نحوه استناد به این مقاله: حبیب زاده، امین؛ جعفرمدار، صمد (۱۳۹۵). تحلیل انرژی و اگزرژی چرخه ترکیبی توان و تبرید با استفاده از منبع گرمایی دما پایین، تبدیل انرژی، ۲(۲)، ۱-۶.

تحلیل انرژی و اگزرژی چرخه ترکیبی توان و تبرید با استفاده از منبع گرمایی دما پایین

امین حبیب زاده [۱و*]، صمد جعفر مدار [۲]

[۱] دانشجوی دکترای مکانیک تبدیل انرژی، دانشگاه ارومیه، ایران

[۲]استادگروه مکانیک، دانشگاه ارومیه، ایران

دریافت: فروردین ۹۵، بازنگری: اردیبهشت ۹۵، پذیرش: مرداد ۹۵

چکیده

مطالعه ترمودینامیکی و بهینه سازی یک چرخه ترکیبی رانکین ارگانیک و تبرید اجکتوری که از منبع گرمایی دما پایین استفاده می کند، در این مقاله بررسی شده است. با فرض نسبت توان به تبرید ثابت، اثرات شرایط کاری مختلف شامل دمای منبع گرمایی، دمای تبخیر کننده، نسبت استخراج توربین و فشار ورودی توربین و پمپ بر عملکرد چرخه بررسی شده است. نتایج نشان دادند که فشار ورودی توربین را می توان برای بدست آوردن یک مقدار مینیمم هدایت گرمایی بهینه کرد. همچنین، بازده اگزرژی چرخه ترکیبی با افزایش دمای تبخیر کننده و منبع گرمایی کاهش می یابد. بازده گرمایی چرخه نیز با افزایش دمای منبع گرمایی، کاهش فشار ورودی پمپ و کاهش نسبت استخراج توربین افزایش می یابد.

* **عهده‌دار مکاتبات:** a.habibzadeh@urmia.ac.ir

کلمات کلیدی: چرخه رانکین ارگانیک، چرخه تبرید اجکتوری، بهینه سازی، انرژی، اگزرژی.

۱- مقدمه

اخیرا، تمایل زیادی برای بهره برداری از انرژی های تجدید پذیر مثل انرژی باد، زیست توده، انرژی خورشیدی، انرژی زمین گرمایی و گرمای اتلافی به جای سوخت های فسیلی ایجاد شده است. چون استفاده از آنها باعث کاهش مشکلاتی از قبیل باران های اسیدی، آلودگی اتمسفری، تخریب لایه اوزون و گرمایش زمین می شود. همچنین، این انرژی ها ارزان و فراوان می باشند. . از طرف دیگر، سوخت های فسیلی در حال کاهش هستند. در سال های اخیر چرخه های ترکیبی توان و تبرید برای بدست آوردن بازده تبدیل انرژی بهتر مطرح شده اند.

یک چرخه جدید بوسیله گوسوامی [۱] مطرح شد که از مخلوط آب-آمونیاک به عنوان سیال عامل استفاده می کرد. از آنجایی که این چرخه با استفاده از فقط یک منبع حرارتی بطور همزمان توانایی تولید توان و تبرید را داشت، پس یک چرخه ترکیبی بود. در این چرخه، تبرید ایجاد شده نسبتا پایین بود چون بخار سیال عامل در خروجی توربین، از یک مبدل حرارتی عبور می کرد و گرمای محسوس را به آب خنک شده انتقال می داد. برای تولید اثر تبریدی بیشتر، فاز سیال عامل باید در خنک کننده تغییر یابد.

بعضی محققان، عملکرد چرخه های استفاده کننده از انرژی های تجدید پذیر را بررسی کرده اند.[۲-۴] همزمان با پیشرفت سریع صنایع، یک مقدار عمده از گرمای اتلافی صنعتی به محیط تخلیه می شود که می توان آن را دوباره استفاده و به کار و الکتریسیته تبدیل کرد.

