Thermodynamic analysis of two dual-purpose compression refrigeration systems with eco-friendly refrigerants in different climates

S.Alireza Zarabadi[1], Mostafa Mafi[2],*

1. Master Student, Department of Mechanical Engineering, Imam Khomeini International University, Qazvin, Iran.
2. Associate Professor, Department of Mechanical Engineering, Imam Khomeini International University, Qazvin, Iran.

*Corresponding author Email: m.mafi@eng.ikiu.ac.ir

Abstract

In this study, two types of dual-purpose compression refrigeration systems, including single-compressor and dual-compressor (cascade) with different eco-friendly refrigerants to achieve two temperature ranges above zero and below zero, have been investigated. This study aims to examine the annual energy consumption of dual-purpose refrigeration systems with eco-friendly refrigerants and explore the parameters affecting the efficiency of these systems. Studies have shown that the cascade system has a higher efficiency than a single-compressor system, and the best refrigerant in terms of performance in this system is R290. In the single-compressor system, only R134a refrigerant is applicable, and the other refrigerants in the evaporator create pressure under atmospheric pressure. Also, this system is only suitable in hot and humid climates for all seasons of the year, while the cascade system is applicable in all seasons of the year and all environments. Comparison of these two systems shows that assuming the total load capacity of the refrigerator is constant, increasing the cooling load in the low-temperature range leads to the increased energy consumption of the cascade system. Also founded that the annual energy consumption of cascade system is 7% lower than single compressor in equal distribution of cooling load between two temperature ranges.

Keywords: dual-purpose refrigeration system, eco-friendly refrigerant, annual refrigeration system

Introduction

Compression refrigeration systems are among the most common refrigeration systems, especially to achieve low temperature, which has different types and high energy consumption [1,2]namely energy use in supermarkets through modelling, simulations and field studies. A user-friendly computer program, CyberMart, which calculates the total energy performance of a supermarket, is presented. The modelling method described in this thesis has four phases:

the first phase is the development of a conceptual model that includes its objectives, the environment and the components of the system, and their interconnections. The second phase is a quantitative model in which the ideas from the conceptual model are transformed into mathematical and physical relationships. The third phase is an evaluation of the model with a sensitivity analysis of its predictions and comparisons between the computer model and results from field measurements. The fourth phase is the model application in which the computer model answers questions identified in the beginning of the modelling process as well as other questions arising throughout the work. Field measurements in seven different supermarkets in Sweden were carried out to: (i. Nowadays, most common refrigerants used in the refrigeration industry, such as R22, have a high global warming potential (GWP). Recently governments have become more aware of global warming and the effects of ozone depletion [3]. Therefore, recent legal measures, such as the European Union and other official organizations' regulations, have been enacted to limit the production and replace these refrigerants [4Having regard to the Treaty on the Functioning of the European Union, and in particular Article 192(1,5]ventilation and air conditioning (HVAC&R. In this regard, the choice of refrigerant in any refrigeration system is a matter that can be effective in energy consumption and the amount of damage to the environment. Choose a suitable refrigerant can significantly increase system performance[6].

In this study, two types of dual-purpose compression refrigeration systems, including a single-compressor system and cascade system with different eco-friendly refrigerants to achieve two temperature ranges above zero and below zero, have been investigated for use in cold storage and supermarkets. In cold warehouses and supermarkets, the products may be kept in the temperature range from below zero to above zero temperature depending on product storage condition. Therefore, dual-purpose compression refrigeration systems should be used to provide the below and above zero temperature ranges. Moreover, the techniques may even offer only below zero or above zero temperatures for some time commensurate with the product. Therefore, cooling load changes for any temperature range and their effect on cycle efficiency and flow rate are significant because the refrigerant is responsible for providing cooling loads. One of the most important environmental issues related to refrigeration systems is the potential of refrigerants' global warming and ozone depletion. Therefore, the choice of eco-friendly refrigerants has been considered today.

So two different types of dual-purpose compression refrigeration systems, including cascade compression refrigeration system and one Stage compression refrigeration system, are considered in this investigation to provide two temperature ranges above zero and below zero. All designs have been modelled with EES software.

Problem statement

Temperature changes always affect the efficiency and consequently the energy consumption of refrigeration systems. As a result, compression refrigeration systems also have different performance in different operating conditions. Therefore, the climate of each region affects the operation of refrigeration systems. Also, some refrigeration systems may not be compatible with various refrigerants. As a result, refrigerants must be selected for each system according to its

conditions and limitations. Therefore, climate study for different systems along with comparing types of refrigerants can be beneficial. Three different climates, including hot and humid, hot and dry, moderate, choose for this study [8]. Table 1 shows the study areas in this study that have these three climates. Temperature characteristics of each environment have been adopted from the Meteorological Organization of Iran.

Table: Climate of the studied cities

Climate type	Moderate	Hot and Humid	Hot and Arid
Zone	Mazandaran	Hormozgan	Ardestan of Isfahan

One of the significant issues for dual-purpose refrigeration systems that provide two temperature ranges is the difference in the types and amount of products that must be kept above zero or below zero. Also, in cold storages, the products that should be kept in the temperature range from below zero to above zero temperature depended on product storage specification. Therefore, cooling load changes for any temperature range and their effect on cycle efficiency and flow rate are significant because the refrigerant is responsible for providing cooling loads. One of the most important environmental issues related to refrigeration systems and refrigerants used in them is attention to global warming and ozone depletion. Table 2 shows the characteristics of the seven refrigerants studied in this research.

Table 2: Brief Specifications of the studied refrigerants taken from Linde Industrial Gases Institute [7]

Refrigerant Properties	R134a	R717	R744	R290	R600a
Natural	×	✓	✓	✓	✓
ODP/ GWP	0	0	0	0	0
GWP	1300	0	1	3	3

Systems description and modelling

In this study, two types of dual-purpose compression refrigeration systems, including single-compressor and dual-compressor (cascade) with different eco-friendly refrigerants to achieve two temperature ranges above zero and below zero have been investigated. One Stage compression refrigeration system uses only one compressor and some throttle valves to supply two temperature ranges. The refrigerant enters the throttle valve by passing through the condenser and is divided into two parts: high and low temperature. Finally, the refrigerant passes through the high-temperature evaporator again and joins the low-temperature evaporator output through the next throttle valve, and the cycle is repeated. Since the pressure must be above atmospheric pressure in compression refrigeration systems, only R134a is applicable in this system to supply two temperature ranges.

On the other hand, the cascade system, due to its structure and equipment and using two

independent refrigerants, can compensate for the limitations of the previous two approaches and provide two temperature ranges from below to above zero. The output of the low-temperature compressor is the same as the input of the middle evaporator. The high pressure compressed refrigerant enters the condenser for condensation, then into the high-pressure throttle valve for adiabatic throttling. Then refrigerant enters the intermediate heat exchanger. In the low-temperature cycle, the second refrigerant enters the compressor by leaving the low-temperature evaporator by separator and enters the intermediate heat exchanger at a higher pressure and medium temperature. Finally, the low-temperature cycle is repeated by passing refrigerant through the throttle valve. In this study, in the high-temperature cycle, ammonia refrigerant works as a refrigerant, and in the low-temperature cycle, the other six eco-friendly refrigerants are examined to calculate the best performance of the refrigerant pair. This comprehensive investigation showed that R717/R290 is the best and an optimal refrigerant couple in cascade system in all three studied climates.

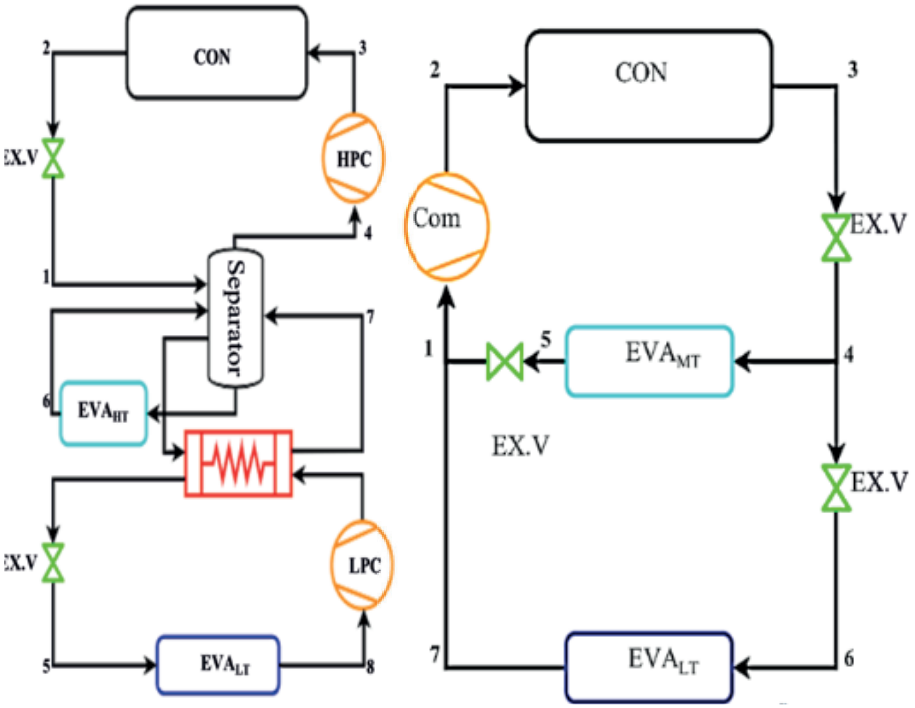


Figure 1: Schematic of a) one compressor system b) cascade system

Conclusion

The main purposes of this study are to investigate the annual energy consumption of dual-purpose refrigeration systems with eco-friendly refrigerants and investigate the parameters affecting the efficiency of these systems. Studies have shown that the cascade system has a higher efficiency than a single-compressor system, and the best refrigerant in terms of performance in this system is R290. In the single-compressor system, only R134a refrigerant is applicable, and the other refrigerants in the evaporator create pressure under atmospheric

pressure. So other refrigerant is not suitable for this system because of operational limitation. Also, this system is only applicable in hot and humid climates for all seasons of the year, while the cascade system is applicable in all seasons of the year and all climates. Cascade system and having fewer operational limitations than the one-stage system also has greater efficiency. Comparison of these two systems shows that assuming the total load capacity of the refrigerator is constant, increasing the cooling load in the low-temperature range leads to the increased energy consumption of the cascade system. Also founded that the annual energy consumption of cascade system is 7% lower than single compressor in equal distribution of cooling load between two temperature ranges. Finally, it was found that a single-stage system can be used for small-scale cold storages in hot and humid climates due to lower costs. But in large-scale cold storages, the cascade system is more efficient despite minor operation limitation and saves about 60,000 kWh energy per year.

