



بررسی ترمودینامیکی - اقتصادی یک سیستم تبرید جریان مبرد متغیر

رامین ظهیری، محمد مهدی کشتکار*

دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه آزاد اسلامی واحد کرمان، کرمان، ایران

<p>تاریخچه داوری: دریافت: بازنگری: پذیرش: ارائه آنلاین:</p>	<p>چکیده: تحلیل انرژی و ترمودینامیک، روشی مؤثر جهت تعیین مشخصات ترمودینامیکی و بهینه سازی عملکرد ترمودینامیکی - اقتصادی سیستم‌های تبرید و تهویه مطبوع می‌باشد. مطالعه حاضر به تحلیل انرژی و ترمودینامیک یک سیستم تبرید جریان مبرد متغیر با چهار اواپراتور که در صنایع لبنی مورد استفاده قرار می‌گیرد، می‌پردازد. از یک کد کامپیوتری که در نرم افزار EES نوشته شده، جهت شبیه‌سازی سیستم استفاده شده است. اثر سه مبرد R۵۰۲، R۱۲۳۴ze و R۱۳۴a بر پارامترهای ترمودینامیکی - اقتصادی سیستم مورد بررسی قرار گرفته است. علاوه بر محاسبه راندمان انرژی چرخه تبرید برای سه مبرد فوق، اثر دمای تبخیر و تقطیر بر مقدار تخریب انرژی و راندمان انرژی سیستم مورد بررسی قرار گرفته است. نتایج نشان می‌دهند که مقدار تخریب انرژی در کمپرسور، از ۳/۹۴۷ کیلو وات برای مبرد R۱۳۴a تا ۴/۲۲۱ کیلو وات برای مبرد R۵۰۲ به میزان ۷٪ افزایش یافته است. میزان تخریب انرژی در چگالنده در رده دوم برای همه مبردها محاسبه شده است. در تحلیل ترمودینامیک مشاهده گردید کمترین میزان هزینه به میزان ۷۳۷۹۴ دلار مربوط به مبرد R۵۰۲ است و هزینه سالیانه کل سیستم برای مبردهای R۱۲۳۴ze و R۱۳۴a در رده‌های بعدی قرار دارند.</p>
<p>کلمات کلیدی: تحلیل انرژی تحلیل ترمودینامیک جریان مبرد متغیر چرخه تبرید تخریب انرژی</p>	

۱- مقدمه

دیگر را امکان پذیر می‌سازد. از سیستم جریان مبرد متغیر برای مکان‌هایی که دارای کاربردهای متفاوت با دماهای مختلف می‌باشند مانند سردخانه‌ها، صنایع غذایی، بیمارستان‌ها، هتل‌ها، مجتمع‌های آپارتمانی و مراکز خرید استفاده می‌گردد. امکان لوله کشی در فواصل زیاد، امکان نصب در پروژه‌های مرتفع، امکان نصب انواع واحدهای درونی، کنترل مرکزی و همچنین عدم نیاز به مصرف آب، قابلیت ارائه گرمایش و سرمایش توسط یک سیستم کاملاً یک پارچه، عدم نیاز به موتور خانه و تکنسین نگهدار، همچنین مصرف برق اندک و ضریب عملکرد بالای دستگاه به خصوص در فشار کاری جزئی از مزیت‌های شاخص این نوع سیستم‌ها محسوب می‌شود.

در زمینه تحقیقات صورت گرفته در مورد سیستم‌های با جریان مبرد متغیر کارهای مختلفی با هدف کاربرد این سیستم‌ها در صنایع تبرید و تهویه مطبوع صورت گرفته است. استوکر و جونز [۱] در سال ۱۹۸۲ تحقیقی در مورد سیستم‌های جریان مبرد متغیر با کاربرد در صنایع لبنی ارائه دادند. در این تحقیق آن‌ها از یک اواپراتور برای سردسازی شیر تا دمای ۲/۳ درجه سلسیوس و یک تبخیرکننده دیگر جهت انجماد بستنی در دمای ۳۵- درجه سلسیوس استفاده کردند و مشخصات ترمودینامیکی سیستم را به دست آوردند. کیا و همکاران [۲] در سال ۲۰۰۴ به صورت تجربی سیستم جریان مبرد متغیر را با اندازه‌گیری مقادیر فشار و دما در مکان‌های مختلف چرخه بررسی کردند. گوتزler [۳] در سال ۲۰۰۷ تاریخچه و کاربرد سیستم‌های

محدودیت منابع انرژی و افزایش روز افزون مصرف آن از یکسو و مصرف بی‌رویه انرژی توسط جوامع مختلف از سوی دیگر، علاوه بر آلودگی محیط زیست و هدر دادن سرمایه‌های ملی، زندگی آینده انسان‌ها را با مخاطره مواجه ساخته است. تجربه نشان داده است که رشد اقتصادی و توسعه صنعتی کشورها به عنوان پیش شرط‌های اقتدار سیاسی، استقلال ملی و شکوفایی فرهنگی به عوامل مختلف از جمله انرژی و استفاده بهینه از منابع انرژی نیازمند است. استفاده نادرست از انرژی خسارت جبران ناپذیری را بر بودجه سالانه کشور تحمیل می‌کند. از این رو استفاده منطقی از منابع انرژی و برنامه ریزی در زمینه‌های بهینه‌سازی مصرف انرژی از الویت ویژه‌ای برخوردار می‌باشد.

سیستم‌های جریان مبرد متغیر نمونه‌ای از سیستم‌هایی می‌باشند که به دلیل مصرف کم انرژی، اخیراً در صنایع تبرید و تهویه مطبوع کاربرد فراوانی پیدا کرده است. عبارت جریان مبرد متغیر به توانایی سیستم در کنترل مقدار مبرد جاری به هر یک از اواپراتورها اشاره می‌کند که این امر استفاده از تعداد زیادی اواپراتور با ظرفیت‌ها و آرایش‌های متفاوت، کنترل انفرادی گرمایش و سرمایش همزمان در نواحی مختلف و بازیابی گرما از یک ناحیه برای ناحیه

1 Variable Refrigerant Flow (VRF)

نویسنده عهده‌دار مکاتبات: keshtkar@iauk.ac.ir

عنوان جایگزینی مثبت برای گاز R1۳۴a انجام دادند. این مطالعه نشان داد که گازهای R1۲۳۴yf و R1۲۳۴ze می‌توانند جایگزین مناسبی برای R1۳۴a باشند. بیشترین مقدار کاهش انرژی در چگالنده ایجاد می‌شد و کمترین میزان این پارامتر مربوط به میدل حرارتی بخار- مایع در بین دیگر اجزای سیستم بود. بایبلونی و همکاران [۱۵] در سال ۲۰۱۳، به مطالعه پیرامون سیستم‌های اواپراتورهای دوگانه جدید با منبع دوگانه پرداختند. سیستم مطرح شده، ترکیبی از سیستم‌های حرارتی و VGRS بود. آن‌ها به تحلیل انرژی سیستم پرداختند و با استفاده از گاز R1۲۳۴yf به عنوان مبرد و همچنین حل معادلات به بهینه سازی سیستم پرداختند. بهبهانی نیا و شمس [۱۶] در سال ۲۰۱۶ آنالیز ترمودینامیکی- اقتصادی را بر روی یک سیستم تبرید دی اکسید کربن مجهز به اجکتور انجام دادند. آن‌ها نشان دادند با اعمال بهینه سازی ترمودینامیکی می‌توان ۳۴٪ در مصرف انرژی سالانه سیستم صرفه جویی کرد. شهریاری و سرحدی [۱۷] در سال ۲۰۱۷ به بررسی پتانسیل استفاده از انرژی خورشیدی توسط گردآورنده‌های فتوولتائیک حرارتی (PVT) به عنوان منبع حرارت ورودی به سیستم تبرید جذبی تک اثره لیتیوم برماید-آب پرداختند. در این تحقیق آنها تأثیر پارامترهای مختلف عملکردی شامل تعداد گردآورنده‌های PVT، دمای ژنراتور، دمای اواپراتور، دمای کندانسور و دمای جاذب بر ضریب عملکرد روزانه سیکل تبرید خورشیدی را بررسی کردند. کشتکار و طالبی زاده در سال ۲۰۱۷ [۱۸] برای سیکل تولید آب سرد واحد ۱۳۲ پالایشگاه دوم پارس جنوبی، اهداف ترمودینامیکی، اقتصادی و زیست محیطی را بهینه سازی کردند. در ابتدا سیکل موجود و در حال کار پالایشگاه، در نرم افزار EES مدل سازی شد و سپس نتایج خروجی آن با داده‌های واقعی از واحد مربوطه مقایسه گردید. شبیه سازی دینامیکی یک سیستم تبرید جریان متغیر در سال ۲۰۱۷ توسط کایو و همکاران [۱۹] صورت گرفت. در این کار آنها پاسخ سیستم به شرایط مختلف را از قبیل تغییر دور موتور کمپرسور و تغییر سرعت فن‌ها را بررسی کردند.

اگرچه تحقیقات گسترده‌ای پیرامون سیستم‌های جریان مبرد متغیر چند اواپراتوری انجام شده است اما عملکرد ترمودینامیکی- اقتصادی سیستم‌های تبرید با اواپراتور چندگانه تاکنون بررسی نشده است. در این مطالعه، بر خلاف مطالعات گذشته، تحلیل انرژی و ترموکانومیک یک سیستم جریان مبرد متغیر برای یک نمونه موردی در دماهای متفاوت اواپراتور و چگالنده صورت گرفته است و نتایج برای سه مبرد R1۲۳۴ze، R5۰۲ و R1۳۴a ارائه شده است. در واقع این کار ادامه کار یانانابا و همکاران [۲۰] می‌باشد که در سال ۲۰۱۵ به چاپ رسیده است. در کار تحقیقی ذکر شده، تنها از منظر قانون دوم ترمودینامیک سیستم تبرید با دو اواپراتور بررسی شده است اما در کار حاضر در ابتدا سیستم تبریدی متشکل از چهار اواپراتور با ظرفیت سرمایشی متفاوت اما دمای تبخیر یکسان در هر دو اواپراتور به صورت ترمودینامیکی تحلیل می‌گردد. سپس با خارج از مدار کردن دو اواپراتور، عملکرد سیستم با دو اواپراتور بررسی خواهد شد. در چنین حالتی سیستم حجم مبرد متغیر با تغییر

