

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ



دانشکده مکانیک

پایان نامه کارشناسی ارشد مهندسی سیستم‌های انرژی

ارزیابی فنی، اقتصادی و زیست محیطی سامانه سرمایش جذبی (سطحی) خورشیدی با استفاده از لوله‌های گرمایی

نگارنده: محمد علی عبادی افشار

استاد راهنما

دکتر احمد نظری

مهر ۱۴۰۰

شماره: ۲/۲۴۰/۲۰۲
تاریخ: ۱۴۰۲/۰۹/۱۷
ویرایش:

باسمه تعالی

فرمهای ارزشیابی پایان نامه کارشناسی ارشد
مربوط به ورودی‌های ۹۴ به بعد



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 آقای محمدعلی عبادی افشار با شماره دانشجویی ۹۷۱۱۲۴۴ رشته مهندسی سیستم‌های انرژی گرایش سیستم‌های انرژی تحت عنوان ارزیابی فنی، اقتصادی و زیست محیطی سامانه سرمایش جذبی (سطحی) خورشیدی با استفاده از لوله‌های گرمایی که در تاریخ ۱۴۰۰/۰۷/۲۸ با حضور هیأت محترم داوران در دانشگاه صنعتی شاهرود برگزار شد به شرح ذیل اعلام می‌گردد:

<input type="checkbox"/> الف) درجه عالی: نمره ۱۹-۲۰	<input type="checkbox"/> ب) درجه خیلی خوب: نمره ۱۸-۱۸/۹۹
<input checked="" type="checkbox"/> ج) درجه خوب: نمره ۱۶-۱۷/۹۹	<input type="checkbox"/> د) درجه متوسط: نمره ۱۴-۱۵/۹۹
<input type="checkbox"/> ه) کمتر از ۱۴ غیر قابل قبول و نیاز به دفاع مجدد دارد	
نوع تحقیق: <input checked="" type="checkbox"/> نظری <input type="checkbox"/> عملی	

عضو هیأت داوران	نام و نام خانوادگی	مرتبه علمی	امضاء
۱- استاد راهنمای اول	جناب دکتر احمد نظری	استادیار	
۲- استاد راهنمای دوم			
۳- استاد مشاور			
۴- استاد داور اول	جناب دکتر محمد ضامن	استادیار	
۵- استاد داور دوم	جناب دکتر محمد حسین احمدی	دانشیار	
۶- نماینده تحصیلات تکمیلی	جناب دکتر علی جباری مقدم	دانشیار	

نام و نام خانوادگی رئیس دانشکده: جناب دکتر مهدی گردویی

تاریخ و امضاء و مهر دانشکده:



۱۴۰۲/۰۹/۱۷

تقدیم اثر

تقدیم به خانواده و همسر عزیز و مهربانم

که در سختی ها و دشواری های زندگی، همواره یاور و دلسوز و فداکار

و پشتیبانی محکم برایم بودند.

مشکر و قدردانی

خداوند بزرگ را شاکرم که یاری ام کرد تا بخش دیگری از زندگی را بیایم. بیمودن این مسیر بدون طلف بی دریغ بسیاری از اساتید و دوستان عزیز بسیار دشوار می نمود. لذا بر خود وظیفه میدانم در این فرصت از ایشان یاد کرده و حداقل مراتب سپاس گزاری را بجا آورم.

ابتدا از استاد گرامی جناب دکتر احمد نظری که زحمت راهنمایی این پایان نامه را بر عهده داشتند، کمال سپاس را دارم. همچنین لازم است از تمامی اساتید دانشکده 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 مینمایم.

تعمدنامه

اینجانب محمد علی عبادی افشار دانشجوی دوره کارشناسی ارشد رشته مهندسی سیستم‌های انرژی دانشکده مکانیک دانشگاه صنعتی شاهرود نویسنده پایان‌نامه ارزیابی فنی، اقتصادی و زیست محیطی سامانه سرمایه‌گذاری (سطحی) خورشیدی با استفاده از لوله‌های گرمایی

تحت راهنمایی دکتر احمد نظری متعهد می‌شوم:

- تحقیقات در این پایان‌نامه توسط اینجانب انجام شده‌است و از صحت و اصالت برخوردار است .
- در استفاده از نتایج پژوهش‌های محققان دیگر به مرجع مورد استفاده استناد شده‌است .
- مطالب مندرج در پایان‌نامه تاکنون توسط خود یا فرد دیگری برای دریافت هیچ نوع مدرک یا امتیازی در هیچ جا ارائه نشده‌است .
- کلیه حقوق معنوی این اثر متعلق به دانشگاه صنعتی شاهرود می‌باشد 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 پایان‌نامه تأثیرگذار بوده اند در مقالات مستخرج از پایان‌نامه رعایت می‌گردد.
- در کلیه مراحل انجام این پایان‌نامه، در مواردی که از موجود زنده (یا بافت‌های آن‌ها) استفاده شده‌است ضوابط و اصول اخلاقی رعایت شده‌است .
- در کلیه مراحل انجام این پایان‌نامه، در مواردی که به حوزه اطلاعات شخصی افراد دسترسی یافته یا استفاده شده‌است اصل رازداری، ضوابط و اصول اخلاق انسانی رعایت شده‌است .



تاریخ: ۱۴۰۰/۰۷/۲۸

امضای دانشجو:

مالکیت نتایج و حق نشر

کلیه حقوق معنوی این اثر و محصولات آن (مقالات مستخرج، کتاب، برنامه‌های رایانه‌ای، نرم افزارها و تجهیزات ساخته شده‌است) متعلق به دانشگاه صنعتی شاهرود می‌باشد. این مطلب باید به نحو مقتضی در تولیدات علمی مربوطه ذکر شود. استفاده از اطلاعات و نتایج موجود در پایان‌نامه بدون ذکر مرجع مجاز نمی‌باشد.

چکیده

سیستم‌های تهویه مطبوع جذبی به دو دسته حجمی و سطحی تقسیم شده‌اند. این سیستم‌ها هرچند دارای مزیت‌های بسیاری نسبت به سیستم‌های تراکمی هستند اما کاستی‌ها و نواقصی هم دارند که مطالعه و تحلیل آن‌ها را مهم می‌سازد. از مهم‌ترین مزایای آن‌ها مصرف انرژی بسیار کم به دلیل حذف کمپرسور الکتریکی، استهلاک و صدای کم به دلیل عدم وجود قطعات مکانیکی، مناسب برای مناطق گرم و خشک کویری به دلیل استفاده از کلکتور و پنل‌های خورشیدی است. یکی از مشکلاتی که این سیستم داراست مصرف زیاد آب در کندانسور و بسترهای جاذب است که به منظور چگالش مبرد و خنک کردن بستر جاذب استفاده می‌شود که با توجه به کم‌آبی کشورمان مشکل بزرگی می‌باشد. هدف این پایان‌نامه حذف برج خنک‌کننده تبخیری با استفاده از لوله‌های گرمایی است، همچنین مدل‌سازی ترمودینامیکی قسمت‌های جذبی سیستم به‌منظور طراحی لوله گرمایی مناسب برای سیستم انجام گرفته و تاثیر پارامترهای ورودی مختلف بر عملکرد سیستم مورد بررسی قرار گرفت. نتایج نشان داد امکان استفاده از لوله گرمایی در سیستم وجود دارد و با توجه به شرایط ورودی مقدار بار حرارتی انتقالی از هر لوله ترموسیفون به طول ۷۰ سانتی متر با مایع کاری آب، ۱۴۰ وات و مقدار ضریب عملکرد سیستم برای زوج کاری سیلیکاژل-آب ۰/۴۶ می‌باشد. هزینه ساخت دستگاه با توجه به مواد به کار رفته در سیستم حدود ۷۳۷۸ دلار است. این سیستم سالانه از انتشار ۳۲۶۵ کیلوگرم کربن دی اکسید جلوگیری کرده و همچنین به دلیل بسته بودن سیستم و استفاده از آب به عنوان مبرد، هیچگونه مصرف آب نداشته و برای محیط زیست خطرناک نمی‌باشد.

کلمات کلیدی: چیلر جذبی، جذب سطحی، انرژی خورشیدی، لوله‌های گرمایی

فهرست مطالب

ک	فهرست جداول
ل	فهرست اشکال
ن	فهرست علائم
۱	فصل ۱: مقدمه
۲	۱-۱ مقدمه.....
۳	۱-۲ خواص فیزیکی جاذب و ماده جذب شونده.....
۴	۱-۳ جاذب.....
۵	۱-۴ جذب سطحی.....
۵	۱-۴-۱ جذب سطحی فیزیکی.....
۶	۱-۴-۲ جذب سطحی شیمیایی.....
۶	۱-۴-۳ پارامترهای موثر در فرآیند جذب سطحی.....
۷	۱-۴-۴ ایزوترم جذب سطحی.....
۹	۱-۴-۵ سینتیک جذب سطحی.....
۹	۱-۵ سیستم تبرید جذب سطحی با فرآیندهای پیش گرم و پیش سرد.....
۱۰	۱-۵-۱ عملکرد چیلر جذب سطحی دو محفظه‌ای.....
۱۲	۱-۶ لوله‌های گرمایی گرانشی (ترموسیفون).....
۱۴	۱-۶-۱ طراحی و ساخت ترموسیفون.....
۱۹	۱-۶-۲ کاربردهای صنعتی ترموسیفون.....

۲۳	فصل ۲: مروری بر منابع
۲۴	۲-۱ مقدمه
۲۴	۲-۲ سیستم تبرید جذب سطحی دو محفظه‌ای
۳۸	۲-۳ اهداف و نوآوری‌های پژوهش
۴۱	فصل ۳: مدلسازی و روابط حاکم بر آن
۴۲	۳-۱ مقدمه
۴۲	۳-۲ توصیف چیلر جذب سطحی
۴۳	۳-۲-۱ مدل‌سازی ریاضی
۴۴	۳-۲-۲ ایزوترم جذب سطحی
۴۵	۳-۲-۳ نرخ جذب سطحی
۴۶	۳-۲-۴ تعادل انرژی المان‌های جذب سطحی و جداسازی مبرد از جاذب
۴۷	۳-۲-۵ تعادل انرژی کندانسور
۴۸	۳-۲-۶ تعادل انرژی اواپراتور
۴۹	۳-۲-۷ تعادل جرم
۴۹	۳-۲-۸ عملکرد سیستم تبرید جذب سطحی دو محفظه‌ای
۵۱	۳-۳ مدل‌سازی ریاضی لوله گرمایی ترموسیفون
۵۴	۳-۳-۱ مدل‌های مقاومت حرارتی
۶۱	۳-۳-۲ محدودیت‌های انتقال حرارت
۶۹	۳-۴ بررسی اقتصادی سیستم
۶۹	۳-۴-۱ متد نرخ‌های بهره
۷۰	۳-۴-۲ متد بازگشت سرمایه

- ۳-۴-۳ متد ارزش حال و ارزش کل سرمایه‌گذاری در پایان عمر پروژه..... ۷۰
- ۳-۴-۴ متد فاکتور تنزیل..... ۷۱
- ۳-۴-۵ متد فاکتور تورم..... ۷۱
- ۳-۴-۶ متد ارزش پول خالص..... ۷۱
- ۳-۴-۷ متد ارزش کل سیستم پس از پایان عمر..... ۷۲
- ۳-۵ بررسی زیست محیطی سیستم..... ۷۲
- ۳-۶ شبیه‌سازی سیستم..... ۷۳
- ۳-۶-۱ شبیه‌سازی سیستم تبرید جذب دو محفظه‌ای..... ۷۳
- ۳-۶-۲ روش طراحی گرمایی ترموسیفون..... ۷۳

فصل ۴: ارائه نتایج

۷۵

- ۴-۱ مقدمه..... ۷۶
- ۴-۲ ارزیابی فنی..... ۷۶
- ۴-۲-۱ اعتبارسنجی چیلر جذب سطحی..... ۷۶
- ۴-۲-۲ تاثیر زمان سیکل بر روی عملکرد سیستم تبرید جذب سطحی دو محفظه‌ای..... ۷۹
- ۴-۲-۳ تغییرات بار حرارتی ورودی به بستر سیستم تبرید جذب دو محفظه‌ای..... ۸۱
- ۴-۲-۴ تاثیر آب گرم و سرد ورودی بر روی ضریب عملکرد سیستم تبرید جذب سطحی دو محفظه‌ای..... ۸۱
- ۴-۲-۵ تاثیر آب گرم و سرد ورودی بر روی ضریب عملکرد سیستم تبرید جذب سطحی دو محفظه‌ای..... ۸۲
- ۴-۲-۶ تاثیر تغییرات دبی جریان بر روی ضریب عملکرد سیستم تبرید جذب سطحی..... ۸۳
- ۴-۲-۷ تاثیر تغییرات دبی جریان بر روی ظرفیت سرمایش سیستم تبرید جذب سطحی.... ۸۴

۸-۲-۴	تأثیر تغییرات دبی جریان بر روی دمای خروجی آب سرد تامین کننده بار سرمایشی سیستم	۸۵
۹-۲-۴	تبرید جذب سطحی	۸۵
۹-۲-۴	نتایج محدودیت‌ها و مقاومت‌های لوله‌گرمایی	۸۶
۱۰-۲-۴	تأثیر قطر لوله‌گرمایی بر عملکرد آن	۸۸
۱۱-۲-۴	تأثیر ضخامت پره بر عملکرد لوله‌گرمایی	۸۸
۱۲-۲-۴	تأثیر طول پره بر عملکرد لوله‌گرمایی	۸۹
۱۳-۲-۴	تأثیر تعداد پره بر عملکرد لوله‌گرمایی	۹۰
۳-۴	ارزیابی اقتصادی سیستم سرمایش جذبی	۹۱
۱-۳-۴	برآورد هزینه سلیکاژل	۹۱
۲-۳-۴	برآورد هزینه شیر برقی	۹۱
۳-۳-۴	برآورد هزینه مبدل‌های داخل سیستم	۹۲
۴-۳-۴	مجموع هزینه‌ها	۹۳
۵-۳-۴	محاسبه هزینه‌های صرفه‌جویی شده	۹۴
۶-۳-۴	پارامترهای اقتصادی	۹۵
۴-۴	ارزیابی زیست محیطی سیستم سرمایش جذبی سطحی خورشیدی	۹۵
۹۷	فصل ۵: نتیجه‌گیری و پیشنهادات	
۹۸	۵-۱ نتیجه‌گیری	۹۸
۹۸	۵-۲ پیشنهادات	۹۸
۹۹	مراجع	۹۹

فهرست جداول

- جدول ۱-۱ لیست سازگاری مایع و پوشش مواد..... ۱۸
- جدول ۱-۳ مربوط به پارامترهای استفاده شده در معادله‌های ۳-۳ و ۴-۳ و ۵-۳..... ۴۵
- جدول ۲-۳ مقادیر اتخاذ شده در شبیه سازی سیکل..... ۵۰
- جدول ۳-۳ ترتیب بزرگی مقاومت ترموسیفونی مدار حرارتی نشان داده شده در شکل ۱-۳..... ۵۳
- جدول ۴-۳ شرایط کاری استاندارد برای چیلر جذب سطحی دو محفظه‌ای..... ۷۳
- جدول ۱-۴ مقایسه و درصد خطای مدل سازی..... ۷۷
- جدول ۲-۴ نتایج به دست آمده با داده‌های ورودی..... ۷۸
- جدول ۳-۴ مشخصات لوله گرمایی استفاده شده در سیستم خنک کننده..... ۷۸
- جدول ۴-۴ مشخصات پره‌های لوله گرمایی..... ۷۸
- جدول ۴-۴ مقادیر به دست آمده برای لوله گرمایی مورد استفاده..... ۸۷
- جدول ۵-۴ هزینه‌های سیستم سرمایه‌گذاری..... ۹۳
- جدول ۶-۴ هزینه‌های صرفه‌جویی شده..... ۹۵

فهرست اشکال

- شکل ۱-۱ طرح کلی سیستم تبرید جذب سطحی دو محفظه‌ای..... ۱۱
- شکل ۲-۱ شماتیک اصول کار ترموسیفون..... ۱۳
- شکل ۳-۱ شماتیک ترموسیفون حلقه‌ای..... ۱۴
- شکل ۴-۱ روش طراحی ترموسیفون..... ۱۵
- شکل ۵-۱ نمودار یک ماده خالص..... ۱۷
- شکل ۶-۱ شماتیک یک مبدل حرارتی ترموسیفونی..... ۱۹
- شکل ۷-۱ مبدل حرارتی ترموسیفون گاز مایع ، با لوله‌های پره‌ای در اواپراتور..... ۲۰
- شکل ۸-۱ مبدل‌های حرارتی ترموسیفون پیکربندی ماژول..... ۲۰
- شکل ۹-۱ شماتیک یک خنک‌کننده ترموسیفونی برای انتقال انرژی گرمایی..... ۲۱
- شکل ۱-۲ طرح کلی سیستم تبرید جذب سطحی دو محفظه‌ای پایان‌نامه حاضر..... ۳۹
- شکل ۱-۳ مدار حرارتی ترموسیفون..... ۵۲
- شکل ۲-۳ بازده پره‌های حلقوی با مقطع عرضی مستطیلی..... ۶۱
- شکل ۳-۳ پدیده‌های نوسان در ترموسیفون‌ها..... ۶۷
- شکل ۱-۴ پروفیل دمای خروجی سیال‌های منتقل‌کننده حرارت برای داده‌های آزمایشگاهی و شبیه‌سازی شده سیستم تبرید جذب سطحی دو محفظه‌ای سیلیکاژل-آب..... ۷۷
- شکل ۲-۴ پروفیل دمای قسمت‌های مختلف سیستم تبرید جذب سطحی دو محفظه‌ای سیلیکاژل-آب..... ۷۹
- شکل ۳-۴ تغییرات ضریب عملکرد و ظرفیت سرمایش سیستم تبرید جذب سطحی دو محفظه‌ای با زوج کاری سیلیکاژل-آب نسبت به زمان سیکل..... ۸۰

- شکل ۴-۴ تغییرات بار حرارتی ورودی به بستر جاذب.....۸۱
- شکل ۴-۵ تاثیر تغییرات آب گرم و سرد ورودی بر ضریب عملکرد سیستم تبرید جذب سطحی با جاذب سیلیکاژل.....۸۲
- شکل ۴-۶ تاثیر تغییرات آب گرم و سرد ورودی بر ظرفیت سرمایش سیستم تبرید جذبی با جاذب سیلیکاژل.....۸۳
- شکل ۴-۷ تاثیر تغییرات دبی جریان بر ضریب عملکرد سیستم تبرید جذب سطحی با جاذب سیلیکاژل.....۸۴
- شکل ۴-۸ تاثیر تغییرات دبی جریان بر ظرفیت سرمایش سیستم تبرید جذب سطحی با جاذب سیلیکاژل.....۸۵
- شکل ۴-۹ تاثیر تغییرات دبی جریان بر روی دمای خروجی آب سرد تامین کننده بار سرمایشی سیستم تبرید جذب سطحی با جاذب سیلیکاژل.....۸۶
- شکل ۴-۱۰ تاثیرات قطر لوله بر کمترین مقدار محدودیت‌ها در هر قطر.....۸۷
- شکل ۴-۱۱ تاثیر قطر لوله گرمایی بر بار حرارتی انتقالی و تعداد لوله مورد نیاز برای مخزن خنک کننده.....۸۸
- شکل ۴-۱۲ تاثیر ضخامت پره بر بار حرارتی انتقالی و تعداد لوله مورد نیاز برای مخزن خنک کننده.....۸۹
- شکل ۴-۱۳ تاثیر طول پره بر بار حرارتی انتقالی و تعداد لوله مورد نیاز برای مخزن خنک کننده.....۹۰
- شکل ۴-۱۴ تاثیر تعداد پره بر بار حرارتی انتقالی و تعداد لوله مورد نیاز برای مخزن خنک کننده.....۹۱

فهرست علائم

علائم بخش جذبی

واحد	نماد	پارامتر
m^2	A	مساحت
-	COP	ظرفیت عملکرد
$Kj/kg.k$	C_p	ظرفیت گرمای ویژه
m^2/s	D_s	ضریب نفوذپذیری سطح
$Kj/k mol$	E_a	انرژی فعال سازی
Kj/kg	h	آنتالپی
$1/s$	$K_s a_v$	ضریب انتقال جرم
kg	M	جرم
Kg/s	\dot{m}	دبی جرمی
pa	P_s	فشار اشباع
Kj/kg	Q_{is}	گرمای جذب سطحی
$Kj/k mol.k$	R	ثابت جهانی گاز
m	R_p	شعاع ذره جاذب
Kw/kg	SCP	ظرفیت سرمایشی مخصوص
-	SE	بستر جاذب
k	T	دما
k	T_s	دمای بستر جاذب
k	T_w	دمای مبرد (آب)
$Kw/m^2.k$	U	ضریب کلی انتقال گرما
Kg/kg	x_{eq}	مقدار جذب سطحی در شرایط تعادل

Kg/kg	x_{max}	بیشینه ظرفیت جذب سطحی
زیرنویس		مفهوم
<i>a</i>		ادزبر
<i>ads</i>		فرآیند جذب سطحی
<i>bed</i>		بستر
<i>chilled</i>		آب سرد تامین کننده بار سرمایشی
<i>Con</i>		کندانسور
<i>cooling</i>		آب سرد تامین شده از برج خنک کننده
<i>cu</i>		مس
<i>cycle</i>		سیکل
<i>des</i>		فرآیند جداسازی مبرد از جاذب
<i>eva</i>		اواپراتور
<i>fg</i>		تغییر حالت مایع به گاز و بالعکس
<i>fHex</i>		پره مبدل حرارتی
<i>hot</i>		آب گرم
<i>i</i>		فرآیند جذب سطحی یا جداسازی
<i>in</i>		سیال ورودی
<i>j</i>		سیال تامین شده از منبع گرما یا برج خنک کننده
<i>kHex</i>		لوله مبدل حرارتی
<i>out</i>		سیال خروجی
<i>w</i>		آب

علائم بخش لوله گرمایی

واحد	نماد	پارامتر
m	<i>A</i>	مساحت
-	<i>Bo</i>	عدد باند
-	<i>C_w</i>	پارامتر بی بعد

m	d_i	قطر داخلی
m	d_o	قطر خارجی
-	F	ضریب پرتودگی اواپراتور
m/s ²	g	ثابت گرانشی
w/m ² .k	h	ضریب انتقال گرمای جابجایی
w/m.k	K	ضریب رسانایی گرما
m	L	طول
pa	P	فشار
k/w	R	مقاومت حرارتی
-	Re	عدد رینولدز
m ³	V	حجم
degree	β	زاویه لوله نسبت به افق
-	η	ضریب عملکرد پره
N.s/m ²	μ	ویسکوزیته
N/m	σ	کشش سطحی
m ³ /kg	v	حجم مخصوص
Kg/m ³	ρ	چگالی
زیرنویس		مفهوم
a		آدیاباتیک
atm		اتمسفر
boi		حد جوشش
c		کندانسور
$crit$		بحرانی
e		اواپراتور
ef		موثر
ent		حد استخر و فیلم سیال

l

حالت مایع

lv

تغییر حالت مایع به گاز و بالعکس

son

حد صوتی

v

حالت بخار

فصل ۱: مقدمه

۱-۱ مقدمه

افزایش نرخ تولید گازهای گلخانه‌ای و قیمت بالای حامل‌های انرژی و نگرانی از گرم شدن کره زمین که منجر به ذوب یخچال‌های طبیعی می‌شود و همچنین کم‌آبی در مناطق خشک و کویری، اهمیت وجود سامانه‌های سرمایشی که از منابع انرژی تجدیدپذیر و مبردهای دوستدار محیط زیست استفاده می‌کنند را مشخص می‌کند. در سال‌های اخیر سیستم‌های سرمایش گوناگونی برای استفاده از منابع انرژی تجدیدپذیر ساخته شده‌اند. یک نوع از این سیستم‌ها، سیستم‌های تهویه مطبوع چیلر جذب سطحی^۱ می‌باشد که از فرآیند جذب سطحی^۲ و واجذب^۳ برای تولید ظرفیت سرمایش بهره می‌برد. منبع انرژی حرارتی این سیستم شامل گرمای هدر رفت^۴ صنایع و انرژی‌های تجدیدپذیر همچون خورشیدی^۵ می‌باشد. تکنولوژی سرمایش جذب سطحی در مقایسه با تبرید تراکمی بخار، مقدار کمی انرژی الکتریکی مصرف می‌کند و می‌تواند انرژی گرمایی را ذخیره کند. عملکرد آسان و استهلاک کمتر به واسطه عدم وجود قطعات مکانیکی و همچنین بی‌صدا بودن از دیگر مزایای این سیستم‌ها به‌شمار می‌رود و باعث می‌شود هزینه نگهداری آن‌ها، در مقایسه با سیستم‌های تبرید تراکمی بخار پایین باشد. بررسی بین تکنولوژی‌های تبرید جذبی مایع^۶ و جذب سطحی نشان می‌دهد سیستم جذب سطحی توانایی عملکرد بین دمای منبع گرم ۵۰ تا ۶۰۰ درجه سانتی‌گراد را دارد. همچنین تبرید جذب سطحی در قسمت کندانسور^۷، مثل سیستم تبرید آمونیاک-آب، مشکلاتی مانند پدیده خوردگی و تبلور^۸ را ندارد. در سیستم جذبی مایع، جاذب (محلول) در فاز مایع قرار دارد اما در سیستم جذب سطحی،

^۱ ADC – adsorption cooling system

^۲ Adsorption process

^۳ Desorption process

^۴ Waste heat

^۵ Solar energy

^۶ Absorption cooling system

^۷ Condenser

^۸ Crystallization

جاذب^۱ جامد می‌باشد. تکنولوژی‌های جذبی برای انجام فرآیندها به پمپ برای انتقال زوج کاری نیاز دارند اما تکنولوژی‌های جذب سطحی برای انجام واکنش و انتقال به بخش‌های گوناگون سیستم نیاز به هیچگونه وسیله الکترومکانیکی ندارند بلکه منتقل شدن مبرد آن‌ها به گرادیان دما مربوط می‌باشد که منجر به کاهش هزینه ساخت و انرژی مصرفی آن‌ها شده‌است. همچنین می‌توان از آن‌ها در لوکوموتیوها، اتوبوس‌ها، قایق‌ها و فضاپیماها استفاده نمود. از مشکلاتی که این سیستم‌ها دارند مصرف زیاد آب در قسمت برج خنک‌کن به دلیل تبخیر بخش بزرگی از آب می‌باشد که با استفاده از لوله‌های گرمایی و بسته نمودن سیستم در این قسمت مشکل برطرف می‌گردد [۱].

۲-۱ خواص فیزیکی جاذب و ماده جذب شونده

فرآیند جذب سطحی نخست توسط بروناتوره [۲] مطرح گردید. هنگامی که گاز یا بخار در تماس با یک جسم متخلخل قرار گیرد قسمتی از این گاز یا بخار توسط آن جذب می‌شود. این فرآیند در حجم ثابت باعث افت فشار می‌شود و در فشار ثابت باعث کاهش حجم می‌شود. مولکول‌ها در فاز سیال، یا وارد جامد متخلخل می‌شوند و یا به سطح خارجی جامد می‌چسبند. به این فرآیند جذب سطحی گفته می‌شود. جامدی که بخار یا گاز را جذب نموده جاذب شناخته می‌شود؛ ماده‌ای هم که در فاز سیال است مبرد یا ماده جذب‌شونده نامیده می‌شود. برای گازی که وارد جاذب می‌شود یا به شکل محلول جامد در می‌آید و یا اینکه با جاذب واکنش داده و به شکل یک مولفه در می‌آید. همینطور برای گازی که روی سطح جامد به صورت پیوسته باقی می‌ماند نیز امکان دو حالت وجود دارد. یا با واکنشی ضعیف، روی سطح جاذب قرار می‌گیرد (همانند فرآیند چگالش) یا با واکنشی قوی‌تر، مثل واکنش شیمیایی به سطح جاذب می‌چسبد [۱].

^۱ Adsorbent

۳-۱ جاذب

موادی با ساختار متخلخل و روزنه‌های ریز به عنوان جاذب نامیده می‌شوند. بر پایه میزان نفوذپذیری، خصوصیات آن‌ها مورد بررسی قرار می‌گیرند. هر جامد متخلخل^۱، از حفره‌هایی با قطرهای مختلفی تشکیل شده‌است. می‌توان ساختمان کلی جاذب‌ها را به ۳ گروه زیر طبقه‌بندی نمود:

۱. ماکرو حفره‌ها^۲ که دارای قطر بیشتر از ۵۰ نانومتر می‌باشند.

۲. مزو حفره‌ها^۳ که قطرشان بین ۲ تا ۵۰ نانومتر می‌باشند.

۳. میکرو حفره‌ها^۴ که دارای قطر کمتر از ۲ نانومتر می‌باشند.

در تکنولوژی‌های جذب سطحی، جامدهای متخلخلی که در صنعت تهویه مطبوع به کار می‌روند بر پایه کنترلی که در قطر حفره‌ها صورت می‌گیرد، در دو دسته تقسیم می‌شوند:

۱. جاذب‌هایی که تعداد و قطر حفره‌های آن‌ها در فرآیندهای صنعتی تولید می‌شود. به عنوان مثال می‌توان به سیلیکاژل^۵، اکسید آلومینیم^۶ و کربن فعال^۷ اشاره نمود.

۲. جاذب‌هایی که قطر حفره‌های آن‌ها به وسیله ساختمان کریستالیشان بررسی می‌شود همانند زئولیت‌ها^۸.

یکی از جاذب‌های پرکاربرد در سیستم‌های جذبی سطحی، سیلیکاژل می‌باشد که به دو نوع دانه میکرو و دانه ماکرو تقسیم می‌شوند. در سیکل‌هایی که با فشار اتمسفر در ارتباط هستند از دانه ماکرو یا رطوبت‌گیر^۹ و در

^۱ Porous

^۲ Macropores

^۳ Mesopores

^۴ Micropores

^۵ Silica-gel

^۶ Alumina

^۷ Activated Carbon

^۸ Zeolites

^۹ Desiccant

سیکل‌هایی که در فشارهای پایین‌تر از اتمسفر هستند از دانه میکرو استفاده می‌شود [۱].

۴-۱ جذب سطحی

به فرآیندی که در آن ماده جذب شونده^۱ یا مبرد توسط جاذب جامد جذب می‌شود جذب سطحی می‌گویند. در حین فرآیند جذب سطحی به علت تغییر فاز مبرد از گاز به مایع گرما تولید می‌شود که به آن گرمای جذب سطحی^۲ می‌گویند. مقدار این گرما به ماهیت جذب‌شونده (مبرد) و جاذب مربوط است. نظریه‌های مختلفی در مورد فرآیند جذب وجود دارد که مهمترین آن‌ها نظریه لانگمویر^۳ است. طبق این نظریه، نیروهای ایجاد شده توسط جذب شبیه نیروهای ایجاد شده توسط پیوند مولکولی (لاندن) هستند. بنابراین، فعل و انفعال بین مولکول‌های ماده جذب‌شونده و سطح جاذب یا به دلیل نیروهای بسیار ضعیف (مانند نیروهایی که باعث میعان گاز می‌شوند) یا به دلیل نیروهای بسیار قوی (مانند پیوند شیمیایی ایجاد شده بین جاذب و ماده جذب‌شونده) رخ می‌دهد. بنابراین، بر اساس نوع پیوند بین جاذب و ماده جذب‌شونده، واکنش جذب به دو گروه تقسیم می‌شود [۱].

۴-۱-۱ جذب سطحی فیزیکی

در جذب فیزیکی، از آنجا که دو نیرو بر روی جاذب وجود دارد، مولکول‌های مایع جذب می‌شوند:
۱. دسته اول این نیروها شامل نیروهای پراکنده^۴ و نیروهای دافعه^۵ است. به این نیروها نیروهای لاندن و واندروالسی گفته می‌شود.

^۱ Adsorbate

^۲ Isotheric heat

^۳ Langmuir

^۴ Dispersion force

^۵ Repulsion force

۲. نوع دوم این نیروها نیروهای الکترواستاتیک^۱ یا کولنی^۲ ناشی از وجود دو قطبی الکتریکی یا بارهای الکتریکی خاص در مولکول‌های سطح جاذب هستند.

نیروی پراکندگی همیشه بین دو اتم یا دو مولکول است. اگر سطح جاذب قطبی باشد و مولکول‌های ماده جذب‌شونده دو قطبی پایدار مانند مولکول‌های آب یا چهار قطبی پایدار (مولکول‌های نیتروژن) باشند در این حالت ما یک پدیده جذب بسیار قوی‌تری خواهیم داشت. به طور کلی، پدیده جذب فیزیکی یک فرآیند برگشت‌پذیر است زیرا به دلیل نیروهای ضعیف بین ماده جذب‌شونده و جاذب یا واندروالسی، ماده جذب‌شونده به صفحه کریستال جاذب نفوذ نمی‌کند، بلکه در سطح جاذب متخلخل قرار می‌گیرد [۱].

