



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

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

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

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

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

ARTICLE INFO

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@](mailto:mohammadsaleh.barghi@stu.yazd.ac.ir)

stu.yazd.ac.ir

ABSTRACT

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.

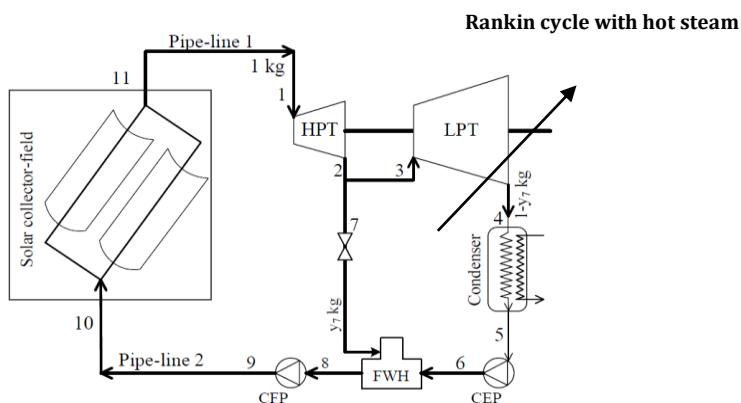


Figure 1. Scheme of solar power plant cycle with direct steam generation

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:

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

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.

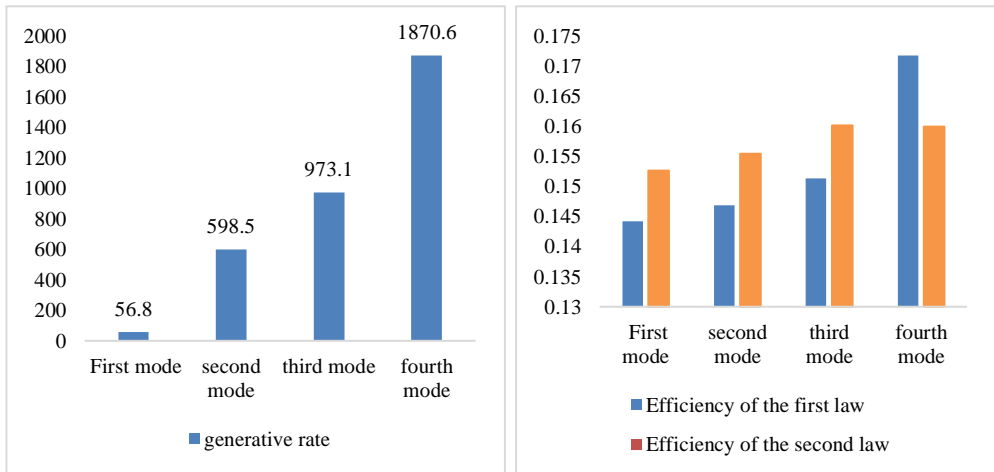
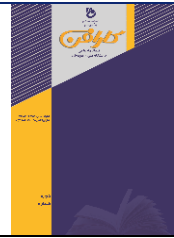


Figure 2. (a) Comparison of efficiencies of the first and second laws based on the number of preheaters, (b) Comparison of power plant output (kilowatts) based on the number of preheaters



شاپای الکترونیکی: ۴۴۲۰-۲۵۳۸

شاپای چاپی: ۹۷۹۶-۲۳۸۲



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

کتابون 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 پیش گرم کن‌ها، 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 پیش گرم کن می‌باشد، دبی زیرکش و بازده قانون اول و دوم ترمودینامیک بررسی شده‌اند تا حالت بهینه به دست آید. نتایج به دست آمده برای حالتی که سیکل دارای چهار پیش گرم کن می‌باشد، نشان می‌دهد که بازده قانون اول و دوم به ترتیب برابر با ۱۷/۲ درصد و ۱۶ درصد است که مقدار قابل توجهی افزایش نسبت به حالتی که سیکل دارای یک یا دو یا سه پیش گرم کن بوده، داشته است؛ بنابراین طبق نتایج به دست آمده از بازده قانون اول و دوم و بازگشت‌ناپذیری اجزای نیروگاه می‌توان چرخه مقاله حاضر را برای شهر یزد پیشنهاد کرد.

