

آنالیز انرژی و اگزرژی دو پیکربندی چرخه رانکین آلی در بازیابی گرمای اتلافی موتور احتراق داخلی

مقاله افزایش قیمت سوخت و رو به پایان بودن منابع سوخت‌های فسیلی، باعث ایجاد روش‌هایی به منظور بازیابی گرمای اتلافی از موتور در دهه‌های گذشته شده است. از تمام انرژی موجود در سوخت، تنها ۳۰٪ از آن به انرژی مفید تبدیل شده و باقیمانده آن از طریق گازهای خروجی از موتور و مایع خنک‌کننده موتور اتلاف می‌گردد. در این مقاله تحلیل انرژی و اگزرژی دو پیکربندی مختلف از چرخه رانکین آلی با دو سیال عامل R113 و R123 با هدف بازیابی گرمای اتلافی از گازهای خروجی از یک موتور احتراق داخلی شش سیلندر (در حالت عملکردی تمام بار) انجام شده و همچنین بهبود عملکرد چرخه‌های مذکور با استفاده از روش تحلیل حساسیت به منظور یافتن دما و فشار کاری بهینه دو چرخه صورت گرفته است.

میرابوالفضل مختاری^۱

استادیار

محسن رستمی^۲

استادیار

واژه‌های راهنما: بازیابی گرمای اتلافی، موتور احتراق داخلی، تحلیل انرژی، تحلیل اگزرژی، چرخه رانکین آلی، تحلیل حساسیت

۱- مقدمه

یکی از مشکلات استفاده از موتورهای احتراق داخلی این است که درصد زیادی از انرژی شیمیایی سوخت به هدر می‌رود؛ به طوری که حدود ۳۰٪ از کل انرژی شیمیایی سوخت به وسیله گازهای خروجی از موتور و حدود ۲۵٪ در سیال خنک‌کن موتور اتلاف شده و تنها ۳۰٪ از انرژی سوخت به کار مفید تبدیل می‌شود [۱]. بدین ترتیب درصد زیادی از انرژی موجود در سوخت اتلاف شده، توان خروجی موتور به طرز چشمگیری کاهش یافته و همچنین باعث اتلاف مصرف سوخت می‌گردد. بدین‌منظور روش‌های زیادی با هدف بازیابی گرمای اتلافی از موتور ابداع و استفاده شده است تا علاوه بر افزایش توان موتور، مصرف سوخت را نیز کاهش دهد. روش‌های استفاده شده با هدف بازیابی گرمای اتلافی از موتور به صورت‌های استفاده از ترموالکتریک ژنراتور^۳، سیستم ترکیبی متشکل از توربوشارژر و سوپرشارژهای الکتریکی^۴، سیستم‌های تولید توان نیوماتیک

^۱ نویسنده مسئول، استادیار، گروه خلبانی، دانشکده مهندسی و پرواز، دانشگاه امام علی (ع) s.abolfazl.mokhtari@aut.ac.ir

^۲ استادیار، گروه خلبانی، دانشکده مهندسی و پرواز، دانشگاه امام علی (ع)

تاریخ دریافت: ۹۹/۰۵/۰۷، تاریخ پذیرش: ۹۹/۱۰/۱۶

^۳ Thermoelectric Generator (TEG)

^۴ Electric Turbo compounding (ETC)

هیبریدی^۱، تولید هیدروژن با استفاده از انرژی گازهای خروجی^۲، استفاده از چرخه رانکین^۳ می‌باشند. در این میان بازیابی با استفاده از چرخه رانکین آلی بدلیل ساده بودن و هزینه کمتر بیشتر مورد توجه محققان قرار گرفته است. در واقع با استفاده از اعمال چرخه رانکین آلی بر گازهای خروجی، می‌توان از انرژی گرمایی موجود در گازهای خروجی استفاده کرد و در اثر گرم شدن سیال چرخه، این انرژی را در توربین چرخه به کار مفید تبدیل کرد [۲]. همانطور که پیشتر نیز گفته شد، استفاده از روش‌های بازیابی گرمای اتلافی در صنایع مختلف تاریخچه‌ای نسبتاً طولانی داشته است. از زمانی که موتورهای احتراق داخلی به صورت گسترده به خصوص در اتومبیل‌ها مورد استفاده قرار گرفت، تاکنون روش‌های مختلفی برای بازیابی گرمای اتلافی از گازهای خروجی از موتور و سیال خنک‌کن موتور مورد استفاده قرار گرفته است که یکی از این روش‌ها استفاده از چرخه رانکین آلی می‌باشد. در سال (۱۹۷۶)، پاتل و دوایل^۴ [۴] سیستمی از چرخه رانکین آلی را بر روی موتور اشتعال تراکمی مک ۶۷۶ با سیال عامل فلورینول-۵۰ پیاده کردند. پس از انجام بررسی‌های آزمایشگاهی، بهبود توان ۱۳ درصدی و کاهش مصرف سوخت ۱۵ درصدی برای آن‌ها حاصل گردید. در سال (۱۹۸۵)، بایلی^۵ [۵]، سه چرخه ترمودینامیکی برایتون، رانکین بخار و رانکین آلی RC-1 را با هدف بازیابی گرمای اتلافی از موتور دیزل مورد بررسی قرار داد. نتایج او حاکی از عملکرد بهتر چرخه رانکین آلی RC-1 در زمینه کاهش مصرف سوخت و چرخه رانکین بخار در زمینه بازگشت هزینه‌های صرف شده جهت اعمال چرخه مذکور داشت. در سال (۲۰۰۵)، ال کاماس و کلودیک^۶ [۶] چرخه رانکین آلی را با هدف بازیابی گرمای اتلافی از گازهای خروجی و مدار خنک‌سازی یک موتور ۱/۴ لیتری احتراق داخلی طراحی کردند. آن‌ها نه سیال آب، ایزوپنتان، R123، R245ca، R245fa، بوتان، ایزوبوتان و R152a را مورد بررسی قرار دادند که بیشترین بازده گرمایی مربوط به آب و پس از آن به ترتیب R123، ایزوپنتان، R245ca بود.

آریاس و همکاران^۷ [۷] در سال (۲۰۰۶)، پژوهشی با هدف اعمال سه پیکربندی مختلف از چرخه رانکین آلی به منظور بازیابی گرمای اتلافی از گازهای خروجی، بلوکه موتور و مایع خنک‌کن یک موتور هیبرید انجام دادند و نتایج حاصل از پژوهش خود را به صورت آزمایشگاهی بر روی موتور تویوتا پریوس بررسی کردند. نتایج آن‌ها حاکی از افزایش بازده به میزان ۷/۵٪ را داشت. یک سال بعد، ماگو و همکاران^۸ [۸] اثرات سیالات کاری R134a، R113، R245ca، R245fa، R123، ایزوبوتان و پروپان را بر عملکرد چرخه رانکین آلی بررسی کردند که بیشترین بازده گرمایی متعلق به R113 و کمترین بازده مربوط پروپان بود. در سال (۲۰۰۹) رینگلر و همکاران^۹ [۹]، از چرخه رانکین آلی در دو سیستم مختلف استفاده کردند؛ سیستمی به منظور بازیابی گرمای اتلافی از گازهای خروجی از موتور با سیال عامل آب و سیستمی با هدف بازیابی گرمای اتلافی از گازهای خروجی و مایع خنک‌کن موتور با سیال عامل الکل که نتایج آن‌ها نشان عملکرد بهتر سیستم دوم

¹ Hybrid Pneumatic Power Systems (HPPS)

² Hydrogen Generation (HG)

³ Organic Rankine Cycle (ORC)

⁴ Patel and Doyle

⁵ Baily

⁶ El Chammas and Clodic

⁷ Arias et al.

⁸ Mago et al.

⁹ Ringler et al.

داشت. یک سال بعد، اسرینیواسان و همکاران^۱ [۱۰] اعمال چرخه رانکین آلی بر روی یک موتور دوگانه‌سوز را به صورت تئوری و آزمایشگاهی بررسی کرده و تحلیل های قانون اول و دوم ترمودینامیک را نیز انجام دادند. نتایج آن‌ها حاکی از بهبود ۸ درصدی بازده تبدیل سوخت و کاهش ۱۸ درصدی آلاینده‌گی داشت. واخا و گامبراتا^۲ [۱۱] در سال (۲۰۱۰)، پژوهشی با هدف بازیابی گرمای اتلافی از سه سیستم گازهای خروجی، گازهای خروجی و سیال خنک‌کننده یک موتور احتراق داخلی به وسیله چرخه رانکین آلی و همچنین چرخه بازتولیدکننده^۳ با سه سیال بنزن، R11 و R134 انجام دادند که بهترین عملکرد را بنزن داشت. در سال (۲۰۱۱) کیولین و همکاران^۴ [۱۲] با استفاده از اعمال چرخه رانکین آلی با شش سیال عامل R245fa، R123، بوتان، پنتان، R1234yf و سولکاترم^۵ میزان بازگشت هزینه ناشی از اعمال این سیستم را محاسبه کردند که در این بین، بوتان بهترین عملکرد را داشت. مائوگانگ و همکاران^۶ [۱۳] در همان سال، از چرخه ترکیبی رانکین آلی و کالینا به منظور بازیابی گرمای اتلافی از گازهای خروجی، سیستم خنک‌کننده و سیستم روغن‌رسانی یک موتور احتراق داخلی استفاده کردند و همچنین تحلیل قانون اول و دوم ترمودینامیک را با هفت سیال عامل سیکلوپنتان، سیکلوپنتن، دی متیل بوتان ۲،۲، R11، R113، n-پنتان و ایزوپنتان انجام داده و در نهایت نتایج حاصل را با نتایج مدلی آزمایشگاهی مقایسه کردند.

کاتسانوس و همکاران^۷ [۱۴] در سال (۲۰۱۲)، اثرات یک چرخه رانکین آلی را با دو سیال عامل آب و R245ca بر روی یک موتور دیزل بررسی کردند. نتایج حاصل از این بررسی بهبود مصرف سوخت ویژه ترمزی به میزان ۱۰/۲٪ برای سیال R245ca و ۶/۱٪ برای آب بود. در سال (۲۰۱۳) پنگ و همکاران^۸ [۱۵] تحلیلی اگزرژی و اقتصادی بر روی اعمال چرخه رانکین آلی بر روی یک موتور احتراق داخلی انجام داده و نتایج آن را با یک خودروی هیبرید مقایسه کردند که نتایج آن‌ها نشان از بازگشت هزینه سریع‌تر سیستم با چرخه رانکین آلی داشت. در سال (۲۰۱۶) شو و همکاران^۹ [۱۶] به مقایسه عملکردی و اقتصادی اعمال دو چرخه رانکین بخار و رانکین آلی دومرحله‌ای به خروجی یک موتور گازسوز پرداختند. در سال (۲۰۱۷)، یانگ و همکاران^{۱۰} [۱۷] از دو پیکربندی درون هم از چرخه رانکین آلی^{۱۱} با هدف بازیابی گرمای اتلافی از سیستم خنک‌کاری موتور و اینترکولر یک موتور گازسوز استفاده کردند. نتایج آن‌ها حاکی از بهبود بازده گرمایی به اندازه ۸٪-۱۰٪ داشت. حمدخانی^{۱۲} و همکاران [۱۸] در سال (۲۰۲۰)، یک مدل صفر بعدی برای شبیه‌سازی بازیافت گرمای زاید از خروجی اگزوز و خنک‌کننده موتور دیزل با استفاده از چرخه کالینای دمایی بالا استفاده کرده و مورد تجزیه و تحلیل اگزرواکونومیک قرار دادند.

¹ Srinivasan et al.

² Vacha and Gambaratta

³ Regenerated Cycle

⁴ Quoilin et al.

⁵ Sulkatherm

⁶ Maogang He et al.

⁷ Katsanos et al.

⁸ Peng et al.

⁹ Shu et al.

¹⁰ Yang et al.

¹¹ Dual Loop ORC

¹² Mohammadkhani

نتایج نشان داد که چرخه پیشنهادی می تواند ۲۱/۷۴ کیلووات از فرآیند بازیافت حرارت اتلافی تولید کرده که برای یک موتور ۹۸/۹ کیلوواتی قابل توجه است. محمدرحمانی و همکاران [۱۹] در مطالعه دیگری در سال (۲۰۲۰)، از یک چرخه دوگانه رانکین آلی برای شبیه‌سازی بازیافت گرمای زاید از خروجی انرژی و خنک کننده موتور دیزل استفاده کردند نتایج شبیه‌سازی نشان داد که بهترین عملکرد با استفاده از تولوئن و R143a به عنوان سیال کاری در حلقه های دمای بالا و پایین به دست می‌آید. لی^۱ و همکاران [۲۰] در سال (۲۰۲۰)، از یک سیستم جدید بازیافت حرارت اتلافی با ترکیب چرخه رانکین بخار و چرخه رانکین آلی برای موتور دریایی استفاده کردند. محمد و همکاران [۲۱] به تجزیه و تحلیل عملکرد چرخه رانکین آلی فوق بحرانی با استفاده از بازیافت حرارت اتلاف موتور دیزل دریایی پرداختند. طبق نتایج حاصله استفاده از چرخه رانکین آلی فوق بحرانی با سیال کاری R134a در فشار کاری ۵۰ بار عملکرد مطلوبی در رابطه با صرفه جویی در مصرف سوخت، روغن روانکاری و آب خنک کننده دارد.