۲-۴-۱ جذب سطحی شیمیایی

در جذب شیمیایی، نیروهای ایجاد شده بین مولکول‌ها بسیار قوی‌تر از جذب فیزیکی هستند و انرژی آزاد شده در طی این فرآیند تقریباً همان واکنش شیمیایی است. این فرآیندها با تغییرات شیمیایی در طی فرآیند جداسازی برگشت‌پذیر نیستند. جاذب یا جذب‌شونده به حالت اولیه خود برنمی‌گردد. مانند جدا کردن اکسیژن از زغال چوب که با جذب انرژی گرما به جای اکسیژن، دی‌اکسید کربن آزاد می‌کند. اگرچه میزان جذب شیمیایی بسیار سریعتر از جذب فیزیکی است، بسیاری از فرآیندهای جذب انجام شده در صنعت به صورت جذب فیزیکی است [۱].

۳-۴-۱ پارامترهای موثر در فرآیند جذب سطحی

غالباً فرض بر این است که با افزایش غلظت جذب‌شونده، فرآیند جذب در سه مرحله رخ می‌دهد. مرحله اول جذب یک لایه مولکولی در سطح جاذب است که ممکن است بر اساس جذب فیزیکی یا جذب شیمیایی

^۱ Electrostatic force

^۲ Coulombic force

باشد. در مرحله دوم با افزایش غلظت جذب‌شونده در فاز مایع، تعداد لایه‌های مولکولی سطح جاذب افزایش می‌یابد که با توجه به جذب فیزیکی، این لایه‌ها بر روی یکدیگر قرار می‌گیرند. در مرحله سوم جذب سطح، پدیده مویینگی مایعات رخ می‌دهد. یعنی ابتدا گاز در منافذ متراکم می‌شود و سپس توسط خاصیت مویینگی منافذ باریک داخل جاذب جذب می‌شود. این اتفاق تا زمانی که فشار جزء جذب‌شونده برابر با فشار بخار درون کانالهای جذب شود، ادامه دارد. هر سه مرحله فوق خیلی سریع اتفاق می‌افتد. با این حال، یکی از دلایل اصلی وجود این مکانیسم برای جذب، غلظت بالای مواد جذب شده در سطح خارجی در مقایسه با سطوح داخلی است. در فرآیند جذب، انتخاب جاذب مناسب علاوه بر ظرفیت جذب بالا است. به عنوان مثال، اگر فرآیند جذب روی لایه‌های متحرک انجام شود، جاذب باید از مقاومت مکانیکی بالایی برخوردار باشد. بدیهی است که شرایط فیزیکی جذب‌شونده (دما، فشار، سرعت مایع) و جاذب (سلول، سطح تماس زیاد و قطبیت سطح) پارامترهای مهمی در عملیات جذب هستند. اندازه ذرات جاذب و خصوصیات فیزیکی مرتبط با آن‌ها از دیگر فاکتورهای مهم در فرآیند جذب هستند. هرچه اندازه ذرات جاذب کوچک‌تر باشد، مقاومت در انتقال جرم کاهش می‌یابد، اما هرچه اندازه ذرات بزرگ‌تر شود، فشار در بستر جاذب کاهش می‌یابد. بنابراین، مقدار بهینه برای اندازه ذرات در فرآیند جذب باید انتخاب شود [۱].

۴-۴-۱ ایزوترم جذب سطحی

معادلات حالت مورد استفاده برای توصیف جذب، ایزوترم^۱ جذب نامیده می‌شود. برای بررسی رابطه بین غلظت مواد جذب‌شونده و غلظت محلول در تعادل، از مدل‌های مختلفی برای پوشش داده‌های تعادل استفاده می‌شود [۳]. ایزوترم مکانیسم تعادل بین جذب‌شونده و جاذب را نمایان می‌کند. برای بهینه‌سازی مقدار جاذب مورد نیاز در یک واکنش ناپیوسته استفاده می‌شود. از تجزیه و تحلیل داده‌های جذب برای به دست آوردن

^۱ Isotherm

ایزوترم‌های جذب، سنتیک جذب و مدل‌های ترمودینامیکی استفاده می‌کنند. برای این منظور، مدل‌های مختلف ایزوترم‌های جذب با داده‌های آزمایشگاهی مقایسه می‌شوند.

تمام ایزوترم‌های مختلف مورد استفاده برای بیان عملکرد تعادلی جذب سطحی جاذب بر اساس چهار نظریه اصلی [۴] طبقه‌بندی می‌شوند:

۱. قانون هنری^۱

وقتی جذب‌شونده کم است این قانون برای توصیف ایزوترم جذب استفاده می‌شود.

۲. نظریه لانگمویر^۲

بر اساس این نظریه، در صورت حفظ تعادل دینامیکی بین مراحل، لانگمویر یک فرآیند جذب تک لایه^۳ را پیش‌بینی می‌کند. به عبارت دیگر، طبق این نظریه، محل‌های اتصال فقط یک مولکول را می‌پذیرند.

۳. تئوری گیبس^۴

این نظریه بر اساس معادله حالت گاز کامل است. هنگام بحث در مورد رفتار میکروسکوپی و چند وجهی جذب‌شونده استفاده می‌شود.

۴. تئوری یوجین و پولاریه^۵

در نظریه یوجین و پولاریه یا در تئوری جذب سطح پتانسیل فرض بر این است که یک سطح پتانسیل وجود دارد که ماده جذب‌شونده را در هر محیط جامد محدود می‌کند. بنابراین، جذب در یک فشار یا غلظت زیر فشار یا غلظت مربوط به مقادیر پتانسیل رخ می‌دهد [۵].

^۱ Henry's law

^۲ Langmuir's theory

^۳ Monomolecular layer

^۴ Gibbs' theory

^۵ Eucken and Polany's theory

۵-۴-۱ سینتیک جذب سطحی

میزان جذب توسط سرعت تغییر ماده جذب شده در جاذب که در ساختار سلول جاذب ایجاد می‌شود، کنترل می‌شود. بر اساس توصیه‌های ساکودو و سوزوکی [۶]، یک روش پیش‌رانه خطی^۱ با دو فرض اصلی برای محاسبه سینتیک سیستم‌های جذب را ارائه دادند:

۱. دمای دانه‌های جاذب یکسان در نظر گرفته می‌شود.

۲. اعتقاد بر این است که غلظت روی سطح جاذب نزدیک به تعادل است.

۵-۱ سیستم تبرید جذب سطحی با فرآیندهای پیش‌گرم و پیش‌سرد

یکی از سیستم‌های خنک‌کننده جذبی که در این بخش به آن پرداخته شده، یک کولر جذب دو محفظه^۲ است. مطابق شکل ۱-۱، خنک‌کننده جذب دو محفظه‌ای از اواپراتور^۳، کندانسور^۴ و یک جفت عنصر جذب^۵ (SE) تشکیل شده است. هر عنصر جذب از دو لوله متحدالمرکز تشکیل شده است. سیال انتقال حرارت از طریق یک لوله داخلی جریان می‌یابد که یا توسط یک منبع انرژی تجدیدپذیر گرم می‌شود و یا توسط یک برج خنک‌کننده خنک می‌شود. پره‌های مسی به طور متقارن بر روی سطح خارجی لوله داخلی سوار می‌شوند تا انتقال حرارت هدایتی^۶ را افزایش دهند. جاذب‌ها در سطح خارجی لوله داخلی و در فضای بین تیغه‌ها قرار می‌گیرند تا ذرات جاذب توسط یک شبکه فولاد ضد زنگ در جای خود نگه داشته شوند. فضای بین سطح داخلی پره‌ها و لوله خارجی به گونه‌ای است که جذب‌شونده می‌تواند به صورت محوری یا شعاعی از جاذب عبور

^۱ LDF – Liner Driving Force

^۲ Two-bed adsorption chiller

^۳ Evaporator

^۴ Condenser

^۵ SE-Sorption Element

^۶ Heat conduction

کند. جاذب با توجه به فرآیند مورد استفاده در مبدل‌های حرارتی، از جمله جاذب‌های جامد، به دو روش تعریف می‌شوند. اگر فرآیند جداسازی مبرد از جاذب در عنصر جذب انجام شود، عنصر جذب به عنوان واجذب کننده^۱ شناخته و عنصری که فرآیند جذب توسط جاذب انجام می‌شود به عنوان جذب کننده^۲ شناخته می‌شود [۱].

۱-۵-۱ عملکرد چیلر جذب سطحی دو محفظه‌ای

عملکرد چیلر جذب دو محفظه در طی یک دوره زمانی چرخه به گونه‌ای است که هر عنصر جذب دارای

چهار نوع فرآیند است:

۱. جذب سطحی

۲. پیش‌گرمایش^۳

۳. جداسازی مبرد از جاذب

۴. پیش‌سرمایش^۴

با توجه به شکل ۱-۱ در نیمه سیکل، رطوبت گیر (SE^۱) توسط آب خنک^۵ تأمین شده از برج خنک کننده^۶ خنک می‌شود و از طریق شیر شماره ۱ به اواپراتور متصل می‌شود. مبرد کم فشار توسط گرمای جذب شده از آب سرد^۷ ورودی به اواپراتور که بار خنک کننده در گردش را فراهم می‌کند، تبخیر می‌شود. مبرد تبخیر شده توسط اواپراتور در جاذب، جذب می‌شود. با توجه به افزایش دمای آب خنک ورودی به جاذب، نتیجه گرفته می‌شود که فرآیند جذب گرمازا است.

^۱ Desorber

^۲ Adsorber

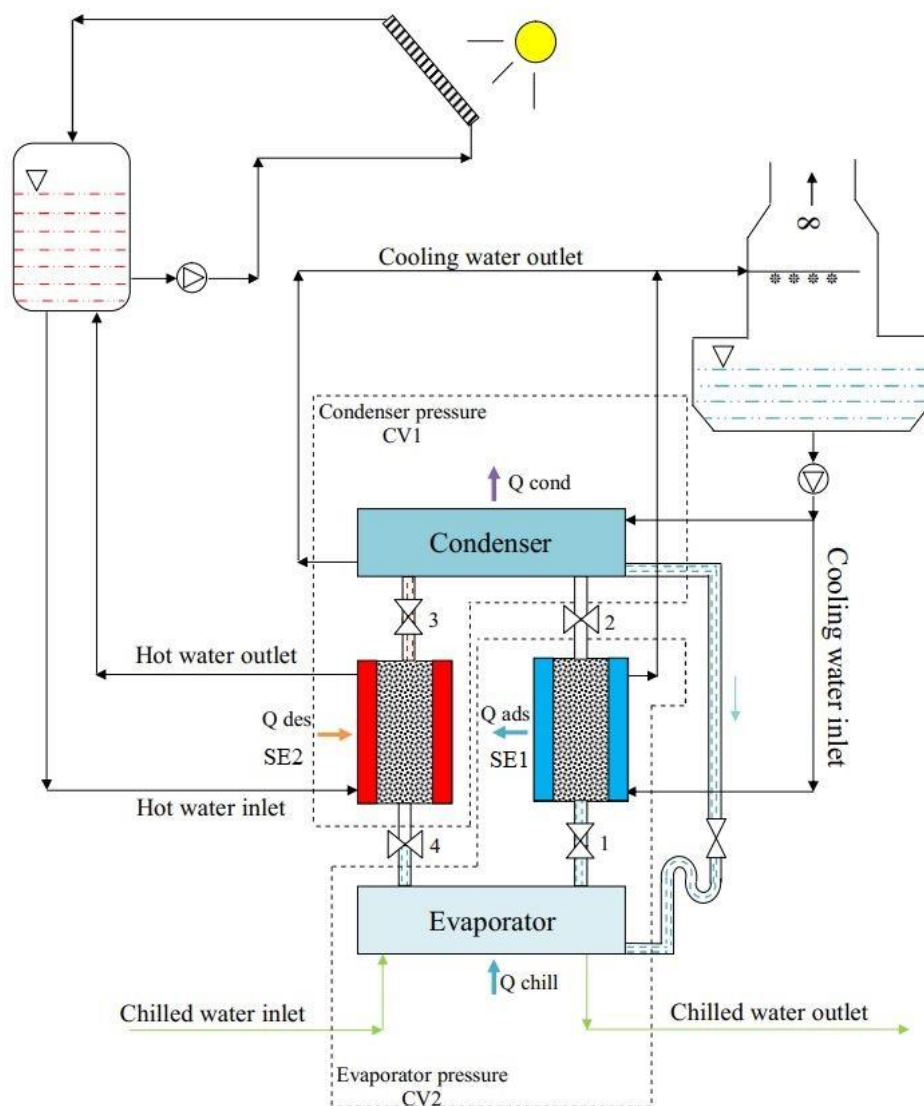
^۳ Pre-heating process

^۴ Pre-cooling process

^۵ Cooling water inlet

^۶ Cooling tower

^۷ Chilled water inlet



شکل ۱-۱ طرح کلی سیستم تبرید جذب سطحی دو محفظه‌ای [۱].

پس از انجام جذب، در پیچه اتصال جاذب به اواپراتور بسته شده و جاذب توسط منابع حرارتی جدا از کندانسور و اواپراتور گرم می‌شود. این فرآیند که مبرد را از جاذب جدا نمی‌کند و برای افزایش فشار ساخته شده‌است، فرآیند پیش‌گرم شدن نامیده می‌شود.

در همان زمان، (SE^۲) توسط آب گرم موجود در منبع گرمایی گرم می‌شود و فرآیندی برای جداسازی مواد جذب شده از جاذب اشباع انجام می‌شود. با کاهش درجه حرارت آب گرم در محل خروجی بستر، می‌توان

نتیجه گرفت که فرآیند جداسازی از جاذب یک فرآیند گرماگیر است. سپس مبرد از دریچه شماره ۳ به سمت کندانسور جریان می‌یابد و مواد جدا شده از بستر جاذب در کندانسور متراکم می‌شوند. گرمای فرآیند میعان نیز به آب سرد منتقل شده از لوله کندانسور منتقل می‌شود.

مبرد متراکم شده از طریق یک لوله U شکل نصب شده برای حفظ اختلاف فشار بین اواپراتور و کندانسور به اواپراتور می‌رود. به این ترتیب مسیر بسته یا چرخه کامل است.

پس از عملیات جداسازی، اتصال بستر از کندانسور و اواپراتور جدا شده و توسط آب خنک تأمین شده از مخزن خنک‌کننده بدون جذب ماده مبرد در بستر، توسط عملیات پیش‌سرمایش، خنک می‌شود. در نیمه دیگر زمان چرخه، (SE^۱) ابتدا به عنوان واجذب کننده عمل کرده و به کندانسور متصل می‌شود. پس از عملیات جداسازی (SE^۱)، عملیات پیش‌سرمایش جاذب برای رساندن فشار کندانسور به فشار اواپراتور انجام می‌شود. همزمان با این دو فرآیند در (SE^۱)، در (SE^۲) عملیات جذب در فشار اواپراتور نیز با اتصال جاذب به اواپراتور انجام می‌شود.

توسط عملیات پیش‌سرمایش، فشار بستر از فشار اواپراتور به فشار کندانسور افزایش می‌یابد تا چرخه تبرید جذبی را تکمیل کرده و یک بار خنک‌کننده ثابت ایجاد کند. اطلاعات بیشتر در مورد تکنولوژی جذبی دو بستر را می‌توان در منبع [۷، ۸] یافت.

۶-۱ لوله‌های گرمایی^۱ گرانشی (ترموسیفون^۲)

ترموسیفون‌ها که به آن‌ها لوله‌های حرارتی با کمک نیروی جاذبه^۳ نیز گفته می‌شود، دستگاه‌های انتقال حرارت بسیار کارآمدی هستند. آن‌ها در چرخه‌های دو فازی کار می‌کنند که در آن گرمای نهان تبخیر^۴ و

^۱ Heat pipe

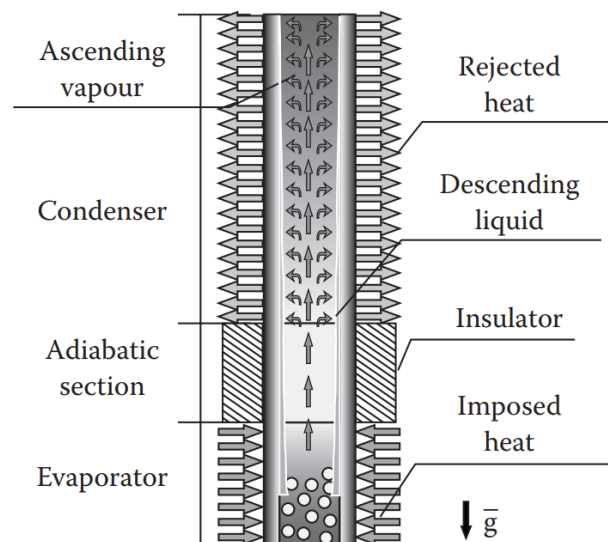
^۲ Thermosyphon

^۳ Gravity

^۴ Latent heat

چگالش برای انتقال گرما استفاده می‌شود. اصولاً یک ترموسیفون از یک لوله فلزی تخلیه شده از هوا (خلا) تشکیل شده‌است که مقدار مشخصی از مایع کاری در آن قرار می‌گیرد. آن‌ها از سه منطقه مختلف تشکیل شده‌اند: بخش‌های اوپراتور، کندانسور و آدیباتیک^۱.

در قسمت اوپراتور، گرما به لوله منتقل می‌شود و مایع کار موجود در اوپراتور را بخار می‌کند. بخار تولید شده به دلیل اختلاف فشار به منطقه کندانسور می‌رود. در کندانسور، بخار متراکم می‌شود و مایع حاصل با گرانش به اوپراتور برمی‌گردد و چرخه را کامل می‌کند. شکل ۲-۱ اصول کار فیزیکی ترموسیفون‌ها را نشان می‌دهد.



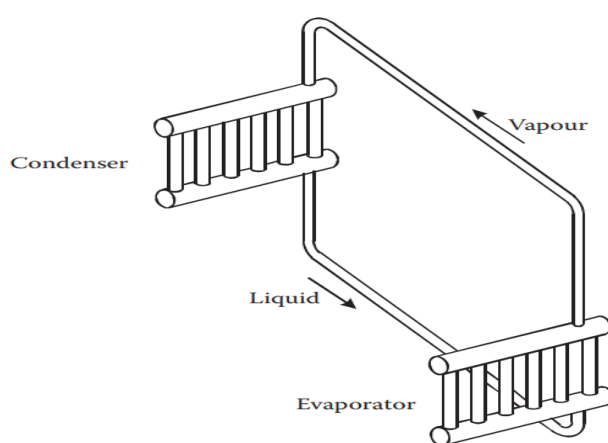
شکل ۲-۱ شماتیک اصول کار ترموسیفون [۹].

تفاوت اصلی بین ترموسیفون‌ها و لوله‌های گرمایی این است که در لوله‌های حرارتی، مایع از طریق کندانسور به اوپراتور با استفاده از یک محیط متخلخل که معمولاً در داخل لوله قرار دارد و به دیواره‌های داخلی آن متصل است، برمی‌گردد. محیط متخلخل کارآمد به فرآیند ساخت پیچیده‌ای نیاز دارد که تمایل به افزایش هزینه دستگاه دارد. برای کاربردهای صنعتی ترموسیفون‌ها مناسب‌تر از لوله‌های گرمایی هستند. در این قسمت، اصول کار و همچنین کاربردهای صنعتی دستگاه‌های انتقال حرارت ترموسیفون در تهویه مطبوع ارائه خواهد

^۱ Adiabatic

شد.

ترموسیفون‌ها می‌توانند پیکربندی‌های مختلفی داشته باشند. همانطور که در شکل ۱-۷ نشان داده شده است ساده‌ترین و متداول‌ترین پیکربندی هندسه مستقیم است. ترموسیفون‌ها همچنین می‌توانند حلقه‌ای^۱ مانند شکل ۱-۳ باشند. باید توجه داشت که، همچنین برای این پیکربندی، اوپراتور باید در موقعیت پایین‌تری نسبت به کندانسور قرار داشته‌باشد.



شکل ۱-۳ شماتیک ترموسیفون حلقه‌ای [۹].

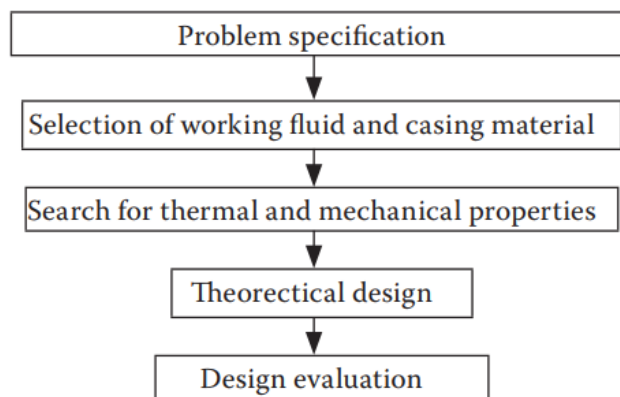
۱-۶-۱ طراحی و ساخت ترموسیفون

طراح باید به خوبی شرایط حرارتی و هندسی تجهیزاتی را که ترموسیفون در آن استفاده می‌شود، از جمله توان حرارتی برای انتقال، اختلاف دما قابل قبول، شرایط کار، وزن و حجم احتمالی دستگاه، بشناسد. با استفاده از این داده‌ها می‌توان مناسب‌ترین فناوری را انتخاب کرد. در کاربردهای صنعتی، جنبه‌های اقتصادی معمولاً بر سایر محدودیت‌ها غالب هستند.

ترموسیفون‌های حلقه‌ای نسبت به لوله‌های گرمایی و دستگاه‌های مشابه ترجیح داده می‌شوند که به دلیل نیاز

^۱ Loop thermosyphons

به محیط‌های متخلخل معمولاً از ترموسیفون‌ها گران‌ترند. هنگامی که شرایط دمایی عملیاتی مشخص شد، طراح می‌تواند مواد^۱ و مایعات کار^۲ را انتخاب کند. خواص حرارتی و مکانیکی مایع و لوله باید مشخص شود. با استفاده از این اطلاعات، می‌توان ترموسیفون را طراحی کرد. قبل از نصب ترموسیفون در تجهیزات، باید طراحی نظری بررسی شود. شکل ۴-۱ نمودار این روش را نشان می‌دهد. قابلیت اطمینان و ایمنی نیز جنبه‌های مهمی است که باید در طراحی ترموسیفون مورد توجه قرار گیرد. در این بخش، جنبه‌های عملی روش طراحی ترموسیفون، شامل انتخاب مواد، مایعات کار، ساخت و آزمایش ترموسیفون‌ها، مطرح می‌شود.



شکل ۴-۱ روش طراحی ترموسیفون [۹].

۱-۶-۱-۱ انتخاب مایعات کاری

در میان تمام پارامترهای مربوط به طراحی ترموسیفون، انتخاب مایع کار یکی از مهم‌ترین آن‌هاست. جنبه‌های زیر باید در نظر گرفته شود:

- محدوده دمایی کار
- سازگاری شیمیایی بین مایع در حال کار و مواد پوشش

^۱ Casing material

^۲ Working fluid

• فشار بخار روی دمای کار

• گرمای نهان

• ثبات

• مسمومیت^۱

• رسانایی گرمایی^۲

• کشش سطحی^۳

• ویسکوزیته^۴

• مرطوب بودن و غیره

دامنه دما برای انتخاب سیال کار ضروری است. از نظر تئوری، هر سیال فعال می‌تواند بین دمای بحرانی^۵ و سه‌گانه^۶ کار کند. فراتر از نقطه بحرانی، هر مایعی در حالت پلاسما^۷ در نظر گرفته می‌شود، جایی که افزایش دما منجر به افزایش فشار نمی‌شود. در زیر حالت سه‌گانه، مایع کار در حالت تعادل بین جامد و بخار قرار دارد. در واقع، اینها نقاط شدید هستند و مایع کار باید در محدوده بسیار باریک‌تری کار کند. شکل ۱-۵ نمودار $p \times v$ از یک ماده خالص را نشان می‌دهد که نقطه خط بحرانی و حالت سه‌گانه را نشان می‌دهد. شکل ۱-۵ هم‌چنین دو فرایند را در یک حجم ثابت (AB و CD) ارائه می‌دهد.

وقتی گرما به مایع کار اضافه می‌شود، این فرآیندها در داخل ترموسیفون اتفاق می‌افتند. از آنجایی که ترموسیفون‌ها سیستم بسته‌ای هستند، حجم خاص سیال عامل v در طی این فرآیندها تغییر نمی‌کند. اگر v

^۱ Toxicity

^۲ Thermal conductivity

^۳ Surface tension

^۴ Viscosity

^۵ Critical temperatures

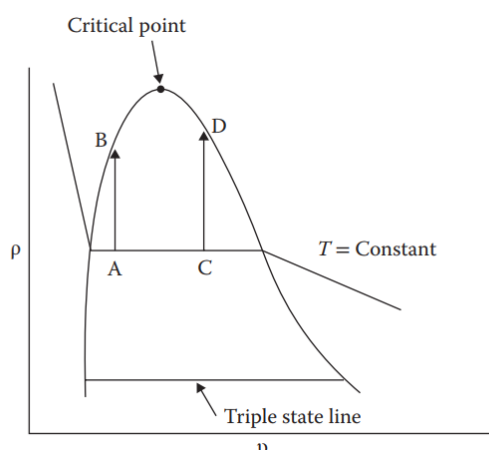
^۶ Triplestate temperatures

^۷ Plasma

در شرایط بحرانی (v_c) کوچکتر از حجم مخصوص باشد، گرمای اضافی که توسط فرآیند AB نشان داده می‌شود، باعث کاهش کیفیت می‌شود (نسبت جرم بخار و جرم کل مایع). از طرف دیگر، اگر v بزرگتر از v_c باشد، فرایند افزودن گرما (CD) کیفیت مایع کار را افزایش می‌دهد و بخار بیشتری در داخل ترموسیفون موجود است. در هر دو حالت، حداکثر دمای کار ترموسیفون کوچکتر از حالت بحرانی است

مایعات کار را می‌توان با توجه به سطح دمای کار به چهار گروه عمده تقسیم کرد:

- برودتی (۱ تا ۲۰۰ کلوین): هلیوم، هیدروژن، نئون، نیتروژن، اکسیژن و غیره. این مایعات در دمای محیط و شرایط فشار در حالت گاز قرار دارند.
- دمای پایین (۱۵۰ تا ۶۰۰ کلوین): متان، اتان، استون، آمونیاک، آب و مایعات حرارتی مورد استفاده در سیستم‌های برودتی (CFC, HCFC, HFC و سایر مایعات کاری).
- دمای متوسط (۵۰۰ تا ۸۰۰ کلوین): جیوه، نفتالین، گوگرد و سایر مایعات آلی.
- دمای بالا (۸۰۰ تا ۳۰۰۰ کلوین): سزیم، پتاسیم، سدیم، لیتیوم، سرب، ایندیوم و نقره. این مایعات در حال کار جامد در فشار و دمای محیط هستند.



شکل ۱-۵ نمودار یک ماده خالص [۹].

۱-۶-۱-۲ انتخاب مواد پوشش

انتخاب ماده پوشش پارامتر بسیار مهمی برای طراحی ترموسیفون‌ها است. این پوشش باید با سیال و محیط کار سازگار باشد تا نیازهای مقاومت مکانیکی ترموسیفون را تحمل کند. همانطور که قبلاً مشاهده شد، مایع در حال کار و مواد محافظ نباید از نظر شیمیایی واکنش نشان دهند تا از تولید گازهای غیرقابل چگال جلوگیری شود. جدول ۱-۲، براساس اطلاعات ارائه شده توسط ری و همکاران [۱۰] و فغری [۱۱]، لیستی از سازگاری بین مواد پوشش معمولی و مایعات کار را نشان می‌دهد.

جدول ۱-۲ لیست سازگاری مایع و پوشش مواد [۱۰, ۱۱].

	Recommended	Not recommended
Ammonia	Aluminium Steel Nickel Stainless steel	Copper
Acetone	Copper Silica Aluminium Stainless steel ^a	
Methanol	Copper Stainless steel Carbon steel Silica	Aluminium
Mercury	Stainless steel	Nickel Inconel Titanium Niobium
Water	Copper Monel Silica ^{a,b} Nickel ^{a,b} Stainless steel ^{a,b} Carbon steel ^{a,b}	Stainless steel ^{a,b} Carbon steel ^{a,b} Aluminium Silica Inconel Nickel
Dowtherm A	Copper Silica Stainless steel ^b	
Naphthalene	Carbon steel Stainless steel	
Potassium	Stainless steel Inconel	Titanium
Sodium	Stainless steel Inconel	Titanium
Silver	Tungsten Tantalum	Rhenium

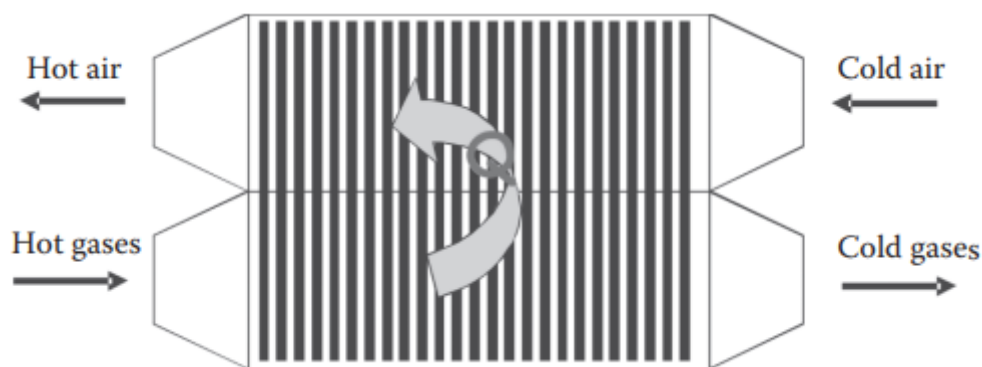
^a Considered compatible for some authors and incompatible for others.

^b Recommended with caution.

۲-۶-۱ کاربردهای صنعتی ترموسیفون

۱-۲-۶-۱ مبدل‌های حرارتی

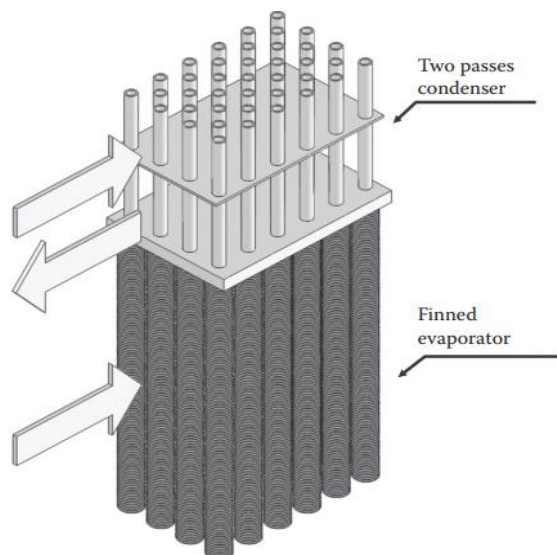
معمول ترین کاربرد ترموسیفون در تجهیزات صنعتی به‌عنوان مبدل حرارتی است. انعطاف پذیری هندسی، هزینه نگهداری کم [۱۲، ۱۳] و فشردگی [۱۳] مبدل‌های حرارتی ترموسیفون را در مقایسه با فن‌آوری‌های سنتی مبدل‌های حرارتی لوله و پوسته، جذاب می‌کند. شماتیک یک مبدل حرارتی ترموسیفونی معمولی در شکل ۶-۱ نشان داده شده‌است.



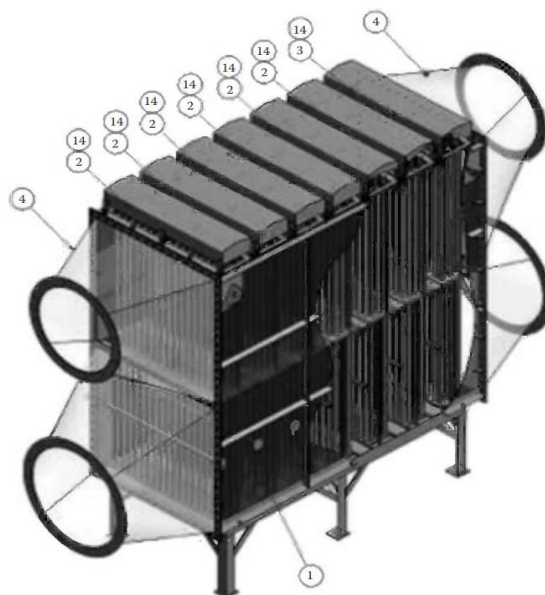
شکل ۶-۱ شماتیک یک مبدل حرارتی ترموسیفونی [۹].

شکل ۷-۱ شماتیک مبدل حرارتی گاز (منبع گرما) و مایع (سینک گرما) را نشان می‌دهد. همانطور که قبلاً ذکر شد، نگهداری کم هزینه یکی از ویژگی‌های مبدل‌های حرارتی ترموسیفون است. این تجهیزات را می‌توان در ماژول‌هایی ساخت که به عنوان کشوی عمودی در قاب تجهیزات قرار می‌گیرند. هر ماژول از گروهی از ترموسیفون‌ها تشکیل شده‌است. اگر چندین ترموسیفون از یک ماژول کار نکنند، ماژول برداشته می‌شود و یک ماژول جدید در محل قرار می‌گیرد. کل تجهیزات نیازی به برداشتن ندارند، این امر باعث ساده‌سازی نگهداری و کاهش زمان پایین آمدن تجهیزات می‌شود. این یک ویژگی بسیار جالب خصوصاً برای کاربردهای پتروشیمی است. این پیکربندی مبدل‌های حرارتی ترموسیفون هم‌چنین امکان تغییر در هدایت کلی تجهیزات را فراهم می‌کند. اگر شرایط عملیاتی صنعت تغییر کند، می‌توان ماژول‌ها را حذف یا وارد کرد، در نتیجه انتقال گرما

بین جریان‌های گرم و سرد تغییر می‌کند. شکل ۸-۱ پیکربندی ماژول مبدل‌های حرارتی ترموسیفون را نشان می‌دهد.



