



تحلیل ترمودینامیکی و اگزرژی-اقتصادی بازیافت انرژی‌های اتلافی یک موتور دیزلی با به کارگیری یک سیکل رانکین آلی دوگانه

محمد جواد نوروزی^{1,*}، آرمین امامی‌فر¹، عیسی مختاری²

1- استادیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه آیت الله بروجردی (ره)، بروجرد، ایران

2- کارشناس، مهندسی مکانیک، دانشگاه آیت الله بروجردی (ره)، بروجرد، ایران

* بروجرد، 69199-69737، m.j.noroozi@abru.ac.ir

چکیده

در تحقیق حاضر، تحلیل ترمودینامیکی و اگزرژی-اقتصادی استفاده از گرمای اتلافی یک موتور دیزل به منظور تولید توان مورد بررسی قرار گرفته است. در سیکل دوگانه مورد استفاده، سیکل دمابالا به منظور استفاده از انرژی گازهای خروجی اگزوز و سیکل دمابالایین به منظور بازیافت گرمای اتلافی هوای ورودی و سیال خنک‌کن موتور به ترتیب از R245fa و R134a به عنوان سیال کاری استفاده می‌کنند. تحلیل انرژی نشان می‌دهد که مقادیر توان خالص سیکل دمابالا و توان خالص سیکل به ترتیب برابر با 11/45 kW، 6/98 kW و 16/65 kW می‌باشد. همچنین راندمان انرژی و اگزرژی سیکل به ترتیب برابر با 17/36٪ و 28/29٪ بدست می‌آید. نتایج تحلیل اقتصادی نشان می‌دهد که اواپراتور و توربین سیکل دمابالا بیشترین میزان هزینه کلی را نسبت به سایر اجزای سیکل داشته و ضروری است بیشتر از سایر اجزای سیستم مورد توجه قرار گیرند. به علاوه، فاکتور اگزرژی-اقتصادی کلی سیکل برابر با 32/52٪ می‌باشد. بنابراین 67/48٪ از هزینه‌های کلی سیکل به دلیل تخریب اگزرژی است که اواپراتور سیکل دمابالا سهم به‌سزایی در این هزینه‌ها دارد. بررسی پارامتری عوامل مؤثر بر عملکرد سیکل نشان می‌دهد که با افزایش دمای گازهای خروجی اگزوز، توان تولیدی و هزینه‌های سرمایه‌گذاری و تعمیر و نگهداری هر دو توربین افزایش می‌یابد. با این حال هزینه واحد تولید انرژی الکتریکی توربین دمابالایین و دمابالا با افزایش دمای گازهای خروجی اگزوز به ترتیب کاهش و افزایش می‌یابند. همچنین با افزایش دبی جرمی گازهای خروجی اگزوز، توان تولیدی و هزینه واحد تولید انرژی الکتریکی توربین‌های دمابالا و دمابالایین افزایش می‌یابد.

کلیدواژگان: تحلیل اگزرژی-اقتصادی، سیکل رانکین آلی، راندمان انرژی، بررسی پارامتری، توان تولیدی.

Thermodynamic and exergoeconomic analysis of waste energy recovery of a diesel engine using a dual organic Rankine cycle

Mohammad Javad Noroozi^{1,*}, Armin Emamifar¹, Issa Mokhtari²

1- Assistant Professor, Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Ayatollah Boroujerdi University, Boroujerd, Iran

2- BSc of Mechanical Engineering, Ayatollah Boroujerdi University, Boroujerd, Iran

* P.O.B. 6919969737 Boroujerd, Iran, m.j.noroozi@abru.ac.ir Received: 15 Sep

2023 Accepted: 15 May 2024

Abstract

In the present research, the thermodynamic and exergoeconomic analysis of using the waste heat of a diesel engine to produce power has been investigated. In the dual cycle used, the high temperature cycle uses the energy of the exhaust gases and the low temperature cycle uses R245fa and R134a as the working fluid, respectively, in order to recover the waste heat of the intake air and engine cooling fluid. Energy analysis shows that the net power values of low temperature cycle, high temperature cycle and net power of the cycle are equal to 11.45 kW, 6.98 kW and 16.65 kW, respectively. Also, the energy and exergy efficiency of the cycle are obtained as 17.36% and 28.29%, respectively. The results of the economic analysis show that the evaporator and turbine of the high-temperature cycle have the highest overall cost compared to other cycle components and it is necessary to pay more attention than other system components. In addition,

the overall exergy-economic factor of the cycle is equal to 32.52%. Therefore, 67.48% of the total costs of the cycle are due to exergy destruction, and the high temperature cycle evaporator has a significant contribution to these costs.

Keywords: Exergoeconomic analysis, Organic Rankine Cycle, Energy efficiency, Parametric analysis, Diesel engine, Power.

1- مقدمه

پایا انجام شد که فقط یک سوم انرژی شیمیایی سوخت به کار تبدیل می‌شود و بقیه انرژی شیمیایی سوخت تبدیل به گرما شده و توسط آب خنک‌کننده، گاز خروجی از اگزوز و سیال روان‌کننده هدر می‌رود.

