

## ارزیابی تأثیر سیال عامل‌های مختلف در سیکل تبرید آبشاری ترکیب شده با آب شیرین کن حرارتی

مصطفی مختاری<sup>۱</sup>، محمد مهدی کشتکار<sup>۱\*</sup>، عبدالله عباسلو<sup>۲</sup>

۱- گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه آزاد اسلامی شهید سلیمانی، کرمان، ایران  
۲- گروه مهندسی شیمی، دانشگاه آزاد اسلامی شهید سلیمانی، کرمان، ایران

### تاریخچه داوری:

دریافت: ۱۴۰۲/۰۱/۲۷  
بازنگری: ۱۴۰۲/۰۷/۲۳  
پذیرش: ۱۴۰۲/۰۹/۰۱  
ارائه آنلاین: ۱۴۰۲/۰۹/۰۹

### کلمات کلیدی:

سیستم آبشاری  
آب شیرین کن حرارتی  
انرژی اتلافی  
آب قابل شرب

**خلاصه:** با توجه به بحران انرژی و آب آشامیدنی، همچنین بروز مشکلات زیست محیطی فراوان در اثر استفاده از سوخت های فسیلی، ضروری می باشد که از حرارت اتلافی تجهیزات صنعتی برای تولید آب قابل شرب بدون استفاده از منبع انرژی دیگر استفاده شود. سیکل تبرید تراکمی آبشاری یکی از تجهیزات صنعتی پرکاربرد می باشد که حرارت اتلافی با ارزش در دمای بالا دارد. در این تحقیق انرژی اتلافی مذکور به عنوان یک منبع انرژی مستقل برای تولید آب قابل شرب در سیستم آب شیرین کن حرارتی مورد استفاده قرار می گیرد. در کار حاضر آب شیرین کن تبخیری سه اثره با سیکل تبرید آبشاری ترکیب شده است. ضمن مقایسه ۲۸ زوج سیال عامل مورد با یکدیگر، در نهایت با استفاده از یک روش امتیاز دهی، براساس اولویت های متفاوت سناریوهای مختلفی در نظر گرفته شد و بهترین زوج سیال عامل مشخص گردید. نتایج نشان داد که کمترین توان مصرفی کمپرسورها متعلق به زوج سیال عامل R717-R600 می باشد. از طرف دیگر بیشترین دبی جرمی آب تولیدی، کمترین فضای اشغالی و همچنین کمترین هزینه سرمایه گذاری زمانی رخ می دهد که از زوج سیال عامل R600A-R744 استفاده گردد. با استفاده از روش امتیاز دهی مشخص شد که زمانی تمام شاخص ها برای انتخاب زوج سیال عامل لحاظ شوند، حتی در سناریوهای مختلف با اولویت های متفاوت، بهترین انتخاب زوج سیال عامل R717-R600 می باشد.

### ۱- مقدمه

و ... می باشد، اما دارای مصرف برق بالا و حرارت اتلاف زیادی می باشد. عموماً تمام انرژی ورودی به سیستم های صنعتی استفاده نمی شود و بخش قابل توجهی از آن اتلاف می گردد. انرژی تلف شده دمای پایینی دارد، با این وجود ارزشمند است. در صورتی که از حرارت اتلافی در سیستم های صنعتی به جای استفاده از سوخت های فسیلی به عنوان منبع حرارتی استفاده شود، علاوه بر افزایش راندمان سیستم صنعتی، آلودگی های زیست محیطی و هزینه های مربوطه نیز کاهش می یابد.

روش های آب شیرین کن مورد استفاده برای تولید آب قابل شرب به دو دسته روش های حرارتی و غشایی تقسیم می شوند. در مواردی که غلظت نمک در آب زیاد باشد، روش های غشایی نسبت به روش های حرارتی کارایی کمتری دارند و ممکن است در طول زمان جلبک تشکیل شود [۱]. اما روش های حرارتی در چنین شرایطی مناسب تر بوده و آب تولیدی کیفیت بهتری دارد. این در حالی است که انرژی این سیستم ها اغلب از سوخت های فسیلی تامین می شود که مشکلات زیادی را به همراه دارد. برای کاهش مشکلات استفاده از سوخت های فسیلی علاوه بر بحران انرژی و آب قابل

امروزه، بسیاری از کشورهای دنیا با بحران انرژی و آب قابل شرب رو به رو هستند. همراه با بالاتر رفتن سطح کیفی زندگی مردم و افزایش جمعیت نیاز به انرژی و آب قابل شرب نیز افزایش می یابد. از این رو به دنبال تأمین تقاضای مصرف کنندگان در جهت تأمین برق و تولید آب قابل شرب همواره استفاده از سوخت های فسیلی در حال افزایش می باشد. بنابراین، مشکلات فراوانی مانند گرم تر شدن کره زمین، آلودگی محیط زیست و ... به وجود می آید. به منظور کاهش استفاده از سوخت های فسیلی راه حل هایی مانند استفاده از انرژی اتلافی تجهیزات صنعتی و انرژی های تجدید پذیر پیشنهاد می شود. سیکل های تبرید تراکمی دو اثره یکی از پرکاربردترین تجهیزات صنعتی در بخش های مختلف از جمله جداسازی برودتی در صنعت پتروشیمی، مایع سازی بخار نفت و گاز طبیعی، تولید یخ خشک، تسریع سخت شدن فولاد آلیاژی خاص، نگهداری مواد غذایی، خون و ... می باشد. سیستم مذکور اگرچه دارای مزایایی مانند عملکرد ساده، نگهداری آسان

\* نویسنده عهده دار مکاتبات: mkeshkar54@yahoo.com



شرب، استفاده از انرژی اتلافی موجود در تجهیزات صنعتی به عنوان منبع انرژی مستقل برای راه اندازی سیستم‌های انرژی دیگر مانند سیستم‌های آب شیرین کن مهم می باشد.

سیکل های تبرید تراکمی تک اثره و دو اثره جز پر کاربردترین سیکل های تبرید می باشند. اگرچه سیکل های تبرید تراکمی تک اثره نسبت به سیکل تبرید تراکمی دو اثره در دمای بالاتری بروند تولید می کنند با این وجود حرارت اتلافی و همچنین توان مصرفی کمپرسور در این سیکل ها قابل توجه می باشد. از این رو در تحقیقات مختلف، ترکیبی از سیکل تبرید تراکمی تک اثره با سایر سیکل های انرژی ارائه شده است. آسیم و همکارانش [۲] ترکیبی از سیکل رانکین ارگانیک ساده و تبرید تراکمی ارائه کردند. در واقع از سیکل تبرید تراکمی برای تهویه هوا استفاده می شد. در این سیستم انرژی مورد نیاز سیکل رانکین ارگانیک از طریق مبدل حرارتی تعبیه شده بین دو سیکل تأمین می شد. مبدل تعبیه شده نقش کندانسور برای سیکل تبرید تراکمی و نقش اواپراتور برای سیکل رانکین ارگانیک را داشت. هدف از ارائه این سیستم تأمین توان مصرفی کمپرسور در سیکل تبرید تراکمی با استفاده از حرارت اتلافی از همان سیکل در سیکل رانکین آلی<sup>۱</sup> بود. در پایان این تحقیق مشخص گردید که با سیال های عامل R600a و R134a به ترتیب برای سیکل رانکین ارگانیک و سیکل تبرید تراکمی می توان به ضریب عملکرد ۳/۵۴ دست یافت. در تحقیق [۳] ترکیبی از سیکل تبرید تراکمی و رانکین ارگانیک ارائه گردید. در این کار، هدف اصلی دستیابی به سیستمی بهینه از لحاظ اقتصادی بود. سیکل رانکین ارگانیک به نحوی تعبیه شده بود که تمام برق مورد نیاز کمپرسور در سیکل تبرید تراکمی را تأمین کند. در این سیکل به منظور افزایش تولید توان از دو توربین استفاده شده بود، بنابراین سیال کاری پس از خروج از اواپراتور به دو بخش تقسیم می گردید و انرژی مورد نیاز هر دو توربین تأمین می شد. لازم به ذکر است که دمای منبع حرارتی برای تأمین انرژی لازم در سیکل رانکین ارگانیک (با سیال عامل R245fa) بین ۱۲۰ تا ۱۵۰ درجه سانتی گراد در نظر گرفته شد. در پایان این تحقیق بازده حرارتی و ضریب کلی انتقال حرارت بهینه به ترتیب ۳۵/۸ درصد و ۹۹/۶ کیلووات برکلوین گزارش شد. لیانگ و همکارانش [۴] در تحقیقی مشابه ترکیبی از سیکل رانکین آلی و تبرید تراکمی ارائه کردند که انرژی سیکل رانکین ارگانیک از طریق یک منبع انرژی اتلافی با دمای ۱۷۰ درجه سانتی گراد تأمین می شد. هدف از این تحقیق بررسی ترکیب ارائه شده و مقایسه با سیکل های

تبرید جذبی مرسوم بود. نتایج نشان داد که سیستم ترکیبی مورد نظر همواره فضای کمتری اشغال می کند و برای کشتی های باری و قطار و ... مناسب تر می باشند. در تحقیقی مشابه که توسط آقازیارتی و حاجی زاده اقدم [۵]، سیستمی ترکیبی برای تولید همزمان گرمایش، سرمایش و توان ارائه شد که انرژی سیستم از طریق انرژی خورشیدی تأمین می شد. سیستم ارائه شده متشکل از زیر سیستم های خورشیدی، رانکین ارگانیک، تبرید جذبی و تبرید تراکمی بود. در این تحقیق انرژی خورشیدی به صورت مستقیم برای تأمین انرژی لازم در سیکل رانکین ارگانیک استفاده می شد. اما برای تأمین حرارت مورد نیاز برای تولید گرمایش و سرمایش از انرژی باقی مانده در سیال خروجی از توربین سیکل رانکین ارگانیک استفاده می شد. سیستم ارائه شده از دیدگاه انرژی و انرژی ارزیابی شد و بازدهی انرژی و انرژی برای سیستم پیشنهادی به ترتیب ۸۹/۳۹ و ۸/۷۰ درصد حاصل شدند.

در تحقیقی دیگر، چیدمان جدیدی برای ترکیب رانکین آلی و سیکل تبرید تراکمی تک اثره به منظور کاهش انرژی اتلاف از سیکل سیکل تبرید تراکمی تک اثره ارائه شد. بر همین اساس، در تحقیق [۶]، ترکیب جدیدی از رانکین آلی و سیکل تبرید تراکمی تک اثره پیشنهاد شد که در آن سیال کاری مورد استفاده در هر دو سیکل یکسان بود. انرژی اصلی سیستم از طریق اواپراتور رانکین آلی تأمین می گردید. توان تولید شده مستقیماً از طریق شفت به کمپرسور منتقل می شد. جریان خروجی از کمپرسور و توربین در محفظه اختلاط مخلوط شده و پس از دفع حرارت در کندانسور به دو جریان مجزا تقسیم شدند، یک جریان برای جذب انرژی گرمایی از اواپراتور رانکین آلی و جریان دیگر برای تولید سرمایش از سیکل تبرید تراکمی تک اثره عبور می کرد. در نهایت نشان داده شد که سیال R602 بهترین عملکرد را دارد و ضریب عملکرد سیستم ۰/۹۹ محاسبه شد.

در خصوص سیکل های تبرید تراکمی دو اثره، در زمینه بهبود عملکرد سیستم و بررسی سیستم از دیدگاه های مختلف، مطالعات گسترده ای در مورد تجزیه و تحلیل انرژی، انرژی، اقتصاد و انتخاب سیال کاری مناسب انجام شده است [۷]. تحقیقات دیگری برای افزایش راندمان سیستم و همچنین کاهش انرژی حرارت اتلافی سیستم مذکور با سایر سیستم های انرژی جهت تولید سرمایش، گرمایش و برق یکپارچه انجام شده است [۸، ۹].

همانطور که قبلاً ذکر شد، یکی از راه های کاهش استفاده از سوخت های فسیلی، استفاده از انرژی های تجدیدپذیر است. با توجه به مصرف برق بالا در سیکل های تبرید تراکمی دو اثره، استفاده از انرژی های تجدیدپذیر برای تأمین برق مورد نیاز توصیه می شود. در تحقیق [۱۰]، یک سیستم ترکیبی

قابل شرب با انرژی کمتر، طرحی ارائه شده است که در آن یک سیستم تولید برق با چند توربین متنوع به یک سیستم تولید همزمان برق و آب تبدیل شد [۱۴]. سیستم مذکور شامل سه توربین پرفشار، فشار متوسط و کم فشار به همراه سیستم آب شیرین کن تبخیری چند اثره - تراکم بخار حرارتی بود. در هر مرحله، بخشی از بخار خروجی از توربین مربوطه جدا شده و در سیستم آب شیرین کن مورد استفاده قرار می‌گیرد تا انرژی مورد نیاز برای تولید آب تامین شود. نتایج این تحقیق نشان داد که سیستم ارائه شده می‌تواند آب قابل شرب قابل توجهی تولید کند در حالی که کاهش توان مصرفی را به همراه داشته باشد. در تحقیق [۱۵]، برای استفاده از انرژی اتلافی ناپایدار که به طور گسترده در صنعت یافت می‌شود، ترکیبی از مخزن ذخیره انرژی جذبی ارائه شد. برای استفاده بهینه از انرژی اتلافی، شش حالت کاربردی برای تولید آب قابل شرب که انرژی مورد نیاز مستقیماً از انرژی اتلافی یا انرژی ذخیره شده تامین می‌شود. در این تحقیق منبع انرژی علاوه بر انرژی خورشیدی، انرژی اتلافی با دمای ۱۰۰ درجه سانتیگراد بود. نتایج این تحقیق نشان داد که استفاده از حالت‌های کاری مختلف برای ترکیب جدید مخزن ذخیره انرژی جذبی می‌تواند امیدوارکننده باشد.

