

مدلسازی و تحلیل انرژی و انرژی تلفیق توربین گاز و کلکتور سهموی خورشیدی

چکیده

مصرف بی‌رویه از سوخت‌های فسیلی در نیروگاه‌ها برای تولید برق و تأمین نیاز بشر منجر به تولید گازهای گلخانه‌ای و آلودگی زیست محیطی شده است. لذا، استفاده مطلق از منابع تجدیدناپذیر چون سوخت‌های فسیلی که پس از استفاده به انواع دیگری از انرژی تبدیل شده و معمولاً آلاینده‌هایی ایجاد می‌کنند، در شرایط کنونی مورد پسند جوامع نبوده و لازم است از انرژی‌های تجدیدپذیر چون انرژی خورشید، باد و غیره که اصطلاحاً منابع پاک یا سبز نامیده می‌شوند استفاده نمود. در این مقاله، به تحلیل انرژی و انرژی تلفیق نیروگاه گازی با کلکتور سهموی خورشیدی پرداخته شده، انرژی سیستم، راندمان انرژی و میزان نرخ نابودی انرژی مورد مطالعه قرار گرفته است. نتایج نشان داد، گرم کردن هوای قبل از محفظه احتراق توسط کلکتورهای خورشیدی از دمای 628/5 درجه کلین تا 800/5 درجه کلین، با فرض داشتن 300 روز آفتابی و استفاده از کلکتورهای خورشیدی به مدت 9 ساعت در طول شبانه روز بازده‌های انرژی و انرژی را افزایش می‌دهد. بازده‌های انرژی و انرژی سیکل در حالت عادی به ترتیب 35 و 37 درصد هستند. با افزایش دمای محفظه احتراق بازده‌های انرژی و انرژی به ترتیب 46 و 48 درصد خواهند بود. این نتایج نشان از عملکرد فوق العاده سیستم تلفیقی دارد. 15/95 میلیون مترمکعب گاز در طول یک سال صرفه جویی شده، از انتشار 37216 تن دی‌اکسید کربن جلوگیری می‌شود.

کلمات کلیدی

انرژی، توربین گاز، کلکتور سهموی خورشیدی، مدلسازی

مقدمه و هدف

استفاده از انرژی‌های تجدیدپذیر برای جلوگیری از آلودگی‌های محیط‌زیست در طی دهه‌های گذشته مورد توجه قرار گرفته و تقریباً در بحران نفتی 1973 تمرکز شدیدی روی استفاده از انرژی‌های تجدیدپذیر انجام شده است. اما متأسفانه علاقه‌مندی به استفاده از انرژی‌های تجدیدپذیر رفته رفته بعد از تثبیت قیمت نفت کم‌رنگ شد تا اینکه بحث آلودگی‌های زیست‌محیطی آغاز و مرکزی برای فعالیت‌های تحقیقاتی برای پایان دادن به اثرات تخریبی محیط‌زیست گردید. اکنون تلاش‌ها و تحقیقات زیادی به استفاده از انرژی‌های تجدیدپذیر در کشورهای اروپایی و آمریکا انجام شده است. استفاده از انرژی خورشید در صدر انرژی‌های تجدیدپذیر قرار گرفته است. مقدار انرژی که خورشید سالیانه به زمین می‌دهد، حدود ده هزار مرتبه بیشتر از مصرف انرژی سالیانه دنیاست. دولت‌ها در بسیاری از کشورها، محرک افزایش کاربرد انرژی‌های تجدیدپذیر هستند. البته، انتظار می‌رود تا دو دهه آتی، نفت و گاز اصلی‌ترین منابع سوخت باقی بمانند.

آنچه که از دهه‌های گذشته بدست آمده رشد روز افزون تولید الکتریسته، نرخ افزایش سالیانه مصرف الکتریسته 2/3 درصد است. انتظار می‌رود با چنین مصرفی و رشد جمعیت و بالا رفتن استانداردهای زندگی بشر، بین سالهای 2006 تا 2030 این نرخ به 40% هم برسد [1].

در این مقاله سعی شده است با تلفیق نیروگاه گازی (سیکل برایتون) با کلکتور سهموی خورشیدی، با گرم کردن هوای خروجی از کمپرسور، قبل از محفظه احتراق، در مصرف سوخت صرفه‌جویی شده، کاهش هزینه‌ی سوخت را به دنبال داشته و از آلودگی‌های زیست‌محیطی کاسته شود. پارامترهای مقدار کاهش مصرف سالیانه‌ی سوخت،

مقدار کاهش تولید گازهای گلخانه‌ای چون دی‌اکسید کربن بررسی و محاسبه شود، راندمان انرژی و انرژی و اگزرژی سیکل تلفیقی توربین گاز و خورشید بررسی شود.

تئوری و پیشینه تحقیق

در این مقاله پیش‌فرض بر این بوده که دما و فشار هوای ورودی به کمپرسور و نسبت تراکم کمپرسور معلوم باشد. لذا از روابط ترمودینامیکی دمای خروجی از کمپرسور بدست آمده، گرمای منتقل شده از کلکتور سهموی خطی محاسبه گردیده و مقدار افزایش دمای خروجی از کمپرسور مشخص شده است. سیستم متمرکز کننده، سهموی خطی بوده بطوریکه سیال فعال که در اینجا سدیم مایع است در درون لوله کانونی در گردش و انرژی خورشید را جمع‌آوری کرده، سدیم داغ در مبدل‌های حرارتی هوا را گرم می‌کند. هوای خروجی از کمپرسور و ورودی به محفظه احتراق نیز پیش گرم می‌شود.