ژی^۲ و همکاران [۲۲] در سال (۲۰۲۰) به تجزیه و تحلیل عملکرد و بهینه‌سازی بازیافت حرارت اتلافی موتور با یک چرخه رانکین آلی موازی گذر بحرانی - زیر بحرانی بر اساس سیال مخلوط زئوتروپیک پرداختند و نشان دادند که استفاده از مخلوط زئوتروپیک می‌تواند عملکرد سیستم را به طور قابل توجهی بهبود بخشد. با مروری بر ادبیات گذشته [۱۸-۲۲] مشخص می‌شود که یک بررسی جامع با هدف بازیابی گرمای اتلافی از گازهای خروجی از یک موتور احتراق داخلی شش سیلندر (در حالت عملکردی تمام بار^۳) انجام نشده است و همچنین مطالعه‌ای در خصوص امکان‌سنجی دو چرخه رانکین آلی ساده و چرخه رانکین آلی با مبدل حرارتی داخلی برای استفاده از گرمای اتلافی یک موتور احتراق داخلی شش سیلندر در ادبیات فن موجود نمی‌باشد. با هدف پر کردن خلأ موجود در این زمینه، در این مقاله امکان استفاده از این دو چرخه با استفاده از دو سیال عامل R113 و R123 مورد بررسی قرار گرفته و مورد تحلیل انرژی و انرژی قرار گرفته است. در واقع اهداف عمده این تحقیق به صورت زیر می‌باشند:

- ✓ استفاده از گازهای خروجی از یک موتور احتراق داخلی شش سیلندر (در حالت عملکردی تمام بار^۴) به عنوان منبع حرارتی
- ✓ امکان‌سنجی استفاده از دو چرخه رانکین آلی ساده و چرخه رانکین آلی با مبدل حرارتی داخلی برای استفاده از گرمای اتلافی
- ✓ شبیه‌سازی چرخه‌ی پیشنهادی از دیدگاه انرژی و انرژی
- ✓ بررسی پارامتریک جامع
- ✓ بهبود عملکرد سیستم

¹ Liu

² Zhi

³ Full load

⁴ Full load

۲-مدلسازی

چرخه رانکین آلی، چرخه‌ای است که پیکربندی‌های متفاوتی از آن در جهت انجام پژوهش‌های متفاوت، استفاده شده است. در این پژوهش نیز از دو پیکربندی متفاوت از چرخه رانکین آلی^۱ یعنی چرخه رانکین آلی ساده و چرخه رانکین آلی با مبدل حرارتی داخلی^۲ استفاده شده است. در چرخه رانکین آلی ساده مطابق شکل (۱) گازهای خروجی دما بالا، انرژی خود را از طریق مبدل حرارتی به سیال آلی چرخه منتقل می‌کند (مرحله ۱). سیال مافوق بخار شده وارد توربین شده و در آنجا به توان مفید تبدیل می‌گردد و سپس در کندانسور به مایع تبدیل شده و از طریق پمپ، مجدداً به بویلر باز می‌گردد (مراحل ۲ تا ۴). تنها تفاوت چرخه رانکین آلی با مبدل حرارتی داخلی (شکل ۲)، از لحاظ عملکردی در این قسمت است که سیال خارج شده از توربین که دارای دمای بالایی می‌باشد، وارد قسمت کم فشار مبدل حرارتی گردیده (مرحله ۲) و از طرفی سیال با دمای پایین خارج شده از پمپ نیز وارد قسمت پرفشار مبدل می‌شود (مرحله ۴). به این ترتیب، حرارت بالای سیال از قسمت کم فشار (خروجی توربین) به سیال وارد شده به قسمت پرفشار مبدل (خروجی پمپ) منتقل شده و در نتیجه سیال قبل از ورود به اواپراتور پیش گرم می‌گردد (مراحل ۲a و ۴a) [۲۳].

۲-۱- تحلیل ترمودینامیکی

علم ترمودینامیک بر پایه دو قانون اول و دوم ترمودینامیک که به ترتیب در مورد بقای انرژی و جریان‌ها و فرایندها صحبت می‌کند، استوار است. نکته قابل ذکر این است که باتوجه به اینکه هردو چرخه مورد بررسی، نوعی خاص از چرخه رانکین آلی می‌باشد؛ بنابراین روابط مورد نیاز برای تحلیل‌های انرژی و انرژی آن‌ها مشابه یکدیگر هستند. در ادامه به طور مجزا به تحلیل انرژی و انرژی مذکور پرداخته خواهد شد.

۲-۱-۱- تحلیل قانون اول ترمودینامیک (تحلیل انرژی)

قانون اول ترمودینامیک به وسیله دو قانون بقای جرم و انرژی به صورت زیر تعریف می‌گردد [۲۴، ۲۵]:

$$\sum \dot{m}_{in} = \sum \dot{m}_{out} \quad (1)$$

$$\dot{Q} - \dot{W} + \sum_{in} \dot{m}_{in} (h_{in}) - \sum_{out} \dot{m}_{out} (h_{out}) = 0 \quad (2)$$

در روابط فوق، \dot{Q} نرخ انتقال حرارت، \dot{W} نرخ توان مفید تولید شده، \dot{m} دبی جرمی، h انرژی درونی می‌باشند. همچنین زیروند in جریان ورودی و زیروند out جریان خروجی را نشان می‌دهند.

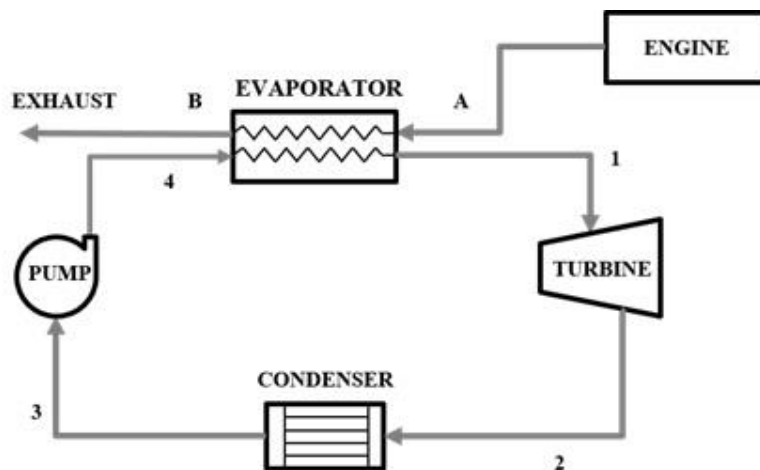
¹ Organic Rankine cycle

² Organic Rankine cycle with internal heat exchanger

حال در ادامه به روابط تحلیل انرژی دو چرخه مذکور پرداخته خواهد شد. برای حل هر یک از چرخه‌ها لازم است تا تعدادی از پارامترهای چرخه‌ها فرض گردند تا بتوان چرخه‌ها را تحلیل نمود. بدین ترتیب، پارامترهای فرض شده در طراحی این چرخه، به شرح زیر می‌باشند [۲۶]:

- چرخه در شرایط پایا^۱ شبیه‌سازی شده است.
- از افت فشار و هدررفت گرما صرف نظر گردیده است.
- دمای سیال در خروجی کندانسور در چرخه رانکین آلی ساده 310K فرض شده است.
- دمای سیال در خروجی کندانسور در چرخه رانکین آلی با مبدل حرارتی داخلی 300K فرض شده است.
- بازده توربین و پمپ برای هر دو چرخه نیز 85% در نظر گرفته شده است.
- کیفیت سیال خروجی از بویلر و توربین برای هر دو چرخه حداقل 95% می‌باشد.
- حداقل اختلاف دمای سیال گرم و سرد (اختلاف دمای تنگش^۲) برای هر دو چرخه در مبدل‌های حرارتی 5 کلون فرض شده است.
- از دو سیال R113 و R123 به عنوان سیالات کاری برای هر یک از چرخه‌ها استفاده می‌شود.

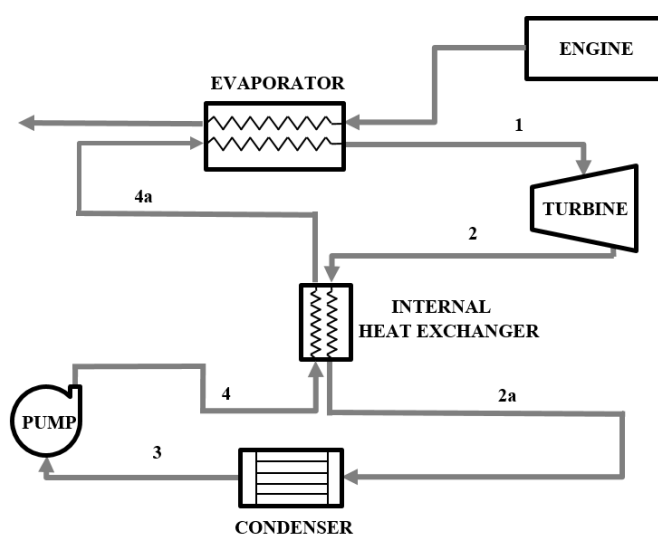
باتوجه به شکل‌های (۱) و (۲) که پیکربندی دو چرخه مذکور را نشان می‌دهد و همینطور فرضیات فوق، در ابتدا دبی چرخه به وسیله رابطه (۳) به ازای بالاترین دمای گازهای خروجی از موتور محاسبه شده و برای دیگر شرایط عملکردی (دورموتورها و بارهای دیگر) ثابت فرض گردیده و در نهایت پارامترهای وابسته به دبی مجدداً محاسبه خواهند شد.



شکل ۱- چرخه رانکین آلی ساده [۲۳]

¹ Steady State

² Pinch point temperature difference



شکل ۲- چرخه رانکین آلی با مبدل حرارتی داخلی [۲۳]

لازم به ذکر است از آنجایی که اساس دو چرخه فوق، یکسان می‌باشد؛ بنابراین روابط مورد نیاز برای تحلیل آن‌ها نیز همانند یکدیگر بوده و لذا روابط برای چرخه رانکین آلی ساده گردآوری شده و معادلات برای چرخه رانکین آلی با مبدل حرارتی داخلی نیز قابل تعمیم خواهد بود. تنها تفاوت این دوچرخه در وجود مبدل حرارت داخلی در شکل (۲) است که رابطه متناسب با آن در معادلات (۱۰) و (۱۱) آورده شده است.

$$\dot{m}_{ran.} = \frac{\dot{m}_{eng.} C_{p_{mix}} (T_A - T_B)}{h_1 - h_4} \quad (3)$$

$$\dot{m}_{eng.} = \dot{m}_{fuel} + \dot{m}_{air} \quad (4)$$

که در روابط فوق $\dot{m}_{ran.}$ دبی چرخه، $\dot{m}_{eng.}$ دبی گازهای خروجی از موتور، $C_{p_{mix}}$ ظرفیت گرمایی ویژه مخلوط گازهای خروجی، T_k دمای نقطه k و h_k انتالپی نقطه k است. خواص سیال در خروجی توربین و کار تولیدشده به وسیله توربین با استفاده از روابط (۵) و (۶) قابل محاسبه است.

$$\eta_{tur.} = \frac{h_1 - h_{2a}}{h_1 - h_{2i}} \quad (5)$$

$$\dot{W}_{tur.} = \dot{m}_{ran.} (h_1 - h_{2a}) \quad (6)$$

در دو رابطه بالا $\eta_{tur.}$ بازده توربین، h_{2a} و h_{2i} به ترتیب انتالپی واقعی و آیزنتروپیک نقطه ۲ و $\dot{W}_{tur.}$ کار تولیدشده به وسیله توربین می‌باشد. گرمای تولید شده به وسیله کندانسور همانند زیر محاسبه می‌شود.

