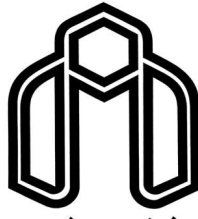


بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ



دانشگاه صنعتی شاهرود

دانشکده مکانیک

گروه سیستم‌های انرژی

پایان نامه جهت اخذ کارشناسی ارشد

تحلیل ترمودینامیکی و آنالیز انرژی و تعیین مدل بهینه سیستم‌های
آب شیرین‌کن خورشیدی رطوبت‌زنی و رطوبت‌زدایی هوا

دانشجو

سعید محمدزاده نقارچی

استاد راهنما :

دکتر علی عباس نژاد

بهمن ۱۳۹۲

دانشگاه صنعتی شاهرود

دانشکده : مهندسی مکانیک
گروه : مهندسی سیستم‌های انرژی

پایان نامه کارشناسی ارشد آقای سعید محمدزاده نقارچی

تحت عنوان: تحلیل ترمودینامیکی و آنالیز انرژی و تعیین مدل بهینه سیستم‌های آب
شیرین کن خورشیدی رطوبت‌زنی و رطوبت‌زدایی هوا

در تاریخ توسط کمیته تخصصی زیر جهت اخذ مدرک کارشناسی ارشد
مورد ارزیابی و با درجه مورد پذیرش قرار گرفت.

امضاء	اساتید مشاور	امضاء	اساتید راهنما
	نام و نام خانوادگی :		نام و نام خانوادگی :
	نام و نام خانوادگی :		نام و نام خانوادگی :

امضاء	نماینده تحصیلات تکمیلی	امضاء	اساتید داور
	نام و نام خانوادگی :		نام و نام خانوادگی :
			نام و نام خانوادگی :
			نام و نام خانوادگی :
			نام و نام خانوادگی :

تقدیم به پدر و مادر

نازنین خودم

که سایه مهربانی شان سایه ساز زندگی من می باشد، آن ها که اسوه صبر و تحمل بوده و مشکلات مسیر را برای من تسهیل نمودند

و

خواهر و برادر مهربانم که وجودشان شادی بخش و صفایشان مایه آرامش من می باشد

سپاس‌گذاری

انجام این پروژه مرحوم زحمات استاد گرانقدری است که در تمام مدت انجام کار از راهنمایی این بزرگوار استفاده نموده‌ام. بدین وسیله از جناب آقای دکتر عباس‌نژاد، که همچون برادری بزرگ‌تر و دلسوز بنده را یاری نموده‌اند، کمال تشکر و قدردانی را به عمل می‌آورم.

در پایان از تمام عزیزانی که در طول این مدت با همدلی‌شان بستر انجام هر چه بهتر این پایان‌نامه را فراهم نموده‌اند تشکر می‌کنم.

تعهد نامه

اینجانب سعید محمدزاده نقارچی دانشجوی دوره کارشناسی ارشد رشته مهندسی سیستم‌های انرژی دانشکده مهندسی مکانیک دانشگاه صنعتی شاهرود نویسنده پایان نامه " تحلیل ترمودینامیکی و آنالیز اگزرژی و تعیین مدل بهینه سیستم‌های آب شیرین‌کن خورشیدی رطوبت‌زنی و رطوبت‌زدایی هوا " تحت راهنمایی دکتر علی عباس‌نژاد 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 مورد استفاده استناد شده است .
- مطالب مندرج در پایان نامه تاکنون توسط خود یا فرد دیگری برای دریافت هیچ نوع مدرک یا امتیازی در هیچ جا ارائه نشده است .
- کلیه حقوق معنوی این اثر متعلق به دانشگاه صنعتی شاهرود می‌باشد و مقالات مستخرج با نام « دانشگاه صنعتی شاهرود » و یا « **Shahrood University of Technology** » به چاپ خواهد رسید .
- حقوق معنوی تمام افرادی که در به دست آمدن نتایج اصلی پایان نامه تأثیرگذار بوده اند در مقالات مستخرج از پایان نامه رعایت می‌گردد.
- در کلیه مراحل انجام این پایان نامه ، در مواردی که از موجود زنده (یا بافتهای آنها) استفاده شده است ضوابط و اصول اخلاقی رعایت شده است .
- در کلیه مراحل انجام این پایان نامه، در مواردی که به حوزه اطلاعات شخصی افراد دسترسی یافته یا استفاده شده است اصل رازداری ، ضوابط و اصول اخلاق انسانی رعایت شده است .

تاریخ

امضای دانشجو

مالکیت نتایج و حق نشر

- کلیه حقوق معنوی این اثر و محصولات آن (مقالات مستخرج ، کتاب ، برنامه‌های رایانه ای ، نرم افزارها 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

با توجه به نیاز کشور به آب شیرین در بخش‌های مختلف، بخشی از این نیاز می‌تواند با تولید آب شیرین در ظرفیت‌های پایین مرتفع شود. و با توجه به شدت تابش مناسب خورشید، در مناطقی که غالباً با مشکل تامین آب شرب روبرو هستند، یکی از ایده‌ها در این زمینه استفاده از آب شیرین‌کن‌های خورشیدی است. تولید آب شیرین به روش رطوبت‌زنی- رطوبت‌زدایی هوا یا به اختصار HD، یکی از تکنولوژی‌های جدید برای تولید آب شیرین است که در سال‌های اخیر توسعه یافته است. این روش بر این مبنا استوار است که هوا قابلیت جذب و حمل میزان قابل توجهی بخار آب را دارد. آب شیرین‌کن HD دارای سه بخش اصلی رطوبت‌زنی، رطوبت‌زدایی و بخش گرمایش می‌باشد. شدت مصرف انرژی حرارتی این روش کمتر از روش‌های معمول تولید آب شیرین است و حتی می‌توان کل انرژی حرارتی مورد نیاز فرآیند را از طریق انرژی خورشید تأمین نمود. بنابراین برای مناطق دورافتاده کم جمعیت کویری می‌تواند گزینه‌ای مناسب باشد. در این پژوهش، ابتدا پس از مطالعه میدانی و شناسایی انواع سیستم‌های شیرین‌سازی آب، مزیت‌های سیستم HD بیان شد. همچنین اثربخشی روش جدید استخراج و تزریق بررسی شد و سپس با ارائه معادلات موازنه جرم و تحلیل ترمودینامیکی و انرژی، سیکل مدل‌سازی گردید و برای شرایط عملکردی تعریف شده، شیوه‌های موجود جهت بهینه‌سازی بیان شد. نتایج نشان می‌دهد استفاده از روش‌های استخراج و تزریق حتی با وجود محدودیت‌هایی از جمله سطح کلکتور موجود، همواره می‌تواند منجر به تعیین نقطه‌ای بهینه گردد که در آن تولید آب شیرین به طور چشم‌گیری افزایش می‌یابد. این حالت بهینه برای سیستم‌هایی با بخش گرمایش متنوع نیز بررسی شد.

واژه‌های کلیدی: آب‌شیرین‌کن خورشیدی، استخراج و تزریق، بهینه‌سازی، فرآیند رطوبت‌زنی و رطوبت‌زدایی.

لیست مقالات مستخرج از پایان نامه

- [۱] محمدزاده نقارچی س، عباس نژاد ع. " تحلیل ترمودینامیک و اگزِرژتیک و تعیین مدل بهینه سیکل آب شیرین کن خورشیدی رطوبت زنی و رطوبت زدایی همراه با استخراج و تزریق " ، مجله مکانیک مدرس.
- [۲] محمدزاده نقارچی س، عباس نژاد ع. " بهینه سازی سیکل آب شیرین کن خورشیدی HD همراه با استخراج و تزریق " ، اولین کنفرانس بین المللی انرژی خورشید، دانشگاه تهران.

فهرست مطالب

صفحه

عنوان

۱	فصل اول: مقدمه
۲	۱-۱ مقدمه
۶	۲-۱ مروری بر پیشینه سیستم آب شیرین کن HD و بیان مطالعه کنونی
۱۳	فصل دوم: آشنایی با انواع سیستم‌های آب شیرین کن و معرفی سیستم HD
۱۴	۱-۲ مقدمه
۱۴	۲-۲ وضعیت کشور ایران
۱۶	۳-۲ نمکزدایی از آب
۱۷	۴-۲ فناوری‌های رایج شیرین‌سازی آب
۱۷	۱-۴-۲ روند مبتنی بر تغییر فیزیکی در فاز آب
۲۰	۲-۴-۲ روندهای مبتنی بر استفاده از غشاء
۲۲	۳-۴-۲ مقایسه سیستم‌های آب شیرین کن
۲۲	۵-۲ معرفی اجزاء و تشریح عملکرد سیکل HD
۲۴	۱-۵-۲ بخش رطوبت‌زنی
۲۵	۲-۵-۲ بخش رطوبت‌زدایی
۲۶	۳-۵-۲ بخش گرمایش
۲۷	۶-۲ روش‌های اجرایی آب شیرین کن خورشیدی HD
۲۷	۱-۶-۲ واحد HD با گرمایش آب
۲۸	۲-۶-۲ واحد HD با گرمایش هوا
۳۱	فصل سوم: تحلیل ترمودینامیکی و آگرژی سیکل HD
۳۲	۱-۳ مقدمه
۳۲	۲-۳ معیارهای عملکرد سیستم HD
۳۴	۱-۲-۳ مروری بر مبدل‌های جرم و حرارت
۳۴	۱-۱-۲-۳ مبدل‌های حرارتی
۳۷	۲-۱-۲-۳ مبدل‌های جرم و حرارت
۳۸	۳-۳ مدل‌سازی اجزاء
۳۹	۱-۳-۳ معادلات حاکم بر رطوبت‌زن

۴۰ موازنه جرم..... ۱-۱-۳-۳
۴۱ موازنه انرژی؛ موازنه انرژی ۲-۱-۳-۳
۴۲ موازنه انرژی؛ موازنه انرژی ۳-۱-۳-۳
۴۲ موازنه انرژی؛ موازنه انرژی ۴-۱-۳-۳
۴۳ موازنه انرژی؛ موازنه انرژی ۲-۳-۳
۴۳ موازنه جرم ۱-۲-۳-۳
۴۵ موازنه انرژی؛ موازنه انرژی ۲-۲-۳-۳
۴۶ موازنه انرژی؛ موازنه انرژی ۳-۲-۳-۳
۴۶ موازنه انرژی؛ موازنه انرژی ۴-۲-۳-۳
۴۷ موازنه انرژی؛ موازنه انرژی ۳-۳-۳
۴۹ موازنه انرژی؛ موازنه انرژی HD
۴۹ تلفات انرژی؛ موازنه انرژی ۱-۴-۳
۵۰ تلفات انرژی؛ موازنه انرژی ۲-۴-۳
۵۲ موازنه انرژی؛ موازنه انرژی ۵-۳
۵۹ موازنه انرژی؛ موازنه انرژی فصل چهارم: شبیه‌سازی و ارائه نتایج.....
۶۰ موازنه انرژی؛ موازنه انرژی ۱-۴
۶۶ موازنه انرژی؛ موازنه انرژی ۲-۴
۶۸ موازنه انرژی؛ موازنه انرژی ۱-۲-۴
۷۱ موازنه انرژی؛ موازنه انرژی ۲-۲-۴
۷۴ موازنه انرژی؛ موازنه انرژی ۳-۴
۷۶ موازنه انرژی؛ موازنه انرژی ۴-۴
۸۲ موازنه انرژی؛ موازنه انرژی ۱-۴-۴
۸۵ موازنه انرژی؛ موازنه انرژی فصل پنجم: نتیجه‌گیری و جمع‌بندی.....
۸۶ موازنه انرژی؛ موازنه انرژی ۱-۵
۸۸ موازنه انرژی؛ موازنه انرژی ۲-۵
۸۹ موازنه انرژی؛ موازنه انرژی مراجع

