

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ



دانشگاه صنعتی شاهرود

دانشکده مهندسی مکانیک و مکاترونیک

پایان نامه کارشناسی ارشد مهندسی تبدیل انرژی

ارزیابی فنی، اقتصادی سیستم تولید همزمان گرمایش، سرمایش و توان با محرک موتور

احتراقی و بهره‌گیری از آن در سردخانه صنعتی

نگارنده

مجید سلطانی

استاد راهنما

سید مجید هاشمیان

محمود چهارطاقی

تیر ۱۳۹۸

تقدیم

به پاس تعبیر عظیم و انسانی‌شان از کلمه ایشار و از خودگذشتگان

به پاس عاطفه سرشار و گرمای امید بخش وجودشان که در این سردترین روزگار ان بهترین پشتیبان است

به پاس قلب‌های بزرگشان که فریادس است و سرگردانی و ترس در پناہشان به شجاعت می‌کراید

و به پاس محبت‌های بی‌دینشان که هرگز فروکش نمی‌کند

این مجموعه را به پدر و مادر عزیزم تقدیم می‌کنم

شکر و قدردانی

حمد و سپاس خدای را که توفیق کسب دانش و معرفت را به ما عطا فرمود. در اینجا بر خود لازم می‌دانم از تمامی اساتید

بزرگوار به ویژه اساتید دوره کارشناسی ارشد که در طول سالیان گذشته مراد تحصیل علم و معرفت و فضائل اخلاقی

یاری نموده اند تقدیر و شکر نمایم.

از اساتید گرامی و بزرگوار جناب دکتر سید مجید هاشمیان و جناب دکتر محمود چهارطائی که راهنمایی اینجانب را در انجام

تحقیق، پژوهش و نگارش این پایان نامه تقبل نموده اند نهایت شکر و سپاسگزاری را دارم.

تعهدنامه

اینجانب **مجید سلطانی** دانشجوی دوره کارشناسی ارشد رشته مهندسی مکانیک دانشکده مهندسی مکانیک دانشگاه صنعتی شاهرود نویسنده پایان نامه **ارزیابی فنی، اقتصادی سیستم تولید همزمان گرمایش، سرمایش و توان با محرک موتور احتراقی و بهره‌گیری از آن در سردخانه صنعتی** تحت راهنمایی **دکتر سید مجید هاشمیان** و **دکتر محمود چهارطاقی** متعهد می‌شوم.

- تحقیقات در این پایان نامه توسط اینجانب انجام شده است و از صحت و اصالت برخوردار است.
- در استفاده از نتایج پژوهش‌های محققان دیگر به مرجع مورداستفاده 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 می‌باشد و مقالات مستخرج با نام «دانشگاه صنعتی شاهرود» و یا «Shahrood University of Technology» به چاپ خواهد رسید.
- حقوق معنوی تمام افرادی که در به‌دست آمدن نتایج اصلی پایان نامه تأثیرگذار بوده‌اند در مقالات مستخرج از پایان نامه رعایت می‌گردد.
- در کلیه مراحل انجام این پایان نامه، در مواردی که از موجود زنده (یا چینی‌جاها) 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، برنامه‌های رایانه‌ای، نرم‌افزارها و تجهیزات ساخته شده است) متعلق به دانشگاه صنعتی شاهرود می‌باشد. این مطلب باید به نحو مقتضی در تولیدات علمی مربوطه ذکر شود.
- استفاده از اطلاعات و نتایج موجود در پایان نامه بدون ذکر مرجع مجاز نمی‌باشد.

چکیده

مصرف بی‌رویه انرژی، راندمان پایین تبدیل انرژی در روش‌های مرسوم سنتی، نرخ بالای انتشار آلاینده‌های زیست محیطی، هزینه‌های بالا در تأمین انرژی اولیه و آسیب‌پذیری نیروگاه‌ها و خطوط انتقال انرژی در برابر حملات تروریستی، امروزه توجه بسیاری از کشورها را به سمت استفاده از روش‌هایی نوین جهت بهبود شرایط و عملکرد، صرفه‌جویی در هزینه‌ها و مصرف انرژی معطوف کرده است. از این رو، سیستم‌های تولید همزمان گرمایش، سرمایش و توان طی سال‌های اخیر نقش به‌سزایی را در مطالعات محققان، دولتمردان و سرمایه‌گذاران ایفا کرده و به مرحله‌ی اجرا نیز رسیده‌اند. از مزایای این سیستم‌ها می‌توان به انعطاف‌پذیری بالای آن‌ها جهت به‌کارگیری در مقیاس‌های کوچک، متوسط و بزرگ در صنایع و سایر بخش‌ها اشاره نمود. در مطالعه حاضر جوانب فنی و اقتصادی یک سیستم تولید همزمان برق، گرما و سرما شامل یک موتور احتراق داخلی گازسوز، چیلر جذبی تک اثره آب-آمونیاک و بویلر پشتیبان جهت راه‌اندازی یک واحد سردخانه صنعتی مورد بررسی قرار گرفته است. همچنین سردخانه به ظرفیت ۵۰۰۰ تن جهت نگهداری محصول پرتقال در شهر ساری با فرض ورود محصول از ۲۰ مهر تا ۲۹ آبان به مدت ۴۰ روز و نگهداری تا ۳۰ اسفند در نظر گرفته شده است. اطلاعات هواشناسی مورد استفاده در این تحقیق مربوط به سال ۹۶ در طول دوره‌ی نگهداری و روزهای بحرانی هرماه بوده و همچنین عملکرد ساعتی سیستم جذبی در بحرانی‌ترین روز دوره مورد بررسی قرار گرفته است. با استفاده از نرم‌افزار EES ابتدا سردخانه‌ی مورد نظر را مدل‌سازی کرده و بارهای حرارتی سردخانه در ساعات مختلف بحرانی‌ترین روز دوره‌ی نگهداری محصول محاسبه و نمایش داده می‌شود که در بحرانی‌ترین ساعت روز به ۴۵۰/۹۱ کیلووات سرمایش جهت نگهداری محصول در شرایط مطلوب نیاز است. در گام بعدی به مدل‌سازی و بررسی عملکرد سیستم جذبی در طول دوره‌ی نگهداری و در ساعات مختلف بحرانی‌ترین روز دوره یعنی ۲۹ آبان پرداخته شده است که نتایج ساعتی برای روز ۲۹ آبان به عنوان بحرانی‌ترین روز از دوره‌ی نگهداری محصول محدوده‌ی تغییرات دمای بهینه ایده‌آل ژنراتور و COP را به ترتیب در بازه‌ی (۳/۳۹۰-۳۴۵) درجه کلوین و (۰/۶۹۹۲-۰/۵۱۵۳) نشان می‌دهد. همچنین بر اساس نتایج حاصل از عملکرد

سیستم جذبی در بحرانی‌ترین روز دوره، بار اواپراتور در بحرانی‌ترین ساعت روز ۲۹ آبان برابر ۴۵۹/۹ کیلووات بوده که نیاز سردخانه را برطرف می‌کند. در ادامه پارامترهای دیگری از سیستم تولید همزمان نظیر راندمان کلی سیستم، درصد کاهش هزینه‌های عملکردی، درصد کاهش مصرف سوخت و دوره‌ی بازگشت سرمایه مورد بررسی قرار گرفته است و تأثیر تغییر متغیرهایی نظیر بار جزئی موتور و ظرفیت مولد روی آن‌ها مشاهده و تحلیل شده است. مشاهده می‌شود در کل دوره‌ی نگهداری و با توجه به فرضیات مسئله، راندمان کلی سیستم ۸۹/۵۹، درصد کاهش هزینه‌های عملکردی ۸۱/۳۴، درصد کاهش مصرف سوخت ۷۸/۸۵ و دوره‌ی بازگشت سرمایه با در نظر گرفتن نرخ بهره و بدون در نظر گرفتن آن به ترتیب ۴/۰۷۵ و ۲/۷۰۱ سال به‌دست می‌آید.

کلیدواژه: سردخانه، سیستم تبرید جذبی، سیستم تولید همزمان، موتور احتراق داخلی گازسوز، تحلیل

اقتصادی، تحلیل فنی

فهرست مطالب

فصل اول: مقدمه	۱
۱-۱- مقدمه	۲
۲-۱- معرفی سیستم‌های تولید همزمان و تولید جداگانه	۳
۳-۱- اجزای سیستم تولید همزمان	۷
۱-۳-۱- واحد تولید توان	۷
۲-۳-۱- واحد تولید گرما	۱۱
۳-۳-۱- واحد تولید سرما	۱۳
۴-۱- مزایای استفاده از سیستم‌های تولید همزمان	۲۱
۵-۱- ساختار کلی تحقیق حاضر	۲۲
فصل دوم: پیشینه‌ی تحقیق	۲۳
۱-۲- مقدمه	۲۴
۲-۲- تاریخچه‌ی سیستم‌های تولید همزمان	۲۴
۳-۲- تاریخچه‌ی سیستم‌های تبرید جذبی	۲۶
۴-۲- تجربیات جهانی استفاده از سیستم‌های تولید همزمان	۲۷
۵-۲- مطالعات پیشین	۲۸
۱-۵-۲- طراحی بهینه سردخانه و بارهای حرارتی وارد بر آن	۲۹
۲-۵-۲- سیستم‌های جذبی	۳۱
۳-۵-۲- سیستم‌های تولید همزمان (CCHP)	۳۵
۶-۲- معرفی تحقیق حاضر و جنبه‌ی نوآوری	۳۹
۷-۲- اهداف تحقیق حاضر	۳۹
فصل سوم: مدل‌سازی و ارائه روابط حاکم	۴۱
۱-۳- مقدمه	۴۲
۲-۳- روابط حاکم بر طراحی سردخانه	۴۲
۱-۲-۳- بار حرارتی دیوارها، سقف و کف	۴۳
۲-۲-۳- بار محصول	۴۴

۴۴ بار تعویض هوا -۳-۲-۳
۴۵ بارهای متفرقه -۴-۲-۳
۴۶ روابط حاکم بر طراحی سیستم جذبی -۳-۳
۵۱ روابط حاکم بر تحلیل انرژی -۴-۳
۵۲ سیستم تولید جداگانه -۱-۴-۳
۵۳ سیستم تولید همزمان -۲-۴-۳
۵۶ عملکرد در بار جزئی -۳-۴-۳
۵۹ روابط حاکم بر تحلیل اقتصادی -۵-۳
۶۰ هزینه احداث اولیه و اسقاط تجهیزات -۱-۵-۳
۶۲ هزینه تعمیر و نگهداری -۲-۵-۳
۶۲ هزینه‌های عملکردی -۳-۵-۳
۶۳ درصد کاهش مصرف سوخت -۴-۵-۳
۶۴ دوره‌ی بازگشت سرمایه -۵-۵-۳
۶۷ فصل چهارم: بررسی نتایج
۶۸ مقدمه -۱-۴
۶۸ روش حل -۲-۴
۷۰ طراحی سردخانه -۳-۴
۷۰ فرضیات حاکم بر طراحی سردخانه -۱-۳-۴
۷۲ اطلاعات هواشناسی -۲-۳-۴
۷۳ طراحی بار برودتی موردنیاز سردخانه -۳-۳-۴
۷۵ طراحی و بهینه‌سازی سیستم جذبی
۷۶ اعتبار سنجی سیستم جذبی -۱-۴-۴
۷۶ فرضیات حاکم بر سیستم جذبی آب-آمونیاک تک اثره -۲-۴-۴
۷۷ تأثیر تغییرات دبی جرمی محلول -۳-۴-۴
۷۸ بهینه‌سازی و بررسی تغییرات فشار پایین سیستم -۴-۴-۴
۸۰ تأثیر تغییرات دمای ژنراتور روی عملکرد سیستم جذبی -۵-۴-۴

۶-۴-۴	تأثیر تغییرات دمای ابزوربر و کندانسور بر عملکرد سیستم جذبی	۸۲
۷-۴-۴	تأثیر تغییرات بازده مبدل حرارتی محلول و مبرد بر عملکرد سیستم جذبی	۸۴
۸-۴-۴	تأثیر تغییرات دمای اواپراتور و کارایی پمپ روی عملکرد سیستم جذبی	۸۶
۹-۴-۴	تأثیر تغییرات بازده رکتیفایر روی عملکرد سیستم جذبی	۸۷
۱۰-۴-۴	عملکرد سیستم جذبی در طول دوره نگهداری	۸۸
۱۱-۴-۴	عملکرد ساعتی سیستم جذبی	۹۰
۵-۴	تحلیل انرژی و اقتصادی	۹۶
۱-۵-۴	اعتبارسنجی سیستم تولید همزمان	۹۶
۲-۵-۴	مطالعه موردی	۹۷
۳-۵-۴	ارائه نتایج	۹۸
۴-۵-۴	نتایج مطالعه‌ی موردی	۱۰۷
۱۱۳	فصل پنجم: جمع‌بندی و پیشنهادات	۱۱۳
۱-۵	مقدمه	۱۱۴
۲-۵	جمع‌بندی نتایج	۱۱۴
۳-۵	پیشنهادات	۱۱۹
۱۲۱	پیوست	۱۲۱
۱۲۵	منابع	۱۲۵

فهرست شکل‌ها

- شکل ۱-۱: جریان انرژی در سیستم‌های تولید جداگانه (سنتی) [۷] ۵
- شکل ۲-۱: جریان انرژی در سیستم‌های تولید همزمان [۷] ۵
- شکل ۳-۱: شماتیک سیستم تولید جداگانه [۸] ۶
- شکل ۴-۱: شماتیک سیستم تولید همزمان [۸] ۶
- شکل ۵-۱: موتور ژنراتور ۱۲ سیلندر گازسوز با ظرفیت ۲۰۰۰ کیلووات [۱۲] ۱۰
- شکل ۶-۱: نمونه یک مبدل سیستم تولید همزمان [۱۳] ۱۲
- شکل ۷-۱: طرح کلی بازیافت حرارت در موتورهای رفت و برگشتی [۷] ۱۲
- شکل ۸-۱: نمای کلی چیلر جذبی ۱۳
- شکل ۹-۱: شماتیک واحد جذبی ابتدایی [۵] ۱۵
- شکل ۱۰-۱: سیستم جذبی با مبدل حرارتی؛ الف: لیتیوم بروماید-آب [۱۶] ب: آب-آمونیاک [۱۷] ۱۷
- شکل ۱۱-۱: شماتیک سیستم‌های جذبی خورشیدی؛ راست: با عملکرد مداوم، چپ: متناوب [۱۴] ۱۸
- شکل ۱-۳: شماتیک سیستم جذبی ۴۷
- شکل ۲-۳: جریان انرژی سیستم تولید جداگانه ۵۲
- شکل ۳-۳: جریان انرژی در سیستم تولید همزمان ۵۴
- شکل ۱-۴: ساختار کلی سردخانه و جهت‌گیری جغرافیایی دیوارها ۷۱
- شکل ۲-۴: دمای بحرانی و متوسط دوره‌ی نگهداری محصول [۸۲] ۷۲
- شکل ۳-۴: تغییرات ساعتی دمای خشک و مرطوب هوا در ۲۹ آبان [۸۲] ۷۳
- شکل ۴-۴: تغییرات ساعتی بار حرارتی سردخانه در روز ۲۹ آبان ۷۴
- شکل ۵-۴: سهم هر یک از بارها از بار حرارتی کل در روز ۲۹ آبان ۷۴
- شکل ۶-۴: سهم هر یک از بارها از بار حرارتی کل در روز ۹ دی ۷۵
- شکل ۷-۴: تأثیر تغییرات دمای ژنراتور بر COP سیستم مورد بررسی مرجع [۸۳] ۷۶

- شکل ۴-۸: تأثیر تغییرات دبی جرمی محلول روی الف: COP و ب: بارهای حرارتی سیستم جذبی .. ۷۸
- شکل ۴-۹: تأثیر فشار پایین در سردترین روز دوره نگهداری روی الف: COP و ب: بارهای حرارتی سیستم ۷۹
- شکل ۴-۱۰: تأثیر فشار پایین در گرم‌ترین روز دوره نگهداری روی الف: COP و ب: بارهای حرارتی سیستم ۸۰
- شکل ۴-۱۱: تأثیر تغییرات دمای ژنراتور در حالت فشار پایین برابر $1/858$ روی الف: COP و ب: بارهای حرارتی ۸۱
- شکل ۴-۱۲: تأثیر تغییرات دمای ژنراتور در حالت فشار پایین برابر $0/8373$ روی الف: COP و ب: بارهای حرارتی ۸۱
- شکل ۴-۱۳: تأثیر تغییرات دمای ابزوربر روی الف: COP و ب: بارهای حرارتی سیستم جذبی ۸۲
- شکل ۴-۱۴: تأثیر تغییرات دمای کندانسور روی الف: COP و ب: بارهای حرارتی سیستم جذبی ۸۳
- شکل ۴-۱۵: مقایسه تأثیر تغییرات دمای ابزوربر و کندانسور بر COP سیستم جذبی ۸۴
- شکل ۴-۱۶: تأثیر تغییرات بازده مبدل حرارتی محلول روی الف: COP و ب: بارهای حرارتی سیستم جذبی ۸۴
- شکل ۴-۱۷: تأثیر تغییرات بازده مبدل حرارتی مبرد روی الف: COP و ب: بارهای حرارتی سیستم جذبی ۸۵
- شکل ۴-۱۸: مقایسه تأثیر تغییرات بازده مبدل حرارتی محلول و مبرد بر COP سیستم جذبی ۸۶
- شکل ۴-۱۹: تأثیر تغییرات دمای اواپراتور روی الف: COP و ب: بارهای حرارتی سیستم جذبی ۸۶
- شکل ۴-۲۰: تأثیر تغییرات کارایی پمپ روی الف: COP و ب: بارهای حرارتی سیستم جذبی ۸۷
- شکل ۴-۲۱: تأثیر تغییرات بازده رکتیفایر روی الف: COP و ب: بارهای حرارتی سیستم جذبی ۸۸
- شکل ۴-۲۲: تغییرات الف: دمای بهینه ژنراتور و ب: COP سیستم در بحرانی‌ترین روزهای هر یک از ماه‌های دوره‌ی نگهداری ۸۹

شکل ۴-۲۳: تغییرات بارهای حرارتی سیستم در بحرانی‌ترین روزهای هر یک از ماه‌های دوره‌ی نگهداری	۸۹
شکل ۴-۲۴: تغییرات COP بهینه‌ی ایده‌آل در طول روز ۲۹ آبان	۹۰
شکل ۴-۲۵: تغییرات دمای بهینه ایده‌آل ژنراتور در طول روز ۲۹ آبان	۹۰
شکل ۴-۲۶: مقایسه‌ی نیاز برودتی سردخانه و تغییرات بار اواپراتور در حالت بهینه ایده‌آل در طول روز	۹۲
شکل ۴-۲۷: تغییرات COP بهینه طراحی در طول روز ۲۹ آبان	۹۳
شکل ۴-۲۸: تغییرات دمای بهینه طراحی ژنراتور در طول روز ۲۹ آبان	۹۳
شکل ۴-۲۹: مقایسه COP بهینه در حالت ایده‌آل و طراحی	۹۵
شکل ۴-۳۰: مقایسه دمای بهینه ژنراتور در حالت ایده‌آل و طراحی	۹۵
شکل ۴-۳۱: مقایسه بار اواپراتور در حالت ایده‌آل و طراحی	۹۵
شکل ۴-۳۲: مقایسه بار ژنراتور در حالت ایده‌آل و طراحی	۹۶
شکل ۴-۳۴: تقاضای انرژی مجموعه در طول دوره‌ی نگهداری	۹۷
شکل ۴-۳۵: شاخص‌های فنی موتور گازسوز برحسب بار جزئی	۹۹
شکل ۴-۳۶: تغییرات توان تولیدی سیستم تولید همزمان برحسب ظرفیت نامی و بار جزئی محرک اولیه	۱۰۰
شکل ۴-۳۷: تغییرات سوخت مصرفی سیستم تولید همزمان برحسب ظرفیت نامی و بار جزئی محرک اولیه	۱۰۱
شکل ۴-۳۸: تغییرات حرارت بازیاب شده از محرک اولیه برحسب ظرفیت نامی و بار جزئی محرک اولیه	۱۰۲
شکل ۴-۳۹: تغییرات راندمان کلی سیستم تولید همزمان برحسب ظرفیت نامی و بار جزئی محرک اولیه	۱۰۳

- شکل ۴-۴۰: تغییرات درصد کاهش هزینه‌های عملکردی سیستم تولید همزمان برحسب ظرفیت نامی و بار جزئی محرک اولیه ۱۰۴
- شکل ۴-۴۱: تغییرات درصد کاهش مصرف سوخت سیستم تولید همزمان برحسب ظرفیت نامی و بار جزئی محرک اولیه ۱۰۵
- شکل ۴-۴۲: تغییرات دوره‌ی بازگشت سرمایه‌ی سیستم تولید همزمان برحسب ظرفیت نامی و بار جزئی محرک اولیه ۱۰۷
- شکل ۴-۴۳: بار جزئی محرک اولیه در طول دوره‌ی نگهداری ۱۰۸
- شکل ۴-۴۴: تغییرات FESR در طول دوره‌ی نگهداری ۱۰۹
- شکل ۴-۴۵: تغییرات CR در طول دوره‌ی نگهداری ۱۰۹
- شکل ۴-۴۶: درآمدها و هزینه‌های سالانه برای سیستم تولید همزمان و سیستم تولید جداگانه ۱۱۰
- شکل ۴-۴۷: دوره‌ی بازگشت سرمایه با در نظر گرفتن نرخ بهره و بدون در نظر گرفتن آن ۱۱۱

فهرست جداول

- جدول ۱-۱: مزایا و معایب محرک‌های اولیه [۱۱] ۸
- جدول ۲-۱: مشخصات فنی محرک‌های اولیه [۷] ۹
- جدول ۳-۱: مقایسه سیستم‌های جذبی آب-آمونیاک و لیتیوم بروماید-آب [۲۳] ۲۱
- جدول ۱-۳: هزینه اولیه‌ی تجهیزات [۷۸] ۶۰
- جدول ۲-۳: هزینه تعمیرات و نگهداری تجهیزات [۷۸, ۷۶] ۶۲
- جدول ۱-۴: مقادیر ضریب انتقال حرارت برای سطوح مختلف سردخانه ۷۳
- جدول ۲-۴: ورودی‌های سیستم جذبی ۷۷
- جدول ۳-۴: خواص ترمودینامیکی نقاط مختلف سیستم جذبی تحت متوسط دمای روزانه در ۲۹ آبان ۸۸
- جدول ۴-۴: تغییرات COP ، دمای بهینه ایده‌آل ژنراتور و بارهای حرارتی سیستم جذبی در طول روز ۲۹ آبان ۹۱
- جدول ۵-۴: تغییرات COP ، دمای بهینه ژنراتور و بارهای حرارتی برای حالت طراحی در طول روز ۲۹ آبان ۹۴
- جدول ۶-۴: اعتبار سنجی سیستم تولید همزمان ۹۶
- جدول ۷-۴: فرضیات و ورودی‌های فنی و اقتصادی سیستم تولید همزمان ۹۸
- جدول ۸-۴: نتایج کلی سیستم تولید همزمان برای مطالعه موردی ۱۰۸

فهرست علائم

درآمد سالیانه (\$) ، مساحت (m^2)	A
هزینه سرمایه‌گذاری اولیه (\$)، سرمایه‌اش (kW)	C
جریان نقدینگی (\$)	CF
ضریب عملکرد	COP
درصد کاهش هزینه‌های عملکردی	CR
هزینه (\$)	Cost
انرژی الکتریکی (kWh)	E
انرژی سوخت مصرفی (kWh)	F
ضریب کنوکسیون فیلم هوا	f
درصد کاهش مصرف سوخت	FESR
آنتالپی (kJ/kg)	h
نرخ بهره	I
ضریب انتقال حرارت هدایت (W/m.K)	K
ارزش حرارتی پایین سوخت (kJ/kg)	LHV
هزینه تعمیر و نگهداری (\$/kWh)	M
دبی جرمی (kg/s)	m
سال	n
ارزش فعلی درآمدها (\$)	NPWB
ارزش فعلی هزینه‌ها (\$)	NPWC
فشار (kPa)، سرمایه‌گذاری اولیه (\$)	P

دوره‌ی بازگشت سرمایه	PB
بار جزئی	PL
حرارت (kW)	Q
هزینه‌ی یکنواخت سالیانه (\$)	R
هزینه اسقاط تجهیزات (\$)	SV
دما	T
ضریب انتقال حرارت ($w/m^2 \cdot K$)	U
حجم مخصوص (m^3/kg)	v
غلظت مبرد موجود در محلول، ضخامت عایق (m)	X

علائم یونانی

ضریب سالیانه کننده	β
فاکتور خرید و فروش (\$/kWh)	μ
دوره‌ی زمانی	τ
چگالی	ρ
کارایی	ε
راندمان	η

زیرنویس‌ها

ایزوربر	A
جذبی	ab

بویلر	b
کندانسور، تراکمی	C
سیستم تولید همزمان	CCHP
چیلر جذبی	Ch
حجم کنترل	C.V.
الکتریکی، تراکمی	e
اوپراتور	E
گاز داغ خروجی	exh
فروش به شبکه	exp
ژنراتور	G
موتور گازسوز	GE
شبکه سراسری	Grid
کویل حرارتی	hc
آب گرم مصرفی	hw
ورودی	i
سیستم آب خنک کن	jw
نامی	nom
خروجی	o
روغن روانکار	Oil
در محل	On-Site
پمپ	P

واحد تولید توان	PGU
رکتیفایر	R
بازیاب شده	rec
مورد نیاز	req
مبدل حرارتی مبرد	RHE
فروشی	S
مبدل حرارتی محلول	SHE
سیستم تولید جداگانه	Shp

فصل اول

مقدمه

۱-۱- مقدمه

روند رو به رشد افزایش جمعیت، پیشرفت صنایع و توسعه‌ی تجهیزات وابسته، الگوی نادرست مصرف انرژی و راندمان پایین نیروگاه‌های متمرکز از جمله مواردی هستند که در سال‌های اخیر مصرف انرژی در جهان را با افزایش چشمگیری روبه‌رو کرده‌اند. از سوی دیگر هزینه‌های بالا در تأمین انرژی اولیه، افزایش انتشار آلاینده‌ها و خطرات زیست‌محیطی حاصل از آن بسیاری از صاحبان صنایع و دولت‌مردان را بر آن داشت تا به فکر راه‌حلی اساسی برای برطرف کردن این بحران باشند. در کشور ما نیز اختصاص ۳۰٪ مصرف نهایی انرژی و ۳۲٪ از کل گاز مصرفی کشور به واحدهای تولید نیروگاهی، ضرورت به‌کارگیری روش‌های نوین جهت بهینه‌سازی مصرف انرژی را آشکار ساخته است [۱]. استفاده از سیستم‌های تولید همزمان گرمایش، سرمایش و توان (CCHP)^۱ از جمله روش‌هایی است که به‌منظور بهینه‌سازی مصرف انرژی مورد توجه به خصوصی قرار گرفته است. به‌طور کلی این نوع از سیستم‌ها به دلیل داشتن راندمان بهتر نسبت به سیستم‌های رایج سنتی و همچنین استفاده از گرمای اتلافی محرک اولیه برای تولید توان حرارتی و برودتی، موجب صرفه‌جویی در مصرف انرژی اولیه، افزایش راندمان کلی تبدیل انرژی و کاهش آسیب‌های زیست‌محیطی شده‌اند. از طرف دیگر کشور ما ایران به دلیل داشتن آب‌وهوای متنوع، اقلیمی مناسب برای تولید محصولات کشاورزی است. هر ساله بخش زیادی از محصولات کشاورزی که سرمایه و زحمات زیادی برای به بار نشستن آن صرف شده است به دلایل مختلفی از جمله برداشت نادرست، بسته‌بندی‌های نامناسب، توزیع سنتی در میادین و نگهداری‌های غیراصولی به روش‌های نامعقول از بین می‌روند. این در حالی است که امروزه در بسیاری از کشورهای جهان کشاورزی از حالت سنتی خود خارج شده و به صنعتی درآمدزا برای اقتصاد آن کشورها تبدیل شده است. چنانچه بتوان با نگهداری محصولات کشاورزی در شرایط مطلوب، طول عمر نگهداری آن‌ها را افزایش داد، علاوه بر کاهش تلفات، بهبود شرایط اقتصادی حاصل از کاهش تلفات، افزایش کیفیت محصولات موجود در

^۱ Combined Cooling, Heating & Power

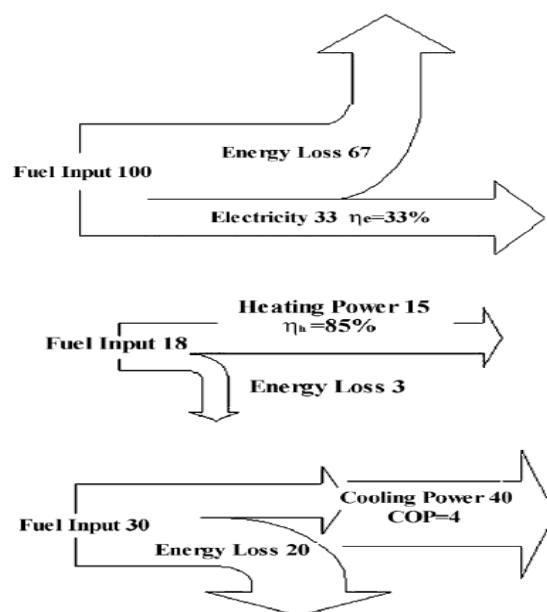
بازار و خودکفایی در صنعت کشاورزی؛ با فروش مازاد نیاز مصرفی کشور به سایر نقاط جهان می‌توان به اقتصاد کشور نیز کمک کرد. از این‌رو طراحی سردخانه‌های صنعتی مناسب برای ایجاد شرایط مطلوب نگهداری محصول اهمیت به خصوصی دارد. تحقیقات فراوان و روش‌های مختلفی جهت طراحی سردخانه‌های صنعتی برای نگهداری محصولات کشاورزی وجود داشته که همگی بر پایه‌ی نتایج و محاسبات علمی حاصل‌شده‌اند [۲-۴]. توسعه‌ی فناوری‌های نوین در تولید انرژی از جمله سیستم‌های تولید همزمان (CCHP) این چالش را مقابل پژوهش‌گران و سرمایه‌گذاران قرار می‌دهد تا به بررسی ترکیب سیستم‌های مذکور و سردخانه‌های صنعتی بپردازند. چالشی که تاکنون تحقیقات اندکی روی آن صورت گرفته است.

۱-۲- معرفی سیستم‌های تولید همزمان و تولید جداگانه

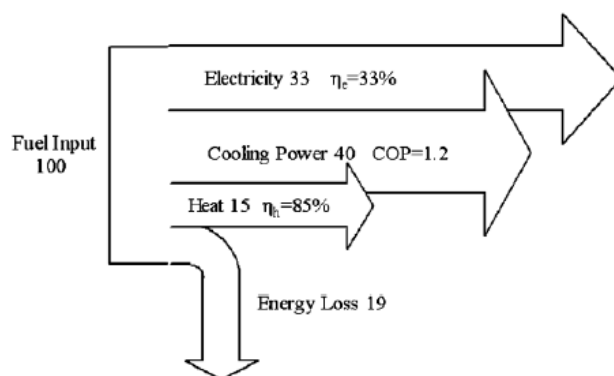
روش سنتی رایج در تأمین انرژی یا همان تولید جداگانه به این صورت است که الکتریسیته‌ی مورد نیاز از طریق شبکه سراسری خریداری شده و حرارت مورد نیاز از سوزاندن سوخت‌های فسیلی نظیر گاز طبیعی در محل مصرف توسط بویلر گرمایشی یا سایر تجهیزات گرمازا فراهم می‌گردد. در این روش که عمده‌ی سهم تولید انرژی را به خود اختصاص می‌دهد، تنها یک سوم از انرژی سوخت مصرفی به الکتریسیته تبدیل می‌شود [۱، ۵]. بازده کلی نیروگاه‌های متمرکز که بیشترین مقدار آن مربوط به نیروگاه‌های سیکل ترکیبی است چیزی در حدود ۲۴٪ الی ۵۵٪ بوده که در کشور ما این عدد به ۳۲٪ نیز می‌رسد [۱، ۶]. بخش زیادی از انرژی در مرحله تولید نیروگاهی توسط اجزای مختلف سیستم نظیر کندانسور، دیگ بخار و ... اتلاف می‌گردد و همچنین ۱۵٪ از الکتریسیته تولیدی کشور توسط خطوط انتقال هدر می‌رود که در صورت استفاده از سیستم‌های تولید همزمان به دلیل تولید در محل مصرف این تلفات از بین خواهد رفت [۱، ۵].

استفاده از سیستم‌های تولید همزمان (CCHP)، میزان بهره‌وری از انرژی اولیه را در حدود ۷۰٪ تا ۹۰٪ افزایش می‌دهد و این یعنی برای تولید میزان مشابه انرژی در سیستم‌های (CCHP) نسبت به

سیستم‌های تولید جداگانه مقدار سوخت کمتری مصرف می‌گردد. برای درک بهتر موضوع به ذکر یک مثال ساده می‌پردازیم. مطابق شکل ۱-۱ و شکل ۲-۱ چنانچه در یک مجموعه مورد بررسی در یک روز تابستانی به ۳۳ واحد انرژی الکتریکی، ۴۰ واحد انرژی سرمایشی و ۱۵ واحد انرژی گرمایشی نیاز داشته باشیم، سیستم تولید جداگانه ۱۴۸ واحد انرژی نیاز دارد تا پاسخگوی تقاضای سیستم باشد. نیروگاه‌های متمرکز راندمانی حدود ۳۳٪ داشته و لذا برای تولید ۳۳ واحد الکتریسیته به ۱۰۰ واحد انرژی اولیه نیاز است. با فرض بازده ۸۵٪ برای بویلرهای گرمایشی، ۱۸ واحد انرژی برای تولید ۱۵ واحد گرمایش مصرف می‌شود. همچنین اگر از یک سیستم سرمایشی با ضریب عملکردی برابر ۴ استفاده کنیم، برای تولید ۴۰ واحد انرژی سرمایشی ۱۰ واحد انرژی الکتریکی (معادل ۳۰ واحد انرژی اولیه سوخت) نیاز است. چنانچه تمامی نیازهای انرژی ذکر شده توسط سیستم تولید همزمان برطرف شوند، تنها به ۱۰۰ واحد انرژی اولیه نیاز است. همان‌طور که از شکل ۱-۱ و شکل ۲-۱ مشاهده می‌شود، راندمان تولید الکتریسیته در هر دو سیستم برابر فرض شده است اما آنچه موجب برتری سیستم تولید همزمان نسبت به سیستم تولید جداگانه شده است، استفاده از حرارتی بوده که توسط گازهای داغ خروجی و سیستم خنک‌کننده در روش سنتی هدررفته است. در سیستم تولید همزمان ۳۴ واحد از انرژی اتلاف حرارتی برای تولید ۴۰ واحد انرژی سرمایشی توسط یک چیلر جذبی با ضریب عملکرد ۱/۲ استفاده شده و از ۱۸ واحد دیگر برای تولید ۱۵ واحد توان حرارتی توسط مبدل حرارتی با راندمان ۸۵٪ بهره گرفته شده است. چنانچه مشاهده می‌شود با یک محاسبه‌ی ساده صرفه‌جویی ۴۸ واحدی ناشی از جایگزینی سیستم‌های تولید همزمان حاصل شده است [۷].



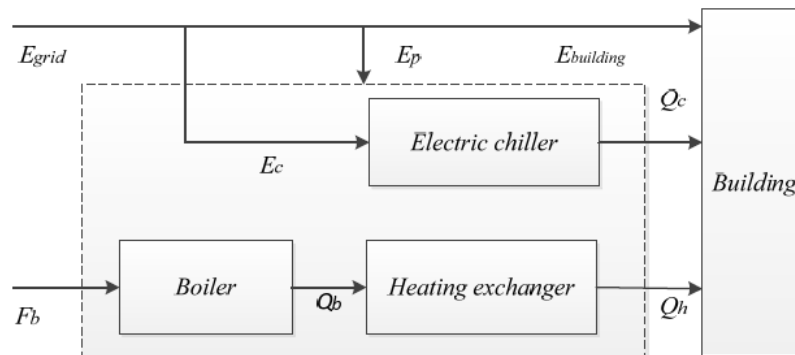
شکل ۱-۱: جریان انرژی در سیستم‌های تولید جداگانه (سنتی) [۷]



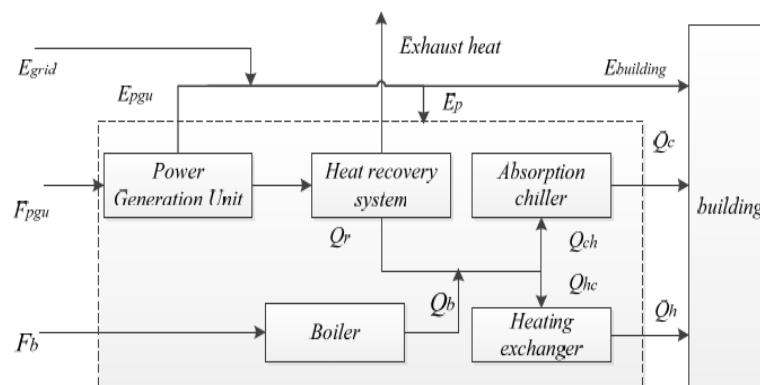
شکل ۲-۱: جریان انرژی در سیستم‌های تولید همزمان [۷]

اساس کار سیستم‌های تولید همزمان به این صورت است که سوخت خریداری شده از شبکه گاز سراسری درون محرک اولیه انتخابی سوزانده شده (در صورت استفاده از محرک‌های بدون احتراق این فرآیند بدون مصرف سوخت انجام می‌شود) و تولید الکتریسیته می‌کند. چنانچه الکتریسیته‌ی تولیدشده پاسخگوی نیاز سیستم نباشد، بنابر تدابیر در نظر گرفته‌شده مازاد برق مصرفی از طریق شبکه سراسری برق تأمین می‌گردد و چنانچه برق تولیدی بیش از نیاز مجموعه باشد در صورت امکان به شبکه فروخته می‌شود. حرارت اتلافی محرک‌های اولیه به‌طور عمده شامل حرارت حاصل از گازهای داغ خروجی، سیستم آب‌خنک کن و روغن روانکار می‌باشد که توسط یک سیستم بازیاب حرارت کوپل شده به محرک

اولیه در مدار قرار می‌گیرد. بخشی از این گرما به‌منظور ایجاد سرمایش در اختیار ژنراتور چیلر جذبی قرار گرفته تا بسته به نوع نیاز و مقدار آن، نیاز سرمایشی مجموعه را برطرف کند. به‌منظور برطرف کردن نیازهای گرمایشی مجموعه اگر هدف تأمین آب گرم مصرفی باشد می‌توان به‌صورت مستقیم از این گرما برای تولید آب گرم استفاده نمود ولی چنانچه هدف تأمین گرمایش فضای ساختمان باشد، باید از یک کویل حرارتی نیز در سیستم استفاده کرد. همچنین چنانچه نیاز حرارتی مجموعه بیش از توان حرارتی بازیاب شده باشد، از یک بویلر کمکی برای برطرف کردن مازاد نیاز سیستم استفاده می‌شود. این در حالی است که در سیستم‌های سنتی رایج، الکتریسیته‌ی موردنیاز سیستم مستقیماً از شبکه برق سراسری خریداری شده و بار حرارتی موردنیاز مجموعه نیز تماماً از فرایند احتراق در بویلر گرمایشی حاصل می‌شود. شکل ۳-۱ شماتیک یک نمونه از سیستم تولید جداگانه و شکل ۴-۱ شماتیک یک نمونه از سیستم تولید همزمان را نشان می‌دهد [۸].



شکل ۳-۱: شماتیک سیستم تولید جداگانه [۸]



شکل ۴-۱: شماتیک سیستم تولید همزمان [۸]

۱-۳- اجزای سیستم تولید همزمان

سیستم‌های تولید همزمان به‌طور کلی از سه قسمت تشکیل شده‌اند. واحد تولید توان، واحد تولید گرما و واحد تولید سرما. در ادامه به معرفی سه بخش ذکر شده و اجزای تشکیل دهنده خواهیم پرداخت.

۱-۳-۱- واحد تولید توان

واحد تولید توان^۱ یا همان محرک‌های اولیه^۲، از جمله مهم‌ترین قسمت‌های سیستم‌های تولید همزمان به شمار می‌روند و روش‌های متعددی برای دسته‌بندی آن‌ها وجود دارد که از جمله آن‌ها می‌توان به تقسیم‌بندی از نظر سوخت مصرفی، توسعه‌یافتگی فنی، ظرفیت تولید، سهم بازار و یا نوع فرآیند احتراق اشاره کرد. چنانچه در یک دسته‌بندی کلی محرک‌های اولیه را از نظر نوع فرآیند احتراق طبقه‌بندی کنیم، به سه دسته‌ی محرک‌های بدون فرآیند احتراق، محرک‌های احتراق خارجی و محرک‌های احتراق داخلی دست خواهیم یافت. سلول‌های سوختی و صفحات PV از جمله فناوری‌های نوظهوری بوده که امروزه مورد توجه بسیاری قرار گرفته و در گروه محرک‌های اولیه بدون فرآیند احتراق قرار می‌گیرند. از جمله محرک‌های اولیه احتراق خارجی می‌توان به توربین‌های بخار، موتورهای استرلینگ و سیستم‌های ORC اشاره نمود. انواع توربین‌های گازی، موتورهای دیزل و موتورهای گازسوز نیز در زمره‌ی محرک‌های احتراق داخلی قرار می‌گیرند [۹، ۱۰]. هنگام انتخاب محرک اولیه برای سیستم، باید به موارد زیر دقت کرد:

- مقدار بار الکتریکی مورد نیاز سیستم و راندمان تولید قدرت محرک اولیه باید به دقت محاسبه گردد تا در صورت نیاز امکان استفاده از یک یا چند محرک اولیه بررسی شود.
- از آنجایی که تأمین نیاز حرارتی و برودتی مجموعه در سیستم‌های تولید همزمان پارامتری

^۱ PGU (Power Generation Unit)

^۲ Prime mover

اساسی است، لذا در هنگام انتخاب محرک اولیه باید توان حرارتی ائتلافی از آن نیز به دقت مورد بررسی قرار گیرد تا انتخاب مناسبی صورت پذیرد.

▪ از محرک اولیه به عنوان یک سیستم پشتیبانی برای مواقع ضروری می توان استفاده کرد. در این صورت باید زمان راه اندازی در نظر گرفته شود.

▪ از جمله موارد بسیار تعیین کننده در انتخاب محرک اولیه، هزینه های اقتصادی ناشی از انتخاب محرک اولیه است. این هزینه ها شامل هزینه خرید اولیه، تعمیرات و نگهداری، بازدیدهای سالانه و همچنین هزینه های مربوط به خرید سوخت اولیه سیستم است. در هنگام انتخاب محرک های اولیه چنانچه مسائل اقتصادی در اولویت انتخاب قرار گیرد، توجه به این موارد بسیار تأثیرگذار است. در جدول ۱-۱ مزایا و معایب و در

▪ جدول ۲-۱ مشخصات فنی این محرک های اولیه ارائه شده است.

