ماهنامه علمى پژوهشى





mme.modares.ac.ir

مقایسه عملکرد پیکر دبندی های مختلف سیکل ترکیبی رانکین بخار و آلی از منظر اگزرژی با محرك كلكتور سهموى خطى

كوروش جواهرده^{*1}، ريحانه ربيعي²، محمد ذوقي³

1- دانشیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه گیلان، رشت

2- دانشجوی کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه گیلان، رشت 3- دانش آموخته کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه گیلان، رشت

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

چکیدہ	اطلاعات مقاله
با توجه به افزایش روزافزون مصرف و هزینه انرژیهای تجدید ناپذیر مانند گازطبیعی و الکتریسیته، استفاده از انرژیهای پاک و تجدیدپذیر مانند	مقاله پژوهشی کامل
انرژی گرمایی خورشید، امروزه بسیار مورد توجه قرار گرفته است. در این تحقیق، ابتدا سیکل رانکین بخار ساده و دو پیکرهبندی مختلف سیکل	دریافت: 17 مرداد 1395 بزیر شد 13 آذر 1395
ترکیبی رانکین بخار و رانکین آلی با محرک کلکتور خورشیدی سهموی خطی، از منظر انرژی و اگزرژی شبیهسازی گردیده است. پیکرهبندی	پدیرس. 19 ادر 1995 ارائه در سایت: 05 دی 1395
اول، سیکل بخار ساده با محرک کلکتور سهمی خطی بوده و دو پیکرهبندی سیکل ترکیبی به این شکل عمل میکنند که در پیکرهبندی دوه	کلید واژگان:
(سیکل ترکیبی با مبدل واسطه)، با افزایش فشار کندانسور بخار، از دفع گرما در آن به عنوان محرک دما پایین سیکل رانکین آلی استفاده میشود	سیکل ترکیبی رانکین بخار و آلی
و در پیکرهبندی سوم (سیکل ترکیبی بدون مبدل واسطه)، از سیال محرک خورشیدی کاهش دما یافته خروجی از اواپراتور سیکل بخار، به عنوان	كلكتور سهمى خطى
محرک سیکل رانکین آلی استفاده میشود. نتایج شبیهسازی در حالت ورودی پایه نشان میدهد که پیکرهبندی سوم بیشترین مقدار کار و	گزرژی
بازگشت ناپذیری و پیکرمبندی دوم کمترین کار و بازگشت ناپذیری را دارا است که در این حالت افزایش فشار کندانسور سیکل بخار باعث	تحليل پارامتری
میگردد که کار سیکل ترکیبی با مبدل واسطه از کار سیکل بخار ساده نیز کمتر گردد. از سوی دیگر پیکرهبندی دوم بیشترین مقدار بازده انرژی	
و اگزرژی خورشیدی را در میان سه پیکرهبندی دارا میباشد که این مورد به دلیل کاهش مساحت کلکتور مورد نیاز در این پیکرهبندی است.	

Performance comparsion of different configuration of steam and organic rankin cycle with parabolic trough solar collector

Koroush Javaherdeh^{*}, Reyhane Rabie, Mohammad Zoghi

Department of Mechanical Engineering, University of Guilan, Rasht, Iran *P.O.B. 1841, Rasht, Iran, javaherdeh@guilan.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

ABSTRACT

Original Research Paper Received 07 August 2016 Accepted 03 December 2016 Available Online 25 December 2016

Keywords: Combined steam and organic Rankine cycle Parabolic trough solar collector Exergy Parametric study

Considering the daily increase of consumption and expense of nonrenewable energies such as natural gas and electricity, application of clean and renewable energies such as solar thermal energy nowadays is highly considered. In this research, at first, simple steam Rankine cycle and two different configurations of combined steam and organic Rankine cycles with parabolic trough solar collector as heat source are simulated from energetic and exergetic points of view. First configuration was basic steam Rankine cycle with parabolic trough solar collector (PTSC) as heat source, and other configurations of the combined cycle worked as follows: In the second configuration (combined cycle with intermediate heat exchanger), with the increase of steam condenser pressure, heat dissipation in condenser is used as heat source for bottoming organic Rankine cycle and in the third configuration (combined cycle without intermediate heat exchanger), reduced-temperature solar fluid moving output of steam Rankine cycle acted as the organic Rankine cycle heat source. Simulation results in the basic input state show that third configuration has the maximum amount of work and irreversibility and second configuration has the minimum amount of work and irreversibility which, in this case, increase in the steam cycle condenser pressure leads to the reduction of work of combined cycle with intermediate heat exchanger, even lower than the simple steam cycle. On the other hand, second configuration has the maximum solar energy and exergy efficiency among three configurations which is due to the reduction of collector area required in this configuration.

فسیلی متداول، امروزه متخصصین و طراحان سیکلهای تولید توان، درصدد استفاده از انواع انرژیهای پاک به عنوان انرژیهای کمکی برای راهاندازی

1- مقدمه

با توجه به افزایش آلودگی و هزینه تولید الکتریسیته بوسیله سوختهای

Please cite this article using: K. Javaherdeh, R. Rabie, M. Zoghi, Performance comparsion of different configuration of steam and organic rankin cycle with parabolic trough solar collector, *Modares* W Mechanical Engineering, Vol. 16, No. 12, pp. 534-544, 2016 (in Persian)

نيروگاههاي حرارتي با سيال عامل بخار و يا سيال آلي مي باشند. همچينن این محققان، استفاده از روشهایی برای بازیابی حرارت در سیکلها و استفاده از منابع حرارتی اتلافی، به خصوص منابع حرارتی دما پایین را در دستور کار قرار دادند. در همین راستا و در نیروگاههای حرارتی به عنوان یکی از مکانهای مهم مصرف انرژی به منظور تولید الکتریسیته، برای استفاده بهینه از انرژی بخار سیکل رانکین، از سیکل دیگری در مجاورت آن، بنام سیکل رانکین آلی بهره گرفتند تا ضمن استفاده از انرژی اتلافی در کندانسور بخار و انتقال آن به سیال آلی موجود در سیکل رنکین آلی، توان مضاعفی از مجموعه دو سيكل بخار و آلى دريافت نمايند [1-3]. در كنار اين، با توجه به ضرورتهای موجود برای استفاده از انرژیهای پاک و برای کاهش مصرف سوخت فسیلی به عنوان محرک بویلر سیکل بخار، می توان در ساعاتی از روز، از انرژی گرمایی خورشید بهره گرفت [5,4] و انرژی خورشیدی کاهش دما یافته خروجی از سیکل بخار میتواند بهعنوان محرک دما پایین سیکلهای ديگر عمل نمايد [6,1]. سيكل رانكين آلى يک تكنولوژی نويدبخش به منظور استفاده از انرژی گرمایی دما پایین میباشد که تاکنون در تحقیقات مختلفی به منظور استفاده از انرژیهای تجدیدپذیر دما پایین بهکار گرفته شده است و پیکرهبندیهای مختلفی راجع به سیکل رانکین آلی شامل سیکل آلى با گرمكن ميانى [7]، سيكل بازيابى [8]، سيكل با دو اواپراتور [9]، سيكل همراه با اجكتور [10] و غيره معرفي شده است. بايد توجه داشت كه اكثر تحقیقات انجام شده در مورد سیکل رانکین آلی به تنهایی بوده و تاکنون تحقیقات کمی در مورد سیکل ترکیبی رنکین بخار و رنکین آلی انجام شده است که این مورد انگیزه اصلی برای انجام این تحقیق به شمار می رود. از جمله تحقیقات انجام شده سیکل ترکیبی رانکین بخار و آلی، شو و همکاران [1] یک سیکل جدید دو حلقهای رانکین شامل یک حلقه دما بالا (HT) و یک حلقه دما پایین (LT) را برای بازیابی گرمای اتلافی موتور احتراق داخلی در شرایط بار مختلف موتور پیشنهاد کردند که گاز اتلافی دما بالا ابتدا به عنوان محرک سیکل بالایی مورد استفاده قرا گرفته و پس از کاهش دما به عنوان محرک سیکل پایینی عمل میکند. در سیکل پایینی علاوه بر این گاز اتلافی، دفع گرمای کندانسور سیکل بالا نیز به عنوان محرک مورد استفاده قرار می گیرد. آنها در تحقیقشان، قدرت خالص خروجی، بازده انرژی و اگزرژی سیکل را بهعنوان توابع هدف معرفی کردند. نتایج نشان داد که بیشینهی برق خروجی و بازده اگزرژی با استفاده از سیال عامل R1234yf و در دمای 570 کلوین برای اواپراتور بالایی و 343 کلوین برای اواپراتور پایینی رخ مىدهد و به ترتيب 36.77 كيلووات و 55.05 درصد است. ليو و همكاران [11] یک سیکل رانکین ترکیبی برای تولید برق را ارائه کردند. این سیکل ترکیبی از یک سیکل رانکین بخار و یک سیکل رانکین آلی تحتانی (با کندانسور هوا خنک) تشکیل شده و نویسندگان از دفع گرما در کندانسور سيكل بخار بهعنوان محرك دما پايين براى سيكل رانكين آلى استفاده نمودند. آنها همچنین از 9 سیال عامل مختلف برای سیکل رانکین آلی استفاده کرده و تاثیر تغییر دمای محیط و فشار کندانسور سیکل بخار را بر عملکرد سیکل ترکیبی شبیهسازی شده از منظر بازده انرژی بررسی کردند. ال سليمان [4] سيكل رانكين بخار و همچنين سيكل تركيبي رانكين بخار و رانکین آلی (که کندانسور سیکل رانکین بخار به عنوان محرک سیکل آلی عمل می کرد) با محرک کلکتور سهموی خطی را از منظر انرژی و اگزرژی مورد بررسی قرار داد. در این تحقیق در حالت پایه، دو فشار مختلف برای كندانسور سيكل بخار پيشنهاد گرديد: يكي فشار خلا (5 كيلو پاسكال) و دیگری فشار اتمسفر (100 کیلوپاسکال) که با توجه به بالا بودن دمای

