

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ



دانشکده مهندسی مکانیک و مکاترونیک
پایان نامه کارشناسی ارشد مهندسی تبدیل انرژی

مدل سازی و امکان سنجی استفاده از سیستم تبرید جذبی خورشیدی هیبریدی در سردخانه‌ها متناسب با شرایط اقلیمی ایران

نگارنده: جمال مرادی

استاد راهنما:

دکتر محمود چهارطاقی

شهریور ۱۳۹۶

دانشگاه صنعتی شاهرود

دانشکده : مکانیک

گروه : تبدیل انرژی

پایان نامه کارشناسی ارشد آقای جمال مرادی

تحت عنوان:

مدل سازی و امکان سنجی استفاده از سیستم تبرید جذبی خورشیدی هیبریدی در سردخانه‌ها متناسب

با شرایط اقلیمی ایران

در تاریخ توسط کمیته تخصصی زیر جهت اخذ مدرک کارشناسی ارشد

مورد ارزیابی و با درجه مورد پذیرش قرار گرفت.

امضاء	اساتید مشاور	امضاء	اساتید راهنما
	نام و نام خانوادگی :		نام و نام خانوادگی : دکتر محمود چهارطاقی
	نام و نام خانوادگی :		نام و نام خانوادگی :

امضاء	نماینده تحصیلات تکمیلی	امضاء	اساتید داور
	نام و نام خانوادگی :		نام و نام خانوادگی : دکتر محمود فرزانه گرد
			نام و نام خانوادگی : دکتر محمد ضامن
			نام و نام خانوادگی :
			نام و نام خانوادگی :

تقدیم به

روح آسمانی برادرم

و مقدس ترین واژه یاد لغت نامه می دلم؛

پدر بزرگوار و مادر مهربانم که از نگاهشان صلابت، از رفتارشان محبت و از صبرشان ایستادگی

آموختم؛

برادرم، تکیه گاه من در مواجهه با مشکلات؛ که وجودش پایه دلگرمی من می باشد؛

تقدیر و تشکر

سپاس خدای را که هر چه داریم از اوست؛ سلام و درود بر محمد (ص) و خاندان پاک او، طاهران معصوم، هم آنان که وجودمان و امدار وجودشان است و نفرین پیوسته بردشمنان ایشان تا روز رستاخیز؛ از پدر و مادر عزیز و مهربانم که در تمام عرصه های زندگی یار و یاور بی چشم داشت برای من بوده اند؛ از استاد با کمال و شایسته جناب آقای دکتر محمود چهارطائی که با حسن خلق و فروتنی، از هیچ حمایت و مساعدتی در این عرصه و در تمام طول دوره کارشناسی ارشد دریغ ننموده و زحمت راهنمایی این پایان نامه را بر عهده گرفتند؛

از حمایت ها و پشتیبانی های بی دریغ استاد کرامت قدر سرکار خانم میرزاده و دوست عزیزم مهندس وحید زمانی که با دلسوزی مشکلات مسیر را برایم تسهیل نمودند و بدون مساعدت ایشان، این پروژه به نتیجه مطلوب نمی رسید؛

و از سازمان هواشناسی کشور و استان آذربایجان شرقی بابت مساعدت و یاری در تحویل رایگان داده های هواشناسی مورد تقاضا؛

کمال تشکر و قدردانی را دارم.

تعهد نامه

اینجانب **جمال مرادی** دانشجوی دوره کارشناسی ارشد رشته مهندسی مکانیک - گرایش تبدیل انرژی دانشکده مهندسی مکانیک دانشگاه صنعتی شاهرود نویسنده پایان نامه با عنوان "مدل سازی و امکان سنجی استفاده از سیستم تبرید جذبی خورشیدی هیبریدی در سردخانه ها متناسب با شرایط اقلیمی ایران" تحت راهنمایی **دکتر محمود چهارطاقی** متعهد می شوم:

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

تاریخ

امضای دانشجو

مالکیت نتایج و حق نشر

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

چکیده

کار حاضر به مطالعات امکان‌سنجی استفاده از سیستم جذبی خورشیدی آب-آمونیاک با اهداف سردخانه‌ای می‌پردازد. در این راستا یک مدل کامپیوتری جامع با استفاده از نرم‌افزارهای MATLAB، EES و اطلاعات ۲۰ ساله آب و هوایی با هدف کلی مدل‌سازی، شبیه‌سازی، بهینه‌سازی و پیش‌بینی عملکرد ساعتی سیستم جذبی خورشیدی توسعه داده شد.

به‌عنوان یک مطالعه موردی امکان استفاده از سیستم تبرید جذبی خورشیدی آب-آمونیاک در یک مجتمع سردخانه‌ای با ظرفیت ۵۰۰۰ تن سیب در تهران با فرض ورود محصول از ۲۲ سپتامبر به مدت ۴۰ روز و نگهداری تا ۳۱ مارس بررسی گردید و ضمن تحلیل عملکرد ساعتی سیستم، مقادیر بهینه حجم تانک حرارتی، مساحت و دبی جرمی سیال عامل گردآورنده، دمای تنظیم عملکرد منبع کمکی و دمای بهینه بالای تانک در زمان شروع به کار سیستم در بحرانی‌ترین روزهای دوره تعیین گردید. به منظور بهبود عملکرد سیستم ایده استفاده از مخازن ذخیره سرد، تنظیم ماهیانه فشار پایین سیستم جذبی و کنترل ماهیانه چرخه مبدل بین گردآورنده و تانک ذخیره مطرح گردید و تاثیر هر یک از این ایده‌ها بر عملکرد سیستم بررسی گردید.

بار متوسط سردخانه در ماه‌های سپتامبر تا مارس به ترتیب برابر ۵۱۵/۴۰، ۵۵۴/۰۴، ۲۱۱/۷۱، ۱۹۹/۴۹، ۲۰۴/۶۳، ۲۱۲/۹۲ و ۲۱۷/۶۸ کیلووات برآورد گردید. ماکزیمم مساحت بهینه گردآورنده لوله‌ای خلأ در ماه‌های سپتامبر تا مارس به ترتیب برابر ۴۰۶۱، ۴۹۱۰، ۲۶۸۰، ۲۵۲۶، ۲۱۲۶، ۱۶۸۸ و ۲۴۱۵ مترمربع و نسبت بهینه حجم مخزن به سطح گردآورنده ۱۸/۶۷-۹/۱۶ لیتر بر مترمربع تعیین گردید.

کلمات کلیدی: سردخانه، تبرید جذبی، سیستم جذبی خورشیدی، شبیه‌سازی، بهینه‌سازی، برنامه

کامپیوتری

فهرست مطالب

۱- فصل اول	۱
۱-۱- مقدمه	۲
۲-۱- روند رو به رشد تقاضای انرژی	۳
۳-۱- خسارات زیست محیطی ناشی از سوخت‌های فسیلی	۴
۴-۱- انرژی‌های تجدیدپذیر	۵
۵-۱- جایگاه انرژی خورشیدی	۶
۶-۱- تکنولوژی استفاده از انرژی خورشیدی	۷
۷-۱- سرمایه‌گذاری خورشیدی	۸
۸-۱- سرمایه‌گذاری جذبی	۹
۹-۱- تاریخچه	۱۴
۱-۹-۱- تاریخچه سیستم‌های جذبی	۱۵
۲-۹-۱- تاریخچه سیستم‌های جذبی خورشیدی	۱۵
۱۰-۱- معرفی تحقیق حاضر	۱۶
۱-۱۰-۱- جنبه‌های نوآوری تحقیق حاضر	۱۷
۲-۱۰-۱- ساختار کلی تحقیق حاضر	۱۷
۲- فصل دوم	۱۹
۱-۲- مقدمه	۲۰
۲-۲- مبانی تئوری مرتبط با تحقیق	۲۰
۱-۲-۲- مبانی تئوری سیستم‌های تبرید جذبی	۲۰
۱-۱-۲-۲- عملکرد سیستم و سیکل سرمایه‌گذاری	۲۱
۲-۱-۲-۲- دسته بندی‌های مختلف سیکل جذبی	۲۳
۲-۲-۲- مبانی تئوری گردآورنده‌های خورشیدی	۲۶
۱-۲-۲-۲- گردآورنده‌های ثابت	۲۶
۲-۲-۲-۲- گردآورنده‌های متمرکزکننده و ردیاب تک محوره	۲۶
۳-۲-۲-۲- گردآورنده‌های متمرکزکننده دو محوره	۲۷
۴-۲-۲-۲- مقایسه عملکرد و کارایی گردآورنده‌های خورشیدی	۲۷
۳-۲-۲-۲- مبانی تئوری سیستم‌های جذبی خورشیدی	۲۹
۱-۳-۲-۲- تانک ذخیره حرارتی	۳۰
۲-۳-۲-۲- منبع کمکی ثانویه یا پشتیبان:	۳۱

- ۳۲-۲-۳-۳- سیستم کنترل..... ۳۲
- ۳۲-۲-۳-۴- مبدل بین گردآورنده و تانک ذخیره ۳۲
- ۳۳-۲-۳-۵- مخزن ذخیره سرد ۳۳
- ۳۴-۳- پیشینه تحقیق ۳۴
- ۳۴-۳-۱- تحقیقات صورت گرفته در رابطه با طراحی بهینه سردخانه و ارزیابی بارهای ورودتی ۳۴
- ۳۶-۳-۲- تحقیقات صورت گرفته بر پایه مطالعات مروری و تشریح تکنولوژی‌های مختلف ۳۶
- ۳۷-۳-۲- تحقیقات صورت گرفته در رابطه با دیگر سیستم‌های جذبی-خورشیدی ۳۷
- ۳۷-۳-۱- تحقیقات صورت گرفته در رابطه با تلفیق سیستم جذبی با گردآورنده *FPC* و *ETC* ۳۷
- ۴۰-۳-۳-۲- تحقیقات صورت گرفته در رابطه با تلفیق سیستم جذبی با گردآورنده *CPC* . ۴۰
- ۴۲-۳-۳-۲- تحقیقات صورت گرفته در رابطه با تلفیق سیستم جذبی با گردآورنده *PTC* . ۴۲
- ۴۴-۳-۲- تحقیقات صورت گرفته در رابطه با سیستم جذبی آب-آمونیاک ۴۴
- ۴۴-۳-۱- تحلیل قانون اول ترمودینامیک و تعیین مقادیر *UA* برای تمامی اجزای سیستم ۴۴
- ۴۵-۳-۲- تحلیل قانون دوم و مطالعات اگزرژی سیستم ۴۵
- ۴۵-۳-۲- شبیه‌سازی عددی سیستم‌ها با نرم افزارهای مختلف تحت شرایط پایا ۴۵
- ۴۸-۳-۲- شبیه‌سازی دینامیکی سیستم ۴۸
- ۴۹-۳- فصل سوم ۴۹
- ۵۰-۳-۱- مقدمه ۵۰
- ۵۰-۳-۲- معادلات حاکم بر طراحی و محاسبات سردخانه ۵۰
- ۵۱-۳-۱-۲- بار جداره‌ها ۵۱
- ۵۲-۳-۲-۲- بار محصول ۵۲
- ۵۲-۳-۲-۳- بار تعویض هوا ۵۲
- ۵۲-۳-۲-۴- بار های متفرقه ۵۲
- ۵۴-۳-۳- معادلات حاکم بر محاسبات تابش خورشیدی ۵۴
- ۵۴-۳-۱- معادلات حاکم بر محاسبه تابش روی سطوح افقی ۵۴
- ۵۴-۳-۱-۱- تابش فرا جو: ۵۴
- ۵۵-۳-۱-۳- متوسط تابش ماهیانه ۵۵
- ۵۶-۳-۱-۳- محاسبه شدت تابش ساعتی بر سطح افقی ۵۶
- ۵۷-۳-۱-۳- تابش روزانه ۵۷
- ۵۸-۳-۲- معادلات حاکم بر تعیین تابش روی سطوح شیب‌دار ۵۸
- ۶۰-۳-۳- محاسبات تابش رسیده به سطح گردآورنده‌ها ۶۰

۶۱ گردآورنده‌های خورشیدی ثابت	۱-۳-۳-۳
۶۱ گردآورنده‌های خورشیدی ردیاب	۲-۳-۳-۳
۶۳ معادلات حاکم بر تحلیل سیکل تبرید جذبی	۴-۳
۶۷ معادلات حاکم بر بخش خورشیدی سیستم	۵-۳
۶۸ محاسبات حرارتی گردآورنده‌های خورشیدی	۱-۵-۳
۶۸ گردآورنده‌های خورشیدی تخت و لوله‌ای خلأ	۱-۱-۵-۳
۷۰ گردآورنده‌های سهموی مرکب	۲-۱-۵-۳
۷۳ متمرکزکننده‌های ردیاب خورشیدی	۳-۱-۵-۳
۷۴ معادلات حاکم بر تحلیل مخزن ذخیره	۲-۵-۳
۷۶ معادلات حاکم بر تحلیل عملکرد مبدل گردآورنده	۳-۵-۳
۷۷ معادلات حاکم بر فرایند کنترل سیستم	۴-۵-۳
۷۹ فصل چهارم	
۸۰ مقدمه	۱-۴
۸۱ الگوریتم و فرضیات کلی محاسبات و تحلیل بخش‌های مختلف سیستم	۲-۴
۸۲ طراحی و محاسبات سردخانه	۱-۲-۴
۸۲ ارزیابی مقادیر تابش	۲-۲-۴
۸۳ مدل‌سازی، شبیه‌سازی و بهینه‌سازی پارامتریک سیستم تبرید جذبی	۳-۲-۴
۸۳ بهینه‌سازی بخش خورشیدی سیستم	۴-۲-۴
۸۴ بررسی فرضیات و روش حل تحقیقات اخیر و تشریح روش تحقیق حاضر	۳-۴
۸۹ فصل پنجم	
۹۰ مقدمه	۱-۵
۹۰ مطالعه موردی	۲-۵
۹۲ بحث و نتایج	۳-۵
۹۲ اطلاعات هواشناسی	۱-۳-۵
۹۶ طراحی و محاسبات بارهای برودتی سردخانه	۲-۳-۵
۹۷ شبیه‌سازی و بهینه‌سازی سیستم جذبی	۳-۳-۵
۹۸ تاثیر دمای ابزوربر و کندانسور	۱-۳-۳-۵
۹۹ تاثیر دمای اواپراتور و مبدل‌های حرارتی محلول، مبرد و کارایی پمپ	۲-۳-۳-۵
۱۰۰ تاثیر بازده رکتیفایر	۳-۳-۳-۵
۱۰۱ تاثیر فشار پایین سیستم	۴-۳-۳-۵
۱۰۲ تاثیر دمای ژنراتور	۵-۳-۳-۵

۱۰۳ پیش‌بینی عملکرد سیستم	۴-۳-۵
۱۰۳ عملکرد سیستم جذبی در طول دوره نگهداری	۱-۴-۳-۵
۱۰۴ عملکرد ساعتی سیستم جذبی	۲-۴-۳-۵
۱۰۸ عملکرد ساعتی سیستم جذبی خورشیدی	۵-۳-۵
 ارائه و بررسی ایده‌هایی با هدف بهبود عملکرد سیستم و کاهش مقادیر بهینه پارامترهای	۴-۵
۱۱۰ عملکردی	
۱۱۰ استفاده از مخازن ذخیره سرد	۱-۴-۵
۱۱۲ تنظیم ماهیانه فشار پایین سیستم	۲-۴-۵
۱۱۴ تنظیم ماهیانه عملکرد مبدل گردآورنده و غلظت گلیکول	۳-۴-۵
۱۱۵ استفاده از تمامی ایده‌های مطرح شده	۴-۴-۵
۱۱۶ ارائه نتایج کلی	۵-۴-۵
۱۱۸ اعتبار سنجی	۵-۵
۱۱۸ اعتبار سنجی محاسبات بار برودتی	۱-۵-۵
۱۱۸ اعتبار سنجی شبیه‌سازی سیستم جذبی	۲-۵-۵
۱۱۹ بهینه‌سازی بخش خورشیدی و تحلیل عملکرد سیستم	۳-۵-۵
۱۲۰ جمع بندی نتایج	۶-۵
۱۲۲ پیشنهادات	۷-۵
۱۲۳ پیوست	
۱۲۴ پیوست الف: جداول	
۱۲۶ پیوست ب: روابط و معادلات	
۱۲۷ ب-۱- پارامترها و زاویه‌های خورشیدی	
۱۳۰ ب-۲- معرفی مدل‌های مختلف تابش ساعتی کلی بر روی سطح شیب‌دار	
۱۳۳ مراجع	

فهرست شکل‌ها

- شکل ۱-۱- الف: میزان مصرف حامل‌های انرژی در جهان، ب: مصرف جهانی انرژی با گروه‌بندی کشورهای جهان [۲] ۳
- شکل ۲-۱- سهم انرژی تجدیدپذیر بر انرژی کل مصرفی در سال ۲۰۱۴ [۵] ۶
- شکل ۳-۱- متوسط رشد سالیانه انواع تکنولوژی‌های خورشیدی [۵] ۷
- شکل ۴-۱- توزیع تاسیسات خورشیدی نصب شده با اهداف سرمایه‌ی در سطح جهان [۱۲] ۸
- شکل ۵-۱- شماتیک سیستم‌های جذبی خورشیدی؛ الف: با عملکرد مداوم، ب: متناوب [۱۴] ۱۰
- شکل ۶-۱- کاربری‌های مختلف سیستم‌های سرمایه‌ی [۲۰] ۱۴
- شکل ۱-۲- شماتیک واحد جذبی ابتدایی [۱۳] ۲۱
- شکل ۲-۲- سامانه جذبی با مبدل حرارتی؛ سمت راست: لیتیوم بروماید-آب [۲۳]، سمت چپ: آب-آمونیاک [۲۴] ۲۲
- شکل ۳-۲- مقایسه کارایی گردآورنده‌های مختلف [۳۰]: FPC, AFP, CPC, ETC و PTC ۲۸
- شکل ۴-۲- درصد استفاده از هر یک از انواع گردآورنده‌ها با اهداف سرمایه‌ی [۳۱] ۲۸
- شکل ۵-۲- شماتیک سیستم جذبی خورشیدی [۳۲] ۲۹
- شکل ۶-۲- هزینه‌های اختصاص یافته به هر یک از اجزای سیستم سرمایه‌ی خورشیدی؛ سمت راست: در مقیاس کوچک [۳۳] و سمت چپ: در مقیاس بزرگ [۳۴] ۳۰
- شکل ۷-۲- موقعیت‌های مختلف جهت استفاده از منبع کمکی [۱۷] ۳۱
- شکل ۸-۲- شماتیک استفاده از مبدل بین گردآورنده و تانک؛ سمت راست: مبدل خارجی، سمت چپ: داخلی [۱۷] ۳۳
- شکل ۱-۳- تابش مستقیم روی سطح شیب‌دار و سطح افقی [۱۷] ۵۸
- شکل ۲-۳- شماتیک سیستم جذبی آب-آمونیاک متداول ۶۴
- شکل ۳-۳- چیدمان سری و موازی گردآورنده‌ها [۱۷] ۶۹
- شکل ۴-۳- شماتیک یک گردآورنده CPC، زاویه شیب و زاویه دریافت تابش [۱۷] ۷۰
- شکل ۵-۳- الف: زاویه برخورد تابش پراکنده یکنواخت به سطح گردآورنده بر حسب تابعی از زاویه پذیرش [۸۴] و پوشش‌ها [۱۷]؛ ب: ضریب عبور تابش مستقیم و پراکنده از پوشش گردآورنده بر حسب تابعی از زاویه پذیرش، تعداد و جنس پوشش‌ها [۱۷]؛ ج: متوسط تعداد بازتاب‌های رسیده به جذب کننده بر حسب تابعی از ضریب تمرکز و نوع گردآورنده [۸۵] و [۱۷] ۷۱
- شکل ۶-۳- تانک ذخیره یکنواخت [۱۷] (Ts دمای وابسته به زمان تانک و Ta' دمای محیط) ۷۴
- شکل ۷-۳- تانک ذخیره لایه‌بندی شده با ۳ گره [۱۷] ۷۴
- شکل ۸-۳- شماتیک یک سیستم مجهز به مبدل حرارتی بین گردآورنده و تانک ذخیره حرارتی [۱۷] ۷۶
- شکل ۱-۴- فلوجارت کلی مدل توسعه داده شده در کار حاضر ۸۱
- شکل ۱-۵- شماتیک ساده پلان مجتمع سردخانه‌ای با ۱۰ سالن ذخیره ۹۰
- شکل ۲-۵- الف: متوسط دمای ماهیانه و حداکثر دمای ثبت شده در روزهای بحرانی، ب: تغییرات ساعتی دمای خشک و مرطوب و رطوبت نسبی در ۲۲ سپتامبر ۹۲
- شکل ۳-۵- متوسط ماهیانه تابش مستقیم، پراکنده، محلی و فراجو در ماه‌های مختلف سال ۹۳
- شکل ۴-۵- مقادیر ساعتی تابش؛ الف: در ۲۲ سپتامبر، ب: در روز متوسط سپتامبر ۹۳
- شکل ۵-۵- مقادیر ساعتی k_T و I_d و I_t برای کل دوره ۹۴
- شکل ۶-۵- تغییرات تابش ساعتی در روز متوسط هر یک از ماه‌های دوره ۹۴

- شکل ۷-۵-الف: تغییرات مقدار تابش ماهیانه برحسب شیب گردآورنده در طول دوره-ب: مقدار تابش ساعتی رسیده به سطح گردآورنده در ۲۲ سپتامبر با مدل KT ۹۵
- شکل ۸-۵- نتایج کلی محاسبات سردخانه در روز ۲۲ سپتامبر ۹۶
- شکل ۹-۵- درصد تاثیر هریک از بارها بر بار متوسط مسأله در ۲۲ سپتامبر و ۱ دسامبر ۹۶
- شکل ۱۰-۵- تاثیر دمای ابزوربر و دمای کندانسور بر COP سیستم و بارهای حرارتی ۹۸
- شکل ۱۱-۵- مقایسه تاثیر دمای ابزوربر و کندانسور بر COP سیستم ۹۸
- شکل ۱۲-۵- تاثیر دمای اواپراتور و بازده مبدل‌های حرارتی محلول، مبرد و کارایی پمپ بر COP و بارهای حرارتی ۹۹
- شکل ۱۳-۵- مقایسه تاثیر بازده مبدل حرارتی محلول و مبرد بر COP سیستم ۱۰۰
- شکل ۱۴-۵- تاثیر بازده رکتیفایر بر COP و بارهای حرارتی سیستم ۱۰۰
- شکل ۱۵-۵- تاثیر فشار پایین سیستم بر COP و بارهای حرارتی سیستم الف: سردترین و ب: گرمترین روز دوره نگهداری ۱۰۱
- شکل ۱۶-۵- تاثیر دمای ژنراتور بر COP و بارهای حرارتی سیستم تحت فشار پایین؛ الف: ۰,۷۶۱۲ بار، ب: ۱,۴۳۰ بار ۱۰۲
- شکل ۱۷-۵- تغییرات COP و دمای ژنراتور بهینه با تغییرات دمای مرطوب در طول دوره تحت فشار پایین بهینه دوره ۱۰۲
- شکل ۱۸-۵- تغییرات COP و دمای ژنراتور بهینه تحت متوسط دمای روزانه در بحرانی ترین روزهای دوره ۱۰۳
- شکل ۱۹-۵- تغییرات بارهای حرارتی سیکل تحت متوسط دمای روزانه در بحرانی ترین روزهای دوره ۱۰۴
- شکل ۲۰-۵- تغییرات COP و دمای ژنراتور بهینه ایده‌آل ۱۰۴
- شکل ۲۱-۵- تغییرات COP و دمای ژنراتور بهینه طراحی ۱۰۷
- شکل ۲۲-۵- مقایسه تغییرات COP ، دمای ژنراتور بهینه و بارهای اواپراتور و ژنراتور در حالت ایده‌آل و طراحی ... ۱۰۸
- شکل ۲۳-۵- مقایسه پارامترهای عملکردی سیستم با حالت های بهینه ایده‌آل و طراحی ۱۰۹
- شکل ۲۴-۵- تغییرات انرژی کمکی و گردآورنده- تغییرات دماهای خروجی گردآورنده، ژنراتور و دمای بالا و پایین تانک ۱۰۹
- شکل ۲۵-۵- تغییرات کسر خورشیدی و راندمان گردآورنده ۱۰۹
- شکل ۲۶-۵- بار متوسط و تغییرات بار ساعتی سردخانه و بار تامین شده توسط اواپراتور بر مبنای بار متوسط ۱۱۰
- شکل ۲۷-۵- بار متوسط و تغییرات بار ساعتی سردخانه و بار تامین شده توسط اواپراتور بر مبنای پیک بار ۱۱۰
- شکل ۲۸-۵- تغییرات بار ساعتی مورد نیاز و بار اواپراتور - سیستم مشتمل بر مخزن سرد با هدف تامین پیک بار ۱۱۱
- شکل ۲۹-۵- تغییرات بار ساعتی مورد نیاز و بار اواپراتور - سیستم با مخزن سرد و هدف تامین میانگین بارهای ساعتی ۱۱۱
- شکل ۳۰-۵- مقایسه تغییرات COP و دمای ژنراتور بهینه در سیستم با تنظیم ماهیانه و تنظیم دوره‌ای فشار پایین ۱۱۳
- شکل ۳۱-۵- مقایسه پارامترهای ایده‌آل، طراحی و عملکردی سیستم با در نظر گرفتن تمامی موارد بررسی شده ۱۱۵
- شکل ۳۲-۵- تغییرات انرژی کمکی و گردآورنده و دماهای کاری سیستم با در نظر گرفتن تمامی موارد بررسی شده ۱۱۶
- شکل ۳۳-۵- تغییرات بازده گردآورنده و کسر خورشیدی سیستم با در نظر گرفتن تمامی موارد بررسی شده ۱۱۶
- شکل ۳۴-۵- مقایسه نتایج حاصل از شبیه سازی با EES و شبیه سازی با استفاده از روابط تجربی آب-آمونیاک .. ۱۱۸
- شکل ۳۵-۵- تاثیر افزایش و کاهش دمای ژنراتور از مقدار بهینه بر COP سیستم ۱۱۹

فهرست جداول

- جدول ۱-۱- مقایسه کارایی سیستم‌های حرارتی / الکتریکی برای کاربردهای سرمایشی [۱۳] ۸
- جدول ۲-۱- مقایسه مزایا و معایب انواع سیستم‌های جذبی [۱۲] ۱۳
- جدول ۱-۲- مقایسه سیستم‌های جذبی آب-آمونیاک و لیتیوم-بروماید [۱۹] ۲۵
- جدول ۲-۲- مشخصات و محدوده دماهای کاری انواع گردآورنده‌ها [۲۹] ۲۷
- جدول ۳-۲- مقایسه پارامترهای عملکردی سیستم جذبی با مخازن ذخیره سرد، مبرد و مخزن گرم [۳۵] ۴۷
- جدول ۱-۳- مشخصات یک نمونه گردآورنده سهموی خطی [۵۷] ۷۳
- جدول ۱-۴- ضرایب جذب و اتلاف انرژی گردآورنده‌های صفحه تخت [۲۸، ۳۲، ۵۱، ۵۵ و ۵۷] ۸۶
- جدول ۱-۵- سال و روزهای بحرانی مسأله ۹۲
- جدول ۲-۵- مقایسه نتایج حاصل از تعیین شیب بهینه و مقدار تابش ماهیانه با مدل LJ و KT ۹۵
- جدول ۳-۵- ابعاد بخشهای مختلف سردخانه ۹۶
- جدول ۴-۵- ضرایب انتقال حرارت پیشنهادی برنامه حاضر برای سطوح مختلف سردخانه ۹۶
- جدول ۵-۵- فرضیات شبیه‌سازی سیستم جذبی ۹۷
- جدول ۶-۵- خصوصیات نقاط مختلف سیکل جذبی ۱۰۳
- جدول ۷-۵- تغییرات COP ، دمای ژنراتور بهینه ایده‌آل و بارهای اواپراتور و ژنراتور ۱۰۵
- جدول ۸-۵- تغییرات COP ، دمای ژنراتور بهینه طراحی و بارهای حرارتی ۱۰۷
- جدول ۹-۵- نتایج حاصل از بهینه‌سازی بخش خورشیدی بر مبنای پیک بار سردخانه در ۲۲ سپتامبر ۱۰۸
- جدول ۱۰-۵- نتایج کلی بهینه‌سازی سیستم- سیستم مشتمل بر مخزن سرد با هدف تامین پیک بار ۱۱۱
- جدول ۱۱-۵- مشخصات مخزن سرد- با هدف تامین پیک بار در طول روز ۲۲ سپتامبر ۱۱۲
- جدول ۱۲-۵- مقایسه نتایج تغییرات پارامترهای عملکردی سیستم با تنظیم ماهیانه و تنظیم دوره‌ای فشار پایین .. ۱۱۳
- جدول ۱۳-۵- مقایسه نتایج تغییرات پارامترهای عملکردی سیستم با کنترل و تنظیم ماهیانه سیکل گردآورنده و غلظت گلیکول با سیستم پایه ۱۱۴
- جدول ۱۴-۵- مقایسه نتایج کلی حاصل از بهینه‌سازی سیستم با در نظر گرفتن تمامی موارد بررسی شده با سیستم پایه ۱۱۵
- جدول ۱۵-۵- نتایج کلی بهینه‌سازی سیستم پیشنهادی برنامه در طول دوره بر مبنای پیک بار ۱۱۷
- جدول ۱۶-۵- نسبت بهینه حجم مخزن ذخیره به سطح گردآورنده در ۷ ماه بررسی شده در کار حاضر ۱۱۹

فهرست علائم

علائم لاتین

مساحت (m^2)	A
قابلیت هدایت حرارتی ($W/m^2.K$)	C
ظرفیت گرمایی ویژه ($kJ/kg.K$)	C_p
ضریب هدایت حرارتی فیلم هوا ($W/m^2.K$)	f
ضریب انتقال حرارت گردآورنده (W/m^2)	F_R
تابش لحظه‌ای (W/m^2)	G
ثابت خورشیدی	G_{sc}
تابش روزانه (W/m^2)	H
متوسط تابش ماهیانه (W/m^2)	\bar{H}
آنتالپی (kJ/kg)، ساعت خورشیدی	h
تابش ساعتی (W/m^2)	I
شدت نفوذ هوا (L/s)	I.R
قابلیت هدایت حرارتی (W/K)	K
ضریب صافی روزانه هوا	K_T
ضریب صافی ساعتی	k_T
ضریب صافی ماهیانه	\bar{K}_T
جرم (kg)	M,m
دبی جرمی (kg/s)	\dot{m}
تعداد ساعات آفتابی	N
فشار (bar)	P
شدت حرارت انتقال یافته (kW)	Q
کیفیت اشباع	Q_u
رطوبت نسبی (%)	R_H
آنترپی	s
تابش جذب شده توسط گردآورنده (W/m^2)	S
زمان غروب خورشید	ss
زمان طلوع خورشید	sr
درجه حرارت (K)	T
زمان سردسازی (s)	t
دمای خشک هوا ($^{\circ}C$)	Tdb
دمای مرطوب هوا ($^{\circ}C$)	Twb
ضریب کلی انتقال حرارت ($W/m^2.K$)	U
انرژی داخلی (kJ/kg)	u
حجم (m^3)	V
حجم مخصوص (m^3/kg)	v
ضخامت (m)	X
غلظت جرمی	x
کار (kW)	W

علائم یونانی

ضریب جذب صفحه جاذب گردآورنده	α
شیب گردآورنده (درجه)	β
زاویه میل (rad)	δ
بازده	η, ε
ضریب انعکاس محیط	ρ_s
زاویه برخورد (rad)	θ
زاویه سمت الرأس (rad)	θ_z
ضریب عبور پوشش گردآورنده	τ
زاویه ساعت (rad)	ω
زاویه ساعت برای طلوع یا غروب (rad)	ω_s

زیرنویس‌ها

محیط	a
ابزوربر	A
واقعی	act
منبع کمکی ثانویه	Aux
مستقیم	b
گردآورنده، کندانسور، کارنو	C,c
پراکنده، رکتیفایر، طراحی	d
اوپراتور	E
ژنراتور	G
انعکاسی، ژنراتور	g
ساعتی	h
کمیت طرح داخل-کمیت ورودی، ایده‌آل، لایه تانک	i
ورودی	in
بار	Load
برگشتی از سیستم جذبی	Lr
کمیت طرح خارج، کمیت خروجی، محیط، فراجو	O
بهینه	op
خروجی	out
پمپ	p
مبدل حرارتی مبرد	RHE
مبدل حرارتی محلول	SHE
تانک حرارتی	T
سطح شیب‌دار	t
حرارتی	th
مفید	u
آب	w

۱- فصل اول

مقدمه

۱-۱- مقدمه

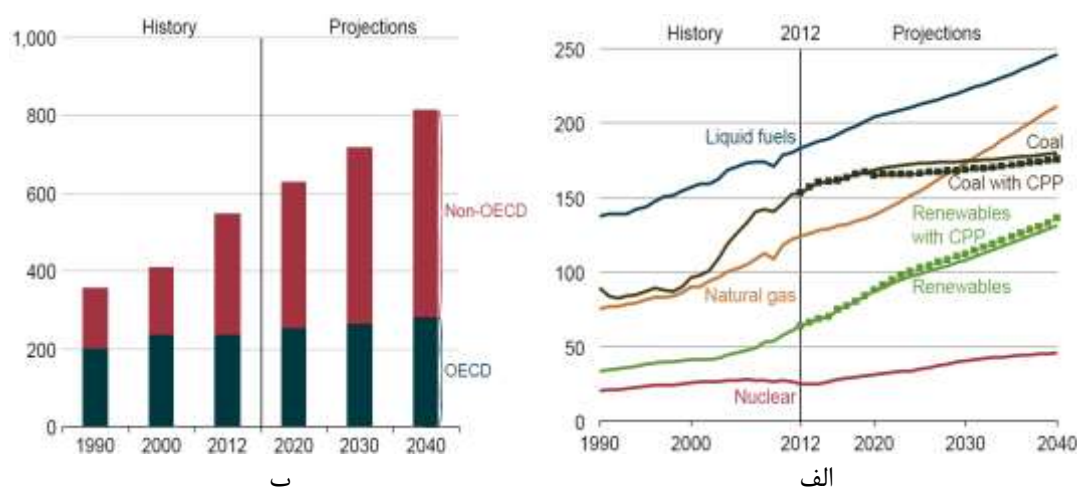
عمده‌ترین دلایل توجه به انرژی‌های تجدیدپذیر در چند دهه‌ی اخیر عبارتند از [۱]:

- ادامه یافتن روند تقاضای اضافی انرژی در پنج دهه آینده و عدم امکان تامین انرژی مورد تقاضا صرفاً از سوخت‌های فسیلی
 - توزیع ناهموار سوخت‌های فسیلی در کشورها برخلاف توزیع انرژی‌های تجدیدپذیر مخصوصاً انرژی خورشیدی
 - مشکلات زیست محیطی ناشی از احتراق سوخت فسیلی در جوامع و عدم امکان جلوگیری از مشکلات زیست محیطی حتی با انجام اقدامات احتیاطی و فن‌آوری تصفیه شده.
- این عوامل باعث شده است که در راستای حفظ محیط زیست و کنترل میزان انتشار آلاینده‌ها، تلاش‌های متعدد و قابل تقدیری در سراسر جهان صورت گیرد و از طرفی سیستم‌های تبرید جذبی با امکان استفاده از انرژی گرمایی، کاهش استفاده از مبردهایی با ترکیبات فرئون و نیز کاهش صدور دی‌اکسیدکربن به عنوان جایگزین سازگار با محیط زیست و مناسب برای سیستم‌های تراکمی مورد توجه قرار بگیرند و توجه به تقابل بین تقاضای سرما و افزایش تابش خورشیدی منجر به تمرکز محققان سراسر جهان به گسترش کاربرد سیستم‌های سرمایش خورشیدی با اهداف تهویه مطبوع گردیده است.
- نتایج مطالعات تئوری و آزمایشگاهی منتشر شده در دهه اخیر نشان دهنده پیشرفت تکنولوژی‌های سرمایش خورشیدی و رقابت‌پذیر کردن این سیستم‌ها با سیستم‌های سرمایشی متداول تراکمی می‌باشد. از زمان ابداع سیکل جذبی، انواع مختلفی از این سیستم‌ها مورد نقد و بررسی محققان و پژوهشگران قرار گرفته‌اند که در این میان سیستم‌های تبرید جذبی خورشیدی با زوج کاری لیتیوم بروماید-آب و آب-آمونیاک بیشتر از انواع دیگر مورد مطالعه قرار گرفته‌اند. در حال حاضر سیستم‌های جذبی آب-آمونیاک با اهداف سرمایشی در درجه حرارت‌های بسیار پایین و در ظرفیت‌های محدود مورد بررسی پژوهشگران قرار گرفته‌اند و یکی از موارد اصلی تحقیق و توسعه سیستم‌های جذبی در حال حاضر استفاده از این گونه چیلرها در مدل‌هایی است که دارای ظرفیت بالاتر و بازدهی حرارتی بهتری می‌باشند.

در ادامه با اشاره به روند افزایشی تقاضای انرژی و خسارات زیست محیطی ناشی از سوخت‌های فسیلی، اهمیت انرژی‌های تجدیدپذیر مطرح گردیده و جایگاه انرژی خورشیدی، تکنولوژی‌های استفاده از انرژی خورشیدی با اهداف سرمایه‌گذاری و سرمایه‌های جذبی به صورت خلاصه تشریح گردیده و سپس تاریخچه مختصری از سیستم‌های جذبی و سیستم‌های جذبی خورشیدی ارائه گردیده و به معرفی تحقیق حاضر پرداخته می‌شود.

۲-۱- روند رو به رشد تقاضای انرژی

با توجه به گزارش منتشر شده توسط EIA^۱ در سال ۲۰۱۶ مقدار مصرف انرژی جهان از quadrillion Btu در سال ۲۰۱۲ با رشد ۴۸ درصدی به ۸۱۵ quadrillion Btu در سال ۲۰۴۰ افزایش خواهد یافت که کشورهای غیر OECD^۲ (سازمان همکاری اقتصادی و توسعه) با رشد ۷۱ درصدی عمده‌ترین کشورهای مصرف‌کننده انرژی به شمار می‌روند. شکل ۱-۱ مصرف جهانی انرژی برای گروه‌بندی ذکر شده کشورهای جهان و میزان مصرف حامل‌های انرژی در سراسر جهان را نمایش می‌دهد [۲].



شکل ۱-۱- الف: میزان مصرف حامل‌های انرژی در جهان، ب: مصرف جهانی انرژی با گروه‌بندی کشورهای جهان [۲]

^۱ - U.S. Energy Information Administration

^۲ - Organization for Economic Cooperation and Development; OECD member countries as of January 1, 2016, were Austria, Australia, Belgium, Canada, Chile, Czech Republic, Denmark, Estonia, Finland, France, Germany, Greece, Hungary, Iceland, Ireland, Israel, Italy, Japan, Luxembourg, Mexico, the Netherlands, New Zealand, Norway, Poland, Portugal, Slovakia, Slovenia, South Korea, Spain, Sweden, Switzerland, Turkey, the United Kingdom, and the United States.

بررسی‌ها نشان می‌دهد که سرانه مصرف نهایی انرژی ایران ۱/۶۱ برابر متوسط سرانه مصرف نهایی جهانی و ۰/۷۳ برابر کشورهای OECD و در بخش‌های کشاورزی، خانگی و عمومی و تجاری، حمل و نقل و صنعت به ترتیب ۳/۱، ۱/۸، ۱/۵ و ۱/۴ برابر متوسط جهانی می‌باشد.

براساس ترازنامه انرژی ایران شاخص سرانه مصرف نهایی انرژی ایران، شدت انرژی بر مبنای عرضه انرژی اولیه و مصرف نهایی انرژی در سال ۱۳۹۳ نسبت به سال ۱۳۹۲ با روندی صعودی به میزان ۳/۵ درصد، ۴/۸ و ۲/۱ درصدی مواجه بوده است [۳].

۱-۳- خسارات زیست محیطی ناشی از سوخت‌های فسیلی

پیش‌بینی می‌شود که ۷۸٪ از انرژی مورد تقاضا در سطح جهان در سال ۲۰۴۰ از سوخت‌های فسیلی تامین گردد و میزان انتشار دی‌اکسیدکربن در کشورهای غیر OECD و کشورهای عضو OECD به ترتیب ۵۱ درصد و ۹ درصد میزان انتشار در سال ۲۰۱۲ باشد [۲].

آلودگی‌های زیست محیطی و جوی در نتیجه بهره‌برداری انسان از سوخت‌های فسیلی بوده و تاثیر فعالیت‌های انسانی در بروز پدیده‌های نامطلوب زیست محیطی شامل گرمایش کره زمین، اثرات گلخانه‌ای، تغییرات آب و هوایی، از بین رفتن لایه اوزون و باران اسیدی در طول تاریخ بشر بی‌سابقه بوده است.

آزمایشات علمی و تحقیقات انجام شده از سال ۱۹۷۰ ارتباط این پدیده‌ها با سوخت‌های فسیلی را آشکار نموده است زیرا مصرف این سوخت‌ها انتشار گازهای گلخانه‌ای مانند دی‌اکسیدکربن (CO₂) و متان (CH₄) و گرم شدن کره زمین را به دنبال دارند [۱].

طبق اطلاع IPCC (کمیته بین‌المللی تغییرات اقلیمی) پیش‌بینی می‌شود که دمای کره زمین در قرن حاضر از ۱٫۱ تا ۶٫۴ درجه سانتیگراد در سطح جهان افزایش یابد و ادامه انتشار گازهای گلخانه‌ای با همین روال و یا بیشتر منجر به گرم شدن کره زمین و بروز تغییرات قابل توجه در سیستم آب و هوایی جهانی در طول بیست سال اول قرن حاضر گردد [۴].

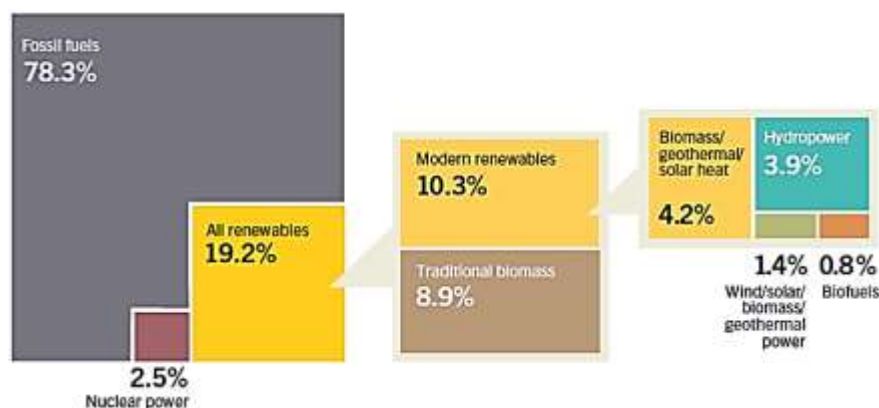
باتوجه به مشاهدات و بررسی‌های دانشمندان در خصوص تخریب لایه ازن از دهه ۷۰ میلادی و نگرانی‌های جهانی در مورد از بین رفتن سپر حفاظتی کره زمین، در سال ۱۹۷۲ جوامع بشری برای نخستین بار طی یک کنفرانس در شهر استکهلم سوئد به مسئله محیط زیست به عنوان یک مسئله در مقیاس جهانی پرداختند که نتیجه آن تشکیل نهادهای محیط زیست در کشورهای مختلف بود. در مارس ۱۹۸۵ کنوانسیون وین در زمینه ضرورت پیش‌بینی راهکارهایی برای پیشگیری از تخریب لایه ازن به دعوت سازمان ملل متحد بین نمایندگان ۲۱ کشور جهان و کشورهای عضو جامعه اروپا در وین تدوین گردید. در سپتامبر ۱۹۸۷ پروتکل مونترال که نمونه‌ای از موفق‌ترین همکاری‌های زیست محیطی بین‌المللی بوده است با هدف حذف مصرف مواد مخرب لایه ازن، امضا و ۲ سال بعد لازم الاجرا گردید. در سال ۱۹۹۲ کنوانسیون ریو با هدف جلوگیری از افزایش درجه حرارت زمین از طریق کنترل انتشار گازهای گلخانه‌ای در ریودوژانیرو امضا گردید و در سال ۱۹۹۷ پیمان کیوتو^۱ که تکمیل‌کننده پیمان ریو بود با هدف کاهش صدور گازهای گلخانه‌ای، در چارچوب سازمان ملل متحد شکل گرفت و طی آن کشورهای صنعتی متعهد شدند که در یک دوره زمانی بین سالهای ۲۰۰۸-۲۰۱۲ میزان انتشار گازهای گلخانه‌ای دی‌اکسیدکربن CO_2 ، متان CH_4 ، نیتروس‌اکساید N_2O ، هیدروفلئوروکربن $HFCs$ ، پرفلئوروکربن $PFCs$ و سولفورگزاکلراید SF_6 را نسبت به سال ۱۹۹۹ تا کمتر از ۰.۵٪ کاهش دهند و به کشورهای در حال توسعه کمک‌های مالی برای افزایش ضریب نفوذ استفاده از انرژی‌های تجدیدپذیر نظیر انرژی خورشیدی و بادی اعطا نمایند.

۱-۴- انرژی‌های تجدیدپذیر

انرژی‌های تجدیدپذیر به منظور از بین بردن مشکلات سوخت‌های فسیلی و انرژی هسته‌ای مانند آلودگی هوا و خسارات زیست محیطی نقش مهمی ایفا می‌کنند. علاوه بر این، این منابع پایان‌ناپذیر می‌باشند.

^۱ - Kyoto Protocol

به نظر می‌رسد انرژی‌های تجدیدپذیر جایگزین بسیار مناسبی برای هر دو سوخت‌های فسیلی و انرژی هسته‌ای باشند. این دلایل کافی‌اند تا فناوری برای بهره‌برداری از این منابع به سرعت رشد کند. بررسی سهم انواع حامل‌های انرژی از انرژی کل مصرفی در سال ۲۰۱۴ مطابق شکل ۱-۲ نشان می‌دهد که ۱۹/۲ درصد از کل انرژی مصرفی در سال ۲۰۱۴ از انرژی‌های تجدیدپذیر تامین گردیده است.



شکل ۱-۲- سهم انرژی تجدیدپذیر بر انرژی کل مصرفی در سال ۲۰۱۴ [۵]

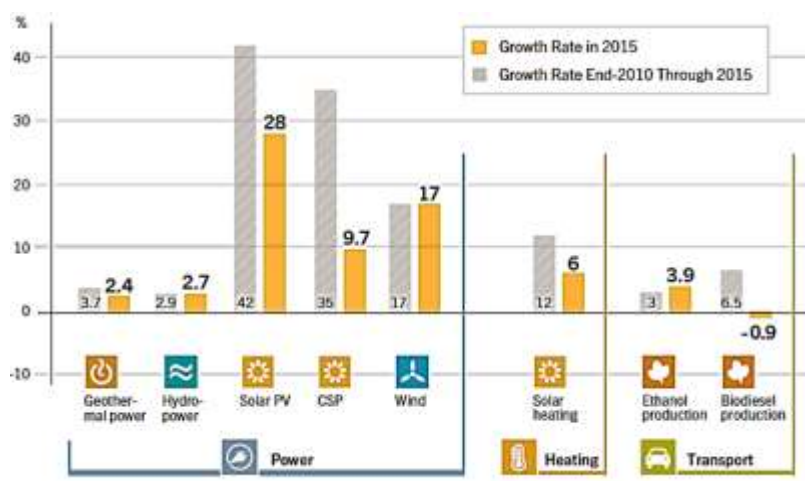
انرژی آبی، انرژی بادی، انرژی خورشیدی، انرژی زمین‌گرمایی، انرژی زیست توده و انرژی امواج و جزر و مد از انواع انرژی‌های تجدیدپذیر می‌باشند.

۱-۵- جایگاه انرژی خورشیدی

انرژی خورشیدی منحصربه‌فردترین منبع انرژی تجدیدپذیر در جهان و منبع اصلی تمامی انرژی‌های موجود در زمین است به گونه‌ای که مقدار انرژی خورشیدی دریافت شده توسط سطح زمین در یک دقیقه بیش از مقدار انرژی مصرفی سالانه کل جمعیت جهان می‌باشد. بهره‌برداری از این انرژی بی‌پایان با افزایش هزینه انرژی منابع متعارف از سال ۱۹۷۰ مورد مطالعه قرار گرفته است [۱]. براساس یک سری محاسبات انجام شده کل انرژی خورشیدی که زمین دریافت می‌کند برابر $10^{17} \times 1/74$ وات ارزیابی گردیده است [۶] در حالیکه کل مصرف جهانی برابر $10^3 \times 1/84$ وات می‌باشد [۷]. بر اساس مطالعات سازمان فضایی ناسا به طور کلی کشور ما از میانگین جهانی دارای شدت تابش بالاتری بوده و در بسیاری از شهرهای کشورمان از تمام شهرهای اروپایی بیشتر می‌باشد [۸].

۱-۶- تکنولوژی استفاده از انرژی خورشیدی

تکنولوژی‌های استفاده از انرژی خورشیدی در تولید برق را می‌توان به دو دسته سیستم‌های فوتوولتاییک (PV^۱) و سیستم‌های متمرکزکننده خورشیدی (CSP^۲) تقسیم کرد که تجاری‌سازی سیستم‌های CSP از سال ۱۹۸۴ با توسعه سیستم‌های SEGS در ایالات متحده آغاز گردید و از سال ۲۰۰۴ در مدت ۵ سال بطور متوسط با روند افزایشی ۵۰٪ رشد یافت و در سال ۲۰۱۳ با ۳۶٪ افزایش نسبت به سال قبل، ظرفیت سیستم‌های CSP نصب شده به بالای ۳,۴ گیگاوات رسید [۹] و در سال ۲۰۱۵ همانگونه که در شکل ۱-۳ نمایش داده شده است ۹/۷ درصد و از سال ۲۰۱۰ تا ۲۰۱۵ برابر ۳۵ درصد رشد یافته است [۵].



شکل ۱-۳- متوسط رشد سالیانه انواع تکنولوژی‌های خورشیدی [۵]

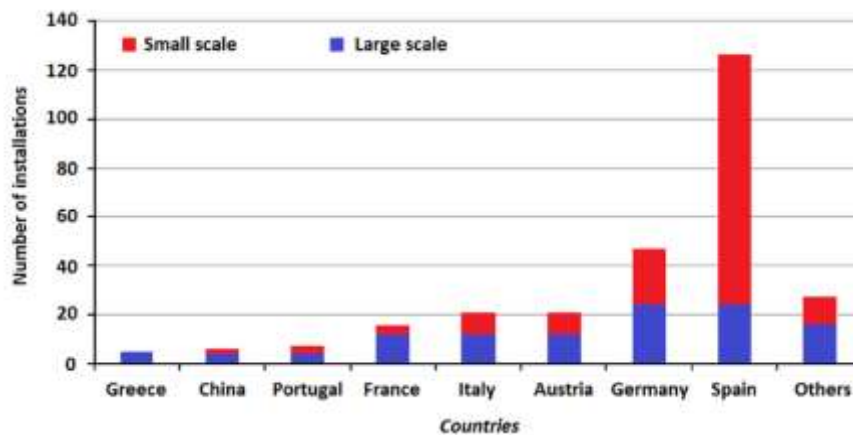
پیش‌بینی می‌شود که در سال ۲۰۵۰ از انرژی خورشیدی، به‌عنوان بزرگترین منبع انرژی در تامین انرژی مصرفی استفاده شود و سیستم‌های PV و CSP به ترتیب ۱۶ و ۱۱ درصد از کل انرژی مصرفی جهانی را فراهم نمایند [۱۰]. لازم به ذکر است که بیشترین پروژه‌های کاربردی در زمینه CSP مربوط به کشورهای اسپانیا و ایالات متحده می‌باشد. از تکنولوژی‌های حرارتی خورشیدی می‌توان در گرمایش آب، گرمایش فضا، سرمایش فضا و تولید حرارت استفاده نمود [۱۱].

