**بررسی تجربی و طراحی یک مبدل حرارتی با رویکرد بازیابی بهینه حرارت اتلافی از یک موتور دیزلی**

علی­اکبر مهدوی1، رحیم خوشبختی سرای2\*، فرشاد امیرخانی3

|  |  |
| --- | --- |
| 1دانشجوی کارشناسی دانشکده مهندسی مکانیک دانشگاه صنعتی سهند | mahdavi\_ali@auto.iust.ac.ir |
| 2\*عضو هیات علمی دانشکده مهندسی مکانیک دانشگاه صنعتی سهند | khoshbakhti@sut.ac.ir |
| 3دانشجوی کارشناسی ارشد دانشکده مهندسی مکانیک دانشگاه صنعتی سهند | fshd.92amirkhani@yahoo.com |

# چكيده

اتلافات حرارتی موتور­های احتراق داخلی تا حد زیادی به سبب انرژی­های موجود در گازهای داغ خروجی، سیال خنک­کننده موتور، و گازهای داغ بازخورانی شده می­باشد. بیش از 30 الی 40 درصد انرژی سوختی در موتور­های احتراق داخلی از طریق گازهای خروجی تلف شده و فقط 30 الی 40 درصد آن به کار مفید تبدیل می­شود. در مقاله‌ی حاضر یک سیستم تولید همزمان توان و حرارت با محرک اولیه‌ی موتور دیزلی یک دیزل-ژنراتور kVA 50 به منظور بررسی در حوزه بازیافت حرارت اتلافی، مورد مطالعه قرار گرفته است. به منظور افزایش ضریب بهره­وری و بازده اگزرژی مبدل حرارتی و به تبع آن افزایش بازده چرخه تولید همزمان، یک مبدل حرارتی از نوع پوسته و لوله دو پاسه پره­دار با نوار تابیده طراحی شده است. این مبدل با ظرفیت kW 44 برای بار کامل موتور طراحی شده و شبیه­سازی آن برای شش بار مختلف انجام شده است. ابعاد مبدل مزبور برای دستیابی به بیشترین ضریب بهره­وری، بازده اگزرژی و کمترین افت فشار آب بهینه­سازی شده است. پس از شبیه­سازی، مبدل حرارتی طراحی‌شده از منظر انرژی و اگزرژی با مبدل پوسته و لوله سیستم موجود، مورد مقایسه قرار گرفت. نتایج نشان می­دهد در بار کامل موتور و جریان 20 لیتر بر دقیقه سیال سرد، حرارت گازهای خروجی به میزان kW 86/43 بازیابی شده­اند و ضریب بهره­وری مبدل حرارتی از %6/80 به %3/94 ارتقاء یافته است. همچنین، بازده قانون اول چرخه تولید همزمان و بازده اگزرژی مبدل به ترتیب به میزان %97/4 و %74/4 افزایش یافته است.

**کليدواژه­ها:** مبدل حرارتی پوسته و لوله، بازیافت انرژی اتلافی، سیستم تولید همزمان، موتور دیزلی

**Experimental investigation and design of a heat exchanger for optimal waste heat recovery from a Diesel engine**

**Ali Akbar Mahdavi1, Rahim Khoshbakhti Saray2\*, Farshad Amirkhani3**

|  |  |
| --- | --- |
| 1BSc Student, Faculty of Mechanical Engineering, Sahand University of Technology | mahdavi\_ali@auto.iust.ac.ir |
| 2\*Faculty of Mechanical Engineering, Sahand University of Technology | khoshbakhti@sut.ac.ir |
| 3MSc Student, Faculty of Mechanical Engineering, Sahand University of Technology | fshd.92amirkhani@yahoo.com |

**Abstract**

The waste energy of internal combustion engines is substantially due to the energy of the hot exhaust gases, engine coolant and exhaust gas recirculation. More than 30 to 40 percent of fuel energy in internal combustion engine is wasted through exhaust gases and only 30 to 40 percent of energy is converted to the useful power. In this paper, a cogeneration heat and power with a 50 kVA diesel generator was studied for the waste heat recovery. In order to increase effectiveness and exergy efficiency of the heat exchanger and subsequently to increase efficiency of the cogeneration cycle, a two-passage shell-finned tube heat exchanger with twisted tapes has been designed. This heat exchanger with a capacity of 44 kW, was designed for engine full load operating condition, and was simulated for six different loads. The designed heat exchanger is optimized in terms of dimensions to achieve the highest effectiveness, exergy efficiency, and the lowest pressure drop. After simulation, the designed heat exchanger compared with the existing heat exchanger from the energy and exergy viewpoints. The results show that at engine full load operating condition and the flow rate of 20 l/min for water, the exhaust gas energy is recovered up to 43.86 kW and the effectiveness of heat exchanger is increased from 80.6% to 94.3%. Also, the first law efficiency of the cogeneration cycle and the exergy efficiency of the heat exchanger, improved by 4.97% and 4.74%, respectively.

