Archive of SID

ISSN: 2476-6909; Modares Mechanical Engineering. 2019;19(7):1633-1643

# Waste Heat Recovery Rankine Cycle Based System for Heavy Duty Trucks

ARTICLE INFO

*Article Type*
Original Research

*Authors*
Rastgar R.[1] *MSc,*
Amidpour M.*[1] *PhD,*
Shariati Niasar M.[2] *PhD*

**How to cite this article**
Rastgar R, Amidpour M, Shariati Niasar M. Waste Heat Recovery Rankine Cycle Based System for Heavy Duty Trucks Modares Mechanical gineering.2019;19(7):1633-1643.

[1]Energy System Engineering Department, Mechanical Engineering Faculty, K. N. Toosi University of Technology, Tehran, Iran
[2]Energy & Environment Department, Niroo Research Institute, Tehran, Iran

***Correspondence***
*Address*: Pardis Street, Mollasadra Avenue, Vanak Square, Tehran Iran. Postal code: 1999143344
*Phone*: +98 (21) 84063222
*Fax*: +98 (21) 88674748
amidpour@kntu.ac.ir

***Article History***
Received: April 08, 2018
Accepted: January 07, 2019
ePublished: July 01, 2019

ABSTRACT

Despite recent improvement in energy efficiency of diesel engines, more than 50% of the energy input is lost as waste heat in the form of hot exhaust gases, cooling water, and heat lost from hot equipment surfaces. Exhaust pollution from internal combustion engines can potentially result in severe damages on earth atmosphere, including ozone depletion, global warming, and significant health problems. Waste heat recovery based on Rankine cycle has been identified as a potential solution to increase the energy efficiency and consequently to reduce the engine emissions. In this rather low cost technology, waste heat is recovered in a Rankine cycle, aiming to convert mechanical power into electrical power. Output electrical energy is stored in a battery and can be used in electric usages. In this paper, the possibility of using the exhaust heat recovery system without utilizing the heat of other recyclable materials has been investigated, using the organic Rankine cycle (ORC), in order to increase the efficiency of the diesel engine of the bus. Depending on amount of achievable heat of exhaust, in some performance point of diesel engine, the amount of fluid flow rate and output power of Rankine cycle was calculated. Our results exhibit 5.1 KW increase in the diesel engine power resulting in 1.12% increase in energy efficiency in engine part load condition. The output mechanical power from the micro-generator is converted to electrical power and is stored in an energy storage system. The storage energy can be utilized to supply power for electrical equipment such as fans, bulbs, and also phone chargers of passengers.

**Keywords** Waste Heat Recovery; Organic Rankine Cycle; Diesel Engine; Performance Analysis

CITATION LINKS

[1] Dynamic heat exchanger model for performance prediction and control ... [2] Parametric optimization and performance analysis of ORC ... [3] A performance analysis of a novel system of a dual loop bottoming ... [4] Transient performance evaluation of waste heat recovery rankine cycle based system ... [5] Potential for exhaust gas energy recovery in a diesel passenger ... [6] Study of working fluid selection of organic Rankine cycle ... [7] Analysis of a novel solar electricity generation system using cascade ... [8] Low grade waste heat recovery with subcritical and Supercritical organic Rankine ... [9] Design and optimisation of organic Rankine cycles for waste heat recovery ... [10] Performance optimization of low-temperature power generation ... [11] Working fluid selection and electrical performance optimisation ... [12] Alkanes as working fluids for high-temperature exhaust heat recovery ... [13] Waste heat recovery of an ORC-based power unit in ... [14] Thermodynamic analysis and performance optimization of an ... [15] Single-loop organic Rankine cycles for engine waste heat ... [16] The turbosteamer: A system introducing the principle ... [17] Performance analysis of a novel system combining ... [18] Study of zeotropic mixtures of ORC (organic ... [19] Analysis of regenerative dual-loop organic Rankine ... [20] A regenerative supercritical-subcritical dual-loop ... [21] Theoretical research on working fluid selection ... [22] Performance comparison and working fluid analysis ... [23] Systematic optimization of subcritical and transcritical ... [24] Simulation of a multiple heat source supercritical ORC ... [25] Waste heat recovery from diesel engines based on Organic ... [26] A recent review of waste heat recovery by Organic ... [27] Experimental study of an ORC (organic ... [28] Modeling and optimal steady-state operating points of an ... [29] Advances and challenges in ORC systems modeling ... [30] Performance analysis of waste heat recovery ... [31] The Properties of Gases and ... [32] 2009 ASHRAE handbook ...

*Copyright© 2019, TMU Press. This open-access article is published under the terms of the Creative Commons Attribution-NonCommercial 4.0 International License which permits Share (copy and redistribute the material in any medium or format) and Adapt (remix, transform, and build upon the material) under the Attribution-NonCommercial terms.*

www.SID.ir

Archive of SID



# سیستم بازیافت حرارت اتلافی خودروهای سنگین بر مبنای سیکل رانکین ارگانیک

**رضا رستگار MSc**
گروه مهندسی سیستم‌های انرژی، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه خواجه نصیر طوسی، تهران، ایران
**مجید عمیدپور* PhD**
گروه مهندسی سیستم‌های انرژی، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه خواجه نصیر طوسی، تهران، ایران
**مالک شریعتی‌نیاسر PhD**
گروه انرژی و محیط زیست، پژوهشگاه نیرو، تهران

**چکیده**
با وجود پیشرفت‌های اخیر در بهبود کارآیی موتورهای دیزل، بیش از نیمی از انرژی ورودی سوخت به‌صورت حرارت اتلافی از اگزوز، سرمایش موتور یا از طریق تشعشع از سطوح داغ موتور، به محیط منتقل می‌شود. از طرفی موتورهای احتراق داخلی یکی از اصلی‌ترین منابع آلایندگی هوا به شمار می‌روند که موجب بروز مشکلات عمده‌ای از قبیل تخریب لایه ازون، گرم‌شدن زمین و به‌خطرافتادن سلامت موجودات زنده شده است. بازیافت حرارت اتلافی موتورهای احتراق داخلی، راهکاری برای افزایش راندمان این موتورها و کاهش آلایندگی محیطی ارایه می‌دهد. یک روش نسبتاً کم‌هزینه و ساده به‌منظور بازیافت حرارت اتلافی موتورهای احتراق داخلی، استفاده از سیکل رانکین به‌منظور تولید توان مکانیکی برای تبدیل به توان الکتریکی و ذخیره در باتری برای کاربردهای برقی خودرو است. در این مقاله امکان استفاده از سیستم بازیافت حرارتی اگزوز اتوبوس بدون استفاده از حرارت سایر منابع بازیافتی، با استفاده از سیکل رانکین ارگانیک، به‌منظور افزایش راندمان موتور دیزل اتوبوس مورد بررسی قرار گرفته است. براساس میزان حرارت قابل استحصال از اگزوز اتوبوس در چند حالت کاری موتور دیزل، میزان دبی سیال عامل و توان خروجی سیکل رانکین محاسبه شده است. نتایج محاسبات، افزایش ۵/۱کیلوواتی توان موتور دیزل معادل با رشد ۱/۱۲درصدی راندمان موتور، در شرایط بار جزئی موتور را نشان می‌دهد. توان مکانیکی تولیدی توسط میکروژنراتور به توان الکتریکی تبدیل می‌شود و در باتری به‌منظور استفاده در تجهیزات برقی خودرو از قبیل فن‌ها و لامپ‌ها و همچنین شارژ گوشی سرنشینان، ذخیره می‌شود.
**کلیدواژه‌ها:** بازیافت حرارت اتلافی، سیکل رانکین ارگانیک، موتور دیزل، تحلیل کارآیی

تاریخ دریافت: ۱۳۹۷/۰۱/۱۹
تاریخ پذیرش: ۱۳۹۷/۱۰/۱۷
*نویسنده مسئول: amidpour@kntu.ac.ir

## ۱- مقدمه

طی سال‌های اخیر، مصرف انرژی در جهان به‌دلیل روند پرشتاب صنعتی‌شدن، رشد چشمگیری داشته که در این میان موتورهای احتراق داخلی و دیزل، نقش بالایی در مصرف انرژی جهانی و ایجاد آلایندگی زیست‌محیطی داشته است. این روزها، با وجود به‌کارگیری روش‌هایی به‌منظور افزایش کارآیی موتورهای احتراق داخلی از قبیل پاشش سوخت مستقیم به سیلندر، استفاده از توربوشارژها به‌منظور فشرده‌نمودن هوای ورودی به موتور یا کاربرد دریچه کاملاً متغیر، بیشترین کارآیی خودروهای پیشرفته امروزی بیشتر از ۴۵% نشده است[1]. به‌عنوان راه‌حلی برای رفع این مشکل، استفاده از سیکل‌های رانکین به‌منظور بهره‌گیری از حرارت اتلافی موتورهای احتراق داخلی و دیزل به‌دلیل راندمان بالا، ساختار ساده و هزینه نسبتاً پایین آنها، به‌طور گسترده‌ای مورد استفاده و توجه قرار گرفته است[2].

تحلیل کارآیی یک سیستم جدید دوحلقه‌ای بر پایه سیکل رانکین در موتورهای دیزل خودروهای سبک[3]، توسط *ژانگ* و همکاران صورت پذیرفته است. در این مطالعه بازیافت حرارت اگزوز، خنک‌کننده موتور و هوای مکش به موتور در یک سیکل رانکین ارگانیک دوحلقه‌ای، شبیه‌سازی شده است. توان موثر سیستم ترکیبی به میزان قابل ملاحظه‌ای در ناحیه عملکردی موتور، افزایش داشته است. دوحلقه دمای بالا و دما پایین سیکل رانکین با توجه به دمای منابع بازیافتی، طراحی شده است و این دوحلقه در یک مبدل بازیافتی که حرارت اتلافی حلقه دمابالا توسط حلقه دماپایین جذب می‌شود، مشترک هستند. نتایج شبیه‌سازی نشان می‌دهد که میزان توان خالص تولیدی حلقه دماپایین از حلقه دمابالا بیشتر است. دو منبع حرارتی حلقه دماپایین، هوای مکش توربوشارژشده موتور و خنک‌کننده موتور است. نتیجه شبیه‌سازی در محدوده کارآیی حرارتی بهینه موتور، میزان افزایش کارآیی در سیکل ترکیبی، به میزان ۱۴ الی ۱۶% را نشان می‌دهد. در حالی که میزان افزایش کارآیی در مناطقی از محدوده عملکردی موتور به ۳۸ الی ۴۳% هم می‌رسد.

ارزیابی کارآیی گذرا در سیستم بازیافت حرارتی بر مبنای سیکل رانکین در خودروهای سنگین توسط *گرات* و همکاران در پژوهشگاه ولوو فرانسه و دانشگاه لیژ بلژیک و لیون فرانسه انجام گرفته[4] و ساختار بهینه سیستم بازیافت حرارتی شرح داده شده است. نحوه انتخاب سیال عامل نیز در این سیستم نشان داده شده و میزان اهمیت موضوع بررسی سیستم در حالت گذرا و تحت شرایط واقعی با توجه به مقایسه با حالت پایا بررسی شده و تاثیر ۵۰درصدی در افت کارآیی در حالت گذرا نسبت به حالت پایا نشان داده شده است. ساختارهای متنوع سیستم نیز در این کار بررسی و ساختار بهینه در نهایت معرفی شده است. در این مقاله، دو حالت بازیافت حرارتی اگزوز و بازیافت حرارتی گازهای برگشتی به موتور و دو حالت ترکیب سری و موازی این دو منبع بازیافتی در حالت گذرا و پایا و در دو ساختار متفاوت کندانسور مورد بررسی قرار گرفته است.

