



مقایسه عملکرد پیکره‌بندی‌های مختلف سیکل ترکیبی رانکین بخار و آلی از منظر انرژی با محرک کلکتور سهموی خطی

کوروش جواهرده^{1*}، ریحانه ربیعی²، محمد ذوقی³

1- دانشیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه گیلان، رشت

2- دانشجوی کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه گیلان، رشت

3- دانش آموزانه کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه گیلان، رشت

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

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل

دریافت: 17 مرداد 1395

پذیرش: 13 آذر 1395

ارائه در سایت: 05 دی 1395

کلید واژگان:

سیکل ترکیبی رانکین بخار و آلی

کلکتور سهموی خطی

انرژی

تحلیل پارامتری

چکیده

با توجه به افزایش روزافزون مصرف و هزینه انرژی‌های تجدید ناپذیر مانند گاز طبیعی و الکتریسیته، استفاده از انرژی‌های پاک و تجدیدپذیر مانند انرژی گرمایی خورشید، امروزه بسیار مورد توجه قرار گرفته است. در این تحقیق، ابتدا سیکل رانکین بخار ساده و دو پیکره‌بندی مختلف سیکل ترکیبی رانکین بخار و رانکین آلی با محرک کلکتور خورشیدی سهموی خطی، از منظر انرژی و انرژی شیب‌سازی گردیده است. پیکره‌بندی اول، سیکل بخار ساده با محرک کلکتور سهموی خطی بوده و دو پیکره‌بندی سیکل ترکیبی به این شکل عمل می‌کنند که در پیکره‌بندی دوم (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 و در پیکره‌بندی سوم (سیکل ترکیبی بدون مبدل واسطه)، از سیال محرک خورشیدی کاهش دما یافته خروجی از اواپراتور سیکل بخار، به عنوان محرک سیکل رانکین آلی استفاده می‌شود. نتایج شبیه‌سازی در حالت ورودی پایه نشان می‌دهد که پیکره‌بندی سوم بیشترین مقدار کار و بازگشت ناپذیری و پیکره‌بندی دوم کمترین کار و بازگشت ناپذیری را دارا است که در این حالت افزایش فشار کندانسور سیکل بخار باعث 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 انرژی خورشیدی را در میان سه پیکره‌بندی دارا می‌باشد که این مورد به دلیل کاهش مساحت کلکتور مورد نیاز در این پیکره‌بندی است.

Performance comparison 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

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

ABSTRACT

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.

1- مقدمه

فسیلی متداول، امروزه متخصصین و طراحان سیکل‌های تولید توان، درصد

استفاده از انواع انرژی‌های پاک به عنوان انرژی‌های کمکی برای راه‌اندازی

با توجه به افزایش آلودگی و هزینه تولید الکتریسیته بوسیله سوخت‌های

Please cite this article using:

K. Javaherdeh, R. Rabie, M. Zoghi, Performance comparison of different configuration of steam and organic rankin cycle with parabolic trough solar collector, Modares Mechanical Engineering, Vol. 16, No. 12, pp. 534-544, 2016 (in Persian)

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

www.sjmr.ir

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 انرژی 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 کمتر)، به عنوان محرک دما پایین سیکل رانکین آلی مناسب می‌باشد [12]. این نوع کلکتور که قادر به دریافت تابش مستقیم و پراکنده خورشیدی است، نسبت به سایر انواع کلکتورها ارزاتر بوده و همچنین دارای اتلاف حرارتی بیشتر و بازده کمتر نسبت به سایر کلکتورها می‌باشد [13، 14]. از انواع دیگر کلکتورها، کلکتور لوله خلئی (با دمای عملکرد 200 درجه سلسیوس و کمتر) است که نسبت به کلکتور صفحه تخت گرانتر بوده ولی عملکرد و بازده بهتر، خصوصاً در شرایط نامطلوب آب و هوایی 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 می‌توان به بازده حرارتی بالای آنها و همچنین قابلیت دسترسی به دماهای بالاتر و از معایب آنها می‌توان به قیمت بالای آنها نسبت به کلکتورهای صفحه تخت و لوله خلئی (خصوصاً 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 کلکتورها 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 می‌گردد [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 امکان‌پذیر و مناسب می‌باشد. همچنین می‌توان از سیال خورشیدی کاهش دما یافته خروجی از سیکل بخار، به عنوان محرک دما پایین سیکل رانکین آلی استفاده نمود.

همان‌طور 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 جزئی 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

نیروگاه‌های حرارتی با سیال عامل بخار و یا سیال آلی می‌باشند. همچنین 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 رانکین آلی، توان مضاعفی از مجموعه دو سیکل بخار و آلی دریافت نمایند [1-3]. در کنار این، با توجه به ضرورت‌های موجود برای استفاده از انرژی‌های پاک و برای کاهش مصرف سوخت فسیلی به عنوان محرک بویلر سیکل بخار، می‌توان 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 دیگر عمل نماید [6,1]. سیکل رانکین آلی یک تکنولوژی نویدبخش به منظور استفاده از انرژی گرمایی دما پایین می‌باشد که تاکنون در تحقیقات مختلفی به منظور استفاده از انرژی‌های تجدیدپذیر دما پایین به کار گرفته شده است و پیکره‌بندی‌های مختلفی راجع به سیکل رانکین آلی شامل سیکل آلی با گرم‌کن میانی [7]، سیکل بازیابی [8]، سیکل با دو اواپراتور [9]، سیکل همراه با اجکتور [10] و غیره معرفی شده است. باید توجه داشت که اکثر تحقیقات انجام شده در مورد سیکل رانکین آلی به تنهایی بوده و تاکنون تحقیقات کمی در مورد سیکل ترکیبی رانکین بخار و رانکین آلی انجام شده است که این مورد انگیزه اصلی برای انجام این تحقیق به شمار می‌رود. 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 قرار 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 می‌گیرد. آن‌ها در تحقیقشان، قدرت خالص خروجی، بازده انرژی و انرژی سیکل را به‌عنوان توابع هدف معرفی کردند. نتایج نشان داد که بیشینه‌ی برق خروجی و بازده انرژی با استفاده از سیال عامل R1234yf و در دمای 570 کلوین برای اواپراتور بالایی و 343 کلوین برای اواپراتور پایینی رخ می‌دهد و به ترتیب 36.77 کیلووات و 55.05 درصد است. لیو و همکاران [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 سیکل بخار به‌عنوان محرک دما پایین برای سیکل رانکین آلی 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 سلیمان [4] سیکل رانکین بخار و همچنین سیکل ترکیبی رانکین بخار و رانکین آلی (که کندانسور سیکل رانکین بخار به عنوان محرک سیکل آلی عمل می‌کرد) با محرک کلکتور سهموی خطی را از منظر انرژی و انرژی مورد بررسی قرار داد. در این تحقیق در حالت پایه، دو فشار مختلف برای کندانسور سیکل بخار پیشنهاد گردید: یکی فشار خلا (5 کیلو پاسکال) و دیگری فشار اتمسفر (100 کیلوپاسکال) که با توجه به بالا بودن دمای