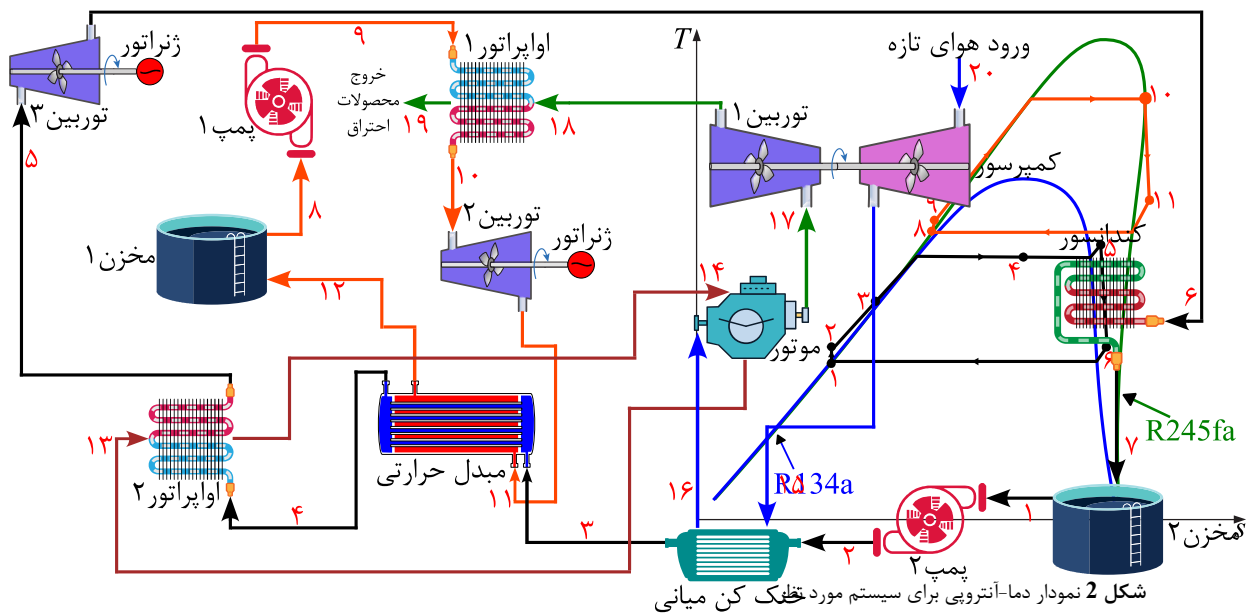
یو و همکاران [11] روی بازیافت گرمای اتلافی از یک موتور تحقیقاتی انجام دادند که در آن از یک سیکل فرابحرانی رانکین آلی با چند سیال عامل آلکانی و یک سیکل کالینا با سیال عامل آمونیاک-آب استفاده نمودند. هوانگ و همکاران [12] مروری بر انواع سیکل‌های متعارف و غیر متعارف موتور دیزل مبتنی بر سیکل رانکین آلی برای بازیابی گرمای اتلافی انجام دادند. آنها دریافتند که حدود 90 درصد از کل انرژی حرارتی اتلافی توسط سیکل رانکین آلی بازیابی می‌شود و سیستم سیکل رانکین آلی برای استفاده به عنوان بازیاب انرژی اتلافی مناسب‌ترین سیستم از جهت جنبه‌های اقتصادی و زیست‌محیطی می‌باشد. در سال‌های اخیر، استفاده از حرارت اتلافی موتورهای احتراق داخلی بیشتر مورد توجه قرار گرفته است. لیو و همکاران [13] به بررسی حرارت اتلافی موتور احتراقی یک کشتی با استفاده از یک سیکل رانکین آلی دو حلقه‌ای پرداختند. آنها توانستند حداکثر توان 411 کیلووات و حداکثر راندمان 29/4 درصد را از سیکل انتخابی خود دریافت کنند. بازیافت حرارت اتلافی از موتور کشتی، موضوع بررسی مطالعه دیگری از آنها [14] بود که از ترکیب یک سیکل رانکین با یک سیکل رانکین آلی بهره می‌جست. استفاده از این سیستم باعث افزایش 4/42 درصدی راندمان حرارتی موتور و همچنین صرفه‌جویی در مصرف 9322 تن سوخت در سال گردید. در پژوهش دیگری ردی [15] از یک سیکل رانکین آلی دو مرحله‌ای برای بازیافت حرارت اتلافی یک موتور بنزینی پاشش مستقیم استفاده کرد و تحلیل انرژی و اگزوزی آن را مطالعه نمود. در سیکل فشار پایین حرارت خنک‌کننده موتور و در سیکل فشار بالا گازهای خروجی از موتور مورد استفاده قرار گرفت. ورشیل و دشموخ [16] در یک مقاله مروری به بررسی بازیافت حرارت اتلافی موتورهای دیزلی که از سیکل رانکین آلی استفاده کرده‌اند، پرداخته‌اند. این مطالعه اعلام کرد که راندمان حرارتی و راندمان اگزوزی برای سیکل‌های تک‌حلقه به ترتیب برابر با 25 درصد و 36 درصد است. در حالی که برای سیکل‌های دو حلقه این راندمان‌ها مقادیر 31 درصد و 46 درصد به خود می‌گیرند. به علاوه این پژوهش پیشنهاد کرد که سیکل‌های تک‌حلقه برای موتورهای سیار نظیر خودروها به دلیل ملاحظات وزن و فضا مناسب‌ترند و سیکل‌های دو حلقه نیز برای موتورهای ثابت نظیر مولدهای برق دیزلی به دلیل مقید نبودن به وزن و فضا مناسب‌تر هستند.

از بررسی مقالات و پژوهش‌های مرتبط با بازیابی گرمای اتلافی مشاهده می‌شود که یک سیستم ترکیبی می‌تواند برای بازیابی گرمای اتلافی پیشنهاد شود که از سیکل رانکین آلی دوگانه برای استفاده از انرژی گرمای اتلافی از سیستم خنک‌کننده، هوای ورودی موتور و اگزوز استفاده کند. انتخاب سیالات عامل اصلی برای سیکل رانکین آلی دوگانه بر اساس پایداری شیمیایی و ماهیت غیر سمی آنها می‌باشد. R134a و R245fa دو سیال کاری هستند که به ترتیب برای سیکل دما بالا و دما پایین در مطالعه حاضر انتخاب شدند. این دو سیال عامل برای سیکل رانکین آلی دوگانه بسیار مناسب هستند زیرا به غیر از

کشور ایران دارای یکی از بزرگترین منابع سوخت‌های فسیلی در جهان است. اگر چه استفاده از این منابع با ارزش به عنوان سوخت امر چندانی مطلوبی نیست ولی با توجه به شرایط خاص کشور ما، به نظر نمی‌رسد که در آینده نزدیک جایگزینی گسترده خودروهای دارای سوخت فسیلی با خودروهای استفاده کننده از سوخت پاک صورت پذیرد. بنابراین استفاده هرچه بیشتر و بهینه‌تر از انرژی سوخت‌های فسیلی سبب آلودگی کمتر هوا، اثرات مخرب زیست‌محیطی کمتر و همچنین مصرف کمتر منابع با ارزش سوخت‌های فسیلی خواهد شد. در صورت ادامه روند فعلی مصرف انرژی، نیاز به انرژی تا سال 2050 به 1 زتا ژول (10^{21} ژول) خواهد رسید و بدین ترتیب با منابع فعلی انرژی، بحران عمیقی در تأمین انرژی ایجاد خواهد شد. منابع انرژی تجدیدپذیر برای جبران این حجم از نیاز انرژی کافی نیست. در عین حال، محدودیت‌هایی برای استفاده بی‌محابا و گسترده از انرژی‌های تجدیدپذیر وجود دارد و مزایای بی‌نظیر استفاده از انرژی‌های تجدیدپذیر باعث شده است تا معایب این نوع انرژی‌ها کمتر مورد توجه قرار گیرد [1].

استفاده از انرژی‌های تجدیدپذیر در کنار مزایای آنها معایبی نیز به همراه دارد. احداث بی‌رویه سدها باعث از دست دادن خانه و منبع درآمد برای ساکنان محلی و همچنین انقراض احتمالی موجودات آبی آب شیرین خواهد شد. علاوه بر این، خطر شکست سازه سد و پیامدهای منفی اختلال در مسیر جریان طبیعی رودخانه و همچنین کاهش رسوبات در اطراف سدها و در نتیجه کاهش حاصلخیزی زمین از سایر تبعات منفی استفاده از انرژی آب می‌باشند [2-4]. علاوه بر موارد فوق، در این خصوص می‌توان به تهدید توربین‌های بادی برای پرندگان و تغییرات در زیستگاه‌های طبیعی، اثرات مخرب ارتعاشات و فرکانس‌های توربین بادی بر روی محیط اطراف آن، از دست رفتن تنوع زیستی به دلیل استفاده بیش از حد از انرژی زیست‌توده، استفاده از فلزات سنگین سمی و مواد معدنی حاکی کمیاب در سلول‌های فتوولتائیک، تأثیر پتل‌های خورشیدی بر تغییر تابش خورشیدی به اکوسیستم منطقه و امکان آلودگی آب و هوا و همچنین ایجاد فرونشست و ریزلرزه بر اثر استفاده از انرژی زمین گرمایی اشاره کرد [5-9].

