مجله مهندسی مکانیک مدرس، دی 1395، دوره 16، شماره 10، ص‌ص 229-240

ماهنامه علمی پژوهشی

مهندسی مکانیک مدرس

mme.modares.ac.ir

تحلیل انرژی، اگزرژی، اقتصادی و زیست محیطی (4E) یک چرخه‌ی رانکین آلی خورشیدی با تولید همزمان توان و گرما

لیلی آریان‌فر[1]، مرتضی یاری[2*]، ابراهیم عبدی‌اقدم[2]

1- دانشجوی دکتری، مهندسی مکانیک، دانشگاه محقق اردبیلی، اردبیل

2- استاد، مهندسی مکانیک، دانشگاه محقق اردبیلی، اردبیل

* اردبیل، صندوق پستی 5619911367، myari@uma.ac.ir

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل

دریافت: 27 خرداد 1395

پذیرش: 22 مرداد 1395

ارائه در سایت: 24 مهر 1395

کلید واژگان:

چرخه رانکین آلی

انرژی خورشیدی

تولید همزمان توان و گرما

زیست محیطی

اقتصادی

چکیده

در این پژوهش با رویکردی همه جانبه، به تحلیل انرژی، اگزرژی، اقتصادی و زیست محیطی (4E) یک چرخه رانکین آلی با هدف تولید همزمان توان و گرما با منبع انرژی خورشیدی پرداخته شده است. به منظور بررسی جامع بخش‌های مختلف سیستم طراحی شده در کنار یکدیگر، پس از مدل‌سازی و طراحی ترمودینامیکی چرخه رانکین آلی، به کارگیری کلکتورهای خورشیدی تخت و سهموی و همچنین بویلر گازسوز به عنوان تجهیزات تأمین کننده انرژی در حالت‌های مختلف مستقل و یا ترکیبی و همچنین در دو حالت جریان منبع حرارتی باز و یا بسته، مورد بررسی قرار گرفته‌اند. با این هدف که در حالت جریان منبع حرارتی باز، از جریان خروجی با دمای 80 ^{o}C برای تأمین گرمای مورد نیاز در بخش‌های مختلف استفاده شود؛ هر چند که در حالت جریان بسته مقدار انرژی اولیه‌ی مورد نیاز کمتر خواهد بود. همچنین استفاده از پنل‌های فتوولتاییک، برای تأمین انرژی مورد نیاز سیستم پمپاژ چرخه مورد بررسی قرار گرفته است. محاسبات نشان می‌دهد، هزینه توان تولیدی از کمترین به بیشترین به ترتیب مربوط به استفاده از بویلر گازسوز، کلکتور خورشیدی سهموی، پنل‌های فتوولتاییک و کلکتورهای خورشیدی تخت می‌باشد. همچنین با استفاده بهینه از منابع انرژی در حالت تولید همزمان توان و گرما (جریان باز) نسبت به حالت تولید توان (جریان بسته)، از دیدگاه انرژی 8.61% و از دیدگاه اگزرژی 8.11%، افزایش بهره‌وری حاصل می‌شود؛ هر چند که حالت جریان منبع حرارتی باز نسبت به حالت جریان بسته نیازمند هزینه های سرمایه گذاری بالاتری می باشد.

Energy, exergy, economic, environmental (4E) analyses of a solar organic Rankine cycle to produce combined heat and power

Leyli Ariyanfar, Mortaza Yari*, Ebrahim Abdi Aghdam

Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, University of Mohaghegh Ardabili, Ardabil, Iran

* P.O.B. 5619911367 Ardebil, Iran, myari@uma.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper

Received 16 June 2016

Accepted 12 August 2016

Available Online 15 October 2016

Keywords:

Organic Rankine cycle

Solar energy

Cogeneration of heat and power

Environmental

Economic

ABSTRACT

In this paper, with a comprehensive approach the energy, exergy, economic and environmental (4E) analyses of an organic Rankine cycle (ORC) to produce combined heat and power (CHP) based on solar energy have been performed. In order to perform a plenary survey, after thermodynamic modeling of the ORC, the study of the flat plate solar collectors (FPC), parabolic through solar collectors (PTC) and gas-fired boiler as the energy supplier equipment in the independent or combination models, as well as in the open or circulated state of the heat source flow have been done. In the open heat source flow state, the outlet flow of heat source at temperature of 80 °C is used to provide required heat in different sectors; however, in the circulated flow state, the amount of required primary energy is less than the open heat source flow state. Also, the use of photovoltaic panels to provide the pumping power of cycle is studied. The calculations show that the cost of produced power from lowest to highest is related to the use of gas-fired boiler, parabolic trough solar collector, photovoltaic panels and flat plate solar collectors respectively. Also, because of the efficient use of energy resources in the combined heat and power generation (open heat source flow) compared to power generation (circulated heat source flow), the energy and exergy efficiencies are increased %8.61 and %8.11 respectively; although the open heat source flow system compared to circulated flow system require higher investment cost.

1- مقدمه

چرخه‌های رانکین آلی یا ارگانیک، از جمله چرخه‌های مطرح در تولید توان هستند که در آن‌ها از سیال آلی یا ارگانیک به عنوان سیال عامل استفاده می‌شود. این چرخه‌ها دارای دمای عملکرد پایین و یا متوسط بوده و از این رو در حالت‌هایی با منابع انرژی بازیافت‌گرمایی و یا منابع تجدیدپذیر مانند خورشیدی، زمین‌گرمایی و بایومس، پرکاربرد هستند. چرخه رانکین آلی ساده

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

Please cite this article using:

L. Ariyanfar, M. Yari, E. Abdi Aghdam, Energy, exergy, economic, environmental (4E) analyses of a solar organic Rankine cycle to produce combined heat and power, *Modares Mechanical Engineering,* Vol. 16, No. 10, pp. 229-240, 2016 (in Persian)

از چهار بخش کندانسور، پمپ، اواپراتور و توربین تشکیل شده است. در این چرخه، سیال آلی در کندانسور گرمای خود را از دست داده و چگالیده می‌شود. فشار این سیال در پمپ افزایش یافته و سیال با فشار بالا به اواپراتور وارد می‌شود. سیال با گرفتن گرما، به یکی از حالت‌های مایع اشباع، مخلوط دوفازی اشباع، بخار اشباع و یا بخار فوق گرم تغییر حالت داده و سپس با دما و فشار بالا وارد توربین شده و پس از انجام کار، به کندانسور تخلیه می‌شود. با تکرار چنین چرخه‌ای، تولید توان در چرخه رانکین آلی تداوم می‌یابد [1]. شکل 1 چرخه رانکین آلی مورد نظر جهت مدل‌سازی را نشان می‌دهد [2].

در این رابطه، فرخی و همکارانش [3] تحقیقات تجربی در زمینه‌ی یک سیستم تولید همزمان توان و گرما با سوخت گاز طبیعی برای ساختمان‌های مسکونی و بر اساس چرخه‌ی رانکین آلی با سیال ایزوپنتان انجام داده‌اند. آنها بررسی سیستم را در دماهای مختلف منبع حرارتی شامل 65، 70، 75، 80 و 85 درجه سانتی‌گراد انجام داده‌اند. بیشترین توان الکتریکی خروجی 77.4 وات بوده که با درجه‌حرارت آب ورودی 84.1 درجه سانتی‌گراد و راندمان الکتریکی خالص 1.66% حاصل شده است. کیو و همکارانش [4] به بررسی آزمایشگاهی یک سیستم تولید همزمان توان و گرما بر اساس چرخه‌ی رانکین آلی بایومس‌سوز 50 کیلوواتی برای کاربری خانگی پرداخته‌اند. در این مطالعه از آب خنک‌کننده خروجی از کندانسور در درجه حرارت 46 درجه سانتی‌گراد برای شستشوی خانگی و گرمایش از کف استفاده شده است. نتایج نشان‌داده است که سیستم طراحی شده 861 کیلووات توان با بازدهی 1.41% و 47.26 کیلووات گرما با بازدهی 78.69% تولید نموده است. هابکا و همکارش [5] به مطالعه‌ی عملکرد مجموعه‌ای از مخلوط‌های زئوتروپیک به عنوان سیال‌عامل در چرخه رانکین آلی و همچنین پتانسیل استفاده از آب زمین‌گرمایی درجه حرارت پایین پرداخته‌اند. نتایج این پژوهش نشان داده است که در حالت ORC مستقل، مخلوط‌های R438A، R422A و R22M نسبت به سیالات خالص کارآمدتر هستند و با استفاده از جریان زمین‌گرمایی به‌ترتیب در دماهای 80، 100 و 120 می‌توانند بهره‌ورتر عمل نمایند. R407A و R22D نیز به ترتیب در دماهای منبع 80 و 100 درجه سانتی‌گراد عملکرد قابل قبولی دارند. پریبینگر و همکارانش [6] به بررسی ترمودینامیکی یک چرخه رانکین سیال آلی دومرحله‌ای بایومس‌سوز جهت تولید همزمان توان و گرما با تمرکز بر بهینه‌سازی بازده انرژی و با انتخاب سیال عامل و سطح فشار مناسب پرداخته‌اند. تمپستی و همکارانش [8,7] به بررسی ترمودینامیکی و فنی-اقتصادی دو سیستم تولید همزمان برق و گرمای 50 کیلوواتی با منابع انرژی زمین‌گرمایی و خورشیدی پرداخته‌اند. سیال عامل‌های مختلف در نظرگرفته‌شده و بر اساس نتایج حاصل از تجزیه و تحلیل انرژی-اقتصادی، R245fa کمترین هزینه‌ی تولید توان و کمترین هزینه‌ی کل نیروگاه تولید همزمان برق و گرما را دربر دارد.

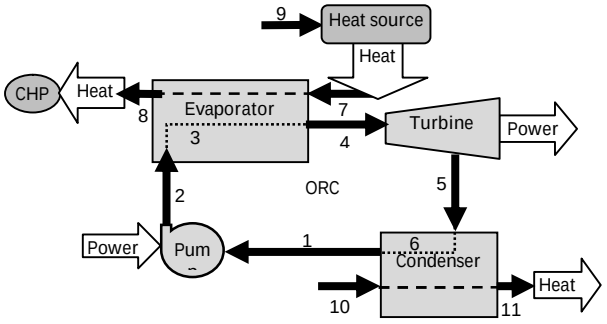

Fig. 1 Schematic diagram of the ORC

شکل 1 شماتیک چرخه رانکین آلی

رازنتی و همکارانش [9] به بررسی فنی و زیست محیطی چرخه رانکین آلی با تولید همزمان توان و گرما و منبع انرژی زمین‌گرمایی و خورشیدی در دماهای 90 تا 95 پرداخته‌اند. یکی از اهداف آن‌ها ارائه طرحی جهت بهره‌برداری از چاه‌های زمین‌گرمایی است که رها شده یا به طور کامل توسعه نیافته و یا برای بهره‌برداری در فن‌آوری‌های آنتالپی بالا نامناسبند. کالیس و همکارانش [10] به بررسی فنی چرخه رانکین آلی با منبع انرژی خورشیدی با هدف تولید توان و گرما در دمای 180 تا 230 پرداخته‌اند. آنها نتیجه گرفته‌اند که به کارگیری این سیستم از لحاظ اقتصادی برای اکثر مناطق مدیترانه با دوره بازگشت سرمایه‌ی حدود 10 سال قابل اجراست. حنیفی و همکارانش [11] به مدل‌سازی اگزرژی و اگزرژی-اقتصادی یک سیستم تولید همزمان هیدروژن و برودت بر مبنای انرژی خورشیدی پرداخته و از نظر اقتصادی آن را بهینه نموده‌اند. آستولفی و همکارانش [12] به بررسی فنی-اقتصادی یک سیستم ترکیبی متمرکز خورشیدی و یک نیروگاه زمین‌گرمایی باینری بر اساس سیکل رانکین سیال آلی پرداخته‌اند. با توجه به سیکل رانکین سیال آلی فوق بحرانی طراحی شده، به منظور بهره‌برداری بهینه از منبع زمین‌گرمایی با آنتالپی متوسط، یک میدان با صفحات سهموی خورشیدی به عنوان منبع دما بالای چرخه جهت افزایش تولید برق در نیروگاه گنجانده شده است. هزینه توان تولیدی بسته به محل نیروگاه 145 تا 280 دلار به ازای هر مگاوات ساعت، به عنوان گزینه‌ای قابل رقابت با نیروگاه‌های برق خورشیدی متمرکز بزرگ و مستقل به دست آمده است. بر اساس پیشینه‌ی اشاره شده، مشاهده می‌شود که در چرخه رانکین با سیال آلی، از منابع انرژی دما پایین می‌توان استفاده نمود و علاوه بر توان، از خروجی‌های دیگری نیز در این چرخه می‌توان بهره جست، که در شکل 2 نشان داده‌شده‌اند [13].