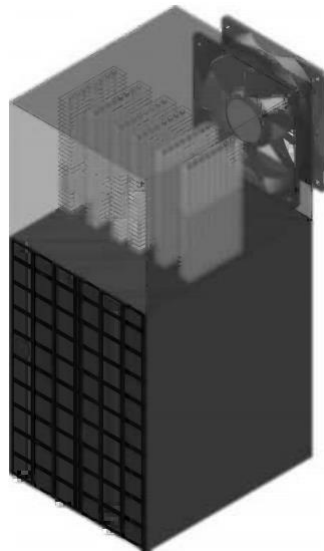
شکل ۷-۱ مبدل حرارتی ترموسیفون گاز مایع، با لوله‌های پره‌ای در اوپراتور [۹].



شکل ۸-۱ مبدل‌های حرارتی ترموسیفون و پیکربندی ماژول [۹].

۲-۲-۱-۱ خنک‌کننده با حرارت بالا

در بسیاری از کاربردها مانند رایانه‌ها، رادارها و ترانسفورماتورهای برق، دستگاه‌های الکتریکی یا الکترونیکی مقدار زیادی از انرژی گرمایی را در حجم کم پراکنده می‌کنند. برای کنترل دمای آن‌ها و در نتیجه تضمین عملکرد مناسب دستگاه‌ها، گرمای تولید شده باید پراکنده شود. سیستم‌های متداول اتلایف گرما شامل گردش آب خنک در صفحات تبرید است که به سیستم‌های الکترونیکی متصل هستند. این محلول ممکن است ایمن نباشد، زیرا آب در نزدیکی دستگاه‌های برقی یا الکترونیکی گردش می‌کند و هر گونه نشتی می‌تواند به تجهیزات آسیب برساند. راه حل دیگر دمیدن هوای خنک شده بر روی دستگاه‌های الکترونیکی گرم شده است. در این حالت، واحد برودتی ممکن است بزرگ باشد، ممکن است لرزش داشته و معمولاً گران باشد. ترموسیفون‌ها ممکن است روشی کارآمد و منفعل برای حذف مقدار زیادی گرما از درون جعبه‌های الکترونیکی فراهم کنند. شکل ۱-۲۰ شماتیک دستگاه پیشنهادی را نشان می‌دهد که می‌تواند مقدار زیادی گرما را حذف کند (به عنوان مثال بیش از ۲ کیلووات در حجم ۰/۰۹ متر مکعب). در واقع، در صورت مناسب بودن، ترموسیفون‌ها می‌توانند با موقعیت افقی تا ۷ درجه تمایل داشته باشند یا حتی تمایلات مختلف اوپراتور و کندانسور را داشته باشند.



شکل ۱-۹ شماتیک یک خنک‌کننده ترموسیفونی برای انتقال انرژی گرمایی [۹].

فصل ۲: مروری بر منابع

۲-۱ مقدمه

در این فصل، کارهای انجام شده در مورد استفاده از تکنولوژی جذب در سیستم‌های مختلف تهویه و همچنین استفاده از لوله‌های گرمایی در سیستم‌های تهویه مرور خواهد شد. سپس، با عنایت به ساختار این پایان‌نامه و موضوع مطرح شده، تحقیقات و کارهای انجام شده در زمینه استفاده بهینه از منابع انرژی تجدیدپذیر و استراتژی‌های بهبود عملکرد سیستم بررسی خواهد شد.

۲-۲ سیستم تبرید جذب سطحی دو محفظه‌ای

وانگ [۱۴] با اضافه نمودن مراحل بازیافت گرما و جرم، عملکرد چیلرهای جذب را از طریق آزمایش و تجزیه و تحلیل بررسی کرد. نتایج نمایان کرد که افزودن مراحل بازیابی گرما و جرم به ترتیب ۲۵٪ و ۹۱٪ ظرفیت کارکرد چیلر را افزایش می‌دهد.

وانگ و همکاران [۱۵] سیستم چیلر جذب با ظرفیت بالا را با دو حالت بازیابی گرما و عدم بازیافت گرما از طریق آزمایشات بررسی کردند و تأثیر زمان چرخه و زمان فرآیند جایگزینی را بر ضریب عملکرد و ظرفیت خنک‌کننده خاص نشان دادند. بنابراین، در صورت استفاده از بازیابی انرژی، ظرفیت خنک‌سازی تا ۱۲٪ اضافه می‌شود. علاوه بر این، با بالا رفتن زمان چرخه، ضریب عملکرد اضافه می‌شود، در ابتدا خنک‌سازی مخصوص افزایش و سپس کاسته می‌شود.

سها و همکاران [۱۶] از منابع گرمایی زیر ۱۰۰ درجه سانتیگراد در خنک‌کننده‌های جذب دو محفظه معمولی استفاده شده‌است. شرح دسترسی کارآمدتر به تهویه جذب سطحی (گرمای تجدیدپذیر بین ۶۰ تا ۹۵ درجه سانتیگراد) نسبت به تهویه‌های جذب سطحی چند محفظه‌ای^۱ ارائه دادند. به منظور بهبود کارایی

^۱ Multi-bed regenerative strategy

سیستم جذب سطحی با استفاده از انرژی حرارتی با دمای بین ۴۰ تا ۶۰ درجه سانتیگراد و دمای آب خنک از برج خنک‌کننده ۳۰ درجه سانتیگراد یا بالاتر، بر روی سیستم جذب چند مرحله‌ای دو حالتی تحقیق نمودند. این مطالعات نمایان می‌کند که افزایش دمای آب سرد (برای بار خنک‌کننده در گردش) تا ۱۴ درجه سانتیگراد می‌تواند ظرفیت خنک‌کننده و عملکرد تهویه را بهبود بخشد. اثر افزایش سرعت جریان سیال انتقال حرارت (یک کیلوگرم بر ثانیه) بر راندمان تکنولوژی تهویه دو حالتی را بررسی نمودند. با توجه به تکرار عملیات سوئیچینگ در تکنولوژی تهویه دو حالتی، افزایش اتلاف حرارت برگشت‌ناپذیر نیز ایجاد می‌شود.

وانگ و چو [۱۷] سینتیک فرآیند بازیابی کیفیت و انرژی چیلر جذب‌کننده آب-سیلیکاژل، و همچنین تأثیر دمای آب گرم ورودی، آب خنک‌کننده جاذب، آب سرد را به اواپراتور تجزیه و تحلیل کردند. و زمان گردش در عملکرد و ضریب ظرفیت آنها خنک‌کننده را فراهم می‌کنند.

دای و همکاران [۱۸] این چیلر را با استفاده از یک منبع انرژی تجدیدپذیر از نظر تئوری و تجربی آزمایش کردند و طرحی را برای کنترل تهویه ارائه دادند. اثر متغیر زمان بر نحوه کارکرد تهویه جذبی خورشیدی با بازیابی گرما و جرم به‌وسیله زای و همکاران [۱۹] مورد مطالعه قرار گرفت. در نتیجه، برای دمای پایین‌تر (حدود ۶۵ درجه سانتیگراد)، زمان‌های چرخه طولانی‌تری در نظر گرفته شد. زانگ و همکاران [۲۰] تهویه جذبی با بازیابی گرما و جرم را در دماهای ابتدایی مختلف، زمان‌های مختلف عملکرد و ظرفیت نسخه‌های مختلف مخزن آب گرم مطالعه نمودند و شرایط عملیاتی بهینه را برای کارکرد چرخه فراهم کردند.

ژای و همکاران [۱۹] سیستم خنک‌کننده را طراحی و آزمایشاتی بر عملکرد آن را انجام دادند. این سیستم از دو چیلر جاذب آب-سیلیکاژل و یک فن کوئل تشکیل شده است. چیلرها با فاصله ۵۴۱ ثانیه کار می‌کنند و آب سرد تولیدی آنها به فن کوئل ارسال می‌شود. منبع حرارت کولر توسط یک جمع‌کننده خورشیدی به مساحت ۹۵۱ متر مربع مهیا می‌شود. متوسط ظرفیت خنک‌کننده سیستم در حین کار از ساعت ۹ صبح تا ۵ عصر ۱۵/۳ کیلووات برآورد می‌شود. بررسی‌های ایشان نشان از تأثیر شار خورشیدی بر عملکرد چیلر بیشتر از دمای محیط می‌باشد.

کلوس و همکاران [۲۱] از نظر تئوری استفاده از سیستم‌های خنک‌کننده خورشیدی در فرانسه برای خنک‌سازی ساختمان‌ها را مطالعه کردند. سیستم خنک‌کننده خورشیدی از یک چیلر جذب آب-سیلیکاژل تشکیل شده است که مستقیماً بدون مخزن ذخیره آب گرم به کلکتور خورشیدی متصل می‌شود. آب سرد تولید شده توسط چیلر از سیستم خنک‌کننده زیر کف عبور می‌کند تا هوای داخلی را خنک کند. آن‌ها همچنین بازدهی گرمایش سیستم را در فصل سرد سال مورد مطالعه قرار دادند این سیستم چیلر جذب سطحی ندارد و کلکتور خورشیدی مستقیماً به سیستم گرمایش از کف متصل است. نتایج نشان داد که با استفاده از سیستم‌های خنک‌کننده خورشیدی، در طول پنج روز گرم دمای اتاق زیر ۲۵ درجه سانتی‌گراد باقی مانده است.

وانگ و همکاران [۲۲] از طریق آزمایشات، تأثیر منابع حرارتی متغیر بر زمان را بر کارکرد چیلرهای جذبی بررسی کردند. نتایج نمایان می‌کند که کارکرد چیلر تحت تأثیر دامنه گرمایش منبع گرما، سرعت تغییر و میانگین دمای زمان منبع گرما است. اگر سرعت تغییر دمای آب گرم از یک مقدار مشخص بیشتر شود، ظرفیت خنک‌کننده و ضریب عملکرد چیلر به شدت کاهش می‌یابد. آن‌ها همچنین نتیجه گرفتند که منبع گرمایی متغیر باعث کاهش ۳/۷٪ تا ۷٪ ظرفیت خنک‌کننده نسبت به یک منبع حرارت دمای ثابت می‌شود.

وو و لی [۲۳] از نظر تئوری کارکرد کولر جذب سطح سیلیکاژل-آب را در حالت‌های دما ثابت و دمای متغیر مطالعه کردند. تغییر در دمای منبع گرما تغییرات طولانی مدت و کوتاه مدت محسوب می‌شود. بررسی‌ها نمایان کرد که این دو نوع تغییر بر عملکرد چیلر تأثیر می‌گذارد. تغییرات طولانی مدت بر ظرفیت خنک‌کننده و عملکرد چیلر و تغییرات کوتاه مدت بر روند دفع تأثیر می‌گذارد. علاوه بر آن به دلیل اینرسی حرارتی سیستم، روند صعودی و نزولی دمای آب گرم تأثیرات متفاوتی بر روی ظرفیت خنک‌کننده چیلر دارد. تغییر در ظرفیت خنک‌کننده و ضریب کارکرد چیلر که در آن دمای آب گرم به صورت خطی کاهش می‌یابد، بیشتر از افزایش خطی دما است. طبق نتایج تحقیقات ایشان، استفاده از مخازن ذخیره آب گرم نقش مهمی در عملکرد چیلرها تحت منابع حرارتی متغیر دارد و تأثیر نوسانات منبع حرارت و تغییرات دما را کاهش می‌دهد. هرچه مخزن

آب بزرگتر باشد، اثر استفاده بهتر خواهد بود؛ با افزایش حجم مخزن آب، اثر مقدار تغییر دما در دمای منبع حرارت بر ضریب کارکرد چیلر کاهش پیدا می‌کند.

میازاکی و همکاران [۲۴] زمان چرخه را به عملیات‌های تکنولوژی جذب دو محفظه اعلام کردند. در این زمان چرخه، آن‌ها علاوه بر بهبود ظرفیت خنک‌کننده و عملکرد سیستم، تغییرات بار خنک‌کننده چرخه را نیز کاهش دادند.

فیدر و همکاران [۲۵] با توجه به تغییرات جرم، کارایی، ضریب عملکرد و ظرفیت خنک‌کننده ویژه چیلرهای جذب سطحی کربن- آمونیاک فعال با کلکتورهای سهموی خطی با مخازن ذخیره آب گرم را مطالعه کردند و آن‌ها جذب را به نمایش گذاشتند. بنابراین، با افزایش جرم جاذب، ظرفیت خنک‌کننده خاص کاهش می‌یابد و ضریب عملکرد ابتدا افزایش یافته و سپس کاسته می‌شود.

در مقاله مروری، وانگ و همکاران [۲۶] انواع جفت‌های کاری مورد استفاده در این سیستم‌ها را بررسی و جزئیات هر جفت کاری را توضیح دادند.

ژای و وانگ [۲۷، ۲۸] مقایسه‌های تجربی و نظری کارکرد سیستم و مقایسه دینامیکی یک ساختمان سبز حاوی دو جمع‌کننده صفحه مسطح ۴۶۱ متر مربع با چیلرهای خورشیدی سیلیکاژل- آب در دو حالت بدون مخزن ذخیره آب گرم و با آن انجام داده است. طبق بررسی‌ها در صورت عدم استفاده از مخزن آب گرم، دمای آب سرد در ورودی و خروجی آب گرم کلکتور خورشیدی و خروجی چیلر بسیار در نوسان است و اثر تنظیم مخزن ذخیره آب باعث کارکرد پایدار چیلر می‌شود. آن‌ها پیشنهاد می‌کنند که از مخازن ذخیره آب در مناطقی با شار تابش خورشید زیاد استفاده نکنید. طبق تحقیقات ایشان، با افزایش حجم مخزن آب، ظرفیت خنک‌کننده چیلر کاهش پیدا می‌کند. علاوه بر این، افزایش نسبت ارتفاع به قطر مخزن ذخیره می‌تواند طبقه‌بندی مخزن ذخیره را بهبود بخشد، در نتیجه ظرفیت خنک‌کننده چیلر افزایش می‌یابد. مخزن ذخیره انرژی در این مطالعه یک مخزن آب گرم طبقه ای با حجم ۲/۵ متر مکعب است.

لو و همکاران [۲۹] از طریق آزمایش اثر پارامترهای کارکرد بر سیستم‌های جذب را بررسی نمودند. طبق

بررسی‌ها افزایش درجه حرارت آب گرم ورودی به چیلر باعث افزایش ظرفیت خنک‌کننده و ضریب عملکرد آن می‌شود، اما باعث کاهش کارایی جمع‌کننده خورشیدی می‌شود. آنها با توجه به کارایی کلکتور و چیلر، دامنه دمایی ۶۵ تا ۸۵ درجه سانتیگراد را برای ورود آب گرم به چیلر توصیه می‌کنند.

حبیب و همکاران [۳۰] کارکرد تکنولوژی تهویه جذب ترکیبی را بررسی نمودند، که می‌تواند از جاذب و مبرد به‌طور جدا استفاده کند. از آنجا که در این تکنولوژی، مبرد R۱۳۴A و جاذب کربن فعال در چرخه بالا و همچنین جاذب کربن فعال و مبرد R۵۰۷A در چرخه پایین استفاده می‌شود، مبدل حرارتی نیز به عنوان اواپراتور چرخه بالا و کندانسور چرخه پایین در این تکنولوژی به‌کار رفته است. نتیجه مدل‌سازی نمایان کرد که بالا رفتن زمان چرخه باعث افزایش ضریب عملکرد و کارایی در یک زمان خاص می‌شود. علاوه بر آن مشخص شد که بار خنک‌کننده تولید شده به وسیله این سیستم دارای دمای ۱۰- و دمای آب گرم ۷۰ درجه سانتیگراد است.

رزک و الداده [۳۱] از نظر تئوری و تجربی تأثیر پارامترهای عملکردی و فیزیکی بر روی سیستم‌های آب-سیلیکاژل را مطالعه کردند. طبق مطالعه افزایش تغییرات بین دمای آب گرم و ورودی خنک‌کننده چیلر باعث افزایش ظرفیت خنک‌سازی می‌شود. وقتی دمای آب خنک‌کننده کم است، ضریب کارکرد چیلر با افزایش اختلاف دما کاهش پیدا می‌کند، اما وقتی دمای آب خنک‌کننده بالاتر از ۳۰ درجه سانتی‌گراد باشد، ضریب عملکرد ابتدا بالا رفته و سپس بدون تغییر می‌ماند. ایشان متوجه شدند که اختلاف دما بین آب سرد و گرم را می‌توان به عنوان وسیله‌ای برای کنترل بار خنک‌کننده تولیدی به‌کار برد؛ بنابراین، برای یک درجه حرارت آب خنک‌کننده بیش از ۳۰°C، با افزایش اختلاف دما، می‌توان ضریب عملکرد را افزایش قابل توجهی داد.

تسو و همکاران [۳۲] بررسی روی تکنولوژی تهویه جذب سطحی با منبع حرارتی بازیافتی، صرف نظر از زمان سوئیچینگ (زمان عملیات پیش‌گرمایش و پیش‌سرمایش) برای کل مدت چرخه، صورت دادند. کارکرد

آن را با جاذب‌های جدید (کربن فعال^۱ با محلول سیلیکات سدیم^۲ و محلول کلرید کلسیم^۳) و جاذب‌های سیلیکاژل معمولی و کربن فعال معمولی را بررسی نمودند.

چان و همکاران [۳۳] این آزمایش خاصیت فیزیکی جاذب زئولیت $\text{CaCl}_2 / 13X$ را بررسی کرده و با کمک گرفتن از داده‌های تجربی ایزوترم مناسب داده‌ها را بهینه‌سازی کرده است.

حبیب و همکاران [۳۴] همان چرخه جذب ترکیبی را در حالی بررسی کردند که گرمای مورد نیاز برای عملیات تفکیک و پیش‌گرم شدن برای چرخه پایین با دمای خروجی چرخه فوقانی مهیا می‌شد. اثر ورودی‌های گوناگون بر کارکرد این تکنولوژی شبیه موردی بود که گرمای مورد نیاز تکنولوژی مستقیماً از منبع گرما دریافت می‌شد. بار خنک‌کننده تولیدی در آن نیز ۱۰- درجه سانتیگراد با منبع حرارتی ۷۶ درجه سانتیگراد بود.

الم و همکاران [۳۵] از نظر تئوری استفاده از چیلرهای خورشیدی سیلیکاژل- آب را در آب و هوای توکیو مطالعه کرد. این سیستم از مخزن ذخیره آب گرم استفاده نمی‌کند، اما کولر را مستقیماً به کلکتور خورشیدی متصل می‌کند. ایشان عملکرد چیلر را برای دو مقدار مختلف زمان چرخه (۹۰۰ و ۱۵۰۰ ثانیه) و سطح جمع‌کننده ارزیابی کردند. برای مدت زمان چرخه ۹۰۰ ثانیه، از ۱۸ کلکتور و هر یک به مساحت ۲/۴۱۵ متر مربع استفاده شد؛ و برای یک چرخه ۱۵۰۰ ثانیه، از ۱۵ کلکتور از همان منطقه استفاده شد. طبق بررسی‌ها مهم‌ترین عامل موثر بر عملکرد چیلر زمان چرخه است که با افزایش زمان چرخه به مقدار مطلوب، می‌توان سطح جمع‌کننده مورد نیاز را کاهش داد. آن‌ها همچنین دریافتند که به دلیل زمان چرخه کوتاه‌تر و مساحت کلکتور بیشتر، نوسانات دمای آب سرد از چیلر کوتاه‌تر از زمان چرخه طولانی‌تر و مساحت جمع‌کننده کوچک‌تر است. با این وجود، ظرفیت خنک‌کننده چیلر در دو حالت تقریباً برابر است.

^۱ Activated Carbon

^۲ Sodium Silicate

^۳ Calcium Chloride solution

رئوف و همکاران [۳۶, ۳۷] همچنین چندین فاکتور مهم در چرخه تبرید جذب جامد خورشیدی را تحت شرایط مستقیم (بدون ذخیره گرما) و غیر مستقیم (ذخیره گرما) در شهر تاکای بنگلادش مورد مطالعه قرار دادند و دریافتند که با کاهش دما آب خنک کننده عملکرد و قدرت خنک کننده زیاد می شود. افزایش ضریب عملکرد و دمای آب یخ چیلر با افزایش سرعت جریان توده آب یخ افزایش پیدا می کند، بنابراین می توان با تغییر میزان جریان جرم آب یخ تولیدی، دمای آب یخ چیلر را تنظیم نمود.

الشارکاوی و همکاران [۳۸] همچنین از نظر تئوری عملکرد چیلرهای جذب آب- سیلیکاژل را با دو حالت (با یا بدون مخزن آب) در آب و هوای خاورمیانه بررسی نمودند. آن ها نتیجه گرفتند که متوسط ظرفیت خنک کننده روزانه و کارکرد چیلرها با استفاده از مخازن آب بیشتر است. به کار بردن از مخازن ذخیره سازی باعث بهبود ظرفیت خنک کننده و کارکرد کولر در ساعات اولیه و آخر روز می شود. علاوه بر این، در صورت نوسانات شدید شار خورشیدی، به کار بردن از مخازن ذخیره آب گرم می تواند نوسانات دمایی آب گرم ورودی به چیلر را کاهش دهد و در نتیجه ظرفیت خنک کننده آن کاهش یابد.

عمر و همکاران [۳۹] یک سیستم جذب جامد را با یک جمع کننده مطالعه کردند. کلکتور مدل ایر فویل در آب و هوای توکیو، و کارایی سیستم را نشان می دهد که جمع کننده ایرفویل از نوع خطی آن بالاتر هستند. همچنین طول بهینه ۱/۲۵ متر برای بال های شرقی و غربی کلکتور فراهم می کنند و استفاده از کلکتور ایرفویل در مقایسه با جمع کننده های کلکتور خطی هنگام استفاده از سیستم ردیابی خورشیدی مقدار کمتری هزینه مصرف می کنند.

چکیرو و همکاران [۴۰] تجزیه و تحلیل دینامیکی از سیستم چیلر جذب سطح خورشیدی را با جمع کننده های لوله خلا انجام داد. طبق بررسی ها با افزایش سطح کلکتور، عملکرد حرارتی و ضریب عملکرد خورشیدی سیستم کاسته می شود.

آنان [۴۱] دینامیک تبرید جذب جامد خورشیدی را با استفاده از جمع کننده های صفحه بستر و مایع انتقال حرارت آب با متانول و کربن فعال مطالعه کردند و دریافتند که بازده ۴۳٪ است و در مقایسه با نمونه های

قبلی است.

در هند، نیلش و همکاران [۴۲] با موفقیت نمونه اولیه آزمایشگاهی یک سطح تبرید صفحه خورشیدی یکپارچه همراه با جذب کربن- متانول فعال را ساختند و اوپراتور، کندانسور، بستر جذب یکپارچه و مخزن آن را نشان دادند. یکی از ویژگی‌های سیستم این است که از هیچ شیر در ساختار آن استفاده نشده است. حسن و همکاران [۴۳] مقاله مروری در مورد کنترل معادله حالت جفت‌های مختلف کار در سیستم خنک‌کننده جذب سیلیکاژل، جاذب‌های کربن فعال و زئولیت، که در آن مقادیر عددی مختلف و مدل‌های آزمایشی می‌تواند باشد، منتشر کردند. برای محاسبه تبرید جذب شده روی غلظت ماده مبرد استفاده می‌شود. بستر جذب آن‌ها پرداخت کردند.

آسکالانی و همکاران [۴۴] همچنین با استفاده از انرژی تجدیدپذیر، یک سیستم خنک‌کننده جذب سطحی سیلیکاژل- آب را شبیه‌سازی کرده و دمای اجزای مختلف چیلر و همچنین تغییرات ضریب عملکرد سیستم و ظرفیت خنک‌کننده را در ازای تغییر دمای آب گرم حلقه ارائه می‌دهد.

جیسوال و همکارانش [۴۵] به طور پویا تأثیر زمان چرخه و مساحت کلکتور خورشیدی را بر ضریب عملکرد و ظرفیت خنک‌کننده جمع‌کننده لوله خلا و چیلر جذب خورشیدی همراه با سیلیکاژل بررسی کرده و نشان می‌دهد که جمع‌آوری گرما با افزایش زمان و مساحت چرخه متوسط ظرفیت تبرید در گردش چیلر افزایش می‌یابد.

ناج و همکاران [۴۶] با وجود مخزن ذخیره گرما از نوع مخزن آب گرم، با استفاده از یک کلکتور صفحه تخت با جاذب آب- سیلیکاژل، سینتیک خنک‌کننده جذب خورشیدی را تجزیه و تحلیل کردند و کارایی آب خروجی از مجموعه کولر و دما را نشان دادند.

حقیقی و همکاران [۴۷] مطالعه یک سیستم خورشیدی جدید برای سرمایه‌گذاری غیرفعال ساختمان‌ها انجام دادند. این سیستم از یک چیلر جذبی با هدایت خورشیدی، یک دودکش خورشیدی و یک کانال خنک‌کننده تشکیل شده است. سیستم به صورت تئوری شبیه‌سازی شده و دمای اتاق، رطوبت نسبی و تغییر هوا ارزیابی می‌شود.

علاوه بر این، تأثیر پارامترهای مختلف از جمله شرایط محیط، تقاضای سرمایشی اتاق، ابعاد دودکش خورشیدی و کانال خنک‌کننده بر دمای اتاق مورد بررسی قرار گرفته است. نتایج نشان می‌دهد که سیستم قادر است دمای داخل را در محدوده آسایش حرارتی در هر دو اقلیم خشک و مرطوب نگه دارد. همچنین نشان داده شده است که استفاده از سه صفحه خنک‌کننده در کانال کمترین دمای اتاق را فراهم می‌کند و استفاده از سه صفحه به جای یک صفحه باعث کاهش ۲۶/۸ درصدی دمای اتاق می‌شود. علاوه بر این، مشخص شد که سیستم پیشنهادی در مقایسه با یک تهویه مطبوع اینورتر اسپلیت با همان قدرت خنک‌کننده، حدود ۳۷ درصد انرژی الکتریکی کمتری مصرف می‌کند.

غدیر و همکاران [۴۸] با هدف افزایش عملکرد خنک‌کننده یک چیلر جذب انرژی خورشیدی با استفاده از یک جاذب کامپوزیت نانولوله‌ای کربنی چند جداره جدید FE ۱۰۰ MWCNT/MIL را مورد مطالعه قرار دادند. یک رویکرد مدل‌سازی تایید شده عددی برای ارزیابی ضریب عملکرد (COP) و قدرت خنک‌کننده خاص (SCP) برای چیلر جذبی دو بستر استفاده شده است. برای ورودی انرژی خورشیدی، یک کلکتور خورشیدی صفحه تخت با سه پیکربندی مختلف لعاب (الف) پوشش تک جداره، (ب) پوشش دو جداره، و (ج) پوشش تک جداره با مواد عایق شفاف استفاده شده است. مشاهده شده است که جاذب کامپوزیت FE ۱۰۰ MWCNT/MIL حاوی MWCNT ۶//۱۱ منجر به حداکثر قدرت خنک‌کننده قابل دستیابی ۴۵۵ وات بر کیلوگرم برای چیلر جذبی می‌شود. جاذب کامپوزیتی FE ۱۰۰ MWCNT/MIL پیشنهادی را می‌توان به عنوان یک جایگزین بالقوه موفق برای جاذب‌های مبتنی بر سیلیکاژل و ژئولیت به طور سنتی مورد استفاده برای استفاده در نسل بعدی چیلرهای جذب خورشیدی با کارایی بالا در نظر گرفت.

فرانچسکو و همکاران [۴۹] یک مدل شبیه‌سازی دینامیکی و یک تحلیل حرارتی-اقتصادی از یک سیستم چند نسل جدید ارائه دادند. این سیستم شامل کلکتورهای فتوولتائیک/حرارتی همراه با یک پمپ حرارتی با کمک خورشیدی، یک چیلر جذبی و یک ذخیره‌سازی انرژی الکتریکی است. نتایج سهم سیستم ذخیره‌سازی انرژی الکتریکی را در حدود ۲۰ درصد از انرژی الکتریکی خود مصرفی نشان داد. بازپرداخت ساده حدود ۱۵ سال

برای بهترین پیکربندی به دست می‌آید که در صورت انگیزه سرمایه‌گذاری ۶۵٪ به ۵/۶ سال کاهش می‌یابد. بهترین پیکربندی سیستم، از نظر مساحت میدان خورشیدی از ۲۵۰ تا ۳۰۰ متر مربع است. گودرزی و همکاران [۵۰] یک چیلر جذب پیوسته با کربن/متانول میکرو و نانو فعال به عنوان جفت کاری که با انرژی خورشیدی کار می‌کند، طراحی و ساخته‌اند. چیلر مورد استفاده در این تحقیق شامل اواپراتور، کندانسور، بستر جذب و کلکتور سهموی مرکب می‌باشد. هدف اصلی این مطالعه بررسی تاثیر کربن فعال نانو بر عملکرد یخچال برای اولین بار است. بدین منظور در ابتدا آزمایشات تنها با ۲۰۰ گرم میکروکربن فعال در هر بستر انجام می‌شود. در مراحل بعدی، کربن فعال نانو در کسرهای جرمی ۴/۷، ۱۱/۱ و ۱۸/۳ درصد به بستر اضافه می‌شود و آزمایش‌ها در دو دما (۳۰ و ۳۴ درجه سانتی‌گراد) انجام می‌شود. نتایج نشان داد که افزودن کربن فعال نانو با کسرهای جرمی مختلف، سطح جذب را افزایش می‌دهد. در نتیجه ظرفیت جذب افزایش یافت و COP بهبود یافت. بنابراین افزودن کربن فعال نانو با کسر جرمی ۴/۷، ۱۱/۱ و ۱۸/۳ به بستر جذب در دمای ۳۰ و ۳۴ درجه سانتی‌گراد به ترتیب باعث افزایش در COP ۱۱٪، ۲۱٪، ۳۳٪ و ۱۷٪، ۲۳٪، ۲۵٪ شد.

کوانون پن و همکاران [۵۱] مدل ریاضی و شبیه‌سازی چیلر جذب آب سیلیکاژل خورشیدی را در دو استراتژی عملیاتی (زمان چرخه ثابت و متغیر) با توجه به داده‌های آزمایشی یک کلکتور خورشیدی مقایسه کردند. یک معادله تخمینی برای زمان چرخه بهینه توسط نتایج شبیه‌سازی، با در نظر گرفتن هر دو COP و SCP توسط یک فاکتور وزن ایجاد شد. همبستگی زمان چرخه بهینه و دمای آب گرم در یک معادله خطی برازش داده شد. زمان بهینه نیم‌چرخه با افزایش دمای آب گرم و ضریب وزنی کاهش یافت. COP های زمان چرخه متغیر بسیار بزرگتر از زمان چرخه ثابت بودند در حالی که SCP های زمان چرخه متغیر و زمان چرخه ثابت تقریباً یکسان بودند. بنابراین استراتژی عملیات چیلر جذب آب سیلیکاژل با زمان چرخه متغیر می‌تواند به طور قابل توجهی کل راندمان استفاده از سیستم خنک‌کننده خورشیدی را بدون کاهش ظرفیت خنک‌کننده بهبود بخشد.

رئوف و همکاران [۵۲] یک بررسی ریاضی با یک واحد خنک‌کننده جذب سه بستر که با جفت سیلیکاژل-آب کار می‌کند، انجام دادند. چیلر مورد مطالعه از گرمای مستقیم خورشیدی جمع‌آوری شده توسط مجموعه‌ای از کلکتورهای حرارتی خورشیدی متمرکز سهموی بدون هیچ‌گونه بازبایی گرما یا جرم تغذیه می‌شود. اصل کار چیلر در اصل مانند چیلر جذبی دو بستر معمولی است. با این حال، به جای دو نیم سیکل، سه سیکل یک سوم در چیلر پیشنهادی وجود دارد که در هر سیکل دفع‌کننده قبلی به ترتیب در حالت پیش‌خنک‌کننده و به عنوان جاذب برای دو سیکل یک سوم بعدی نگهداری می‌شود. از آنجایی که سینتیک دفع سریعتر از سینتیک جذب است، این حالت پیش‌خنک‌کننده طولانی‌تر به گرانول‌های سیلیکاژل کمک می‌کند تا مولکول‌های آب بیشتری را جذب کنند و سرعت تبخیر را افزایش دهند. از این رو، اثر خنک‌کنندگی بهتر حداقل ۱ درجه سانتیگراد را می‌توان مشاهده کرد، ساعت کاری چیلر پس از غروب خورشید را برای تقریباً یک ساعت دیگر افزایش می‌دهد.

کوانون پن و همکاران [۵۳] در مقایسه با چیلر جذب، سیستم تهویه هوا با استفاده از لوله گرمایی ترموسیفون می‌تواند از مزیت قابل توجهی با هزینه و پیچیدگی کمتری برخوردار باشد که مستقیماً هوای سرد را برای تهویه هوا فراهم می‌کند. از این رو، تهویه هوا جذب برای کاربرد سرمایه‌گذاری خورشیدی مسکونی مناسب است. تهویه مطبوع جذب ۳ کیلووات با استفاده از جفت کاری آب-سیلیکاژل طراحی و ساخته شده است و عملکرد آن در شرایط مختلف کاملاً آزمایش شده است. نتایج تجربی نشان می‌دهد که قدرت خنک‌کننده و COP به ترتیب می‌تواند به ۳/۹۸ کیلووات و ۰/۶۳۲ برسد. زمان نیم‌چرخه بهینه این دستگاه تهویه مطبوع، ۷۵۰ ثانیه است.

رئوف و همکاران [۵۲] کلکتور متمرکزکننده سه‌وی را بررسی نمودند و دریافتند اثر خنک‌کنندگی یک درجه سانتی‌گراد بهبود می‌یابد و همچنین کار چیلر تا یک ساعت بعد از غروب آفتاب ادامه می‌یابد.

لطیف و همکاران [۵۴] یک چیلر جذبی برای یک برنامه تهویه مطبوع ادغام شده با کلکتور خورشیدی داخلی تحت شرایط آب و هوایی بغداد، عراق آزمایش کردند. یک چیلر جذب متناوب، که از یک بستر، کندانسور و

اوپراتور تشکیل شده است، برای ارزیابی عملکرد آن طراحی شده است. برای به دست آوردن دمای آب گرم درخواستی 90 ± 2 درجه سانتیگراد برای راه اندازی این چیلر، دو کلکتور لوله تخلیه خورشیدی (۴ متر مربع) نصب شد. نرخ جریان آب گرم ۱۰، ۲۰، ۳۰ و ۴۰ لیتر در دقیقه برای مطالعه تأثیر نوسانات منبع گرما بر ویژگی های چیلر مانند ظرفیت جذب، راندمان مبدل حرارتی، SCP و COP کنترل شد. نتایج نشان داد که دمای بهینه اوپراتور، SCP، COP و به ترتیب ۶/۶ درجه سانتیگراد، ۳۹ w/kg و ۰/۵۵ زمانی که دبی آب گرم ۳۰ لیتر در دقیقه بود. با این حال، سرعت جریان بیشتر (۴۰ لیتر در دقیقه) به دلیل مصرف بالاتر انتقال حرارت منجر به کاهش COP شد. ترکیبی از نتایج این آزمایش ها می تواند به کاهش هزینه های بالای ساخت سیستم خنک کننده خورشیدی کمک کند که یکی از موانع اصلی در گسترش دستگاه های تبرید خورشیدی است. از این نظر، سیستم های خنک کننده خورشیدی می توانند نسبت به دستگاه های تهویه مطبوع معمولی رقابتی تر شوند.

رنوف و همکاران [۵۵] دو مورد را بررسی نمودند. اول، شرایط کار بهینه بر روی خروجی یک طرح خنک کننده جذب ۳ بستره خورشیدی که به صورت سری کار می کند و دوم، عملکرد یک سیستم موازی جدید ۴ بستره بررسی شده است. مشاهده می شود که به ویژه زمانی که منبع گرما محدود است، در صورتی که مقدار کل جاذب را بتوان در سه بستر جذب کوچک یکسان توزیع کرد، می توان خروجی کولر جذبی را افزایش داد. در ادامه مطالعه با چند بستر، عملکرد یک واحد خنک کننده جدید پیشنهادی با ۴ بستر نیز بررسی شده است. این سیستم موازی ۴ بستره به گونه ای در نظر گرفته شده است که وقتی یک چیلر ۲ بستره معمولی در حالت جذب/وا جذب است، چیلر دیگر در حالت پیش گرم/پیش سرد است و سیستم به طور متناوب کار می کند. هر دوی این چیلرها با یک اوپراتور و کندانسور متصل می شوند و در نتیجه فرآیند تبخیر و میعان به طور مداوم انجام می شود. هر دوی این سیستم های جدید با بسترهای متعدد می توانند از حداکثر آنتروپی استفاده کنند، زیرا از زمان پیش سرد شدن طولانی تری بهره می برند و ظرفیت خنک کننده خاص (SCC) را بهبود می بخشند.

بهترین خروجی خنک‌کننده برای یک سیستم موازی ۴ بستره با چرخه کامل ۴۸۰ ثانیه مشاهده می‌شود. حداکثر SCC ۱۵۰ وات بر کیلوگرم برای سیستم موازی ۴ بستره است.

جلیل و همکاران [۵۶] با مطالعه جفت کاری‌های متنوع دریافتند مناسب‌ترین جفت که با دماهای پایین منبع گرم کار کند جفت سیلیکاژل-آب می‌باشد.

گودرزی و همکاران [۵۶] اثر جاذب‌های مختلف با هندسه متفاوت بر ضریب عملکرد (COP) و قدرت خنک‌کنندگی ویژه (SCP) چیلر جذبی خورشیدی با چهار متمرکزکننده سهموی چهارگانه و همچنین با کربن فعال / متانول به عنوان جفت کاری به صورت تجربی مورد بررسی قرار دادند. آزمایش‌ها با چندین جاذب شامل جاذب ساده (SAD)، جاذب حلقوی (AAD)، جاذب حلقوی اصلاح‌شده (MAAD)، و ترکیبی از حلقوی اصلاح‌شده و جاذب ساده (CMASD) انجام شد. هر بستر جاذب با ۲۰۰ گرم کربن فعال پر شده‌است. نتایج در دو دمای آب سرد ورودی ۳۰ درجه سانتیگراد و ۲۵ درجه سانتیگراد، سه نرخ جریان جرمی عبوری از اواپراتور ۰/۱، ۰/۱۵ و ۰/۱۸ کیلوگرم بر ثانیه که به ترتیب با عدد رینولدز ۶۰۰، ۱۰۰۰ و ۱۲۰۰ مرتبط است، مقایسه شدند. بالاترین COP و SCP به ترتیب ۰/۵۲۷ و ۱۷۰/۱ w/kg برای ترکیب حلقوی اصلاح شده و جاذب ساده (CMASD) به دست آمد.

کوانون پن و همکاران [۵۷] تحلیل کاربرد سیستم تبرید جذبی برای استفاده از گرمای خورشیدی و ارزیابی اقتصادی، بر اساس سرمایه‌گذاری اجزای اصلی، هزینه بهره برداری و دوره بازگشت سرمایه انجام دادند. برای مطالعه کاربرد سرمایه‌گذاری خورشیدی، از یک مدل ریاضی معتبر چیلر جذب آب سیلیکاژل استفاده شده‌است. برای بازیابی حرارت اتلاف دمای بسیار پایین (تا ۶۰ درجه سانتیگراد)، امکان چیلر جذب آب سیلیکاژل با مطالعه تجربی قبلی مورد تجزیه و تحلیل قرار گرفته است. از طریق بررسی، دوره بازپرداخت کاربرد خنک‌کننده خورشیدی با استفاده از چیلر جذبی، بر اساس شرایط آب و هوایی واقعی شانگهای، برای به دست آوردن سود اقتصادی بسیار طولانی است. بازیابی حرارت اتلاف توسط چیلر جذبی دارای دوره بازپرداخت بسیار کوتاهی

است و این برنامه دارای پتانسیل اقتصادی بیشتر و چشم انداز روشن تری در آینده نسبت به کاربرد خنک کننده خورشیدی است.

آصف شا و همکاران [۵۸] یک مدل ترمودینامیکی برای تجزیه و تحلیل عملکرد یک سیستم خنک کننده جذب خورشیدی دو بستره (SAC) ارائه کردند. برای کاهش گرمای جذب و در نتیجه بهبود عملکرد سیستم SAC، جذب همدم را به جای ایزوباریک طراحی می کنند. یک چیلر جذبی با ظرفیت ۵۰۰ وات که در دمای اواپراتور ۵۰ درجه سانتیگراد و دمای کندانسور ۴۵۰ درجه سانتیگراد کار می کند برای تحقیق حاضر انتخاب شده است. چیلر جذبی پیشنهادی از کربن فعال/تانول به عنوان جفت کاری استفاده می کند. سیکل تبرید بین فشار اواپراتور ۲/۰۱ کیلو پاسکال و فشار کندانسور ۲۳/۱ کیلو پاسکال عمل می کند. توزیع گرمای ورودی در مولفه بستر و به دنبال آن، ارزیابی اثر حداکثر دمای دفع بر عملکرد سیستم نیز انجام می شود. حداکثر ضریب عملکرد ۰/۶۸ برای دمای دفع ۹۵۰ درجه سانتیگراد مشاهده شده است. عملکرد حرارتی سیستم نیز برای کسر جذب، فشار بستر جاذب و تأثیر دمای دفع بر پارامترهای مختلف مورد بررسی قرار گرفته است. مشخص شده است که فرآیند جذب همدم عملکرد حرارتی SAC را افزایش می دهد و تخمین زده می شود که ضریب عملکرد سیستم با جذب همدم در مقایسه با جذب ایزوباریک معمولی ۱۳/۲۳ درصد بیشتر است.

تاناسیس و همکاران [۵۹] اثر زمان نیم چرخه بر عملکرد یک چیلر جذبی دو بستر خورشیدی تک مرحله ای، در آتن، در ماه جولای، را بررسی کردند. چیلر جذب همراه با کلکتور خورشیدی، در زمان واقعی، در طول روز برای الف) ثابت و ب) زمان های نیم چرخه تنظیم شده شبیه سازی شده و عملکرد سیستم را نظارت نمودند. در حالت اول، زمان نیم چرخه ثابت است، در حالی که در مورد دوم به صورت دینامیکی با توجه به شدت تابش خورشیدی متغیر تنظیم می شود. با استفاده از طیف وسیعی از زمان های نیم سیکل ثابت، مشخص می شود که حداکثر ظرفیت خنک سازی روزانه در یک زمان نیم سیکل ثابت به دست می آید که بزرگ تر از بهینه یک سیکل جذب است. به طور مشابه، با استفاده از طیف گسترده ای از زمان های نیم چرخه تنظیم شده، زمانی که حداکثر ظرفیت خنک کننده را فراهم می کند، تعریف می شود. تجزیه و تحلیل به شیوه ای سیستماتیک از طریق یک

عبارت جبری پیشنهادی انجام می‌شود. مشخص شده‌است که حالت عملکرد نیم‌چرخه تنظیم شده به صورت پویا حدود ۱۲٪ ظرفیت خنک‌کننده روزانه و ماهانه بالاتری نسبت به حداکثر ظرفیت‌های ثابت مربوطه ارائه می‌دهد. این افزایش قابل توجه برای شدت‌های مختلف تابش خورشیدی نیز تایید شده‌است.

۳-۲ اهداف و نوآوری‌های پژوهش

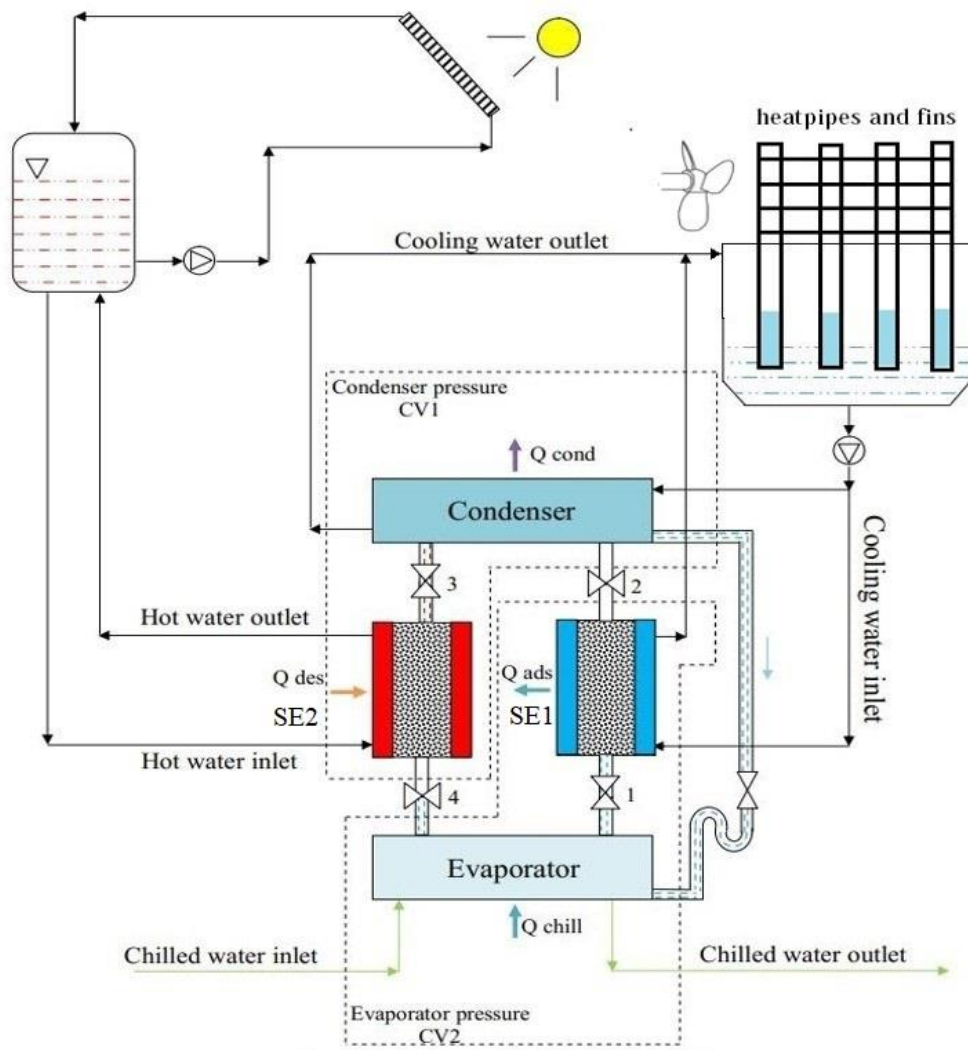
در این مطالعه، همانطور که در شکل ۱-۲ مشاهده می‌شود از یک چیلر جاذب دو محفظه‌ای استفاده می‌شود که منبع حرارتی آن آب گرم شده در یک جمع‌کننده خورشیدی است. در این شرایط، فرآیند جذب و دفع به طور همزمان در بسترها پیش می‌رود، بنابراین بار سرمایشی مداوم در طول روز تولید می‌شود. هوای محیط توسط مجرای هوا در مبدل خنک می‌شود و کانال هوا از طریق آب سرد تولید شده توسط کولر جذبی تأمین می‌شود. منبع حرارت چیلر جاذب مورد استفاده در این سیستم انرژی خورشیدی است و همچنین آب خنک خروجی از کندانسور و بسترها با استفاده از لوله گرمایی خنک می‌گردد.

نوآوری‌های پژوهش به طور خلاصه به شرح زیر است:

- حذف برج خنک‌کننده تبخیری با استفاده از لوله‌های گرمایی.
- طراحی لوله گرمایی ترموسیفون برای خنک‌سازی آب خروجی از کندانسور و بسترها.

خلاصه اهداف پژوهش به شرح زیر است:

- بررسی ترمودینامیکی سیستم.
- طراحی ترموسیفون مناسب برای سیستم.
- بررسی اقتصادی از لحاظ به‌صرفه بودن.
- بررسی آلودگی‌های زیست محیطی سیستم.



شکل ۱-۲ طرح کلی سیستم تبرید جذب سطحی دو محفظه‌ای پایان‌نامه حاضر.

فصل ۳: مدلسازی و روابط حاکم بر آن

۳-۱ مقدمه

۳-۲ توصیف چیلر جذب سطحی

تهویه جذبی با استفاده از خصوصیات مربوط به جاذب و جذب‌شونده برای کاربردهای مختلف، بارهای خنک‌کننده تاثیرگذاری تولید می‌کند. عملکردهای اصلی تهویه جذبی عبارتند از:

۱. مواد جذب‌شونده در اثر تبخیر در اواپراتور جذب بستر می‌شوند.

۲. جداسازی مبرد از جاذب که منجر به متراکم شدن و میعان آن در کندانسور می‌شود.

تهویه جذبی دو محفظه دارای یک کندانسور، یک اواپراتور و دو عنصر جذب در شکل ۱-۱ نمایان است. جاذب در بین تیغه‌های بستر قرار دارد. نیمی از چرخه مبرد درون اواپراتور هنگام دریافت گرما از آب سرد که بار خنک‌کننده چرخه را مهیا می‌کند، تحت فشار اواپراتور بخار می‌گردد. با عبور آب خنک برج خنک‌کننده از بستر ۱، جاذب خنک می‌شود و مبرد به وسیله جاذب ۱ جذب می‌شود.

برای آغاز عملیات واجذب مبرد از بستر، ابتدا باید فشار بستر به فشار کندانسور تغییر یابد. به همین علت، این قسمت از چرخه، ابتدا اتصال بستر با اواپراتور قطع می‌شود، سپس عملیات پیش‌گرمایش با ورود آب گرم صورت می‌گیرد. در عملیات پیش‌گرمایش، فشار بستر از فشار اواپراتور به فشار کندانسور با ظرفیت مبرد ثابت تغییر می‌کند، بدون آنکه مبرد را از جاذب جدا کند.

در همان زمان، عملیات‌ها (عملیات جذب و پیش‌گرمایش) در بستر ۱ انجام می‌شود. بستر ۲ به وسیله آب گرم از یک منبع گرم، گرم می‌شود و روند جداسازی مبرد از بسترها شروع می‌شود. هنگامی که این عملیات انجام می‌شود، ظرفیت مبرد بستر کم می‌شود و روند تفکیک تا رسیدن به حداقل مقدار خود یعنی ظرفیت جذب مورد نیاز برای انجام عملیات جذب ادامه پیدا می‌کند. مبرد از بستر جدا شده، سپس وارد کندانسور می‌شود. مبرد موجود در کندانسور با آب سرد برج خنک‌کننده متراکم می‌شود و چرخه حلقه بسته با انتقال آن از طریق

یک لوله U به اوپراتور کامل می شود.

بعد از تمام شدن عملیات جداسازی در بستر ۲، فشار بستر در عملیات جذب نیمه دوم چرخه، که همان فشار کندانسور است، باید به فشار اوپراتور را کاهش یابد. بنابراین، عملیات خنک سازی بستر ۲ را دنبال می کند. در عملیات پیش خنک سازی، مثل پیش گرمایش، در مرحله اول اتصال بستر با کندانسور و اوپراتور جدا شده و سپس فشار بستر از فشار کندانسور به فشار اوپراتور از طریق آب سرد مهیا شده می رسد.

عملکرد تکنولوژی تبرید جذبی در نیمه دوم چرخه مشابه نیمه اول چرخه است. تفاوت این است که عملیاتی که در نیمه دوم چرخه بستر صورت می گیرد باید در مقابل عملیاتی باشد که در نیمه اول چرخه انجام می شود تا بتواند از سیستم تبرید به یک بار خنک کننده مداوم برسد.

در بخش های بعدی، این پدیده ها در قالب قوانین ریاضی با استفاده از معادلات تعادل انرژی و جرم بین اجزای اصلی سیستم تبرید عنوان می شوند.

۱-۲-۳ مدل سازی ریاضی

۱. ایزوترم جذب سطحی
۲. نرخ جذب سطحی
۳. تعادل انرژی المان های جذب سطحی و جداسازی مبرد از جاذب
۴. تعادل انرژی در کندانسور
۵. تعادل انرژی در اوپراتور
۶. بقای جرم
۷. عملکرد سیستم تبرید جذب سطحی
۸. شبیه سازی سیستم تبرید جذب سطحی

۳-۲-۲ ایزوترم جذب سطحی

انواع ایزوترمی برای توضیح ظرفیت جذب تعادلی^۱ جاذب با اطلاعات تجربی مقایسه می‌شود. با توجه به نوع جاذب و مبرد مورد استفاده در تکنولوژی تبرید جذب، تفاوت دارند.

۳-۲-۲-۱ ایزوترم زوج کاری سیلیکاژل-آب

از محبوب‌ترین ایزوترم‌ها که اغلب برای توضیح ایزوترم جذب سیلیکاژل-آب استفاده می‌شود یک مدل فریوندلیچ^۲ است. این مدل بر اساس فرضیات زیر بر اساس نظریه لانگمویر ساخته شده‌است: ابتدا جاذب در موقعیت انرژی بالاتری قرار دارد و سپس مبرد به ترتیب کاهش انرژی موقعیت بعدی را فرا می‌گیرد [۲]. مدل جذب تک لایه که در آن تقسیم ناهمگن انرژی سایت‌های فعال و فعل و انفعالات بین مولکول‌های جذب شده وجود دارد توسط فریوندلیچ پیشنهاد شد که شکل کلی آن به شرح زیر است [۱]:

$$x_{eq} = x_{max} \left[\frac{P_s(T_w)}{P_s(T_s)} \right]^{\frac{1}{n}} \quad (۱-۳)$$

x_{eq} ظرفیت جذب تعادلی را در کیلوگرم بر کیلوگرم بیان می‌کند، به این معنی که چه مقدار ماده مبرد در هر کیلوگرم جاذب در شرایط تعادل جذب می‌شود. $p_s(t_w)$ فشار بخار اشباع شده در دمای مبرد (آب) است، $p_s(t_s)$ فشار بخار اشباع شده مربوط به دمای جاذب (سیلیکاژل) است. در فرمول ۱-۳، x_{max} و $\frac{1}{n}$ حداکثر ظرفیت جذب و قدرت جذب را نشان می‌دهد.

در سال ۱۹۸۳، آزمایش چیهارا و سوزوکی^۳ مقادیر x_{max} و $\frac{1}{n}$ اتصال سیلیکاژل-آب را بدست آوردند که به ترتیب ۰/۳۴۶ کیلوگرم بر کیلوگرم و ۱/۶ بودند [۴]. در سال ۱۹۹۵، ساها و همکاران^۴ یک مدل به‌روز شده از

^۱ Adsorption equilibrium uptake

^۲ Freundlich model

^۳ Chihara et al.

^۴ Saha et al.

مدل فریوندلیچ ارائه دادند که با نتایج تجربی جفت کار سیلیکاژل- آب سازگارتر است [۵]. در این مطالعه، مدل اصلاح شده فریوندلیچ برای ایزوترم اتصال آب- سیلیکاژل به کار می‌رود [۱]:

$$x_{eq} = A(T_s) \left[\frac{P_s(T_w)}{P_s(T_s)} \right]^{B(T_s)} \quad (2-3)$$

معادله (۲-۳) نشان می‌دهد که نمی‌توان دمای بخار آب و جاذب را در طی فرآیند جذب یکسان دانست. به همین علت، دمای مبرد در حالت بخار به وسیله دمای اواپراتور در طی عملیات جذب یا دمای کندانسور در حین عملیات جداسازی تعیین می‌شود. دمای جاذب با توجه به دمای سیال انتقال حرارت (آب گرم از منبع گرما یا آب سرد از برج خنک‌کننده) تعیین می‌شود. فقط وقتی مبردها در مرحله جذب هستند با دمای جاذب همسان عنوان می‌شوند [۱]:

$$A(T_s) = A_0 + A_1 T_s + A_2 T_s^2 + A_3 T_s^3 \quad (3-3)$$

$$B(T_s) = B_0 + B_1 T_s + B_2 T_s^2 + B_3 T_s^3 \quad (4-3)$$

مقادیر مرتبط به پارامترهای ثابت معادله فوق در جدول ۱-۳ نشان داده شده‌است.

جدول ۱-۳ مربوط به پارامترهای استفاده شده در معادله‌های ۳-۳ و ۴-۳ و ۵-۳ [۷، ۳۳].

پارامترها	۰	۱	۲	۳
A	-۶/۵۳۱۴	۰/۰۷۲۴۵۲	-۰/۲۳۹۵۱ e-۳	۰/۲۵۴۹۳ e-۶
B	-۱۵/۵۸۷	۰/۱۵۹۱۵	-۰/۵۰۶۱۲ e-۳	۰/۵۳۲۹ e-۶

۳-۲-۳ نرخ جذب سطحی

میزان جذب یا سنتز جذب سیلیکاژل- آب به وسیله مدل پیشرانه خطی به شرح زیر برآورد می‌شود [۵]:

$$\frac{dx}{dt} = K_s a_v (x_{eq} - x) \quad (5-3)$$

از این نظر، $K_s a_v$ ضریب انتقال جرم مربوط به جاذب و مبرد است و به شرح زیر تعریف می‌شود [۱]:

$$K_s a_v = \frac{15 D_s}{R_p^2} \quad (6-3)$$

R_p شعاع ذرات جاذب و D_s ضریب نفوذپذیری سطح^۱ است. با معادله آرنیوس^۲ به شرح زیر عنوان می‌شود [۱]:

$$D_s = D_{s0} \exp\left(\frac{E_a}{RT}\right) \quad (7-3)$$

E_a ، انرژی فعال‌سازی R ثابت گاز جهانی است و T دما در درجه کلوین است.

۴-۲-۳ تعادل انرژی المان‌های جذب سطحی و جداسازی مبرد از جاذب

برای تجزیه و تحلیل تعادل اجزای تکنولوژی تبرید، دو حجم کنترل را انتخاب می‌کنیم. همانطور که در شکل ۱-۱ نشان داده شده‌است، حجم کنترل اول شامل اواپراتور و بستر جاذب و حجم کنترل دوم شامل کندانسور و بستر واجذب است.

برای استفاده از مدل ظرفیت فشرده^۳ از معادله تعادل جرم و انرژی تکنولوژی تهویه جذب دو محفظه‌ای استفاده می‌شود. فرضیات استفاده شده در این مدل عبارتند از:

۱. فرض بر این است که درجه حرارت جاذب، مبرد (در مرحله جذب) و لوله‌های مبدل حرارتی در طول چرخه دمایی همسانی دارند.

۲. از جرم بخار مبرد و اتلاف انرژی به اطراف چشم‌پوشی می‌شود.

با توجه به مفروضات بالا، می‌توان معادلات تعادل انرژی بستر جاذب و واجذب را به شرح زیر عنوان کرد [۱]:

$$\begin{aligned} & \frac{d}{dt} \left\{ \left(M_a (C_{pa} + C_{pw} x_i) + (C_{pCu} M_{fHex} + C_{pAl} M_{kHex}) \right) T_i^{bed} \right\} \\ & = \varphi Q_{is} M_a \frac{dx_i}{dt} - (\dot{m} C_p)_j (T_{out} - T_{in})_j \end{aligned} \quad (8-3)$$

^۱ Surface diffusivity

^۲ Arrhenius

^۳ Lumped model

نماد φ در هنگام پیش گرم شدن و پیش سرد شدن صفر و هنگام جذب ماده مبرد یا جدا شدن از جاذب، مقدار یک دارد. علاوه بر این، مقادیر استفاده شده در شبیه سازی سیکل تبرید و شرایط عملیاتی استاندارد مربوطه به ترتیب در جدول ۳-۲ و جدول ۳-۳ نشان داده شده است.

در رابطه (۳-۸)، زیرعنوان های i و j به ترتیب بسترهای جذب و واجذب و آب مهیا شده از منابع انرژی تجدیدپذیر یا برج های خنک کننده را نشان می دهند.

اولین عبارت از سمت چپ معادله (۳-۸) نشان دهنده تغییر در انرژی داخلی مبرد جذب شده است. عبارت دوم تغییراتی در انرژی داخلی مبدل حرارتی ایجاد می کند. قسمت اول در سمت راست معادله (۳-۸) گرمای تولیدی در طی عملیات جذب یا گرمای دریافتی در طی عملیات جداسازی را نمایان می کند. اصطلاح دوم در سمت راست معادله نیز گرمای منتقل شده به آب سرد در طی عملیات جذب یا گرمای تأمین شده به وسیله آب گرم در طی عملیات جداسازی را نمایان می کند.

به منظور برآورد درجه حرارت آب از بستر جذب و واجذب با خطای کم از یک مدل اختلاف دما متوسط لگاریتمی^۱ استفاده می شود [۱]:

$$T_{j,out} = T_j^{bed} + (T_{j,in} - T_j^{bed}) \exp \left[\frac{-(UA)_i^{bed}}{(\dot{m}C_p)_j} \right] \quad (۳-۹)$$

۳-۲-۵ تعادل انرژی کندانسور

در عملیات واجذب، بستر واجذب به کندانسور متصل می شود. به دلیل این اتصال، مبرد جدا شده از جاذب در کندانسور متراکم می گردد. سطح لوله تبادل حرارت کندانسور برای نگهداری مقدار معینی مبرد متراکم روی سطح طراحی شده است. مبرد اضافی از طریق لوله U شکل به اواپراتور می ریزد. بنابراین، رابطه تعادل انرژی کندانسور به شرح زیر بیان می شود [۱]:

^۱ LMTD- Log Mean Temperature Difference

$$\frac{d}{dt} \{ (M_{con,w} C_{p,w} + M_{con} C_{p,cu}) T_{cond} \} = -\varphi \left(h_{fg} M_a \frac{dx_{des}}{dt} \right) - \quad (10-3)$$

$$(\dot{m} C_p)_{cooling,w} (T_{out} - T_{in})_{cooling,w} + \varphi C_{p,w} T_{cond} M_a \frac{dx_{des}}{dt}$$

گرمای محسوس^۱ مورد نیاز برای مبرد مایع و مبدل حرارتی کندانسور در سمت چپ معادله (۱۰-۳) یافت می‌شود. قسمت اول در سمت راست معادله (۱۰-۳) گرمای تولیدی توسط تراکم آب تغلیظ شده در کندانسور است. جمله دوم گرمای داده شده به آب سرد (آب خنک‌کننده)^۲ است. آخرین مورد، گرمای انتقالی از طریق لوله U شکل به اواپراتور است. خروجی برای کندانسور تا دمای آب را اندازه‌گیری کند [۱]:

$$T_{cooling,w,out} = T^{cond} + (T_{cooling,w,in} - T^{cond}) \exp \left[\frac{-(UA)^{cond}}{(\dot{m} C_p)_{cond}} \right] \quad (11-3)$$

۶-۲-۳ تعادل انرژی اواپراتور

تعادل انرژی اواپراتور را می‌توان به صورت زیر بیان کرد [۱]:

$$\frac{d}{dt} \{ (M_{eva,w} C_{p,w} + M_{eva} C_{p,cu}) T_{eva} \} = -\varphi \left(h_{fg} M_a \frac{dx_{ads}}{dt} \right) - \quad (12-3)$$

$$(\dot{m} C_p)_{chilled,w} (T_{out} - T_{in})_{chilled,w} + \varphi C_{p,w} T_{cond} M_a \frac{dx_{des}}{dt}$$

اولین عبارت از سمت چپ معادله (۱۲-۳) نشان دهنده تغییر انرژی داخلی مبدل حرارتی اواپراتور و مبرد مایع است. گرمای نهان تبخیر ماده جذب شده قسمت اول در سمت راست فرمول بیان می‌شود. قسمت دوم بار خنک‌کننده چرخه را فراهم می‌کند. جمله آخر فرمول فوق گرمای خارج شده از کندانسور است.

برای تخمین دمای آب در خروجی اواپراتور، یک مدل اختلاف دمای میانگین لگاریتمی بکار می‌رود [۱]:

^۱ Sensible heat

^۲ Cooling water

$$T_{chilled,w,out} = T^{eva} + (T_{chilled,w,in} + T^{eva}) \exp \left[\frac{-(UA)^{eva}}{(\dot{m}C_p)_{eva}} \right] \quad (۱۳-۳)$$

۳-۲-۷ تعادل جرم

در حقیقت، تعادل جرم ارزیابی شده در این بخش مختص به تغییرات جرمی در مبدل‌های حرارتی کندانسور و اواپراتور است. مطالعه تعادل جرمی کندانسور نمایان می‌کند که جرمی به درون کندانسور می‌ریزد. ابتدایی ترین جریان جرمی جریان جرم ثابت است که به وسیله برج خنک‌کننده مهیا می‌شود. سرعت جریان جرم ثانویه با تغییر زمان مربوط به مقدار جرم جدا شده از جاذب است. زیرا مواد جدا شده از جاذب پس از میعان در کندانسور به وسیله لوله U به اواپراتور می‌ریزند. بنابراین، تغییری در جرم بین لوله‌های کندانسور وجود ندارد. برای مبدل حرارتی اواپراتور، علاوه بر میزان ثابت جرم ثابت که بار خنک‌کننده در گردش را مهیا می‌کند، دو جریان جرم نیز هست که با توجه به زمان متفاوت است.

