

بررسی اثر مبرد بر سیکل‌های تبرید تراکمی دو مرحله‌ای

احمد رضا رحمتی^{۱*}، محمد دریکوند^۲، آرمین امامی‌فر^۳

^۱ استادیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه کاشان، کاشان

^۲ کارشناسی ارشد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه کاشان، کاشان

^۳ مربی، گروه مکانیک، دانشکده مهندسی، دانشگاه آیتا... بروجردی، بروجرد

*مسئول مکاتبات: ar_rahmati@kashanu.ac.ir

چکیده

واژگان کلیدی

ضریب پتانسیل گرمایش
ضریب تخریب لایه ازن
مبرد بهینه
سیکل تبرید دو مرحله‌ای
مخزن تفکیک

در کار حاضر تأثیر مبرد بر ضریب عملکرد یک سیکل تبرید تراکمی دو مرحله‌ای دارای مخزن تفکیک مورد بررسی قرار گرفته است. به این منظور برای فشار میانی مقدار ثابت ۶۰۰ کیلوپاسکال در نظر گرفته شده است که بر اساس آن فشار خروجی کمپرسور ۱ تعیین می‌شود. برای محاسبه ضریب عملکرد سیکل، دمای اواپراتور ۲۳۸/۱۵، ۲۴۴/۱۵ و ۲۴۸/۱۵ کلون و فشار کندانسور ۷۰۰، ۹۰۰، ۱۲۰۰، ۱۵۰۰ و ۱۸۰۰ کیلوپاسکال در نظر گرفته شده است. در این سیکل هفت نوع مبرد مختلف مطالعه شده و با توجه به ضریب عملکرد و همچنین با لحاظ اثرهای زیست محیطی و کار کمپرسورها، مبرد بهینه انتخاب و معرفی می‌شود. نتایج نشان می‌دهد که مبرد R125 دارای بهترین ضریب عملکرد تا فشار ۱۵۰۰ کیلوپاسکال است، با این حال با توجه به کار کمپرسورها و ضریب عملکرد سیکل، استفاده از مبردهای R۷۱۷ و R۲۹۰ مناسب به نظر می‌رسد. استفاده از مبرد R۷۱۷ با توجه ضریب‌های پتانسیل گرمایش زمین و تخریب لایه ازن، از نظر زیست محیطی مناسب است. از دیدگاه ضریب عملکرد، کار مصرفی کمپرسورها و اثرهای زیست محیطی استفاده از مبرد R۷۱۷ توصیه می‌شود.

تاریخچه مقاله

تاریخ دریافت ۱۳۹۷/۱۱/۰۹
تاریخ پذیرش ۱۳۹۸/۰۳/۰۹

۱ مقدمه

هنگامی که گستره‌ی دمایی بین محیط سرد و گرم وسیع است سیکل‌های تبرید تک مرحله‌ای دیگر توانایی ایجاد سرمایش مورد نیاز را نخواهند داشت و از سیستم‌های تبرید چند مرحله‌ای استفاده خواهد شد. معمولاً در صنایع برای دستیابی به دماهای پایین‌تر از صفر از سیکل تبرید تراکمی چند مرحله‌ای استفاده می‌شود. این نوع سیکل‌ها بیشتر در صنعت‌های مواد غذایی و لبنی مورد استفاده قرار می‌گیرند. البته باید سعی شود ضریب عملکرد بهتری و همچنین بهینه‌تری برای این سیکل‌ها ایجاد نمود. یکی از موارد ضروری تبرید که با توجه به گرمایش زمین و آسیب به لایه ازن باید در نظر گرفت، خطرهای زیست محیطی مبردها است [۱، ۲]. در این زمینه تحقیقات تئوری و آزمایشگاهی بسیاری انجام گرفته است که در ادامه برخی از آنها معرفی می‌شوند.