در استفاده حرارتی از انرژی خورشیدی عمدتا به‌کارگیری کلکتورهای خورشیدی سهموی مطرح می‌شود. این سیستم‌ها در مقایسه با کلکتورهای تخت دارای بازدهی بالاتری هستند؛ هرچند که نیازمند هزینه‌ی سرمایه‌گذاری بیشتری می‌باشند. کلکتورهای تخت باوجود داشتن راندمان عملکرد پائین‌تر، نیاز به هزینه‌ی سرمایه‌گذاری پائین‌تری دارند، که با بررسی‌های اقتصادی ممکن است این سیستم‌ها نیز گزینه قابل رقابتی به منظور بهره‌برداری حرارتی از انرژی خورشیدی باشند. بنابراین لازم است تا با بررسی فنی-اقتصادی کلکتورهای سهموی، کلکتورهای تخت و یا سیستم‌های ترکیبی کلکتورهای سهموی و تخت، جایگاه هر یک از این حالت‌ها مشخص شود. از این رو در این پژوهش سعی شده است که علاوه بر طراحی ترمودینامیکی یک سیکل رانکین آلی، به بررسی حالت‌های مختلف تأمین انرژی اولیه با استفاده از انرژی خورشیدی به عنوان یک انرژی پاک و تجدیدپذیر (توسط کلکتورهای خورشیدی تخت و سهموی و همچنین پنل‌های فتوولتاییک برای تأمین انرژی مورد نیاز سیستم پمپاژ چرخه) و همچنین سوخت گاز طبیعی به عنوان یک سوخت فسیلی؛ در حالت‌های مختلف مستقل و یا ترکیبی پرداخته شود. همچنین دو حالت جریان منبع حرارتی باز و بسته در نظر گرفته شده است، به طوری که در حالت جریان منبع حرارتی باز از جریان خروجی با دمای $80\ ^{o}C$ برای تأمین مصارف آب گرم عمومی نیروگاه و یا مناطق مسکونی اطراف استفاده شود و سیستم به صورت تولید همزمان توان و حرارت عمل نماید، یعنی بتوان در کنار تولید توان، گرمای قابل استفاده‌ای نیز داشت؛ تا ضمن مطالعه‌ی دو سیستم تولید

تک منظوره (توان) و دو منظوره (توان و حرارت)؛ جایگاه به کارگیری هر یک از سه تکنولوژی رایج خورشیدی در تولید توان با بررسی فنی و اقتصادی مشخص شود. همچنین جایگاه یک سیستم تجدیدپذیر در مقایسه با یک سیستم فسیلی از دیدگاه زیست‌محیطی تعیین شود. به‌طورکلی در این مطالعه علاوه بر بررسی جامع بخشهای مختلف سیستم طراحی شده در کنار یکدیگر، سیستم با دیدی نو و رویکردی همه جانبه از دیدگاه‌های انرژی، اگزرژی، اقتصادی و زیست‌محیطی مورد مطالعه قرار می‌گیرد.

در ادامه به حالت‌های مختلف سیستم‌های مورد مطالعه اشاره می‌شود. از آنجا که کلکتورهای تخت خورشیدی دمای عملکرد پایینی دارند، برای استفاده در حالت جریان منبع حرارتی بسته مناسب نیستند، اما برای حالت جریان منبع حرارتی باز و تولید همزمان توان و حرارت، می‌توانند سیستم قابل پیشنهادی باشند. از این رو در این مطالعه فرض شده است جریان منبع حرارتی با دمای ورودی ^{o}C 20، با استفاده از انرژی خورشیدی در کلکتورهای تخت تا ^{o}C 80 گرم شده و پس از آن با استفاده از بویلرگازسوز و یا کلکتور سهموی، به دمای مدنظر برسد. بنابراین در صورت داشتن حالت تولید همزمان توان و حرارت و همچنین جریان منبع حرارتی باز، سیستم‌هایی به صورت نشان داده شده در شکل 3 خواهیم داشت. از سوی دیگر در صورت داشتن جریان منبع حرارتی بسته و حالت تولید توان با منابع انرژی مختلف، سیستم‌هایی به صورت نشان داده در شکل 4 خواهیم داشت. به طور کلی حالت‌های مختلف منابع انرژی و نوع جریان منبع حرارتی که مورد بررسی قرار خواهندگرفت به صورت جدول 1 می‌باشند.

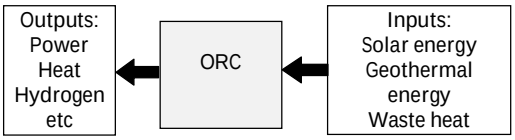

Fig. 2 Variouse ORC inputs and outputs

شکل 2 وروردی‌ها و خروجی‌های مختلف چرخه رانکین آلی

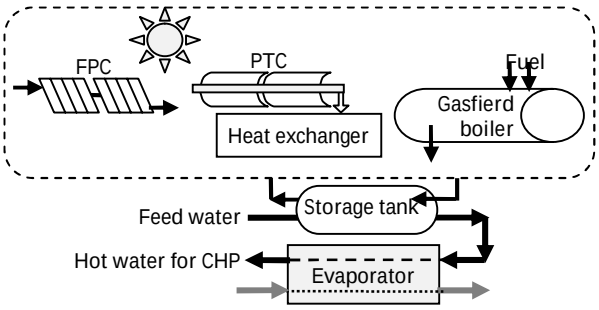

Fig. 3 Variouse types of cycle with open heat source flow for CHP

شکل 3 حالت‌های مختلف چرخه با جریان منبع حرارتی باز جهت داشتن CHP

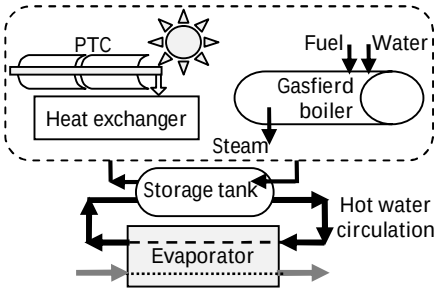

Fig. 4 Variouse types of cycle with circulated heat source flow

شکل 4 حالت‌های مختلف چرخه با جریان منبع حرارتی بسته

جدول 1 انواع حالت‌های مورد بررسی از دیدگاه نوع انرژی و جریان منبع

Table 1 Variouse states of heat source energy and its flow type

تجهیزات تبدیل انرژی	جریان منبع باز	جریان منبع بسته
بویلر گازسوز	✓	✓
کلکتور تخت و بویلر گازسوز	✓	-
کلکتور تخت و کلکتور سهموی	✓	-
کلکتور تخت، کلکتور سهموی و بویلر گازسوز	✓	-
کلکتور سهموی	✓	✓
کلکتور سهموی و بویلر گازسوز	✓	✓

2- مدل‌سازی فنی

مدل‌سازی سیستم‌های مورد مطالعه شامل بخشهای مربوط به چرخه‌ی رانکین آلی، کلکتورهای تخت، کلکتورهای سهموی و پنل‌های فتوولتاییک می‌باشد که در ادامه به آنها پرداخته شده است [14]. بخش‌های مختلف سیستم‌ها در مدلی جامع و در ارتباط با یکدیگر، به صورت n معادله n مجهولی حل شده و هدف از حل معادلات علاوه بر تعیین چگونگی عملکرد سیستم‌ها و میزان تجهیزات مورد نیاز آن‌ها، تعیین قیمت واحد توان تولیدی در هر یک از حالت‌های مختلف می‌باشد.

2-1- مدل‌سازی ترمودینامیکی چرخه‌ی رانکین آلی

در این بخش آنالیز قوانین اول و دوم ترمودینامیک انجام شده است. ابتدا به مدل‌سازی بر اساس قانون اول پرداخته شده است [16,15]. مقدار گرمای منتقل شده از منبع حرارتی به چرخه با استفاده از رابطه (1) قابل محاسبه است.

$$\dot{Q}_{\text{source}} = \dot{m}_{\text{source}}(h_7 - h_8) \quad (1)$$

همچنین مقدار گرمای دریافتی در چرخه توسط اواپراتور را می‌توان از رابطه (2) تعیین نمود.

$$\dot{Q}_{\text{in}} = \dot{m}_{\text{cycle}}(h_4 - h_2) \quad (2)$$

بدیهی است که با فرض راندمان 100% برای انتقال گرما مابین منبع انرژی و چرخه در اواپراتور مقادیر حاصل از دو رابطه (1) و (2) برابر خواهند بود (Q_{source}=Q_{in}). مقدار جذب گرمای چرخه توسط سیال خنک‌کاری در کندانسور با استفاده از رابطه (3) قابل محاسبه است.

$$\dot{Q}_{\text{cond}} = \dot{m}_{\text{cooling}}(h_{11} - h_{10}) \quad (3)$$

همچنین مقدار دفع گرما از جریان سیال عامل چرخه در کندانسور را می‌توان با استفاده از رابطه (4) تعیین کرد.

$$\dot{Q}_{\text{out}} = \dot{m}_{\text{cycle}}(h_5 - h_1) \quad (4)$$

با فرض راندمان 100% برای انتقال گرما مابین سیال عامل چرخه و سیال خنک‌کاری در کندانسور Q_{cond}=Q_{out} خواهد شد. مقدار توان توربین از رابطه (5) به دست می‌آید.

$$\dot{W}_{\text{turb}} = \dot{m}_{\text{cycle}}(h_4 - h_5) \quad (5)$$

مقدار توان پمپ نیز از رابطه (6) تعیین می‌شود.

$$\dot{W}_{\text{pump}} = \dot{m}_{\text{cycle}}(h_1 - h_2) \quad (6)$$

در نتیجه می‌توان توان خالص را از رابطه (7) محاسبه نمود.

$$\dot{W}_{\text{net}} = \dot{W}_{\text{turb}} - \dot{W}_{\text{pump}} \quad (7)$$

و در نهایت می‌توان برای تعیین راندمان انرژی چرخه، رابطه (8) را به کار گرفت.

$$\eta_{\text{th}} = \frac{\dot{W}_{\text{net}}}{\dot{Q}_{\text{in}}} \quad (8)$$

برای تعیین بازده اگزرژی چرخه، تحلیل قانون دوم ترمودینامیک ضروری است [18,17]. به طور کلی مقدار اگزرژی از رابطه (9) قابل محاسبه است.

$$ex_i = (h_i - h_0) - T_0(s_i - s_0) \quad (9)$$

در نرخ جریان مشخص مقدار اگزرژی چرخه تابع رابطه (10) خواهد بود.

