



عملکرد نیروگاه‌های ترکیبی توربین گاز- خورشیدی به همراه فرآیند آب‌شیرین‌کن رطوبت‌زنی- رطوبت‌زدایی

امید عبدالملکی^۱ و حسین مهدوی مقدم^{۲*}

۱- دانشکده مکانیک، برق و کامپیوتر، واحد علوم و تحقیقات، دانشگاه آزاد اسلامی، تهران، ایران

۲- دانشکده مهندسی هوا فضا، دانشگاه خواجه نصیرالدین طوسی، تهران، ایران

*mahdavy@kntu.ac.ir، تهران، ایران

چکیده

در این تحقیق برای نخستین بار شبیه‌سازی عملکرد یک نیروگاه ترکیبی توربین گاز-خورشیدی به همراه آب‌شیرین‌کن رطوبت‌زنی-رطوبت‌زدایی (HD) با استفاده از نرم‌افزار ترنسیس انجام شده است. سیستم انتخابی شامل توربین گاز با ظرفیت ۴/۶ مگاوات، برج خورشیدی و آب‌شیرین‌کن با گرمایش هوا و جریان باز برای آب و هوا است. نتایج شبیه‌سازی نشان می‌دهند که در نیروگاه ترکیبی توربین گاز-خورشیدی، حدود ۳۵ تا ۴۵ درصد انرژی مورد نیاز توسط انرژی خورشیدی تامین شده و مصرف سوخت فسیلی کاهش یافته است. همچنین کاهش ۴۰ درصدی در میزان انتشار گاز دی‌اکسیدکربن مشاهده گردید. مقدار توان تولیدی و راندمان در حالت ترکیبی از حالت توربین گاز تنها به مقدار جزئی کم‌تر بوده که به دلیل افت فشار ناشی از افزایش طول پایپینگ با توجه به حضور سیستم خورشیدی است. نتایج مربوط به سیستم آب‌شیرین‌کن نشان می‌دهند که افزایش دما و رطوبت هوای ورودی به سیستم موجب افزایش میزان آب شیرین و افزایش دمای آب شور ورودی موجب کاهش تولید آن می‌گردد. علاوه بر آن میزان تولید آب شیرین بر اساس دبی جرمی هوا دارای یک مقدار بهینه است و با افزایش دبی هوا، میزان تولید آب شیرین ابتدا افزایش و سپس کاهش می‌یابد. همچنین در صورتی که نسبت دبی جریان‌های ورودی معادل ۱/۸ باشد، نسبت خروجی (GOR) آب‌شیرین‌کن دارای مقدار حداکثری ۲ است. تغییرات میزان نسبت خروجی بر حسب میزان هوای برگشتی نیز در دماهای مختلف هوای ورودی بررسی شده است.

کلیدواژه‌ها: نیروگاه ترکیبی، برج خورشیدی، سوخت‌های فسیلی، آب‌شیرین‌کن، ترنسیس

Performance of Hybrid Solar- Gas Turbine Power plants modified with Humidification-Dehumidification Desalination process

Omid Abdolmaleki¹ and Hossein Mahdavy-Moghaddam^{2*}

1- Department of Mechanics, Electrical Power and Computer, Science and Research Branch, Islamic Azad University, Tehran, Iran.

2- Department of Aerospace Engineering, K. N. Toosi University of Technology, Tehran, Iran.

*mahdavy@kntu.ac.ir, Tehran, Iran

Received: 4 July 2021 Accepted: 31 August 2021

Abstract

In this research and for the first time, the performance of hybrid solar-gas turbine power plants modified with humidification-dehumidification (HD) desalination process was simulated with TRNSYS. The system included a 4.6 MW gas turbine, solar tower and HD process with air heater and open cycle for water and air. The results showed that in the hybrid solar-gas turbine power plants, the solar power supplied about the 35-45% of required energy and the amount of fossil fuel consumption was reduced. Also, the emission of CO₂ was declined for about 40%. The electric power and efficiency of hybrid system was slightly lower than gas turbine only due to the pressure losses in piping and receiver of solar system. The results of HD desalination indicated that the increase in the temperature and relative humidity of the inlet air increased the amount of fresh water production and increase in the temperature of inlet saline water declined its production. Moreover, the amount of fresh water production had an optimum value respect to the mass flow rate of air and with increasing the air flow, the amount of fresh water production increased and then decreased. In addition, if the mass flow rate ratio of saline water to dry air was equal to 1.8, the gain output ratio (GOR) had a maximum value of 2. Variation of GOR in terms of returned air at different inlet air temperatures was explained.

Keywords: Hybrid power plants, Solar tower, Fossil fuels, Desalination, TRNSYS



۱- مقدمه

ظرفیت‌های بالا مناسب هستند زیرا هزینه سرمایه‌گذاری قابل توجهی نیاز دارند و برای مناطق توسعه یافته مناسب هستند. در روش‌های بدون تغییر فاز به طور عمده از فرآیند اسمز معکوس^{۱۰} (RO) استفاده می‌شود و جداسازی با استفاده از غشاء صورت می‌گیرد. این روش نیازمند تامین انرژی برق به طور پیوسته است [۱۲،۱۳].

آب شیرین‌کن‌های مبتنی بر فرآیند رطوبت‌زنی-رطوبت‌زدایی^{۱۱} (HD) یکی از روش‌های نسبتاً جدید است که برای تولید آب شیرین در ظرفیت‌های پایین مقرون به صرفه بوده و در سال‌های اخیر مورد توجه قرار گرفته است. مهم‌ترین مزایای این روش شامل انعطاف‌پذیری در ظرفیت تولید، نصب و راه‌اندازی ارزان، سادگی و نیاز به دمای پایین است. همچنین روش مذکور در فشار اتمسفریک انجام می‌شود و آب شیرین تولیدی نیز خلوص بالایی دارد. انرژی مورد نیاز این نوع از آب شیرین‌کن‌ها می‌تواند از طریق انرژی خورشیدی و یا تلفات حرارتی موجود در محل مانند انرژی دود خروجی از دودکش نیروگاه‌ها تامین گردد [۱۴]. در آب شیرین‌کن‌های رطوبت‌زنی-رطوبت‌زدایی از هوا به عنوان سیال حامل مولکول‌های بخار آب استفاده می‌شود و از ظرفیت حمل بخار توسط هوا بهره گرفته می‌شود. آب شیرین‌کن‌های رطوبت‌زنی-رطوبت‌زدایی دارای سه بخش اصلی شامل بخش‌های رطوبت‌زنی، رطوبت‌زدایی و منبع حرارتی هستند. در بخش رطوبت‌زنی، آب شور^{۱۲} از منافذ اسپری ماندی خارج می‌شود و قطرات آب هوای ورودی را مرطوب می‌نمایند و نمک و سایر مواد زائد از پایین این محفظه خارج می‌گردد. هر چه دمای هوا بالاتر باشد، ظرفیت جذب رطوبت آن نیز افزایش می‌یابد. سپس در بخش رطوبت‌زدایی، بخار آب موجود در هوای مرطوب طی فرآیند تبادل حرارت مابعد شده و از پایین این محفظه به عنوان آب شیرین^{۱۳} خارج می‌شود [۱۵]. آب شیرین‌کن‌های رطوبت‌زنی-رطوبت‌زدایی از نقطه نظر باز و یا بسته بودن سیستم به چهار دسته تقسیم می‌شوند (الف) آب بسته - هوا باز، (ب) آب باز - هوا بسته، (ج) آب باز - هوا باز، (د) آب بسته - هوا بسته. همچنین از دیدگاه تامین حرارت مورد نیاز آب شیرین‌کن‌های رطوبت‌زنی-رطوبت‌زدایی، دو روش گرمایش هوا و گرمایش آب می‌تواند مورد استفاده قرار گیرد [۱۵].

در مطالعاتی که تاکنون انجام شده است شبیه‌سازی عملکرد نیروگاه‌های ترکیبی توربین‌گاز-خورشیدی به همراه آب شیرین‌کن رطوبت‌زنی-رطوبت‌زدایی بررسی نشده است و صرفاً بخش‌های نیروگاه‌های ترکیبی توربین‌گاز-خورشیدی و یا آب شیرین‌کن رطوبت‌زنی-رطوبت‌زدایی به صورت مجزا بررسی شده‌اند. به عنوان مثال گروهی از محققین تحقیقاتی بر روی نیروگاه‌های ترکیبی توربین‌گاز-خورشیدی با استفاده از میکرو توربین‌گاز و دریافت‌کننده‌های بشقابی سهموی با استفاده از بهینه‌سازی ترمودینامیکی انجام داده‌اند و تمرکز آنها بیش‌تر بر روی توسعه و آنالیز دریافت‌کننده‌های خورشیدی بوده است [۱۶،۱۷]. مدینا^{۱۴} و همکارانش نیز شبیه‌سازی نیروگاه ترکیبی توربین‌گاز-خورشیدی را با استفاده از دریافت‌کننده برج خورشیدی و نرم‌افزار متمتیکا^{۱۵} انجام داده و پارامترهای مختلفی مانند نوسانات فصلی دمای محیط، راندمان و میزان مصرف سوخت را بررسی نموده‌اند [۱۸]. در رابطه با آب شیرین‌کن‌های رطوبت‌زنی-رطوبت‌زدایی نیز ضامن^{۱۶} و