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_{ran.} (h_2 - h_3) \quad (7)$$

در معادله بالا، \dot{Q}_c انتقال حرارت ناشی از کندانسور می‌باشد. کار مورد نیاز برای پمپ با هدف انتقال سیال از کندانسور به اواپراتور (یا مبدل حرارتی داخلی) و همینطور خواص سیال در خروجی پمپ با روابط زیر محاسبه می‌گردد.

$$\eta_{Pu.} = \frac{h_{4i} - h_3}{h_{4a} - h_3} \quad (8)$$

$$\dot{W}_{Pu.} = \dot{m}_{ran.} (h_{4a} - h_3) \quad (9)$$

در دو رابطه فوق، $\eta_{Pu.}$ بازده پمپ، h_{4i} و h_{4a} به ترتیب آنتالپی واقعی و آیزنتروپیک نقطه ۴ و $\dot{W}_{Pu.}$ کار مصرف‌شده به وسیله پمپ می‌باشد. انتقال حرارت صورت‌گرفته به وسیله مبدل حرارتی و همچنین ضریب تاثیر آن در شکل (۲) با استفاده از روابط زیر قابل محاسبه خواهد بود.

$$\dot{Q}_{IHE} = \dot{m}_{ran.} (h_4 - h_{4a}) = \dot{m}_{ran.} (h_{2a} - h_2) \quad (10)$$

$$\epsilon = (T_4 - T_{4a}) / (T_{2a} - T_2) \quad (11)$$

که در روابط فوق، \dot{Q}_{IHE} انتقال حرارت منتقل شده در مبدل حرارتی داخلی، ϵ ضریب تاثیر مبدل حرارتی و h_{4a} و T_{4a} به ترتیب آنتالپی و دمای سیال در نقطه 4a می‌باشد. در نهایت انتقال حرارت ناشی از اواپراتور، کار مفید و بازده چرخه با استفاده از روابط زیر محاسبه می‌شود.

$$\dot{Q}_h = \dot{m}_{ran.} (h_1 - h_{4a}) \quad (12)$$

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_{tur.} - \dot{W}_{Pu.} \quad (13)$$

$$\eta_{I,cycle} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_h} \quad (14)$$

که در سه معادله فوق نیز \dot{Q}_h انتقال حرارت ناشی از اواپراتور، \dot{W}_{net} کار مفید چرخه و $\eta_{I,cycle}$ بازده قانون اول ترمودینامیک چرخه است. با استفاده از روابط فوق و همچنین شکل‌های (۱) و (۲) می‌توان موتور احتراق داخلی مورد را به همراه دو چرخه مذکور از دیدگاه قانون اول ترمودینامیک مورد بررسی قرار داد.

۲-۱-۲- تحلیل قانون دوم ترمودینامیک (تحلیل انرژی)

تحلیل قانون دوم ترمودینامیک براساس مفهوم انرژی بوده و رابطه بالانس انرژی همانند بیان می‌شود [۲۷]:

$$\sum \left(1 - \frac{T_0}{T_K}\right) \dot{Q} - \dot{W}_{c.v} + \sum_{in} \dot{E} - \sum_{out} \dot{E} - \dot{E}_D = 0 \quad (15)$$

که در رابطه فوق عبارات $\dot{W}_{c.v}$ ، $\sum \left(1 - \frac{T_0}{T_K}\right) \dot{Q}$ ، $\sum_{in} \dot{E}$ و $\sum_{out} \dot{E}$ به ترتیب انرژی ورودی، انرژی خروجی، انرژی ورودی و انرژی خروجی را نشان می‌دهند. همچنین \dot{E}_D نشان‌دهنده نرخ نابودی انرژی است. در ادامه به تعریف و محاسبه نرخ نابودی انرژی و بازده انرژی پرداخته خواهد شد. رابطه موازنه انرژی برای هر جزء از یک چرخه همانند زیر می‌باشد [۲۸، ۲۹]:

$$\dot{E}_{D,K} = \dot{E}_{F,K} - \dot{E}_{P,K} \quad (16)$$

که در رابطه فوق، $\dot{E}_{P,K}$ ، $\dot{E}_{F,K}$ و $\dot{E}_{D,K}$ به ترتیب انرژی تولیدشده، انرژی سوخت آن بوده و نرخ نابودی انرژی جزء k می‌باشد. نسبت انرژی تولیدشده به وسیله یک جزء به انرژی سوخت آن جزء بازده انرژی نامیده می‌شود:

$$\varepsilon_k = \frac{\dot{E}_{P,K}}{\dot{E}_{F,K}} = 1 - \frac{\dot{E}_{D,K}}{\dot{E}_{F,K}} \quad (17)$$

که بازده انرژی جزء k با ε_k تعریف می‌گردد.

با توجه به روابط (۱۵) تا (۱۷)، روابط مربوط به تحلیل انرژی برای چرخه ارگانیک ساده همانند زیر محاسبه می‌گردد. با توجه به یکسان بودن تحلیل دو چرخه فوق، روابط مربوط به تحلیل انرژی آن‌ها نیز همانند تحلیل انرژی مشابه یکدیگر می‌باشد؛ بنابراین روابط مذکور برای چرخه رانکین آلی ساده ذکر گردیده و معادلات برای چرخه رانکین آلی با مبدل حرارتی داخلی قابل تعمیم خواهد بود. تنها تفاوت این دو چرخه در وجود مبدل حرارت داخلی در شکل (۲) است که رابطه متناسب با آن در انتهای این بخش آورده شده است.

$$\text{Evaporator:} \quad \dot{E}_{D,Eva.} = (\dot{E}_4 + \dot{E}_A) - (\dot{E}_1 + \dot{E}_B) \quad (18)$$

$$\varepsilon_{Eva.} = \frac{\dot{E}_1 + \dot{E}_B}{\dot{E}_4 + \dot{E}_A} \quad (19)$$

$$\text{Turbine:} \quad \dot{E}_{D,tur.} = \dot{E}_1 - (\dot{E}_2 + \dot{W}_{tur.}) \quad (20)$$

$$\varepsilon_{tur.} = \frac{\dot{E}_2 + \dot{W}_{tur.}}{\dot{E}_1} \quad (19)$$

$$\text{Condenser:} \quad \dot{E}_{D,Cond.} = (\dot{E}_2 + \dot{E}_{in,cool}) - (\dot{E}_3 + \dot{E}_{out,cool}) \quad (22)$$

$$\varepsilon_{Cond.} = \frac{\dot{E}_3 + \dot{E}_{out,cool}}{\dot{E}_2 + \dot{E}_{in,cool}} \quad (23)$$

$$Pump: \quad \dot{E}_{D,Pu.} = (\dot{E}_3 + \dot{W}_{Pu.}) - \dot{E}_4 \quad (24)$$

$$\varepsilon_{pu.} = \frac{\dot{E}_4}{\dot{E}_3 + \dot{W}_{Pu.}} \quad (25)$$

$$IHE: \quad \dot{E}_{D,IHE} = (\dot{E}_2 + \dot{E}_4) - (\dot{E}_{2a} + \dot{E}_{4a}) \quad (26)$$

$$\varepsilon_{IHE} = \frac{\dot{E}_{2a} + \dot{E}_{4a}}{\dot{E}_2 + \dot{E}_4} \quad (27)$$

که در روابط فوق، $\dot{E}_{D,k}$ نرخ نابودی انرژی، \dot{E}_k نرخ جریان انرژی ورودی یا خروجی و ε_k بازده انرژی جزء k می‌باشد.

۲-۲- روش حل

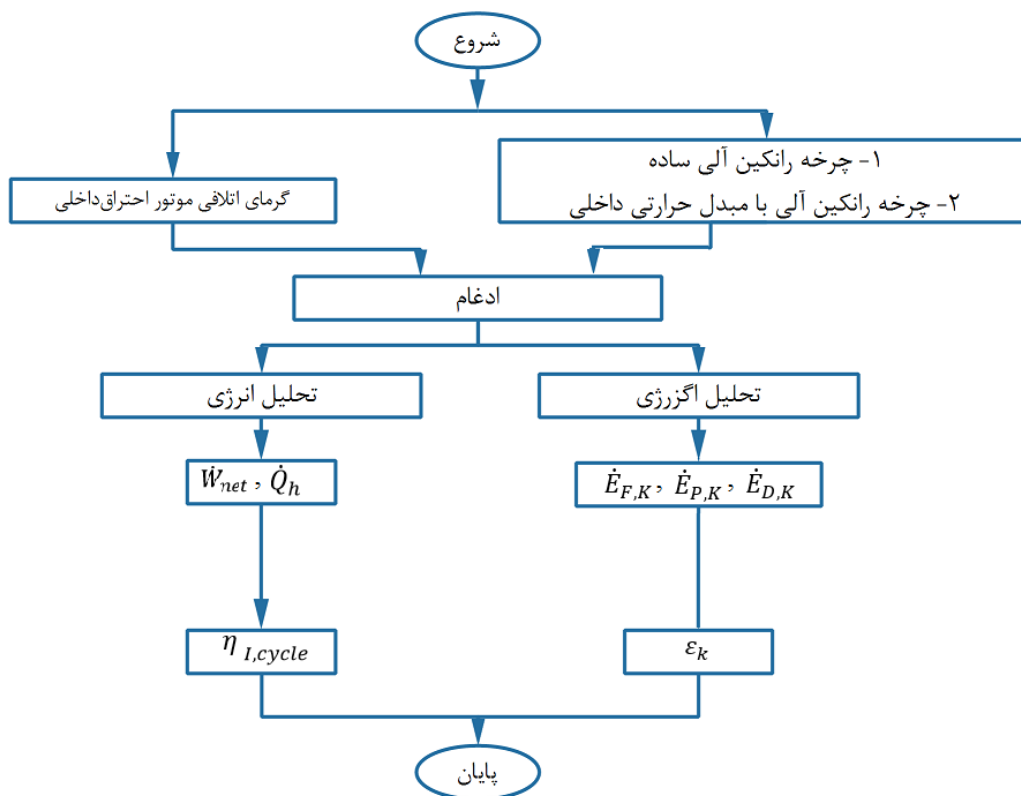
با در نظر گرفتن روابط گفته شده در قسمت‌های قبلی برای دو سیستم مورد بررسی و فرضیات در نظر گرفته شده، خلاصه روش حل در این مطالعه برای دو سیستم همانند فلوچارت شکل (۳) با استفاده از نرم‌افزار حل معادلات مهندسی^۱ انجام شده است. پس از به دست آمدن مشخصات ترمودینامیکی برای جریان‌های مختلف برای دو سیستم، برای هر نقطه، انرژی طبق روابط گفته شده بدست آمده و سپس برای تأثیرگذاری پارامترهای مختلف روی سیستم یک بررسی پارامتریک انجام می‌گیرد.

۲-۳- بهبود عملکرد سیستم

به منظور بهبود عملکرد سیستم چرخه‌های مورد بررسی از روش تحلیل حساسیت^۲ استفاده می‌شود. در این روش پارامترهای مؤثر بر عملکرد چرخه در بازه‌های مجاز تغییر داده می‌شوند تا حالت بهینه عملکردی چرخه بدست آید. دو پارامتر مؤثر بر عملکرد چرخه‌های ترمودینامیکی، دما و فشار ورودی به توربین می‌باشد که با تغییر آن‌ها می‌توان حالت عملکرد بهبود یافته مجموعه چرخه و موتور را محاسبه کرد. در ادامه به نحوه استفاده از این روش به منظور یافتن نقطه بهبود عملکردی دو چرخه مورد نظر پرداخته خواهد شد. در هر دو چرخه، دما و فشار سیال ورودی به توربین (نقطه ۱) در شکل‌های (۱) و (۲)، بین مقادیری ثابت که چرخه‌ها در آن بازه توانایی عملکرد را داشته باشند، تغییر داده شده و در نهایت، نقطه‌ای که در آن‌جا بیشترین مقدار کار و همچنین بیشترین نقاطی که تحت پوشش بازیابی گرما قرار می‌گیرند، به عنوان نقطه بهبود یافته انتخاب می‌گردد.

^۱ E.E.S

^۲ Sensitivity Analysis



شکل ۳ - شماتیک روش حل به صورت خلاصه

در این چرخه‌ها با توجه به دما و فشار بحرانی دو سیال مورد نظر که در جدول (۱) نشان داده شده است، دما و فشار به ترتیب بین دو دمای ثابت ۳۰۰K تا ۵۰۰K و ۵۰۰kPa تا ۳۷۰۰kPa تغییر داده می‌شود تا بتوان علاوه بر یافتن نقاط کاری بهبود یافته آن‌ها، مقایسه‌ای بین دما و فشار بهبود یافته نسبت به یکدیگر انجام داد.

۳- نتایج

در این بخش، ابتدا به اعتبارسنجی این پژوهش پرداخته شده و در ادامه نتایج به تفصیل بررسی خواهد شد.