الکسیس[۵] یک چرخه ترکیبی توان و تبرید اجکتوری معرفی کرد که در چرخه رانکین، جریان خروجی از توربین انرژی گرمایی خود را به سیال(آب) در چرخه تبرید اجکتوری انتقال می داد. چرخه ترکیبی رانکین و تبرید اجکتوری دیگری به وسیله دای و همکاران [۶] معرفی شد که در آن یک توربین بین دیگ بخار و اجکتور اضافه شده بود تا بخار خروجی از دیگ بخار بوسیله توربین منبسط شده و تولید توان کند و خروجی توربین هم برای راه اندازی اجکتور استفاده شود. وانگ و همکاران [۷] این چرخه را با سیال عامل و شرایط دیگری مطالعه کردند. بر اساس نتایج آن ها، بیشترین تخریب اگزرژی در مولد بخار رخ می دهد که با افزایش سطح انتقال حرارت و ضریب انتقال حرارت می توان مقدار آن را کاهش داد. ژنگ و

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-09]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1395.3.3.1.4]

ونگ [۸] یک چرخه ترکیبی رانکین ارگانیک و تبرید اجکتور را بررسی کردند. این چرخه پتانسیل بیشتری برای تولید تبرید داشت چون فاز سیال عامل در طی فرآیند تبرید تغییر می کرد. آن ها همچنین نشان دادند که افت اگزرژی چرخه عمدتا در اجکتور رخ می دهد.

هدف مقاله فعلی، بررسی یک چرخه ترکیبی رانکین ارگانیک و تبرید اجکتوری که از گرمای اتلافی به عنوان منبع گرمایی دما پایین استفاده می کند، می باشد. تحلیل عملکردی به همراه بهینه سازی هدایت گرمایی بر اساس فشار ورودی توربین برای چرخه مطرح شده، انجام گرفته است.

۲- عملکرد چرخه و فرضیات

طرز کار چرخه به شرح زیر است: سیال عامل مایع اشباع توسط پمپ فشرده شده و فشار آن افزایش می یابد. در مولد بخار، مایع فشرده فشار بالا گرم شده و با جذب گرما از منبع حرارتی بخار می شود. سپس، بخار برای تولید کار مکانیکی وارد توربین می شود آن را در یک فشار و دمای پایینتر ترک می کند. این جریان که جریان اولیه نامیده می شود، وارد اجکتور می شود شود و سرعت آن با عبور از نازل همگرا-واگرای اجکتور، تا سرعت فراصوت افزایش می یابد. در خروجی نازل، جریان شتاب گرفته فراصوت می شود که باعث ایجاد یک ناحیه کم فشار در این بخش می شود. از اینرو در محفظه مکش، بخار خروجی از تبخیر کننده (جریان ثانویه) به داخل اجکتور کشیده می شود. در نتیجه جریان های اولیه و ثانویه در محفظه اختلاط با هم ترکیب می شوند و یک شوک عرضی و افزایش فشار را تحمل کرده و سپس سیال مخلوط شده، در پخش کننده تا مقدار فشار پشتی متراکم می شود. جریان خروجی از اجکتور، وارد چگالنده می شود و با دفع گرما به آب خنک کننده، آن را به صورت مایع اشباع ترک می کند. مایع چگالیده خروجی به دو جریان تقسیم می شود. یک جریان به پمپ باز می گردد و جریان دیگر، بعد از کاهش فشار در شیر اختناق وارد تبخیر کننده می شود. این جریان فشار و دما پایین که وارد تبخیر کننده می شود، با جذب گرما تبخیر شده و سپس به عنوان جریان ثانویه وارد اجکتور می شود.

فرضیات اصلی برای شبیه سازی چرخه ترکیبی در جدول (۱) ارائه شده است. برای ساده سازی چرخه ترکیبی، فرضیات زیر هم در نظر گرفته شدند:

۱- سیستم در حالت پایا قرار دارد.

۲- از انرژی های پتانسیل و جنبشی به همراه افت های اصطکاکی چشم پوشی شده است.

۳- مولد بخار، تبخیر کننده، توربین و اجکتور و چگالنده به صورت آدیاباتیک در نظر گرفته شده اند.