جریان مبرد متغیر را مورد بحث و بررسی قرار داد. وی پیشنهاد کرد که ساختمان‌هایی با نواحی سرمایش/گرمایش متعدد بهترین مورد برای کاربرد سیستم جریان مبرد متغیر هستند. ژو و همکاران [۴] در سال ۲۰۰۷ سیستم جریان مبرد متغیر را با دو واحد تهویه هوای مرسوم مقایسه کردند. آن‌ها به عنوان بخشی از تحقیقشان دریافتند که واحد جریان مبرد متغیر مقرون به صرفه‌ترین سیستم از نظر انرژی است. آن‌ها دریافتند که سیستم جریان مبرد متغیر ۲۲ درصد کارآمدتر از سیستم حجم هوای متغیر و ۱۱/۷ درصد کارآمدتر از سیستم هوای تازه - فن است. در کار دیگری ژو و همکارانش [۵] در سال ۲۰۰۸ سیستم حجم مبرد متغیر^۱ را شبیه‌سازی کردند. آینور و همکاران [۶] در سال ۲۰۰۹ به صورت عددی سیستم‌های جریان مبرد متغیر را با سیستم‌های حجم هوای متغیر مقایسه کردند و دریافتند که سیستم جریان مبرد متغیر می‌تواند ۲۷/۱ تا ۵۷/۹ درصد در مصرف انرژی صرفه جویی کند. در سال ۲۰۰۹ وانگ و همکاران [۷] یک مدل عددی را برای محاسبه ضریب عملکرد سیستم جریان مبرد متغیر با بار جزئی ارائه کردند. لی و همکاران [۸] در سال ۲۰۱۰ سیستم جریان مبرد متغیر آب سرد را مورد مطالعه قرار دادند که در آن به جای هوا، آب برای سردسازی واحد چگالش مورد استفاده قرار می‌گرفت. اغلب داده‌های شبیه‌سازی شده با استفاده از نرم افزار انرژی پلاس با داده‌های اندازه‌گیری شده در دالیان چین در تطابق بودند. ضرایب عملکرد اندازه‌گیری شده کمتر از موارد شبیه‌سازی شده بودند. در کار دیگری در سال ۲۰۱۰ لی و وو [۹] دریافتند که سیستم جریان مبرد متغیر با بازیاب گرمایی می‌تواند تا ۱۷٪ مصرف انرژی را در مقایسه با سیستم جریان مبرد متغیر پمپ گرمایی کاهش دهد. این سیستم جریان مبرد متغیر با بازیاب گرمایی یک مزیت دیگر هم دارد که می‌تواند همزمان برای نواحی مختلف سرمایش و گرمایش تولید کند. بتانینی و همکاران [۱۰] در سال ۲۰۰۳ یک مدل ریاضی را برای محاسبه عملکرد بار جزئی در یک سیستم تهویه هوا بر اساس مقادیر تجربی به دست آمده از آزمایش‌های تجربی توسعه دادند. کراکو [۱۱] در سال ۱۹۹۴ روابط بین برگشت ناپذیری، اتلاف انرژی و تولید آنتروپی را برای پمپ‌های گرمایی مختلف مورد بحث و بررسی قرار داده است. وی بررسی کرد که چگونه مفاهیم برگشت ناپذیری، اتلاف انرژی و تولید آنتروپی از نظر ریاضی و مفهومی در اجزا و سیستم پمپ گرمایی به یکدیگر مرتبط می‌شوند. اولین تحلیل پیرامون سیستم‌های برودتی با اواپراتور دوگانه در سال ۲۰۱۲ توسط استوکر [۱۲] انجام شد. در مدل شبیه‌سازی شده توسط زو و همکارانش [۱۳] در سال ۲۰۱۳ تحلیل و کنترل بهینه‌ی سیستم اواپراتور چندگانه با جریان مبرد متغیر در سیستم‌های سرمایشی و گرمایشی تهویه هوا بررسی گردید. انصاری و همکاران [۱۴] در سال ۲۰۱۲، به توصیف عملکرد گاز R1۲۳۴yf و R1۲۳۴ze در یک سیستم کولر گازی ساده^۲ مجهز به میدل حرارتی بخار مایع پرداختند. آن‌ها یک تحلیل انرژی نظری برای گازهای R1۲۳۴yf و R1۲۳۴ze به

1 Variale Refrigerant Volume (VRV)

2 VGRS

دارای دمای تبخیر یکسان می‌باشند.

در سیستم مورد نظر یک کمپرسور، شیرهای انبساط مجزا برای برای هر اواپراتور، یک چگالنده و دو شیر تنظیم کننده فشار اواپراتور^۱ وجود دارد. مبرد سرد اشباع در حالت ۱ توسط کمپرسور مکیده شده و با استفاده از انرژی مکانیکی به فشار بالاتر متراکم می‌شود. بخار تیرید به دلیل فشرده شدن گرم می‌شود. مبرد گرم شده در چگالنده از حالت ۲ به حالت ۳ سرد می‌شود و همزمان با آزادسازی گرما به محیط، به مایع تبدیل می‌شود. کاهش بیشتر دما منجر به خنک سازی بیشتر مبرد تا دمای ۱۴ می‌گردد. در مرحله بعد مبرد مایع تحت فشار توسط شیرهای انبساط منبسط می‌شود و از حالت‌های ۴، ۷، ۱۰ و ۱۲ به ترتیب به حالت‌های ۵، ۸، ۱۱ و ۱۳ منبسط می‌شود. در اواپراتورها، مبرد با توجه به فشار بعد از شیر انبساط، تبخیر می‌شود. در سیستم‌های با اواپراتور چندگانه، شیرهای تنظیم کننده فشار اواپراتور بعد از اواپراتورهای با دمای بالاتر قرار می‌گیرند. هدف استفاده از این شیرها، ایجاد فشاری یکسان در ورودی محفظه اختلاط^۲ از هر اواپراتور می‌باشد. در این مطالعه، با توجه به نیازهای سرمایه‌ی متفاوت در اواپراتورهای چهارگانه، شیرهای تنظیم کننده فشار اواپراتور روی اواپراتورهای ۱ و ۲ که دمای بالاتری دارند نصب شده است. بعد از اختلاط مردها در محفظه اختلاط، مبرد وارد لوله مکش کمپرسور شده و سیکل تکرار می‌گردد. داده‌های مورد نیاز سیستم مورد مطالعه در جدول ۱ نشان داده شده است. مقادیر موجود در جدول ۱ بر اساس محاسبات بار صورت گرفته برای یک مورد مطالعاتی در یکی از کارخانجات تولید لبنیات در شهر کرمان جهت نگهداری پنیر نمک دار فله‌ای (اواپراتورهای اول و دوم) و نگه داری مواد اولیه بستنی (اواپراتورهای سوم و چهارم) در چهار سالن مختلف به دست آمده است. همچنین محاسبه مقدار بار سرمایه‌ی لازم با توجه به حجم فضای مورد نیاز هر سالن، شرایط استاندارد نگهداری محصولات و شرایط دمایی شهر کرمان انجام گردیده است.

۳- معادلات حاکم

۳-۱- تحلیل ترمودینامیکی و آگرژتیک سیستم

فرضیات زیر به منظور تحلیل قانون اول و دوم ترمودینامیک برای سیستم تبرید مورد مطالعه در نظر گرفته شده است:

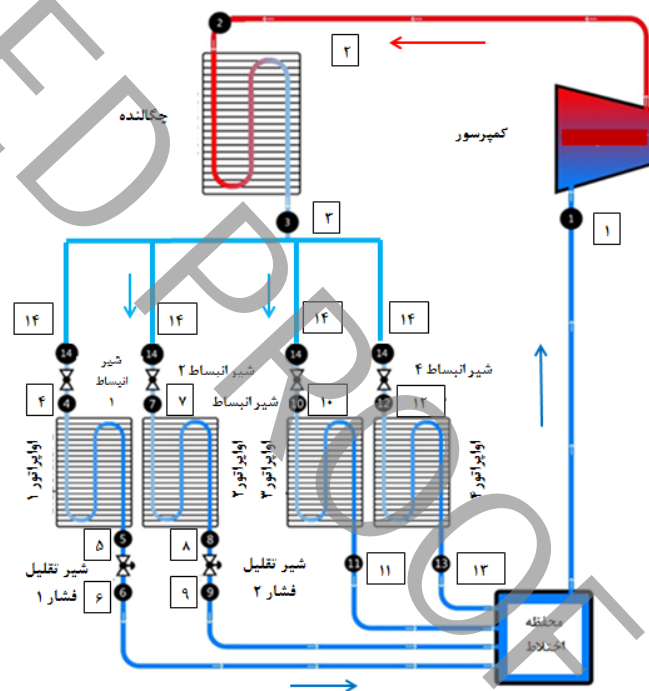
- از افت فشار مبرد در لوله‌ها و داخل اواپراتورها و چگالنده صرف نظر شده است اما افت فشار هوا در عبور از روی اواپراتورها و چگالنده در نظر گرفته شده است.
- از انرژی پتانسیل و جنبشی در محاسبات صرف نظر شده است.
- فرایند انبساط در شیرهای انبساط آنتالپی ثابت (آیزنتالپیک) در نظر گرفته شده است.

با توجه به فرضیات فوق، نرخ جریان جرمی هر تبخیرکننده را می‌توان

دور موتور کمپرسور، مبرد لازم برای این دو اواپراتور را در سیستم به گردش در می‌آورد. لذا در مقاله حاضر در ابتدا با بهره گیری از یک کد محاسباتی سیستم در حالت چهار اواپراتور بررسی شده است و سپس جهت بررسی حالت دوم (سیستم دو اواپراتور) با ثابت در نظر گرفتن شرایط عملکردی سیستم با کار یاتانابا و همکاران [۲۰]، از نتایج به دست آمده در این مرجع جهت بررسی و مقایسه عملکرد اجزای مختلف سیستم از دید قانون دوم ترمودینامیک، پرداخته شده است. همچنین در کار حاضر پس از بررسی عملکرد سیستم در دو حالت ذکر شده با در نظر گرفتن افت فشار در اواپراتور و چگالنده، سطح حرارتی لازم هر مبدل به همراه توان لازم هر فن محاسبه می‌گردد. در نهایت با در نظر گرفتن روابط اقتصادی مقایسه ترمودینامیکی- اقتصادی برای سه مبرد مختلف روی سیستم مورد نظر انجام می‌گردد.