جریان جرمی ورودی به اواپراتور در حقیقت جریان جرم متغیر متراکم شده در کندانسور است. ماده‌ای که در اثر گرما تبخیر می‌شود همچنین به بستر جاذب سرازیر می‌شود که با گذشت زمان تغییر می‌یابد. بنابراین، اختلاف بین جریان جرمی ورودی به اواپراتور و جریان جرمی خارج شده از اواپراتور باعث تغییر در کیفیت مبرد در اواپراتور خواهد شد. پس تعادل جرم مبدل حرارتی اواپراتور به شرح زیر است [۱]:

$$\frac{dm_{ev,w}}{dt} = -M_a \frac{dx_{des}}{dt} - M_a \frac{dx_{ads}}{dt} \quad (۱۴-۳)$$

۳-۲-۸ عملکرد سیستم تبرید جذب سطحی دو محفظه‌ای

با عنایت به اینکه هدف اصلی تکنولوژی خنک‌کننده بررسی میزان بار خنک‌کننده است، لازم است متغیر مهم یعنی عملکرد سیستم خنک‌کننده را معرفی شود. متغیرهایی که عملکرد تکنولوژی تبرید نامیده می‌شوند،

ظرفیت سرمایش^۱ و ضریب عملکرد^۲ هستند. برای تکنولوژی تهویه جذب دو محفظه‌ای، عبارت به شرح زیر است [۱]:

$$Q_{chilled}^{cycle} = \frac{\int_0^{t_{cycle}} \{(\dot{m}C_p)_{chilled,w} (T_{in} - T_{out})_{chilled,w}\} dt}{t_{cycle}} \quad (۱۵-۳)$$

$$SCP = \frac{\int_0^{t_{cycle}} \{(\dot{m}C_p)_{chilled,w} (T_{in} - T_{out})_{chilled,w}\} dt}{M_a t_{cycle}} \quad (۱۶-۳)$$

$$COP = \frac{\int_0^{t_{cycle}} \{(\dot{m}C_p)_{chilled,w} (T_{in} - T_{out})_{chilled,w}\} dt}{\int_0^{t_{cycle}} \{(\dot{m}C_p)_{hot,w} (T_{in} - T_{out})_{hot,w}\} dt} \quad (۱۷-۳)$$

جدول ۲-۳ مقادیر اتخاذ شده در شبیه‌سازی سیکل [۷، ۳۳].

نماد	مقدار	واحد	نماد	مقدار	واحد
$(UA)_{cond}$	(۴۱۱۵/۲۳×۳/۷۳)	W/K	$R_{p, RD silica gel}$	۱/۷ e-۴	m
$(UA)_{eva}$	(۲۵۵۷/۵۴×۱/۹۱)	W/K	$M_{f, Hex}$	۶۴/۰۴	Kg
$(UA)_{bed}$	(۱۷۲۴/۱۴×۲/۴۶)	W/K	$M_{k, Hex}$	۵۱/۲۰	Kg
M_{cond}	۲۴/۲۸	Kg	$C_{p,w}$	۴/۱۸۶	Kj/Kg.K
M_{eva}	۱۲/۴۵	Kg	$C_{p, Al}$	۰/۹۰۵	Kj/Kg.K
M_a	۴۷	Kg	$C_{p, Cu}$	۰/۳۸۶	Kj/Kg.K
$M_{con,w}$	۲۰	Kg	$C_{p, RD silica gel}$	۰/۹۲۴	Kj/Kg.K
$M_{e,w}$	۵۰	Kg	$E_{a, RD silica gel}$	۴/۲ e+۴	Kj/Kmol
$Q_{is, RD silica gel}$	۲۸۰۰	Kj/Kg	$D_{S0, RD silica gel}$	۲/۵۴ e-۴	m ^۲ /s
h_{fg}	۲۵۰۰	Kj/Kg			

^۱ Cooling capacity

^۲ Coefficient Of Performance

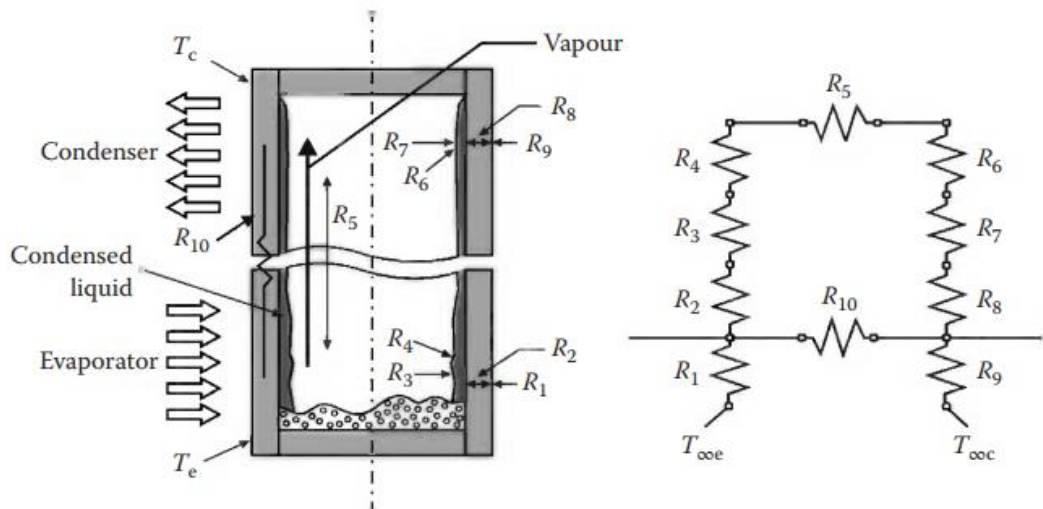
۳-۳ مدل سازی ریاضی لوله گرمایی ترموسیفون

مهندسان باید ظرفیت انتقال حرارت ترموسیفون‌ها را تعیین کنند تا بتوانند تجهیزات کمک شده توسط این فناوری را طراحی کنند. توزیع دما در ترموسیفون‌ها برای طراحی تجهیزات شامل دیواره‌های هم‌دما، مانند کوره‌ها نیز مهم است. تشابه بین مدارهای الکتریکی و حرارتی ابزاری قدرتمند برای طراحی سیستم‌های کاملاً یک بعدی و حالت پایدار است. این روش مدل سازی برای بسیاری از کاربردها ساده و دقیق است. بنابراین، می‌توان آن را برای تعیین ظرفیت انتقال حرارت و توزیع دما ترموسیفون‌ها با موفقیت به کار گرفت. مقاومت گرمایی جهانی^۱ یا موثر R به عنوان نسبت بین اختلاف دمای اوپراتور و کندانسور (به ترتیب T_c و T_e) و ΔT و توان منتقل شده q تعریف می‌شود [۹]:

$$R = \frac{\bar{T}_e - \bar{T}_c}{q} = \frac{\Delta T}{q} \quad (۱۸-۳)$$

همانطور که شناخته شده است، مقاومت حرارتی نشان‌دهنده دشواری دستگاه در انتقال نیروی حرارتی است. برای ترموسیفون در شرایط پایدار، گرما از طریق مسیری که با 10 مقاومت حرارتی نشان داده می‌شود، دنبال می‌شود، همانطور که در شکل ۳-۱ به صورت شماتیک نشان داده شده است [۶۰]. از این شکل می‌توان دریافت که گرمای حاصل از منبع گرما ابتدا باید از طریق مقاومت حرارتی خارجی اوپراتور جریان یابد که این به مکانیسم انتقال حرارت بین منبع گرما و دیواره خارجی ترموسیفون (یعنی رسانایی، همرفت یا تابش) بستگی دارد. این مقاومت حرارتی در مدار حرارتی توسط R_1 نشان داده می‌شود.

^۱ Thermal resistance



شکل ۳-۱ مدار حرارتی ترموسیفون [۹].

برای حالت هدایت، R_1 یک مقاومت در برابر تماس حرارتی است. به همین ترتیب، یک مقاومت حرارتی خارجی R_2 بین دیواره خارجی کندانسور و مخزن گرما مرتبط است. هنگامی که گرما به ترموسیفون رسید، از طریق مواد دیواره در دو جهت اصلی انجام می‌شود: شعاعی R_2 و محوری R_1 . مایع درون ترموسیفون در شرایط اشباع شده خود کار می‌کند. وقتی گرما به مایعات اوپراتور می‌رسد، بخار تولید می‌شود. مقاومت حرارتی مربوط به تبخیر R_3 است. با توجه به تغییرات چگالی ناشی از افزایش دما، گرانش بخار را از مناطق گرمتر به مناطق سردتر ترموسیفون منتقل می‌کند. بیشتر گرما توسط بخار منتقل می‌شود که مسیر انتقال گرما با مقاومت حرارتی R_4 مرتبط است. این مقاومت شامل بخش آدیاباتیک (در صورت وجود) است. در منطقه کندانسور، گرما از بخار خارج شده و میعان بر روی دیواره‌های داخلی تشکیل می‌شود. مقاومت حرارتی مرتبط با فرآیند چگالش R_5 است. قطرات مایع تولید شده به اوپراتور برمی‌گردند و بسته به حجم مایع تشکیل شده در کندانسور، می‌توان مخروط یا فیلم ایجاد کرد. همانطور که در قسمت اوپراتور اتفاق می‌افتد، گرمای برداشته شده در کندانسور از طریق دیواره کندانسور از طریق مقاومت هدایت R_6 عبور می‌کند. در این منطقه، گرما در نهایت توسط دیواره محوری انجام می‌شود و به اوپراتور می‌رسد. در شکل ۳-۱، می‌توان مشاهده کرد که، بین مقاومت های تبخیر R_3 یا مقاومت چگالش R_5 و مقاومت بخار R_4 ، دو مقاومت در سری وجود دارد: R_4 و R_6 . این

مقاومت‌ها به دلیل انحنای رابط مایع بخار با افت فشار همراه هستند و بنابراین در رابط بین مایع و بخار در بخش‌های اواپراتور و کندانسور قرار دارند. اگرچه، در شرایط حالت پایدار، رابط بخار مایع در تعادل در نظر گرفته می‌شود، این منطقه کاملاً فعال است، مولکول‌های مایع و بخار به دلیل تبخیر و فرآیندهای چگالش، مکان خود را تغییر می‌دهند. این رفتار دینامیکی رابط باعث ایجاد افت فشار می‌شود که به نوبه خود مقاومت حرارتی ایجاد می‌کند. بحث عمیق تری درباره این موضوع را می‌توان در [۶۱] یافت. این مقاومت‌ها معمولاً کم هستند، اما می‌توانند برای ترموسیفون‌های بسیار کوچک، مانند مقاومت‌هایی که برای کاربردهای الکترونیکی تولید شده اند، مهم باشند [۱۳].

از شکل ۳-۱، با ترکیب تمام مقاومت‌های مدار حرارتی، می‌توان عبارت زیر را بدست آورد [۹]:

$$R = R_1 + [(R_2 + R_3 + R_4 + R_5 + R_6)^{-1} + R_7^{-1}]^{-1} + R_8 \quad (3-19)$$

جدول ۳-۳ ترتیب مقاومت‌های حرارتی را نشان می‌دهد، همانطور که در شکل ۳-۱ نشان داده شده است، برای یک ترموسیفون مستقیم معمولاً R_1 نسبت به سایر مقاومت‌های حرارتی مدار بسیار بزرگتر است. از آنجا که این مقاومت به موازات مقاومت‌های R_2 به R_8 است، می‌توان آن را از مدار حذف کرد.

جدول ۳-۳ ترتیب بزرگی مقاومت ترموسیفونی مدار حرارتی نشان داده شده در شکل ۳-۱ [۹].

Thermal Resistance	(°C/W)
R_2, R_8	10^{-1}
R_4, R_6	10^{-5}
R_3, R_7	10
R_5	10^{-8}
R_{10}	10^5

Source: Reay, D., and Kew, P., *Heat Pipes Theory Design and Applications*, 5th Edition, Elsevier, 2006.

معیار زیر برای حذف مقاومت R_1 از مدار حرارتی توصیه می‌شود [۶۲]:

$$\frac{R_1}{R_2 + R_3 + R_4 + R_5 + R_6} > 20 \quad (3-20)$$

R_5 نیز بسیار کوچک است و همانطور که به صورت سری با مقاومت‌های دیگر است، می‌توان آن را از مدار نیز

حذف کرد. علاوه بر این، مقاومت‌های ناشی از افت فشار ناشی از انحنای رابط مایع بخار نیز بسیار کم بوده و معمولاً مورد غفلت قرار می‌گیرند. بنابراین، می‌توان مدار حرارتی کلی را به ترکیب مقاومت‌های زیر به صورت سری کاهش داد: مقاومت خارجی اواپراتور R_1 ، هدایت در دیواره اواپراتور R_2 ، تبخیر R_3 ، تراکم R_4 ، هدایت در دیواره کندانسور R_8 و مقاومت خارجی کندانسور R_9 که منجر به بیان زیر می‌شود [۹]:

$$R = R_1 + R_2 + R_3 + R_4 + R_8 + R_9 \quad (21-3)$$

در بیشتر برنامه‌ها، مقاومت‌های بزرگتر مدار مقاومت‌های خارجی R_1 و R_9 هستند. آن‌ها معمولاً سطح دمایی تجهیزات را تعیین می‌کنند و در بعضی از دستگاه‌ها می‌توانند به عنوان تنها مقاومت مدار حرارتی در نظر گرفته شوند.

در بخش بعدی، مدل‌های استفاده شده برای پیش بینی این مقاومت‌های حرارتی ارائه شده‌است.

۳-۳-۱ مدل‌های مقاومت حرارتی

۳-۳-۱-۱ مقاومت در برابر هدایت

مقاومت‌های حرارتی هدایت R_2 و R_8 از عبارات شناخته شده به دست می‌آیند [۶۳-۶۵]. برای صفحات بستر، عبارت زیر اعمال می‌شود:

$$R_2 = R_8 = \frac{L}{KA} \quad (22-3)$$

که در آن L ضخامت صفحه و A سطح مقطع انتقال حرارت است که به هندسه اواپراتور و کندانسور بستگی دارد. برای سیلندرها، عبارت است از [۹]:

$$R_2 = R_8 = \frac{\ln(d_o/d_i)}{2\pi LK} \quad (23-3)$$

که در آن L طول اواپراتور L_e یا کندانسور L_c ، d_o و d_i به ترتیب قطر خارجی و داخلی لوله پوشش هستند.

مقاومت در برابر انتقال گرما برای سایر هندسه‌ها را می‌توان با استفاده از عبارات اختصاصی بدست آورد که به راحتی در یافت می‌شود. $R_{1.}$ مقاومت حرارتی محوری مواد است و توسط معادله تعیین می‌شود [۹]:

$$R_{1.} = \frac{L_{ef}}{A_w K_w} \quad (24-3)$$

جایی که A_w سطح مقطع دیواره پوشش است، K_w رسانایی گرمایی مواد دیواره است و L_{ef} طول موثری است که توسط [۹]:

$$L_{ef} = L_a + \frac{1}{\frac{1}{L_e} + \frac{1}{L_c}} \quad (25-3)$$

که در آن L_a طول بخش آدیاباتیک است.

۳-۳-۱-۲ مقاومت بخار، بخار-مایع و مایع-بخار

مقاومت حرارتی رابط بخار-مایع، بخار و مایع-بخار را می‌توان با استفاده از عبارات موجود در منابع تخمین زد [۶۶]. عبارت زیر پیشنهاد شده است:

$$R_f = R_g = \frac{RT^2 (\gamma \pi RT)^{1/2}}{h_{lv} P_v A} \quad (26-3)$$

که در آن R ثابت گاز جهانی است و A منطقه تبادل حرارت بین منبع گرما و ترموسیفون است (A_e برای اوپراتور و A_c برای کندانسور). مقاومت حرارتی بخار از عبارات اختلاف فشار بخار بین اوپراتور و کندانسور تعیین می‌شود. معادله کلازیوس-کلاپیرون برای تعادل بین مایع و بخار [۶۷] به شرح زیر است:

$$\frac{dp}{dT} = \frac{h_{lv}}{T_s (v_v - v_l)} \quad (27-3)$$

که در آن v_l و v_v به ترتیب حجم ویژه بخار و مایع هستند و T_s دمای اشباع است که در حالت فعلی برابر با درجه حرارت بخار T_v است. معمولاً، $v_l \ll v_v$ منجر به $dp_v/dT = h_{lv}/T_s v_v$ می‌شود، که همراه با قانون ایده‌آل گاز:

$$\frac{dP_v}{dT} = \frac{h_{lv}P}{RT_v^2} \quad (28-3)$$

جایی که dP_v/dT می‌تواند به $\Delta P_v/\Delta T$ نزدیک شود. از معادله ۳-۲۴ می‌توان برای برآورد مقاومت حرارتی بخار به عنوان مثال استفاده کرد [۹]:

$$R_\delta = \frac{\Delta T_v}{q} = \frac{RT_v^2}{h_{lv}P_v} \frac{\Delta P_v}{q} \quad (29-3)$$

باز هم، با استفاده از مدل گاز ایده‌آل، عبارت زیر را می‌توان یافت [۶۸]:

$$R_\delta = \frac{T_v(P_{ve} - P_{vc})}{h_{lv}\rho_v q} \quad (30-3)$$

که در آن P_{ve} و P_{vc} به ترتیب فشار بخار اوپراتور و کندانسور هستند و $\Delta P_v = P_{ve} - P_{vc}$ بنابراین، برای تخمین R_δ ، پارامتر ΔP_v هنوز باید تعیین شود. اختلاف فشار بخار درون یک ترموسیفون را می‌توان از چندین مدل موجود در منابع دریافت کرد. یک مدل ساده [۶۶] که بخار را به عنوان سیال غیرقابل انعطاف پذیر تلقی می‌کند، در نظر دارد که فشار بخار به دلیل اثرات چسبناک در طول لوله کاهش می‌یابد. عبارت زیر برای جریان بخار کاملاً توسعه یافته در هسته ترموسیفون بدست آمده است و برای تعیین افت فشار در امتداد لوله پیشنهاد می‌شود [۹]:

$$\Delta P_v = - \left(1 - \frac{f}{\pi}\right) \frac{\dot{m}^2}{\lambda \rho_v r_v^5} - \frac{\lambda \mu_v \dot{m}}{\rho \pi r_v^4} L_a \quad (31-3)$$

که در آن r_v شعاع بخار است. معمولاً افت فشار بخار بسیار ناچیز است و بنابراین می‌توان مقاومت حرارتی بخار را از مدار حرارتی خارج کرد.

۳-۳-۱-۳ مقاومت کندانسور

R_v مقاومت حرارتی مرتبط با میعان در منطقه کندانسور است. در منطقه کندانسور، با حذف گرما، میعانات بخار اشباع شده و یک لایه بر روی سطح دیواره داخلی تشکیل می‌شود. با پایین آمدن فیلم مایع، ضخامت فیلم افزایش می‌یابد. هنگامی که میعانات به ناحیه اوپراتور می‌رسد، فیلم در تماس با دیواره گرم شده قرار

گرفته و تبخیر می‌شود. هرچه فیلم مایع نازک‌تر باشد، تبخیر نیز کارآمدتر است. مایع باقیمانده در ناحیه اواپراتور جمع شده و استخر تشکیل می‌دهد و در حالت جوشش تبخیر اتفاق می‌افتد. اگر کسی ضریب انتقال حرارت را در کندانسور h_c بداند، می‌توان برای تعیین مقاومت حرارتی R_v از عبارت زیر استفاده کرد [۹]:

$$R_v = \frac{1}{h_c \pi r_i L_c} \quad (32-3)$$

اگر قطر لوله پوشش ترموسیفون زیاد باشد، می‌توان از همبستگی مدل ناسلت^۱، که برای سطوح صاف بدست آمده است، برای پیش بینی ضریب انتقال حرارت برای منطقه تراکم استفاده کرد. این همبستگی توسط [۹]:

$$Nu \equiv \frac{h_c d_i}{k_l} = 2.5 Re_i^{0.25} Pr_l^{0.4} \quad (33-3)$$

که در آن h_c ضریب انتقال حرارت کندانسور است، Pr_l عدد پرانتل^۲ مایع است، k_l رسانایی گرمایی مایع است، d_i قطر داخلی لوله داخلی است و Re_l تعداد رینولدز^۳ جریان مایع است، که توسط [۹]:

$$Re_l = \frac{4q}{\pi d_i h_{lv} \mu_l} \quad (34-3)$$

بر اساس تجزیه و تحلیل ناسلت برای تراکم، عبارت زیر را برای مقاومت حرارتی تراکم پیشنهاد می‌شود [۹]:

$$R_v = \frac{0.345 q^{1/3}}{d_i^{4/3} g^{1/3} L_c \Psi^{4/3}} \quad (35-3)$$

Ψ برابر است با [۹]:

$$\Psi = \left(\frac{h_{lv} k_l \rho_l}{\mu_l} \right)^{1/4} \quad (36-3)$$

۴-۱-۳-۳ مقاومت اواپراتور

همانطور که قبلاً مشاهده شد، دو منطقه مختلف را می‌توان در اواپراتور یافت، تحت دو رژیم انتقال حرارت

^۱ Nusselt model correlation

^۲ Prandtl

^۳ Reynolds

مختلف: جوشیدن در حجم استخر مایع، نشان داده شده توسط R_{rp} و تبخیر فیلم مایع، نشان داده شده توسط R_{rf} در بقیه اوپراتور. نسبت پر شدن F به عنوان نسبت بین حجم سیال کار V_l و حجم اوپراتور V_e ، $(F = V_l/V_e)$ تعریف می‌شود. با استفاده از این پارامتر، می‌توان مقاومت اوپراتور را به عنوان ترکیبی از مقاومت‌های جوش و فیلم، همانطور که توسط عبارت داده شده‌است، در نظر گرفت [۹]:

$$R_r = R_{rp}F + R_{rf}(1 - F) \quad (37-3)$$

رژیم غالب جوشاندن هسته از عبارت زیر به دست می‌آید [۹]:

$$R_{rp} = \frac{1}{g^{0.25} \phi q^{0.6} (\pi d_i L_e)^{0.6}} \quad (38-3)$$

ϕ عبارت است از [۹]:

$$\phi = \frac{\rho_l^{0.6} k_l^{0.3} C_{pl}^{0.5} \left(\frac{P_v}{P_{atm}} \right)}{\rho_v^{0.25} h_{lv}^{0.4} \mu_l^{0.1}} \quad (39-3)$$

جایی که P_{atm} فشار جوی است. روند تبخیر فیلم مایع در دیواره گرم شده عمودی مشابه تراکم است و از همان تئوری ناسلت می‌توان برای تعیین تبادله حرارتی مرتبط با تبخیر فیلم مایع استفاده کرد. جایی که طول کندانسور L_c جایگزین طول اوپراتور می‌شود [۹]:

$$R_{rf} = \frac{0.345 q^{1/3}}{d_i^{4/3} g^{1/3} L_e \Psi^{4/3}} \quad (40-3)$$

فشار مایع در پایه استخر به دلیل ستون مایع در استخر بزرگتر از فشار بخار است. پدیده‌های جوش تقریباً بر فشار موجود در اوپراتور تأثیر نمی‌گذارند. این فشار با عبارت زیر تعیین می‌شود [۹]:

$$P_p = P_v + \rho_l g F L_e \sin \beta \quad (41-3)$$

جایی که β زاویه تمایل ترموسیفون با موقعیت افقی است. بنابراین، اگر حجم استخر مایع زیاد باشد، می‌توان یک گرادیان دما را در اوپراتور مشاهده کرد. دما در پایه استخر T_p به عنوان دمای اشباع مربوط به P_p در نظر گرفته می‌شود. با فرض اینکه دمای استخر با عمق مایع به صورت خطی افزایش می‌یابد، میانگین دما در اوپراتور است [۹]:

$$T_m = T_V(1 - F) + \frac{T_V + T_p}{\gamma} F \quad (42-3)$$

بنابراین، میانگین اختلاف دما ناشی از فشار هیدرواستاتیک است [۹]:

$$\Delta T_h = T_m - T_V = \frac{T_V - T_p}{\gamma} F \quad (43-3)$$

در بیشتر شرایط عملیاتی، ΔT_h بسیار کوچک است و می‌توان آن را نادیده گرفت. از طرف دیگر، این اختلاف ممکن است برای عملکرد مایعات در سطح دمای پایین و در نتیجه فشارهای بخار پایین مهم باشد.

۳-۳-۱-۵ مقاومت‌های خارجی

۱. برای سطوح بدون پره

سرانجام، مقاومت‌های حرارتی R_1 و R_9 نشان‌دهنده مبادلات حرارتی بین دیواره‌های اواپراتور و کندانسور با منابع حرارتی است و به ترتیب تعریف شده [۹]:

$$R_1 = \frac{1}{h_e A_e} \quad (44-3)$$

$$R_9 = \frac{1}{h_c A_c} \quad (45-3)$$

که در آن A_e و A_c مساحت خارجی اواپراتور و کندانسور هستند.

۲. برای سطوح پره‌دار

• پره یکدست با لوله [۶۳]

$$R_{t,o} = \frac{1}{\eta_o h A_t} \quad (46-3)$$

که در آن η_o بازده کلی سطح پره‌ها و A_t مساحت کلی لوله و پره‌ها هستند که از روابط زیر بدست می‌آیند [۶۳]:

$$\eta_o = 1 - \frac{N A_f}{A_t} (1 - \eta_f) \quad (47-3)$$

$$A_t = N A_f + A_b \quad (48-3)$$

A_f مساحت هر پره و A_b مساحت سطحی از ترموسیفون که با پره پوشیده نشده (سطح اصلی) از روابط زیر

بدست می‌آیند [۶۳]:

$$A_f = 2\pi(r_{rc}^2 - r_1^2) \quad (۴۹-۳)$$

$$A_b = 2\pi r_1(H - Nt) \quad (۵۰-۳)$$

r_1 شعاع خارجی لوله، H ارتفاع کلی لوله، N تعداد پره‌ها، t ضخامت هر پره هستند. همچنین r_{rc} از رابطه

[۶۳]:

$$r_{rc} = r_1 + \frac{t}{\gamma} \quad (۵۱-۳)$$

r_1 برابر با:

$$r_1 = r_1 + L \quad (۵۲-۳)$$

L برابر با طول پره از پایه تا نوک آن است.

η_f که بازده پره است با استفاده از رابطه زیر و شکل ۳-۲ بدست می‌آید [۶۳]:

$$L_c^{3/2} \left(\frac{h}{kA_p} \right)^{1/2} \quad (۵۳-۳)$$

L_c برابر با:

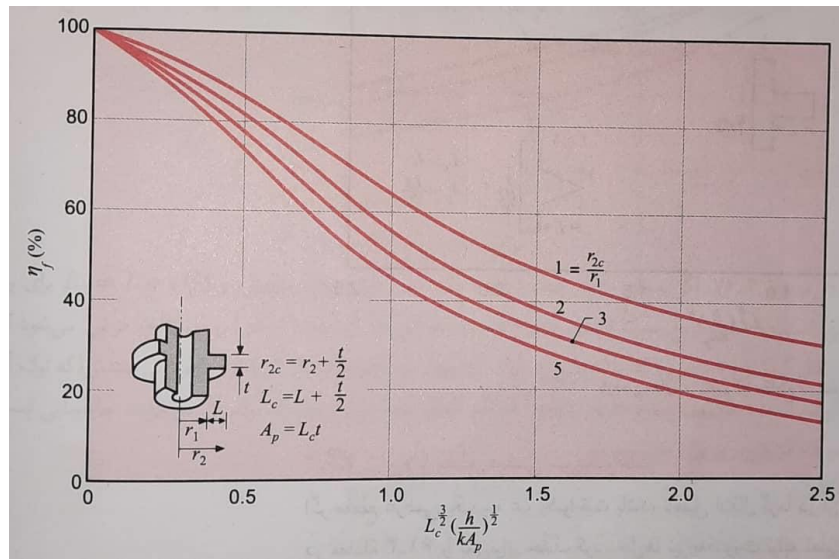
$$L_c = L + \frac{t}{\gamma} \quad (۵۴-۳)$$

A_p برابر با:

$$A_p = L_c t \quad (۵۵-۳)$$

k برابر با ضریب رسانش پره می‌باشد. h نیز که ضریب انتقال حرارت جابجایی می‌باشد برای اواپراتور و کندانسور

به طور تجربی از منابع [۹] برداشت شده‌است.



شکل ۳-۲ بازده پره‌های حلقوی با مقطع عرضی مستطیلی [۶۳].

- پره چسبیده به لوله [۶۳]

$$R_{t,o(c)} = \frac{1}{\eta_o(c) h A_t} \quad (۵۶-۳)$$

که در آن $\eta_o(c)$ برابر است با [۶۳]:

$$\eta_o(c) = 1 - \frac{N A_f}{A_t} \left(1 - \frac{\eta_f}{C_1} \right) \quad (۵۷-۳)$$

C_1 برابر است با:

$$C_1 = 1 + \eta_f h A_f \left(\frac{R''_{t,c}}{A_{c,b}} \right) \quad (۵۸-۳)$$

$R''_{t,c}$ مقاومت حرارتی چسب بین پره و لوله و $A_{c,b}$ سطح تماس چسب و لوله می‌باشند.

۳-۳-۲ محدودیت‌های انتقال حرارت

گرچه دستگاه‌های انتقال حرارت بسیار کارآمد، ترموسیفون‌ها تحت محدودیت‌هایی قرار دارند، که حداکثر

توان حرارتی را که می‌توانند تحت شرایط کار از پیش تعیین شده حمل کنند، تعیین می‌کند.

۱-۲-۳-۳ محدودیت‌های استخر و فیلم سیال^۱

در ترموسیفون‌ها، مایع و بخار در جهات مختلف جریان می‌یابند. از آنجا که سرعت بخار بسیار بالاتر از مایع است، نیروهای برشی بین بخار و مایع اتفاق می‌افتد. اگر این نیروها به اندازه کافی بزرگ باشند، می‌توان برگشت مایعات را تحت تأثیر قرار دهد و مایع در کندانسور جمع شود. در این حالت به حد جاری شدن سیلاب رسیده است. افزایش ورودی گرما در اواپراتور منجر به افزایش سرعت بخار می‌شود که می‌تواند باعث ناپایداری شار مایع شود. در شدیدترین موارد، امواج را می‌توان در فیلم مایع مشاهده کرد. تاجهای این امواج تحت تأثیر نیروهای برشی ناشی از بخار در جریان خلاف جریان قرار می‌گیرند. اگر این نیروهای برشی رابط مایع و بخار بزرگتر از نیروهای کشش مایع باشند، قطره‌های مایع از فیلم خارج می‌شوند و توسط جریان بخار در جهت مقطع کندانسور کشیده می‌شوند. این باعث می‌شود مایعات بیش از حد در کندانسور و در نتیجه کمبود مایعات در اواپراتور ایجاد شود. یکی از همبستگی‌های پرکاربرد برای پیش بینی حد حفره توسط روزلر و همکاران^۲ [۶۰] ارائه شده است [۹]:

$$q_{ent} = f_1 f_2 f_3 h_{lv} \rho_v^{1/2} [g(\rho_l - \rho_v)\sigma]^{1/4} \quad (۵۹-۳)$$

جایی که σ کشش سطح است و f_1 پارامتری است که تابعی از عدد باندا Bo است که به صورت تعریف شده است [۹]:

$$Bo = d_i \left[\frac{g(\rho_l - \rho_v)}{\sigma} \right]^{1/2} \quad (۶۰-۳)$$

پارامتر f_2 تابعی از پارامتر غیر بعدی Kp است که توسط داده شده است [۹]:

$$Kp = \frac{P_v}{[g(\rho_l - \rho_v)\sigma]^{1/2}} \quad (۶۱-۳)$$

^۱ Entrainment or Flooding Limits

^۲ Rasler et al.

برای $Kp \leq 4 \times 10^4$ ، $f_r = Kp^{-0.17}$ و برای $Kp > 4 \times 10^4$ ، $f_r = 0.165$ پارامتر f_r بیان همبستگی موقعیت ترموسیفون کج را تصحیح می‌کند و مقادیر آن توابع عدد Bo است (مراجعه کنید به [۶۰]). برای موقعیت عمودی، $f_r = 1$ والیس^۱ (به فاغری مراجعه کنید [۱۱]) همبستگی نیمه تجربی زیر را برای حد حفره برای ترموسیفون‌ها ارائه داده است، بخار را غیرقابل انعطاف‌پذیر می‌داند، از ضخامت ثابت فیلم، جریان دو فاز در تعادل، ثابت جریان‌های یک‌بعدی و یکنواخت از تعادل بین نیروهای اینرسی و هیدرواستاتیک، عبارت زیر پیشنهاد می‌شود [۹]:

$$q_{ent} = A \frac{C_w^2 h_{lv} \sqrt{g d_i (\rho_l - \rho_v) \rho_v}}{[1 + (\rho_v / \rho_l)^{1/4}]^2} \quad (62-3)$$

که در آن C_w یک ثابت غیربعدی است که از نظر تجربی تعیین می‌شود و تابعی از خواص ترموفیزیک سیال است. در بیشتر موارد، C_w بین ۰/۷ تا ۱ است.