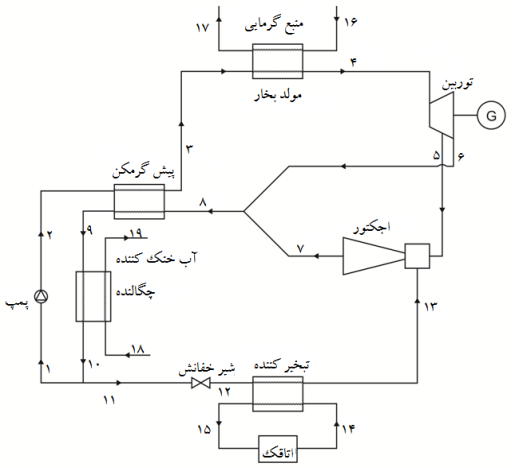
۴- سیال عامل در خروجی تبخیرکننده به صورت بخار اشباع می باشد.

۵- حالت خروجی چگالنده مایع اشباع می باشد.

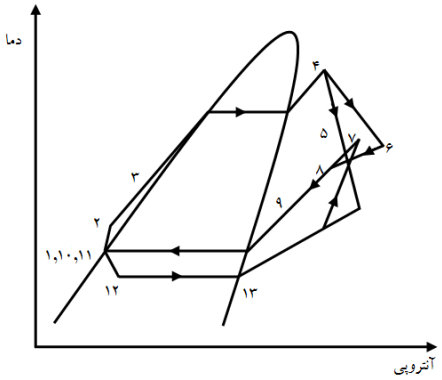
۶- شیر خفانش به صورت آنتالپی ثابت عمل می کند.

۷- پینچ مولد بخار باید برابر یا بزرگتر از $\frac{\Delta T}{2}$ (نصف اختلاف دما) باشد.

۸- نسبت توان به تبرید مقدار ثابتی در نظر گرفته شده است.



(الف)



(ب)

شکل (۱): طرح شماتیک (الف) چرخه ترکیبی رانکین ارگانیک و تبرید اجکتوری و (ب) نمودار دما-آنتروپی

جدول (۱): فرضیات اصلی اعمال شده برای شبیه سازی سیکل ترکیبی

دمای محیط (کلوین)	۲۹۸/۱۵
فشار محیط (مگاپاسکال)	۰/۱۰۱۳
فشار ورودی توربین (مگاپاسکال)	۰/۶
نسبت انبساط توربین	۳
بازده آیزنتروپیک توربین (٪)	۸۵
دمای ورودی پمپ (کلوین)	۲۹۳/۱۵
بازده آیزنتروپیک پمپ (٪)	۸۰
دمای تبخیر کننده (کلوین)	۲۷۳/۱۵

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-09]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1395.3.3.1.4]

دمای ورودی آب خنک کننده (کلوین)	۲۸۸/۱۵
دمای اولیه منبع گرمایی (کلوین)	۴۰۳/۱۵
اختلاف دما (کلوین)	۱۰
نسبت توان به خنک سازی	۲/۲
توان خالص خروجی بی بعد	۰/۱

۳- تحلیل ترمودینامیکی

در ابتدا ذکر این نقطه ضروری است که در معادلات زیر، علائم eva، p، t، β، vg، net، tot، UA به ترتیب نشان دهنده تبخیرکننده، پمپ، توربین، نسبت انبساط توربین، مولد بخار، خالص، کلی و هدایت گرمایی می باشند.

با محاسبه توان خالص ویژه خروجی چرخه، و با ثابت کردن توان خالص خروجی بی بعد، α، نرخ جرمی سیال عامل به صورت زیر تعریف می شود:

$$\dot{m} = \frac{(\alpha \dot{W}_{\max})}{w} \qquad (۱)$$

که $\dot{W}_{\max}$ حداکثر توان تئوریکی است که بوسیله چرخه کارنویی که بین دماهای منبع گرمایی و تبخیرکننده کار می کند، تولید میشود.

