



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

هادی غائبی ٔ ، رضا خیری

۱ - استادیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه محقق اردبیلی، اردبیل ۲- دانشجوی کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی سهند، شهر جدید سهند، تبریز * اردبیل، صندوق یستیhghaebi@uma.ac.ir ،179

حكىدە

باتوجه به آلودگی سوختهای فسیلی و محدود بودن آنها، منابع تجدیدیذیر جایگزین مناسبی برای منابع تجدیدنایذیر می باشد. سیکل ارگانیک رانکین('ORC) عموماً از منابع انرژی تجدیدپذیر دما پایین(IGHS) 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 اجکتور⁷ ریژنراتور¹ 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 می شود و بخشی از انرژی مورد نیاز اواپراتور مرحله اول تأمین می شود. با این کار بخشی از انرژی بازیابی شده و راندمان سیکل افزایش می یابد. برای مدلسازی ترمودینامیکی کدی در نرم افزار محاسباتی ای ای اس ٔ توسعه داده شده است. بعلاوه 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 تاثیر پارامترهای ترمودینامیکی، مطالعه پارامتریک نیز انجام شده است. ضمناً در بین سیالهای عامل بررسی شده بیشترین بازده مربوط به سیال آر 245 اف اِی ^۲میباشد.

كليدواژگان : سيكل ارگانيك رانكين، ريژنراتور، اجكتور، تحليل ترموديناميكي، مطالعه يارامتريك

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

Hadi Ghaebi', 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(depending 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

Organic Rankine Cycle

Low Grade Heat Source

³ Ejector

Regenerator Dual-Stage Evaporator

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، et al. توسعه سیستمهای انرژی نوین غیر قابل اجتناب می باشند. . Bombarda با مقایسه سیکلهای کالینا و ارگانیک رانکین⁷، در عملکرد ترمودینامیکی یکسان، نشان دادند که سیکل کالینا به فشار بیشتری نیاز chcartegui al.,2010 (Bombarda e کالینا به فشار بیشتری نیاز رسیدند که در میان بسیاری از فناوریها، سیکل ارگانیک رانکین یک راه حل مناسب برای استفاده از منابع حرارتی دما پایی ن⁷ et al. (Chacartegui et al., 2012) (Muñoz et al., 2011). et al. (Chacartegui et al., 2012) (Muñoz et al., 2011). می باشد(Chacartegui et al., 2012) (Muñoz et al., 2011). و کرمایی در طراحی مبدلهای حرارتی را بررسی کردند. (Karellas, et al., 2012) (Sun et al., 2012). را گرمایی در طراحی مبدلهای حرارتی را بررسی کردند. (Karellas, et al. یکل ارگانیک رانکین بر اوی پارامترهای را گرمایی در طراحی مبدلهای حرارتی را بررسی کردند. (Sun et al. 2012) به بان نتیجه رسیدند که مزیت مهم سیکلهای ارگانیک رانکین، قابلیت اطمینان بالا و انعطاف

بذيرى آنها در هنگام ساخت مىباشد(Wei et al., 2008). (Wei Hettiarachchi سیکل ارگانیک رانکین را برای استفاده از انرژی زمین گرمایی بهینه سازی کردند(Hettiarachchi et al., 2007). Bahaa et al. تاثیر سیالهای مختلف را بر روی سیکل ارگانیک رانکین بررسی کردند(Bahaa et al., 2007). Roy et al. (Bahaa et al., 2007) سیکل ارگانیک رانکین را برای استفاده از دود خروجی صنایع در دما وفشار خاص بهینه نمودند Roy et) Yamada et al. al., 2010) بازده گرمایی سیکل ارگانیک رانکین را درهنگام استفاده از سیال اچ اف او-۱۲۳ وای اف⁷ بررسی کردند Yamada) Gang et al. .et al., 2012) اجزا و سیستمهای سیکل ارگانیک رانکین را در مقياس آزمايشگاهي بهينه نمودند(Gang et al., 2011). Li et al. با به کار بردن سیال های عامل مختلف، نشان دادند که توان خروجی و بازده سيكل با تغيير سيال عامل تغيير خواهد كرد (Li et al., 2011). 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). بود(Schuster et al., 2010) ارزیابی ترمودینامیکی سیکل ارگانیک رانکین را برای پیدا کردن میانگین اتلافات انرژی در دماهای مختلف منبع زمين گرمايي انجام دادند(Guo et al., 2011) و Elrod مطالعات جامعی روی ایجکتور انجام داده و فرآیند اختلاط را در ايجكتور به عنوان يک فرآيند آيزنتروپيک 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., ایجکتور ا Rongji et al. .1999) سيكل ارگانيك رانكين بهمراه ايجكتور بخار درا پیشنهاد کردند، که از یک ایجکتور بخار برای افزایش بازده سیکل ارگانیک رانكين پيشنهاد شده بود(Rongji et al., 2011). يشنهاد استفاده