$$\dot{E}x_i = \dot{m}_i ex_i \quad (10)$$

اگزرژی ورودی به چرخه و خروجی از آن به ترتیب از روابط (11- الف) و (11- ب) قابل محاسبه است.

$$\dot{E}x_{\text{in}} = \dot{E}x_{\text{eva}} + \dot{W}_{\text{pump}} \quad (11\text{- الف})$$

$$\dot{E}x_{\text{out}} = \dot{E}x_{\text{cond}} + \dot{W}_{\text{turb}} \quad (11\text{- ب})$$

در نتیجه تغییر کل اگزرژی چرخه از رابطه (12) حاصل می‌شود.

$$\Delta\dot{E}x_{\text{tot}} = \dot{E}x_{\text{in}} - \dot{E}x_{\text{out}} \quad (12)$$

از ترکیب روابط (11) و (12)، نرخ تغییر کل اگزرژی طبق رابطه (13) حاصل می‌شود.

$$\Delta\dot{E}x_{\text{tot}} = \left(\dot{E}x_{\text{eva}} + \dot{W}_{\text{pump}}\right) - \left(\dot{E}x_{\text{cond}} + \dot{W}_{\text{turb}}\right) \quad (13)$$

در نهایت برای تعیین راندمان اگزرژی چرخه، می‌توان رابطه (14) را به کار گرفت.

$$\eta_{\text{Ex}} = \frac{\dot{W}_{\text{net}}}{\dot{E}x_{\text{in}}} \quad (14)$$

در طراحی ترمودینامیکی یک چرخه رانکین آلی پارامترهای مختلفی مؤثرند. نرخ جریان‌ها، دماها و فشارهای عملکردی چرخه از مهمترین پارامترها هستند و تعیین این پارامترها برای نقاط عملکردی مختلف، کار ساده‌ای نیست؛ زیرا بررسی نقطه به نقطه چرخه، منبع گرمایشی و منبع سرمایشی و تعامل این سه با یکدیگر مسأله‌ی مهمی است [20,19]. پس از بررسی‌های مختلف، به منظور انجام محاسبات و مدل‌سازی ترمودینامیکی، شرایط چرخه مبنا به شرح جدول 2 در نظر گرفته شده است.

جدول 2 شرایط ترمودینامیکی چرخه‌ی مبنا

Table 2 Basic cycle thermodynamical condition

موارد	فرضیات
سیال عامل چرخه	تولوئن
سیال عامل منبع انرژی	آب
سیال عامل خنک‌کاری	آب
دمای ورودی منبع گرم (بخار فوق گرم)، T_7	140 (°C)
دمای خروجی منبع گرم (مایع متراکم)، T_8	80 (°C)
نرخ جریان منبع انرژی	1 (kg/s)
فشار سیال منبع انرژی	313 (kPa)
دمای سطح بالای چرخه رانکین آلی، T_4	130 (°C)
دمای سطح پایین چرخه رانکین آلی، T_1	35 (°C)
فشار سطح بالای چرخه رانکین آلی، P_4	171.3 (kPa)
فشار سطح پایین چرخه رانکین آلی، P_2	6.25 (kPa)
دمای سیال خنک‌کاری ورودی به کندانسور، T_{10}	10 (°C)
دمای سیال خنک‌کاری خروجی از کندانسور، T_{11}	25 (°C)
اختلاف دمای پینچ بین منبع انرژی و چرخه رانکین	10 (°C)
اختلاف دمای پینچ بین جریان خنک‌کاری و چرخه رانکین	10 (°C)
دمای محیط	25 (°C)
فشار محیط	100 (kPa)
راندمان پمپ	%80
راندمان توربین	%80
راندمان مبدل گرمایی واحد CHP	%90

2-2- مدل‌سازی ترمودینامیکی کلکتور تخت

در این بخش، روابط مربوط به تحلیل انرژی کلکتور تخت ارائه می‌شوند [21]. انرژی مفید کسب شده توسط سیال عبوری از کلکتور از رابطه (15) قابل محاسبه است.

$$Q_{u,\text{f}} = \dot{m}_{\text{f}} c_p (T_{\text{f,out}} - T_{\text{f,in}}) \quad (15)$$

$\dot{m}_{\text{f}}$ دبی سیال، c_p گرمای ویژه‌ی فشار ثابت سیال و $T_{\text{f,in}}$ و $T_{\text{f,out}}$ به ترتیب دمای سیال ورودی به کلکتور و خروجی از آن می‌باشند. انرژی مفید کسب شده توسط کلکتور بر حسب مقدار تشعشع خورشیدی ورودی و تلفات حرارتی از بدنه‌ی کلکتور طبق رابطه (16) می‌باشد.

$$Q_{u,\text{c}} = A_c F_R [S - U_L (T_{\text{f,in}} - T_a)] \quad (16)$$

A_c مساحت سطح جاذب کلکتور، T_a دمای محیط و U_L ضریب کلی اتلاف حرارت از کلکتور به محیط است که برابر مجموع افت‌ها بوده و از رابطه (17) قابل محاسبه است.

$$U_{\text{L}} = U_{\text{t}} + U_{\text{b}} + U_{\text{e}} \quad (17)$$

U_{b} افت از پشت کلکتور، U_{e} افت از اطراف آن و U_{t} افت از سمت بالای صفحه جاذب به محیط می باشد. F_R یا فاکتور گرمای حذف شده، عبارت است از نسبت انرژی مفید به دست آمده به انرژی مفید در شرایطی که همه‌ی سطح کلکتور در دمای سیال ورودی باشد و بر اساس رابطه (18) بیان می‌شود.

$$F_R = \frac{\dot{m} c_p}{A_c U_L}\left(1 - \exp\left(-\frac{F' U_L A_C}{\dot{m} c_p}\right)\right) \quad (18)$$

F' فاکتور بهره‌وری یا کارایی کلکتور بوده و معرف نسبت مقاومت حرارتی از صفحه جاذب به محیط به مقاومت حرارتی از سیال به محیط است. این پارامتر در واقع عبارت است از نسبت انرژی مفید واقعی به دست آمده به انرژی مفید در شرایطی که همه‌ی سطح کلکتور در دمای سیال محلی در همان قسمت باشد، و با رابطه (19) قابل محاسبه است.

$$F' = \frac{1/U_L}{W\left[\frac{1}{U_L[D+(w-D)F]} + \frac{1}{c_b} + \frac{1}{\pi D_i h_{fi}}\right]} \quad (19)$$

C_b مقاومت هدایتی ماده‌ی اتصال‌دهنده‌ی لوله‌ها به صفحه‌ی جاذب است و اغلب از آن صرفنظر می‌شود. W فاصله مرکز تا مرکز بین لوله‌ها و D قطر لوله‌ها می‌باشد. h_{fi} ضریب انتقال حرارت جابه جایی سیال داخل لوله‌ها و F بازده پایه‌ی پره است، که به صورت رابطه (20) قابل محاسبه است.

$$F = \frac{\tanh[m(w-D)/2]}{m(w-D)/2} \quad (20)$$

مقدار m از رابطه (21) قابل محاسبه است.

$$m = \sqrt{\frac{U_L}{k\delta}} \quad (21)$$

δ ضخامت صفحه و k رسانندگی حرارتی صفحه است. S بخشی از تشعشع خورشیدی بر واحد سطح جاذب کلکتور است که توسط آن جذب می‌شود و در واقع ضریب تابشی اپتیکی می‌باشد که از رابطه (22) به دست می‌آید.

$$S = (\tau\alpha)_e I_T \quad \text{و یا} \quad S = \eta_{\text{o}} I_T \quad (22)$$

I_T شار تشعشعی خورشیدی وارد شده به کلکتور می‌باشد. $(\alpha\tau)$ حاصل‌ضرب مؤثر عبور – جذب می‌باشد که برای اکثر کلکتورهای ساده و معمولی می‌توان 1.01 برابر حاصل‌ضرب τ در α دانست و این عبارت معادل η_{o}، بازده اپتیکی است که از رابطه (23) به دست می‌آید.

$$\eta_{\text{o}} = (\tau\alpha)_{\text{e}} = 1.01\tau\alpha \quad (23)$$

در حالت پایدار و بدون در نظر گرفتن اثر F_R، انرژی مفید دریافتی به وسیله‌ی کلکتور را می‌توان به صورت رابطه (24) در نظر گرفت.

$$Q_{u,\mathrm{c}} = A_c S - U_L A_\mathrm{c}(T_{pm} - T_a) \quad (24)$$

T_{pm} دمای میانگین صفحه‌ی جاذب است. در نهایت بازده انرژی تحلیلی کلکتور از رابطه (25) قابل محاسبه است.

$$\eta_{\mathrm{en_{cal}}} = F_R\left[\eta_\mathrm{o} - U_L\left(\frac{T_i - T_a}{I_T}\right)\right] \quad (25)$$

که در حالت پایدار به صورت رابطه (26) خواهد بود.

$$\eta_{\mathrm{en_{cal,steady}}} = (\tau\alpha)_\mathrm{e} - \frac{U_L(T_{pm} - T_a)}{I_T} \quad (26)$$

در ادامه به بررسی اگزرژی کلکتورهای خورشیدی تخت پرداخته می‌شود. معادله‌ی تعادل اگزرژی مانند سایر معادلات بقا قابل بیان بوده و برای کلکتورهای خورشیدی (هم تخت و هم سهموی) قابل به‌کارگیری می‌باشد. از این رو رابطه (12) برای کلکتورهای تخت و سهموی نیز برقرار بوده و برای تغییر اگزرژی سیستم رابطه (27) را مجددا می‌توان نوشت:

$$\Delta \dot{E}x_{\mathrm{tot}} = \dot{E}x_{\mathrm{f,out}} - \dot{E}x_{\mathrm{f,in}} \quad (27)$$

که در واقع دربر گیرنده‌ی افزایش اگزرژی جریان سیال داخل کلکتور خواهد بود. مقدار اگزرژی تشعشعی قابل دریافت از خورشید، بر اساس رابطه (28) قابل محاسبه است.

$$\dot{E}x_{\mathrm{solar}} = I_T A_c\left(1 - \frac{T_a}{T_{\mathrm{solar}}}\right) \quad (28)$$

برای تعیین بازده اگزرژی کلکتورهای خورشیدی، می‌توان رابطه (29) را به کار گرفت.

$$\eta_{\mathrm{Ex}} = \frac{\Delta \dot{E}x_{\mathrm{tot}}}{\dot{E}x_{\mathrm{solar}}} \quad (29)$$

3-2- مدلسازی ترمودینامیکی کلکتورهای سهموی

برای تجزیه و تحلیل حرارتی کلکتورهای خورشیدی همانند یک کلکتور تخت، لازم است فاکتور راندمان کلکتور F'، ضریب اتلاف U_L و فاکتور گرمای حذف شده F_R به صورت مناسبی بیان شود. معمولا برای کاهش تلفات حرارتی، لوله شیشه ای متحدالمرکز در اطراف دریافت‌کننده به کار گرفته می شود. فاصله بین دریافت‌کننده و شیشه معمولا خلاء است، که در این صورت تلفات حرارتی ناچیز خواهد بود [21]. در چنین مواقعی، U_L، بر اساس مساحت دریافت‌کننده، به صورت رابطه (30) بیان می‌شود.

$$U_L = \left[\frac{A_{\mathrm{rec}}}{(h_w + h_{r,c-a})A_{\mathrm{cover}}} + \frac{1}{h_{r,r-c}}\right]^{-1} \quad (30)$$