جدول ۱- دما و فشار بحرانی دو سیال R113 و R123

سیال	T_{cr} (K)	P_{cr} (kPa)
R113	۴۸۷/۲۵	۳۴۳۹
R123	۴۵۶/۸۵	۳۶۶۸

۳-۱- اعتبارسنجی

به منظور اعتبارسنجی این پژوهش، از دو مقاله بهزادی و همکاران^۱ [۲۶] برای چرخه رانکین آلی ساده با سیال کاری R113 و مقاله دای و همکاران^۲ [۳۰] برای چرخه رانکین آلی با مبدل حرارتی داخلی با سیال کاری R123 استفاده شده و نتایج این پژوهش با نتایج مقالات مذکور به ترتیب در جداول (۱) و (۲) مقایسه شده‌اند. نحوه اعتبارسنجی این پژوهش با دو مقاله مذکور نیز به این صورت است که با استفاده از شرایط اولیه و فرضیات چرخه‌ها در مقالات فوق، چرخه‌های پژوهش جاری حل گردیده و نتایج با یکدیگر مقایسه شده‌اند.

جدول ۱- مقایسه نتایج پژوهش حاضر و پژوهش بهزادی [۲۶] و همکاران و میزان خطای محاسبات برای

چرخه رانکین آلی ساده با سیال کاری R113

شماره نقاط چرخه				T (K)	پژوهش حاضر
۴	۳	۲	۱		
۴۱/۰۳	۴۰/۰۰	۷۹/۸۵	۱۵۷/۱	T (K)	پژوهش بهزادی
۴۰/۸۵	۴۰/۰۰	۷۹/۱۷	۱۵۷/۱		خطا (%)
۰/۴	۰	۰/۸	۰		
-۱۵۶/۸۱	-۱۵۸/۴۳	۳۶/۲۰	۷۲/۹۵	h (kJ/kg)	پژوهش حاضر
-۱۵۷/۰۰	-۱۵۸/۴۳	۳۵/۶۹	۷۲/۹۵		پژوهش بهزادی
۰/۱	۰	۱/۴	۰		خطا (%)

جدول ۲- مقایسه نتایج پژوهش حاضر و پژوهش دای [۳۰] و همکاران و میزان خطای محاسبات

برای چرخه رانکین آلی با مبدل حرارتی داخلی با سیال کاری R123

شماره نقاط چرخه						T (K)	پژوهش حاضر
۴a	۴	۳	۲a	۲	۱		
۲۹۶/۶۳	۳۱۱/۵۹	۳۵۶/۳۸	۳۰۳/۸۶	۳۰۳/۴۲	۲۹۸	T (K)	پژوهش دای
۲۹۴/۸۵	۳۱۱/۵۹	۳۵۶/۳۸	۳۰۲/۸۵	۳۰۰/۲۶	۲۹۸		خطا (%)
۰/۶۰	۰	۰	۰/۳۳	۱/۰۵	۰		
۳۳۵/۵۷	۴۰۷/۵	۴۳۳	۲۴۰/۲۱	۲۳۹/۱۹	۳۱۴/۲	h (kJ/kg)	پژوهش حاضر
۳۲۶/۱۲	۴۰۷/۵	۴۳۳	۲۳۱/۷۳	۲۲۸/۹۲	۳۱۴/۲		پژوهش دای
۲/۸۹	۰	۰	۳/۶۶	۴/۴۸	۰		خطا (%)

^۱ Behzadi et al.

^۲ Dai et al.

همانطور که در دو جدول بالا مشاهده می‌شود، در تمامی نقاط دو چرخه مذکور، بیشترین خطای محاسبات به میزان ۴/۴۸٪ مربوط به چرخه رانکین آلی با مبدل حرارتی داخلی است که ناشی از استفاده از نرم‌افزارهای مختلف جهت محاسبه خواص ترمودینامیکی سیالات می‌باشد.

۳-۲- نتایج تحلیل ترمودینامیکی

با توجه به تحلیل کامل دو چرخه رانکین آلی ساده و با مبدل حرارتی داخلی در قسمت‌های قبل و همچنین استفاده از روش تحلیل حساسیت به منظور بهینه‌سازی عملکرد چرخه‌های مذکور، شرایط عملکردی بهینه دو چرخه مورد نظر همانند جدول زیر محاسبه گردیده‌اند. شرایط بهینه عملکردی دو چرخه به گونه‌ای انتخاب شده‌اند که بیشترین مقدار توان، بازیابی شده و همچنین بیشترین نقاط عملکردی موتور بتوانند تحت بازیابی گرمای اتلافی قرار گیرند.

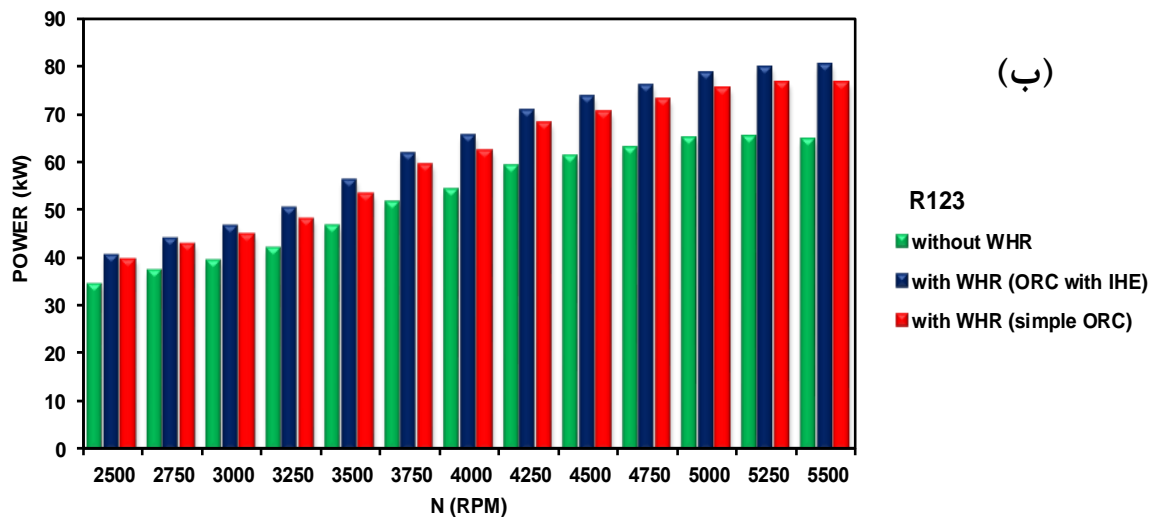
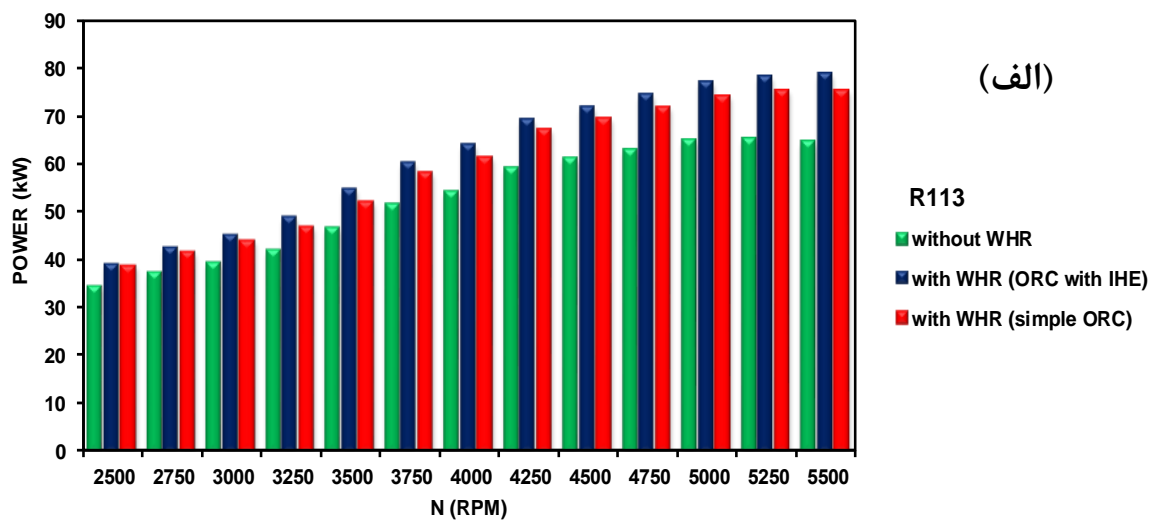
۳-۲-۱- نتایج تحلیل انرژی

در این بخش ابتدا به بررسی اثر دور موتور بر سه پارامتر توان موتور، بازده چرخه‌های موردنظر و مصرف سوخت موتور در نقاط بهینه عملکردی موتور پرداخته شده و در ادامه درباره اثر تغییرات فشار و دما بر سه پارامتر فوق بحث خواهد شد. شکل‌های (۴-الف) و (۴-ب) نشان‌دهنده توان موتور پیش و پس از اعمال چرخه‌های مذکور با دو سیال R113 و R123 و در حالت بهینه عملکردی آن‌ها می‌باشد. از اختلاف سطح نمودارها می‌توان به میزان توان بازیابی شده به وسیله هر یک از چرخه‌ها و هریک از سیالات کاری پی برد. با دقت در دو شکل موردنظر مشاهده می‌گردد که چرخه رانکین آلی با مبدل حرارتی داخلی، عملکرد بهتری را (با هر دو سیال کاری) نسبت به چرخه رانکین آلی ساده دارد. همچنین عملکرد سیال R123 نسبت به R113 در هر دو چرخه بهتر بوده و هنگامی که چرخه‌ها از این سیال استفاده نموده‌اند، توان اتلافی بیشتری از موتور بازیابی شده است. در واقع عملکرد بهتر سیال R123 نسبت به سیال دیگر به دلیل انطباق حرارتی بهتر گازهای خروجی و سیال R123 در اواپراتور می‌باشد. نکته قابل توجه دیگر در این دو شکل، ارتباط مستقیم دور موتور با میزان توان بازیابی شده می‌باشد.

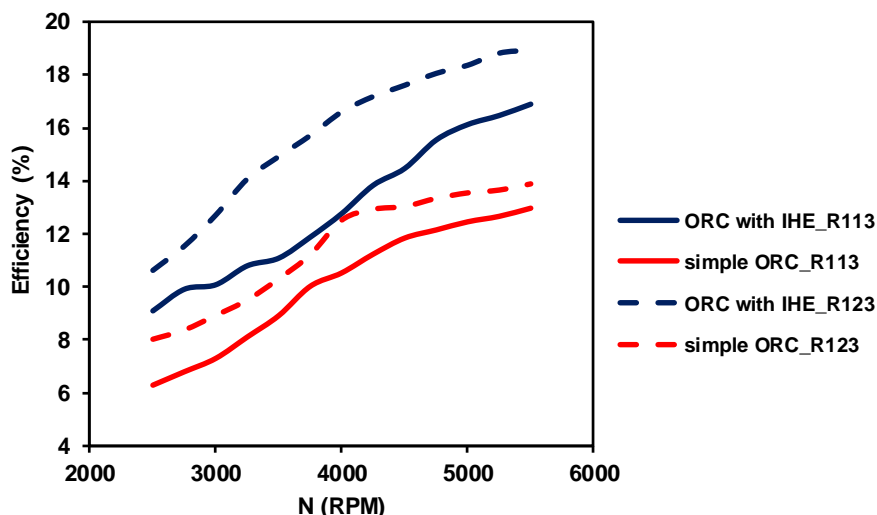
جدول ۳- شرایط بهینه عملکردی دو چرخه رانکین آلی ساده و با مبدل حرارتی داخلی با دو سیال R113 و R123

P (kPa)	T (K)	سیال	
۱۱۴۰	۴۳۳	R113	چرخه رانکین آلی ساده
۱۱۶۵	۴۲۱	R123	
۱۳۴۵	۴۵۳	R113	چرخه رانکین آلی با مبدل حرارتی داخلی
۱۳۷۰	۴۵۰	R123	

ارتباط مستقیم این دو پارامتر به این دلیل است که با افزایش دور موتور، پاشش سوخت به درون محفظه احتراق بیشتر شده و در نتیجه میزان انرژی اتلاف شده سوخت به وسیله گازهای خروجی زیاد می‌گردد و بنابراین با افزایش دور موتور، توان بازیابی شده نیز زیاد می‌شود. شکل (۵) بازده دو چرخه مذکور با دو سیال مورد نظر را نشان می‌دهد. در این شکل چهار منحنی مختلف به ازای عملکرد هر چرخه با هر یک از دو سیال R113 و R123 رسم گردیده است. همانطور که مشاهده می‌شود، در همه دور موتورها، بیشترین بازده مربوط به چرخه رانکین آلی با مبدل حرارتی داخلی و سیال کاری R123 (۱۹٪-۱۱٪) و کمترین بازده مربوط به چرخه رانکین آلی ساده با سیال کاری R113 (۱۳٪-۶٪) می‌باشد.



