_6 + \dot{C}_3 = \dot{C}_2 + \dot{C}_5 + \dot{Z}_{con}$	$c_5 = 0$ $c_2 = c_3$
پمپ	$\dot{C}'_3 = \dot{C}_3 + c_{el} \dot{W}_p + \dot{Z}_p$	
زمین گرمایی	$\dot{C}_4 + \dot{C}_{16} = \dot{C}_{15} + \dot{C}'_3 + \dot{Z}_{geohx}$	$c_{15} = c_{16}$ $c_{15} = 1.3 \left(\frac{\$}{GJ}\right)$
کلکتور	$\dot{C}_7 = \dot{C}_8 + c_{sun} \cdot \dot{E}x_{f,col} + \dot{Z}_{col}$	$c_{sun} = 0$

جدول 4 نتایج انرژی و انرژی سیکل تولید همزمان

Table 4 Energy and exergy result for chp cycle

دستگاه	\dot{Q} or \dot{W} (kW)	$\dot{E}x_f$ (kW)	$\dot{E}x$ (kW)	EX_D (W)	η_{ex} (%)
کلکتور	409.1	734.3	114.1	620.3	0.155
توربین	50	60.3	50	10.3	0.829
اوپراتور	409.1	114.1	101.2	12.85	0.887
کندانسور	427.7	53.06	26.97	26.09	0.508
پمپ	1.92	1.92	1.67	0.25	0.87
زمین‌گرمایی	66.64	11.77	10.45	1.32	0.888

مبدل‌های حرارتی [11]:

$$Z_{HX} = (7000) + (360)(A_{HX})^{0.8} \quad (24)$$

کلکتور خورشیدی [7]:

$$Z_{coll} = (567)(A_{coll}) \quad (25)$$

روابط بالانس نرخ هزینه در اجزای مختلف همراه با معادلات کمکی با استفاده از روش SPECO در جدول 3 آمده است [16]. هزینه متوسط واحد سوخت از رابطه (26) به دست می‌آید:

$$c_{F,k} = \frac{\dot{C}_{F,k}}{\dot{E}_{F,k}} \quad (26)$$

هزینه تخریب انرژی و فاکتور انرژی - اقتصادی از روابط (27) و (28) به دست می‌آید [14].

$$\dot{C}_{des,k} = c_{F,k} \dot{E}x_{D,k} \quad (27)$$

$$f_k = \frac{\dot{Z}_k}{\dot{Z}_k + \dot{C}_{dest,k}} \quad (28)$$

5- پارامترهای خروجی

بازده انرژی و انرژی تولید همزمان همچنین نرخ هزینه کلی برای سیکل تولید همزمان از روابط (29) تا (31) به دست می‌آید [7].

$$\eta_{en,chp} = \frac{\dot{W}_{tur} - \dot{W}_p + \dot{Q}_{con}}{(A_{coll} \cdot G_{tot}) + \dot{Q}_{geohx}} \quad (29)$$

$$\eta_{ex,chp} = \frac{W_{tur} - W_p + \dot{m}_{hw} \cdot (\dot{E}x_6 - \dot{E}x_5)}{\dot{E}_{F,coll} + \dot{m}_{geo} \cdot (\dot{E}x_9 - \dot{E}x_{10})} \quad (30)$$

$$\dot{C}_{tot} = \sum \dot{Z}_k + \sum \dot{C}_{dest,k} \quad (31)$$

که \dot{m}_{hw} و \dot{m}_{geo} به ترتیب دبی سیال زمینی گرمایی و آب گرم تولیدی بوده و جریان انرژی ورودی به کلکتور خورشیدی از رابطه (32) به دست می‌آید:

$$\dot{E}_{F,coll} = A_{coll} G_{tot} \left(1 - \frac{T_0}{T_{sun}}\right) \quad (32)$$

که T_{sun} برابر 4500 کلوین در نظر گرفته شده است.

6- نتایج و بحث

6-1- صحت سنجی

کلیه معادلات پایستگی جرم و انرژی و روابط برگشت‌ناپذیری، همچنین روابط مربوط به تحلیل انرژی - اقتصادی در اجزای مختلف سیکل تولید همزمان به وسیله نرم‌افزار EES شبیه‌سازی می‌شود. این نرم‌افزار دارای یک زیر مجموعه از خواص سیالات مختلف بوده که با توجه به استفاده از سیالات متفاوت در قسمت‌های مختلف، برای شبیه‌سازی سیکل تولید همزمان سودمند خواهد بود. در این قسمت ابتدا به منظور صحت‌سنجی نتایج حاصله، سیکل رانکین آلی شبیه‌سازی شده در تحقیق حاضر با سیکل رانکین آلی مرجع [4] با موارد ورودی کاملاً یکسان (مطابق جدول 3 از مرجع ذکر شده) مقایسه می‌گردد. نتایج صحت‌سنجی در جدول 2 ارائه شده است. همان‌طور که ملاحظه

جدول 2 صحت‌سنجی نتایج شبیه‌سازی حاضر

Table 2 Validation of present simulation

مرجع [4]	تحقیق حاضر
R134a	R134a
9.1	9.3
1.77	1.83
1.1	1.18
0.95	0.91

جدول 5 نتایج انرژی - اقتصادی سیکل تولید همزمان

Table 5 Exergoeconomic result for chp cycle

دستگاه	c_F (\$/GJ)	c_p (\$/GJ)	\dot{C}_{des} (\$/h)	\dot{Z} (\$/h)	f (%)
کلکتور	0	25.85	57.77	10.62	0.155
توربین	28.82	47.26	1.069	2.248	0.677
اوپراتور	25.85	30.01	1.389	0.317	0.186
کندانسور	28.82	60.01	2.709	0.32	0.105
پمپ	47.26	76.92	0.042	0.136	0.762
زمین گرمایی	1.29	9.60	0.045	0.306	0.87

اختلاف آنتالپی در توربین، دبی سیال آبی در سیکل بدون تغییر می‌ماند. از سوی دیگر افزایش اختلاف دمای پینچ، باعث افزایش دمای سیال محرک خورشیدی شده و موازنه انرژی در اوپراتور سیکل آبی، افزایش دبی کلکتور خورشیدی را نتیجه می‌دهد. در اثر کاهش اختلاف دمای محرک خورشیدی و افزایش دبی سیال خورشیدی، افزایش دبی اثر غالب را داشته که باعث افزایش مساحت مورد نیاز کلکتور خورشیدی می‌گردد که تنها عامل موثر در کاهش همزمان بازده انرژی و انرژی است.

"شکل 4" تغییرات مولفه‌های اقتصادی و بازگشت ناپذیری کلی برحسب افزایش دمای اوپراتور آبی را نشان می‌دهد. همان‌طور که از شکل قابل مشاهده است بازگشت ناپذیری کلی با افزایش دمای اوپراتور کاهش می‌یابد. در اجزای سیکل رانکین آبی، کاهش دبی، عامل موثر در کاهش بازگشت ناپذیری اجزا بوده و در کلکتور خورشیدی، کاهش مساحت مورد نیاز و به تبع آن کاهش انرژی سوخت ورودی باعث کاهش تخریب انرژی کلکتور می‌شود که در نهایت دو عامل ذکر شده، کاهش بازگشت ناپذیری کلی را در پی دارد. همچنین همان‌طور که از شکل قابل مشاهده است نرخ هزینه متناظر با خریداری و نگهداری تجهیزات و همچنین نرخ هزینه متناظر با تخریب انرژی کلی کاهش پیدا کرده که به تبع آن نرخ هزینه کلی کاهش پیدا می‌یابد. افزایش دمای اوپراتور باعث کاهش دبی قسمت‌های مختلف سیکل و کاهش نرخ انتقال حرارت در مبدل‌های حرارتی شده که کاهش

انتها قابل ذکر است که مقدار کلی فاکتور انرژی - اقتصادی برای سیکل تولید همزمان 18.13 درصد می‌باشد. این مقدار نشان‌دهنده این است که 81.87 درصد هزینه سیستم، هزینه متناظر با تخریب انرژی می‌باشد. در نتیجه به کار بردن اجزای با قیمت بالاتر که منجر به کاهش هزینه تخریب انرژی و افزایش هزینه ابتدایی سیستم می‌شود، عملکرد سیستم را از منظر انرژی - اقتصادی بهبود می‌بخشد [5,15].

3-6- تحلیل پارامتری

در این قسمت اثر تغییر دمای اوپراتور و اختلاف دمای پینچ در اوپراتور سیکل رانکین آبی بر روی عملکرد سیستم از منظر انرژی، انرژی و انرژی - اقتصادی بررسی می‌کنیم. دقت شود که به منظور تحلیل پارامتری، تنها پارامتر مورد نظر در بازه در نظر گرفته شده تغییر کرده و بقیه موارد ورودی در سیکل، در حالت پایه مطابق جدول 1 ثابت می‌مانند.

"شکل 2" نشان‌دهنده تغییرات بازده انرژی و انرژی برحسب افزایش دمای اوپراتور در بازه 100 تا 140 درجه سلسیوس است. همان‌طور که دیده می‌شود، با افزایش دمای اوپراتور، بازده انرژی و انرژی تولید همزمان کاهش و بازده انرژی و انرژی الکتریکی افزایش می‌یابد. افزایش دمای اوپراتور باعث افزایش اختلاف آنتالپی در توربین می‌شود که با ثابت ماندن کار توربین، باعث کاهش دبی سیال آبی در سیکل می‌گردد. در اوپراتور سیکل آبی نیز با ثابت ماندن اختلاف دمای پینچ، افزایش دمای اوپراتور باعث افزایش دمای سیال محرک خروجی می‌گردد که تاثیر متناقض افزایش اختلاف آنتالپی سیال آبی و کاهش اختلاف آنتالپی سیال محرک و دبی سیال آبی، نهایتاً افزایش دبی مورد نیاز سیال در کلکتور خورشیدی را نتیجه می‌دهد. در کلکتور نیز در اثر افزایش دبی سیال و کاهش اختلاف آنتالپی سیال، اثر کاهش اختلاف آنتالپی بیشتر بوده که کاهش مساحت مورد نیاز کلکتور خورشیدی را باعث می‌گردد. در کندانسور و مبدل زمین گرمایی نیز کاهش دبی سیال آبی، عامل موثر در کاهش دبی آب گرم تولیدی و سیال زمین گرمایی می‌باشد. در نهایت در اثر کاهش همزمان دبی سیال گرمایشی، دبی سیال زمین گرمایی و مساحت کلکتور در صورت و مخرج کسر بازده انرژی و انرژی تولید همزمان، اثر کاهش سیال گرمایشی بیشتر بوده که باعث کاهش همزمان بازده انرژی و انرژی تولید همزمان می‌شود. اما در مورد بازده انرژی و انرژی الکتریکی، کاهش همزمان مساحت کلکتور و دبی سیال زمین گرمایی، افزایش بازده را نتیجه می‌دهد

"شکل 3" تغییرات بازده انرژی و انرژی برحسب افزایش اختلاف دمای پینچ اوپراتور در بازه 2 تا 15 درجه سلسیوس است. همان‌طور که در شکل نیز قابل مشاهده است، افزایش دمای پینچ در محدوده مورد نظر باعث کاهش اندک بازده انرژی و انرژی می‌شود. در این حالت با ثابت ماندن کار خروجی و

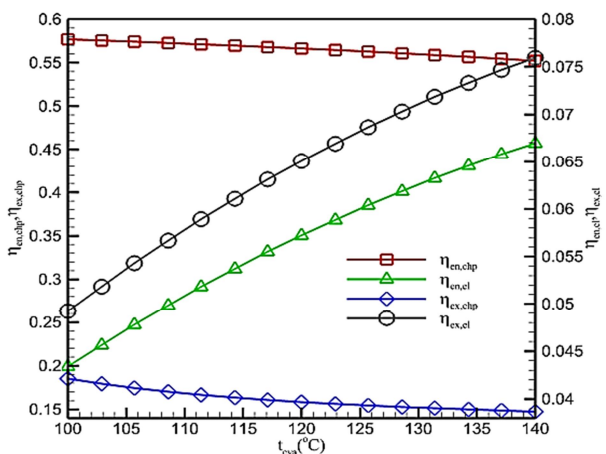


Fig. 2 Effect of evaporator temp on energy and exergy efficiency

شکل 2 اثر دمای اوپراتور بر روی بازده انرژی و انرژی

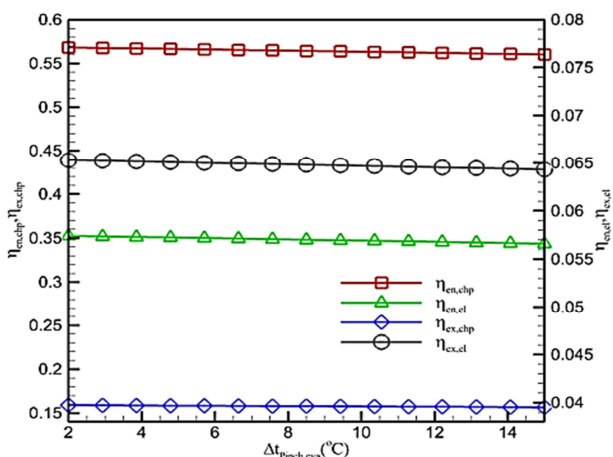


Fig. 3 Effect of evaporator pinch temp on energy and exergy efficiency

شکل 3 اثر اختلاف دمای پینچ اوپراتور بر روی بازده انرژی و انرژی

شهر رامسر از نتایج خروجی نرم افزار Meteonorm و خوانده شده به وسیله نرم افزار TRNSYS استفاده می شود. برای بدست آوردن تابش خورشیدی کلی (مجموع تابش مستقیم و پراکنده) متوسط ماهیانه ورودی به دهانه کلکتور از روش توصیه شده در مراجع [17-19] استفاده می شود. در این روش یک روز از هر ماه (معمولاً روز 15 ام ماه با یک یا دو روز اختلاف [18]، بجز ماه June و December) به عنوان روز نماینده ماه در نظر گرفته می شود. برای روز انتخابی نیز شار متوسط روزانه در ساعات آفتابی با فرض کار کردن حلقه خورشیدی با شار بالای $(\frac{W}{m^2})$ 200 محاسبه می شود. همچنین شیب کلکتور نسبت به افق برای شهر رامسر (با عرض جغرافیایی 36 درجه) برابر با 15 درجه کم تر از عرض جغرافیایی برای فصل بهار و تابستان و 15 درجه بیشتر از عرض جغرافیایی برای فصل پاییز و زمستان در نظر گرفته می شود و دهانه کلکتور رو به جنوب می باشد [18]. مقادیر روز مورد بررسی در هر ماه، شیب کلکتور نسبت به افق، ساعات عملکرد حلقه خورشیدی در روز (تعداد ساعات شار بالای $(\frac{W}{m^2})$ 200) و متوسط شار کلی روی سطح شیب دار کلکتور برای روز نماینده ماه در جدول 6 آورده شده است. اثر تغییر شار خورشیدی در ماه های مختلف بر عملکرد سیستم از منظر انرژی، انرژی و انرژی - اقتصادی در جدول 7 قابل مشاهده است.

همچنین اثر تغییر شار خورشیدی در طول ساعت شار بالای $(\frac{W}{m^2})$ 200 در روز 17 ام ماه April بر روی بازده سیکل تولید همزمان در "شکل 6" و اثر تغییر شار بر روی پارامترهای انرژی - اقتصادی در "شکل 7" قابل مشاهده است. همان طور که از جدول 6 پیداست، در طول این روز، تعداد ساعت شار بالای $(\frac{W}{m^2})$ 200 حدوداً 10 ساعت (از ساعت 9 صبح تا ساعت 18 بعد از ظهر) می باشد. با افزایش شار خورشیدی وارد به کلکتور، مساحت مورد نیاز کلکتور به منظور تأمین مای دمای خروجی 150 درجه سلسیوس کاهش می یابد. اثر افزایش شار و کاهش مساحت در مخرج کسر بازده تولید همزمان، اثر کاهش مساحت بیشتر بوده و افزایش بازده انرژی و انرژی را نتیجه می دهد که در "شکل 6" قابل ملاحظه می باشد. همچنین کاهش مساحت کلکتور در اثر افزایش شار ورودی، عامل اصلی کاهش نرخ هزینه ابتدایی و نگهداری و نرخ هزینه متناسب با تخریب انرژی با افزایش شار ورودی می باشد. تأثیر متقابل این دو مورد در رابطه فاکتور انرژی - اقتصادی باعث افزایش این فاکتور با افزایش شار ورودی می شود که در "شکل 7" قابل ملاحظه است. همچنین می توان نتیجه گیری کرد که افزایش شار خورشید ورودی به کلکتور، عملکرد سیکل را از منظر انرژی - اقتصادی بهبود می بخشد.

جدول 6 روز مورد بررسی در هر ماه، شیب کلکتور نسبت به افق و متوسط شار کلی
Table 6 Studied day per month, Tilt angle the collector towards the horizon and average overall radition

ماه	روز در ماه	شیب کلکتور نسبت به افق (درجه)	ساعت شار بالای $200(w/m^2)$	متوسط شار روزانه (w/m^2)
Jan	16	51	9	522
Feb	16	51	9	634
Mar	16	51	9	594
Apr	16	21	10	650
May	15	21	11	622
Jun	10	21	9	524
Jul	14	21	11	632
Aug	16	21	11	627
Sept	14	21	9	622
Oct	15	51	9	639
Nov	15	51	5	491
Dec	10	51	7	5

مساحت و در نتیجه کاهش هزینه متناظر با آن را باعث می شود. این حالت در مورد کلکتور خورشیدی نیز برقرار بوده و کاهش مساحت مورد نیاز کلکتور خورشیدی، باعث کاهش هزینه متناظر با آن می گردد.

"شکل 5" تغییرات مولفه های اقتصادی سیستم و بازگشت ناپذیری کلی بر حسب افزایش اختلاف دمای پینچ اواپراتور آبی نشان می دهد. در اثر افزایش دمای پینچ، بازگشت ناپذیری کلی افزایش می یابد. در اجزای سیکل رانکین آبی، افزایش دمای پینچ و به تبع آن افزایش دمای محرک خورشیدی خروجی از اواپراتور، باعث افزایش اختلاف دما بین سیال محرک و سیال عامل شده که افزایش بازگشت ناپذیری اواپراتور را نتیجه می دهد و در سایر اجزا بازگشت ناپذیری ثابت می ماند. در کلکتور خورشیدی، افزایش مساحت مورد نیاز، افزایش بازگشت ناپذیری کلی را در پی دارد. با افزایش دمای پینچ، نرخ هزینه ابتدایی و نگهداری تجهیزات تقریباً ثابت می ماند. در این حالت با افزایش دمای پینچ، مساحت کلکتور و هزینه آن افزایش یافته، اما به دلیل ثابت ماندن نرخ انتقال حرارت در اواپراتور و افزایش اختلاف دما در آن، مساحت مورد نیاز اواپراتور کاهش پیدا کرده که باعث کاهش هزینه آن می شود. اثر متقابل دو عامل ذکر شده باعث می گردد که نرخ هزینه کلی تقریباً ثابت بماند.