^۱ - Photovoltaic

^۲ - concentrated solar thermal

۷-۱- سرمایه‌های خورشیدی

شکل ۴-۱ توزیع تاسیسات خورشیدی نصب شده با اهداف سرمایه‌های در سطح جهان را نمایش می‌دهد.



شکل ۴-۱- توزیع تاسیسات خورشیدی نصب شده با اهداف سرمایه‌های در سطح جهان [۱۲]

افزایش تاسیسات سرمایه‌های خورشیدی نصب شده از ۶۰ دستگاه در سال ۲۰۰۴ به بالای ۱۰۰۰ دستگاه در سال ۲۰۱۳ نشان‌دهنده رشد سریع سیستم‌های مذکور می‌باشد. بر اساس اینکه در راستای کاربرد سیستم‌های خورشیدی، انرژی الکتریکی یا حرارتی مد نظر باشد تکنولوژی سرمایه‌های خورشیدی را می‌توان به دو دسته سیستم‌های PV در تولید برق و ایجاد سرمایه‌های SCP تقسیم کرد که تکنولوژی‌های سرمایه‌های با استفاده از سیستم‌های SCP به دسته‌های کمپرسور گاز، ترموالکتریک پلتیر، ترمواکوستیک، استرلینگ و مغناطیس تقسیم می‌گردد.

مقایسه کارایی سیستم‌های حرارتی/ الکتریکی برای کاربردهای سرمایه‌های نشان می‌دهد که تنها تکنولوژی سیستم‌های PV در مقایسه با گردآورنده‌های حرارتی پیشرفته‌تر می‌باشد و از لحاظ اقتصادی، زیست محیطی و COP، سیستم‌های حرارتی به سیستم‌های PV برتری دارند [۱۳]. (جدول ۱-۱)

جدول ۱-۱- مقایسه کارایی سیستم‌های حرارتی / الکتریکی برای کاربردهای سرمایه‌های [۱۳]

Conversion system	Criteria			
	Technologic maturity	Economic	Environnement	Overall efficiency
Thermal collecor	+++	+++	+++++	++++
PV cells	++++	++	+++	+++

تکنولوژی ایجاد سرمایش با استفاده از سیستم‌های SCP را می‌توان در دو دسته کلی طبقه‌بندی نمود:

▪ سیستم‌های مکانیکی- حرارتی^۱:

این سیستم‌ها در دو گروه فرایند سیکل رانکین-تراکمی و سیکل افشانک بخار قابل تقسیم می‌باشد. در سیستم رانکین-تراکمی انرژی خورشید به انرژی مکانیکی تبدیل می‌شود و سپس توسط یک چیلر تراکمی تهویه مطبوع ساختمان انجام می‌گیرد که در عمل این سیستم گسترش نیافته است. سیکل‌های افشانک بخار در مرحله تحقیق و توسعه قرار دارند و برخی پژوهشگران عملکرد آن را قابل مقایسه با سیستم‌های چیلر جذبی خورشیدی می‌دانند. لازم به ذکر است که این دو سیستم نیاز به تأمین بخار با دمای بالا دارند و معمولاً از گردآورنده‌های سهموی برای این منظور استفاده می‌گردد.

▪ سیستم‌های جذبی

پایه و اساس عمل سرمایش از طریق گرما نوعی فرآیند شیمی-گرمایی می‌باشد. به این منوال که یک ماده نوعاً مایع یا گاز ضمیمه یک جسم جامد و کاملاً متخلخل می‌گردد (Adsorption) و یا توسط یک مایع جذب می‌گردد (Absorption). این نوع سیستم‌ها به خصوص وقتی که یک منبع انرژی ارزان قیمت مانند انرژی خورشیدی، زمین گرمایی و... در اختیار باشد اهمیت پیدا می‌کنند.

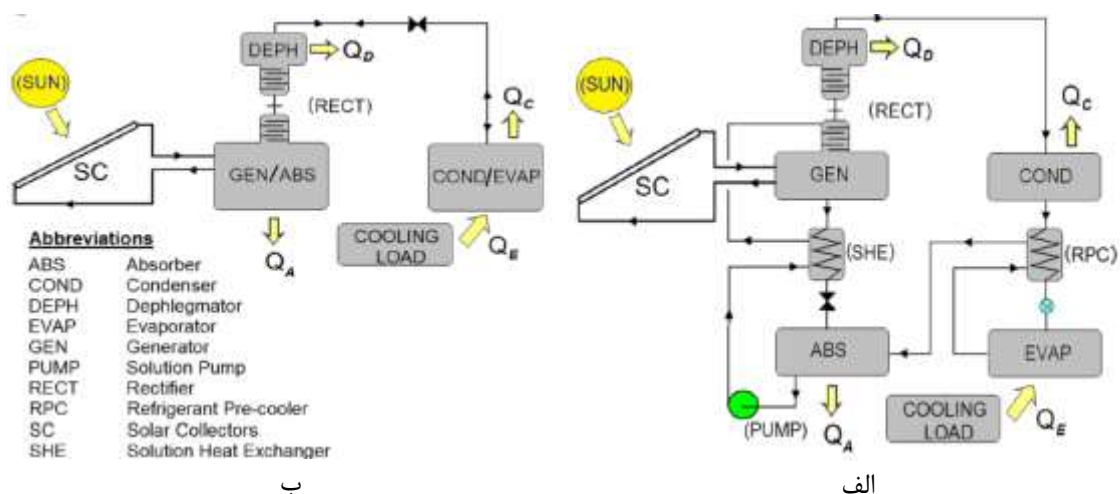
۱-۸- سرمایش جذبی

سرمایش جذبی یکی از فناوری‌های کلیدی در زمینه سرمایش، گرمایش و تأمین نیرو می‌باشد. چرا که این سیستم امکانات قابل توجهی را برای تبدیل گرمای هدر رفته به سرمایش در اختیار می‌گذارد و سرمایش ایجاد شده از این طریق را می‌توان در نگهداری و ارتقای کارایی توربین‌های گازی و ژنراتورهای الکتریکی مورد استفاده قرار داد. چیلرهای جذبی به دلیل سازگاری با محیط زیست و استفاده از انرژی گرمایی به عنوان جایگزین مناسب برای سیستم‌های تراکمی مورد توجه قرار گرفته‌اند.

^۱- Thermomechanical Systems

تاکنون سیستم‌های جذبی خورشیدی مختلفی توسط دانشمندان پیشنهاد شده است که در حالت کلی در دو گروه سیستم‌هایی با عملکرد مداوم^۱ و سیستم‌هایی با عملکرد متناوب^۲ تقسیم‌بندی می‌گردند. فرایند تبخیر در ژنراتور و فرایند جذب در ابزوربر در سیستم‌های نوع اول بطور همزمان و در سیستم‌های نوع دوم بطور متناوب انجام می‌گیرد، لذا در سیستم‌های متناوب ماده جاذب به منظور جذب و احیای مجدد جابه جا نمی‌شود و در همان مکان به تناوب گرم یا سرد می‌شود به همین دلیل نمی‌توان به طور مشخص هر یک از این محفظه‌ها را ابزوربر یا ژنراتور نامید و به علت طبیعت تناوبی این سیستم‌ها امکان استفاده از سیکل آب-آمونیاک با فرایند احیای مبرد در طول روز و فرایند جذب مبرد در طول شب وجود دارد که تحت این شرایط سیکل عملکرد سیستم در طول ۲۴ ساعت کامل می‌گردد. همچنین لازم به ذکر است که فرایند افزایش فشار در سیستم‌های متناوب با حرارت دادن محلول آب-آمونیاک در ژنراتور طی فرایند حجم ثابت صورت می‌گیرد و برخلاف سیستم‌های مداوم نیازی به استفاده از پمپ برای این منظور نمی‌باشد و لذا در این سیستم‌ها نیازی به انرژی الکتریکی نمی‌باشد [۱۴].

شکل ۱-۵ شماتیک سیستم‌های جذبی خورشیدی با عملکرد مداوم و متناوب را نمایش می‌دهد.



شکل ۱-۵- شماتیک سیستم‌های جذبی خورشیدی؛ الف: با عملکرد مداوم، ب: متناوب [۱۴]

^۱ - Continuous operation systems

^۲ - Intermittent operation systems

در سیستم‌هایی جذبی اساساً دو نوع فرایند وجود دارند. سیکل فرآیند بسته و سیکل فرآیند باز که وجه تمایز بین سیکل بسته (چیلرهای ابزورشن و ادزوبشن) با سیکل باز که نوعی از آن روش دسیکنت که برودت زا و رطوبت گیر است می‌باشد در این است که در فرایند سیکل بسته تولید آب سرد در دستور کار قرار دارد، در حالی که در فرآیند سیکل باز، هوا خنک گردیده و رطوبت زدائی انجام می‌گیرد. به طور کلی در مورد سیستم‌های جذبی به تقسیم‌بندی زیر می‌توان اشاره کرد:

▪ چیلرهای جذبی خورشیدی از نوع جاذب مایع^۱:

سیستم تبرید با جاذب مایع اولین نوع از سیستم‌های جذبی خورشیدی بوده که توسط فردیناند کاره معرفی گردید و بعدها اشمیت^۲ [۱۵] سیستم‌های تبرید جذبی خورشیدی را بر اساس بکار بردن جاذب جامد $\text{CaCl}_2/\text{NH}_3$ بهبود بخشید.

این سیستم دارای سیکل بسته مبرد می‌باشد و برای تولید آب سرد استفاده می‌شود. مبرد و جاذب سیکل تبرید به ترتیب آب و محلول لیتیم‌بروماید و یا آمونیاک و آب می‌باشد. تکنولوژی در بازار این چیلرها با توان ۳۵ کیلووات تا حداکثر ۵ مگاوات موجود است.

COP سیستم تک-اثره با زوج کاری لیتیم‌بروماید آب بین $0/6-0/8$ [۱۶ و ۱۷] و با زوج آب-آمونیاک $0/6-0/7$ می‌باشد. دمای لازم برای گرمایش ژنراتور چیلر لیتیم‌بروماید برابر $70-95$ درجه، برای سیستم‌های آمونیاکی در صورت استفاده از ابزوربر و کندانسور خنک شونده با آب و خنک شونده با هوا به ترتیب $95-120$ درجه و $125-170$ درجه سانتیگراد می‌باشد [۱۶] و تکنولوژی خورشیدی لازم، گردآورنده‌های لوله‌ای خلأ می‌باشد.

این نوع سیستم در مقایسه با دیگر سیستم‌های جذبی به لحاظ ساختاری کاملاً پیچیده بوده و پمپ الکتریکی تنها جزء متحرک مکانیکی این سیستم‌ها می‌باشد [۱۸ و ۱۹].

^۱ -Absorption Chillers

^۲ - Wors-Schmidt

▪ چیلرهای جذبی خورشیدی از نوع جاذب جامد^۱:

سیستم‌های جذبی با جاذب جامد که به سیستم‌های سرمایش جذب سطحی موسومند نیز دارای سیکل بسته مبرد می‌باشند و برای تولید آب سرد استفاده می‌شوند. مبرد و جاذب جامد سیکل تبرید آب و سیلیکاژل و یا آمونیاک و نمک می‌باشد. تکنولوژی در بازار این ماشین‌های حرارتی از ظرفیت ۵۰ تا ۴۳۰ کیلووات موجود می‌باشد.

COP این چیلرها کمتر از چیلرهایی با جاذب مایع بوده [۱۲، ۱۳، ۱۶، ۱۸ و ۱۹] و از ۰/۳ تا ۰/۷ متغیر می‌باشد. دمای لازم برای گرمایش ژنراتور در محدوده ۶۰ تا ۹۰ درجه سانتیگراد بوده و تکنولوژی خورشیدی لازم، گردآورنده‌های تخت و گردآورنده‌های لوله‌ای خلأ می‌باشد.

▪ سیستم‌های خنک کننده دسیکنت جامد^۲:

این سیستم‌ها دارای سیکل باز می‌باشند و اساس کار آنها در رطوبت‌زدایی از هوا به وسیله جاذب جامد مانند سیلیکاژل و کلرید لیتیم- سلولز و خنک کردن با تبخیر آب می‌باشد. تکنولوژی موجود بر اساس ساخت چرخ آنتالپی (جهت رطوبت‌زدایی) در دسترس ۵ سازنده اصلی در کشورهای ژاپن، ایالت متحده، سوئد و آلمان قرار دارد.

سیستم‌های دسیکنت جامد با ظرفیت ۲۰ تا ۳۵۰ کیلووات و *COP* بین ۰/۵ تا ۱ عرضه شده‌اند و دمای لازم جهت عملکرد این سیستم بین ۴۵ تا ۹۵ درجه سانتیگراد بوده و توسط تکنولوژی خورشیدی گردآورنده‌های صفحه تخت و گردآورنده‌های هوایی خورشیدی قابل تأمین می‌باشد.

^۱- Adsorption Chillers

^۲- Solid Desiccant Cooling Systems

▪ سیستم‌های خنک کننده دسیکانت مایع^۱:

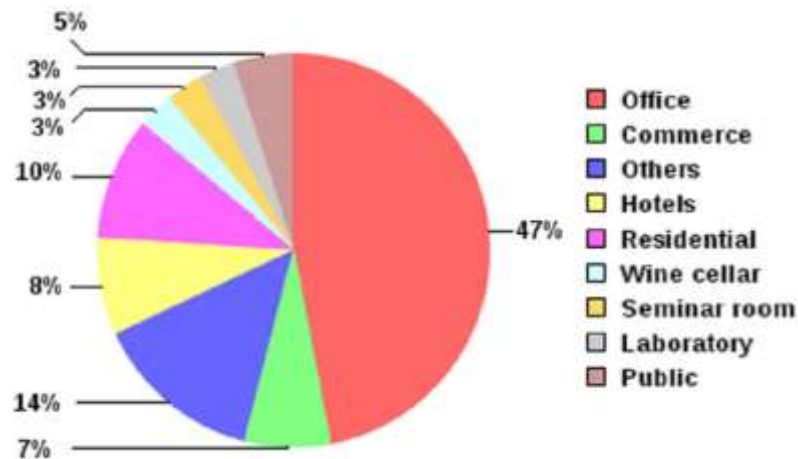
این سیستم‌ها نیز مانند سیستم‌های قبل دارای سیکل باز می‌باشند و همچنین اساس کار آنها در رطوبت‌زدایی از هوا به وسیله جاذب مایع مانند محلول آب و کلرید کلسیم و یا محلول آب و کلرید لیتیم و خنک کردن با تبخیر آب می‌باشد. تکنولوژی این سیستم در حال توسعه و تحقیق در کشورهای آلمان و ایالات متحده می‌باشد و هنوز به تولید صنعتی نرسیده است. COP این سیستم کمتر از ۱ و دمای لازم جهت عملکرد بین ۴۵ تا ۷۰ درجه سانتیگراد می‌باشد و توسط گردآورنده‌های صفحه تخت و گردآورنده‌های هوایی خورشیدی قابل تأمین می‌باشد. در جدول ۱-۲ مزایا و معایب سیستم‌های معرفی شده مورد مقایسه قرار گرفته است.

جدول ۱-۲- مقایسه مزایا و معایب انواع سیستم‌های جذبی [۱۲]

معایب	مزایا	نوع سیستم
	<ul style="list-style-type: none"> ▪ کارکرد بیصدا 	
	<ul style="list-style-type: none"> ▪ قابلیت اطمینان بالا 	
<ul style="list-style-type: none"> ▪ هزینه نصب بالا و فضای نصب بزرگ در سیستم‌هایی با عملکرد مداوم 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ بدون نیاز به انرژی کمکی در سیستم‌های کوچک 	جاذب مایع
<ul style="list-style-type: none"> ▪ سیستم کاملاً پیچیده و نیاز به دانش پیشرفته برای تعمیر و نگهداری 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ سادگی مکانیزم کنترل ظرفیت 	
<ul style="list-style-type: none"> ▪ انتشار حرارت بالا به محیط 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ پیاده‌سازی ساده‌تر ▪ تأمین درجه حرارت پایین 	
<ul style="list-style-type: none"> ▪ پایین بودن ضریب هدایت حرارتی ماده جاذب ▪ حساسیت بیشتر به دمای پایین در طول شب ▪ عملکرد متناوب در سیستم پایه ▪ حجیم بودن دستگاه 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ هزینه‌های نگهداری کم ▪ بدون قطعات متحرک ▪ دمای تحریک پایین 	جاذب جامد
<ul style="list-style-type: none"> ▪ طراحی دشوار برای کاربردهای کوچک و استراتژی کنترل پیچیده به ویژه در مناطق مرطوب 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ استفاده از آب به‌عنوان سیال کاری که از نظر زیست محیطی کاملاً بی‌خطر است 	
<ul style="list-style-type: none"> ▪ مشکل کریستالیزاسیون در سیستم‌های دسیکانت مایع 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ قابلیت یکپارچه شدن با یک سیستم تهویه و گرمایش 	دسیکانت
<ul style="list-style-type: none"> ▪ نیاز به رطوبت زدا ▪ نیاز به تعمیر و نگهداری اجزای دوار (مانند چرخ دسیکانت و مولد حرارت محسوس) 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ انتشار حرارت کم به محیط (در مورد سیستم دسیکانت مایع) 	

^۱- Liquid Desiccant Cooling Systems

بررسی تاسیسات خورشیدی نصب شده در نقاط مختلف اروپا از جمله کشورهای آلمان، یونان، اسپانیا و اتریش نشان می‌دهد که در ۱۳ مورد از ۵۷ مورد تاسیسات خورشیدی نصب شده اهداف سرمایه‌گذاری مورد نظر بوده است [۲۰]. در شکل ۱-۶ کاربری‌های مختلف سیستم‌های سرمایه‌گذاری نمایش داده شده است.



شکل ۱-۶- کاربری‌های مختلف سیستم‌های سرمایه‌گذاری [۲۰]

بررسی درصد کاربرد سیستم‌های جذبی خورشیدی معرفی شده نشان می‌دهد که از ۲۶۹ مورد تاسیسات جذبی بررسی شده (به ترتیب ۱۱۳ و ۱۵۶ مورد در مقیاس بزرگ و کوچک بوده است)، به ترتیب ۸۲ و ۱۱ درصد از سیستم‌های جذبی با جاذب مایع و جاذب جامد در مقیاس بزرگ و کوچک و ۷ درصد و فقط در سیستم‌هایی با مقیاس بزرگ از سیستم‌های دسیکنت استفاده گردیده است [۱۲].

۹-۱- تاریخچه

با توجه به ارتباط مسأله با مباحث مرتبط با سیستم‌های جذبی و انرژی خورشیدی در ادامه تاریخچه مختصری از هر یک از مباحث مذکور و در نهایت تاریخچه سیستم‌های جذبی-خورشیدی اجمالا بررسی می‌گردد.

۱-۹-۱- تاریخچه سیستم‌های جذبی

در سال ۱۸۳۴ اولین ماشین تبرید دستی در انگلستان تحولی در صنعت تبرید به وجود آورد، قبل از آن میشل فاراده در سال ۱۸۲۴ یک سلسله آزمایشات برای تبدیل بعضی گازهای پایدار به مایع انجام داد که مبنای کار ماشین‌های جذبی قرار گرفت.

در سال ۱۸۵۱ یک مخترع آمریکایی یک ماشین یخ ساز با مبرد هوا ساخت و در سال ۱۸۵۹ سیکل جذبی آب-آمونیاک توسط فردیناندکاره مورد استفاده قرار گرفت.

در سال ۱۸۶۰ اولین ماشین اتر سولفوریک برای ایجاد برودت در صنایع نوشابه‌سازی در استرالیا ساخته شد بعدها در سال ۱۸۸۰ اولین کارخانه یخ مصنوعی ساخته شد و این کارخانه اولین قدم در عمومی‌سازی صنعت تبرید بود.

در سال ۱۸۹۰ تبرید تراکمی و جذبی رواج یافت و با اختراع و پیشرفت موتورهای الکتریکی و همچنین تهیه مبردهای بی‌خطر تولیدات صنایع تبرید و تهویه مطبوع به نقطه اوج خود رسید [۲۱].

۱-۹-۲- تاریخچه سیستم‌های جذبی خورشیدی

در اواخر دهه ۱۹۷۰ اولین سیستم جذبی خورشیدی توسط آرکلا و کریر ساخته شد که از آب و لیتیم‌بروماید به‌عنوان جاذب استفاده می‌نمود. مدتی بعد کریر سیستم جذبی دیگری ساخت که حرارت مورد نیاز آن از یک گردآورنده خورشیدی با دمای آب ۸۲ درجه سانتیگراد تامین می‌گردید.

اولین چیلر جذبی خورشیدی در سال ۱۹۷۷ توسط شرکت یازاکی ژاپن با ظرفیت‌های ۳۵، ۷۰ و ۱۰۵ کیلووات به بازار عرضه شد. ظرفیت ۳۵ کیلووات آن در جهان بیشترین تقاضا را داشته است در اروپا نیز عرضه کنندگان چیلرهای جذبی خورشیدی، بیشتر از کشورهای آلمان و اسپانیا می‌باشند و بیشترین تقاضا در این کشورها ۱۰-۵ کیلووات است.

روند توسعه سیستم‌های جذبی خورشیدی با مشاهده تحقیقات انجام شده در چند کشور از سال ۲۰۰۳ به وضوح قابل رویت می‌باشد که در بخش ادبیات تحقیق به تفصیل بحث گردیده است.

۱-۱۰- معرفی تحقیق حاضر

با مطالعه آثار ارائه شده توسط پژوهشگران سراسر جهان در ادبیات تحقیق روشن می‌گردد که بیشتر این پژوهشگران با توجه به این نکته که تقاضای سرمایه‌ی و تابش خورشیدی هر دو در فصول گرم به اوج می‌رسند کاربرد این سیستم‌ها با اهداف تهویه مطبوع را مورد مطالعه قرار داده‌اند و به عملکرد ۲۴ ساعته این سیستم‌ها در تمامی ماه‌های سال با اهداف صنعتی کمتر توجه نموده‌اند.

این پایان‌نامه با توجه به این نکته که بار برودتی سردخانه در دوره ورود میوه به سردخانه ماکزیمم می‌گردد و در این دوره نیز بسته به نوع میوه و زمان برداشت آن، می‌توان تا حدی از تابش خورشیدی استفاده نمود ایده استفاده از سیستم‌های تبرید جذبی خورشیدی در سردخانه‌ها را مطرح نموده و با توسعه یک برنامه کامپیوتری جامع با نرم افزار MATLAB و EES و با استفاده از اطلاعات ۲۰ ساله آب و هوایی به مدل‌سازی، شبیه‌سازی و بهینه‌سازی سیستم تبرید جذبی تک-اثره آب-آمونیاک متداول با گردآورنده‌های صفحه تخت و لوله‌ای خلأ، امکان استفاده از این سیستم‌ها با اهداف سردخانه‌ای و دیگر اهداف صنعتی را بررسی می‌نماید.

برنامه جامع توسعه داده شده مجموعه‌ای از چندین مدل کامپیوتری با اهداف جزئی زیر می‌باشد:

- طراحی بهینه و تعیین دقیق بارهای برودتی روزانه و ساعتی مجتمع سردخانه‌ای
- برآورد مقادیر تابش مستقیم، پراکنده و کلی بر روی سطوح افقی، شیب دار و سطوح گردآورنده‌ها
- محاسبه تابش دریافتی و جذب شده توسط گردآورنده‌های مذکور و شیب بهینه نصب گردآورنده
- مدل‌سازی، شبیه‌سازی، بهینه‌سازی و پیش‌بینی ساعتی عملکرد سیستم‌های جذبی آب-آمونیاک تک-اثره متداول تحت شرایط مختلف و بررسی تاثیر تمامی پارامترهای موثر بر COP سیستم
- تعیین مقادیر بهینه مساحت مورد نیاز گردآورنده‌ها، حجم تانک ذخیره حرارتی لایه‌بندی شده، دبی جرمی سیال عامل گردآورنده و سیکل تبرید و دمای اولیه تانک ذخیره و دمای تنظیم عملکرد منبع کمکی ثانویه برنامه جامع و مدل‌های کامپیوتری مذکور می‌تواند به‌عنوان ابزار مفیدی در ارائه سریع‌تر و دقیق‌تر نتایج و داده‌ها در اختیار کارشناسان و پژوهشگران فعال در این زمینه قرار گیرد.

۱-۱۰-۱- جنبه‌های نوآوری تحقیق حاضر

به طور خلاصه جنبه‌های نوآوری تحقیق حاضر عبارتند از:

- بررسی امکان استفاده از سیستم‌های مذکور با اهداف سردخانه‌ای و دیگر اهداف صنعتی
- امکان انجام محاسبات و تحلیل‌ها
 - بر پایه بار متوسط یا ماکزیمم بار ساعتی سردخانه حسب نظر کاربر
 - بر پایه میانگین بار ساعتی سردخانه و استفاده از مخازن ذخیره سرد
 - امکان تنظیم ماهیانه و یا دوره‌ای فشار پایین سیستم جذبی
 - امکان استفاده متناوب از مبدل گردآورنده در ماه‌های مختلف دوره
- در نظر گرفتن تمهیدات لازم به منظور تعمیم برنامه به دیگر مناطق جهان

۱-۱۰-۲- ساختار کلی تحقیق حاضر

به طور خلاصه ساختار کلی تحقیق حاضر به صورت زیر می‌باشد:

- در فصل دوم تعاریف، اصول و مبانی تئوری مرتبط با تحقیق تشریح گردیده و مروری بر مرتبط ترین فعالیت‌های انجام گرفته در رابطه با موضوع پژوهش حاضر، ارائه می‌گردد.
- در فصل سوم، معادلات حاکم بر محاسبات سردخانه، تابش خورشیدی، گردآورنده‌های خورشیدی، سیستم‌های تبرید جذبی و تحلیل عملکرد سیستم‌های جذبی-خورشیدی ارائه می‌گردد.
- در فصل چهارم به تشریح کامل فرضیات، الگوریتم و روش تحقیق حاضر پرداخته می‌شود.
- در فصل پنجم نتایج حاصل برای یک مطالعه موردی ارائه شده، تاثیر پارامترهای مختلف بر عملکرد سیستم بررسی گردیده و صحت نتایج به دست آمده مورد ارزیابی قرار می‌گیرد.

۲- فصل دوم

مبانی تئوری مرتبط

و پیشینه تحقیق

۲-۱- مقدمه

با توجه به اینکه پژوهش حاضر با مباحث متنوعی در ارتباط می‌باشد لذا در ادامه مبانی تئوری مرتبط اجمالا تشریح گردیده و به تعدادی از مرتبط ترین فعالیت‌های انجام گرفته در این زمینه اشاره می‌گردد.

۲-۲- مبانی تئوری مرتبط با تحقیق

در ادامه مبانی تئوری سیستم‌های جذبی و گردآورنده‌های خورشیدی تشریح گردیده و ضمن ارائه شرح مختصری از اصول عملکرد سیستم جذبی خورشیدی، تجهیزات اضافی این سیستم‌ها بررسی می‌گردد.

۲-۲-۱- مبانی تئوری سیستم‌های تبرید جذبی

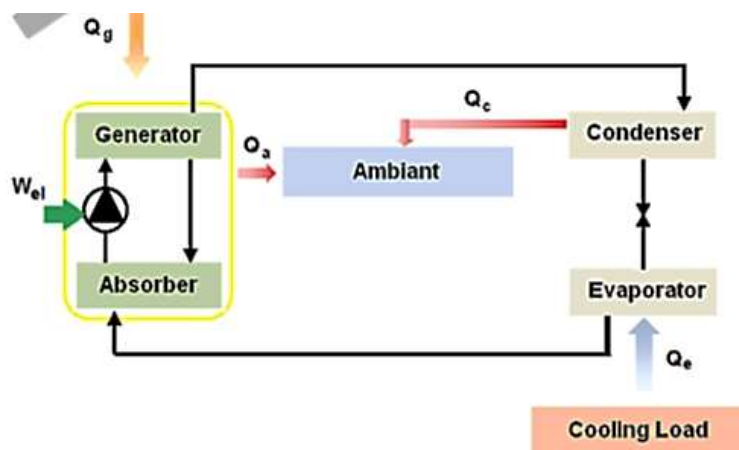
عملکرد چیلرهای جذبی به لحاظ گردش مبرد در یک سیکل، تقطیر مبرد گازی در کندانسور، جریان یافتن مبرد فشار پایین از اواپراتور و فشار بالا از کندانسور و استفاده از گرمای فضای مورد نظر برای تبخیر مبرد در فشار پایین مشابه با عملکرد چیلرهای تراکمی رایج بوده و از مهمترین مزایای سیستم‌های جذبی نسبت به سیستم‌های تراکمی می‌توان به موارد زیر اشاره کرد:

- صرفه جویی در مصرف انرژی الکتریکی، هزینه خدمات برق و هزینه تجهیزات برق اضطراری
- صرفه جویی در هزینه اولیه دیگ‌های بخار یا آب گرم مورد نیاز و بهبود راندمان دیگ‌ها
- کاهش هزینه‌های کارکردی و بازگشت سرمایه گذاری اولیه با شرایط مطلوب
- کاهش صدا و ارتعاشات
- حذف مخاطرات زیست محیطی ناشی از مبردهای مضر از قبیل HCFC یا CFC
- کاستن از میزان تولید گازهای گلخانه‌ای و آلاینده‌ها

از معایب سیستم‌های تبرید جذبی می‌توان به بزرگ بودن فضای اشغال شده، پیچیده و گران بودن آنها اشاره نمود که از لحاظ اقتصادی زمانی این سیستم‌ها قابل استفاده می‌باشند که یک منبع گرمایی ارزان قیمت و لایزال مانند انرژی خورشیدی در دسترس باشد.

۲-۱-۱-۲- عملکرد سیستم و سیکل سرمایش

اساس عملکرد سیستم‌های تبرید جذبی جذب مبرد توسط یک ماده واسطه است و بین سیکل سرمایشی تراکمی و جذبی دو اختلاف اساسی وجود دارد. اولاً اینکه در سیکل سرمایش جذبی^۱ به جای یک سیال از دو سیال جاذب و مبرد استفاده می‌شود به علاوه در حالی که انرژی ورودی لازم در سیکل تراکمی با کار مکانیکی کمپرسور تامین می‌شود انرژی ورودی سیکل تبرید جذبی به صورت حرارت است و مستقیماً به ژنراتور داده می‌شود. در سیکل جذبی کمپرسور جای خود را به ابزوربر^۲، پمپ و ژنراتور^۳ داده است [۱۴ و ۲۲] و تمام وظایفی را که کمپرسور در سیکل تراکمی به عهده دارد (افزایش فشار بخار مبرد خروجی از اواپراتور تا فشار ورودی کندانسور) در سیکل جذبی توسط اجزای مذکور انجام می‌گیرد و ماهیت عملکرد اواپراتور و کندانسور در چیلرهای جذبی مشابه چیلرهای تراکمی است با این تفاوت که در چیلرهای جذبی لیتیم بروماید-آب هر دو فشار اواپراتور و کندانسور زیر فشار جو است. شماتیک واحد جذبی ابتدایی در شکل ۱-۲ نمایش داده شده است.



شکل ۱-۲- شماتیک واحد جذبی ابتدایی [۱۳]

در سیکل جذبی ماده مبرد در محفظه اواپراتور که دارای فشار کمی است با جذب گرما تبخیر می‌شود. ماده جاذب موجود در ابزوربر، بخار مبرد را جذب می‌کند تا فشار محفظه اواپراتور زیاد نشود.

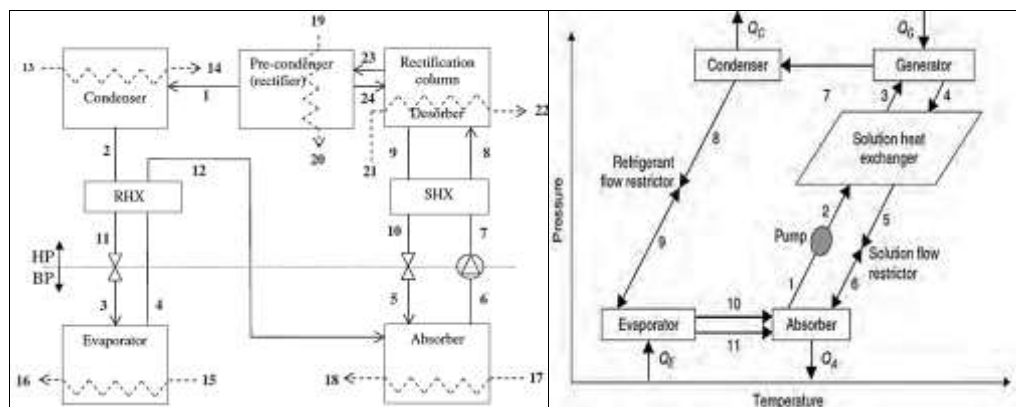
^۱ -Absorption Refrigeration Cycle

^۲ -Absorber

^۳ -Generator

جذب مبرد توسط ماده جاذب شبیه عملکرد سمت مکش کمپرسور در سیکل تراکمی است. ماده جاذب پس از جذب مبرد به تدریج رقیق گردیده و محلول رقیق برای غلیظ سازی به کمک یک پمپ الکتریکی به ژنراتور فرستاده می‌شود. در ژنراتور، محلول رقیق با جذب گرما غلیظ شده و ماده مبرد از جاذب جدا گردیده و محلول مشابه با عملکرد دهش کمپرسور و سمت فشار بالای سیکل تراکمی به منظور تقطیر به کندانسور جریان می‌یابد در کندانسور مبرد با از دست دادن گرما بار دیگر تبدیل به مایع می‌شود. مبرد مایع پس از خروج از کندانسور به منظور کاهش فشار از وصاله انبساطی عبور می‌نماید. با ورود مبرد به اوپراتور، سیکل با جذب گرما و تبخیر دوباره از سر گرفته می‌شود.

از زمان ابداع سیکل جذبی پیکربندی‌های متنوعی با تغییر در اجزا و نحوه گردش سیال در سیستم، مورد مطالعه، بحث و بررسی قرار گرفته است که ساده‌ترین و ابتدایی‌ترین سیکل جذبی و شماتیک کلی سیستم جذبی به ترتیب در شکل ۲-۱ نمایش داده شد. روشن است که محلول رقیق پمپ شده به ژنراتور دارای دمای کمتر و در عین حال محلول غلیظ برگشتی به ایزوربر دارای دمای بیشتری است از طرفی دیگر، گرم بودن محلول ورودی به ژنراتور فرایند تغلیظ را آسان‌تر و خنک بودن محلول غلیظ نیز موجب تسهیل فرایند جذب در ایزوربر می‌شود بنابراین برای ایجاد شرایط بهتر برای هر دو محلول از یک مبدل حرارتی که پیش‌خنک‌کن نامیده می‌شود در حد فاصل ایزوربر و ژنراتور استفاده می‌شود تا تعادل گرمایی برقرار شده و محلول رقیق تا حدی گرم و محلول غلیظ تا حدودی خنک شود. در شکل ۲-۲ سامانه جذبی لیتیوم بروماید-آب و آب-آمونیاک با مبدل حرارتی نمایش داده شده است.



شکل ۲-۲- سامانه جذبی با مبدل حرارتی؛ سمت راست: لیتیوم بروماید-آب [۲۳]، سمت چپ: آب-آمونیاک [۲۴]

مطالعات آزمایشگاهی نشان می‌دهد که استفاده از مبدل حرارتی محلول در سیستم‌های لیتیوم بروماید-آب منجر به افزایش ۶۰ درصدی COP سیستم می‌گردد [۲۵] و مبدل حرارتی مبرد تأثیر چندانی بر عملکرد سیکل‌های لیتیوم بروماید-آب ندارد.

توضیح این نکته ضروری است که در اغلب چیلرهای جذبی مدار آب برج خنک کننده بین ابزوربر و کندانسور مشترک و به گونه‌ای است که ابتدا آب برج خنک کننده وارد ابزوربر شده و پس از آن وارد کندانسور می‌شود. در برخی مدل‌ها ممکن است ابزوربر و کندانسور هر یک برج‌های جداگانه ویژه خود را داشته باشند.

۲-۱-۲-۲- دسته بندی‌های مختلف سیکل جذبی

سیکل‌های جذبی بر اساس پارامترهای مختلفی دسته بندی می‌گردند:

- طبقه بندی از نظر ماده مبرد و جاذب: چیلرهای جذبی از نظر جاذب-مبرد، به چیلرهای جذبی با جاذب جامد مانند سیستم‌های سلیکاژل-آب و چیلرهای جذبی با جاذب مایع مانند سیستم‌های لیتیوم بروماید-آب و نیز آب - آمونیاک تقسیم می‌شوند.
- طبقه بندی سیکل‌های سرمایه‌گذاری از لحاظ ساختاری و تعداد ژنراتورها: چیلرهای جذبی از لحاظ تعداد ژنراتورهای آنها به دو دسته‌ی کلی چیلرهای جذبی تک اثره و چیلرهای جذبی دو اثره تقسیم می‌گردند که تفاوت آنها در تعداد ژنراتورها می‌باشد.
- طبقه بندی بر اساس نحوه گرمایش ژنراتور: چیلرهای جذبی تک اثره براساس چگونگی گرمایش و حرارت دادن ژنراتورهای آنها به ۳ دسته‌ی کلی چیلرهای جذبی شعله مستقیم، چیلرهای جذبی با تغذیه آب داغ یا بخار و چیلرهای جذبی با تغذیه آب گرم تقسیم می‌گردند.
- طبقه بندی براساس نحوه سرد شدن کندانسور و ابزوربر: با توجه به امکان استفاده از هوا در فرایند خنک کردن ابزوربر و کندانسور در سیستم‌های آب-آمونیاک با ظرفیت محدود، این سیستم‌ها از نظر نحوه سرد کردن ابزوربر و کندانسور به سیستم‌های خنک شونده با آب یا هوا تقسیم می‌گردند.

عملکرد یک سیستم جذبی به شدت وابسته به خواص شیمیایی و ترمودینامیکی سیال کاری می‌باشد [۲۶] در حال حاضر زوج‌های لیتیم بروماید-آب و آب-آمونیاک مناسب‌ترین زوج‌های مورد استفاده در سیستم‌های سرمایش جذبی با جاذب مایع هستند و بر همین اساس می‌توان سیستم‌های سرمایش جذبی را از نظر نوع ماده جاذب-مبرد در دو گروه لیتیم بروماید-آب و آب-آمونیاک طبقه بندی نمود.

▪ سیستم‌های جذبی لیتیوم بروماید-آب

این سیستم‌ها به طور وسیعی در کاربردهای تهویه مطبوع و سایر کاربردهای تبرید با دمای بالا مورد استفاده قرار می‌گیرند از معایب این سیستم‌ها عدم امکان عملکرد سیستم در تامین سرمایش در فضاهاى زیر ۵ درجه سانتیگراد می‌باشد [۱۶].

▪ سیستم‌های جذبی آب-آمونیاک

استفاده از آمونیاک و آب به عنوان ماده مبرد و جاذب نسبت به زوج لیتیم بروماید-آب قدمتی دیرینه‌تر دارد. این سیستم‌ها به طور وسیعی در یخچال‌های خانگی، سیستم‌های تجاری و صنعتی که دمای اواپراتور آنها نزدیک دمای انجماد یا زیر صفر درجه سانتیگراد می‌باشد مورد استفاده قرار می‌گیرند. به طور معمول کندانسور واحدهای آمونیاکی با آب خنک می‌شود اما در ظرفیت‌های پایین امکان استفاده از هوای خنک نیز وجود دارد.

عیب اصلی این سیستم‌ها فرار بودن جاذب (آب) می‌باشد به این ترتیب مقدار قابل ملاحظه‌ای بخار آب به همراه بخار مبرد (آمونیاک) خروجی از ژنراتور خارج می‌شود که اگر این بخار آب به کندانسور رفته و وارد اواپراتور شود دمای اواپراتور را افزایش می‌دهد و با خارج نمودن مبرد تبخیر نشده از اواپراتور، اثر تبرید را کاهش می‌دهد. بنابراین پیکربندی سیستم‌های آمونیاکی به علت لزوم در نظر تجهیزات اضافی جهت خالص سازی بخار آمونیاک پیچیده‌تر از سیستم‌های لیتیوم بروماید می‌باشد [۱۶].

این تجهیزات عبارت است از یک تجزیه کننده^۱ و یک اصلاح کننده^۲. تجزیه کننده که در اصل برج تقطیر می باشد در قسمت فوقانی ژنراتور نصب می شود و بخار آب و آمونیاک خروجی از ژنراتور با عبور از آن سرد و بخار آب تقطیر شده و با دمای اشباع به ژنراتور می چکد و بخار آمونیاک از قسمت فوقانی دستگاه تجزیه خارج و وارد اصلاح کننده می شود. اصلاح کننده یا رکتیفایر با اعمال تاثیری مشابه با عملکرد خنک کردن مبرد توسط کندانسور با ظرفیت کمتر، با تقطیر و برگشت دادن درصدی از بخار آب مخلوط شده با آمونیاک منجر به خالص سازی مبرد می گردد [۲۷].

مشاهده می شود که در آرایش این سیستم ها از مبدل حرارتی مبرد در بالای اواپراتور استفاده می شود تا از این طریق کسری از گرمای مبرد قبل از تبخیر در اواپراتور دریافت گردیده و راندمان سکیل افزایش یابد. همچنین در سیستم های آمونیاکی به منظور بهبود بخشیدن کارایی سیکل و افزایش COP سیستم می توان از حرارت اتلافی رکتیفایر در پیش گرم کردن کسری از جریان محلول قوی قبل از ورود به ژنراتور بهره برد [۲۸].

▪ مقایسه سیستم های جذبی لیتیوم بروماید-آب و آب-آمونیاک

مقایسه سیستم های جذبی آب-آمونیاک و لیتیوم-بروماید به صورت خلاصه در جدول ۱-۲ ارائه شده است.

جدول ۱-۲ - مقایسه سیستم های جذبی آب-آمونیاک و لیتیوم-بروماید [۱۹]

مزایا	معایب	زوج کاری
<ul style="list-style-type: none"> ▪ کارکرد تحت دمای اواپراتور زیر صفر درجه 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ سمی و خطرناک برای سلامتی ▪ نیاز به ستون تقطیر و اصلاح کننده ▪ فشار کاری بالا 	آب-آمونیاک
<ul style="list-style-type: none"> ▪ فشار کاری پایین ▪ دوستدار محیط زیست و بی ضرر ▪ گرمای نهان تبخیر بالا 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ مشکل کریستالیزاسیون ▪ نسبتا گران (لیتیم بروماید) 	لیتیم بروماید-آب

^۱- Analyzer or Rectification column

^۲- Rectifier or Dephlegmator

۲-۲-۲- مبانی تئوری گردآورنده‌های خورشیدی

گردآورنده‌های خورشیدی بر اساس فرایند جذب تابش به دسته‌های متمرکزکننده و غیرمتمرکزکننده و براساس نحوه عملکرد و ردیابی پرتوهای خورشید به گردآورنده‌های ثابت، گردآورنده‌هایی با قابلیت ردیابی تک محوره و دو محوره تقسیم می‌شوند.

۲-۲-۲-۱- گردآورنده‌های ثابت

این گردآورنده‌ها با یک شیب ثابت رو به خط استوا نصب می‌شوند به طوری که در نیمکره شمالی به رو به جنوب و در نیمکره جنوبی رو به شمال قرار می‌گیرند. زاویه شیب مناسب برای این گردآورنده‌ها بستگی به موقعیت مسأله و دوره‌ای از سال که عملکرد سیستم مد نظر می‌باشد دارد و معمولاً به منظور استفاده از سیستم در تمام طول سال، برابر با عرض جغرافیایی منطقه و در تابستان و زمستان ۵ تا ۱۰ درجه به ترتیب کمتر و بیشتر از عرض جغرافیایی منطقه در نظر گرفته می‌شود. گردآورنده‌های صفحه تخت^۱، گردآورنده‌های لوله‌ای خلأ^۲ و متمرکزکننده‌های سهموی مرکب نمونه‌هایی از این نوع گردآورنده‌ها هستند که می‌توانند در چیلرهای تک-اثره و دو-اثره به‌عنوان منبع حرارتی به کار روند.

۲-۲-۲-۲- گردآورنده‌های متمرکزکننده و ردیاب تک محوره

متمرکزکننده‌های ردیاب تک محوره با چرخش حول محور کانونی و تعقیب پرتوهای مستقیم خورشیدی، زاویه برخورد تابش را کاهش داده و منجر به دریافت تابش بیشتر توسط صفحات گردآورنده و انعکاس تابش بر سطح دریافت کننده می‌گردند. مکانیزم ردیابی این متمرکزکننده‌ها به گونه‌ای است که با چرخش حول یک محور کانونی و تعقیب پرتوهای مستقیم خورشیدی حول این محور طولی، اشعه خورشید را در امتداد یک خط کانونی متمرکز می‌نمایند.

^۱ - Flat Plate Collectors (FPC)

^۲ - Evacuated tube collector (ETC)

متمرکزکننده‌های خطی فرسnel^۱ و سهموی خطی^۲ نمونه‌هایی از این نوع گردآورنده‌ها هستند که در تامین گرمایش فرایندهای صنعتی، چیلرهای جذبی خورشیدی^۳ و^۲ اثره، آب گرمکن های تجاری و مولدهای قدرت کوچک کاربرد دارند.

۲-۲-۳-۳- گردآورنده‌های متمرکزکننده دو محوره

مکانیزم ردیابی این متمرکزکننده‌ها، قابلیت تمرکز اشعه خورشید در یک نقطه کانونی و تامین دما و حرارت‌های بالا توسط این نوع گردآورنده‌ها را فراهم می‌نماید. منعکس کننده بشقابک سهموی^۳ و دریافت کننده مرکزی^۴ نمونه‌هایی از متمرکزکننده‌های ردیاب دو محوره می‌باشند که عمدتاً با کاربردهای نیروگاهی مورد استفاده قرار می‌گیرند.

۲-۲-۴- مقایسه عملکرد و کارایی گردآورنده‌های خورشیدی

مشخصات و محدوده دماهای کاری انواع گردآورنده‌ها در جدول ۲-۲ ارائه گردیده است:

جدول ۲-۲- مشخصات و محدوده دماهای کاری انواع گردآورنده‌ها [۲۹]

محدوده دمایی (سانتیگراد)	نسبت تمرکز	نوع گردآورنده	مکانیزم ردیابی
۳۰-۲۰۰	۱	صفحه تخت	ثابت
۵۰-۲۰۰	۱	لوله‌ای خلأ	
۶۰-۳۰۰	۱-۵	سهموی مرکب	
۶۰-۲۵۰	۱۰-۴۰	فرززل خطی	ردیاب تک محوره
۵۰-۴۰۰	۱۵-۴۵	سهموی خطی	
۱۰۰-۱۵۰۰	۶۰۰-۲۰۰۰	بشقابک سهموی	ردیاب دو محوره
۱۵۰-۲۰۰۰	۳۰۰-۱۵۰۰	دریافت کننده مرکزی	

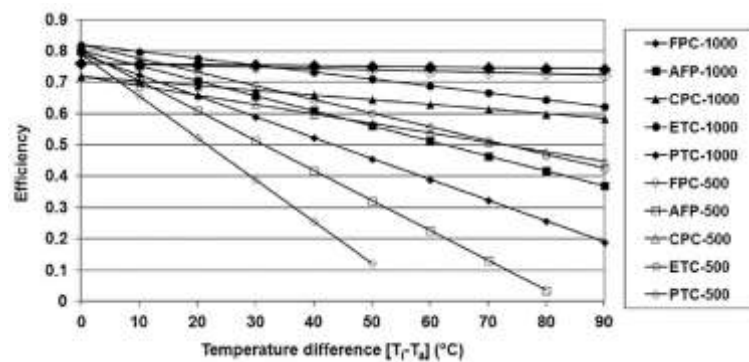
^۱ - Fresnel Collector

^۲ -Parabolic Trough Collector

^۳ - Parabolic Dish

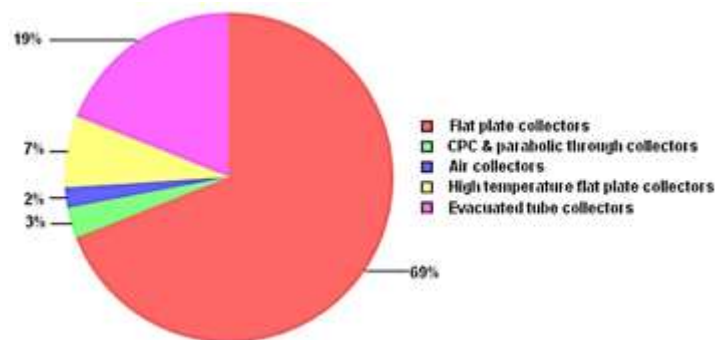
^۴ - Power Tower

به موازات افزایش دمای کارکرد گردآورنده‌ها، تلفات حرارتی افزایش یافته و بازده گردآورنده‌ها کاهش می‌یابد. میزان کاهش بازده گردآورنده با افزایش دمای کارکرد در گردآورنده‌های متمرکزکننده به علت متمرکز بودن دریافت کننده در کانون یا محور کانونی گردآورنده و به حداقل رسانیدن تلفات حرارتی در مقایسه با دیگر گردآورنده‌ها قابل توجه نمی‌باشد بنابراین این گردآورنده‌ها در دماهای بالاتری نیز کارایی قابل قبولی خواهند داشت ولی با توجه به کاهش شدید راندمان گردآورنده‌های صفحه تخت با افزایش دما، عملکرد این نوع گردآورنده‌ها در دماهای کاری متوسط مناسب خواهد بود.



شکل ۳-۲- مقایسه کارایی گردآورنده‌های مختلف [۳۰]: FPC^1 , AFP^2 , CPC^3 , ETC^4 و PTC^5

گردآورنده‌های صفحه تخت، لوله‌ای خلاء، صفحه تخت دما بالا و سهموی (مربک و سهموی خطی) به ترتیب پرکاربردترین گردآورنده‌ها در سیستم‌های سرمایش خورشیدی می‌باشند. (شکل ۴-۲)

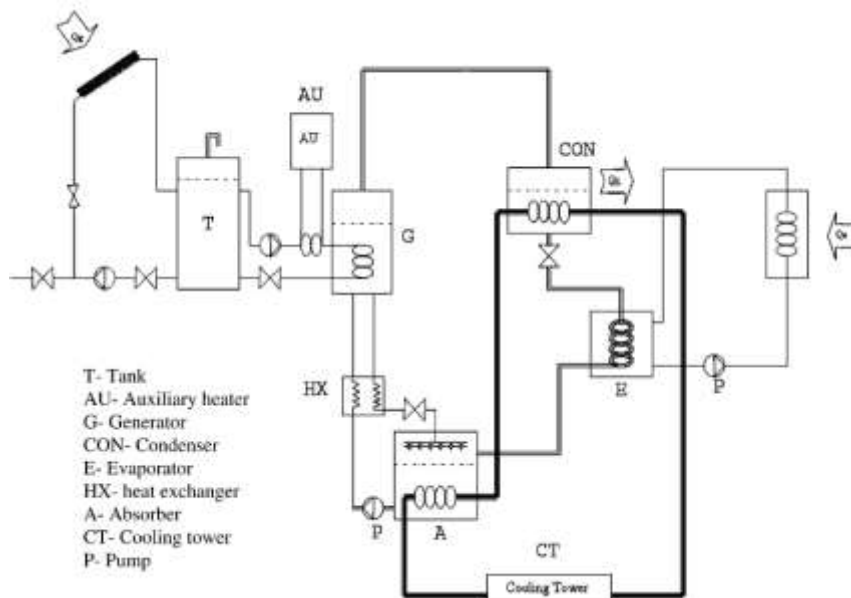


شکل ۴-۲- درصد استفاده از هر یک از انواع گردآورنده‌ها با اهداف سرمایشی [۳۱]

- ^۱ - Flat Plate Collector
- ^۲ - Advanced Flat Plate Collector
- ^۳ - Compound parabolic collector
- ^۴ - Evacuated Tube Collector
- ^۵ - Parabolic Trough Concentrator

۳-۲-۲- مبانی تئوری سیستم‌های جذبی خورشیدی

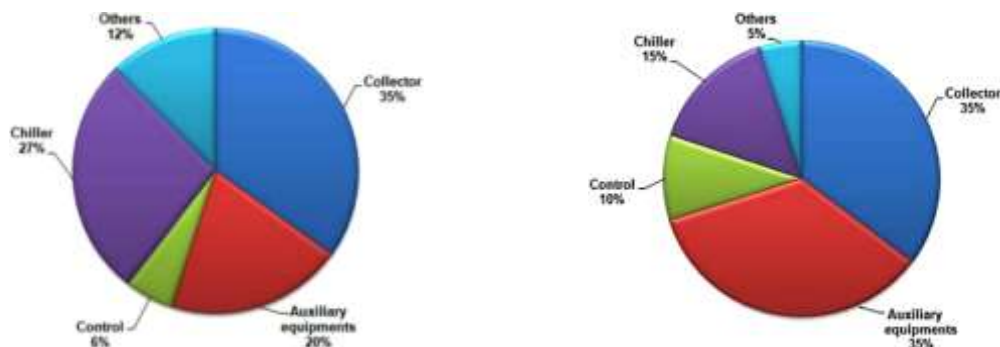
عملکرد چیلرهای جذبی خورشیدی اساساً تفاوت زیادی با چیلرهای جذبی رایج ندارد و تفاوت عمده در نحوه دریافت انرژی برای تامین حرارت مورد نیاز ژنراتور است. شماتیک یک سیستم جذبی خورشیدی در شکل ۲-۵ نمایش داده شده است.



شکل ۲-۵- شماتیک سیستم جذبی خورشیدی [۳۲]

سیستم‌های جذبی خورشیدی بسته به هدف کاربردی، معمولاً علاوه بر گردآورنده که مهمترین جزء سیستم می‌باشد و سیستم جذبی، شامل تجهیزات ضروری دیگری از قبیل تانک ذخیره حرارتی، منبع کمکی ثانویه جهت حفظ ثبات عملکرد سیستم در مواقع اضطراری و سیستم کنترل جهت برقراری هماهنگی لازم بین اجزای سیستم می‌باشند. در برخی کاربردها، مخزن ذخیره سرد نیز به منظور ذخیره انرژی و استفاده در مواقع بحرانی جزء تجهیزات ضروری سیستم به حساب می‌آیند.

در کاربردهای سرمایشی با مقیاس کوچک، ۵۰ درصد از کل هزینه‌ها مربوط به گردآورنده و چیلر بوده و ۵۰ درصد دیگر شامل منبع کمکی، سیستم کنترل و دیگر تجهیزات اضافی می‌باشد. شکل ۲-۶ هزینه‌های اختصاص یافته به اجزای مختلف سیستم سرمایش خورشیدی در مقیاس کوچک و بزرگ را نمایش می‌دهد.



شکل ۲-۶- هزینه‌های اختصاص یافته به هر یک از اجزای سیستم سرمایش خورشیدی؛ سمت راست: در مقیاس کوچک [۳۳] و سمت چپ: در مقیاس بزرگ [۳۴]

تئوری سیستم‌های جذبی و گردآورنده‌های خورشیدی در بخش‌های قبل اجمالاً ارائه گردید و در ادامه تجهیزات اضافی سیستم‌های جذبی خورشیدی به اختصار تشریح می‌گردد.

۲-۲-۳-۱- تانک ذخیره حرارتی

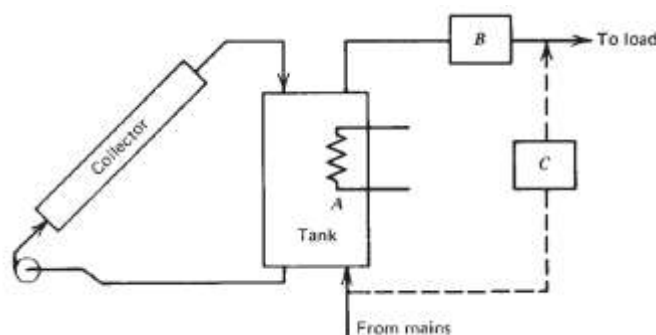
تانک ذخیره حرارتی که در بسیاری از سیستم‌های خورشیدی به منظور حفظ ثبات عملکرد سیستم به‌عنوان یک جزء ضروری بکار می‌رود بر اساس تکنولوژی ذخیره سازی به دو دسته عمده تقسیم می‌شود:

- مدل کاملاً مخلوط شده؛ که در آن دمای کل مخزن یکنواخت فرض می‌شود.

- مدل لایه بندی شده؛ که در آن مخزن به لایه‌های مختلفی تقسیم می‌شود و هر کدام از این لایه‌ها به صورت جداگانه دارای دمای یکنواخت می‌باشند و دما از پایین تا بالای تانک تغییر می‌کند به طوری که سیال عامل در پایین تانک کمترین و در بالای تانک بیشترین دما را دارد زمانی که اختلاف دمای بالا و پایین تانک قابل توجه باشد این مدل بسیار مطلوب می‌باشد معمولاً مسیر تأمین کننده انرژی مورد نیاز بار، نزدیک بالای تانک ذخیره قرار دارد که سیال عامل بیشترین دما را دارد و مسیر سیال سرد ورودی به گردآورنده در پایین تانک قرار دارد که سیال کمترین دما را دارد، در نتیجه اتلافات حرارتی تانک کاهش می‌یابد و نیز گردآورنده در سطح دمایی پایین‌تری عمل کرده و راندمان بالاتری خواهد داشت. جریان برگشتی از گردآورنده به مخزن و جریان برگشتی بار در صورتی که بزرگتر از دمای سیال در یک گره باشد به آن گره وارد می‌شود.

۲-۲-۳-۲- منبع کمکی ثانویه یا پشتیبان:

در برخی سیستم‌های خورشیدی به دلیل حساسیت بیشتر بازده سیستم کوپل شده با بخش خورشیدی سیستم به تغییرات دمای تامین شده توسط گردآورنده، استفاده از یک منبع کمکی ثانویه به منظور تثبیت دمای تحریک کننده سیستم در محدوده مناسب و عملکرد سیستم با کارایی مطلوب ضروری می‌باشد که این منبع کمکی می‌تواند در موقعیت‌های نشان داده شده در شکل ۲-۷ مورد استفاده قرار گیرد.



شکل ۲-۷- موقعیت‌های مختلف جهت استفاده از منبع کمکی [۱۷]

- **قرار گیری منبع کمکی در موقعیت A:** در این حالت منبع می‌تواند هیتر الکتریکی باشد با استفاده از ترموستات دمای بالای مخزن را در یک مقدار معین نگه می‌دارد ولی باعث بهم خوردن لایه‌های حرارتی مخزن و افزایش دمای ورودی گردآورنده و کاهش راندمان گردآورنده می‌گردد [۱۷].
- **قرار گیری منبع کمکی در موقعیت B:** در این حالت منبع می‌تواند یک گرم‌کننده خطی یا آبگرمکن معمولی باشد و در صورتی که دمای سیال عامل کمتر از دمای تنظیم عملکرد منبع کمکی باشد فعال گردد و موجب افزایش دمای ورودی گردآورنده نمی‌گردد [۱۷].
- **قرار گیری منبع کمکی در موقعیت C:** در این حالت کسری از جریان برگشتی از بار در یک مسیر فرعی توسط منبع کمکی گرم شده و با جریان گرم شده توسط گردآورنده که از تانک ذخیره به سمت بار جریان می‌یابد مخلوط می‌گردد. در این حالت بایستی دمای یکی از جریان‌ها همواره بالاتر از دمای تنظیم شده باشد [۱۷].

۲-۲-۳-۳- سیستم کنترل

در حالت کلی دو روش جهت کنترل عملکرد پمپ گردآورنده رایج است.

- روش روشن-خاموش؛ که در این روش وقتی که پمپ خاموش است و اختلاف دمای سیال در خروجی گردآورنده با دمای مخزن ذخیره برابر یک مقدار ثابت از پیش تعیین شده ΔT_{on} گردید پمپ شروع بکار نموده و زمانی که پمپ روشن است هرگاه اختلاف دمای مذکور برابر مقدار ثابت دیگری ΔT_{off} گردید پمپ خاموش می‌شود.
- روش تناسبی؛ که این روش کنترلی زمانی بکار می‌رود که سیستم کنترل با اندازه گیری اختلاف دمای خروجی گردآورنده و ثابت نگه داشتن مقدار افزایش دما در گردآورنده، دبی پمپ را متناسب با این اختلاف دمای از پیش تعیین شده، تغییر دهد.

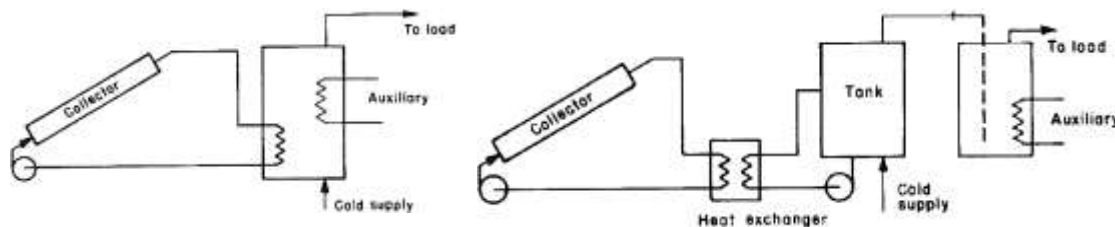
۲-۲-۳-۴- مبدل بین گردآورنده و تانک ذخیره

راهکارهای مطرح شده در ادبیات تحقیق به منظور جلوگیری از خطر یخ‌زدگی تاسیسات در زمستان و دوره یخبندان عبارتند از:

- استفاده از محلول ضدیخ گلیکول-آب به‌عنوان سیال عامل گردآورنده و در نظر گرفتن مبدل‌های حرارتی داخلی یا خارجی جهت جلوگیری از اختلاط محلول با سیال عامل تانک
- استفاده از هوا به‌عنوان سیال عامل گردآورنده
- به‌گردش در آوردن سیال گردآورنده با استفاده از یک سیستم کنترلی اضافی
- استفاده از سیستم برگشت سیال^۱ و تخلیه سیال عامل گردآورنده در صورت لزوم به یک منبع سرریز
- استفاده از مواد و مصالح مقاوم در برابر انبساط یخ در صفحه گردآورنده و تاسیسات

^۱ - drain-back System

همچنین به منظور جلوگیری از تبخیر سیال در سیکل گردآورنده و افزایش دمای جوش سیال عامل گردآورنده می‌توان تحت فشار اتمسفر درصد مناسبی از گلیکول به سیال عامل گردآورنده افزود و در دماهای کاری بالا می‌توان ضمن افزودن گلیکول به سیال عامل، فشار سیکل را نیز افزایش داد. در شکل ۲-۸ شماتیک سیستم خورشیدی با هر دو مبدل حرارتی داخلی یا خارجی نشان داده شده است.



شکل ۲-۸- شماتیک استفاده از مبدل بین گردآورنده و تانک؛ سمت راست: مبدل خارجی، سمت چپ: داخلی [۱۷]

لازم به ذکر است که در صورت استفاده از تانک ذخیره لایه‌بندی شده، مبدل داخلی موجب اختلال در لایه‌بندی حرارتی تانک می‌گردد.

۲-۲-۳-۵- مخزن ذخیره سرد

در سیستم‌های سرمایشی براساس تکنولوژی ذخیره سازی انرژی می‌توان از مخزن ذخیره آب یا سیال خنک شده، مخزن ذخیره یخ و مخزن ذخیره مبرد استفاده نمود.

به منظور ذخیره یک ظرفیت معین انرژی در مخزن نوع ۱ و ۲ به علت اختلاف زیاد ظرفیت گرمای ویژه آب و گرمای نهان ذوب یخ، حجم لازم مخزن نوع ۱ به مراتب بیشتر از مخزن نوع ۲ خواهد بود و COP سیستم جذبی مجهز به هر دو مخزن به علت اتلافات حرارتی ناشی از انتقال حرارت و ذخیره سازی انرژی، در مقایسه با سیستم مجهز به مخزن ذخیره مبرد افت بیشتری خواهد داشت لذا سیستم مجهز به مخزن ذخیره مبرد با هدف عملکرد ۲۴ ساعته سیستم، در مقایسه با سیستم مجهز به دیگر مخازن ذخیره سرد کارایی مطلوب‌تری دارد [۳۵].

۲-۳- پیشینه تحقیق

آمار مقالات و مطالعات تئوری و آزمایشی گزارش شده توسط محققان و پژوهشگران در چند سال اخیر در این زمینه قابل توجه می‌باشد و با توجه به جامعیت پروژه و ارتباط آثار منتشر شده با یک یا چندین مورد از بخش‌ها و اجزای مختلف سیستم تحت بررسی می‌توان ارتباط این آثار را با کار حاضر به صورت زیر دسته بندی نمود.

- تحقیقات صورت گرفته در رابطه با طراحی بهینه سردخانه و ارزیابی بارهای برودتی
 - تحقیقات صورت گرفته بر پایه مطالعات مروری و تشریح تکنولوژی‌های مختلف سیستم‌های سرمایش خورشیدی
 - تحقیقات صورت گرفته در رابطه با دیگر سیستم‌های جذبی-خورشیدی (به علت تشابه بخش خورشیدی)
 - تحقیقات صورت گرفته در رابطه با سیستم جذبی آب-آمونیاک (به علت تشابه سیستم جذبی)
- بنابراین در ادامه مرتبط‌ترین آثار منتشر شده بررسی گردیده و به دیگر آثار مرتبط به اختصار اشاره می‌گردد.

۲-۳-۱- تحقیقات صورت گرفته در رابطه با طراحی بهینه سردخانه و ارزیابی بارهای برودتی

تاثیر قابل توجه پارامترهای طراحی بر بار برودتی سردخانه و مباحث اقتصادی طرح، توجه کارشناسان و پژوهشگران این رشته را به خود معطوف نموده است. مقالات منتشر شده حاصل تلاش محققان فعال در این راستا می‌باشد که به عنوان نمونه در ادامه به چندین مورد از فعالیت‌های مرتبط اشاره می‌گردد.

سویلمز^۱ و آنسال^۲ [۳۶] با در نظر گرفتن مباحث اقتصادی روابط جبری ساده‌ای برای تعیین ضخامت بهینه عایق‌بندی جداره‌ها ارائه و تاثیر پارامترهای مختلف بر مقدار بهینه ضخامت عایق‌بندی را با برنامه کامپیوتری برای ۳ شهر مختلف بررسی نمودند. نتایج آنها نشان می‌دهد که تکنیک بهینه‌سازی معرفی شده که مقدار ضخامت بهینه را در محدوده پیشنهادی ASHRAE تعیین می‌نماید می‌تواند تحت پارامترهای اقتصادی، مواد بکار رفته در عایق‌بندی و شرایط آب و هوایی مختلف، به عنوان یک فرمول کلی استفاده شود.

راداده^۳ و همکاران [۳۷] با هدف تعیین یک مکانیسم برای محاسبه اقتصادی ضخامت عایق حرارتی جداره‌ها در واحدهای سردخانه‌ای بر اساس تجزیه و تحلیل جامع فنی-اقتصادی و با در نظر گرفتن هزینه‌های مربوط به ایجاد سرمایش و عایق حرارتی با رد روابط وابسته به سطح خارجی جداره‌ها که توسط دیگر پژوهشگران برای این منظور ارائه گردیده بود روابط جدیدی برحسب ظرفیت سردخانه ارائه نمودند. نتایج آنها نشان می‌دهد که با افزایش ظرفیت سردخانه از ۴۰۰ تا ۵۰۰۰ تن، هزینه مخصوص تجهیزات سردخانه‌ای از ۰/۹۴ تا ۰/۵۴ کاهش می‌یابد و در نتیجه هزینه ضخامت بهینه عایق‌بندی جداره‌ها ۶ درصد کاهش می‌یابد.

اوگوو^۴ و همکاران [۳۸] یک اتاق سرد تجاری تحت دمای محیط ۳۶ درجه سانتیگراد و ظرفیت اسمی اواپراتور و کندانسور ۱,۸۵ و ۲,۱۵ hp به منظور عملکرد ۲۴ ساعته و ذخیره سازی بهتر محصولات کشاورزی و لبنیاتی طراحی نمودند. آنها در این طراحی ظرفیت تبرید را برابر ۰/۸۲ تن تبرید (۴ اسب بخار) و حداکثر COP را ۶/۰۹ ارزیابی نمودند و با برآورد هزینه‌های لازم طرح و مقایسه نتایج حاصل از طرح خود با نمونه ساخته شده مشابه، نشان دادند که طرح آنها می‌تواند به عنوان یک راهنما در طراحی و ساخت اتاق سرد با اهداف تجاری مورد استفاده قرار گیرد.

^۱ - Soylemez

^۲ - Unsal

^۳ - Radaedeh

^۴ - Ugwu

آکدمیر^۱ [۳۹] روابط حاکم بر محاسبات انواع بارهای بروودی سردخانه را دسته بندی و ارائه نموده و روند انتخاب تجهیزات سردخانه‌ای از قبیل کمپرسور، کندانسور و اواپراتور جهت طراحی سردخانه را تشریح نمود و در یک کار آزمایشگاهی دیگری [۴۰]، عایق‌بندی یک اتاق سرد با حجم ۶۰ مترمکعب، در نظر گرفته شده جهت نگهداری سیب تحت دمای نگهداری ۲ درجه سانتیگراد را با تصویر برداری حرارتی بررسی نمودند بار جداره‌ها برابر ۱۸/۹۵ کیلوکالری در روز تعیین گردید و از مشاهده مشکلات عایق‌بندی در اطراف درب‌های اتاق گزارش نمودند.

۲-۳-۲- تحقیقات صورت گرفته بر پایه مطالعات مروری و تشریح تکنولوژی‌های مختلف

سریخیرین^۲ و همکاران [۴۱] گزارشی از تحقیقات انجام گرفته در رابطه با تکنولوژی تبرید جذبی و بررسی انواع مختلف سیستم‌های تبرید جذبی، زوج کاری سیستم‌ها و بهبود فرآیندهای جذب در این سیستم‌ها ارائه نموده‌اند.

حسن و محمد [۴۲] با مروری بر تحقیقات انجام گرفته در زمینه سیستم‌های سرمایش و تهویه مطبوع جذبی خورشیدی، به معرفی تکنولوژی‌های سرمایشی مختلف و ارائه اصول ترمودینامیکی حاکم پرداخته و پیرامون مطالعات آزمایشگاهی و شبیه‌سازی‌های عددی این سیستم‌ها بحث کرده‌اند.

لی^۳ و سوماتی^۴ [۴۳] با هدف توسعه سیستم‌های تهویه مطبوع خورشیدی لیتیم بروماید و تکنولوژی‌های افزایش *COP* سیستم‌های تبرید، به مرور فعالیت‌های صورت گرفته در راستای بهبود عملکرد سیستم‌های خورشیدی پرداختند و با بررسی ادبیات تحقیق به اهمیت درجه حرارت ورودی ژنراتور به عنوان یک پارامتر مهم در طراحی سیستم‌های خورشیدی اشاره نموده و اعلام نمودند که مشکلات تکنیکی عملکرد چیلرهای جذبی با سیکل مداوم به صورت موفقیت آمیز برطرف گردیده است.

^۱ - Akdemir

^۲ - Srikhirin

^۳ - Z.F. Li

^۴ - K. Sumathy

۲-۳-۳- تحقیقات صورت گرفته در رابطه با دیگر سیستم‌های جذبی خورشیدی

به علت ارتباط بخش خورشیدی تحقیق حاضر با تحقیقات موجود در ادبیات تحقیق و تنوع گردآورنده‌ها، این دسته از تحقیقات بر حسب نوع گردآورنده دسته بندی گردیده و ذیلا بررسی می‌گردد.

۲-۳-۳-۱- تحقیقات صورت گرفته در رابطه با تلفیق سیستم جذبی با گردآورنده FPC

و ETC

غدار^۱ و همکاران [۴۴] بر پایه یک مطالعه‌ی تحلیلی، مدل‌سازی، شبیه‌سازی و ارزیابی عملکرد یک سیستم تبرید جذبی خورشیدی لیتیوم بروماید-آب به ظرفیت ۱۰/۵ کیلووات با گردآورنده صفحه تخت را با هدف تهیه مطبوع یک فضای مسکونی در مقیاس کوچک با سطح ۱۵۰ مترمربع تحت شرایط آب و هوایی بیروت انجام دادند. آنها در این کار عملکرد سیستم در ۵ ماه گرم سال از می تا سپتامبر را مورد بررسی قرار دادند.

نتایج گزارش شده توسط آنها، حاکی از آن است که:

- محدوده دمایی آب گرم ورودی به منظور تأمین بار لازم ژنراتور ۱۴/۵-۱۲ کیلووات، برابر با ۸۵-۶۵ درجه سانتیگراد می‌باشد.
- به منظور عملکرد سیستم صرفاً خورشیدی به مدت ۷ ساعت در طول روز، به ازای هر تن تبرید، استفاده از ۲۳/۳ مترمربع گردآورنده ضروری می‌باشد.
- نسبت بهینه حجم مخزن ذخیره به سطح گردآورنده ۱۹-۱۳ لیتر بر مترمربع و حداقل مقدار این نسبت به گونه ای که فرایند تبخیر در سیستم رخ ندهد برابر با ۱۱۶/۶ لیتر بر مترمربع می‌باشد.
- مینیمم و ماکزیمم مقدار سطح گردآورنده مورد نیاز به ازای هر کیلووات تبرید به ترتیب برابر با ۶/۶ و ۸/۲ مترمربع بر کیلووات می‌باشد.

^۱ - Ghaddar

کالیسه^۱ و همکاران [۴۵] به منظور شبیه‌سازی چیلر جذبی-خورشیدی لیتیوم بروماید-آب با گردآورنده لوله‌ای خلأ در ۵ ماه سرد و گرم سال و از ساعت ۸-۱۸ برای ساختمانی با زیر بنای ۱۶۰۰ متر مربع در جنوب ایتالیا ۳ پیکربندی مختلف را مورد مقایسه قرار دادند ۱- استفاده از چیلر آبی-الکتریکی به عنوان سیستم پشتیبان ۲- استفاده از چیلر آبی-الکتریکی به عنوان سیستم پشتیبان و تامین ۳۰ درصد از بار تبرید توسط سیستم جذبی و گردآورنده خورشیدی ۳- استفاده از گرمکن با سوخت گاز به عنوان سیستم پشتیبان. نتایج آنها نشان می‌دهد که بیشترین صرفه جویی در انرژی مربوط به طرح اول و مقرون بصرفه‌ترین سیستم در سرمایه‌ی و گرمایش فضا، سیستم دوم می‌باشد.

لیزارت^۲ و همکاران [۴۶] آزمایشاتی را بر روی یک نمونه ابتکاری چیلر جذبی خورشیدی تک اثره لیتیوم بروماید-آب، با ظرفیت سرمایه‌ی ۴/۵ کیلووات با هدف تهویه مطبوع یک اتاق ۴۰ مترمربعی واقع در مادرید انجام دادند. تجهیزات خورشیدی شامل یک رشته گردآورنده صفحه تخت با مساحت ۴۲/۲ متر مربع و یک مخزن ذخیره با حجم ۱/۵ مترمکعب بوده است. نتایج آنها نشان می‌دهد در طول یک روز که دمای خشک در محدوده ۳۷٫۷-۳۰ درجه سانتیگراد تغییر می‌کند متوسط مقادیر $SCOP$ و COP_{th} به ترتیب ۰/۵۳ و ۰/۰۶ بوده و هیچ مشکل کریستالیزاسیونی در داخل نمونه آزمایشی حتی زمانی که دمای ورودی ژنراتور به ۱۰۹ درجه سانتیگراد رسیده است مشاهده نگردیده است.

جودی^۳ و عبدالغفور^۴ [۴۷] با استفاده از نرم افزار TRNSYS یک برنامه یکپارچه‌ای جهت شبیه‌سازی دو سیستم جذبی لیتیوم بروماید-آب هریک به ظرفیت ۱۰ تن تبرید تحت شرایط گذرا توسعه دادند و با استفاده از نتایج حاصل، یک نمودار طراحی برای به‌دست آوردن سهم خورشیدی و یک مدل و رابطه برای تعیین مقدار بهینه حجم مخزن ذخیره بر پایه کمینه کردن اتلاف ناشی از بخار شدن آب در خروجی گردآورنده برای ماه‌های آوریل تا اکتبر ارائه دادند.

^۱ - Calise

^۲ - Lizarte

^۳ - Joudi

^۴ - Abdul-Ghfour

کتجوی^۱ و همکاران [۴۸] بر پایه یک کار آزمایشی در دانشگاه ناریشن فیستانولوک تایلند^۲ عملکرد یک سیستم تبرید جذبی-خورشیدی لیتیوم بروماید-آب به ظرفیت ۳۵ کیلووات و ساخت شرکت یازاکی^۳ را با استفاده از گردآورنده لوله‌ای خلأ با مساحت ۷۲ مترمربع، مخزن ذخیره گرم و سرد به ترتیب به حجم ۰/۵ و ۰/۲ مترمکعب و منبع کمکی پشتیبان با سوخت گاز را در تایلند مورد ارزیابی قرار دادند. نتایج بررسی ایشان که با تمرکز بر روی ارزیابی مقدار واقعی COP در ساعات ۹-۱۷ ماه‌های مختلف و بر مبنای متوسط تابش ماهانه انجام گرفت حاکی از آن است که تحت شرایط مفروض تغییرات COP سیستم در محدوده ۰/۵-۰/۱۷ اتفاق افتاده و متوسط COP برابر ۰/۳۳ می‌باشد.

آتماکا^۴ و اییت^۵ [۴۹] با توسعه برنامه کامپیوتری، یک سیستم تبرید جذبی-خورشیدی تک مرحله‌ای با زوج لیتیوم بروماید-آب را تحت شرایط تابشی آنتالیا شبیه‌سازی نموده و به مطالعه تاثیر دمای آب گرم محرک ژنراتور بر COP سیکل جذبی و مساحت سطوح اجزای سیستم جذبی پرداختند و با تعیین حداقل دمای مجاز آب گرم محرک ژنراتور، تاثیر آن بر کسر خورشیدی^۶ و همچنین اثرات نوع گردآورنده با در نظر گرفتن گردآورنده‌های صفحه تخت پیشنهاد شده توسط ایلری^۷ [۵۰] و حجم مخزن ذخیره را مورد بررسی قرار دادند. و نشان دادند که افزایش دمای آب گرم محرک ژنراتور از طرفی منجر به کاهش کسر خورشیدی و سطوح ابزوربر و مبدل حرارتی گردیده و از طرفی دیگر موجب افزایش COP سیستم جذبی می‌گردد و افزایش حجم مخزن ذخیره، کاهش کسر خورشیدی، کاهش حجم مخزن و افت بیش از حد دما در ساعت پایانی عملکرد سیستم را به دنبال دارد.

^۱ - Ketjoy

^۲ -Naresuan University, Phitsanulok, Thailand

^۳ -Yazaki

^۴ - Atmaca

^۵ - Yigit

^۶ -FNP

^۷ - Ileri

فانگ سیم^۱ [۵۱] مدل سازی عددی سیستم سرمایش خورشیدی برای یک فضای اداری تحت شرایط اقلیمی دوحه قطر را با نرم افزار TRNSYS جهت تعیین مقادیر بهینه برای پارامترهای طراحی مورد مطالعه قرار دادند. نتایج وی حاکی از آن است که در صورت استفاده از سیستم تبرید جذب سطحی^۲ با ظرفیت سرمایشی ۴/۵ کیلووات، مقادیر بهینه مساحت گردآورنده لوله‌ای خلأ ۲۳/۴ مترمربع، شیب گردآورنده برابر ۲۴ درجه و حجم مخزن برابر با ۰/۳ متر مکعب می‌باشد و جایگزینی سیستم‌های جذبی بجای سیستم‌های سرمایش تراکمی، منجر به کاهش ۴۷ درصدی در مصرف برق می‌گردد.

اصیلزاده و همکاران [۳۲] یک سیستم تبرید جذبی-خورشیدی لیتیوم بروماید-آب با گردآورنده لوله‌ای خلأ را برای آب و هوای مالزی با استفاده از نرم افزار TRNSYS شبیه‌سازی و بهینه‌سازی نمودند. و عملکرد ۲۴ ساعته سیستم در یکم جولای را بررسی نمودند. ایشان با تحلیل پارامتری سیستم نشان دادند که به ازای هر تن برودت در شرایط آب و هوایی مذکور، ۳۵ متر مربع گردآورنده با شیب ۲۰ درجه رو به جنوب و مخزن ذخیره با حجم ۰/۸ مترمکعب مقادیر بهینه ای بوده است.

۲-۳-۳-۲- تحقیقات صورت گرفته در رابطه با تلفیق سیستم جذبی با گردآورنده CPC

فلوریدس و همکاران [۵۲] در کاری دیگر مدل سازی و شبیه‌سازی یک سیستم تبرید جذبی خورشیدی لیتیوم بروماید-آب با ظرفیت ۱۱ کیلووات را مورد مطالعه قرار دادند و به بهینه‌سازی پارامترهایی از قبیل انتخاب نوع گردآورنده، حجم مخزن ذخیره، شیب و مساحت سطح گردآورنده و تنظیم بهینه ترموستات بویلر (منبع کمکی) پرداختند. نتایج آنها نشان می‌دهد که در سیستم بهینه‌سازی شده، گردآورنده سهموی به مساحت ۱۵ متر مربع، شیب ۳۰ درجه و مخزن ذخیره آب گرم حدوداً به حجم ۶۰۰ لیتر یا به عبارتی ۴۰ لیتر بر متر مربع (نسبت حجم مخزن آب گرم به سطح گردآورنده) مورد نیاز می‌باشد.

^۱ - Fang Sim

^۲ -adsorption cooling system

لی^۱ و همکاران [۵۳] با تحلیل پارامتری یک سیستم جذبی خورشیدی دو-اثره لیتیوم بروماید-آب در یک شهر نیمه گرمسیر کوانگژو^۲ در چین، دمای بهینه ماهیانه مورد نیاز نیاز ژنراتور برای سیستم طرح شده را مورد ارزیابی قرار دادند. نتایج گزارش شده توسط آنها حاکی از آن است که

▪ استفاده از دمای بهینه ژنراتور منجر به افزایش *COP* ماهانه سیستم می‌گردد و این دما در ماه‌های مختلف، متفاوت می‌باشد.

▪ تغییرات دمای ابزوربر کمترین تاثیر را بر دمای بهینه گردآورنده دارد و افزایش دمای کندانسور، ابزوربر و نسبت توزیع انرژی در ژنراتور منجر به بالا رفتن دمای بهینه گردآورنده گردیده و افزایش دمای اوپراتور تاثیر معکوسی بر روند مذکور دارد.

▪ برای یک سیستم بدون منبع کمکی، با شیب گردآورنده ۲۰ درجه رو به جنوب، با دمای اوپراتور، کندانسور و ابزوربر به ترتیب برابر با ۵، ۴۳ و ۴۰ درجه سانتیگراد و نسبت توزیع انرژی ژنراتور برابر با ۱/۵، دمای بهینه ژنراتور برای ماه‌های آوریل تا اکتبر به ترتیب برابر با ۱۰۰، ۱۰۰، ۱۰۰، ۱۱۰، ۱۱۰، ۱۱۰ و ۱۲۵ درجه سانتیگراد می‌باشد و تحت شرایط مذکور، متوسط *COP* ماهیانه برای ماه‌های مذکور به ترتیب برابر با ۰/۲۴۱، ۰/۲۷۸، ۰/۳۰۴، ۰/۴۰۷، ۰/۴۳۴ و ۰/۴۵۸ می‌باشد.

همچنین آنها تاثیر دماهای اوپراتور، کندانسور و ابزوربر و نسبت توزیع انرژی در ژنراتور بر *COP* ماهیانه را مورد بررسی قرار داده و نتایج حاصل از دمای بهینه گردآورنده را در حالت وجود و عدم وجود منبع کمکی مقایسه نمودند. در این بررسی، گردآورنده سهموی با مساحت ۲۷ مترمربع با دبی جرمی سیال عامل ۳۲۰ لیتر بر ساعت فرض شده و متوسط راندمان ماهیانه گردآورنده از رگسیون خطی نتایج حاصل از یک کار آزمایشی در شهر مذکور و در شرایطی که دمای محیط در محدوده ۲۰-۳۰ درجه سانتیگراد، تابش ۷۰۰-۱۰۰ وات بر مترمربع، دمای ورودی گردآورنده در محدوده ۱۲۰-۵۰ و دمای خروجی گردآورنده در محدوده ۷۰-۱۵۰ درجه سانتیگراد متغیر بوده، استفاده شده است.

^۱ - Li

^۲ Guangzhou

ریورا^۱ و همکاران [۵۴] یک سیستم تبرید جذبی خورشیدی با زوج کاری نیترات لیتیوم-آمونیاک و با متمرکزکننده سهموی مرکب با نسبت تمرکز ۴ را بر پایه یک مطالعه تئوری، در روزهایی از هر فصل به عنوان نمونه تحت شرایط آب و هوایی تمیکسکو در مورلس مکزیک^۲ مدل سازی نمودند. لازم به ذکر است که به علت عدم تبخیر نیترات لیتیوم در طول فرایند، نیازی به استفاده از یکسو کننده ندیده‌اند. نتایج بررسی حاکی از آن است که راندمان تئوری گردآورنده مذکور، بسته به ساعت عملکرد در طول روز و فصلی که عملکرد سیستم بررسی می‌شود از ۰/۳۳ تا ۰/۷۸ تغییر نموده و همچنین سیستم مطرح شده قادر به تولید ۱۱/۸ کیلوگرم یخ تحت دمای ژنراتور ۱۲۰ درجه و دمای کندانسور ۴۴-۴۰ درجه سانتیگراد می‌باشد، دماهای مفروض امکان خنک شدن با آب یا هوا را به سیستم می‌دهد و COP کلی سیستم بسته به دمای ژنراتور و کندانسور در بازه ۰/۴-۰/۱۵ تغییر می‌کند.

۲-۳-۳-۳- تحقیقات صورت گرفته در رابطه با تلفیق سیستم جذبی با گردآورنده PTC

فلوریدس و همکاران [۵۵] یک سیستم تبرید جذبی-خورشیدی تک-اثره لیتیوم بروماید-آب با ظرفیت اسمی ۶۵۰۰۰ کیلوژول بر ساعت، با ۳ نوع گردآورنده صفحه تخت، لوله‌ای خلأ و سهموی مرکب را مدل سازی و شبیه سازی نموده و به بهینه سازی پارامترهای طراحی از قبیل نوع گردآورنده، مساحت و شیب بهینه گردآورنده، حجم بهینه مخزن ذخیره و دمای تنظیم عملکرد منبع کمکی پرداختند. نتایج ایشان برای گردآورنده‌های صفحه تخت، سهموی مرکب و لوله‌ای خلأ به ترتیب به قرار زیر است: شیب گردآورنده ۲۷، ۳۰ و ۳۰ درجه، دمای تنظیم عملکرد منبع کمکی ۸۴، ۸۷ و ۸۷ درجه سانتیگراد، حجم مخزن ذخیره ۱، ۰/۶ و ۰/۶ مترمکعب. در نهایت سیستمی با گردآورنده سهموی مرکب با مساحت ۱۵ مترمربع را جهت تأمین بار برودتی مورد نیاز یک نمونه خانه در قبرس پیشنهاد نمودند.

^۱ - C.O. Rivera

^۲ - Temixco, Morelos, Mexico

ویلار^۱ و همکاران [۵۶] به منظور انتخاب مناسب‌ترین اجزای سیستم‌های سرمایش خورشیدی با کاربرد مسکونی و تشخیص مزایای کاربرد مخزن ذخیره گرم (با ظرفیت معمولی ۴۰ لیتر بر واحد سطح گردآورنده) و مخزن سرد، دو سیستم با پیکربندی متفاوت را مدل‌سازی و با نرم افزار TRNSYS 16 شبیه‌سازی نمودند و تاثیر پارامترهایی از جمله سطح گردآورنده، منحنی بازدهی گردآورنده، COP چیلر جذبی، اندازه مخزن ذخیره را در بهینه‌سازی اجزای سیستم مورد بررسی قرار دادند. نتایج آنها نمایان‌گر عملکرد بهتر سیستم مجهز به مخزن ذخیره آب سرد در فصل تابستان می‌باشد مخصوصاً زمانی که حجم مخزن به اندازه کافی بزرگ باشد یا مساحت گردآورنده کمتر باشد ولی لازم است که در مورد هر دو سیستم ارزیابی اقتصادی صورت گیرد.

مظلومی و همکاران [۵۷] یک سیستم تبرید جذبی خورشیدی لیتیوم بروماید-آب تک-اثره با گردآورنده سهموی خطی در راستای شمال-جنوب را به منظور تأمین نیازهای سرمایشی یک واحد مسکونی معمولی در اهواز که حداکثر بار برودتی برابر با ۱۷/۵ کیلووات در ماه جولای بوده است را شبیه‌سازی نمودند. نتایج حاصل از بررسی ایشان حاکی از آن است که تاثیر دبی جرمی سیال عامل گردآورنده بر مقدار بهینه سطح گردآورنده ناچیز و بر مقدار حجم بهینه مخزن ذخیره قابل توجه می‌باشد، حجم بهینه مخزن ذخیره در صورتی که عملکرد سیستم بعد از غروب ادامه یابد به شدت افزایش می‌یابد. لازم به ذکر می‌باشد که ایشان سطح بهینه گردآورنده و حجم بهینه مخزن در ۴ ماه گرم سال از ژوئن تا سپتامبر با دبی جرمی ۱۸۰۰ کیلوگرم بر ساعت در ابتدا برای روز اول طراحی که دمای اولیه مخزن ذخیره برابر با دمای محیط بوده و در مرحله بعد برای حالتی که دمای اولیه مخزن برابر ۷۱ درجه سانتیگراد بوده است را تعیین نمودند. سطح بهینه گردآورنده جهت تأمین بار مورد تقاضا در ساعات آفتابی ماه جولای برابر با ۵۷/۶ مترمربع و حجم مخزن برابر با ۱/۲۶ مترمکعب تعیین گردیده است.

^۱ - Villar

۲-۳-۴- تحقیقات صورت گرفته در رابطه با سیستم جذبی آب-آمونیاک

به علت تنوع اهداف بررسی پژوهشگران، این تحقیقات را می‌توان در قالب اهداف زیر تقسیم بندی نمود:

- تحلیل قانون اول ترمودینامیک و تعیین مقادیر UA برای تمامی اجزای سیستم
- تحلیل قانون دوم و مطالعات اگزرژی سیستم
- شبیه‌سازی عددی این سیستم‌ها با نرم افزارهای مختلف تحت شرایط پایا
- شبیه‌سازی دینامیکی سیستم

برخی دیگر از پژوهشگران نیز با اهدافی غیر از موارد مذکور این سیستم‌ها را مورد مطالعه قرار دادند به عنوان مثال موهنراج^۱ و همکاران [۵۸] و همچنین سنکان^۲ [۵۹ و ۶۰] با شبیه‌سازی به روش شبکه های عصبی مصنوعی به تحلیل عملکرد این سیستم‌ها پرداختند و بایرام اوغلو^۳ و بولقان^۴ [۶۱] با بررسی هزینه سالیانه کل^۵ عملکرد سیستم، بهینه‌سازی اقتصادی یک سیستم را مورد مطالعه قرار دادند.

۲-۳-۴-۱- تحلیل قانون اول و تعیین مقادیر UA برای تمامی اجزای سیستم

لاوانیا^۶ و مورتی^۷ [۶۲] عملکرد یک سیستم جذبی آب-آمونیاک را با هدف طراحی مبدل‌های سیستم برپایه قانون اول ترمودینامیک تحلیل نموده و مقادیر UA را برای تمامی اجزا تعیین نمودند. عبدالعاطف^۸ و همکاران [۶۳] برپایه تحلیل قانون اول ترمودینامیک برای یک سیستم جذبی آب-آمونیاک، تاثیر راندمان مبدل حرارتی محلول^۹ بر COP سیستم را بررسی نمودند. نتایج آنها نشان می‌دهد که با افزایش راندمان SHE از ۰ تا ۱، COP سیستم ۵۰ درصد افزایش می‌یابد.

^۱ - Mohanraj

^۲ - Sencan

^۳ - Bayramoglu

^۴ - Bulgan

^۵ - total annual cost

^۶ - Lavanya

^۷ - Murthy

^۸ - Abdulateef

^۹ -SHE

۲-۳-۴-۲- تحلیل قانون دوم و مطالعات اگزرژی سیستم

لی لوستک^۱ و همکاران [۲۴] بهینه‌سازی یک سیستم تبرید جذبی را با تحلیل قانون دوم ترمودینامیک مورد مطالعه قرار دادند. نتایج آنها نشان می‌دهد که COP سیستم با مقادیر بهینه ۰/۵۶، ۰/۶۲ و ۰/۶۹ به ترتیب منجر به حداقل گردیدن مقادیر UA ، برگشت ناپذیری‌ها و بهره‌وری اگزرژی سیستم می‌گردد که تمام این مقادیر کمتر از حداکثر COP سیستم می‌باشد. آنها همچنین نشان دادند که ابزوربر و ژنراتور به ترتیب ۳۳٪ و ۳۴٪ از تخریب اگزرژی سیستم را شامل می‌شود.

چوآ^۲ و همکاران [۶۴] با تحلیل قانون دوم ترمودینامیک، میزان اتلافات حرارتی در اجزای مختلف یک سیستم تبرید جذبی آب-آمونیاک را بررسی نمودند. نتایج آنها نشان می‌دهد که ۳۰ درصد از انرژی حرارتی داده شده به سیستم در ژنراتور در رکتیفایر اتلاف می‌گردد در حالی که فاز مایع و بخار در ابزوربر به ترتیب ۶ و ۳ درصد از کل اتلافات حرارتی سیستم را شامل می‌شود.

۲-۳-۴-۳- شبیه‌سازی عددی سیستم‌ها با نرم افزارهای مختلف تحت شرایط پایا

کاکیلیا^۳ و همکاران [۶۵] به شبیه‌سازی یک سیستم جذبی خورشیدی با گردآورنده CPC پرداختند نتایج آنها نشان می‌دهد که برای دمای اواپراتور برابر با ۳- و ۶ درجه سانتیگراد، حداکثر COP به ترتیب برابر ۰/۶۶ و ۰/۷۳ و دمای ژنراتور بهینه به ترتیب ۹۰ و ۷۴ درجه سانتیگراد می‌باشد.

درویش^۴ و همکاران [۶۶] شبیه‌سازی یک سیستم جذبی آب-آمونیاک را با نرم افزار ASPEN مورد مطالعه قرار دادند. نتایج آنها نشان می‌دهد که استفاده از تجزیه کننده^۵ در بالای ستون تقطیر، منجر به افزایش ۱۵ تا ۲۰ درصدی COP سیستم در سیستم‌هایی با ابزوربر و کندانسور هوا-خنک می‌گردد.

^۱ - Le Lostec

^۲ - Chua

^۳ - Caciula

^۴ - Darwish

^۵ - dephlegmator

سیرا^۱ و همکاران [۶۷] نمونه ای از یک سیستم جذبی خورشیدی آمونیاکی با سیکل متناوب را مورد آزمایش قرار دادند. غلظت جرمی محلول خروجی از ایزوربر به ژنراتور در این سیستم برابر ۵۲٪ فرض شده بود و با عملکرد سیستم تحت دمای ژنراتور برابر ۷۳ درجه و دمای خروجی اواپراتور برابر ۲- درجه سانتیگراد COP در محدوده ۰/۲۴-۰/۲۸ حاصل گردید.

لی لوستک و همکاران [۶۸] یک سیستم تبرید جذبی آب-آمونیاک تک مرحله با ظرفیت سرمایه‌گذاری ۱۰/۵ کیلووات و فاقد مبدل حرارتی مبرد را تحت شرایط پایدار^۲ و بر اساس موازنه جرم و انرژی به صورت عددی شبیه‌سازی نموده و با تحلیل پارامتری، تاثیر دمای ژنراتور و اواپراتور بر COP سیستم را بررسی نمودند و نشان دادند که کاهش ۱۰ درجه‌ای دمای اواپراتور منجر به کاهش ۲۵ درصدی COP سیستم و افزایش ۱۰ درجه‌ای دمای ژنراتور منجر به افزایش ۴ درصدی COP سیستم می‌گردد.

کلرکس^۳ و ترزک^۴ [۶۹] با هدف امکان‌سنجی فنی و اقتصادی تولید یخ با یخچال جذبی خورشیدی آب-آمونیاک، ترکیب سیستم آمونیاکی تک-اثره با ۴ نوع گردآورنده‌ی خورشیدی FPC، CPC و متمرکزکننده با ردیابی حول محور کانونی شرق-غرب^۵ و شمال-جنوب^۶ را در سه مکان با شرایط آب و هوایی و عرض جغرافیایی مختلف از ۱۵ N تا ۴۳ N تحلیل و شبیه‌سازی نمودند. نتایج آنها نشان می‌دهد که در شرایط استفاده از سیستم هوا خنک در خنک کردن ایزوربر و کندانسور (با دماهای ۳۵ و ۳۸ درجه سانتیگراد)، ژنراتور سیستم نیازمند دمایی بالاتر از ۱۲۰ درجه خواهد بود که گردآورنده تخت نمی‌تواند جوابگو باشد. و متمرکزکننده و ردیاب حول محور کانونی شمال-جنوب، CPC و متمرکزکننده و ردیاب حول محور کانونی شرق-غرب به ترتیب دارای خروجی مطلوب‌تری می‌باشند و مقایسه اقتصادی این گردآورنده‌ها نشان می‌دهد که CPCها به مراتب مقرون به صرفه‌تر می‌باشند.

^۱ - Sieera

^۲ steady state conditions

^۳ - Clerx

^۴ - Trezek

^۵ - east-west tracking concentrators

^۶ - north-south tracking concentrators

سعید^۱ و همکاران [۲۸] طراحی و تحلیل یک نمونه سیستم جذبی خورشیدی تک-آب-آمونیاک اصلاح شده به منظور افزایش COP سیستم را مورد مطالعه قرار دادند. این اصلاحات عبارت است از استفاده از گرمای اتلافی تجزیه کننده و استفاده از یک واحد ذخیره سازی مبرد که نتایج شبیه‌سازی نشان داد که اصلاحات مذکور به ترتیب موجب افزایش ۱۰ درصدی و ۸ درصدی در COP سیستم گردیده است.

سعید و همکاران در کاری دیگر [۳۵] به شبیه‌سازی و مقایسه عملکرد ۲۴-ساعته یک سیستم جذبی خورشیدی آب-آمونیاک با ظرفیت ۵ کیلووات و دمای اواپراتور ۹- درجه سانتیگراد با چندین تکنولوژی ذخیره‌سازی حرارتی با نرم افزار EES پرداختند و نتایج مقایسه انجام گرفته را به صورت زیر ارائه نمودند.

جدول ۲-۳- مقایسه پارامترهای عملکردی سیستم جذبی با مخازن ذخیره سرد، مبرد و مخزن گرم [۳۵]

Parameter	Unit	Continuous-based operation			Intermittent-based operation
		Cold storage	Refrigerant storage	Heat storage	Cold storage
COP		0.372	0.427	0.4343	0.23
Storage	Mass (kg)	755.4	1845	2815	3249 + 937.3
Generator	Heat capacity (kW)	31.92	27.83	13.3	50.2
Condenser	Heat capacity (kW)	12.53	12.53	5.236	27.11
Evaporator	Heat capacity (kW)	12	5	5	18.1
Absorber	Heat capacity (kW)	29.1	11.28	12.12	32.75
Coolant HX	Heat capacity (kW)	44.16	26.12	18.4	34.75
Evacuated tubular	m ²	60	55	Cannot operate as energy gain at 170 °C is negligible	80

نتایج بررسی آنها نشان می‌دهد که سیستم با مخزن ذخیره مبرد و عملکرد مداوم کارایی بهتری دارد. راقووانشی^۲ و ماهشواری^۳ [۷۰] به تحلیل قانون اول ترمودینامیک و بقای انرژی در تک تک اجزای یک سیستم جذبی آب-آمونیاک پرداخته و نتایج حاصل را جدول‌بندی و ارائه نمودند. نتایج آنها نشان می‌دهد که می‌توان در دمای کمتر از ۵۰ درجه سانتیگراد به ضریب عملکرد ۰/۲۲۷ دست یافت. ازین^۴ و همکاران [۷۱] مدل‌سازی و شبیه‌سازی ترمودینامیکی چیلرهای آمونیاکی دو اثره را مورد مطالعه قرار داده و تاثیر پارامترهای مختلف بر COP سیکل را بررسی نمودند و عملکرد دو نوع پیکربندی جریان موازی و جریان سری-معکوس را مورد مقایسه قرار دادند.

^۱ - Said

^۲ - Raghuvanshi

^۳ - Maheshwari

^۴ - Ezzine

۲-۳-۴-۴- شبیه‌سازی دینامیکی سیستم

کیم^۱ و پارک^۲ [۷۲] یک نمونه چیلر جذبی تک اثره آب-آمونیاک با ظرفیت ۱۰/۵ کیلووات را با کاربری تجاری در فضایی با حجم ۳۰۰ مترمکعب در حالت پایا و گذرا مورد مطالعه، مدل‌سازی، شبیه‌سازی و آنالیز دینامیکی قرار داده‌اند. در شبیه‌سازی سیستم فرض بر این بود که غلظت محلول خروجی از ابزوربر به ژنراتور ۳۳٪ و مبدل حرارتی محلول برابر ۰/۷ بوده و سیستم فاقد مبدل حرارتی مبرد باشد. نتایج آنها نشان می‌دهد که افزایش غلظت محلول قوی آب-آمونیاک منجر به کاهش زمان سیکل می‌گردد و با افزایش غلظت مبرد، فشار سیکل افزایش یافته و عملکرد سیستم مختل می‌گردد.

اوزگورن^۳ و همکاران عملکرد ساعتی یک سیستم جذبی خورشیدی آب-آمونیاک با گردآورنده لوله‌ای خلأ را مورد مطالعه قرار دادند و محدوده تغییرات COP سرمایشی و گرمایشی سیستم را ۰/۴۵۴، ۰/۲۴۳، ۱/۴۵۴ و ۱/۲۴۳ پیش‌بینی نمودند [۷۳].