کندانسور سیکل بخار در حالت دوم، از آن به عنوان محرک دما پایین سیکل رانکین آلی استفاده شد. در انتها تحلیل پارامتری به منظور بررسی تغییر عواملی مانند تابش مستقیم خورشیدی و فشار سیال ورودی به توربین بخار بر روی بازده انرژی و تخریب اگزرژی اجزای مختلف انجام گردید.

کلکتورهای خورشیدی بهعنوان یکی از منابع حرارتی، پرتوهای نور خورشید را به انرژی داخلی یا حرارتی سیالی که داخل کلکتور جریان دارد تبدیل میکنند. یکی از انواع کلکتورهای خورشیدی، کلکتور صفحه تخت بوده و به دلیل محدوده دمای عملکرد آن (حدود 100 درجه سلسیوس و كمتر)، به عنوان محرك دما پايين سيكل رانكين آلي مناسب ميباشد [12]. این نوع کلکتور که قادر به دریافت تابش مستقیم و پراکنده خورشیدی است، نسبت به سایر انواع کلکتورها ارزانتر بوده و همچنین دارای اتلاف حرارتی بیشتر و بازده کمتر نسبت به سایر کلکتورها می باشد [13 , 14]. از انواع دیگر كلكتورها، كلكتور لوله خلئی (با دمای عملكرد 200 درجه سلسیوس و كمتر) است که نسبت به کلکتور صفحه تخت گرانتر بوده ولی عملکرد و بازده بهتر، خصوصا در شرایط نامطلوب آب وهوایی دارد. از انواع دیگر میتوان به کلکتورهای تمرکزی اشاره کرد که تابش مستقیم خورشید را به وسیله یک سطح انعکاسی مقعر بر سطح کوچکتر جذب کننده که سیال در آن جریان دارد متمرکز میکنند و با افزایش شار تابشی خورشیدی باعث بالا رفتن دمای سیال گذرنده میشوند. معروفترین کلکتورهای تمرکزی، کلکتور سهموی خطی (با دمای عملکرد 400 درجه سلسیوس و کمتر) و همچنین کلکتور سهموی مرکب (با دمای عملکرد 300 درجه سلسیوس و کمتر) میباشند. همچنین ممکن است این نوع از کلکتورها تمرکزی، به مکانیزمهای ردیابی خورشید در آسمان نیز مجهز باشند. از مزیتهای کلکتورهای تمرکزی می توان به بازده حرارتی بالای آنها و همچنین قابلیت دسترسی به دماهای بالاتر و از معایب آنها می توان به قیمت بالای آنها نسبت به کلکتورهای صفحه تخت و لوله خلئی (خصوصا اگر به مکانیزمهای ردیابی خورشید مجهز باشند) و کاهش قابلیت انعکاسی آنها با گذشت زمان و همچنین کاهش بازده آنها در شرایط آب و هوایی بد (به دلیل اینکه این نوع کلکتور ها قادر به دریافت تشعشع پراکنده خورشیدی نیستند) اشاره کرد [13]. طبق توصیه مراجع، استفاده از دمای محرک کمتر از 370 درجه سلسیوس به عنوان محرک سیکل رانکین بخار مناسب نبوده و باعث کاهش بازده سیکل بخار می گردد [15]. با توجه به این مطلب و دمای عملکرد کلکتورهای متداول شرح داده شده در قسمت قبل، استفاده از کلکتور سهموی خطی به عنوان محرک سیکل بخار امکان پذیر و مناسب می باشد. همچنین می توان از سیال خورشیدی کاهش دما یافته خروجی از سیکل بخار، به عنوان محرک دما پایین سیکل رانکین آلی استفاده نمود.

همان طور که پیشتر گفته شد تحقیقات انجام شده پیشین در مورد سیکل رانکین بخار به تنهایی، سیکل رانکین آلی به تنهایی و یا یک نوع پیکرهبندی سیکل ترکیبی رانکین بخار و رانکین آلی بوده و تا کنون تحقیق جامعی در مورد مقایسه عملکرد پیکرهبندیهای مختلف سیکل ترکیبی رانکین بخار و آلی با یکدیگر و با سیکل بخار ساده منتشر نشده است. در این تحقیق پیکرهبندیهای مختلف سیکل ترکیبی رانکین بخار و رانکین آلی با محرک کلکتور سهموی خطی ارائه و از منظر قانون اول و دوم ترمودینامیک بررسی میشود. پیکرهبندی اول، یک سیکل بخار ساده چهار جزیی با محرک کلکتور خورشیدی است. پیکرهبندی دوم، سیکل ترکیبی رانکین بخار و رانکین آلی با مبدل واسطه و با محرک کلکتور خورشیدی است، بطوریکه با افزایش فشار کندانسور سیکل بخار نسبت به پیکرهبندی اول، کندانسور



Fig.2 Schematic diagram of combined cycle with intermediate heat exchanger: configuration 2

شکل 2 شماتیک پیکرهبندی سیکل ترکیبی با مبدل واسطه: پیکرهبندی 2



Fig.3 Schematic diagram of combined cycle without intermediate heat exchanger: configuration 3

شکل 3 شماتیک پیکرهبندی سیکل ترکیبی بدون مبدل واسطه: پیکرهبندی 3

سیکل بخار به عنوان محرک اواپراتور سیکل رانکین آلی عمل میکند و سیال خورشیدی کاهش دما یافته در اواپراتور بخار، جهت افزایش دمای مجدد به کلکتور خورشیدی باز میگردد. پیکرهبندی سوم، سیکل ترکیبی رانکین بخار و رانکین آلی بدون مبدل واسطه میباشد. در این حالت جریان دمای بالای خروجی از کلکتور خورشیدی ابتدا وارد اواپراتور سیکل بخار شده و پس از کاهش دما، به عنوان محرک دما پایین سیکل رانکین آلی عمل می کند و بعد از کاهش دمای مجدد در اواپراتور سیکل آلی به کلکتور باز می گردد.

2- معرفی پیکرہبندیہای مختلف سیکل ترکیبی

طرح شماتیکی سیکل ترکیبی رانکین بخار ساده با محرک کلکتور سهموی خطی در "شکل 1" و طرح شماتیکی پیکرهبندیهای مختلف سیکل ترکیبی رانکین بخار و رانکین آلی با محرک کلکتور سهموی خطی در "شکلهای 2 و 3" ارائه شده است. همان طور که در "شکل 2" قابل ملاحظه است، در سیکل تركيبي با مبدل واسطه، (مبدل واسطه به عنوان كندانسور سيكل بخار و اواپراتور سیکل آلی عمل میکند) گرمای اتلافی کندانسور سیکل بخار به عنوان محرک دما پایین اواپراتور سیکل آلی استفاده می شود. در این حالت فشار كندانسور سيكل بخار از 10 كيلوپاسكال (با دماى اشباع متناظر 45.79 درجه سلسيوس) در حالت سيكل رانكين بخار ساده به 101.3 كيلوپاسكال (با دمای اشباع 100 درجه سلسیوس) در سیکل ترکیبی با مبدل واسطه افزایش پیدا میکند که این دما میتواند محرک مناسبی برای سیکل رانکین آلی پایینی باشد و دمای اواپراتور سیکل آلی (با ثابت ماندن اختلاف دمای پینچ مبدل واسطه و درجه فوق گرمایش اواپراتور) با تغییر دمای کندانسور سیکل بخار می تواند تغییر کند. همچنین در این حالت کلکتور خورشیدی تنها بهعنوان محرک اواپراتور سیکل بخار عمل میکند و سیال کاهش دما یافته خروجی از اواپراتور سیکل بخار به منظور افزایش دمای مجدد به کلکتور بازمی گردد. "شکل 3" نشان دهنده پیکرهبندی سیکل ترکیبی بدون مبدل واسطه است. همان طور که از شکل پیداست در این مورد سیال دما بالای خروجی از کلکتور پس از خروج از اواپراتور سیکل بخار وکاهش دما، به عنوان سیال محرک دما پایین، وارد اواپراتور سیکل آلی می گردد و سیال کاهش دما يافته خروجى از اواپراتور سيكل آلى بهمنظور افزايش دما به كلكتور باز می،گردد. در اینحالت فشار کندانسور سیکل بخار برابر فشار کندانسور در