مدل مبدل حرارتی دینامیک به‌منظور پیش‌بینی عملکرد و طراحی سیستم کنترل سیستم‌های بازیافت حرارت اتلافی خودرو، توسط گروه تحقیقاتی *بی‌ام‌دبلیو*[1] انجام پذیرفت. در این مطالعه، یک مدل دینامیکی اواپراتور در سیستم بازیافت خودرو، ایجاد شد. یک سیستم کنترل دمای بخار، براساس مدل، ایجاد و روی میز تست به‌کارگیری شد. مشخصه‌های کارکردی دینامیکی اواپراتور براساس اندازه‌گیری‌ها و شبیه‌سازی‌ها بررسی شد و در نهایت، نتایج سیستم مورد نظر و کارکرد سیستم کنترل تحت شرایط دینامیکی نشان داده شد.

پژوهشی[5] نشان داده که می‌توان میزان مصرف سوخت خودروهای مسافربری را با استفاده از سیستم سیکل رانکین ارگانیک، ۸ تا ۱۹% کاهش داد. بازدهی سیکل رانکین بسیار متاثر از سیال عامل انتخابی است. بنابراین انتخاب یک سیال عامل مناسب بسیار ضروری است[6, 7] و توجه به سه نکته در انتخاب سیال عامل، دارای اهمیت است. اولاً دمای بحرانی سیال عامل باید نزدیک به دمای منبع حرارتی باشد. پژوهشی[8] یک شبیه‌سازی از سیستم سیکل رانکین ارگانیک برای دمای منبع گرم از ۱۵۰ تا ۳۰۰°C، انجام داده و گزارش داده که کارآیی اگزرژتیک سیستم به‌شدت متاثر از دمای بحرانی سیال عامل است. نکته دوم اینکه، ساختار سیکل رانکین ارگانیک روی انتخاب سیال عامل تاثیرگذار است. پژوهشی[9]، ۱۰۹ سیال عامل را در سیکل رانکین ارگانیک بررسی کرد و بیان نمود که برای سیستم‌های دارای ریکوپراتور، سیال عامل‌های هیدروکربنی بهترین کارآیی را حاصل می‌کنند، در حالی که برای سیستم‌های بدون ریکوپراتور، سیال‌های ایزنتروپیک و مرطوب کارآیی بهتری را حاصل می‌کنند. مطالعه‌ای[10] عنوان نمود که برای تولید توان در ۱۵۰°C دو سیال آر ۱۵۲ ای و آر ۳۲،


www.SID.ir

Archive of SID

بهترین عملکرد را به‌ترتیب برای سیکل بازگرمایشی و سیکل پایه‌ای بدون بازگرمایش نشان می‌دهند. در نهایت نکته سوم اینکه، پارامترهای کارکردی همچون دما و فشار اواپراتور در انتخاب سیال عامل موثر هستند[11].

دو نوع منبع حرارتی اگزوز با دمای بالای ۲۰۰°C و خنک‌کننده موتور با دمای بین ۸۰ تا ۱۲۰°C در موتور احتراق داخلی به‌منظور بازیافت حرارت وجود دارد. *شو* و همکاران[12]، کارآیی سیستم سیکل رانکین ارگانیک را در بازیافت گازهای اگزاست موتور بررسی کردند و دریافتند که میزان مصرف سوخت با به‌کارگیری سیال سایکلوهگزان تا میزان ۱۰% می‌تواند کاهش یابد. *دی‌باتیستا* و همکاران[13]، سیستم بازیافت حرارت اگزوز ایوکو را بررسی کردند و عنوان نمودند که میزان کارآیی سیستم می‌تواند تا ۴ الی ۵% بهبود یابد.

به‌منظور بازیافت دو منبع حرارتی اگزوز و خنک‌کننده موتور، استفاده از یک سیکل تک‌حلقه رانکین ارگانیک با توجه به دماهای متفاوت این دو منبع بسیار چالش‌برانگیز است. *سانگ* و همکاران[14]، از خنک‌کننده به‌منظور پیش‌گرمایش سیال عامل استفاده کردند و برای تبخیر سیال عامل در اواپراتور از گرمای اگزوز بهره بردند. توان خالص خروجی سیکل یک حلقه کمی کمتر از توان سیکل دوحلقه بوده، ولی میزان سرمایه‌گذاری در سیکل تک‌حلقه کمتر از دوحلقه به‌صورت مجزا است. *کیم* و همکاران[15] ابراز نمودند که در سیکل تک‌حلقه در صورت به‌کارگیری از هر دو منبع اگزوز و خنک‌کننده، می‌توان به میزان قابل‌توجهی افزایش توان خروجی داشت.

با توجه به این موضوع که استفاده از یک سیال عامل در سیکل میزان بازگشت‌ناپذیری‌ها را افزایش می‌دهد، *بی‌امدبلیو*[16]، از یک سیستم سیکل رانکین ارگانیک دوحلقه استفاده کرد و از آب و اتانول به‌عنوان سیال عامل در دوحلقه به‌ترتیب دمای بالا و دما پایین استفاده نمود. بعد از آن به‌منظور بررسی کارآیی سیستم با درنظرگرفتن جفت سیال عامل مناسب، مطالعات زیادی صورت پذیرفت[3, 17, 18]. در ادامه *شو* و همکاران[19]، سیستم سیکل رانکین ارگانیک دوحلقه را با درنظرگرفتن سیال عامل‌های آب، سیلوکسان، تولوئن، دکان، سیکلوهگزان و دی ۴، برای حلقه دمابالا و آر ۱۴۳ ای، آر ۱۲۵، آر ۲۱۸ و آر ۴۱، به‌عنوان سیال عامل حلقه دماپایین بررسی کردند. جفت سیال عامل آر ۲۴۵ اف‌ای و آر ۱۳۴ ای، توسط یک منبع[20] مطرح شد. بعد از آن توسط مرجعپژوهشی[21] مطرح شد که تولوئن و آر ۱۴۳ ای بالاترین کارآیی را در سیستم‌های رانکین دوحلقه دارد. آر ۲۴۵ اف‌ای و آر ۱۴۳ ای، دمای جوش پایین و پتانسیل گرمایش جهانی بالاتر از ۱۰۰۰ دارند، بنابراین موافق و سازگار با محیط زیست نیستند[20]. همچنین در پژوهشی[20] مطرح شد که در سیستم دوحلقه، دو اکسپندر برای دو سیکل در نظر گرفته می‌شود و با توجه به نسبت فشار پایین مورد نیاز در اکسپندرها در دو سیکل، بازدهی آنها افزایش می‌یابد.

علاوه بر موارد فوق، علاقه به استفاده از سیال‌های عامل فوق بحرانی که می‌توانند کارآیی ترمودینامیک بالاتری را نسبت به زیربحرانی‌ها نشان دهند[22]، به‌تازگی افزایش یافته است. پژوهشی[23]، چندین سیال عامل زیربحرانی و فوق بحرانی را برای سیستم‌های سیکل رانکین ارگانیک بررسی کردند. مطالعه دیگری[24]، یک سیستم سیکل رانکین ارگانیک تک‌حلقه با سیال فوق بحرانی را طراحی نمود و به مطالعه پتانسیل استفاده از چندین منبع حرارتی وسیله نقلیه برای تبدیل به کار مفید پرداخت. مطالعه مربوطه نشان می‌دهد که در شرایط شبیه‌سازی می‌توان به مقادیر کارآیی سیکل بازیافت از ۵ تا ۲۳% دست یافت. بهبود در زمینه میزان صرفه سوخت مصرفی نیز بین تقریباً ۱۰ تا ۳۰% است. همچنین سیالات با دمای بحرانی بالاتر، پتانسیل بالاتری برای استفاده در سیکل‌های رانکین ارگانیک با کارآیی بالاتر دارند و حساسیت کمتری نسبت به تغییرات دمایی کندانسور و تغییرات فشار دارند.

در پژوهشی[25]، جمع‌آوری و دسته‌بندی سیال‌های عامل قابل استفاده در سیکل رانکین ارگانیک مورد استفاده در موتورهای دیزل انجام پذیرفت. همچنین تحلیل اقتصادی و ترمودینامیک این سیستم‌ها به‌همراه ارائه اجزای اصلی مورد استفاده در آن مورد بررسی قرار گرفت. در این مقاله عنوان شده است که مصرف سوخت تا ۱۰% کاهش می‌یابد و کارآیی کلی سیکل رانکین برای سیستم دوحلقه به ۶۰ الی ۹۰% و برای سیستم تک‌حلقه به ۱۰ تا ۲۵% می‌رسد.

مروری بر مطالعات انجام‌پذیرفته در زمینه سیکل رانکین ارگانیک طی ۴ سال اخیر منتهی به ۲۰۱۸، توسط پژوهشی[26] انجام پذیرفت. بررسی‌ها در زمینه‌های ساختار سیکل، سیال‌های عامل و شرایط کاری هستند. در موتورهای دیزل، استفاده از سیکل رانکین ارگانیک دوحلقه، به‌دلیل بازیافت حرارتی چندمرحله‌ای در آنها، کاربرد بیشتری داشته است. در موتورهای احتراق داخلی و توربین‌های گاز، استفاده از سیکل رانکین تک‌حلقه دارای کاربرد بیشتری بوده است.

با توجه به کارهای انجام‌پذیرفته در سال‌های اخیر در بحث سیستم‌های بازیافت حرارتی با استفاده از سیکل رانکین ارگانیک، مشاهده می‌شود که پیشرفت قابل توجهی در زمینه طراحی و نحوه به‌کارگیری این سیکل‌ها در بازیافت حرارتی، صورت پذیرفته و راهکارهایی در زمینه‌های انتخاب مناسب سیال عامل و انتخاب ساختار مناسب سیکل رانکین، با توجه به تنوع منابع حرارتی اتلافی در خودروها و گستره وسیع دمای منابع حرارتی اتلافی موجود، ارائه شده است. البته همچنان ملاحظه می‌شود که در مباحثی از قبیل انتخاب مناسب‌ترین سیال عامل در سیکل رانکینیا انتخاب یک ساختار مشخص که بر سایر ساختارها برتری داشته باشد و همچنین میزان سوددهی سیستم بازیافت حرارتی بر مبنای سیکل رانکین، نیاز به انجام تحقیقات گسترده توسط محققان این زمینه است.

در مقاله حاضر، در ابتدا انواع سیستم‌های بازیافت حرارتی بر مبنای سیکل رانکین در خودروی دیزل سنگین براساس انواع منابع حرارت اتلافی موجود و در انواع ساختارها و با توجه به شرایط عملکردی پایا و گذرا معرفی می‌شود. سپس چگونگی انتخاب سیال عامل بررسی می‌شود و در ادامه به شرح سیستم ترکیبی سیکل رانکین و موتور اتوبوس دیزل پرداخته می‌شود و نحوه استفاده از برق تولیدی سیستم ترکیبی در اتوبوس شرح داده شده و در نهایت، محاسبات مربوط به میزان افزایش کارآیی سیستم ترکیبی در اتوبوس دیزل، در شرایط پایا و برای چند حالت بار جزئی موتور انجام می‌شود.