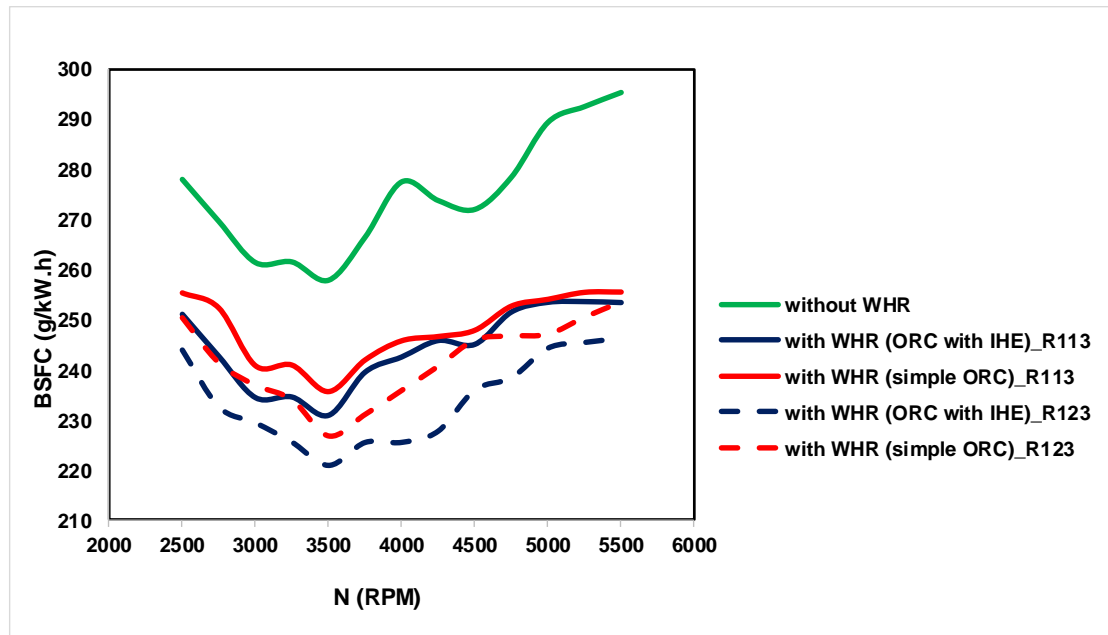
شکل ۴- میزان توان موتور پیش و پس از اعمال دو چرخه رانکین آلی ساده و رانکین آلی با مبدل حرارتی داخلی با دو سیال (الف) R113 ، (ب) R123



شکل ۵- بازده دو چرخه رانکین آلی ساده و رانکین آلی با مبدل حرارتی داخلی با دو سیال R113 و R123

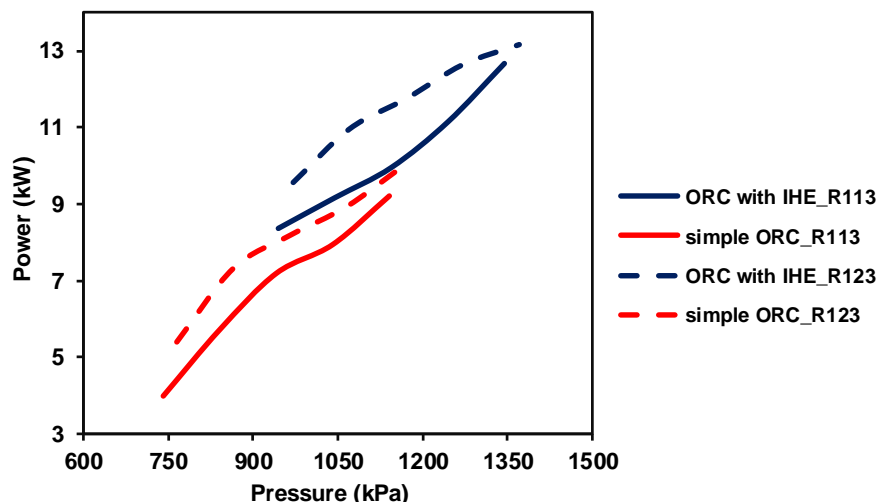
از این شکل می‌توان به این نتیجه رسید که همانند شکل (۴)، بازده چرخه رانکین آلی با مبدل حرارتی داخلی، در هر دو سیال، بالاتر از پیکربندی ساده چرخه رانکین آلی بوده و همچنین بازده هر دو چرخه نیز در هنگام استفاده از R123 بیشتر از R113 است که با توجه به شکل‌های (۴-الف) و (۴-ب) و از آنجایی که بازده و توان با یکدیگر رابطه مستقیم دارند، این روند برای بازده چرخه‌ها منطقی می‌باشد. شایان ذکر است بالا بودن بازده چرخه رانکین آلی با مبدل حرارتی داخلی نسبت به چرخه رانکین آلی بدلیل استفاده دوباره از انرژی خروجی از توربین می‌باشد که باعث می‌شود این انرژی در کندانسور تلف نشده و جهت تولید دوباره استفاده گردد. همچنین افزایش دور موتور باعث افزایش بازده در هر چهار منحنی می‌گردد که با توجه به توضیحات پیشین، روند درستی دارد.

منحنی مصرف سوخت موتور بر حسب دور موتور، در شکل (۶) نمایش داده شده است. در این منحنی مصرف سوخت موتور پیش از اعمال چرخه‌های مذکور و همچنین پس از آن به همراه دو سیال تحت بررسی رسم گردیده است. از آنجایی که میزان مصرف سوخت و توان موتور، رابطه معکوسی با یکدیگر دارند، انتظار می‌رود که با افزایش توان مفید موتور، میزان مصرف سوخت کاهش پیدا کند و همانطور که در این شکل نیز پیداست، مصرف سوخت در چرخه رانکین آلی با مبدل حرارتی داخلی و سیال R123 بیشترین کاهش را به میزان ۱۵/۵٪-۹/۵٪ و در چرخه رانکین آلی ساده و سیال R113 کمترین کاهش را به مقدار ۱۳/۴٪-۶/۵٪ دارا هستند. همچنین نکته قابل توجه دیگر در این شکل این است که با افزایش دور موتور تا ۳۵۰۰ RPM، مصرف سوخت کاهش یافته و پس از آن زیاد می‌شود. در واقع می‌توان به این نکته پی برد که با اینکه بیشترین توان خروجی از موتور مطابق شکل (۴) در دور موتور ۵۵۰۰ RPM می‌باشد، دور موتور ۳۵۰۰ RPM برای این موتور، بهینه‌ترین دور موتور از دیدگاه مصرف سوخت است. همچنین مصرف سوخت چرخه رانکین آلی با مبدل حرارتی داخلی با سیال R113 نسبت به مصرف سوخت چرخه رانکین آلی ساده با سیال R123 در بعضی از بازده‌های دور موتور در مقادیر بالاتر و در بعضی دیگر از بازده‌ها در مقادیر پایین‌تری قرار می‌گیرد.

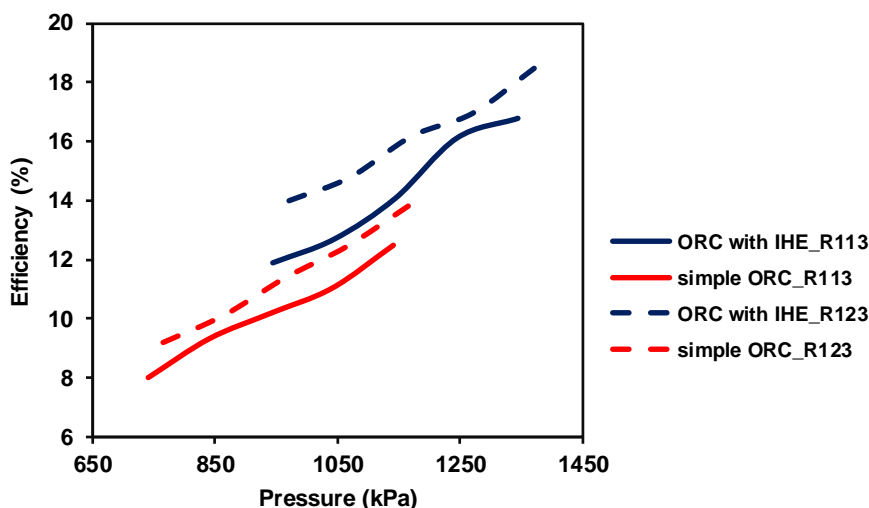


شکل ۶- مصرف سوخت موتور پیش و پس از اعمال چرخه‌های ارگانیک ساده و رانکین آلی با مبدل حرارتی داخلی با دو سیال R113 و R123

در شکل‌های (۷) تا (۹) به بحث درباره اثر تغییر فشار بر سه پارامتر توان موتور، بازده چرخه‌ها و مصرف سوخت موتور در دمای عملکردی بهینه هریک از چرخه‌ها (که در این شکل‌ها ثابت فرض شده‌اند) و در دور موتور ۴۰۰۰ RPM مطابق جدول (۳) پرداخته خواهد شد. شکل (۷) منحنی‌های تغییرات توان مفید دو چرخه موردنظر با هریک از سیالات کاری را نشان می‌دهد. با توجه به این شکل، می‌توان به رابطه مستقیم توان مفید چرخه‌ها با فشار پی برد. با افزایش فشار ورودی به توربین و با فرض ثابت بودن فشار کندانسور، اختلاف بین فشار بالا و پایین هر دو چرخه افزایش یافته و در نتیجه توان مفید چرخه‌ها زیاد می‌شود. در واقع با افزایش فشار، مقدار فشار ورودی به توربین چرخه رانکین و به تبع آن آنتالپی آن افزایش یافته و در نتیجه مقدار توان تولیدی هر دو چرخه به ازای سیال‌های مختلف افزایش یافته است. نکته قابل ذکر دیگر در این شکل، محدوده فشار عملکردی متفاوت هر یک از چرخه‌ها است؛ به طوری که فشار ورودی به توربین در چرخه رانکین آلی با مبدل حرارتی داخلی بیشتر از پیکربندی دیگر بوده و از طرفی فشار عملکردی سیال R123 نیز نسبت به R113 در محدوده بالاتری قرار دارد. اثر تغییر فشار بر بازده هر یک از چرخه‌ها در شکل (۸) نمایش داده شده است. با دقت در این شکل و با توجه به رابطه مستقیم فشار و بازده که درباره شکل (۶) نیز بحث شد، به صحت این موضوع پی برده می‌شود. با توجه به این شکل، با افزایش فشار، بازده هر یک از چرخه‌ها با هر دو سیال نیز زیاد می‌گردد. بازده چرخه رانکین آلی با مبدل حرارتی داخلی با سیال کاری R123 در محدوده ۱۹٪-۱۳٪ و بازده رانکین آلی ساده با سیال کاری R113 در بازده ۱۲٪-۸٪ (به عنوان بیشترین بازده و کمترین بازده) تغییر می‌کند. در واقع با افزایش فشار، همانطور که گفته شد مقدار توان تولیدی هر دو چرخه افزایش یافته و در نتیجه طبق رابطه (۱۴) بازده افزایش می‌یابد.