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
پیش گرم کن
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 اگزرژی (براساس قانون دوم ترمودینامیک) یک ابزار مفید برای افزایش استفاده بهینه از منابع انرژی می‌باشد [۱؛ ۲]. تحلیل اگزرژی معیار واقعی از دست دادن تلفات را نشان می‌دهد که از نتایج تحلیل انرژی و اگزرژی 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 اگزرژی 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 براساس 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 اگزرژی 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

¹ Solar thermal power plant

² Direct steam generation

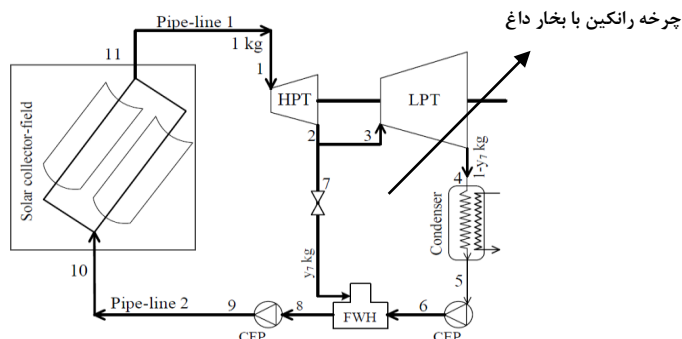
³ Levelized Cost of Energy

سیستم پیش گرم کن بسته طراحی کردند. همچنین برای استفاده از این سیستم در طول شب، یک سیستم ذخیره سازی حرارتی به چرخه اضافه کردند. نتایج نشان می دهد که با استفاده از سیستم پیشنهادی، قدرت تولیدی خالص نیروگاه ۸/۱۴ درصد افزایش می یابد. همچنین، تجزیه و تحلیل اگزرژی نشان می دهد که در هر دو حالت، دیگ بخار بیشترین میزان تخریب اگزرژی را دارد. ایران کشوری است که به دلیل فراوانی انرژی های فسیلی توجه کمتری به نحوه مصرف انرژی و بهینه سازی سامانه های مصرف کننده انرژی می شود. اما در دهه های اخیر با توجه به روبه پابان بودن منابع سوخت های فسیلی و آلودگی حاصل از مصرف این نوع سوخت ها، در سند جامع توسعه کشور مقرر گردیده است که تا سال ۱۴۳۰ باید حداقل ۳۰ درصد از شبکه تولید برق، از انرژی های 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 زمینه های مختلف به خصوص نیروگاه های 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 می باشد. همچنین برای به حداقل رساندن اگزرژی در دریافت کننده، باید تعداد پیش گرم کن 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 متمرکز کننده سهموی، ۳ تا برای پیش گرم کن 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 می باشد. کلکتور خورشیدی بخار فوق گرم با دمای 410°C و فشار ۷۰ Bar را تولید می کند [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 جمع کننده کلکتور در هر ردیف	N_p	۱۲	عدد
تعداد ردیف های کلکتور	N_c	۱۰	عدد

نام پارامتر طراحی	علامت اختصاری	مقدار	واحد فیزیکی
تعداد ردیف کلکتور در مزرعه خورشیدی	N_r	۷	عدد
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 یزد	-	۵۴/۴	°E
عرض جغرافیایی یزد	\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 EX_z در نقطه مشخص Z به ترتیب با $m_j h_j$ و $m_j \psi_j$ 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 می‌دهد. انرژی کل ورودی از $DSG SSTP$ ، Q_I می‌باشد 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

$$r_b = (\cos \theta / \cos \theta_z)$$

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

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

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

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

کل انرژی ورودی از $DSG SSTP$ یا انرژی دریافتی توسط کلکتور به صورت زیر محاسبه می‌شود:

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

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 می‌شود:

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

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 کلوین تا ۷۲۳ کلوین 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: $W_{HPT} = (m_1h_1 - m_2h_2) \times 0.88$. 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 (P_4) و بازده آیزونتروپیک توربین فشار ضعیف ۰/۷۸ تعیین می‌شود. کار خروجی توربین فشار ضعیف (W_{LPT}) برابر است با: $W_{LPT} = 0.90 \times (m_3h_3 - m_4h_4)$ ، با فرض اینکه بازده اول توربین فشار ضعیف برابر با ۰/۹۰ است. اگزرژی خروجی از توربین HPT و LPT برابر با W_{HPT} و W_{LPT} است. جریان خروجی از کندانسور (۵) در فشار خروجی از کندانسور P_5 ، 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: $W_{CFP} = (m_9h_9 - m_8h_8) / 0.85$ 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 اگزرژی 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	$Q_1 - (W_T - W_P)$	$EX_1 - (W_T - W_P)$	$(W_T - W_P) / Q_1$	$(W_T - W_P) / Q_1$