## ۲- سیستم‌های بازیافت حرارت اتلافی بر مبنای سیکل رانکین

سیکل رانکین به‌عنوان یک روش کارآمد برای تولید توان از منابع حرارتی کم‌شدت شناخته شده است. علاوه بر سیکل رانکین بخار که در آن از آب به‌عنوان سیال عامل استفاده می‌شود، از سیکل رانکین ارگانیک نیز که در آن از سیال‌های شیمیایی و مبردها به‌عنوان سیال عامل چرخه استفاده می‌شود، می‌توان برای بازیافت حرارتی و تولید توان منابع کم‌شدت حرارتی استفاده نمود[27]. اصول کارکردی آن شامل دریافت حرارت از یک منبع گرم به‌منظور تبخیر


www.SID.ir

Archive of SID



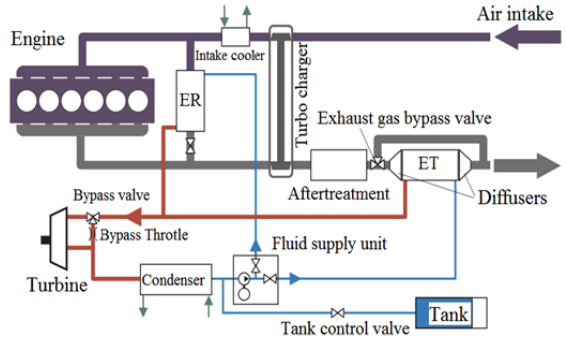
سیال عامل و کاهش آنتالپی سیال عامل در یک اکسپندر به‌منظور تولید کار مکانیکی برای تبدیل به الکتریسیته در یک ژنراتور الکتریکی یا استفاده مستقیم از توان مکانیکی اکسپندر است. این سیستم، یک سیکل بسته است که سیال عامل، در کندانسور حرارت خود را از دست داده و به مایع چگالیده تبدیل شده و توسط یک پمپ، فشار کاری لازم برای شروع مجدد سیکل در تبخیرکننده را به دست می‌آورد. بنابراین سیکلی ساده به حساب می‌آید که به نگهداری پایینی در مقایسه با سایر سیکل‌ها از قبیل کالینا نیاز دارد و همچنین نسبت به‌روش‌های تبدیل مستقیم حرارت به الکتریسیته مثل پیزوالکتریک و ترموالکتریک دارای پختگی و تثبیت تکنولوژی است[27].

تقریباً ثلث انرژی حرارتی سوخت در موتورهای احتراق داخلی از طریق گاز خروجی اگزوز هدر می‌رود. در نتیجه سیستم‌هایی که حداقل بخشی از این حرارت را بتوانند بازیابی کنند، به‌منظور افزایش کارآیی کلی، مفید خواهند بود. به نظر می‌رسد که سیستم‌های بازیافت حرارتی براساس سیکل رانکین ارگانیک از نویدبخش‌ترین راهکارها باشند. انتظار می‌رود که به میزان ۵ الی ۱۰% در مصرف سوخت خودرو صرفه‌جویی به عمل آید[28]. هر چند کارآیی سیکل‌های رانکین ارگانیک چیزی حدود ۸ الی ۱۲% است، این سیکل‌ها بسیار قابل پیشرفت و ترقی در موارد تولید توان از منابع حرارتی شدت پایین هستند. عدم هزینه بابت سوخت، قابلیت اطمینان بالا و نگهداری پایین[29]، از دلایل جذابیت این سیکل در کاربردهای یادشده است.

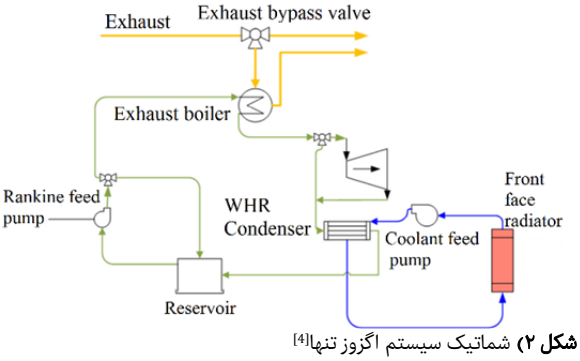
با توجه به تعدد منابع حرارتی موجود در خودروهای احتراق داخلی، طراحی سیکل رانکین به طرق متنوعی براساس نحوه استفاده از منابع گرم و سرد، صورت می‌پذیرد. از منابع حرارت اتلافی موجود در خودرو می‌توان به حرارت اتلافی اگزوز که دمابالا است، حرارت اتلافی از طریق سیستم خنک‌کاری موتور که توسط آب در حال چرخش، گرمای موتور را از ژاکت موتور به محیط از طریق رادیاتور تخلیه می‌کند و همچنین گرمای اتلافی اینترکولر توربوشارژ که به‌منظور کاهش دمای هوای فشرده‌شده توسط کمپرسور توربوشارژ، در مسیر ورودی به موتور به آب خنک‌کننده منتقل می‌شود، اشاره نمود[4]. با توجه به نحوه به‌کارگیری منابع حرارتی یادشده، سیکل‌های رانکین را می‌توان به دو دسته کلی سیکل رانکین دوحلقه و سیکل رانکین تک‌حلقه تقسیم‌بندی نمود[3]. در سیکل دوحلقه، دوحلقه دمابالا و دماپایین در یک مبدل مشترک است که این تبادل‌کننده به‌عنوان کندانسور سیکل دمابالا و اواپراتور سیکل دماپایین استفاده می‌شود. سیکل تک‌حلقه نیز در انواع متنوعی با توجه به نحوه به‌کارگیری منابع گرم و سرد، در مطالعات گوناگون به کار رفته است[3].

### ۲-۱- سیکل رانکین ارگانیک تک‌حلقه به‌منظور بازیافت حرارت اتلافی موتور دیزل

شکل ۱، یک سیستم ساده بازیافت حرارت اتلافی نصب‌شده روی یک خودروی سنگین ۶سیلندر را نشان می‌دهد. سیال عامل از ۴ جزء اواپراتور مرتبط با منبع گرم، ماشین انبساط، کندانسور مرتبط با منبع سرد و پمپ، عبور می‌کند. ساختار سیکل در تعداد و نحوه به‌کارگیری اواپراتور متفاوت است. دو قسمت به‌منظور نصب و استفاده از اواپراتور ممکن است، یکی بعد از خروج گاز اگزوز در مسیر تخلیه به محیط و دیگری در مسیر بازگشت مجدد بخشی از محصولات احتراق به موتور باشد[4]. با توجه به خروج گازهای حاصل از احتراق از دریچه خروجی سیلندر، بخشی از این گازها در قسمت بازگشت مجدد به موتور با هوای تازه مخلوط شده و بخشی دیگر توسط اگزوز خودرو به محیط تخلیه می‌شوند. اواپراتور مسیر بازگشت مجدد در مسیر بازگشت گاز گرم اگزوز به موتور به‌منظور دریافت حرارت گاز بازگشتی به موتور نصب می‌شود. اواپراتور اگزوز نیز در مسیر خروج گازهای حاصل از احتراق به محیط نصب می‌شود. بر مبنای استفاده از منابع حرارتی اگزوز یا اگزوز بازگشتی به موتور، به‌صورت تنها یا استفاده همزمان از این دو منبع حرارتی در اواپراتور سیکل رانکین، ۴ حالت متفاوت ایجاد می‌شود. شکل ۲ استفاده از حرارت گاز اگزوز خروجی به محیط را در اواپراتور سیکل رانکین به‌منظور تبخیر سیال عامل نشان می‌دهد. در این حالت تنها منبع مورد استفاده به‌منظور انتقال حرارت به سیال عامل سیکل رانکین، گازهای خروجی اگزوز تخلیه‌شونده به محیط است. در حالت دوم طبق شکل ۳، از حرارت گاز برگشتی به موتور در تبخیرکننده سیکل استفاده شده است. در این حالت، اواپراتور سیکل رانکین در تماس با گازهای بازگشتی به موتور دیزل قرار دارد. شکل‌های ۴ و ۵، نحوه استفاده همزمان از هر دو حرارت اتلافی گازهای بازگشتی به موتور و گازهای تخلیه‌شونده به محیط را به‌ترتیب در آرایش موازی و سری در تبخیرکننده سیکل رانکین نشان می‌دهند. در آرایش موازی، از دو اواپراتور به‌صورت موازی استفاده می‌شود و سیال عامل سیکل، در دو مسیر مختلف وارد دو اواپراتور شده و پس از عبور از دو اواپراتور با یکدیگر مخلوط شده و ادامه سیکل طی می‌شود. در حالت سری، سیال عامل ابتدا از اواپراتور مربوط به گازهای بازگشتی عبور نموده و پس از آن وارد اواپراتور در تماس با اگزوز تخلیه به محیط شده و وارد توربین می‌شود. آب در گردش، حرارت جذب‌شده از سیال عامل توسط کندانسور را از طریق رادیاتور، به محیط منتقل می‌کند. اگر آب در رادیاتوری جداگانه در موازات رادیاتور خنک‌کننده اتوبوس در ناحیه جلوی خودرو جاری شود، ساختار ۱ که در شکل ۶ نشان داده شده است، ایجاد می‌شود. در صورتی که از آب خنک‌کننده موتور به‌منظور خنک‌کاری کندانسور در رادیاتوری مشترک استفاده شود، ساختار ۲ نشان‌داده‌شده در شکل ۷ ایجاد می‌شود[4].




**شکل ۱)** سیستم بازیافت حرارت اتلافی با ۲ اواپراتور[28]



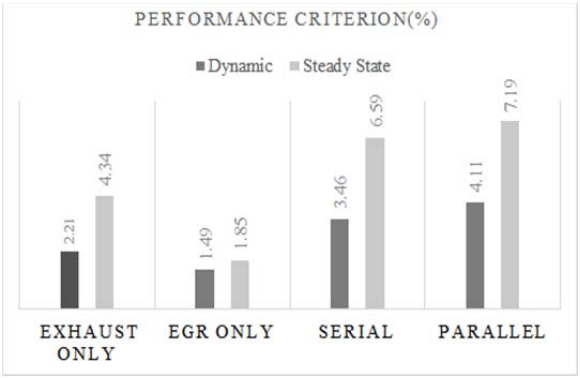

**شکل ۲)** شماتیک سیستم اگزوز تنها[4]



www.SID.ir

Archive of SID

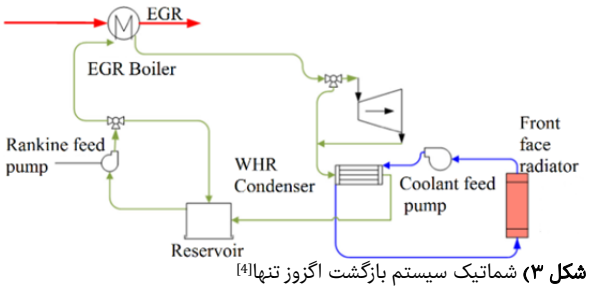
در حالت سایز بهینه تجهیزات، در بهترین حالت، در شرایط پایا به میزان ۷/۱۹% افزایش کارآیی سیستم ترکیبی موتور و سیکل رانکین نسبت به موتور احتراق داخلی و در شرایط دینامیک و گذرا به میزان ۴/۱۱% برای خودروهای سنگین و با ترکیب موازی بازیافت حرارتی اگزوز و گاز بازگشتی و با درنظرگرفتن خنک‌کاری سیال عامل کندانسور به‌طور مجزا از پکیج خنک‌کننده موتور از نتایج شبیه‌سازی گزارش شده است[4]. همان‌طور که در نمودار ۱ ملاحظه می‌شود، بهترین آرایش طبق نتایج قبلی، مربوط به آرایش موازی است. در صورتی که تنها بتوان از یک منبع حرارتی استفاده نمود، به‌کارگیری حرارت اگزوز در خروجی توربوشارژ و بعد از توربین توربوشارژ، نتایج بهتری را نسبت به بازیافت حرارت گاز برگشتی اگزوز به موتور نشان می‌دهد. میزان بهبود عملکرد زمانی که بازیافت حرارتی اگزوز به‌تنهایی انجام می‌شود، در شرایط پایا ۴/۳۴% و در شرایط واقعی به میزان ۲/۲۱% است. در صورتی که بتوان از حرارت اگزوز به‌طور کامل در خروجی توربین و در برگشت گاز به موتور استفاده نمود، میزان واقعی بهبود عملکرد در ساختار سرمایش مجزا از رادیاتور موتور، به میزان ۴/۱۱% در یک پژوهش[4] گزارش شده است.