امروزه سوخت‌های فسیلی مهم‌ترین منبع تامین انرژی برق در جهان هستند. مصرف روز افزون سوخت‌های فسیلی و محدود بودن این منابع و همچنین چالش‌های ناشی از آلودگی‌های زیست محیطی تولید برق از سوخت‌های فسیلی موجب گردیده تا استفاده از انرژی‌های تجدیدپذیر به ویژه انرژی خورشیدی در سال‌های اخیر بسیار مورد توجه قرار گیرد [۱،۲]. روش تولید برق از انرژی خورشیدی بر مبنای دو تکنولوژی فوتوولتائیک^۱ (PV) و نیروگاه‌های متمرکز کننده خورشیدی^۲ (CSP) است. در روش فوتوولتائیک با استفاده از تعداد زیادی از سلول‌های خورشیدی، انرژی تابشی خورشید مستقیماً به انرژی برق تبدیل می‌گردد ولیکن در نیروگاه‌های CSP تولید برق با استفاده از انرژی حرارتی است که از تابش خورشیدی متمرکز شده بر روی یک سطح کوچک به دست می‌آید و در واقع انرژی تابشی خورشید ابتدا به انرژی حرارتی تبدیل شده و سپس انرژی حرارتی به انرژی برق تبدیل می‌شود [۳-۵]. نیروگاه‌های متمرکز کننده خورشیدی بر اساس نوع متمرکز کننده‌ها به چهار نوع تقسیم می‌شوند که شامل متمرکز کننده‌های خطی سهموی^۳ (PTC)، متمرکز کننده‌های بشقابی سهموی^۴ (PDC)، برج‌های خورشیدی یا برج‌های دریافت‌کننده مرکزی^۵ (ST) و منعکس کننده خطی فرنل^۶ (LFR) است [۶]. مشکل اصلی در استفاده از انرژی خورشیدی جهت تولید برق هزینه بالای سرمایه‌گذاری آن است. همچنین در این روش امکان تولید انرژی برق مستمر و قابل پیش‌بینی به منظور تحویل به شبکه سراسری برق میسر نیست [۷]. راه حل مناسب جهت رفع مشکل مذکور استفاده از نیروگاه‌های ترکیبی حرارتی-خورشیدی^۸ است. نیروگاه‌های حرارتی شامل نیروگاه‌های بخاری، گازی و سیکل ترکیبی هستند و امکان استفاده از انرژی خورشیدی به صورت ترکیبی در هر سه نوع نیروگاه‌ها میسر است [۸،۹]. از بین انواع نیروگاه‌های حرارتی، نیروگاه‌های گازی بهترین گزینه جهت استفاده در نیروگاه‌های ترکیبی حرارتی-خورشیدی هستند. دلیل این امر مزایای نیروگاه‌های گازی است که شامل قابلیت اطمینان، فرآیند سریع استارت و استاپ، امکان دیسپاچینگ کامل انرژی و مهم‌ترین آن عدم مصرف آب است [۱۰]. در نیروگاه‌های ترکیبی توربین‌گاز-خورشیدی از انرژی خورشیدی متمرکز شده به منظور گرمایش هوای خروجی از کمپرسور (هوای فشرده) و قبل از ورود هوا به محفظه احتراق استفاده می‌شود. مابقی انرژی لازم جهت افزایش دمای هوا به دمای ورودی توربین بعد از دریافت انرژی خورشیدی توسط احتراق سوخت‌های فسیلی تأمین می‌گردد.

همچنین در حال حاضر به علت افزایش جمعیت و پیشرفت تکنولوژی و با توجه به محدود و رو به زوال بودن منابع آب شیرین، استفاده از آب شیرین‌کن‌ها جهت تولید آب شیرین مورد نیاز بسیار متداول شده است [۱۱]. در یک تقسیم‌بندی کلی روش‌های متداول برای شیرین‌سازی آب به دو دسته روش‌های با تغییر فاز و روش‌های بدون تغییر فاز تقسیم می‌شوند. در روش‌های با تغییر فاز به طور عمده از تبخیر و چگالش برای تولید آب شیرین از آب شور استفاده می‌شود. این آب شیرین‌کن‌ها شامل روش‌های تقطیر چند مرحله‌ای^۹ (MED) و فلش چند مرحله‌ای^۹ (MSF) هستند که برای

10. Reverse Osmosis (RO)
11. Humidification-Dehumidification (HD)
12. Saline water
13. Fresh water
14. Medina
15. Mathematica
16. Zamen

1. Photovoltaic (PV)
2. Concentrated solar power plant (CSP)
3. Parabolic trough concentrators (PTC)
4. Parabolic dish concentrators (PDC)
5. Solar tower (ST) or central receiver/power tower
6. Linear Fresnel reflector (LFR)
7. Solar-fossil hybrid power plants
8. Multi Effect Distillation (MED)
9. Multi Stage Flash (MSF)



فصلنامه علمی انرژی‌های تجدیدپذیر و نو-سال نهم، شماره دوم، پاییز و زمستان ۱۴۰۱

نرم‌افزار ترنسیس در این تحقیق، ابتدا یک سیکل رانکین شبیه‌سازی گردید که نتایج نشان‌دهنده تطابق بسیار مطلوب بین نتایج است.

با توجه به میزان بالای تابش خورشیدی در شهر یزد، از داده‌های هواشناسی شهر یزد در کامپوننت محاسبه‌گر شرایط آب و هوایی نرم‌افزار استفاده شده است که داده‌های شرایط آب و هوایی شهر یزد از اطلاعات موجود در نرم‌افزار فراخوانی شده است [۲۲]. همچنین مدت زمان شبیه‌سازی از ابتدای سال شمسی تا پایان سال در نظر گرفته شده است که این مدت شامل فصول سرد و گرم یک سال می‌باشد و شبیه‌سازی برای کل روز یعنی ۲۴ ساعت انجام گردیده است.

توربین‌گاز شبیه‌سازی شده مدل کپیلاری مرکوری ۵۰ است که دارای توان ۴/۶ مگاوات، راندمان ۳۸/۵ درصد و نسبت فشار ۹/۹ در کمپرسور است.

راندمان توربین‌گاز بر اساس انرژی ورودی به توربین فارغ از نوع آن (انرژی حاصل از سوخت فسیلی یا انرژی خورشیدی) مطابق رابطه زیر تعریف شده است:

$$\eta_{GT} = \frac{P_{GT}}{Q_{in}} \times 100 \quad (1)$$

که P_{GT} توان تولیدی توربین‌گاز و Q_{in} مجموع انرژی سوخت فسیلی و انرژی خورشیدی است (رابطه (۲)):

$$Q_{in} = Q_{fuel} + Q_{solar} \quad (2)$$

Q_{fuel} انرژی حاصل از سوخت فسیلی و Q_{solar} انرژی خورشیدی است.

در صورت محاسبه راندمان توربین‌گاز نسبت به سوخت فسیلی مصرفی، از رابطه (۳) استفاده می‌گردد:

$$\eta_{GT-fuel\ only} = \frac{P_{GT}}{Q_{fuel}} \times 100 \quad (3)$$

با استفاده از تعریف پارامتر کسر خورشیدی (SF) می‌توان سهم انرژی خورشیدی در انرژی ورودی به توربین‌گاز را محاسبه نمود. پارامتر مذکور با استفاده از رابطه (۴) تعریف می‌شود:

$$SF = \frac{Q_{solar}}{Q_{in}} \times 100 \quad (4)$$

برای استفاده از انرژی خورشیدی جهت گرمایش هوای خروجی از کمپرسور برج خورشیدی انتخاب شده است و در نرم‌افزار ترنسیس جهت شبیه‌سازی ۱۵۰ هلیوستات در نظر گرفته شده است که هر یک از هلیوستات‌ها دارای مساحت ۱۲۰ متر مربع است. ارتفاع برج دریافت‌کننده نیز ۱۷۵ متر در نظر گرفته شده است.

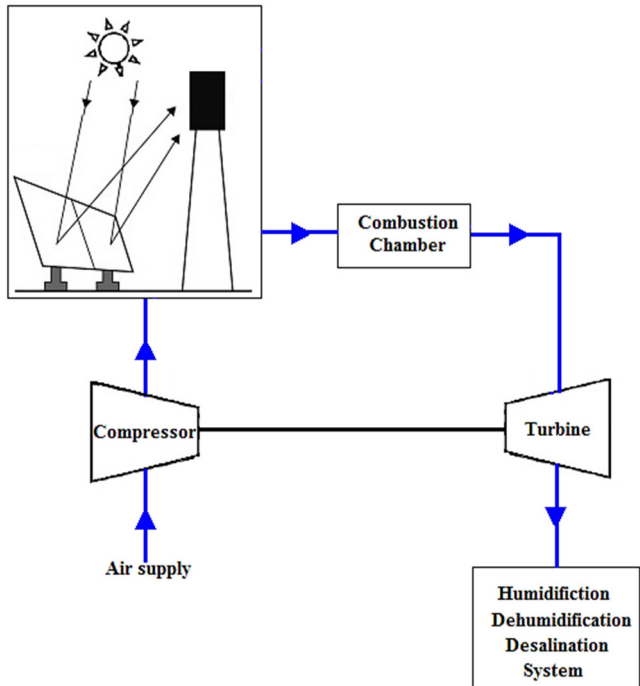
در آب‌شیرین‌کن رطوبت‌زنی-رطوبت‌زدایی انتخاب شده در این تحقیق، مطابق با شکل ۲، از روش گرمایش هوا استفاده شده است و آب‌شیرین‌کن دارای جریان باز برای آب و هوا است.

آب‌شیرین‌کن رطوبت‌زنی-رطوبت‌زدایی شامل سه بخش اصلی رطوبت‌زنی، رطوبت‌زدایی و منبع حرارتی جهت گرمایش هوا است. همان‌طور که در شکل ۲ مشاهده می‌شود، در آب‌شیرین‌کن انتخاب شده ابتدا هوای ورودی در یک مبدل حرارتی توسط انرژی دود خروجی از دودکش نیروگاه ترکیبی توربین‌گاز-خورشیدی گرم می‌شود. پس از آن هوای گرم وارد بخش رطوبت‌زنی می‌شود و در آنجا با پاشش آب شور، هوا مرطوب می‌گردد. سپس هوای گرم و مرطوب به بخش رطوبت‌زدایی هدایت می‌شود و در آنجا در یک مبدل توسط آب شور ورودی به بخش رطوبت‌زدایی که نقش جریان سرد‌کننده را دارد خنک شده و رطوبت موجود در هوا مایع شده و آب شیرین تولید می‌شود. برای افزایش عملکرد آب‌شیرین‌کن، آب شور پاششی که جهت افزایش رطوبت هوا در بخش رطوبت‌زنی استفاده می‌شود، ابتدا وارد بخش رطوبت‌زدایی می‌شود

همکاران [۱۹] به بررسی تجربی فرآیند تولید آب شیرین با گرمایش آب توسط سیستم خورشیدی پرداختند. آن‌ها در این پژوهش تاثیر پارامترهای اصلی در تولید آب‌شیرین‌کن را مورد مطالعه قرار دادند و در نهایت به این نتیجه رسیدند که با به کارگیری آب‌شیرین‌کن دو مرحله‌ای، مقدار تولید آب شیرین در مقایسه با حالت یک مرحله‌ای ۲۰ درصد افزایش می‌یابد.