فهرست شکل‌ها

صفحه

عنوان

- شکل (۱-۱): توزیع آب در سطح کره‌ی زمین [۲]..... ۲
- شکل (۱-۲): میزان درصد خطر دسترسی به آب شیرین در سال ۱۹۹۵ و ۲۰۲۵ [۴۱]..... ۱۴
- شکل (۲-۲): نقشه پتانسیل تابش خورشیدی در ایران [۴۳]..... ۱۵
- شکل (۳-۲): دیاگرام فرآیند شیرین کردن آب..... ۱۶
- شکل (۴-۲): نحوه عملکرد سیکل آب شیرین کن تقطیر چند مرحله‌ای [۴۴]..... ۱۸
- شکل (۵-۲): نحوه شیرین‌سازی به روش اسمز معکوس [۴۵]..... ۲۱
- شکل (۶-۲): چرخه تقطیر آب، الف) چرخه طبیعی باران و ب) سیکل آب شیرین کن HD [۴۶]..... ۲۳
- شکل (۷-۲): برخی از آکنه‌های رطوبت‌زن؛ A) Louffa، B) CF-1200، C) Bamboo، D) Charcoal..... ۲۴
- شکل (۸-۲): نمایی از سه بخش رطوبت‌زن، رطوبت‌زدا و کلکتور خورشیدی [۲۳]..... ۲۷
- شکل (۹-۲): شماتیکی از سیکل HD با گرمایش آب [۴۵]..... ۲۸
- شکل (۱۰-۲): شماتیکی از سیکل HD با گرمایش هوا [۳۲]..... ۲۹
- شکل (۱-۳): دو جزء فرعی مدل جزء رطوبت‌زن..... ۴۰
- شکل (۲-۳): دو جزء فرعی مدل جزء رطوبت‌زدا..... ۴۴
- شکل (۳-۳): نمایی از یک کلکتور خورشیدی صفحه تخت..... ۴۷
- شکل (۴-۳): انتقال جرم مخلوط گاز ایده‌آل با یک فاز مایع..... ۵۱
- شکل (۵-۳): مدل سیکل HD گرمایش هوا [۳۰]..... ۵۶
- شکل (۱-۴): سیستم با گرمایش آب، سیکل هوا بسته-آب باز HD با استخراج منفرد آب [۱]..... ۶۰
- شکل (۲-۴): تأثیر دمای خروجی از کلکتور بر روی بازده (خط پر) و میزان آب خالص تولیدی (خط چین) سیستم، در نرخ استخراج‌های مختلف..... ۶۱
- شکل (۳-۴): نمودار آب تولیدی واحد مصرف انرژی (SEC^{-1}) بر روی دمای خروجی از کلکتور در نرخ‌های مختلف از استخراج یا تزریق..... ۶۲
- شکل (۴-۴): نمودار سطح مورد نیاز کلکتور بر روی دمای خروجی از کلکتور در نرخ استخراج‌های متفاوت..... ۶۳
- شکل (۵-۴): نمودار معکوس شاخص مصرف ویژه انرژی بر روی نرخ استخراج برای کلکتور با مساحت‌های مختلف..... ۶۴
- شکل (۶-۴): تأثیر مدل با استخراج بهینه نسبت به حالت بدون استخراج بر روی میزان SEC^{-1} ۶۵
- شکل (۷-۴): نمودار معکوس شاخص مصرف ویژه انرژی بر روی نسبت جرمی برای کلکتور تک لایه با مساحت‌های مختلف با نرخ استخراج ۰/۲..... ۶۶
- شکل (۸-۴): سیستم با گرمایش هوا، سیکل هوا بسته-آب باز HD با استخراج منفرد آب [۱]..... ۶۷
- شکل (۹-۴): تأثیر مساحت مورد نیاز از کلکتور بر میزان آب تولیدی (خط پر) و بازده (خط چین)، در نرخ استخراج‌های مشخص..... ۶۸
- شکل (۱۰-۴): تلفات انرژی سیکل با گرمایش هوا و استخراج آب، HD، بر روی نرخ استخراج، در مساحت مشخص از کلکتور..... ۶۹
- شکل (۱۱-۴): میزان نسبت خروجی به دست آمده (GOR) سیکل با گرمایش هوا و استخراج آب، HD، بر روی نرخ استخراج، در مساحت مشخص از کلکتور..... ۷۰

- شکل (۴-۱۲): میزان تلفات اگزرژی سیکل با گرمایش هوا و استخراج آب، HD، بر روی نرخ استخراج، در نرخ جرمی مشخص از آب شیرین تولیدی..... ۷۲
- شکل (۴-۱۳): میزان نسبت خروجی به دست آمده (GOR) سیکل با گرمایش هوا و استخراج آب، HD، بر روی نرخ استخراج، در نرخ جرمی مشخص از آب شیرین تولیدی..... ۷۳
- شکل (۴-۱۴): صفر شدن تلفات اگزرژی ناشی از انتقال جرم اجزاء HD..... ۷۴
- شکل (۴-۱۵): تلفات اگزرژی ناشی از انتقال جرم بخش‌های سیکل با گرمایش هوا و استخراج آب HD، بر روی نرخ استخراج، در نرخ جرمی ۵ گرم بر ثانیه از آب شیرین تولیدی..... ۷۵
- شکل (۴-۱۶): مقایسه نسبت خروجی به دست آمده (GOR) و تلفات اگزرژی کل سیکل با گرمایش هوا و استخراج آب، آب باز-هوا بسته HD، بر روی نرخ استخراج، در نرخ جرمی ۵ گرم بر ثانیه از آب شیرین تولیدی..... ۷۵
- شکل (۴-۱۷): سیستم با سه گرمایش آب، هوا (۱) و هوا (۲)، سیکل هوا بسته-آب باز HD..... ۷۶
- شکل (۴-۱۸): مقایسه مقادیر GOR سه سیستم با گرمایش آب، هوا (۱) و هوا (۲) HD..... ۷۷
- شکل (۴-۱۹): مقادیر محاسبه شده GOR، SEC^{-1} و نرخ جرمی آب شیرین تولیدی برای سیستم با گرمایش آب HD در نرخ استخراج متغیر..... ۷۸
- شکل (۴-۲۰): تغییرات دمایی در سیستم با گرمایش آب..... ۷۹
- شکل (۴-۲۱): تغییرات دمایی در سیستم با گرمایش هوا (۱)..... ۸۰
- شکل (۴-۲۲): تغییرات دمایی در سیستم با گرمایش هوا (۲)..... ۸۰
- شکل (۴-۲۳): تغییرات دمایی آب در سه نوع سیستم گرمایش..... ۸۱
- شکل (۴-۲۴): تغییرات دمایی آب در سه نوع سیستم گرمایش..... ۸۱
- شکل (۴-۲۵): تأثیر نسبت مساحت کلکتور برای گرمایش، بر میزان آب شیرین تولیدی و GOR سیستم، در نرخ استخراج ۰/۶..... ۸۲

فهرست جدول‌ها

صفحه

عنوان

جدول (۲-۱): مقایسه مصرف انرژی روش‌های مختلف شیرین‌سازی آب [۴].....	۲۲
جدول (۳-۱): مقایسه بین خروجی‌های مدل و یک مورد در مرجع [۱] از جزء رطوبت‌زن (ورودی برجسته)	۵۵
جدول (۳-۲): مقایسه بین خروجی‌های مدل و یک مورد در مرجع [۱] از جزء رطوبت‌زدا (ورودی برجسته).....	۵۵
جدول (۳-۳): مقایسه بین خروجی‌های مدل و یک مورد در مرجع [۳۰].....	۵۷
جدول (۴-۱): مقایسه مصرف انرژی و میزان آب شیرین تولید شده در حالت نرخ استخراج صفر و نرخ بهینه	۶۵
جدول (۴-۲): مقایسه تأثیر استخراج بهینه و حالت بدون استخراج برای سیکل با گرمایش هوا و استخراج آب، HD، در مساحت مشخص از کلکتور.....	۷۱
جدول (۴-۳): مقایسه تأثیر استخراج و تزریق بهینه و حالت بدون استخراج برای سیکل با گرمایش هوا و استخراج آب HD، در کاهش مصرف انرژی و هزینه اولیه در یک میزان مشخص از آب شیرین تولیدی.....	۷۳
جدول (۴-۴): تأثیر نسبت مساحت کلکتور برای گرمایش، بر روی عملکرد سیستم.....	۸۳

علائم و اصطلاحات

Symbols	علائم اختصاری
\dot{S}_{gen}	entropy generation rate (kJ/K) نرخ آنتروپی تولیدی (ژول/کلوین)
\dot{H}	total enthalpy rate (kW) نرخ آنتالپی کل (کیلووات)
\dot{Q}	heat transfer rate (kW) نرخ انتقال حرارت (کیلووات)
\dot{m}	Mass flow rate (kg/s) نرخ جرمی (کیلوگرم/ثانیه)
\dot{n}	Mole flow rate (gmol/s) نرخ جرمی (گرم مول/ثانیه)
c	specific heat capacity (kJ/kg-K) ظرفیت گرمایی ویژه (کیلوژول/کیلوگرم-کلوین)
C	Concentration (mol/L) غلظت (مول/لیتر)
c_p	specific heat capacity at constant pressure (kJ/kg-K) ظرفیت گرمایی ویژه در فشار ثابت (کیلوژول/کیلوگرم-کلوین)
GOR	Gained Output Ratio ($\frac{\dot{m}_{pw}h_{fg}}{\dot{Q}_{in}}$) نسبت خروجی به دست آمده
h	specific enthalpy (kJ/kg) آنتالپی مخصوص (کیلوژول/کیلوگرم)
HCR	modified heat capacity rate ratio ($\frac{\Delta H_{max,c}}{\Delta H_{max,h}}$) نرخ نسبت تغییر ظرفیت حرارتی
HD	Humidification-Dehumidification رطوبت‌زنی - رطوبت‌زدایی
h_{fg}	Latent heat of vaporization (kJ/kg) گرمای نهان تبخیر (کیلوژول/کیلوگرم)
MED	multiple effect distillation تقطیر چند اثره
m_r	mass flow rate ratio, \dot{m}_w/\dot{m}_{da} (-) نرخ نسبت جرمی آب به هوای خشک (بی‌بعد)
MSF	multi-stage flash چند مرحله ناگهانی
R	Ideal gas constant (kJ/mol-K) ثابت گاز ایده‌آل (ژول/مول-کلوین)
RO	Reverse Osmosis اسمز معکوس
s	specific entropy (kJ/kg-K) آنتروپی ویژه (کیلوژول/کیلوگرم-کلوین)
T	temperature (K) دما (کلوین)
y	Mole fraction کسر مولی
Greek symbols	علائم یونانی
ξ	Specific flow exergy (kJ/kg) اگزرژی مخصوص جریان (کیلوژول / کیلوگرم)
Δ	Change or Difference (-) تغییرات یا اختلاف (بی بعد)
v	Specific volume (m ³ /kg) حجم مخصوص (m³kg⁻¹)
ϕ	Relative Humidity (-) رطوبت نسبی (بی‌بعد)
ε	Effectiveness (-) کارایی (بی بعد)
$\dot{\xi}$	Exergy losses rate (KW) نرخ تلفات اگزرژی (کیلو وات)
ω	Humidity ratio (kg water vapor/kg dry air) نسبت رطوبت (کیلوگرم بخار آب / کیلوگرم هوای خشک)
$\bar{\omega}$	Humidity ratio (mol water vapor/mol dry air) نسبت رطوبت مولی (مول بخار آب/مول هوای خشک)

<i>Subscripts</i>		زیرنویس
0	Dead state	شرایط محیطی
1		رطوبت زن یا رطوبت زدای ۱
2		رطوبت زن یا رطوبت زدای ۲
a	moist air	هوای مرطوب
c	cold stream	جریان سرد
Col	Collector	کلکتور
d	destroyed	(اگرژی) تخریب شده
D	Dehumidifier	رطوبت زدا
da	dry air	هوای خشک
ext	extraction	استخراج
f	Saturate saturated liquid	حالت مایع اشباع
g	Saturate saturated vapor	حالت بخار اشباع
h	hot stream	جریان گرم
H	Humidifier	رطوبت زن
HE	Heater	بخش گرمایش
i	inlet	ورودی
inj	injection	تزریق
max	maximum	حداکثر
min	minimum	حداقل
o	output	خروجی
P	Pressure constant	ثابت فشار
pw	pure water	آب خالص
sat	Saturated	اشباع
Solar	solar radiation	تابش خورشید
trans	transferred	انتقال داده شده
w	water	آب
wa	Water in air	آب موجود در هوا

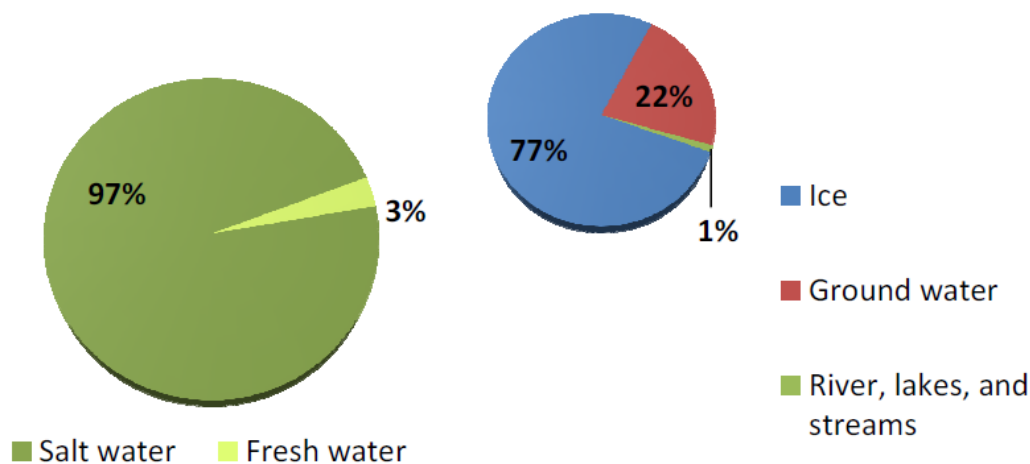
فصل اول

مقدمه

۱-۱ مقدمه

آب شرب مانند هوای پاک از ملزومات حیاتی انسان است. بیش از یک میلیارد نفر از ۶ میلیارد جمعیت انسانی در کره زمین دسترسی به آب شرب مناسب ندارند. ۲/۵ میلیارد نفر (بیشتر از یک سوم جمعیت جهان) نیز دسترسی به آب تصفیه شده کافی ندارند. همه ساله به دلیل آلودگی‌ها و بیماری‌های ناشی از آب غیربهداشتی در حدود ۶ میلیون کودک جان خود را از دست می‌دهند [۱].

