



Energy and Exergy Analysis of a Direct Solar Steam Power Plant with Solar Parabolic Concentrator for Yazd City with Several Water Preheaters

Katayoun Kamali¹, Mohammad Saleh Barghi Jahromi^{2*}, Mohammad Sefid³

¹MA Student, Department of Mechanical Engineering, Faculty of Yazd, Yazd, Iran.

²PhD Student in Energy Conversion, Faculty of Mechanical Engineering, Yazd University, Yazd, Iran.

³Faculty Member, Department of Mechanical Engineering, Faculty of Yazd, Yazd, Iran.

ARTICLE INFO

ABSTRACT

Article Type:

Original Research

Received: 06.04.2021

Revised: 09.12.2021

Accepted: 09.12.2021

Keyword:

Energy and Exergy Analysis Direct Steam Generation Solar Power Plant Water Open Preheater and Extraction Bleed Pressure

*Corresponding Author:

Mohammad Saleh Barghi Jahromi

Email:

mohammadsaleh.barghi@stu.yazd.ac.ir

In this study, energy and exergy for different parts of a 5 MWe direct steam generation (DSG) solar power plant was analyzed for Yazd city climate. It was observed that the most energy in the condenser and the most exergy losses occurred in the parabolic solar concentrator. To improve the efficiency of the concentrator, this study recommends to preheat the water entering the concentrator with one or more open preheaters in which the extractions of steam from turbine should be optimized by their pressures and mass flow rates. For different cases in which the cycle has up to 4 preheaters, the efficiency of the first and second laws of thermodynamics was investigated. In the case of 4 preheaters, based on obtained results, it was revealed that the efficiency of the first and second laws were 17.2% and 16%, respectively which was a significant increase compared to the case where the cycle had one, two or three preheaters. Therefore, according to the obtained results from the efficiency of the first and second laws as well as the irreversibility of power plant components, the cycle of the present article can be recommended for the city of Yazd.



EXTENDED ABSTRACT

Introduction

The most effective way to meet energy demand is to use energy efficiently. Solar thermal power generation is one of the most suitable power supply options used worldwide. Energy analysis (according to the first law of thermodynamics) does not provide a qualitative assessment of the various losses in system components. The exergy analysis method (according to the second law of thermodynamics) is a useful tool to increase the optimal use of energy resources. In this study, energy and exergy for different parts of a 5 MWe direct steam generation (DSG) solar power plant was analyzed for Yazd city climate.

Methodology

The scheme of the power plant is shown in Figure (1), which consists of seven parallel rows of ET-150 collectors and each row consists of 12 parabolic concentrators, 3 for water preheater, 6 for water evaporation, and 3 for heating steam. The design of the solar collector was at 12 noon on 25 August. The solar collector produced superheated steam with a temperature of 410 C and a pressure of 70Bar. Due to the complexity of system analysis, EES software was used to solve the equations. In order to check the coding accuracy and results, the obtained answers were validated.

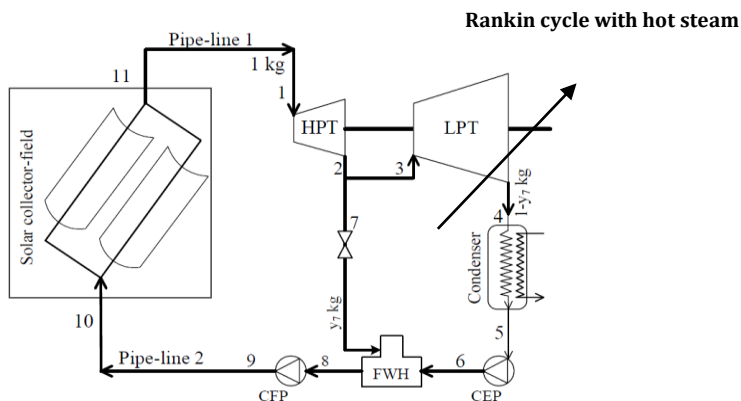


Figure 1. Scheme of solar power plant cycle with direct steam generation.

Results and discussion

The cycle for one preheater is shown in Figure 1. To obtain the optimal state of the cycle, different pressures, mass flow, and efficiency of the first and second laws of thermodynamics were calculated. The results are shown in Table 1. The ratio of bleed mass flow to total fluid flow was obtained from the following formula:

$$(1) \quad y_7 = \left(\frac{h_8}{0.95} - h_6 \right) / (h_7 - h_6)$$

Obviously, the optimal bleed mass fraction from the turbine for pressure was equal to the mass fraction that caused the water at the outlet of the preheater to be saturated. The mass fraction increased with increasing pressure. According to Table 1, for the efficiency of the first maximum law (14.421%), the bleed pressure was in a lower range and the best efficiency of the first and second laws in the bleed pressure was equal to 4.6 times and the mass discharge fraction of 0/1817 occurred.

Table 1. Mass ratios and efficiencies of the first and second laws in the cycle with one preheater.

| Efficiency of the second law (%) | Efficiency of the first law (%) | bleed mass fraction ratio [kg/kg] | Pressure point 7 [bar] |
|----------------------------------|---------------------------------|-----------------------------------|------------------------|
| 0/151 | 0/142741 | 0/1076 | 1/1 |
| 0/1517 | 0/143382 | 0/1258 | 1/6 |
| 0/1521 | 0/143748 | 0/1395 | 2/1 |
| 0/1523 | 0/143968 | 0/1506 | 2/6 |
| 0/1525 | 0/1441 | 0/1599 | 3/1 |
| 0/1526 | 0/144175 | 0/168 | 3/6 |
| 0/1526 | 0/144209 | 0/1752 | 4/1 |
| 0/1526 | 0/144213 | 0/1817 | 4/6 |
| 0/1526 | 0/144196 | 0/1875 | 5/1 |
| 0/1526 | 0/144162 | 0/1929 | 5/6 |
| 0/1525 | 0/144125 | 0/1969 | 6 |
| 0/1517 | 0/143309 | 0/2342 | 11 |
| 0/1505 | 0/142251 | 0/2592 | 16 |
| 0/1493 | 0/1411101 | 0/2784 | 21 |
| 0/1481 | 0/13992 | 0/2941 | 26 |

Conclusion

According to the results in Figure 2 and results obtained from the energy and exergy analysis of the solar power plant, it was discovered that the most energy loss occurred in the condenser and then in the collector, and the collector had the most exergy loss. Exergy loss in the condenser was negligible because in the condenser, low-quality energy was lost. DSG SSTP cycle analysis showed that the collector and adsorbent needed to be improved. One way to reduce exergy losses was to optimize the water temperature from the inlet to the parabolic collector row in the DSG SSTP absorber. When the cycle had an open preheater, changing the mass fraction of the undercarriage and the undercarriage pressure caused the optimum state to be reached. For the optimal state, the bleed pressure was equal to 4.6 times, the efficiency of the first law of thermodynamics was equal to 14.421%, and the efficiency of the second law was equal to 15.26%. Optimization was also performed for modes with two, three, and four preheater cycles. In the case of two preheaters, the efficiency of the first law was equal to 14.687% and the efficiency of the second law was equal to 15.54%; in the case of three preheaters, the efficiency of the first law was equal to 15.134% and the efficiency of the law was the second is equal to 16.01%. In the case where four preheaters were placed, the return of the first law was equal to 17.17% and the return

of the second law was equal to 16%. As can be observed from the results in Figure 2, at least three or four preheaters must be used in order to achieve greater efficiency and output per cycle. Therefore, according to the obtained results, the cycle of the present article can be suggested for Yazd city.

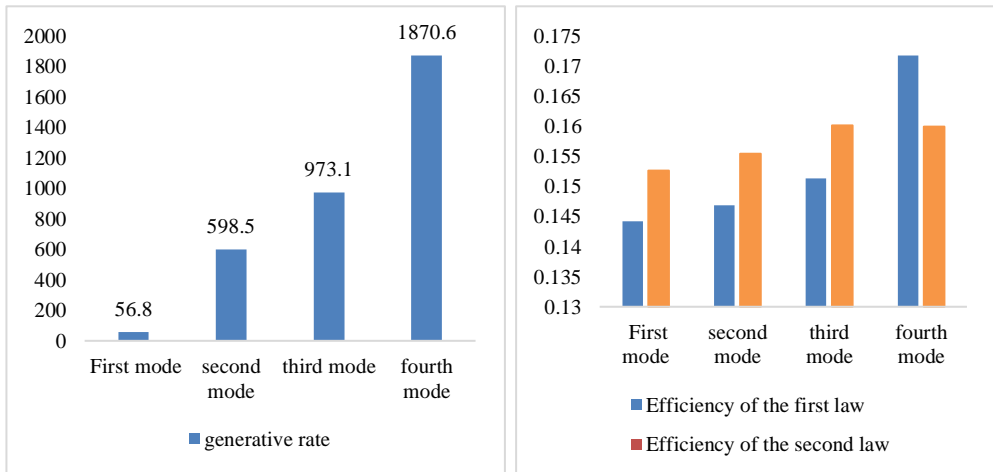


Figure 2. (a) Comparison of efficiencies of the first and second laws based on the number of preheaters, (b) Comparison of power plant output (kilowatts) based on the number of preheaters.

آنالیز انرژی و انرژی یک نیروگاه تولید مستقیم بخار خورشیدی با متمرکزکننده سهموی خورشیدی برای شهر یزد همراه با چندین پیش‌گرم‌کن آب

کتایون کمالی^۱، محمد صالح برقی جهرمی^{۲*}، محمد سفید^۳

- ۱- دانشجوی کارشناسی ارشد، گروه مهندسی مکانیک، دانشکده یزد، یزد، ایران.
- ۲- دانشجو دکتری تبدیل انرژی، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه یزد، یزد، ایران.
- ۳- عضو هیئت علمی، گروه مهندسی مکانیک، دانشکده یزد، یزد، ایران.

چکیده

اطلاعات مقاله

در این پژوهش، آنالیز انرژی و انرژی برای قسمت‌های مختلف نیروگاه خورشیدی با مولد مستقیم بخار (DSG) با مقیاس ۵MW_e برای شرایط جغرافیایی شهر یزد بررسی و مشاهده شد که بیشترین اتلاف انرژی در کندانسور و بیشترین اتلاف انرژی در بخش متمرکزکننده خورشیدی اتفاق می‌افتد. برای بهبود راندمان متمرکزکننده، بهتر است آب ورودی به آن توسط پیش‌گرم‌کن‌ها، گرم شود که برای این کار باید فشار و دبی جرمی بخار زیرکش از توربین بهینه شوند. برای فشارهای زیرکش مختلف در حالت‌هایی که سیکل دارای چندین پیش‌گرم‌کن می‌باشد، دبی زیرکش و بازده قانون اول و دوم ترمودینامیک بررسی شده‌اند تا حالت بهینه به‌دست آید. نتایج به‌دست‌آمده برای حالتی که سیکل دارای چهار پیش‌گرم‌کن می‌باشد، نشان می‌دهد که بازده قانون اول و دوم به‌ترتیب برابر با ۱۷/۲ درصد و ۱۶ درصد است که مقدار قابل‌توجهی افزایش نسبت به حالتی که سیکل دارای یک یا دو یا سه پیش‌گرم‌کن بوده، داشته است؛ بنابراین طبق نتایج به‌دست‌آمده از بازده قانون اول و دوم و بازگشت‌ناپذیری اجزای نیروگاه می‌توان چرخه مقاله حاضر را برای شهر یزد پیشنهاد کرد.

