نحوه استناد به این مقاله: حبیب زاده، امین (۱۳۹۵). مطالعه ترمودینامیکی چرخه ترکیبی توان و تبرید با استفاده از سیال عامل های مختلف. تبدیل انرژی، ۱(۴)، ۳۵-۴۰.

مطالعه ترمودینامیکی چرخه ترکیبی توان و تبرید با استفاده از سیال عامل های مختلف

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

در این مقاله، یک چرخه ترکیبی توان و تبرید که شامل چرخه رانکین ارگانیک و چرخه تبرید اجکتوری می شود، مطالعه شده است. خواص فیزیکی و ترمودینامیکی هفت سیال عامل، شامل سیال های خشک (R227ea، R236fa، R245fa، R601a،RC318) و آیزنتروپیک (R124،R142b)، در چرخه مطرح شده بررسی شدند و عملکرد آنها با هم مقایسه گردیدند. با فرض نسبت توان به تبرید ثابت، اثرات شرایط کاری مختلف شامل دمای ورودی توربین، دمای تبخیر کننده و نسبت انبساط توربین بر روی عملکرد چرخه بررسی گردید. بازده اگزرژی چرخه، با کاهش دمای تبخیر کننده و افزایش نسبت انبساط توربین افزایش یافت. با افزایش نسبت انبساط توربین، بازده انرژی چرخه نیز افزایش یافت. افزایش دمای ورودی توربین، باعث افزایش نرخ تخریب کل چرخه گردید. بر اساس نتایج به دست آمده، R124 در بین سیال های مطالعه شده بهترین عملکرد را دارد چون با افزایش دما و نسبت انبساط توربین و دمای تبخیر کننده دارای بیشترین بازده اگزرژی می باشد.

[*] **عهده‌دار مکاتبات:** amin.habibzadeh@yahoo.com

کلمات کلیدی: چرخه رانکین ارگانیک، چرخه تبرید اجکتوری، سیال عامل، مقایسه، اگزرژی

۱- مقدمه

در سال های اخیر، بشر برای پیدا کردن سسیتم های توانی کارآمدتر تلاش فراوانی کرده است تا بدین وسیله مشکلات محیطی مثل آلودگی اتمسفری، تخریب لایه اوزون و گرمایش زمین را کاهش دهد. همچنین، سوخت های فسیلی در حال کاهش هستند. از طرف دیگر منابع گرمایی دما پایین فراوانی شامل گرمای اتلافی، انرژی زمین گرمایی و انرژی خورشیدی وجود دارند که توسط چرخه های مرسوم قابل استفاده نمی باشند. از اینرو، استفاده از چرخه های ترکیبی توان و تبرید برای استفاده بهتر از این انرژی ها مورد توجه قرار گرفته است.

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.

در سال های اخیر استفاده از چرخه های تبرید اجکتوری [۲]،[۳]، در چرخه های ترکیبی مورد توجه قرار گرفته است. اگرچه این چرخه ها دارای ضریب عملکردی پایینی هستند، ولی هزینه عملکردیشان پایین است و قابلیت استفاده از گرمای اتلافی و سایر انرژی های تجدید پذیر را نیز دارند.

الکسیس [۴] 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 [۵] 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. ونگ و همکاران [۶] 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 ونگ [۷] یک چرخه ترکیبی رانکین ارگانیک و تبرید اجکتوری 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.

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1395.3.2.1.2]

در مطالعه فعلی، یک چرخه ترکیبی توان و تبرید برای تولید همزمان توان و تبرید با استفاده از سیال عامل های مختلف بررسی شده است. این چرخه ترکیبی از چرخه رانکین ارگانیک و تبرید اجکتوری می باشد. تحلیل قوانین اول و دوم ترمودینامیک برای مقایسه سیال عامل های مختلف در شرایط کاری مختلف انجام گرفته است.

۲- عملکرد چرخه و فرضیات

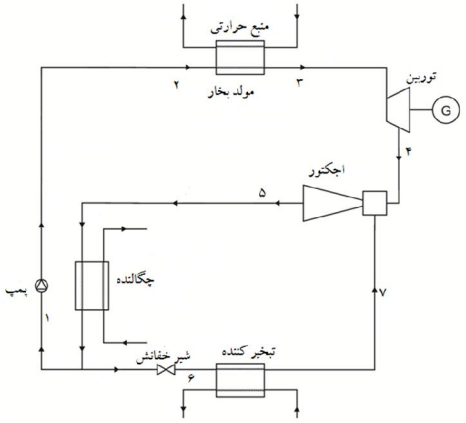
طرح شماتیک و نمودار دما-آنتالپی چرخه ترکیبی رانکین ارگانیک و تبرید اجکتوری در شکل (۱) نشان داده شده است. چرخه از مولد بخار، توربین، اجکتور، چگالنده، پمپ، شیرخفانش و تبخیرکننده به عنوان اجزای اصلی تشکیل شده است.

