

# بررسی عملکرد سیالات مختلف در سیکل ترکیبی توان و تبرید

اسماعیل زندی دره غریبی<sup>۱</sup>، حسام الدین سالاریان<sup>۲</sup>، قدیر اسماعیلی<sup>۳</sup>

تاریخ دریافت مقاله:

۹۳/۸/۷

تاریخ پذیرش مقاله:

۹۴/۲/۱

## چکیده:

در این مقاله بررسی عملکرد سیالات مختلف در سیکل ترکیبی توان و تبرید مورد مطالعه قرار گرفته است. از آنجایی که آگرژی را می توان برای ارزیابی و بهبود سیستم های با ارائه اطلاعات مفید تر و معنی دار تر از تجزیه و تحلیل انرژی بکار برد، در این مقاله از قانون دوم و تحلیل آگرژی نیز استفاده شده است. برای تحلیل انرژی و آگرژی برای سیکل ترکیبی توان و تبرید با سیالات مختلف، از نرم افزار EES استفاده شده است. مبردهای R134a، R134a\_mh، R12، R22 و R290 به عنوان سیال کار در این مقاله مورد توجه قرار می گیرد. بر اساس نتایج بدست آمده، بیشترین راندمان آگرژی مربوط به مبرد R290 و بیشترین COP در سیکل مربوط به R12 با عدد ۱،۴۳۸ می باشد.

## کلمات کلیدی:

آگرژی، انرژی، سیکل ترکیبی، مبرد، COP

zandi.esmael@yahoo.com

h\_salaryan@yahoo.com

Q.esmaili@iauamol.ac.ir

۱) دانشجوی کارشناسی ارشد دانشگاه آزاد اسلامی - واحد آیت اله املی

۲) استادیار گروه مکانیک دانشگاه آزاد اسلامی - واحد نور (نویسنده مسئول)