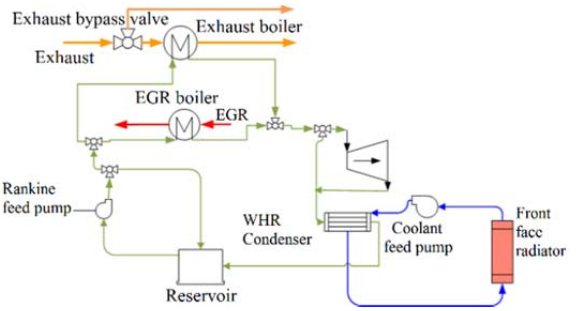

**نمودار ۱)** مقایسه عملکرد در سایز بهینه تجهیزات

## ۲-۲- سیکل رانکین ارگانیک جدید دوحلقه به‌منظور بازیافت حرارت اتلافی موتور دیزل

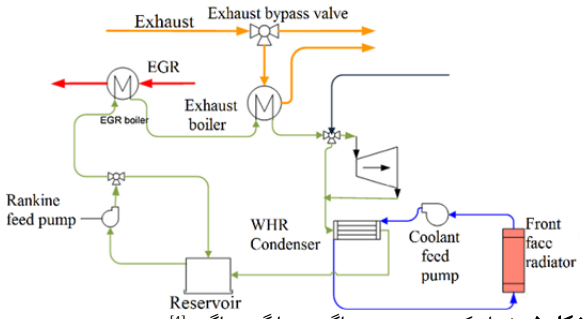
به‌منظور دستیابی به مزایای کامل استفاده از حرارت اتلافی موتور دیزل، سیستم سیکل رانکین دوحلقه، به‌منظور بازیافت انرژی اگزاست و گرمای موجود در سیستم سرمایش موتور و انرژی آزادشده موجود در هوای ورودی موتور در اینترکولر توربوشارژ، بسیار مناسب است[30]. در پژوهشی[30]، سیستم سیکل رانکین ارگانیک، طبق شکل ۸ شامل یک حلقه دماباالا و یک حلقه دماپایین بوده و سیال عامل آر ۲۴۵ اف‌ای به‌عنوان سیال عامل برای هر دوحلقه انتخاب شده است. از طریق تست موتور براساس قانون اول و دوم ترمودینامیک، کارآیی سیستم سیکل رانکین ارگانیک دوحلقه تحت شرایط کارکردی متنوع موتور مورد بررسی قرار می‌گیرد. هنگامی که سیکل رانکین دوحلقه با موتور دیزل کوپل می‌شود، نتایج شبیه‌سازی نشان می‌دهد که بیشترین کارآیی سیستم بازیافت حرارتی دوحلقه موتور دیزل تحت شرایط کارکردی متنوع موتور می‌تواند به ۵/۴% برسد. در شرایط نامی موتور، سیستم بازیافت حرارتی به بیشترین توان خالص به میزان ۲۷/۸۵کیلووات می‌رسد. همچنین در مقایسه با موتور دیزل، کارآیی حرارتی سیستم ترکیبی می‌تواند ۱۳% افزایش داشته باشد. مصرف سوخت ویژه ترمزی نیز، وقتی موتور دیزل در ناحیه بار بالا کار می‌کند، می‌تواند حداکثر ۴% کاهش یابد[28]. در حال حاضر هر چند بیشتر مطالعات، فقط انرژی



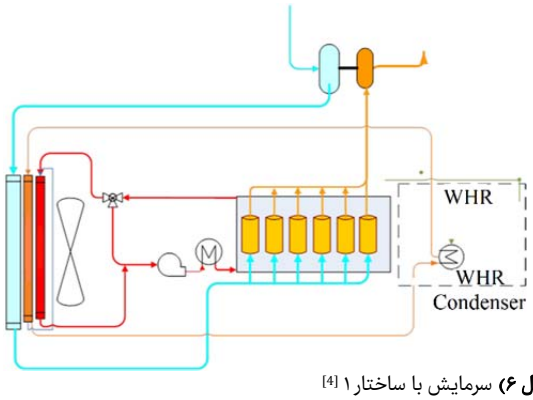

**شکل ۳)** شماتیک سیستم بازگشت اگزوز تنها[4]



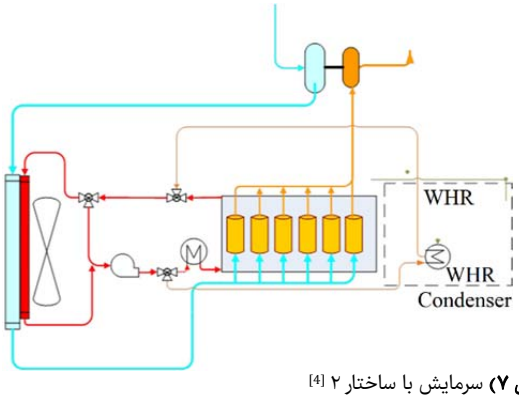

**شکل ۴)** شماتیک سیستم موازی اگزوز و بازگشت اگزوز[4]




**شکل ۵)** شماتیک سیستم سری اگزوز و بازگشت اگزوز[4]




**شکل ۶)** سرمایش با ساختار ۱ [4]



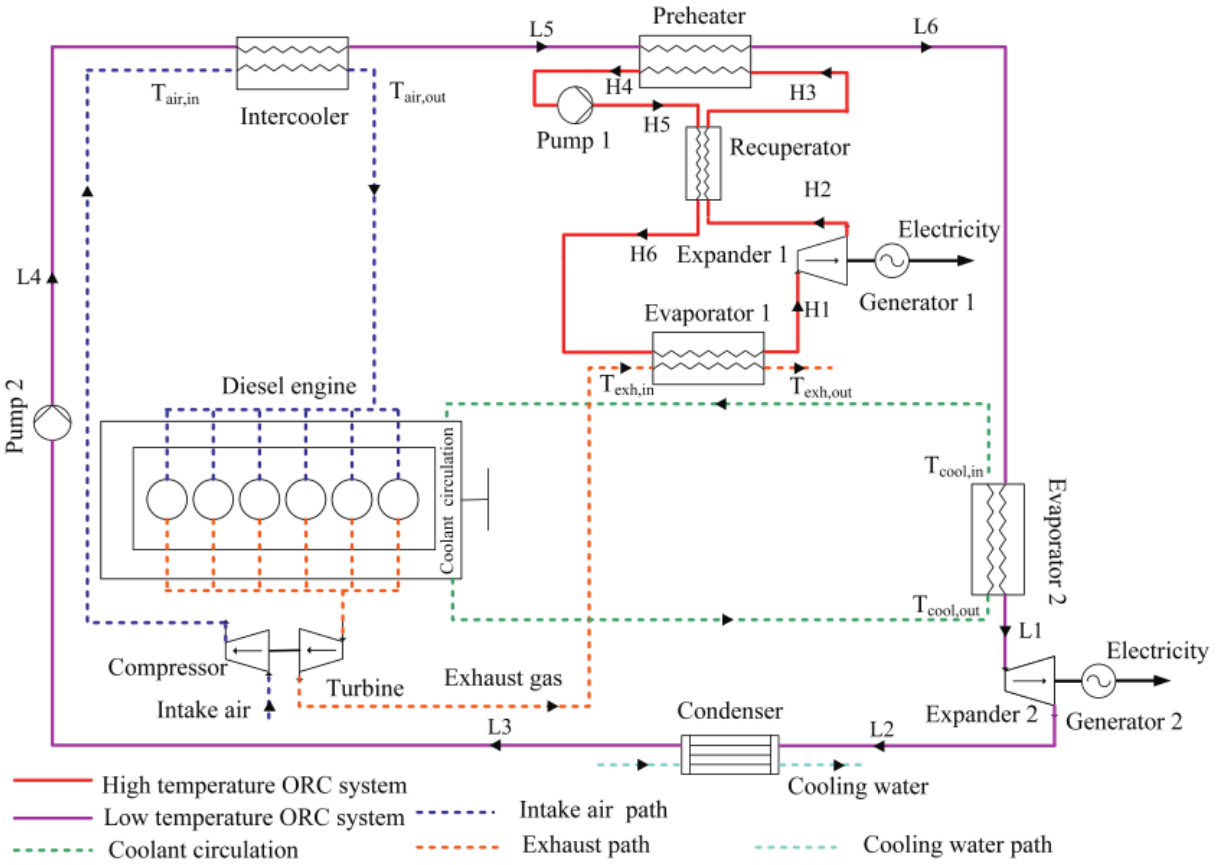

**شکل ۷)** سرمایش با ساختار ۲ [4]


www.SID.ir

Archive of SID



محصولات احتراق در اگزوز را به‌منظور بازیافت حرارتی در نظر می‌گیرند، برخی مطالعات[28] ، انرژی موجود در سیستم سرمایش موتور و اینترکولر توربوشارژ را نیز به‌عنوان منابع حرات بازیافتی در نظر گرفته‌اند. حلقه دمابالا از انرژی اگزاست استفاده می‌کند و حلقه دماپایین از حرارت اتلافی سیستم سرمایش و حرارت اینترکولر و همچنین از حرارت آزادشده در کندانسور حلقه دمابالا بهره می‌برد.