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 و آن را در یک فشار و دمای پایین تر ترک می کند. این جریان که جریان اولیه نامیده می شود، وارد اجکتور می 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.

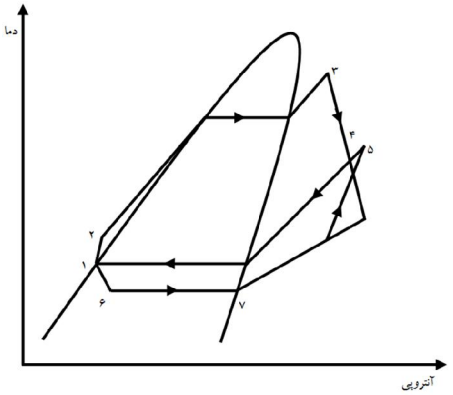
فرضیات اصلی برای شبیه سازی چرخه ترکیبی در جدول (۱) ارائه شده است. برای ساده سازی چرخه ترکیبی، فرضیات زیر هم در نظر گرفته شدند:

۱- سیستم در حالت پایا قرار دارد.

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



(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)	۲۸۸/۱۵
فشار محیط (مگا پاسکال)	۰/۱۰۱۳
دمای ورودی توربین (کلوین)	۳۹۳/۱۵
فشار ورودی توربین (مگا پاسکال)	۰/۸
نسبت انبساط توربین	۲
بازده آیزنتروپیک توربین (٪)	۸۵
دمای ورودی پمپ (کلوین)	۲۹۳/۱۵
بازده آیزنتروپیک پمپ (٪)	۸۰
دمای تبخیرکننده (کلوین)	۲۷۳/۱۵
نسبت توان به تبرید	۰/۷

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

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1395.3.2.1.2]

۴- سیال عامل در خروجی تبخیرکننده به صورت بخار اشباع می باشد.
۵- حالت خروجی چگالنده مایع اشباع می باشد.

۲-۱- انتخاب سیال عامل

بطور کلی، اولین قدم برای طراحی یک چرخه انتخاب سیال عامل مناسب می باشد. رسوب ناپذیری، نداشتن خاصیت خورندگی، غیر سمی بودن و غیر اشتعالی بودن برخی از ویژگی های فیزیکی و شیمیایی مطلوب هستند که سیال های عامل باید دارای آن ها باشند. ولی با این وجود، در یک چرخه نمی توان تمام نیازهای کلی را برآورده کرد. یکی از مهمترین نکات انتخاب یک سیال عامل، در نظر گرفتن تاثیرات محیطی آن می باشد. پتانسیل تخریب لایه اوزون، پتانسیل گرمایش جهانی و طول عمر اتمسفری سه فاکتور مهمی هستند که باید در نظر گرفته شوند. طول عمر اتمسفری زمان تقریبی است که طول خواهد کشید تا گازهای گلخانه ای اتمسفر را ترک کنند.

از آنجایی که چرخه مورد مطالعه ترکیبی از چرخه های رانکین ارگانیک و تبرید اجکتوری می باشد، سیال عامل باید خواص ترمودینامیکی خوبی برای تولید هر دوی توان و تبرید داشته باشد. سیال عامل های رانکین ارگانیک که شیب منحنی بخار اشباع در نمودار دما-آنتالپی مثبت دارند، سیالات خشک، سیالات دارای شیب منفی، سیالات مرطوب، و سیالاتی که شیب بسیار بزرگ دارند، سیالات آیزنتروپیک نامیده می شوند. هانگ [۸] نشان داد که سیالات خشک و آیزنتروپیک، برترین سیال عامل برای چرخه رانکین ارگانیک می باشند. همچنین سومایاجی و همکاران [۹] نتیجه گرفتند که سیال های خشک و آیزنتروپیک بازده گرمایی بهتری را نشان می دهند. این به خاطر این است که سیال های خشک و آیزنتروپیک، بعد از انبساط آیزنتروپیک مافوق گرم می شوند. بنا براین هیچ مشکلی مبنی بر وجود قطرات مایع در خروجی توربین وجود ندارد.

