



امکان سنجی جایگزینی مبردهای سازگار با محیط زیست در سیستم‌های تبرید متداول

مصطفی مافی¹، مرتضی شمالی²، حمیدرضا آجورلو³

1- استادیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه بین‌المللی امام خمینی (ره)، قزوین
 2- دانش‌آموخته‌ی کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه بین‌المللی امام خمینی (ره)، قزوین
 3- دانشجوی کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه بین‌المللی امام خمینی (ره)، قزوین
 * قزوین، صندوق پستی 3414916818، m.mafi@eng.ikiu.ac.ir

چکیده

در دهه‌های اخیر مبردهای طبیعی به علت سازگاری با محیط‌زیست، در دسترس بودن و خواص مناسب ترموفیزیکی، به‌عنوان جایگزینی مناسب برای مبردهای مصنوعی در سیستم‌های برودتی، مطرح شده‌اند. در این پژوهش، مبردهای پروپیلن (R1270)، پروپان (R290)، ایزوبوتان (R600a)، R410a، R407c، R12، R22 و R134a برای استفاده در سیستم‌های تبرید متداول مورد بررسی قرار گرفته‌اند. در مطالعات موردی، پارامترهای ترمودینامیکی و فنی چرخه‌های تبرید متداول با استفاده از مبردهای مذکور در گستره‌ی دمایی 30- تا 10 درجه‌ی سلسیوس در تخییرکننده و همچنین چرخه‌های پمپ گرمایی با گستره‌ی دمایی 45 تا 60 درجه‌ی سلسیوس در چکالنده مورد مطالعه و مقایسه قرار گرفت. نتایج نشان می‌دهند که پروپیلن، جایگزینی مناسب برای مبردهای مصنوعی در چرخه‌های تبرید متداول در بازه دمایی فوق‌الذکر است.

اطلاعات مقاله

یادداشت پژوهشی
 دریافت: 03 مهر 1395
 پذیرش: 24 مهر 1395
 ارائه در سایت: 03 آذر 1395
 کلید واژگان:
 مبردهای سازگار با محیط‌زیست
 مبرد جایگزین
 سیستم تبرید متداول
 پمپ گرمایی

A feasibility study on substitution of environmentally friendly refrigerants in common refrigeration systems

Mostafa Mafi*, Morteza Shomali, Hamidreza Ajorloo

Department of Mechanical Engineering, Imam Khomeini International University, Qazvin, Iran
 * P.O.B. 3414916818, Qazvin, Iran, m.mafi@eng.ikiu.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Research Note
 Received 24 September 2016
 Accepted 15 October 2016
 Available Online 23 November 2016

Keywords:
 Environmentally Friendly Refrigerants
 Substitute Refrigerant
 Common Refrigeration System
 Heat pump

ABSTRACT

In recent decades, due to environmental sustainability, abundance, availability and appropriate thermo-physical properties, natural refrigerants have been considered with potential of substitute refrigerants. In this study, Propylene (R1270), Propane (R290), Isobutane (R600a), R407c, R410a, R12, R22 and R134a have been investigated as refrigerant in common refrigeration systems. In the case studies, the thermodynamic and technical parameters of the cycle, using the above mentioned refrigerants, have been investigated for common refrigeration systems in temperature range of -30°C to 10°C in the evaporator, and also for heat pump systems with a temperature range of 45°C to 60°C in the condenser. Finally, Propylene was introduced as a refrigerant to replace with synthetic refrigerants in the above mentioned temperature ranges in common refrigeration cycles.

1- مقدمه

طبق یک برنامه‌ی زمان‌بندی مشخص، این مبردها باید در آینده‌ی نزدیک به تدریج از چرخه‌ی صنایع برودتی حذف شوند. از این‌رو در دهه‌های اخیر توجه ویژه‌ای به توسعه‌ی استفاده از مبردهای طبیعی و سازگار با محیط‌زیست جلب شده است.