نافی و همکاران [۲۰] آب‌شیرین‌کن رطوبت‌زنی-رطوبت‌زدایی با گردش هوای بسته همراه با گرمایش آب و پیش‌گرمایش هوا را مورد مطالعه قرار دادند. در این سیستم از یک چرخه آب مجزا جهت چگالش آب موجود در محفظه رطوبت‌زدا استفاده شد و مشخص شد که هر چه دمای آب و هوای ورودی به محفظه رطوبت‌زنی بیشتر باشد، آب شیرین به دست آمده نیز بیشتر می‌شود.

در این تحقیق برای نخستین بار شبیه‌سازی عملکرد یک نیروگاه ترکیبی توربین‌گاز-خورشیدی به همراه آب‌شیرین‌کن رطوبت‌زنی-رطوبت‌زدایی با استفاده از نرم‌افزار ترنسیس انجام شده است (شکل ۱) و پارامترهای مختلف مانند میزان مصرف سوخت، تولید و راندمان توربین، کسر خورشیدی، میزان انتشار گاز دی‌اکسیدکربن، تاثیر دمای هوا و آب شور ورودی بر میزان تولید آب شیرین و سایر عوامل بررسی شده است.



شکل ۱ شبیه‌سازی عملکرد یک نیروگاه ترکیبی توربین‌گاز-خورشیدی به همراه آب‌شیرین‌کن رطوبت‌زنی-رطوبت‌زدایی

۲- مدل‌سازی

در این تحقیق جهت شبیه‌سازی عملکرد سیستم ترکیبی شامل توربین‌گاز، برج خورشیدی و آب‌شیرین‌کن رطوبت‌زنی-رطوبت‌زدایی، نرم‌افزار ترنسیس (نسخه ۱۶.۱) انتخاب شده است. لازم به ذکر است که از آنجایی که نرم‌افزار ترنسیس یک نرم‌افزار تجاری است، مطالعات زیادی در پلتفرم ترنسیس توسط بسیاری از محققین انجام شده است که نتایج مطالعات مذکور نشان می‌دهند خطایی کم‌تر از ۱۰ درصد بین نتایج حاصل از شبیه‌سازی در نرم‌افزار ترنسیس و داده‌های اندازه‌گیری شده وجود دارد [۲۱]. همچنین جهت صحت‌سنجی

1. Solar fraction

دبی جرمی پسماند در خروجی از بخش رطوبت‌زنی از طریق رابطه زیر قابل محاسبه است:

$$\dot{m}_b = \dot{m}_w - \dot{m}_a(\omega_3 - \omega_4) \quad (9)$$

نسبت دبی جرمی آب شور در ورودی به بخش رطوبت‌زدایی به دبی جرمی هوای خشک به عنوان نسبت دبی جرمی جریان‌ها^۲ (MR) در سیستم آب‌شیرین‌کن با استفاده از رابطه زیر تعریف می‌شود:

$$MR = \frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_a} \quad (10)$$

نسبت دبی جرمی آب شیرین تولید شده به دبی جرمی هوای خشک به عنوان نسبت تولید^۳ (PR) و بر اساس رابطه زیر تعریف شده است:

$$PR = \frac{\dot{m}_d}{\dot{m}_a} \quad (11)$$

نسبت خروجی به دست آمده^۴ (GOR) که به عنوان نسبت عملکرد نیز شناخته می‌شود، یک شاخص بی‌بعد از مقدار آب شیرین تولید شده به ازای واحد حرارت ورودی به سیستم است. نسبت خروجی از متداول‌ترین شاخص‌های ارزیابی عملکرد برای آب‌شیرین‌کن‌های حرارتی است که به صورت نسبت حاصل ضرب گرمای نهان تبخیر در دبی جرمی آب شیرین تولید شده به نرخ گرمای ورودی به سیستم و به صورت رابطه زیر تعریف می‌شود:

$$GOR = \frac{\dot{m}_a h_{fg}}{Q_u} \quad (12)$$

h_{fg} گرمای نهان تبخیر آب است.

به منظور تعیین میزان هوای برگشتی^۵ به سیستم، پارامتر F به این صورت نسبت دبی جرمی هوای خشک برگردانده شده از خروجی محفظه رطوبت‌زدایی بر دبی جرمی کل هوای خشک در حال گردش داخل سیستم تعریف شده است و بر اساس رابطه زیر محاسبه می‌شود:

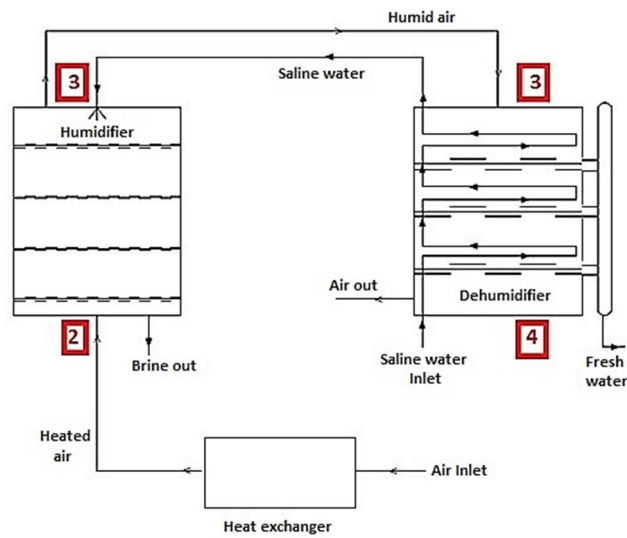
$$F = \frac{\dot{m}_{a,returned}}{\dot{m}_a} = 1 - \frac{\dot{m}_{a,fresh,air,in}}{\dot{m}_a} \quad (13)$$

۳- نتایج

۳-۱- اطلاعات هواشناسی

در شکل‌های ۳ و ۴ به ترتیب متوسط میزان تابش خورشیدی مستقیم (DNI) و متوسط دمای هوای شهر یزد در هر ساعت از شبانه روز در فصول مختلف سال نشان داده شده است. در واقع هر عددی در دو نمودار اخیر از طریق متوسط‌گیری در هر ساعت در طی یک فصل از سال به دست آمده است. شکل ۳ نشان می‌دهد که متوسط میزان تابش خورشیدی مستقیم در شهر یزد در فصل تابستان تا مقدار 2260 kJ/hm^2 افزایش می‌یابد. علاوه بر آن در شکل ۴ مشاهده می‌شود که در فصول بهار و پاییز متوسط دمای هوا تقریباً مشابه است. همچنین فصل تابستان دارای بالاترین دما در هر ساعت است و دمای هوا بین ۲۷ تا ۴۰ درجه سانتیگراد تغییر می‌نماید.

و هوا را خنک نموده و دمای آن افزایش می‌یابد و سپس وارد بخش رطوبت‌زنی می‌شود. در نهایت آب شور تغلیظ شده در بخش رطوبت‌زنی به عنوان پسماند خارج می‌شود.



شکل ۲ آب‌شیرین‌کن رطوبت‌زنی-رطوبت‌زدایی با گرمایش هوا و چرخه باز برای جریان آب و هوا

محاسبات در نظر گرفته شده برای بخش‌های مختلف آب‌شیرین‌کن رطوبت‌زنی-رطوبت‌زدایی مطابق ذیل است:

در بخش رطوبت‌زنی موازنه انرژی به صورت رابطه (۵) است:

$$\dot{m}_a(h_{2a} - h_{3a}) = \dot{m}_w h_{3w} - \dot{m}_b h_{2w} \quad (5)$$

که در آن \dot{m}_a دبی جرمی هوای خشک ورودی، h_{2a} آنالپی هوا در ورودی به بخش رطوبت‌زنی، h_{3a} آنالپی هوا در خروجی از بخش رطوبت‌زنی، \dot{m}_w دبی جرمی آب شور، h_{3w} آنالپی آب شور در ورودی به بخش رطوبت‌زنی، \dot{m}_b دبی جرمی پسماند در خروجی از بخش رطوبت‌زنی، h_{2w} آنالپی پسماند در خروجی از بخش رطوبت‌زنی است.

در بخش رطوبت‌زدایی موازنه انرژی به صورت رابطه (۶) است:

$$\dot{m}_a(h_{3a} - h_{4a}) = \dot{m}_a h_d + \dot{m}_w(h_{3w} - h_{4w}) \quad (6)$$

که در آن h_{4a} آنالپی هوا در خروجی از بخش رطوبت‌زدایی، \dot{m}_a دبی جرمی آب شیرین در خروجی از بخش رطوبت‌زدایی، h_d آنالپی آب شیرین در خروجی از بخش رطوبت‌زدایی، h_{4w} آنالپی آب شور در ورودی به بخش رطوبت‌زدایی است.

میزان انتقال حرارت در بخش مبدل حرارتی مطابق رابطه (۷) است:

$$Q_u = \dot{m}_a(h_{2a} - h_{1a}) \quad (7)$$

که در آن h_{1a} آنالپی هوا در ورودی به مبدل حرارتی است.

همچنین دبی جرمی آب شیرین با استفاده از نسبت رطوبت^۱ که عبارت است از نسبت جرم بخار آب بر جرم هوای خشک مطابق با رابطه زیر به دست می‌آید:

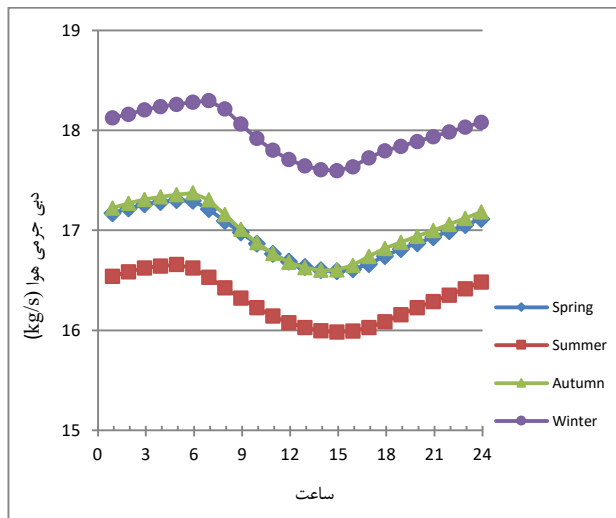
$$\dot{m}_d = \dot{m}_a(\omega_3 - \omega_4) \quad (8)$$

که در آن ω_3 و ω_4 به ترتیب نسبت رطوبت در هوای ورودی و خروجی بخش رطوبت‌زدایی است.