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]	آنتالپی [kJ/kg]	آنتروپی [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 اگزرژی با نتایج (گوپتا و کاوشیک) برای نقاط مختلف نیروگاه DSG SSTP

نام پارامتر طراحی	اتلاف انرژی (kW)	گوپتا و کاوشیک [۱۸]	اتلاف انرژی (بروهش فعلی)	بازگشت تابندگی (kW)	گوپتا و کاوشیک [۱۸]	بازگشت تابندگی (بروهش فعلی)	بازده قانون اول (%) (گوپتا و کاوشیک) [۱۸]	بازده قانون اول (%) (بروهش فعلی)	بازده قانون دوم (%) (گوپتا و کاوشیک) [۱۸]	بازده قانون دوم (%) (بروهش فعلی)
کلکتور	۹۰۳۵/۲۱	۹۰۳۵	۹۰۳۵	۱۸۱۳۹/۹۷	۱۸۱۳۹	۱۸۱۳۹	۷۴	۷۴	۴۴/۹۲	۴۴/۹۲
جاذب	۳۴۵۷/۸۱	۳۴۵۹	۳۴۵۹	۴۵۷۷/۴۹	۴۵۷۸	۴۵۷۸	۸۶/۵۵	۸۶/۵۵	۶۹/۰۵	۶۹/۰۵
کلکتور-جاذب	۱۲۴۹۳/۰۲	۱۲۴۹۴	۱۲۴۹۴	۲۲۷۱۷/۴۶	۲۲۷۱۷	۲۲۷۱۷	۶۴/۰۵	۶۴/۰۵	۳۱/۰۲	۳۱/۰۲
لوله	۲۲/۸۵	۲۴/۷	۲۴/۷	۹۸/۷۴	۹۹/۷۵	۹۹/۷۵	۹۹/۹۱	۹۹/۹۱	۹۹/۰۸	۹۹/۰۸
توربین فشار قوی	۳۹۰/۱۳	۳۹۰/۲	۳۹۰/۲	۱۲۹۳/۸۳	۱۲۹۲	۱۲۹۲	۸۸	۸۸	۶۸/۸۹	۶۸/۸۹
توربین فشار ضعیف	۳۱۰/۵۱	۳۱۰/۹	۳۱۰/۹	۱۰۹۶/۶۴	۱۰۹۶	۱۰۹۶	۹۰	۹۰	۷۱/۸۶	۷۱/۸۶
کندانسور	۱۵۲۹۹/۲۸	۱۵۲۹۴	۱۵۲۹۴	۱۶۰۹/۰۲	۱۶۰۶	۱۶۰۶	-	-	-	-
پمپ CEP	۱/۱۱	۱۳/۸۲	۱۳/۸۲	۳/۳۹	۱۱/۶	۱۱/۶	۸۵	۸۵	۵۵/۳۳	۵۵/۳۳

^۱ Equation Engineering Solver

نام پارامتر طراحی	اتلاف انرژی (kW)	اتلاف انرژی (پژوهش فعلی)	بازگشت‌ناپذیری (kW)	بازگشت‌ناپذیری (پژوهش فعلی)	بازده قانون اول (کویتا و کاروشیک) [۱۸] (%)	بازده قانون اول (پژوهش فعلی)	بازده قانون دوم (کویتا و کاروشیک) [۱۸] (%)	بازده قانون دوم (پژوهش فعلی)
پمپ CFP	۲۰/۰۱	۱۱۷/۵	۴۹/۷۷	۸۶/۱۴	۸۵	۸۵	۶۲/۶۹	۶۲/۰۵
پیش‌گرم‌کن	۲۵۹/۸۶	۲۶۰/۹	۴۲۲/۱۹	۴۲۳/۹	۹۵	۹۵	۶۲/۱۱	۶۱/۸۸
لوله ۲	۴۳۹/۲۸	۴۳۹/۱	۱۲۶/۸۱	۱۲۶/۸	۹۱/۳۳	۹۱/۳۴	۸۳/۶۵	۸۳/۵۹
کل سیکل	۲۹۲۳۶/۰۶	۲۹۲۳۵	۲۷۴۱۷/۸۶	۲۷۴۱۷	۱۵/۸۷	۱۵/۸۷	۱۶/۷۵	۱۶/۷۵