**Keywords:** shell and tube heat exchanger, waste heat recovery, CHP, diesel

**مقدمه**

امروزه با افزایش آلاینده­ها و قیمت سوخت در دنیا، بازده وسائل نقلیه پیش از پیش به یک چالش عمده در صنایع نقلیه و سیستم­های انرژی تبدیل شده است. نوسان شدید قیمت سوخت‌های با پایه نفت خام و سخت گیرانه­تر شدن قوانین زیست­محیطی سبب شده است تا محققین موتورهای احتراق داخلی، تحقیقات خود را به سمت رفع این معضلات سوق دهند. دو استراتژی بزرگ برای دستیابی به این هدف شامل استفاده از سوخت‌های جایگزین، و افزایش بهره­وری در فناوری‌های سنتی می­باشد. استراتژی اول منجر به استفاده از سوخت‌هایی نظیر گاز طبیعی فشرده و افزودنی­های الکلی مثل اتانول در سیستم احتراقی موتور شده است. در استراتژی دوم نیز سعی بر این است که با توسعه فناوری‌های به کار رفته در موتورهای احتراق داخلی، مصرف سوخت و میزان تولید آلاینده‌های آن کاهش یابد و بهره­برداری از سوخت ورودی به بیشترین میزان خود برسد. طیف وسیعی از ایده­ها موجود است که به طور بالقوه می­توانند جایگزین سیستم محرکه وسایل نقلیه در آینده شوند. همه سیستم­های پیشرانش شامل موتورهای احتراق داخلی، موتورهای مخصوص کار سنگین با سوخت بیودیزل[[1]](#footnote-1) و موتورهای کوچک بنزینی با سیستم­ هیبرید[[2]](#footnote-2) به دنبال یک هدف هستند. بخش اعظمی از انرژی تولیدی ناشی از احتراق سوخت، تلف می­شود و در تولید گشتاور اثری ندارد. دسته دیگر فناوری­ها برای بهره­برداری از این انرژی و کاهش آلاینده در موتور­های احتراق داخلی مثل موتورهای شش زمانه، پرخورانی[[3]](#footnote-3)، تزریق مستقیم بنزین[[4]](#footnote-4)، چرخه رانکین آلی، مبدل­های حرارتی گازهای داغ خروجی و موتورهای اشتعال تراکمی با سوخت همگن[[5]](#footnote-5) ارائه شده­اند.

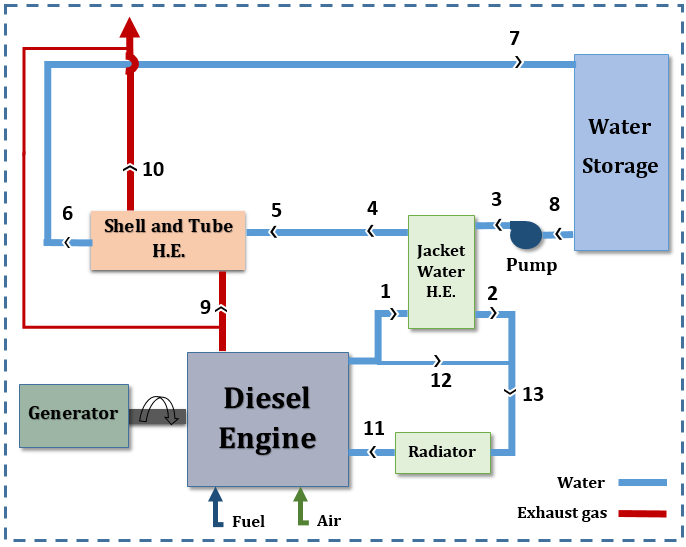
یکی از موارد پرکاربرد در استفاده از موتورهای احتراق داخلی، استفاده از آن به عنوان محرک اولیه جهت بهره‌برداری انرژی بیشینه در سیستم­های تولید همزمان می­باشد. در این سیستم­ها، می­توان از انرژی گرمایی تولیدی به عنوان منبع انرژی در فرایند تولید حرارت، سرمایش و قدرت استفاده نمود. مصرف کنندگانی که به مقدار انرژی گرمایی زیادی در طول روز نیاز دارند (صنایع تولیدی، بیمارستان‌ها، ساختمان‌ها، دفاتر بزرگ، خشک‌شویی‌ها و…)، می‌توانند برای کاهش هزینه‌های خود به نحوی مطلوب از این سیستم بهره ببرند. سیستم‌های انرژی رایج در دنیا، حداکثر تا 40 درصد از انرژی ورودی را به انرژی مفید تبدیل می‌کنند. این میزان در نیروگاه‌های سیکل ترکیبی به 50 درصد می‌رسد. در سیستم تولید همزمان حدود 80 درصد از انرژی ورودی به انرژی مفید تبدیل می‌شود [1]. اگر از پیل سوختی[[6]](#footnote-6) استفاده شود، بازده تا قریب به 90 درصد هم افزایش می­یابد. بنابراین، در سیستم­های تولید همزمان، بازده انرژی افزایش قابل توجهی می‌یابد. بهره­وري بالای سیستم‌های تولید همزمان، برتری آنها نسبت به سیستم‌های تولید مجزا و سیستم‌های تهویه مطبوع در تامین نیاز حرارتی و برودتی و آبگرم مصرفی از مزایای این سیستم‌ها می‌باشد. از این بین، نکته حائز اهمیت برای سیستم‌های تولید همزمان با محرک سایز کوچک، راندمان الکتریکی پایین آنهاست. با میان آمدن بحث‌های اقتصادی و هزینه‌ی تعمیر و نگهداری، سایز‌های کوچک در قیاس با سایزهای بزرگتر توجیه‌پذیری کمتری خواهند داشت. برای کاهش این هزینه‌ها برای سایز میکرو و کوچک؛ بالاخص ظرفیت­های کمتر از kW 100، باید توجه خود را بیشتر به روش‌هایی معطوف کرد که میزان بازیابی حرارت از محرک‌های اولیه را بیشتر کند [2]. اتلافات حرارتی موتور­های احتراق داخلی به سبب انرژی اتلافی گازهای داغ خروجی، سیال خنک‌کننده (برای کنترل دمای موتور) و گازهای داغ بازخورانی شده (برای کاهش آلودگی خروجی از موتور) می­باشد. در مقایسه با انرژی سیال خنک کننده موتور، گاز­های داغ خروجی به سبب دما و اگزرژی بیشتر، پتانسیل بازیابی بیشتری دارند. بیش از 30 الی 40 درصد انرژی سوختی در موتورهای احتراق داخلی از طریق گازهای داغ خروجی تلف می­شود و فقط 30 الی 40 درصد آن به کار مفید تبدیل می­شود.