که در آن A_{cover} مساحت پوشش شیشه‌ای، A_{rec} سطح خارجی دریافت‌کننده، $h_{r,c-a}$ ضریب تابش خطی از پوشش به محیط و $h_{r,r-c}$ ضریب تابش خطی از دریافت‌کننده به پوشش می‌باشند. $h_{r,r-c}$ بر اساس رابطه (31) قابل محاسبه است.

$$h_{r,r-c} = \frac{\sigma\left({T_{\mathrm{rec}}}^2 + {T_{\mathrm{cover}}}^2\right)(T_{rec} + T_{\mathrm{cover}})}{\frac{1}{\varepsilon_r} + \frac{A_{\mathrm{rec}}}{A_{\mathrm{cover}}}\left(\frac{1}{\varepsilon_c} - 1\right)} \quad (31)$$

در معادلات قبلی، برای برآورد شرایط پوشش شیشه‌ای، دمای پوشش شیشه‌ای یعنی T_{cover}، مورد نیاز است. این درجه حرارت از درجه حرارت دریافت‌کننده به دمای محیط نزدیک‌تر است. بنابراین، با نادیده گرفتن تابش جذب شده توسط پوشش، T_{cover} می‌تواند از تعادل انرژی به صورت رابطه (32) به دست آید.

$$A_{\mathrm{cover}}(h_{r,c-a} + h_w)(T_{\mathrm{cover}} - T_a) = A_{\mathrm{rec}} h_{r,r-c}(T_{\mathrm{rec}} - T_{\mathrm{cover}}) \quad (32)$$

با حل معادله برای T_{cover}، رابطه (33) را داریم.

$$T_{\mathrm{cover}} = \frac{A_{\mathrm{rec}} h_{r,r-c} T_{rec} + A_{\mathrm{cover}}(h_{r,c-a} + h_w)(T_a)}{A_{rec} h_{r,r-c} + A_{\mathrm{cover}}(h_{r,c-a} + h_w)} \quad (33)$$

روش پیدا کردن T_{cover} با تکرار است. به‌طوری‌که، برآورد U_L از معادله (30) با در نظر گرفتن یک T_{cover} انتخابی صورت می‌گیرد. اگر T_{cover} به دست آمده از معادله (33) با مقدار اولیه متفاوت بود، این عمل با انتخاب T_{cover} جدید تکرار می‌شود و معمولا بیش از دو تکرار مورد نیاز است.

در مرحله بعد، نیاز به برآورد ضریب انتقال حرارت کلی یعنی U_o، است، که باید دیواره لوله را شامل شود. بر اساس قطر خارجی لوله، رابطه (34) را می‌توان نوشت.

$$U_o = \left[\frac{1}{U_L} + \frac{D_{o,\mathrm{rec}}}{(h_{fi} D_{i,\mathrm{rec}})} + \frac{D_o \ln(D_{o,\mathrm{rec}}/D_{i,\mathrm{rec}})}{2k_{\mathrm{rec}}}\right]^{-1} \quad (34)$$

$D_{i,\mathrm{rec}}$ قطر داخلی لوله دریافت‌کننده، $D_{o,\mathrm{rec}}$ قطر خارجی لوله دریافت‌کننده و h_{fi} ضریب انتقال حرارت همرفتی در داخل لوله دریافت‌کننده است.

بازده کلکتور سهموی می‌تواند از تعادل انرژی دریافت‌کننده آن محاسبه شود. انرژی مفید تحویلی از متمرکزکننده بر اساس رابطه (35) می‌باشد.

$$Q_u = I_T \eta_o A_c - A_{\mathrm{rec}} U_L(T_{\mathrm{rec}} - T_a) \quad (35)$$

با جایگزینی T_{rec} توسط $T_{\mathrm{in,f}}$ و استفاده از فاکتور گرمای حذف شده رابطه (36) بدست می‌آید.

$$Q_{u,c} = F_R\left[I_T \eta_o A_c - A_{\mathrm{rec}} U_L(T_{\mathrm{f,in}} - T_a)\right] \quad (36)$$

بازده انرژی تحلیلی کلکتور را می‌توان به صورت رابطه (37) بیان نمود.

$$\eta_{\mathrm{en_{cal}}} = F_R\left[\eta_o - U_L\left(\frac{T_{\mathrm{f,in}} - T_a}{I_T C}\right)\right] \quad (37)$$

که در آن C نسبت تمرکز است و برای آن رابطه (38) را می‌توان نوشت.

$$C = \frac{A_p}{A_{\mathrm{rec}}} \quad (38)$$

مشابه کلکتورهای تخت، F_R از رابطه (18) قابل محاسبه است و F' یا فاکتور راندمان کلکتور، به صورت رابطه (39) می‌باشد.

$$F' = \frac{\frac{1}{U_L}}{\frac{1}{U_L} + \frac{D_o}{h_{fi} D_i} + \left(\frac{D_o}{2k}\ln\frac{D_o}{D_i}\right)} \quad (39)$$

در نهایت بازده انرژی تحلیلی در حالت پایدار به صورت رابطه (40) خواهد بود.

$$\eta_{\mathrm{en_{cal,steady}}} = (\tau\alpha)_e - \frac{U_L(T_{pm} - T_a)}{I_T C} \quad (40)$$

آنالیز اگزرژی ارائه شده در مورد کلکتورهای تخت، برای کلکتورهای سهموی نیز برقرار بوده و از این رو روابط (27) تا (29) در این قسمت نیز قابل اعمال می‌باشد.

4-2- مدل‌سازی پنل‌های فتوولتاییک

برای محاسبه میزان توان تولیدی توسط پنل‌های خورشیدی فتوولتائیک رابطه (41) را می‌توان نوشت [22].

$$P_{\mathrm{P.V}} = A_{\mathrm{panel}} \cdot \eta_{\mathrm{P.V}} \cdot PR \cdot I_T \quad (41)$$

که A سطح کل پنل‌ها بر حسب مترمربع، η راندمان پنل‌ها، PR فاکتور عملکرد (ضریب وجود اتلافاتی نظیر گرد و غبار و برف و غیره که از 0.5 تا 0.9 در نظر گرفته می‌شود) و I_T متوسط تابش سالانه بر هر متر مربع از پنل است.

2-5- فرضیات مدل‌سازی سیستم‌های خورشیدی

به منظور تکمیل مدل‌سازی سیستم‌های خورشیدی نیاز به یک سری داده-های اولیه جهت به‌کارگیری در مدل‌های ارائه شده می‌باشد که به صورت جدول 3 در نظر گرفته شده‌اند [24,23].

جدول 3 داده‌های اولیه مربوط به منابع انرژی

Table 3 Initial data of energy resources

موارد	فرضیات
شار تشعشعی خورشیدی	850 (W/m^2)
دمای محیط	20 (^oC)
فشار محیط	100 (kPa)
ارزش حرارتی گاز طبیعی	38000 (kJ/m^3)
کلکتور تخت	
ابعاد کلکتور	2×1.5 (m^2)
تعداد ردیف کلکتورها	20
سیال عامل	آب
دمای سیال ورودی	25 (^oC)
دمای سیال خروجی	80 (^oC)
گرمای ویژه‌ی فشار ثابت سیال (c_p)	4180 (kJ/kgK)
ضریب انتقال حرارت جابه جایی سیال داخل لوله‌ها (h_{fi})	320 (W/m^2K)
فاصله مرکز تا مرکز بین لوله‌ها (w)	0.12 (m)
قطر لوله‌ها (D)	0.015 (m)
ضخامت صفحه (δ)	0.0004 (m)
رسانندگی حرارتی صفحه (k)	385 (W/mK)
افت از پشت کلکتور (U_b)	0.6 (J/m^2K)
افت از اطراف کلکتور (U_e)	2 (J/m^2K)
افت از سمت بالای صفحه جاذب به محیط (U_t)	2.5 (J/m^2K)
کلکتور سهموی	
دمای سیال ورودی در حالت جریان باز منبع حرارتی چرخه	25 (^oC)
دمای سیال ورودی در حالت جریان بسته منبع حرارتی چرخه	85 (^oC)
اختلاف دمای پینچ در مبدل حرارتی	10 (^oC)
دمای سیال خروجی	200 (^oC)
ابعاد متمرکز کننده	4×12 (m^2)
قطر خارجی پوشش	0.09 (m)
قطر داخلی پوشش	0.08 (m)
قطر خارجی دریافت کننده	0.05 (m)
قطر داخلی دریافت کننده	0.04 (m)
تعداد ردیف کلکتورها	10
سیال عامل	روغن حرارتی
گرمای ویژه‌ی فشار ثابت سیال (c_p)	1900 (kJ/kgK)
ضریب انتقال حرارت جابه جایی سیال داخل لوله‌ها (h_{fi})	300 (W/m^2K)
رسانندگی حرارتی پوشش (k_{cover})	385 (W/mK)
رسانندگی دریافت کننده (k_{rec})	15 (W/mK)
ساطع‌کنندگی پوشش (ε_{cover})	0.92
ساطع‌کنندگی دریافت کننده (ε_{rec})	0.87
سرعت وزش باد	5 (m/s)
راندمان مبدل حرارتی	%90
سیستم فتوولتاییک	
راندمان پنل	0.15
فاکتور عملکرد (PR)	0.5

3- آنالیز اقتصادی و زیست‌محیطی

برای هر واحد نیروگاه، مجموع هزینه‌های خصوصی و خارجی بیان‌کننده هزینه اجتماعی آن است. هزینه‌های خصوصی تولید برق شامل هزینه‌های سرمایه‌گذاری، تعمیر و نگه‌داری، سوخت و غیره است. هزینه خارجی یک اثر بیرونی است و برای یک نیروگاه اثرات ناشی از آلاینده‌های زیست‌محیطی را می‌توان موجب تحمیل هزینه‌های خارجی دانست [25]. بر اساس هزینه‌های خصوصی نیروگاه و با توجه به این امر که از جمله مسائل اقتصادی مهم در نیروگاه‌ها، برآورد قیمت تمام شده برق تولیدی است؛ تحلیل ترمواکونومیکی چرخه ضروری است. بر اساس قوانین تحلیل ترمواکونومیکی رابطه (42) را داریم که بیان‌کننده تعادل هزینه، جریان اگزرژی ورودی و جریان اگزرژی خروجی چرخه می‌باشد [26].

$$\sum_{i=1}^{n} \dot{C}_{i,\text{in}} + \dot{Z}_k = \sum_{j=1}^{n} \dot{C}_{j,\text{out}} \quad (42)$$

اندیس i اشاره به جریان‌های ورودی، اندیس j اشاره به جریان‌های خروجی دارد. $\dot{Z}_k$ هزینه سرمایه‌گذاری تجهیزات است که برای تخمین آن می‌توان از مدل‌های موجود استفاده نمود. مقادیر مربوط به $\dot{C}$ را می‌توان از رابطه (43) محاسبه نمود.

$$\dot{C}_j = c_j \cdot \dot{E}x_j \quad (43)$$

با اعمال روابط فوق بر چرخه مورد مطالعه، رابطه (44) را خواهیم داشت.

$$\dot{C}_{\text{source,in}} + \dot{C}_{\text{pump}} + \dot{C}_{\text{cooling,in}} + \dot{Z}_{k,\text{ORC}} = \dot{C}_{\text{source,out}} + \dot{C}_{\text{turb}} + \dot{C}_{\text{cooling,out}} \quad (44)$$

هزینه کل تجهیزات نیروگاه شامل اواپراتور، پمپ، توربین و کندانسور بر اساس رابطه (45) قابل محاسبه خواهد بود.

$$\dot{Z}_{k,\text{ORC}} = \dot{Z}_{\text{eva}} + \dot{Z}_{\text{pump}} + \dot{Z}_{\text{tur}} + \dot{Z}_{\text{cond}} \quad (45)$$