^۱ - Byongjoo Kim

^۲ - Jongil Park

^۳ - Ozgoren

١

٣- فصل سوم

معادلات حاکم

۳-۱- مقدمه

در این فصل معادلات حاکم بر مسأله با توجه به بخش‌های مختلف پروژه به صورت زیر دسته‌بندی گردیده و ارائه می‌گردد.

- معادلات حاکم بر طراحی و محاسبات سردخانه
- معادلات حاکم بر محاسبات تابش خورشیدی
- معادلات حاکم بر تحلیل سیکل جذبی
- معادلات حاکم بر بخش خورشیدی سیستم
- معادلات حاکم بر عملکرد سیستم تبرید جذبی خورشیدی

۳-۲- معادلات حاکم بر طراحی و محاسبات سردخانه

شدت جذب حرارت از یک ماده یا فضا برای بوجود آوردن شرایط دمایی مورد نظر و ثابت نگه داشتن آن، بار برودتی^۱، بار سرمایی^۲ یا بار گرمایی^۳ نامیده می‌شود [۲۱]. به منظور برآورد بار برودتی سردخانه بایستی کلیه حرارت‌های انتقالی به محیط سردخانه تعیین گردد. در تبرید تجاری که محدوده وسیعی از کاربردهای تبرید را شامل می‌شود بار سرمایی کل به ۴ بار مجزا تقسیم می‌گردد:

- بار جداره‌ها
- بار تعویض هوا
- بار محصولات
- بارهای متفرقه

معادلات حاکم بر هر یک از بارهای مذکور ذیلاً ارائه گردیده و جداول مورد نیاز در پیوست الف ارائه شده است.

^۱ - Refrigeration Load

^۲ - Cooling Load

^۳ - Heat Load

۳-۲-۱- بار جداره‌ها

حرارت انتقال یافته از طریق دیواره‌ها، سقف و کف سردخانه به نوع و ضخامت عایق حرارتی مصرفی، اندازه سطوح و اختلاف دمای سطوح داخلی و خارجی جداره بستگی داشته و از رابطه زیر تعیین می‌گردد [۲۱، ۷۶-۷۴].

$$Q_{Walls} = U \times A \times \Delta T_{o-i} \quad (۱-۳)$$

که

- دمای نگهداری و خواص محصول انتخابی در منابع [۲۱ و ۷۷] ذکر گردیده و در جدول الف-۱ پیوست ارائه گردیده است، دمای محیط با توجه به اطلاعات آب و هوایی منطقه استقرار سردخانه و دمای کف سالن با توجه به دمای محیط در زمستان از جدول الف-۲ تعیین می‌گردد [۲۱].
- تاثیر تشعشع خورشیدی در جداره‌هایی که در معرض تابش خورشیدی قرار دارند با توجه به نوع سطح و جهت قرارگیری سطح در معرض تابش از جدول الف-۳ تعیین شده و به اختلاف دمای طرفین جداره‌ها افزوده می‌گردد [۲۱].
- مقدار ضریب کلی انتقال حرارت به ضخامت دیوار و نوع مواد تشکیل دهنده آن و عایق مصرفی بستگی دارد و با معلوم بودن جنس سطوح و ضخامت آنها از رابطه زیر حاصل می‌شود [۲۱]:

$$\frac{1}{u} = \frac{1}{f_i} + \frac{x_1}{k_1} + \frac{x_2}{k_2} + \dots + \frac{1}{f_o} \quad (۲-۳)$$

ضرایب انتقال حرارت برخی از مصالح و مواد در منابع [۲۱، ۸۰-۷۸] آمده است. برای مصالحی که از مواد غیر همجنس با ضخامت معلوم در ساخت جداره‌ها استفاده شود می‌توان بجای $\frac{x}{k}$ ضریب $\frac{1}{c}$ را جایگزین نمود [۲۱ و ۷۵].

۳-۲-۲- بار محصول

بار محصول شامل بار مورد نیاز برای سرد کردن کالا، سرد کردن ظروف و بار تنفس کالا می‌باشد که بار مورد نیاز برای سرد کردن کالا و ظروف از رابطه زیر محاسبه می‌گردد [۷۶ و ۲۱]:

$$Q_{Product} = \frac{m \times C_p \times \Delta T}{t} \quad (۳-۳)$$

بار تنفس محصول از رابطه زیر محاسبه می‌گردد [۷۶ و ۲۱]:

$$Q_{Respiration} (w) = (kg) \text{ محصول} \times \left(\frac{w}{kg}\right) \text{ حرارت تنفس} \quad (۴-۳)$$

مقدار حرارت تنفسی، به نوع و دمای محصول بستگی دارد و در جدول الف-۴ برای نمونه‌هایی از انواع میوه‌ها و دماهای مختلف ارائه شده است

۳-۲-۳- بار تعویض هوا

در صورتی که دبی جرمی هوای ورودی معلوم باشد بار تعویض هوا به صورت زیر تعیین می‌گردد [۲۱]:

$$Q = \dot{m}(h_o - h_i) \quad (۵-۳)$$

به منظور ساده کردن محاسبات، با توجه به اندازه و دمای نگهداری سردخانه می‌توان شدت نفوذ هوا^۱ (برحسب لیتر بر ثانیه) را از جدول الف-۵ و حرارت حاصل از هر لیتر هوا بر حسب کیلوژول را با توجه به رطوبت نسبی و دمای نگهداری محصول و هوای ورودی به فضای سردخانه از جدول الف-۶ تعیین نموده و بار تعویض هوا را از رابطه زیر محاسبه نمود [۲۱]:

$$Q_{Infiltration} (kw) = (L/s) \text{ شدت نفوذ هوا} \times (kJ/L) \text{ هوا} \quad (۶-۳)$$

۳-۲-۴- بارهای متفرقه

به منظور تعیین بارهای متفرقه، حرارت دفع شده به وسیله لامپ‌ها، افراد، موتورهای الکتریکی و سایر تجهیزات مورد ارزیابی قرار می‌گیرد.

^۱ Infiltration Ratio

▪ حرارت حاصل از لامپها

حرارت حاصل از لامپها از رابطه زیر محاسبه می‌گردد [۷۶ و ۲۱]:

$$Q_{Lights}(w) = \frac{\text{حرارت حاصل از روشنایی لامپها } (w) \times \text{ساعات کارکرد روزانه } (h)}{24 \text{ ساعت}} \quad (7-3)$$

▪ حرارت حاصل از افراد

حرارت حاصل از افراد بستگی به تعداد و نوع فعالیت افراد، تعداد ساعات فعالیت و درجه حرارت سردخانه داشته و از رابطه زیر تعیین می‌گردد [۷۶ و ۲۱]:

$$Q_{Person}(kw) = \frac{\text{تعداد افراد} \times \text{ساعات کارکرد روزانه } (h) \times \text{حرارت معادل هر نفر } (kw)}{24 \text{ ساعت}} \quad (8-3)$$

حرارت معادل هر نفر با توجه به درجه حرارت سردخانه برحسب کیلووات از جدول الف-۷ استخراج می‌گردد.

▪ حرارت حاصل از موتورهای الکتریکی و تجهیزات

حرارت حاصل از موتورهای الکتریکی با توجه به جدول الف-۸ از رابطه‌ی زیر تعیین می‌شود [۲۱]:

$$Q_{Motor}(kw) = \frac{\text{ساعات کارکرد } (h) \times \text{ضریب جدول} \times \text{توان خروجی موتور } (kw)}{24 \text{ ساعت}} \quad (9-3)$$

که ضریب رابطه (۹-۳) به قدرت موتورهای الکتریکی و موقعیت نصب موتور و فن در داخل و یا خارج سردخانه بستگی داشته و از جدول الف-۸ تعیین می‌شود.

▪ حرارت حاصل از سایر تجهیزات

حرارت حاصل از سایر منابع حرارتی نظیر لیفتراکها، تجهیزات حمل و نقل و سایر تجهیزات الکتریکی یا موتوری به بارهای متفرقه افزوده می‌شود.

پس از محاسبه بار کل که مجموع حرارت‌های معرفی شده می‌باشد، حدود ۵ تا ۱۰ درصد به‌عنوان ضریب اطمینان به بار کل اضافه می‌گردد و سپس بار گرمایی کل در ۲۴ ساعت ضرب و بر تعداد ساعات کارکرد دستگاهها در شبانه روز تقسیم می‌گردد تا بار گرمایی متوسط به‌دست آید [۲۱].

۳-۳- معادلات حاکم بر محاسبات تابش خورشیدی

پارامترها و زوایای خورشیدی در پیوست ب معرفی گردیده و در ادامه روابط و معادلات حاکم بر محاسبات مقادیر ماهیانه، روزانه و ساعتی تابش مستقیم، پراکنده و کلی بر روی سطوح افقی، شیب‌دار و سطوح گردآورنده‌های مختلف ارائه می‌گردد.

۳-۳-۱- معادلات حاکم بر محاسبه تابش روی سطوح افقی

۳-۳-۱-۱- تابش فرا جو:

در این قسمت نحوه‌ی محاسبه‌ی تابش خورشیدی رسیده به سطوح افقی در خارج از اتمسفر بررسی می‌شود:

▪ میزان تابش فرا جو یا شدت تابش در هر لحظه از زمان طلوع تا غروب خورشید بر روی یک سطح افقی بر حسب وات بر مترمربع از رابطه زیر محاسبه می‌شود [۱۷]:

$$G_o = G_{sc} \left(1 + 0.033 \cos \frac{360n}{365}\right) (\cos \phi \cos \delta \cos \omega + \sin \phi \sin \delta) \quad (10-3)$$

▪ شدت تابش فرا جو روزانه بر روی یک سطح افقی از رابطه زیر به دست می‌آید [۱۷]:

$$H_o = \frac{24 \times 3600 \times G_{sc}}{\pi} \left(1 + 0.033 \cos \frac{360n}{365}\right) \times \left[\cos \phi \cos \delta \sin \omega_s + \frac{\pi \times \omega_s}{180} \sin \phi \sin \delta\right] \quad (11-3)$$

که ω_s زاویه‌ی ساعت برای طلوع یا غروب بوده و از رابطه زیر محاسبه می‌شود [۱۷]:

$$\omega_s = \cos^{-1}(-\tan \phi \tan \delta) \quad (12-3)$$

▪ تابش فرا جو ساعتی در یک بازه زمانی معین از رابطه زیر تعیین می‌گردد [۱۷]:

$$I_o = \frac{12 \times 3600}{\pi} G_{sc} \left(1 + 0.033 \cos \frac{360n}{365}\right) \times [\cos \phi \cos \delta (\sin \omega_2 - \sin \omega_1) + \frac{\pi(\omega_2 - \omega_1)}{180} \sin \phi \sin \delta] \quad (13-3)$$

۳-۱-۲- متوسط تابش ماهیانه

رابطه تجربی آنگستروم-پریسکات [۸۱ و ۸۲] به صورت زیر تعریف شده است:

$$\frac{\bar{H}}{H_0} = a + b \left(\frac{\bar{n}}{N} \right) \quad (۱۴-۳)$$

که n شماره ی روزها از اول ژانویه بوده و N ماکزیمم ساعات آفتابی (طول روز) می باشد و از رابطه

(۱۵-۳) محاسبه می گردد. همچنین a و b ضرایب تجربی معادله می باشند و به پارامترهای اقلیمی،

شرایط جغرافیایی و نوع پوشش گیاهی منطقه بستگی دارند [۱۷].

$$\bar{N} = \frac{2}{15} \omega_s \quad (۱۵-۳)$$

ضریب صافی هوا را می توان برای مقاطع زمانی ماهیانه، روزانه و یا ساعتی در نظر گرفت [۱۷]:

$$\begin{aligned} \bar{k}_T &= \frac{\bar{H}}{H_0} \\ K_T &= \frac{H}{H_0} \\ K_T &= \frac{I}{I_0} \end{aligned} \quad (۱۶-۳)$$

با استفاده از داده های اندازه گیری شده یا مقادیر برآورد شده از رابطه (۱۴-۳) برای متوسط ماهیانه

تابش کل روی یک سطح افقی و متوسط ماهیانه تابش فرا جو محاسبه شده، ضریب صافی ماهانه هوا

به دست می آید. با داشتن ضریب صافی ماهیانه، نسبت تابش پراکنده ماهیانه به تابش کل ماهیانه از

روابط زیر تعیین می گردد [۱۷]:

$$\text{For } \omega_s \leq 81.4^\circ \text{ and } 0.3 \leq \bar{K}_T \leq 0.8 \quad (۱۷-۳)$$

$$\frac{\bar{H}_d}{H} = 1.391 - 3.560 \bar{K}_T + 4.189 \bar{K}_T^2 - 2.137 \bar{K}_T^3$$

$$\frac{\bar{H}_d}{H} = 1.311 - 3.022 \bar{K}_T + 3.427 \bar{K}_T^2 - 1.821 \bar{K}_T^3$$

رابل و کولارس-پیرا^۱ [۱۷] رابطه مشابهی را به صورت زیر برای این منظور پیشنهاد نموده اند:

$$\begin{aligned} \frac{\bar{H}_d}{H} &= 0.775 + 0.00606(\omega_s - 90) \\ &\quad - [0.505 + 0.00455(\omega_s - 90)] \cos(115 \bar{K}_T - 103) \end{aligned} \quad (۱۸-۳)$$

^۱ - Collares- Pereira and Rabl

۳-۱-۳-۳- محاسبه شدت تابش ساعتی بر سطح افقی

دافی^۱ و همکاران [۱۷] رابطه‌ی ضریب صافی ساعتی و ماهیانه را به صورت زیر معرفی نموده‌اند:

$$k_T = [a + b \cos \frac{\pi}{12} (h - 12)] \bar{K}_T \quad (۱۹-۳)$$

$$a = 0.409 + 0.5016 \sin(\omega_s - 60)$$

$$b = 0.6609 - 0.4767 \sin(\omega_s - 60)$$

در این رابطه h ساعت خورشیدی و ω_s زاویه‌ی ساعت برای طلوع یا غروب بر حسب درجه می‌باشد. با تعیین ضریب صافی ساعتی از رابطه (۱۹-۳) و تابش ساعتی فراجو از رابطه (۱۳-۳)، تابش ساعتی محلی از تعریف ضریب صافی ساعتی بر سطح افقی از رابطه (۱۶-۳) حاصل می‌گردد.

▪ تابش ساعتی مستقیم و پراکنده روی یک سطح افقی

به منظور تعیین نسبت تابش ساعتی پراکنده به تابش ساعتی محلی، تابش پراکنده و مستقیم ساعتی اربس^۲ و همکاران [۴۷] رابطه زیر را پیشنهاد نموده‌اند [۱۷]:

$$\frac{I_d}{I} = \begin{cases} 1.0 - 0.09K_T & \text{for } k_t \leq 0.22 \\ 0.9511 - 0.1604K_T + 4.388K_T^2 & \text{for } 0.22 < K_T \leq 0.8 \\ -16.638K_T^2 + 12.336K_T^4 & \\ 0.165 & \text{for } K_T > 0.8 \end{cases} \quad (۲۰-۳)$$

اورگیل^۳ و هلندس^۴ [۱۷] رابطه مشابهی به صورت زیر برای این منظور ارائه دادند که به طور گسترده مورد استفاده قرار می‌گیرد:

$$\frac{I_d}{I} = \begin{cases} 1.0 - 0.249K_T & \text{for } 0 \leq K_T \leq 0.35 \\ 1.557 - 1084k_T & \text{for } 0.35 < k_t < 0.75 \\ 0.177 & \text{for } k_T > 0.75 \end{cases} \quad (۲۱-۳)$$

^۱ - Duffie

^۲ - Erbs

^۳ - Orgill

^۴ - Hollands

۳-۳-۱-۴- تابش روزانه

▪ تابش کلی روزانه روی یک سطح افقی:

با داشتن مقدار تابش ساعتی محلی در یک ساعت مشخص، شدت تابش محلی روزانه از رابطه زیر به دست می‌آید [۱۷]:

$$r_t = \frac{I}{H} \quad (22-3)$$

که نسبت تابش ساعتی به تابش روزانه بوده و از رابطه کولارس-پیرا و رابل حساب می‌شود [۱۷]:

$$r_t = \frac{\pi}{24} \left(a + b \cos \omega \frac{\cos \omega - \cos \omega_s}{\sin \omega_s - \frac{\pi \omega_s}{180} \cos \omega_s} \right) \quad (23-3)$$

$$a = 0.409 + 0.5016 \sin(\omega_s - 60)$$

$$b = 0.6609 - 0.4767 \sin(\omega_s - 60)$$

▪ تابش مستقیم و پراکنده روزانه روی یک سطح افقی:

در صورت لزوم می‌توان با داشتن تابش پراکنده ساعتی از روابط ارائه شده توسط لی-جردن [۱۷] به

صورت زیر مقدار تابش پراکنده روزانه را تعیین نمود [۸۳]:

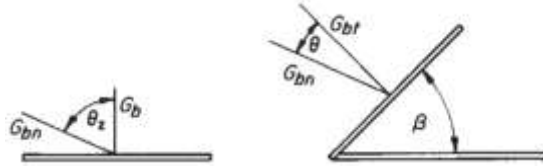
$$r_d = \frac{I_d}{H_d} \quad (24-3)$$

که نسبت r_d از رابطه زیر تعیین می‌گردد:

$$r_d = \frac{\pi}{24} \frac{\cos \omega - \cos \omega_s}{\sin \omega_s - \frac{\pi \omega_s}{180} \cos \omega_s} \quad (25-3)$$

۳-۳-۲- معادلات حاکم بر تعیین تابش روی سطوح شیب‌دار

شکل ۳-۱ زاویه بین پرتوهای خورشید و بردار نرمال سطح افقی و سطح شیب‌دار را نمایش می‌دهد.



شکل ۳-۱- تابش مستقیم روی سطح شیب‌دار و سطح افقی [۱۷]

▪ روابط حاکم بر تابش متوسط روی سطح شیب‌دار

♦ روش KT [۱۷]:

$$\begin{aligned} \bar{R} = & \frac{\cos(\phi - \beta)}{d \cos} \left[\left(a - \frac{\bar{H}_d}{H} \right) \left(\sin \omega'_s - \frac{\pi \omega_s''}{180} \cos \omega_s'' \right) \right. \\ & \left. + \frac{b}{2} \left(\frac{\pi \omega_s''}{180} + \sin \omega_s'' (\cos \omega_s'' - 2 \cos \omega_s'') \right) \right] \\ & + \frac{\bar{H}_d}{H} \left(\frac{1 + \cos \beta}{2} \right) + \rho_8 \left(\frac{1 - \cos \beta}{2} \right) \end{aligned} \quad (26-3)$$

که در این رابطه:

$$\begin{aligned} \omega'_s = & \min \left[\begin{array}{l} \cos^{-1}(-\tan \phi \tan \delta) \\ \cos^{-1}(-\tan(\phi - \beta) \tan \delta) \end{array} \right] \\ \omega_s'' = & \cos^{-1}[-\tan(\phi - \beta) \tan \delta] \end{aligned} \quad (27-3)$$

$$d = \sin \omega_s - \frac{\pi \omega_s}{180} \cos \omega_s$$

♦ روش لی-جوردن^۱ [۱۷]:

$$\bar{R}_b = \frac{\cos(\phi - \beta) \cos \delta \sin \omega'_s + \left(\frac{\pi}{180} \right) \omega_s' \sin(\phi - \beta) \sin \delta}{\cos \phi \cos \delta \sin \omega_s + \left(\pi / 180 \right) \omega_s \sin \phi \sin \delta} \quad (28-3)$$

که:

$$\omega'_s = \left[\begin{array}{l} \cos^{-1}(-\tan \phi \tan \delta) \\ \cos^{-1}(-\tan(\phi - \beta) \tan \delta) \end{array} \right] \quad (29-3)$$

^۱ - Li-Jordan

▪ نسبت تابش مستقیم روی سطح شیب‌دار به تابش مستقیم روی سطح افقی

رابطه زیر نسبت تابش مستقیم روی سطح شیب‌دار به تابش مستقیم روی سطح افقی بر حسب زوایای

بین اشعه خورشید و نرمال سطوح بیان می‌کند [۱۷]:

$$R_b = \frac{G_{b,T}}{G_b} = \frac{G_{b,n} \cos \theta}{G_{b,n} \cos \theta_z} = \frac{\cos \theta}{\cos \theta_z} \quad (3-30)$$

هاتل و ورتز^۱ معادله فوق را به صورت زیر برای تابش ساعتی توسعه دادند [۱۷]:

$$R_b = I_{b,T} / I_b \quad (3-31)$$

که در روابط فوق:

$$\begin{aligned} \cos \theta = & \sin \delta \sin \phi \cos \beta \\ & - \sin \delta \cos \phi \sin \beta \cos \gamma \\ & + \cos \delta \cos \phi \cos \beta \cos \omega + \cos \delta \sin \beta \sin \delta \sin \beta \sin \gamma \sin \omega \end{aligned} \quad (3-32)$$

یا:

$$\cos \theta = \cos \theta_z \cos \beta + \sin \theta_z \sin \beta \cos(\gamma_s - \gamma) \quad (3-33)$$

$$\cos \theta_z = \cos \phi \cos \delta \cos \omega + \sin \phi \sin \delta$$

$$\gamma_s = \sin(\omega) \left| \cos^{-1} \left(\frac{\cos \theta_z \sin \phi - \sin \delta}{\sin \theta_z \cos \phi} \right) \right|$$

در صورتی که بازه زمانی مورد نظر مسأله دورتر از زمان طلوع و غروب باشد می‌توان با حل روابط بالا

در حد واسط بازه به جواب رسید ولی در صورتی که بازه زمانی مورد نظر مسأله، نزدیک طلوع و یا غروب

باشد دقت جواب با روند بالا به مراتب کمتر خواهد بود و لازم است که از روابط فوق به صورت زیر

انتگرال‌گیری گردد [۱۷]:

$$R_{b,avc} = \frac{\int_{\omega_1}^{\omega_2} J_b G_0 d\omega}{\int_{\omega_1}^{\omega_2} J_b G_0 d\omega} \approx \frac{\int_{\omega_1}^{\omega_2} G_0 R_b d\omega}{\int_{\omega_1}^{\omega_2} G_0 d\omega} = \frac{\int_{\omega_1}^{\omega_2} \cos \theta d\omega}{\int_{\omega_1}^{\omega_2} \cos \theta_z d\omega} \quad (3-34)$$

$$R_{b,ave} = \frac{a}{b}$$

$$\begin{aligned} a = & (\sin \delta \sin \phi \sin \beta \\ & - \sin \delta \cos \phi \sin \beta \cos \gamma) \times \frac{1}{180} (\omega_2 - \omega_1) \pi \\ & + (\cos \delta \cos \phi \cos \beta \\ & + \cos \delta \sin \phi \sin \beta \cos \gamma) \times (\sin \omega_2 - \sin \omega_1) \end{aligned}$$

$$b = (\cos \phi \cos \delta) \times (\sin \omega_2 - \sin \omega_1) + (\sin \phi \sin \delta) \times \frac{1}{180} (\omega_2 - \omega_1) \pi$$

^۱ - Hottel and Voertz

▪ تابش ساعتی کلی بر روی سطح شیب‌دار

مدل‌های متعددی براساس روابط تئوری و تجربی به منظور برآورد مقادیر تابش ساعتی روی یک سطح شیب‌دار ارائه شده است که در بخش ب-۲ پیوست معرفی گردیده اند.

در کار حاضر با فرض آسمان غیر یکنواخت و با توجه به نصب رو به جنوب گردآورنده‌های خورشیدی با پیشنهاد دافی [۱۷] از مدل HDKR^۱ که به فرم زیر است استفاده می‌شود:

$$I_T = (I_b + I_d A_i) R_b + I_d (1 - A_i) \left(\frac{1 + \cos \beta}{2} \right) [1 + f \sin^3 \left(\frac{\beta}{2} \right) + IP_8 \left(\frac{1 - \cos \beta}{2} \right)] \quad (3-35)$$

$$f = \sqrt{\frac{I_b}{I}}$$

$$A_i = \frac{I_{bn}}{I_{an}} = \frac{I_b}{I_o}$$

۳-۳-۳- محاسبات تابش رسیده به سطح گردآورنده‌ها

روابطی که در قسمت‌های قبل جهت برآورد تابش مستقیم روی سطوح شیب‌دار مطرح شد برای سطوح ثابت بوده و تخمین تابش مستقیم روی سطوح متحرک کمی خطا خواهد داشت. در صورتی که مقادیر تابش بر سطح عمود بر راستای آن در دسترس باشد رابطه زیر توصیه می‌شود [۱۷]:

$$G_{bT} = G_{bn} \cos \theta \quad (3-36)$$

که می‌توان با استفاده از روابط مذکور در قسمت‌های قبل برای زوایای برخورد مختلف از رابطه (۳-۳۶) در تعیین تابش روزانه، ساعتی و کلی نیز استفاده نمود. و در صورتی که مقادیر تابش روی سطح افق در دسترس باشد با استفاده از مفهوم R_b ، مشابه قبل عمل می‌شود. در ادامه روابط حاکم بر زاویه برخورد و مفهوم R_b برای گردآورنده‌های مختلف ارائه می‌گردد.

^۱ the Hay, Davies, Klucher, Reindl model

۳-۳-۱- گردآورنده‌های خورشیدی ثابت

با توجه به قرارگیری ایران در نیمکره شمالی و معمول ترین زاویه برای زاویه نصب گردآورنده، یعنی زاویه سمت برابر صفر روابط R_b و زاویه برخورد به صورت زیر خواهد بود [۱۷]:

$$R_b = \frac{\cos(\phi - \beta) \cos \delta \cos \omega + \sin(\phi - \beta) \sin \delta}{\cos \phi \cos \delta \cos \omega + \sin \phi \sin \delta} \quad (37-3)$$

$$\cos \theta = \cos(\phi - \beta) \cos \delta \cos \omega + \sin(\phi - \beta) \sin \delta$$

۳-۳-۲- گردآورنده‌های خورشیدی ردیاب

▪ صفحاتی با قابلیت چرخش حول محور شرق-غرب افقی و تنظیم روزانه [۱۷]:

برای این صفحات زاویه برخورد به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$\cos \theta = \sin^2 \delta + \cos^2 \delta \cos \omega \quad (38-3)$$

شیب این سطوح که در طول یک روز ثابت می ماند از رابطه زیر تعیین می‌گردد:

$$\beta = |\phi - \delta| \quad (39-3)$$

زاویه سمت خورشیدی (γ) بسته به مقادیر زاویه انحراف (δ) و عرض جغرافیایی (ϕ) همواره صفر یا ۱۸۰ درجه می‌باشد.

$$\gamma = \begin{cases} 0^0 & \text{if } \phi - \delta > 0 \\ 180^0 & \text{if } \phi - \delta \leq 0 \end{cases} \quad (40-3)$$

▪ صفحاتی با قابلیت چرخش حول محور شرق-غرب افقی و تنظیم مداوم [۱۷]:

$$\cos \theta = (1 - \cos^2 \delta \sin^2 \omega)^{\frac{1}{2}} \quad (41-3)$$

شیب این سطوح به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$\tan \beta = \tan \theta_z |\cos \gamma_s| \quad (42-3)$$

و زاویه سمت خورشیدی (γ) طبق رابطه زیر صفر یا ۱۸۰ درجه می‌باشد:

$$\gamma = \begin{cases} 0^0 & \text{if } |\gamma_s| < 90 \\ 180^0 & \text{if } |\gamma_s| \geq 90 \end{cases} \quad (43-3)$$

▪ صفحاتی با قابلیت چرخش حول محور شمال-جنوب به موازات محور زمین و تنظیم مداوم [۱۷]:

رابطه زاویه برخورد:

$$\cos \theta = \cos \delta \quad (۴۴-۳)$$

شیب سطوح به طور مداوم تغییر می کند و برابر است با:

$$\tan \beta = \frac{\tan \phi}{\cos \gamma} \quad (۴۵-۳)$$

و زاویه سمت خورشیدی (γ) از رابطه زیر تعیین می شود:

$$\gamma = \tan^{-1} \frac{\sin \theta_z \sin \gamma_s}{\cos \theta' \sin \phi} + 180 C_1 C_2 \quad (۴۶-۳)$$

که در این رابطه:

$$\cos \theta' = \cos \theta_z \cos \phi + \sin \theta_z \sin \phi \cos \gamma_s$$

$$C_1 = \begin{cases} 0 & \text{if } \left(\tan^{-1} \frac{\sin \theta_z \sin \gamma_s}{\cos \theta' \sin \phi} \right) \gamma_s \geq 0 \\ +1 & \text{otherwise} \end{cases} \quad (۴۷-۳)$$

$$C_2 = \begin{cases} +1 & \text{if } \gamma_s \geq 0 \\ -1 & \text{if } \gamma_s < 0 \end{cases}$$

▪ صفحاتی با قابلیت چرخش حول محور شمال-جنوب و تنظیم مداوم [۱۷]:

$$\cos \theta = (\cos^2 \theta_z + \cos^2 \delta \sin^2 \omega)^{\frac{1}{2}} \quad (۴۸-۳)$$

شیب این سطوح به صورت زیر تعریف می شود:

$$\tan \beta = \tan \theta_z |\cos(\gamma - \gamma_s)| \quad (۴۹-۳)$$

و زاویه سمت خورشیدی (γ) طبق رابطه زیر می تواند ۹۰ یا ۹۰- درجه باشد:

$$\gamma = \begin{cases} 90^\circ & \text{if } \gamma_s > 0 \\ -90^\circ & \text{if } \gamma_s \leq 0 \end{cases} \quad (۵۰-۳)$$

▪ صفحاتی با قابلیت چرخش حول محور عمودی با شیب ثابت [۱۷]:

$$\cos \theta = \cos \theta_z \cos \beta + \sin \theta_z \sin \beta \quad (۵۱-۳)$$

شیب ثابت است بنابراین؛

$$\beta = \text{const} \quad (۵۲-۳)$$

و زاویه سمت خورشیدی (γ) برابر است با:

$$\gamma = \gamma_s \quad (۵۳-۳)$$

▪ صفحاتی با قابلیت ردیابی دو محوره [۱۷]

برای این صفحات

$$\cos \theta = 1 \quad (۵۴-۳)$$

$$\beta = \theta_z$$

$$\gamma = \gamma_s$$

۳-۴- معادلات حاکم بر تحلیل سیکل تبرید جذبی

برای آنالیز ترمودینامیکی سیستم جذبی باید قانون بقای جرم و قانون اول ترمودینامیک برای هر یک از اجزای سیستم نوشته شود. هر جزء می‌تواند به عنوان یک حجم کنترل با جریان ورودی و خروجی عمل کند و در آن حرارت منتقل شده و کار رد و بدل گردد.

معادلات انتقال جرم حاکم برای حالت پایا و سیستم با جریان پایا به صورت زیر نوشته می‌شود:

$$\sum m_i - \sum m_0 = 0 \quad (۵۵-۳)$$

$$\sum (m.x)_i - \sum (m.x)_0 = 0$$

قانون اول ترمودینامیک معادله بالانس انرژی برای هر یک از اجزای سیستم جذبی به صورت زیر بیان می‌کند:

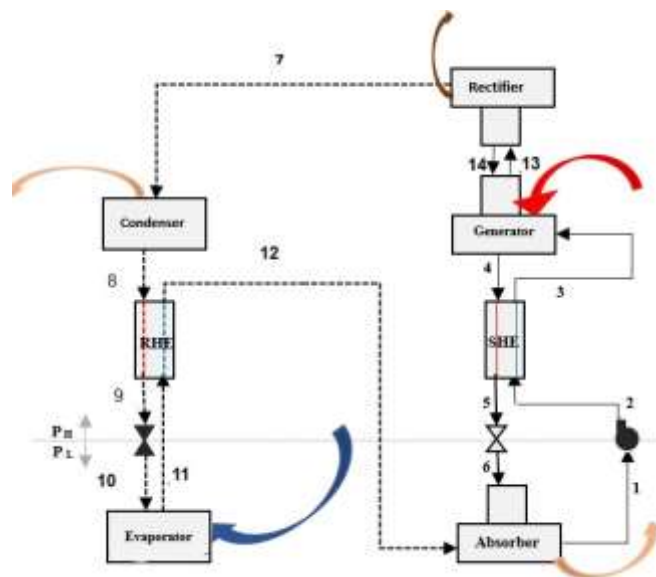
$$\sum (m.h)_i - \sum (m.h)_0 + \left[\sum Q_l - \sum Q_0 \right] + W = 0 \quad (۵۶-۳)$$

موازنه انرژی کلی سیستم نیازمند آن است که مجموع انتقال حرارت ژنراتور، رکتیفایر، اواپراتور، کندانسور، ابزوربر و کار پمپ صفر باشد. انرژی مفید خروجی سیستم برای عملیات سرمایش، گرمای استخراج شده از محیط توسط اواپراتور می‌باشد. لذا COP سیستم جذبی با در نظر گرفتن یا صرف نظر کردن از کار پمپ به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$COP_{th} = \frac{Q_E}{Q_G} \quad (57-3)$$

$$COP = \frac{Q_E}{Q_G + W_P} \quad (58-3)$$

شماتیک یک سیستم جذبی تک-اثره آب-آمونیاک در شکل ۲-۳ نمایش داده شده و در ادامه معادلات حاکم بر موازنه جرم و انرژی در تک تک اجزای سیستم ارائه گردیده است.



شکل ۲-۳- شماتیک سیستم جذبی آب-آمونیاک متداول

▪ ابزوربر

موازنه جرم:

$$\dot{m}_6 + \dot{m}_{12} = \dot{m}_1 \quad (59-3)$$

$$\dot{m}_6 x_6 + \dot{m}_{12} x_{12} = \dot{m}_1 x_1$$

موازنه انرژی:

$$Q_A = \dot{m}_6 h_6 + \dot{m}_{12} h_{12} - \dot{m}_1 h_1 \quad (60-3)$$

▪ پمپ

موازنه جرم:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad (61-3)$$

$$\dot{m}_1 x_1 = \dot{m}_2 x_2 \Rightarrow x_1 = x_2$$

کار پمپ:

$$W_p = \frac{\dot{m}_1 \cdot v_1 \cdot (P_2 - P_1)}{\eta_{pump}} \quad (62-3)$$

موازنه انرژی:

$$\dot{m}_1 h_1 + \dot{W}_p = \dot{m}_2 h_2 \quad (63-3)$$

▪ مبدل حرارتی مخلول

موازنه جرم:

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3, \dot{m}_4 = \dot{m}_5 \quad (64-3)$$

$$x_2 = x_3, x_4 = x_5$$

موازنه انرژی:

$$\dot{m}_3 h_3 - \dot{m}_2 h_2 = \dot{m}_4 h_4 - \dot{m}_5 h_5 \quad (65-3)$$

▪ مبدل حرارتی مبرد

موازنه جرم:

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_9, \dot{m}_{11} = \dot{m}_{12} \quad (66-3)$$

$$x_8 = x_9, x_{11} = x_{12}$$

موازنه انرژی:

$$\dot{m}_8 h_8 - \dot{m}_9 h_9 = \dot{m}_{12} h_{12} - \dot{m}_{11} h_{11} \quad (67-3)$$

▪ ژنراتور

موازنه جرم:

$$\dot{m}_3 + \dot{m}_{14} = \dot{m}_4 + \dot{m}_{13} \quad (68-3)$$

$$\dot{m}_3 x_3 + \dot{m}_{14} x_{14} = \dot{m}_4 x_4 + \dot{m}_{13} x_{13}$$

موازنه انرژی:

$$Q_G = \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_{13} h_{13} - (\dot{m}_3 h_3 + \dot{m}_{14} h_{14}) \quad (69-3)$$

▪ شیر انبساط محلول

موازنه جرم:

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 \quad (70-3)$$

$$x_5 = x_6$$

موازنه انرژی:

$$h_5 = h_6 \quad (71-3)$$

▪ رکتیفایر

موازنه جرم:

$$\dot{m}_7 + \dot{m}_{14} = \dot{m}_{13} \quad (72-3)$$

$$\dot{m}_7 x_7 + \dot{m}_{14} x_{14} = \dot{m}_{13} x_{13}$$

موازنه انرژی:

$$Q_d = \dot{m}_{13} h_{13} - (\dot{m}_{14} h_{14} - \dot{m}_7 h_7) \quad (73-3)$$

▪ کندانسور

موازنه جرم:

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 \quad (74-3)$$

$$x_7 = x_8$$

موازنه انرژی:

$$Q_C = \dot{m}_7 h_7 - \dot{m}_8 h_8 \quad (75-3)$$

▪ منبسط کننده مبرد

موازنه جرم:

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10} \quad (76-3)$$

$$x_9 = x_{10}$$

موازنه انرژی:

$$h_9 = h_{10} \quad (77-3)$$

▪ اواپراتور

موازنه جرم:

$$\dot{m}_{10} = \dot{m}_{11} \quad (78-3)$$

$$x_{10} = x_{11}$$

موازنه انرژی:

$$Q_E = \dot{m}_{11}h_{11} - \dot{m}_{10}h_{10} \quad (79-3)$$

۳-۵- معادلات حاکم بر بخش خورشیدی سیستم

تعاریف کسر خورشیدی ذیلاً معرفی گردیده و در ادامه معادلات حاکم بر محاسبات حرارتی گردآورنده‌ها، تحلیل تانک ذخیره، فرایند کنترل سیکل گردآورنده و تحلیل عملکرد مبدل گردآورنده ارائه می‌گردد.

کسر خورشیدی برحسب انرژی مفید دریافتی گردآورنده و انرژی کمکی مصرفی [۳۲]

$$f^1 = \frac{Q_u - Q_{aux}}{Q_u} \quad (80-3)$$

برحسب نسبت حرارت تامین شده از گردآورنده‌های خورشیدی به کل حرارت مورد نیاز:

$$SF^2 = \frac{Q_{coll}}{Q_{coll} + Q_{Aux}} \quad (81-3)$$

برحسب نسبت انرژی خریداری نشده به انرژی کل مورد نیاز [۴۹]:

$$FNP^3 = 1 - \frac{Q_{Aux}}{Q_{Load}} \quad (82-3)$$

^۱ - fraction

^۲ - Solar Fraction

^۳ - Fraction of the total load met by Non-Purchased energy

۳-۵-۱- محاسبات حرارتی گردآورنده‌های خورشیدی

در این قسمت معادلات حاکم بر محاسبات حرارتی گردآورنده‌های خورشیدی برای گردآورنده‌های صفحه تخت و لوله‌ای خلأ، سهموی مرکب و متمرکزکننده‌های ردیاب به صورت جداگانه معرفی و ارائه می‌گردد.

۳-۵-۱-۱- گردآورنده‌های خورشیدی تخت و لوله‌ای خلأ

مهمترین مزیت گردآورنده تخت و لوله‌ای جذب هر دو جزء پراکنده و مستقیم تابش خورشیدی می‌باشد.

- گرمای جذب شده^۱ توسط گردآورنده با مدل یکنواخت^۲:

$$S = I_b R_b (\tau\alpha)_b + I_d (\tau\alpha)_d \left(\frac{1 + \cos\beta}{2} \right) + \rho_g I (\tau\alpha)_g \left(\frac{1 - \cos\beta}{2} \right) \quad (۸۳-۳)$$

- گرمای جذب شده توسط گردآورنده با مدل HDKR:

$$S = (I_b + I_d A_i) R_b (\tau\alpha)_b + I_d (1 - A_i) (\tau\alpha)_d \left(\frac{1 + \cos\beta}{2} \right) \left[1 + f \sin^3 \left(\frac{\beta}{2} \right) \right] + I \rho_g (\tau\alpha)_g \left(\frac{1 - \cos\beta}{2} \right) \quad (۸۴-۳)$$

معادله انرژی این گردآورنده‌ها در حالت پایا به صورت زیر تعریف می‌شود که AC سطح موثر جذب گردآورنده می‌باشد.

$$Q_u = A_C [S - U_L (T_m - T_a)] \quad (۸۵-۳)$$

نسبت گرمای داده شده به آب به میزان تابش رسیده به سطح گردآورنده، بازده گردآورنده تعریف می‌شود:

$$Q_u = A_C F_R [S - U_L (T_i - T_a)] \quad (۸۶-۳)$$

$$\eta_I = \frac{Q_u}{A_C G_T} = F_R (\tau\alpha) - \frac{F_R U_L (T_i - T_a)}{G_T}$$

در رابطه (۸۶-۳) ترم اول به چگونگی جذب انرژی و ترم دوم به چگونگی اتلاف انرژی اشاره می‌نماید و F_R ضریب اتلاف حرارتی بوده و با توجه به جنس مصالح گردآورنده قابل محاسبه می‌باشد.

^۱- Absorbed Solar Radiation

^۲- isotropic diffuse concept

^۳- collector heat removal factor

ماکزیمم دمای سیال عامل خروجی گردآورنده از رابطه زیر محاسبه می‌گردد و در فرایند تحلیل عملکرد سیستم، بهینه‌سازی پارامترهای خورشیدی و آرایش گردآورنده‌ها نباید مقادیر به گونه‌ای انتخاب گردد که دمای خروجی گردآورنده بیشتر از مقدار به دست آمده از رابطه زیر باشد.

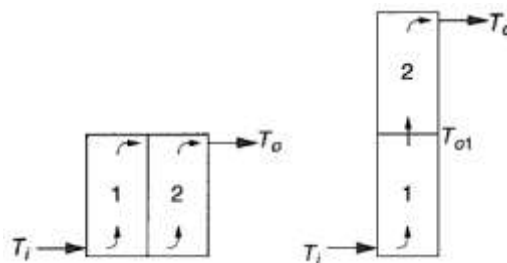
$$Q_u = 0: \quad (87-3)$$

$$s = (\tau\alpha)_{av} I_T$$

$$T_{max} = T_a + \frac{S}{U_L}$$

چیدمان گردآورنده‌ها:

عملکرد و کارایی گردآورنده‌ها به نوع چیدمان گردآورنده‌ها که ممکن است به صورت موازی، سری یا سری-موازی در نظر گرفته شود، بستگی دارد. در شکل ۳-۳ چیدمان موازی و سری گردآورنده‌ها نمایش داده شده است.



شکل ۳-۳- چیدمان سری و موازی گردآورنده‌ها [۱۷]

معادله (۳-۴۰) معرف انرژی مفید دریافتی گردآورنده در آرایش موازی بوده و جهت استفاده در چیدمان سری گردآورنده‌ها به علت متفاوت بودن دماهای ورودی و خروجی مدل‌ها بایستی بفرم زیر اصلاح گردد:

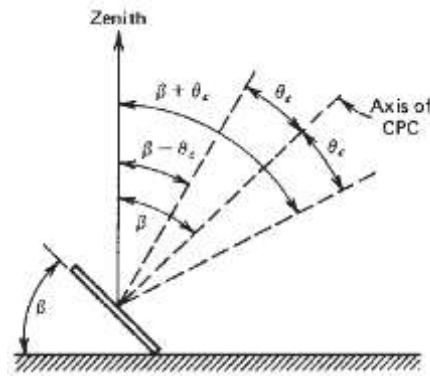
$$Q_{u,1} + Q_{u,2} = A_1 F_{R1} [G_T (\tau\alpha)_1 - U_{L1} (T_i - T_a)] + A_2 F_{R2} [G_T (\tau\alpha)_2 - U_{L2} (T_{o,1} - T_a)] \quad (88-3)$$

که $T_{o,1}$ خروجی جزء ۱ و ورودی جزء ۲ بوده و از رابطه زیر حساب می‌گردد:

$$T_{o,1} = T_i + \frac{Q_{u,1}}{\dot{m} C_p} \quad (89-3)$$

۳-۵-۱-۲- گردآورنده‌های سهموی مرکب

شماتیک یک گردآورنده CPC، زاویه شیب و زاویه دریافت تابش^۱ در شکل ۳-۴ نمایش داده شده است.



شکل ۳-۴- شماتیک یک گردآورنده CPC، زاویه شیب و زاویه دریافت تابش [۱۷]

روابط حاکم بر محاسبات حرارتی این گردآورنده‌ها به صورت زیر می‌باشد [۱۷]:

$$S = G_{b,cpc} \tau_{c,b} \tau_{cpc,b} \alpha_b + G_{d,cpc} \tau_{c,d} \alpha_d + G_{g,cpc} \tau_{c,g} \tau_{cpc,g} \alpha_g \quad (۳-۹۰)$$

$$G_{b,cpc} = F G_{bn} \cos \theta$$

$$C_{d,cpc} = \begin{cases} \frac{G_d}{C} & \text{if } (\beta + \theta_c) < 90^\circ \\ \frac{G_d}{2} \left(\frac{1}{C} + \cos \beta \right) & \text{if } (\beta + \theta_c) > 90^\circ \end{cases}$$

$$C_{g,cpc} = \begin{cases} 0 & \text{if } (\beta + \theta_c) < 90^\circ \\ \frac{G_d}{2} \left(\frac{1}{C} - \cos \beta \right) & \text{if } (\beta + \theta_c) > 90^\circ \end{cases}$$

$$C = \frac{a}{a'} = \frac{1}{\sin \theta_c}$$

که در رابطه فوق C نسبت تمرکز^۲؛ $G_{b,cpc}$ ، $G_{d,cpc}$ و $G_{g,cpc}$ تابش مستقیم، پراکنده و انعکاسی از

زمین رسیده به دهانه گردآورنده در محدوده زاویه دریافت^۳؛ $\tau_{c,b}$ ، $\tau_{c,d}$ و $\tau_{c,g}$ ضریب عبور پوشش برای

تابش مستقیم، تابش پراکنده و تابش انعکاسی از زمین؛ α_b ، α_d و α_g : ضرایب جذب دریافت کننده^۴

برای تابش مستقیم، پراکنده و انعکاسی از زمین؛ $\tau_{cpc,b}$ ، $\tau_{cpc,d}$ و $\tau_{cpc,g}$ ضرایب عبور CPC می‌باشند.

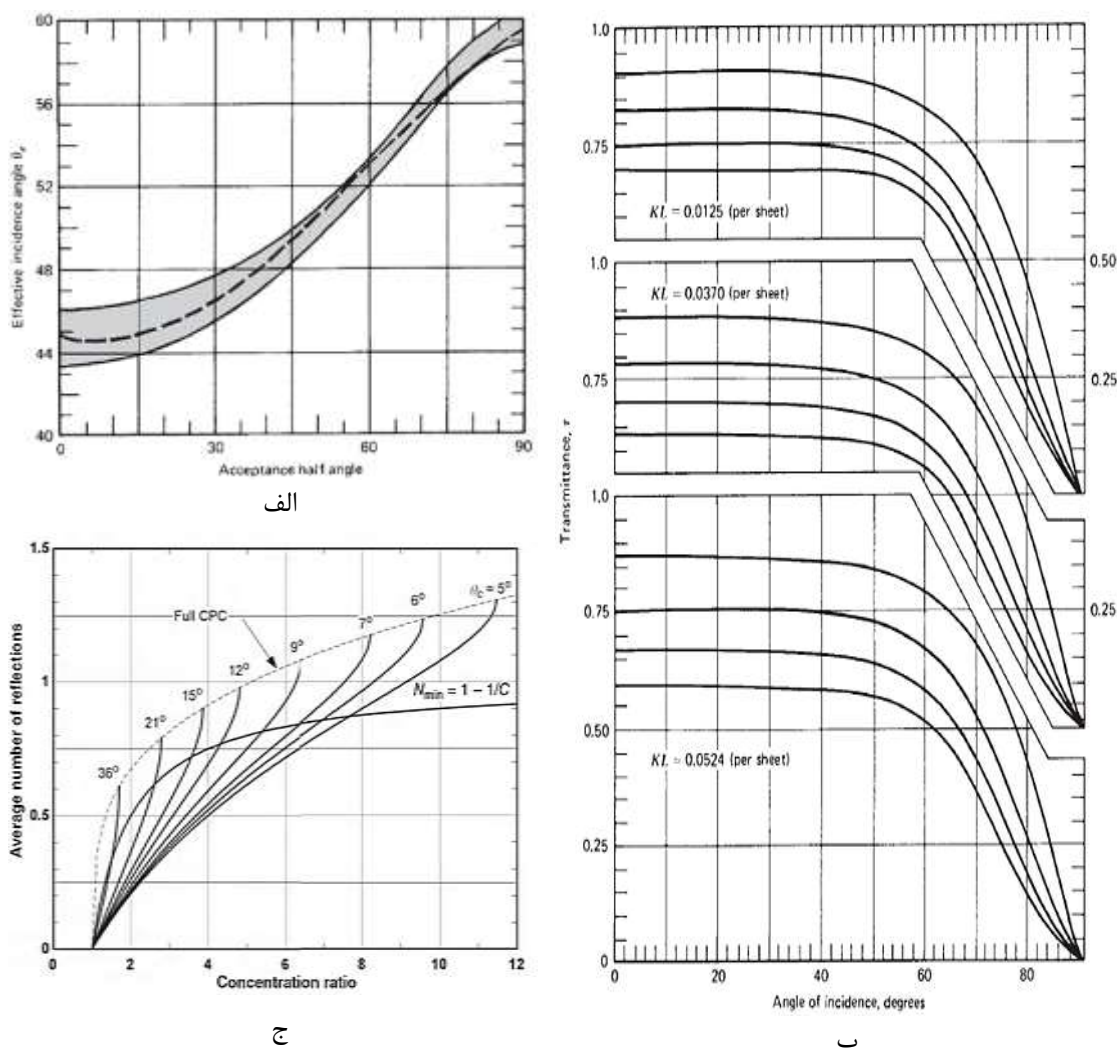
^۱ Acceptance half-angle of compound parabolic concentrator

^۲ - concentration ratio

^۳ - acceptance angle

^۴ -absorptance of the receiver

لازم به ذکر است که شیب بهینه رو به جنوب، مقادیر تابش مستقیم و پراکنده بر روی سطح افقی و زاویه برخورد تابش مستقیم، در این نوع گردآورنده‌ها مشابه با دیگر گردآورنده‌های ثابت تعیین می‌گردد. زاویه برخورد تابش پراکنده یکنواخت به سطح گردآورنده بر حسب تابعی از زاویه پذیرش، ضریب عبور تابش مستقیم و پراکنده از پوشش گردآورنده بر حسب تابعی از زاویه پذیرش، تعداد و جنس پوشش‌ها و متوسط تعداد بازتاب‌های رسیده به جذب‌کننده^۱ بر حسب تابعی از ضریب تمرکز و نوع گردآورنده به ترتیب از دیاگرام الف، ب و ج شکل ۳-۵ تعیین می‌گردد.



شکل ۳-۵- الف: زاویه برخورد تابش پراکنده یکنواخت به سطح گردآورنده بر حسب تابعی از زاویه پذیرش [۱۷ و ۸۴]؛ ب: ضریب عبور تابش مستقیم و پراکنده از پوشش گردآورنده بر حسب تابعی از زاویه پذیرش، تعداد و جنس پوشش‌ها [۱۷]؛ ج: متوسط تعداد بازتاب‌های رسیده به جذب‌کننده بر حسب تابعی از ضریب تمرکز و نوع گردآورنده [۱۷ و ۸۵]

^۱ - number of reflections

ضرایب عبور CPC ($\tau_{CPC,b}$ ، $\tau_{CPC,d}$ و $\tau_{CPC,g}$) تابعی از ضریب انعکاس گردآورنده^۱ (ρ) و تعداد بازتابها (ni) می‌باشد و معمولاً یکسان در نظر گرفته می‌شوند و از رابطه زیر محاسبه می‌گردند [۱۷]:

$$\tau_{CPC} = \rho^{ni} \quad (91-3)$$

F تابع کنترل تاثیر یا عدم تاثیر تابش مستقیم در تابش دریافتی گردآورنده می‌باشد و در صورتی که شرط زیر برقرار باشد مقدار آن ۱ و در غیر اینصورت برابر صفر می‌باشد [۱۷ و ۸۶].

$$(\beta - \theta_c) \leq \tan^{-1}(\tan \theta_z \cos \gamma_s) \leq (\beta + \theta_c) \quad (92-3)$$

انرژی جذب شده توسط گردآورنده [۱۷]:

$$Q_u = F_R A_a \left[s - \frac{A_r}{A_a} U_L (T_i - T_a) \right] \quad (93-3)$$

رابل^۲ و همکاران [۸۷] کارایی چندین CPC آزمایشی را با دریافت کننده استوانه‌ای و لوله‌ای خلأ اندازه‌گیری نمودند و برای نوع استوانه‌ای، نسبت تمرکز را برابر ۵٫۲، زاویه دریافت را برابر ۶٫۵ درجه، و $F_{av}UL$ و $F_{av}(\tau\alpha)_n$ را به ترتیب ۰/۶۸ و ۰/۱۸۵ وات بر مترمربع سانتیگراد به دست آوردند.

