

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ



دانشکده مهندسی مکانیک و مکاترونیک

پایان نامه کارشناسی ارشد

مهندسی مکانیک گرایش تبدیل انرژی

مدل سازی ترمودینامیکی و تحلیل انرژی و انرژی یک چیلر جذب
سطحی سیلیکاژل - آب در سیستم تولید همزمان سرمایش، گرمایش و
تولید برق

نگارنده: سجاد زهانی

اساتید راهنما

دکتر سید مجید هاشمیان

دکتر محمود چهارطاقی

تیر ۱۳۹۹

شماره: ۳۰/۲۹۹/۱۱۰۷
تاریخ: ۹۹/۵/۲۵

باسمه تعالی



مدیریت تحصیلات تکمیلی

فرم شماره (۳) صورتجلسه نهایی دفاع از پایان نامه دوره کارشناسی ارشد

با نام و یاد خداوند متعال، ارزیابی جلسه دفاع از پایان نامه کارشناسی ارشد خاتم / آقای سجاد زهانی با شماره دانشجویی ۹۶۰۸۱۰۴ رشته مهندسی مکانیک گرایش تبدیل انرژی تحت عنوان مدل سازی ترمودینامیکی و تحلیل انرژی و انرژی یک چیلر جذب سطحی سیلیکاژل - آب در سیستم تولید همزمان سرمایش، گرمایش و تولید برق که در تاریخ ۹۹/۴/۲۱ با حضور هیأت محترم داوران در دانشگاه صنعتی شاهرود برگزار گردید به شرح ذیل اعلام می گردد:

☒ الف) درجه عالی: نمره ۲۰-۱۹	☐ ب) درجه خیلی خوب: نمره ۱۸-۱۷
☐ ج) درجه خوب: نمره ۱۶-۱۷/۹۹	☐ د) درجه متوسط: نمره ۱۴-۱۵/۹۹
☐ ه) کمتر از ۱۴ غیر قابل قبول و نیاز به دفاع مجدد دارد	
نوع تحقیق: ☒ نظری ☐ عملی	

عضو هیأت داوران	نام و نام خانوادگی	مرتبه علمی	امضاء
۱- استاد راهنمای اول	دکتر سید مجید هاشمیان	استادیار	
۲- استاد راهنمای دوم	دکتر محمود چهارطاقی	دانشیار	
۳- استاد مشاور	—	—	—
۴- نماینده تحصیلات تکمیلی	دکتر اکبر ملکی	استادیار	
۵- استاد ممتحن اول	دکتر احمد نظری	استادیار	
۶- استاد ممتحن دوم	دکتر محمد ضامن	استادیار	

نام و نام خانوادگی رئیس دانشکده، دکتر مهدی گردویی

تاریخ و امضاء و مهر دانشکده



تقدیم اثر

تقدیم به

مادر عزیز و مهربانم

که در سختی ها و دشواری های زندگی همواره یوری دلسوز و فداکار

و پشتیبانی محکم برایم بوده.

تشکر و قدردانی

خداوند بزرگ را شاکرم که یاری ام کرد تا بخش دیگری از زندگی را پیمایم. پیمودن این مسیر بدون لطف بی دریغ بسیاری

از اساتید و دوستان عزیز بسیار دشوار می نمود. لذا بر خود وظیفه می دانم در این فرصت از ایشان یاد کرده و حداقل مراتب

سپاس گزاری را بجا آورم.

ابتدا از اساتید گرامی جناب دکتر محمود چهارطقی و دکتر سید محمد هاشمیان که زحمات را همانی این پایان نامه را بر عهده

داشتند، کمال سپاس را دارم.

پس همچنین لازم است از تمامی اساتید دانشکده ی مهندسی مکانیک و سایر اعضای هیئت علمی و مسئولین دانشگاه صنعتی

شاهرود که در دوران تحصیل در مقطع کارشناسی ارشد از حضورشان بهره علمی و معنوی بردم تشکر میکنم.

و در پایان از همه دوستان ارجمندم که مراد انجام این تحقیق یاری نمودند، قدردانی و تشکر می نمایم.

تهدنامه

اینجانب سجاد زهانی دانشجوی دوره کارشناسی ارشد رشته مهندسی مکانیک گرایش تبدیل انرژی دانشکده مهندسی مکانیک و مکاترونیک دانشگاه صنعتی شاهرود نویسنده پایان نامه مدل سازی ترمودینامیکی و تحلیل انرژی و انرژی یک چیلر جذب سطحی سیلیکاژل - آب در سیستم تولید همزمان سرمایش، گرمایش و تولید برق تحت راهنمایی دکتر محمود چهارطاقی و دکتر سید مجید هاشمیان متعهد می شوم.

- تحقیقات در این پایان نامه توسط اینجانب انجام شده است و از صحت و اصالت برخوردار است .
- در استفاده از نتایج پژوهشهای محققان دیگر به مرجع مورد استفاده استناد شده است .
- مطالب مندرج در پایان نامه تاکنون توسط خود یا فرد دیگری برای دریافت هیچ نوع مدرک یا امتیازی در هیچ جا ارائه نشده است .
- کلیه حقوق معنوی این اثر متعلق به دانشگاه صنعتی شاهرود می باشد و مقالات مستخرج با نام « دانشگاه صنعتی شاهرود » و یا « Shahrood University of Technology » به چاپ خواهد رسید .
- حقوق معنوی تمام افرادی که در به دست آمدن نتایج اصلی پایان نامه تأثیرگذار بوده اند در مقالات مستخرج از پایان نامه رعایت می گردد.
- در کلیه مراحل انجام این پایان نامه ، در مواردی که از موجود زنده (یا بافتهای آنها) استفاده شده است ضوابط و اصول اخلاقی رعایت شده است .
- در کلیه مراحل انجام این پایان نامه، در مواردی که به حوزه اطلاعات شخصی افراد دسترسی یافته یا استفاده شده است اصل رازداری ، ضوابط و اصول اخلاق انسانی رعایت شده است .

تاریخ

امضای دانشجو

مالکیت نتایج و حق نشر

کلیه حقوق معنوی این اثر و محصولات آن (مقالات مستخرج ، کتاب ، برنامه های رایانه ای ، نرم افزار ها و تجهیزات ساخته شده است) متعلق به دانشگاه صنعتی شاهرود می باشد . این مطلب باید به نحو مقتضی در تولیدات علمی مربوطه ذکر شود . استفاده از اطلاعات و نتایج موجود در پایان نامه بدون ذکر مرجع مجاز نمی باشد.

چکیده

در تحقیق حاضر به مدل سازی یک سیستم تولید همزمان که پاسخگوی بار حرارتی و برودتی مورد نیاز یک ساختمان مسکونی واقع در شهر تهران که توسط نرم افزار Revit انجام شده است، پرداخته شده است که از یک موتور احتراق داخلی بنزینی به عنوان محرک اولیه و از یک چیلر جذب سطحی دو بستر با جفت کاری سیلیکاژل-آب، برای عملیات سرمایش استفاده شده است.

چیلرهای جذب سطحی به عنوان روشی جدید برای جایگزینی سیستم های تبرید تراکمی و جذب حجمی می باشند. این چیلرها بر اساس جذب و احیای یک ماده جذب شونده در مواد جاذب (سیلیکاژل) که یک جامد متخلخل است کار می کنند. از همین حیث، سیستم مورد بررسی دارای ترکیب جدیدی از سیستم های تولید همزمان می باشد چرا که معمولاً در سیستم های تولید همزمان متداول از سیستم های جذب حجمی برای عملیات سرمایش استفاده می شود. بدین منظور محرک اولیه متناسب با مقدار بار مورد نیاز ساختمان مربوطه ابتدا مدل سازی می شود و با استفاده از یک مبدل حرارتی گرمای اتلافی موتور مورد بازبایی قرار می گیرد و از این انرژی برای میزان گرمایش و سرمایش مورد نیاز ساختمان مربوطه استفاده می گردد. و حال به بررسی رفتار چیلر جذب سطحی در حالت های مختلف که تاثیر بسزایی بر روی ضریب عملکرد و توان خنک کننده که دو پارامتر اساسی در تعیین ارزیابی عملکرد سیستم تبرید می باشند، پرداخته می شود. و همچنین برای انجام محاسبات از نرم افزار EES استفاده شده است. نتایج تحقیق نشان می دهد که با افزایش دمای آب گرم ورودی، توان خنک کننده و ضریب عملکرد افزایش می یابد که بالاترین مقدار توان خنک کننده در دمای $^{\circ}\text{C}$ ۹۰ برابر $7/445 \text{ kW}$ و ضریب عملکرد در دمای $^{\circ}\text{C}$ ۵۸/۵ برابر $0/6519$ می باشد. و همچنین با افزایش دمای آب خنک کننده از $^{\circ}\text{C}$ ۲۰ تا $^{\circ}\text{C}$ ۴۰ مقدار ضریب عملکرد از $0/6054$ به $0/4903$ و توان خنک کننده از kW ۹/۸۳۴ به $3/874 \text{ kW}$ کاهش می یابد. با افزایش مقدار دبی جرمی جریان آب گرم مقدار توان خنک کننده و ضریب عملکرد افزایش می یابد. تقریباً 1115 W خنک کننده در هر کیلوگرم جاذب توسط سیستم جذب سطحی بدست می آید.

و همچنین به کمک تحلیل قانون دوم ترمودینامیک، مقدار تخریب انرژی و بازده انرژی در مراحل مختلف سیکل جذب سطحی مورد بررسی قرار گرفته است که نتایج نشان می دهد که با افزایش دمای آب گرم ورودی به بستر مقدار تخریب انرژی و بازده انرژی کاهش می یابد و همچنین با افزایش دمای آب خنک کننده ورودی به بستر مقدار تخریب انرژی کاهش می یابد و بازده انرژی همانند تخریب انرژی روندی نزولی دارد. چراکه با افزایش دمای آب خنک کننده، مقادیر کمتری از مبرد جذب می شود و در نتیجه مقدار توان خنک کننده کاهش می یابد که همین امر باعث می گردد بازده انرژی روندی نزولی را طی کند.

و در نهایت پارامترهای تاثیرگذار بر عملکرد چیلر جذبی را تحت تاثیر بازده کل و بازده اگزرژی کل سیستم تولید همزمان مورد بررسی قرار دادیم که نتایج نشان می‌دهد، بازده کل سیستم در دمای آب گرم ورودی 90°C برابر با $61/46\%$ و بازده اگزرژی کل برابر با $50/05\%$ می‌باشد و افزایش دمای آب خنک‌کننده از 20°C به 40°C باعث کاهش بازده کل و بازده اگزرژی کل سیستم به ترتیب از $63/22\%$ به $58/82\%$ و $50/1\%$ به $49/9\%$ می‌گردد. و همچنین با افزایش دبی جرمی جریان آب گرم مقدار بازده کل و بازده اگزرژی کل سیستم افزایش می‌یابد.

کلید واژه: سیستم تولید همزمان، چیلر جذب سطحی، سیلیکاژل – آب، ضریب عملکرد، توان خنک‌کننده، تخریب اگزرژی، بازده اگزرژی

یست مقالات مستخرج از پایان نامه

۱- س. زهانی و م. چهارطاقی و س. م. هاشمیان “بررسی پارامترهای موثر بر عملکرد چیلر جذب سطحی دو بستر سیلیکاژل - آب” و کنفرانس مبدل گرمایی، چیلر و برج خنک کن، ۱۳۹۸.

۲-

۳-

فهرست مطالب

۱	فصل ۱: مقدمه
۲	۱-۱ مقدمه
۴	۱-۲ سیستم‌های تولید همزمان
۴	۱-۲-۱ معرفی سیستم‌های تولید همزمان
۶	۱-۲-۲ مزایای سیستم‌های تولید همزمان
۶	۱-۳ بررسی موتورهای احتراق داخلی
۷	۱-۳-۱ مقدمه ای بر عملکرد موتور های اشتعال جرقه‌ای
۷	۱-۳-۲ بازیافت انرژی گرمایی اتلافی
۸	۱-۴ مقدمه ای بر سیکل تبرید جذبی
۹	۱-۴-۱ انواع سیکل های تبرید جذبی
۹	۱-۴-۲ مقایسه چیلرهای جذب حجمی و جذب سطحی
۱۰	۱-۴-۳ مقدمه ای بر عملکرد چیلرهای جذب سطحی تک بستر
۱۱	۱-۴-۴ اجزای چیلر جذب سطحی
۱۳	۱-۴-۵ مزایا و معایب چیلر جذب سطحی
۱۵	فصل ۲: مروری بر تحقیقات پیشین
۱۶	۲-۱ مقدمه

- ۲-۲ مروری بر تحقیقات پیشین سیستم‌های تولید همزمان با انواع محرک های اولیه ۱۶
- ۲-۳ مروری بر تحقیقات پیشین چیلر های جذب سطحی ۱۹
- ۲-۴ مروری بر تحقیقات پیشین سیستم‌های تولید همزمان - چیلر جذب سطحی ۲۱
- ۲-۵ معرفی کار حاضر ۲۳

فصل ۳: مدل سازی ۲۵

- ۳-۱ مقدمه ۲۶
- ۳-۲ نحوه کارکرد سیستم تولید همزمان در نظر گرفته شده ۲۶
- ۳-۳ محاسبه انرژی های مورد نیاز ساختمان ۲۸
- ۳-۳-۱ محاسبه مقدار آب گرم مصرفی ۳۰
- ۳-۳-۲ محاسبه برق مصرفی ۳۱
- ۳-۴ فرضیات و روابط حاکم بر مدل سازی موتور احتراق داخلی ۳۱
- ۳-۴-۱ فرضیات ۳۱
- ۳-۴-۲ مدل سازی ۳۲
- ۳-۴-۳ معادلات انرژی ۳۸
- ۳-۵ حالت جذب سطحی ۴۰
- ۳-۵-۱ حرارت جذب سطحی ۴۱
- ۳-۵-۲ حالت تعادل جذب سطحی ۴۱
- ۳-۵-۳ جاذب و مبرد جذب شده ۴۲
- ۳-۵-۴ پیکربندی و عملکرد سیستم جذب سطحی ۴۳
- ۳-۶ مدل سازی ۴۴
- ۳-۶-۱ معادلات انرژی ۴۶

۴۸..... ۳-۶-۲ معادلات اگزرژی

فصل ۴: ارائه نتایج ۵۷

۵۸..... ۴-۱ مقدمه

۵۸..... ۴-۲ نتایج

۵۸..... ۴-۲-۱ نتایج ساختمان مورد مطالعه

۶۰..... ۴-۲-۲ نتایج مدل سازی موتور احتراق داخلی بنزینی

۶۱..... ۴-۲-۳ نتایج بازیابی گرما

۶۲..... ۴-۲-۴ اعتبار سنجی چیلر جذب سطحی

۶۳..... ۴-۲-۵ نتایج مدل سازی چیلر جذب سطحی

۸۵..... ۴-۲-۶ مقایسه سیکل جذب سطحی و جذب حجمی با یک مورد خاص

فصل ۵: نتیجه گیری و ارائه پیشنهادات ۸۷

۸۸..... ۵-۱ نتیجه گیری

۹۰..... ۵-۲ ارائه پیشنهادات

۹۱..... مراجع

فهرست جداول

جدول ۳-۱: لایه‌ها و مشخصات حرارتی جدار خارجی ساختمان	۳۰
جدول ۳-۲: میزان مصرف آب گرم تجهیزات بهداشتی	۳۰
جدول ۴-۱: اطلاعات آب و هوایی	۵۸
جدول ۴-۲: محاسبات مربوط به بار حرارتی و برودتی	۵۹
جدول ۴-۳: بار حرارتی و برودتی فضاهای ساختمان به تفکیک	۵۹
جدول ۴-۴: بار حرارتی آب گرم مصرفی و برق مصرفی ساختمان	۶۰
جدول ۴-۵: مشخصات موتور احتراق داخلی بنزینی [49]	۶۰
جدول ۴-۶: مقادیر خروجی شبیه‌سازی موتور احتراق داخلی	۶۱
جدول ۴-۷: بازده قانون اول، قانون دوم و تخریب اگزرژی در موتور احتراق داخلی	۶۱
جدول ۴-۸: مشخصات ترمودینامیکی مبدل حرارتی	۶۲
جدول ۴-۹: مقادیر فیزیکی مورد استفاده برای شبیه‌سازی [27]	۶۳
جدول ۴-۱۰: دماهای مورد استفاده در شبیه‌سازی	۶۳

فهرست اشکال

- شکل ۱-۱: سیستم تبرید جذب حجمی آب - آمونیاک ۳
- شکل ۱-۲: مقایسه سیستم‌های تولید همزمان با سیستم‌های سنتی تولید انرژی ۵
- شکل ۱-۳: نمونه ای از یک سیستم تولید همزمان [3] ۵
- شکل ۱-۴: دسته بندی سیستم‌های تبرید جذبی ۹
- شکل ۱-۵: شماتیک سیستم تبرید جذب سطحی تک بستر ۱۱
- شکل ۱-۶: نمونه‌ای از یک چیلر جذب سطحی [8] ۱۲
- شکل ۲-۱: شماتیک یه سیستم تولید همزمان [11] ۱۷
- شکل ۳-۱: دیاگرام سیستم تولید همزمان مورد بررسی قرار گرفته ۲۷
- شکل ۳-۲: دیاگرام چیلر جذب سطحی مورد استفاده در شبیه سازی ۲۸
- شکل ۳-۳: نمای سه بعدی ساختمان مسکونی ۲۹
- شکل ۳-۴: پلان ساختمان به همراه کاربری و مساحت هر قسمت ۲۹
- شکل ۳-۵: چرخه استاندارد هوای موتور احتراق داخلی در نمودار دما - حجم مخصوص و دما - آنترپی ۳۲
- شکل ۳-۶: فرآیند جذب و احیا در جاذب ۴۰
- شکل ۳-۷: نمودار کلایپرون چرخه جذب سطحی ۴۴
- شکل ۴-۱: تاثیر دمای آب گرم ورودی بر ضریب عملکرد ۶۲
- شکل ۴-۲: مقدار سیال عامل جذب و احیا شده تحت تاثیر دمای بستر ۶۴
- شکل ۴-۳: تاثیر دمای بستر جاذب در سه سیکل کاری ۶۵
- شکل ۴-۴: مقدار جذب سیال عامل توسط جاذب در زمان‌های مختلف ۶۶
- شکل ۴-۵: تاثیر دمای آب گرم بر روی توان خنک کننده ۶۷
- شکل ۴-۶: تاثیر دمای آب گرم بر روی ضریب عملکرد ۶۸
- شکل ۴-۷: تاثیر دمای آب خنک کننده بر روی ضریب عملکرد ۶۹
- شکل ۴-۸: تاثیر دمای آب خنک کننده بر روی توان خنک کننده ۷۰
- شکل ۴-۹: تاثیر دبی جرمی جریان آب گرم بر روی ضریب عملکرد ۷۱
- شکل ۴-۱۰: تاثیر دبی جرمی جریان آب گرم بر روی توان خنک کننده ۷۱

- شکل ۱۱-۴: تاثیر زمان چرخه جذب و احیا بر توان خنک‌کننده ۷۲
- شکل ۱۲-۴: تاثیر زمان چرخه جذب و احیا بر ضریب عملکرد ۷۳
- شکل ۱۳-۴: تاثیر دمای آب‌گرم بر روی تخریب‌آگزرژی ۷۴
- شکل ۱۴-۴: تاثیر دمای آب‌گرم بر روی بازده‌آگزرژی ۷۴
- شکل ۱۵-۴: تاثیر دمای آب خنک‌کننده بر روی تخریب‌آگزرژی ۷۵
- شکل ۱۶-۴: تاثیر دمای آب خنک‌کننده بر روی بازده‌آگزرژی ۷۶
- شکل ۱۷-۴: تاثیر زمان چرخه جذب و احیا بر روی بازده‌آگزرژی ۷۷
- شکل ۱۸-۴: تاثیر دمای آب‌گرم ورودی به بستر و تاثیر آن بر روی بازده کل سیستم تولید همزمان ۷۸
- شکل ۱۹-۴: تاثیر دمای آب خنک‌کننده ورودی به بستر و تاثیر آن بر روی بازده کل سیستم تولید همزمان ۷۹
- شکل ۲۰-۴: تاثیر دبی جرمی جریان آب‌گرم بر روی بازده کل سیستم تولید همزمان ۸۰
- شکل ۲۱-۴: تاثیر زمان چرخه جذب و احیا بر بازده کل سیستم تولید همزمان ۸۱
- شکل ۲۲-۴: تاثیر دمای آب‌گرم بر روی بازده‌آگزرژی کل سیستم تولید همزمان ۸۲
- شکل ۲۳-۴: تاثیر دمای آب خنک‌کننده بر روی بازده‌آگزرژی کل سیستم تولید همزمان ۸۳
- شکل ۲۴-۴: تاثیر دبی جرمی بر روی بازده‌آگزرژی کل سیستم تولید همزمان ۸۴
- شکل ۲۵-۴: تاثیر زمان چرخه جذب و احیا بر بازده‌آگزرژی کل سیستم تولید همزمان ۸۵

ت علائم

$(\frac{kg}{kg})$	مقدار جذب شده	q
$(\frac{kg}{kg})$	مقدار محدود کننده جذب شده	q^{∞}
	مقدار ثابت	k
(kpa)	فشار بخار داخل بستر جاذب	P
(kpa)	فشار بخار اشباع در دمای مبرد	P_{sat}
$(^{\circ}C)$	دمای داخل بستر جاذب	T_a
$(^{\circ}C)$	دمای آب گرم یا آب خنک کننده	T_w
	ضریب کارایی	E
$(\frac{kg}{s})$	دبی جرمی آب	$\dot{m}_w$
$(\frac{kJ}{kg \cdot k})$	حرارت مخصوص	C_{pw}
$(\frac{kw}{m^2 \cdot k})$	ضریب انتقال حرارت کلی	U
(m^2)	مساحت سطح بستر جاذب	A_{ads}
(kg)	جرم مواد (فلز) بستر جاذب	M_{am}
$(\frac{kJ}{kg \cdot k})$	حرارت مخصوص متریال (فلز) بستر جاذب	C_{am}
(kg)	جرم جاذب (سیلیکاژل)	M_{sg}
$(\frac{kJ}{kg \cdot k})$	حرارت مخصوص جاذب (سیلیکاژل)	C_{sg}
$(\frac{kJ}{kg})$	حرارت جرم ثابت جذب سطحی در جاذب (سیلیکاژل)	H_{ads}
$(\frac{kJ}{kg \cdot k})$	حرارت مخصوص بخار آب اشباع در دمای اواپراتور	C_{pv}
$(\frac{kJ}{kg \cdot k})$	حرارت مخصوص آب	C_{pw}
$(\frac{kg}{s})$	دبی جرمی مبرد	$\dot{m}_{ref}$
(s)	زمان چرخه	t_{cycle}
$(\frac{kJ}{kg})$	آنتالپی تبخیر	h_v
$(\frac{kJ}{kg})$	آنتالپی مایع	h_f

(kW)	توان خنک کننده	$\dot{Q}_{ref}$
(kW)	میزان ورودی گرما	$\dot{Q}_{in}$
$(^{\circ}C)$	دما در انتهای مرحله جذب	T_{al}
$(^{\circ}C)$	دما در انتهای مرحله احیا	T_{gl}
	ضریب عملکرد	COP
(gph)	مقدار آب گرم مصرفی	GPH
$(\frac{BTU}{hr})$	بار حرارتی آب گرم مصرفی	$\dot{Q}_{DHW}$
(kW)	برق مصرفی (تقاضا الکتریکی)	$\dot{Q}_E$
(k)	دما	T
(kPa)	فشار	P
(m^3)	حجم	V
$(\frac{kJ}{kg})$	انرژی داخلی مخصوص	u
$(\frac{kJ}{kg \cdot K})$	گرمای ویژه در حجم ثابت	c_v
$(\frac{kJ}{kg \cdot K})$	گرمای ویژه در فشار ثابت	c_p
$(\frac{kg}{s})$	دبی جرمی سوخت	$\dot{m}_f$
(kW)	انرژی محفظه احتراق	$\dot{Q}_c$
(kg)	جرم هوا	m_a
(kg)	جرم سوخت	m_f
	نسبت تراکم	r_c
$(\frac{kJ}{kg})$	ارزش حرارتی سوخت	Q_{HV}
	نسبت هوا به سوخت	AF
(k)	دما گازهای خروجی	T_{ex}
(rpm)	دور موتور	N
(kJ)	کار اندیکاتور	W
(kW)	توان اندیکاتوری	$\dot{w}_i$
(kW)	توان ترمزی	$\dot{w}_b$

$(\frac{kg}{s})$	دبی جرمی خروجی	$\dot{m}_{ex}$
$(\frac{kJ}{kg})$	آنتالپی خروجی	h_{ex}
$(\frac{kJ}{kg})$	آنتالپی نقطه شبنم	h_{dp}
(kW)	اگرژی	$\dot{E}_x$
(kW)	اگرژی حرارتی	$\dot{E}_{xQ}$

علائم یونانی

بازده احتراق	η_c
بازده اگرژی	η_{ex}
بازده حرارتی	η_t
بازده مکانیکی	η_m

زیر نویس ها

آب گرم	hot
آب سرد	$cool$
آب گرم خروجی	hot,out
آب سرد خروجی	$cool,out$
تخریب	$dest$
سوخت	$fuel$
نقطه مرگ بالا	TDC
نقطه مرگ پایین	BDC
انتها مرحله جذب	$conc$
انتهای مرحله احیا	$dill$
اوپراتور	e
کندانسور	c

فصل ۱ : مقدمه

۱-۱ مقدمه

در سال های اخیر افزایش تقاضا در سراسر جهان برای مصرف انرژی (به خصوص برق)، افزایش هزینه های تولید انرژی و افزایش نگرانی های زیست محیطی باعث توسعه فناوری های جدید برای ترویج صرفه جویی انرژی و کاهش تولید گازهای گلخانه ای شده است. از جمله این فناوری های جدید سیستم تولید همزمان سرمایش، گرمایش و برق^۱ است.

سیستم های تولید همزمان پتانسیل قابل ملاحظه ای در جهت کاهش مصرف سوخت، کاهش میزان نشر گازهای گلخانه ای و افزایش بازده تبدیل انرژی، دارند. این سیستم ها با استفاده از گرمای اتلافی سیستم محرک اولیه که می تواند شامل توربین ها، موتورهای احتراق داخلی^۲ و... باشد به طور گسترده جهت تولید برق، گرمایش و سرمایش در کاربری های مسکونی، تجاری و صنعتی مورد استفاده قرار گیرند.

امروزه موتورهای احتراق داخلی در صنایع، اتومبیل ها، کامیون ها، کشتی ها و قطارها مورد استفاده قرار می گیرند. افزایش قیمت سوخت سبب تولید موتورهایی با طراحی پیچیده برای کاهش مصرف سوخت شده است، کارخانجات سازنده موتور از تکنیک های مختلف مانند استفاده از توربوشارژرها برای بالا بردن بازده حرارتی سیستم استفاده کرده اند. محققان زیادی به این نتیجه رسیدند که بازیافت گرمای تلف شده^۳ از اگزاست موتور پتانسیل بالایی برای کاهش مصرف سوخت بدون افزایش میزان آلاینده ها را دارد و تکنولوژی های جدید این کار را میسر و مقرون به صرفه کرده است.

موتور احتراق داخلی بنزینی به خاطر توان پایین، یکی از مهمترین محرک های اولیه در سیستم های تولید همزمان می باشند که در تحقیق حاضر از یک موتور احتراق داخلی بنزینی به عنوان محرک اولیه استفاده شده است.

استفاده از حرارت اتلافی گازهای خروجی موتور احتراق داخلی بنزینی به عنوان منبع حرارتی چرخه سیستم های تولید همزمان برای تولید برق، گرمایش و سرمایش بکار می رود.

سیکل های تبرید جذبی مشابه با سیکل تبرید تراکمی هستند با این تفاوت که به جای کمپرسور مکانیکی در آن ها از کمپرسور حرارتی^۴ استفاده می شود، در کمپرسور حرارتی، انرژی حرارتی نیروی محرکه کمپرسور را برای به حرکت درآوردن سیال عامل مهیا می کند، از آن جایی که در بسیاری از صنایع، خانه ها و اتومبیل ها، انرژی حرارتی تلف می شود، سیکل های تبرید جذبی نقش مهمی در صرفه جویی انرژی دارند، به علاوه میتوان از انرژی پاک و رایگان نظیر انرژی خورشیدی برای راه اندازی آن ها استفاده کرد.

سیکل های تبرید جذبی را می توان به دودسته تبرید جذب حجمی^۵ و جذب سطحی^۶ تقسیم کرد. سیکل های تبرید جذب حجمی در شکل ۱-۱ با گرمایش یک محلول خاص مانند آب و آمونیاک در ژنراتور^۷،

¹ Combined Cooling, Heating and Power (CCHP)

² Internal Combustion Engine (ICE)

³ Waste Heat Recovery (WHR)

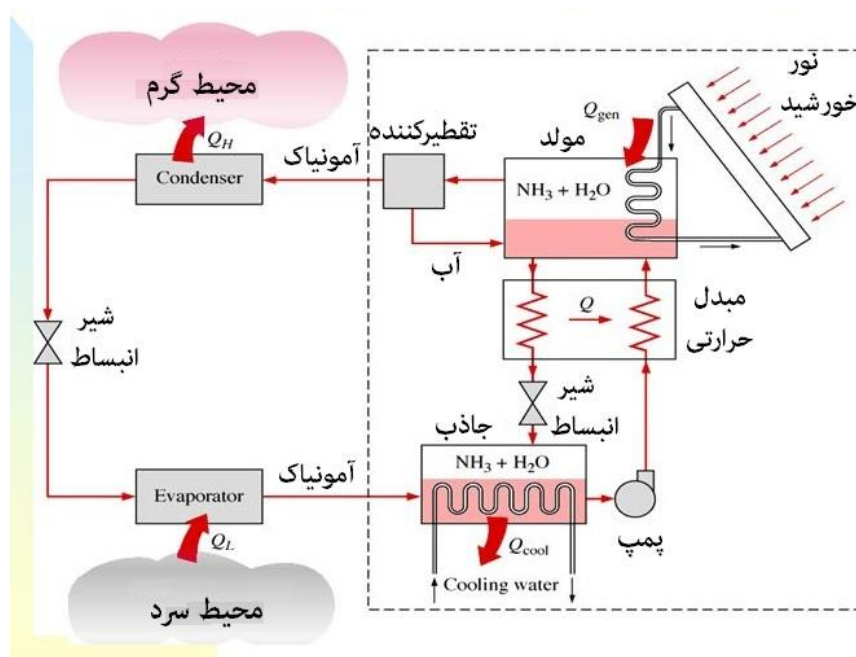
⁴ Thermal compressor

⁵ Absorption refrigeration

⁶ Adsorption refrigeration

⁷ Generator

آمونیاک به صورت بخار از آب جدا شده و به کندانسور می‌رود. پس از گذشتن از کندانسور، شیرانبساط و اواپراتور، با سرمایش بخش جاذب^۱، آمونیاک در فضای حجمی آب جذب می‌شود. بنابراین به علت مکش آمونیاک از اواپراتور توسط بخش جاذب، تبخیر رخ داده و سرمایش در اواپراتور بوجود می‌آید. محلول آمونیاک و آب موجود در جاذب به کمک یک پمپ به ژنراتور می‌رود تا در آنجا آمونیاک از آب جدا شود و آمونیاک تبخیر شده به کندانسور رود. محلول رقیق شده آب و آمونیاک مجدداً به جاذب باز می‌گردد تا آمونیاک را از اواپراتور جذب کند و به این ترتیب سیکل کامل می‌شود.



شکل ۱-۱: سیستم تبرید جذب حجمی آب - آمونیاک

در ارتباط با اصول کارکرد چیلرهای جذب سطحی در ادامه، توضیحاتی به صورت کامل داده شده است. در تحقیق حاضر جهت تولید همزمان برق، سرمایش و گرمایش یک ساختمان مسکونی که توسط نرم‌افزار Revit طراحی شده است و همینطور محاسبات مربوط به بار سرمایی و گرمایی آن هم با توجه به این نرم‌افزار صورت گرفته است. و از یک موتور احتراق داخلی بنزینی به عنوان محرک اولیه که از حرارت اتلافی آن برای سرمایش و گرمایش مورد نیاز ساختمان مذکور استفاده می‌گردد و همچنین عملیات سرمایش توسط چیلر جذب سطحی انجام می‌گردد. و رفتار چرخه های مورد نظر از دیدگاه قانون اول و دوم ترمودینامیک مورد بررسی قرار گرفته است. جهت مدل سازی ترمودینامیکی اجزا مختلف چرخه ترکیبی از نرم‌افزار EES^۲ استفاده شده است.

^۱ Absorber

^۲ Engineering Equation Solver

در فصل اول این پایان نامه توضیحاتی در ارتباط با سیستم‌های تولید همزمان، موتورهای احتراق داخلی بنزینی که به عنوان محرک اولیه در سیستم‌های تولید همزمان بکار گرفته شده است و همچنین چیلرهای جذبی داده شده است.

در فصل دوم مروری بر تحقیقاتی که در زمینه سیستم‌های تولید همزمان، چیلرهای جذب سطحی و سیستم‌های تولید همزمانی که از چیلرهای جذب سطحی برای عملیات تبرید استفاده کرده‌اند خواهیم داشت. در فصل سوم مدل‌سازی و روابط حاکم ارائه می‌گردد. در فصل چهارم مطالعه صورت گرفته به همراه نتایج تشریح می‌گردد و در فصل پنجم، فصل پایانی نیز نتایج واره پیشنهادات آورده شده است.

۱-۲ سیستم‌های تولید همزمان

سیستم‌های تولید همزمان برای تولید برق، گرمایش و سرمایش به صورت همزمان طراحی می‌شود. یک محرک اولیه (موتور یا توربین) انرژی شیمیایی سوخت را آزاد نموده و به توان مکانیکی در محور خروجی تبدیل می‌کند. در این موارد، محور محرک با یک ژنراتور کوپل شده و توان الکتریکی تولید می‌شود و همچنین از انرژی حرارتی اتلافی به منظور عمل سرمایش و گرمایش استفاده می‌شود [1].

