مجله مهندسی مکانیک مدرس، مهر 1395، دوره 16، شماره 13، ویژه‌نامه مجموعه مقالات کنفرانس، ص‌ص 56-63

مجموعه مقالات دومین کنفرانس بین‌المللی تهویه‌مطبوع 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 فرد[2]، محمد ذوقی[3]

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 به‌منظور تولید الکتریسیته و آب گرم، با محرک همزمان انرژی زمین گرمایی و خورشیدی شبیه‌سازی شده و از منظر انرژی، اگزرژی و اگزرژی- اقتصادی مورد بررسی قرار گرفته است. در این پیکره‌بندی، از سیال زمین گرمایی 90 درجه سلسیوس به‌منظور پیش گرمایش و از سیال خورشیدی با دمای 150 درجه سلسیوس به‌منظور فوق گرمایش سیال آلی استفاده می‌شود. همچنین از دفع گرما در کندانسور، به منظور تولید آب‌گرم استفاده می‌شود. نتایج شبیه‌سازی نشان می‌دهد در حالت پایه، بازده انرژی و اگزرژی تولید همزمان به ترتیب 0.566 و 0.156 و بازده انرژی و اگزرژی الکتریکی به ترتیب 0.057 و 0.065 بوده و مقدار کار خروجی و بازگشت‌ناپذیری کلی نیز به‌ترتیب 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 اگزرژی- 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 پی‌دارد. همچنین تغییر شار خورشیدی، موجب بهبود عملکرد سیستم از دیدگاه اگزرژی- اقتصادی شده و افزایش بازده انرژی و اگزرژی را در پی دارد.

کلید واژگان: اگزرژی- 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℃ geothermal brine was used to preheat the organic fluid and 150℃ solar fliud 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

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 حالتی که به تنهایی مورد استفاده قرار می‌گیرند را برطرف کند [1]. هزینه تولید 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 زمین‌گرمایی به عنوان محرک سیکل‌های تولید همزمان از منظر ترمودینامیکی و اقتصادی مناسب و کارا به‌نظر می‌رسد و می‌تواند

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

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)

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-10-12]

[DOR: 20.1001.1.10275940.1395.16.13.57.4]

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 اگزرژی- اقتصادی را تشکیل می‌دهد. از جمله تحقیقات در این شاخه، تمپستی و همکاران [4] سیکل تولید همزمان کار و حرارت در مقیاس میکرو را با محرک همزمان انرژی زمین گرمایی و خورشیدی از منظر انرژی، اگزرژی 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 آلی با محرک انرژی زمین گرمایی را از دیدگاه بازده انرژی و اگزرژی و اگزرژی- اقتصادی مورد بررسی قرار دادند. بویاقچی و همکاران [7] در سال 2015 سیکل تولید همزمان قدرت، حرارت و برودت با محرک انرژی خورشیدی منظر انرژی، اگزرژی و اگزرژی- اقتصادی شبیه‌سازی نمودند. در این تحقیق ابتدا سیکل تولید همزمان رانکین آلی 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، اگزرژی و اگزرژی- 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 اگزرژی، کار خروجی، برگشت‌ناپذیری کلی و پارامترهای اگزرژی- 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 آلی، 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 جزییات انتقال حرارت در آن شبیه‌سازی می‌شود. همچنین در تحقیق پیش رو تحلیل اگزرژی-اقتصادی به منظور بدست آوردن پارامترهای اگزرژی- اقتصادی مربوطه انجام شده و در پایان تحلیل پارامتری جامعی در مورد تاثیر تغییر پارامترهای مختلف بر روی عملکرد سیکل تولید همزمان انجام می‌گیرد.