بحث و نتیجه‌گیری

دیی جرمی، آنالیز انرژی و انرژی 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 به‌دست 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 دست‌رفته (Q _r)	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 انرژی ورودی (EX _a)	۳۷۳۱۴ کیلووات	۳۲۹۳۲/۵۹ کیلووات
انرژی جذب شده توسط جاذب (EX _u)	۱۶۲۹۷ کیلووات	۱۴۷۹۲/۶۲ کیلووات
انرژی مفید (EX _{u_u})	۹۵۹۹ کیلووات	۱۰۲۱۵/۱۳ کیلووات
کار به‌دست‌آمده از توربین فشار قوی (W _{HPT})	۲۸۶۲ کیلووات	۲۸۶۰/۹۷ کیلووات
کار به‌دست‌آمده از توربین فشار ضعیف (W _{LPT})	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]	آنتالپی [kJ/kg]	آنتروپی [kJ/kg.K]	دبی جرمی [kg/s]	اگرژی [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
۶	۴۵/۹	۵/۶	۱۹۲/۶۱	۰/۶۵	۷/۰۸۳	۱/۳۱۸۶
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	۵۹۹/۳۹	۱/۷۴۲۶	۸/۴۶۴	۷۱/۳۶۸۴
۱۰	۱۲۹	۸۰	۵۴۷/۴۱	۱/۶۱۶۷	۸/۴۶۴	۵۸/۲۷۴۹
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 می باشد. 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 می باشد. از نظر بازگشت‌ناپذیری و اگرژی از دست‌رفته در کلکتور- جاذب بیشترین اتلاف وجود دارد (۲۷۷۱۵ کیلووات). همچنین از نتایج می توان این نتیجه را گرفت که یکی از اجزایی که امکان بهبود در عملکرد آن وجود دارد، پیش گرم کن باز می باشد؛ زیرا بازده قانون اول ترمودینامیک در آن ۹۵ درصد ولی بازده قانون دوم ۵۴/۶۵ درصد است.

جدول ۷. نتایج آنالیز انرژی و اگرژی 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	۸۴۰/۵۳	۸۵	۶۰/۸۸
پیش گرم کن	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 ایزونتروپیک 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:

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

حالت اول: دبی زیرکش از توربین با یک پیش‌گرم‌کن

سیکل مربوط با یک پیش‌گرم‌کن در شکل ۱ نشان داده شده است. برای به‌دست 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 به‌دست می‌آید [۱۸].

$$y_7 = \left(\frac{h_8}{0.95} - h_6 \right) / (h_7 - h_6) \quad (14)$$

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

بازده قانون اول (%)	بازده قانون دوم (%)	نسبت کسر جرمی زیرکش [kg/kg]	فشار نقطه ۷ [bar]
۰/۱۵۱	۰/۱۴۲۷۴۱	۰/۱۰۷۶	۱/۱
۰/۱۵۱۷	۰/۱۴۳۳۸۲	۰/۱۲۵۸	۱/۶
۰/۱۵۲۱	۰/۱۴۳۷۴۸	۰/۱۳۹۵	۲/۱
۰/۱۵۲۳	۰/۱۴۳۹۶۸	۰/۱۵۰۶	۲/۶
۰/۱۵۲۵	۰/۱۴۴۱	۰/۱۵۹۹	۳/۱
۰/۱۵۲۶	۰/۱۴۴۱۷۵	۰/۱۶۸	۳/۶
۰/۱۵۲۶	۰/۱۴۴۲۰۹	۰/۱۷۵۲	۴/۱
۰/۱۵۲۶	۰/۱۴۴۲۱۳	۰/۱۸۱۷	۴/۶
۰/۱۵۲۶	۰/۱۴۴۱۹۶	۰/۱۸۷۵	۵/۱
۰/۱۵۲۶	۰/۱۴۴۱۶۲	۰/۱۹۲۹	۵/۶
۰/۱۵۲۵	۰/۱۴۴۱۲۵	۰/۱۹۶۹	۶
۰/۱۵۱۷	۰/۱۴۳۳۰۹	۰/۲۳۴۲	۱۱
۰/۱۵۰۵	۰/۱۴۲۲۵۱	۰/۲۵۹۲	۱۶
۰/۱۴۹۳	۰/۱۴۱۱۰۱	۰/۲۷۸۴	۲۱
۰/۱۴۸۱	۰/۱۳۹۹۲	۰/۳۹۴۱	۲۶