۱-۲-۱ معرفی سیستم‌های تولید همزمان

بعضی از محققان به جای CCHP از واژه trigeneration یا ترکیب گرمایش، سرمایش و قدرت^۱ استفاده می‌کنند. علاوه بر این، برخی از محققان از واژه BCHP^۲ برای سرمایش، گرمایش و تولید برق ساختمان‌ها که همان سیستم‌های تولید همزمان مورد استفاده در ساختمان می‌باشد، استفاده می‌کنند. اجزای اصلی سیستم‌های تولید همزمان عبارتند از واحد اصلی تولید کننده یا محرک اولیه^۳، سیستم بازیابی گرما، سیستم گرمایشی و سیستم سرمایشی (معمولاً یک چیلر جذبی) تشکیل می‌دهند [2].

محرک اولیه ممکن است هر دستگاهی باشد که برق و گرما را تولید می‌کند، از جمله موتورها، توربین‌ها و یا سلول‌های خورشیدی

سیستم‌های تولید همزمان دارای بازدهی بالاتری نسبت به سیستم‌های سنتی تولید انرژی هستند چرا که نیروگاه‌های سنتی حدود ۳۰٪ از انرژی موجود در سوخت را به برق تبدیل می‌کند و مابقی انرژی به صورت حرارت از دست می‌رود در صورتی که در سیستم‌های تولید همزمان حدود ۵۰٪ از انرژی موجود در سوخت

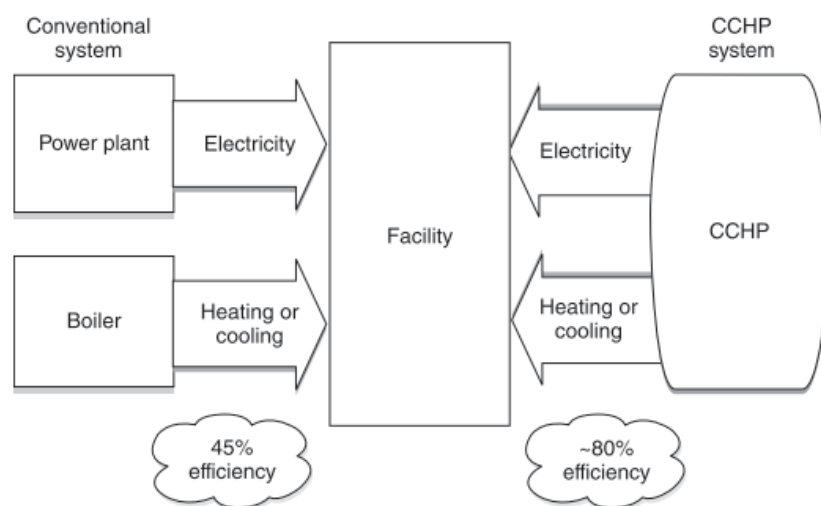
¹ Combined Heating, Cooling and Power (CHCP)

² Building Cooling, Heating, and Power

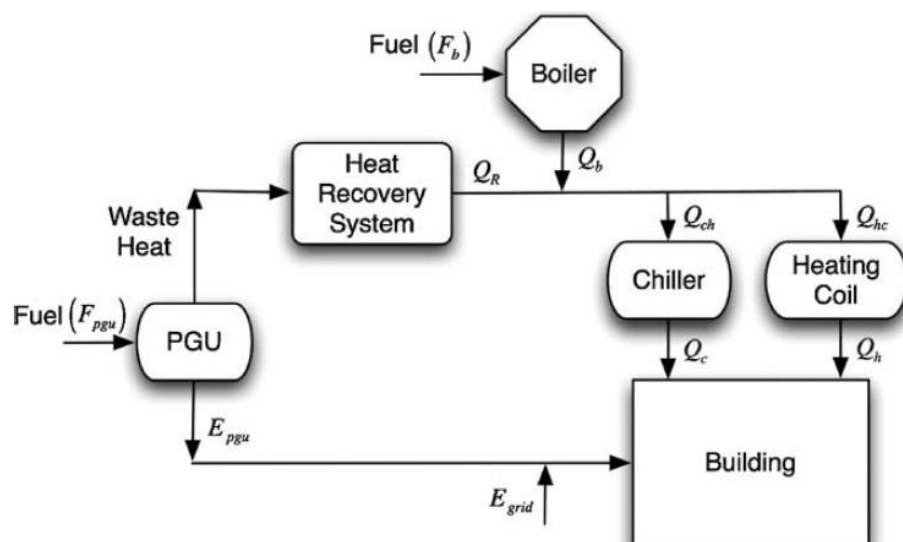
³ Power Generation Unit (PGU)

را به برق تبدیل می‌کند و همچنین از حرارت اتلافی به منظور عملیات سرمایش و گرمایش استفاده می‌گردد [2].

در شکل ۱-۲ مقایسه سیستم‌های تولید همزمان با سیستم‌های سنتی تولید انرژی نشان داده شده است. در شکل ۱-۳ نمونه ای از سیستم‌های تولید همزمان نشان داده شده است [3].



شکل ۱-۲: مقایسه سیستم‌های تولید همزمان با سیستم‌های سنتی تولید انرژی



شکل ۱-۳: نمونه ای از یک سیستم تولید همزمان [3]

۱-۲-۲ مزایای سیستم‌های تولید همزمان

سیستم‌های تولید همزمان می‌توانند مزایای مختلفی از قبیل صرفه جویی اقتصادی، کاهش انتشار گازهای گلخانه‌ای، کاهش مصرف انرژی اولیه^۱ و قابلیت اطمینان و کیفیت برق را در مقایسه با یک سیستم سنتی تولید انرژی ارائه دهند. عملکرد سیستم‌های تولید همزمان را می‌توان براساس پارامترهای مختلف ارزیابی کرد. شایعترین پارامترها، هزینه عملیاتی و انتشار دی اکسید کربن^۲ است. به طور کلی، بسته به موقعیت مکانی و کاربرد، سیستم تولید همزمان می‌تواند تمام سه پارامتر را در مقایسه با فن‌آوری‌های متعارف کاهش دهد. و همچنین تحقیقات متعدد بر روی مزایای سیستم‌های تولید همزمان از لحاظ ملاحظات اقتصادی، انرژی و محیط‌زیست انجام شده است.

از مزایای سیستم‌های تولید همزمان این است که در مقایسه با سیستم‌های سنتی تولید انرژی، تلفات ناشی از توزیع و انتقال قدرت وجود ندارد [2].

سیستم‌های تولید همزمان با استفاده از انرژی موجود در سوخت به بازده ۸۰٪ می‌رسند در صورتی که سیستم‌های سنتی تولید انرژی مدرن در بهترین حالت دارای بازده ۳۰٪ می‌باشد. تجزیه و تحلیل سیستم‌های تولید همزمان اغلب بر اساس کاهش هزینه‌های عملیاتی بدون اندازه گیری مصرف واقعی انرژی اولیه و کاهش انتشار گازهای گلخانه‌ای است [2].

۱-۳ بررسی موتورهای احتراق داخلی

موتور احتراق داخلی، موتور گرمایی است که انرژی شیمیایی موجود در سوخت را به انرژی مکانیکی تبدیل می‌کند که معمولاً توسط محور خروجی دواری، در دسترس قرار داده می‌شود.

انرژی شیمیایی سوخت، ابتدا توسط احتراق یا اکسیداسیون با هوا در داخل موتور به انرژی حرارتی تبدیل می‌شود. این انرژی حرارتی، باعث افزایش دما و فشار گازهای داخل موتور می‌گردد، و سپس گاز با فشار زیاد در برابر مکانیزم‌های مکانیکی موتور منبسط می‌شود. این انبساط، توسط اتصالات مکانیکی موتور، به حرکت یک میل لنگ دوار تبدیل می‌گردد، که خروجی موتور می‌باشد.

اکثر موتورهای احتراق داخلی، موتورهای رفت و برگشتی می‌باشند که دارای پیستون‌هایی هستند که در درون موتور، در سیلندرها به سمت عقب و جلو حرکت رفت و برگشتی دارند [4].

¹ Primary Energy Consumption (PEC)

² Carbon Dioxide Emissions (CDEs)

۱-۳-۱ مقدمه ای بر عملکرد موتورهای اشتعال جرقه‌ای

در سال ۱۸۷۶ میلادی نخستین نمونه از موتور آزمایشی، اتو ساخته شد که اعتبار اختراع موتور چهار زمانه را دریافت کرد. در دهه ۱۸۸۰ موتور احتراق داخلی برای اولین بار در خودروهای سواری بکار رفت. نحوه عملکرد موتورهای احتراق داخلی بنزینی به این صورت می‌باشد که در مرحله اول یا مرحله ورود هوا: سوپاپ ورودی باز و سوپاپ خروجی بسته می‌باشد و پیستون در سیلندر از نقطه مرگ بالا^۱ به نقطه مرگ پایین^۲ می‌رود و هوا وارد سیلندر می‌گردد، در مرحله دوم یا مرحله تراکم: مخلوط هوا و سوخت موجود در سیلندر متراکم شده. این امر باعث می‌گردد که فشار و دمای مخلوط در سیلندر افزایش یابد و در پایان مرحله تراکم احتراق آغاز می‌گردد[4].

در مرحله سوم یا مرحله قدرت: با پایان یافتن احتراق، مرحله قدرت ادامه می‌یابد و پیستون به سمت نقطه مرگ پایین حرکت می‌کند.

مرحله چهارم یا مرحله خروج گازها: پیستون در این مرحله از نقطه مرگ پایین به سمت نقطه مرگ بالا حرکت می‌کند. این حرکت باعث می‌شود گاز های حاصل از احتراق، از سیلندر خارج شوند[4].

۱-۳-۲ بازیافت انرژی گرمایی اتلافی

تاکنون روش ها و تکنولوژی های متنوعی جهت بازیافت حرارت از موتورهای احتراق داخلی ارائه شده است. این تکنولوژی ها شامل استفاده از ژنراتورهای ترموالکتریک، سیکل رنکین ارگانیک، موتورهای شش زمانه، استفاده از مبدل های حرارتی و استفاده از توربوشارژرها می‌باشد[5].

مهمترین منبع اتلاف حرارتی در موتورهای احتراق داخلی گازهای خروجی از اگزوز است که با سرعت و دمای بالا از اگزوز خارج می‌شود. حجم زیادی از انرژی گازهای خروجی با استفاده از بازیافت حرارت اتلافی، قابلیت استفاده و افزایش کار خروجی موتور را دارند.

در موتورهای احتراق داخلی بهره برداری ناقص از انرژی سوخت برای تبدیل به کار مفید، ناشی از تخریب اگزوزی است که معمولاً به عنوان بازگشت ناپذیری شناخته می‌شود. کاهش بازگشت ناپذیری ها می‌تواند موجب عملکرد بهتر موتور و بهره برداری مناسب تر از انرژی سوخت شود[5].

¹ Top-Dead-Center (TDC)

² Bottom-Dead-Center (BDC)

۴-۱ مقدمه ای بر سیکل تبرید جذبی

امروزه جامعه جهانی به سمت مبارزه با عوامل مخرب محیط زیست پیش می‌رود. این موضوع در پیمان - های بین المللی نظیر پیمان کیوتو به چشم می‌خورد، که تأکید بر حفاظت از محیط زیست و عدم استفاده از آلاینده های آن دارد. مبردهای کلورو فلورو کربن ها^۱، که مخرب لایه ازن هستند و در ماشین های تهویه مطبوع تراکمی مورد استفاده قرار می‌گیرند، به عنوان یکی از عمده ترین آلاینده ها شناخته شده‌اند. همچنین سیستم های تراکمی از انرژی الکتریسیته به عنوان کار ورودی استفاده می‌کنند. این الکتریسیته نیز عمدتاً در نیروگاه های حرارتی و از طریق احتراق سوخت های فسیلی تولید می‌شود، که خود از مهمترین منابع آلودگی کره زمین محسوب می‌شود. در مقایسه با سیستم های تراکمی، سیستم های جذبی از مبردهای بی زیان برای محیط زیست استفاده می‌کنند. امروزه در بازار دو نوع سیستم جذبی عمده بر اساس کار جذب حجمی^۲ و جذب سطحی^۳ وجود دارند. همچنین الکتریسیته مصرفی آن ها نیز کمتر می‌باشد.

در اکثر صنایع، انرژی گرمایی زیادی با احتراق سوخت های فسیلی به منظور تولید بخار و گرما، برای مصارف مختلف تولید می‌شود، همواره مقدار قابل توجهی از گرمای تولید شده به عنوان گرمای تلف شده به محیط وارد می‌شود، با استفاده از یک سیکل تبرید جذبی می‌توان از این گرمای هدر رفته تولید سرمایش کرد. استفاده از این انرژی و تبدیل آن به سرمایش در کاهش مشکلات زیست محیطی مؤثر خواهد بود. با توجه به دلایل گفته شده به نظر می‌رسد که سیستم های جذبی مزایای فراوانی نسبت به سیستم های تراکمی دارند، ولی با این وجود هنوز سیستم های تراکمی بخش عمده ای از بازار فروش را به خود اختصاص داده اند. به منظور توسعه استفاده از سیستم های جذبی، بهبود بازده و کاهش قیمت این سیستم ها در مطالعات آتی ضروری می‌نماید.

تاریخ اولین استفاده از سیکل جذبی به سال ۱۷۰۰ میلادی برمی‌گردد. در آن زمان متوجه شدند که با تبخیر آب خالص در کنار اسید سولفوریک از یک مخزن که داخل یک مخزن خلا قرار دارد، می‌توان یخ تولید کرد.

در سال ۱۸۱۰ یخ از آب در داخل یک مخزن که با مخزن دیگری شامل اسید سولفوریک در ارتباط بود تولید شد. هنگامی که اسید آب را جذب می‌کند، باعث کاهش دما شده و لایه ای از یخ روی آب شکل گرفت. مشکل اساسی این سیستم، خوردگی و نشت هوا به داخل مخزن خلأ بود.

در سال ۱۸۵۹ فردیناند کر^۴ ماشین جدیدی را معرفی کرد که سیال کاری آن آب - آمونیاک بود. در سال ۱۹۵۰ یک سیستم جدید که سیال کاری آن لیتیم برماید آب بود برای مصارف صنعتی معرفی شد. چند سال بعد سیستم جذبی دو اثره برای مصارف صنعتی استاندارد با بازده بالا معرفی شد.

¹ Chloro Fluoro Carbons

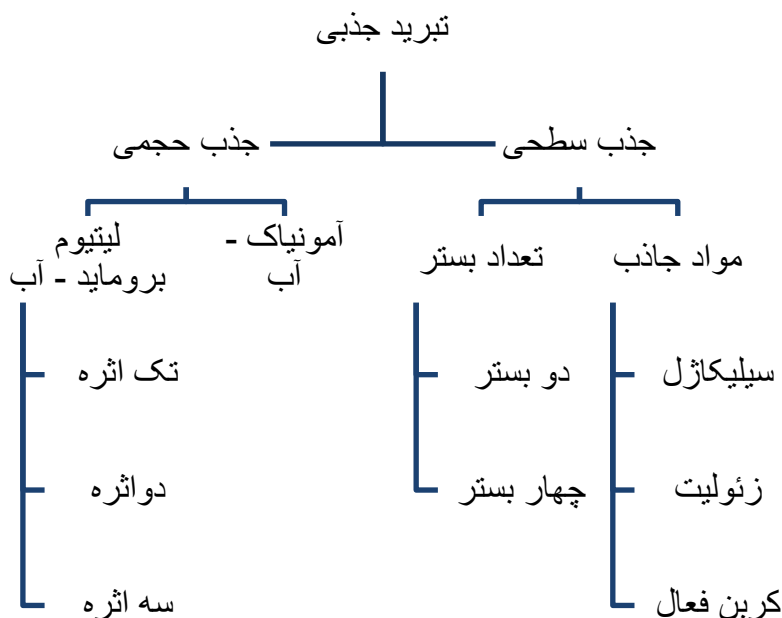
² Absorption

³ Adsorption

⁴ Ferdinand Carre

۱-۴-۱ انواع سیکل های تبرید جذبی

سیکل های تبرید جذبی به دودسته سیکل های تبرید جذب حجمی^۱ و جذب سطحی^۲ تقسیم بندی می شوند که در شکل ۱-۴ معرفی شده اند.



شکل ۱-۴: دسته بندی سیستم های تبرید جذبی

و همچنین توجه اصلی در این پایان نامه مربوط به چیلرهای جذب سطحی دوبستر سیلیکاژل - آب می باشد.

۱-۴-۲ مقایسه چیلرهای جذب حجمی^۳ و جذب سطحی^۴

چیلرهای جذب سطحی می توانند از منابع حرارتی با گستره وسیع دمایی استفاده کنند و می توان با استفاده از برخی مواد جاذب از منابع انرژی دما پایین (حدود ۵۰ °C) مانند انرژی خورشیدی و هم چنین منابع حرارتی با دمای بالا تا ۴۰۰ °C استفاده نمود. این نوع از سیستم های تبرید هیچگونه آلاینده ای برای محیط زیست ندارند و به منظور به حرکت درآوردن سیال عامل نیازی به قطعات متحرک نداشته و به همین

¹ Absorption

² Adsorption

³ Absorption Chiller

⁴ Adsorption Chiller

دلیل بدون صدا و لرزش کار می‌کنند. یکی از عمده ترین مشکلات سیستم‌های جذب حجمی بحث بلور شدن محلول می‌باشد اما در چیلر جذب سطحی به علت جامد بودن محیط جاذب این مشکل پدیدار نخواهد شد و به همین دلیل نیازی به چرخه رقیق‌سازی و پمپ جاذب نیز نمی‌باشد. یکی از مهمترین مشکلات در بسیاری از سیستم‌های گرمایشی و سرمایشی خورنده بودن بعضی از مواد داخل چرخه می‌باشد اما در سیستم‌های جذب سطحی مواد خورنده وجود نداشته و به همین دلیل طول عمر این سیستم‌ها بالا می‌باشد. به علت مجموعه ای از دلایل فوق سیستم‌های جذب سطحی دارای قابلیت اطمینان بالایی بوده و هزینه تعمیرات و نگهداری پایینی دارند. چیلرهای جذب سطحی دارای معایبی نیز می‌باشند که عمده ترین آن مربوط به ضریب عملکرد^۱ پایین این سیستم‌ها می‌باشد. همچنین زمان تکمیل سیکل جذب و دفع در چیلرهای جذب سطحی بیشتر بوده و از نظر هزینه های اولیه نصب و راه اندازی نیز گران تر از چیلرهای جذب حجمی می‌باشند[6].

۳-۴-۱ مقدمه ای بر عملکرد چیلرهای جذب سطحی تک بستر

مرحله گرمایش جرم ثابت^۲

در این مرحله شیرهای اتصال بستر جاذب^۳ به کندانسور و اواپراتور بسته اند و سیال حرارتی که به وسیله منبع حرارتی گرم می‌شود در لوله های بستر در جریان است، با گرم شدن بستر مواد جاذب^۴، دمای آن افزایش یافته و سیال جذب شده در مواد جاذب از فاز جذب شده به فاز بخار تبدیل می‌شود. با احیای سیال عامل و با توجه به بسته بودن شیرها، در مدت زمان اندکی فشار محفظه از فشار اواپراتور تا فشار کندانسور افزایش می‌یابد[7].

مرحله گرمایش فشار ثابت یا احیای فشار ثابت^۵

در این مرحله شیر بین بستر و کندانسور باز می‌شود و گرمایش بستر ادامه می‌یابد، با تداوم گرمایش، فرایند احیا به صورت گسترده آغاز می‌شود و به علت اتصال بستر به کندانسور، فشار بخار در محفظه جاذب ثابت مانده و تنها دمای آن افزایش می‌یابد. بخار احیا شده وارد کندانسور می‌شود و پس از تبدیل به فاز مایع، از طریق شیر انبساط وارد اواپراتور میشود. در انتهای مرحله گرمایش فشار ثابت، مواد جاذب تا کسر معینی از سیال جذب شونده خالی شده اند. لازم به ذکر است که احیا فرایندی گرماگیر است. بنابراین بخشی از حرارت داده شده به بستر صرف تأمین این انرژی خواهد شد[7].

مرحله سرمایش جرم ثابت^۶

¹ Coefficient Of Performance (COP)

² Isotheric heating

³ Adsorber

⁴ Adsorbent

⁵ Isobaric desorption

⁶ Isotheric cooling

در این مرحله مجدداً شیرهای متصل کننده بستر جاذب به کندانسور و اواپراتور بسته شده و این بار سیال خنک کننده در لوله های بستر جاری می شود.

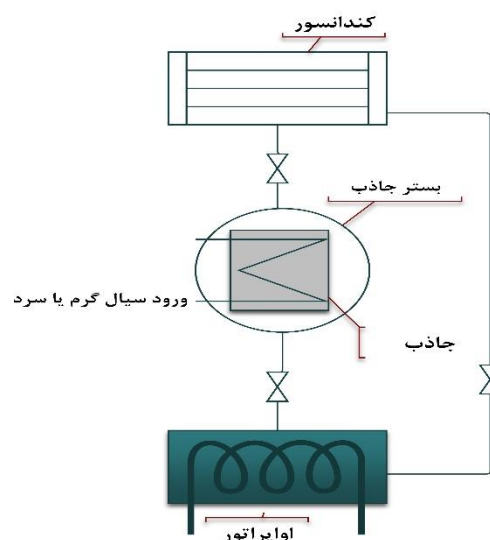
با کاهش دمای بستر، بخار سیال عامل موجود در محفظه در مواد جاذب جذب می شود و در نتیجه فشار محفظه از فشار کندانسور تا فشار اواپراتور کاهش می یابد.

مرحله سرمایش فشار ثابت یا جذب سطحی فشار ثابت^۱

پس از رسیدن فشار بستر به فشار اواپراتور، شیر بین بستر و اواپراتور باز شده و سرمایش بستر تداوم می یابد. در نتیجه اتصال محفظه جاذب به اواپراتور فشار محفظه ثابت مانده و در اثر کاهش دمای مواد جاذب، فرایند جذب در بستر تسریع می شود، خلاء ناشی از مکش سیال عامل توسط مواد جاذب، منجر به تبخیر سیال عامل در اواپراتور شده و تبرید صورت می گیرد. لازم به ذکر است در حین جذب سیال عامل در مواد جاذب، مقداری گرما آزاد می شود که به آن گرمای جذب^۲ می گویند. گرمای جذب میزان انرژی آزاد شده در واحد جرم سیال جذب شده می باشد که به کمک سرد کردن بستر، از سیستم خارج می شود. پس از جذب درصد معینی از سیال عامل در مواد جاذب، شیر اتصال بین بستر و اواپراتور بسته شده تا با شروع مرحله گرمایش جرم ثابت، سیکل از سر گرفته شود [7].

۴-۱-۴ اجزای چیلر جذب سطحی

چیلر های جذب سطحی از چهار قسمت اصلی تشکیل شده است و همانطور که در شکل ۵-۱ مشاهده می شود، شامل: بستر جاذب^۳، کندانسور، اواپراتور، شیر انبساط می باشد [7].



شکل ۵-۱: شماتیک سیستم تبرید جذب سطحی تک بستر

¹ Isobaric adsorption

² Heat of adsorption

³ Adsorber

از توضیحات مربوط به کندانسور، اواپراتور، شیر انبساط صرف نظر می‌کنیم و در ارتباط با قسمت، بستر جاذب توضیحاتی رو خواهیم داد که به صورت زیر می‌باشد
بستر جاذب:

این بستر درون محفظه‌ای تحت خلاء جای دارد، این بستر شامل تعدادی مبدل حرارتی است که در داخل لوله‌های آن سیال حرارتی در جریان است. به منظور تقویت آهنگ انتقال حرارت از سیال حرارتی به بستر جاذب معمولاً مجموعه‌ای از فین‌ها به سطح خارجی مبدل‌ها متصل می‌باشند. ذرات جاذب یا مواد جاذب که شامل: سیلیکاژل، زئولیت، کربن فعال هستند، روی سطح خارجی مبدل‌ها و در میان فین‌ها قرار می‌گیرند. این مواد جاذب متخلخل بوده که دارای سطح آزاد زیادی هستند، بنابراین قادرند سیالات خاصی را در این سطوح جاذب یا احیا کنند، به گونه‌ای که با عبور با گرم شدن سیال عامل شروع به احیا^۱ آن کرده و با سرد شدن سیال، آن را جذب^۲ می‌کنند. این فرآیند می‌تواند به صورت تکرارپذیر برای مدتی طولانی ادامه یابد؛ به این ترتیب سیال عامل بدون صرف هیچ گونه توان مکانیکی در سیکل به گردش درآمده و در واقع بستر جاذب به عنوان کمپرسور حرارتی این سیستم عمل می‌کند [7].

در شکل ۶-۱ نمونه‌ای از یک سیستم جذب سطحی را مشاهده می‌کنیم. [8]



شکل ۶-۱: نمونه‌ای از یک چیلر جذب سطحی [8]

¹ Desorption

² Adsorption

۱-۴-۵ مزایا و معایب چیلر جذب سطحی

چیلر های جذب سطحی همانند سیستم تبرید دیگر دارای مزایا و معایبی می باشد که به شرح زیر است:

۱-۴-۵-۱ مزایا [۹]:

- می توانند با منابع انرژی دما پایین (حدود 50°C) مانند انرژی خورشیدی کار کنند.
- به قطعات متحرک برای به حرکت در آوردن سیال عامل نیاز ندارد.
- بدون صدا و لرزش کار می کند.
- هزینه تعمیر و نگهداری بسیار پایین دارد.
- برخی مشکلات چیلرهای جذب حجمی مانند کریستاله شدن و خوردگی را ندارند و قابل اطمینان است.
- مقدار ضریب عملکرد^۱ چیلرهای جذب سطحی نسبت به چیلرهای تراکمی پایین تر است اما نکته قابل توجه اینجاست که چیلرهای تراکمی از انرژی مفید برق استفاده می کنند و اگر انرژی اولیه که صرف تولید برق شده و همچنین انرژی که در نیروگاه ها و خطوط انتقال هدر می رود لحاظ شود، استفاده از چیلر جذب سطحی به صرفه تر است.

۱-۴-۵-۲ معایب [۱۰]:

- ضریب عملکرد پایین در حالت کلی و بدون در نظر گرفتن انرژی اولیه ای که صرف تولید برق شده و همچنین انرژی که در نیروگاه ها و خطوط انتقال هدر می رود.
- نیاز به تکنولوژی بالا و طراحی ویژه برای نگهداری خلاء بالا
- حجم و وزن بالاتر نسبت به چیلرهای تراکمی

¹ Coefficient of performance

فصل ۲ : مروری بر تحقیقات

پیشین

۲-۱ مقدمه

در این فصل در ابتدا، بخشی از تحقیقات انجام شده در زمینه سیستم‌های تولید همزمان بررسی شده است در ادامه تحقیقات انجام شده در ارتباط با چیلرهای جذب سطحی و در نهایت تحقیقات انجام شده در ارتباط با سیستم‌های تولید همزمان - چیلر جذب سطحی مورد بررسی قرار گرفته است.

۲-۲ مروری بر تحقیقات پیشین سیستم‌های تولید همزمان با

انواع محرک‌های اولیه

سیستم‌های تولید همزمان گرمایش، سرمایش و تولید برق از ترکیب گرما و توان (تولید برق) مشتق شده است، که یک تکنولوژی اثبات شده و قابل اطمینان که بیش از صد سال است که در نیروگاه‌ها و کاربرهای صنعتی بکار گرفته می‌شود. یک روش معمول برای تامین برق و گرما، خرید برق از شبکه محلی می‌باشد و برای تولید گرما از محترق شدن سوخت در بویلر ایجاد می‌گردد. اما در سیستم‌های CHP گرمای تولید شده که ۶۰٪ تا ۸۰٪ از کل انرژی اولیه که برای تولید برق بکار می‌رود را برای استفاده‌های مختلف بازیافت می‌کند. در حقیقت سیستم‌های CHP به عنوان ترکیب تولید الکتریکی (یا مکانیکی) و انرژی حرارتی مفید از همان منبع انرژی اولیه هستند [11].

به طور کلی، توسعه اخیر سیستم‌های تولید همزمان مربوط به ظهور منابع انرژی توزیع شده/ غیر متمرکز^۱ که یک مفهوم فنی جدید در تامین انرژی می‌باشد. براساس برخی از گزارش‌ها، DER را می‌توان به دو قسمت اصلی تقسیم کرد:

بخش اول، سیستم‌های CHP یا CCHP با کارایی بالا در صنعت و ساختمان‌های سراسر جهان، با استفاده از فناوری‌های محرک اولیه همچون موتورهای احتراق داخلی، توربین‌های گاز، میکروتوربین‌ها، توربین‌های بخار، موتورهای استرلینگ و سلول‌های پیل سوختی است.

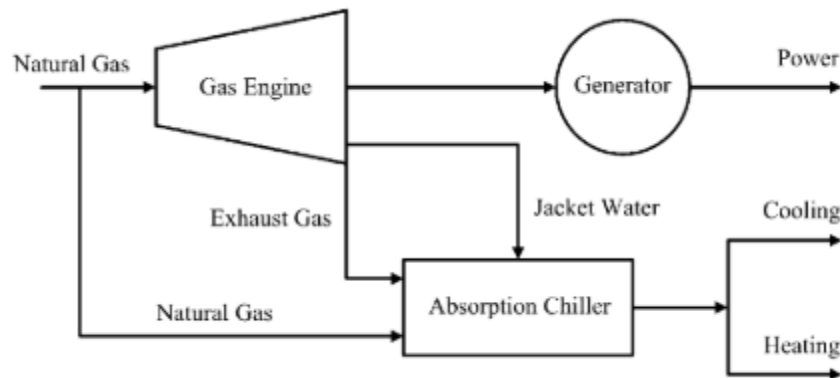
دومین بخش عمده DER مربوط به سیستم انرژی‌های تجدیدپذیر با فناوری بازیافت انرژی است، از جمله سیستم‌های فتوولتائیک و بیوماس، ژنراتورهای بادی و آبی، به علاوه سیستم‌های تولید توان توسط کاهش فشار گاز، گرمای اگزاست فرآیندهای صنعتی و دیگر محتوای کم انرژی که شامل سوختن از فرآیندهای مختلف است [12].

در واقع در این سیستم‌ها برای بهبود عملکرد، انرژی حرارتی تلف شده در قسمت تولید برق را به انرژی گرمایشی و سرمایشی مورد نیاز کاربران تبدیل می‌کنند [13].

یک نمونه سیستم تولید همزمان در شکل ۲-۱ نشان داده شده است. که تشکیل شده از یک موتور گاز، یک ژنراتور و یک چیلر جذبی، موتور توسط گاز طبیعی به حرکت در می‌آید و انرژی مکانیکی توسط ژنراتور

¹ Distributed/Decentralized energy resources (DER)

به برق تبدیل می‌شود. در عین حال، چیلر جذبی برای تولید سرمایش در تابستان و گرمایش در زمستان، از گاز خروجی و جکت آب مشتق شده از موتور استفاده می‌کند. اگر گرمای اتلافی موتور به اندازه کافی برای کاربران نباشد، چیلر جذبی می‌تواند از گاز طبیعی به عنوان مکمل استفاده کند. بنابراین سیستم‌های تولید همزمان می‌تواند نیازهای سرمایش، گرمایش و برق یک ساختمان را برآورده کند [11].



شکل ۱-۲: شماتیک یه سیستم تولید همزمان [11]

در سال ۲۰۰۰، گسوامی [14] یک سیکل تولید همزمان را معرفی کرد که در آن سیکل رانکین و سیکل تبرید جذبی با هم ترکیب شده بود. این سیکل قادر بود با در نظر گرفتن تولید توان به عنوان هدف اولیه، توان خروجی و تبرید را به طور همزمان تولید کند.

در این سیکل بخار غلظت بالای آمونیاک در توربین مورد استفاده قرار می‌گرفت و می‌توانست تا سطوح دمایی بسیار پایین در خروجی توربین بدون فرآیند چگالش برسد. این محلول غلظت بالا می‌توانست در این مرحله وارد اواپراتور شده و فرآیند تبرید را نیز انجام دهد.

در سال ۲۰۰۲، گسوامی [15] سیکل تولید همزمان جدید را که سیال عامل آن مخلوط آب و آمونیاک بود طراحی نمودند. این سیکل قادر بود به طور همزمان توان و تبرید را با استفاده از یک منبع حرارتی خارجی تولید نماید. آن‌ها در این پژوهش تاثیر دمای اواپراتور را بر روی بازده قانون اول و دوم مورد بررسی قرار داده و به این نتیجه دست یافتند که در حالت کلی با افت دمای اواپراتور بازده قانون اول و دوم کاهش خواهد یافت.

در سال ۲۰۰۷، ژنگ و همکاران [16,17] سیکل ترکیبی جدیدی را طراحی نمودند که قادر به تولید همزمان توان و تبرید با استفاده از منبع حرارتی خارجی مانند حرارت اتلافی کارخانجات صنعتی و یا گازهای گرم خروجی توربین گازی بود. یک واحد تقسیم کننده-جذب کننده^۱ با هدف رسیدن به غلظت‌های مورد نیاز در فرآیند انتقال گرما و فرآیند چگالش در سیستم تعبیه شده بود، ویژگی دیگر سیستم طراحی شده جایگزینی جاذب با کندانسور در سیکل رانکین بود. این اصلاحات باعث افزایش غلظت آمونیاک مخلوط در

¹ Splitting/absorption

فرآیند انتقال گرما و کاهش غلظت آن در فرآیند چگالش جذبی می‌گردید که باعث کاهش برگشت ناپذیری در طی این دو فرآیند گشت. بازده قانون دوم برای سیکل ترکیبی در حالت پایه نزدیک به ۵۸٪ گزارش شد.