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

طرح شماتیکی سیکل تولید همزمان در "شکل1" قابل مشاهده است. ملاحظه می‌شود از سیال دما پایین زمین گرمایی با دمای 90 °C به‌منظور پیش گرمایش سیال ورودی به اواپراتور سیکل رانکین آلی استفاده می‌شود. سپس در اواپراتور، سیال آلی به‌وسیله آب گرم خروجی از کلکتور لوله خلأ با دمای 150 °C به بخار فوق‌گرم تبدیل می‌شود، استفاده از کلکتور لوله‌خلأ به دلیل ارزان‌تر بودن نسبت به کلکتورهای تمرکزی ردیاب خورشید مناسب می‌باشد [4]. در مرحله بعد، بخار فوق‌گرم وارد توربین شده و تولید قدرت می‌کند. سیال خروجی از توربین معمولا 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 آلی خروجی بعد وارد پمپ شده و سیکل آلی تکمیل می‌گردد. زمانی‌که 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 آلی می‌باشد [8]. بازده الکتریکی سیکل معرفی شده فوق نسبتا کم

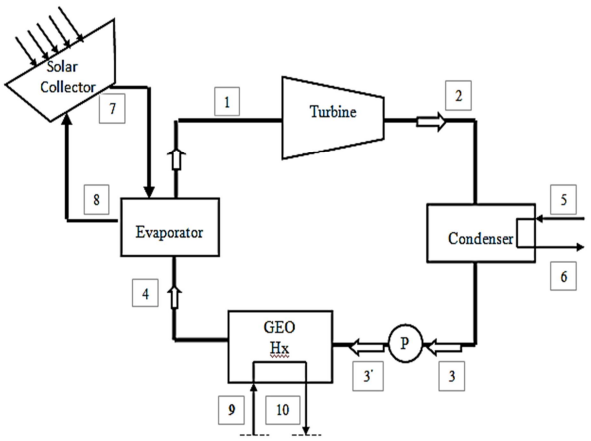

Fig.1 Schematic diagram of combined cycle

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 آیزونتروپیک مشخص دارند.
- تحلیل اگزرژی، دما و فشار محیط به‌عنوان دما و فشار مرجع است.

3- تحلیل ترمودینامیکی

3-1- توازن جرم، انرژی و اگزرژی

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

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

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

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

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

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

$$Ex_W = \dot{W} \quad (5)$$

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

که زیرنویس 0 مربوط به خواص در دما و فشار محیط است. به‌منظور سنجش حقیق کارآیی جزء در سیکل، بازده اگزرژی 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 $\dot{E}x_F$ به‌ترتیب جریان اگزرژی محصول و سوخت هر جزء می‌باشد.

3-2- کلکتور خورشیدی

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

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-10-12]

[DOR: 20.1001.1.10275940.1395.16.13.57.4]

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 ثوابت 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 به‌منظور بیشینه کردن تابش خورشیدی در فصل بهار و تابستان انتخاب شده است [10]. تابش خورشیدی در این تحقیق برابر $(\frac{w}{m^2})$ 1000 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) به‌دست می‌آید.

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

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 [12,11]. در مبدل حرارتی مورد استفاده، سیال آلی در سمت لوله و آب خورشیدی و زمین گرمایی و آب گرم مصرفی در سمت پوسته جریان دارد [13]. نرخ انتقال حرارت در ناحیه‌ی تک‌فازی اواپراتور و کندانسور طبق رابطه (11) محاسبه می‌شود:

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

که A مساحت، ΔT_{lmtd} اختلاف دمای لگاریتمی، F ضریب تصحیح برابر با 0.9 و U ضریب کلی انتقال حرارت مبدل حرارتی از رابطه (12) به‌دست 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 آلی	120
$\Delta T_{pinch,of,eva}$	اختلاف دمای پینچ اواپراتور سیکل آلی	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 آلی	0.85
η_{tur}	بازده آیزونتروپیک توربین سیکل آلی	0.8
$t_{15}-t_4$(°C)	اختلاف دمای سیال زمین گرمایی وآلی	5
$t_{16}-t_{3'}$(°C)	اختلاف دمای سیال زمین گرمایی وآلی	15
t_3(°C)	دمای کندانسور سیکل آلی	60
t_5(°C)	دمای آب ورودی کندانسور سیکل آلی	20
t_6(°C)	دمای آب خروجی کندانسور سیکل آلی	60

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

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) به‌دست می آید [11]:

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

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

که در روابط (13) و (14) زیرنویس‌های sh، t و w 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) به‌دست 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) به‌دست می‌آید:

$$\dot{Q}_i = FU_iA_i\Delta T_i \quad (16)$$

ضریب انتقال حرارت در ناحیه‌ی دو فازی برای اواپراتور از رابطه (17) به‌دست 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) به‌دست می‌آید [13]:

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

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 به‌دست می‌آید.