آپریا و رنو^۱ در طی یک تحقیق به منظور پیدا کردن جایگزین مناسب برای مبرد R۲۲ تلاش کردند و نتیجه آن استفاده از مبرد مخلوط R۴۱۷a شد [۳]. میشرای^۲ و همکاران نیز در تحقیقی به دنبال جایگزینی برای مبرد R۲۲ از مبردهای R۱۳۴a، R۴۱۰a، R۴۰۷C و M۲۰ استفاده کردند و به این نتیجه رسیدند که مبرد R۴۰۷C بهترین جایگزین برای R۲۲ است

[۴]. میشرای در تحقیقی دیگر در یک سیکل تبرید تراکمی، از مبرد R۱۳۴a به عنوان فاز اصلی و نانوسیال^۳ Al₂O₃ استفاده کرد و به این نتیجه رسید که با استفاده از نانوسیال ۱۷ الی ۲۰ درصد عملکرد سیکل تبرید تراکمی بهتر خواهد شد [۵]. سونی و گوتپا^۴ در تحقیقی بین مبردهای R۴۰۷C، R۴۰۴a و R۴۱۰a به این نتیجه رسیدند که R۴۰۷C دارای ضریب عملکرد بهتری برای سیکل‌های تبرید تراکمی تک مرحله‌ای دارای مبدل حرارتی مایع-بخار است [۶]. صالح^۵ در تحقیقی دیگر به بررسی پارامترهای موثر بر ظرفیت سیکل‌های تبرید تراکمی دو مرحله‌ای پرداخت [۷]. یانگ^۶ و همکاران به منظور بهبود این نوع سیکل‌ها دست به طراحی جدید و تغییراتی در سیکل‌ها تبرید تراکمی زدند [۸]. شریف^۷ و همکاران نیز در یکی از جدیدترین تحقیقات اقدام به استفاده از نانوسیال در سیکل‌های تبرید تراکمی^۸ کردند و به بررسی میزان تأثیر آن بر عملکرد این نوع سیکل‌ها پرداختند [۹]. در پژوهش‌های یادشده تنها به راه کارهایی جهت بهبود ضریب عملکرد سیکل پرداخته شده است اما با توجه به این که بسیاری از مبردها برای لایه ازن و گرمایش زمین مضر هستند و استفاده از آنها به محیط‌زیست جهانی آسیب می‌رساند در پژوهش حاضر مبردی معرفی می‌شود که در هر دو راستای ضریب عملکرد سیکل و شرایط زیست محیطی مناسب استفاده در سیکل‌های تبرید تراکمی دو مرحله‌ای باشد.

¹ Aprea and Renno ² Mishra ³ nanofluid ⁴ Snoi and Gupta ⁵ Saleh ⁶ Yang ⁷ Sharif ⁸ Vapor Compression Refrigeration System (VCRS) ⁹ flash chamber ¹⁰ evaporator ¹¹ condenser ¹² compressor ¹³ isentropic

۲ تئوری

خواهد شد، فشار میانی (نقاط ۲، ۳، ۶) را 600 kPa به صورت ثابت در کل مراحل در نظر گرفته شده است و فشار کندانسور از 700 kPa تا 1800 kPa تغییر می‌کند. لازم به ذکر است که نرم‌افزار مورد استفاده در این تحلیل EES است. در مدل‌سازی سیکل هر کدام از اجزای سیکل به صورت یک حجم کنترل در نظر گرفته می‌شود. معادلات حاکم بر تحقیق به صورت زیر است. در جدول ۱ هر کدام از پارامترهای معادله‌ها معرفی شده است [۱۱]:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2, \quad (1)$$

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3, \quad (2)$$

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4, \quad (3)$$

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5, \quad (4)$$

$$\dot{m}_6 + \dot{m}_1 = \dot{m}_7, \quad (5)$$

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_1(h_1 - h_2), \quad (6)$$

$$\dot{m}_2 h_2 = (\dot{m}_1 h_2) + (\dot{m}_6 h_6), \quad (7)$$

$$\dot{W}_{c1} = \dot{m}_1(h_2 - h_1), \quad (8)$$

$$\dot{W}_{c2} = \dot{m}_2(h_4 - h_3), \quad (9)$$

$$\text{cop} = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{W}_{c1} + \dot{W}_{c2}}. \quad (10)$$

جدول ۱: راهنمای فرمول‌های مورد استفاده.

نماد	مفهوم (واحد)
\dot{m}_i	دبی جرمی نقطه i (kg/s)
h_i	آنتالپی نقطه i (kJ/kg)
\dot{W}_{ci}	کار مصرفی کمپرسور i (kW)
\dot{Q}_e	ظرفیت تبرید (kW)

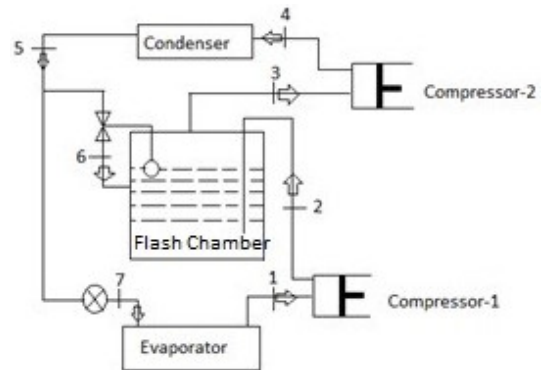
پس از به دست آوردن مقادیر با استفاده از تئوری ذکر شده و فرض‌های یادشده، با استفاده از معادله (۶) به راحتی می‌توان \dot{m}_1 را محاسبه نمود، سپس با استفاده از معادله‌های (۱)، (۲)، (۳)، (۴)، (۵) و جایگذاری در معادله (۷)، مقادیر \dot{m}_6 و \dot{m}_7 به دست می‌آیند، حال با جایگذاری در معادله‌های (۸) و (۹) می‌توان ضریب عملکرد را با استفاده از معادله (۱۰) محاسبه کرد. به همین طریق می‌توان نتایج را برای مبردهای مختلف به دست آورد.

با توجه به اینکه در ادامه به میزان پتانسیل تخریب ازن^{۱۷} و پتانسیل گرمایش زمین^{۱۸} مبردهای مختلف نیاز هست و از نظر زیست محیطی این معیارها بسیار مهم هستند، مقادیر آنها در جدول ۲ ذکر شده است [۱۳، ۱۴]:

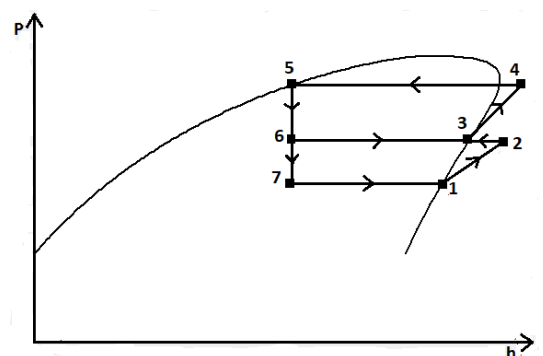
جدول ۲: ضرایب پتانسیل گرمایش زمین (GWP) و پتانسیل تخریب ازن (ODP) برای مبردهای استفاده‌شده در تحقیق [۱۳] و [۱۴].

مبرد	نوع ترکیب	ODP	GWP
R-12	CFC	۱	۱۰۹۰۰
R-22	HCFC	۰/۰۵۵	۱۸۱۰
R-125	HFC	۰	۳۵۰۰
R-134a	HFC	۰	۱۱۰۰
R-290	HC	۰	۳
R-152a	HFC	۰	۱۲۴
R-717	Ammonia	۰	۰