از کل سطح کره زمین ۷۰٪ با آب پوشیده شده است. اما بیشتر این آب‌ها، شامل دریاها و آب شور می‌باشد. آب شیرین تنها ۳٪ سطح زمین را دربرمی‌گیرد که بیشتر آن در مناطق یخ‌زده و یخ‌های قطبی واقع است. انسان‌ها آب شیرین مورد نیاز خود را از رودخانه‌ها، دریاچه‌ها و یا منابع زیرزمینی تأمین می‌نمایند. این منابع حدود ۱٪ آب‌های در دسترس کره زمین می‌باشد (شکل ۱-۱). امروزه سهم قابل‌توجهی از جمعیت جهان با کمبود آب مواجه‌اند. در حال حاضر ۳۱ کشور (نظیر چین، هند، کنیا، اتیوپی، نیجریه و پرو) که جمعیتی بالغ بر ۲/۸ میلیارد نفر را دربرمی‌گیرند، با مساله کمبود آب روبرو است. با توجه به رشد روزافزون جمعیت جهان و ثابت بودن منابع آب یا حتی کاهش آن‌ها می‌توان نتیجه گرفت معضل کمبود آب به مشکلی بسیار خطرناک تبدیل شده است.



شکل (۱-۱): توزیع آب در سطح کره زمین [۲]

بر اساس گزارش منتشر شده موسسه پاسیفیک اوکلند کالیفرنیا^۱ در صورت عدم اتخاذ تصمیمی پیشگیرانه، بیش از ۷۶ میلیون نفر در سال ۲۰۲۰ بر اثر بیماری‌های ناشی از آب‌های آلوده جان خود را از دست خواهند داد. در این گزارش به صراحت ذکر شده که بیماری‌های ناشی از آب آلوده بیشتر از ایدز، سلامت جامعه جهانی را تهدید می‌نماید. در نتیجه، باید راه‌کارهای جدید و مطمئنی برای حفظ منابع آبی از طریق تصفیه آب‌های در دسترس، در پیش گرفته شود [۳].

در حال حاضر بیش از ۱۳۰۰۰ آب شیرین‌کن در سراسر جهان در حال بهره‌برداری است که روزانه حدود ۳۸ میلیون متر مکعب آب شیرین تولید می‌کنند، که بخشی از آن برای مصارف صنعتی و بخش دیگری به مصارف آشامیدنی و کشاورزی اختصاص دارد [۴]. اکثر آب‌شیرین‌کن‌های موجود از نوع تبخیر ناگهانی چند مرحله‌ای (MSF)، تقطیر چند اثره (MED)، تراکم بخار (VC)، اسمز معکوس (RO)، هستند. ظرفیت تولید این واحدها عموماً بالاتر از یکصد مترمکعب در روز بوده و در برخی موارد به یکصد هزار مترمکعب در روز نیز می‌رسد. به همین جهت دارای مصرف انرژی بالایی هستند و معمولاً در کنار نیروگاه‌ها احداث می‌گردند.

در ایران نیز با توجه به شرایط خشک‌سالی در مناطق مختلف و کاهش دسترسی به آب آشامیدنی و نیز عدم وجود آب شیرین به صورت جاری، تأمین آب از طریق حفر چاه‌های بسیار عمیق امکان‌پذیر است. این موضوع علاوه بر هزینه‌های گزاف، مسائل بهداشتی و شور بودن آب‌های زیرزمینی را نیز دربردارد. از طرفی تأمین آب آشامیدنی از طریق انتقال آب از شهرهای بزرگ به مناطق محروم، مشکلات دیگری همانند هزینه‌های بالای انتقال و احداث شبکه‌ی آب رسانی دارد. بنابراین روش متداولی که برای تأمین آب در مناطق خشک به کار گرفته می‌شود، استفاده از سیستم‌های بزرگ حرارتی مانند MSF و MED

¹ Pacific Institute of Oakland, California

² Multi-Stage Flash Distillation

³ Multiple Effect Distillation

⁴ Vapor Compression

⁵ Reverse Osmosis

است، که معمولاً از لحاظ اندازه، هزینه، و میزان آلودگی مناسب نبوده، و در مناطق دورافتاده نیز به دلیل عدم دسترسی به شبکه برق، کاربرد سیستم‌های RO غیرممکن است [۱]. نتایج تحقیقات در کشورهای دیگر نشان می‌دهد که هزینه تولید آب شیرین از طریق روش‌های متداول مانند MSF، MED و VC برای تولید پایین‌تر از ۱۰۰ متر مکعب در روز، با کاهش ظرفیت به شدت افزایش پیدا می‌کند [۴]. به همین دلیل کاربرد این روش‌ها در آب شیرین‌کن‌های کوچک بسیار محدود است. بدین ترتیب برای تأمین آب شیرین علاوه بر اقتصادی بودن آب شیرین‌کن، هزینه‌های تعمیر و نگهداری نیز باید مد نظر قرار گیرند. به نظر می‌رسد تنها سیستمی که بتواند حائز تمامی شرایط فوق باشد سیستم آب شیرین‌کن خورشیدی است.

با توجه به اینکه انرژی خورشید به عنوان یک منبع رایگان، در بیشتر نقاطی که نیاز به شیرین‌سازی آب دارند، با شدت تابش نسبتاً مناسبی در دسترس است، لذا استفاده از این منبع انرژی یکی از مناسب‌ترین گزینه‌ها برای تولید غیرمتمرکز آب شیرین می‌باشد. نخستین آب‌شیرین‌کن‌های خورشیدی از نوع تقطیر کننده‌های خورشیدی مستقیم^۱ بوده‌اند که در آن‌ها از انرژی خورشید مستقیماً برای تقطیر آب شور و تهیه آب شیرین استفاده شده است [۵]. مشکل عمده این سیستم‌ها، ظرفیت پایین، اشغال فضای زیاد و هزینه سرمایه گذاری بالا است [۶]. در مقابل آب شیرین‌کن‌های خورشیدی غیرمستقیم نیز وجود دارند که ابتدا در یک بخش انرژی خورشید جمع‌آوری شده و سپس در بخش دیگری، تقطیر و شیرین‌سازی آب با استفاده از انرژی جذب شده، انجام می‌شود. انرژی خورشید در روش غیرمستقیم به دو صورت می‌تواند مورد استفاده قرار گیرد. در حالت اول از انرژی خورشید تنها برای پیش‌گرم کردن آب ورودی به تقطیر کننده استفاده شده و انرژی عمده و اصلی فرآیند، از طریق بخار یا الکتریسیته تأمین می‌گردد. گاهی لفظ کمک خورشیدی به این نوع داده می‌شود. در حالت دوم بخش اعظم انرژی مورد نیاز

¹ Direct Solar Distiller

واحد از طریق خورشید تأمین می‌شود. یک مثال برای نوع دوم، واحدی است که در سال ۲۰۰۱ توسط رودریگز^۱ و همکاران [۸] ساخته شده است. آن‌ها با استفاده از یک مزرعه خورشیدی شامل کلکتورهای سهموی، به طور مستقیم بخار تولید کرده و این بخار که فشار نسبتاً پایینی دارد را در یک واحد MED جهت شیرین‌سازی آب مورد استفاده قرار دادند. قیمت بالای کلکتورهای خورشیدی و فضای نسبتاً زیاد مزرعه خورشیدی از جمله مشکلات این واحد بودند. نمونه‌ی دیگری از این نوع آب شیرین‌کن‌ها، یک واحد MSF بوده که از یک استخر خورشیدی برای جمع‌آوری انرژی خورشید استفاده شده است [۹]. نکته مهمی که باید در مورد دو سیستم فوق بیان کرد این است که جهت پشتیبانی انرژی خورشید در این واحدها، باید از بویلرهای فسیلی فشار پایین استفاده نمود که موجب افزایش هزینه‌های واحد خواهد شد.

در روش‌های متداول به دلیل اینکه دمای کاری واحدها نسبتاً بالا است، هزینه بیشتری باید صرف تأمین این دما گردد، اما روش جدید رطوبت‌زنی و رطوبت‌زدایی هوا^۲ (HD)، که از نوع آب‌شیرین‌کن‌های خورشیدی مستقیم می‌باشد، به علت پایین بودن میزان مصرف انرژی حرارتی نیاز به دمای بالایی ندارد و کل انرژی حرارتی مورد نیاز آن را می‌توان از طریق انرژی خورشید تأمین نمود. این روش در دهه نود میلادی و قرن حاضر جهت تولید آب شیرین مورد توجه قرار گرفته است، اما هنوز به مرحله تجاری نرسیده است، با این وجود، کارهای تحقیقاتی زیادی در کشورهای مختلف به خصوص در ایران، آمریکا، عربستان، چین و مصر صورت گرفته است.

آب شیرین‌کن‌های خورشیدی با فرآیند رطوبت‌زنی-رطوبت‌زدایی، به عنوان سیستمی کوچک، موثر و کارآمد جهت تولید آب شیرین با کاربرد در مناطق دور دست، شناخته شده است [۶، ۷]. این نوع فرآیند،

¹ Rodriguez

² Humidification-Dehumidification

اصولاً براساس توانایی اختلاط هوا با مقدار زیادی بخار آب پایه‌ریزی شده است [۲]. قوانین ترمودینامیکی با استفاده از نمودار رطوبت‌سنجی به وضوح این اصل بنیادی را نشان می‌دهد [۴].

۱-۲ مروری بر پیشینه سیستم آب شیرین کن HD و بیان مطالعه کنونی

نخستین تحقیقات پیرامون سیستم HD به اوایل دهه ۹۰ برمی‌گردد. از سال ۱۹۹۰ تا ۱۹۹۶ میلادی، سه واحد در کشورهای عراق، اردن و مالزی توسط یک گروه تحقیقاتی طراحی و ساخته شد. در سال ۱۹۹۰ میلادی، فرید^۱ و همکاران [۸] نخستین واحد را در شهر بصره عراق به ظرفیت $12 \text{ L/m}^2 \cdot \text{day}$ احداث نمودند. ظرفیت تولید این واحد نسبتاً خوب بود ولی میزان مصرف انرژی آن به علت افت فشار زیاد بخش‌های رطوبت‌زنی و رطوبت‌زدایی و مصرف انرژی الکتریکی دمنده هوا، نسبتاً بالا بود. این گروه سپس دو واحد در مقیاس آزمایشگاهی و نیمه‌صنعتی در اردن ساختند [۹]. آن‌ها با مطالعه بر روی یک سیستم HD با سیکل هوا بسته و با محفظه رطوبت‌زنی پر شده از پره‌های چوبی^۲، دو حالت جابه‌جایی آزاد و اجباری هوا را تست نمودند. این گروه پس از بررسی جریان طبیعی و جریان اجباری هوا به این نتیجه رسیدند که جریان طبیعی بر جریان اجباری برتری دارد [۱۰]. همچنین با بررسی ضریب انتقال حرارت و جرم در رطوبت‌زن و رطوبت‌زدا مشخص شد که تأثیر دبی آب بر روی این ضرایب قابل توجه است ولی دبی هوا تأثیر چندانی ندارد. سپس براساس تجربیات به دست آمده واحد سومی در مالزی و با استفاده از جریان طبیعی هوا ساخته شد [۱۱]. این واحد با هدف جمع‌آوری اطلاعات کافی برای تهیه مدل ریاضی مناسب برای فرآیند و همچنین بررسی پارامترهای مختلف جهت بهبود راندمان واحد احداث گردید. آن‌ها تأثیر دبی آب در تولید واحد را در دو جهت مخالف مشاهده کردند. یکی بر روی بازده میعان و تبخیر و دیگری بر روی بازده کلکتور. به این صورت که کاهش دبی آب، اولی را افزایش و دومی را کاهش می‌دهد.

¹ Farid

² Packing-Wooden stats

تأثیر دبی هوا قابل صرف نظر بوده و جابه‌جایی طبیعی بر اجباری ترجیح دارد. نتایج تحقیقات این گروه نشان داد که مقادیر بهینه‌ای برای پارامترهای فوق وجود دارد که راندمان واحد را افزایش می‌دهد [۱۲].

جذابیت‌های روش موجب گردید که مرکز تحقیقات نمک‌زدایی خاورمیانه^۱ گزارش جامعی در مورد سیستم‌های HD ارائه دهد که در آن روش HD خورشیدی را به عنوان جایگزین مناسبی برای بسیاری از فناوری‌های موجود در ظرفیت‌های پایین اعلام نماید [۱۳].

در سال ۲۰۰۴، نافیی^۲ و همکاران [۱۴] یک کار آزمایشگاهی در زمینه فرآیند HD انجام و در شهر سوئز، یونان ارائه دادند. تأسیسات سازنده این واحد شامل مجموعه برج رطوبت زن و کندانسور بوده که در کنار کلکتورهای خورشیدی صفحه تخت (برای گرمایش هوا) و متمرکز کننده (برای گرمایش آب) قرار گرفته‌اند. در نتایج به‌دست آمده اثر سرعت باد ناچیز در نظر گرفته شده و این نتایج نشان می‌دهد که درجه حرارت آب و هوای ورودی به برج رطوبت زن بر تولید آب شیرین واحد تأثیر بسزایی دارد. آن‌ها یک معادله کلی برای تخمین میزان تولید آب شیرین سیستم معرفی کرده و از طرفی یک طرح محاسباتی کلی را برای واحد HD ارائه داده‌اند [۱۵]. نتایج آزمایشگاهی و تئوری به‌دست آمده هم‌خوانی خوبی با هم داشته‌اند. همچنین می‌توان به تکنولوژی آب شیرین‌کن خورشیدی MEH ارائه شده توسط چفیک^۳ [۱۶]؛ بن محمود و همکاران [۱۷] اشاره کرد. این تکنیک شامل رطوبت زنی و گرمایش هوا در چندین مرحله است که منجر به افزایش غلظت بخار در جریان هوا می‌شود.

گوسن^۴ و همکاران [۱۸] نیز با کمک از فرآیند HD به بررسی تعدادی از جنبه‌های اقتصادی و ترمودینامیکی آب شیرین‌کن خورشیدی پرداختند. گزارش آن‌ها مبنی بر این بود که تولید تجاری آب شیرین‌کن‌های خورشیدی از لحاظ اقتصادی و راندمان عملکردی به‌صرفه می‌باشد. در پژوهش دیگری،

¹ MEDRC (The Middle East Desalination Research Center)

² Nafey

³ Chafik

⁴ Goosen

الحلاج و همکاران [۱۹] با رویکرد اقتصادی به بررسی سیستم‌های آب شیرین‌کن‌های HD پرداخته‌اند. آن‌ها با بررسی پارامترهای مختلف مانند تغییر سطح کلکتور، کندانسور و تبخیر کننده و مقایسه سیستم‌های HD با دیگر انواع آب شیرین‌کن مانند اسمز معکوس و ... نهایتاً توانستند بهینه‌سازی هزینه‌ای انجام دهند.

نخستین تحقیقی که بهینه‌سازی مصرف انرژی در آب شیرین‌کن‌های HD را مورد بررسی قرار داد، توسط هو^۱ و همکاران [۲۰] در کشور چین گزارش شده است. آن‌ها با استفاده از نمودارهای ترکیبی پینچ^۲ برای فرآیند رطوبت‌زنی و رطوبت‌زدایی، حداقل مصرف انرژی را با استفاده از حداکثر بازیافت حرارت چگالنده، برای شرایط مشخص محاسبه نمودند.

این مطالعات در ایران، از سال ۱۳۸۵ در پژوهشکده توسعه صنایع شیمیایی ایران با هدف بهینه‌سازی سیستم و بکارگیری انرژی خورشید در فرآیند HD تحقیقات جامعی با استفاده از روش برنامه‌ریزی ریاضی صورت گرفت. در مرحله اول بهینه‌سازی فرآیند با استفاده از تابع هدف حداقل سازی شدت مصرف انرژی انجام شد [۲۱]. در مرحله بعد با اضافه نمودن کلکتورهای خورشیدی و همچنین پارامترهای مربوط به هزینه واحد آب‌شیرین‌کن، بهینه‌سازی کل سیستم با تابع هدف حداقل نمودن هزینه صورت گرفت [۲۲]. بر مبنای نتایج تئوری به دست آمده دستگاهی به ظرفیت تولید ۱۰ لیتر آب شیرین در ساعت طراحی و نتایج تجربی بهینه‌سازی سیستم ارائه شد [۲۳].

در سال‌های اخیر سیستم‌های حرارتی با استفاده از قانون دوم ترمودینامیک تحلیل انرژی و بهینه شده‌اند. در سیستم‌های آب شیرین‌کن HD دو پدیده اصلی انتقال جرم و انتقال حرارت، وجود دارد. برخی از محققان توجه بسیاری به تحلیل و بررسی قانون دوم در انتقال همزمان جرم و حرارت داشته‌اند.

¹ Hou

² Pinch

روش‌های بهینه‌سازی متنوعی از سال ۲۰۰۷ تا به امروز توسط عمیدپور^۱ و همکاران انجام شده است که مهمترین آن‌ها استفاده از دو مبدل برای ایجاد جریان اجباری و طبیعی جهت تولید بیشتر آب شیرین با در نظر گرفتن پارامترهای عملکردی مختلف [۲۴]، استخراج هندسه بهینه [۲۵]، و همچنین افزایش بهره‌وری با استفاده از سیکل‌های چند مرحله‌ای [۲۶] می‌باشد. مهرگو و عمیدپور [۲۴] طرح ساخته شده و بهینه شده‌ی سیستم‌های آب‌شیرین‌کن‌های HD را با اجرای مفهوم تئوری باجان^۲ [۲۷، ۲۸]، هدایت کردند. در این مطالعه، یک روش جهت بهینه‌سازی نرخ تولید آب به‌وسیله‌ی روش لاگرانژ مضاعف^۳، انجام شد. در ادامه نیز اشرفی‌زاده^۴ و عمیدپور، به تحلیل انرژی سیکل آب‌شیرین‌کن HD، با مدل چشمه و چاه پرداختند [۲۹].

در ادامه روش‌های افزایش بهره‌وری از سال ۲۰۰۹ مجموعه تحقیقات فراوانی جهت تحلیل سیکل آب شیرین‌کن خورشیدی HD، توسط جان لینهارد^۵ و همکاران در آمریکا آغاز شده است که مهمترین آن‌ها ارائه روش استخراج^۶ و تزریق^۷ [۳۰، ۳۱] می‌باشد، بدین صورت که برای تعادل بهتر رطوبت‌زن و رطوبت‌زدا، سیال از یکی از جریان‌های آب یا هوا استخراج شده و به جزء دیگر تزریق شود. این روش در دو سال اخیر برای سیکل‌هایی با استخراج و تزریق منفرد، چندگانه و صفر به خوبی تحلیل شده است [۳۲، ۳۳]، که در ادامه به این تحقیقات اشاره می‌شود.

براساس نتایج ارائه شده در مطالعه نارایان^۸ و همکاران [۳۴]، و نیز مطالعه‌ی مهرگو و همکاران [۲۹]، سیستم با گرمایش هوا و گرمایش آب تحت شرایط ورودی مختلف، می‌تواند عملکرد بهینه‌ی متنوعی از سیستم ارائه دهند. بنابراین، در مطالعه کنونی، برخلاف تحقیقات گروه لینهارد، که با تعریف پارامترهای

¹ Amidpour

² Bejan

³ Lagrang Multipliers Method

⁴ Ashrafizadeh

⁵ John H. Lienhard

⁶ Extraction

⁷ Ingection

⁸ Narayan

عملکردی مختلف، در سیکل‌هایی با گوناگونی استخراج آب یا هوا و نیز فرض گرمایش آب یا هوا، تا دمای ۷۰ درجه سانتی‌گراد به بررسی تأثیرات روش پرداخته است، سیکل HD همراه با استخراج آب و گرمایش هوا و نیز گرمایش آب، در دماهای بالای متنوع، که ناشی از کاربرد کلکتور خورشیدی با مساحت‌های مختلف می‌باشد، جهت بهبود بهره‌وری و بهینه‌سازی مصرف انرژی تحت تأثیر شرایط عملکردی مختلف؛ سیکل، کلکتور و نرخ استخراج، بررسی و مقایسه می‌شود.

در فصل دوم این پژوهش، ابتدا انواع سیستم‌های شیرین‌سازی آب معرفی می‌شوند و مقایسه می‌شوند. در ادامه به تشریح عملکرد سیستم HD پرداخته می‌شود. این سیستم دارای سه بخش اصلی شامل رطوبت‌زنی، رطوبت‌زدایی و بخش گرمایش می‌باشد که با توجه به نحوه استفاده از انرژی حرارتی به دو سیستم با گرمایش آب و یا گرمایش هوا تقسیم می‌شود.

در فصل سوم، ابتدا مدل استخراج و تزریق جریان، یکی از جدیدترین مدل‌های سیستم HD که الگویی ابداع شده در دانشگاه ام‌آی‌تی آمریکا به سال ۲۰۱۰ می‌باشد، معرفی و فرآیند تولید آب شیرین در آن به‌خوبی تشریح می‌گردد. در ادامه جهت مدل‌سازی سیستم، سیکل تحلیل ترمودینامیکی و انرژی^۱ می‌شود.

براساس قانون اول ترمودینامیک مقدار کل انرژی در طول هر فرآیندی ثابت است، اما در هر فرآیند، کاردهی انرژی خروجی به‌دلیل وجود اتلافات از کاردهی انرژی ورودی کمتر است [۳۵]. بنابراین مهمترین هدف در آنالیز انرژی تعیین انرژی مورد استفاده و تلف شده می‌باشد [۳۶]. با این وجود، آنالیز انرژی روش تبدیل انرژی و مکان کاهش انرژی و کارایی آن را نشان نمی‌دهد. در سال‌های اخیر استفاده از مفهوم خاصی که انرژی نامیده می‌شود، برای اندازه‌گیری توانایی انجام کار انواع مختلف انرژی مورد توجه قرار گرفته است [۳۷]. بر طبق تعریف، بیشینه کار قابل دستیابی از یک شکل مشخصی از انرژی در حالی که

¹ Exergy

از یک حالت ترمودینامیکی به حالت دیگر که با محیط اطراف در حالت تعادل می باشد (طی یک فرآیند برگشت پذیر) به عنوان محتوی انرژی شناخته می شود [۳۶]. با استفاده از آنالیز انرژی که بر پایه قانون اول و دوم ترمودینامیک انجام می شود، پی بردن به پتانسیل واقعی انواع مختلف انرژی ممکن خواهد بود [۳۸]. بنابراین آنالیز انرژی به طور گسترده در طراحی، شبیه سازی و ارزیابی عملکرد سیستم HD مورد استفاده قرار می گیرد [۳۹]. در این تحلیل، علاوه بر تعیین انرژی ناشی از انتقال حرارت، انرژی ناشی از انتقال جرم نیز به روش چشمه-چاه بیان می شود [۱۴]. جهت ارزیابی سیستم، علاوه بر تحلیل انرژی، در ابتدای فصل دو پارامتر تعیین عملکرد شاخص مصرف ویژه انرژی و نسبت خروجی به دست آمده بیان می گردد.

فصل چهارم این پژوهش، شبیه سازی و نتایج سیستم می باشد. در ابتدا، پارامترهای خروجی یک سیکل عادی آب باز-هوا بسته HD، همراه با گرمایش هوا، مطابق با مرجع [۴۰] و نیز سیکل همراه با استخراج و تزریق آب باز-هوا بسته HD، همراه با گرمایش هوا، مطابق مرجع [۳۲] به وسیله نرم افزار EES¹ مدل سازی شده و مقایسه می گردد و پس از تأیید صحت مدل سازی، به تعیین نرخ های بهینه ی استخراج یا تزریق برای سیستم با گرمایش آب و گرمایش هوا، تحت شرایط جدید، به عنوان هدف پرداخته می شود. از ویژگی های برجسته این پژوهش، استفاده از مساحت کلکتور مشخص، به جای دمای بالای سیستم یا حرارت ثابت، به عنوان ورودی می باشد. این شیوه به دلیل تأثیر دوگانه افزایش دما بر روی تولید آب شیرین و راندمان کلکتور خورشیدی، سبب پیچیده تر شدن حل و در عین حال ایجاد حالت های بهینه متنوع می گردد. همچنین در ادامه با فرض نیاز به تولید نرخ ثابتی از آب شیرین، حالت های بهینه جدیدی تعیین می گردد. نتایج حالت های بهینه هر دو بررسی با حالت بدون استخراج که همانند سیکلی عادی رفتار می کند، مقایسه می گردد.

¹ Engineerig Equation Solver

در ادامه‌ی نتایج سیکل با سه بخش گرمایش متفاوت مورد ارزیابی قرار می‌گیرد. و براساس نتایج آن، که تأییدی بر تحلیل‌های قسمت قبل خواهد بود، سیکلی جدید و دارای دو بخش گرمایش در شرایطی مشخص از لحاظ میزان آب تولیدی مقایسه شده و در نهایت حالت مناسب برای طراحی سیکل تعیین می‌شود.

در فصل‌های پایانی نتیجه‌گیری و پیشنهادات ارائه می‌گردد. در بخش نتیجه‌گیری، مطلوبیت روش، باتوجه به اینکه منطبق با محدودیت‌ها (مساحت کلکتور) و نیازهای (نرخ تولیدی مشخص) طرح‌های واقعی می‌باشد، تأیید می‌شود. همچنین، پیشنهادات نیز براساس مطالعه‌ی میدانی و مروری جامعی، که در مسیر این پژوهش از ابتدای کار تا پایان انجام شد، به شیوایی بیان خواهد شد.

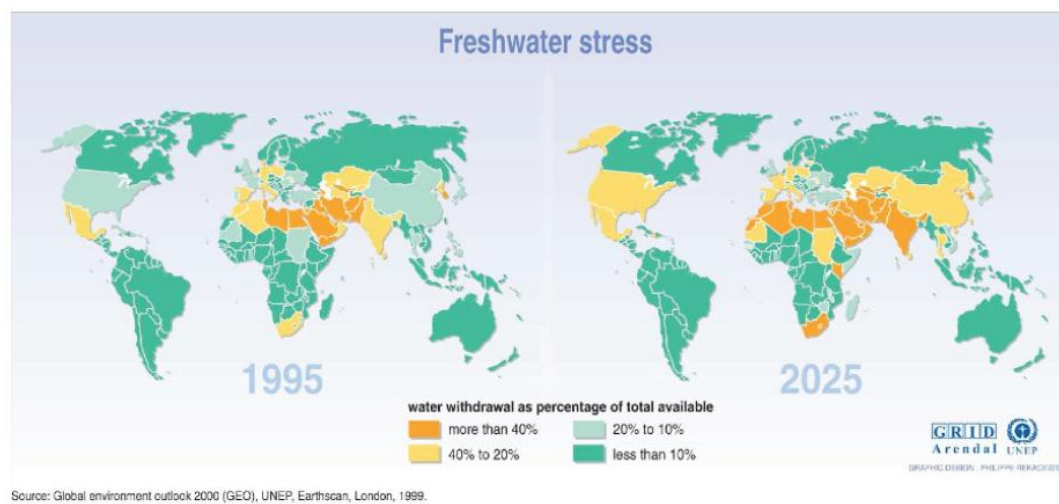
فصل دوم

آشنایی با انواع سیستم‌های آب شیرین‌کن و

معرفی سیستم HD

۱-۲ مقدمه

در فصل پیشین، اهمیت نیاز به تولید آب شیرین بیان شد. با رشد جمعیت و افزایش تقاضای جهانی برای آب شیرین، منابع تأمین مستقیم این ماده حیاتی در حال کاهش است به طوری که پیش‌بینی می‌شود تا سال ۲۰۲۵ بیش از نیمی از جمعیت کره زمین با مشکل کمبود آب شرب مواجه شوند [۴]. شکل (۱-۲) براساس گزارش سازمان برنامه محیط زیست ملل متحد^۱ (UNEP)، میزان درصد ریسک دسترسی به آب‌های شیرین در سال ۱۹۹۵ و ۲۰۲۵ میلادی را در کشورهای مختلف نشان می‌دهد. براساس این شکل، ایران جزء کشورهای است که برای حل بحران آب‌شیرین آن چاره‌ای اندیشید.



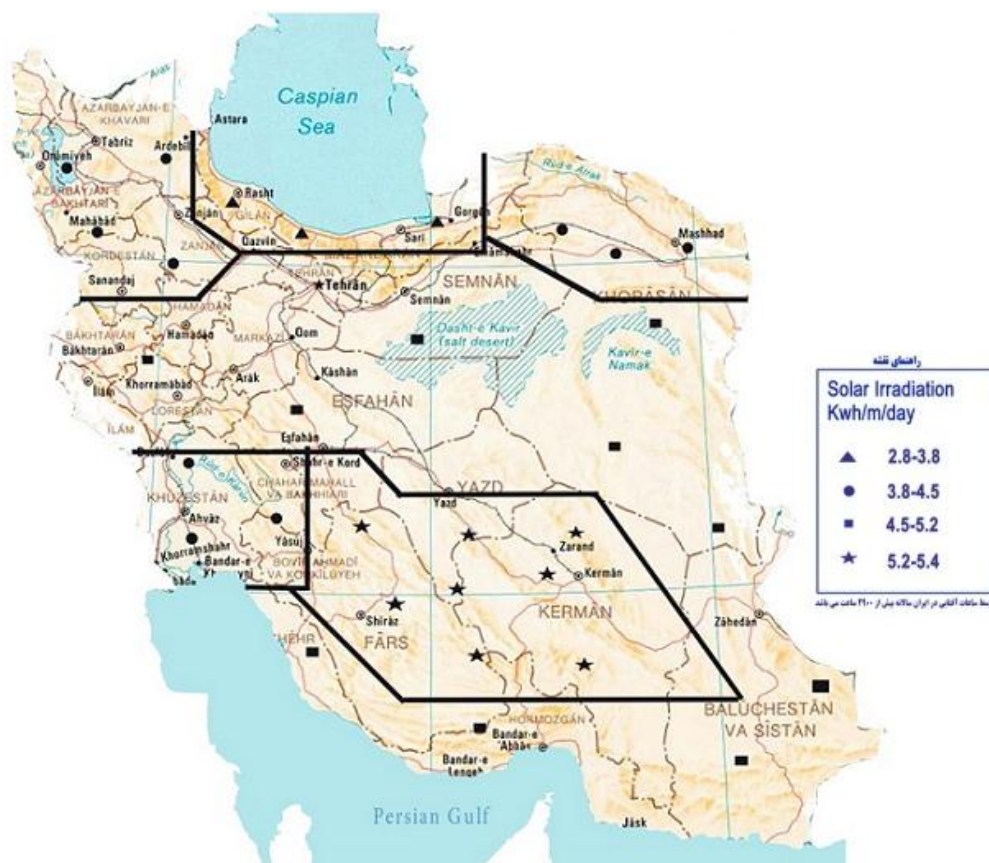
شکل (۱-۲): میزان درصد خطر دسترسی به آب شیرین در سال ۱۹۹۵ و ۲۰۲۵ [۴۱]

۲-۲ وضعیت کشور ایران

ایران به دلیل نازل بودن ریزش‌های جوی و نامناسب بودن پراکنش زمانی و مکانی آن، در زمره کشورهای خشک و نیمه‌خشک جهان قرار دارد و در این شرایط به دلیل رشد شهرنشینی جمعیت، گسترش و توسعه تکنولوژی، تقاضا برای آب روز به روز افزایش می‌یابد. میزان بارش در ایران به طور متوسط ۴۰۰ میلیارد

¹ United Nations Environment Programme

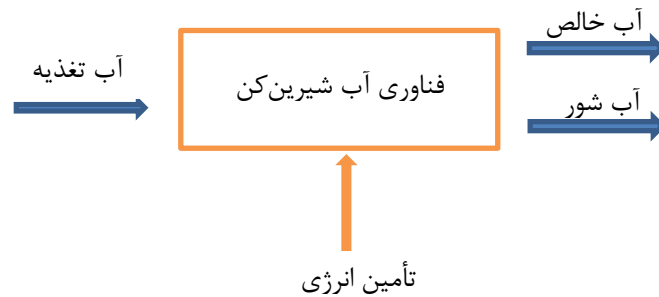
متر مکعب در سال است که ۲۷۰ میلیارد مترمکعب آن تبخیر و تعرق شده و ۱۳۰ میلیارد متر مکعب آن در سال به‌عنوان آب‌های تجدیدپذیر از طریق آب‌های سطحی و آب‌های زیرزمینی می‌تواند مورد بهره‌برداری قرار گیرد. موقعیت جغرافیایی و طبیعی ایران باعث شده است تا اقلیم‌های مختلفی در مناطق مختلف کشور وجود داشته باشند. مناطق جنوبی کشور عموماً دارای آب و هوای گرم و مرطوب هستند. مقدار متوسط تشعشع در کشور 4 kWh/m^2 و متوسط ساعات آفتابی ۲۹۰۰ ساعت است [۴۲]. مطابق شکل (۲-۲) نواحی مرکزی و جنوبی کشور دارای پتانسیل بالایی برای استفاده از انرژی خورشیدی هستند که می‌تواند برای شیرین‌سازی آب‌های شور به‌کار رود و این در حالی است که بیشترین نیاز آب شیرین در این مناطق وجود دارد. ذکر این نکته نیز ضروری است که شدت تابش در شمال کشور از شدت تابش در بسیاری از مناطق اروپا که استفاده وسیعی از انرژی خورشیدی می‌نمایند بیشتر است.



شکل (۲-۲): نقشه پتانسیل تابش خورشیدی در ایران [۴۳]

۲-۳ نمک‌زدایی از آب

روند معمول نمک‌زدایی در شکل (۲-۳) نشان داده شده است. در این روند با صرف انرژی بسیار، آب خالص از آب شور جدا می‌شود. یعنی آب شور وارد سیستم تصفیه شده و با صرف انرژی طی روند نمک‌زدایی، آب خالص جدا شده و پساب بسیار شور نیز از سمت دیگر خارج می‌گردد. براساس تعاریف، آب شور میزان مواد محلول در آب^۱ (TDS) با واحد گرم در لیتر اندازه‌گیری می‌شود. آبی که قابل شرب باشد دارای املاح حدود ۱ gr/l است. آب لب‌شور، ۳۰ gr/l و آب دریا نیز TDS بیشتر از ۳۰ gr/l دارد.



شکل (۲-۳): دیاگرام فرآیند شیرین کردن آب

ابعاد و روش فرآیند تقطیر به شرایط زیر وابسته است:

- ۱- در دسترس بودن منبع آب
 - ۲- میزان حجم آب قابل شرب مورد نیاز
 - ۳- نوع انرژی در دسترس به منظور انجام فرآیند تقطیر
- کارآیی مفید در استفاده از انرژی به موارد زیر باز می‌گردد:

(الف) نوع فناوری تقطیر

(ب) اندازه واحد تقطیر

(پ) غلظت نمک آب شور ورودی

^۱ Total Desolved Solids (TDS)

۲-۴ فناوری‌های رایج شیرین‌سازی آب

تقطیر در واقع روندی است که در آن، املاح آب (نظیر نمک) از آب منبع آب دریا، آب لب‌شور، آب‌های زیرزمینی و یا پساب‌ها جدا می‌شود. فناوری‌های تقطیر به سه دسته طبقه‌بندی می‌شود [۱]:

۱- روندهای مبتنی بر تغییر فاز و حالت آب یعنی تقطیر یا انجماد

۲- روندهای مبتنی بر استفاده از غشاها، اسمز معکوس یا الکترودیالیز

تنوع در طرح‌های مبتنی بر هر کدام از روندهای فوق، باعث تنوع در منبع انرژی می‌شود و این امر موجب تغییرات وسیع در مشخصه‌های عملکردی تجهیزات به کار رفته و روش‌هایی می‌شود که در آن‌ها مقرر است آب شور به آب قابل شرب تبدیل گردد.

هر دیدگاه استحصال آب شرب از آب شور، مزایا و معایب مختلفی دارد. لذا هر دیدگاه وابسته به ملزومات و محدودیات مختلفی است. بدیهی است که هیچ روش تصفیه کاملی وجود ندارد.

دو روند ۱ و ۲ بر اساس تغییرات فیزیکی آب و تصفیه شدن توسط غشاها بنا شده است و امکان ساخت واحدهای بزرگ آب شیرین‌کن برای تصفیه آب شور را فراهم آورده است. در اینجا به این روش‌ها اشاره می‌گردد.

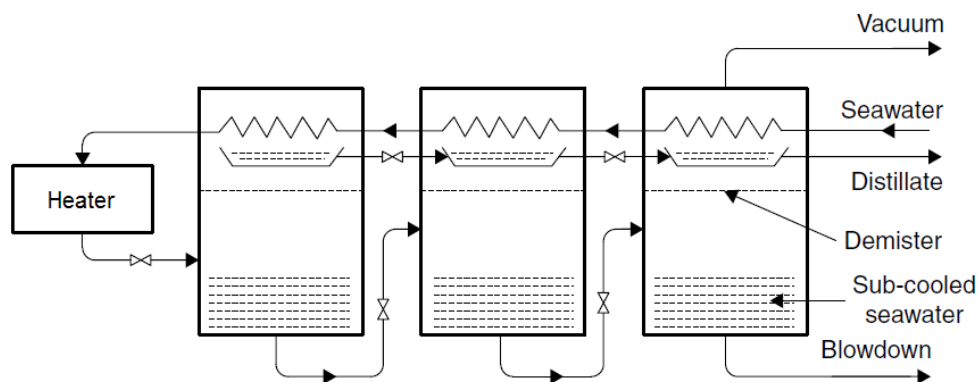
۲-۴-۱ روند مبتنی بر تغییر فیزیکی در فاز آب

الف- تقطیر چند مرحله‌ای (MSF)

تقطیر MSF با گرم کردن آب شور و جوشش سریع آن رخ می‌دهد، به گونه‌ای که در مراحل مختلف موسوم به طبقات، بخار آب سریعاً حاصل می‌شود. این بخار تقطیر شده و به صورت آبی تقریباً مقطر، جمع‌آوری می‌شود. گرمای حاصل از تقطیر نیز برای گرم کردن آب شور اولیه مجدداً مورد استفاده قرار می‌گیرد. آزاد شدن بخار در هر طبقه، موجب می‌شود که آب شور داغ شده به آرامی سرد شود؛ لذا عمل

جوشش ناگهان متوقف شده و آب شور به طبقه بعد که فشار پایین‌تری دارد، وارد می‌شود. هر طبقه در فشار پایین‌تری نسبت به طبقه پیشین خود است و لذا دمای کمتری برای جوشش و تبخیر لازم است. بدین ترتیب مصرف انرژی حرارتی برای هر طبقه لازم نیست. نمودار این فرآیند در شکل (۲-۴) نشان داده شده است.

آب شوری که در نهایت باقی می‌ماند، به صورت آب شور غلیظ خارج می‌شود. هرچه تعداد طبقات بیشتر باشد، بازده بالاتر خواهد بود؛ اما این امر هزینه‌های اولیه، جاری و نگهداری بالاتری را به همراه خواهد داشت. در سیستم‌های MSF همواره اندازه‌گیری‌های خارجی برای اندازه ذرات موجود در آب قابل شرب به دست آمده باید انجام گیرد. واحدهای آب‌شیرین‌کن MSF نیاز به تخصص بالا برای راه‌اندازی، عملکرد و نگهداری دارد.



شکل (۲-۴): نحوه عملکرد سیکل آب شیرین‌کن تقطیر چند مرحله‌ای [۴۴]

ب- تقطیر چنداثره (MED)

در این حالت گرمای نهان تبخیر در اولین مرحله مجدداً برای مرحله دوم به کار می‌رود و به همین صورت، این روند تکرار می‌گردد.

ج- تقطیر تراکم بخار (VC)

در تقطیر تراکم بخار از یک کمپرسور برای تراکم بخار استفاده می‌شود. بخار آب فشار بالا به آب خالص تبدیل شده و حرارت دفع شده از این روند برای تبخیر آب اضافی استفاده می‌شود. یکی از مشخصه‌های بارز تقطیر به روش تراکم بخار، آن است که می‌توان تنها از انرژی الکتریکی یا مکانیکی و بدون استفاده از هیچ گونه انرژی حرارتی برای انجام این نوع تقطیر استفاده نمود.

د- انجماد^۱

مطالعات بسیار ارزشمندی در طول سال‌های ۱۹۵۰ تا ۱۹۶۰ با استفاده از روش انجماد به انجام رسیده است. طی روند انجماد و تحت شرایط کنترل شده، نمک‌های محلول به صورت طبیعی از بلورهای یخ جدا می‌گردد. قبل از آنکه همه جرم آب یخ بزند، مخلوط معمولاً شسته شده، نمک‌های یاد شده از آن جدا می‌شود و آب با محلول آب یخ باقی می‌ماند. بعد از آن، یخ مجدداً ذوب شده و آب قابل شرب حاصل می‌شود. روش انجماد دارای مزایای متعددی مانند کاهش انرژی اولیه و کاهش خوردگی و رسوب در سیستم آب شیرین‌کن است. معایب این روش نیز شامل مشکلات جابجایی مخلوط آب و یخ به شکل مکانیکی می‌باشد. در طول ۵۰ سال گذشته، واحدهای تصفیه آب متعددی در سراسر دنیا به روش انجماد ساخته شده و به صورت عملی ملاحظه شده است که تولید آب شیرین بدین روش از نقطه نظر اقتصادی مقرون به صرفه نیست.

ه- تقطیر ساده خورشیدی^۲

آب شیرین‌کن‌های خورشیدی از حرارت خورشید برای گرم نمودن آب شور استفاده می‌نمایند و نیاز به تعویض دستی آب شور مخازن خود توسط انسان دارد. آب شور، در تشتک دستگاه، توسط انرژی

¹ Freezing

² Solar Stills

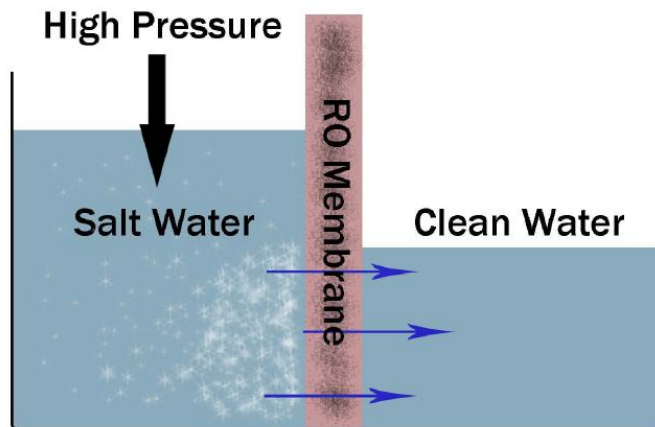
خورشیدی که از سطح شفاف دستگاه (شیشه) عبور می‌کند، گرم شده و تبخیر می‌گردد. بخار آب حاصل، روی قسمت زیرین سطح شفاف تقطیر شده و به صورت قطره قطره جمع‌آوری می‌گردد. در مناطق گرم، آب شیرین‌کن‌های ساده خورشیدی حدود ۲ تا ۳ لیتر آب شیرین در روز به‌ازای هر متر مربع از سطح دستگاه تولید می‌کند. این دستگاه‌ها در ابعاد کوچک و برای مناطق دورافتاده بسیار مفید می‌باشد.

۲-۴-۲ روندهای مبتنی بر استفاده از غشاء

الف- اسمز معکوس

نحوه جداسازی نمک در روش اسمز معکوس بدین صورت است که با ایجاد فشار بالا در آب شور و هدایت آن به سمت غشاء نیمه‌تراوا، نمک از لایه‌های غشاء عبور نکرده و فقط آب خالص از غشاء عبور می‌نماید. در این روند، غشاءهای نیمه‌تراوا باید پاکیزه باشد و این بدان معناست که باید از فیلترهای بسیار ریز و برخی مراحل شیمیایی خاص استفاده نمود. انرژی لازم برای تصفیه آب به کمک این روش بسیار وابسته به میزان نمک موجود در آب است که باید از آن جدا گردد. به همین دلیل در تقطیر به این روش، آب لب‌شور بازده بالاتری دارد. به هر حال، برای استحصال آب قابل شرب، از آب دریاها نیز اغلب از این روش استفاده می‌گردد.

بازده عملکردی دستگاه‌های اسمز معکوس بسیار وابسته به درصد شوری آب شور می‌باشد. به همین دلیل واحدهای آب شیرین‌کن اسمز معکوس، برای استحصال آب شیرین از آب شور تغلیظ شده به میزان بیش از ۵۰٪ بسیار گران قیمت خواهد بود. تجهیزات اسمز معکوس برای مردمی با درآمد متوسط و بالا، بسیار مناسب است [۱]. نحوه عملکرد این سیستم در شکل (۲-۵) نشان داده شده است. خاطر نشان می‌شود سیستم‌های اسمز معکوس نمی‌توانند مواد حشره‌کش و علف‌کش موجود در آب را از آن جدا نمایند.



شکل (۲-۵): نحوه شیرین‌سازی به روش اسمز معکوس [۴۵]

ب- روش تقطیر الکترودیالیز (ED)

روش تقطیر الکترودیالیز یک روش مبتنی بر استفاده از غشاء بوده و از جریان الکتریکی جهت اعمال فشار به نمک‌های محلول برای گذر از غشاءها استفاده می‌شود. آب شور ورودی باید فیلتر شده و عاری از ذرات ناخالص ریز باشد. مقدار انرژی مورد استفاده در این روش وابسته به میزان شوری آب تصفیه شونده است. لذا می‌توان بیان نمود که بازده استحصال آب قابل شرب، از آب لب‌شور بسیار بالاتر از آب دریاست. روش الکترودیالیز برای تصفیه آب‌های شور با TDS زیر 10 gr/l بسیار مناسب است [۱].

روش‌های الکترودیالیز روش‌هایی بر اساس اعمال انرژی الکتریسیته و ولتاژ بوده و برخلاف روش اسمز معکوس، در این روش نمک از غشاء عبور کرده، آب شیرین در پشت فشار به جا می‌ماند. هر دوی این روش‌ها برای تصفیه آب شور بسیار مناسبند؛ حال آنکه این دو سیستم قابلیت جداسازی باکتری‌ها را ندارند. واحدهای بزرگ تصفیه اسمز معکوس در فشارهای بسیار بالایی کار کرده و لذا با مشکلات سیستم‌های مکانیکی و هزینه‌های گزاف تعمیر و نگهداری دست به گریبان می‌باشد.

۲-۴-۳ مقایسه سیستم‌های آب شیرین کن

پیشتر در فصل گذشته، مزیت‌های سیستم آب شیرین کن HD نسبت به سایر سیستم‌ها بیان شد. در این بخش، مقایسه‌ای از شدت مصرف انرژی روش‌های مختلف شیرین‌سازی آب در جدول (۲-۱) آمده است. مطابق این جدول، مصرف انرژی مورد نیاز واحد تولید در روش HD پایین‌تر از سایر سیستم‌ها می‌باشد.

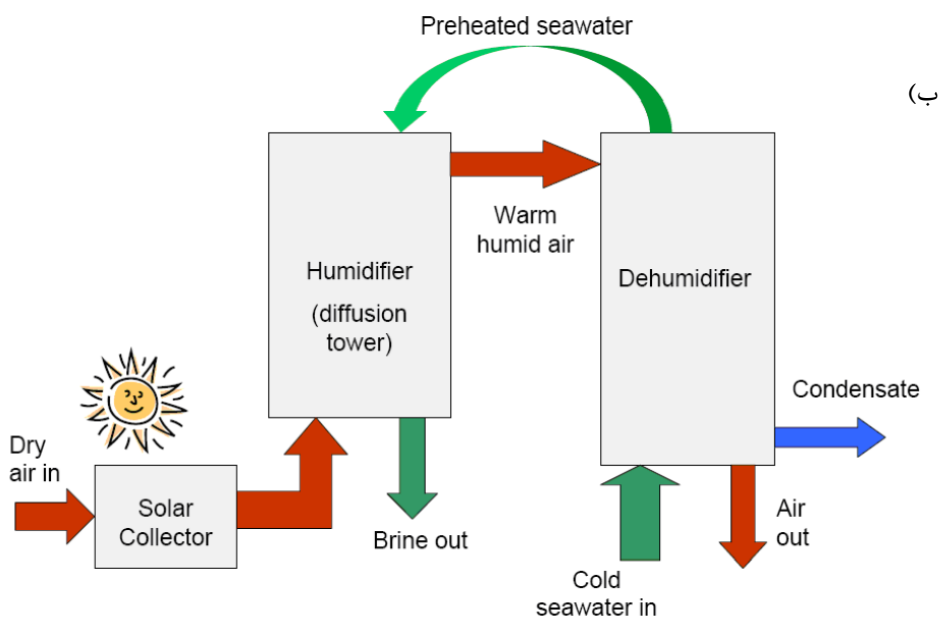
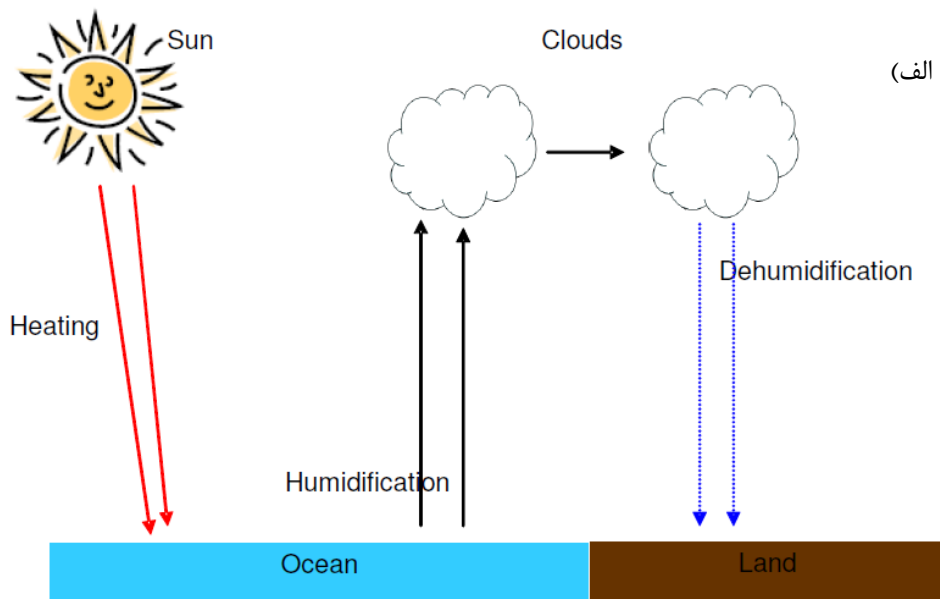
جدول (۲-۱): مقایسه مصرف انرژی روش‌های مختلف شیرین‌سازی آب [۴]