خوشبختانه، اکثر سیال های عاملی که در چرخه های رانکین ارگانیک استفاده می شوند، در چرخه های تبرید اجکتوری هم قابل استفاده می باشند. جدول (۲) خواص فیزیکی و داده های محیطی سیالات در نظر گرفته شده در این مطالعه را نشان می دهد. در این مطالعه فقط سیالات خشک و آیزنتروپیک مورد بررسی قرار گرفته اند. تنها ملاک انتخاب سیالات، داشتن مقدار پتانسیل تخریب لایه اوزون صفر یا خیلی نزدیک به صفر می باشد.

جدول (۲): داده های فیزیکی و محیطی سیالات بررسی شده توسط کالم و هوراهان [۱۰]

مبرد		داده های فیزیکی				داده های محیطی		
شماره	نوع سیال	فشار بحرانی (مگاپاسکال)	دمای بحرانی (درجه سانتیگراد)	دمای نقطه جوش (درجه سانتیگراد)	جرم مولکولی (گرم/مول)	طول عمر اتمسفری (سال)	پتانسیل تخریب لایه اوزون	پتانسیل گرمایش جهانی (۱۰۰ سال)
R124	آیزنتروپیک	۳/۶۲	۱۲۲/۳	-۱۲	۱۳۶/۴۸	۵/۸	۰/۰۲	۷۷
R142b	آیزنتروپیک	۴/۰۶	۱۳۷/۱	-۹/۱	۱۰۰/۵	۱۷/۹	۷/۰۷	۲۳۱۰
R227ea	خشک	۳	۱۰۲/۸	-۱۶/۴	۱۷۰/۰۳	۴۲	۰	۳۲۲۰
R236fa	خشک	۳/۲	۱۲۴/۹	-۱/۴	۱۵۲/۰۴	۲۴۰	۰	۹۸۱۰
R245fa	خشک	۳/۶۵	۱۵۴	۱۵/۱	۱۳۴/۰۵	۷/۶	۰	۱۰۳۰
R601a	خشک	۳/۳۸	۱۸۷/۲	۲۷/۸	۷۲/۱۵	۰/۰۱	۰	~۲۰
RC318	خشک	۲/۷۸	۱۱۵/۲	-۶	۲۰۰/۰۳	۳۲۰۰	۰	۱۰۲۵۰

۲-۲- تحلیل ترمودینامیکی

در ابتدا ذکر این نقطه ضروری است که در معادلات زیر، علائم eva، p، eje، exv، con، t، R_{ext}، β، vg، net، tot به ترتیب نشان دهنده تبخیرکننده، پمپ، اجکتور، شیر خفانش، چگالنده، توربین، نسبت انبساط توربین، مولد بخار، خالص و کلی می باشند. معادلات اساسی به دست آمده از قانون بقای انرژی در اجزای مختلف چرخه به شرح زیر است:

$$\dot{Q}_{eva} = \dot{m}_6(h_7 - h_6) \quad (۱)$$

$$\dot{Q}_{vg} = \dot{m}_2(h_3 - h_2) \quad (۲)$$

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

$$\dot{W}_t = \dot{m}_3(h_3 - h_4) \quad (۴)$$

$$\beta = \frac{P_3}{P_4} \quad (۵)$$

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_t + \dot{W}_p \quad (۶)$$

نرخ اتلاف اگزرژی در یک سیستم کنترل برای حالت پایا به صورت زیر تعریف می شود [۱۰]:

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08]
[DOR: 20.1001.1.20089813.1395.3.2.1.2]

$$\dot{E}_D = \sum(\dot{m}\psi)_{in} - \sum(\dot{m}\psi)_{out} + \left[\sum\left(\dot{Q}\left(1-\frac{T_0}{T}\right)\right)_{in} + \sum\left(\dot{Q}\left(1-\frac{T_0}{T}\right)\right)_{out}\right] \pm \sum\dot{W} \quad (۷)$$

$$\dot{E}_{D,tot} = \dot{E}_{D,con} + \dot{E}_{D,eje} + \dot{E}_{D,eva} + \dot{E}_{D,p} + \dot{E}_{D,exv} + \dot{E}_{D,t} + \dot{E}_{D,vg} \quad (۸)$$

بر اساس قانون اول ترمودینامیک بازده کل چرخه ترکیبی به صورت زیر می باشد:

$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}_{net} + \dot{Q}_{eva}}{\dot{Q}_{vg}} \quad (۹)$$

عملکرد اجکتور به وسیله نسبت کشش که نسبت نرخ جریان جرمی جریان ثانویه به اولیه می باشد، تعریف می شود:

$$\mu = \frac{\dot{m}_{sf}}{\dot{m}_{pf}} \quad (۱۰)$$

در مطالعه فعلی، نرخ کشش به وسیله نسبت توان به تبرید که یک مقدار ثابت فرض شده است، تعیین می شود.