در شکل ۱ سیکل تبرید تراکمی دو مرحله‌ای دارای مخزن تفکیک^۹ نشان داده شده است. فشار ورودی و خروجی، در اواپراتور^{۱۰} و کندانسور^{۱۱} ثابت است و کمپرسورها^{۱۲} آیزنتروپیک^{۱۳} در نظر گرفته شده‌اند. نقطه ۱ که خروجی اواپراتور و ورودی کمپرسور ۱ است، بخار اشباع^{۱۴} در نظر گرفته شده است. نقطه ۲ که خروجی کمپرسور ۱ است در حالت بخار مافوق‌گرم^{۱۵} وارد مخزن تفکیک می‌شود. سپس نقطه ۳ که ورودی کمپرسور ۲ است به صورت بخار مافوق‌گرم وارد کمپرسور ۲ خواهد شد و سپس طی یک فرآیند آنتروپی^{۱۶} ثابت به صورت نقطه ۴ وارد کندانسور خواهد شد بعد از آن طی یک فرآیند فشار ثابت به صورت نقطه ۵ در حالت مایع اشباع از کندانسور خارج خواهد شد و سپس مقداری از آن پس از عبور از شیر اختناق طی فرآیندی آنتالپی ثابت به صورت نقطه ۶ در حالت دو فازی وارد مخزن تفکیک خواهد شد و مقدار بیشتر آن طی فرآیندی آنتالپی ثابت به صورت نقطه ۷ در حالت دو فازی وارد اواپراتور می‌شود. نمودار $P-h$ این سیکل نیز در شکل ۲ نمایش داده شده است [۱۰-۱۲].



شکل ۱: سیکل تبرید دو مرحله‌ای دارای مخزن تفکیک فقط جهت سرد کردن [۱۲].



شکل ۲: تغییرات فشار (P) برحسب آنتالپی (h) برای سیکل موجود در شکل ۱ [۱۲].

۳ معادلات حاکم

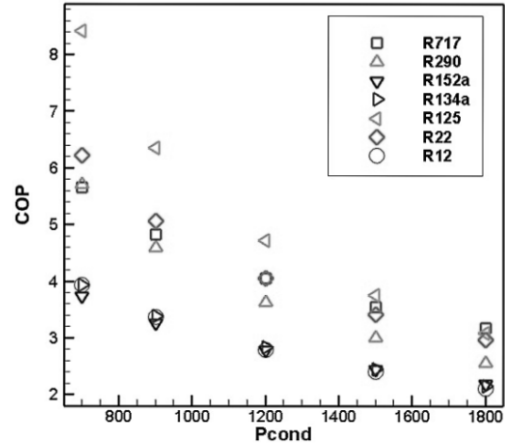
در این پژوهش ظرفیت تبرید مورد نظر سیکل 100 kW در نظر گرفته شده است، دمای اواپراتور به $244/15$ ، $238/15$ و $248/15$ کلوین تغییر داده

¹⁴saturated steam ¹⁵superheat steam ¹⁶entropy ¹⁷Ozone depletion potential ¹⁸global warming potential

۴ نتایج

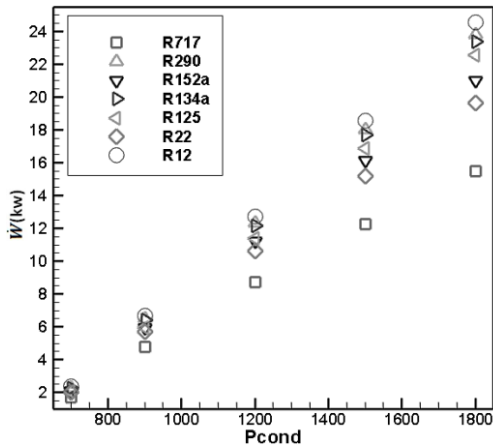
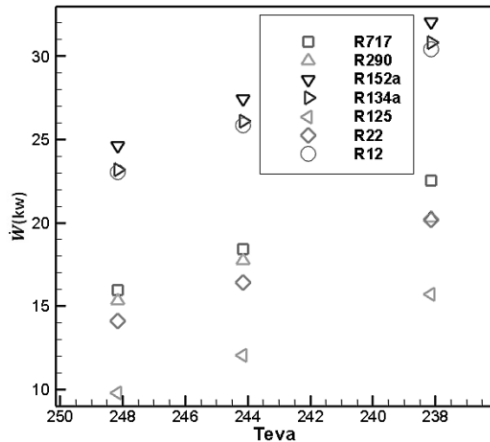
در این قسمت ضریب عملکرد و کار مصرفی کمپرسورها بر حسب تغییرات فشار کندانسور و دمای اوپراتور با استفاده از نرم افزار EES به دست آمده و نتایج آن‌ها به صورت نمودار، در شکل‌های زیر رسم شده است.