حالت دوم: دبی زیرکش از توربین با دو پیش‌گرم‌کن

سیکل مربوط با دو پیش‌گرم‌کن در شکل ۳ نشان داده شده است. برای به‌دست آوردن حالت بهینه‌سیکل، 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 به‌دست آمده است [۱۸].

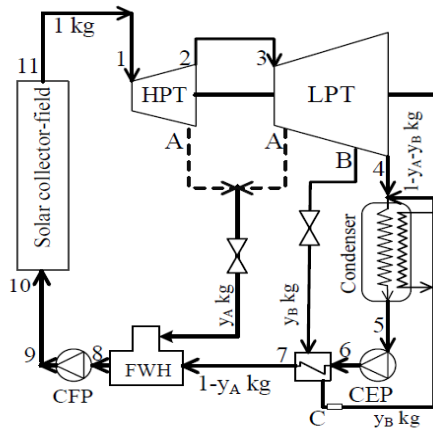
$$y_A = \left(\frac{h_8}{0.95} - h_7 \right) / (h_A - h_7) \quad (15)$$

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

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

در جدول ۹، بازده قانون اول و دوم ترمودینامیک، کسر دبی جرمی y_B و y_A 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 $14/687\%$ درصد و بازده قانون دوم برابر با $15/54\%$ درصد می‌باشد. همچنین در این حالت، کسر دبی جرمی برای زیرکشی A برابر با $0/1492$ و برای زیرکشی B برابر با $0/08035$ است.



شکل ۳. طرح‌واره سیکل نیروگاه حرارتی خورشیدی با تولید مستقیم بخار با دو پیش‌گرم‌کن

جدول ۹. نسبت‌های جرمی و بازده قانون اول و دوم در سیکل با دو پیش‌گرم‌کن

بازده قانون دوم (%)	بازده قانون اول (%)	نسبت کسر جرمی زیرکشی B [kg/kg]	نسبت کسر جرمی زیرکشی 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	۰/۰۳۱۳۶	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	۰/۱۱۲۴	۰/۱۲۷۹	۱/۶	۸
۰/۱۵۴۸	۰/۱۴۶۳۱	۰/۱۱۶۱	۰/۱۲۵	۱/۷	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]
۰/۱۵۴۷	۰/۱۴۶۲	۰/۱۱۹۷	۰/۱۲۲۲	۱/۸	۸
۰/۱۵۴۶	۰/۱۴۶۰۹	۰/۱۲۳۲	۰/۱۱۹۶	۱/۹	۸
۰/۱۵۴۵	۰/۱۴۵۹۷	۰/۱۲۶۵	۰/۱۱۷	۲	۸
۰/۱۵۴۲	۰/۱۴۵۷۲	۰/۱۳۲۹	۰/۱۱۲۱	۲/۲	۸
۰/۱۵۳۸	۰/۱۴۵۳۳	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].

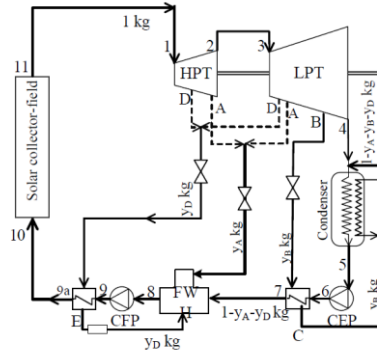
$$y_D = (h_{9a} - h_9) / 0.95(h_D - h_E) \quad (17)$$