بنابراین همانطور که اشاره شد، انرژی‌های تجدیدپذیر را هم نمی‌توان به صورت نامحدود و بی‌پروا و بدون در نظر گرفتن اثرات مخرب آنها مورد استفاده قرار داد. یکی از راه‌حل‌های مفید در این خصوص، بازیافت انرژی‌های اتلافی موجود است. این امر باعث ایجاد انگیزه‌ای در بین محققان جهت اتخاذ رویکرد مناسب برای استفاده از این انرژی‌های نو شده است. پژوهش‌های مختلفی در مورد بازیافت حرارت اتلافی موتورهای احتراقی انجام شده است. به عنوان نمونه هی و همکاران [10] یک موتور احتراق داخلی به همراه گرمای بازیافت شده توسط سیکل دوگانه کالینا و سیکل رانکین آلی را مورد بررسی قرار دادند. گرمای اتلافی توسط گازهای خروجی و سیال روان‌کننده دما بالا وارد سیکل رانکین آلی می‌شود و گرمای اتلافی از آب خنک‌کننده دمای پایین توسط سیکل کالینا بازیافت می‌گردد. آزمایش آنها روی یک موتور بنزینی در حالت



مسیر سیکل دما پایین مسیر سیکل دما بالا مسیر هوای ورودی مسیر سیال خنک کننده مسیر گازهای خروجی

شکل 1 شماتیکی از سیستم مورد نظر

به منظور جذب انرژی حرارتی گازهای خروجی اگزوز، از سیکل رانکین آلی دما بالا استفاده می‌شود. که شامل پمپ 1، اواپراتور 1، توربین 2، مبدل حرارتی (پیش‌گرم‌کن) و مخزن 1 است. سیکل دما پایین متشکل از پمپ 2،

خنک‌کن میانی، مبدل حرارتی (پیش‌گرم‌کن)، اواپراتور 2، توربین 3، کندانسور و مخزن 2 است. سیکل دما پایین توسط خنک‌کن میانی و مبدل حرارتی به سیکل دما بالا متصل می‌شود. سیکل دما بالا حرارت اتلافی را از گازهای خروجی بازیابی کرده و سیکل دما پایین باقی‌مانده حرارت از سیکل دما بالا، حرارت اتلافی از هوای ورودی گذرنده از خنک‌کن میانی و انرژی حرارتی سیستم سیال خنک‌کننده را بازیابی می‌کند. برای سیکل دما بالا از میرد R245fa و برای سیکل دما پایین از سیال R134a استفاده می‌شود.

پس از روشن‌شدن، راه‌اندازی و گرم‌شدن موتور دیزل، سیکل شروع به بازیابی حرارت اتلافی از آن می‌کند. سیال R245fa از مخزن 1 به اواپراتور 1 می‌رود که در آن سیال تبخیر شده و به بخار اشباع تبدیل می‌شود و این بخار به طور مستقیم به توربین 2 منتقل می‌شود. برق توسط ژنراتور متصل به این توربین تولید می‌شود. بعد از خروج از توربین 2، سیال R245fa مافوق گرم وارد پیش‌گرم‌کن شده و در آنجا فاز آن تغییر کرده، به مایع تبدیل شده و پس از خروج از پیش‌گرم‌کن توسط مخزن 1 جمع‌آوری و سیکل کامل می‌شود.

همزمان در سیکل دما پایین که سیال R134a در آن در حال گردش است، پمپ 2 سیال را از مخزن 2 گرفته و آن را فشرده و به خنک‌کن میانی منتقل می‌کند. این خنک‌کن میانی R134a مادون سرد را با استفاده از هوای ورودی (هوا ورودی وارد خنک‌کن میانی می‌شود) گرم می‌کند و سپس سیال به پیش‌گرم‌کن (مبدل حرارتی) فرستاده شده و در آنجا فاز آن تغییر می‌کند. حرارت اتلافی از سیال خنک‌کننده در اواپراتور 2 به R134a دوفازی رسیده و آن را مافوق گرم می‌کند. بعد از آن سیال خشک وارد توربین 3 شده و پس از

پایداری شیمیایی و غیرسمی بودن، دارای ویژگی‌هایی چون سازگاری داشتن با محیط زیست، ایمن بودن، پتانسیل کم برای افزایش گرمایش زمین (تأثیر کم در اثر گلخانه‌ای) و نداشتن پتانسیل برای تخریب لایه ازن می‌باشند. در پژوهش حاضر از یک سیکل رانکین آلی دوگانه به منظور بازیافت انواع انرژی‌های اتلافی یک موتور دیزلی سبک استفاده شده است. سیکل مورد نظر علاوه بر تحلیل ترمودینامیکی، از منظر اقتصادی نیز مورد بررسی قرار گرفته است و پارامترهای اگزوزی-اقتصادی تک تک اجزا و همچنین هزینه‌های کلی سیکل نیز مورد بررسی و محاسبه قرار گرفته‌اند. در ادامه تأثیر پارامترهایی چون دما و دبی جرمی گازهای خروجی اگزوز بر عملکرد ترمودینامیکی-اقتصادی سیکل رانکین دوگانه آلی مورد بررسی قرار می‌گیرد.

2- توصیف سیستم

در تحقیق حاضر، بازیافت انرژی اتلافی یک موتور دیزلی سبک مورد بررسی قرار می‌گیرد. اتلاف انرژی در آن به سه شکل اتفاق می‌افتد: هوای ورودی به موتور، سیستم سیال خنک‌کننده و گازهای خروجی از موتور. شکل 1 دیاگرام شماتیک سیستم مورد نظر را نشان می‌دهد.

تولید توان به کندانسور وارد و به مایع تبدیل شده و در نهایت در مخزن 2 جمع‌آوری می‌شود. نمودار دما-آنترپپی برای سیستم مورد نظر در شکل 2 نمایش داده شده است.

$$\psi = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (4)$$

جدول 1 معادلات انرژی و انرژی اجزای سیستم

معادله انرژی	معادله انرژی	جزء
$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_{LT}(\psi_6 - \psi_7) - \dot{Q}_{cond} \left(1 - \frac{T_0}{T_{cond}}\right)$	$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_6(h_6 - h_7)$	کندانسور
$\dot{I}_{int} = \dot{m}_{LT}(\psi_2 - \psi_3) + \dot{m}_{HT}(\psi_{15} - \psi_{16})$	$\dot{Q}_{int} = \dot{m}_{LT}(h_2 - h_3)$	خنک کن میانی
$\dot{I}_{turII} = \dot{m}_{HT}(\psi_{10} - \psi_{11}) + \dot{W}_{turII}$	$\dot{W}_{turII} = \dot{m}_{HT}(h_{10} - h_{11})$	توربین 2
$\dot{I}_{pump,LT} = \dot{m}_{LT}(\psi_1 - \psi_2) + \dot{W}_{pump,LT}$	$\dot{W}_{pump,LT} = \dot{m}_{LT}(P_2 - P_1)/\rho\eta_p$	پمپ 2
$\dot{I}_{HEX} = \dot{m}_{LT}(\psi_3 - \psi_4) + \dot{m}_{HT}(\psi_{11} - \psi_{12})$	$\dot{W}_{pump,LT} = \dot{m}_{LT}(h_2 - h_1)$	مبدل حرارتی
$\dot{I}_{evpII} = \dot{m}_{LT}(\psi_4 - \psi_5) + \dot{m}_{HT}(\psi_{13} - \psi_{14})$	$\dot{m}_{LT}(h_4 - h_3) = \dot{m}_{HT}(h_{11} - h_{12})$	اوپراتور 2
$\dot{I}_{pump,HT} = \dot{m}_{HT}(\psi_8 - \psi_9) + \dot{W}_{pump,HT}$	$\dot{m}_{LT}(h_5 - h_4) = \dot{m}_{HT}(h_{14} - h_{13})$	پمپ 1
$\dot{I}_{turIII} = \dot{m}_{LT}(\psi_5 - \psi_6) + \dot{W}_{turIII}$	$\dot{W}_{pump,HT} = \dot{m}_{HT}(P_9 - P_8)/\rho\eta_p$	توربین 3
$\dot{I}_{evpI} = \dot{m}_{HT}(\psi_9 - \psi_{10}) + \dot{m}_{exh}(\psi_{18} - \psi_{19})$	$\dot{W}_{pump,HT} = \dot{m}_{HT}(h_9 - h_8)$	اوپراتور 1
	$\dot{W}_{turIII} = \dot{m}_{LT}(h_5 - h_6)$	
	$\dot{m}_{exh}(h_{18} - h_{19}) = \dot{m}_{HT}(h_{10} - h_9)$	