4- تحلیل اگزرژی - 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 اگزرژی و $\dot{Z}_k$ نرخ هزینه برای جزء k ام می‌باشد. که از رابطه (20) به‌دست می‌آید [14]:

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

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) به‌دست 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 φ=1.06، N=7000[hr] است [5] و قیمت ابتدایی تجهیزات از روابط (22) تا (25) به‌دست می‌آید:

توربین [15]:

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

پمپ [15]:

$$Z_P = (3540)(\dot{W}_P)^{0.71} \quad (23)$$

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-10-12]

[DOR: 20.1001.1.10275940.1395.16.13.57.4]

مبدل‌های حرارتی [11]:

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

کلکتور خورشیدی [7]:

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

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

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

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

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

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

5- پارامترهای خروجی

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

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

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

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

که $\dot{m}_{\mathrm{geo}}$ و $\dot{m}_{\mathrm{hw}}$ به ترتیب دبی سیال زمین گرمایی و آب گرم تولیدی بوده و جریان اگزرژی ورودی به کلکتور خورشیدی از رابطه (32) به‌دست می‌آید:

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

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 اگزرژی- اقتصادی در اجزای مختلف سیکل تولید همزمان به‌وسیله 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 کاملا یکسان (مطابق جدول 3 از مرجع ذکر شده) مقایسه می‌گردد. نتایج صحت‌سنجی در جدول 2 ارائه شده است. همان‌طورکه ملاحظه می‌شود تطابق خوبی بین نتایج حاصله و نتایج مرجع مذکور وجود دارد.

جدول 2 صحت‌سنجی نتایج شبیه‌سازی حاضر

Table 2 Validation of present simulation

	تحقیق حاضر	مرجع [4]
سیال آلی	R134a	R134a
بازده الکتریکی (%)	9.3	9.1
دبی سیال آلی ($\frac{kg}{s}$)	1.83	1.77
دبی کلکتور ($\frac{kg}{s}$)	1.18	1.1
دبی سیال زمین گرمایی ($\frac{kg}{s}$)	0.91	0.95

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 اگزرژی، مقادیر خروجی مربوط به نرخ انرژی و اگزرژی اجزای مختلف سیکل و همچنین بازده اگزرژی اجزای مختلف در جدول 4 آمده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود بیش‌ترین تخریب اگزرژی درکلکتور خورشیدی و سپس در کندانسور می‌باشد. مقدار زیاد تخریب اگزرژی 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 اگزرژی در سیکل به ترتیب متعلق به مبدل حرارتی زمین‌گرمایی و کندانسور می‌باشد. در حالت پایه، بازده انرژی و اگزرژی تولید همزمان به ترتیب 0.566 و 0.156 و بازده انرژی و اگزرژی 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.

جدول5 نشان‌دهنده‌ی نتایج اگزرژی- اقتصادی برای سیکل رانکین آلی است، کلکتور خورشیدی باید بیشتر از سایر اجزا از منظر اگزرژی- اقتصادی مورد توجه قرار بگیرد چون بیش‌ترین مقدار $\dot{Z}_{\mathrm{k}}+\dot{C}_{\mathrm{dest,k}}$ را داراست [5]. اواپراتور و کندانسور کم‌ترین مقدار فاکتور اگزرژی- اقتصادی را دارا می‌باشند. در مورد اجزایی مانند مبدل زمین گرمایی و پمپ که نسبت به سایر اجزا فاکتور اگزرژی- اقتصادی بالاتری دارند کاهش قیمت ابتدایی توصیه می‌گردد. در

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

Table 3 Cost balance and auxiliary equation for exergoeconomic analysis

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

جدول 4 نتایج انرژی و اگزرژی سیکل تولید همزمان

Table 4 Energy and exergy result for chp cycle

دستگاه	$\dot{Q}$ or $\dot{W}$ (kW)	$\dot{E}x_{\mathrm{f}}$(kW)	$\dot{E}x$(kw)	$\mathrm{Ex_D}$ (W)	η_{ex}(%)
کلکتور	409.1	734.3	114.1	620.3	0.155
توربین	50	60.3	50	10.3	0.829
اواپراتور	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

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-10-12]

[DOR: 20.1001.1.10275940.1395.16.13.57.4]

جدول5 نتایج اگزرژی- 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
اواپراتور	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