Reference

1. Lloret Font, E. (2017). Analysis and optimization of energy usage in Supermarkets (Master's thesis, Universitat Politècnica de Catalunya).

2. J. Arias, "Energy Usage in Supermarkets: Modelling and Field Measurements," KTH University, 2005. 2. Arias, J. (2005). Energy usage in supermarkets-modelling and field measurements (Doctoral dissertation, KTH).

3. Schulz, M., Kourkoulas, D., (2014), Regulation (EU) No 517/2014 of the European Parliament and of the Council of 16 April 2014 on fluorinated greenhouse gases and repealing Regulation (EC) No 842/2006," Off. J. Eur. Union.

4. Heath, E. A., (2017), Amendment to the Montreal Protocol on Substances that Deplete the Ozone Layer (Kigali Amendment),"Int.Leg.Mater., 56(1), pp 193-205.

5. Raabe, G., (2019), Molecular simulation studies on refrigerants past – present – future, Fluid Phase Equilib., 485, pp 190-198.

6. Megdouli, K., Ejemni, N., Nahdi, E., Mhimid, A., Kairouani, L., (2017), Thermodynamic analysis of a novel ejector expansion transcritical CO2/N2O cascade refrigeration (NEETCR) system for cooling applications at low temperatures," Energy, 128, pp 586–600.

7. Industrial Gases, https://www.linde-gas.com/en/.

8. Ebrahimi, A. N., Rahimian, F. P., Loron, M. S., (2013), Impacts of Climate on Genesis of Vernacular Architecture of Different Parts of Iran: Case Study of Cold and Dry Azerbaijan--Iran," ALAM CIPTA, Int. J. Sustain. Trop. Des. Res. Pract., 6(1), pp. 69–82.

تحلیل ترمودینامیکی دو سیستم تبرید تراکمی با کاربری در سردخانه های دومنظوره با مبردهای دوستدار محیط زیست در اقلیم های مختلف

سید علیرضا زرآبادی[۱]، مصطفی مافی[۲*]

۱. دانشجوی کارشناسی ارشد، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه بین المللی امام خمینی، قزوین، ایران.
۲ - دانشیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه بین المللی امام خمینی ، قزوین، ایران.

نویسنده مسئول: *m.mafi@eng.ikiu.ac.ir*

چکیده

تحقیق حاضر به بررسی و تحلیل ترمودینامیکی دو سیستم تبرید تراکمی دو منظوره شامل سیستم تک کمپرسوری با دو اواپراتور و سیستم دو کمپرسوری(آبشاری) با کاربری در سردخانه ها با هدف تامین دو محدوده دمایی بالای صفر و زیر صفر می‌پردازد. هدف از این پژوهش بررسی میزان انرژی مصرفی سالانه سیستم‌های دومنظوره برودتی با مبردهای دوستدار محیط زیست و همچنین بررسی پارامتر های موثر بر راندمان این سیستم ها می‌باشد. بررسی‌ها نشان داد که سیستم آبشاری کارایی بالاتری داشته و بهترین مبرد از نظر عملکرد در آن R290 می‌باشد. همچنین مشخص گردید در سیستم تک کمپرسوری تنها مبرد R134a قابل اجراست و بقیه مبرد ها در اواپراتور فشاری زیر فشار اتمسفر ایجاد می کنند. همچنین این سیستم تنها در اقلیم گرم و مرطوب برای تمامی فصول سال قابل اجراست در حالی که سیستم آبشاری در تمامی فصول سال و در تمامی اقلیم ها قابل اجرا می‌باشد. مقایسه این دو سیستم نشان می دهد که با فرض ثابت بودن ظرفیت بار کل سردخانه افزایش بار برودتی در محدود دماپایین منجر به افزایش مصرف انرژی در سیستم آبشاری می‌گردد. همچنین مشخص شد در اقلیم گرم و مرطوب در حالت توزیع مساوی بار برودتی بین دو محدوده دمایی، میزان مصرف سالانه انرژی در سیستم آبشاری ۷درصد کمتر از سیستم تک کمپرسوری است.

کلمات کلیدی: **سیستم های برودتی دومنظوره، مبردها دوستدار محیط زیست، مصرف سالانه انرژی.**

مقدمه

سیستم های تبرید تراکمی یکی از مرسوم ترین و رایج ترین سیستم های برودتی به ویژه برای دست یابی به دماهای پایین می‌باشند [۲و۱]. یکی از انواع سیستم های تراکمی برودتی سیستم های تک مرحله ای می‌باشد. در این سیستم ها جهت تامین دمای مورد نظر تنها از یک کمپرسور بهره برده می‌شود. استفاده از مبرد هایی با نسبت فشار زیاد و شرایطی نزدیک به شرایط بحرانی در سیستم های تک مرحله ای ساده منجر به ضریب پایین عملکرد (COP) و محدودیت های اجرایی می‌شود[۳]. سیستم های برودتی دو منظوره به

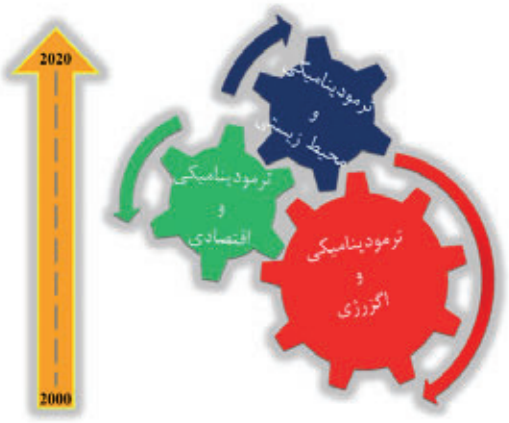
ویـژه سیسـتم هـای دو مرحلـه ای و چرخـه هـای برودتـی آبشـاری مـی تواننـد بـرای غلبـه بر مشـکل فوق بـه کار گرفته شـوند[۴-۶].

امـروزه اکثـر مبـرد هـای مـورد اسـتفاده در صنعـت تبریـد ماننـد R۲۲ پتانسـیل گرمایـش زمین (GWP) بسـیار بالایـی دارنـد. اسـتفاده از چنیـن مبردهایی منجر به تغییرات اقلیم شـده و باعث تسـریع در گرمایـش زمین و همچنین بـالا رفتن دمای اتمسـفر می‌شـوند.

بـا افزایـش آگاهـی دولت‌هـا نسـبت به گرم شـدن کره زمیـن و تأثیـرات تخریب لایـه اوزون، تحقیقـات در مورد مبردهـای جایگزیـن در سـال هـای اخیـر مـورد توجـه بیشـتری قـرار گرفتـه اسـت [۷-۱۰] . اتحادیـه اروپـا و دیگر نهادهـای بین‌المللـی مقـررات وسـیعی را بـرای محـدود کـردن تولیـد و اسـتفاده از مبردهایـی بـا GWP بـالا وضـع کرده‌انـد و بـه تولیـد و اسـتفاده از مبردهـای جایگزیـن توصیـه کرده‌انـد[۱۳-۱۱]. از طـرف دیگـر توجه گسـترده ای در سـنوات گذشـته بـه موضـوع تامیـن انـرژی پاک و حفظ و حراسـت از محیط زیسـت شـده اسـت[۱۷-۱۴]در این راسـتا انتخـاب مبـرد در هـر سیسـتم سرمایشـی موضوعـی اسـت کـه می‌تواند در انـرژی مصرفـی و همچنیـن میزان آسـیب بـه محیط زیسـت موثر باشـد.

انتخـاب صحیـح مبـرد در هـر سیسـتم سرمایشـی موضوعـی بسـیار چالـش برانگیز اسـت کـه می‌تواند عـلاوه بر کاهـش انـرژی مصرفـی بـر کم شـدن آسـیب های زیسـت محیطی نیـز موثر باشـد. در همین حـال، در سیسـتم هایی کـه دو محـدوده دمایـی را تامیـن می‌کننـد انتخـاب مبـرد یا زوج مبـرد از اهمیـت بالایی برخـوردار اسـت و همچنان بسـیار چالـش برانگیـز اسـت زیـرا عـلاوه بـر ایـن کـه مبـرد یـا زوج مبردهـا بایـد کارایـی بالایی داشـته باشـند باید دوسـتدار محیـط زیسـت باشـند. یـک زوج مبرد مناسـب قادر اسـت عملکرد سیسـتم را بسـیار بهبود بخشـیده و بالا ببرد[۱۸].