۳- معتبر سازی

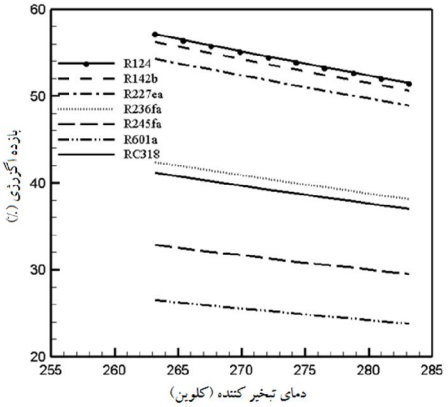
بر اساس تحلیل های بالا یک برنامه شبیه سازی با استفاده از نرم افزارEES [۱۱] برای چرخه ترکیبی رانکین ارگانیک و تبرید اجکتوری ایجاد شد. نتایج به دست آمده با نتایج چرخه ترکیبی توان و تبرید اجکتوری که توسط ژنگ و ونگ [۷] و حسن و همکاران [۱۲] به دست آمده بودند، مقایسه گردیدند. نتایج مقایسه در جدول (۳) ارائه شده است که نشان دهنده سازگاری خیلی خوبی می باشد.

جدول (۳): مقایسه نتایج کار فعلی با نتایج کارهای قبلی

کمیت ها	کار فعلی	ژنگ و ونگ	حسن و همکاران
دمای مولد (کلوین)	۳۹۵	۳۹۵	۳۹۵
دمای چگالنده (کلوین)	۲۹۸	۲۹۸	۲۹۸
دمای تبخیر کننده (کلوین)	۲۸۰	۲۸۰	۲۸۰
گرمای ورودی (کیلو ژول/کیلو گرم)	۲۵۱/۷	۲۵۴/۳	۲۶۷/۸
نسبت کشش اجکتور	۰/۳۲۷۹	۰/۳۳۱	اعلام نشده
کار پمپ (کیلو ژول/کیلو گرم)	۱/۳۷۷	۱/۴	۲/۲
کار توربین (کیلو ژول/کیلو گرم)	۲۹/۰۶	۲۹/۳	۴۹/۴
ظرفیت خنک کنندگی (کیلو ژول/کیلو گرم)	۵۸/۱۲	۵۸/۷	۳/۵
بازده گرمایی (٪)	۳۴/۰۹	۳۴/۱	۱۸/۲
بازده مفید (٪)	۱۸/۶۹	۱۸/۷	۱۷/۳
بازده اگزرژی (٪)	۵۶/۸۴	۵۶/۸	اعلام نشده

۴- نتایج و بحث

شکل (۲) مقایسه بازده اگزرژی بر اساس افزایش دمای تبخیر کننده برای سیال عامل های مختلف را نشان می دهد.