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

3-6- تحلیل پارامتری

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

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

"شکل3" تغییرات بازده انرژی و اگزرژی برحسب افزایش اختلاف دمای پینچ اواپراتور در بازه 2 تا 15 درجه سلسیوس است. همان‌طور که در شکل نیز قابل مشاهده است، افزایش دمای پینچ در محدوده موردنظر باعث کاهش اندک بازده انرژی و اگزرژی می‌شود. در این‌حالت با ثابت ماندن کار خروجی و اختلاف آنتالپی در توربین، دبی سیال آلی در سیکل بدون تغییر می‌ماند. از سوی دیگر افزایش اختلاف دمای پینچ، باعث افزایش دمای سیال محرک خورشیدی شده و موازنه انرژی در اواپراتور سیکل آلی، 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 اگزرژی می‌باشد.

"شکل4" تغییرات مولفه‌های اقتصادی و بازگشت ناپذیری کلی برحسب افزایش دمای اواپراتور آلی را نشان می‌دهد. همان‌طورکه از شکل قابل مشاهده است بازگشت‌ناپذیری کلی با افزایش دمای اواپراتور کاهش می‌یابد. در اجزای سیکل رانکین آلی، کاهش دبی، عامل موثر در کاهش بازگشت-ناپذیری اجزا بوده و در کلکتور خورشیدی، کاهش مساحت موردنیاز و به تبع آن کاهش اگزرژی سوخت ورودی باعث کاهش تخریب اگزرژی کلکتور می‌شود که در نهایت دو عامل ذکر شده، کاهش بازگشت‌ناپذیری 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 اگزرژی کلی کاهش پیدا کرده که به تبع آن نرخ هزینه کلی کاهش پیدا می‌یابد. افزایش دمای اواپراتور باعث کاهش دبی قسمت‌های مختلف سیکل و کاهش نرخ انتقال حرارت در مبدل‌های حرارتی شده که کاهش

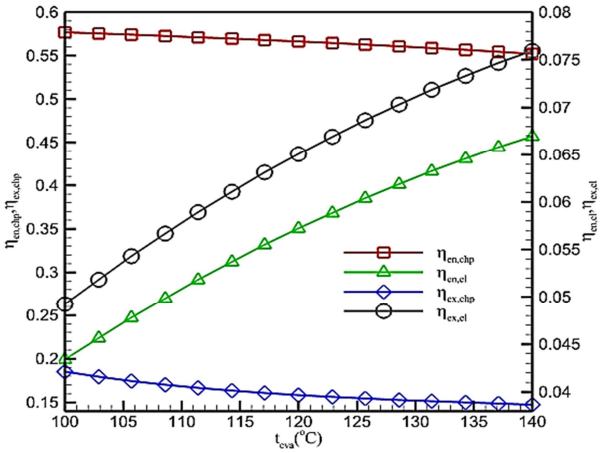

Fig. 2 Effect of evaporator temp on energy and exergy efficiency

شکل 2 اثر دمای اواپراتور بر روی بازده انرژی و اگزرژی

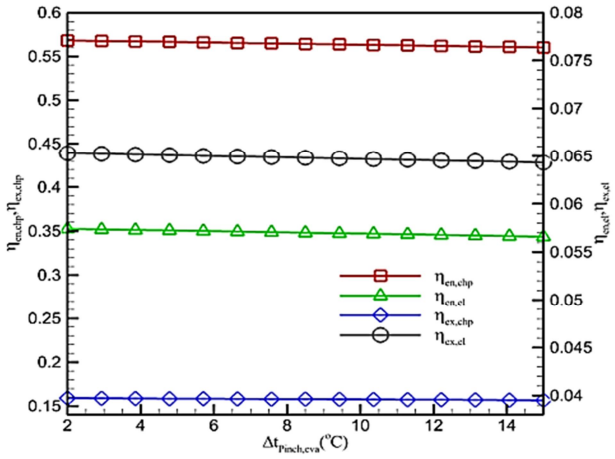

Fig. 3 Effect of evaporator pinch temp on energy and exergy efficiency

شکل 3 اثر اختلاف دمای پینچ اواپراتور بر روی بازده انرژی و اگزرژی

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-10-12]

[DOR: 20.1001.1.10275940.1395.16.13.57.4]

مساحت و در نتیجه کاهش هزینه متناظر با آن را باعث می‌شود. این حالت در مورد کلکتور خورشیدی نیز برقرار بوده و کاهش مساحت موردنیاز کلکتور خورشیدی، باعث کاهش هزینه متناظر با آن می‌گردد.