جدول ۱-۱: مزایا و معایب محرک های اولیه [۱۱]

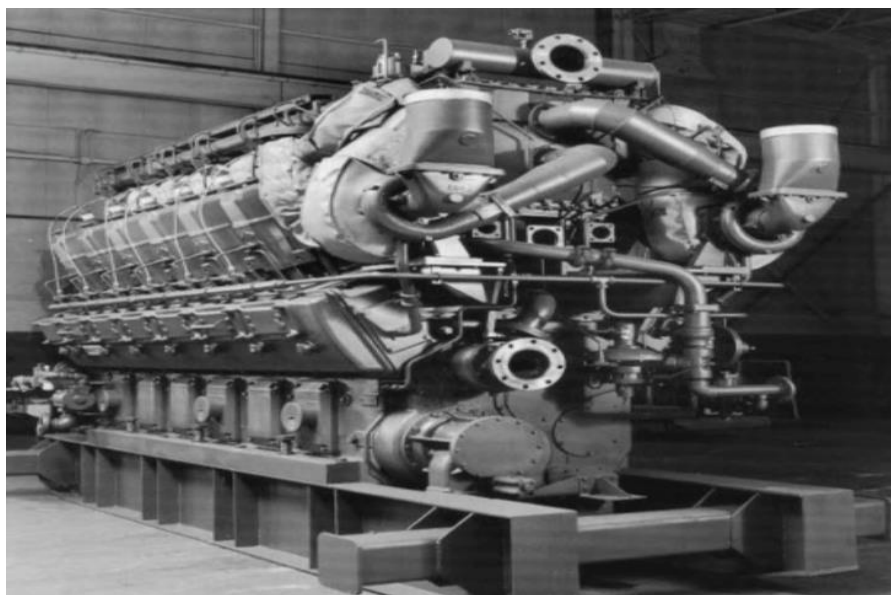
موتورهای احتراق داخلی	توربین های گاز	موتورهای استرلینگ	سلول های سوختی	موتورهای رانکین	محرک های اولیه سیستم تولید همزمان
راندمان بالا انعطاف پذیری بالا راه اندازی سریع	طراحی فشرده و انعطاف پذیر نیاز به نگهداری و تعمیرات کم دمای خروجی متوسط و مناسب	سطح تولید صدا و آلاینده ها کم مناسب برای کاربری های خانگی امکان ترکیب با سیستم های تجدید پذیر	راندمان الکتریکی بالا سطح تولید آلاینده ها و صدا بسیار کم دمای خروجی بالا	انعطاف پذیری بالا طراحی ساده دما و فشار طراحی پایین قابلیت استفاده با انواع سوخت ها	مزایا
تعداد زیادی از قطعات متحرک ارتعاش مکانیکی بالا و سطح سروصدای بالا نرخ بالای انتشار آلاینده ها	عملکرد نامناسب در بار جزئی برای استفاده نامناسب نامناسب است	زمان شروع راه اندازی زیاد است هزینه های سرمایه گذاری بالا است خروجی متغیر است	هزینه های سرمایه گذاری بالا نیازمند تکنیک های ذخیره سازی	راندمان الکتریکی نسبتاً پایین مناسب برای زمینه های تجاری	معایب

جدول ۱-۲: مشخصات فنی محرک‌های اولیه [۷]

محرک‌های اولیه‌ی	موتورهای رانکین	سلول‌های سوختی	موتورهای استرلینگ	توربین‌های گاز	موتورهای احتراق داخلی
ظرفیت	تا ۲۵۰ مگاوات	تا ۲ مگاوات	تا ۵۵ کیلووات	تا ۲۵۰ مگاوات	تا ۷۵ مگاوات
راندمان تولید برق	۱۵-۳۸٪	۳۷-۶۰٪	۱۵-۳۵٪	۱۸-۳۶٪	۲۵-۴۵٪
راندمان تولید همزمان	۸۰٪	۵۵-۸۰٪	۶۰-۸۰٪	۶۵-۷۵٪	۶۵-۸۰٪
طول عمر	۵۰۰۰۰	۶۵۰۰۰	۳۰۰۰۰	۵۰۰۰۰-۴۰۰۰۰	۵۰۰۰۰-۲۰۰۰۰
نوع سوخت مصرفی	هر نوع سوخت شامل گاز طبیعی و سوخت‌های زیستی	گاز طبیعی، پروپان، هیدروژن، متانول	هر نوع سوخت شامل گاز طبیعی و سوخت‌های زیستی	گاز طبیعی، پروپان، بیوگاز، نفت سبک	دیزل، گاز طبیعی، پروپان، بیوگاز، گاز حاصل از زباله
نسبت برق به حرارت	۰/۱۵-۰/۴	۰/۵-۲	۰/۱۵-۰/۴	۰/۴-۰/۷	۰/۵-۱
دمای حرارت ائتلافی (°C)	تا ۱۰۰۰	تا ۱۰۰۰	تا ۸۵	۳۵۰-۱۲۰	۸۰-۵۴۰
ظرفیت حرارت خروجی (Kj/KWh)	۱۰۶۵-۵۲۷۵۳	۱۹۰۰-۴۴۳۱	-	۳۳۷۶-۷۱۷۴	۳۳۷۶-۵۹۰۸
بازده در بار جزئی	متوسط	بسیار بالا	متوسط	پایین	بالا
زمان شروع به کار	حدود ۱ ساعت	حدود ۳ ساعت	-	حدود ۱۰ دقیقه	حدود ۱۰ ثانیه
سطح صدای تولیدی	متوسط	پایین	متوسط	متوسط	بالا
هزینه احداث (\$/KWe)	۱۰۰۰-۲۰۰۰	۲۵۰۰-۳۵۰۰	۱۳۰۰-۲۰۰۰	۴۵۰-۱۵۰۰	۳۴۰-۱۶۰۰
میزان انتشار آلاینده NO_x (Kg/MWh)	وابسته به نوع سوخت مصرفی	۰/۰۱-۰/۰۰۵	۰/۲۳	۰/۱-۰/۵	تا ۱۰
میزان انتشار آلاینده CO_2 (Kg/MWh)	وابسته به نوع سوخت مصرفی	۴۳۰-۴۹۰	۶۷۲	۵۸۰-۷۲۰	تا ۶۵۰

موتورهای احتراق داخلی از جمله فناوری‌های شناخته‌شده‌ای هستند که هر ساله حدود ۳۵ میلیون از این نوع موتورها برای کاربردهای مختلف نظیر شرکت‌های خودرو سازی، تجهیزات ساختمان سازی و معدن، ساخت زیردریایی‌ها و همچنین برای تولید الکتریسیته در آمریکای شمالی تولید می‌شود. سیستم‌های احتراق داخلی از نظر نوع عمل احتراق خود به دو دسته‌ی احتراق جرقه‌ای (SI) و احتراق

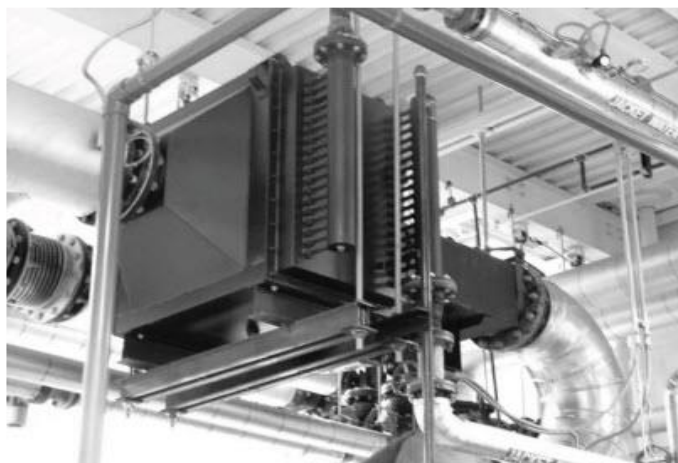
تراکمی (CI) تقسیم می‌شوند. موتورهای احتراق جرقه‌ای اغلب با سوخت گاز طبیعی عمل می‌کنند که در این صورت موتورهای احتراق داخلی گازسوز نامیده می‌شوند. البته از انواع دیگر موتورهای اشتعال جرقه‌ای می‌توان به موتورهای اشاره کرد که قابلیت عملکرد با سوخت پروپان، گازوئیل یا گازهای بازیافتی را دارند اشاره نمود. در سال‌های قبل استفاده از موتورهای دیزلی کاربرد بیشتری داشته که امروزه در بسیاری از کشورهای صنعتی به علت میزان بالای تولید آلاینده‌های زیست‌محیطی و خطرات احتمالی ناشی از تولید آن‌ها، کاربرد این نوع محرک‌های اولیه بسیار کم و محدود به شرایط اضطراری شده است. موتورهای احتراق داخلی علاوه بر تولید توان که در صورت کوپل شدن با یک ژنراتور امکان تولید الکتریسیته را فراهم می‌کنند، به علت تولید مقادیر زیاد از انرژی حرارتی که قابل بازیافت می‌باشد مورد توجه کاربران سیستم‌های تولید همزمان قرار گرفته است. این‌گونه موتورها در میان سایر محرک‌های اولیه با ظرفیت مشابه دارای بیش‌ترین بازدهی حرارتی می‌باشند [۱۲]. البته این نوع از موتورها نیز همانند انواع دیگر محرک‌های اولیه مزایا و معایبی داشته که در قسمت مربوطه به آن اشاره شده است. در شکل ۱-۵ یک موتور ژنراتور ۱۲ سیلندر گازسوز با ظرفیت ۲۰۰۰ کیلووات نشان داده شده است.



شکل ۱-۵: موتور ژنراتور ۱۲ سیلندر گازسوز با ظرفیت ۲۰۰۰ کیلووات [۱۲]

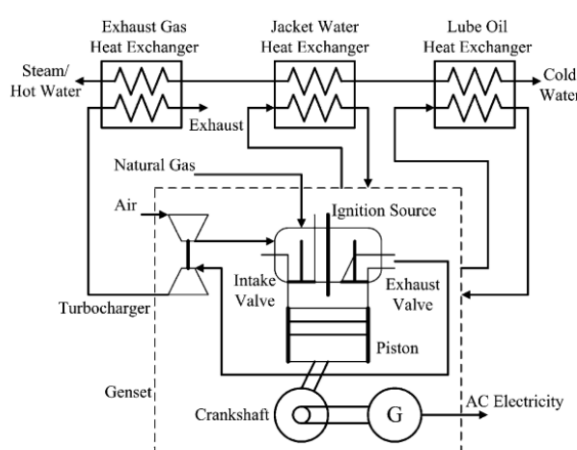
۱-۳-۲- واحد تولید گرما

از آنجایی که فلسفه‌ی اصلی عملکرد سیستم‌های تولید همزمان استفاده مفید از حرارت اتلافی حاصل از فرایند احتراق در محرک اولیه است، می‌توان محرک‌های اولیه را به‌عنوان منبع اصلی تأمین بار حرارتی سیستم‌های تولید همزمان در نظر گرفت. چنانچه بخواهیم از حرارت اتلافی حاصل از محرک‌های اولیه برای اهداف گرمایشی و یا سرمایشی استفاده کنیم نیاز به یک سیستم بازیاب حرارت خواهیم داشت. حرارت بازیاب شده از موتورهای رفت و برگشتی احتراق داخلی در سیستم‌های تولید همزمان به علت مشکلات ناشی از فشار، خوردگی و شوک حرارتی نمی‌تواند به‌طور مستقیم جهت گرمایش ساختمان مورد استفاده قرار گیرد. به همین دلیل از انواع مختلف سیستم‌های بازیاب حرارتی استفاده می‌شود. انواع مختلفی از سیستم‌های بازیاب حرارت وجود داشته که از متداول‌ترین آن‌ها می‌توان به بویلرهای بازیاب حرارت (لوله دودی-لوله آبی)، مبدل‌های حرارتی، رکوپراتورها و اکونومایزرها اشاره کرد. مبدل‌های پوسته لوله‌ای و گاهی نیز مبدل‌های صفحه لوله‌ای از جمله سیستم‌های بازیاب حرارتی معمول در سیستم‌های تولید همزمان بوده که اساس عملکرد آن‌ها انتقال حرارت به‌وسیله‌ی یک سیال واسطه است. در بیشتر سیستم‌های بازیاب حرارتی، سیال گرم ورودی به دستگاه از درون آن عبور کرده و ضمن انتقال حرارت با سیال سرد از بالای آن خارج می‌گردد. انرژی انتقال یافته از سیال گرم صرف گرم کردن و تبخیر آب و سوپرهیت کردن بخار می‌گردد. از آنجایی اساس انتقال حرارت وجود اختلاف دما است و تغییرات آن بر میزان انتقال حرارت تأثیرگذار است، هراندازه که این اختلاف دما بیشتر باشد انتقال حرارت بیشتری نیز صورت می‌پذیرد. البته از طرف دیگر این امر موجب بالا رفتن سطح موردنیاز برای انتقال حرارت شده و هزینه‌های بالاتر سرمایه‌گذاری را حاصل می‌شود. لذا در هنگام انتخاب سیستم‌های بازیاب حرارتی باید به این نکات توجه داشت. در شکل ۱-۶ نمونه‌ای از یک مبدل حرارتی سیستم تولید همزمان نشان داده شده است.



شکل ۱-۶: نمونه یک مبدل سیستم تولید همزمان [۱۳]

چنانچه در شکل ۱-۷ مشاهده می‌شود، در موتورهای گازسوز عموماً ۳ جریان حرارتی توسط سیستم بازیاب حرارت قابل دریافت است. جریان گازهای داغ خروجی، جریان آب‌خنک کن و روغن روانکار. این منابع ۶۰ تا ۷۰ درصد انرژی ورودی را در بردارند با این وجود نمی‌توان تمام حرارت تولیدی یا همان حرارت اتلافی از محرک اولیه را به انرژی مفید قابل دسترس تبدیل کرد؛ زیرا بخشی از انرژی حرارتی با دمای پایین توسط گازهای داغ خروجی و همچنین بخشی نیز به دلیل وجود انتقال حرارت تشعشعی و جابه‌جایی از دسترس سیستم بازیاب حرارت خارج می‌شوند. همچنین سیستم‌های بازیاب حرارتی نیز با توجه به خصوصیات فنی و شرایط طراحی، قادر به بازیافت بخشی از انرژی اتلاف حرارتی خواهند بود [۵].



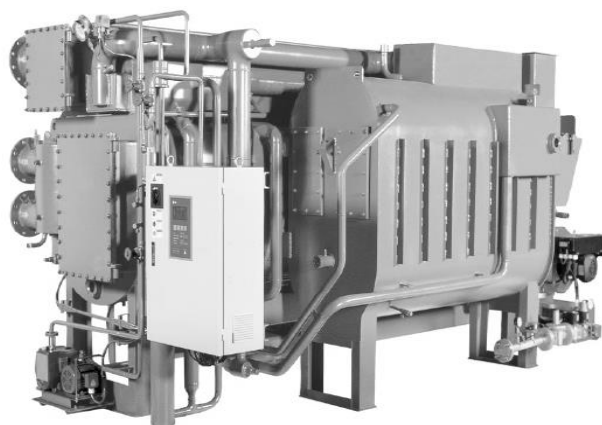
شکل ۱-۷: طرح کلی بازیافت حرارت در موتورهای رفت و برگشتی [۷]

چنانچه تقاضای انرژی حرارتی در سیستم بالاتر از توان حرارتی تولیدی باشد و حرارت بازیافت

شده توسط سیستم بازیاب حرارت پاسخگوی نیاز سیستم نباشد، می‌توان از یک بویلر به‌عنوان منبع کمکی تولید گرما در سیستم استفاده نمود. عملکرد بویلرها همانند نمونه‌های رایج در سیستم‌های تولید جداگانه بوده که با سوزاندن سوخت‌های فسیلی در آن تولید حرارت نموده و از حرارت تولیدی با توجه به نوع نیاز سیستم استفاده خواهد شد.

۱-۳-۳- واحد تولید سرما

مسئولیت تأمین نیاز سرمایشی در سیستم‌های تولید همزمان بر عهده‌ی چیلرها می‌باشد. به‌طور کلی چیلرها را می‌توان به دو دسته‌ی چیلرهای تراکمی و چیلرهای جذبی تقسیم کرد. چیلرهای تراکمی عملکردی معکوس نسبت به سیکل‌های رانکین داشته و از انرژی الکتریکی به‌عنوان منبع انرژی ورودی استفاده می‌کنند ولی اساس کار چیلرهای جذبی بر پایه‌ی انرژی حرارتی ورودی است و این اصلی‌ترین تفاوت سیستم‌های تراکمی و جذبی است. با توجه به اساس کار چیلرهای جذبی و همچنین وجود مقادیر زیاد انرژی حرارتی بازیاب شده در سیستم‌های تولید همزمان، انتخاب چیلرهای جذبی به‌عنوان منابع اصلی تأمین نیاز سرمایشی سیستم‌های تولید همزمان مناسب است. در شکل ۱-۸ نمونه‌ای از یک چیلر جذبی مورد استفاده در سیستم‌های تولید همزمان نشان داده شده است.



شکل ۱-۸: نمای کلی چیلر جذبی

۱-۳-۳-۱- عملکرد سیستم‌های تبرید جذبی

اگرچه چیلرهای جذبی از نظر عملکرد و اساس فرآیند تبرید تفاوت‌هایی اساسی با چیلرهای تراکمی دارند، با این حال در برخی زمینه‌ها شباهت‌هایی نیز بین این دو سیستم وجود داشته که از جمله مهم‌ترین آن‌ها عبارت‌اند از [۱۴، ۱۵]:

- اواپراتور در فشار پایین از گرمای محیط برای تبخیر یک مبرد فرار استفاده می‌کند.
- مبرد موجود در کندانسور تحت فشار بالا در حالت گاز به کندانسور فرستاده شده و تحت فشار پایین از اواپراتور در همان فاز گاز خود خارج می‌شود.
- فرآیند تقطیر گاز مبرد در کندانسور اتفاق می‌افتد.
- گاز مبرد همواره در یک سیکل گردش می‌کند.

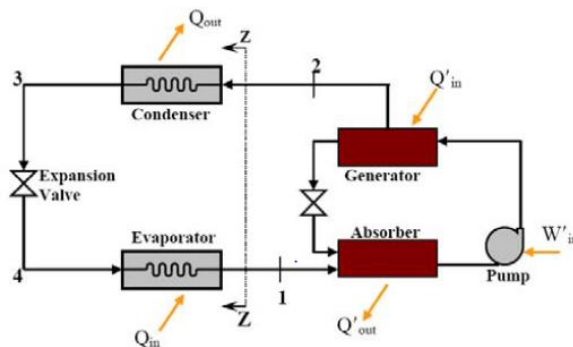
همچنین از جمله اساسی‌ترین تفاوت‌های چیلرهای جذبی و تراکمی عبارت‌اند از [۱۴، ۱۵]:

- چیلرهای تراکمی برای آنکه بتوانند مبرد را درون سیستم به گردش درآورند از کمپرسور استفاده می‌کنند در حالی که عامل به گردش درآمدن مبرد در سیستم‌های جذبی، گرمای منابع حرارتی مختلف بوده که باعث تغییر غلظت مبرد شده و تغییر غلظت اختلاف فشار ایجاد می‌کند. اختلاف فشار ایجاد شده باعث گردش مبرد در سیکل خواهد شد.
- در سیستم‌های جذبی به جای استفاده از کمپرسور؛ ژنراتور، ایزوربر و پمپ محلول به کار گرفته شده است.
- در چیلرهای جذبی برخلاف چیلرهای تراکمی، از یک جاذب که معمولاً آب یا لیتیم بروماید است، استفاده شده است.
- مبرد در چیلرهای تراکمی یکی از انواع کلروفلئوروکربن‌ها یا هالوکلروفلئوروکربن‌ها است در حالی که در چیلرهای جذبی مبرد معمولاً آب یا آمونیاک است.
- انرژی ورودی به چیلرهای تراکمی برای ایجاد سرمایش الکتریسیته است در حالی که چیلرهای جذبی از آب گرم یا بخار وارد شده به ژنراتور به عنوان انرژی ورودی بهره می‌برند. گرما ممکن است توسط کوره هوای گرم یا دیگ تأمین شده باشد. در بعضی اوقات گرمای حاصل از سایر

فرایندها نظیر بخار کم فشار یا آب داغ صنایع نیز مورد استفاده قرار گرفته است. حرارت اتلافی

حاصل از محرک‌های اولیه نیز از جمله منابع انرژی ورودی به چیلرهای جذبی به حساب می‌آیند

در شکل ۹-۱ شماتیک یک واحد جذبی ابتدایی نشان داده شده است.

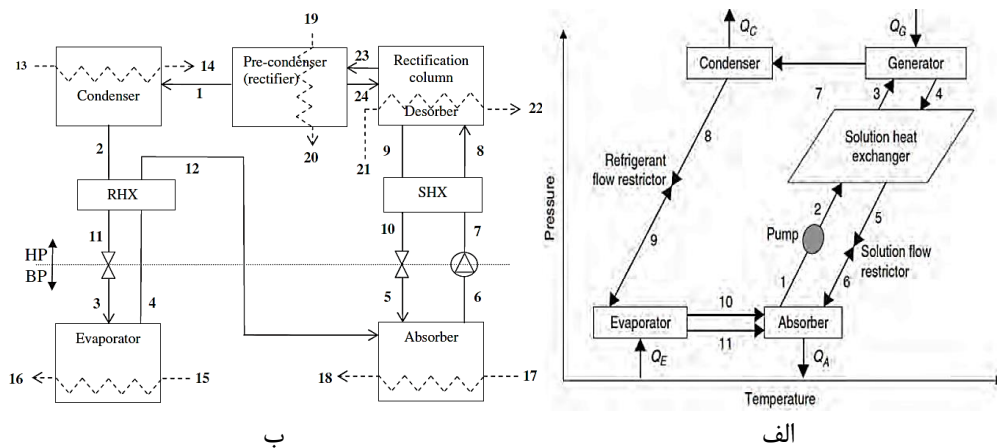


شکل ۹-۱: شماتیک واحد جذبی ابتدایی [۵]

مطابق شکل ۹-۱، مبرد در اواپراتور تحت فشار پایین سیستم و با جذب گرمای محیط تبخیر می‌شود. عمل جذب مبرد توسط ماده جاذب با دفع گرما به محیط در ایزوربر اتفاق می‌افتد تا از افزایش فشار در اواپراتور جلوگیری شود. عمل جذب توسط جاذب در ایزوربر همانند فرآیند مکش کمپرسور در چیلرهای تراکمی است. چنانچه در ادامه انواع جاذب‌ها و مبردهای مورد استفاده در چیلرهای جذبی معرفی خواهند شد، متداول‌ترین آن‌ها سیستم‌های جذبی آب-آمونیاک و سیستم‌های جذبی لیتیوم بروماید-آب است. در سیستم‌های لیتیوم بروماید-آب، لیتیوم بروماید به‌عنوان جاذب و آب به‌عنوان مبرد عمل می‌کند و چنانچه آب توسط ماده جاذب جذب شود اصطلاحاً ماده را رقیق شده و بعد از جداسازی مبرد از جاذب ماده را غلیظ شده می‌نامیم. در سیستم‌های جذبی آب-آمونیاک، آب نقش جاذب را داشته و آمونیاک به‌عنوان مبرد شناخته می‌شود. در اینجا بعد از جذب ماده‌ی مبرد توسط جاذب در ایزوربر، دیگر از واژه‌ی رقیق استفاده نکرده و به دلیل توانایی کم در جذب بیشتر مبرد، محلول را ضعیف می‌نامیم. همچنین بعد از جداسازی مبرد از ماده جاذب از آنجایی که جاذب مجدداً توانایی جذب مقادیر زیاد مبرد را دارد، به‌جای استفاده از واژه‌ی غلیظ شده، ماده را قوی می‌نامیم. در حالت کلی ماده جاذب با جذب مبرد رفته‌رفته ضعیف (رقیق) شده و به‌منظور جداسازی مبرد توسط یک پمپ الکتریکی به سمت ژنراتور

فرستاده می‌شود. محلول ضعیف (رقیق) در ژنراتور تحت فشار بالا با جذب گرما مبرد خود را از دست داده و قوی (غلیظ) شده و به ابزوربر باز می‌گردد. از طرف دیگر مبرد جدا شده از محلول همانند فرآیند دهش در کمپرسور سیستم‌های تراکمی، در فشار بالا به منظور تقطیر راهی کندانسور می‌گردد. مبرد گازی شکل تحت فشار بالا با از دست دادن گرما در کندانسور، بار دیگر تغییر فاز داده و به مایع تبدیل می‌گردد. مبرد مایع خروجی از کندانسور هنوز هم فشار بالایی دارد. لذا با عبور از یک شیر فشار شکن، مجدداً تحت فشار پایین سیستم وارد اواپراتور شده و با جذب گرمای محیط تبخیر شده تا سیکل جذبی کامل شود.

آنچه بیان شد، عملکرد یک سیستم ساده‌ی جذبی بود که در شکل ۱-۹ نیز نشان داده شد. با این حال محققان و پژوهش‌گران از نخستین روز پیدایش سیستم‌های جذبی به دنبال پیدا کردن آرایش‌های متفاوتی از اجزای سیستم بوده تا عملکرد آن را با توجه به شرایط مختلف بهبود بخشند. چنانچه می‌توان دریافت، محلول ضعیف (رقیق) ورودی به ژنراتور توسط پمپ محلول، نسبت به محلول قوی (غلیظ) برگشتی دارای کمتری است. از طرف دیگر بدیهی است که افزایش دمای محلول ورودی به ژنراتور به منظور انجام فرآیند جداسازی، موجب تسهیل فرآیند تغلیظ در ژنراتور می‌گردد و از سوی دیگر کاهش دمای محلول برگشتی به ابزوربر نیز موجب بهبود شرایط فرآیند جذب در ابزوربر خواهد شد. لذا به منظور ایجاد شرایطی بهتر در سیستم‌های جذبی، در فاصله‌ی بین ژنراتور و ابزوربر می‌توان از یک مبدل حرارتی استفاده کرد تا با انجام تبادل حرارتی بین دو جریان مذکور، محلول ضعیف (رقیق) کمی گرم و محلول قوی (غلیظ) کمی خنک شود. در شکل ۱-۱۰ سیستم‌های جذبی لیتیوم بروماید-آب و آب-آمونیاک با استفاده از مبدل حرارتی نشان داده شده است.



شکل ۱۰-۱: سیستم جذبی با مبدل حرارتی؛ الف: لیتیوم بروماید-آب [۱۶] ب: آب-آمونیاک [۱۷]

تحقیقات آزمایشگاهی در مورد سیستم‌های تبرید جذبی با محلول لیتیوم بروماید-آب نشان می‌دهد استفاده از مبدل حرارتی محلول COP سیستم را تا ۶۰ درصد افزایش می‌دهد [۱۸]. همچنین نتایج تحقیقات نشان می‌دهد استفاده از مبدل حرارتی مبرد در همین سیستم‌ها تأثیر چندانی بر عملکرد سیستم نخواهد داشت. مدار برج آب خنک‌کننده در اکثر چیلرهای جذبی برای ابزوربر و کندانسور مشترک در نظر گرفته می‌شود. جریان سیال در این مدار به گونه ایست که آب ابتدا وارد ابزوربر شده و پس از آن وارد کندانسور می‌گردد. البته در برخی از نمونه‌های جذبی ممکن است برای هر یک از آنها مدار خنک‌کننده جداگانه‌ای در نظر گرفته شود.

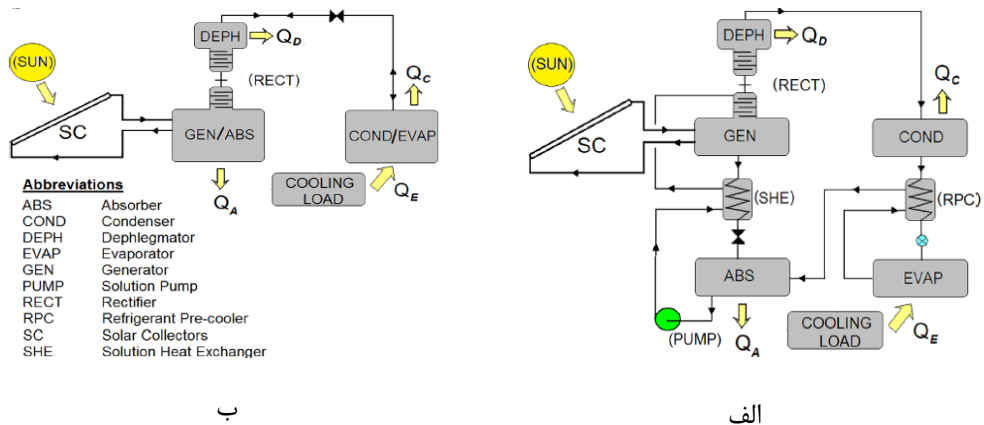
۱-۳-۲- دسته‌بندی سیکل‌های جذبی بر اساس معیارهای مختلف

به دلیل پیچیدگی و تنوع ساختار چیلرهای جذبی، روش‌های مختلفی برای دسته‌بندی این نوع از چیلرها وجود دارد که مهم‌ترین آن‌ها عبارت‌اند از:

- دسته‌بندی بر اساس نوع عملکرد: سیستم‌های جذبی از نظر نوع عملکرد سیکل به دو دسته‌ی عملکرد مداوم و عملکرد متناوب تقسیم می‌شوند. چنانچه از سیستم‌های با عملکرد متناوب استفاده شود، امکان جذب مبرد در ابزوربر و جداسازی در ژنراتور به صورت همزمان صورت می‌پذیرد اما در سیستم‌های جذبی متناوب نمی‌توان نام مکان ثابتی را تحت عنوان ژنراتور یا ابزوربر و همچنین اوپراتور یا کندانسور تعیین کرد به این دلیل که ماده جاذب به منظور جذب

و احیا در سیستم جابه‌جا نشده و در همان محل به تناوت سرد یا گرم می‌شود. به همین علت سیستم جذبی متناوب آب-آمونیاک در طول روز به فرآیند احیای مبرد پرداخته و با انجام فرآیند جذب در طول شب، عملکرد سیستم در طول ۲۴ ساعت کامل خواهد شد. لازم به ذکر است که به‌منظور افزایش فشار سیکل جذبی در سیستم‌های متناوب نیازی به استفاده از پمپ محلول نبوده و این عمل با حرارت دادن به محلول آب-آمونیاک در ژنراتور طی یک فرآیند حجم ثابت صورت می‌پذیرد. لذا در این نوع از سیستم‌ها نیازی به انرژی الکتریکی نمی‌باشد [۱۴]. به‌منظور آشنایی بهتر در شکل ۱-۱۱ شماتیک یک سیستم جذبی خورشیدی در حالت

عملکرد متناوب و مداوم نشان داده شده است.



شکل ۱-۱۱: شماتیک سیستم‌های جذبی خورشیدی؛ راست: با عملکرد مداوم، چپ: متناوب [۱۴]

- دسته‌بندی بر اساس ماده مبرد و جاذب: همان‌طور که گفته شد اساس کار سیستم‌های جذبی تولید سرمایش بر اثر نوعی فرآیند شیمی-گرمایی است که در این نوع از واکنش‌ها عموماً نوعی از مواد مایع یا گاز جذب مواد دیگر می‌شوند. چنانچه ماده جاذب جامد و کاملاً متخلخل باشد اصطلاحاً به نوع فرآیند Adsorption و چنانچه ماده جاذب مایع باشد به فرآیند Absorption گفته می‌شود. از جمله چیلرهای جذبی با جاذب جامد می‌توان به سیستم‌های سلیکاژل-آب و برای چیلرهای با جاذب مایع می‌توان به سیستم‌های لیتیوم بروماید-آب و آب-آمونیاک اشاره کرد.

- دسته‌بندی بر اساس تعداد ژنراتور: دسته‌بندی دیگری از چیلرهای جذبی وجود داشته که آن‌ها را بر اساس تعداد ژنراتورهای به‌کاررفته طبقه‌بندی می‌کند. چنانچه در ساختار سیستم جذبی از یک ژنراتور برای فرآیند تغلیظ و جداسازی استفاده شود، سیستم را تک اثره می‌نامند و به همین ترتیب سیستم‌هایی که از دو ژنراتور بهره می‌برند، سیستم‌های دو اثره نام دارند. بدیهی است ضریب عملکرد سیستم‌های دو اثره بالاتر از سیستم‌های تک اثره بوده و در صورت استفاده از آن‌ها برخلاف سیستم‌های تک اثره دسترسی به COP بالاتر از ۱ نیز امکان‌پذیر است.
 - دسته‌بندی بر اساس نوع انرژی ورودی و گرمایش ژنراتور: چیلرهای جذبی را بر اساس چگونگی گرمایش و حرارت دادن به ژنراتور به‌عنوان منبع انرژی ورودی سیستم می‌توان به سه دسته‌ی چیلرهای جذبی شعله مستقیم، چیلرهای جذبی با تغذیه آب داغ یا بخار و چیلرهای جذبی با تغذیه آب گرم تقسیم نمود.
 - دسته‌بندی بر اساس سیکل خنک‌کننده‌ی کندانسور و ابزوربر: سیستم‌های جذبی را با توجه به امکان استفاده از هوا برای خنک‌سازی ابزوربر و کندانسور در برخی چیلرهای جذبی آب-آمونیاکی با ظرفیت‌های محدود به دو دسته‌ی چیلرهای خنک شونده با آب و خنک شونده با هوا تقسیم می‌کنند.
- نوع دیگری از دسته‌بندی‌ها برای سیستم‌های تبرید جذبی وجود داشته که آن‌ها را به دو دسته‌ی سیکل فرآیند بسته و سیکل فرآیند باز تقسیم می‌کند. در سیکل‌های فرآیند بسته تولید آب سرد هدف سیستم جذبی بوده درحالی‌که در سیکل‌های فرآیند باز هوا خنک گردیده و رطوبت‌زدایی از آن صورت می‌گیرد. خواص شیمیایی و ترمودینامیکی سیالات کاری در چیلرهای جذبی تأثیر بسیار زیادی بر عملکرد آن‌ها خواهد داشت [۱۹]. از سوی دیگر استفاده از زوج‌های لیتیم بروماید-آب و آب-آمونیاک در سیستم‌های جذبی به‌عنوان مناسب‌ترین جاذب و مبردهای موجود، امروزه رواج بیشتری یافته است. به همین دلیل در ادامه به بررسی و مقایسه‌ی آن‌ها خواهیم پرداخت.

- سیستم‌های جذبی لیتیوم بروماید-آب: به‌طور کلی هدف از به‌کارگیری سیستم‌های جذبی لیتیوم بروماید-آب ایجاد سرمایش برای تهویه مطبوع ساختمان و تبرید با دماهای بالا می‌باشد. از جمله اساسی‌ترین معایب این سیستم‌ها می‌توان به عدم امکان عملکرد برای تأمین سرمایش موردنیاز با دمای زیر ۵ درجه سانتی‌گراد اشاره نمود [۲۰].

- سیستم‌های جذبی آب-آمونیاک: مطالعه تاریخچه‌ی سیستم‌های جذبی نشان می‌دهد که استفاده از زوج کاری آب-آمونیاک نسبت به لیتیوم بروماید-آب برای اهداف سرمایشی قدمت بیشتری دارد. در مواردی که هدف از ایجاد سرمایش، تبرید در دماهای نزدیک انجماد و یا حتی دماهای زیر صفر درجه سانتی‌گراد باشد، استفاده از چیلرهای آب-آمونیاک مناسب است. به‌عنوان مثال در یخچال‌های خانگی و سیستم‌های تجاری و صنعتی از این نوع سیستم‌ها استفاده شده است. در بیشتر موارد سیستم خنک‌کننده‌ی کندانسور در چیلرهای آب-آمونیاکی با آب خنک‌کن عمل می‌کند اما در برخی ظرفیت‌های پایین از هوا نیز به همین منظور استفاده شده است.

یکی از بزرگ‌ترین مشکلات چیلرهای جذبی آب-آمونیاک مربوط به ماده‌ی جاذب که آب است می‌باشد. آب به‌عنوان ماده جاذب بسیار فرار بوده و هنگام خروج بخار مبرد جدا شده از ژنراتور مقداری بخار آب نیز به همراه آن خارج می‌شود. چنانچه این بخار وارد کندانسور شده و از آنجا راهی اواپراتور شود، باعث بالا رفتن دمای اواپراتور شده و با خارج کردن مبرد تبخیر نشده از اواپراتور، اثر تبرید را کاهش می‌دهد. به همین دلیل ساختار سیستم‌های جذبی آب-آمونیاک به‌منظور فرآیند جداسازی جاذب و مبرد نسبت به سیستم‌های لیتیوم بروماید-آب پیچیده‌تر بوده و نیازمند اجزای دیگری هستند [۲۰]. نتایج تحقیقات نشان می‌دهد استفاده از یک تجزیه‌کننده و اصلاح‌کننده در سیستم‌های جذبی آب-آمونیاکی باعث بهبود عملکرد سیستم خواهد شد. محل قرار گرفتن تجزیه‌کننده در سیستم درست بالای ژنراتور می‌باشد. عملکرد تجزیه‌کننده که نوعی برج تقطیر می‌باشد به این‌گونه است که بخار آب-آمونیاک خروجی از ژنراتور با عبور از آن سرد شده، بخار آب در نتیجه‌ی عبور از آن دچار فرآیند تقطیر شده، از

محلول جدا شده و به ژنراتور باز می‌گردد. در ادامه نیز بخار خروجی از ژنراتور به منظور جداسازی باقیمانده‌ی ماده‌ی جاذب موجود در محلول با عبور از یک اصلاح‌کننده یا رکتیفایر با اعمال فرآیندی مشابه با کندانسور در ظرفیت کمتر، باعث جداسازی جاذب و مبرد از یکدیگر شده تا مبرد خالص خروجی راهی کندانسور شود [۲۱]. استفاده از مبدل‌های حرارتی محلول و مبرد به منظور بهبود عملکرد سیستم نیز برای این نوع از چیلرها توصیه می‌شود [۲۲]. در جدول ۱-۳ سیستم‌های جذبی آب-آمونیاک و لیتیوم بروماید-آب با یکدیگر مقایسه شده‌اند.

جدول ۱-۳: مقایسه سیستم‌های جذبی آب-آمونیاک و لیتیوم بروماید-آب [۲۳]

معایب	مزایا	زوج کاری
سمی و خطرناک برای سلامتی نیاز به ستون تقطیر و اصلاح‌کننده فشار کاری بالا	کارکرد تحت دمای اوپراتور زیر صفر درجه	آب-آمونیاک
مشکل کریستالیزاسیون نسبتاً گران (لیتیم بروماید)	COP بالا فشار کاری پایین دوستدار محیط‌زیست و بی‌ضرر گرمای نهان تبخیر بالا	لیتیم بروماید- آب

۴-۱- مزایای استفاده از سیستم‌های تولید همزمان

- راندمان تبدیل انرژی سیستم را از حدود ۳۰٪ به بیش از ۷۰٪ افزایش می‌دهد.
- عدم نیاز به سرمایه‌گذاری زیاد و امکان جذب مشارکت عمومی و سرمایه‌های متوسط.
- توسعه پدافند غیرعامل و افزایش ۵ برابری امنیت صنعت برق در مقابل حملات نظامی و تروریستی.
- کاهش پرباری شبکه و کاهش نیاز به احداث ظرفیت‌های جدید انتقال و توزیع.
- نگرانی‌های ناشی از نوسانات قیمت برق کاهش می‌یابد [۹].
- در صورت امکان فروش برق مازاد منبع مالی جدیدی برای تولیدکنندگان فراهم می‌شود.
- کاهش آلودگی‌های زیست‌محیطی.

- تلفات ناشی از شبکه انتقال که پیش از این وجود داشت از بین رفته و تلفات توزیع نیز کاهش می‌یابد.
- پیک سایی.
- کاهش مصرف سوخت [۲۴].

چنانچه مشاهده می‌شود، شماری از مزایای سیستم‌های تولید همزمان نسبت به سیستم‌های تولید جداگانه مورد بررسی قرار گرفتند. همواره در زمان به‌کارگیری از سیستم‌های تولید همزمان برخی از مزایای فوق دارای اهمیت بیشتری بوده که متناسب با شرایط طراحی و قوانین موجود، ظرفیت موردنظر سیستم‌های تولید همزمان محاسبه خواهند شد.

۱-۵- ساختار کلی تحقیق حاضر

- در تحقیق حاضر به‌منظور ارزیابی فنی و اقتصادی سیستم‌های تولید همزمان با محرک اولیه موتور احتراقی گازسوز و بهره‌گیری از آن در یک واحد سردخانه‌ی صنعتی، ۵ فصل معرفی شده است:
- در فصل اول به معرفی کلی سیستم‌های تولید همزمان و اجزای مورد استفاده در این سیستم‌ها، ساختار و فواید استفاده از آن‌ها و تجربیات جهانی بهره‌گیری از این سیستم‌ها اشاره شده است.
 - در فصل دوم تاریخچه‌ی استفاده از سیستم‌های تولید همزمان و سیستم‌های تبرید جذبی بیان شده و مطالعات پیشین صورت گرفته مورد بررسی در تحقیق حاضر دسته‌بندی و ارائه شده است.
 - فصل سوم اختصاص پیدا می‌کند به مدل‌سازی و روابط حاکم بر بخش‌های مختلف تحقیق حاضر که به کمک آن‌ها برنامه‌ی کامپیوتری مورد نیاز نوشته شده است.
 - در فصل چهارم نتایج به‌دست آمده از معادلات حاکم ارائه شده و مورد تحلیل و بررسی قرار گرفته است تا به کمک آن بتوان سیستم موردنظر را ارزیابی نمود.
 - در فصل پنجم با ارائه‌ی نتایج کلی، جمع‌بندی نهایی از مطالعه حاضر صورت گرفته و پیشنهادهایی برای مطالعات آینده بیان شده است.

فصل دوم

پیشینه‌ی تحقیق

۲-۱- مقدمه

از جمله گام‌های اولیه در انجام هر پژوهشی، شناخت اجزای تشکیل‌دهنده سیستم و مطالعه و بررسی کارهای پیشین صورت گرفته توسط محققان و پژوهشگران دیگر است. هر پژوهشی علمی نتیجه‌ی مطالعات و زحمات صورت گرفته توسط شخص یا گروهی است که مجموعه‌ای از اقدامات علمی ارزشمند را انجام داده و نتایج آن را ارائه کرده‌اند. چنانچه روش یا نتایجی نظر محققین بعدی را جلب کند یا کم و کاستی‌هایی آن‌ها را درصدد رفع نقایص برآورد با مطالعه‌ی کارهای مرتبط پیشین می‌توان برای تصمیم‌گیری‌ها و پژوهش‌های بعدی الگو برداری کرد. در این فصل ضمن معرفی تاریخچه‌ی بهره‌گیری از سیستم‌های تولید همزمان و سیستم‌های تبرید جذبی، مطالعات پیشین صورت گرفته که در تحقیق حاضر مورد مطالعه و بررسی قرار گرفته شده است، دسته‌بندی و ارائه شده است.

۲-۲- تاریخچه‌ی سیستم‌های تولید همزمان

شاید بتوان اولین پیدایش سیستم‌های تولید همزمان را مربوط به دهه ۱۸۸۰ میلادی در اروپا و آمریکا دانست به طوری که در این سال‌ها برای اولین بار موتورهای پیستونی ژنراتور تولید برق را به کار انداختند. از آنجایی که بازده تبدیل انرژی در این سیستم‌ها پایین بوده و بخار زیادی توسط سیستم اتلاف می‌گشت، تولیدکنندگان برق به فکر استفاده از گرمای اتلافی علاوه بر تولید توان الکتریکی افتادند. در نتیجه و در سال ۱۸۸۴ انرژی گرمایی مورد نیاز هتل دل کرنادو در سن دیگو توسط حرارت اتلافی از موتورهای پیستونی تأمین شد [۵]. این اولین نمونه‌ی عملیاتی سیستم‌های تولید همزمان حرارت و توان (CHP)^۱ بود که در آن زمان به مرحله‌ی اجرایی خود رسید. در اوایل قرن بیستم و درست زمانی که صنعت برق نیروگاهی در ابتدای راه خود بود، بسیاری از کارخانه‌های اروپایی و آمریکایی برق مورد نیاز

^۱ Combined Heating & Power

خود را به صورت مستقل از توربین‌های بخار و بویلرهای زغال سوز تأمین می‌کردند. همچنین حرارت مورد نیاز مجموعه نیز از طریق بازیافت گازهای داغ حاصل از احتراق برطرف می‌شد. بر اساس گزارش‌ها بیش از حدود ۵۸٪ از برق تولیدی کارخانه‌ها در آمریکا طی این سال‌ها همراه با تولید همزمان بود [۲۵]. طی سال‌های اولیه دهه ۲۰ تا دهه ۷۰ توسعه سیستم‌های تولید همزمان با افت شدیدی روبه‌رو شد به طوری که تولید برق در محل کارخانه‌ها در آمریکا تا سال ۱۹۴۷ به میزان ۱۵٪ و سپس تا سال ۱۹۶۰ به ۵٪ مقدار خود کاهش یافت. دلیل این اتفاق چیزی جز رشد سریع صنعت برق نبود. همزمان با این رشد سریع اغلب صنایع و کارخانه‌ها به دلایل زیر تولید برق خود را متوقف نمودند [۲۶]:

۱. رشد فناوری و کاهش قیمت سوخت سبب افزایش دیماند الکتریکی و کاهش عمومی در هزینه‌های تولید برق شد.

۲. قوانین مالیات بر درآمد به جای حمایت از سرمایه‌گذاری در بخش تولید همزمان به گونه‌ای بود که هزینه‌های تمام شده‌ی خرید برق از شبکه را مقرون به صرفه می‌کرد.

۳. هزینه‌های مرتبط با دستمزد کارگران افزایش یافت.

۴. صنایع علاقه‌مند بودند تا به تولیدات توجه داشته باشند تا به مسائل جانبی از قبیل تولید برق.

۵. اعمال قوانین زیست‌محیطی برای تولیدکنندگان برق در محل مصرف.

البته روند فوق دوام چندانی نداشت و اولین شوک نفتی در سال ۱۹۷۳ روند افولی استفاده از سیستم‌های تولید همزمان را متوقف و معکوس کرد. در اواخر سال ۱۹۷۳ و دوباره در سال ۱۹۷۹ دنیا و به خصوص ایالات متحده آمریکا به دلیل کاهش واردات محصولات نفتی و سوخت‌های فسیلی با بحران انرژی مواجه شد. تأثیر این بحران بر قیمت حامل‌های انرژی به گونه‌ای بود که هزینه‌های سوخت و برق در آمریکا ۵ برابر شد. به همین دلیل بررسی‌ها و تحقیقاتی در راستای صرفه‌جویی مصرف انرژی و بهبود شرایط اقتصادی صورت پذیرفت که با تصویب قوانین دولتی در جهت تسهیل و رفع موانع استفاده از سیستم‌های تولید همزمان همراه شد. در سال ۱۹۷۸ سرانجام دولت آمریکا قانون انرژی ملی^۱ که چند

^۱ NEA

بخش مهم از جمله قانون مصرف سوخت، قانون سیاست گاز طبیعی و سیاست‌های قانونی نیروگاه‌ها^۱ را شامل می‌شد به تصویب رساند. هرکدام از قوانین موجود تأثیر مستقیمی بر اجرایی شدن سیستم‌های تولید همزمان گذاشتند تا جایی که قانون PURPA تعریف مشخصی از تولید همزمان را به وجود آورد که به موجب آن باید درصد مشخصی از انرژی ورودی به صورت انرژی مفید حرارتی (علاوه بر انرژی الکتریکی) در اختیار مصرف‌کننده قرار گیرد. در ادامه با تصویب قوانین محیط‌زیستی به منظور کاهش و مدیریت آلودگی هوا عملاً مسیر توسعه سیستم‌های تولید همزمان هموار شد. اصلی‌ترین قانون محیط زیستی عبارت بود از قانون کیفیت هوا سال ۱۹۶۷ که در سال‌های ۱۹۷۰، ۱۹۷۷ و ۱۹۹۰ اصلاحیه‌هایی بر آن افزوده شد.

با شروع قرن بیست و یکم، توسعه سیستم‌های تولید همزمان با افزایش چشمگیری روبه‌رو شد و پیش‌بینی می‌شود به دلیل مزایای فراوان اقتصادی و زیست‌محیطی این سیستم‌ها نسبت به روش‌های سنتی تولید انرژی، این روند کماکان ادامه یابد [۱].

۲-۳- تاریخچه سیستم‌های تبرید جذبی

تا اوایل قرن ۱۹ میلادی دانشمندان گمان می‌کردند که گازهایی مانند آمونیاک فقط به شکل بخار وجود داشته و فاز مایعی از آن‌ها تشکیل نمی‌شود. میشل فارادی در سال ۱۸۲۴ تصمیم گرفت با انجام مجموعه‌ای از آزمایش‌ها این باور غلط را برطرف کند. از آنجایی که او می‌دانست بخار آمونیاک به مقدار زیادی جذب کلرید نقره می‌شود، لذا در دمای بالا آن را در مجاورت بخار آمونیاک قرارداد. پس از آنکه بخار آمونیاک به مقدار کافی جذب کلرید نقره شد ماده‌ی حاصل را درون یک لوله‌ای U شکل قرارداد به طوری که یک سر آن درون آب سرد قرار داشت و به سر دیگر آن که حاوی آمونیاک جذب‌شده توسط کلرید نقره بود حرارت داده می‌شد. بخار آمونیاک جدا شده از کلرید نقره پس از قرار گرفتن در قسمت سرد لوله تقطیر شده و فارادی موفق به کشف فاز مایع آمونیاک شد. سپس درحالی که او می‌خواست

^۱ PURAP

آزمایش خود را متوقف و لوله را از محیط آزمایش خارج کند متوجه شد در مدت بسیار کوتاهی مایع آمونیاک در قسمت سرد لوله شروع به جوشیدن کرده و مجدداً در حالت بخار جذب کلرید نقره شد. جالب تر آن که با لمس قسمتی از لوله که آمونیاک در حال جوشش بود متوجه شد بدنه‌ی لوله کاملاً سرد است. او از این آزمایش نتیجه گرفت که بخار آمونیاک با جذب دمای بدنه لوله‌ی آزمایش توانست حرارت لازم برای تغییر فاز خود را به دست آورد. این آزمایش بعدها اساس فرآیندهای سیستم جذبی قرار گرفت [۲۷]. در سال ۱۸۳۴ با ساخت اولین ماشین تبرید دستی در انگلستان تحولی عظیم در صنعت تبرید جهان حاصل شد. بعد از آن و در سال ۱۸۵۱ دومین گام را مخترعی آمریکایی برداشت که موفق به ساخت یک ماشین یخ‌ساز با مبرد هوا شد. اولویت استفاده از آمونیاک به عنوان ماده مبرد و آب به عنوان جاذب نیز مربوط به کار فردیناند کاره می‌شود که در سال ۱۸۵۹ سیکل جذبی آب-آمونیاک را طراحی کرد. او به این نتیجه رسید که اگر در سیکل تراکمی بخار بجای کمپرسور از یک ژنراتور، یک جذب کننده و یک پمپ استفاده شود، نتیجه یک سیکل ساده‌ی جذبی خواهد بود.