پژوهش‌های زیادی در موضوع بازیابی انرژی و طراحی مبدل­های حرارتی در مسیر گازهای خروجی موتور انجام شده است. پاندیاراجان[[7]](#footnote-7) و همکاران [3]، یک مبدل لوله پره­دار برای ذخیره انرژی حرارتی از استوانه های کپسولی تغییر فاز­دهنده[[8]](#footnote-8) برای بازیافت حرارتی موتور دیزل استفاده کرده و دریافتند که نزدیک 10 الی 15 درصد انرژی سوخت به عنوان گرما در سیستم ذخیره ترکیبی در کارکردهای مختلف ذخیره شده است. لی[[9]](#footnote-9) و بائی [4]، یک مبدل کوچک پره­دار را به روش تجربی و تاگوچی[[10]](#footnote-10) طراحی کردند. آنها گزارش کردند که پره­ها باید در گذرگاه گازهای خروجی به منظور انتقال حرارت بیشتر و افزایش بازده انتقال حرارت نصب شوند. در این پژوهش، 18 عدد پره با آرایش­های مختلف برای دستیابی به مبدل بهینه طراحی کردند. در پژوهشی دیگر، قاضی­خانی[[11]](#footnote-11) و همکاران [5]، یک مبدل دو­لوله­ای ساده را در مسیر گازهای خروجی موتور دیزل مورد مطالعه قرار دادند و از آنالیز اگزرژی برای یافتن رابطه بین برگشت­ناپذیری و میزان صدای اگزوز بهره بردند. همچنین، آنها تخمین زدند مصرف سوخت ویژه ترمزی[[12]](#footnote-12) با استفاده از این مبدل، در بارها و سرعت­های مختلف باعث افزایش 12 درصدی بازیابی اگزرژی گازهای خروجی می­شود. بری[[13]](#footnote-13) و حسین [6]، یک مبدل پوسته و لوله شامل 15 لوله با قطر mm 15 را برای یک دیزل ژنراتور kW 40 بطور تجربی آزمودند. آنها به روش عددی، فشار سیال کاری و وضعیت پیکربندی دو مبدل حرارتی را بهینه­سازی کرده و مشاهده کردند که توان اضافی سیستم از %6 به %7/23 افزایش یافته است. حاتمی و همکاران [7]، به مرور طراحی‌های مختلف مبدل‌های حرارتی برای افزایش بازیافت حرارت اتلافی گازهای خروجی اگزوز موتور دیزل پرداختند. آ‌ن‌ها شش فناوری برای بازیافت حرارت اتلافی معرفی کردند که شامل ژنراتورهای ترموالکتریک، چرخه رانکین آلی، موتورهای شش زمانه، پرخوران کردن، بازگرداندن گازهای خروجی و مبدل‌های حرارتی گازهای خروجی اگزوز می‌باشد. نتایج نشان می­دهد که مبدل‌های حرارتی نقش مهمی در بازیافت انرژی حرارت اتلافی دارند. همچنین، استفاده از پره در مبدل‌ها با توجه به کارایی بیشتر و افت فشار پایین‌تر نسبت به فوم و مواد متخلخل برتری دارند.

در پژوهش­های پیشین طراحی مبدل­ها بر مبنای سیال سرد دما پایین صورت گرفته بود، لذا در مقاله حاضر برای سیستم تولید همزمان آزمایشگاهی با توجه به بازیابی انرژی از آب خنک کننده موتور و گازهای داغ خروجی اگزوز، به طراحی مبدل بهینه برای بازیافت انرژی از گازهای داغ خروجی اگزوز پرداخته می­شود و عملکرد و کارائی مبدل طراحی شده در شرایط مختلف کارکردی موتور مورد ارزیابی قرار می گیرد.

**چرخه ترمودینامیکی و تجهیزات آزمایشگاهی**

شکل 1، طرح کلی چرخه تولید همزمان توان و گرمای آزمایشگاه تولید همزمان دانشگاه صنعتی سهند را نشان می­دهد که از دو مبدل حرارتی برای بازیابی حرارت استفاده می­کند. در این چرخه، سیال ورودی به موتور دیزلی، هوای محیط و سوخت ﮔﺎزوئیل است. این دو در حین فرآیند احتراق در موتور به صورت شیمیایی واکنش داده و گازهای احتراق حاصل می­گردد. همچنین سیال دیگر، آب پمپ شده از سوی مخزن آب است که ابتدا وارد مبدل بازیاب حرارتی صفحه­ای شده و سپس وارد مبدل بازیاب حرارتی گازهای خروجی موتور از نوع پوسته و لوله شده و در نهایت وارد مخزن ذخیره­سازی حرارت می­شود. گازهای احتراق خروجی از موتور با دمای بالا و مقدار قابل توجهی انرژی گرمایی وارد مبدل پوسته و لوله می­شود که در خروجی اگزوز موتور تعبیه گردیده است. همچنین، سیال آب خنک­کننده موتور نیز با توزیع کنترل شده وارد مبدل صفحه­ای می­شود و در ادامه وارد رادیاتور موتور شده (درصورت بالا بودن دما) و پس از کاهش دما مجددا به چرخه خنک­کاری موتور دیزل بازگردانده می­شود. گازهای داغ خروجی موتور، وارد قسمت لوله­ای مبدل بازیاب حرارتی از نوع پوسته و لوله می­شوند و در آنجا گرمای خود را طی فرایند انتقال حرارت به سیال آب که از سمت پوسته مبدل جریان دارد، انتقال می­دهند و در نهایت از مبدل خارج شده و به اتمسفر تخلیه می­شود. از سوی دیگر، سیال آب نیز پس از دریافت گرمای گازهای احتراقی از مبدل خارج می­شود. آب گرم خارج شده از مبدل می­تواند برای مصارفی نظیر گرمایش محیط، آبگرم مصرفی و یا به عنوان مولد آب گرم در چیلر جذبی[[14]](#footnote-14) مورد استفاده قرار ­گیرد [1]. با استفاده از بازیابی مقداری از این انرژی می­توان بازده کل سیستم را افزایش و نسبت انتشار کربن­دی­اکسید را کاهش داد.