"شکل5" تغییرات مولفه‌های اقتصادی سیستم و بازگشت‌ناپذیری کلی برحسب افزایش اختلاف دمای پینچ اواپراتور آلی نشان می‌دهد. در اثر افزایش دمای پینچ، بازگشت‌ناپذیری کلی افزایش می‌یابد. در اجزای سیکل رانکین آلی، 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 بازگشت‌ناپذیری اواپراتور را نتیجه می‌دهد و در سایر اجزا بازگشت-ناپذیری ثابت می‌ماند. در کلکتور خورشیدی، افزایش مساحت مورد نیاز، افزایش بازگشت‌ناپذیری کلی را در پی دارد. با افزایش دمای پینچ، نرخ هزینه ابتدایی و نگهداری تجهیزات تقریبا ثابت می‌ماند. در این حالت با افزایش دمای پینچ، مساحت کلکتور و هزینه آن افزایش یافته، اما به‌دلیل ثابت ماندن نرخ انتقال حرارت در اواپراتور و افزایش اختلاف دما در آن، مساحت موردنیاز اواپراتور کاهش پیدا کرده که باعث کاهش هزینه آن می‌شود. اثر متقابل دو عامل ذکر شده باعث می‌گردد که نرخ هزینه کلی تقریبا ثابت بماند.