در تحقیق [۱۶]، ترکیبی از آب شیرین کن تبخیری و سیکل تبرید تراکم-جذبی ارائه شد. در این سیستم، بخار خروجی از توربین سیستم تولید همزمان گرمایش و برق برای شروع چرخه تولید آب قابل شرب و سرمایه‌گذاری استفاده شد. سیستم ارائه شده از نقطه نظر انرژی مورد ارزیابی قرار گرفت و نتایج نشان داد که در شرایط یکسان، سیستم ارائه شده بهتر از سیستم‌های آب شیرین کن تبخیری چند اثره - تراکم بخار حرارتی معمولی عمل می‌کند. همچنین امکان افزایش مقدار بخار وجود دارد که باعث می‌شود دمای بخار مورد نیاز در آخرین افکت کاهش یابد و در نتیجه تعداد افکت‌ها و تولید آب قابل شرب افزایش یابد.

در تحقیق [۱۷]، به منظور استفاده از حرارت اتلافی در سیکل تبرید آبشاری، ترکیب چهار نوع متفاوت از آب شیرین کن‌های حرارتی با سیکل تبرید آبشاری ارائه گردید. در این تحقیق انواع ترکیب‌ها از دیدگاه‌های انرژی و اقتصادی ارزیابی شدند و در نهایت با استفاده از یک روش امتیاز دهی مشخص شد که ترکیب سیکل تبرید آبشاری با آب شیرین کن حرارتی ۳ اثره یکی از گزینه‌های مناسب برای مواردی می‌باشد که اولویت انتخاب شاخص‌های انرژی و اقتصادی باشد.

مطالعه ای توسط شیوامانی [۱۸] با هدف تحلیل انرژی جریان واحد اسمز معکوس در کارخانه نمک‌زدایی آب دریا با دستگاه بازیافت انرژی

جدید برای تولید سرمایش با استفاده از انرژی خورشیدی ارائه شد. سیستم پیشنهادی شامل برج خورشیدی، گیرنده مرکزی، چرخه رانکین، سیکل تبرید اجکتوری و سیکل‌های تبرید تراکمی دو اثره بود. با استفاده از انرژی گرمایی تولید شده توسط خورشید، انرژی مورد نیاز برای سیکل تبرید جذبی، سیکل رانکین بخار تامین شد. از طرف دیگر، توان تولید شده در سیکل رانکین بخار برای تامین توان مورد نیاز برای سیکل تبرید آبشاری استفاده گردید. نشان داده شد که با افزایش دمای اواپراتور سیکل رانکین بخار، فشارهای ورودی و خروجی توربین سیکل رانکین بخار و دمای اواپراتور سیکل تبرید تراکمی دو اثره، بازده انرژی و انرژی افزایش می‌یابد. در تحقیقی دیگر، برای تامین توان مورد نیاز سیکل تبرید تراکمی دو اثره با استفاده از انرژی زمین گرمایی، ترکیبی از سیکل تبرید تراکمی دو اثره با رانکین آلی پیشنهاد شد [۱۱]. در این سیستم انرژی مورد نیاز برای سیکل رانکین آلی از طریق انرژی زمین گرمایی تامین می‌شود. تجزیه و تحلیل پارامتری انجام شده بر روی سیستم نشان داد که بیشترین ضریب عملکرد ۰/۷۹ می‌باشد.

در تحقیق [۱۲] برای کاهش توان مصرفی کمپرسورها و استفاده بهتر از انرژی تولید شده در سیستم، ترکیبی از سیکل تبرید تراکمی دو اثره و رانکین آلی ارائه شد. لازم به ذکر است که از گرمای تلف شده سیکل تبرید تراکمی دو اثره برای پیش گرم کردن سیال ورودی به چرخه خورشیدی استفاده شد. نتیجه گیری شد که اگر ۱۲ ساعت انرژی خورشیدی وجود داشته باشد، مصرف برق در مقایسه با سیکل تبرید تراکمی دو اثره با همان ظرفیت، ۸۲/۵۷ درصد کاهش می‌یابد.

با توجه به توضیحات فوق، بدیهی است که حرارت اتلافی در سیکل‌های تبرید تراکمی ارزشمند بوده و مورد توجه بسیاری از محققین می‌باشد. پس، استفاده از این حرارت اتلافی و سایر حرارت‌های اتلافی صنعتی می‌تواند به طور قابل توجهی مشکل انرژی را بهبود بخشد. بنابراین برای رفع مشکل کمبود آب قابل شرب، استفاده از حرارت اتلافی در تولید آب قابل شرب ضروری می‌باشد. در ادامه به تحقیقاتی می‌پردازیم که در آنها حرارت اتلافی به عنوان منبع انرژی برای تولید آب قابل شرب در نظر گرفته شده است. چالش اصلی در این مطالعات کاهش مصرف انرژی و تولید آب قابل شرب بدون مصرف انرژی بیشتر می‌باشد. در تحقیق [۱۳]، ترکیبی از گیرنده مرکزی با یک سیستم آب شیرین چند اثره چیدمان و بررسی شد. نتایج این تحقیق نشان داد که در صورت استفاده از سیستم ترکیبی، میزان تولید آب به صورت قابل توجهی افزایش می‌یابد (در مقایسه با حالتی که فقط از سیستم آب شیرین کن تبخیری چند اثره، استفاده شود). با توجه به اهمیت تولید آب

استفاده می‌شود. از طرف دیگر، تاثیر سیال عامل‌های متفاوت بر شاخص‌های دبی جرمی آب قابل شرب تولیدی، فضای اشغال شده توسط سیستم ترکیبی، هزینه سرمایه گذاری مربوطه و توان مصرفی کمپرسورها بررسی می‌گردد.

تفاوت اصلی کار حاضر با سایر تحقیقات انجام شده، بررسی تاثیر زوج سیال‌های عامل متفاوت در سیکل تبرید آبشاری بر تولید آب قابل شرب از طریق سیکل آب شیرین کن می‌باشد. در تحقیق [۱۷]، که نزدیک‌ترین تحقیق به کار حاضر می‌باشد، هدف بررسی و قابلیت سنجی استفاده از حرارت اتلافی سیکل تبرید آبشاری در آب شیرین کن‌های حرارتی می‌باشد. اما در تحقیق [۱۷]، هیچ توجهی به تاثیر سیال‌های عامل مختلف در سیکل تبرید آبشاری بر عملکرد آب شیرین کن نشده است. بنابراین در کار حاضر به منظور بررسی جامع‌تر سیستم ترکیبی، به این بخش یعنی تاثیر استفاده از زوج سیال‌های عامل متفاوت بر عملکرد سیستم ترکیبی پرداخته شده است.

## ۲- بیان مسئله

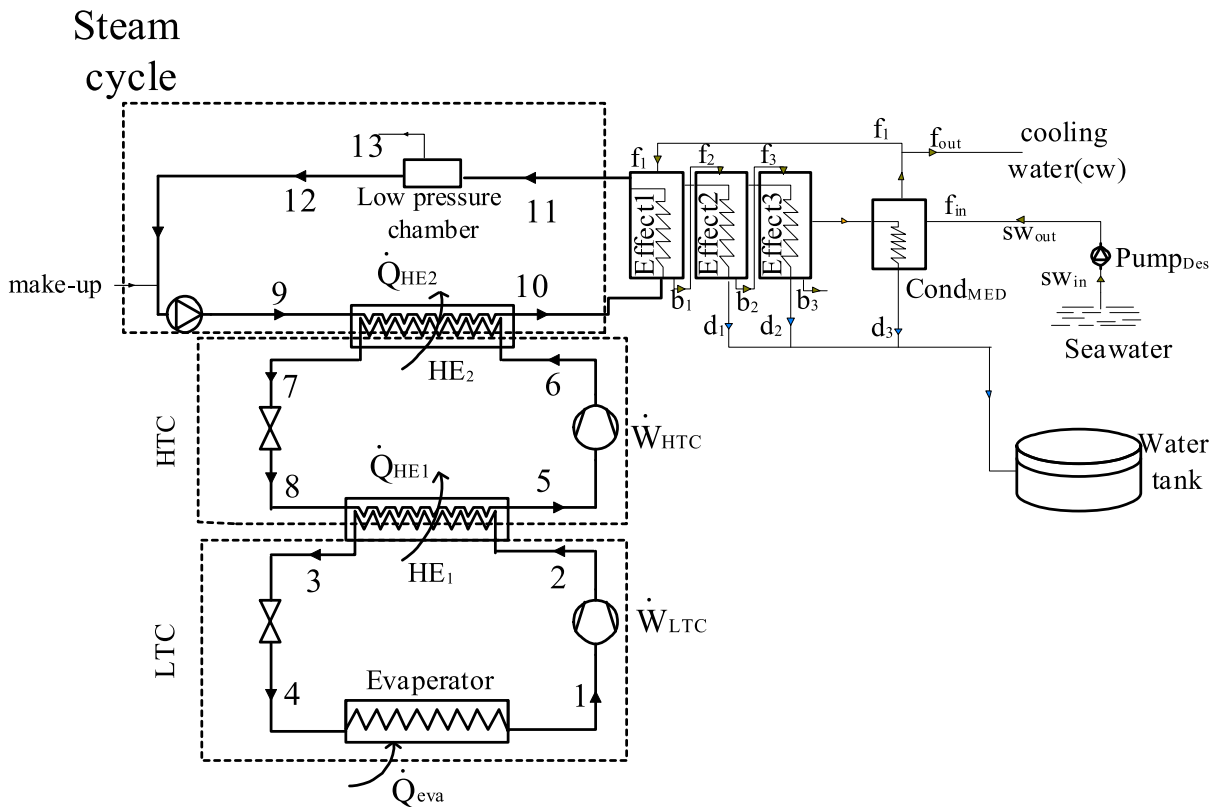
با توجه به اینکه در سیکل تبرید آبشاری حرارت قابل توجهی به محیط بیرون دفع می‌شود و این حرارت اتلافی در واقع حاصل از مصرف برق قابل توجه در این سیکل می‌باشد. بنابراین با صرف یک انرژی با ارزش و هزینه بالا (یعنی برق) حرارتی تولید می‌گردد که بدون هیچ استفاده‌ای اتلاف می‌شود. مطابق با شکل ۱، در کار حاضر برای جلوگیری از اتلاف حرارت مذکور و همچنین افزایش بازدهی سیستم تبرید، از حرارت مورد نظر برای تولید بخار و راه اندازی سیکل آب شیرین کن حرارتی سه اثره استفاده می‌گردد. به این ترتیب سیکل تبرید تراکمی دما پایین حرارت محیط سرد را جذب می‌کند و از طریق یک مبدل حرارتی این حرارت را به سیکل تبرید تراکمی دما بالا انتقال می‌دهد. در سیکل‌های مرسوم، حرارت موجود در سیکل تبرید تراکمی دما بالا از طریق کندانسور به محیط بیرون دفع می‌شود. اما در کار حاضر، به جای کندانسور از یک مبدل حرارتی استفاده شده است تا حرارت به سیکل تولید بخار انتقال یابد. در سیکل تولید بخار، بخاری با دمای ۱۰۰ درجه سانتی گراد تولید می‌شود و این بخار وارد افکت اول آب شیرین می‌شود. به این ترتیب نه تنها حرارتی اتلاف نمی‌گردد بلکه انرژی مورد نیاز سیکل آب شیرین کن نیز تأمین می‌شود.

### ۲-۱- سیکل تبرید تراکمی آبشاری

برای خنک سازی در دماهای خیلی پایین (۴۰- تا ۸۰- درجه سانتیگراد) معمولاً از سیکل‌های تبرید تراکمی دو اثره استفاده می‌شود. این سیکل شامل دو سیکل تبرید تراکمی جداگانه می‌باشد که در آن سیکل‌ها از طریق

انجام شد. معادلات بقای جرم و انرژی برای تجزیه و تحلیل استفاده شد. از تجزیه و تحلیل، تلفات قابل توجهی برابر با ۶۶٫۶۵ کیلوژول بر ثانیه در دستگاه بازیافت انرژی برآورد شد و مشخص گردید که که دستگاه بازیافت انرژی گزینه مناسبی برای کاهش مصرف انرژی در واحد اسمز معکوس می‌باشد. در تحقیقی که توسط پارک و همکارانش [۱۹] انجام شد فناوری‌های جایگزین نمک‌زدایی، از جمله اسمز جلو، اسمز فشار تاخیری، تقطیر غشایی، یونیزاسیون خازنی، نمک‌زدایی با انرژی تجدیدپذیر، و باتری‌های نمک‌زدایی مورد مطالعه قرار گرفته‌اند. در تحقیق جین و همکارانش [۲۰] جریان آب دریا در اطراف لوله‌های افقی اواپراتورهای تبخیر کننده به عنوان یک مدل نمک‌زدایی حرارتی بررسی شده است. مشخص شده است هنگامی که شوری آب دریا از ۳۵ به ۵۵ گرم در کیلوگرم افزایش می‌یابد، سرعت دفع دی اکسید کربن ۴۳ درصد افزایش می‌یابد. اثرات شرایط عملیاتی بر روی کربنات زایی و pH، مقایسه و تجزیه و تحلیل شده است. در تحقیق دیگری [۲۱] شرایط مختلف عملیاتی، در فرآیند نمک‌زدایی فلاش چند مرحله ای، در منطقه خلیج فارس بررسی شده است. برای این منظور، یک مدل دینامیکی دقیق برای فرآیند نمک‌زدایی فلاش چند مرحله ای که پارامترهای کلیدی و جدیدی را در بر می‌گیرد، در برابر داده‌های واقعی یک کارخانه نمک‌زدایی آب دریا در مقیاس بزرگ، توسعه و اعتبارسنجی شده است. سپس از این مدل برای مطالعه رفتار فرآیندهای نمک‌زدایی فلاش چند مرحله ای در مقیاس بزرگ برای تغییر در دمای بخار، دمای خوراک و سرعت جریان آب نمک بازیافت استفاده شده است. نتایج شبیه سازی نشان داد که آخرین مرحله نسبت به مراحل قبل به زمان بیشتری برای ته نشین شدن نیاز دارد. علاوه بر این، دمای بخار در مقایسه با دمای آب ورودی و نرخ جریان آب نمک بازیافت تأثیر ناچیزی بر نسبت عملکرد نشان می‌دهد.