نوع مقاله: مقاله پژوهشی

دریافت مقاله: ۱۴۰۰/۰۱/۱۷

بازنگری مقاله: ۱۴۰۰/۰۵/۰۹

پذیرش مقاله: ۱۴۰۰/۰۶/۰۸

کلید واژگان:

آنالیز انرژی و انرژی
نیروگاه خورشیدی حرارت مستقیم
پیش‌گرم‌کن
فشار زیرکش

*نویسنده مسئول: محمد صالح برقی جهرمی

پست الکترونیکی:

mohammadsaleh.barghi@

stu.yazd.ac.ir

مقدمه

مؤثرترین راه برای تأمین تقاضای انرژی، استفاده بهینه از انرژی است. تولید برق حرارتی خورشیدی یکی از گزینه‌های مناسب برای تأمین برق است که در سراسر جهان مورد استفاده قرار می‌گیرد. تجزیه و تحلیل انرژی (براساس قانون اول ترمودینامیک) ارزیابی کیفی از تلفات مختلف در اجزای سیستم را ارائه نمی‌دهد. روش تحلیل انرژی (براساس قانون دوم ترمودینامیک) یک ابزار مفید برای افزایش استفاده بهینه از منابع انرژی می‌باشد [۱؛ ۲]. تحلیل انرژی معیار واقعی از دست دادن تلفات را نشان می‌دهد که از نتایج تحلیل انرژی و انرژی برای انواع مختلف نیروگاه‌های حرارتی با ظرفیت‌های مختلف گزارش شده است [۳-۶]. در ادامه به برخی از پژوهش‌های انجام شده اشاره می‌شود.

حبیب و زبیر [۷] تلفات برگشت‌ناپذیری در اجزای نیروگاه سیکل رانکین بازیابی شده را بررسی کردند. طبق نتایج به دست آمده حداکثر اتلاف برگشت‌ناپذیری در دیگ بخار رخ می‌دهد و گرمایش آب تغذیه شده، تلفات برگشت‌ناپذیری در دیگ بخار و کل نیروگاه را کم می‌کند. سینگ و همکاران [۶] تحلیل انرژی و انرژی برای اجزای سیستم نیروگاه حرارتی خورشیدی ۵۰ کیلوواتی (STPP^۱) تحت شرایط معین انجام دادند. نیروگاه حرارتی خورشیدی معمولی ۵۰ کیلووات با استفاده از سیال گرمایی در میدان کلکتور خورشیدی استفاده می‌شود. با استفاده از چرخه توان ترمودینامیکی، کیفیت بالای ترمودینامیکی تابش خورشیدی، محققان را به بررسی تبدیل مؤثر انرژی خورشیدی متمرکز به انرژی الکتریکی سوق داده است. امکان‌سنجی تولید مستقیم بخار در کلکتورهای سهموی خورشیدی در حال حاضر ثابت شده است [۸]. زرزا و همکاران [۹]، طراحی مفهومی اولین نیروگاه خورشیدی با استفاده از تولید مستقیم بخار (DSG^۲) در یک میدان خورشیدی سهموی ارائه کردند. ثقفی‌فر و همکاران [۱۰] ارزیابی فنی و اقتصادی یک برج خورشیدی DSG با مکانیزم گیرنده دوتایی با یک چرخه رانکین را بررسی کردند. تجزیه و تحلیل ترمودینامیکی و اقتصادی نشان داد که یک نیروگاه ۵ MWe با سهم خورشیدی سالانه ۴۲/۳ درصد دارای LCOE^۳ معادل ۱۲۷/۷ US\$/MWh است. LCOE نیروگاه با افزایش ظرفیت نیروگاه به ۱۵۰ MWe به مقدار ۱۱۴/۶ US\$/MWh کاهش یافته است. آیودیس و همکاران [۱۱] به بررسی بهینه‌سازی عددی یک نیروگاه DSG مبتنی بر اساس انبساط پیچ (در منبسط‌کننده یک میله پیچ‌شده قرار می‌دهند تا بخار اشباع شده به آن برخورد کند و انرژی مکانیکی تحویل دهد) و ارزیابی انرژی پرداختند. نیروگاه DSG مبتنی بر سیکل رانکین است، از آب به‌عنوان سیال، از کلکتورهای سهموی خورشیدی به‌عنوان منبع حرارتی و از منبسط‌کننده پیچ به‌عنوان ماشین قدرت استفاده شده است. سیستم خورشیدی مورد مطالعه، مزایای عمده‌ای نسبت به نیروگاه‌های متداول دارد که می‌توان موارد زیر را بیان کرد: فشار عملیاتی پایین، بهره‌برداری خوب از منابع گرمایی دمای پایین، کارایی قابل‌قبول در تبدیل انرژی با مخلوط‌های گازی-مایع، اک و زرزا [۱۲] به بررسی مزایا، معایب و ملاحظات طراحی چرخه بخار با بخار اشباع برای اولین بار پرداختند. برای کاربردهای کوچک، بخار اشباع‌شده ممکن است جایگزین جالبی برای تولید برق در محدوده ظرفیت کوچک باشد. پوپوف [۱۳] استفاده از جمع‌کننده‌های فرنل برای افزایش سریع درجه حرارت پیش‌گرم‌کن دیگ بخار و در نتیجه برای از بین بردن سیستم‌های پیش‌گرم‌کن و چهار سناریوی مختلف در نظر گرفته شد تا جمع‌کننده فرنل با نیروگاه سوخت فسیلی مرتبط شود و بهترین مورد انتخاب شود. ردی و همکاران جمع‌کننده‌های فرنل را به یک نیروگاه سیکل ترکیبی متصل کردند و تجزیه و تحلیل انرژی و انرژی را روی آن انجام دادند. نتایج نشان داد که با استفاده از سیستم پیشنهادی، قدرت خروجی خالص سیستم تقریباً ۱۰ درصد افزایش می‌یابد. محمدی و همکاران [۱۴] یک کلکتور سهموی خطی با یک چرخه رانکین معمولی به‌منظور افزایش توان خروجی سیستم با استفاده از سیستم پیش‌گرم‌کن بسته طراحی کردند. همچنین برای استفاده از این سیستم در طول شب، یک سیستم

¹ Solar thermal power plant

² Direct steam generation

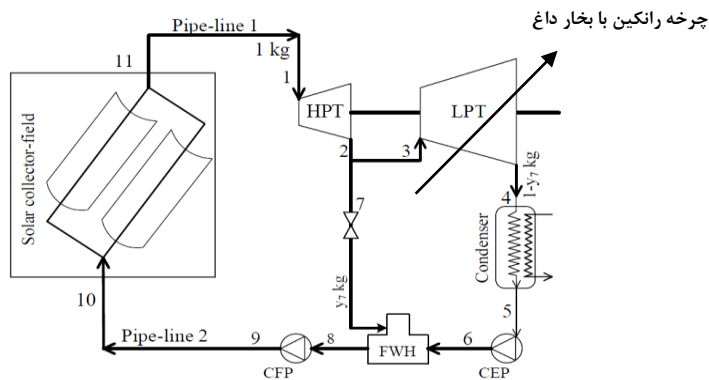
³ Levelized Cost of Energy

ذخیره‌سازی حرارتی به چرخه اضافه کردند. نتایج نشان می‌دهد که با استفاده از سیستم پیشنهادی، قدرت تولیدی خالص نیروگاه ۸/۱۴ درصد افزایش می‌یابد. همچنین، تجزیه و تحلیل اگزرژی نشان می‌دهد که در هر دو حالت، دیگ بخار بیشترین میزان تخریب اگزرژی را دارد. ایران کشوری است که به دلیل فراوانی انرژی‌های فسیلی توجه کمتری به نحوه مصرف انرژی و بهینه‌سازی سامانه‌های مصرف‌کننده انرژی می‌شود. اما در دهه‌های اخیر با توجه به روبه‌پایان بودن منابع سوخت‌های فسیلی و آلودگی حاصل از مصرف این نوع سوخت‌ها، در سند جامع توسعه کشور مقرر گردیده است که تا سال ۱۴۳۰ باید حداقل ۳۰ درصد از شبکه تولید برق، از انرژی‌های نو و تجدیدپذیر تأمین شود که از این میزان بیش از ۱۵ درصد مربوط به انرژی خورشیدی خواهد بود [۱۵]. ایران با قرار گرفتن در موقعیت جغرافیایی بین ۲۵ تا ۴۰ درجه شمالی و ۴۳ تا ۵۵ درجه شرقی و متوسط ۳۰۰ روز آفتابی یکی از مستعدترین مناطق برای استفاده از تابش خورشیدی در زمینه‌های مختلف به خصوص نیروگاه‌های خورشیدی است [۱۶؛ ۱۷].

هدف این پژوهش، آنالیز انرژی و اگزرژی اجزای نیروگاه خورشیدی حرارت مستقیم (DSG) با مقیاس 5MW_e برای شرایط جغرافیایی شهر یزد می‌باشد. همچنین برای به حداقل رساندن اگزرژی در دریافت‌کننده، باید تعداد پیش‌گرم‌کن آب، فشار جریان و کسر جرمی بخار بهینه شود.

شرح نیروگاه خورشیدی مورد مطالعه

طرح‌واره نیروگاه در شکل (۱) نشان داده شده است که شامل هفت ردیف موازی از کلکتور ET-150 و هر ردیف از ۱۲ متمرکزکننده سهموی، ۳ تا برای پیش‌گرم‌کن آب، ۶ تا برای تبخیر آب و ۳ تا برای بخار گرمایشی تشکیل شده است. در جدول (۱) پارامترهای مربوط به کلکتور ET-150 و پارامترهای طراحی کلکتور آمده است. نقطه طراحی کلکتور خورشیدی در ساعت ۱۲ ظهر روز ۲۵ مرداد می‌باشد. کلکتور خورشیدی بخار فوق‌گرم با دمای 410°C و فشار 7۰ Bar را تولید می‌کند [۱۸].



شکل ۱. طرح‌واره سیکل نیروگاه خورشیدی با تولید مستقیم بخار.

جدول ۱. اطلاعات مربوط به نقطه طراحی کلکتور خورشیدی.

| نام پارامتر طراحی | علامت اختصاری | مقدار | واحد فیزیکی |
|------------------------------------|---------------|-------|-------------|
| تعداد جمع‌کننده کلکتور در هر ردیف | N_p | ۱۲ | عدد |
| تعداد ردیف‌های کلکتور | N_c | ۱۰ | عدد |
| تعداد ردیف کلکتور در مزرعه خورشیدی | N_r | ۷ | عدد |

| نام پارامتر طراحی | علامت اختصاری | مقدار | واحد فیزیکی |
|-----------------------------------|-----------------|-------------|------------------|
| طول هر ردیف | - | ۱۲/۲۷ | m |
| عرض هر ردیف | B | ۵/۷۶ | m |
| طول کلی یک کلکتور | L | ۱۴۸/۵ | m |
| قطر داخلی / خارجی جاذب لوله فولاد | D_i/D_o | ۰/۰۵۵/۰/۰۷ | m |
| قطر داخلی / خارجی پوشش شیشه | D_{ci}/D_{co} | ۰/۱۲۵/۰/۱۳۰ | m |
| مساحت هر جمع کننده | A | ۸۱۷/۵ | m ² |
| بازده در نقطه اوج/در نقطه طراحی | η_o | ۰/۷۶۵/۰/۷۴ | - |
| میزان تابش مستقیم خورشید | I_b | ۶۵۹/۴۷ | W/m ² |
| طول جغرافیایی بزد | - | ۵۴/۴ | °E |
| عرض جغرافیایی بزد | \emptyset | ۳۱/۹ | °N |
| دمای محیط | T_a | ۳۵ | °C |

عملکرد سیستم و معادلات حاکم

تجزیه و تحلیل همه اجزای سیستم با صرف نظر از تغییر انرژی جنبشی و پتانسیل و با فرض عملکرد حالت پایدار انجام شده است. انرژی E_z و انرژی E_{xz} در نقطه مشخص Z به ترتیب با $m_j h_j$ و $m_j \eta_j$ نشان داده شده است. جدول (۲) روابط مربوط به اتلاف انرژی، اتلاف انرژی و بازده قانون اول و دوم ترمودینامیک هر جزء سامانه شکل (۱) را نشان می دهد. انرژی کل ورودی از DSG SSTP، Q_I می باشد که فقط با در نظر گرفتن تابش خورشید محاسبه شده است [۱۹].

