



مدلسازی ترمودینامیکی و ارزیابی عملکرد سیکل جدید و اصلاح شده رانکین آلی با استفاده همزمان از اجکتور بخار و ریژنراتور

هادی غائبی^{۱*}، رضا خیری^۲

۱- استادیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه محقق اردبیلی، اردبیل

۲- دانشجوی کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی سهند، شهر جدید سهند، تبریز

* اردبیل، صندوق پستی 179، hghaebi@uma.ac.ir

چکیده

باتوجه به آلودگی سوختهای فسیلی و محدود بودن آنها، منابع تجدیدپذیر جایگزین مناسبی برای منابع تجدیدناپذیر می‌باشد. سیکل ارگانیک رانکین (ORC) عموماً از منابع انرژی تجدیدپذیر دما پایین (LGHS) مانند انرژی خورشیدی و... استفاده می‌کند. بازده پایین این سیکل، استفاده از آن را محدود کرده است. در این تحقیق برای افزایش راندمان و توان تولیدی، یک آرایش جدید از سیکل ارگانیک رانکین با استفاده همزمان از اجکتور^۳ ریژنراتور^۴ ارائه شده است. در این سیکل، یک ریژنراتور به همراه اجکتور به سیکل ساده افزوده شده است. همچنین از یک اواپراتور دو مرحله‌ای^۵ بهره گرفته شده است. بخار از اواپراتور مرحله دوم به عنوان سیال اولیه وارد اجکتور بخار شده و پس از کاهش فشار در آن باعث افزایش مکش سیال ثانویه از خروجی توربین می‌شود که به نوبه خود به افزایش توان تولیدی می‌انجامد. همچنین بخار خروجی از توربین قبل از وارد شدن به اجکتور وارد ریژنراتور می‌شود و بخشی از انرژی مورد نیاز اواپراتور مرحله اول تأمین می‌شود. با این کار بخشی از انرژی بازایی شده و راندمان سیکل افزایش می‌یابد. برای مدلسازی ترمودینامیکی کدی در نرم افزار محاسباتی ای ای اس^۶ توسعه داده شده است. علاوه از سیال‌های عامل مختلفی برای ارزیابی عملکرد سیکل استفاده شده و نتایج باهم مقایسه شده‌اند. نتایج گویاست که بازده سیکل ارائه شده، در بهترین حالت (بسته به نوع سیال عامل) ۱۷/۵٪ نسبت به سیکل ساده افزایش یافته است. همچنین برای ارزیابی تأثیر پارامترهای ترمودینامیکی، مطالعه پارامتریک نیز انجام شده است. ضمناً در بین سیال‌های عامل بررسی شده بیشترین بازده مربوط به سیال آر 245 اف ای^۷ می‌باشد.

کلیدواژگان: سیکل ارگانیک رانکین، ریژنراتور، اجکتور، تحلیل ترمودینامیکی، مطالعه پارامتریک

Thermodynamic modeling and performance analysis of a novel and modified Organic Rankine Cycle(ORC) augmented with ejector and regenerator

Hadi Ghaebi¹, Reza Kheiri²

1- Department of Mechanical Engineering, Mohaghegh Ardabili University, Ardabil, Iran.

2- Department of Mechanical Engineering, Sahand University of Technology, Sahand New Town, Tabriz, Iran.

* P.O.B. 179, Ardabil, Iran, hghaebi@uma.ac.ir

Abstract

Due to pollution and limited fossil fuels, renewable sources can be considered the main alternative of these resources. Generally, the organic Rankine Cycle(ORC) uses renewable Low Grade Heat Source(LGHS) such as solar, geothermal and etc. In this study a novel configuration of ORC has been proposed to improve the efficiency and power generation using both of an ejector and a regenerator. In this cycle an ejector with a regenerator have been integrated in ORC. Also a dual-stage evaporator has been used. Steam from the second stage evaporator is entered to ejector as the primary fluid and after the pressure decrement tends to increase of the suction of the secondary fluid from the steam turbine outlet. This modification tends to the higher power generation. Also steam enters to the regenerator prior to the ejector and in this way a part of energy of needed for the first stage evaporator is supplied and the efficiency is increased. For thermodynamic modeling a code was developed in the Engineering Equation Solver(EES) software. In addition different working fluids were examined to evaluate of the thermodynamic performance of the proposed cycle. The results show that the efficiency of the cycle increased 17.5% compared to the ORC in the best case(dependent on the working fluid). To evaluate of the thermodynamic parameters on the efficiency and output power, parametric study was done. The fluid with the highest efficiency was R245fa.

Keywords: Organic Rankine Cycle (ORC), ejector, regenerator, thermodynamic performance, parametric study