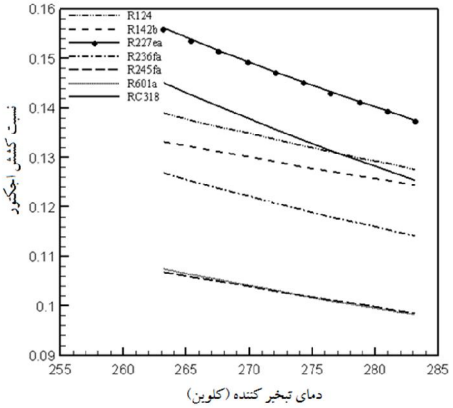


شکل (۲): اثر تغییرات دمای تبخیر کننده بر بازده اگزرژی

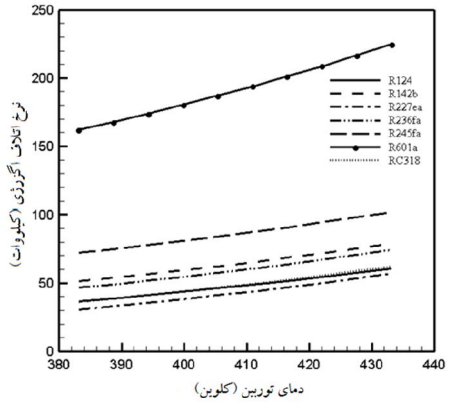
در شکل (۲) مشاهده می شود که بازده اگزرژی با افزایش دمای تبخیر کننده کاهش می یابد. افزایش دمای تبخیرکننده هیچ تاثیری بر روی توربین و پمپ ندارد، بنابراین اگزرژی منبع گرمایی و کار خالص خروجی چرخه ثابت باقی می ماند. کاهش نسبت کشش اجکتور، دلیل اصلی کاهش اگزرژی سیال عامل ها می باشند. نسبت کشش اجکتور عبارتست از نرخ جرمی جریان مکش شده از مولد بخار نسبت به نرخ جرمی جریان خروجی از توربین. این مقدار که نشان دهنده عملکرد اجکتور در سیستم است، اگر کاهش یابد باعث می شود اگزرژی تولید شده در اجکتور نیز کاهش یابد و در مجموع بازده اگزرژی کل را نیز کاهش می دهد.
نتایج نشان داده شده در شکل (۳) بیان می کنند که نسبت کشش اجکتور برای تمام سیال عامل ها با افزایش دمای تبخیرکننده کاهش می یابد. نسبت توان به تبرید ثابت فرض شده است، بنابراین تغییر دمای تبخیرکننده بر روی فشار و نرخ جریان جرمی جریان اولیه و ظرفیت تبرید سیستم بی تاثیر است. تنها دلیل کاهش نسبت کشش، افزایش آنتالپی جریان ثانویه با افزایش دمای تبخیر کننده می باشد.

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08]
[DOR: 20.1001.1.20089813.1395.3.2.1.2]

اثر دمای ورودی توربین بر نرخ اتلاف اگزرژی کل چرخه در شکل (۴) نشان داده شده است. با افزایش دمای ورودی توربین در بازه مطالعه شده، نرخ کل اتلاف هم افزایش می یابد. افزایش دمای توربین باعث افزایش نرخ اتلاف تمام اجزای چرخه می شود. ولی بیشترین تاثیر این افزایش در مولد بخار و چگالنده می باشد. بر اساس نتایج، R227ea و R601a به ترتیب دارای کمترین و بیشترین نرخ اتلاف اگزرژی می باشند.



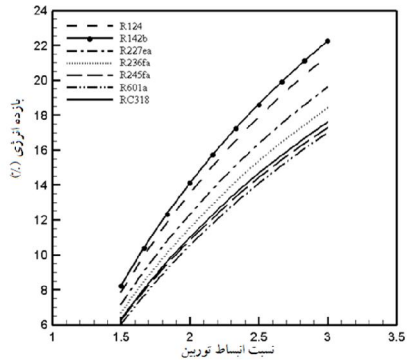
شکل (۳): اثر تغییرات دمای تبخیر کننده بر نسبت کشش اجکتور



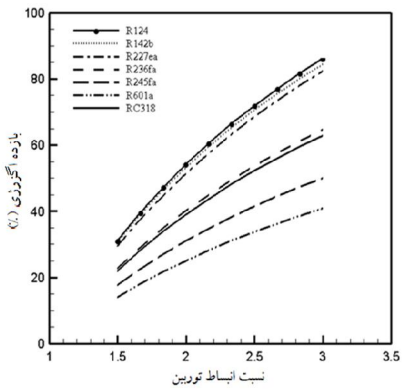
شکل (۴): اثر تغییرات دمای توربین بر نرخ اتلاف اگزرژی

شکل (۵) نشان می دهد که وقتی نسبت انبساط توربین از ۱/۵ تا ۳ افزایش می یابد، بازده انرژی تمام سیال عامل های مطالعه شده افزایش می یابد. دلیل این موضوع این است که افزایش نسبت انبساط، دما و فشار جریان اولیه ای که وارد اجکتور می شود را کاهش می دهد ولی هیچ تاثیری بر روی جریان ثانویه ندارد. بنابراین نسبت کشش اجکتور کاهش می یابد که باعث کاهش نرخ تبرید خروجی می شود.