عبارت دیگری توسط تین و چونگ^۲ [۶۹] ساخته شد، جایی که تأثیر قطر لوله در آن وجود داشت [۹]:

$$q_{ent} = C^2 \left[\frac{1}{4} (\pi d_i^2) \right] h_{lv} (\rho_l^{-1/4} - \rho_v^{-1/4})^{-2} [\sigma g (\rho_l - \rho_v)]^{1/4} \quad (63-3)$$

که C برابر با [۹]:

$$C = 3.2^{1/2} \tan h \left(\frac{1}{3} Bo^{1/4} \right) \quad (64-3)$$

گرو^۳ [۷۰] متوجه شد که زاویه شیب ترموسیفون β بر حد تأثیر می‌گذارد و عبارت زیر را پیشنهاد می‌کند، تا به رابطه انتخابی اعمال شود [۹]:

$$f(\beta) = \left[\frac{\beta}{180} + \sqrt{\sin 2\beta} \right]^{0.65} \quad (65-3)$$

برای حجم کوچک از مایع کاری [۹]:

^۱ Wallis

^۲ Tien and Chung

^۳ Groll

$$q_{ent} = \frac{\pi g d_c \rho_l h_{lv}}{3\mu} \times \left(\frac{V_e(V_l/V_e - \rho_v/\rho_l)}{[\pi d_c(0.8L_c + L_a) + (d_e/d_c)^{2/3}(L_a + 0.75L_c)][1 - (\rho_v/\rho_l)]} \right)^3 \quad (66-3)$$

برای مقادیر زیاد مایعات [۹]:

$$q_{ent} = \frac{0.01\pi d_c L_e \rho_v^{0.5} h_{lv} [\sigma g (\rho_l - \rho_v)]^{1/4}}{[1 + 0.0491 L_e/d_e Bo^{0.3}]} \quad (67-3)$$

برای شارژ مطلوب مایع کار [۹]:

$$q_{ent} = 0.64 \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0.13} \left(\frac{d}{L_e} \right) h_{lv} [\sigma g \rho_v (\rho_l - \rho_v)]^{1/4} \quad (68-3)$$

۲-۲-۳ محدودیت صوتی^۱

برای برخی از ترموسیفون‌ها، به ویژه آن‌هایی که از فلز مایع به عنوان سیال در حال کار استفاده می‌کنند، سرعت بخار می‌تواند در هنگام راه اندازی یا در شرایط پایدار به سطوح صوتی برسد. پس از رسیدن به سرعت صوتی، بخار، معمولاً در هسته ترموسیفون قرار دارد، موج ضربه‌ای را تجربه می‌کند و بخار آن را مسدود می‌داند. در این حالت حتی اگر بخار بیشتری در اوپراتور تولید شود، جریان بخار افزایش نمی‌یابد. بنابراین، افزایش توان حرارتی اوپراتور فقط باعث افزایش دمای منطقه اوپراتور می‌شود. در طرف دیگر، اگر به سرعت صوتی برسید، تغییرات دمای کندانسور در اوپراتور احساس نمی‌شود. معادله زیر، همچنین برای لوله‌های حرارتی قابل اجرا برای تعیین حد صوتی پیشنهاد شده است [۹]:

$$q_{son} = 0.474 h_{lv} A_v (\rho_v P_v)^{1/2} \quad (69-3)$$

که در آن A_v سطح مقطع هسته بخار است.

^۱ Sonic Limit

۳-۳-۲-۳ حد ویسکوزیته^۱

به خصوص برای ترموسیفون‌هایی که در سطوح دمای پایین کار می‌کنند، اختلاف فشار بخار بین اواپراتور و کندانسور می‌تواند بسیار کم باشد. اگر این اختلاف فشار از نیروهای ویسکوزیته کوچک‌تر باشد، بخار قادر به حرکت نیست و به حد ویسکوزیته می‌رسد. این حد ممکن است در هنگام راه‌اندازی اتفاق بیفتد، و بهترین راه برای جلوگیری از آن افزایش دمای گرما و بنابراین افزایش دمای بخار است تا زمانی که شیب فشار در امتداد لوله از نیروهای ویسکوزیته بیشتر شود. نگرانی اصلی در مورد این روش این است که در فشارهای بخار نزدیک به حد ویسکوزیته، جایی که مقدار کمی بخار وجود دارد، به راحتی می‌توان به حد صوتی رسید. بنابراین، در برخی موارد، بین مرزهای ویسکوزیته و صوتی انتقال وجود دارد. همچنین معادله زیر را برای حد ویسکوزیته توسعه داده است [۹]:

$$q_{vis} = d_v h_{lv} A_v \frac{\rho_v P_v}{64 \mu_v l_{ef}} \quad (70-3)$$

جایی که d_v قطر هسته بخار است. نسبتی بین افت فشار و فشار بخار مطلق، P_v را پیشنهاد می‌کنند که معیاری را برای جلوگیری از حد چسبناک تعیین می‌کند [۹]:

$$\frac{\Delta P_v}{P_v} < 0.1 \quad (71-3)$$

۳-۳-۲-۴ حد خشک‌شدگی^۲

در اصل، دو روش برای رسیدن به خشک شدن در یک ترموسیفون وجود دارد. اول، هنگامی که شار حرارتی شعاعی بسیار کم است، بنابراین سرعت بخار تولید شده برای تضمین گردش مداوم بخار و مایع کافی نیست. در این حالت، مقدار کمی بخار در مناطق نزدیک به اواپراتور متراکم می‌شود و بقیه کندانسور در تبادل گرما

^۱ Viscous Limit

^۲ Dry-Out Limit

شرکت نمی‌کند و لکه‌های سرد ایجاد می‌کند. این محدودیت هم‌چنین معمولاً در هنگام راه اندازی ترموسیفون مشاهده می‌شود. هنگامی که به جای گرما، حجم کل مایع کار بسیار کم باشد، اثر مشابهی مشاهده می‌شود. در این حالت، حجم کم میعان‌ات در مناطق بالایی اواپراتور تبخیر می‌شود و مایع قادر به رسیدن به قسمت پایین اواپراتور نیست، و نقاط داغ، نزدیک به پایه تبخیر را تشکیل می‌دهد.

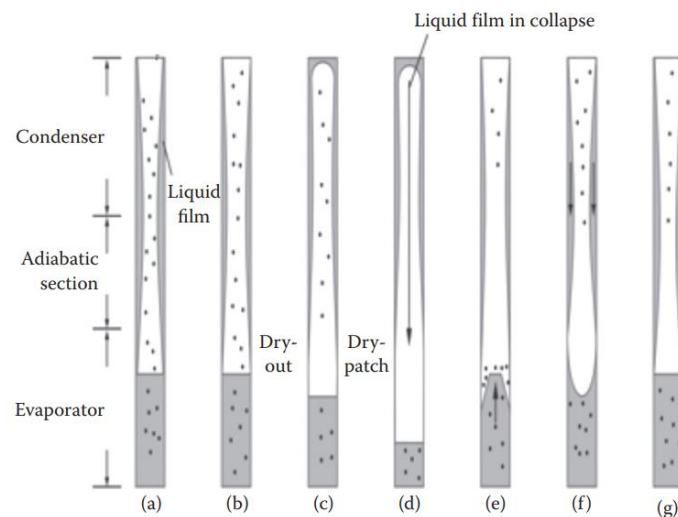
مورد دوم با فیلم سیال مرتبط است. هنگامی که شار حرارتی به حد حفره اضافه شود، فیلم مایع قادر به رسیدن به استخر نیست، زیرا به عقب به کندانسور کشیده می‌شود و در دیواره داخلی ترموسیفون مناطق خشک ایجاد می‌کند. مناطق خشک شده گسترده در اواپراتور وصله‌های خشک مشخص هستند. خشک کردن باعث افزایش مقاومت حرارتی ترموسیفون و در نتیجه افزایش دمای دیواره، نزدیک به مناطق خشک می‌شود. مدل‌های تعیین حد خشک در اصل همان مدل‌های حد فیلم سیال هستند [۹].

۵-۲-۳-۳ حد نوسان^۱

حد نوسان در شارهای حرارتی بالاتر از حد حفره اتفاق می‌افتد. شکل ۳-۳ این پدیده را نشان می‌دهد. با کشیدن قطره‌های مایع کوچک به منطقه کندانسور شکل ۳-۳ a، با تشکیل یک منطقه خشک در قسمت بالایی اواپراتور شروع می‌شود شکل ۳-۳ b. مناطق خشک در همان زمان که یک لایه مایع ضخیم در بالای کندانسور تشکیل می‌شود، افزایش می‌یابد و تکه‌های خشک تشکیل می‌شود شکل ۳-۳ c. دمای مناطق خشک افزایش می‌یابد زیرا گرمای وارد شده به اواپراتور قادر به استفاده از تولید بخار نیست. با تولید بخار کمتر، فشار بخار درون ترموسیفون کاهش می‌یابد. وقتی فشار نتواند فیلم مایع را در بالای کندانسور نگه دارد، ستون مایع فرو می‌ریزد شکل ۳-۳ d و کل دیواره سطح، از جمله مناطق خشک، دوباره جمع می‌شود. از آنجا که درجه حرارت دیواره بسیار بالا است، یک پدیده بسیار قوی جوش مایع مشاهده می‌شود که باعث افزایش سریع فشار در

^۱ Oscillation Limit

ترموسیفون می‌شود شکل ۳-۳ e. مقدار زیادی بخار تولید شده با سرعت بالا به سمت بالا حرکت می‌کند و برای چند لحظه فیلم مایع را در منطقه کندانسور نگه می‌دارد. فشار بخار هنگامی افزایش می‌یابد که سرعت چگالش بیشتر از سرعت تبخیر باشد، و این به سرعت اتفاق می‌افتد زیرا کشیدن مایع باعث کاهش مایع در اوپراتور می‌شود (سرعت تولید بخار را کاهش می‌دهد) و باعث افزایش فشار کندانسور (افزایش سرعت می‌شود) شکل ۳-۳ f. سپس فیلم مایع دوباره تشکیل می‌شود شکل ۳-۳ g و چرخه دوباره شروع می‌شود. هنگامی که رفتار نوسان با گذشت زمان ادامه یابد، به حد نوسان می‌رسد. در برخی از برنامه‌ها، وقتی مقداری تخلیه نوسان وجود دارد، نوسانات ترموسیفون می‌تواند موقتی باشد [۹].



شکل ۳-۳ پدیده‌های نوسان ترموسیفون‌ها. (a) راه‌اندازی (b) خشک شود. (c) وصله خشک. (d) تجمع مایع در کندانسور. (e) فروپاشی فیلم مایع با سرعت تبخیر زیاد فیلم. (f) تثبیت سیستم. (g) بازگشت به شرایط (الف) [۹]. یک راه برای جلوگیری از رفتار نوسان در ترموسیفون‌ها، حفظ حداکثر توان حرارتی منتقل شده در سطوح زیر حد حفره است، به طوری که هیچ کششی از قطره‌های مایع اتفاق نیفتد و هیچ منطقه خشک‌کننده‌ای ایجاد نشود، تا از شروع نوسان جلوگیری شود. برای برآورد این حداکثر شار گرما، می‌توان از همبستگی‌ها و مدل‌های حد حفره اضافی استفاده کرد.

۶-۲-۳-۳ حد جوش^۱

حد جوش برای مقدار زیادی مایع کاری در ترموسیفون‌هایی که تحت شار گرمای زیادی در اواپراتور قرار می‌گیرند، مشاهده می‌شود. این محدودیت در انتقال بین استخر هسته به جوش فیلم بخار مشاهده می‌شود، هنگامی که به اصطلاح شار گرمای بحرانی، q_{crit} اعمال می‌شود. تحت این شار حرارتی، حباب‌های تولید شده به یک فیلم بخار تبدیل می‌شوند و عایق حرارتی دیواره لوله می‌شوند. به دلیل هدایت حرارتی ضعیف بخار، دمای دیواره همچنان افزایش می‌یابد و می‌تواند به سرعت به نقطه همجوشی فلز لوله برسد. این حد به سوختگی نیز معروف است. برای اعمال حداکثر گرما در پایه لوله، در منطقه استخر، عبارت زیر را پیشنهاد می‌گردد [۹]:

$$q_{boi} = 0.12 h_{lv} \rho_v^{1/2} [\sigma g (\rho_l - \rho_v)]^{1/4} \quad (72-3)$$

همبستگی زیر را برای حد جوش پیشنهاد شده، معتبر برای ترموسیفون‌هایی که از عمودی تا ۸۶ درجه زاویه شیب با عمودی کار می‌کنند، نسبت پر شدن F بین ۰/۰۲۹ و ۰/۶ و نسبت بین گاز غیر قابل تغلیظ حجم V_g و حجم کل ترموسیفون V_g از ۰/۰۰۰۶ و ۰/۱ [۹]:

$$q_{boi} = q_{crit} C^2 \left[0.4 + 0.12 \frac{d}{2} \sqrt{\frac{g(\rho_l - \rho_v)}{\sigma}} \right]^2 \quad (73-3)$$

که در آن q_{crit} استخر در حال جوش شار گرما است [۹]:

$$q_{crit} = 0.142 \sqrt{\rho_v} [\sigma g (\rho_l - \rho_v)]^{1/4} \quad (74-3)$$

و C :

$$C = A' \left(\frac{d_i}{L_c} \right)^{-0.44} \left(\frac{d_i}{L_e} \right)^{0.55} \left(\frac{V_l}{V_e} \right)^{n'} \quad (75-3)$$

که:

$$A' = 0.538 \quad \text{و} \quad n' = 0.13 \quad \text{برای} \quad \frac{V_l}{V_e} \leq 0.35 \quad (76-3)$$

^۱ Boiling Limit

$$A' = 3.54 \quad \text{و} \quad n' = -0.37 \quad \text{برای} \quad \frac{V_l}{V_e} \geq 0.35 \quad (77-3)$$

۳-۴ بررسی اقتصادی سیستم

۳-۴-۱ متد نرخ‌های بهره

در جهت تامین مالی پروژه‌ها، اغلب سازمان‌ها از بانک‌ها و دیگر سازمان‌های اعتباری پول قرض می‌گیرند. پروژه‌هایی که بدین طریق تامین مالی می‌شوند، به سبب این که نرخ‌های بهره برای وام دریافتی باید پرداخته شود نسبت به پروژه‌هایی که از نقدینگی خود سازمان تامین مالی می‌شوند، هزینه بیشتری دارد. بنابراین اهمیت دارد که این نرخ‌ها در بررسی مورد ارزیابی قرار گیرند. نرخ‌های بهره توسط بانک‌ها و یا سازمان‌های اعتباری به دو طریق قابل محاسبه است:

الف) بهره ساده: اگر بهره ثابت در نظر گرفته شود، آنگاه نرخ‌ها به‌عنوان درصد ثابتی از سرمایه قرض گرفته شده محاسبه می‌شود و باز پرداخت آن با استفاده از معادله (۷۷-۳) محاسبه می‌شود.

$$TRV = LV \times \left(\frac{IR}{100} \times LV \times p \right) \quad (77-3)$$

که در آن TRV کل ارزش بازپرداختی، LV ارزش وام اولیه، IR نرخ بهره و p زمان بازپرداخت است که توسط طرفین قرار تعیین می‌گردد.

ب) بهره مرکب: بهره مرکب به طور سالانه محاسبه می‌شود. مبلغ بهره به‌عنوان درصدی از وام در انتهای هر سال محاسبه می‌شود. از آنجایی که وام معوقه حاصل جمع مبالغ نپرداخته تا آن مقطع زمانی است، مرکب نامیده می‌شود. ارزش کل بازپرداخت را می‌توان با استفاده از رابطه (۷۸-۳) محاسبه کرد.

$$TRV = LV \times \left(1 + \frac{IR}{100} \right)^p \quad (78-3)$$

۲-۴-۳ متد بازگشت سرمایه

معروف‌ترین تکنیکی که جهت تحلیل اقتصادی یک سیستم و طرح مورد ارزیابی قرار می‌گیرد، متد بازگشت سرمایه است. دوره بازگشت نسبت کل هزینه‌های سرمایه‌گذاری اولیه یا قیمت کل تجهیزات بکار رفته در سیستم تولید همزمان، به نرخ خالص هزینه‌های سالانه صرفه‌جویی در مصرف انرژی اولیه برای سیستم تولید همزمان می‌باشد. این مدت زمان با کمک رابطه (۷۹-۳) محاسبه می‌شود.

$$PB = \frac{CC}{AS} \quad (79-3)$$

که در آن PB بازگشت سرمایه، CC هزینه سرمایه‌ای اولیه و AS صرفه‌جویی خالص سالانه است.

۳-۴-۳ متد ارزش حال و ارزش کل سرمایه‌گذاری در پایان عمر

پروژه

ارزش حال پول در هر زمان مشخص در آینده با استفاده از معادله (۸۰-۳) محاسبه می‌شود. همچنین حاصل جمع کل این مبالغ از ابتدای سال اول تا انتهای عمر پروژه تحت عنوان (ارزش حال خالص) تعریف می‌گردد و با استفاده از رابطه (۸۱-۳) محاسبه می‌شود.

$$PV = S \times \left(1 + \frac{IR}{100}\right)^{-n} \quad (80-3)$$

$$NPV = \sum_{i=0}^n PV \quad (81-3)$$

که در آن PV ارزش حال پول، S پول سرمایه‌گذاری و NPV حاصل جمع ارزش‌های پول سرمایه‌گذاری در n سال زمانی است.

۳-۴-۴ متد فاکتور تنزیل

فاکتور تنزیل بر اساس یک نرخ تنزیل است و با استفاده از رابطه (۳-۸۲) محاسبه می‌شود.

$$DF = \left(1 + \frac{IR}{100}\right)^{-n} \quad (۳-۸۲)$$

که در آن، DF فاکتور تنزیل می‌باشد. محصول یک جریان نقدینگی خاص و فاکتور تنزیل، ارزش حال می‌باشد. و با استفاده از رابطه (۳-۸۳) محاسبه می‌شود.

$$PV = S \times DF \quad (۳-۸۳)$$

۳-۴-۵ متد فاکتور تورم

تورم را می‌توان به‌عنوان نرخ افزایش در متوسط قیمت کالاها و خدمات تعریف کرد. زمانی که اثر تورم بر یک پروژه ارزیابی می‌شود، مانند فاکتور تنزیل، استفاده از فاکتور تورم نیز عملی منطقی است و با استفاده از رابطه (۳-۸۴) ارزیابی می‌شود. در این رابطه IF نرخ بهره می‌شود. محصول یک جریان نقدینگی خاص و فاکتور تورم، ارزش واقعی جریان نقدینگی است.

$$IF = \left(1 + \frac{IR}{100}\right)^n \quad (۳-۸۴)$$

$$RV = S \times IF \quad (۳-۸۵)$$

در رابطه (۳-۸۵)، RV ارزش پول پس از ارزیابی نرخ بهره است.

۳-۴-۶ متد ارزش پول خالص

این متد پس از ارزیابی نرخ تورم و نرخ تورم محاسبه می‌شود. بر این اساس با توجه به معادله (۳-۸۶)، جهت محاسبه ارزش خالص نرخ تورم از نرخ تنزیل کسر می‌گردد.

$$NV = DF - IF$$

(۸۶-۳)

که در آن NV ارزش خالص فاکتور تنزیل پول پس از ارزیابی هر دو نرخ مذکور است.

۷-۴-۳ متد ارزش کل سیستم پس از پایان عمر

اجزای مورد استفاده در سیستم تولید همزمان پس از پایان عمر خود تحت عنوان کالاهای اسقاطی به فروش می‌رسند. بر این اساس سیستم پس از پایان عمر خود به تحت ضریبی از مقدار سرمایه‌گذاری اولیه به فروش می‌رسد.

۵-۳ بررسی زیست محیطی سیستم

با توجه به مشکلات زیست محیطی که به طور فزاینده‌ای جدی است، لازم است اثرات زیست محیطی در مرحله طراحی در نظر گرفته شود. بنابراین، انتشار CO_2 یک پارامتر مهم است. انتشار سالانه دی اکسید کربن را می‌توان به صورت زیر محاسبه کرد:

$$CE_{CO_2} = E_{ele} \times e_{CO_2,ele} \quad (۸۷-۳)$$

$e_{CO_2,ele}$ ضریب انتشار CO_2 برای الکتریسیته که معادل $۷۵۶ \text{ kg}_{CO_2}/MWh$ و E_{ele} برابر با مصرف سالانه الکتریسیته می‌باشد [۷۱].

۳-۶ شبیه‌سازی سیستم

۳-۶-۱ شبیه‌سازی سیستم تبرید جذب دو محفظه‌ای

معادلات تعادل انرژی و گرما از عناصر جذب (مبدل‌های حرارتی بستر جذب و واجذب)، اواپراتورها و کندانسورها با استفاده از نرم افزار EES از روش تفاضلات پیشرو به صورت همزمان محاسبه شده‌اند. شرایط کاری استاندارد برای چیلر جذب سطحی دو محفظه‌ای در جدول ۳-۴ مشاهده می‌شود.

جدول ۳-۴ شرایط کاری استاندارد برای چیلر جذب سطحی دو محفظه‌ای [۷].

پارامتر	نماد	مقدار	واحد
دمای آب گرم ورودی	$T_{hw,in}$	۸۵/۷	°C
دبی جرمی آب گرم	\dot{m}_{hot}	۱/۲۸	Kg/s
دمای آب سرد ورودی به بستر جاذب	$T_{cooling,w,ads,in}$	۳۱/۱	°C
دبی جرمی آب سرد بستر جاذب	$\dot{m}_{cooling,w,ads}$	۱/۵۲	Kg/s
دمای آب سرد ورودی به کندانسور	$T_{cooling,w,con,in}$	۳۱/۱	°C
دبی جرمی آب سرد کندانسور	$\dot{m}_{cooling,w,con}$	۱/۳۷	Kg/s
دمای آب سرد ورودی به اواپراتور	$T_{chw,in}$	۱۴/۸	°C
دبی جرمی آب سرد اواپراتور	\dot{m}_{chw}	۰/۷۱	Kg/s

۳-۶-۲ روش طراحی گرمایی ترموسیفون

روش طراحی زیر براساس تجربه Labtucal / UFSC [۱۳] برای ترموسیفون کار در شرایط پایدار پیشنهاد شده‌است. در واقع، این شامل تعیین تمام مقاومت‌های حرارتی مدار حرارتی است. حدود نیز باید تعیین شود. بر اساس این اطلاعات، کل توان حرارتی محاسبه می‌شود. سپس ظرفیت انتقال حرارت ترموسیفون با محدودیت

های عملیاتی مقایسه می‌شود.

- مشخصات پارامتر طراحی: طول، قطر لوله، زاویه شیب، مساحت خارجی اواپراتور و کندانسور، ضرایب همرفت اواپراتور و کندانسور خارجی (بدست آمده از همبستگی‌ها و مدل‌ها)، دمای منبع اواپراتور $T_{\forall e}$ و سینک کندانسور $T_{\forall c}$ ، نسبت پر شدن و حرارت رسانایی فلز پوشش.

- R_1, R_2, R_3, R_4 را تعیین کنید.

- تخمین دمای بخار به وسیله: $T_V = T_{\forall c} + \frac{R_4 + R_1}{R_1 + R_2 + R_3 + R_4} (T_{\forall e} - T_{\forall c})$

- با در نظر گرفتن T_V به عنوان درجه حرارت اشباع شده، خصوصیات سیال کاری زیر را بدست آورید:

$$C_{pl}, k_l, \sigma, \mu_v, \mu_l, h_{lv}, \rho_v, \rho_l, P_v$$

- فشار موجود در استخر را با استفاده از معادله (۳-۴۲) تعیین کرده و درجه حرارت اشباع شده برای P_p را بدست آورید.

- ΔT_h را با استفاده از معادله (۳-۴۳) تعیین کنید.

- اختلاف درجه حرارت جهانی را تعیین کنید: $\Delta T = (T_{\forall e} - T_{\forall c}) - \Delta T_h$

- تقریباً میزان گرما را تعیین کنید: $q = \Delta T / (R_1 + R_2 + R_3 + R_4)$ (مرحله ۸).

- R_5 و R_6 را تعیین کنید (مرحله ۹).

- مقاومت حرارتی جهانی را با استفاده از معادله (۳-۱۹) تعیین کنید و بار گرمایی را دوباره محاسبه کنید (مرحله ۱۰).

- بار حرارتی بدست آمده در مرحله ۱۰ را با ۸ مقایسه کنید. اگر اختلاف قابل قبول نیست، تا رسیدن به همگرایی به مرحله ۹ برگردید.

- بار حرارتی را با محدودیت‌های عملیاتی مقایسه کنید. اگر محدودیت‌ها کوچک‌تر باشد، ترموسیفون باید دوباره طراحی شود و کل فرآیند دوباره شروع می‌شود.

فصل ۴ : ارائه نتایج

۴-۱ مقدمه

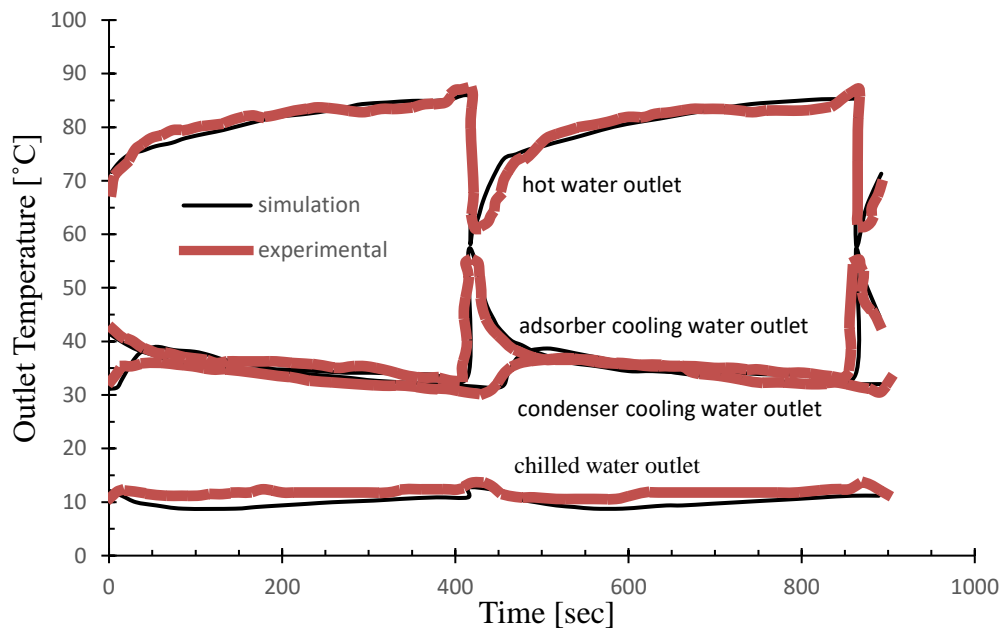
پس از نوشتن معادلات حاکم برای مدل‌سازی چیلر جذب سطحی و لوله‌گرمایی ترموسیفون در فصل سوم، حال با استفاده از این معادلات و به کمک نرم‌افزارهای EES و Matlab نتایج مورد بررسی و همچنین تاثیر پارامترهای مهم بر عملکرد چیلر جذب سطحی و لوله‌گرمایی ترموسیفون مورد ارزیابی قرار می‌گیرند. نتایج شامل قسمت‌های فنی، اقتصادی و زیست محیطی می‌باشد.

۴-۲ ارزیابی فنی

این بخش شامل نتایج تحلیل فنی سیستم تبرید جذب سطحی می‌باشد.

۴-۲-۱ اعتبارسنجی چیلر جذب سطحی

ابتدا، قبل از ارزیابی تاثیر پارامترهای مختلف بر روی سیستم تبرید جذب دو محفظه‌ای و طراحی لوله‌گرمایی ترموسیفون، باید صحت مدل‌سازی و شبیه‌سازی ریاضی مورد ارزیابی قرار گیرد. برای این منظور با استفاده از مدل ریاضی ارائه شده، پروفیل‌های دمایی مربوط به سیال‌های منتقل‌کننده حرارت سیستم تبرید جذب سطحی دو محفظه‌ای با زوج کاری سیلیکاژل-آب، بررسی شده و در شکل ۴-۱ نمایان شده‌است. داده‌های آزمایشگاهی بررسی شده توسط ساها [۷] برای چیلر جذب سطحی سیلیکاژل-آب نیز، بر روی این داده‌های مدل‌سازی شده در شکل اضافه شده‌است. با عنایت به شرایط کاری استاندارد در جدول ۳-۳ و همچنین مطابق شکل ۴-۱ مشاهده می‌شود که داده‌های شبیه‌سازی شده با اندازه‌گیری‌های انجام شده توسط ساها بسیار مطابقت دارد، بنابراین اعتبار این مدل برای بررسی تاثیر پارامترهای مختلف بر عملکرد سیستم تبرید جذب سطحی تایید می‌شود.



شکل ۴-۱ پروفیل دمای خروجی سیال‌های منتقل‌کننده حرارت برای داده‌های آزمایشگاهی و شبیه‌سازی شده سیستم تبرید جذب سطحی دو محفظه‌ای سیلیکاژل-آب.

در جدول ۴-۱ درجه حرارت سیال خروجی از هر قسمت در زمان‌هایی که بیشترین اختلاف بین داده‌های آزمایشگاهی بررسی شده توسط ساها [۷] و مدل شبیه‌سازی شده وجود دارد مورد مقایسه قرار گرفتند و درصد خطا محاسبه شد.

جدول ۴-۱ مقایسه و درصد خطای مدل‌سازی.

پارامتر	درجه حرارت [۷]	درجه حرارت مدل‌سازی	درصد خطا
آب گرم خروجی از بستر	۷۹/۴۷	۷۷/۹۶	٪ ۱/۹
آب سرد خروجی از بستر	۳۷/۱۷	۳۵/۹۶	٪ ۳/۲
آب سرد خروجی از کندانسور	۳۵/۰۱	۳۷/۳۴	٪ -۶/۶۵
آب سرد خروجی از اواپراتور	۱۱/۰۱	۹/۹۷	٪ ۹/۴۴

همچنین برای استفاده از مدل ریاضی ارائه شده لوله گرمایی، مقدار مقاومت‌های حرارتی لوله و حدهای آن برای داده‌های منبع [۷۲] به دست آمد و نتایج آن با مقادیر منبع مقایسه شد و در جدول ۴-۲ قرار گرفت. مشاهده

می‌شود که داده‌های شبیه‌سازی شده با اندازه‌گیری‌های انجام شده توسط منبع مطابقت دارد، بنابراین اعتبار این مدل برای بررسی تاثیر پارامترهای مختلف بر عملکرد و طراحی لوله‌گرمایی ترموسیفون تایید می‌شود. جدول ۳-۴ مشخصات لوله‌گرمایی به کار رفته در قسمت مخزن خنک‌کننده و هم‌چنین جدول ۴-۴ مشخصات پره‌های بکار رفته در لوله‌گرمایی می‌باشد.

جدول ۲-۴ نتایج به دست آمده با داده‌های ورودی [۷۲].

پارامتر	نتایج منبع [۷۲]	نتایج مدل سازی
حد ویسکوزیته	۲۵۸۵ Kw	۲۵۸۵ Kw
حد صوتی	۷۳/۴ Kw	۷۳/۴ Kw
حد استخر و فیلم سیال	۱۳/۶ Kw	۱۳/۶ Kw
حد جوشش	۴۰ Kw	۴۰ Kw
مقاومت حرارتی کل لوله	$۶ \times 10^{-3} \text{ k/w}$	$۶ \times 10^{-3} \text{ k/w}$

جدول ۳-۴ مشخصات لوله‌گرمایی استفاده شده در سیستم خنک‌کننده.

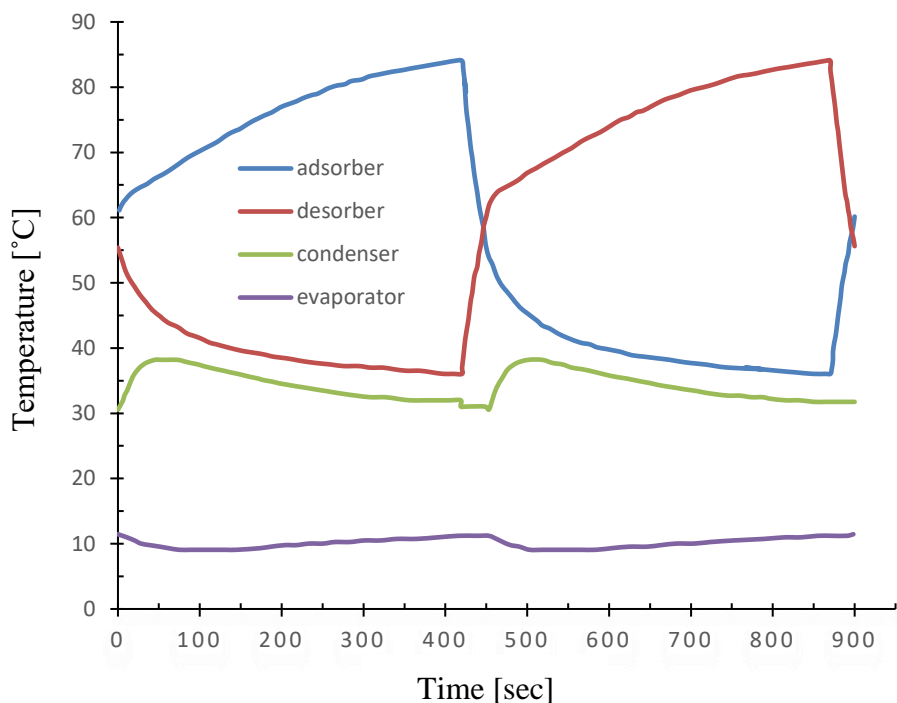
طول لوله	۷۵ cm	ضریب انتقال حرارت رسانشی لوله مسی	۴۰۱ w/m.k
طول اوپراتور	۲۵ cm	دمای اوپراتور	۳۵ °C
طول کندانسور	۴۵ cm	دمای کندانسور	۳۰ °C
طول آدیاباتیک	۵ cm	ضریب پرشدگی FR	۰/۵
قطر داخلی	۱۸/۹۳ mm	ضریب انتقال حرارت جابجایی آب اوپراتور	۱۰۰۰ w/m ^۲ .k
قطر خارجی	۲۲/۲۳ mm	ضریب انتقال حرارت جابجایی هوا کندانسور	۲۵۰ w/m ^۲ .k
ضخامت لوله	۱/۷ mm		

جدول ۴-۴ مشخصات پره‌های لوله‌گرمایی.