برای انجام مراحل فوق، مدل‌سازی هر بخش از سیکل صورت گرفته، کد مربوطه توسط نرم‌افزار متلب¹ تهیه و نمودارها و نتایج بدست آمده است.

در سال 2012 رامی الامام [1]، سه سیستم را مورد مطالعه و بررسی قرار می‌دهد. بطوریکه سیستم اول تولید چندانگانه با سلول سوخت² و متمرکز کننده سهموی خورشیدی. سیستم دوم تولید چندانگانه سیکل رانکین با کلکتور سهموی خورشیدی و سیستم سوم براساس کلکتور میدانی هلیوستات و توربین بخار است. سیستم اول برای تولید الکتریسیته، سرمایه‌ش و هیدروژن طراحی شده و عملکرد سیستم برای زمان تابش و زمان نبود تابش خورشید مورد ارزیابی قرار گرفته‌اند. سیستم دوم، علاوه بر تولید برق، سیستم چیلر جذبی، واحد آب شیرین‌کن و آب گرم خانگی را هم شامل می‌شود. سیستم سوم با هدف محصولات چندانگانه آب شیرین، گرمایش و سرمایه‌ش طراحی شده است. در سه سیستم متغیرهای تصمیم‌گیری را مدنظر قرار داده، بهینه‌سازی سیکل را انجام و نقطه بهینه‌ای که در آن راندمان ماکزیمم و قیمت حداقل بشود را نتیجه گرفت. بر این اساس، سیستم تولید چندانگانه با بهره‌مندی از انرژی خورشیدی در نقطه بهینه‌ای که از لحاظ اقتصادی مقرون به صرفه و از لحاظ زیست‌محیطی مقبول باشد را بدست آورد.

مقصودی و همکاران [2] در سال 2014، بهینه‌سازی اگزرژی در نیروگاه بخار شهید رجایی با گرمکن آب تغذیه با کاربرد الگوریتم ژنتیک را مورد مطالعه قرار دادند. حساسیت تابع هدف برای تغییرات نرخ خروجی در توربین-های بخار موجود آنالیز و مقدار بهینه نرخ خروجی توسط الگوریتم ژنتیک تعیین شده است. راندمان اگزرژی کل با محاسبه اتلاف اگزرژی و راندمان اگزرژی مربوط به هر قسمت را تعیین نمودند. اعمال تخریب نشان داد با اضافه کردن 25 مگاوات کار توربین راندمان‌های انرژی و اگزرژی تا 5 درصد افزایش یافته است.

عامری و همکاران [3] در مقاله خود به بررسی برگشت ناپذیری‌ها در هر قسمت از نیروگاه سیکل ترکیب نکاء، با کاربرد تحلیل اگزرژی پرداختند. نتایج نشان داد: محفظه احتراق، توربین گاز، کانال مشعل و بازیاب منابع مهم برگشت ناپذیری هستند که 83% افت اگزرژی را به خود اختصاص داده‌اند. راندمان‌های انرژی و اگزرژی در دو حالت بدون کاربرد مشعل اضافی و با اضافه شدن مشعل اضافی به بازیاب مقایسه شد.

در سال 2016، اوانجلس و همکاران [4] تحقیقی بر روی مشخصات سیال فعال در کلکتورهای سهموی خورشیدی انجام دادند. برای یک مدل تعریف شده، خواصی چون چگالی، گرمای ویژه، ویسکوزیته، ضریب هدایت گرمایی و ضریب انتقال گرما را برای سیالات فعال مختلف در دماهای متفاوت بدست آوردند. آنالیز حرارتی با ابزار EES انجام دادند. در این مقاله عملکرد کلکتور سهموی خورشیدی، مدل Eurotrough ET-150 به همراه هفت سیال فعال، آب، ترمینول VP-1، نمک نیترات مذاب، سدیم مایع، هوا، دی‌اکسید کربن و هلیوم را مورد

