

بررسی انرژی و انرژی و بهبود چرخه رانکین آلی برای بازیافت گرمای تلف شده

مهدی دیمی بیاض*

استادیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه حکیم سبزواری، سبزوار، ایران

سعید محمدی

دانشجو کارشناسی ارشد، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه حکیم سبزواری، سبزوار، ایران

چکیده

افزایش قیمت سوخت و محدودیت انتشار آلاینده دی‌اکسید کربن سبب ایجاد روش‌های مختلفی برای افزایش بازده گرمایی موتورهای احتراق داخلی شده است. یکی از این روش‌ها تبدیل انرژی گرمایی تلف‌شده موتور به انرژی مکانیکی یا الکتریکی است. در این پژوهش به بررسی و بکارگیری گرمای اتلافی از گازهای خروجی موتور احتراق داخلی MTU-16V، در یک چرخه رانکین آلی برحسب راندمان قوانین اول و دوم ترمودینامیک پرداخته شده است. با گرمای تلف‌شده‌ی گازهای خروجی که برابر ۸۶۲ kW است، مقدار توان خالص برای سیال‌های کاری مختلف شامل R600a، R600 و R245fa مورد بررسی قرار گرفته، که بیشترین توان خالص خروجی برای سیال کاری R245fa و برابر ۳۷،۲۳ kW بدست آمد و در مقایسه با سیال کاری‌های R600 و R600a افزایش توان خروجی به ترتیب حدود ۶٪ و ۲٪ بوده است. همچنین سیال‌های کاری از لحاظ دبی حجمی سیال و کاهش حجم مورد نیاز بررسی شده، که برای سیال کاری R600a کمترین مقدار به دست آمد. همچنین تأثیرات دمای ورودی توربین بر دبی حجمی خروجی و اثر فشار ورودی توربین بر بازده انرژی و انرژی و بازگشت‌ناپذیری کل سیستم و اثر افزایش دمای محیط بر روی بازده انرژی و بازگشت‌ناپذیری هر یک از اجزا سیستم و اثر افزایش دمای محیط بر روی بازده انرژی بررسی شده است. بر اساس نتایج به‌دست‌آمده از میان سیال‌های کاری مورد بررسی، سیال R245fa از نظر بازده قوانین اول و دوم ترمودینامیک برای به کارگیری در چرخه‌ی آلی بهترین عملکرد را داراست.

واژه‌های کلیدی: بازیابی گرمایی، چرخه رانکین آلی، موتور احتراق داخلی، شبیه‌سازی ترمودینامیکی.

Energetic and Exergitic analysis and Optimization of Organic Rankine cycle (ORC) for Waste heat recovery

M. deymi-dashtebayaz
S. Mohammadi

Department of Mechanical Engineering, Hakim Sabzevar University, Sabzevar, Iran

Department of Mechanical Engineering, Hakim Sabzevar University, Sabzevar, Iran

Abstract

Increase of fuel price and limitation of carbon dioxide emission caused development of different techniques to enhance the thermal efficiency of internal combustion engines. One of these techniques is conversion of the waste thermal energy in the engine to mechanical or electrical energies. This investigation concentrated on simulation, examination and application of waste heat from exhaust gases of MTU-16V internal combustion engine in an organic Rankine cycle based on the efficiency of first and the second laws of thermodynamics. Using 862 kW power of exhaust gases waste heat, the net powers of working fluids including R600a, R600 and R245fa were evaluated and the highest net output power was calculated to be 37.23 kW for R245fa working fluid. This working fluid increased the output power to approximately 2% and 6% in comparison with R600 and R600a fluids, respectively. Moreover, the mentioned working fluids were examined for volumetric flow rate and required volume contraction, where the lowest value was obtained for R600a. On the one hand, the effect of turbine inlet temperature on the volumetric flow rate, and effect of turbine inlet pressure on energy efficiency, exergy efficiency and irreversibility of the whole system were investigated. On the other hand, the influence of ambient temperature increase on irreversibility of each system component was studied. Based on the obtained results, R245fa fluid showed the best performance to be used in organic cycle from the viewpoint of the first and second laws of thermodynamics.

Keywords: Heat recovery, organic Rankine cycle, internal combustion engine, simulation of thermodynamic.

بخار داشته، با این تفاوت که به‌جای آب از سیالات کاری آلی استفاده می‌کند. سیالات آلی به سیالاتی گفته می‌شود که دارای جرم مولکولی بیشتر و دمای بحرانی کمتر نسبت به آب هستند و این سبب شده است در دماهای پایین‌تری به جوشش برسند [۲]، [۳] و بنا به این خصوصیات بهترین راهکار برای تولید برق از منابع گرمایی دما پایین از جمله گرمای اتلافی در صنایع یا گرمای به‌دست‌آمده از منابع انرژی تجدید پذیر همچون خورشیدی، زمین‌گرمایی و زیست‌توده و گرمای اتلافی موتور احتراق داخلی استفاده کرد که باعث تولید کار می‌شود. سیالات آلی همان میردها (Refrigerant) و هیدروکربن‌ها می‌باشند. این سیالات بر حسب شیب خط اشباع dT/dS در نمودار T-S به سه دسته

۱- مقدمه

تنها ۲۰٪ از انرژی احتراق سوخت موتور تبدیل به کار مفید می‌شود. باقی‌مانده از طریق اگزوز موتور و انتقال گرمای جابجایی و تابش از سطح بلوک سیلندر و سیستم خنک کاری دفع می‌شود و نزدیک به ۴۰٪ از انرژی گرمایی از طریق گازهای خروجی موتور اتلاف می‌گردد [۱]. استفاده از انرژی گرمایی تلف‌شده باعث افزایش ذخیره انرژی بیشتری در سطح جهان شده و علاوه بر این سبب کاهش گرم شدن زمین می‌گردد. یکی از راهکارهای بازیابی گرمایی، استفاده از چرخه رانکین آلی است. چرخه رانکین آلی عملکردی هم چون چرخه رانکین