در مقایسه با دوسیکل مجزا از هم که دارای توان و تبرید تولیدی برابر با سیکل ترکیبی طراحی شده بودند، بازده قانون دوم سیکل ترکیبی به ترتیب ۲۲/۳٪ و ۵/۳٪ بیشتر از بازده قانون دوم سیکل توان و تبرید جدا از هم بود. همچنین میزان مصرف انرژی در سیکل های توان و تبرید جدا از هم به ترتیب ۱۸/۲٪ و ۲/۴٪ بیشتر از سیکل ترکیبی طراحی شده بود.

در سال ۲۰۰۸، ونگ و همکاران [10,18] یک سیکل ترکیبی تولید همزمان توان و تبرید ارائه کردند که در آن از ترکیب سیکل رنکین با سیکل تبرید جذبی استفاده شده است. این سیکل از مخلوط آب و آمونیاک به عنوان سیال عامل استفاده می‌کند و انرژی مورد نیاز سیستم را از حرارت اتلافی کارخانجات، خورشید و یا گازهای گرم خروجی از توربین گازی تامین می‌نمود. از ویژگی های بارز سیکل ترکیبی جدید می‌توان به سادگی و حذف بعضی از اجزا اضافی سیکل های قبلی اشاره نمود. آن‌ها در این پژوهش تحلیل پارامتریک را برای ارزیابی تاثیرات پارامترهای ترمودینامیکی بر روی عملکرد چرخه ترکیبی انجام داده‌اند. نتایج حاکی از آن است که دمای منبع حرارتی، دمای محیط، دمای تبرید، فشار ورودی توربین، دمای ورودی توربین و غلظت آمونیاک در محلول اولیه سیال عامل تاثیرات بسیار مهمی بر روی توان خالص خروجی، تبرید و بازده انرژی سیکل ترکیبی دارد. آن‌ها از طریق بهینه‌سازی به این نتیجه دست یافتند که سیکل ترکیبی از جنبه بازده قانون دوم، به ماکزیمم مقدار ۴۳/۰۶٪ خواهد رسید.

کاو و لیو [19] عملکرد سیستم تولید همزمان برق، گرمایش و سرمایش یک ساختمان معمولی را با استفاده از آنالیزهای ترمودینامیکی و ترمواکونومیکی بر پایه شبیه‌سازی عملکرد طراحی و عملکرد بهینه‌سازی سیستم مورد بررسی قرار دادند. در بهینه سازی آن‌ها از دو تابع هدف بازده انرژی و سود ناخالص کل استفاده کردند. نتایج نشان داد که اگر دبی بار به اندازه کافی بالا باشد استفاده از این سیستم مزایای بسیاری دارد.

هانگ فو و همکاران [20] یک سیستم میکرو CCHP خانگی که شامل یک چیلر جذبی است را مورد بررسی تجربی قرار دادند. محققان عملکرد چیلر جذبی را تحت شرایط مختلف گرمایشی مورد مطالعه قرار دادند. آن‌ها دریافته‌اند که تقریباً یک رابطه خطی بین چیلر جذبی با تغییر دمای آب گرم ورودی وجود دارد. پاس پی سیل و همکاران [21] سیستم‌های تولید همزمان سه گانه و دوگانه را برای تامین انرژی یک ساختمان بررسی کردند. آن‌ها دریافته‌اند که در مقایسه با سیستم تولید جداگانه برق، گرمایش و سرمایش سیستم تولید همزمان دوگانه به میزان ۳۱٪ و سیستم تولید همزمان سه گانه به میزان ۳۹٪ در مصرف انرژی اولیه صرفه جویی می‌کند.

چیکو و مانکارلا [22] شیش طرح مختلف را برای تولید سرمایش با هم مقایسه کردند که یکی از طرح‌ها سیستم تولید همزمان سه گانه است. آن‌ها اثر نوسانات قیمت برق و گاز را روی زمان بازپرداخت مورد مطالعه قرار دادند. این آنالیز یک تصویر منطقی خوبی برای مقایسه راه حل های مختلف ارائه کرد.

ملکیان [13] به بررسی و بهبود عملکرد سیستم‌های تولید همزمان تحت سناریوهای مختلف پرداخته است. نتایج نشان می‌دهد با افزایش دمای محیط مقدار بازگشت‌ناپذیری‌ها افزایش پیدا کرده و راندمان انرژی کاهش پیدا می‌کند.

۳-۲ مروری بر تحقیقات پیشین چیلرهای جذب سطحی

سیستم‌های تبرید جذب سطحی از جمله سیستم‌های حافظ محیط‌زیست و با صرفه در مصرف انرژی هستند که ونگ و همکاران [18] در تحقیق حاضر توضیحاتی در ارتباط با مواد جاذب از لحاظ فیزیکی، شیمیایی و کامپوزیتی دادند و همچنین در ارتباط با انواع، ویژگی‌ها، مزایا و معایب مواد جاذب مختلف، مبردها و جفت‌های کاری به صورت خلاصه بیان می‌شود. علاوه بر این برخی از روش‌های آماده‌سازی جاذب‌های کامپوزیتی ارائه شده است.

استفاده از جفت‌های مختلف کاری برای شرایط مختلف با گرمای جذب، سازگاری با دمای محرک و فشار کاری مطلوب، مرتبط است. همچنین روش‌های اندازه‌گیری میزان جذب، جفت‌های مختلف کاری با یکدیگر مقایسه می‌شوند.

جفت‌های جذب‌کننده، از اجزای اصلی و حیاتی در سیستم‌های تبرید جذب سطحی می‌باشند، بنابراین، کلید پیشرفت بیشتر تمرکز بر جفت‌های جذب‌کننده سطحی می‌باشد که منجر به بهبود سیستم‌های تبرید جذب سطحی می‌شود در همین راستا شمروخ و همکاران [23] هر دو جفت کاری جذب سطحی کلاسیک و مدرن در سیستم‌های تبرید جذب سطحی ارائه داده را با یکدیگر مقایسه و مورد ارزیابی قرار داده‌اند. این مطالعه به این نتیجه رسید که تحقیقات بیشتری برای بهبود عملکرد جفت‌های کاری جذب سطحی سیستم‌های تبرید و نیز توسعه این جفت‌های کاری با ظرفیت جذب بالاتر و کم‌تأثیر بر محیط‌زیست به منظور ساخت فشرده، بازده، قابل اطمینان و طول عمر چیلرهای جذب سطحی نیاز است.

علاوه بر این مشخص شد که به جاذب پودر کربن فعال، تاکنون توجه زیادی نشده است و از این رو مطالعه و کاربرد آن از اهمیت زیادی برخوردار است. و همچنین تحقیقات بیشتری باید بر طراحی سیستم جذب سطحی متمرکز شود که گرمایش و خنک کاری مناسب برای مواد جاذب را با توزیع مواد جاذب بر سطح مبدل‌های حرارتی فراهم می‌کند تا انتقال گرما و جرم بین جاذب و مبرد را امکان‌پذیر سازد. در دهه‌ی اخیر توجه زیادی به تبرید جذب سطحی، به خاطر سازگار بودن با محیط‌زیست شده است که در همین راستا ونگ و همکاران [24] تحقیقاتی را روی سیستم‌های تبرید جذب سطحی با جفت‌های کاری معمولی مورد استفاده در سیکل جذب سطحی، تلاش در جهت بالابردن انتقال حرارت و جرم در کاربرد تبرید جذب سطحی داده‌اند.

یکی از دلایلی که مانع پیشرفت در سیستم‌های تبرید جذب سطحی شده است، مسئله فقیر بودن انتقال حرارت و جرم در این سیستم‌ها می‌باشد. از این رو در تحقیق ونگ و همکاران دو راه برای افزایش انتقال حرارت و جرم مورد بحث قرار گرفته است.

تکنولوژی چیلرهای جذب سطحی در دهه های اخیر به دلیل مزایای استفاده از انرژی حرارتی کم و استفاده از مبرد دوستدار محیط زیست، بسیار مورد توجه قرار گرفته است. با این حال به دلیل کمبود ضریب عملکرد و قدرت خنک کاری^۱ کم نسبت به فن آوری های تبرید متعارف، به طور گسترده تجاری نشده است. در همین راستا الاحمر و همکاران [25] راهبردهای مختلفی را برای بهبود ضریب عملکرد و قدرت خنک کاری چیلرهای جذب سطحی مورد بررسی قرار داده اند. بازیابی جرم و حرارت، چند مرحله ای کردن، استفاده از چند بستر، بهبود در ساختار چیلرهای جذب سطحی و بهینه کردن شرایط عملیاتی در این مقاله مورد بررسی قرار داده اند.

وانگ و همکاران [26] تحقیقی در مورد تکنولوژی سیستم های جذب سطحی آب-سیلیکاژل و همچنین پمپ های گرمایشی انجام داده اند. توسعه تکنولوژی سیستم های تبرید جذب سطحی شامل: جفت های کاری، انتقال جرم و حرارت، طراحی سیستم و سیکل، شبیه سازی کار این سیستم ها به صورت نمونه و برنامه های کاربردی مورد بحث و بررسی قرار گرفته است.

گپتا و همکاران [27] در تحقیق خود به مقایسه سه سیستم تبرید مختلف با حرارت فعال شده و دوستدار محیط زیست پرداخته اند. این سیستم ها شامل: سیستم جذب سطحی آب-سیلیکاژل، سیستم جذب حجمی آب-لیتیوم بروماید و سیستم خشک کننده هواست. سیستم های جذب سطحی و جذب حجمی از آب به عنوان مبرد استفاده می کنند در حالی که سیستم خشک کن برای خنک کردن هوا، از هوا استفاده می کند. هر یک از این سیستم ها را می توان با استفاده از منبع حرارتی دما پایین استفاده کرد، اما مشخص نیست که کدام یک از این سیستم ها برای چه رنجی از دمای منبع گرم مناسب است. تحقیق حاضر با مقایسه عملکرد حرارتی نسبی خود یعنی ضریب عملکرد و توان خنک کننده و یک مقایسه کیفی بر اساس اندازه، بلوغ تکنولوژی، عملیات ایمن و غیره بررسی می کند.

چوآ و همکاران [28] به بررسی عملکرد یک چیلر جذب سطحی دوبستر سیلیکاژل-آب در حالت گذرا پرداخته اند. در این مقاله سیستم مورد بررسی با حالت پایدار مقایسه شده است که توافق خوبی بین پیش بینی مدل با داده های تجربی بدست آمده است و همچنین آن ها دریافتند که بدون توجه به توزیع جرم اولیه، چیلر توانست در چهار دوره و ۱۸۰۰ ثانیه به سیکل حالت پایدار دست یابد. و همچنین نشان دادند که سازنده به لحاظ تجربی از یک سوئیچ ثابت و زمان سیکل انتخابی استفاده کرده است به طوری که با کاهش حداکثر دمای اواپراتور و نزدیک شدن به حداکثر ظرفیت خنک کننده، می توان به طراحی فشرده دست یافت.

وانگ و چوآ [29] در مطالعه ای به مدل سازی سیکل چیلر جذب سطحی با دو بستر جاذب پرداختند. آن ها این بار به بهبود مدل پارامتر فشرده، نتایج خود را با نتایج نمونه تجربی و مدل سازی قبلی خود مقایسه کردند. نتایج آن ها اختلاف حداکثر ۱۰٪ را در تخمین توان خنک کننده و ضریب عملکرد برای دو مدل سازی نشان می دهد. همچنین آن ها مدل پیشنهادی خود را ابزاری قوی برای طراحی و مطالعات صنعتی معرفی کردند.

¹ Specific Cooling Power (SCP)

پن و همکاران [8] به مطالعه آزمایشگاهی یک چیلر جذب سطحی سیلیکاژل - آب با دمای گرمای محرک پایین پرداخته است. طبق آزمایشات صورت گرفته دمای محرک بین $51/4^{\circ}\text{C} - 61/3^{\circ}\text{C}$ دارای ضریب عملکرد $0/285 - 0/477$ و توان خنک کننده $(W.kg-1)$ $71/2 - 108/4$ هنگامی که آب خنک کننده $^{\circ}\text{C}$ $18/8 - 22/4$ است.

رامی و همکاران [30] با استفاده از یک فوم آلومینیومی با تخلخل بالا در ذرات سیلیکاژل باعث افزایش قابل ملاحظه ای در هدایت حرارتی جاذب شده اند. نتایج آن ها نشان می دهد که تعداد 20 منفذ در هر اینچ فوم آلومینیوم باعث افزایش سطح می گردد که به واسطه آن مقدار توان خنک کننده برابر $(W.kg-1)$ 827 و مقدار ضریب عملکرد $0/75$ می باشد.

ای جوچی و همکاران [31] به محاسبه تخمین زمان بهینه چرخه بر مبنای پارامترهای چیلر جذب سطحی که هدف بدست آوردن ماکزیمم توان خنک کننده با کنترل زمان مناسب چرخه جذب سطحی می باشد، پرداخته اند. بر این اساس، تخمین بهینه زمان چرخه با ضریب تعیین $0/98$ با موفقیت نشان داده شد.

۲-۴ مروری بر تحقیقات پیشین سیستم های تولید همزمان -

چیلر جذب سطحی

آقای حقیقی و جعفری [32] یک سیستم خورشیدی جدید برای خنک کردن منفعل یک ساختمان را پیشنهاد می دهند. این سیستم از یک چیلر جذب سطحی با محرک اولیه خورشیدی، یک دودکش خورشیدی و یک کانال خنک کننده تشکیل شده است. سیستم به صورت تئوری شبیه سازی شده و درجه حرارت اتاق، رطوبت نسبی^۱ و تعویض هوا در ساعت^۲ مورد ارزیابی قرار می گیرد. علاوه بر این اثرات پارامترهای مختلف شامل شرایط محیطی، تقاضای خنک کننده اتاق، ابعاد دودکش خورشیدی و کانال خنک کننده اتاق و تعویض هوا در ساعت مورد مطالعه قرار می گیرد. نتایج نشان می دهد که سیستم مورد نظر قادر به ارائه تعویض هوا در ساعت مورد نیاز و حفظ دمای داخلی در محدودیت های آسایشی در هوای خشک و مرطوب است. همچنین مشخص شده است که تعویض هوا در ساعت در طول عملیات سیستم در هر تقاضای خنک نگه داشتن، تقریباً ثابت است. همچنین نشان داده شده است که پذیرش سه صفحات خنک کننده در کانال، کمترین دمای اتاق را فراهم می کند و استفاده از سه صفحه به جای آن، دمای اتاق را به میزان $26/8\%$ کاهش می دهد. علاوه بر این، مشخص شده است که سیستم پیشنهادی مصرف انرژی کمتری را در مقایسه با یک سیستم تهویه مطبوع اینورتر با همان قدرت خنک کننده، انرژی الکتریکی 37% کاهش می دهد.

¹ Relative humidity

² Air Change per Hour (ACH)

وو[33] یک سیستم جدید میکرو CCHP، که بر اساس دو بستر سیلیکاژل آب در چیلر جذب سطحی ساخته شده است، کار می‌کند. برای تشخیص ویژگی‌های چیلر در این سیستم، یک مدل گذارا از چیلر جذب سطحی توسعه یافته است. با توجه به مقایسه نتایج شبیه‌سازی شده و داده‌های تجربی، مدل ارائه شده عملکرد خوبی را در پیش بینی عملکرد چیلر با هر دو دمای ثابت و متغیر، منبع حرارت نشان می‌دهد. با تجزیه و تحلیل نتایج شبیه‌سازی شده، مشخص شده است که ظرفیت خنک‌کننده و ضریب عملکرد (COP) چیلر به طور قابل توجهی با میانگین و دبی تغییر بار الکتریکی و همچنین مقدار متوسط بار خنک‌کننده تحت تاثیر قرار می‌گیرد. مخزن آب همچنین تاثیر زیادی بر عملکرد خنک‌کننده نشان می‌دهد. برای به دست آوردن عملکرد بهتر چیلر، باید مخزن آب را زمانی که بار الکتریکی کم است یا میزان تغییر آن مثبت است استفاده شود و نباید زمانی استفاده شود که بار الکتریکی بالا باشد یا میزان تغییر آن منفی باشد. برای به دست آوردن عملکرد بهتر و زمان راه اندازی قابل قبول، یک مخزن آب ۵۰۰ لیتر توصیه می‌شود. علاوه بر این، برای به دست آوردن عملکرد بهتر و همچنین امنیت بالاتر، یک آکومولاتور سرد باید اتخاذ گردد.

کونگ و همکاران[34] یک بررسی تجربی از عملکرد یک سیستم تولید همزمان سرمایش، گرمایش و برق (CCHP) انجام داده است. سیستم میکرو CCHP با گاز طبیعی و گازوئیل با استفاده از یک ژنراتور مقیاس کوچک که توسط یک موتور گاز و یک چیلر جذب سطحی مقیاس کوچک در نظر گرفته شده است که دارای توان الکتریکی ۱۲ kW، میزان سرمایش ۹ kW و میزان گرمایش ۲۸ kW. سیلیکاژل-آب به عنوان جفت کاری در سیستم سرمایش جذب سطحی استفاده می‌شود. COP تبرید چیلر جذب سطحی بیش از ۰/۳ برای دمای بالای ۱۳ °C تبخیر است. آزمایشی طراحی شده و ساخته شده است که توضیحات بیشتری را ارائه می‌دهد که پلت فرم آزمایشگاه، بهتری را برای خنک کردن، گرمایش و تولید برق تولید می‌کند. روش تجربی این سیستم ارائه شده و نتایج مورد بحث قرار گرفته است. تجزیه و تحلیل انرژی در سیستم میکرو CCHP نیز انجام می‌شود. بازده کلی حرارتی و الکتریکی بیش از ۷۰٪ است.

گریزل و همکاران[35] کمترین حرارت اتلافی چرخه چیلر جذب سطحی جامد / بخار را با موفقیت طراحی و آزمایش کردند. یک مدل ساده توسعه یافته برای کمک به طراحی و پیش بینی عملکرد ارائه شده است. این سیستم شامل دو بستر جذب سطحی یکسان است که از فاز خارج می‌شود تا تولید مداوم سرما را تامین کند. یک بستر جذب سطحی شامل شش مبدل حرارتی صفحه / پره خودرو تجاری در دسترس که در آن، دانه‌های سیلیکاژل بین پرها قرار داده شده‌اند. سیستم توان ارسالی را در دمای ۱۲ °C و تراکم قدرت مورد آزمایش قرار داد. متوسط توان سرمایش ۳/۶ kW بود. این تنها ۷۲٪ از ارزش طراحی است و می‌تواند به طور عمده به جریان انتقال مایعات انتقال حرارت پایین از طریق بستر جذب سطحی نسبت داده شود. ضریب عملکرد، ۰/۶۲ بود و تراکم قدرت 17 kW m^{-3} ، برای سیستم به طور کلی بود. تراکم قدرت بیشتر، امکان پذیر است. در حال حاضر، چیلر جذب سطحی در یک سیستم تولید همزمان استفاده می‌شود که در یک ساختمان در تورین مورد آزمایش قرار گرفته است.

ژای و همکاران[36] در این مطالعه، یک سیستم تولید همزمان خورشیدی در مقیاس کوچک که شامل کلکتور خورشیدی سهمی‌وار، یک توسعه دهنده پیچی و چیلر جذب سطحی سیلیکاژل-آب و غیره، پیشنهاد و گسترده مورد بررسی قرار داده‌اند. سیستم دارای مزایای، استفاده از چرخه تولید انرژی در سطح پایین تر از انرژی خورشیدی می‌باشد و می‌تواند انرژی و قدرت حرارتی را برای مناطق بیرونی از راه دور فراهم کند. یک مطالعه موردی برای ارزیابی سالانه بازده انرژی و اگزرژی سیستم در منطقه شمال غربی چین انجام شد. یافته شده است که هر دو انرژی اصلی و اگزرژی از دست رفته در کلکتور (جمع کننده) سهمی‌وار قرار دارند، به ترتیب به $36/2\%$ و $70/4\%$ می‌رسند. همچنین یافته شده است که سیستم مورد مطالعه می‌تواند بازده تبدیل انرژی خورشیدی بیشتر نسبت به سیستم تولید انرژی حرارتی معمولی خورشیدی داشته باشد. بازده انرژی می‌تواند از $10/2\%$ به 58% افزایش یابد و بازده اگزرژی را می‌توان تا $15/2\%$ از $12/5\%$ درصد افزایش داد. علاوه بر این، تجزیه و تحلیل اقتصادی از نظر هزینه و دوره بازپرداخت^۱ انجام شده است. مطالعه نشان می‌دهد که دوره بازپرداخت سیستم پیشنهادی حدود ۱۸ سال تحت شرایط فعلی قیمت انرژی است. حساسیت تجزیه و تحلیل نشان می‌دهد که اگر دبی بهره به ۳ درصد یا افزایش قیمت انرژی تا ۵۰ درصد کاهش یابد، دوره بازپرداخت کمتر از ۱۰ سال خواهد بود.

۵-۲ معرفی کار حاضر

در تحقیق حاضر مدل‌سازی یک سیستم تولید همزمان که پاسخگوی مقدار بار حرارتی و برودتی و مقدار برق مصرفی مورد نیاز یک ساختمان مسکونی توسط نرم‌افزار Revit انجام شده است، پرداخته شده است که از یک موتور احتراق داخلی بنزینی به عنوان محرک اولیه و از یک چیلر جذب سطحی دو بستر سیلیکاژل-آب برای عملیات سرمایش استفاده شده است.

چیلر جذب سطحی به عنوان روشی جدید برای جایگزینی سیستم‌های تراکمی و جذب حجمی می‌باشد. از همین حیث، سیستم مورد بررسی دارای ترکیب جدیدی از سیستم‌های تولید همزمان می‌باشد که مورد بررسی قرار گرفته است. بدین منظور محرک اولیه متناسب با مقدار بار مورد نیاز ساختمان مربوطه ابتدا مدل‌سازی می‌شود و با استفاده از یک مبدل حرارتی گرمای اتلافی موتور مورد بازایی قرار می‌گیرد و از این انرژی برای میزان گرمایش و سرمایش مورد نیاز ساختمان مربوطه استفاده می‌گردد. و حال به بررسی رفتار چیلر جذب سطحی در حالت‌های مختلف که تاثیر بسزایی بر روی ضریب عملکرد و توان خنک‌کننده که دو پارامتر اساسی در تعیین ارزیابی عملکرد سیستم تبرید می‌باشند، پرداخته می‌شود که در زیر پارامترهای مورد بررسی آورده شده است:

- تغییرات دمای بستر جاذب در یک سیکل کاری
- مقدار جذب سیال عامل توسط جاذب در زمان‌های مختلف

¹ Payback Period (PP)

- تاثیر دمای آب گرم ورودی بر روی ضریب عملکرد و توان خنک کننده
- تاثیر دمای آب خنک کننده بر روی ضریب عملکرد و توان خنک کننده
- تاثیر دبی جرمی جریان آب گرم بر روی ضریب عملکرد و توان خنک کننده
- تاثیر زمان چرخه جذب و احیا بر روی ضریب عملکرد و توان خنک کننده
- بدست آوردن تخریب اگزرژی
- بدست آوردن بازده اگزرژی

بعد از بدست آوردن پارامترهای بالا که مختص چیلر جذب سطحی می باشد تاثیر پارامترهای تاثیرگذار مورد نظر را بر روی بازده کل و بازده اگزرژی کل سیستم تولید همزمان، در نظر گرفته می شود که عبارتند از:

- تاثیر دمای آب گرم ورودی بر روی بازده کل و بازده اگزرژی کل سیستم تولید همزمان
 - تاثیر دمای آب خنک کننده بر روی بازده کل و بازده اگزرژی کل سیستم تولید همزمان
 - تاثیر دبی جرمی جریان آب گرم بر روی بازده کل و بازده اگزرژی کل سیستم تولید همزمان
 - تاثیر زمان چرخه جذب و احیا بر روی بازده کل و بازده اگزرژی کل سیستم تولید همزمان
- و همچنین توضیحاتی در ارتباط با اصول کارکرد چیلر جذب سطحی داده شده است و سیکل تبرید جذب سطحی و فرآیندهای مربوط به مراحل مختلف آن که شامل بخش جذب و احیا می باشد که می توان گفت مبنای کار این چیلرها بر اساس همین دو فرآیند می باشد تشریح شده است، در ادامه معادلات حاکم با زوج کاری سیلیکاژل – آب آورده شده است و سپس نمودارهای حاصل از شبیه سازی مورد بحث قرار گرفته است و برای شبیه سازی از نرم افزار EES استفاده شده است.

فصل ۳: مدلسازی

۱-۳ مقدمه

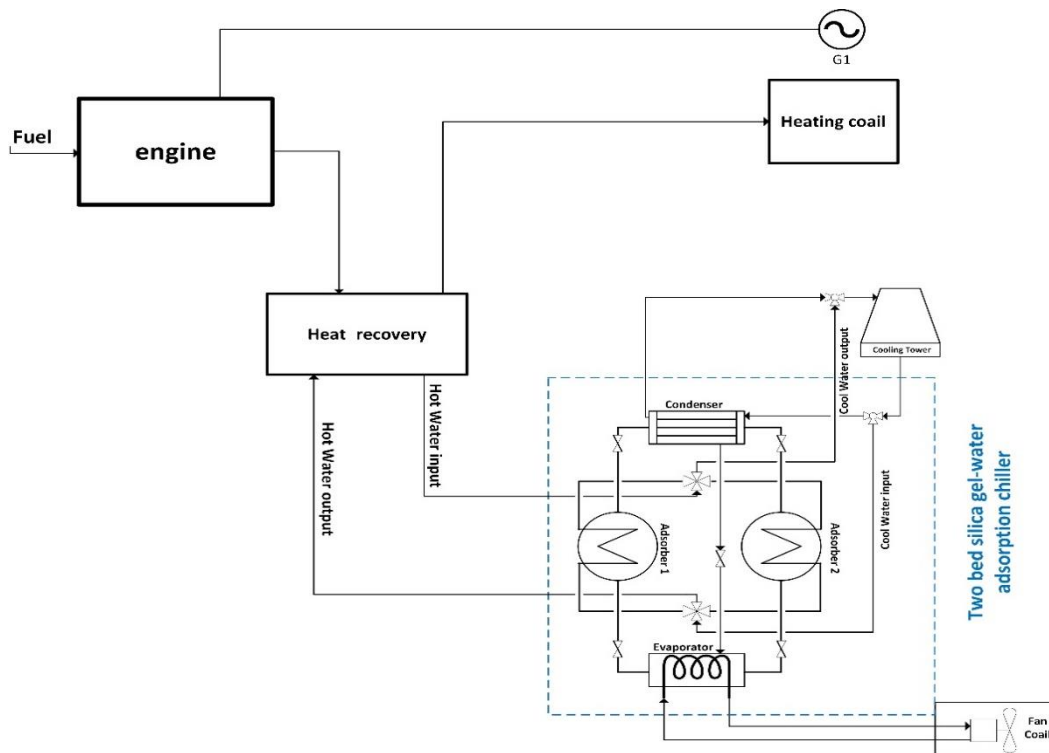
سیستم تولید همزمان سرمایش، گرمایش و قدرت مورد بررسی، تشکیل شده از یک موتور احتراق داخلی بنزینی به عنوان محرک اولیه و یک سیستم تبرید جذب سطحی دو بستر با جفت کاری سیلیکاژل-آب به عنوان دستگاه تامین کننده سرمایش. مقدار سرمایش و گرمایش ساختمان توسط نرم افزار Revit مدل سازی شده و مورد تحلیل قرار گرفته است. برای مدل سازی ترمودینامیکی و تحلیل انرژی و انرژی این سیستم از نرم افزار EES استفاده شده است. ابتدا توضیحاتی در ارتباط با مدل سازی ساختمان مربوطه داده می شود و سپس به روابط مدل سازی محرک اولیه پرداخته می شود و در نهایت به مدل سازی چیلر جذب سطحی پرداخته خواهد شد.

۲-۳ نحوه کارکرد سیستم تولید همزمان در نظر گرفته شده

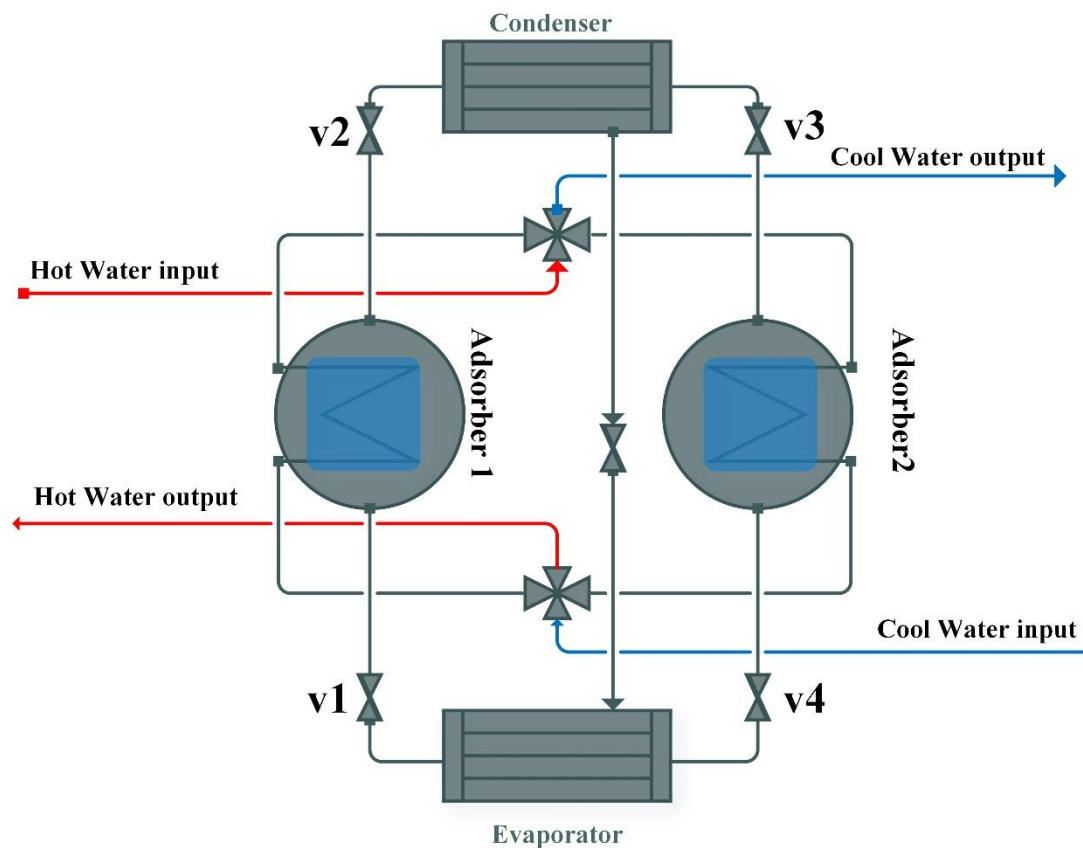
از یک موتور احتراق داخلی به عنوان محرک اولیه سیستم تولید همزمان استفاده شده است و همانطور که در شکل ۱-۳ مشخص است از توان مکانیکی موتور احتراق داخلی جهت تامین بار الکتریکی (برق مصرفی) ساختمان مورد نظر استفاده شده است و همچنین از حرارت اتلافی خروجی جهت تامین بار سرمایش و گرمایش استفاده می گردد. البته به این دلیل که آب چگالیده حاصل از فرآورده های احتراق معمولاً حاوی مقدار گازهای حل نشده است و لذا می تواند خیلی خورنده باشد، دمای فرآورده های احتراق را تا تخلیه به اتمسفر 10°C بالای دمای نقطه شبنم در نظر گرفته شد. سپس از یک مبدل حرارتی در خروجی موتور احتراق داخلی استفاده می کنیم و گرمای خروجی از مبدل حرارتی را با توجه به نیاز بار سرمایش و گرمایش به سمت کویل حرارتی و چیلر جذب سطحی هدایت می شود. با توجه به اینکه در تحقیق حاضر هدف بر روی سیستم سرمایش بیشتر متمرکز می باشد از توضیحات بیشتر روی نحوه عملکرد محرک اولیه و سیستم گرمایش خودداری می شود، هرچند توضیحاتی کامل را در ارتباط با نحوه عملکرد محرک اولیه در قسمت مدل سازی داده شده است.

با توجه به حرارت مورد نیاز جهت گرم کردن آب ورودی به بستر چیلر جذب سطحی که توسط حرارت اتلافی محرک اولیه تامین می شود و حکم کمپرسور حرارتی را دارد، مراحل کاری این سیستم را می توان با توجه به شکل ۲-۳ به چهار مرحله تقسیم بندی کرد. در مرحله اول شیرهای V_1, V_2, V_3, V_4 بسته هستند، در شروع این مرحله بستر شماره ۱ در کمترین دما و بستر شماره ۲ در بالاترین دمای سیکل قرار دارد. به کمک جریان آب گرم بستر شماره ۱ پیش گرم شده و توسط آب خنک کننده بستر شماره ۲ پیش سرد می شود. در نتیجه فشار بستر شماره ۱ افزایش و فشار بستر شماره ۲ کاهش می یابد. در پایان این مرحله فشار بستر شماره ۱ به فشار کندانسور و فشار بستر شماره ۲ به فشار اواپراتور می رسد. در مرحله دوم، شیرهای V_1, V_3 بسته و شیرهای V_2, V_4 باز هستند. بخار حاصل از تبخیر مبرد در اواپراتور وارد بستر شماره

۲ شده (فرآیند جذب) و در فشار ثابت اواپراتور جذب (سیلیکاژل) شده و حرارت حاصل از فرآیند جذب سطحی، توسط آب خنک‌کننده از بستر خارج می‌گردد. در بستر شماره ۱، جریان آب گرم موجب افزایش دمای بستر شده و مبرد جذب شده از جاذب جدا می‌شود (فرآیند احیا)، این بخار آزاد شده وارد کندانسور شده و در آنجا تبدیل به مایع می‌شود. در مرحله سوم، همانند مرحله اول، نقش بسترها توسط شیرهایی که در بین دو بستر قرار دارند عوض شده و کلیه شیرهای V_1, V_2, V_3, V_4 بسته می‌شوند. جریان آب خنک‌کننده وارد بستر شماره ۱ و جریان آب گرم وارد بستر شماره ۲ می‌شود، فشار بستر شماره ۱ در اثر کاهش دما پایین آمده و فشار بستر شماره ۲ افزایش می‌یابد. در پایان این مرحله فشار بستر شماره ۲ به فشار کندانسور و فشار بستر شماره ۱ به فشار اواپراتور می‌رسد. در مرحله چهارم و مرحله پایانی در بستر شماره ۱ فرآیند جذب و در بستر شماره ۲ فرآیند احیا صورت می‌گیرد. شیرهای V_2, V_4 بسته و شیرهای V_1, V_3 باز هستند. بخار حاصل از تبخیر مبرد در اواپراتور، در بستر شماره ۱ جذب شده و مبرد جذب شده در بستر شماره ۲ در اثر اعمال حرارت وارده از جاذب جدا می‌شود. در طی این مرحله فشار بستر شماره ۱ برابر فشار اواپراتور و فشار بستر شماره ۲ برابر فشار کندانسور می‌باشد. پس از پایان مرحله چهارم، سیکل کامل خواهد شد.