بررسی تحقیقات گذشته نشان می‌دهد که بسیاری از محققان به حرارت اتلاف ناشی از سیکل‌های تبرید تراکمی توجه کرده‌اند، به عنوان مثال، برای کاهش حرارت اتلافی یا استفاده مفید از آن برای تولید سرمایش، توان و گرمایش بیشتر بررسی‌هایی انجام شده است. با توجه به بهترین دانش نویسندگان، مطالعات کمی در زمینه ترکیب سیکل تبرید تراکمی آبشاری با سایر سیستم‌های انرژی وجود دارد. به ویژه، در مواردی که هدف استفاده از انرژی تلف شده به عنوان منبع گرمایی مستقل برای تولید آب قابل شرب باشد. این در حالی است که تولید آب قابل شرب بدون استفاده بیشتر از سوخت‌های فسیلی یکی از موضوعات ضروری در دنیا است. در مطالعه حاضر، از گرمای تلف شده سیکل تبرید تراکمی آبشاری برای تولید آب قابل شرب



شکل ۱. شماتیک سیستم ترکیبی ارائه شده

Fig. 1. Schematic of the proposed system

### ۲-۲- سیکل آب شیرین کن حرارتی ۳ اثره

بخار تولید شده در سیستم ترکیبی، بخار اولیه نامیده می شود و وارد اولین افکت آب شیرین کن می شود. هنگامی که آب تغذیه وارد اولین افکت می شود، روی لوله هایی که بخار اولیه در آن ها جریان دارد اسپری می شود. بنابراین قسمتی از آن تبخیر می گردد و وارد افکت دوم می شود، این بخار که به افکت دوم می رود بخار ثانویه نامیده می شود. بخار اولیه داخل لوله های اواپراتور به دلیل اتلاف حرارت چگالیده شده و به سیکل تولید بخار بر می گردد. آب نمک موجود در افکت اول وارد افکت دوم می شود. در افکت دوم دو بخار تولید می شود. مقداری از بخار به دلیل اختلاف فشار بین جریان آب نمک ورودی و محفظه افکت دوم تولید می شود. از طرفی بخار ثانویه که در افکت اول از تبخیر آب تغذیه به دست می آید در افکت دوم با انتقال گرمای نهان خود به آب نمک پاشیده شده روی لوله ها چگالیده می شود.

یک مبدل حرارتی متصل می شوند. این مبدل حرارتی به عنوان اواپراتور برای سیکل تبرید دوم و به عنوان کندانسور برای سیکل تبرید اول عمل می کند. در سیکل اول مبرد گرمای محیط سرد را از طریق اواپراتور جذب کرده و به بخار تبدیل می کند، سپس با عبور از کمپرسور اول دمای آن افزایش می یابد. در نهایت وارد مبدل حرارتی مذکور شده و گرمای خود را آزاد می کند. در سیکل تبرید دوم، مبرد ورودی به مبدل حرارتی گرما را جذب کرده و آن را به حالت بخار تبدیل می کند. مبرد پس از عبور از کمپرسور دوم، دمای بالایی برای تبادل حرارت با محیط اطراف دارد. در کار حاضر، گرمای تولید شده برای تامین انرژی مورد نیاز برای چرخه بخار استفاده می شود. در این چرخه آب با فشار کم وارد مبدل حرارتی دوم می شود و با جذب گرمای سیکل تبرید آبشاری به بخار تبدیل می گردد و سپس برای تامین انرژی لازم برای نمک زدایی وارد مبدل حرارتی سوم می شود.

افزایش می‌یابد. توان مصرفی به صورت زیر تعیین می‌شود:

$$\dot{W}_{\text{comp,LTC}} = \dot{m}_1 (h_2 - h_1) \quad (4)$$

پس از خروج از کمپرسور، جریان از مبدل حرارتی عبور کرده و گرمای خود را به جریان دیگری که در مبدل حرارتی جریان دارد، منتقل می‌کند:

$$\dot{Q}_{\text{HE1}} = \dot{m}_2 (h_2 - h_3) = \dot{m}_5 (h_5 - h_8) \quad (5)$$

قبل از ورود مجدد به اواپراتور، جریان از یک شیر فشار شکن عبور می‌کند:

$$h_3 = h_4 \quad (6)$$

جریان در نقطه ۵ در فاز اشباع وارد کمپرسور می‌شود، سپس از مبدل حرارتی دوم عبور می‌کند و گرما را به سیکل بخار انتقال می‌دهد. در نهایت پس از خروج از شیر فشار شکن وارد مبدل حرارتی اول می‌شود:

$$\dot{W}_{\text{comp,HTC}} = \dot{m}_5 (h_6 - h_5) \quad (7)$$

$$\dot{Q}_{\text{HE2}} = \dot{m}_6 (h_6 - h_7) = \dot{m}_9 (h_{10} - h_9) \quad (8)$$

$$h_7 = h_8 \quad (9)$$

در سیکل بخار، آب کم فشار در دمای ۳۰ درجه سانتیگراد وارد مبدل حرارتی دوم شده و گرما را جذب می‌کند. جریان در حالت فوق گرم از مبدل حرارتی دوم خارج می‌شود، سپس وارد مبدل حرارتی سوم می‌شود تا انرژی مورد نیاز سیستم آب شیرین کن را تامین کند [۱۷]:

$$\dot{Q}_{\text{steam}} = \dot{m}_{10} (h_{10} - h_{11}) \quad (10)$$

بخار چگالیده شده وارد یک محفظه کم فشار شده و در اثر اختلاف فشار، قسمتی از آن دوباره تبخیر شده و قسمت دیگر به صورت مایع به مخزن آب فرستاده می‌شود. بخار تولید شده در این قسمت به همراه بخار تولید شده در اثر اختلاف فشار آب نمک پاشیده شده به افکت دوم وارد یک پیش گرمکن شده و باعث افزایش دمای آب تغذیه می‌شود که به سمت افکت اول در حال حرکت است. تمامی مراحل فوق برای سایر افکت‌ها تکرار می‌شود و به این ترتیب بخار چگالیده شده از مرحله دوم به بعد به صورت آب قابل شرب جمع آوری می‌شود. لازم به ذکر است که دلیل انتخاب آب شیرین کن حرارتی ۳ اثره با توجه مطالعه انجام شده در تحقیق [۱۷] می‌باشد. در تحقیق مذکور مطالعه‌ای بین ترکیب سیکل تبرید آبشاری با آب شیرین کن‌های حرارتی انجام شده است. نتایج این تحقیق نشان می‌دهد که یکی از مناسب‌ترین روش‌های حرارتی برای تولید آب قابل شرب با استفاده از حرارت اتلافی سیکل تبرید آبشاری استفاده از آب شیرین کن حرارتی ۳ اثره می‌باشد.

### ۳- مدل‌سازی سیستم ارائه شده

برای بررسی سیستم از دیدگاه انرژی، حجم کنترلی برای هر جزء از سیستم‌های مورد بررسی در نظر گرفته شده و با توجه به جریان ورودی و خروجی معادلات جرم و بالانس انرژی استخراج می‌شود. بالانس جرم و انرژی برای حجم کنترل در شرایط پایا به صورت زیر محاسبه می‌شود [۱۹]:

$$\sum \dot{m}_i = \sum \dot{m}_o \quad (1)$$

$$\sum_k \dot{Q}_k + \sum_i (\dot{m}_i h_i)_k = \dot{W}_k + \sum_o (\dot{m}_o h_o)_k \quad (2)$$

با در نظر گرفتن معادله فوق، بالانس انرژی برای اجزای سیکل تبرید تراکمی آبشاری بر اساس معادلات زیر محاسبه می‌شود. جریان در فاز مایع وارد اواپراتور شده و آن را در فاز اشباع ترک می‌کند. نرخ انتقال حرارت اواپراتور از رابطه زیر محاسبه می‌شود: [۱۷]

$$\dot{Q}_{\text{eva}} = \dot{m}_1 (h_1 - h_4) \quad (3)$$

در ادامه بخار اشباع شده وارد کمپرسور می‌شود. در نتیجه دما و فشار آن

جدول ۱. معادلات به کار گرفته شده برای تحلیل آب شیرین کن حرارتی سه اثره

Table 1. Equations used for the analysis of three-effect thermal desalination system

معادله	معادلات بقا
$\dot{m}_f = \dot{m}_d + \dot{m}_{b3}$ , $\dot{m}_{b3} = (x_f / (x_n - x_f))\dot{m}_d$ , $\dot{m}_{di} = \dot{m}_d \lambda_{vi} / \lambda_{vi}$ $\dot{m}_{sw,in} = \dot{m}_f + \dot{m}_{cw}$	بقای جرم
$\dot{m}_{di} = \dot{m}_d / (\lambda_{v1} (1/\lambda_{v1} + 1/\lambda_{v2} + 1/\lambda_{v3}))$ , $\dot{m}_{b1} = \dot{m}_f - \dot{m}_{di}$ , $\dot{m}_{bi} = \dot{m}_{b_{i-1}} - \dot{m}_{di}$	بقای غلظت در مراحل مختلف آب شیرین کن
$x_1 = x_f \dot{m}_f / \dot{m}_{b1}$ , $x_i = x_{i-1} \dot{m}_{b_{i-1}} / \dot{m}_{b_i}$	بقای انرژی در مراحل مختلف آب شیرین کن
$\dot{Q}_i = U_i A_i \Delta T_i$ , $U_1 \Delta T_1 = U_2 \Delta T_2 = U_3 \Delta T_3$	بقای غلظت در کندانسور
$\dot{Q}_c = \dot{m}_{d3} \lambda_{v3}$ , $\dot{m}_{d3} \lambda_{v3} = (\dot{m}_f + \dot{m}_{cw}) c_p (T_f - T_{cw})$	مساحت لازم جهت مبادله حرارت
$A_1 = \dot{m}_d \lambda_{v1} / U_1 (T_s - T_1)$ , $A_i = \dot{m}_{di} \lambda_{vi} / U_i (T_i - \Delta T_{loss})$ , $A_c = Q_c / U_c (\Delta T_{LMTD})_c$	

است. محیط مرجع به محیطی گفته می‌شود که سیستم در حالت تعادل با محیط باشد. لازم به ذکر است که تعادل زمانی به یک سیستم اطلاق می‌گردد که سیستم در حالت تعادل فیزیکی، مکانیکی، حرارتی و شیمیایی با محیط قرار گرفته باشد. با صرف نظر از انرژی اتلافی بالانس انرژی برای یک حجم کنترل در شرایط پایا از رابطه زیر به دست می‌آید [۱۷]:

$$\sum \dot{E}X_{in} - \sum \dot{E}X_{out} = \dot{E}X_D \quad (13)$$

$$\dot{E}X_D = T_0 \dot{S}_{gen} \quad (14)$$

انرژی ورودی و خروجی حاصل از مجموع انرژی فیزیکی، شیمیایی، جنبشی و پتانسیل می‌باشد. با چشم پوشی از انرژی‌های جنبشی و پتانسیل، انرژی یک جریان در شرایط پایا از رابطه زیر قابل حصول می‌باشد:

$$\dot{E}X = \dot{E}X_{ph} + \dot{E}X_{ch} \quad (15)$$

$$\dot{E}X_{ph} = \dot{m}[(h - h_0) - T_0(s - s_0)] \quad (16)$$

ضریب عملکرد برای سیستم یکپارچه از رابطه زیر به دست می‌آید:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{eva} + \dot{m}_d h_d}{\dot{W}_{comp,LTC} + \dot{W}_{comp,HTC}} \quad (11)$$

از سوی دیگر، نسبت عملکرد برای سیستم نمک‌زدایی به صورت زیر مشخص شده است:

$$PR = \frac{\dot{m}_d}{\dot{m}_s} \quad (12)$$

در جدول ۱، معادلات اصلی برای تعادل انرژی و جرم سیستم های نمک زدایی در نظر گرفته شده گزارش شده است، جزئیات بیشتر در مرجع [۲۰] موجود است. در این جدول،  $U$  ضریب انتقال حرارت کلی،  $T$  دما،  $\lambda$  گرمای نهان،  $X$  نشان دهنده غلظت نمک در آب و BPE دمای نقطه جوش است.

انرژی بیشترین کاری است که سیستم در رسیدن به تعادل کامل با محیط مرجع تولید می‌کند. منظور از تعادل رسیدن به حالتی است که پس از آن کاری تولید نشود. برای انجام محاسبات انرژی برای مرجع نیاز

$$h_s = h_{s0} + C_{ps}(T - T_0) \quad (23)$$

$$s_s = s_{s0} + C_{ps} \ln(T / T_0) \quad (24)$$

به دلیل وجود نمک در آب دریا چشم‌پوشی از آگزرژی شیمیایی امکان پذیر نمی‌باشد [۲۲]:

$$e_{ch} = -N_m R_m T_0 [(x_w \ln x_w + x_s \ln x_s)] \quad (25)$$

$$mf_s = x_s \frac{M_s}{M_m} \quad (26)$$

$$mf_w = \frac{M_w}{M_m} \quad (27)$$

$$M_m = x_s M_s + x_w M_w \quad (28)$$

$$x_s = \frac{M_w}{M_s \left( \frac{1}{mf_s} - 1 \right) + M_w} \quad (29)$$

$$x_w = \frac{M_w}{M_w \left( \frac{1}{mf_w} - 1 \right) + M_s} = 1 - x_s \quad (30)$$

با توجه به روابط اخیر آگزرژی آب دریا از رابطه زیر محاسبه می‌گردد:

$$\dot{E}x_{sw} = \dot{m}_{sw} (ex_{ph,sw} + ex_{ch,sw}) \quad (31)$$

در ادامه روابط در نظر گرفته شده برای محاسبه هزینه سرمایه گذاری

و آگزرژی شیمیایی و یا حداکثر میزان کاری است که سیستم در تعادل حرارتی و مکانیکی محیط هنگام رسیدن به تعادل شیمیایی انجام می‌دهد. در سیکل‌های تبرید جذبی و پمپ حرارتی جذبی تنها آگزرژی شیمیایی آب در نظر گرفته شده است که مقدار آن از رابطه زیر محاسبه می‌گردد [۲۰]:

$$\dot{E}x_{ch} = \dot{m} \left( \frac{X_{H_2O}}{M_{H_2O}} \right) e_{ch,H_2O}^0 \quad (17)$$

از جمله شاخص‌هایی که در این مقاله برای تحلیل آگزرژی استفاده می‌گردد، تخریب آگزرژی، بازده آگزرژی و نسبت تخریب آگزرژی می‌باشند. بازده آگزرژی و نسبت تخریب آگزرژی برای اجزاء سیستم از روابط زیر به دست می‌آید:

$$\varepsilon_k = \frac{\dot{E}x_{P,k}}{\dot{E}x_{F,k}} \quad (18)$$

$$Y_{D,k} = \frac{\dot{E}x_{D,k}}{\sum_k \dot{E}x_{D,tot}} \quad (19)$$

آگزرژی سوخت در واقع همان هزینه‌ای است که باید صرف گردد تا آگزرژی مطلوب یا همان آگزرژی محصول حاصل گردد:

$$\varepsilon_k = \frac{\dot{E}x_{P,k}}{\dot{E}x_{F,k}} = \frac{\dot{E}x_{F,k} - \dot{E}x_{D,k}}{\dot{E}x_{F,k}} = 1 - \frac{\dot{E}x_{D,k}}{\dot{E}x_{F,k}} \quad (20)$$

انتالپی و انتروپی محلول آب خالص و نمک به صورت زیر تعریف می‌گردد. [۲۲]:

$$s = mf_s s_s + mf_w s_w - R_m (x_s + x_w \ln x_w) \quad (21)$$

$$h = mf_s h_s + mf_w h_w \quad (22)$$



مدل سازی سیستم های در نظر گرفته شده با توجه به مفروضات زیر انجام می شود.