¹ Organic Rankine Cycle

² Low Grade Heat Source

³ Ejector

⁴ Regenerator

⁵ Dual-Stage Evaporator

⁶ EES

⁷ R245fa

۱- مقدمه

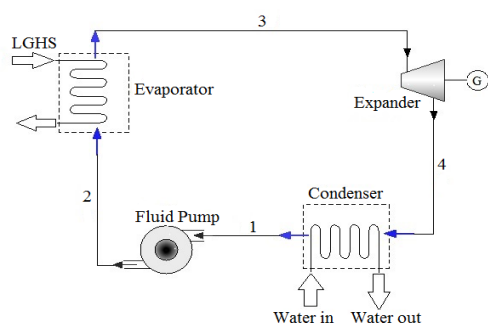
صنعتی سازی منجر به گرم شدن کره زمین و آسیب به محیط زیست می شود. به منظور تأمین نیاز به انرژی در آینده و همچنین کاهش انتشار گازهای گلخانه‌ای و همچنین کاهش وابستگی به سوخت‌های فسیلی، توسعه سیستم‌های انرژی نوین غیر قابل اجتناب می باشد. et al. Bombarda با مقایسه سیکل‌های کالینا^۱ و ارگانیک رانکین^۲، در عملکرد ترمودینامیکی یکسان، نشان دادند که سیکل کالینا به فشار بیشتری نیاز دارد (Bombarda et al., 2010). Muñoz و Chacartegui به این نتیجه رسیدند که در میان بسیاری از فناوری‌ها، سیکل ارگانیک رانکین یک راه حل مناسب برای استفاده از منابع حرارتی دما پایین^۳ می باشد (Muñoz et al., 2011) (Chacartegui et al., 2012). Karellas، تأثیر پارامترهای سیکل ارگانیک رانکین بر روی پارامترهای گرمایی در طراحی مبدلهای حرارتی را بررسی کردند (Karellas, et al., 2012). Sun et al. با استفاده از الگوریتم روژن سیکل ارگانیک رانکین را بهینه سازی کردند (Sun et al., 2011). Wei et al. به این نتیجه رسیدند که مزیت مهم سیکل‌های ارگانیک رانکین، قابلیت اطمینان بالا و انعطاف پذیری آنها در هنگام ساخت می باشد (Wei et al., 2008). Hettiarachchi سیکل ارگانیک رانکین را برای استفاده از انرژی زمین گرمایی بهینه سازی کردند (Hettiarachchi et al., 2007). Bahaa et al. تأثیر سیال‌های مختلف را بر روی سیکل ارگانیک رانکین بررسی کردند (Bahaa et al., 2007). Roy et al. سیکل ارگانیک رانکین را برای استفاده از دود خروجی صنایع در دما و فشار خاص بهینه نمودند (Roy et al., 2010). Yamada et al. بازده گرمایی سیکل ارگانیک رانکین را در هنگام استفاده از سیال اچ اف او-۱۲۳ وای اف^۴ بررسی کردند (Yamada et al., 2012). Gang et al. اجزا و سیستم‌های سیکل ارگانیک رانکین را در مقیاس آزمایشگاهی بهینه نمودند (Gang et al., 2011). Li et al. به کار بردن سیال‌های عامل مختلف، نشان دادند که توان خروجی و بازده سیکل با تغییر سیال عامل تغییر خواهد کرد (Li et al., 2011). Schuster et al. سیکل فوق بحرانی ارگانیک رانکین را به جای سیکل ساده ارگانیک رانکین پیشنهاد کردند، که نتیجه کار کاهش اتلافات حرارتی سیکل بود (Schuster et al., 2010). Guo et al. ارزیابی ترمودینامیکی سیکل ارگانیک رانکین را برای پیدا کردن میانگین اتلافات انرژی در دماهای مختلف منبع زمین گرمایی انجام دادند (Guo et al., 2011). Keenan. Elrod مطالعات جامعی روی ایجکتور انجام داده و فرآیند اختلاط را در ایجکتور به عنوان یک فرآیند آیزنتروپیک شناختند (Elrod, 1945). (Keenan, 1942). ارائه یک نظریه بنیادی یک بعدی، نتیجه ارزیابی تئوری و مطالعه تجربی اولیه بود. برای بررسی جزئیات بیشتر و استفاده بهتر از ایجکتور یک مدل ریاضی توسط Narmine پیشنهاد شد (Narmine et al., 1999). Rongji et al. سیکل ارگانیک رانکین به همراه ایجکتور بخار^۵ را پیشنهاد کردند، که از یک ایجکتور بخار برای افزایش بازده سیکل ارگانیک رانکین پیشنهاد شده بود (Rongji et al., 2011). Li et al.

از ایجکتور و تغذیه جداگانه آن را دادند، که باعث افزایش بازده و توان تولیدی سیکل شد. (Li et al., 2012). در این تحقیق برای افزایش توان خروجی و بازده سیکل ساده ارگانیک رانکین استفاده تلفیقی از ایجکتور، بازیاب حرارتی پیشنهاد شده است. با بکار بردن ایجکتور در سیکل می توان فشار را تعدیل و به فشار مورد نظر رساند. با استفاده از بازیاب حرارتی می توان از اتلافات انرژی جلوگیری و بدون استفاده از منابع خارجی انرژی مورد نیاز اواپراتورها را فراهم نمود. با رویکرد به این مسئله سیکلی جدید با تلفیق اجزاء فوق و سیکل ارگانیک رانکین پیشنهاد می شود. همچنین برای ارزیابی تأثیر پارامترهای ترمودینامیکی بر روی بازده و توان مفید خروجی، مطالعات پارامتریک بروی سیکل پیشنهادی انجام شده است. علاوه بر این به جهت اینکه در سیکل‌های ارگانیک رانکین سیالات عامل مختلفی استفاده می شوند، تأثیر استفاده از سیالات مختلف (سیز بوتن^۶، آر ۶۰۰، آر ۲۴۵ اف ای^۷، آر ۲۳۶ اف ای^۸) بر روی عملکرد سیکل نیز بررسی و با سیکل ساده ارگانیک رانکین مقایسه شده اند.

۲- توضیح سیستم ها

۲-۱- سیکل ساده ارگانیک رانکین

در شکل ۱- الف و ب به ترتیب شماتیک سیکل ساده ارگانیک رانکین و دیگرام تی-اس^۹ این سیکل نشان داده شده است. سیکل ساده ارگانیک رانکین در واقع همان سیکل رانکین می باشد که به جای بویلر، اواپراتور جایگزین آن شده است. این سیکل به طور عمده شامل توربین، کندانسور، اواپراتور و پمپ می باشد. به جهت اینکه سیال‌های عامل مورد استفاده در این سیکل عموماً دارای دمای جوش پایینی می باشند، لذا با استفاده از یک منبع حرارتی دما پایین می توان بخار لازم جهت مصرف توربین را در اواپراتور تولید کرد. برای این کار منبع حرارتی می تواند خورشید، بیوگاز، زمین گرمایی و ... باشد. همچنین واسط عامل مورد استفاده جهت جذب انرژی از منابع انرژی تجدیدپذیر دما پایین^{۱۱}، آب است.