**شکل ۸)** شماتیک دیاگرام سیستم سیکل رانکین ارگانیک دوحلقه [30]

در سایر مطالعات انجام‌شده، میزان مصرف سوخت در موارد مختلف با توجه به تعداد حلقه‌های سیکل رانکین و با توجه به تعداد منابع حرارتی استفاده‌شده در سیکل، از ۸ الی ۳۰% کاهش داشته است[12, 15, 24]. در سیکل تک‌حلقه فوق بحرانی با استفاده از چند منبع حرارتی در منبعی[24]، میزان کارآیی سیکل بازیافت از ۵ الی ۲۳% با توجه به شرایط گوناگون، قابل دستیابی بوده است. میزان بهبود صرفه سوخت مصرفی نیز از ۱۰ تا ۳۰% گزارش شده است. در سیکل رانکین ارگانیک تک‌حلقه مورد استفاده برای بازیافت حرارتی موتور دیزل[15]، با استفاده از هر دو منبع حرارتی دمابالا و دماپایین، هنگامی که موتور در شرایط هدف کار می‌کند، تقریباً ۲۰% توان بیشتر تولید می‌شود. در سیکل رانکین ارگانیک به‌منظور بازیافت حرارت اتلافی موتور دیزل با استفاده از سیال آلکان[12] تا ۱۰% بهبود در مصرف سوخت مشاهده شده است.

دیاگرام دمای آنتروپی سیستم مرجع[30] نیز در نمودار ۲ ملاحظه می‌شود. در این دیاگرام، نحوه تغییر حالت سیال در هر دوحلقه دمابالا و دماپایین و همچنین میزان اختلاف دمای دوحلقه مشاهده می‌شود.

## ۳- انتخاب سیال عامل

به‌منظور انتخاب سیال عامل، جنبه‌های متفاوتی باید لحاظ شود. برخلاف نیروگاه‌های توان ساکن که موضوع اصلی، افزایش توان خروجی نیروگاه است، در اینجا جنبه‌های دیگری از قبیل زوال سیال عامل و جنبه‌های زیست‌محیطی یا انجماد سیال عامل در هوای محیط نیز باید در نظر گرفته شود. یک سیال عامل خوب باید به‌خوبی با هر دو منبع سرد و گرم هماهنگ شود تا بیشترین توان ممکن از سیکل حاصل شود[4]. به‌طور کلی باید ملاحظات زیست‌محیطی و قانونی زیر برای انتخاب سیال عامل رعایت شود:

۱- کلاس شیمیایی: سی‌اف‌سی‌ها به‌دلیل تاثیرات منفی زیست‌محیطی طبق پروتکل مونترئال از چرخه کاربرد حذف شده‌اند و برنامه‌ریزی شده است که تولیدات اچ‌سی‌اف‌سی‌ها نیز تا سال ۲۰۳۰ متوقف شود.

۲- وجود سیال عامل در لیست جهانی مواد قابل اظهار در وسایل نقلیه، لازم است.

۳- خواص شیمیایی سیال از قبیل پتانسیل گرم‌کنندگی جهانی، پتانسیل تخریب لایه ازن یا ریسک ترکیب، باید مطابق با استانداردها باشد.

۴- وجود سیال در طبقه‌بندی آژانس حفاظت حریق جهانی، ضروری است.

در رأس موارد فوق، دمای انجماد است که باید کمتر از صفردرجه سانتی‌گراد باشد.

تاکنون مطالعات زیادی به‌منظور انتخاب سیال عامل مناسب انجام شده که در پژوهشی[4] با شبیه‌سازی تعداد زیادی از سیال‌های

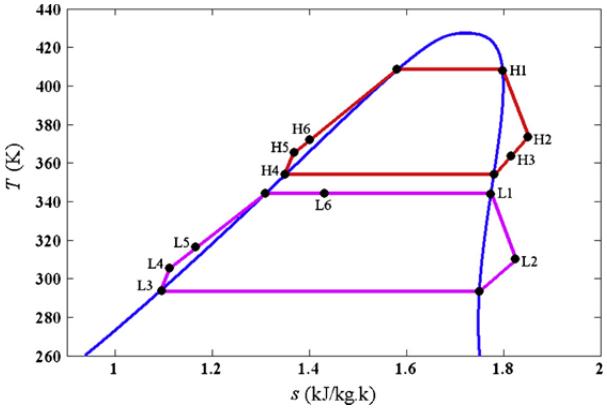


www.SID.ir

Archive of SID

عامل ممکن در سیکل رانکین، اتانول به‌عنوان یکی از مناسب‌ترین سیال‌های عامل معرفی شده است. البته مطالعات انجام‌شده تاکنون به یک نظر مشترک در مورد بهترین و مناسب‌ترین سیال عامل سیکل رانکین ارگانیک دست نیافته‌اند. در مراجع گوناگون، سیال عامل‌های متفاوتی ارائه شده است.

سیال عامل‌هایی از قبیل تولوئن، ام‌ام، ام‌دی‌ام، اتانول، آر ۱۱۳، آر ۱۲۳ و آر ۲۴۵ اف‌ای، در مطالعات مختلف به‌عنوان سیال‌های مناسب معرفی شده‌اند که از هر یک می‌توان بسته به شرایط دمایی منبع حرارتی گرم و سینک حرارتی و شرایط محیطی، بهره برد.




**نمودار ۲)** دیاگرام دمای آنتروپی سیستم سیکل رانکین ارگانیک دوحلقه[30]

## ۴- به‌کارگیری سیستم بازیافت حرارتی در اتوبوس‌های دیزل

به‌منظور بازیافت حرارت اتلافی اگزوز موتورهای احتراق داخلی، سه راهکار ممکن، استفاده از سیکل رانکین به‌منظور تولید توان مکانیکی برای کوپل مستقیم با موتور یا تبدیل به توان الکتریکی و ذخیره در باتری برای کاربردهای برقی خودرو یا راندن یک موتور الکتریکی به‌منظور کوپل‌شدن با درایو موتور احتراقی خودرو است. در کار حاضر، توان مکانیکی تولیدشده در میکروتوربین توسط ژنراتور به توان الکتریکی تبدیل شده و در باتری با ظرفیت مناسب ذخیره می‌شود. توان الکتریکی ذخیره‌شده پس از عبور از مبدل‌های الکتریکی (آداپتور)، در سیم و پورت‌های مناسبی که در دسترس سرنشین هستند، آماده استفاده به‌منظور شارژ گوشی، قرار می‌گیرند. همچنین از برق ذخیره‌شده در باتری، پس از عبور از مبدل‌های تغییر ولتاژ، آمپر و فرکانس، به‌منظور تامین برق فن‌ها و لامپ‌های اتوبوس استفاده می‌شود. توسط یک سنسور و کنترلر، میزان در لحظه شارژ باتری بررسی می‌شود و هرگاه میزان شارژ باتری کمتر از حد کمینه شود، توسط کنترلر، جریان الکتریکی روی مدار برق باتری متعلق به خودرو که به کنترلر متصل است، سوئیچ می‌شود. مجدداً زمانی که شارژ باتری به میزان قابل قبولی برسد، کنترلر، جریان برق را روی جریان تولیدی چرخه رانکین و ذخیره در باتری بازیافت، سوئیچ می‌کند. دلیل بررسی طرح روی اتوبوس، میزان دبی بالای اگزوز اتوبوس نسبت به خودروهای سبک، میزان توان حرارتی بالاتر اتلافی و همچنین نسبت هزینه کمتر ساخت این مجموعه به نسبت قیمت خودرو است. علاوه بر این، استفاده از برق باتری بازیافت به‌منظور شارژ تلفن همراه مسافران، در اتوبوس به‌دلیل تعداد زیاد سرنشینان مناسب است.

سیکل رانکین طراحی‌شده به‌منظور دریافت توان از حرارت اتلافی اگزوز خودرو شامل بویلر بازیافتی، به‌منظور تولید بخار سیال عامل پرفشار است. این بویلر در قسمت بالایی مسیر اگزوز خودرو و حتی‌الامکان در نزدیک‌ترین مکان به سیلندر، به‌دلیل دمای بالاتر این منطقه نصب می‌شود. از سیال عامل آر ۲۴۵ اف‌ای به‌دلیل ایمنی بالا و خواص محیطی خوب آن در سیکل رانکین استفاده می‌شود. جدار بیرونی لوله‌های حاوی سیال عامل، در تماس با گازهای دمابالای موتور خودرو قرار می‌گیرند. بخار سیال تولیدی به‌منظور تولید توان وارد میکروتوربین می‌شود. سیال عامل اشباع فشار پایین خارج‌شده از میکروتوربین برای تبدیل به مایع متراکم، وارد کندانسور می‌شود. رادیاتور کندانسور مورد نظر در قسمت جلوی اتوبوس و در موازات رادیاتور سرمایش موتور اتوبوس نصب می‌شود. از آب به‌عنوان سیال خنک‌کننده سیستم سرمایش بهره برده می‌شود. آب در کندانسور، گرما را از سیال عامل سیکل دریافت می‌کند. با عبور از رادیاتور نصب‌شده در جلوی اتوبوس، حرارت خود را به محیط منتقل می‌کند. توسط یک واترپمپ، عمل چرخش آب در رادیاتور به کندانسور و در ادامه از کندانسور به رادیاتور صورت می‌پذیرد. سیال عامل مایع متراکم خروجی از کندانسور، وارد منبع ذخیره سیال عامل می‌شود و از یک پمپ به‌منظور افزایش فشار سیال عامل تا رسیدن به فشار کاری بویلر بازیافتی، عبور می‌کند. چرخه تولید توان رانکین تشریح‌شده تکرار می‌شود.

توان مکانیکی تولیدی در میکروتوربین توسط ژنراتور به توان الکتریکی تبدیل و سپس در باتری‌های لیتیوم یونی ذخیره می‌شود. توان ذخیره‌شده پس از عبور از مبدل‌های الکتریکی (آداپتور) به شرایط استاندارد مورد استفاده در گوشی تبدیل می‌شود. فن‌ها و چراغ‌ها نیز توان مورد نیاز خود را با توجه به میزان شارژ باتری سیستم بازیافت، از یکی از دو باتری سیستم بازیافت یا باتری اتوبوس دریافت می‌کند. برق باتری بازیافت برای استفاده در فن‌ها و چراغ‌ها از مبدل الکتریکی مناسبی که خروجی آن، برقی با مشخصات مورد استفاده در فن‌ها و لامپ‌هاست، عبور می‌کند. در این طراحی به‌منظور شارژ گوشی مسافران، سه نوع گوشی در نظر گرفته می‌شود و برای هر نوع، مبدل‌های الکتریکی (آداپتور) خاص آن نوع اختصاص داده می‌شود. یک مبدل نیز شرایط جریان الکتریکی مورد استفاده در فن‌ها و چراغ‌ها را فراهم می‌کند.

میزان شارژ باتری نیز توسط یک کنترلر در هر لحظه بررسی می‌شود تا در صورت پایین‌بودن میزان شارژ باتری سیستم بازیافت، از باتری اتوبوس به‌منظور تامین برق مورد نیاز استفاده شود. مدار برق خودرو به‌صورت آماده‌به‌کار در مواقع لزوم مورد استفاده قرار می‌گیرد تا باتری سیستم بازیافت، فرصت لازم برای شارژ را به دست آورد.