برای تخمین این هزینه‌ها، رابطه (46) با چهار بخش در نظر گرفته شده است [27].

$$\dot{Z}_{\text{eva}} = 309.14(A_{\text{eva}})^{0.85} \quad (46\text{ - الف})$$

$$\dot{Z}_{\text{pump}} = 200(\dot{W}_{\text{pump}})^{0.65} \quad (46\text{- ب})$$

$$\dot{Z}_{\text{tur}} = 4750(\dot{W}_{\text{tur}})^{0.75} \quad (46\text{ - ج})$$

$$\dot{Z}_{\text{cond}} = 516.62(A_{\text{cond}})^{0.6} \quad (46\text{ - د})$$

هزینه‌ی مربوط به سیستم خورشیدی بر اساس رابطه (47) قابل محاسبه است؛ که در $c_{\text{source,in}}$ اثر داده می‌شود.

$$\dot{Z}_{\text{Solar}} = C_{\text{solar}} A_{\text{solar}} \quad (47)$$

در نهایت قیمت برق تولیدی را می‌توان از رابطه (48) به دست آورد.

$$c_{\text{power}} = \frac{c_{\text{source,in}} \cdot \dot{E}x_{\text{solar,in}} + c_{\text{pumping}} \cdot \dot{W}_{\text{pump}}}{\dot{W}_{\text{turb}}} + \frac{c_{\text{cooling,in}} \cdot \dot{E}x_{\text{cooling,in}} + \dot{Z}_{k,\text{ORC}}}{\dot{W}_{\text{turb}}} - \frac{\left(c_{\text{source,out}} \cdot \dot{E}x_{\text{source,out}} + c_{\text{cooling,out}} \cdot \dot{E}x_{\text{cooling,out}}\right)}{\dot{W}_{\text{turb}}} \quad (48)$$

به منظور بررسی اقتصادی سیستم‌های خورشیدی، مفروضات اقتصادی به صورت آمده در جدول 4 در نظر گرفته شده‌اند. در ارتباط با کلکتورهای تخت و سهموی، هزینه‌ی متوسطی که در برگیرنده کل هزینه‌های مورد نیاز آن‌ها باشد، فرض شده است [28]. در ارتباط با سیستم فتوولتائیک، با در نظرگرفتن پنل‌های خورشیدی، اینورتر و باتری به عنوان اجزای اصلی، به محاسبه هزینه کل بر اساس شرایط مطالعه پرداخته شده است [22].

جدول 4 داده‌های اقتصادی اولیه

Table 4 Initial economic data of solar

موارد	فرضیات
متوسط هزینه کلکتور تخت خورشیدی	140 ($/m^2)
متوسط هزینه کلکتور سهموی خورشیدی	170 ($/m^2)
پنل فتوولتاییک	8000 ($/kW)
اینورتر	1000 ($/kW)
باتری در هر شش سال	100 ($/kW)
قیمت گاز طبیعی	0.05 ($/m^3)

در حالتی که منبع انرژی چرخه رانکین آلی طراحی شده انرژی خورشیدی باشد، در مقایسه با حالت استفاده از سوخت گاز طبیعی تولید آلاینده‌های زیست محیطی به طرز چشم‌گیری کاهش خواهد یافت. لذا می‌توان عنوان نمود که توان تولیدی چرخه، به دلیل داشتن منبع انرژی پاک، در مقایسه با یک نیروگاه سوخت فسیلی صرفه‌جویی‌هایی در زمینه هزینه‌های خارجی نیروگاه به دنبال خواهد داشت. جهت بررسی زیست‌محیطی مدل، نیاز به یک سری داده‌های اولیه است که این داده‌ها از مستندات شرکت گاز ایران و ترازنامه انرژی سال 1391 ایران استخراج شده و به صورت جدول 5 به‌کار برده شده‌اند [30,29].

4- اعتبار سنجی مدل ها

در این بخش به اعتبارسنجی مدل در بخش‌های مختلف سیستم مورد مطالعه پرداخته می‌شود. اعتبار سنجی مدل ترمودینامیکی چرخه‌ی رانکین آلی، پیشتر توسط نویسنده انجام شده است [31]، اما مجدد بر اساس مرجع [31] برای مطالعه‌ی حاضر تکرار شده و نتیجه آن در شکل 5 قابل مشاهده است.

به منظور اعتبار سنجی مدل مربوط به سیستم کلکتورهای خورشیدی تخت از مطالعه‌ی خراسانی‌زاده و همکاران [32] و مدل مربوط به سیستم کلکتورهای خورشیدی سهموی از مطالعه‌ی یلماز و همکاران [33] استفاده شده است. نتایج حاصل از مدل حاضر بر اساس شرایط و ورودی‌های مطالعات مرجع در جدول‌های 6 و 7 ارائه شده‌اند [33,32]. از آنجا که حداکثر اختلاف میان داده‌های مراجع و نتایج مطالعه حاضر در حدود 5% می‌باشد، می‌توان اظهار نمود که مدل‌های مورد مطالعه از اعتبار قابل قبولی برخوردارند.

جدول 5 داده های اولیه جهت آنالیز زیست‌محیطی

Table 5 Initial data for environmential analyses

نوع گاز	CO	CO_2	No_x	SO_2
مقدار تولیدی (kg/m^{3}NG)	0.001344	1.92	0.00448	0.0000096
مقدار تولیدی (g/kWh)	1.667	864.458	2.493	8.534
هزینه اجتماعی ($/kg)	1	0.027	300	86

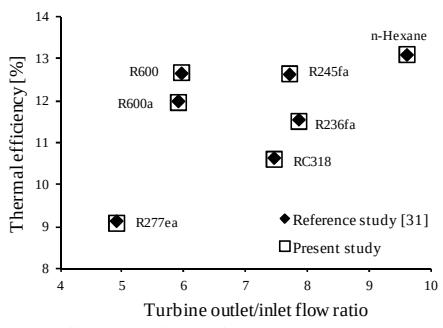

Fig. 5 Thermal efficiency of ORC for model validation

شکل 5 راندمان حرارتی چرخه به منظور صحه گذاری مدل

جدول 6 اعتبار سنجی مدل کلکتورهای تخت

Table 6 Validation of FPC model

مطالعه‌ی حاضر		مرجع [32]		V_{wind}	T_{out}	T_{in}	T_a	I_T
$\eta_{ex_{cal}}$	$\eta_{en_{cal}}$	$\eta_{ex_{cal}}$	$\eta_{en_{cal}}$	(m/s)	(K)	(K)	(K)	(W/m^2)
1.902	45.13	1.811	43.99	6	318.15	317.65	306.15	560
2.053	46.42	1.962	45.26	6	319.15	318.15	306.15	630
2.241	49.29	2.132	48.15	5	320.65	319.15	307.15	750
2.344	50.66	2.230	49.54	6	322.15	320.15	308.15	830
2.768	51.48	2.638	50.40	6	325.65	323.15	309.15	925
2.972	50.61	2.830	49.63	6	330.65	327.15	311.65	1020

جدول 7 اعتبار سنجی مدل کلکتورهای سهموی

Table 7 Validation of PTC model

مطالعه‌ی حاضر	مرجع [33]		T_{in}	T_a	V_{wind}	I_T
$\eta_{en_{cal}}$	$\eta_{en_{exp}}$	$\eta_{en_{cal}}$	(K)	(K)	(m/s)	(W/m^2)
73.68	72.51	72.37	102.2	21.1	2.6	933.7
72.99	70.90	71.80	151.0	22.4	3.7	968.2
72.17	70.17	71.01	197.5	24.3	2.5	982.3
70.68	70.25	69.47	250.7	26.2	3.3	909.5
69.16	67.98	67.85	297.8	28.8	1.0	937.9
69.53	68.92	67.36	299.0	27.5	2.9	880.6
65.74	63.82	64.04	355.9	31.1	4.2	903.2
63.69	62.34	62.54	379.5	29.5	2.6	920.9

5- نتایج

در نهایت نتایج حاصل از این پژوهش در این بخش ارائه شده‌اند. جدول 8 شامل نتایج فنی مدل‌سازی چرخه بر اساس قوانین ترمودینامیک می‌باشد. همچنین نتایج فنی مربوط به سیستم‌های خورشیدی در دو بخش کلکتور تخت و کلکتور سهموی در دو حالت منبع جریان باز و بسته و همچنین سیستم فتوولتاییک در جدول 9 آمده‌اند.

نتایج فنی در حالت تولید همزمان توان و حرارت در جدول 10 ارائه شده‌اند. مشاهده می‌شود که تولید همزمان توان و حرارت با صرف هزینه‌ی اولیه‌ی 6083 دلار، در حدود 8.61% افزایش راندمان انرژی و 8.11% افزایش راندمان اگزرژی سیستم را موجب خواهد شد.

نتایج اقتصادی بر اساس منبع انرژی در حالت‌های مختلف در جدول 11 ارائه شده است. همانطور که انتظار می‌رفت، مشاهده می‌شود که در حالت منبع حرارتی با جریان باز و تولید همزمان توان و حرارت نسبت به حالت منبع حرارتی با جریان بسته، انرژی اولیه‌ی مورد نیاز افزایش یافته و این امر مستلزم تجهیزات تأمین انرژی و هزینه سرمایه‌گذاری اولیه‌ی بیشتری می‌باشد؛ هرچند که در این حالت، محصول جانبی گرمای مفید را نیز علاوه بر توان خواهیم داشت اما افزایش هزینه سرمایه‌گذاری اولیه منجر به افزایش قیمت تمام شده‌ی توان تولیدی نیز خواهد شد. از این رو مشاهده می‌شود که به طور کلی توان تولیدی در حالت منبع جریان باز، هزینه‌ی بیشتری نسبت به حالت منبع جریان بسته دارد. همچنین با توجه به روش‌ها و تکنولوژی‌های استفاده شده، هزینه‌ی توان تولیدی با استفاده از گاز طبیعی کمتر از انرژی خورشیدی که دارای تجهیزات گران قیمت‌تری می‌باشد، است. اما مسأله‌ی مهم در این خصوص عواقب زیست‌محیطی ناشی از به‌کارگیری گاز طبیعی می‌باشد؛ به طوری که در استفاده از انرژی خورشیدی آلاینده‌های زیست محیطی تولید نشده و این امر کاهش هزینه‌های خارجی را در پی خواهد داشت. به منظور رده‌بندی تکنولوژی‌های انرژی خورشیدی از نظر هزینه‌ی کمتر به بیشتر، به ترتیب کلکتورهای خورشیدی سهموی، پنل‌های فتوولتاییک و کلکتورهای خورشیدی تخت را می‌توان نام برد.