شکل ۱-۳: دیاگرام سیستم تولید همزمان مورد بررسی قرار گرفته



شکل ۲-۳: دیاگرام چیلر جذب سطحی مورد استفاده در شبیه سازی

۳-۳ محاسبه انرژی های مورد نیاز ساختمان

ساختمان مورد نظر یک ساختمان با کاربری مسکونی واقع در شهر تهران می باشد که نمای سه بعدی ساختمان در شکل ۳-۳ و مساحت و کاربری هر قسمت در شکل ۳-۴ قابل مشاهده می باشد. همچنین در جدول ۳-۱ مواد بکار رفته در دیوارهای خارجی با خواص حرارتی ارائه گردیده است. تعداد افراد در نظر گرفته شده ۴ نفر می باشند و برای محاسبات بارهای حرارتی و برودتی از نرم افزار Revit استفاده شده است. همچنین از داده های آب و هوایی خود نرم افزار استفاده شده است.



شکل ۳-۳: نمای سه بعدی ساختمان مسکونی



شکل ۳-۴: پلان ساختمان به همراه کاربری و مساحت هر قسمت

جدول ۱-۳: لایه‌ها و مشخصات حرارتی جدار خارجی ساختمان

ضخامت (cm)	ضریب هدایت حرارتی (w/m.k)	لایه
۵	۰/۵۴	آجر نما
۵	۱/۰۴۶	ملات ماسه و سیمان
۱	۰/۰۳۵	عایق
۱۷	۱/۳	بتن
۲	۰/۶۵	گچ

۱-۳-۳ محاسبه مقدار آب گرم مصرفی

برای محاسبه مقدار بار حرارتی که بابت آب گرم مصرفی به ساختمان تحمیل می‌شود، ابتدا باید مقدار آب گرم مصرفی تجهیزات بهداشتی را بدانیم و سپس طبق معادله ۳-۱ مقدار بار حرارتی آب گرم مصرفی را بدست آوریم [37]. جدول ۲-۳ تجهیزات استفاده شده برای ساختمان مورد نظر می‌باشد.

جدول ۲-۳: میزان مصرف آب گرم تجهیزات بهداشتی

GPH	تعداد	تجهیزات بهداشتی
۳	۱	توالت خصوصی
۱۰۰	۱	دوش
۱۵	۱	سینک ظرفشویی
۲۰	۱	ماشین ظرفشویی
۷۵	۱	ماشین رختشویی
۲۱۳		مجموع
۰/۳۵		ضریب تقاضا

(۳-۱)

$$Q_{DHW} = GPH * 0.35 * 8.33(140-60)$$

$\dot{Q}_{DHW}$ بار حرارتی آب گرم مصرفی بر حسب بی تی یو بر ساعت، GPH مقدار آب گرم مصرفی بر حسب گالن بر ساعت، ۸/۳۳ وزن مخصوص آب بر حسب پوند بر گالن

۲-۳-۲ محاسبه برق مصرفی

با در نظر گرفتن ۵۰ W به ازای هر متر مربع و همچنین ضریب همزمانی ۰/۶ و ضریب اطمینان محاسبه دیماند برق برابر ۳۰٪ مقدار برق مصرفی ساختمان طبق معادله ۲-۳ بدست می آید.

$$\dot{Q}_E = A * 50 * 0.6 * 1.3 \quad (2-3)$$

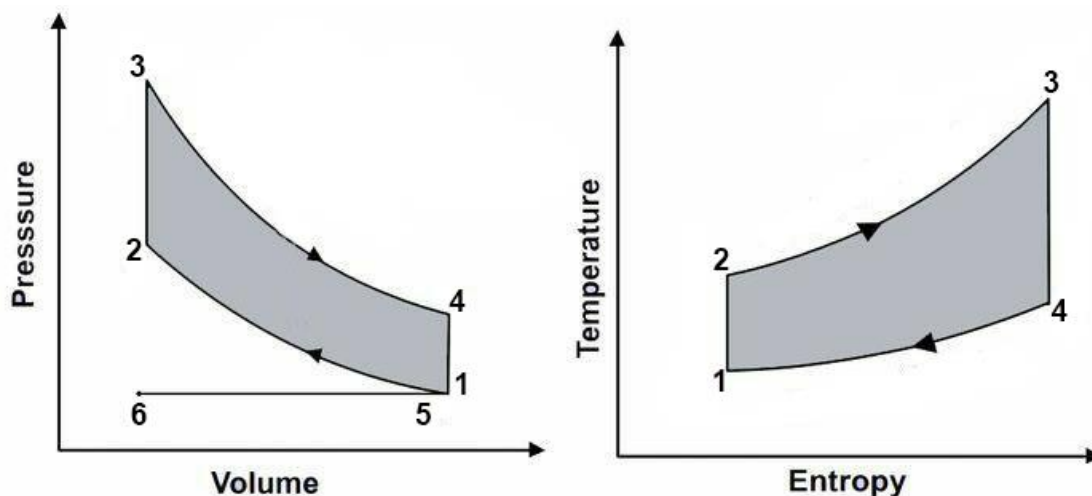
A مساحت ساختمان در نظر گرفته شده بر حسب m^2

۳-۴ فرضیات و روابط حاکم بر مدل سازی موتور احتراق داخلی

۳-۴-۱ فرضیات

برای مدل سازی موتور احتراق داخلی بنزینی از دو فرآیند حجم ثابت و دو فرآیند آیزونتروپیک مطابق شکل ۳-۵ در نظر گرفته شده است.

- حالت پایا در نظر گرفته شده است
- هوای ورودی و گازهای خروجی، گاز کامل فرض شده اند
- از تغییرات انرژی پتانسیل و جنبشی چشم پوشی شده است



شکل ۳-۵: چرخه استاندارد هوای موتور احتراق داخلی در نمودار دما - حجم مخصوص و دما - آنترپی

۳-۴-۲ مدل سازی

برای مدل سازی چرخه هوایی موتور احتراق داخلی ابتدا روابط ترمودینامیکی با توجه به شکل ۳-۵ برای فرآیندهای مختلف این چرخه آورده شده است:

فرآیند ۱-۶: ورود هوا در فشار ثابت P_0 در حالی که سوپاپ ورودی باز و سوپاپ خروجی، بسته است پیستون از نقطه مرگ بالا به سمت نقطه مرگ پایین می‌رود. که باعث افزایش حجم محفظه احتراق می‌شود و در سیلندر خلاء ایجاد می‌گردد. اختلاف فشار بین سیستم ورودی هوا و اتمسفر محیط، باعث رانده شدن هوا به داخل سیلندر می‌گردد. و از معادله ۳-۳ مقدار w_{6-1} بدست می‌آید [4].

$$(۳-۳)$$

$$w_{6-1} = P_0(v_1 - v_2)$$

فرآیند ۲-۱: مرحله تراکم آیزونتروپیک در این مرحله هنگامی که پیستون به نقطه مرگ پایین می‌رسد، سوپاپ ورودی بسته می‌شود و پیستون درحالی که تمام سوپاپ‌ها بسته هستند، به نقطه مرگ بالا برمی‌گردد، این عمل مخلوط سوخت و هوا را متراکم می‌کند که باعث افزایش فشار و دمای مخلوط در سیلندر می‌گردد [4].

برای مدل سازی این مرحله از معادلات ۳-۴ الی ۳-۱۰ استفاده می‌شود [4].

$$T_2 = T_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{k-1} = T_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{k-1} = T_1 (r_c)^{k-1} \quad (۴-۳)$$

$$P_2 = P_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^k = P_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^k = P_1 (r_c)^k \quad (۵-۳)$$

$$V_2 = V_{TDC} \quad (۶-۳)$$

$$q_{1-2} = 0 \quad (۷-۳)$$

$$w_{1-2} = \frac{(P_2 V_2 - P_1 V_1)}{1-k} = R \frac{(T_2 - T_1)}{1-k} = (u_1 - u_2) = c_v (T_1 - T_2) \quad (۸-۳)$$

$$r_c = \frac{V_{BDC}}{V_{TDC}} \quad (۹-۳)$$

$$k = \frac{c_p}{c_v} \quad (۱۰-۳)$$

r_c نسبت تراکم، V_{TDC} حجم در نقطه مرگ بالا، V_{BDC} حجم در نقطه مرگ پایین

فرآیند ۲-۳: ورود حرارت در حجم ثابت (احتراق) در این مرحله احتراق تا نقطه مرگ بالا کاملاً توسعه یافته است و تا زمانی که پاشش سوخت کامل شود و پیستون شروع به حرکت به سمت نقطه مرگ پایین کند، احتراق در حجم ثابت ادامه می‌یابد. برای مدل‌سازی این مرحله از معادلات ۳-۱۱ الی ۳-۱۷ استفاده می‌شود [4].

$$Q_{2-3}=Q_{in}=m_f Q_{HV} \eta_c = m_m c_v (T_3 - T_2) = (m_a + m_f) c_v (T_3 - T_2) \quad (۳-۱۱)$$

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_f Q_{HV} \eta_c \quad (۳-۱۲)$$

$\dot{m}_f$ دبی جرمی سوخت، η_c بازده احتراق که برابر با ۹۵ درصد در نظر گرفته شده است، $\dot{Q}_c$ مقدار انرژی محفظه احتراق

$$Q_{HV} \eta_c = (AF + 1) c_v (T_3 - T_2) \quad (۳-۱۳)$$

$$q_{2-3} = q_{in} = c_v (T_3 - T_2) = (u_3 - u_2) \quad (۳-۱۴)$$

$$w_{2-3}=0 \quad (۱۵-۳)$$

$$T_3=T_{\max} \quad (۱۶-۳)$$

$$P_3=P_{\max} \quad (۱۷-۳)$$

m_a جرم هوا، m_f جرم سوخت، η_c بازده احتراق، Q_{HV} ارزش حرارتی سوخت، AF نسبت هوا به سوخت

فرآیند ۳-۴: مرحله قدرت یا انبساط آیزونتروپیک با پایان یافتن مرحله احتراق، مرحله قدرت ادامه می‌یابد و پیستون به سمت نقطه مرگ پایین حرکت می‌کند. این مرحله، مرحله‌ای است که کار خروجی چرخه موتور تولید می‌گردد.
برای مدل‌سازی این مرحله از معادلات ۳-۱۸ الی ۳-۲۱ استفاده می‌شود [4].

$$T_4=T_3 \left(\frac{V_3}{V_4}\right)^{k-1}=T_3 \left(\frac{V_3}{V_4}\right)^{k-1} \quad (۱۸-۳)$$

$$P_4=P_3 \left(\frac{V_3}{V_4}\right)^k=P_1 \left(\frac{V_3}{V_4}\right)^k \quad (۱۹-۳)$$

$$w_{3-4}=\frac{(P_4V_4-P_3V_3)}{1-k}=R\frac{(T_4-T_3)}{1-k}=(u_3-u_4)=c_v(T_3-T_4) \quad (۲۰-۳)$$

(۲۱-۳)

$$q_{3-4}=0$$

فرآیند ۴-۵: دفع حرارت در حجم ثابت (خروج آبی گازها) در انتهای مرحله قدرت، سوپاپ خروجی باز شده و با خروج گازهای احتراق، کاهش فشار در سیلندر، آغاز می‌گردد. برای مدل‌سازی از معادلات ۲۲-۳ الی ۲۵-۳ استفاده می‌شود [4].

(۲۲-۳)

$$V_5=V_4=V_1=V_{BDC}$$

(۲۳-۳)

$$w_{4-5}=0$$

(۲۴-۳)

$$Q_{4-5}=Q_{out}=m_m c_v (T_5-T_4)=m_m c_v (T_1-T_4)$$

(۲۵-۳)

$$q_{4-5}=q_{out}=c_v (T_5-T_4)=c_v (T_1-T_4)=(u_5-u_4)$$

فرآیند ۵-۶: مرحله خروج گازها در فشار ثابت P_0 زمانی که پیستون به نقطه مرگ پایین می‌رسد، خروج آبی گازها پایان یافته است، اما سیلندر هنوز پر از گازهای احتراق در فشار تقریبی یک اتمسفر می‌باشد. در حالی که سوپاپ خروجی باز می‌باشد، پیستون در مرحله خروج گازها از نقطه مرگ پایین به سمت نقطه مرگ بالا حرکت می‌کند، این حرکت اکثر گازهای باقی مانده در سیلندر را خارج نموده و در فشار تقریبی یک اتمسفر، آن‌ها را به سیستم خروجی می‌فرستد.

با استفاده از معادله ۳-۲۶ مقدار w_{5-6} بدست می‌آید [4].

$$(۳-۲۶)$$

$$w_{5-6} = P_0 (v_6 - v_5) = P_0 (v_6 - v_1)$$

۳-۴-۲-۱ بازده حرارتی موتور احتراق داخلی

بازده حرارتی با استفاده از معادله ۳-۲۷ بدست می‌آید [4].

$$(۳-۲۷)$$

$$\eta_t = \frac{|w_{net}|}{|q_{in}|} = 1 - \left[\frac{|q_{out}|}{|q_{in}|} \right] = 1 - \left[\frac{c_v(T_4 - T_1)}{c_v(T_3 - T_2)} \right] = 1 - \frac{(T_4 - T_1)}{(T_3 - T_2)}$$

۳-۴-۲-۲ دمای گازهای خروجی

دمای گاز خروجی از موتور احتراق داخلی بنزینی طبق معادله ۳-۲۸ محاسبه می‌گردد [4].

$$(۳-۲۸)$$

$$T_{ex} = T_4 \left(\frac{P_{ex}}{P_4} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

۳-۴-۲-۳ کار اندیکاتوری

این کار در حقیقت کار داخل محفظه احتراق می‌باشد. و از رابطه ۳-۲۹ بدست می‌آید [4].

$$(۳-۲۹)$$

$$w = w_{3-4} + w_{1-2}$$

۳-۴-۲-۴ توان اندیکاتوری

توان اندیکاری موتور اتو طبق معادله ۳-۳۰ محاسبه می‌شود [4].

$$\dot{w}_i = \frac{w N}{2 \times 60} \quad (30-3)$$

N دور موتور بر حسب دور بر دقیقه

۳-۴-۲-۵ توان ترمزی

توان ترمزی که می‌توان گفت همان توان قابل دسترس می‌باشد با استفاده از معادله ۳-۳۱ محاسبه می‌شود [4].

$$\dot{w}_b = \eta_m \dot{w}_i \quad (31-3)$$

η_m بازده مکانیکی می‌باشد که ۸۵٪ در نظر گرفته شده است.

۳-۴-۲-۶ مبدل گرمایی

معادله انرژی در مبدل گرمایی با توجه به رابطه ۳-۳۲ محاسبه می‌گردد.

$$\dot{Q}_{HEX} = \dot{m}_{ex} (h_{ex} - h_{dp}) \quad (32-3)$$

۳-۴-۳ معادلات انرژی

با فرض ناچیز بودن تغییرات انرژی پتانسیل و جنبشی و همچنین در نظر گرفتن شرایط در حالت پایا از معادلات ۳-۳۳ الی ۳-۳۵ برای بدست آوردن معادلات موتور احتراق داخلی بنزینی استفاده می‌کنیم [38].

(33-3)

$$\dot{E}_{xQ} + \dot{W} = \sum_{out} \dot{m} (ex) - \sum_{in} \dot{m} (ex) + \dot{E}_{x_{dest}}$$

$$\dot{E}_{xQ} = \sum \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) \dot{Q} \quad (3-34)$$

$$ex = (h - h_0) - T_0 (s - s_0) \quad (3-35)$$

۱-۳-۴-۳ موتور احتراق داخلی بنزینی

اگررژي سوخت ورودی طبق معادله ۳-۳۶ بدست می‌آید [39].

$$\dot{E}_{x_{fuel}} = \dot{m}_f 1.0645 Q_{HV} \quad (3-36)$$

بازده اگررژي در موتور طبق معادله ۳-۳۷ بدست می‌آید.

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{W}_b}{\dot{E}_{x_{fuel}}} \quad (3-37)$$

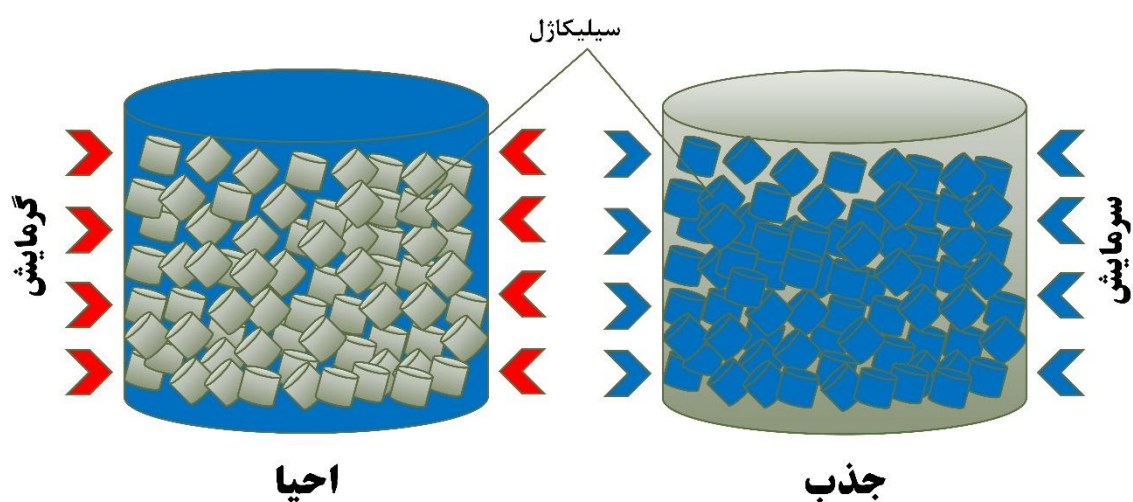
مقدار تخریب اگررژي در موتور از معادله ۳-۳۸ بدست می‌آید.

$$\dot{E}_{x_{dest}} = \dot{E}_{x_{fuel}} - \dot{W}_b \quad (3-38)$$

۳-۵ حالت جذب سطحی

هر فرآیند جذب سطحی نیاز به یک محیط جامد متخلخل (مواد جاذب) و مولکولهای مایع / گاز دارد تا بتواند حجم ریزه سوراخ^۱ها ماده جاذب را اشغال کند. جذب سطحی نتیجه ای از نیروهای منسجم از جمله نیروهای الکترواستاتیک و پیوند هیدروژنی در سطح جاذب است که مولکولهای جاذب را جذب می کند [40]. نیروهای جاذبه ناشی از جامد ممکن است از دو نوع اصلی، فیزیکی و شیمیایی باشند و به ترتیب جذب فیزیکی (یا "ون در والس"^۲) و جذب شیمیایی را ایجاد می کنند. مولکولهایی که از لحاظ فیزیکی به جامد جذب می شوند با استفاده از گرما همانطور که در شکل ۳-۶ نشان داده شده است می توانند آزاد شوند (احیا می شوند). بنابراین روند فرآیند برگشت پذیر است. نیروهای پیوند جذب شیمیایی بسیار بیشتر از جذب فیزیکی هستند، از این رو برای احیا مولکولها گرمای بیشتری لازم است. علاوه بر آن، پیوند شیمیایی منجر به تغییر در فرم شیمیایی ترکیبات جاذب شده و از این رو غیر قابل برگشت است. به همین دلیل، در بیشتر سیستمهای حرارتی که به صورت چرخه ای عمل می کنند، جذب فیزیکی انجام می شود [41].

بستر جاذب



شکل ۳-۶: فرآیند جذب و احیا در جاذب

^۱ Micropore

^۲ Van der Waals

۱-۵-۳ حرارت جذب سطحی

جذب سطحی یک فرایند گرمازا است، که معمولاً به عنوان "حرارت جرم ثابت جذب سطحی"^۱ گفته می‌شود. این نسبت تغییر نامتناهی در آنتالپی جذب به تغییر نامتناهی در مقدار جذب شده است. مقدار آزاد سازی گرما در درجه اول به مقدار نیروی وان‌دروالس بین جاذب و مبرد و گرمای نهان جذب شده بستگی دارد. حرارت جذب شده معمولاً ۳۰-۱۰۰٪ بیشتر از حرارت چگالش جذب شده است [41]. به طور کلی، جذب سطحی چگالش شده نسبت به فاز مایع قوی‌تر است. از این رو، اگر یک جاذب تازه و جاذب به صورت مایع به طور جداگانه در یک مخزن بسته وجود داشته باشد، انتقال جاذب از فاز مایع به جاذب به صورت بخار اتفاق می‌افتد. دمای مایع با افزایش دمای جاذب پایین می‌آید. تهویه مطبوع و تبرید از این پدیده برای به دست آوردن یک اثر خنک‌کننده استفاده می‌کنند [42].

۲-۵-۳ حالت تعادل جذب سطحی

میزان گاز یا بخار جذب شده در هنگام ایجاد تعادل در دما و فشار معین، تابعی از ماهیت جاذب و مبرد است. این از یک طرف شامل ساختار فیزیکی جاذب (مساحت سطح، اندازه، شکل و توزیع منافذ) و شکل شیمیایی آن و از سوی دیگر خصوصیات فیزیکی و شیمیایی مبرد است. جذب سطحی معمولاً از طریق ایزوترم^۲ها توصیف می‌شود، یعنی مقدار ماده جذب شده (مبرد) روی جاذب به عنوان تابعی از فشار آن (در صورت گاز) یا غلظت (در صورت مایع) در دمای ثابت است.

دو کلاس اصلی ایزوترم‌های جذب سطحی به صورت کلی وجود دارند:

- معادلات قابل کاهش با ایزوترم لانگمویر^۳
 - ایزوترم‌های ایجاد شده توسط معادله ایزوترم نمایی
- ایزوترم‌های لانگمویر به صورت رابطه ۳-۳۹ بیان می‌شود [43].

(۳-۳۹)

$$q = q^{\infty} \left(\frac{bP}{1+bP} \right)$$

¹ Isosteric heat of adsorption
isotherm^۲
Langmuir^۳

q مقدار جذب سطحی، q^∞ مقدار محدود کننده جذب سطحی، P فشار است، و پارامتر b ثابت وابستگی یا ثابت لانگمویر است. ثابت لانگمویر اندازه گیری میزان قدرتمند بودن یک مولکول مبرد جذب شده بر روی سطح است.

بسیاری از ایزوترم های تجربی شناخته شده همانند لانگمویر- فرندلیچ^۱، تعمیم یافته فرندلیچ مبتنی بر معادله قبلی ۳-۳۹ است.

ایزوترم نمایی از رابطه ۳-۴۰ پیروی می کند [43]:

$$q = q^\infty \exp \left\{ - \sum B_j \left[k_B T \ln \left(\frac{P_a}{P} \right) \right]^j \right\} \quad (3-40)$$

B_j ضرایب مستقل از دما هستند، k_B ثابت بولتزمن است و P_a پارامتر مرتبط به حداقل انرژی جذب سطحی است.

بسیاری از ایزوترم های تجربی شناخته شده همانند فرندلیچ کلاسیک^۲، دوبینین-رادوشکیوویچ^۳، دوبینین-آستاک هو^۴، فرندلیچ-دوبینین رادوشکیوویچ^۵ و غیره مبتنی بر معادله قبلی ۳-۴۰ است.

۳-۵-۳ جاذب و مبرد جذب شده

انتخاب جفت کاری مناسب جاذب و مبرد جذب شده برای سیستم خنک کننده جذب سطحی یک فرایند پیچیده است و به عوامل مختلفی بستگی دارد. از جمله جفت کارهایی که وجود دارد شامل سیلیکاژل / آب، کربن فعال / آب، کربن فعال / آمونیاک، زئولیت / آب و غیره هستند [44].

جاذب باید دارای مشخصات زیر باشد:

- ظرفیت جذب و احیا بالاتر (افزایش تراکم خنک کننده)
- هدایت حرارتی بالاتر (زمان چرخه را کاهش می دهد)
- ظرفیت حرارتی مخصوص پایین تر (زمان چرخه را کاهش می دهد)

^۱Langmuir-Freundlich

^۲Classical Freundlich

^۳Dubinin-Radushkevich

^۴Dubinin-Astakhov

^۵Freundlich-DubininRadushkevich

- سازگاری شیمیایی با مبرد انتخابی
- کم هزینه و در دسترس بودن

مبرد انتخابی باید دارای خصوصیات ترمودینامیکی و انتقال حرارتی مطلوبی باشد که این خصوصیات شامل موارد زیر است:

- ابعاد مولکولی باید به اندازه کافی کوچک باشد تا امکان جذب سطحی آسان فراهم شود
- رسانایی حرارتی بالا و پایداری حرارتی خوب
- ویسکوزیته کم ، گرمای مخصوص کم و گرمای نهان زیاد در واحد حجم
- غیر سمی، غیر قابل اشتعال ، بدون خوردگی و از نظر شیمیایی پایدار است
- فشار اشباع کم (کمی بالاتر از اتمسفر) در دمای عادی کار

۴-۵-۳ پیکربندی و عملکرد سیستم جذب سطحی

نمودار کلاپیرون^۱ سیکل چیلر جذب سطحی در شکل ۷-۳ نشان داده شده است که تغییرات دما و فشار را در داخل بستر جاذب نشان می‌دهد. این چرخه شامل یک مرحله احیا (مرحله گرمایش) و یک مرحله جذب (مرحله خنک کننده) است.

۱-۴-۵-۳ مرحله احیا (۱۲۳)

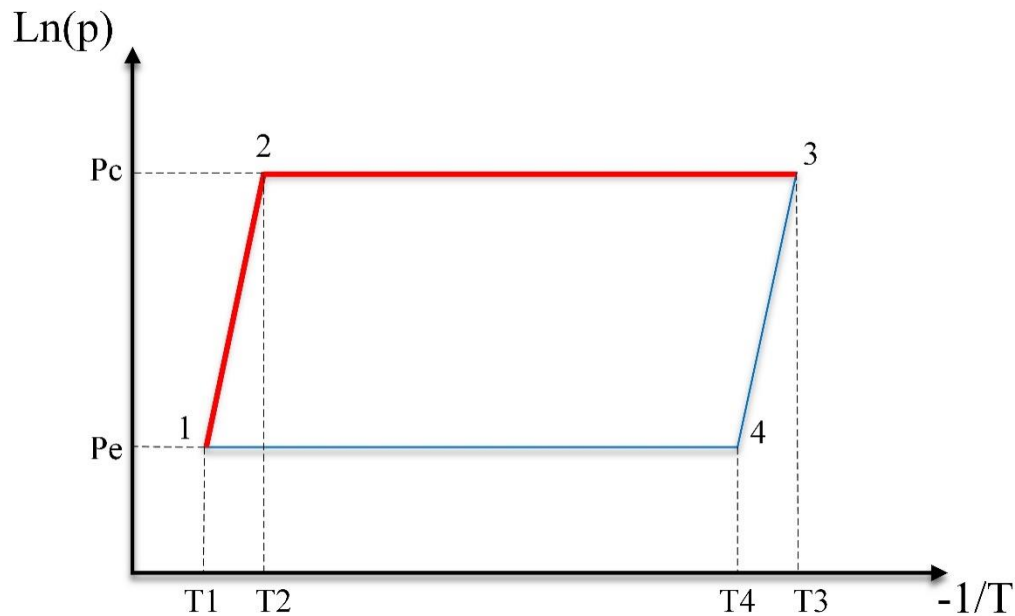
بستر جاذب توسط آب گرم، برای رساندن دما از T_1 تا T_3 گرم می‌شود. که این منبع گرمایی می‌تواند خورشید یا موتورهای احتراق داخلی و ... باشد. با افزایش دمای بستر جاذب ، فشار در بستر جاذب افزایش می‌یابد. هنگامی که فشار به فشار بخار اشباع آب در کندانسور می‌رسد ، شیر بین بستر جاذب و کندانسور باز می‌شود و بخار احیا شده در بستر جاذب در کندانسور متراکم (چگالیده) می‌شود. مایعات به طور مداوم از طریق شیر انبساط به درون اواپراتور جریان می‌یابد تا زمانی که درجه حرارت در جاذب به دمای T_3 برسد.

۲-۴-۵-۳ مرحله جذب (۳۴۱)

بستر جاذب به وسیله آب خنک کننده از T_3 به T_1 خنک می‌شود. با کاهش دمای بستر جاذب ، فشار در بستر جاذب کاهش می‌یابد. هنگامی که فشار به فشار بخار اشباع آب در اواپراتور می‌رسد

^۱ Clapeyron

، شیر بین بستر جاذب و اواپراتور باز می شود و بخار حاصل از اواپراتور در بستر جاذب جذب می شود تا اینکه درجه حرارت به T_1 در بستر جاذب برسد.



شکل ۷-۳: نمودار کلاپیرون چرخه جاذب سطحی

۳-۶ مدل سازی

- برای تنظیم مدل ریاضی سیستم فرض بر این است:
- توانایی خنک کننده کندانسور نامحدود است.
 - گرما اتلافی به محیط اطراف ناچیز است.
 - دما و فشار در بستر جاذب یکنواخت است.
 - گرمای جذب برابر مقدار ثابت $2800 \frac{kJ}{kg}$ فرض می شود.
 - اجرا فرآیندهای جذب و احیا به طور همزمان و زمان تعویض صفر انجام می گیرد.

معادله فرندلیچ [45] که توسط بسیاری از محققان توصیه می شود، معادله ۳-۴۱ می باشد که برای مدل سازی تعادل جذب سطحی حاضر از این معادله استفاده شده است.

$$q = q^{\infty} \left(\frac{P}{P_{sat}} \right)^{\frac{1}{k}} \quad (3-41)$$

q مقدار جذب شده است ، q^∞ مقدار محدود کننده جذب شده ، k ثابت ، P فشار بخار داخل بستر جاذب و P_{sat} فشار بخار اشباع در دمای مبرد. دمای مبرد در فاز بخار است که با دمای اواپراتور (در هنگام جذب) یا کندانسور (در احیا) تعریف می شود.

مقدار جذب شده (q) در مرحله احیا از معادله ۳-۴۲ پیروی می کند [27].

$$q = q^\infty \left(\frac{P_{sat}(T_c)}{P_{sat}(T_a)} \right)^{\frac{1}{k}} \quad (3-42)$$

T_a دمای داخل بستر جاذب و T_c دمای کندانسور است.

مقدار جذب شده (q) در مرحله جذب سطحی از معادله ۳-۴۳ پیروی می کند [27].

$$q = q^\infty \left(\frac{P_{sat}(T_e)}{P_{sat}(T_a)} \right)^{\frac{1}{k}} \quad (3-43)$$

T_e دمای اواپراتور است.

سیال (مایع) انتقال حرارت به بستر جاذب از معادله ۳-۴۴ استفاده می شود [27].

$$\dot{Q} = \dot{m}_w C_{pw} E (T_w - T_a) \quad (3-44)$$

$\dot{m}_w$ دبی جریان جرم، C_{pw} حرارت مخصوص، T_w دمای آب گرم یا آب خنک کننده

ضریب کارایی بستر جاذب از معادله ۳-۴۵ بدست می‌آید [27].

$$E = 1 - \exp \left[- \frac{UA_{ads}}{\dot{m}_w C_{pw}} \right] \quad (3-45)$$

U ضریب انتقال حرارت کلی و A_{ads} مساحت سطح بستر جاذب

۱-۶-۳ معادلات انرژی

۱-۶-۳-۱ در حالت احیا

معادله انرژی در حالت احیا برای چیلر از معادله ۳-۴۶ پیروی می‌کند [27].

$$[M_{am}C_{am} + M_{sg}(C_{sg} + qC_{pw})] \frac{dT_a}{dt} + M_{sg}H_{ads} \frac{dq}{dt} = \dot{Q} \quad (3-46)$$

M_{am} و C_{am} به ترتیب جرم و حرارت مخصوص متریال (فلز) بستر جاذب می‌باشد، M_{sg} و C_{sg} جرم و حرارت مخصوص جاذب (سیلیکاژل) می‌باشد، H_{ads} حرارت جرم ثابت جذب سطحی در جاذب (سیلیکاژل)

۱-۶-۳-۲ در حالت جذب

معادله انرژی در حالت جذب برای چیلر از معادله ۳-۴۷ پیروی می‌کند [27].

$$[M_{am}C_{am} + M_{sg}(C_{sg} + qC_{pw})] \frac{dT_a}{dt} + M_{sg}(H_{ads} + C_{pv}(T_e - T_a)) \frac{dq}{dt} = \dot{Q} \quad (3-47)$$

C_{pv} حرارت مخصوص بخار آب اشباع در دمای اواپراتور

۳-۶-۱-۳ در حالت پیش سرمایش و پیش گرمایش

معادله انرژی در حالت پیش سرمایش و پیش گرمایش برای چیلر از معادله ۳-۴۸ پیروی می کند [46].

$$[M_{am}C_{am} + M_{sg}(C_{sg} + qC_{pw})] \frac{dT_a}{dt} = \dot{Q} \quad (3-48)$$

دبی جرمی مبرد در سیکل از معادله ۳-۴۹ بدست می آید [27].

$$\dot{m}_{ref} = \frac{2M_{sg}(q_{conc} - q_{dil})}{t_{cycle}} \quad (3-49)$$

q_{conc} مقدار جذب در انتهای مرحله جذب سطحی، q_{dil} مقدار جذب در انتهای مرحله احیا، t_{cycle} زمان چرخه و در نظر گرفتن عدد ۲ به دلیل استفاده از دو بستر جاذب می باشد.