$$\dot{Q}_{eva} = \dot{m}_{12}(h_{13} - h_{12}) \qquad (۲)$$

$$-\dot{W}_p = \dot{m}_1 v_1 (P_2 - P_1) \qquad (۳)$$

$$\dot{W}_t = \dot{m}_4 (h_4 - h_5) + (\dot{m}_4 - \dot{m}_5)(h_5 - h_6) \qquad (۴)$$

$$R_{extr} = \frac{\dot{m}_5}{\dot{m}_4} \qquad (۵)$$

$$\beta = \frac{P_4}{P_5} \qquad (۶)$$

$$\dot{Q}_{vg} = \dot{m}_3 (h_4 - h_3) \qquad (۷)$$

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_t + \dot{W}_p \qquad (۸)$$

$$\dot{Q} = UA\Delta T_m \qquad (۹)$$

که ΔT_m اختلاف دمای میانگین لگاریتمی می باشد که به صورت زیر تعریف می شود:

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_A - \Delta T_B}{\ln\left(\frac{\Delta T_A}{\Delta T_B}\right)} \qquad (۱۰)$$

مقدار کل هدایت گرمایی عبارتست از:

$$UA_{tot} = UA_{vg} + UA_{eva} + UA_{con} \qquad (۱۱)$$

بازده انرژی هیچگونه اطلاعی درباره اینکه عملکرد سیستم چقدر به حالت ایده آل نزدیک است یا درباره جنبه های برگشت ناپذیری فرآیندهای ترمودینامیکی ارائه نمی کند. اگزرژی بیشترین کار تئوریکی مفیدی است که در اثر فعل و انفعال با یک حالت تعادل به دست می آید. تحلیل اگزرژی اطلاعات دقیقی از محل و مقدار برگشت ناپذیری در سیستم را ارائه می نماید. نرخ تخریب اگزرژی یک حجم کنترل برای حالت پایا را می توان به صورت زیر تعریف کرد[۹]:

$$\dot{E}_D = \sum(\dot{m}\psi)_{in} - \sum(\dot{m}\psi)_{out} + \left[\sum\left(\dot{Q}\left(1-\frac{T_0}{T}\right)\right)_{in} + \sum\left(\dot{Q}\left(1-\frac{T_0}{T}\right)\right)_{out}\right] \pm \sum\dot{W} \qquad (۱۲)$$

زمانی که از انرژی های پتانسیل و جنبشی صرفنظر شود، اگزرژی ویژه عبارتست از:

$$\psi = (h - h_0) - T(s - s_0) \qquad (۱۳)$$

معادلات تخریب اگزرژی برای چگالنده، اجکتور، تبخیرکننده، پیش گرمکن، شیر خفانش، توربین و مولد بخار به ترتیب عبارتند از:

$$\dot{E}_{D,con} = \dot{E}_9 + \dot{E}_{18} - \dot{E}_{10} - \dot{E}_{19} \qquad (۱۴)$$

$$\dot{E}_{D,eje} = \dot{E}_5 + \dot{E}_{13} - \dot{E}_7 \qquad (۱۵)$$

$$\dot{E}_{D,eva} = \dot{E}_{12} + \dot{E}_{ref} - \dot{E}_{13} \qquad (۱۶)$$

$$\dot{E}_{D,ph} = \dot{E}_2 + \dot{E}_8 - \dot{E}_3 - \dot{E}_9 \qquad (۱۷)$$

$$\dot{E}_{D,p} = -\dot{W}_p + \dot{E}_1 - \dot{E}_2 \qquad (۱۸)$$

$$\dot{E}_{D,exv} = \dot{E}_{11} - \dot{E}_{12} \qquad (۱۹)$$

$$\dot{E}_{D,t} = \dot{E}_4 - \dot{E}_5 - \dot{E}_6 - \dot{W}_t \qquad (۲۰)$$

$$\dot{E}_{D,vg} = \dot{E}_3 + \dot{E}_{16} - \dot{E}_4 - \dot{E}_{17} \qquad (۲۱)$$

نرخ کل تخریب در سیستم به صورت زیر قابل تعریف است:

$$\dot{E}_{D,tot} = \dot{E}_{D,con} + \dot{E}_{D,eje} + \dot{E}_{D,eva} + \dot{E}_{D,ph} + \dot{E}_{D,p} + \dot{E}_{D,exv} + \dot{E}_{D,t} + \dot{E}_{D,vg} \qquad (۲۲)$$