لی و همکاران [۸۸] برپایه انجام یک سری آزمایشات بر روی یک نمونه CPC متناسب با شرایط اقلیمی چین، رابطه تجربی زیر را برای راندمان این گردآورنده ارائه نمودند.

$$\eta = 0.49204 - 0.29002T^* \quad (94-3)$$

$$T^* = (T_i - T_a)/1$$

^۱ - reflectance of the CPC reflector

^۲ - Rabl

۳-۱-۵-۳- متمرکزکننده‌های ردیاب خورشیدی

انرژی مفید دریافت شده توسط گردآورنده سهموی خطی از رابطه زیر تعیین می‌شود [۱۷ و ۵۷]:

$$Q_u = F_R A_a \left[S - \frac{A_r}{A_a} U_L (T_i - T_a) \right] \quad (۹۵-۳)$$

که در رابطه بالا، A_r مساحت جذب کننده و A_a مساحت دهانه گردآورنده با در نظر گرفتن سایه جذب کننده بوده و نسبت تمرکز به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$c = \frac{A_a}{A_r} \quad (۹۶-۳)$$

حداکثر نسبت تمرکز در متمرکزکننده‌های مدور برابر است با:

$$\left(\frac{A_a}{A_r} \right)_{circular, max} = \frac{R^2}{r^2} = \frac{1}{\sin^2 \theta_s} \quad (۹۷-۳)$$

و در متمرکزکننده‌های خطی:

$$\left(\frac{A_a}{A_r} \right)_{linear, max} = \frac{1}{\sin \theta_s} \quad (۹۸-۳)$$

همچنین راندمان لحظه‌ای گردآورنده از رابطه زیر تعیین می‌گردد:

$$\eta_c = \frac{Q_u}{I_b R_b A_c} \quad (۹۹-۳)$$

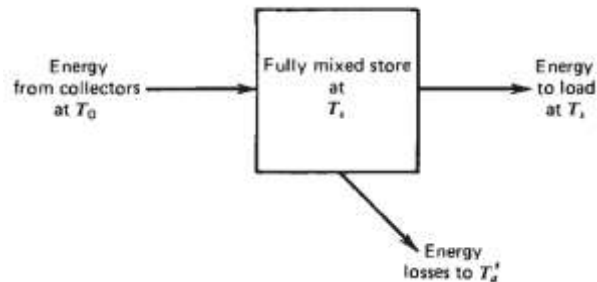
که در این روابط، Q_u انرژی مفید دریافتی گردآورنده و A_c سطح موثر گردآورنده می‌باشد. مشخصات یک نمونه گردآورنده سهموی خطی به‌عنوان نمونه در جدول ۳-۱ ارائه گردیده است:

جدول ۳-۱- مشخصات یک نمونه گردآورنده سهموی خطی [۵۷]

Aperture width (m)	2
Absorber tube inner diameter (m)	0.035
Absorber tube outer diameter (m)	0.042
Evacuated glass tube diameter (m)	0.07
Absorber tube emissivity	0.25
Glass tube emissivity	0.94
Overall optical efficiency	0.7

۳-۵-۲- معادلات حاکم بر تحلیل مخزن ذخیره

▪ تانک ذخیره با مخلوط یکنواخت



شکل ۳-۶- تانک ذخیره یکنواخت [۱۷] (دمای وابسته به زمان تانک و T_a' دمای محیط)

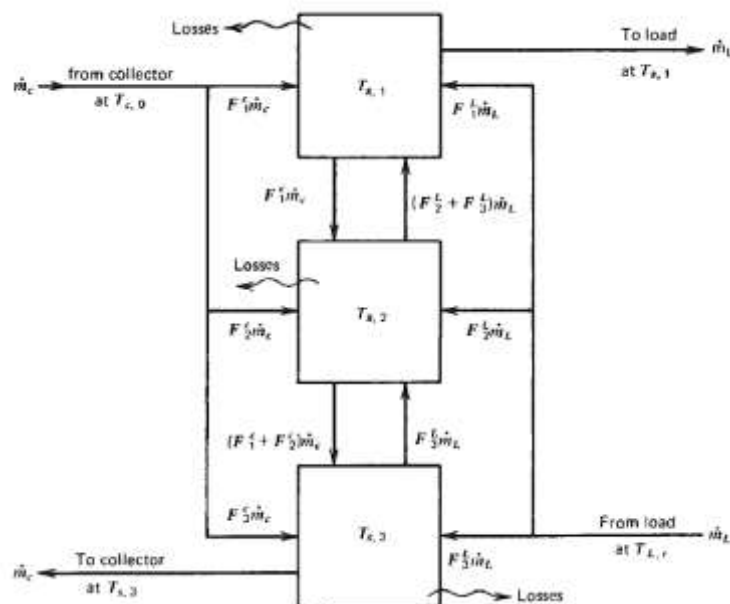
موازنه انرژی تانک:

$$(mc_p)_s \frac{dT_s}{dt} = Q_u - L_s - (UA)_s(T_s - T_a') \quad (۱۰۰-۳)$$

و دمای تانک در هر لحظه از رابطه زیر حساب می‌شود [۱۷ و ۴۶]:

$$T_s^+ = T_s + \frac{\Delta t}{(mc_p)_s} [Q_u - L_s - (UA)_s(T_s - T_a')] \quad (۱۰۱-۳)$$

▪ تانک ذخیره لایه‌بندی شده



شکل ۳-۷- تانک ذخیره لایه‌بندی شده با ۳ گره [۱۷]

تابع کنترل گردآورنده تعیین کننده گرهی است که جریان برگشتی گردآورنده را دریافت می کند و به صورت زیر تعریف می شود [۱۷، ۵۷، ۸۹ و ۹۰]:

$$F_i^c = \begin{cases} 1 & \text{if } i = 1 \text{ and } T_{c,o} > T_{s,1} \\ 1 & \text{if } T_{s,i-1} \geq T_{c,o} > T_{s,i} \\ 0 & \text{if } i = 0 \text{ or if } i = N + 1 \\ 0 & \text{otherwise} \end{cases} \quad (102-3)$$

وقتی که گردآورنده عمل می کند یک و فقط یکی از توابع کنترلی فوق برقرار و غیر صفر خواهد بود.

کنترل ورودی جریان برگشتی بار به مخزن ذخیره نیز مطابق روند فوق بوده و با تابع زیر تعیین می گردد [۱۷، ۵۷، ۸۹ و ۹۰]:

$$F_i^L = \begin{cases} 1 & \text{if } i = N \text{ and } T_{L,r} < T_{s,N} \\ 1 & \text{if } T_{s,i-1} \geq T_{L,r} > T_{s,i} \\ 0 & \text{if } i = 0 \text{ or if } i = N + 1 \\ 0 & \text{otherwise} \end{cases} \quad (103-3)$$

دبی جرمی جریان خالص بین دو گره بستگی به دبی جرمی جریان گردآورنده، دبی جرمی جریان بار و توابع کنترلی فوق دارد و به صورت زیر تعیین می شود [۱۷، ۵۷، ۸۹ و ۹۰]:

$$\begin{aligned} m_{m,1} &= 0 & (104-3) \\ m_{m,1} &= m_c \sum_{j=1}^{i-1} F_j^c - m_L \sum_{j=i+1}^N F_j^L \\ m_{m,N=1} &= 0 \end{aligned}$$

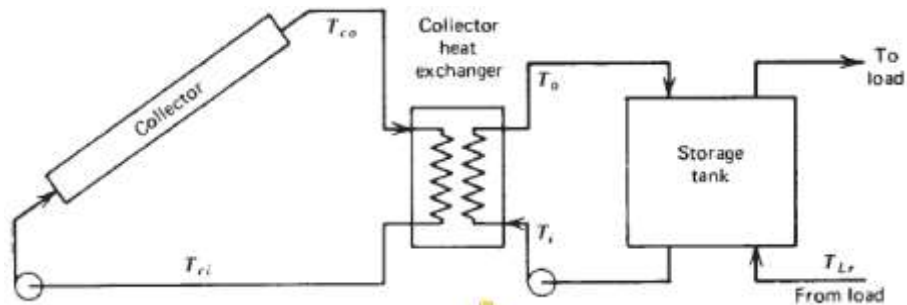
با تعریف توابع کنترل به صورت فوق، موازنه انرژی در لایه λ ام به صورت زیر خواهد بود [۱۷، ۵۷، ۸۹ و ۹۰]:

$$\begin{aligned} m_i \frac{dT_{s,i}}{dt} &= \left(\frac{UA}{C_p} \right)_i (T_a - T_{s,i}) + F_i^c \dot{m}_c (T_{c,o} - T_{s,i}) + F_i^L \dot{m}_L (T_{L,r} - T_{s,i}) & (105-3) \\ &+ \begin{cases} \dot{m}_{m,i} (T_{s,i-1}) & \text{if } \dot{m}_{m,i} > 0 \\ \dot{m}_{m,i+1} (T_{s,i} - T_{s,i+1}) & \text{if } \dot{m}_{m,i+1} < 0 \end{cases} \end{aligned}$$

که ترم اول بیانگر مقدار انرژی از دست رفته در هر گره در تبادل حرارتی با دمای محیط T_a می باشد.

۳-۵-۳- معادلات حاکم بر تحلیل عملکرد مبدل گردآورنده

شماتیک یک سیستم مجهز به مبدل حرارتی بین گردآورنده و تانک ذخیره حرارتی در شکل ۳-۸ نمایش داده شده و معادلات حاکم بر موازنه انرژی در مبدل و گردآورنده در ادامه ارائه گردیده است.



شکل ۳-۸- شماتیک یک سیستم مجهز به مبدل حرارتی بین گردآورنده و تانک ذخیره حرارتی [۱۷]

گرمای مبادله شده با معلوم بودن راندمان مبدل برحسب اختلاف دمای خروجی گردآورنده با دمای پایین مخزن از رابطه زیر تعیین می‌گردد:

$$Q_{HX} = \epsilon(\dot{m} CP)_{min}(T_{co} - T_i) \quad (۱۰۶-۳)$$

رابطه معرف انرژی مفید دریافتی گردآورنده برحسب اختلاف دمای متوسط دمای گردآورنده با دمای محیط به صورت زیر می‌باشد

$$Q_u = A_c F'_R [S - U_L(T_i - T_a)]^+ \quad (۱۰۷-۳)$$

که در رابطه بالا:

$$\frac{F'_R}{F_R} = \left[1 + \left(\frac{A_c F_R U_L}{(\dot{m} C_p)_c} \right) \left(\frac{(\dot{m} C_p)_c}{\epsilon(\dot{m} C_p)_{min}} - 1 \right) \right]^{-1} \quad (۱۰۸-۳)$$

تساوی فوق هواره کوچکتر از ۱ می‌باشد. یعنی استفاده از مبدل منجر به عملکرد گردآورنده در دماهای بالا گردیده و سطح گردآورنده بیشتری جهت استفاده از بار یکسان در مقایسه با فقدان مبدل مورد نیاز می‌باشد.

۳-۵-۴- معادلات حاکم بر فرایند کنترل سیستم

وقتی که پمپ گردآورنده خاموش است و اختلاف دمای سیال در خروجی گردآورنده با دمای بالای مخزن ذخیره برابر ΔT_{on} گردید پمپ شروع بکار نموده و زمانی که پمپ روشن است هرگاه اختلاف دمای مذکور برابر ΔT_{off} گردید پمپ خاموش می‌شود. رابطه ΔT_{on} و ΔT_{off} به صورت زیر تعریف می‌شود:

▪ در سیستم بدون مبدل حرارتی بین گردآورنده و تانک ذخیره:

$$\Delta T_{off} \leq \frac{A_c F_R U_L}{\dot{m} C_p} \Delta T_{on} \quad (109-3)$$

▪ در سیستم مجهز به مبدل حرارتی بین گردآورنده و تانک ذخیره:

$$\Delta T_{off} \leq \frac{A_c F_R U_L}{\varepsilon (\dot{m} C_p)_{min}} \Delta T_{on} \quad (110-3)$$

برخی پژوهشگران برای ΔT_{on} و ΔT_{off} به ترتیب از مقادیر ۳ و ۰/۵ استفاده نموده‌اند [۳۲].

۴- فصل چهارم

روش تحقیق

۴-۱- مقدمه

در تحقیق حاضر امکان استفاده از سیستم جذبی خورشیدی تک-اثره آب آمونیاک با اهداف سردخانه‌ای بررسی می‌گردد. این سیستم شامل گردآورنده، تانک حرارتی لایه‌بندی شده، منبع کمکی ثانویه و سیستم جذبی می‌باشد. همچنین تمهیداتی در نظر گرفته شده است که در ماه‌هایی که دمای هوای محیط زیر انجماد می‌باشد امکان استفاده از مبدل حرارتی بین گردآورنده و تانک حرارتی؛ تنظیم غلظت گلیکول سیکل گردآورنده مقدور باشد.

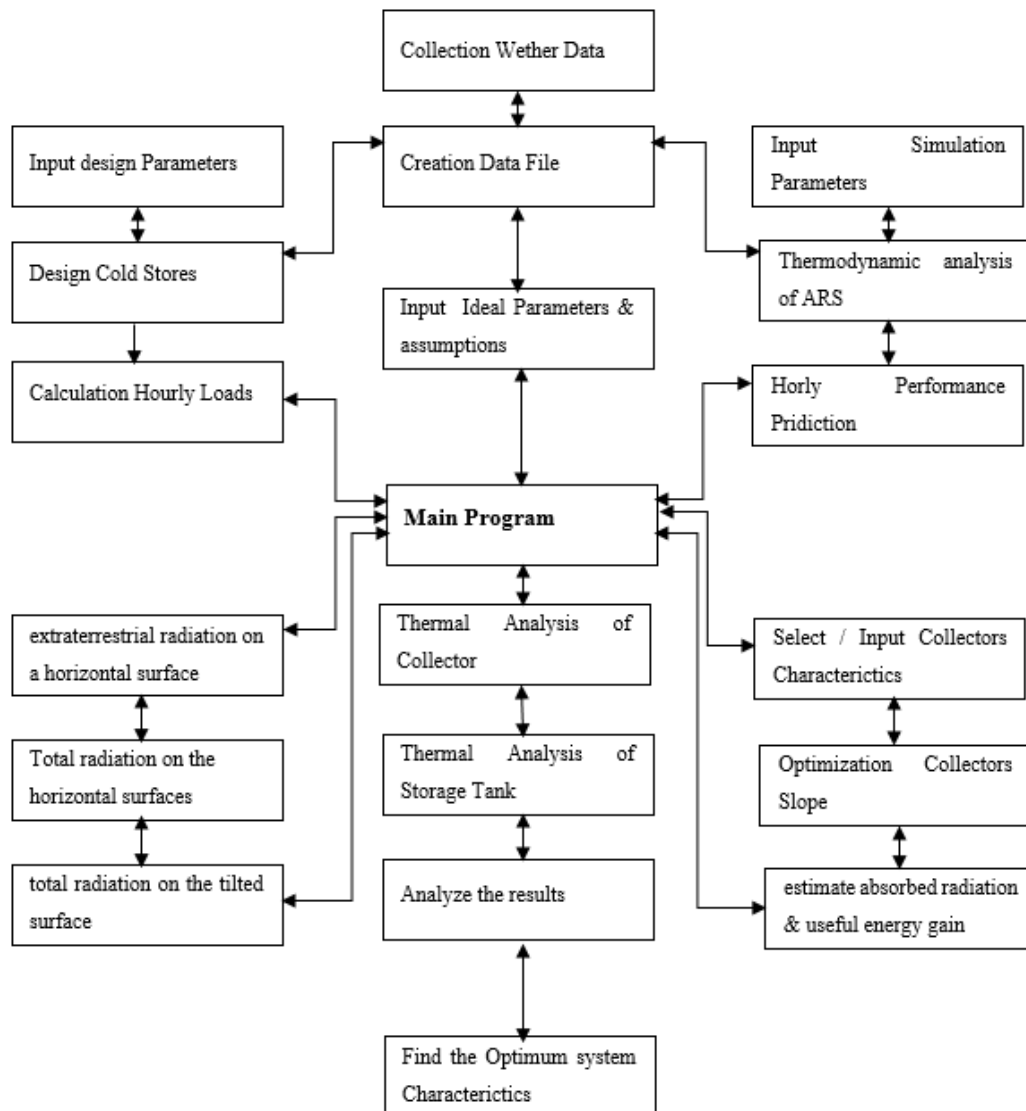
همانگونه که در فصل اول نیز معرفی گردید برای این منظور چندین مدل کامپیوتری با اهداف متنوع و یک مدل جامع جهت یکپارچه نمودن و برقراری هماهنگی عملکرد مدل‌های مختلف توسعه داده شد. در این راستا به منظور مدل‌سازی و شبیه‌سازی پارامتریک سیستم تبرید جذبی از نرم افزار EES به دلیل قابلیت بالای حل دستگاه معادلات و دارا بودن خواص ترمودینامیکی مخلوط آب-آمونیاک استفاده گردید و در دیگر مدل‌ها از نرم افزار MATLAB به علت دارا بودن محیطی انعطاف پذیر، وجود توابع ریاضی و محاسبات مطمئن، وجود قابلیت‌ها و ابزارهای متعدد در نمایش تصاویر، دارا بودن ابزارهای افزودن قدرت نرم افزار به دلخواه کاربر و محیط برنامه نویسی و زبان محاوره‌ای قابل کار کردن با سایر نرم افزارها استفاده گردید.

تمامی محاسبات و تحلیل‌ها بر پایه بحرانی‌ترین شرایط آب و هوایی گزارش شده در ۲۰ سال اخیر قرار داده شد، از معادلات معرفی شده در فصل قبل استفاده گردید و تدابیری جهت برقراری تعامل و هماهنگی لازم بین نرم افزارهای مذکور و مدل‌های مختلف در روند تحلیل‌ها اندیشیده شد.

در ادامه فرضیات کلی و الگوریتم تحلیل و محاسبات بخش‌های مختلف سیستم ارائه گردیده و نهایتاً ضمن بحث و بررسی پیرامون فرضیات و روش حل دیگر پژوهشگران، روش تحقیق و فرضیات اتخاذ شده در پایان‌نامه حاضر تشریح و ارائه می‌گردد.

۲-۴- الگوریتم و فرضیات کلی محاسبات و تحلیل بخش های مختلف سیستم

فلوچارت کلی مدل توسعه داده شده در شکل ۴-۱ نمایش داده شده است و در ادامه فرضیات کلی طراحی و محاسبات بار سردخانه، ارزیابی مقادیر تابشی، مدل سازی، شبیه سازی و بهینه سازی سیستم جذبی، بهینه سازی بخش خورشیدی سیستم و تحلیل عملکرد سیستم به صورت جداگانه ارائه می گردد.



شکل ۴-۱- فلوچارت کلی مدل توسعه داده شده در کار حاضر

۴-۲-۱- طراحی و محاسبات سردخانه

با مروری بر ادبیات تحقیق روشن می‌گردد که اکثر مطالعات مرتبط، بر مبنای یک ظرفیت تبرید مشخص و ثابت انجام گرفته است و در یک سری از مطالعات موردی، ظرفیت تبرید به کمک یک نرم افزار برآورد گردیده و توسط کاربر در اختیار نرم افزار مورد استفاده در تحلیل عملکرد سیستم به صورت دستی قرار داده می‌شود.

در کار حاضر به منظور یکپارچه سازی تمامی مراحل تحلیل، یک مدل کامپیوتری با رعایت اصول ذکر شده در منابع [۲۱، ۳۹ و ۷۸-۷۶]، معادلات ارائه شده در فصل سوم و اطلاعات ۲۰ ساله هواشناسی با نرم افزار MATLAB توسعه داده شد که قادر می‌باشد پس از اخذ پارامترهای طراحی به‌عنوان ورودی، به صورت اتوماتیک اجرا گردیده و نتایج حاصل را به‌عنوان ورودی در اختیار دیگر مدل‌های توسعه داده شده به منظور تحلیل بخش‌های مختلف سیستم قرار دهد.

۴-۲-۲- ارزیابی مقادیر تابش

لازم به ذکر است که در ادبیات تحقیق تابش ساعتی معمولاً از کنترل کیفیت آماری داده‌های ساعتی اندازه گیری شده تعیین می‌گردد و در برخی مطالعات موردی برای یک موقعیت و روز خاص با استفاده از مقادیر اندازه گیری شده ماهیانه و یا روزانه و روابط حاکم تعیین می‌گردد.

به منظور تعیین مقادیر ساعتی بدون نیاز به کنترل کیفیت آماری داده‌ها و لزوم وارد کردن تمامی مقادیر به برنامه و با توجه به اینکه قابل اطمینان‌ترین روش‌ها، تعیین مقادیر ساعتی با استفاده از متوسط ماهیانه مقادیر تابشی اندازه‌گیری شده می‌باشد در کار حاضر برنامه ای به زبان MATLAB تدوین گردید که تا حد امکان از مقادیر ماهیانه گزارش شده و روابط ارائه شده در فصل سوم استفاده می‌نماید لازم به ذکر است مقادیر ماهیانه تابش از منبع [۸] استخراج گردیده است.

۴-۲-۳- مدل سازی، شبیه سازی و بهینه سازی پارامتریک سیستم تبرید جذبی

شماتیک سیستم جذبی آب-آمونیاک متداول در شکل ۳-۲ نمایش داده شد. فرایند شبیه سازی با در نظر گرفتن فرضیات زیر و تحلیل معادلات ارائه شده در فصل سوم (بقای جرم و غلظت تک تک اجزای سیستم) با نرم افزار EES انجام می گیرد.

- حالت پایا باشد
- اجزای سیستم در تعادل ترمودینامیکی باشند.
- افت فشار اجزای سیستم، افت حرارتی و نشت به محیط ناچیز باشد
- حداکثر غلظت (درصد آمونیاک) قابل حصول مبرد در سیکل برابر ۰/۹۹۹ باشد.
- بار اواپراتور قادر به تأمین بار تبرید سردخانه در بحرانی ترین روز اتفاق افتاده طی ۲۰ سال اخیر در هر یک از ماه های دوره نگهداری باشد.
- دمای مبرد خروجی اواپراتور بسته به نوع محصول انتخابی کاربر تعیین گردد.

۴-۲-۴- بهینه سازی بخش خورشیدی سیستم

فرضیات اتخاذ گردیده در راستای بهینه سازی بخش خورشیدی سیستم به قرار زیر است:

- گردآورنده خورشیدی تامین کننده بخش از بار ژنراتور می باشد و بخش دیگر توسط منبع کمکی تامین می گردد.
- به منظور جلوگیری از خطر یخ زدگی تاسیسات از مبدل بین گردآورنده و تانک ذخیره حرارتی و محلول گلیکول-آب در سیکل گردآورنده استفاده می گردد.
- تانک ذخیره حرارتی از نوع لایه بندی شده می باشد.
- چیدمان گردآورنده ها مشابه با تمامی آثار بررسی شده در پیشینه تحقیق، موازی می باشد.
- منبع کمکی با نرخ حرارتی ثابت در مسیر جریان تامین بار ژنراتور قرار گرفته است.
- عملکرد پمپ سیکل گردآورنده با ΔT_{on} دلخواه کاربر و ΔT_{off} متناسب با آن کنترل می گردد.

۳-۴- بررسی فرضیات و روش حل تحقیقات اخیر و تشریح روش تحقیق حاضر

- با توجه به ادبیات تحقیق، بسته به تعداد ساعات مطالعه عملکرد سیستم جذبی خورشیدی و دیگر پارامترهای موثر بر عملکرد سیستم از قبیل شرایط محیطی و جوی، تابش خورشیدی در دسترس و نوع گردآورنده و چیلر جذبی، مساحت گردآورنده بهینه در محدوده ۲/۰۶ تا ۱۰ برابر بار تبرید انتخاب شده و عمدتاً عملکرد سیستم با اهداف تهویه مطبوع و طی ساعات خاصی بررسی گردیده است. مینیمم مقدار محدوده مذکور مربوط به نتایج حاصل از کار کتجوی و همکاران [۴۸] با هدف تحلیل عملکرد یک سیستم تبرید جذبی-خورشیدی لیتیوم بروماید-آب در طول ساعات ۹-۱۷ در تایلند بوده است و ماکزیمم مقدار محدوده مذکور مربوط به کار اصیلزاده و همکاران [۳۲] با هدف بهینه‌سازی و شبیه‌سازی سیستم مشابه در طول ۲۴ ساعت روز یکم جولای در مالزی می‌باشد. لازم به ذکر است که اصیلزاده و همکاران [۳۲] برپایه یک مطالعه تئوری و لیزارت و همکاران [۴۶] برپایه یک کار آزمایشی، تحلیل عملکرد ۲۴ ساعته سیستم جذبی خورشیدی را با اهداف تهویه مطبوع مورد مطالعه قرار داده‌اند که مساحت گردآورنده انتخابی ایشان به ترتیب ۱۰ و ۹/۳۸ برابر بار تبرید بوده است.

در کار حاضر عملکرد ۲۴ ساعته سیستم آمونیاکی مورد مطالعه قرار گرفته و مدل توسعه داده شده قادر به تعیین مقادیر بهینه برای پارامترهای عملکردی سیستم تحت حالات مختلف عملکرد سیستم و توقف منبع کمکی ثانویه می‌باشد.
- در کاربردهای تهویه مطبوع ماکزیمم مقدار بار ساعتی و در کاربردهای تبرید بار متوسط سردخانه و یا ماکزیمم بار ساعتی معمولاً مبنای محاسبات و تحلیل‌ها قرار می‌گیرد که مدل حاضر قادر به بررسی عملکرد سیستم بر مبنای بار متوسط سردخانه و ماکزیمم بار ساعتی بوده و همچنین با در نظر گرفتن مخزن ذخیره سرد مدل حاضر قادر به انجام محاسبات و تحلیل‌ها بر پایه میانگین بار ساعتی، ماکزیمم بار ساعتی و بار متوسط سردخانه می‌باشد.

- با توجه به تغییرات دما در طول دوره و ۲۴ ساعت روز و در نتیجه تغییرات دمای تقطیر مبرد در کندانسور و تغییرات دمای سیال خروجی اواپراتور ضمن عبور از مبدل حرارتی مبرد، تحت فشار و غلظت ثابت، حالت جریان ورودی ابزوربر در طول دوره و ۲۴ ساعت روز تغییر خواهد کرد لذا به منظور اطمینان از عملکرد مطلوب سیستم جذبی و عدم بروز اختلال حین فرایند جذب مبرد در ابزوربر بایستی تجهیزات بکار رفته به گونه‌ای باشد که فشار پایین سیستم نیز همچون فشار بالا که با خروجی کندانسور در حالت مایع اشباع تنظیم می‌شود با ورودی مبرد در حالت بخار اشباع به ابزوربر تنظیم گردد و یا اینکه فشار پایین تحت پایین‌ترین دمای دوره بهینه و ثابت گردد.
- در کار حاضر بررسی عملکرد سیستم تحت فشار پایین بهینه تعیین شده برای کل دوره با حالتی که امکان تنظیم ماهیانه فشار پایین سیستم وجود داشته باشد مقایسه گردیده است.
- با توجه به اینکه استفاده از مبدل بین گردآورنده و مخزن ذخیره و محلول گلیکول-آب در سیکل گردآورنده منجر به کاهش راندمان گردآورنده و افزایش مقدار بهینه سطح گردآورنده مورد نیاز می‌باشد لذا در صورتی که در یکی از ماه‌های دوره نگهداری، کمترین دما زیر صفر باشد نتایج حاصل از تحلیل سیستم در صورت استفاده از مبدل حرارتی در طول دوره نگهداری و در صورتی که از مبدل صرفاً در آن ماه استفاده شود و ضد یخ نیز به مقدار بهینه به سیال عامل گردآورنده تزریق گردد. تعیین و مورد مقایسه قرار می‌گیرد.
- به منظور ذخیره سازی سرمایه‌های ایجاد شده در دماهای زیر صفر درجه سانتیگراد، با تزریق گلیکول با درصد مناسب از مخازن ذخیره یخ استفاده گردیده است.
- دمای تنظیم عملکرد منبع کمکی در بیشتر آثار منتشر شده برابر با کمترین دمای مورد نیاز ژنراتور به‌عنوان مقدار بهینه در نظر گرفته شده است [۹۱] ولی در کار حاضر با این عقیده که مقدار بهینه پارامتر مذکور تابعی از دیگر پارامترهای عملکردی از قبیل مساحت گردآورنده و اختلاف دمای در نظر گرفته شده به منظور انتقال حرارت جریان تامین بار و ژنراتور بستگی دارد مشابه با کار اصلیزاده و همکاران [۳۲] با بررسی COP سیستم بر حسب این پارامتر، بهینه یابی می‌گردد.

- اکثریت پژوهشگران در فرایند تحلیل بخش خورشیدی با استناد به آثار موجود در ادبیات تحقیق از یک دبی جرمی ثابتی به عنوان مثال 50 kg/h.m^2 استفاده نموده‌اند [۵۷، ۶۶، ۶۸ و ۸۹] ولی در کار حاضر مشابه با کار اصیلزاده و همکاران [۳۲] با بررسی تغییرات کسر خورشیدی برحسب این پارامتر، مقدار بهینه دبی جرمی متناسب با دیگر پارامترهای عملکردی سیستم تعیین می‌گردد.
- ΔT_{off} و ΔT_{on} پمپ گردآورنده در تحقیقات اخیر معمولاً ۳ و ۰٫۵ در نظر گرفته شده است [۴۷ و ۵۸]، ولی به علت وابستگی این مقادیر به همدیگر و تعریف ارائه شده توسط دافی [۱۷] برای نسبت این پارامترها، در کار حاضر ΔT_{on} برابر ۳ درجه فرض گردیده و ΔT_{off} از رابطه (۳-۱۰۹) و (۳-۱۱۰) بر حسب دبی جرمی، مساحت گردآورنده و ΔT_{on} تعیین می‌گردد.
- با توجه به این که لزومی به تحلیل سیستم با تانک ذخیره با تعداد لایه‌هایی بیشتر از ۱۰ گره نبوده و در ادبیات تحقیق معمولاً از تانک ذخیره حرارتی ۳-۵ لایه استفاده شده است [۹۲] مدل حاضر تعداد لایه‌ها را بطور پیش فرض ۵ لایه در نظر می‌گیرد.
- ایلری [۵۰] جهت استفاده از گردآورنده‌های صفحه تخت در سیکل‌های جذبی خورشیدی در خاورمیانه، ۳ نوع گردآورنده پیشنهاد داده است که ضرایب این گردآورنده‌ها به انضمام چندین نوع دیگر که توسط دیگر پژوهشگران مورد استفاده قرار گرفته است در جدول ۴-۱ ارائه شده است.

جدول ۴-۱- ضرایب جذب و اتلاف انرژی گردآورنده‌های صفحه تخت [۲۸، ۳۲، ۵۱، ۵۵ و ۵۷]

ضرایب گردآورنده			مرجع
$F_R(\tau\alpha)$ or a_0	$F_R U_L$ or a_1	a_2	
--	$W/m^2 K$	$W/m^2 K^2$	
۰٫۷	۳٫۳	-	ایلری [۵۰]
۰٫۷۵	۶٫۵	-	
۰٫۹	۱۰٫۰	-	
۰٫۶۵۷۴	۱٫۵۸	۰٫۰۰۵۷	سعید و همکاران [۲۸]
۰٫۸۲	۷٫۸۸۴	-	اصیلزاده و همکاران [۳۲]
۰٫۷۷۱	۴٫۲۳۶	-	عبدالغفور [۵۷]
۰٫۷۵	۳٫۰	۰٫۰۱۵	ویلار و همکاران [۵۶]

فرضیات:

- تعیین مقادیر تابشی بر اساس روابط و مدل‌های ارائه شده در فصل سوم بوده و با توجه به اینکه مدل لی-جردن نسبت به مدل KT مقادیر تابشی روزانه بالاتری را ارائه می‌دهد [۱۷] به منظور اطمینان از عملکرد مطلوب سیستم از مدل KT در تعیین شیب گردآورنده و تابش روزانه استفاده گردیده است. همچنین با پیشنهاد دافی [۱۷] جهت تعیین مقادیر تابش ساعتی کلی روی سطح شیب‌داری که رو به استوا نصب می‌شوند از مدل HDKR استفاده گردیده است. و ضریب انعکاس زمین در ماه ژانویه برابر ۰/۶، در فوریه و دسامبر برابر ۰/۴ و در دیگر ماه‌های سال برابر ۰/۲ فرض شده است. [۱۷]

۵- فصل پنجم

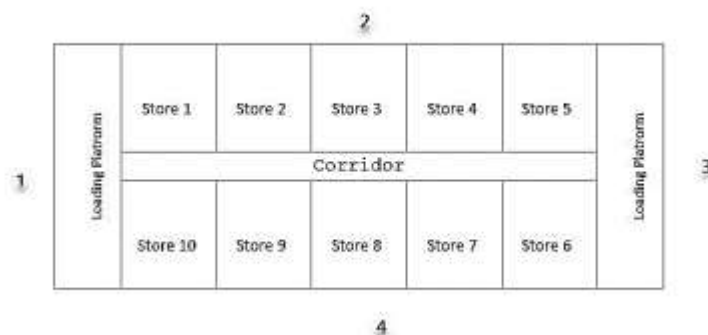
نتایج

۵-۱- مقدمه

در فصل قبل مراحل محاسبات سردخانه و تابش خورشیدی، شبیه‌سازی و بهینه‌سازی سیستم جذبی و بخش خورشیدی و همچنین تحلیل و پیش‌بینی عملکرد ساعتی سیستم ارائه گردید و فلوچارت و روش حل، مدل‌ها و فرضیات استفاده شده در تحقیق حاضر تشریح گردید. در این فصل عملکرد سیستم برای یک مطالعه موردی برپایه فرضیات و پارامترهای عملکردی مختلف بررسی گردیده و ضمن ارائه نتایج حاصل، به بحث و تفسیر نتایج، بررسی تاثیر پارامترهای موثر بر COP سیستم جذبی و بهینه‌سازی سیستم و پیش‌بینی ساعتی عملکرد سیستم جذبی خورشیدی با هدف سردخانه‌ای در طول دوره نگهداری تحت فرضیات مختلف پرداخته شده و نهایتاً همخوانی نتایج حاصل با نتایج گزارش شده توسط دیگر پژوهشگران مورد مقایسه و ارزیابی قرار می‌گیرد.

۵-۲- مطالعه موردی

به‌عنوان یک مطالعه موردی، امکان استفاده از سیستم جذبی خورشیدی تک-اثره آب-آمونیاک در یک مجتمع سردخانه‌ای با ظرفیت ۵۰۰۰ تن سیب در تهران بررسی گردید. شماتیک پلان سردخانه در شکل ۵-۱ نمایش داده شده و جزئیات سیستم مطالعه شده و فرضیات حاکم بر مسأله به شرح زیر است.



شکل ۵-۱- شماتیک ساده پلان مجتمع سردخانه‌ای با ۱۰ سالن ذخیره

▪ مجتمع سردخانه‌ای مشتمل بر ۱۰ سالن ذخیره با ابعاد یکسان بوده و دوره نگهداری از ۳۱ شهریور

(۲۲ سپتامبر) تا ۱۱ فروردین (۳۱ مارس) با فرض ورود محصول در طول ۴۰ روز می‌باشد.

- در روند طراحی سردخانه شرایط نگهداری محصول از جدول الف-۱ [۲۱] تعیین گردید، ظرفیت ذخیره هر سالن برابر ۵۰۰ تن، ارتفاع اتاق‌ها و راهرو به ترتیب ۶/۵ و ۴ متر، اختلاف ابعادی طول و عرض اتاق‌ها برابر ۲ متر و جهت‌گیری جداره‌های ۱ تا ۴ سردخانه به ترتیب شمال، غرب، جنوب و شرق فرض گردید، نوع سطح تمامی جداره‌های مجاور با محیط، سطوح صیقلی با رنگ روشن در نظر گرفته شد. میزان استفاده از فضای سردخانه در مناسب‌ترین حد یعنی معادل ۲۲۵ کیلوگرم سیب در هر مترمکعب [۹۴]، ساعات کارکرد تجهیزات و زمان سردکردن برابر با ۲۰ ساعت، ساعت کارکرد پرسنل و ورود محصول ۸ ساعت از ساعت ۱۰ تا ۱۸ فرض گردید، ضمناً فرض شد که مجتمع مجهز به دو دستگاه فن اواپراتور هر یک با توان ۱٫۵ کیلووات بوده و ضریب اطمینان ۰٫۵٪، ظرفیت گرمایی جعبه ۲/۸۱ kJ/kg.K، جرم جعبه ۰/۱۶۷ جرم محصول و گرمای اتلافی حاصل از روشنایی 6 w/m^2 باشد و تعداد نیروی کنترل کیفیت و لیفتراک‌ها با در نظر گرفتن ۱ نفر جهت بازرسی از ۲۵۰۰ تن محصول و ۱ نفر جهت حمل و نقل ۵۰ تن محصول با لیفتراک تعیین گردید.
- شماتیک سیستم جذبی آب-آمونیاک تک-اثره در سیستم مطالعه شده مشابه با شکل ۳-۲ بوده و اواپراتور از نوع کنوکسیون اجباری در نظر گرفته شد، همچنین دمای ابزوربر و کندانسور ۵ درجه بالاتر از دمای مرطوب هوا و بازده مبدل حرارتی محلول، مبرد، رکتیفایر و پمپ به ترتیب برابر ۰/۹، ۰/۶، ۰/۸۵ و ۰/۸ فرض گردید.
- به منظور جلوگیری از خطر یخ زدگی تاسیسات از مبدل حرارتی بین گردآورنده و تانک ذخیره حرارتی لایه‌بندی شده با ۵ لایه استفاده گردید و غلظت جرمی محلول ضدیخ اتیلن گلیکول ۲۵/۱۱ درصد تعیین گردید.
- گردآورنده لوله‌ای خلأ مشابه با مشخصات گردآورنده استفاده شده در کار اصیلزاده و همکاران [۳۲] در نظر گرفته شد. اختلاف دمای روشن شدن پمپ گردآورنده ۳ درجه سانتیگراد فرض گردید و ضریب اتلاف حرارتی گردآورنده و تانک حرارتی به ترتیب برابر $6/5 \text{ w/m}^2\text{C}$ و ۰/۷۲ [۴۶] و نسبت ارتفاع تانک حرارتی به قطر برابر ۱/۸۴ فرض گردید [۸۹].

۵-۳- بحث و نتایج

در این قسمت ضمن ارائه نتایج حاصل از اجرای مدل حاضر برای مطالعه موردی مطرح شده و بحث و تفسیر نتایج، تاثیر پارامترهای موثر بر COP سیستم جذبی بررسی گردیده و با تعیین مقادیر بهینه پارامترهای عملکردی سیستم، عملکرد ساعتی سیستم جذبی خورشیدی با هدف سردخانه‌ای در طول دوره نگهداری تحت فرضیات مختلفی پیش‌بینی و مقایسه می‌گردد.

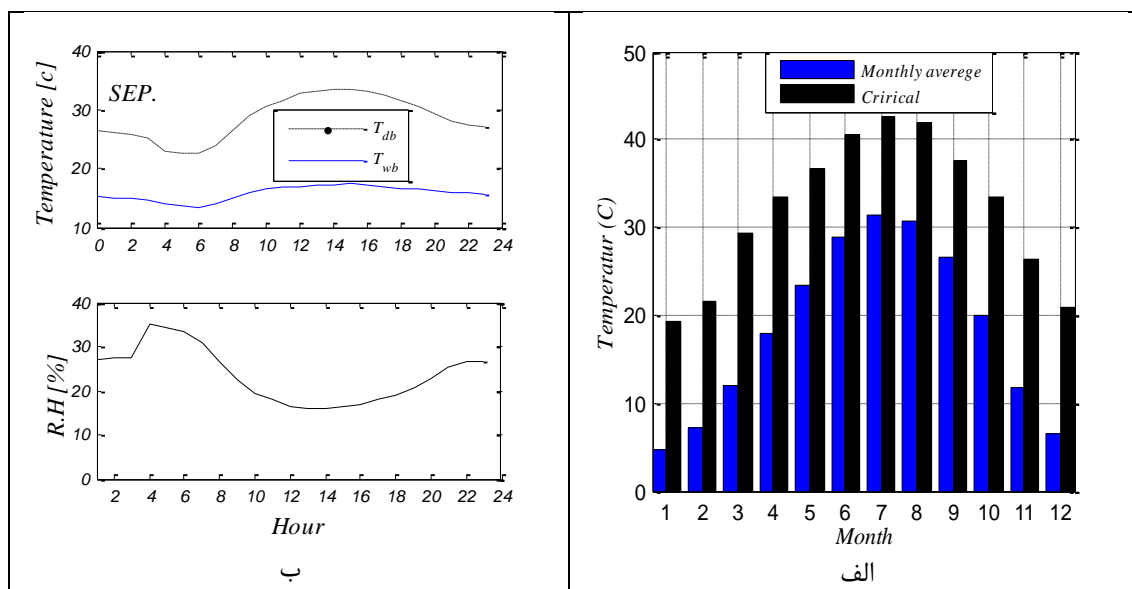
۵-۳-۱- اطلاعات هواشناسی

در جدول ۵-۱ سال و روزهای بحرانی تعیین شده مسأله ارائه گردیده است.

جدول ۵-۱- سال و روزهای بحرانی مسأله

ماه							شرایط بحرانی
MAR.	FEB.	JAN.	DEC.	NOV.	OCT.	SEP.	
۲۰۱۰	۲۰۱۰	۲۰۱۰	۲۰۱۰	۲۰۰۷	۲۰۰۲	۲۰۰۸	سال
۱۶	۱۸	۲۰	۱	۷	۳	۱	روز

در شکل ۵-۲ متوسط دمای ماهیانه و ماکزیمم دماهای ثبت شده در روزهای بحرانی به همراه تغییرات ساعتی دمای خشک و مرطوب و رطوبت نسبی در ۲۲ سپتامبر نمایش داده شده است.

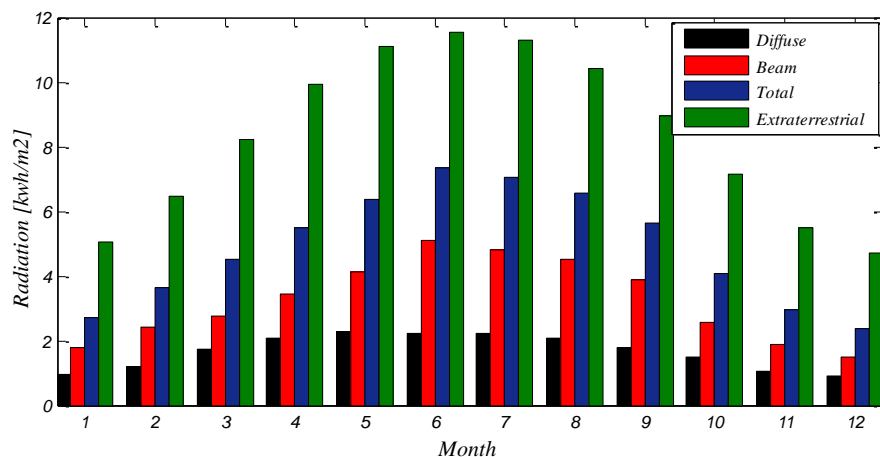


شکل ۵-۲- الف: متوسط دمای ماهیانه و حداکثر دمای ثبت شده در روزهای بحرانی، ب: تغییرات ساعتی دمای خشک و مرطوب و رطوبت نسبی در ۲۲ سپتامبر

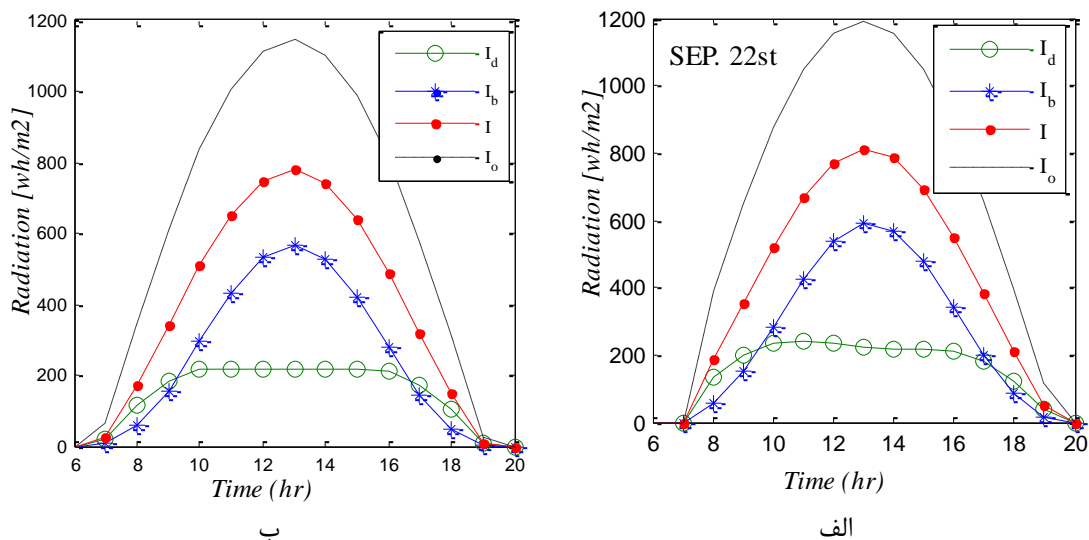
لازم به ذکر است که با توجه به فرضیات مسأله به علت بررسی عملکرد سیستم از ۲۲ سپتامبر و کاهش تدریجی دما در طول ماه سپتامبر، پارامترهای ساعتی این روز با میانبازی پارامترهای مذکور در روزهای بحرانی سپتامبر و اکتبر تعیین شده است.

▪ تابش خورشیدی

مقادیر متوسط ماهیانه تابش محلی و مقادیر ارزیابی شده متوسط ماهیانه تابش مستقیم، پراکنده و فراجو در ماه‌های مختلف سال در شکل ۵-۳ و مقادیر ساعتی تابش در روز متوسط و ۲۲ سپتامبر در شکل ۵-۴ نمایش داده شده است.

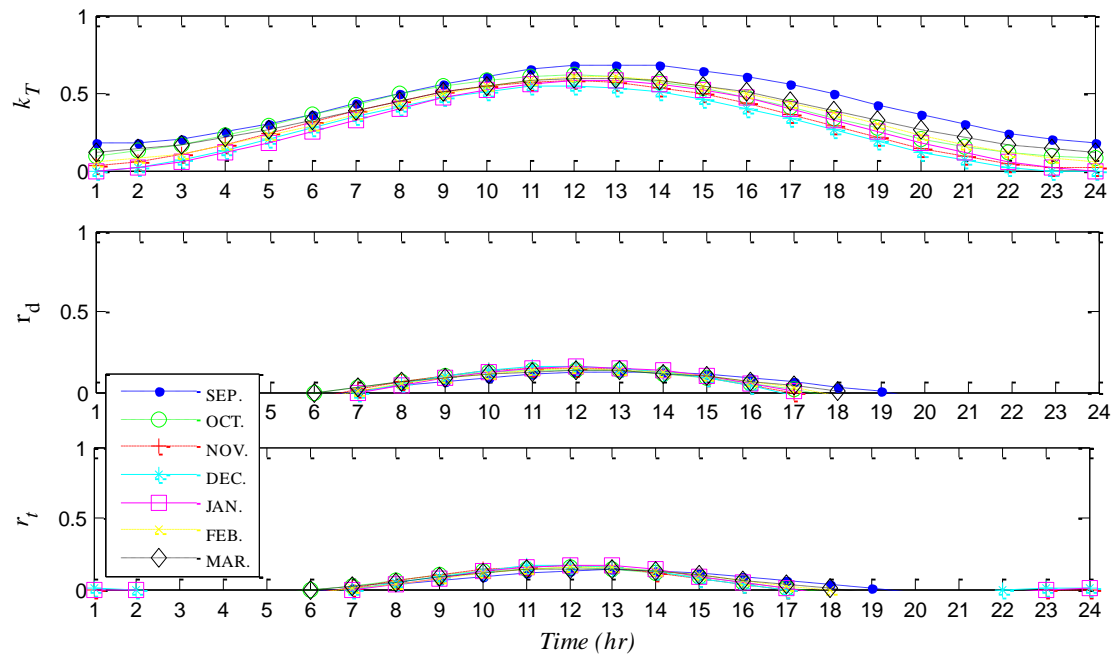


شکل ۵-۳- متوسط ماهیانه تابش مستقیم، پراکنده، محلی و فراجو در ماه‌های مختلف سال



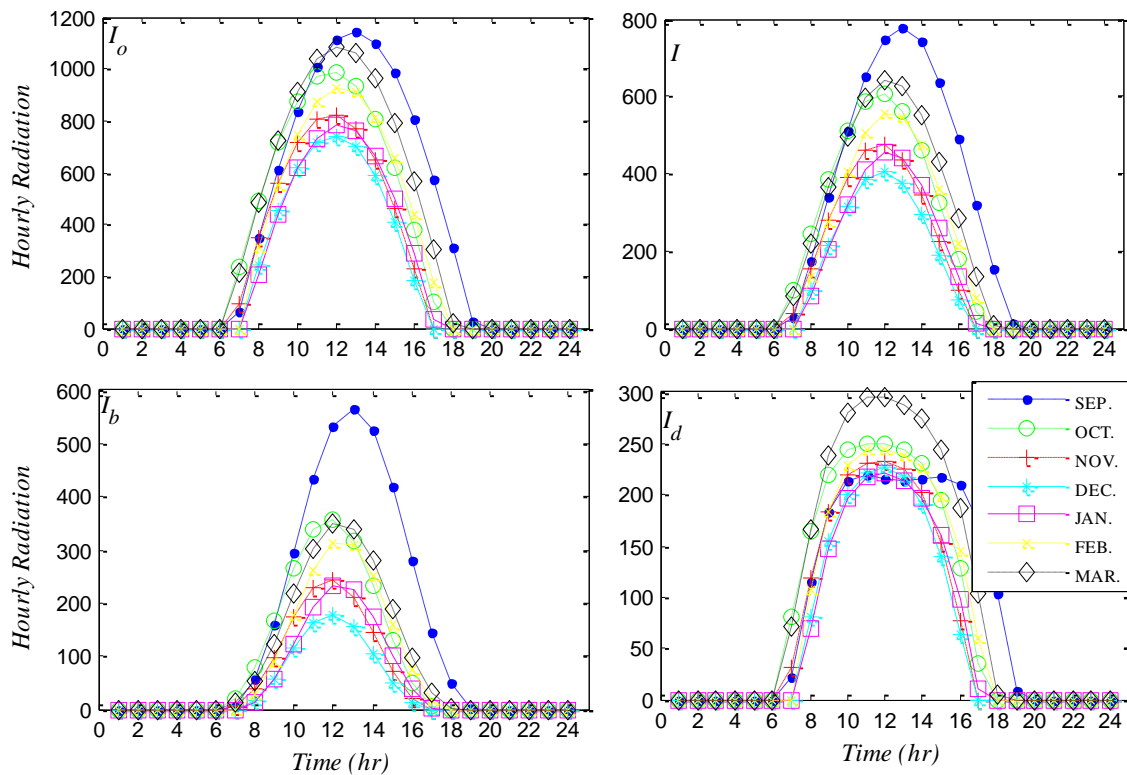
شکل ۵-۴- مقادیر ساعتی تابش؛ الف: در ۲۲ سپتامبر، ب: در روز متوسط سپتامبر

مقادیر ساعتی k_T و r_d و r_t برای کل دوره در شکل ۵-۵ نمایش داده شده است.