بـا وجـود مطالعـات گسـترده پیرامـون سیسـتم هـای برودتـی، بررسـی و آنالیـز ترمودینامیکـی بـا درنظـر گرفتن شـرایط اقلیمـی و زیسـت محیطـی کمتر مورد توجه قرار گرفته اسـت. شـکل ۱ خلاصـه‌ای از زمینه تحقیـق مطالعات پژوهشـگران از سـال ۲۰۰۰ تـا ۲۰۲۰میـلادی در حـوزه سیسـتم هـای برودتی را نشـان می‌دهد.



شکل ۱: روند کلی مطالعات محققین در دو دهه گذشته در حوزه سیستم های تبرید تراکمی.

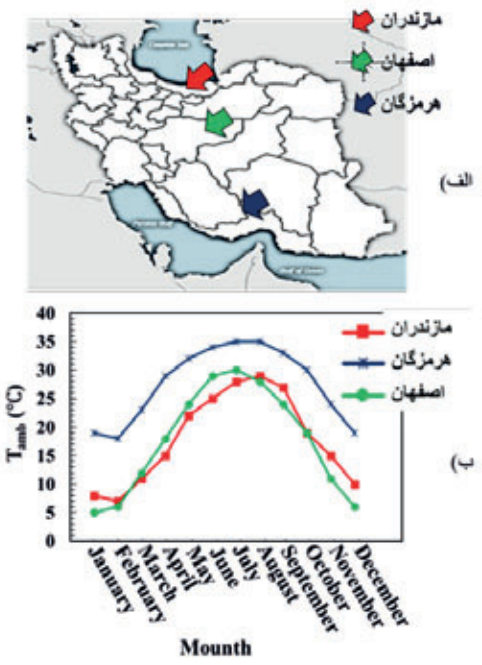
همان‌گونـه کـه از رونـد مطالعـات مشـخص اسـت خلا پژوهـش پیرامون مسـائل اقلیمی کاملا مشـهود اسـت. در ایـن پژوهـش بـه مطالعه و بررسـی دو سیسـتم برودتی آبشـاری و تک کمپرسـوری در اقلیم‌های مختلف، بررسـی اثر تغییـرات بـار سـردخانه بـر کارکرد آنهـا و در نهایت به مقایسـه دو سیسـتم از لحاظ مصـرف انرژی پرداخته می‌شـود تا مشـخص شـود در شـرایط کاری یکسـان، کدام سیسـتم گزینه‌ای مناسـب تر است.

بیان مسئله

جهت انتخاب سیستم های سرمایشی مناسب، یکی از عوامل مهم و تاثیر گذار تغییرات اقلیمی و همچنین تغییرات دما طی فصول مختلف سال می‌باشد. انتخاب سیستم سرمایشی متناسب با شرایط کاری و تغییرات دمایی اقلیمی میتواند بهترین بازدهی سیستم را به ارمغان بیاورد. سه منطقه مختلف اقلیمی گرم و خشک، معتدل و گرم و مرطوب از سه استان ایران به عنوان نماینده انتخاب شده است[۱۹] . در جدول ۱ مناطق مورد مطالعه در این پژوهش که دارای این ۳ اقلیم می‌باشند آورده شده است. مشخصات دمایی هر اقلیم از سازمان هواشناسی کل کشور ایران[1] اتخاذ شده است.

جدول ۱: اقلیم و منطق مورد مطالعه.

نوع اقلیم	معتدل	گرم و مرطوب	گرم و خشک
منطقه	مازندران	هرمزگان	اردستان اصفهان



شکل ۲: مشخصات مناطق مورد مطالعه الف) موقعیت جغرافیایی ب) تغییرات یک ساله دمای محیطی.

یکی از عمده مسائلی که در واقعیت برای سیستم هایی که در دو محدوده دمایی کار می‌کنند بسیار اتفاق می افتد، تفاوت در میزان محصولاتی است که باید در محدوده بالای صفر و یا زیر صفر نگهداری شوند. به عنوان مثال در سیسم های دو منظوره همواره هر دو سالن مربوط به محصولات دما بالا و دما پایین، یک میزان از محصولات نگهداری نمی‌کنند و حتی ممکن است یکی از سالن ها در بازه ای از زمان خالی بماند. این اتفاق در سرد خانه ها و سوپرمارکت ها بسیار رایج است. از این رو تغییرات بار حرارتی هر محدوده دمایی و تاثیر آن بر بازدهی سیکل بسیار مهم است. ماده مبرد وظیفه تامین بار حرارتی را دارد و هر چه با میزان دبی کمتری از مبرد بار حرارتی موردنیاز تامین شود از

1. Iran Meteorological Organization

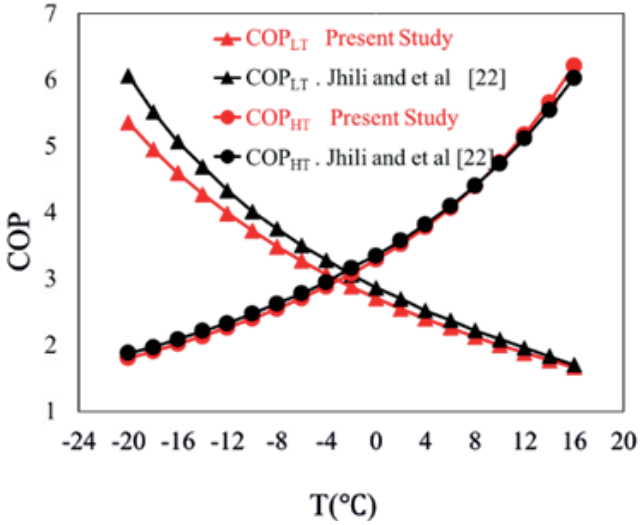
اثرات زیست محیطی ناشی از مبرد کاسته می‌شود. علاوه بر این مسائل بررسی اثر تغییرات بار حرارتی سیکل دما بالا و دماپایین در سیستم های دو منظوره بر دبی مورد نیاز جهت تامین این بار حرارتی نیز کمتر مورد توجه قرار گرفته است. حال آنکه هر چه با میزان کمتری از مبرد بتوان بار حرارتی مورد نیاز را تامین کرد بهتر است زیرا علاوه بر کاهش هزینه از میزان قابل توجهی از نشت مبرد نیز جلوگیری شده و اثرات زیست محیطی کمتری را حتی در مبرد های دوستدار محیط زیست شاهد خواهیم بود. از مهمترین مسائل زیست محیطی مرتبط با سیستم های برودتی، توجه به گرمایش زمین، تخریب لایه اوزون و سمی بودن آن می‌باشد. از این رو امروزه انتخاب مبرد های دوستدار محیط زیست بسیار مورد توجه قرار گرفته اند[۲۱و۲۰]. در جدول ۲ مشخصات ۷ ماده مبرد مورد مطالعه در این پژوهش آورده شده است.

جدول ۲: مشخصات مبرد های مورد مطالعه برگرفته از موسسه گاز های صنعتی لیندە[۲۰] .

مشخصات مبرد ها	R134 a	R717	R744	R290	R600a
طبیعی	×	✓	✓	✓	✓
پتانسیل تخریب لایه اوزن	۰	۰	۰	۰	۰
پتانسیل گرمایش زمین	۱۳۰۰	۰	۱	۳	۳
قابلیت اشتعال پذیری	×	✓	×	✓	✓
سمی	×	×	×	×	×
دمای بحرانی[$^{\circ}C$]	۱۰۱	۱۳۲	۳۱	۹۶	۱۵۲
فشار بحرانی[Mpa]	۴,۰۶	۱۱,۳۳	۷,۳۸	۴,۲۵	۳,۸۰

اعتبار سنجی روش مورد مطالعه

در این مطالعه به بررسی و مقایسه دو ن سیستم تبرید دومنظوره شامل ۱- سیستم تک کمپرسوری با دو اواپراتور و ۲- سیستم آبشاری پرداخته می‌شود. هر دو سیستم دو محدوده دمایی زیر صفر و بالای صفر را به کمک مبرد های جدول شماره ۲ تامین می‌کنند. به منظور راستی آزمایی شبیه سازی انجام شده، مطالعه حاضر با نتایج مطالعه سان و همکاران [۲۲] مقایسه شده است (شکل ۳). همان طور که از شکل ۳ مشخص است ضریب عملکرد چرخه های دما بالا و دماپایین در هر دو تحقیق، تطابق خوبی با هم دارند.



شکل ۳: مقایسه نتایج تحقیق حاضر با منبع[۲۲].

فرضیات و مشخصات مورد استفاده در این مطالعه با توجه به شرایط مختلف اقلیمی از جمله بازه تغییرات دمایی و محدودیت های فنی در جدول شماره ۳ آورده شده است.

جدول ۳: فرضیات و محدوده های اعمال شده در پژوهش حاضر.