لازم به ذکر است که برای همه فشارهای مختلف کندانسور نمودار میزان کار مصرفی کمپرسور ۱ به صورت شکل ۶ است زیرا طبق فرض‌های مسئله کار مصرفی کمپرسور ۱ تنها وابسته به دمای اوپراتور است. اما نمودار کار مصرفی کمپرسور ۲ به صورت بالا نیست زیرا میزان کار آن به فشار کندانسور وابسته است. کار مصرفی کمپرسور ۲ در فشارهای مختلف کندانسور برای دماهای یادشده اوپراتور در شکل ۷، ۸ و ۹ آمده است.

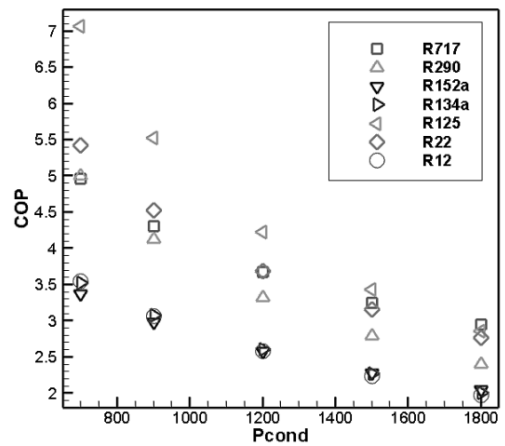


شکل ۳: تغییرات ضریب عملکرد بر حسب فشار کندانسور در دمای ۲۴/۱۵ کلون اوپراتور را نشان میدهد (نقاط میردهای R12، R134a و R152a بر هم منطبق شده‌اند).

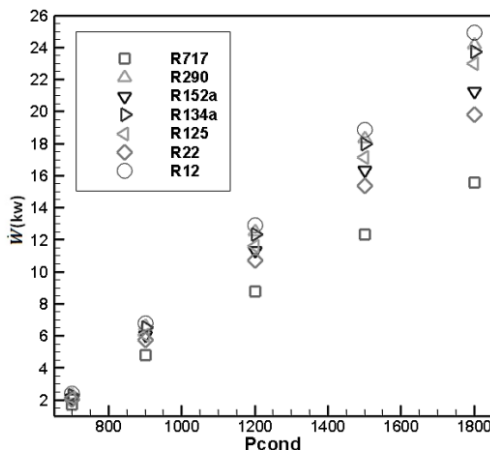
شکل ۶: تغییرات میزان کار مصرفی کمپرسور ۱ برای دماهای مختلف اوپراتور در کلیه فشارهای کندانسور را نشان میدهد.



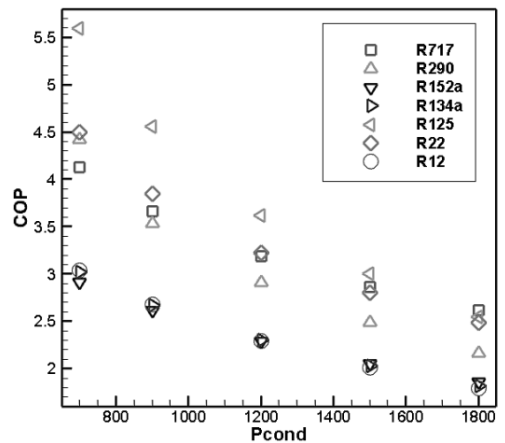
شکل ۷: تغییرات میزان کار مصرفی کمپرسور ۲ برای فشارهای مختلف کندانسور در دما ۲۴/۱۵ کلون اوپراتور را نشان میدهد.



شکل ۴: تغییرات ضریب عملکرد بر حسب فشار کندانسور در دمای ۲۴/۱۵ کلون اوپراتور را نشان میدهد (نقاط میردهای R12، R134a و R152a بر هم منطبق شده‌اند).



شکل ۸: تغییرات میزان کار مصرفی کمپرسور ۲ برای فشارهای مختلف کندانسور در دمای ۲۴/۱۵ کلون اوپراتور را نشان میدهد.