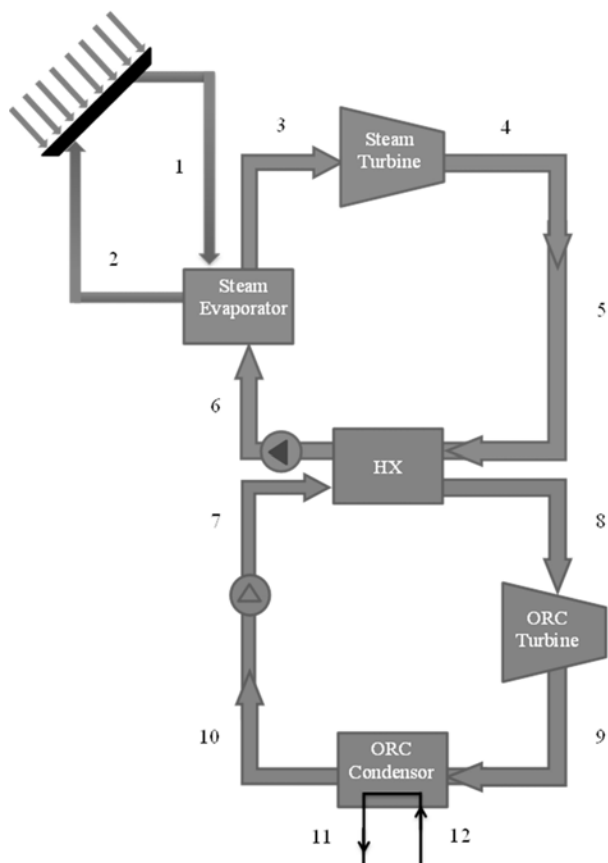


Fig.2 Schematic diagram of combined cycle with intermediate heat exchanger: configuration 2

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

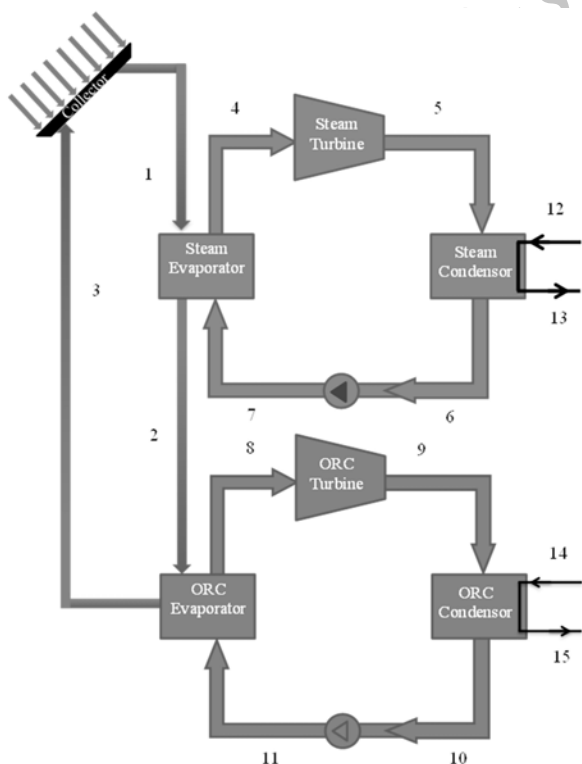


Fig.3 Schematic diagram of combined cycle without intermediate heat exchanger: configuration 3

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 می‌کند و بعد از کاهش دمای مجدد در اواپراتور سیکل آلی به کلکتور باز می‌گردد.

2- معرفی پیکره‌بندی‌های 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. همان‌طور که در "شکل 2" قابل ملاحظه است، در سیکل ترکیبی با مبدل واسطه، (مبدل واسطه به عنوان کندانسور سیکل بخار و اواپراتور سیکل آلی عمل می‌کند) گرمای اتلافی کندانسور سیکل بخار به عنوان محرک دما پایین اواپراتور سیکل آلی استفاده می‌شود. در این حالت فشار کندانسور سیکل بخار از 10 کیلوپاسکال (با دمای اشباع متناظر 45.79 درجه سلسیوس) در حالت سیکل رانکین بخار ساده به 101.3 کیلوپاسکال (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 می‌تواند 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 باز می‌گردد. "شکل 3" نشان‌دهنده پیکره‌بندی سیکل ترکیبی بدون مبدل واسطه است. همان‌طور که از شکل پیداست در این مورد سیال دما بالای خروجی از کلکتور پس از خروج از اواپراتور سیکل بخار و کاهش دما، به عنوان سیال محرک دما پایین، وارد اواپراتور سیکل آلی می‌گردد و سیال کاهش دما یافته خروجی از اواپراتور سیکل آلی به‌منظور افزایش دما به کلکتور باز می‌گردد. در این حالت فشار کندانسور سیکل بخار برابر فشار کندانسور در

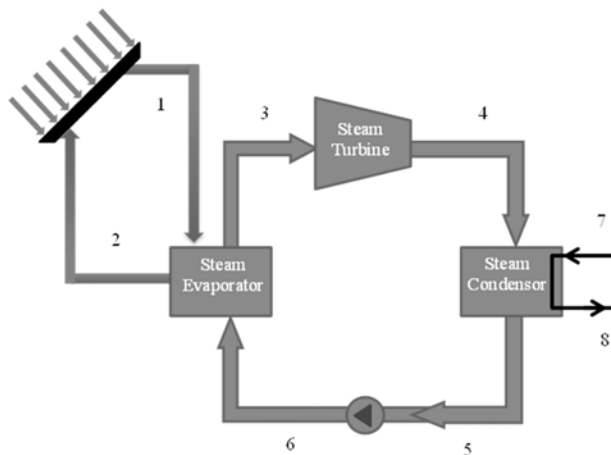


Fig.1 Schematic diagram of steam cycle: configuration 1

شکل 1 شماتیک پیکره‌بندی سیکل بخار ساده: پیکره‌بندی 1

(6) $ex = h - h_0 - T_0(s - s_0)$
 که \dot{Q} نرخ انتقال حرارت، \dot{w} نرخ کار مبادله شده و زیر نویس 0 مربوط به خواص در دما و فشار محیط است.