طول پره	۴ cm	تعداد پره در کندانسور	۲۰
ضخامت پره	۵ mm	تعداد پره در اوپراتور	۱۰

تغییرات دمایی اجزای مختلف سیستم تبرید جذب دو محفظه با زوج کاری سیلیکاژل- آب، نسبت به زمان

یک چرخه کامل در شکل ۲-۴ نشان داده شده است.



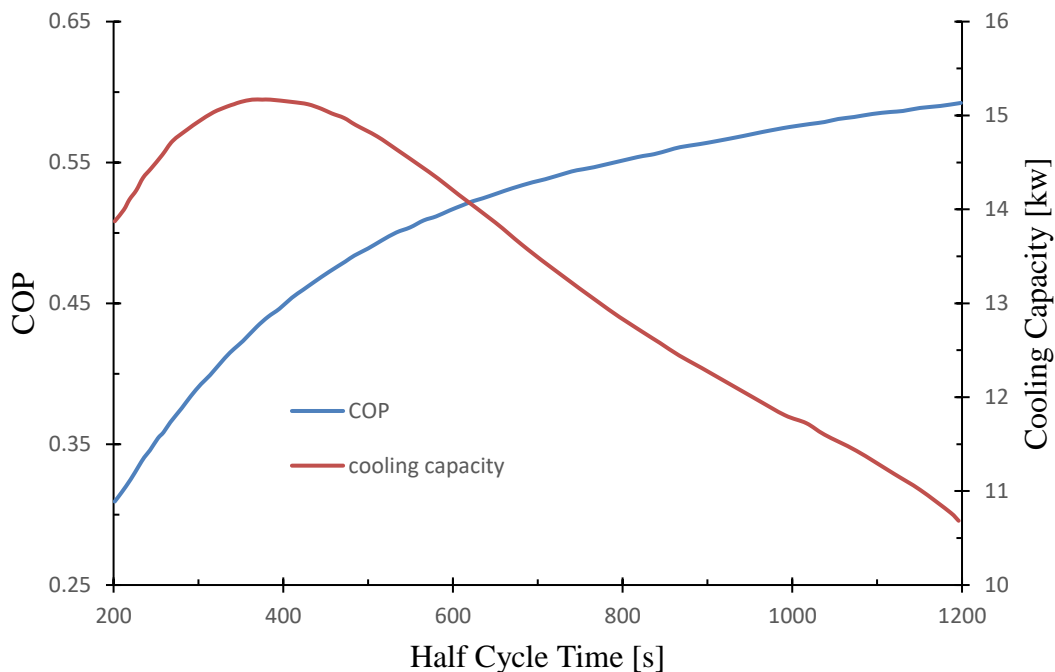
شکل ۲-۴ پروفیل دمای قسمت‌های مختلف سیستم تبرید جذب سطحی دو محفظه‌ای سیلیکاژل - آب.

۲-۲-۴ تاثیر زمان سیکل بر روی عملکرد سیستم تبرید جذب سطحی دو

محفظه‌ای

شکل ۳-۴ تغییر در ضریب عملکرد و ظرفیت خنک‌کننده سیستم خنک‌کننده جذب سطحی سیلیکاژل - آب با توجه به زمان چرخه مطابق با شرایط عملکرد استاندارد ارائه شده در جدول ۳-۳ را نشان می‌دهد که ظرفیت خنک‌کننده یک سیستم تبرید جذب دو محفظه در فاصله زمانی ۳۵۰ تا ۴۵۰ ثانیه به حداکثر می‌رسد. در زمان کمتر از ۳۰۰ ثانیه با توجه به شکل ۳-۴ زمان کافی برای انجام فرآیندهای جذب و جدا کردن مبرد از جاذب در بستر جذب وجود ندارد به همین دلیل ضریب عملکرد با شیب زیاد کاهش پیدا می‌کند. می‌توان اشاره کرد که با افزایش زمان، ضریب عملکرد افزایش می‌یابد، این پدیده را می‌توان در نتیجه کاهش سریع

مصرف انرژی حرارتی در مقایسه با تولید انرژی خنک‌کننده نیز در نظر گرفت.



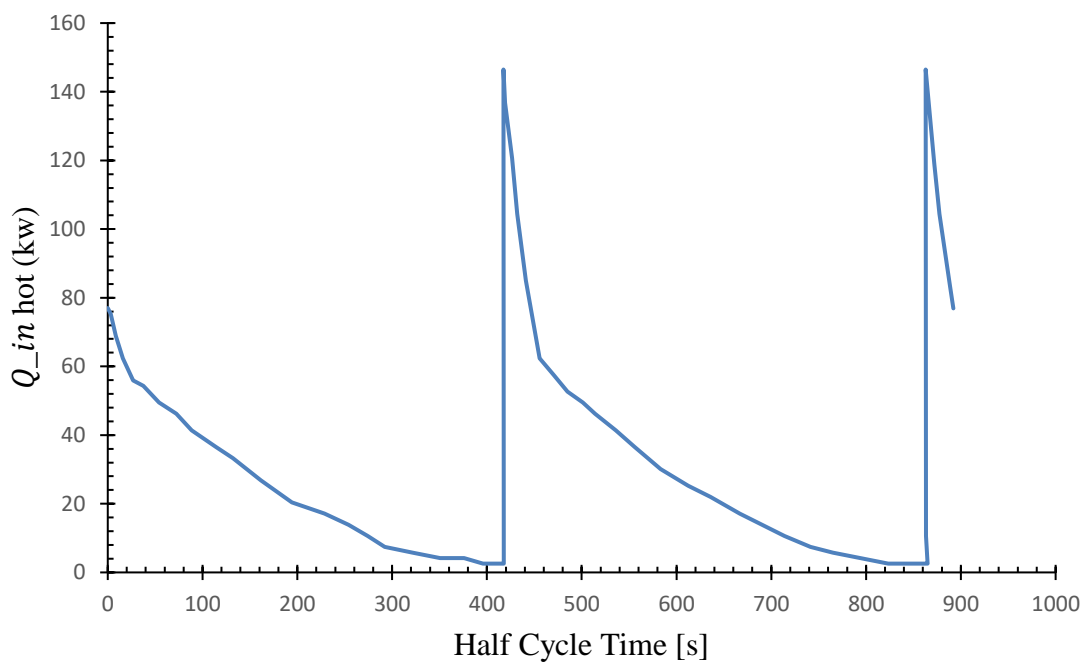
شکل ۳-۴ تغییرات ضریب عملکرد و ظرفیت سرمایش سیستم تبرید جذب سطحی دو محفظه‌ای با زوج کاری سیلیکاژل- آب نسبت به زمان سیکل.

مناسب‌ترین زمان سیکل برای بررسی تأثیر پارامترهای مختلف بر روی سیستم تبرید مطابق شکل ۳-۴، با جفت‌های سیلیکاژل- آب را می‌توان انتخاب کرد زیرا، برای بیش از ۴۵۰ ثانیه ظرفیت خنک‌کننده کاهش می‌یابد و ضریب عملکرد نیز برای این زمان چرخه مناسب است. بنابراین، در مطالعه سیستم‌های تبرید جذب با جفت سیلیکاژل- آب، زمان نیم‌چرخه برای انجام فرآیندها در داخل سیستم تبرید به کار رفته ۴۵۰ ثانیه است. یعنی، برای انجام فرآیندهای جذب و جداسازی مبرد در سیستم‌های برودتی با سیلیکاژل- آب ۴۲۰ ثانیه، و برای فرآیندهای پیش‌گرمایش و پیش‌سرد کردن با توجه به منبع [۷۳] ۳۰ ثانیه در نیمی از زمان سیکل عنوان شده‌است.

۳-۲-۴ تغییرات بار حرارتی ورودی به بستر سیستم تبرید جذب دو

محفظه‌ای

در شکل ۴-۴ تغییرات بار حرارتی ورودی به بستر جذب نشان داده شده است. به علت اینکه دمای آب گرم خروجی از بستر متغیر می‌باشد این نمودار منحنی شکل است.

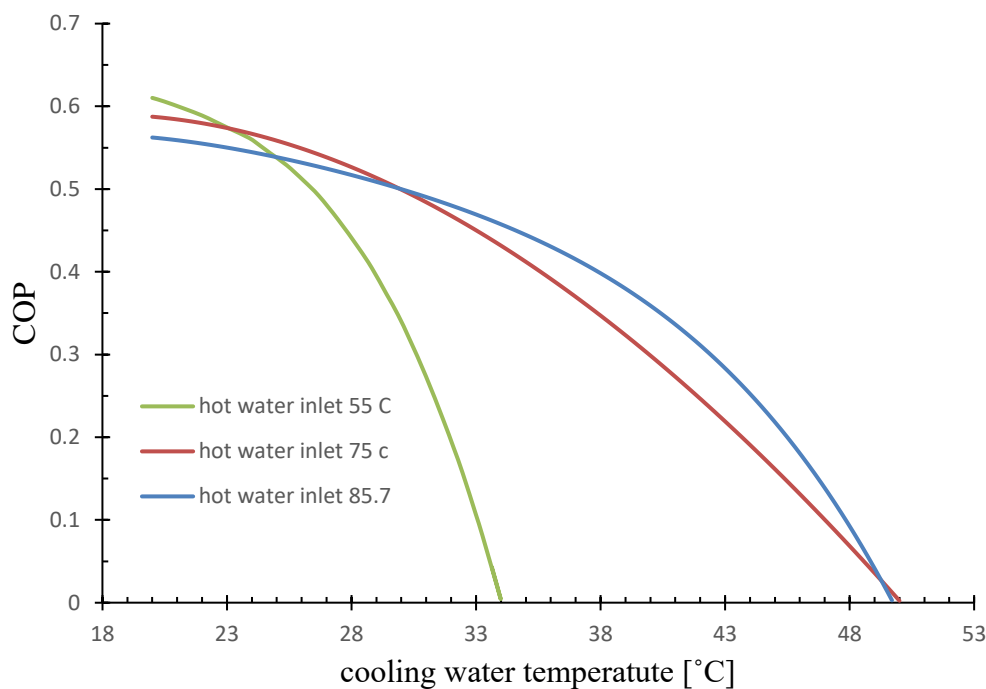


شکل ۴-۴ تغییرات بار حرارتی ورودی به بستر جذب.

۴-۲-۴ تاثیر آب گرم و سرد ورودی بر روی ضریب عملکرد سیستم تبرید

جذب سطحی دو محفظه‌ای

در شکل ۴-۵ تاثیر شرایط کاری بر ضریب عملکرد سیستم تبرید جذب سطحی سیلیکاژل-آب نشان داده شده است. با توجه به شکل ۴-۴ این نمودار نیز منحنی شکل می‌باشد.



شکل ۴-۵ تاثیر تغییرات آب گرم و سرد ورودی بر ضریب عملکرد سیستم تبرید جذب سطحی با جاذب سیلیکاژل.

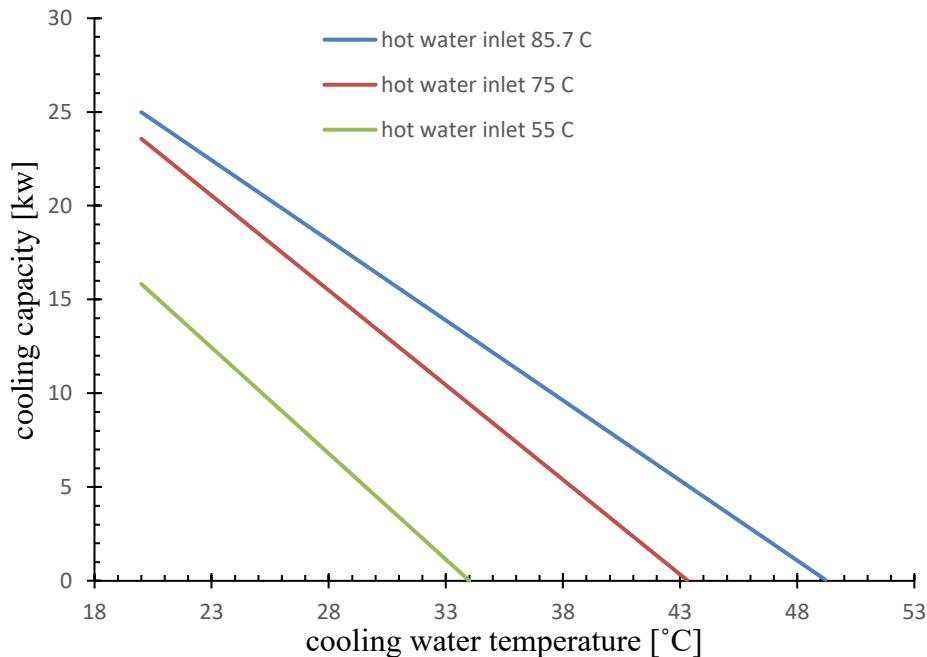
با توجه به شکل ۴-۵، تغییر عملکرد سیستم خنک کننده جذب سطحی با جاذب سیلیکاژل بر حسب دمای آب ورودی سرد تأمین شده توسط برج خنک کننده (لوله گرمایی) برای سه دمای آب گرم ورودی تعیین می شود. طبق شکل ۴-۵، ضریب عملکرد سیستم با افزایش دمای آب سرد ورودی کاهش می یابد. این کاهش در ضریب عملکرد زمانی سریع است که دمای آب سرد به بیش از ۲۶ درجه سانتی گراد برای دمای آب گرم ورودی ۵۵ درجه سانتی گراد برسد.

۵-۲-۴ تاثیر آب گرم و سرد ورودی بر روی ضریب عملکرد سیستم تبرید

جذب سطحی دو محفظه ای

تغییرات ظرفیت خنک کننده از نظر تغییرات دمای آب سرد ورودی در سه دمای مختلف آب گرم ورودی، با

شرایط جدول ۳-۳ برای یک چیلر جذبی دو محفظه برای یک جاذب سیلیکاژل در شکل ۶-۴ نشان داده شده است. با افزایش دمای آب سرد ورودی ظرفیت خنک کننده به طور یکنواخت کاهش می یابد.



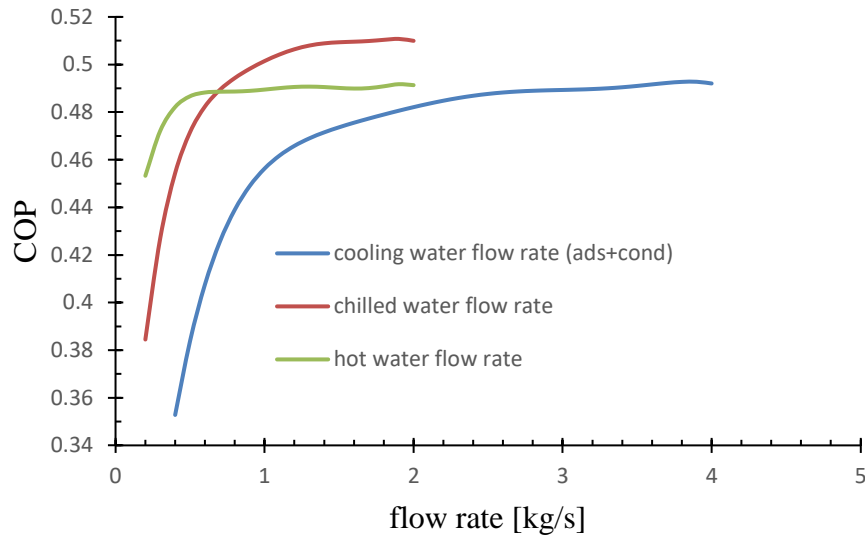
شکل ۶-۴ تاثیر تغییرات آب گرم و سرد ورودی بر ظرفیت سرمایش سیستم تبرید جذبی با جاذب سیلیکاژل. علاوه بر این، افزایش دمای آب گرم ورودی در سیستم خنک کننده جذب منجر به افزایش ظرفیت خنک کننده می شود.

۶-۲-۴ تاثیر تغییرات دبی جریان بر روی ضریب عملکرد سیستم تبرید

جذب سطحی

شکل ۷-۴ تغییرات ضریب عملکرد سیستم خنک کننده جذب سطحی سیلیکاژل را از نظر دبی جریان ورودی آب گرم، جریان آب سرد برج خنک کننده (لوله گرمایی) و جریان آب سرد مهیاکننده بار سرمایش سیکل را نشان می دهد. با توجه به نمودار سیستم تبرید جذبی با جاذب سیلیکاژل، افزایش جریان آب سرد مهیاکننده بار سرمایش و جریان آب سرد برج خنک کننده، به ترتیب حداکثر و حداقل افزایش ضریب عملکرد سیستم

تبرید جذب را نشان می‌دهند.

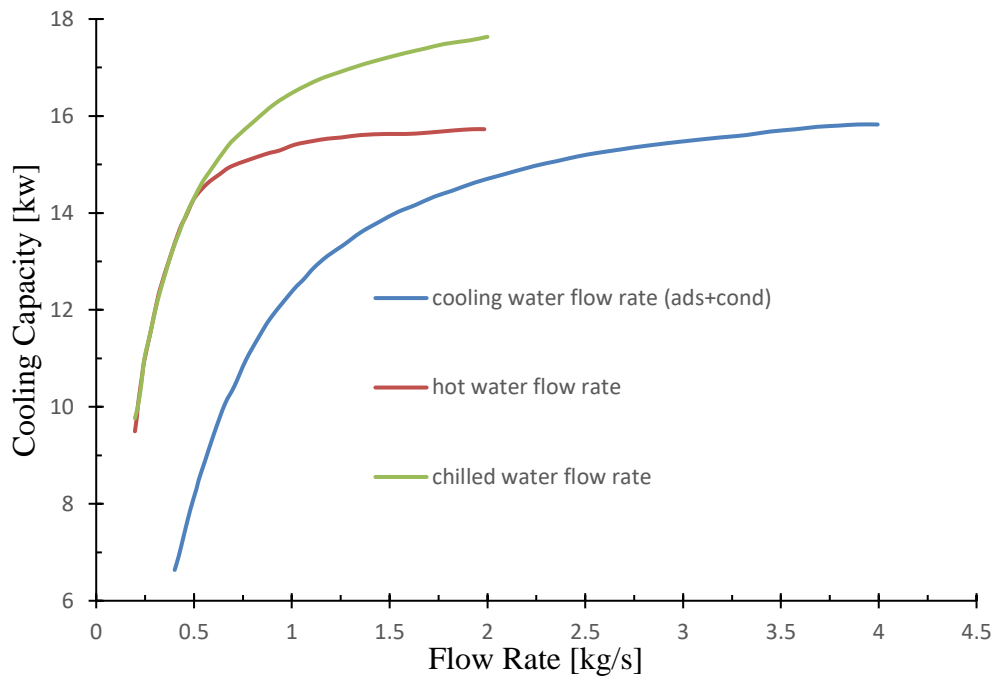


شکل ۴-۷ تاثیر تغییرات دبی جریان بر ضریب عملکرد سیستم تبرید جذب سطحی با جاذب سیلیکاژل.

۴-۲-۷ تاثیر تغییرات دبی جریان بر روی ظرفیت سرمایش سیستم تبرید

جذب سطحی

تاثیر افزایش دبی جریان آب گرم، آب سرد تامینی از برج خنک کننده و آب سرد تامین کننده بار سرمایشی سیکل بر روی ظرفیت سرمایش در شکل ۴-۸ ترسیم شده است. با توجه به نمودار سیستم تبرید جفت سیلیکاژل- آب، افزایش دبی جریان آب سرد تامین کننده بار سرمایشی همانند ضریب عملکرد بیشترین تاثیر را بر ظرفیت سرمایش دارد.

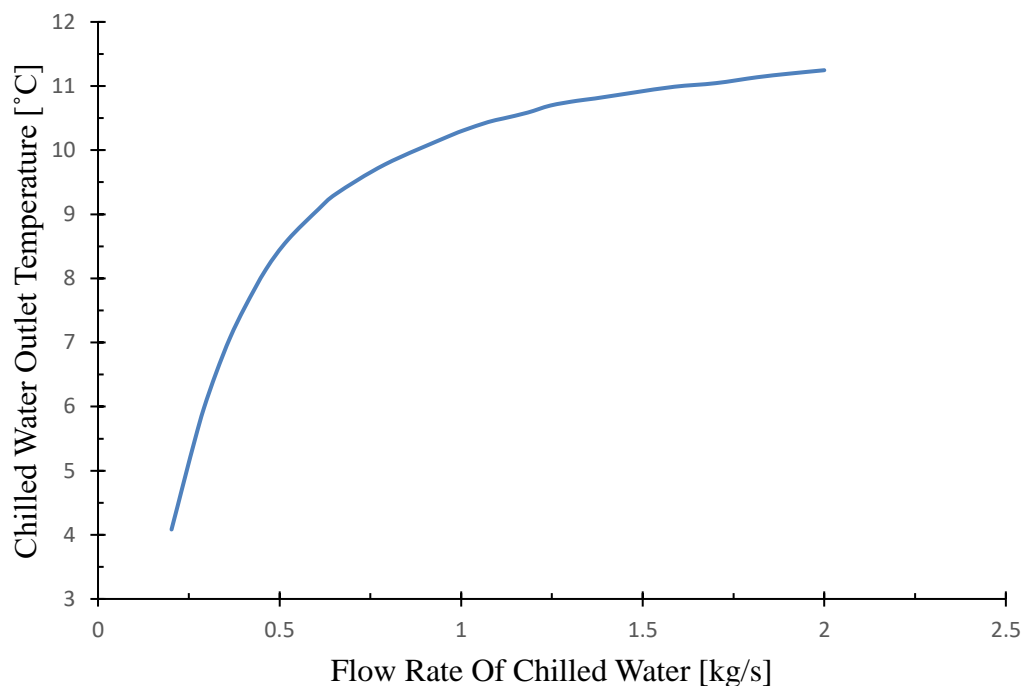


شکل ۴-۸ تاثیر تغییرات دبی جریان بر ظرفیت سرمایش سیستم تبرید جذب سطحی با جاذب سیلیکاژل.

۸-۲-۴ تاثیر تغییرات دبی جریان بر روی دمای خروجی آب سرد تامین

کننده بار سرمایشی سیستم تبرید جذب سطحی

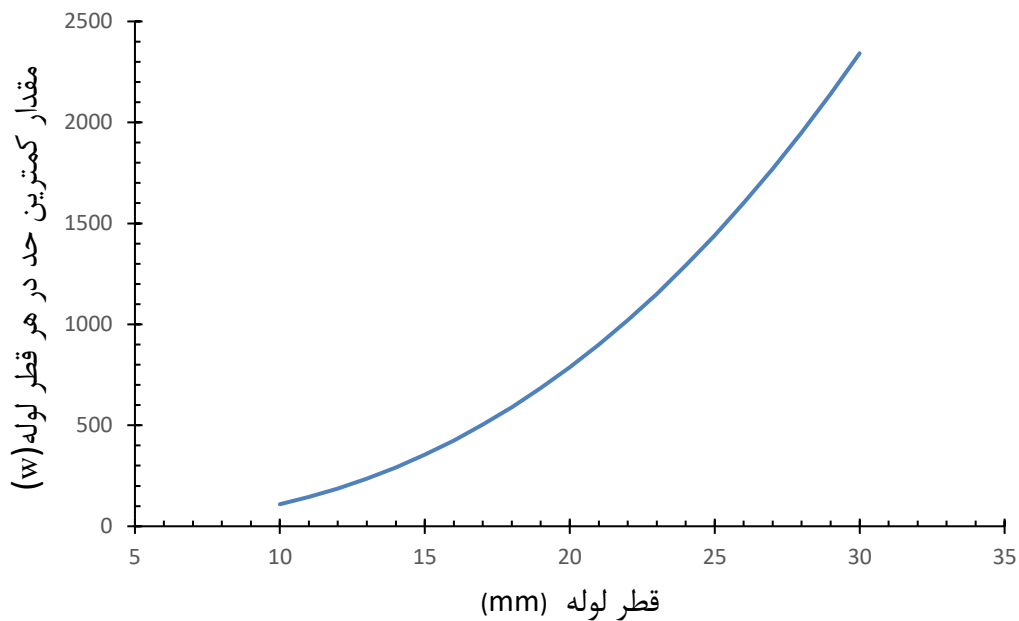
با توجه به شرایط ارائه شده در جدول ۳-۳، شکل ۴-۹ تغییر دبی جریان آب سرد مهیاکننده بار سرمایش سیکل را در دمای آب سرد خروجی نشان می‌دهد. با توجه به رابطه (۳-۱۲) با افزایش دبی آب سرد، دمای خروجی افزایش و با کاهش دبی دمای آن کاهش پیدا می‌کند.



شکل ۴-۹ تاثیر تغییرات دبی جریان بر روی دمای خروجی آب سرد تامین کننده بار سرمایشی سیستم تبرید جذب سطحی با جاذب سیلیکاژل.

۹-۲-۴ نتایج محدودیت‌ها و مقاومت‌های لوله گرمایی

شکل ۴-۱۰ تاثیر تغییرات قطر لوله که یکی از پارامترهای مهم برای محدودیت‌های لوله گرمایی است بر کمترین مقدار محدودیت‌ها در هر قطر را نشان می‌دهد. کمترین محدودیت موجود برای قطر ۱۰ میلی‌متر مقدار ۱۰۹ وات می‌باشد. با توجه به شرایط کاری لوله گرمایی جدول ۴-۳ در قطر ۱۰ میلی‌متر ۷۳ وات بار حرارتی منتقل می‌شود که از میزان محدودیت آن کمتر می‌باشد. سایر موارد بررسی شده در قطر ۲۲/۲۳ میلی‌متر می‌باشد که کمترین محدودیت آن معادل با ۱۰۵۰ وات است، بنابراین اختلالی در موارد بررسی شده به وجود نمی‌آید.



شکل ۴-۱۰ تاثیرات قطر لوله بر کمترین مقدار محدودیت‌ها در هر قطر.

جدول ۴-۴ مقادیر محدودیت‌ها و مقاومت‌های بدست آمده با توجه به شرایط کاری لوله‌گرمایی جدول ۴-۴-

۳ می‌باشد.

جدول ۴-۴ مقادیر به دست آمده برای لوله‌گرمایی مورد استفاده.

واحد	مقدار	پارامتر
w	۵۸۶۰	حد صوتی
kw	۳۰۰	حد ویسکوزیته
w	۱۰۴۹	حد استخر و فیلم سیال
w	۴۹۳۰	حد جوشش
k/w	۳/۰۱	مقاومت R_1
k/w	۰/۲۸	مقاومت کلی لوله و پره‌ها

با توجه به مقدار R_1 در جدول ۴-۴ با استفاده از رابطه (۳-۲۰) این مقاومت حذف می‌گردد و در روند محاسبات

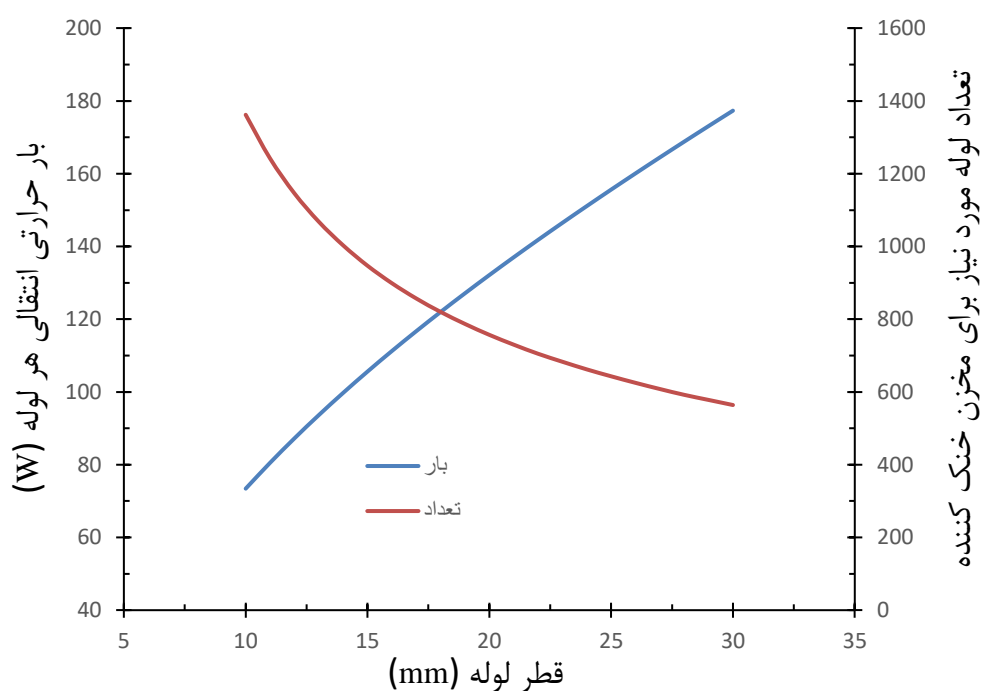
تغییری ایجاد نمی‌کند.

۱۰-۲-۴ تاثیر قطر لوله گرمایی بر عملکرد آن

شکل ۴-۱۱ تاثیر قطر لوله گرمایی بر بار حرارتی انتقالی و تعداد لوله مورد نیاز برای مخزن خنک کننده را نشان می دهد.

همانطور که مشاهده می شود هرچه قطر افزایش پیدا می کند بار حرارتی انتقالی از لوله افزایش و تعداد لوله های مورد نیاز برای مخزن خنک کننده کاهش می یابد.

با توجه به قطرهای استاندارد لوله مسی و نیز قیمت و وزن آن ها، لوله ۳/۴ اینچ با قطر خارجی ۲۲/۲۳ میلی متر برای این سیستم انتخاب می گردد.



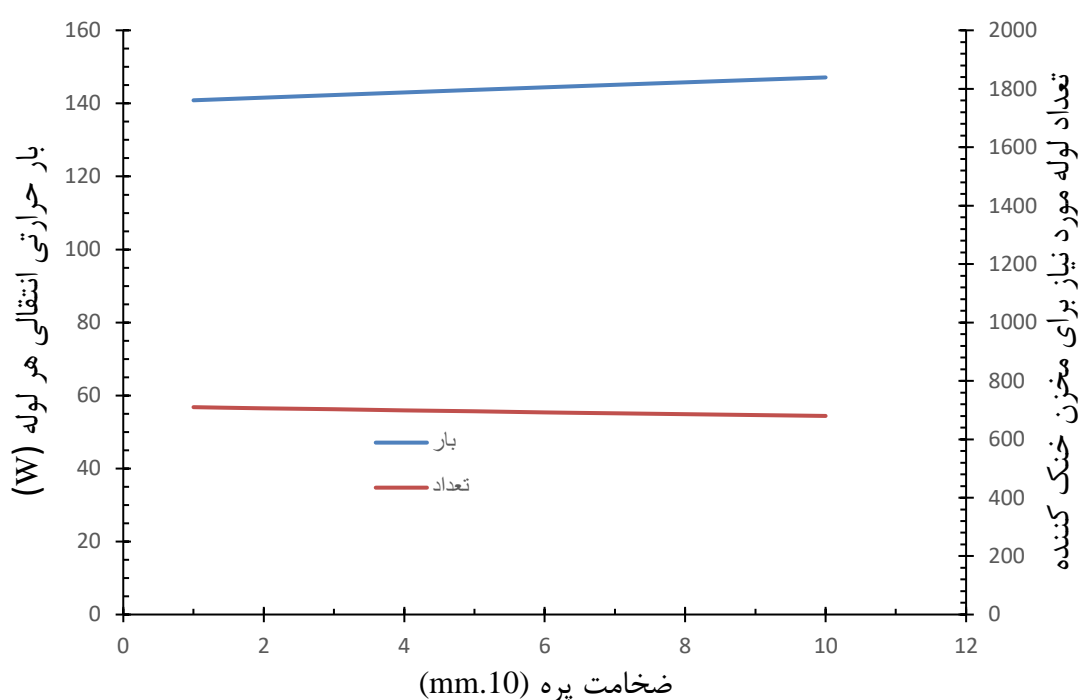
شکل ۴-۱۱ تاثیر قطر لوله گرمایی بر بار حرارتی انتقالی و تعداد لوله مورد نیاز برای مخزن خنک کننده.

۱۱-۲-۴ تاثیر ضخامت پره بر عملکرد لوله گرمایی

شکل ۴-۱۲ تاثیر ضخامت پره بر بار حرارتی انتقالی و تعداد لوله مورد نیاز برای مخزن خنک کننده را نشان

می‌دهد.

همانطور که مشاهده می‌شود هرچه ضخامت افزایش پیدا می‌کند بار حرارتی انتقالی از لوله افزایش و تعداد لوله‌های مورد نیاز برای مخزن خنک‌کننده کاهش می‌یابد. اما تاثیر چندانی ندارد و ضخامت پره برای سیستم ۵ میلی‌متر در نظر گرفته می‌شود.