شکل ۵: تغییرات ضریب عملکرد بر حسب فشار کندانسور در دمای ۲۳/۱۵ کلون اوپراتور را نشان میدهد (نقاط میردهای R12، R134a و R152a بر هم منطبق شده‌اند).

۶. در ادامه شاید با توجه به جدول ۲ یکی از کاندیدای مبرد مورد استفاده این سیکل، مبرد R290 است اما این مبرد با توجه به خطر بسیار کمی که برای محیط زیست دارد طبق شکل های ۳، ۴ و ۵ در فشارهای بالای کندانسور بهترین عملکرد را ندارد.

۷. مبرد R152a با اینکه، با توجه به جدول ۲ تهدید آنچنانی برای محیط زیست محسوب نمی شود اما با توجه به شکل های ۳، ۴ و ۵ دارای ضریب عملکرد بسیار پایینی است.

۸. استفاده از مبردهای R12 و R134a با توجه به تهدید بودن برای محیط زیست و دارا بودن ضریب عملکرد پایین، خصوصاً مبرد R12 چندان مناسب به نظر نمی رسد.

۹. با توجه به شکل های ۱، ۲ و ۳ می توان بیان نمود که مبرد R290 در دمای ۲۳۸/۱۵ کلوین و فشار ۷۰۰ در همان دما نسبت به سایر حالات ضریب عملکرد بهتری نسبت به سایر مبردهای دیگر داشته است به بیان دیگر کاهش دمای اواپراتور تأثیر کمتری بر این مبرد داشته است.

۱۰. همان طور که از نتایج قابل مشاهده است اگر به هر دلیل باید مبردی از میان مبردهای R12، R134a و R152a انتخاب شود، با توجه به اینکه همه ی آنها دارای ضریب عملکرد تقریباً یکسانی هستند، و با توجه به جدول ۲ استفاده از مبرد R152a توصیه می شود زیرا ضریب تخریب ازن آن صفر است و ضریب گرمایش زمین آن نسبت به مبردهای نامبرده کمتر است و برای محیط زیست مناسب تر خواهد بود.

۱۱. با استفاده از شکل ۶ می توان نتیجه گرفت که کار کمپرسور ۱ تنها به دمای اواپراتور بستگی دارد و با کاهش دمای اواپراتور میزان کار مصرفی کمپرسور ۱ افزایش خواهد یافت یا به بیانی ساده تر برای ایجاد سرمایش بیشتر کمپرسور ۱ باید بیشتر کار کند.

۱۲. همانگونه که از شکل ۶ پیداست در همه حالت های مختلف فشار کندانسور و دمای اواپراتور، به ترتیب بیشترین و کمترین کار مصرفی کمپرسور ۱ مربوط به مبردهای R152a و R125 است.

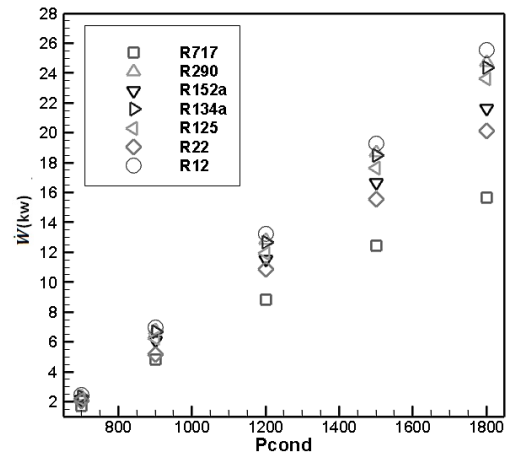
۱۳. از مقایسه شکل های ۷، ۸ و ۹ می توان درک کرد که در همه های فشارهای کندانسور، شیب نقطه های کار مصرفی کمپرسور ۲ هر مبرد یکسان است (شکل ۷، ۸ و ۹ مشابه هستند ولی مقادیر هر نقطه در شکل های یاد شده متفاوت است) زیرا کار مصرفی کمپرسور ۲ متناسب با تغییرات فشار است.