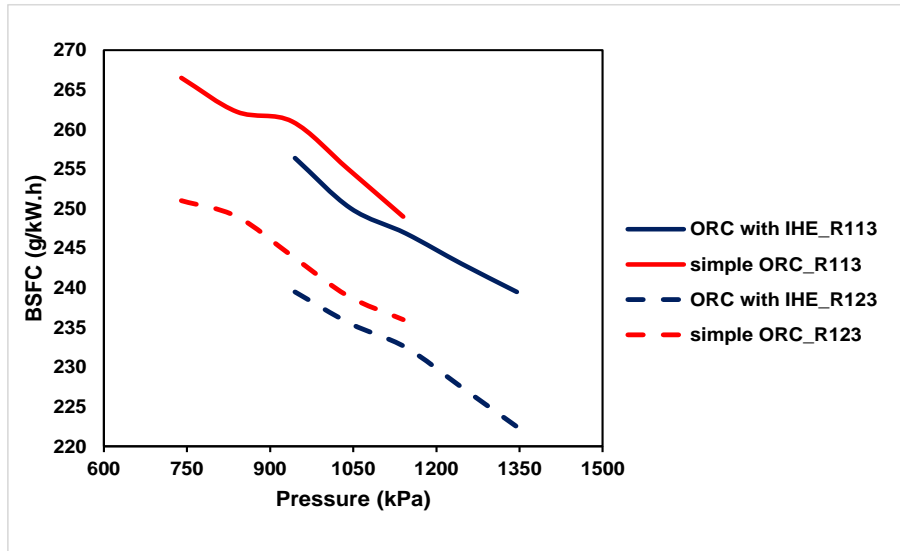


شکل ۷- اثر تغییر فشار ورودی به توربین بر توان مفید چرخه‌های رانکین آلی ساده و رانکین آلی با مبدل حرارتی داخلی با دو سیال R123 و R113



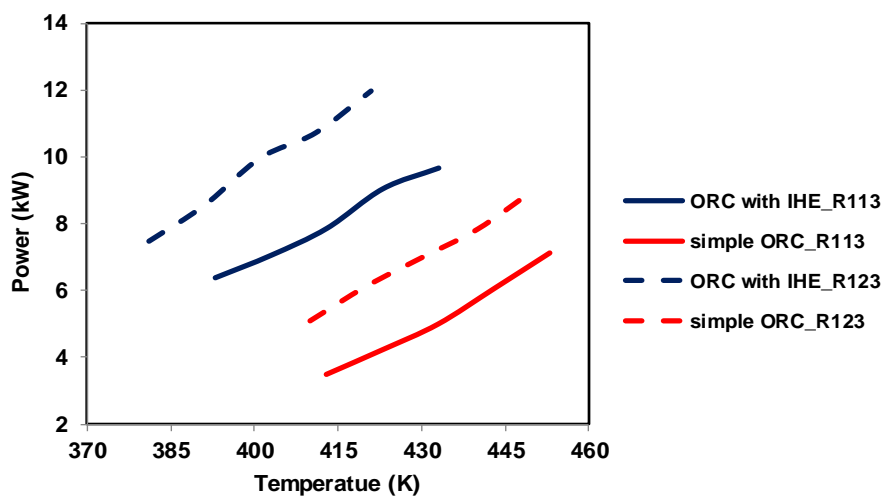
شکل ۸- اثر تغییر فشار ورودی به توربین بر بازده چرخه‌های رانکین آلی ساده و رانکین آلی با مبدل حرارتی داخلی با دو سیال R123 و R113

با توجه به ارتباط معکوس مصرف سوخت و توان موتور با یکدیگر، انتظار روندی مخالف با شکل (۷) وجود دارد به طوری که صحت این انتظار با دقت در شکل (۹) مشاهده می‌شود. در این چهار منحنی، با افزایش فشار ورودی به توربین، مصرف سوخت در هر دو چرخه با هر دو سیال کاهش می‌یابد. پس از بررسی اثر تغییر فشار بر سه پارامتر تحت بررسی، در شکل‌های (۱۰) تا (۱۲) به بحث درباره اثر تغییر دمای ورودی به توربین (در فشار ثابت) به عنوان عامل دیگر مهم در عملکرد چرخه‌های ترمودینامیکی بر پارامترهای مذکور پرداخته خواهد شد. شکل (۱۰) بیانگر اثر تغییر دمای ورودی به توربین بر توان مفید چرخه‌های مذکور و سیال‌های تحت بررسی است.



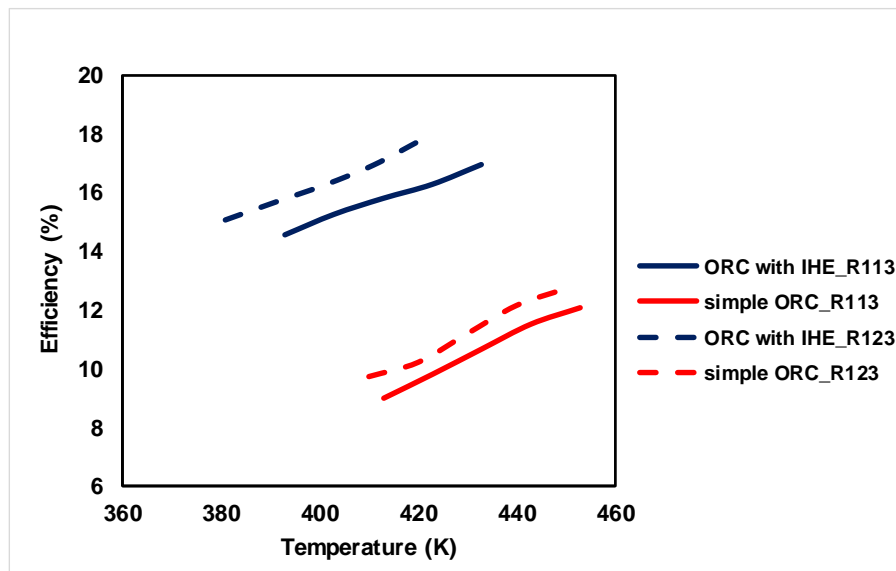
شکل ۹- اثر تغییر فشار ورودی به توربین بر مصرف سوخت موتور با اعمال چرخه‌های رانکین آلی ساده و رانکین آلی با مبدل حرارتی داخلی با دو سیال R113 و R123

باتوجه به منحنی‌های رسم‌شده، با افزایش دمای ورودی به توربین در فشار ثابت، آنتالپی سیالات مذکور افزایش پیدا می‌کند و در نتیجه با افزایش اختلاف آنتالپی و طبق رابطه (۶) توان تولیدی چرخه رانکین افزایش یافته و در نتیجه طبق رابطه (۱۳) توان مفید چرخه‌ها نیز افزایش پیدا می‌کنند. نکته مهم دیگر در این شکل، محدوده عملکردی متفاوت چهار منحنی است و همانطور که مشاهده می‌شود، محدوده دمای عملکردی چرخه رانکین آلی با مبدل حرارتی داخلی پایین‌تر از پیکربندی ساده آن است و از طرفی با مقایسه دو سیال استفاده شده در هریک از چرخه‌ها، محدوده دمای عملکردی R113 نسبت به R123، در بازه پایین‌تری قرار دارد. در شکل (۱۱) تغییرات بازده چرخه‌های تحت بررسی با تغییر دمای ورودی به توربین رسم شده است.

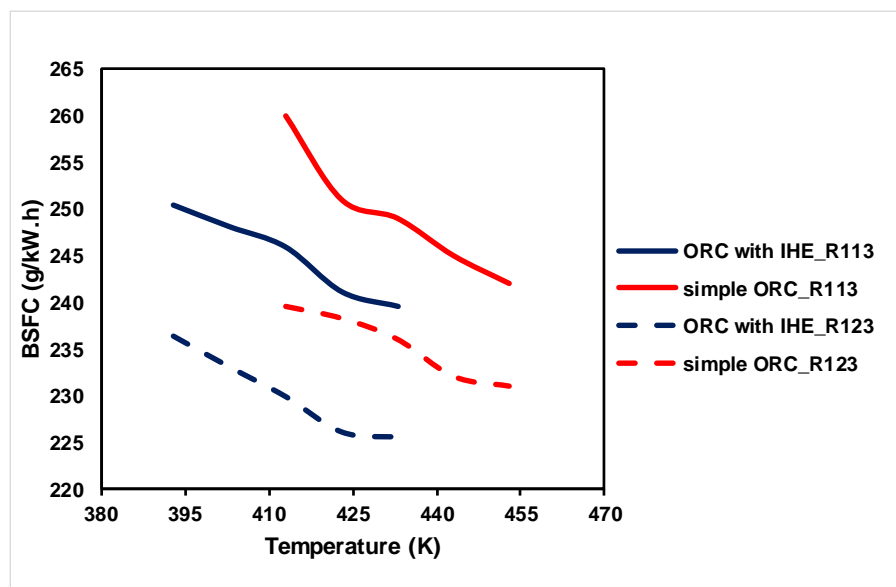


شکل ۱۰- اثر تغییر دمای ورودی به توربین بر توان مفید چرخه‌های رانکین آلی ساده و رانکین آلی با مبدل حرارتی داخلی با دو سیال R113 و R123

با افزایش دمای ورودی به توربین، بازده چرخه‌ها نیز زیاد می‌گردد. با توجه به ثابت ماندن انرژی ورودی به دو چرخه رانکین و همچنین ارتباط مستقیم توان مفید و بازده چرخه‌های ترمودینامیکی طبق رابطه‌ی (۱۴) و با نگاهی به شکل (۱۰)، روند موجود در این شکل مطابق انتظار است. اختلاف بازده دو چرخه تحت بررسی نیز در این شکل مشخص است.



شکل ۱۱- اثر تغییر دمای ورودی به توربین بر توان مفید چرخه‌های رانکین آلی با مبدل حرارتی داخلی و رانکین آلی ساده با دو سیال R113 و R123



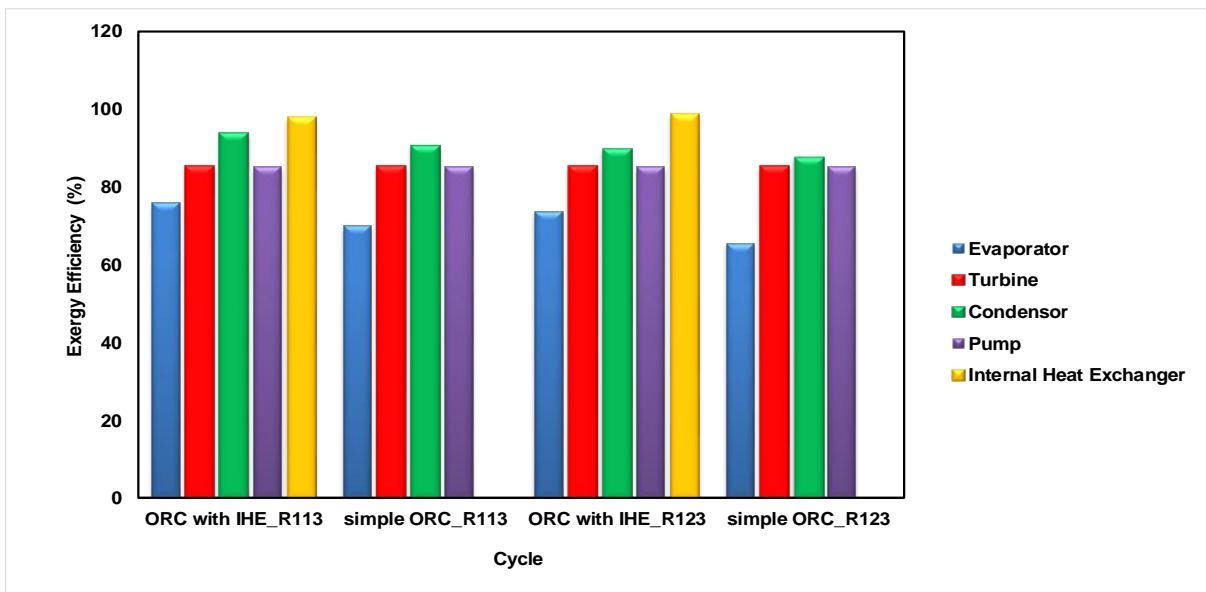
شکل ۱۲- اثر تغییر دمای ورودی به توربین بر مصرف سوخت موتور با اعمال چرخه‌های ارگانیک ساده و رانکین آلی با مبدل حرارتی داخلی با دو سیال R113 و R123

اثر تغییر دمای ورودی به توربین بر مصرف سوخت موتور نیز در شکل (۱۲) نمایش داده شده است. همانطور که در منحنی‌های رسم شده مشخص است، افزایش دمای ورودی به توربین باعث کاهش مصرف سوخت می‌گردد که با توجه به توضیحات پیشین، روندی قابل پیش بینی را دارا است. در بخش بعدی به تحلیل انرژی چرخه‌های رانکین آلی با مبدل حرارتی داخلی و رانکین آلی ساده پرداخته خواهد شد.