2-3- کلکتور خورشیدی سهموی خطی

کلکتور سهموی خطی از انواع متداول کلکتور خورشیدی بوده که به منظور

جدول 1 مقادیر ورودی به منظور شبیه‌سازی

Table 1 Input data in the simulation

پیکره‌بندی	پیکره‌بندی	پیکره‌بندی	توضیح	نماد
3	2	1		
20	20	20	دمای محیط	$t_0(^{\circ}\text{C})$
101	101	101	فشار محیط	$p_0(\text{kPa})$
390	390	390	دمای سیال	$t_h(^{\circ}\text{C})$
			محرك	
100	100	100	دبی سیال محرک	$\dot{m}_h(\text{kg/s})$
290	290	290	دمای اواپراتور	$t_{st,eva}(^{\circ}\text{C})$
			بخار	
60	60	60	اختلاف دمای فوق گرم اواپراتور	$\Delta T_{sup,st,eva}(^{\circ}\text{C})$
			سیکل بخار	
5	5	5	اختلاف دمای پینچ اواپراتور	$\Delta T_{pinch,st,eva}(^{\circ}\text{C})$
			سیکل بخار	
45.79	100	45.79	دمای کندانسور	$t_{st,con}(^{\circ}\text{C})$
			سیکل بخار	
5	5	5	اختلاف دمای پینچ کندانسور	$\Delta T_{pinch,st,con}(^{\circ}\text{C})$
			سیکل بخار	
20	20	20	دمای آب خنک	$t_{cw}(^{\circ}\text{C})$
			ورودی کندانسور	
0.85	0.85	0.85	سیکل بخار و آلی بازده آیزوتروپیک	η_p
			پمپ سیکل بخار و آلی	
0.8	0.8	0.8	بازده آیزوتروپیک توربین سیکل بخار و آلی	η_{tur}
180	*	-	دمای اواپراتور سیکل آلی	$t_{of,eva}(^{\circ}\text{C})$
5	5	-	اختلاف دمای فوق گرم اواپراتور سیکل رانکین آلی	$\Delta T_{sup,of,eva}(^{\circ}\text{C})$
5	5	-	اختلاف دمای پینچ اواپراتور سیکل رانکین آلی	$\Delta T_{pinch,of,eva}(^{\circ}\text{C})$
35	35	-	دمای کندانسور سیکل رانکین آلی	$t_{of,con}(^{\circ}\text{C})$
5	5	-	اختلاف دمای پینچ کندانسور سیکل رانکین آلی	$\Delta T_{pinch,of,con}(^{\circ}\text{C})$

* در این حالت دمای اواپراتور آلی، با داشتن دمای کندانسور بخار، پینچ کندانسور بخار و درجه فوق گرمایش اواپراتور آلی به دست می‌آید

سیکل بخار ساده (10 کیلو پاسکال) می‌باشد. همچنین برای شبیه‌سازی، فرضیات زیر نیز در نظر گرفته می‌شود [17,16,4]:

- سیستم در حالت پایا کار می‌کند.
- از تغییرات انرژی جنبشی و پتانسیل در اجزای مختلف صرف‌نظر می‌شود.
- افت فشار در مبدل‌های حرارتی و لوله‌های متصل کننده اجزا ناچیز است.
- 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.
- سیال عامل خروجی کندانسور و ورودی پمپ مایع اشباع می‌باشد.
- پمپ و توربین بازده آیزوتروپیک ثابت دارند.
- تمامی اجزا غیر از کلکتور خورشیدی، آدیباتیک فرض می‌شوند.
- برای تحلیل آگزرژی، دما و فشار محیط به عنوان 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 به منظور 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 آیزوتروپیک 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 آگزرژی سیکل‌های ترمودینامیکی آورده می‌شود، سپس روابط مربوط به شبیه‌سازی کلکتور سهموی خطی شرح داده می‌شود. مقادیر ابتدایی ورودی به منظور شبیه‌سازی سیکل‌های 1 تا 3 مطابق جدول 1 می‌باشد [18,4,1].

1-3- تحلیل ترمودینامیکی پیکره‌بندی 1 تا 3

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

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

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

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

که در روابط فوق، زیر نویس i, e به ترتیب ورودی به و خروجی از حجم کنترل و $\dot{E}x_D$ تخریب آگزرژی در هر جزء بوده و $\dot{E}x_Q$ آگزرژی متناظر با انتقال حرارت، $\dot{E}x_w$ آگزرژی متناظر با کار و ex آگزرژی فیزیکی هر جریان بوده که از روابط (4) تا (6) به دست می‌آیند [19]:

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

$$\dot{E}x_w = \dot{w} \quad (5)$$

$$\dot{q}'_{po,SolAbs} = \dot{q}'_{pi-po,cond} + \dot{q}'_{po-gi,conv} + \dot{q}'_{po-gi,rad} \quad (8)$$

$$\dot{q}'_{pi-po,cond} + \dot{q}'_{po-gi,conv} = \dot{q}'_{gi-go,cond} \quad (9)$$

$$\dot{q}'_{gi-go,cond} + \dot{q}'_{go,SolAbs} = \dot{q}'_{go-a,conv} + \dot{q}'_{go-s,rad} \quad (10)$$

$$\dot{q}'_{HeatLoss} = \dot{q}'_{go-a,conv} + \dot{q}'_{go-s,rad} \quad (11)$$

به منظور شبیه‌سازی کلکتور، لوله جذب‌کننده از جنس مس، پوشش لوله جذب‌کننده به‌منظور جذب حداکثر تابش خورشیدی از جنس کروم سیاه و پوشش خارجی نیز همان‌طور که گفته شد از جنس شیشه می‌باشد. همچنین فضای بین صفحه جذب‌کننده و پوشش شیشه‌ای به‌منظور کاهش اتلاف حرارتی خلاء می‌گردد. 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 جذب‌کننده از روابط موجود در مراجع [21-24] استفاده شده است. خواننده می‌تواند برای توضیحات بیشتر به مراجع ذکر شده مراجعه کند.