$$Q_I = I_b r_b B L N_c N_r \quad (1)$$

در این فرمول، I_b مقدار تابش خورشید روی سطح افق است، r_b عامل شکل برای تابش است که بدین صورت

$$r_b = (\cos \theta / \cos \theta_z) \text{ می آید:}$$

حداقل زاویه θ برای محور افقی برابر است با: [۱۸].

$$\cos \theta = [(\sin \varphi \sin \delta + \cos \varphi \cos \delta \cos \omega)^2 + \cos^2 \delta + \cos^2 \omega]^{1/2}$$

$$\theta_z = \sin \delta \sin \varphi + \cos \delta \cos \varphi \cos \omega \quad \text{زاویه اوج } \theta_z \text{ برابر است با:}$$

$$\text{و زاویه شیب بر حسب درجه برابر است با: } \delta = 23.45 \sin \left[\frac{360}{365(248+n)} \right] \text{ می باشد.}$$

کل انرژی ورودی از DSG SSTP یا انرژی دریافتی توسط کلکتور به صورت زیر محاسبه می شود:

$$EX_I = Q_I (1 - T_a/T_s) \quad (2)$$

که در آن $T_s = 5600 K$ است که همان دمای سطح خورشید میباشد. انرژی جذب شده توسط جاذب کلکتور خورشیدی به صورت زیر محاسبه می شود:

$$Q_a = \eta_o I_b r_b B L N_c N_r = \eta_o Q_I \quad (3)$$

انرژی حرارتی جذب شده Q_a ، به مقدار Q_u به آب منتقل می‌شود پس Q_u انرژی مفید جذب شده توسط آب می‌باشد و مقدار باقیمانده $Q_a - Q_u$ به‌عنوان اتلاف انرژی Q_l از گیرنده به محیط از بین می‌رود.

$$Q_u = (m_{11}h_{11} - m_{10}h_{10}) = m_{10}(h_{11} - h_{10}) \quad (۴)$$

انرژی گرمای جذب شده توسط گیرنده در میانگین دمای دریافت‌کننده T_r و انرژی جذب شده توسط آب از طریق دریافت‌کننده‌ها به ترتیب با روابط (۵) و (۶) به‌صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$EX_a = Q_a(1 - T_a/T_r) \quad (۵)$$

$$EX_u = m_{10}(\psi_{11} - \psi_{10}) = m_{10}[(h_{11} - h_{10}) - T_a(s_{11} - s_{10})] \quad (۶)$$

میانگین دمای دریافت‌کننده T_r به‌صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$Q_l = U_l \pi D_0 (T_r - T_a) L N_c N_r \quad (۷)$$

محاسبه ضریب اتلاف گرما U_l ، مقادیر مختلف T_r در بازه ۵۲۳ تا ۷۲۳ کلین به‌دست می‌آید. برای به‌دست آوردن U_l از فرمول‌های زیر استفاده می‌شود:

$$U_l = q'_{loss} / (\pi D_0 (T_r - T_a)) \quad (۸)$$

میزان اتلاف گرما در واحد طول لوله دریافت‌کننده q'_{loss} است. برای یک T_r با حل معادلات زیر به‌صورت تکراری محاسبه می‌شود [۲۰؛ ۲۱]:

$$q'_{loss} = q'_{c_o-s} = \pi D_{co} h_w (T_{co} - T_a) + \epsilon_c \pi D_{co} \sigma (T_{co}^4 - T_s^4) \quad (۹)$$

$$q'_{loss} = q'_{c_i-c_o} = 2\pi k_c (T_{ci} - T_{co}) / (\ln \left(\frac{D_{co}}{D_{ci}} \right)) \quad (۱۰)$$

$$q'_{loss} = q'_{r-c_i} = \pi D_0 \sigma (T_r^4 - T_{ci}^4) / \left[\frac{1}{\epsilon_r} + \frac{D_0}{D_{ci}} \left(\frac{1}{\epsilon_c} - 1 \right) \right] \quad (۱۱)$$

دمای سطح خورشید T_s و ضریب انتقال حرارت باد $h_w = ۲۵ \frac{w}{m^2 k}$ است. ضریب جذب پوشش شیشه ۰/۸۸ است. میزان انتشارپذیری پوشش انتخابی با توجه به T_r برابر است با $\epsilon_r = 0.00042T_r - 0.0995$. رابطه بین U_l و T_r برابر است با:

$$U_l = 9.64479 - 0.0429686T_r + 0.0000541032T_r^2 \quad (۱۲)$$

مشخصات نقطه ورودی ۱ به توربین فشار قوی (HPT) مشخص و براساس فشار خروجی ذکر شده (P_2) و بازده آیزونتروپیک توربین فشار قوی، برابر با ۰/۷۱ و مشخصات جریان نقطه خروجی ۲ تعیین می‌شود. کار خروجی توربین فشار قوی (W_{HPT}) با فرض این‌که بازده اول توربین HPT، ۰/۸۸ است، برابر است با: $W_{HPT} =$

$0.88 \times (m1h1 - m2h2)$ نقطه خروجی ۲ از توربین فشار قوی به‌عنوان نقطه ۳ یعنی نقطه ورودی به توربین فشار ضعیف (LPT) در نظر گرفته می‌شود و حالت خروجی از توربین فشار ضعیف یعنی نقطه خروجی ۴ براساس فشار خروجی ذکر شده (P₄) و بازده آیزونتروپیک توربین فشار ضعیف ۰/۷۸ تعیین می‌شود. کار خروجی توربین فشار ضعیف (W_{LPT}) برابر است با: $W_{LPT} = 0.90 \times (m3h3 - m4h4)$ ، با فرض اینکه بازده اول توربین فشار ضعیف برابر با ۰/۹۰ است. انرژی خروجی از توربین HPT و LPT برابر با W_{HPT} و W_{LPT} است. جریان خروجی از کندانسور (۵) در فشار خروجی از کندانسور P₅، آب اشباع است. بازده اول و دوم برای کندانسور تعریف نشده است؛ زیرا خروجی مشخصی وجود ندارد. نقطه خروجی (۶) از پمپ CEP با فرض بازده آیزونتروپیک CEP برابر با ۰/۶۲ در نظر گرفته می‌شود. کار ورودی W_{CEP} با فرض اینکه بازده اول CEP برابر با ۰/۸۵ است، محاسبه می‌شود. نقطه خروجی ۲ نیز به‌عنوان ورودی به پیش‌گرم‌کن یعنی نقطه ۷ در نظر گرفته می‌شود. برای محاسبه نقطه ۸ یعنی خروجی از پیش‌گرم‌کن، بازده اول پیش‌گرم‌کن را ۹۵ درصد در نظر گرفته می‌شود. نقطه ۹ که خروجی از پمپ CFP است با استفاده از بازده آیزونتروپیک CFP برابر با ۰/۶۲ محاسبه شده است. کار ورودی CFP بدین صورت حساب می‌شود: $W_{CFP} = (m9h9 - m8h8)/0.85$ که با در نظر گرفتن بازده اول CFP برابر با ۰/۸۵ است. خروجی خالص کل برابر با اختلاف کار خروجی از توربین‌ها W_T و کار ورودی به پمپ‌ها W_P است که W_T برابر با $W_{HPT} + W_{LPT}$ و W_P برابر با $W_{CEP} + W_{CFP}$ می‌باشد.

جدول ۲. روابط برای آنالیز انرژی و انرژی DSG SSTP

| نام پارامتر طراحی | اتلاف انرژی | بازگشت‌ناپذیری | بازده قانون اول (%) | بازده قانون دوم (%) |
|-------------------|-------------------------------|-------------------------------------|-----------------------------|-------------------------------------|
| کلکتور | $Q_1 - Q_a$ | $EX_1 - EX_a$ | Q_a/Q_1 | EX_a/EX_1 |
| جاذب | $Q_a - Q_u$ | $EX_a - EX_u$ | Q_u/Q_a | EX_u/EX_a |
| کلکتور- جاذب | $Q_1 - Q_u$ | $EX_1 - EX_u$ | Q_u/Q_1 | EX_u/EX_1 |
| لوله ۱ | $m_{11}h_{11} - m_1h_1$ | $m_{11}\psi_{11} - m_1\psi_1$ | $m_1h_1/m_{11}h_{11}$ | $m_1\psi_1/m_{11}\psi_{11}$ |
| توربین فشار قوی | $m_1h_1 - m_2h_2 - W_{HPT}$ | $m_1\psi_1 - m_2\psi_2 - W_{HPT}$ | $W_{HPT}/(m_1h_1 - m_2h_2)$ | $W_{HPT}/(m_1\psi_1 - m_2\psi_2)$ |
| توربین فشار ضعیف | $m_3h_3 - m_4h_4 - W_{LPT}$ | $m_3\psi_3 - m_4\psi_4 - W_{LPT}$ | $W_{LPT}/(m_3h_3 - m_4h_4)$ | $W_{LPT}/(m_3\psi_3 - m_4\psi_4)$ |
| کندانسور | $m_4h_4 - m_5h_5$ | $m_4\psi_4 - m_5\psi_5$ | | |
| پمپ CEP | $W_{CEP} - (m_6h_6 - m_5h_5)$ | $W_{CEP} - (m_6\psi_6 - m_5\psi_5)$ | $(m_6h_6 - m_5h_5)/W_{CEP}$ | $(m_6\psi_6 - m_5\psi_5)/W_{CEP}$ |
| پمپ CFP | $W_{CFP} - (m_9h_9 - m_8h_8)$ | $W_{CFP} - (m_9\psi_9 - m_8\psi_8)$ | $(m_9h_9 - m_8h_8)/W_{CFP}$ | $(m_9\psi_9 - m_8\psi_8)/W_{CFP}$ |
| پیش‌گرم‌کن | $m_6h_6 + m_7h_7 - m_8h_8$ | $m_6\psi_6 + m_7\psi_7 - m_8\psi_8$ | $m_8h_8/(m_6h_6 + m_7h_7)$ | $m_8\psi_8/(m_6\psi_6 + m_7\psi_7)$ |
| لوله ۲ | $m_9h_9 - m_{10}h_{10}$ | $m_9\psi_9 - m_{10}\psi_{10}$ | $m_{10}h_{10}/m_9h_9$ | $m_{10}\psi_{10}/m_9\psi_9$ |
| کل سیکل | $Q_1 - (W_T - W_P)$ | $EX_1 - (W_T - W_P)$ | $(W_T - W_P)/Q_1$ | $(W_T - W_P)/EX_1$ |

روش حل و صحت آزمایی

با توجه به پیچیدگی آنالیز سیستم از نرم افزار EES^۱ برای حل معادلات استفاده شده است. به منظور بررسی صحت کدنویسی و نتایج، جواب‌های به دست آمده اعتبارسنجی شده‌اند. در ابتدا مقاله گوپتا و کاوشیک [۱۸] مدل سازی شد و نتایج مطابق با جدول ۳ و ۴ می‌باشد. پس از اعتبارسنجی، مدل سازی و تحلیل برای شرایط جغرافیایی شهر یزد بررسی شده است که در ادامه توضیح داده خواهد شد.