۳) استادیار گروه مکانیک دانشگاه آزاد اسلامی - واحد آیت اله املی

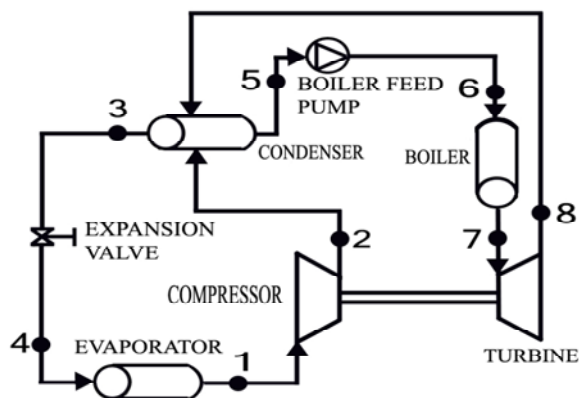
## مقدمه

تقاضای انرژی در جهان به طور پیوسته افزایش یافته است و این افزایش در آینده بیشتر خواهد شد. براساس پیش‌بینی آژانس بین‌المللی انرژی، این افزایش در حدود ۱,۷ درصد در هر سال از سال ۲۰۰۰ تا ۲۰۳۰ می‌باشد. علاوه بر این، آژانس پیش‌بینی کرده است که نیاز به الکتریسیته ۲,۴ درصد در هر سال افزایش خواهد یافت و بیشترین ظرفیت تولید توان مربوط به سیکل‌های ترکیبی است [۱۴]. محمد مهدی رشیدی و امین حبیب زاده در سال ۱۳۹۰ با بررسی عملکرد سیال‌های مختلف در چرخه ترکیبی توان و تبرید اجکتوری به بررسی هفت سیال عامل، در سیکل ترکیبی توان و تبرید اجکتوری پرداختند که دریافتند R124 در بین سیال‌های مطالعه شده بهترین عملکرد را دارا می‌باشد زیرا با افزایش دما و نسبت انبساط توربین و دمای تبخیر کننده دارای بیشترین بازده انرژی می‌باشد [۱]. کورن هایوسر در سال ۱۹۹۶ نظریه عملکرد یک سیستم تبرید تراکمی همراه با اجکتور را که مبرد آن R12 بود مورد بررسی قرار داده است. وی با فرض دمای  $15^{\circ}\text{C}$  - برای تبخیر کننده و  $30^{\circ}\text{C}$  برای چگالنده به این نتیجه دست یافت که COP سیستم تبرید تراکمی همراه با اجکتور تا ۲۱ درصد بالاتر از سیستم تبرید تراکمی است [۲]. لی در سال ۱۹۹۳ مطالعاتی در مورد بازده یک سیکل رانکین ایده‌آل با سیال‌های متفاوت را انجام داده خواص ترموفیزیکی سیال سیکل را با استفاده از معادله حالت wai-Margerum-Lu محاسبه نموده است. نتایج این بررسی‌ها مشخص می‌کند که ظرفیت حرارتی سیستم به طور مستقیم به دمای جوش در فشار اتمسفر، فشار بحرانی و وزن مولکولی سیال بستگی دارد. به علاوه بر طبق مطالعات آنها، معلوم شده که مبرد R-123 بهترین انتخاب برای سیال سیکل از نظر نگرانی‌های مربوط به محیط زیست و بازده سیستم می‌باشد [۸]. بسیاری از محققان برای بیه دست آوردن برق از منابع حرارتی در دمای پایین بر روی سیکل رانکین آلی (ORC)<sup>۱</sup> و تبرید مطالعه کرده اند [۱۰، ۱۳]. در مطالعه حاضر، یک سیکل ترکیبی توان و تبرید با استفاده از مبردهای R134a، R134a\_mh، R12، R22 و R290 بررسی شده است. تحلیل قوانین اول و دوم ترمودینامیک برای مقایسه مبردهای مختلف در شرایط کاری مختلف با نرم افزار EES<sup>۲</sup> انجام گرفته است.

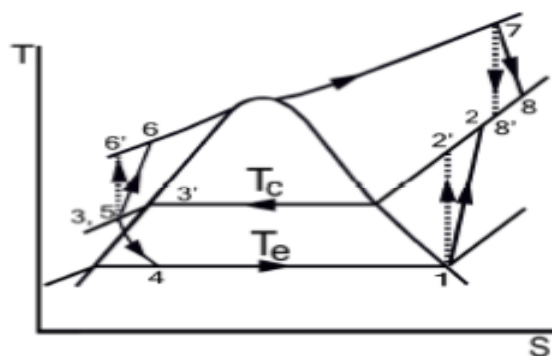
## تشریح سیکل ترکیبی توان - تبرید

شماتیکی از سیکل ترکیبی در شکل (۱) و دیاگرام T-S سیکل در شکل (۲) نشان داده شده است. این سیکل شامل دیگ بخار، توربین، چگالنده، شیر انبساط، توربین و کمپرسور می‌باشد.

1) Organic Rankine Cycle  
2) Engineering Equation Solver



شکل (۱) شماتیک سیستم ترکیبی توان، تبرید [۶]



شکل (۲) دیاگرام T-S ترکیبی توان، تبرید [۶]

همانگونه که در نمودار T-S مشاهده می شود، سیکل رانکین و سیکل تبرید از یک چگالنده مشترک برخوردارند. توربین سیکل رانکین و کمپرسور سیکل تبرید، به وسیله یک محور متصل می باشند.

فرض می شود سیکل ترکیبی مورد نظر، سیستمی پایا بوده و در سیستم تبخیر کننده و چگالنده افت فشار قابل توجهی وجود ندارد. از اثر جاذبه صرف نظر شده و از تبادل گرما بین توربین، کمپرسور، شیر انبساط و محیط اطراف صرف نظر شده است. بازده ایزنتروپیک چگالنده، توربین و پمپ در حد واقعی، ثابت فرض شده و دما در خروجی چگالنده ۵ درجه سانتی گراد زیر دمای اشباع می باشد. سایر اطلاعات در جدول شماره (۱) نشان داده شده است.