- مدلسازی با توجه به شرایط پایا انجام می شود.
- افت فشار ناشی از اصطکاک در مبدل های حرارتی و لوله ها ناچیز در نظر گرفته شده است
- در طراحی مبدل های حرارتی تمامی واحدهای انتقال حرارت از نوع خلاف جریان می باشند
- سرمایه ش تولیدی توسط سیکل تبرید تراکمی دو اثره ۱۰۰ کیلووات می باشد [۲۵].
- بازدهی کمپرسورها مطابق با روابط ارائه شده در مرجع [۲۵]
- شوری آب ورودی دریا ۴۲۰۰۰ ppm در نظر گرفته شده است.
- غلظت آب نمک دفع شده ۷۰۰۰۰ ppm می باشد
- دمای بخار ورودی به افکت اول آب شیرین کن ۱۰۰ درجه سانتیگراد می باشد
- دمای آب دریا ورودی به سیستم آب شیرین کن ۲۵ درجه سانتیگراد می باشد
- جریان در حالت بخار اشباع وارد کمپرسورها می شود. الگوریتم حل مسئله مطابق با گام های زیر می باشد.
- گام ۱: حرارت اتلافی از سیکل تبرید آبشاری را محاسبه کنید
- گام ۱-۱: انتالپی، انترپوی دما و فشار در نقاط ۱ تا ۸ را با استفاده از جداول ترمودینامیکی، بازدهی آیزنتروپیک کمپرسورها را محاسبه کنید
- گام ۱-۲: با استفاده از مقدار ظرفیت سرمایه ش در سیکل تبرید آبشاری (رابطه ۳)، دبی جرمی در سیکل تبرید دما پایین را محاسبه کنید
- گام ۱-۳: با استفاده از رابطه ۴، توان مصرفی سیکل تبرید دما پایین را محاسبه کنید
- گام ۱-۴: با استفاده از رابطه ۵، حرارت انتقالی از سیکل تبرید دما پایین به سیکل تبرید دما بالا و دبی جرمی سیکل تبرید دما بالا را محاسبه کنید.
- گام ۱-۵: با استفاده از رابطه ۷، توان مصرفی سیکل تبرید دما بالا را محاسبه کنید.
- گام ۱-۶: با استفاده از رابطه ۸، حرارت اتلافی از سیکل تبرید آبشاری به سیکل بخار را محاسبه کنید
- گام ۲: بخار تولیدی در سیکل تولید بخار را محاسبه کنید
- گام ۲-۱: انتالپی، انترپوی دما و فشار در نقاط ۹ تا ۱۲ را با استفاده از

تجهیزات به کار گرفته شده در سیستم ترکیبی ارائه شده است [۱۷]:

$$TCI_{comp} = \frac{573 \dot{m}_{input}}{0.8996 - \eta_{ex,comp}} \left( \frac{P_c}{P_{input}} \right) \log \left( \frac{P_c}{P_{input}} \right) \quad (32)$$

$$TCI_{pump} = 10^{(3.3892 + 0.0536 \log(\dot{W}_{pump}) - 0.1536 (\log(\dot{W}_{pump}))^2)} \quad (33)$$

$$TCI_{EV} = 37 \left( \frac{P_{input}}{P_{output}} \right) \quad (34)$$

$$TCI_{HE} = 130 \left( \frac{A_{HE}}{0.093} \right)^{0.78} \quad (35)$$

سطح حرارتی از رابطه زیر محاسبه می گردد:

$$\dot{Q}_k = U_k A_k (\Delta T_{LMTD})_k \quad (36)$$

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{(T_{h,in} - T_{c,out}) - (T_{h,out} - T_{c,in})}{\ln((T_{h,in} - T_{c,out}) / (T_{h,out} - T_{c,in}))} \quad (37)$$

مقدار ضریب انتقال حرارت کلی از رابطه زیر تعیین می شود [۲۳]:

$$U = \frac{1}{\left[ \left( \frac{D_o}{D_i} \right) \left( \frac{1}{h_i} \right) + \left( \frac{D_o}{2k} \right) \ln \left( \frac{D_o}{D_i} \right) + R_{fouling} + \left( \frac{1}{h_o} \right) \right]} \quad (38)$$

داده های هزینه محاسبه شده در سال مرجع باید با رابطه زیر به سال

اصلی به روز شود [۲۴]:

$$\text{Original cost} = \text{cost at reference year} \times \frac{\text{cost index for the original year}}{\text{cost index for the reference year}} \quad (39)$$

جدول ۲. داده های ورودی مورد نیاز برای در مدل سازی انجام شده در کار حاضر برای سیکل تبرید آبشاری و آب شیرین کن

Table 2. Input data for the modeling done in the present work for DER and desalination systems

پارامتر	مقدار	مرجع مورد بررسی
$n$	۶	[۳۰]
$T_s$	۵۲/۶ °C	[۳۰]
$T_n$	۳۴/۵ °C	[۳۰]
$x_f$	۴۲۰۰۰ ppm	[۳۰]
$m'_f$	۶۱۱ kg/s	[۳۰]
$T_{cw}$	۲۶ °C	[۳۰]
$Q_{eva}$	۵/۸۳ kW	[۲۹]
$T_1$	-۴۰ °C	[۲۹]
$T_5$	-۲۴/۱ °C	[۲۹]
$T_7$	۳۹/۴ °C	[۲۹]

#### ۴- اعتبار سنجی

در این بخش، نتایج مدل سازی سیکل تبرید تراکمی و آب شیرین کن حرارتی در نظر گرفته شده با توجه به مطالعات تجربی اعتبارسنجی می شوند. به منظور انجام اعتبار سنجی ورودی های لازم جهت اجرای کد نوشته در کار حاضر از مراجع مربوطه استخراج می گردد، در ادامه نتایج گرفته شده از کار حاضر با نتایج ارائه شده در مراجع مورد نظر مقایسه می شود. در صورتی که نتایج استخراج شده از کار حاضر با نتایج ارائه شده در مراجع اختلاف کمی داشته باشند، نشان داده می شود که کد نوشته از دقت بالایی برخوردار است و از طرفی فرضیات لحاظ شده در این کد نیز به واقعیت یا سایر مراجع نزدیک می باشد.

در کار حاضر به منظور اعتبار سنجی مدل سازی انجام شده برای سیکل تبرید آبشاری و سیکل تولید آب شیرین کن به ترتیب از مراجع [۲۶] و [۲۷] استفاده شده است. داده های ورودی مورد نیاز برای استخراج نتایج مدل سازی انجام شده در کار حاضر در جدول ۲ ارائه شده است. به کمک مقادیر موجود در این جدول، نتایج مربوط به مدل سازی محاسبه گردیده است و به ترتیب برای سیکل تبرید آبشاری و سیکل تولید آب قابل شرب در جداول ۳ و ۴ ارائه شده است.

جداول ترمودینامیکی، بازدهی آیزنتروپیک پمپ را محاسبه کنید  
گام ۲-۲: با استفاده از رابطه ۱۰، دبی جرمی بخار تولیدی را محاسبه کنید.

گام ۳: آب قابل شرب تولیدی در سیکل آب شیرین کن را محاسبه کنید.  
گام ۳-۱: با استفاده از جدول ۱، دمای افکت آخر و دبی جرمی آب شور خروجی از افکت آخر را محاسبه کنید

گام ۳-۲: با استفاده از جدول ۱، دبی جرمی آب شور ورودی به افکت اول را محاسبه کنید.

گام ۳-۳: با استفاده از جدول ۱، گرمای نهان را برای بخار تولیدی و حرارت انتقالی در هر افکت را محاسبه کنید.

گام ۳-۴: با استفاده از جدول ۱، میزان آب شور خروجی و غلظت نمک موجود در آب شور هر افکت را محاسبه کنید.

گام ۳-۵: با استفاده از جدول ۱، سطح حرارتی هر افکت و سطح حرارتی کندانسور را محاسبه کنید

گام ۳-۶: با استفاده از جدول ۱، آب قابل شرب تولیدی در هر افکت را محاسبه کنید.

جدول ۳. اعتبار سنجی نتایج حاصل شده برای سیکل تبرید آبشاری در کار حاضر و مرجع [۲۹]

Table 3. Validation results obtained for DER in the present work and reference [25]

پارامتر	نتایج کار حاضر	نتایج مرجع [۲۹]	اختلاف (%)
حرارت خروجی از مبدل ۱ (kW)	۷/۰۷	۷/۰۲	۰/۷۱
کار کل کمپرسور (kW)	۵/۵۵	۶	۷/۵
ضریب عملکرد سیستم	۰/۹۷	۱/۰۲	۴/۹

جدول ۴. اعتبار سنجی نتایج حاصل شده برای سیکل آب شیرین کن در کار حاضر و مرجع [۳۰]

Table 4. Validation results obtained for desalination system in the present work and reference [30]

پارامتر	نتایج کار حاضر	نتایج مرجع [۳۰]	اختلاف (%)
$\dot{m}_s$ (kg/s)	۳۳/۸۵	۳۶/۰۹	۶/۲
$\dot{m}_c$ (kg/s)	۳۲۲۰	۳۲۱۴	۰/۱۹
PR	۵/۹۴	۵/۵۷	۶/۶۴
$\dot{m}_{bb}$ (kg/s)	۴۱۰	۴۱۰	۰

نهایت با استفاده از یک روش امتیاز دهی بهترین زوج سیال عامل انتخاب می‌گردد. در کار حاضر با توجه به این که هدف رسیدن به حرارت دفعی بیشتر در کندانسور سیکل دما بالا جهت تامین حرارت مورد نیاز آب شیرین کن می باشد لذا از جفت مبردهای مرسوم می‌گردد که دارای شاخص آلاینده‌گی زیست محیطی کمتری نسبت به سایر مبردها هستند و در مراجع مختلف به طور معمول بررسی شده است در جهت رسیدن به این هدف استفاده شده است. لازم به ذکر است که در جداول، سیال عامل‌هایی که در سطر افقی قرار دارند نشان دهنده سیال عامل سیکل تبرید تراکمی دما پایین می‌باشند. این در حالی است که سیال عامل‌های لیست شده در ستون اول نشان دهنده سیال عامل سیکل تبرید تراکمی دما بالا می‌باشند. برخی از سیال عامل‌هایی که در سیکل تبرید دما پایین قرار دارند در سیکل تبرید دما بالا بررسی نشده‌اند، دلیل آن تطابق نداشتن خواص ترمودینامیکی آن سیال عامل‌ها با شرایط طراحی در نظر گرفته می‌باشد. پیش از بررسی تاثیر زوج سیال‌های عامل متفاوت، ابتدا نتایج حاصل از تحلیل انرژی برای سیستم ترکیبی در حالتی که از سیال‌های R744-R717 استفاده شده باشد، گزارش می‌گردد. برای این منظور ابتدا لازم است که خواص ترمودینامیکی تمامی نقاط مشخص گردد. در جداول ۵ و ۶ به ترتیب خواص ترمودینامیکی نقاط مشخص شده در سیستم ارائه شده و نتایج اصلی حاصل از تحلیل انرژی ارائه شده است.

نتایج اعتبار سنجی نشان می‌دهد که تطابق بین نتایج به دست آمده در این کار و مراجع مورد نظر قابل قبول می‌باشد.