مصرف کل (معادل الکتریکی) (kWh/m ³)	مصرف انرژی		نوع فرآیند
	الکتریکی (kWh/m ³)	حرارتی (MJ/m ³)	
۱۴-۲۶	۳-۶	۲۰۰-۳۰۰	تقطیر چند مرحله‌ای ناگهانی (MSF)
۹-۱۹	۱-۳	۱۵۰-۲۲۰	تقطیر چند اثره (MED)
۸-۱۵	۸-۱۵	-	تراکم بخار مکانیکی (MVC)
۱۳-۱۹	۱/۵-۲	۲۲۰-۲۴۰	تراکم بخار حرارتی (TVC)
۶-۹	۵-۷	۲۰-۳۰	رطوبت‌زنی-رطوبت‌زدایی (HD)

۲-۵ معرفی اجزاء و تشریح عملکرد سیکل HD

سیکل ترمودینامیکی به کار رفته در تکنولوژی HD الهام گرفته از چرخش طبیعی باران است (شکل ۲-۶)؛ بخار آب ناشی از تبخیر آب شور وارد هوا (که به عنوان گاز حامل عمل می‌کند) می‌شود و سپس به عنوان هوای سرد مرطوب متراکم می‌گردد. در اینجا دو بخش اصلی رطوبت‌زنی و رطوبت‌زدایی وجود دارد که در آن هوا و آب چرخه‌ی مشابه‌ای را طی می‌کنند، که در این چرخه یک رطوبت‌زن تماس مستقیم جریان متقابل، جهت مرطوب ساختن هوای حامل بخار آب انجام می‌گردد. هنگامی که هوا در تماس با آب شور قرار می‌گیرد، تعدادی از مولکول‌های آب با استفاده از گرمای محسوس آب شور یا هوای گرم، بخار شده و جذب هوا می‌گردند. بین این دو بخش اصلی، یک بخش گرمایش (کلکتور خورشیدی) که می‌تواند هوا یا

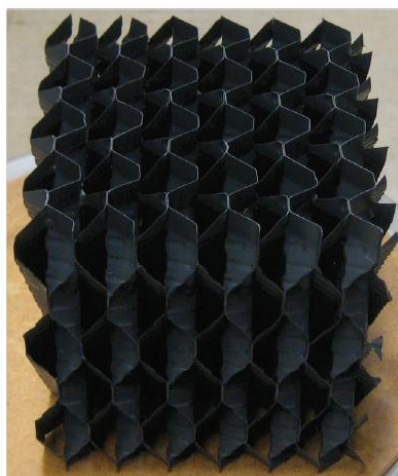
آب را گرم کند اضافه می‌گردد، تا باعث جریان داشتن چرخه گردد. این بخار سپس می‌تواند با عبور هوای حامل آن از روی یک سطح سرد مانند کندانسور (رطوبت‌زدا)، تقطیر و بازیافت گردد. براساس فرآیند کلی فوق، یک سیستم HD شامل سه بخش اصلی رطوبت‌زنی، رطوبت‌زدایی و بخش گرمایش می‌باشد.



شکل (۲-۶): چرخه تقطیر آب، الف) چرخه طبیعی باران و ب) سیکل آب شیرین کن HD [۴۶]

۲-۵-۱ بخش رطوبت‌زنی

عملیات رطوبت‌زنی هوا در اثر تماس مستقیم جریان‌های هوا و آب صورت می‌پذیرد که به علت خالص بودن فاز مایع و عدم تمایل هوا نسبت به حل شدن در آب، انتقال جرم محدود به فاز گاز می‌باشد. نیروی محرکه انتقال جرم از فاز مایع به گاز اختلاف رطوبت مطلق است. معمولاً این فرآیند به صورت جریان پیوسته و معکوس هوا و آب داخل یک برج آکنده یا وسیله‌ای که سطح تماس دو فاز را افزایش دهد، صورت می‌گیرد. در شکل (۲-۷) برخی از تجهیزات افزایش‌دهنده سطح تماس نشان داده شده است. بدین ترتیب با افزایش سطح بین دو فاز مایع و گاز، نرخ انتقال جرم نیز افزایش می‌یابد.



B



A



D



C

شکل (۲-۷): برخی از آکنه‌های رطوبت‌زن؛ (A) Louffa (B) CF-1200 (C) Bamboo (D) Charcoal

روش معمول برای رطوبت زنی هوا، گرم کردن آب و پاشش آن روی آکنه موجود در برج عمودی رطوبت‌زنی است که جریان هوا از پایین به سمت بالا حرکت می‌کند. بدین ترتیب با انتقال حرارت از آب به هوا، دمای آب از بالا به پایین برج کاهش یافته و دمای هوا از پایین به بالای برج افزایش می‌یابد. با افزایش دمای مخلوط هوا و بخار، ظرفیت جذب رطوبت آن نیز افزایش می‌یابد. روش دیگری که می‌توان برای رطوبت‌زنی هوا استفاده نمود، عبور هوای گرم از روی سطح آب است.

۲-۵-۲ بخش رطوبت‌زدایی

جهت انجام عمل رطوبت‌زدایی از هوا روش‌های مختلفی وجود دارد. اما روش معمول برای جذب رطوبت هوا جهت تولید آب شیرین در روش HD روش چگالش سطحی نام دارد که در واقع از سطح یک کندانسور جهت رطوبت‌زدایی از هوا استفاده می‌شود. وقتی مخلوط هوا و بخار آب از روی یک کندانسور عبور می‌کند و دمای سطح کندانسور از نقطه شبنم بخار موجود در مخلوط پایین‌تر باشد، لایه‌ای از مایع چگالش یافته روی سطح تشکیل می‌شود. در اثر چگالش بخار آب گرمای نهان آن آزاد شده و به سطح منتقل می‌گردد. همچنین به علت اختلاف دمای مخلوط هوا و بخار و سطح کندانسور، حرارت محسوس ناشی از این اختلاف دما نیز به سطح کندانسور منتقل می‌گردد. از مجموع این حرارت‌ها می‌توان جهت پیش گرم کردن آب ورودی به بخش رطوبت‌زنی استفاده نمود. بدین ترتیب با انتقال حرارت از مخلوط هوا و بخار به آب درون کندانسور، دمای هوا کاهش یافته و دمای آب درون کندانسور افزایش می‌یابد. همانند بخش رطوبت‌زنی، فرآیند رطوبت‌زدایی از هوا نیز در برجی با جهت معکوس جریان هوا و آب کندانسور، صورت می‌گیرد.

۲-۵-۳ بخش گرمایش

در روش HD فشار کاری بخش‌های رطوبت زنی و رطوبت زدایی، فشار اتمسفر است و به همین جهت دمای مورد نیاز جهت تبخیر آب پایین‌تر از دمای جوش آب است. از این جهت میزان انرژی حرارتی مورد نیاز این روش بسیار کمتر از روش‌های دیگر شیرین‌سازی آب است. بدین ترتیب مصرف انرژی کل سیستم بسیار پایین‌تر از روش‌های معمول است. با توجه به پایین بودن مصرف انرژی حرارتی و درجه حرارت مورد نیاز سیستم HD می‌توان از منابع در دسترس و گاهی ارزان قیمت، برای تأمین آن استفاده نمود. یکی از منابع مناسب و سازگار با سیستم HD برای تأمین انرژی حرارتی مورد نیاز آن، انرژی خورشید است که در مناطق کویری و خشک با شدت تابش نسبتاً بالا در دسترس است. انرژی خورشید را می‌توان به روش‌های مختلفی جمع‌آوری نمود. کلکتورهای تخت، کلکتورهای لوله خلاء و همچنین استخرهای خورشیدی از جمله تکنولوژی‌های مورد استفاده جهت جذب انرژی خورشید هستند که در این روش به کار گرفته شده‌اند. علاوه بر انرژی خورشید، از تلفات حرارتی موجود در محل نصب واحد نیز می‌توان جهت تأمین انرژی حرارتی HD استفاده نمود. به عنوان مثال در یک واحد مسکونی می‌توان از حرارت گازهای خروجی موتورخانه یا حتی از حرارت منبع انبساط، برای این منظور استفاده نمود. مصرف‌کننده‌های اصلی انرژی الکتریکی در سیستم HD پمپ‌های گردش آب و فن هوا است. با انتخاب مکانیزم مناسب می‌توان شاهد کاهش مصرف الکتریسیته در این روش بود. به عنوان مثال مطالعات بر روی یک پیلوت در اردن [۹]، همان‌طور که پیشتر بیان شد، نشان داده است که استفاده از جابجایی طبیعی هوا در برج‌های رطوبت‌زنی و رطوبت‌زدایی بر جابجایی اجباری ارجحیت دارد. با طراحی مناسب می‌توان ارتفاع برج‌ها را به گونه‌ای محاسبه نمود که به فن هوا در سیستم نیازی نباشد. این روش برای مناطقی که به انرژی الکتریکی دسترسی ندارند مناسب خواهد بود. نکته قابل توجه در این روش، فضا یا به‌طور دقیق‌تر ارتفاع مورد نیاز واحد است که ممکن است در بعضی اماکن تأمین این فضا مشکل باشد.

انرژی حرارتی را می توان جهت گرمایش هوا و یا گرمایش آب مورد استفاده قرار داد که براین اساس دو نوع سیستم HD یکی با گرمایش هوا و دیگری با گرمایش آب وجود خواهد داشت. در بخش بعد نحوه کاربرد هر کدام تشریح خواهد شد. در شکل (۲-۸) نمایی از بخش های رطوبت زن، رطوبت زدا و کلکتور خورشیدی موجود در سایت صنایع شیمیایی ایران نشان داده شده است.



شکل (۲-۸): نمایی از سه بخش رطوبت زن، رطوبت زدا و کلکتور خورشیدی [۲۳]

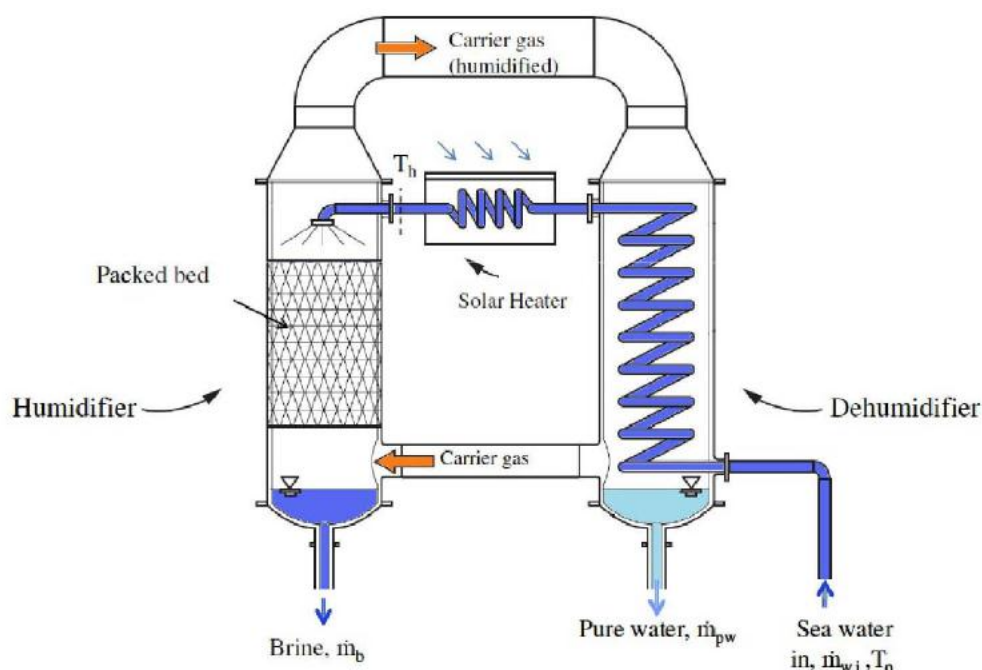
۲-۶ روش های اجرایی آب شیرین کن خورشیدی HD

براساس نحوه استفاده از انرژی حرارتی، سیستم های HD به دو دسته کلی تقسیم بندی می شوند [۴۶].