در سال ۱۸۹۰ استفاده از سیستم‌های تبرید تراکمی و جذبی گسترش یافت که البته در اوایل پیدایش، سیستم‌های تبرید تراکمی به دلیل داشتن حجم زیاد، گران بودن، راندمان پایین و نیاز به متخصصین جهت تعمیر و نگهداری آن‌ها صرفاً در چند کاربرد بزرگ مورد استفاده قرار می‌گرفت. یکی از دلایلی که مانع پیشرفت تبرید مکانیکی در دهه‌های اولیه شد، استفاده از بخار برای چرخاندن کمپرسور بود که با گذشت زمان و پیشرفت فناوری، موتورهای الکتریکی با راندمان و عملکرد بهتر و مبردهای بی‌خطر برای صنایع تبرید عرضه شده و تولیدات صنایع تبرید و تهویه مطبوع به نقطه‌ی اوج خود رسید [۲].

۲-۴- تجربیات جهانی استفاده از سیستم‌های تولید همزمان

استفاده از سیستم‌های تولید همزمان به شدت وابسته به قوانین، شرایط اقتصادی، شرایط زیست‌محیطی و دسترسی به منابع انرژی می‌باشد. به عنوان مثال در این بخش چهار کشور دانمارک،

فنلاند، اتریش و هلند که سهم بالایی از تولید انرژی در این کشورها بر عهده‌ی سیستم‌های تولید همزمان می‌باشد بررسی خواهند شد.

در کشور دانمارک دولتمردان و سیاستمداران با هدف توسعه شبکه گرمایش محلی، صرفه‌جویی در مصرف انرژی و کاهش آلاینده‌های زیست‌محیطی قوانین و سیاست‌هایی را تصویب و اجرایی نمودند تا به‌وسیله‌ی آن‌ها سرمایه‌گذاران بخش خصوصی به سرمایه‌گذاری در این زمینه تمایل پیدا کنند. از جمله‌ی این اقدامات می‌توان به کمک‌های بلاعوض و اهدای یارانه به سرمایه‌گذاران بخش خصوصی اشاره کرد. دیگر کشور سرآمد در این زمینه فنلاند بوده که همواره یکی از آزادترین بازارهای اقتصادی اروپا را در اختیار داشته است و به دلیل عدم وجود انحصار و یا وجود قوانین بازدارنده، اقتصادی بودن تولید برق در سیستم‌های تولید پراکنده و تقاضای بالای انرژی حرارتی، توسعه‌ی سیستم‌های تولید همزمان در این کشور بسیار چشمگیر بوده است. در کشور اتریش اما دلایل متفاوت‌تر است. از آنجایی که اتریش صاحب استوارنامه‌ی زیست‌محیطی است توسعه‌ی هرگونه فناوری سازگار با محیط‌زیست تشویق می‌شود و این امر سبب رشد و گسترش سیستم‌های تولید همزمان در بخش صنعتی و گرمایش منطقه‌ای این کشور شده است. در بخش صنعتی راندمان بالای تبدیل سوخت به انرژی و در بخش گرمایش منطقه‌ای افزایش هزینه‌های انرژی از دیگر دلایل توسعه‌ی سیستم‌های تولید همزمان بوده است. از آنجایی که هلند صاحب بازاری رقابتی است، دولت تصمیم به اخذ سیاست‌های ویژه‌ای نموده است تا سرمایه‌گذاری در بخش خصوصی توسعه پیدا کرده و زمینه‌ساز گسترش استفاده از سیستم‌های تولید همزمان در این کشور گردد. اهدای یارانه، کمک هزینه‌های اولیه، معافیت‌های مالیاتی، تعرفه‌های ویژه‌ی گاز و ... از جمله‌ی این سیاست‌های تشویقی هستند [۹].

۲-۵- مطالعات پیشین

در سال‌های گذشته سیستم‌های تولید همزمان از جمله موضوعات جذاب بخش انرژی برای پژوهش‌گران بوده تا جایی که تحقیقات متعددی در خصوص آرایش اجزا، استراتژی‌های عملکردی، آنالیزهای

مختلف و ... روی آن‌ها صورت گرفته است. از طرف دیگر نتایج تحقیقات نشان می‌دهد که پژوهش‌های تئوری و آزمایشگاهی قابل قبولی در خصوص طراحی بهینه سردخانه‌های صنعتی و استفاده از سیستم‌های جذبی به‌منظور ایجاد تبرید و یا تهویه مطبوع برای اهداف سرمایه‌ی صورت گرفته است. با این حال استفاده از سیستم‌های تولید همزمان به‌منظور برطرف کردن نیازهای انرژی یک واحد سردخانه صنعتی ایده‌ی جدیدی بوده که تحقیقات اندکی در این خصوص صورت گرفته است. به همین منظور مطالعه‌ی پژوهش‌های پیشین در تحقیق حاضر به‌صورت زیر دسته‌بندی شده است:

- طراحی بهینه سردخانه و بارهای حرارتی وارد بر آن
- سیستم‌های جذبی
- سیستم‌های تولید همزمان (CCHP)

۲-۵-۱- طراحی بهینه سردخانه و بارهای حرارتی وارد بر آن

محاسبه بارهای حرارتی وارد بر سردخانه اصلی‌ترین بخش در طراحی هر سردخانه صنعتی را به خود اختصاص می‌دهد. محاسبه‌ی این مقادیر به‌صورت دستی علاوه بر صرف زمان بسیار زیاد، امکان بروز هر نوع خطای محاسباتی را چندین برابر می‌کند که خود می‌تواند تأثیر بسیار زیادی روی نتایج نهایی طرح بگذارد. به همین دلیل مقالات و پژوهش‌هایی در این زمینه مشاهده می‌شود که به ارائه‌ی روابط و نرم‌افزارهایی به‌منظور تسریع و بهبود روند محاسبات پرداخته‌اند. از جمله تحقیقات صورت گرفته در این زمینه می‌توان به موارد زیر اشاره نمود:

Soylemez و Unsal [۲۸] در تحقیق خود با اعمال پارامترهای اقتصادی، معادلات ساده‌ای برای محاسبه ضخامت بهینه عایق موجود در دیوارها ارائه کرده و همچنین تأثیر عوامل مختلف بر تغییرات ضخامت بهینه را برای سه منطقه‌ی مختلف توسط یک برنامه کامپیوتری بررسی کردند. آن‌ها به‌عنوان یک نتیجه‌گیری از تحقیق خود نشان دادند که روش محاسباتی آن‌ها برای به‌دست آوردن ضخامت بهینه در محدوده‌ی مجاز مشخص‌شده در ASHRAE می‌تواند به‌عنوان یک فرمول کلی برای پارامترهای مختلف اقتصادی، عایق‌هایی با جنس‌های متفاوت و سایر شهرها با اقلیم آب و هوایی متنوع استفاده

شود.

به منظور دسترسی به یک روش کارآمد جهت محاسبه ضخامت عایق حرارتی دیوارها برای سردخانه‌ها از نقطه نظر مباحث اقتصادی با تکیه بر تجزیه و تحلیل فنی-اقتصادی و همچنین لحاظ کردن هزینه‌های ناشی از ایجاد تبرید و عایق‌های حرارتی بدون در نظر گرفتن معادلات حاکم بر سطوح خارجی دیوارها که پیش‌تر توسط سایر محققان ارائه شده بود، Radaedeh و همکاران [۲۹] موفق شدند روابط جدیدی را بر اساس ظرفیت سردخانه‌ها ارائه دهند. بر اساس نتایج کار آن‌ها چنانچه ظرفیت سردخانه از ۴۰۰ به ۵۰۰۰ تن افزایش یابد، هزینه‌ی مخصوص مربوط به تجهیزات به کاررفته در سردخانه از ۰/۹۴ تا ۰/۵۴ کاهش خواهد یافت که نتیجه‌ی آن کاهش ۶ درصدی هزینه‌ی ضخامت بهینه عایق‌بندی دیوارها خواهد بود.

همچنین از جمله دیگر تحقیقات صورت گرفته در خصوص طراحی سردخانه‌های صنعتی می‌توان به پژوهش صورت گرفته توسط Ugwu و همکاران [۳۰] اشاره نمود که باهدف عملکرد سیستم در طول ۲۴ ساعت شبانه‌روز، نگهداری محصولات کشاورزی و لبنیاتی بخش دام‌پروری در شرایط مطلوب و همچنین بهبود وضعیت معیشتی مردم مناطق Umudike و حومه با در نظر گرفتن اقلیم و شرایط آب و هوایی آن منطقه، اتاق سردی تجاری را که تحت شرایط محیطی با دمای اطراف ۳۶ درجه سانتی‌گراد و با اواپراتور و کندانسوری با ظرفیت نامی ۱/۸۵ و ۲/۱۵ اسب بخار کار می‌کند طراحی و مدل‌سازی نمودند. ظرفیت تبرید در کار ایشان ۰/۸۲ تن تبرید (۴ اسب بخار) و مقدار بیشینه‌ی COP برابر ۶/۰۹ ارزیابی شده و با انجام محاسبات اقتصادی مرتبط با هزینه‌های لازم برای اجرایی شدن طرح و مقایسه آن با هزینه‌های نمونه‌ای از یک سردخانه‌ی ساخته‌شده، طرح خود را به‌عنوان یک راهنما برای طراحی و احداث اتاق سرد با اهداف تجاری معرفی نمودند.

از جمله مهم‌ترین پارامترها در طراحی و انتخاب ظرفیت سردخانه‌ها، شناخت صحیح از بارهای حرارتی وارد بر آن و محاسبه‌ی بار برودتی موردنیاز است. در همین راستا Akdemir [۴] در تحقیق خود معادلات موردنیاز برای محاسبه انواع بارهای برودتی در سردخانه را طبقه‌بندی کرده و به دنبال آن

شیوهی انتخاب تجهیزات مورد نیاز برای عملکرد سیستم از جمله کمپرسور، کندانسور و اواپراتور را ارائه کرده است.

همچنین Akdemir [۳۱] در پژوهشی آزمایشگاهی به بررسی عایق‌بندی جداره‌های یک اتاق سرد به حجم ۶۰ مترمکعب و به‌منظور نگهداری محصول سیب در شرایط مطلوب تعیین‌شده و در دمای ۲ درجه سانتی‌گراد با استفاده از تصویربرداری حرارتی پرداخته است. در این تحقیق بار جداره‌ها ۱۸/۹۵ کیلوکالری در طول روز تعیین شده و گزارشی از مشاهدات مربوط به مشکلات موجود در عایق‌بندی جداره‌های اطراف درب اتاق ارائه شده است.

۲-۵-۲- سیستم‌های جذبی

در سال ۲۰۰۱ Srikhirin و همکاران [۳۲] مروری بر تحقیقات و پژوهش‌های صورت گرفته در زمینه‌ی سیستم‌های تبرید جذبی داشته که در آن ضمن بررسی سیر تکاملی سیستم‌های جذبی، انواع سیستم‌های تبرید جذبی با زوج کاری‌های متعدد مورد بررسی قرار گرفته تا با در نظر گرفتن پارامترهای تأثیرگذار فرآیند جذب را بهبود بخشند.

از طرفی دیگر برخی از محققان با اهدافی متفاوت نسبت به سایرین سیستم‌های جذبی را مورد مطالعه قرار داده‌اند؛ چنانچه با بررسی‌های صورت گرفته مشخص شد Sencan [۳۳, ۳۴] و همچنین Mohranraj و همکاران [۳۵] شبیه‌سازی سیستم‌های جذبی را با استفاده از شبکه‌های عصبی مصنوعی انجام داده و به بررسی عملکرد این نوع از سیستم‌ها پرداخته‌اند.

از جمله تحقیقات اقتصادی صورت گرفته روی سیستم‌های جذبی را می‌توان در کار Bayramoglu و Balgan [۳۶] مشاهده کرد. آن‌ها با محاسبه کل هزینه‌های عملکردی سالانه سیستم و انجام بهینه‌سازی اقتصادی، نتایج کار خود را با یک سیستم معمولی مقایسه کرده که نتایج کاهش ۴/۶ درصدی در هزینه‌های کل سالانه را نشان می‌دهد.

بهره‌گیری از قانون اول ترمودینامیک به منظور بررسی عملکرد سیستم‌های جذبی با زوج کاری آب-آمونیاک را می‌توان در تحقیق Lavanya و Murthy [۳۷] مشاهده کرد که با استفاده از آن مبدل

حرارتی‌های موردنیاز برای سیستم جذبی مورد نظر را طراحی کرده و مقادیر متناظر با UA برای تک‌تک اجزای سیستم محاسبه شده است.

همچنین به منظور بررسی تأثیر تغییرات راندمان مبدل حرارتی محلول بر عملکرد سیستم جذبی (COP) می‌توان تحقیق Abdulateef و همکاران [۳۸] را مورد بررسی قرار داد. آن‌ها با استفاده از قانون اول ترمودینامیک برای یک سیستم جذبی آب-آمونیاک به شبیه‌سازی آن پرداخته و نشان دادند که با افزایش کارایی مبدل حرارتی محلول (SHE) از ۰ تا ۱، افزایش ۵۰ درصدی در COP سیستم حاصل خواهد شد.

Darwish و همکاران [۳۹] با استفاده از نرم‌افزار ASPEN یک سیستم جذبی آب-آمونیاک را شبیه‌سازی کرده و با مقایسه نتایج خود با یک کار آزمایشگاهی نشان دادند که اختلاف بین نتایج آن‌ها و نمونه‌ی آزمایشگاهی نهایتاً ۱/۸ درصد خواهد بود. آن‌ها همچنین در کار خود با استفاده از یک تجزیه‌کننده در بالای ستون تقطیر نشان دادند که در صورت بهره‌گیری از آن در سیستم‌های جذبی آب-آمونیاکی که سیستم خنک‌کننده‌ی ابزوربر و کندانسور با هوا کار می‌کند، موجب افزایش ۱۵ تا ۲۰ درصدی COP خواهد شد.

ازجمله پژوهش‌های دیگر در زمینه‌ی سیستم‌های جذبی می‌توان به کار Le Lostec و همکاران [۴۰] اشاره کرد. آن‌ها در مطالعه خود یک سیستم جذبی آب-آمونیاک تک‌مرحله‌ای با توان تبرید ۱۰/۵ کیلووات را در شرایط پایا و با بهره‌گیری از قوانین پایستگی جرم و انرژی، تحت شبیه‌سازی عددی قرار دادند. سیستم مورد نظر آن‌ها فاقد مبدل حرارتی مبرد بوده و با استفاده از تحلیل پارامتری، دمای اواپراتور و ژنراتور را تغییر داده تا نتایج را مورد بررسی قرار دهند. نتایج حاصل از این تحقیق نشان می‌دهد که کاهش ۱۰ درجه‌ای دمای اواپراتور، کاهش ۲۵ درصدی COP سیستم را به همراه خواهد داشت و چنانچه دمای ژنراتور را ۱۰ درجه افزایش دهیم، COP سیستم ۴ درصد افزایش خواهد یافت.

در سال ۲۰۱۱ و به منظور مدل‌سازی سیستم تبرید جذبی به کمک نرم‌افزار متلب، Raghuvanshi و Maheshwari [۴۱] با استفاده از قوانین اول ترمودینامیک و پایستگی جرم تک‌تک اجزای یک سیستم

جذبی آب-آمونیاک را شبیه‌سازی کرده و در کار خود سه منبع حرارتی بویلر حرارتی، گرمای اتلافی و انرژی خورشیدی را به‌عنوان ورودی سیستم معرفی کرده که می‌توان از آن‌ها استفاده کرد. در ادامه‌ی این تحقیق تأثیر تغییرات پارامترهای مختلف روی عملکرد سیستم بررسی شده و خصوصیات نقاط مختلف سیستم در جدولی گزارش شده است. بر اساس نتایج به‌دست آمده در دمای کمتر از ۵۰ درجه سانتی‌گراد می‌توان به COP برابر ۰/۲۲۷ دست‌یافت.

از جمله مطالعات صورت گرفته در خصوص عملکرد سیستم‌های جذبی آب-آمونیاک دو اثره می‌توان به تحقیق Ezzine و همکارانش [۴۲] اشاره کرد که تأثیر تغییرات پارامترهای اساسی سیستم را بر عملکرد کلی سیستم مورد ارزیابی قرار دادند. آن‌ها همچنین در کار خود به بررسی دو نوع پیکربندی جریان موازی و جریان سری-معکوس پرداختند.

هدف بسیاری از پژوهش‌های انجام‌گرفته در زمینه‌ی سیستم‌های جذبی، بهبود ضریب عملکرد سیستم می‌باشد؛ لذا شناخت عوامل مؤثر بر COP سیستم از اهمیت خاصی برخوردار است. Alva و همکاران [۴۳] در تحقیق خود عواملی مانند نوع جاذب و مبرد، فشار و دمای طراحی شده برای اجزای سیستم را عوامل تأثیرگذار بر COP سیستم معرفی کرده‌اند. آن‌ها ضمن ارائه‌ی یک مدل شبیه‌سازی شده از سیستم جذبی با زوج لیتیوم بروماید-آب با هدف تهویه‌ی مطبوع ساختمان مسکونی، منبع حرارتی ورودی را آب گرم حاصل از انرژی خورشیدی در نظر گرفته و برای سیستم خنک‌کننده‌ی کندانسور و ابزوربر دو حالت خنک‌شونده توسط هوا و آب را در نظر گرفته و با هم مقایسه نمودند. نتایج کار آن‌ها نشان می‌دهد که هرگونه افزایش دمای محیط برای حالتی که سیستم خنک‌کننده توسط هوا عمل کند، موجب کاهش ضریب عملکرد سیستم خواهد شد.

در تحقیقی دیگر Abdulateef و همکاران [۴۴] تأثیر استفاده از زوج کاری‌های مختلف و مقایسه‌ی عملکرد سیستم در این حالت با حالتی که سیستم جذبی آب-آمونیاکی باشد پرداخته‌اند. در این تحقیق از جاذب لیتیوم نیترات و سدیم تیوسیانات و مبرد آمونیاک در یخ‌سازهای خورشیدی استفاده شده است. نتایج کار نشان می‌دهد هرچند که سیستم تحت زوج کاری آب-آمونیاک از ضریب عملکرد نسبتاً بالایی

برخوردار است اما استفاده از محلول‌های جدید ضریب عملکرد سیستم را افزایش داده و همچنین دیگر نیازی به استفاده از رکتیفایر نمی‌باشد. با این حال ضریب عملکرد بالا تنها عامل در تعیین نوع ماده محلول جاذب و مبرد نبوده و موارد دیگری نظیر امکان دسترسی آسان، هزینه خرید مناسب، سازگار بودن با سایر تجهیزات و لوازم به‌کاررفته در سیستم و ... نیز وجود داشته که در سال‌های اخیر باعث محبوبیت بیشتر زوج کاری آب-آمونیاک شده است.

پژوهش‌هایی نیز در زمینه‌ی استفاده از جاذب‌های سطحی انجام شده که به‌عنوان مثال می‌توان به تحقیق صورت گرفته توسط Karno و همکاران [۴۵] اشاره کرد. آن‌ها یک سیستم جذبی را با استفاده از جاذب جامد برومیدروی و مبرد استون تحت تحلیل و ارزیابی ترمودینامیکی قرار دادن و نتایج حاصل نشان می‌دهد در صورت استفاده از این زوج کاری در سیستم جذبی، با یک منبع حرارتی دما پایین (دمای ژنراتور در بازه‌ی ۴۷ تا ۶۰ درجه سانتی‌گراد) می‌توان دمای اواپراتوری در محدوده‌ی ۷ تا ۱۵ درجه سانتی‌گراد و COP در بازه‌ی صفر تا ۰/۷ ایجاد کرد. چنانچه از نتایج مشاهده می‌شود استفاده از این نوع سیستم‌ها برای اهداف تبرید سردخانه‌ای به‌هیچ‌عنوان مناسب نمی‌باشد.

با استفاده از تحلیل قانون اول و دوم ترمودینامیک، Abu'Ein و همکاران [۴۶] در پژوهشی به بررسی یک سیستم جذبی خورشیدی آب-آمونیاک تک اثره به ظرفیت تبرید ۱۰ کیلووات پرداخته و تأثیر تغییرات دمای ژنراتور در بازه‌های دمایی متفاوت اواپراتور بر ضریب عملکرد، بازده انرژی و تلفات انرژی سیستم جذبی را نشان داده است.

چنانچه مبنای تحقیق بررسی دسته‌های مختلفی از محلول‌های جاذب و مبرد به کار گرفته شده در سیستم‌های جذبی باشد، پژوهش صورت گرفته توسط Crepinsek و همکاران [۴۷] در دسترس خواهد بود. آن‌ها با استفاده از محلول‌های جاذب و مبرد مختلفی نظیر آب-آمونیاک، لیتیوم نیترات و آمونیاک، سدیم تیوسیانات و آمونیاک، آب و مونومیتیل‌امین و همچنین چند محلول دیگر، اهداف تبرید زیر صفر درجه سانتی‌گراد مورد بررسی قرار داده‌اند. در این تحقیق تأثیر تغییرات دمای ژنراتور، کندانسور، ایزوثرم و اواپراتور بر COP سیستم در صورت استفاده از محلول‌های جاذب و مبرد معرفی شده نشان

داده و مقایسه شده است.

از جمله اهداف تهویه مطبوع بهره‌گیری از سیستم‌های تبرید جذبی را می‌توان در کار Haywood و همکاران [۴۸] جست و جو کرد که در یک تحلیل ترمودینامیکی باهدف ایجاد سرمایه‌موردنیاز برای تهویه مطبوع، بررسی‌هایی را جهت امکان بهره‌گیری از گرمای اتلافی حاصل از احتراق محصولات برای تأمین انرژی ورودی سیستم‌های تبرید جذبی انجام داده و نتایج کار آن‌ها ضریب عملکرد ۰/۸۶ و دمای ژنراتور ۸۰ درجه سانتی‌گراد را نشان می‌دهد.

در سال ۲۰۱۹ و در جنوب کشور تونس، Abir Hmid و همکاران [۴۹] یک اتاق سرد را به منظور نگهداری محصولات غذایی در شرایط مطلوب طراحی کردند که سیستم تبرید آن توسط یک چیلر جذبی آب-آمونیاک همراه با کلکتور خورشیدی عمل می‌کند. بررسی‌ها نشان می‌دهد که خطای بین نتایج تجربی و نظری در تحقیق صورت گرفته ۱/۵٪ بوده و همچنین COP سیستم برابر ۰/۷۴، توان برودتی اوپراتور ۸ کیلووات و توان حرارتی ژنراتور ۱۱ کیلووات اندازه‌گیری شده است.

۲-۵-۳- سیستم‌های تولید همزمان (CCHP)

در پژوهشی فنی-اقتصادی امکان جایگزینی سیستم‌های تولید همزمان به جای سیستم‌های رایج سنتی در چین توسط Gao [۵۰] مورد بررسی قرار گرفته است. سیستم CCHP مورد استفاده در تحقیق او از یک موتور احتراق داخلی گازسوز به‌عنوان محرک اولیه سیستم بهره گرفته و از جمله پارامترهای اقتصادی موردبررسی در کار او می‌توان به درآمد کلی سالانه، صرفه‌جویی کل سالانه و دوره‌ی بازگشت سرمایه اشاره کرد. او همچنین با مقایسه‌ی دو سیستم، صرفه‌جویی ۳۷٪ در مصرف انرژی اولیه را گزارش داد. همچنین نتایج او نشان می‌دهند که دوره‌ی بازگشت سرمایه‌ی حاصل از احداث سیستم تولید همزمان در دو شهر giangso و Sichuan به ترتیب ۴/۵۲ و ۲/۶۵ سال خواهد بود.

در مطالعه‌ای جامع و گسترده، Liu و همکاران [۵۱] به بررسی ساختار و اجزای سیستم‌های تولید همزمان پرداخته، انواع محرک‌های اولیه مورد استفاده در سیستم‌های تولید همزمان معرفی شده، انواع سیستم‌های جذبی معرفی و مقایسه شده و وضعیت توسعه سیستم‌های تولید همزمان در گذر زمان و در

برخی از کشورها ارائه شده است. از سویی دیگر jradi و همکاران [۶] نیز در کاری مشابه میزان مصرف منابع مختلف انرژی در جهان را نشان داده و به معرفی و مقایسه‌ی انواع محرک‌های اولیه‌ی به‌کاررفته در سیستم‌های تولید همزمان پرداخته است.

از جمله بررسی‌های صورت گرفته در زمینه‌ی سیستم‌های تولید همزمان با اهداف صنعتی می‌توان به تحقیق Colonna و Gabrielli [۵۲] اشاره نمود که امکان استفاده از سیستم‌های تولید همزمان سه‌گانه با ساختار مورد نظر خود را در بخش صنعتی مورد تحلیل و بررسی قرار داده‌اند. آن‌ها در این تحقیق بر این عقیده هستند که به دلیل وجود تقاضای انرژی متفاوت از جمله انرژی الکتریکی، سرمایشی و گرمایی در بخش صنعتی می‌توان از یک موتور احتراق داخلی و سیستم تبرید جذبی برای برطرف کردن نیاز مجموعه بهره گرفت. همچنین استفاده از چیلرهای جذبی آب-آمونیاک برای اهداف تبرید زیر صفر درجه سانتی‌گراد (تا حدود ۴۰-) توصیه شده است و تأثیر تغییرات دمای ژنراتور بر COP سیستم نشان داده شده است. در انتها نیز سیستم از نظر اقتصادی برای نقاطی از اروپا از جمله هلند و ایتالیا مورد بررسی قرار گرفته است.

در سال‌های اخیر سیستم‌های تولید همزمان نقش به‌سزایی را در مطالعات محققان داخلی نیز ایفا کرده‌اند که از جمله‌ی آن‌ها می‌توان به تحقیق صورت گرفته توسط چهارطاقی و شیخی [۵۳] اشاره نمود که تحلیل جامع انرژی، اقتصادی و زیست‌محیطی یک سیستم تولید همزمان (CCHP) برای اهداف مسکونی با محرک اولیه موتور استرلینگ که با گاز هلیوم و هیدروژن عمل می‌کند را مورد توجه قرار داده و تحلیل انرژی چیلر جذبی که با گرمای اتلافی محرک اولیه عمل می‌کند را نیز در نظر گرفته‌اند. در این تحقیق تأثیر تغییرات پارامترهای تأثیرگذار محرک اولیه نظیر دور موتور، دمای محفظه‌ی احتراق و نوع گاز مورد استفاده روی COP سیستم جذبی، بازده کلی سیستم تولید همزمان، درصد کاهش مصرف سوخت، درصد کاهش هزینه‌های عملکردی سیستم و کاهش آلاینده‌های زیست‌محیطی بررسی شده است. همچنین چهارطاقی در تحقیقی دیگر با همکاری علیزاده [۵۴] یک سیستم تولید همزمان با محرک اولیه پیل سوختی PEM را مورد بررسی قرار داده است. از دیگر اجزای به‌کاررفته در این

تحقیق می‌توان به یک چیلر جذبی، پمپ، کمپرسور و مخزن ذخیره‌ساز گرما اشاره کرد. آنالیز به کار گرفته شده در این کار از نوع راندمان انرژی، راندمان انرژی و صرفه‌جویی در مصرف سوخت بوده که نتایج نهایی به ترتیب مقادیر ۰.۸۱، ۰.۵۴ و ۰.۴۵ را نشان می‌دهد.

Wu و Wang [۷] در تحقیقی جامع، مروری گسترده و کامل روی ساختار سیستم‌های تولید همزمان و اجزای تشکیل‌دهنده‌ی آن از قبیل محرک‌های اولیه، تجهیزات فعال شده به‌وسیله‌ی حرارت و همچنین شرح کاملی از شرایط توسعه سیستم‌های تولید همزمان داشته‌اند. آن‌ها همچنین با بررسی چهار نمونه از سیستم‌های تولید همزمان به این نتیجه رسیدند که راندمان کلی سیستم‌های CCHP می‌تواند تا حدود ۷۰ تا ۹۰ درصد باشد که به نسبت نمونه‌های سنتی بسیار بیشتر است.

از آنجایی که هدف اصلی بهره‌گیری از سیستم‌های تولید همزمان تامین تقاضای انرژی مجموعه مورد نظر است، لذا باید مواردی اتخاذ شود تا اولویت تامین انرژی مجموعه مشخص شود. در همین راستا استراتژی‌های عملکردی مختلفی برای سیستم‌های تولید همزمان در نظر گرفته شده است که با بهره‌گیری از آن‌ها Cardona و Piacentino [۵۵، ۵۶] سیستم‌های CCHP را بر اساس عملکرد تحت استراتژی تامین بار حرارتی و یا تامین بار الکتریکی مدل‌سازی نمودند. بر اساس نتایج کار آن‌ها استفاده از استراتژی‌های عملکردی سیستم به‌شدت وابسته به توان تولیدی محرک‌های اولیه و یا سایر پارامترهای تأثیرگذار نظیر تقاضای انرژی مجموعه، امکان فروش برق به شبکه و یا ذخیره‌سازی آن خواهد بود. همچنین Chamra و Mago [۵۷] در مطالعه‌ای با استفاده از استراتژی‌های تامین بار حرارتی (FTL) و استراتژی تامین بار الکتریکی (FEL) به ارزیابی فنی و اقتصادی سیستم‌های تولید همزمان بر اساس پارامترهایی نظیر مصرف انرژی اولیه، هزینه‌های عملکردی سیستم و میزان انتشار آلاینده‌های زیست‌محیطی پرداخته و در نهایت سیستم را بهینه‌سازی کردند. نتایج نهایی کار آن‌ها نشان می‌دهد که استفاده از استراتژی تامین بار حرارتی میزان مصرف انرژی اولیه را تا ۷/۵٪ و استراتژی تامین بار الکتریکی سبب کاهش میزان انتشار گاز دی‌اکسید کربن به میزان ۱۴/۸٪ خواهد شد.

Li و همکاران [۵۸] با اولویت بهینه‌سازی مصرف انرژی به دنبال روشی سودمند برای ارزیابی و

مدیریت مصرف انرژی در سیستم‌های تولید همزمان نسبت به سیستم‌های رایج سنتی بودند. در همین راستا آن‌ها در تحقیق خود از پارامتر میزان صرفه‌جویی در مصرف سوخت (FESR) استفاده کرده‌اند. بر اساس نتایج به‌دست‌آمده آن‌ها به این نتیجه رسیدند که هرچه میزان تولید الکتریسیته در این سیستم‌ها بیشتر باشد، صرفه‌جویی در مصرف سوخت نیز افزایش خواهد یافت.

با استفاده از یک تحلیل تجربی، Huangfu و همکاران [۵۹] سیستم میکرو CCHP خانگی متشکل از موتور احتراق داخلی و چیلر جذبی را مورد بررسی قراردادند. آن‌ها با ارزیابی عملکرد چیلر جذبی در شرایط مختلف به این نتیجه رسیدند که یک رابطه خطی بین دمای آب گرم ورودی و عملکرد چیلر جذبی وجود دارد. همچنین در تحقیقی دیگر Pospisil و همکاران [۶۰] به‌منظور برطرف کردن نیاز انرژی یک واحد مسکونی، عملکرد سیستم تولید همزمان سه‌گانه (Trigeneration) و دوگانه (Cogeneration) را مورد ارزیابی قراردادند. نتایج حاصل از مطالعه آن‌ها نشان می‌دهد که چنانچه به‌جای سیستم‌های تولید جداگانه از سیستم‌های تولید همزمان سه‌گانه یا دوگانه استفاده شود به ترتیب ۳۱٪ و ۳۹٪ در مصرف انرژی اولیه صرفه‌جویی خواهد شد.

Chicco و Mancarella [۶۱] به‌منظور ایجاد سرمایه‌گذاری مورد نیاز، استفاده از چند طرح متفاوت را مورد بررسی قراردادند که یکی از آن‌ها سیستم‌های تولید همزمان سه‌گانه است. آنالیز اقتصادی استفاده‌شده در این تحقیق بررسی تأثیر تغییرات قیمت حامل‌های انرژی بر زمان بازگشت سرمایه است. امکان بهره‌گیری از انواع محرک‌های اولیه در تحقیق De Paepe و همکاران [۶۲] قابل مشاهده است که در آن از ۵ محرک اولیه متفاوت شامل دو موتور احتراق داخلی گازسوز، دو موتور استرلینگ و یک پیل سوختی به‌منظور بررسی سیستم‌های تولید همزمان برای یک واحد مسکونی استفاده شده است و نتایج حاصل از کار آن‌ها نشان می‌دهد که در صورت تعیین ظرفیت مناسب برای اجزای سیستم‌های تولید همزمان و به‌خصوص محرک‌های اولیه، میزان انتشار آلاینده‌های زیست‌محیطی و مصرف انرژی کاهش خواهد یافت.

۲-۶- معرفی تحقیق حاضر و جنبه‌ی نوآوری

در تحقیق حاضر، امکان بهره‌گیری از سیستم‌های تولید همزمان با محرک موتور احتراق داخلی گازسوز و چیلر جذبی آب-آمونیاک تک اثره به ایجاد اثر تبرید در دماهای نزدیک صفر درجه سانتی‌گراد و تأمین شرایط مطلوب نگهداری محصولات کشاورزی در سردخانه صنعتی و به‌طور ویژه برای یک مطالعه موردی محصول پرتقال در شهرستان ساری مورد بررسی قرار گرفته است. مدل کامپیوتری طراحی شده قادر خواهد بود بر اساس هر نوع ورودی هواشناسی دلخواه، بارهای حرارتی وارد بر سردخانه مورد نظر را در هر لحظه از زمان و در طول دوره‌ی نگهداری محاسبه کرده و در اختیار بخش تبرید جذبی سیستم قرار دهد. به‌منظور تأمین سرمایه‌ی مورد نیاز سردخانه، چیلر جذبی آب-آمونیاک تک اثره مدل‌سازی شده و با بررسی گرم‌ترین و سردترین روز از دوره‌ی نگهداری توسط یک الگوریتم مناسب تحت فشار پایین مناسب بهینه‌سازی شده است. در ادامه تحلیل‌های فنی و اقتصادی مورد نظر برای سیستم در نظر گرفته شده است. امکان بهره‌گیری از سیستم‌های تولید همزمان در سردخانه‌های صنعتی به‌منظور تأمین نیاز انرژی مجموعه با بهره‌گیری از یک چیلر جذبی آب-آمونیاک و محرک موتور احتراقی و تحلیل جامع فنی و اقتصادی آن مطابق تحقیق حاضر، ایده‌ی جدیدی بوده که با آرایش اجزای به کار گرفته شده در این تحقیق ضمن امکان‌سنجی استفاده از آن برای چنین اهدافی، به مقایسه‌ی پارامترهای فنی و اقتصادی آن نسبت به سیستم‌های تولید جداگانه نیز پرداخته شده تا برتری استفاده از این ایده نسبت به سیستم‌های تولید جداگانه مشخص شود.

۲-۷- اهداف تحقیق حاضر

- در نظر گرفتن ظرفیت سردخانه، نوع محصول نگهداری شده، موقعیت جغرافیایی محل، دوره‌ی نگهداری محصول مورد نظر، وضعیت آب‌وهوایی در هر لحظه از دوره و سایر پارامترهای تأثیرگذار در طول دوره‌ی نگهداری محصول به‌منظور طراحی هرچه بهتر و دقیق‌تر بارهای حرارتی وارد بر سردخانه در طول روز، ماه و دوره نگهداری محصول.

- متناسب با نیاز سردخانه و به‌منظور تأمین سرمایه‌های موردنیاز سیستم، چیلر جذبی آب-آمونیاک تک اثره شبیه‌سازی و بهینه‌سازی شده، عملکرد آن در طول روز و دوره‌ی نگهداری محصول ارزیابی شده و تأثیر پارامترهای مختلف بر ضریب عملکرد سیستم بررسی خواهد شد.
- تقاضای توان مجموعه محاسبه شده و متناسب با آن ظرفیت اجزای مورد نیاز سیستم تولید همزمان از جمله محرک اولیه که موتور احتراق داخلی گازسوز است انتخاب خواهد شد.
- تأثیر تغییرات پارامترهای تأثیرگذار بر عملکرد کلی سیستم تولید همزمان و سایر پارامترهای فنی و اقتصادی بررسی خواهد شد.
- مقادیر عددی پارامترهای فنی و اقتصادی مطالعه حاضر در طول دوره‌ی عملکرد سیستم به‌منظور بررسی هرچه بهتر ارائه خواهد شد.

فصل سوم

مدل سازی و ارائه‌ی روابط حاکم

۳-۱- مقدمه

پس از معرفی و تعریف مسئله، از جمله مهم‌ترین قدم‌هایی که در راستای طراحی یک سیستم تولید همزمان برداشته می‌شود، تحلیل انرژی و اقتصادی طرح به منظور ارزیابی فنی و امکان اجرایی شدن طرح در شرایط مطلوب اقتصادی است. به همین منظور پس از آنکه در فصل‌های پیش توضیحات کافی در خصوص وجوه مختلف طرح و شناخت کافی مسئله ارائه شده و مطالعات پیشین مورد بررسی قرار گرفت، در این فصل روابط حاکم بر بخش‌های مختلف سیستم به صورت زیر دسته‌بندی می‌شوند:

- روابط حاکم بر طراحی سردخانه
- روابط حاکم بر طراحی سیستم جذبی
- روابط حاکم بر تحلیل انرژی
- روابط حاکم بر تحلیل اقتصادی

۳-۲- روابط حاکم بر طراحی سردخانه

شدت جذب حرارت از یک ماده یا فضا برای به وجود آوردن شرایط دمایی مورد نظر و ثابت نگه داشتن آن، بار برودتی^۱، بار سرمایی^۲ یا بار گرمایی^۳ نامیده می‌شود [۲]. بار برودتی به عنوان مبنای محاسبات مطالعه حاضر از اهمیت به خصوصی برخوردار است. از این رو به منظور محاسبه‌ی بار برودتی مورد نیاز سردخانه، عوامل تأثیرگذار بر بار برودتی و بارهای حرارتی ورودی به سردخانه باید شناخته و محاسبه شوند. بسته به کاربرد از نوع تبرید یا تهویه مطبوع و یا حتی انواع تبرید، بارهای حرارتی وارد بر سیستم متفاوت خواهد بود. برای مطالعه حاضر به عنوان کاربرد تجاری تبرید برای یک واحد سردخانه، بارهای وارد بر سردخانه به ۴ بخش تقسیم می‌شوند [۲-۴]:

- بار حرارتی دیوارها، سقف و کف
- بار محصول
- بار تعویض هوا

¹ - Refrigeration Load

² - Cooling Load

³ - Heat Load

▪ بارهای متفرقه

در ادامه معادلات مربوط به هر یک از موارد ذکر شده ارائه خواهد شد.

۳-۲-۱- بار حرارتی دیوارها، سقف و کف

به دلیل اینکه عایق حرارتی مطلق وجود ندارد و همچنین به دلیل وجود اختلاف دما بین فضای داخل سردخانه و محیط بیرون، مقداری از حرارت محیط از طریق هدایت به درون فضای سردخانه نفوذ می‌کند که بار حاصل از دیوار یا بار نشت نام می‌گیرد. مطابق رابطه‌ی (۳-۱)، میزان این بار حرارتی به جنس و ضخامت عایق حرارتی به‌کار رفته که در ضریب کلی انتقال حرارت (U) تأثیرگذار است، مساحت سطوح جانبی (A) و اختلاف دمای داخل و بیرون سردخانه (ΔT) بستگی دارد [۲، ۴].

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

به‌منظور محاسبه‌ی اختلاف دما، با توجه به اطلاعات هواشناسی منطقه، دمای محیط اطراف قابل دسترسی می‌باشد. همچنین خواص، دما و شرایط نگهداری محصول انتخابی با توجه به جدول ۱ پیوست انتخاب می‌گردد. برای محاسبه‌ی دمای کف سالن با در اختیار داشتن دمای محیط اطراف در زمستان و با مراجعه به جدول ۲ پیوست می‌توان مقادیر مورد نیاز را محاسبه نمود [۲].

به‌منظور محاسبه‌ی تأثیر تشعشعات خورشیدی بر بار سردخانه و جداره‌ها، با توجه به نوع جداره‌ها و جهت‌گیری جغرافیایی آن‌ها از جدول ۳ پیوست استفاده شده است و مقادیر محاسبه شده به اختلاف دمای رابطه‌ی (۳-۱) اضافه می‌شود [۲].

دیگر پارامتر مهم به‌کاررفته در رابطه‌ی (۳-۱)، ضریب کلی انتقال حرارت است که با توجه به ضخامت دیوار، جنس و نوع مواد تشکیل‌دهنده و عایق به‌کار رفته بستگی دارد و مطابق رابطه‌ی (۳-۲) به‌دست می‌آید. در این رابطه x ضخامت، K ضریب هدایت حرارتی، f_i ضریب کنوکسیون فیلم هوای داخلی دیوار، کف یا سقف و f_0 ضریب کنوکسیون فیلم هوای خارجی دیوار یا بام می‌باشد.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{f_i} + \frac{x_1}{k_1} + \frac{x_2}{k_2} + \dots + \frac{1}{f_0} \quad (۳-۲)$$

به‌منظور ساده‌سازی محاسبات مقادیر ضریب انتقال حرارت برخی از مواد و مصالح در [۲، ۶۳-۶۵]

ذکر شده است. لازم به ذکر است مطابق [۲]، چنانچه در ساخت دیواره‌های سردخانه از مواد غیر هموزن استفاده شود، می‌توان در رابطه‌ی (۲-۳) به جای $\frac{x}{k}$ از $\frac{1}{c}$ استفاده نمود.

۳-۲-۲- بار محصول

به‌طور کلی مقدار حرارتی که به دلیل وجود اختلاف دما بین محصول ورودی و دمای نگهداری از محصول گرفته می‌شود تا به دمای نگهداری محصول برسد، بار محصول نامیده می‌شود. اصطلاح بار محصول تنها مربوط به محصول نگهداری شده نبوده و به تمامی لوازم و وسایلی که در محیط سردخانه وجود داشته و تا زمان رسیدن به دمای نگهداری اطلاق می‌شود. بسته به نوع کاربری سردخانه و طراحی آن، چنان چه محصول قبل از ورود به سالن‌های نگهداری در اتاق‌های مخصوص تا دمای نگهداری سرد شوند دیگر نیازی به محاسبه‌ی بار محصول در سردخانه نمی‌باشد. مقادیر بار محصول از رابطه‌ی (۳-۳) محاسبه می‌شود [۲، ۳].

$$Q_{Product} = \frac{m \times C_p \times \Delta T}{t} \quad (3-3)$$

در رابطه‌ی (۳-۳) مقدار جرم، C_p ظرفیت گرمایی و t زمان رسیدن به دمای تعادل می‌باشد. از طرفی دیگر محصولاتی نظیر میوه‌ها و سبزیجات تا زمانی که بالاتر از دمای انجمادشان نگهداری شوند و حتی زمانی که به دمای نگهداری رسیده باشند، مقادیری حرارت تحت عنوان بار حرارت تنفسی از خود پس می‌دهند که مطابق رابطه‌ی (۴-۳) محاسبه می‌شود [۲، ۳].

$$Q_{Respiration} = \text{جرم محصول} \times \text{حرارت تنفس} \quad (4-3)$$

با توجه به نوع و دمای محصول، از جدول ۴ پیوست برای انواع میوه‌ها در دماهای متفاوت می‌توان حرارت تنفس مورد استفاده در رابطه‌ی (۴-۳) را به‌دست آورد.

۳-۲-۳- بار تعویض هوا

بار تعویض هوا را با توجه به کاربری سیستم از نوع تهویه مطبوع و یا تبرید به دو دسته بار تهویه یا بار نفوذ دسته‌بندی می‌کنند. در کاربردهای تهویه مطبوع به دلیل جریان هوا از درزهای در و پنجره‌ها

مقادیری بار تعویض هوا وجود دارد. البته از آن مهم‌تر چنانچه هدف از تولید سرما تهویه مطبوع ساختمان باشد، اصولاً در این گونه از کاربردها به‌منظور تعویض هوای محیط و ورود هوای مطبوع به درون ساختمان، کاربرها به خواست خود مقادیری هوای تازه وارد محیط می‌کنند که میزان این دبی هوای ورودی متناسب با تعداد افراد ساختمان افزایش می‌یابد. لذا بخش قابل توجهی از بار کل را تشکیل می‌دهد؛ اما بار تعویض هوا برای کاربردهای تبرید به دلیل درزگیری مطلوب درها و پنجره‌ها و استفاده از عایق‌های حرارتی مناسب درصد کمتری از بار کل را تشکیل داده و عمده بار نفوذ هوا ناشی از باز و بسته شدن درب‌های سردخانه می‌باشد. با در اختیار داشتن دبی جرمی هوای ورودی به حجم کنترل، بار تعویض هوا از رابطه‌ی (۵-۳) به‌دست می‌آید.

$$Q = m(h_o - h_i) \quad (۵-۳)$$

در رابطه‌ی (۵-۳) h آنتالپی هوای ورودی و خروجی می‌باشد. چنانچه بخواهیم روابط موردنظر برای محاسبه‌ی بار تعویض هوا را ساده‌تر در نظر بگیریم با استفاده از رابطه‌ی (۶-۳) می‌توان مقدار این بار را محاسبه نمود. با در اختیار داشتن دمای نگهداری محصول و ابعاد سردخانه می‌توان شدت نفوذ هوا را از جدول ۵ پیوست و تغییرات آنتالپی هوا را برحسب (kJ/L) با داشتن دمای نگهداری و ورودی به سردخانه و همچنین رطوبت نسبی هوا از جدول ۶ و جدول ۷ پیوست به‌دست آورد [۲].

$$Q_{Infiltration} = \text{تغییر آنتالپی هوا} \times \text{شدت نفوذ هوا} \quad (۶-۳)$$

۳-۲-۴- بارهای متفرقه

بارهای متفرقه شامل بار حرارتی حاصل از روشنایی لامپ‌ها، حرارت دفع شده توسط افراد، حرارت حاصل از کارکرد موتورهای الکتریکی و سایر تجهیزات سیستم می‌باشد. در ادامه روابط مربوط به محاسبه‌ی بارهای حرارتی مذکور ارائه خواهد شد.

- حرارت حاصل از روشنایی لامپ‌ها: مطابق رابطه‌ی (۷-۳) و به‌راحتی می‌توان حرارت حاصل از روشنایی لامپ‌ها را محاسبه نمود [۲].

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

- حرارت دفع شده توسط افراد: با توجه به تعداد و نوع فعالیت افراد و با توجه به جدول ۸ پیوست، مطابق رابطه‌ی (۸-۳) حرارت حاصل از افراد محاسبه می‌شود [۲].

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

- حرارت حاصل از کارکرد موتورهای الکتریکی: حرارت خروجی حاصل از موتورهای الکتریکی مطابق رابطه‌ی (۹-۳) محاسبه خواهد شد [۲].