پارامتر	مقادیر	واحد
T_{Air}	50 ~ 10	$^{\circ}C$
T_{Con}	T_{Air} + 10	$^{\circ}C$
T_{HT}	10 ~ -10	$^{\circ}C$
T_{LT}	-30 ~ -50	$^{\circ}C$
$Q_{LT} + Q_{HT}$	ثابت	kJ/s
$T\Delta$	5	$^{\circ}C$

معرفی و بررسی سیستم های مورد مطالعه

سیستم تک کمپرسوری با دو اواپراتور

این سیستم ساده و به عنوان مدل پایه در مطالعه حاضر میباشد. به علت هزینه بسیار پایین آن هم در سرمایه گذاری اولیه و همچنین در هزینه های جاری در مقایسه با دیگر سیستم های مرسوم میتواند برای مقیاس های کوچک به کار گرفته شود. این سیستم برای تامین دو محدوده دمایی در سردخانه ها دو منظوره که شامل دو سالن مستقل دمای زیر صفر و بالای صفر می‌باشند و همچنین سوپرمارکت ها، تنها از یک کمپرسور بهره می‌برد. در واقع در این سیستم جهت رسیدن به دو محدوده دمایی از تعدادی شیر اختناق به گونه ای بهره می‌برد که مبرد ابتدا با عبور از کندانسور وارد شیر اختناق شده و به دو قسمت دما بالا و دما پایین تقسیم می‌شود. سپس در قسمت میانی مبرد از اواپراتور دمابالا عبور کرده برای تنظیم فشار مجدد از شیر اختناق می‌گذرد. در طرف دیگر برای تامین دمای زیر صفر مبرد از شیر اختناق عبور کرده و وارد اواپراتور دماپایین می‌شود. در نهایت هر دو بخش با یکدیگر ترکیب شده و سیکل تکرار می‌گردد. شکل شماره ۴ شماتیکی از این سیستم را به همراه نمودار T-S آن نشان می‌دهد.

معادلات سیستم تک کمپرسوری با دو اواپراتور

معادلات به کار گرفته شده در این سیستم به شرح زیر می‌باشد. در این سیستم پایداری جرم لحاظ شده است که به صورت زیر می‌باشد.

$$m_1 = m_6 + m_5 \quad (۱)$$

میزان بار حرارتی برای هر یک از مبدل های حرارتی در بخش دما بالا و دما پایین به صورت زیر میباشد.

$$\dot{Q}_{MT} = m_5 \cdot (h_5 - h_4) \quad (۲)$$

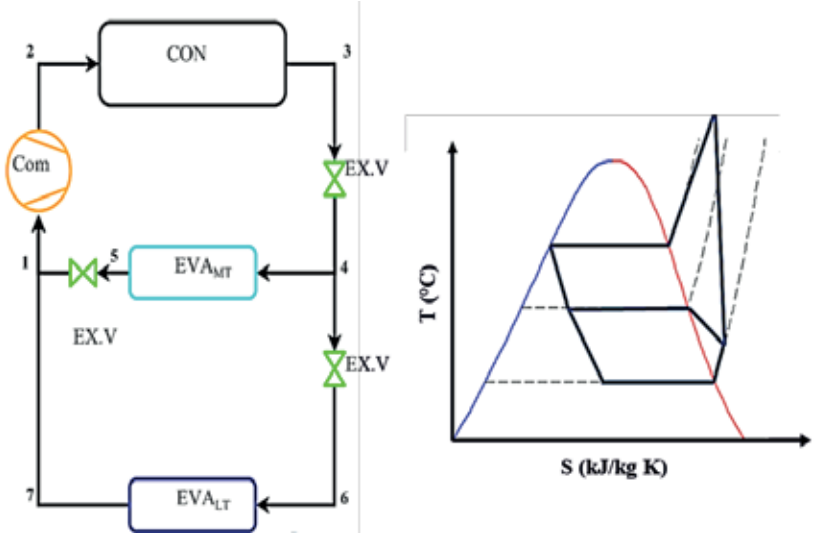
$$\dot{Q}_{LT} = m_6 \cdot (h_7 - h_6) \quad (۳)$$

همچنین میزان توان مصرفی کمپرسور نیز به صورت زیر محاسبه می‌گردد.

$$\dot{w}_c = m_1 \cdot (h_2 - h_1) \quad (۴)$$

در نهایت راندمان سیستم نیز با رابطه ۵ محاسبه می‌گردد.

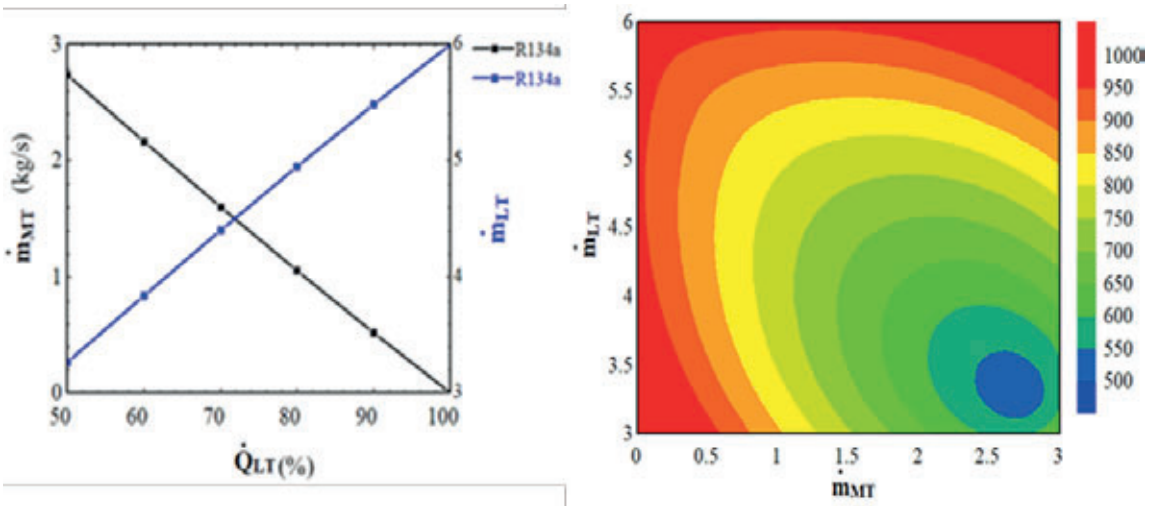
$$COP = \frac{\dot{Q}_{EVA_{LT}} + \dot{Q}_{EVA_{MT}}}{\dot{w}_c} \quad (۵)$$



شکل ٤: شماتیک و نمودار S–T سیستم دومنظوره تک کمپرسوری.

ایـن سیسـتم بـه ایـن علـت کـه از چندیـن شـیر اختناق جهـت تامیـن دو محـدوده دمـا پایین و دمـا بالا اسـتفاده می‌کنـد، افـت فشـار مبـرد را بسـیاری را متحمـل می‌گـردد. از آنجایی که در سیسـتم هـای تراکمی فشـار اواپراتورها بایـد بـالای فشـار اتمسـفر باشـد، در ایـن سیسـتم برای تامیـن درجه حـرارت های مـورد نظـر تنهـا R۱۳۴a قابلیت اجـرا داشـته و بقیـه مبردهـا نیازمند کمپرسـورهایی بـا قابلیت کار در خلا می‌باشـند کـه در واقعیت کارایی سیسـتم را مختـل خواهـد نمـود و قابلیت اجـرا ندارد.

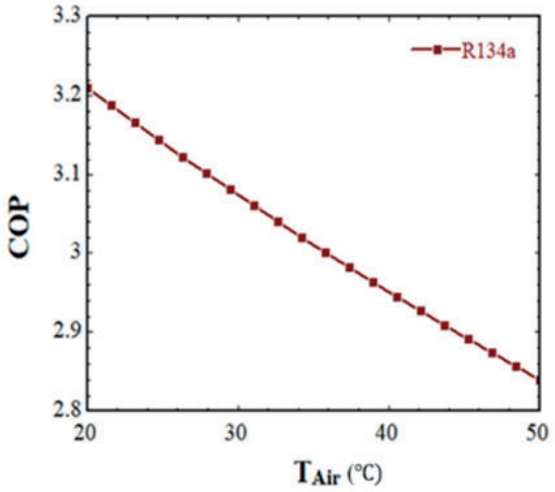
همانگونـه کـه پیشـتر اشـاره شـد میزان دبـی جهت تامیـن بار حرارتـی هر محـدوده دمایی بسـیار حائـز اهمیت بوده و می‌توانـد هزینـه هـا را کاسـته و از آسـیب هـای زیسـت محیطی بکاهد. شـکل شـماره ۵ اثـر تغییرات بـار حرارتی بـر دبـی مبـرد R۱۳۴a در این سیسـتم را نشـان می‌دهد.



شکل ۵: بررسی اثر تغییرات بار حرارتی محدوده دما پایین بر دبی مبرد.

همانطـور کـه از شـکل شـماره ۵ مشـخص اسـت با تغییـر بار حرارتی در سیسـتم برودتـی که خود ناشـی از عرضه و تقاضـای محصـولات در بخـش دمـا پاییـن و دمـا بالا می‌باشـد، میـزان دبی مبـرد در هر قسـمت نیز به تناسـب تغییر

می‌کنند. به عنوان مثال اگر سیستم کل بار حرارتی خود را به صورت مساوی در دو محدوده دمایی خود توزیع کند، مقدار دبی مورد نیاز در هر دو بخش تا میزان قابل توجهی به هم نزدیک شده و تقریبا به تعادل می‌رسند. یکی دیگر از عوامل مهم و تاثیر گذار بر سیستم، اثر تغییرات دما محیط بر میزان کارایی COP می‌باشد. شکل شماره ۶ به بررسی این تغییرات پرداخته است.