جیا [2] مبردهای R404a و R410a را به‌عنوان مبردهای مناسب برای جایگزینی با مبرد R22 مورد بررسی قرار داد. براساس نتایج این تحقیق مبرد R404a به‌عنوان مبرد جایگزین R22 معرفی گردید. ژوهانسون و لوندکوئیست [3] پروژه‌ی حذف مبرد R22 را در صنعت تبرید کشور سوئد از اوایل دهه‌ی 1990 میلادی آغاز نمودند و مبردهای R404a، R407c، R417a و پروپان را در مقایسه با مبرد R22 مورد مطالعه و تحقیق قرار دادند. لی و سو [4] در خلال مطالعه‌ی تجربی، عملکرد سیستم‌های برودتی با مبرد ایزوبوتان را مدنظر قرار داده و نتایج حاصل را با مبردهای R12 و R22 مقایسه کردند.

در دهه‌های اخیر، مسایل زیست محیطی مرتبط با گرمایش کره‌ی زمین و تخریب لایه‌ی ازن نقشی اساسی در توسعه‌ی سامانه‌های تهویه مطبوعی و برودتی با استفاده از مبردهای طبیعی داشته‌اند. برای اولین بار در سال 1985 (قرارداد وین) نقش اتم‌های کلر در ترکیب شیمیایی مبردها به‌عنوان عامل مخرب لایه‌ی ازن مطرح شد و پس از آن و در سال 1987 (پروتکل مونترال)، تولید مبردهای مخرب لایه‌ی ازن با ممنوعیت و محدودیت‌هایی همراه شد. سرانجام در کنفرانس کپنهاگ توقف تولید کلروفلوروکربن‌ها از جمله مبرد R12 تا پایان سال 1994 به تصویب رسید [1].

امروزه مبردهای R12، R22 و R134a به‌دلیل خواص ترمودینامیکی مناسب و غیرقابل اشتعال بودن، کاربردهای بسیاری در صنایع برودتی خانگی و صنعتی دارند. با این حال طبق آنچه گفته شد و براساس پروتکل مونترال و

بومازا [5] مبردهای ایزوبوتان، پروپان و آمونیاک را از لحاظ ترمودینامیکی با مبرد R22 مقایسه کرد و نتیجه گرفت که آمونیاک و پروپان، به ترتیب، خواص ترمودینامیکی بهتری نسبت به R22 دارند، اما به خاطر سمی بودن آمونیاک، پروپان به عنوان جایگزین مناسب معرفی شد. پادالکار و همکاران [6] جایگزینی مواد هیدروکربنی به جای مبردهای مصنوعی در یک کولر گازی دو تکه به طور عددی و تجربی مورد مطالعه قرار دادند. در این پژوهش، عملکرد سیستم کولر گازی مورد اشاره با مبردهای پروپان (R290) و R22 باهم مقایسه شد.

از دیگر زمینه های مرتبط به جایگزینی مبردها می توان به پمپ های گرمایی اشاره کرد. گرانرید [7] ضمن مقایسه ی خواص ترمودینامیکی چند مبرد هیدروکربنی با مبردهای R12 و R22 نتیجه گرفت که این مبردها می توانند جایگزین مناسبی برای مبردهای R12 و R22 در پمپ های گرمایی باشند، ولی باید مباحث امنیتی در ارتباط با قابلیت اشتعال این مبردها نیز در نظر گرفته شود.

در این تحقیق مبردهای هیدروکربنی پروپیلن (R1270)، پروپان (R290) و ایزوبوتان (R600a) به علت در دسترس بودن در داخل کشور انتخاب و مورد مطالعه قرار گرفته اند. همچنین مبردهای R410A و R407C به خاطر خواص ترمودینامیکی مناسب و گسترش روزافزون به کارگیری آنان در سیستم های برودتی مدنظر قرار گرفته اند. در ادامه ابتدا مشخصات و شرایط عملیاتی دو چرخه ی واقعی تبرید تراکمی ساده مورد استفاده در سیستم های تبرید متداول صنعتی و همچنین پمپ گرمایی تشریح می شوند و سپس، پارامترهای ترمودینامیکی و فنی موثر بر چرخه های مذکور با استفاده از مبردهای مذکور، استخراج و با هم مقایسه می شوند.