جدول ۳. مشخصات ترمودینامیکی در نقاط مختلف DSG SSTP [۱۸].

| نقاط مختلف سیکل | دما [K] | فشار [bar] | آنثالپی [kJ/kg] | آنترپی [kJ/kg.K] |
|-----------------|---------|------------|-----------------|------------------|
| ۱ | ۴۰۲/۵ | ۶۵ | ۳۱۷۴/۱ | ۶/۵۰۲۴ |
| ۲ | ۱۷۲ | ۵/۶ | ۲۷۸۹/۹ | ۶/۸۶۶۲ |
| ۳ | ۱۷۲ | ۵/۶ | ۲۷۸۹/۹ | ۶/۸۶۶۲ |
| ۴ | ۵۴/۳ | ۰/۱۵ | ۲۳۵۰/۹۲ | ۷/۲۴۴۳ |
| ۵ | ۴۵/۸ | ۰/۱ | ۱۹۱/۷۲ | ۰/۶۴۸۹ |
| ۶ | ۴۵/۹ | ۵/۶ | ۱۹۲/۶۱ | ۰/۶۵ |
| ۷ | ۱۷۲ | ۵/۶ | ۲۷۸۹/۶ | ۶/۸۶۶۲ |
| ۸ | ۱۳۹/۱ | ۵/۶ | ۵۸۵/۵۷ | ۱/۷۲۹۹ |
| ۹ | ۱۴۱/۱ | ۸۴/۴۶ | ۵۹۹/۲۹ | ۱/۷۴۲۶ |
| ۱۰ | ۱۲۹ | ۸۰ | ۵۴۷/۴۱ | ۱/۶۱۶۷ |
| ۱۱ | ۴۰۷/۶ | ۷۰/۶ | ۳۱۷۷ | ۶/۴۷۲۲ |

جدول ۴. مقایسه نتایج آنالیز انرژی و انرژی با نتایج (گوپتا و کاوشیک) برای نقاط مختلف نیروگاه DSG SSTP.

| نام پارامتر طراحی | اتلاف انرژی (kW) | اتلاف انرژی (پژوهش فعلی) | بازگشت تابندگی (kW) | بازگشت تابندگی (پژوهش فعلی) | بازده قانون اول (گوپتا و کاوشیک) [۱۸] (%) | بازده قانون اول (پژوهش فعلی) (%) | بازده قانون دوم (گوپتا و کاوشیک) [۱۸] (%) | بازده قانون دوم (پژوهش فعلی) (%) |
|-------------------|------------------|--------------------------|---------------------|-----------------------------|---|----------------------------------|---|----------------------------------|
| کلکتور | ۹۰۳۵/۲۱ | ۹۰۳۵ | ۱۸۱۳۹/۹۷ | ۱۸۱۳۹ | ۷۴ | ۷۴ | ۴۴/۹۱ | ۴۴/۹۲ |
| جاذب | ۲۴۵۷/۸۱ | ۲۴۵۹ | ۴۵۷۷/۴۹ | ۴۵۷۸ | ۸۶/۵۵ | ۸۶/۵۵ | ۶۹/۰۵ | ۶۹/۰۵ |
| کلکتور-جاذب | ۱۲۴۹۳/۰۲ | ۱۲۴۹۴ | ۲۲۷۱۷/۴۶ | ۲۲۷۱۷ | ۶۴/۰۵ | ۶۴/۰۵ | ۳۱/۰۲ | ۳۱/۰۲ |
| لوله ۱ | ۲۲/۸۵ | ۲۴/۷ | ۹۸/۷۴ | ۹۹/۷۵ | ۹۹/۹۱ | ۹۹/۹۱ | ۹۹/۰۹ | ۹۹/۰۸ |
| توربین فشار قوی | ۳۹۰/۱۳ | ۳۹۰/۲ | ۱۲۹۳/۸۳ | ۱۲۹۲ | ۸۸ | ۸۸ | ۶۸/۸۶ | ۶۸/۸۹ |
| توربین فشار ضعیف | ۳۱۰/۵۱ | ۳۱۰/۹ | ۱۰۹۶/۶۴ | ۱۰۹۶ | ۹۰ | ۹۰ | ۷۱/۸۲ | ۷۱/۸۶ |
| کندانسور | ۱۵۲۹۹/۲۸ | ۱۵۲۹۴ | ۱۶۰۹/۰۲ | ۱۶۰۶ | - | - | - | - |
| پمپ CEP | ۱/۱۱ | ۱۳/۸۲ | ۳/۳۹ | ۱۱/۶ | ۸۵ | ۸۵ | ۵۴/۱۹ | ۵۵/۳۳ |
| پمپ CFP | ۲۰/۰۱ | ۱۱۷/۵ | ۴۹/۷۷ | ۸۶/۱۴ | ۸۵ | ۸۵ | ۶۲/۶۹ | ۶۲/۰۵ |

¹ Equation Engineering Solver

| نام پارامتر طراحی | اتلاف انرژی (kW) | گوپیتا و کاروشیک (۱۸) | اتلاف انرژی (بروهش فغلی) | بازگشت ناپذیری (kW) | گوپیتا و کاروشیک (۱۸) | بازگشت ناپذیری (بروهش فغلی) | بازده قانون اول (۱۸) (گوپیتا و کاروشیک) | بازده قانون اول (بروهش فغلی) | بازده قانون دوم (۱۸) (گوپیتا و کاروشیک) | بازده قانون دوم (بروهش فغلی) |
|-------------------|------------------|-----------------------|--------------------------|---------------------|-----------------------|-----------------------------|---|------------------------------|---|------------------------------|
| پیش گرم کن | ۲۵۹/۸۶ | ۲۶۰/۹ | ۴۲۲/۱۹ | ۴۲۳/۹ | ۹۵ | ۹۵ | ۶۱/۸۸ | ۶۲/۱۱ | ۸۳/۵۹ | ۱۶/۷۵ |
| لوله ۲ | ۴۳۹/۲۸ | ۴۳۹/۱ | ۱۲۶/۸۱ | ۱۲۶/۸ | ۹۱/۳۳ | ۹۱/۳۳ | ۸۳/۶۵ | ۹۱/۳۴ | ۸۳/۶۵ | ۱۶/۷۵ |
| کل سیکل | ۲۹۲۳۶/۰۶ | ۲۹۲۳۵ | ۲۷۴۱۷/۸۶ | ۲۷۴۱۷ | ۱۵/۸۷ | ۱۵/۸۷ | ۱۶/۷۵ | ۱۵/۸۷ | ۱۶/۷۵ | ۱۶/۷۵ |

بحث و نتیجه گیری

دبی جرمی، آنالیز انرژی و آگرژی برای نقاط مختلف نیروگاه DSG SSTP برای شرایط جغرافیایی شهر یزد مطابق جداول ۵ و ۶ محاسبه شده است. مقادیر دیگر که از نتایج تحلیل‌ها به دست آمد عبارتند از:

جدول ۵. مقادیر مربوط به سیکل و مقایسه آن با نتایج مقاله اصلی.

| مقدار | مقاله حال حاضر | مقاله اصلی (۱۸) |
|--|----------------------------|----------------------------|
| کل انرژی ورودی (Q _i) | ۳۹۴۸۶ کیلووات | ۳۴۷۵۰/۸ کیلووات |
| انرژی جذب شده توسط جاذب (Q _a) | ۲۹۲۲۰ کیلووات | ۲۵۷۱۵/۵۹ کیلووات |
| انرژی مفید (Q _u) | ۲۲۲۵۷ کیلووات | ۲۲۲۵۷/۷۸ کیلووات |
| انرژی از دست رفته (Q _i) | ۶۹۶۳ کیلووات | ۳۴۵۷/۸۱ کیلووات |
| میانگین دمای گیرنده (T _r) | ۷۳۲/۱ کلوین | ۶۸۹/۸ کلوین |
| ضریب اتلاف گرما (U _i) | ۷/۱۸۵ وات بر مترمربع کلوین | ۵/۷۴۸ وات بر مترمربع کلوین |
| کل آگرژی ورودی (EX _a) | ۳۷۳۱۴ کیلووات | ۳۲۹۳۲/۵۹ کیلووات |
| آگرژی جذب شده توسط جاذب (EX _u) | ۱۶۲۹۷ کیلووات | ۱۴۷۹۲/۶۲ کیلووات |
| آگرژی مفید (EX _{u_{ii}}) | ۹۵۹۹ کیلووات | ۱۰۲۱۵/۱۳ کیلووات |
| کار به دست آمده از توربین فشار قوی (WHPT) | ۲۸۶۲ کیلووات | ۲۸۶۰/۹۷ کیلووات |
| کار به دست آمده از توربین فشار ضعیف (WLPT) | ۲۷۹۸ کیلووات | ۲۷۹۴/۶۰ کیلووات |
| کار گرفته شده توسط پمپ CEP | ۷/۴۶۸ کیلووات | ۷/۴۲ کیلووات |
| کار گرفته شده توسط پمپ CFP | ۱۳۶/۶ کیلووات | ۱۳۳/۴۳ کیلووات |

جدول ۶. مشخصات ترمودینامیکی در نقاط مختلف DSG SSTP برای شرایط جغرافیایی شهر یزد.

| نقاط مختلف سیکل | دما [K] | فشار [bar] | آنالتپی [kJ/kg] | آنتروپی [kJ/kg.K] | دبی جرمی [kg/s] | آگرژی [kJ/s] |
|-----------------|---------|------------|-----------------|-------------------|-----------------|--------------|
| ۱ | ۴۰۲/۵ | ۶۵ | ۳۱۷۴/۱ | ۶/۵۰۲۴ | ۸/۴۶۴ | ۱۱۸۰/۱۴ |
| ۲ | ۱۷۲ | ۵/۶ | ۲۷۸۹/۹ | ۶/۸۶۶۲ | ۸/۴۶۴ | ۶۸۳/۸۹۸ |
| ۳ | ۱۷۲ | ۵/۶ | ۲۷۸۹/۹ | ۶/۸۶۶۲ | ۷/۰۸۳ | ۶۸۳/۸۹۸ |
| ۴ | ۵۴/۳ | ۰/۱۵ | ۲۳۵۰/۹۲ | ۷/۲۴۴۳ | ۷/۰۸۳ | ۱۲۸/۴۵۶ |
| ۵ | ۴۵/۸ | ۰/۱ | ۱۹۱/۷۲ | ۰/۶۴۸۹ | ۷/۰۸۳ | ۰/۶۵۱۲ |

| نقاط مختلف سیکل | دما [K] | فشار [bar] | آنتالپی [kJ/kg] | آنتروپی [kJ/kg.K] | دبی جرمی [kg/s] | اگزرژی [kJ/s] |
|--------------------|------------|---------------|--------------------|----------------------|--------------------|------------------|
| ۶ | ۴۵/۹ | ۵/۶ | ۱۹۲/۶۱ | ۰/۶۵ | ۷/۰۸۳ | ۱/۲۱۸۶ |
| ۷ | ۱۷۲ | ۵/۶ | ۲۷۸۹/۶ | ۶/۸۶۶۲ | ۱/۳۸۱ | ۶۸۳/۸۹۸ |
| ۸ | ۱۳۹/۱ | ۵/۶ | ۵۸۵/۵۷ | ۱/۷۲۹۹ | ۸/۴۶۴ | ۶۱/۵۴۲۵ |
| ۹ | ۱۴۱/۱ | ۸۴/۴۶ | ۵۹۹/۲۹ | ۱/۷۴۲۶ | ۸/۴۶۴ | ۷۱/۳۶۸۴ |
| ۱۰ | ۱۲۹ | ۸۰ | ۵۴۷/۴۱ | ۱/۶۱۶۷ | ۸/۴۶۴ | ۵۸/۳۷۴۹ |
| ۱۱ | ۴۰۷/۶ | ۷۰/۶ | ۳۱۷۷ | ۶/۴۷۲۲ | ۸/۴۶۴ | ۱۱۹۲/۳۸ |

در جدول ۷ بازده قانون اول و دوم ترمودینامیک برای کل چرخه به ترتیب برابر با ۱۳/۹۷ درصد و ۱۴/۷۸ درصد می‌باشد. بازده قانون دوم ترمودینامیک توربین‌ها به دلیل پایین بودن بازده آیزونتروپیک آن‌ها، کم است. بیشترین انرژی از دست‌رفته در قسمت کلکتور-جاذب (۱۷۲۲۸۹ کیلووات) است، در حالی که انرژی از دست‌رفته بقیه اجزای کم می‌باشد. از نظر بازگشت‌ناپذیری و اگزرژی از دست‌رفته در کلکتور-جاذب بیشترین اتلاف وجود دارد (۲۷۷۱۵ کیلووات). همچنین از نتایج می‌توان این نتیجه را گرفت که یکی از اجزایی که امکان بهبود در عملکرد آن وجود دارد، پیش‌گرم‌کن باز می‌باشد؛ زیرا بازده قانون اول ترمودینامیک در آن ۹۵ درصد ولی بازده قانون دوم ۵۴/۶۵ درصد است.