شکل ۱- الف: شماتیک سیکل ساده ارگانیک رانکین

^۶ Cis-2-Butene

^۷ R600

^۸ R245fa

^۹ R236fa

^{۱۰} T-S

^{۱۱} LGHS

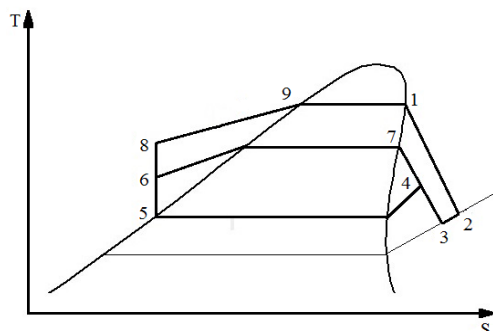
^۱ Kalina

^۲ ORC

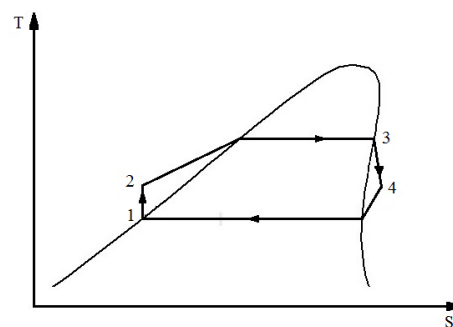
^۳ LGHS

^۴ HFO-123yf

^۵ RORC



شکل ۲-ب: دیاگرام تی-اس سیکل ارگانیکی رانکین به همراه ایجکتور و ریژنراتور



شکل ۲-ا: دیاگرام تی-اس سیکل ساده ارگانیکی رانکین

۲-۲- سیکل ارگانیکی رانکین به همراه ایجکتور و ریژنراتور

شماتیک این سیکل در شکل (۲-الف) و دیاگرام تی-اس آن در شکل (۲-ب) نشان داده شده است. برای افزایش راندمان، یک ایجکتور و یک بازایاب حرارتی^۱ یا ریژنراتور به سیکل ساده ارگانیکی رانکین اضافه شده است. علاوه بر این از یک اواپراتور دو مرحله‌ای نیز استفاده شده است. بخار خروجی از اواپراتور مرحله دوم به عنوان سیال اولیه برای ایجکتور می‌باشد. ایجکتور با مکش بخار خروجی از توربین (سیال ثانویه) باعث کاهش فشار خروجی توربین و افزایش کار توربین می‌شود. همچنین بخار خروجی از توربین وارد مبدل شده که این مبدل با سیال و انرژی خارج از سیکل کار نمی‌کند، بلکه این مبدل با دادن گرمای بخار خروجی از توربین به مایع متراکم خروجی از پمپ I باعث کاهش گرمای مورد نیاز اواپراتور شده و از این طریق به افزایش راندمان سیکل منجر می‌شود. این سیکل نیز از دو چرخه تشکیل شده است:

۳- مدلسازی ترمودینامیکی

برای مدلسازی ترمودینامیکی سیکل رانکین به همراه ایجکتور و ریژنراتور، کد شبیه سازی در نرم افزار ای ای اس^۲ تهیه شده است. فرضیات مدلسازی به صورت زیر هستند:

✓ تمام فرایندها بصورت پایا بوده و افت فشاری در اجزای سیستم وجود ندارد.

✓ دمای سیال خروجی از کندانسور ۲۵ °C می باشد.

✓ فشار اواپراتورهای مرحله اول و دوم به ترتیب 599kpa و 420kpa در نظر گرفته شده است.

✓ بازده آیزنتروپیکی توربین ۸۵٪ و بازده مبدل حرارتی ۶۵٪ است.

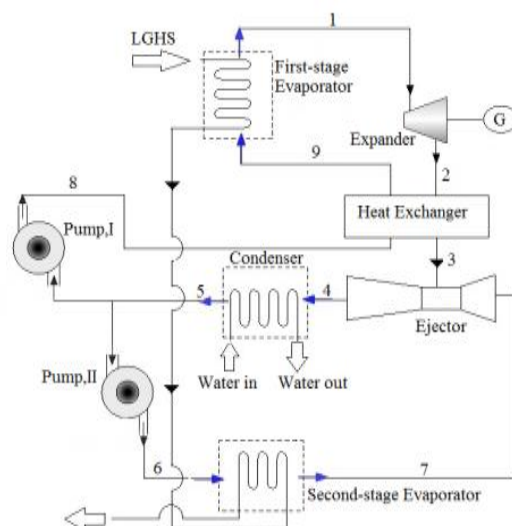
✓ پمپ ها بصورت آیزن تروپیک می باشند.

برای آنالیز ترمودینامیکی سیستم، قوانین بقای جرم و بقای انرژی برای تک تک اجزاء سیستم ها اعمال می شود (Wyllen et al., 2002):

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

$$\dot{Q}_{c.v.} + \sum \dot{m}_i h_i = \sum \dot{m}_e h_e + \dot{W}_{c.v.} \quad (2)$$

با به کار بردن روابط بالا برای تک تک اجزاء سیستم و برای هر یک از سیکل ها خواهیم داشت.