4. Gain output ratio (GOR)
5. Returned air

1. Humidity ratio
2. Mass flow rate ratio (MR)
3. Production ratio (PR)

به کمپرسور از بقیه فصول کمتر است در حالیکه در فصل زمستان دبی جرمی هوا ورودی بیش تر از سایر فصول است. با افزایش دمای هوای ورودی به کمپرسور انرژی مورد نیاز کمپرسور برای فشردن هوا بیش تر می گردد. به عبارت دیگر، چنانچه یک حجم مشخص از هوا با دو دمای مختلف موجود باشد، جرم هوای خنک بیش تر است. لذا همان طور که در شکل ۵ مشاهده می شود، در فصل تابستان که هوا گرم تر از بقیه فصول است مقدار دبی جرمی هوای ورودی به کمپرسور از بقیه فصول کم تر است در حالی که در فصل زمستان دبی جرمی هوا ورودی به کمپرسور بیش تر از سایر فصول است. با افزایش دمای هوای ورودی به کمپرسور یا به عبارتی با کاهش دبی جرمی هوای ورودی به کمپرسور، انرژی مورد نیاز کمپرسور برای فشردن هوا بیش تر شده و مقدار توان مصرفی کمپرسور به ازای جرم هوای ورودی افزایش می یابد.



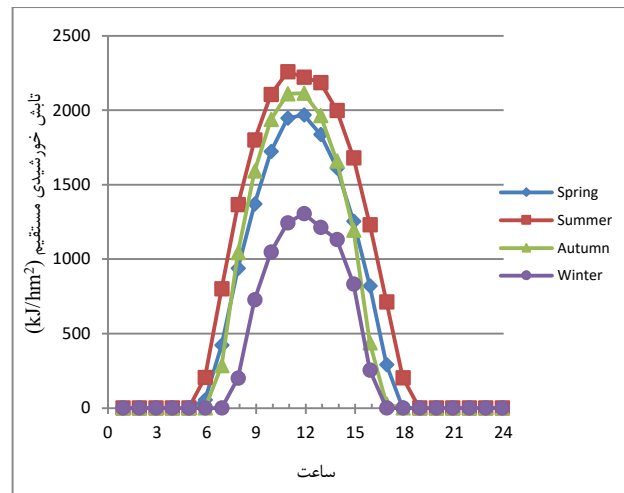
شکل ۵ متوسط دبی هوای ورودی به کمپرسور در هر ساعت از شبانه روز در فصول مختلف

لازم به ذکر است که امروزه به منظور بالا بردن دبی جرمی هوای ورودی به کمپرسور در واحدهای گازی در فصول گرم سال از سیستم های خنک کن در مسیر جریان هوای ورودی به کمپرسور مانند مدیا^۱ و فاگ^۲ استفاده می شود تا هوای ورودی به کمپرسور خنک شده و چگالی آن افزایش یابد تا در نتیجه آن دبی جرمی هوای ورودی به کمپرسور افزایش یابد.

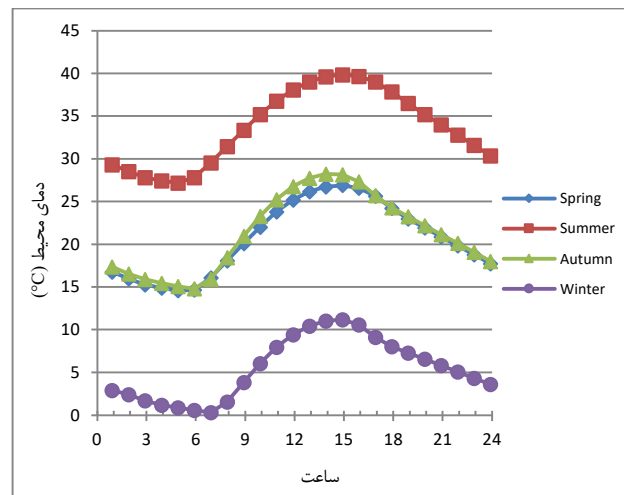
۲-۲-۳- میزان مصرف سوخت

در شکل ۶ میزان مصرف سوخت در هر ساعت از شبانه روز در فصول مختلف سال برای دو حالت توربین گاز تنها^۳ (GT only) و حالت ترکیبی توربین گاز-خورشیدی نشان داده شده است.

شکل مذکور نشان می دهد که در ساعات میانی روز که امکان استفاده از انرژی خورشیدی میسر است، مقدار مصرف سوخت در حالت ترکیبی توربین گاز-خورشیدی به طور قابل ملاحظه ای کاهش یافته است که نشان دهنده تاثیر مثبت انرژی خورشیدی در کاهش مصرف سوخت است. همچنین در فصل تابستان که هوا گرم تر از سایر فصول است، به دلیل کاهش دبی جرمی هوای ورودی به کمپرسور توان تولیدی توربین گاز کاهش یافته و در نتیجه آن میزان مصرف سوخت نیز کاهش یافته است.



شکل ۳ متوسط میزان تابش خورشیدی مستقیم (DNI) شهر یزد در هر ساعت از شبانه روز در فصول مختلف [۲۲]



شکل ۴ متوسط دمای هوای شهر یزد در هر ساعت از شبانه روز در فصول مختلف [۲۲]

۲-۲-۳- شبیه سازی نیروگاه ترکیبی توربین گاز-خورشیدی

در این قسمت نتایج مربوط به شبیه سازی عملکرد نیروگاه ترکیبی توربین گاز-خورشیدی شامل میزان متوسط مصرف سوخت، عملکرد توربین گاز شامل توان و راندمان (در حالت ترکیبی و توربین گاز تنها)، کسر انرژی خورشیدی استفاده شده و میزان انتشار گاز دی اکسید کربن در هر ساعت از شبانه روز در فصول مختلف سال بررسی شده است.

۲-۲-۳-۱- دبی هوای ورودی به کمپرسور

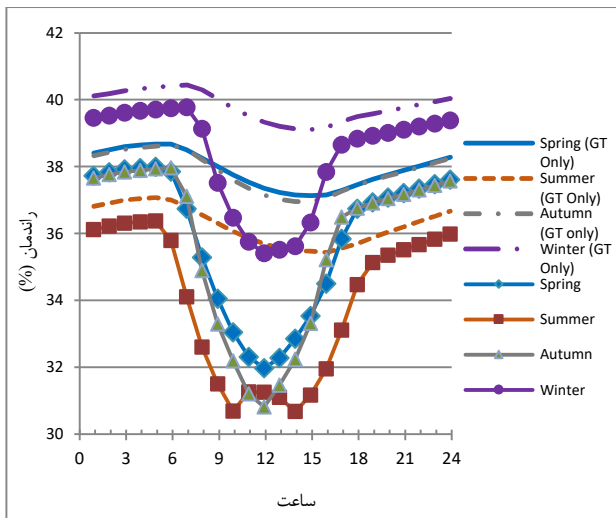
در شکل ۵ متوسط دبی هوای ورودی به کمپرسور در هر ساعت از شبانه روز در فصول مختلف سال نشان داده شده است. کمپرسورهای واحدهای توربین گازی در دور ثابت حجم ثابتی از هوا را متراکم می کنند. دمای هوای ورودی به کمپرسور با چگالی هوای ورودی نسبت عکس دارد. بنابراین افزایش دمای هوای ورودی به کمپرسور موجب کاهش چگالی هوا و در نتیجه کاهش دبی جرمی ورودی به کمپرسور می گردد. لذا همان طور که در شکل ۵ مشاهده می شود، در فصل تابستان که هوا گرم تر از بقیه فصول است مقدار دبی جرمی هوای ورودی



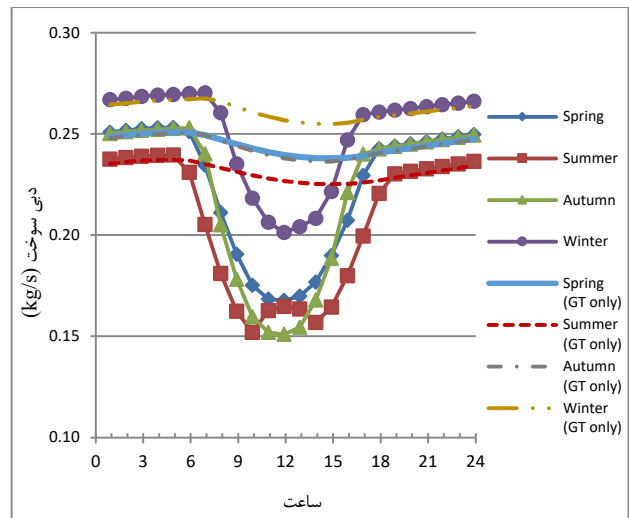
انستیت ملی پژوهش های انرژی و فناوری

3. Gas Turbine only (GT only)

1. Media
2. Fog



شکل ۸ متوسط راندمان توربین گاز در هر ساعت از شبانه روز در فصول مختلف



شکل ۶ متوسط دبی سوخت مصرفی در هر ساعت از شبانه روز در فصول مختلف

۳-۲-۳- عملکرد توربین گاز

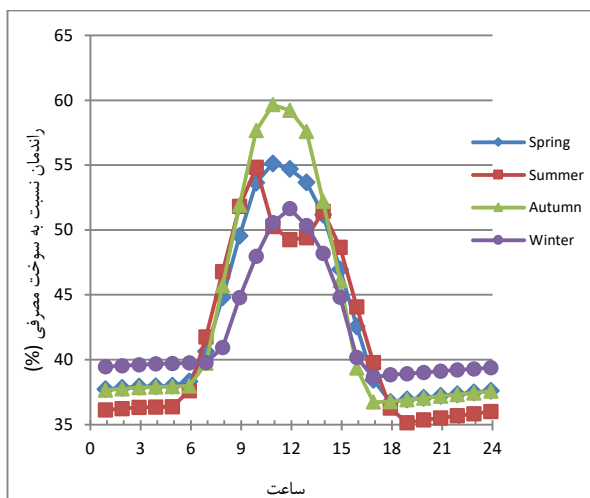
عملکرد توربین گاز در غالب توان تولیدی توربین گاز و راندمان مورد بررسی قرار گرفته است که به ترتیب در شکل‌های ۷ و ۸ مقادیر متوسط آن‌ها در هر ساعت از شبانه روز در فصول مختلف سال برای دو حالت توربین گاز تنها (GT only) و حالت ترکیبی توربین گاز-خورشیدی نشان داده شده است.