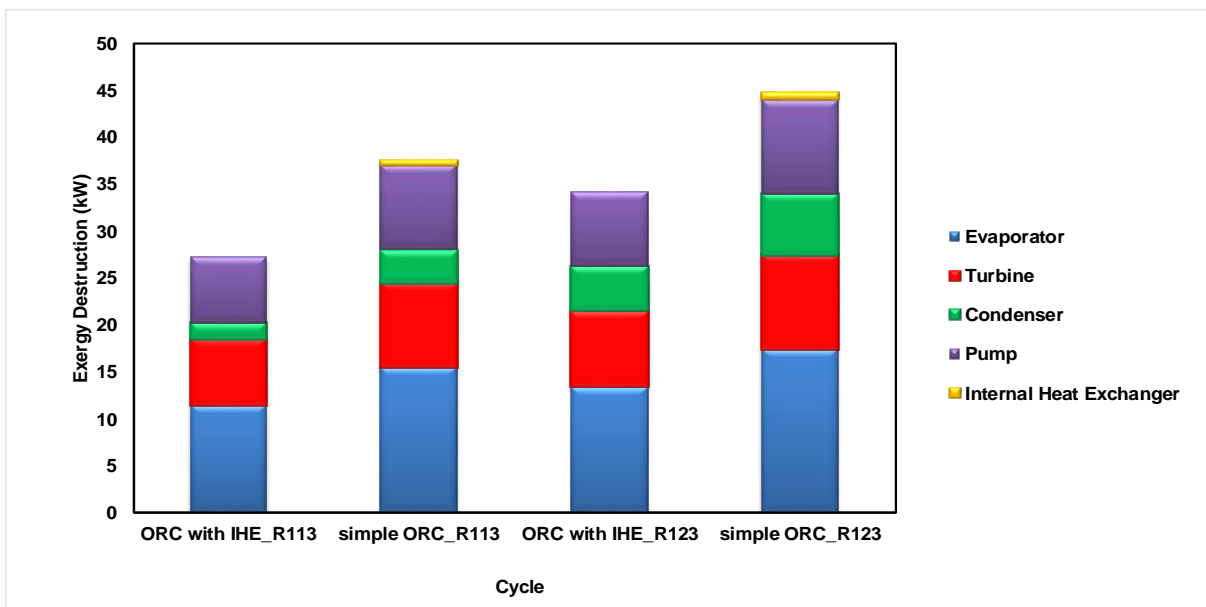
۳-۲-۲- نتایج تحلیل انرژی

در این بخش ابتدا به بررسی نرخ تخریب انرژی اجزای چرخه‌ها پرداخته شده و سپس بازده انرژی اجزای چرخه و همچنین تغییرات اثر دور موتور، دما و فشار ورودی به توربین بر بازده قانون دوم چرخه‌ها به بحث گذاشته خواهد شد. شکل (۱۳) نمودار ستونی توزیع تخریب انرژی را در هر یک از اجزای چرخه‌های مورد بررسی به همراه دو سیال R113 و R123 را نشان می‌دهد. همانطور که از شکل زیر پیدا است، نرخ تخریب انرژی چرخه رانکین آلی ساده با هر دو سیال کاری، بیشتر از چرخه رانکین آلی با مبدل حرارتی داخلی است. نکته مهم دیگر در این شکل این است که نرخ تخریب انرژی سیال R123 نسبت به R113 بیشتر است. با اینکه توان مفید تولیدشده و بازده چرخه‌های تحت بررسی با سیال R123 نسبت به R113 بیشتر است اما استفاده از R123 باعث تخریب انرژی بیشتری می‌گردد که نکته قابل توجهی در استفاده از این سیال است. نکته دیگر موجود در این شکل این است که در هر چهار نمودار، بیشترین نرخ تخریب انرژی به اواپراتور اختصاص دارد. بالا بودن تخریب انرژی اواپراتور دلیل بالا بودن اختلاف دمای دو سیال در مبدل حرارتی بوده و باعث می‌شود که اختلاف انرژی سوخت و محصول در این عضو بیشتر شده و در نتیجه بیشترین مقدار تخریب انرژی را داشته باشد. از آنجایی که در این مقاله، مقداری یکسان برای بازده توربین و پمپ فرض شد؛ بنابراین نرخ تخریب انرژی آن‌ها نیز در هر چرخه، با یکدیگر برابر بوده و دومین نرخ تخریب انرژی زیاد را در چرخه دارا هستند. سومین نرخ تخریب انرژی را کندانسور داشته و در چرخه رانکین آلی با مبدل حرارتی داخلی، کمترین نرخ تخریب انرژی مربوط به مبدل حرارتی داخلی می‌باشد. نکته آخر از این شکل این است که تمامی اجزای چرخه رانکین آلی ساده با سیال R123، دارای نرخ تخریب انرژی بیشتری نسبت به دیگر چرخه‌ها و سیالات هستند.

شکل (۱۴) نمودار ستونی بازده انرژی اجزای مختلف چرخه‌ها را نشان می‌دهد. با توجه به شکل (۱۳) و انتظار می‌رود که اجزایی از چرخه‌ها که دارای نرخ تخریب انرژی کمتری هستند، بازده انرژی بیشتری را دارا باشند و همانگونه که در شکل زیر نیز پیداست، بیشترین بازده انرژی مربوط به مبدل حرارتی داخلی (در چرخه رانکین آلی با مبدل حرارتی داخلی) بوده و پس از آن به ترتیب، بیشترین بازده انرژی به کندانسور، توربین و پمپ به مقدار برابر با هم (مطابق با توضیحات شکل (۱۴)) و اواپراتور در هر چهار نمودار اختصاص می‌یابد. در واقع زمانی تخریب انرژی کمتری اتفاق می‌افتد که طبق رابطه (۱۶) مقادیر محاسبه شده برای انرژی سوخت و محصول به هم نزدیکتر شوند. وقتی این دو عدد با هم اختلاف کمتری داشته باشند طبق رابطه (۱۷) بازده انرژی نیز مقدار بزرگتری را خواهد داشت.



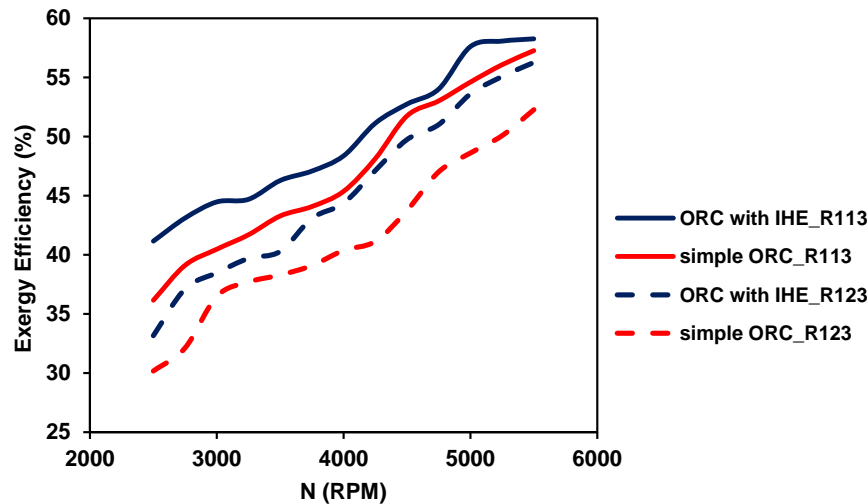
شکل ۱۳- نرخ تخریب اجزای چرخه‌های رانکین آلی ساده و رانکین آلی با مبدل حرارتی داخلی با دو سیال R123 و R113



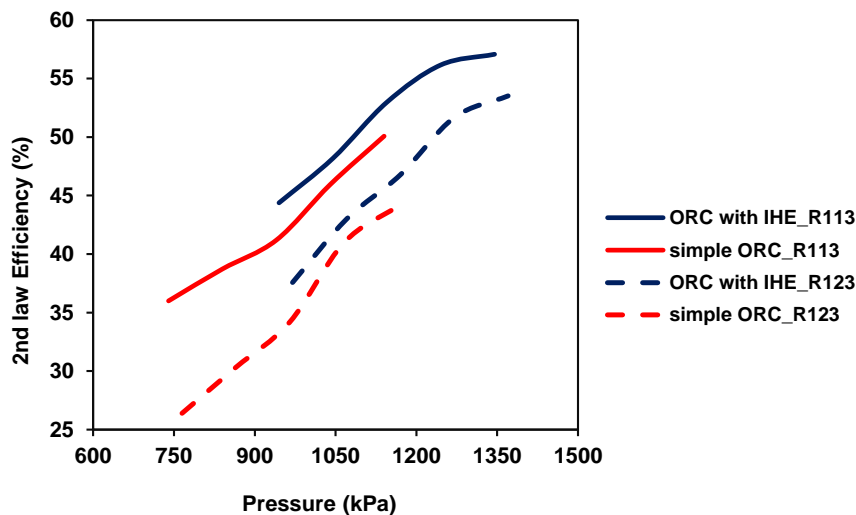
شکل ۱۴- نرخ تخریب اجزای چرخه‌های رانکین آلی ساده و رانکین آلی با مبدل حرارتی داخلی با دو سیال R123 و R113

شکل (۱۵) به مقایسه عملکرد چهار چرخه مختلف از دیدگاه قانون دوم ترمودینامیک پرداخته و بازده اجزرژی آن‌ها را به نمایش می‌گذارد. باتوجه به این شکل، بازده قانون دوم چرخه رانکین آلی با مبدل حرارتی داخلی با سیال R113 بالاتر از سه منحنی دیگر است که محدوده آن ۴۰٪-۵۷٪ است و به این معناست که از تمام جریان اجزرژی ورودی به چرخه، تنها ۴۰٪-۵۷٪ از آن به کار مفید تبدیل می‌شود. کمترین بازده اجزرژی نیز مربوط به چرخه رانکین آلی ساده با بازه ۳۰٪-۵۰٪ می‌باشد.

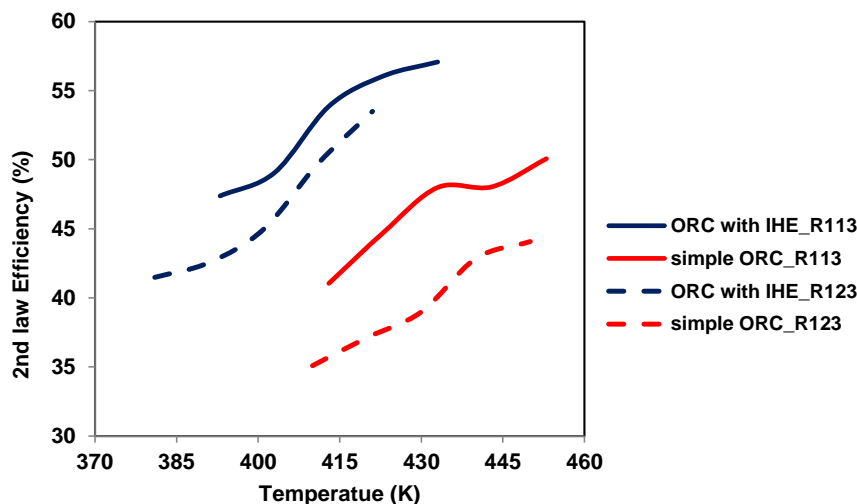
دلیل اختلاف بازده اگزرژی دو چرخه، اختلاف کار بازیابی شده به وسیله آن‌ها می‌باشد که در شکل (۴) به تفصیل راجع به آن بحث شده است. همچنین با توجه به وابستگی بازده اگزرژی به دو پارامتر توان مفید تولید شده و اگزرژی ورودی به چرخه و از طرفی با ثابت بودن اگزرژی ورودی به چرخه، بازده تنها به توان مفید چرخه وابسته بوده و در نتیجه روند موجود در این شکل همچون روند توان مفید تولید شده است. یا به عبارت دیگر اگزرژی محصول کل سیستم برابر با توان خالص کل سیستم بوده و اگزرژی سوخت محصول کل چرخه ثابت بوده و باعث افزایش بازده اگزرژی کل سیستم شده است.



شکل ۱۵- بازده قانون دوم ترمودینامیک در چرخه‌های رانکین آلی ساده و رانکین آلی با مبدل حرارتی داخلی با دو سیال R123 و R113



شکل ۱۶- اثر تغییر فشار ورودی به توربین بر مصرف سوخت موتور با اعمال چرخه‌های رانکین آلی ساده و رانکین آلی با مبدل حرارتی داخلی با دو سیال R123 و R113



شکل ۱۷- اثر تغییر دمای ورودی به توربین بر مصرف سوخت موتور با اعمال چرخه‌های رانکین آلی ساده و رانکین آلی با مبدل حرارتی داخلی با دو سیال R113 و R123

شکل (۱۶) نشان‌دهنده اثر تغییر فشار بالای چرخه بر بازده قانون دوم ترمودینامیک است. با توجه به توضیحات شکل (۱۴) و همچنین با دقت در شکل زیر، با افزایش فشار بالای چرخه، اختلاف فشار بالا و پایین چرخه‌ها افزایش یافته و بازده انرژی آن‌ها زیاد می‌شود. اثر تغییر دمای ورودی به توربین بر بازده انرژی چرخه‌ها در شکل (۱۷) نشان داده شده است. با توجه به ارتباط مستقیم توان و بازده انرژی و توضیحات شکل (۱۰) رابطه مستقیم مورد انتظاری بین دمای ورودی به توربین و بازده قانون دوم ترمودینامیک چرخه‌ها برقرار بوده و با افزایش دما، بازده انرژی چرخه‌ها زیاد می‌شود. در واقع با افزایش دمای ورودی توربین، توان تولیدی توربین و در نهایت انرژی محصول افزایش یافته و در نتیجه بازده انرژی افزایش می‌یابد.