۲- بیان مساله

در برخی سیستم‌های برودتی، یک واحد چگالنده مرتبط با اواپراتورهای دو یا چند گانه به کار رفته است. این نوع از سیستم‌های برودتی عمدتاً برای سیستم‌های تجاری مانند سوپر مارکت ها، هتل‌ها، رستوران‌ها و صنایع غذایی به کار می‌رود. اواپراتورها بسته به مقادیر مختلف بارهای سرمایه‌ی، ممکن است دماهای یکسان یا متفاوتی داشته باشند. اگر دو یا چند درجه حرارت تبخیر مورد نیاز باشد، بایستی از شیرهای فشار شکن در خروجی اواپراتورهای با دمای بالاتر استفاده شود. همان طور که در شکل ۱ نشان داده شده است، سیستم برودتی مورد مطالعه یک سیستم تبرید تراکمی متشکل از چهار اواپراتور با ظرفیت سرمایه‌ی متفاوت می‌باشد که دو به دو اواپراتورها



شکل ۱: شماتیک چرخه تبرید تراکمی جریان مبرد متغیر (نمونه موردی)

- 1 Evaporator Pressure Regulator (EPR)
- 2 Mixing Chamber (MC)

جدول ۱ داده‌های سیستم جریان مبرد متغیر با اواپراتور چهارگانه برای یک نمونه موردی

مقدار	پارامتر
$\dot{Q}_1 = 10 \text{ kW}$	ظرفیت سرمایشی اواپراتور ۱
$\dot{Q}_2 = 8 \text{ kW}$	ظرفیت سرمایشی اواپراتور ۲
$\dot{Q}_3 = 15 \text{ kW}$	ظرفیت سرمایشی اواپراتور ۳
$\dot{Q}_4 = 12 \text{ kW}$	ظرفیت سرمایشی اواپراتور ۴
$T_4 = -5^\circ\text{C}$	دمای تبخیر اواپراتور ۱
$T_7 = -5^\circ\text{C}$	دمای تبخیر اواپراتور ۲
$T_{10} = -18^\circ\text{C}$	دمای تبخیر اواپراتور ۳
$T_{12} = -18^\circ\text{C}$	دمای تبخیر اواپراتور ۴
$T = 25^\circ\text{C}$	دمای سیال خنک کننده چگالنده
$T_0 = 25^\circ\text{C}$	دمای مرجع
$P_0 = 100 \text{ kPa}$	فشار مرجع
$T_3 = 40^\circ\text{C}$	دمای تقطیر در چگالنده
$\eta_{comp} = 0.75$	کارایی آیزنتروپیک کمپرسور
$T_{14} = 35^\circ\text{C}$	دمای مبرد خروجی چگالنده ^۱

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{E}_{out}}{\dot{E}_{in}} = 1 - \frac{\dot{E}_{dest}}{\dot{E}_{in}} \quad (10)$$

که در آن η_{ex} راندمان انرژی چرخه می‌باشد. قدرت مورد نیاز برای چرخه یا همان \dot{W} نیز به صورت رابطه زیر نوشته می‌شود:

$$\dot{W} = \dot{W}_{comp} = \dot{m}_{total} (h_2 - h_1) \quad (11)$$

با جایگذاری روابط مربوط به انرژی هر یک از اجزای سیستم جریان مبرد متغیر، میزان تخریب انرژی و راندمان دوم هر جز از سیستم مطابق روابط (۱۲) تا (۱۷) محاسبه می‌شود [۲۱]:

- کمپرسور:

با استفاده از تعادل انرژی برای تبخیرکننده‌های ۱، ۲، ۳ و ۴ به ترتیب به صورت روابط (۱) تا (۴) به دست آورد [۲۰]:

$$\dot{m}_1 = \frac{\dot{Q}_1}{h_5 - h_4} \quad (1)$$

$$\dot{m}_2 = \frac{\dot{Q}_2}{h_8 - h_7} \quad (2)$$

$$\dot{m}_3 = \frac{\dot{Q}_3}{h_{11} - h_{10}} \quad (3)$$

$$\dot{m}_4 = \frac{\dot{Q}_4}{h_{13} - h_{12}} \quad (4)$$

دبی جرمی کلی سیستم را می‌توان به صورت رابطه (۵) نوشت:

$$\dot{m}_{total} = \dot{m}_1 + \dot{m}_2 + \dot{m}_3 + \dot{m}_4 \quad (5)$$

ضریب عملکرد سیستم جریان مبرد متغیر را می‌توان به صورت رابطه (۶) محاسبه کرد:

$$COP = \frac{(\dot{Q}_1 + \dot{Q}_2 + \dot{Q}_3 + \dot{Q}_4)}{\dot{W}_{comp}} \quad (6)$$

رابطه تعادل کلی انرژی زیر نوشته می‌شود:

$$\dot{E}_{dest} = \dot{E}_{in} - \dot{E}_{out} \quad (7)$$

صورت دیگر معادله فوق به شکل زیر می‌باشد [۲۱]:

$$\sum_{in} \dot{m}_r e - \sum_{out} \dot{m}_r e + \sum_{in} \left[\dot{Q} \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) \right] - \sum_{out} \left[\dot{Q} \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) \right] + \sum \dot{W}_{in} - \sum \dot{W}_{out} = \dot{E}_{dest} \quad (8)$$

که در آن e و \dot{m}_r به ترتیب دبی جرمی مبرد و انرژی خاص هستند و \dot{Q} میزان انتقال گرمای عبوری از مرز حجم کنترل با دمای T و \dot{W} میزان توان می‌باشد.

انرژی پتانسیل و جنبشی ناچیز در نظر گرفته می‌شوند چرا که افزایش و تغییرات سرعت، ناچیز است. از تغییر انرژی شیمیایی چشم پوشی شده است و تنها انرژی فیزیکی در سیستم مورد توجه قرار گرفته است. انرژی خاص مایع مبرد در گردش سیستم برودتی می‌تواند به صورت رابطه (۹) تعریف شود:

$$e = (h - T_0 s) - (h_0 - T_0 s_0) \quad (9)$$

که در آن h_0 و s_0 ، مقادیر آنتالپی و آنتروپی حالت مرجع در فشار و دمای محیط می‌باشند. همچنین راندمان انرژی سیستم جریان مبرد متغیر به صورت رابطه (۱۰) تعریف می‌شود [۲۱]:

1 Subcooling Temperature

۳-۲- طراحی چگالنده و اواپراتورهای سیستم

از آنجایی که سطح حرارتی چگالنده و اواپراتورهای سیستم و افت فشار عواملی هستند که بر هزینه‌ی کل سالیانه سیستم تأثیر می‌گذارند، لذا طراحی این مبدل‌ها در آنالیز ترمودینامیکی- اقتصادی امری ضروری است. سیکل جریان مبرد متغیر مورد نظر شامل یک چگالنده هوایی و چهار اواپراتور از نوع کولرهای هوایی می‌باشد. به منظور طراحی این مبدل‌ها پارامترهایی از قبیل قطر لوله، تعداد ردیف لوله‌ها ثابت در نظر گرفته می‌شود که مقادیر آن‌ها در جدول ۲ نشان داده شده است. چگالنده و اواپراتور‌ها با استفاده از کتابخانه نرم افزار EES انتخاب شده‌اند. چگالنده از نوع هوا خنک شو fc_tubes_SCF-۱۰۸۸-۱۰۷J در نظر گرفته شده است و تبخیر کننده‌ها از نوع کولر هوایی fc_tubes_SCF-۷۰-۵۸J می‌باشند. تعدادی از پارامترهای مربوط به جدول ۲ از قبیل دبی حجمی هوای عبوری از روی مبدل نیز بر اساس داده‌های معرفی شده در جدول ۱ و با استفاده از کاتالوگ شرکت‌های ایرانی سازنده چگالنده و اواپراتور هوایی، جهت تأمین بار سرمایشی مورد نیاز برداشت شده است. از آنجا که ضرایب انتقال حرارت دو فاز تابعی از کیفیت مبرد می‌باشد لذا مبدل‌ها در بازه‌ای با کیفیت ۰/۱ طراحی شده‌اند که در این بازه ضریب انتقال حرارت دو فاز ثابت فرض می‌شود. در نهایت مساحت لازم برای هر مبدل طراحی شده در این بازه از رابطه (۱۸) به دست می‌آید [۲۲]:

$$A_o = \frac{\dot{Q}}{U_0 \Delta T_{LMTD}} \quad (18)$$

در رابطه بالا U_0 ضریب انتقال حرارت کلی بر اساس سطح خارجی مبدل می‌باشد که از رابطه زیر به دست می‌آید:

$$U_0 = \left(\frac{A_o}{A_i} \frac{1}{hi} + A_o R_w + \frac{1}{h_o} \right) \quad (19)$$

ضریب انتقال حرارت جابجایی هوا بر روی دسته لوله‌های چگالنده و اواپراتور (h_o) از رابطه زیر به دست می‌آید [۲۲]:

$$h_o = 0.14 \text{Re}^{-0.328} \left(\frac{P_t}{P_l} \right)^{-0.502} \left(\frac{b}{d_o} \right) \times G.C_p \text{Pr}^{-\frac{2}{3}} \quad (20)$$

که در رابطه بالا P_t گام عرضی، P_l گام طولی، G سرعت جرم هوا بر روی دسته لوله‌ها و b چگالی فین و d_o قطر خارجی مبدل می‌باشند. ضریب انتقال حرارت تقطیر داخل لوله (h_i) از رابطه‌ی باترورس به دست می‌آید [۲۳]:

$$h_i = 0.728 \left[1 + \frac{(1-x) \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{\frac{3}{4}}}{x} \right] \times \left[\frac{K_L^3 \rho_L (\rho_L - \rho_g) g h'_{fg}}{\mu_L d_i (T_{sat} - T_w)} \right]^{\frac{1}{4}} \quad (21)$$

$$\begin{aligned} \dot{E}_{dest,comp} &= \dot{E}_1 - \dot{E}_2 + \dot{W}_{in} \\ &= \dot{m}_{total} (T_0 (s_2 - s_1)) \end{aligned} \quad (12)$$

$$\eta_{ex,comp} = 1 - \frac{\dot{E}_{dest,comp}}{\dot{W}_{in}}$$

- چگالنده:

$$\begin{aligned} \dot{E}_{dest,con} &= \dot{E}_2 - \dot{E}_3 = \\ &= \dot{m}_{total} (h_2 - T_0 s_2) - \dot{m}_{total} (h_3 - T_0 s_3) \end{aligned} \quad (13)$$

$$\eta_{ex,con} = 1 - \frac{\dot{E}_{dest,con}}{\dot{E}_2 - \dot{E}_3}$$

- شیرهای انبساط:

$$\begin{aligned} \dot{E}_{dest,Ex i} &= \dot{E}_{in} - \dot{E}_{out} = \dot{m}_i T_0 (s_{out} - s_{in}) \\ \eta_{ex,Ex i} &= \frac{\dot{E}_{out}}{\dot{E}_{in}} = \frac{(h_{out} - h_0) - T_0 (s_{out} - s_0)}{(h_{in} - h_0) - T_0 (s_{in} - s_0)}, \quad i = 1, 2, 3, 4 \end{aligned} \quad (14)$$

- شیرهای تقلیل فشار اواپراتور:

$$\begin{aligned} \dot{E}_{dest,EPR i} &= \dot{E}_{in} - \dot{E}_{out} = \\ &= \dot{m}_i (h_{in} - T_0 s_{in}) - \dot{m}_i (h_{out} - T_0 s_{out}) \\ \eta_{ex,EPR i} &= \frac{\dot{E}_{out}}{\dot{E}_{in}} = \frac{(h_{out} - h_0) - T_0 (s_{out} - s_0)}{(h_{in} - h_0) - T_0 (s_{in} - s_0)}, \quad i = 1, 2 \end{aligned} \quad (15)$$

- اواپراتورها:

$$\begin{aligned} \dot{E}_{dest,Eva i} &= \dot{E}_{in} - \dot{E}_{out} + \dot{Q}_L \left(1 - \frac{T_0}{T_L} \right) = \\ &= \dot{m}_i (h_{in} - T_0 s_{in}) - \dot{m}_i (h_{out} - T_0 s_{out}) + \dot{Q}_L \left(1 - \frac{T_0}{T_{out}} \right) \end{aligned} \quad (16)$$

$$\eta_{ex,Eva i} = 1 - \frac{\dot{E}_{dest,Eva i}}{\dot{E}_{in} - \dot{E}_{out}}, \quad i = 1, 2, 3, 4$$