همان‌طور که در اشکال فوق‌الذکر ملاحظه می‌گردد مقدار توان تولیدی توربین گاز و راندمان آن در فصل زمستان بیش‌تر از بقیه فصول بوده و در فصل تابستان حداقل مقادیر توان و راندمان را دارا است. دلیل این امر تاثیر بسیار مهم دمای هوای ورودی به کمپرسور در عملکرد توربین‌های گازی است.

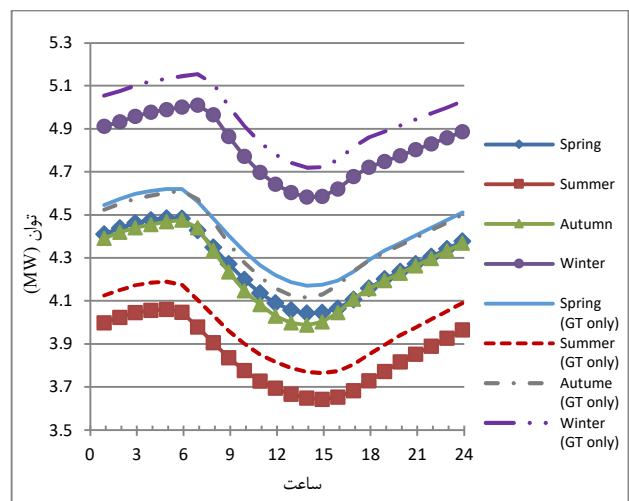
افزایش دمای هوای ورودی به کمپرسور در فصول گرم سال موجب کاهش دبی جرمی هوای ورودی به کمپرسور می‌گردد و از آنجایی‌که توان تولیدی توربین رابطه مستقیم با دبی جرمی عبوری از آن دارد، لذا توان توربین و راندمان آن در فصول گرم سال کاهش می‌یابد. همچنین همان‌طور که گفته شد هر چه دمای هوا بالاتر باشد، انرژی مورد نیاز کمپرسور برای فشرده نمودن هوا بیش‌تر می‌شود. افزایش کار کمپرسور نیز کاهش توان خالص توربین و کاهش راندمان را در پی دارد. لذا همان‌طور که در شکل‌های ۷ و ۸ مشاهده می‌شود با افزایش دمای هوا در فصل تابستان و یا در ساعات گرم روز توان تولیدی توربین گاز و راندمان آن کاهش یافته است.

در حالت ترکیبی توربین گاز-خورشیدی، مقدار توان تولیدی توربین و همچنین راندمان توربین از حالت توربین گاز تنها کم‌تر است، به‌طوری‌که در گرم‌ترین ساعت روز در فصل تابستان که دمای هوا حدود ۴۰ درجه سانتیگراد است، توان توربین گاز و راندمان به ترتیب حدود ۰/۲ مگاوات (۳/۶ مگاوات در مقابل ۳/۸ مگاوات) و ۴/۴ درصد (۳۱/۱ درصد در مقابل ۳۵/۵ درصد) کاهش یافته است. در فصل زمستان مقدار کاهش توان توربین گاز و راندمان به دلیل استفاده از حالت ترکیبی به ترتیب حدود ۰/۱ مگاوات (۴/۶ مگاوات در مقابل ۴/۷ مگاوات) و ۲/۸ درصد (۳۶/۳ درصد در مقابل ۳۹/۱ درصد) است. در واقع در فصل زمستان مقدار اثرگذاری سیستم خورشیدی بر کاهش توان توربین گاز و راندمان کم‌تر از فصل تابستان بوده است. علت تاثیر منفی سیستم خورشیدی در حالت ترکیبی بر عملکرد توربین گاز، افت فشارهای ناشی از افزایش طول مسیر و ایجاد افت فشار است.

در صورت محاسبه راندمان توربین گاز فقط نسبت به سوخت فسیلی مصرفی، مزیت استفاده از نیروگاه ترکیبی توربین گاز-خورشیدی مشخص می‌گردد. در شکل ۹ متوسط راندمان توربین گاز نسبت به سوخت فسیلی مصرفی در نیروگاه ترکیبی توربین گاز-خورشیدی در هر ساعت از شبانه روز در فصول مختلف سال مشاهده می‌گردد.

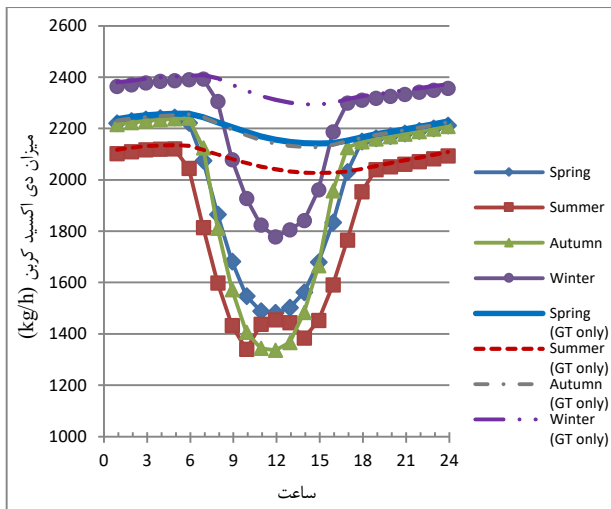


شکل ۹ راندمان توربین گاز نسبت به سوخت مصرفی در نیروگاه ترکیبی توربین گاز-خورشیدی در هر ساعت از شبانه روز در فصول مختلف



شکل ۷ متوسط توان تولیدی توربین گاز در هر ساعت از شبانه روز در فصول مختلف



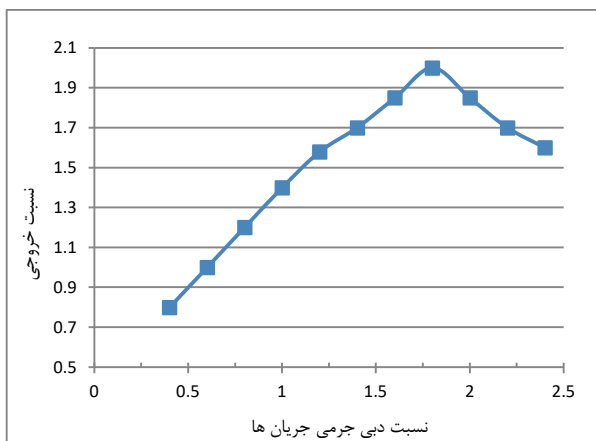


شکل ۱۱ میزان انتشار گاز دی‌اکسیدکربن در هر ساعت از شبانه روز در فصول مختلف

۳-۳- شبیه‌سازی آب‌شیرین‌کن رطوبت‌زنی-رطوبت‌زدایی

در شکل ۱۲ تغییرات نسبت خروجی با تغییرات نسبت دبی جرمی جریان‌ها مشاهده می‌گردد. دمای آب شور در ورودی به بخش رطوبت‌زدا ۳۰ درجه سانتیگراد در نظر گرفته شده است. همان‌طور که شکل مذکور نشان می‌دهد در یک مقدار بهینه از نسبت دبی جرمی جریان‌ها معادل با ۱/۸، نسبت خروجی دارای مقدار حداکثری ۲ است.

مقدار بهینه نسبت دبی جرمی جریان‌ها در واقع نشان دهنده مقدار کافی آب پاشش شده در بخش رطوبت‌زنی است به طوری که هوا با توجه به کارایی بخش رطوبت‌زنی به حد کافی مرطوب شده است. در صورتی که دبی جریان آب کم‌تر از مقدار بهینه باشد، هوای خروجی از بخش رطوبت‌زنی به طور کافی مرطوب نبوده و تقریباً خشک است. از طرفی دیگر دبی جریان آب بیش‌تر از مقدار بهینه نه تنها موجب افزایش رطوبت هوای خروجی نمی‌گردد، بلکه موجب افزایش انرژی مصرفی به دلیل گرمایش آب اضافه می‌شود.



شکل ۱۲ تغییرات نسبت خروجی بر حسب نسبت دبی جرمی جریان‌ها

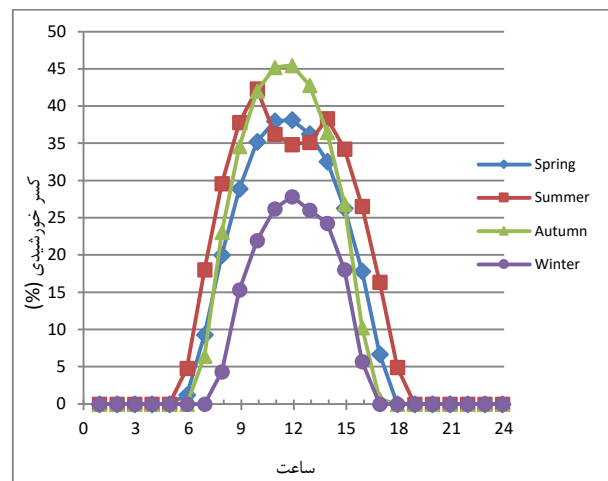
در شکل ۱۳ نسبت تولید بر حسب دما و درصد رطوبت نسبی (RH) هوای ورودی نشان داده شده است. رطوبت نسبی هوا عبارت است از مقدار رطوبت موجود در یک حجم از هوا با دمای مشخص به حداکثر مقدار رطوبتی که هوا می‌تواند در همان دما داشته باشد. دمای هوای ورودی به آب‌شیرین‌کن شامل

همان‌طور که در شکل ۹ مشاهده می‌گردد، راندمان توربین گاز نسبت به سوخت فسیلی در فصل پاییز و بهار از سایر فصول بیش‌تر است و در فصل پاییز راندمان مذکور به مقدار ماکسیمم حدود ۶۰ درصد رسیده است. در فصل زمستان راندمان نسبت به سوخت مصرفی دارای مقدار ماکسیمم حدود ۵۰ درصد است. شکل ۹ نشان می‌دهد که در نیروگاه ترکیبی توربین گاز-خورشیدی با استفاده از انرژی خورشیدی می‌توان راندمان توربین گاز را از مقدار نامی ۳۸/۵ درصد تا حدود ۶۰ درصد افزایش داد.