¹ Kalina ²ORC

J F

٤V

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 میتوان فشار را تعدیل و به فشار مورد نظر رساند. با استفاده از بازیاب حرارتی میتوان از اتلافات انرژی جلوگیری و بدون استفاده از منابع خارجی انرژی موردنیاز اواپراتورها را فراهم نمود. با رویکرد به این مسئله سیکلی جدید با تلفیق اجزاء فوق و سیکل ارگانیک رانکین پیشنهاد میشود. همچنین برای ارزیابی تأثیر پارامترهای ترمودینامیکی بر روی بازده و توان مفید خروجی، مطالعات پارامتریک برروی سیکل پیشنهادی انجام شده است. علاوه بر این به جهت اینکه در سیکلهای ارگانیک رانکین سیالات عامل مختلفی استفاده میشوند، تاثیر استفاده از سیالات مختلف (سیز2 بوتن^ت، آر000[°]، آر245 اف اِی[°]، آر265 اف اِی[°]) بر روی عملکرد سیکل نیز بررسی و با سیکل ساده ارگانیک رانکین مقایسه شدهاند.

۲- توضيح سيستم ها

۲-۱- سیکل ساده ارگانیک رانکین

در شکل ۱- الف و ب بهترتیب شماتیک سیکل ساده ارگانیک رانکین و دیاگرام تی-اس^{۱۰} این سیکل نشان داده شده است. سیکل ساده ارگانیک رانکین در واقع همان سیکل رانکین میباشد که به جای بویلر، اواپراتور جایگزین آن شده است. این سیکل به طور عمده شامل توربین، کندانسور، اواپراتور و پمپ میباشد. به جهت اینکه سیالهای عامل مورد استفاده در این سیکل عموماً دارای دمای جوش پایینی میباشند، لذا با استفاده از یک منبع حرارتی دما پایین میتوان بخار لازم جهت مصرف توربین را در اواپراتور تولیدکرد. برای این کار منبع حرارتی میتواند خورشید، بیوگاز، زمین گرمایی و … باشد. همچنین واسط عامل مورد استفاده جهت جذب انرژی از منابع انرژی تجدیدپذیر دما پایین^{۱۱} ، آب است.



⁸ R245fa

Downloaded from yujs.yu.ac.ir on 2025-08-01

³ LGHS

⁴ HFO-123yf ⁵ RORC

⁶ Cis-2-Butene ⁷ R600

⁹ R236fa ¹⁰ T-S

¹¹ LGHS



شکل۱-ب: دیاگرام تی-اس سیکل ساده ارگانیک رانکین

۲-۲- سیکل ارگانیک رانکین به همراه ایجکتور وریژنراتور

شماتیک این سیکل در شکل (۲-الف) و دیاگرام تی-اس آن درشکل (۲-ب) نشان داده شده است. برای افزایش راندمان، یک ایجکتور و یک بازیاب حرارتی^۱ یا ریژنراتور به سیکل ساده ارگانیک 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 نمی کند، بلکه این مبدل با سیال و انرژی خارج از سیکل کار نمی کند، بلکه این مبدل با سیال و انرژی خارج از سیکل کار 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