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

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

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 بازبرمی گردد. بیشینه مقدار مجاز بخار برای پیش گرم کن باید از نقطه B استخراج شود؛ زیرا در این قسمت انرژی 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	۰/۰۹۷۶	۰/۰۱۰۱۸	۰/۰۱۳۳۴	۱۵/۲۲	۱/۰۱۵۹
۱۲	۳/۴	۰/۳	۰/۰۹۰۸	۰/۰۶۹۹۳	۰/۰۲۶۷۹	۱۵/۰۸۱	۱/۰۱۵۹۶
۱۲	۳/۶	۰/۴	۰/۰۸۶۴	۰/۰۰۹۴	۰/۰۳۷۱۱	۱۵/۱۱۱	۱/۰۱۵۹۹
۱۲	۳/۷	۰/۵	۰/۰۸۶۳	۰/۰۰۸۹۳	۰/۰۴۶۶۲	۱۵/۱۲۶	۱/۰۱۶۰۱
۱۲	۳/۹	۰/۶	۰/۰۸۰۳	۰/۰۰۷۷۵۳	۰/۰۵۲۹۲	۱۵/۱۳۳	۱/۰۱۶۰۱
۱۲	۴	۰/۷	۰/۰۷۷۳	۰/۰۰۴۳۶	۰/۰۵۹۲۷	۱۵/۱۳۴	۱/۰۱۶۰۱
۱۲	۴/۲	۰/۸	۰/۰۷۴۵	۰/۰۰۸۳۵۷	۰/۰۶۵۱۷	۱۵/۱۳۲	۱/۰۱۶۰۱
۱۲	۴/۳	۰/۹	۰/۰۷۲۶	۰/۰۰۸۱۲۳	۰/۰۷۰۴۶	۱۵/۱۲۶	۱/۰۱۶۰۱
۱۲	۴/۴	۱	۰/۰۷۰۸	۰/۰۰۷۹۱۸	۰/۰۷۵۳۴	۱۵/۱۱۹	۱/۰۱۶
۱۲	۴/۵	۱/۱	۰/۰۶۹	۰/۰۰۷۷۳۷	۰/۰۷۹۸۸	۱۵/۱۱۱	۱/۰۱۵۹۹
۱۲	۴/۶	۱/۲	۰/۰۶۷۲	۰/۰۰۷۵۷۶	۰/۰۸۴۱۴	۱۵/۱	۱/۰۱۵۹۸
۱۲	۴/۷	۱/۳	۰/۰۶۵۵	۰/۰۰۷۴۳۳	۰/۰۸۸۱۵	۱۵/۰۸۹	۱/۰۱۵۹۷
۱۲	۴/۸	۱/۴	۰/۰۶۳۸	۰/۰۰۷۳۰۳	۰/۰۹۱۹۵	۱۵/۰۷۸	۱/۰۱۵۹۶
۱۲	۴/۹	۱/۵	۰/۰۶۲۱	۰/۰۰۷۱۸۶	۰/۰۹۵۵۶	۱۵/۰۶۵	۱/۰۱۵۹۴
۱۲	۵	۱/۶	۰/۰۶۰۵	۰/۰۰۷۰۸	۰/۰۹۹۰۱	۱۵/۰۵۳	۱/۰۱۵۹۳
۱۲	۵/۱	۱/۷	۰/۰۵۸۹	۰/۰۰۶۹۸۳	۰/۰۱۰۲۳	۱۵/۰۴	۱/۰۱۵۹۲
۱۲	۵/۱	۱/۸	۰/۰۵۷۹	۰/۰۰۶۷۳۳	۰/۰۱۰۵۵	۱۵/۰۲۶	۱/۰۱۵۹

فشار نقطه D [bar]	فشار نقطه A [bar]	فشار نقطه B [bar]	نسبت کسر جرمی D زیرکش [kg/kg]	نسبت کسر جرمی A زیرکش [kg/kg]	نسبت کسر جرمی B زیرکش [kg/kg]	بازده قانون اول (%)	بازده قانون دوم (%)
۱۲	۵/۲	۱/۹	۰/۱۵۷۳	۰/۰۶۶۵۴	۰/۱۰۸۵	۰/۱۵۰۱۳	۰/۱۵۸۹
۱۲	۵/۳	۲	۰/۱۵۵۷	۰/۰۶۵۸۱	۰/۱۱۱۵	۰/۱۴۹۹۹	۰/۱۵۸۷
۱۲	۵/۵	۲/۵	۰/۱۵۲۶	۰/۰۶۴۵۲	۰/۱۱۷۱	۰/۱۴۹۷۱	۰/۱۵۸۴
۱۲	۵/۷	۲/۵	۰/۱۴۹۶	۰/۰۶۱۴۴	۰/۱۲۴۹	۰/۱۴۹۲۷	۰/۱۵۸