جدول ۷. نتایج آنالیز انرژی و اگزرژی برای نقاط مختلف نیروگاه DSG SSTP برای شرایط جغرافیایی شهر یزد.

| نام پارامتر طراحی | اتلاف انرژی (kw) | بازگشت‌ناپذیری (kw) | بازده قانون اول (%) | بازده قانون دوم (%) |
|-------------------|------------------|---------------------|---------------------|---------------------|
| کلکتور | ۱۰۲۶۶ | ۲۰۳۸۷ | ۷۴ | ۴۵/۳۶ |
| جاذب | ۶۹۶۳ | ۷۳۲۸ | ۷۶/۱۷ | ۵۶/۷۱ |
| کلکتور-جاذب | ۱۷۲۲۹ | ۲۷۷۱۵ | ۵۶/۳۷ | ۲۵/۷۲ |
| لوله ۱ | ۲۴/۷ | ۱۰۳/۶ | ۹۹/۹۱ | ۹۸/۹۷ |
| توربین فشار قوی | ۳۹۰/۲ | ۱۳۳۹ | ۸۸ | ۶۸/۱۳ |
| توربین فشار ضعیف | ۳۱۰/۹ | ۱۱۳۶ | ۹۰ | ۷۱/۱۳ |
| کندانسور | ۱۵۲۹۴ | ۹۰۵/۲ | - | - |
| پمپ CEP | ۱۳/۸۲ | ۱۱/۴۹ | ۸۵ | ۵۳/۸۱ |
| پمپ CFP | ۱۱۷/۵ | ۸۴۰۵۳ | ۸۵ | ۶۰/۸۸ |
| پیش‌گرم‌کن | ۲۶۰/۹ | ۴۳۲/۲ | ۹۵ | ۵۴/۶۵ |
| لوله ۲ | ۴۳۹/۱ | ۱۱۰/۸ | ۹۱/۳۴ | ۸۱/۶۵ |
| کل سیکل | ۳۳۹۷۰ | ۳۱۷۹۸ | ۱۳/۹۶۹۳ | ۱۴/۷۸ |

از نتایج تجزیه و تحلیل اگزرژی مشخص می‌شود که در قسمت کلکتور اتلاف اگزرژی و بازگشت‌ناپذیری بیشتر از بقیه اجزا است. اتلاف اگزرژی در کلکتور را می‌توان با افزایش نسبت غلظت در کلکتور کاهش داد. با حفظ میانگین بهینه دمای گیرنده یا جمع‌آوری انرژی گرمایی می‌توان تلفات اگزرژی را در قسمت جاذب کاهش داد. برای حداکثر بازده اگزرژی، دمای سیال ورودی به کلکتور باید برابر با دمای خروجی از کلکتور باشد. بازده انرژی کلکتور با افزایش میانگین دما در کلکتور، کاهش، ولی بازده انرژی سیکل رانکین افزایش می‌یابد. بنابراین، برای حداکثر کارایی سیکل DSG STPP، دمای ورودی سیال به کلکتور باید بهینه باشد. دمای ورودی آب به کلکتور به درجه حرارت آب پیش‌گرم‌کن که

توسط آب زیرکش شده از توربین گرم می‌شود، بستگی دارد. طرح پیشنهادی بالا دارای یک پیش‌گرم‌کن می‌باشد. برای اینکه درجه حرارت آب ورودی مطلوب باشد و همچنین برای اینکه انرژی کمتری در پیش‌گرم‌کن تلف شود، بهتر است بیش از یک پیش‌گرم‌کن استفاده شود و همچنین فشار زیرکش و دبی جرمی زیرکش‌ها بهینه باشد. از این‌رو، تجزیه و تحلیل سیکل DSG STPP برای بررسی تأثیر تغییر فشار زیرکش و دبی جرمی آن‌ها و همچنین تأثیر تعداد پیش‌گرم‌کن‌ها بر عملکرد سیکل، بررسی شده است. برای تجزیه و تحلیل فرض بر این است که حالت بخار تولید شده در خروجی به ردیف‌های کلکتور، با تغییر سرعت جریان آب، تغییر نکند. افت فشار و اتلاف انرژی نیز از طریق خطوط لوله و کندانسور یکسان فرض شده است. خط انبساط از فشار P_B به فشار کندانسور P_C یکسان فرض می‌شود و دارای بازده ایزوتروپیک انبساط برای هر دو توربین ترکیبی ۰/۷۵ است؛ بنابراین تعیین وضعیت خروجی از توربین فشار قوی لازم نیست. کل کار در هر دو توربین ترکیبی با در نظر گرفتن بازده قانون اول ترمودینامیک برابر با ۰/۹ محاسبه شده است. دبی جرمی ورودی به کلکتور توسط فرمول زیر محاسبه می‌شود:

$$m_1 = \frac{Q_u}{(h_{11} - h_{10})} \quad (13)$$

حالت اول: دبی زیرکش از توربین با یک پیش‌گرم‌کن

سیکل مربوط با یک پیش‌گرم‌کن در شکل ۱ نشان داده شده است. برای به دست آوردن حالت بهینه سیکل، فشارهای مختلف، دبی جرمی و بازده قانون اول و دوم ترمودینامیک محاسبه شده است. نتایج در جدول ۸ مشاهده می‌شود. نسبت دبی جرمی زیرکش به دبی کل سیال از فرمول زیر به دست می‌آید [۱۸].

$$y_7 = \frac{(h_{8,0.95} - h_6)}{(h_7 - h_6)} \quad (14)$$

بدیهی است که کسر جرمی زیرکش شده بهینه، از توربین برای فشار، برابر است با کسر جرمی که باعث می‌شود آب در خروجی از پیش‌گرم‌کن اشباع باشد. کسر جرمی با افزایش فشار افزایش می‌یابد. با توجه به جدول ۸ مشاهده می‌شود که برای بازده قانون اول بیشینه (۱۴/۴۲۱ درصد)، فشار زیرکش باید در دامنه کمتری باشد و بهترین بازده قانون اول و دوم در فشار زیرکش برابر با ۴/۶ بار و کسر دبی جرمی ۰/۱۸۱۷ اتفاق می‌افتد. بهبود کارایی یک پیش‌گرم‌کن، با تغییر فشار زیرکش قابل توجه نیست؛ زیرا بازگشت‌ناپذیری در یک پیش‌گرم‌کن تقریباً با کاهش برگشت‌ناپذیری در کلکتور، افزایش می‌یابد.

جدول ۸. نسبت‌های جرمی و بازده قانون اول و دوم در سیکل با یک پیش‌گرم‌کن.

| فشار نقطه ۷ [bar] | نسبت کسر جرمی زیرکش [kg/kg] | بازده قانون اول (%) | بازده قانون دوم (%) |
|----------------------|--------------------------------|---------------------|---------------------|
| ۱/۱ | ۰/۱۰۷۶ | ۰/۱۴۲۷۴۱ | ۰/۱۵۱ |
| ۱/۶ | ۰/۱۲۵۸ | ۰/۱۴۳۳۸۲ | ۰/۱۵۱۷ |
| ۲/۱ | ۰/۱۳۹۵ | ۰/۱۴۳۷۴۸ | ۰/۱۵۲۱ |
| ۲/۶ | ۰/۱۵۰۶ | ۰/۱۴۳۹۶۸ | ۰/۱۵۲۳ |
| ۳/۱ | ۰/۱۵۹۹ | ۰/۱۴۴۱ | ۰/۱۵۲۵ |
| ۳/۶ | ۰/۱۶۸ | ۰/۱۴۴۱۷۵ | ۰/۱۵۲۶ |
| ۴/۱ | ۰/۱۷۵۲ | ۰/۱۴۴۲۰۹ | ۰/۱۵۲۶ |

| فشار نقطه ۷ [bar] | نسبت کسر جرمی زیرکش [kg/kg] | بازده قانون اول (%) | بازده قانون دوم (%) |
|----------------------|--------------------------------|---------------------|---------------------|
| ۴/۶ | ۰/۱۸۱۷ | ۰/۱۴۴۲۱۳ | ۰/۱۵۲۶ |
| ۵/۱ | ۰/۱۸۷۵ | ۰/۱۴۴۱۹۶ | ۰/۱۵۲۶ |
| ۵/۶ | ۰/۱۹۲۹ | ۰/۱۴۴۱۶۲ | ۰/۱۵۲۶ |
| ۶ | ۰/۱۹۶۹ | ۰/۱۴۴۱۲۵ | ۰/۱۵۲۵ |
| ۱۱ | ۰/۲۳۴۲ | ۰/۱۴۳۳۰۹ | ۰/۱۵۱۷ |
| ۱۶ | ۰/۲۵۹۲ | ۰/۱۴۲۲۵۱ | ۰/۱۵۰۵ |
| ۲۱ | ۰/۲۷۸۴ | ۰/۱۴۱۱۰۱ | ۰/۱۴۹۳ |
| ۲۶ | ۰/۲۹۴۱ | ۰/۱۳۹۹۲ | ۰/۱۴۸۱ |

حالت دوم: دبی زیرکش از توربین با دو پیش گرم کن

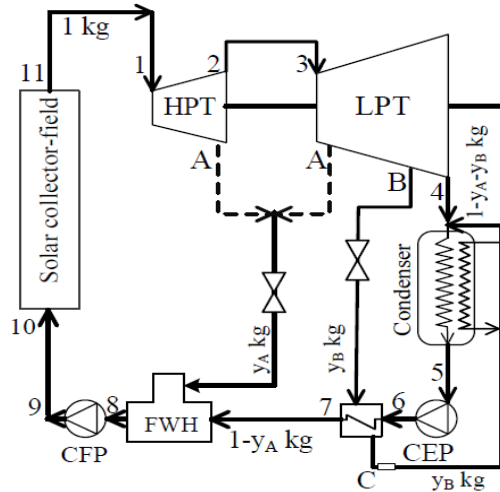
سیکل مربوط با دو پیش گرم کن در شکل ۳ نشان داده شده است. برای به دست آوردن حالت بهینه سیکل، فشارهای مختلف، دبی جرمی و بازده قانون اول و دوم ترمودینامیک محاسبه شده است. نتایج در جدول ۹ آورده شده است. نسبت دبی‌های جرمی زیرکش شده از توربین‌ها به دبی کل سیال از فرمول زیر به دست آمده است [۱۸].

$$y_A = \left(\frac{h_8}{0.95} - h_7 \right) / (h_A - h_7) \quad (15)$$

$$y_B = (1 - y_A)(h_7 - h_6) / 0.95(h_B - h_C) \quad (16)$$

در شکل ۳ مشاهده می‌شود که در دو قسمت، زیرکش انجام شده است؛ زیرکش در نقطه B برای پیش گرم کن بسته از توربین فشار ضعیف استخراج شده و زیرکش در نقطه A که برای پیش گرم کن باز است می‌تواند از توربین فشار قوی یا ضعیف زیرکش شده باشد. بیشینه مقدار مجاز بخار برای پیش گرم کن باید از نقطه B استخراج شود؛ زیرا در این قسمت انرژی بخار کم است. حداکثر کسر جرمی زیرکش شده از توربین برای پیش گرم کن بسته باعث می‌شود که آب خروجی از پیش گرم کن بسته، اشباع شود یا دمای آن ۵ درجه کمتر از دمای آب زیرکش شده از توربین شده باشد. اگر به جای پیش گرم کن بسته از پیش گرم کن باز استفاده شود، به دلیل فشار پایین به کار پمپ بیشتری نیاز است. در نتیجه، پیش گرم کن که توسط زیرکش B تغذیه می‌شود باید بسته باشد.