با استفاده از تعریف انرژی ویژه جریانی معادله (3) به شکل زیر نوشته می‌شود:

$$\sum \dot{m}_i \psi_i - \sum \dot{m}_e \psi_e + \sum \dot{Q} \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) - \sum W - \dot{I} = 0 \quad (5)$$

با اعمال معادلات (1) تا (5) بر کلیه اجزای سیستم معادلات موازنه انرژی و انرژی برای تک تک اجزای سیکل بدست می‌آیند که این معادلات در جدول 1 نشان داده شده‌اند. راندمان انرژی و راندمان قانون دوم سیکل از روابط زیر محاسبه می‌گردند:

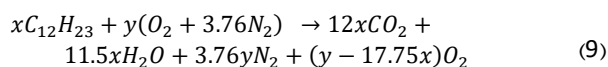
$$\eta_{energy} = \frac{\dot{W}_{turII} + \dot{W}_{turIII} - \dot{W}_{pumpI} - \dot{W}_{pumpII}}{\dot{m}_{exh}(h_{18} - h_{19})} \quad (6)$$

$$\eta_{II} = \frac{\dot{W}_{turII} + \dot{W}_{turIII} - \dot{W}_{pumpI} - \dot{W}_{pumpII}}{Ex_{18}} + \frac{(Ex_3 - Ex_2) + (Ex_5 - Ex_4)}{Ex_{18}} \quad (7)$$

معادله پایستگی انرژی برای فرایند احتراق بصورت زیر است:

$$\dot{m}_f h_f + \dot{m}_a h_a = \dot{W}_i + \dot{Q}_{cool} + \dot{m}_{out} h_{out} \quad (8)$$

که در آن \dot{m}_a و \dot{m}_f دبی جرمی هوا و سوخت، \dot{W}_i توان اندیکاتور موتور، \dot{Q}_{cool} حرارت انتقال یافته از سیال خنک‌کننده، \dot{m}_{out} دبی جرمی گازهای خروجی از موتور بوده h_{out} هم آنتالپی این گازهاست. واکنش احتراق سوخت دیزل با هوا با یک فرمول شیمیایی بیان می‌شود که در زیر آمده است:



معادله احتراق فوق نسبت سوخت-هوا را تعیین کرده و در نتیجه دبی جرمی هوا و سوخت مورد استفاده تخمین زده می‌شود.

3- مدل‌سازی ترمودینامیکی

به منظور تحلیل ترمودینامیکی سیستم فرضیات ذیل در نظر گرفته شده است:

- از افت فشار و اتلاف حرارت در لوله‌ها صرف‌نظر می‌شود.
- سیستم در حالت پایا است.
- فشار ورودی توربین 2 برابر با 2/4 MPa در نظر گرفته شده است.
- دمای چگالش R245fa برابر با 75 °C و دمای تبخیر R134a برابر با 70 °C در نظر گرفته شده است.
- دمای هوای خروجی از خنک‌کن میانی برابر با مقدار 30 °C لحاظ گردیده است.
- اختلاف دمای پینچ مبدل‌های حرارتی برابر با 5 °C در نظر گرفته شده است.
- راندمان آیزنتروپیک پمپ و توربین‌ها به ترتیب برابر با 0/7 و 0/8 در نظر گرفته شده است.

انتقال حرارت در اجزای مختلف سیکل و توان تولیدی توربین‌ها از جمله پارامترهای مهم در تحلیل انرژی سیستم هستند. به همین منظور معادلات بقای جرم، انرژی و انرژی به شکل زیر در نظر گرفته می‌شوند:

$$\sum \dot{m}_i - \sum \dot{m}_e = 0 \quad (1)$$

$$\sum \dot{m}_i h_i - \sum \dot{m}_e h_e + \sum \dot{Q} - \sum \dot{W} = 0 \quad (2)$$

$$\dot{I} = \dot{E}_{in} - \dot{E}_{out} + \dot{E}_Q + \dot{E}_W \quad (3)$$

که در آن \dot{I} بازگشت ناپذیری و یا تخریب انرژی کل سیستم، \dot{E}_Q و \dot{E}_W به ترتیب، انرژی جریانی انتقال حرارت و کار می‌باشند. \dot{E}_{out} و \dot{E}_{in} انرژی‌های

4- مدل سازی انرژی-اقتصادی

هزینه های کلی سیستم از جمع هزینه های انرژی و غیر انرژی سیستم به شکل زیر به دست می آید:

$$C_{total} = \sum \dot{Z}_k + \sum \dot{C}_{D,k} \quad (17)$$

فاکتور انرژی-اقتصادی که نشان دهنده نسبت هزینه های غیر انرژی فاکتور انرژی-اقتصادی هر جزء سیستم است به شکل زیر تعریف می گردد:

$$f_k = \frac{\dot{Z}_k}{\dot{Z}_k + \dot{C}_{D,k}} \quad (18)$$

فاکتور انرژی-اقتصادی کلی سیستم نیز با استفاده از رابطه زیر محاسبه می شود:

$$f_{overall} = \frac{\sum \dot{Z}_k}{\sum \dot{Z}_k + \sum \dot{C}_{D,k}} \quad (19)$$

در این تحقیق، مطابق با پژوهش انجام شده توسط چیتگر و مقیمی [20] هزینه گازهای خروجی از موتور برابر با 23/59 \$/GJ در نظر گرفته شده است. معادلات توازن هزینه و معادلات کمکی لازم برای تک تک اجزای سیستم در جدول 3 آورده شده است.

جدول 3 معادلات موازنه هزینه-انرژی

معادله	جزء
$\dot{C}_6 + \dot{Z}_{Cond} = \dot{C}_7$ $c_6 = c_7$	کندانسور
$\dot{C}_2 + \dot{C}_{15} + \dot{Z}_{int} = \dot{C}_3 + \dot{C}_{16}$ $c_3 = c_4$	خنک کن میانی
$\dot{C}_{10} + \dot{Z}_{turII} = \dot{C}_{11} + \dot{C}_{W,turII}$ $c_{10} = c_{11}, c_{powerII} = \frac{\dot{C}_{W,turII}}{\dot{W}_{turII}}$	توربین 2
$\dot{C}_1 = \dot{C}_2 + \dot{Z}_{PumpII} + \dot{C}_{W,PumpII}$ $\frac{\dot{C}_{W,PumpII}}{\dot{W}_{pumpII}} = \frac{\dot{C}_{W,turII}}{\dot{W}_{turII}}$	پمپ 2
$\dot{C}_2 + \dot{C}_{15} + \dot{Z}_{int} = \dot{C}_3 + \dot{C}_{16}$ $c_2 = c_3$	مبدل حرارتی
$\dot{C}_4 + \dot{C}_{13} + \dot{Z}_{evpl} = \dot{C}_5 + \dot{C}_{14}$ $c_4 = c_5$	اوپراتور 2
$\dot{C}_8 = \dot{C}_9 + \dot{Z}_{PumpI} + \dot{C}_{W,PumpI}$ $\frac{\dot{C}_{W,PumpI}}{\dot{W}_{pumpI}} = \frac{\dot{C}_{W,turI}}{\dot{W}_{turI}}$	پمپ 1
$\dot{C}_5 + \dot{Z}_{turIII} = \dot{C}_6 + \dot{C}_{W,turIII}$ $c_5 = c_6, c_{powerIII} = \frac{\dot{C}_{W,turIII}}{\dot{W}_{turIII}}$	توربین 3
$\dot{C}_9 + \dot{C}_{18} + \dot{Z}_{evpl} = \dot{C}_{10} + \dot{C}_{19}$ $c_{18} = c_{19}$	اوپراتور 1