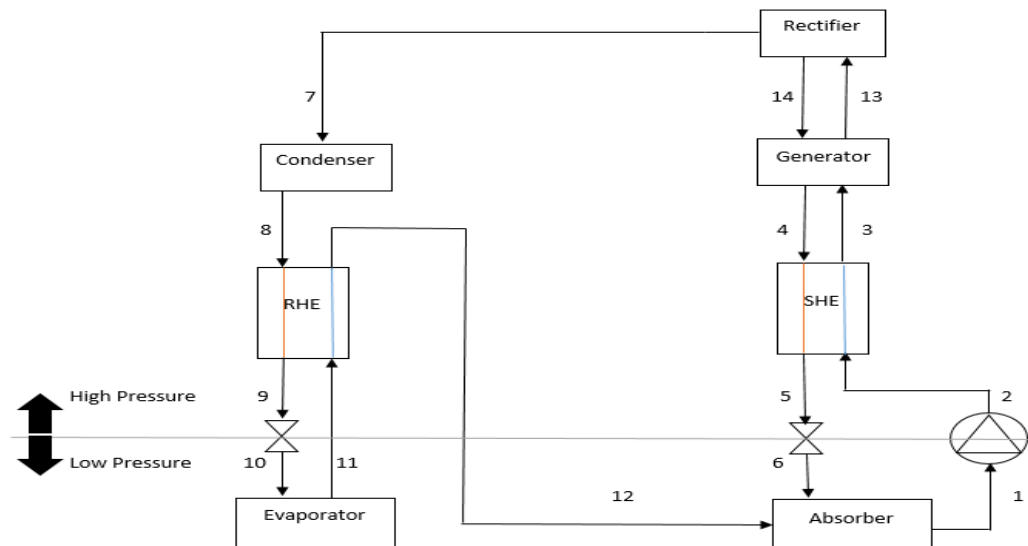
$$Q_{Motor} = \frac{\text{ساعات کارکرد} \times \text{ضریب حرارتی موتور} \times \text{توان خروجی موتور}}{24 \text{ ساعت}} \quad (9-3)$$

- ضریب حرارتی موتور را می‌توان با توجه به مشخصات موردنیاز، از جدول ۹ پیوست دریافت کرد.
- حرارت حاصل از سایر تجهیزات: چنانچه تجهیزات و لوازم دیگری در سردخانه وجود داشته باشند که بر بار برودتی سیستم اثرگذار باشند، بار حرارتی آن‌ها به بار کل اضافه خواهد شد. در انتها و بعد از محاسبه‌ی تمامی بارهای حرارتی وارد، ۵ تا ۱۰ درصد از بار کل را به‌عنوان ضریب اطمینان جهت کارکرد در شرایط مطلوب به بار حرارتی نهایی اضافه می‌کنیم؛ اما باید در نظر داشت در سیستم‌های تبرید به‌منظور برفک‌زدایی سیستم، تجهیزات در طول شبانه‌روز، ساعاتی از آن را خاموش بوده تا فرایند برفک‌زدایی صورت پذیرد. از این‌رو در انتها بار حرارتی محاسبه شده در ۲۴ ساعت روز ضرب و بر ساعت کارکرد سیستم تقسیم خواهد شد تا بار متوسط حاصل شود. [۲].

۳-۳- روابط حاکم بر طراحی سیستم جذبی

همان‌طور که در فصل گذشته بیان شد، انواع مختلفی از سیستم‌های جذبی با کارکرد و آرایش اجزای متفاوتی وجود داشته که بسته به نوع کارکرد و نیاز سیستم انتخاب می‌گردند. عمده‌ی کاربرد سیستم‌های جذبی با زوج کاری لیتیوم بروماید-آب به‌منظور تهویه مطبوع ساختمان بوده و از

سیستم‌های جذبی آب-آمونیاک برای تبرید با اهداف سردخانه‌ای با دمای پایین و زیر صفر درجه سانتی-گراد استفاده می‌گردد. در تحقیق حاضر و برای یک مطالعه‌ی موردی به‌منظور برطرف کردن نیاز سرمایه‌ی مجموعه، مطابق شکل ۳-۱ از یک چیلر جذبی آب-آمونیاک تک اثره با آرایش اجزای مشخص شده استفاده شده است.



شکل ۳-۱: شماتیک سیستم جذبی

چنانچه مشاهده می‌شود سیستم جذبی شامل ژنراتور، اوپراتور، ابزوربر، کندانسور، مبدل حرارتی مبرد و محلول، شیر انبساط مبرد و محلول، پمپ محلول و رکتیفایر می‌باشد. به‌منظور تجزیه و تحلیل سیستم تبرید جذبی، قانون پایستگی جرم در حالت پایا و سیستم با جریان پایا و همچنین قانون اول ترمودینامیک برای هر یک از اجزای سیستم جذبی به‌کار برده می‌شود. هر جز از سیستم جذبی می‌تواند به‌عنوان یک حجم کنترل دارای جریان ورودی و خروجی از نوع جرم، گرما و یا کار انجام شده باشد. به همین دلیل با در نظر گرفتن حجم کنترل حول تک‌تک اجزای سیستم روابط مورد نظر برای سیستم جذبی به‌دست می‌آید. روابط (۳-۱۰) تا (۳-۱۲) قانون پایستگی جرم در حالت پایا و سیستم با جریان پایا و همچنین قانون اول ترمودینامیک را نشان می‌دهند [۶۶].

$$\sum \dot{m}_i = \sum \dot{m}_0 \quad (۳-۱۰)$$

$$\sum (\dot{m}.x)_i = \sum (\dot{m}.x)_0 \quad (۳-۱۱)$$

$$Q_{C.V.} + \sum (\dot{m}.h)_i = W_{C.V.} + \sum (\dot{m}.h)_o \quad (12-3)$$

در این روابط، \dot{m} دبی جرمی محلول، x غلظت میرد آمونیاک موجود در محلول در هر نقطه از سیستم جذبی، h آنالپی سیال در هر نقطه از سیکل و $Q_{C.V.}$ و $W_{C.V.}$ مقادیر متناظر با انتقال حرارت و کار انجام شده می‌باشد. از آنجایی که خروجی مفید سیستم گرمای گرفته شده از محیط توسط اواپراتور و ورودی سیستم حرارت ورودی به ژنراتور و کار پمپ است، کارایی سیستم در دو حالت در نظر گرفتن کار پمپ و یا صرف نظر کردن از آن مطابق روابط (۱۳-۳) و (۱۴-۳) محاسبه خواهد شد [۶۷].

$$COP = \frac{Q_E}{Q_G + W_P} \quad (13-3)$$

$$COP_{th} = \frac{Q_E}{Q_G} \quad (14-3)$$

در این روابط، Q_E ، Q_G و W_P به ترتیب انتقال حرارت در اواپراتور، ژنراتور و کار انجام گرفته توسط پمپ محلول می‌باشد. همچنین COP نیز ضریب عملکرد سیستم جذبی در نظر گرفته شده است. در ادامه به منظور بررسی دقیق تک تک اجزای سیستم، با در نظر گرفتن یک حجم کنترل برای هر یک از اجزای سیستم و به کارگیری قوانین بقای جرم و ترمودینامیک، سیستم جذبی را مدل سازی خواهیم کرد. روابط به دست آمده جهت شبیه سازی سیستم جذبی و به منظور دارا بودن خواص ترمودینامیکی مواد، وارد نرم افزار EES شده و نتایج در فصل بعد بررسی خواهند شد.

• ابزوربر

پایستگی جرم:

$$\dot{m}_6 + \dot{m}_{12} = \dot{m}_1 \quad (15-3)$$

$$\dot{m}_6 x_6 + \dot{m}_{12} x_{12} = \dot{m}_1 x_1 \quad (16-3)$$

پایستگی انرژی:

$$Q_A = \dot{m}_6 h_6 + \dot{m}_{12} h_{12} - \dot{m}_1 h_1 \quad (17-3)$$

• پمپ محلول

پایستگی جرم:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad (۱۸-۳)$$

$$x_1 = x_2 \quad (۱۹-۳)$$

پایستگی انرژی:

$$W_p = \dot{m}_2 h_2 - \dot{m}_1 h_1 \quad (۲۰-۳)$$

کار پمپ:

$$W_p = \frac{\dot{m}_1 \times v_1 \times (P_2 - P_1)}{\eta_{pump}} \quad (۲۱-۳)$$

• مبدل حرارتی محلول (SHE)

پایستگی جرم:

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3, \dot{m}_4 = \dot{m}_5 \quad (۲۲-۳)$$

$$x_2 = x_3, x_4 = x_5 \quad (۲۳-۳)$$

پایستگی انرژی:

$$\dot{m}_3 h_3 - \dot{m}_2 h_2 = \dot{m}_4 h_4 - \dot{m}_5 h_5 \quad (۲۴-۳)$$

• ژنراتور

پایستگی جرم:

$$\dot{m}_3 + \dot{m}_{14} = \dot{m}_4 + \dot{m}_{13} \quad (۲۵-۳)$$

$$\dot{m}_3 x_3 + \dot{m}_{14} x_{14} = \dot{m}_4 x_4 + \dot{m}_{13} x_{13} \quad (۲۶-۳)$$

پایستگی انرژی:

$$Q_G = \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_{13} h_{13} - (\dot{m}_3 h_3 + \dot{m}_{14} h_{14}) \quad (۲۷-۳)$$

• شیر انبساط محلول

پایستگی جرم:

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 \quad (28-3)$$

$$x_5 = x_6 \quad (29-3)$$

پایستگی انرژی:

$$h_5 = h_6 \quad (30-3)$$

• رکتیفایر

پایستگی جرم:

$$\dot{m}_7 + \dot{m}_{14} = \dot{m}_{13} \quad (31-3)$$

$$\dot{m}_7 x_7 + \dot{m}_{14} x_{14} = \dot{m}_{13} x_{13} \quad (32-3)$$

پایستگی انرژی:

$$Q_R = \dot{m}_{13} h_{13} - (\dot{m}_{14} h_{14} - \dot{m}_7 h_7) \quad (33-3)$$

• کندانسور

پایستگی جرم:

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 \quad (34-3)$$

$$x_7 = x_8 \quad (35-3)$$

پایستگی انرژی:

$$Q_C = \dot{m}_7 h_7 - \dot{m}_8 h_8 \quad (36-3)$$

• شیر انبساط مبرد

پایستگی جرم:

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10} \quad (37-3)$$

$$x_9 = x_{10} \quad (38-3)$$

پایستگی انرژی:

$$h_9 = h_{10} \quad (39-3)$$

• مبدل حرارتی مبرد (RHE)

پایستگی جرم:

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_9, \dot{m}_{11} = \dot{m}_{12} \quad (40-3)$$

$$x_8 = x_9, x_{11} = x_{12} \quad (41-3)$$

پایستگی انرژی:

$$\dot{m}_8 h_8 - \dot{m}_9 h_9 = \dot{m}_{12} h_{12} - \dot{m}_{11} h_{11} \quad (42-3)$$

• اواپراتور

پایستگی جرم:

$$\dot{m}_{10} = \dot{m}_{11} \quad (43-3)$$

$$x_{10} = x_{11} \quad (44-3)$$

پایستگی انرژی:

$$Q_E = \dot{m}_{11} h_{11} - \dot{m}_{10} h_{10} \quad (45-3)$$

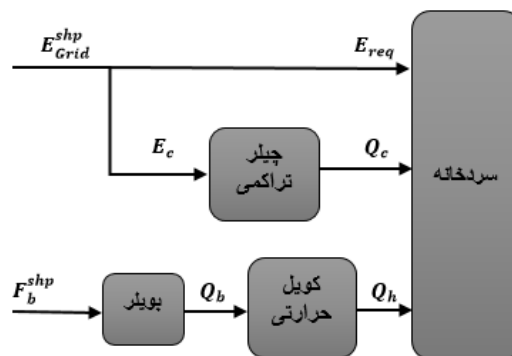
۳-۴- روابط حاکم بر تحلیل انرژی

از جمله موارد اساسی در به کارگیری از سیستم‌های تولید همزمان و بررسی امکان جایگزینی آن با سیستم‌های رایج سنتی، تحلیل انرژی و اقتصادی اجزای سیستم می‌باشد. در بخش‌های قبل، معادلات و روابط حاکم بر سردخانه ارائه شده و با به کارگیری از قوانین پایستگی جرم و انرژی، سیستم تبرید جذبی مورد نظر مدل‌سازی شد. با روابط داده شده در قسمت قبل می‌توان بار برودتی مورد نیاز سردخانه در هر زمان و مکان را محاسبه نمود و با توجه به نیاز برودتی سردخانه، سیستم جذبی مناسب را طراحی کرد. در ادامه به منظور تکمیل تحلیل‌های صورت گرفته روی سیستم تولید همزمان پیشنهادی، تحلیل

ترمودینامیکی روی اجزای سیستم تولید همزمان را کامل کرده و بعدازآن به منظور بررسی امکان اجرایی شدن طرح، سیستم را مورد ارزیابی اقتصادی قرار خواهیم داد.

۳-۴-۱- سیستم تولید جداگانه

شکل ۲-۳ جریان انرژی برای سیستم تولید جداگانه تحقیق حاضر را نشان می‌دهد. چنان چه مشاهده می‌شود بار الکتریکی مورد نیاز در سیستم‌های تولید جداگانه از شبکه خریداری و تأمین می‌شود. مقدار بار الکتریکی موردنیاز از رابطه‌ی (۳-۴۶) به دست می‌آید [۶۸].



شکل ۲-۳: جریان انرژی سیستم تولید جداگانه

$$E_{Grid}^{shp} = E_{req} + E_c \quad (۳-۴۶)$$

در این رابطه E_c انرژی الکتریکی موردنیاز در چیلر تراکمی بوده و E_{req} انرژی الکتریکی مورد نیاز برای سایر مصارف می‌باشد. سیستم سنتی شامل یک بویلر گازسوز بوده که نیاز حرارتی مجموعه را برطرف کرده و حرارت تولید شده توسط آن از طریق کویل حرارتی به سیستم منتقل می‌شود. حرارتی که باید به کویل داده شود تا نیاز حرارتی مجموعه را برطرف کند از رابطه (۳-۴۷) و سوخت مصرفی بویلر برای تولید این میزان حرارت از رابطه (۳-۴۸) به دست می‌آید [۶۹].

$$Q_b = \frac{Q_h}{\eta_{hc}} \quad (۳-۴۷)$$

$$F_b^{shp} = \frac{Q_b}{\eta_b} \quad (۳-۴۸)$$

در این روابط Q_h انرژی گرمایی موردنیاز مجموعه بوده که توسط کویل حرارتی برطرف می‌شود و

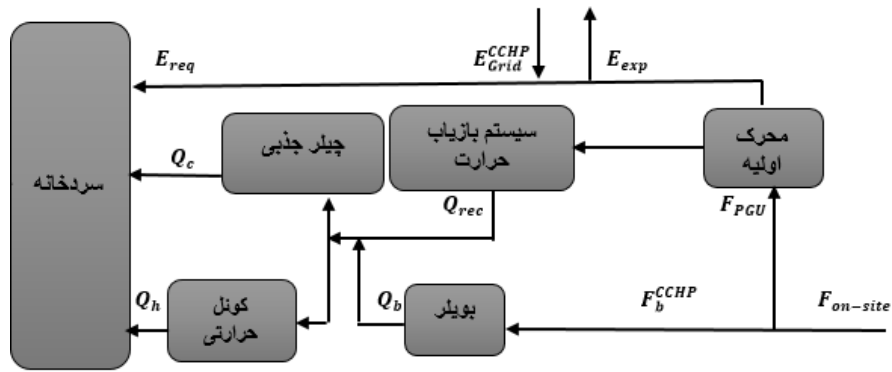
η_{hc} راندمان کویل حرارتی است. همچنین Q_b و η_b به ترتیب مقدار انرژی حرارتی حاصل از فرآیند احتراق در بویلر و راندمان بویلر می‌باشد. F_b^{shp} مقدار انرژی اولیه مصرفی در بویلر است [۷۰]. همچنین به‌منظور برطرف کردن نیاز برودتی سیستم تولید جداگانه، از یک چیلر تراکمی بهره گرفته شده است که الکتریسیته مصرفی آن از رابطه‌ی (۳-۴۹) به‌دست می‌آید [۶۸].

$$E_C = \frac{Q_C}{COP_e} \quad (۳-۴۹)$$

در این معادله، Q_C مقدار انرژی سرمایشی موردنیاز سیستم بوده و COP ضریب عملکرد چیلر الکتریکی است.

۳-۴-۲- سیستم تولید همزمان

در راستای تحلیل و بررسی سیستم‌های تولید همزمان، یکی از مهم‌ترین اقدامات تعیین استراتژی عملکردی سیستم می‌باشد. استراتژی عملکردی، هدف کارکرد تجهیزات سیستم را مشخص می‌کند. ازجمله مهم‌ترین استراتژی‌های مطرح شده برای سیستم‌های تولید همزمان، استراتژی تأمین بار الکتریکی و استراتژی تأمین بار حرارتی بوده که با توجه به عوامل متعدد نظیر تقاضای انرژی، نوع کاربری سیستم، عوامل زیست‌محیطی، عوامل اقتصادی و ... انتخاب می‌گردند [۷۱]. در این تحقیق از آنجایی که هدف اصلی تأمین بار برودتی موردنیاز سردخانه برای نگهداری محصول در شرایط مطلوب بوده و تقاضای انرژی حرارتی برای تأمین این میزان برودت به‌مراتب از سایر مصارف انرژی بالاتر است و همچنین به‌منظور رسیدن به شرایط اقتصادی مطلوب‌تر، از استراتژی تأمین بار حرارتی با امکان فروش الکتریسیته به شبکه استفاده شده است. با این وجود به‌منظور آشنایی بیشتر روابط و معادلات مرتبط با هر دو استراتژی ارائه شده است. همچنین در شکل جریان انرژی در سیستم تولید همزمان مورد بررسی تحقیق حاضر نشان داده شده است.



شکل ۳-۳: جریان انرژی در سیستم تولید همزمان

۳-۴-۲-۱- استراتژی تأمین بار الکتریکی

در استراتژی تأمین بار الکتریکی هدف تأمین الکتریسیته‌ی مورد نیاز سیستم E_{req} توسط محرک اولیه می‌باشد. چنانچه الکتریسیته‌ی تولیدی توسط محرک اولیه E_{PGU} قادر به تأمین این میزان بار الکتریکی باشد دیگر نیازی به خرید از شبکه نمی‌باشد اما چنانچه الکتریسیته‌ی تولیدی کمتر از میزان تقاضا شده باشد، برق اضافی مورد نیاز از شبکه خریداری می‌شود. همچنین در این استراتژی به هیچ عنوان امکان فروش برق به شبکه وجود نخواهد داشت. در رابطه‌ی (۳-۵۰) این موضوع به‌خوبی نشان داده شده است [۷۰].

$$E_{Grid}^{CCHP} = \begin{cases} E_{req} - E_{PGU} & E_{req} > E_{PGU} \\ 0 & E_{req} \leq E_{PGU} \end{cases} \quad (۳-۵۰)$$

سوختم مصرفی محرک اولیه مطابق رابطه‌ی (۳-۵۱) محاسبه خواهد شد [۷۲]. در این رابطه η_{PGU} راندمان محرک اولیه است.

$$F_{PGU} = \frac{E_{PGU}}{\eta_{PGU}} \quad (۳-۵۱)$$

در استراتژی تأمین بار الکتریکی الزاماً حرارت بازیافتی از محرک اولیه Q_{rec} برابر نیاز حرارتی سیستم Q_{req} نبوده و چنانچه بار حرارتی بازیافتی از محرک اولیه از نیاز حرارتی سیستم کمتر باشد، با توجه به رابطه‌ی (۳-۵۲)، بویلر کمکی نیاز حرارتی سیستم را برطرف می‌کند. بارهای حرارتی بازیافتی و مورد نیاز مجموعه به ترتیب در روابط (۳-۵۳) تا (۳-۵۶) آورده شده است [۶۹، ۷۰، ۷۳].

$$Q_b = \begin{cases} Q_{req} - Q_{rec} & Q_{req} > Q_{rec} \\ 0 & Q_{req} \leq Q_{rec} \end{cases} \quad (52-3)$$

$$Q_{rec} = \frac{E_{PGU} \eta_{rec} (1 - \eta_{PGU})}{\eta_{PGU}} \quad (53-3)$$

$$Q_{req} = Q_{Ch} + Q_h \quad (54-3)$$

$$Q_{Ch} = \frac{Q_c}{COP_{Ch}} \quad (55-3)$$

$$Q_{hw} = \rho_w C_w \dot{V} (T_2 - T_1) \quad (56-3)$$

در این روابط Q_b حرارت تولیدشده توسط بویلر، Q_h حرارت موردنیاز برای گرمایش و آب گرم مصرفی مجموعه، η_{rec} راندمان واحد بازیافت، Q_{Ch} گرمای موردنیاز برای چیلر جذبی، Q_{hw} گرمای موردنیاز برای آب گرم مصرفی، ρ_w چگالی آب، C_w ظرفیت گرمایی آب، \dot{V} دبی جرمی آب گرم مصرفی، $(T_2 - T_1)$ اختلاف دمای بین آب گرم مصرفی و آب ورودی و COP_{Ch} ضریب عملکرد چیلر جذبی می‌باشند. سوخت مصرفی بویلر برای تأمین بار حرارتی موردنیاز کویل حرارتی و سوخت کلی مصرفی سیستم مطابق روابط (57-3) و (58-3) به‌دست می‌آید [69].

$$F_b^{CCHP} = \frac{Q_b}{\eta_b} \quad (57-3)$$

$$F_{on-site} = F_b^{CCHP} + F_{PGU} \quad (58-3)$$

۳-۴-۲-۲- استراتژی تأمین بار حرارتی

در استراتژی تأمین بار حرارتی، عملکرد سیستم و انتخاب اجزا را بر اساس برطرف کردن نیاز حرارتی سیستم تنظیم می‌کنیم. همچنین حرارت بازیابی از محرک اولیه از میزان حداکثر حرارت بازیابی از آن نمی‌تواند بیشتر باشد [74]. لذا چنانچه تقاضای بار حرارتی سیستم بیشتر از max حرارت قابل بازیافت از محرک اولیه باشد، بویلر پشتیبان مسئولیت تأمین کمبود بار حرارتی را بر عهده دارد. در رابطه‌ی (59-3) این مسئله به‌خوبی نشان داده شده است [70].

$$Q_b = \begin{cases} Q_{req} - Q_{rec}^{max} & Q_{req} > Q_{rec}^{max} \\ 0 & Q_{req} \leq Q_{rec}^{max} \end{cases} \quad (59-3)$$

بارهای حرارتی در استراتژی تأمین بار حرارتی همانند استراتژی تأمین بار الکتریکی از روابط

(۵۳-۳) تا (۵۶-۳) محاسبه می‌شوند. سوخت مصرفی محرک اولیه در استراتژی تأمین بار حرارتی مطابق رابطه‌ی (۶۰-۳) به‌دست می‌آید [۷۰].

$$F_{PGU} = \frac{Q_{rec}}{\eta_{rec} (1 - \eta_{PGU})} \quad (۶۰-۳)$$

چنانچه گفته شد در استراتژی تأمین بار حرارتی، توجه روی بار حرارتی تولیدی است. لذا بار الکتریکی تولیدی می‌تواند بیشتر یا کمتر از تقاضای سیستم باشد. اگر تقاضای الکتریکی بیشتر از الکتریسیته تولیدی باشد، باقی نیاز الکتریکی سیستم از شبکه خریداری می‌شود و چنانچه الکتریسیته‌ی تولیدی از نیاز سیستم بیشتر باشد، می‌توان الکتریسیته‌ی اضافی را در صورت امکان به شبکه فروخت [۷۴]. در روابط (۶۱-۳) و (۶۲-۳) می‌توان این موضوع را به‌خوبی مشاهده کرد. همچنین الکتریسیته‌ی تولیدشده توسط محرک اولیه مطابق رابطه‌ی (۵۱-۳) به‌دست می‌آید. در روابط زیر E_{exp} و E_{Grid}^{CCHP} الکتریسیته‌ی خریداری شده از شبکه و فروخته شده به شبکه است.

$$E_{Grid}^{CCHP} = \begin{cases} E_{req} - E_{PGU} & E_{req} > E_{PGU} \\ 0 & E_{req} \leq E_{PGU} \end{cases} \quad (۶۱-۳)$$

$$E_{exp} = \begin{cases} 0 & E_{req} > E_{PGU} \\ E_{PGU} - E_{req} & E_{req} \leq E_{PGU} \end{cases} \quad (۶۲-۳)$$

همچنین مقدار سوخت مصرفی بویلر و سوخت کل مصرفی سیستم در استراتژی تأمین بار حرارتی مطابق روابط (۵۷-۳) و (۵۸-۳) به‌دست می‌آید.

۳-۴-۳- عملکرد در بار جزئی

هنگام طراحی سیستم‌های تولید همزمان همواره باید تقاضای انرژی در سیستم موردتوجه قرار گیرد. بدیهی است تقاضای توان الکتریکی و حرارتی به‌عنوان پارامترهای اساسی در محاسبات ثابت نبوده و در طول ماه، روز و حتی ساعت تغییر می‌کند. چنانچه طراحی سیستم بر اساس حداکثر توان تولیدی تجهیزات صورت پذیرد نمی‌تواند تحلیلی منطقی از عملکرد سیستم در اختیار ما قرار دهد. به همین منظور در ادامه معادلاتی داده خواهد شد تا عملکرد سیستم در طول دوره و در بار جزئی آن‌ها مورد بررسی قرار گیرد. از سوی دیگر چنانچه از معادلات گذشته مشاهده شد عملکرد تجهیزات سیستم و

مصرف سوخت سیستم به شدت وابسته به راندمان آن‌ها می‌باشد. لذا در ادامه معادلات مرتبط با راندمان تجهیزات نیز ارائه خواهد شد که در آن‌ها بار جزئی تجهیزات نقش به‌سزایی خواهند داشت. روابط (۶۳-۳) تا (۶۵-۳)، کارکرد تجهیزاتی از قبیل بویلر کمکی، چیلر جذبی و تراکمی را برحسب بار جزئی آن‌ها در یک سیستم تولید همزمان نشان می‌دهند [۷۴، ۷۵].

• بویلر:

$$\frac{\eta_{b,PL}}{\eta_{b,nom}} = 0.0951 + 1.525 PL - 0.6249 PL^2 \quad (۶۳-۳)$$

• چیلر جذبی:

$$\frac{COP_{ab,PL}}{COP_{ab,nom}} = \frac{PL}{0.75 PL^2 + 0.0195 PL} \quad (۶۴-۳)$$

• چیلر تراکمی:

$$\frac{COP_{e,PL}}{COP_{e,nom}} = 1.819 PL - 0.819 PL^2 \quad (۶۵-۳)$$

در این معادلات PL بار جزئی، $\eta_{b,PL}$ و $\eta_{b,nom}$ راندمان بویلر در بار جزئی و بار نامی، $COP_{ab,PL}$ و $COP_{ab,nom}$ ضریب عملکرد چیلر جذبی در بار جزئی و بار نامی و همچنین $COP_{e,PL}$ و $COP_{e,nom}$ ضریب عملکرد چیلر تراکمی در بار جزئی و نامی می‌باشند.

• موتور احتراق داخلی گازسوز:

محرک‌های اولیه به‌عنوان منبع اصلی تأمین انرژی در سیستم‌های تولید همزمان نقشی اساسی در عملکرد این سیستم‌ها ایفا می‌کنند. روش‌ها و سناریوهای متفاوتی جهت بررسی عملکرد و چیدمان محرک‌های اولیه وجود دارد که با توجه به عوامل متعدد و شرایط مختلف نظیر شرایط اقتصادی یا زیست‌محیطی، پاسخگویی در شرایط اوج مصرف انرژی و ... انتخاب می‌گردند. در کار حاضر و همان‌طور که قبلاً اشاره شد از یک موتور احتراق داخلی گازسوز جهت برطرف کردن نیاز حرارتی و الکتریکی سیستم تحت شرایط عملکردی مختلف استفاده شده است که در این قسمت قصد داریم روابط حاکم و پارامترهای تأثیرگذار بر آن را معرفی کنیم. روابط (۶۶-۳) و (۶۷-۳)

مربوط به راندمان موتورهای احتراق داخلی بوده که مطابق زیر ارائه شده است [۷۶, ۷۷].

$$\frac{\eta_{GE,PL}}{\eta_{GE,nom}} = -0.0001591 PL^2 + 0.024 PL + 0.1904 \quad (۶۶-۳)$$

$$\eta_{GE,nom} = 1.22 \times \frac{0.0007973 \times E_{nom} + 30.75}{100} \quad (۶۷-۳)$$

در این روابط $\eta_{GE,PL}$ و $\eta_{GE,nom}$ راندمان موتور احتراق داخلی در حالت بار جزئی و بار نامی بوده و E_{nom} ظرفیت نامی موتور گازسوز است. دبی سوخت مصرفی مطابق روابط (۶۸-۳) و (۶۹-۳) محاسبه خواهد شد [۷۴, ۷۷].

$$\frac{m_{fuel,PL,GE}}{m_{fuel,nom,GE}} = 0.2408 \exp(0.01403PL) + 0.03553 \exp(-0.02494PL) \quad (۶۸-۳)$$

$$m_{fuel,nom,GE} = \frac{E_{nom}}{\eta_{nom} LHV_{gas}} \quad (۶۹-۳)$$

مقدار دبی جرمی سوخت ورودی در حالت بار جزئی و بار نامی به ترتیب با $m_{fuel,PL,GE}$ و $m_{fuel,nom,GE}$ در روابط بالا نشان داده شده‌اند. همچنین LHV_{gas} ارزش حرارتی پایین سوخت مصرفی می‌باشد. حرارت قابل دریافت از موتور احتراق داخلی را می‌توان از روابط (۷۰-۳) تا (۷۲-۳) به‌دست آورد [۶۹, ۷۸].

$$\frac{Q_{jw,PL,GE}}{m_{fuel,PL,GE} LHV_{gas}} = 17.49 \exp(-0.07512 PL) + 39.36 \exp(-0.002556 PL) \quad (۷۰-۳)$$

$$\frac{Q_{exh,PL,GE}}{m_{fuel,PL,GE} LHV_{gas}} = 8.566 \exp(-0.02619 PL) + 18.91 \exp(-0.001194 PL) \quad (۷۱-۳)$$

$$\frac{Q_{oil,PL,GE}}{m_{fuel,PL,GE} LHV_{gas}} = 2.157 \times 10^{-8} PL^4 - 9.866 \times 10^{-6} PL^3 + 0.001897 PL^2 - 0.1897 PL + 12.71 \quad (۷۲-۳)$$

در این روابط به ترتیب حرارت دریافت شده از آب‌خنک $Q_{oil,PL,GE}$ و $Q_{exh,PL,GE}$ ، $Q_{jw,PL,GE}$ ، کن، گاز داغ خروجی و روغن روانکار موتور احتراق داخلی در بار جزئی می‌باشد.

• راندمان کل سیستم تولید همزمان:

مقایسه‌ی همزمان تک‌تک پارامترهای فنی سیستم‌های تولید همزمان برای محققان کار دشواری است. از این‌رو باید پارامتری را معرفی کرد که تأثیر همزمان تک‌تک مؤلفه‌های فنی سیستم

همزمان را نشان دهد. راندمان کلی سیستم‌های تولید همزمان مطابق رابطه‌ی (۷۳-۳) تأثیر همزمان تغییرات بار الکتریکی، بار حرارتی و سوخت مصرفی سیستم تولید همزمان را نشان می‌دهد [۷۶].

$$\eta_{CCHP} = \frac{E_{P,CCHP} + Q_{H,CCHP} + Q_{C,CCHP}}{m_{fuel,total} LHV_{gas}} \quad (73-3)$$

هرچقدر که راندمان کلی سیستم‌های تولید همزمان بالاتر باشد، استفاده از سیستم‌های تولید همزمان از نظر فنی مطلوب‌تر می‌باشد؛ اما برای اجرائی شدن طرح، تحلیل و بررسی اقتصادی سیستم نیز ضروری است که در ادامه به آن پرداخته خواهد شد.

۳-۵- روابط حاکم بر تحلیل اقتصادی

زمانی که یک طرح به مرحله‌ی اجرایی خود نزدیک می‌شود، مهم‌ترین تحلیلی که روی آن انجام می‌شود تحلیل اقتصادی است. در واقع امروزه و با توجه به قیمت تجهیزات و حامل‌های انرژی و در یک مفهوم کلی با توجه به شرایط اقتصادی؛ صنایع، کارخانه‌ها و سرمایه‌گذاران به منظور پیاده‌سازی و اجرایی کردن یک طرح علمی پژوهشی، توجه به خاصی به نتایج اقتصادی آن دارند؛ زیرا از این طریق آن‌ها قادر خواهند بود میزان سود یا ضرر حاصل از اجرایی شدن طرح را پیش از عملیاتی شدن آن تخمین زده و تصمیم‌گیری کنند. در ارزیابی اقتصادی سیستم‌ها می‌توان از دو روش استفاده کرد. ارزیابی استاتیکی و ارزیابی دینامیکی. چنانچه در بررسی‌های خود عمر مفید تجهیزات و نرخ بهره را مورد توجه قرار دهیم، در واقع تحلیل دینامیکی صورت گرفته است در غیر این صورت تحلیل انجام شده استاتیکی خواهد بود [۷۹]. به بیانی دیگر بعد از مشخص شدن مطلوبیت سیستم از نقطه نظر فنی و اینکه سیستم قادر خواهد بود نیاز مجموعه و طرح را در شرایط مطلوب انرژی تأمین کند، مباحث اقتصادی طرح مورد بررسی قرار می‌گیرد. سرمایه‌گذاران مایل‌اند که بدانند آیا هزینه‌های ناشی از سرمایه‌گذاری اولیه از محل درآمدهای حاصل از صرفه‌جویی طرح در زمان مناسب برگشت خواهد داشت و همچنین آیا در طول عمر سیستم شرایط اقتصادی طرح مطلوب خواهد بود یا جواب چیز دیگری است. به همین دلیل و در تحلیل اقتصادی تحقیق حاضر، معادلاتی ارائه خواهند شد تا به کمک آن‌ها بتوان هزینه‌های اولیه و جاری سیستم و

همچنین صرفه‌جویی‌های طرح در طول دوره را بررسی کرده و دوره‌ی بازگشت سرمایه را به‌دست آورد.

۳-۵-۱- هزینه احداث اولیه و اسقاط تجهیزات

از آنجایی که عملیاتی شدن هر پروژه‌ای نیازمند خرید قطعات و تجهیزات موردنیاز مجموعه است، لذا محاسبه‌ی هزینه‌های ناشی از خرید تجهیزات از اهمیت به خصوصی برخوردار است. هزینه‌های احداث اولیه در واقع هزینه‌های ناشی از خرید تجهیزات مورد نیاز سیستم در ابتدای راه‌اندازی مجموعه است. به‌عنوان مثال برای سیستم‌های تولید جداگانه تأمین انرژی این هزینه‌ها می‌تواند شامل خرید بویلر گرمایشی و چیلر تراکمی باشد درحالی‌که برای برطرف کردن نیاز انرژی توسط یک سیستم تولید همزمان مشابه آنچه در تحقیق حاضر در نظر گرفته شده است، هزینه‌های اولیه شامل خرید محرک اولیه، بویلر کمکی و چیلر جذبی خواهد شد. در جدول ۳-۱ روابط موردنیاز برای محاسبه هزینه‌ی سرمایه‌گذاری اولیه اجزای سیستم با C نشان داده شده است [۷۸]. چنانچه مشاهده می‌شود E_{nom} ، H_b و C_{nom} به ظرفیت نامی تولید توان توسط محرک اولیه، تولید گرما توسط بویلر و تولید سرما توسط چیلر می‌باشد.

جدول ۳-۱: هزینه اولیه‌ی تجهیزات [۷۸]

تجهیزات	هزینه سرمایه‌گذاری اولیه (\$/kW)
موتور گازسوز	$C = -138 \ln(E_{nom}) + 1727.1$
بویلر	$C = 205H_b^{-0.13}$
چیلر تراکمی	$C = 540(C_{nom})^{-0.128}$
چیلر جذبی	$C = 482(C_{nom})^{-0.07273} - 159.7$

به‌منظور محاسبه‌ی مجموع هزینه‌های اولیه، ارزش فعلی هزینه‌های سرمایه‌گذاری در زمان احداث

سیستم از رابطه‌ی (۳-۷۴) محاسبه می‌شود [۶۹].

$$NPWC = \sum_{j=1}^N (C \times NC)_j = 0 \quad (۳-۷۴)$$

مطابق رابطه‌ی (۳-۷۴)، با داشتن هزینه بر واحد تک‌تک ظرفیت تجهیزات (C) از جدول ۳-۱ و

محاسبه‌ی ظرفیت نامی آن‌ها (NC) مطابق با نیاز سیستم، می‌توان ارزش فعلی خالص هزینه‌های اولیه را محاسبه کرد. در برخی از محاسبات نیاز است هزینه‌ی اولیه سیستم را به صورت سالیانه در اختیار داشته باشیم. β ضریب سالیانه کننده بوده که با استفاده از آن مطابق رابطه‌ی (۷۵-۳) هزینه‌های اولیه سیستم را می‌توان سالیانه کرد [۸۰].

$$R = \beta \times NPWC \quad (75-3)$$

$$\beta = \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \quad (76-3)$$

در رابطه‌ی (۷۶-۳)، n و i به ترتیب طول عمر تجهیزات و نرخ بهره می‌باشد [۷۶]. اجزا و تجهیزات سیستم پس از آنکه دیگر شرایط لازم برای انجام وظایف خود را از دست می‌دهند، از مدار خارج شده و اسقاط می‌شوند. اجزای اسقاط شده درآمدی را برای سیستم ایجاد می‌کنند که از رابطه‌ی (۷۷-۳) محاسبه می‌شود [۷۸].

$$SV = 0.2 \times NPWC \quad (77-3)$$

هنگام انجام تحلیل‌های اقتصادی، هزینه‌های سیستم به‌عنوان یک پارامتر منفی و درآمدها به‌عنوان پارامتری مثبت به حساب می‌آیند. ارزش فعلی درآمدها به‌عنوان اصلی‌ترین پارامتر مثبت اقتصادی در تحلیل حاضر از مجموع تمامی درآمدهای سالانه‌ی سیستم و درآمد حاصل از اسقاط تجهیزات مطابق رابطه‌ی (۷۸-۳) به دست می‌آید [۷۸، ۸۰].

$$NPWB = A \times \left[\frac{(1+i)^n - 1}{i(1+i)^n} \right] + SV \times \left[\frac{1}{(1+i)^n} \right] \quad (78-3)$$

A در رابطه‌ی (۷۸-۳) درآمد سالانه سیستم بوده و مطابق رابطه‌ی (۷۹-۳) به دست می‌آید [۷۸، ۸۰].

$$A(\$) = \sum_{n=1}^n \left[\sum_{t=1}^{8760} (E_s \times \mu_{e,s}) \times \tau + R_{C \& O \text{ and } M} \right] \quad (79-3)$$

گفتنی است که در رابطه‌ی (۷۹-۳)، $\mu_{e,s}$ و $R_{C \& O \text{ and } M}$ به ترتیب تعرفه‌ی الکتریسیته‌ی فروشی به شبکه و میزان کاهش در هزینه‌های اولیه، تعمیر و نگهداری و هزینه‌های عملکردی سیستم

نسبت به سیستم سنتی است. از جمله ویژگی‌های قابل ذکر این رابطه می‌توان به در نظر گرفتن نرخ بهره و هزینه‌های اسقاطی اشاره نمود که با روش ارزش فعلی معادل‌سازی شده‌اند [۷۸].

۳-۵-۲- هزینه تعمیر و نگهداری

از جمله هزینه‌های معمول که هنگام طراحی یک سیستم مورد توجه قرار می‌گیرد هزینه تعمیر و نگهداری تجهیزات می‌باشد. انتظار می‌رود اجزای سیستم به میزان ساعت کاری خود و متناسب با نوع کارکرد در طول دوره مورد معاینه فنی قرار گرفته و در صورت نیاز تعمیر یا تعویض شوند. به‌عنوان مثال تعویض فیلتر هوا و فیلتر روغن، تعمیر تجهیزات سیستم در صورت گزارش خرابی و همچنین بازرسی‌های متداول به‌منظور صحت سنجی سلامت تجهیزات از جمله مواردی هستند که هزینه‌هایی را تحت عنوان تعمیر و نگهداری بر صاحبان صنایع تحمیل می‌کنند. در جدول ۲-۳ معادلاتی جهت محاسبه‌ی هزینه تعمیر و نگهداری اجزای سیستم ارائه شده است. ساعت کارکرد تجهیزات در تحقیق حاضر در طول سال متناسب با دوره‌ی نگهداری محصول ۳۸۴۰ ساعت در نظر گرفته شده است.

جدول ۲-۳: هزینه تعمیرات و نگهداری تجهیزات [۷۶، ۷۸]

تجهیزات	هزینه تعمیرات و نگهداری (\$/kWh)
موتور گازسوز	$M = 0.1696 \times E_{nom}^{-0.2} (1 - 0.6875 \frac{E}{E_{nom}})$
بویلر	$M = 0.0027$
چیلر تراکمی	$M = 0.003$
چیلر جذبی	$M = 0.003$

۳-۵-۳- هزینه‌های عملکردی

به آن دسته از هزینه‌هایی که در طول دوره‌ی کارکرد سیستم صرف می‌شود، هزینه‌های جاری یا عملکردی سیستم گفته می‌شود. اغلب این هزینه‌ها صرف خرید انرژی ورودی سیستم نظیر خرید گاز طبیعی و الکتریسیته از شبکه بوده و در تحقیق حاضر برای هر دو سیستم تولید مجزا و تولید همزمان

محاسبه شده است. در محاسبه هزینه‌های عملکردی سیستم تولید همزمان چنانچه امکان فروش برق به شبکه وجود داشته باشد، درآمد حاصل از فروش برق به شبکه را نیز در محاسبات خود در نظر می‌گیریم. روابط (۸۰-۳) تا (۸۲-۳) به ترتیب هزینه‌های عملکردی سیستم تولید مجزا و سیستم تولید همزمان در دو حالت عدم فروش برق به شبکه و امکان فروش برق به شبکه نشان می‌دهند [۸۰، ۷۰].

$$Cost^{Shp} = Cost_E E_{Grid}^{Shp} + Cost_{fuel} F_b^{Shp} \quad (۸۰-۳)$$

$$Cost^{CCHP} = Cost_E E_{Grid}^{CCHP} + Cost_{fuel} F_{on-site} \quad (۸۱-۳)$$

$$Cost^{CCHP} = Cost_E E_{Grid}^{CCHP} + Cost_{fuel} F_{on-site} - Cost_{exp} E_{exp} \quad (۸۲-۳)$$

به‌منظور مقایسه بهتر هزینه‌های عملکردی سیستم تولید همزمان نسب به سیستم تولید مجزا،

درصد کاهش هزینه‌های عملکردی سیستم در رابطه‌ی (۸۳-۳) داده شده است [۸۰].

$$CR = \frac{Cost^{Shp} - Cost^{CCHP}}{Cost^{Shp}} \quad (۸۳-۳)$$

۳-۵-۴- درصد کاهش مصرف سوخت

با توجه راندمان بالای تجهیزات در سیستم‌های تولید همزمان و پایین بودن راندمان تجهیزات در نیروگاه‌های کشور از یک‌سو و وجود یک منبع تأمین انرژی در سیستم‌های تولید همزمان از سوی دیگر، انتظار می‌رود که مصرف سوخت در سیستم‌های تولید همزمان نسبت به سیستم‌های تولید مجزا کاهش پیدا کند. اما نکته‌ی مهم در این قسمت استراتژی عملکردی سیستم است. چنانچه سیستم تحت استراتژی تأمین بار حرارتی با امکان فروش الکتریسیته به شبکه عمل کند، مقدار الکتریسیته‌ی فروخته‌شده به شبکه خود جایگزین الکتریسیته‌ای خواهد شد که برای تولید آن نیازمند صرف سوخت بیشتری است [۷۰]. همچنین چنان چه الکتریسیته‌ی تولیدی کمتر از نیاز سیستم باشد باید مقدار سوخت مصرف شده در شبکه برای تولید الکتریسیته‌ی اضافی مورد نیاز در سیستم را نیز اعمال کنیم. مطابق رابطه‌ی (۸۴-۳)، درصد کاهش مصرف سوخت محاسبه می‌شود [۷۰].

$$FESR = \frac{fuel^{shp} - fuel^{CCHP}}{fuel^{shp}} \quad (۸۴-۳)$$

$$fuel^{shp} = \frac{E_{Grid}^{shp}}{\eta_e^{shp} \eta_{Grid}} + F_b^{shp} \quad (85-3)$$

$$fuel^{CCHP} = \frac{E_{Grid}^{CCHP} - E_{exp}}{\eta_e^{shp} \eta_{Grid}} + F_{on-site} \quad (86-3)$$

در روابط بالا η_e^{shp} راندمان تولید برق در نیروگاه‌های کشور و η_{Grid} راندمان شبکه توزیع سراسری می‌باشد. همچنین FESR میزان صرفه‌جویی در مصرف انرژی اولیه است.

۳-۵-۵- دوره‌ی بازگشت سرمایه

دوره‌ی بازگشت سرمایه را شاید بتوان جذاب‌ترین پارامتر اقتصادی برای سرمایه‌گذاران نام‌گذاری کرد. آن‌ها مایل‌اند بدانند که چه مدت‌زمانی طول می‌کشد تا هزینه‌های اولیه‌ای که برای خرید و احداث تجهیزات صرف کرده‌اند توسط درآمدها و صرفه‌جویی در هزینه‌ها برگشت کند. به هراندازه‌ای که دوره‌ی بازگشت سرمایه کمتر و عدد محاسبه شده دقیق‌تر باشد، تمایل به سرمایه‌گذاری بالاتر می‌رود. به همین منظور روش‌ها و متدهای متفاوتی برای محاسبه‌ی دوره‌ی بازگشت سرمایه معرفی شده است. در این تحقیق از دو روش سنتی و کلاسیک برای محاسبه‌ی دوره‌ی بازگشت سرمایه استفاده شده است [۸۰].