بر اساس شکل (۶) ، بازده اگزرژی چرخه با افزایش نسبت انبساط توربین افزایش می یابد. افزایش نسبت انبساط هیچ تاثیری بر روی مولد بخار ندارد ولی کار خروجی توربین و نسبت کشش اجکتور را افزایش می دهد. R124 با تغییر از ۳۱ تا ۸۶ درصد، بیشترین و R601a با تغییر از ۱۴ تا ۴۱ درصد دارای کمترین مقدار بازده اگزرژی می باشند.



شکل (۵): اثر تغییرات نسبت انبساط توربین بر بازده انرژی



شکل(۶): اثر تغییرات نسبت انبساط توربین بر بازده اگزرژی

۵- نتیجه گیری

تحلیل ترمودینامیکی هفت سیال عامل که در یک چرخه ترکیبی رانکین ارگانیک و تبرید اجکتور انجام گرفت و نتایج با هم مقایسه گردیدند. یک برنامه کامپیوتری بر اساس نرم افزار EES برای محاسبه بازده گرمایی و اگزرژی با فرض نسبت توان به تبرید ثابت ایجاد گردید. نتایج اصلی این مطالعه در بازه های تعریف شده به صورت زیر است:

۱- بازده اگزرژی چرخه با افزایش دمای تبخیر کننده کاهش می یابد.

۲- نسبت کشش اجکتور با افزایش دمای تبخیرکننده افزایش می یابد.

۳- با افزایش دمای ورودی توربین، نرخ تخریب کل چرخه افزایش می یابد.

۴- با افزایش نسبت انبساط توربین، بازده انرژی و اگزرژی چرخه افزایش می یابد.

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1395.3.2.1.2]

۵- بر اساس نتایج به دست آمده، در بین سیال عامل های مطالعه شده، R124 به علت دارا بودن بیشترین بازده اگزرژی در شرایط کاری مختلف، بهترین عملکرد را دارد.

فهرست علامت‌ها

$\dot{E}_D$	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
T	دما، K
$\dot{W}$	کار ویژه، kJ kg-1

فهرست علائم یونانی

β	نسبت انبساط
η	بازده
μ	نرخ کشش اجکتور
v	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
Pf	جریان اولیه
sf	جریان ثانویه
t	توربین
th	گرمایی
tot	کل
vg	مولد بخار

مراجع

[1] D.Y. Goswami, Solar thermal power: status of technologies and opportunities for research, heat and mass transfer. In: Proceeding of the 2nd ASME-ISHMT Heat and Mass Transfer Conference. Tata-McGraw Hill Publishers, New Delhi, India: 57–60 (1995).

[2] M. Solokov, D. Hershgal, Enhanced ejector refrigeration cycles powered by low grade heat. Part 3. Experimental results, International Journal of Refrigeration, 14 (1991) 24–31.

[3] N. Bilir, H. Kursad, Performance improvement of the vapour compression refrigeration cycle by a two-phase constant area ejector, International Journal of Energy Research, 33 (2009) 469–480.

[4] G.K. Alexis, Performance parameters for the design of a combined refrigeration and electrical power cogeneration system, International journal of refrigeration, 30 (2007) 1097–1103.

[5] Y. Dai, J. Wang, L. Gao, Exergy analysis, parametric analysis and optimization for a novel combined power and ejector refrigeration cycle, Applied Thermal Engineering, 29 (2009) 1983–1990.

[6] J. Wang, Y. Dai, Z. Sun, A theoretical study on a novel combined power and ejector refrigeration cycle, International Journal of Refrigeration, 32 (2009) 1186-1194.

[7] B. Zheng, Y. W. Weng, A combined power and ejector refrigeration cycle for low temperature heat sources, Solar Energy, 84 (2010) 784–79.

[8] T. C. Hung, Waste heat recovery of organic Rankine cycle using dry fluids, Energy Conversion and Management, 42 (2001) 539–553.

[9] C. Somayaji, P. Mago, L. M. Chamra, Second law analysis and optimization of organic Rankine cycles, In: ASME Power Conference, Paper No. PWR2006-88061, Atlanta, GA, (2006).

[10] J. M. Calm, G. C. Hourahan, Refrigerant data update, Heating / Piping / Air Conditional Engineering, 79 (2007) 50–64.

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

[12] A. A. Hasan, D. Y. Goswami, S. Vijayaraghavan, First and second law analysis of a new power and refrigeration thermodynamic cycle using a solar heat source, Sol Energy, 73 (2002) 385–393.

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1395.3.2.1.2]