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]:

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

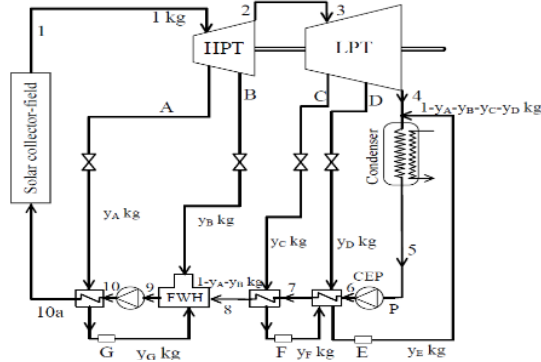
$$y_B = \frac{\left(\frac{h_9}{0.95}\right) - y_A h_G - (1 - y_A) * h_8}{(h_B - h_8)} \quad (21)$$

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

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

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 ۰/۰۵۰۸۱، زیرکش A برابر با ۰/۱۸۶۴ و برای زیرکش C برابر با ۰/۰۱۱۲۸ است.



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

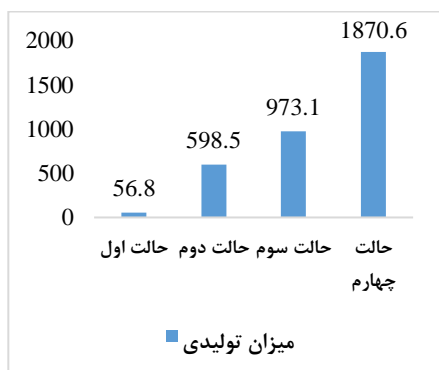
جدول ۱۱. نسبت‌های جرمی و بازده قانون اول و دوم در چرخه با چهار پیش گرم‌کن