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

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

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

به‌منظور به‌دست آوردن دمای قسمت‌های مختلف کلکتور، با داشتن دمای روغن *therminol vp-1* ورودی و خروجی کلکتور، معادلات (7) تا (11) به‌طور هم‌زمان حل شده و دمای سطح داخلی و خارجی صفحه جذب‌کننده و پوشش شیشه‌ای محاسبه می‌شود. در انتها نیز بازده از رابطه (12) محاسبه می‌گردد و از مقدار بازده بدست آمده به‌منظور محاسبه مساحت مورد نیاز کلکتور خورشیدی طبق رابطه (13) استفاده می‌شود [25]:

$$\eta_{en,col} = \frac{\dot{m}_{col} \Delta h_{col}}{DNI \cdot A_{col}} \quad (13)$$

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

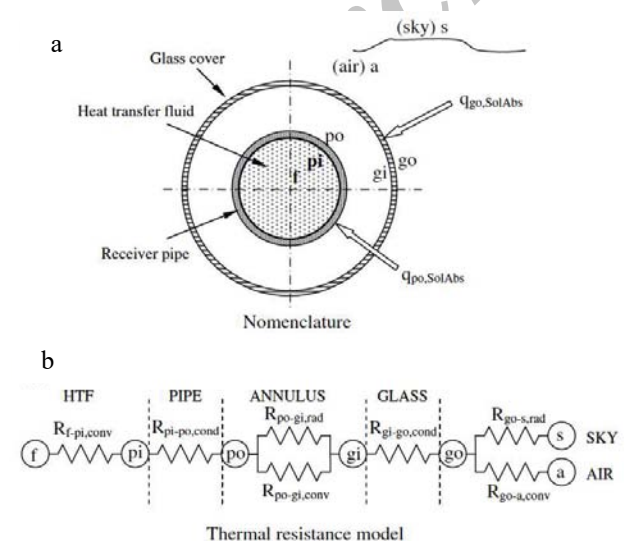


Fig. 5 Collector receiver model a) nomenclature, b) Thermal resistance network for the cross-section of the receiver [21]

شکل 5 مجموعه جذب‌کننده کلکتور (الف) نام‌گذاری بخش‌های مختلف، (ب) مقادیر انتقال حرارتی بخش‌های مختلف [21]

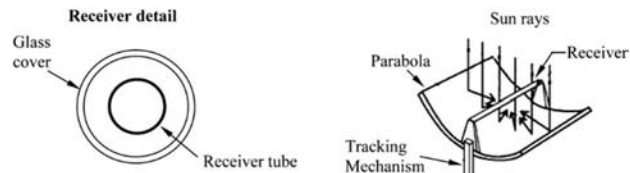


Fig. 4 Schematic of a parabolic trough collector

شکل 4 شماتیک کلکتور سهموی خطی

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

1-2-3- بررسی عملکرد مجموعه جذب‌کننده کلکتور (HCE)

مجموعه جذب‌کننده کلکتور معمولاً از دو لوله هم‌مرکز تشکیل شده است. لوله داخلی که سیال داخل آن جریان دارد معمولاً با یک ماده با ضریب جذب بالا برای جذب حداکثر تشعشع خورشیدی پوشانده می‌شود. فضای بین دو لوله نیز اکثراً به‌منظور کاهش اتلاف حرارتی از کلکتور به سمت هوای محیط و به‌خصوص در دماهای بالا خلاء می‌گردد و لوله خارجی نیز معمولاً از جنس شیشه با ضریب عبور بالای امواج خورشیدی به‌منظور کاهش اتلاف حرارتی از کلکتور به محیط بکار برده می‌شود [20]. بررسی عملکرد مجموعه جذب‌کننده کلکتور شامل نوشتن معادلات توازن انرژی در بخش‌های مختلف آن به‌منظور محاسبه شار مستقیم ورودی به مجموعه جذب‌کننده، اتلافات نوری مربوط به کلکتور و مجموعه جذب‌کننده، اتلافات حرارتی مربوط به مجموعه جذب‌کننده و جذب انرژی حرارتی نهایی به‌وسیله سیال داخل لوله می‌باشد. "شکل 5-الف" شامل شماتیک یک بعدی حالت یکنواخت مجموعه جذب‌کننده کلکتور به‌منظور نوشتن معادلات توازن انرژی واحد طول کلکتور در بخش‌های مختلف آن می‌باشد و "شکل 5-ب" مقاومت‌های انتقال حرارتی بخش‌های مختلف مجموعه جذب‌کننده را نشان می‌دهد [21]. اتلافات نوری نیز شامل نواقص در آینه‌های کلکتور، نواقص در ردیابی خورشید به‌منظور جذب حداکثر تشعشع خورشیدی، اثر سایه انداختن و تمیز نبودن کلکتور و مجموعه جذب‌کننده می‌باشد. مطابق "شکل 5-الف" شار ورودی خورشیدی بوسیله پوشش شیشه‌ای ($\dot{q}'_{go,SolAbs}$) و صفحه جذب‌کننده ($\dot{q}'_{po,SolAbs}$) دریافت می‌شود. بخشی از انرژی جذب‌شده توسط سطح خارجی صفحه جذب‌کننده از طریق مکانیزم انتقال حرارت رسانش به سطح داخلی صفحه جذب‌کننده ($\dot{q}'_{pi-po,cond}$) و سپس از طریق مکانیزم انتقال حرارت جابجایی ($\dot{q}'_{f-pi,conv}$) به سیال داخل لوله انتقال می‌یابد و مابقی بوسیله اتلاف حرارتی جابجایی ($\dot{q}'_{po-gi,conv}$) و تشعشعی ($\dot{q}'_{po-gi,rad}$) به سطح داخلی پوشش شیشه‌ای منتقل می‌گردد. انرژی انتقال یافته از طریق جابجایی و تشعشع به سطح داخلی پوشش شیشه‌ای ابتدا به‌وسیله رسانش ($\dot{q}'_{gi-go,cond}$) به سطح خارجی آن انتقال می‌یابد و سپس از طریق تشعشع ($\dot{q}'_{go-s,rad}$) و جابجایی ($\dot{q}'_{go-a,conv}$) به محیط تلف می‌شود. با استفاده از موارد گفته شده پایستگی انرژی در سطوح مختلف از سطح مقطع مجموعه جذب‌کننده کلکتور، روابط (1) تا (5) را به‌ازای واحد طول کلکتور نتیجه می‌دهد [21]:

$$\dot{q}'_{f-pi,conv} = \dot{q}'_{pi-po,cond} \quad (7)$$

جدول 2 مشخصات هندسی کلکتور مورد استفاده

مقدار	توضیح	پارامتر
4.823	عرض دهانه کلکتور	$W_{aperture}(m)$
0.066	قطر داخلی لوله جاذب	$D_{pi}(m)$
0.07	قطر خارجی لوله جاذب	$D_{po}(m)$
0.109	قطر داخلی پوشش شیشه‌ای	$D_{gi}(m)$
0.115	قطر خارجی پوشش شیشه‌ای	$D_{go}(m)$