شکل 1: طرحواره چرخه تولید همزمان آزمایشگاه تولید همزمان دانشگاه صنعتی سهند

به دلیل خروجی توان الکتریکی نسبتاً بالا و هزینه­های سرمایه­گذاری اولیه نسبتاً کم در سیستم­های تولید همزمان، موتورهای احتراق داخلی رفت و برگشتی پرکاربردترین محرک­های اولیه مورد استفاده در اندازه­های متوسط برای سیستم­های تولید همزمان هستند. موتورهای احتراق داخلی با سوخت­های دیزل، بنزین و گاز طبیعی کار می­کنند. همچنین، کارایی سیستم تولید همزمان با بازیافت حرارت اتلافی موتورهای احتراق داخلی در سطوح مختلف از طریق آب خنک­کن موتور و نیز اگزوز تا 90 درصد قابل استحصال است. این موتورها در دو دسته اشتعال تراکمی و اشتعال جرقه­ای قرار می­گیرند [8].

در این مطالعه یک دیزل-ژنراتور پرکینز[[15]](#footnote-15) kVA۵۰، موجود در آزمایشگاه تولید همزمان دانشگاه صنعتی سهند مورد بررسی و آزمایش قرار گرفته است. مشخصات دیزل- ژنراتور آزمایشگاه در جدول 1 ارائه شده است.

جدول 1: مشخصات دیزل ژنراتور چرخه تولید همزمان

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| دیزل 4 زمانه پرکینز 6.354 |  | نوع موتور |
| 380 (N.m) @1500 (rpm) | بیشینه گشتاور |
| تزریق مستقیم[[16]](#footnote-16) |  | سیستم احتراق |
| 6 |  | تعداد سیلندر |
| 5.8 (lit) |  | ظرفیت حجمی |
| 16:1 |  | نسبت تراکم |
| طبیعی |  | نوع تنفس |
| 50 (kVA) |  | توان ژنراتور |
| 380/220Y |  | ولتاژ |
| 75 (A) |  | جریان |
| 50(Hz)/1500(rpm) |  | دور/فرکانس |

تجهیزات آزمایشگاهی نظیر سیستم کنترلی، مخزن ذخیره­سازی، ژنراتور برق، موتور دیزلی، مبدل صفحه­ای، رادیاتور و مخزن سوخت در شکل 2 قابل مشاهده است.

|  |
| --- |
| Screen Shot 1398-09-29 at 12 |
| شكل 2: نمای روبروی تجهیزات آزمایشگاهی چرخه تولید همزمان |

سیستم تولید همزمان با اعمال بار با استفاده از یک مصرف کننده توان الکتریکی[[17]](#footnote-17) برای شش بار مختلف کارکردی مورد مطالعه قرار گرفته است (شکل 3). بدین منظور، دبی جرمی سوخت با استفاده از روش وزن­سنج-تایمر[[18]](#footnote-18) و دبی هوا با استفاده از روش مخزن-روزنه[[19]](#footnote-19) برای بارهای مختلف در شرایط حالت پایدار ثبت شدند [9]. دبی آب گردش­یافته در چرخه نیز با توجه به شرایط بهینه برای دو مبدل کوپل­شده به سیستم تعیین شدند. برای ثبت دما­ها، در نقاط ورودی و خروجی دو مبدل حرارتی، سنسورهایی از نوع ترموکوپل­ نصب شدند. همه این حسگرها به ثبات داده با نام تجاری آدامز[[20]](#footnote-20)، وصل شده­اند. این ثبات دارای 8 درگاه برای وصل نمودن حسگرهای حرارتی است و سیگنال­های رسیده به آن توسط یک کابل سریال به یک کامپیوتر وصل گردیده است. همه داده­ها به صورت آنلاین نشان داده می­شوند و نمودار تغییرات هرکدام نیز ثبت می­گردد. این ثبات برای برداشت دما به تعداد 2 عدد داده در هر ثانیه تنظیم شده است.

از آنجایی که در این مطالعه، تنها حالات پایدار برای کلیه اجزای سیستم مد نظر بوده است، لذا بعد از رسیدن کلیه دماها به حالت پایدار بر روی نمایشگر، داده های لازم در محاسبات ترمودینامیکی برداشت گردیده است. زمان لازم برای پایداری پارامترهای کارکرد سیستم در مراحل مختلف بین 60 الی 120 دقیقه در نظر گرفته شده است. در شکل 3، لود بانک (مصرف­کننده توان) و مبدل حرارتی پوسته و لوله قابل مشاهده است.

|  |
| --- |
| Screen Shot 1398-09-29 at 12 |
| شكل 3: نمای پشت تجهیزات آزمایشگاهی چرخه تولید همزمان |

مبدل ساخته شده برای بررسی تجربی دستگاه از نوع پوسته و لوله با 7 عدد بافل[[21]](#footnote-21) و 52 عدد لوله مسی است. که مشخصات آن در جدول 2 مشاهده می­شود.