۳-۲-۴- کسر خورشیدی

با استفاده از تعریف پارامتر کسر خورشیدی مطابق رابطه ۴ می‌توان سهم انرژی خورشیدی در انرژی ورودی به توربین گاز را محاسبه نمود. در شکل ۱۰ کسر خورشیدی در نیروگاه ترکیبی توربین گاز-خورشیدی در هر ساعت از شبانه روز در فصول مختلف سال نشان داده شده است.

بر اساس شکل ۱۰ هنگام شب که تابش خورشید وجود ندارد، کسر خورشیدی برابر صفر است. با شروع تابش خورشید از ابتدای صبح پارامتر مذکور افزایش می‌یابد و در ساعات میانی روز به حداکثر مقدار خود در هر فصل می‌رسد به طوری که کسر خورشیدی در نیروگاه ترکیبی توربین گاز-خورشیدی دارای مقدار ماکسیمم ۴۵ درصد در ساعات میانی روز در فصل پاییز است. شایان ذکر است که برای کلیه فصول جز زمستان پارامتر مذکور بین ۳۵ تا ۴۵ درصد در ساعات میانی روز متغیر است.



شکل ۱۰ کسر خورشیدی در حالت ترکیبی توربین گاز-خورشیدی در هر ساعت از شبانه روز در فصول مختلف

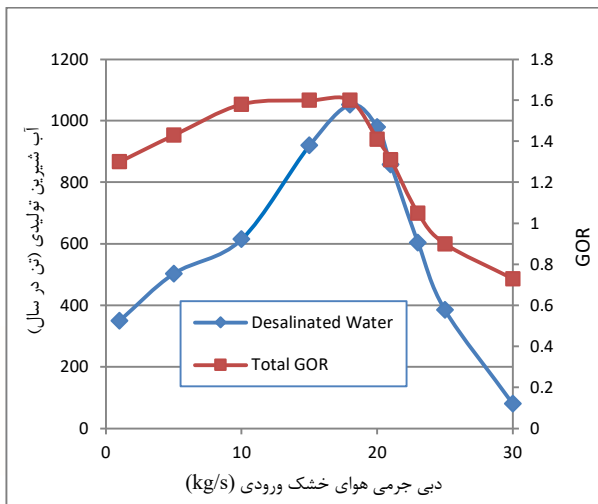
۳-۲-۵- میزان متوسط انتشار گاز دی‌اکسیدکربن

یکی از پارامترهای مهم زیست محیطی که در نیروگاه‌های تولید برق حرارتی حائز اهمیت است، میزان انتشار گاز دی‌اکسیدکربن است. در شکل ۱۱ میزان متوسط انتشار گاز دی‌اکسیدکربن در دو حالت توربین گاز تنها (GT only) و نیروگاه ترکیبی توربین گاز-خورشیدی در هر ساعت شبانه روز در فصول مختلف سال نشان داده شده است. شکل ۱۱ نشان می‌دهد که با استفاده از حالت ترکیبی توربین گاز-خورشیدی میزان انتشار گاز دی‌اکسیدکربن در طی روز کاهش می‌یابد که به دلیل استفاده از انرژی خورشیدی است، به طوری که در فصل پاییز میزان انتشار گاز دی‌اکسیدکربن حدود ۴۰ درصد کاهش می‌یابد.

1. Relative humidity (RH)

رطوبت‌زدایی میزان تولید آب شیرین بین دمای ۱۰ تا ۲۰ درجه سانتیگراد تقریباً ثابت بوده و سپس کاهش می‌یابد. دلیل این موضوع کاهش میزان چگالش در بخش رطوبت‌زدایی به دلیل کاهش نیروی محرکه است که در نتیجه آن تولید آب شیرین کم‌تر می‌شود. هر چند که افزایش دمای آب شور ورودی موجب افزایش دمای آب شور خروجی از بخش رطوبت‌زدایی و ورودی به بخش رطوبت‌زنی می‌شود که تاثیر مثبت بر فرآیند مرطوب نمودن هوا دارد، ولیکن از آنجایی که اثر منفی افزایش دما بر کاهش چگالش بسیار موثرتر است در نهایت مطابق شکل ۱۴ افزایش دمای آب شور ورودی موجب کاهش نسبت تولید می‌گردد. لازم به ذکر است که به طور کلی محدودیت‌هایی نیز در رابطه با افزایش دمای آب وجود دارد که مهم‌ترین آن، دمای جوش آب است زیرا هدف تشکیل بخار در محفظه رطوبت‌زنی نیست.

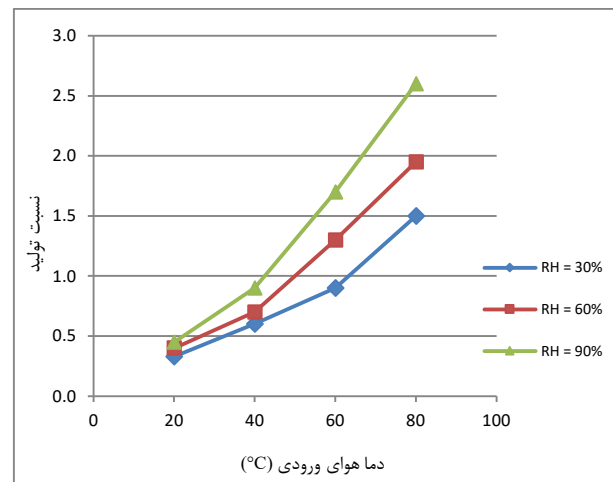
در شکل ۱۵ تغییرات میزان آب شیرین تولیدی و همچنین عملکرد آب‌شیرین‌کن رطوبت‌زنی-رطوبت‌زدایی بر اساس نسبت خروجی در یک سال با توجه به تغییرات دبی جرمی هوای خشک ورودی نشان داده شده است.



شکل ۱۵ تغییرات میزان آب شیرین تولیدی و نسبت خروجی در یک سال بر اساس دبی جرمی هوای ورودی

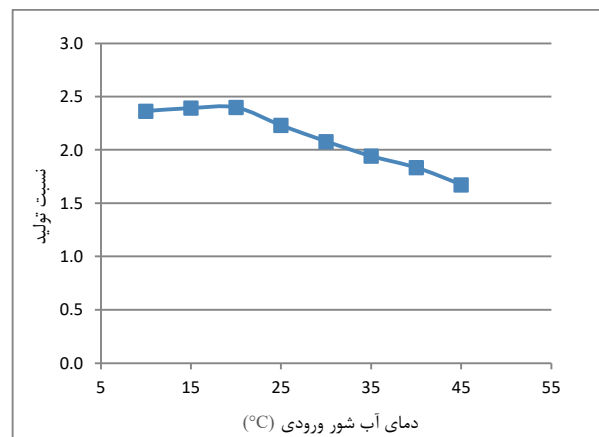
با توجه به اینکه دبی هوای خشک ورودی به بخش رطوبت‌زنی برابر با دبی هوای بخش رطوبت‌زدایی است و این پارامتر دخالت مستقیم در تابع تولید آب شیرین دارد، لذا بررسی آن عامل مهمی است. همان‌طور که در شکل ۱۵ مشاهده می‌گردد، میزان تولید آب شیرین بر اساس دبی جرمی هوا دارای یک مقدار بهینه است و با افزایش دبی هوا تا دبی ۱۸ کیلوگرم بر ثانیه برای هوا میزان تولید آب شیرین ابتدا افزایش و سپس کاهش می‌یابد. در ابتدا با افزایش دبی هوا، ضریب انتقال جرم یا به عبارتی شدت انتقال جرم افزایش یافته و تولید آب شیرین زیاد می‌شود. با افزایش بیش‌تر دبی هوا به دلیل آن که طول چگالنده در بخش رطوبت‌زدایی ثابت است، افزایش دبی هوا و یا به عبارتی افزایش سرعت هوای عبوری از روی لوله‌ها موجب می‌گردد تا چگالش کم‌تری روی لوله‌ها صورت پذیرد و میزان تولید آب شیرین کاهش یابد. با کاهش میزان تولید آب شیرین، مصرف انرژی افزایش یافته و کارایی سیستم کم می‌شود. لازم به ذکر است که در مواردی که سرعت هوا بسیار زیاد باشد، در اثر وجود گردابه‌ها و تماس آنها با سطح آب، بخشی از جریان آب به صورت قطرات بسیار ریز جدا شده و بدون انجام فرآیند انتقال جرم و حرارت، همراه با هوا از بخش رطوبت‌زنی خارج می‌شود که به این پدیده ماندگی فاز مایع در فاز گاز نیز گفته می‌شود. در این حالت برای بازیابی مایع از وسیله‌ای به نام مه‌گیر یا

همچنین میزان رطوبت نسبی هوای ورودی ۲۰، ۴۰، ۶۰ و ۸۰ درجه سانتیگراد است. همچنین میزان رطوبت نسبی هوای ورودی ۳۰، ۶۰ و ۹۰ درصد است. لازم به ذکر است که دمای آب شور در ورودی به بخش رطوبت‌زدایی ۳۰ درجه سانتیگراد و نسبت دبی جرمی جریان‌ها با توجه به شکل ۱۲ برابر با ۱/۸ در نظر گرفته شده است. همان‌طور که در شکل ۱۳ ملاحظه می‌شود با افزایش دمای و رطوبت هوای ورودی میزان آب شیرین به دست آمده افزایش یافته است زیرا بر اساس نمودار سایکرومتریک، هوای گرم و مرطوب قابلیت پذیرش رطوبت بیش‌تری نسبت به هوای سرد را دارا است. برای مثال یک کیلوگرم هوای خشک می‌تواند تا ۰/۵ کیلوگرم بخار آب را در صورت افزایش دما از ۳۰ درجه به ۸۰ درجه سانتیگراد حمل کند. افزایش دما و رطوبت هوای ورودی موجب افزایش دما و رطوبت هوای خروجی از بخش رطوبت‌زنی می‌شود. همچنین وقتی دمای هوای ورودی پایین‌تر باشد، میزان رطوبت مورد نیاز برای رسیدن هوا به حالت اشباع نیز کاهش می‌یابد، لذا هوا زودتر به حالت اشباع می‌رسد. از این‌رو زمانی که دمای هوای ورودی پایین‌تر باشد، افزایش شدت انتقال حرارت و انتقال جرم و رسیدن سریع‌تر هوا به حالت اشباع موجب توسعه هوای مه‌آلود در بخش رطوبت‌زنی می‌شود.