* نویسنده مکاتبه کننده، آدرس پست الکترونیکی: meh_deimi@yahoo.com

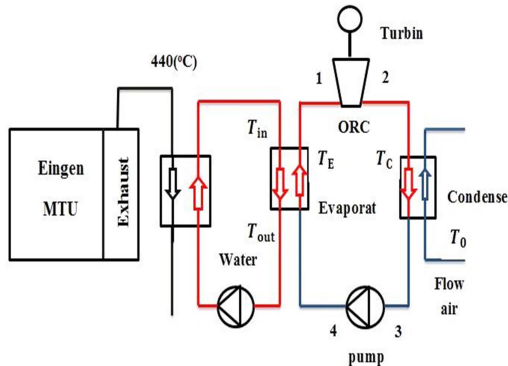
خشک، تر و ایزوتروپیک تقسیم می‌شوند که به ترتیب دارای شیب‌های مثبت، منفی و بی‌هایت هستند. خصوصیات سیالات خشک و ایزوتروپیک تا حدودی شبیه به هم می‌باشند. سیالات خشک و ایزوتروپیک دارای جرم مولکولی بالاتری نسبت به سیالات تر هستند. همچنین نسبت به سیالات تر، بازده بالاتری در شرایط یکسان دارا بودند، نکته حائز اهمیت این است که در صورت فرا گرمای شده آن بازده چرخه آلی کاهش خواهد یافت. اما این قضیه برای سیالات تر معکوس می‌باشد و سبب افزایش بازده چرخه می‌شود. بنابراین این پژوهش از سیالات خشک در چرخه آلی را مورد ارزیابی قرار گرفته است. [۲]، [۴]، [۵]. تحقیقات مختلفی در این زمینه انجام شده است. لی و چن [۶] در سال ۲۰۰۴ اثر تغییر سیال آلی را بر روی بازده انرژی چرخه بررسی کردند و نشان دادند سیالات آلی تر برای استفاده در این چرخه چندان مناسب نیستند. اندرسن و همکاران [۷] در سال ۲۰۰۵ به این مهم دست یافتند که انتخاب سیال کاری مناسب می‌تواند در بهبود عملکرد چنین چرخه‌ای تأثیر به‌سزایی داشته باشد. ژانک و همکاران [۸] در سال ۲۰۰۷ چرخه رانکین خورشیدی با سیال دی‌اکسید کربن را مورد بررسی و تحلیلی آزمایشگاهی قرار دادند و به این نتیجه رسیدند که این چرخه قابلیت بالایی برای تولید الکتریسیته از انرژی دما پایین خورشیدی دارد. الکساندر و همکاران [۹] در سال ۲۰۰۷ عملکرد چرخه رانکین آلی با محرک انرژی زمین‌گرمایی در رنج ۸۰ تا ۱۲۰ درجه سلسیوس را بررسی کردند و R236fa را به‌عنوان بهترین سیال معرفی نمودند. ساهو [۱۰] در سال ۲۰۰۸ تحلیل آگزوری-اقتصادی و بهینه‌سازی سیستم تولید هم‌زمان را با استفاده از الگوریتم تکاملی انجام داد. او پس از بهینه‌سازی سیستم نتایج نشان داد که در حالت بهینه هزینه الکتریسیته و تولید محصولات در مقایسه با حالت اولیه ۹/۹٪ پایین‌تر است. گو و همکاران [۱۱] در سال ۲۰۰۹ عملکرد چرخه رانکین آلی با محرک آب گرم در رنج دمای ۸۵ تا ۱۰۰ درجه سلسیوس را آزمایش و R600a را به‌عنوان بهترین سیال معرفی کردند. دای و همکاران [۱۲] در سال ۲۰۰۹ عملکرد ۱۰ سیال آلی مختلف را در چرخه رانکین بررسی کردند و به این نتیجه رسیدند که با استفاده از R236ea می‌توان به بالاترین بازده آگزوری دست یافت. صیادی سبز علیگل [۱۳] در سال ۲۰۰۹ نیز بهینه‌سازی یک سیستم تولید چندانگانه را با در نظر گرفتن ۱۰ متغیر طراحی انجام دادند که هزینه سوخت سیستم بهینه‌شده بیشتر از حالت اولیه است. زان و همکاران [۱۴] در سال ۲۰۰۹ چرخه آلی خورشیدی را برای ۲۰ سیال کاری مورد بررسی قرار دادند و به این نتیجه رسیدند بهترین سیال کاری برای محرک‌های خورشیدی R134a می‌باشد. هبرل و گمن [۱۵] در سال ۲۰۱۰ یک الگوریتم برای بهینه‌سازی قدرت خروجی چرخه رانکین آلی طراحی کردند R227ea ایزوپنتان را به‌عنوان بهترین سیالات معرفی کردند. مایکلویز و همکاران [۱۶] در سال ۲۰۱۰ ویژگی‌های ترمودینامیکی و عملکردی سیالات متعددی را در حالات فوق بحرانی و زیر بحرانی برای کاربرد تولید گرما و قدرت در مصارف خانگی بررسی کردند. نتایج نشان داد از ۲۰ سیال بررسی‌شده اتانول R12، R141b برای کاربرد یاد شده مناسب‌تر است. چیس و همکاران [۱۷] در سال ۲۰۱۲ تأثیرات استفاده از سیال کاری خالص و مخلوط متشکل از دو نوع و سه نوع سیال را در شرایطی که شرایط جریان منبع گرمایی (دمای ورودی و دمای خروجی و دبی) ثابت باشد به ازای

اختلاف دماهای مختلف ورودی و خروجی جریان منبع گرمایی از لحاظ بازده گرمایی و کار تولیدی توربین بررسی نمودند و گزارش دادند در استفاده از سیالات مخلوط افزایش بازده و تولید برق به ترتیب ۱۵/۷٪ و ۱۲/۳٪ نسبت به استفاده از سیال خالص برای ورودی جریان منبع گرمایی با دمای خروجی (°C) ۱۳۵ قابل‌دسترس است. این مقادیر برای دمای ورودی جریان منبع گرمایی ۲۵۰°C و خروجی (°C) ۱۸۰ نیز به ترتیب ۶٪ و ۵/۵٪ به دست آمد و در حالت‌های بررسی‌شده استفاده از سیال سه جزئی نسبت به سیال دو جزئی تأثیر بسیار اندکی بر بهبود بازده چرخه گذاشت. چارلز اسپروس و همکاران [۱۸] در سال ۲۰۱۳ با استفاده از گرمای اتلافی گازهای خروجی یک موتور احتراق داخلی چرخه رانکین آلی را طراحی کردند که بازده گرمایی موتور را ۱۰٪ افزایش می‌داد. در تحقیقی دیگر چهارطاقی و همکاران [۱۹] در سال ۲۰۱۴ سیال کاری دوجزئی برای چرخه رانکین آلی را در دوپیکر بندی ساده و دارای مبادله کن داخلی مورد بررسی قرار دادند که برای حالت ساده با سیال کاری دوجزئی بازده گرمایی و آگزوری ۱۰٪ و برای حالتی که پیکربندی دارای مبادله کن داخلی است، ۱۴٪ افزایش می‌یافت. همچنین جیان و همکاران [۲۰] در سال ۲۰۱۵ از گرمای اتلافی موتور دیزل دریایی برای به‌کارگیری چرخه آلی استفاده نمودند و سیکلو هگزان را بهترین سیال کاری معرفی کردند که باعث افزایش ۱۰٪ بازده موتور شده است. عبداللهی و همکاران [۳] در سال ۲۰۱۶ از گرمای اتلافی یک میکرو توربین با استفاده از چرخه رانکین آلی برای تولید برق استفاده کردند. آنها با استفاده از الگوریتم ژنتیک سیال کاری‌های مختلفی شامل: R123، R22، R134a و R245fa را مورد ارزیابی قرار دادند. نتایج آنها نشان می‌دهد بهترین سیال کاری چه از نظر ترمودینامیکی و اقتصادی سیال R123 است. سونگ و همکاران [۱] در سال ۲۰۱۶ با استفاده از گرماهای اتلافی گازهای خروجی و آب‌خنک کاری موتور احتراق داخلی LNG سوز دو چرخه آلی طراحی کردند و سیال کاری آن- پنتان و R125 را به‌عنوان بهترین سیال کاری معرفی کردند.