بازده گرمایی و اگزرژی چرخه به صورت زیر به دست می آید:

$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}_{net} + \dot{Q}_{eva}}{\dot{Q}_{vg}} \qquad (۲۳)$$

$$\eta_{exe} = \frac{\dot{W}_{net} + \dot{E}_{ref}}{\dot{E}_{in}} \qquad (۲۴)$$

که در آن $\dot{E}_{ref}$ اگزرژی تبرید و $\dot{E}_{in}$ اگزرژی ورودی به چرخه می باشند.(T_r دمای اتاقک می باشد.)

$$\dot{E}_{ref} = \dot{Q}_{eva}(1-\frac{T_0}{T_r}) \qquad (۲۵)$$

$$\dot{E}_{in} = \dot{m}_{16}\left[(h_{16} - h_0) - T_0(s_{16} - s_0)\right] \qquad (۲۶)$$

۴- معتبر سازی

بر اساس تحلیل های بالا یک برنامه شبیه سازی با استفاده از نرم افزارEES [۱۰] برای چرخه ترکیبی رانکین ارگانیک وتبرید اجکتوری که از R601a به عنوان سیال عامل و از گرمای اتلافی به عنوان منبع گرمایی استفاده می کرد، ایجاد شد. نتایج به دست آمده، با نتایج چرخه ترکیبی توان و تبرید اجکتوری که توسط ژنگ و ونگ [۸] انجام گرفته بود، مقایسه گردیدند. نتایج مقایسه در جدول (3) ارائه شده است که نشان دهنده سازگاری خیلی خوبی می باشد.

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-09]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1395.3.3.1.4]

جدول (۲). مشخصات فیزیکی مبرد R601a

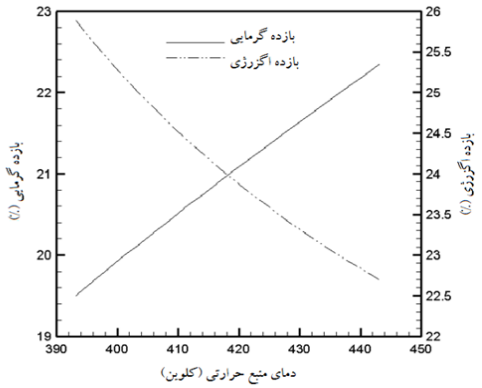
نام مبرد	R601a
P_{cr} (Mpa)	3.38
T_{cr} (◦C)	187.2
T_{bp} (◦C)	27.8
M (g/mol)	72.15
ALT	0.01
ODP	0
GWP	~20

جدول (3) .مقایسه نتایج کار فعلی با نتایج [۸]

کمیت ها	کار فعلی	ژنگ و ونگ
گرمای ورودی (کیلو ژول/کیلو گرم)	۲۵۱/۷	۲۵۴/۳
نرخ کشش	۰/۳۲۷۹	۰/۳۳۱
کار پمپ (کیلو ژول/کیلو گرم)	۱/۳۷۷	۱/۴
کار توربین (کیلو ژول/کیلو گرم)	۲۹/۰۶	۲۹/۳
ظرفیت خنک کنندگی (کیلو ژول/کیلو گرم)	۵۸/۱۲	۵۸/۷
بازده گرمایی (٪)	۳۴/۰۹	۳۴/۱
بازده مفید (٪)	۱۸/۶۹	۱۸/۷
بازده اگزرژی (٪)	۵۶/۸۴	۵۶/۸

۴- نتایج و بحث

شکل (۲)، نشان دهنده این است که افزایش دمای منبع حرارتی باعث افزایش بازده گرمایی و کاهش بازده اگزرژی می شود.