5- نتایج و بحث

کلیه معادلات مربوط به تحلیل انرژی، انرژی و انرژی-اقتصادی در نرم افزار EES شبیه سازی شده است. به منظور اعتبار سنجی نتایج، سیکل دوگانه رنکین آلی معرفی شده توسط منننه و همکاران [21] مدل سازی شده و نتایج حاصل

تحلیل انرژی-اقتصادی حاصل ترکیب مفهوم انرژی با اصول اقتصادی است که با اطلاعات مهمی که در خصوص هزینه های سرمایه گذاری، طراحی و نگهداری و بازگشت ناپذیری های سیستم ارائه می دهد موجبات طراحی بهینه تر و همچنین بهره برداری اصولی تر سیستم های ترمودینامیکی را فراهم می کند. معادله موازنه هزینه برای هر یک از اجزای سیستم به صورت زیر تعریف می شود:

$$\sum \dot{C}_{out,k} + \dot{C}_w = \sum \dot{C}_{in,k} + \dot{C}_Q + \dot{Z}_k \quad (10)$$

$$\dot{C} = c \dot{E}x \quad (11)$$

در روابط فوق، $\dot{C}_{in,k}$ و $\dot{C}_{out,k}$ به ترتیب هزینه نرخ جریان انرژی ورودی و خروجی بوده و c هزینه انرژی فاکتور هر جریان است. همچنین \dot{C}_Q و \dot{C}_w هزینه ناشی از نرخ انرژی انتقال حرارت و مبادله کار می باشند.

به علاوه، \dot{Z}_k نشان دهنده هزینه های کلی سرمایه گذاری و تعمیر و نگهداری برای جزء k ام سیستم است و از رابطه زیر محاسبه می گردد:

$$\dot{Z}_k = \frac{Z_k CRF \phi}{N} \quad (12)$$

که در رابطه فوق ϕ ضریب نگهداری، N تعداد کار سالیانه سیستم و Z_k هزینه خرید جزء k ام سیستم می باشد. معادله هزینه برای هر یک از اجزای سیستم در جدول 2 نشان داده شده است.

جدول 2 تابع هزینه برای اجزای مختلف سیکل [17-19]

معادله هزینه	جزء
$4750(\dot{W}_{tur})^{0.75}$	توربین
$309.14(A_{Cond})^{0.85}$	مبدل حرارتی
$3500(\dot{W}_{Pump})^{0.41}$	پمپ

CRF نیز شاخص هزینه می باشد که از رابطه زیر محاسبه می گردد:

$$CRF = \frac{i_r(1+i_r)^n}{(1+i_r)^n - 1} \quad (13)$$

که i_r نرخ بهره و n تعداد سال های کارکرد سیستم است. هزینه ویژه سوخت ($C_{F,k}$) و محصول ($C_{P,k}$) و همچنین هزینه اتلاف انرژی ($\dot{C}_{D,k}$) برای هر جزء سیستم به شکل زیر محاسبه می گردد:

$$C_{P,k} = \frac{\dot{C}_{P,k}}{\dot{E}x_{P,k}} \quad (14)$$

$$C_{F,k} = \frac{\dot{C}_{F,k}}{\dot{E}x_{F,k}} \quad (15)$$

$$\dot{C}_{D,k} = C_{F,k} \dot{E}x_{D,k} \quad (16)$$

از این مدل‌سازی در جدول 4 با نتایج مطالعه حاضر مقایسه گردیده است. همان‌گونه که ملاحظه می‌شود تطابق خوبی میان نتایج مدل‌سازی و نتایج مرجع مذکور وجود دارد که نشان‌دهنده قابل قبول بودن دقت برنامه نوشته شده است.

جدول 4 مقایسه نتایج تحقیق حاضر با مرجع [21]

پارامتر	تحقیق حاضر	مرجع [21]	خطا (%)
دبی جرمی فشار بالا \dot{m}_{HP}	101/84	101/9	0/05
دبی جرمی فشارپایین \dot{m}_{LP}	59/41	59/5	0/15
راندمان حرارتی η_{th}	10/11	10/36	2/41
راندمان سیستم η_{sys}	6/915	6/998	1/1
توان خالص خروجی \dot{W}_{net}	3821	3834	0/33

با استفاده از معادلات بقای جرم و انرژی، مقادیر توان و انرژی حرارتی مبادله شده برای تک تک اجزای سیکل محاسبه شده و در جدول 5 نشان داده شده است. با توجه به جدول 5 مقادیر توان خالص توربین 3، توربین 2 و توان خالص سیکل به ترتیب برابر با 11/45 kW، 6/98 kW و 16/65 kW است. همچنین راندمان انرژی و انرژی سیکل به ترتیب برابر با 17/36٪ و 28/29٪ بدست می‌آید.

جدول 5 مقادیر توان خروجی و راندمان انرژی و انرژی سیکل

پارامتر	مقدار
\dot{W}_{turIII} (kW)	11/45
\dot{W}_{turII} (kW)	6/98
\dot{W}_{pimptI} (kW)	0/96
\dot{W}_{pumpI} (kW)	0/82
\dot{W}_{tot} (kW)	16/65
η_{energy} (%)	17/36

در جدول 6 نتایج تحلیل انرژی و انرژی-اقتصادی برای اجزای مختلف سیکل نشان داده شده است. با توجه به این جدول بیشترین مقادیر تخریب انرژی در اواپراتور 2 اتفاق می‌افتد. مقدار بالای اتلاف انرژی در اواپراتور 2 به دلیل میزان بالای اتلاف حرارتی در این تجهیز می‌باشد. پس از اواپراتور 2، توربین‌های 2 و 3 نسبت به سایر اجزای سیکل اتلاف انرژی بیشتری دارند. همچنین اواپراتور 1 و توربین 2 بیشترین میزان هزینه کلی را نسبت به سایر اجزای سیکل داشته و ضروری است بیشتر از سایر اجزای سیستم مورد توجه قرار گیرند. به علاوه اواپراتور 1، توربین 2 و مبدل حرارتی کمترین میزان فاکتور انرژی-اقتصادی را دارند و در نتیجه به منظور عملکرد اقتصادی بهتر، می‌توان تجهیزات با قیمت بالاتری را که منجر به کاهش هزینه‌های تخریب انرژی و افزایش هزینه‌های سرمایه‌گذاری می‌شود، برای این تجهیزات انتخاب کرد.