## ۵- نتایج و بحث

لازم به ذکر است که ارزیابی دقیق ترکیب سیکل تبرید آبشاری با انواع آب شیرین کن‌های حرارتی از دیدگاه انرژی و اقتصادی قبلاً در مرجع [۱۷] انجام شده است، بنابراین در تحقیق حاضر ترکیب دو سیکل مذکور از دیدگاه انرژی و اقتصادی بررسی نمی‌شود. اما در تحقیق قبلی، تاثیر سیال‌های متفاوت در سیکل تبرید آبشاری بررسی نشده است، پس در کار حاضر به بررسی تاثیر انواع زوج سیال عامل‌های متفاوت سیستم ترکیبی ارائه شده از دیدگاه‌های انرژی و اقتصادی پرداخته می‌شود. همانطور که قبلاً ذکر گردید، زوج سیال عامل‌های متفاوت در سیکل تبرید آبشاری مورد بررسی قرار می‌گیرد. پنج شاخص در این بررسی برای زوج سیال عامل‌های متفاوت بررسی می‌گردد، که عبارتند از دبی جرمی بخار تولید شده برای راه اندازی آب شیرین کن، توان مصرفی کل کمپرسورها، دبی جرمی آب تولیدی توسط آب شیرین کن، کل فضای اشغالی توسط آب شیرین کن، کل هزینه اعمال شده بر اثر تغییر سیال عامل بر کل سیستم ارائه شده است. پنج شاخص مذکور در ابتدا برای سیال‌های عامل متفاوت بررسی و تحلیل می‌شوند و در

جدول ۵. خواص ترمودینامیکی به دست آمده برای نقاط ارائه شده در سیستم ترکیبی

Table 5. Thermodynamic properties for the points presented in the integrated system

نقطه (حالت)	سیال	دما (°C)	(kPa) فشار	(kJ/kg) آنتالپی	آنتروپی (kJ/kgK)	دبی (kg/s) جرمی
۱	R744	۵۵۴	-۵۵	-۷۵/۸	-۰/۶	۰/۴۴۳
۲	R744	۳۴۸۵	۱۴۷/۸	۹۴/۸	-۰/۴	۰/۴۴۳
۳	R744	۳۴۸۵	۰	-۳۰۶/۸	-۱/۷	۰/۴۳۳
۴	R744	۵۵۴	-۵۵	-۳۰۶/۸	-۱/۷	۰/۴۳۳
۵	R717	۲۹۰/۸	-۱۰	۱۴۵/۱	۵/۸	۰/۱۶۸
۶	R717	۱۷۸۸	۱۶۲	۱۸۱/۹	۶	۰/۱۶۸
۷	R717	۱۷۸۲	۴۵	۴۱۵/۵	۱/۷	۰/۱۶۸
۸	R717	۲۰۹/۸	-۱۰	۴۱۵/۵	۱/۸	۰/۱۶۸
۹	آب	۱۰۱/۴	۴۰	۱۶۷/۶	۰/۶	۰/۰۹۴
۱۰	آب	۱۰۱/۴	۱۰۰	۲۶۷/۶	۷/۴	۰/۰۹۴
۱۱	آب	۱۰۱/۴	۴۰	۱۶۷/۵	۰/۶	۰/۰۹۴
۱۲	آب	۷/۴	۴۰	۱۶۷/۵	۰/۶	۰/۰۹۴
f <sub>1</sub>	آب نمک	۰/۶۹۳	۷۷/۹۴	۹۲/۷۹	۲۸۳/۱	۰/۸۱۵
f <sub>2</sub>	آب نمک	۰/۶	۵۸/۳۱	۸۵/۱۹	۳۲۰/۱	۰/۹۷۶
f <sub>3</sub>	آب نمک	۰/۵۰۷	۴۲/۲۹	۷۷/۲	۳۶۵/۹	۱/۱۶۹
b <sub>1</sub>	آب نمک	۰/۶	۷۷/۹۴	۹۲/۷۹	۳۲۳/۹	۰/۹۸۷
b <sub>2</sub>	آب نمک	۰/۵۰۷	۵۸/۳۱	۸۵/۱۹	۳۶۹/۳	۱/۱۷۹
b <sub>3</sub>	آب نمک	۰/۴۱۶	۴۲/۲۹	۷۷/۲	۴۲۵/۲	۱/۴۱
d <sub>1</sub>	آب	۰/۰۹۳	۷۷/۹۴	۹۲/۷۹	۳۸۸/۸	۱/۲۲۵
d <sub>2</sub>	آب	۰/۰۹۲	۵۸/۳۱	۸۵/۱۹	۳۵۶/۸	۱/۱۳۷
d <sub>3</sub>	آب	۰/۰۹۱	۴۲/۲۹	۷۷/۲	۳۲۳/۳	۱/۰۴۲
v <sub>1</sub>	بخار	۰/۰۹۴	۷۷/۹۴	۹۲/۷۹	۲۶۶/۴	۷/۴۴۳
v <sub>2</sub>	بخار	۰/۰۹۳	۵۸/۳۱	۸۵/۱۹	۲۶۵/۲	۷/۵۴۱
v <sub>3</sub>	بخار	۰/۰۹۲	۴۲/۲۹	۷۷/۲	۲۶۳/۸	۷/۶۵۰

جدول ۶. نتایج اصلی تحلیل انرژی برای سیستم ترکیبی ارائه شده

Table 6. The main results of energy analysis for the proposed system

مقدار	پارامتر
۱۰۰	$Q_{eva}$ (k Wh)
۱۷۳/۸	$Q_{HE1}$ (k Wh)
۲۳۵/۶	$Q_{HE2}$ (k Wh)
۲۳۵/۶	$Q_{steam}$ (k Wh)
۰/۰۹۴	$m'_{steam}$ (kg/s)
۷۳/۸	$W_{comp1}$ (k Wh)
۶۱/۹	$W_{comp2}$ (k Wh)
۱/۱۴	$COP_{sys}$
۲۱۲/۲	$Q_{cond,MED}$ (k Wh)
۰/۲۷۷	$m'_d$ (kg/s)
۱۸۸/۱	SA ( $m^2/kg$ )
۲/۹۵	PR

جدول ۷. نتایج به دست آمده برای مقدار بخار حاصل شده با توجه به زوج سیال عامل‌های متفاوت

Table 7. The results for the amount of produced steam according to the various WFCs

دبی جرمی (kg/s)							جفت میرد
R744	R290	R600A	R717	R1234ze	R1234yf	R600	
۰/۱۴۲۹	۰/۱۲۵۴	۰/۱۴۲۹	۰/۱۱۵۶	۰/۱۱۷۳	۰/۱۲۱۸	۰/۱۱۵۱	R290
۰/۱۶۰۵	۰/۱۴۹۴	۰/۱۳۲۸	۰/۱۲۹۸	۰/۱۳۱۸	۰/۱۳۶۹	۰/۱۲۹۳	R600A
۰/۰۹۳۹	۰/۰۸۲۵	۰/۰۷۷۸	۰/۰۷۵۹	۰/۰۷۷۱	۰/۰۸۰۱	۰/۰۷۵۷	R717
۰/۱۵۰۲	۰/۱۳۱۸	۰/۱۲۴۳	۰/۱۲۱۵	۰/۱۲۳۳	۰/۱۲۸۱	۰/۱۲۱۱	R600

R600 می‌باشد. این در حالی می‌باشد که کمترین بخار تولیدی زمانی حاصل می‌شود که از زوج سیال عامل R600-R717 استفاده می‌گردد. بیشترین بخار تولیدی نسبت به استفاده از زوج سیال R744-R717، تقریباً ۷۱ درصد افزایش یافته است که مقدار قابل توجهی می‌باشد. باید توجه داشت که علت تغییر دبی جرمی بخار تولیدی در سیستم ارائه شده همراه با تغییر زوج

نتایج نشان می‌دهد که ضریب عملکرد سیستم ترکیبی و ضریب عملکرد آب شیرین کن به ترتیب ۱/۱۴ و ۲/۹۵ می‌باشد.

در جدول ۷ نتایج مربوط به مقدار بخار حاصل شده برای راه اندازی سیکل آب شیرین کن ارائه شده است. همانطور که مشخص است بیشترین تولید بخار متعلق به R744-R600A و بعد از آن زوج سیال عامل R744-

جدول ۸. نتایج به دست آمده برای توان مصرفی کمپرسورها با توجه به زوج سیال‌های متفاوت

Table 8. The results for the consumed power of the compressors according to the various WFCs

کار کل کمپرسور (kW)							جفت مبرد
R744	R290	R600A	R717	R1234ze	R1234yf	R600	
۲۵۸/۴	۲۱۴/۵	۲۵۸/۴	۱۸۹/۸	۱۹۴/۲	۲۰۵/۵	۱۸۸/۸	R290
۳۰۲/۷	۲۵۳/۳	۲۳۳/۲	۲۵۵/۶	۲۳۰/۵	۲۴۳/۳	۲۲۴/۴	R600A
۱۳۵/۶	۱۰۶/۷	۹۴/۹۳	۹۰/۴۹	۹۳/۳۳	۱۰۰/۸	۸۹/۷۹	R717
۲۷۶/۸	۲۳۰/۶	۲۱۱/۸	۲۰۴/۷	۲۰۹/۲	۲۲۱/۲	۲۰۳/۶	R600

می‌باشد. این در حالی می‌باشد که کمترین توان مصرفی در حالتی رخ می‌دهد که از زوج سیال عامل R600-R717 استفاده گردد که مقدار توان مصرفی ۸۹/۷ کیلووات محاسبه شده است. بعد از آن زوج سیال عامل R717-R600، با ۹۰/۴۹ کیلووات کمترین توان مصرفی را دارد. در مقایسه با زوج سیال عامل R744-R717، در صورتی که از زوج سیال عامل R600-R717 استفاده گردد، توان مصرفی کمپرسورها ۳۳/۸ درصد کاهش یافته است که در مدت یک سال ۴۰۳/۱ مگاوات ساعت صرفه جویی در مصرف برق می‌باشد. لازم به ذکر است که بیشترین توان مصرفی بین زوج سیال عامل‌های مورد بررسی متعلق به R744-R600A می‌باشد.

تا کنون زوج سیال‌های عامل متفاوت در سیکل تبرید آبشاری بررسی شدند و مشخص شد که بیشترین بخار تولیدی و کمترین توان مصرفی متعلق به کدامین زوج سیال عامل‌ها می‌باشد، در ادامه میزان آب تولیدی توسط آب شیرین کن سه اثره بررسی می‌شود. در جدول ۹، نتایج مربوط آب قابل شرب تولیدی توسط آب شیرین کن در صورت استفاده از زوج سیال عامل‌های متفاوت ارائه شده است. تغییرات آب قابل شرب قطعاً وابسته به میزان ورودی به این سیستم دارد، هرچه دبی جرمی بخار ورودی افزایش یابد میزان آب تولیدی نیز افزایش می‌یابد. همانطور که قبلاً توضیح داده شد با سیال عامل‌های متفاوت میزان دبی جرمی سیال و اختلاف انتالپی به کار گرفته شده در سیکل تبرید آبشاری نیز تغییر می‌کند (توضیحات مربوط به جدول ۱). همراه با این تغییرات میزان حرارت انتقالی و در نهایت دبی جرمی بخار تولیدی نیز تغییر می‌یابد. همانطور که نتایج نشان می‌دهد و طبق انتظار (با توجه به نتایج جدول ۱) بیشترین آب قابل شرب تولیدی متعلق به زوج سیال عامل R744-R600A می‌باشد. کمترین آب قابل شرب تولیدی زمانی رخ

سیال عامل‌های مورد بررسی، خواص ترمودینامیکی هر سیال می‌باشد. در هر بازه دمایی مشخص تغییرات انتالپی مربوط به هر سیال عامل نیز متفاوت می‌باشد. با در نظر گرفتن رابطه  $Q = m \cdot (h_{in} - h_{out})$ ، در صورتی که مقدار حرارت گرفته شده از محیط سرد ثابت باشد باید تغییرات دبی جرمی و انتالپی به نحوی باشد که مقدار حرارت گرفته شده از محیط سرد ثابت بماند. از این رو در صورتی که برای سیال عاملی تغییرات انتالپی در بازه دمایی مشخص نسبت به سیال عامل دیگری کاهش یابد، دبی جرمی آن افزایش می‌یابد. با افزایش دبی جرمی سیال مورد نظر در سیکل تبرید دما پایین، دبی جرمی سیال سیکل تبرید دما بالا افزایش می‌یابد. زیرا مقدار بیشتری از سیال در سیکل تبرید دما بالا لازم است تا بتواند حرارت موجود در سیال افزایش یافته در سیکل تبرید دما پایین را دریافت کند. از طرف دیگر همراه با افزایش دبی جرمی سیال موجود در سیکل تبرید دما بالا، این امکان فراهم می‌شود تا میزان بیشتری بخار تولید گردد.

در جدول ۸، نتایج مربوط به توان مصرفی کل برای کمپرسورها ارائه شده است. عامل اصلی تغییر در توان مصرفی کمپرسورها، ایجاد اختلاف دمایی لازم بین سیال عامل سیکل تبرید دما بالا و سیال موجود در سیکل بخار می‌باشد. با توجه به اینکه دمای طراحی لحاظ شده در خروجی کمپرسورها برای سیکل تبرید دما پایین و دما بالا به ترتیب ۱۴۲ و ۱۶۱ درجه سانتی‌گراد می‌باشد، در صورت استفاده از هر زوج سیال عامل نسبت فشار قبل و بعد از کمپرسور متغیر می‌باشد. عامل تاثیر گذار دیگر نیز دبی جرمی سیال عامل استفاده شده می‌باشد، که توضیحات مربوط به دبی جرمی در قسمت قبل ارائه شده است. لازم به ذکر است که توان مصرفی سیستم در صورتی که از زوج سیال عامل مرسوم R744-R717 استفاده شود ۱۳۵/۶ کیلووات

جدول ۹. نتایج به دست آمده برای دبی آب قابل شرب تولیدی توسط آب شیرین کن با توجه به زوج سیال‌های متفاوت

Table 9. The results for the mass flow rate of the produced potable water according to the various WFCs

دبی آب قابل شرب تولیدی توسط آب شیرین کن (kg/s)							جفت میرد
R744	R290	R600A	R717	R1234ze	R1234yf	R600	
۰/۴۲۱۲	۰/۳۶۹۶	۰/۴۲۱۲	۰/۳۴۰۷	۰/۳۴۵۷	۰/۳۵۹	۰/۳۳۹۳	R290
۰/۴۷۳۱	۰/۴۱۵۳	۰/۳۹۱۴	۰/۳۸۲۶	۰/۳۸۸۵	۰/۴۰۳۵	۰/۳۸۱۱	R600A
۰/۲۷۶۸	۰/۲۴۲۹	۰/۲۲۹۱	۰/۲۲۳۸	۰/۲۲۷۲	۰/۲۳۶	۰/۲۲۳	R717
۰/۴۴۲۷	۰/۳۸۸۵	۰/۳۶۶۴	۰/۳۵۸۱	۰/۳۶۳۴	۰/۳۷۷۶	۰/۳۵۶۷	R600

جدول ۱۰. نتایج به دست آمده برای سطح مقطع کل فضای اشغالی با توجه به زوج سیال‌های متفاوت

Table 10. The results for the occupied space of desalination system according to the various WFCs

سطح مقطع کل فضای اشغالی توسط آب شیرین کن (m <sup>2</sup> )							جفت میرد
R744	R290	R600A	R717	R1234ze	R1234yf	R600	
۷۹/۲۲	۶۹/۵۲	۷۹/۲۲	۶۴/۰۹	۶۸/۰۳	۶۷/۵۲	۶۳/۸۱	R290
۸۸/۹۸	۷۸/۱۱	۷۳/۶۲	۷۱/۹۶	۷۳/۰۷	۷۵/۸۹	۷۱/۶۸	R600A
۵۲/۰۷	۴۵/۶۹	۴۳/۰۸	۴۲/۱	۴۲/۷۳	۴۴/۳۸	۴۱/۹۵	R717
۸۳/۲۷	۷۳/۰۷	۶۸/۹۱	۶۷/۳۶	۶۸/۳۵	۷۱/۰۲	۶۷/۰۸	R600