شکل۲-الف: شماتیک سیکل ارگانیک رانکین بهمراه ایجکتور و ریژنراتور



شکل۲-ب: دیاگرام تی-اس سیکل ارگانیک رانکین به همراه ایجکتور و ریژنراتور

چرخه اول(۵-۴-۳-۲-۱-۹-۹-۵): در این چرخه بخشی از مایع متراکم توسط پمپ از کندانسور به مبدل حرارتی فرستاده می شود(۸-۵). در آنجا با جذب حرارت به اواپراتور مرحله اول وارد شده و با تبدیل به بخار اشباع (۱-۹) به توربین فرستاده می شود (۲-۱). بخار پس از توربین به ریژنراتور فارد شده وگرمای خود را از دست می دهد(۳-۲). سپس به عنوان سیال ثانویه وارد ایجکتور می شود. چرخه دوم(۵-۴-۳-۷-۹-۵):در این چرخه بخش دیگری از مایع خروجی از کندانسور توسط پمپ II به اواپراتور مرحله دوم فرستاده شده (۶-۵) و در اواپراتور به بخار اشباع تبدیل می گردد(۷-۶). این بخار به عنوان سیال اولیه وارد ایجکتور می شود. پس از مخلوط شدن بخارهای حالت های ۳ و ۷ در ایجکتور، مخلوط حاصل به کندانسور فرستاده شده و در آنجا به مایع متراکم تبدیل می گردد(۵-۴) و بوسیله پمپها عمل مکش آغاز می شود.

3- مدلسازی ترمودینامیکی

برای مدلسازی ترمودینامیکی سیکل رانکین بهمراه 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 C° ۲۵ می باشد.

√ فشار اواپراتورهای مرحله اول و دوم به ترتیب 599kpa و420kpa 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(Wylen et al., 2002):

$$\sum \dot{m}_i - \sum \dot{m}_e = 0 \tag{1}$$

$$\dot{Q}_{c.v.} + \sum \dot{m}_i h_i = \sum \dot{m}_e h_e + \dot{W}_{c.v.}$$
 (7)

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

٤٨

جدول۱ : بالانس انرژی برای اجزاءسیکل های مختلف			
معادلات	اجزاء		
	سیکل سادہ ارگانیک رانکین		
$\begin{array}{c} W_{P}{=}\dot{m}_{1}(h_{1}{-}h_{2})\\ \dot{Q}_{E}{=}\dot{m}_{2}(h_{3}{-}h_{2})\\ \dot{W}_{T}{=}\dot{W}_{T,ideal}\eta_{t}{=}\dot{m}_{3}(h_{3}{-}h_{4s})\eta_{t}\\ \dot{Q}_{C}{=}\dot{m}_{4}(h_{4}{-}h_{1})\\ \eta{=}\frac{W_{T}{+}W_{P}}{Q_{E}}{=}\frac{\dot{W}_{net}}{Q_{E}} \end{array}$	پمپ(۲-۱) اواپراتور(۳-۲) توربین(۴-۳) کندانسور(۱-۴) بازده سیکل		
$\begin{split} \ddot{W}_{P,I} &= \dot{m}_8(h_5 \text{-} h_8) \\ \ddot{W}_{P,II} &= \dot{m}_6(h_5 \text{-} h_6) \\ \dot{Q}_{HE(2-3)} &= \dot{m}_2(h_2 \text{-} h_3) \\ \dot{Q}_{HE(8-9)} &= \dot{Q}_{HE(2-3)} \eta_{he} \\ \dot{Q}_{E1} &= \dot{m}_1(h_1 \text{-} h_9) \\ \dot{Q}_{E2} &= \dot{m}_6(h_7 \text{-} h_6) \\ W_T &= \dot{W}_{T,ideal} \eta_i &= \dot{m}_1(h_1 \text{-} h_{2s}) \eta_t \\ \dot{Q}_C &= \dot{m}_4(h_5 \text{-} h_4) \\ \dot{m}_3 h_3 + \dot{m}_7 h_7 &= \dot{m}_4 h_4 \\ \eta &= \frac{\dot{W}_{T+\dot{W}P,II} + \dot{W}_{P,II} - \frac{W_{net}}{Q_E}}{Q_E} \end{split}$	سیکل ساده ار گانیک رانکین بهمراه ایجکتور و ریژنراتور پمپI(۸-۵) مبدل حرارتی(۲-۲) مبدل حرارتی(۹-۸) اواپراتور مرحله اول(۱-۹) توربین(۲-۱) کندانسور(۵-۴) ایجکتور(۴-۲)		