در جدول ۹، بازده قانون اول و دوم ترمودینامیک، کسر دبی جرمی y_A و y_B برای فشارهای مختلف زیرکش A و B نشان داده شده است. بیشترین بازده در فشار زیرکش B برابر با ۰/۹ بار و فشار زیرکش A برابر با ۷/۶ بار اتفاق می‌افتد. در این حالت، بازده قانون اول برابر با ۱۴/۶۸۷ درصد و بازده قانون دوم برابر با ۱۵/۵۴ درصد می‌باشد. همچنین در این حالت، کسر دبی جرمی برای زیرکش A برابر با ۰/۱۴۹۲ و برای زیرکش B برابر با ۰/۰۸۰۳۵ است.



شکل ۳. طرحواره سیکل نیروگاه حرارتی خورشیدی با تولید مستقیم بخار با دو پیش گرم کن.

جدول ۹. نسبت‌های جرمی و بازده قانون اول و دوم در سیکل با دو پیش گرم کن.

| بازده قانون دوم (%) | بازده قانون اول (%) | نسبت کسر جرمی زیرکش B [kg/kg] | نسبت کسر جرمی زیرکش A [kg/kg] | فشار نقطه B [bar] | فشار نقطه A [bar] |
|---------------------|---------------------|-------------------------------|-------------------------------|-------------------|-------------------|
| ۰/۱۵۳۶ | ۰/۱۴۵۱۳ | ۰/۰۱۵۶۸ | ۰/۱۷۰۵ | ۰/۲ | ۴/۷ |
| ۰/۱۵۴۴ | ۰/۱۴۵۸۷ | ۰/۰۲۱۳۶ | ۰/۱۶۵۲ | ۰/۳ | ۵/۳ |
| ۰/۱۵۴۸ | ۰/۱۴۶۲۹ | ۰/۰۴۳۱۹ | ۰/۱۶۱۳ | ۰/۴ | ۵/۸ |
| ۰/۱۵۵۱ | ۰/۱۴۶۵۶ | ۰/۰۵۲۷۸ | ۰/۱۵۸۹ | ۰/۵ | ۶/۳ |
| ۰/۱۵۵۲ | ۰/۱۴۶۷۱ | ۰/۰۶۱۰۲ | ۰/۱۵۵۳ | ۰/۶ | ۶/۶ |
| ۰/۱۵۵۴ | ۰/۱۴۶۸۱ | ۰/۰۶۸۱۵ | ۰/۱۵۳۴ | ۰/۷ | ۷ |
| ۰/۱۵۵۴ | ۰/۱۴۶۸۵ | ۰/۰۷۴۵۶ | ۰/۱۵۱۱ | ۰/۸ | ۷/۳ |
| ۰/۱۵۵۴ | ۰/۱۴۶۸۷ | ۰/۰۸۰۳۵ | ۰/۱۴۹۲ | ۰/۹ | ۷/۶ |
| ۰/۱۵۵۴ | ۰/۱۴۶۸۶ | ۰/۰۸۵۶۵ | ۰/۱۴۷۶ | ۱ | ۷/۹ |
| ۰/۱۵۵۴ | ۰/۱۴۶۸۲ | ۰/۰۹۰۷۱ | ۰/۱۴۴۵ | ۱/۱ | ۸ |
| ۰/۱۵۵۳ | ۰/۱۴۶۷۷ | ۰/۰۹۵۵۳ | ۰/۱۴۰۸ | ۱/۲ | ۸ |
| ۰/۱۵۵۲ | ۰/۱۴۶۶۹ | ۰/۱۰۰۰۱ | ۰/۱۳۷۳ | ۱/۳ | ۸ |
| ۰/۱۵۵۱ | ۰/۱۴۶۶۱ | ۰/۱۰۰۴۴ | ۰/۱۳۴ | ۱/۴ | ۸ |
| ۰/۱۵۵ | ۰/۱۴۶۵۲ | ۰/۱۰۰۸۵ | ۰/۱۳۰۹ | ۱/۵ | ۸ |
| ۰/۱۵۴۹ | ۰/۱۴۶۴۲ | ۰/۱۱۱۲۴ | ۰/۱۲۷۹ | ۱/۶ | ۸ |
| ۰/۱۵۴۸ | ۰/۱۴۶۳۱ | ۰/۱۱۱۶۱ | ۰/۱۲۵ | ۱/۷ | ۸ |
| ۰/۱۵۴۷ | ۰/۱۴۶۲ | ۰/۱۱۱۹۷ | ۰/۱۲۲۲ | ۱/۸ | ۸ |
| ۰/۱۵۴۶ | ۰/۱۴۶۰۹ | ۰/۱۱۲۳۲ | ۰/۱۱۹۶ | ۱/۹ | ۸ |

| بازده قانون دوم (%) | بازده قانون اول (%) | نسبت کسر جرمی زیرکش B [kg/kg] | نسبت کسر جرمی زیرکش A [kg/kg] | فشار نقطه B [bar] | فشار نقطه A [bar] |
|---------------------|---------------------|-------------------------------|-------------------------------|-------------------|-------------------|
| ۰/۱۵۴۵ | ۰/۱۴۵۹۷ | ۰/۱۲۶۵ | ۰/۱۱۷ | ۲ | ۸ |
| ۰/۱۵۴۲ | ۰/۱۴۵۷۲ | ۰/۱۳۲۹ | ۰/۱۱۲۱ | ۲/۲ | ۸ |
| ۰/۱۵۳۸ | ۰/۱۴۵۲۳ | ۰/۱۴۱۷ | ۰/۱۰۵۴ | ۲/۵ | ۸ |

حالت سوم، دبی زیرکش از توربین با سه پیش گرم کن

سیکل مربوط با سه پیش گرم کن در شکل ۵ نشان داده شده است. برای به دست آوردن حالت بهینه سیکل، فشارهای مختلف، دبی جرمی و بازده قانون اول و دوم ترمودینامیک محاسبه شده است. نتایج در جدول ۱۰ مشاهده می شود. نسبت دبی های جرمی زیرکش شده از توربین ها به دبی کل سیال از فرمول زیر به دست آمده است: [۱۸].

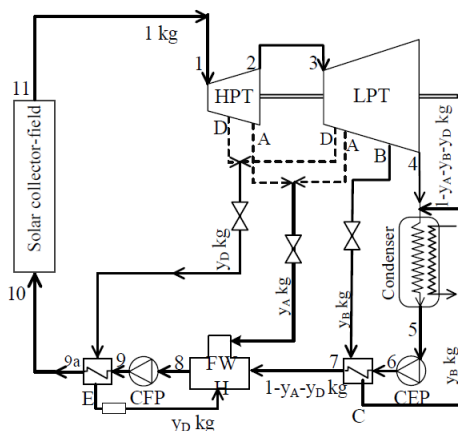
$$y_D = (h_{9a} - h_9) / 0.95(h_D - h_E) \quad (17)$$

$$y_A = \left[\frac{h_8}{0.95} - y_D h_E - (1 - y_D) h_7 \right] / (h_A - h_7) \quad (18)$$

$$y_B = (1 - y_A - y_D)(h_7 - h_6) / 0.95(h_B - h_C) \quad (19)$$

در شکل ۵ مشاهده می شود که زیرکش D قبل از زیرکش A قرار می گیرد و البته فشار زیرکش D بیشتر از فشار زیرکش A می باشد و خروجی از پیش گرم کن سوم یعنی نقطه E به صورت بخار اشباع است که به پیش گرم کن باز برمی گردد. بیشینه مقدار مجاز بخار برای پیش گرم کن باید از نقطه B استخراج شود؛ زیرا در این قسمت اگزرژی بخار کم است.

در جدول ۱۰ بازده قانون اول و دوم ترمودینامیک، کسر دبی جرمی y_A ، y_B و y_D برای فشارهای مختلف زیرکش A و B نشان داده شده است. بیشترین بازده را در فشار زیرکش B برابر با ۰/۷ بار، فشار زیرکش A برابر با ۴ بار و فشار زیرکش D برابر با ۱۲ بار اتفاق می افتد. در این حالت بازده قانون اول برابر با ۱۵/۱۳۴ درصد و بازده قانون دوم برابر با ۱۶/۰۱ درصد می باشد. همچنین در این حالت، کسر دبی جرمی برای زیرکش A برابر با ۰/۰۸۴۳۶، برای زیرکش B برابر با ۰/۰۵۹۳۷ و برای زیرکش D برابر با ۰/۱۷۸۳ است.



شکل ۵. طرح‌واره سیکل نیروگاه حرارتی خورشیدی با تولید مستقیم بخار با سه پیش‌گرم‌کن.

جدول ۱۰. نسبت‌های جرمی و بازده قانون اول و دوم در سیکل با سه پیش‌گرم‌کن.

| فشار نقطه D [bar] | فشار نقطه A [bar] | فشار نقطه B [bar] | نسبت کسر جرمی زیرکشی D [kg/kg] | نسبت کسر جرمی زیرکشی A [kg/kg] | نسبت کسر جرمی زیرکشی B [kg/kg] | بازده قانون اول (%) | بازده قانون دوم (%) |
|-------------------|-------------------|-------------------|--------------------------------|--------------------------------|--------------------------------|---------------------|---------------------|
| ۱۲ | ۳/۱ | ۰/۲ | ۰/۱۹۷۶ | ۰/۱۰۱۸ | ۰/۱۳۳۴ | ۱۵/۰۲۲ | ۱۰/۱۵۹ |
| ۱۲ | ۳/۴ | ۰/۳ | ۰/۱۹۰۸ | ۰/۰۹۷۹ | ۰/۰۲۶۷ | ۱۵/۰۸۱ | ۱۰/۱۵۹۶ |
| ۱۲ | ۳/۶ | ۰/۴ | ۰/۱۸۶۴ | ۰/۰۹۴ | ۰/۰۳۷۱ | ۱۵/۱۱۱ | ۱۰/۱۵۹۹ |
| ۱۲ | ۳/۷ | ۰/۵ | ۰/۱۸۷۳ | ۰/۰۹۸۳ | ۰/۰۴۵۲ | ۱۵/۱۲۶ | ۱۰/۱۶۰۱ |
| ۱۲ | ۳/۹ | ۰/۶ | ۰/۱۸۰۲ | ۰/۰۸۷۵ | ۰/۰۵۲۹ | ۱۵/۱۳۳ | ۱۰/۱۶۰۱ |
| ۱۲ | ۴ | ۰/۷ | ۰/۱۷۸۳ | ۰/۰۴۳۶ | ۰/۰۵۹۷ | ۱۵/۱۳۴ | ۱۰/۱۶۰۱ |
| ۱۲ | ۴/۲ | ۰/۸ | ۰/۱۷۴۵ | ۰/۰۸۳۵ | ۰/۰۶۵۱ | ۱۵/۱۳۲ | ۱۰/۱۶۰۱ |
| ۱۲ | ۴/۳ | ۰/۹ | ۰/۱۷۲۶ | ۰/۰۸۱۲ | ۰/۰۷۰۴ | ۱۵/۱۲۶ | ۱۰/۱۶۰۱ |
| ۱۲ | ۴/۴ | ۱ | ۰/۱۷۰۸ | ۰/۰۷۹۱ | ۰/۰۷۵۳ | ۱۵/۱۱۹ | ۱۰/۱۶۰ |
| ۱۲ | ۴/۵ | ۱/۱ | ۰/۱۶۹ | ۰/۰۷۷۳ | ۰/۰۷۹۸ | ۱۵/۱۱۱ | ۱۰/۱۵۹۹ |
| ۱۲ | ۴/۶ | ۱/۲ | ۰/۱۶۷۲ | ۰/۰۷۵۷ | ۰/۰۸۴۱ | ۱۵/۱ | ۱۰/۱۵۹۸ |
| ۱۲ | ۴/۷ | ۱/۳ | ۰/۱۶۵۵ | ۰/۰۷۴۳ | ۰/۰۸۸۱ | ۱۵/۰۸۹ | ۱۰/۱۵۹۷ |
| ۱۲ | ۴/۸ | ۱/۴ | ۰/۱۶۳۸ | ۰/۰۷۳۰ | ۰/۰۹۱۹ | ۱۵/۰۷۸ | ۱۰/۱۵۹۶ |
| ۱۲ | ۴/۹ | ۱/۵ | ۰/۱۶۲۱ | ۰/۰۷۱۸ | ۰/۰۹۵۵ | ۱۵/۰۶۵ | ۱۰/۱۵۹۴ |
| ۱۲ | ۵ | ۱/۶ | ۰/۱۶۰۵ | ۰/۰۷۰۸ | ۰/۰۹۹۰ | ۱۵/۰۵۳ | ۱۰/۱۵۹۳ |
| ۱۲ | ۵/۱ | ۱/۷ | ۰/۱۵۸۹ | ۰/۰۶۹۸ | ۰/۱۰۲۳ | ۱۵/۰۴ | ۱۰/۱۵۹۲ |

| فشار نقطه D [bar] | فشار نقطه A [bar] | فشار نقطه B [bar] | نسبت کسر جرمی زیرکش D [kg/kg] | نسبت کسر جرمی زیرکش A [kg/kg] | نسبت کسر جرمی زیرکش B [kg/kg] | بازده قانون اول (%) | بازده قانون دوم (%) |
|----------------------|----------------------|----------------------|-------------------------------------|-------------------------------------|-------------------------------------|---------------------|---------------------|
| ۱۲ | ۵/۱ | ۱/۸ | ۰/۱۵۸۹ | ۰/۰۶۷۲۳ | ۰/۱۰۵۵ | ۰/۱۵۰۲۶ | ۰/۱۱۵۹ |
| ۱۲ | ۵/۲ | ۱/۹ | ۰/۱۵۷۳ | ۰/۰۶۶۵۴ | ۰/۱۰۸۵ | ۰/۱۵۰۱۳ | ۰/۱۱۵۸۹ |
| ۱۲ | ۵/۳ | ۲ | ۰/۱۵۵۷ | ۰/۰۶۵۸۱ | ۰/۱۱۱۵ | ۰/۱۴۹۹۹ | ۰/۱۱۵۸۷ |
| ۱۲ | ۵/۵ | ۲/۵ | ۰/۱۵۲۶ | ۰/۰۶۴۵۲ | ۰/۱۱۷۱ | ۰/۱۴۹۷۱ | ۰/۱۱۵۸۴ |
| ۱۲ | ۵/۷ | ۲/۵ | ۰/۱۴۹۶ | ۰/۰۶۱۴۴ | ۰/۱۲۴۹ | ۰/۱۴۹۲۷ | ۰/۱۱۵۸ |

حالت چهارم، دبی زیرکش از توربین با چهار پیش گرم کن

سیکل مربوط با چهار پیش گرم کن در شکل ۷ نشان داده شده است. برای به دست آوردن حالت بهینه سیکل، برای فشارهای مختلف، دبی جرمی و بازده قانون اول و دوم ترمودینامیک محاسبه شده است. نتایج در جدول (۱۱) مشاهده می شود. نسبت دبی های جرمی زیرکش شده از توربین ها به دبی کل سیال از فرمول زیر به دست آمده است [۱۸]:

$$y_A = \frac{h_{10a} - h_{10}}{0.95 * (h_A - h_G)} \quad (20)$$

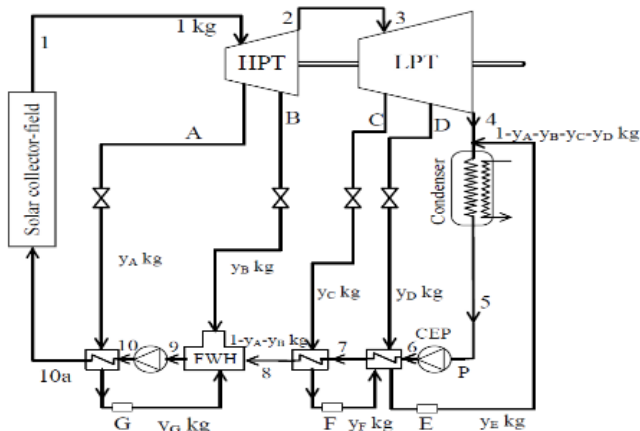
$$y_B = \frac{\left(\frac{h_9}{0.95}\right) - y_A h_G - (1 - y_A) * h_8}{(h_B - h_8)} \quad (21)$$

$$y_C = \frac{(1 - y_A - y_B) * (h_8 - h_7)}{0.95 * (h_C - h_F)} \quad (22)$$

$$y_D = (y_F * h_F + (1 - y_D - y_A) * (h_7 - h_6)) / 0.95 * (h_D - h_E) \quad (23)$$

در شکل ۷ مشاهده می شود که زیرکش های A، B، C و D به ترتیب قرار دارند و فشارها از A به D کاهش می یابد. خروجی از پیش گرم کن اول به صورت بخار اشباع به لوله قبل از کندانسور وصل می شود. خروجی از پیش گرم کن دوم یعنی نقطه F به صورت بخار اشباع است که به پیش گرم کن بسته اول برمی گردد و خروجی از پیش گرم کن سوم یعنی نقطه G به صورت بخار اشباع به پیش گرم کن برمی گردد.

در جدول (۱۱)، بازده قانون اول و دوم ترمودینامیک، کسر دبی جرمی y_A ، y_B ، y_C و y_D برای فشارهای مختلف زیرکش B و C و D نشان داده شده است. بیشترین بازده را در فشار زیرکش D برابر با ۰/۴ بار، فشار زیرکش B برابر با ۳/۶ بار و فشار زیرکش C برابر با ۰/۵ بار اتفاق می افتد. در این حالت بازده قانون اول برابر با ۱۷/۱۷ درصد و بازده قانون دوم برابر با ۱۵/۹۲ درصد می باشد. همچنین در این حالت، کسر دبی جرمی برای زیرکش B برابر با ۰/۰۸۷۱۹، زیرکش D برابر با ۰/۰۵۰۸۱، زیرکش A برابر با ۰/۱۸۶۴ و برای زیرکش C برابر با ۰/۱۱۲۸ است.



شکل ۷. طرحواره سیکل نیروگاه حرارتی خورشیدی با تولید مستقیم بخار با چهار پیش گرم کن.

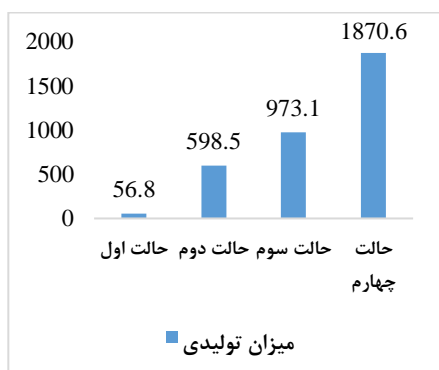
جدول ۱۱. نسبت‌های جرمی و بازده قانون اول و دوم در چرخه با چهار پیش گرم کن.

| بازده قانون دوم (%) | بازده قانون اول (%) | نسبت کسر جرمی زیرکشی D [kg/kg] | نسبت کسر جرمی زیرکشی C [kg/kg] | نسبت کسر جرمی زیرکشی B [kg/kg] | نسبت کسر جرمی زیرکشی A [kg/kg] | فشار نقطه D [bar] | فشار نقطه C [bar] | فشار نقطه B [bar] | فشار نقطه A [bar] |
|---------------------|---------------------|--------------------------------|--------------------------------|--------------------------------|--------------------------------|-------------------|-------------------|-------------------|-------------------|
| ۱۰/۱۵۹۶ | ۱۰/۱۷۱۳ | ۰/۰۲۱۸۴ | ۰/۰۱۶۸۷ | ۰/۰۹۰۹۹ | ۰/۰۹۶۷۶ | ۰/۲ | ۰/۳ | ۱/۳ | ۱۲ |
| ۱۰/۱۵۹۸ | ۱۰/۱۷۱۶ | ۰/۰۲۸۵ | ۰/۰۱۶۹۶ | ۰/۰۸۶۵۵ | ۰/۰۸۰۸۰ | ۰/۳ | ۰/۴ | ۳/۴ | ۱۲ |
| ۱۰/۱۵۹۹ | ۱۰/۱۷۱۷ | ۰/۰۵۰۸۱ | ۰/۰۱۱۲۸ | ۰/۰۸۷۱۹ | ۰/۰۸۶۴۴ | ۰/۴ | ۰/۵ | ۳/۶ | ۱۲ |
| ۱۰/۱۵۹۸ | ۱۰/۱۷۱۶ | ۰/۰۶۰۶۹ | ۰/۰۰۹۵۲۲ | ۰/۰۸۳۴۵ | ۰/۰۸۴۳۳ | ۰/۵ | ۰/۶ | ۳/۷ | ۱۲ |
| ۱۰/۱۵۹۷ | ۱۰/۱۷۱۵ | ۰/۰۶۹ | ۰/۰۰۸۷۸ | ۰/۰۸۲۲۸ | ۰/۰۸۱۰۳ | ۰/۶ | ۰/۷ | ۳/۹ | ۱۲ |
| ۱۰/۱۵۹۶ | ۱۰/۱۷۱۴ | ۰/۰۷۶۲ | ۰/۰۰۷۳۴۹ | ۰/۰۷۹۳۸ | ۰/۰۷۸۳۳ | ۰/۷ | ۰/۸ | ۴ | ۱۲ |
| ۱۰/۱۵۹۵ | ۱۰/۱۷۱۲ | ۰/۰۸۲۵۷ | ۰/۰۰۶۶۵ | ۰/۰۷۹۶۳ | ۰/۰۷۴۴۵ | ۰/۸ | ۰/۹ | ۴/۲ | ۱۲ |
| ۱۰/۱۵۹۳ | ۱۰/۱۷۱۱ | ۰/۰۸۸۳۱ | ۰/۰۰۶۰۴۴ | ۰/۰۷۷۳۴ | ۰/۰۷۶۲۶ | ۰/۹ | ۱ | ۴/۳ | ۱۲ |
| ۱۰/۱۵۹۱ | ۱۰/۱۷۰۹ | ۰/۰۹۳۵۴ | ۰/۰۰۵۵۶۶ | ۰/۰۷۵۵۷ | ۰/۰۷۵۰۸ | ۱ | ۱/۱ | ۴/۴ | ۱۲ |
| ۱۰/۱۵۹ | ۱۰/۱۷۰۷ | ۰/۰۹۸۳۶ | ۰/۰۰۵۱۶۶ | ۰/۰۷۳۹۹ | ۰/۰۱۶۹ | ۱/۱ | ۱/۲ | ۴/۵ | ۱۲ |
| ۱۰/۱۵۸۸ | ۱۰/۱۷۰۵ | ۰/۱۰۲۸ | ۰/۰۰۴۸۲۵ | ۰/۰۷۲۵۹ | ۰/۰۱۶۲۲ | ۱/۲ | ۱/۳ | ۴/۶ | ۱۲ |
| ۱۰/۱۵۸۶ | ۱۰/۱۷۰۳ | ۰/۱۰۷ | ۰/۰۰۴۵۲۲ | ۰/۰۷۱۳۲ | ۰/۰۱۶۵۵ | ۱/۳ | ۱/۴ | ۴/۷ | ۱۲ |
| ۱۰/۱۵۸۴ | ۱۰/۱۷۰۱ | ۰/۱۱۰۹ | ۰/۰۰۴۲۷۶ | ۰/۰۷۰۱۸ | ۰/۰۱۶۲۸ | ۱/۴ | ۱/۵ | ۴/۸ | ۱۲ |
| ۱۰/۱۵۸۳ | ۱۰/۱۶۹۹ | ۰/۱۱۴۶ | ۰/۰۰۴۰۵۱ | ۰/۰۶۹۱۴ | ۰/۰۱۶۲۱ | ۱/۵ | ۱/۶ | ۴/۹ | ۱۲ |
| ۱۰/۱۵۸۱ | ۱۰/۱۶۹۷ | ۰/۱۱۸۱ | ۰/۰۰۳۸۵۱ | ۰/۰۶۸۲ | ۰/۰۱۶۰۵ | ۱/۶ | ۱/۷ | ۵ | ۱۲ |
| ۱۰/۱۵۷۹ | ۱۰/۱۶۹۵ | ۰/۱۲۱۴ | ۰/۰۰۳۶۷۲ | ۰/۰۶۷۳۳ | ۰/۰۱۵۸۹ | ۱/۷ | ۱/۸ | ۵/۱ | ۱۲ |
| ۱۰/۱۵۷۷ | ۱۰/۱۶۹۳ | ۰/۱۲۴۶ | ۰/۰۰۳۵۱۱ | ۰/۰۶۶۹۳ | ۰/۰۱۵۸۹ | ۱/۸ | ۱/۹ | ۵/۱ | ۱۲ |
| ۱۰/۱۵۷۵ | ۱۰/۱۶۹۲ | ۰/۱۲۷۶ | ۰/۰۰۳۵۶۵ | ۰/۰۶۶۲۳ | ۰/۰۱۵۷۳ | ۱/۹ | ۲ | ۵/۲ | ۱۲ |