۱۴. با استفاده از شکل های ۷، ۸ و ۹ با افزایش فشار کندانسور میزان کار کمپرسور ۲ برای هر مبرد افزایش خواهد یافت.

۱۵. با استفاده از شکل های ۷، ۸ و ۹ می توان بیان نمود با کاهش دمای اواپراتور میزان کار مصرفی کمپرسور ۲ برای هر مبرد افزایش می یابد.

۱۶. با توجه به شکل های ۷، ۸ و ۹ می توان دریافت که بیشترین و کمترین کار مصرفی کمپرسور ۲ به ترتیب مربوط به مبردهای R12 و R17 است.

۱۷. از مقایسه شکل ۶ با شکل های ۷، ۸ و ۹ نتیجه می شود که ضریب



شکل ۹: تغییرات میزان کار مصرفی کمپرسور ۲ برای فشارهای مختلف کندانسور در دما ۲۳۸/۱۵ کلوین اواپراتور را نشان میدهد.

۵ نتیجه گیری و پیشنهاد

۱. با توجه به شکل های ۳، ۴ و ۵ می توان مشاهده کرد که در تمامی دماهای اواپراتور با افزایش فشار کندانسور ضریب عملکرد سیکل کاهش چشم گیری می کند. به همین دلیل توصیه می گردد فشار کندانسور نزدیک به فشار میانی انتخاب شود.

۲. با توجه به شکل های ۳، ۴ و ۵ با کاهش دمای اواپراتور در همان فشار ضریب عملکرد کاهش می یابد. به صورت نمونه برای مبرد R125 در فشار ۷۰۰ kPa در دماهای ۲۴۸/۱۵ و ۲۳۸/۱۵ کلوین اواپراتور ضریب عملکرد به ترتیب تقریباً برابر ۸ و ۵/۳ است.

۳. با توجه به شکل ۳ می توان گفت مبرد R125 تا فشار ۱۵۰۰ kPa دارای بهترین ضریب عملکرد است، و این نتیجه را نیز می توان برای شکل ۴ تا فشار ۱۴۰۰ kPa و برای شکل ۵ تا فشار ۱۳۰۰ kPa تعمیم داد. این مبرد با توجه به جدول ۲ تهدیدی برای لایه ازن ندارد اما پتانسیل گرمایش بالایی برای زمین دارد و همین سبب می شود که مبرد مناسبی برای این سیکل لحاظ نگردد البته در صورت نیاز کارکرد در فشارهای پایین کندانسور دارای کارایی بهتری نسبت به سایر مبردها است.

۴. مبرد R22 که ضریب عملکرد قابل قبولی دارد و در شکل ۵ همان طور که مشاهده می شود در فشار بالای کندانسور در دهی مبردهایی است که دارای ضریب عملکرد بالایی است اما با توجه به جدول ۲ مشاهده می شود که تهدید آن برای لایه ازن و گرمایش زمین در بازه میانی است اما انتخاب این مبرد نیز توصیه نخواهد شد.

۵. مبرد R17 که ضریب عملکرد آن همان طور که در شکل های ۳، ۴ و ۵ مشاهده می گردد در فشار ۷۰۰ kPa نسبت به بقیه مبردها مناسب به نظر نمی رسد اما در ادامه و در فشارهای بالاتر مخصوصاً ۱۳۰۰ kPa به بعد تقریباً بی رقیب به نظر می رسد. همچنین جدول ۲ نشان می دهد این مبرد هیچ خطری را متوجه ازن و گرمایش زمین نمی کند، در نتیجه می توان گفت این مبرد از نظر زیست محیطی برای این سیکل مناسب است.