"شکل 2" تغییرات حجم مخصوص ورودی به کمپرسور را برحسب دمای تبرید کننده نشان می دهد. این پارامتر از آن جهت تعیین کننده است که حجم مخصوص های بالاتر مستلزم استفاده از کمپرسورهای بزرگ تر می باشد که امر مطلوبی نیست. ایزوبوتان بیشترین و R410a کمترین حجم مخصوص را دارا می باشند. مبردهای هیدروکربنی حجم مخصوص بیشتری نسبت به R12 و R22 دارند که لزوم تغییراتی را در چرخه های برودتی در صورت استفاده از این مبردها آشکار می کند. مبرد پروپیلن بلافاصله بالاتر از مبردهای R12، R22 و R134a قرار دارد.

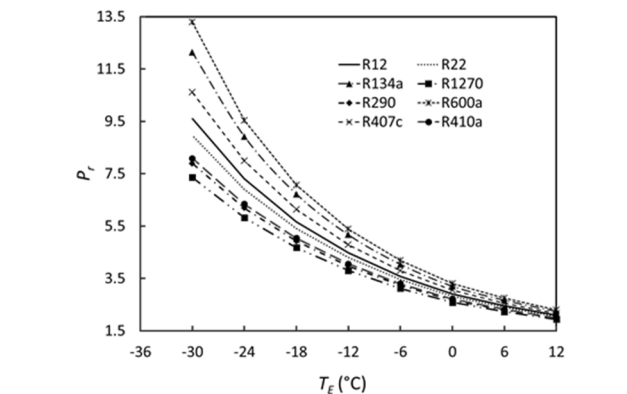


Fig. 1 Compressor relative pressure in terms of evaporation temperature

شکل 1 تغییرات نسبت فشار کمپرسور برحسب دمای تبرید

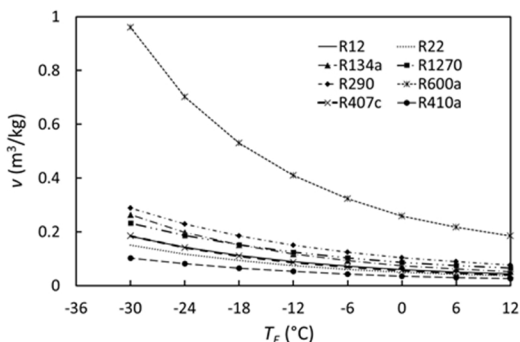


Fig. 2 Input compressor specific volume in terms of evaporation temperature

شکل 2 تغییرات حجم مخصوص ورودی به کمپرسور برحسب دمای تبرید

در این تحقیق مبردهای هیدروکربنی پروپیلن (R1270)، پروپان (R290) و ایزوبوتان (R600a) به علت در دسترس بودن در داخل کشور انتخاب و مورد مطالعه قرار گرفته اند. همچنین مبردهای R410A و R407C به خاطر خواص ترمودینامیکی مناسب و گسترش روزافزون به کارگیری آنان در سیستم های برودتی مدنظر قرار گرفته اند. در ادامه ابتدا مشخصات و شرایط عملیاتی دو چرخه ی واقعی تبرید تراکمی ساده مورد استفاده در سیستم های تبرید متداول صنعتی و همچنین پمپ گرمایی تشریح می شوند و سپس، پارامترهای ترمودینامیکی و فنی موثر بر چرخه های مذکور با استفاده از مبردهای مذکور، استخراج و با هم مقایسه می شوند.

2- مطالعات موردی و نتایج شبیه سازی

برای ارزیابی دقیق تر جایگاه مبردهای مختلف در صنعت تبرید، در این تحقیق چرخه های تبرید متداول صنعتی و پمپ گرمایی، به عنوان مطالعات موردی، انتخاب شده است. به منظور شبیه سازی چرخه های فوق الذکر، از نرم افزار کول-پک [8] استفاده شده است.

در ادامه، مشخصات و شرایط هر یک از چرخه ها تشریح شده و سپس با شبیه سازی آنان در نرم افزار مذکور، پارامترهای موثر بر عملکرد ترمودینامیکی و فنی آنان با استفاده از مبردهای مختلف، استخراج و باهم مقایسه شده اند.

1-1-2 مطالعه ی موردی الف - سیستم تبرید متداول صنعتی

در این بخش با استفاده از مدل سازی یک سیستم تبرید تراکمی متداول واقعی، به بررسی جایگزینی مبردهای هیدروکربنی در صنعت می پردازیم.