Fig.1 Schematic diagram of steam cycle: configuration l شکل 1 شماتیک پیکرہبندی سیکل بخار سادہ: پیکرہبندی 1

سیکل بخار ساده (10 کیلو پاسکال) می اشد. همچنین برای شبیه سازی، فرضیات زیر نیز در نظر گرفته می شود [17,16,4]:

- 1- سیستم در حالت پایا کار میکند.
- 2- از تغییرات انرژی جنبشی و پتانسیل در اجزای مختلف صرفنظر می شود.
- 3- افت فشار در مبدل های حرارتی و لوله های متصل کننده اجزا ناچیز است.
- 4- سیال عامل خروجی اواپراتور بخار و آلی فوق گرم بوده و درجه فوق گرمایش (اختلاف بین دمای اشباع اواپراتور و دمای خروجی سیال از اواپراتور) همواره ثابت است.
 - 5- سیال عامل خروجی کندانسور و ورودی پمپ مایع اشباع میباشد.
 - 6- پمپ و توربین بازده آیزونتروپیک ثابت دارند.
 - 7- تمامی اجزا غیر از کلکتور خورشیدی، آدیاباتیک فرض می شوند.
- 8- برای تحلیل اگزرژی، دما و فشار محیط بهعنوان دما و فشار مرجع در نظر گرفته میشود.

در سیکل ترکیبی با مبدل واسطه با توجه به دمای محرک 100 درجه سلسیوس در حالت پایه (و دمای اواپراتور سیال آلی 90 درجه سلسیوس)، 10 سیال مختلف در سیکل رانکین آلی بکار برده میشود. اما در سیکل ترکیبی بدون مبدل واسطه با دمای محرک خورشیدی 221 درجه سلسیوس برای سیکل آلی (از نتایج) و بهمنظور افزایش هماهنگی دمایی در اواپراتور سیکل رانکین آلی و کاهش برگشت ناپذیری، دمای اواپراتور سیکل رانکین آلی 180 درجه سلسیوس در نظر گرفته میشود. در این حالت با توجه به این دمای اواپراتور و با فرض کار کردن سیکل آلی زیر فشار بحرانی، 5 سیال عامل با دمای بحرانی بالای 180 درجه سلسیوس از میان 10 سیال قسمت قبل انتخاب میشود. تمام سیالات آلی در نظر گرفته شده به منظور شبیهسازی سیالات آیزونتروپیک و یا خشک (دارای شیب بخار اشباع صفر و یا مثبت) بوده و خواص زیست محیطی مناسبی دارند.

3- شبیهسازی سیکل ترکیبی

در این قسمت ابتدا روابط اصلی مربوط به تحلیل انرژی و اگزرژی سیکلهای ترمودینامیکی آورده میشود، سپس روابط مربوط به شبیهسازی کلکتور سهمی خطی شرح داده میشود. مقادیر ابتدایی ورودی به منظور شبیهسازی سیکلهای 1 تا 3 مطابق جدول 1 میباشد [18,4,1].

3-1- تحلیل ترمودینامیکی پیکرہبندی 1 تا 3

به منظور تحلیل ترمودینامیکی سیستم معادلات توازن جرم، انرژی و اگزرژی برای اجزای مختلف سیکل مطابق روابط (1) تا (3) نوشته می شوند:

$$\sum \dot{m}_{\rm i} = \sum \dot{m}_{\rm e} \tag{1}$$

$$\overline{\dot{\varrho}} + \sum \dot{m_{\rm i}} h_{\rm i} = \dot{w} + \sum \dot{m_{\rm e}} h_{\rm e} \tag{2}$$

$$\vec{E}x_{Q} + \dot{m}_{i}ex_{i} = \vec{E}x_{w} + \dot{m}_{e}ex_{e} + \vec{E}x_{D}$$
(3)

که در روابط فوق، زیرنویس e, i به ترتیب ورودی به و خروجی از حجم کنترل و Ex_0 تخریب اگزرژی در هر جزء بوده و Ex_0 اگزرژی متناظر با انتقال حرارت، Ex_w اگزرژی متناظر با کار و ex اگزرژی فیزیکی هر جریان بوده که از روابط (4) تا (6) بهدست میآیند [19]:

$$\vec{E}x_{\rm Q} = (1 - \frac{T_{\rm 0}}{T_{\rm V}})\dot{Q}_{\rm K}$$
 (4)

$$\vec{E}x_{\rm w} = \dot{w}$$
 (5)

 $ex = h - h_0 - T_0(s - s_0)$ (6) که \dot{Q} نرخ انتقال حرارت، \dot{W} نرخ کار مبادله شده و زیرنویس \dot{Q} مربوط به خواص در دما و فشار محیط است.

2-3- كلكتور خورشيدى سهموى خطى

کلکتور سهمی خطی از انواع متدوال کلکتور خورشیدی بوده که به منظور

ول 1 مقادیر ورودی به منظور شبیهسازی	عد
--	----

Table 1 Inj	out data in th	e simulation		
پیکرەبندى	پیکرەبندى	پيكرەبندى	تەضىح	نماد
3	2	1	<u> </u>	
20	20	20	دمای محیط	$t_0(^{\circ}\mathrm{C})$
101	101	101	فشار محيط	$p_0(kPa)$
390	390	390	دمای سیال	$t_{\rm h}(^{\circ}{\rm C})$
			محرک	
100	100	100	دبی سیال محرک	$\dot{m}_{\rm h}({\rm kg/s})$
290	290	290	دمای اوایراتور	$t_{\rm st,eva}(^{\circ}{\rm C})$
			_ و رو	
60	60	60	اختلاف دمای	$\Delta T_{\text{sup.st.eva}}(^{\circ}\text{C})$
			فمقاهد اوار اتمر	
			عوبی عرم نوبپر، عور کا خا	
5	5	5	المتعلق بحار	ΛT (°C)
5	5	5	اختلاف دمای	□ pinch,st,eva(℃)
			پينچ اواپراتور	
	100	45.50	سيكل بخار	
45.79	100	45.79	دمای کندانسور	$t_{\rm st,con}(^{\circ}C)$
			سيكل بخار	
5	5	5	اختلاف دماي	$\Delta T_{\text{pinch,st,con}}(^{\circ}\text{C})$
			پينچ کندانسور	
			سيكل بخار	
20	20	20	دمای آب خنک	t _{cw} (°C)
			ورودى كندانسور	
			سنگار بخار و آلی	
0.85	0.85	0.85	یا دہ آپنونت ویلک	$\eta_{\rm p}$
			رمب سکا بخان	·r
			پىپ سيس بەر . آا	
0.8	0.8	0.8	والي	n
0.0	0.0	0.0	بازده ایزونتروپیک	'I tur
			توربين سيكل	
190			بخار و الی	
180	*		دمای اواپراتور	$t_{\rm of,eva}(^{\circ}C)$
_	_		سيكل آلى	
5	5	-	اختلاف دمای	$\Delta T_{\rm sup, of, eva}(^{\circ}{\rm C})$
			فوق گرم اواپراتور	
			سیکل رانکین آلی	
5	5	-	اختلاف دماى	$\Delta T_{\text{pinch,of,eva}}(^{\circ}\text{C})$
			پينچ اواپراتور	
			سيكل رانكين آلى	
35	35	_	دمای کندانسور	$t_{\rm of.con}(^{\circ}{\rm C})$
			سيكان انكون آلي.	- ,
5	5		للیت کی را دیلی ^م لی انہ تلاف دمام	$\Delta T_{\rm ninch of con}(^{\circ}C)$
		-	احتارت تسالى	pinen,oi,con (C)
			پينچ تندانسور کار انک آا	
			سیکل رانگین آلی	

* در اینحالت دمای اواپراتور آلی، با داشتن دمای کندانسور بخار، پینچ کندانسور بخار و درجه فوق گرمایش اواپراتور آلی بهدست میآید



Fig. 4 Schematic of a parabolic trough collector

گرمایش سیال مورد استفاده تا حداکثر دمای حدود 400 درجه سلسیوس به کار می رود. این نوع کلکتور از صفحات منعکس کننده با خاصیت انعکاسی بالا ساخته شده که به شکل سهمی خمکاری شده است و تابش مستقیم خورشید را به مجموعه جذب کننده (HCE) که در راستای محور کانونی سهمی قرار دارد منعکس میکند. تصویر یک نوع متداول کلکتور سهمی خطی در "شکل 4" نشان داده شده است.

HCE) بررسی عملکرد مجموعه جذب کننده کلکتور (HCE)

مجموعه جذب كننده كلكتور معمولا از دو لوله هم مركز تشكيل شده است. لوله داخلی که سیال داخل آن جریان دارد معمولا با یک ماده با ضریب جذب بالا برای جذب حداکثر تشعشع خورشیدی پوشانده می شود. فضای بین دو لوله نیز اکثرا به منظور کاهش اتلاف حرارتی از کلکتور به سمت هوای محیط و به خصوص در دماهای بالا خلاء می گردد و لوله خارجی نیز معمولا از جنس شیشه با ضریب عبور بالای امواج خورشیدی بهمنظور کاهش اتلاف حرارتی از كلكتور به محيط بكار برده مى شود [20]. بررسى عملكرد مجموعه جذب کننده کلکتور شامل نوشتن معادلات توازن انرژی در بخشهای مختلف آن به منظور محاسبه شار مستقيم ورودى به مجموعه جذب كننده، اتلافات نورى مربوط به کلکتور و مجموعه جذب کننده، اتلافات حرارتی مربوط به مجموعه جذب کننده و جذب انرژی حرارتی نهایی بهوسیله سیال داخل لوله میباشد. "شكل 5-الف" شامل شماتيك يك بعدى حالت يكنواخت مجموعه جذب کننده کلکتور به منظور نوشتن معادلات توازن انرژی واحد طول کلکتور در بخشهای مختلف آن میباشد و "شکل 5-ب" مقاومتهای انتقال حرارتی بخشهای مختلف مجموعه جذب کننده را نشان میدهد [21]. اتلافات نوری نیز شامل نواقص در آینههای کلکتور، نواقص در ردیابی خورشید به منظور جذب حداكثر تشعشع خورشيدى، اثر سايه انداختن و تميز نبودن كلكتور و مجموعه جذب كننده مىباشد. مطابق "شكل 5-الف" شار ورودى خورشيدى $({\dot q'}_{
m po,SolAbs})$ بوسیله پوشش شیشهای $({\dot q'}_{
m go,SolAbs})$ و صفحه جذب کننده (دریافت میشود. بخشی از انرژی جذب شده توسط سطح خارجی صفحه جذب کننده از طریق مکانیزم انتقال حرارت رسانش به سطح داخلی صفحه جذب كننده (q'pi- ,cond) و سپس از طريق مكانيزم انتقال حرارت جابجایی (${\dot{q'}}_{
m f-pi,conv}$) به سیال داخل لوله انتقال مییابد و مابقی بوسیله اتلاف حرارتی جابجایی (${\dot q'}_{
m po-gi,rad}$) و تشعشعی (${\dot q'}_{
m po-gi,rad}$) به سطح داخلی پوشش شیشهای منتقل می گردد. انرژی انتقال یافته از طریق جابحایی و تشعشع به سطح داخلی پوشش شیشهای ابتدا به وسیله رسانش به سطح خارجی آن انتقال مییابد و سپس از طریق $(\dot{q}'_{gi-go.cond})$ تشعشع $(\dot{q'}_{\rm go-a,conv})$ و جابجایی $(\dot{q'}_{\rm go-a,conv})$ به محیط تلف می شود. با استفاده از موارد گفته شده پایستگی انرژی در سطوح مختلف از سطح مقطع مجموعه جذب كننده كلكتور، روابط (1) تا (5) را به ازاى واحد طول كلكتور نتيجه مىدهد [21]:

$$\dot{q}'_{\rm f-pi,conv} = \dot{q}'_{\rm pi-po,cond}$$

Thermal resistance model Fig. 5 Collector receiver model a) nomenclature, b) Thermal resistance network for the cross-section of the receiver [21]

شکل 5 مجموعه جذب کننده کلکتور الف) نام گذاری بخشهای مختلف، ب) مقامتهای انتقال حرارتی بخشهای مختلف [21]

$$\begin{aligned} q^{r}_{pi-po,cond} + q^{r}_{po-gi,conv} &= q^{r}_{gi-go,cond} \end{aligned} \tag{9} \\ \dot{q}'_{gi} &= cond + \dot{q}'_{go} colore = \dot{q}'_{go} cond + \dot{q}'_{go} cond \end{aligned} \tag{10}$$

$$q_{\text{gi-go,cond}} + q_{\text{go,SolAbs}} = q_{\text{go-a,conv}} + q_{\text{go-s,rad}}$$
(10)
$$\dot{a}'_{\cdots} = \dot{a}' + \dot{a}'$$
(11)

$$q_{\text{HeatLoss}} = q_{\text{go-a,conv}} + q_{\text{go-s,rad}}$$
(11)

به منظور شبیهسازی کلکتور، لوله جذب کننده از جنس مس، پوشش لوله جذب کننده بهمنظور جذب حداکثر تابش خورشیدی از جنس کروم سیاه و پوشش خارجی نیز همان طور که گفته شد از جنس شیشه می باشد. همچنین فضای بین صفحه جذب کننده و پوشش شیشهای بهمنظور کاهش اتلاف حرارتی خلاء می گردد. در این تحقیق برای بهدست آوردن ضرایب انتقال حرارت جابجایی و رسانشی و نرخ انتقال حرارت در بخشهای مختلف کلکتور، همچنین ضرایب و روابط مربوط به اتلافات نوری پوشش شیشهای و صفحه جذب كننده از روابط موجود در مراجع [21- 24] استفاده شده است. خواننده می تواند برای توضیحات بیشتر به مراجع ذکر شده مراجعه کند.

3-2-2- بازده انرژی و برگشت ناپذیری کلکتور خورشیدی

در نهایت بازده انرژی واحد طول کلکتور خورشیدی از رابطه (12) محاسبه مى شود [22]:

$$\eta_{\rm en,col} = \frac{\dot{q'}_{\rm f-pi,conv}}{DNI \cdot W_{\rm aperture}}$$
(12)

بهمنظور بهدست آوردن دمای قسمتهای مختلف کلکتورر، با داشتن دمای روغن therminol vp-1 ورودی و خروجی کلکتور، معادلات (7) تا (11) به طور همزمان حل شده و دمای سطح داخلی و خارجی صفحه جذب کننده و پوشش شیشهای محاسبه می شود. در انتها نیز بازده از رابطه (12) محاسبه می گردد و از مقدار بازده بدست آمده به منظور محاسبه مساحت

مورد نیاز کلکتور خورشیدی طبق رابطه (13) استفاده می شود [25]: $\dot{m}_{\rm col}\Delta h_{\rm col}$

(13)

$$\eta_{\rm en,col} = \frac{1}{DNI \cdot A_{col}}$$

که در رابطه (13) که در میال خورشیدی، $\Delta h_{
m col}$ اختلاف آنتالپی $\dot{m}_{
m col}$ سیال خورشیدی در ورودی و خروجی کلکتور و A_{col} مساحت مورد نیاز کلکتور خورشیدی می اشد. در این تحقیق با توجه به دبی کلکتور ($\frac{kg}{c}$ 100)





(7)

شکل 4 شماتیک کلکتور سهمی خطی

کوروش جواهرده و همکاران

و مقدار توصیه شده مراجع مربوط به دبی یک ردیف کلکتور رديف موازي کلکتور ($\dot{m}_{\rm row} = 0.5 \frac{\kappa g}{c}$)، به منظور شبيهسازي، 200 رديف موازي کلکتور خورشیدی در نظر گرفته می شود. همچنین، مجموع اگزرژی تخریب و اتلاف در کلکتور، از تفاضل اگزرژی سوخت و محصول کلکتور طبق روابط (14) تا (16) بدست مي آيد [26]:

$$\vec{E}x_{\rm p,col} = \vec{E}x_{\rm e,col} - \vec{E}x_{\rm i,col} \tag{14}$$

$$\dot{E}x_{\rm f,col} = A_{\rm col} DNI(1 - \frac{t_0}{t})$$
(15)

$$\vec{Ex}_{dest \ \ \text{fs} \ \text{less col}} = \vec{Ex}_{f \ \text{col}} - \vec{Ex}_{p \ \text{col}} \tag{16}$$

که $t_{\rm s}$ دمای خورشید و برابر 5527 درجه سلسیوس درنظر گرفته $t_{\rm s}$ می شود. در انتها ابعاد هندسی کلکتور LS-2 مورد استفاده مطابق جدول 2 مىباشد [22].

4- یارامترهای خروجی

ل ترکیبی از روابط (17) تا (19) بهدست میآید:	کار نہایی خروجی سیکل
$\dot{w}_{\rm st,net} = \dot{w}_{\rm st,tur} - \dot{w}_{\rm st,p}$	(17)
$\dot{w}_{\rm of,net} = \dot{w}_{\rm of,tur} - \dot{w}_{\rm of,p}$	(18)
$\dot{w}_{\text{tot}} = \dot{w}_{\text{st,net}} + \dot{w}_{\text{of,net}}$	(19)
	I I I

بازده انرژی و اگزرژی کلی خورشیدی نیز بهترتیب از روابط (20) و (21) محاسبه می شود [25]:

$$\eta_{\rm en,sun} = \frac{\dot{w}_{\rm tot}}{A_{\rm col}DNI}$$
(20)

$$P_{\text{ex,sun}} = \frac{W_{\text{tot}}}{E_{x_{\text{fool}}}}$$
(21)

5- نتايج

1-5- نتايج حالت يايه

کلیه معادلات پایستگی جرم و انرژی و روابط برگشتناپذیری، همچنین روابط مربوط به کلکتور خورشیدی بهوسیله نرم افزار EES شبیهسازی میشود. در ابتدا به منظور صحتسنجی نتایج حاصل از شبیهسازی، مقادیر اگزرژی نقاط مختلف سیکل رانکین آلی شبیهسازی شده در این تحقیق با سیکل رانکین آلی مرجع [17] با موارد ورودی کاملا یکسان (مطابق جدول 1 از مرجع ذکر شده)، به منظور صحتسنجی مقادیر دما، فشار، دبی، آنتالپی و آنتروپی در جدول 3 مقایسه شده است. قابل ذکر است که در این حالت سیال محرک هليوم و سيال عامل سيكل آلى R123 و شماره گذارى نقاط مطابق با "شكل 3" مى باشد. همان طور كه ملاحظه مى شود، تطابق خوبى بين نتايج حاصله و نتايج مرجع مذكور وجود دارد. همچنين بهمنظور صحتسنجي كلكتور خورشیدی شبیهسازی شده، بازده بهدست آمده با شرایط یکسان نسبت به شرايط تست كلكتور [24] در جدول 4 مقايسه شده است.

برای شبیه سازی سیکل ترکیبی موارد ابتدایی ورودی سیکل در حالت پایه مطابق جدول 1 میباشد. همچنین تابش مستقیم ورودی به دهانه کلکتور در حالت طراحی، 800 وات بر متر مربع در نظر گرفته می شود. با توجه به فلوچارت ارائه شده در "شکل 6" برای شبیهسازی، نتایج خروجی مربوط به ورودیهای حالت پایه با استفاده از سیالات آلی مختلف در سیکل رانکین آلی برای پیکرهبندیهای 1 تا 3 در جداول 5 تا 7 آورده شده است. همان طور که از جداول پیداست، برخلاف انتظار، مقدار کار خروجی سیکل بخار ساده (پیکرهبندی 1) از کار خروجی سیکل ترکیبی با مبدل واسطه (پیکرهبندی 2) با استفاده از سیالات عامل مختلف بیشتر است. در اینحالت در پیکرهبندی 2 در اثر بالاتر بودن فشار کندانسور سیکل بخار نسبت به

جدول 2 مشخصات هندسي كلكتور مورد استفاده

Table 2 geometric	parameter of collector		
مقدار	توضيح	پارامتر	
4.823	عرض دهانه كلكتور	$W_{\text{aperture}}(m)$	
0.066	قطر داخلی لوله جاذب	$D_{\rm pi}(m)$	
0.07	قطر خارجى لوله جاذب	$D_{\rm po}(m)$	
0.109	قطر داخلی پوشش شیشهای	$D_{\rm gi}(m)$	
0.115	قطر خارجی پوشش شیشهای	$D_{go}(m)$	

جدول 3 صحتسنجی نتایج شبیهسازی حاضر برای سیکل رانکین آلی

<i>E</i> x(kW) [17] مرجع	Ē x(kW) تحقيق حاض	مادہ	شماره
22585	22655	R123	8
5861	5922	R123	9
295.9	300.5	R123	10
565.8	570.6	R123	11
0	0	آب	14
927.1	967.5	آب	15
605934	602904	هليوم	2
574557	571464	هليوم	3

	خورشيدى	كلكتور	مربوط به	حاضر	شبيەسازى	نتايج	4 صحتسنجی	جدول
Table 4	Validatio	on of p	resent si	mulat	ion for PT	SC		

نتايج	نتايج	دبی	دمای	دمای	دمای	شار
شبيه	تست	عبورى	خروجي	ورودى	محيط	خورشيدى
سازى	[24]	$\left(\frac{\text{Lit}}{\min}\right)$	(°C)	(°C)	(°C)	$\left(\frac{W}{m^2}\right)$
0.691	0.702	54.7	269.4	250.7	26.2	909.5
0.664	0.679	55.5	316.9	297.8	28.8	937.9
0.678	0.689	55.6	317.2	299	27.5	880.6
0.617	0.623	56.8	398	379.5	29.5	920.9
0.622	0.638	56.3	374	355.9	31.1	903.2

پیکرهبندی 1، کار خروجی توربین بخار در اثر کاهش اختلاف آنتالپی ورودی و خروجی توربین به قدری کاهش مییابد که حتی کار خروجی توربین سیکل آلی هم نمی تواند این کاهش را جبران کند و در نتیجه کار نهایی پیکرهبندی 2 نسبت به پیکرهبندی حالت پایه سیکل بخار کاهش مییابد، ولی از طرف دیگر همان طور که از جداول پیداست بازده انرژی و اگزرژی خورشیدی پیکرهبندی 2، برخلاف کمتر بودن کار آن نسبت به سیکل بخار ساده، از بازده خورشیدی پیکرهبندی 1 بالاتر است. در اینحالت در اثر بالاتر بودن فشار کندانسور پیکرهبندی 2، دمای محرک خورشیدی خروجی از این پیکرهبندی نسبت به حالت سیکل بخار پایه افزایش پیدا کرده و اختلاف آنتالپی سیال محرک، کاهش پیدا میکند و در نتیجه همان طور که از جدول 6 پیداست این پیکرهبندی به مساحت کلکتور کمتری نیاز دارد. اثر کاهش مساحت کلکتور مورد نیاز، در رابطه بازده انرژی و اگزرژی نیز اثر غالب را داشته که باعث افزایش بازده انرژی و اگزرژی پیکرهبندی 2 نسبت به حالت سیکل بخار پایه می شود. همچنین همان طور که از جدول پیداست برخلاف انتظار تخریب اگزرژی پیکرهبندی 2 از پیکرهبندی 1 کمتر است. در این مورد بیشتر بودن فشار کندانسور در پیکرهبندی 2 باعث کاهش محسوس تخریب اگزرژی در اواپراتور و توربین سیکل بخار می گردد. این کاهش تخریب اگزرژی در اواپراتور و در توربین به دلیل کاهش اختلاف آنتروپی رخ میدهد. در نهایت حتی اضافه شدن تخریب اگزرژی اجزای سیکل رانکین آلی هم باعث نمی گردد که تخریب اگزرژی پیکرهبندی 2 از پیکرهبندی 1 بیشتر شود.



 Table 7 result of simulation for configuration 3 with different organic fluid in ORC

$I_{tot}(kW)$	$I_{\rm st, of, tot}(\rm kW)$	$\eta_{\mathrm{ex,sun}}(\%)$	$w_{\rm net}(kW)$	$A(m^2)$	سيال آلى
119017	36530	0.21	25078	170441	cyclohexane
124388	38105	0.204	25249	176286	n-heptane
126368	38504	0.204	25502	178501	n-hexane
122536	37717	0.205	25040	174239	n-octane
142267	42238	0.198	27304	196885	n-pentane

انرژی و اگزرژی خورشیدی پیکرهبندی 3 نسبت به 1 را سبب میشود. به منظور مقایسه پیکرهبندی 2 و 3 نسبت به سیکل بخار پایه (پیکرهبندی 1) ملاحظه میشود که به طرز جالبی هر کدام از این دو پیکرهبندی نسبت به سیکل بخار پایه دارای محاسن و معایبی است، مثلا پیکرهبندی 2 دارای کار و بازگشتناپذیری کمتری نسبت به سیکل پایه میباشد و دارای بازده انرژی و اگزرژی خورشیدی بیشتر و مساحت موردنیاز کلکتور کمتر است، همچنین پیکرهبندی 3 دارای کار خروجی بالاتر و از طرف دیگر دارای بازگشت ناپذیری بالاتر و بازده انرژی و اگزرژی خورشیدی کمتری نسبت سیکل پایه است.

2-5- تحليل پارامتری

در این قسمت اثر تغییر دمای اواپراتور رانکین بخار و همچنین تغییر دمای کندانسور سیکل بخار، بر روی کار خروجی کلی، بازگشتناپذیری، بازده انرژی و بازده اگزرژی خورشیدی کلی بررسی میشود. دقت شود که بهمنظور تحلیل پارامتری، تنها پارامتر مورد نظر در بازه در نظر گرفته شده تغییر کرده و بقیه موارد ورودی در سیکل بخار و سیکلهای ترکیبی در حالت پایه مطابق جدول 1 ثابت میمانند. سیال آلی سیکلوهگزان در پیکرهبندی 2 بیشترین کار خروجی و بازده خورشیدی و در پیکرهبندی 3 اگرچه همراه با ان- اکتان کمترین کار خروجی را دارد، اما به دلیل کاهش مساحت کلکتور مورد نیاز بیشترین بازده انرژی و اگزرژی را دارد به همین دلیل سیکلوهگزان به عنوان سیال نهایی به منظور تحلیل پارامتری انتخاب میشود.

"شکل 7" نشاندهندهی تغییرات کار خروجی پیکرهبندی 1 تا 3 بر حسب افزایش دمای اواپراتور بخار است. همانطور که دیده میشود، با افزایش دمای اواپراتور بخار در محدوده 270 تا 310 درجه سلسیوس کار کلی



Fig. 7 Effect of steam evaporator temp on work output of configuration 1 to 3

شکل 7 اثر دمای اواپراتور بخار بر روی کار خروجی پیکرهبندی 1 تا 3



جدول 5 نتایج پیکرهبندی 1 در حالت ورودی پایه

Table 5 res	ult of simulation f	or configuration	1	
I _{tot} (kW)	$I_{\rm st,of,tot}(\rm kW)$	$\eta_{\rm ex,sun}(\%)$	$w_{\rm net}(kW)$	$A(m^2)$
83052	25917	0.228	19937	124855

جدول 6 نتایج پیکرهبندی 2 در حالت ورودی پایه با استفاده از سیالات آلی مختلف در سیکل رانکین آلی

Table 6 result of simulation for configuration 2 with different organic fluid in ORC

I _{tot} (kW)	$I_{\rm st, of, tot}(\rm kW)$	$\eta_{\mathrm{ex,sun}}(\%)$	$w_{\rm net}(\rm kW)$	$A(m^2)$	سيال آلى
76142	23980	0.238	19279	115407	R245fa
76588	24426	0.234	18900	115407	R134a
76161	24000	0.238	19254	115407	R600
75924	23763	0.242	19537	115407	R141b
76354	24193	0.237	19154	115407	R152a
75860	23698	0.242	19584	115407	cyclohexane
76098	23937	0.239	19301	115407	n-pentane
76037	23876	0.239	19350	115407	n-heptane
76051	23889	0.239	19339	115407	n-hexane
76021	23859	0.239	19364	115407	n-octane

همچنین قابل ذکر است که تخریب و اتلاف اگزرژی متناظر با کلکتور نیز با مساحت کلکتور رابطه مستقیم داشته و افزایش مساحت کلکتور باعث افزایش اتلافها در آن می شود. در پیکرهبندی 3 همان طور که از جدول 7 نیز پیداست (در اثر یکسان بودن فشار کندانسور با پیکرهبندی 1) شاهد افزایش محسوس کار خروجی و برگشت ناپذیری نسبت به پیکرهبندی 1 هستیم. از طرف دیگر به دلیل افزایش اختلاف آنتالپی سیال محرک خورشیدی نسبت به پیکرهبندی 1 (در اینحالت سیال محرک خورشیدی هم در اواپراتور بخار و هم در اواپراتور آلی دچار کاهش دما می گردد) مساحت مورد نیاز کلکتور در این حالت افزایش محسوسی داشته که باعث کاهش بازده انرژی و اگزرژی خورشیدی می گردد. در این مورد همان طور که از نتایج هم پیداست افزایش

پیکرهبندی 1 و 2 کاهش و در پیکرهبندی 3 افزایش مییابد. در واقع افزایش دمای اواپراتور بخار با ثابت ماندن اختلاف دمای پینچ در اواپراتور، کاهش اختلاف آنتالپی سیال محرک و افزایش اختلاف آنتالپی در اواپراتور بخار را در پی دارد که هر دو عامل باعث کاهش دبی بخار میشوند. در توربین سیکل بخار در اثر کاهش دبی و افزایش اختلاف آنتالپی، اثر کاهش دبی بیشتر بوده که باعث کاهش کار خروجی توربین بخار میشود. در پیکرهبندی 2 با افزایش دمای اواپراتور، کیفیت سیال خروجی توربین بخار کاهش پیدا میکند که باعث كاهش نرخ انتقال حرارت در مبدل واسطه شده و با نوشتن رابطه پایستگی انرژی در مبدل واسطه، این کاهش کیفیت و کاهش دبی بخار، همزمان باعث کاهش دبی سیال آلی در سیکل آلی میشوند. همانطور که گفته شد کاهش دبی سیکل بخار باعث کاهش دبی سیکل آلی میشود و از آنجا كه اختلاف آنتاليي توربين آلي ثابت است، كار خروجي آن كاهش مى يابد. كار نهايي توليدي نيز كه جمع كار خروجي سيكل آلي و كار خروجي سیکل بخار است، به همین صورت کاهش می یابد. اما در پیکرهبندی 3 در سيكل آلى، با افزايش دماى اواپراتور بخار، ثابت ماندن اختلاف دماى پينچ و افزایش دمای محرک خروجی از اواپراتور سیکل بخار و ورودی به اواپراتور سیکل آلی باعث افزایش اختلاف آنتالپی جریان محرک ورودی و خروجی به اواپراتور سيكل آلى شده كه با ثابت ماندن اختلاف آنتاليى اواپراتور سيكل آلی، افزایش دبی سیال آلی در اواپراتور سیکل آلی را سبب میشود و همین مسئله، باعث افزایش کار توربین سیکل آلی می گردد. در نهایت در اثر کاهش کار خروجی سیکل بخار و افزایش کار خروجی سیکل آلی، اثر افزایش کار در سیکل آلی بیشتر بوده که افزایش کار کلی پیکرهبندی 3 را نتیجه میدهد.

"شکل 8" نشاندهندهی تغییرات بازده انرژی و اگزرژی پیکرمندی 1 تا 3 بر حسب افزایش دمای اواپراتور بخار است. در اینحالت برخلاف حالت قبل بازده اگزرژی پیکرمبندی 1 و 2 افزایش و در پیکرمبندی 3 کاهش مییابد. در محاسبهی بازدهی انرژی و اگزرژی خورشیدی کلی، صورت کسر، کار خروجی نهایی سیستم و مخرج کسر، به ترتیب انرژی و اگزرژی ورودی به کلکتور خورشیدی است. همان طور که قبلا گفته شد در پیکرمبندی 1 و 2 با افزایش دمای اواپراتور کار کلی خروجی کاهش مییابد، از طرف دیگر افزایش دمای اواپراتور با ثابت ماندن اختلاف دمای پینچ، باعث افزایش دمای سیال محرک خورشیدی و کاهش اختلاف آنتالپی سیال خروجی و ورودی کلکتور شده که



Fig. 8 Effect of steam evaporator temp on energy ang exergy efficiency of configuration 1 to 3

شکل 8 اثر دمای اواپراتور بخار بر روی بازده انرژی و اگزرژی پیکرهبندی 1 تا 3

کاهش مساحت مورد نیاز کلکتور را در پی دارد. با در نظر گرفتن اثر همزمان دو عامل ذکر شده، اثر کاهش مساحت کلکتور بیشتر بوده که افزایش همزمان بازده انرژی و اگزرژی را نتیجه میدهد. اما در پیکرهبندی سوم، افزایش دمای اواپراتور، کاهش دمای محرک خروجی، افزایش اختلاف دمای سیال محرک و در نتیجه افزایش مساحت موردنیاز کلکتور خورشیدی را نتیجه میدهد که در رابطه بازده، بر اثر افزایش کار نهایی خروجی پیکرهبندی 3 غالب بوده و کاهش بازده کلی را سبب میشود.

"شکل 9" نشاندهندهی تغییرات مجموع برگشت ناپذیری سیکل بخار و آلی پیکرهبندی 1 تا 3 برحسب افزایش دمای اواپراتور بخار است. در اینحالت با افزایش دمای اواپراتور سیکل بخار، بازگشت ناپذیری سیکل 1 و 2 کاهش و در سیکل 3 افزایش مییابد. در پیکرهبندی 1 با افزایش دمای اواپراتور، برگشت ناپذیری در اواپراتور، توربین و کندانسور کاهش مییابد و در نتیجه بازگشت ناپذیری کلی کاهش مییابد. در پیکرهبندی 2 و 3 نیز سیکل بخار مانند پیکرهبندی 1 عمل میکند اما در پیکرهبندی 2 در سیکل آلی کاهش بازگشت ناپذیری کلی کاهش مییابد. و در پیکرهبندی 2 در سیکل آلی کاهش بازگشت ناپذیری کلی کاهش مییابد و در پیکرهبندی 3 افزایش دبی سیکل بازگشت ناپذیری کلی کاهش مییابد و در پیکرهبندی 3 افزایش دبی سیکل آلی باعث افزایش بازگشت ناپذیری در تمام اجزا شده که بر کاهش بازگشت ناپذیری سیکل بخار غالب بوده و بازگشت ناپذیری کلی افزایش مییابد.

