



بهینه سازی مصرف انرژی در سیستم‌های تهویه مطبوع، یخچال و فریزر ساختمان با استفاده از انرژی زمین

میلاد جلیلی نیا^۱، مهدی محسنی^{۲*}

۱- دانشجوی کارشناسی ارشد، تبدیل انرژی، دانشگاه صنعتی قم، قم، ایران

۲- استادیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی قم، قم، ایران

* قم، صندوق پستی ۳۷۱۹۵-۱۵۱۹، m.mohseni@qut.ac.ir

چکیده

به منظور کاهش مصرف انرژی در سیستم‌های تهویه مطبوع و برودتی، در این پژوهش یک سیستم مبتنی بر سیکل تبرید تراکمی بخار و استفاده از انرژی زمین، پیشنهاد شده است. این سیستم، انرژی مورد نیاز برای واحدهای تهویه مطبوع، یخچال و فریزر یک ساختمان را به صورت مرکزی تامین می‌کند. واحد تقطیر این سیستم با استفاده از هوای خارج ساختمان و همچنین انرژی زمین، توسط دو مبدل حرارتی به صورت جداگانه و پشت سر هم خنک می‌شود. میزان مصرف انرژی برای یک ساختمان نمونه با محاسبات تحلیلی و همچنین استفاده از نرم‌افزارهای هاسیس^۱ و ترنسیس^۲ شبیه‌سازی شده است. نتایج محاسبات که شامل ضریب عملکرد سیستم، توان مصرفی کمپرسورها، کیفیت مبرد و دبی جرمی آن می‌شود با مقادیر سیستم متداول مقایسه گردیده است. نتایج نشان می‌دهد که با استفاده از واحد تقطیر آب خنک، دمای مبرد ورودی به شیر فشار شکن به طور قابل توجهی کمتر از دمای هوای خارج ساختمان می‌گردد. این موضوع افزایش قابل توجه ضریب عملکرد سیستم پیشنهادی و کاهش قابل توجه دبی جرمی مبرد را به همراه دارد. همچنین تأثیر کاهش دمای مبرد خروجی از واحد تقطیر بر انرژی مبرد، مورد بررسی قرار گرفته است.

کلیدواژگان: تهویه مطبوع، تبرید، بهینه‌سازی، انرژی زمین، انرژی

Optimizing energy consumption in air conditioning system and refrigerator in residential buildings using ground energy

Milad Jalilinia¹, Mahdi Mohseni^{2*}

1- Department of Mechanical Engineering, Qom University of Technology, Qom, Iran

2- Department of Mechanical Engineering, Qom University of Technology, Qom, Iran

* P.O.B. 37195-1519 Qom, Iran, m.mohseni@qut.ac.ir

Received: 31 October 2020 Accepted: 14 February 2020

Abstract

In order to reduce energy consumption in air conditioning and refrigeration systems, in this research, a system based on the vapor compression refrigeration cycle and ground energy use has been proposed. This system centrally supplies the energy needed for the air conditioning unit, refrigerator and freezer of a building. The condensing unit of this system is cooled separately and in series by two heat exchangers using outdoor air as well as ground energy. The energy consumption for a sample building is simulated by analytical calculations as well as the use of HYSYS and TRNSYS softwares. The results of the calculations, which include the system performance coefficient, compressor power consumption, refrigerant quality and mass flow rate, have been compared with the values of the conventional system. The results show that using the water cooled condenser unit, the inlet refrigerant temperature to the reducer valve is significantly lower than the outdoor air temperature. This significantly increases the performance of the proposed system and significantly reduces the refrigerant mass flow rate. The effect of reducing the exit refrigerant temperature of the condensing unit on the exergy of the refrigerant has also been investigated.

Keywords: Air Conditioning, Refrigeration, Optimization, Ground Energy, Exergy

1. HYSYS
2. TRNSYS

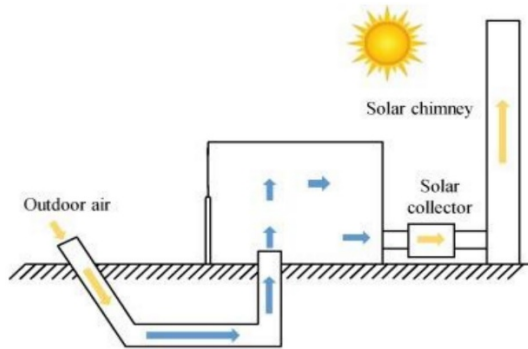


۱- مقدمه

افزایش استانداردهای زندگی همراه با کاهش منابع سوخت فسیلی، محققان را بر آن داشته که روی موضوع مصرف انرژی ساختمان‌ها تمرکز کنند [۱]. چرا که از یک طرف جمعیت جهان رو به افزایش است و از طرف دیگر تقاضا برای راحتی و آسایش نیز در سطح بالایی قرار دارد [۲].

در ایران با توجه به اطلاعات ارائه شده توسط مرکز آمار ایران، در سال ۹۶ بخش خانگی معادل ۴۶۴ میلیون بشکه نفت خام انرژی مصرف نموده است. این میزان برابر ۳۴ درصد از کل انرژی مصرفی طی یک سال می‌باشد به طوری که حدود ۷۰ درصد آن مربوط به سیستم‌های تهویه مطبوع بوده که معادل با ۳۱۲ میلیون بشکه نفت خام است [۳]. با فرض اینکه بتوان با ارائه راه کارهای بهینه‌سازی مصرف انرژی ۱۰ درصد از این میزان را کاهش داد، می‌توان سالانه معادل حدود ۳۱/۲ میلیون بشکه نفت در مصرف انرژی صرفه‌جویی نمود. در صورتی که بهای هر بشکه نفت را ۵۰ دلار در نظر بگیریم، میزان صرفه‌جویی سالانه برابر خواهد بود با یک میلیارد و پانصد و شصت و یک دلار. این میزان صرفه‌جویی به دست آمده اهمیت موضوع بهینه‌سازی را نمایان می‌سازد. سیستم‌های تهویه مطبوع جایگزین که از مواد، مصالح، نحوه عملکرد و منبع انرژی جایگزین استفاده می‌کنند، می‌توانند بیشترین کاهش مصرف انرژی در ساختمان را به همراه داشته باشند [۴]. اما در یک ساختمان به جز سیستم‌های تهویه مطبوع، سیستم‌های دیگری نیز وجود دارند که میزان قابل توجهی انرژی مصرف می‌کنند به طوری که با بهینه نمودن هر یک از آنها می‌توان به کاهش مصرف انرژی در یک ساختمان کمک کرد. از جمله این تجهیزات می‌توان به یخچال و فریزر اشاره کرد.

یکی از راه کارهای افزایش راندمان و ضریب عملکرد یک سیکل تبرید، کاهش هرچه بیشتر دما در واحد تقطیر (کندانسور) می‌باشد. در حالت کلی و به شکل تئوری با استفاده از یک واحد تقطیر هوا خنک می‌توان دمای مبرد را تا دمای هوای خارج ساختمان کاهش داد. اما با استفاده از راه کارهایی همچون واحد تقطیر آب خنک و یا ریزش آب بر روی واحد تقطیر، می‌توان دمای آن را تا کمتر از دمای هوای خارج نیز کاهش داد. در سال ۲۰۱۰ حاجی داوالو و اقتداری [۵] در سیستم ارائه شده خود پژوهشی را به منظور کاهش دمای واحد تقطیر در یک سیکل تراکمی با استفاده از نازل‌های آب‌پاش انجام دادند. نتایج آنها نشان داد که مقدار ضریب عملکرد ۵۰ درصد افزایش یافته و می‌توان تا ۲۰ درصد در مصرف انرژی صرفه‌جویی کرد. مشکل و ایراد استفاده از واحد تقطیر آب خنک، مصرف و هدر رفت آب می‌باشد که با توجه به مشکل کمبود آب، برای مناطق خشک و نیمه خشک نمی‌تواند راه کاری عملیاتی باشد. از طرفی دمای اعماق خاک، در تابستان کمتر از هوای خارج ساختمان می‌باشد، بنابراین یک راه کار بهینه‌سازی مصرف انرژی، استفاده از انرژی تجدیدپذیر برای کاهش دمای واحد تقطیر به کمتر از دمای هوای محیط خارج ساختمان می‌باشد. جهت انتقال انرژی اعماق زمین می‌توان از هوا و یا آب به عنوان سیال عامل استفاده کرد. در هر دو حالت، آب و یا هوا وارد لوله و یا کانال‌هایی شده که با خاک در ارتباط بوده و انتقال حرارت بین سیال عامل و خاک اعماق زمین رخ می‌دهد. در شکل ۱ یک مبدل زمینی که سیال عامل آن هوا می‌باشد نشان داده شده است [۶]. هوا می‌تواند به صورت طبیعی و یا اجباری وارد کانال‌های زمینی شده و پس از تبادل حرارت به سطح زمین برسد [۷]. لازم به ذکر است که آب نسبت به هوا حامل بهتری برای انتقال انرژی می‌باشد [۸].