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| جدول 2: مشخصات مبدل حرارتی پوسته لوله | | | | |
| قطر خارجی لوله (in) | BWG[[22]](#footnote-22) | ضخامت (mm) | قطرداخلی لوله (in) | OD/ID |
| 3/4 | 18 | 0.049 | 0.652 | 1.150 |

لازم به توضیح است برای به گردش انداختن آب بازیاب حرارتی، یک پمپ با ظرفیت اسمی lit/min 35 انتخاب شده است. با توجه به اینکه دبی پمپ باید مطابق آزمون‌های آزمایشگاهی تنظیم شود یک روتامتر[[23]](#footnote-23) بعد از پمپ قرار داده شده است. ظرفیت مبدل ­حرارتی صفحه‌ای نصب­شده با حداکثر تبادل­حرارت به میزان kcal 50000 می‌باشد. سایز لوله­کشی در قسمت آب بازیاب، آب­خنک‌کن موتور و گازهای احتراقی به ترتیب 1، 2 و 4 اینچ می‌باشد. لوله­کشی قسمت آب بازیاب و آب­خنک‌کن موتور با عایق پشم سنگ و‌ لوله­کشی گازهای خروجی با پنبه­نسوز و پشم­سنگ عایق‌کاری شده است.

**روابط ترمودینامیکی چرخه تولید همزمان**

تحلیل ترمودینامیکی چرخه تولید همزمان، مبدل­های حرارتی و روابط ترمودینامیکی بر مبنای ترمودینامیک ماکروسکوپیک انجام شده است. شرایط محیطی آنالیز چرخه بصورت زیر در نظر گرفته شده است.

فرضیات اساسی چرخه و مبدل پوسته­ و لوله برای آنالیز انرژی به شرح زیر می­باشد.

*1- شرایط حالت پایدار و جریان پایدار در نظر گرفته شده است.*

*2- از تغییرات انرژی پتانسیل و جنبشی قابل صرفنظر می­شود.*

*3- گرمای ویژه حاصل از گازهای احتراق تابع دما می­باشد.*

روابط ریاضی آنالیز ترمودینامیکی حجم کنترل چرخه سیستم تولید همزمان با توجه به شکل 1 بصورت زیر حاصل می­شود.

دبی جرمی گازهای خروجی اگزوز موتور از رابطه (1) حاصل می­شود.

(1)

نرخ انرژی ورودی کل حجم کنترل از رابطه (2) بدست می­آید [10].

(2)

که در آن، دبی جرمی سوخت و دبی جرمی هوای ورودی به موتور دیزل می­باشد. *LHV* نیز ارزش حرارتی پایین سوخت مورد نظر می­باشد که مقدار آن MJ/kg ۲/۴۳ و فرمول شیمیایی سوخت دیزل برابر با C12.8H22.826 در نظر گرفته می­شود [11].

نرخ گرمای مبادله شده در مبدل پوسته و لوله از رابطه (3) بدست می­آید.

(3)

که در آن دبی جرمی آب چرخه بازیابی حرارت می­باشد. نیز آنتالپی مخصوص نقاط مشخص شده است [10].

نرخ گرمای مبادله شده در مبدل صفحه­ای نیز از رابطه (4) بدست می­آید.

(4)

بازده قانون اول چرخه تولید توان و حرارت بصورت رابطه (5) می­باشد.

(5)

بازده الکتریکی چرخه تولید توان و حرارت نیز از رابطه (6) بدست می­آید.

(6)

که در آن توان الکتریکی مفید چرخه است. توان الکتریکی مصرف ­شده توسط پمپ می­باشد، که برای این چرخه برابر kW 37/0 می­باشد.

نرخ حرارت دریافتی توسط آب در مبدل حرارتی از رابطه (7) محاسبه می­شود [10].

(7)

نرخ حرارت انتقالی توسط گازهای خروجی نیز بصورت رابطه (8) می­باشد.

(8)

که در این روابط، *و*  به ترتیب گرمای ویژه فشار ثابت آب و گازهای خروجی است.  *نیز دمای سیال در نقاط مشخص شده می­باشد.*

نرخ انتقال حرارت میانگین مبدل از رابطه (9) حاصل می­شود.

(9)

لگاریتم میانگین اختلاف دما و مقاومت حرارتی کل مبدل حرارتی به ترتیب از روابط (10) و (11) بدست می­آیند [11].

(10)

(11)

تغییرات اگزرژی، برگشت‌ناپذیری کل، بازده قانون دوم (بازده اگزرژی) و ضریب بهره­وری (کارایی) مبدل حرارتی به ترتیب از روابط (12)، (13)، (14) و (15) حاصل می‌شود [11].

(12)

(13)

(14)

(15)

**ارزیابی تجربی سیستم تولید همزمان**

در این بخش عملکرد سیستم تولید همزمان مورد ارزیابی قرار می‌گیرد. مهم‌ترین بخش برای آزمون سیستم، مدهای کارکردی مناسب و اعمال آن در آزمون‌های آزمایشگاهی است. مدهای تعریف شده در آزمون‌ها با محوریت توان خروجی سیستم انجام شده است و این مهم توسط لود بانک[[24]](#footnote-24) انجام می‌شود. این دستگاه از نوع المنت حرارتی به ظرفیت کل 80 آمپر سه فاز است که شستی های استارت/ استاپ مختلف برای باردهی دلخواه را دارد. در تمامی آزمون‌ها سعی بر آن است که دبی ورودی آب متناسب با مد کارکردی موردنظر باشد و آب گرمی در حدود دمایی 60 الی 80 درجه سلسیوس را مهیا­ نماید. مدهای آزمون‌گیری بر اساس پله‌های باردهی روی لود بانک تعریف شده و موتور تحت 6 بار مختلف با فاصله‌ی 10 آمپر از 10 تا 60 آمپر قرار گرفته است. داده­های مربوط به نتایج آزمایشگاهی در جدول 3 مشاهده می‌شود.