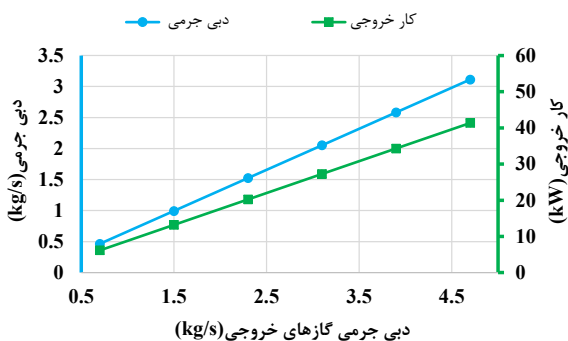
جدول 6 پارامترهای انرژی و انرژی-اقتصادی سیکل

جزء	$\dot{E}_{D,k}$ (kW)	\dot{Z}_k (\$/h)	$\dot{C}_{D,k}$ (\$/h)	$\dot{Z}_k + \dot{C}_{D,k}$ (\$/h)	f_k (%)
کندانسور	0/13	0/25	0/018	0/267	93/29
خنک‌کن میانی	0/26	0/027	0/004	0/031	86/29
توربین 2	2/49	0/483	1/04	1/522	31/61
پمپ 2	0/19	0/079	0/0166	0/096	86/31
مبدل حرارتی	3/65	0/136	0/06	0/196	69/15
اواپراتور 2	0/5	0/059	0/005	0/064	92/08
پمپ 1	0/14	0/074	0/012	0/086	86/14
توربین 3	4/92	0/699	0/081	0/780	89/57
اواپراتور 1	3/15	0/085	2/729	2/813	3/98

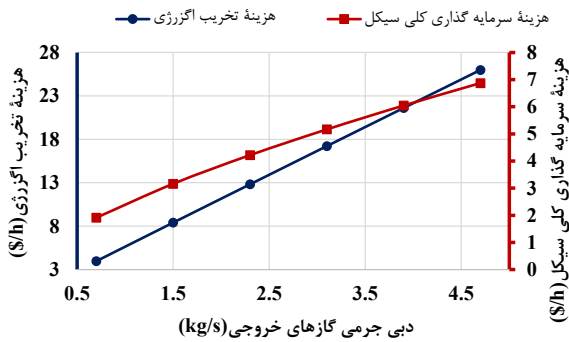
همان‌گونه که مشاهده می‌شود، سایر تجهیزات میزان فاکتور انرژی-اقتصادی بالایی دارند که نشان‌دهنده هزینه‌های تخریب انرژی پایین‌تر برای این تجهیزات است. به علاوه، فاکتور انرژی-اقتصادی کلی سیکل برابر با 32/52٪ می‌باشد. بنابراین 67/48٪ از هزینه‌های کلی سیکل به دلیل تخریب انرژی است و اواپراتور 1 سهم به‌سزایی در این هزینه‌ها دارد.

5-1- بررسی اثر تغییرات دبی جرمی گازهای خروجی از موتور

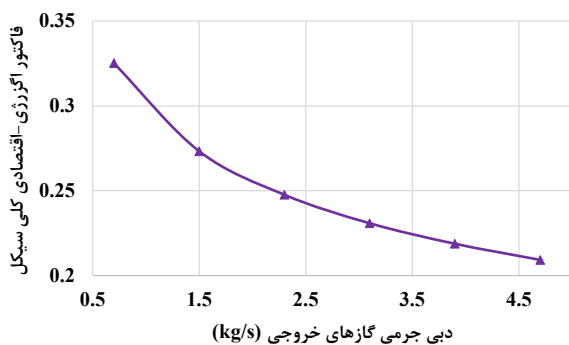
از آنجا که دبی جرمی و توان تولیدی هر دو سیکل وابسته به مقدار دبی جرمی گازهای خروجی از موتور می‌باشد و این دبی به عامل سرعت موتور نیز وابسته است، تغییرات توان تولیدی توربین‌های 2 و 3 با افزایش دبی جرمی گازهای خروجی نیز بررسی شده و نتایج در شکل‌های 3 و 4 نشان داده شده است. همانطور که از نمودارها مشخص است، هر چقدر موتور دارای سرعت بیشتری باشد، دبی جرمی گازهای خروجی بیشتر خواهد بود و در نتیجه میزان دبی سیال عامل لازم در هر سیکل نیز افزایش می‌یابد. با افزایش دبی جرمی سیال عامل، کار خروجی بازیافت شده افزایش می‌یابد.



شکل 3 تغییرات کار خالص خروجی و دبی جرمی در سیکل دما بالا با تغییر دبی جرمی گاز خروجی از موتور

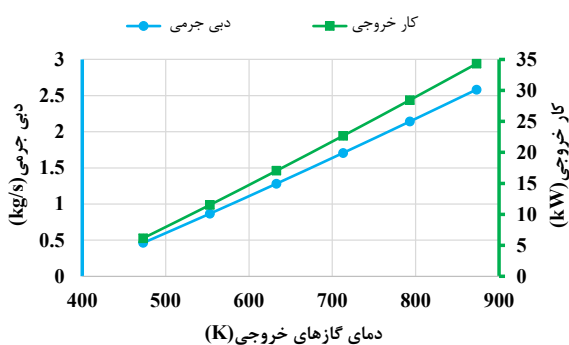


شکل 6 تغییرات هزینه‌های تخریب آگرزری و سرمایه‌گذاری کلی سیکل با افزایش دبی جرمی گازهای خروجی از موتور

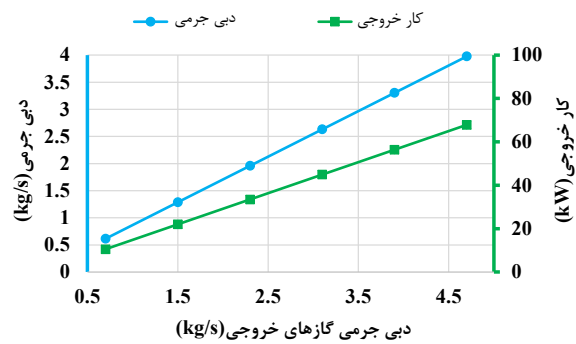


شکل 7 تغییرات فاکتور آگرزری-اقتصادی کلی سیکل با افزایش دبی جرمی گازهای خروجی

5-2- بررسی اثر تغییرات دمای گازهای خروجی از موتور
 شکل‌های 8 و 9 تغییرات توان تولیدی توربین‌های 2 و 3 را با افزایش دمای گازهای خروجی از موتور نشان می‌دهد. همان‌گونه که از شکل‌ها مشخص است با افزایش دمای گازهای خروجی، توان تولیدی هر دو توربین افزایش می‌یابد. دلیل این امر افزایش انرژی ورودی به سیکل رانکین و در نتیجه افزایش دبی جرمی سیال عامل در هر دو سیکل دما پایین و دما بالا می‌باشد.