در این تحقیق هدف تحلیل و بهینه‌سازی چرخه رانکین آلی با استفاده از گرمای اتلافی از گازهای خروجی موتور احتراق داخلی MTU-16V می‌باشد. در ادامه تأثیرات دمای ورودی به توربین بر روی حجم سیال خروجی از توربین و تأثیرات فشار ورودی به توربین بر روی بازده قانون اول و بازده آگزوری و بازگشت ناپذیری کل چرخه و تأثیرات دمای محیط بروی بازده آگزوری برای سه سیال کاری مورد بررسی قرار گرفته است. نوآوری در این پژوهش را می‌توان به طور خلاصه به شرح زیر بیان کرد:

- استفاده از گرمای اتلافی موتور احتراق داخلی برای تولید برق
- انتخاب سیال کاری مناسب از لحاظ بازده انرژی و آگزوری
- تأثیرات پارامترهای مهمی همچون فشار بیشینه، دمای ورودی به توربین و دمای محیط بر بازده انرژی و آگزوری
- تأثیرات دمای بیشینه چرخه بر حجم سیال خروجی از توربین

تبخیر کننده چرخه آلی شده و در دمای 76°C مبادله کن خارج می‌شود و موجب افزایش دمای سیال کاری تا دمای 75°C شده و در حالت بخار اشباع وارد توربین می‌شود و سیال خروجی توربین وارد چگالنده می‌شود و با استفاده از هوای محیط در دمای 35°C چگالیده می‌شود و نهایتاً در حالت مایع اشباع وارد پمپ می‌شود. شکل ۲ نمودار T-S برای چرخه رانکین آلی را نشان می‌دهد. مقادیر استفاده شده برای شبیه‌سازی چرخه از پژوهش زان^۳ و همکاران [۱۴] اخذ شده که در جدول ۳ بیان شده‌اند.

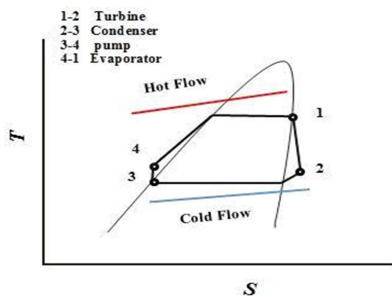


شکل ۱ - طرحواره از چرخه با استفاده از گرمای های اتلافی موتور احتراق داخلی MTU-16V

۳- فرضیات و روابط حاکم

برای ساده‌سازی شبیه‌سازی فرضیات زیر در نظر گرفته می‌شود:

- ۱- سیستم در حالت پایا کار می‌کند.
- ۲- افت فشار در مبادله کن‌های گرمایی ولوله‌های رابط ناچیز فرض شده است.
- ۳- سیال ورودی به توربین در حالت بخار اشباع است و دمای ورودی به توربین 75°C است.
- ۴- انتقال گرما در پمپ و توربین وجود ندارد.



شکل ۲- نمودار T-S چرخه رانکین آلی

۲- تشریح سیستم

موتور احتراق داخلی MTU-16V که داری ۱۶ سیلندر و شکل موتور V شکل است. توان خروجی موتور به‌وسیله ژنراتور برای تولید برق مورد استفاده قرار می‌گیرد، و مقدار گرمای تلف شده از طریق گازهای خروجی اگزوز برابر 862kW است. در جدول ۱ مشخصات موتور مورد نظر ارائه گردیده است. در این تحقیق حاضر از گرمای اتلافی از گازهای خروجی اگزوز موتور احتراق داخلی MTU-16V برای بکارگیری در یک چرخه رانکین آلی استفاده شده است. سه سیال کاری $R600a$ ، $R600$ و $R245fa$ دلیل انتخاب سیال کاری‌های مورد نظر نزدیک بودن دمای بحرانی سیال کاری به دمای منبع گرم بوده است، که در مطالعات پیشین بهترین سیال کاری برای منبع دمای آب گرم در محدود 90°C تا 150°C درجه سلسیوس بدست آمد. در جدول ۲ ویژگی‌های ترمودینامیکی سیالات کاری ارائه شده است، برای بکارگیری در چرخه مورد نظر بررسی می‌شوند.

جدول ۱- مشخصات موتور احتراق داخلی MTU-16V [۲۵]

| مقدار | واحد | مشخصات |
|-------|--------------------|-----------------------|
| ۱۶۰۰ | kW | قدرت خروجی |
| ۱۵۰۰ | RPM | سرعت دورانی |
| ۴۴۰ | $^{\circ}\text{C}$ | دمای گازهای خروجی |
| ۸۰۵۹ | kg/h | دبی جرمی گازهای خروجی |

جدول ۲- ویژگی‌های ترمودینامیکی سیالات کاری [۳]

| ماده | جرم مولوکولی (kg/kmol) | P_{crit} (Mpa) | T_{crit} $^{\circ}\text{C}$ |
|--------|------------------------|------------------|-------------------------------|
| R600 | ۵۸٫۱۲ | ۳٫۷۹۶ | ۱۵۲ |
| R600a | ۵۸٫۲۱ | ۳٫۶۴۷ | ۱۳۵ |
| R245fa | ۱۳۴٫۰۵ | ۶٫۶۵ | ۱۵۴٫۲ |

در موتور احتراق داخلی MTU-16V که گرمای اتلافی به دو طریق عمده اتلاف می‌شود. ۱- از طریق آب‌خنک کاری موتور ۲- از طریق گازهای خروجی از اگزوز موتور؛ که در این پژوهش منبع گرمایی برای چرخه آلی گرمای اتلافی از گازهای خروجی از اگزوز و مقدار گرمای کل تلف شده 862kW است. دمای گازهای خروجی نیز برابر 440°C بوده است. در شکل ۱ طرحواره چرخه رانکین آلی با محرک گازهای خروجی از موتور احتراق داخلی را نمایش می‌دهد. اجزا چرخه شامل توربین^۱، چگالنده، پمپ^۳ و تبخیر کننده است. عملکرد چرخه به این شرح است: گازهای خروجی وارد مبادله کن شده و چون دمای گازهای خروجی زیاد می‌باشد و اگر در مبادله کن نشستی به وجود بیاید از آنجاکه سیالات آلی خاصیت خود اشتعالی دارند، موجب ایجاد اشتعال در سیستم می‌شود. به همین خاطر برای جلوگیری از اشتعال سیال واسطه آب استفاده شده است [۲۰]. گازهای خروجی باعث افزایش دمای سیال واسطه تا دمای 90°C می‌شوند و آب گرم شده وارده

³Tchanche

¹ turbine
³ pump

به دلیل اینکه در چگالنده خنک کاری به طریق هوای محیط انجام می‌گیرد $T_0 = T_L$ در نظر گرفته می‌شود.

۳- پمپ

$$\eta_{sp} = \frac{\dot{W}_{iso\ pump}}{\dot{W}_{act\ pump}} \quad (9)$$

$$\dot{I}_{pump} = \dot{m}_{wf} T_0 (S_4 - S_3) \quad (10)$$

۴- تبخیر کننده

$$\dot{Q}_{Eva} = \dot{m}_{wf} (h_1 - h_4) \quad (11)$$

$$\dot{I}_{Eva} = \dot{m}_{wf} T_0 \left(S_1 - S_4 + \frac{h_1 - h_4}{T_H} \right) \quad (12)$$

در رابطه (۱۲) T_H دمای منبع گرمایی است. و همچنین روابط راندمان قانون اول و دوم ترمودینامیک در معادلات (۱۳) و (۱۴) ارائه شده است.

$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}_{turbine} - \dot{W}_{pump}}{\dot{Q}_{Eva}} \quad (13)$$

$$\eta_{II} = \frac{\eta_{th}}{1 - \frac{T_L}{T_H}} \quad (14)$$

همچنین رابطه بازگشت ناپذیری کل در معادله (۱۵) محاسبه می‌شود.

$$\dot{I}_{total} = \dot{I}_{Eva} + \dot{I}_{pump} + \dot{I}_{con} + \dot{I}_{tur} \quad (15)$$

۳- بحث و نتایج

همه معادلات انرژی و روابط برگشت ناپذیری در اجزای مختلف سیستم توسط نرم افزار EES شبیه سازی شده است. اعتبار سنجی نتایج پژوهش حاضر با نتایج به دست آمد از شبیه سازی انجام شده توسط زان و همکاران [۱۴] انجام شده است، جدول ۴.

جدول ۴- مقایسه شبیه سازی ترمودینامیکی پارامترهای سیستم با

نتایج به دست آمد پژوهش زان و همکاران برای سیال کاری R114 [۱۴]

| پارامترهای عملکرد | زان همکاران [۱۵] | مطالعه حاضر |
|---|---------------------|----------------|
| فشار در چگالنده [Mpa] | ۰/۲۹ | ۰/۲۹۱ |
| فشار در تبخیر کننده [Mpa] | ۰/۸۲۶ | ۰/۸۲۱۶ |
| نسبت فشار | ۲/۸۴ | ۲/۸۴ |
| دبی حجمی سیال خروجی از توربین [m ³ /h] | ۵۵/۵۷ | ۵۸/۵۸ |
| نسبت حجم مخصوص ورودی به خروجی توربین | ۳/۰۲۵ | ۳/۰۱ |
| دبی جرمی سیال کاری [kg/s] | ۰/۳۰۵ | ۰/۳۲۵ |
| بازده قانون اول [%] | ۴/۱۲ | ۴/۱۷۴ |
| بازده آگزوری [%] | ۲۴/۱۴ | ۲۴/۴۴ |
| برگشت ناپذیری کل [kW] | ۴/۶۵۹ | ۴/۶۹۴ |
| آهنگ گرمای داده شده به چرخه [kW] | ۴۵/۰۴ | ۴۷/۹۲ |

جدول ۳ - مقادیر استفاده شده در شبیه سازی چرخه

| توضیحات | نماد | مقدار |
|--------------------------|-------------|-------|
| دمای محیط | T_0 | ۲۸°C |
| دما در تبخیر کننده | T_E | ۷۵°C |
| دما در چگالنده | T_C | ۳۵°C |
| دمای آب ورودی | T_{in} | ۹۰°C |
| دمای آب خروجی | T_{out} | ۷۶°C |
| راندمان مکانیکی توربین | η_{mt} | ۰/۶۳ |
| بازده ایزونتروپیک توربین | η_{st} | ۰/۷ |
| بازده ایزونتروپیک پمپ | η_{sp} | ۰/۸ |

چرخه رانکین آلی از نظر انرژی و آگزوری با استفاده از قوانین اول و دوم ترمودینامیک برای اجزای مختلف چرخه رانکین آلی شامل تبخیر کننده، توربین، چگالنده و پمپ مورد تحلیل قرار گرفته است. بازگشت ناپذیری در اجزای مختلف یک چرخه ترمودینامیکی باعث نزول عملکرد سیستم می‌شوند. در یک فرایند واقعی بعضی از عوامل خارجی یا داخلی باعث تولید آنتروپی می‌شوند. تولید آنتروپی داخلی در چرخه رانکین آلی عمدتاً از عواملی مانند افت فشار در لوله‌ها انبساط ناخواسته در توربین و انتقال گرمای داخلی در اثر اختلاف دمای مشخص در اجزای سیستم رخ می‌دهد. همچنین رابطه قانون اول ترمودینامیک برای هر یک از اجزای چرخه رانکین آلی به عنوان حجم کنترل در رابطه (۱) ارائه شده است.

$$\dot{Q} - \dot{W} + \sum_{i=1}^n \dot{m}_{in} h_{in} - \sum_{j=1}^n \dot{m}_{out} h_{out} = 0 \quad (1)$$

در رابط فوق \dot{W} آهنگ کار مبادله شده و \dot{Q} آهنگ گرمای مبادله شده و \dot{m} دبی جرمی و h آنتالپی مخصوص است. آهنگ گرمای منتقل شده به سیال کاری چرخه آلی و بازگشت ناپذیری نیز در معادلات (۲) و (۳) مشاهده می‌گردد.

$$\dot{Q}_{exh} = \dot{m}_{wat} c_p (T_{in} - T_{out}) = \dot{m}_{wf} (h_1 - h_2) \quad (2)$$

$$\dot{I} = \dot{m} T_0 \left(\sum_{i=1}^n S_{out} - \sum_{j=1}^n S_{in} + \sum_{k=1}^n \frac{q_k}{T_k} \right) \quad (3)$$

در معادله فوق T_k دمای منبع گرمایی q_k مقدار انتقال گرما بین منبع گرما و سیال عامل و T_0 دمای محیط است و s آنتروپی مخصوص می‌باشد. معادلات فوق برای هریک از اجزای چرخه رانکین آلی نوشته می‌شود [۲۱]:

۱- توربین

$$\eta_{st} = \frac{\dot{W}_{act}}{\dot{W}_{st}} \quad (4)$$

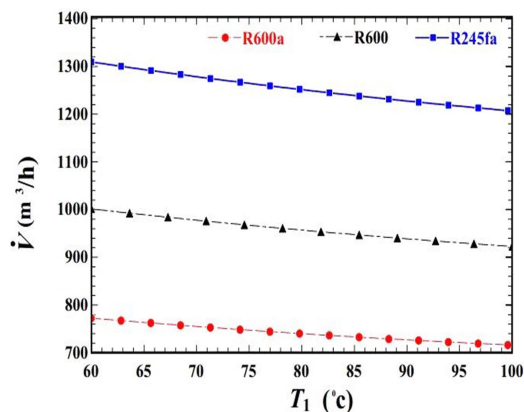
$$\dot{W}_{act} = \eta_{mt} \dot{m}_{wf} (h_1 - h_2) \quad (5)$$

$$\dot{I}_{tur} = T_0 \dot{m}_{wf} (S_2 - S_1) \quad (6)$$

۲- چگالنده

$$\dot{Q}_{con} = \dot{m}_{wf} (h_3 - h_2) \quad (7)$$

$$\dot{I}_{con} = \dot{m}_{wf} T_0 \left(S_2 - S_3 + \frac{h_3 - h_2}{T_L} \right) \quad (8)$$



شکل ۳ - نمودار تأثیر دمای ورودی به توربین بر حسب دبی حجمی سیال خروجی از توربین

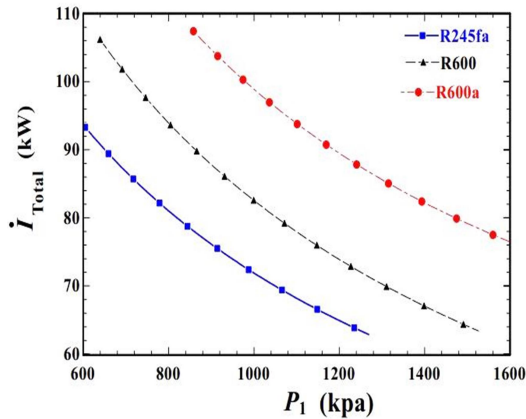
شکل ۴ و ۵ تأثیرات فشار ورودی توربین بر روی بازده انرژی و بازده انرژی برای سیال کارهای مختلف نشان می‌دهد. در این نمودار دمای چگالنده برابر ۳۵ °C و اختلاف دما در تبخیر کننده برابر ۱۵ در نظر گرفته شده است. همچنین تأثیر تغییر فشار جریان ورودی توربین در محدوده بین فشار اشباع متناظر با دمای ۶۰ °C و فشار اشباع متناظر با دمای ۱۰۰ °C مورد بررسی قرار می‌گیرد. افزایش فشار در محدوده مورد نظر باعث افزایش بازده انرژی و انرژی می‌شود. با افزایش دمای ورودی توربین دبی سیال کاری چرخه رانکین آلی کاهش می‌یابد. اختلاف بین آنتالپی ورودی و خروجی توربین افزایش پیدا می‌کند که باعث افزایش کار خروجی چرخه و افزایش بازده می‌شود. همان‌طور در شکل ۴ و ۵ مشاهده می‌شود سیال کاری R245fa در فشارهای پایین عملکرد بهتری دارد. سیال R245fa دارای جرم مولوکولی بیشتر، گرمای نهان و دمای بحرانی بالاتری نسبت به دو میرد دیگر است، که این عوامل موجب بیشتر شدن بازده انرژی و انرژی سیال کاری R245fa در این سیستم شده‌اند.

حال با فرضیات بیان شده برای چرخه رانکین آلی و استفاده از منبع گرمایی حاصل از گازهای خروجی موتور MTU-16V برای سه سیال کاری شبیه‌سازی انجام شد و نتایج در جدول ۵ مورد مقایسه قرار گرفت. که از لحاظ مقدار دبی حجمی خارج شده از توربین و مقدار دبی جرمی سیال کاری R600a نسبت دو سیال دیگر کمتر می‌باشد و این دلیل اقتصادی‌تر بودن این سیال است. سیال کاری R245fa از حیث مقدار توان خالص تولیدی، بازده قانون اول و دوم بهترین سیال بوده و دارای کمترین مقدار بازگشت‌ناپذیری کل است.

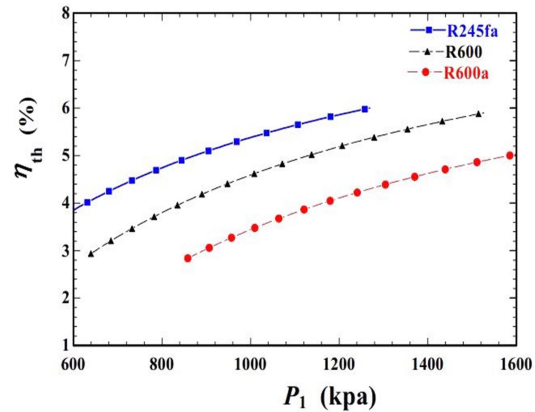
جدول ۵- نتایج حاصل از شبیه سازی ترمودینامیکی چرخه

| R600 | R600a | R245fa | پارامترهای عملکرد |
|-------|-------|--------|---|
| ۰/۳۲۹ | ۰/۴۶۳ | ۰/۲۱۱ | فشار در چگالنده [Mpa] |
| ۰/۹۰۷ | ۱/۱۹۱ | ۰/۶۹۵ | فشار در تبخیر کننده [Mpa] |
| ۲/۷۵۸ | ۲/۵۷ | ۳/۳۹۸ | نسبت فشار |
| ۹۶۷ | ۷۴۷/۱ | ۱۲۶۴ | دبی حجمی سیال خروجی از توربین [m ³ /h] |
| ۲/۳۹۸ | ۲/۷۴۵ | ۳/۳۴۳ | نسبت حجم مخصوص ورودی به خروجی توربین |
| ۲/۳۹۸ | ۲/۱۳۱ | ۴/۰۶۴ | دبی جرمی سیال کاری [kg/s] |
| ۴/۲۵۴ | ۴/۰۸۱ | ۴/۴۳ | بازده قانون اول [%] |
| ۲۴/۹۱ | ۲۳/۸۹ | ۲۵/۲۹ | بازده انرژی [%] |
| ۸۴/۴۱ | ۸۹/۸۴ | ۸۷ | برگشت‌ناپذیری کل [kW] |
| ۳۶/۶۷ | ۳۵/۱۸ | ۳۷/۲۳ | توان خالص تولیدی چرخه [kW] |

شکل ۳ تأثیرات دمای ورودی توربین بر تغییرات دبی حجمی خروجی سیال کاری‌های مختلف را نشان می‌دهد. در این قسمت دما در چگالنده ۳۵ °C ثابت در نظر گرفته می‌شود و تأثیر تغییر دمای سیال ورودی به توربین در محدوده ۶۰ تا ۱۰۰ بر روی دبی حجمی خروجی از توربین بررسی قرار می‌گیرد. با توجه به شکل ۳ با افزایش دما در ورودی توربین دبی حجمی سیال خروجی به صورت خطی کاهش می‌یابد که برای سیال کاری R600a داری کمترین دبی حجمی در خروجی توربین است. سیالاتی که دبی حجمی بالایی دارند نیازمند چگالنده‌ها در مقیاس بزرگ و سیالاتی با دبی حجمی خروجی کمتر نیازمند چگالنده کوچکتر است، که این سیالات باعث کاهش اندازه و هزینه تجهیزات می‌شود [۲۲].



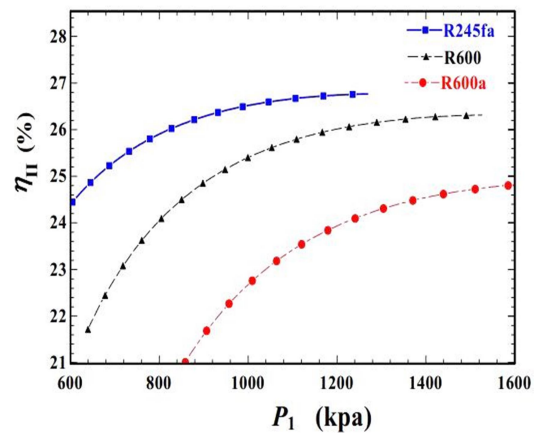
شکل ۶- نمودار تأثیر تغییر فشار ورودی توربین بر روی اتلافات اگزرژی کل سیستم



شکل ۴- نمودار تأثیر تغییر فشار ورودی توربین بر بازده انرژی کل سیستم

با توجه به شکل ۷ با افزایش فشار ورودی توربین در شرایط ذکر شده، در بالا باعث افزایش کار خالص تولیدی می‌شود و برای سیال کاری R245fa با افزایش فشار ورودی شیب منحنی شکل ۷ صعود بیشتری دارد. افزایش فشار ورودی به توربین منجر به افزایش اختلاف آنتالپی در ورودی و خروجی (Δh) توربین می‌شود. علاوه بر این باعث کاهش دبی حجمی بخار خارج شده از توربین نیز می‌شود [۲۳]، [۲۴]. شکل ۸ آهنگ بازگشت ناپذیری در هریک از اجزای سیستم برای سیال کاری‌های مختلف نشان می‌دهد. تبخیر کننده و توربین به ترتیب بیشترین آهنگ بازگشت ناپذیری را دارند به دلیل اینکه آنتروپی ورودی از طریق گرمای در تبخیر کننده بیشتر و همچنین اختلاف آنتروپی در ورود و خروج به دلیل اختلاف دمای که وجود دارد بیشترین مقدار بود و برای سیال کاری R245fa بیشترین مقدار را دارد. پمپ نیز کمترین مقدار بازگشت ناپذیری را بین اجزا سیستم دارد و بیشترین بازگشت ناپذیری در سیال کاری R600a وجود دارد.

در شکل ۹ اثر دمای محیط بر روی آهنگ بازگشت ناپذیری چگالنده برای سیال کاری‌های مختلف نشان داده شده است دمای محیط بین 0°C تا 35°C تغییر می‌کند. نتایج نشان می‌دهد با افزایش دمای محیط تا محدوده دمای چگالنده باعث می‌شود آهنگ بازگشت ناپذیری در در چگالنده به دلیل اینکه خنک کاری به طریق هوای محیط انجام می‌گیرد، کاهش می‌یابد. در این شرایط $T_0 = T_i$ است و بر اساس رابطه ۷ هرچه قدر مقدار T_i بزرگ باشد مقدار آهنگ بازگشت ناپذیری چگالنده به صورت خطی کاهش می‌یابد، که بیشترین مقدار آن مربوط به سیال کاری R600a است.

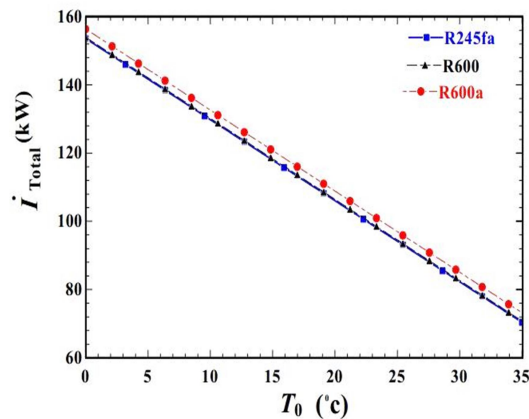


شکل ۵- نمودار تأثیر تغییر فشار ورودی توربین بر بازده اگزرژی کل سیستم

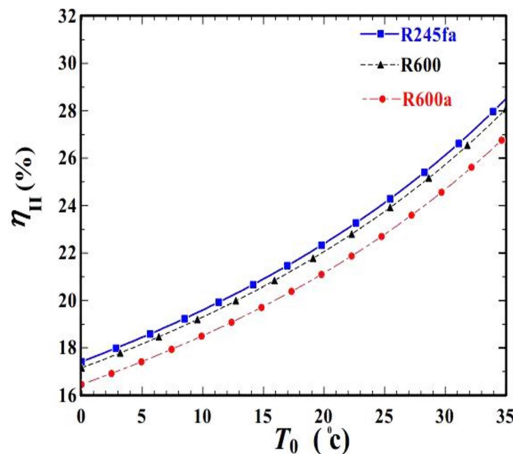
شکل ۶ تأثیرات فشار ورودی توربین بر روی بازگشت ناپذیری کل برای سیال کاری‌های مختلف نشان می‌دهد. در این حالت دمای چگالنده برابر 35°C و اختلاف دما در تبخیر کننده برابر 15°C در نظر گرفته شده و تأثیر تغییر فشار جریان ورودی توربین در محدوده بین فشار اشباع متناظر با دما 60°C و فشار اشباع 100°C مورد بررسی قرار گرفته است. با افزایش فشار ورودی سبب می‌شود درصد بیشتری از اگزرژی ورودی چرخه به اگزرژی مفید تبدیل شود و کار تولیدی توربین افزایش می‌یابد. برای سیال کاری R245fa بازگشت ناپذیری کل کمترین مقدار است و با افزایش فشار ورودی توربین نسبت به دو سیال کاری R600 و R600a شیب نزولی بیشتری دارد. بازگشت ناپذیری کل با استفاده از رابطه ۱۵ تعیین می‌شود که با افزایش فشار بازگشت ناپذیری در اجزا کاهش می‌یابد.

شکل ۹ مشخص است، با افزایش دمای محیط آهنگ بازگشت‌ناپذیری در چگالنده کاهش می‌یابد و باعث کاهش آهنگ بازگشت‌ناپذیری کل می‌شود. برای سیال کارهای مختلف تأثیر دمای محیط بر روی آهنگ بازگشت‌ناپذیری کل یکسان است.

شکل ۱۱ اثر تغییر دمای محیط بر روی بازده اگزرژی کل سیستم را نشان می‌دهد. نتایج بیانگر این است که با افزایش دمای محیط بازده اگزرژی افزایش می‌یابد. به این دلیل که در شکل ۱۰ آهنگ بازگشت‌ناپذیری کل کاهش می‌یابد و بر اساس معادله ۱۴ و $T_0 = T_L$ با افزایش دمای محیط بازده اگزرژی افزایش می‌یابد و با افزایش دمای محیط از 0°C تا 35°C بازده اگزرژی ۱۰٪ افزایش می‌یابد.



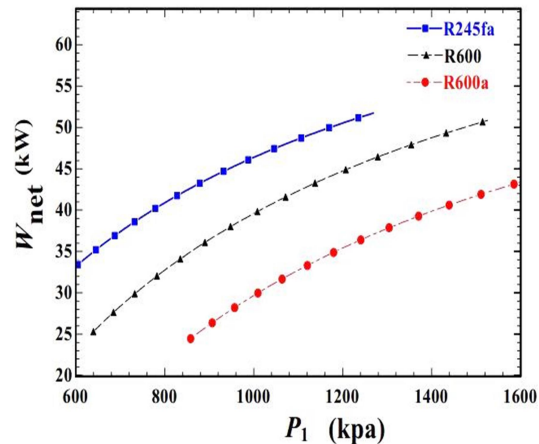
شکل ۱۰- نمودار تأثیر دمای محیط بر روی آهنگ بازگشت‌ناپذیری کل سیستم



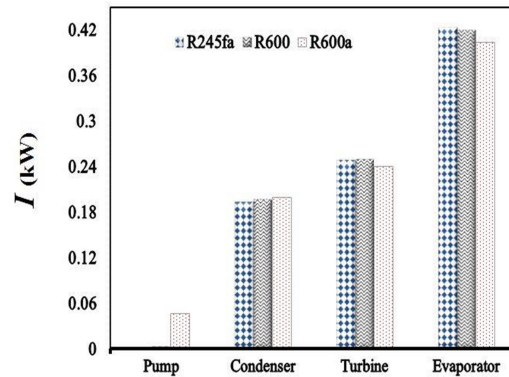
شکل ۱۱- نمودار تأثیر دمای محیط بر روی بازده اگزرژی کل سیستم

۶- نتیجه گیری

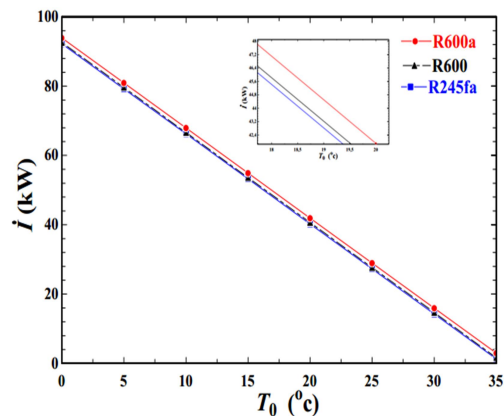
در این مطالعه با استفاده از گرمای اتلافی از طریق گازهای خروجی موتور احتراق داخلی MTU-16V یک چرخه رانکین آلی شبیه‌سازی شده است. مقدار گرمای تلف‌شده از طریق گازهای خروجی موتور برابر ۸۶۲kW است. مقدار توان خالص تولیدی برای سیال کاری-های مختلف R245fa, R600, R600a مورد بررسی قرار گرفته است. بر



شکل ۷- نمودار تأثیر تغییر فشار ورودی توربین بر روی کار خالص تولیدی



شکل ۸- آهنگ بازگشت‌ناپذیری در هر یک از اجزای سیستم



شکل ۹- نمودار تأثیر دمای محیط بر روی آهنگ بازگشت‌ناپذیری چگالنده برای سیال کارهای مختلف

در شکل ۱۰ اثر دمای محیط بر روی آهنگ بازگشت‌ناپذیری کل سیستم مورد بررسی قرار گرفته است. با افزایش دمای محیط آهنگ بازگشت‌ناپذیری کل به‌صورت خطی کاهش می‌یابد. همان‌طور که در

اساس نتایج به دست آمده بیشترین توان خالص خروجی برای سیال کاری R245fa که برابر ۳۷,۲۳kW است و از لحاظ دبی حجمی سیال خروجی از توربین مورد بررسی قرار گرفته که برای سیال کاری R600a کمترین مقدار را دارد که بر این اساس حجم کل سیستم کاهش می یابد و از لحاظ اقتصادی بهتر است. سپس تأثیر دما بر روی حجم سیال خروجی مورد بررسی قرار گرفت که با افزایش دما دبی حجمی سیال خروجی کاهش می یابد. اثر افزایش فشار ورودی توربین، کار خالص تولیدی و بازده انرژی و انرژی را افزایش می دهد. افزایش فشار باعث کاهش آهنگ بازگشت ناپذیری کل می شود و اثر افزایش دمای محیط باعث کاهش آهنگ بازگشت ناپذیری و افزایش بازده انرژی می شود. در نهایت بر اساس نتایج به دست آمده در بین سیالات مورد بررسی از لحاظ مقدار توان خالص تولیدی و بازده انرژی و انرژی بهترین سیال کاری R245fa است که بهترین عملکرد را دارد.

بررسی انرژی و انرژی و بهبود چرخه رانکین ...

۷- مراجع

- [1] Taehong, S, Kyung, C. K, Thermodynamic analysis of a novel dual-loop organic Rankine cycle for engine waste heat and LNG cold. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 100, No. 1, pp.1031-1041, 2016
- [۲] ذوقی م و جواهرده ک، تحلیل پارامتری و بهینه سازی چرخه رانکین آلی بازیاب با محرک انرژی خورشیدی. نشریه علمی پژوهشی مهندسی و مدیریت انرژی دانشگاه کاشان، ش. ۱، ص ۵۴-۶۵، ۱۳۹۴.
- [۳] حاج عبداللهی ح و حسن پور م، بهینه سازی فنی - اقتصادی چرخه رانکین آلی به همراه بازیاب با در نظر گرفتن سیالات کاری مختلف. د. ۴۷، ش. ۲، ص. ۳۱-۴۰، ۱۳۹۶.
- [۴] شعبانپور ر و مهدی پور ر، تحلیل عملکرد چرخه نیروگاه خورشیدی فرسول با سیال کاری های مختلف. مجله مهندسی مکانیک دانشگاه تبریز، د. ۴۷، ش. ۲، ص. ۱۲۱-۱۱۳، ۱۳۹۶.
- [۵] میراحمدی گلرودیاری س و کلت م، تحلیل انرژی و انرژی چرخه رانکین دو مرحله ای با بازیاب. دومین همایش ملی انتقال گرمای و جرم ایران، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه سمنان، سمنان، ایران، ۱۳۹۳.
- [6] Liu, B, Chien, K, Effect of Working Fluid on organic Rankine cycle for waste heat Recovery. *Energy*, Vol. 29, No. 8 pp. 1207-1217, 2004
- [7] Andersen, W.C, Bruno, T.J, Rapid screening of fluids for chemical stability inorganic rankine cycle. *applications, Industrial and Engineering Chemistry*, Vol. 44, No. 15, pp. 5560-5566, 2005
- [8] Zhang, X. R, Yamaguchi, H, et al, Theoretical analysis of a thermodynamic cycle for power and heat production using supercritical carbon dioxide, *Energy*, Vol. 32, No. 4 pp. 591-599, 2007
- [9] Aleksandra, B.G, Wladyslaw, M, Maximizing the working flow as a way of increasing power output of geothermal power plant, *Applied thermal engineering*, Vol. 27, No. 11, pp. 2074-2079, 2007
- [10] Sahoo, P. K, Exergy economic analysis and optimization of cogeneration system using evolutionary programming, *Applied Thermal Engineering*, Vol.13, No.28, pp. 1580-88, 2008
- [11] Gu, W, Weng, Y. et al, theoretical and experimental investigation of an organic Rankine cycle for west heat recovery system, *power and energy*, Vol. 223, No.3 pp. 523-533, 2009
- [12] Dai, Y. P, Wang G. F, Gao, L, Parametric optimization and comparative study of organic rankine cycle for low grade waste heat recovery. *Energy Conversion and management*, Vol. 50, No.3, pp. 576-582, 2009
- [13] Sayyaadi, H, Sabzaligol, T, Exergy economics optimization of 1000MW light water reactor power generation system. *Energy Research*, Vol. 33, No. 4, pp. 378-395, 2009
- [14] Tchanche, B. F, Papadakis, G, Lambrinos, G, Frangoudakis, A, Criteria for working fluids selection in low-temperature solar organic Rankine cycles. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 29, No. 1, pp. 2468-2476, 2009
- [15] Hebrl, F, Buggemann, D, Exergy based fluid selection for a geothermal organic Rankine cycle for combine heat and power generation. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 30, No 12 pp. 1326-1332, 2010
- [16] Mikielewicz, D, Mikielewicz, J, a thermodynamic criterion for selection of working fluid for subcritical and supercritical domestic micro CHP, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 30, No. 16, pp. 2357-2362, 2010
- [17] Chys, M, van den Broek, M, Vanslambrouck, B, De Paepe, M, Potential of zeotropic mixtures as working fluids in

۷- فهرست علائم

| | |
|----------------|------------------------------|
| h | آنتالپی (kJ/kg) |
| l | بازگشت ناپذیری (kW) |
| P | فشار (Mpa) |
| Q̇ | آهنگ انتقال گرمای (kW) |
| S | آنتروپی (kJ/kg k) |
| T | دما (°C) |
| ṽ | دبی حجمی (m ³ /h) |
| C _p | گرمای ویژه (kJ/kg K) |
| ṁ | دبی جرمی (kg/s) |
| W | کار (kW) |

علائم یونان

| | |
|---|------------|
| η | بازده (/.) |
|---|------------|

زیر نویس ها

| | |
|------|--------------|
| Net | خالص |
| Exh | گازهای خروجی |
| Wat | آب |
| 0 | حالت مرجع |
| C | چگالنده |
| Crit | بحرانی |
| II | قانون دوم |
| H | منبع گرم |
| L | منبع سرد |
| M | مکانیکی |
| P | پمپ |
| St | ایزنتروپیک |
| T | توربین |
| tot | کل |
| E | تبخیر کننده |
| In | ورودی |
| Out | خروجی |

- organic Rankine cycles, *Energy*, Vol. 44, No. 1, pp. 623-632, 2012.
- [18] Sprouse. C, Depcik. C. H, Review of organic Rankine cycles for internal combustion engine exhaust waste heat recovery. *Applied Thermal Engineering*, Vol.51, No.2, pp. 711-722, 2013
- [۱۹] چهارطاقی م و بابایی م، تحلیل انرژی و انرژی چرخه رانکین آلی با به کارگیری سیالکاری دو جزئی در شرایط مشخص منبع گرمایی. *مجله مهندسی مکانیک مدرس دانشگاه تربیت مدرس*. د. ۱۴، ش. ۳، ص ۱۴۵-۱۵۶، ۱۳۹۳.
- [20] Jian. S, Yin. S, Chun-wei. G., Thermodynamic analysis and performance optimization of an Organic Rankine Cycle (ORC) waste heat recovery system for marine diesel engines. *Energy*, Vol. 82, No. 1 pp. 976-985, 2015
- [21] Roy. J. P, Mishra. M. K, Misra. A, Performance analysis of organic Rankine cycle with superheating under different heat source condition. *Applied Energy*, Vol. 88, No. 9 pp. 2995-3004, 2011
- [22] Athanasios. I, On the systematic design and selection of optimal working fluids for Organic Rankine Cycles. *Applied Thermal Engineering*, Vol.30, No 8, PP. 760-769, 2010
- [23] Wan. J, Sun. Z, Dai. Y., and Ma. S, "Parametric optimization design for supercritical CO2 power cycle using genetic algorithm and artificial neural network," *Appl. Energy*, vol. 87, no. 4, pp. 1317-1324, Apr. 2010.
- [24] Fergani. Z, Touil. D, and Morosuk. T, "Multi-criteria exergy based optimization of an Organic Rankine Cycle for waste heat recovery in the cement industry," *Energy Convers. Manag.*, vol. 112, pp. 81-90, Mar. 2016.
- [25] Catalogue of the internal combustion engine, accessed on 8 April 2016; [http:// www.mtu-online.com/mtu/technical-info/technical-articles](http://www.mtu-online.com/mtu/technical-info/technical-articles).