شکل ۶ :اثر تغییرات دمای محیط بر میزان POC.

همان‌گونه که از نمودار پیدامی باشد هر چه دمای محیط بیشتر شود یا به عبارت دیگر هرچه به مناطق گرمسیری و یا فصول گرم سال پیش برود، بازدهی سیستم کاهش پیدا می‌کند. زیرا دمای محیط به طور مستقیم بر کندانسور اثر گذاشته و هر چه دما بالاتر باشد کارایی کندانسور کاهش پیدا کرده و در نتیجه راندمان کل کاهش پیدا خواهد کرد.

سیستم آبشاری

سیستم آبشاری با توجه به ساختار و تجهیزات به کار گرفته شده درآن و بهره گیری از دو ماده مبرد مستقل، قادر است تا محدودیت های سیستم پیشین را جبران کرده و دو محدوده دمایی زیر صفر و بالای صفر را به خوبی تامین کند. این سیستم ها امروزه بسیار مرسوم بوده و کاربرد بسیار زیادی در صنایع برودتی دارند. در این سسیتم در سیکل دما بالا کمپرسور فشار بالا مبرد را از خروجی اواپراتور میانی گرفته و آنرا به کندانسور برای خنک شدن ارسال می‌کند. از طرف دیگر مبرد خارج شده از اواپراتور دما پایین وارد کمپرسور فشار پایین در سیکل دما پایین می‌شود. خروجی کمپرسور در محدوده دما پایین، همان ورودی اواپراتور میانی است. پس از آن جریان وارد مبدل میانی شده و این مبدل حرارتی برای سیکل دما بالا نقش اواپراتور میانی را ایفا کرده و برای سیکل دما پایین همان کندانسور میانی می‌باشد. در سیکل دما پایین نیز مبرد ثانویه با خروج از اواپراتور دما پایین وارد کمپرسورشده و در فشار بالاتر و دمای TMT وارد مبدل میانی می‌شود. درنهایت پس از خروج از مبدل، مبرد با عبور از شیر انبساط چرخه دما پایین را تکرار می‌نماید. در این مطالعه در سیکل دما بالا مبرد آمونیاک به عنوان مبرد ثابت کار کرده و در سیکل دما پایین ۶ ماده مبرد دیگر که در جدول ۲ آمده است به عنوان مبرد مورد بررسی قرار می‌گیرند تا بهترین عملکرد زوج مبرد ها محاسبه گردد. شکل شماره ۷ شماتیک این سیستم به همراه نمودار T-S آن را نمایش می‌دهد.

معادلات سیستم آبشاری

معادلات مورد استفاده برای این سیستم آبشاری به صورت زیر می‌باشد.

$$m_1 = \dot{m}_{HT} \quad (۶)$$

$$m_5 = \dot{m}_{LT} \quad (۷)$$

میزان بار حرارتی مبدل دما پایین به صورت زیر محاسبه می‌شود.

$$Q_{eva} = \dot{m}_{LT} \cdot (h_5 - h_8) \quad (۸)$$

میزان بار حرارتی کل ثابت در نظر گرفته شده تا بتوان تغییرات بار حرارتی را برای هر بخش محاسبه کرد.
میزان راندمان سیستم برای قسمت دما پایین و دما بالا به صورت زیر می‌باشد.

$$COP_{HT} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (۹)$$

$$COP_{LT} = \frac{h_5 - h_8}{h_6 - h_5} \quad (۱۰)$$

مقدار راندمان کل سیستم به صورت زیر تعریف می‌گردد.

$$cop_{total} = \frac{\left(\frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1}\right) \cdot \left(\frac{h_5 - h_8}{h_6 - h_5}\right)}{1 + \left(\frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1}\right) + \left(\frac{h_5 - h_8}{h_6 - h_5}\right)} \quad (۱۱)$$

در نهایت میزان توان مصرفی کمپرسور های هر بخش به صورت زیر است.

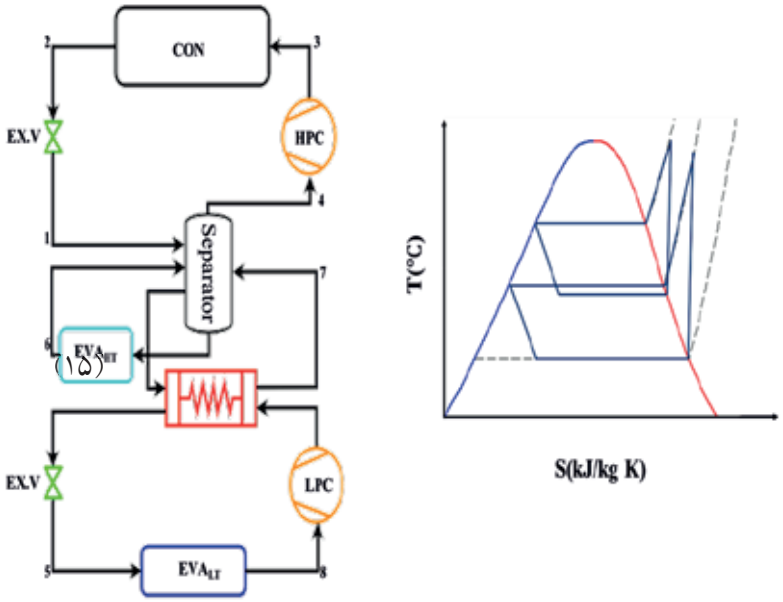
$$\dot{W}_{COMP_HT} = m_1 \cdot (h_2 - h_1) \quad (۱۲)$$

$$\dot{W}_{COMP_LC} = m_5 \cdot (h_6 - h_5) \quad (۱۳)$$

حاصل جمع مقادیر توان مصرفی هر کمپرسور میزان نهایی توان مصرفی را می‌دهد.

$$\dot{W}_{COMP_TOTAL} = \dot{W}_{COMP_LC} + \dot{W}_{COMP_HT} \quad (۱۴)$$

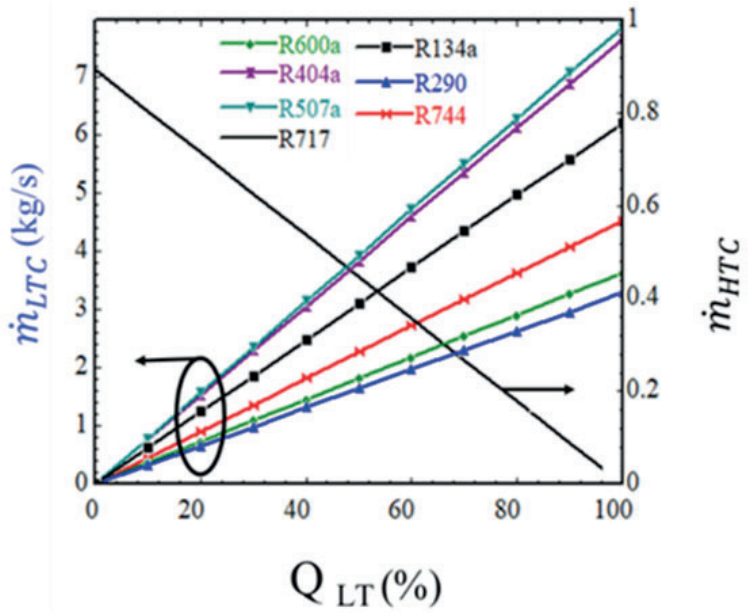
$$\dot{W}_{COM_TOTAL} = m_1 \cdot (h_2 - h_1) + m_5 \cdot (h_6 - h_5) \quad (۱۵)$$



شکل ۷: شماتیک و نمودار S-T سیستم آبشاری.

همانگونه که در سیستم تک کمپرسوری نیز بحث شد، دبی مبرد اصلی ترین و مهمترین پارامتر موثر در کنترل و تغییر میزان بار حرارتی مربوط به دو سطح دمایی در سیستم های دو منظوره می‌باشد. به همین علت اثر تغییر بار حرارتی بر میزان دبی جرمی زوج مبرد ها امری بسیار پر اهمیت لحاظ می‌شود. برای هر مجموعه