1-1-2-1 مشخصات و شرایط عملیاتی پایه ی چرخه

مشخصات پایه چرخه ی تبرید تراکمی متداول در نظر گرفته شده در این تحقیق، به صورت ذیل می باشد [9]: دمای تبرید کننده: 20°C ، میزان مافوق داغ شدن: 8°C ، افت فشار در تبرید کننده: 0.2 atm ، افت فشار در خط مکش: 0.1 atm ، افت فشار در خط تخلیه: 0.2 atm ، دمای چگالنده: 35°C ، میزان مادون سرد شدن: 2°C ، افت فشار در کندانسور: 0.1 atm ، افت فشار در خط مایع: 0.01 atm ، بازده ایزنتروپیک کمپرسور: 70% ، تلفات حرارتی در کمپرسور: 15% توان مصرفی، ظرفیت سرمایش: 100 kW .

2-1-2 مقایسه ی ترمودینامیکی و فنی

"شکل 1" تغییرات نسبت فشار مبردها را برحسب دماهای مختلف

بنابراین دمای چگالنده با توجه به شرایط اقلیم کشور، در بازه 45 تا 60 درجهی سلسیوس در نظر گرفته می شود و تغییرات بقیه ی خواص ترمودینامیکی و فنی چرخه نسبت به این بازه تغییرات، بررسی می شود. برای تامین آب سرد مورد نیاز سرمایش با دمای 5 درجهی سلسیوس، دمای تبخیر میرد در تبخیرکننده حدود 5- درجهی سلسیوس می باشد [10,9]. سایر خصوصیات چرخه ی تراکمی پایه ی مذکور به صورت زیر است [9]: میزان مافوق داغ شدن: 5°C، میزان مادون سرد شدن: 2°C، افت فشار در خط مکش: 0.5atm، افت فشار در خط تخلیه: 0.5atm، بازده آیزنتروپیک کمپرسورها: 70%، تلفات حرارتی در کمپرسور: 10% توان مصرفی و ظرفیت سرمایش: 100kW.

2-2-2- مقایسه ی ترمودینامیکی و فنی

"شکل 5" تغییرات دمای تخلیه ی کمپرسور را برحسب دمای چگالش نشان می دهد. میرد R22 دارای بالاترین دمای تخلیه است. دمای تخلیه ی پایین نیز از جهاتی مطلوب نیست؛ زیرا برای تامین آب گرم بهداشتی 60 درجهی سلسیوس نیاز به دمایی بالاتر از 70 درجهی سلسیوس در خروجی کمپرسور وجود دارد. میردهای هیدروکربنی ایزوبوتان و پروپان کمترین دمای تخلیه را دارا می باشند. در صورت انتخاب این میردها به عنوان سیال عامل چرخه ی پمپ گرمایی، نیاز به تجهیزات جانبی برای تامین بخشی از گرمایش مورد نیاز ساختمان وجود دارد. شرایط میرد پروپیلن بهتر است و دارای دمای تخلیه بالاتر از 70 درجهی سلسیوس در تمامی گستره دمای چگالش مدنظر است.

تغییرات نسبت فشار کمپرسور برای میردهای مختلف برحسب دمای چگالش در "شکل 6" نشان داده شده است. همان طور که مشخص است با افزایش دمای چگالش، نسبت فشار تمامی میردها افزایش می یابد. میرد R134a بالاترین نسبت فشار و بدترین عملکرد را دارد. میرد پروپیلن نیز دارای کمترین نسبت فشار است.

"شکل 7" تغییرات تبرید حجمی را برحسب دمای چگالش چرخه نشان می دهد. میرد R410a بیشترین ظرفیت تبرید حجمی را دارا می باشد و ایزوبوتان، کمترین ظرفیت تبرید حجمی را دارد.