تخریب اکزرژی و راندمان محفظه اختلاط:

$$\begin{aligned} \dot{E}_{dest,mc} &= [m_{total} s_1 - (m_1 s_6 + m_2 s_9 + m_3 s_{11} + m_4 s_{13})] T_0 \\ \eta_{ex,mc} &= 1 - \frac{\dot{E}_{dest,mc}}{[m_{total} s_1 - (m_1 s_6 + m_2 s_9 + m_3 s_{11} + m_4 s_{13})] T_0} \end{aligned} \quad (17)$$

$$h_{nb} = 0.00122 \left[\frac{K_L^{0.79} C_{p,L}^{0.45} \rho_L^{0.49}}{\sigma^{0.5} \mu_L^{0.29} h_{fg}^{0.24} \rho_g^{0.24}} \right] \times (T_w - T_{sat})^{0.24} \left[(T_w - T_{sat}) h_{fg} \frac{\rho_g}{T_{sat}} \right]^{0.75} s' \quad (25)$$

و s' به صورت رابطه‌ی زیر تعریف می‌شود:

$$S' = \frac{1}{1 + 2.53 \times 10^{-6} (Re_{TP})^{1.17}} \quad (26)$$

در روابط بالا σ کشش سطحی و Re_{TP} عدد رینولدز دو فاز می‌باشد که از رابطه زیر به دست می‌آید:

$$Re_{TP} = \frac{G d_i}{\mu_L} (1-x) F^{1.25} \quad (27)$$

در نهایت افت فشار سمت هوا برای اوابراتورها و چگالنده از رابطه زیر به دست می‌آید [۲۵]:

$$\Delta P = \frac{G^2}{2\rho_i} \left[f \frac{A_o \rho_i}{A_{c,o} \rho_m} + \left[1 + \left(\frac{A_{c,o}}{A_{f,i}} \right)^2 \right] \left(\frac{\rho_i}{\rho_o} - 1 \right) \right] \quad (28)$$

جدول ۲: پارامترهای ورودی جهت طراحی اوابراتور و چگالنده نمونه موردی بر اساس اطلاعات مندرج در کاتالوگ شرکت‌های سازنده مبدل حرارتی [۲۸]

پارامترهای ورودی	نماد	چگالنده	اوابراتور ۱	اوابراتور ۲	اوابراتور ۳	اوابراتور ۴
قطر خارجی	d_o (m)	۰/۲۶۰۱	۰/۱۶۳۸	۰/۱۶۳۸	۰/۱۶۳۸	۰/۱۶۳۸
ضخامت لوله	t (mm)	۰/۸۸۹	۰/۸۸۹	۰/۸۸۹	۰/۸۸۹	۰/۸۸۹
قطر داخلی	$d_i = d_o - 2t$ (m)	۰/۲۴۲۳	۰/۱۴۴۶	۰/۱۴۴۶	۰/۱۴۴۶	۰/۱۴۴۶
ضخامت فین	v (m)	۰/۰۰۰۲۵	۰/۰۰۰۲۵	۰/۰۰۰۲۵	۰/۰۰۰۲۵	۰/۰۰۰۲۵
چگالی فین	b (Fpm)	۰/۰۰۳۳	۰/۰۰۲۲	۰/۰۰۲۲	۰/۰۰۲۲	۰/۰۰۲۲
گام طولی لوله‌ها	P_l (m)	۰/۰۴۹۷	۰/۰۴۹۷	۰/۰۴۹۷	۰/۰۴۹۷	۰/۰۴۹۷
گام عرضی لوله‌ها	P_t (m)	۰/۰۵۷	۰/۰۵۷	۰/۰۵۷	۰/۰۵۷	۰/۰۵۷
تعداد ردیف لوله‌ها	N	۶	۶	۶	۶	۶
دبی هوا	q (m ³ s ⁻¹)	۱/۴	۰/۴۵	۰/۴۵	۰/۴۵	۰/۴۵
چگالی هوا	ρ (kg m ⁻³)	۱/۱۶۹	۱/۱۶۹	۱/۱۶۹	۱/۱۶۹	۱/۱۶۹
دبی جرمی هوا	$\dot{m} = q \times \rho$	۱/۶۲۵	۰/۵۲۲۳	۰/۵۲۲۳	۰/۵۲۲۳	۰/۵۲۲۳
پرانتل هوا	Pr	۰/۷۰۷۶	۰/۷۰۷۶	۰/۷۰۷۶	۰/۷۰۷۶	۰/۷۰۷۶
ویسکوزیته هوا	μ (kg m ⁻¹ .s ⁻¹)	۰/۰۰۰۱۸۴۷	۰/۰۰۰۱۸۴۷	۰/۰۰۰۱۸۴۷	۰/۰۰۰۱۸۴۷	۰/۰۰۰۱۸۴۷
گرمای ویژه در فشار ثابت	C_p (kJ kg ⁻¹ .K ⁻¹)	۱/۰۰۷	۱/۰۰۷	۱/۰۰۷	۱/۰۰۷	۱/۰۰۷
مقدار گرمای جذب شده	\dot{Q} (kW)	۶۰/۱۹	۱۰	۸	۱۵	۱۲
جنس لوله	-	مس	مس	مس	مس	مس

جدول ۳: پارامترهای لازم جهت تحلیل ترموآکونومیک سیکل جریان مبرد متغیر مورد مطالعه

پارامتر	نماد	مقدار
تعداد ساعات کارکرد در سال	H (hr/year)	۶۷۵۰
تعداد سالهای عملکرد سیستم	n (year)	۱۵
نرخ بهره سالیانه	i (%)	۰/۱۴
ضریب بازایست سرمایه	CRF	۰/۱۶۲۸
قیمت الکتریسیته	C_{el} (\$/kWh)	۰/۰۷

همچنین از هزینه سرمایه گذاری شیرهای انبساط در تابع هدف صرف نظر شده است. به منظور تخمین هزینه سرمایه گذاری یا خرید تجهیزات سیستم می توان از روابط (۳۲) بهره جست. قابل ذکر است که روابط زیر برای کمپرسور اسکرول و اواپراتور های هوایی و چگالنده هوا خنک شو داده شده است [۲۶ و ۲۷]:

$$\begin{aligned} \dot{Z}_{comp} &= 9624.2 \dot{W}_{comp}^{0.46} \\ \dot{Z}_{cond} &= 1397 A_{o,cond}^{0.89} + 629.05 \dot{W}_{fan,cond}^{0.76} \\ \dot{Z}_{Eva1} &= 1397 A_{o,Eva1}^{0.89} + 629.05 \dot{W}_{fan,Eva1}^{0.76} \\ \dot{Z}_{Eva2} &= 1397 A_{o,Eva2}^{0.89} + 629.05 \dot{W}_{fan,Eva2}^{0.76} \\ \dot{Z}_{Eva3} &= 1397 A_{o,Eva3}^{0.89} + 629.05 \dot{W}_{fan,Eva3}^{0.76} \\ \dot{Z}_{Eva4} &= 1397 A_{o,Eva4}^{0.89} + 629.05 \dot{W}_{fan,Eva4}^{0.76} \end{aligned} \quad (32)$$

در روابط بالا \dot{Z}_{Eva4} , \dot{Z}_{Eva3} , \dot{Z}_{Eva2} , \dot{Z}_{Eva1} , \dot{Z}_{con} , \dot{Z}_{comp} به ترتیب هزینه خرید کمپرسور، چگالنده و اواپراتورها در واحد دلار می باشند. با تکمیل شدن روابط حاکم بر مساله، یک کد محاسباتی در نرم افزار محاسباتی EES-۹/۴۷۸ برای تحلیل انرژی و ترموآکونومیک تمامی اجزای سیستم به کار گرفته شده و از پایگاه داده های نرم افزار در محاسبه مشخصات ترمودینامیکی مبردها استفاده شده است. روند حل مساله در نمودار گردش شکل ۲ نشان داده شده است.

۴- نتایج و بحث

یک مطالعه عددی بر اساس تحلیل انرژی سیستم جریان مبرد متغیر با اواپراتورهای چهارگانه جهت بررسی اثر دمای تخریب و تقطیر بر مقدار انرژی تخریب شده اجزای سیستم و همچنین تحلیل ترمودینامیکی- اقتصادی برای مبردهای مختلف R۵۰۲ و R۱۲۳۴ze و R۱۳۴a ارائه شده است. به منظور تعیین دقت محاسبات

در رابطه فوق، ضریب اصطکاک از رابطه (۲۹) به دست می آید:

$$f = 0.1243 \text{Re}^{-0.2095} \quad (29)$$

که ρ_m , ρ_o , ρ_i به ترتیب مقادیر چگالی هوا در ورود، خروج و متوسط می باشند.

۳-۳- تحلیل ترموآکونومیک سیکل جریان مبرد متغیر

ترموآکونومیک روشی است که مفهوم انرژی را با بخشی از اقتصاد که به آن متعلق است، ترکیب می کند. هدف از تحلیل ترموآکونومیک دستیابی به یک تعادل بین مخارج ناشی از هزینه های سرمایه گذاری اولیه و هزینه های انرژی ورودی در یک سیستم است. به عبارت دیگر در این روش هدف کمینه سازی هزینه واحد محصول برای یک محصول خروجی ثابت یا بیشینه سازی محصول خروجی به ازای هزینه کل ثابت می باشد. با توجه به مطالب مذکور تابع هدف ترموآکونومیک شامل هزینه های مربوط به انرژی ورودی و هزینه های سرمایه گذاری سیستم در واحد پول است. تابع هزینه سالیانه کل سیستم به صورت رابطه زیر بیان می گردد [۲۶]:

$$\begin{aligned} C_{total} &= \left[\dot{Z}_{comp} + \dot{Z}_{con} + \dot{Z}_{Eva1} + \dot{Z}_{Eva2} + \dot{Z}_{Eva3} + \dot{Z}_{Eva4} \right] \cdot CRF + \\ C_{el} \cdot H & \left[\dot{W}_{comp} + \dot{W}_{fan,cond} + \dot{W}_{fan,Eva1} + \dot{W}_{fan,Eva2} + \dot{W}_{fan,Eva3} + \dot{W}_{fan,Eva4} \right] \end{aligned} \quad (30)$$

که در رابطه ی بالا C_{el} هزینه الکتریسیته بر حسب \$/kWh، H تعداد ساعات کارکرد سیستم در طول یک سال و CRF ضریب بازایست سرمایه می باشند. به طور کلی برای سیستم های انرژی با سرمایه گذاری اولیه و هزینه های عملکرد و نگهداری در طی طول عمرشان، محاسبه هزینه چرخه عمر سیستم، روشی مناسب است. در اقتصاد مهندسی، بازه زمانی برای چنین هدفی معمولاً یک سال انتخاب می شود. به منظور تعیین هزینه سرمایه گذاری در یک سال از ضریب بازایست سرمایه استفاده می شود که از رابطه زیر به دست می آید [۲۶]:

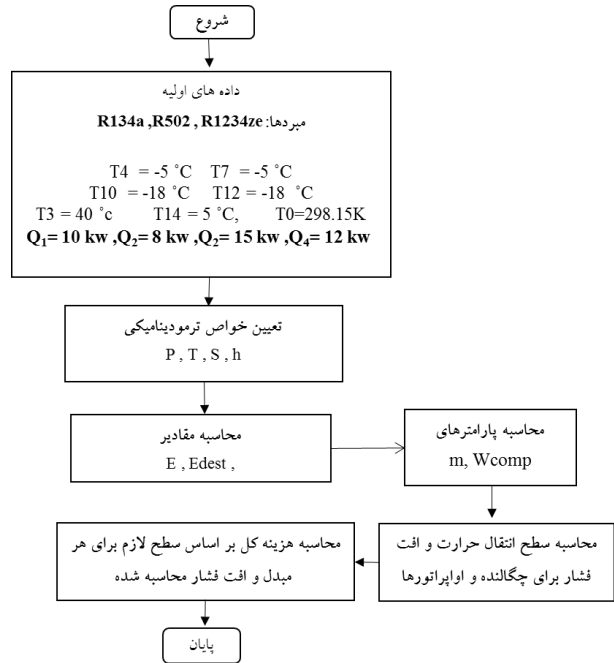
$$CRF = \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \quad (31)$$

در رابطه (۳۱) i ، نرخ بهره سالیانه و n ، تعداد سال های عملکرد سیستم می باشند. پارامترهای اقتصادی که در این مقاله در نظر گرفته شده اند، در جدول ۳ آمده است. مقادیر داده شده در این جدول بر اساس نیاز سیستم سرمایشی مورد نظر و همچنین اطلاعات اقتصادی بانک مرکزی ایران و ترانزنامه انرژی کشور در سال ۱۳۹۶ در نظر گرفته شده است.

راندمان انرژی افزایش پیدا می‌کند.

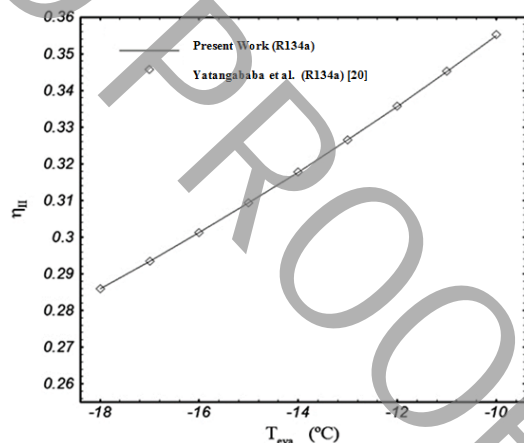
دیگرام‌های فشار-انتالپی سیکل برای مبردهای $R502$ و $R1234ze$ و $R134a$ ، در شکل ۴ نشان داده شده است. دمای تبخیر در اواپراتورهای اول و دوم -5 درجه سانتی‌گراد، و دمای تبخیر در اواپراتورهای سوم و چهارم، -18 درجه سانتی‌گراد و چگالنده 40 درجه سانتی‌گراد در نظر گرفته شده است. همچنین برای مبرد مایع 5 درجه سانتی‌گراد مادون سرد شدن بعد از چگالنده در نظر گرفته شده است. با توجه به مقادیر داده‌های سیستم در جدول ۱ از شکل ۵ مشاهده می‌شود که ضریب عملکرد سیستم، نسبت به دمای تبخیر در اواپراتور اول و دوم برای مبردهای $R134a$ و $R502$ و $R1234ze$ ثابت و به ترتیب برابر با $2/565$ ، $2/4$ و $2/55$ است. همچنین مشاهده می‌شود اثر افزایش دمای تبخیر در اواپراتورهای با دمای تبخیر پایین‌تر (اواپراتورهای سوم و چهارم) روی ضریب عملکرد سیستم، بسیار بیشتر و افزایشی می‌باشد. مشاهده می‌گردد مقدار ضریب عملکرد برای مبردهای $R134a$ و $R1234ze$ ، در دماهای تبخیر مختلف، به میزان 6% بیشتر از ضریب عملکرد برای مبرد $R502$ می‌باشد.

ضریب عملکرد برای سیستم جریان مبرد متغیر به عنوان تابعی از دمای تقطیر برای مبردهای $R134a$ و $R502$ و $R1234ze$ در شکل ۶ نشان داده شده است. همان‌طور که انتظار می‌رفت، ضریب عملکرد با افزایش دمای محیط بیرون کاهش می‌یابد و افزایش دمای تقطیر، کارایی چگالنده و میزان حذف گرما به محیط را کاهش می‌دهد. بنابراین، سیستم باید کار بیشتری انجام دهد تا با افزایش نرخ جریان جرمی مبرد همان دما را حفظ کند. این اثر، سبب کاهش ضریب عملکرد برای سیستم جریان مبرد متغیر می‌شود. در بین مبردهای در نظر گرفته شده مبرد $R134a$ بیشترین ضریب عملکرد را نشان می‌دهد. ضریب عملکرد سیستم جریان مبرد متغیر برای مبردهای $R1234ze$ و $R134a$ تقریباً دارای مقدار یکسانی است و 7% بیشتر از مبرد $R502$ می‌باشد. اگر معیار زیست محیطی مد نظر در نظر گرفته شود، بهترین مبرد برای سیستم مورد مطالعه مبرد $R1234ze$ است که دارای اثر گلخانه‌ای 200 برابر کمتر از $R134a$ می‌باشد. شکل ۷ اثر ظرفیت سرمایشی اواپراتور بر نرخ کار کمپرسور را برای سه مبرد $R1234ze$ ، $R134a$ و $R502$ نشان می‌دهد. شرایط دیگر برابر با شرایط پایه در نظر گرفته شده‌اند. شکل ۷ نشان می‌دهد که با افزایش ظرفیت سرمایشی سیستم، نرخ کار کمپرسور افزایش می‌یابد. دلیل این افزایش آن است که افزایش ظرفیت سرمایشی، نرخ جریان جرمی کل سیستم را افزایش می‌دهد. بنابراین، کمپرسور باید کار بیشتری انجام دهد تا شرایط دیگر را ثابت نگه دارد. شکل ۷ همچنین نشان می‌دهد که در شرایط یکسان سیستم جریان مبرد متغیر با $R134a$ از توان کمپرسور کمتری نسبت به سیستم جریان مبرد متغیر با $R502$ و $R1234ze$ بهره می‌برد. مشاهده می‌شود در ظرفیت سرمایشی 15 کیلو وات مورد نیاز برای مبردهای $R1234ze$ و $R134a$ تقریباً 8% کمتر از توان لازم برای

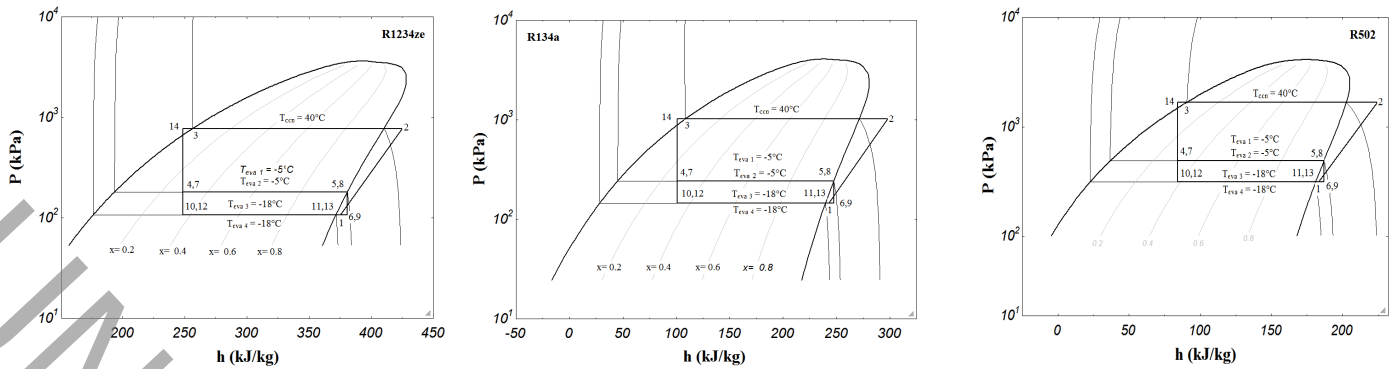


شکل ۲: نمودار گردش مراحل حل مساله

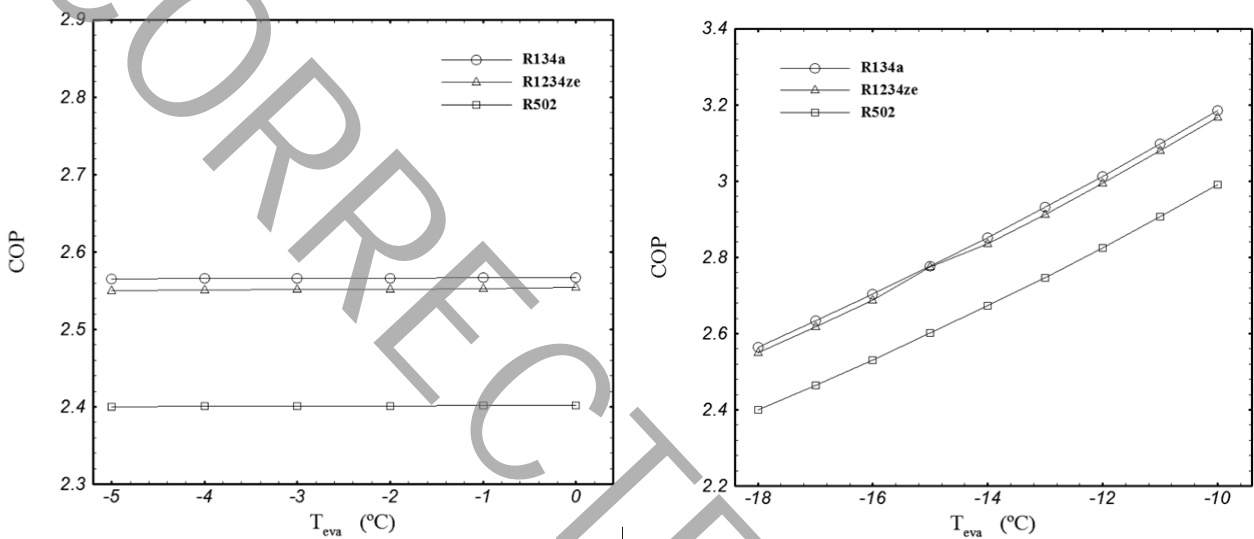
شبیه‌سازی، نتایج به دست آمده با نتایج به دست آمده توسط یاتانابا و همکاران [۲۰] در سال ۲۰۱۵ مقایسه شده است. در مطالعه آن‌ها تحلیل انرژی یک سیستم جریان مبرد متغیر دو اواپراتوری که از گازهای $R1234yf$ و $R1234ze$ و $R134a$ به عنوان مبرد استفاده شده، به طور عددی بررسی گردیده است. شکل ۳ مقایسه نتایج عددی ارائه شده در پژوهش یاتانابا و همکاران با نتایج مدل سازی مطالعه حاضر را نشان می‌دهد. از شکل ۳ مشاهده می‌گردد، خطای نسبی بسیار ناچیز و در حد 0.01 می‌باشد. همان‌طور که در شکل ۳ مشاهده می‌شود راندمان انرژی با افزایش دمای تبخیر افزایش می‌یابد. افزایش راندمان انرژی وابسته به مقدار دمای تبخیر، در تبخیر کننده است و با افزایش دمای تبخیر کننده