## ۵- محاسبه میزان توان خروجی و افزایش بازدهی سیستم ترکیبی در سه حالت کارکردی متفاوت موتور اتوبوس دیزل

محاسبات بازیافت حرارت اتلافی اگزوز بر پایه سیکل رانکین ارگانیک در این بخش انجام می‌شود. در این محاسبات، طبق سیستم شرح‌داده‌شده در قسمت قبل، تنها منبع حرارتی مورد استفاده در سیکل رانکین، اگزوز اتوبوس است که مشخصه‌های اتوبوس مورد مطالعه از مرجع[30] استخراج شده‌اند و در جدول ۱ نشان داده شده است. شماتیک سیستم بازیافت حرارتی اگزوز اتوبوس بر پایه سیکل رانکین در شکل ۹ ملاحظه می‌شود. توسط اواپراتور سیکل رانکین، توان حرارتی موجود در اگزوز اتوبوس جذب شده و به سیال عامل آر ۲۴۵ اف‌ای منتقل می‌شود. مشخصات این سیال در جدول ۲ ملاحظه می‌شود. دیاگرام دمای آنتروپی سیکل رانکین ارگانیک نیز در شکل ۱۰ مشاهده می‌شود. طبق دیاگرام،


www.SID.ir

Archive of SID



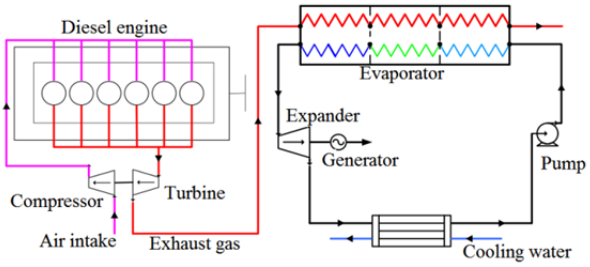
سیال عامل در خروج از اواپراتور به‌هنگام ورود به اکسپندر در فاز بخار اشباع در فشار بالا و هنگام خروج از کندانسور در فاز مایع اشباع در فشار پایین سیکل به سر می‌برد.

**جدول ۱)** پارامترهای اصلی عملکرد موتور دیزل

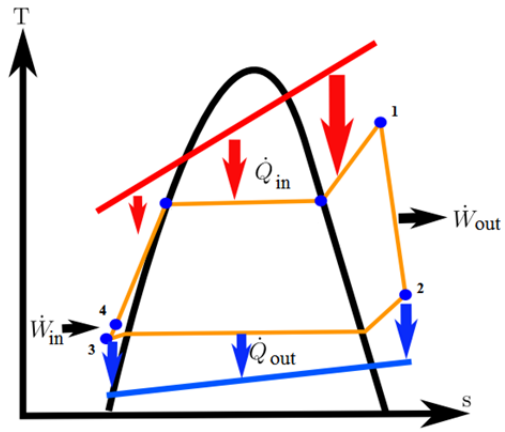
| مشخصه | پارامتر | واحد |
|---|---|---|
| **توان نامی** | ۲۴۷ | کیلووات |
| **بیشترین گشتاور** | ۱۶۰۰ | نیوتن‌متر |
| **تعداد سیلندر** | ۶ | - |
| **نحوه مکش هوا** | توربوشارژ و اینترکولر | - |
| **سرعت در بیشترین گشتاور** | ۱۴۰۰ | دور بر دقیقه |

**جدول ۲)** خواص آر ۲۴۵ اف‌ای[30]

| پارامترها | مقادیر |
|---|---|
| **فرمول مولکولی** | $CHF_2CH_2CF_3$ |
| **وزن مولکولی (کیلوگرم بر کیلومول)** | ۱۳۴/۰۵ |
| **دمای بحرانی (کلوین)** | ۴۲۷/۱۶ |
| **فشار بحرانی (مگاپاسکال)** | ۳/۶۵ |
| **دمای جوش (کلوین)** | ۲۸۸/۲۹ |
| **گروه ایمنی ASHRAE** | B1 |
| **مدت حیات اتمسفریک (سال)** | ۷/۲ |
| **پتانسیل تخریب ازن** | ۰ |
| **پتانسیل گرمایش جهانی (۱۰۰سال)** | ۹۵۰ |




**شکل ۹)** شماتیک دیاگرام سیستم سیکل رانکین ارگانیک




**شکل ۱۰)** دیاگرام دما آنتروپی سیستم سیکل رانکین ارگانیک

در ادامه، میزان افزایش توان و راندمان اتوبوس مورد بررسی در مرجع[30]، در صورت استفاده از سیکل رانکین ارگانیک، در سه نقطه عملکردی مختلف موتور، مورد محاسبه قرار می‌گیرد.

در ابتدا میزان حرارت قابل استحصال از اگزوز اتوبوس، در حالتی که موتور یک اتوبوس درون‌شهری بیشتر در آن ناحیه قرار دارد، محاسبه می‌شود و بر این مبنا، میزان دبی سیال عامل به‌منظور دستیابی به توان قابل استحصال از حرارت اگزوز و افزایش کارآیی، براساس فرضیات زیر محاسبه می‌شود:

۱- سیستم تحت شرایط پایا کار می‌کند و افت فشار در لوله‌ها وجود ندارد. از اتلاف حرارت در هر جزء صرف‌نظر می‌شود.

۲- فشار اواپراتور ۳مگاپاسکال و دمای کندانسور ۳۵۳/۱۵کلوین است.

۳- راندمان ایزنتروپیک اکسپندر ۷۰% و راندمان ایزنتروپیک پمپ ۶۵% در نظر گرفته شده است.

۴- دمای محیط ۲۹۱/۱۵کلوین است.

موتور یک اتوبوس درون شهری، در حین حرکت در سطح شهر در یک ناحیه عملکردی مشخص، بیشترین عملکرد خود را دارد [20]. براساس این ناحیه عملکردی، یک نقطه کاری از میان این ناحیه به‌منظور انجام محاسبات مربوط به میزان افزایش توان و کارآیی اتوبوس انتخاب شده است. در این نقطه کاری، دور موتور اتوبوس ۱۴۰۰دور بر دقیقه و گشتاور آن ۶۰۰نیوتن‌متر است. در حالت اول، محاسبات در این نقطه کاری موتور انجام می‌شود. طبق شکل ۴ از مرجع[30]، دمای اگزوز در نقطه کاری مذکور، ۶۰۲کلوین است. دبی اگزاست نیز با توجه به شکل ۴ از مرجعی[30]، ۰/۱۷کیلوگرم بر ثانیه است. طبق شکل ۵ از مرجعی[30]، توان موتور در این نقطه کاری، ۸۸کیلووات است. میزان توان تولیدی توسط سوخت مصرفی براساس شکل ۵ از مرجع[30]، در نقطه کاری مذکور، ۳۰۷کیلووات است. مقادیر مربوط به توان موثر موتور، توان تولیدی سوخت در موتور، دبی و دمای اگزاست، در حالت کاری با دور موتور ۱۴۰۰دور بر دقیقه و گشتاور ۶۰۰نیوتن‌متر، در جدول ۳ ذکر شده است.

با توجه به جدول ۳، دمای ورودی اگزوز به میزان ۶۰۲کلوین در نظر گرفته می‌شود. به‌منظور جلوگیری از وقوع شبنم اسیدی، دمای خروج گاز اگزوز از اواپراتور بالاتر از ۳۷۸/۱۵کلوین در نظر گرفته می‌شود. میزان ظرفیت حرارتی گاز اگزوز در دمای ۶۰۰کلوین نیز با توجه به مرجعی[31]، ۱/۰۶۳کیلوژول بر کیلوگرم بر کلوین است.

خواص ترمودینامیک سیال عامل در نقطه ۳ از سیکل رانکین شکل ۱۰، با توجه به معلوم‌بودن میزان دما و فشار سیال عامل، از دیاگرام شکل ۹ مرجعس[32] قابل دستیابی است. براساس مقادیر خواص ترمودینامیک نقطه ۳ از سیکل رانکین و طبق جدول ۳ از مرجعی[30]، سایر مقادیر مربوط به خواص ترمودینامیک سیکل رانکین محاسبه می‌شود. این مقادیر در جدول ۴ نشان داده شده است.

**جدول ۳)** مشخصات موتور دیزل در حالت اول

| پارامترها | مقادیر |
|---|---|
| **توان نامی موثر موتور (کیلووات)** | ۸۸ |
| **ظرفیت سوخت (کیلووات)** | ۳۰۷ |
| **دمای اگزاست (کلوین)** | ۶۰۲ |
| **دبی اگزاست (کیلوگرم بر ثانیه)** | ۰/۱۷ |

**جدول ۴)** خواص ترمودینامیک سیال عامل در سیکل رانکین[30]

| نقطه وضعیت | فشار (MPa) | دما (کلوین) | آنتالپی (کیلوژول بر کیلوگرم) | آنتروپی (kJ/kg K) |
|---|---|---|---|---|
| **۱** | ۳ | ۴۱۶/۳۵ | ۴۸۷/۹۳ | ۱/۷۹۱ |
| **۲** | ۰/۷۸۹ | ۳۶۰/۴۷ | ۴۷۰/۴۳ | ۱/۸۰۴ |
| **۳** | ۰/۷۸۹ | ۳۵۳/۱۵ | ۳۰۹/۲۴ | ۱/۳۴۷ |
| **۴** | ۳ | ۳۵۴/۸۴ | ۳۱۱/۵۹ | ۱/۳۴۹ |

برای محاسبه میزان دبی سیال عامل سیکل در حالت اول، میزان حرارت دریافتی از اگزوز اتوبوس توسط اواپراتور سیکل رانکین، در



www.SID.ir

Archive of SID

این حالت، طبق رابطه ۱ و دبی سیال طبق رابطه ۲ محاسبه می‌شود.

$$\dot{Q}_{\mathrm{e}} = \dot{m}_{\mathrm{exh}}\left(h_{\mathrm{exh,in}} - h_{\mathrm{exh,out}}\right) = \dot{m}(h_1 - h_4) \qquad (۱)$$

$$\dot{m} = \frac{\dot{m}_{\mathrm{exh}} C_p \left(T_{\mathrm{exh,in}} - T_{\mathrm{exh,out}}\right)}{(h_1 - h_4)} \qquad (۲)$$

با جای‌گذاری مقادیر ظرفیت حرارتی و دمای ورود و خروج اگزوز و همچنین مقادیر آنتالپی ورود و خروج سیال عامل به اواپراتور از جدول ۴ در رابطه ۲، میزان دبی سیال عامل به میزان ۰/۲۲۹کیلوگرم بر ثانیه محاسبه می‌شود.