- ternational Communications in Heat and Mass Transfer*, (92):56-63, 2018.
- [10] McQuiston, F. C., Parker, J. D., and Spitler, J. D. *Heating, ventilating, and air conditioning: analysis and design*. John Wiley & Sons, 2004.
- [11] Wang, Shan Kuo. *Handbook of air conditioning and refrigeration*. McGraw-Hill, 2001.
- [12] Arora, Ramesh Chandra. Multi stage vapour compression system. *Refrigeration and air Conditioning*, 26:269-349, 2006.
- [13] United Nations Environment Programme. Ozone Secretariat. *Handbook for the Montreal protocol on substances that deplete the ozone layer*. UNEP/Earthprint, 2006.
- [14] Daniel, J. S., Velders, G. J. M., Douglass, A. R., Forster, P. M. D., Hauglustaine, D. A., Isaksen, I. S. A., Kuijpers, L. J. M., McCulloch, A., and Wallington, T. J. Halocarbon scenarios, ozone depletion potentials, and global warming potentials. *Scientific assessment of ozone depletion: 2006*, pp. 8-1, 2007.
- عملکرد مبرد R۷۱۷ با توجه به کار مصرفی کمپرسور ۱ کاهش یافته و در واقع کار مصرفی کمپرسور ۲ برای این مبرد سبب بهبود ضریب عملکرد آن شده است و همان‌گونه که در نتایج قبلی هم بیان شد، در واقع نشان‌دهنده این است که این مبرد در فشارهای بالا عملکرد بهتری دارد و این نشان می‌دهد که از نظر کار مصرفی استفاده از این مبرد بهتر به نظر می‌رسد زیرا کار مصرفی کمپرسور ۲ با استفاده از آن بسیار کاهش می‌یابد.
۱۸. همان‌طور که از شکل‌های ۶، ۷، ۸ و ۹ پیداست مبرد R۱۲۵ کمترین میزان کار مصرفی کمپرسور ۱ را داراست اما میزان کار مصرفی کمپرسور ۲ با استفاده از آن افزایش می‌یابد که باز این نکته از نظر کار مصرفی مقرون به صرفه بودن این مبرد را نشان می‌دهد زیرا میزان کار مصرفی کمپرسور ۱ با استفاده از این مبرد بسیار کاهش می‌یابد.
- با توجه به موارد بیان‌شده دو مبرد R۷۱۷ و R۱۲۵ از نظر کار مصرفی کمپرسورها مناسب هستند. اما از نظر شرایط زیست محیطی استفاده از مبرد R۷۱۷ در سیکل‌های تبرید تراکمی دو مرحله‌ای توصیه می‌شود.

مراجع

- [1] Stocker, W. F. and Jones, J. W. *Refrigeration and Air condition*. Mc Graw-Hill, 1982.
- [2] Trott, Albert Runcorn and Welch, T. C. *Refrigeration and air conditioning*. Butterworth-Heinemann, 1999.
- [3] Aprea, C. and C., Renno. Experimental comparison of R-22 with R417, performance in a vapour compression refrigeration plant subjected to a cold store. *Energy conversion and management*, 45(45):1807-1819, 2004.
- [4] Mishra, R. S., V., Jain, and Kachwaha, S. S. Comparative performance study of vapour compression refrigeration system with R22/R134a/R410a/R407c/M20. *International Journal of Energy and Environment*, 2(2):297-310, 2011.
- [5] Mishra, R. S. Methods for improving thermodynamic performance of vapour compression refrigeration system using twelve eco-friendly refrigerants in primary circuit and nano-fluid in secondary circuit. *International Journal of Engineering Technology and Advance Research*, 6(4):878-891, 2014.
- [6] Soni, Jyoti and Gutpa, R. C. Performance analysis of vapour compression refrigeration system with R404A, R407C, and R410A. *int j mech eng*, 2(2):149-165, 2013.
- [7] B.Saleh. Parametric and working fluid analysis of a combined organic rankine-vapor compression refrigeration system activated low-grade thermal energy. *Journal of Advanced Research*, 5(7):651-660, 2016.
- [8] Yang, S., Ordonez, J. C., and Vargas, J. V. C. Constructural vapor compression refrigeration (VCR) systems design. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 115:754-768, 2017.
- [9] Sharif, M.Z., Azmi, W.H., Mamat, R., and Shaiful, A.I.M. Mechanism for improvement in refrigeration system performance by using nanorefrigerants and nanolubricants. *In-*