۴- بحث و بررسی نتایج

۴-۱- اعتبارسنجی مدل

برای اعتبارسنجی مدلسازی سیکل ارائه شده در این تحقیق از دو مرجع مختلف استفاده شده است. در مقاله ارائه شده توسطLi از ایجکتور برای افزایش راندمان سیکل رانکین استفاده کردهاند. کد توسعه داده شده در نرم افزار ای ای اس ۱ را برای این سیکل بکار برده شده و نتایج در جدول (۲) آورده شدهاند(Li et al., 2012). همانطور که در جداول (۲) و (۳) مشاهده می شود، کدهای تهیه شده دارای دقت قابل قبولی میباشد. 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	
کد تهیه شده در ای ای اس	Li	
		عملکرد سیکل (آر ۴۰۰)
۶ , ۳۹	۶,۴۷	(kW) 15
•,179	۰,۱۳	نوان محروجی کل(۳۰ x)
8,78	8,84	تاریمپ(۳۷) تاریکال (۲۷۱)
٧,٢٧	٧,٣۴	نوان خالص(۳۰x) بازده سیکل(η) (%)

آورده شدهاند(Safarian et al., 2015).

				5	for	ion						
(Safarian et al., 2015)												
Safarian	ا نتايج	اس با	ای ای	در	شدہ	، تهيه	كد	نتايج	مقايسه	۳:	جدول	

	Salarian	کد تهیه شده در
		ای ای اس
بار اواپراتور (kW)	202	747,7
بار کندانسور (kW)	194,8	190,4
توان کلی توربین(kW)	۶۱	۶١,٣
کار پمپ(kW)	٣,۴۶	۳٫۸۱
توان خالص خروجی(kW)	۵۷,۵۴	۵۷,۴۸
بازده(%)	22,82	23,70

۲-۴- نتایج مدلسازی 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 بهمراه ایجکتور و ریژنراتور) بدست آمده است. همچنین برای بررسی تاثیر نوع سیال عامل مورد استفاده برروی پارامترهای عملکردی سیستم، سیالهای عامل مختلفی (آر ۶۰۰، آر ۲۳۶ اف اِی، آر ۲۴۵ اف اِی و سیز ۲ بوتن) بکار گرفته شدهاند که نتایج شبیه سازی در جداول (۴) و (۵) ارائه شدهاند. علاوه بر این برای مقایسه کارایی سیکلها و برای هریک از سیالهای عامل مورد بررسی، درصد بهبود راندمان سیکل پیشنهادی نسبت به سیکل ساده ارگانیک رانکین در جدول(۶) ارائه شده است.

جدول۴: نتایج شبیه سازی برای سیکل ساده ارگانیک رانکین

	سيز٢بوتن	آر۲۴۵ اف	آر ۲۳۶اف اِی	آر ۶۰۰
		اِی		
بار اواپراتور (kW)	97,49	۵۰,۱۱	36,09	۹۷,۷۱
بار کندانسور (kW)	٨٩,٣	40,87	84,89	۸۴,۸۳
کار پمپ(kW)	۰,۰۱۴۱	۰,۰۷۶	۰,۰۵۴۵	۰,۱۴۰
توان کلی توربین(kW)	٨,٢٢٩	4,189	۲,۲۸۹	۷,۰۱۷
توان خالصخروجی(kW)	٨,١۵٨	4,794	۲,۲۳۵	۶,۸۸۷
بازده(%)	٨,٣٧	9,087	۶,۱۰۸	٧,۴٩٩