شکل ۱ یک مبدل زمینی که هوا به شکل طبیعی وارد آن می‌شود [۶]

یک سیستم پمپ حرارتی زمینی^۱ برای یک ساختمان در شانگهای طراحی و ساخته شد [۹]. این سیستم شامل دو پمپ حرارتی است که هر یک دارای ظرفیت سرمایشی ۵۰۰ کیلو وات به همراه ۲۸۰ حفره به عمق ۸۰ متر می‌باشند. در حالت سرمایشی، حرارت کندانسور تقسیم شده و بخشی از آن به خاک منتقل شده و بخشی دیگر برای گرم کردن مجدد هوا در هواسازها مورد استفاده قرار می‌گیرد. در مقایسه این سیستم با سیستم‌های هوا خنک متداول که به طور گسترده‌ای مورد استفاده قرار می‌گیرند، این سیستم مصرف انرژی کمتری در حدود ۵۵.۸ درصد داشته که در دوره زمانی دو ساله هزینه اولیه جبران می‌شود.

مگرانو و همکاران [۱۰] عملکرد یک پمپ حرارتی زمینی را در شرایط آب و هوایی مختلف با استفاده از نرم‌افزار ترنسیس شبیه‌سازی و با مقادیر تجربی مقایسه کردند. تغییر پارامترهای ورودی نشان داد که ضریب عملکرد پمپ حرارتی، تاثیرگذارترین پارامتر در پیش‌بینی شبیه‌سازی عملکرد انرژی بوده و اختلاف بین نتایج شبیه‌سازی و تجربی، بیشتر ناشی از کاهش عملکرد پمپ حرارتی در بارهای جزئی می‌باشد. برآورد تاثیر این اثر با یک همبستگی ساده بین اختلاف عملکرد پمپ حرارتی و بارهایی جزئی نسبت اختلاف را به حدود ۵ درصد کاهش داد. آندر اوزگنر [۱۱] عملکرد سیستم پمپ حرارتی زمینی را با استفاده از آنالیز انرژی ارزیابی کرد. راندمان اجزای سیستم مورد ارزیابی قرار گرفته و عملکرد هر کدام و ظرفیت ارتقا آنها نیز ارائه شده است. ضریب عملکرد پمپ حرارتی زمینی و کل سیستم به ترتیب ۲.۶۴ و ۲.۳۸ بوده در حالی که راندمان انرژی کل سیستم برابر ۶۷.۷ درصد بدست آمد. بی و همکاران [۱۲] یک آنالیز انرژی جامع برای کل سیستم پمپ حرارتی زمینی به منظور سرمایش و گرمایش یک ساختمان ارائه دادند. فرمول‌های انرژی از دست رفته، راندمان انرژی، نرخ از دست دادن انرژی و ظرفیت از دست رفته انرژی برای سیستم مذکور در کار آنها بدست آمد. عابدین مصطفی عمر [۱۳] عملکرد دو سیستم پمپ حرارتی زمینی مختلف به همراه تجهیزات اصلی هر یک از جمله کمپرسور، واحد تقطیر، واحد تبخیر، شیر انبساط و پمپ‌ها را مورد آنالیز انرژی و انرژی قرار دادند. وحید خلج زاده و همکاران [۱۴] با استفاده از یک مبدل زمینی، دمای هوای تهویه مطبوع ساختمان را قبل از آنکه توسط سیکل تبرید، خنک شود، کاهش دادند. نمای شماتیک این طرح در شکل ۲ نشان داده شده است.

1. GSHF

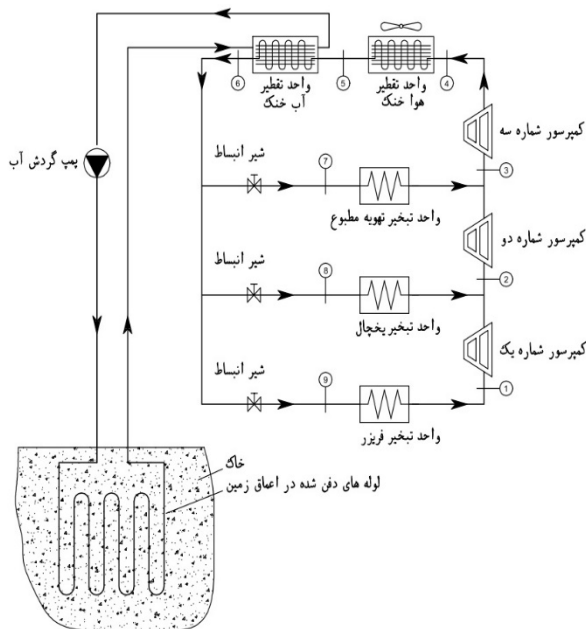


شده و به دمای تعادل خاک رسیده است.

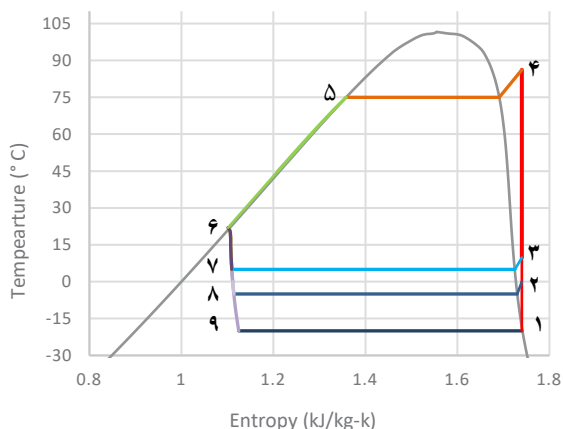
همانطور که پیشتر گفته شد برای تعریف سیستم، ابتدا کل سیستم مورد نظر به دو سیستم حرارتی و برودتی تقسیم می‌گردد که هر سیکل شامل دو فصل سرد و گرم می‌باشد. در نتیجه در طول یک سال و برای یک ساختمان مسکونی دو سیکل گرمایی و سرمایی در فصول گرم و دو سیکل گرمایی و سرمایی در فصول سرد وجود خواهد داشت. با توجه اهمیت و پر استفاده بودن سیکل برودتی در فصول گرم، در ادامه این پژوهش صرفاً به تشریح این سیکل پرداخته خواهد شد.

۳- سیستم پیشنهادی سیکل برودتی در فصول گرم سال

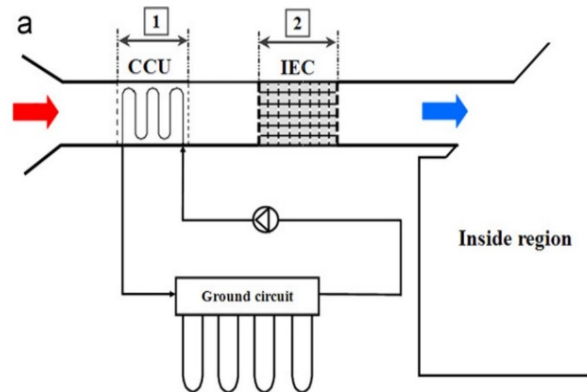
سیکل برودتی در فصول گرم، شامل بارهای برودتی تهویه مطبوع، یخچال و فریزر می‌باشد. در این سیکل پایین‌ترین دما در فریزر، سپس در یخچال و در آخر در سیستم تهویه مطبوع مورد نیاز خواهد بود. شکل‌های ۳ و ۴ به ترتیب مدار شماتیک تجهیزات و نمودار T-S مبرد را طی این سیکل نشان می‌دهد.



شکل ۳ مدار شماتیک تجهیزات سیکل برودتی در فصول گرم



شکل ۴ نمودار T-S سیکل برودتی در فصول گرم



شکل ۲ نمای شماتیک از یک سیستم تهویه مطبوع زمین گرمایی [۱۴]

با توجه به موارد مطرح شده در بالا، هدف از پژوهش حاضر، متمرکز نمودن تجهیزات مختلف یک ساختمان است که نیاز به بار برودتی و سرمایشی دارند. با متمرکز نمودن تجهیزات می‌توان با استفاده از یک سیکل جامع، از انرژی اعماق زمین نیز بهره مند شد. با انجام این پژوهش می‌توان به موارد ذیل دست یافت.

- ۱- کاهش مصرف انرژی ساختمان
- ۲- استفاده از انرژی‌های تجدید پذیر در دسترس
- ۳- تامین دمای آسایش ساکنان، در زمان اوج گرما
- ۴- یکپارچه نمودن تمام تجهیزات برودتی در یک سیکل متمرکز

۲- بارهای برودتی و حرارتی

برای تامین بارهای حرارتی و برودتی مورد نیاز به انرژی در دماهای مختلفی نیاز می‌باشد که این مصارف (به جز بار سیستم تهویه مطبوع که با توجه به دمای خارج ساختمان ممکن است نیاز به حرارت یا برودت داشته باشد) همواره و در طول سال به طور ثابت در حالت بار حرارتی و یا بار برودتی می‌باشند. لذا بار حرارتی و برودتی در طول سال و فصل‌های مختلف، عددی متفاوت خواهد بود. اما باید توجه داشت که در هر صورت در تمام طول سال، همواره و توأماً به منبع انرژی گرمازا و گرماگیر جهت تامین بارهای حرارتی و برودتی نیاز می‌باشد. بنابراین سیستم مورد نظر بایستی بر اساس دو مدار مجزا و دو منبع حرارتی مجزا که یکی حرارتی و دیگری برودتی است طراحی شود. برای استفاده از سرمای خاک در طول فصول گرم سال و همچنین گرمای خاک در طول فصول سرد سال، طراحی سیستم پیشنهادی در دو فصل مطابق اصول ذیل خواهد بود.

۱-۲- انواع سیکل‌های برودتی و حرارتی در فصول مختلف سال

در فصول گرم، مدار برودت به شکلی خواهد بود که مبدل حرارتی و واحد تبخیر در تجهیزات مورد نظر داخل ساختمان خواهد بود و واحد تقطیر آن به وسیله هوای خارج و آبی که به اعماق زمین رفته و به دمای تعادل خاک رسیده است، خنک می‌گردد. در مدار گرمایش نیز، واحد تقطیر در داخل ساختمان و تجهیزات مورد نظر قرار خواهد گرفت و واحد تبخیر در بیرون از ساختمان و در تماس با هوای آزاد خواهد بود.

در فصول سرد، در مدار برودت واحد تبخیر در داخل ساختمان و تجهیزات مورد نظر قرار داشته و واحد تقطیر در تماس با هوای آزاد می‌باشد. در مدار گرمایش نیز، واحد تقطیر در داخل ساختمان و در تجهیزات مورد نظر قرار داشته و واحد تبخیر در تماس با آبی خواهد بود که به اعماق زمین فرستاده



$$\psi = \left(h - T_0 s + \frac{1}{2} V^2 + gz \right) - (h_0 - T_0 s_0 + gz_0) \quad (1)$$

به طوری که متغیرها به صورت زیر تعریف می‌شوند.

ψ انرژی شرایط مورد نظر (kJ/kg)

T_0 دمای محیط (K)

V سرعت مبرد در شرایط مورد نظر (m/s)

Z_0 و Z به ترتیب ارتفاع مبدا و ارتفاع شرایط مورد نظر (m)

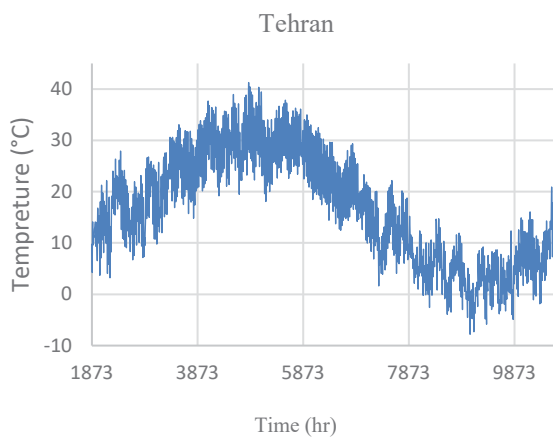
g شتاب گرانش زمین (m/s^2)

s_0 و s به ترتیب آنترپپی مبدا و آنترپپی شرایط مورد نظر ($kJ/kg - ^\circ K$)

h_0 و h به ترتیب آنتالپی مبدا و آنتالپی شرایط مورد نظر (kJ/kg)

۲-۳- دمای تعادل خاک در اعماق زمین

در ادامه با استفاده از نرم‌افزار شبیه‌ساز ترنسیس با بررسی دمای هوا و همچنین دمای خاک در اعماق زمین در طول سال برای شهر تهران، میزان دسترسی به این انرژی امکان سنجی خواهد شد. در ابتدا جهت شبیه‌سازی، شرایط جغرافیایی برای شهر تهران در نرم‌افزار ترنسیس وارد شده و نمودار دمای هوا برای یک سال مطابق شکل ۵ بدست می‌آید.



شکل ۵ تغییرات دمای هوای شهر تهران بر حسب ساعت در طول یک سال بر اساس نتایج شبیه‌سازی در نرم افزار ترنسیس

در این نمودار منظور از ساعت ۱۸۷۳، اولین ساعت روز اول فروردین ماه می‌باشد. دامنه تغییرات دمای هوا در شهر تهران مشخص می‌کند که بالاترین دما در طول سال برای شهر تهران برابر ۴۲ درجه سلسیوس و پایین‌ترین دما نیز برابر منفی ۸ درجه سلسیوس می‌باشد. این حداقل و حداکثر دما، مبنای طراحی سیستم‌های متداول برای تولید حرارت و برودت به خصوص برای سیستم‌های تهویه مطبوع می‌باشد. حال می‌توان با استفاده از شبیه‌سازی انجام شده توسط نرم‌افزار ترنسیس دمای خاک را نیز در اعماق مختلف برای شهر تهران به دست آورد. این نرم افزار دمای خاک در اعماق زمین را بوسیله رابطه ۲ بدست می‌آورد که توسط کاسودا [۱۵] در سال ۱۹۶۵ بدست آمده است.

همانطور که در مدار شماتیک و نمودار T-s مشخص شده است، مبرد توسط سه کمپرسور که به صورت سری در مدار قرار گرفته‌اند، فشرده خواهد شد. ابتدا و در نقطه شماره ۱، مبرد وارد کمپرسور شماره ۱ شده و دما و فشار آن افزایش می‌یابد، سپس در نقطه ۲، بخشی دیگر از مبرد که از واحد تبخیر یخچال خارج می‌شود، به مبرد اولیه اضافه شده و وارد کمپرسور شماره ۲ می‌شوند. در این کمپرسور نیز، فشار و دمای مبرد باز هم افزایش می‌یابد و در نقطه شماره ۳، مبرد خروجی از واحد تبخیر تهویه مطبوع به مبرد قبلی اضافه شده و سپس وارد کمپرسور شماره ۳ می‌شوند. کمپرسور شماره ۳ نیز دما و فشار مبرد را تا بالاترین فشار و دمای کاری سیکل افزایش می‌دهد. در نقطه شماره ۴، مبرد در حالت گاز و با دما و فشار بالا وارد واحد تقطیر هوا خنک شده و طی یک فرآیند فشار ثابت تا دمای محیط خارج که به عنوان سینک حرارتی اولیه پیش‌بینی شده است، دمای آن کاهش می‌یابد. سپس برای آنکه بتوان دمای مبرد را بیشتر کاهش داد در نقطه شماره ۵ از یک مبدل حرارتی دیگر که سیال عامل آن آب می‌باشد، استفاده می‌گردد و به این طریق دمای مبرد تا دمای تعادل خاک کاهش خواهد یافت. بنابراین طی این فرآیندها ضمن تغییر فاز مبرد از گاز به مایع، می‌توان دمای مبرد را تا پایین‌تر از دمای هوای خارج کاهش داد. فرآیند کلیدی و موثر در این سیکل، فرآیند ۵ به ۶ می‌باشد که علاوه بر آنکه گرمای مبرد از سیکل به زمین منتقل می‌گردد، باعث می‌شود که دمای مبنا یا تعادل سیکل، دمای اعماق زمین در نظر گرفته شود. این موضوع باعث می‌شود میزان دسترس‌پذیری انرژی در این سیکل افزایش یابد و انرژی تجدیدپذیر بیشتری در دسترس قرار گیرد.

مبرد با فشار بالا و دمای پایین پس از خروج از واحد تقطیر آب خنک در نقطه ۶ وارد شیرهای انبساطی مختلف (شیرهای انبساط سیستم تهویه مطبوع، یخچال و فریزر) شده و با جذب حرارت از محیط از حالت دو فازی به حالت بخار تبدیل شده و دمای فضای مورد نظر را کاهش می‌دهد. سپس مبرد در نقاط ۱، ۲ و ۳ وارد کمپرسورها شده و سیکل تکرار می‌گردد. در این سیکل با توجه به نحوه قرارگیری تجهیزات، کمپرسور شماره ۱ تنها زمانی در مدار خواهد بود که فریزر نیاز به بار برودتی داشته باشد و شیر انبساط مختص فریزر باز باشد. کمپرسور شماره ۲ در صورتی که فریزر یا یخچال (و یا هر دو) نیاز به بار برودتی داشته باشند و شیرهای انبساط آنها باز باشند در مدار قرار خواهد گرفت و کمپرسور شماره ۳ که بالاترین فشار کاری را بین هر سه کمپرسور دارد در صورتی که حداقل یکی از هر سه تجهیز تهویه مطبوع، یخچال و فریزر نیاز به بار برودتی داشته باشند، زیر بار خواهد رفت.

۱-۳- تحلیل ترمودینامیکی سیکل

آنتالپی در یک سیکل تبرید و یا پمپ حرارتی، به طور مستقیم بر روی کار مصرفی کمپرسورها و انتقال حرارت مبدل‌های حرارتی (اواپراتورها) تاثیرگذار است. بنابراین یکی از راه‌کارهای کاهش مصرف انرژی و افزایش ضریب عملکرد سیکل، ایجاد اختلاف بیشتر آنتالپی ورودی و خروجی مبرد در اواپراتور می‌باشد.

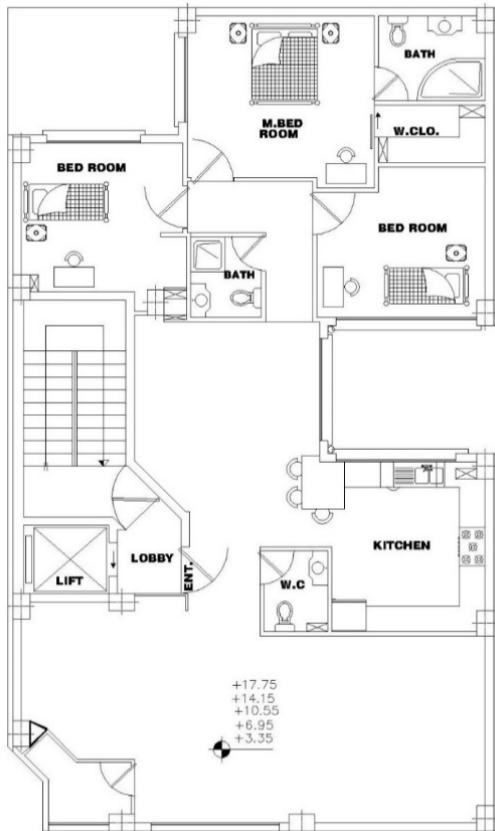
کار برگشت‌پذیر جریان پایا وقتی ماکزیمم است که خواص ترمودینامیکی مبرد خروجی از حجم کنترل در تعادل با محیط خارج باشد. به عبارت دیگر، $s_e = s_0$ ، $h_e = h_0$ و $V_e = 0$ ، $Z_e = Z_0$ به طوری که اندیس 0 مربوط به شرایط محیط است. این ماکزیمم کار برگشت‌پذیر بدون انتقال حرارت اضافی را دسترس‌پذیری جریان یا انرژی می‌گویند و با نماد ψ نشان داده می‌شود. مقدار انرژی از فرمول ۱ به صورت ذیل بدست می‌آید.



پارامترها، مانند دمای مورد نظر سیال خروجی، میزان انرژی مورد نیاز و میزان دبی سیال عامل و ... تعیین گردد.

۴- معرفی ساختمان نمونه

شکل ۷ پلان ساختمان نمونه که یک ساختمان مسکونی می‌باشد را نشان می‌دهد. بارهای برودتی ساختمان برای فصول گرم مطابق جدول ۱ در نظر گرفته شده است.



شکل ۷ پلان ساختمان نمونه

جدول ۱ بارهای سرمایشی سیستم تهویه مطبوع و بارهای برودتی یخچال و فریزر

ردیف	شرح فضا یا تجهیز مورد نظر	میزان بار برودتی	دمای مورد نظر °C	دمای مبرد °C
۱	تهویه سالن	۲۵۰۰۰	۲۳	۵
۲	تهویه آشپزخانه	۹۵۰۰	۲۳	۵
۳	تهویه نشیمن	۱۲۵۰۰	۲۳	۵
۴	تهویه خواب شرقی	۷۰۰۰	۲۳	۵
۵	تهویه خواب مستر	۸۵۰۰	۲۳	۵
۶	تهویه خواب غربی	۶۵۰۰	۲۳	۵
۷	یخچال	۱۸۰	۰	-۵
۸	فریزر	۲۱۵	-۱۸	-۲۰

$$T = T_{mean} - T_{amp} \exp\left[-depth * \left(\frac{\pi\alpha}{365}\right)^{0.5}\right] \cos\left\{\left(\frac{2\pi}{365}\right)\left[t_{now} - t_{shift} - \frac{depth}{2} \left(\frac{365\alpha}{\pi}\right)^{0.5}\right]\right\} \quad (2)$$

تعاریف کمیت‌ها در رابطه فوق به صورت زیر می‌باشد.

T دمای عمق مورد نظر ($^{\circ}C$)

T_{mean} دمای سطح خاک که برابر متوسط دمای سالانه است ($^{\circ}C$)

T_{amp} دامنه تغییرات دما در طول یکسال ($^{\circ}C$)

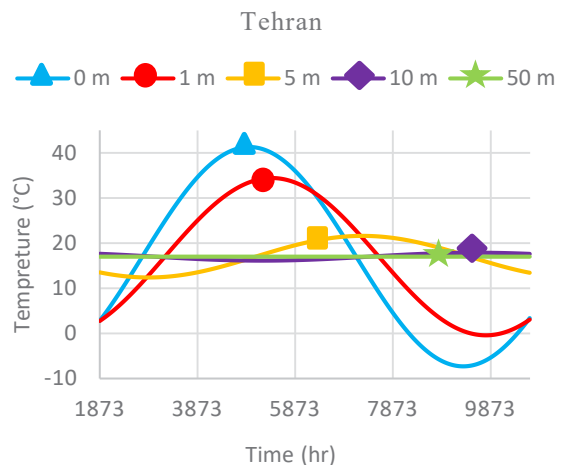
α ضریب نفوذ پذیری حرارتی خاک ($m^2/hr.m.K$)

$depth$ عمق مورد نظر (m)

t_{now} زمان مورد نظر (day)

t_{shift} تعداد روز پس از مبدا محاسبات که دما به حداقل خود می‌رسد (day)

خروجی نرم‌افزار برای دمای خاک در عمق‌های ۰، ۱، ۵، ۱۰ و ۵۰ متری زمین در شکل ۶ نشان داده شده است. همانطور که در این نمودار مشخص است، هر چه عمق بیشتر می‌شود، دمای خاک نیز به یک تعادل و ثابت رسیده و کمتر متأثر از دمای هوا می‌باشد در حالی که در سطح زمین دما به شدت متأثر از دمای هوا است. بنابراین هر چه عمق خاک بیشتر می‌شود، تغییر دما در آن نقطه کمتر شده و دامنه تغییرات دما محدودتر می‌شود و از طرفی تغییر دمای خاک نسبت به تغییرات دمای هوا با تاخیر رخ می‌دهد به طوری که کمترین دما در سطح خاک در ساعت ۹۲۸۵ رخ می‌دهد در حالی که در عمق ۱ متری کمترین دما در ساعت ۹۷۶۷ اتفاق می‌افتد. لازم به ذکر است که در رابطه ۲ دمای متوسط سطح زمین همانطور که گفته شده برابر متوسط سالانه آن در شهر مورد نظر می‌باشد. در نبود اطلاعات دقیق، می‌توان این دما را با تقریب خوبی برابر متوسط دمای هوا در طول یکسال در نظر گرفت. برای شهر تهران با استفاده از داده‌های شکل ۵، این دما حدود ۱۷ درجه سلسیوس بدست می‌آید.



شکل ۶ نمودار دمای خاک بر حسب ساعت طی یک سال در اعماق مختلف زمین

با توجه به مباحث فوق می‌توان دریافت که هر چه عمق مبدل‌های دفنی بیشتر شود، دمای سیال خروجی از مبدل کمتر متأثر از دمای هوا خواهد بود. البته عمق مبدل‌های دفنی، بخشی از طراحی بوده و بایستی بر اساس سایر

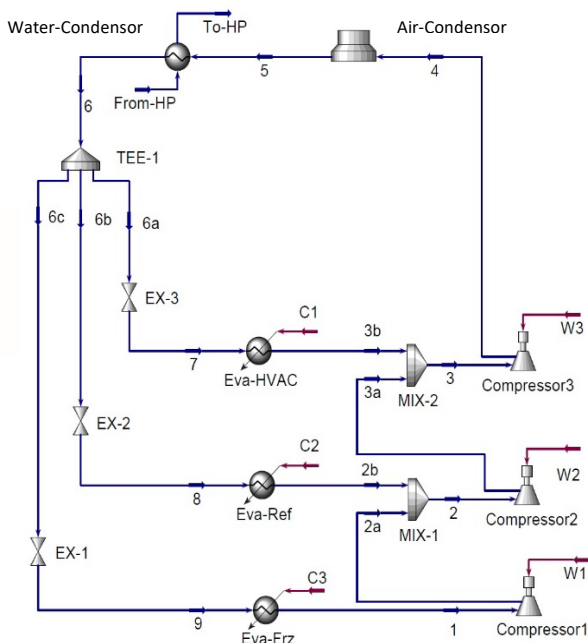


۵- نتایج

این ضریب عملکرد نشان می‌دهد که در ازای ۱۶۶۲۶ kJ/h کار ورودی می‌توان حدود ۴.۲ برابر آن یعنی ۶۹۳۹۵ kJ/h حرارت را از فضای داخل به فضای خارج منتقل کرد و باعث ایجاد آسایش حرارتی ساکنین و همچنین تامین دمای مناسب برای یخچال و فریزر شد. این در حالی است که در روش‌های متداول، میزان انرژی بیشتری برای تامین این موارد مورد نیاز می‌باشد. در بخش بعدی، مقایسه‌ای بین مصرف انرژی سیستم پیشنهادی و سیستم متداول برودتی صورت خواهد پذیرفت.

۵-۱- شبیه سازی سیکل برودتی در نرم افزار هایسیس

برای شبیه‌سازی سیکل برودتی در فصول گرم مطابق آنچه در بخش‌های پیشین گفته شد و همچنین آنچنان که در شکل ۸ نشان داده شده است از سه تیپ کمپرسور برای فشارهای کاری مختلف، از دو واحد تقطیر که اولی به صورت هوا خنک و دومی به صورت آب خنک می‌باشد، از سه واحد تبخیر و از سه شیر انبساط برای کاهش فشار مبرد در سه فشار مختلف استفاده شده است. همچنین در شکل ۹ سیکل تهویه مطبوع و یخچال بر اساس چرخه تبرید تراکمی بخار متداول برای ساختمان نمونه با اطلاعات ورودی مشابه در نرم‌افزار هایسیس شبیه‌سازی شده است.



شکل ۸ سیکل پیشنهادی شبیه‌سازی شده در نرم‌افزار هایسیس

نقطه مبدا طراحی، نقطه ورود مبرد به کمپرسور شماره ۱ در نظر گرفته می‌شود. در این نقطه، دما برابر دمای مبرد در واحد تبخیر فریزر می‌باشد که با توجه به فرضیات و اطلاعات مسأله، عدد آن برابر ۲۰- درجه سانتیگراد است. در این پژوهش مبرد سیکل R-134a می‌باشد. با مشخص بودن مقدار بار برودتی هر مدار و آنتالپی نقاط، دبی جرمی مبرد مورد نیاز هر یک از تجهیزات از روابط ۳ تا ۵ محاسبه می‌گردد.

سیستم تهویه مطبوع:

$$\dot{Q}_{hvac} = \dot{m}_{hvac} (h_3 - h_7) \quad (3)$$

یخچال:

$$\dot{Q}_{Ref} = \dot{m}_{Ref} (h_2 - h_8) \quad (4)$$

فریزر:

$$\dot{Q}_{Frz} = \dot{m}_{Frz} (h_1 - h_9) \quad (5)$$

در نتیجه دبی جرمی کل برای سیکل برودتی در فصول گرم برابر است با:

$$\dot{m}_t = \dot{m}_{hvac} + \dot{m}_{Ref} + \dot{m}_{Frz} \quad (6)$$

برای مجموع دو واحد تقطیر هوا خنک و آب خنک مقدار گرمای دفع شده از رابطه ۷ بدست می‌آید.

$$\dot{Q}_{Con} = \dot{Q}_H = \dot{m}_t (h_4 - h_6) \quad (7)$$

حال می‌توان کل کار مصرفی کمپرسورها را به صورت زیر محاسبه نمود.

$$\dot{W}_T = \dot{Q}_H - \dot{Q}_L \quad (8)$$

که البته می‌توان با استفاده از آنتالپی ورودی و خروجی هر یک از کمپرسورها و دبی عبوری از آنها، کار مصرفی هر کدام را به صورت جداگانه از روابط ۹ تا ۱۱ محاسبه کرد.

کار کمپرسور شماره ۱:

$$\dot{W}_1 = \dot{m}_{Frz} (h_2 - h_1) \quad (9)$$

کار کمپرسور شماره ۲:

$$\dot{W}_2 = (\dot{m}_{Frz} + \dot{m}_{Ref}) (h_3 - h_2) \quad (10)$$

کار کمپرسور شماره ۳:

$$\dot{W}_3 = (\dot{m}_{Frz} + \dot{m}_{Ref} + \dot{m}_{hvac}) (h_4 - h_3) \quad (11)$$

در نتیجه مجموع کار سه کمپرسور برابر است با:

$$\dot{W}_T = \dot{W}_1 + \dot{W}_2 + \dot{W}_3 \quad (12)$$

نتایج محاسبه دبی جرمی مبرد مورد نیاز هر یک از تجهیزات و کار مصرفی کمپرسورها در جدول ۲ ارائه شده است.

جدول ۲ مقدار دبی هر یک از تجهیزات و کار مصرفی کمپرسورها و کل سیکل

مدار	بار برودتی kJ/h	دبی مبرد kg/h	کار کمپرسور kJ/h
تهویه	۶۹۰۰۰	۳۹۲.۵	۱۶۵۹۰
یخچال	۱۸۰	۱.۱	۱۹
فریزر	۲۱۰	۱.۴	۱۷
جمع کل	۶۹۳۹۵	۳۹۵	۱۶۶۲۶

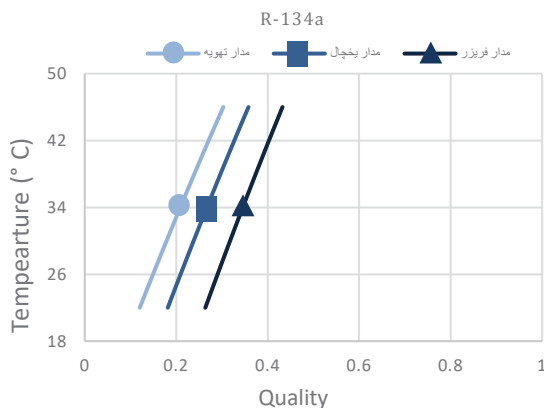
با داشتن میزان بار برودتی و کار کل کمپرسورها می‌توان ضریب عملکرد سیکل را طبق رابطه (۱۳) به دست آورد که برابر ۴/۱۷۴ می‌گردد.

$$COP_R = (\dot{Q}_{Frz} + \dot{Q}_{Ref} + \dot{Q}_{HVAC}) / \dot{W}_T \quad (13)$$



کیفیت مبرد، بایستی دمای مبرد قبل از شیر انبساط را کاهش داد. اما در سیستم‌های متداول این کاهش دما نهایتاً تا دمای هوای خارج امکان پذیر است که برای شهر تهران در اوج گرما بر اساس نتایج شبیه‌سازی در حدود ۴۲ درجه سانتیگراد می‌باشد. اگر دمای مبرد به این دما برسد، در واقع از تمام ظرفیت انرژی دسترس پذیر استفاده خواهد شد. اما در سیستم پیشنهادی در زمانی که دمای هوای خارج ۴۲ درجه است با استفاده از واحد تقطیر آب خنک پیش‌بینی شده، دما را تا ۲۲ درجه سانتیگراد می‌توان کاهش داد که در نتیجه کیفیت مبرد در ورودی اواپراتور کاهش یافته و حرارت بیشتری را از محیط جذب خواهد کرد.

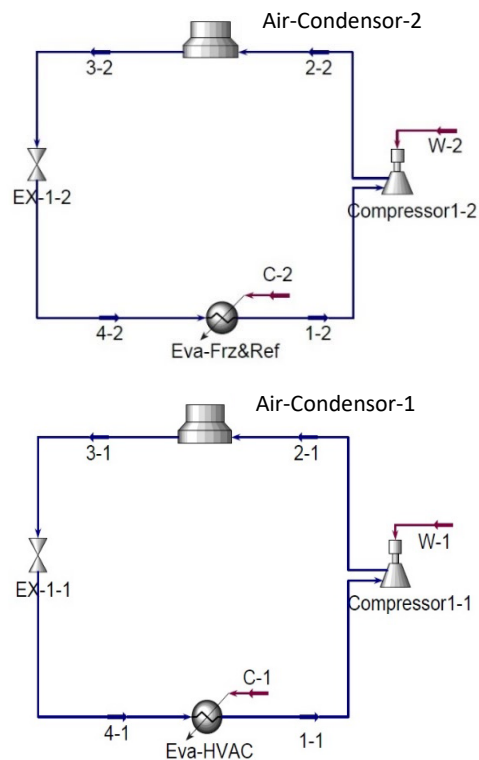
در شکل ۱۰ نمودار تاثیر دمای مبرد ورودی به شیرهای انبساط تهویه مطبوع، یخچال و فریزر بر کیفیت مبرد خروجی از این شیرها نشان داده شده است. در هر سه نمودار، کاهش دما از ۴۶ تا ۲۲ درجه سانتیگراد می‌باشد. لازم به ذکر است این کاهش دما توسط کندانسور آب خنک و با استفاده از سرمای زمین انجام می‌شود که در بخش‌های بعد امکان‌سنجی آن مورد بررسی قرار می‌گیرد. از شکل ۱۰ مشاهده می‌شود که کیفیت مبرد خروجی از شیر انبساط بخش تهویه در اثر کاهش دمای مبرد ورودی به شیر انبساط از ۴۶ درجه سانتیگراد به ۲۴ درجه سانتیگراد از ۰.۳۰ به ۰.۱۲ می‌رسد که در حدود ۶۰ درصد کاهش را به همراه دارد. در مدار یخچال نیز کیفیت مبرد از ۰.۳۶ به ۰.۱۸ می‌رسد که ۵۰ درصد کاهش را موجب می‌شود. در خصوص مدار فریزر نیز کاهش دما، کیفیت مبرد را از ۰.۴۳ به ۰.۲۶ می‌رساند که در نتیجه ۴۰ درصد کاهش می‌یابد. کیفیت مبرد ورودی به واحد تبخیر نیز به طور مستقیم بر ظرفیت جذب حرارت توسط مبرد در واحد تبخیر تاثیرگذار است و می‌تواند دبی جرمی مورد نیاز مبرد را کاهش دهد.



شکل ۱۰ تاثیر تغییرات دمای مبرد ورودی به شیر انبساط سه مدار تهویه، یخچال و فریزر بر کیفیت مبرد خروجی از آن

شکل ۱۱ تاثیر کاهش دمای مبرد خروجی از واحد تقطیر یا ورودی به شیرهای انبساط سه مدار تهویه، یخچال و فریزر بر دبی جرمی مورد نیاز هر یک از این مدارها و دبی کل را نشان می‌دهد. همانطور که دیده می‌شود، با کاهش دمای واحد تقطیر از ۴۶ درجه سانتیگراد به ۲۲ درجه سانتیگراد، میزان کل دبی جرمی مبرد از ۴۸۸ کیلوگرم بر ساعت به ۳۸۹ کیلوگرم بر ساعت کاهش می‌یابد. یعنی در اثر کاهش ۲۴ درجه‌ای دمای مبرد، حدود ۲۰ درصد، کاهش دبی اتفاق می‌افتد.

در شکل ۱۲ تاثیر کاهش دمای مبرد خروجی از واحد تقطیر بر کار مصرفی کمپرسورها نشان داده شده است. مشاهده می‌شود که در اثر کاهش دما از ۴۶



شکل ۹ سیکل تبرید تراکمی بخار متداول برای مدار تهویه و فریزر شبیه‌سازی شده در نرم‌افزار هایسیس

مطابق اطلاعات خروجی نرم‌افزار هایسیس که در جدول شماره ۳ آمده است، ضریب عملکرد سیستم متداول برابر ۳.۲۶ می‌باشد حال آنکه ضریب عملکرد سیستم پیشنهادی برابر ۴.۲۲ است که در نتیجه آن ۲۹ درصد افزایش بهره‌وری را به همراه دارد.

جدول ۳ مقایسه دو سیستم متداول و پیشنهادی

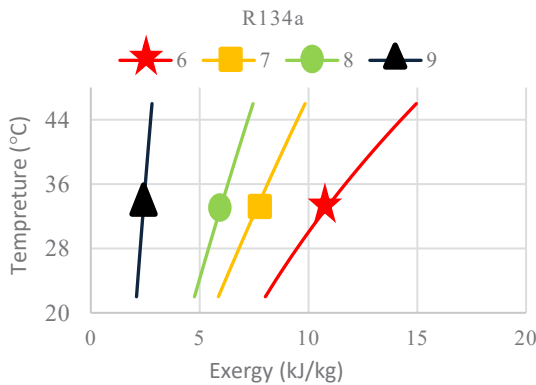
سیستم	نام مدار	بار برودتی kJ/h	دبی مبرد kg/h	کار کمپرسور kJ/h
سیستم متداول	مدار تهویه	۶۹۰۰۰	۴۹۶.۲۰	۲۱.۱۲۰
	مدار یخچال فریزر	۳۹۵	۲.۷۵	۱۶۹.۶
سیستم پیشنهادی	مدار تهویه	۶۹۰۰۰	۳۸۶.۷۰	۱۶.۴۰۰
	مدار یخچال	۱۸۵	۱.۰۵	۱۹.۲
	مدار فریزر	۲۱۰	۱.۳۶	۱۷.۲

۵-۲- بررسی تاثیر کیفیت مبرد در واحد تبخیر بر عملکرد سیستم

با توجه به آنکه فشار و دمای ورودی به واحد تبخیر در هر دو سیکل پیشنهادی و متداول برابر است، عامل دیگری که بر میزان حرارت جذب شده در واحد تبخیر تاثیرگذار است، کیفیت مبرد ورودی به آن است. هر چقدر کیفیت مبرد ورودی به اواپراتور پایین‌تر باشد، توانایی جذب حرارت توسط مبرد افزایش می‌یابد. کیفیت مبرد ورودی به اواپراتور نیز به دمای ورودی به شیر انبساط بستگی دارد به این صورت که هر چقدر دمای مبرد ورودی به این شیر کمتر باشد، کیفیت مبرد خروجی از آن نیز پایین‌تر خواهد بود. بنابراین برای کاهش

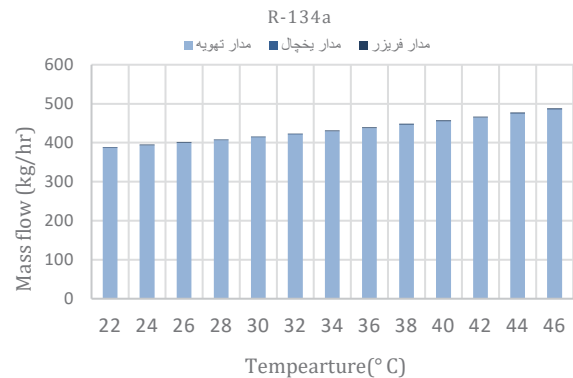


از ۹.۸۵ کیلوژول بر کیلوگرم به ۵.۸۶ کیلوژول بر کیلوگرم کاهش یابد که حدود ۴۰ درصد می‌باشد.



شکل ۱۰ تأثیر کاهش دمای مبرد خروجی از واحد تقطیر بر انرژی مبرد در نقاط مختلف سیکل (نقطه ۶: ورودی شیر انبساط، نقطه ۷: ورودی اواپراتور تهویه، نقطه ۸: ورودی اواپراتور یخچال، نقطه ۹: ورودی اواپراتور فریزر)

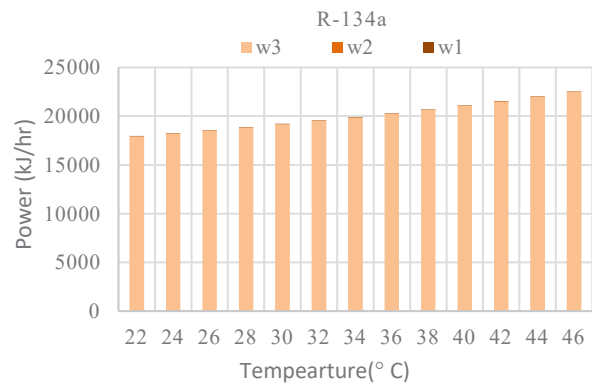
درجه سانتیگراد به ۲۲ درجه سانتیگراد، کل کار مصرفی کمپرسور از ۲۲۵۱۵ کیلو ژول بر ساعت به ۱۷۹۵۰ کیلو ژول بر ساعت کاهش یافته است که حدود ۲۵ درصد می‌باشد.



شکل ۱۱ تأثیر دمای مبرد خروجی از واحد تقطیر (ورودی به شیر انبساط سه مدار تهویه، یخچال و فریزر) بر دبی جرمی مورد نیاز این مدارها و دبی کل

۴-۵- بررسی امکان‌پذیری کاهش دمای مبرد تا ۲۲ درجه سانتیگراد
پیش از این مزایای کاهش دمای مبرد در واحد تقطیر بررسی شد. حال در این بخش، امکان‌پذیری دسترسی به دمای مورد نظر با مکانیزم استفاده از دمای خاک و شرایط حاکم بر پروژه بررسی خواهد شد. برای این امر، از نرم‌افزار ترنسیس استفاده می‌گردد.

در شکل ۱۴ نتایج شبیه‌سازی میدل دفنی در نرم‌افزار ترنسیس، نشان داده شده است. در این شبیه‌سازی، یک میدل دفنی با عمق ۵۰ متر که متشکل از ۵۰۰ عدد لوله U شکل می‌باشد، شبیه‌سازی شده است. این میدل که می‌تواند با استفاده از لوله‌های مقاوم نسبت به خوردگی خاک ساخته شوند، بایستی ضریب انتقال حرارت بالایی نیز داشته باشد. لوله‌های پنج لایه تلفیقی که از انعطاف بالایی برخوردار بوده و به صورت رول‌های ۲۰۰ متری تولید می‌گردند، می‌توانند به عنوان لوله‌های انتقال حرارت میدل مورد استفاده قرار گیرند. اطلاعات آب و هوا و همچنین شرایط خاک برای شهر تهران به عنوان ورودی وارد نرم‌افزار شده است. شبیه‌سازی در نرم‌افزار ترنسیس به صورت گذرا بوده و برای شش ماه ابتدای سال شمسی انجام شده است. دمای مبرد خروجی از واحد تقطیر هوا خنک نیز به صورت شناور بوده و برابر با ۳ درجه سانتیگراد بالاتر از دمای هوای خارج ساختمان است و به همین علت دارای نوسان می‌باشد. همانطور که در شکل ۱۴ نشان داده شده است، کاهش دمای مبرد تا ۲۲ درجه سانتیگراد، توسط میدل‌های دفنی امکان‌پذیر بوده و دمای آب خروجی از میدل نیز در ابتدا روند صعودی داشته و سپس این روند نزولی شده است.



شکل ۱۲ تأثیر دمای مبرد خروجی از واحد تقطیر (ورودی به شیر انبساط) بر کار مصرفی کمپرسورها و کار کل

۲-۵- تحلیل انرژی مبرد

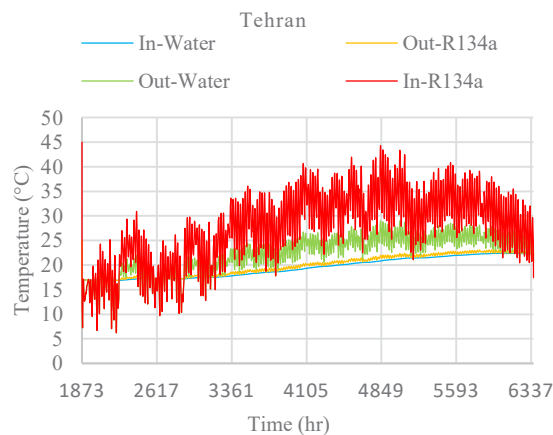
برای تحلیل هر چه بهتر سیستم پیشنهادی، انرژی مبرد خروجی از واحد تقطیر و مبرد خروجی از شیرهای انبساط بررسی خواهند شد. مطابق آنچه پیشتر اشاره شد، انرژی مبرد متاثر از تغییرات انتالپی و انترپی می‌باشد که هر دو این خواص رابطه مستقیم با دما دارند. لذا با کاهش دمای مبرد، انرژی مبرد نیز کاهش می‌یابد. این کاهش انرژی با توجه به نحوه کارکرد سیکل تبرید باعث کاهش مصرف انرژی خواهد شد چرا که باعث می‌شود مبرد توانایی بیشتری برای جذب انرژی و حرارت از فضاهای مورد نظر داشته باشد.

در شکل ۱۳ تأثیر دمای مبرد خروجی از واحد تقطیر یا ورودی به شیرهای انبساط بر انرژی مبرد در نقاط ۶، ۷، ۸ و ۹ (مشخص شده در شکل ۴) نشان داده شده است. مشاهده می‌شود که با کاهش دمای مبرد، برای همه نقاط انرژی مبرد کاهش یافته و یا به عبارتی دیگر، توانایی جذب حرارت افزایش می‌یابد. همچنین هرچه فشار مبرد بالاتر باشد، کاهش دما تأثیر بیشتری بر کاهش انرژی مبرد تجهیزات برودتی فصول گرم سال دارد. لازم به ذکر است مطابق شکل ۴، نقطه ۶ که ورودی به شیر انبساط است بیشترین فشار را دارد، بعد به ترتیب در نقاط ۷، ۸ و ۹ که ورودی اواپراتورهای مدار تهویه، یخچال و فریزر هستند، فشار کمتر می‌شود. بررسی نمودار مربوط به نقطه ۷ نشان می‌دهد کاهش دمای مبرد از ۴۶ درجه سانتیگراد به ۲۲ درجه سانتیگراد باعث می‌شود انرژی مبرد



۷- مراجع

- [1] V. Vakiloroya, B. Samali, A. Fakhar, K. Pishghadam, A review of different strategies for HVAC energy saving. *Energy conversion and management*, Vol. 77, No 78, pp. 738-754, 2014
- [2] N. Enteria, K. Mizutani, The role of the thermally activated desiccant cooling technologies in the issue of energy and environment, *Renew Sustain Energy*, Vol. 15, No 4, pp. 2095-2122, 2011.
- [3] Statistical data and information, energy, water and electricity, Accessed 11 May 2020; (<http://www.amar.org.ir>). (in Persian)
- [4] B. Metz, O. R. Davidson, P. R. Bosch, R. Dave, L. A. Meyer, *Mitigation of climate change*. New York: Cambridge University Press, 2007.
- [5] E. Hajidavaloo, H. Eghtedari, Performance improvement of air-cooled refrigeration system by using evaporatively cooled air condenser. *International Journal of Refrigeration*, Vol. 33, No 5, pp. 982-988, 2010.
- [6] A. Gondal, Prospects of Shallow geothermal systems in HVAC for NZEB. *Energy and Built Environment*, <https://doi.org/10.1016/j.enbenv.2020.09.007>, 2020.
- [7] N. Sakhri, Y. Menni, H. Ameer, Experimental investigation of the performance of earth-to-air heat exchangers in arid environments. *Journal of Arid Environments*, Vol. 180, <https://doi.org/10.1016/j.jaridenv.2020.104215>, 2020.
- [8] H. Chien-Yeh, C. Yuan-Ching, C. Zi-Jie, C. Sil-Li, Investigation on performance of building-integrated earth-air heat exchanger. *Energy and Buildings*, Vol. 169, No 36, pp. 444-452, 2018
- [9] X. Zhai, Y. Yang, Experience on the application of a ground source heat pump system in an archives building. *Energy and Buildings*, Vol. 43, No 11, pp. 3263-3270, 2011.
- [10] T. Magraner, A. Montero, S. Quilis, J. Urchugua, Comparison between design and actual energy performance of a HVAC-ground coupled heat pump system in cooling and heating operation. *Energy and Buildings*, Vol. 42, No. 9, pp. 1394-1401, 2010.
- [11] O. Ozgener, A. Hepbasli, Experimental performance analysis of a solar assisted ground-source heat pump greenhouse heating system. *Energy and Buildings*, Vol. 37, No. 1, pp. 101-110, 2005.
- [12] B. Y. Wang X, Comprehensive exergy analysis of a ground-source heat pump system for both building heating and cooling modes. *Applied Energy*, Vol. 86, No. 12, pp. 2560-2565, 2009.
- [13] A. M. Omer, Ground-source heat pumps systems and applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviewa*, Vol. 12, No. 2, pp. 344-371, 2008.
- [14] V. Khalajzadeh, M. Frahani, G. Heidarinejad, A novel integrated system of ground heat exchanger and indirect evaporative cooler, *Energy and Buildings*, Vol. 49, No. 69, pp. 604-610, 2012.
- [15] T. Kasuda, and P.R. Archenbach, Earth temperature and thermal diffusivity at selected stations in the United States, *ASHRAE Transactions*, Vol. 71, Part 1, 1965.



شکل ۱۴ نتایج شبیه‌سازی مبدل دغنی برای فصول گرم سال

۶- جمع بندی و نتیجه گیری نهایی

در این پژوهش، محاسبات انرژی مورد نیاز یک سیکل برودتی در فصول گرم سال برای یک ساختمان نمونه در شهر تهران با محاسبات تحلیلی و استفاده از نرم‌افزارهای مهندسی انجام و نتایج آن با سیستم‌های متداول مقایسه گردیده است. تمایز سیستم پیشنهادی نسبت به سیستم متداول تبرید تراکمی بخار، استفاده مجزا از انرژی زمین توسط یک مبدل دغنی به منظور کاهش دمای خروجی از واحد تقطیر به دماهای پایین‌تر از دمای هوای خارج می‌باشد. همچنین نیازهای برودتی سیستم تهویه مطبوع، یخچال و فریزر بوسیله سه مدار مجزا و به صورت مرکزی تامین می‌شود. هدف از ارائه این سیستم، کاهش مصرف انرژی در سیستم‌های تهویه مطبوع و برودتی می‌باشد. از مهمترین نتایج حاصل از این پژوهش می‌توان به موارد زیر اشاره کرد.

- ۱- استفاده از واحد تقطیر آب خنک به واسطه انرژی زمین، امکان کاهش دمای ورودی به شیر فشار شکن را از ۴۲ درجه به ۲۲ درجه سانتی‌گراد ایجاد می‌کند. در اثر این اتفاق، ضریب عملکرد سیستم پیشنهادی در سیستم برودتی ساختمان در فصول گرم ۲۹ درصد بالاتر از ضریب عملکرد سیستم‌های متداول در شرایط یکسان بدست آمد.
- ۲- استفاده از واحد تقطیر آب خنک باعث کاهش دبی جرمی مبرد به اندازه ۲۰/۳ درصد و کاهش توان مصرفی کمپرسورها به اندازه ۲۵ درصد می‌گردد.
- ۳- تأثیر کاهش دمای خروجی از واحد تقطیر و شیر فشارشکن بر انرژی مبرد مورد بررسی قرار گرفت. نتایج نشان داد که کاهش دمای مبرد از ۴۶ درجه به ۲۲ درجه سانتی‌گراد باعث می‌شود انرژی مبرد حدود ۴۰ درصد کاهش یابد. همچنین در مناطقی که فشار مبرد بالاتر است، کاهش دما، تأثیر بیشتری بر کاهش انرژی مبرد خواهد داشت.
- ۴- بررسی تأثیر کاهش دمای مبرد ورودی به شیرهای انبساط بخش تهویه مطبوع، یخچال و فریزر در اثر واحد تقطیر آب خنک نشان داد، کیفیت مبرد خروجی از شیر انبساط مدار تهویه حدود ۶۰ درصد، مدار یخچال ۵۰ درصد و مدار فریزر ۴۰ درصد کاهش می‌یابد. این کاهش کیفیت مبرد منجر به افزایش ظرفیت واحد تبخیر در سه جزء مورد بررسی می‌گردد.