شکل ۳: تغییرات راندمان انرژی در مقابل دمای تبخیر به منظور صحت سنجی محاسبات انجام شده در کار حاضر



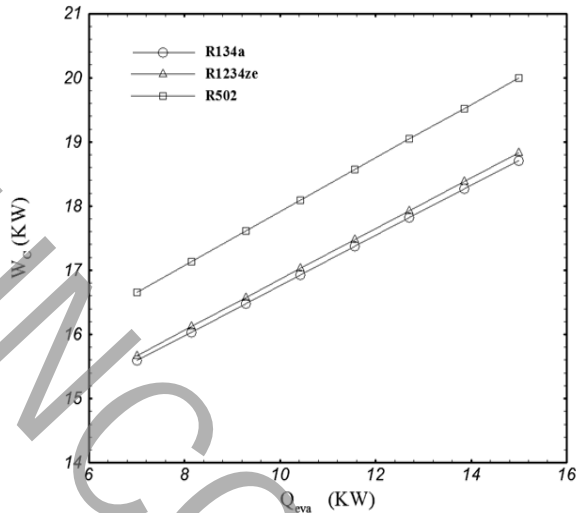
شکل ۴: دیاگرام فشار آنتالپی (P-h) برای مبردهای R134a و R1234ze، R502



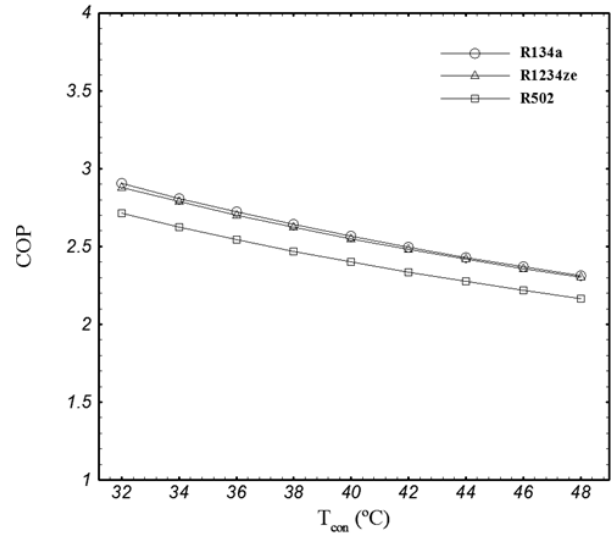
شکل ۵: اثر دمای تبخیر بر ضریب عملکرد سیستم برای مبردهای R134a و R1234ze، R502، اواپراتور ۱ و ۲ (سمت چپ)، اواپراتور ۳ و ۴ (سمت راست)

راندمان آگرژی سیستم جریان مبرد متغیر مورد مطالعه به عنوان تابعی از دمای تبخیر کننده و دمای چگالنده به ترتیب در شکل‌های ۹ و ۱۰ نشان داده شده است. مشاهده می‌گردد راندمان آگرژی تحت تأثیر دمای تبخیر کننده اول و دوم قرار ندارد در حالی که با افزایش دمای اواپراتور سوم و چهارم، راندمان آگرژی نیز به شدت افزایش می‌یابد. نشان داده می‌شود که در اثر افزایش دمای تبخیر از -18 تا -10 درجه سانتیگراد راندمان آگرژی برای کلیه مبردها بیش از ۳۰٪ افزایش می‌یابد. همچنین مشاهده می‌گردد به طور معکوس، راندمان آگرژی با افزایش میزان دمای تقطیر، کاهش می‌یابد. در بین مبردهای در نظر گرفته شده، گاز R1234ze و R134a به میزان ۷٪ راندمان آگرژی را بیشتر نشان می‌دهند. جدول ۴ مقادیر آگرژی تخریب شده و راندمان دوم اجزای مختلف سیستم تبرید مورد مطالعه را برای مبردهای R502، R1234ze و R134a را برای شرایط عملیاتی متفاوت در دو حالت (الف) سیستم با چهار اواپراتور و (ب) عملکرد سیستم با دو اواپراتور را نشان می‌دهد.

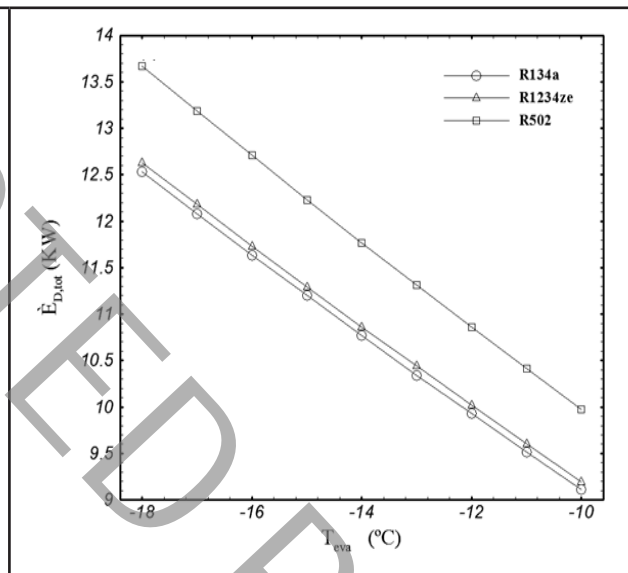
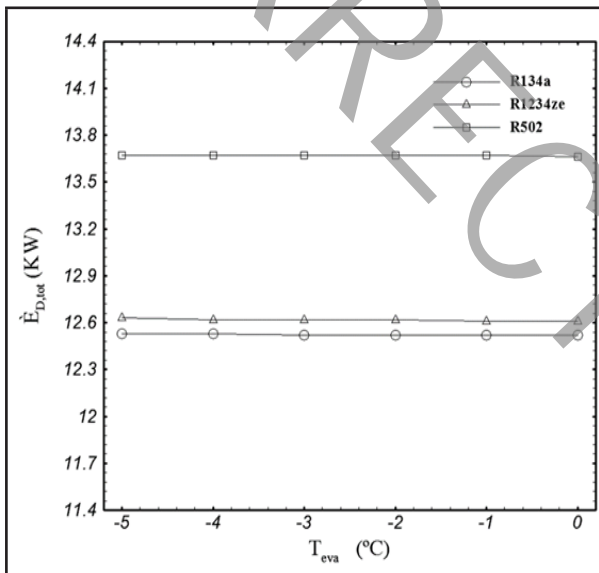
مبرد R502 می‌باشد. تخریب آگرژی در سیستم جریان مبرد متغیر با تبخیر کننده‌های چهار گانه برای مبردهای R502، R1234ze و R134a در شکل ۸ نشان داده شده است. دمای تقطیر در تمام حالات برابر ۴۰ درجه سانتیگراد ثابت نگه داشته شده است. مهم‌ترین عاملی که بر میزان تخریب آگرژی در تبخیر کننده‌ها اثر دارد افزایش آنتروپی است. همان‌طور که دمای اواپراتور افزایش می‌یابد، جریان آنتروپی در تبخیر کننده‌ها برای مبرد مورد نظر کاهش می‌یابد. لذا با افزایش دمای تبخیر، تخریب آگرژی در اواپراتور نیز کاهش می‌یابد. از نمودارهای شکل ۸ آشکار است که تأثیر دمای تبخیر کننده‌های اول و دوم بر میزان کلی تخریب آگرژی قابل اغماض است در صورتی که این موضوع برای تبخیر کننده‌های سوم و چهارم در گستره دمایی مورد مطالعه قابل ملاحظه می‌باشد. از تحلیل آگرژی مشاهده می‌شود که پایین‌ترین میزان تخریب آگرژی با استفاده از مبرد R134a به دست می‌آید در حالی که بالاترین میزان تخریب آگرژی نتیجه استفاده از مبرد R502 است که به میزان ۱۲٪ بیشتر می‌باشد.



شکل ۷: اثر ظرفیت سرمایشی اواپراتور بر نرخ کار کمپرسور برای مبرد های R134a و R1234ze و R502



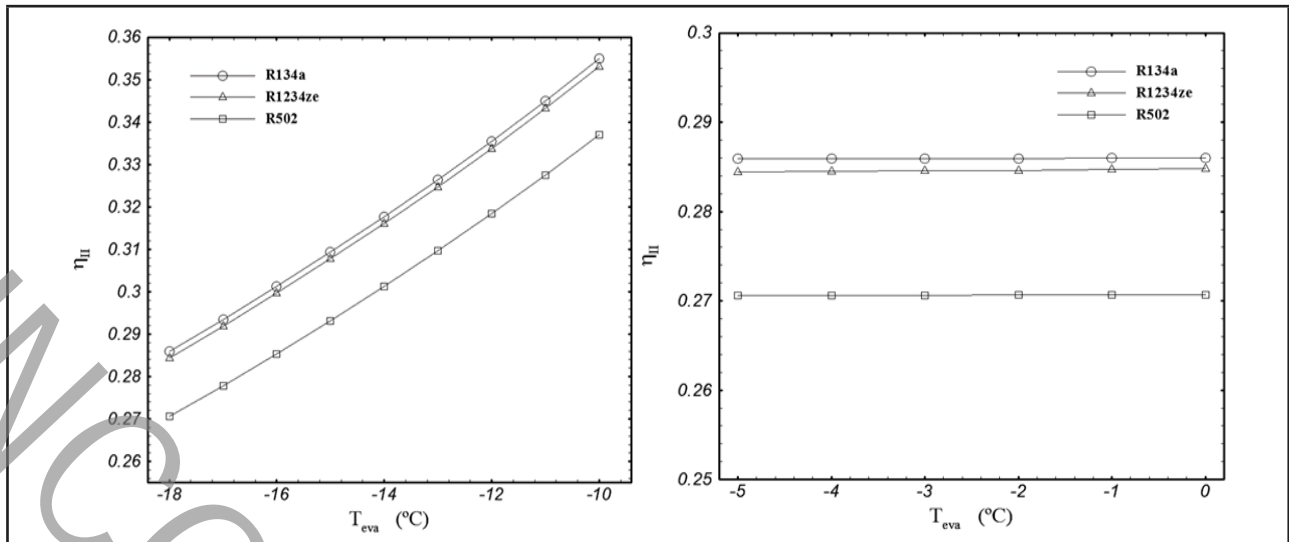
شکل ۶: اثر دمای چگالنده بر ضریب عملکرد سیستم برای مبرد های R134a و R1234ze و R502