7- اثر تغییر شار خورشیدی بر عملکرد سیکل ترکیبی

در این قسمت به منظور بدست آوردن شار خورشیدی ساعت به ساعت برای

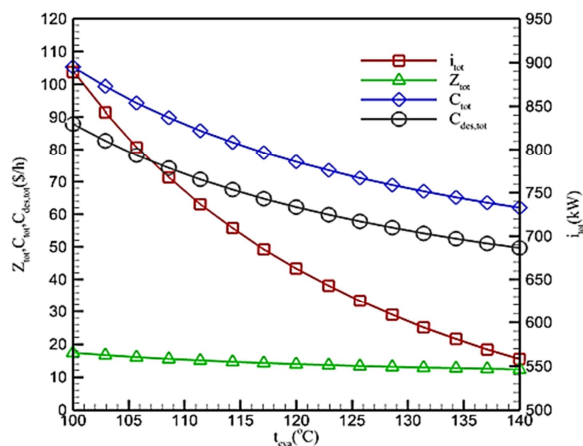


Fig. 4 Effect of evaporator temp on exergy destruction and economic parameter

شکل 4 اثر دمای اواپراتور بر روی تخریب انرژی و پارامترهای اقتصادی

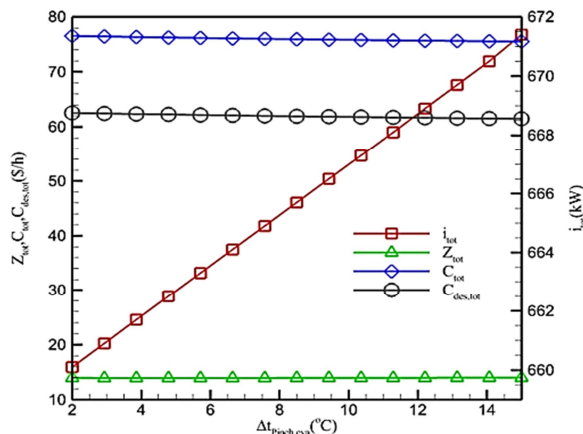


Fig. 5 Effect of evaporator pinch temp on exergy dest and economic parameter

شکل 5 اثر اختلاف دمای پینچ اواپراتور بر روی تخریب انرژی و پارامترهای اقتصادی

گرم با محرک انرژی زمین گرمایی و انرژی خورشیدی شبیه‌سازی شده و سپس تاثیر تغییر پارامترهای مختلف بر روی عملکرد سیستم از منظر انرژی، انرژی و انرژی - اقتصادی بررسی می‌گردد. در حالت پایه، بازده انرژی و انرژی تولید همزمان به ترتیب 0.566 و 0.156 و بازده انرژی و انرژی الکتریکی به ترتیب 0.057 و 0.065 بوده، همچنین مقدار کار خروجی و بازگشت‌ناپذیری کلی نیز به ترتیب 50 و 671.1 کیلووات می‌باشند. مقدار کلی فاکتور انرژی - اقتصادی برای سیکل تولید همزمان 18.13 درصد می‌باشد و در نتیجه به کار بردن اجزای با قیمت بالاتر که منجر به کاهش هزینه تخریب انرژی و افزایش هزینه ابتدایی سیستم شود، توصیه می‌گردد. نتایج تحلیل پارامتری حاکی از این است که افزایش دمای اواپراتور، باعث افزایش بازده انرژی و انرژی الکتریکی شده و کاهش بازده انرژی و انرژی تولید همزمان را سبب می‌گردد. همچنین باعث کاهش بازگشت‌ناپذیری کلی و کاهش نرخ هزینه تخریب انرژی و هزینه کلی را نیز در بردارد. افزایش دمای پمپ بر روی بازده انرژی و انرژی الکتریکی و تولید همزمان، موجب کاهش اندک آن شده، اما بازگشت‌ناپذیری کلی را افزایش می‌دهد. همچنین باعث کاهش اندک نرخ هزینه تخریب انرژی و هزینه کلی می‌گردد. افزایش شار خورشیدی به نفع سیستم بوده و موجب افزایش راندمان انرژی و انرژی می‌گردد. علاوه بر این افزایش شار خورشیدی موجب کاهش سطوح کلکتور خورشیدی می‌گردد که این امر عمل تأثیرگذار بر نرخ هزینه ابتدایی و نگهداری و نرخ هزینه متناسب با تخریب انرژی بوده و موجب کاهش آن‌ها می‌گردد. در کل می‌توان گفت افزایش شار ورودی، عملکرد سیکل را از منظر انرژی - اقتصادی بهبود می‌بخشد.