1 MATLAB

2 Biomass gasification SOFC

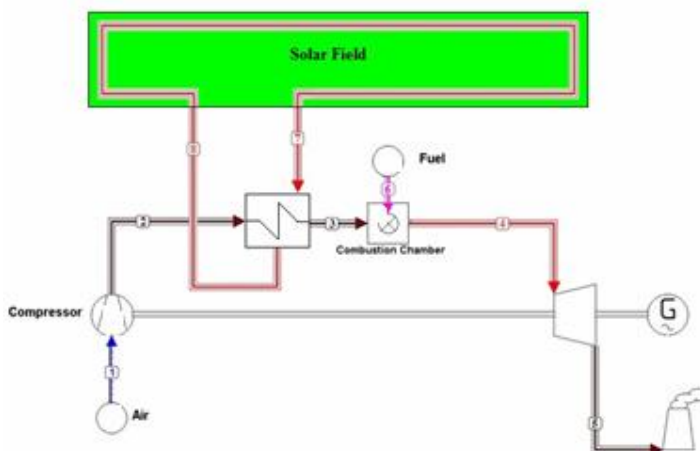
تحقیق قرار دادند. آزمایشات آنان نشان داد که کلکتور سهموی خورشیدی قابلیت کار با همه سیالات فعال نامبرده را دارا است. تحقیق در محدوده دماهای بالا از 300 تا 1300 کلوین انجام شده و هر سیال فعال در محدوده دمای ممکن، مورد آزمایش قرار گرفته است. بعلاوه برای هر سیال فعال تحلیل حساسیت انجام شده و نرخ جریان را برای رسیدن به بهترین عملکرد تعیین نموده است. نتیجه نهایی اثبات کرد که سیال فعال مایع عملکرد بالاتری نسبت به سیال فعال گازی شکل دارا بوده و برای دماهای پایین در حدود 550 کلوین آب تحت فشار، مناسبترین سیال فعال است. دیگر یافته آنان، مناسب بودن سدیم مایع برای انتخاب دماهای بالا تا حدود 1100 کلوین است. دی اکسید کربن و هلیوم نیز مناسبترین گزینه برای دماهای بالای 1100 کلوین بود.

در سال 2016، احمدی و همکاران [5] استفاده از انرژی خورشید جهت گرم کردن هوای ورودی به محفظه احتراق توربین گاز مدل SGT5-8000H را مورد ارزیابی قرار دادند. این کار باعث کاهش مصرف سوخت و لذا افزایش بازده سیکل می شود. تغییرات بازده های انرژی و انرژی، نرخ حرارت خورشیدی مورد نیاز، دی اکسید کربن تولیدی، سطح کلکتورهای خورشیدی و زمین مورد نیاز، نرخ حرارتی سیکل و میزان صرفه جویی سالیانه در برابر تغییرات دمای ورود به محفظه احتراق بررسی شده اند.

در سال 2010، نیشیمارا و همکاران [6] در مقاله خود با ارائه مدل هایی از کلکتورهای مختلف ترکیب سیکل رانکین و انرژی خورشید را بررسی کردند. این مقاله مزایای بهره مندی از انرژی خورشید را برای تولید نیرو بررسی کرده و با به کارگیری انرژی خورشید و جایگزین کردن آن با بخار خروجی که آب تغذیه ی بازیاب در سیکل رانکین را گرم می کند، راندمان های انرژی و انرژی را در نیروگاه افزایش داد.

روش تحقیق

اجزاء سیستم ترکیبی مورد مطالعه دارای 5 جزء طبق شکل (1) است: کمپرسور، مبدل حرارتی جذب انرژی خورشیدی با گردآورنده سهموی، محفظه احتراق و توربین. در این سیستم هوا در نقطه 1 وارد کمپرسور می شود و به حالت فشرده از نقطه 2 خارج می گردد. هوای فشرده شده وارد مبدل حرارتی می شود و با انتقال گرما از جریان گرم بوجود آمده توسط کلکتور سهموی خورشیدی تا دمای 3 بالا می رود. هوای گرم شده در مبدل حرارتی وارد محفظه احتراق می شود و به همراه مقدار سوختی که به محفظه احتراق وارد شده، واکنش می دهد و محصولات با دمای بالا تولید می کند. خروجی محفظه احتراق در نقطه 4 وارد توربین گاز می شود و تولید توان می کند.



شکل (1) نمایی از سیکل توربین گاز با کلکتور سهموی خورشیدی

فرضیات در نظر گرفته شده برای اجزاء سیکل ترکیبی توربین گاز با کلکتور سهموی خورشیدی شامل: حالت

پایدار، جریان پایدار، آدیباتیک بودن کلیه اجزاء توربین گاز، صرفنظر کردن از انرژی پتانسیل و جنبشی، ایده آل بودن رفتار تمام گازها و استفاده از کلکتورهای خورشیدی با فرض داشتن 300 روز آفتابی، به مدت 9 ساعت در طول شبانه روز است. ضمناً هوای ورودی به صورت ترکیب حجمی زیر در نظر گرفته شده است:

$$0.7748N_2+0.2059O_2+0.0003CO_2+0.019H_2O \quad (1)$$

و سوخت مصرفی، متان فرض می گردد.

پارامترهای طراحی توربین گاز در جدول (1) و کلکتور سهموی خورشیدی در جدول (2) ارائه شده است:

جدول (1) پارامترهای طراحی برای سیکل توربین گاز

مشخصات سیکل نیروگاهی	
300K	دمای هوای محیط
%60	رطوبت نسبی هوا
10	نسبت فشار کمپرسور
0/85	راندمان آیزنتروپیک کمپرسور
0/89	راندمان آیزنتروپیک توربین
1100 ⁰ C	دمای ورودی به توربین
%2	اتلاف حرارت در محفظه احتراق
%3	افت فشار در محفظه احتراق

جدول (2) پارامترهای گردآور سهموی خورشیدی [4].