شکل ۴-۱۲ تاثیر ضخامت پره بر بار حرارتی انتقالی و تعداد لوله مورد نیاز برای مخزن خنک‌کننده.

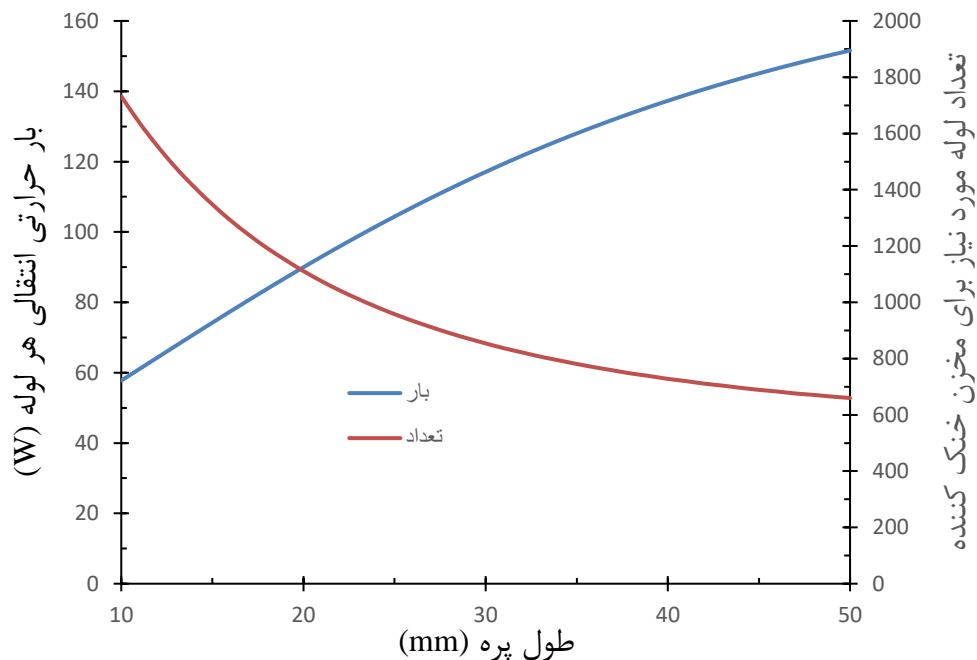
۴-۲-۱۲ تاثیر طول پره بر عملکرد لوله‌گرمایی

شکل ۴-۱۳ تاثیر طول پره بر بار حرارتی انتقالی و تعداد لوله مورد نیاز برای مخزن خنک‌کننده را نشان

می‌دهد.

همانطور که مشاهده می‌شود هرچه طول افزایش پیدا می‌کند بار حرارتی انتقالی از لوله افزایش و تعداد لوله‌های مورد نیاز برای مخزن خنک‌کننده کاهش می‌یابد.

با توجه به شکل طول پره ۴۰ میلی‌متر در نظر گرفته می‌شود.



شکل ۴-۱۳ تاثیر طول پره بر بار حرارتی انتقالی و تعداد لوله مورد نیاز برای مخزن خنک‌کننده.

۴-۲-۱۳ تاثیر تعداد پره بر عملکرد لوله‌گرمایی

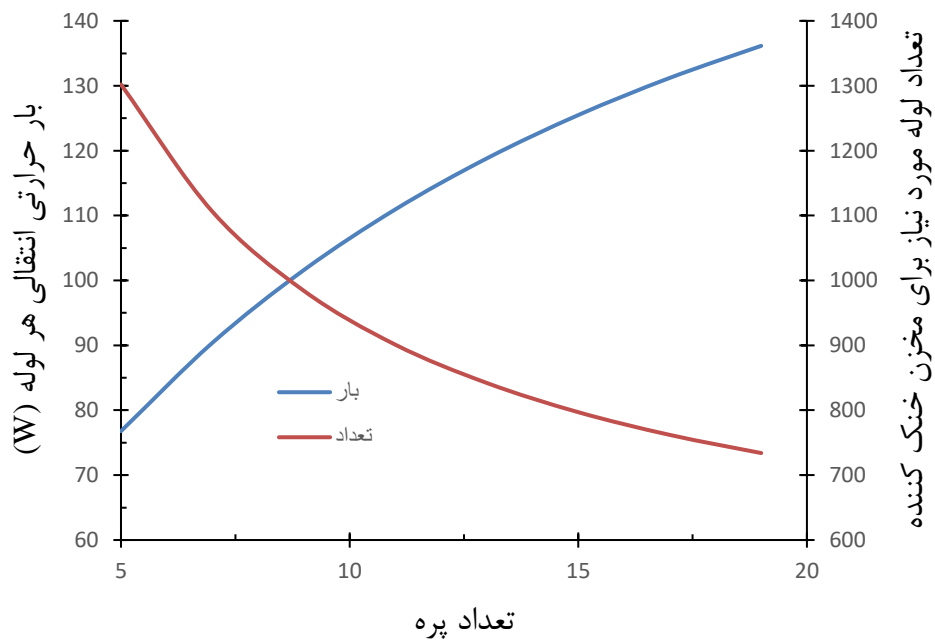
شکل ۴-۱۴ تاثیر تعداد پره بر بار حرارتی انتقالی و تعداد لوله مورد نیاز برای مخزن خنک‌کننده را نشان

می‌دهد.

همانطور که مشاهده می‌شود هرچه تعداد افزایش پیدا می‌کند بار حرارتی انتقالی از لوله افزایش و تعداد لوله‌های

مورد نیاز برای مخزن خنک‌کننده کاهش می‌یابد.

با توجه به شکل تعداد ۲۰ پره برای سیستم در نظر گرفته می‌شود.



شکل ۴-۱۴ تاثیر تعداد پره بر بار حرارتی انتقالی و تعداد لوله مورد نیاز برای مخزن خنک کننده.

۴-۳ ارزیابی اقتصادی سیستم سرمایه‌گذاری

۴-۳-۱ برآورد هزینه سلیکاژل

با توجه به نتایج، سیستم برای ایجاد هر کیلووات ظرفیت سرمایه‌گذاری مقدار $\frac{2}{3}$ کیلوگرم سلیکاژل نیاز دارد، که برای یک واحد ۱۰۰ متری در تهران حدود ۱۲ کیلووات نیاز است تا دمای محیط را در ۲۰ درجه سانتی‌گراد حفظ کند، در نتیجه با احتساب ضریب اطمینان $\frac{1}{1}$ مقدار ۳۱ کیلوگرم سلیکاژل مورد نیاز است. قیمت جهانی سلیکاژل ۶۰ دلار برای هر کیلوگرم می‌باشد. بنابراین ۱۸۶۰ دلار هزینه آن می‌شود.

۴-۳-۲ برآورد هزینه شیر برقی

برای هر بستر جاذب ۲ شیر برقی برای آب سرد و گرم، ۲ شیر برقی برای ورودی و خروجی بخار به بستر

که یکی بین اواپراتور و بستر و دیگری بین بستر و کندانسور قرار دارد مورد نیاز است که در مجموع برای دو بستر ۸ شیر برقی لازم است. قیمت هر شیر برقی ۲۳ دلار می‌باشد که در مجموع ۱۸۴ دلار هزینه آن می‌شود.

۴-۳-۳ برآورد هزینه مبدل‌های داخل سیستم

۴-۳-۳-۱ مبدل اواپراتور

برای اواپراتور مقدار ۱۲ کیلوگرم مبدل مسی نیاز است، قیمت جهانی مس برای هر کیلوگرم ۹/۳ دلار می‌باشد که در مجموع ۱۱۲ دلار هزینه بردارد.

۴-۳-۳-۲ مبدل کندانسور

برای کندانسور مقدار ۲۴ کیلوگرم مبدل مسی نیاز است، قیمت جهانی مس برای هر کیلوگرم ۹/۳ دلار می‌باشد که در مجموع ۲۲۴ دلار هزینه بردارد.

۴-۳-۳-۳ مبدل بسترهای جاذب

برای بستر هر جاذب مقدار ۵۰ کیلوگرم مبدل لوله مسی نیاز است، قیمت جهانی مس برای هر کیلوگرم ۹/۳ دلار می‌باشد که در مجموع ۴۶۵ دلار هزینه بردارد. همچنین مقدار ۶۴ کیلوگرم آلومینیوم برای پره‌های بکار رفته نیاز است، قیمت جهانی آلومینیوم ۲/۸ دلار به ازای هر کیلوگرم است که ۱۷۹ دلار هزینه آن می‌شود. هزینه مبدل پره لوله برای هر بستر ۶۴۴ دلار برآورد می‌شود، که در مجموع برای دو بستر ۱۲۸۸ دلار هزینه لازم است.

۴-۳-۳-۴ مبدل لوله گرمایی ترموسیفون برای برج خنک‌کن

برای مبدل لوله گرمایی بکار رفته در برج خنک‌کننده مقدار ۲۱۰ کیلوگرم مس لازم است که ۱۹۵۰ دلار هزینه آن است. همچنین مقدار ۸۲ کیلوگرم مس برای پره‌های مبدل بکار رفته که ۷۶۰ دلار هزینه لازم است. در مجموع هزینه لازم برای مبدل لوله گرمایی ترموسیفون برابر با ۲۷۱۰ دلار می‌باشد.

۴-۳-۳-۵ سایر هزینه‌ها

حدوداً مقدار ۱۰۰۰ دلار نیز برای هزینه‌هایی مانند اتصالات، جوشکاری، چسب، پمپ‌ها و فن‌ها لازم است.

۴-۳-۴ مجموع هزینه‌ها

مجموع هزینه‌ها برای سیستم سرمایش جذبی در جدول ۴-۵ آورده شده است:

جدول ۴-۵ هزینه‌های سیستم سرمایش جذبی

هزینه (دلار)	قسمت
۱۸۶۰	سیلیکاژل
۱۸۴	شیر برقی
۱۱۲	مبدل اواپراتور
۲۲۴	مبدل کندانسور
۱۲۸۸	مبدل بستر جاذب
۲۷۱۰	مبدل لوله گرمایی برج خنک‌کن
۱۰۰۰	سایر هزینه‌ها
۷۳۷۸	مجموع هزینه‌ها

۴-۳-۵ محاسبه هزینه‌های صرفه‌جویی شده

برای محاسبه دوره بازگشت سرمایه به میزان هزینه‌های جاری نیاز است که شامل هزینه آب مصرفی در برج خنک‌کن تبخیری و میزان برق مصرفی کمپرسور در حالت استفاده از سیستم تراکمی می‌باشد.

۴-۳-۵-۱ مقدار صرفه‌جویی ماهیانه آب

در صورت استفاده ۱۶ ساعت در روز از سیستم، میزان ۹۰ متر مکعب آب به طور ماهیانه در مصرف آب صرفه‌جویی می‌شود. قیمت هر متر مکعب آب ۴ سنت است که ماهیانه ۳/۶ دلار هزینه آن می‌باشد.

۴-۳-۵-۲ مقدار صرفه‌جویی ماهیانه برق

قیمت جهانی هر کیلووات ساعت برق معادل ۶ سنت می‌باشد که در ایران کمتر از یک سنت است. برای یک واحد ۱۰۰ متری یک کولر گازی ۳۰ هزار نیاز است که مصرف برقی معادل با ۳ کیلووات ساعت دارد. در صورت استفاده ۱۶ ساعت در روز، ۱۴۴۰ کیلووات ساعت برق مصرف می‌کند که هزینه آن برابر با ۱۴/۴ دلار می‌باشد. در سیستم سرمایش جذبی خورشیدی فقط مقدار اندکی برق در فن‌ها و پمپ‌ها مصرف می‌شود که می‌توان با پنل خورشیدی آن را تامین کرد.

۴-۳-۵-۳ مجموع هزینه‌های صرفه‌جویی شده

مجموع هزینه‌های صرفه‌جویی شده در جدول ۴-۶ قابل مشاهده است.

جدول ۴-۶ هزینه‌های صرفه‌جویی شده

هزینه (دلار)	نام
۳/۶	هزینه صرفه‌جویی شده ماهیانه آب
۱۴/۴	هزینه صرفه‌جویی شده ماهیانه برق
۵۴	مجموع هزینه‌های صرفه‌جویی شده سالیانه

۶-۳-۴ پارامترهای اقتصادی

- ارزش کل مبلغ بازپرداخت با بهره مرکب ۱۵ درصد برای مدت ۱۰ سال برابر با ۲۹۸۴۸ دلار می‌باشد.
- حاصل جمع ارزش‌های پول سرمایه‌گذاری شده برای ۲۵ سال عمر مفید سیستم برابر با ۵۵۰۷۰ دلار می‌باشد.

۴-۴ ارزیابی زیست محیطی سیستم سرمایه‌ش جذب سطحی

خورشیدی

با توجه به مشکلات زیست محیطی که به طور فزاینده‌ای جدی است، لازم است اثرات زیست محیطی در مرحله طراحی در نظر گرفته شود. بنابراین، انتشار CO_2 یک پارامتر مهم است. انتشار سالانه دی اکسید کربن را می‌توان به صورت زیر محاسبه کرد:

- مقدار انتشار کربن دی اکسید برای هر مگاوات ساعت الکتریسیته مقدار ۷۵۶ کیلوگرم می‌باشد

[۷۱].

- مقدار توان مصرفی یک کولر گازی با ظرفیت ۳ تن تبرید که مناسب با فضای ۱۰۰ مترمربع می‌باشد ۳ کیلووات است.

- ۴/۳۲ مگاوات ساعت مصرف الکتریسیته برای کار ۱۶ ساعته سیستم در ۳ ماه تابستان به دست می‌آید.

$$E_{ele} = 16 \times 3 \times 30 \times 3 = 4320 \text{ kw} \quad \text{مصرف کل الکتریسیته در سال}$$

- مقدار انتشار کربن دی اکسید برای سیستم ۳۲۶۵ کیلوگرم می‌باشد.

$$CE_{CO_2} = 4.32 \times 756 = 3265 \text{ kg} \quad \text{مقدار انتشار کربن دی اکسید}$$

این سیستم سرمایه‌گذاری جذب سطحی سالانه از انتشار ۳۲۶۵ کیلوگرم CO_2 جلوگیری و به دلیل استفاده از مبرد آب در آن، در صورت نشت مبرد، هیچگونه خطری برای محیط زیست ندارد. همچنین مصرف آب در این سیستم بسیار ناچیز و نزدیک به صفر است و با توجه به کمبود آب در کشورمان، استفاده از این سیستم مناسب می‌باشد.

فصل ۵ : نتیجه گیری و پیشنهادات

۱-۵ نتیجه گیری

هدف این پایان نامه بررسی پارامترهای تاثیرگذار در سیستم تبرید جذب سطحی با استفاده از مدل ریاضی آن می باشد. همچنین طراحی لوله گرمایی مناسب برای حذف برج خنک کننده تبخیری صورت گرفت. نتایج نشان می دهد امکان استفاده از لوله گرمایی در سیستم وجود دارد و با توجه به شرایط ورودی مقدار بار حرارتی انتقالی از هر لوله ترموسیفون به طول ۷۰ سانتی متر با مایع کاری آب، ۱۴۰ وات و مقدار ضریب عملکرد سیستم برای زوج کاری سیلیکاژل - آب ۰/۴۶ می باشد. هزینه ساخت دستگاه با توجه به مواد به کار رفته در سیستم حدود ۷۳۷۸ دلار است. این سیستم سالانه از انتشار ۳۲۶۵ کیلوگرم کربن دی اکسید جلوگیری کرده و همچنین به دلیل بسته بودن سیستم و استفاده از آب به عنوان مبرد، هیچگونه مصرف آب نداشته و برای محیط زیست خطرناک نمی باشد.

۲-۵ پیشنهادات

در ادامه مسیر این پایان نامه پیشنهاد می شود:

- امکان استفاده از لوله گرمایی ترموسیفون در قسمت اواپراتور چیلر جذبی به صورت هوا خنک.
- بررسی سایر مواد پوششی و مایع کاری لوله گرمایی ترموسیفون.
- امکان استفاده از لوله گرمایی در سیستم های چند بستره.
- بررسی سایر جفت کاری های سیستم جذبی.

مراجع

۱. تحلیل ترمودینامیکی سیستم تبرید جذب سطحی. ۱۳۹۱، وزارت علوم، تحقیقات و فناوری - دانشگاه محقق اردبیلی - دانشکده مهندسی.
۲. Brunauer, S., *The adsorption of gases and vapors*. Physical adsorption, ۱۹۴۵. ۱
۳. Khambhaty, Y., et al., *Kinetics, equilibrium and thermodynamic studies on biosorption of hexavalent chromium by dead fungal biomass of marine Aspergillus niger*. Chemical Engineering Journal, ۲۰۰۹. ۱۴۵(۳): p. ۴۸۹-۴۹۵
۴. Leite, A.P.F., et al., *Central air conditioning based on adsorption and solar energy*. Applied Thermal Engineering, ۲۰۱۱. ۳۱(۱): p. ۵۰-۵۸
۵. Polanyi, M., *The potential theory of adsorption*. Science, ۱۹۶۳. ۱۴۱(۳۵۸۵): p. ۱۰۱۰-۱۰۱۳
۶. Sakoda, A. and M. Suzuki, *Fundamental study on solar powered adsorption cooling system*. Journal of chemical engineering of Japan, ۱۹۸۴. ۱۷(۱): p. ۵۲-۵۷
۷. Saha, B.B., E.C. Boelman, and T. Kashiwagi, *Computer simulation of a silica gel-water adsorption refrigeration cycle-the influence of operating conditions on cooling output and COP*. ASHRAE transactions, ۱۰۱. ۱۹۹۵(Pt ۲): p. ۳۴۸-۳۵۷
۸. Saha, B.B., et al., *A new generation cooling device employing CaCl₂-in-silica gel-water system*. International Journal of Heat and Mass Transfer, ۲۰۰۹. ۵۲(۱-۲): p. ۵۱۶-۵۲۴
۹. Vasiliev, L.L. and S. Kakaç, *Heat pipes and solid sorption transformations: Fundamentals and practical applications*. ۲۰۱۳: CRC Press.
۱۰. McGlen, R., P. Kew, and D. Reay, *Heat pipes: theory, design and applications*. ۲۰۰۶, Butterworth-Heinemann.
۱۱. Faghri, A., *Heat pipe science and technology*. ۱۹۹۵: Global Digital Press.
۱۲. Borges, T., M. Mantelli, and L.G. Persson. *Tradeoff Between Prices and Pressure Losses for Thermosyphon Heat Exchangers*. in ۳۹th AIAA Thermophysics Conference. ۲۰۰۷
۱۳. Mantelli, M.B., *Thermosyphon technology for industrial applications*. Heat pipes and solid sorption transformations: fundamentals and practical applications, ۲۰۱۳: p. ۴۱۱-۴۶۴
۱۴. Wang, R., *Performance improvement of adsorption cooling by heat and mass recovery operation*. International Journal of refrigeration, ۲۰۰۱ p. ۶۰۲-۶۱۱
۱۵. Wang, X., H.T. Chua, and K.C. Ng, *Experimental investigation of silica gel-water adsorption chillers with and without a passive heat recovery scheme*. International journal of refrigeration, ۲۰۰۵. ۲۸(۵): p. ۷۵۶-۷۶۵
۱۶. Saha, B.B., et al., *Study on a dual-mode, multi-stage, multi-bed regenerative adsorption chiller*. Renewable Energy, ۲۰۰۶. ۳۱(۱۳): p. ۲۰۷۶-۲۰۹۰

- .17 Wang, X. and H. Chua, *Two bed silica gel–water adsorption chillers: an effectual lumped parameter model*. International Journal of Refrigeration, 2007. 30(8): p. 1417-1426
- .18 Di, J., et al., *Theoretical and experimental study on characteristics of a novel silica gel–water chiller under the conditions of variable heat source temperature*. International Journal of Refrigeration, 2007. 30(3): p. 510-526
- .19 Zhai, X., et al., *Design and performance of a solar-powered air-conditioning system in a green building*. Applied energy, 2008. 85(5): p. 297-311
- .20 Zhang, G., et al., *Simulation of operating characteristics of the silica gel–water adsorption chiller powered by solar energy*. Solar Energy, 2011. 85(7): p. 1479-1488
- .21 Clause, M., K.C.A. Alam, and F. Meunier, *Residential air conditioning and heating by means of enhanced solar collectors coupled to an adsorption system*. Solar Energy, 2008. 82(10): p. 1880-1892
- .22 Wang, D., et al., *Experimental study of adsorption chiller driven by variable heat source*. Energy Conversion and Management, 2008. 49(5): p. 1063-1073
- .23 Wu, J. and S. Li, *Study on cyclic characteristics of silica gel–water adsorption cooling system driven by variable heat source*. Energy, 2009. 34(11): p. 1900-1962
- .24 Miyazaki, T., et al., *A new cycle time allocation for enhancing the performance of two-bed adsorption chillers*. International journal of refrigeration, 2009. 32(5): p. 847-853
- .25 El Fadar, A., A. Mimet, and M. Pérez-García, *Modelling and performance study of a continuous adsorption refrigeration system driven by parabolic trough solar collector*. Solar Energy, 2009. 83(7): p. 1500-1511
- .26 Wang, L., R. Wang, and R. Oliveira, *A review on adsorption working pairs for refrigeration*. Renewable and sustainable energy reviews, 2009. 13(3): p. 518-532
- .27 Zhai, X. and R. Wang, *Experimental investigation and theoretical analysis of the solar adsorption cooling system in a green building*. Applied Thermal Engineering, 2009. 29(1): p. 17-27
- .28 Zhai, X. and R. Wang, *Experimental investigation and performance analysis on a solar adsorption cooling system with/without heat storage*. Applied Energy, 2010. 87(3): p. 824-830
- .29 Luo, H., R. Wang, and Y. Dai, *The effects of operation parameter on the performance of a solar-powered adsorption chiller*. Applied Energy, 2010. 87(10): p. 3018-3022
- .30 Habib, K., et al., *Performance evaluation of combined adsorption refrigeration cycles*. international journal of refrigeration, 2011. 34(1): p. 129-137
- .31 Rezk, A.R. and R.K. Al-Dadah, *Physical and operating conditions effects on silica gel/water adsorption chiller performance*. Applied Energy, 2012. 89(1): p. 122-129

- . ٣٢ Tso, C.Y., C.Y. Chao, and S.C. Fu, *Performance analysis of a waste heat driven activated carbon based composite adsorbent–water adsorption chiller using simulation model*. International Journal of Heat and Mass Transfer, ٢٠١٢. ٥٥(٢٥-٢٦): p. .٧٥٩٦-٧٦١٠
- . ٣٣ Chan, K.C., et al., *Performance predictions for a new zeolite ١٣X/CaCl ٢ composite adsorbent for adsorption cooling systems*. International Journal of Heat and Mass Transfer, ٢٠١٢. ٥٥(١١-١٢): p. .٣٢١٤-٣٢٢٤
- . ٣٤ Habib, K., et al., *Study on solar driven combined adsorption refrigeration cycles in tropical climate*. Applied Thermal Engineering, ٢٠١٣. ٥٠(٢): p. .١٥٨٢-١٥٨٩
- . ٣٥ Alam, K.A., B.B. Saha, and A. Akisawa, *Adsorption cooling driven by solar collector: a case study for Tokyo solar data*. Applied Thermal Engineering, ٢٠١٣. ٥٠(٢): p. .١٦٠٣-١٦٠٩
- . ٣٦ Rouf, R.A., et al., *Solar Adsorption Cooling: A Case Study on the Climatic Condition of Dhaka*. J. Comput., ٢٠١٣. ٨(٥): p. .١١٠١-١١٠٨
- . ٣٧ Rouf, R.A., K.A. Alam, and M.H. Khan, *Effect of operating conditions on the performance of adsorption solar cooling run by solar collectors*. Procedia Engineering, ٢٠١٣. ٥٦: p. .٦٠٧-٦١٢
- . ٣٨ El-Sharkawy, I.I., H. AbdelMeguid, and B.B. Saha, *Potential application of solar powered adsorption cooling systems in the Middle East*. Applied Energy, ٢٠١٤. ١٢٦: p. .٢٣٥-٢٤٥
- . ٣٩ Umair, M., A. Akisawa, and Y. Ueda, *Performance evaluation of a solar adsorption refrigeration system with a wing type compound parabolic concentrator*. Energies, ٢٠١٤. ٧(٣): p. .١٤٤٨-١٤٦٦
- . ٤٠ Chekirou, W., et al ., *Dynamic modelling and simulation of the tubular adsorber of a solid adsorption machine powered by solar energy*. International Journal of Refrigeration, ٢٠١٤. ٣٩: p. .١٣٧-١٥١
- . ٤١ Pongtornkulpanich, A., *Dynamic Simulation of Solid Adsorption Solar Refrigerator System with AC/CH ٢OH as a Working Pair*. Energy and Power Engineering, ٢٠١٤. ٦(١٢): p. .٤٥٩
- . ٤٢ Dhokane, N.T., S.U. Shinde, and S. Barve, *Design and development of intermittent solid adsorption refrigeration system running on solar energy*. International Journal of Innovative Research in Science, Engineering and Technology, ٢٠١٤. ٣(٤): p. ٩٨-١٠٤
- . ٤٣ Hassan, H., et al., *A review on the equations of state for the working pairs used in adsorption cooling systems*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, ٢٠١٥. ٤٥: p. .٦٠٠-٦٠٩
- . ٤٤ Ali, E.S., K. Harby, and M.R. Diab. *Simulation model for silica gel-water adsorption cooling system powered by renewable energy*. in *Proceedings of ٣rd International Conference on Energy Engineering*. .٢٠١٥

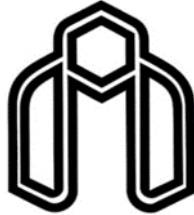
- .٤٥ Jaiswal, A.K., et al., *Influence of cycle time and collector area on solar driven adsorption chillers*. Solar Energy, ٢٠١٦. ١٣٦: p. ٤٥٠-٤٥٩
- .٤٦ Najeh, G., et al., *Performance of silica gel-water solar adsorption cooling system*. Case Studies in Thermal Engineering, ٢٠١٦. p. ٣٣٧-٣٤٥
- .٤٧ Jafari, A. and A.H. Poshtiri, *Passive solar cooling of single-storey buildings by an adsorption chiller system combined with a solar chimney*. Journal of cleaner production, ٢٠١٧. ١٤١: p. ٦٦٢-٦٨٢
- .٤٨ ul Qadir, N., S.A. Said, and R.B. Mansour, *Modeling the performance of a two-bed solar adsorption chiller using a multi-walled carbon nanotube/MIL-١٠١(Fe) composite adsorbent*. Renewable Energy, ٢٠١٧. ١٠٩: p. ٦٠٢-٦١٢
- .٤٩ Calise, F., R.D. Figaj, and L. Vanoli, *A novel polygeneration system integrating photovoltaic/thermal collectors, solar assisted heat pump, adsorption chiller and electrical energy storage: Dynamic and energy-economic analysis*. Energy Conversion and Management, ٢٠١٧. ١٤٩: p. ٧٩٨-٨١٤
- .٥٠ Hamrahi, S.E., K. Goudarzi, and M. Yaghoubi, *Experimental study of the performance of a continuous solar adsorption chiller using Nano-activated carbon/methanol as working pair*. Solar Energy, ٢٠١٨. ١٧٣: p. ٩٢٠-٩٢٧
- .٥١ Pan, Q. and R. Wang, *Study on operation strategy of a silica gel-water adsorption chiller in solar cooling application*. Solar Energy, ٢٠١٨. ١٧٢: p. ٢٤-٣١
- .٥٢ Rouf, R.A., et al., *Utilizing accessible heat enhancing cooling effect with three bed solar adsorption chiller*. Heat Transfer Engineering, ٢٠١٩. ٤٠(١٢): p. ١٠٤٩-١٠٥٩
- .٥٣ Pan, Q., et al., *Experimental investigation of an adsorption air-conditioner using silica gel-water working pair*. Solar Energy, ٢٠١٩. ١٨٥: p. ٦٤-٧١
- .٥٤ Lattief, F.A., M.A. Atiya, and A.A. Al-Hemiri, *Test of solar adsorption air-conditioning powered by evacuated tube collectors under the climatic conditions of Iraq*. Renewable energy, ٢٠١٩. ١٤٢: p. ٢٠-٢٩
- .٥٥ Rouf, R., et al., *Improved cooling capacity of a solar heat driven adsorption chiller*. Case Studies in Thermal Engineering, ٢٠٢٠. ١٧: p. ١٠٠٥٦٨
- .٥٦ Jalil, E. and K. Goudarzi, *Effect of adsorbent configuration on performance enhancement of continuous solar adsorption chiller with four quadric parabolic concentrators*. Renewable Energy, ٢٠٢٠. ١٥٨: p. ٣٦٠-٣٦٩
- .٥٧ Pan, Q., J. Peng, and R. Wang, *Application analysis of adsorption refrigeration system for solar and data center waste heat utilization*. Energy Conversion and Management, ٢٠٢١. ٢٢٨: p. ١١٣٥٦٤
- .٥٨ Sha, A.A. and V. Baiju, *Thermodynamic analysis and performance evaluation of activated carbon-ethanol two-bed solar adsorption cooling system*. International Journal of Refrigeration, ٢٠٢١. ١٢٣: p. ٨١-٩٠
- .٥٩ Basdanis, T., A. Tsimpoukis, and D. Valougeorgis, *Performance optimization of a solar adsorption chiller by dynamically adjusting the half-cycle time*. Renewable Energy, ٢٠٢١. ١٦٤: p. ٣٦٢-٣٧٤

- .60 Groll, M. and S. Rösler, *Operation principles and performance of heat pipes and closed two-phase thermosyphons*. Journal of Non-Equilibrium Thermodynamics, 1992. 17(2): p. 91-101
- .61 Paiva, K.V.d., *Desenvolvimento de novas tecnologias para minitubos de calor: análise teórica e experimental*. 2011
- .62 Isoppo, D.F., T.P. Borges, and M.B. Mantelli, *Development of a detailed thermal model for designing heat pipe heat exchangers*. Proceedings of the ECOS.2009 ,
- .63 Incropera, F.P., et al., *Fundamentals of heat and mass transfer*. Vol. 6. 1996: Wiley New York.
- .64 Ozisik, M.N., *Heat transfer: a basic approach*. Vol. 1. 1980: McGraw-Hill New York.
- .65 Guedri, K.M., *ME.804314-2*
- .66 Kempers, R., D. Ewing, and C. Ching, *Effect of number of mesh layers and fluid loading on the performance of screen mesh wicked heat pipes*. Applied thermal engineering, 2006. 26(0-6): p. 089-090
- .67 Carlucci, D.E., *Ballistics: theory and design of guns and ammunition*. 2007: CRC Press.
- .68 Peterson, G.P., *An introduction to heat pipes. Modeling, testing, and applications*. Wiley Series in Thermal Management of Microelectronic and Electronic Systems, 1994
- .69 Tien, C. and K. Chung. *Entrainment limits in heat pipes, 3rd Int. in Heat Pipe Conferences, Palo Alto, California*. 1978
- .70 Nguyen-Chi, H. and M. Groll, *Entrainment or flooding limit in a closed two-phase thermosyphon*. Journal of Heat Recovery Systems, 1981. 1(2): p. 270-286
- .71 Li, R., Y. Dai, and G. Cui, *Multi-objective optimization of solar powered adsorption chiller combined with river water heat pump system for air conditioning and space heating application*. Energy, 2019. 189: p. 116141
- .72 Hogendoorn, P.-J., *Design and test of a heat pipe for geothermal applications*. 2019
- .73 Alam, K., et al., *A novel approach to determine optimum switching frequency of a conventional adsorption chiller*. Energy, 2023. 28(10): p. 1021-1037

Abstract

Absorption air conditioning systems are divided into two categories: volumetric and surface. Although these systems have many advantages over compression systems, they also have drawbacks and disadvantages that make their study and analysis important. One of their most important advantages is very low energy consumption due to the elimination of electric compressors, low consumption and noise due to the lack of mechanical components, suitable for hot and dry desert areas due to the use of collectors and solar panels. One of the problems of this system is the high consumption of water in condensers and adsorbents, which is used to condense the refrigerant and cool the adsorbent, which is a big problem due to the lack of water in our country. The aim of this dissertation is to eliminate the evaporative cooling tower using heat pipes. Also, thermodynamic modeling of the absorption parts of the system was done in order to design a suitable heat pipe for the system and the effect of different input parameters on the system performance was investigated. The results showed that it is possible to use a heating pipe in the system and according to the input conditions, the amount of heat transfer load from each thermosyphon pipe with a length of 50 cm with water working fluid, 140 watts and the value of system performance coefficient for silica gel-water working pair 0.46. The cost of building the device is about \$ 330 depending on the materials used in the system. This system prevents the release of 360 kg of carbon dioxide annually and also due to the closure of the system and the use of water as a refrigerant, it has no water consumption and is not dangerous for the environment.

Keywords: Adsorption chiller, Adsorption, Solar energy, Heat pipes.



Shahrood University of
Technology

Faculty of Mechanical and Mechatronics Engineering

M.Sc. Thesis in Energy Conversion Engineering

Technical, economic and environmental assessment of solar adsorption air- conditioner using heat pipes

By: Mohammad Ali Ebadi Afshar

Supervisor:
Dr. Ahmad Nazari

November ۲۰۲۰