9- مراجع

- [1]. H.Ghasemi, E.Sheu, A.Tizzanini, M.Paci, A. Mitsos, Hybrid solar-geothermal power generation: Optimal retrofitting, *Applied Energy*, Vol. 131, pp. 158-170, 2014.
- [2]. R. DiPippo. *Geothermal power plants: principles, applications, case studies and environmental impact*. Butterworth-heinemam, 2012.
- [3]. A. Lentz, R. Almanza, Parabolic troughs to increase the geothermal wells flow enthalpy, *Solar energy*, Vol. 80, No. 10, pp. 1290-1295, 2006.
- [4]. D.Tempesti, D.Fiaschi, Thermo-economic assessment of a micro chp system fuelled by geothermal and solar energy, *Energy*, Vol. 58, pp. 45-51, 20 2013
- [5]. F.Mohammadhani, N.Shokati, S.Mahmoudi, M.Yari, M.[5] Exergoeconomic assessment and parametric study of a Gas Turbine-Modular Helium Reactor combined with two Organic Rankine Cycles, *Energy*, Vol. 65, pp. 533-543, 201
- [6]. R. S. El-Emam, I. Dincer, Exergy and exergo-economic analyses and optimization of geothermal organic Rankine cycle, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 59, No. 1, pp. 435-444, 2013.
- [7]. F.A. Boyaghchi, P. heidarnejad, Thermodynamic assessment and multi objective optimization of a solar micro CCHP based on organic Rankine cycle for domestic application. *Energy conversion and Management*, Vol 97, pp.224-34, 2015.
- [8]. B.F. Tchanche, G. Papadakis, G. Lambrinos, A. Frangoudakis, Fluid selection for a low-temperature solar organic Rankine cycle, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 29, No. 11, pp. 2468-76, 2009.
- [9]. J.Freeman, K Hellgardt, C.N.Markides, An assessment of solar-powered organic Rankine cycle systems for combined heating and power in UK domestic applications, *Applied Energy*, Vol. 138, pp.605-20, 2015.
- [10]. Kalogirou, SA, "Solar Energy Engineering Processes and Systems", Academic press
- [11]. S. Kakac, H. Liu, A. Pramuanjaroenkij, *Heat exchangers: selection, rating, and thermal design*: CRC press, 2012.
- [12]. F. Calise, C. Capuozzo, A.Carotenuto, L. Vanoli, Thermo-economic analysis and off-design performance of an organic Rankine cycle-powered by medium-temperature heat

جدول 7 اثر تغییر شار خورشیدی در ماه‌های مختلف بر روی عملکرد سیستم از منظر انرژی، انرژی و انرژی - اقتصادی

Table 7 Effect of solar radiation change In different months on exergy and economic parameter

ماه	شار متوسط	A_{coll} (m ²)	$\eta_{en, chp}$	$\eta_{ex, chp}$	Z_{tot} (\$/h)	$C_{des, tot}$ (\$/h)	f_{tot}
Jan	522	1730	0.49	0.136	27.1	164.2	0.141
Feb	634	1341	0.518	0.144	21.76	119.3	0.154
Mar	594	1459	0.509	0.141	23.37	132.3	0.150
Apr	650	1300	0.522	0.145	21.18	114.8	0.155
May	622	1375	0.516	0.143	22.21	123	0.153
Jun	524	1722	0.491	0.136	26.98	163.1	0.142
Jul	633	1344	0.518	0.144	21.8	119.6	0.154
Aug	627	1361	0.517	0.143	22.02	121.4	0.153
Sept	622	1375	0.516	0.143	22.21	123	0.153
Oct	639	1328	0.519	0.144	21.58	117.9	0.154
Nov	491	1881	0.48	0.133	29.17	182.8	0.137
Dec	512	1776	0.487	0.135	27.73	169.8	0.140