• روش سنتی

چنانچه به دنبال یک روش تقریبی برای محاسبه دوره‌ی بازگشت سرمایه باشیم، می‌توان مطابق

رابطه‌ی (۸۷-۳) از روش سنتی استفاده کرد [۸۱].

$$-P + \sum_{n=1}^{PB} CF_n = 0 \quad (87-3)$$

در این رابطه، P میزان سرمایه‌گذاری اولیه بوده و CF_n فرآیند مالی سیستم شامل درآمدهای حاصل

از فروش برق و صرفه‌جویی در هزینه‌های سیستم را نشان می‌دهد. اگر فرآیند مالی در پایان هر سال

برابر در نظر گرفته شود، رابطه‌ی (۸۸-۳) را می‌توان به صورت زیر بیان کرد [۸۱]:

$$PB = \frac{P}{CF_n} \quad (88-3)$$

• روش کلاسیک

روش کلاسیک در محاسبات اقتصادی این امکان را فراهم می‌کند تا تحلیلی دقیق از مدت‌زمان بازگشت سرمایه داشته باشیم. چنانچه دیده شد در روش سنتی تأثیر نرخ بهره و همچنین ارزش اسقاطی تجهیزات در نظر گرفته نشده است و به همین دلیل در تعریف روش مذکور از کلمه‌ی تقریبی استفاده شده است. اما در روش کلاسیک نقش ارزش زمانی پول و درآمد حاصل از اسقاط تجهیزات نیز مورد توجه قرار گرفته است. رابطه‌ی (۳-۸۹) دوره‌ی بازگشت سرمایه به روش کلاسیک را نشان می‌دهد [۸۰].

$$NPWB(n) - NPWC(n) = 0 \rightarrow PB = n \quad (۳-۸۹)$$

فصل چهارم

بررسی نتایج

۴-۱- مقدمه

آنچه تاکنون و در فصل‌های گذشته بیان شد، معرفی و مقدمه‌ای برای بررسی سیستم‌های تولید همزمان و استفاده از این نوع سیستم‌ها برای اهداف صنعتی و به‌طور ویژه، تأمین نیاز انرژی یک واحد سردخانه صنعتی به کمک اجزای مختلفی نظیر موتور احتراق داخلی، چیلر جذبی، مبدل‌های حرارتی و ... برای نگهداری محصول در شرایط بهینه بوده است. پیشینه‌ی استفاده از سیستم‌های جذبی و تولید همزمان و همچنین ساختار سیستم مورد بررسی در تحقیق حاضر معرفی شده و روابط حاکم بر تک‌تک اجزا ارائه شده است. همچنین پس از آنکه روابط مورد بررسی برای امکان‌سنجی استفاده از سیستم‌های جذبی و تولید همزمان از نقطه نظر فنی ارائه شد، سیستم از نظر انرژی و اقتصادی نیز باید با یک سیستم مرجع مورد مقایسه قرار گیرد. از این‌رو در فصل گذشته روابط مورد نیاز به‌منظور محاسبات لازم برای یک سیستم تولید جداگانه نیز ارائه شد. در این فصل و در ادامه نتایج حاصل از مطالعه‌ی صورت گرفته در این تحقیق ارائه شده و مقایسه‌ای بین سیستم تولید همزمان طراحی شده و سیستم تولید جداگانه صورت گرفته تا مزایای استفاده از این سیستم‌ها به‌خوبی مشاهده شده و امکان جایگزینی آن‌ها بررسی شود. همچنین به‌منظور کسب اطمینان از نتایج به‌دست آمده اعتبار سنجی لازم صورت گرفته است.

۴-۲- روش حل

از آنجایی که هدف نهایی از طراحی سیستم حاضر تأمین نیازهای انرژی مجتمع سردخانه صنعتی و نگهداری محصول در شرایط مطلوب مندرج در مراجع مربوطه است [۲]، لذا مبنای طراحی در تحقیق حاضر محاسبه‌ی بارهای برودتی سردخانه و سایر مصارف انرژی مجموعه می‌باشد. به همین دلیل ابتدا ضمن ارائه انرژی مورد نیاز مجتمع سردخانه از قبیل انرژی الکتریکی، گرمایشی و سرمایشی موردنیاز، به دلیل اهمیت بیشتر عوامل تأثیرگذار بر بارهای برودتی سردخانه باید شناسایی شوند تا بتوان ظرفیت سرمایشی سردخانه را تعیین کرد. از جمله مهم‌ترین عوامل تأثیرگذار بر ظرفیت سرمایشی سردخانه می‌توان به شرایط آب و هوایی اشاره نمود. به همین دلیل نتایج مربوط به اطلاعات هواشناسی شهرستان

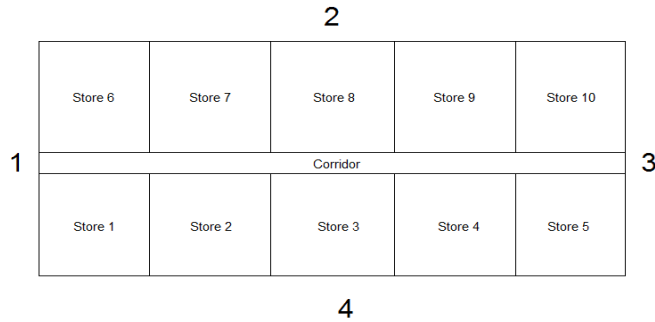
ساری در سال ۱۳۹۶ [۸۲] و بحرانی‌ترین روزهای دوره‌ی نگهداری محصول به‌عنوان ورودی مدل کامپیوتری تحت فرضیات ارائه‌شده در قسمت مربوطه در نظر گرفته شده است. بررسی مطالعات پیشین صورت گرفته نشان می‌دهد که اکثر این تحقیقات بر اساس یک ظرفیت تبرید مشخص و برای یک اقلیم خاص بوده که امکان استفاده از آن برای شرایط آب و هوایی دیگر وجود ندارد. مدل کامپیوتری حاضر در این تحقیق قادر است بر اساس اطلاعات هواشناسی ورودی برای هر نقطه‌ی دلخواه حسب امر کاربر، بارهای برودتی موردنیاز برای نگهداری هر نوع محصول در شرایط مطلوب را برای هر زمان از روز در اختیار کاربر قرار دهد. لازم به ذکر است که تمامی مراحل مدل‌سازی مطالعه حاضر توسط نرم‌افزار EES صورت گرفته است. در ادامه به‌منظور تأمین انرژی سرمایشی مورد نیاز سردخانه که به کمک روابط ارائه شده در فصل گذشته و توسط نرم‌افزار محاسبه شده است، سیستم جذبی مورد نیاز طراحی می‌شود. چنانچه پیش‌تر گفته شد سیستم جذبی مناسب برای ایجاد تبرید در تحقیق حاضر، چیلر جذبی آب- آمونیاک تک اثره بوده که عملکرد ۲۴ ساعته این سیستم‌ها در شرایط بهینه به دلیل محیط انعطاف‌پذیر و دارا بودن خواص ترمودینامیکی مواد در نرم‌افزار EES و به کمک روابط ارائه شده، مدل‌سازی، شبیه‌سازی و بهینه‌سازی شده است. همچنین عوامل مؤثر بر عملکرد سیستم در طول روز و دوره‌ی نگهداری محصول شناسایی شده و تأثیر این عوامل نشان داده شده است. از آنجایی که دمای محیط در طول ۲۴ ساعت شبانه‌روز دائماً تغییر می‌کند، تأثیر بسیار زیادی روی عملکرد سیستم جذبی آب- آمونیاک خواهد داشت. تغییرات دمای محیط سبب می‌شود که دمای مورد نیاز برای تقطیر مبرد در کندانسور نیز دستخوش تغییراتی شده و به سبب آن دمای سیال خروجی از اواپراتور که از مبدل حرارتی مبرد نیز عبور می‌کند تغییر پیدا کند. بدیهی است که تحت فشار و غلظت ثابت حالت جریان ورودی به ایزوربر در طول ۲۴ ساعت شبانه‌روز تغییراتی خواهد داشت. به همین دلیل باید تدابیری اندیشیده شود تا اختلالی در عملکرد ۲۴ ساعته‌ی سیستم جذبی ایجاد نشود. ازجمله‌ی این اقدامات که در تحقیقات دیگر صورت گرفته است، به‌کارگیری از تجهیزاتی است تا به وسیله‌ی آن فشار پایین سیستم نیز به مانند فشار بالای سیستم که متناسب با خروجی مبرد از کندانسور در حالت مایع اشباع تغییر می‌کند، به‌گونه‌ای

تغییر یابد که مبرد ورودی به ابزوربر در حالت بخار اشباع باشد. اما در این تحقیق از روش دیگری استفاده شده است که بر اساس آن فشار پایین سیستم در کمترین دمای دوره‌ی نگهداری ثابت و بهینه شده است. چنانچه مشاهده خواهد شد با استفاده از این روش بهینه‌یابی مقادیر COP سیستم در طول روز و دوره‌ی نگهداری نسبت به روش قبل افزایش قابل توجهی خواهد داشت و پارامترهای اساسی سیستم از قبیل دمای ژنراتور و COP در حالت بهینه‌ی خود قرار خواهند گرفت. مقادیر انرژی محاسبه شده در مراحل قبل به‌منظور تعیین ظرفیت محرک اولیه و سایر اجزای سیستم به‌صورت خودکار توسط مدل کامپیوتری طراحی شده به قسمت بعد فرستاده خواهد شد. در این مرحله با توجه به تقاضای انرژی مجموعه، استراتژی عملکردی و روابط و معادلات ارائه شده در فصل گذشته ظرفیت محرک اولیه موتور احتراقی گازسوز به‌گونه‌ای انتخاب می‌گردد که پاسخگوی حداکثر نیاز مجموعه باشد. همچنین تغییرات پارامترهای تأثیرگذار بر عملکرد کلی سیستم تولید همزمان و سایر عوامل تعیین شده بررسی خواهد شد. پس از آنکه مشخص شد سیستم از لحاظ فنی پاسخگوی نیاز مجموعه خواهد بود، به‌منظور اجرایی شدن طرح و جایگزینی آن با سیستم‌های رایج سنتی، تحلیل‌های انرژی و اقتصادی موردنیاز با استفاده از روابط ارائه شده و به کمک مدل کامپیوتری طراحی شده انجام خواهند گرفت. فرضیات موردنیاز در ابتدای هر بخش ارائه شده که به‌عنوان ورودی در اختیار نرم‌افزار قرار خواهند گرفت.

۴-۳- طراحی سردخانه

۴-۳-۱- فرضیات حاکم بر طراحی سردخانه

در شکل ۴-۱ ساختار کلی سردخانه، قرارگیری سالن‌های نگهداری محصول و راهرو مشخص شده است. همچنین مجتمع سردخانه شامل اتاق‌های اداری، بسته‌بندی، نگهبانی و خانه‌ی سرایداری بوده که مقادیر انرژی موردنیاز در قسمت مربوطه ارائه شده است.



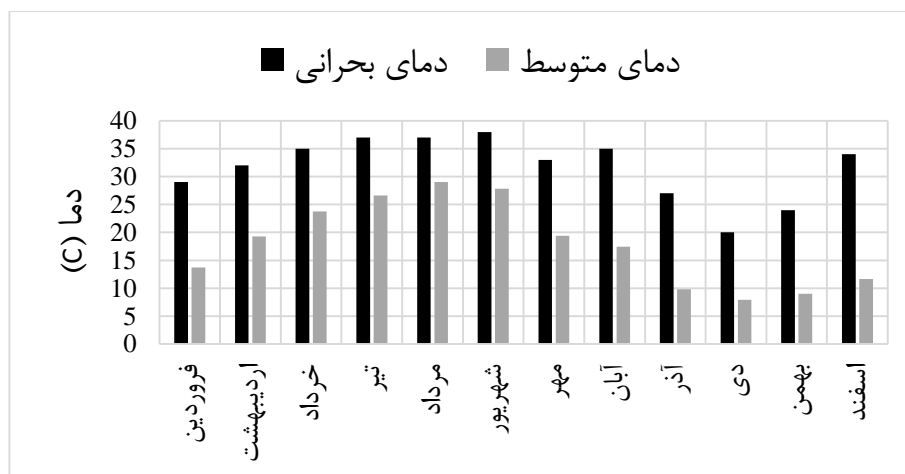
شکل ۴-۱: ساختار کلی سردخانه و جهت‌گیری جغرافیایی دیوارها

- مطابق شکل ۴-۱، سردخانه دارای ابعاد خارجی $۹۰ \times ۴۶ \times ۶/۵$ و با احتساب ضخامت ناشی از عایق و مواد به‌کاررفته در دیوارها، کف و سقف ابعاد داخلی آن $۸۹ \times ۴۵ \times ۵/۵$ در نظر گرفته شده است. همچنین ۱۰ سالن نگهداری محصول به ظرفیت ۵۰۰ تن و با ابعادی یکسان و برابر با $۲۰/۵ \times ۱۸ \times ۵/۵$ و راهرویی به ابعاد $۴ \times ۸۹ \times ۵/۵$ طراحی شده است.
- شرایط نگهداری محصول از جدول ۱ پیوست تعیین می‌گردد [۲]. جرم هر یک از جعبه‌های نگهداری محصول ۲ kg با ظرفیت گرمایی ویژه $(kJ/kg.K)$ $۲/۵$ و توانایی نگهداری ۲۰ kg محصول در نظر گرفته شده است.
- جهت جغرافیایی دیوارهای سردخانه مطابق با شکل ۴-۱، از ۱ تا ۴ به ترتیب شمال، شرق، جنوب و غرب در نظر گرفته شده است.
- به‌منظور جذب کمتر انرژی خورشیدی توسط سطوح خارجی و در نتیجه‌ی آن اتلاف کمتر انرژی، سطوح خارجی همگی صاف و صیقلی با رنگ روشن فرض شده‌اند.
- بهترین میزان استفاده از فضای سردخانه مطابق با استاندارد [۳]، معادل یک تن به ازای هر مترمکعب در نظر گرفته شده است.
- همان‌طور که پیش‌تر نیز گفته شد و به‌منظور برفک‌زدایی سیستم، ساعت کارکرد تجهیزات سرمایش ۲۰ ساعت در نظر گرفته شده است [۲].
- ساعت کاری کارکنان و همچنین ورود محصول از ساعت ۸ تا ۱۵ به مدت ۸ ساعت مقرر گردیده است.

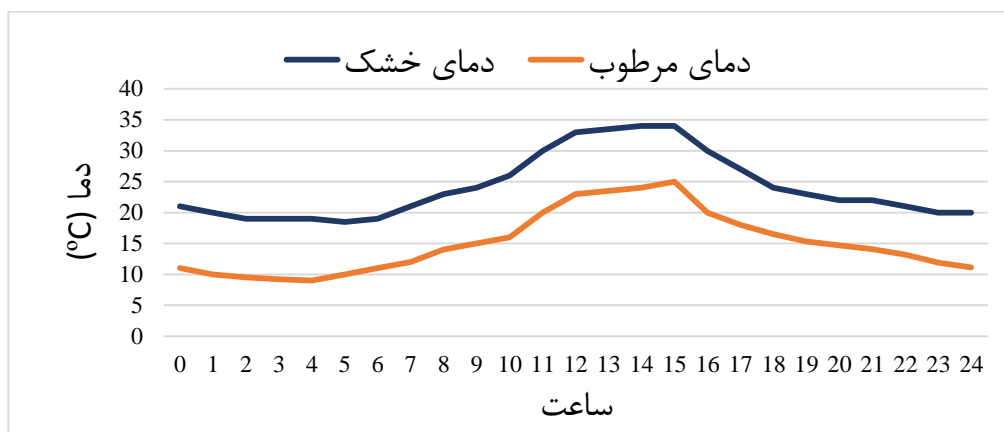
- سه نفر نیروی کار داخل سالن‌ها، دو دستگاه فن اواپراتور هر یک به توان ۱/۵ کیلووات و ضریب اطمینان ۰/۵، یک دستگاه لیفتراک به منظور جابه‌جایی محصولات و گرمای اتلافی حاصل از روشنایی (W/m^2) ۲/۵ در نظر گرفته شده است.
- محاسبات بر اساس بحرانی‌ترین روزهای دوره‌ی نگهداری انجام شده است.

۴-۳-۲- اطلاعات هواشناسی

همان‌طور که گفته شد، اطلاعات هواشناسی ورودی منطبق بر داده‌های هواشناسی شهر ساری در سال ۹۶ بوده و روزهای بحرانی هر یک از ماه‌های دوره‌ی نگهداری اساس تحلیل سیستم مورد نظر می‌باشد [۸۲]. شکل ۲-۴ متوسط و ماکزیمم دمای خشک هوا برای روزهای بحرانی سال ۹۶ شهر ساری و شکل ۳-۴ تغییرات ساعتی دمای خشک و مرطوب هوا برای بحرانی‌ترین روز دوره یعنی ۲۹ آبان را نمایش می‌دهد [۸۲]. از آنجایی که ۲۹ آبان آخرین روز بارگیری محصول بوده و بیشترین میزان بار تنفس محصول نسبت به روزهای پیشین را داشته و همچنین به دلیل بارگیری محصول پرتقال کماکان دارای بار محصول بالا می‌باشد و از طرف دیگر با توجه به دمای بالای هوا در این روز، با انجام محاسبات و مقایسه‌های صورت گرفته نسبت به سایر روزهای دوره‌ی نگهداری محصول؛ به‌عنوان بحرانی‌ترین روز دوره‌ی نگهداری انتخاب شده است.



شکل ۲-۴: دمای بحرانی و متوسط دوره‌ی نگهداری محصول [۸۲]



شکل ۳-۴: تغییرات ساعتی دمای خشک و مرطوب هوا در ۲۹ آبان [۸۲]

لازم به ذکر است با توجه به شروع بررسی سیستم از ۲۰ مهر به عنوان اولین روز بارگیری محصول، در محاسبات دمای بحرانی و متوسط دمای روزانه متناسب با دوره‌ی بررسی انتخاب می‌گردد.

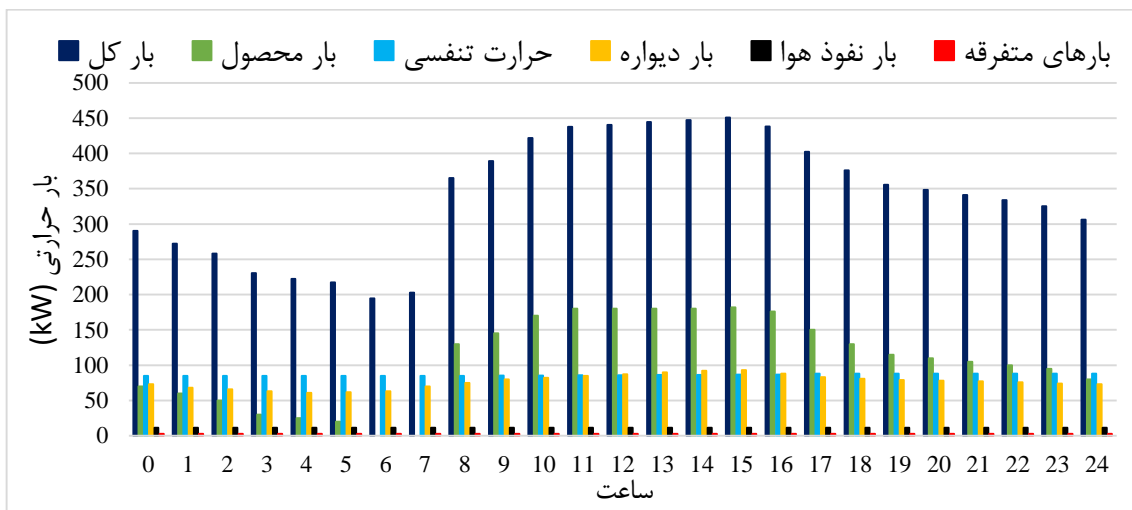
۳-۳-۴- طراحی بار برودتی موردنیاز سردخانه

در راستای طراحی بار برودتی موردنیاز سردخانه، ابعاد دقیق آن و جنس دیوارها، سقف و کف سالن‌های نگهداری و راهرو در کنار سایر پارامترهای ورودی مورد نیاز است. برای مطالعه‌ی موردی همان‌طور که پیش‌تر گفته شد ۱۰ سالن نگهداری با ابعادی یکسان و برابر با $۲۰/۵ \times ۱۸ \times ۵/۵$ و راهرویی به ابعاد $۴ \times ۸۹ \times ۵/۵$ طراحی شده است. همچنین مقادیر ضریب انتقال حرارت برای هر یک از دیوارها مطابق جدول ۱-۴ در نظر گرفته شده است.

جدول ۱-۴: مقادیر ضریب انتقال حرارت برای سطوح مختلف سردخانه

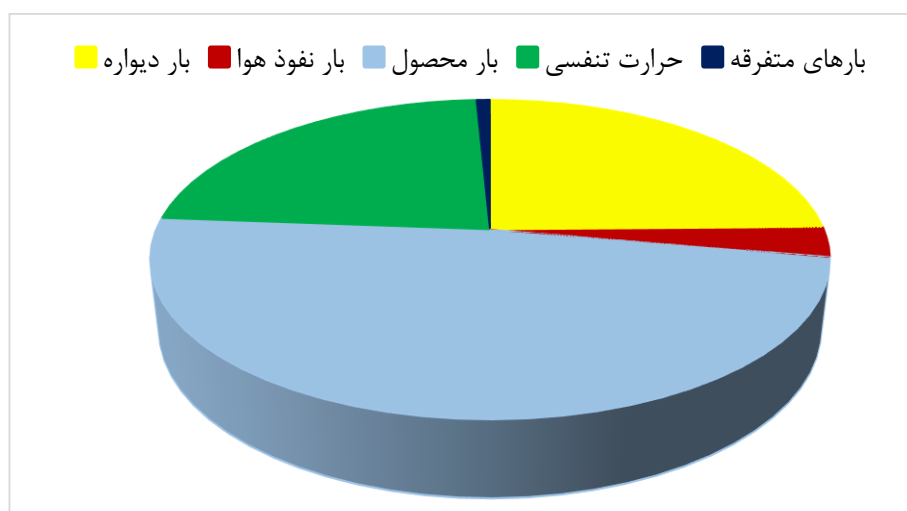
کف	سقف	۴	۳	۲	۱	سطح جداره
۰/۲۸	۰/۱۹	۰/۲۱	۰/۲۵	۰/۲۱	۰/۲۵	ضریب انتقال حرارت ($W/m^2.K$)

با توجه به داده‌های مذکور و همچنین جدول ۱ پیوست در خصوص شرایط نگهداری محصول و سایر جداول و اطلاعات مربوطه و با بهره‌گیری از روابط ارائه شده در خصوص طراحی سردخانه در پیوست، نتایج محاسبات ساعتی بارهای برودتی سردخانه برای مطالعه موردی مطابق شکل ۴-۴ ارائه می‌گردد.

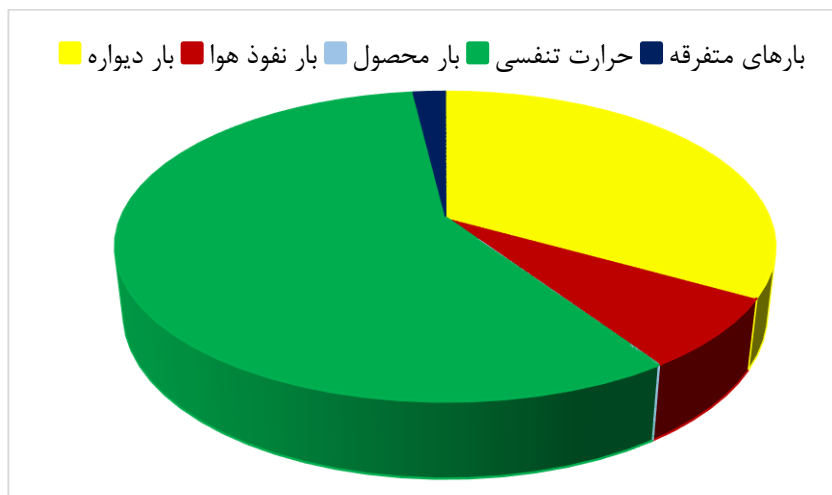


شکل ۴-۴: تغییرات ساعتی بار حرارتی سردخانه در روز ۲۹ آبان

مطابق شکل ۴-۴، میزان بار حرارتی برای هر یک از پارامترهای طراحی و درنهایت بار کل حرارتی مشخص شده است. بسته به شرایط آب و هوایی، تابش خورشید، جهت گیری و جنس دیوارها، مواد عایق به کاررفته و سایر موارد تأثیرگذار؛ بار حرارتی کل که میزان سرمایش مورد نیاز سردخانه برای نگهداری محصول در شرایط مطلوب می باشد تغییر می کند. از این رو و به منظور بررسی دقیق تر در شکل ۴-۵ و شکل ۴-۶ سهم بار هر یک از پارامترهای مذکور از کل بار حرارتی برای دو روز متفاوت از دوره نگهداری به نمایش درآمده است.



شکل ۴-۵: سهم هر یک از بارها از بار حرارتی کل در روز ۲۹ آبان



شکل ۴-۶: سهم هر یک از بارها از بار حرارتی کل در روز ۹ دی

همان‌طور که گفته شد، مادامی که محصول در دمایی بالاتر از دمای نگهداری در سردخانه قرار داشته باشد و تا زمانی که به دمای نگهداری برسد، دارای بار حرارتی محصول بوده که این بار حرارتی تنها برای محصول نبوده و برای تمامی اجزایی که درون محیط سردخانه باشند نظیر جعبه‌های نگهداری محصول وجود دارد. با توجه به شکل ۴-۵ و شکل ۴-۶، در روز ۲۹ آبان به‌عنوان بحرانی‌ترین روز نگهداری محصول و با توجه به بارگیری محصول، بیشترین سهم از بار کل را بار محصول دارا می‌باشد درحالی‌که برای روز ۹ دی سهم بار محصول از بار کل صفر است.

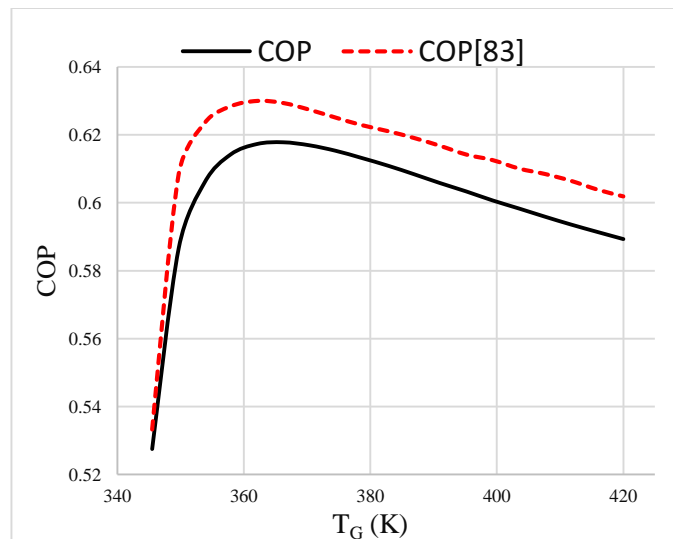
۴-۴- طراحی و بهینه‌سازی سیستم جذبی

با استفاده از روابط مربوط به چیلر جذبی تک اثره آب-آمونیاک برای مطالعه موردی حاضر که در فصل ۳ ذکر گردید و با بهره‌گیری از نرم‌افزار EES که به دلیل دارا بودن خواص ترمودینامیکی مواد محیطی مناسب جهت انجام محاسبات ترمودینامیکی به حساب می‌آید، سیستم جذبی مورد نظر را مدل‌سازی نموده‌ایم. سپس به کمک آن تأثیر تغییرات هر یک از پارامترهای تأثیرگذار بر سیستم جذبی ذکرشده در فشار پایین بهینه و دمای بهینه ژنراتور، بررسی می‌گردد. منظور از فشار پایین بهینه و دمای بهینه ژنراتور، مقادیری از فشار پایین و دمای ژنراتور است که سیستم دارای بیشترین مقدار COP خود باشد. روش محاسبه‌ی این پارامترها در ادامه ارائه خواهد شد تا با استفاده از آن سیستم تبرید جذبی

تحت شرایط بهینه عمل کند. لازم به ذکر است که عملکرد سیستم جذبی به شدت وابسته به پارامترهای جوی و محیطی و فرضیات سیستم جذبی بوده که تغییر هر یک به نوعی موجب تغییراتی در عملکرد سیستم خواهد شد. برخی از این مقادیر بنابر شرایط اقلیمی ثابت گشته‌اند. دمای ایزوهر و کندانسور نیز یکی از این پارامترها بوده که محدوده‌ی تغییرات برای آن‌ها ۵ درجه بالاتر از ماکزیمم و مینیمم دمای مرطوب دوره در نظر گرفته شده است.

۴-۴-۱- اعتبار سنجی سیستم جذبی

به منظور اعتبارسنجی سیستم جذبی، فرضیات و ورودی‌های [۸۳] را در مدل کامپیوتری حاضر که در محیط نرم‌افزار EES نوشته شده است قرار داده و با نتایج به دست آمده در [۸۳] مورد مقایسه قرار گرفته است. به عنوان مثال در شکل ۴-۷ همان‌طور که مشاهده می‌شود، دمای بهینه ژنراتور و ماکزیمم COP سیستم در گرم‌ترین روز سال به ترتیب ۹۰/۹۵ درجه سانتی‌گراد و ۰/۶۱۷۷ به دست می‌آید که با توجه به نتایج موجود در [۸۳] (۸۸/۸۶۰ درجه سانتی‌گراد و ۰/۶۳۱۹) تطبیق بسیار خوبی با هم دارند.



شکل ۴-۷: تأثیر تغییرات دمای ژنراتور بر COP سیستم مورد بررسی مرجع [۸۳]

۴-۴-۲- فرضیات حاکم بر سیستم جذبی آب-آمونیاک تک اثره

سیستم جذبی آب-آمونیاک مورد بررسی در شکل ۳-۱ نشان داده شده است. به منظور شبیه‌سازی

سیستم، ورودی‌های برنامه‌ی کامپیوتری را مطابق با فرضیات زیر و جدول ۴-۲ در نظر می‌گیریم.

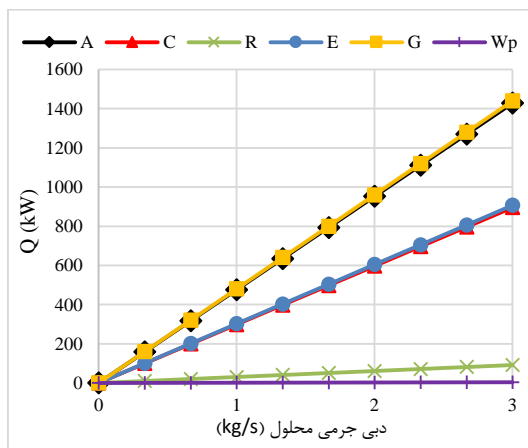
- حالت سیستم پایا در نظر گرفته می‌شود.
- اجزای مختلف سیستم جذبی با یکدیگر در تعادل ترمودینامیکی هستند.
- میزان تلفات حرارتی و افت فشار را در سیستم ناچیز در نظر می‌گیریم.
- بیشترین غلظت مبرد قابل حصول در سیستم ۰/۹۹۹ خواهد بود.
- اواپراتور قادر به تأمین نیاز بروودی سردخانه در بحرانی‌ترین روزها خواهد بود.
- دمای مبرد خروجی از اواپراتور بسته به محصول انتخابی و شرایط مطلوب موردنیاز آن انتخاب خواهد شد.
- خروجی کندانسور را مایع اشباع در دمای کندانسور در نظر می‌گیریم.
- محلول ضعیف ژنراتور را در دمای ژنراتور ترک می‌کند.
- محلول قوی ابزوربر را در دمای ابزوربر ترک می‌کند.

جدول ۲-۴: ورودی‌های سیستم جذبی

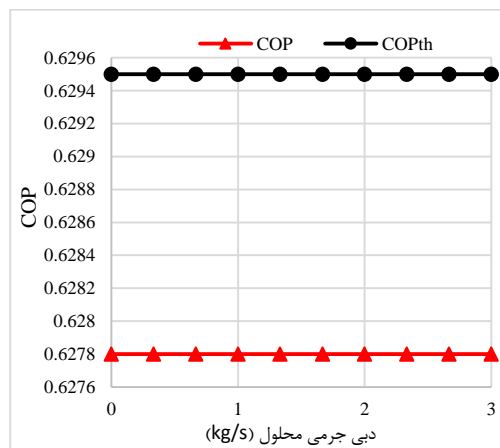
۳۰۳/۱۵-۲۸۸/۱۵	دمای ابزوربر (K)
۳۰۳/۱۵-۲۸۸/۱۵	دمای کندانسور (K)
۲۶۶/۱۵	دمای اواپراتور (K)
۰/۹	بازده مبدل حرارتی محلول
۰/۶	بازده مبدل حرارتی مبرد
۰/۸۵	بازده رکتیفایر
۰/۸	بازده پمپ

۴-۴-۳- تأثیر تغییرات دبی جرمی محلول

شکل ۴-۸ تأثیر تغییرات دبی جرمی محلول روی بارهای حرارتی و COP سیستم جذبی را نشان می‌دهد. از شکل ۴-۸ می‌توان دریافت که در یک سیستم جذبی با فرض ثابت بودن شرایط طراحی، رابطه‌ی انتقال حرارت برای تمامی اجزای سیستم با دبی جرمی محلول به‌صورت خطی خواهد بود.



ب



الف

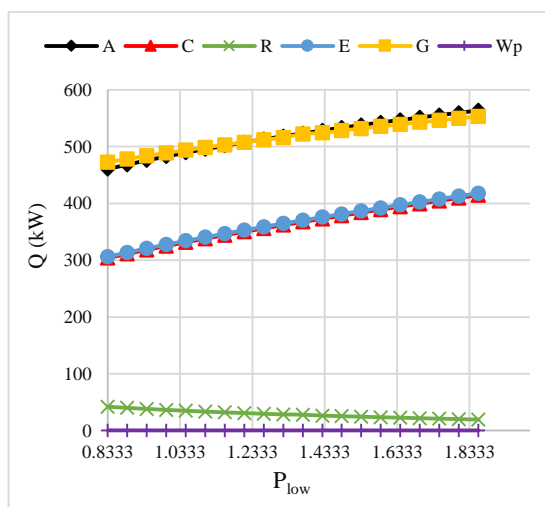
شکل ۸-۴: تأثیر تغییرات دبی جرمی محلول روی الف: COP و ب: بارهای حرارتی سیستم جذبی

به‌عنوان مثال اگر برای ایجاد ۳۰۰ کیلووات سرمایش توسط اواپراتور به 1 (kg/s) دبی جرمی محلول و ۴۸۰ کیلووات گرما در ژنراتور نیاز باشد، برای دو برابر شدن توان سرمایشی اواپراتور یعنی ۶۰۰ کیلووات، به 2 (kg/s) دبی جرمی محلول و ۹۶۰ کیلووات گرمای ژنراتور نیاز است. مشاهده می‌شود که تک‌تک پارامترها دو برابر مقدار اولیه خود خواهند بود. از طرفی با توجه به رابطه $(3-14)$ و خطی بودن تغییرات مقادیر انتقال حرارت نسبت به دبی جرمی می‌توان دریافت که COP سیستم با تغییرات دبی جرمی محلول، ثابت خواهد ماند که این نتیجه از شکل ۸-۴ قابل مشاهده است. لذا چنانچه بخواهیم سرمایش بیشتری را توسط اواپراتور ایجاد کنیم می‌توان بدون تغییر در COP سیستم تنها دبی جرمی محلول آب-آمونیاک را تغییر داد.

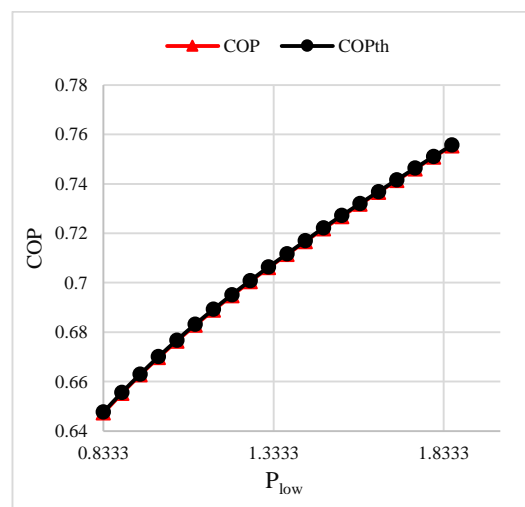
۴-۴-۴- بهینه‌سازی و بررسی تغییرات فشار پایین سیستم

پارامترهای عملکردی سیستم به‌خصوص دمای اواپراتور و غلظت مبرد، عوامل تعیین‌کننده بازه‌ی تغییرات فشار پایین سیستم می‌باشند. همان‌طور که قبلاً اشاره شد فشار پایین بهینه به مقداری از فشار پایین سیستم جذبی گفته می‌شود که بیشترین مقدار COP سیستم در آن فشار حاصل شود. با بررسی‌ها و محاسبات انجام‌شده، محدوده‌ی مجاز فشار پایین سیستم برای مطالعه حاضر $(3/348-0/8333)$ بار در نظر گرفته شده است. چنانچه مبرد خروجی از اواپراتور تحت فشار $3/348$ بار عمل کند، در حالت

مایع اشباع بوده و لذا فشارهای نزدیک به آن و یا بالاتر خروجی ایده‌آل نمی‌باشد زیرا با اساس کار اواپراتور در تضاد خواهد بود. همچنین چنانچه مبرد خروجی از اواپراتور تحت فشار $0/8333$ در نظر گرفته شود، بخار اشباع بوده و دیگر نیازی به گرمایش مجدد در مبدل حرارتی مبرد نمی‌باشد. لذا فشارهای نزدیک و پایین‌تر از این عدد نیز مناسب نمی‌باشند. در ادامه به منظور دستیابی به مناسب‌ترین فشار یا همان فشار بهینه، محدوده‌ی فشار مجاز در پایین‌ترین و بالاترین دمای دوره تعیین شده و ضمن بررسی تأثیر تغییرات، فشار پایین بهینه سیستم انتخاب می‌گردد.



ب

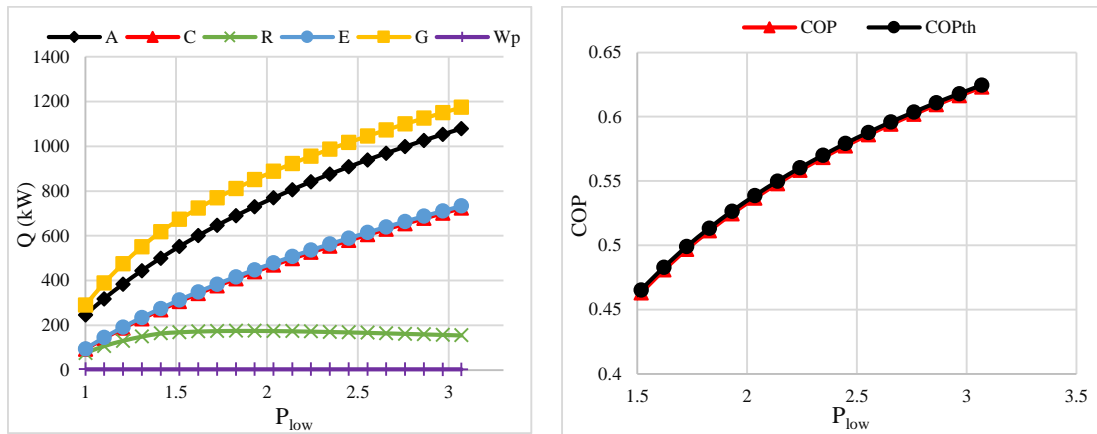


الف

شکل ۴-۹: تأثیر فشار پایین در سردترین روز دوره نگهداری روی الف: COP و ب: بارهای حرارتی سیستم

مطابق شکل ۴-۹، تأثیر تغییرات فشار پایین سیستم بر ضریب عملکرد چیلر جذبی و بارهای حرارتی در پایین‌ترین دمای دوره مشخص شده است. چنانچه گفته شد تحت فشار $0/8333$ بار و فشارهای نزدیک به آن مبرد خروجی از اواپراتور در حالت بخار اشباع خواهد بود و اگر چنین فشاری یا فشارهای نزدیک به آن انتخاب شود دیگر نیازی به استفاده از مبدل حرارتی محلول نخواهد بود. همچنین بالاترین فشار ممکن برای آنکه مبرد خروجی در حالت مایع اشباع نباشد، فشارهای نزدیک و کمتر از $3/348$ بار خواهد بود. از طرفی با انجام محاسبات مشخص شد چنانچه فشار پایین سیستم در پایین‌ترین دمای دوره برابر $1/858$ باشد، مبرد ورودی به ابزوربر در حالت بخار اشباع خواهد بود. لذا محدوده‌ی مجاز فشار پایین سیستم برای پایین‌ترین دمای دوره ($0/8333-1/858$) بار خواهد بود. مطابق شکل

۹-۴ بیشترین مقدار COP سیستم در پایین‌ترین دمای دوره، ۰/۷۵۵۴ بوده که در فشار ۱/۸۵۸ بار حاصل می‌گردد.



ب

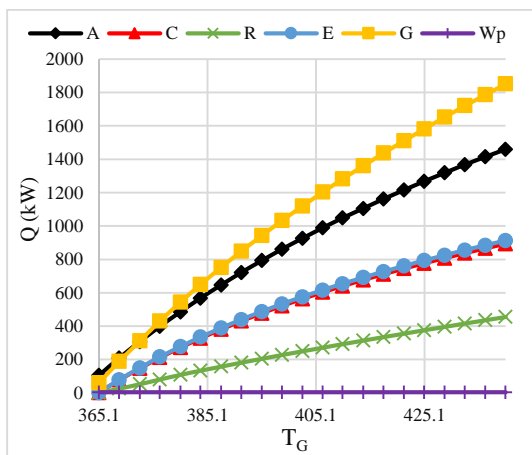
الف

شکل ۹-۴: تأثیر فشار پایین در گرم‌ترین روز دوره نگهداری روی الف: COP و ب: بارهای حرارتی سیستم مطابق شکل ۹-۴ و با تحلیلی مشابه با آنچه برای پایین‌ترین دمای دوره ذکر شد، محدوده‌ی مجاز فشار پایین سیستم در گرم‌ترین روز دوره (۳/۰۶۹-۰/۸۳۳۳) بار خواهد بود که بیشترین COP سیستم در این حالت برابر ۰/۶۲۲۹ بوده و در فشار پایین ۳/۰۶۹ بار حاصل خواهد شد. بر این اساس و با توجه به نتایج به‌دست‌آمده از شکل ۹-۴ و شکل ۹-۴، فشار پایین بهینه‌ی سیستم برابر ۱/۸۵۸ بار خواهد بود.

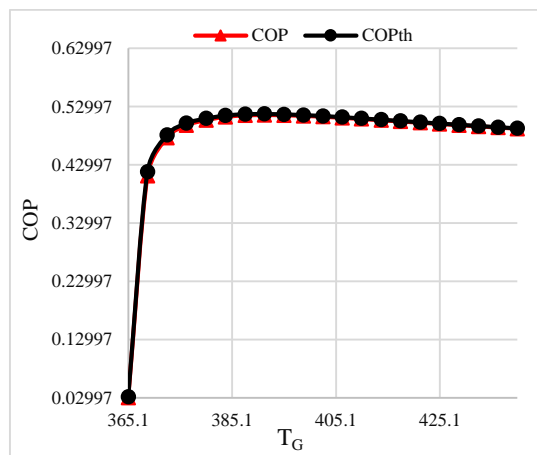
۴-۴-۵- تأثیر تغییرات دمای ژنراتور روی عملکرد سیستم جذبی

در این بخش، تأثیر تغییرات دمای ژنراتور در گرم‌ترین روز دوره و با توجه به فرضیات موجود در جدول ۲-۴ در دو حالت فشار پایین بهینه و یا حالتی که فشار پایین طوری انتخاب شود که مبرد خروجی از اواپراتور در هر لحظه با توجه به دما و غلظت آن بخار اشباع باشد، بررسی و مقایسه شده است. شکل ۱۱-۴ تأثیر تغییرات دمای ژنراتور در فشار پایین بهینه و در گرم‌ترین دمای دوره‌ی نگهداری روی COP و بارهای حرارتی سیستم جذبی را نشان می‌دهد. چنانچه مشاهده می‌شود در آغاز تغییرات با وجود اینکه بار حرارتی در ژنراتور وجود دارد ولی اثر تبریدی وجود ندارد به همین دلیل COP سیستم

نزدیک به صفر خواهد بود. با افزایش دمای ژنراتور بار حرارتی در تک تک اجزای سیستم جذبی افزایش پیدا می کند که شیب افزایش بار حرارتی در اواپراتور بیشتر از بار ژنراتور بوده و سبب ایجاد افزایش چشمگیر در COP سیستم خواهد شد. با گذشت زمان و رسیدن به دمای ژنراتور ۳۹۰/۳ درجه کلون، بیشترین مقدار COP سیستم تحت شرایط ذکر شده حاصل می شود و پس از آن به دلیل بیشتر بودن شیب افزایش بار حرارتی در ژنراتور نسبت به اواپراتور، COP سیستم کاهش می یابد.

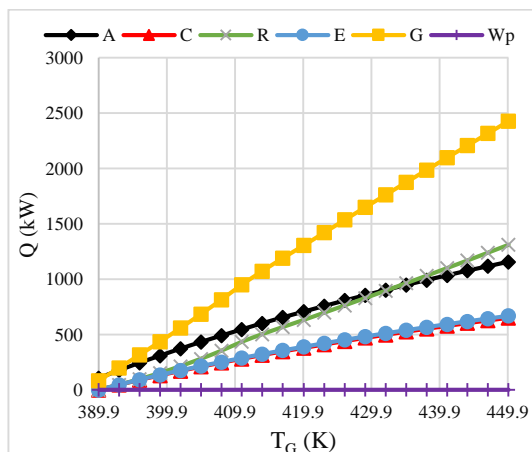


ب

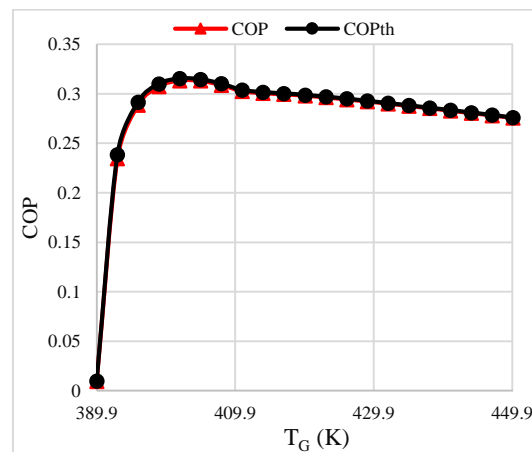


الف

شکل ۴-۱۱: تأثیر تغییرات دمای ژنراتور در حالت فشار پایین برابر ۱/۸۵۸ روی الف: COP و ب: بارهای حرارتی



ب



الف

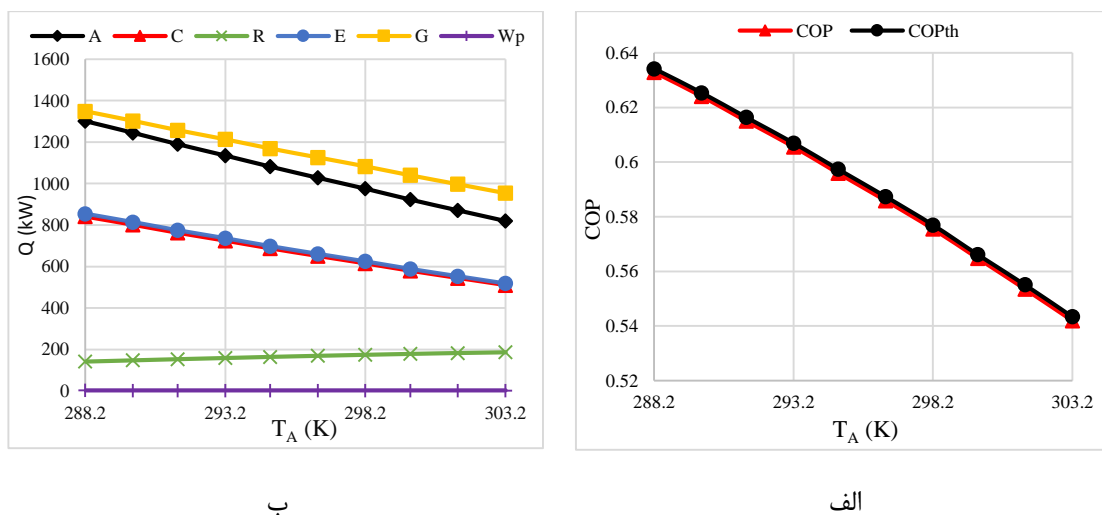
شکل ۴-۱۲: تأثیر تغییرات دمای ژنراتور در حالت فشار پایین برابر ۰/۸۳۷۳ روی الف: COP و ب: بارهای حرارتی

با استفاده از تحلیلی مشابه با حالت قبل و با این تفاوت که مطابق شکل ۴-۱۲ فشار پایین سیستم به گونه ای تنظیم می شود که خروجی اواپراتور بخار اشباع باشد، تأثیر تغییرات دمای ژنراتور بر بارهای

حرارتی و COP سیستم قابل مشاهده است. فشار پایینی که در آن خروجی اوپراتور در حالت بخار اشباع باشد برابر $0/8373$ بار در نظر گرفته شده است. چنانچه مشاهده می شود مقادیر دمای بهینه ژنراتور و ماکزیمم COP سیستم در این حالت به ترتیب $402/6$ درجه کلوین و $0/3138$ بوده که ضریب عملکرد سیستم نسبت به حالتی که فشار پایین سیستم را در حالت بهینه ثابت در نظر گرفته شود بسیار کمتر می باشد.