جدول (۱) مقادیر ورودی پارامترهای ترمودینامیکی سیکل ترکیبی

دمای اشباع کندانسور	$T_c$	30-42°C
خنک سازی جزئی در کندانسور	$T_{sub}$	5°C
بازده ایزنتروپی پمپ تغذیه بویلر	$\eta_p$	0.7
فشار بویلر	$P_b$	4-8 MPa
دمای خروجی بویلر	$T_b$	220-300°C
بازده ایزنتروپی توربین	$\eta_t$	0.8
دمای اشباع تبخیرکننده	$T_e$	6°C
بازده ایزنتروپی کمپرسور	$\eta_c$	0.73

## انتخاب سیال عامل (مبرد)

به طور کلی، اولین قدم برای طراحی یک چرخه انتخاب سیال عامل مناسب است. در انتخاب یک مبرد جهت استفاده در سیستم های تبرید و پمپ های حرارتی معیارهای مختلفی باید در نظر گرفته شوند. به طور خلاصه، انتظار می رود مبردها با شرایط زیر تطابق داشته باشند:

۱- دمای جوش پایین ۲- آلودگی کم تر زیست محیطی ۳- نرخ جریان حجمی پایین نسبت به واحد ظرفیت ۴- غیر قابل اشتعال و غیره منفجره ۵- گرمای نهان بالا ۶- پایداری شیمیایی ۷- هزینه پایین ۸- شناسایی آسان در موارد نشتی ۹- غیر خورنده و غیر سمی ۱۰- فشار بخار پایین تر از فشار اتمسفر ۱۱- بی واکنش با روان کننده های کمپرسور ۱۲- غیر اسیدی بودن در موارد اختلاط با آب یا هوا و ۱۳- نرخ جریان حجمی پایین نسبت به واحد ظرفیت

## مدل ترمودینامیکی و تحلیل انرژی

با توجه به نمودار دما-آنترپی در شکل (۲) می توان حالت ترمودینامیکی با ویژگی های مشخص، سیکل را محاسبه نمود. نسبت جریانات سیال از طریق حلقه های نیروی تبرید، امکان ایجاد نیروی کافی توسط توربین برای محرک کمپرسور را فراهم می آورد.

$$\frac{m_t}{m_c} = \frac{(h_2 - h_1)}{(h_7 - h_8)} \quad (1)$$

کار مورد نیاز برای پمپ به صورت رابطه (۲) محاسبه می شود:

$$W_p = m_t(h_6 - h_5) \quad (۲)$$

نسبت جریان جرم سرد کننده در سیکل تبرید به صورت زیر است [۶]:

$$m_r = \frac{3.5TR}{(h_1 - h_4)} \quad (۳)$$

ضریب عملکرد (COP) سیکل تبرید عبارت است از نسبت انرژی گرمایی جابجا شده مورد نظر به انرژی مصرفی در سیکل تبرید. به عبارت دیگر، در این سیکل توان سرمایش تولید شده به حرارت داده شده به دیگ بخار.

$$COP = \frac{m_r(h_1 - h_4)}{m_t(h_7 - h_6)} \quad (۴)$$

$$COP_m = \frac{m_r(h_1 - h_4)}{[m_t(h_7 - h_6) + Q_{add}]} \quad (۵)$$

با توجه به اینکه بخشی از توان تولیدی صرف کار پمپ می شود، حرارت معادل این کار را می توان با فرض عدم اتصال محور توربین به پمپ، حرارت مورد نیاز برای کار پمپ را به صورت معادله (۶) نوشت [۶]:

$$Q_{add} = \frac{(h_7 - h_6)}{(h_7 - h_8)} W_p \quad (۶)$$

گرمای داده شده در دیگ بخار توسط معادله (۷) بیان می شود:

$$Q_H = [m_t(h_7 - h_6) + Q_{add}] \quad (۷)$$

$$T_{bm} = \frac{Q_H}{m_t(s_7 - s_6)} \quad (۸)$$

### تحلیل انرژی

انرژی جریان به صورت معادله (۹) بیان می گردد [۱۰].

$$e_f = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (۹)$$

واگرژی اجزای سیستم را می توان به صورت زیر تعریف نمود:

تغییرات اگزرژی برای کمپرسور:

$$W_c = (h_2 - h_1) = (e_{f2} - e_{f1}) + e_d \quad (۱۰)$$

با توجه به خروجی و ورودی کمپرسور و معادلات (۹) و (۱۰) اگزرژی جریان به دست می آید:

$$e_d = T_0(s_2 - s_1) \quad (۱۱)$$

معادله (۱۲) راندمان اگزرژی برای کمپرسور را بیان می کند:

$$\eta_{\Pi} = \frac{(e_{f2} - e_{f1})}{(h_2 - h_1)} \quad (۱۲)$$

معادله انتقال حرارت در چگالنده به صورت معادله (۱۳) بیان می شود:

$$q_c = (h_2 - h_3) + m_t(h_8 - h_5) \quad (۱۳)$$

و تغییرات اگزرژی و راندمان اگزرژی را می توان به ترتیب توسط معادلات (۱۴) و (۱۵) بیان کرد:

$$(e_{f2} - e_{f1}) + m_t(e_{f8} - e_{f5}) = (1 - \frac{T_0}{T_e})(h_4 - h_1) + (1 - \frac{T_0}{T_c})q_c + e_d \quad (۱۴)$$

$$\eta_{\Pi} = \frac{(1 - \frac{T_0}{T_e})(h_4 - h_1)}{(e_{f2} - e_{f1}) + m_t(e_{f8} - e_{f5})} \quad (۱۵)$$

تغییرات اگزرژی برای پمپ تغذیه دیگ بخار:

نرخ تعادل اگزرژی در حالت پایا برای حجم کنترل پمپ تغذیه دیگ بخار به صورت معادله (۱۶) می باشد.

$$m_t W_p = m_t(e_{f6} - e_{f5}) + e_d \quad (۱۶)$$

جریان انگرژی با استفاده از خروجی و ورودی پمپ از معادله (۱۷) به دست می آید:

$$e_d = m_i T_0 (s_6 - s_5) \quad (17)$$

تغییرات انگرژی و راندمان انگرژی برای دیگ بخار به ترتیب توسط معادلات (۱۸) و (۱۹) بیان شده‌اند:

$$\left(1 - \frac{T_0}{T_{bm}}\right) Q_H = m_i (e_{f7} - e_{f6}) + e_d \quad (18)$$

$$\eta_{II} = \frac{m_i (e_{f7} - e_{f6})}{\left(1 - \frac{T_0}{T_{bm}}\right) Q_H} \quad (19)$$

تغییرات انگرژی و راندمان انگرژی برای توربین :

$$m_i (e_{f7} - e_{f8}) = m_i (h_7 - h_8) + e_d \quad (20)$$

$$\eta_{III} = \frac{(h_7 - h_8)}{(e_{f7} - e_{f8})} \quad (21)$$

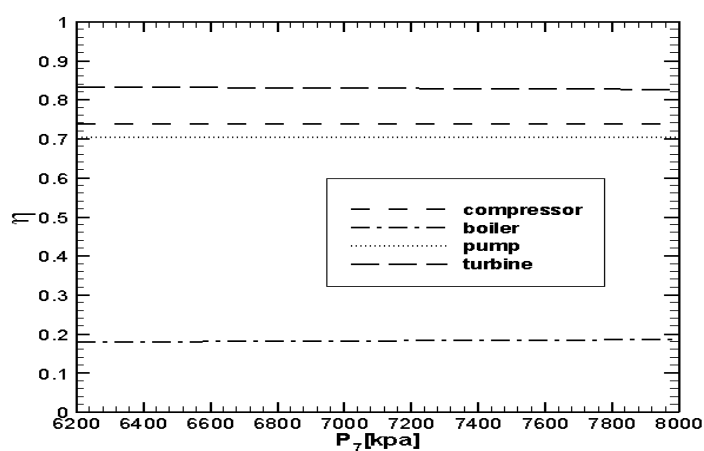
جدول (۲) راندمان انگرژی و COP در سیکل برای مبردهای مختلف را نشان می دهد که این نتایج بر اساس نرم افزار EES برای سیستم با مبردهای مختلف به دست آمده است.