میزان توان پمپ و اکسپندر نیز با توجه به روابط ۳ و ۴ و با دردست‌بودن مقدار دبی سیال، به‌ترتیب به میزان ۰/۵۳۸۲ و ۴/۰۰۷۵کیلووات محاسبه می‌شود. میزان توان خالص تولیدی سیکل نیز براساس رابطه ۵ به میزان ۳/۴۶۹۴کیلوات است.

$$\dot{W}_{\mathrm{p}} = \dot{m}(h_4 - h_3) \qquad (۳)$$

$$\dot{W}_{\mathrm{exp}} = \dot{m}(h_1 - h_2) \qquad (۴)$$

$$\dot{W}_{\mathrm{net}} = \dot{W}_{\mathrm{exp}} - \dot{W}_{\mathrm{p}} \qquad (۵)$$

براساس رابطه ۶ و با توجه به توان موثر ۸۸کیلوواتی موتور و توان سوخت ۳۰۷کیلوواتی اتوبوس، راندمان موتور پیش از به‌کارگیری سیستم بازیافت، به میزان ۲۸/۶۶% محاسبه می‌شود. با به‌کارگیری سیستم بازیافت، طبق محاسبات، توان سیستم به میزان ۳/۴۶۹۴کیلووات افزایش می‌یابد و راندمان سیستم به ۲۹/۷۹% ارتقا یافته و شاهد افزایش ۱/۱۳درصدی راندمان موتور در نقطه عملکردی موتور با دور موتور ۱۴۰۰دور بر دقیقه و گشتاور ۶۰۰نیوتن‌متر هستیم.

$$\eta = \frac{\dot{W}_{\mathrm{eff}}}{\dot{Q}_{\mathrm{fuel}}} \qquad (۶)$$

در ادامه، محاسبات صورت‌گرفته در حالت اول، در دو حالت دیگر نیز انجام می‌پذیرد. در این دو حالت نیز از همان فرضیات به‌کاررفته در حالت اول استفاده می‌شود. با توجه به میزان توان قابل استحصال از اگزاست اتوبوس و با توجه به خواص ترمودینامیک سیال عامل سیکل رانکین ذکرشده در جدول ۴، میزان دبی سیال عامل در هر یک از این دو حالت محاسبه می‌شود. با داشتن میزان دبی، توان توربین، توان پمپ و توان خالص تولیدی سیکل رانکین محاسبه می‌شود و میزان افزایش کارآیی موتور به دست می‌آید. در انتخاب نقاط کاری دوم و سوم نیز، قرارداشتن نقطه عملکردی در ناحیه پرکاربرد موتور اتوبوس داخل شهری، مانند حالت اول مد نظر قرار گرفته است. در حالت دوم، دور موتور ۱۴۰۰دور بر دقیقه با گشتاور ۸۰۰نیوتن‌متر و در حالت سوم دور موتور ۱۴۰۰دور بر دقیقه با گشتاور ۱۰۰۰نیوتن‌متر، به‌عنوان نقاط کاری موتور در نظر گرفته شده است. توان موتور، توان سوخت مصرفی، دما و دبی اگزاست در هر یک از دو حالت دوم و سوم، به‌همراه مشخصات حالت اول، در جدول ۵ نشان داده شده است. با استفاده از روابط ۱ الی ۵، میزان توان خالص تولیدی سیکل رانکین و میزان افزایش کارآیی سیکل رانکین محاسبه شده است. نتایج محاسبات در دو حالت دوم و سوم به‌همراه نتایج ذکرشده در حالت اول در جدول ۵ نشان داده شده است.

توان سیکل رانکین با توجه به افزایش توان سوخت مصرفی در موتور افزایش می‌یابد. افزایش راندمان سیستم در هر سه نقطه تقریباً ثابت بوده است. گرچه با افزایش توان سوخت موتور در گشتاور بالاتر، توان خالص تولیدی افزایش می‌یابد، اما افزایش نسبت توان موتور به توان سوخت، در هر سه نقطه، تقریباً یکسان است. هر چه دبی اگزاست افزایش یابد، میزان حرارت بازیافتی و دبی سیال عامل سیکل افزایش پیدا می‌کند و میزان توان خالص سیکل افزایش می‌یابد. در نتیجه در حالتی که از بین منابع اتلافی موجود، تنها از منبع گرمایی اتلافی اگزاست در خروجی اگزوز استفاده شود، میزان افزایش راندمان به میزان ۱/۱۲%، حاصل می‌شود. هر چند میزان راندمان موتور در دورهای بالاتر بیشتر بوده، اما میزان افزایش راندمان موتور در هر سه نقطه یک میزان تقریباً برابر بوده است. توان خالص سیکل رانکین با توجه به افزایش میزان حرارت اگزوز در دورهای بالاتر افزایش داشته است، اما با توجه به افزایش راندمان خود موتور دیزل در دورهای بالاتر، تاثیر یکسان توان تولیدی سیکل رانکین بر راندمان سیستم ترکیبی ملاحظه می‌شود.

**جدول ۵)** مشخصات موتور دیزل در حالت دوم و سوم به‌همراه نتایج محاسبات

| پارامترها | حالت اول | حالت دوم | حالت سوم |
|---|---|---|---|
| دور موتور (دور بر دقیقه) | ۱۴۰۰ | ۱۴۰۰ | ۱۴۰۰ |
| گشتاور (نیوتن‌متر) | ۶۰۰ | ۸۰۰ | ۱۰۰۰ |
| توان موثر موتور (کیلووات) | ۸۸ | ۱۱۶ | ۱۴۴ |
| توان سوخت (کیلووات) | ۳۰۷ | ۳۷۵ | ۴۵۵ |
| دمای اگزاست (کلوین) | ۶۰۲ | ۶۲۰ | ۶۳۸ |
| دبی اگزاست (کیلوگرم بر ثانیه) | ۰/۱۷ | ۰/۱۹ | ۰/۲۱ |
| راندمان موتور | %۲۸/۶۶ | %۳۰/۹۳ | %۳۱/۶۵ |
| دبی سیال عامل سیکل (کیلوگرم بر ثانیه) | ۰/۲۲۹۰ | ۰/۲۷۷۰ | ۰/۳۲۸۹ |
| توان خالص سیکل رانکین (کیلووات) | ۳/۴۶۹۴ | ۴/۱۹۶۶ | ۵/۱۰۴۹ |
| راندمان موتور ترکیبی | %۲۹/۷۹ | %۳۲/۰۵ | %۳۲/۷۷ |
| افزایش راندمان | %۱/۱۳ | %۱/۱۲ | %۱/۱۲ |

## ۶- تحلیل اقتصادی و تحلیل افت فشار

تولیدکنندگان سیکل‌های رانکین ارگانیک در آغاز دهه ۱۹۸۰ میلادی در بازار ظاهر شدند و مقدار زیادی از این سیستم‌ها در انواع مختلف استفاده شد که می‌تواند براساس سطح دمایی منابع گرمایی، قدرت خروجی سیستم و کاربردهای هدف، دسته‌بندی شود[14]. طبق منبعی[14]، هزینه‌های ساخت سیکل رانکین ارگانیک، با افزایش میزان توان خروجی سیکل، تمایل به کاهش دارد. به‌طور نمونه در ظرفیت توان خروجی ۹۰کیلووات، هزینه ساخت در حالت سنتی، به میزان ۲۵۰۰یورو در هر کیلووات گزارش شده است و برای توان خروجی ۱۰کیلووات، هزینه ساخت به ۷۵۰۰یورو به‌ازای هر کیلووات افزایش می‌یابد. چنانچه از طرح سیستم بهینه‌شده به‌منظور ساخت استفاده شود، هزینه ساخت برای توان خروجی ۹۰کیلووات به ۲۰۰۰یورو در هر کیلووات کاهش می‌یابد. این موضوع نشان می‌دهد که استفاده از طرح بهینه سیستم رانکین ارگانیک، اقتصادی‌تر است و استفاده از آن توصیه می‌شود.

به‌طور کلی، ارزیابی هزینه سرمایه یک سیکل رانکین ارگانیک، به‌علت وضعیت اقتصادی جهانی، تغییرات در سیستم قیمت جزء و تنوع عرضه و تقاضا در بازار دشوار است. این بخشی از تحقیقات آتی نویسندگان خواهد بود که برآورد دقیق اقتصادی برای سیستم سیکل رانکین ارگانیک نسبتاً تکمیل شود.

پژوهشی[13] به بررسی میزان تاثیر فشار پشت موتور ایجادشده توسط اواپراتور سیکل رانکین در مسیر اگزوز، بر افزایش مصرف


www.SID.ir

Archive of SID

سوخت پرداخته است. اواپراتورهای با مبدل‌های صفحه‌ای به‌منظور بازیافت حرارتی اگزوز، به‌دلیل ایجاد فشار بالا در پشت موتور، مناسب نیستند. مبدل‌های پوسته لوله‌ای فین‌دار، در این بخش بیشتر از سایر مبدل‌ها توصیه می‌شوند. استفاده از مبدل‌های پوسته لوله‌ای فین‌دار در مسیر اگزوز، به میزان محدود ۱۷۵میلی‌بار، فشار در پشت موتور ایجاد می‌کند که این موضوع منجر به افزایش قابل چشم‌پوشی میزان مصرف سوخت (کمتر از ۱%) در موتور می‌شود. استفاده از انواع دیگر مبدل‌های حرارتی به‌عنوان اواپراتور سیکل رانکین، به‌دلیل افزایش فشار پشت موتور، موجب افزایش مصرف سوخت به میزان ۲ الی ۵% می‌شود. بنابراین بهترین مبدل‌های حرارتی قابل استفاده، مبدل‌های پوسته لوله‌ای فین‌دار هستند.

## ۷- نتیجه‌گیری

در این مقاله انواع سیستم‌های بازیافت حرارت اتلافی بر پایه سیکل رانکین در موتور دیزل سنگین بررسی شد. در صورتی که بیشترین میزان بازیافت حرارتی از سیستم، مورد نظر باشد، می‌توان از سیستم بازیافت حرارتی دوحلقه‌ای سیکل رانکین ارگانیک استفاده نمود. در این سیستم بیشترین میزان بازیافت حرارتی با کمترین حد اتلاف حرارتی از موتور دیزل صورت می‌پذیرد. از تمامی منابع حرارتی موجود در موتور به‌منظور بازیافت حرارتی در دو سیکل دمابالا و دماپایین که در یک مبدل مشترک هستند به‌منظور بازیافت حرارتی و تولید توان استفاده می‌شود. از حرارت اتلافی سیکل دمابالا در سیکل دماپایین به‌عنوان یک منبع حرارت استفاده می‌شود.

با درنظرگرفتن اگزوز به‌عنوان تنها منبع حرارتی موتور، از ۴ ساختار متنوع، با توجه به نحوه به‌کارگیری منبع حرارت اگزوز بعد از توربوشارژ و منبع حرارت گاز اگزوز برگشتی به موتور می‌توان بهره برد. در صورت استفاده همزمان از دو منبع مذکور، از دو ساختار سری یا موازی می‌توان استفاده نمود. در ساختار موازی، بیشترین افزایش راندمان موتور اتوبوس در میان ۴ ساختار، به میزان ۷/۱۹% تحت شرایط پایا و به میزان ۴/۱۱% تحت شرایط دینامیک و گذرا حاصل می‌شود. بازیافت حرارت اگزوز بعد از توربوشارژ، دارای افزایش راندمان بیشتری نسبت به بازیافت حرارت اگزوز برگشتی به موتور است. ساده‌ترین نوع بازیافت، بازیافت حرارتی اگزوز بعد از توربوشارژ است که سیکل مربوطه حداکثر به میزان ۴/۳۴% در شرایط پایا و به میزان ۲/۲۱% در شرایط گذرا و دینامیک بر راندمان موتور می‌افزاید. با درنظرگرفتن شرایط دینامیکی و گذرا، میزان افزایش کارآیی نسبت به شرایط پایا کاهش ۵۰درصدی دارد.

با به‌کارگیری سیستم سیکل رانکین ارگانیک دوحلقه در موتور دیزل به‌منظور بازیافت حرارت اتلافی موتور اتوبوس، در شرایط نامی موتور دیزل، در مجموع ۲۸کیلووات توان بازیافتی، حاصل از سیکل دمابالا و دماپایین، میزان راندمان موتور را به میزان ۵/۴% افزایش می‌دهد. وقتی موتور در ناحیه بار متوسط رو به بالا کار می‌کند، میزان بهره‌وری سوخت در بهینه‌ترین حالت خود قرار دارد. میزان مصرف سوخت به ۱۸۶گرم بر کیلووات ساعت کاهش می‌یابد و به میزان ۴% در مقایسه با موتور دیزل، بهبود در مصرف سوخت حاصل می‌شود. در بیشتر مناطق کارکردی موتور، توان خروجی حلقه دماپایین بیشتر از حلقه دمابالاست.