نتایج حاصل از آنالیز زیست‌محیطی برای سه حالت تولید، در صورت

جدول 8 نتایج فنی مدل‌سازی چرخه رانکین آلی

Table 8 Technical results of ORC modeling

پارامتر مدل‌سازی	نتیجه
نرخ جریان سیال عامل چرخه رانکین	4.53 (kg/s)
نرخ جریان سیال خنک‌کاری	31.78 (kg/s)
کار خالص چرخه رانکین	412.2 (kW)
راندمان انرژی چرخه رانکین	%17.13
راندمان اگزرژی چرخه رانکین	%16.12
اگزرژی نابود شده کل	2156 (kJ/kgK)

جدول 9 نتایج فنی بر اساس منابع انرژی

Table 9 Technical results for energy resources

پارامتر مدل‌سازی	نتیجه
منبع جریان باز (T_9=25 °C) و تولید همزمان توان و حرارت	
بویلر گازسوز	
نرخ جریان حجمی گاز طبیعی	277.6 (m^3/h)
کلکتور تخت:	
نرخ جریان سیال در کلکتورهای هر ردیف	0.03366 (kg/s)
نرخ جریان سیال کل	0.6731 (kg/s)
تعداد کلکتور در هر ردیف	16
تعداد کل کلکتور تخت مورد نیاز	302
مساحت کل کلکتورها	906 (m^2)
بازده انرژی محاسباتی	%59.86
بازده انرژی محاسباتی در حالت پایدار	%74.25
بازده اگزرژی	%11.36
کلکتور سهموی	
نرخ جریان سیال در کلکتورهای هر ردیف	8.53 (kg/s)
نرخ جریان سیال کل	85.30 (kg/s)
تعداد کلکتور در هر ردیف	14
تعداد کل کلکتور سهموی مورد نیاز	138
مساحت کل دریافت کننده ها	260 (m^2)
مساحت کل متمرکز کننده ها	6471 (m^2)
بازده انرژی محاسباتی	%64.63
بازده انرژی محاسباتی در حالت پایدار	%75.91
بازده اگزرژی	%12.68
منبع جریان گردش بسته (T_9=80 °C)	
بویلر گازسوز	
نرخ جریان حجمی گاز طبیعی	253.4 (m^3/h)
کلکتور سهموی	
نرخ جریان سیال در کلکتورها	12.80 (kg/s)
نرخ جریان سیال کل	128.0 (kg/s)
تعداد کلکتور در هر ردیف	14
تعداد کل کلکتور سهموی مورد نیاز	138
مساحت کل دریافت کننده ها	259.2 (m^2)
مساحت کل متمرکز کننده ها	6453 (m^2)
بازده انرژی محاسباتی	%61.71
بازده انرژی محاسباتی در حالت پایدار	%74.24
بازده اگزرژی	%11.41
فتوولتاییک	
مساحت پنل فتوولتاییک مورد نیاز	10.36 (m^2)

استفاده از سوخت گاز طبیعی در جدول 12 آمده‌اند. داده‌های جدول،

جدول 10 نتایج فنی و اقتصادی در حالت تولید همزمان توان و حرارت

Table 10 Thechnical and economical results in CHP mode

پارامتر مدل‌سازی	نتیجه
نتایج فنی:	
توان حرارتی قابل استفاده	230.3 (kW)
راندمان انرژی چرخه رانکین در حالت CHP	%25.74
راندمان اگزرژی چرخه رانکین در حالت CHP	%24.23
اگزرژی نابود شده کل در حالت CHP	1926 (kJ/kgK)
سطح مورد نیاز مبدل حرارتی	8.373 (m^2)
نتایج اقتصادی:	
هزینه سرمایه گذاری مورد نیاز برای مبدل حرارتی	2931 ($)
هزینه سرمایه گذاری مورد نیاز برای مزرعه خورشیدی	3152 ($)

بیان‌کننده هزینه خارجی مربوط به چهار جزء آلاینده در سه حالت تولید می‌باشد که در صورت استفاده از انرژی خورشیدی از تولید این آلاینده‌ها جلوگیری خواهد شد. بنابراین با توجه به شرایط چرخه، با جلوگیری از تولید این مقدار آلاینده‌ها در حالت به‌کارگیری انرژی خورشیدی به عنوان منبع حرارتی، در واقع به نوعی صرفه‌جویی در هزینه‌های خارجی تحمیل نشده حاصل خواهد شد.

با بررسی پارامتریک سیستم کلکتور تخت به نتایج ارائه شده در ادامه رسیدیم. در این بررسی‌ها حالت ترکیبی کلکتور تخت خورشیدی-گاز طبیعی در نظرگرفته‌شده است. با توجه به شکل 6، در خصوص کلکتورهای تخت مشاهده شد که تعداد ردیف انتخابی برای کلکتورهای تخت، بر پارامترهایی همچون نرخ جریان مزرعه خورشیدی، هزینه توان تولیدی و تعداد کلکتور در هر ردیف اثرگذار است. به‌طوری‌که با افزایش تعداد ردیف‌های انتخابی نرخ جریان کل مزرعه خورشیدی افزایش و تعداد کلکتور در هر ردیف کاهش خواهد یافت؛ چرا که هدف تأمین مقدار معینی گرما است و افزایش ردیف کلکتورها مستلزم کاهش تعداد کلکتورها در هر ردیف است و متعاقبا این امر مستلزم افزایش نرخ جریان کل خواهد بود. هزینه توان تولیدی روندی کاهشی-افزایشی داشته و می‌توان عنوان نمود که در تعداد ردیف خاصی هزینه‌ی توان تولیدی به حداقل می‌رسد.

علت این امر را چنین می‌توان عنوان نمود که افزایش تعداد ردیف و کاهش تعداد کلکتور در هر ردیف به نحوی است که در مجموع تعداد کل

جدول 11 قیمت توان تولیدی بر اساس منبع انرژی ($/kWh)

Table 11 Cost of generated power based on energy resources ($/kWh)

نوع منبع انرژی	تجهیزات تبدیل انرژی	قیمت توان
منبع جریان باز (T_9=25 °C) و تولید همزمان توان و حرارت		
گاز طبیعی	بویلر گازسوز	0.024
گاز طبیعی و خورشیدی	کلکتور تخت و بویلر گازسوز	0.820
خورشیدی	کلکتور تخت و کلکتور سهموی	1.074
گاز طبیعی و خورشیدی	کلکتور تخت، کلکتور سهموی و بویلر گازسوز	1.067
خورشیدی	کلکتور سهموی	0.346
گاز طبیعی و خورشیدی	کلکتور سهموی و بویلر گازسوز	0.185
منبع جریان گردش بسته (T_9=80 °C)		
گاز طبیعی	بویلر گازسوز	0.023
خورشیدی	کلکتور سهموی	0.345
گاز طبیعی و خورشیدی	کلکتور سهموی و بویلر گازسوز	0.184
پمپ خورشیدی		
خورشیدی	سیستم فتوولتاییک	0.440

جدول 12 هزینه خارجی اجزاء آلاینده‌ها در صورت استفاده از گاز طبیعی ($/yr)

Table 12 External costs of pollutants in use of natural gas ($/yr)

حالت/اجزاء	CO	CO_2	No_x	SO_2	مجموع
ORC	341	42589	2.849×10^6	79744	2.971×10^6
بخش گرمایی CHP	263	13994	0.363×10^6	223	0.378×10^6
مجموع ORC-CHP	604	56583	3.212×10^6	79967	3.349×10^6

کلکتورهای مورد نیاز کاهش یافته و در نتیجه هزینه سرمایه‌گذاری مربوط به آن‌ها نیز کاهش می‌یابد؛ اما از سوی دیگر افزایش نرخ جریان کل باعث افزایش هزینه‌های بهره‌برداری شده و برایند تغییرات این دو پارامتر با رفتارهای متفاوت، بر هزینه‌ی توان تولیدی تاثیر کاهشی-افزایشی می‌گذارد. با یک بهینه‌سازی اقتصادی با تابع هدف مینیمم نمودن هزینه‌ی توان تولیدی در شرایط مورد مطالعه، در تعداد ردیف کلکتور 22، حداقل هزینه‌ی توان تولیدی مشاهده می‌شود. همان‌گونه که در شکل 7 نشان داده شده است، با افزایش دمای ورودی به کلکتور، سطح کل کلکتور مورد نیاز و همچنین هزینه توان تولیدی کاهش می‌یابد؛ که به دلیل کاهش توان گرمایی مورد نیاز، این امر بدیهی‌ست. اما با توجه به شکل 8، با افزایش دمای خروجی از هر ردیف کلکتور، سطح کل کلکتور مورد نیاز و همچنین هزینه توان تولیدی افزایش می‌یابد؛ که به دلیل افزایش توان گرمایی مورد نیاز این امر نیز بدیهی است. اثر تغییرات نرخ جریان منبع حرارتی چرخه بر تعداد کلکتور هر ردیف و هزینه توان تولیدی در شکل 9 نشان داده شده است. مشاهده می‌شود که با افزایش نرخ جریان منبع حرارتی چرخه هر دو پارامتر روندی افزایش دارند. چرا که توان گرمایی مورد نیاز که باید توسط مزرعه‌ی خورشیدی تأمین شود، افزایش می‌یابد.

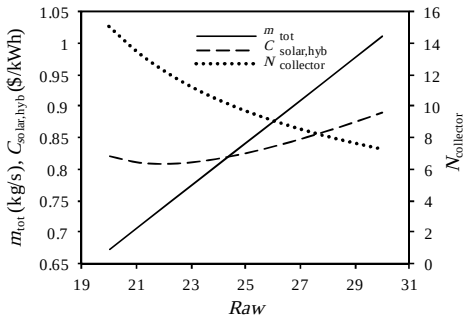

Fig. 6 Effect of flat collectors raws number on m_{tot}, $C_{solar,hyb}$ and $N_{collector}$

شکل 6 اثر تغییرات تعداد ردیف کلکتورهای تخت بر نرخ جریان مزرعه خورشیدی، هزینه توان تولیدی و تعداد کلکتور در هر ردیف

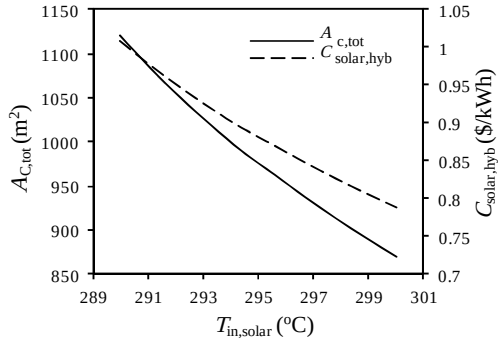

Fig. 7 Effect of flat collectors inlet temperature on $A_{c,tot}$ and $C_{solar,hyb}$

شکل 7 اثر تغییرات دمای جریان ورودی به کلکتور تخت بر هزینه توان تولیدی و سطح کل کلکتور مورد نیاز

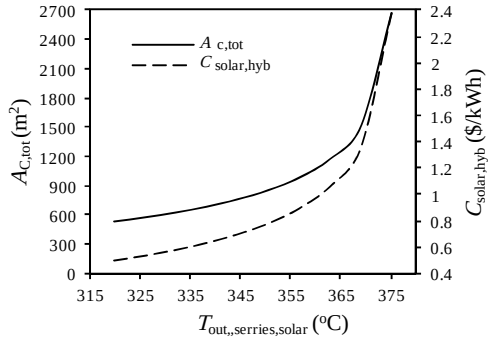

Fig. 8 Effect of $T_{out,series}$ in flat collectors on $A_{c,tot}$ and $C_{solar,hyb}$

شکل 8 اثر تغییرات دمای جریان خروجی از ردیف کلکتورهای تخت بر هزینه توان تولیدی و سطح کل کلکتور مورد نیاز

با بررسی پارامتریک سیستم کلکتور سهموی به نتایج ارائه شده در ادامه رسیدیم. در این بررسی‌ها حالت مستقل کلکتور سهموی خورشیدی و یا حالت ترکیبی کلکتور سهموی خورشیدی-گاز طبیعی در نظر گرفته شده است. با توجه به شکل‌های 10 و 11، در خصوص کلکتورهای سهموی مشاهده شد که تعداد ردیف انتخابی برای کلکتورها، بر پارامترهایی همچون سطح کل مورد نیاز متمرکز کننده و دریافت کننده، نرخ جریان کل، هزینه توان تولیدی و تعداد کلکتور در هر ردیف اثر گذار است. به طوری‌که با افزایش تعداد ردیف‌های انتخابی سطح کل مورد نیاز متمرکز کننده، سطح کل مورد نیاز دریافت کننده، هزینه توان تولیدی و تعداد کلکتور در هر ردیف کاهش یافته و نرخ جریان کل افزایش می‌یابد؛ چرا که هدف تأمین مقدار معینی گرماست و افزایش ردیف کلکتورها مستلزم کاهش تعداد کلکتورها در