شکل (۲). اثر تغییرات دمای منبع گرمایی بر بازده گرمایی و بازده اگزرژی

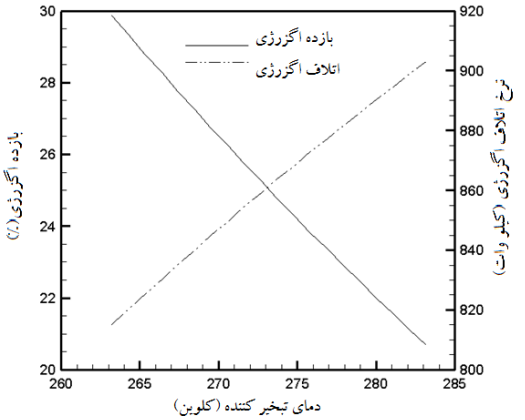
بر اساس نسبت توان به تبرید، توان خالص خروجی چرخه و نرخ انتقال حرارت در تبخیر کننده ثابت می باشد پس تنها عامل تغییر دهنده بازده گرمایی، نرخ انتقال حرارت در مولد بخار است که به طور معکوس برآن تاثیر می گذارد. افزایش دمای منبع حرارتی باعث افزایش اگزرژی ورودی به چرخه می شود که این امر باعث کاهش بازده اگزرژی می شود.

شکل (۳)، اثر تغییرات دمایی تبخیر کننده بر بازده اگزرژی و نرخ اتلاف اگزرژی چرخه را نشان می دهد. نمودارها نشان می دهند که بازده اگزرژی و نرخ اتلاف اگزرژی، با افزایش دمای تبخیر کننده به ترتیب کاهش و افزایش می یابند. با افزایش دمای تبخیر کننده، نرخ جرمی چرخه توان افزایش و اگزرژی تبرید کاهش می یابد که باعث کاهش بازده اگزرژی کل می شود. از طرف دیگر، افزایش نرخ جرمی چرخه توان باعث افزایش اتلاف اگزرژی در تمام اجزای چرخه توان می شود. اگرچه افزایش دمای تبخیر کننده باعث کاهش اتلاف اگزرژی در شیر خفانش و تبخیر کننده می شود ولی در مقایسه با افزایش ذکر شده، این مقدار قابل توجه نبوده و نرخ اتلاف کل چرخه افزایش می یابد.

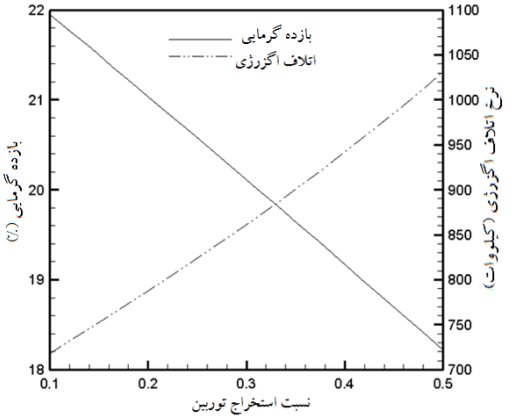
بر اساس شکل (۴)، افزایش نسبت استخراج توربین باعث کاهش بازده گرمایی و افزایش نرخ اتلاف اگزرژی چرخه می شود. افزایش نسبت استخراج هیچ تاثیری بر روی چرخه تبرید و به ویژه تبخیر کننده ندارد ولی از آنجایی که باعث افزایش نرخ جرمی ورودی چرخه توان می شود، نرخ گرمای تولیدی در مولد بخار را افزایش می دهد که باعث افزایش بازده گرمایی می شود. افزایش نسبت

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-09]
[DOR: 20.1001.1.20089813.1395.3.3.1.4]

استخراج، به شدت اتلاف اگزرژی در اجکتور را باعث می شود. از طرف دیگر باعث افزایش اتلافات مولد بخار و چگالنده می شود. مجموع این افزایش ها باعث افزایش نرخ کل اتلافات اگزرژی چرخه می شود.