جدول۵ : نتایج شبیه سازی برای سیکل ارگانیک رانکین بهمراه ایجکتور و ریژنراتو

آر ۶۰۰	آر ۲۳۶ اف اِی	آر۲۴۵ اف	سيز٢بوتن	
		اِی		
٨٩,٧١	۳۵,۷۹	۴۸,۸۳	98,04	باراواپراتوراول(kW)
۵۰,۳۱	۲۰,۰۵	27,7	54,74	باراواپراتور دوم(kW)
14.	۵۵,۸۵	78,08	10.,٣	بار کلی اواپراتور (kW)
۱۳۰,۱	57,54	89,77	۱۳۸,۶	بار کندانسور (kW)
۰,۱۴۰	٠,٠۵۴	۰,۰۷۶	•,1410	کارپمپ (kW))
۰,۰۴	۰,۰۱۴	• ,• 79	۴۳ ۰ ,۰	کار پمپ۲(kW)
۱۲,•۹	4,.11	٨,۶۵١	18,78	توان کلی توربین(kW)
۱۱,۹۱	4,9	۸,۵۴۸	۱۳,۰۸	توانخالص خروجی(kW)
٣,•۶٩	1,777	1,974	۲,۱۸۸	بار ریژنراتور (kW)
٨,۵٠٧	٧,١٧٨	11,17	۸,۷۰۳	بازده(%)

1 EES

جدول ۶: مقایسه عملکرد سیکل ارگانیک رانکین بهمراه ایجکتور و سیکل جدید پیشنهادی با سیکل ساده ارگانیک رانکین

	0)	.)	0	
آر ۶۰۰	آر ۲۳۶ اف اِی	آر ۲۴۵اف	سيز٢بوتن	
		اِی		
۱۳,۵	۱۷,۵	۱۶,۸	۴	افزايشبازدەسيكل
				ارگانیکرانکینبهمراه
				ايجكتوروريژنراتور(%)

با مقایسه جداول(۴) و (۵) در مییابیم که مقدار کار توربین در سیکل ارگانیک رانکین بهمراه ایجکتور و ریژنراتور به مقدار قابل توجهی افزایش یافته است. همچنین در میان سیالهای عامل مختلف، بیشترین بازده مربوط به سیال آر 245 اف ای به دلیل بالاتر بودن نسبت کار توربین به بار اواپراتور میباشد(۱۰۲. ۲۱۸). 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(۵. ۱۲۸). 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 وکاهش 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 آر۶۰۰ 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 سیز۲بوتن 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 سیز2بوتن بیشترین کار تولیدی توربین و هم گرمای جذب شده توسط اواپراتور افزایش مییابد، ولی بدلیل اینکه میزان افزایش توان تولیدی توربین با افزایش مییابد، ولی بدلیل شده توسط اواپراتور است. با افزایش توان تولیدی سیال آر ۵۴۲ اف مییابد(شکل (۵)). از آنجاکه مقدار افزایش توان تولیدی سیال آر ۵۴۲ اف ای خیلی بیشتر از گرمای جذب شده توسط اواپراتور است، بنابراین، با ای خیلی بیشتر از گرمای جذب شده توسط اواپراتور است، بنابراین، با





2-3-4- 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 مىيابد، بنابراين مقدار انرژى كه به سيال داده مى شود كمتر 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 سیز۲ بوتن میباشد(شکل(۷)). با توجه به مطالب فوق مشخص شد، که با افزایش دمای کندانسور هم توان توليدي توربين و هم گرماي جذب شده توسط اواپراتور كاهش مي يابد. ولي 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 ۲۳۶اف اِی نسبت به سیالهای دیگر بیشتر است که به همین دلیل تغییرات راندمان این سیال بیشتر از بقیه میباشد.