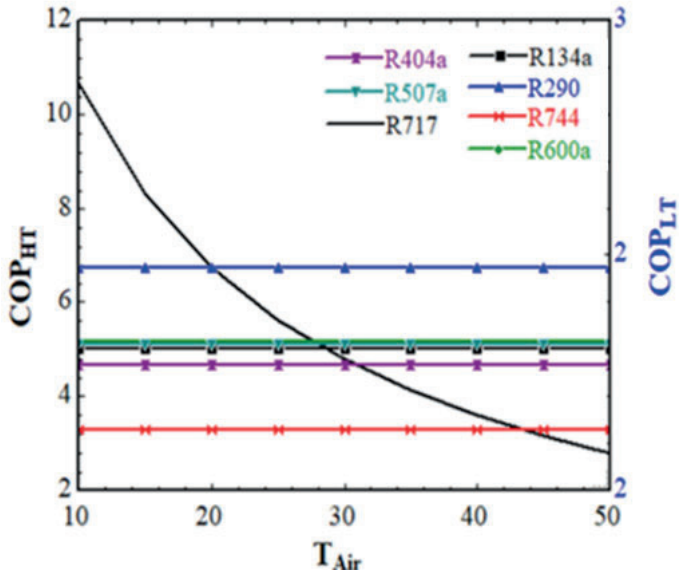
از قبیل سوپر مارکت ها و یا سردخانه ها که سیستم های سرمایشی رکن اصلی آن به حساب می آیند، میزان بار حرارتی مورد نیاز جهت تامین برودت محصولات امری بسیار مهم می‌باشد. در این مطالعه با ثابت در نظر گرفتن بار کل مجموعه (مجموع بار حرارتی سیکل دما پایین و دما بالا) میزان بار را در هر دو بخش تغییر داده می‌شود تا میزان دبی مورد نیاز در بار های حرارتی مختلف را محاسبه کرد. مشخص است که هر چه میزان دبی مبرد کمتر باشد بهتر است زیرا که با میزان دبی کمتری از مبرد می‌توان علاوه بر کاهش هزینه های جاری بار حرارتی مورد نیاز را نیز تامین کرد. همچنین هر چه میزان ماده مبرد کمتر باشد، نشت آن نیز به مراتب کاهش پیدا خواهد کرد که این امر بسیار اهمیت دارد. امروزه نشت مبردها آسیب های جبران ناپذیری را به محیط زیست وارد کرده است و به همین علت هر چه از میزان نشت مبرد جلو گیری بیشتری به عمل آید از آثار زیست محیطی آن نیز حتی در مبردهای دوستدار محیط زیست نیز کاسته می‌شود. در نتیجه بررسی این مهم، ضروری و لازم است. شکل شماره ۸ به بررسی اثر تغییر بار حرارتی بر میزان دبی برای تمامی مبردهای مورد مطالعه در این پژوهش پرداخته است.



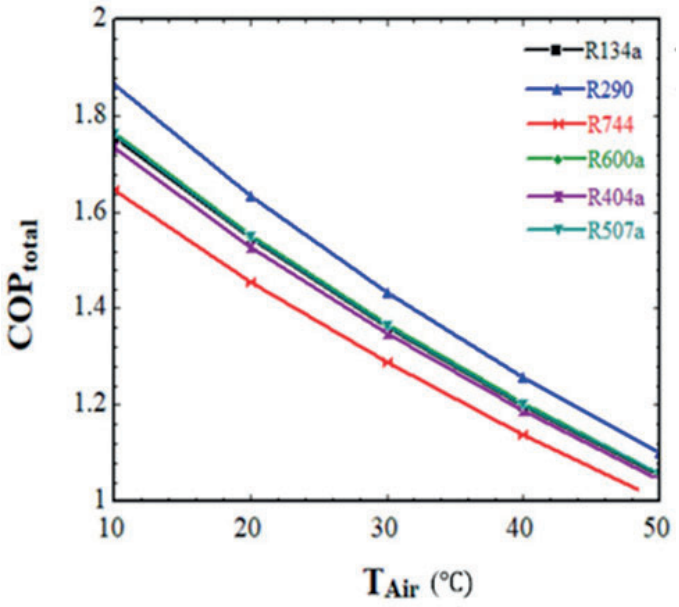
شکل ۸: اثر تغییرات بار حرارتی بر میزان دبی مبرد های مورد مطالعه.

به منظور بررسی اثر تغییرات اقلیمی و تغییرات دمای فصلی می‌بایست با توجه به محدوده دمایی اقلیم های مورد مطالعه در این پژوهش میزان COP را بررسی نمود. شکل ۹ اثر تغییر دمای محیط را بر COP سیکل دما بالا و دما پایین نشان می‌دهد.

همان‌گونه که از شکل مشخص است تغییرات دمای محیط بر راندمان سیکل دما پایین موثر نمی‌باشد زیرا در سیستم آبشاری دو سیستم مستقل بوده و حتی مبردهای هر یک نیز متفاوت می‌باشند. به همین علت تغییرات دمای ناشی از تغییرات فصلی و یا اقلیمی تنها بر سیکل دما بالا موثر است. همچنین باید اثر تغییرات دمای محیط بر COP_{TOTAL} نیز بررسی گردد. شکل ۱۰ به این موضوع می‌پردازد.

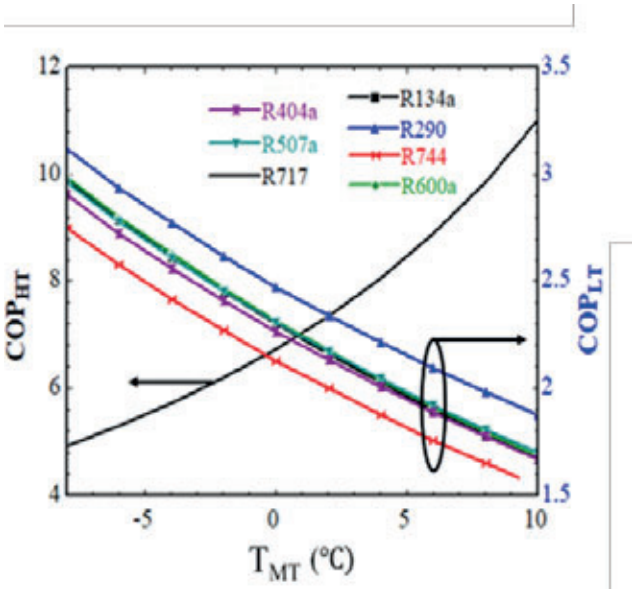


شکل ۹: اثر تغییر دمای محیط بر راندمان سیکل دما بالا.



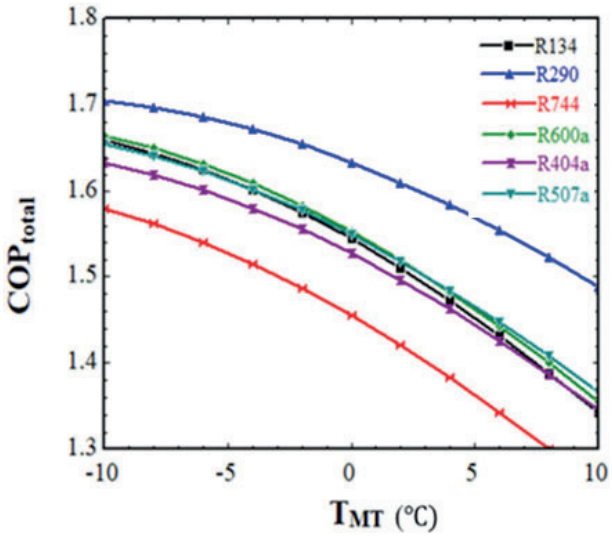
شکل ۱۰: اثر تغییر دما بر راندمان کلی مجموعه.

همانگونـه کـه پیـش بینـی می‌شـد هر آنچـه دمای محیط سـردتر باشـد بازدهـی کل سیسـتم بالاتر می‌باشـد. مبرد R۲۹۰ بیشـترین کارایـی را بـه ارمغـان می‌آورد. شـکل هـای شـماره ۱۱ و ۱۲ هم به ترتیـب اثر تغییـرات دمای مبدل میانـی را بـر COP سـکیل دما بـالا و دما پاییـن و COP_{TOTAL} نشـان می‌دهند.



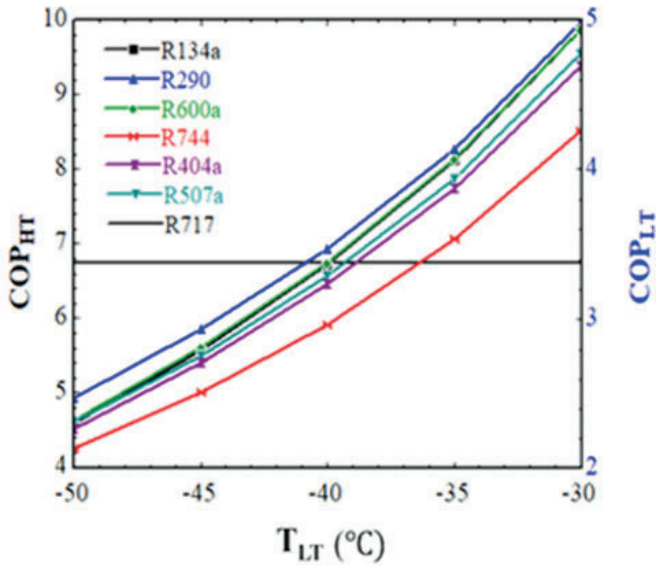
شکل ۱۱: اثر تغییرات دمای میانی بر بازدهی سیکل دمابالا و دما پایین.

مطابـق شـکل بـالا و بـا توجه به اجزا و فرایند سیسـتم های آبشـاری، تغییرات دمـا در مبدل میانی بر هـردو محدوده دمایـی اثـر می‌گـذارد. ایـن اثـر گذاری بدین صورت اسـت کـه با افزایش دمـا در مبدل میانـی راندمان چرخـه دما پایین کاهـش و راندمـان چرخـه دمـا بـالا افزایـش می‌یابـد. علـت ایـن موضـوع، نقـش مبـدل میانی در هـر چرخه می‌باشـد زیراکـه در چرخـه دمـا بـالا نقـش اواپراتور را داشـته و در چرخـه دما پایین نقـش کندانسـور را ایفا می‌کند.