۳-۶-۱-۴ توان خنک کننده

ظرفیت یا توان خنک کننده در چیلر با توجه به معادله ۳-۵۰ بدست می آید [27].

$$\dot{Q}_{ref} = \dot{m}_{ref}(h_v(T_e) - h_f(T_c)) \quad (3-50)$$

میزان ورودی گرما در هر چرخه را می توان از معادله ۳-۵۱ بدست آورد [27].

$$\dot{Q}_{in} = (\dot{m}_{ref}H_{ads}) + \frac{(M_{am}C_{am} + M_{sg}(C_{sg} + q_{conc}C_{pw}))}{(t_{cycle}/2)} \times (T_{g1} - T_{a1}) \quad (3-51)$$

ترم اول معادله به دلیل گرمای جذب سطحی می‌باشد و ترم دوم معادله گرمای محسوس مورد نیاز برای گرم کردن متریال (فلز) بستر جاذب، جاذب (سیلیکاژل) و میرد (آب) جذب شده می‌باشد که T_{a1} دما در انتهای مرحله جذب و T_{g1} دما در انتهای مرحله احیا می‌باشد.

۳-۶-۱-۵ دمای آب گرم خروجی از بستر

دمای آب گرم خروجی از بستر از معادله ۳-۵۲ بدست می‌آید [47].

$$T_{hot.out} = T_a + (T_{hot} - T_a) \exp\left(\frac{-UA}{\dot{m}_w C_{pw}}\right) \quad (۳-۵۲)$$

۳-۶-۱-۶ دمای آب خنک‌کننده خروجی از بستر

دمای آب گرم خروجی از بستر از معادله ۳-۵۳ بدست می‌آید [47].

$$T_{cool.out} = T_a + (T_{cool} - T_a) \exp\left(\frac{-UA}{\dot{m}_w C_{pw}}\right) \quad (۳-۵۳)$$

۳-۶-۱-۷ ضریب عملکرد

از معادله ۳-۵۴ بدست می‌آید [27].

$$COP = \frac{\dot{Q}_{ref}}{\dot{Q}_{in}} \quad (۳-۵۴)$$

۳-۶-۲ معادلات انرژی

انرژی عبارت است از حداکثر کار مفید خروجی از یک سیستم که در حالت معینی قرار دارد و در طول یک فرآیند می‌تواند حاصل شود در صورتی که حالت نهایی حالت مرده باشد.

اگرژی می‌تواند مانند انرژی از یا به سیستم منتقل شود که به سه طریق حرارت، کار و جریان جرمی می‌تواند صورت گیرد.

با فرض ناچیز بودن تغییرات انرژی پتانسیل و جنبشی و در نظر گرفتن شرایط در حالت ناپایا و همچنین با توجه به این که فرآیند جذب سطحی، صرفاً ماهیت فیزیکی دارد از محاسبات اگرژی شیمیایی صرف‌نظر شده است.

موازنه اگرژی به صورت کلی و در حالت گذرا از رابطه ۳-۵۵ بدست می‌آید [38].

$$\dot{E}_{xQ} + \dot{W} = \sum_{out} \dot{m} (ex) - \sum_{in} \dot{m} (ex) + \dot{E}_{x_{dest}} + \frac{dEX}{dt} \quad (3-55)$$

تغییرات اگرژی از رابطه ۳-۵۶ قابل محاسبه می‌باشد [38].

$$EX = (u_2 - u_1) + p_0(v_2 - v_1) - T_0(s_2 - s_1) \quad (3-56)$$

انتقال اگرژی از طریق حرارت از رابطه ۳-۵۷ بدست می‌آید [38].

$$\dot{E}_{xQ} = \sum \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) \dot{Q} \quad (3-57)$$

انتقال اگرژی از طریق جریان‌های ورودی و خروجی از سیستم از رابطه ۳-۵۸ بدست می‌آید [38].

$$ex = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (3-58)$$

۱-۲-۶-۳ در حالت جذب

با توجه به در نظر گرفتن بستر جاذب در حالت جذب به عنوان حجم کنترل مورد بررسی قرار گرفته، تنها ورودی به بستر، بخار ورودی از اواپراتور می باشد. و همچنین $T_0 = T_{cool}$ و $T_H = T_{cool}$ می باشد، که همین امر باعث می شود مقدار انرژی حرارتی برابر با صفر گردد. روابط مربوط به انرژی در حالت جذب از معادلات ۳-۵۹ الی ۳-۶۴ استفاده شده است.

$$Ex_Q = 0 \quad (3-59)$$

$$p_0(v_2 - v_1) = 0 \quad (3-60)$$

$$\dot{W} = 0 \quad (3-61)$$

$$\Delta u = \int \left([M_{am} C_{am} + M_{sg} (C_{sg} + q C_{pw})] \frac{dT_a}{dt} \right) dt \quad (3-62)$$

$$\Delta s = \int \left(\frac{1}{T_a} [M_{am} C_{am} + M_{sg} (C_{sg} + q C_{pw})] \right) \frac{dT_a}{dt} dt \quad (3-63)$$

$$\Delta \varepsilon = \sum_{out} m(ex) - \sum_{in} m(ex) = - \left[\int \left(M_{sg} \frac{dq}{dt} [h_g(T_e, P_e) - T_0 S_g(T_e, P_e)] \right) dt \right] \quad (3-64)$$

در نهایت تخریب انرژی طبق معادله ۳-۶۵ بدست می آید.

$$\dot{E}x_{dest} = \Delta \varepsilon - (\Delta u - T_0 \Delta s) \quad (3-65)$$

۲-۲-۶-۳ در حالت احیا

با توجه به در نظر گرفتن بستر جاذب در حالت احیا به عنوان حجم کنترل مورد بررسی قرار گرفته، تنها خروجی، بخار مبرد جدا شده از بستر می‌باشد و همچنین در محاسبه انرژی حرارتی $T_0 = T_{cool}$ و $T_H = T_{hot}$ می‌باشد.

در این حالت از معادلات ۳-۶۶ الی ۳-۷۱ استفاده شده است.

$$Ex_Q = \left(1 - \frac{T_{cool}}{T_{hot}}\right) \int \left([M_{am} C_{am} + M_{sg} (C_{sg} + q C_{pw})] \frac{dT_a}{dt} + M_{sg} H_{ads} \frac{dq}{dt} \right) dt \quad (3-66)$$

$$p_0(v_2 - v_1) = 0 \quad (3-67)$$

$$\dot{W} = 0 \quad (3-68)$$

$$\Delta u = \int \left([M_{am} C_{am} + M_{sg} (C_{sg} + q C_{pw})] \frac{dT_a}{dt} \right) dt \quad (3-69)$$

$$\Delta S = \int \left(\frac{1}{T_a} [M_{am} C_{am} + M_{sg} (C_{sg} + q C_{pw})] \frac{dT_a}{dt} \right) dt \quad (70-3)$$

$$\Delta \varepsilon = \sum_{out} m (ex) - \sum_{in} m (ex) = \int \left(M_{sg} \frac{dq}{dt} [h_g(T_c, P_c) - T_0 S_g(T_c, P_c)] \right) dt \quad (71-3)$$

در نهایت از معادله ۷۲-۳ برای تخریب انرژی در حالت احیا استفاده می‌شود.

$$Ex_{dest} = Ex_Q - \Delta \varepsilon - (\Delta u - T_0 \Delta s) \quad (72-3)$$

۳-۶-۲-۳ در حالت پیش گرمایش

در این حالت ارتباط بستر با اواپراتور و کندانسور قطع می‌باشد و با در نظر گرفتن بستر جاذب به عنوان حجم کنترل و محاسبه انرژی حرارتی و تغییرات انرژی در این حالت می‌توان مقدار تخریب انرژی را بدست آورد.

در این حالت از معادلات ۷۳-۳ الی ۷۸-۳ استفاده شده است.

$$Ex_Q = \left(1 - \frac{T_{cool}}{T_{hot}} \right) \int \left([M_{am} C_{am} + M_{sg} (C_{sg} + q C_{pw})] \frac{dT_a}{dt} \right) dt \quad (73-3)$$

$$p_0(v_2 - v_1) = 0 \quad (74-3)$$

$$W = 0 \quad (75-3)$$

$$\Delta u = \int \left([M_{am} C_{am} + M_{sg} (C_{sg} + q C_{pw})] \frac{dT_a}{dt} \right) dt \quad (76-3)$$

$$\Delta s = \int \left(\frac{1}{T_a} [M_{am} C_{am} + M_{sg} (C_{sg} + q C_{pw})] \frac{dT_a}{dt} \right) dt \quad (77-3)$$

$$\Delta \varepsilon = \sum_{out} m(ex) - \sum_{in} m(ex) = 0 \quad (78-3)$$

تخریب انرژی در حال پیش گرمایش از معادله ۷۹-۳ استفاده می شود.

$$Ex_{dest} = Ex_Q - (\Delta u - T_0 \Delta s) \quad (79-3)$$

۴-۶-۲-۴ در حالت پیش سرمایش

در این حالت ارتباط بستر با اواپراتور و کندانسور قطع می باشد و همچنین انرژی حرارتی با توجه به اینکه دمای $T_0 = T_{cool}$ می باشد، برابر با صفر است و هیچ ورودی و خروجی جرم به بستر نداریم و تنها تغییرات انرژی برای این قسمت باید مورد محاسبه قرار گیرد.

در این حالت از معادلات ۸۰-۳ الی ۸۵-۳ استفاده شده است.

$$Ex_Q = 0 \quad (80-3)$$

$$p_0(v_2 - v_1) = 0 \quad (۸۱-۳)$$

$$W = 0 \quad (۸۲-۳)$$

$$\Delta u = \int \left([M_{am} C_{am} + M_{sg} (C_{sg} + q C_{pw})] \frac{dT_a}{dt} \right) dt \quad (۸۳-۳)$$

$$\Delta s = \int \left(\frac{1}{T_a} [M_{am} C_{am} + M_{sg} (C_{sg} + q C_{pw})] \frac{dT_a}{dt} \right) dt \quad (۸۴-۳)$$

$$\Delta \varepsilon = \sum_{out} m(ex) - \sum_{in} m(ex) = 0 \quad (۸۵-۳)$$

تخریب اگزورژی در حالت پیش‌سرمایش طبق معادله ۳-۸۶ بدست می‌آید.

$$Ex_{dest} = - (\Delta u - T_0 \Delta s) \quad (۸۶-۳)$$

۵-۲-۶-۳ بازده اگزورژی چیلر جذب سطحی

با توجه به تعریف بازده اگزورژی، برای چیلر جذب سطحی می‌توان گرمای ورودی را به عنوان اگزورژی ورودی و یا مصرفی در نظر گرفت و توان خنک‌کننده خروجی را به عنوان اگزورژی دریافتی در نظر گرفت و

از رابطه ۳-۸۷ قابل محاسبه می‌باشد [48].

$$\eta_{ex} = \frac{EX(\dot{Q}_{ref})}{EX(\dot{Q}_{in})} = \frac{\left(\frac{T_0}{T_e} - 1\right) \dot{Q}_{ref}}{\left(1 - \frac{T_0}{T_{hot}}\right) \dot{Q}_{in}} \quad (3-87)$$

۳-۶-۲-۶ بازده کل سیستم

برای بیان بازده کل سیستم تولید همزمان در نظر گرفته شده، می‌توان گفت که عبارت است از نسبت محصولات تولید شده توسط سیستم به انرژی ورودی به آن که توسط رابطه ۳-۸۸ تعیین می‌گردد.

$$\eta_{total} = \frac{\dot{Q}_{ref} + \dot{Q}_{heat} + \dot{w}_b}{\dot{Q}_c} \quad (3-88)$$

$\dot{Q}_{heat}$ گرمایش تولیدی، $\dot{Q}_{ref}$ سرمایش تولیدی، $\dot{w}_b$ توان خروجی

۳-۶-۲-۷ بازده انرژی کل سیستم

بازده انرژی یکی دیگر از پارامترهای ارزیابی سیستم می‌باشد که علاوه بر بحث انرژی مقدار کیفیت آن را مورد بررسی قرار می‌دهد چرا که بازده انرژی تفاوتی میان توان خروجی و بارگرمایش قائل نیست در صورتی که تفاوت عمده‌ای بین این دو می‌باشد و همان بحث کیفیت می‌باشد. بنابراین می‌توان آن را به عنوان یک شاخص بهتر برای ارزیابی سیستم مورد مطالعه قرار داد، که توسط رابطه ۳-۸۹ مورد محاسبه قرار می‌گیرد.

$$\eta_{EX,total} = \frac{\dot{EX}_{ref} + \dot{EX}_{heat} + \dot{w}_b}{\dot{EX}_{fuel}} \quad (3-89)$$

$\dot{EX}_{ref}$ انرژی بار سرمایش، $\dot{EX}_{heat}$ انرژی بار گرمایش، $\dot{EX}_{fuel}$ انرژی سوخت ورودی

فصل ۴ : ارائه نتایج

۴-۱ مقدمه

پس از نوشتن معادلات لازم برای مدل سازی موتور احتراق داخلی و چیلر جذب سطحی در فصل سوم، حال با استفاده از این معادلات و به کمک نرم افزار EES نتایج مورد بررسی قرار می گیرند. در ادامه ابتدا مقدار بار حرارتی و برودتی که توسط نرم افزار Revit انجام گرفته و همچنین مقدار بار حرارتی ناشی از آب گرم مصرفی و مقدار برق مصرفی ساختمان، آورده شده است. سپس نتایج موتور احتراق داخلی بنزینی مورد بررسی قرار می گیرد و نتایج چیلر جذب سطحی و پارامترهایی که بر عملکرد و توان خنک کننده چیلر تاثیرگذار هستند و همچنین تاثیرات این پارامترها را بر روی کل سیستم در نظر گرفته شده مورد ارزیابی قرار می دهیم.

۴-۲ نتایج

۴-۲-۱ نتایج ساختمان مورد مطالعه

در این بخش نتایج مربوط به محاسبات بارهای حرارتی و برودتی و بار حرارتی مربوط به آب گرم مصرفی و مقدار برق مصرفی آورده شده است.

۴-۲-۱-۱ نتایج بارهای حرارتی و برودتی

در جدول ۴-۱ شرایط آب و هوایی که در محاسبات مربوط به بارهای حرارتی و برودتی مورد استفاده قرار می گیرد آورده شده است (این اطلاعات از کتابخانه خود نرم افزار Revit گرفته شده است). و همچنین مقادیر بار حرارتی و برودتی گزارش شده توسط نرم افزار Revit در جدول ۴-۲ ارائه گردیده است. و در جدول ۴-۳ مقدار بار حرارتی و برودتی به تفکیک برای فضاهای تعریف شده آورده شده است.

جدول ۴-۱: اطلاعات آب و هوایی

Calculation Time	Wednesday, April 1, 2020 12:20 PM
Report Type	Standard
Latitude	35.69°
Longitude	51.42°
Summer Dry Bulb	39 °C
Summer Wet Bulb	24 °C
Winter Dry Bulb	-3 °C
Mean Daily Range	10 °C

جدول ۴-۲: محاسبات مربوط به بار حرارتی و برودتی

Inputs	
Building Type	Single Family
Area (m ²)	68
Volume (m ³)	254.36
Calculated Results	
Peak Cooling Total Load (kW)	7.27
Peak Cooling Month and Hour	August 5:00 PM
Peak Cooling Sensible Load (kW)	6.883
Peak Cooling Latent Load (kW)	0.387
Maximum Cooling Capacity (kW)	7.27
Peak Cooling Airflow (L/s)	423.5
Peak Heating Load (kW)	6.387
Peak Heating Airflow (L/s)	526.8
Checksums	
Cooling Load Density (W/m ²)	106.91
Cooling Flow Density (L/(s·m ²))	6.23
Cooling Flow / Load (L/(s·kW))	58.26
Cooling Area / Load (m ² /kW)	9.35
Heating Load Density (W/m ²)	93.93
Heating Flow Density (L/(s·m ²))	7.75

جدول ۴-۳: بار حرارتی و برودتی فضاهای ساختمان به تفکیک

Space Name	Area (m ²)	Volume (m ³)	Peak Cooling Load (kW)	Peak Heating Load (kW)
1 Bed Room1	9	34.48	2.568	1.308
4 Bed Room2	7	22.97	0.937	0.983
2 WC	2	6.83	0.103	0.209
3 Bath	3	11.14	0.159	0.321
5 Kitchen	8	30.67	1.917	1.187
6 Saloon	39	148.27	2.367	2.379

۴-۲-۱-۲ نتایج بار حرارتی آب گرم مصرفی و مقدار برق مصرفی ساختمان

در جدول ۴-۴ مقدار بار حرارتی مربوط به آب گرم مصرفی با توجه به فرمول ۱-۳ در فصل سوم و برق مصرفی ساختمان با توجه به فرمول ۲-۳ مورد محاسبه قرار گرفته است.

جدول ۴-۴: بار حرارتی آب گرم مصرفی و برق مصرفی ساختمان

آب گرم مصرفی kW	برق مصرفی kW
۱۴/۵۶	۴

۴-۲-۲ نتایج مدل سازی موتور احتراق داخلی بنزینی

در جدول ۴-۵ مشخصات موتور احتراق داخلی شبیه سازی شده آورده شده است که به واسطه این مشخصات و فرمول های ارائه شده در فصل ۳، مدل سازی اولیه موتور احتراق داخلی بنزینی انجام می گیرد و سپس در جدول ۴-۶ مقادیر بدست آمده از این شبیه سازی ارائه شده است.

جدول ۴-۵: مشخصات موتور احتراق داخلی بنزینی [49]

نسبت تراکم	۸/۷ : ۱
دور موتور RPM	۳۰۰۰
ارزش حرارتی پایین سوخت kJ/kg	۴۴۳۰۰
قطر داخلی سیلندر mm	۸۴/۱
فاصله جابه جایی mm	۸۰
تعداد سیلندر	۴

جدول ۴-۶: مقادیر خروجی شبیه‌سازی موتور احتراق داخلی

۱۰۴۳	دمای گاز های خروجی K
۳/۰۷۸	کار اندیکاتوری kJ
۶۷/۹۷	توان اندیکاتوری kW
۵۴/۸	توان خروجی kW
۶۷/۸۱	انرژی خروجی kW

با توجه به چگونگی جریان انرژی و انرژی در محرک اولیه، بازده قانون اول، قانون دوم و تخریب انرژی در موتور محاسبه شده است که در جدول ۴-۷ قابل مشاهده می‌باشد.

جدول ۴-۷: بازده قانون اول، قانون دوم و تخریب انرژی در موتور احتراق داخلی

اجزا	بازده قانون اول %	بازده قانون دوم %	تخریب انرژی kW
موتور	۴۰/۵	۳۶/۱۳	۹۷/۰۲

همچنین انرژی جریانی سوخت ورودی به موتور احتراق داخلی با توجه به فرمول ۳-۳۶ محاسبه شده است که برابر با ۱۵۱/۹ kW می‌باشد.

و همچنین به منظور درک بهتر، تحلیل انرژی را نسبت به انرژی سوخت ورودی هم مورد بررسی قرار دادیم، که بیشترین سهم تخریب مربوط به موتور با ۶۳/۸۷ % سپس توان خروجی موتور با ۳۶/۰۷ % می‌باشد.

۳-۲-۴ نتایج بازیابی گرما

آب چگالیده حاصل از فرآورده‌های احتراق معمولاً حاوی مقدار گازهای حل نشده است و لذا می‌تواند خیلی خورنده باشد. به این دلیل، دمای فرآورده‌های احتراق را تا تخلیه به اتمسفر بالای نقطه شبنم در نظر می‌گیرند. در مدل‌سازی حاضر 10°C دما را بالاتر از دمای نقطه شبنم در نظر گرفته شد. با توجه به این مطلب برای سوخت بنزین با فرمول شیمیایی C_8H_{18} ، دمای اشباع متناظر با فشار جزئی بخار آب که همان دمای نقطه شبنم می‌باشد بدست می‌آید.

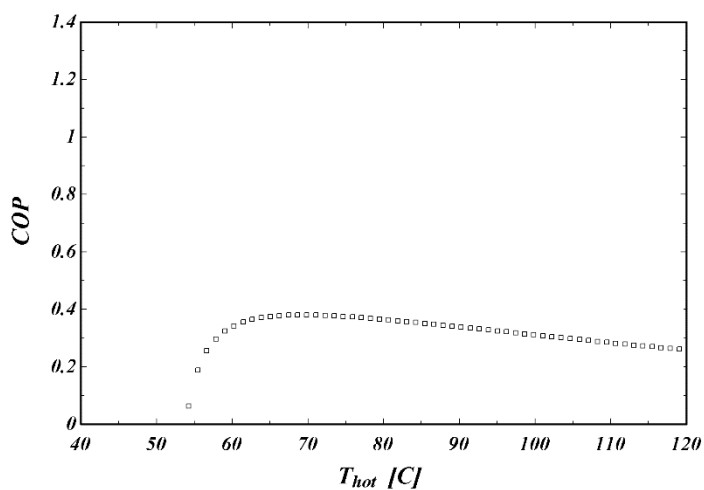
در جدول ۴-۸ مشخصات مبدل مربوطه داده شده است.

جدول ۸-۴: مشخصات ترمودینامیکی مبدل حرارتی

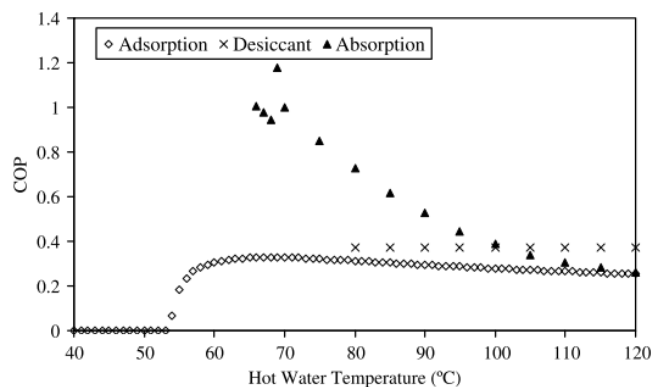
انتقال حرارت kW	۴۱/۰۳
فشار جزئی بخار آب kPa	۱۴
دمای ورودی به مبدل k	۱۰۴۳
دمای خروجی از مبدل k	۳۳۷/۶
دبی جرمی kg/s	۰/۰۵۱۵

۴-۲-۴ اعتبار سنجی چیلر جذب سطحی

پس از بدست آوردن نتایج بخش مربوط به محرک اولیه حال به بررسی سیستم سرمایش یعنی چیلر جذب سطحی می‌پردازیم و ابتدا مدل‌سازی خود را با مدل‌سازی مقاله گوپتا و همکاران [27] اعتبار سنجی می‌کنیم که در این مقاله مقدار ضریب عملکرد بر حسب مقدار آب گرم ورودی به بستر بررسی شده است که نتایج بدست آمده در شکل ۴-۱ آورده شده است.



مدل سازی حاضر



مقاله گوپتا

شکل ۴-۱: تاثیر دمای آب گرم ورودی بر ضریب عملکرد

۴-۲-۵ نتایج مدل سازی چیلر جذب سطحی

پس از اعتبار سنجی چیلر جذب سطحی، حال به بررسی نتایج بدست آمده از معادلات مربوط به فصل ۳، که با نرم افزار EES کد آن نوشته شده است می پردازیم. در جدول ۴-۹ مقادیر فیزیکی که برای شبیه سازی مورد استفاده قرار گرفته است، آورده شده است و همچنین در جدول ۴-۱۰ دماهای مورد استفاده در شبیه سازی، آورده شده است.

جدول ۴-۹: مقادیر فیزیکی مورد استفاده برای شبیه سازی [27]

واحد	مقدار	پارامتر
$\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{k}}$	۰/۴۴۸	C_{am}
kg	۲۰	M_{am}
kg	۷	M_{sg}
$\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{k}}$	۰/۹۲۰	C_{sg}
$\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$	۲۸۰۰	H_{ads}
$\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{k}}$	۰/۷۰۵	C_{pv}
$\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{k}}$	۴/۲	C_{pw}
s	۴۸۰	t_{cycle}
$\frac{\text{kw}}{\text{k}}$	۱	UA_{ads}
$\frac{\text{kg}}{\text{kg}}$	۰/۳۵۵	q^{∞}
–	۰/۷۹	k
$\frac{\text{kg}}{\text{s}}$	۰/۴	m_{w}

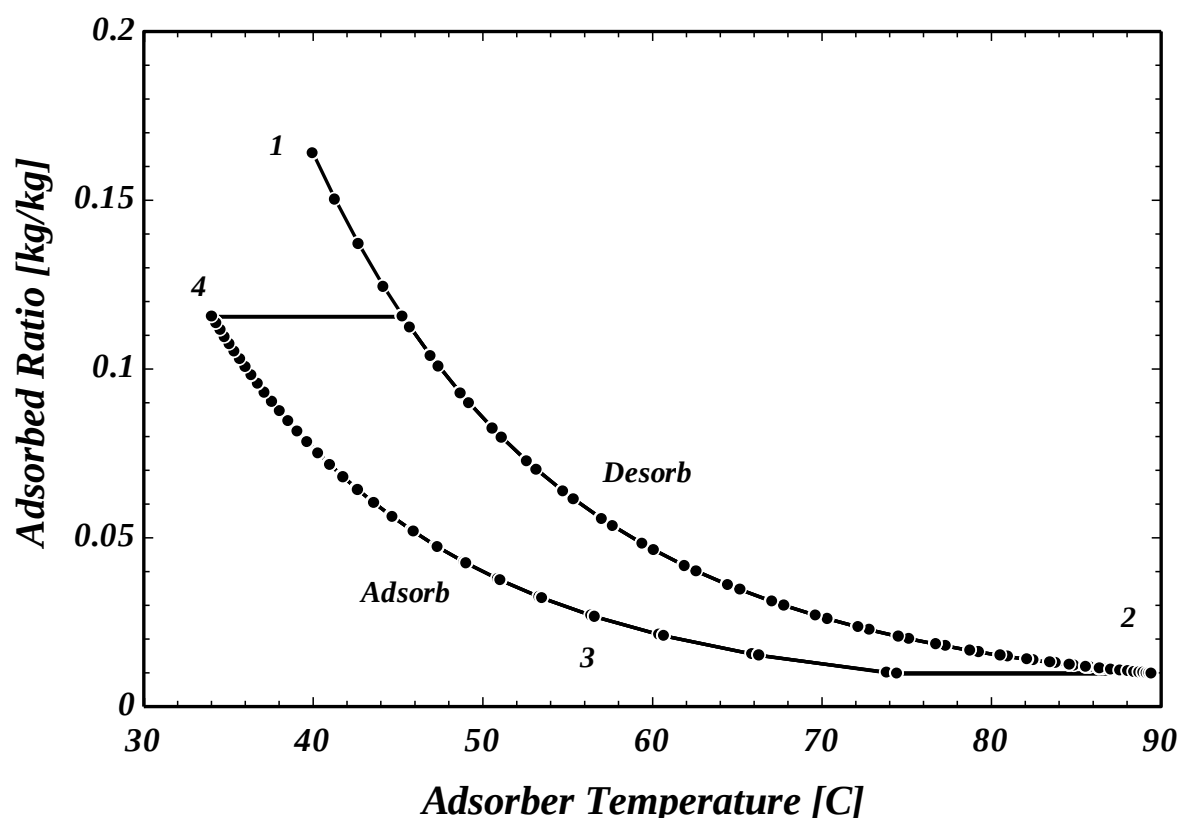
جدول ۴-۱۰: دماهای مورد استفاده در شبیه سازی

واحد	مقدار	پارامتر
°C	۱۹	T_e
°C	۲۹	T_c

$T_{w.cool}$	۲۷	°C
$T_{w.hot}$	۹۰	°C

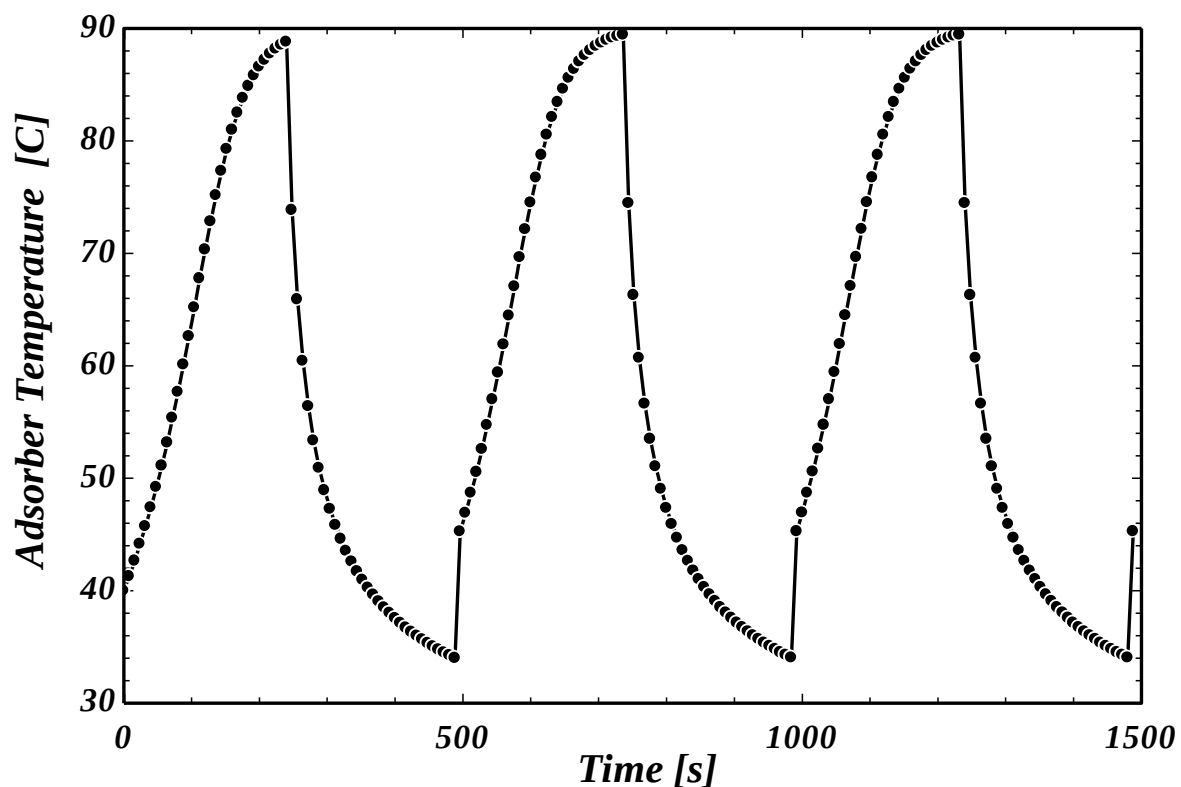
۱-۵-۲-۴ نمودارهای حاصل از شبیه‌سازی

در شکل ۲-۴ مقدار سیال عامل جذب و احیا شده توسط ذرات جاذب تحت تاثیر دمای بستر جاذب نشان داده شده است. همانطور که در شکل نمایان است با ورود سیال، گرما به سیستم از نقطه ۱، عملیات احیا شروع شده تا زمانی که به نقطه دو، پایان مرحله احیا می‌رسد، تمام سیال عامل جذب شده توسط ذرات جاذب احیا شده و مقدارش نزدیک به صفر می‌رسد و ذرات جاذب خالی از سیال عامل شده است. از نقطه ۳ با ورود سیال سرد فرآیند جذب شروع می‌شود تا زمانی که به نقطه ۴ که پایان مرحله جذب است، می‌رسد مجدداً ذرات جاذب، سیال عامل را به خود جذب می‌کند.



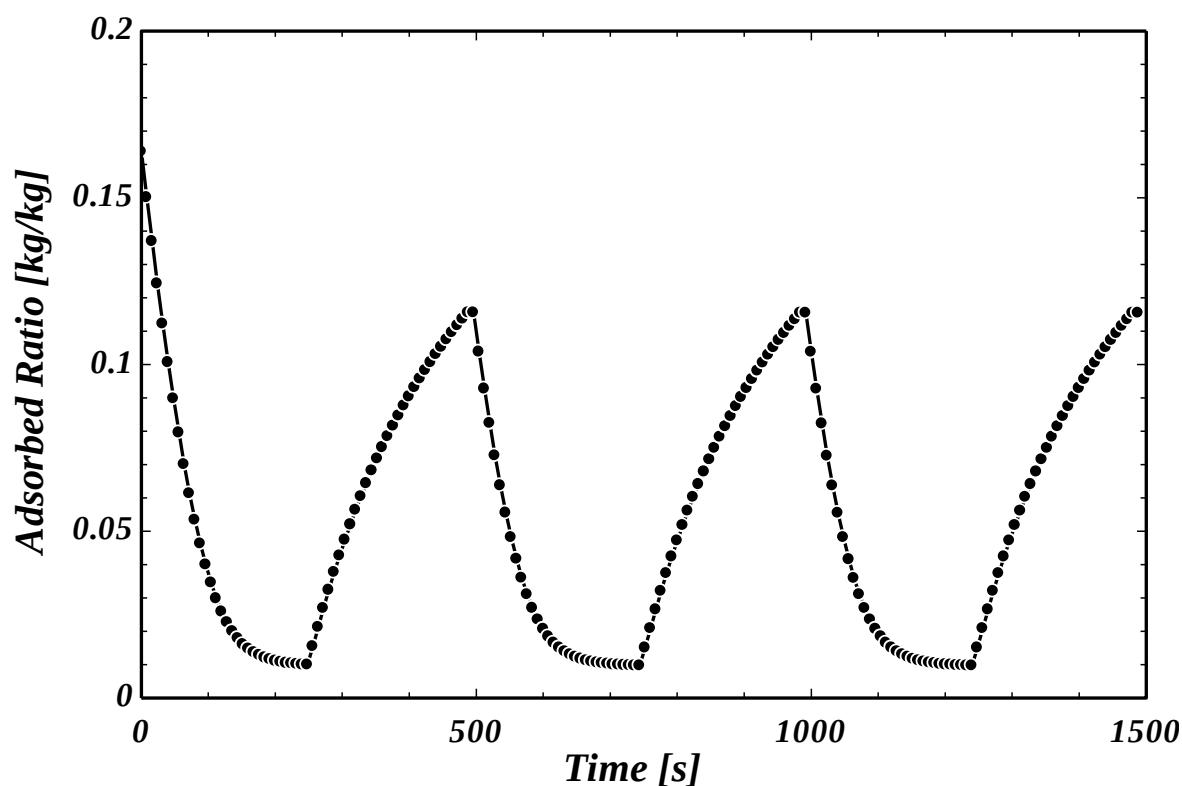
شکل ۲-۴: مقدار سیال عامل جذب و احیا شده تحت تاثیر دمای بستر

در شکل ۳-۴ تغییرات دمای بستر جاذب در یک سیکل کاری نشان داده شده است. بررسی تغییرات دمای بستر نشان می‌دهد، در زمانی که شیرهای ارتباطی بین کندانسور و اواپراتور بسته است یعنی زمان سرمایش و گرمایش جرم ثابت دمای بستر با شیب زیادی تغییر می‌کند، پس از گذشت از این مرحله و شروع فرآیند احیا یا جذب، شیرهای ارتباطی به ترتیب با کندانسور و اواپراتور باز شده و دمای بستر به آرامی تغییر می‌کند.