فشار نقطه A [bar]	فشار نقطه B [bar]	فشار نقطه C [bar]	فشار نقطه D [bar]	نسبت کسر جرمی A [kg/kg]	نسبت کسر جرمی B [kg/kg]	نسبت کسر جرمی C [kg/kg]	نسبت کسر جرمی D [kg/kg]	بازده قانون اول (%)	بازده قانون دوم (%)
۱۲	۳/۱	۰/۳	۰/۲	۰/۱۹۶۶	۰/۰۹۰۹۹	۰/۰۱۸۶۷	۰/۰۲۱۸۴	۳۱/۱۷۱۳	۰/۱۵۹۶
۱۲	۳/۴	۰/۴	۰/۳	۰/۱۹۰۸	۰/۰۸۹۶۵	۰/۰۱۳۶۹	۰/۰۲۳۸۵	۳۱/۱۷۱۶	۰/۱۵۹۸
۱۲	۳/۶	۰/۵	۰/۴	۰/۱۸۶۴	۰/۰۸۷۱۹	۰/۰۱۱۲۸	۰/۰۵۰۸۱	۳۱/۱۷۱۷	۰/۱۵۹۹
۱۲	۳/۷	۰/۶	۰/۵	۰/۱۸۴۳	۰/۰۸۴۳۵	۰/۰۰۹۵۲۲	۰/۰۰۶۰۶۹	۳۱/۱۷۱۶	۰/۱۵۹۸
۱۲	۳/۹	۰/۷	۰/۶	۰/۱۸۰۳	۰/۰۸۲۶۸	۰/۰۰۸۲۷۸	۰/۰۰۶۰۶۹	۳۱/۱۷۱۵	۰/۱۵۹۷
۱۲	۴	۰/۸	۰/۷	۰/۱۷۸۳	۰/۰۷۹۶۳	۰/۰۰۷۳۴۹	۰/۰۰۶۲۲	۳۱/۱۷۱۴	۰/۱۵۹۶
۱۲	۴/۲	۰/۹	۰/۸	۰/۱۷۴۵	۰/۰۷۶۳۶	۰/۰۰۶۶۵۵	۰/۰۰۸۲۵۷	۳۱/۱۷۱۲	۰/۱۵۹۵
۱۲	۴/۳	۱	۰/۹	۰/۱۷۲۴	۰/۰۷۴۳۴	۰/۰۰۶۰۴۴	۰/۰۰۸۸۳۱	۳۱/۱۷۱۱	۰/۱۵۹۳
۱۲	۴/۴	۱/۱	۱	۰/۱۷۰۸	۰/۰۷۵۵۷	۰/۰۰۵۵۶۶	۰/۰۰۹۳۵۴	۳۱/۱۷۰۹	۰/۱۵۹۱
۱۲	۴/۵	۱/۲	۱/۱	۰/۱۶۹	۰/۰۷۳۹۹	۰/۰۰۵۱۶۶	۰/۰۰۹۸۳۶	۳۱/۱۷۰۷	۰/۱۵۸۹
۱۲	۴/۶	۱/۳	۱/۲	۰/۱۶۷۲	۰/۰۷۲۵۹	۰/۰۰۴۷۲۵	۰/۰۰۱۰۲۸	۳۱/۱۷۰۵	۰/۱۵۸۸
۱۲	۴/۷	۱/۴	۱/۳	۰/۱۶۵۵	۰/۰۷۱۳۲	۰/۰۰۴۵۲۲	۰/۰۰۷۰۷	۳۱/۱۷۰۳	۰/۱۵۸۶
۱۲	۴/۸	۱/۵	۱/۴	۰/۱۶۳۸	۰/۰۷۰۱۸	۰/۰۰۴۲۷۶	۰/۰۰۱۱۰۹	۳۱/۱۷۰۱	۰/۱۵۸۴
۱۲	۴/۹	۱/۶	۱/۵	۰/۱۶۲۱	۰/۰۶۹۱۴	۰/۰۰۴۰۵۱	۰/۰۰۱۱۴۶	۳۱/۱۶۹۹	۰/۱۵۸۳
۱۲	۵	۱/۷	۱/۶	۰/۱۶۰۵	۰/۰۶۸۲	۰/۰۰۳۸۵۱	۰/۰۰۱۱۸۱	۳۱/۱۶۹۷	۰/۱۵۸۱
۱۲	۵/۱	۱/۸	۱/۷	۰/۱۵۸۹	۰/۰۶۷۳۳	۰/۰۰۳۶۷۲	۰/۰۰۱۲۱۴	۳۱/۱۶۹۵	۰/۱۵۷۹
۱۲	۵/۱	۱/۹	۱/۸	۰/۱۵۸۹	۰/۰۶۶۹۳	۰/۰۰۳۵۱۱	۰/۰۰۱۲۴۶	۳۱/۱۶۹۳	۰/۱۵۷۷
۱۲	۵/۲	۲	۱/۹	۰/۱۵۷۳	۰/۰۶۶۴۳	۰/۰۰۳۵۶۵	۰/۰۰۱۲۷۶	۳۱/۱۶۹۲	۰/۱۵۷۵

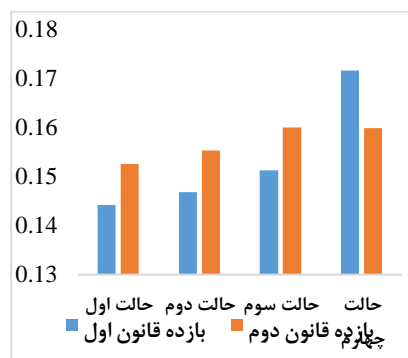
فشار نقطه A [bar]	فشار نقطه B [bar]	فشار نقطه C [bar]	فشار نقطه D [bar]	نسبت کسر جرمی زیرکش A [kg/kg]	نسبت کسر جرمی زیرکش B [kg/kg]	نسبت کسر جرمی زیرکش C [kg/kg]	نسبت کسر جرمی زیرکش D [kg/kg]	بازده قانون اول (%)	بازده قانون دوم (%)
۱۲	۵/۳	۲/۲	۲	۰/۱۵۵۷	۰/۰۶۱۴۲	۰/۰۰۶۳۴۵	۰/۱۱۳۱۸	۰/۱۶۸۹	۰/۱۵۷۳
۱۲	۵/۵	۲/۵	۲/۲	۰/۱۵۶۶	۰/۰۵۸۶۳	۰/۰۰۷۷۰۳	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 زیرکش و فشار زیرکش باعث می شود که حالت بهینه دست یابد که برای حالت بهینه، فشار زیرکش 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 براساس تعداد پیش گرم کن، (ب) مقایسه میزان تولیدی نیروگاه (کیلووات) براساس 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] Saghaffar, 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>