آب شیرین کن و همچنین سیکل تبرید آبشاری در صورت استفاده از زوج سیال‌های مختلف ارائه شده است. با افزایش یا کاهش دبی جرمی سیال عامل استفاده شده در هر سیکل میزان تبادل حرارت آن با سیال دیگر نیز تغییر می‌کند. طبق رابطه  $Q = UA\Delta T$ ، در صورتی که مقدار حرارت انتقالی افزایش یابد و اختلاف دما ثابت باشد، حاصل ضرب ضریب انتقال حرارت و سطح حرارتی باید افزایش یابد. به همین دلیل در مواردی که دبی جرمی افزایش یافته است نرخ انتقال حرارت افزایش یافته و همراه با آن سطح حرارتی نیز افزایش یافته است. همانطور که مشاهده می‌شود بیشترین فضای اشغالی مربوط به R744-R600A می‌باشد. بنابراین در صورتی

می‌دهد که از زوج سیال عامل R600-R717 استفاده شود. در مقایسه با حالتی که از زوج سیال عامل R744-R717 استفاده شود، میزان آب قابل شرب تولیدی در صورت استفاده از R744-R600A تقریباً ۷۱ درصد بهبود یافته است. در واقع میزان آب تولیدی در مدت یک سال ۶۱۹۰/۵ متر مکعب افزایش یافته است. لازم به ذکر است که ضریب عملکرد سیستم ارائه شده برای حالتی که زوج سیال عامل R600-R717 استفاده شود برابر با ۱/۶ می‌باشد. یکی دیگر از شاخص‌های اساسی در انتخاب زوج سیال عامل تاثیر آن بر فضای اشغالی می‌باشد. در جدول ۱۰ نتایج مربوط به فضای اشغالی برای

جدول ۱۱. نتایج به دست آمده برای هزینه سرمایه گذاری کل با توجه به زوج سیال عامل‌های متفاوت

Table 11. The results for the total investment cost according to the various WFCs

هزینه سرمایه گذاری کل (US\$)							جفت مبرد
R744	R290	R600A	R717	R1234ze	R1234yf	R600	
۴۳۷۷۵۰۸	۳۸۰۰۰۹۲	۳۶۹۴۵۰۸	۳۱۷۶۹۶۰	۴۱۰۰۹۰۶	۴۳۵۰۰۲۶	۳۵۴۱۳۸۷	R290
۵۷۶۰۵۱۳	۴۹۹۱۳۱۷	۴۷۹۰۳۷۰	۴۲۹۵۰۲۷	۵۲۳۷۲۵۸	۵۵۲۸۹۱۳	۴۶۳۵۴۶۸	R600A
۱۰۴۴۰۰۴	۸۴۹۶۴۸	۸۸۴۳۹۹	۴۷۷۷۹۸	۱۳۶۱۹۱۹	۱۵۰۵۶۳۷	۸۳۱۵۴۹	R717
۵۰۳۰۴۵۰	۴۳۴۹۲۵۸	۴۱۸۵۸۵۲	۳۷۰۴۶۸۶	۴۶۳۶۷۲۳	۴۹۰۶۱۲۴	۴۰۴۶۱۱۹	R600

جدول ۱۲. زوج سیال عامل‌های در نظر گرفته شده برای امتیاز دهی

Table 12. Various WFCs considered for scoring method

هزینه کل (US\$)							جفت مبرد
R744	R290	R600A	R717	R1234ze	R1234yf	R600	
جفت ۱۱	جفت ۱۲	جفت ۱۳	جفت ۱۴	جفت ۱۵	جفت ۱۶	جفت ۱۷	R290
جفت ۲۱	جفت ۲۲	جفت ۲۳	جفت ۲۴	جفت ۲۵	جفت ۲۶	جفت ۲۷	R600A
جفت ۳۱	جفت ۳۲	جفت ۳۳	جفت ۳۴	جفت ۳۵	جفت ۳۶	جفت ۳۷	R717
جفت ۴۱	جفت ۴۲	جفت ۴۳	جفت ۴۴	جفت ۴۵	جفت ۴۶	جفت ۴۷	R600

گرفته شده می‌باشد.

در پایان، با توجه به شاخص‌های مورد بررسی تمامی زوج سیال‌ها با توجه به روش امتیاز دهی با یکدیگر مقایسه می‌شوند تا تعیین شود کدام زوج سیال بهترین عملکرد را دارد. در این روش ابتدا باید مشخص شود که بین هر دو شاخص، کدام یک اولویت بالاتری نسبت به دیگری دارد. در ادامه با توجه به اولویت بندی انجام شده ضریب وزنی برای هر شاخص محاسبه می‌گردد. در جدول ۱۲ زوج سیال عامل‌های مختلف نشان داده شده است. در جدول ۱۳ اولویت شاخص‌ها برای هر زوج سیال در نظر گرفته شده برای چهار سناریو متفاوت ارائه شده است. برای بررسی هر چه بهتر و مقایسه شاخص‌های لحاظ شده از نقطه نظرهای متفاوت چهار سناریو با دیدگاه‌ها و اولویت بندی متفاوت در نظر گرفته شده است.

که یکی از معیارهای انتخاب فضای اشغالی باشد باید از زوج سیال عامل R717-R717 استفاده گردد. البته باید توجه داشت که تفاوت بیشترین فضای اشغالی با نسبت به کمترین فضای اشغالی و همچنین زوج سیال عامل R744-R717 به ترتیب ۱۱۲ درصد و ۷۱ درصد می‌باشد. در نهایت نتایج مربوط به کل هزینه سرمایه گذاری شده در صورت استفاده از زوج سیال عامل‌های متفاوت بررسی و ارزیابی می‌گردد، نتایج مربوطه در جدول ۱۱ گزارش شده است. همانطور که مشاهده می‌شود بیشترین هزینه سرمایه گذاری و کمترین هزینه سرمایه گذاری به ترتیب متعلق به زوج سیال عامل‌های R717-R717 و R744-R600A می‌باشد. دلیل افزایش هزینه در صورت استفاده از زوج سیال عامل‌های متفاوت تغییر در ظرفیت کمپرسورها و همچنین تغییر در سطح حرارتی مبدل‌های حرارتی به کار



جدول ۱۳. اولویت دهی برای شاخص‌های لحاظ شده در بررسی زوج سیال عامل‌ها برای امتیاز دهی در سناریوهای متفاوت

Table 13. Indicator priority for the analysis of the various WFCs to score different scenarios.

سناریو ۴	سناریو ۳	سناریو ۲	سناریو ۱	پارامتر
امتیاز (بر حسب اولویت)				
۱	۱	۲	۳	$W_{tot,comp}$
۱	۳	۱	۴	$m'_D$
۱	۴	۴	۱	$A_{tot}$
۱	۲	۳	۲	$TCI$

جدول ۱۴. ضریب وزنی محاسبه شده براساس اولویت‌های لحاظ شده در هر سناریو

Table 14. The weight factor calculated based on the priorities considered in each scenario

سناریو ۴	سناریو ۳	سناریو ۲	سناریو ۱	پارامتر
درصد وزنی (%)				
۰/۲۵	۰/۴۶۷	۰/۲۷۷	۰/۱۶	$W_{tot,comp}$
۰/۲۵	۰/۱۶۰	۰/۴۶۷	۰/۰۹۵	$m'_D$
۰/۲۵	۰/۰۹۵	۰/۰۹۵	۰/۴۶۷	$A_{tot}$
۰/۲۵	۰/۲۷۷	۰/۱۶۰	۰/۲۷۷	$TCI$

در صورتی تنها یک اولویت مد نظر باشد زوج سیال عامل‌های دیگر برتری بیشتری دارند، اما زمانی که تمامی شاخص‌ها به عنوان شاخص انتخاب باشند حتی اگر اولویتا متفاوت باشند، زوج سیال عامل R600-R717 انتخاب مناسب‌تری می‌باشد. نکته قابل توجه در این قسمت، سناریو ۴ می‌باشد، با وجود اینکه تمامی شاخص‌ها اولویت یکسانی دارند همچنان زوج سیال عامل R600-R717 بهترین انتخاب می‌باشد.

تا کنون سیستم ارائه شده از دیدگاه انرژی ارزیابی شد و زوج سیال‌های عامل مختلف با یکدیگر مقایسه شدند. با توجه به نتایج به دست آمده مشخص گردید که R600-R717 بهترین عملکرد را دارد. در ادامه با توجه به زوج سیال مشخص شده سیستم از دیدگاه انرژی نیز بررسی می‌گردد. نتایج مربوط به انرژی در جدول ۱۶ ارائه شده است. در این جدول انرژی سوخت به انرژی گفته می‌شود که باید صرف شود تا انرژی مطلوب یا همان انرژی محصول حاصل گردد. در هر جزء بسته به کارایی آن جزء

- در سناریو اول، اولویت به ترتیب براساس فضای اشغالی، هزینه سرمایه گذاری، توان مصرفی کمپرسورها و میزان دبی آب تولیدی می‌باشد
- در سناریو دوم، اولویت به ترتیب براساس دبی جرمی آب تولیدی، توان مصرفی کمپرسور، هزینه سرمایه گذاری و فضای اشغالی، می‌باشد.
- در سناریو سوم، اولویت به ترتیب براساس توان مصرفی کمپرسور، هزینه سرمایه گذاری، دبی جرمی آب تولیدی و فضای اشغالی می‌باشد.
- در سناریو چهارم، اولویت در نظر گرفته شده به نحوی می‌باشد که همه شاخص‌ها اولویت یکسانی داشته باشند

در جدول ۱۴ ضریب وزنی لحاظ شده با توجه به اولویت‌های متفاوت برای چهار سناریو گزارش شده است. در جدول ۱۵، نتایج مربوط به امتیاز دهی ارائه شده است. همانطور که مشاهده می‌شود بیشترین امتیاز در بین زوج سیال عامل‌های بررسی شده در سناریو اول تا چهارم متعلق به R600-R717 می‌باشد. این در حالی می‌باشد که در بخش‌های قبلی نشان داده شد

جدول ۱۵. نتایج حاصل از امتیاز دهی به زوج سیال عامل‌های متفاوت در هر سناریو

Table 15. The results of scoring for different scenarios

سناریو ۴	سناریو ۳	سناریو ۲	سناریو ۱	نشانگر
امتیاز				
۰/۵۹۳	۰/۴۱۲	۰/۶۲۰	۰/۵۹۹	جفت ۱۱
۰/۶۲۳	۰/۴۴۳	۰/۶۰۳	۰/۶۱۵	جفت ۱۲
۰/۵۹۳	۰/۴۱۲	۰/۶۲۰	۰/۵۹۹	جفت ۱۳
۰/۶۴۹	۰/۴۶۹	۰/۶۰۰	۰/۶۳۳	جفت ۱۴
۰/۶۴۳	۰/۴۶۴	۰/۶۰۰	۰/۶۲۹	جفت ۱۵
۰/۶۳۱	۰/۴۵۲	۰/۶۰۲	۰/۶۲۱	جفت ۱۶
۰/۶۵۰	۰/۴۷۱	۰/۶۰۰	۰/۶۳۴	جفت ۱۷
۰/۵۷۶	۰/۳۹۴	۰/۶۴۵	۰/۵۹۷	جفت ۲۱
۰/۵۹۵	۰/۴۱۵	۰/۶۱۷	۰/۶۰۰	جفت ۲۲
۰/۶۰۸	۰/۴۲۸	۰/۶۰۹	۰/۶۰۶	جفت ۲۳
۰/۶۰۲	۰/۴۱۲	۰/۵۹۴	۰/۵۸۹	جفت ۲۴
۰/۶۱۰	۰/۴۳۰	۰/۶۰۸	۰/۶۰۷	جفت ۲۵
۰/۶۰۱	۰/۴۲۱	۰/۶۱۳	۰/۶۰۳	جفت ۲۶
۰/۶۱۵	۰/۴۳۵	۰/۶۰۶	۰/۶۱۰	جفت ۲۷
۰/۷۴۳	۰/۵۶۷	۰/۶۲۰	۰/۷۱۳	جفت ۳۱
۰/۸۳۰	۰/۶۶۲	۰/۶۶۰	۰/۷۹۹	جفت ۳۲
۰/۸۷۹	۰/۷۱۷	۰/۶۸۶	۰/۸۵۰	جفت ۳۳
۰/۹۰۰	۰/۷۴۲	۰/۶۹۸	۰/۸۷۳	جفت ۳۴
۰/۹۹۶	۰/۷۲۶	۰/۶۹۰	۰/۸۵۸	جفت ۳۵
۰/۸۵۳	۰/۶۸۸	۰/۶۷۲	۰/۸۲۳	جفت ۳۶
۰/۹۰۳	۰/۷۴۶	۰/۷۰۰	۰/۸۷۷	جفت ۳۷
۰/۵۸۵	۰/۴۰۴	۰/۶۲۹	۰/۵۹۷	جفت ۴۱
۰/۶۱۰	۰/۴۳۰	۰/۶۰۸	۰/۶۰۷	جفت ۴۲
۰/۶۲۵	۰/۴۴۶	۰/۶۰۳	۰/۶۱۷	جفت ۴۳
۰/۶۳۲	۰/۴۵۳	۰/۶۰۲	۰/۶۲۱	جفت ۴۴
۰/۶۲۸	۰/۴۴۸	۰/۶۰۲	۰/۶۱۸	جفت ۴۵
۰/۶۱۷	۰/۴۳۷	۰/۶۰۵	۰/۶۱۱	جفت ۴۶
۰/۶۳۳	۰/۴۵۴	۰/۶۰۱	۰/۶۲۲	جفت ۴۷

جدول ۱۶. نتایج حاصل از تحلیل انرژی برای بهترین زوج سیال عامل (R717-R600)