7- اثر تغییر شار خورشیدی بر عملکرد سیکل ترکیبی

در این قسمت به‌منظور به‌دست آوردن شار خورشیدی ساعت به ساعت برای

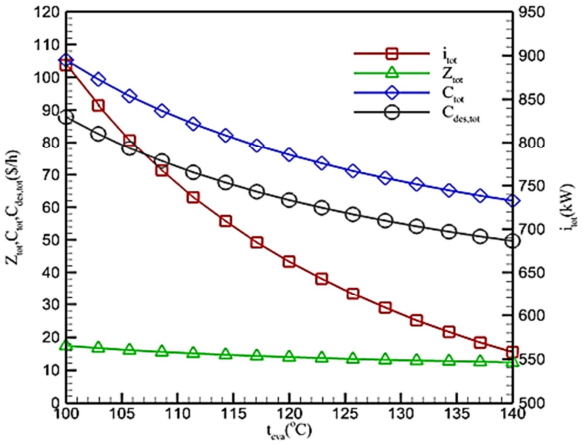

Fig. 4 Effect of evaporator temp on exergy destruction and economic parameter

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

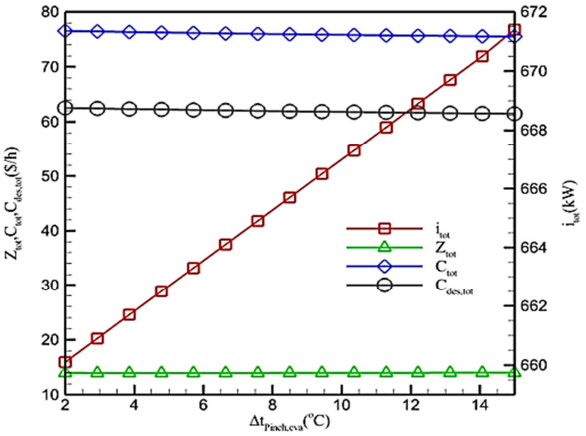

Fig. 5 Effect of evaporator pinch temp on exergy dest and economic parameter

شکل5 اثر اختلاف دمای پینچ اواپراتور بر روی تخریب اگزرژی و پارامترهای اقتصادی

شهر رامسر از نتایج خروجی نرم‌افزار Meteonorm و خوانده شده به وسیله نرم‌افزار TRNSYS استفاده می‌شود. 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 می‌شود. 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) به‌عنوان روز نماینده ماه در نظر گرفته می‌شود. برای روز انتخابی نیز شار متوسط روزانه در ساعات آفتابی با فرض کار کردن حلقه خورشیدی با شار بالای $200\left(\frac{W}{m^2}\right)$ محاسبه می‌شود. همچنین شیب کلکتور نسبت به افق برای شهر رامسر (با عرض جغرافیایی 36 درجه) برابر با 15 درجه کم‌تر از عرض جغرافیایی برای فصل بهار و تابستان و 15 درجه بیشتر از عرض جغرافیایی برای فصل پاییز و زمستان در نظر گرفته می‌شود و دهانه کلکتور رو به جنوب می‌باشد [18]. مقادیر روز مورد بررسی در هر ماه، شیب کلکتور نسبت به افق، ساعات عملکرد حلقه خورشیدی در روز (تعداد ساعات شار بالای $200\left(\frac{W}{m^2}\right)$) و متوسط شار کلی روی سطح شیب‌دار کلکتور برای روز نماینده ماه در جدول 6 آورده شده است. اثر تغییر شار خورشیدی در ماه‌های مختلف برعملکرد سیستم از منظر انرژی، اگزرژی و اگزرژی-اقتصادی در جدول 7 قابل مشاهده است.

همچنین اثر تغییر شار خورشیدی در طول ساعت شار بالای $200\left(\frac{W}{m^2}\right)$ در روز 17 ام ماه April بر روی بازده سیکل تولید همزمان در "شکل6" و اثر تغییر شار بر روی پارامترهای اگزرژی- اقتصادی در "شکل7" قابل مشاهده است. همان‌طور که از جدول 6 پیداست، در طول این روز، تعداد ساعت شار بالای $200\left(\frac{W}{m^2}\right)$ حدودا 10 ساعت (از ساعت 9 صبح تا ساعت 18 بعدازظهر) می‌باشد. با افزایش شار خورشیدی وارده به کلکتور، مساحت مورد نیاز کلکتور به‌منظور تأمین مای دمای خروجی 150 درجه سلسیوس کاهش می‌یابد. در اثر افزایش شار و کاهش مساحت در مخرج کسر بازده تولید همزمان، اثر کاهش مساحت بیشتر بوده و افزایش بازده انرژی و اگزرژی را نتیجه می‌دهد که در "شکل 6" قابل ملاحظه می‌باشد. همچنین کاهش مساحت کلکتور در اثر افزایش شار ورودی، عامل اصلی کاهش نرخ هزینه ابتدایی و نگهداری و نرخ هزینه متناسب با تخریب اگزرژی با افزایش شار ورودی می‌باشد. تأثیر متقابل این دو مورد در رابطه فاکتور اگزرژی- اقتصادی باعث افزایش این فاکتور با افزایش شار ورودی می‌شود که در "شکل 7" قابل ملاحظه است. همچنین می‌توان نتیجه‌گیری کرد که افزایش شار خورشید ورودی به کلکتور، عملکرد سیکل را از منظر اگزرژی- اقتصادی بهبود می‌بخشد.

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

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-10-12]

[DOR: 20.1001.1.10275940.1395.16.13.57.4]

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

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

f_{tot}	$C_{des,tot}$ ($/h)	Z_{tot} ($/h)	$\eta_{ex,chp}$	$\eta_{en,chp}$	A_{coll} (m^2)	شار متوسط	ماه
0.141	164.2	27.1	0.136	0.49	1730	522	Jan
0.154	119.3	21.76	0.144	0.518	1341	634	Feb
0.150	132.3	23.37	0.141	0.509	1459	594	Mar
0.155	114.8	21.18	0.145	0.522	1300	650	Apr
0.153	123	22.21	0.143	0.516	1375	622	May
0.142	163.1	26.98	0.136	0.491	1722	524	Jun
0.154	119.6	21.8	0.144	0.518	1344	633	Jul
0153	121.4	22.02	0.143	0.517	1361	627	Aug
0.153	123	22.21	0.143	0.516	1375	622	Sept
0.154	117.9	21.58	0.144	0.519	1328	639	Oct
0.137	182.8	29.17	0.133	0.48	1881	491	Nov
0.140	169.8	27.73	0.135	0.487	1776	512	Dec