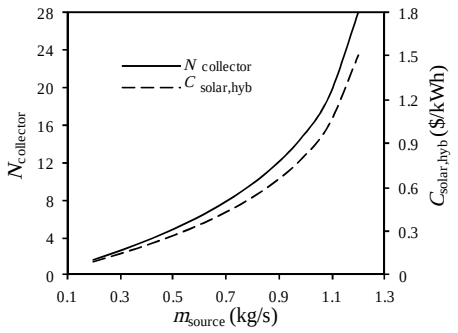

Fig. 9 Effect of m_{source} changes on $N_{collectors}$ and $C_{solar,hyb}$

شکل 9 اثر تغییرات نرخ جریان منبع حرارتی چرخه بر تعداد کلکتور تخت هر ردیف و هزینه توان تولیدی

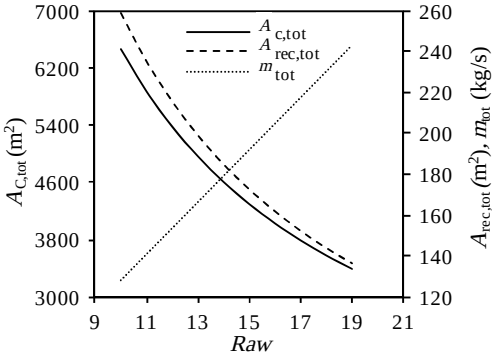

Fig. 10 Effect of PTC raws number on $A_{c,tot}$, $A_{rec,tot}$ and m_{tot}

شکل 10 اثر تغییرات تعداد ردیف کلکتورهای سهموی بر سطح کل مورد نیاز متمرکز کننده و دریافت‌کننده و نرخ جریان کل مزرعه خورشیدی

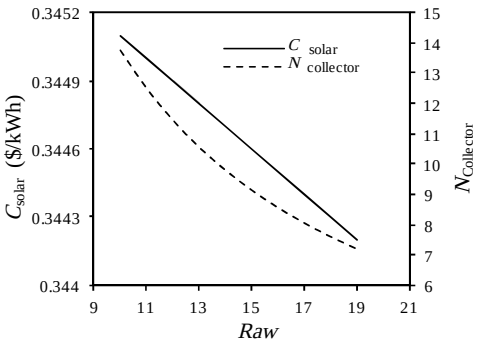

Fig. 11 Effect of PTC raws number on C_{solar} and $Raw_{collectors}$

شکل 11 اثر تغییرات تعداد ردیف کلکتورهای سهموی بر هزینه توان تولیدی و تعداد کلکتور در هر ردیف

هر ردیف است و طبیعی است که با نرخ جریان ثابت هر ردیف، نرخ جریان کل افزایش می‌یابد و به دنبال آن سطح کل مورد نیاز متمرکز کننده و دریافت کننده کاهش می‌یابد. با کاهش سطح کل مورد نیاز متمرکز کننده و دریافت کننده، میزان سرمایه‌گذاری اولیه‌ی مورد نیاز کاهش یافته و هزینه توان تولیدی نیز روندی کاهشی دارد.

بر اساس شکل‌های 12 و 13، با افزایش دمای ورودی به مزرعه خورشیدی کلکتورهای سهموی، همچون کلکتورهای تخت، سطح کل مورد نیاز متمرکزکننده و دریافت‌کننده و همچنین هزینه توان تولیدی در حالت مستقل خورشیدی و یا ترکیبی خورشیدی و گازطبیعی کاهش می‌یابد؛ که به

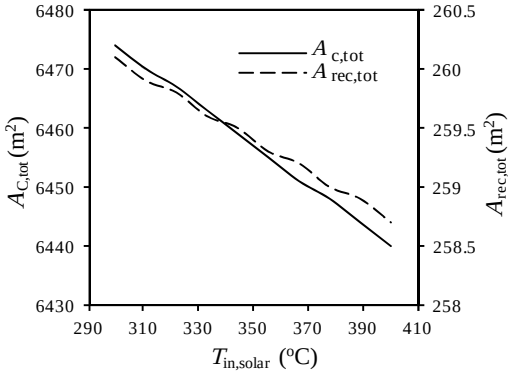

Fig. 12 Effect of PTC inlet temperature on $A_{c,tot}$ and $A_{rec,tot}$

شکل 12 اثر دمای جریان ورودی به مزرعه‌خورشیدی سهموی بر سطح کل مورد نیاز متمرکز کننده و دریافت کننده

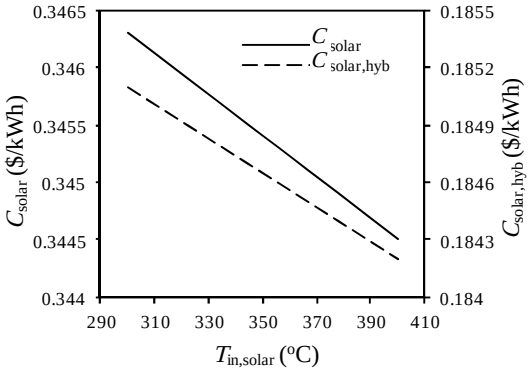

Fig. 13 Effect of PTC inlet temperature on C_{solar} and $C_{solar,hyb}$

شکل 13 اثر دمای جریان ورودی به مزرعه‌خورشیدی سهموی بر هزینه‌ی توان

دلیل کاهش توان گرمایی مورد نیاز، این امر بدیهی‌ست.

همان‌گونه که در شکل 14 نشان داده شده است، با افزایش دمای ورودی به مزرعه خورشیدی با کلکتورهای سهموی، بازده عملکرد کلکتورها کاهش می‌یابد. بنابراین می‌توان نتیجه گرفت هر چه دمای جریان ورودی به مزرعه خورشیدی با کلکتورهای سهموی پایین‌تر باشد، عملکرد کلکتورها بهتر خواهد بود. با توجه به شکل‌های 15 و 16، با افزایش دمای خروجی از هر ردیف کلکتور، سطح کل متمرکز کننده و سطح کل دریافت‌کننده مورد نیاز و همچنین هزینه توان تولیدی افزایش می‌یابد؛ که به دلیل افزایش توان گرمایی مورد نیاز این امر بدیهی‌ست. با توجه به شکل 17، با افزایش دمای خروجی از مزرعه خورشیدی با کلکتورهای سهموی، بازده عملکرد کلکتورها کاهش می‌یابد. بنابراین می‌توان نتیجه گرفت هر چه دمای جریان خروجی

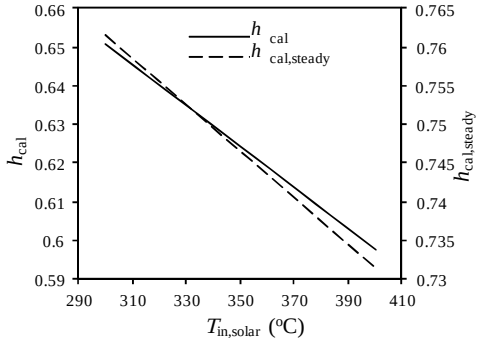

Fig. 14 Effect of PTC inlet temperature on h_{cal} and $h_{cal,steady}$

شکل 14 اثر دمای جریان ورودی به مزرعه‌خورشیدی سهموی بر بازده کلکتورها

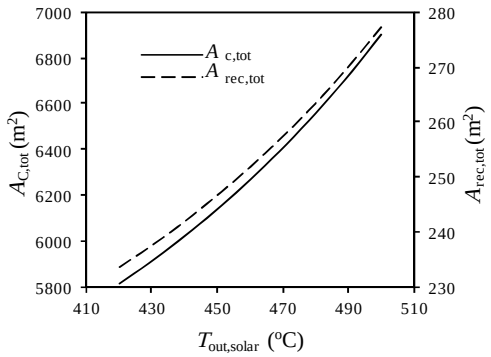

Fig. 15 Effect of PTC outlet temperature on $A_{c,tot}$ and $A_{rec,tot}$

شکل 15 اثر دمای جریان خروجی از مزرعه‌خورشیدی سهموی بر سطح کل متمرکز کننده و دریافت کننده مورد نیاز

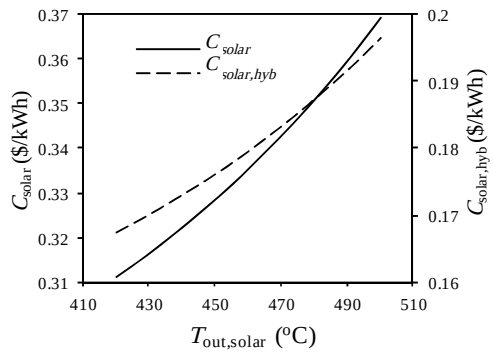

Fig. 16 Effect of PTC outlet temperature on C_{solar} and $C_{solar,hyb}$

شکل 16 اثر دمای جریان خروجی از مزرعه‌خورشیدی سهموی بر هزینه‌ی توان

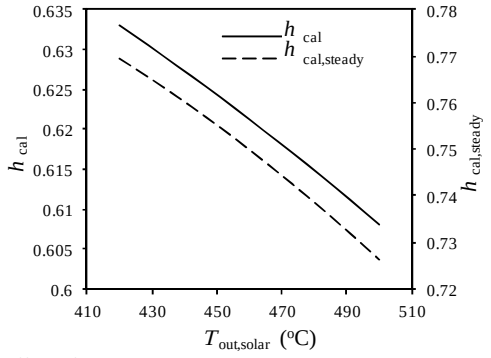

Fig. 17 Effect of PTC outlet temperature on h_{cal} and $h_{cal,steady}$

شکل 17 اثر دمای جریان خروجی از مزرعه‌خورشیدی سهموی بر بازده کلکتورها

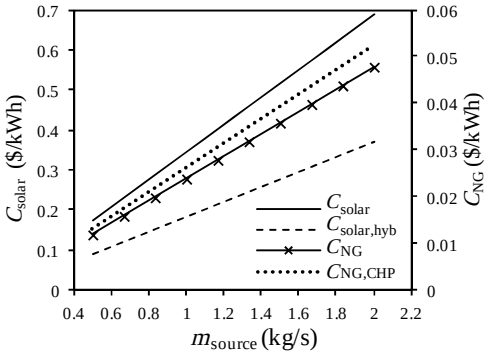

Fig. 18 Effect of m_{source} in PTC field on C_{solar} and C_{NG}

شکل 18 اثر تغییرات نرخ جریان منبع حرارتی چرخه بر هزینه توان تولیدی با کلکتورهای خورشیدی سهموی و سوخت گاز طبیعی

مزرعه خورشیدی با کلکتورهای سهموی پایین‌تر باشد، عملکرد کلکتورها بهتر خواهد بود. بر اساس شکل 18، با افزایش نرخ جریان منبع حرارتی چرخه، هزینه توان تولیدی با کلکتورهای خورشیدی سهموی و سوخت گاز طبیعی در تمامی حالت‌ها روندی افزایش دارند. چرا که توان گرمایی مورد نیاز که توسط مزرعه‌ی خورشیدی باید تأمین شود افزایش می‌یابد.