شکل ۲-الف: شماتیک سیکل ارگانیکی رانکین به همراه ایجکتور و ریژنراتور

² Engineering Equation Solver

¹ Regenerator

جدول ۱: بالانس انرژی برای اجزاء سیکل های مختلف

اجزاء	معادلات
سیکل ساده ارگانیک رانکین	
پمپ (۱-۲)	$\dot{W}_P = \dot{m}_1(h_1 - h_2)$
اوپراتور (۲-۳)	$\dot{Q}_E = \dot{m}_2(h_3 - h_2)$
توربین (۳-۴)	$\dot{W}_T = \dot{W}_{T,ideal} \eta_t = \dot{m}_3(h_3 - h_{4s}) \eta_t$
کندانسور (۴-۱)	$\dot{Q}_C = \dot{m}_4(h_4 - h_1)$
بازده سیکل	$\eta = \frac{\dot{W}_T + \dot{W}_P}{\dot{Q}_E} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_E}$
سیکل ساده ارگانیک رانکین به همراه ایجکتور و ریژنراتور	
پمپ I (۵-۸)	$\dot{W}_{P,I} = \dot{m}_8(h_5 - h_8)$
پمپ II (۵-۶)	$\dot{W}_{P,II} = \dot{m}_6(h_5 - h_6)$
مبدل حرارتی (۲-۳)	$\dot{Q}_{HE(2-3)} = \dot{m}_2(h_2 - h_3)$
مبدل حرارتی (۸-۹)	$\dot{Q}_{HE(8-9)} = \dot{Q}_{HE(2-3)} \eta_{he}$
اوپراتور مرحله اول (۹-۱)	$\dot{Q}_{E1} = \dot{m}_1(h_1 - h_9)$
اوپراتور مرحله دوم (۶-۷)	$\dot{Q}_{E2} = \dot{m}_6(h_7 - h_6)$
توربین (۱-۲)	$\dot{W}_T = \dot{W}_{T,ideal} \eta_t = \dot{m}_1(h_1 - h_{2s}) \eta_t$
کندانسور (۴-۵)	$\dot{Q}_C = \dot{m}_4(h_5 - h_4)$
ایجکتور (۷-۳-۴)	$\dot{m}_3 h_3 + \dot{m}_7 h_7 = \dot{m}_4 h_4$
بازده سیکل	$\eta = \frac{\dot{W}_T + \dot{W}_{P,I} + \dot{W}_{P,II} - \dot{W}_{net}}{\dot{Q}_{E1} + \dot{Q}_{E2} - \dot{Q}_E}$

جدول ۳: مقایسه نتایج کد تهیه شده در ای ای اس با نتایج Safarian (Safarian et al., 2015)

کد تهیه شده در ای ای اس	Safarian
بار اوپراتور (kW)	۲۵۲
بار کندانسور (kW)	۱۹۴٫۶
توان کلی توربین (kW)	۶۱
کار پمپ (kW)	۳٫۴۶
توان خالص خروجی (kW)	۵۷٫۵۴
بازده (%)	۲۳٫۸۳

۴-۲- نتایج مدل سازی ترمودینامیکی

با استفاده از کدهای تهیه شده در نرم افزار ای ای اس، پارامترهای ترمودینامیکی برای همه نقاط سیکل رانکین ساده و سیکل پیشنهادی (ارگانیک رانکین به همراه ایجکتور و ریژنراتور) بدست آمده است. همچنین برای بررسی تاثیر نوع سیال عامل مورد استفاده بر روی پارامترهای عملکردی سیستم، سیال های عامل مختلفی (آر ۶۰۰، آر ۲۳۶ اف ای، آر ۲۴۵ اف ای و سیز ۲ بوتن) بکار گرفته شده اند که نتایج شبیه سازی در جداول (۴) و (۵) ارائه شده اند. علاوه بر این برای مقایسه کارایی سیکل ها و برای هریک از سیال های عامل مورد بررسی، درصد بهبود راندمان سیکل پیشنهادی نسبت به سیکل ساده ارگانیک رانکین در جدول (۶) ارائه شده است.

جدول ۴: نتایج شبیه سازی برای سیکل ساده ارگانیک رانکین

سیز ۲ بوتن	آر ۲۴۵ اف ای	آر ۲۳۶ اف ای	آر ۶۰۰
ای	ای	ای	ای
بار اوپراتور (kW)	۹۷٫۴۶	۵۰٫۱۱	۳۶٫۵۹
بار کندانسور (kW)	۸۹٫۳	۴۵٫۳۲	۳۴٫۳۶
کار پمپ (kW)	۰٫۱۴۱	۰٫۰۷۶	۰٫۰۵۴۵
توان کلی توربین (kW)	۸٫۲۲۹	۴٫۸۶۹	۲٫۲۸۹
توان خالص خروجی (kW)	۸٫۱۵۸	۴٫۷۹۳	۲٫۲۳۵
بازده (%)	۸٫۳۷	۹٫۵۶۳	۶٫۱۰۸

جدول ۵: نتایج شبیه سازی برای سیکل ارگانیک رانکین به همراه ایجکتور و ریژنراتور

سیز ۲ بوتن	آر ۲۴۵ اف ای	آر ۲۳۶ اف ای	آر ۶۰۰
ای	ای	ای	ای
بار اوپراتور اول (kW)	۹۶٫۰۴	۴۸٫۸۳	۳۵٫۷۹
بار اوپراتور دوم (kW)	۵۴٫۲۴	۲۷٫۷	۲۰٫۰۵
بار کلی اوپراتور (kW)	۱۵۰٫۳	۷۶٫۵۳	۵۵٫۸۵
بار کندانسور (kW)	۱۳۸٫۶	۶۹٫۲۷	۵۲٫۶۴
کار پمپ ۱ (kW)	۰٫۱۴۱۵	۰٫۰۷۶	۰٫۰۵۴
کار پمپ ۲ (kW)	۰٫۰۴۳	۰٫۰۲۶	۰٫۰۱۴
توان کلی توربین (kW)	۱۳٫۲۶	۸٫۶۵۱	۴٫۰۷۷
توان خالص خروجی (kW)	۱۳٫۰۸	۸٫۵۴۸	۴٫۰۰۹
بار ریژنراتور (kW)	۲٫۱۸۸	۱٫۹۷۴	۱٫۲۳۲
بازده (%)	۸٫۷۰۳	۱۱٫۱۷	۷٫۱۷۸