Table 16. Exergy analysis results for R600-R717

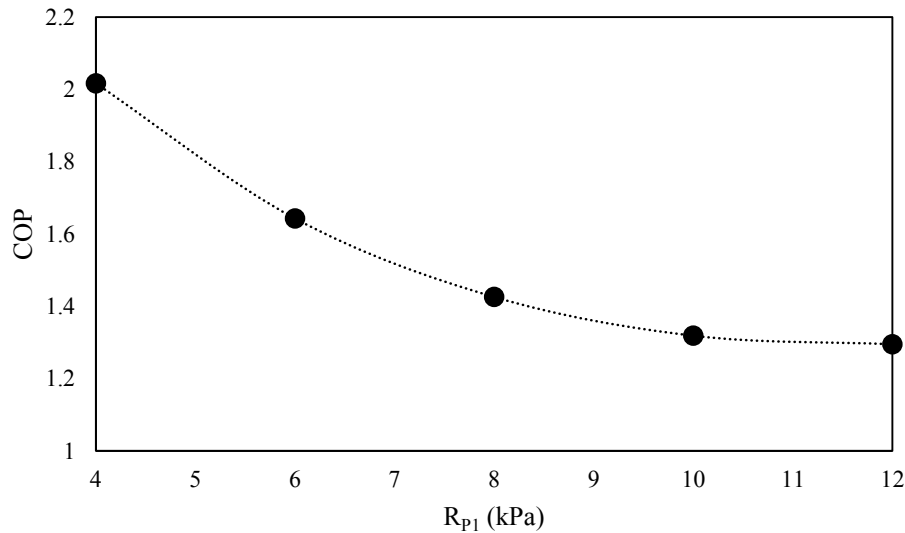
نسبت تخریب انرژی (%)	بازده انرژی (%)	انرژی تخریب شده (kW)	انرژی خروجی (kW)	انرژی ورودی (kW)	جزء
۰/۰۱۹	۹۹/۹۴۲	۰/۰۲۰	۳۴/۳۸۰	۳۴/۴۰۰	اوپراتور
۴/۷۲۵	۷۶/۰۹۰	۴/۹۹۰	۱۵/۸۸۰	۲۰/۸۷۰	مبدل حرارتی ۱
۱۹/۶۲۸	۴۹/۱۹۱	۲۰/۷۳۰	۲۰/۰۷۰	۴۰/۸۰۰	مبدل حرارتی ۲
۱۹/۵۸۱	۴۸/۳۷۷	۲۰/۶۸۰	۱۹/۳۸۰	۴۰/۰۶۰	کمپرسور دما پایین
۸/۴۱۷	۸۱/۷۹۸	۸/۸۹۰	۳۹/۹۵۰	۴۸/۸۴۰	کمپرسور دما بالا
۹/۲۷۹	۷۳/۲۹۸	۹/۸۰۰	۲۶/۹۰۰	۳۶/۷۰۰	آب شیرین کن مرحله ۱
۶/۵۸۶	۷۸/۰۵۸	۶/۹۵۶	۲۴/۷۴۶	۳۱/۷۰۲	آب شیرین کن مرحله ۲
۹/۷۰۰	۶۴/۳۶۵	۱۰/۲۴۵	۱۸/۵۰۵	۲۸/۷۵۰	آب شیرین کن مرحله ۳
۲۲/۰۶۰	۸/۴۸۴	۲۳/۲۹۸	۲/۱۶۰	۲۵/۴۵۸	کندانسور میانی
۰/۰۰۶	۹۲/۸۵۱	۰/۰۰۶	۰/۰۸۰	۰/۰۸۶	پمپ آب
۰/۰۰۱	۸۵/۹۵۷	۰/۰۰۱	۰/۰۰۷	۰/۰۰۸	پمپ بخار

۸۸/۹ می‌باشد و در صورتی که از حرارت تولیدی در این سیکل استفاده نشود  $40/8 \text{ kW}$  از آن اتلاف می‌گردد یا عبارت دیگر تقریباً  $54\%$  از آن اتلاف می‌شود. لازم به ذکر است که بازدهی انرژی کل در سیستم ترکیبی ارائه شده برابر با  $14/41\%$  می‌باشد.

به منظور ارزیابی بهتر سیستم ارائه شده و همچنین بررسی میزان تغییرات پارامترهای تاثیر گذار بر ضریب عملکرد سیستم، تحلیل پارامتری انجام شده است. پارامترهای مورد بررسی شامل نسبت فشار بعد به قبل کمپرسورهای ۱، ۲ و دمای بخار تولیدی (نقطه ۱۰) با استفاده از حرارت اتلافی سیکل تبرید آبشاری می‌باشند. نتایج مربوط به تغییرات ضریب عملکرد سیستم ارائه شده نسبت به تغییرات نسبت فشار در کمپرسور ۱ در شکل ۲ قابل مشاهده می‌باشد. پر واضح است که همراه با افزایش نسبت فشار، توان مصرفی کمپرسور و به تبعیت از آن دمای خروجی از کمپرسور نیز افزایش می‌یابد. افزایش دما در کمپرسور یک مزیت محسوب می‌شود، زیرا با افزایش دمای خروجی از کمپرسور ۱، دمای سیکل تبرید دما بالا نیز افزایش می‌یابد که در نهایت سبب تولید بخار بیشتر و آب قابل شرب بیشتر می‌شود. از طرف دیگر ظرفیت تولید برودت نیز ثابت است. نتایج ارائه شده در شکل نشان می‌دهد

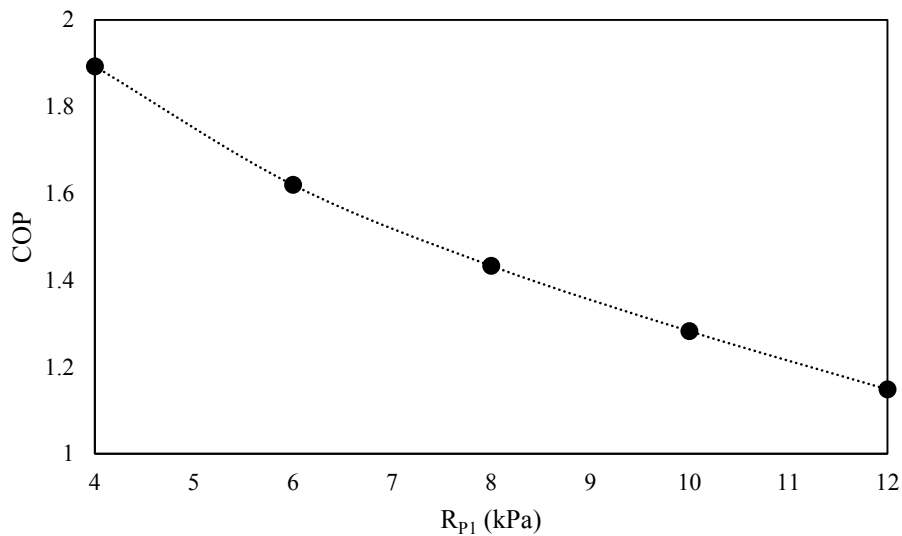
تعریف انرژی سوخت و محصول متفاوت می‌باشد. با استفاده از انرژی سوخت و محصول می‌توان انرژی تخریب را محاسبه کرد. همانطور که مشخص است در سیستم ترکیبی بیشترین انرژی تخریب متعلق به کندانسور آب شیرین کن و بعد از آن متعلق به مبدل حرارتی ۲ می‌باشد. در هر جزء مذکور علت اصلی اختلاف دمای قابل توجه بین سیال گرم و سرد می‌باشد. انرژی تخریب کندانسور در واقع  $22\%$  از کل انرژی سیکل ترکیبی را شامل می‌شود که مقدار قابل توجهی می‌باشد. با پیدا کردن دمای بهینه برای سیال‌های گرم و سرد و از طرفی با طراحی دقیق کندانسور می‌توان بخشی از انرژی تخریب را کاهش داد. همانطور که مشاهده می‌شود بازدهی انرژی در این جزء نیز تنها  $8/5\%$  درصد می‌باشد که خود گویای عملکرد نامناسب کندانسور می‌باشد.

از طرف دیگر تقریباً  $19/6\%$  از انرژی ورودی کل نیز توسط مبدل حرارتی ۲ که وظیفه تولید بخار مورد نیاز در آب شیرین کن را دارد رخ می‌دهد. در بین اجزاء مورد بررسی بیشترین بازدهی انرژی متعلق به اوپراتور سیکل تبرید می‌باشد. همچنین جدول زیر نشان می‌دهد که کل انرژی ورودی به سیستم از طریق کمپرسورها (برق مصرفی) معادل  $\text{kW}$



شکل ۲. تغییرات ضریب عملکرد سیستم ارائه شده نسبت به تغییر نسبت فشار بعد به قبل کمپرسور سیکل دما پایین

**Fig. 2. Changes in COP of the presented system due to the changes in the pressure ratio of the LTC compressor**

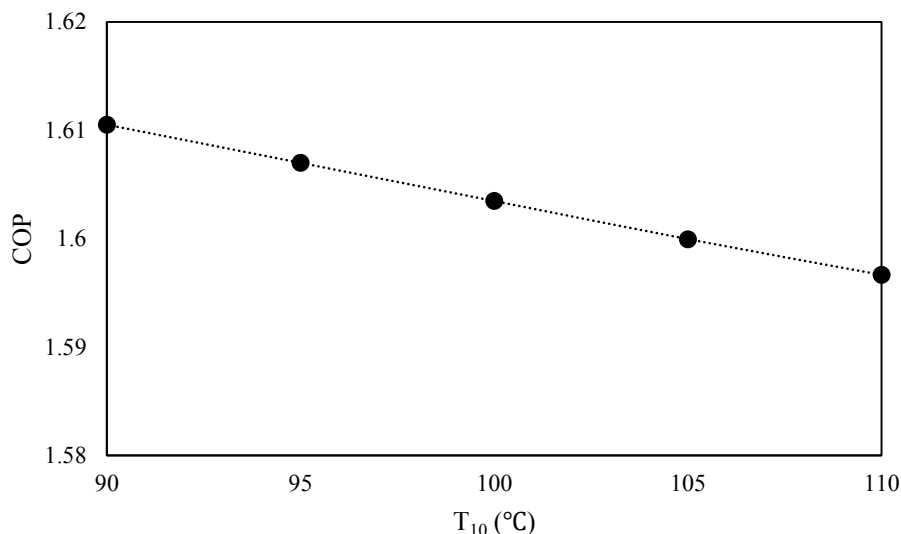


شکل ۳. تغییرات ضریب عملکرد سیستم ارائه شده نسبت به تغییر نسبت فشار بعد به قبل کمپرسور سیکل دما بالا

**Fig. 3. Changes in the COP of the presented system due to the changes in the pressure ratio of the HTC compressor.**

در شکل ۳، نتایج مربوط به تغییرات ضریب عملکرد با توجه به نسبت فشار کمپرسور ۲ گزارش شده است. همانند حالت قبل با افزایش نسبت فشار، توان مصرفی کمپرسور افزایش و دبی جرمی آب تولیدی نیز افزایش می‌یابد. این در حالی می‌باشد که در این تحلیل میزان تولید سرمایه‌ش ثابت نگه داشته

که همراه با افزایش نسبت فشار در کمپرسور ۱، ضریب عملکرد کاهش می‌یابد. این موضوع، در واقع بیانگر آن است که اگرچه دبی جرمی آب قابل شرب تولیدی همراه با افزایش نسبت فشار کمپرسور ۱ افزایش می‌یابد، اما این افزایش نسبت به افزایش توان مصرفی کمپرسور ۱ کمتر می‌باشد.



شکل ۴. تغییرات ضریب عملکرد سیستم ارائه شده نسبت به تغییر بخار تولیدی در نقطه ۱۰

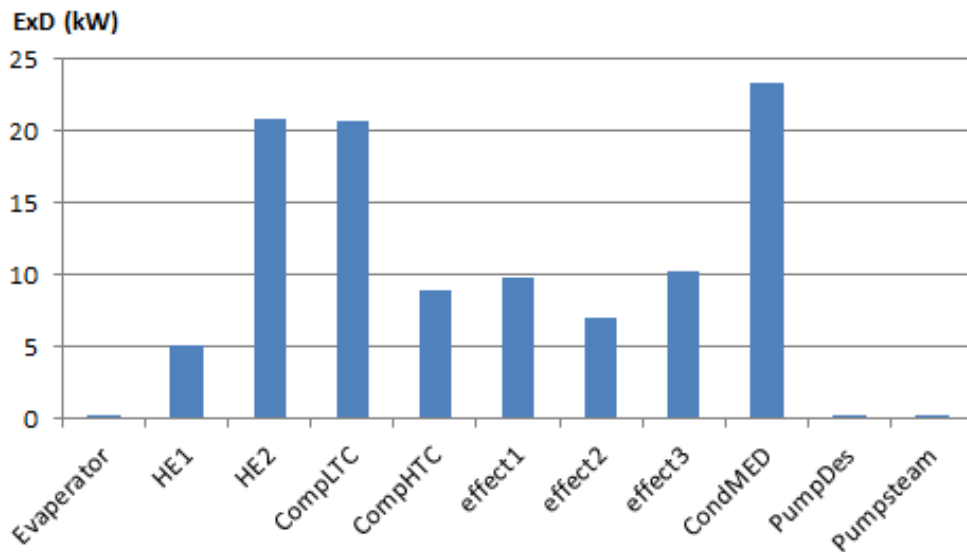
Fig. 4. Changes in the COP of the presented system due to the changes in amount of produced steam at point 10

بخار هنگامی که حرارت دریافتی ثابت است، دبی جرمی بخار تولیدی کاهش می‌یابد زیرا باید انرژی بیشتری مصرف شود تا بخار در دمای بالاتر تولید گردد. با کاهش بخار تولیدی آب قابل شرب تولیدی نیز کاهش می‌یابد. در نهایت مشخص گردید که در فرمول ضریب عملکرد، صورت کاهش می‌یابد و مخرج ثابت است، به همین دلیل است که نمودار شکل ۴، روند نزولی دارد.