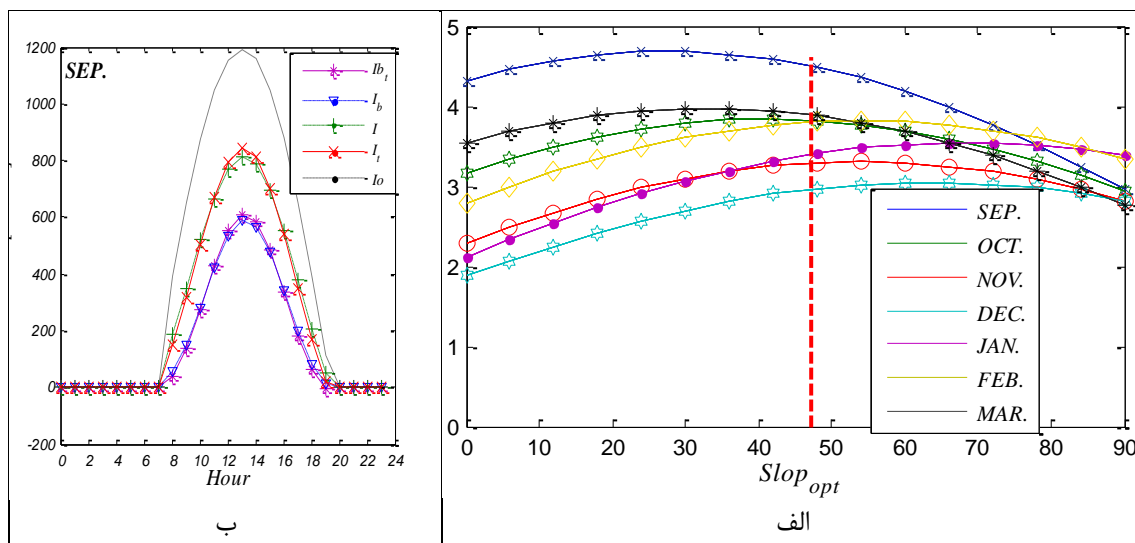
شکل ۵-۵- مقادیر ساعتی k_T و r_d و r_t برای کل دوره

تغییرات تابش ساعتی در روز متوسط هر یک از ماه‌های دوره در شکل ۶-۵ نمایش داده شده است.



شکل ۶-۵- تغییرات تابش ساعتی در روز متوسط هر یک از ماه‌های دوره

نتایج حاصل از تعیین شیب بهینه و مقدار تابش ماهیانه با مدل KT در شکل ۷-۵ نمایش داده شده و با نتایج حاصل از مدل LJ در جدول ۲-۵ مقایسه گردیده است.



شکل ۷-۵- الف: تغییرات مقدار تابش ماهیانه برحسب شیب گردآورنده در طول دوره-ب: مقدار تابش ساعتی رسیده به سطح گردآورنده در ۲۲ سپتامبر با مدل KT

جدول ۲-۵- مقایسه نتایج حاصل از تعیین شیب بهینه و مقدار تابش ماهیانه با مدل KT و LJ

ماه							مدل	پارامتر
مارس	فوریه	ژانویه	دسامبر	نوامبر	اکتبر	سپتامبر		
۳۳,۰۰	۵۴,۱۰	۶۸,۵	۶۳,۵	۵۳,۸	۴۱,۵	۲۷,۸	KT	شیب
۳۵,۱۰	۵۴,۵	۶۷,۰	۶۴,۷	۵,۷	۴۴,۲	۲۸,۳	LJ	
۳,۹۷	۳,۸۲	۳,۵۵	۳,۰۵	۳,۳۱	۳,۸۴	۴,۶۸	KT	تابش (kwh/m^2)
۵,۲۱	۵,۲۷	۴,۹۶	۴,۳۲	۴,۶۸	۵,۱۹	۶,۲۱	LJ	

ملاحظه می‌شود مدل LJ مقادیر بالاتری را برای متوسط تابش روی سطوح پیشنهاد می‌کند [۱۷]. لذا به منظور اطمینان از عملکرد مطلوب سیستم در طول دوره، نتایج حاصل از مدل KT مبنای محاسبات و تحلیل‌های بخش خورشیدی قرار می‌گیرد. شیب بهینه دوره به منظور امکان استفاده از بیشترین تابش خورشیدی با مدل KT و LJ به ترتیب برابر ۴۷/۲ و ۴۹/۰ تعیین گردید. و مقدار تابش ساعتی رسیده به سطح گردآورنده با مدل KT در ۲۲ سپتامبر در شکل ۷-۵ نمایش داده شد.

۵-۳-۲- طراحی و محاسبات بارهای برودتی سردخانه

بر حسب فرضیات اتخاذ شده، ابعاد بخشهای مختلف سردخانه و ضرایب انتقال حرارت جدارها به صورت

زیر تعیین می‌گردد: (جدول ۳-۵ و ۴-۵)

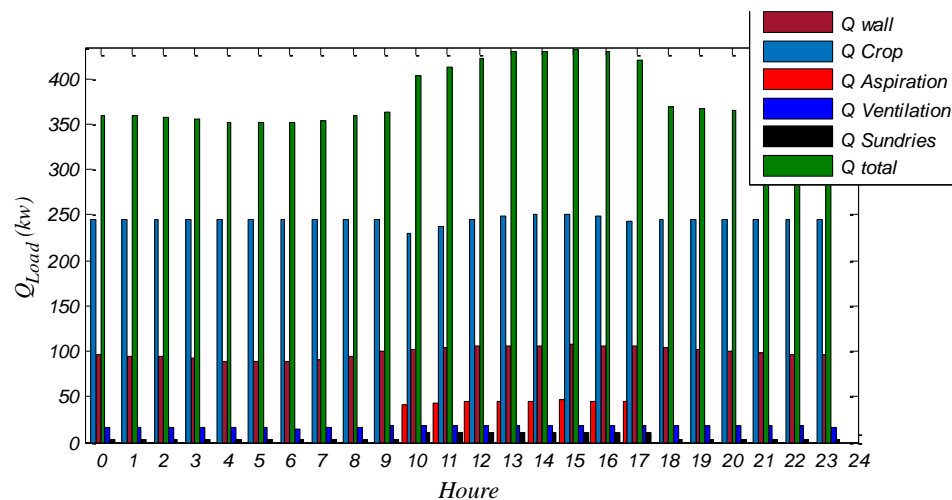
جدول ۳-۵- ابعاد بخشهای مختلف سردخانه

نام سالن	طول (متر)	عرض (متر)	ارتفاع (متر)
سالن‌های شماره ۱ تا ۱۰	۱۷/۵	۱۹/۵	۶/۵
راهرو	۸۸	۵	۴

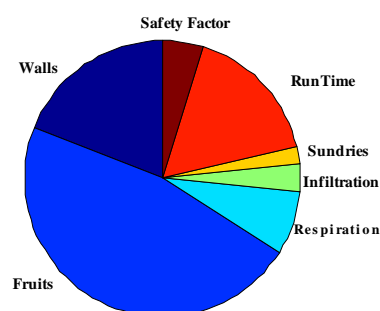
جدول ۴-۵- ضرایب انتقال حرارت پیشنهادی برنامه حاضر برای سطوح مختلف سردخانه

سطح جداره	۱	۲	۳	۴	سقف	کف	اتاق-راهرو
ضریب انتقال حرارت ($w/m^2.K$)	۰,۳۳	۰,۳۱	۰,۳۳	۰,۳۱	۰,۲۹	۰,۳۴	۰,۵۴

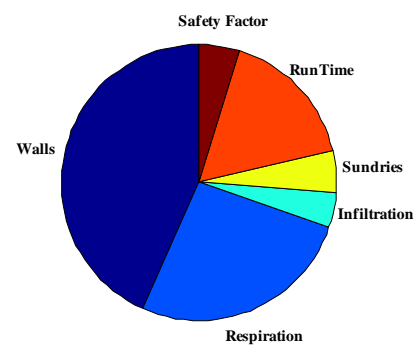
نتایج محاسبات ساعتی بارهای برودتی سردخانه در شکل‌های ۵-۸ و ۵-۹ نمایش داده شده است.



شکل ۵-۸- نتایج کلی محاسبات سردخانه در روز ۲۲ سپتامبر



سپتامبر



دسامبر

شکل ۵-۹- درصد تاثیر هر یک از بارها بر بار متوسط مسأله در ۲۲ سپتامبر و ۱ دسامبر

روشن است که بار برودتی سردخانه متأثر از تمامی پارامترهای طراحی از جمله ضرایب انتقال حرارتی در نظر گرفته شده برای جداره‌ها به منظور عایق‌بندی، جهات قرارگیری جداره‌ها، نوع و رنگ سطوح و دیگر پارامترهای مذکور در قسمت قبل می‌باشد و بررسی تاثیر تمامی این پارامترها بر بار برودتی سردخانه در این مجال نمی‌گنجد. لذا در ادامه تاثیر پارامترهای موثر بر COP سیستم جذبی بررسی می‌گردد.

۵-۳-۳- شبیه‌سازی و بهینه‌سازی سیستم جذبی

عملکرد سیستم تبرید جذبی به شدت متأثر از پارامترهای جوی و محیطی می‌باشد. برخی از این پارامترها همان‌گونه که در قسمت قبل اشاره گردید بسته به شرایط جوی-محیطی یا به اجبار تعیین و ثابت می‌گردند ولی با توجه به اینکه این پارامترها را نیز می‌توان در بازه‌های محدودتری تغییر داد لذا به منظور نمایش حساسیت عملکرد سیستم نسبت به این پارامترها نمودارهای تغییرات COP و بارهای حرارتی سیکل برحسب تغییرات پارامترهای مذکور تحت فرضیات مندرج در جدول ۵-۵ و دمای ژنراتور و فشار پایین بهینه ارائه می‌گردد و در ادامه تاثیر دمای ژنراتور و فشار پایین و بهینه‌سازی این پارامترها به دلیل اهمیت موضوع تشریح می‌گردد.

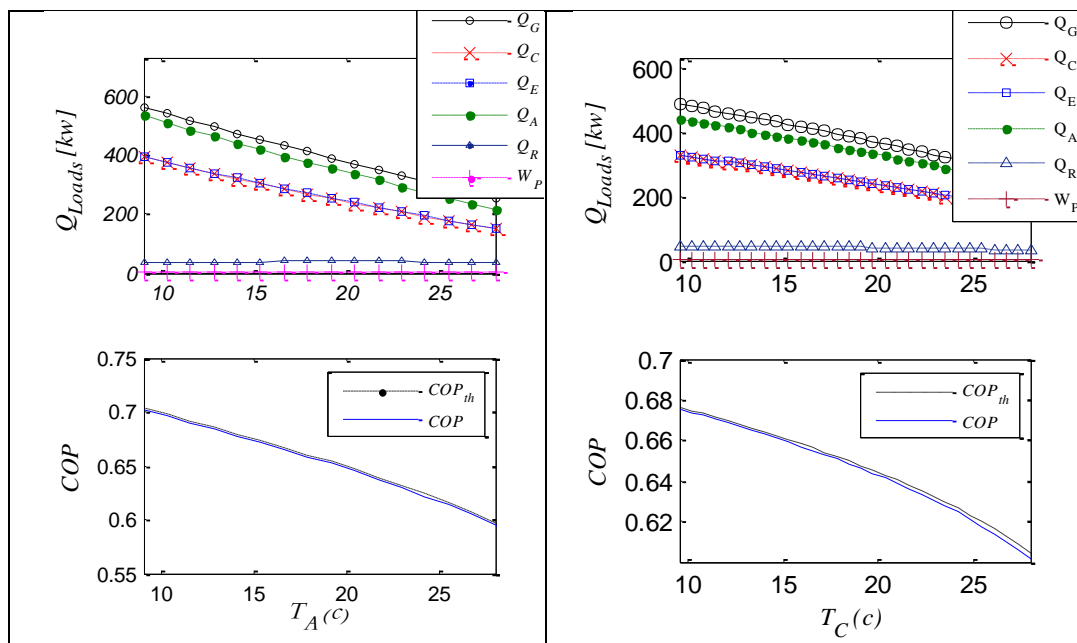
جدول ۵-۵- فرضیات شبیه‌سازی سیستم جذبی

بازده				درجه حرارت		
پمپ	رکتیفایر	مبدل مبرد	مبدل محلول	اوپراتور	کندانسور	ابزوربر
۰,۸	۰,۸۵	۰,۶	۰,۹	-۷,۵	۸,۶-۲۲,۶	۸,۶-۲۲,۶

لازم به ذکر می‌باشد که در جدول ۵-۵ دمای ابزوربر و کندانسور ۵ درجه بالاتر از ماکزیمم و مینیمم مقدار دمای مرطوب هوا در دوره مفروض کاربر در نظر گرفته شده است.

۵-۳-۳-۱- تاثیر دمای ابزوربر و کندانسور

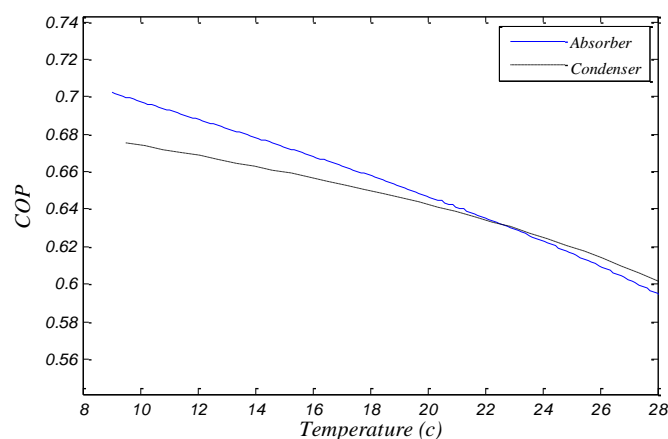
با این که دمای ابزوربر و کندانسور با توجه به دمای مرطوب محیط ثابت می‌شوند ولی می‌توان با استفاده از کندانسور آبی یا هوایی و یا در نظر گرفتن سیکل جداگانه برای سیال خنک کننده از برج خنک کن تا حدودی دماهای مذکور را تغییر داد. تاثیر دمای ابزوربر و دمای کندانسور بر COP سیستم و بارهای حرارتی با در نظر گرفتن تغییرات دمای مرطوب هوا در شکل ۵-۱۰ نمایش داده شده است.



شکل ۵-۱۰- تاثیر دمای ابزوربر و دمای کندانسور بر COP سیستم و بارهای حرارتی

مقایسه تاثیر دمای ابزوربر و کندانسور بر COP سیستم نشان می‌دهد که تحت فشار پایین ثابت

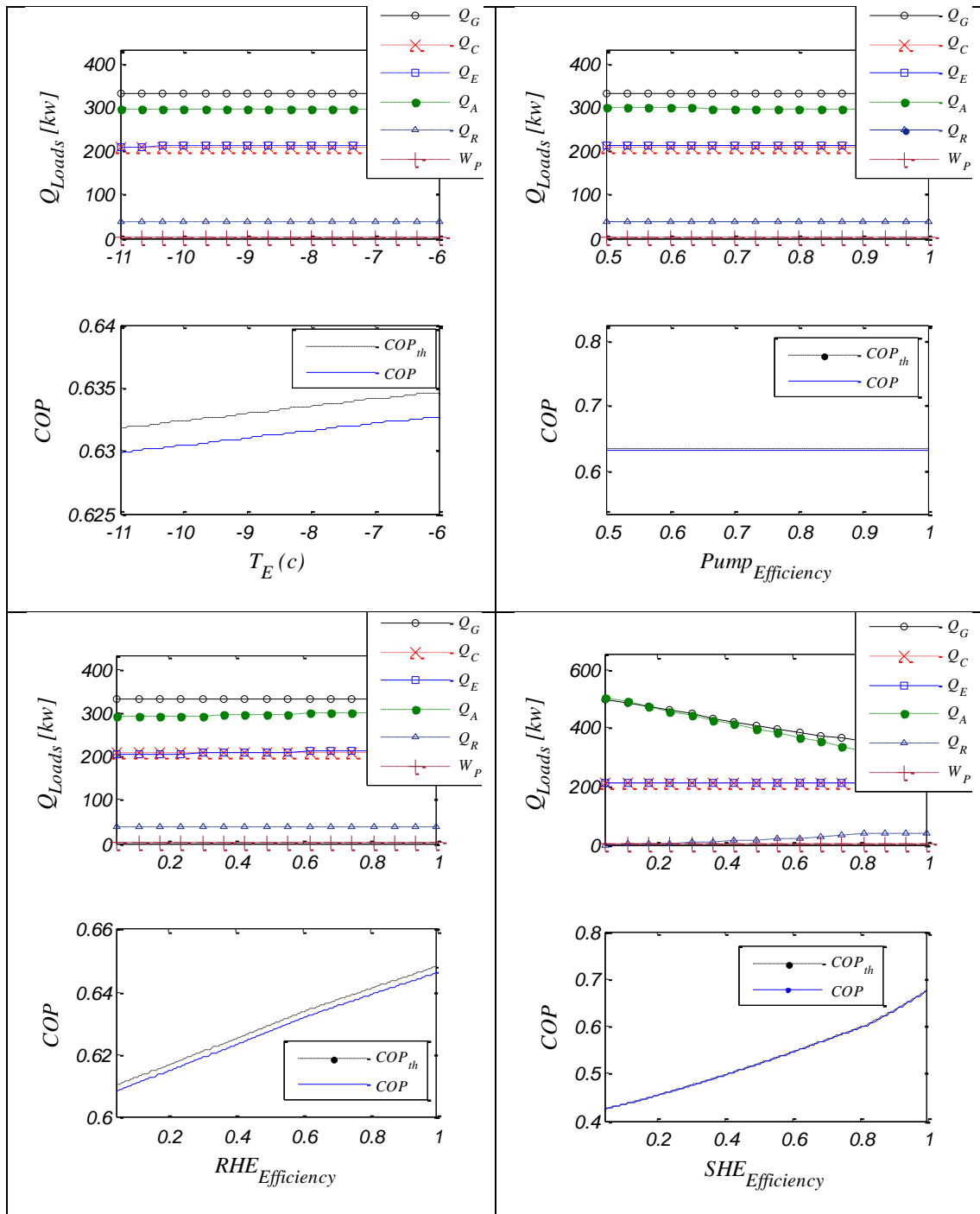
حساسیت عملکرد سیستم به دمای ابزوربر بیشتر است. (شکل ۵-۱۱)



شکل ۵-۱۱- مقایسه تاثیر دمای ابزوربر و کندانسور بر COP سیستم

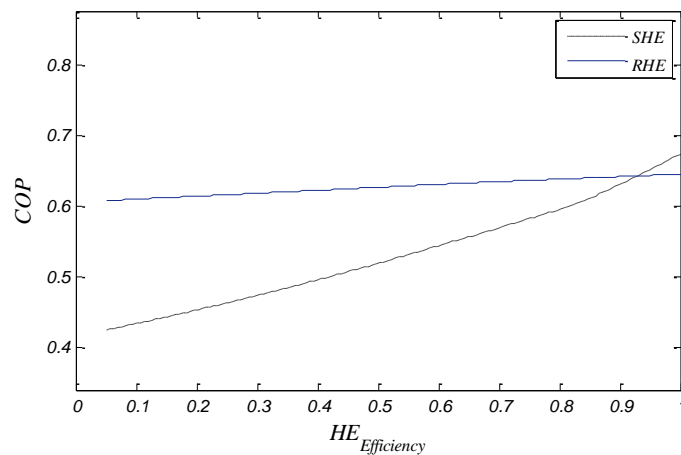
۵-۳-۲- تاثیر دمای اوپراتور و مبدل های حرارتی محلول، مبرد و کارایی پمپ

بسته به انتخاب اوپراتور با کنوکسیون طبیعی یا اجباری می توان در بازه محدودی دمای اوپراتور را تغییر داد. تاثیر دمای اوپراتور و بازده مبدل های حرارتی محلول، مبرد و کارایی پمپ بر COP و بارهای حرارتی سیستم در شکل ۵-۱۲ نمایش داده شده است.



شکل ۵-۱۲- تاثیر دمای اوپراتور و بازده مبدل های حرارتی محلول، مبرد و کارایی پمپ بر COP و بارهای حرارتی

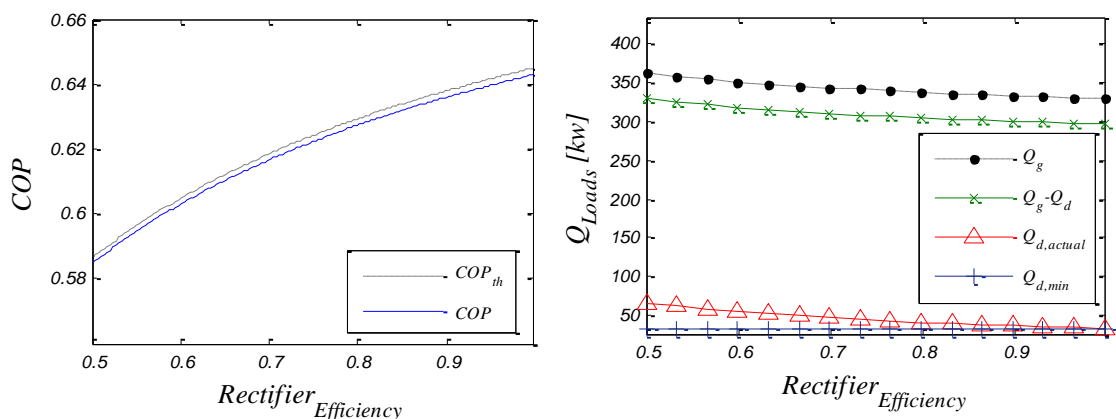
با مقایسه تاثیر بازده مبدل حرارتی محلول و مبرد بر COP سیستم ملاحظه می‌گردد که تاثیر بازده مبدل محلول به مراتب بیشتر از تاثیر مبدل مبرد می‌باشد. (شکل ۵-۱۳)



شکل ۵-۱۳- مقایسه تاثیر بازده مبدل حرارتی محلول و مبرد بر COP سیستم

۵-۳-۳-۳- تاثیر بازده رکتیفایر

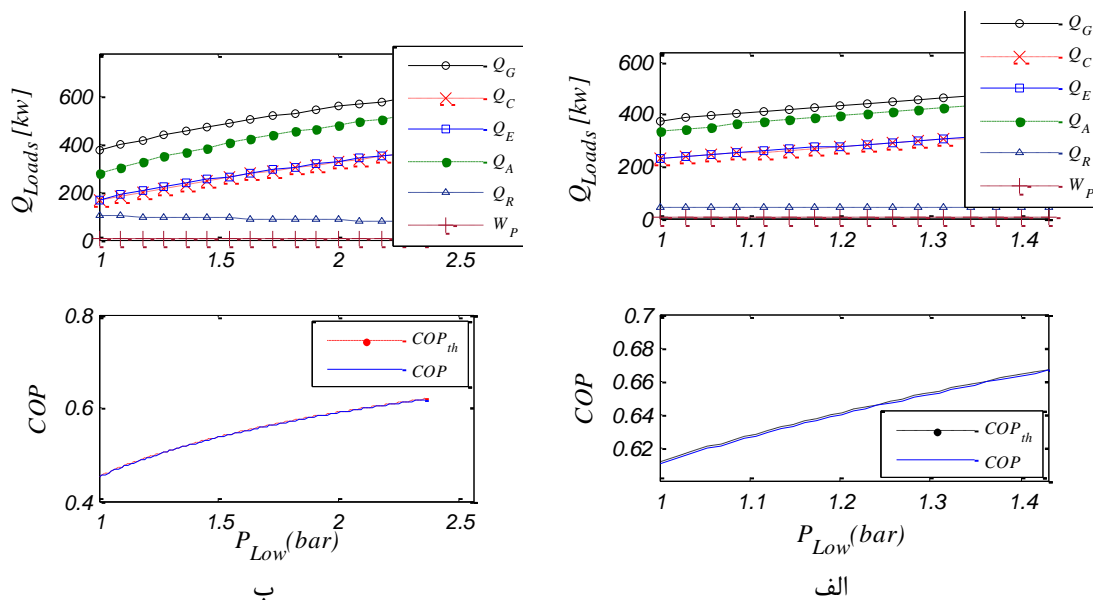
بازده رکتیفایر بستگی به نوع و ساختار آن و فرایند تغلیظ و جداسازی مبرد از جاذب فرار دارد و بهبود کارایی آن همان‌طوری که در شکل ۵-۱۴ نمایش داده شده است منجر به کاهش بار حرارتی ژنراتور تحت بار ثابت اوپراتور و در نتیجه افزایش COP سیکل جذبی می‌گردد.



شکل ۵-۱۴- تاثیر بازده رکتیفایر بر COP و بارهای حرارتی سیستم

۵-۳-۴- تاثیر فشار پایین سیستم

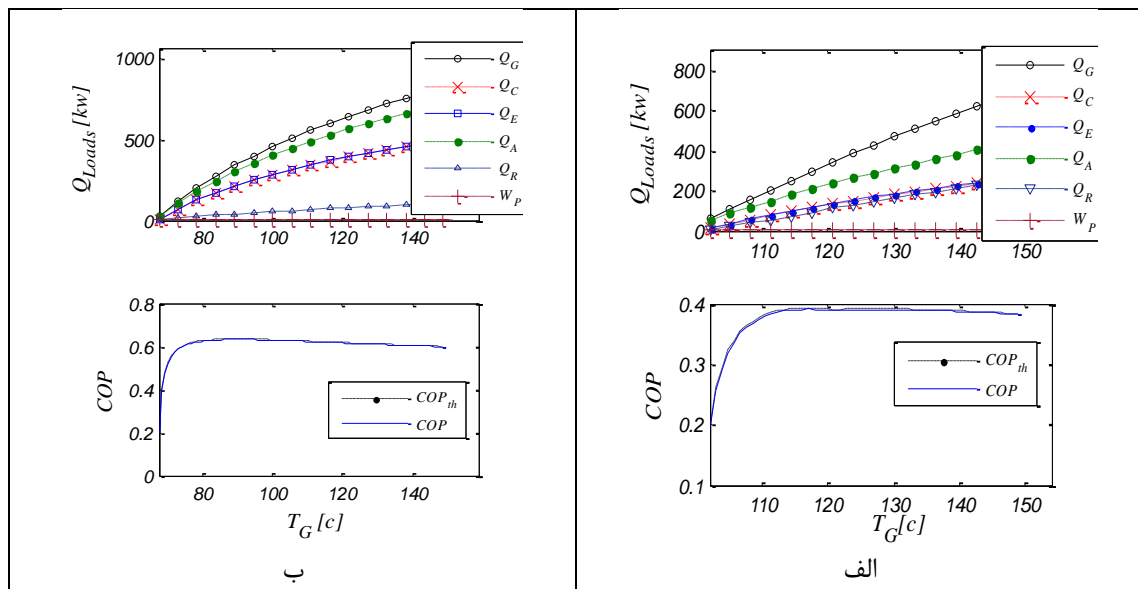
محدوده مجاز برای تغییرات فشار پایین سیستم بر حسب دمای اواپراتور و غلظت مبرد در سیکل و دیگر پارامترهای عملکردی سیستم تعیین می‌شود که این محدوده برای مطالعه موردی بررسی شده محدوده‌ای از بازه $0.7672-3/212$ بار می‌باشد. مبرد خروجی تحت فشار $3/212$ بار در حالت مایع اشباع بوده و خروجی اواپراتور در فشارهای نزدیک این فشار و فشارهای بالاتر از آن خروجی ایده‌آلی نمی‌باشد چرا که اساس عملکرد اواپراتور نقض می‌گردد. همچنین مبرد خروجی اواپراتور تحت فشار 0.7672 در حالت بخار اشباع می‌باشد و لزومی به مافوق گرم کردن جریان در محفظه اواپراتور وجود ندارد. در شکل ۵-۱۵ منحنی تغییرات COP سیستم و بارهای حرارتی سیکل بر حسب تغییرات فشار پایین سیستم تحت فرضیات مندرج در جدول ۵-۵ در گرمترین و سردترین روز دوره نگهداری نمایش داده شده است.



شکل ۵-۱۵- تاثیر فشار پایین سیستم بر COP و بارهای حرارتی سیستم الف: سردترین و ب: گرمترین روز دوره نگهداری با توجه به نمودار ملاحظه می‌شود که COP سیستم به شدت متأثر از فشار پایین سیستم می‌باشد در گرمترین روز دوره فشار پایین بهینه $2/356$ بار و COP ماکزیمم برابر 0.617 و در سردترین روز دوره $1/430$ بار و COP برابر 0.6631 می‌باشد.

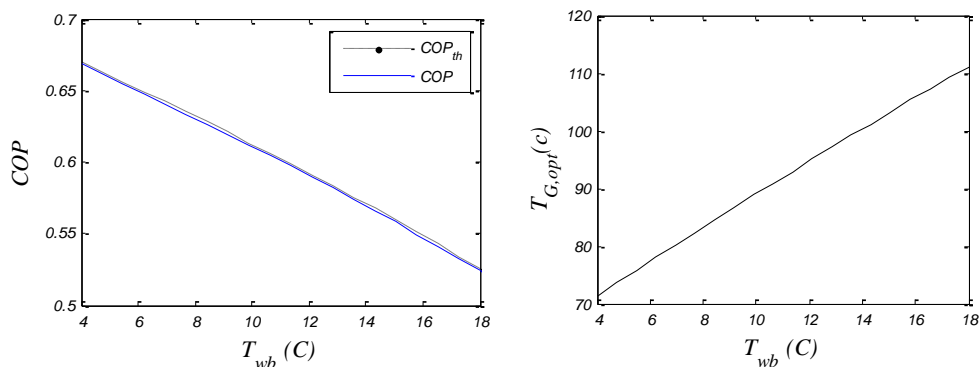
۵-۳-۳-۵- تاثیر دمای ژنراتور

تاثیر دمای ژنراتور بر COP سیستم و بارهای حرارتی با فرضیات مندرج در جدول ۵-۵ و در گرم‌ترین روز دوره در دو حالت فشار پایین بهینه دوره و در حالتی که فشار پایین با توجه به دما و غلظت مبرد خروجی از اواپراتور بخار اشباع در نظر گرفته شود در شکل ۵-۱۶ ارائه و مقایسه گردیده است.



شکل ۵-۱۶- تاثیر دمای ژنراتور بر COP و بارهای حرارتی سیستم تحت فشار پایین؛ الف: ۰,۷۶۱۲ بار، ب: ۱,۴۳۰ بار

مشاهده می‌شود که در دیاگرام الف دمای ژنراتور بهینه برابر ۱۱۷ درجه بوده و ماکزیمم COP برابر ۰/۳۹۰۸ می‌باشد در حالی که در دیاگرام ب با دمای ژنراتور بهینه ۸۸/۸۶۰ درجه دستیابی به COP برابر با ۰/۶۳۱۹ امکان‌پذیر می‌باشد. تغییرات COP سیستم و دمای ژنراتور بهینه با تغییرات دمای مرطوب در طول دوره تحت فشار ثابت ۱/۴۳ بار در شکل ۵-۱۷ نمایش داده شده است.



شکل ۵-۱۷- تغییرات COP و دمای ژنراتور بهینه با تغییرات دمای مرطوب در طول دوره تحت فشار پایین بهینه دوره

خصوصیات نقاط مختلف سیکل جذبی در شرایط کارکرد سیستم تحت متوسط دمای روزانه در ۲۲ سپتامبر در جدول ۵-۶ ارائه گردیده است.

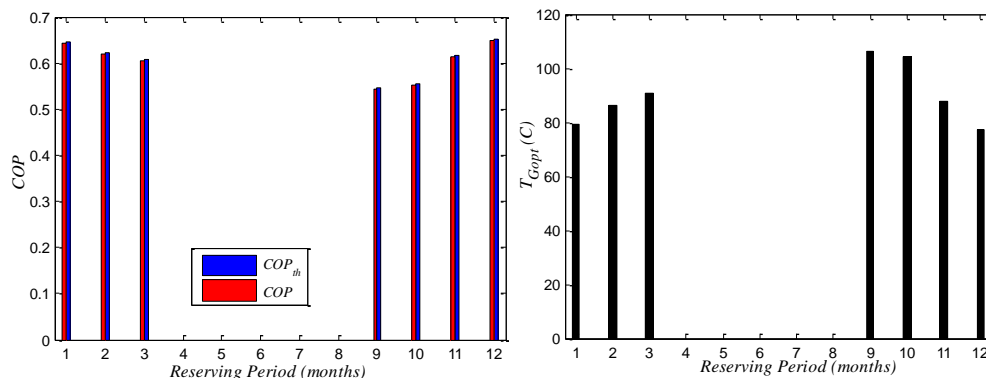
جدول ۵-۶- خصوصیات نقاط مختلف سیکل جذبی

نقطه	T(K)	P(bar)	h(kj/kg)	S	u(kj/kg)	v(kj/kg)	Qu	x
۱	۲۹۳٫۹	۱٫۴۳	-۱۳۴٫۸۰	۰٫۱۸۲۸	-۱۳۴٫۹۰	۰٫۰۰۱۲	۰	۰٫۳۹۷۵
۲	۲۹۴٫۰	۸٫۷۸	-۱۳۳٫۷۰	۰٫۱۸۳۶	-۱۳۴٫۷۰	۰٫۰۰۱۲	-۰٫۰۰۱۰	۰٫۳۹۷۵
۳	۳۵۲٫۰	۸٫۷۸	۱۳۸٫۷۰	۱٫۰۲۵۰	۱۳۵٫۹۰	۰٫۰۰۳۲	۰٫۰۱۰۷	۰٫۳۹۷۵
۴	۳۷۹٫۰	۸٫۷۸	۲۸۵٫۴۰	۱٫۳۵۷۰	۲۸۴٫۴۰	۰٫۰۰۱۲	۰	۰٫۲۶۶۳
۵	۳۰۲٫۵	۸٫۷۸	-۴۶٫۴۴	۰٫۳۷۹۸	-۴۷٫۴۱	۰٫۰۰۱۱	-۰٫۰۰۱۰	۰٫۲۶۶۳
۶	۳۰۲٫۷	۱٫۴۳	-۴۶٫۴۴	۰٫۳۸۲۵	-۴۶٫۵۹	۰٫۰۰۱۱	-۰٫۰۰۱۰	۰٫۲۶۶۳
۷	۳۰۷٫۳	۸٫۷۸	۱۲۹۸٫۰۰	۴٫۴۲۲۰	۱۱۶۷٫۰۰	۰٫۱۴۹۰	۱٫۰۰	۰٫۹۹۹
۸	۲۹۳٫۹	۸٫۷۸	۹۶٫۶۲	۰٫۳۵۳۹	۹۵٫۱۸	۰٫۰۰۱۶	۰	۰٫۹۹۹
۹	۲۸۵٫۲	۸٫۷۸	۵۵٫۲۷	۰٫۲۱۱۲	۵۳٫۸۶	۰٫۰۰۱۶	-۰٫۰۰۱۰	۰٫۹۹۹
۱۰	۲۴۶٫۹	۱٫۴۳	۵۵٫۲۷	۰٫۲۶۲۳	۴۰٫۰۶	۰٫۱۰۶۴	۰٫۱۲۹۱	۰٫۹۹۹
۱۱	۲۶۵٫۷	۱٫۴۳	۱۲۷۵٫۰۰	۵٫۱۷۰۰	۱۱۴۹٫۰۰	۰٫۸۸۲۴	۰٫۹۹۸۲	۰٫۹۹۹
۱۲	۲۸۲٫۶	۱٫۴۳	۱۳۱۶٫۰۰	۵٫۳۲۱۰	۱۱۸۱٫۰۰	۰٫۹۴۵۹	۱٫۰۰۱۰	۰٫۹۹۹
۱۳	۳۵۲٫۰	۸٫۷۸	۱۴۷۰٫۰۰	۴٫۹۴۶۰	۱۳۰۷٫۰۰	۰٫۱۸۴۸	۱٫۰۰	۰٫۹۷۱۹
۱۴	۳۰۷٫۳	۸٫۷۸	-۳۵٫۱۰	۰٫۴۰۱۹	-۳۶٫۲۹	۰٫۰۰۱۴	۰	۰٫۷۰۲۲

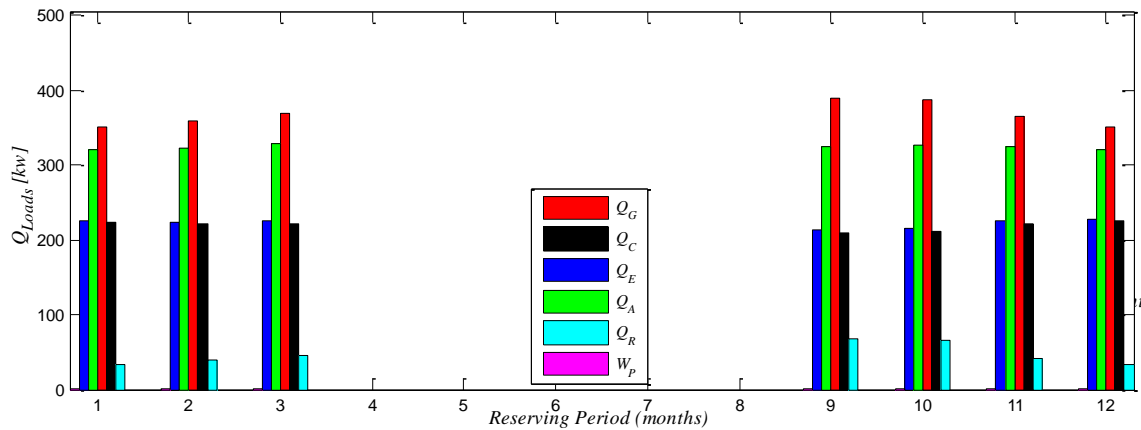
۵-۳-۴- پیش‌بینی عملکرد سیستم

۵-۳-۴-۱- عملکرد سیستم جذبی در طول دوره نگهداری

تغییرات دمای ژنراتور بهینه، COP و بارهای حرارتی سیکل جذبی تحت متوسط دمای روزانه و شرایط مندرج در جدول ۵-۵ در بحرانی ترین روزهای هر یک از ماه‌های دوره نگهداری از سپتامبر تا مارس در شکل ۵-۱۸ و ۵-۱۹ نمایش داده شده است.



شکل ۵-۱۸- تغییرات COP و دمای ژنراتور بهینه تحت متوسط دمای روزانه در بحرانی ترین روزهای دوره

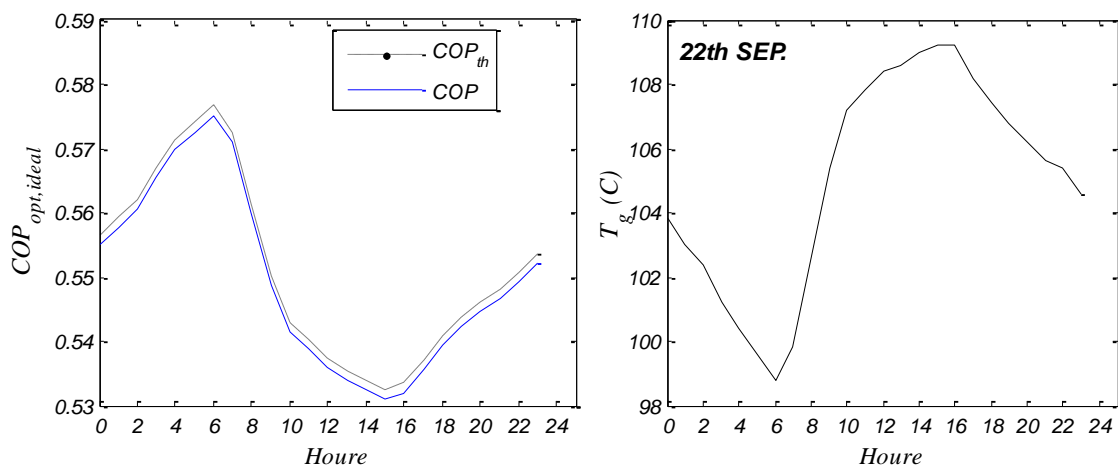


شکل ۵-۱۹- تغییرات بارهای حرارتی سیکل تحت متوسط دمای روزانه در بحرانی ترین روزهای دوره

ملاحظه می‌شود که مینیمم و ماکزیمم COP سیستم تحت متوسط دمای روزانه در طول دوره ۰/۵۴۴۴ و ۰/۶۴۹۷ می‌باشد که به ترتیب در ماه‌های سپتامبر و دسامبر اتفاق می‌افتد همچنین تغییرات دمای ژنراتور بهینه در محدوده ۱۰۶/۳۰-۷۷/۴۶ درجه سانتیگراد می‌باشد که مینیمم و ماکزیمم مقدار آن به ترتیب مربوط به ماه‌های دسامبر و سپتامبر می‌باشد.

۵-۳-۴-۲- عملکرد ساعتی سیستم جذبی

تغییرات دمای ژنراتور بهینه و COP سیستم به‌عنوان نمونه برای ۲۲ سپتامبر در شکل ۵-۲۰ نمایش داده شده و مقادیر بارهای ژنراتور و اواپراتور تحت این شرایط در جدول ۵-۷ ارائه شده است.



شکل ۵-۲۰- تغییرات COP و دمای ژنراتور بهینه ایده‌آل

جدول ۵-۷- تغییرات COP، دمای ژنراتور بهینه ایده‌آل و بارهای اواپراتور و ژنراتور

COP ایده‌آل	بار اواپراتور	بار ژنراتور	دمای ژنراتور بهینه	ساعت
۰,۵۵۷۸	۴۸۳,۰۱	۸۶۵,۹۱	۱۰۳,۰۰	۱
۰,۵۶۰۷	۴۸۵,۴۸	۸۶۵,۸۵	۱۰۲,۴۰	۲
۰,۵۶۵۴	۴۸۷,۰۶	۸۶۱,۴۴	۱۰۱,۲۰	۳
۰,۵۷۰۰	۴۹۴,۰۴	۸۶۶,۷۳	۱۰۰,۴۰	۴
۰,۵۷۲۶	۴۹۳,۳۶	۸۶۱,۶۱	۹۹,۶۰	۵
۰,۵۷۵۲	۴۹۲,۶۹	۸۵۶,۵۵	۹۸,۸۰	۶
۰,۵۷۱۱	۴۹۰,۲۱	۸۵۸,۳۶	۹۹,۸۰	۷
۰,۵۶۰۰	۴۸۵,۷۱	۸۶۷,۳۴	۱۰۲,۶۰	۸
۰,۵۴۸۶	۴۸۱,۴۳	۸۷۷,۵۶	۱۰۵,۴۰	۹
۰,۵۴۱۴	۴۷۹,۸۶	۸۸۶,۳۲	۱۰۷,۲۰	۱۰
۰,۵۳۸۷	۴۷۸,۲۸	۸۸۷,۸۴	۱۰۷,۸۰	۱۱
۰,۵۳۶۰	۴۷۶,۷۱	۸۸۹,۳۸	۱۰۸,۴۰	۱۲
۰,۵۳۳۸	۴۷۱,۹۸	۸۸۴,۱۹	۱۰۸,۶۰	۱۳
۰,۵۳۲۴	۴۷۲,۲۰	۸۸۶,۹۳	۱۰۹,۰۰	۱۴
۰,۵۳۰۹	۴۶۹,۷۳	۸۸۴,۷۸	۱۰۹,۲۰	۱۵
۰,۵۳۲۰	۴۷۳,۵۵	۸۹۰,۱۴	۱۰۹,۲۰	۱۶
۰,۵۳۵۷	۴۷۳,۱۰	۸۸۳,۱۵	۱۰۸,۲۰	۱۷
۰,۵۳۹۴	۴۷۵,۳۵	۸۸۱,۲۷	۱۰۷,۴۰	۱۸
۰,۵۴۲۳	۴۷۷,۶۱	۸۸۰,۷۰	۱۰۶,۸۰	۱۹
۰,۵۴۴۵	۴۷۷,۶۱	۸۷۷,۱۴	۱۰۶,۲۰	۲۰
۰,۵۴۶۷	۴۷۷,۳۸	۸۷۳,۲۰	۱۰۵,۶۰	۲۱
۰,۵۴۹۳	۴۸۳,۹۱	۸۸۰,۹۵	۱۰۵,۴۰	۲۲
۰,۵۵۲۱	۴۸۳,۶۸	۸۷۶,۰۸	۱۰۴,۶۰	۲۳
۰,۵۵۵۰	۴۸۳,۲۳	۸۷۰,۶۹	۱۰۳,۸۰	۲۴

لازم به ذکر است که نتایج شکل ۵-۲۰ و جدول ۵-۷ تحت فشار پایین بهینه، متناسب با تغییرات ساعتی دمای ابزوربر و کندانسور با تغییرات ساعتی دمای مرطوب و با بررسی عملکرد سیستم تحت دماهای ژنراتور بهینه با هدف تامین بار مورد نیاز سردخانه در ۲۴ ساعت روز تعیین گردیده است.

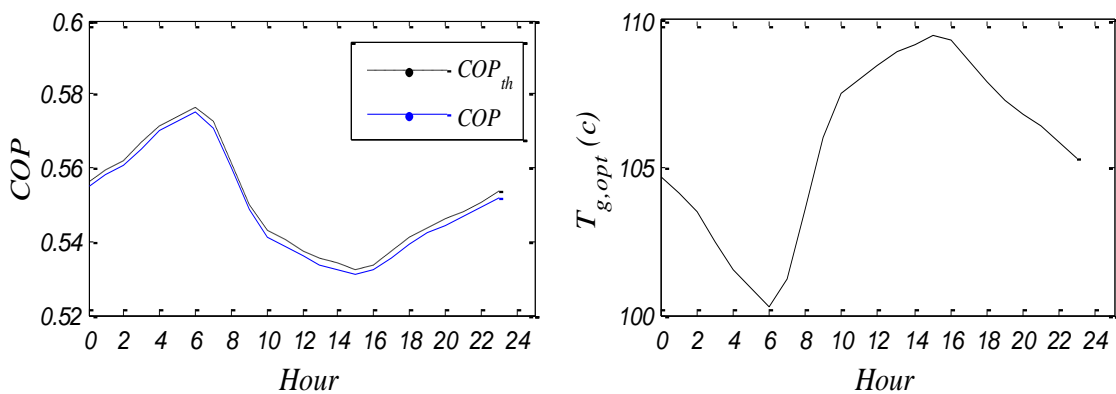
ملاحظه می‌شود که در طول ۲۴ ساعت روز دمای ژنراتور در محدوده ۱۰۹/۲۰-۹۸/۸۰ درجه سانتیگراد و COP سیستم در محدوده ۰/۵۷۵۲-۰/۵۳۰۹ تغییر می‌کند و کمترین مقدار بار اواپراتور در ساعت ۱۵ و برابر پیک بار سردخانه (۴۶۹/۷۳ kW) بوده و در تمامی ساعات روز بار اواپراتور بیشتر از پیک بار سردخانه می‌باشد. بنابراین تحت این شرایط بار اواپراتور جوابگوی بارهای مورد نیاز سردخانه در تمامی ساعات روز خواهد بود. لذا در صورتی که سیستم قادر به عملکرد تحت شرایط مندرج در جدول ۵-۷ باشد می‌تواند جوابگوی نیاز سردخانه مفروض باشد.

به منظور حفظ عملکرد سیستم تحت شرایط مذکور با توجه به اینکه بار ژنراتور و همچنین دمای ژنراتور در طول ۲۴ ساعت به ترتیب در محدوده ۸۵۶/۵۵-۸۹۰/۱۴ kW و ۹۸/۸-۱۰۹/۱۲ C تغییر می‌کند می‌توان از دو راهکار استفاده نمود:

- تعیین یک دمای بهینه و ثابت جهت تحریک ژنراتور و کنترل سیستم خورشیدی و منبع کمکی به منظور تامین دمای ثابت ژنراتور در طول ۲۴ ساعت
- تعریف پارامترهای تعیین شده به‌عنوان بهینه ایده‌آل و تعیین دمای ژنراتور بهینه طراحی با ثابت نگه داشتن بار حرارتی ژنراتور و کنترل سیستم جهت تامین بار ثابت ژنراتور و دماهای ژنراتور بهینه طراحی در طول ۲۴ ساعت

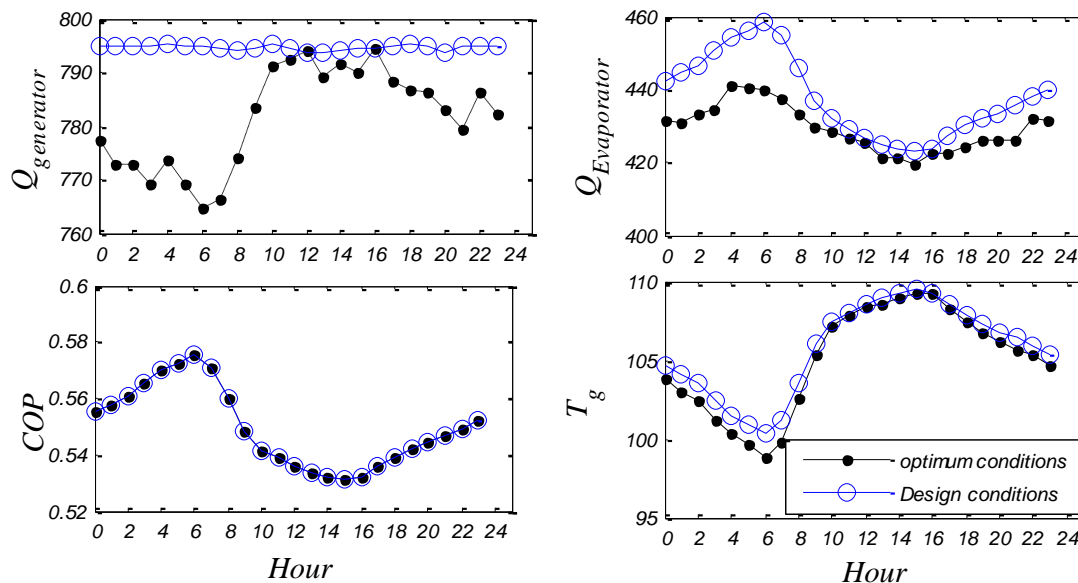
در صورتی که بازه‌ی تغییرات دمای ژنراتور در طول ۲۴ ساعت یا در طول دوره قابل توجه باشد عملکرد ژنراتور با یک دمای ثابت منجر به افزایش اتلافات حرارتی، هزینه‌ها و یا کاهش کارایی سیستم خواهد گردید. از طرفی با توجه به اینکه با کنترل عملکرد منبع کمکی با نرخ حرارتی ثابت، امکان تامین بار حرارتی ثابت ژنراتور به سهولت امکان پذیر می‌باشد در کار حاضر از روش دوم استفاده شده است.