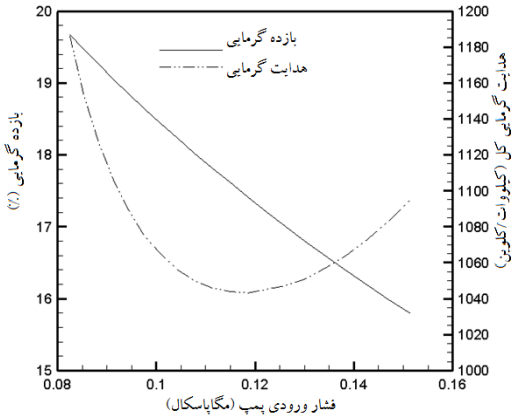
شکل (۳). اثر تغییرات دمای تبخیر کننده بر بازده اگزرژی و نرخ اتلاف اگزرژی



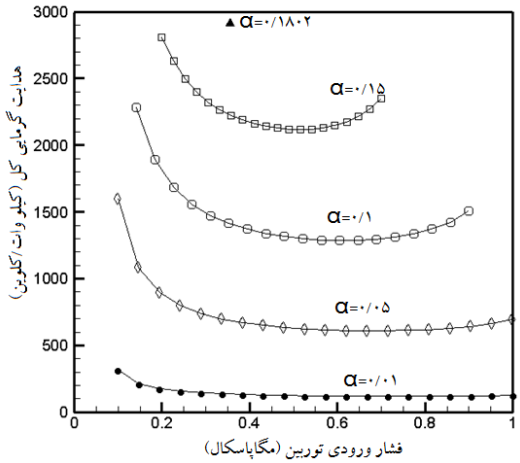
شکل (۴). اثر تغییرات نسبت استخراج توربین بر بازده گرمایی و نرخ اتلاف اگزرژی

همانطوری که در شکل (۵) نشان داده شده است، افزایش فشار ورودی پمپ، باعث افزایش گرمای تولیدی مولد بخار و در نتیجه کاهش بازده گرمایی می شود. همچنین، این قابل مشاهده است که با افزایش فشار ورودی پمپ، مقدار هدایت گرمایی در ابتدا تا یک مقدار مینیمم کاهش یافته و سپس افزایش می یابد. با افزایش فشار ورودی توربین، در ابتدا مقدار هدایت گرمایی در چگالنده به شدت کاهش می یابد و افزایش این مقدار در مولد بخار هم به حدی نیست که بتواند این کاهش را جبران کند. ولی بعد از رسیدن به یک فشار مشخص، مقدار افزایش یافته هدایت گرمایی در مولد بخار بر مقدار کاهش در چگالنده غلبه کرده و باعث افزایش مقدار کل هدایت گرمایی چرخه می شود.

شکل ۶ اثر مقدار α بر هدایت گرمایی کل چرخه با افزایش فشار ورودی توربین را نشان می دهد. زمانی که α افزایش می یابد، مقدار کل هدایت گرمایی چرخه و در نتیجه هزینه اولیه سیستم افزایش می یابد. نمودارها نشان می دهند که برای هر مقدار ثابت α، یک مقدار بهینه برای فشار توربین وجود دارد که مقدار هدایت گرمایی کل را بهینه می کند. وجود نقطه بهینه، از نقطه نظر اقتصادی دارای اهمیت فراوانی می باشد. زمانی که مقدار α افزایش می یابد، بازه مورد قبول برای فشار ورودی توربین کاهش یافته و به سمت یک نقطه تکین متمایل می شود که این نقطه ماکزیمم مقدار قابل قبول برای α می باشد.



شکل (۵). اثر تغییرات فشار ورودی پمپ بر بازده گرمایی و مقدار هدایت گرمایی



شکل (۶). اثر تغییرات فشار ورودی توربین و α بر مقدار هدایت گرمایی چرخه

۵- نتیجه گیری

تحلیل عملکردی یک چرخه ترکیبی رانکین ارگانیک و تبرید اجکتوری که بوسیله گرمای اتلافی به عنوان منبع گرمایی کار می کند، انجام گرفت. یک برنامه کامپیوتری بر اساس نرم افزار EES

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-09]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1395.3.3.1.4]

برای محاسبه بازده گرمایی، اگزرژی و بهینه سازی با فرض نسبت توان به تبرید ثابت ایجاد گردید.