3- نتیجه گیری

از مقایسه های بخش های قبل می توان میرد مناسب را به عنوان جایگزین میردهای مصنوعی معرفی نمود. میرد ایزوبوتان دارای کمترین ضریب تبرید حجمی است اما دمای تبخیر آن در فشار اتمسفریک حدود 12°C- است. به همین دلیل استفاده از این میرد در فشارهای پایین تر از فشار اتمسفریک، به

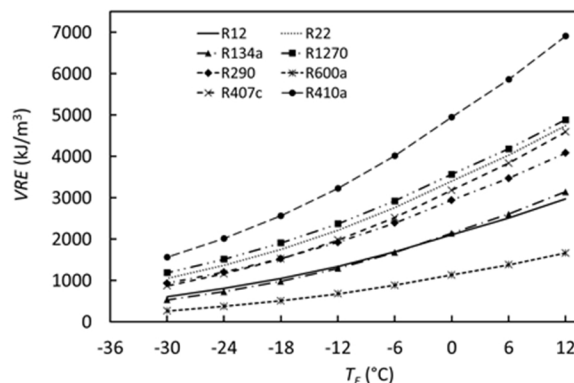


Fig. 3 Compressor volume refrigeration capacity in terms of evaporation temperature

شکل 3 تغییرات ظرفیت تبرید حجمی کمپرسور برحسب دمای تبخیر

بیانگر آن است که به ازای حجم مشخصی از میرد، سیستم قادر به تولید سرمای بیشتری می باشد که امری مطلوب است؛ بنابراین این پارامتر یکی از مهم ترین معیارهای سنجش عملکرد مناسب میرد در چرخه است.

2-2- مطالعه ی موردی ب- پمپ گرمایی

در این قسمت به مطالعه امکان جایگزینی میردها در پمپ گرمایی می پردازیم. شماتیک پمپ گرمایی در "شکل 4" نشان داده شده است. این دستگاه با جابه جایی وضعیت چگالنده و تبخیرکننده، امکان تامین گرمایش و سرمایش را در یک دستگاه فراهم می آورد. نحوه کارکرد پمپ گرمایی نشان داده شده در "شکل 4" در فصل زمستان بدین صورت است که مبدل گرمایی هواخنک به عنوان تبخیرکننده اصلی عمل می کند و هر سه قسمت چگالنده در مدار هستند. با کار کردن سیستم، به دلیل قرار گرفتن تبخیرکننده هوایی در فضای بیرون و برفک گرفتن آن، نیاز به برفک زدایی خواهد بود. در این حالت فن تبخیرکننده هوایی خاموش شده، قسمت انتهایی چگالنده از مدار خارج و تبخیرکننده آب نمکی وارد مدار می شود و سرمای خود را با آب گرم ذخیره شده در محفظه ی انتهایی چگالنده (به عنوان جایگزین هوای بیرون) تبادل نموده و دمای آن را از 15 درجهی سلسیوس به 5 درجه سلسیوس کاهش خواهد داد. در این فاصله زمانی، میرد داغ پس از خروج از قسمت دوم چگالنده با دمایی حدود 30 درجهی سلسیوس به سمت تبخیرکننده هوایی هدایت شده و ضمن تبادل حرارت، عملیات برفک زدایی بدون ایجاد وقفه در کارکرد پمپ گرمایی انجام خواهد شد. پس از رسیدن دمای محفظه انتهایی چگالنده به حد مجاز پایین (5 درجهی سلسیوس)، مبدل گرمایی هوایی و قسمت انتهایی چگالنده وارد مدار شده و تبخیرکننده آب نمکی از مدار خارج خواهد شد. در فصل تابستان، تبخیرکننده آب نمکی، به منظور تامین آب سرد مورد نیاز سرمایش ساختمان، وارد مدار شده و قسمت بالای چگالنده آبی (جهت تامین آب گرم بهداشتی) به همراه مبدل گرمایی هوایی، نقش چگالنده های سیستم را خواهند داشت.

1-2-2- مشخصات و شرایط عملیاتی پایه چرخه

وضعیت در نظر گرفته شده برای پمپ گرمایی در این پژوهش، سرمایش (تابستان) است. در شرایط سرمایش (تابستان)، چگالنده با هوا در تبادل گرمایی است که بسته به شرایط آب و هوایی شهرهای مختلف، دارای دماهای متفاوتی است. معمولاً دمای تقطیر چگالنده، به جهت تبادل حرارت مناسب، 15 درجهی سلسیوس بالاتر از دمای طرح بیرون در نظر گرفته می شود [10].