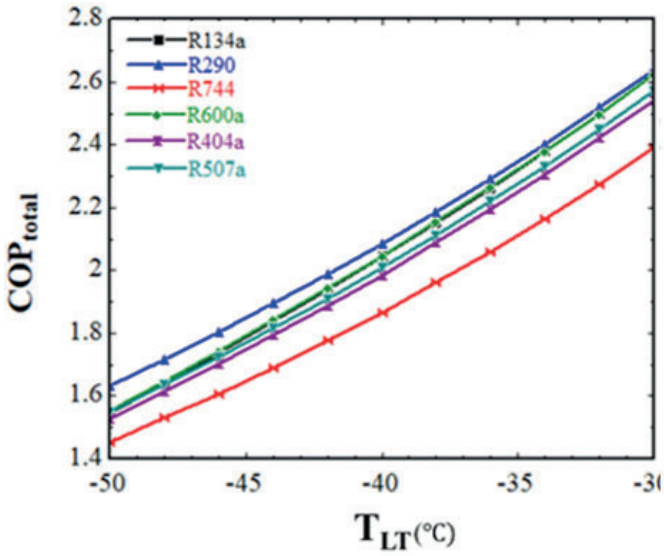


شکل ۲۱: اثر تغییرات دمای میانی بر بازدهی کل سیستم.

شـکل ۱۳ نشـان‌دهنده بررسـی اثـر دمـای اواپراتـور سـیکل دماپاییـن بـر بـازده هـر دو سـیکل سیسـتم آبشـاری می‌باشـد. همـان طـور کـه انتظـار می‌رفت تغییـر دمـای اواپراتـور دماپایین تاثیـری بر COP سـیکل دما بـالا ندارد و تنهـا بـر سـیکل دماپاییـن تاثیر گذار خواهد بود. شـکل ۱۴ نیز به بررسـی همیـن تغییرات بـر COP_{TOTAL} می‌پردازد.



شکل ۳۱: اثر تغییرات دمای اواپراتور بر راندمان دما بالا و دما پایین.



شکل ٤١: اثر تغییرات دمای اواپراتور بر راندمان کلی سیستم.

جمع بندی

در ایـن مطالعـه دو سیسـتم برودتـی تراکمـی دومنظوره مـورد مطالعه قرار گرفـت و مقادیر و تغییـرات پارامترهای هـر چرخـه بـه صـورت مسـتقل ارائـه گردیـد. در ایـن بخـش بـه بررسـی و توصیـف محدودیـت هـای هـر چرخه پرداختـه می‌شـود تـا بـرای هـر چرخـه بهترین مبـرد انتخاب گـردد. در انتهـا نیـز دو سیسـتم از نظر تـوان مصرفی با یکدیگـر مقایسـه و سیسـتم مناسـب برای شـرایط مختلـف معرفـی می‌گردد.

سیستم تک کمپرسوری با دو اواپراتور

سیسـتم تک کمپرسـوری با دو اواپراتور به علت تجهیزات و سیسـتم های به کار رفته شـده در آن محدودیت‌های زیـادی دارد. از جملـه ایـن محدودیت‌هـا ایـن اسـت کـه این سیسـتم تنها بـا مبرد R۱۳۴a قـادر اسـت کارکند. علت

ایـن اتفـاق محدودیت‌هـای فشـاری ایـن سیسـتم می‌باشـد. از آنجایـی که سیسـتم های تراکمی زیر فشـار اتمسـفری کار نمی‌کننـد لـذا بررسـی فشـار بسـیار بـا اهمیـت می‌باشـد. پـس از بررسـی میزان فشـار نقاط سـیکل با مبـرد های مختلـف، ایـن نتیجـه حاصـل گردیـد که سیسـتم تک کمپرسـوری بـا دو اواپراتـور تنها بـا مبـرد R۱۳۴a در واقعیت قابـل اجـرا می‌باشـد. بقیـه مبردهـا از نظر تئوری ممکن اسـت اجرا شـوند ولـی با توجه بـه لحاظ کردن پارامتر فشـار کـه در واقعیـت بسـیار حائـز اهمیت اسـت تنها یک مبـرد قابل اجرا می‌باشـد.

سیستم آبشاری

ایـن نوع از سیسـتم ها بسـیار مرسـوم بوده و سـطح کاربرد بسـیار گسـترده ای در صنایـع برودتی دارنـد. با توجه بـه جـداول و نمـودار هایـی کـه پیشـتر ارائـه گردید از بیـن تمامـی زوج مبردهایـی که در این سیسـتم مورد بررسـی قـرار گرفـت زوج مبـرد R۷۱۷-R۲۹۰ بیشـترین و بهتریـن کارایی را دارد. همچنین مبرد R۲۹۰ بسـیار دوسـت دار محیـط زیسـت بـوده و می‌توانـد جایگزین بسـیار مناسـبی برای مبـرد های موجود باشـد.

همـان طـور کـه در سیسـتم تـک کمپرسـوری بـا دو اواپراتـور نیـز بیـان شـد، عامـل فشـار اصلـی تریـن عامـل جهـت بررسـی سیسـتم بـه لحـاظ اجرایی می‌باشـد چـرا که در سیسـتم هـای تراکمی، فشـار بایـد حتما بالای فشـار اتمسـفری باشـد. سیسـتم آبشـاری نیز علی رغم مرتفع سـاختن و بهبود بخشـیدن بسـیاری از محدودیت‌های سیسـتم تـک کمپرسـوری ولـی همچنـان بـا محدودیت‌هـا اجرایـی از قبیـل فشـار روبـرو می‌باشـد که متناسـب اسـت با نوع مبردهایـی کـه انتخـاب می‌شـود. نـکات اصلـی مربـوط بـه ایـن محدودیت‌هـا بـرای مبردهای مختلـف در زیـر بیان می‌گـردد:

مبرد R۶۰۰a در اواپراتور دماپایین فشار زیر اتمسفر داشته و قابلیت اجرایی در این سیستم را ندارد.

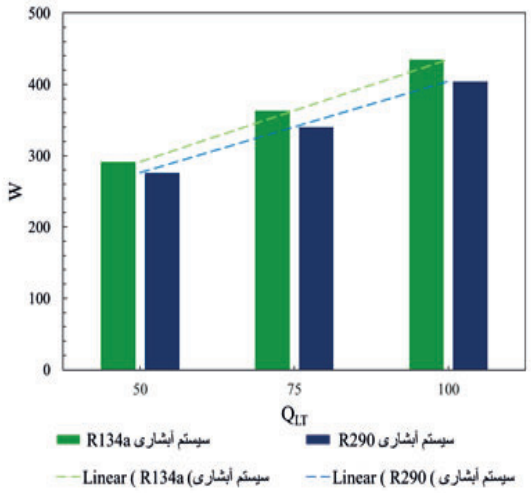
مبـرد R۲۹۰ در اواپراتـور دمـا پاییـن اگـر دمـا از(۴۰-) کمتـر باشـد یعنـی حـدودا (۵۰-) و پایین تر فشـار زیر اتمسـفری داریـم ولـی در ایـن محدوده (۴۰-) فشـار بالای اتمسـفری اسـت و کامـلا قابلیت اجـرا دارد.

مبـرد R۷۴۴ مشـکلی ایجـاد نمی‌کنـد وهمواره فشـار بالای اتمسـفر دارد. امـروزه نیز مطالعات بـر روی کربن دی اکسـید بـه عنوان مبـرد در حال افزایش اسـت.

در نهایـت بـرای مقایسـه دو سیسـتم می‌تـوان از معیـار تـوان مصرفی با توجـه به تغییرات بـار حرارتی بهـره برد. در واقـع می‌تـوان بررسـی کـرد کـه با توجـه به تغییر بـار حرارتی سـیکل دماپاییـن از ۵۰ درصد تـا ۱۰۰ درصد میزان تـوان مصرفـی در هـر دو سیسـتم بـه چه صورت اسـت. از آنجایی که سیسـتم تک کمپرسـوری بـا دو اواپراتـور تنها بـا R۱۳۴a قابـل اجراسـت، بنابرایـن مقایسـه با R۱۳۴a بررسـی می‌گردد. شـکل ۱۶ بـه این مقایسـه می‌پردازد.

شـایان ذکـر اسـت کـه بـا بررسـی‌های انجـام شـده بـرای سـه اقلیـم موردمطالعـه مشـخص شـد که سیسـتم تک کمپرسـوری بـا دو اواپراتـور تنهـا در اقلیم گرم و مرطـوب در تمام فصول سـال قابل اجرا می‌باشـد و محدودیت‌های دمایـی و فشـاری بـرای ایـن سـیکل موجـب می‌شـود تـا در اقلیـم هـای معتـدل و گـرم و خشـک تنها در حـدود ۷ مـاه از سـال قابـل اجـرا باشـند. از طرف دیگر سیسـتم آبشـاری توانسـت در تمامی فصول سـال کارآمد ظاهـر گردد. نمودارهـای مربـوط بـه مصـرف انرژی هـر دو سیسـتم در ادامـه می‌آیند.