نتایج اصلی این مطالعه در بازه های تعریف شده به صورت زیر است:

۱. افزایش دمای تبخیر کننده، بازده اگزرژی را کاهش و نرخ اتلاف اگزرژی را افزایش می دهد.
۲. افزایش دمای منبع حرارتی باعث افزایش بازده گرمایی و کاهش بازده اگزرژی می شود.
۳. افزایش نسبت استخراج توربین بازده گرمایی را کاهش و نرخ اتلاف اگزرژی را افزایش می دهد.
۴. افزایش فشار ورودی پمپ، بازده گرمایی را کاهش و مقدار هدایت گرمایی را مینیمم می کند.
۵. با افزایش فشار ورودی توربین و برای هر مقدار α، یک مقدار مینیمم برای مقدار هدایت گرمایی کل چرخه وجود دارد.

فهرست علائم

$\dot{E}_D$	نرخ تخریب اگزرژی، kW
h	آنتالپی مخصوص، kJ kg^{-1}
$\dot{m}$	نرخ جرمی، kg s^{-1}
P	فشار، MPa
$\dot{Q}$	نرخ انتقال حرارت، kW
R	نسبت استخراج توربین $\dot{m}_5 / \dot{m}_4$
S	آنتروپی ویژه، kJkg^{-1}K^{-1}
T	دما، K
UA	مقدار هدایت گرمایی، kWK^{-1}
$\dot{W}$	کار ویژه، kJ kg-1

فهرست علائم یونانی

α	توان خالص خروجی بی بعد
β	نسبت انبساط
Δ	اختلاف
η	بازده
ν	حجم ویژه، m^3 kg^{-1}
ψ	اگزرژی، kJ

اندیس ها

0	حالت مرجع
con	چگالنده
eje	اجکتور
eva	تبخیرکننده
exv	شیر خفانش
in	ورودی
net	خالص
out	خروجی
p	پمپ
Ph	پیش گرمکن
t	توربین
th	گرمایی
tot	کل
vg	مولد بخار

مراجع

[1] Goswami, D.Y., "Solar thermal power: status of technologies and opportunities for research, heat and mass transfer". In: Proceedings of the 2nd ASME-ISHMT Heat and Mass Transfer Conference. Tata-McGraw Hill Publishers, New Delhi, India, pp. 57–60, 2011.

[2] Guo,T., Wang, H. X. and Zhang, S. J., "Selection of working fluids for a novel low-temperature geothermally-powered ORC based cogeneration system," Energy Conversion and Management, Vol. 52, pp. 2384-239, 2011.

[3] Baik,Y. J., Kim, M., Chang, K. C. and Kim, S. J., "Power-based performance comparison between carbon dioxide and R125 transcritical cycles for a low-grade heat source," Applied Energy, Vol. 88, pp. 892-898, 2011.

[4] Bianchi, M. and De Pascale, A., "Bottoming cycles for electric energy generation: Parametric investigation of available and innovative solutions for the exploitation of low and medium temperature heat sources," Applied Energy, Vol. 88, pp. 1500,1509, 2011.

[5] Alexis, G.K., "Performance parameters for the design of a combined refrigeration and electrical power cogeneration system," Int. J. Refrigeratio,. Vol.30, pp. 1097-1103, 2011.

[6] Dai,Y., Wang, J . and Gao, L., "Exergy analysis, parametric analysis and optimization for a novel combined power and ejector refrigeration cycle," Applied Thermal Engineering, Vol.29, pp. 1983,1990, 2011.

[7] Wang, J., Dai, Y. and Sun, Z., "A theoretical study on a novel combined power and ejector refrigeration cycle," Int. J. Refrigeration, Vol. 32, pp. 1186-1194, 2009.

[8] Zheng, B. and Weng, Y. W., "A combined power and ejector refrigeration cycle for low temperature heat sources," Sol Energy, Vol. 84, pp. 784-79, 2010.

[9] Rashidi, M. M., Bég, O. A. and Habibzadeh, A., "First and second law analysis of an ejector expansion Joule–Thomson cryogenic refrigeration cycle." International Journal of Energy Research, Vol. 36, pp. 231-240, 2012.

[10] Klein, S.A., Engineering equation solver version 8.414, professional version. McGraw-Hill, 2009.

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-09]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1395.3.3.1.4]