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



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

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

محدوده فشار کاری برای مبدل حرارتی در سیکل ارگانیک رانکین بهمراه 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 بهمراه ایجکتور و ریژنراتور، در این سیکل با تامین شدن بخشی از گرمای لازم توسط ریژنراتور، مقدار گرمای جذب شده توسط اواپراتور مرحله اول کاهش مییابد(شکل (۱۰)). همانطور که در شکل ۱۰مشاهده میشود، سیال آر۲۴۵اف ای تغییرات بیشتری را دارد.

با توجه به شکلهای (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 مییابد، که با در نظر گرفتن کاهش جزئی گرمای جذب شده توسط اواپراتور مرحله اول، بازده سیکل ارگانیک رانکین بهمراه ایجکتور و ریژنراتور به شدت کاهش خواهد یافت(شکل ۱۱).



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



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



شکل۱۱: تاثیر فشار مبدل حرارتی بر روی بازده سیکل ارگانیک رانکین بهمراه ایجکتور و ریژنراتور

[2] J. Muñoz Escalona, D. Sánchez, R. Chacartegui, T. Sánchez, Part-loadanalysis of gas turbine & ORC combined cycles, *Appllied 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, *Appllied Thermal Engineering*, No. 31, pp.872-879, 2011.

[4] S. Karellas, A. Schuster, AD. Leontaritis, Influence of supercritical ORC parameters on plate heat exchanger design, *Appllied 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, *Appllied 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, *Appllied Thermal Engineering*, No. 28, pp.1216-1224, 2008.

[7] H. Hettiarachchi, M. Golubovic, WM. Worek, Y. Ikegami, Optimum design criteria for an organic Rankine cycle using lowtemperature 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] **JP**. Roy , MK. 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, KT. 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. LJ, 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.

۵- نتایج

به دلیل پایین بودن بازده سیکل ساده ارگانیک رانکین، برای افزایش بازده و توان خالص خروجی سیکل، سیکل جدیدی ارائه شد که در آن یک ایجکتور و یک بازیاب حرارتی به سیکل ساده ارگانیک رانکین افزوده شده است. علاوه بر سیکل جدید ارائه شده، برای مقایسه عملکرد سیکل جدید با سیکل ارگانیک ساده رانکین، مدلسازی ترمودینامیکی نیز انجام شد. همچنین برای ارزیابی عملکرد هریک از سیکل ها از سیالات عامل مختلفی از جمله آر ۲۰۰، آر ۱۳۴۶ف ای، آر ۱۴⁴اف ای و سیز ۲ بوتن استفاده شدند که اهم نتایج عبارتند از:

۱- سیکل ارگانیک رانکین بهمراه ایجکتور و ریژنراتور، دارای افزایش بازده
و توان تولیدی قابل ملاحظه ی نسبت به سیکل ارگانیک رانکین ساده بود.

۲- بیشترین بازده در بین سیالهای عامل مختلف برای سیکل پیشنهادی مربوط به سیال آر ۲۴۵ اف اِی بوده و مقدار آن ۱۱. ۱۱٪ می باشد.

۳- بهترین سیالهای عامل از لحاظ بالابودن راندمان به ترتیب آر۲۴۵ اف ای ، سیز۲ بوتن ،آر ۶۰۰ ،آر ۲۳۶ اف اِی میباشند.

۴- با افزایش فشار اواپراتور مرحله اول، توان تولیدی و بازده سیکل جدید ارائه شده، افزایش می یابد.

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.

۲- با افزایش فشار بازیاب حرارتی، توان تولیدی و بازده سیکل به شدت
کاهش مییابد.

۶- فهرست علائم

أ آنتالپی (kj/kg)

- ش دبی جرمی (kg/s)
 - . Q گرما(kw)
 - (kw) کار (kw

علائم يونانى

(/.)	ندمان	را	η
------	-------	----	---

زيرنويسها

Cکندانسو, c.v.حجم كنترل E اواپراتور е خروجى ΗE مبدل حرارتی i ورودى Net نهایی Р بمي S آيزنتروپيك t توربين

۷- منابع

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