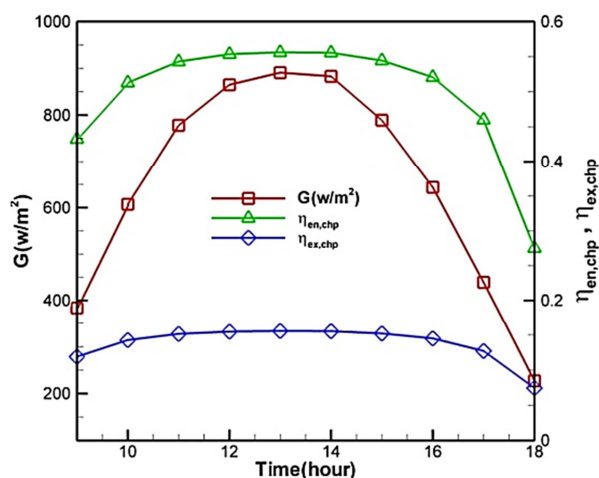


Fig. 6 Effect of solar radiation change on 17th April on chp cycle efficiency

شکل 6 اثر تغییر شار خورشیدی در روز 17 ام ماه April بر روی بازده سیکل تولید همزمان

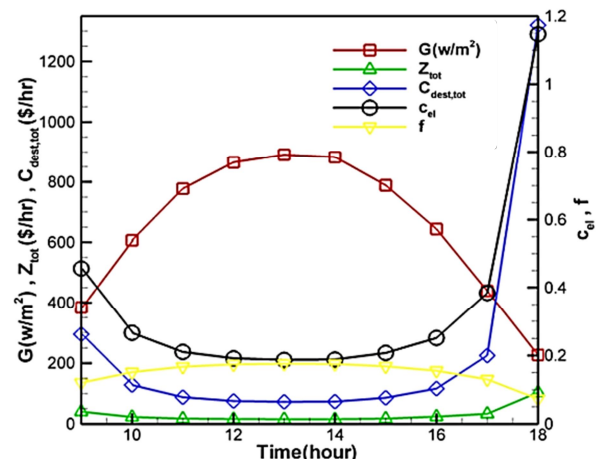


Fig. 7 Effect of solar radiation change on 17th April on exergy and economic parameter

شکل 7 اثر تغییر شار خورشیدی در روز 17 ام ماه April بر روی پارامترهای انرژی - اقتصادی

8- نتیجه گیری

در این تحقیق، ابتدا سیکل رانکین آبی به منظور تولید همزمان قدرت و آب

- methodology for calculating efficiencies and costs in thermal systems, *Energy*, Vol. 31, No. 8, pp. 1257-1289, 2006.
- [17] Klein, S., "Calculation of monthly average insolation on tilted surfaces". *Solar energy*, Issue 4, Vol. 19, pp. 325-329. 1977
- [18]. Sabziparvar, AA., "A simple formula for estimating global solar radiation in central arid deserts of Iran", *Renewable Energy*, Issue 5, Vol. 33, pp. 1002-1010. 2008.
- [19]. Mokheimer, EM. Dabwan, YN. Habib, MA. Said, SA. Al-Sulaiman, FA., "Development and assessment of integrating parabolic trough collectors with steam generation side of gas turbine cogeneration systems in Saudi Arabia", *Applied Energy*, Vol. 141, pp. 131-142.2015.
- sources, *Solar Energy*, Vol.103, pp.595,2014
- [13]. A. Kheiri, M. Feidt, S. Pelloux-Prayer, Thermodynamic and economic optimizations of a waste heat to power plant driven by a subcritical ORC (Organic Rankine Cycle) using pure or zeotropic working fluid, *Energy*, Vol. 78, pp. 622-638, 2014.
- [14]. A. Bejan, G. Tsatsaronis, *Thermal design and optimization*: John Wiley & Sons, 1996.
- [15]. M. Khaljani, R. K. Saray, K. Bahlouli, Comprehensive analysis of energy, exergy and exergo-economic of cogeneration of heat and power in a combined gas turbine and organic Rankine cycle, *Energy Conversion and Management*, Vol. 97, pp. 154-165, 2015.
- [16]. A. Lazzaretto, G. Tsatsaronis, SPECO: a systematic and general