در شکل ۵ مقدار تخریب اگزرژی در اجزا مختلف سیکل برای بهترین زوج سیال عامل (R600-R717) نشان داده شده است. همان گونه که پیشتر مشاهده گردید، مشخص شد در سیستم ترکیبی آبشاری و آب شیرین کن، بیشترین اگزرژی تخریب متعلق به کندانسور آب شیرین کن و بعد از آن متعلق به مبدل حرارتی ۲ و در رده بعدی کمپرسور دما پایین می‌باشد. در هر جزء مذکور علت اصلی اختلاف دمای قابل توجه بین سیال گرم و سرد می‌باشد. اگزرژی تخریب کندانسور در واقع ۲۲٪ از کل اگزرژی سیکل ترکیبی را شامل می‌شود که مقدار قابل توجهی می‌باشد. با پیدا کردن دمای بهینه برای سیال‌های گرم و سرد و از طرفی با طراحی دقیق کندانسور می‌توان بخشی از تخریب اگزرژی را کاهش داد.

شده است. بنابراین در فرمول ضریب عملکرد، مقدار صورت افزایش و مقدار مخرج نیز افزایش می‌یابد. در صورتی که میزان افزایش مقادیر موجود در صورت قابل توجه تر از افزایش توان مصرفی در مخرج باشد، افزایش ضریب عملکرد به صرفه می‌باشد. اما شکل ۳ نشان می‌دهد که نسبت افزایش دبی جرمی آب قابل شرب تولیدی نسبت به افزایش توان مصرفی کمتر می‌باشد. پس ضریب عملکرد سیکل ترکیبی همراه با افزایش نسبت فشار کمپرسور ۲ نیز کاهش می‌یابد.

در ادامه تاثیر دمای بخار تولیدی بر ضریب عملکرد سیکل ترکیبی بررسی شده است که نتایج آن در شکل ۴ قابل مشاهده می‌باشد. مشخص است که همراه با افزایش دمای بخار تولیدی ضریب عملکرد سیکل ترکیبی کاهش می‌یابد. در این تحلیل میزان توان مصرفی سیکل تبرید آبشاری همواره ثابت است یا بعبارت دیگر مخرج در فرمول ضریب عملکرد ثابت می‌ماند. اما در صورت فرمول ضریب عملکرد دو پارامتر وجود دارد، ظرفیت تولید سرمایش که مقدار آن ثابت است و مقدار آب تولیدی که متغیر است. از آنجایی که توان مصرفی سیکل تبرید آبشاری ثابت است پس حرارت خروجی از سیکل تبرید تراکمی نیز ثابت است. بنابراین با افزایش دمای



شکل ۵. مقدار تخریب انرژی در اجزا مختلف سیکل برای بهترین زوج سیال عامل (R717-R600)

Fig. 5. Exergy analysis results for R600-R717

## ۶- نتیجه‌گیری

در این مقاله، با توجه به حرارت اتلافی سیکل تبرید آبشاری که بدون هیچ استفاده‌ای به محیط دفع می‌شود. بخار مورد نیاز برای تولید آب قابل شرب در یک آب شیرین کن حرارتی تأمین می‌گردد. به این ترتیب که حرارت اتلافی از سیکل تبرید آبشاری از طریق سیکل تولید بخار جذب می‌شود و پس از تولید بخار در دمای ۱۰۰ درجه سانتی گراد، حرارت مورد نیاز سیکل آب شیرین کن حرارتی را تأمین می‌کند. در این مقاله تغییرات شاخص‌های دبی جرمی بخار تولیدی، توان مصرفی کمپرسورها، آب قابل شرب تولیدی، فضای اشغالی سیستم ارائه شده و هزینه‌های سرمایه گذاری مربوطه در صورت تغییر زوج سیال عامل استفاده شده در سیکل تبرید آبشاری بررسی و ارزیابی شدند. در پایان برای تشخیص اینکه کدام زوج سیال بهترین عملکرد را دارد، از یک روش امتیاز دهی برای سناریوهای متفاوت استفاده شد. در هر سناریو اولویت انتخاب زوج سیال‌ها بر اساس شاخص‌های لحاظ شده متفاوت می‌باشد. مهمترین نتایج به دست آمده به شرح زیر می‌باشد.

- بیشترین بخار تولیدی مربوط به زوج سیال R744-R600A

می‌باشد که مقدار بخار تولیدی ۰/۱۶۰۵ کیلوگرم بر ثانیه می‌باشد.

- کمترین توان مصرفی کمپرسورها زمانی رخ می‌دهد که از زوج سیال عامل R600-R717 استفاده شود. لازم به ذکر است که در صورت استفاده از زوج سیال مذکور، توان مصرفی کمپرسور نسبت به حالت مرسوم (R744-R717)، ۴۳۰/۱ مگاوات ساعت در سال کاهش می‌یابد.
- بیشترین دبی جرمی آب تولیدی، بیشترین فضای اشغالی و همچنین کمترین هزینه سرمایه گذاری متعلق به زوج سیال عامل R744-R600A می‌باشد.
- با توجه به روش امتیاز دهی، برای سناریو اول، دوم، سوم و چهارم با وجود اینکه اولویت‌های لحاظ شده متفاوت هستند، زوج سیال عامل R600-R717 بهترین عملکرد را دارد.
- تحلیل پارامتری سیستم ارائه شده نشان داد که با افزایش نسبت فشار در کمپرسور ۱ و ۲ و همچنین افزایش دمای بخار تولیدی ضریب عملکرد سیستم کاهش می‌یابد.

## ۷- فهرست علائم

ورودی	$i$		
جزء مورد نظر $k$ ام	$k$		
خروجی	$o$		
حرارت انتقالی از سیکل بخار به سیکل آب شیرین کن	$steam$	مساحت، $m^2$	$A$
آب دریا ورودی	$sw$	ضریب عملکرد سیکل تبرید آبشاری	$COP$
بخار تولیدی در افکت اول	$v1$	انتالپی مخصوص، $kJ/kg$	$h$
بخار تولیدی در افکت دوم	$v2$	دبی جرمی، $kg/s$	$\dot{m}$
بخار تولیدی در افکت سوم	$v3$	فشار، $kPa$	$P$
		نسبت عملکرد آب شیرین کن	$PR$
		نرخ انتقال حرارت، $kW$	$\dot{Q}$
		دما، $^{\circ}C$	$T$
		ضریب انتقال حرارت، $W/m^2^{\circ}C$	$U$
		نرخ انتقال توان، $kW$	$\dot{W}$
		غلظت نمک موجود در آب، $kg/kg$	$X$
			<b>علائم یونانی</b>
		گرمای نهان، $kJ/kg$	$\lambda$
		بازدهی، %	$\eta$
			<b>زیرنویس</b>
		نقاط مشخص شده در شکل	$1, 2, \dots, n$
		آب شور خروجی از افکت اول	$b1$
		آب شور خروجی از افکت دوم	$b2$
		آب شور خروجی از افکت سوم	$b3$
		کمپرسور سیکل تبرید دما بالا	$comp, HTC$
		کمپرسور سیکل تبرید دما پایین	$comp, LTC$
		آب دریا جهت خنک کاری	$cw$
		آب قابل شرب تولیدی	$d$
		آب قابل شرب تولیدی در افکت اول	$d1$
		آب قابل شرب تولیدی در افکت دوم	$d2$
		آب قابل شرب تولیدی در افکت سوم	$d3$
		شیر فشار شکن	$EV$
		اواپراتور	$eva$
		آب شور تغذیه کننده	$f$
		مبدل حرارتی ۱	$HE1$
		مبدل حرارتی ۲	$HE2$

## منابع

- [1] S. Khalilzadeh, A. Hossein Nezhad, Utilization of waste heat of a high-capacity wind turbine in multi effect distillation desalination: Energy, exergy and thermoeconomic analysis, *Desalination*, 439 (2018) 119-137.
- [2] M. Asim, M.K.H. Leung, Z. Shan, Y. Li, D.Y.C. Leung, M. Ni, Thermodynamic and Thermo-economic Analysis of Integrated Organic Rankine Cycle for Waste Heat Recovery from Vapor Compression Refrigeration Cycle, *Energy Procedia*, 143 (2017) 192-198.
- [3] M.S. Salim, M.-H. Kim, Multi-objective thermo-economic optimization of a combined organic Rankine cycle and vapour compression refrigeration cycle, *Energy Conversion and Management*, 199 (2019) 112054.
- [4] Y. Liang, A. McKeown, Z. Yu, S.F.K. Alshammari, Experimental study on a heat driven refrigeration system based on combined organic Rankine and vapour compression cycles, *Energy Conversion and Management*, 234 (2021) 113953.
- [5] Z. Aghaziarati, A.H. Aghdam, Thermoeconomic analysis of a novel combined cooling, heating and power system based on solar organic Rankine cycle and cascade refrigeration cycle, *Renewable Energy*, 164 (2021) 1267-1283.
- [6] B. Saleh, Energy and exergy analysis of an integrated organic Rankine cycle-vapor compression refrigeration system, *Applied Thermal Engineering*, 141 (2018) 697-

- [16] L. Yang, H. Hu, X. Chen, Energy-consumption analysis of a configuration of an absorption vapor compression coupled to MED in a dual-purpose power plant, *Desalination and Water Treatment*, 18(1-3) (2010) 38-45.
- [17] M. Mokhtari, M.M. Keshtkar, Using waste energy of double-effect refrigeration cycle to produce potable water: energy and economic analysis: Utilisation de l'énergie résiduelle du cycle de réfrigération à double effet pour produire de l'eau potable: analyse énergétique et économique, *International Journal of Refrigeration*, 150 (2023) 215-240.
- [18] S. Sivamani, Flow Energy Analysis of Reverse Osmosis Unit in Seawater Desalination Plant with Energy Recovery device, *International Journal of Advanced Research*, 10 (2022) 58-66.
- [19] J. Park, S. Lee, Desalination Technology in South Korea: A Comprehensive Review of Technology Trends and Future Outlook, *Membranes*, 12(2022), 204-213.
- [20] H. Jin, H. Athreya, A. Kalle, S. Wang, CFD modeling of crystallization fouling with CO<sub>2</sub> desorption incorporated for a falling-film evaporator in thermal desalination, *Desalination*, 553 (2023), 114-124
- [21] H. Hasan, S. Alsadaie, M. Obaidi, I. Mojtaba, Dynamic modelling and simulation of industrial scale multistage flash desalination process, *Desalination*, 553 (2023), 98-109.
- [22] A.M. Elsafi, Exergy and exergoeconomic analysis of sustainable direct steam generation solar power plants, *Energy Conversion and Management*, 103 (2015) 338-347.
- [23] H.T. El-Dessouky, H.M. Ettouney, *Fundamentals of salt water desalination*, Elsevier, 2002.
- [24] J. Ahrendts, Reference states, *Energy*, 5(8-9) (1980) 666-677.
- [25] N. Kahraman, Y.A. Cengel, Exergy analysis of a MSF distillation plant, *Energy Conversion and Management*, 46(15-16) (2005) 2625-2636.
- [26] S. Khalilzadeh, A. Hossein Nezhad, Using waste heat of high capacity wind turbines in a novel combined heating, cooling, and power system, *Journal of Cleaner Energy*, 710.
- [7] A. Kilicarslan, M. Hosoz, Energy and irreversibility analysis of a cascade refrigeration system for various refrigerant couples, *Energy Conversion and Management*, 51(12) (2010) 2947-2954.
- [8] A.M. Dubey, S. Kumar, G.D. Agrawal, Thermodynamic analysis of a transcritical CO<sub>2</sub>/propylene (R744-R1270) cascade system for cooling and heating applications, *Energy Conversion and Management*, 86 (2014) 774-783.
- [9] L. Jiang, L. Wang, R. Wang, P. Gao, F. Song, Investigation on cascading cogeneration system of ORC (Organic Rankine Cycle) and CaCl<sub>2</sub>/BaCl<sub>2</sub> two-stage adsorption freezer, *Energy*, 71 (2014) 377-387.
- [10] A.J. Alazazmeh, E.M.A. Mokheimer, A. Khaliq, B.A. Qureshi, Performance Analysis of a Solar-Powered Multi-Effect Refrigeration System, *Journal of Energy Resources Technology*, 141(7) (2019).
- [11] R. Lizarte, M.E. Palacios-Lorenzo, J.D. Marcos, Parametric study of a novel organic Rankine cycle combined with a cascade refrigeration cycle (ORC-CRS) using natural refrigerants, *Applied Thermal Engineering*, 127 (2017) 378-389.
- [12] S. Khalilzadeh, A. Hossein Nezhad, F. Sarhaddi, Reducing the power consumption of cascade refrigeration cycle by a new integrated system using solar energy, *Energy Conversion and Management*, 200 (2019) 112083.
- [13] K. Thu, Y.-D. Kim, G. Amy, W.G. Chun, K.C. Ng, A hybrid multi-effect distillation and adsorption cycle, *Applied Energy*, 104 (2013) 810-821.
- [14] M. Amiralipour, R. Kouhikamali, Potential analysis and technical-economic optimization of conversion of steam power plant into combined water and power, *Applied Thermal Engineering*, 151 (2019) 191-198.
- [15] Y. Wang, T. Morosuk, S. Yang, W. Cao, Development and evaluation of a novel combined absorption-based energy storage and thermal desalination system driven by unstable low-grade heat, *Desalination*, 520 (2021) 115348.



- refrigeration systems, *Energy*, 36(2) (2011) 888-895.
- [29] M.-J. Jeon, Experimental analysis of the R744/R404A cascade refrigeration system with internal heat exchanger. Part 1: Coefficient of performance characteristics, *Energies*, 14(18) (2021) 6003.
- [30] U. Fisher, A. Aviram, A. Gendel, ASHDOD multi-effect low temperature desalination plant report on year of operation, *Desalination*, 55 (1985) 13-32.
- Production, 276 (2020) 123221.
- [27] S. Khalilzadeh, A. Hossein Nezhad, A. Romagnoli, B. Akhmetov, Investigating the effects of integrating an absorption heat transformer with a combined cooling, heating and power system: A thermodynamic and economic analysis, *Energy Conversion and Management*, 228 (2021) 113677.
- [28] O. Rezayan, A. Behbahaninia, Thermoeconomic optimization and exergy analysis of CO<sub>2</sub>/NH<sub>3</sub> cascade

چگونه به این مقاله ارجاع دهیم

*M. Mokhtari, M. M. Keshtkar, A. Abbasloo, Investigating the effect of various working fluids in cascade refrigeration cycle integrated with thermal desalination system, Amirkabir J. Mech Eng., 55(9) (2023) 1063-1088.*

DOI: 10.22060/mej.2023.22331.7603