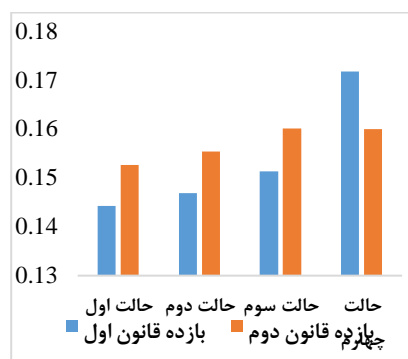
| فشار نقطه A [Bar ^a] | فشار نقطه B [Bar ^a] | فشار نقطه C [Bar ^a] | فشار نقطه D [Bar ^a] | نسبت کسر جرمی زیرکشی A [kg/kg ^a] | نسبت کسر جرمی زیرکشی B [kg/kg ^a] | نسبت کسر جرمی زیرکشی C [kg/kg ^a] | نسبت کسر جرمی زیرکشی D [kg/kg ^a] | بازده قانون اول (%) | بازده قانون دوم (%) |
|------------------------------------|------------------------------------|------------------------------------|------------------------------------|--|--|--|--|---------------------|---------------------|
| ۱۲ | ۵/۳ | ۲/۲ | ۲ | ۰/۱۵۵۷ | ۰/۰۶۱۴۲ | ۰/۰۰۶۳۴۵ | ۰/۱۱۳۱۸ | ۰/۱۶۸۹ | ۰/۱۵۷۳ |
| ۱۲ | ۵/۵ | ۲/۵ | ۲/۲ | ۰/۱۵۶۶ | ۰/۰۵۸۴۳ | ۰/۰۰۸۷۰۳ | ۰/۱۱۳۸۵ | ۰/۱۶۸۴ | ۰/۱۵۶۸ |
| ۱۲ | ۵/۷ | ۳ | ۲/۵ | ۰/۱۴۹۶ | ۰/۰۵۲۳۲ | ۰/۰۱۲۸۱ | ۰/۱۱۴۸۱ | ۰/۱۶۸۵ | ۰/۱۵۶ |

نتیجه گیری

با توجه به نتایج شکل ۸ و طبق نتایج به دست آمده از تجزیه و تحلیل انرژی و انرژی نیروگاه خورشیدی، مشخص شد که بیشترین اتلاف انرژی در قسمت کندانسور و پس از آن در قسمت کلکتور اتفاق می افتد و قسمت کلکتور بیشترین اتلاف انرژی را دارد. اتلاف انرژی در کندانسور ناچیز است؛ زیرا در کندانسور، انرژی با کیفیت پایین از بین می رود. تجزیه و تحلیل سیکل DSG SSTP نشان می دهد که کلکتور و جاذب، نیاز به بهبود دارند. یکی از راهکارهای کاهش تلفات انرژی این است که در جاذب DSG SSTP، دمای آب از ورودی به ردیف کلکتور سهموی بهینه باشد. در حالتی که سیکل یک پیش گرم کن باز دارد، تغییر کسر جرمی زیرکشی و فشار زیرکشی باعث می شود که حالت بهینه دست یابد که برای حالت بهینه، فشار زیرکشی برابر با ۴/۶ بار و بازده قانون اول ترمودینامیک برابر با ۱۴/۴۲۱ درصد و بازده قانون دوم برابر با ۱۵/۲۶ درصد است. بهینه سازی برای حالت هایی که سیکل دو، سه و چهار پیش گرم کن دارد نیز انجام شده است. در حالت دو پیش گرم کن، بازده قانون اول برابر با ۱۴/۶۸۷ درصد و بازده قانون دوم برابر با ۱۵/۵۴ درصد می باشد، در حالت سه پیش گرم کن بازده قانون اول برابر با ۱۵/۱۳۴ درصد و بازده قانون دوم برابر با ۱۶/۰۱ درصد است. در حالتی که چهار پیش گرم کن قرار داده شده است؛ بازده قانون اول برابر با ۱۷/۱۷ درصد و بازده قانون دوم برابر با ۱۶ درصد است. همان طور که از نتایج شکل ۸ مشخص است برای اینکه بازده و میزان تولیدی بیشتری از سیکل به دست آید، باید حداقل از سه یا چهار پیش گرم کن استفاده شود؛ بنابراین طبق نتایج به دست آمده می توان سیکل مقاله حاضر را برای شهر یزد پیشنهاد کرد.



(ب)



(الف)

شکل ۸. (الف) مقایسه بازده قانون اول و دوم بر اساس تعداد پیش گرم کن، (ب) مقایسه میزان تولیدی نیروگاه (کیلووات) بر اساس تعداد پیش گرم کن.

References

- [1] Bejan, A. (2016). *Advanced engineering thermodynamics* (4 ed.). John Wiley & Sons. <https://doi.org/10.1002/9781119245964>
- [2] Kotas, T. J. (2013). *The exergy method of thermal plant analysis*. Butterworth-Heinemann. <https://www.amazon.com/Exergy-Method-Thermal-Plant-Analysis-ebook/dp/B01D88U8TI>
- [3] Ameri, M., Ahmadi, P., & Khanmohammadi, S. (2008). Exergy analysis of a 420 MW combined cycle power plant. *International Journal of Energy Research*, 32(2), 175-183. <https://doi.org/10.1002/er.1351>
- [4] Gupta, M. K., & Kaushik, S. C. (2009). Exergetic utilization of solar energy for feed water preheating in a conventional thermal power plant. *International Journal of Energy Research*, 33(6), 593-604. <https://doi.org/10.1002/er.1500>
- [5] Mago, P. J., Srinivasan, K. K., Chamra, L. M., & Somayaji, C. (2008). An examination of exergy destruction in organic Rankine cycles. *International Journal of Energy Research*, 32(10), 926-938. <https://doi.org/10.1002/er.1406>
- [6] Singh, N., Kaushik, S. C., & Misra, R. D. (2000). Exergetic analysis of a solar thermal power system. *Renewable Energy*, 19(1), 135-143. [https://doi.org/10.1016/S0960-1481\(99\)00027-0](https://doi.org/10.1016/S0960-1481(99)00027-0)
- [7] Habib, M. A., & Zubair, S. M. (1992). Second-law-based thermodynamic analysis of regenerative-reheat Rankine-cycle power plants. *Energy*, 17(3), 295-301. [https://doi.org/10.1016/0360-5442\(92\)90057-7](https://doi.org/10.1016/0360-5442(92)90057-7)
- [8] Eck, M., Zarza, E., Eickhoff, M., Rheinländer, J., & Valenzuela, L. (2003). Applied research concerning the direct steam generation in parabolic troughs. *Solar Energy*, 74(4), 341-351. [https://doi.org/10.1016/S0038-092X\(03\)00111-7](https://doi.org/10.1016/S0038-092X(03)00111-7)
- [9] Zarza, E., Rojas, M. E., González, L., Caballero, J. M., & Rueda, F. (2006). INDITEP: The first pre-commercial DSG solar power plant. *Solar Energy*, 80(10), 1270-1276. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2005.04.019>
- [10] Saghaffifar, M., Mohammadi, K., & Powell, K. (2020). Design and analysis of a dual-receiver direct steam generator solar power tower plant with a flexible heliostat field. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 39(1), 100698. <https://doi.org/10.1016/j.seta.2020.100698>
- [11] Iodice, P., Langella, G., & Amoresano, A. (2020). Direct steam generation solar systems with screw expanders and parabolic trough collectors: Energetic assessment at part-load operating conditions. *Case Studies in Thermal Engineering*, 19, 100611. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2020.100611>
- [12] Eck, M., & Zarza, E. (2006). Saturated steam process with direct steam generating parabolic troughs. *Solar Energy*, 80(11), 1424-1433. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2006.03.011>
- [13] Popov, D. (2011). An option for solar thermal repowering of fossil fuel fired power plants. *Solar Energy*, 85(2), 344-349. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2010.11.017>
- [14] Mohammadi, A., Ahmadi, M. H., Bidi, M., Ghazvini, M., & Ming, T. (2018). Exergy and economic analyses of replacing feedwater heaters in a Rankine cycle with parabolic trough collectors. *Energy Reports*, 4, 243-251. <https://doi.org/10.1016/j.egyr.2018.03.001>
- [15] Barghi Jahromi, M. S., Iranmanesh, M., & Samimi akhijahani, H. (2021). Thermo-Economic evaluation of a solar dryer with evacuated heat pipe collector and energy storage. *Journal Of Applied and Computational Sciences in Mechanics*, 32(1), 39-58. <https://doi.org/10.22067/jacsm.2021.56640.0>
- [16] Iranmanesh, M., & Barghi Jahromi, M. S. (2019). Effect of Forced Convection and PCM Materials on an Indirect Solar Dryer Equipped with Evacuated Heat Pipe Collector.

- Modares Mechanical Engineering*, 19(11), 2607-2614. <http://mme.modares.ac.ir/article-15-25587-en.html> <http://mme.modares.ac.ir/article-15-25587-en.pdf>
- [17] Iranmanesh, M., Samimi Akhijahani, H., & Barghi Jahromi, M. S. (2020). CFD modeling and evaluation the performance of a solar cabinet dryer equipped with evacuated tube solar collector and thermal storage system. *Renewable Energy*, 145(2), 1192-1213. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2019.06.038>
- [18] Gupta, M. K., & Kaushik, S. C. (2010). Exergy analysis and investigation for various feed water heaters of direct steam generation solar-thermal power plant. *Renewable Energy*, 35(6), 1228-1235. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2009.09.007>
- [19] Omidpanah, M., Elomee, S. A. A., & Ashtian Malayer, M. (2021). Process Simulation and Extraction of Parameters Affecting the Production Capacity and Efficiency of a Combined Cycle Power Plant Unit (Case study: Yazd Combined Cycle Power Plant). *Karafan Quarterly Scientific Journal*, 18(3), 55-77. <https://doi.org/10.48301/kssa.2021.130679>
- [20] Barghi Jahromi, M., Kalantar, V., & Abdolrezaie, M. (2020). Experimental Study of Effect of Storage Phase Change Materials (PCM) on the Function of a Passive Solar Ventilator. *Modares Mechanical Engineering*, 20(7), 1709-1717. <http://mme.modares.ac.ir/article-15-38118-en.html> <http://mme.modares.ac.ir/article-15-38118-en.pdf>
- [21] Duffie, J. A., & Beckman, W. A. (1980). *Solar engineering of thermal processes*. John Wiley & Sons. <https://www.amazon.com/Solar-Engineering-Thermal-Processes-Duffie/dp/0471050660>