تغییرات ساعتی دمای ژنراتور بهینه طراحی و COP تحت بار حرارتی ثابت ژنراتور در شکل ۵-۲۱ نمایش داده شده و مقادیر بارهای حرارتی در طول ۲۴ ساعت در جدول ۵-۸ ارائه گردیده است.

شکل ۵-۲۱- تغییرات COP و دمای ژنراتور بهینه طراحیجدول ۵-۸- تغییرات COP ، دمای ژنراتور بهینه طراحی و بارهای حرارتی

COP	بارهای حرارتی (KW)					ژنراتور	دمای ژنراتور	ساعت
	پمپ	رکتیفایر	ابزوربر	کندانسور	اوپراتور			
۰.۵۵۷۸	۲,۳۳	۱۴۶,۴۰	۷۵۳,۴۰	۴۹۰,۸۰	۴۹۷,۹۰	۸۹۰,۳۰	۱۰۴,۱۰	۱
۰.۵۶۰۶	۲,۳۱	۱۴۴,۱۰	۷۵۵,۶۰	۴۹۳,۴۰	۵۰۰,۴۰	۸۹۰,۳۰	۱۰۳,۵۰	۲
۰.۵۶۵۳	۲,۲۷	۱۴۰,۴۰	۷۵۹,۵۰	۴۹۷,۹۰	۵۰۴,۸۰	۸۹۰,۷۰	۱۰۲,۵۰	۳
۰.۵۶۹۹	۲,۲۴	۱۳۶,۸۰	۷۶۳,۳۰	۵۰۲,۲۰	۵۰۹,۱۰	۸۹۱,۰۰	۱۰۱,۵۰	۴
۰.۵۷۲۶	۲,۲۲	۱۳۴,۷۰	۷۶۵,۰۰	۵۰۴,۴۰	۵۱۱,۲۰	۸۹۰,۷۰	۱۰۰,۹۰	۵
۰.۵۷۵۲	۲,۲۰	۱۳۲,۷۰	۷۶۶,۸۰	۵۰۶,۷۰	۵۱۳,۴۰	۸۹۰,۵۰	۱۰۰,۳۰	۶
۰.۵۷۱۰	۲,۲۳	۱۳۵,۸۰	۷۶۳,۲۰	۵۰۲,۶۰	۵۰۹,۴۰	۸۸۹,۹۰	۱۰۱,۲۰	۷
۰.۵۶۰۰	۲,۳۱	۱۴۴,۴۰	۷۵۴,۳۰	۴۹۲,۳۰	۴۹۹,۳۰	۸۸۹,۴۰	۱۰۳,۶۰	۸
۰.۵۴۸۶	۲,۴۰	۱۵۳,۹۰	۷۴۵,۶۰	۴۸۲,۲۰	۴۸۹,۵۰	۸۸۹,۸۰	۱۰۶,۰۰	۹
۰.۵۴۱۴	۲,۴۶	۱۶۰,۲۰	۷۴۰,۸۰	۴۷۶,۴۰	۴۸۳,۸۰	۸۹۱,۱۰	۱۰۷,۵۰	۱۰
۰.۵۳۸۷	۲,۴۸	۱۶۲,۳۰	۷۳۷,۷۰	۴۷۳,۴۰	۴۸۰,۹۰	۸۹۰,۲۰	۱۰۸,۰۰	۱۱
۰.۵۳۶۰	۲,۵۰	۱۶۴,۵۰	۷۳۴,۷۰	۴۷۰,۵۰	۴۷۷,۹۰	۸۸۹,۲۰	۱۰۸,۵۰	۱۲
۰.۵۳۳۸	۲,۵۱	۱۶۶,۳۰	۷۳۲,۷۰	۴۶۸,۴۰	۴۷۵,۹۰	۸۸۹,۰۰	۱۰۸,۹۰	۱۳
۰.۵۳۲۴	۲,۵۳	۱۶۷,۷۰	۷۳۱,۸۰	۴۶۷,۳۰	۴۷۴,۸۰	۸۸۹,۴۰	۱۰۹,۲۰	۱۴
۰.۵۳۰۹	۲,۵۴	۱۶۹,۰۰	۷۳۰,۸۰	۴۶۶,۲۰	۴۷۳,۷۰	۸۸۹,۸۰	۱۰۹,۵۰	۱۵
۰.۵۳۲۰	۲,۵۳	۱۶۸,۱۰	۷۳۲,۱۰	۴۶۷,۴۰	۴۷۴,۹۰	۸۹۰,۲	۱۰۹,۳۰	۱۶
۰.۵۳۵۷	۲,۵۰	۱۶۵,۰۰	۷۳۵,۵۰	۴۷۰,۹۰	۴۷۸,۴۰	۸۹۰,۵۰	۱۰۸,۶۰	۱۷
۰.۵۳۹۴	۲,۴۷	۱۶۱,۹۰	۷۳۹,۰۰	۴۷۴,۵۰	۴۸۱,۹۰	۸۹۱,۰۰	۱۰۷,۹۰	۱۸
۰.۵۴۲۳	۲,۴۵	۱۵۹,۳۰	۷۴۱,۱۰	۴۷۶,۹۰	۴۸۴,۳۰	۸۹۰,۶۰	۱۰۷,۳۰	۱۹
۰.۵۴۴۵	۲,۴۳	۱۵۷,۲۰	۷۴۱,۸۰	۴۷۸,۲۰	۴۸۵,۵۰	۸۸۹,۲۰	۱۰۶,۸۰	۲۰
۰.۵۴۴۷	۲,۴۲	۱۵۵,۵۰	۷۴۴,۴۰	۴۸۰,۷۰	۴۸۸,۰۰	۸۹۰,۳۰	۱۰۶,۴۰	۲۱
۰.۵۴۹۳	۲,۴۰	۱۵۳,۵۰	۷۴۶,۹۰	۴۸۳,۳۰	۴۹۰,۵۰	۸۹۰,۷۰	۱۰۵,۹۰	۲۲
۰.۵۵۲۱	۲,۳۸	۱۵۱,۱۰	۷۴۹,۰۰	۴۸۵,۸۰	۴۹۳,۰۰	۸۹۰,۵۰	۱۰۵,۳۰	۲۳
۰.۵۵۵۰	۲,۳۵	۱۴۸,۷۰	۷۵۱,۲۰	۴۸۸,۳۰	۴۹۵,۴۰	۸۹۰,۴۰	۱۰۴,۷۰	۲۴

در شکل ۵-۲۲ دمای ژنراتور بهینه، COP ، و بارهای اواپراتور و ژنراتور در حالت ایده‌آل و طراحی مقایسه گردیده است.



شکل ۵-۲۲- مقایسه تغییرات COP ، دمای ژنراتور بهینه و بارهای اواپراتور و ژنراتور در حالت ایده‌آل و طراحی

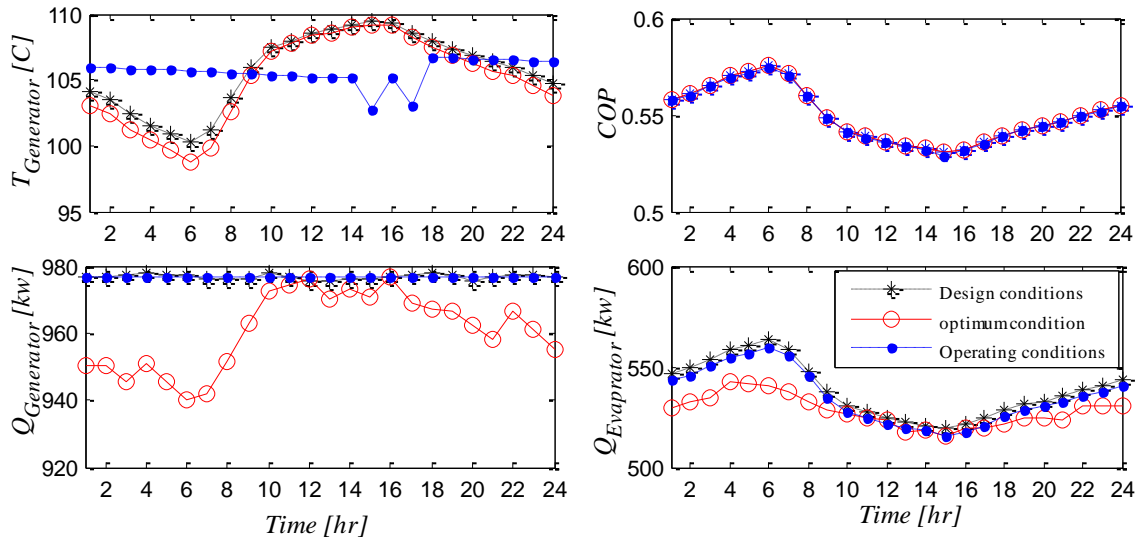
۵-۳-۵- عملکرد ساعتی سیستم جذبی خورشیدی

مقادیر بهینه پارامترهای عملکردی سیستم از قبیل دمای اولیه و حجم تانک ذخیره، دمای تنظیم عملکرد منبع کمکی، دبی جرمی سیال عامل و سطح گردآورنده مورد نیاز و ΔT_{off} چرخه گردآورنده با بررسی تغییرات COP سیستم جذبی، کسر خورشیدی و انرژی دریافتی گردآورنده و تامین شده توسط منبع کمکی تعیین گردید. که نتایج حاصل بر مبنای بار متوسط سردخانه در ۲۲ سپتامبر در جدول ۵-۹ ارائه گردیده است.

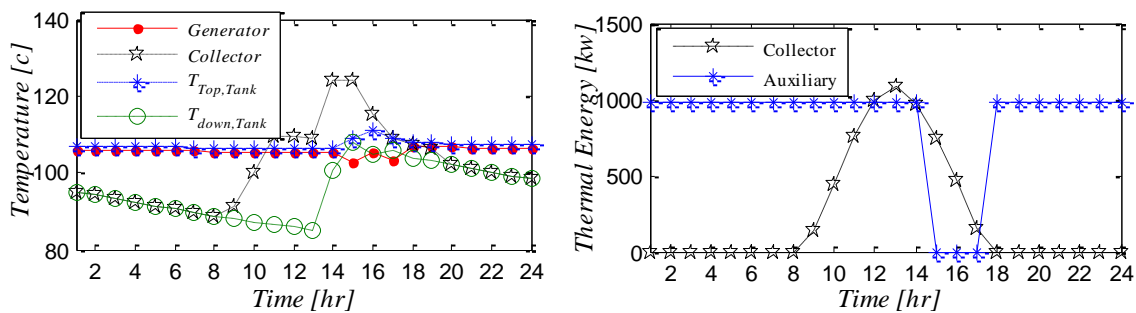
جدول ۵-۹- نتایج حاصل از بهینه‌سازی بخش خورشیدی بر مبنای پیک بار سردخانه در ۲۲ سپتامبر

Aux_{of}	fraction	ΔT_{off}	T_{set}	\dot{m}_{co}	V_t/A_{co}	V_t/Q_L	V_{tank}	A_{co}		
(Hr)	FNP	S.F	(°C)	(kg/s)	(kg/m ² .h)	(Lit/m ²)	(Lit/ton _{Refrigeration})	(m ³)	(m ²)	
۳	۰,۱۲۵	۰,۲۲۵	۰,۲۵	۱۰,۸	۱۶,۶۹	۲۸,۱۳	۲۵,۶۲	۰,۳۷۴	۵۴,۷۴	۲۱۳۶

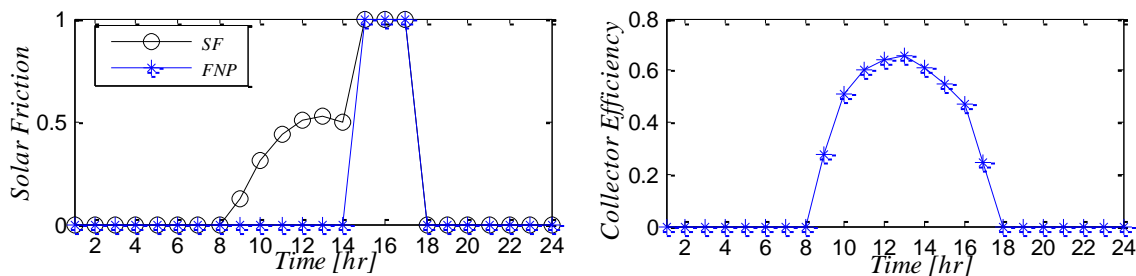
مقایسه پارامترهای عملکردی سیستم با حالت‌های بهینه ایده‌آل و طراحی، تغییرات انرژی و دماهای کاری و تغییرات بازده گردآورنده و کسر خورشیدی سیستم در طول ۲۴ ساعت به ترتیب در شکل‌های ۵-۲۳ تا ۵-۲۵ نمایش داده شده است.



شکل ۵-۲۳- مقایسه پارامترهای عملکردی سیستم با حالت های بهینه ایده آل و طراحی



شکل ۵-۲۴- تغییرات انرژی کمکی و گردآورنده- تغییرات دماهای خروجی گردآورنده، ژنراتور و دمای بالا و پایین تانک



شکل ۵-۲۵- تغییرات کسر خورشیدی و راندمان گردآورنده

مشاهده می گردد تحت شرایط بهینه تعیین شده، سیستم خورشیدی در ۳ ساعت از روز بدون نیاز به منبع کمکی، صرفاً با انرژی دریافتی گردآورنده و انرژی ذخیره شده در تانک حرارتی عمل می کند.

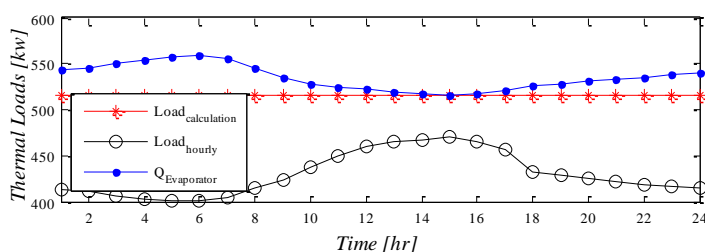
۵-۴-ارائه و بررسی ایده‌هایی با هدف بهبود عملکرد سیستم و کاهش مقادیر بهینه

پارامترهای عملکردی

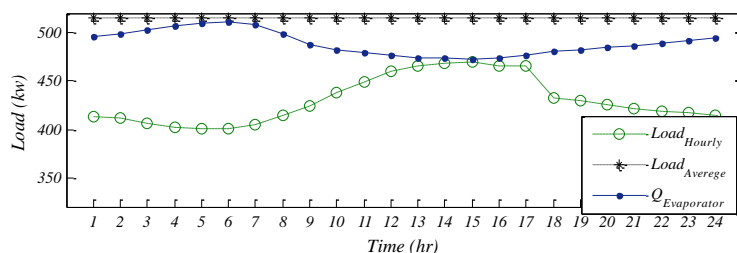
در قسمت‌های قبل، عملکرد سیستم خورشیدی با هدف تامین بار متوسط سردخانه در ۲۴ ساعت روز ۲۲ سپتامبر شبیه سازی و تحلیل گردید. در ادامه راهکارها و ایده‌هایی به منظور کاهش مساحت بهینه گردآورنده و دیگر پارامترهای عملکردی سیستم، افزایش COP سیستم جذبی و افزایش راندمان و کارایی گردآورنده‌های خورشیدی مطرح گردیده و مورد بحث و بررسی قرار می‌گیرد و تاثیر هر یک از ایده‌ها بر کارایی سیستم به صورت جداگانه با مقایسه نتایج حاصل با نتایج سیستم بررسی شده در قسمت قبل تحت عنوان سیستم پایه آشکار می‌گردد.

۵-۴-۱- استفاده از مخازن ذخیره سرد

با توجه به نتایج حاصل از محاسبات سردخانه، بار متوسط سردخانه ۵۱۵,۴۰ کیلووات بوده و ماکزیمم بار ساعتی برابر ۴۶۹/۷۳ kW بوده و در ساعت ۱۵ اتفاق می‌افتد. برای این منظور حسب نظر کاربر مبنی بر اتخاذ نمودن بار متوسط یا پیک بار تحت عنوان بار مبنای انجام محاسبات، بار اواپراتور همان‌گونه که در شکل های ۵-۲۶ و ۵-۲۷ نمایش داده شده است در تمامی ساعات روز بالاتر از بار مبنای باشد.



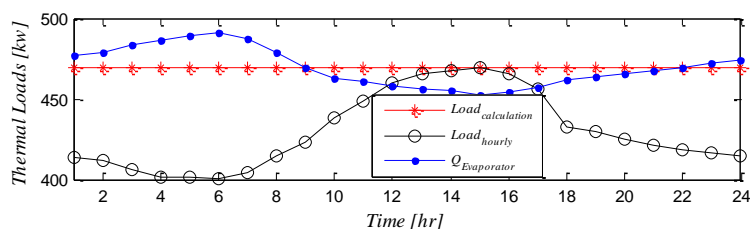
شکل ۵-۲۶- بار متوسط و تغییرات بار ساعتی سردخانه و بار تامین شده توسط اواپراتور بر مبنای بار متوسط



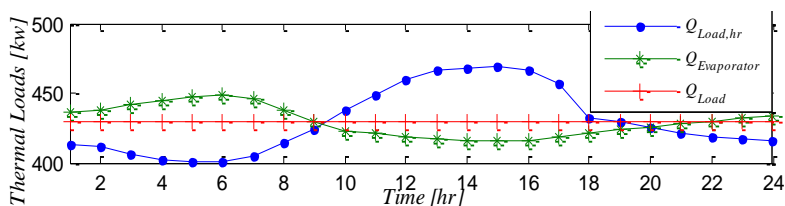
شکل ۵-۲۷- بار متوسط و تغییرات بار ساعتی سردخانه و بار تامین شده توسط اواپراتور بر مبنای پیک بار

ملاحظه می‌گردد که بار اواپراتور در شکل ۵-۲۶ در طول روز در محدوده ۵۵۷,۳-۵۱۵,۴ کیلووات و در شکل ۵-۲۷ در محدوده ۵۱۱/۴-۴۶۹/۷ کیلووات متغیر می‌باشد و متوسط بار تامین شده توسط اواپراتور در حالات مذکور به ترتیب برابر با ۵۳۳/۲ و ۴۸۹/۰ کیلووات می‌باشد.

لذا می‌توان با هدف تامین بار متوسط، پیک بار یا میانگین بارهای ساعتی در تمام طول روز با استفاده از مخازن ذخیره سرد میانگین بار اواپراتور را به ترتیب تا ۵۱۵/۴۰، ۴۶۹/۷۳ و ۴۲۹/۸۷ کیلووات تقلیل داد. تغییرات بار اواپراتور و بار ساعتی مورد نیاز به‌عنوان نمونه برای موارد ۲ و ۳ در شکل ۵-۲۸ و ۵-۲۹ نمایش داده شده و نتایج حاصل از ارزیابی مقادیر پارامترهای خورشیدی هر دو سیستم به منظور نمایش دادن تاثیر هر یک از فرضیات مذکور در جدول ۵-۱۰ ارائه گردیده است.



شکل ۵-۲۸- تغییرات بار ساعتی مورد نیاز و بار اواپراتور - سیستم مشتمل بر مخزن سرد با هدف تامین پیک بار



شکل ۵-۲۹- تغییرات بار ساعتی مورد نیاز و بار اواپراتور - سیستم با مخزن سرد و هدف تامین میانگین بارهای ساعتی

جدول ۵-۱۰- نتایج کلی بهینه‌سازی سیستم- سیستم مشتمل بر مخزن سرد با هدف تامین پیک بار

Aux _{of}	fraction		T _{set-}	\dot{m}_{co}	V _{tank}	A _{co}	Q _{Aux,hr}	پارامتر
(Hr)	FNP	S.F	(°C)	(kg/s)	(m ³)	(m ²)	(kw)	
۳	۰,۱۲۵	۰,۲۲۵	۱۰,۸	۱۶,۶۹	۲۸,۱۳	۵۴,۷۴	۹۷۶,۶۹	سیستم ۱
۳	۰,۱۲۵	۰,۲۲۹	۱۰,۸	۱۴,۸۸	۲۶,۴۷	۴۷,۶	۸۶۹,۰۵	سیستم ۲
۳	۰,۱۲۵	۰,۲۲۹	۱۰,۸	۱۳,۵۶	۲۶,۴۷	۴۲,۳۲	۷۹۴,۶۲	سیستم ۳

سیستم ۱: سیستم فاقد مخزن ذخیره و بر مبنای بار متوسط سردخانه؛ سیستم ۲: سیستم مجهز به مخزن ذخیره و با امکان تامین پیک بار در تمامی ساعات روز؛ سیستم ۳: سیستم مجهز به مخزن ذخیره و با امکان تامین میانگین بارهای ساعتی در تمامی ساعات روز

مشاهده می‌گردد که به موازات کاهش ظرفیت تبرید در سیستم‌های مجهز به مخزن سرد، مقادیر بهینه نرخ حرارتی منبع کمکی، مساحت گردآورنده و حجم بهینه تانک نسبت به سیستم پایه کاهش یافته است. در سیستم ۲ به موازات کاهش ۱۱/۹۰ درصدی ظرفیت تبرید مقادیر بهینه نرخ حرارتی منبع کمکی، مساحت گردآورنده و حجم بهینه تانک نسبت به سیستم پایه به ترتیب ۱۱/۳۲، ۵/۲۹ و ۱۳/۰۴ درصد کاهش یافته است و این مقادیر برای سیستم ۳ با کاهش ۱۶،۵۹ درصدی ظرفیت تبرید به ترتیب ۱۸/۹۲، ۱۳/۶۷ و ۲۲/۶۹ درصد می‌باشد.

مشخصات مخزن ذخیره مبرد و مخزن ذخیره یخ با محلول گلیکول-آب مورد نیاز به‌عنوان نمونه برای سیستم ۲ در جدول ۵-۱۱ ارائه گردیده است.

جدول ۵-۱۱- مشخصات مخزن سرد- با هدف تامین پیک بار در طول روز ۲۲ سپتامبر

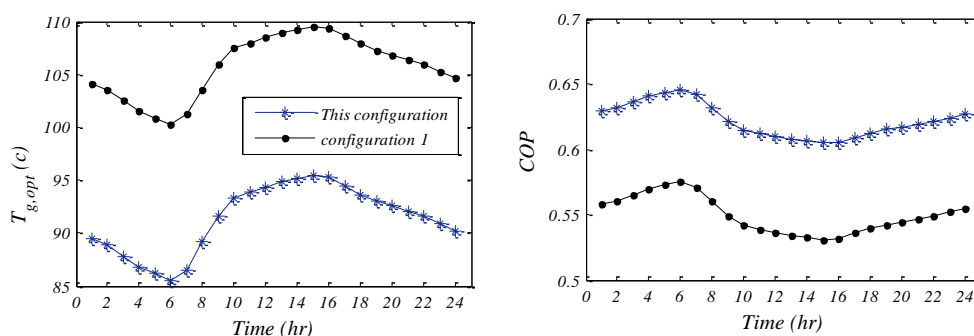
مشخصات						نوع مخزن
فشار (bar)	چگالی (kg/m ³)	دما (K)	غلظت (%)	محلول	حجم (m ³)	
۱،۰۱۳	۹۸۶،۱۷	۲۶۶،۶۵	۱۷،۲۱	اتیلن گلیکول	۱،۴۰۶	یخ
۱،۰۱۳	۹۷۶،۷۳	۲۶۶،۶۵	۱۸،۵۱	پروپیلن گلیکول	۱،۴۴۹	
P _L	۶۰۹،۱۹۹	۲۹۳،۹۲	۰،۹۹۹		۰،۵۳۳	مبرد
P _L	۹۰۱،۸۴۹	۳۰۲،۴۹	۰،۲۶۷	آب-آمونیاک	۱،۹۳۵	مبرد محلول ضعیف
P _H	۸۶۴،۵۵۳	۲۹۳،۹۲	۰،۳۹۸		۲،۳۹۳	ابزوربر

۵-۴-۲- تنظیم ماهیانه فشار پایین سیستم

با توجه به تغییرات دما در طول دوره و ۲۴ ساعت روز و در نتیجه تغییرات دمای تقطیر مبرد در کندانسور و تغییرات دمای سیال خروجی اواپراتور ضمن عبور از مبدل حرارتی مبرد تحت فشار و غلظت ثابت، حالت جریان ورودی ابزوربر در طول دوره و ۲۴ ساعت روز تغییر خواهد کرد.

بنابراین به منظور اطمینان از عملکرد مطلوب سیستم جذبی و عدم بروز اختلال حین فرایند جذب مبرد در ابزوربر بایستی تجهیزات بکار رفته به گونه‌ای باشد که فشار پایین سیستم نیز همچون فشار بالا که با خروجی کندانسور در حالت مایع اشباع تنظیم می‌شود با ورودی مبرد در حالت بخار اشباع به ابزوربر تنظیم گردد و یا اینکه فشار پایین تحت پایین‌ترین دمای دوره بهینه و ثابت گردد.

در صورتی که روش اول مقذور باشد حداقل COP سیستم در طول دوره همان طوری که در شکل ۵-۱۷ نمایش داده شد 0.6319 و ماکزیمم دمای ژنراتور لازم $88/860$ درجه خواهد بود و در صورتی که قرار باشد فشار پایین سیستم در طول دوره تحت یک فشار بهینه ثابت گردد همان طوری که در قسمت قبل بررسی گردید مقدار این فشار ثابت برای مطالعه موردی انجام شده برابر $1/430$ بار می باشد. در ادامه عملکرد سیستم در صورتی که امکان تنظیم ماهیانه فشار پایین مقذور باشد بررسی می گردد تغییرات ساعتی دمای ژنراتور بهینه و COP سیستم تحت این شرایط در سیستمی که فشار پایین در طول دوره بهینه و ثابت گردد در شکل ۵-۳۰ مقایسه گردیده است.



شکل ۵-۳۰- مقایسه تغییرات COP و دمای ژنراتور بهینه در سیستم با تنظیم ماهیانه و تنظیم دوره‌ای فشار پایین ملاحظه می شود که تنظیم ماهیانه فشار پایین منجر به کاهش $12/69$ درصدی ماکزیمم دمای ژنراتور و افزایش $13/88$ درصدی مینیمم COP سیستم گردیده است. نتایج حاصل از ارزیابی پارامترهای عملکردی سیستم با هدف تشابه عملکرد سیستم با سیستم ۱ در جدول ۵-۱۲ ارائه گردیده است.

جدول ۵-۱۲-مقایسه نتایج تغییرات پارامترهای عملکردی سیستم با تنظیم ماهیانه و تنظیم دوره‌ای فشار پایین

Aux _{of}	fraction		T _{set-}	\dot{m}_{co}		V _{tank}	A _{co}	Q _{Aux,hr}	پارامتر
(Hr)	FN	S.F	(°C)	(kg/s)	(kg/m ² .h)	(m ³)	(m ²)	(kw)	
۳	۰,۱۲۵	۰,۲۲۵	۱۰۸	۱۶,۶۹	۲۸,۱۳	۵۴,۷۴	۲۱۳۶	۹۷۶,۶۹	سیستم ۱
۳	۰,۱۲۵	۰,۲۲۲	۹۴	۱۳,۸۶	۳۸,۳۳	۴۷,۷۴	۱۶۰۴	۸۶۰,۷۵	تنظیم ماهیانه فشار-بار کل

کاهش قابل توجه COP سیستم منجر به کاهش $11/87$ درصدی نرخ بار حرارتی ثابت منبع کمکی، بار مورد نیاز ژنراتور و همچنین کاهش دبی جرمی سیکل تامین بار ژنراتور گردیده و این عوامل به اضافه کاهش $12/69$ درصدی ماکزیمم دمای ژنراتور منجر به کاهش قابل توجه مساحت بهینه و دبی جرمی گردآورنده گردیده است.

۵-۴-۳- تنظیم ماهیانه عملکرد مبدل گردآورنده و غلظت گلیکول

مینیمم دماهای ثبت شده در طول ۲۰ سال اخیر برای در هریک از ماههای دوره نگهداری مفروض از سپتامبر تا مارس به ترتیب برابر ۱۰/۸، ۵/۰، ۱/۲، ۴/۲، ۱۰/۸، ۷/۶ و ۴/۸- درجه سانتیگراد می باشد. در سیستم ۱ با توجه به ثبت دماهای زیر انجماد در طول ۵ ماه از دوره از مبدل گردآورنده در طول دوره استفاده گردید و غلظت محلول گلیکول بر مبنای مینیمم دمای دوره تعیین گردید، در حالی که در ماههای سپتامبر و اکتبر لزومی به استفاده از مبدل نبوده و همچنین در تمامی ماههای دوره به استثنای ژانویه لزومی به محلول ضد یخ با غلظت بکار رفته وجود نداشته است. با توجه به تاثیر غلظت محلول ضد یخ و مبدل گردآورنده بر پارامترهای عملکردی سیستم در ادامه عملکرد سیستمی با امکان کنترل ماهیانه سیکل مبدل گردآورنده و حذف مبدل در ماههایی از دوره که دمای هوا بالاتر از دمای انجماد می باشد و تنظیم ماهیانه غلظت گلیکول بررسی می گردد. نتایج تغییرات پارامترهای عملکردی سیستم با کنترل و تنظیم ماهیانه سیکل گردآورنده و غلظت گلیکول در جدول ۵-۱۳ با نتایج سیستم ۱ مقایسه گردیده است.

جدول ۵-۱۳- مقایسه نتایج تغییرات پارامترهای عملکردی سیستم با کنترل و تنظیم ماهیانه سیکل گردآورنده و غلظت گلیکول با سیستم پایه

Aux _{of} (Hr)	fraction		T _{set} (°C)	\dot{m}_{co}		V _{tank} (m ³)	A _{co} (m ²)	Q _{Aux,hr} (kw)	پارامتر
	FNF	S.F		(kg/s)	(kg/m ² .h)				
۳	۰,۱۲۵	۰,۲۲۵	۱۰,۸	۱۶,۶۹	۲۸,۱۳	۵۴,۷۴	۲۱۳۶	۹۷۶,۶۹	سیستم ۱
۵	۰,۲۰۸	۰,۲۳۵	۱۰,۸	۱۸,۲۰	۳۹,۲۵	۷۰,۵۶	۱۶۷۰	۹۷۶,۶۹	تنظیم ماهیانه سیکل گردآورنده

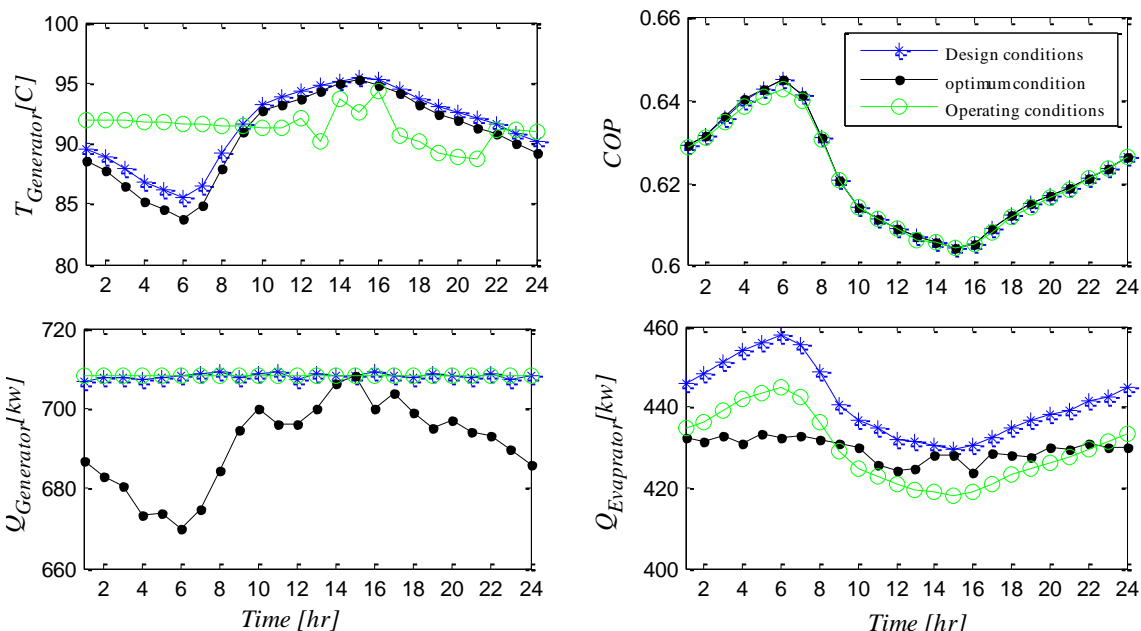
با توجه به تاثیر معکوس مبدل بر راندمان گردآورنده، حذف مبدل منجر به افزایش میزان انرژی دریافتی گردآورنده و در نتیجه کاهش قابل توجه مساحت بهینه گردآورنده و به علت بهبود عملکرد بخش خورشیدی سیستم، منجر به افزایش دبی جرمی سیال عامل گردآورنده و همچنین به منظور عدم بروز اختلال در لایه بندی تانک حرارتی با افزایش دبی جرمی سیکل گردآورنده، تانک حرارتی نسبتاً حجیم تری مورد نیاز خواهد بود.

۵-۴-۴- استفاده از تمامی ایده‌های مطرح شده

مقایسه نتایج کلی حاصل از بهینه‌سازی سیستم با در نظر گرفتن تمامی موارد بررسی شده با نتایج سیستم ۱ در جدول ۵-۱۴ ارائه گردیده و تغییرات بارهای اواپراتور و ژنراتور، دمای بهینه ژنراتور و COP سیستم جذبی برای حالت‌های ایده‌آل، طراحی بر مبنای بار ژنراتور ثابت و حالت عملکردی سیستم در ۲۲ سپتامبر در شکل ۵-۳۱ نمایش داده شده است.

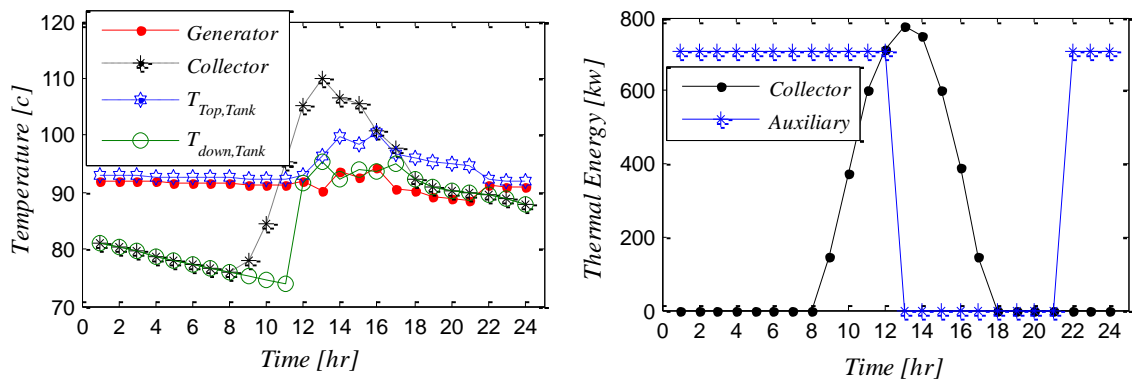
جدول ۵-۱۴- مقایسه نتایج کلی حاصل از بهینه‌سازی سیستم با در نظر گرفتن تمامی موارد بررسی شده با سیستم پایه

Aux _{of}	fraction		ΔT_{off}	T_{set-}	\dot{m}_{co}	V_{tank}	A_{co}	$Q_{Aux,hr}$	پارامتر
(Hr)	FNP	S.F	(°C)	(°C)	(kg/s)	(m ³)	(m ²)	(kw)	
۳	۰,۱۲۵	۰,۲۲۵	۰,۲۵	۱۰,۸	۱۶,۶۹	۵۴,۷۴	۲۱۳۶	۹۷۶,۶۹	سیستم پایه
۹	۰,۳۷۵	۰,۲۷۰	۰,۲	۹۴	۱۲,۴۴	۵۰,۷	۱۵۴۲	۷۰۸,۰	استفاده از تمام ایده‌ها

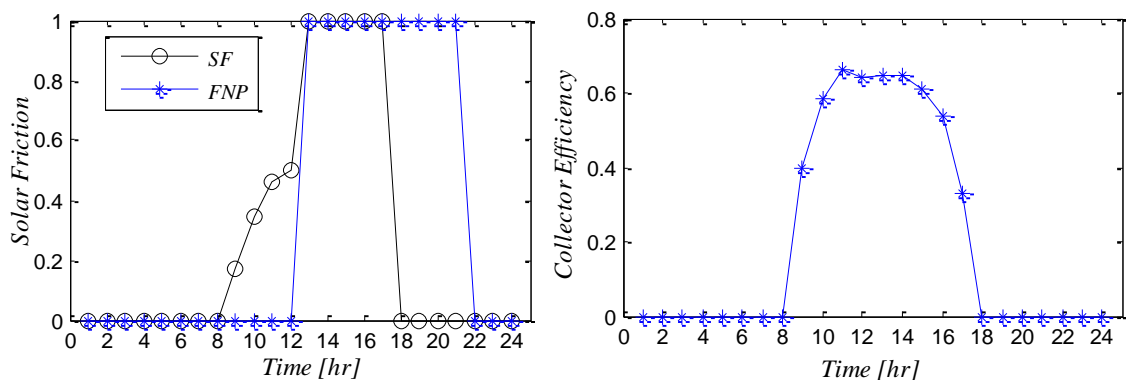


شکل ۵-۳۱- مقایسه پارامترهای ایده‌آل، طراحی و عملکردی سیستم با در نظر گرفتن تمامی موارد بررسی شده

در نمودارهای زیر تغییرات ساعتی پارامترهای عملکردی سیستم تحت مقادیر بهینه ارائه شده، نمایش داده شده است. (شکل ۵-۳۲ و ۵-۳۴) ملاحظه می‌شود که سیستم خورشیدی در ۹ ساعت از روز، بدون نیاز به منبع کمکی قادر به تامین انرژی مورد نیاز ژنراتور بوده و مقادیر بهینه پارامترهای سیستم در مقایسه با سیستم پایه به مراتب کاهش یافته و عملکرد سیستم به مراتب بهبود یافته است.



شکل ۵-۳۲- تغییرات انرژی کمکی و گردآورنده و دماهای کاری سیستم با در نظر گرفتن تمامی موارد بررسی شده



شکل ۵-۳۳- تغییرات بازده گردآورنده و کسر خورشیدی سیستم با در نظر گرفتن تمامی موارد بررسی شده

۵-۴-۵- ارائه نتایج کلی

نتایج کلی بهینه‌سازی برپایه حداکثر مساحت و حجم بهینه مخزن ذخیره در طول دوره تعیین شده و در جدول ۵-۱۵ ارائه گردیده است.

مشاهده می‌گردد که تغییرات مقادیر بهینه پارامترهای مندرج در ماه‌های مختلف دوره برخلاف گزارشات مشابه موجود در ادبیات تحقیق با هدف تهیه مطبوع در طول یک دوره و ظرفیت تبرید یکسان، قابل توجه می‌باشد. در ماه‌های سپتامبر و اکتبر به علت ورود محصول و بارگذاری، بار مورد نیاز سردخانه به حداکثر رسیده و ماکزیمم سطح گردآورنده و حجم تانک حرارتی مورد نیاز نیز متناسب با بار ورودی، به حداکثر می‌رسد، مقادیر این پارامترها با اتمام دوره ورود محصول و بارگذاری همزمان با کاهش مقدار تابش خورشیدی کاهش می‌یابد و در اواخر دوره نگهداری با افزایش مقدار تابش خورشیدی ضمن تغییرات نامحسوس بار سردخانه، به حداقل می‌رسد.

جدول ۵-۱۵- نتایج کلی بهینه‌سازی سیستم پیشنهادی برنامه در طول دوره بر مبنای پیک بار							پارامتر
روز							
۱۶	۱۸	۲۰	۱	۷ نوامبر	۳ اکتبر	۲۰ سپتامبر	
مارس	فوریه	ژانویه	دسامبر				مساحت گردآورنده
۲۴۱۵	۱۶۸۸	۲۱۲۶	۲۵۲۶	۲۶۸۰	۴۹۱۰	۴۰۶۱	
۲۵,۳۳۰	۳۱,۵۰	۱۹,۴۷	۲۵,۸۰	۳۳,۵۰	۵۸,۳۱	۴۷,۳۸	حجم تانک
۱۳,۹۵	۱۳,۲۰	۱۲,۷۶	۱۲,۶۱	۱۳,۴۷	۳۶,۴۰	۳۳,۶۷	دبی جرمی سیال گردآورنده (kg/s)
۲۰,۸۰	۲۸,۱۷	۲۱,۶۱	۱۷,۹۷	۱۸,۰۹	۲۶,۶۸	۲۹,۸۴	دبی جرمی سیال گردآورنده (kg/m ² .h)
۸۳	۸۲	۸۰	۷۸	۸۳	۹۳	۹۲	دمای تنظیم
۰,۳	۰,۲	۰,۳	۰,۳۵	۰,۳	۰,۲	۰,۲۰	اختلاف دمای خاموش شدن
۱۳,۵۵	۱۹,۵۱	۲۵,۱۱	۱۲,۲۰	۴,۱۵	-	-	غلظت اتیلن سیکل گردآورنده
۰,۲۹۰۹	۰,۲۶۷۰	۰,۲۶۹۳	۰,۲۳۱۷	۰,۲۶۲۲	۰,۲۶۱۵	۰,۳۰۶۹	S.F _{24h} کسر
۰,۵۰۰۰	۰,۳۷۵۰	۰,۵۰۰۰	۰,۳۳۳۳	۰,۵۴۱۷	۰,۵۴۱۷	۰,۵۰۰۰	FNP _{24h} خورشیدی
۰,۲۵۳۱	۰,۲۲۸۸	۰,۲۳۶۱	۰,۱۹۵۳	۰,۲۳۳۵	۰,۲۲۳۸	۰,۲۶۹۶	F _{24h}
۱۲	۱۱	۱۲	۸	۱۳	۱۳	۱۲	ساعات خاموشی منبع ثانویه
۰,۹۸	۰,۹۴	۱,۰۷	۱,۰۱	۱,۲۰	۱,۷۱	۱,۵۹	حجم مخزن کندانسور
۳,۴۵	۲,۹۶	۳,۳۲	۴,۴۷	۳,۸۷	۵,۳۰	۴,۹۳	حجم مخزن محلول ضعیف
۴,۳۰	۳,۷۸	۴,۲۵	۵,۳۸	۴,۹۱	۶,۷۷	۶,۲۹	حجم مخزن ایزوربر

با توجه به این که افزایش بیش از حد مساحت گردآورنده با دبی جرمی و دیگر پارامترهای ثابت ضمن توجیه پذیر نبودن از لحاظ اقتصادی، منجر به کاهش COP سیستم جذبی و افت کارایی سیستم خورشیدی می‌گردد. بنابراین می‌توان کمترین مقادیر مندرج در جدول ۵-۱۵ برای سطح گردآورنده و حجم بهینه تانک ذخیره در ماه‌های مختلف دوره را به‌عنوان مقادیر بهینه دوره در نظر گرفت و دیگر پارامترهای عملکردی سیستم را در ماه‌های مختلف بهینه‌سازی نمود. به گونه‌ای که سیستم خورشیدی به‌عنوان مثال در مسأله حاضر در ماه فوریه بیشترین کسر خورشیدی را دارا بوده و در دیگر ماه‌ها مشابه با نتایج ارزیابی شده در قسمت قبل برای ماه سپتامبر عمل نماید.

۵-۵- اعتبار سنجی

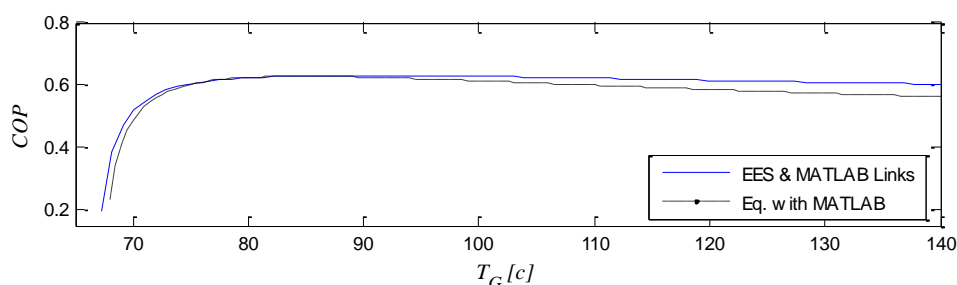
۵-۵-۱- اعتبار سنجی محاسبات بار برودتی

به منظور صحت سنجی نتایج و یافته‌ها، بارهای وارد بر یک اتاق سرد با ابعاد $2 \times 2 \times 2$ و ظرفیت 1800 کیلوگرم سیب مشابه با فرضیات مجتمع سردخانه‌ای بررسی شده با درجه حرارت و رطوبت نسبی ثابت $34/1$ درجه سانتیگراد و رطوبت نسبی 48 درصد، توسط نرم افزار Refrig و مدل توسعه داده شده تعیین و مورد مقایسه قرار گرفت.

بار برودتی اتاق مفروض با نرم‌افزار و مدل حاضر با اعمال تاثیر ساعات کارکرد تجهیزات و ضریب اطمینان بر بار کل به ترتیب برابر $6233/69$ و $6364/34$ وات برآورد گردید. مشاهده می‌شود که مقادیر تعیین شده به کمک مدل حاضر که دقیقاً منطبق بر محاسبات دستی می‌باشد با مقادیر تخمین زده شده با نرم‌افزار هم‌خوانی قابل قبولی دارد و خطای $2/05$ درصدی محاسبات به علت تخمین بار توسط نرم‌افزار و تعیین دقیق بار با استفاده از روابط حاکم و اصول منابع [۲۱، ۳۹ و ۷۸-۷۶] در مدل حاضر می‌باشد.

۵-۵-۲- اعتبار سنجی شبیه‌سازی سیستم جذبی

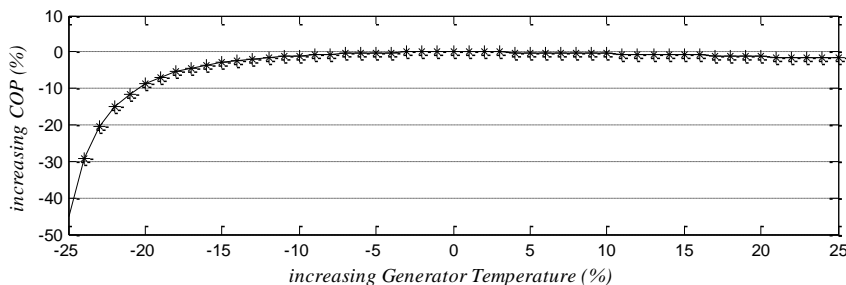
شبیه‌سازی سیستم جذبی تک-اثره یک بار دیگر با استفاده از روابط تجربی ارائه شده جهت تعیین خواص آب-آمونیاک انجام گرفت. در نمودار زیر نتایج حاصل مقایسه گردیده است. (شکل ۵-۳۴)



شکل ۵-۳۴- مقایسه نتایج حاصل از شبیه‌سازی با EES و شبیه‌سازی با استفاده از روابط تجربی آب-آمونیاک

با توجه به اینکه در سیستم‌های خورشیدی افزایش مساحت گردآورنده جهت رساندن دمای ژنراتور به دماهایی بالاتر از دمای ژنراتور بهینه از لحاظ کارایی و اقتصادی توجیه پذیر نبوده و هدف بررسی عملکرد سیستم تحت دمای ژنراتور بهینه می‌باشد؛ همخوانی نتایج در این محدوده قابل قبول می‌باشد.

دمای ژنراتور بهینه تحت متوسط دمای روزانه در ماه سپتامبر برابر $10.4/8$ درجه و COP سیستم تحت این شرایط برابر 0.5499 تعیین گردید که تاثیر افزایش و کاهش دمای ژنراتور از مقدار بهینه بر COP سیستم در شکل ۵-۳۵ نمایش داده شده است.



شکل ۵-۳۵- تاثیر افزایش و کاهش دمای ژنراتور از مقدار بهینه بر COP سیستم

ملاحظه می شود که افزایش 10 درجه ای دمای ژنراتور منجر به کاهش 4 درصدی COP سیستم می گردد که منطبق با نتایج لی لوستک می باشد. [۶۸]

۵-۳- بهینه سازی بخش خورشیدی و تحلیل عملکرد سیستم

نسبت بهینه حجم مخزن ذخیره به سطح گردآورنده در بررسی آزمایشی عملکرد سیستم جذبی خورشیدی لتیوم بروماید-آب در تایلند توسط کتجوی و همکاران [۴۸] در سال 2013 برابر $6/94$ تعیین گردیده است. در مدل سازی عددی انجام گرفته برای سیستم مشابه توسط فانق سیم [۵۱] در سال 2014 برابر $12/82$ تعیین گردید و غدار و همکاران [۴۵] با مدل سازی و شبیه سازی سیستم مشابه در سال 1997 در 5 ماه گرم سال از می تا سپتامبر محدوده $13-19$ را برای پارامتر مذکور تعیین نموده اند؛ مقادیر ارزیابی شده این پارامتر در کار حاضر در 7 ماه سرد سال از سپتامبر تا مارس در جدول ۵-۱۶ ارائه شده است که با نتایج ارائه شده توسط دیگر محققان همخوانی دارد.

جدول ۵-۱۶- نسبت بهینه حجم مخزن ذخیره به سطح گردآورنده در 7 ماه بررسی شده در کار حاضر

روز							پارامتر
۲۲ سپتامبر	۱۳ اکتبر	۷ نوامبر	۱ دسامبر	۲۰ ژانویه	۱۸ فوریه	۱۶ مارس	مساحت گردآورنده حجم تانک حجم / مساحت (lit/m^2)
۴۰۶۱	۴۹۱۰	۲۶۸۰	۲۵۲۶	۲۱۲۶	۱۶۸۸	۲۴۱۵	
۴۷,۳۸	۵۸,۳۱	۳۳,۵۰	۲۵,۸۰	۱۹,۴۷	۳۱,۵۰	۲۵,۳۳۰	
۱۱,۶۷	۱۱,۸۸	۱۲,۵۰	۱۰,۲۱	۹,۱۶	۱۸,۶۷	۱۰,۴۷	

۵-۶- جمع بندی نتایج

در کار حاضر یک مدل کامپیوتری جامع با اهداف زیر توسعه داده شد:

- طراحی و محاسبات بار برودتی ساعتی و متوسط سردخانه
- ارزیابی مقادیر ماهیانه، روزانه و ساعتی تابش مستقیم، پراکنده، کلی بر روی سطح افقی، شیب‌دار و سطوح گردآورنده و تعیین شیب بهینه نصب گردآورنده
- شبیه‌سازی پارامتریک، دینامیکی، بهینه‌سازی و پیش‌بینی ساعتی عملکرد سیستم جذبی آب-آمونیاک

- بهینه‌سازی بخش خورشیدی سیستم و تعیین مقادیر بهینه برای پارامترهای مساحت، حجم تانک حرارتی، دبی جرمی گردآورنده، دمای تنظیم عملکرد منبع کمکی و دمای بهینه بالای تانک در زمان شروع به کار سیستم

این مدل می‌تواند به‌عنوان ابزار مفیدی با هدف مدل‌سازی شبیه‌سازی، بهینه‌سازی و پیش‌بینی عملکرد ساعتی سیستم جذبی و بهینه‌سازی بخش خورشیدی و یا اهداف جزئی اشاره شده مورد استفاده قرار گیرد.