پارامترهای شبیه سازی	مقدار	ابعاد مدل	مقدار
ϵ_r	0,095	W	5,8 m
ϵ_c	0,88	L	12 m
η_{opt}	0,8	f	1,71 m
G_b	800 W/m ²	A_a	69,6 m ²
C	26,37	D_{ri}	66 mm
T_{sun}	5770 K	D_{ro}	70 mm
T_{am}	300 K	D_{ci}	120 mm
h_{out}	10 W/m ² K	D_{co}	125mm

دمای هوای اتمسفر در کمپرسور بصورت آیزنتروپیک طبق رابطه (2) افزایش می یابد [7]:

$$T_{2s} = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{k-1/k} \quad (2)$$

که T دما بر حسب کلوین، P فشار بر حسب کیلوپاسکال و زیرنویس های 1 و 2، s به ترتیب مربوط به ورودی، خروجی و آیزنتروپیک است. K نسبت گرمای ویژه در فشار ثابت به گرمای ویژه در حجم ثابت برای مخلوط چند جزئی هوا تعریف می گردد. مقادیر گرماهای ویژه از رابطه (3) متغیر با دما محاسبه شده است [9]:

$$C_p = a + by + cy^2 + dy^2 \quad y = 10^{-3} T \quad (3)$$

که a , b , c و d اعداد ثابت برای هر یک از عناصر تشکیل دهنده هوا و γ تابع دما است.

خروجی از کمپرسور با استفاده از راندمان آیزنتروپیک کمپرسور از رابطه (4) بدست می آید [2]:

$$T_2 = T_1 + (T_{2s} - T_1) / \eta_{ic} \quad (4)$$

کمپرسور را می توان به عنوان یک حجم کنترل در نظر گرفت، بنابراین رابطه قانون اول برای آن به صورت رابطه (5) خواهد بود:

$$m_1 h_1 + w_c = m_2 h_2 \quad (5)$$

راندمان انرژی کمپرسور نیز به صورت رابطه (6) تعریف می شود [3]:

$$\eta_{exe,c} = \frac{m_1 (e_{x2} - e_{x1})}{w_c} \quad (6)$$

برای تحلیل قانون دوم سیستم، با مشخص بودن شرایط ورودی و خروجی، نرخ نابودی انرژی در طی فرایند تراکم از رابطه (7) محاسبه می شود [3]:

$$E_{x,dest,c} = w_c - m_1 (e_{x2} - e_{x1}) \quad (7)$$

برای مدلسازی کلکتور سهموی خورشیدی Q_s انرژی ورودی به میدان کلکتور خورشیدی از رابطه (8) محاسبه می شود که G_b انرژی دریافتی از خورشید و A_a سطح جمع کننده حرارت است [4].

$$Q_s = G_b \times A_a \quad (8)$$

$$Q_s = Q_u / \eta_c \quad (9)$$

در رابطه (9) Q_u انرژی خروجی از میدان کلکتور خورشیدی و η_c بازده کلکتور است. در اینجا فرض بر استفاده از کلکتورهای سهموی جهت جذب انرژی خورشید با بازده 80 درصد است. میزان حرارت خروجی از کلکتور برابر است با [6,4]

$$Q_u = m \cdot \Delta h \quad (10)$$

که در آن m دبی جرمی سیال کلکتورهای خورشیدی و Δh اختلاف آنتالپی دو سمت کلکتور است. میزان سطح مورد نیاز کلکتور (A_c) برای جذب مقدار مشخص حرارت (Q_u) از رابطه (11) بدست می آید [5]:

$$A_c = Q_u / (S_d \cdot \eta_c) \quad (11)$$

که در آن S_d میزان تابش مستقیم نور خورشید (W/m^2) است. زمین مورد نیاز برای احداث کلکتورهای خورشیدی معمولاً سه برابر سطح کلکتورها است [5]:

میزان انرژی تابش خورشید از رابطه (12) محاسبه شده که تابعی از دمای خورشید است [4]:

$$E_{x_s} = G_b \times A_a \left[1 - \frac{4T_0}{3T_s} + \frac{1}{3} \left(\frac{T_0}{T_s} \right)^4 \right] \quad (12)$$

سیستم متمرکز کننده سهموی خطی به این گونه است که سیال فعال اعم از روغن یا نمک مذاب (برای دماهای بالاتر)، در درون لوله کانونی در گردش است، انرژی خورشید را جمع آوری می کند. سیال داغ در مبدل‌های حرارتی آب را به بخار، یا مشابه مدل مورد مطالعه دمای بخار را افزایش می دهد و هوای خروجی از کمپرسور توسط این سیستم پیشگرم شده و وارد محفظه احتراق می شود. مبدل حرارتی مورد مطالعه از نوع جریان مخالف بوده که میزان انتقال حرارت مبادله شده از رابطه (13) محاسبه می شود:

$$Q = UA \Delta T_m \quad (13)$$

آنتالپی سدیم مایع طبق فرمول (14) محاسبه شده است [10]:

$$H_L(T) - H_s(298) = -7.1393 \times 10^3 + 35.206 T - 7.0513 \times 10^{-3} T^2 + 2.5711 \times 10^{-6} T^3 - 1.2428 \times 10^5 / T \quad (14)$$

آنتروپی سدیم مایع طبق فرمول (15) محاسبه شده است [10]:

$$S_L = -5.90356 + 1.51103 \ln T - 5.73462 \times 10^{-4} T + 1.57165 \times 10^{-7} T^2 - 3425.81/T^2 \quad (15)$$

خواص سیال مبدل حرارتی که سدیم مایع است از جداول مرجع [4] و مشخصات مدل مبدل در نظر گرفته شده برای مبدل نمک مذاب و هوا از مرجع [11] استخراج شده اند.

در مدل سازی جریان در محفظه احتراق، فرض شده است که فرایند احتراق یک فرایند فشار ثابت است. واکنش در محفظه احتراق به صورت رابطه (16) منظور شده است.



$$\lambda = \frac{n_F}{n_a} \quad (17)$$

$$1 + \lambda = \frac{n_P}{n_a} \quad (18)$$

$$m'_f = \lambda \left(\frac{M_F}{M_a} \right) m'_a \quad (19)$$

که λ نسبت مولی سوخت به هوا می باشد، n مقدار مولی و زیرنویس های a, F, P مربوط به محصولات احتراق، سوخت و هوا است.

برای محاسبه انرژی جریان های هوا و محصولات احتراق کوتاس رابطه (20) را ارائه داده است [5]:

$$ex^{ch}_{mix} = \sum y_i ex^{ch}_i + RT_0 \sum y_i \ln y_i \quad (20)$$

که در آن ex^{ch}_i انرژی شیمیایی مولی مخصوص هر جزء، y_i درصد مولی هر یک از اجزای محصولات احتراق است که واحد ex^{ch}_{mix} بر حسب ژول بر مول است.

توربین گاز، وظیفه تأمین کار مورد نیاز کمپرسور را بر عهده دارد و باید از لحاظ طراحی با کمپرسور مطابقت داشته باشد. برای مدل سازی توربین لازم است آن را به صورت یک حجم کنترل در نظر گرفته شود. دمای خروجی از توربین گاز نیز مشابه معادلات ذکر شده برای کمپرسور از رابطه (21) بدست می آید [7]:

$$T_{5s} = \frac{T_4}{\left(\frac{P_5}{P_4}\right)^{k-1/k}} \quad (21)$$

با تعریف راندمان آیزنتروپیک توربین η_{it} رابطه (22) بدست می آید: [2]:

$$T_5 = T_4 - (T_4 - T_{5s}) \eta_{it} \quad (22)$$

که زیر نویس های 4 و 5 مربوط به ورودی و خروجی توربین می باشد.

رابطه قانون اول برای توربین به صورت رابطه (23) است:

$$m'_4 h_4 - m'_5 h_5 + w_{GT} = 0 \quad (23)$$

کار خالص توربین گاز از رابطه (24) بدست می آید [2]:

$$W_{gt} = m'_{air} \cdot [(1 + FA) \cdot C_{p,g,in,GT} \cdot (T_{in,gas} - T_{out,gt}) - C_{p,air,comp} \cdot (T_{out,air} - T_{in,air})] \quad (24)$$

FA نسبت سوخت به هوا است.

برای سیکل تلفیقی، محاسبه بازده های انرژی و انرژی از روابط (25) و (26) استفاده شده است [3]:

$$\eta_1 = \frac{P_{gen}}{m'_f \cdot LHV} \quad (25)$$

$$\eta_2 = \frac{P_{gen}}{m'_f \cdot LHV \cdot \phi} \quad (26)$$

برای سوخت های گازی به فرمول عمومی $C_a H_b$ نسبت انرژی شیمیایی به صورت زیر محاسبه می شود: [1]:

$$\phi = 0.0169 \frac{b}{a} - \frac{0.0698}{a} + 1.033 \quad (27)$$

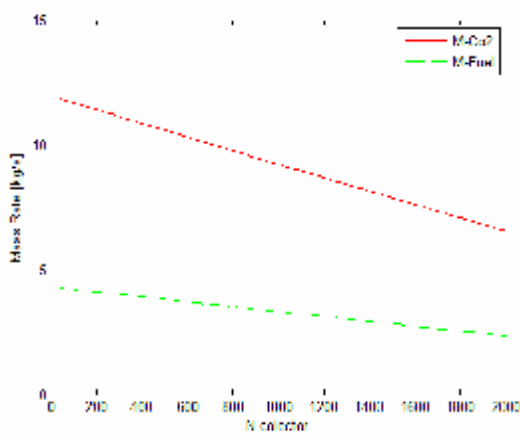
نتایج و بحث

با توجه به معادلات ارائه شده و در نظر گرفتن 1000 کلکتور سهموی خورشیدی به همراه سیکل توربین گازی مشخصات ترمودینامیکی نقاط مختلف سیکل به شرح جدول 3 بدست می آید:

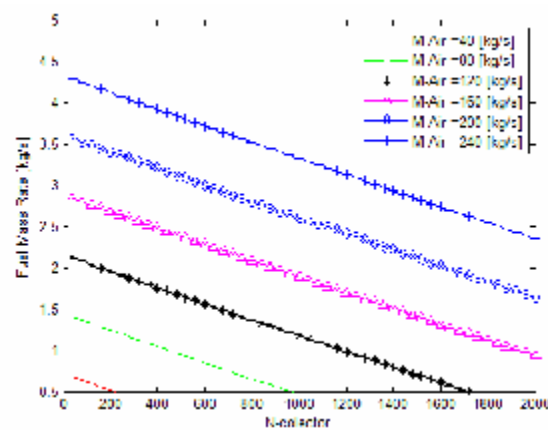
جدول (3) مشخصات ترمودینامیکی نقاط مختلف سیکل توربین گازی با کاربرد کلکتور خورشیدی (1000 کلکتور)

نقاط	فشار [bar]	دما [K]	دبی [kg/s]
1	1.013	300	240
2	10.13	628.5	240
3	10.13	800.5	240
4	9.82	1373.15	243.322
5	1.013	784	243.322
6	10.03	300	3.322
7	***	1100	354.36
8	***	1000	354.36

طبق نتایج حاصله مندرج در شکل (2)، هر چه تعداد کلکتور خورشیدی افزایش می یابد، مقدار جرم سوخت مصرفی و دبی جرمی CO_2 تولیدی کاهش می یابد. با کاربرد 2000 کلکتور مقدار سوخت مصرفی از 4/4 کیلوگرم بر ثانیه، به مقدار کمتر از 2 کیلوگرم بر ثانیه کاهش می یابد و مقدار تولید گاز CO_2 از 12 کیلوگرم بر ثانیه به مقدار 6/2 کیلوگرم بر ثانیه کاهش می یابد، که تقریباً تولید گاز CO_2 نصف می شود. با کاربرد 1000 کلکتور خورشیدی مقدار سوخت به 3/322 کیلوگرم بر ثانیه و مقدار گاز CO_2 به 9/2 کیلوگرم بر ثانیه کاهش می یابد. طبق شکل (3)، هر چه دبی هوا افزایش می یابد، مصرف سوخت هم افزایش می یابد، اما با افزایش تعداد کلکتور در مصرف سوخت صرفه جویی می شود. در حالت بدون کلکتور و دبی جرمی هوا 240 کیلوگرم بر ثانیه، مصرف سوخت 4/4 کیلوگرم بر ثانیه است که با کاربرد 2000 کلکتور تا مقدار 2/5 کیلوگرم بر ثانیه کاهش می یابد که در مقدار سالیانه عدد قابل توجهی می شود. همچنین با کاربرد 1000 کلکتور خورشیدی این مقدار سوخت تا 3/322 کیلوگرم بر ثانیه کاهش می یابد.



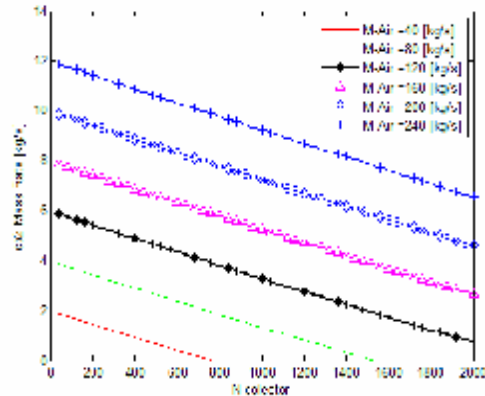
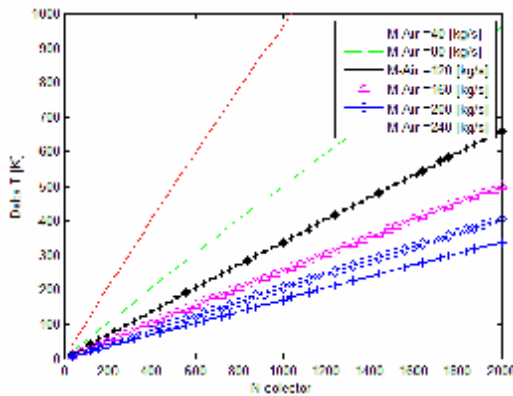
شکل 3: نمودار نرخ مصرف سوخت در دبی های مختلف هوا بر حسب تعداد کلکتور



شکل 2: نمودار تغییرات دبی جرمی تولید CO_2 و مقدار مصرفی سوخت با تعداد کلکتور

مطابق شکل (4)، با افزایش تعداد کلکتور خورشیدی، تولید گاز CO₂ کاهش می یابد. با دبی هوا 240 کیلوگرم بر ثانیه، در حالت بدون کاربرد کلکتور تولید گاز CO₂، 12 کیلوگرم بر ثانیه است که با کاربرد 2000 کلکتور خورشیدی، تولید مقدار گاز CO₂ تقریباً نصف می شود، که مقدار سالیانه آن مقدار بسیار قابل توجهی است. با کاربرد 1000 کلکتور خورشیدی مقدار گاز CO₂ تا 9/2 کیلوگرم بر ثانیه کاهش می یابد.

مطابق شکل (5) با دبی هوای 240 کیلوگرم بر ثانیه و تعداد 2000 کلکتور میزان تغییرات دمای حاصل شده حدود 350 درجه و با کاربرد 1000 کلکتور خورشیدی، میزان تغییرات دما حدود 180 درجه است. بعبارت دیگر هوا قبل از محفظه احتراق با کاربرد کلکتورها پیش گرم می شود و دمای هوا افزایش می یابد.

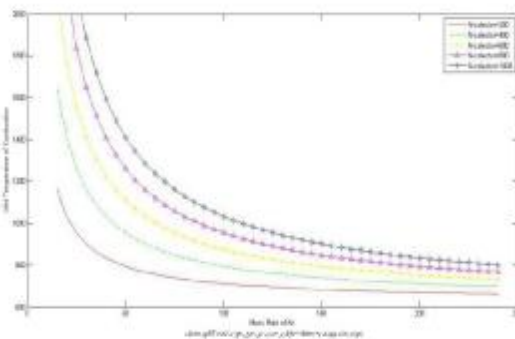
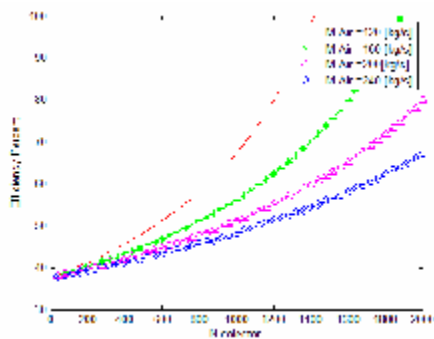


شکل 4: نمودار نرخ تولید CO₂ در دبی های مختلف هوا بر اساس تعداد کلکتور

شکل 5: نمودار میزان تغییرات دمای حاصل شده بوسیله پنل خورشیدی بر حسب دبی مختلف هوا و تعداد کلکتور

در شکل (6) راندمان بر حسب دبی مختلف هوا و تعداد کلکتور بررسی شده است، با کاربرد دبی هوا 240 کیلوگرم بر ثانیه، و 1000 کلکتور راندمان تا 46% افزایش می یابد و با کاربرد 2000 کلکتور راندمان تا حدود 60% هم افزایش می یابد.

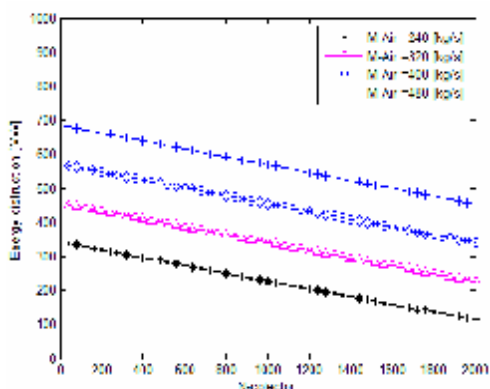
در شکل (7) نحوه نمودارگیری تغییر کرده است، نمودار بر اساس دمای ورودی به محفظه احتراق و دبی جرمی هوا، در تعداد کلکتور مختلف گرفته شده است. با کاربرد تعداد کلکتور 1000 و دبی هوا 240 کیلوگرم بر ثانیه مشاهده می شود: دمای ورودی به محفظه احتراق 800/5 درجه کلوین است. همچنین دمای ورودی به محفظه احتراق را، در دبی ها و تعداد مختلف کلکتورها می توان در این نمودار بدست آورد.



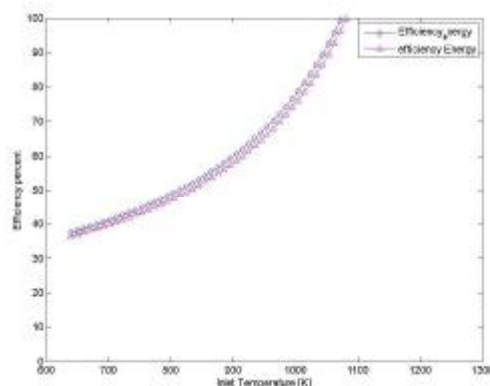
شکل 6: نمودار راندمان بر حسب دبی بر حسب دبی مختلف هوا و تعداد کلکتور

شکل 7: نمودار دمای ورودی به محفظه احتراق جرمی هوا در تعداد کلکتور مختلف

شکل (8) نشان می‌دهد که با افزایش دمای محفظه احتراق از 628/5 درجه کلوین تا 800/5 درجه کلوین، راندمان های انرژی و انرژی و انرژی از 35 و 37 درصد به 46 و 48 درصد افزایش یافت. شکل (9) نشان می‌دهد هر چه تعداد کلکتورها افزایش می‌یابد تخریب انرژی کاهش می‌یابد که در دبی های پایین تر هوا نرخ کاهش تخریب انرژی بیشتر است.

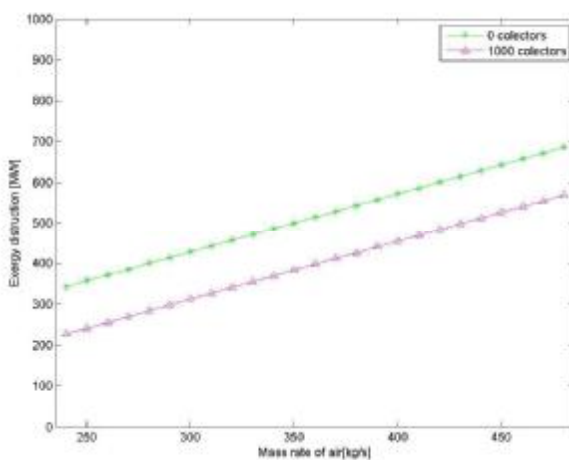


شکل 9: تخریب انرژی در دبی های مختلف هوا بر اساس تعداد کلکتور



شکل 8: راندمان انرژی و انرژی و انرژی

شکل (10) نشان می‌دهد نرخ تخریب انرژی در حالت کاربرد 1000 کلکتور نسبت به حالت بدون کلکتور کاهش یافته و با افزایش دبی هوا تخریب انرژی افزایش می‌یابد. در دبی های پایین تر هوا، کاهش تخریب انرژی بیشتر است.