۴-۴-۶- تأثیر تغییرات دمای ابزوربر و کندانسور بر عملکرد سیستم جذبی

همان طور که پیش تر اشاره شد، دمای کارکرد ابزوربر و کندانسور ۵ درجه بالاتر از دمای مرطوب محیط در نظر گرفته و ثابت خواهد شد. با این وجود بسته به انتخاب نوع کندانسور (خنک شونده با هوا یا آب) و یا با در نظر گرفتن سیکلی مجزا برای سیال خنک کننده از برج خنک کن می توان محدوده‌ی عملکردی دماهای مذکور را تا میزانی تغییر داد. در شکل ۴-۱۳ و شکل ۴-۱۴ تأثیر تغییرات دمای ابزوربر و کندانسور روی COP و بارهای حرارتی سیستم نشان داده شده است.

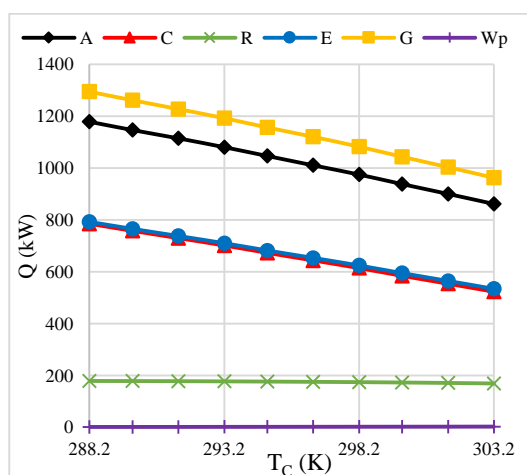


شکل ۴-۱۳: تأثیر تغییرات دمای ابزوربر روی الف: COP و ب: بارهای حرارتی سیستم جذبی

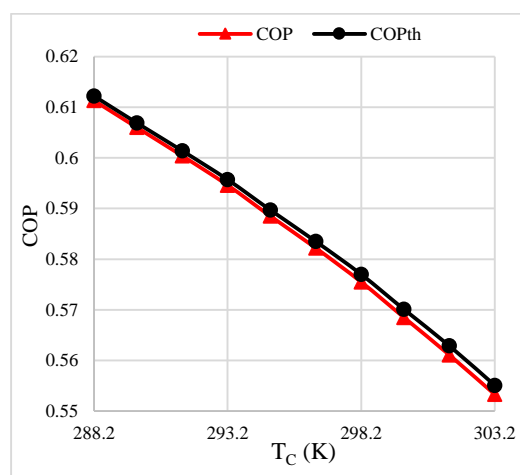
همان طور که می دانیم فرایند جذب مبرد توسط جاذب که در ابزوربر اتفاق می افتد فرایندی گرماده است. از این رو چنانچه دمای ابزوربر پایین تر در نظر گرفته شود، فرایند جذب مبرد بهتر صورت می گیرد. این یعنی عملکرد سیستم با افزایش دمای ابزوربر باید کاهش پیدا کند که از شکل ۴-۱۳ قابل مشاهده

است. با توجه به شکل تغییرات بارهای حرارتی در ژنراتور و اواپراتور به گونه ایست که ضریب عملکرد سیستم با افزایش دمای ایزوربر، کاهش می یابد.

همچنین ماده مبرد خروجی از کندانسور برای رسیدن به حالت مایع اشباع باید بخشی از گرمای خود را در کندانسور از دست بدهد؛ لذا منطقی به نظر می رسد که دمای پایین تر در کندانسور، باعث بهبود عملکرد سیستم شود. با توجه به شکل ۴-۱۴ می توان مشاهده کرد که با افزایش دمای کندانسور COP سیستم کاهش می یابد که این نتیجه با آنچه بیان شد مطابقت کامل دارد.



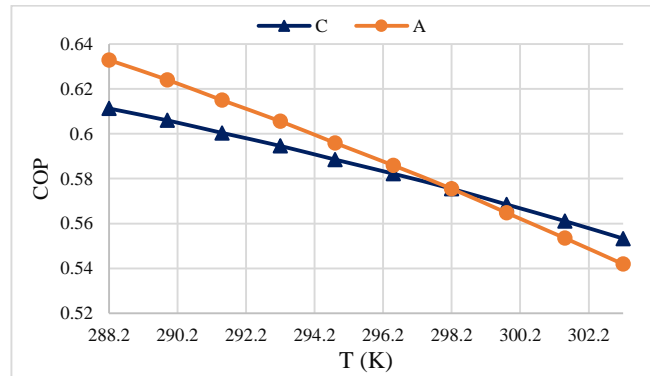
ب



الف

شکل ۴-۱۴: تأثیر تغییرات دمای کندانسور روی الف: COP و ب: بارهای حرارتی سیستم جذبی

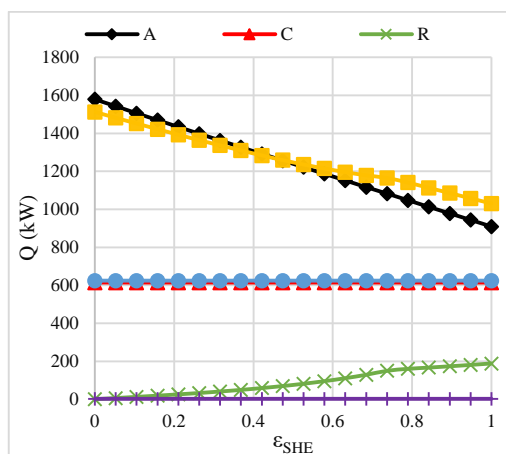
از مقایسه تأثیر تغییرات دمای ایزوربر و کندانسور بر COP سیستم که هر دو تحت فشار پایین بهینه ثابت شده اند مطابق شکل ۴-۱۵ می توان دریافت که حساسیت عملکرد سیستم به دمای ایزوربر نسبت به دمای کندانسور بیشتر است.



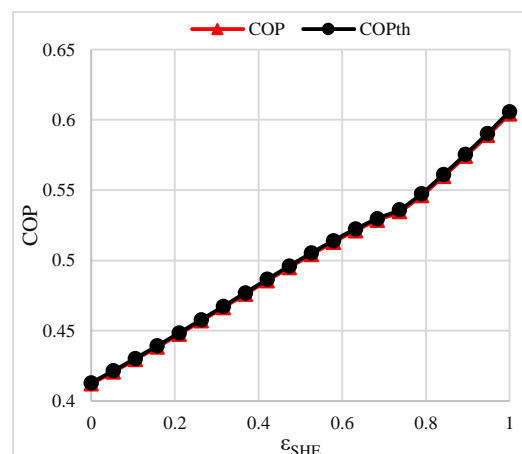
شکل ۴-۱۵: مقایسه تأثیر تغییرات دمای ایزوربر و کندانسور بر COP سیستم جذبی

۴-۴-۷- تأثیر تغییرات بازده مبدل حرارتی محلول و مبرد بر عملکرد سیستم جذبی

به طور کلی استفاده از مبدل‌های حرارتی در سیستم‌های جذبی به منظور بهبود عملکرد سیستم جذبی صورت می‌پذیرد. چنانچه در ژنراتور بخواهیم جاذب و مبرد را از هم جدا کنیم باید به آن گرما بدهیم. حال اگر از یک مبدل حرارتی قبل از ورود محلول به ژنراتور استفاده شود، محلول بخشی از گرمای مورد نیاز خود را از سیال خروجی ژنراتور دریافت کرده و گرمای مورد نیاز در ژنراتور کاهش می‌یابد. همچنین محلول برگشتی به ایزوربر نیز بخشی از گرمای خود را از دست می‌دهد که مطابق آنچه در قسمت قبل گفته شد، باعث بهبود عملکرد سیستم خواهد شد. از شکل ۴-۱۶ به خوبی می‌توان مشاهده کرد که با افزایش بازده مبدل حرارتی محلول، بار حرارتی مورد نیاز در ژنراتور و ایزوربر کاهش یافته و COP سیستم افزایش می‌یابد.



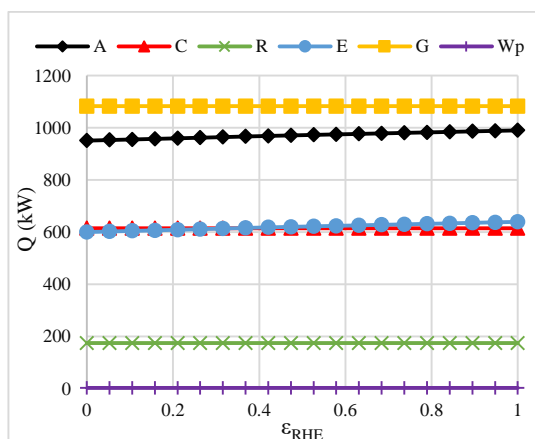
ب



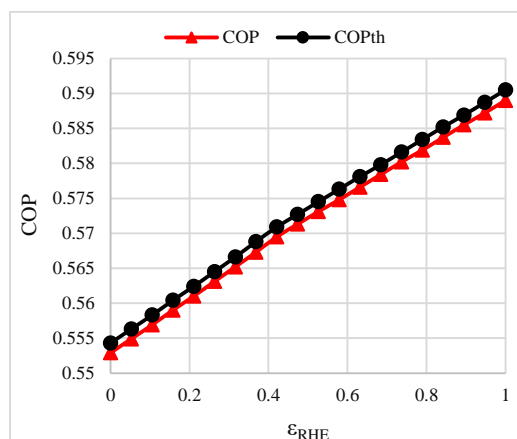
الف

شکل ۴-۱۶: تأثیر تغییرات بازده مبدل حرارتی محلول روی الف: COP و ب: بارهای حرارتی سیستم جذبی

از طرفی دیگر مبدل حرارتی مبرد نیز با دریافت بخشی از گرمای مبرد پیش از ورود به اواپراتور و انتقال آن به مبرد ورودی به ابزوربر، باعث بهبود عملکرد سیستم می‌گردد. مطابق شکل ۴-۱۷، افزایش بازده مبدل حرارتی مبدل اثر تبرید را افزایش داده که این امر موجب افزایش COP سیستم خواهد شد. لذا چنانچه از مبدل‌های حرارتی با بازده بالاتر استفاده شود، عملکرد آن‌ها بهتر بوده و باید شرایط مطلوب‌تری را در سیستم انتظار داشته باشیم.

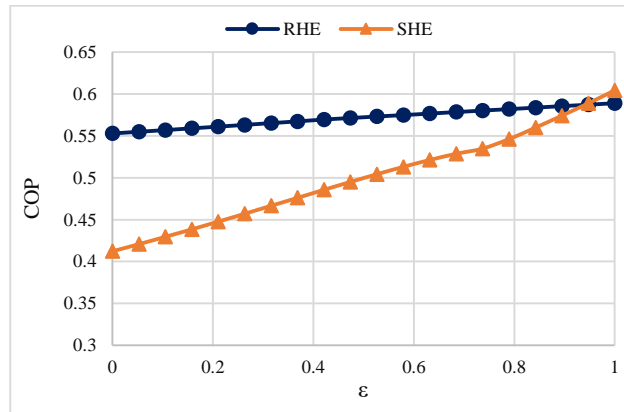


ب



الف

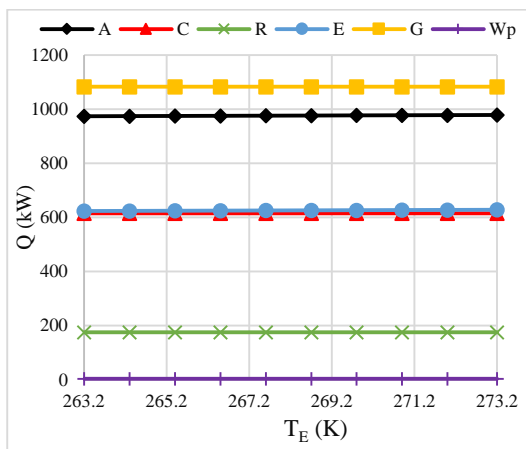
شکل ۴-۱۷: تأثیر تغییرات بازده مبدل حرارتی مبرد روی الف: COP و ب: بارهای حرارتی سیستم جذبی از مقایسه تغییرات COP در مبدل حرارتی محلول و مبرد مطابق شکل ۴-۱۸، مشاهده می‌شود که COP سیستم با تغییرات بازده مبدل محلول، تغییرات بیشتری را از خود نشان می‌دهد و این یعنی سیستم بیشتر از آنکه به مبدل حرارتی مبرد نیاز داشته باشد، برای بهبود عملکرد به مبدل حرارتی محلول نیازمند است.



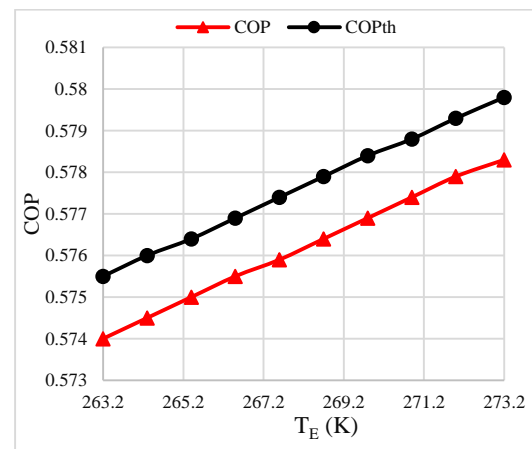
شکل ۱۸-۴: مقایسه تأثیر تغییرات بازده مبدل حرارتی محلول و مبرد بر COP سیستم جذبی

۴-۴-۸- تأثیر تغییرات دمای اوپراتور و کارایی پمپ روی عملکرد سیستم جذبی

در انتخاب اوپراتور سیستم جذبی با توجه به عملکرد تحت کنوکسیون اجباری یا طبیعی، می توان دمای اوپراتور را در بازه‌ی مشخصی تغییر داد. تأثیر تغییرات دمای اوپراتور بر COP و بارهای حرارتی سیستم در شکل ۱۹-۴ مشخص شده است.



ب

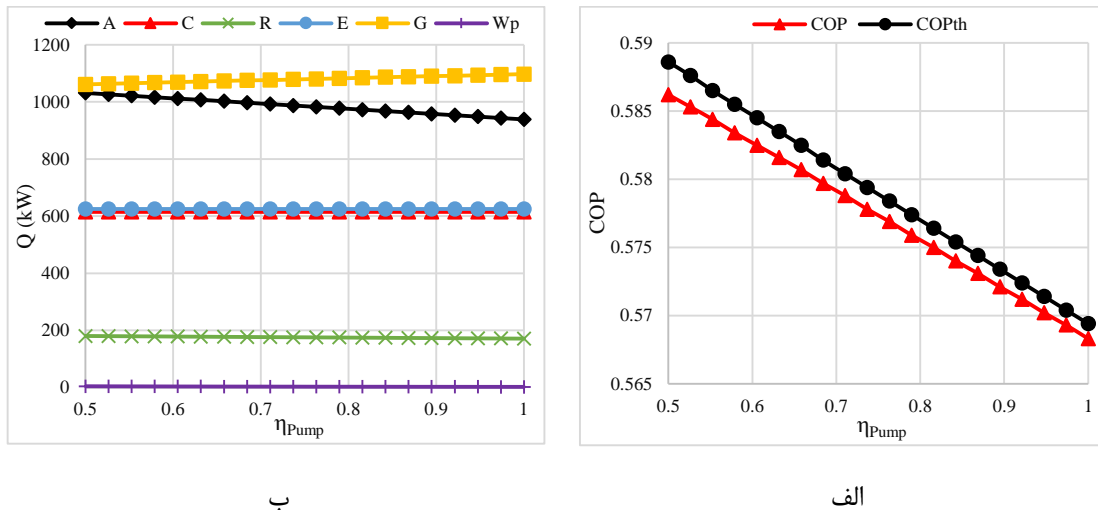


الف

شکل ۱۹-۴: تأثیر تغییرات دمای اوپراتور روی الف: COP و ب: بارهای حرارتی سیستم جذبی

همان طور که از شکل ۱۹-۴ مشاهده می شود، تغییرات دمای اوپراتور تأثیر ناچیزی روی عملکرد سیستم جذبی خواهد داشت. هرچه دمای اوپراتور افزایش یابد، باعث ایجاد اختلاف دمای بیشتر بین مبرد ورودی و خروجی اوپراتور شده که در نتیجه اثر تبرید را افزایش می دهد. در واقع دمای بالاتر مبرد خروجی اوپراتور عملکرد سیستم را بهبود می بخشد. البته چنانچه قبلاً گفته شد دمای نگهداری محصول

تعیین کننده‌ی دمای اواپراتور خواهد بود و در اینجا تنها تأثیر تغییرات آن را بررسی کرده‌ایم. همچنین تأثیر افزایش کارایی پمپ روی بارهای حرارتی سیستم به گونه ایست که COP سیستم کاهش می‌یابد. در شکل ۴-۲۰ تأثیر کارایی پمپ محلول بر COP و بارهای حرارتی سیستم مشخص شده است.

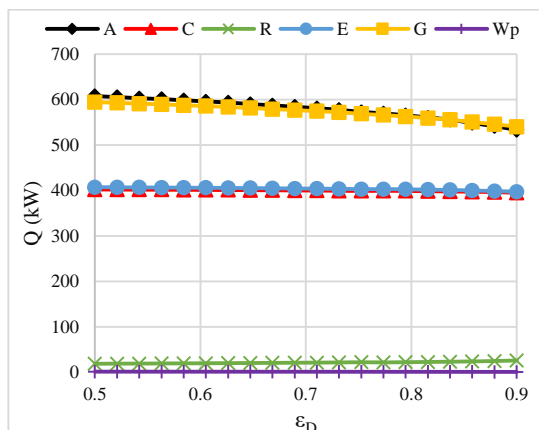


شکل ۴-۲۰: تأثیر تغییرات کارایی پمپ روی الف: COP و ب: بارهای حرارتی سیستم جذبی

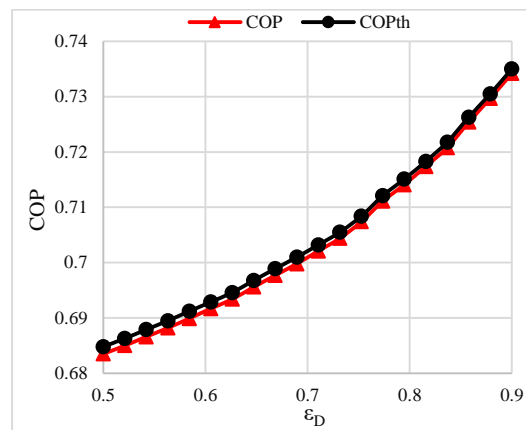
چنانچه مشاهده می‌شود افزایش کارایی پمپ تأثیر چندانی بر عملکرد کلی سیستم جذبی نخواهد داشت. با این حال به دلیل اینکه افزایش کارایی پمپ محلول سبب افزایش بیشتر بار حرارتی در ژنراتور نسبت به اواپراتور شده است، COP سیستم کاهش پیدا خواهد کرد.

۴-۹-۴- تأثیر تغییرات بازده رکتیفایر روی عملکرد سیستم جذبی

مطابق آنچه گفته شد از رکتیفایر در سیستم‌های تبرید جذبی آب-آمونیاک به دلیل فرار بودن ماده جاذب استفاده می‌شود. بسته به نوع و ساختار رکتیفایر و فرآیند تغلیظ و جداسازی مبرد از جاذب فرار، بازده رکتیفایر تغییر می‌کند. در شکل ۴-۲۱ تأثیر تغییرات بازده رکتیفایر روی COP و بارهای حرارتی سیستم جذبی نشان داده شده است. استفاده از رکتیفایر به منظور جداسازی مبرد باقی مانده در خروجی ژنراتور قبل از ورود به کندانسور بوده و هرچه عملکرد رکتیفایر بهتر باشد، غلظت مبرد ورودی به کندانسور بالاتر و نیاز حرارتی در ژنراتور پایین تر خواهد بود. همان طور که مشاهده می‌شود افزایش بازده رکتیفایر موجب کاهش بار حرارتی ژنراتور و در نتیجه افزایش COP سیستم شده است.



ب



الف

شکل ۴-۲۱: تأثیر تغییرات بازده رکتیفایر روی الف: COP و ب: بارهای حرارتی سیستم جذبی

برای آگاهی بیشتر از خواص ترمودینامیکی نقاط مختلف سیستم جذبی، مطابق جدول ۴-۳،

خصوصیات تک تک نقاط سیستم تحت متوسط دمای روزانه در ۲۹ آبان ارائه شده است.

جدول ۴-۳: خواص ترمودینامیکی نقاط مختلف سیستم جذبی تحت متوسط دمای روزانه در ۲۹ آبان

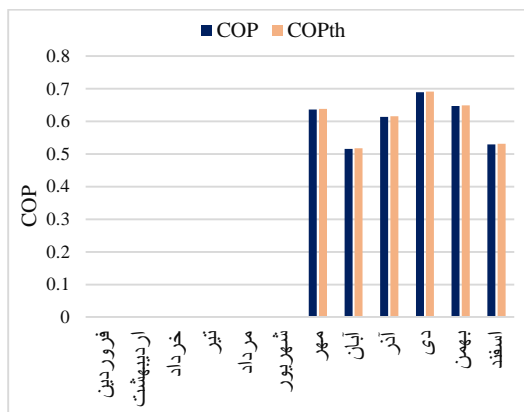
x	Q	$v(m^3/kg)$	$u(kj/kg)$	$S(kj/kg.K)$	$h(kj/kg)$	$P(bar)$	$T(K)$	نقطه
0.4251	0	0.001171	-131.2	0.2045	-130.9	1.858	296.1	1
0.4251	-0.001	0.001175	-105	0.2921	-103.9	9.404	302.1	2
0.4251	0.01197	0.003259	120.9	0.9888	124	9.404	349.3	3
0.3139	0	0.001212	230.1	1.244	231.3	9.404	371	4
0.3139	-0.001	0.001132	-41.8	0.4421	-40.73	9.404	309	5
0.3139	-0.001	0.001132	-40.94	0.4448	-40.73	1.858	309.1	6
0.999	1	0.1393	1168	4.396	1299	9.404	308.7	7
0.999	0	0.001651	105.5	0.3888	107	9.404	296.1	8
0.999	-0.001	0.001611	60.9	0.2358	62.42	9.404	286.7	9
0.999	0.1169	0.07579	48.33	0.2758	62.42	1.858	252.7	10
0.999	0.9976	0.6765	1146	5.036	1272	1.858	266.7	11
0.999	1.001	0.7285	1181	5.198	1317	1.858	284.3	12
0.9783	1	0.1704	1293	4.87	1453	9.404	349.3	13
0.7139	0	0.001376	-24.1	0.4297	-22.8	9.404	308.7	14

۴-۴-۱۰- عملکرد سیستم جذبی در طول دوره نگهداری

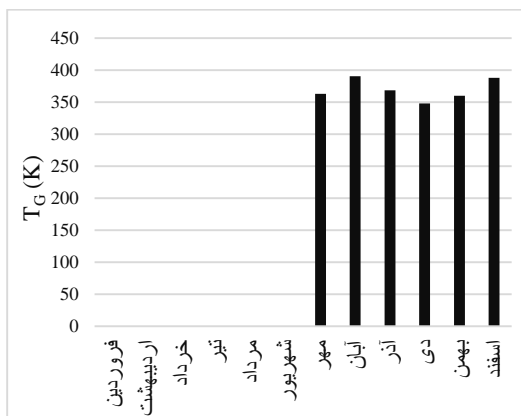
به منظور بررسی عملکرد سیستم جذبی در طول دوره نگهداری محصول، تغییرات دمای بهینه

ژنراتور، COP و بارهای حرارتی سیستم تحت بحرانی ترین دما در روزهای بحرانی هر یک از ماههای

دوره نگهداری و با تکیه بر فرضیات جدول ۴-۲ در شکل ۴-۲۲ و شکل ۴-۲۳ مشخص شده است.

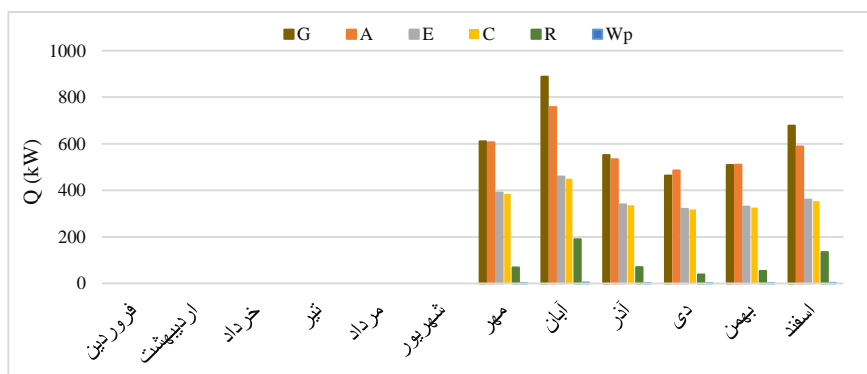


ب



الف

شکل ۴-۲۲: تغییرات الف: دمای بهینه ژنراتور و ب: COP سیستم در بحرانی‌ترین روزهای هر یک از ماه‌های دوره‌ی نگهداری

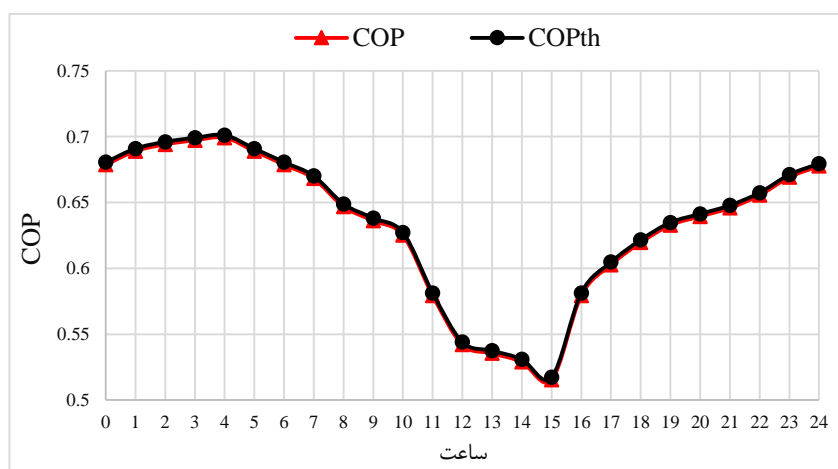


شکل ۴-۲۳: تغییرات بارهای حرارتی سیستم در بحرانی‌ترین روزهای هر یک از ماه‌های دوره‌ی نگهداری

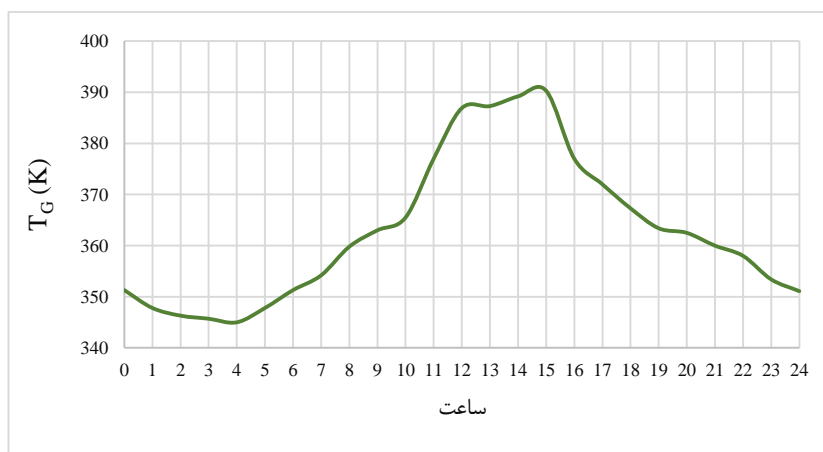
همان‌طور که مشاهده می‌شود بیشترین و کمترین مقدار دمای بهینه ژنراتور $390/3$ و $347/8$ درجه کلون بوده که به ترتیب برای ماه‌های آبان و دی می‌باشد و همچنین ماه‌های دی و آبان به ترتیب با مقادیر $0/689$ و $0/5153$ دارای بیشترین و کمترین میزان COP سیستم بین بحرانی‌ترین روز هر یک از ماه‌های دوره‌ی نگهداری محصول می‌باشند. مطابق شکل ۴-۲۲ و شکل ۴-۲۳، به‌وضوح تأثیرپذیری پارامترهای اساسی سیستم جذبی از شرایط جوی قابل‌مشاهده است. مقادیر بالای بارهای حرارتی در آبان ماه به دلیل هم‌زمانی بحرانی‌ترین روز دوره و بارگیری محصول در همان روز از دوره به‌وجود آمده است. با مشاهده‌ی نتایج شکل ۴-۲۲ و آنچه در بخش قبل بیان شد می‌توان نتیجه گرفت که COP سیستم با دمای محیط رابطه‌ی معکوس و دمای ژنراتور با دمای محیط رابطه مستقیم دارند. لذا در ماه‌ها و روزهای گرم دوره COP سیستم در پایین‌ترین حد آن و دمای ژنراتور در بالاترین میزان خود قرار دارند.

۴-۴-۱۱- عملکرد ساعتی سیستم جذبی

از آنجایی که شرایط جوی در طول ۲۴ ساعت روز تغییر می‌کند، لذا انتظار می‌رود پارامترهای اساسی سیستم جذبی نظیر COP و دمای بهینه ژنراتور دائماً در حال تغییر باشند. به منظور بررسی بیشتر، تغییرات COP و دمای بهینه ژنراتور سیستم جذبی را در حالت ایده‌آل و در طول ۲۴ ساعت روز ۲۹ آبان در شکل ۴-۲۴ و شکل ۴-۲۵ ارائه شده است.



شکل ۴-۲۴: تغییرات COP بهینه‌آل در طول روز ۲۹ آبان



شکل ۴-۲۵: تغییرات دمای بهینه‌آل ژنراتور در طول روز ۲۹ آبان

همان‌طور که مشاهده می‌شود، عملکرد سیستم جذبی به شدت متأثر از شرایط جوی است. رفتار COP و دمای بهینه ژنراتور کاملاً مخالف هم بوده به طوری که با افزایش دمای محیط COP سیستم کاهش یافته و در ساعاتی که دمای محیط کاهش می‌یابد، COP افزایش می‌یابد. در حالی که این موضوع

برای دمای بهینه ژنراتور کاملاً برعکس می‌باشد. بازه تغییرات COP و دمای بهینه ژنراتور در حالت ایده‌آل به ترتیب (۰/۶۹۹۲-۰/۵۱۵۳) و (۳۹۰/۳-۳۴۵) درجه کلون به دست می‌آید.

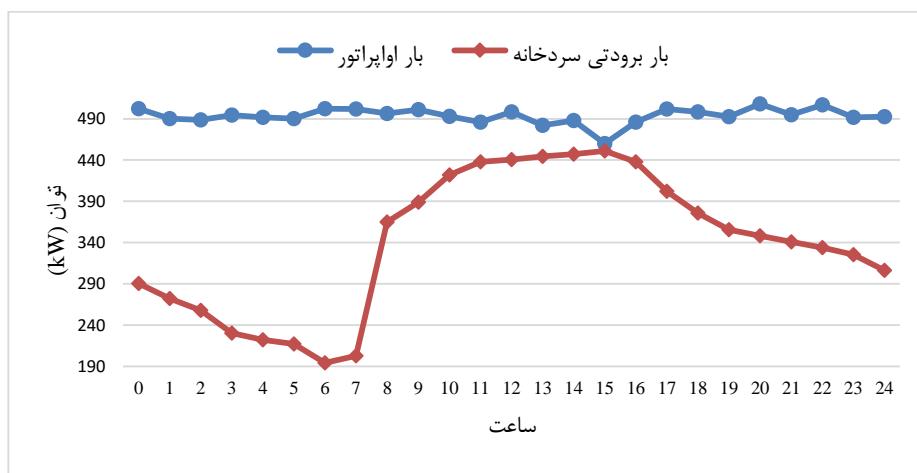
به منظور بررسی بیش‌تر، نتایج حاصل از عملکرد سیستم جذبی در طول ۲۴ ساعت روز برای ۲۹ آبان در جدول ۴-۴ ارائه شده است. گفتنی است مقادیر به دست آمده با توجه به فرضیات جدول ۴-۴ و متناسب با تغییرات ساعتی دمای ابزوربر و کندانسور با تغییرات ساعتی دمای مرطوب و همچنین تحت فشار پایین بهینه در دماهای بهینه ژنراتور به منظور تأمین نیاز سردخانه در طول ۲۴ ساعت روز مشخص شده‌اند.

جدول ۴-۴: تغییرات COP، دمای بهینه ایده‌آل ژنراتور و بارهای حرارتی سیستم جذبی در طول روز ۲۹ آبان

T_G	W_p	Q_G	Q_E	Q_R	Q_C	Q_A	COP_{th}	COP	ساعت
351.3	2.087	737.9	502.2	64.6	497.4	763	0.6806	0.6787	0
347.8	2.001	709.3	490.1	58.22	485.7	742.8	0.6909	0.689	1
346.3	1.959	702.3	488.8	55.89	484.6	739.1	0.696	0.6941	2
345.7	1.934	707.3	494.4	55.3	490.3	745.2	0.6991	0.6972	3
345	1.917	701.4	491.8	54.15	487.8	740.9	0.7011	0.6992	4
347.8	2.001	709.3	490.1	58.22	485.7	742.8	0.6909	0.689	5
351.3	2.087	737.9	502.2	64.6	497.4	763	0.6806	0.6787	6
354.2	2.175	748.7	501.7	69.74	496.6	766.6	0.6701	0.6682	7
359.8	2.358	765.3	496.6	80.66	490.8	767.9	0.6489	0.6469	8
363	2.452	785.2	501	88.21	494.9	778.1	0.6381	0.6361	9
365.5	2.549	786	492.9	93.87	486.5	770.9	0.6271	0.6251	10
377	2.959	836	486	128.8	478.2	776.9	0.5813	0.5793	11
386.9	3.291	916.3	498.5	172.5	489.1	806.7	0.544	0.542	12
387.3	3.348	897	482.2	173.8	472.9	784.6	0.5375	0.5355	13
389.2	3.406	918.7	487.7	184.3	478.1	794.6	0.5309	0.5289	14
390.3	3.525	889.1	459.9	189.2	450.4	757.2	0.5173	0.5153	15
377	2.959	836	486	128.8	478.2	776.9	0.5813	0.5793	16
372	2.749	830.2	502	112.9	494.7	791.7	0.6047	0.6027	17
367.3	2.598	801.7	498.3	98.96	491.7	780.5	0.6216	0.6196	18
363.4	2.481	775.7	492.4	88.62	486.2	767.4	0.6348	0.6328	19
362.5	2.424	792	507.9	87.45	501.8	786.4	0.6413	0.6394	20
360	2.367	763.9	494.8	80.99	489.1	765.9	0.6478	0.6458	21
358	2.284	771	506.9	77.47	501.3	778.6	0.6574	0.6555	22
353.4	2.166	732.9	491.9	67.7	486.8	752.9	0.6711	0.6692	23
351.1	2.096	724.6	492.4	63.7	487.6	750.3	0.6795	0.6776	24

همان‌طور که از نتایج جدول ۴-۴ مشاهده می‌شود بار اواپراتور در طول ۲۴ ساعت روز با تغییرات دمای محیط تغییر می‌یابد. لذا اگر سیستم قادر به تأمین بار حرارتی در بحرانی‌ترین ساعت روز باشد در باقی ساعات روز نیز قادر به تأمین نیاز سردخانه خواهد بود؛ زیرا کمترین میزان بار اواپراتور در بحرانی‌ترین ساعت روز است. بار حرارتی موردنیاز سردخانه مطابق نتایج به دست آمده از شکل ۴-۴ در

ساعت ۱۵ برابر ۴۵۰/۹۱ کیلووات بوده که در نتیجه و با توجه به نتایج جدول ۴-۴ بار اواپراتور در این ساعت برابر ۴۵۹/۹ کیلووات بوده که قادر به تأمین نیاز سردخانه خواهد بود. این موضوع در شکل ۴-۲۶ به وضوح مشخص شده است.



شکل ۴-۲۶: مقایسه‌ی نیاز برودتی سردخانه و تغییرات بار اواپراتور در حالت بهینه ایده‌آل در طول روز ۲۹ آبان

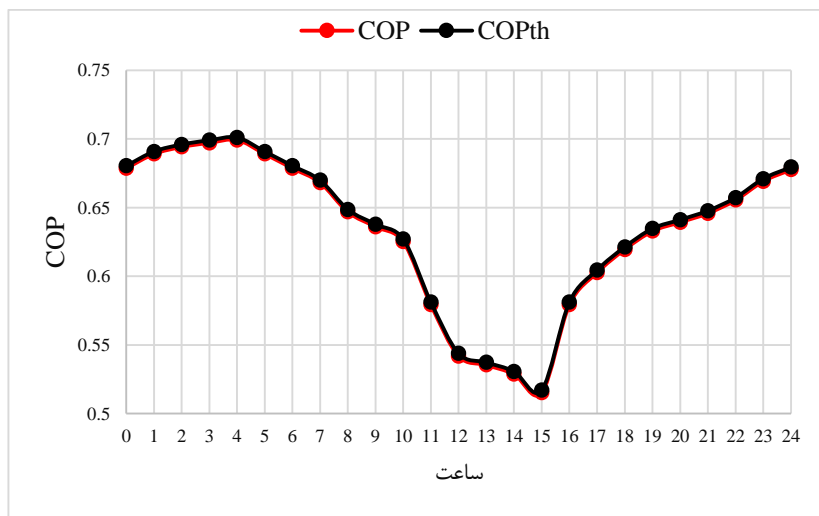
تاکنون عملکرد ساعتی بهینه‌ی سیستم را در حالت ایده‌آل بررسی کرده‌ایم. حال چنان چه بخواهیم عملکرد سیستم را تحت همان شرایط حفظ کرده و سیستم قادر به تأمین بار برودتی موردنیاز سردخانه در طول ۲۴ ساعت روز باشد، می‌توان یکی از دو روش زیر را به کار گرفت.

۱. یک دمای ثابت به‌عنوان دمای بهینه‌ی ژنراتور در طول ۲۴ ساعت روز در نظر گرفته شده و مقادیر عملکردی سیستم محاسبه می‌شود.

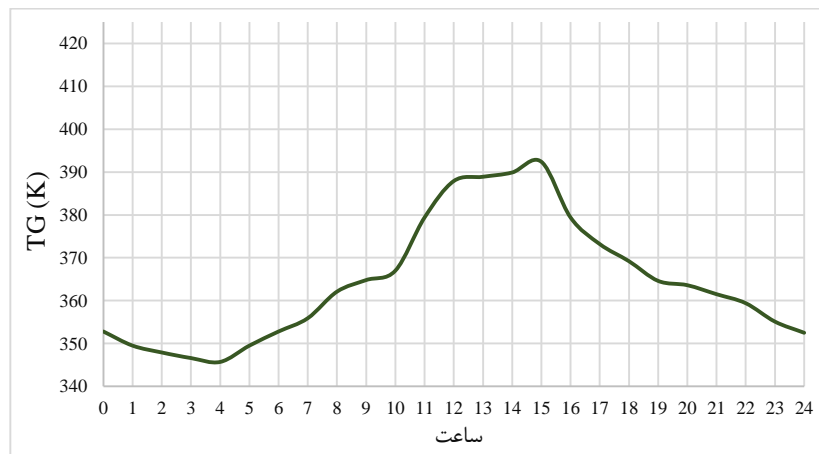
۲. با توجه به شرایط عملکردی سیستم و به‌منظور تأمین بار برودتی مورد نیاز سردخانه در طول روز، دمای بهینه‌ی ژنراتور با ثابت در نظر گرفتن بار حرارتی ژنراتور و تأمین آن توسط محرک اولیه به‌دست می‌آید.

چنانچه بازه‌ی تغییرات دمای ژنراتور در طول روز قابل توجه باشد، ثابت در نظر گرفتن دمای بهینه ژنراتور سبب کاهش کارایی سیستم و افزایش هزینه‌های عملکردی خواهد شد. از طرف دیگر وجود یک محرک اولیه به‌عنوان منبع حرارتی سیستم، امکان تأمین بار حرارتی ثابت ژنراتور فراهم کرده است. لذا در این تحقیق از روش دوم استفاده شده است. در شکل ۴-۲۷ و شکل ۴-۲۸ تغییرات COP و دمای

بهینه ژنراتور سیستم تحت شرایط طراحی در نظر گرفته شده نشان داده شده است. همچنین در جدول ۴-۵ مقادیر بارهای حرارتی در طول ۲۴ ساعت نشان داده شده است. مطابق شکل ۴-۲۷، COP سیستم در حالت بهینه‌ی طراحی با دمای هوا نسبت معکوس داشته به طوری که در ساعاتی از روز که دمای هوا بیشتر باشد، COP سیستم کمتر خواهد بود که این تحلیل برای دمای بهینه ژنراتور سیستم مطابق شکل ۴-۲۸ کاملاً برعکس بوده و دمای ژنراتور با دمای محیط نسبت مستقیم دارد.



شکل ۴-۲۷: تغییرات COP بهینه طراحی در طول روز ۲۹ آبان

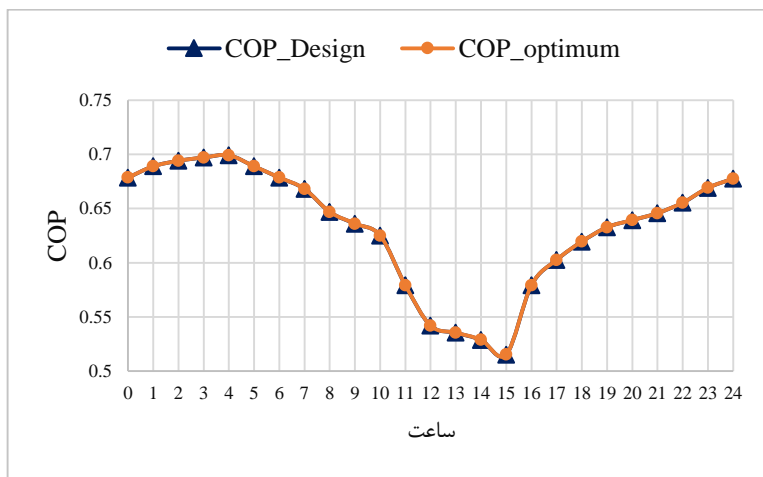


شکل ۴-۲۸: تغییرات دمای بهینه طراحی ژنراتور در طول روز ۲۹ آبان

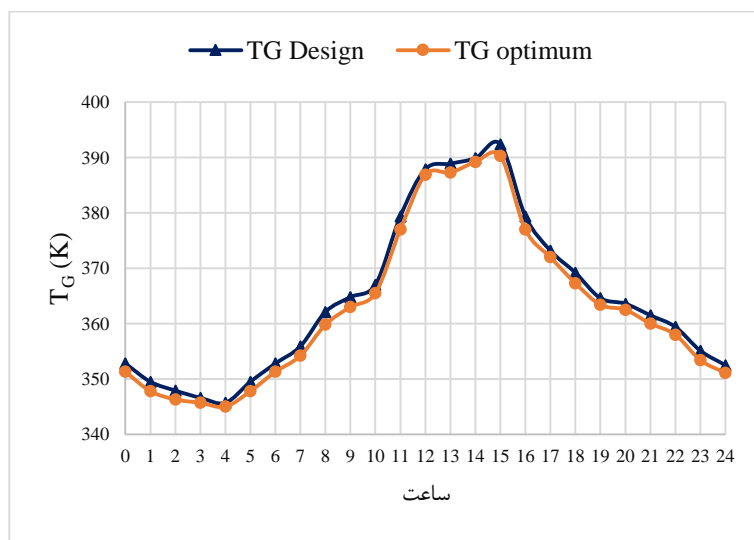
جدول ۴-۵: تغییرات COP، دمای بهینه ژنراتور و بارهای حرارتی برای حالت طراحی در طول روز ۲۹ آبان

T_G	W_p	Q_G	Q_E	Q_R	Q_C	Q_A	COP_{th}	COP	ساعت
352.8	2.452	918.4	624.8	80.92	618.8	943.2	0.6804	0.6786	0
349.5	2.417	917.2	633.6	75.83	627.9	952.4	0.6908	0.689	1
347.9	2.396	918.4	639.1	73.59	633.6	958.5	0.6959	0.6941	2
346.6	2.418	918.9	642.3	72.15	636.9	963.5	0.699	0.6971	3
345.7	2.43	917.2	643	71.05	637.7	964.9	0.701	0.6992	4
349.5	2.417	917.2	633.6	75.83	627.9	952.4	0.6908	0.689	5
352.8	2.452	918.4	624.8	80.92	618.8	943.2	0.6804	0.6786	6
355.9	2.508	917.8	614.8	86.09	608.5	933.1	0.6699	0.6681	7
362.1	2.614	917.6	595.2	97.64	588.3	912.8	0.6486	0.6468	8
364.8	2.696	918.5	585.8	104	578.7	904.1	0.6378	0.636	9
367	2.832	918.4	575.8	110.4	568.3	895.9	0.627	0.6251	10
379.4	3.018	917.1	532.9	142.7	524.3	845.9	0.5811	0.5792	11
387.9	3.205	917	498.6	173.5	489.3	805	0.5438	0.5419	12
388.9	3.267	917.1	492.7	179	483.3	798.4	0.5373	0.5354	13
389.9	3.336	919	487.7	185.1	478.1	793.1	0.5307	0.5287	14
392.4	3.418	917.6	474.5	197.3	464.7	776.6	0.5171	0.5152	15
379.4	3.024	918.9	533.9	143	525.4	847.6	0.5811	0.5792	16
373.2	2.926	918	554.9	125.5	546.9	872	0.6045	0.6026	17
369.2	2.801	918.6	570.8	114.3	563.2	888.5	0.6213	0.6195	18
364.6	2.823	918.8	583.1	105.5	575.9	904.9	0.6347	0.6328	19
363.6	2.706	918.4	588.8	101.9	581.7	908.2	0.6411	0.6393	20
361.5	2.696	917.4	594.2	97.92	587.2	914.4	0.6477	0.6458	21
359.4	2.591	917.9	603.2	92.78	596.6	922	0.6572	0.6554	22
355.1	2.545	917.7	615.8	85.39	609.5	935.7	0.671	0.6691	23
352.5	2.517	918.2	623.8	81.21	617.8	944.7	0.6794	0.6776	24

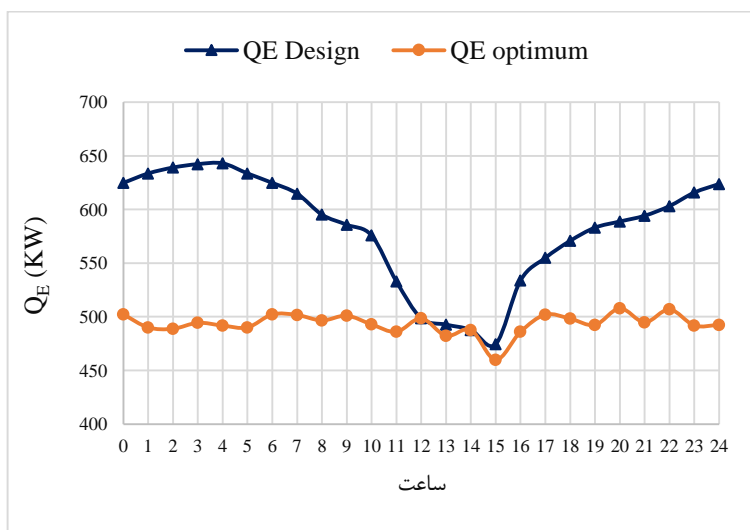
به منظور مقایسه هرچه بهتر حالت ایده آل و طراحی؛ COP، دمای ژنراتور و بارهای حرارتی ژنراتور و اواپراتور در طول ۲۴ ساعت روز برای حالت ایده آل و طراحی در شکل ۴-۲۹ تا شکل ۴-۳۲ نشان داده شده اند. چنانچه از شکل شکل ۴-۲۹ و شکل ۴-۳۰ مشاهده می شود، COP و دمای بهینه ژنراتور در حالت طراحی و ایده آل با تقریب خوبی منطبق بر هم شده اند و این یعنی شرایط طراحی در نظر گرفته شده برای تحقیق حاضر پارامترهای عملکردی سیستم را تا حد مطلوبی به شرایط ایده آل نزدیک کرده است. همچنین مطابق شکل ۴-۳۱ و شکل ۴-۳۲، ثابت در نظر گرفتن بار حرارتی ژنراتور اگرچه شرایط عملکردی سیستم را به حالت بهینه ایده آل منطبق می کند، از سوی دیگر سبب ایجاد تفاوت هایی در میزان بارهای حرارتی سیستم جذبی در طول روز خواهد شد.