شکل ۸: میزان تخریب کل اگزرژی در مقابل دمای تبخیر کننده برای مبرد های R134a و R1234ze و R502 (سمت چپ)، اواپراتور ۱ و ۲ (سمت چپ)، اواپراتور ۳ و ۴ (سمت راست)

از نتایج به دست آمده در جدول ۴ (الف) مشاهده می گردد بیشینه میزان تخریب اگزرژی در کمپرسور اتفاق می افتد در حالی که کمترین میزان تخریب اگزرژی برای همه مبردهای مورد نظر در محفظه اختلاط رخ می دهد. جدول ۴ (الف) نشان می دهد که مقدار تخریب اگزرژی در کمپرسور در دمای مرجع، از ۳/۹۴۷ کیلو وات برای مبرد R134a تا ۴/۲۲۱ کیلو وات برای مبرد R502 (به میزان ۷٪) افزایش یافته است. میزان تخریب اگزرژی در چگالنده در رده دوم برای همه ی مبرد ها محاسبه شده است. نشان داده می شود میزان تخریب اگزرژی در چگالنده از ۲/۹۸۲ کیلو وات برای مبرد

از نتایج این جدول همچنین مشاهده می شود محفظه اختلاط دارای بالاترین میزان راندمان اگزرژی یعنی ۹۹٪ می باشد. راندمان اگزرژی برای تبخیر کننده دوم برای مبردهای R502 و R1234ze به ترتیب ۶۴/۲ و ۶۴/۹ درصد و برای مبرد R134a، ۶۴/۳ درصد می باشد. همچنین نتایج نشان می دهند که مقدار راندمان اگزرژی برای تبخیر کننده های سوم و چهارم ۲۴٪ بیشتر از مقدار آن در اواپراتورهای اول و دوم می باشد. از آنجا که فرآیند دفع گرما به محیط در چگالنده اتفاق می افتد لذا راندمان

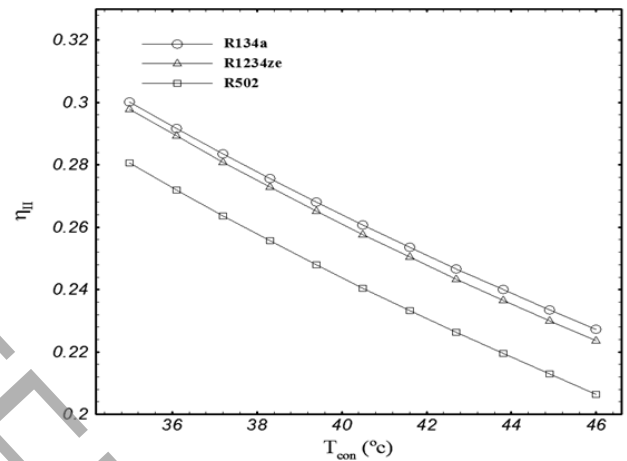


شکل ۹: راندمان اگزرژی در مقابل دمای تبخیر کننده برای مبرد های $R502$ ، $R1234ze$ و $R134a$ اوپراتور ۱ و ۲ (سمت چپ)، اوپراتور ۳ و ۴ (سمت راست)

و میزان توان لازم فن چگالنده و اوپراتورها در شرایط عملکرد پایه سیستم (جدول ۱)، هزینه کلیه اجزا و هزینه کل سالیانه برای سیستم جریان مبرد متغیر برای مردهای $R134a$ و $R1234ze$ و $R502$ می باشد. از مقادیر این جدول مشاهده می شود بیشترین هزینه سالانه مربوط به سیستم با مبرد $R134a$ و کمترین مقدار مربوط به مبرد $R502$ می باشد. مبرد $R1234ze$ دارای هزینه ای بین دو مقدار فوق می باشد که تأکیدی بر استفاده از این مبرد به جای مبرد $R134a$ در سیستم تبرید جریان مبرد متغیر می باشد. البته لازم بذکر است اختلاف قیمت برای این سیستم به علت کم بودن تعداد اوپراتورها ناچیز می باشد اما با اضافه شدن تعداد اوپراتورها و افزایش ظرفیت سرمایشی این اختلاف قیمت بیشتر خواهد شد. با توجه به نتایج جدول ۵ مشاهده می گردد اختلاف مقادیر هزینه ناشی از به کار بردن مردهای مختلف در سیستم تبرید جریان متغیر ناچیز می باشد که این موضوع به دلیل آن است که تنها اثر هزینه تغییر مبرد در سیستم لحاظ می گردد. اما نکته مهم آن است که هزینه سیستم تبرید جریان متغیر در مقایسه با سیستم های تبرید تراکمی مورد استفاده بسیار کمتر خواهد شد. زیرا به جای خرید چهار کمپرسور، چهار کندانسور و متعلقات مربوطه (هزینه های ثابت) و هزینه های برق مصرفی ناشی از راه اندازی چهار کمپرسور و تعمیرات مجزای هر سیستم، افزایش حجم مبرد مصرفی (هزینه های جاری)، هزینه کل سیستم تبرید جریان متغیر بسیار کمتر از سیستم در حال کار مورد استفاده در کارخانه لبنیات مورد نظر خواهد شد.

۵- نتیجه گیری

در این مقاله، تحلیل ترمودینامیکی و اگزرجیتیکی و ترمو اکونومیکی سیکل جریان مبرد متغیر با چهار اوپراتور انجام شده است. نحوه طراحی مبدل های حرارتی سیکل نیز ارائه گردید. تحلیل مردهایی با پتانسیل گرمای



شکل ۱۰: راندمان اگزرژی در مقابل دمای چگالنده برای مبرد های $R134a$ ، $R1234ze$ ، $R502$

اگزرژی چگالنده برای تمامی مردها صفر می باشد. با مقایسه راندمان اگزرژی شیرهای انبساط مشاهده می شود که شیر انبساط ۱ و ۲ در مقایسه با شیر انبساط ۳ و ۴ راندمان اگزرژی بالاتری دارند. درصد تخریب اگزرژی در شیرهای تنظیم کننده فشار اوپراتور تقریباً برای تمام مبرد های مورد استفاده یکسان است. از جدول ۴ (ب) مشاهده می گردد مجدداً بیشینه میزان تخریب اگزرژی در کمپرسور اتفاق می افتد اما در این حالت میزان تخریب اگزرژی نسبت به حالت قبل برای مبرد $R134a$ و $R1234ze$ به ترتیب به میزان $1/4$ و $1/8$ درصد کاهش یافته است. همچنین مشاهده می گردد میزان تخریب اگزرژی نسبت به حالت پایه برای مبرد $R134a$ و $R1234ze$ به ترتیب به میزان $1/8$ و $1/6$ درصد در چگالنده کاهش یافته است در حالی که برای سایر اجزا سیستم مقادیر تخریب اگزرژی و راندمان اگزرژی اجزا تغییر چندانی را نشان نمی دهند. جدول ۵ نشان دهنده مقادیر سطح لازم

جدول ۴: نتیجه تحلیل انرژی سیستم تبرید جریان مبرد متغیر

الف- نتایج به دست آمده از تحلیل نمونه موردی (در حالت عملکرد سیستم با چهار اواپراتور)

$$T_{Eva,1} = -5^{\circ}C, T_{Eva,2} = -5^{\circ}C, T_{Eva,3} = -18^{\circ}C, T_{Eva,4} = -18^{\circ}C, T_{con} = 40^{\circ}C, T_0 = 25^{\circ}C$$

	comp	con	Ex.1	Ex.2	Ex.3	Ex.4	Eva.1	Eva.2	Eva.3	Eva.4	Epr.1	Epr.2	Mc	
R134a	\dot{E}_{dest}	۳/۹۷۴	۲/۴۸۱	-۰/۳۲۷۵	-۰/۲۶۵	-۰/۹۵۲۵	-۰/۷۳۸	-۰/۳۹۹	-۰/۳۱۹	-۰/۵۳۲	-۰/۴۲۵	-۰/۸۰۹	-۰/۶۴۷	-۰/۰۱۳
	η_{II}	-۰/۷۷۵	.	-۰/۸۸۸۸	-۰/۸۸۸۸	-۰/۸۰۲۴	-۰/۸۰۲۴	-۰/۶۴۳	-۰/۶۴۳	-۰/۷۸۹	-۰/۷۸۹	-۰/۴۶۰	-۰/۴۶۰	-۰/۹۹
R1234ze	\dot{E}_{dest}	۴/۱۰۲	۲/۹۸۲	-۰/۳۴۶۳	-۰/۲۷۷	۱/۰۰۱	-۰/۸۰۱۱	-۰/۳۸۹	-۰/۳۱۱	-۰/۵۱۱	-۰/۴۰۹	-۰/۸۲۲	-۰/۶۵۸	-۰/۰۱۸
	η_{II}	-۰/۷۶۸	.	-۰/۸۶۰۹	-۰/۸۶۰۹	-۰/۷۵۰۴	-۰/۷۵۰۴	-۰/۶۴۹	-۰/۶۴۹	-۰/۷۹۶	-۰/۷۹۶	-۰/۲۰۶	-۰/۲۰۶	-۰/۹۹
R502	\dot{E}_{dest}	۴/۲۲۱	۳/۲۵۱	-۰/۴۳۶۸	-۰/۳۴۹۴	۱/۱۹۸	-۰/۹۵۸۲	-۰/۳۹۹	-۰/۳۱۹	-۰/۵۳۳	-۰/۴۲۶	-۰/۸۷۲	-۰/۶۹۸	-۰/۰۱۲
	η_{II}	-۰/۷۷۵	.	-۰/۹۱۱۶	-۰/۹۱۱۶	-۰/۸۴۷۶	-۰/۸۴۷۶	-۰/۶۴۲	-۰/۶۴۲	-۰/۷۸۹	-۰/۷۸۹	-۰/۷۴۳	-۰/۷۴۳	-۰/۹۹

ب- نتایج بدست آمده از مرجع [۲۰] (در حالت عملکرد سیستم با دو اواپراتور)

$$T_{Eva,1} = -5^{\circ}C, T_{Eva,3} = -18^{\circ}C, T_{con} = 40^{\circ}C, T_0 = 25^{\circ}C$$

	comp	con	Ex.1	Ex.2	Ex.3	Ex.4	Eva.1	Eva.2	Eva.3	Eva.4	Epr.1	Epr.2	Mc	
R134a	\dot{E}_{dest}	۲/۱۹	۱/۷۷	-۰/۳۸	-	-۰/۹۳	-	-۰/۴	-	-۰/۵۳	-	-۰/۸۱	-	-۰/۰۰۸
	η_{II}	-۰/۷۷	.	-۰/۸۹	-	-۰/۸	-	-۰/۶۴	-	-۰/۷۹	-	-۰/۴۷	-	-۰/۹۹
R1234ze	\dot{E}_{dest}	۲/۲۸	۱/۶۶	-۰/۳۵	-	۱/۰۰۱	-	-۰/۳۹	-	-۰/۵۱	-	-۰/۸۲	-	-۰/۰۱۵
	η_{II}	-۰/۷۷	.	-۰/۸۶	-	-۰/۷۵	-	-۰/۶۵	-	-۰/۸	-	-۰/۲۲	-	-۰/۹۹