جدول 3 صحت‌سنجی نتایج شبیه‌سازی حاضر برای سیکل رانکین آلی

شماره	ماده	$\dot{E}x(kW)$ تحقیق حاضر	$\dot{E}x(kW)$ مرجع [17]
8	R123	22655	22585
9	R123	5922	5861
10	R123	300.5	295.9
11	R123	570.6	565.8
14	آب	0	0
15	آب	967.5	927.1
2	هلیوم	602904	605934
3	هلیوم	571464	574557

جدول 4 صحت‌سنجی نتایج شبیه‌سازی حاضر مربوط به کلکتور خورشیدی

شار خورشیدی ($\frac{W}{m^2}$)	دمای محیط (°C)	دمای ورودی (°C)	دمای خروجی (°C)	دبی عبوری ($\frac{Lit}{min}$)	نتایج تست	نتایج شبیه‌سازی
909.5	26.2	250.7	269.4	54.7	0.702	0.691
937.9	28.8	297.8	316.9	55.5	0.679	0.664
880.6	27.5	299	317.2	55.6	0.689	0.678
920.9	29.5	379.5	398	56.8	0.623	0.617
903.2	31.1	355.9	374	56.3	0.638	0.622

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 نمی‌تواند 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 همان‌طور که از جداول پیداست بازده انرژی و انرژی خورشیدی پیکره‌بندی 2، برخلاف کمتر بودن کار آن نسبت به سیکل بخار ساده، از بازده خورشیدی پیکره‌بندی 1 بالاتر است. در این حالت 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 همان‌طور که از جدول 6 پیداست این پیکره‌بندی به مساحت کلکتور کمتری نیاز دارد. اثر کاهش مساحت کلکتور مورد نیاز، در رابطه بازده انرژی و انرژی نیز اثر غالب را داشته که باعث افزایش بازده انرژی و انرژی پیکره‌بندی 2 نسبت به حالت سیکل بخار پایه می‌شود. همچنین همان‌طور که از جدول پیداست برخلاف انتظار تخریب انرژی پیکره‌بندی 2 از پیکره‌بندی 1 کمتر است. در این مورد بیشتر بودن فشار کندانسور در پیکره‌بندی 2 باعث کاهش محسوس تخریب انرژی در اواپراتور و توربین بخار می‌گردد. این کاهش تخریب انرژی در اواپراتور و در توربین به دلیل کاهش اختلاف آنتروپی رخ می‌دهد. در نهایت حتی اضافه شدن تخریب انرژی اجزای سیکل رانکین آلی هم باعث نمی‌گردد که تخریب انرژی پیکره‌بندی 2 از پیکره‌بندی 1 بیشتر شود.

و مقدار توصیه شده مراجع مربوط به دبی یک ردیف کلکتور $(\dot{m}_{row} = 0.5 \frac{kg}{s})$ [4]، به منظور شبیه‌سازی، 200 ردیف موازی کلکتور خورشیدی در نظر گرفته می‌شود. همچنین، مجموع انرژی تخریب و اتلاف در کلکتور، از تفاضل انرژی سوخت و محصول کلکتور طبق روابط (14) تا (16) بدست می‌آید [26]:

$$\dot{E}x_{p,col} = \dot{E}x_{e,col} - \dot{E}x_{i,col} \quad (14)$$

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

$$\dot{E}x_{dest \& loss, col} = \dot{E}x_{f,col} - \dot{E}x_{p,col} \quad (16)$$

که t_s دمای خورشید و برابر 5527 درجه سلسیوس در نظر گرفته می‌شود. در انتها ابعاد هندسی کلکتور LS-2 مورد استفاده مطابق جدول 2 می‌باشد [22].

4- پارامترهای خروجی

کار نهایی خروجی سیکل ترکیبی از روابط (17) تا (19) به‌دست می‌آید:

$$\dot{W}_{st,net} = \dot{W}_{st,tur} - \dot{W}_{st,p} \quad (17)$$

$$\dot{W}_{of,net} = \dot{W}_{of,tur} - \dot{W}_{of,p} \quad (18)$$

$$\dot{W}_{tot} = \dot{W}_{st,net} + \dot{W}_{of,net} \quad (19)$$

بازده انرژی و انرژی کلی خورشیدی نیز به ترتیب از روابط (20) و (21) محاسبه می‌شود [25]:

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

$$\eta_{ex,sun} = \frac{\dot{W}_{tot}}{\dot{E}x_{f,col}} \quad (21)$$

5- نتایج

1-1- نتایج حالت پایه

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 انرژی مختلف سیکل رانکین آلی شبیه‌سازی شده در این تحقیق با سیکل رانکین آلی مرجع [17] با موارد ورودی کاملاً 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 هلیوم و سیال عامل سیکل آلی R123 و شماره گذاری نقاط مطابق با "شکل 3" می‌باشد. همان‌طور که ملاحظه می‌شود، تطابق خوبی بین نتایج حاصله و نتایج مرجع مذکور وجود دارد. همچنین به‌منظور صحت‌سنجی کلکتور خورشیدی شبیه‌سازی شده، بازده به‌دست آمده با شرایط یکسان نسبت به شرایط تست کلکتور [24] در جدول 4 مقایسه شده است.

برای شبیه‌سازی 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 می‌شود. با توجه به فلوجارت 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. همان‌طور 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 این حالت در پیکره‌بندی 2 در اثر بالاتر بودن فشار کندانسور سیکل بخار نسبت به

جدول 7 نتایج پیکره‌بندی 3 در حالت ورودی پایه با استفاده از سیالات آلی مختلف در سیکل رانکین آلی

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

I_{tot} (kW)	$I_{st,of,tot}$ (kW)	$\eta_{ex,sun}$ (%)	w_{net} (kW)	A (m ²)	سیال آلی
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 انرژی 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، مثلاً پیکره‌بندی 2 دارای کار و بازگشت‌ناپذیری کمتری نسبت به سیکل پایه می‌باشد و دارای بازده انرژی و انرژی خورشیدی بیشتر و مساحت موردنیاز کلکتور کمتر است، همچنین پیکره‌بندی 3 دارای کار خروجی بالاتر و از طرف دیگر دارای بازگشت‌ناپذیری بالاتر و بازده انرژی و انرژی خورشیدی کمتری نسبت به سیکل پایه است.

2-5- تحلیل 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 انرژی خورشیدی کلی بررسی می‌شود. دقت شود که به منظور تحلیل پارامتری، تنها پارامتر مورد نظر در بازه در نظر گرفته شده تغییر کرده و بقیه موارد ورودی در سیکل 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 آن-اکتان کمترین کار خروجی را دارد، اما به دلیل کاهش مساحت کلکتور مورد نیاز بیشترین بازده انرژی و انرژی را دارد به همین دلیل سیکلوهگزان به عنوان سیال نهایی به منظور تحلیل پارامتری انتخاب می‌شود.

"شکل 7" نشان‌دهنده 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

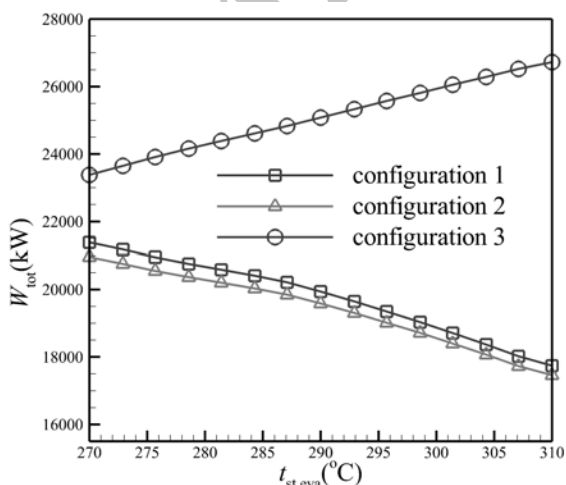


Fig. 7 Effect of steam evaporator temp on work output of configuration 1 to 3

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

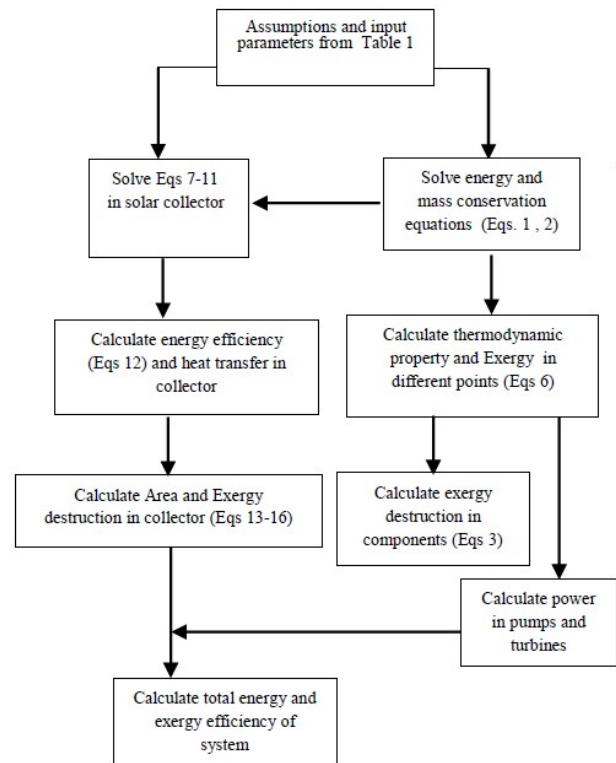


Fig 6. Flochart of present simulation

کل فلوچارت شبیه‌سازی حاضر

جدول 5 نتایج پیکره‌بندی 1 در حالت ورودی پایه

Table 5 result of simulation for configuration 1

I_{tot} (kW)	$I_{st,of,tot}$ (kW)	$\eta_{ex,sun}$ (%)	w_{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)	$I_{st,of,tot}$ (kW)	$\eta_{ex,sun}$ (%)	w_{net} (kW)	A (m ²)	سیال آلی
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 انرژی متناظر با کلکتور نیز با مساحت کلکتور رابطه مستقیم داشته و افزایش مساحت کلکتور باعث افزایش اتلاف‌ها در آن می‌شود. در پیکره‌بندی 3 همان‌طور که از جدول 7 نیز پیداست (در اثر یکسان بودن فشار کندانسور با پیکره‌بندی 1) شاهد افزایش محسوس کار خروجی و برگشت‌ناپذیری نسبت به پیکره‌بندی 1 هستیم. از طرف دیگر به دلیل افزایش اختلاف آنتالپی سیال محرک خورشیدی نسبت به پیکره‌بندی 1 (در این حالت سیال محرک خورشیدی هم در اواپراتور بخار و هم در اواپراتور آلی دچار کاهش دما می‌گردد) مساحت مورد نیاز کلکتور در این حالت افزایش محسوسی داشته که باعث کاهش بازده انرژی و انرژی خورشیدی می‌گردد. در این مورد همان‌طور که از نتایج هم پیداست افزایش مساحت موردنیاز کلکتور بر افزایش کار خروجی غالب بوده که کاهش بازده

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 آگرزژی 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" نشان‌دهنده 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 بازگشت‌ناپذیری کلی کاهش می‌یابد. در پیکره‌بندی 2 و 3 نیز سیکل بخار مانند پیکره‌بندی 1 عمل می‌کند اما در پیکره‌بندی 2 در سیکل آلی کاهش دبی عامل موثر در کاهش بازگشت ناپذیری تمام اجزا است و در نهایت 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.

"شکل 10" نشان‌دهنده تغییرات کار خروجی پیکره‌بندی 1 تا 3 برحسب افزایش دمای کندانسور سیکل بخار است. همان‌طور که در شکل ملاحظه می‌شود، دمای کندانسور در پیکره‌بندی 1 و 3 در محدوده 32.8 تا 53.9 درجه سلسیوس (متناظر با فشار 5 تا 15 کیلو پاسکال) و در پیکره‌بندی 2 در محدوده 80 تا 110 درجه سلسیوس (متناظر با فشار 47.37 تا 143.2 کیلوپاسکال) تغییر می‌کند و برای هر سه پیکره‌بندی با افزایش دمای کندانسور کار کلی خروجی کاهش می‌یابد. در پیکره‌بندی 1 در این حالت افزایش فشار کندانسور باعث کاهش همزمان اختلاف آنتالپی سیال محرک و اختلاف آنتالپی در اواپراتور سیکل بخار می‌گردد که باعث می‌شود 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 پینچ و درجه فوق گرمایش سیال آلی در مبدل واسطه) و در نتیجه افزایش اختلاف آنتالپی در اواپراتور آلی را موجب می‌شود که با استفاده از رابطه پایستگی انرژی در مبدل واسطه، هر دو عامل ذکر شده کاهش دبی سیال آلی را موجب می‌گردند. همچنین افزایش دمای کندانسور بخار باعث افزایش اختلاف آنتالپی در توربین آلی می‌شود 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 می‌گردد. در پیکره‌بندی 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 می‌گردد.