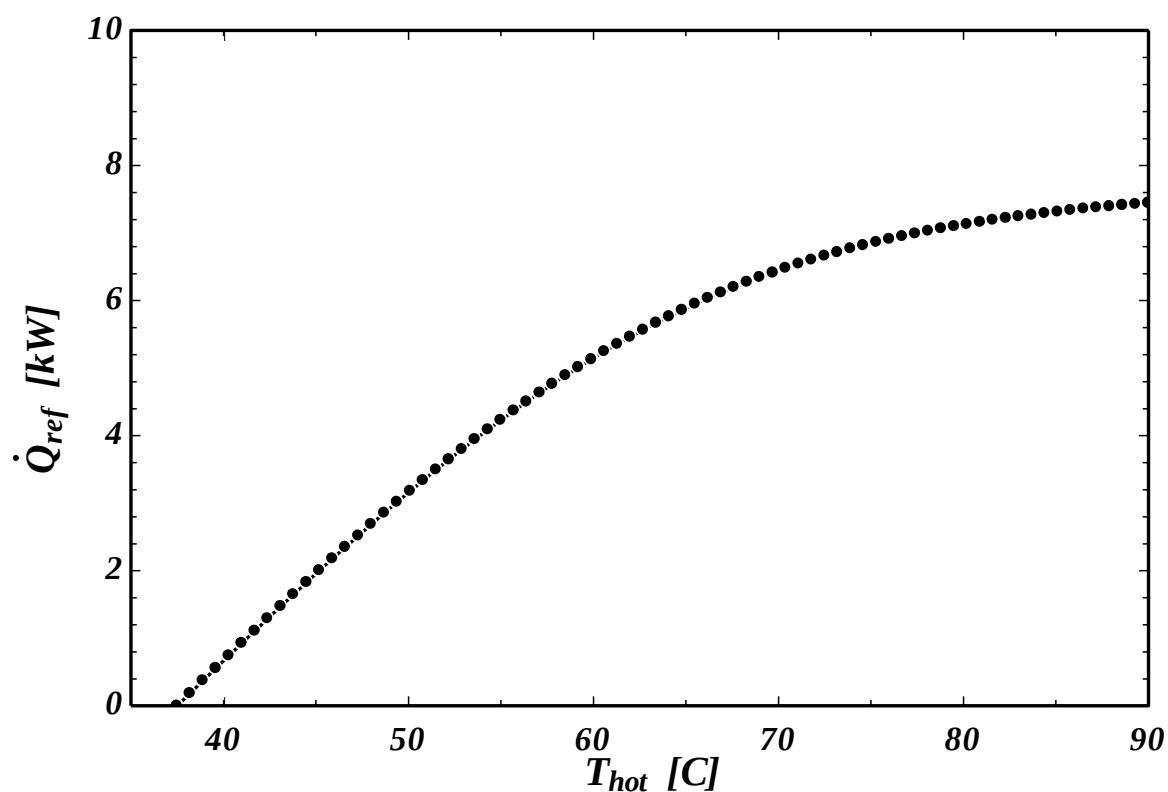
شکل ۳-۴: تاثیر دمای بستر جاذب در سه سیکل کاری

یکی از پارامترهای بسیار تاثیرگذار در عملکرد چیلرهای جذب سطحی مقدار جذب سیال عامل در ذرات جاذب است. برای این منظور مقدار جذب در زمان‌های مختلف در شکل ۴-۴ نشان داده شده است و با توجه به این که فشار در اواپراتور پایین تر از فشار در کندانسور است معمولاً زمان جذب را بیشتر در نظر می‌گیرند هر چند در شبیه‌سازی انجام شده به دلیل تعداد دوبستر، زمان در نظر گرفته شده را برای حالت جذب و احیا برابر در نظر گرفته می‌شود. همانطور که در شکل مشخص می‌باشد بعد از عملیات پیش سرمایش یا همان سرمایش جرم ثابت (انحنا قسمت پایین) تا تکمیل شدن حالت جذب و رسیدن به پیش گرمایش یا همان حالت گرمایش جرم ثابت (انحنا قسمت بالا) در شکل نمایش داده شده است.



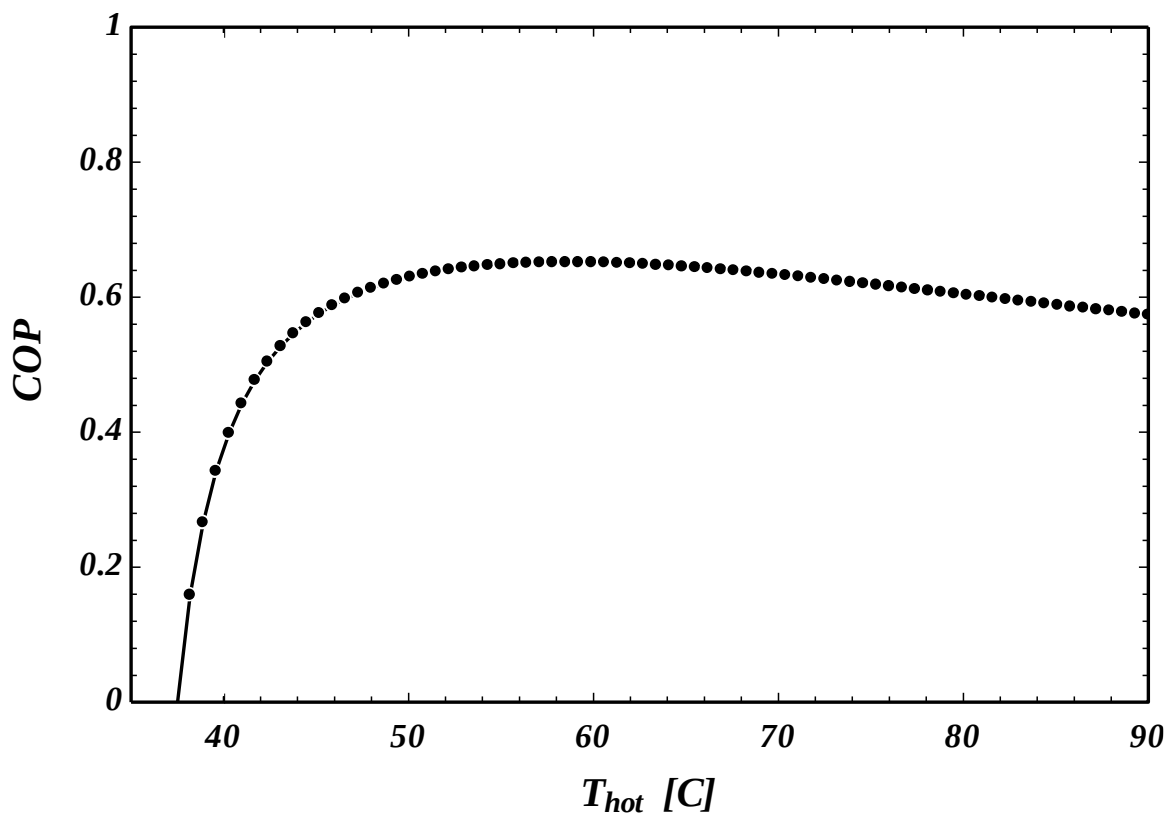
شکل ۴-۴: مقدار جذب سیال عامل توسط جاذب در زمان‌های مختلف

شکل ۴-۵ تغییر توان خنک‌کننده چیلر را با توجه به دمای آب گرم ورودی نشان می‌دهد. و با توجه به شکل می‌توان به این نتیجه رسید که با افزایش دمای آب گرم ورودی، توان خنک‌کننده افزایش می‌یابد و با توجه به این که توان خنک‌کننده بر خلاف ضریب عملکرد به حرارت کل ورودی وابسته نیست، نرخ افزایش آن با بالا رفتن دمای آب گرم کاهش نمی‌یابد.



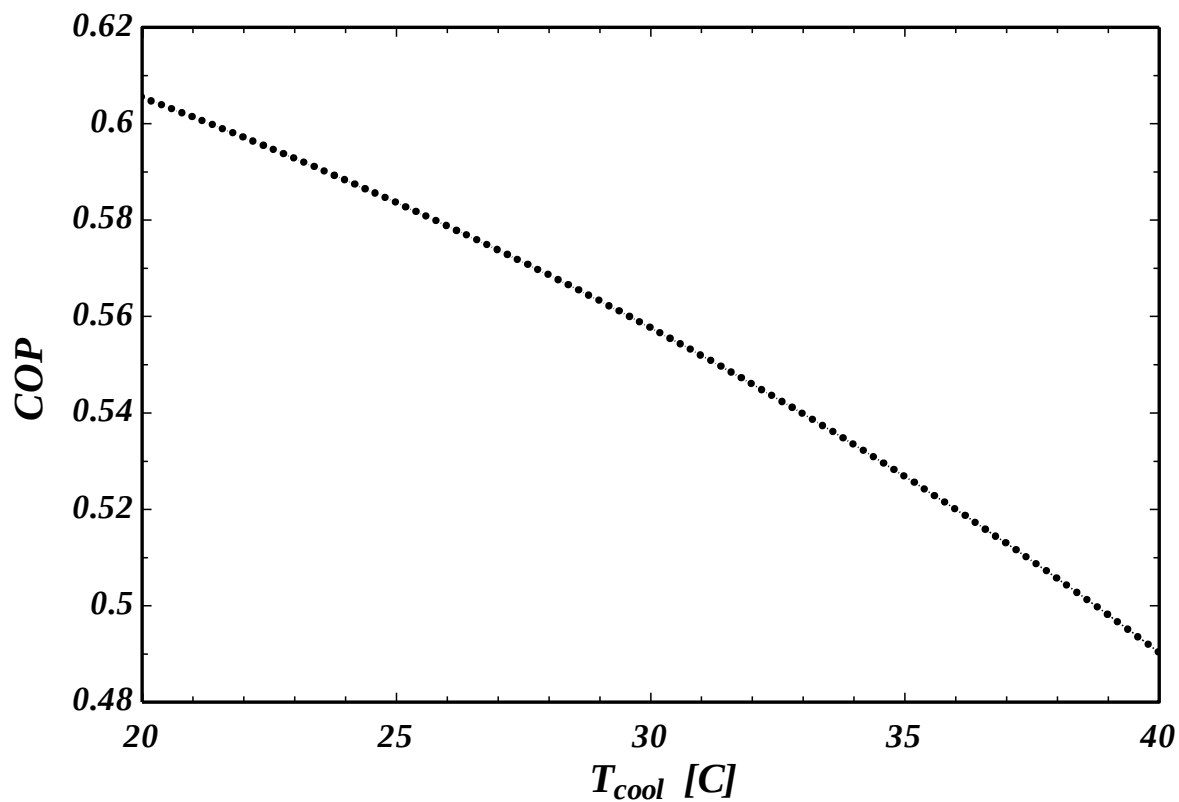
شکل ۴-۵: تاثیر دمای آب گرم بر روی توان خنک کننده

شکل ۴-۶ تغییر ضریب عملکرد چیلر را با توجه به دمای آب گرم ورودی نشان می دهد. با توجه به شکل می توان به این نتیجه رسید که با افزایش دمای آب گرم، ضریب عملکرد هم افزایش می یابد و دلیل آن، افزایش جرم سیال احیا شده است که باعث افزایش ظرفیت جذب مواد جاذب در مرحله جذب می شود.



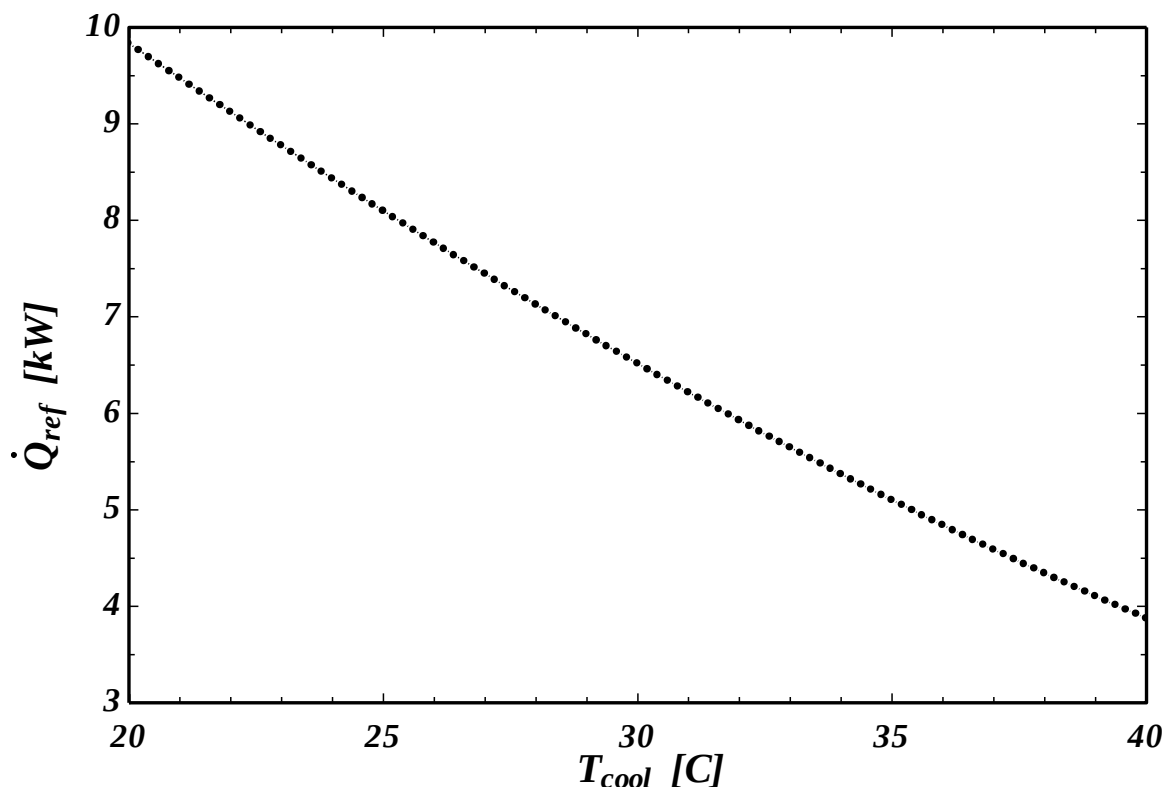
شکل ۴-۶: تاثیر دمای آب گرم بر روی ضریب عملکرد

با افزایش دمای آب خنک کننده ضریب عملکرد سیستم کاهش می یابد همانطور که در شکل ۴-۷ مشاهده می شود. ضریب عملکرد در اثر افزایش دمای آب خنک کننده توسط دو عامل تحت تأثیر قرار می گیرد. از یک طرف توان خنک کننده کاهش می یابد، و از طرف دیگر مقدار گرمای محرک مورد نیاز برای گرم کردن محسوس بستر جاذب از حالت جذب تا دمای احیا نیز کاهش می یابد. کاهش ضریب عملکرد حاکی از تسلط عامل اول بر روی عامل دوم است. یعنی توان خنک کننده نسبت به افزایش دمای آب خنک کننده حساسیت بیشتری نشان می دهد.



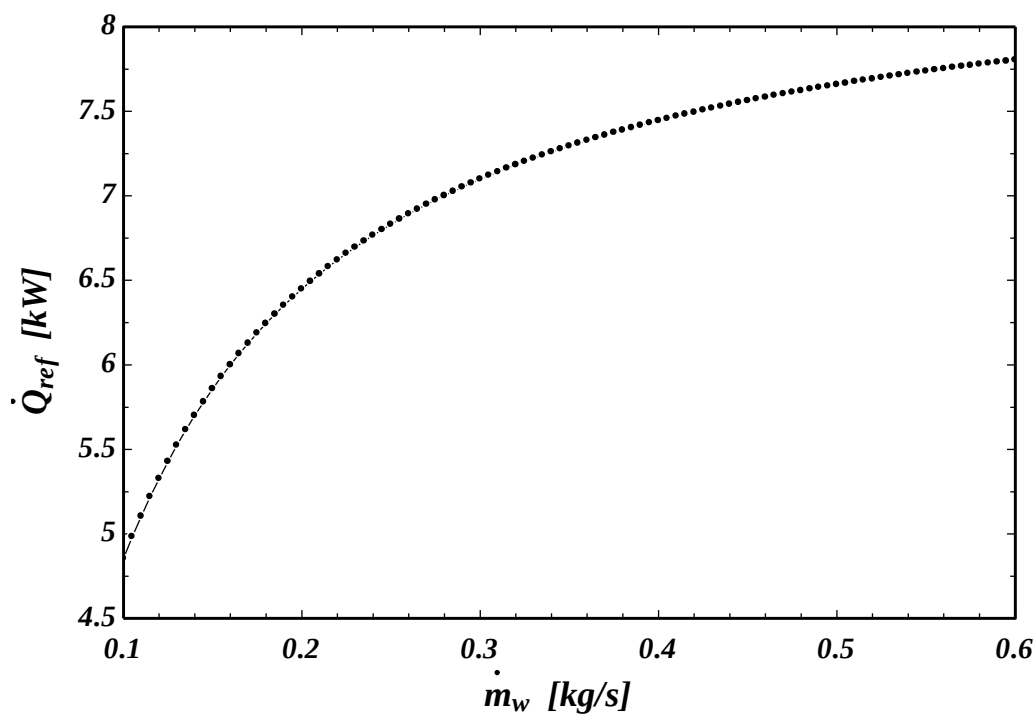
شکل ۷-۴: تأثیر دمای آب خنک‌کننده بر روی ضریب عملکرد

شکل ۸-۴ تأثیر تغییر دمای آب خنک‌کننده ورودی به بستر جاذب را بر توان خنک‌کننده چیلر نشان می‌دهد. توان خنک‌کننده از بالای ۹ kW به کمتر از ۴ kW کاهش می‌یابد زیرا دمای ورودی آب خنک‌کننده از ۲۰ °C به ۴۰ °C افزایش می‌یابد. در حقیقت هر چقدر که درجه حرارت جذب بالاتر رود، باعث می‌شود مقادیر کمتری از مبرد جذب شود.

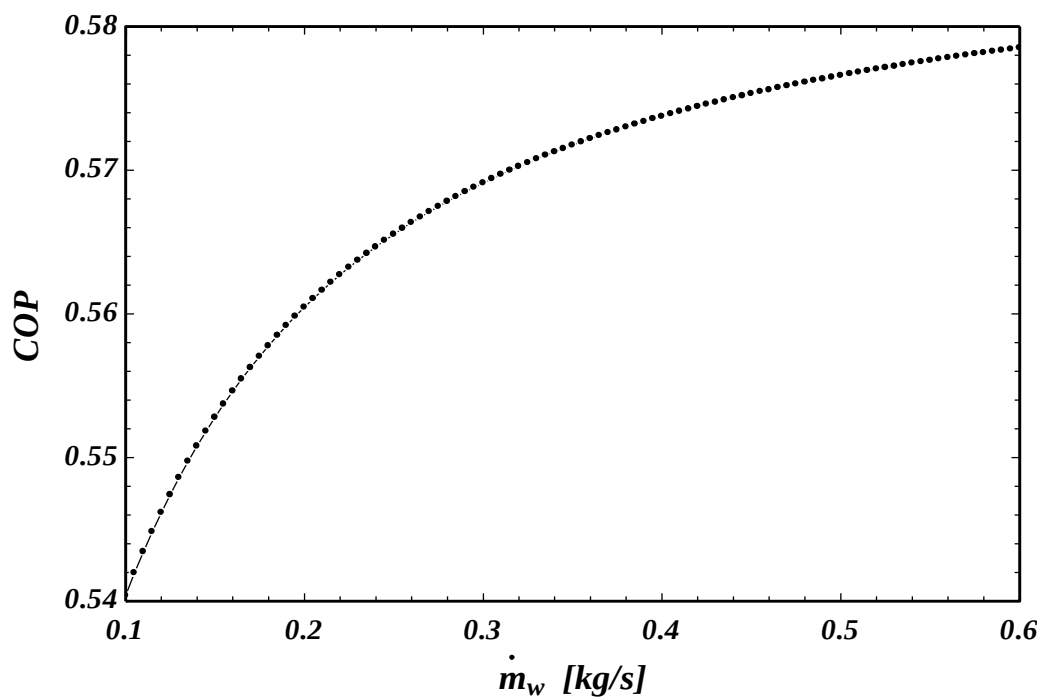


شکل ۸-۴: تاثیر دمای آب خنک‌کننده بر روی توان خنک‌کننده

تأثیرات مشابهی بر روی توان خنک‌کننده و ضریب عملکرد با تغییر دبی جرمی جریان آب گرم رخ می‌دهد، که در شکل ۱۰-۴ و شکل ۹-۴ نشان داده شده است. اثر دبی جرمی جریان آب گرم در این حالت شبیه به افزایش دمای ورودی آب گرم است، زیرا هر دو منجر به تأمین گرمای بیشتر به جاذب می‌شوند، بنابراین روند منحنی‌ها نیز مشابه است. از آنجا که جرم سیلیکاژل مورد استفاده در شبیه‌سازی ۷ کیلوگرم است (مقدار جرم سیلیکاژل با توجه به مقدار بار سرمایش ساختمان در نظر گرفته شده است)، تقریباً ۱۱۱۵W خنک‌کننده در هر کیلوگرم جاذب توسط سیستم جاذب سطحی بدست می‌آید.

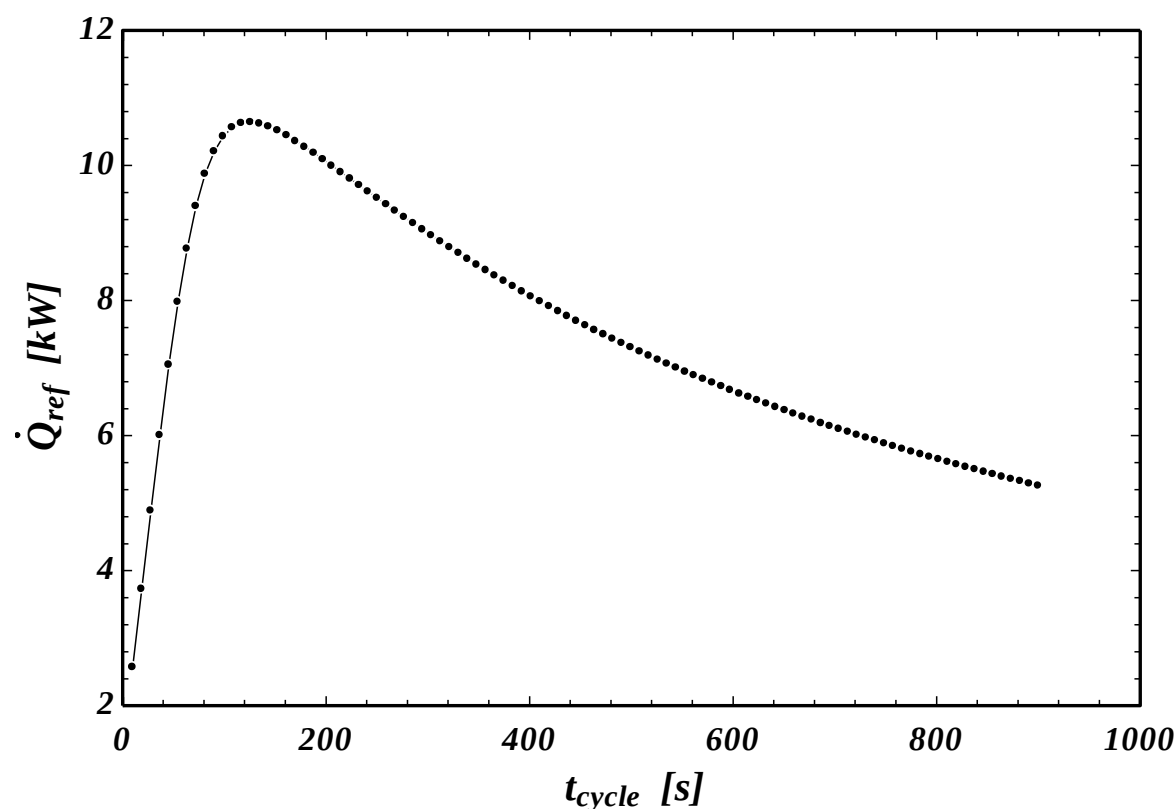


شکل ۱۰-۴: تاثیر دبی جرمی جریان آب گرم بر روی توان خنک کننده

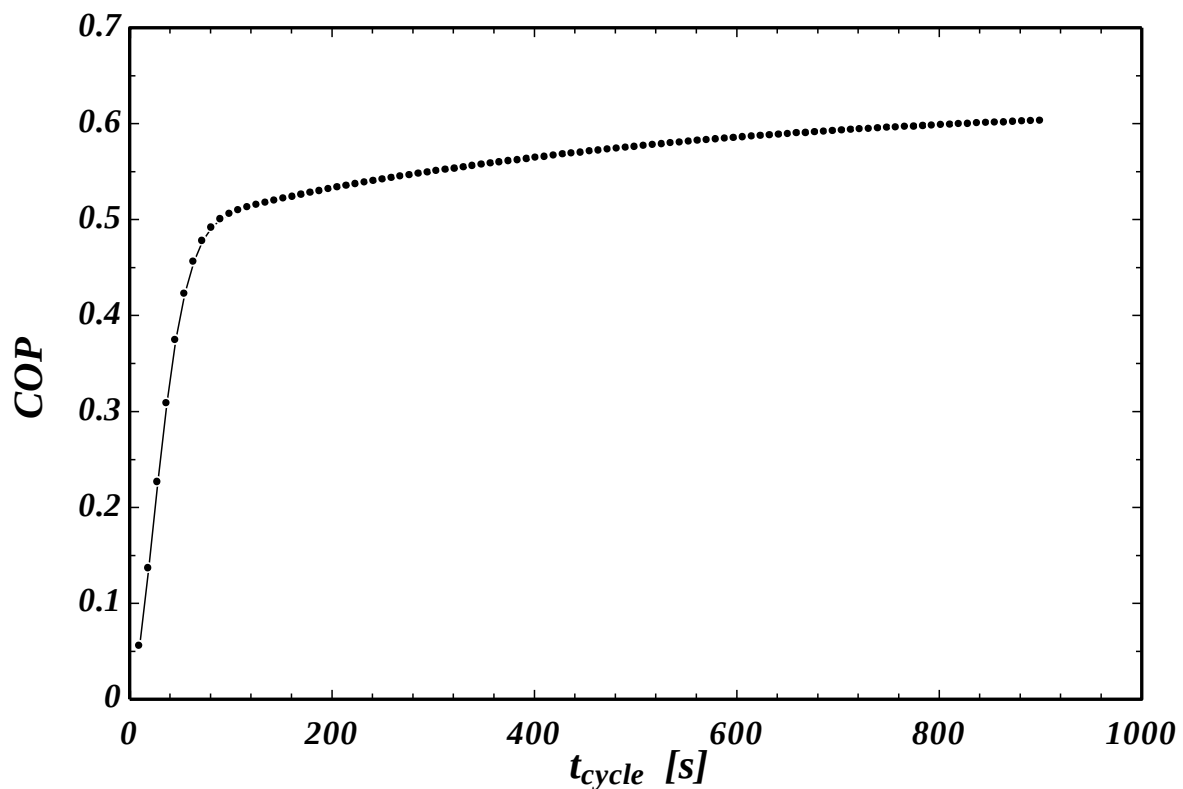


شکل ۹-۴: تاثیر دبی جرمی جریان آب گرم بر روی ضریب عملکرد

شکل ۴-۱۱ تأثیر زمان چرخه جذب- احیا را بر توان خنک‌کننده سیستم نشان می‌دهد. بالاترین توان خنک‌کننده می‌تواند در نزدیکی ۱۳۰ ثانیه یا تقریباً در محدوده ۹۰ تا ۱۸۰ ثانیه باشد. هنگامی که زمان چرخه از ۴۰ ثانیه کمتر باشد، زمان کافی برای جذب و احیا به طور رضایت بخش رخ نمی‌دهد و توان خنک‌کننده کاهش می‌یابد. برای زمان‌های طولانی‌تر چرخه، توان خنک‌کننده کاهش می‌یابد زیرا جذب و احیا نسبتاً نزدیک به قسمت بعدی شدت کمتری دارد که منجر به کاهش توان خنک‌کننده می‌شود. ضریب عملکرد به طور یکنواخت با زمان چرخه همانطور که در شکل ۴-۱۲ نشان داده می‌شود، افزایش می‌یابد، زیرا مقدار گرمای کمتری طی زمان بیشتر چرخه رخ می‌دهد که همین عامل باعث می‌گردد تا مقدار ضریب عملکرد در زمان‌های بیشتر افزایش یابد. و همچنین به نظر می‌رسد که برای زمان‌های بالاتر این چرخه نسبت به مواردی که در این شبیه‌سازی در نظر گرفته شده است، همانطور ادامه داشته باشد.

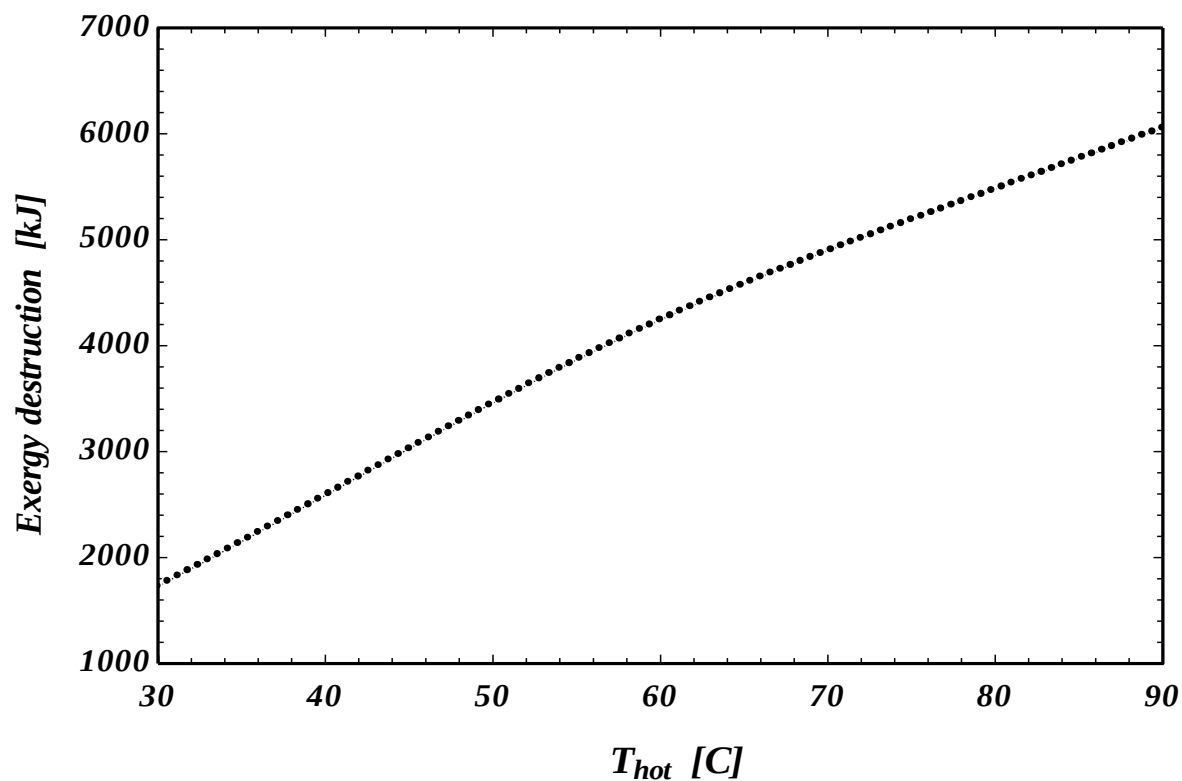


شکل ۴-۱۱: تأثیر زمان چرخه جذب و احیا بر توان خنک‌کننده

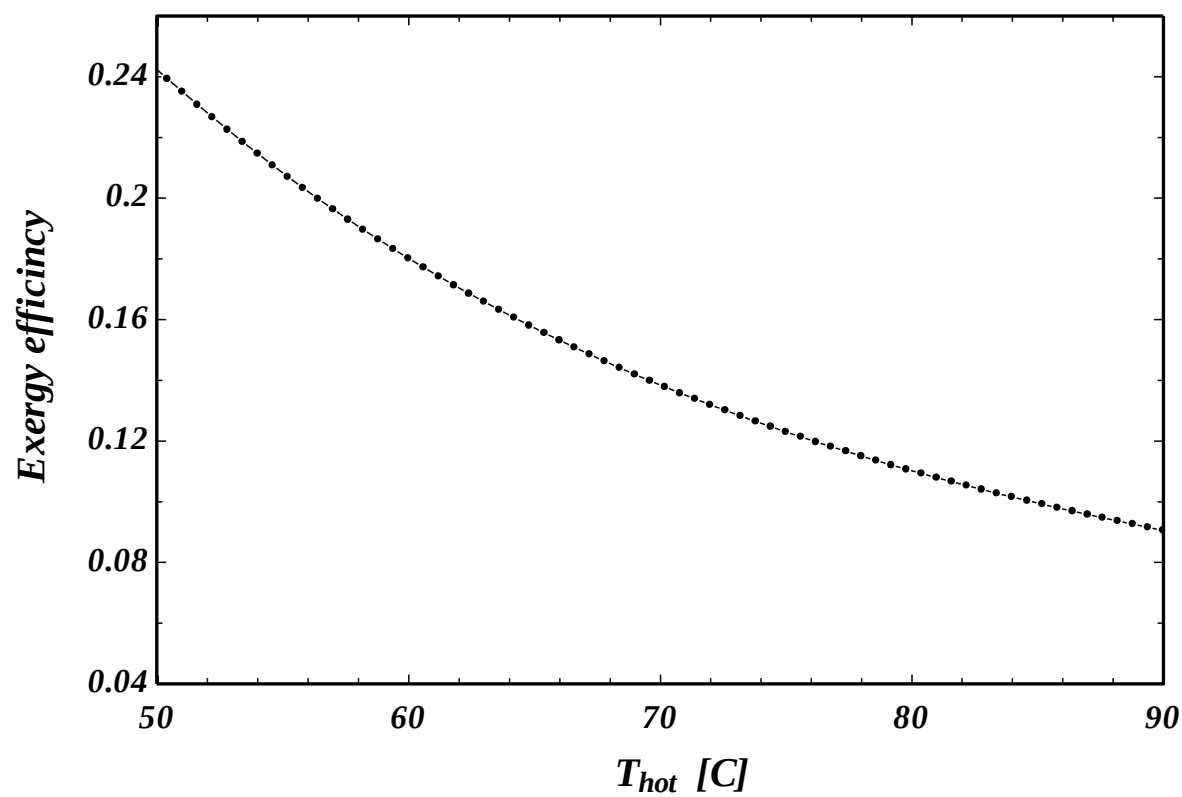


شکل ۱۲-۴: تاثیر زمان چرخه جذب و احیا بر ضریب عملکرد

با مشاهده شکل ۱۴-۴ می‌توان نتیجه گرفت که با افزایش دمای آب گرم، موجب افزایش تخریب انرژی می‌شود. و همچنین مقدار بازده انرژی در شکل ۱۳-۴ رفتاری عکس رفتار تخریب انرژی دارد و با افزایش دمای آب گرم بازده انرژی کاهش می‌یابد. با توجه به این که با افزایش دمای آب گرم ورودی به بستر جاذب مقدار انرژی جریان ورودی افزایش می‌یابد ولی چون مقدار دما آب سرد ورودی به اواپراتور ثابت نگه داشته شده، باعث می‌شود بازده انرژی کاهش یابد.