6- جمع بندی و نتیجه‌گیری

در این پژوهش به مدل‌سازی و طراحی ترمودینامیکی یک چرخه رانکین آلی با هدف تولید همزمان توان و گرما و نیز به بررسی منابع مختلف تأمین انرژی اولیه با استفاده از انرژی خورشیدی و همچنین سوخت گاز طبیعی؛ در حالتهای مختلف مستقل و یا ترکیبی و همچنین دو حالت جریان منبع حرارتی باز و بسته پرداخته شد. بر اساس نتایج حاصل، با استفاده بهینه از منابع انرژی در حالت تولید همزمان توان و گرما (جریان باز) نسبت به حالت تولید توان (جریان بسته)، از دیدگاه انرژی 8.61% و از دیدگاه اگزرژی 8.11%، افزایش بهره‌وری حاصل شد؛ اما علی رغم ایجاد تنوع در محصول تولیدی و افزایش بهره‌وری کل، حالت جریان منبع حرارتی باز نسبت به حالت جریان بسته نیاز به سرمایه‌گذاری اولیه‌ی بیشتری داشته و توان تولیدی آن قیمت بالاتری دارد. همچنین با توجه به روش‌ها و تکنولوژی‌های استفاده شده، مشاهده شد که هزینه‌ی توان تولیدی با استفاده از گاز طبیعی کمتر از انرژی خورشیدی که دارای تجهیزات گران قیمت‌تری است، می‌باشد. اما مسأله‌ی مهم در این خصوص عواقب زیست‌محیطی ناشی از به‌کارگیری گاز طبیعی می‌باشد؛ به‌طوری‌که در استفاده از انرژی خورشیدی، آلاینده‌های زیست محیطی تولید نشده و این امر کاهش هزینه‌های خارجی را در پی خواهد داشت. در ارتباط با تکنولوژی‌های انرژی خورشیدی با رده‌بندی از نظر هزینه‌ی کمتر به بیشتر به ترتیب کلکتورهای خورشیدی سهموی، پنل‌های فتوولتاییک و کلکتورهای خورشیدی تخت را داریم. از این رو استفاده از کلکتورهای تخت گزینه‌ی مناسبی در تولید توان خورشیدی به نظر نمی‌رسد. بر اساس بررسی‌های پارامتریک نیز، تعداد ردیف کلکتورها، دمای ورودی و خروجی مزرعه خورشیدی و نرخ جریان منبع حرارتی چرخه از جمله پارامترهای تاثیرگذار بر عملکرد سیستم‌های خورشیدی و هزینه‌ی توان تولیدی می‌باشند.

7- فهرست علائم

A	سطح
c	هزینه واحد ($/unit)
C	هزینه جریان ($/flow)
CHP	تولید همزمان توان و حرارت
D	قطر لوله‌ها
E	توان الکتریکی تولیدی
Ex	اگزرژی در واحد جرم (kJ/kg)
EX	اگزرژی در یک جریان (kJ)
F	بازده پایه‌ی پره
F_R	فاکتور گرمای حذف شده
F'	فاکتور بهره‌وری یا کارایی کلکتور
FPC	کلکتور خورشیدی تخت
h	آنتالپی (kJ/kg)
h_{fi}	ضریب انتقال حرارت جابه جایی سیال داخل لوله
I_T	شار تشعشی خورشیدی قابل دریافت در سطح
k	رسانندگی حرارتی صفحه
$\dot{m}$	نرخ جریان (kg/s)
P	فشار (kPa)
PTC	کلکتور خورشیدی سهموی
P.V	فتوولتاییک
Q	گرما (kJ)
Raw	ردیف
s	آنتروپی (kJ/kg)
T	دما (˚C)
U_L	ضریب کلی اتلاف حرارت (J/m^2K)
w	فاصله مرکز تا مرکز بین لوله‌ها
W	توان (kJ)
Z	هزینه تجهیزات ($)

علائم یونانی

δ	ضخامت صفحه کلکتور (m)
e	ساطع‌کنندگی کلکتور
η	راندمان

زیرنویس‌ها

a	محیط
b	افت از پشت کلکتور تخت
c	کلکتور تخت
cal	محاسباتی

cond	کندانسور
cooling	خنک کاری
cover	پوشش شیشه‌ای
cycle	چرخه
e	افت از اطراف کلکتور تخت
eva	اواپراتور
f	سیال عامل
in	ورودی
out	خروجی
o	اپتیکی
pm	دمای میانگین صفحه‌ی جاذب
power	برق تولیدی
pump	پمپ
rec	دریافت‌کننده
solar	خورشیدی
source	منبع انرژی
t	افت از سمت بالای صفحه جاذب کلکتور تخت به محیط
th	گرمایی
tot	کل
turb	توربین
u	انرژی مفید

8- مراجع

[1] B. Peris, J. Navarro-Esbrí, F. Molés, M. González, A. Mota-Babiloni, Experimental characterization of an ORC (organic Rankine cycle) for power and CHP (combined heat and power) applications from low grade heat sources, *Energy*, Vol. 82, pp. 269-276, 2015.

[2] A. Borsukiewicz-Gozdur, Dual-fluid-hybrid power plant co-powered by low-temperature geothermal water, *Geothermics*, Vol. 30, pp. 170- 176, 2010.

[3] M. Farrokhi, S. H. Noie, A. A. Akbarzadeh, Preliminary experimental investigation of a natural gas-fired ORC-based micro-CHP system for residential buildings, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 69, pp. 221-229, 2014.

[4] G. Qiu, Y. Shao, J. Li, H. Liu, S. B. Riffat, 2012. Experimental investigation of a biomass-fired ORC-based micro-CHP for domestic applications, *Fuel*, Vol. 96, pp. 374–382, 2010.

[5] M. Habka, S. Ajib, Evaluation of mixtures performances in Organic Rankine Cycle when utilizing the geothermal water with and without cogeneration, *Applied Energy*. Vol. 154, pp. 567-576, 2015.

[6] M. Preibinger, F. Heberle, D. Bruggemann, Thermodynamic analysis of double-stage biomass fired Organic Rankine Cycle for micro-cogeneration, *Energy Research*, Published online in Wiley Online Library, Vol. 36, No. 8, pp. 944–952, 2012.

[7] D. Tempesti, G. Manfrida, D. Fiaschi, Thermodynamic analysis of two micro CHP systems operating with geothermal and solar energy, *Applied Energy*, Vol. 97, pp. 609- 617, 2012.

[8] D. Tempesti, D. Fiaschi, Thermo-economic assessment of a micro CHP system fuelled by geothermal and solar energy, *Energy*, Vol. 58, pp. 45-51, 2013.

[9] F. Ruzzenenti, M. Bravi, D. Tempesti, E. Salvatici, G. Manfrida, R. Basosi, Evaluation of the environmental sustainability of a micro CHP system fueled by low-temperature geothermal and solar energy, *Energy Conversion and Management*, Vol. 78, pp. 611–616, 2014.

[10] F. Calise, M. Dentice d'Accadia, M. Vicidomini, M. Scarpellino, Design and simulation of a prototype of a small-scale solar CHP system based on evacuated flat-plate solar collectors and Organic Rankine Cycle, *Journal of Energy Conversion and Management*, Vol .90, pp. 347-363, 2015.

[11] K. Hanifi, K. Javaherdeh, M. Yari, Exergy,exergoeconomic analysis and optimization of cogeneration cycle under solar radiation dynamic model by using Genetic Algorithm, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 15, No. 5, pp. 205-216, 2015. (in Persian فارسی)

[12] M. Astolfi, L. Xodo, M. Romano, E. Macchi, Technical and economical analysis of a solar–geothermal hybrid plant based on an Organic Rankine Cycle, *Geothermics*, Vol. 40, pp. 58-68, 2011.

[13] D. Maraver, J. Uche, J. Royo, Assessment of high temperature organic Rankine cycle engine for polygeneration with MED desalination: A preliminary approach, *Energy Conversion and Management* Vol. 53, pp. 108–117, 2012.

[14] C. Zhou, E. Doroodchi, B. Moghtaderi, An in-depth assessment of hybrid solar–geothermal power generation, *Energy Conversion and Management*, Vol. 74, pp. 88- 101, 2013.

[15] T. Ho, S. Mao, R. Greif, Comparison of the Organic Flash Cycle (OFC) to other advanced vapor cycles for intermediate and high temperature waste heat reclamation and solar thermal energy, *Energy*, Vol. 42, pp. 213-223, 2012.

[16] 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, pp. 285-294, 2012.

[17] M. Ameri, P. Ahmadi, A. Hamidi, Energy, exergy and exergoeconomic analysis of a steam power plant: A case study, *Energy research*, Vol. 33, pp. 499–512, 2009.

[18] J. Fischer, Comparison of trilateral cycles and organic Rankine cycles, *Energy*, Vol. 36, pp. 6208-6219, 2011.

[19] M. Habka, S. Ajib, Studying effect of heating plant parameters on performances of a geothermal-fuelled series cogeneration plant based on Organic Rankine Cycle, *Energy Conversion and Management*, Vol. 78, pp. 324–337, 2014.

[20] J. Li, G. Pei, J. Ji, X. Bai, P. Li, L. Xia, Design of the ORC (organic Rankine cycle) condensation temperature with respect to the expander characteristics for domestic CHP (combined heat and power) applications, *Energy*, Vol. 77, pp. 579-590, 2014.

[21] J.A. Duffie, W.A. Beckman, *Handbook of Solar Engineering of Thermal Processes*, pp. 156-210, New York: John Wiley & Son, 2013.

[22] D. H. Muhsen, A. B. Ghazali, T. Khatib, Multiobjective differential evolution algorithm-based sizing of a standalone photovoltaic water pumping system, *Energy Conversion and Management*, Vol. 118, pp. 32-43, 2016.

[23] Ch. Li, G. Kosmadakis, D. Manolakos, E. Stefanakos, G. Papadakis, D.Y. Goswami, Performance investigation of concentrating solar collectors coupled with a transcritical organic Rankine cycle for power and seawater desalination co-generation, *Desalination*, Vol. 318, pp. 107-117, 2013.

[24] F. Ferrara, A. Gimelli, A. Luongo, Small-scale Concentrated Solar Power (CSP) Plant: ORCs Comparison for Different Organic Fluids, *Energy Procedia*, Vol. 45, pp. 217-226, 2014.

[25] M. Torki, Z. Abedi, Power generation external costs in fossil fuel power plants with case study in Iran, *human and environment*, Vol. 4, pp. 3-6, 2011. (in Persian فارسی)

[26] A. Bejan, G. Tsatsaronis, M. Moran, *Handbook of Thermal design and optimization*, pp. 406-459, Canada: A Wiley-Interscience Publication, 1996.

[27] S. Khanmohammadi, K. Atashkari,R. Kouhikamali, Performance assessment and multi-objective optimization of a trigeneration system with modified biomass gasification model, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 15, No. 9, pp. 209-222, 2015. (in Persian فارسی)

[28] V. Mehrnia, R. haghigh K., Solar field thermo-economical optimization of Yazd integrated solar combined cycle (ISCC), *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 14, No. 2, pp. 117-127, 2014. (in Persian فارسی)

[29] *Report of Iran's energy balance sheet in 1391*, Power and Energy Department, Office of macro planning of electricity and energy, pp. 253-254, 2012. (in Persian فارسی)

[30] *Manual of environmental forms of gas companies*, HSE of national gas company of Iran, pp. 5, 2009. (in Persian فارسی)

[31] M. Yari, Performance analysis of the different organic Rankine cycles (ORCs) using dry fluids, *Exergy*, Vol. 6, No. 3, pp. 323-342, 2009.

[32] H. khorasanizadeh, A. Aghaei, H. Ehteram, A. Azimi, Study and exergy optimization of a flat plat solar collector with reflectors and lenses in a closed circuit using experimental results, *Energy engineering and management*, Vol. 3, No. 1, pp. 40-51, 2013. (in Persian فارسی)

[33] I. Halil Yılmaz, M. Sait Söylemez, Thermo-mathematical modeling of parabolic trough collector, *Energy Conversion and Management*, Vol. 88, pp. 768-784, 2014.