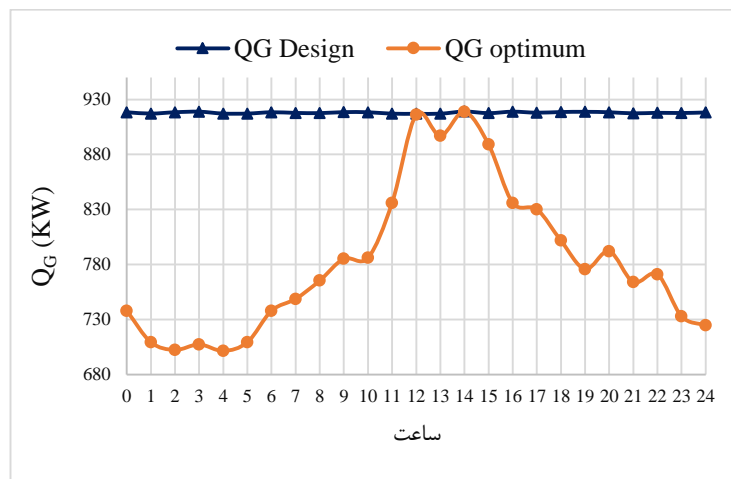
شکل ۴-۲۹: مقایسه COP بهینه در حالت ایده‌آل و طراحی



شکل ۴-۳۰: مقایسه دمای ژنراتور در حالت ایده‌آل و طراحی



شکل ۴-۳۱: مقایسه بار اواپراتور در حالت ایده‌آل و طراحی



شکل ۴-۳۲: مقایسه بار ژنراتور در حالت ایده‌آل و طراحی

۴-۵- تحلیل انرژی و اقتصادی

در بخش قبل طراحی و محاسبات فنی مرتبط با سردخانه و سیستم جذبی ارائه و نتایج آن‌ها مورد بررسی قرار گرفت. در این بخش ابتدا پارامترهای انرژی سیستم مورد ارزیابی فنی قرار گرفته و مباحث اقتصادی سیستم بررسی خواهد شد. در ادامه پارامترهای بررسی شده برای مطالعه موردی ارائه و نتایج آن‌ها نشان داده خواهد شد. در انتهای نیز نتایج مورد اعتبار سنجی قرار خواهند گرفت.

۴-۵-۱- اعتبارسنجی سیستم تولید همزمان

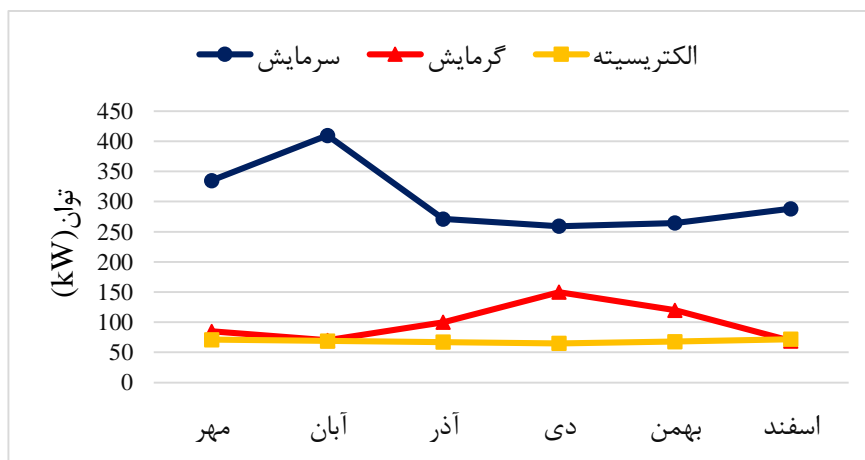
به منظور اعتبارسنجی نتایج حاصل از آنالیز فنی و اقتصادی سیستم تولید همزمان، نتایج تحقیق حاضر را در جدول ۴-۶ با نتایج مراجع [۶۹، ۷۰] مورد بررسی و ارزیابی قراردادیم و قابل مشاهده است که خروجی مطالعه حاضر مطابقت خوبی را با کارهای پیشین انجام شده نشان می‌دهد.

جدول ۴-۶: اعتبار سنجی سیستم تولید همزمان

پارامتر	مطالعه حاضر	مراجع [۷۰]	مراجع [۶۹]
η_{CCHP}	۸۹/۵۹	-	۸۷
FESR	۷۸/۸۵	۶۴	۷۲
CR	۸۱/۳۴	۸۵	۸۰/۲

۴-۵-۲- مطالعه موردی

همان‌طور که پیش‌تر نیز گفته شد، استراتژی‌های عملکردی مختلفی برای سیستم‌های تولید همزمان وجود دارد که متناسب با شرایط عملکردی و یا سایر پارامترهای تعیین‌کننده یکی از آنها برای هر سیستم انتخاب خواهد شد. به‌منظور یک مطالعه‌ی موردی، مجتمع سردخانه با ظرفیت ۵۰۰۰ تن محصول پرتقال در شهر ساری مورد بررسی قرار گرفته است. همچنین مجتمع شامل یک ساختمان سرایداری در مجاورت خود می‌باشد که در تعیین بارهای مورد نیاز مجموعه باید مورد توجه قرار گیرد. برای تحقیق حاضر با توجه به نیاز سیستم از استراتژی تأمین بار حرارتی با امکان فروش برق به شبکه استفاده شده است و به این منظور از گرمای اتلافی خروجی محرک اولیه سیستم که یک موتور احتراق داخلی گازسوز در نظر گرفته شده است و یک بویلر کمکی جهت برطرف کردن نیاز حرارتی سیستم استفاده شده است. همچنین محرک اولیه مسئولیت برطرف کردن نیاز الکتریکی سیستم را نیز بر عهده داشته و چنانچه نیاز الکتریکی مجموعه بالاتر از توان تولیدی محرک اولیه باشد، الکتریسیته‌ی اضافی مورد نیاز از شبکه خریداری می‌شود و چنانچه الکتریسیته‌ی تولیدی بیشتر از نیاز مجموعه باشد مازاد برق تولیدی به شبکه فروخته خواهد شد. سرمایه‌ش مورد نیاز برای تأمین بار حرارتی سردخانه نیز توسط یک چیلر جذبی آب-آمونیاک تک اثره تأمین می‌شود. در شکل ۴-۳۳، تقاضای انرژی مجموعه در طول دوره‌ی مورد بررسی نمایش داده شده است.



شکل ۴-۳۳: تقاضای انرژی مجموعه در طول دوره‌ی نگهداری

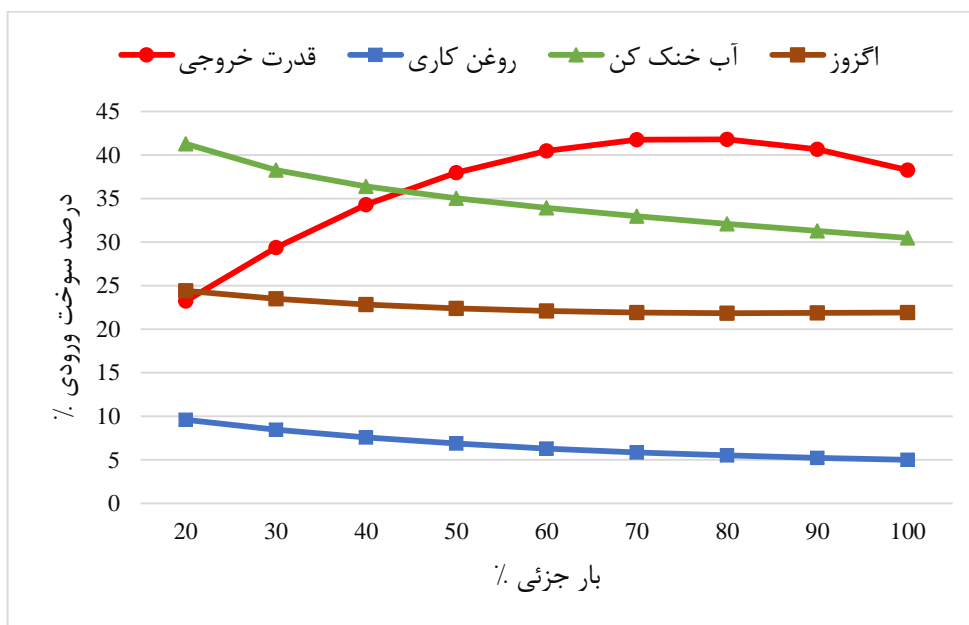
چنان چه از شکل ۴-۳۳ مشخص است، بیشترین نیاز سرمایشی مجموعه مربوط به ماه آبان به دلیل ورود محصول و دمای بالای هوا و کمترین میزان نیاز سرمایش برای دی ماه محاسبه شده است. نیاز گرمایشی مجموعه نیز چنانچه انتظار می‌رود متناسب با تغییرات دمای محیط افزایش یا کاهش می‌یابد. در جدول ۴-۷ ورودی‌های نرم‌افزار برای ارزیابی فنی و اقتصادی سیستم تولید همزمان آورده شده است. سایر ورودی‌های موردنیاز مطابق معادلات ارائه شده در فصل سوم و نتایج حاصل از بخش‌های قبل به دست می‌آید

جدول ۴-۷: فرضیات و ورودی‌های فنی و اقتصادی سیستم تولید همزمان

واحد	مقدار	پارامتر
kJ/kg	۵۵۴۹۴	ارزش حرارتی پایین گاز [۸۰]
%	۸۰	راندمان بویلر
%	۸۰	راندمان کویل حرارتی
%	۸۵	راندمان بازیاب حرارت
-	۳	ضریب عملکرد چیلر تراکمی
سال	۲۰	طول عمر تجهیزات
%	۱۵	نرخ بهره [۸۴]
$$/kWh$	۰/۰۲	تعرفه خرید گاز [۸۵]
$$/kWh$	۰/۱	تعرفه خرید برق از شبکه [۸۵]
$$/kWh$	۰/۰۸	تعرفه فروش برق به شبکه [۸۶]
%	۳۰	راندمان تولید برق در نیروگاه [۷۰]
%	۸۲	راندمان شبکه انتقال برق [۷۰]

۴-۵-۳- ارائه نتایج

بسته به نیاز حرارتی یا الکتریکی سیستم تولید همزمان، محرک‌های اولیه در بار کامل یا بار جزئی عمل می‌کنند. بار جزئی محرک‌های اولیه به‌عنوان یکی از مهم‌ترین پارامترهای تأثیرگذار بر عملکرد سیستم شناخته می‌شود. در شکل ۴-۳۴ تأثیر تغییر بار جزئی موتور احتراق داخلی گازسوز بر نسبت توان تولیدی و حرارت قابل دریافت از آن به‌عنوان دو پارامتر اساسی سیستم‌های تولید همزمان نشان داده شده است.



شکل ۴-۳۴: شاخص‌های فنی موتور گازسوز بر حسب بار جزئی

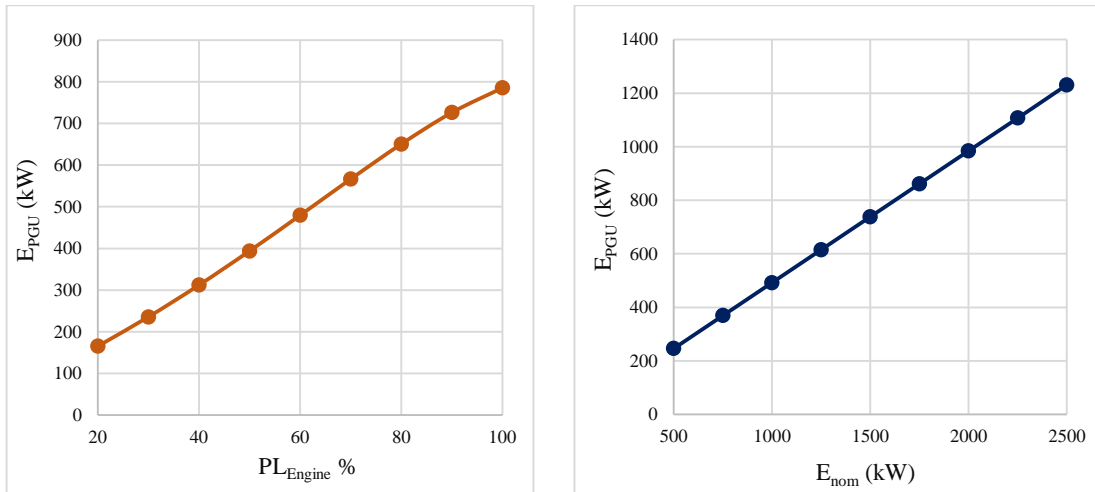
همان‌طور که مشاهده می‌شود، بخش زیادی از سوخت مصرفی موتور گازسوز در محرک اولیه به صورت گرما در روغن روانکار، سیستم آب خنک‌کن و گاز خروجی از سیستم ظاهر می‌شود. همچنین می‌توان دریافت که با افزایش درصد بار جزئی موتور گازسوز، نسبت توان تولیدی افزایش یافته و این میزان افزایش تا حدود بار جزئی ۸۰٪ ادامه خواهد داشت. بعد از آن با افزایش درصد بار جزئی موتور گازسوز، نسبت توان تولیدی کاهش می‌یابد. پس می‌توان نتیجه گرفت که بهترین نقطه‌ی عملکرد موتور گازسوز در محدوده‌ی بار جزئی ۷۰ الی ۹۰ درصد می‌باشد.

در ادامه به دلیل اینکه آنالیز انرژی در یک سیستم تولید همزمان وابستگی شدیدی به بار جزئی محرک اولیه و ظرفیت نامی آن دارد، تأثیر تغییرات آن‌ها را روی پارامترهای اساسی سیستم تولید همزمان بررسی خواهیم کرد.

۴-۵-۳-۱- توان تولیدی

شکل ۴-۳۵ تغییرات توان تولیدی موتور احتراق داخلی گازسوز را برحسب ظرفیت نامی و بار جزئی

محرک اولیه نشان می‌دهد.



شکل ۴-۳۵: تغییرات توان تولیدی سیستم تولید همزمان برحسب ظرفیت نامی و بار جزئی محرک اولیه

همان‌طور که مشاهده می‌شود، چنانچه با توجه به نیاز سیستم تولید همزمان و به‌منظور پاسخگویی

سیستم ظرفیت موتور احتراق داخلی گازسوز را از ۵۰۰ تا ۲۵۰۰ کیلووات تغییر دهیم توان تولیدی

سیستم نیز افزایش می‌یابد. همچنین چنانچه بار جزئی موتور را از ۲۰ تا ۱۰۰ درصد افزایش دهیم، توان

تولیدشده توسط موتور پیوسته افزایش می‌یابد. در اینجا ذکر یک نکته را لازم می‌دانیم که این افزایش

پیوسته‌ی توان تولیدی با نتایج شکل ۴-۳۴ در تضاد نیست بلکه در آنجا مقصود درصد سوختی بوده که

به توان تبدیل شده است اما شکل ۴-۳۵ توان تولید شده توسط محرک اولیه سیستم را نشان می‌دهد

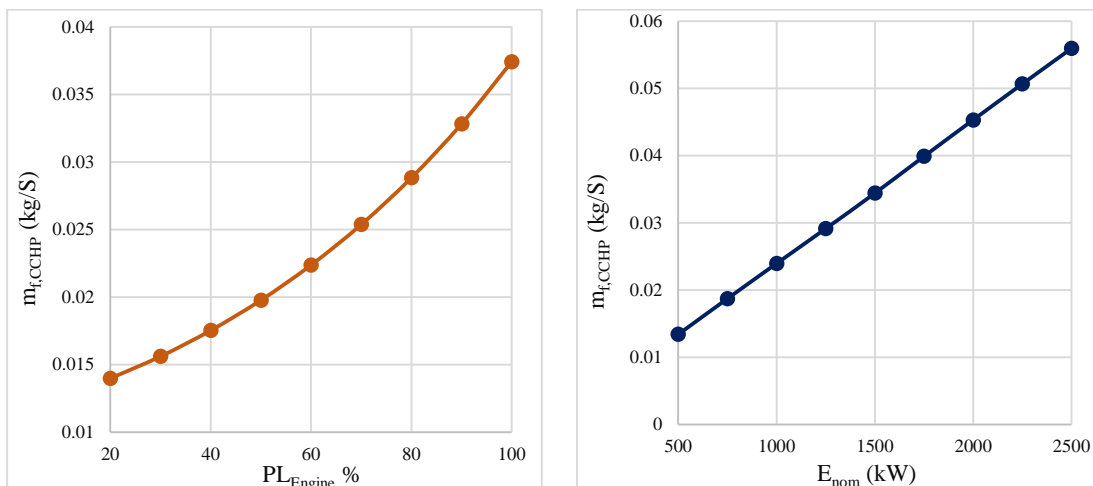
که مطابق انتظار ما پیوسته افزایش می‌یابد.

۴-۵-۳-۲- سوخت مصرفی

سوخت مورد نیاز سیستم تولید همزمان توسط محرک اولیه و بویلر کمکی مصرف می‌شود. در

شکل ۴-۳۶، تأثیر تغییرات ظرفیت نامی و بار جزئی موتور احتراق داخلی بر مصرف سوخت سیستم

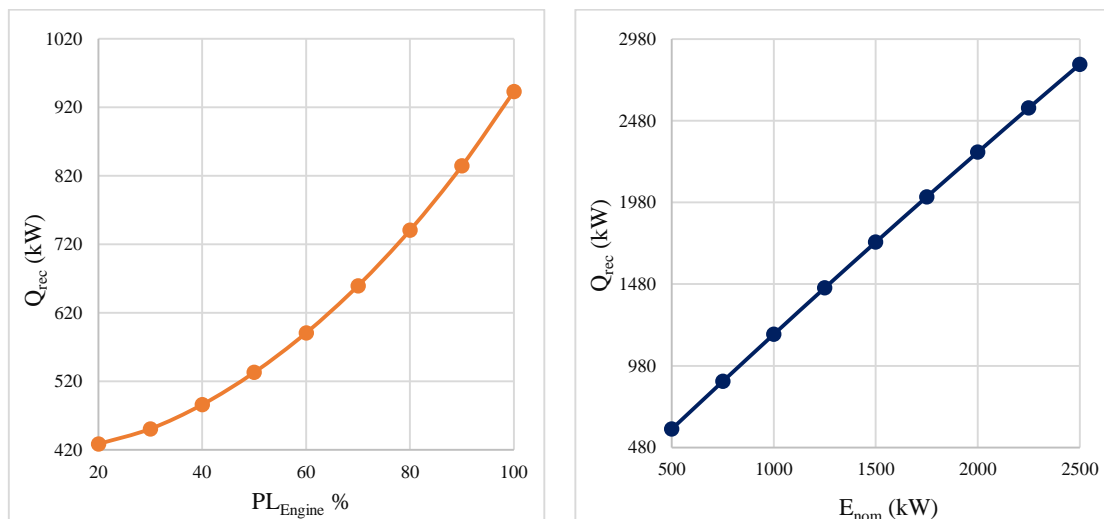
نشان داده شده است.



شکل ۴-۳۶: تغییرات سوخت مصرفی سیستم تولید همزمان برحسب ظرفیت نامی و بار جزئی محرک اولیه به وضوح مشاهده می شود که با افزایش ظرفیت محرک اولیه به دلیل افزایش حجم تولید و در واقع افزایش دبی ورودی سوخت به سیستم که کاملاً طبیعی و قابل پیش بینی است، مصرف سوخت سیستم افزایش می یابد. از سوی دیگر انتظار می رود با افزایش درصد بار جزئی به دلیل افزایش نرخ مصرف سوخت در محرک اولیه، مصرف سوخت سیستم افزایش یابد که این مهم از شکل ۴-۳۶ قابل مشاهده است. افزایش بار جزئی موتور احتراق داخلی سبب می شود که درصد بیشتری از سوخت وارد سیستم شود تا بتوان بسته به شرایط و تقاضا، نیاز سیستم را برطرف نمود. لازم به یادآوری است که پیش تر و در شکل ۴-۳۴، تأثیر بار جزئی محرک اولیه بر درصد سوخت ورودی به هر یک از پارامترهای اساسی سیستم نشان داده شده است.

۴-۵-۳-۳- حرارت بازیاب شده از محرک اولیه

شکل ۴-۳۷: تغییرات حرارت بازیاب شده از محرک اولیه را برحسب ظرفیت نامی و بار جزئی محرک اولیه را نشان می دهد.



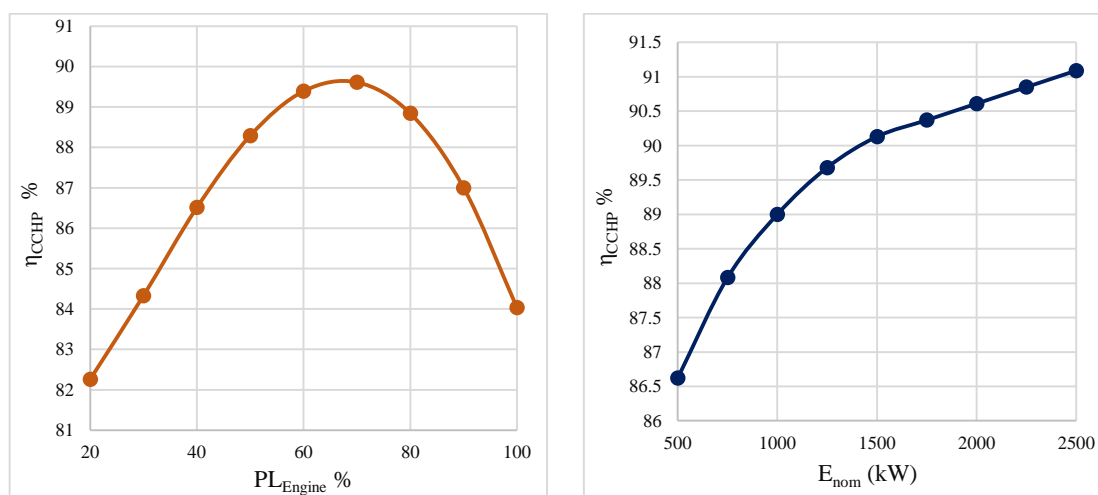
شکل ۴-۳۷: تغییرات حرارت بازیاب شده از محرک اولیه برحسب ظرفیت نامی و بار جزئی محرک اولیه

همان‌طور که در شکل ۴-۳۷ مشخص شده است، با افزایش ظرفیت محرک اولیه حرارت بازیافتی از موتور احتراق داخلی و در نتیجه حرارت دریافتی سیستم پیوسته افزایش می‌یابد. عاقلانه و منطقی به نظر می‌رسد که از محرک‌های اولیه با ظرفیت بالاتر، حرارت بیشتری نیز دریافت گردد. به همان دلیل که با بالا رفتن ظرفیت و حجم محرک اولیه سایر پارامترها و خروجی‌های محرک اولیه بالا می‌روند، حرارت دریافتی از محرک اولیه نیز بالا می‌رود. لازم به ذکر است که با توجه به تقاضای انرژی سیستم و به‌منظور پاسخگویی به نیاز انرژی سیستم در بحرانی‌ترین روز از دوره‌ی نگهداری محصول با توجه به استراتژی تأمین بار حرارتی، محرک اولیه موتور احتراقی گازسوز با ظرفیت نامی ۸۰۰ کیلووات انتخاب شده است. همچنین از شکل ۴-۳۷ این نتیجه حاصل می‌گردد که برای موتورهای احتراق داخلی گازسوز با افزایش بار جزئی، حرارت دریافتی از آن و در نتیجه حرارت مورد نیاز سیستم تولید همزمان افزایش می‌یابد.

۴-۵-۳-۴ - راندمان کلی سیستم تولید همزمان

در سه بخش قبل تغییرات توان تولیدی، حرارت دریافتی و سوخت مصرفی سیستم برحسب متغیرهای اساسی سیستم تولید همزمان به‌صورت جداگانه مورد بررسی قرار گرفت. محققان به دنبال راه‌حلی برای بررسی یکپارچه و همزمان تغییرات پارامترهای ذکر شده بوده‌اند. به همین دلیل راندمان

کلی سیستم به عنوان یکی از بهترین پارامترها برای مقایسه‌ی سیستم‌های تولید همزمان به کار گرفته شده است. چنانچه قرار باشد تغییرات توان تولیدی، حرارت دریافتی و سوخت مصرفی سیستم به صورت جداگانه محاسبه و با هم مقایسه شوند، کار بسیار دشوار است. لذا راندمان کلی سیستم تولید همزمان امکان مقایسه‌ی کلی و همزمان سه پارامتر معرفی شده را در قالب یک پارامتر امکان‌پذیر می‌کند. در شکل ۴-۳۸، تغییرات راندمان کلی سیستم تولید همزمان بر حسب ظرفیت نامی و بار جزئی محرک اولیه نشان داده شده است.

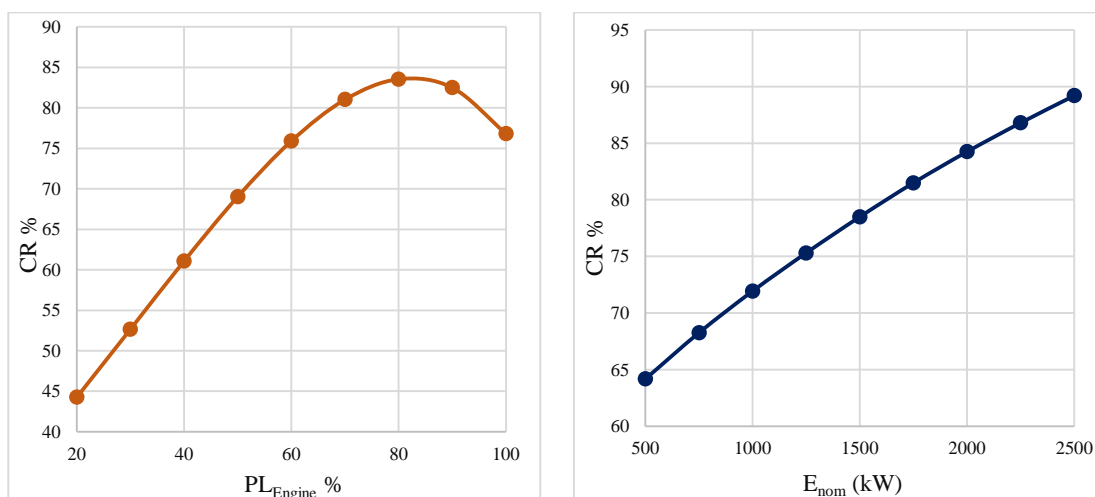


شکل ۴-۳۸: تغییرات راندمان کلی سیستم تولید همزمان بر حسب ظرفیت نامی و بار جزئی محرک اولیه همان‌طور که از نمودار مشاهده می‌شود با افزایش بار نامی محرک اولیه، راندمان کلی سیستم نیز افزایش می‌یابد که علت آن شیب بالاتر افزایش توان تولیدی و حرارت دریافتی نسبت به سوخت مصرفی سیستم می‌باشد. در واقع با افزایش ظرفیت نامی سیستم بیشتر از آن‌که بالا رفتن مصرف سوخت سیستم حس شود، توان تولیدی و حرارت دریافتی از سیستم افزایش می‌یابند. از سوی دیگر اما افزایش بار جزئی تأثیر متفاوتی روی راندمان کلی سیستم تولید همزمان دارد. ابتدا و با افزایش بار جزئی تا حدود ۷۰ درصد راندمان کلی سیستم افزایش و سپس نمودار شیب نزولی پیدا می‌کند. دلیل این امر را باید در شکل ۴-۳۴ جست‌وجو کرد جایی که با افزایش بار جزئی تا حدود بازه‌ی (۷۰-۸۰) درصد، نسبت سوخت به توان افزایش و سپس کاهش می‌یابد در حالی که نسبت سوخت به حرارت دریافتی از جریان آب خنک‌کن و روغن‌کاری دائماً در حال کاهش هستند. لذا مطابق آنچه از شکل ۴-۳۸ مشاهده می‌شود از

حدود بار جزئی ۷۰ درصد، میزان افزایش مصرف سوخت برافزایش توان تولیدی و حرارت قابل دریافت از محرک اولیه غلبه می‌کند و این امر باعث ایجاد شیب نزولی در مقادیر راندمان کلی سیستم تولید همزمان می‌شود.

۴-۵-۳-۵- درصد کاهش هزینه‌های عملکردی

از جمله مهم‌ترین تحلیل‌های اقتصادی که برای یک تحقیق می‌توان در نظر گرفت، درصد کاهش هزینه‌های عملکردی سیستم است. این پارامتر به ما نشان می‌دهد که سیستم تولید همزمان نسبت به سیستم تولید جداگانه تا چه میزان در هزینه‌های عملکردی باعث صرفه‌جویی خواهد شد. از شکل ۴-۳۹ می‌توان تأثیر ظرفیت نامی و بار جزئی محرک اولیه را بر تغییرات درصد کاهش هزینه‌های اولیه سیستم مشاهده کرد.



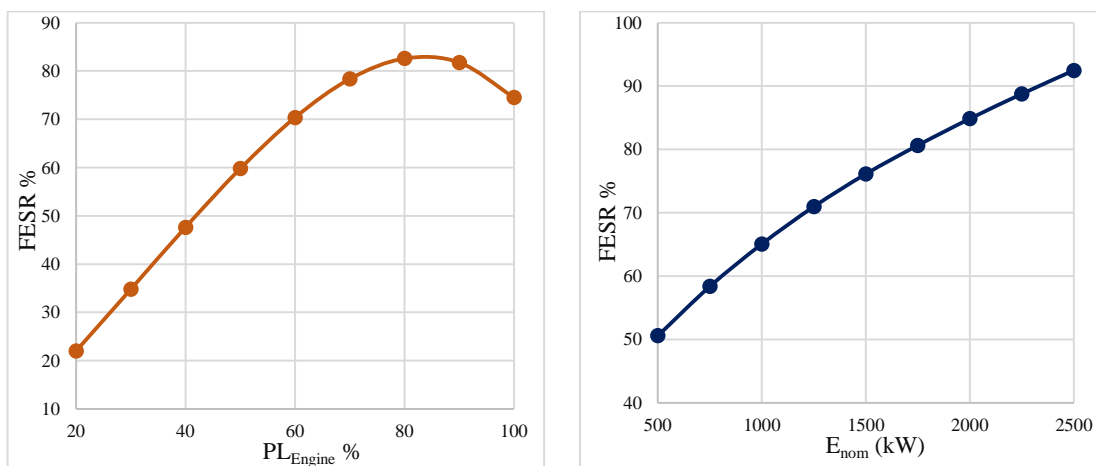
شکل ۴-۳۹: تغییرات درصد کاهش هزینه‌های عملکردی سیستم تولید همزمان برحسب ظرفیت نامی و بار جزئی محرک اولیه

با توجه به شکل ۴-۳۹ افزایش ظرفیت موتورهای گازسوز، درصد کاهش هزینه‌های عملکردی سیستم را افزایش می‌دهد و این یعنی چنانچه با توجه به نیاز سیستم از موتور گازسوز با ظرفیت بالاتری استفاده شود، هزینه‌های عملکردی سیستم کاهش می‌یابد؛ زیرا افزایش میزان هزینه‌های عملکردی برای موتورهای گازسوز در ظرفیت‌های بالاتر نسبت به نمونه‌ی مشابه در ظرفیت پایین‌تر، کمتر است که این مهم خود به دلیل بالا رفتن توان تولیدی موتور و صرفه‌جویی بیشتر در هزینه‌های سوخت و برق مصرفی

نسبت به سیستم تولید جداگانه به وجود می‌آید. همچنین مشاهده می‌شود که در ظرفیت ثابت، با افزایش درصد بار جزئی موتور گازسوز تا حدود ۸۰ درصد، درصد کاهش هزینه‌های عملکردی افزایش و سپس کاهش پیدا می‌کند. علت این افزایش این است که با بالا رفتن بار جزئی تا ۸۰ درصد سرمایه‌ی بیشتری به‌منظور خرید برق و گاز موردنیاز صرفه‌جویی می‌شود و از بار جزئی ۸۰ درصد به بالا چنان‌چه پیش‌تر بررسی شد، تأثیر کاهش درصد سوخت به توان باعث ایجاد شیب نزولی در کاهش هزینه‌های عملکردی می‌شود. البته باید توجه داشت که کماکان میزان درصد صرفه‌جویی در هزینه‌های عملکردی مقداری مثبت و تقریباً بالا می‌باشد که از نظر اقتصادی کاملاً موردپذیرش است. نکته‌ی حائز اهمیت دیگر میزان بالای درصد کاهش هزینه‌های عملکردی سیستم می‌باشد که دلیل این امر استفاده از استراتژی تأمین بار حرارتی در حالت فروش برق به شبکه می‌باشد. برق فروخته شده به شبکه باعث ایجاد کاهش در هزینه‌های عملکردی شده و به‌صورت یک درآمد برای سیستم عمل می‌کند.

۴-۵-۳-۶- درصد کاهش مصرف سوخت

شکل ۴-۴۰ تغییرات درصد کاهش مصرف سوخت برحسب ظرفیت نامی و بار جزئی موتور گازسوز را نشان می‌دهد.

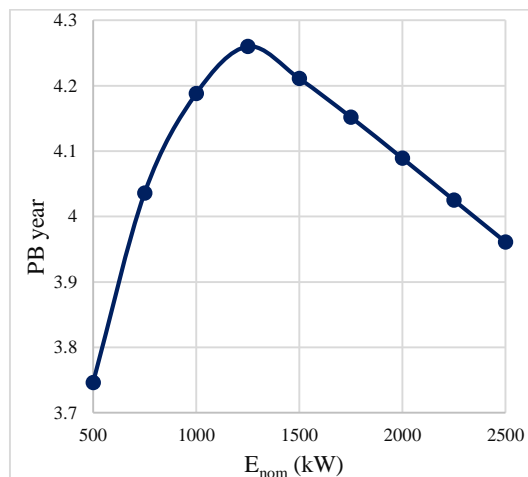
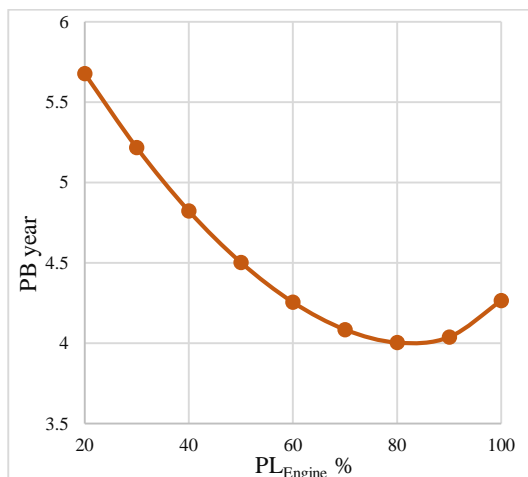


شکل ۴-۴۰: تغییرات درصد کاهش مصرف سوخت سیستم تولید همزمان برحسب ظرفیت نامی و بار جزئی محرک اولیه

همان‌طور که مشاهده می‌شود افزایش ظرفیت موتور گازسوز سبب بالا رفتن درصد کاهش مصرف سوخت می‌شود؛ زیرا در ظرفیت‌های بالاتر نسبت توان تولیدی به سوخت مصرفی افزایش می‌یابد و به‌موجب آن هرچه ظرفیت موتور گازسوز بالاتر در نظر گرفته شود، کاهش مصرف سوخت نسبت به سیستم رایج سنتی افزایش می‌یابد. دلیل دیگر این افزایش درصدی و البته میزان بالای درصد کاهش مصرف سوخت، در نظر گرفتن استراتژی تأمین بار حرارتی در حالت فروش برق به شبکه می‌باشد. برق فروخته شده به شبکه در واقع سبب کاهش بخشی از سوخت مصرفی در نیروگاه می‌شود که برای تولید همین میزان برق باید به کار گرفته می‌شد که این امر خود باعث افزایش صرفه‌جویی در مصرف سوخت می‌گردد. حال هرچه ظرفیت نامی موتور بالاتر در نظر گرفته شود، توان تولیدی و برق فروخته شده به شبکه افزایش می‌یابد. مطابق شکل ۴-۴۰، تأثیر تغییرات بار جزئی موتور گازسوز بر درصد کاهش مصرف سوخت مشخص شده است. دو عامل تأثیرگذار بر روند نمودار، درصد سوخت مصرفی به توان و فروش الکتریسیته به شبکه می‌باشند. چنانچه پیش‌تر عنوان شد، بار جزئی موتور گازسوز بر نسبت سوخت به توان سیستم تأثیرگذار خواهد بود که این تأثیرگذاری برای پارامتر درصد کاهش هزینه‌های عملکردی در بار جزئی ۸۰ درصد ظاهر شده است. همچنین فروش الکتریسیته به شبکه خود باعث افزایش صرفه‌جویی در مصرف سوخت می‌گردد.

۴-۵-۳-۷ - دوره‌ی بازگشت سرمایه

در شکل ۴-۴۱ تغییرات دوره‌ی بازگشت سرمایه نسبت به ظرفیت نامی و بار جزئی موتور گازسوز نشان داده شده است. دوره‌ی بازگشت سرمایه به‌عنوان پارامتری در نظر گرفته می‌شود که تأثیر تغییرات تمامی متغیرهای اقتصادی را نشان می‌دهد. چنانچه متغیری سبب ایجاد تغییرات مثبت یا منفی اقتصادی روی سیستم تولید همزمان شود، دوره‌ی بازگشت سرمایه کاهش و یا افزایش می‌یابد. همان‌طور که از شکل ۴-۴۱ مشخص است، چنانچه ظرفیت موتور گازسوز را افزایش دهیم، ابتدا به دلیل افزایش بیشتر هزینه‌های اولیه و تعمیرات و نگهداری سیستم نسبت به درآمدها، دوره‌ی بازگشت سرمایه افزایش می‌یابد.



شکل ۴-۴: تغییرات دوره‌ی بازگشت سرمایه‌ی سیستم تولید همزمان بر حسب ظرفیت نامی و بار جزئی محرک اولیه در واقع افزایش ناشی از هزینه‌های اولیه و تعمیرات و نگهداری به حدی است که حتی کاهش هزینه‌های عملکردی سیستم هم نمی‌تواند مانع از بالا رفتن زمان بازگشت سرمایه شود اما با افزایش بیشتر ظرفیت موتور و حدود بار نامی ۱۲۰۰ کیلووات، دوره‌ی بازگشت سرمایه شیب نزولی به خود می‌گیرد؛ زیرا از این ظرفیت به بالا هزینه‌ی تمام‌شده‌ی سوخت و برق و همچنین میزان برق فروخته‌شده به شبکه نسبت به سیستم تولید جداگانه به شدت برتری پیدا می‌کند. از سوی دیگر با توجه به شکل ۴-۴، تأثیر تغییرات بار جزئی روی دوره‌ی بازگشت سرمایه مشاهده می‌شود. افزایش بار جزئی موتور گازسوز تا حدود ۸۰ درصد موجب افزایش بیشتر در کاهش هزینه‌های عملکردی سیستم و فروش بیشتر برق به شبکه می‌گردد که به موجب آن دوره‌ی بازگشت سرمایه نیز کاهش می‌یابد. اما با رسیدن به حدود بار جزئی ۸۰ درصد به دلیل پایین آمدن نسبت سوخت به توان و سوخت به حرارت و تلفات بیشتر سوخت در سیستم، علی‌رغم تولید توان بیشتر هزینه‌های تمام‌شده‌ی انرژی بالا رفته و این امر سبب افزایش زمان بازگشت سرمایه می‌گردد.

۴-۵-۴- نتایج مطالعه‌ی موردی

در قسمت قبل، با توجه به نمودارهای ارائه شده تغییرات پارامترهای اساسی سیستم تولید همزمان بر حسب متغیرهای اثرگذار مورد بررسی قرار گرفتند. در این بخش مقادیر عددی مرتبط با پارامترهای سیستم در طول دوره‌ی نگهداری برای مطالعه‌ی موردی حاضر ارائه خواهد شد. از جدول ۴-۸ مقادیر

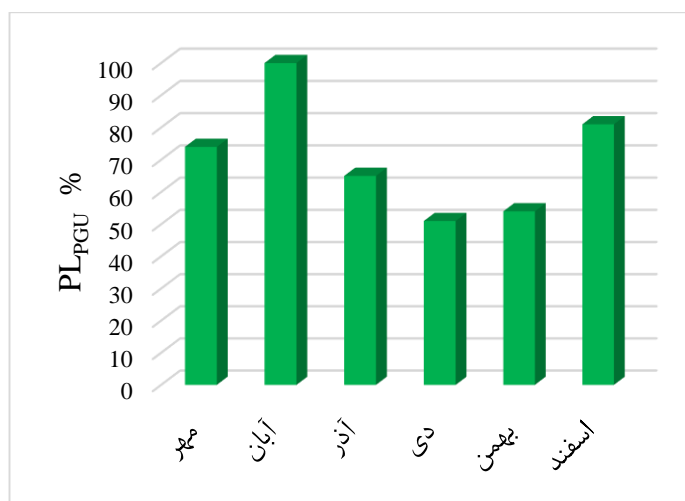
مذکور قابل مشاهده هستند.

جدول ۴-۸: نتایج کلی سیستم تولید همزمان برای مطالعه موردی

پارامتر	نماد	مقدار	یکا
سود سالانه	A	$1/0.85 \times 10^6$	\$/year
درصد کاهش هزینه‌های عملکردی	CR	۸۱/۳۴	%
درصد کاهش مصرف سوخت	$FESR$	۷۸/۸۵	%
مجموع سوخت مصرفی سیستم	$m_{fuel\ total}$	۰/۰۲۵۶۳	kg/s
راندمان سیستم تولید همزمان	η_{CCHP}	۸۹/۵۹	%
دوره‌ی بازگشت سرمایه بدون در نظر گرفتن نرخ بهره	PB	۲/۷۰۱	year
دوره‌ی بازگشت سرمایه با در نظر گرفتن نرخ بهره	PB	۴/۰۷۵	year
توان تولیدی	E_{PGU}	۵۷۳/۶	kW
حرارت دریافتی	Q_{rec}	۶۶۵/۸	kW

۴-۵-۴-۱ تغییرات ماهانه‌ی نتایج برای مطالعه موردی

در قسمت‌های قبل، تأثیر بار جزئی محرک اولیه روی پارامترهای اساسی سیستم تولید همزمان بررسی شده است. مطابق شکل ۴-۴۲ مقادیر بار جزئی محرک اولیه در طول دوره‌ی نگهداری و در ماه‌های مختلف ارائه شده است.

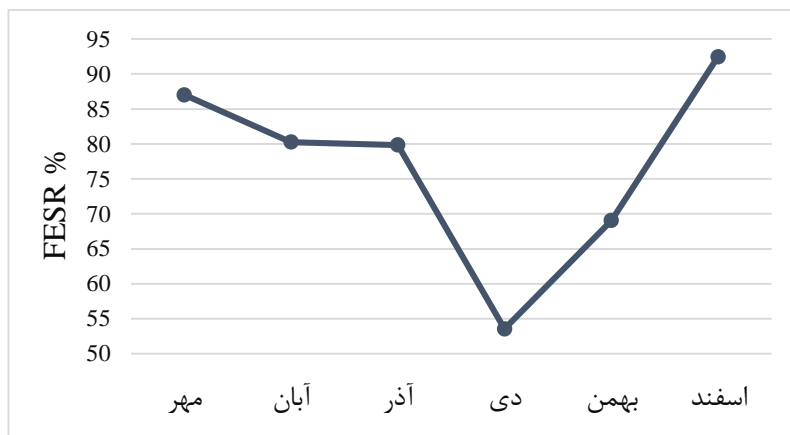


شکل ۴-۴۲: بار جزئی محرک اولیه در طول دوره‌ی نگهداری

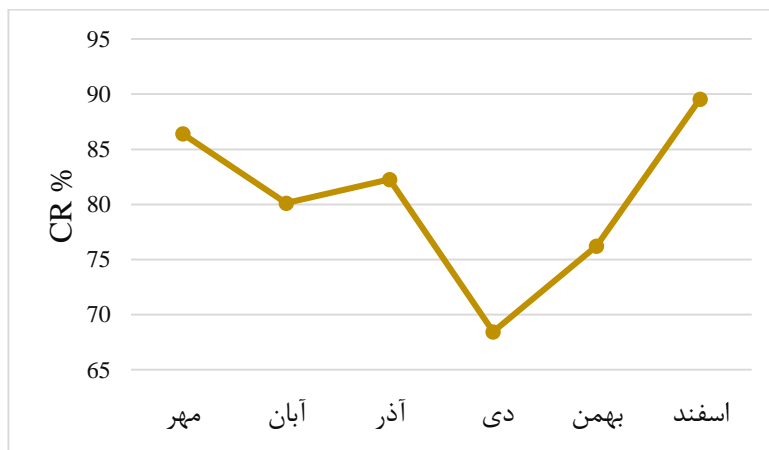
مطابق شکل ۴-۴۲، در آبان ماه به دلیل ورود محصول و دمای نسبتاً بالای هوای محیط، نیاز به سرمایش و به طبع آن بار حرارتی بالا بوده و محرک اولیه در بار کامل خود عمل می‌کند. در سایر ماه‌های دوره‌ی نگهداری با توجه به نیاز حرارتی و الکتریکی سیستم و همچنین تأثیر دمای محیط روی تقاضای

انرژی، بار جزئی محرک اولیه تعیین شده است.