همچنین مدل حاضر قابلیت انجام محاسبات و تحلیل‌ها بر پایه فرضیات زیر را دارا می‌باشد:

- بر پایه بار متوسط یا پیک بار بدون استفاده از مخزن ذخیره حرارتی، مشابه با سردخانه‌های موجود
- استفاده از مخزن ذخیره مبرد یا مخزن ذخیره یخ با محلول اتیلن یا پروپیلن گلیکول با غلظت متناسب با دمای اواپراتور و انجام محاسبات بر پایه بار مبنا و مفروض کاربر
- تعیین مقدار بهینه برای فشار پایین سیستم جذبی در طول دوره و هریک از ماه‌های دوره و امکان انجام تحلیل‌ها بر پایه هر یک از مقادیر بهینه تعیین شده حسب انتخاب کاربر
- انجام محاسبات و تحلیل‌ها بر پایه استفاده مدام از مبدل بین گردآورنده و تانک حرارتی و یا استفاده متناوب و حذف سیکل مبدل در ماه‌هایی که دمای محیط بالاتر از دمای انجماد می‌باشد و تنظیم غلظت گلیکول با ضد یخ اتیلن و یا پروپیلن حسب انتخاب کاربر

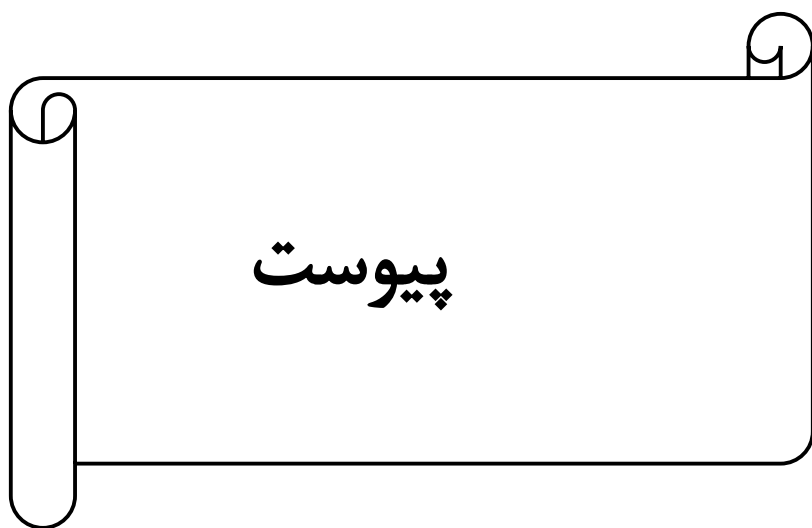
و به‌عنوان نتایج کلی حاصل از کار حاضر می‌توان به موارد زیر اشاره نمود:

- انجام محاسبات بر مبنای میانگین بار ساعتی با ذخیره سازی انرژی در ساعاتی که بار اواپراتور مازاد بر مصرف می‌باشد و استفاده در ساعاتی که بار ساعتی از میانگین بار بالاتر می‌باشد منجر به کاهش ۱۲/۱۷ درصدی ظرفیت تبرید گردیده و در نتیجه مقادیر بهینه نرخ حرارتی ثابت منبع کمکی، حجم تانک حرارتی، مساحت و دبی جرمی گردآورنده با کاهش ظرفیت تبرید، در مقایسه با سیستم فاقد مخزن و برپایه بار متوسط سردخانه به ترتیب ۱۰/۶۵، ۸/۹۵، ۱۰/۵۴ و ۱۱/۰۳ درصد کاهش می‌یابد.
- تنظیم ماهیانه فشار پایین به‌عنوان نمونه در ماه سپتامبر منجر به کاهش ۱۲/۶۹ درصدی ماکزیمم دمای ژنراتور و افزایش ۱۳/۸۸ درصدی مینیمم COP سیستم جذبی می‌گردد و کاهش قابل توجه COP سیستم منجر به کاهش ۱۱/۸۷ درصدی نرخ بار حرارتی ثابت منبع کمکی، بار مورد نیاز ژنراتور و همچنین کاهش دبی جرمی سیکل تامین بار ژنراتور گردیده و این عوامل به اضافه کاهش ۱۲/۶۹ درصدی ماکزیمم دمای ژنراتور منجر به کاهش قابل توجه مساحت بهینه گردآورنده گردید.
- با توجه به تاثیر معکوس مبدل بر راندمان گردآورنده و در نتیجه میزان انرژی دریافتی گردآورنده، استفاده متناوب از مبدل و حذف مبدل در ماههایی که دمای محیط بالاتر از دمای انجماد می‌باشد منجر به کاهش ماکزیمم مساحت بهینه گردآورنده می‌گردد.
- بار متوسط سردخانه در ماه‌های سپتامبر تا مارس به ترتیب برابر ۵۱۵/۴۰، ۵۵۴/۰۴، ۲۱۱/۷۱، ۱۹۹/۴۹، ۲۰۴/۶۳ و ۲۱۲/۹۲ و ۲۱۷/۶۸ کیلووات برآورد گردید.
- دمای بهینه ژنراتور با در نظر گرفتن تمامی ایده‌های ارائه شده، در محدوده ۹۶/۵-۷۲/۰۴ متغیر بوده که کمترین و بیشترین مقدار بازه به ترتیب مربوط به ماه‌های دسامبر و اکتبر بوده است.
- دمای عملکردی ژنراتور با در نظر گرفتن ایده‌های ارائه شده، در محدوده ۱۰۰/۲۲-۷۲/۱۶ متغیر بوده که کمترین و بیشترین مقدار بازه به ترتیب مربوط به ماه‌های دسامبر و سپتامبر بوده است.
- COP سیستم با در نظر گرفتن ایده‌های ارائه شده، در محدوده ۰/۶۷۱۶-۰/۵۹۹۳ متغیر بوده که کمترین و بیشترین مقدار بازه به ترتیب مربوط به ماه‌های اکتبر و دسامبر بوده است.

- حداکثر دمای قابل حصول گردآورنده ۹۵-۱۵۳ درجه سانتیگراد بوده است که کمترین و بیشترین مقدار بازه به ترتیب مربوط به ماه‌های دسامبر و سپتامبر با کمترین و بیشترین تابش می‌باشد.
- در ماه‌های سپتامبر و اکتبر، ماکزیمم سطح گردآورنده و حجم تانک حرارتی مورد نیاز متناسب با بار سردخانه به حداکثر می‌رسد، مقادیر این پارامترها با اتمام دوره ورود محصول و بارگذاری همزمان با کاهش مقدار تابش خورشیدی در ماه‌های دیگر کاهش می‌یابد و در اواخر دوره نگهداری با افزایش مقدار تابش خورشیدی ضمن تغییرات نامحسوس بار سردخانه، به حداقل می‌رسد.
- ماکزیمم مساحت بهینه گردآورنده لوله‌ای خلأ در ماه‌های سپتامبر تا مارس به ترتیب برابر ۴۰۶۱، ۴۹۱۰، ۲۶۸۰، ۲۵۲۶، ۲۱۲۶، ۱۶۸۸ و ۲۴۱۵ و نسبت بهینه حجم تانک حرارتی به سطح گردآورنده در محدوده ۹/۱۶-۱۸/۶۷ تعیین گردید.

۵-۷- پیشنهادات

- توسعه مدل حاضر برای انواع مختلف سیستم‌های جذبی آب-آمونیاک بر حسب تعدد ژنراتورها و تعمیم مدل برای تمامی مناطق جهان در مرحله انجام می‌باشد و به‌عنوان کارهای آینده موارد زیر پیشنهاد می‌گردد:
- افزودن سیستم‌های لیتیوم بروماید-آب به مدل حاضر و امکان استفاده با اهداف تهویه مطبوع
 - افزودن مباحث اقتصادی و برآورد هزینه‌های ناشی از سوخت منبع کمکی و اجزای تاسیسات و تجهیزات خورشیدی و بهینه‌سازی با در نظر گرفتن مباحث اقتصادی



پیوست الف: جداول

جدول الف-۱- داده‌های طراحی برای نگهداری میوه جات [۲۱] و [۷۷]

Fruits	Type of Storage	Design Room Conditionation				Specific Heat	
		Temperature °C		Relative Huidity %		Kj/kg K	
		Recommended	Permissible Range	Recommended	Permissible Range	Before Freezing	After Freezing
Apples	Short	1.75	1.75-4.5	87	85-88	3.72	1.82
	Long	-1.0	(-1.0)-0	87	85-88		
	Chill start	4.5		85			

جدول الف-۲- دمای زمین برای سردخانه‌ها [۲۱]

-40	-35	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	دمای هوای خارج در زمستان (C)
7	10	12	15	17	20	22	25	27	دمای داخل زمین برای کف (C)

جدول الف-۳- ضرایب تصحیح تشعشع خورشیدی [۲۱]

Type of Surface	East Wall	South Wall	West Wall	Flat Roof
Dark_colored surface such as: Slate roofing Tar roofing Black paints	5	3	5	11
Medium_colored surface such as: Unpainted wood Brick Red tile Dark cement Red, gray, or green paint	3	2	3	8
Light_colored surface such as: Whith stone Light_colored cement White paint	2	1	2	5

جدول الف-۴- حرارت تنفس میوه‌ها [۲۱]

Fruits		
Commodity	Temperature (C)	Watts per kilogram
Apples	0	0.012
	5	0.019
	10	0.078
Apricots	0	0.015
	5	0.023
	16	0.110
	12	0.044
Bananas Holding Ripening Chilling	20	0.0123
	21-13	0.319
Berries	2	0.074
	16	0.223
Cherries	0	0.021
	16	0.161
Cranberries	0	0.009
	5	0.012
	10	0.023
Dates fresh	0	0.009
	5	0.012
	10	0.023
Grapefruit	0	0.006
	5	0.014
	16	0.032
Grapes	0	0.005

	5	0.009
	16	0.032
	0	0.008
Lemons	5	0.011
	16	0.040
	0	0.008
Limes	5	0.011
	16	0.044
	0	0.011
Oranges	5	0.019
	16	0.067
	0	0.015
Peaches	5	0.023
	16	0.110
	0	0.010
Pears	16	0.0149
	0	0.013
Plums	16	0.144
	0	0.012
Quinces	5	0.019
	16	0.078
	0	0.044
Strawberries	5	0.078
	16	0.233

جدول الف-۵- شدت نفوذ هوا [۲۱]

Room Volume (m ³)	Rooms Above 0°C	Rooms Below 0°C
7	3.1	2.3
8.5	3.4	2.6
10	3.7	2.8
15	4.4	3.3
20	5.0	3.8
25	5.5	4.2
30	5.9	4.6
40	6.8	5.4
50	7.5	5.8
75	9.0	6.9
100	10.2	7.9
150	12.2	9.4
200	13.9	10.9
250	15.3	11.9
300	16.7	12.9
400	19.0	14.9
500	21.4	16.8
600	23.6	18.1
700	24.3	18.6
800	25.9	20.4
900	27.1	21.9
1000	28.9	23.1

جدول الف-۶-۱- حرارت حاصل از هر لیتر هوا بر حسب کیلوژول در سردخانه‌های بالای صفر [۲۱]

Storage Room Temp. °C	Inlet Air Temperature, °C									
	25°		30°			35°		40°		
	Inlet Air RH, %									
	50	60	70	50	60	70	50	60	50	60
15°	0.0128	0.0186	0.0246	0.0281	0.0357	0.0441	0.0500	0.0563	0.0663	0.0795
10°	0.0266	0.0323	0.0382	0.0319	0.0491	0.0574	0.0591	0.0694	0.0792	0.0992
5°	0.0388	0.0445	0.0502	0.0536	0.0610	0.0693	0.0708	0.0810	0.0906	0.1036
0°	0.0493	0.0550	0.0606	0.0639	0.0713	0.0794	0.0808	0.0910	0.1003	0.1141

جدول الف-۶-۲- حرارت حاصل از هر لیتر هوا بر حسب کیلوژول در سردخانه‌های بالای صفر [۲۱]

Storage Room Temp. °C	Inlet Air Temperature, °C									
	5°		10°		25°		30°		35°	
	Inlet Air RH, %									
	70	80	70	80	50	60	50	60	50	60
0°	0.0092	0.0111	0.0142	0.0154	0.0505	0.0562	0.0650	0.0724	0.0820	0.0921
-5°	0.0193	0.0210	0.0235	0.0247	0.0592	0.0649	0.0736	0.0809	0.0903	0.1004
-10°	0.0271	0.0288	0.0309	0.0321	0.0662	0.0719	0.0805	0.0877	0.0970	0.1071
-15°	0.0350	0.0367	0.0383	0.0395	0.0732	0.0788	0.0873	0.0945	0.1037	0.1137
-20°	0.0427	0.0444	0.0456	0.0468	0.0801	0.0857	0.0941	0.1013	0.1102	0.1203
-25°	0.0501	0.0523	0.0525	0.0537	0.0866	0.0922	0.0998	0.1077	0.116	0.1265
-30°	0.0571	0.0588	0.0591	0.0604	0.0929	0.0985	0.1067	0.1138	0.1225	0.1325
-35°	0.0640	0.0657	0.0656	0.0668	0.0989	0.1045	0.1126	0.1197	0.1283	0.1382
-40°	0.0708	0.0725	0.0720	0.0732	0.1050	0.1106	0.1185	0.1265	0.1341	0.1440

جدول الف-۷- حرارت حاصل از افراد [۲۱]

Cooler Temperature °C	Heat Equivalent /Person (kw)
10	0.211
5	0.242
0	0.275
-5	0.305
-10	0.347
-15	0.378
-20	0.407

جدول الف-۸- حرارت حاصل از موتورهای الکتریکی [۲۱]

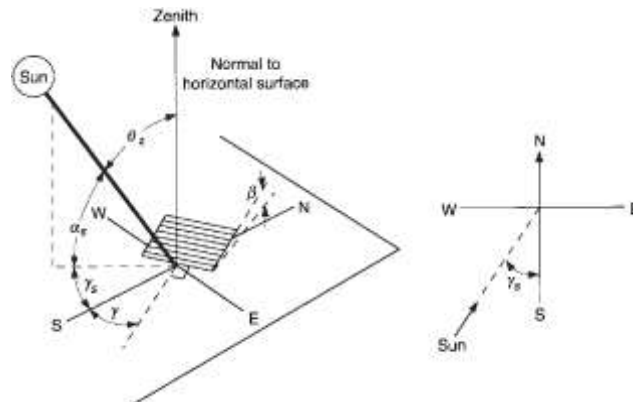
Motor Rating Kilowatt Output	Motor Efficiency %	Multiplying Factor		
		Connected Load in Refr. Space	Motor Losses Outside Refr. Space'	Connected Load Outside Refr. Space
0.1-0.5	33.3	1.67	1.0	0.67
0.5-2.0	55.0	1.45	1.0	0.45
2.0-15.0	85.0	1.15	1.0	0.15

پیوست ب: روابط و معادلات

- پارامترها و زاویه‌های خورشیدی
- معرفی مدل‌های مختلف تابش ساعتی کلی بر روی سطح شیب‌دار

ب-۱- پارامترها و زاویه‌های خورشیدی

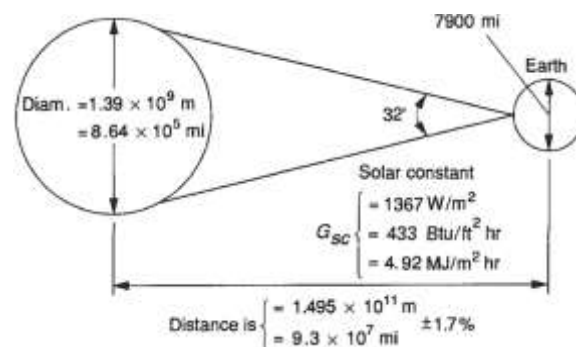
برای محاسبه‌ی مقدار تابش خورشیدی دریافتی یک سطح لازم است که تعدادی پارامتر و زاویه‌های خورشیدی تعریف شود که در ادامه توضیحات مربوطه ارائه می‌گردد.



شکل ب-۱- زاویه‌های خورشیدی [۱۷]

▪ ثابت خورشیدی G_{sc} ^۱: ثابت خورشیدی به مقدار گرمای تشعشع خورشیدی گفته می‌شود که در یک سانتیمتر مربع یک سطح عمود روی مسیر پرتوها و در میانگین فاصله یک واحد نجومی از سطح خورشید دریافت می‌شود [۹۵].

مقدار اندازه‌گیری شده آن که مورد قبول اکثریت مجامع علمی جهان می‌باشد ۱۳۶۶/۱ وات بر مترمربع بوده و از ۱۳۵۳ تا ۱۳۷۳ متغیر می‌باشد. حدوداً ۰٫۸٪ یا ۰٫۲٪ به علت تغییراتی که در سطح خورشید صورت می‌گیرد کاسته یا افزوده می‌شود.



شکل ب-۲- موقعیت قرارگیری زمین- خورشید [۱۷]

^۱ - Solar constant

تحقیقات نشان می‌دهد که ثابت خورشیدی تاثیر زیادی بر روی میانگین مقدار کل ماهیانه تابش خورشیدی ندارد، اما با این وجود می‌توان گفت بهترین مقدار ثابت خورشیدی برای شهرهای کرمان و زاهدان ۱/۳۶۶ و بهترین ثابت خورشیدی برای شهر یزد ۳/۱۳۵۳ وات بر مترمربع بوده است.

▪ زاویه δ انحراف: زاویه انحراف موقعیت زاویه‌ی خورشید در ظهر خورشیدی نسبت به صفحه استوا می‌باشد و از ۲۳/۴۵ درجه در فصل تابستان تا ۲۳/۴۵- درجه در فصل زمستان تغییر می‌کند.

زاویه انحراف از رابطه زیر بر حسب درجه محاسبه می‌شود [۹۶]:

$$\delta = \frac{180}{\pi} (0.006918 - 0.399912 \cos B + 0.070257 \sin B - 0.006758 \cos 2B + 0.000907 \sin 2B - 0.002697 \cos 3B + 0.00148 \sin 3B) \quad (ب-۱)$$

که B از رابطه زیر حساب می‌شود [۱۷].

$$B = (n-1) \frac{360}{365} \quad (ب-۲)$$

و n شماره ی روزها از اول ژانویه است و از جدول ب-۱ تعیین می‌شود [۹۷]:

جدول ب-۱- شماره روز، شماره روز متوسط و زاویه انحراف هر ماه [۹۷]

Month	Day number	Average day of the month		
		Date	N	δ (deg.)
January	i	17	17	-20.92
February	$31 + i$	16	47	-12.95
March	$59 + i$	16	75	-2.42
April	$90 + i$	15	105	9.41
May	$120 + i$	15	135	18.79
June	$151 + i$	11	162	23.09
July	$181 + i$	17	198	21.18
August	$212 + i$	16	228	13.45
September	$243 + i$	15	258	2.22
October	$273 + i$	15	288	-9.60
November	$304 + i$	14	318	-18.91
December	$334 + i$	10	344	-23.05

¹ Declination

▪ زاویه ی ساعت و معادله ی زمان ω : زاویه ی ساعت ω زاویه ی بین عرض جغرافیایی موضعی و عرض جغرافیایی است که اشعه های خورشید در سمت الرأس آن قرار دارد، یعنی زاویه ای است که زمین باید برای انطباق نصف النهار آن نقطه، روی اشعه های خورشید بچرخد.

برای محاسبه ی زاویه ساعت ابتدا باید معادله زمان E_t حساب شود [۹۶]:

$$E_t = 229.18(0.00075 + 0.221868 \cos B - 0.032077 \sin B - 0.014615 \cos 2B - 0.040849 \sin 2B) \quad (\text{ب-۳})$$

ظهر خورشیدی در هر نقطه ای زمین عبارت است از ساعتی که خورشید از نصف النهار آن نقطه عبور می کند که در این صورت، ساعت خورشیدی ۱۲ می باشد. باید توجه داشت که ساعت استاندارد محلی با ساعت خورشیدی مطابقت نداشته و برای محاسبات مربوط به انرژی خورشیدی باید ساعت استاندارد محلی بوسیله دو فاکتور تصحیح شود. تصحیح اول مربوط به اختلاف طول جغرافیایی نقطه مورد نظر با طول جغرافیایی استاندارد در آن کشور و تصحیح دوم مربوط به چگونگی چرخش زمین است [۱۷].

$$\text{Solar time-standard time} = 4(L_{st} - L_{loc}) + E \quad (\text{ب-۴})$$

در رابطه (ب-۵) علامت منفی و مثبت به ترتیب برای نقاط واقع شده در شرق و غرب گرینویچ است [۱۷].

$$AST = LST + ET \pm 4(SL - LL) - DS \quad (\text{ب-۵})$$

که LST ساعت استاندارد محلی، AST ساعت خورشیدی، SL طول جغرافیایی استاندارد، LL طول جغرافیایی محلی و DS ذخیره روزانه و همواره برابر صفر یا ۶۰ دقیقه می باشد.

با تعیین پارامترهای فوق، زاویه ساعت بر حسب درجه از رابطه ی زیر محاسبه می شود [۱۷]:

$$\omega = 15 (AST - 12) \quad (\text{ب-۶})$$

¹ Hour angle

² Local standard time

³ Apparent solar time

⁴ Standard longitude

⁵ Local longitude

⁶ Daylight saving

▪ زاویه ی زنیت θ_z^1 : زاویه ی زنیت (سمت الرأس)، زاویه ی بین اشعه های خورشید و قائم بر سطح

افقی است و از روی مثلثات کروی بر حسب درجه از رابطه ی زیر به دست می آید [۱۷]:

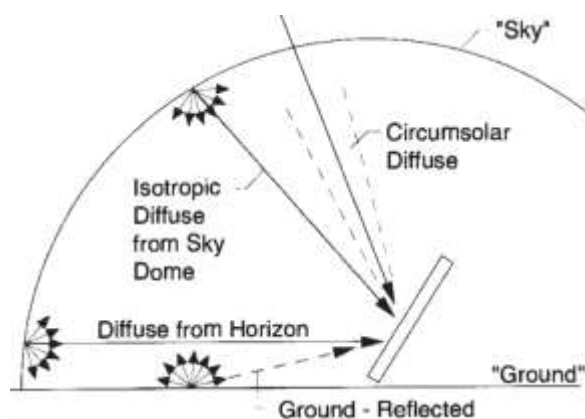
$$\cos \theta_z = \sin \delta \sin \phi + \cos \delta \cos \phi \cos \omega = \sin \alpha_s \quad (\text{ب-۷})$$

در رابطه فوق ϕ عرض جغرافیایی^۲ و α_s زاویه فراز^۳ است که زاویه بین راستای تابش مستقیم خورشید و راستای افق است.

زاویه شیب β^4 : عبارت از زاویه بین سطح صفحه مورد نظر و سطح افق می باشد.

زاویه سمت خورشید γ^5 : عبارت از انحراف تصویر عمود بر صفحه در یک سطح افقی با نصف النهار محلی می باشد.

ب-۲- معرفی مدل های مختلف تابش ساعتی کلی بر روی سطح شیبدار



شکل ب-۳- تابش مستقیم، پراکنده و انعکاسی زمین بر روی سطح شیبدار [۱۷]

در محاسبه تابش کلی بر روی سطح شیبدار همان گونه که در شکل بالا مشاهده می شود علاوه بر تابش مستقیم، تابش پراکنده همگن^۶، پراکنده غیر همگن^۷ در مجاورت اشعه مستقیم، تابش پراکنده از سطوح افقی^۸ و تابش انعکاسی از زمین^۹ نیز بایستی در نظر گرفته شود.

¹ Zenith angle

² Latitude

³ Solar altitude angle

⁴ Slope

⁵ Surface azimuth angle

⁶ Isotropic Diffuse from Sky Dome

⁷ Circumsolar Diffuse

⁸ Diffuse from Horizon

⁹ Ground Reflected

رابطه کلی تابش کلی بر روی سطح شیب‌دار به صورت زیر می‌باشد:

$$I_T = I_{T,b} + I_{T,d,iso} + I_{T,d,c,s} + I_{T,d,hz} + I_{T,rea} \quad (8-ب)$$

که ترم‌های دوم تا پنجم به ترتیب تابش پراکنده ایزوتروپیک (همگن)، پراکنده غیر همگن در مجاورت اشعه مستقیم، پراکنده از سطح افقی و منعکس شده از زمین می‌باشند.

برای سطح یک گردآورنده با مساحت A_c تابش کلی وابسته به تابش مستقیم و پراکنده افقی و تابش کلی منعکس شده از سطح زمین خواهد بود:

$$A_c I_T = I_b R_b A_c + I_{d,iso} A_s F_{s-c} + I_{d,cs} R_b A_c + I_{d,hz} A_{hz} F_{hz-c} + \sum_i I_i P_i A_i F_{i-c} \quad (9-ب)$$

رابطه بالا پس از ساده کردن به فرم مفیدی که براساس روابط تئوری و تجربی قابل استفاده باشد تبدیل می‌شود:

$$I_T = I_b R_b + I_{d,iso} F_{c-s} + I_{d,cs} R_b + I_{d,hz} F_{cihz} + I P_8 F_{c-8} \quad (10-ب)$$

که با تعیین I_T نسبت تابش ساعتی محلی بر روی سطح شیب‌دار به تابش محلی ساعتی بر روی سطح افق با رابطه زیر تعیین می‌شود:

$$R = \frac{\text{total radiation on tilted surfaced}}{\text{total radiation on horizontal surface}} = \frac{I_T}{I} \quad (11-ب)$$

مدل‌های متعددی براساس روابط تئوری و تجربی جهت ساده کردن رابطه فوق و تبدیل آن به فرم قابل استفاده تری ارائه شده است که در ادامه معرفی می‌گردند:

▪ در مدل پراکنده همگن^۱ جهت برآورد تابش ساعتی روی سطح شیب‌دار برای آسمان همگن (یکنواخت) جملات ۳ و ۴ رابطه بالا حذف می‌شود:

$$I_T = I_b R_b + I_d \left(\frac{1 + \cos \beta}{2} \right) + I p_8 \left(\frac{1 - \cos \beta}{2} \right) \quad (12-ب)$$

$$R = \frac{I_b}{I} R_b + \frac{I_d}{I} \left(\frac{1 + \cos \beta}{2} \right) + p_8 \left(\frac{1 - \cos \beta}{2} \right)$$

^۱ - isotropic diffuse model

- مدل داویس و های^۱ [۱۷] تابش پراکنده بر روی سطح شیب‌دار را با فرض اینکه این تابش متشکل از دو بخش تابش پراکنده یکنواخت و تابش پراکنده حول تابش مستقیم باشد برآورد می‌نماید بنابراین در مدل از تمامی جملات به استثنای ترم ۴ استفاده می‌شود:

$$I_{d,T} = I_{T,d,iso} + I_{T,d,cs} \quad (۱۳-ب)$$

$$I_{d,T} = I_d \left[(1 - A_i) \left(\frac{1 + \cos \beta}{2} \right) + A_i R_b \right]$$

که در رابطه بالا f و A_i به صورت زیر تعریف می‌شوند.

$$A_i = \frac{I_{bn}}{I_{an}} = \frac{I_b}{I_o} \quad (۱۴-ب)$$

در نهایت رابطه تابش کلی روی سطح شیب‌دار از رابطه زیر تعیین می‌شود:

$$I_T = (I_b + I_d A_i) R_b + I_d (1 - A_i) \left(\frac{1 + \cos \beta}{2} \right) + IP_8 \left(\frac{1 - \cos \beta}{2} \right) \quad (۱۵-ب)$$

- مدل داویس و های خیلی پیچیده‌تر از مدل یکنواخت نبوده و مقدار تابش محلی روی سطح شیب‌دار را اندکی بالاتر از مقدار برآورد شده با مدل یکنواخت تخمین می‌زند.

- ریندل^۲ و همکاران [۱۷] مدل داویس و های را بهبود بخشیده و رابطه زیر را معرفی نموده‌اند:

$$I_{d,T} = I_d \left\{ (1 - A_i) \left(\frac{1 + \cos \beta}{2} \right) \left[1 + f \sin^3 \left(\frac{\beta}{2} \right) \right] + A_i R_b \right\} \quad (۱۶-ب)$$

که:

$$f = \sqrt{\frac{I_b}{I}} \quad (۱۷-ب)$$

$$A_i = \frac{I_{bn}}{I_{an}} = \frac{I_b}{I_o}$$

^۱ - Hay-and-Davies

^۲ - Reindl

▪ مدل پرز^۱ و همکاران [۱۷] از جزئیات بیشتری در برآورد جملات تابش پراکنده استفاده می‌کند و رابطه تابش پراکنده روی سطح شیب‌دار را به صورت زیر ارائه می‌دهد:

$$I_{d,T} = I_d \left[(1 - F_1) \left(\frac{1 + \cos \beta}{2} \right) + F_1 \frac{a}{b} + F_2 \sin \beta \right] \quad (\text{ب-۱۹})$$

که در این رابطه:

$$a = \max(0, \cos \theta), \quad b = \max(\cos 85, \cos \theta_z) \quad (\text{ب-۲۰})$$

و F_1 و F_2 از روابط زیر تعیین می‌گردند:

$$F_1 = \max \left[0, \left(f_{11} + f_{12} \Delta + \frac{\pi \theta_z}{180} f_{13} \right) \right] \quad (\text{ب-۲۱})$$

$$F_2 = (f_{21} + f_{22} \Delta + \frac{\pi \theta_z}{180} f_{23})$$

که:

$$\Delta = m \frac{I_d}{I_{an}}, \quad m = \frac{1}{\cos \theta_z} \quad (\text{ب-۲۲})$$

$$\varepsilon = \frac{\frac{I_d + I_{b,n}}{I_d} + 5.535 \times 10^{-6} \theta_z^3}{1 + 5.535 \times 10^{-6} \theta_z^3}$$

و مقادیر f ضریب مدل غیر یکنواخت پرز بوده و از جدول زیر تعیین می‌گردد:

جدول ۳-۱- ضرایب مدل غیر یکنواخت پرز

Range of ε	f_{11}	f_{12}	f_{13}	f_{21}	f_{22}	f_{23}
1.000–1.065	-0.008	0.588	-0.062	-0.060	0.072	-0.022
1.065–1.230	0.130	0.683	-0.151	-0.019	0.066	-0.029
1.230–1.500	0.330	0.487	-0.221	0.055	-0.064	-0.026
1.500–1.950	0.568	0.187	-0.295	0.109	-0.152	0.014
1.950–2.800	0.873	-0.392	-0.362	0.226	-0.462	0.001
2.800–4.500	1.132	-1.237	-0.412	0.288	-0.823	0.056
4.500–6.200	1.060	-1.600	-0.359	0.264	-1.127	0.131
6.200– ∞	0.678	-0.327	-0.250	0.156	-1.377	0.251

شکل ساده‌تر این مدل به صورت زیر می‌باشد:

$$I_T = I_b R_b + I_d (1 - F_1) \left(\frac{1 + \cos \beta}{2} \right) + I_d F_1 \frac{a}{b} + I_d F_2 \sin \beta + I P_8 \left(\frac{1 + \cos \beta}{2} \right) \quad (\text{ب-۲۳})$$

^۱ - Perez

- وقتی که تابش مستقیم و تابش انعکاسی زمین در نظر گرفته شود تابش کلی روی سطح شیب‌دار از مدل ^۱ HDKR که بفرم زیر است استفاده می‌شود:

$$I_T = (I_b + I_d A_i) R_b + I_d (1 - A_i) \left(\frac{1 + \cos \beta}{2} \right) \left[1 + f \sin^3 \left(\frac{\beta}{2} \right) \right] + I p_g \left(\frac{1 - \cos \beta}{2} \right) \quad (\text{ب-۱۸})$$

مدل یکنواخت ساده‌ترین مدل بوده و مقدار تابش کلی روی سطح شیب‌دار را محافظه‌کارانه‌تر ارائه می‌دهد و بیشتر رایج است، مدل HDKR تقریباً به سادگی مدل یکنواخت بوده و نتایج را نزدیک مقادیر اندازه‌گیری شده ارائه می‌دهد، برای سطوح شیب‌داری که روبه استوا نصب شوند مدل HDKR پیشنهاد می‌شود، مدل پرز پیچیده‌ترین مدل بوده و مقادیر کمی بیشتری را برای تابش کلی روی سطح شیب‌دار ارائه می‌دهد و کمترین محافظه‌کاری را دارد برای سطوحی با زاویه دورتر از صفر درجه برای γ در نیمکره شمالی و دورتر از ۱۸۰ در نیمکره جنوبی روش پرز توصیه می‌شود [۱۷].

^۱ - the Hay, Davies, Klucher, Reindl model

- [1] Zekai Sen, (2008), " *Solar Energy Fundamentals and Modeling Techniques*", British Library Cataloguing in Publication Data, ISBN-13: 9781848001336.
- [2] International Energy Outlook 2016, U.S., Energy Information Administration.
- [3] ترازنامه انرژی سال ۱۳۹۳، معاونت انرژی، وزارت نیرو
- [4] Intergovernmental Panel on Climate Change. Contribution of working groups I, II and III to the fourth assessment report. Climate Change, Synthesis Report; 2007. Available: (http://www.ipcc.ch/publications_and_data/ar4/syr/en/contents.html).
- [5] REN21, (2016), "Renewables 2016 Global Status Report", ISBN 978-3-9818107-0-7
- [6] Balaras CA., Grossman G., Henning HM., Infante-Ferreira CA., Podesser E., Wang L., (2007), "Solar air conditioning in Europe an overview", *Renewable Sustainable Energy Rev*11:299–314.
- [7] Solanki CS., (2013), "Solar Photovoltaic Technol", *Syst*, 1:23–4.
- [8] NASA Surface meteorology and Solar Energy, A renewable energy resource website, release 2017. Available: (<https://eosweb.larc.nasa.gov>).
- [9] REN21 (2014), "Renewables 2014 Global Status Report", (PDF), ISBN 978-39815934-2-6, Archived (PDF) from the original on 2014-09-04.
- [10] International Energy Agency (2014), "Technology Roadmap: Solar Photovoltaic Energy" (PDF), *iea.org*. IEA., Archived (PDF) from the original on 7 October 2014. Retrieved 7 October 2014.
- [11] Canadian Renewable, (2007), "Solar Energy Technologies and Applications", *Energy Network*, Retrieved 22 October 2007
- [12] Sparber BW., Napolitano A., Eckert G., Preisler A., State of the art on existing, (2009), "solar heating and cooling systems", A technical report of subtask B:IEA SHC Task 38 solar air-conditioning and refrigeration.
- [13] A. Allouhi, T. Kousksou, A. Jamil, P. Bruel, Y. Mourad, Y. Zeraouli, (2015), "Solar driven cooling systems: An updated review", *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 44: 159–181
- [14] M.U. Siddiqui, S.A.M. Said, (2015), "A review of solar powered absorption systems", *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 42:93–115
- [15] Wors-Schmidt P., (1983), "Solar refrigeration for developing countries using a solid absorption cycle", *Int J Ambient Energy*; 4:115–24.
- [16] G.A. Florides, S.A. Tassou, S.A. Kalogirou, L.C. Wrobel, (2002), "Review of solar and low energy cooling technologies for buildings", *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 6:557–572.
- [17] John A. Duffie and William A. Beckman, (2013), "*Solar Engineering of Thermal Processes, Fourth Edition*", John Wiley & Sons, Inc. Published 2013 by John Wiley & Sons, Inc.

-
- [18] Wimolsiri P., (2005), "Solar cooling and sustainable refrigeration", http://www.egi.kth.se/proj/courses/4A1623/files/ARHPT_Sustain_Refrig_WP.pdf.
- [19] Y. Fan, L. Luo, B. Souyri, (2007), "Review of solar sorption refrigeration technologies: Development and applications", *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 11: 1758–1775
- [20] Navarro-rivero P., Ehrismann B., Durability issues, (2012), "maintenance and costs of solar cooling systems". Task report 5.3.2.
- [21] Dossat R. J., (1988), "*Principles of Refrigeration*", John Wiley
- [22] Afshar O., Saidur R., Hasanuzzaman M., Jameel M., (2012), "A review of thermodynamics and heat transfer in solar refrigeration system", *Renewable Sustainable Energy Rev* 16:5639–48.
- [23] S. A. Kalogirou, *Solar Energy Engineering-Processes and Systems*, Elsevier, 2009.
- [24] Brice Le Lostec, Jocelyn Millette, Nicolas Galanis, (2010), "Finite time thermodynamics study and exergetic analysis of ammonia-water absorption systems", *International Journal of Thermal Sciences* 49: 1264-1276.
- [25] Aphornratana S., (1995), PhD thesis, "Theoretical and experimental investigation of a combined ejector-absorption refrigerator", University of Sheffield, UK.
- [26] Perez-Blanco H., (1984), "Absorption heat pump performance for different types of solution", *Int J Ref* 7(2):115–22.
- [27] Tesha, (2009), MSc thesis, "Absorption Refrigeration System as an Integrated Condenser Cooling Unit in a Geothermal Power Plant", University of Iceland.
- [28] S.A.M. Said, M.A.I. E-Shaarawi, M.U. Siddiqui, (2015), "Analysis of a solar powered absorption system", *Energy Conversion and Management*; 97:243–252.
- [29] Kalogirou SA., (2014), "*Solar Energy Collectors. Solar Energy Engineering*", Second edition, Chapter 3, Boston: Academic Press; p. 125–220.
- [30] Kalogirou SA., (2004), "Solar thermal collectors and applications", *Prog Energy Com-bust Sci*; 30:231–95.
- [31] Navarro-rivero P., Ehrismann B., (2012), "Durability issues, maintenance and costs of solar cooling systems", Task report 5.3.2.
- [32] F. Assilzadeh, S.A. Kalogirou, Y. Ali, K. Sopian, (2005), "Simulation and optimization of a LiBr solar absorption cooling system with evacuated tube collectors", *Renewable Energy*; 30:1143–1159.
- [33] Australian Solar Cooling Interest Group (<http://www.ausscig.org>).
- [34] Eicker U., Colmenar-Santos A., Teran L., Cotrado M., Borge-Diez D., (2014), "Economic evaluation of solar thermal and photovoltaic cooling systems through simulation in different climatic conditions: an analysis in three different cities in Europe", *Energy Build*; 70:207–23.
- [35] Said SAM., El-Shaarawi MAI., Siddiqui MU., (2012), "Alternative designs for a 24-h operating solar-powered absorption refrigeration technology", *Int J Refrig*; 35(7):1967–77.
- [36] M.S. Soylemez, M. Unsal, (1999), "Optimum insulation thickness for refrigeration applications", *Energy Conversion & Management*; 40:13-21

-
- [37] Jehad Radaedeh, Bassam Zgoul, Muhamad Frehat, (2013), "Selection of Thermal Insulation Thickness of Cold Store Enclosures", *Innovative Systems Design and Engineering*, Vol.4, No.5.
- [38] Ugwu, Hyginus Ubabuike, Ogbonnaya, Ezenwa Alfred, (2012), "Design and Adaptation of a Commercial Cold Storage Room for Umudike Community and Environs", *IOSR Journal of Engineering*, Vol. 2(5) pp: 1234-1250
- [39] S. Akdemir, (2008), "Designing of Cold Stores and Choosing of Cooling System Elements", *Journal of Applied Sciences*; 8 (5):788-794.
- [40] S. Akdemir, (2014), "Evaluation of cold storage insulation by thermal images analysis", *Bulgarian Journal of Agricultural Science*, 20 (No.2), 246-254.
- [41] Pongsid Sriksirin, Satha Aphornratana, Supachart Chungpaibulpatana, (2001), "A review of absorption refrigeration technologies", *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 5:343–372.
- [42] H.Z. Hassan, A.A.Mohamad, (2012), "A review on solar cold production through absorption technology".
- [43] Z.F. Li, K. Sumathy, (2000), "Technology development in the solar absorption air-conditioning systems".
- [44] N. K. Ghaddar, M. Shihab and F. Bdeir, (1997), "Modeling and simulation of solar absorption system performance in beirut", *Renewable Energy*, Vol.10, No.4, pp. 539558
- [45] F. Calise, A. Palombo, L. Vanoli, (2010), "Maximization of primary energy savings of solar heating and cooling systems by transient simulations and computer design of experiments", *Applied Energy* 87:524–540.
- [46] R. Lizarte, M. Izquierdoa, J.D. Marcos, E. Palacios, (2011), " An innovative solar-driven directly air-cooled LiBr–H₂O absorption chiller prototype for residential use".
- [47] Joudi KA, Abdul-Ghafour, (2003), "Development of design charts for solar cooling systems. Part 1: computer simulation for a solar cooling system and development of solar cooling design charts", *Energy Conversion and Management* 44:313–339.
- [48] Nipon Ketjoy, Rawipa yongphayoon and Kongrit Mansiri, (2013), "Performance Evaluation of 35 kW LiBr H₂O Solar Absorption Cooling System in Thailand", *Energy Procedia* 34:198–21.
- [49] Atmaca I. ,Yigit A., (2002), "Simulation of solar-powered absorption cooling system", *Renewable Energy* 28:1277–1293.
- [50] Ileri A., (1995), "Yearly simulation of a solar-aided R22-Degdme absorption heat pump system", *Solar Energy*; 55(4):255–65.
- [51] Lik Fang Sim, (2014), "Numerical modelling of a solar thermal cooling system under arid weather conditions", *Renewable Energy* 67:186-191.
- [52] G.A. Florides, S.A. Kalogirou, S.A. Tassou, L.C. Wrobel, (2002), "Modelling, simulation and warming impact assessment of a domestic-size absorption solar cooling system", *Applied Thermal Engineering* 22:1313–1325.
- [53] Zeyu Li, Xiangyang Ye, Jinping Liu, (2014), "Optimal temperature of collector for solar double effect LiBr/H₂O absorption cooling system in subtropical city based on a year round meteorological data", *Applied Thermal Engineering* 69:19-28.

- [54] C.O. Rivera, W. Rivera, (2003), "Intermittent solar absorption refrigeration system operating with ammonia–lithium nitrate mixture", *Solar Energy Materials & Solar Cells* 76:417–427.
- [55] G. A. Florides, S.A. Kalogirou, S.A. Tassou and L.C. Wrobel, (2002), "Modeling and simulation of an absorption solar cooling system for Cyprus", *Solar Energy* Vol. 72, No. 1, pp. 43–51.
- [56] N. Molero-Villar, J.M. Cejudo-Lopez, F. Dominguez-Munoz, A. Carrillo-Andres, (2011), "A comparison of solar absorption system configurations"
- [57] M. Mazloumi, M. Naghashzadegan, K. Javaherdeh, (2008), "Simulation of solar lithium bromide–water absorption cooling system with parabolic trough collector", *Energy Conversion and Management* 49:2820–2832.
- [58] Mohanraj M., Jayaraj S., Muraleedharan C., (2012), "Applications of artificial neural networks for refrigeration, air-conditioning and heat pump systems a review", *Renewable Sustainable Energy Rev*;16:1340–58.
- [59] Sencan A., (2006), "Artificial intelligent methods for thermodynamic evaluation of ammonia–water refrigeration systems", *Energy Convers Manage*; 47: 3319–32.
- [60] Sencan A., (2007), "Performance of ammonia–water refrigeration systems using artificial neural networks", *Renewable Energy*; 32:314–28.
- [61] Bayramoglu M., Bulgan AT., (1995), "Sensitivity analysis of an aqua-ammonia absorption refrigeration system (AARS)", *Energy*;20(6):567–71.
- [62] Lavanya RS., Murthy BSR., (2013), "Design of solar water cooler using aqua-ammonia absorption refrigeration system", *Int J Adv Eng Res Stud*;2(2):20–4.
- [63] Abdulateef JM., Sopian K., Yahya M., Zaharim A., Alghoul MA., (2008), "Optimization of the thermodynamic model of a solar driven Aqua-ammonia absorption refrigeration system", Second WSEAS/IASME international conference on renewable energy sources Corfu, Greece; p. 112-117.
- [64] Chua HT., Toh HK., Ng KC., (2002), "Thermodynamic modeling of an ammonia–water absorption chiller", *Int J Refrig*;25:896–906.
- [65] Caciula B., Popa V., Costiuc L., (2013), "Theoretical study on solar powered absorption cooling system", *Termotehnica*;1:130–4.
- [66] Darwish NA., Hashimi SH., Mansoori AS., (2008), "Performance analysis and evaluation of a commercial absorption–refrigeration water–ammonia (ARWA) system", *Int J Refrig*;31:1214–23.
- [67] F. Z. Sierra, R. Best and F.A. Holland, (1993), "Experiments on an absorption refrigeration system powered by a solar pond", *Heat Recovery Systems & CHP* Vol. 13, No. 5, pp. 401-408.
- [68] Brice Le Lostec, Nicolas Galanis, Jocelyn Millette, (2013), "Simulation of an ammoniaewater absorption chiller", *Renewable Energy* 60: 269-283
- [69] M. Clerx and G.J. Trezek, (1987), "Performance of an aqua-ammonia absorption solar refrigeration at sub-freezing evaporator conditions", *Solar Energy* Vol. 39, No. 5, pp. 379-389.

- [70] Raghuvanshi S., Maheshwari G., (2011), "Analysis of ammonia–water ($\text{NH}_3\text{--H}_2\text{O}$) vapor absorption refrigeration system based on first law of thermodynamics", *Int J Sci Eng Res*;2(8):1–7.
- [71] Ezzine, Nizar Ben, Mejbri Khalifa, Barhoumi Messaoud and Bellagi Ahmed, (2004), "Thermodynamic Simulation of Ammonia-Water Double Effect Absorption Chiller", International Refrigeration and Air Conditioning Conference. Paper 674.
- [72] Byongjoo Kim, Jongil Park, (2007), "Dynamic simulation of a single-effect ammonia-water absorption chiller", *International Journal of Refrigeration* 30: 535-545
- [73] Ozgoren M., Bilgili M., Babayigit O., (2012), "Hourly performance prediction of ammonia–water solar absorption refrigeration", *Appl Therm Eng*;40:80–90.
- [74] Anonymous, (1998), ASHRAE-Fundamentals, Part 30-heat Specification of Foods, Association of Instalation Engineers, Technical Publications No. 2, Ankara.
- [75] Taner, K., (2005), "*Refrigeration*", Nobel Press, Ankara.
- [۷۶] استاندارد ملی شماره ۲۷۲۰، سال ۱۳۶۵، "آئین کار محاسبه بار برودتی سردخانه مواد غذایی"، موسسه استاندارد و تحقیقات صنعتی ایران.
- [77] ASHRAE HANDBOOK "*REFRIGERATION (SI)*", Chapter 19, New York, 2010
- [78] Stocker, Wilbert. F, (1982), "*Refrigeration and air conditioning*", McGraw-Hill.
- [79] Ozkol, N., (1999), Practical Refrigeration Techniques. Updated 5th Press, "Union of Chamber of Turkish Engineers and Architects (UCTEA)", *Chamber of the Mechanical Engineers Publication* No. 115. Ankara.
- [80] Anonymous, (2001), "Cooling Installation", *Chamber of Mechanical Engineers (MMO) Publication* No. MMO/2001/295, 192, Ankara.
- [81] A. Angstrom, (1924). "Solar and terrestrial radiation", *Q.J.R. Meteorol. Soc.* 50, 121.
- [82] Paltridge GW. and Proctor D., (1976), "Monthly mean solar radiation for Australia", *Sol Energy*;18:235–43.
- [83] Alipour V., (2011), Master of Philosophy Thesis, "A Test Reference Year for Ahvaz, Iran", University of Manchester.
- [84] Brandemuehl M. J. and W. A. Beckman, (1980), "Transmission of Diffuse Radiation through CPC and Flat-Plate Collector Glazings", *Solar Energy*, 24, 511.
- [85] Rabl, A., (1976), "Optical and Thermal Properties of Compound Parabolic Concentrators", *Solar Energy*, 18, 497.
- [86] Mitchell J. C., (1979), Personal communication.
- [87] Rabl, A., J. J. O’Gallagher and R. Winston, (1980), "Design and Test of Non-Evacuated Solar Collectors with Compound Parabolic Concentrators", *Solar Energy*, 25 335
- [88] Zeyu Li, Xiangyang Ye, Jinping Liu, (2014), "Optimal temperature of collector for solar double effect LiBr/H₂O absorption cooling system in subtropical city based on a year round meteorological data", *Applied Thermal Engineering* 69: 19-28.
- [89] Kleinbach EM., (1990), Master thesis, "Performance study of on-dimensional model for stratified thermal storage tank", University of Wisconsin, Madison.

-
- [90] Saha B., Sharkawy I., Chakraborty A., Koyama S., "Study on an Activated Carbon Fiber Ethanol Adsorption Chiller: Part I- System Description and Modelling", *International Journal of Refrigeration*, Vol. 30, 2007, pp. 86-95.
- [91] Calise F., Dentice M., Palombo A., (2010), "Transient analysis and energy optimization of solar heating and cooling system in various configuration", *Solar Energy* 34: 432–449.
- [92] Oberndorfer, G., W. A. Beckman, and S. A. Klein, (1999), "Sensitivity of Annual Solar Fraction of Solar Space and Water Heating Systems to Tank and Collector Heat Exchanger Model Parameters", *Proc. ASES Ann. Conf.*, 24, 153
- [93] Syed A., Izquierdo M., Rodriguez P., Maidment G., Missenden J., Lecuona A., Tozer R., (2005), "A novel experimental investigation of a solar cooling system in Madrid", *International Journal of Refrigeration* 28, 859–871.
- [۹۴] استاندارد ملی شماره ۹۴۶، سال ۱۳۶۷ (تجدید نظر)، "آئین کار نگهداری سبب در سردخانه"، موسسه استاندارد و تحقیقات صنعتی ایران
- [95] Greg Kopp, Judith L. Lean, (2011), "A new lower value of total solar irradiance: Evidence and climate significance", *Geophysical Research Letters*, vol. 38, L01706
- [96] Spencer, J. W., (1971), "Fourier Series Representation of the Position of the Sun", *Search*, 2 (5), 172.
- [97] Klein, S. A., (1977), "Calculation of Monthly Average Insolation on Tilted Surfaces", *Solar Energy*, 19, 325.

Abstract

This work presents feasibility studies for the usage of an ammonia-water solar absorption system for refrigeration purposes in cold stores. In this regard, a comprehensive computer model with using the MATLAB, EES softwares and 20-year weather data was developed with the general purpose of modeling, simulation, optimization and hourly performance prediction of the solar absorption system.

As a case study, a cold store with a capacity of 5,000 tons of apples in Tehran, Iran was studied with the assumption that the product was introduced from September 22st for 40 days and stored until March 31st. And the hourly performance of the system was analyzed and the optimal values of the thermal tank volume, area and mass flow rate of the collector, the auxiliary set-point temperature and the optimum tank temperature at the time of system start-up were determined at all critical days of the period. In order to improve the system's performance, three ideas proposed; using a refrigerant storage tank, monthly setting of the absorption systems low pressure, and monthly control of the heat exchangers cycle between the collector and the thermal tank. The effect of each of these ideas on the system's performance was investigated in detail.

Cooling Loads in the months of September to March was estimated at 515.40, 554.04, 211.71, 199.49, 204.63, 212.92 and 217.68 kW, respectively. The optimum value of maximum area of the vacuum tubular collector was determined 4061, 4910, 2680, 2526, 2126, 1688 and 2415 m² respectively in September-March, and the optimum volume of storage tank to collector area was determined in the range 9.16-18.67 lit/m².

Keywords: Cold storage, Absorption Refrigeration System, Solar Absorption System, Simulation, Optimization, Computer Program



Shahrood University of Technology
Faculty of Mechanical and Mechatronics Engineering
M.Sc. Thesis in Energy Conversion Engineering

**Modeling and Feasibility of using hybrid
Solar Absorption Refrigeration System in
cold stores according to Irans climatic
conditions**

By: Jamal Moradi

Supervisor:
Dr. Mahmood Chahartaghi

September 2017