"شكل 10" نشاندهندهى تغييرات كار خروجى پيكرهبندى 1 تا 3 برحسب افزایش دمای کندانسور سیکل بخار است. همانطور که در شکل ملاحظه می شود، دمای کندانسور در پیکرهبندی 1 و 3 در محدوده 32.8 تا 53.9 درجه سلسيوس (متناظر با فشار 5 تا 15 كيلو پاسكال) و در پیکرهبندی 2 در محدوده 80 تا 110 درجه سلسیوس (متناظر با فشار 47.37 تا 143.2 كيلوپاسكال) تغيير مىكند و براى هر سه پيكرهبندى با افزايش دمای کندانسور کار کلی خروجی کاهش مییابد. در پیکرهبندی 1 در این حالت افزايش فشار كندانسور باعث كاهش همزمان اختلاف آنتاليى سيال محرک و اختلاف آنتالپی در اواپراتور سیکل بخار می گردد که باعث می شود دبی بخار تغییر نکند. از سوی دیگر افزایش فشار کندانسور، کاهش اختلاف آنتالپی در توربین بخار را در پی دارد و با ثابت ماندن دبی بخار، کاهش کار خروجی سیکل بخار را نتیجه میدهد. اما در پیکرهبندی 2، در این مورد، این افزایش دما کاهش اختلاف آنتالپی در کندانسور سیکل بخار و افزایش دمای اواپراتور سیکل آلی (در اثر ثابت بودن اختلاف دمای پینج و درجه فوق گرمایش سیال آلی در مبدل واسطه) و در نتیجه افزایش اختلاف آنتالپی در اواپراتور آلی را موجب می شود که با استفاده از رابطه پایستگی انرژی در مبدل واسطه، هر دو عامل ذکر شده کاهش دبی سیال آلی را موجب می گردند. همچنین افزایش دمای کندانسور بخار باعث افزایش اختلاف آنتالپی در توربین آلی می شود که بر کاهش دبی سیکل آلی غالب بوده که افزایش کار توربین آلی را نتیجه میدهد. در نهایت در اثر کاهش کار خروجی سیکل بخار و افزایش کار خروجی سیکل آلی، کاهش کار سیکل بخار اثر بیشتری داشته که کاهش کار کلی پیکرهبندی 2 را باعث می گردد. در پیکره-بندی 3 نیز، افزایش دمای کندانسور بخار باعث افزایش دمای محرک خروجی سیکل بخار و ورودی سیکل آلی شده که این افزایش، باعث افزایش دبی سیکل آلی و در نتیجه افزایش کار خروجی آن میشود که در این مورد نیز مانند حالت قبل، کاهش کار توربین بخار اثر غالب دارد که باعث کاهش کار کلی خروجی می گردد.

"شکل 11" نشاندهندهی تغییرات بازده پیکرهبندی 1 تا 3 برحسب

"شكل 12" نشاندهندهى تغييرات برگشت ناپذيرى پيكرەبندى 1 تا 3 برحسب افزایش دمای کندانسور سیکل بخار است. همانطور در شکل ملاجظه می شود بازگشتناپذیری سیکل بخار با افزایش فشار کندانسور کاهش می یابد. در این قسمت افزایش دمای کندانسور باعث کاهش بازگشتناپذیری در اواپراتور و توربین بخار و افزایش افزایش بازگشتناپذیری در کندانسور بخار می گردد که اثر کاهش بازگشتناپذیری در اواپراتور و توربین غالب بوده و کاهش اندک بازگشت ناپذیری کلی پیکرهبندی 1 را نتیجه میدهد. همچنین همانطور که از شکل پیداست بازگشت ناپذیری کلی پیکرهبندی 2 با افزایش دمای کندانسور کاهش مییابد. افزایش دمای کندانسور اثر متناقض و پیچیدهای در اجزای مختلف از منظر بازگشت نایذیری دارد که نهایتا اثر کاهش بازگشت نایذیری در سیکل بخار غالب بوده و کاهش بازگشت ناپذیری کلی را سبب می گردد. در نهایت بازگشت ناپذیری کلی پیکرهبندی 3 در اثر افزایش دمای کندانسور بخار افزایش مییابد. در این حالت همان طور که قبلا گفته شده بازگشتناپذیری سیکل بخار کاهش مییابد و افزایش دبی در سیال آلی تنها عامل موثر در افزایش بازگشتناپذیری در سیکل آلی میباشد که در نهایت این افزایش



Fig. 11 Effect of steam condenser temp on energy ang exergy efficiency of configuration 1 to 3 3 اشكل 11 اثر دماى كندانسور بخار بر روى بازده انرژى و اگزرژى پيكرهبندى 1 تا 3



Fig. 12 Effect of steam condenser temp on exegy destruction of cycle of configuration 1 to 3 $\,$

شکل 12 اثر دمای کندانسور بخار بر روی بازگشت ناپذیری پیکرهبندی 1 تا 3



Fig. 9 Effect of steam evaporator temp on exegy destruction of cycle of configuration 1 to 3

شکل 9 اثر دمای اواپراتور بخار بر روی بازده انرژی و اگزرژی پیکرهبندی 1 تا 3



Fig. 10 Effect of steam condenser temp on work output of configuration 1 to 3

شكل 10 اثر دماى كندانسور بخار بر روى كار خروجى پيكرهبندى 1 تا 3

افزایش دمای کندانسور سیکل بخار است. در پیکرهبندی 1 بازده انرژی و اگزرژی خورشیدی با افزایش فشار کندانسور کاهش مییابد. افزایش فشار کندانسور باعث افزایش دمای محرک خروجی از اواپراتور و کاهش اختلاف آنتالپی سیال محرک خورشیدی میشود که کاهش مساحت مورد نیاز کلکتور را در پی دارد. از سوی دیگر همان طور که گفته شد کار خروجی نیز کاهش می یابد که در این مورد کاهش کار خروجی اثر غالب را داشته که باعث کاهش بازده انرژی و اگزرژی خورشیدی می گردد. همچنین همان طور که از شکل ملاحظه می شود تغییرات بازده انرژی و اگزرژی نسبت به تغییر دمای کندانسور برای پیکرهبندی 2 دارای بیشینه است. افزایش دمای کندانسور، کاهش مساحت موردنیاز کلکتور را در پی دارد. از سوی دیگر همان طور که قبلا گفته شد کار نهایی خروجی نیز کاهش مییابد و اثر متناقض دو عامل ذکر شده بر روی بازده کلی ایجاد بیشینه را نتیجه میدهد. در نهایت در پیکرهبندی 3 نیز مانند پیکرهبندی 1 با افزایش فشار کندانسور بازده انرژی و اگزرژی کلی کاهش می یابد. در این حالت افزایش فشار کندانسور، افزایش مساحت مورد نیاز کلکتور را در پی دارد که عامل موثر در کاهش بازده انرژی و اگزرژی کلی سیکل است.

بازگشتناپذیری در سیکل آلی اثر غالب را داشته و باعث افزایش بازگشتناپذیری کلی در پیکرهبندی 3 می گردد.

6- نتیجه گیری

در این تحقیق سیکل رانکین بخار ساده و دو پیکرهبندی مختلف سیکل ترکیبی رانکین بخار و رانکین آلی با استفاده از سیالات آلی مختلف و با محرک کلکتور خورشیدی سهموی خطی از منظر انرژی و اگزرژی مورد بررسی قرار گرفت. نتایج حاکی از آن بود که:

- 1- در بین پیکرهبندیهای مورد بررسی، پیکرهبندی 3 (با تغییر سیال آلی مورد استفاده) دارای بیشترین مقدار کار خروجی و برگشت ناپذیری است و پیکرهبندی 2 نیز دارای بیشترین مقدار بازده انرژی و اگزرژی خورشیدی می،اشد.
- 2- در بین سیالات آلی مورد استفاده، سیالات سیکلوهگزان و R141b در پیکرهبندی 2 دارای بیشترین مقدار کار خروجی و بازده میباشند، اما در پیکرهبندی 3 سیال ان- پنتان دارای بیشترین مقدار کار خروجی و کمترین مقدار بازده و سیال سیکلوهگزان دارای کمترین مقدار کار خروجی و بیشترین مقدار بازده میباشد.
- 3- افزایش دمای اواپراتور بخار در سیکل بخار، افزایش بازده انرژی و اگزرژی خورشیدی کلی و کاهش کار و بازگشت ناپذیری کلی را در پی دارد و افزایش دمای کندانسور در سیکل بخار، باعث کاهش همزمان بازده انرژی و اگزرژی خورشیدی کلی و کار و بازگشت ناپذیری کلی میگردد.
- 4- افزایش دمای اواپراتور بخار در پیکرهبندی 2، مانند سیکل بخار ساده ، افزایش بازده انرژی و اگزرژی خورشیدی کلی و کاهش کار و بازگشت ناپذیری کلی را در پی دارد و افزایش دمای کندانسور بخار باعث ایجاد بیشینه برای بازده انرژی و اگزرژی شده و کاهش کار و بازگشت ناپذیری کلی را نتیجه میدهد.
- 5- افزایش دمای اواپراتور بخار در پیکرهبندی 3، باعث کاهش بازده انرژی و اگزرژی خورشیدی و افزایش کار و بازگشت ناپذیری کلی میگردد و افزایش دمای کندانسور بخار، باعث کاهش بازده انرژی و اگزرژی خورشیدی و کار خروجی شده و افزایش بازگشت ناپذیری کلی را در پی دارد.

(kW/m

7- فهرست علائم

Α	مساحت (m ²)
D	قطر (m)
DNI	تابش مسقیم (W/m ²)
ex	اگزرژی مخصوص (kJ/kg)
h	آنتالپی مخصوص (kJ/kg)
HCE	مجموعه جذب كننده كلكتور
'n	دبی جرمی (kg/s)
p	فشار (kPa)
Ż	نرخ انتقال حرارت (kW)
<i>q</i> ′	نرخ انتقال حرارت واحد طول (
S	آنتروپی مخصوص (kJ/kg K)
t	دما (C ^o C)
Ŵ	نرخ کار (kW)

عرض دهانه کلکتور (m) W علائم يوناني بازده η زيرنويسها كندانسور con آب خنک cw انتقال حرارت رسانش cond انتقال حرارت جابجايي conv كلكتور col خروجى е اوايراتور eva انرژی en اگزرژی ex سيال داخل لوله f سطح خارجي پوشش شيشهاي go سطح داخلی پوشش شیشهای gi i ورودى سيكل آلى of p يمي سطح خارجي صفحه جذب كننده ро سطح داخلي صفحه جذب كننده pi اختلاف دمای پینچ pinch انتقال حرارت تشعشع rad سيكل بخار st خورشيدى sun tur توربين

8-مراجع

- G. Shu, L. Liu, H. Tian, H. Wei, G. Yu, Parametric and working fluid analysis of a dual-loop organic Rankine cycle (DORC) used in engine waste heat recovery, *Applied Energy*, Vol. 113, No. 1, pp. 1188-1198, 2014.
- [2] J. Song, C.-w. Gu, Performance analysis of a dual-loop organic Rankine cycle (ORC) system with wet steam expansion for engine waste heat recovery, *Applied Energy*, Vol. 156, No. 1, pp. 280-289, 2015.
- [3] Y.-L. He, D.-H. Mei, W.-Q. Tao, W.-W. Yang, H.-L. Liu, Simulation of the parabolic trough solar energy generation system with Organic Rankine Cycle, *Applied Energy*, Vol. 97, No. 1, pp. 630-641, 2012.
 [4] F. A. Al-Sulaiman, Energy and sizing analyses of parabolic trough solar
- [4] F. A. Al-Sulaiman, Energy and sizing analyses of parabolic trough solar collector integrated with steam and binary vapor cycles, *Energy*, Vol. 58, No. 1, pp. 561-57, 2013.
- [5] F. A. Al-Sulaiman, Exergy analysis of parabolic trough solar collectors integrated with combined steam and organic Rankine cycles, *Energy Conversion and Management*, Vol. 77, No. 1, pp. 441-449, 2014.
- [6] P. Ahmadi, I. Dincer, M. A. Rosen, Thermodynamic modeling and multiobjective evolutionary-based optimization of a new multigeneration energy system, *Energy Conversion and Management*, Vol. 76, No. 1, pp. 282-300, 2013.
- [7] M. Imran, B. S. Park, H. J. Kim, D. H. Lee, M. Usman, M. Heo, Thermoeconomic optimization of Regenerative Organic Rankine Cycle for waste heat recovery applications, *Energy Conversion and Management*, Vol. 87, No. 1, pp. 107-118, 2014.
- [8] J. Roy, A. Misra, Parametric optimization and performance analysis of a regenerative Organic Rankine Cycle using R-123 for waste heat recovery, *Energy*, Vol. 39, No. 1, pp. 227-235, 2012.
- [9] T. Li, J. Zhu, K. Hu, Z. Kang, W. Zhang, Implementation of PDORC (parallel double-evaporator organic Rankine cycle) to enhance power output in oilfield, *Energy*, Vol. 68, No. 1, pp. 680-687, 2014.
- [10] X. Li, C. Zhao, X. Hu, Thermodynamic analysis of organic Rankine cycle with ejector, *Energy*, Vol. 42, No. 1, pp. 342-349, 2012.
- [11] B. Liu, P. Rivière, C. Coquelet, R. Gicquel, F. David, Investigation of a two stage Rankine cycle for electric power plants, *Applied Energy*, Vol. 100, No. 1, pp. 285-294, 2012.

1, pp. 83-91, 2013.

- [19] A. Bejan, G. Tsatsaronis, *Thermal design and optimization*, pp.113-165, New York: John Wiley & Sons, 1996.
- [20] R. V. Padilla, G. Demirkaya, D. Y. Goswami, E. Stefanakos, M. M. Rahman, Heat transfer analysis of parabolic trough solar receiver, *Applied Energy*, Vol. 88, No. 12, pp. 5097-5110, 2011.
- [21] S. A. Kalogirou, A detailed thermal model of a parabolic trough collector receiver, *Energy*, Vol. 48, No. 1, pp. 298-306, 2012.
- [22] V. Gnielinski, New equations for heat and mass-transfer in turbulent pipe and channel flow, *International Chemical Engineering*, Vol. 16, No. 2, pp. 359-368, 1976.
- [23] R. Forristall, Heat transfer analysis and modeling of a parabolic trough solar receiver implemented in engineering equation solver: National Renewable Energy Laboratory, 2003.
- [24] V. E. Dudley, G. J. Kolb, A. R. Mahoney, T. R. Mancini, C. W. Matthews, M. Sloan, D. Kearney, *Test results: SEGS LS-2 solar collector*, Sandia National Labs., Albuquerque, NM (United States), pp. 1994. Appendix D, Page D-6, Table D-1.
- [25] D. Tempesti, D. Fiaschi, Thermo-economic assessment of a micro CHP system fuelled by geothermal and solar energy, *Energy*, Vol. 58, No. 1, pp. 45-51, 2013.
- [26] A. Rovira, M. J. Montes, F. Varela, M. Gil, Comparison of heat transfer fluid and direct steam generation technologies for integrated solar combined cycles, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 52, No. 2, pp. 264-274, 2013.

- [12] M. Wang, J. Wang, Y. Zhao, P. Zhao, Y. Dai, Thermodynamic analysis and optimization of a solar-driven regenerative organic Rankine cycle (ORC) based on flat-plate solar collectors, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 50, No. 1, pp. 816-825, 2013.
- [13] S. A. Kalogirou, Solar energy engineering: processes and systems, pp. 121-150, London : Elsevier, 2013.
- [14] J. A. Duffie, W. A. Beckman, Solar engineering of thermal processes, pp. 250-382, New York: John Wiley & Sons, 1980.
- [15] T.-C. Hung, T. Shai, S. Wang, A review of organic Rankine cycles (ORCs) for the recovery of low-grade waste heat, *Energy*, Vol. 22, No. 7, pp. 661-667, 1997.
- [16] G. Shu, L. Liu, H. Tian, H. Wei, Y. Liang, Analysis of regenerative dualloop organic Rankine cycles (DORCs) used in engine waste heat recovery, *Energy Conversion and Management*, Vol. 76, No. 1, pp. 234-243, 2013.
- [17] F. Mohammadkhani, N. Shokati, S. Mahmoudi, M. Yari, M. Rosen, Exergoeconomic assessment and parametric study of a Gas Turbine-Modular Helium Reactor combined with two Organic Rankine Cycles, *Energy*, Vol. 65, No. 1, pp. 533-543, 2014.
- [18] S. Soltani, S. Mahmoudi, M. Yari, T. Morosuk, M. Rosen, V. Zare, A comparative exergoeconomic analysis of two biomass and co-firing combined power plants *Energy Conversion and Management*, Vol. 76, No.

مهندسی مکانیک مدرس، اسفند 1395، دورہ 16، شمارہ 12