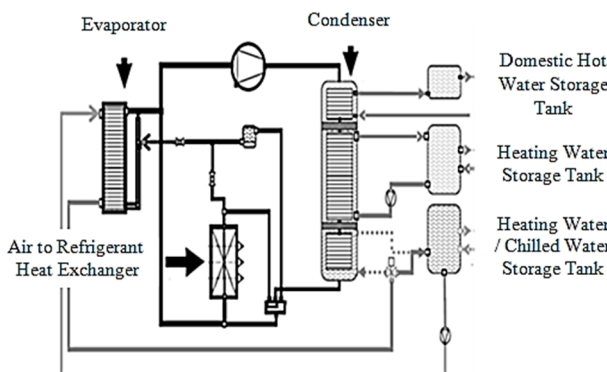


Fig. 4 Schematic of heat pump cycle in the present paper

شکل 4 طرحواره چرخه پمپ گرمایی در تحقیق حاضر

کمتری نسبت به مبردهای R410a و پروپیلن دارا می‌باشند. مبرد R410a نیز علی‌رغم داشتن عملکرد خوب در زمینه‌ی اثر تبرید حجمی، در زمینه‌ی تامین الزامات فنی مرتبط با کمپرسور رتبه‌ای پایین‌تر از پروپیلن دارد. بنابراین مبرد پروپیلن (R1270) به‌خاطر دبی جرمی و نسبت فشار بسیار پایین در کمپرسور و مقادیر مناسب در سایر پارامترها، به‌عنوان مبرد جایگزین مبردهای مصنوعی در سیستم‌های مورد مطالعه در این تحقیق، معرفی می‌گردد. استفاده از ماده‌ی پروپیلن (پروپن) به‌عنوان مبرد، علی‌الخصوص به‌عنوان جایگزین R22، در تحقیقات پیشین نیز توصیه شده است [11].

4- فهرست علائم

CFC	کلروفلوئوروکربن
COP	ضریب عملکرد سیستم
HCFC	هیدروکلروفلوئوروکربن
HFC	هیدروفلوئوروکربن
P_r	نسبت فشار کمپرسور
T_c (°C)	دمای چگالنده (°C)
T_D (°C)	دمای خروجی از کمپرسور (°C)
T_E (°C)	دمای تبخیرکننده (°C)
ν (kg^{-1}m^3)	حجم مخصوص (kg^{-1}m^3)
VRE (kJm^{-3})	ظرفیت تبرید حجمی (kJm^{-3})

5- تقدیر و تشکر

این اثر با حمایت مالی دانشگاه بین‌المللی امام خمینی (ره) انجام گرفته است.

6- مراجع

- [1] S. Benhadid-Dib, A. Benzaoui, Refrigerants and their environmental impact Substitution of hydro chlorofluorocarbon HCFC and HFC hydro fluorocarbon. Search for an adequate refrigerant, *Energy Procedia*, Vol. 18, pp. 807–816, 2012.
- [2] S. Jia, *Evaluation of HCFC Alternative Refrigerants*, Heatcraft Worldwide Refrigeration, United States, pp. 1-5, 2008.
- [3] A. Johansson, *Phase out of refrigerant R22*, PhD Thesis, Department of Energy Technology, Royal Institute of Technology, Stockholm, 2003.
- [4] Y. S. Lee, C.C. Su, Experimental studies of isobutane (R600a) as the refrigerant in domestic refrigeration system, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 22, No. 5, pp. 507–519, 2002.
- [5] M. Boumaza, Performances assessment of natural refrigerants as substitutes to CFC and HCFC in hot climate, *International Journal of Thermal and Environmental Engineering*, Vol. 1, No. 2, pp. 125-130, 2010.
- [6] A. S. Padalkar, K. V. Mali, S. Devotta, Simulated and experimental performance of split packaged air conditioner using refrigerant HC-290 as a substitute for HCFC-22, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 62, No. 1, pp. 277-284, 2014.
- [7] E. Granryd, Hydrocarbons as refrigerants- an overview, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 24, No. 1, pp. 15-24, 2001.
- [8] CoolPack Software, IPU & Department of Mechanical Engineering of Technical University of Denmark, 2012.
- [9] S. M. Mousavi Naeinian, M. Mafi, *Simulation Tools of Refrigeration Systems (CoolPack)*, pp. 23-26, Tehran: K. N. Toosi University of Technology Publication, 2012. (in Persian)
- [10] S. K. Wang, *Handbook of Air conditioning and refrigeration*, Second Edition, pp.11.2-11.6, New York: McGraw-Hill, 2001.
- [11] B. Palm, Hydrocarbons as refrigerants in small heat pump and refrigeration systems- a review, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 31, No. 4, pp. 552-563, 2008.