شکل ۱۳ تغییرات نسبت تولید بر حسب دما و رطوبت نسبی هوای ورودی

در شکل ۱۴ تاثیر دمای آب شور ورودی به بخش رطوبت‌زدایی سیستم آب‌شیرین‌کن رطوبت‌زنی-رطوبت‌زدایی بر نسبت تولید مشاهده می‌گردد. در این شکل نسبت دبی جرمی جریان‌ها ۱/۸ در نظر گرفته شده است.



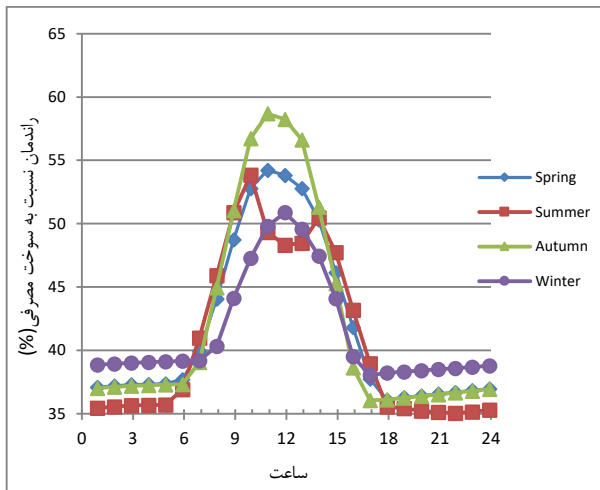
شکل ۱۴ تاثیر دمای آب شور ورودی بر نسبت تولید

شکل مذکور نشان می‌دهد که با افزایش دمای آب شور ورودی در بخش



خروجی افزایش یافته، در دمای بالای ۹۰ درجه سانتیگراد نسبت خروجی کاهش یافته و در دمای ۸۰ درجه سانتیگراد نسبت خروجی ابتدا افزایش و سپس کاهش می‌یابد. (ب) در پارامتر هوای برگشتی ثابت، با افزایش دما نسبت خروجی افزایش می‌یابد. در این حالت با افزایش F دمای هوای ورودی و در نتیجه دمای خروجی از محفظه رطوبت‌زنی و نسبت رطوبت آن نیز افزایش می‌یابد، لذا میزان آب شیرین کن خروجی نیز افزایش می‌یابد که در نتیجه نسبت خروجی افزایش می‌یابد. حال هر چه دمای هوا بالاتر رود این روند ادامه دارد تا جایی‌که با افزایش دمای هوای ورودی، به دلیل پایین بودن ظرفیت گرمایی هوا نسبت به آب، تغییر آنتالپی در جریان هوا کم‌تر از تغییر آنتالپی در جریان آب است. بنابراین میزان افزایش دمای هوای خروجی محفظه رطوبت‌زنی و به طبع رطوبت موجود در آن کاهش می‌یابد و در نتیجه میزان آب شیرین کن دست آمده کاهش و گرمای لازم افزایش و در نهایت نسبت خروجی کاهش می‌یابد. با توجه به شکل ۱۷ در دمای ۸۰ درجه سانتیگراد و در پارامتر هوای برگشتی معادل ۰/۸ میزان نسبت خروجی حداکثر است و این بدین معناست که می‌توان با توجه به دمای حداکثری سیستم و سایر پارامترهای موثر بر بازده آب‌شیرین‌کن رطوبت‌زنی-رطوبت‌زدایی نحوه گردش هوا که بیش‌ترین بازده را به دنبال دارد تعیین نمود.

در نهایت در شکل ۱۸ راندمان کل سیستم ترکیبی بر اساس رابطه (۳) با در نظر گرفتن توربین‌گاز، برج خورشیدی و آب‌شیرین‌کن رطوبت‌زنی-رطوبت‌زدایی در ساعات‌های مختلف روز و فصول مختلف سال مشاهده می‌گردد که هدف در شکل ۱۸، بررسی تاثیر افزودن سیستم آب‌شیرین‌کن بر راندمان است. با مقایسه شکل ۱۸ با شکل ۹ مشخص می‌گردد که با اضافه نمودن آب‌شیرین‌کن به نیروگاه ترکیبی توربین‌گاز-خورشیدی، راندمان تقریباً تغییری ننموده است و مقدار تغییرات آن بسیار ناچیز بوده و کم‌تر از ۱ درصد است.

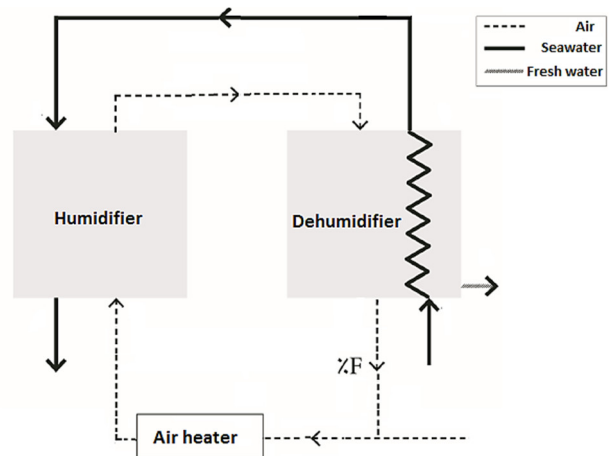


شکل ۱۸ راندمان سیستم ترکیبی توربین‌گاز، برج خورشیدی و آب‌شیرین‌کن

سیستم آب‌شیرین‌کن رطوبت‌زنی-رطوبت‌زدایی به صورت یک بخش مجزا و به صورت سری به نیروگاه ترکیبی توربین‌گاز-خورشیدی اضافه می‌گردد و با استفاده از حرارت دود خروجی از دودکش واحد گازی هوای ورودی به سیستم آب‌شیرین‌کن گرم می‌شود. سپس هوای گرم وارد بخش‌های رطوبت‌زنی و رطوبت‌زدایی می‌گردد. در بخش رطوبت‌زنی، آب شور پاشش می‌شود و قطرات ریز آب، هوای گرم ورودی را مرطوب می‌نماید. سپس در بخش رطوبت‌زدایی، بخار آب موجود در هوای مرطوب شده طی فرآیند تبادل حرارت مایع شده و از پایین این محفظه به عنوان آب شیرین خارج می‌شود.

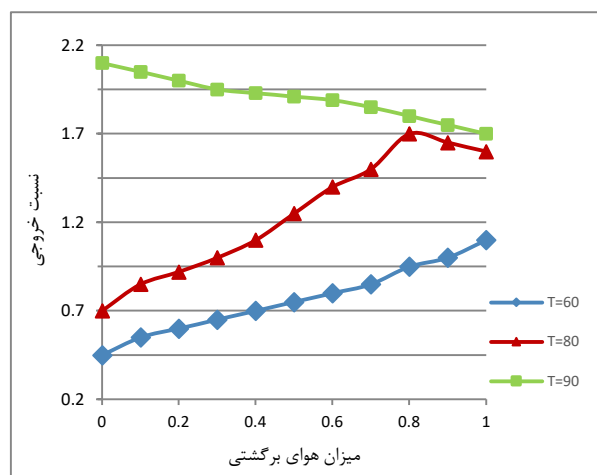
قطره‌گیر استفاده می‌شود، لذا نباید سرعت بالای هوا انتخاب گردد. پدیده دیگری که ممکن است در بخش رطوبت‌زنی رخ دهد انباشتگی مایع است و علت آن افزایش دبی آب است. در واقع در دبی‌های خیلی زیاد از آب مکانیزم بین دو فاز تغییر نموده به جای پیوستگی فاز گاز، فاز مایع به صورت پیوسته درآمده و گاز درون آن پراکنده می‌شود. همچنین در شکل ۱۵ مشاهده می‌گردد که در ابتدا مقدار نسبت خروجی تقریباً ثابت است و با افزایش دبی جرمی هوا مقدار آن کاهش می‌یابد.

در شکل ۱۶ نمایی از آب‌شیرین‌کن رطوبت‌زنی-رطوبت‌زدایی در حالتی که جریان آب باز است و جریان هوا دارای نسبت برگشتی است مشاهده می‌گردد. بدیهی است زمانی که پارامتر هوای برگشتی برابر ۱ باشد سیکل هوا بسته می‌شود.



شکل ۱۶ آب‌شیرین‌کن رطوبت‌زنی-رطوبت‌زدایی با جریان هوای برگشتی

اثر تغییرات پارامتر هوای برگشتی بر میزان نسبت خروجی در دماهای مختلف هوای ورودی به بخش رطوبت‌زنی در شکل ۱۷ مشاهده می‌گردد که در شکل مذکور درصد هوای برگشتی بین صفر تا یک در نظر گرفته شده است. همچنین نسبت نسبت دبی جریان‌ها ثابت بوده و معادل ۱/۸ است.