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

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 کاهش 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 که اختلاف آنتالپی توربین آلی ثابت است، کار خروجی آن کاهش می‌یابد. کار نهایی تولیدی نیز که جمع کار خروجی سیکل آلی و کار خروجی سیکل بخار است، به همین صورت کاهش می‌یابد. اما در پیکره‌بندی 3 در سیکل آلی، با افزایش دمای اواپراتور بخار، ثابت ماندن اختلاف دمای پینچ 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 سیکل آلی شده که با ثابت ماندن اختلاف آنتالپی اواپراتور سیکل آلی، افزایش دبی سیال آلی در اواپراتور سیکل آلی را سبب می‌شود و همین مسئله، باعث افزایش کار توربین سیکل آلی می‌گردد. 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" نشان‌دهنده تغییرات بازده انرژی و آگرزژی پیکره‌بندی 1 تا 3 بر حسب افزایش دمای اواپراتور بخار است. در این حالت برخلاف حالت قبل بازده آگرزژی پیکره‌بندی 1 و 2 افزایش و در پیکره‌بندی 3 کاهش می‌یابد. در محاسبه بازده انرژی و آگرزژی خورشیدی کلی، صورت کسر، کار خروجی نهایی سیستم و مخرج کسر، به ترتیب انرژی و آگرزژی ورودی به کلکتور خورشیدی است. همان‌طور که قبلاً گفته شد در پیکره‌بندی 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

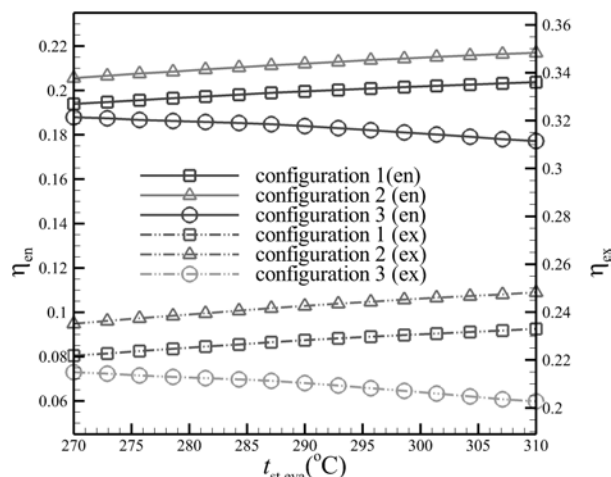


Fig. 8 Effect of steam evaporator temp on energy and exergy efficiency of configuration 1 to 3

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

"شکل 12" نشان‌دهنده تغییرات برگشت ناپذیری پیکره‌بندی 1 تا 3 برحسب افزایش دمای کندانسور سیکل بخار است. همان‌طور در شکل ملاحظه می‌شود بازگشت‌ناپذیری سیکل بخار با افزایش فشار کندانسور کاهش می‌یابد. در این قسمت افزایش دمای کندانسور باعث کاهش بازگشت‌ناپذیری در اواپراتور و توربین بخار و افزایش بازگشت‌ناپذیری در کندانسور بخار می‌گردد که اثر کاهش بازگشت‌ناپذیری در اواپراتور و توربین غالب بوده و کاهش اندک بازگشت‌ناپذیری کلی پیکره‌بندی 1 را نتیجه می‌دهد. همچنین همان‌طور که از شکل پیداست بازگشت‌ناپذیری کلی پیکره‌بندی 2 با افزایش دمای کندانسور کاهش می‌یابد. افزایش دمای کندانسور اثر متناقض و پیچیده‌ای در اجزای مختلف از منظر بازگشت‌ناپذیری دارد که نهایتاً اثر کاهش بازگشت‌ناپذیری در سیکل بخار غالب بوده و کاهش بازگشت‌ناپذیری کلی را سبب می‌گردد. در نهایت بازگشت‌ناپذیری کلی پیکره‌بندی 3 در اثر افزایش دمای کندانسور بخار افزایش می‌یابد. در این‌حالت همان‌طور که قبلاً 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

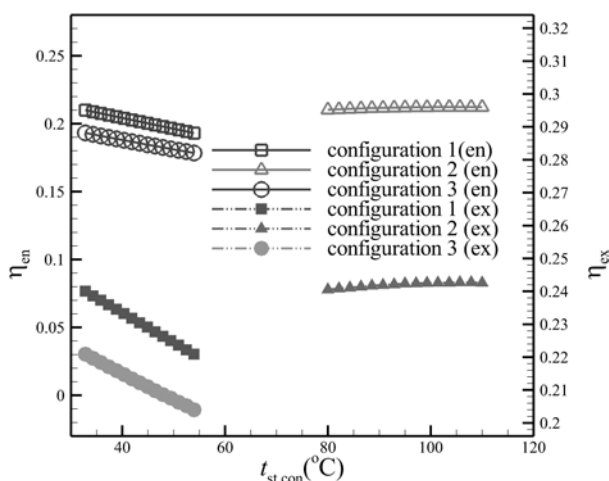


Fig. 11 Effect of steam condenser temp on energy and exergy efficiency of configuration 1 to 3

شکل 11 اثر دمای کندانسور بخار بر روی بازده انرژی و انرژی پیکره‌بندی 1 تا 3

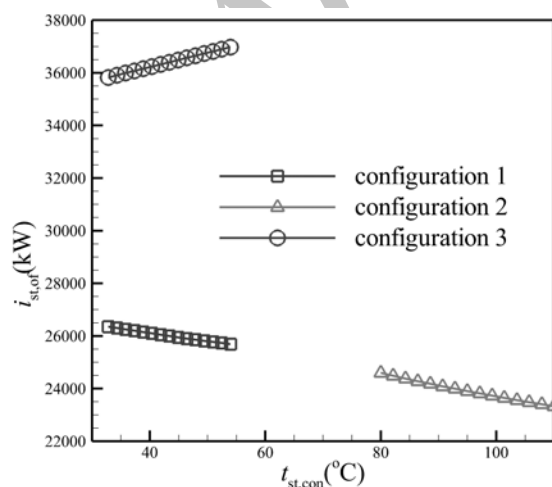


Fig. 12 Effect of steam condenser temp on exergy destruction of cycle of configuration 1 to 3