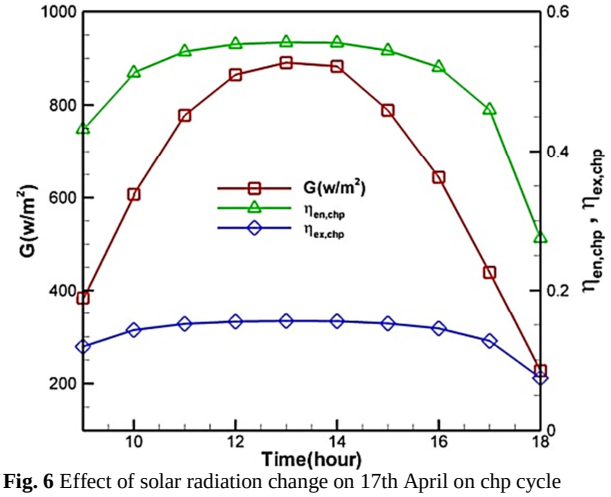

Fig. 6 Effect of solar radiation change on 17th April on chp cycle efficiency

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

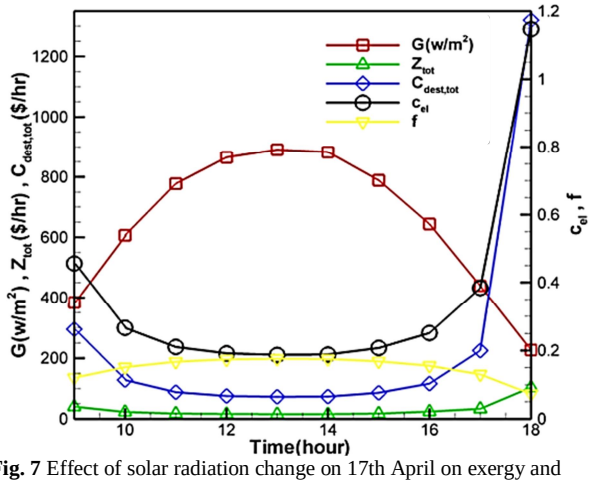

Fig. 7 Effect of solar radiation change on 17th April on exergy and economic parameter

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

8- نتیجه‌گیری

در این تحقیق، ابتدا سیکل رانکین آلی به‌منظور تولید همزمان قدرت و آب گرم با محرک انرژی زمین گرمایی و انرژی خورشیدی شبیه‌سازی شده و سپس تاثیر تغییر پارامترهای مختلف بر روی عملکرد سیستم از منظر انرژی، اگزرژی و اگزرژی- اقتصادی بررسی می‌گردد. در حالت پایه، بازده انرژی و اگزرژی تولید همزمان به ترتیب 0.566 و 0.156 و بازده انرژی و اگزرژی الکتریکی به‌ترتیب 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 اگزرژی- 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 اگزرژی و افزایش هزینه ابتدایی سیستم شود، توصیه می‌گردد. نتایج تحلیل پارامتری حاکی از این است که افزایش دمای اواپراتور، باعث افزایش بازده انرژی و اگزرژی الکتریکی شده و کاهش بازده انرژی و اگزرژی تولید همزمان را سبب می‌گردد. همچنین باعث کاهش بازگشت‌ناپذیری کلی و کاهش نرخ هزینه تخریب اگزرژی و هزینه کلی را نیز در بردارد. افزایش دمای پینچ بر روی بازده انرژی و اگزرژی الکتریکی و تولید همزمان، موجب کاهش اندک آن شده، اما بازگشت‌ناپذیری کلی را افزایش می‌دهد. همچنین باعث کاهش اندک نرخ هزینه تخریب اگزرژی و هزینه کلی می‌گردد. افزایش شار خورشیدی به نفع سیستم بوده و موجب افزایش راندمان انرژی و اگزرژی 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 اگزرژی بوده و موجب کاهش آن‌ها می‌گردد. در کل می‌توان گفت افزایش شار ورودی، عملکرد سیکل را از منظر اگزرژی- 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. DiPppo. *Geothermal power plants: principles,applications, case studies and environmental impact.* Butterworth-heinemam,2012.

[3]. Á. 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.Mohammadkhani, 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, Thermoeconomic analysis and off-design performance of an organic Rankine cyclepowered by medium-temperature heat

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-10-12]

[DOR: 20.1001.1.10275940.1395.16.13.57.4]

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 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.

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-10-12]

[DOR: 20.1001.1.10275940.1395.16.13.57.4]