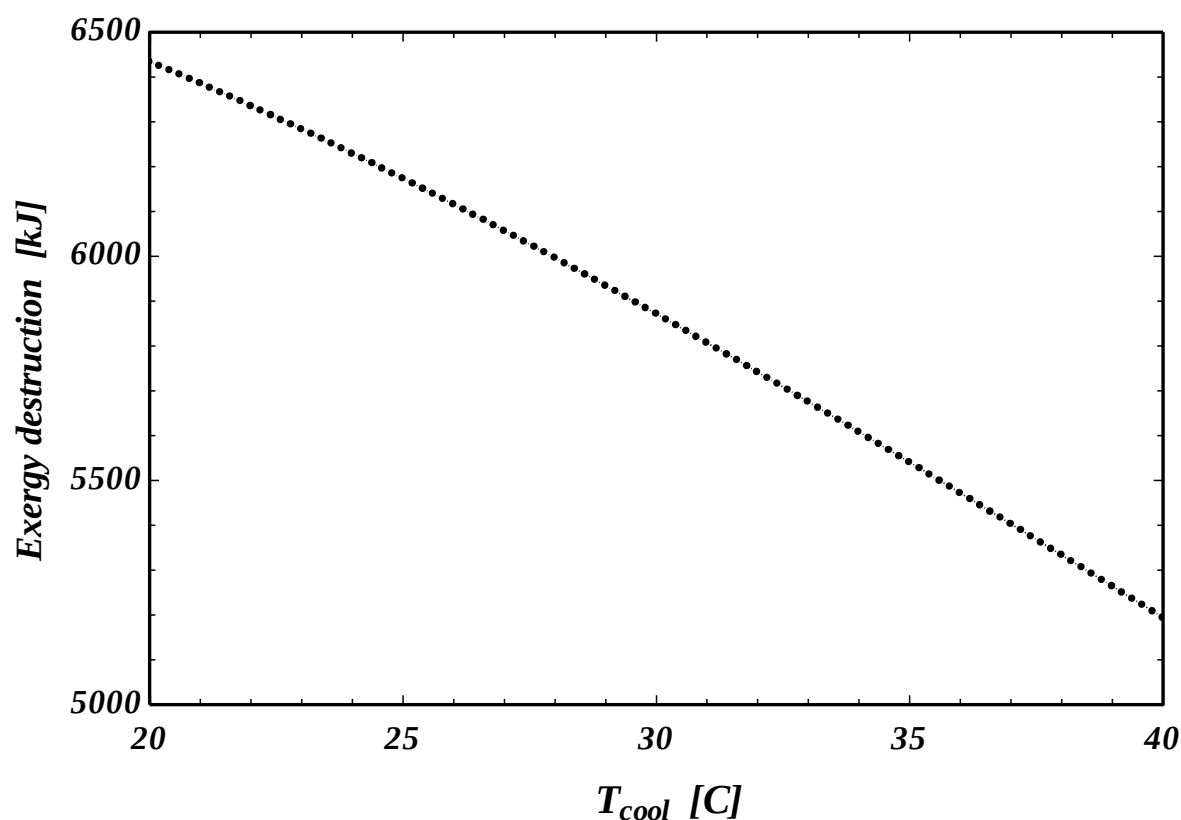


شکل ۱۳-۴: تاثیر دمای آب گرم بر روی تخریب انرژی

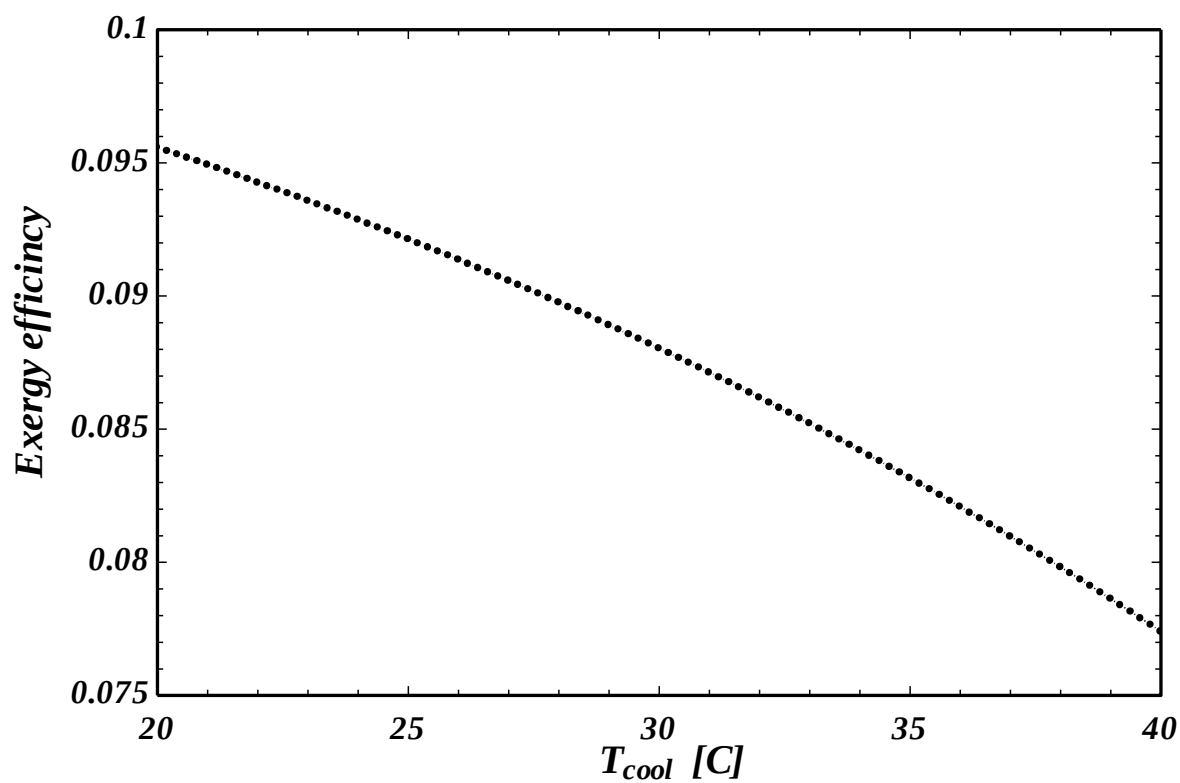


شکل ۱۴-۴: تاثیر دمای آب گرم بر روی بازده انرژی

با مشاهده شکل ۴-۱۵ با افزایش دمای آب خنک‌کننده ورودی به بستر مقدار تخریب انرژی گرمایی کاهش می‌یابد و همچنین بازده انرژی گرمایی در شکل ۴-۱۶ همانند تخریب انرژی گرمایی روندی نزولی دارد. چراکه با افزایش دمای آب خنک‌کننده ورودی به بستر در حقیقت باعث می‌شود مقادیر کمتری از مبرد جذب شود و در نتیجه مقدار توان خنک‌کننده کاهش یابد که همین امر باعث می‌گردد بازده انرژی گرمایی هم روندی نزولی را طی کند.

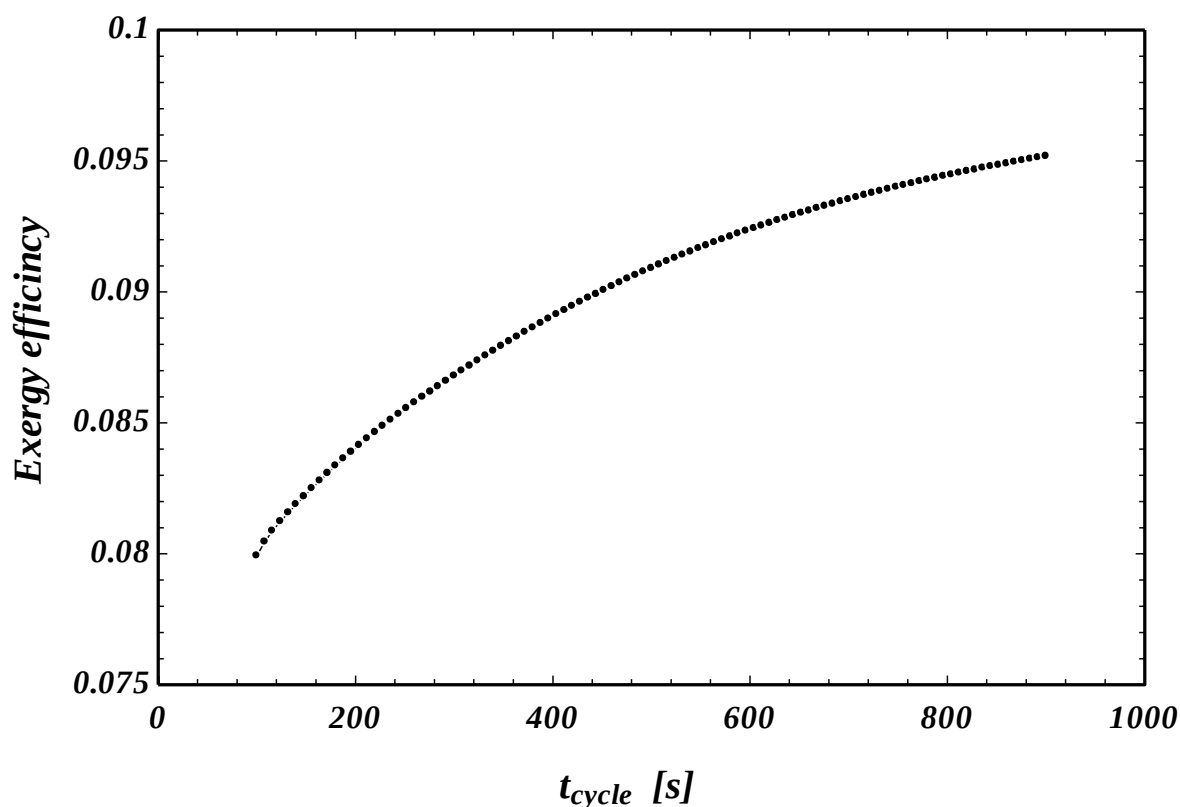


شکل ۴-۱۵: تاثیر دمای آب خنک‌کننده بر روی تخریب انرژی گرمایی



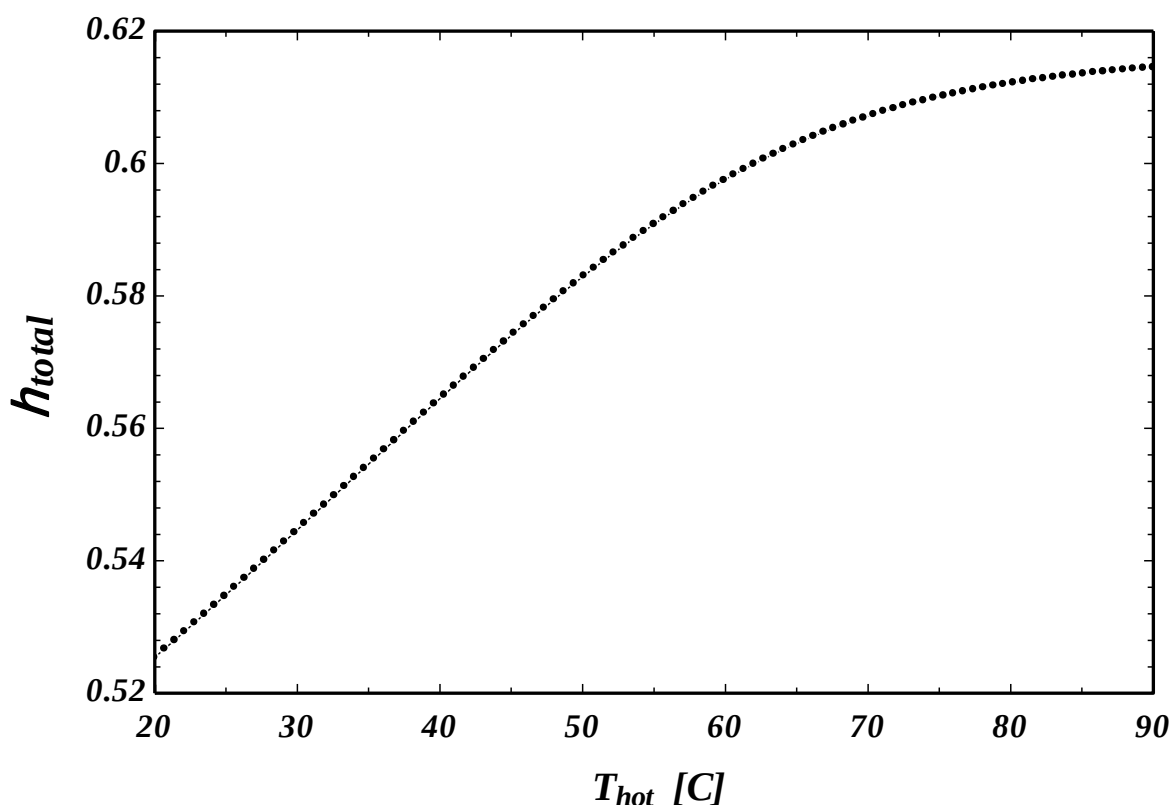
شکل ۱۶-۴: تاثیر دمای آب خنک کننده بر روی بازده اگزرژی

در شکل ۱۷-۴ تاثیر زمان بر بازده اگزرژی بررسی شده است. و همانطور که مشخص است با افزایش زمان بازده اگزرژی افزایش می یابد و دلیل این افزایش این است که در زمان های بالاتر چرخه مقدار حرارت کمتری در سیستم رخ می دهد که همین عامل موجب می گردد تا با افزایش زمان چرخه، مقدار بازده اگزرژی افزایش یابد.



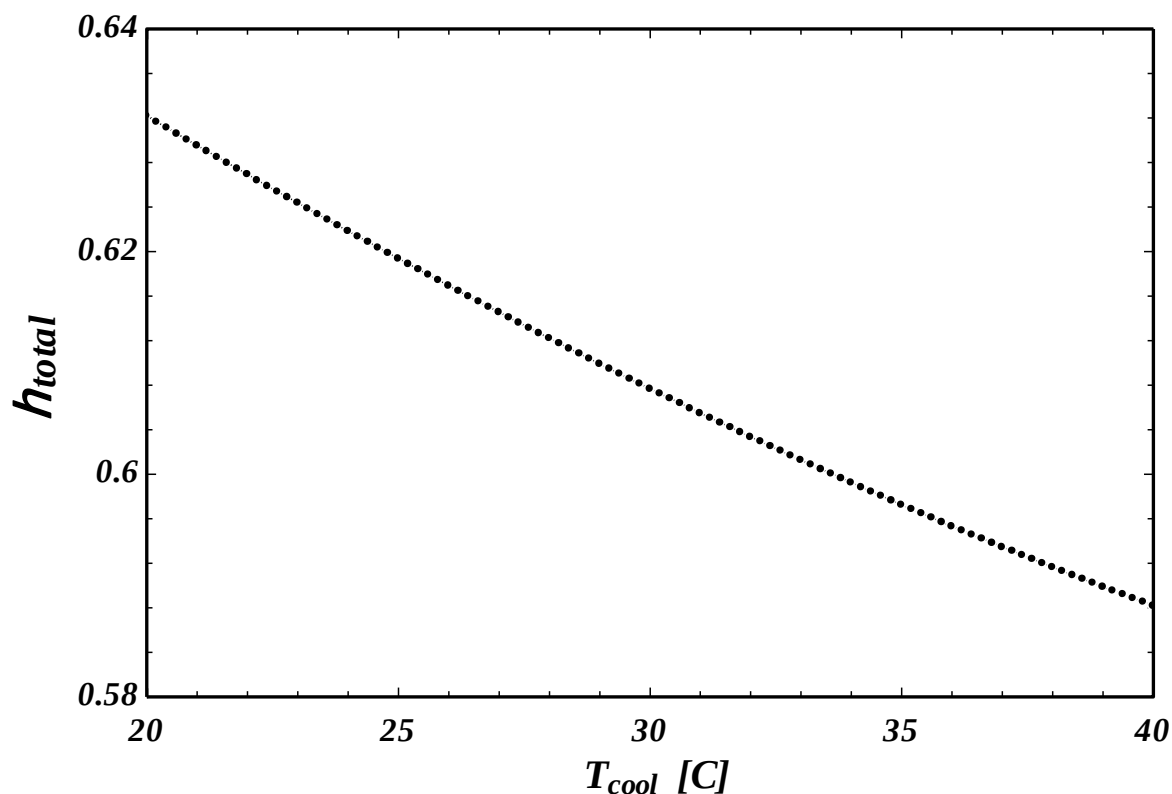
شکل ۴-۱۷: تاثیر زمان چرخه جذب و احیا بر روی بازده انرژی

در شکل ۴-۱۸ بازده کل سیستم تولید همزمان تحت تاثیر دمای آب گرم ورودی به بستر چیلر جذب سطحی نشان داده شده است. با توجه به شکل می توان به این نتیجه رسید که با افزایش دمای آب گرم بازده کل سیستم همانند مقدار ضریب عملکرد و توان خنک کننده تحت تاثیر دمای آب گرم ورودی افزایش می یابد و همانطور که قبلا هم ذکر شده بود با توجه به این که توان خنک کننده بر خلاف ضریب عملکرد به حرارت کل ورودی وابسته نیست، دبی افزایش آن با بالا رفتن دمای آب گرم کاهش نمی یابد و افزایش مقدار توان خنک کننده باعث افزایش بازده کل سیستم تولید همزمان می شود چرا که توان خنک کننده یکی از پارامترهای تاثیرگذار بر روی بازده کل سیستم می باشد.



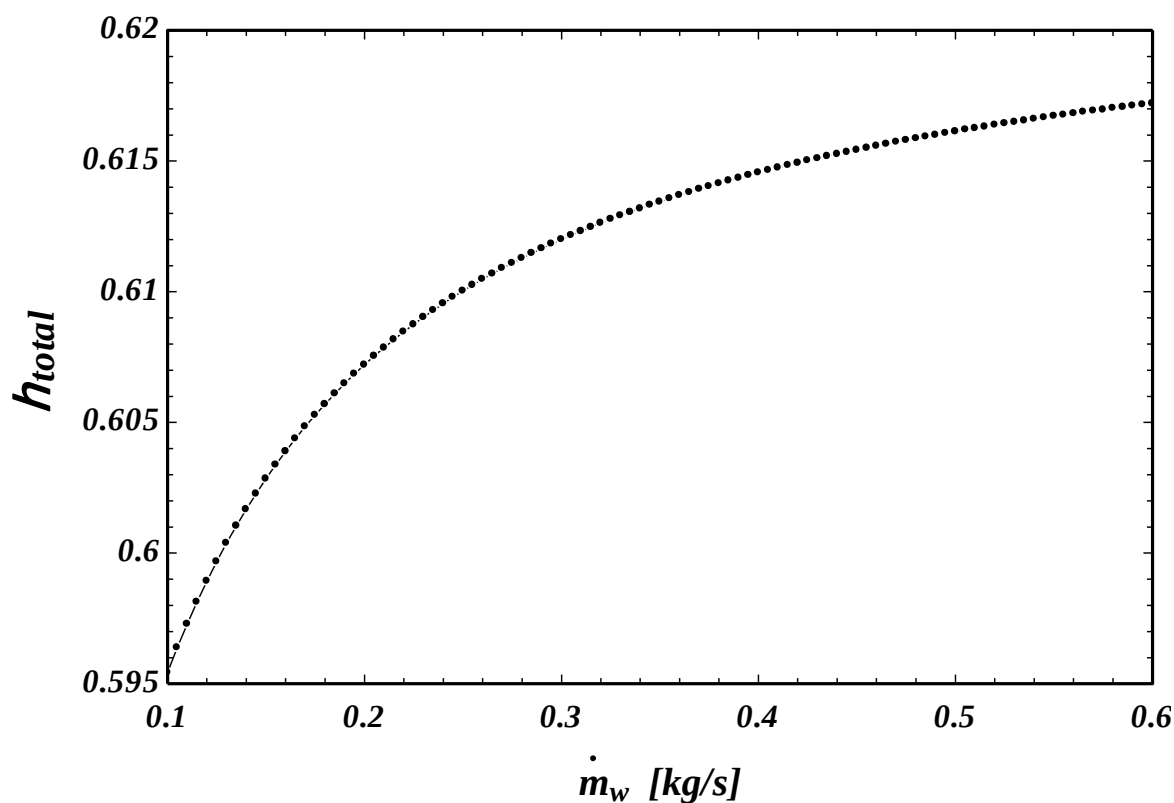
شکل ۴-۱۸: تاثیر دمای آب گرم ورودی به بستر و تاثیر آن بر روی بازده کل سیستم تولید همزمان

در شکل ۴-۱۹ بازده کل سیستم تحت تاثیر دمای آب خنک کننده ورودی به بستر چیلر جذب سطحی نشان داده شده است. با توجه به شکل می توان به این نتیجه رسید که با افزایش دمای آب خنک کننده بازده کل سیستم کاهش می یابد چرا که با افزایش دمای آب، توان خنک کننده کاهش می یابد چون هرچه دمای جذب بالاتر رود باعث می شود مقادیر کمتری از مبرد جذب شود و در نتیجه توان خنک کننده که یکی از پارامترهای تاثیرگذار بر روی بازده کل سیستم می باشد و رابطه مستقیم با بازده کل دارد کاهش یابد و به طبع از آن بازده کل سیستم هم کاهش یابد.



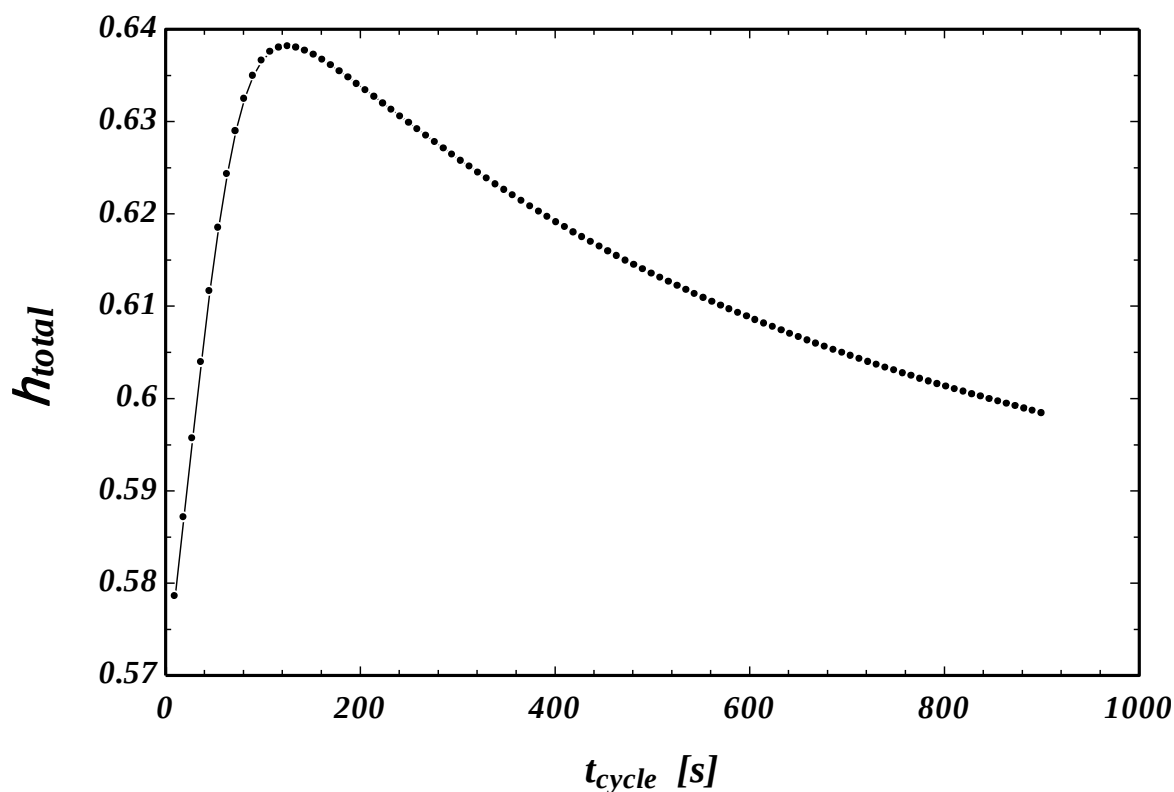
شکل ۱۹-۴: تاثیر دمای آب خنک‌کننده ورودی به بستر و تاثیر آن بر روی بازده کل سیستم تولید همزمان

در شکل ۲۰-۴ بازده کل سیستم تحت تاثیر دبی جرمی جریان آب گرم نشان داده شده است. همانطور که در شکل می‌توان مشاهده کرد با افزایش دبی جرمی آب گرم بازده کل سیستم افزایش می‌یابد چرا که افزایش دبی جرمی منجر به تامین گرمای بیشتر به جاذب می‌شود و همین امر باعث افزایش ضریب عملکرد و توان خنک‌کننده می‌گردد و از آنجا که توان خنک‌کننده رابطه مستقیم با بازده کل سیستم دارد، افزایش توان خنک‌کننده باعث افزایش کل سیستم تولید همزمان می‌گردد.



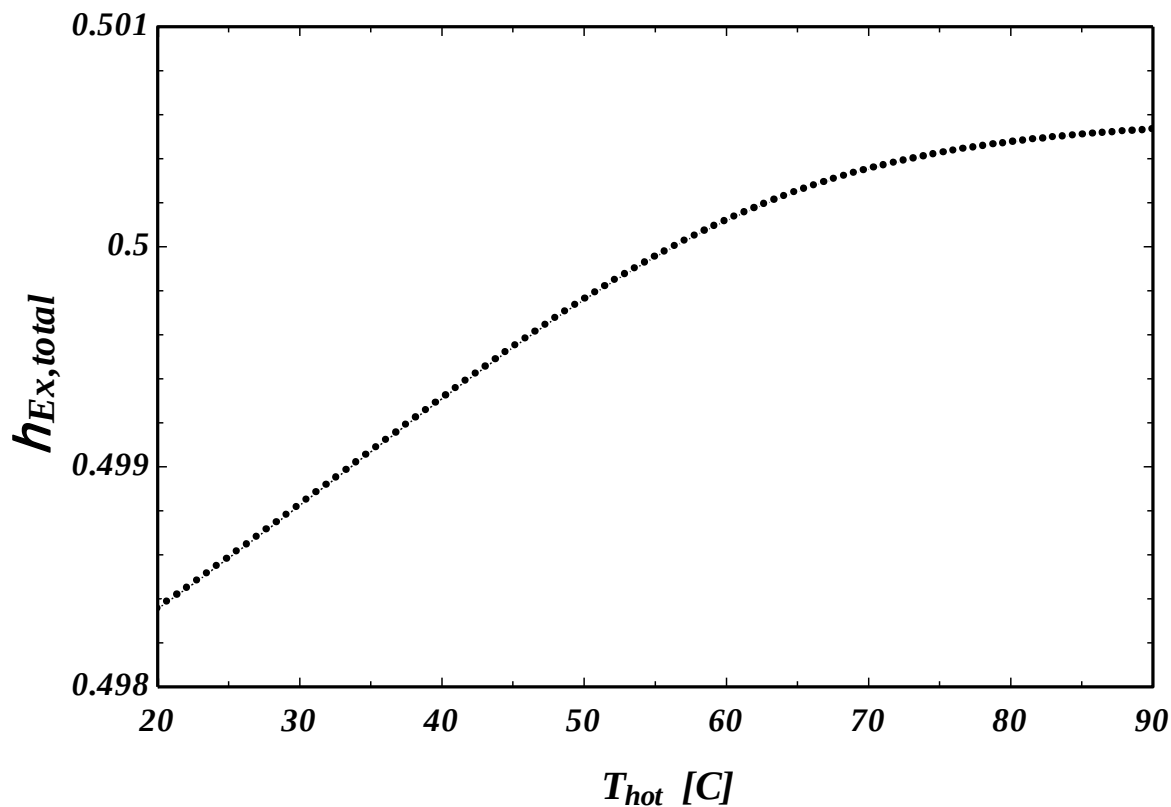
شکل ۴-۲۰: تاثیر دبی جرمی جریان آب گرم بر روی بازده کل سیستم تولید همزمان

در شکل ۴-۲۱ تاثیر زمان چرخه جذب و احیا را بر روی بازده کل سیستم تولید همزمان نشان می‌دهد. همانطور که از شکل مشخص می‌باشد، هنگامی که زمان چرخه از ۴۰ ثانیه کوتاهتر باشد، زمان کافی برای جذب و احیا به طور رضایت بخش رخ نمی‌دهد و توان خنک‌کننده کاهش می‌یابد. برای زمان‌های طولانی تر چرخه، توان خنک‌کننده کاهش می‌یابد زیرا جذب و احیا نسبتاً نزدیک به قسمت بعدی شدت کمتری دارد که منجر به کاهش توان خنک‌کننده می‌شود و همین امر هم باعث کاهش بازده کل سیستم در زمان‌های طولانی تر می‌شود.