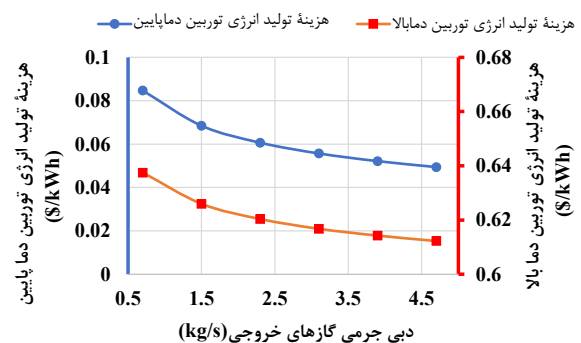


شکل 8 تغییرات کار خالص خروجی و دبی جرمی در سیکل دما بالا با تغییر دمای گاز خروجی از موتور



شکل 4 تغییرات کار خالص خروجی و دبی جرمی در سیکل دما پایین با تغییر دبی جرمی گاز خروجی از موتور

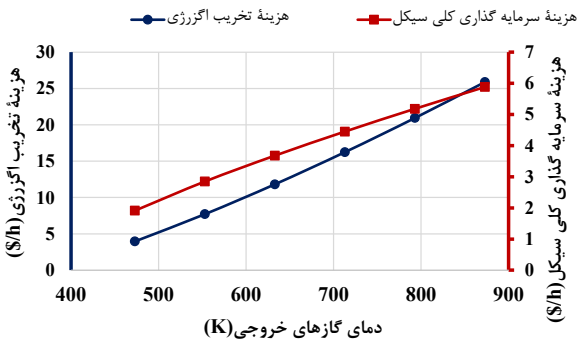
با توجه به شکل 5 هزینه واحد تولید انرژی الکتریکی توربین‌های دما پایین و دما بالا با افزایش دبی جرمی گازهای خروجی از موتور کاهش می‌یابند. با افزایش دبی جرمی گازهای خروجی از موتور و افزایش انرژی ورودی به سیکل، توان تولیدی هر دو توربین افزایش می‌یابد که موجب افزایش هزینه توربین نیز می‌گردد. با توجه به غلبه میزان افزایش توان هر دو توربین بر افزایش نرخ هزینه تولید، هزینه واحد تولید انرژی الکتریکی هر دو توربین با افزایش دبی جرمی گازهای خروجی از موتور کاهش می‌یابد.



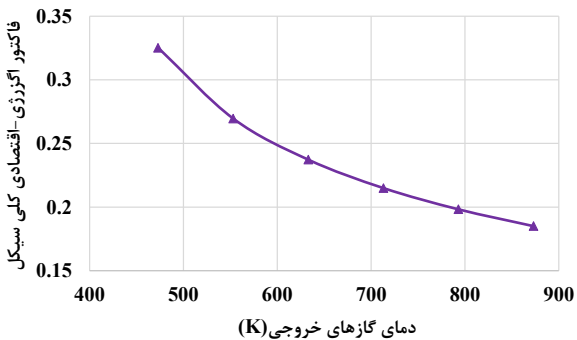
شکل 5 اثر تغییرات دبی جرمی گازهای خروجی بر هزینه واحد تولید انرژی الکتریکی توربین‌های 2 و 3

همچنین با توجه به شکل‌های 6 و 7 هزینه‌های کلی سیستم با توجه به افزایش توان توربین‌ها و افزایش انتقال حرارت در میدل‌های حرارتی افزایش می‌یابد که بیشتر بودن مقدار افزایش هزینه‌های تخریب آگرزری کلی موجب کاهش فاکتور آگرزری-اقتصادی کلی سیستم می‌شود.

انرژی بیشتر از میزان افزایش هزینه‌های سرمایه‌گذاری بوده و در نتیجه فاکتور انرژی-اقتصادی کلی سیکل کاهش می‌یابد.



شکل 11 تغییرات هزینه‌های تخریب انرژی و سرمایه‌گذاری کلی سیکل با افزایش دمای گازهای خروجی از موتور

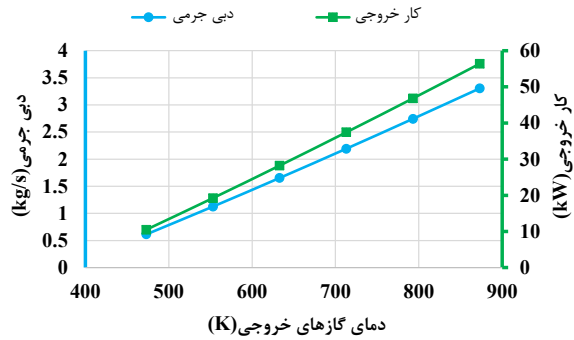


شکل 12 تغییرات فاکتور انرژی-اقتصادی کلی سیکل با افزایش دمای گازهای خروجی

6- نتیجه‌گیری و جمع‌بندی

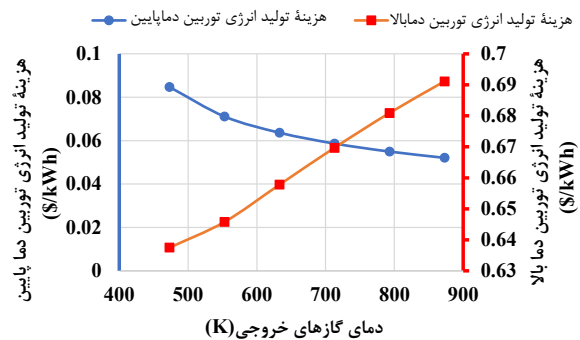
در پژوهش حاضر، به منظور بررسی امکان استفاده از انرژی‌های اتلافی یک موتور دیزلی سبک، یک سیکل رانکین دوگانه آلی مورد استفاده قرار گرفت و تحلیل انرژی، انرژی و اقتصادی سیستم ارائه گردید. نتایج نشان می‌دهد که سیکل دما پایین که از انرژی‌های اتلافی هوای ورودی به موتور و همچنین سیال خنک‌کن استفاده می‌کند 11/45 kW و سیکل دمابالا که از انرژی‌های اتلافی گازهای خروجی استفاده می‌کند 6/98 kW توان تولید می‌کند. سایر نتایج مهم تحقیق حاضر به شرح ذیل است:

- راندمان انرژی و انرژی سیکل به ترتیب برابر با 17/36٪ و 28/29٪ می‌باشد.
- اواپراتور و توربین سیکل دما بالا بیشترین میزان هزینه کلی را نسبت به سایر اجزای سیکل دارند.
- فاکتور انرژی-اقتصادی کلی سیکل برابر با 32/52٪ می‌باشد. بنابراین 67/48٪ هزینه‌های کلی سیکل به دلیل تخریب انرژی است.
- با افزایش دمای گازهای خروجی از موتور، توان تولیدی و هزینه‌های سرمایه‌گذاری و تعمیر و نگهداری هر دو توربین دما بالا و دما پایین افزایش می‌یابد.



شکل 9 تغییرات کار خالص خروجی و دبی جرمی در سیکل دما پایین با تغییر دمای گاز خروجی از موتور

شکل 10، هزینه واحد تولید انرژی الکتریکی توربین‌های 2 و 3 را با تغییر دمای گازهای خروجی از موتور نشان می‌دهد. همان‌گونه که از شکل 10 مشاهده می‌شود، هزینه واحد تولید انرژی الکتریکی توربین‌های دما پایین و دما بالا با افزایش دمای گازهای خروجی از موتور به ترتیب کاهش و افزایش می‌یابند. در واقع با افزایش دمای گازهای خروجی از موتور و افزایش انرژی ورودی به سیکل، توان تولیدی هر دو توربین افزایش می‌یابد که موجب افزایش هزینه توربین نیز می‌گردد. اما برای توربین دما پایین افزایش توان توربین بیشتر از افزایش نرخ هزینه توان تولیدی بوده و در نتیجه هزینه واحد تولید انرژی الکتریکی توربین دما پایین با افزایش دمای گازهای خروجی از موتور کاهش می‌یابد. اما برای توربین دما بالا افزایش نرخ هزینه توان تولیدی بر افزایش توان تولیدی توربین غلبه کرده و در نتیجه هزینه واحد تولید انرژی الکتریکی توربین دما بالا افزایش می‌یابد.