۴-۳- بحث و بررسی نتایج

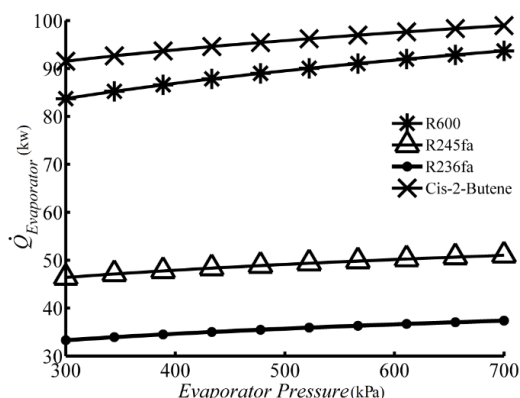
۴-۱- اعتبار سنجی مدل

برای اعتبار سنجی مدل سازی سیکل ارائه شده در این تحقیق از دو مرجع مختلف استفاده شده است. در مقاله ارائه شده توسط Li از ایجکتور برای افزایش راندمان سیکل رانکین استفاده کرده اند. کد توسعه داده شده در نرم افزار ای ای اس را برای این سیکل بکار برده شده و نتایج در جدول (۲) آورده شده اند (Li et al., 2012). همانطور که در جداول (۲) و (۳) مشاهده می شود، کدهای تهیه شده دارای دقت قابل قبولی می باشد. سیکل ارائه شده توسط Safarian از بازیاب حرارتی در سیکل رانکین استفاده کرده است. با اعمال کد تهیه شده برای این سیکل نتایج در جدول (۳)

جدول ۲: مقایسه نتایج کد تهیه شده در ای ای اس با نتایج (Li et al., 2012)

Li	Li
کد تهیه شده در ای ای اس	کد تهیه شده در ای ای اس
عملکرد سیکل (آر ۶۰۰)	عملکرد سیکل (آر ۶۰۰)
توان خروجی کل (kW)	۶٫۴۷
کار پمپ (kW)	۰٫۱۳
توان خالص (kW)	۶٫۳۴
بازده سیکل (η) (%)	۷٫۳۴

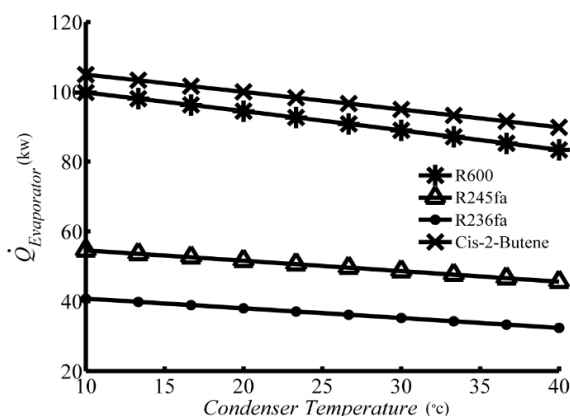
آورده شده اند (Safarian et al., 2015).



شکل ۵: تاثیر فشار اواپراتور بر روی راندمان سیکل ساده ارگانیک رانکین.

4-3-2- اثر تغییرات دمای کندانسور بر روی عملکرد سیکل ساده ارگانیک رانکین

شکل‌های (۶) تا (۸) به ترتیب تاثیر دمای کندانسور را روی گرمای جذب شده در اواپراتور، کار توربین و همچنین بازده سیکل نشان می‌دهند. هر چقدر دمای کندانسور افزایش یابد، دمای سیال خروجی از کندانسور افزایش یافته و مقدار گرمای لازم برای رسیدن سیال به بخار اشباع و فشار دلخواه کمتر شده و گرمای جذب شده توسط اواپراتور کاهش می‌یابد. میزان تغییرات آر ۶۰۰ بیشتر از بقیه می‌باشد (شکل (۶)). از آنجا که با افزایش دمای کندانسور مقدار گرمای جذب شده توسط اواپراتور کاهش می‌یابد، بنابراین مقدار انرژی که به سیال داده می‌شود کمتر شده و همچنین فشار خروجی از توربین کاهش می‌یابد. در نتیجه توان تولیدی توربین با افزایش دمای کندانسور کاهش خواهد یافت. که بیشترین تغییرات مربوط به دو سیال آر ۶۰۰ و سیز ۲ بوتن می‌باشد (شکل (۷)). با توجه به مطالب فوق مشخص شد، که با افزایش دمای کندانسور هم توان تولیدی توربین و هم گرمای جذب شده توسط اواپراتور کاهش می‌یابد. ولی میزان کاهش توان تولیدی توربین بیشتر از کاهش گرمای جذب شده توسط اواپراتور بوده و بنابراین بازده سیکل با افزایش دمای کندانسور کاهش خواهد یافت (شکل (۸)). میزان نسبت کاهش توان تولیدی توربین به کاهش گرمای جذب شده توسط اواپراتور در سیال آر ۲۳۶ اف ای نسبت به سیال‌های دیگر بیشتر است که به همین دلیل تغییرات راندمان این سیال بیشتر از بقیه می‌باشد.