شکل ۱۷ تغییرات نسبت خروجی بر حسب میزان هوای برگشتی در دماهای مختلف هوای ورودی به بخش رطوبت‌زنی

در شکل ۱۷ دو نکته حائز اهمیت است: الف) در دمای ثابت با افزایش پارامتر هوای برگشتی در محدوده دمایی ۶۰ درجه سانتیگراد مقدار نسبت



فصلنامه علمی انرژی‌های تجدیدپذیر و نو - سال نهم ، شماره دوازدهم پاییز و زمستان ۱۴۰۱

| | |
|---|------------------------|
| نسبت گرمای ویژه در فشار ثابت به مقدار آن در حجم ثابت | k |
| دبی جرمی جریان سیال (kg/s) | \dot{m} |
| نسبت تولید | MR |
| نسبت دبی جرمی آب شیرین تولید شده به دبی جرمی هوای خشک | PR |
| توان توربین گاز (W) | P_{GT} |
| انرژی حاصل از سوخت فسیلی (kJ/s) | Q_{fuel} |
| مجموع انرژی سوخت فسیلی و انرژی خورشیدی (kJ/s) | Q_{in} |
| انرژی خورشیدی (kJ/s) | Q_{solar} |
| انتقال حرارت در مبدل حرارتی (kJ/s) | Q_u |
| کسر خورشیدی | SF |
| راندمان توربین گاز نسبت به سوخت فسیلی مصرفی | $\eta_{GT-fuel\ only}$ |
| نسبت رطوبت | ω |
| | زیر نویس ها |
| هوا | a |
| پسماند | b |
| آب شیرین | d |
| آب | w |

۶- مراجع

- [1] A. Shahsavari, M. Akbari, Potential of solar energy in developing countries for reducing energy-related emissions, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 90, pp. 275-291, 2018.
- [2] J. Peng, L. Lu, H. Yang, Review on life cycle assessment of energy payback and greenhouse gas emission of solar photovoltaic systems, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 19, pp. 255-274, 2013.
- [3] U. Pelay, L. Luo, Y. Fan, D. Stitou, Mark Rood, Thermal energy storage systems for concentrated solar power plants, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 79, pp. 82-100, 2017.
- [4] P. G. V. Sampaio, M. O. A. González, Photovoltaic solar energy: Conceptual framework, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 74, pp. 590-601, 2017.
- [5] E. Okoroigwe, A. Madhlopa, An integrated combined cycle system driven by a solar tower: A review, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 57, pp. 337-350, 2016.
- [6] International Energy Agency, Technology roadmap-solar thermal electricity, 2014.
- [7] H. L. Zhang, J. Baeyens, J. Degrève, G. Cacèresc, Concentrated solar power plants: Review and design methodology, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 22, pp. 466-481, 2013.
- [8] A. Giglio, A. Lanzini, P. Leone, M. M. R. García, E. Z. Moya, Direct steam generation in parabolic-trough collectors: A review about the technology and a thermo-economic analysis of a hybrid system, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 74, pp. 453-473, 2017.
- [9] O. Behar, Solar thermal power plants-A review of configurations and performance comparison, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 92, pp. 608-627, 2018.
- [10] D. O- León, A. Medina, A. C. Hernández, Thermodynamic modeling of a hybrid solar gas-turbine power plant, *Energy Conversion and Management*, Vol. 93, pp. 435-447, 2015.
- [11] N. Lior, Advances in water desalination, pp. 1.3-1.5, First Edition, New York, USA, Wiley, 2012.
- [12] A. Ali, R. A. Tufa, F. Macedonio, E. Curcio, E. Drioli, Membrane technology in renewable-energy-driven desalination, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 81, pp. 1-21, 2018.

از آنجایی که بر اساس رابطه (۳)، مقدار راندمان به توان تولیدی توربین گاز و انرژی حاصل از سوخت فسیلی بستگی دارد، لذا افزودن سیستم آب شیرین کن به نیروگاه ترکیبی توربین گاز-خورشیدی در این تحقیق تأثیری بر میزان توان تولیدی توربین گاز و یا انرژی حاصل از سوخت فسیلی ندارد و نمی‌تواند موجب تغییر در راندمان گردد. بنابراین همان‌طور که شکل ۱۸ و مقایسه آن با شکل ۹ نشان می‌دهد، راندمان سیستم ترکیبی توربین گاز، برج خورشیدی و آب‌شیرین کن مشابه راندمان نیروگاه ترکیبی توربین گاز-خورشیدی است و در نتیجه امکان استفاده بهینه از حرارت دود خروجی از توربین گاز جهت تولید آب شیرین با استفاده از آب‌شیرین کن رطوبت‌زنی-رطوبت‌زدایی با گرمایش هوا و جریان باز برای آب و هوا بدون اثر گذاری بر بخش تولید برق میسر است.

۴- نتیجه‌گیری

همان‌طور که گفته شد در این تحقیق شبیه‌سازی عملکرد توربین گاز-خورشیدی به همراه آب‌شیرین کن رطوبت‌زنی-رطوبت‌زدایی با استفاده از نرم‌افزار ترنسیس انجام شده است. نتایج شبیه‌سازی نشان می‌دهند که در نیروگاه ترکیبی توربین گاز-خورشیدی میزان مصرف سوخت کاهش یافته است و حدود ۳۵ تا ۴۵ درصد انرژی مورد نیاز توسط انرژی خورشیدی تأمین شده است. علاوه بر آن استفاده از حالت ترکیبی توربین گاز-خورشیدی موجب کاهش میزان انتشار گاز دی‌اکسیدکربن در طی روز گردیده به نحوی که در فصل پاییز میزان انتشار آن حدود ۴۰ درصد کاهش می‌یابد. همچنین مقدار توان تولیدی و راندمان در حالت ترکیبی توربین گاز-خورشیدی از حالت توربین گاز تنها کم‌تر است که به دلیل افت فشار ناشی از افزایش طول پاپینگ با توجه به وجود دریافت کننده خورشیدی است، به طوری که در گرم‌ترین ساعت روز در فصل تابستان، توان و راندمان به ترتیب ۰/۲ مگاوات و ۴/۴ درصد کاهش یافته است. این مقادیر در فصل زمستان کم‌تر بوده و توان و راندمان به ترتیب ۰/۱ مگاوات و ۲/۸ درصد کاهش یافته است.

نتایج مربوط به سیستم آب‌شیرین کن رطوبت‌زنی-رطوبت‌زدایی نشان می‌دهند که افزایش دما و رطوبت هوای ورودی به سیستم آب‌شیرین کن موجب افزایش میزان آب شیرین تولیدی و افزایش دمای آب شور ورودی موجب کاهش تولید آن می‌گردد. علاوه بر آن میزان تولید آب شیرین بر اساس دبی جرمی هوا دارای یک مقدار بهینه است و با افزایش دبی هوا تا دبی ۱۸ کیلوگرم بر ثانیه میزان تولید آب شیرین ابتدا افزایش و سپس کاهش می‌یابد. همچنین مقدار نسبت خروجی دارای مقدار حداکثری ۲ در نسبت دبی جریان آب شور ورودی به دبی جرمی هوای خشک معادل ۱/۸ است. بررسی تغییرات میزان نسبت خروجی بر حسب میزان هوای برگشتی (F) در دماهای مختلف هوای ورودی نشان می‌دهد که روند تغییرات نسبت خروجی در دماهای مختلف متفاوت است. در نهایت بررسی راندمان سیستم ترکیبی توربین گاز، برج خورشیدی و آب‌شیرین کن رطوبت‌زنی-رطوبت‌زدایی نشان می‌دهد که افزودن آب‌شیرین کن به نیروگاه ترکیبی توربین گاز-خورشیدی تأثیری بر روی راندمان نیروگاه ترکیبی نداشته و موجب استفاده بهینه از انرژی خروجی از دودکش توربین گاز و تولید آب شیرین می‌گردد.

۵- فهرست علائم

| | |
|----------------------------|----------|
| میزان هوای برگشتی | F |
| آنتالپی ویژه (J/kg) | h |
| گرمای نهان تبخیر آب (J/kg) | h_{fg} |



- [13] S. Liyanaarachchi, L. Shu, S. Muthukumaran, V. Jegatheesan, K. Baskaran, Problems in seawater industrial desalination processes and potential sustainable solutions: a review, *Reviews in Environmental Science and Biotechnology*, Vol. 13, pp. 203-214, 2014.
- [14] Z. R. Ahar, M. S. Hatamipour, L.R. Ahar, Air humidification-dehumidification process for desalination: A review, *Progress in Energy and Combustion Science*, Vol. 80, pp. 100850, 2020.
- [15] R. Santosh, T. Arunkumar, R. Velraj, G. Kumaresan, Technological advancements in solar energy driven humidification-dehumidification desalination systems-A review, *Journal of Cleaner Production*, Vol. 207, pp. 826-845, 2019.
- [16] W. L. Roux, T. Bello-Ochende, J. P. Meyer, Thermodynamic optimisation of the integrated design of a small-scale solar thermal Brayton cycle, *International Journal of Energy Research*, Vol. 36, pp. 1088-1104, 2012.
- [17] W. L. Roux, T. Bello-Ochende, The efficiency of an open-cavity tubular solar receiver for a small-scale solar thermal Brayton cycle, *Energy Conversion and Management*, Vol. 84, pp. 457-470, 2014.
- [18] R. P. Merchán, M. J. Santos, A. Medina, A. C. Hernández, Thermodynamic model of a hybrid Brayton thermosolar plant, *Renewable Energy*, Vol. 128, pp. 473-483, 2018.
- [19] M. Zamen, S. M. Soufari, S. A. Vahdat, M. Amidpour, M. A. Zeinali, H. Izanloo, H. Aghababbaie, Experimental of investigation of a two-stage solar humidification- dehumidification desalination process, *Desalination*, Vol. 332, pp. 1-6, 2014.
- [20] A. Nafey, H. E. Fath, S. El-Helaby, A. Soliman, Solar desalination using humidification-dehumidification processes. Part II. An experimental investigation, *Energy Conversion and Management*, Vol. 45, pp. 1263-1277, 2004.
- [21] L. Li, M. Qu, S. Peng, Performance evaluation of building integrated solar thermal shading system: Active solar energy usage, *Renewable Energy*, Vol. 109, pp. 576-585, 2017.
- [22] Meteorological information related to Yazd city in TRNSYS software library.