جدول ۵: نتایج تحلیل ترمو اکونومیک سیستم جریان مبرد متغیر برای مبرد های R۵۰۲ و R1۲۳۴ze - R1۳۴a

R۵۰۲	R1۲۳۴ze	R1۳۴a	پارامتر
۲۲۱/۹	۲۲۵/۸	۲۲۶/۵	$A_{o,Con} (m^2)$
۳۹/۰۴	۳۹/۲۴	۳۹/۴۱	$A_{o,Eva1} (m^2)$
۲۷/۸۸	۲۷/۹۳	۲۸/۱۲	$A_{o,Eva2} (m^2)$
۸۲/۰۵	۸۲/۱۵	۸۲/۳۶	$A_{o,Eva3} (m^2)$
۵۳/۲۹	۵۳/۳۸	۵۳/۶۶	$A_{o,Eva4} (m^2)$
۳/۵۹۷	۳/۶۲۳	۳/۷۴۵	$\dot{W}_{fan,con} (kW)$
-۰/۱۰۷۳	-۰/۱۰۸۸	-۰/۱۰۹۸	$\dot{W}_{fan,Eva1} (kW)$
-۰/۰۷۶۸۷	-۰/۰۷۷۱۱	-۰/۰۷۷۴۸	$\dot{W}_{fan,Eva2} (kW)$
-۰/۲۲۴۸	-۰/۲۲۵۳	-۰/۲۲۶۹	$\dot{W}_{fan,Eva3} (kW)$
-۰/۱۴۶	-۰/۱۵۱	-۰/۱۵۳	$\dot{W}_{fan,Eva4} (kW)$
(MIN) ۷۳۷۹۴	۷۴۲۶۴	(MAX) ۷۴۳۵۲	$C_{total} (\$)$

- [4] Zhou Y.P., Wu J.Y., Wang R.Z., Shiochi, S., "Energy simulation in the variable refrigerant flow air-conditioning system under cooling conditions", *Energy and Buildings*, Vol. 39, pp. 212-220, 2007.
- [5] Zhou Y.P., Wu J.Y., Wang R.Z., Shiochi S., Li, Y.M., "Simulation and experimental validation of the variable-refrigerant-volume (VRV) air-conditioning system in EnergyPlus", *Energy and Buildings*, Vol. 40, pp. 1041-1047, 2008.
- [6] Aynur T.N., Hwang Y., Radermacher, R., "Simulation comparison of VAV and VRF air conditioning systems in an existing building for the cooling season", *Energy and Buildings*, Vol. 41, pp. 1143-1150, 2009.
- [7] Wang X., Xia J., Zhang X., Shiochi S., Peng C., Jiang, Y., "Modeling and experiment analysis of variable refrigerant flow air-conditioning systems", *Proceedings of International IBPSA Conference*, pp. 361-368, 2009.
- [8] Li Y.M., Wu J.Y., Shiochi, S., "Experimental validation of the simulation module of the water-cooled variable refrigerant flow system under cooling operation", *Applied Energy*, Vol. 87, pp. 1513-1521, 2010.
- [9] Li Y.M., Wu J.Y., "Energy simulation and analysis of the heat recovery variable refrigerant flow system in winter", *Energy and Buildings*, Vol. 42, pp. 1093-1099, 2010.
- [10] Bettanini E., Gastaldello A., Schibuola L., "Simplified models to simulate part load performances of air conditioning equipments", *Proceedings of International IBPSA Conference*, Eindhoven, Netherlands, pp. 107-114, 2003.
- [11] Krakow K.I., "Relationships between irreversibility, exergy destruction, and entropy generation for systems and components" *ASHRAE Transactions*, Vol. 100 (1), pp. 3-10, 1994.
- [12] Stoecker W.F., "Internal performance of a refrigerant mixture in a two-evaporator refrigerator", *ASHRAE Transactions*, Vol. 9 (1B), pp. 241-249, 2012.
- [13] Zhu Y., Jin X., Du Z., Fan B., Fu S., "Generic simulation model of multi-evaporator variable refrigerant flow air conditioning system for control analysis". *Int. J. Refrigeration*, Vol. 36, pp. 1602-1615, 2013.
- [14] Ansari N., Yadav B., Kumar J., "Theoretical exergy analysis of HFO-1234yf and HFO-1234ze as an alternative replacement of HFC-134a in simple vapour compression refrigeration system". *Int. J. Sci. Eng. Res.* Vol. 4 (8), pp. 137-144. 2012.
- [15] Babiloni M.A., Esbrí J.N., Barragán Á., Molés F., Peris B., "Drop-in energy performance evaluation of R1234yf and R1234ze (E) in a vapor compression system as R134a replacements". *Appl. Therm. Eng.* Vol.71 (1), pp. 259-265, 2014.
- جهانی پایین مانند R1۲۳۴ze به عنوان جایگزینی برای مبرد R۱۳۴a در سیستم جریان مبرد متغیر بررسی گردید. نتایج برای سه مبرد R۵۰۲ و R۱۲۳۴ze و R۱۳۴a به صورت زیر می‌باشد:
- مشاهده گردید که اثر افزایش دمای تبخیر در اوپراتورهای با دمای تبخیر پایین‌تر (اوپراتورهای سوم و چهارم) روی ضریب عملکرد سیستم، بسیار بیشتر و افزایشی می‌باشد. همچنین مشاهده گردید مقدار ضریب عملکرد برای مبرد های R۱۳۴a و R۱۲۳۴ze، در ماهای تبخیر مختلف، به میزان ۶٪ بیشتر از ضریب عملکرد برای مبرد R۵۰۲ می‌باشد.
 - نشان داده شد که در اثر افزایش دمای تبخیر از ۱۸- تا ۱۰- درجه سانتیگراد راندمان اگزرژی برای کلیه مبردها بیش از ۳۰٪ افزایش می‌یابد. همچنین مشاهده گردید به طور معکوس، راندمان اگزرژی با افزایش دمای تقطیر، کاهش می‌یابد. در بین مبردهای در نظر گرفته شده، مبردهای R۱۲۳۴ze و R۱۳۴a به میزان ۷٪ راندمان اگزرژی را بیشتر نشان می‌دهند.
 - مشاهده گردید در حالت عملکرد سیستم با دو اوپراتور (خارج از مدار شدن دو اوپراتور دیگر)، بیشینه میزان تخریب اگزرژی کمپرسور اتفاق می افتد اما در این حالت میزان تخریب اگزرژی نسبت به حالت قبل (حالت پایه) برای مبرد R۱۳۴a و R۱۲۳۴ze به ترتیب به میزان ۸/۴ و ۸/۷ درصد کاهش یافته است. همچنین مشاهده گردید میزان تخریب اگزرژی نسبت به حالت پایه برای مبرد R۱۳۴a و R۱۲۳۴ze به ترتیب به میزان ۸/۷ و ۶/۷ درصد در چگالنده کاهش یافته است در حالی که برای سایر اجزا سیستم مقادیر تخریب اگزرژی و راندمان اگزرژی اجزا تغییر چندانی را نشان نمی‌دهند.
 - در تحلیل ترموآکونومیک هزینه هر جزء از سیستم جریان مبرد متغیر مورد بررسی قرار گرفت و میزان هزینه کل برای سه مبرد R۱۳۴a، R۱۲۳۴ze و R۵۰۲ مورد بررسی قرار گرفت. مشاهده گردید کمترین میزان هزینه مربوط به مبرد R۵۰۲ است و هزینه سالانه کل سیستم برای مبردهای R۱۲۳۴ze و R۱۳۴a در رده‌های بعدی قرار دارند.

مراجع

- [1] Stoecker W.F., Jones J.W., *Refrigeration and air conditioning*, 2nd ed., McGraw-Hill, Inc., USA, 1982.
- [2] Xia J., Winandy E., Georges B., Lebrun J., "Experimental analysis of the performances of variable refrigerant flow systems", *Building Sev Eng Res Technol*, Vol. 25(1), pp. 17-23, 2004.
- [3] Goetzler W., "Variable refrigerant flow systems", *ASHRAE Journal*, April, 2007.

- system". Int. J. Refrigeration, Vol. 60, pp. 26–37, 2015.
- [21] Dincer I., Kanoglu M., Refrigeration systems and applications, 2nd ed. JohnWiley and Sons Ltd., UK. 2010.
- [22] Kupan T., Heat Exchanger Design Handbook, Marcel Dekker Inc, New York, 2000.
- [23] Shah R.K., Dusan P. Fundamentals of heat exchanger Design, John Wiley & Sons, 2003.
- [24] Kakaç S., Hangton L., Heat Exchanger: Selection, Rating and Thermal Design, John Wiley & Sons, 2002.
- [25] Kays W. H., London A. L., Compact Heat Exchangers, third edition, McGraw-Hill, New York, 1984.
- [26] Bejan A., Tsatsaronis T., Moran M., Thermal Design and Optimization, John Wiley & Sons, 1995.
- [27] Smith R., Chemical Process Design and Integration, John Wiley & Sons, University of Manchester, England, 2005.
- [28] Catalogues of Evaporators and Condensers from Tabadol-Kar Industrial Company. (<http://www.tabadolkar.com/products>)
- [16] Behbahani-nia A., Shams S., "Thermoeconomic optimization and exergy analysis of transcritical CO2 refrigeration cycle with an ejector". Energy Equipment and Systems, Vol. 4(1), pp.43–52, 2016.
- [17] Shahryari Zanganeh O., Sarhaddi F., "Performance Investigation of a Single Effect (Libr-H2O) Absorption Cooling System connected to Photovoltaic Thermal Collectors", Amirkabir Journal of Mechanical Engineering , DOI:10.22060/mej.2017.11728.5168. 2017. (In Persian)
- [18] Keshtkar M.M., Talebizadeh P., "Multi-objective optimization of cooling water package based on 3E analysis: A case study", Energy, Vol. 134, pp. 840-849, 2017.
- [19] Qiao H., Laughman C.R., Burns D.J., Bortoff S.A., "Dynamic Characteristics of an R410a Multi-split Variable Refrigerant Flow Air-conditioning System", Heat Pump Conference, pp. 92–98, 2017.
- [20] Yataganbaba A., Kilicarslan A., Kurtbas, "Exergy analysis of R1234yf and R1234ze as R134a replacements in a two evaporator vapour compression refrigeration

Please cite this article using:

R. Zakiri, M. M. Keshtkar, Thermoeconomic Analysis of a Variable Refrigerant Flow System, *Amirkabir J. Mech. Eng.*, 51(4) (2019) 1-14.

DOI:

برای ارجاع به این مقاله از عبارت زیر استفاده کنید:

