بررسی تجربی تأثیر استفاده از مواد تغییر فاز دهنده PCM در عملکرد یک سیکل تبرید تراکمی خورشیدی

سیدمسلم موسوی [۱]، محمد رضا صفاریان [۲*]

[۱] دانشجوی کارشناسی ارشد، گروه مهندسی مکانیک، دانشکده مهندسی، واحد دزفول، دانشگاه آزاد اسلامی، دزفول، ایران
[۲] استادیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشکده مهندسی، دانشگاه شهید چمران اهواز ، اهواز، ایران

دریافت:زمستان۹۷ پذیرش:پائیز ۹۸

چکیده

در این مقاله با قرار دادن گردآورنده خورشیدی[۱] صفحه تخت که درون آن از مواد تغییر فاز[۲] (PCM) قرار دارد در مسیر پرفشار سیکل تبرید تراکمی بین کمپرسور و کندانسور و بدست آوردن پارامترهای فشار و دما در نقاط مختلف سیکل، و مقایسه آن با حالت معمولی سیکل تبرید (فاقد کلکتور) کار کمپرسور، ظرفیت سرمایش و ضریب عملکرد محاسبه و مورد بررسی قرارگرفت. از آنجایی که گرما با فشار رابطه مستقیم دارد، (افزایش گرمای مبرد در حجم ثابت باعث افزایش فشار می گردد) تأمین بخشی از فشار سیکل توسط گردآورنده خورشیدی انجام می‌شود. آزمایش‌های سیکل معمولی و خورشیدی بطور همزمان در سه زمان متفاوت (در ساعات ۷ صبح، ۱۵ بعدظهر و ۲۳ شب) انجام گردید. نتایج تجربی بدست آمده نشان می‌دهد در دمای بیشینه (ساعت ۱۵ بعدازظهر) با افزایش (°C) ۳/۶ دمای مبرد خروجی از کلکتور، مشخصات ترمودینامیکی سیستم بهبود یافته بطوریکه ضریب سرمایش از ۱۰/۸۲ به ۱۱/۲۵۱ و ضریب عملکرد سیکل از ۵ به ۵/۲ به ترتیب ۳/۸۳٪ و ۳/۸۴٪ افزایش و توان کمپرسور از ۲/۱۶۷ به ۲/۱۶۰ که درحدود ۰/۳۲٪ کاهش می‌یابد. ضمن اینکه بدلیل عدم وجود نور خورشید کافی و جذب گرمای مناسب توسط کلکتور در آزمایش‌های ساعت ۲۳ شب و ۷ صبح، تأثیر چندانی در مشخصات ترمودینامیکی سیکل معمولی و خورشیدی مشاهده نگردید.

[*] **عهده‌دار مکاتبات:** m_r_saffarian@yahoo.com

کلمات کلیدی: سیکل تبرید تراکمی، گردآورنده خورشیدی، مواد تغییر فاز دهنده(PCM).

[DOR: 20.1001.1.20089813.1398.6.3.3.7]

[2] Collector
[3] Phase Change Material

۱- مقدمه

با افزایش جمعیت شهرها، تراکم ساختمان ها و گسترش زندگی آپارتمان نشینی استفاده از سیستم‌های حرارت مرکزی و تهویه مطبوع برای تنظیم شرایط هوای داخل ساختمان ها گسترش زیادی پیدا کرد. همچنین با پیشرفت فن آوری و نیاز صنایع و مراکزی تحقیقاتی به فضاهای پاک و با کنترل شدید شرایط محیطی توجه به طراحی سیستم های پیشرفته تهویه مطبوع با مصرف انرژی بهینه با تولید کمترین مقدار صدا و ارتعاش بسیار لازم و ضروری می باشد. از آن جا که فضاهای بسته و محدود بخش مهمی از محیط زندگی، محل کار و حتی وسیله نقلیه و جابه جایی انسان امروز را تشکیل می دهد، هر نارسایی در تأمین هوای مناسب داخل می تواند اثر سوء بر رفتارهای روانی ، شرایط جسمانی و بازده فکری و کاری فرد داشته باشد.طراحی سامانه های تهویه مطبوع با کارایی بالا و رعایت ملزومات مصرف بیهینه انرژی نیاز به درک و کاربرد بسیاری از اصول و مفاهیم علمی و عملی حاکم بر فرآیندهای تهویه مطبوع دارد. بنابراین هدف از انجام این پروژه تجزیه و تحلیل تجربی تأثیر استفاده از مواد تغییر فازدهنده درعملکردر یک سیکل تبرید تراکمی خورشیدی در شهر اهواز است. این کار به صورت آزمایشگاهی در فصل تابستان برای سرمایش انجام شده است تا عملکرد این نوع سیستم ها به طور جامع بررسی شود. کولرهای سیکل تراکمی جزء پرمصرف‌ترین محصولات لوازم برقی می باشندکه کاهش مصرف انرژی الکتریکی در سیستم های تبرید تراکمی یکی از ضرورت‌های اساسی در طراحی این سیستم‌ها می‌باشد. جایگزین کردن انرژی‌های تجدید پذیر می تواند نقش بسازی در کاهش مصرف انرژی ایجاد کند.

یکی از این انرژی های قابل تجدید، انرژی حرارتی است که در اینجا روش ذخیره سازی انرژی حرارتی بیان می شود. یکی از مهم‌ترین روش‌های ذخیره سازی انرژی حرارتی، PCM[1] یا مواد تغییر فاز دهنده است، موادی که در مواقع لزوم تغییر فاز می دهند، انرژی را در شکل‌های مختلف در خود ذخیره کرده و در مواقع لزوم آزاد می کنند. این مواد با اثراتی مانند افزایش ضریب انتقال حرارت، افزایش ظرفیت گرمایی، پایداری حرارتی و شیمیایی موجب ذخیره‌سازی انرژی حرارتی می‌شوند. در این مقاله سعی شده که با به کارگیری مواد تغیر فاز دهنده ضریب عملکرد و ضریب سرمایش و کار کمپرسور درسیکل‌های تبرید تراکمی خورشیدی و معمولی مورد بررسی قرار دهد. در زمینه سیستم‌های تهویه مطبوع و تبرید خورشیدی مطالعه‌ها و پژوهش‌های بسیاری انجام شده است.

اقتداری[۱] در طرحی به بررسی عملکرد کندانسور تبخیری برای کولرهای گازی دو تکه[2] در شرایط بسیار گرم پرداخت. در این طرح پدهای پوشالی مجهز به سیستم پاشش آب در مسیر مکش هوای ورودی کندانسور قرار گرفته و سبب خنک شدن هوای عبوری می شوند . نتایج تجربی به دست آمده نشان می دهد که مشخصه های ترمودینامیکی سیستم به طور محسوسی بهبود یافته و توان مصرفی کمپرسور تا میزان ۸/۱۸ ٪ کاهش یافته و ضریب عملکرد سیکل نیز در حدود ۵۹٪ افزایش می‌یابد. همچنین اثر تبرید سیکل با این روش به میزان ۲۷٪ افزوده می‌شود . تأثیر افزایش دما بر ضریب عملکرد و توان مصرفی و اثر تبرید مورد بررسی قرار گرفت و معلوم شد که در طرح کندانسور تبخیری با افزایش دمای هوای محیط مشخصه های عملکرد سیکل بهتر می‌شوند.

امیر بهسرشت [۴] به بررسی وجود کلکتود خورشیدی بر عملکرد سیکل گرمایش و سیکل سرمایش پرداخته که نتایج تجربی ایشان نشان می دهد که کاربرد کلکتور خورشیدی صفحه تخت بر بهبود عملکرد سیکل یاد شده در زمستان تأثیر دارد و ضریب گرمایش و ضریب عملکرد با افزایش تابش خورشید افزایش می یابد.

حاجی دولو[۷] و [۸] به بررسی تأثیر استفاده از کندانسور تبخیری به جای کندانسور هوایی در عملکرد کولرهای پنجره‌ای و کولرهای دوتکه پرداخت. برای تبدیل کندانسور هوایی به تبخیری دو طرح ارائه گردید. در طرح تزریق مستقیم آب بر روی لوله های کندانسور پاشیده می شود و در طرح دیواره پوشالی آب بر روی دیواره پوشالی که در مسیر کندانسور تعبیه شده پاشیده می‌شود. وضعیت ترمودینامیکی سیستم بعد از انجام هر دو طرح به طریق تجربی اندازهگیری شد و با وضعیت معمول آن در همان شرایط مورد مقایسه قرار گرفت. تجزیه و تحلیل نتایج تجربی نشان میدهد که با استفاده از این روش ها ضریب عملکرد سیستم تا ۲۵٪ قابل افزایش و توان الکتریکی تا حدود ۱۳٪ کاهش می یابد. بررسی های آزمایشگاهی نشان داد که افزایش عملکرد در طرح پاشش مستقیم بیشتر است، چون انتقال حرارت بیشتر است. این نکته نیز مورد توجه قرار گرفت که طرح پاشش مستقیم از نظر امکان ایجاد رسوب و خوردگی بر روی لوله های کندانسور پتانسیل بیشتری دارد و در دراز مدت می تواند مزایای این روش را کاهش دهد ولی با روش طرح دیواره پوشالی این مشکل تا حد زیادی کاهش می یابد.

ویسی و حاج دولو [۱۲] به مدلسازی و شبیه‌سازی سیکل تبرید تراکمی کولر گازی و ارزیابی ضریب عملکرد آن تحت شرایط محیطی مختلف پرداختند. نتایج شبیه سازی نشان میدهد با افزایش یک درجه دمای محیط ضریب عملکرد سیکل۳/۵ درصد کاهش می یابد و با افزایش ۱۰ درصد رطوبت نسبی محیط ضریب عملکرد به طور متوسط ۶/۵ درصد افزایش می یابد افزایش ۱۰ درصدی در دبی حجمی هوای عبوری از روی کندانسر سبب افزایش ۳/۲ درصد در ضریب عملکرد سیکل می شود.

الکسیس و کارایانیس [۱۳] عملکرد یک سیستم سرمایش اجکتوری خورشیدی را که مبرد آن R134a بود، در ناحیه آتن مورد مطالعه قرار دادند. آن ها به این نتیجه رسیدند که ضریب عملکرد این سیستم سرمایش اجکتوری خورشیدی از۰/۰۳۵ تا۰/۱۹۹ تغییر می کند و شرایط کاری که باعث تغییرات ضریب عملکرد می شود به صورت زیر بیان می شود. دمای ژنراتور ۸۲°C تا ۹۲ °C ، دمای کندانسور ۳۲ °C تا ۴۰ °C و دمای اواپراتور ۱۰°C- تا ۰°C است. ضریب عملکرد کلی سیستم از۰/۰۱۴تا ۰/۱۰۱ و تابش خورشیدی کل از $W.\ m^{-2}$ ۵۳۶ تا۸۳۸ در ماه جولای در شرایط کاری مشابه تغییر می کند.

[1] Phase Change Material
[2] Split air-conditioners

[DOR: 20.1001.1.20089813.1398.6.3.3.7]

برگاندر و همکاران [۱۵] به بررسی مقاله ای تحت عنوان کاربرد اجکتور دو فـازی بـه عنـوان دومین مرحله تراکم کمپرسور در سیستمهای تبرید تراکمی پرداختنـد . دلیـل ترمودینـامیکی آن هـا برای بهبود راندمان این بود که به علت کاربرد اجکتور در سیکل تراکمی، تـأثیری متفـاوت در کـار تراکم برای فازهای بخار و مایع ایجاد می شود. آنها به طور جداگانه مشخصه های عملکرد اجکتور و مشخصه های عملکرد سیکل تبرید را مورد بررسی قرار دادند. براساس این رویکرد، محـدودیت شرایط کاری این المانها را در این سیکل مانند اجکتور برای مبردهای انتخابی بـه دسـت آوردنـد. همچنین به این نتیجه رسیدند که ماکزیمم افزایش قابل قبول ضریب عملکرد سیستم قویاً به نسبت جرمی اجکتور دو فازی بستگی دارد.

بادسکو [۱۶] مدلی از یک پمپ حرارتی خورشیدی با به کـارگیری یـک منبـع حرارتـی را برای تجزیه و تحلیل سیستم گرمایش یک ساختمان ارائـه داد . در ایـن سیسـتم انـرژی الکتریکـی ساختمان عمدتاً توسط سلولهای فوتولتائیک تأمین مـی شـود . گـرم کـن هـای خورشـیدی انـرژی حرارتی را برای راه اندازی یک پمپ حرارتی تراکمی بخار، جهت گرمایش فضا در طی فصل سرد و تأمین دیگر مصارف فراهم می کند. در این مدل همچنین از یک واحد ذخیره ساز انرژی حرارتـی جهت کسب اطمینان از استفاده کارآمدتر از انرژی خورشیدی استفاده شده است. در واقع او مـدلی ترکیبی از کلکتور خورشیدی، پمپ حرارتی و واحد ذخیره ساز انرژی حرارتـی را مطـرح کـرد . او نتیجه گرفت که در صورت استفاده از این واحد ذخیرهساز، ۲۰ تـا ۳۵ درصـد در مصـرف انـرژی برق صرفه جویی می شود.

بادسکو[۱۷] مدلی را برای سیستم گرمایشی یک ساختمان که منبع انرژی اصلی آن تـابش خورشید است مطرح کرد. مهمترین المان در این سیستم گرمایشـی یـک پمـپ حرارتـی تراکمـی بخار است. قانون اول و دوم ترمودینامیک برای تجزیه و تحلیل عملکرد این پمپ حرارتـی مـورد استفاده قرار گرفت. او براساس این تحلیل به این نتیجه رسید که بیشترین اتلافهای اکسـرژی در طی فرآیندهای تراکم و تقطیر رخ میدهد. نتایج اولیه نشان داد که اگر از یک سیسـتم ذخیـره سـاز انرژی الکتریکی مناسب استفاده شود، میتوان با استفاده از سلولهای فوتوولتائیک برق کمپرسـور پمپ حرارتی تأمین کرد.

سیگلر و یمالی[۱۸] عملکرد یک پمپ حرارتی خورشیدی را به صورت تئـوری و تجربـی مورد بررسی قرار دادند. آنها برای اینکار از یک کلکتور لوله خلاء استفاده کردند. در این تحقیـق تأثیر دمای تبخیر بر ظرفیت گرمایش و ضریب عملکرد سیستم بررسی شد. طبـق نتـایج بـه دسـت آمده دمای تبخیر بین ۵/۲ تا ۲۰/۷ تغییر می کند و ماکزیمم ضـریب عملکـرد ایـن پمـپ حرارتـی خورشیدی حاصل از آزمایش های صورت گرفته، ۶/۳۸ به دست آمد. همچنین سیستم پیشنهادی در مقایسه با پمپ حرارتی غیرخورشیدی از نظر اقتصادی مورد بررسی قرار گرفت.

دیکیسی و آکبولوت[۱۹] به بررسی تجربی مشخصه های عملکرد و تحلیل اکسـرژی یـک پمپ حرارتی خورشیدی پرداختند. از این سیستم برای گرمایش فضای داخل اسـتفاده شـد . طبـق نتایج ارائه شده ضریب عملکرد سیستم ۳/۰۸ به دست آمد و اگر افـت اکسـرژی اواپراتـور کـاهش یابد، ضریب عملکرد سیستم افزایش می یابد.

کرسـاد ارسـوی و همکـاران [۲۱] تغییـرات عملکـرد یـک سیسـتم سرمایشـی اجکتـوری خورشیدی را با استفاده از کلکتور لوله خلاء در ناحیه جنوبی ترکیه در چنـد شـهر مـورد بررسـی قرار دادند. مبرد این سیکل R123 انتخاب شد. طبق نتایجی که گرفتند راندمان کلکتور خورشـیدی لوله خلاء با توجه به دمای محیط و تابش خورشید در طول روز به طور قابل توجهی تغییر می کند .برای تمام این شهرها ظرفیت سرمایش مشابه هـم انتخـاب شـد . براسـاس نتـایج آن هـا در دمـای ژنراتور، کندانسور و اواپراتور به ترتیـب ۸۵°C و ۳۰°C و ۱۲°C ، مـاکزیمم ضـریب عملکـرد کلـی سیسـتم و ظرفیـت سـرمایش بـه ترتیـب ۰/۱۹۷ و $W.m^{-2}$ ۱۷۸/۲۶ در سـاعت ۱۲ ظهـر در مـاه آگوست در شهر آیدین به دست آمد. همچنین مساحت این کلکتور به ازای هر تن سرمایش در ماه آگوست و در ساعت ۱۲ ظهر در حدود $21m^{2}$ برای تمام شهرها تخمین زده شد.

جو و شن [۲۲] یک سیستم سرمایش اجکتوری-خورشیدی با سیال عامـل R134a را بـرای تهویه ساختمان های اداری مدل کردند و بـه بررسـی عملکـرد و کسـر خورشـیدی[1] ایـن سیسـتم پرداختند. آن ها برای تحلیل دقیق عملکرد این سیسـتم، از مـدل تـابش خورشـید و دمـای سـاعتی طبقه بندی شده محیط استفاده کردند. نتایج کار آنهـا نشـان داد کـه در طـول زمـان کـار اداری از ساعت ۹ صبح تا ۱۷ بعد از ظهر ضریب عملکرد میانگین و میانگین کسر خورشیدی سیستم تحت شرایط کاری که در آن دمای ژنراتور°C ۸۵، دمای اواپراتور ۸°C و دمـای کندانسـور کـه بـا دمـای محیط تغییر میکند بهترتیب ۰/۴۸و ۰/۸۲ بهدست می آینـد. در مقایسـه بـا کمپرسـور معمـولی در سیستم تهویه مطبوع معمولی، این سیستم مـی توانـد تـا سـقف ۸۰٪ انـرژی الکتریکـی بـا ظرفیـت سرمایش مشابه صرفه جویی ایجاد کند.

هرناندز و همکاران [۲۳] در سال ۲۰۰۵ به بررسـی پارامتریـک و سـپس تحلیلـی یـک سیستم تبرید اجکتوری-تراکمی خورشیدی[2] با مبرد R134aپرداختند. آنها در این زمینـه بـه ایـن نتیجه رسیدند که با توجه به رفتار اجکتور مشاهده می‌شود کـه بیشـترین مقـدار رانـدمان اجکتـور برای یک مقدار مشخص فشار خروجی بوستر (کمپرسور)، در بالاترین دمای ژنراتور و پائین‌تـرین دمای کندانسور به دست می‌آید. اگر دمای کندانسور افزایش یابد به طـور متنـاظر مـاکزیمم رانـدمان اجکتور در یک فشار خروجی بالاتری از بوستر به دست می آید.

هرناندز و همکاران [۲۴] رفتار یک سیستم تبرید هیبریدی که در آن اجکتـور و کمپرسـور تعبیه شده بود مورد بررسی قرار دادند. مبرد موجود در ایـن سیسـتم ۱۳۴a و ۱۴۲b انتخـاب شـد. دلیل انتخاب مبرد ۱۴۲b، ویژگیهای خـوب ایـن مبـرد در کاربردهـای تهویـه مطبـوع مربـوط بـه سیستم های اجکتوری و دلیل استفاده از مبرد ۱۳۴a مربوط بـه کـاربرد وسـیع آن در سیسـتم هـای تهویه مطبوع و قابلیت دسترسی بیشتر در اکثر کشورها بود. آنهـا در ایـن تحقیـق تغییـرات دمـای کندانسور و ژنراتور را علاوه بر فشار کولر میانی، برای دمای ۱۰°C-

[1] Solar Fraction
[2] Solar Booster Assisted Ejector Refrigeration System

[DOR: 20.1001.1.20089813.1398.6.3.3.7]

اواپراتور و ظرفیت سرمایشی معادل kw به دست آوردند. طبق نتایج آن ها، در دمای ۳۰°C کندانسور و ۸۵°C ژنراتور در صورتی که مبرد۱۳۴a انتخاب شود در بهترین شرایط کاری بالاترین ضریب عملکرد برابر ۰/۴۸ و راندمان اکسرژی برابر ۰/۲۵ به دست می آید و اگر مبرد ۱۴۲b انتخاب شود بهترین عملکرد در بالاترین دمای ژنراتور به دست می آید.

هانگ و همکاران [۲۵] سیستمی تحت عنوان سیستم سرمایشی/گرمایشی هیبریدی خورشیدی را توسعه دادند. این سیستم ترکیبی از یک سیستم سرمایش اجکتوری بدون پمپ و یک پمپ حرارتی از نوع اینورتر است که قابلیت تولید ظرفیت سرمایش پایداری را برای فضای داخل دارد. این سیستم سرمایش اجکتوری با حرارت خورشید راه اندازی می شود و برای خنک کاری کندانسور سیکل پمپ حرارتی استفاده می شود تا ضریب عملکرد این سیکل افزایش یابد و مصرف انرژی برق کمپرسور با تنظیم سرعت چرخشی کمپرسور از طریق یک سیستم کنترلی کاهش یابد. تست و آزمایش سیکل کلی در دمای ۳۵°C محیط بیرون و دمای ۲۵°C محیط داخل و در سرعت ۲۰ Hz تا ۶۰Hz کمپرسور صورت گرفت . همچنین شرایط کاری سیستم سرمایش اجکتوری بدون پمپ در دمای ۹۰°C ژنراتور و دمای ۳۷°C کندانسور است که متناظر با آن دمای کندانسور پمپ حرارتی در سیکل کلی ۲۴/۵°C- °C است. در این حالت ظرفیت سرمایشی برابر۱/۲۰kw-۲/۴۴kw وبرق ورودی برابر۰/۲kw- ۰/۹۸kw و ضریب عملکرد سرمایشی برابر ۲/۵-۵/۱۱ به دست آمد. آن‌ها نشان دادند که سیستم سرمایش اجکتوری در سیکل کلی می تواند به طور مؤثری دمای کندانسور سیکل پمپ حرارتی را بین°C ۷/۳ تا ۱۲/۶°Cو مصرف برق را بین ۳۴/۵٪ تا ۸۱/۲٪ کاهش دهد و ضریب عملکرد سیکل گرمایش در این سیستم حدود ۲ تا ۳/۳ به دست آید.

کیم و اینفانت فریرا [۲۷] به مروری بر انواع سیستمهای سرمایش خورشیدی برای تهویه فضای داخل پرداختند. آن ها ابتدا سیستم های سرمایش را براساس عملکرد به دست آمده و هزینه های مورد نیاز به ازای هر کیلووات سرمایش طبقه بندی کردند . طبق نتایجی که به دست آوردند، سیستم جذبی تک اثره حرارتی خورشید[1] تقریباً بهترین گزینه برای تهویه فضای داخل در مقایسه با سیستم جذبی سطحی تک اثره حرارتی خورشیدی[2] و سیستم جذبی دو اثره حرارتی خورشیدی[3] در یک سطح قیمت مشابه است. طبق بررسی که انجام دادند، سیستمهای مکانیکی حرارتی خورشیدی و سیستمهای فوتوولتائیک[4] به طور قابل توجهی بسیار گران قیمت هستند و همچنین سیستمهای دسیکانت و اجکتوری نسبت به ۳ سیستم اول پیچیدگی و هزینه ساخت بالاتری را دارند .

[1] Solar thermal with single-effect absorption system
[2] Solar thermal with single-effect absorption system
[3] Solar thermal with double-effect absorption system
[4] Ph0tovoltaic Cells

۲-معادله های حاکم بر سیستم تهویه مطبوع مورد مطالعه

توجه به داده‌های به دست آمده از آزمایش‌های تجربی می‌توان مشخصه‌های ترمودینامیکی مربوط به سیکل از جمله ظرفیت سرمایش، ضریب عملکرد، و کار کمپرسور را محاسبه نمود و میزان تأثیر وجود کلکتور خورشیدی همراه با مواد PCM را مشخص کرد. برای این کار با استفاده از آمپر مصرفی، ولتاژ و ضریب قدرت به دست آمده از دستگاه مولتی‌متر، ابتدا توان مصرفی سیستم از معادله (۲-۱) محاسبه می‌شود و سپس با استفاده از معادله (۲-۲) که مربوط به کار کمپرسور است

مقدار دبی جرمی مبرد به دست می‌آید. با استفاده از دبی جرمی می‌توان ظرفیت سرمایش را از معادله (۲-۳) محاسبه کرد. مقادیر q_L ازمعادله (۲-۴) و ضریب عملکرد سیستم هم به ترتیب با استفاده از معادله‌های (۲-۵) محاسبه می شوند.

راه دیگر بیان کارایی سیکل‌های تبرید تراکمی بیان آن بر حسب میزان توان کمپرسور (بر حسب اسب بخار) بر واحد برودت ایجاد شده (بر حسب تن تبرید) است البته در سیستم واحدهای SI این نسبت به صورت کیلووات بر حسب تن تبرید نیز بیان می‌شود. رابطه بین این واحدها در معادله (۲-۶) آمده است. بنابر این با افزایش COP_R مقدار(HP/ ton) کاهش می یابد.

و در نهایت از معادله (۲-۷) برای بازدهی انرژی که به اختصار EER نامیده می‌شود که به صورت نسبت ظرفیت سرمایش بر حسب بی تی یو بر ساعت بر توان ورودی بر حسب وات در یک نقطه کاری مشخص تعریف می شود.[۵]

$$W_{Comp} = V \times I_{in} \times \cos\varphi \quad (۱-۲)$$

$$\dot{m}_{Cycle} = \frac{W_{Comp}}{h_2 - h_1} \quad (۲-۲)$$

$$Q_L = \dot{m}_{Cycle} \times (h_1 - h_4) \quad (۳-۲)$$

$$q_L = (h_1 - h_4) \quad (۴-۲)$$

$$COP_R = \frac{Q_L}{W_{Comp}} = \frac{\dot{m}(h_1 - h_4)}{\dot{m}(h_2 - h_1)} = \frac{(h_1 - h_4)}{(h_2 - h_1)} = \frac{\text{اثرتبرید}}{\text{کار به ازای واحد جرم}} \quad (۵-۲)$$

$$\frac{KW}{ton} = \frac{3/51}{COP_R} \quad (۶-۲)$$

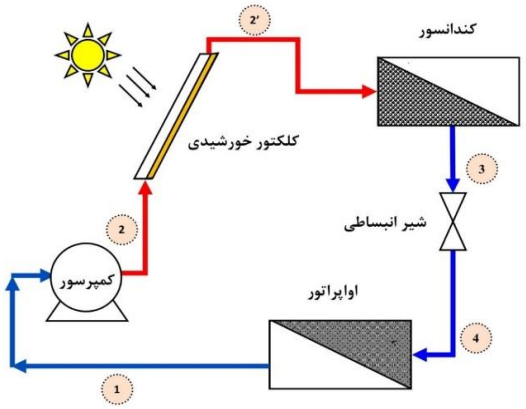
$$EER = 3/412\ COP_R \quad (۷-۲)$$

[DOR: 20.1001.1.20089813.1398.6.3.3.7]

با بررسی روابط قبل می توان دریافت که کارآیی یک سیستم تبرید تابعی از دماهای تبخیر و تقطیر یا اختلاف این دو دما است. با افزایش این اختلاف میزان COP_R و EER کاهش یافته و HP/ton افزایش می یابد؛ بنابراین، در یک سیکل تبرید باید سعی شود که به منظور کاهش مصرف انرژی:

- دمای تقطیر تا حد امکان پایین باشد.
- دمای تبخیر تا حد امکان بالا باشد.

در شکل ۱ فرآیند سیکل مورد مطالعه به طور شماتیک نشان داده شده است.



شکل۱: شماتیکی از سیکل حاضر

۲-۱- ذخیره سازی انرژی گرمایی با استفاده از PCM ها

یکی از بهترین و باصرفه ترین روش ها برای ذخیره سازی انرژی گرمایی استفاده از موادی است که با حجم کوچکشان نقش مناسبی در این زمینه بازی می‌کنند. موادی که به هنگام تغییر فاز جامد – مایع[۱] ، در دمای ثابت، مقدار زیادی انرژی گرمایی را به صورت گرمای نهان در خود ذخیره می‌کنند. PCM ها در ابتدا رفتاری شبیه به مواد ذخیره کننده گرمای محسوس دارند؛ هنگامی که گرما را جذب می‌کنند دمای آنها بالا رفته و بر خلاف مواد ذخیره کننده گرمای محسوس هنگامی که به دمای ذوب خود می‌رسند، شروع به تغییر فاز کرده و مقدار زیادی گرما را در یک دمای ثابت جذب می کنند PCM به جذب گرما بدون بالا رفتن دما ادامه می‌دهد تا جایی که تمام ماده به فاز مایع تبدیل شود. هنگامی که دمای محیط اطراف کاهش یابد، PCM از حالت مایع به حالت جامد تبدیل شده و انرژی ذخیره شده را رها می‌کند. [۱۰]

۲-۲- تقسیم بندی مواد تغییر فاز دهنده

مواد تغییر فاز دهنده را براساس دمای تغییر فازشان به سه دسته یوتکتیک‌ها، هیدرات نمکها و مواد آلی تقسیم بندی می‌کنند. دمای تغییر فاز یوتکتیک ها کمتر از (°C) ۰ و دمای تغییر فاز هیدرات نمک ها و مواد آلی بالای ۰°C است. دمای کاری PCM ها بین (°C) ۴۰-۱۱۷ است، موادی که زیر (°C) ۱۵ ذوب می‌شو ند برای خنک کردن هوای اتاق مورد استفاده قرار میگیرند ، موادی که بالای (°C) ۹۰ ذوب می شوند برای کاهش دمای مناطقی که دما به صورت غیر منتظره در آنجا بالا رفته باشد و جلوگیری از آتش سوزی و انفجار به کار می‌روند و موادی که نقطه ذوب‌شان ما بین این دو دما قرار دارد برای ذخیره سازی انرژی های خورشیدی به کار می روند.

۳- مشخصه‌های دستگاه آزمایش

در جدول۱: مشخصه‌های سیستم تهویه مطبوع مورد مطالعه نشان داده شده است.

جدول ۱: مشخصه های سیکل تبرید مورد مطالعه

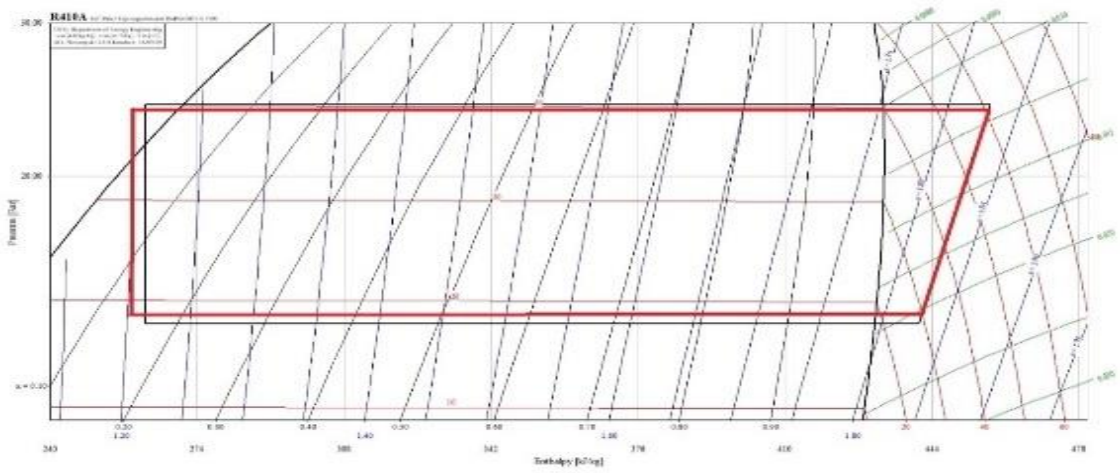
سرمایش	تابع	ولتاژ ۲۲۰ ولت
۷/۵(۰/۸-۲/۰)کیلو وات	ظرفیت	فرکانس:۵۰ هرتز
۲/۲۸(۲/۷۵-۰/۵)کیلو وات	ورودی	مبرد : a۴۱۰
۱۴۰۰۷۵۵۰۱۱۰۰۹۰۰۰۰۶	شماره سریال	دهش: ۴/۳ مگاپاسکال
OEM	نام برند	دمکش:۱/۱ مگاپاسکال
ROHS	استاندارد	کلکتور خورشیدی صفحه تخت
EMC-CE-CB-UL-UR-SASO-SAA-GS	گواهی	ابعاد ۱۰۰۰×۵۵۰×۸۰

جدول۲: نتایج آزمایش برای دمای °C ۳۲ ساعت (۷ صبح)

پارامتر	دیمانسیون	سیستم معمولی	سیستم خورشیدی با استفاده از PCM	تغییرات نسبت به سیستم با PCM
$\dot{W}_{Comp}$	KW	۲/۱۰۸	۲/۰۶۶	٪-۲
$\dot{m}_{Cycle}$	Kg/sec	۰/۰۷۲۶	۰/۰۷۰۵۱	٪-۳
$\dot{Q}_L$	KW	۱۲/۰۴	۱۲/۲۷	٪۱/۸۵
COP	-	۵/۸۲۰	۵/۸۲۷	٪۰/۱۲
$\frac{KW}{ton}$	-	۰/۶۰۳۱	۰/۶۰۲۳	-۰/۱۲۱
EER	-	۱۹/۸۵	۱۹/۸۸	۰/۱۵۹

[۱] ذخیره سازی گرمای نهان از طریق تغییر فاز گاز- جامد، گاز- مایع، مایع- جامد و جامد- جامد انجام پذیر است؛ با این حال تغییر فاز استفاده شده برای PCM تنها تغییر فاز جامد - مایع است؛ زیرا تغییر فاز گاز - مایع یا گاز - جامد، بعلت حجم بزرگ یا فشار بالای مورد نیاز برای ذخیره سازی گرما هنگامی که مواد در حالت فاز گاز هستند، عملی نیست. تغییر فاز جامد – جامد نیز بسیار کم رخ می دهد.

[DOR: 20.1001.1.20089813.1398.6.3.3.7]



شکل ۳: دیاگرام p-h دردمای 32C °

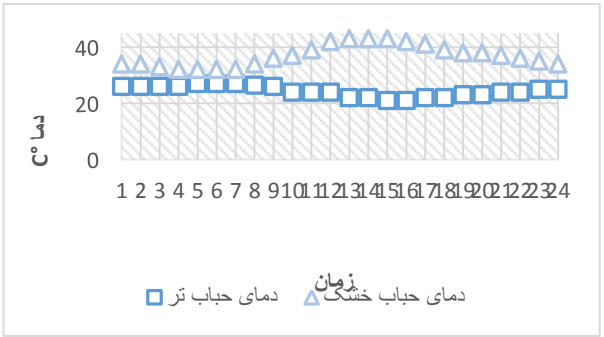
۴- مراحل انجام آزمایش

برای بررسی و مطالعه سیکل ترمودینامیکی حاضر و نشان دادن تأثیر وجود PCM در کلکتور خورشیدی که در فرآیند سیکل تبرید تراکمی قرار گرفته، فرایند سرمایش در فصل تابستان مورد ارزیابی قرار خواهد گرفت.

جهت بررسی سیکل خورشیدی و تعیین تأثیر مواد PCM قرار گرفته درون کلکتور با حالت معمولی سه آزمایش در یک روز (۲۰ تیر) در سه ساعت متفاوت (صبح، بعد از ظهر، شب) انجام گرفت. مشخصات زمان و دمای هوای خشک آزمایش‌ها به شرح زیر می باشد:

- در ساعت۷ صبح دمای هوای خشک (°C) ۳۲
- در ساعت ۱۵ بعدظهر دمای هوای خشک (°C) ۴۳
- درساعت ۲۳ شب دمای هوای خشک (°C) ۳۶

برای انجام آزمایش‌ها و همچنین برای سهولت در داده‌برداری بعد از فراهم شدن شرایط پایا در سیستم اقدام به داده برداری پارامترهای مختلف ترمودینامیکی شد. به این نکته مهم هم توجه شده است که برای انجام آزمایش‌ها در ساعت ۷ صبح شرایط آب-وهوایی از مقدار رطوبت و دمای هوای فضای بیرون مشابه به هم باشند. تا تأثیراستفاده از مواد PCM درون کلکتور در عملکرد سیکل در سه مرحله آزمایش مشخص شود.



شکل۲: نمودار دمای حباب خشک و دمای حباب تردر ۲۰ تیر ماه

۴-۱- نتایج آزمایش برای دمای ۳۲ °C ساعت (۷ صبح)

نتایج مربوط به آزمایش‌های صورت گرفته برای دو حالت سیکل در کمترین دمای حباب خشک در دمای هوای (۳۲°C) در جدول ۲ نشان داده شده است، در این جدول پارامترهای مختلفی برای سیکل تبرید تراکمی ارائه شده است.

به نظر می‌رسد که کلکتور خورشیدی تاثیری مفیدی برضریب سرمایش و ضریب عملکرد ندارد. بلکه در نمودار سیکل مربوط به سیستم خورشیدی (سیکل قرمز رنگ) در مقایسه با سیستم معمولی (سیکل سیاه رنگ) تغییرات کمی ایجاد شده است. دلیل این امر می‌تواند به کار-گیری مواد PCM با دمای ذوب ۵۰ درجه باشد، که به نظر می‌رسد کلکتور خورشیدی دمای مورد نیاز برای ذوب کردن PCM در دمای ۳۲ درجه را از طریق تابش خورشید بدست نیاورده است.

همانطور که از ارزیابی شکل ۳ مشخص می شود، در نمودار سیکل مربوط به سیستم خورشیدی (سیکل قرمزرنگ) در مقایسه با سیستم معمولی (سیکل سیاه رنگ) تغییراتی ایجاد شده است. آن چه که تأثیر وجود کلکتور خورشیدی همراه با مواد PCM را در شکل۳ نشان می دهد خط مربوط به انبساط در سیستم خورشیدی است که به سمت چپ انتقال یافته و موجب افزایش اندک ظرفیت سرمایش از ۱۲/۰۴ kW به ۱۲/۲۷ kW و در نتیجه منجر به افزایش اندک ضریب عملکرد از ۵/۸۲ kW به ۵/۸۲۷ kW می‌شود.

۴-۲- نتایج آزمایش برای دمای°C۴۳ ساعت ۱۵

نتایج مربوط به آزمایش‌های صورت گرفته برای دو حالت سیکل در بیشترین دمای حباب خشک در دمای هوای (۴۳°C) در جدول۳ نشان داده شده است، در این جدول پارامترهای مختلفی برای سیکل تبرید تراکمی ارائه شده است.

با مقایسه بین پارامترهای مربوط به سیستم خورشیدی نسبت به سیستم معمولی مشاهده می‌شود. دمای تقطیر کاهش پیدا می‌کند و خروجی کندانسور در منطقه مادون سرد می‌باشد. بدلیل اینکه بخار پس از عبور از پنل خورشیدی به گاز سوپرهیت با فشار بالا تبدیل شده و در کندانسور مبرد بهتر و بیشتر تغییر فاز داده و از گاز به مایع تبدیل می‌شود اما در

[DOR: 20.1001.1.20089813.1398.6.3.3.7]

سیکل تبرید تراکمی معمولی چون دما و فشار گاز پایین‌تر است تغییر فاز به خوبی صورت نگرفته و خروجی کندانسور بخار اشباع شده می‌باشد.

بنابراین در سیکل تبرید تراکمی خورشیدی مایع با فشار بیشتری به موئینگی رسیده و سرمایش بیشتری ایجاد می‌کند یا به ازای سرمایش یکسان راندمان سیستم خورشیدی بهتر می‌شود. در نتیجه ظرفیت سرمایش و ضریب عملکرد در حالت خورشیدی نسبت به حالت معمولی به ترتیب ۳/۸۳٪ و۳/۸۴٪ افزایش می‌یابد. در نمودار سیکل مربوط به سیستم خورشیدی (سیکل قرمز رنگ) در مقایسه با سیستم معمولی (سیکل سیاه رنگ) تغییراتی ایجاد شده است. آن چه که تأثیر وجود کلکتور خورشیدی همراه با مواد PCM را در شکل۴ نشان می‌دهد خط مربوط به انبساط در سیستم خورشیدی است که به سمت چپ انتقال یافته و موجب افزایش ظرفیت سرمایش از ۱۰/۸۲ kW به ۱۱/۲۵۱kW و در نتیجه منجر به افزایش ضریب عملکرد از ۵ kW به ۵/۲ می‌شود.

۴-۳- نتایج آزمایش برای دمای°C ۳۶ساعت ۲۳

در جدول ۴ نتایج مربوط به دمای°C ۳۶ درساعت ۲۳ نشان داده شده است.

آن‌چه که تأثیر وجود کلکتور خورشیدی همراه با مواد PCM را نشان می‌دهد خط مربوط به انبساط در سیستم خورشیدی است که به سمت چپ انتقال یافته و موجب افزایش ظرفیت سرمایش‌از ۱۱/۶۲ kW به ۱۱/۷۳ kW و در نتیجه منجر به افزایش ضریب عملکرد از kW ۵/۶۶ به ۵/۶۹ kW می شود.

۵- نتیجه گیری

در این مقاله به بررسی تجربی تأثیر استفاده از مواد تغییر فاز دهنده PCM در عملکرد یک سیکل تبرید تراکمی خورشیدی پرداخته شد. آزمایشات بدست آمده در ساعت ۷ صبح و ۲۳شب (کمینه دما) نشان می‌دهد که کلکتور خورشیدی تأثیر چندانی در کارکرد و عملکرد سیستم نخواهد داشت.

از طرفی بررسی نتایج داده‌های تجربی‌درساعت ۱۵(بیشینه دما) نشان می‌دهد که با استفاده از کلکتور خورشیدی همراه با PCM در سیستم خورشیدی نسبت به سیستم معمولی ظرفیت سرمایش نسبت به حالت سیکل معمولی افزایش یافته و در نهایت این موضوع باعث افزایش ضریب عملکرد سیکل می‌شود ولی تاثیر چندانی در توان مصرفی کمپرسور ایجاد نمی‌کند. که نتایج به‌دست آمده در این تحقیق در ساعت ۱۵ به طور خلاصه به صورت زیر بیان می‌شوند.

۱) ضریب عملکرد سیستم معمولی در مقایسه با سیستم خورشیدی با افزایش دمای مبرد در خروجی کمپرسور از ۵ به ۵/۲ (در حدود ۳/۸۴۶٪) افزایش می‌یابد.

۲) ضریب سرمایش سیستم معمولی در مقایسه با سیستم خورشیدی با افزایش دمای مبرد در خروجی کمپرسور از۱۰/۸۲ به۱۱/۲۵۱ (حدود ۳/۸۳٪) افزایش می‌یابد

۳) کار کمپرسور سیستم معمولی در مقایسه با سیستم خورشیدی با افزایش دمای مبرد در خروجی کمپرسور از ۲/۱۶۷ به ۲/۱۶ (حدود ۰/۳۲٪) کاهش می یابد.

شکل‌های ۶ و ۷ تغییرات ضریب عملکرد، ضریب سرمایش و کارکمپرسور نسبت به دمای محیط را در سه آزمایش انجام شده است.

در دماهای (°C) ۳۲ ساعت ۷صبح، (°C) ۴۳، ساعت ۱۵بعدازظهر ، (°C) ۳۶، ساعت ۲۳ شب برای حالت سیکل معمولی و سیکل خورشیدی نشان می‌دهد. همان‌طور که مشاهده می شود در دماهای صبح و شب تغییرات چندانی در عملکرد سیکل در حالت معمولی و خورشید ایجاد نشده است. بنظر می‌رسد کلکتورخورشیدی در زمان‌های فوق گرمای کافی برای رسیدن به دمای ذوب PCM را از نور خورشید جذب نمی‌کند. دلیل آن کمتر بودن تابش مستقیم آفتاب می باشد.

از اینرو به بررسی آزمایش در ساعت ۱۵ (°C)۴۳ که تغییرات بیشتری نسبت به دو آزمایش دیگر داشته است می‌پردازیم. با افزایش دمای هوا، ضریب عملکرد و ضریب سرمایش روند نزولی و کار کمپرسور تقریباً ثابت می‌باشد. ولی طبق نتایجی که در شکل ۸ نشان داده شده است شیب ضریب عملکرد و ضریب سرمایش در سیستم خورشیدی در مقایسه با سیستم معمولی در دمای(°C)۴۳ کمتر نزول یافته و در سطح بالاتری نگه داشته می‌شود که دلیل آن افزایش ضریب عملکرد و ضریب سرمایش در سیستم خورشیدی نسبت به سیستم معمولی است.

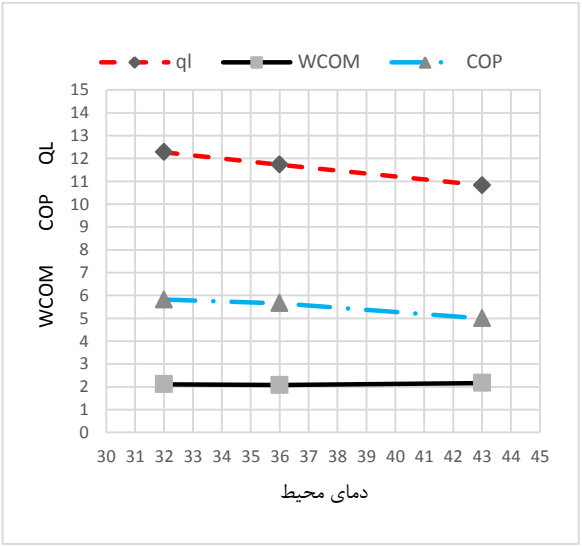
جدول۳: نتایج آزمایش برای دمای°C ۴۳ساعت ۱۵

پارامتر	دیمانسیون	سیستم معمولی	سیستم خورشیدی با استفاده از pcm	تغییرات نسبت به سیستم با pcm
$\dot{W}_{Comp}$	KW	۲/۱۶۷	۲/۱۶۰	٪-۰/۳۲
$\dot{m}_{Cycle}$	Kg/sec	۰/۰۷۰	۰/۰۷۰	٪۰/۱۴۲
$\dot{Q}_L$	KW	۱۰/۸۲	۱۱/۲۵۱	٪۳/۸۳
COP	-	۵	۵/۲	۳/۸۴۶
$\frac{KW}{ton}$	-	۰/۷۰۲	۰/۶۷۵	-۴
EER	-	۱۷/۰۶	۱۷/۷۴۲۴	۳/۸۴۶

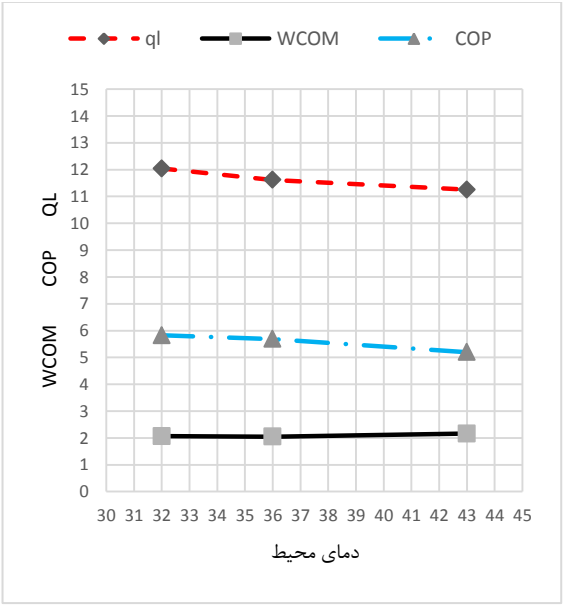
جدول۴: نتایج آزمایش برای دمای°C ۳۶ساعت ۲۳

پارامتر	دیمانسیون	سیستم معمولی	سیستم خورشیدی با استفاده از pcm	تغییرات نسبت به سیستم با pcm
$\dot{W}_{Comp}$	KW	۲/۰۷۳	۲/۰۴۸	٪-۱/۲۲
$\dot{m}_{Cycle}$	Kg/sec	۰/۰۷۱	۰/۰۷۰	٪-۱/۴۲
$\dot{Q}_L$	KW	۱۱/۷۳	۱۱/۶۲	-۰/۹۴
COP	-	۵/۶۶	۵/۶۹	٪۰/۵۲
$\frac{KW}{ton}$	-	۰/۶۲	۰/۶۱۶۸	٪-۰/۵۱
EER	-	۱۹/۳۱۱	۱۹/۴۱	٪۰/۵۱

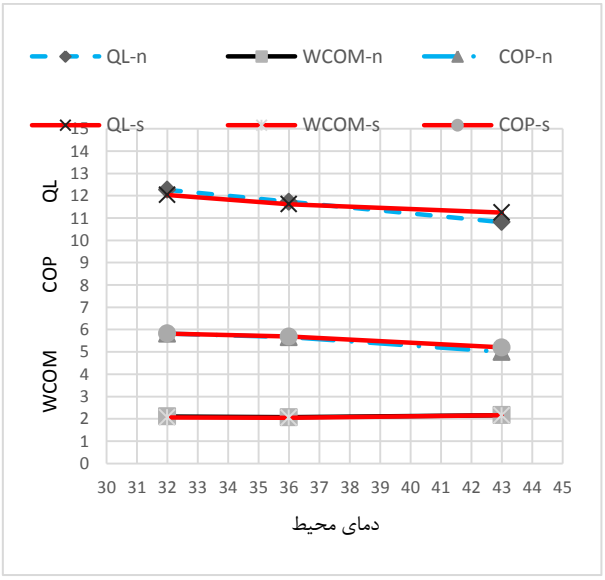
[DOR: 20.1001.1.20089813.1398.6.3.3.7]



شکل ۶: تغیرات سیکل معمولی بر حسب دمای محیط

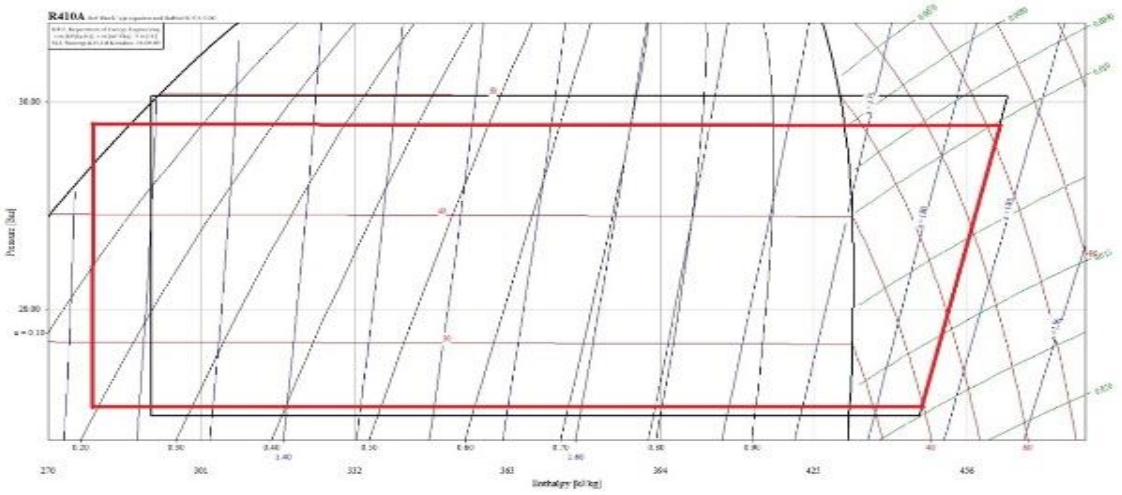


شکل ۷: تغییرات سیکل خورشیدی برحسب دمای محیط



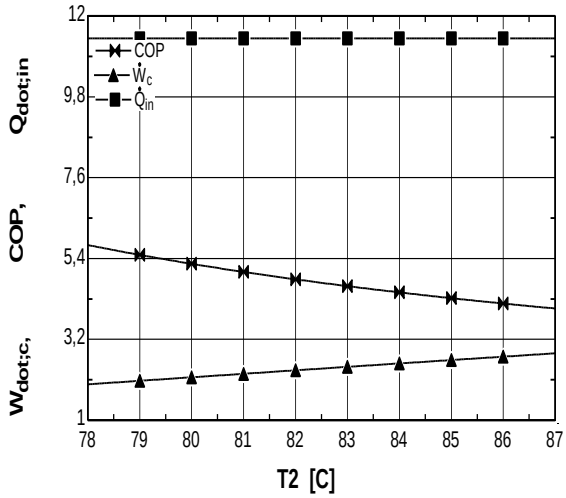
شکل ۸: مقایسه تغییرات سیکل خورشیدی و معمولی برحسب دمای محیط

رای اینکه تأثیر دمای خروجی مبرد از کلکتور همراه با و بدون PCM در پارامترهای سیکل تبرید تراکمی خورشیدی و معمولی مورد مقایسه قرار دهیم. با کمک نرم افزار EES تغییرات کار کمپرسور (توان مصرفی)، تغییرات ضریب سرمایش و تغییرات ضریب عملکرد را در دمای بیشنه (°C) ۴۳ مورد بررسی قرار می‌دهیم.

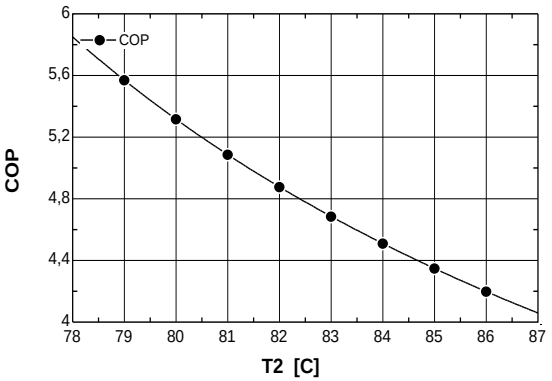


شکل۴: دیاگرام p-h دردمای 43C°

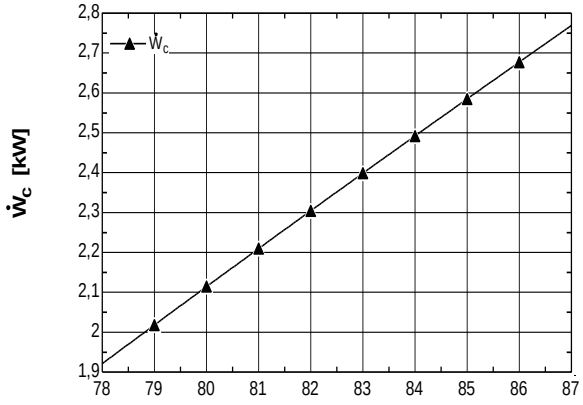
[DOR: 20.1001.1.20089813.1398.6.3.3.7]



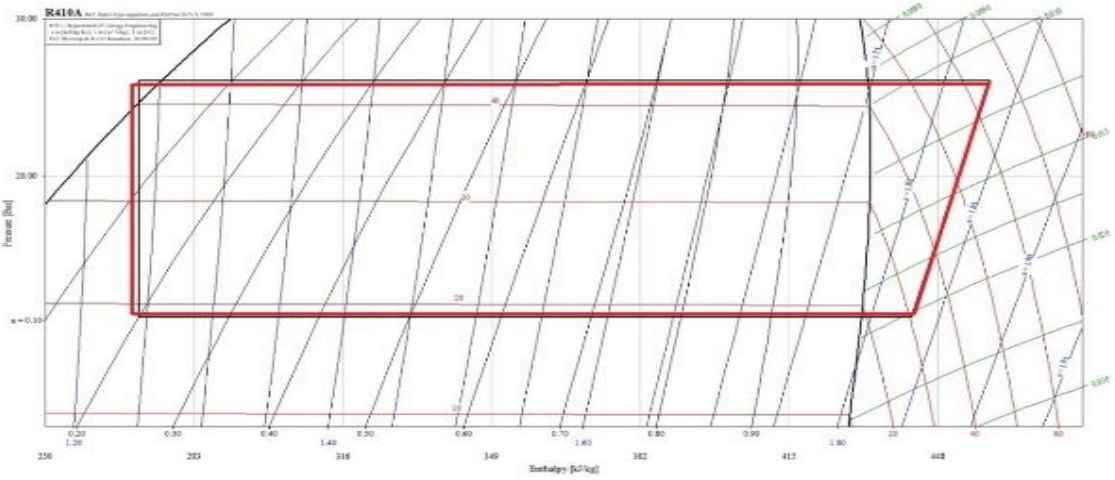
شکل۱۱: مجموع تغییرات ضریب عملکرد،کار کمپرسور(توان مصرفی)، ضریب سرمایش با دمای خروجی کلکتور در سیستم خورشیدی



شکل ۹: تغییرات ضریب عملکرد با دمای خروجی کلکتور سیکل خورشیدی مربوط به آزمایش ساعت ۱۵در دمای ۴۳°C



شکل ۱۰: تغییرات کار کمپرسور با دمای خروجی کلکتور سیکل خورشیدی مربوط به آزمایش ساعت ۱۵در دمای ۴۳°C



شکل ۵ : دیاگرام p-h دردمای° 36C

[DOR: 20.1001.1.20089813.1398.6.3.3.7]

فهرست علامت‌ها

ضریب قدرت	$Cos\varphi$
بازده انرژی	EER
توان مصرفی کمپرسور در سیستم واحدهای SI	$\frac{kw}{ton}$
کار انجام شده کمپرسور	$\dot{W}_{Comp}$
ضریب عملکرد	COP
دبی جرمی	$\dot{m}$
گرمای جذب شده از محیط بیرون	$\dot{Q}_L$
ولتاژ برق	V
انتالپی	h
تغییرات آنتالپی	ΔH

مراجع:

۱- اقتداری، هاشم، طراحی، ساخت و ارزیابی عملکرد کندانسور تبخیری برای کولرهای گازی دو تکه، پایان نامه کارشناسی‌ارشد، گروه مکانیک، دانشکده مهندسی، دانشگاه شهید چمران اهواز، شهریور۸۷

۲- بهسرشت، ا.، تحلیل تجربی عملکرد یک سیستم تهویه مطبوع هیبریدی خورشیدی، پایان‌نامه کارشناسی ارشد، گروه مکانیک، دانشکده مهندسی، دانشگاه چمران، مهر۹۱

۳- حاجی دولو، ا.، ارزیابی سرمایش تبخیری برای انتقال گرما در کندانسور کولرهای گازی، نشریه مهندسی دانشگاه صنعتی اصفهان، اصفهان، سال ۲۵، شمار ۱، اسفند۸۵

۴- حاجی دولو، ا.، بررسی تأثیر استفاده از کندانسور تبخیری به جای کندانسور هوایی در عملکرد کولرهای گازی، نشریه مهندسی دانشگاه صنعتی اصفهان، اصفهان، سال۲۲، شماره ۲، اسفند۸۲

۵- ویسی، ف.، ا.، حاجی دولو، دل سازی و شبیه سازی سیکل تبرید تراکمی کولر گازی و ارزیابی ضریب عملکرد آن تحت شرایط محیط مختلف، مجله علمی و پژوهشی مهندسی مکانیک مدرس، اردیبهشت۱۳۹۱

6- Alexis, G.K., Karayiannis, E.K., "A solar ejector cooling system using refrigerant 134a in the Athens", Technical Note, Renewable Energy, Vol. 30,2005, pp. 1457-1469

7- Bergander, M., Butrymowicz, D., Karwacki, J., Wojciechowski, J., "application of two phase ejector as second stage compressor in refrigeration cycles", World conference on experimental heat transfer, Fluid mechanics and thermodynamics, Krakow, Poland, No. 7, 2009,2237-2244

8- Badescu, V., "Model of a solar-assisted heat-pump system for space heating integrating a thermal energy storage unit", Energy and Buildings, Vol.34, 2002, pp. 715-726

9- Badescu, V., "First and second law analysis of a solar assisted heat pump based heating system", Energy Conversion and Management, Vol. 43, 2002,pp.2539-2552

10- Caglar, A., Yamali, C., "Performance analysis of a solar-assisted heat pump with an evacuated tubular collector for domestic heating", Energy and Buildings, Vol. 54, 2012, pp. 22-28

11-Dikici,A.,Akbulut, A.,"Performance characteristics and energy-exergy analysis of olar-assisted heat pump system", Building and invironment, Vol. 43, 2008, pp.1961-1972

12- Ersoy, H.K., Yalcin, S., Yapici, R., Ozgoren, M., "Performance of a solar ejector cooling-systemin the southern region of Turkey", Applied Energy, Vol. 84, 2007, pp. 971-983

13- Guo, J., Shen, H.G., "Modeling solar-driven ejector refrigeration system offering air conditioning for office buildings", Energy and Buildings, Vol. 41, 2009, pp. 175-181

14- Hernández, J.I., Best, R., Dorantes, R.J. and Estrada, C.A., "Study of a Solar Booster Assisted Ejector Refrigeration System With R134a", Journal of Solar Energy Engineering, Transactions of the ASME, Vol. 127, 2005, pp. 53-59

15- Hernández, J.I., Dorantes, R.J., Best, R., Estrada, C.A., "The behavior of ahybrid compressor and ejector refrigeration system with refrigerants 134a and 142b", Applied Thermal Engineering, Vol. 24, 2004, pp. 1765-1783

16- Huang, B.J., Wu, J.H., Hsu, H.Y., Wang, J.H., "Development of hybrid solar-assisted cooling/heating system", Energy Conversion and Management, Vol.51, 2010, pp. 1643-1650

17- Kim, D.S.,Infante Ferreira, C.A.,"Solar refrigeration options–a state-of-the-art review" International Journal of Refrigeration, Vol. 31, 2008, pp. 3-15

[DOR: 20.1001.1.20089813.1398.6.3.3.7]