شکل ۶: تاثیر دمای کندانسور بر روی گرمای جذب شده توسط اواپراتور در سیکل ساده ارگانیک رانکین.

جدول ۶: مقایسه عملکرد سیکل ارگانیک رانکین به همراه ایجکتور و سیکل جدید

پیشنهادی با سیکل ساده ارگانیک رانکین				
سیال ۲ بوتن	آر ۲۴۵ اف ای	آر ۲۳۶ اف ای	آر ۶۰۰	
۴	۱۶٫۸	۱۷٫۵	۱۳٫۵	افزایش بازده سیکل
				ارگانیک رانکین به همراه
				ایجکتور و ریژنراتور (%)

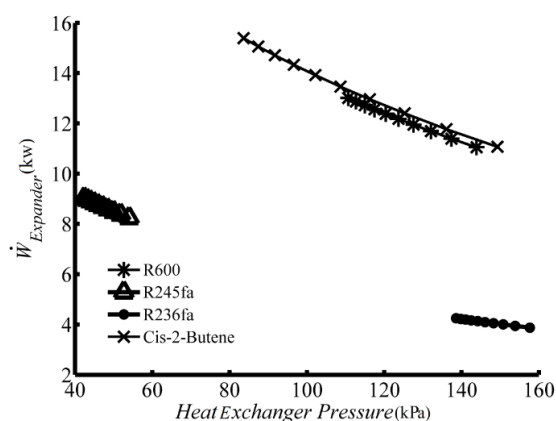
با مقایسه جداول (۴) و (۵) در می‌یابیم که مقدار کار توربین در سیکل ارگانیک رانکین به همراه ایجکتور و ریژنراتور به مقدار قابل توجهی افزایش یافته است. همچنین در میان سیال‌های عامل مختلف، بیشترین بازده مربوط به سیال آر ۲۴۵ اف ای به دلیل بالاتر بودن نسبت کار توربین به بار اواپراتور می‌باشد (۱۷۰٪). ضمناً با توجه به جدول (۶) سیال آر ۲۳۶ اف ای درصد افزایش بازده بیشتری را به دلیل بیشتر بودن نسبت افزایش کار توربین، نشان می‌دهد (۱۷۰٪). علاوه بر این مقدار بار اواپراتور مرحله اول با توجه به وجود مبدل حرارتی کاهش و مقدار کار توربین افزایش یافته است که افزایش کار توربین و کاهش مقدار گرمای داده شده به اواپراتور مرحله اول منجر به افزایش راندمان شده است.

۴-۳- مطالعه پارامتریک

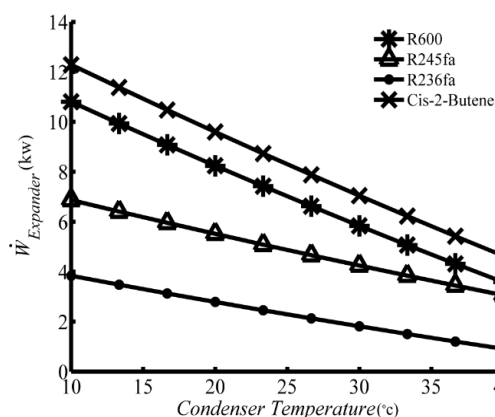
۴-۳-۱- تاثیر تغییرات فشار اواپراتور بر روی عملکرد سیکل ساده ارگانیک رانکین

شکل ۳ اثر فشار اواپراتور بر گرمای جذب شده توسط اواپراتور را نشان می‌دهد. با افزایش فشار اواپراتور گرمای جذب شده توسط اواپراتور نیز افزایش می‌یابد. سیال‌های آر ۶۰۰ و سیز ۲ بوتن به دلیل اینکه در محدوده بیشتری به حالت دو فازی قرار دارند، مقدار گرمای جذب شده در آنها بیشتر و افزایش گرمای جذب شده در آنها با افزایش فشار اواپراتور نسبت به دو سیال عامل دیگر بیشتر است.

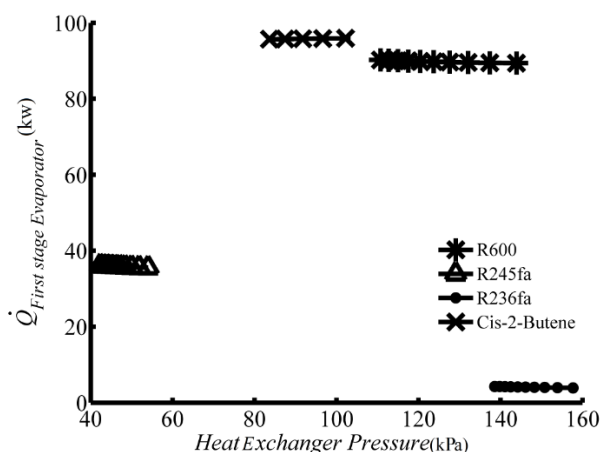
شکل (۴) اثر تغییرات فشار اواپراتور بر توان تولیدی توربین را برای سیال‌های عامل مختلف نشان می‌دهد. با افزایش فشار اواپراتور مقدار کار تولیدی در توربین افزایش می‌یابد. در بین سیال‌های عامل مختلف سیال سیز ۲ بوتن مقدار گرمای بیشتری را لازم دارد تا به فشار مورد نظر برسد. هرچه این مقدار گرما بیشتر باشد، توان تولیدی توربین نیز بیشتر خواهد شد. به همین دلیل در بین سیالات عامل مختلف سیز ۲ بوتن بیشترین کار تولیدی توربین را داراست. با افزایش فشار اواپراتور، هم توان تولیدی توربین و هم گرمای جذب شده توسط اواپراتور افزایش می‌یابد، ولی بدلیل اینکه میزان افزایش توان تولیدی توربین بیشتر از افزایش گرمای جذب شده توسط اواپراتور است، بنابراین بازده سیکل با افزایش فشار افزایش می‌یابد (شکل (۵)). از آنجا که مقدار افزایش توان تولیدی سیال آر ۲۴۵ اف ای خیلی بیشتر از گرمای جذب شده توسط اواپراتور است، بنابراین، با توجه به شکل ۵، بهترین بازده مربوط به سیال آر ۲۴۵ اف ای می‌باشد.