جدول (۲) راندمان انگرژی و COP در سیکل ترکیبی توان - تبرید برای مبردهای مختلف

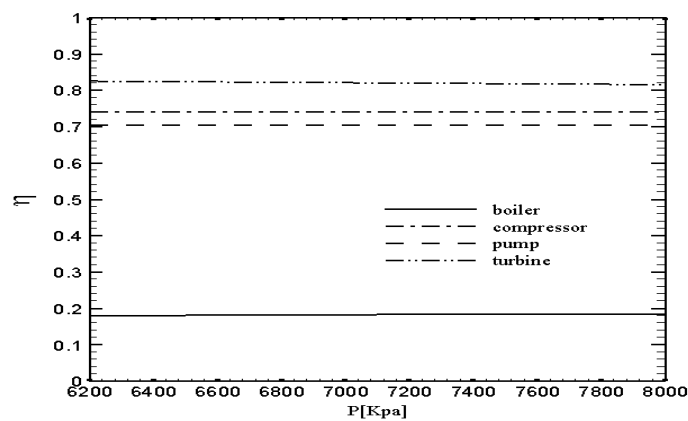
COP	راندمان انگرژی واحد عملیاتی					نوع سیال
	توربین	بویلر	پمپ تغذیه بویلر	تبخیرکننده، کندانسور و شیر اتیسات	کمپرسور	
1.285	0.8309	0.1831	0.7042	0.6216	0.7393	R134a
1.282	0.8313	0.1831	0.7044	0.6185	0.7394	R134a_mh
1.438	0.8214	0.1829	0.7054	0.6434	0.7401	R12
1.289	0.826	0.1777	0.7048	0.6348	0.7466	R22
1.261	0.834	0.1804	0.7052	0.6459	0.7391	R290

تاثیر افزایش فشار در دیگ بخار بر راندمان اگزرژی اجزای سیکل با مبرد های مختلف

با افزایش فشار در دیگ بخار شاهد تغییراتی بر راندمان اگزرژی اجزای سیکل خواهیم بود که این تغییرات به صورت نمودار قابل مشاهده می باشد:

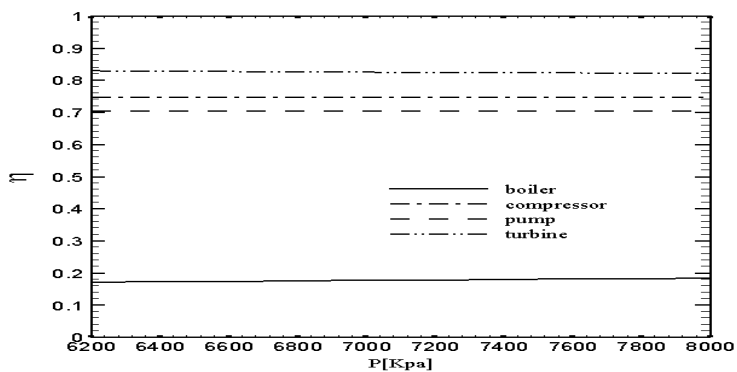


شکل ۳) تغییرات راندمان اگزرژی به تغییرات فشار با مبرد R134\_a

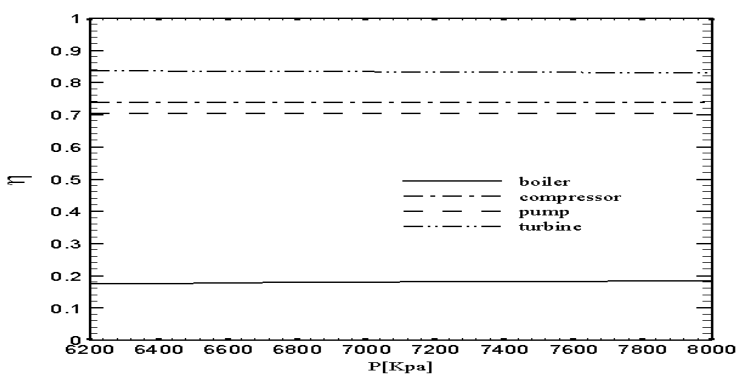


شکل ۴) تغییرات راندمان اگزرژی به تغییرات فشار با مبرد R12

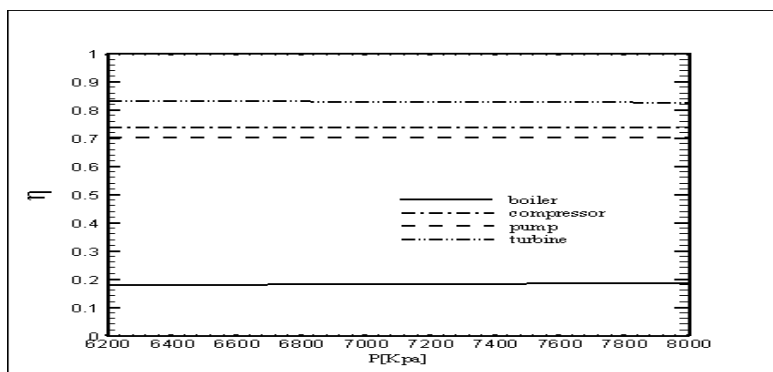




شکل ۵) تغییرات راندمان آگزرژی به تغییرات فشار با مبرد R22



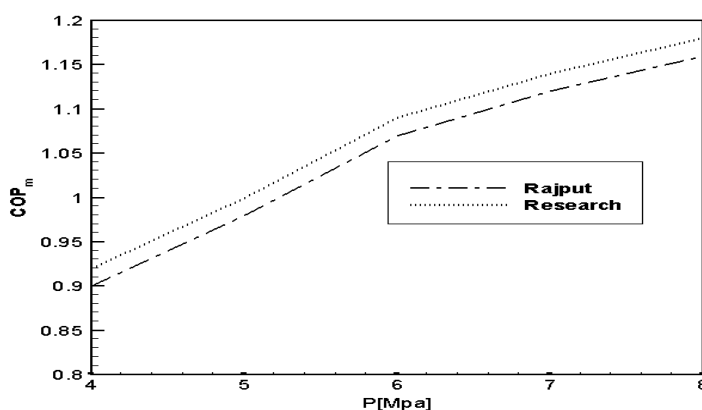
شکل ۶) تغییرات راندمان آگزرژی به تغییرات فشار با مبرد R290



شکل ۷) تغییرات راندمان آگزرژی به تغییرات فشار با مبرد R134\_mh

## نتیجه گیری

سیکل به دلیل دمای بالا در خروجی توربین ، COP پایینی دارد. COP برای سیکل ترکیبی توان- تبرید عمدتاً به فشار دیگ بخار وابسته است. تاثیر دمای دیگ بخار بر عملکرد چرخه جزئی و کم اهمیت است. بنابراین ، افزایش دمای خروجی دیگ بخار منجر به افزایش چشمگیر COP نمی گردد. افزایش فشار در دیگ بخار بر روی افزایش راندمان اجزای سیکل نسبت به افزایش دما قابل ملاحظه تر می باشد. نتایج بدست آمده با نتایج سیکل ترکیبی توان و تبرید که توسط راجپوت مقایسه گردیدند (راجپوت، ۲۰۰۹). COP بدست آمده توسط راجپوت برای سیکل با میرد R134a ، ۱,۲۲ بوده و COP بدست آمده در این پژوهش برای میرد R134a ، ۱,۲۸۵ بوده است و همچنین COP<sub>m</sub> بدست آمده توسط راجپوت و این پژوهش به صورت نمودار زیر می باشد.



شکل ۸) تغییرات COP<sub>m</sub> به تغییرات فشار

در هر دو نتیجه COP<sub>m</sub> با افزایش فشار در حال افزایش می باشد. COP<sub>m</sub> بدست آمده توسط راجپوت در فشار ۸ Mpa برابر با ۱,۱۶ می باشد و COP<sub>m</sub> بدست آمده در این پژوهش ۱,۱۷۹ می باشد. دلیل این اختلافات ناشی از نرم افزار مورد استفاده می باشد.