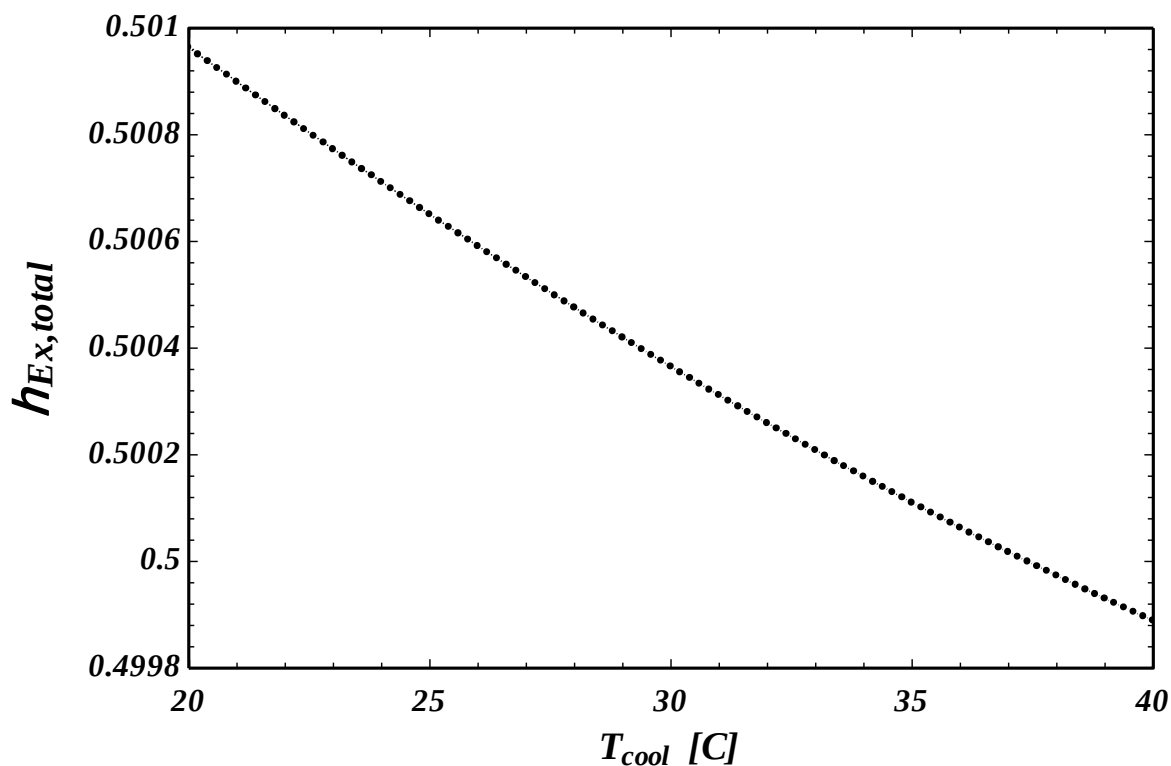
شکل ۴-۲۱: تاثیر زمان چرخه جذب و احیا بر بازده کل سیستم تولید همزمان

در شکل ۴-۲۲ بازده انرژی کل سیستم تولید همزمان تحت تاثیر دمای آب گرم ورودی به بستر چیلر جذب سطحی نشان داده شده است. با توجه به شکل می‌توان به این نتیجه رسید که با افزایش دمای آب گرم، بازده انرژی کل سیستم افزایش می‌یابد. چراکه در محاسبه بازده انرژی کل سیستم تولید همزمان صرفاً تحت تاثیر انرژی بار سرمایش نیست. و با توجه به این که با افزایش دمای آب گرم ورودی به بستر جاذب مقدار انرژی جریان ورودی افزایش می‌یابد ولی چون مقدار دما آب سرد ورودی به اواپراتور ثابت نگه داشته شده، باعث می‌شود بازده انرژی در چیلر کاهش یابد اما در بازده انرژی کل سیستم علاوه بر مقدار انرژی سرمایش مقدار توان خروجی و انرژی بار گرمایش نسبت به انرژی سوخت ورودی مورد محاسبه قرار گرفته است که در نظر گرفتن این مقادیر باعث می‌گردد مقدار انرژی کل سیستم تحت تاثیر دمای آب گرم افزایش یابد.



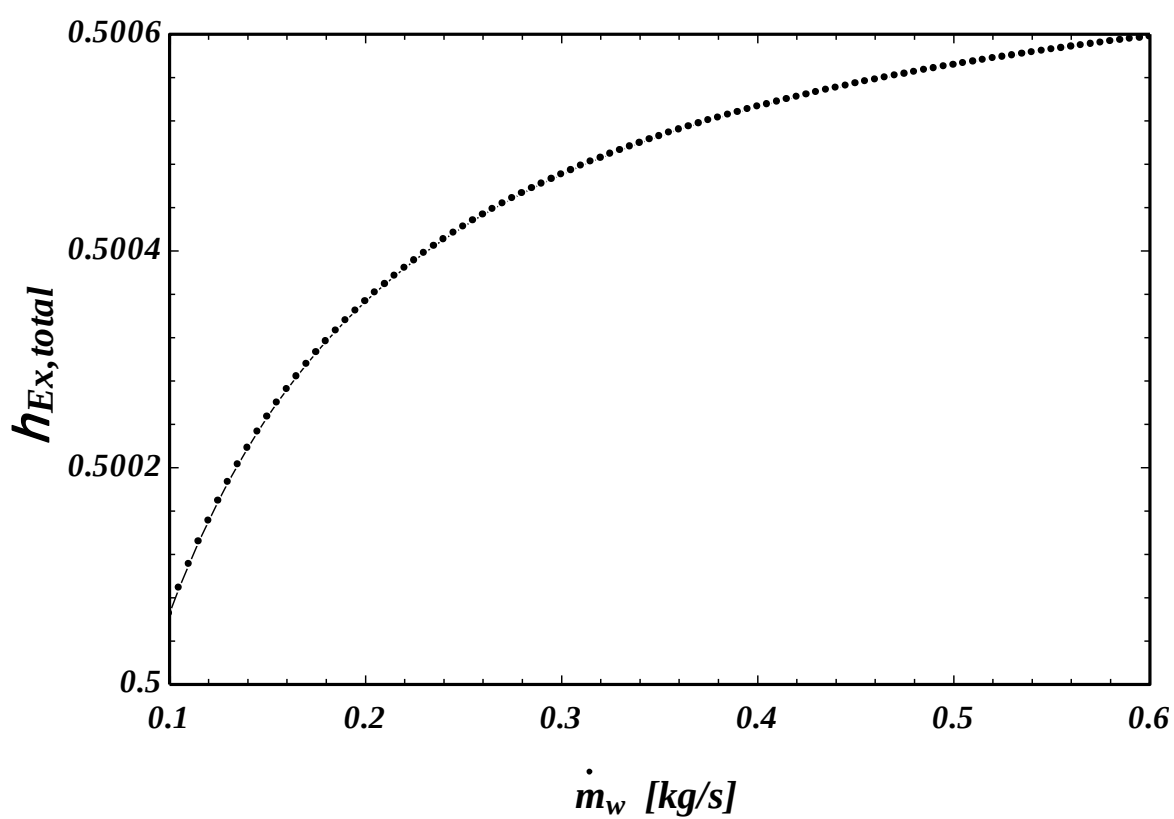
شکل ۲۲-۴: تاثیر دمای آب گرم بر روی بازده اگزرژی کل سیستم تولید همزمان

در شکل ۲۳-۴ تاثیر دمای آب خنک کننده بر روی بازده اگزرژی کل سیستم تولید همزمان مورد بررسی قرار گرفته است. و همانطور که در شکل قابل مشاهده است با افزایش دمای آب خنک کننده از $20^{\circ}C$ تا $40^{\circ}C$ مقدار بازده اگزرژی کل سیستم روندی نزولی را طی می کند چراکه با افزایش دمای آب خنک کننده ورودی به بستر در حقیقت باعث می شود مقادیر کمتری از مبرد جذب شود و در نتیجه مقدار توان خنک کننده کاهش می یابد که همین امر باعث می گردد بازده اگزرژی کل هم روندی نزولی را طی کند.



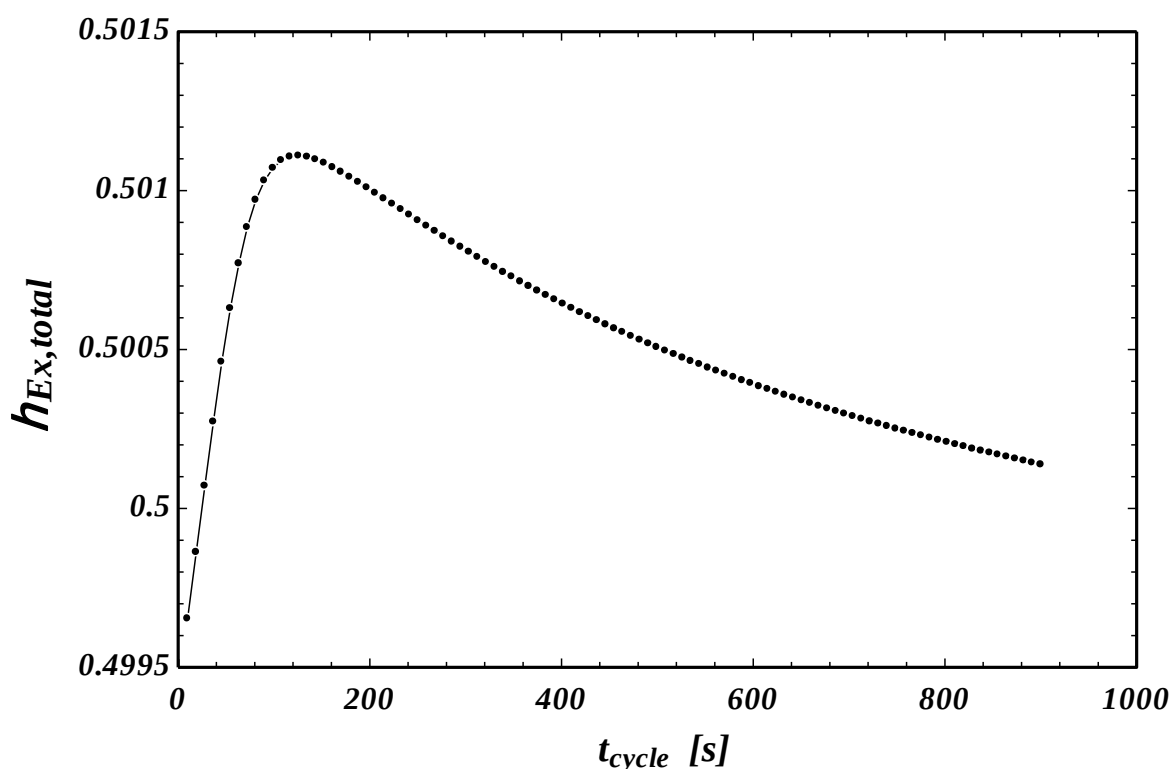
شکل ۲۳-۴: تاثیر دمای آب خنک کننده بر روی بازده اگزرژی کل سیستم تولید همزمان

در شکل ۲۴-۴ بازده کل اگزرژی سیستم تحت تاثیر دبی جرمی جریان آب گرم نشان داده شده است. همانطور که در شکل می توان مشاهده کرد با افزایش دبی جرمی آب گرم بین 0.1 kg/s تا 0.6 kg/s بازده کل اگزرژی سیستم افزایش می یابد چرا که افزایش دبی جرمی منجر به تامین گرمای بیشتر می شود و همین امر باعث افزایش بازده اگزرژی کل سیستم تولید همزمان مورد بررسی قرار گرفته می گردد.



شکل ۴-۲۴: تاثیر دبی جرمی بر روی بازده انرژی کل سیستم تولید همزمان

در شکل ۴-۲۵ تاثیر زمان چرخه جذب و احیا بر بازده انرژی کل سیستم مورد بررسی قرار گرفته است. و با توجه به نمودار با افزایش زمان بازده انرژی کل ابتدا افزایش و سپس کاهش می‌یابد. که دلیل آن مشابه دلیل بازده کل انرژی سیستم می‌باشد.



شکل ۲۵-۴: تاثیر زمان چرخه جذب و احیا بر بازده انرژی کل سیستم تولید همزمان

۴-۲-۶ مقایسه سیکل جذب سطحی و جذب حجمی با یک مورد خاص

پس از بدست آوردن نتایج، برای ارزیابی بهتر سیکل جذب سطحی نتایج آن را با یک سیکل جذب حجمی لیتیوم بروماید - آب و آب - آمونیاک مقایسه می‌شود. برای مقایسه از پایان‌نامه آقای ابوالفضل ابراهیم نتاج تیحی [50] استفاده شده است. سیکل جذب سطحی تشکیل شده است از اواپراتور، کندانسور، شیر انبساط و بسترهای جاذب که حکم ابزوربر و ژنراتور در سیکل جذب حجمی را دارند. همچنین نوع جاذب در چیلرهای جذب سطحی به صورت جامد (سیلیکاژل) می‌باشد در صورتی که در چیلرهای جذب حجمی

جاذب به صورت مایع (لیتیوم بروماید، آب) می‌باشد از همین رو مشکل کریستالیزاسیون یا همون بلوره شدن که یکی از مشکلات اساسی در چیلرهای جذب حجمی می‌باشد دیگر این مشکل را در چیلرهای جذب سطحی نخواهیم داشت.

یکی از مزیت‌های اصلی چیلرهای جذب سطحی استفاده از منابع انرژی با ارزش گرمایی پایین می‌باشد. با توجه به این موضوع و نتایج بدست آمده دمای بستر جاذب در سیکل جذب سطحی برای شروع عملیات احیا در دمای تقریبی 50°C رخ می‌دهد در حالی که دمای مورد نیاز در ژنراتور در سیکل جذب حجمی لیتیوم بروماید - آب و آب - آمونیاک به ترتیب، برای شروع نیاز به دمای تقریبی 90°C و بالای 120°C دارد.

با افزایش آب گرم ورودی به بستر جاذب در سیکل جذب سطحی مقدار ضریب عملکرد افزایش می‌یابد و همچنین با افزایش دمای آب گرم ورودی به ژنراتور در سیکل جذب حجمی مقدار ضریب عملکرد افزایش می‌یابد و می‌توان گفت با افزایش دما 98°C تا 100°C سیکل جذب حجمی لیتیوم بروماید - آب مقدار ضریب عملکرد از $0/65$ تا $0/69$ متغیر است در حالی که در سیکل جذب حجمی آب - آمونیاک با افزایش دما 140°C تا 147°C مقدار ضریب عملکرد از $0/45$ تا $0/5$ متغیر می‌باشد که این رنج از ضریب عملکرد نزدیک به سیکل جذب سطحی می‌باشد و تنها تفاوت در گستره دمایی مورد استفاده می‌باشد، که سیکل جذب سطحی با گستره دمایی پایین‌تر تقریباً همان ضریب عملکرد را به ما می‌دهد.

همچنین با افزایش دمای آب خنک‌کننده در سیکل جذب سطحی که موجب کاهش ضریب عملکرد می‌شود، در سیکل جذب حجمی هم موجب کاهش ضریب عملکرد می‌گردد. با افزایش دمای آب خنک‌کننده از 23°C تا 25°C ضریب عملکرد در سیکل جذب حجمی لیتیوم بروماید - آب از $0/68$ به $0/65$ کاهش می‌یابد. در سیکل جذب حجمی آب - آمونیاک با افزایش دمای آب خنک‌کننده از 23°C تا 30°C ضریب عملکرد از $0/49$ به $0/47$ کاهش می‌یابد.

فصل ۵ : نتیجه گیری و ارائه

پیشنهادات

۱-۵ نتیجه گیری

پس از بدست آوردن نتایج مختلف در فصل قبل همچون انرژی های مختلف ساختمان مورد نظر و نمودار های مختلف حاصل از شبیه سازی، تاثیرات پارامترهای مختلف بر توان خنک کننده و ضریب عملکرد و همچنین نتایج حاصل از محرک اولیه، می توان نتایج را به صورت زیر خلاصه کرد:

- بار حرارتی و برودتی برای ساختمان مورد نظر به ترتیب برابر با $6/387 \text{ kW}$ ، $7/27 \text{ kW}$ بدست می آید.
- بار حرارتی آب گرم مصرفی برابر با $14/56 \text{ kW}$ بدست می آید.
- مقدار بار الکتریکی ساختمان مورد نظر برابر با 4 kW بدست می آید.
- توان خروجی موتور احتراق داخلی بنزینی برابر با $54/8 \text{ kW}$ بدست آمد.
- تخریب انرژی در موتور برابر با $97/02 \text{ kJ/kg}$ می باشد.
- انرژی جریانی سوخت ورودی برابر با $151/9 \text{ kW}$ می باشد.
- بیشترین سهم تخریب مربوط به موتور با $63/87\%$ سپس توان خروجی موتور با $36/07\%$ می باشد.
- انرژی خروجی موتور برابر با $41/03 \text{ kW}$ می باشد.
- دمای اشباع متناظر با فشار جزئی بخار آب که همان دمای نقطه شبنم می باشد برابر با $52/56^\circ\text{C}$ بدست می آید.
- در زمانی که شیرهای ارتباطی بین کندانسور و اواپراتور بسته است یعنی زمان سرمایش و گرمایش جرم ثابت دمای بستر با شیب زیادی تغییر می کند.
- یکی از پارامترهای بسیار تاثیرگذار در عملکرد چیلرهای جذب سطحی مقدار جذب سیال عامل در ذرات جاذب است، که به دلیل پایین بودن فشار اواپراتور نسبت به کندانسور، عملیات جذب نسبت به احیا کندتر اتفاق می افتد.
- با افزایش دمای آب گرم ورودی، توان خنک کننده افزایش می یابد که بالاترین مقدار آن در دمای 90°C برابر $7/445 \text{ kW}$ است.
- با افزایش دمای آب گرم، ضریب عملکرد افزایش می یابد و دلیل آن، افزایش جرم سیال احیا شده است که باعث افزایش ظرفیت جذب مواد جاذب در مرحله جذب می شود. که بالاترین مقدار آن در دمای $58/5^\circ\text{C}$ برابر $0/6519$ می باشد.
- با افزایش دمای آب خنک کننده، ضریب عملکرد سیستم کاهش می یابد و با توجه به رنج دمایی مقدار آن از $0/6054$ به $0/4903$ کاهش می یابد.

- با افزایش دمای آب خنک‌کننده توان خنک‌کننده از $9/834 \text{ kW}$ به $3/874 \text{ kW}$ کاهش می‌یابد زیرا دمای ورودی آب خنک‌کننده از 20°C به 40°C افزایش می‌یابد.
- دبی جرمی جریان آب گرم با افزایش دمای ورودی آب گرم برای هم توان خنک‌کننده و هم ضریب عملکرد روند صعودی دارد، زیرا هر دو منجر به تأمین گرمای بیشتر به جاذب می‌شوند، بنابراین روند منحنی‌ها نیز مشابه است.
- از آنجا که جرم سیلیکاژل مورد استفاده در شبیه‌سازی 7 کیلوگرم است، تقریباً 1115 W خنک‌کننده در هر کیلوگرم جاذب توسط سیستم جذب سطحی بدست می‌آید.
- با توجه به زمان چرخه جذب-احیا بر توان خنک‌کننده (توان خنک‌کننده)، بالاترین توان خنک‌کننده می‌تواند در نزدیکی 130 ثانیه یا تقریباً در محدوده 90 تا 180 ثانیه باشد.
- مقدار ضریب عملکرد به طور یکنواخت با زمان چرخه جذب و احیا افزایش می‌یابد.
- با افزایش زمان چرخه مقدار بازده اگزرژی افزایش می‌یابد.
- با افزایش دمای آب گرم ورودی به بستر باعث افزایش تخریب اگزرژی و کاهش بازده اگزرژی می‌گردد.
- با افزایش دمای آب خنک‌کننده به بستر باعث کاهش تخریب اگزرژی و کاهش بازده اگزرژی می‌گردد.
- بازده کل سیستم در دمای آب گرم ورودی 90°C برابر با $61/46\%$ می‌باشد.
- با افزایش دمای آب خنک‌کننده از 20°C به 40°C باعث کاهش بازده کل سیستم از $63/22\%$ به $58/82\%$ می‌شود.
- با افزایش دبی جرمی جریان آب گرم مقدار بازده کل سیستم افزایش می‌یابد.
- بازده کل اگزرژی سیستم در دمای 90°C برابر با $50/05\%$ می‌باشد.
- با افزایش دمای آب خنک‌کننده از 20°C به 40°C باعث کاهش بازده اگزرژی کل سیستم از $50/1\%$ به $49/9\%$ می‌شود.
- با افزایش دبی جرمی جریان آب گرم از $0/1 \text{ kg/s}$ تا $0/6 \text{ kg/s}$ مقدار بازده اگزرژی کل سیستم افزایش می‌یابد.

۲-۵ ارائه پیشنهادات

برای تحقیقات آینده در زمینه سیستم‌های تولید همزمان کوپل شده با سیستم تبرید جذب سطحی، زمینه‌های مطالعاتی زیر پیشنهاد می‌گردد:

- بررسی حالت جذب سطحی شیمیایی در فرآیند مربوط به جذب سطحی
- استفاده از انواع محرک‌های اولیه
- بررسی سیستم تبرید جذب سطحی چهار بستر کوپل شده با انواع محرک اولیه
- بررسی جفت‌های کاری مختلف سیستم‌های تبرید جذب سطحی
- مدل‌سازی و بررسی سیستم‌های جذب حجمی و جذب سطحی با یکدیگر
- مطالعه و بررسی بر روی بهبود مواد جاذب جهت افزایش انتقال گرما و جرم در سیستم‌های جذب سطحی
- بهینه‌سازی و طراحی بستر جاذب جهت بهبود عملکرد سیستم تبرید جذب سطحی
- مدل‌سازی دو بعدی و سه بعدی بستر جاذب به منظور تحلیل دقیق‌تر پارامترهای مختلف و تاثیر گذار بر روی عملکرد کلی سیستم جذب سطحی
- ارزیابی اقتصادی سیستم تبرید جذب سطحی و مقایسه با سیستم‌های تبرید متداول

مراجع

- [1] م. میری، غ. بیاتی and م. ح. زربخش، مقدمه ای بر سیستم های تولید مشترک برق و حرارت، وزارت نیرو. تهران، ۱۳۸۳.
- [2] P. J. Mago and A. D. Smith, "Combined Cooling, Heating, and Power (CCHP) Systems," in *Handbook of Clean Energy Systems*, Chichester, UK: John Wiley & Sons, Ltd, 2015, pp. 1–15.
- [3] P. J. Mago and L. M. Chamra, "Analysis and optimization of CCHP systems based on energy, economical, and environmental considerations," *Energy and Buildings*, vol. 41, no. 10, pp. 1099–1106, 2009.
- [4] W. W. Pulkrabek, *Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine*, 2nd Ed., vol. 126, no. 1, 2004.
- [5] نیرومند and سعیدی، "تحلیل انرژی و انرژی سیستم تولید قدرت یک موتور دیزل دریایی،" *مدل سازی در مهندسی*, vol. 9, no. 25, pp. 47–56, 2011.
- [6] ا. داب زاده، "مدل سازی عددی انتقال جرم و حرارت در بستر مواد جاذب سیستم تبرید جذب سطحی با فین های شعاعی،" *پایان نامه ارشد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه فردوسی مشهد*، ۱۳۸۹.
- [7] H. Talebian, M. MahdaviKhah, and H. Niazmand, "Numerical Modeling of the Adsorbent Bed to Investigate the Particle Size Effect in Different Conditions," *Journal of Solid and Fluid Mechanics*, vol. 3, pp. 41–54, 2012.
- [8] Q. Pan, J. Peng, and R. Wang, "Experimental study of an adsorption chiller for extra low temperature waste heat utilization," *Applied Thermal Engineering*, vol. 163, no. September, p. 114341, 2019.
- [9] H. Demir, M. Mobedi, and S. Ülkü, "A review on adsorption heat pump: Problems and solutions," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 12, no. 9, pp. 2381–2403, 2008.
- [10] L. W. Wang, R. Z. Wang, and R. G. Oliveira, "A review on adsorption working pairs for refrigeration," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 13, no. 3, pp. 518–534, Apr. 2009.
- [11] D. W. Wu and R. Z. Wang, "Combined cooling, heating and power: A review," *Progress in Energy and Combustion Science*, vol. 32, no. 5–6, pp. 459–495, Sep. 2006.
- [12] A. M. Shipley and R. N. Elliott, "Distributed energy resources and combined heat and power: a declaration of terms," 2000.
- [13] ع. ملکیان، "بررسی و بهبود عملکرد سیستم cchp،" *پایان نامه ارشد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی شاهرود*، ۱۳۹۳.
- [14] F. Xu, D. Y. Goswami, and S. S. Bhagwat, "A combined power / cooling cycle," *Chemical Engineering*, vol. 25, pp. 233–246, 2000.
- [15] S. Vijayaraghavan and D. Y. Goswami, "On Evaluating Efficiency of a Combined Power and Cooling Cycle," *Journal of Energy Resources Technology*, vol. 125, no. 3, p. 221, 2003.
- [16] L. Z. Zhang, "A three-dimensional non-equilibrium model for an intermittent adsorption cooling system," *Solar Energy*, vol. 69, no. 1, pp. 27–35, 2000.

- [17] M. Liu and N. Zhang, "Proposal and analysis of a novel ammonia-water cycle for power and refrigeration cogeneration," *Energy*, vol. 32, no. 6, pp. 961–970, 2007.
- [18] J. Wang, Y. Dai, and L. Gao, "Parametric analysis and optimization for a combined power and refrigeration cycle," *Applied Energy*, vol. 85, no. 11, pp. 1071–1085, 2008.
- [19] J. cong Cao and F. qiang Liu, "Simulation and optimization of the performance in the air-conditioning season of a BCHP system in China," *Energy and Buildings*, vol. 40, no. 3, pp. 185–192, 2008.
- [20] Y. Huangfu, J. Y. Wu, R. Z. Wang, and Z. Z. Xia, "Experimental investigation of adsorption chiller for Micro-scale BCHP system application," *Energy and Buildings*, vol. 39, no. 2, pp. 120–127, 2007.
- [21] J. Pospisil, J. Fiedler, Z. Skala, and M. Baksa, "Comparison of cogeneration and trigeneration technology for energy supply of tertiary buildings," *WSEAS Transactions on Heat and Mass Transfer*, vol. 1, no. 3, pp. 262–267, 2006.
- [22] G. Chicco and P. Mancarella, "A unified model for energy and environmental performance assessment of natural gas-fueled poly-generation systems," *Energy Conversion and Management*, vol. 49, no. 8, pp. 2069–2077, 2008.
- [23] A. N. Shmroukh, A. H. H. Ali, and S. Ookawara, "Adsorption working pairs for adsorption cooling chillers: A review based on adsorption capacity and environmental impact," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 50, pp. 445–456, Oct. 2015.
- [24] D. C. C. Wang, Y. H. H. Li, D. Li, Y. Z. Z. Xia, and J. P. P. Zhang, "A review on adsorption refrigeration technology and adsorption deterioration in physical adsorption systems," *Renewable and sustainable energy reviews*, vol. 14, no. 1, pp. 344–353, Jan. 2010.
- [25] A. Alahmer, S. Ajib, and X. Wang, "Comprehensive strategies for performance improvement of adsorption air conditioning systems: A review," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 99, no. October 2018, pp. 138–158, Jan. 2019.
- [26] D. Wang, J. Zhang, X. Tian, D. Liu, and K. Sumathy, "Progress in silica gel – water adsorption refrigeration technology," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 30, pp. 85–104, 2014.
- [27] Y. Gupta, L. Metchop, A. Frantzis, and P. E. Phelan, "Comparative analysis of thermally activated, environmentally friendly cooling systems," *Energy Conversion and Management*, vol. 49, no. 5, pp. 1091–1097, May 2008.
- [28] H. T. Chua, K. C. Ng, A. Malek, T. Kashiwagi, A. Akisawa, and B. B. Saha, "Modeling the performance of two-bed, silica gel-water adsorption chillers," *International Journal of Refrigeration*, vol. 22, no. 3, pp. 194–204, May 1999.
- [29] X. Wang and H. T. Chua, "Two bed silica gel-water adsorption chillers: An effectual lumped parameter model," *International Journal of Refrigeration*, vol. 30, no. 8, pp. 1417–1426, 2007.
- [30] R. H. Mohammed, O. Mesalhy, M. L. Elsayed, and L. C. Chow, "Performance enhancement of adsorption beds with silica-gel particles packed in aluminum foams," *International Journal of Refrigeration*, vol. 104, pp. 201–212, 2019.
- [31] K. Iguchi, M. Nakayama, and A. Akisawa, "Method for estimating optimum cycle time based on adsorption chiller parameters," *International Journal of Refrigeration*, vol. 105, pp. 66–71, 2019.
- [32] A. Jafari and A. Haghighi Poshtiri, "Passive solar cooling of single-storey buildings by an adsorption chiller system combined with a solar chimney," *Journal of Cleaner Production*, vol. 141, pp. 662–682, Jan. 2017.

- [33] S. Li and J. Y. Wu, "Theoretical research of a silica gel–water adsorption chiller in a micro combined cooling, heating and power (CCHP) system," *Applied Energy*, vol. 86, no. 6, pp. 958–967, Jun. 2009.
- [34] X. Q. Kong *et al.*, "Experimental investigation of a micro-combined cooling, heating and power system driven by a gas engine," *International Journal of Refrigeration*, vol. 28, no. 7, pp. 977–987, 2005.
- [35] R. J. H. Grisel, S. F. Smeding, R. De Boer, and R. De Boer, "Waste heat driven silica gel/water adsorption cooling in trigeneration," *Applied Thermal Engineering*, vol. 30, no. 8–9, pp. 1039–1046, 2010.
- [36] H. Zhai, Y. J. Dai, J. Y. Wu, and R. Z. Wang, "Energy and exergy analyses on a novel hybrid solar heating, cooling and power generation system for remote areas," *Applied Energy*, vol. 86, no. 9, pp. 1395–1404, 2009.
- [37] م. س. م. طباطبایی، محاسبات تاسیسات ساختمان. تهران: روز بهان، ۱۳۸۲.
- [38] S. Nižetić, F. Barbir, A. Papadopoulos, and N. Duić, *Exergy, energy and environment*, vol. 43, no. 11. 2018.
- [39] A. Abusoglu and M. Kanoglu, "First and second law analysis of diesel engine powered cogeneration systems," *Energy Conversion and Management*, vol. 49, no. 8, pp. 2026–2031, 2008.
- [40] D. M. Ruthven, *Principles of adsorption and adsorption processes*. John Wiley & Sons, 1984.
- [41] K. Sumathy, K. H. Yeung, and L. Yong, "Technology development in the solar adsorption refrigeration systems," *Progress in Energy and Combustion Science*, vol. 29, no. 4, pp. 301–327, Jan. 2003.
- [42] M. Suzuki, "Adsorption for energy transport," *Japan: Adsorption Engineering*, 1980.
- [43] D. D. Do, *Adsorption Analysis: Equilibria and Kinetics: (With CD Containing Computer Matlab Programs)*, vol. 2. 1998.
- [44] E. E. Anyanwu, "Review of solid adsorption solar refrigeration II:: An overview of the principles and theory," *Energy Conversion and Management*, vol. 45, no. 7–8, pp. 1279–1295, 2004.
- [45] M. R. A. Afonso and V. Silveira Jr., "Characterization of Equilibrium Conditions of Adsorbed Silica □ Gel/Water Bed According To Dubinin □ Astakhov and Freundlich," *Revista de Engenharia Térmica*, vol. 4, no. 1, p. 03, 2005.
- [46] M. Ebrahimi and M. Soleimanpour, "Design and evaluation of combined cooling, heating and power using micro gas turbine, adsorption chiller and a thermal damping tank in micro scale," *Applied Thermal Engineering*, vol. 127, pp. 1063–1076, Dec. 2017.
- [47] S. Sadri, M. Ameri, and R. H. Khoshkhoo, "A new approach to thermo-economic modeling of adsorption desalination system," *Desalination*, vol. 428, no. November 2017, pp. 69–75, 2018.
- [48] E. E. Vasilescu, R. Boussehain, and M. L. Feidt, "Exergy analysis of an adsorption refrigeration machine," *International Journal of Exergy*, vol. 4, no. 2, pp. 197–215, 2007.
- [49] "https://www.car.info/en-se/volvo/amazon/amazon-121-p130-m4-1965-185286/specs."
- [50] ا. ابراهیم نتایج تیجی، "تحلیل عملکرد گذرای چیلر جذبی آب - آمونیاک و آب - لیتیوم بروماید،" پایان نامه /رشد ، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه سمنان، ۱۳۹۶.

Abstract

In the present study, the model of a simultaneous production system (cchp) that responds to the amount of heat and cold load required by a residential building located in Tehran, which has been done by Revit software, has been modeled an internal combustion engine (otto) was used as the primary actuator and a two-bed adsorption chiller with a silica gel-water pair was used for cooling operations.

Adsorption chillers are a new way to replace compression refrigeration systems and absorption. These chillers are based on the adsorption and desorption of an adsorbent in the adsorbent (silica gel), which is a porous solid. In this sense, the system under study has a new combination of simultaneous production systems this is because absorption systems are commonly used for cooling operations in conventional production systems. For this purpose, the initial stimulus in proportion to the amount of load required by the relevant building is first modeled and the heat dissipation of the engine is recovered using a heat exchanger. And this energy is used for the amount of heating and cooling required by the building. And now, the behavior of adsorption chillers in different modes is examined, which has a significant effect on the coefficient of performance and cooling power, which are the two basic parameters in determining the performance evaluation of the refrigeration system. EES software has also been used for calculations. The results show that with increasing the temperature of the incoming hot water, the cooling power and the coefficient of performance increase, which is the highest amount of cooling power at 90°C equal 7.445 kW and the coefficient of performance at 58.5°C is equal to 0.6519. Also, with the increase of cooling water temperature from 20°C to 40°C, the amount of coefficient of performance decreases from 0.6054 to 0.4903 and the cooling power decreases from 9.834 kW to 3.874 kW. As the mass value of the hot water flow increases, the amount of cooling power and the coefficient of performance increases. Approximately 1,115 watts of cooling per kilogram of adsorption is obtained by the surface adsorption system.

Also, with the help of the analysis of the second law of thermodynamics, the amount of exergy destruction and exergy efficiency at different stages of the surface adsorption cycle have been investigated, which shows the results as the temperature of the incoming hot water enters the bed, the amount of exergy destruction increases and the exergy efficiency decreases. Also, as the temperature of the cooling water entering the bed increases, the amount of exergy destruction decreases, and the exergy efficiency, like exergy destruction, declines. This is because as the cooling temperature rises, lower amounts of refrigerant are absorbed, reducing the amount of cooling power that causes the exergy efficiency to decline. Finally, we examined the parameters affecting the performance of the absorption chiller under the influence of the total efficiency and the exergy efficiency of the whole system, which shows the results., the total efficiency of the system at the inlet water temperature is 90% equal to 61.46% and the total exergy efficiency is equal to 50.05%.and increasing the cooling water temperature from 20°C to 40°C reduces the total efficiency and exergy efficiency of the whole system from 63.22% to 58.82% and 50.1% to 49.9%, respectively. Also, as the mass rate increases, the amount of total efficiency and exergy efficiency of the whole system increases.

Keywords : cchp, adsorption chiller, silica gel-water, coefficient of performance, cooling power, exergy destruction, exergy efficiency



Shahrood University of
Technology

Faculty of Mechanical and Mechatronics Engineering

M.Sc. Thesis in Energy Conversion Engineering

Thermodynamic modeling and energy and exergy analyses of a silica gel–water adsorption chiller in combined cooling, heating and power (CCHP) system

By: Sajad Zahani

Supervisor:

Dr. Seyed Majid Hashemian

Dr. Mahmood Chahartaghi

July 2020