شکل 10: تخریب انرژی با تعداد کلکتور بر اساس دبی های مختلف هوا

نتیجه گیری:

در این مقاله استفاده از انرژی خورشید جهت گرم کردن هوای ورودی به محفظه احتراق توربین گاز مورد ارزیابی قرار گرفت. این کار باعث کاهش مصرف سوخت، لذا باعث افزایش راندمان سیکل شد. گرم کردن هوای قبل از محفظه احتراق توسط کلکتورهای خورشیدی از دمای 628/5 درجه کلوین تا 800/5 درجه کلوین، با فرض داشتن 300 روز آفتابی و استفاده از 1000 کلکتور خورشیدی به مدت 9 ساعت در طول شبانه روز، راندمان انرژی و

اگرژی را افزایش داد. بازده‌های انرژی و اگرژی سیکل در حالت عادی به ترتیب 35 و 37 درصد هستند. با افزایش دمای محفظه احتراق بازده‌های انرژی و اگرژی به ترتیب 46 و 48 درصد خواهند بود. که نشان از عملکرد فوق‌العاده سیستم ترکیبی دارد، با افزایش تعداد کلکتورها همانطور که در نمودارها نمایش داده شده است، راندمان تا 60 درصد هم افزایش می‌یابد، همچنین در سیستم تلفیقی توربین گاز و کلکتور سهموی خورشیدی، تخریب اگرژی کاهش یافت، که نرخ کاهش تخریب اگرژی در دبی‌های پایین‌تر هوا چشمگیرتر بود، همچنین 15/95 میلیون مترمکعب گاز در طول یک سال صرفه جویی شده، از انتشار 37216 تن دی‌اکسید کربن جلوگیری می‌شود. با فرض قیمت هر متر مکعب گاز برابر 3000 ریال 4/787 میلیارد تومان صرفه جویی سوخت در یکسال و هر تن دی‌اکسید کربن 100 هزار تومان معادل 2/721 تومان صرفه جویی در یکسال خواهد داشت که جمعاً معادل 7/508 میلیارد تومان صرفه جویی حاصل در یکسال خواهد بود. البته برای جذب این مقدار انرژی حرارت خورشید نیاز به سرمایه‌گذاری اولیه خیلی زیاد است، که با در نظر گرفتن مزایای زیست محیطی آن می‌تواند مورد حمایت قرار گیرد.

مراجع:

- [1] El-Emam, R., December 2014. ANALYSIS, ASSESSMENT AND OPTIMIZATION OF INTEGRATED SOLAR ENERGY SYSTEMS FOR MULTIGENERATION. A Thesis submitted in Partial Fulfillment of the Requirement for the Degree of Doctor of Philosophy in Mechanical Engineering. Faculty of Engineering and Applied Science University of Ontario Institute of Technology.
- [2] Maghsoodi, MK., Fanni, SSY., Mehrpanahi, A., and Nikbakht, S., 2014. "Optimization of Exergy in Repowering Steam Power Plant by Feed Water Heating Using Genetic Algorithm", Indian J.Sci.Rel 1(2) , pp. 183-198.
- [3] Ameri, M., Ahmadi, P., and Khanmohammadi, S., 2008. "Exergy analysis of a 420MW combined cycle Power plant", International Journal of Energy Research, (32), July, pp. 175–183.
- [4] Bellos, E., Tzivanidis, and C., Kimon, A.A., 2017. "A detail working fluid investigation for solar parabolic trough collectors", Applied Thermal Engineering, (114), pp.374-386.
- [5] Ahmadi, Gh., Toghraie, C., Azimian, Ah., and Akbari, OA., 2017. "Evaluation of synchronous execution of full repowering and solar assisting in a 200MW steam power plant, a case study", Applied Thermal Engineering, (112), pp. 111-123.
- [6] Hu, E., Yang, YP., Nishimura, A., Yilmaz, F., and Kouzani 2010. "A.Solar thermal aided power generation". Appl Energy, (87), pp. 2881–5.

[7] ملک‌زاده و شرکاء، 1376. مبانی ترمودینامیک کلاسیک ون وایلن. زونتگ، (ویرایش سوم). انتشارات نما، مشهد.

- [8] Bejan, A., Tsatsaronis, G., Moran, M., 1996. Thermal Design and Optimization. Wiley, New York.
- [9] Cengel, Y.A., Boles, M.A., Thermodynamics An Engineering Approach.
- [10] Fink, j.k., Eibowitz, L.J., "Calculation Of Thermophysical Properties Of Sodium" Argonne National Laboratory, Argonne, Illinois, USA.
- [11] Ariu, V., August 2014. "Heat Exchanger Analysis For Innovative Molten Salt Fast Reactor" Thesis Master, ETH ZURICH-EPF LAUSANNE, Laboratory For Reactor Physics and System Behaviour Paul Scherrer Institut CH-5232 Villigen.