بر اساس نتایج بدست آمده، بیشترین راندمان اگزرژی و COP در سیکل به ترتیب مربوط به میرد R12 و R290 است. میردی برای سیکل مناسب است که علاوه بر دارا بودن برخی از ویژگی های فیزیکی و شیمیایی از جمله رسوب ناپذیری ، نداشتن خاصیت خوردگی ، غیر سمی بودن و غیر اشتعالی بودن، باعث بالا رفتن راندمان در سیکل نیز شود.

## منابع

- [۱] رشیدی، محمدمهدی، حبیب زاده. امین، (۱۳۹۰). بررسی عملکرد سیال های مختلف در چرخه ترکیبی توان و تبرید، سومین کنفرانس تخصصی ترمودینامیک .
- [۲] عابد درگاهی، هومن و همکاران (۱۳۹۰). مطالعه پارامتریک و بررسی راندمان های ترمودینامیکی سیکل ترکیبی جذبی، سومین کنفرانس تخصصی ترمودینامیک.
- [3] Abed .H.and Atashkari. K. etal, (2013) :*Thermodynamic optimization of combined power and refrigeration cycle using binary organic working fluid, ELSEVIER, International Journal of Refrigeration ,Pages 2160–2168,*.
- [4] Bejan A., (2006) *Advanced Engineering Thermodynamics. John Wiley and Sons Inc, New Jersey, Third Ed, .*
- [5] Dincer I., Rosen M. A. (2007) *EXERGY,ENERGY, ENVIRONMENT AND SUSTAINABLE DEVELOPMENT.*
- [6] Dubey M., Rajput S.P.S., (2009) *Performance analysis of Rankine powered refrigeration system using R-134a for cold storage like applications, Proceedings of National Conference on Refrigeration and Air Conditioning, NCRAC 2009, IIT Madras, Chennai, India, paper no. 45.*
- [7] Jinhee J. and Kang Y.T., (2004). *Analysis of a refrigeration cycle driven by refrigerant steam turbine, International Journal of Refrigeration, 27(1), 33-41.*
- [8] Lee M.J.Tien.D.L and shao. C.T.1993 *Thermophysical Capability Of Ozone-Safe Working Fluids for an Organic Rankine Cycle System.J.Heat Recovery Syst.13,pp.409-418.*
- [9] Lee W.Y., Won S.H. and Chung H.S. , (1990) *Thermodynamic optimization of an organic Rankine power cycle, Solar Energy, 10(3), 35-45.*
- [10] Moran M.J. and Shapiro H.N., (2010) *Fundamentals of Engineering Thermodynamics, John Wiley & Sons, 6th edition (SI Units).*
- [11] Richard E.Sonntag & Claus Borgnakke & Gordon J.Van Wylen(2009) : *Fundamentals of Thermodynamics 7<sup>th</sup> edition.*
- [12] Shin S.H, Jung D.S., Kim C.B. and Seo T.B. , (1999) *A study of ocean thermal energy conversion systems using Kalina cycle and regenerative Rankine cycle, Solar Energy, 19(3), 101-113.*
- [13] Thirapong Muangnoi , Wanchai Asvapoositkul b, Somchai Wongwises, (2007) " *An exergy analysis on the performance of a counterflow wet cooling tower*" *Applied Thermal Engineering 27.910–917.*
- [14] World IEA , (2000). *Energy outlook Paris .Frace : International Energy Agency.*

## فهرست علائم و نشانه ها

T	دما ( °C و K )
P	فشار (MPa)
m	دبی جرمی (Kg/s)
R	ثابت گاز (Kj/Kg.K)
$\Psi$	اگرژی (Kj/Kg)
s	آنتروپی (Kj/Kg.K)
w	کار (Kj)
COP	ضریب عملکرد
Q	حرارت انتقالی (Kj)
$\eta$	راندمان
e	اگرژی در کیلوگرم
h	آنتالپی (Kj/Kg)
<b>زیرنویس</b>	
0	محیط
C	چگالنده
p	پمپ
e	خروجی
t	زمان
II	قانون دوم
H	دیگ بخار
r	تبرید
f	جریان
add	اضافی
d	اتلافی
m	میانگین
c	کمپرسور