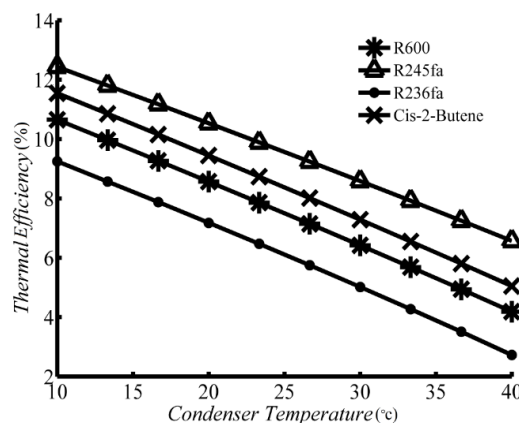
شکل ۹: تاثیر فشار مبدل حرارتی بر روی توان تولیدی سیکل ارگانیک رانکین به همراه ایجکتور و ریژنراتور



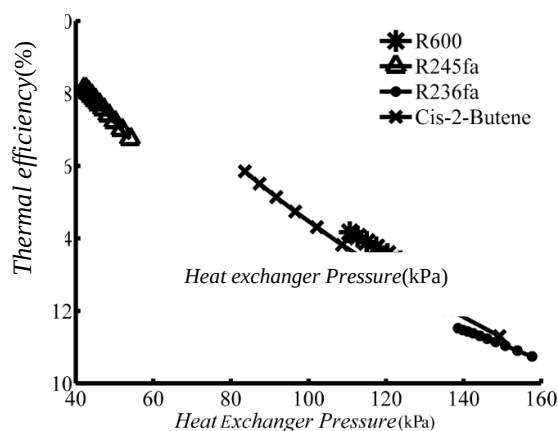
شکل ۷: تاثیر دمای کندانسور بر توان تولیدی سیکل ساده ارگانیک رانکین.



شکل ۱۰: تاثیر فشار مبدل حرارتی بر گرمای جذب شده توسط اواپراتور در سیکل ارگانیک رانکین به همراه ایجکتور و ریژنراتور



شکل ۸: تاثیر دمای کندانسور بر روی بازده سیکل ساده ارگانیک رانکین.



شکل ۱۱: تاثیر فشار مبدل حرارتی بر روی بازده سیکل ارگانیک رانکین به همراه ایجکتور و ریژنراتور

۴-۳-۲- تاثیر تغییرات فشار مبدل حرارتی بر روی سیکل ارگانیک رانکین به همراه ایجکتور و ریژنراتور

محدوده فشار کاری برای مبدل حرارتی در سیکل ارگانیک رانکین به همراه ایجکتور و ریژنراتور برای سیالات عامل مختلف متفاوت است. هر چقدر فشار اواپراتور مرحله دوم کاهش یابد، فشار مبدل حرارتی (ریژنراتور) افزایش خواهد یافت. این افزایش، فشار سیال خروجی از توربین را نیز افزایش خواهد داد، که نهایتاً باعث کاهش توان تولیدی توسط توربین خواهد شد (شکل ۹).

بدلیل وجود ریژنراتور در سیکل ارگانیک رانکین به همراه ایجکتور و ریژنراتور، در این سیکل با تامین شدن بخشی از گرمای لازم توسط ریژنراتور، مقدار گرمای جذب شده توسط اواپراتور مرحله اول کاهش می یابد (شکل ۱۰). همانطور که در شکل ۱۰ مشاهده می شود، سیال آر ۲۴۵ اف ای تغییرات بیشتری را دارد.

با توجه به شکل های (۹) و (۱۰) با کاهش فشار اواپراتور مرحله دوم، فشار مبدل حرارتی افزایش یافته و با افزایش فشار مبدل حرارتی، توان تولیدی توسط توربین به شدت کاهش می یابد، که با در نظر گرفتن کاهش جزئی گرمای جذب شده توسط اواپراتور مرحله اول، بازده سیکل ارگانیک رانکین به همراه ایجکتور و ریژنراتور به شدت کاهش خواهد یافت (شکل ۱۱).

۵- نتایج

به دلیل پایین بودن بازده سیکل ساده ارگانیکی رانکین، برای افزایش بازده و توان خالص خروجی سیکل، سیکل جدیدی ارائه شد که در آن یک ایجکتور و یک بازایب حرارتی به سیکل ساده ارگانیکی رانکین افزوده شده است. علاوه بر سیکل جدید ارائه شده، برای مقایسه عملکرد سیکل جدید با سیکل ارگانیکی ساده رانکین، مدلسازی ترمودینامیکی نیز انجام شد. همچنین برای ارزیابی عملکرد هریک از سیکل ها از سیالات عامل مختلفی از جمله آر ۶۰۰، آر ۲۳۶ اف ای، آر ۲۴۵ اف ای و سیز ۲ بون استفاده شدند که اهم نتایج عبارتند از:

- ۱- سیکل ارگانیکی رانکین به همراه ایجکتور و ریژنراتور، دارای افزایش بازده و توان تولیدی قابل ملاحظه‌ای نسبت به سیکل ارگانیکی رانکین ساده بود.
- ۲- بیشترین بازده در بین سیال‌های عامل مختلف برای سیکل پیشنهادی مربوط به سیال آر ۲۴۵ اف ای بوده و مقدار آن ۱۷.۱۱٪ می‌باشد.
- ۳- بهترین سیال‌های عامل از لحاظ بالابودن راندمان به ترتیب آر ۲۴۵ اف ای، سیز ۲ بون، آر ۶۰۰، آر ۲۳۶ اف ای می‌باشند.
- ۴- با افزایش فشار اواپراتور مرحله اول، توان تولیدی و بازده سیکل جدید ارائه شده، افزایش می‌یابد.
- ۵- با افزایش دمای کندانسور، توان تولیدی و بازده سیکل کاهش می‌یابد.
- ۶- با افزایش فشار اواپراتور مرحله دوم، توان تولیدی و بازده سیکل افزایش می‌یابد.
- ۷- با افزایش فشار بازایب حرارتی، توان تولیدی و بازده سیکل به شدت کاهش می‌یابد.

۶- فهرست علائم

$\dot{h}$	آنتالپی (kJ/kg)
$\dot{m}$	دبی جرمی (kg/s)
$\dot{Q}$	گرما (kW)
$\dot{W}$	کار (kW)

علائم یونانی

η	راندمان (%)
C	کندانسور
$c.v.$	حجم کنترل
E	اواپراتور
e	خروجی
HE	مبدل حرارتی
i	ورودی
Net	نهایی
P	پمپ
S	آیزنتروپیک
t	توربین

۷- منابع

- [1] P. Bombarda, C. Invernizzi, C. Pietra, Heat recovery from diesel engines: A thermodynamic comparison between Kalina and ORC cycles, *Applied Thermal Engineering*, No.30, pp.212-219, 2010.

- [2] J. Muñoz Escalona, D. Sánchez, R. Chacartegui, T. Sánchez, Part-load analysis of gas turbine & ORC combined cycles, *Applied Thermal Engineering*, No. 36, pp.63-72, 2012.
- [3] R. Chacartegui, J. Muñoz de Escalona, D. Sánchez, B. Monje, T. Sánchez, Alternative cycles based on carbon dioxide for central receiver solar power plants, *Applied Thermal Engineering*, No. 31, pp.872-879, 2011.
- [4] S. Karellas, A. Schuster, A.D. Leontaritis, Influence of supercritical ORC parameters on plate heat exchanger design, *Applied Thermal Engineering*, No.36, pp. 33-34, 2012.
- [5] J. Sun, W. Li, Operation optimization of an organic rankine cycle (ORC) heat recovery power plant, *Applied Thermal Engineering*, No. 31, pp.2032-2041, 2011.
- [6] D. Wei, X. Lu, Z. Lu, J. Gu, Dynamic modeling and simulation of an Organic Rankine Cycle (ORC) system for waste heat recovery, *Applied Thermal Engineering*, No. 28, pp.1216-1224, 2008.
- [7] H. Hettiarachchi, M. Golubovic, W.M. Worek, Y. Ikegami, Optimum design criteria for an organic Rankine cycle using low-temperature geothermal heat source, *Energy*, No.32, pp.1698-1706, 2007.
- [8] S. Bahaa, K. Gerald, Working fluids for low temperature organic Rankine cycles, *Energy*, No.32, pp.1210-1221, 2007.
- [9] J.P. Roy, M.K. Mishra, A. Misra, Parametric optimization and performance analysis of a waste heat recovery system using organic Rankine cycle, *Energy*, No.35, pp.5049-5062, 2010.
- [10] N. Yamada, M. nor Anuar, K.T. Trung, Study on thermal efficiency of low-to medium-temperature organic Rankine cycles using HFO-123yf, *Energy*, No. 41, pp.368-375, 2012.
- [11] P. Gang, J. Li, Y. Li, D. Wang, J. Ji, Construction and dynamic test of a small-scale organic Rankine cycle, *Energy*, No.36, pp.3215-3223, 2011.
- [12] W. Li, X. Feng, Y. L.J., X. J., Effects of evaporating temperature and internal heat exchanger on organic Rankine cycle, *Applied Thermal Engineering*, No.31, pp.4014-4023, 2011.
- [13] A. Schuster, S. Karellas, R. Aumann, Efficiency optimization potential in supercritical organic Rankine cycles, *Energy*, No.35, pp.1033-1039, 2010.
- [14] T. Guo, H. Wang, S. Zhang, Comparative analysis of natural and conventional working fluids for use in transcritical Rankine cycle using low-temperature geothermal source, *Energy*, No.35, pp.530-544, 2011.
- [15] J. Keenan, E. Neumann, A simple air ejector, *Applied Mechanics*, No. 64, pp.75-81, 1942.
- [16] H. Elrod, The theory of ejector, *Applied Mechanics*, No.67, pp.170-174, 1945.
- [17] A. Narmine, A. Karameldin, M. Shamloul, Modeling and simulation of steam jet ejectors, *Desalination*, No.123, pp.1-8, 1999.
- [18] X. Rongji, Y. Hem, A vapor injector-based novel regenerative organic Rankine cycle, *Applied Thermal Engineering*, No.31, pp.1238-1243, 2011.
- [19] X. Li, C. Zhao, X. Hu, Thermodynamic analysis of Organic Rankine Cycle with Ejector, *Energy*, No. 42, pp.342-349, 2012.
- [20] V. Wylen, G. John, *Fundamentals of Thermodynamics*, 6th ed, pp.507-511, India, 2002.
- [21] S. Safarian, F. Aramoun, Energy and exergy assessments of modified Organic Rankine Cycles, *Energy Reports*, No.1, pp.1-7, 2015.