می‌توان پیش‌بینی کرد که تغییرات جوی هوا و تأثیر آن بر تقاضای انرژی اعم از انرژی الکتریکی و حرارتی و به طبع آن بارهای جزئی متفاوت در طول دوره‌ی نگهداری محصول، سبب ایجاد رفتاری متفاوت در پارامترهای اساسی سیستم تولید همزمان خواهد شد. در شکل ۴-۴۳ و شکل ۴-۴۴، تغییرات FESR و CR سیستم تولید همزمان در طول دوره‌ی نگهداری محصول نشان داده شده است.



شکل ۴-۴۳: تغییرات FESR در طول دوره‌ی نگهداری



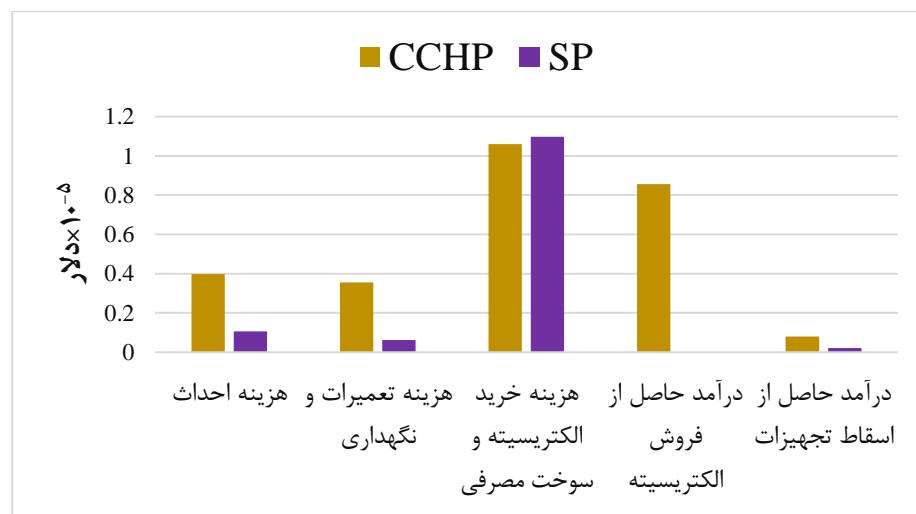
شکل ۴-۴۴: تغییرات CR در طول دوره‌ی نگهداری

نتایج بررسی‌ها نشان می‌دهد بالاترین میزان FESR و CR برای اسفندماه و کمترین آن در دی‌ماه حاصل می‌شود. در ماههایی که تقاضای انرژی حرارتی سیستم بالاست، محرک اولیه در بار جزئی بالاتری نسبت به ماه‌های دیگر عمل می‌کند که این امر موجب تولید برق بیشتر در سیستم شده که خود باعث فروش بیشتر الکتریسیته به شبکه می‌گردد. فروش بیشتر الکتریسیته موجب بالا رفتن FESR و CR

سیستم تولید همزمان می‌گردد. از طرفی دیگر چنان چه پیش‌تر بیان شد بیشترین تقاضای انرژی و بالاترین بار جزئی سیستم در آبان ماه می‌باشد اما مطابق شکل ۴-۴۳ و شکل ۴-۴۴، بهترین عملکرد برای این ماه نمی‌باشد. دلیل این امر را باید در بهترین نقطه‌ی سیستم جست‌وجو کرد. از آنجایی که سیستم در ماه‌های اسفند و مهرماه در بارهای جزئی نزدیک به بار جزئی بهینه عمل می‌کنند بدیهی است مطابق آنچه پیش‌تر در بررسی تأثیر بار جزئی بر FESR و CR بیان شد، مقادیر پارامترهای مذکور در این دو ماه بیشینه مقدار در طول دوره را به خود اختصاص دهند. منظور از بار جزئی بهینه مقادیری از بار جزئی است که مطابق شکل ۴-۳۴، نسبت سوخت به توان در بهترین حالت ممکن خود قرار گیرد. از طرفی دیگر این امکان وجود دارد که در آبان ماه و به دلیل عملکرد سیستم در بار کامل خود، به‌منظور برطرف کردن نیاز حرارتی سیستم از بویلر کمکی استفاده شود که این امر موجب کاهش FESR و CR در سیستم خواهد شد. شکل ۴-۴۳ و شکل ۴-۴۴ به‌خوبی مزیت استفاده از سیستم‌های تولید همزمان را نسبت به سیستم‌های رایج سنتی به‌خصوص در زمان تقاضای بالای انرژی نشان می‌دهند.

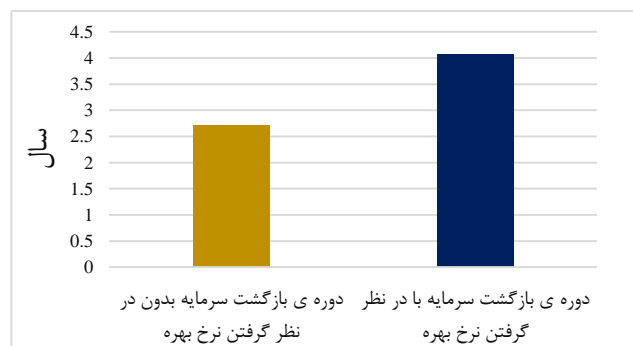
۴-۵-۴-۲- مقایسه نتایج اقتصادی مطالعه موردی

مطابق شکل ۴-۴۵، هزینه‌ها و درآمدهای سالانه سیستم تولید همزمان نسبت به سیستم تولید جداگانه برای مطالعه موردی مقایسه شده است.



شکل ۴-۴۵: درآمدها و هزینه‌های سالانه برای سیستم تولید همزمان و سیستم تولید جداگانه

چنان چه انتظار می‌رفت، هزینه‌ی احداث و تعمیرات و نگهداری سیستم تولید همزمان نسبت به سیستم رایج سنتی دارای مقادیر بیشتری بوده که تأثیر بسیار زیادی بر زمان بازگشت سرمایه خواهد گذاشت. از طرف دیگر به دلیل راندمان بهتر سیستم‌های تولید همزمان، هزینه‌های خرید انرژی برای سیستم تولید همزمان تا حدودی کمتر از سیستم تولید همزمان بوده که البته چندان چشمگیر نیست. دلیل این میزان از هزینه برای سوخت در سیستم تولید همزمان، طبیعت سیستم از استراتژی تأمین بار حرارتی بوده که باید به‌منظور نگهداری محصول در شرایط مطلوب تأمین گردد. اما مزیت اقتصادی این سیستم نسبت به سیستم‌های رایج سنتی را می‌توان در میزان بالای الکتریسیته‌ی فروخته‌شده به شبکه و در نتیجه درآمد بالای حاصل از آن جست‌وجو کرد، چیزی که به‌درستی از نمودار بالا قابل مشاهده خواهد بود. همچنین مقادیر هزینه‌های حاصل از اسقاط تجهیزات نیز مطابق شکل مورد مقایسه قرار گرفته‌اند. تأثیر تمامی پارامترهای مذکور را می‌توان در دوره‌ی بازگشت سرمایه سیستم مطابق شکل ۴-۴ مشاهده کرد.



شکل ۴-۴: دوره‌ی بازگشت سرمایه با در نظر گرفتن نرخ بهره و بدون در نظر گرفتن آن

در شکل ۴-۴، دوره‌ی بازگشت سرمایه در دو حالت در نظر گرفتن نرخ بهره یا بدون در نظر گرفتن آن نشان داده شده است. چنان چه نرخ بهره را در محاسبات مربوط به دوره‌ی بازگشت سرمایه در نظر نگیریم، نمی‌توان انتظار داشت مقادیر حاصل نتایج مفیدی را جهت اجرای طرح در اختیار ما قرار دهند و عدد به‌دست آمده برای مطالعه حاضر برابر ۲/۷۰۱ سال خواهد بود. اما عدد منطقی‌تر و نزدیک به واقعیت را باید با در نظر گرفتن نرخ بهره هنگام محاسبات به‌دست آورد که این مقدار بعد از بررسی‌های انجام‌شده برای تحقیق حاضر ۴/۰۷۵ سال خواهد بود.

فصل پنجم

جمع بندی و پیشنهادات

۵-۱- مقدمه

افزایش مصرف انرژی ناشی از روند رو به رشد ازدیاد جمعیت و پیشرفت‌های حاصل‌شده در بخش صنعتی، راندمان پایین نیروگاه‌های متمرکز تولید انرژی و اتلاف بخش زیادی از انرژی اولیه ورودی به این سیستم‌ها، اتلافات ناشی از خطوط انتقال انرژی و مسائل مربوط به پدافند غیرعامل، قیمت بالای حامل‌های انرژی در بسیاری از نقاط جهان، آلودگی‌های حاصل از انتشار آلاینده‌های زیست‌محیطی و خطرات ناشی از آن در سال‌های اخیر توجه بسیاری از محققان و صاحبان صنایع را به سمت بهره‌گیری از سیستم‌های تولید همزمان در بخش‌های مختلف به خود جلب کرده است. به همین دلیل در تحقیق حاضر ایده‌ی استفاده از سیستم‌های تولید همزمان با محرک اولیه موتور احتراق داخلی گازسوز با هدف راه‌اندازی یک واحد سردخانه صنعتی مورد ارزیابی فنی و اقتصادی صورت گرفته است. پس از آن‌که در فصل‌های گذشته ساختار کلی سیستم‌های تولید همزمان و به‌خصوص سیستم مورد استفاده در مطالعه حاضر معرفی شده و روابط حاکم بر آن ارائه شد، نتایج حاصل از بررسی‌های فنی و اقتصادی در فصل چهارم ارائه شده است. در این فصل ضمن جمع‌بندی نتایج ارائه شده، پیشنهادهایی نیز برای انجام تحقیقات آینده صورت خواهد پذیرفت.

۵-۲- جمع‌بندی نتایج

در تحقیق حاضر ابتدا با انجام تحلیل‌های فنی، بارهای برودتی وارد بر سردخانه صنعتی در طول دوره‌ی نگهداری و تحت شرایط مفروض محاسبه شده و امکان استفاده از سیستم‌های تولید همزمان با محرک اولیه موتور احتراق داخلی و چیلر جذبی آب-آمونیاک به‌منظور برطرف کردن نیاز سیستم و نگهداری محصول سردخانه در شرایط مطلوب بررسی شده است. در ادامه با توجه به نیازهای انرژی مجموعه ظرفیت موردنیاز اجزای سیستم انتخاب شده و به‌منظور جایگزینی این سیستم با سیستم‌های رایج سنتی، تحلیل‌های انرژی و اقتصادی مرتبط صورت گرفته است. به‌طورکلی موتور احتراق داخلی گازسوز به‌عنوان محرک اولیه سیستم پیشنهادی، ضمن انجام فرآیند احتراق و تولید توان، به کمک یک

ژنراتور کوپل شده با آن تولید الکتریسیته می‌کند. از الکتریسیته‌ی تولیدی می‌توان جهت برطرف کردن نیاز الکتریکی مجموعه استفاده نمود. با توجه به استراتژی انتخاب شده که تأمین نیاز حرارتی با امکان فروش برق به شبکه است، چنانچه الکتریسیته‌ی تولیدی بیشتر یا کمتر از نیاز مجموعه باشد، مقدار الکتریسیته‌ی اضافی تولیدی یا مقدار الکتریسیته‌ی اضافی مورد نیاز، به شبکه فروخته یا از آن خریداری می‌شود. با استفاده از یک دستگاه بازیاب حرارتی که نوعی مبدل حرارتی است، گرمای اتلافی ناشی از فرآیند احتراق را می‌توان مورد استفاده مفید قرارداد. این گرما از سه بخش جریان آب خنک‌کن، جریان روغن روانکار و گازهای داغ خروجی حاصل می‌گردد. با استفاده از یک مبدل حرارتی می‌توان گرمای بازیاب شده توسط تجهیزات مربوطه را به منظور اهداف گرمایشی مورد نیاز استفاده کرد. همچنین متناسب با تقاضای انرژی سیستم، مقدار مشخصی از این حرارت به ژنراتور چیلر جذبی آب-آمونیاک به‌عنوان منبع ورودی انرژی این سیستم فرستاده شده تا فرآیند تبرید مورد نیاز برای سردخانه صورت پذیرد. چنانچه حرارت بازیافت شده از سیستم پسخگوی نیاز حرارتی نباشد یا هرگونه اخلال در عملکرد محرک اولیه سیستم جهت تأمین انرژی صورت پذیرد، با استفاده از یک بویلر کمکی می‌توان موقتاً نیاز مجموعه را برطرف نمود. طراحی‌های مورد نیاز سردخانه صنعتی به‌گونه‌ای صورت گرفته است تا محصول انتخابی در شرایط مطلوب نگهداری شود. نتایج بررسی‌های صورت گرفته روی تحقیق حاضر و پیشنهادات برای مطالعات آینده مطابق زیر دسته‌بندی می‌گردد:

۱. نتایج حاصل از بررسی اطلاعات هواشناسی و ورودی محصول نشان می‌دهد روز ۲۹ آبان به‌عنوان آخرین روز ورودی محصول و همچنین به دلیل دمای بالای هوا در این روز، بحرانی‌ترین روز دوره بوده که مقادیر بار برودتی سردخانه در ساعات مختلف این روز ارائه شده است. بر این اساس ماکزیمم بار برودتی موردنیاز سردخانه در ساعت ۱۵ و برابر $450/91$ کیلووات اندازه‌گیری شده است. همچنین متوسط بار برودتی سردخانه در این روز $340/44$ کیلووات می‌باشد.
۲. مقدار متوسط بار برودتی موردنیاز سردخانه بر اساس خروجی حاصل از طراحی صورت گرفته به ترتیب از مهر تا اسفندماه برابر $334/9$ ، $409/6$ ، $271/2$ ، $259/3$ ، $264/5$ و $288/1$ برحسب

کیلووات می‌باشد.

۳. با توجه به فرضیات ارائه شده، چیلر جذبی تک اثره آب-آمونیاک به‌منظور عملکرد ۲۴ ساعته برای ایجاد تبرید طراحی شده است. بر اساس بررسی‌های صورت گرفته محدوده‌ی مجاز فشار پایین سیستم (۳/۳۴۸-۰/۸۳۳۳) بار محاسبه شده است. همچنین با بررسی تأثیر تغییرات فشار پایین بر COP سیستم در پایین‌ترین دمای دوره و بالاترین دمای دوره، ۱/۸۵۸ بار به‌عنوان فشار پایین بهینه سیستم ثابت در نظر گرفته شده است. سیستم تحت فشار پایین مذکور دارای بهترین عملکرد خود می‌باشد.

۴. پارامترهای تأثیرگذار بر عملکرد سیستم جذبی شناسایی شده و تأثیر تغییرات آن‌ها نشان داده شده است. بر اساس یکی از این بررسی‌ها تأثیر تغییرات بازده مبدل‌های حرارتی محلول و مبرد روی COP سیستم نشان داده شده است. چنانچه در سیستم جذبی از مبدل حرارتی محلول استفاده شود، COP سیستم تا ۰/۲ افزایش خواهد یافت و این موضوع نشان می‌دهد استفاده از مبدل حرارتی محلول کاملاً از لحاظ فنی قابل قبول است. درحالی‌که استفاده از مبدل حرارتی مبرد COP سیستم را تنها تا ۰/۰۴ افزایش می‌دهد. همچنین استفاده از رکتیفایر نیز باعث بهبود عملکرد سیستم خواهد شد.

۵. به‌منظور بررسی عملکرد ساعتی سیستم جذبی در طول ۲۴ ساعت شبانه‌روز، ۲۹ آبان به‌عنوان بحرانی‌ترین روز دوره‌ی نگهداری انتخاب‌شده و مقادیر COP، دمای ژنراتور و بارهای حرارتی اجزای سیستم جذبی در طول ۲۴ ساعت در حالت ایده‌آل محاسبه شده است. محدوده‌ی تغییرات دمای بهینه‌ی ژنراتور و COP ایده‌آل در طول ۲۴ ساعت روز ۲۹ آبان به ترتیب (۳۹۰/۳-۳۴۵) درجه کلوین و (۰/۶۹۹۲-۰/۵۱۵۳) به‌دست آمده است.

۶. با مقایسه‌ی بارهای برودتی مورد نیاز سردخانه و عملکرد سیستم جذبی در طول روز ۲۹ آبان، امکان استفاده از سیستم‌های جذبی به‌منظور ایجاد تبرید مورد نیاز در سردخانه بررسی شده است. بر اساس این بررسی‌ها مقدار بار برودتی مورد نیاز سردخانه در بحرانی‌ترین ساعت روز ۲۹

آبان برابر ۴۵۰/۹۱ کیلووات بوده و چنانچه چیلر جذبی بتواند در این ساعت نیاز سردخانه را برطرف کند، در باقی ساعات نیز پاسخگوی نیاز سردخانه خواهد بود. بر این اساس مقدار بار اواپراتور در بحرانی‌ترین ساعت روز ۲۹ آبان ۴۵۹/۹ کیلووات اندازه‌گیری شده که پاسخگوی نیاز سیستم خواهد بود.

۷. همچنین به‌منظور اطمینان از عملکرد سیستم در طول دوره‌ی نگهداری، پارامترهای اساسی سیستم جذبی در بحرانی‌ترین ساعات هر یک از ماه‌های دوره‌ی نگهداری موردبررسی قرار گرفته‌اند. بر این اساس بیشترین و کمترین مقدار COP به ترتیب برابر ۰/۶۸۹ و ۰/۵۱۵۳ برای دی و آبان ماه محاسبه شده است. از طرف دیگر مقادیر دمای ژنراتور بهینه متناظر با این ضرایب عملکرد به ترتیب برای آبان و دی ۳۹۰/۳ و ۳۴۷/۸ درجه کلوین به‌دست آمده است.

۸. با ثابت در نظر گرفتن بار حرارتی ژنراتور، مقادیر پارامترهای اساسی سیستم جذبی نظیر دمای بهینه ژنراتور و COP در طول ۲۴ ساعت روز و در محدوده‌ی ایده‌آل سیستم اندازه‌گیری شده و باحالت ایده‌آل مقایسه شده است. نتایج بررسی‌ها نشان می‌دهد مقادیر بسیار نزدیک به حالت ایده‌آل به‌دست آمده است.

۹. به‌منظور بررسی عملکرد کلی سیستم تولید همزمان و پارامترهای انرژی و اقتصادی مربوط به آن، تأثیر تغییرات بار جزئی و توان نامی محرک اولیه روی آن‌ها ارزیابی شده است. بر این اساس و با بررسی تغییرات بار جزئی روی نسبت سوخت به توان برای موتورهای احتراق داخلی گازسوز، محدوده‌ی ایده‌آل بار جزئی ۷۰-۹۰ درصد به‌دست آمده است.

۱۰. بر اساس بررسی‌های صورت گرفته مقدار الکتریسیته‌ی تولیدی، سوخت مصرفی و حرارت دریافتی از موتور احتراق داخلی با افزایش بار نامی و بار جزئی پیوسته افزایش خواهند یافت.

۱۱. نتایج بررسی‌های صورت گرفته روی سیستم‌های تولید همزمان نشان می‌دهد بهره‌گیری از این سیستم‌ها به دلیل استفاده از اتلافات حرارتی و نبود اتلافات ناشی از خطوط انتقال راندمان تولید انرژی را نسبت به سیستم‌های تولید جداگانه افزایش می‌دهد و راندمان کلی سیستم تولید

همزمان در تحقیق حاضر ۸۹/۵۹٪ به دست آمده است.

۱۲. چنانچه بر اساس نیاز مجموعه از موتور احتراق داخلی با توان نامی بالاتری استفاده شود، راندمان سیستم افزایش خواهد یافت اما این موضوع در مورد بار جزئی صادق نبوده مناسب‌ترین بار جزئی برای دستیابی به بهترین راندمان کلی سیستم حدود ۷۰٪ خواهد بود.

۱۳. هزینه‌های عملکردی سیستم نسبت به سیستم‌های تولید جداگانه تا ۸۱/۳۴٪ کاهش یافته که دلیل این کاهش راندمان بالای انرژی سیستم، استفاده از اتلافات حرارتی و امکان فروش برق به شبکه می‌باشد.

۱۴. افزایش ظرفیت نامی موتور گازسوز پیوسته سبب افزایش صرفه‌جویی در هزینه‌های اولیه سیستم خواهد شد در حالی که مناسب‌ترین بار جزئی برای دستیابی به بهترین میزان کاهش هزینه‌های عملکردی سیستم، حدود ۸۰٪ خواهد بود.

۱۵. همچنین استفاده از سیستم‌های تولید همزمان با عملکرد سیستم تحت استراتژی تأمین بار حرارتی، سبب کاهش مصرف انرژی اولیه نسبت به سیستم‌های جداگانه تا ۷۵/۸۵٪ خواهد شد.

۱۶. نتایج بررسی‌ها نشان می‌دهد که افزایش ظرفیت موتور احتراق داخلی گازسوز مصرف انرژی اولیه سیستم را نسبت به سیستم تولید جداگانه پیوسته کاهش می‌دهد و این در حالی است که محدوده‌ی مناسب بار جزئی برای دستیابی به بهترین صرفه‌جویی انرژی حدود ۸۰٪ خواهد بود.

۱۷. با اعمال تأثیر تمامی پارامترها، دوره‌ی بازگشت سرمایه برای تحقیق حاضر در دو حالت سنتی و کلاسیک به ترتیب ۲/۷۰۱ و ۴/۰۷۵ سال به دست آمده است.

۱۸. بررسی تأثیر تغییرات ظرفیت محرک اولیه بر دوره‌ی بازگشت سرمایه نشان می‌دهد بیشترین زمان بازگشت سرمایه در ظرفیت نامی حدود ۱۲۰۰ کیلووات به دست می‌آید و همچنین بار جزئی نزدیک به ۸۰٪ بهترین دوره‌ی بازگشت سرمایه را سبب می‌شود.

۱۹. نتایج بررسی پارامترهای اساسی سیستم در ماه‌های مختلف دوره‌ی نگهداری نشان می‌دهد که

بیشترین مقدار FESR و CR سیستم در ماه اسفند حاصل می‌شود.

۲۰. نتایج بررسی‌های اقتصادی نشان می‌دهد که هزینه‌های مربوط به احداث و تعمیرات و نگهداری

در سیستم‌های تولید همزمان بیشتر از سیستم‌های تولید جداگانه خواهد بود.

۵-۳- پیشنهادات

- بررسی امکان بهره‌گیری از سیستم‌های تولید همزمان برای سایر اهداف صنعتی که تاکنون کمتر مورد توجه قرار گرفته شده و یا مورد توجه قرار گرفته نشده اند.
- بررسی آرایش اجزای متفاوت برای سیستم تولید همزمان مورد بررسی در تحقیق حاضر نظیر بهره‌گیری از چیلر الکتریکی در کنار چیلر جذبی و مقایسه‌ی نتایج به‌دست آمده با تحقیق حاضر.
- توصیه می‌شود به‌عنوان یک مطالعه، امکان بهره‌گیری از یک منبع انرژی تجدیدپذیر در کنار منبع انرژی ذکر شده و برای تحقیق حاضر بررسی شده و نتایج به‌دست آمده با نتایج تحقیق حاضر مقایسه شود.
- از آنجایی که در تحقیق حاضر تأثیر تغییرات ظرفیت نامی و بار جزئی روی عملکرد سیستم تولید همزمان بررسی شد، توصیه می‌شود تأثیر سایر پارامترها نظیر نوع سوخت مصرفی، دمای محفظه‌ی احتراق، نسبت تراکم، تایمینگ جرقه و ... نیز در نظر گرفته شود.
- افزودن سیستم‌های لیتیوم بروماید-آب به مدل حاضر و امکان استفاده با اهداف تهویه مطبوع
- توصیه می‌شود در مطالعات بعدی تحلیل‌های مرتبط با قانون دوم ترمودینامیک و آنالیزهای زیست‌محیطی در دستور کار قرار گیرد.

پوست

جدول ۱: داده‌های طراحی برای نگهداری میوه‌جات [۲, ۸۷]

Fruits	Type of Storage	Design Room Condition				Specific Heat	
		Temperature °C		Relative Humidity%		Kj/kg K	
		Recommended	Permissible Range	Recommended	Permissible Range	Before Freezing	After Freezing
Oranges	Short	4.5	4.5-7.25	85	85-90	3.81	1.84
	Long	0	0-1.0	85	85-90		
	Chill start	4.5		85			

جدول ۲: دمای کف سالن برای سردخانه‌ها [۲]

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

جدول ۳: ضرایب تصحیح تشعشع خورشیدی [۲]

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 ۴: حرارت تنفس میوه‌ها [۲]

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
Bananas Holding Ripening Chilling	12	0.044
	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
Lemons	0	0.008
	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
	16	0.144
Plums	0	0.012
	5	0.019
	16	0.078
Quinces	0	0.044
	5	0.078
	16	0.233
Strawberries	0	0.044
	5	0.078
	16	0.233

جدول ۵: شدت نفوذ هوا [۲]

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 ۶: حرارت حاصل از هر لیتر هوا بر حسب کیلوژول در سردخانه‌های بالای صفر [۲]

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 ۷: حرارت حاصل از هر لیتر هوا بر حسب کیلوژول در سردخانه‌های زیر صفر [۲]

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 ۸: حرارت حاصل از افراد [۲]

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 ۹: حرارت حاصل از موتورهای الکتریکی [۲]

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

منابع

- [۱] "راهنمای جامع تولید همزمان برق و حرارت" وزارت نیرو دفتر بهبود بهره وری و اقتصاد برق و انرژی، ۱۳۸۹.
- [2] R. J. Dossat, "Principles Of Refrigeration. Jhon Wiley and Sons," *Inc: New Yor*, 1981.
- [۳] "استاندارد ملی شماره ۲۷۲۰، سال ۱۳۶۵، "آئین کار محاسبه بار برودتی سردخانه مواد غذایی"، موسسه استاندارد و تحقیقات صنعتی ایران."
- [4] S. Akdemir, "Designing of cold stores and choosing of cooling system elements," *Journal of Applied Sciences*, vol. 8, no. 5, pp. 788-794, 2008.
- [5] H. Cooling, "Power for Buildings (CHP-B) Instructional Module," *Mississippi Valley Gas Company and Oak Ridge National Laboratory, Department of Mechanical Engineering, Mississippi State University*, 2004.
- [6] M. Jradi and S. Riffat, "Tri-generation systems: Energy policies, prime movers, cooling technologies, configurations and operation strategies," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 32, pp. 396-415, 2014.
- [7] D. Wu and R. Wang, "Combined cooling, heating and power: a review," *progress in energy and combustion science*, vol. 32, no. 5-6, pp. 459-495, 2006.
- [8] M. Li, H. Mu, and H. Li, "Analysis and assessments of combined cooling, heating and power systems in various operation modes for a building in China, Dalian," *Energies*, vol. 6, no. 5, pp. 2446-2467, 2013.
- [9] "catalog of CHP technology, U.S. Environmental Protection Agency Combined Heat and Power Partnership, December 2008."
- [10] S. Martinez, G. Michaux, P. Salagnac, and J.-L. Bouvier, "Micro-combined heat and power systems (micro-CHP) based on renewable energy sources," *Energy Conversion and Management*, vol. 154, pp. 262-285, 2017.
- [11] O. Sycom, "Review of Combined Heat and Power Technologies," *Office of Industrial Technologies, Office of Energy Efficiency and Renewable Energy, US Department of Energy*, 1999.
- [12] L. Goldstein, B. Hedman, D. Knowles, S. I. Freedman, R. Woods, and T. Schweizer, "Gas-fired distributed energy resource technology characterizations," National Renewable Energy Lab., Golden, CO.(US)2003.
- [13] N. Petchers, *Combined heating, cooling & power handbook: technologies & applications: an integrated approach to energy resource optimization*. Fairmont Press, 2003.
- [14] M. Siddiqui and S. Said, "A review of solar powered absorption systems," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 42, pp. 93-115, 2015.
- [15] O. Afshar, R. Saidur, M. Hasanuzzaman, and M. Jameel, "A review of thermodynamics and heat transfer in solar refrigeration system," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 16, no. 8, pp. 5639-5648, 2012.
- [16] S. A. Kalogirou, *Solar energy engineering: processes and systems*. Academic Press, 2013.
- [17] B. Le Lostec, J. Millette, and N. Galanis, "Finite time thermodynamics study and exergetic analysis of ammonia–water absorption systems," *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 49, no. 7, pp. 1264-1276, 2010.
- [18] S. Aphornratana, "Theoretical and experimental investigation of a combined ejector-absorption refrigerator," University of Sheffield, Department of

- Mechanical and Process Engineering, 1995.
- [19] H. Perez-Blanco, "Absorption heat pump performance for different types of solutions," *International journal of refrigeration*, vol. 7, no. 2, pp. 115-122, 1984.
- [20] G. A. Florides, S. A. Tassou, S. A. Kalogirou, and L. Wrobel, "Review of solar and low energy cooling technologies for buildings," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 6, no. 6, pp. 557-572, 2002.
- [21] Tesha, *Absorption Refrigeration System as an Integrated Condenser Cooling Unit in a Geothermal Power Plant*. United Nations University, Geothermal Training Programme, 2009.
- [22] S. Said, M. El-Shaarawi, and M. Siddiqui, "Analysis of a solar powered absorption system," *Energy conversion and management*, vol. 97, pp. 243-252, 2015.
- [23] Y. Fan, L. Luo, and B. Souyri, "Review of solar sorption refrigeration technologies: Development and applications," *Renewable and sustainable energy reviews*, vol. 11, no. 8, pp. 1758-1775, 2007.
- [24] A. Gholami, "optimal design and operation of micro cchp for an apartment," M.S, Faculty of Energy Engineering, Power and Water University of technology, 2011.
- [25] N. Sarabchi, S. Mahmoudi, and R. K. Saray, "Thermodynamic Analysis of a Tri-generation Cycle with HCCI Engine as Prime Mover," *Modares Mechanical Engineering*, vol. 13, no. 2, pp. 56-69, 2013.
- [26] J. N. Swisher, J. Martino, and R. Y. Redlinger, "Tools and methods for integrated resource planning. Improving energy efficiency and protecting the environment," United Nations Environmental Programme 1997.
- [27] R. Alavi, "Thermodynamic analysis of combined continuous and intermittent aqua-ammonia absorption cycle as solar refrigerator," M.Sc., Faculty of Mechanical Engineering, Shahid Rajaei Teacher Training University, 2015.
- [28] M. Söylemez and M. Ünsal, "Optimum insulation thickness for refrigeration applications," *Energy Conversion and Management*, vol. 40, no. 1, pp. 13-21, 1999.
- [29] J. Al-Radaedeh, B. Al-Zgoul, and M. Frehat, "Selection of Thermal Insulation Thickness of Cold Store Enclosures," *Innovative Systems Design and Engineering*, vol. 4, p. 14, 2013.
- [30] H. U. Ugwu and E. A. Ogbonnaya, "Design and adaptation of a commercial cold storage room for umudike community and environs," *International Organization for Scientific Research (IOSR) Journal of Engineering*, vol. 2, no. 5, pp. 1234-1250.
- [31] S. Akdemir, "Evaluation of cold storage insulation by thermal images analysis," *Bulgarian Journal of Agricultural Science*, vol. 20, no. 2, pp. 246-254, 2014.
- [32] P. Srihirin, S. Aphornratana, and S. Chungpaibulpatana, "A review of absorption refrigeration technologies," *Renewable and sustainable energy reviews*, vol. 5, no. 4, pp. 343-372, 2001.
- [33] A. Şencan, "Artificial intelligent methods for thermodynamic evaluation of ammonia–water refrigeration systems," *Energy Conversion and Management*, vol. 47, no. 18-19, pp. 3319-3332, 2006.
- [34] A. Şencan, "Performance of ammonia–water refrigeration systems using artificial neural networks," *Renewable Energy*, vol. 32, no. 2, pp. 314-328, 2007.
- [35] M. Mohanraj, S. Jayaraj, and C. Muraleedharan, "Applications of artificial neural networks for refrigeration, air-conditioning and heat pump systems—a review," *Renewable and sustainable energy reviews*, vol. 16, no. 2, pp. 1340-1358, 2012.
- [36] M. Bayramoglu and A. Bulgan, "Sensitivity analysis of an aqua-ammonia-

- absorption refrigeration system (AARS)," in *Fuel and Energy Abstracts*, 1995, vol. 4, no. 36, p. 288.
- [37] R. S. Lavanya and B. Murthy, "Design of solar water cooler using aqua-ammonia absorption refrigeration system," *International Journal of Advanced Engineering Research and Studies*, vol. 2, no. 2, pp. 20-24, 2013.
- [38] J. Abdulateef, K. Sopian, M. Yahya, A. Zaharim, and M. ALGHOUL, "Optimization of the thermodynamic model of a solar driven Aqua-ammonia absorption refrigeration system," in *Second WSEAS/IASME international conference on renewable energy sources Corfu, Greece*, 2008, pp. 112-117.
- [39] N. Darwish, S. Al-Hashimi, and A. Al-Mansoori, "Performance analysis and evaluation of a commercial absorption–refrigeration water–ammonia (ARWA) system," *International Journal of refrigeration*, vol. 31, no. 7, pp. 1214-1223, 2008.
- [40] B. Le Lostec, N. Galanis, and J. Millette, "Simulation of an ammonia–water absorption chiller," *Renewable energy*, vol. 60, pp. 269-283, 2013.
- [41] S. Raghuvanshi and G. Maheshwari, "Analysis of ammonia–water (NH₃-H₂O) vapor absorption refrigeration system based on first law of thermodynamics," *International Journal of Scientific & Engineering Research*, vol. 2, no. 8, pp. 1-7, 2011.
- [42] N. B. Ezzine, K. Mejbri, M. Barhoumi, and A. Bellagi, "Thermodynamic Simulation of Ammonia-Water Double Effect Absorption Chiller," 2004.
- [43] L. H. Alva and J. E. González, "Simulation of an air-cooled solar-assisted absorption air conditioning system," *Journal of solar energy engineering*, vol. 124, no. 3, pp. 276-282, 2002.
- [44] J. Abdulateef, K. Sopian, and M. Alghoul, "Optimum design for solar absorption refrigeration systems and comparison of the performances using ammonia-water, ammonia-lithium nitrate and ammonia-sodium thiocyanate solutions," *International Journal of Mechanical and Materials Engineering*, vol. 3, no. 1, pp. 17-24, 2008.
- [45] A. Karno and S. Ajib, "Thermodynamic analysis of an absorption refrigeration machine with new working fluid for solar applications," *Heat and Mass Transfer*, vol. 45, no. 1, pp. 71-81, 2008.
- [46] S. Q. Abu-Ein, S. M. Fayyad, W. Momani, and M. Al-Bousoul, "Performance analysis of solar powered absorption refrigeration system," *Heat and mass transfer*, vol. 46, no. 2, p. 137, 2009.
- [47] Z. Crepinsek, D. Goricanec, and J. Krope, "Comparison of the performances of absorption refrigeration cycles," *Wseas transactions on heat and mass transfer*, vol. 4, no. 3, pp. 65-76, 2009.
- [48] A. Haywood, J. Sherbeck, P. Phelan, G. Varsamopoulos, and S. K. Gupta, "Thermodynamic feasibility of harvesting data center waste heat to drive an absorption chiller," *Energy Conversion and Management*, vol. 58, pp. 26-34, 2012.
- [49] A. Hmida, N. Chekir, A. Laafer, M. E. A. Slimani, and A. B. Brahim, "Modeling of cold room driven by an absorption refrigerator in the south of Tunisia: A detailed energy and thermodynamic analysis," *Journal of Cleaner Production*, vol. 211, pp. 1239-1249, 2019.
- [50] Z.-G. Sun, "Energy efficiency and economic feasibility analysis of cogeneration system driven by gas engine," *Energy and Buildings*, vol. 40, no. 2, pp. 126-130, 2008.

- [51] M. Liu, Y. Shi, and F. Fang, "Combined cooling, heating and power systems: A survey," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 35, pp. 1-22, 2014.
- [52] P. Colonna and S. Gabrielli, "Industrial trigeneration using ammonia–water absorption refrigeration systems (AAR)," *Applied Thermal Engineering*, vol. 23, no. 4, pp. 381-396, 2003.
- [53] M. Chahartaghi and M. Sheykhi, "Energy, environmental and economic evaluations of a CCHP system driven by Stirling engine with helium and hydrogen as working gases," *Energy*, 2019.
- [54] M. Chahartaghi and B. A. Kharkeshi, "Performance analysis of a combined cooling, heating and power system with PEM fuel cell as a prime mover," *Applied Thermal Engineering*, vol. 128, pp. 805-817, 2018.
- [55] E. Cardona and A. Piacentino, "A methodology for sizing a trigeneration plant in Mediterranean areas," *Applied thermal engineering*, vol. 23, no. 13, pp. 1665-1680, 2003.
- [56] E. Cardona, A. Piacentino, and F. Cardona, "Matching economical, energetic and environmental benefits: an analysis for hybrid CHCP-heat pump systems," *Energy Conversion and Management*, vol. 47, no. 20, pp. 3530-3542, 2006.
- [57] P. Mago and L. Chamra, "Analysis and optimization of CCHP systems based on energy, economical, and environmental considerations," *Energy and Buildings*, vol. 41, no. 10, pp. 1099-1106, 2009.
- [58] H. Li, L. Fu, K. Geng, and Y. Jiang, "Energy utilization evaluation of CCHP systems," *Energy and buildings*, vol. 38, no. 3, pp. 253-257, 2006.
- [59] Y. Huangfu, J. Wu, R. Wang, and Z. Xia, "Experimental investigation of adsorption chiller for Micro-scale BCHP system application," *Energy and buildings*, vol. 39, no. 2, pp. 120-127, 2007.
- [60] J. Pospisil, J. Fiedler, Z. Skala, and M. Baksa, "Comparison of cogeneration and trigeneration technology for energy supply of tertiary buildings," *WSEAS Transactions on Heat and Mass Transfer*, vol. 1, no. 3, pp. 262-267, 2006.
- [61] G. Chicco and P. Mancarella, "A unified model for energy and environmental performance assessment of natural gas-fueled poly-generation systems," *Energy Conversion and Management*, vol. 49, no. 8, pp. 2069-2077, 2008.
- [62] M. De Paepe, P. D'Herdt, and D. Mertens, "Micro-CHP systems for residential applications," *Energy conversion and management*, vol. 47, no. 18-19, pp. 3435-3446, 2006.
- [63] F. S. Wilbert and W. Jerold, "Refrigeration and Air conditioning," ed: McGraw Hill, 1982.
- [64] "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.."
- [65] "Anonymous, (2001), "Cooling Installation", Chamber of Mechanical Engineers (MMO) Publication No. MMO/2001/295, 192, Ankara.."
- [66] M. Ozgoren, M. Bilgili, and O. Babayigit, "Hourly performance prediction of ammonia–water solar absorption refrigeration," *Applied Thermal Engineering*, vol. 40, pp. 80-90, 2012.
- [67] V. H. Oza and N. M. Bhatt, "Optimization of Ammonia-Water Absorption Refrigeration System using Taguchi Method of Design of Experiment," *International Journal of Mechanics and Solids*, vol. 13, no. 2, pp. 111-126, 2018.
- [68] W. Jiang-Jiang, Z. Chun-Fa, and J. You-Yin, "Multi-criteria analysis of combined cooling, heating and power systems in different climate zones in China," *Applied*

- Energy*, vol. 87, no. 4, pp. 1247-1259, 2010.
- [69] S. Sanaye, M. M. Ghafurian, and F. T. Dastjerd, "Applying Relative Net Present or Relative Net Future Worth Benefit and exergy efficiency for optimum selection of a natural gas engine based CCHP system for a hotel building," *Journal of Natural Gas Science and Engineering*, vol. 34, pp. 305-317, 2016.
- [70] M. Maerefat and P. Shafie, "Multi-criteria evaluation of CCHP system under different operating strategies for an office building in Tehran using AHP method," *Modares Mechanical Engineering*, vol. 14, no. 8, 2014.
- [71] P. J. Mago and A. K. Hueffed, "Evaluation of a turbine driven CCHP system for large office buildings under different operating strategies," *Energy and Buildings*, vol. 42, no. 10, pp. 1628-1636, 2010.
- [72] D. Xu and M. Qu, "Energy, environmental, and economic evaluation of a CCHP system for a data center based on operational data," *Energy and Buildings*, vol. 67, pp. 176-186, 2013.
- [73] L. Wang, J. Lu, W. Wang, and J. Ding, "Energy, environmental and economic evaluation of the CCHP systems for a remote island in south of China," *Applied energy*, vol. 183, pp. 874-883, 2016.
- [74] S. Sanaye and M. M. Ghafurian, "Applying relative equivalent uniform annual benefit for optimum selection of a gas engine combined cooling, heating and power system for residential buildings," *Energy and Buildings*, vol. 128, pp. 809-818, 2016.
- [75] D. F. TAVAKOLI, M. Ghafoorian, and M. M. SHAFIEI, "SELECTION OF GAS ENGINE CAPACITY IN OPTIMIZATION OF CCHP SYSTEM USING GENETIC ALGORITHM, A CASE STUDY OF WATER SPORTS COMPLEX," 2016.
- [76] S. Sanaye, M. A. Meybodi, and S. Shokrollahi, "Selecting the prime movers and nominal powers in combined heat and power systems," *Applied thermal engineering*, vol. 28, no. 10, pp. 1177-1188, 2008.
- [77] F. Tavakoli Dastjerd, M. M. Ghafuoryan, and S. Farahat, "Comparison of selection effect environmental optimization and multi-criteria optimizations; energy, economic and environmental in performance of CCHP system," *Modares Mechanical Engineering*, vol. 15, no. 9, pp. 69-77, 2015.
- [78] F. Tavakoli Dastjerd, M. M. Ghafuoryan, and S. E. Shakib, "Tech economical optimization of CCHP system with rely the time value of money, in payback period," *Modares Mechanical Engineering*, vol. 15, no. 5, pp. 254-260, 2015.
- [79] Q. Gu, H. Ren, W. Gao, and J. Ren, "Integrated assessment of combined cooling heating and power systems under different design and management options for residential buildings in Shanghai," *Energy and Buildings*, vol. 51, pp. 143-152, 2012.
- [80] M. Abbasi, M. Chahartaghi, and S. M. Hashemian, "Energy, exergy, and economic evaluations of a CCHP system by using the internal combustion engines and gas turbine as prime movers," *Energy Conversion and Management*, vol. 173, pp. 359-374, 2018.
- [81] M. Ebrahimi and A. Keshavarz, "Sizing the prime mover of a residential micro-combined cooling heating and power (CCHP) system by multi-criteria sizing method for different climates," *Energy*, vol. 54, pp. 291-301, 2013.
- [82] *Sari city weather conditions, 2017; <http://www.irimo.ir/far/wd/720>. Visited on May 20, 2018.*
- [83] J. Moradi, "Modeling and Feasibility of using hybrid Solar Absorption

- Refrigeration System in cold stores according to Irans climatic conditions," Master of Science, Faculty of Mechanical Engineering, Shahrood University of Technology, 2016.
- [84] ""List of countries based on central bank interest rates, 2017; http://en.wikipedia.org/wiki/List_of_countries_by_central_bank_interest_rates. Visited on May20, 2018..".
- [85] M. Esrafilian and R. Ahmadi, "Energy, environmental and economic assessment of a polygeneration system of local desalination and CCHP," *Desalination*, vol. 454, pp. 20-37, 2019.
- [86] M. M. Ghafurian and H. Niazmand, "New approach for estimating the cooling capacity of the absorption and compression chillers in a trigeneration system," *International Journal of Refrigeration*, vol. 86, pp. 89-106, 2018.
- [87] "ASHRAE HANDBOOK "REFRIGERATION (SI) ", Chapter 19, New York, 2010."

Abstract

Due to excessive consumption of energy along with the lack of a suitable model for the proper use of energy sources on the one hand, low efficiency at power plants, emissions of pollutants, high costs for primary energy and passive defense on the other hand, Today, many countries are paying attention to the use of new methods to improve conditions and performance, cost savings and energy consumption. Consequently, combined cooling, heating and power (CCHP) systems have played a significant role in the studies of researchers, statesmen and investors, and have become operational. The advantages of these systems can be high flexibility for use in small, medium and large scales in industries and other sectors. In the present study, the technical and economic aspects of a CCHP system, including an internal gas engine, a single water-ammonia absorbing chiller and a boiler for the maintenance of an industrial cold storage were investigated. Also, a cold storage with a capacity of 5000 tons to store orange product in the city of Sari, with the assumption of the arrival of the product from 20th of October to 29th of November for 40 days and storage until March 30th is considered. The meteorological data used in this study was for the year 2017-18 during the maintenance period and the critical days each month, as well as the hourly performance of the absorption system at the most critical day of the study. By Using EES software, Firstly it simulates the cold store and Heat loads of cold storage at different times of The most critical day of the product storage period is calculated and displayed that In the most critical day, 450.91 kW cooling is needed to keep the product in good condition. In the next step, the modeling and evaluation of the performance of the absorption system during the maintenance period and at different times were the most critical day of the day of November 29th has

been done that the hourly results show the optimal Ideal temperature variation range for the generator and COP in the range of (345K-390.3K) and (0.5153-0.6992), respectively. Also, based on the results of the absorption system performance during the most critical day of the period, the evaporator load at the most critical hour of 29 November was 459.9kW, which would eliminate the need for the cold store. The results of system calculations during the period and at the most critical times of each month of the maintenance period for the temperature of the generator and the COP of the system were respectively range of (347.8K-390.3K) and (0.5153-0.689) is showing. In the following, other parameters of the CCHP system such as system efficiency, percentage of reduction of operating costs, reduction in fuel consumption and payback period, are investigated and the effect of variable parameters such as engine load and Prime mover capacity on them is observed and analyzed. It can be seen that during the whole maintenance period and considering the assumptions of the problem, the overall efficiency of the system is 89.59, the percentage reduction in operating costs of 81.34, the percentage reduction in fuel consumption 78.85, and the payback period on investment with consideration of interest rates and without consideration Getting it is 4.075 and 2.701 year, respectively.

Keywords: cold storages, absorption chiller, CCHP, internal gas engine, Technical-economical evaluation



Faculty of Mechanical and Mechatronic Engineering
M.Sc. Thesis in Energy Conversion Engineering

**Technical, economical evaluation of combined cooling, heating and
power (CCHP) system with internal combustion engine
in industrial cold storages**

By: Majid Soltani

Supervisor:

Seyed Majid Hashemian

Mahmood Chahartaghi

June 2019