دو سیسـتم مـورد مطالعـه بـا مبرد R۱۳۴a بررسـی گردیدند اما برای سیسـتم آبشـاری همچنان نیاز اسـت تا مبرد هـای مختلـف بـا یکدیگر بررسـی و مقایسـه گردنـد تا کمتریـن میزان تـوان مصرفی نیـز در این سیسـتم حاصل آید. از آنجایـی کـه طبـق اطلاعـات و بررسـی هـای حاصل از ایـن پژوهش بر اسـاس نمودارهـا و جداول که پیشـتر ارائه گردیـد مبـرد R۲۹۰ عـلاوه بـر ایـن که مبـردی کاملا سـازگار با محیط زیسـت اسـت، بیشـترین و بهتریـن کارایی را نیز در سیسـتم آبشـاری دارد، لازم اسـت تا میزان مصرف انرژی سیسـتم آبشـاری با این سیسـتم نیز بررسـی گردد. در نهایـت تـوان مصرفـی بـا مبرد R۲۹۰ با مبرد R۱۳۴a برای سیسـتم آبشـاری مقایسـه و ارائه گردد. شـکل شـماره ۱۵ بـه بررسـی اثـر تغییـرات بار حرارتـی بر میزان تـوان مصرفی پرداخته اسـت.

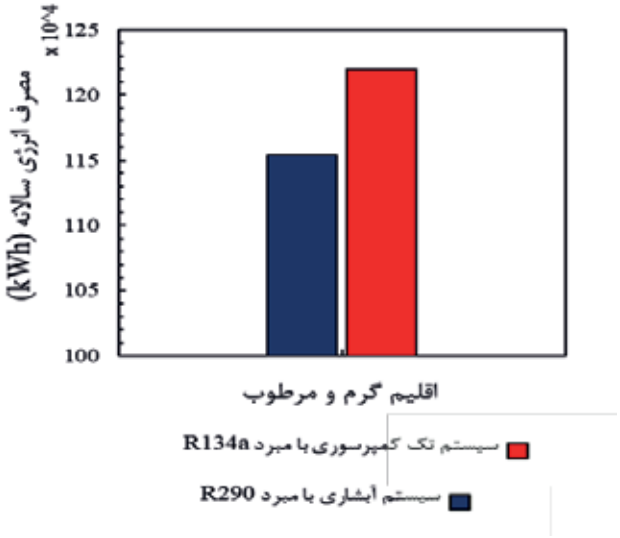


شکل ۵۱: مقاسه توان مصرفی سیستم آبشاری برای دو مبرد a۴۳۱R و۹۲R۰.

همانطور که مشخص است توان مصرفی در سیستم آبشاری برای مبرد R۲۹۰ کمتر از R۱۳۴a می‌باشد.

در مجموع باید بیان کرد که سیستم آبشاری در تمامی عرصه ها از جمله اقلیم های مختلف مورد مطالعه به مراتب عملکرد بهتری نسبت به سیستم تک کمپرسوری داشته است و در تمامی مناطق فارغ از نوع آب و هوا می‌تواند نیاز های لازم را تامین نماید. سیستم تک کمپرسوری با توجه به محدویت‌های آن می‌تواند تنها در سطح کوچک مثل انبارها و سردخانه هایی با بار حرارتی کم به علت هزینه پایین سرمایه گذاری مورد استفاده قرار گیرند. همچنین در این سیستم هرچه بار حرارتی بخش دما پایین بیشتر باشد توان مصرفی کمتری خواهد داشت.

در نهایت میزان مصرف انرژی سالانه هر سیستم برای اقلیم گرم و مطلوب در حالت تعادلی سیستم یعنی تخصیص بار حرارتی ۵۰ درصد به هر محدوده دمایی در شکل ۱۶ ارائه می‌گردد (سیستم تک کمپرسوری برای دیگر اقلیم ها مناسب نمی‌باشد).



شکل ۶۱: مقایسه میزان مصرف انرژی سالانه دو سیستم مورد مطالعه برای اقلیم گرم و مطلوب.

همان‌گونـه کـه از شـکل ۱۶ مشـخص اسـت، میـزان مصـرف انـرژی سـالانه در سیسـتم آبشـاری بسـیار کمتر از سیسـتم دیگـر می‌باشـد. در واقـع سیسـتم آبشـاری نـه تنها محدودیـت های سیسـتم تک کمپرسـوری را نـدارد بلکه در تمامـی پارامتـر هـا از جملـه مصـرف انـرژی نیـز از آن کارامد تر اسـت. بـه صورت دقیق تـر می‌توتـن چنین بیان کـرد کـه در اقلیـم گـرم و مرطوب، مصرف سـالانه انرژی در سیسـتم تبرید آبشـاری حـدودا ۷٪ کمتر از سیسـتم تک کمپرسـوری می‌باشد.

نمادها

T	دما (C°)
	دبی جرمی (kg/s)
P	فشار (MPa)
Q	بار حرارتی (kW)
W	توان مصرفی (kW)
MT	دمای میانی (C°)
LT	دماپایین (C°)
COP	راندمان سیستم
HPC	کمپرسور فشار پایین
LPC	کمپرسور فشار بالا
CON	کندانسور
EVA	اواپراتور
amb	محیط اطراف
EX.V	شیر انبساط

مراجع

1. Lloret Font, E. (2017). Analysis and optimization of energy usage in Supermarkets (Master's thesis, Universitat Politècnica de Catalunya).
2. Arias, J. (2005). Energy usage in supermarkets-modelling and field measurements (Doctoral dissertation, KTH).
3. Dincer, I., Kanoglu, M. (2010). Refrigeration systems and applications, Vol. 2, New York: Wiley.
4. Dakkama, H. J., Elsayed, A., Al-Dadah, R. K., Mahmoud, S. M., Youssef, P., (2015), Investigation of CascadingAdsorption Refrigeration System with Integrated Evaporator-Condenser Heat Exchanger Using Different Working,Pairs, 75, pp 1469-1501.
5. Dubey, A. M., Kumar, S., Das Agrawal, G., (2014), Thermodynamic analysis of a transcritical CO2/propylene (R744-R1270) cascade system for cooling and heating applications, Energy Convers. Manag., 86, pp 774-783 .
6. Jain, V., Kachhwaha, S. S., Sachdeva, G., (2013), Thermodynamic performance analysis of a vapor compression-absorption cascaded refrigeration system, Energy Convers. Manag., 75, pp 685-700.

7. Ally, M. R., Sharma, V., Nawaz, K., (2019), Options for low-global-warming-potential and natural refrigerants part I: Constrains of the shape of the P–T and T–S saturation phase boundaries, Int. J. Refrig., 106, pp 144-152 .
8. Ge, Y. T., Tassou, S. A., (2011), Thermodynamic analysis of transcritical CO2 booster refrigeration systems in supermarket, Energy Convers. Manag., 52(4), pp 1868-1875.
9. Nawaz, K., Ally, M. R., (2019), Options for low-global-warming-potential and natural refrigerants Part 2: Performance of refrigerants and systemic irreversibilities, Int. J. Refrig., 106, pp 213-224.
10. Two-stage compression refrigeration system with parallel compression and solar absorption partial cascade refrigeration system," Energy Convers. Manag., 204, 112278 .
11. Schulz, M., Kourkoulas, D., (2014), Regulation (EU) No 517/2014 of the European Parliament and of the Council of 16 April 2014 on fluorinated greenhouse gases and repealing Regulation (EC) No 842/2006," Off. J. Eur. Union.
12. Heath, E. A., (2017), Amendment to the Montreal Protocol on Substances that Deplete the Ozone Layer (Kigali Amendment),"Int.Leg.Mater., 56(1), pp 193-205.
13. Raabe, G., (2019), Molecular simulation studies on refrigerants past – present – future, Fluid Phase Equilib., 485, pp 190-198.
14. Wang, H., Lei, Z., Zhang, X., Zhou, B., Peng, J., (2019), A review of deep learning for renewable energy forecasting," Energy Conversion and Management., 198, 111799.
15. Qyyum, M. A., Chaniago, Y. D., Ali, W., Qadeer, K., Lee, M., (2019), Coal to clean energy: Energy-efficient single-loop mixed-refrigerant-based schemes for the liquefaction of synthetic natural gas," J. Clean. Prod., 211, pp 574-589.
16. Chen, Y., He, L., Guan, Y., Lu, H., Li, J., (2017), Life cycle assessment of greenhouse gas emissions and water-energy optimization for shale gas supply chain planning based on multi-level approach: Case study in Barnett, Marcellus, Fayetteville, and Haynesville shales, Energy Convers. Manag., 134, pp 382-398.
17. Lian, J., Zhang, Y., Ma, C., Yang, Y., Chaima, E., (2019), A review on recent sizing methodologies of hybrid renewable energy systems," Energy Conversion and Management., 199, 112027.
18. Megdouli, K., Ejemni, N., Nahdi, E., Mhimid, A., Kairouani, L., (2017), Thermodynamic analysis of a novel ejector expansion transcritical CO2/N2O cascade refrigeration (NEETCR) system for cooling applications at low temperatures," Energy, 128, pp 586–600.
19. Ebrahimi, A. N., Rahimian, F. P., Loron, M. S., (2013), Impacts of Climate on Genesis of Vernacular Architecture of Different Parts of Iran: Case Study of Cold and Dry Azerbaijan--Iran," ALAM CIPTA, Int. J. Sustain. Trop. Des. Res. Pract., 6(1), pp. 69–82.
20. Industrial Gases. https://www.linde-gas.com/en/.
21. Messineo, A., Panno, D., (2012), Performance evaluation of cascade refrigeration systems using different refrigerants," Int. J. Air-Conditioning Refrig., 20(03), 1250010.
22. Sun, Z., Liang, Y., Liu, S., Ji, W., Zang, R., Liang, R., Guo, Z., (2016), Comparative analysis of thermodynamic performance of a cascade refrigeration system for refrigerant couples R41/R404A and R23/R404A. Applied Energy, 184, pp 19-25.