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

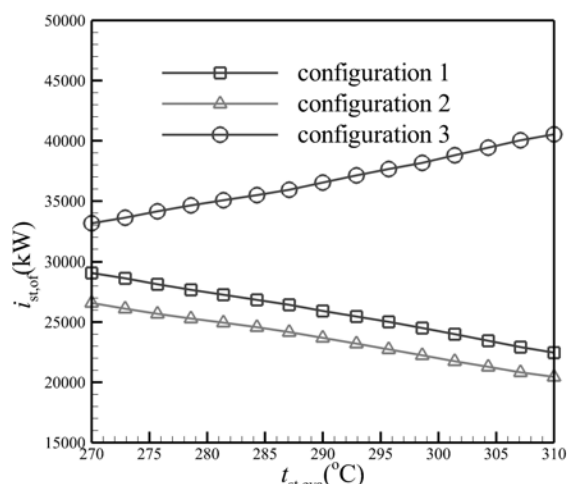


Fig. 9 Effect of steam evaporator temp on exergy destruction of cycle of configuration 1 to 3

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

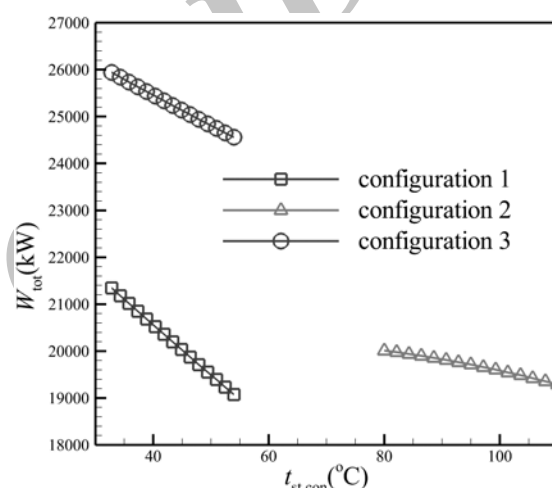


Fig. 10 Effect of steam condenser temp on work output of configuration 1 to 3

شکل 10 اثر دمای کندانسور بخار بر روی کار خروجی پیکره‌بندی 1 تا 3

افزایش دمای کندانسور سیکل بخار است. در پیکره‌بندی 1 بازده انرژی و انرژی 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 همان‌طور که گفته شد کار خروجی نیز کاهش می‌یابد که در این مورد کاهش کار خروجی اثر غالب را داشته که باعث کاهش بازده انرژی و انرژی خورشیدی می‌گردد. همچنین همان‌طور که از شکل ملاحظه می‌شود تغییرات بازده انرژی و انرژی خورشیدی نسبت به تغییر دمای کندانسور برای پیکره‌بندی 2 دارای بیشینه است. افزایش دمای کندانسور، کاهش مساحت مورد نیاز کلکتور را در پی دارد. از سوی دیگر همان‌طور که قبلاً 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 انرژی خورشیدی کاهش می‌یابد. در این‌حالت افزایش فشار کندانسور، افزایش مساحت مورد نیاز کلکتور را در پی دارد که عامل موثر در کاهش بازده انرژی و انرژی کلی سیکل است.

عرض دهانه کلکتور (m)	W	بازگشت‌ناپذیری در سیکل آلی اثر غالب را داشته و باعث افزایش بازگشت‌ناپذیری کلی در پیکره‌بندی 3 می‌گردد.
علائم یونانی		
بازده	η	
زیر نویس‌ها		
کندانسور	con	
آب خنک	cw	
انتقال حرارت رسانش	cond	
انتقال حرارت جابجایی	conv	
کلکتور	col	
خروجی	e	
اوپراتور	eva	
انرژی	en	
انرژی	ex	
سیال داخل لوله	f	
سطح خارجی پوشش شیشه‌ای	go	
سطح داخلی پوشش شیشه‌ای	gi	
ورودی	i	
سیکل آلی	of	
پمپ	p	
سطح خارجی صفحه جذب کننده	po	
سطح داخلی صفحه جذب کننده	pi	
اختلاف دمای پینچ	pinch	
انتقال حرارت تشعشع	rad	
سیکل بخار	st	
خورشیدی	sun	
توربین	tur	

8- مراجع

- [1] 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 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 multi-objective 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.

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 انرژی 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 برگشت‌ناپذیری است و پیکره‌بندی 2 نیز دارای بیشترین مقدار بازده انرژی و انرژی خورشیدی می‌باشد.

2- در بین سیالات آلی مورد استفاده، سیالات سیکلوپنتان 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 سیکلوپنتان دارای کمترین مقدار کار خروجی و بیشترین مقدار بازده می‌باشد.

3- افزایش دمای اوپراتور بخار در سیکل بخار، افزایش بازده انرژی و انرژی خورشیدی کلی و کاهش کار و بازگشت‌ناپذیری کلی را در پی دارد و افزایش دمای کندانسور در سیکل بخار، باعث کاهش همزمان بازده انرژی و انرژی خورشیدی کلی و کار و بازگشت‌ناپذیری کلی می‌گردد.

4- افزایش دمای اوپراتور بخار در پیکره‌بندی 2، مانند سیکل بخار ساده، افزایش بازده انرژی و انرژی خورشیدی کلی و کاهش کار و بازگشت‌ناپذیری کلی را در پی دارد و افزایش دمای کندانسور بخار باعث ایجاد بیشینه برای بازده انرژی و انرژی شده و کاهش کار و بازگشت‌ناپذیری کلی را نتیجه می‌دهد.

5- افزایش دمای اوپراتور بخار در پیکره‌بندی 3، باعث کاهش بازده انرژی و انرژی خورشیدی و افزایش کار و بازگشت‌ناپذیری کلی می‌گردد و افزایش دمای کندانسور بخار، باعث کاهش بازده انرژی و انرژی خورشیدی و کار خروجی شده و افزایش بازگشت‌ناپذیری کلی را در پی دارد.

7- فهرست علائم

A	مساحت (m^2)
D	قطر (m)
DNI	تابش مسقیم (W/m^2)
ex	انرژی مخصوص (kJ/kg)
h	آنتالپی مخصوص (kJ/kg)
HCE	مجموعه جذب کننده کلکتور
\dot{m}	دبی جرمی (kg/s)
p	فشار (kPa)
\dot{Q}	نرخ انتقال حرارت (kW)
\dot{q}'	نرخ انتقال حرارت واحد طول (kW/m)
s	آنتروپی مخصوص ($kJ/kg K$)
t	دما ($^{\circ}C$)
w	نرخ کار (kW)

- 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 dual-loop 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.

Archive of SID