شکل 10 اثر تغییرات دمای گازهای خروجی بر هزینه واحد تولید انرژی الکتریکی توربین‌های 2 و 3

شکل 11 تغییرات هزینه‌های تخریب انرژی و سرمایه‌گذاری کلی سیکل را با افزایش دمای گازهای خروجی از موتور نشان می‌دهد. افزایش هزینه‌های تخریب انرژی به دلیل افزایش دبی جرمی سیال عامل در اجزای مختلف و افزایش تخریب انرژی این تجهیزات، خصوصاً اواپراتور 2 می‌باشد. با افزایش توان تولیدی توربین‌ها و همچنین افزایش دبی جرمی و سطح تبادل حرارت مبدل‌های حرارتی، هزینه‌های سرمایه‌گذاری و تعمیر و نگهداری این تجهیزات افزایش می‌یابد. اما با توجه به شکل 12 میزان افزایش هزینه‌های تخریب

9- مراجع

- [1] A. Azarpour, S. Suhaimi, G. Zahedi, and A. Bahadori, A Review on the Drawbacks of Renewable Energy as a Promising Energy Source of the Future, *Arabian Journal for Science and Engineering*, Vol. 38, No. 2, pp. 317–328, 2013.
- [2] S. A. Abbasi and N. Abbasi, The likely adverse environmental impacts of renewable energy sources, *Applied Energy*, Vol. 65, No. 1, pp. 121–144, 2000.
- [3] M. McCartney, Living with dams: managing the environmental impacts, *Water Policy*, Vol. 11, No. 1, pp. 121–139, 2009.
- [4] R. Rahayu, S. A. Mathias, S. Reaney, G. Vesuviano, R. Suwarman, and A. M. Ramdhan, Impact of land cover, rainfall and topography on flood risk in West Java, *Natural Hazards*, Vol. 116, No. 2, pp. 1735–1758, 2023.
- [5] A. Cho, Energy's Tricky Tradeoffs, *Science*, Vol. 329, No. 5993, pp. 786–787, 2010.
- [6] W. D. Dean, Wind Turbine Mechanical Vibrations: Potential Environmental Threat, *Energy & Environment*, Vol. 19, No. 2, pp. 303–307, 2008.
- [7] D. Honnery and P. Moriarty, Liquid fuels from woody biomass, *International Journal of Global Energy Issues*, Vol. 27, No. 2, pp. 103–114, 2007.
- [8] T. Tsoutos, N. Frantzeskaki, and V. Gekas, Environmental impacts from the solar energy technologies, *Energy Policy*, Vol. 33, No. 3, pp. 289–296, 2005.
- [9] E. L. Majer *et al.*, Induced seismicity associated with Enhanced Geothermal Systems, *Geothermics*, Vol. 36, No. 3, pp. 185–222, 2007.
- [10] M. He, X. Zhang, K. Zeng, and K. Gao, A combined thermodynamic cycle used for waste heat recovery of internal combustion engine, *Energy*, Vol. 36, No. 12, pp. 6821–6829, 2011.
- [11] C. Yue, D. Han, W. Pu, and W. He, Comparative analysis of a bottoming transcritical ORC and a Kalina cycle for engine exhaust heat recovery, *Energy Conversion and Management*, Vol. 89, pp. 764–774, 2015.
- [12] A. T. Hoang, Waste heat recovery from diesel engines based on Organic Rankine Cycle, *Applied Energy*, Vol. 231, pp. 138–166, 2018.
- [13] L. Lyu, W. Chen, A. Kan, Y. Zhang, S. Xue, and J. Zeng, Investigation of a Dual-Loop ORC for the Waste Heat Recovery of a Marine Main Engine, *Energies*, Vol. 15, No. 22, 2022.
- [14] X. Liu, M. Q. Nguyen, J. Chu, T. Lan, and M. He, A novel waste heat recovery system combining steam Rankine cycle and organic Rankine cycle for marine engine, *Journal of Cleaner Production*, Vol. 265, p. 121502, 2020.
- [15] P. Reddy, Energy and exergy analyses of a two-stage organic rankine cycle with low pressure stage regeneration for IC engine waste heat recovery, *Journal of Thermal Engineering*, Vol. 8, No. 5, pp. 573–586, 2022.
- [16] P. Varshil and D. Deshmukh, A comprehensive review of waste heat recovery from a diesel engine using organic rankine cycle, *Energy Reports*, Vol. 7, pp. 3951–3970, 2021.
- [17] H. Kianfarid, S. Khalilarya, and S. Jafarmadar, Exergy and exergoeconomic evaluation of hydrogen and distilled water production via combination of PEM electrolyzer, RO desalination unit and geothermal driven dual fluid ORC, *Energy Conversion and Management*, Vol. 177, pp. 339–349, 2018.
- [18] S. Yosaf and H. Ozcan, Exergoeconomic investigation of flue gas driven ejector absorption power system integrated with PEM electrolyser for hydrogen generation, *Energy*, Vol. 163, pp. 88–99, 2018.
- [19] N. Chitgar and M. Moghimi, Design and evaluation of a novel multi-generation system based on SOFC-GT for electricity, fresh water and hydrogen production, *Energy*, Vol. 197, p. 117162, 2020.
- [20] M. Sadeghi, S. M. S. Mahmoudi, and R. Khoshbakhti Saray, Exergoeconomic analysis and multi-objective optimization of an ejector refrigeration cycle powered by an internal combustion (HCCI) engine, *Energy Conversion and Management*, Vol. 96, pp. 403–417, 2015.
- [21] G. Manente, A. Lazzaretto, and E. Bonamico, Design guidelines for the choice between single and dual pressure layouts in organic Rankine cycle (ORC) systems, *Energy*, Vol. 123, pp. 413–431,

– هزینه واحد تولید انرژی الکتریکی توربین دمایی و دما بالا با افزایش دمای گازهای خروجی افزون به ترتیب کاهش و افزایش می‌یابند.
– با افزایش دبی جرمی گازهای خروجی افزون، هزینه واحد تولید انرژی الکتریکی هر دو توربین کاهش می‌یابد.

7- فهرست علائم

\dot{C}	هزینه نرخ جریان انرژی (\$/h)
CRF	شاخص هزینه
\dot{E}, Ex	انرژی (W)
f	فاکتور انرژی-اقتصادی
h	آنتالپی مخصوص (J/kg)
i	تخریب انرژی کل سیستم (W)
\dot{m}	دبی جرمی (kg/s)
P	فشار (Pa)
\dot{Q}	نرخ انتقال حرارت (W)
s	آنتروپی مخصوص (J/kgK)
T	دما (K)
\dot{W}	مقدار توان (W)
\dot{Z}	هزینه کلی سرمایه‌گذاری (\$/h)

علائم یونانی

ϕ	ضریب نگهداری
η	راندمان
ρ	چگالی (kg/m^3)
ψ	انرژی مخصوص جریان (J/kg)

زیرنویس‌ها

0	حالت مرده
a	هوا
cond	کندانسور
e, out	خروجی
evp	اوپراتور
exh	گازهای خروجی
f	سوخت
HEX	مبدل حرارتی
HT	سیکل دما بالا
i, in	ورودی
int	خنک‌کن میانی
LT	سیکل دما پایین
pump	پمپ
tur	توربین

8- تقدیر و تشکر

این مقاله تحت حمایت "گروه تحقیقاتی انرژی و محیط زیست" دانشگاه آیت الله بروجردی (ره) قرار دارد و نویسندگان از این گروه تحقیقاتی بابت حمایت‌شان تشکر و قدردانی می‌کند.

2017.