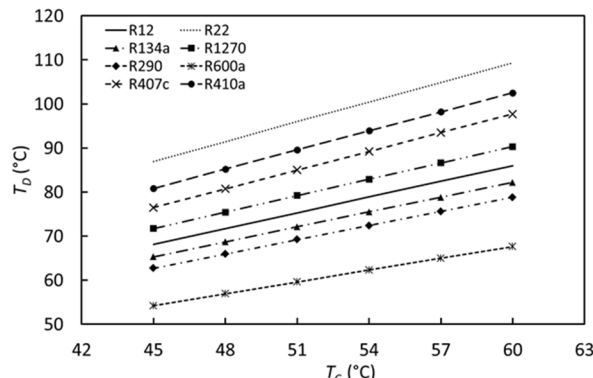


Fig. 5 Compressor discharge temperature in terms of condensation Temperature

شکل 5 تغییرات دمای تخلیه‌ی کمپرسور برحسب دمای چگالش

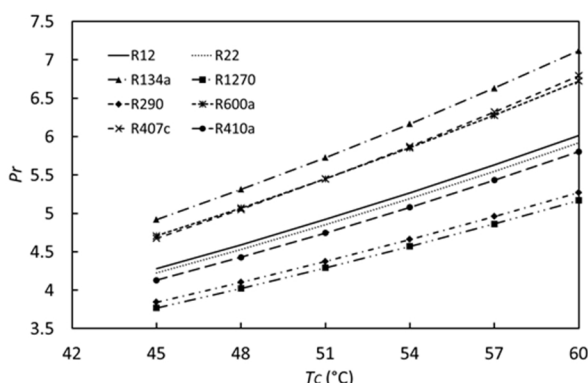


Fig. 6 Compressor relative pressure in terms of condensation temperature

شکل 6 تغییرات نسبت فشار کمپرسور برحسب دمای چگالش

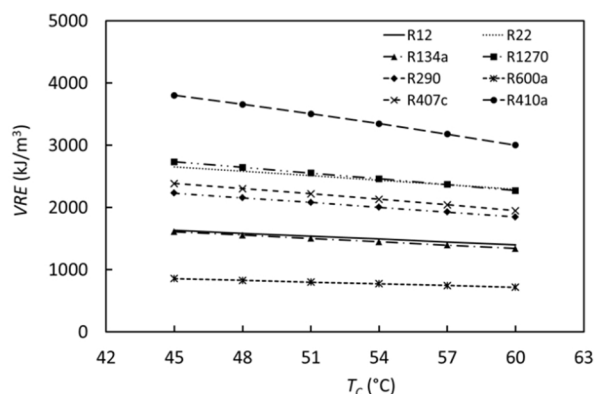


Fig. 7 Compressor volume refrigeration capacity in terms of condensation temperature

شکل 7 تغییرات ظرفیت تبرید حجمی کمپرسور برحسب دمای چگالش

لحاظ فنی (نشت احتمالی هوا به درون تبخیرکننده) نیازمند طراحی خاص است که به لحاظ اقتصادی مقرون به‌صرفه نیست. دو مبرد R407c و R134a به‌خاطر نسبت فشار بالای کمپرسور در دماهای پایین، نیاز به تراکم دومرحله‌ای دارند که این امر هزینه‌ی اولیه سیستم را به‌شدت افزایش می‌دهد. مبرد R12 دارای بیش‌ترین دبی جرمی و کم‌ترین ضریب عملکرد و نیز ظرفیت تبرید حجمی کمی می‌باشد. از میان مبردهای باقیمانده، مبردهای R22 و پروپان در تامین الزامات فنی مرتبط با کمپرسور، شامل نسبت فشار، دمای تخلیه و حجم مخصوص ورودی به کمپرسور، مطلوبیت