۴- جمع‌بندی

در این مقاله به منظور بازیابی گرمای اتلافی از یک موتور احتراق داخلی شش سیلندر و با هدف افزایش توان مفید و کاهش مصرف سوخت موتور مورد نظر، دو پیکربندی متفاوت از چرخه رانکین آلی (چرخه رانکین آلی ساده و رانکین آلی با مبدل حرارتی داخلی) با دو سیال کاری R113 و R123 طراحی گردیده و با استفاده از روش تحلیل حساسیت دو چرخه مورد نظر بهینه شده و در نهایت عملکرد دو چرخه با سیالات مذکور از دیدگاه انرژی و انرژی با یکدیگر مقایسه گردیدند که نتایج حاصل از این پژوهش به صورت خلاصه به شرح زیر می‌باشد:

- چرخه رانکین آلی با مبدل حرارتی داخلی از دیدگاه انرژی و انرژی یعنی پنج پارامتر توان مفید تولید شده، بازده، میزان کاهش مصرف سوخت موتور، نرخ تخریب انرژی و بازده قانون دوم ترمودینامیک عملکردی بهتری را نسبت به چرخه رانکین آلی ساده داشته است.

- سیال R123 نسبت به R113 از دیدگاه انرژی عملکردی بهتری را در هر دو چرخه تحت بررسی داشته است اما از دیدگاه انرژی، نرخ اتلاف انرژی نیز در R123 بیشتر از R113 بوده است.
 - بیشترین نرخ اتلاف انرژی در اجزای هر چهار چرخه متعلق به اواپراتور بوده و پس از آن به توربین و پمپ به مقدار یکسان، کندانسور و مبدل حرارتی داخلی (در پیکربندی دارای این جزء) تعلق دارد.
 - اثر تغییر فشار ورودی به توربین بر پارامترهای مورد بررسی بیشتر از اثر تغییر دمای ورودی به توربین می‌باشد.
 - دما و فشار عملکردی چرخه رانکین آلی با مبدل حرارتی داخلی نسبت به پیکربندی ساده آن و همچنین دما و فشار سیال R113 در قیاس با R123، بالاتر است.
- با توجه به موارد فوق، چرخه رانکین آلی با مبدل حرارتی داخلی عملکرد بهتری نسبت به چرخه رانکین آلی ساده دارد اما نکته مهم انتخاب سیال کاری چرخه از بین R113 و R123 می‌باشد که R113 نرخ اتلاف انرژی کمتری داشته و از طرفی R123 باعث تولید توان بیشتری می‌گردد که انتخاب یکی از آن‌ها بسته به شرایط بکارگیری این سیستم دارد.

مراجع

- [1] Kim, Y.M., Shin, D.G., Kim, C.G., and Cho, G.B., "Single-loop Organic Rankine Cycles for Engine Waste Heat Recovery using Both Low-and High-temperature Heat Sources", *Energy*, Vol. 96, pp. 482-494, (2016).
- [2] Sharma, S., Dwivedi, V., and Pandit, S., "Exergy Analysis of Single-stage and Multi Stage Thermoelectric Cooler", *International Journal of Energy Research*, Vol. 38, No. 2, pp. 213-222, (2014).
- [3] Liang, X., Wang, X., Shu, G., Wei, H., Tian, H., and Wang, X., "A Review and Selection of Engine Waste Heat Recovery Technologies using Analytic Hierarchy Process and Grey Relational Analysis", *International Journal of Energy Research*, Vol. 39, No. 4, pp. 453-471, (2015).
- [4] Patel, P.S., and Doyle, E.F., "Compounding the Truck Diesel Engine with an Organic Rankine-cycle System", *SAE Technical Paper*, Vol. 2, pp. 1-16, (1976).
- [5] Bailey, M.M., "Comparative Evaluation of Three Alternative Power Cycles for Waste Heat Recovery from the Exhaust of Adiabatic Diesel Engines", *Nasa TM*. 86953, pp. 1-26, (1985).
- [6] Chammas, R., and Clodic, El D., "Combined Cycle for Hybrid Vehicles", *SAE Technical Paper*, Vol. 4, pp. 1-12, (2005).
- [7] Arias, D.A., Shedd, T.A., and Jester, R.K., "Theoretical Analysis of Waste Heat Recovery from an Internal Combustion Engine in a Hybrid Vehicle", *SAE Transaction*, Vol. 115, Section. 3, pp. 777-784, (2006).

- [8] Mago, P., Chamra, L., and Somayaji, C., "Performance Analysis of Different Working Fluids for use in Organic Rankine Cycles", *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, Vol. 221, No. 3, pp. 255-263, (2007).
- [9] Ringler, J., Seifert, M., Guyotot, V., and Hübner, W., "Rankine Cycle for Waste Heat Recovery of IC Engines", *SAE International Journal of Engines*, Vol. 2, No. 1, pp. 67-76, (2009).
- [10] Srinivasan, K.K., Mago, P.J., and Krishnan, S.R., "Analysis of Exhaust Waste Heat Recovery from a Dual Fuel Low Temperature Combustion Engine using an Organic Rankine Cycle", *Energy*, Vol. 35, No. 6, pp. 2387-239, (2010).
- [11] Vaja, I., and Gambarotta, A., "Internal Combustion Engine (ICE) Bottoming with Organic Rankine Cycles (ORCs)", *Energy*, Vol. 35, No. 2, pp. 1084-1093, (2010).
- [12] Quoilin, S., Declaye, S., Tchanche, B.F., and Lemort, V., "Thermo-economic Optimization of Waste Heat Recovery Organic Rankine Cycles", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 31, No. 14-15, pp. 2885-2893, (2011).
- [13] He, M., Zhang, X., Zeng, K., and Gao, K., "A Combined Thermodynamic Cycle used for Waste Heat Recovery of Internal Combustion Engine", *Energy*, Vol. 36, No. 12, pp. 6821-6829, (2011).
- [14] Katsanos, C., Hountalas, D., and Pariotis, E., "Thermodynamic Analysis of a Rankine Cycle Applied on a Diesel Truck Engine using Steam and Organic Medium", *Energy Conversion and Management*, Vol. 60, pp. 68-76, (2012).
- [15] Peng, Z., Wang, T., He, Y., Yang, X., and Lu, L., "Analysis of Environmental and Economic Benefits of Integrated Exhaust Energy Recovery (EER) for Vehicles", *Applied energy*, Vol. 105, pp. 238-243, (2013).
- [16] Shu, G., Wang, X., and Tian, H., "Theoretical Analysis and Comparison of Rankine Cycle and Different Organic Rankine Cycles as Waste Heat Recovery System for a Large Gaseous Fuel Internal Combustion Engine", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 108, pp. 525-537, (2016).
- [17] Yang, F., Zhang, H., Yu, Z., Wang, E., Meng, Liu, F. H., and Wang, J., "Parametric Optimization and Heat Transfer Analysis of a Dual Loop ORC (Organic Rankine Cycle) System for CNG Engine Waste Heat Recovery", *Energy*, Vol. 118, pp. 753-775, (2017).
- [18] Mohammadkhani, F., Yari, M., and Ranjbar, F., "A zero-dimensional Model for Simulation of a Diesel Engine and Exergoeconomic Analysis of Waste Heat Recovery from Its Exhaust and Coolant Employing a High-temperature Kalina Cycle", *Energy Conversion and Management*, Vol. 198, pp. 111782, (2019).
- [19] Mohammadkhani, F., and Yari, M., "A 0D Model for Diesel Engine Simulation and Employing a Transcritical Dual Loop Organic Rankine Cycle (ORC) for Waste Heat Recovery from Its Exhaust and Coolant: Thermodynamic and Economic Analysis", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 150, pp. 329-347, (2019).

- [20] Liu, X., Manh, Q.N., Jianchu, C. L., and Maogang, H., "A Novel Waste Heat Recovery System Combing Steam Rankine Cycle and Organic Rankine Cycle for Marine Engine", *Journal of Cleaner Production*, Vol. 265, pp. 121-135, (2020).
- [21] Mohammed, A.G., Mosleh, M. M., Wael, E., and Nader, R.A., "Performance Analysis of Supercritical ORC Utilizing Marine Diesel Engine Waste Heat Recovery", *Alexandria Engineering Journal*", Vol. 59, No. 2, pp. 893-904, (2020).
- [22] Zhi, Li.H., Peng, H., Long-Xiang, C., and Gang, Z., "Performance Analysis and Optimization of Engine Waste Heat Recovery with an Improved Transcritical-subcritical Parallel Organic Rankine Cycle Based on Zeotropic Mixtures", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 181, pp. 185-196, (2020).
- [23] Li, G., "Organic Rankine Cycle Performance Evaluation and Thermo-economic Assessment with Various Applications Part I: Energy and Exergy Performance Evaluation", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 53, pp. 477-499, (2016).
- [24] Abdolalipouradl, M., Khalilarya, Sh., and afarmadar, S., "Energy and Exergy Analysis of a New Power, Heating, Oxygen and Hydrogen Cogeneration Cycle Based on the Sabalan Geothermal Wells", *International Journal of Engineering*, Vol. 32, pp. 445-450, (2019).
- [25] Abdolalipouradl, M., Mohammadkhani, F., Khalilarya, Sh., and Jafarmadar, S., "Thermodynamic Analysis of New Cogeneration Cycle Based on Gaynarje Hot Spring", *International Journal of Engineering*, Vol. 33, pp. 1149-1155, (2020).
- [26] Behzadi, A., Gholamian, E., Houshfar, E., and Habibollahzade, A., "Multi-objective Optimization and Exergoeconomic Analysis of Waste Heat Recovery from Tehran's waste-to-energy Plant Integrated with an ORC Unit", *Energy*, Vol. 160, pp. 1055-1068, (2018).
- [27] Abdolalipouradl, M., Khalilarya, Sh., and Jafarmadar, S., "Exergoeconomic Analysis of a Novel Integrated Transcritical CO₂ and Kalina 11 Cycles from Sabalan Geothermal Power Plant", *Energy Conversion and Management*, Vol. 195, pp. 420-435, (2019).
- [28] Abdolalipouradl, M., Mohammadkhani, F., Khalilarya, Sh., and Yari, M., "Thermodynamic and Exergoeconomic Analysis of Two Novel tri-generation Cycles for Power, Hydrogen and Freshwater Production from Geothermal Energy", *Energy Conversion and Management*, Vol. 226, pp. 113-128, (2020).
- [29] Abdolalipouradl, M., Mohammadkhani, F., and Khalilarya, Sh., "A Comparative Analysis of Novel Combined Flash-binary Cycles for Sabalan Geothermal Wells: Thermodynamic and Exergoeconomic Viewpoints", *Energy*, Vol. 209, pp. 118-135, (2020).
- [30] Dai, Y., Wang, J., and Gao, L., "Parametric Optimization and Comparative Study of Organic Rankine Cycle (ORC) for Low Grade Waste Heat Recovery", *Energy Conversion and Management*, Vol. 50, No. 3, pp. 576-582, (2009).

فهرست نمادهای انگلیسی

ظرفیت گرمایی ویژه	C_p
جریان انرژی	E
انتالپی	h
دبی	\dot{m}
نرخ انتقال حرارت	\dot{Q}
دما	T
توان	\dot{W}

نمادهای یونانی

ضریب تاثیر مبدل حرارتی	ϵ
بازده قانون دوم ترمودینامیک	ϵ
بازده قانون اول ترمودینامیک	η

فهرست زیروندها

حالت استاندارد	0
واقعی	a
هوا	ira
سرد	c
کندانسور	$cond.$
حجم کنترل	$c.v$
تخریب	D
اوپراتور	$EVA.$
موتور	$eng.$
سوخت	F
سوخت	$Fuel$
گرم	h
مبدل حرارتی داخلی	IHE
آیزنتروپیک	i
ورودی	in
مخلوط	mix
خالص	net
خروجی	out
پمپ	$PU.$
توربین	$TUR.$

Abstract

In the current paper thermal buckling of cylindrical shells subjected to uniform temperature rise is investigated. Nanocomposite shell reinforced by graphene platelets (GPLs). It is assumed that the GPLs are randomly oriented and uniformly distributed along in each layer. Variation of volume fraction from each layer to other is based on the several functionally graded types. The effective material properties are obtained using the Halpin-Tsai rule. The equilibrium equations are obtained considering the first order shear deformation shell theory, Donnell assumption, and Von-karman type of geometrical nonlinearity. The linear obtained stability equations are discrete utilizing the generalized differential quadrature procedure along the shell domain. Then the eigenvalue problem is solved and critical buckling temperature is calculated. In the section of numerical results, after validation, the effects of geometric parameter, boundary conditions, mass fraction of GPL, and also type of functionally graded on the stability of structure are studied.