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| جدول 3: داده­های آزمایش سیستم تولید همزمان | | | | |
| مدهای بهره‌برداری | Amp | (kg/s) | (kW) | (°C) |
| 1 | 10 | 0.001167 | 5.85 | 223 |
| 2 | 20 | 0.001500 | 12.66 | 245 |
| 3 | 30 | 0.001783 | 18.93 | 330 |
| 4 | 40 | 0.002144 | 24.66 | 380 |
| 5 | 50 | 0.002510 | 29.39 | 450 |
| 6 | 60 | 0.002967 | 35.96 | 530 |

در جدول 3، Amp میزان آمپر مصرفی در هر بار، میزان سوخت مصرفی و مقدار توان الکتریکی خروجی و دمای گازها در ورودی به مبدل حرارتی پوسته و لوله است.

برای بررسی میزان بیشینه گرمای بازیابی از محرک اولیه در شرایط پایا، ابتدا موتور به بار مورد نظر رسانده شده است و سپس بعد از پایا شدن نسبی دماها و دبی جریان آب، در مخزن ذخیره‌سازی حرارت شارژ می­شود. برای رسیدن سیستم به شرایط پایا در هر آزمون، سعی بر این بوده­ است تا مقدار تغییرات برای پارامترهای ثبت شده به مقدار صفر میل کند. سپس با باز کردن مسیر جریان آب مخزن ذخیره­سازی، فرآیند شارژ مخزن صورت گرفته است. در تمامی آزمون‌ها زمانی جریان سیال به داخل مخزن قطع می‌شود که دمای خروجی مخزن به دمای °C 40 برسد.

**طراحی مبدل حرارتی**

یکی از فناوری­های جدید برای افزایش نرخ انتقال حرارت و کاهش هزینه و اندازه مبدل‌های حرارتی، استفاده از نوارهای تابیده در داخل لوله­های مبدل به ویژه برای سیالات گاز می­باشد. این نوارها که بصورت متناوبی 360 درجه تاب داده شده­اند، تاثیر بسزائی در افزایش اغتشاش و ضریب انتقال حرارت جابجایی داخل لوله­ها دارند. در شکل 4، طرحواره­ای از این نوارها در داخل لوله قابل مشاهده است.

|  |
| --- |
|  |
| شكل 4: طرح یک نوار تابیده داخل لوله |

در این پژوهش، نرم­افزار HTRI برای شبیه­سازی و طراحی مبدل پوسته و لوله با استفاده از ماژول­های طراحی و شبیه­سازی موجود در نرم­افزار به کار­گرفته شده است. در بخش طراحی، همه ورودی­های مسئله از جمله دماهای ورودی و خروجی، دبی­های جریان سیال سمت لوله و پوسته و سایر شرایط مبدل در شرایط کارکردی بار کامل به نرم­افزار وارد شده است و پس از طراحی و چندین مرحله ارزیابی و بازبینی، در ماژول شبیه­سازی برای شش بار مختلف توان الکتریکی (مراجعه شود به جدول 3)، شبیه­سازی انجام گردیده است. برای محاسبه ضریب انتقال حرارت و افت فشار مجاز، طراحی اولیه در نوع هدر جلویی و پشتی، نوع پوسته، نوع بافل، قطر خارجی لوله و جانمایی لوله در نظر گرفته می­شود. برای محاسبه بیشترین انتقال حرارت در افت فشار مجاز، طول لوله، ضخامت پوسته، گام بافل، تعداد پاس­های لوله تعیین می­شود. لازم به ذکر است، با درنظرگرفتن بیش طراحی[[25]](#footnote-25) مثبت، بهترین طرح از نظر صرفه اقتصادی انتخاب شد. مشخصات مبدل حرارتی پس از طراحی با نرم­افزار HTRI، در جدول 4 بیان شده است.

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| جدول 4: مشخصات مبدل حرارتی پوسته و لوله پره­دار نوار تابیده | | | | |
| جنس | قطر خارجی لوله (in) | ضخامت (mm) | نوع پره لوله | نوع پره داخلی |
| Stainless  Steel 304 | 5/8 | 1.245 | Low fin | twisted tape ratio: 5 |

در شکل 5، طرحواره­ای از مقطع مبدل حرارتی پوسته و لوله پره­دار نوار تابیده نشان داده شده است. همانطور که مشاهده می­شود تعداد 46 عدد لوله در راستای طولی مبدل قرار گرفته­اند. طول لوله‌های مبدل حرارتی m 7/1 بوده و زاویه جانمائی لوله‌ها ˚30 می‌باشد.

|  |
| --- |
| \\Mac\Home\Desktop\Screen Shot 1398-10-27 at 4.52.32 PM.png |
| شكل 5: طرحواره مقطعی مبدل حرارتی پوسته و لوله |

همچنین، طرحواره­ای از قسمت­ داخلی مبدل حرارتی پوسته و لوله پره­دار نوار تابیده طراحی شده، به صورت سه­بعدی در شکل 6، قابل مشاهده است. مبدل حرارتی پوسته و لوله طراحی‌شده بر اساس استاندارد تما[[26]](#footnote-26) از نوع AFL می‌باشد. مشاهده می­شود که این مدل با یک بافل طولی برای ایجاد مسیر رفت و برگشتی جریان آب طراحی شده است. همچنین از 6 بافل عرضی در قسمت بالادست مبدل و 6 بافل عرضی در قسمت پایین‌دست مبدل از نوع تک قطعه‌ای[[27]](#footnote-27) استفاده شده است.

|  |
| --- |
|  |
| شكل 6: طرحواره سه­بعدی مبدل پوسته و لوله طراحی شده |

**نتایج و بحث**

در ادامه با استفاده از برنامه EES، آنالیز چرخه تولید همزمان و مبدل پوسته و لوله با توجه به داده­های شبیه­سازی شده، انجام شده است که این نتایج در ادامه گزارش می­شود.

در شکل 7، میزان تاثیر مبدل حرارتی جایگزین شده، به وضوح مشاهده می­شود. دمای گازهای خروجی (نقطه 10) به کمترین مقدار خود (بیشتر از دمای نقطه شبنم) رسیده است و دمای سیال آب (نقطه 6)، جهت استفاده در چرخه­های گرمایش و سرمایش به بیشترین مقدار خود رسیده است.

|  |
| --- |
|  |
| شكل 7: تغییرات دمای گازهای خروجی و اب بازیاب خروجی از مبدل پوسته و لوله موجود و طراحی شده |

در شکل 8، میزان افزایش نرخ حرارت بازیابی شده در چرخه با مبدل حرارتی جدید شبیه­سازی شده در مقایسه با چرخه با مبدل حرارتی فعلی قابل مشاهده است؛ که در حالت بار کامل موتور، افزایش 12/17 درصدی را نشان می­دهد.

|  |
| --- |
|  |
| شكل 8: مقایسه نرخ حرارت بازیابی شده در مبدل پوسته و لوله |

در شکل 9، بازده اگزرژی مبدل پوسته و لوله در بهترین حالت، افزایش 41/19 درصدی را در طرح جدید مبدل نسبت به طرح قبلی نشان می­دهد. با توجه به افزایش اختلاف دمای سیال گرم و سرد در مبدل پوسته و لوله با افزایش بار موتور، بازگشت­ناپذیری فرایند تبادل حرارت بیشتر شده و به تبع آن، بازده اگزرژی در حالت بار کامل نسبت به مد­های دیگر کاهش می­یابد.

|  |
| --- |
|  |
| شكل 9: مقایسه بازده اگزرژی مبدل پوسته و لوله |

شکل 10، میزان بهبود ضریب بهره­وری مبدل را به وضوح نشان می­دهد. در بیشترین مقدار افزایش ضریب بهره­وری مبدل حرارتی، % 66/14 بهبود را نشان می­دهد. با توجه به این شکل می­توان دریافت که مبدل نوار تابیده پره­دار نسبت به مبدل پوسته و لوله قبلی، در تمامی بارهای موتور افزایش بازده را به دنبال دارد و این به دلیل نقش موثر لوله پره­دار نوار تابیده در افزایش بازیابی حرارت اتلافی موتور می­باشد.

|  |
| --- |
|  |
| شكل 10: مقایسه ضریب بهره­وری مبدل حرارتی طرح قبلی و جدید |

از نتایج مهم دیگر که می­توان به آن اشاره کرد، تاثیر مبدل حرارتی پوسته و لوله پره­دار نوار تابیده در بازده قانون اول چرخه می­باشد. در شکل 11، با توجه به افزایش نرخ حرارت بازیابی شده در مبدل طراحی شده، بازده قانون اول چرخه تولید همزمان در حالت بار کامل از % 56/87 به به %53/92 بهبود یافته است. این نمودار نشان می­دهد که بازده قانون اول ترمودینامیک چرخه تولید همزمان با مبدل طراحی شده، در مد شماره 5 به بیشینه مقدار خود می‌رسد.

|  |
| --- |
|  |
| شكل 11: مقایسه بازده قانون اول چرخه با مبدل طرح قبلی و جدید |

در شکل 12، میزان افت فشار در مسیر لوله (سیال گرم) مبدل نشان داده شده است. با توجه به اینکه فشار سیال گرم در خروجی مبدل نباید بیشتر از حد افت داشته باشد (به دلیل فشار پشت[[28]](#footnote-28) ایجادی در مسیر و کاهش عملکرد توانی موتور)، افت فشار گازهای خروجی در حدود kPa 20 مشاهده می­شود، که تقریبا هم­تراز فشار محیط جهت تخلیه است.

|  |
| --- |
|  |
| شكل 12: میزان افت فشار سیال گرم مبدل حرارتی طراحی شده |

شکل 13، نیز میزان حرارت دریافتی در مسیر پوسته را نشان می­دهد. با توجه به مسیر جریان سیال سرد (آب) از بین دسته لوله­ و بافل­ها و افزایش ناگهانی اغتشاش و ضریب انتقال حرارت جابجایی، انتقال حرارت در ابتدای مسیر پوسته مبدل بیشینه است. همانطور که مشاهده می­شود در mm 175 پایانی مبدل، نرخ تغییر میزان بازیابی حرارت در این نوع مبدل کاهش قابل­توجهی دارد که ناشی از عدم استفاده از نوار تابیده در خم لوله‌ها می‌باشد.

|  |
| --- |
|  |
| شكل 13: میزان حرارت بازیابی شده توسط آب در مبدل پوسته و لوله |

**نتيجه‌گيري**

نتایج حاصل از بررسی تجربی و شبیه­سازی سیستم تولید همزمان نشان داد که مبدل حرارتی پوسته و لوله پره­دار نوار تابیده طراحی شده، افت فشار کمتری در مقایسه با مبدل حرارتی پوسته و لوله موجود دارد. همچنین این مبدل طراحی شده می­تواند بیشترین حرارت بازیابی را از گازهای خروجی اگزوز داشته باشد بطوریکه بازده چرخه تولید همزمان افزایش 5 درصدی را نشان می­دهد. از سوی دیگر، آنالیز اگزرژی مبدل پوسته و لوله طراحی شده نشان داد که بازده اگزرژی مبدل حرارتی در بار کامل موتور دیزل می­تواند %74/4 بهبود و ضریب بهره­وری مبدل حرارتی تا %3/94 ارتقاء یابد.

**فهرست علائم**

|  |  |
| --- | --- |
| جریان، A | *Amp* |
| ﻇﺮﻓﯿﺖ ﮔﺮﻣﺎیي وﯾﮋه، kJ/kg˚C | *c* |
| آﻧﺘﺎﻟﭙﯽ مخصوص، kJ/kg | *h* |
| برگشت‌ناپذیری، kJ/s | *i* |
| ارزش حرارتی پایین سوخت، MJ/kg | *LHV* |
| دبی جرمی، kg/s |  |
| فشار، kg/ms2 | *P* |
| ﻧﺮخ اﻧﺘﻘﺎل ﮔﺮﻣﺎ، kJ/s |  |
| مقاومت حرارتی، ˚C/kJs | *R* |
| آنتروپی مخصوص، kJ/˚C |  |
| زمان، s |  |
| دﻣﺎ، ˚C |  |
| ﺗﻮان، kJ/s |  |

**علائم يوناني**

|  |  |
| --- | --- |
| اﺧﺘﻼف | *Δ* |
| ظریب کارایی مبدل، % |  |
| بازده، % |  |
| اگزرژی جریان، kJ/kg |  |

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| **زیرنویس­ها** |  |  |  | |
| هوا | | | | *air* | |
| مقدار متوسط | | | |  | |
| سیال سرد | | | | *c* | |
| سیستم تولید همزمان توان و حرارت | | | | *CHP* | |
| الکتریسیته | | | | *e* | |
| بازده | | | | *eff* | |
| مبدل حرارتی گازهای خروجی | | | | *EGH* | |
| اگزرژی | | | | *exe* | |
| گازهای خروجی اگزوز | | | | *exh* | |
| ﺳﻮﺧﺖ | | | |  | |
| سیال گرم | | | | *h* | |
| ورود | | | | *in* | |
| سیال حداقل | | | | *min* | |
| شرایط مرجع محیط | | | | *0* | |
| ﺧﺮوج | | | | *out* | |
| کل | | | | *ov* | |
| فشار ثابت | | | | *p* | |
| مبدل حرارتی آب‌ خنک‌کن موتور | | | | *PWH* | |
| کلی | | | | *total* | |
| آب بازیاب | | | | *w* | |

**مراجع و منابع**

[1] Liu, M., Shi, Y., & Fang, F. (2014). Combined cooling, heating and power systems: A survey. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, *35*, 1-22

[2] Wang, J., Wu, J., & Zheng, C. (2014). Analysis of tri-generation system in combined cooling and heating mode. Energy and Buildings, 72, 353-360.

[3] Pandiyarajan, V., Pandian, M. C., Malan, E., Velraj, R., & Seeniraj, R. V. (2011). Experimental investigation on heat recovery from diesel engine exhaust using finned shell and tube heat exchanger and thermal storage system. Applied Energy, 88(1), 77- 87.

[4] Lee, S., & Bae, C. (2008). Design of a heat exchanger to reduce the exhaust temperature in a spark-ignition engine. *International Journal of Thermal Sciences*, *47*(4), 468-478.

[5] Ghazikhani, M., Hatami, M., Ganji, D. D., Gorji-Bandpy, M., Behravan, A., & Shahi, G. (2014). Exergy recovery from the exhaust cooling in a DI diesel engine for BSFC reduction purposes. *Energy*, *65*, 44-51.

[6] Bari S, Hossain SN. Waste heat recovery from a diesel engine using shell and tube heat exchanger. Appl Therm Eng 2013; 61: 355–63.

[7] Hatami M, Ganji DD, Gorji-Bandpy M. A review of different heat exchangers designs for increasing the diesel exhaust waste heat recovery. Renew Sustain Energy Rev, 2014; 37: 168–81.

[8] Jradi, M., & Riffat, S. (2014). Tri-generation systems: Energy policies, prime movers, cooling technologies, configurations and operation strategies. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, *32*, 396-415.

[9] Greene, A. B., Lucas, G. G., & Young, S. J. (1969). *The testing of internal combustion engines*. English Universities Press.

[10] Hatami, M., Ganji, D. D., & Gorji-Bandpy, M. (2015). Experimental and thermodynamical analyses of the diesel exhaust vortex generator heat exchanger for optimizing its operating condition. *Applied Thermal Engineering*, *75*, 580-591.

[11] Hatami M, Boot MD, Ganji DD, Gorji Bandpy M. Comparative study of different exhaust heat exchangers effect on the performance and exergy analysis of a diesel engine. Appl Therm Eng 2015; 90: 23-37.

1. Biodiesel [↑](#footnote-ref-1)
2. Hybrid system [↑](#footnote-ref-2)
3. Turbocharged engine [↑](#footnote-ref-3)
4. Gasoline Direct Injection (GDI) [↑](#footnote-ref-4)
5. Homogeneous fuel [↑](#footnote-ref-5)
6. Fuel cell [↑](#footnote-ref-6)
7. Pandiyarajan [↑](#footnote-ref-7)
8. Phase change material [↑](#footnote-ref-8)
9. Lee [↑](#footnote-ref-9)
10. Taguchi [↑](#footnote-ref-10)
11. Ghazikhani [↑](#footnote-ref-11)
12. Brake Spesific Fuel Consumption (BSFC) [↑](#footnote-ref-12)
13. Bari [↑](#footnote-ref-13)
14. Absorption Chiller (AC) [↑](#footnote-ref-14)
15. Perkins Diesel engine [↑](#footnote-ref-15)
16. Direct injection [↑](#footnote-ref-16)
17. Load consumption bank [↑](#footnote-ref-17)
18. Stopwatch and digital portion scale [↑](#footnote-ref-18)
19. Oriﬁce and air tank [↑](#footnote-ref-19)
20. ADAMS [↑](#footnote-ref-20)
21. Buffle [↑](#footnote-ref-21)
22. Birmingham Wire Gauge [↑](#footnote-ref-22)
23. Rotameter [↑](#footnote-ref-23)
24. Load bank [↑](#footnote-ref-24)
25. Overdesign [↑](#footnote-ref-25)
26. TEMA [↑](#footnote-ref-26)
27. Single segmental [↑](#footnote-ref-27)
28. Back pressure [↑](#footnote-ref-28)