در انتخاب سیال عامل علاوه بر میزان کارآیی، عواملی از قبیل سمی‌بودن یا میزان تاثیر بر گرمایش زمین نیز موثر هستند. تاکنون یک سیال مشخص به‌عنوان بهترین سیال عامل برای استفاده در سیکل رانکین ارگانیک معرفی نشده است. بازدهی سیکل رانکین در کاربردهای تولید توان پایین، در صورت انتخاب سیال عامل مناسب، در محدوده ۸ الی ۱۲% محاسبه شده است.

در این مقاله به‌منظور بازیافت حرارت اتلافی اگزوز موتورهای احتراق داخلی، استفاده از سیکل رانکین ارگانیک به‌منظور تولید توان مکانیکی برای تبدیل به توان الکتریکی و ذخیره در باتری برای کاربردهای برقی خودرو یا شارژ موبایل مسافران، از بین راهکارهای متفاوت استفاده از توان تولیدی، انتخاب و شرح داده شد. با به‌کارگیری این روش، طبق محاسبات انجام‌شده، به میزان ۵/۱کیلووات بر توان اتوبوس افزوده می‌شود که معادل با افزایش راندمان موتور به میزان ۱/۱۲% است.

هزینه ساخت سیستم‌های بازیافت حرارتی بر مبنای سیکل رانکین ارگانیگ به‌ازای هر کیلووات، با افزایش میزان توان خروجی سیکل، تمایل به کاهش دارد. هزینه تمام‌شده، به دلایل گوناگون مربوط به بازار عرضه و تقاضا، قیمت اجزا و وضعیت اقتصاد جهانی، هنوز به‌طور دقیق قابل پیش‌بینی نیست و بخشی از مطالعات آتی نویسندگان در مورد قیمت تمام‌شده این سیستم‌ها خواهد بود.

ایجاد فشار پشت موتور دیزل نیز در صورتی که از مبدل‌های حرارتی مناسب به‌عنوان اواپراتور سیکل رانکین استفاده شود، قابل کنترل است و تاثیر چندانی بر افزایش مصرف سوخت ندارد. در صورت استفاده از مبدل‌های حرارتی پوسته لوله‌ای فین‌دار، میزان افزایش مصرف سوخت موتور دیزل به‌دلیل افزایش فشار پشت موتور، به میزان کمتر از ۱% خواهد بود.

**تشکر و قدردانی:** موردی از سوی نویسندگان بیان نشده است.
**تاییدیه اخلاقی:** موردی از سوی نویسندگان بیان نشده است.
**تعارض منافع:** موردی از سوی نویسندگان بیان نشده است.**سهم نویسندگان:** رضا رستگار (نویسنده اول)، نگارنده مقدمه/پژوهشگر اصلی/نگارنده بحث (۵۰%)؛ مجید عمیدپور (نویسنده دوم)، روش‌شناس/پژوهشگر کمکی (۳۰%)؛ مالک شریعتی‌نیاسر (نویسنده سوم)، پژوهشگر کمکی (۲۰%)
**منابع مالی:** توسط پژوهشکده انرژی و محیط زیست، پژوهشگاه نیرو تامین شده است.

## ۸- پی‌نوشت

| | |
|---|---|
| ER | بازگشت اگزوز |
| ET | تغذیه اگزوز |
| WHR | بازیافت حرارت اتلافی |
| EGR | بازگشت گاز اگزوز |
| ORC | سیکل رانکین ارگانیک |
| GWP | پتانسیل گرمایش جهانی |
| $h$ | آنتالپی (کیلوژول بر کیلوگرم) |
| $\dot{W}$ | توان (کیلووات) |
| $\dot{Q}$ | توان حرارتی (کیلووات) |
| $\dot{m}$ | دبی جرمی (کیلوگرم بر ثانیه) |

**علایم یونانی**

| | |
|---|---|
| $\eta$ | راندمان |

**زیرنویس‌ها**

| | |
|---|---|
| exh | اگزاست |
| P | پمپ |
| exp | اکسپندر |
| net | خالص |
| eff | موثر |

## منابع

1- Horst TA, Rottengruber HS, Seifert M, Ringler J. Dynamic heat exchanger model for performance


www.SID.ir

Archive of SID

automotive applications. MTZ worldwide. 2008;69(5):20-27.
17- Wang EH, Zhang HG, Zhao Y, Fan BY, Wu YT, Mu QH. Performance analysis of a novel system combining a dual loop organic Rankine cycle (ORC) with a gasoline engine. Energy. 2012;43(1):385-395.
18- Yang K, Zhang H, Wang Z, Zhang J, Yang F, Wang E, et al. Study of zeotropic mixtures of ORC (organic Rankine cycle) under engine various operating conditions. Energy. 2013;58:494-510.
19- Shu G, Liu L, Tian H, Wei H, Liang Y. Analysis of regenerative dual-loop organic Rankine cycles (DORCs) used in engine waste heat recovery. Energy Conversion and Management. 2013;76(12):234-243.
20- Wang E, Yu Z, Yang F. A regenerative supercritical-subcritical dual-loop organic Rankine cycle system for energy recovery from the waste heat of internal combustion engines. Applied Energy. 2017;190:574-590.
21- Tian H, Liu L, Shu G, Wei H, Liang X. Theoretical research on working fluid selection for a high-temperature regenerative transcritical dual-loop engine organic Rankine cycle. Energy Conversion and Management. 2014;86:764-773.
22- Shu G, Liu L, Tian H, Wei H, Xu X. Performance comparison and working fluid analysis of subcritical and transcritical dual-loop organic Rankine cycle (DORC) used in engine waste heat recovery. Energy Conversion and Management. 2013;74:35-43.
23- Maraver D, Royo J, Lemort V, Quoilin S. Systematic optimization of subcritical and transcritical organic Rankine cycles (ORCs) constrained by technical parameters in multiple applications. Applied Energy. 2014;117:11-29.
24- Glover S, Douglas R, De Rosa M, Zhang X, Glover L. Simulation of a multiple heat source supercritical ORC (Organic Rankine Cycle) for vehicle waste heat recovery. Energy. 2015;93 Pt 2:1568-1580.
25- Hoang AT. Waste heat recovery from diesel engines based on Organic Rankine Cycle. Applied Energy. 2018;231:138-166.
26- Mahmoudi A, Fazli M, Morad MR. A recent review of waste heat recovery by Organic Rankine Cycle. Applied Thermal Engineering. 2018;143:660-675.
27- Peris B, Navarro-Esbrí J, Molés F, Mota-Babiloni A. Experimental study of an ORC (organic Rankine cycle) for low grade waste heat recovery in a ceramic industry. Energy. 2015;85:534-542.
28- Koppauer H, Kemmetmüller W, Kugi A. Modeling and optimal steady-state operating points of an ORC waste heat recovery system for diesel engines. Applied Energy. 2017;206:329-345.
29- Ziviani D, Beyene A, Venturini M. Advances and challenges in ORC systems modeling for low grade thermal energy recovery. Applied Energy. 2014;121:79-95.
30- Yang F, Dong X, Zhang H, Wang Z, Yang K, Zhang J, et al. Performance analysis of waste heat recovery with a dual loop organic Rankine cycle (ORC) system for diesel engine under various operating conditions. Energy Conversion and Management. 2014;80:243-255.
31- Reid RC. The Properties of Gases and Liquids. 4th Edition. Prausnitz JM, Poling BE, contributors. New York: McGraw-Hill; 1987.
32- American Society of Heating. 2009 ASHRAE handbook: Fundamentals (SI edition). Owen MS, editor. Atlanta: ASHRAE; 2009. pp. 24-30.

prediction and control system design of automotive waste heat recovery systems. Applied Energy. 2013;105:293-303.
2- Yang F, Zhang H, Bei C, Song S, Wang E. Parametric optimization and performance analysis of ORC (organic Rankine cycle) for diesel engine waste heat recovery with a fin and tube evaporator. Energy. 2015;91:128-141.
3- Zhang HG, Wang EH, Fan BY. A performance analysis of a novel system of a dual loop bottoming organic Rankine cycle (ORC) with a light-duty diesel engine. Applied Energy. 2013;102:1504-1513.
4- Grelet V, Reiche T, Lemort V, Nadri M, Dufour P. Transient performance evaluation of waste heat recovery rankine cycle based system for heavy duty trucks. Applied Energy. 2016;165:878-892.
5- Agudelo AF, García-Contreras R, Agudelo JR, Armas O. Potential for exhaust gas energy recovery in a diesel passenger car under European driving cycle. Applied Energy. 2016;174:201-212.
6- Wang EH, Zhang HG, Fan BY, Ouyang MG, Zhao Y, Mu QH. Study of working fluid selection of organic Rankine cycle (ORC) for engine waste heat recovery. Energy. 2011;36(5):3406-3418.
7- Li J, Li P, Pei G, Zeb Alvi J, Ji J. Analysis of a novel solar electricity generation system using cascade Rankine cycle and steam screw expander. Applied Energy. 2016;165:627-638.
8- Braimakis K, Preißinger M, Brüggemann D, Karellas S, Panopoulos K. Low grade waste heat recovery with subcritical and Supercritical organic Rankine cycle based on natural refrigerants and their binary mixtures. Energy. 2015;88:80-92.
9- Larsen U, Pierobon L, Haglind F, Gabrielii C. Design and optimisation of organic Rankine cycles for waste heat recovery in marine applications using the principles of natural selection. Energy. 2013;55:803-812.
10- Le VL, Feidt M, Kheiri A, Pelloux-Prayer S. Performance optimization of low-temperature power generation by supercritical ORCs (organic Rankine cycles) using low GWP (global warming potential) working fluids. Energy. 2014;67:513-526.
11- Freeman J, Hellgardt K, Markides CN. Working fluid selection and electrical performance optimisation of a domestic solar-ORC combined heat and power system for year-round operation in the UK. Applied Energy. 2017;186 Pt 3:291-303.
12- Shu G, Li X, Tian H, Liang X, Wei H, Wang X. Alkanes as working fluids for high-temperature exhaust heat recovery of diesel engine using organic Rankine cycle. Applied Energy. 2014;119:204-217.
13- Di Battista D, Mauriello M, Cipollone R. Waste heat recovery of an ORC-based power unit in a turbocharged diesel engine propelling a light duty vehicle. Applied Energy. 2015;152:109-120.
14- Song J, Song Y, Gu Cw. Thermodynamic analysis and performance optimization of an organic Rankine cycle (ORC) waste heat recovery system for marine diesel engines. Energy. 2015;82:976-985.
15- Kim YM, Shin DG, Kim CG, Cho GB. Single-loop organic Rankine cycles for engine waste heat recovery using both low- and high-temperature heat sources. Energy. 2016;96:482-494.
16- Freymann R, Strobl W, Obieglo A. The turbosteamer: A system introducing the principle of cogeneration in


www.SID.ir