۲-۶-۱ واحد HD با گرمایش آب

روش HD خورشیدی با گرمایش آب معمول ترین روش HD می باشد که تحقیقات زیادی روی آن صورت گرفته است. در شکل (۲-۹) فرآیند این روش به صورت شماتیک نشان داده شده است. در این روش هوا

در یک سیکل بسته ابتدا در اوپراتور رطوبت‌زنی می‌شود و سپس در کندانسور رطوبت آن گرفته شده و آب حاصل در قسمت پایین برج کندانسور جمع‌آوری می‌گردد. دمای آب ورودی را باید تا حدی که بازده کلکتور خورشیدی اجازه می‌دهد افزایش داد تا حداکثر تبخیر در اوپراتور صورت گیرد. بنابراین نقطه بهینه‌ای برای دمای ورودی وجود دارد که در بخش‌های بعد مورد بررسی قرار می‌گیرد. بدین ترتیب انرژی حرارتی مورد نیاز واحد از طریق انرژی خورشید و بازیافت حرارتی داخل سیستم تأمین می‌گردد.



شکل (۲-۹): شماتیکی از سیکل HD با گرمایش آب [۴۵]

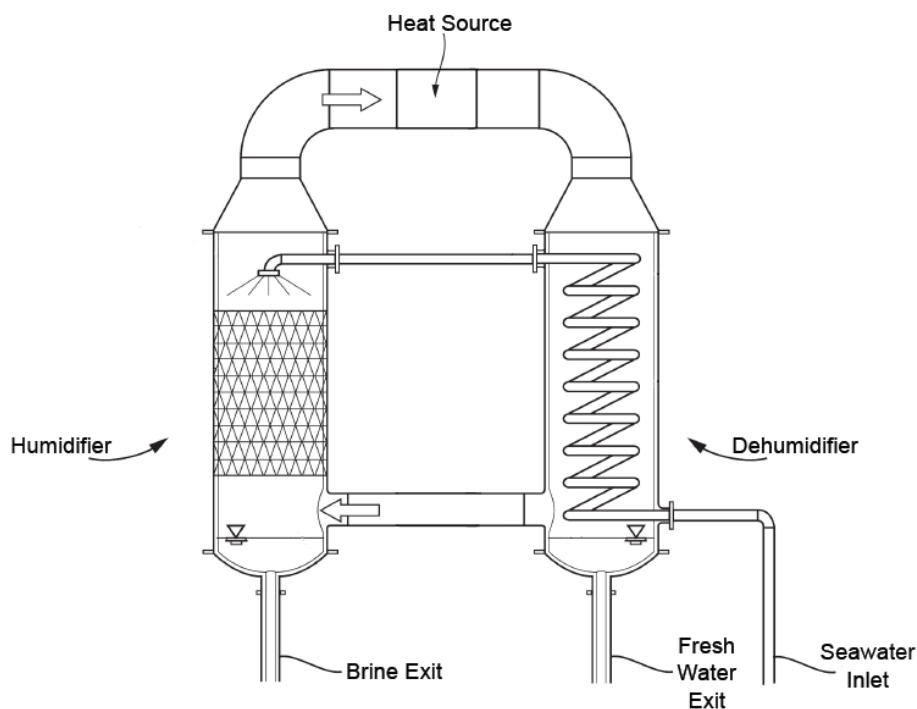
۲-۶-۲ واحد HD با گرمایش هوا

اساس این روش مشابه HD با گرمایش آب است ولی در اینجا به جای آب، هوا توسط کلکتورهای خورشیدی گرم می‌شود. آب و هوا در مرحله رطوبت‌زنی به طرق مختلفی می‌توانند با هم تماس داشته باشند. مثلاً هوای داغ را می‌توان از روی حوضچه آب شور عبور داد و یا به همان صورت که قبلاً توضیح

داده شد، از بالای محفظه عمودی بر روی یک آکنه پاشیده شود. شکل (۲-۱۰) فرآیند کلی واحد HD خورشیدی با گرمایش هوا را نشان می‌دهد. در این حالت نیز می‌توان از حرارت دفع شده در کندانسور برای پیش گرم کردن آب ورودی استفاده نمود.

فرآیندهای سیستم طراحی شده می‌تواند شامل مشخصات زیر باشد:

- ✓ سیکل جریان آب و هوا می‌تواند به صورت باز و یا بسته باشد.
- ✓ انرژی بخش گرمایش می‌تواند توسط کلکتورهای خورشیدی، فرآیندهای جریان بخار، موتورهای دیزل و فرم‌های دیگر انرژی تجدیدپذیر تولید شود.
- ✓ هوای مرطوب خروجی از برج رطوبت زن می‌تواند به کلکتور خورشیدی بازگردانده شده و مجدداً رطوبت‌زنی شود؛ بنابراین نسبت رطوبت هوای خروجی از رطوبت‌زن بخوبی افزایش می‌یابد.
- ✓ بخش گرمایش هوا علاوه بر هوای خروجی از رطوبت‌زن می‌تواند برای هوای خروجی از رطوبت‌زدا نیز استفاده شود.



شکل (۲-۱۰): شماتیکی از سیکل HD با گرمایش هوا [۳۲]

فصل سوم

تحليل ترموديناميكي و اگزرجي سيكل HD

۳-۱ مقدمه

تکنولوژی HD تکامل یافته نوع آب شیرین کن حوضچه‌ای خورشیدی^۱ است [۳۲]، و تا به امروز، اکثر سیستم‌های این چینی تنها کمی از آب شیرین کن‌های حوضچه‌ای خورشیدی بهره‌وری بالاتری داشته‌اند [۴۶]. امروزه تلاش‌هایی برای افزایش بهره‌وری انرژی در حال انجام است [۳۲، ۴۷، ۴۸]، و کار حاضر نیز به تجزیه و تحلیل روشی برای بهبود بهره‌وری سیستم‌های این چینی می‌باشد.

در مطالعات گذشته پیشنهاد شده است که برای تعادل بهتر رطوبت زن و رطوبت زدا، سیال از یکی از جریان‌های آب یا هوا استخراج شده و به جزء دیگر تزریق شود [۳۰، ۳۱]. استخراج یا تزریق می‌تواند در هر موقعیت مکانی از طول اجزاء صورت پذیرد. استخراج چندگانه با ایجاد تعادل بیشتر در اجزاء، GOR^۲ را افزایش می‌دهد، هرچند حتی با تعداد استخراج‌های نامحدود نیز، ایجاد حالتی که تولید آنتروپی به صفر برسد، همچنان غیرممکن است [۴۷].

۳-۲ معیارهای عملکرد سیستم HD

معیار مناسبی که عملکرد انرژی سیستم‌های HD و دیگر سیستم‌های حرارتی شیرین‌سازی آب را بیان می‌کند، GOR (نسبت خروجی به دست آمده) می‌باشد [۳۲]:

$$GOR = \frac{\dot{m}_{pw} h_{fg}}{\dot{Q}_i} \quad (1-3)$$

که در اینجا \dot{m}_{pw} نرخ جرمی آب تولید شده، h_{fg} گرمای نهان تبخیر آب می‌باشد که با استفاده از متوسط فشار جزئی هوای مرطوب بخش رطوبت‌زدا محاسبه شده است، و \dot{Q}_i انرژی ورودی به سیستم

¹ Solar Still

² Gain Output Ratio

می‌باشد. این معیار مقدار انرژی مورد نیاز برای راه‌افتادن سیکل، را با مقدار انرژی مورد نیاز تبخیر آب تولیدی، مقایسه می‌کند.

از آنجایی که GOR معکوس انرژی مورد نیاز برای تولید واحد آب می‌باشد، مطلوب‌ترین معیار سنجش است [۳۲]. همانطور که در ادامه گفته خواهد شد، هرچه GOR بیشتر باشد آنتروپی تولیدی کمترین مقدار را خواهد داشت [۴۹].

پارامتر GOR کمیتی است که چگونگی بازدهی سیکلی را که از حرارت ورودی استفاده می‌کند را نشان می‌دهد. GOR واحد به این معنی است که سیستم دقیقاً از همان اندازه انرژی استفاده می‌کند، که برای تبخیر کردن مقدار داده شده‌ی آب کافی است. GOR کمتر از یک، به این معنی است که سیستم از حرارت بیشتری نسبت به تبخیر مستقیم نیاز دارد، زیرا اندکی از حرارت ورودی در اثر تلفات به هدر می‌رود. نهایتاً، یک GOR بزرگتر از یک، به این معنی است که انرژی ورودی با استفاده از سیستم احیاء شده است و اینکه حرارت کمتری نسبت به تبخیر مستقیم نیاز است.

اساساً یک آب شیرین‌کن حوضچه‌ای خورشیدی، اگر تلفاتی نداشته باشد، GOR برابر یک دارد. داشتن GOR بالا مطلوب است، چراکه به این معنی است که حرارت ورودی کمتری بر حسب واحد آب تولیدی نیاز است. زمانی که منبع حرارت سوخت‌های فسیلی باشند، GOR بالاتر به معنی هزینه سوخت کمتر است و زمانی که منبع حرارت تابش خورشیدی است، GOR بالاتر به معنی کلکتوری با مساحتی کمتر است.

دیگر پارامتر استفاده شده در این پژوهش، شاخص مصرف ویژه انرژی^۱ (SEC) که بیان‌کننده‌ی میزان مصرف انرژی به‌ازای عرضه واحد محصول تولیدی است. برای سیستم‌های آب شیرین‌کن نیز می‌توان این

^۱ Specific Energy Consumption

شاخص را به صورت معکوس یعنی؛ نسبت میزان آب شیرین تولیدی بر انرژی حرارتی داده شده، بیان کرد:

$$SEC^{-1} = \frac{\dot{m}_{pw}}{\dot{Q}_i} \quad (2-3)$$

دلیل انتخاب معکوس SEC، ثابت بودن میزان انرژی حرارتی وارد شده به سیستم، در این مطالعه می‌باشد. هرچه SEC^{-1} عدد بزرگ‌تری باشد، کارایی سیستم بیشتر خواهد بود؛ این امر را به این صورت می‌توان توضیح داد که به ازای آب شیرین تولیدی مشخص میزان مصرف انرژی پایین‌تر بوده است، که در نتیجه موجب صرفه‌جویی در انرژی و هزینه‌ها خواهد شد.

۳-۲-۱ مروری بر مبدل‌های جرم و حرارت

سیستم HD شامل دو جزء اصلی می‌باشد: یک رطوبت‌زن و یک رطوبت‌زدا. این اجزا هر دو مبدل‌های جرم و حرارت (HMEs) هستند، به طوری که در هر دو جزء حرارت بین هوا و بخار آب به منظور گرمایش یا سرمایش جریان، انتقال می‌یابد و جرم از طریق نفوذ بخار آب به جریان هوا منتقل می‌شود. به منظور توضیح بهتر پارامترهای عملکردی مهم این سیستم‌ها، اصطلاحات علمی باید توسعه داده شوند. بخش ۳-۲-۱-۱ اصطلاحات علمی مربوط به مبدل‌های حرارتی را فرمول‌بندی می‌کند و بخش ۳-۲-۱-۲ این مفاهیم را برای مبدل‌های جرم و حرارت توسعه می‌دهند.

۳-۲-۱-۱ مبدل‌های حرارتی

از آنجایی که رطوبت‌زن و رطوبت‌زدایی که در سیستم‌های HD استفاده می‌شوند، مبدل‌های جرم و حرارت هستند، یادآوری مفاهیم مربوط به یک مبدل حرارتی ساده بسیار مفید می‌باشد. زیرا بسیاری از تعاریف استفاده شده در این تحقیق از مفاهیم مبدل حرارتی استنتاج می‌شوند. روش‌های متعددی برای

تجزیه تحلیل یک مبدل حرارتی در دسترس است اما یک روش رایج مورد استفاده در طراحی مبدل دو جریان با جریان متقابل، روش اثربخشی^۱ است [۵۰، ۵۱]. این روش معمولاً زمانی استفاده می‌شود که باید دماهای ورودی و خروجی برای دبی‌های مختلف جریان جرمی داده شده و طراحی مبدل محاسبه گردد. در روش اثربخشی، کارایی مبدل به صورت نسبت مقدار انتقال حرارت به مقدار انتقال حرارت ایده‌آل در یک مبدل با طول نامتناهی، تعریف می‌شود. مقدار انتقال حرارت بین دو جریان مبدل، با فرض گرمای ویژه ثابت، طبق قانون اول ترمودینامیک به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$\dot{Q} = C_h(T_{h,i} - T_{h,o}) = C_c(T_{c,i} - T_{c,o}) \quad (3-3)$$

که در آن $C_h = (\dot{m}c_p)_h$ و $C_c = (\dot{m}c_p)_c$ به ترتیب میزان ظرفیت جریان‌های گرم و سرد می‌باشد. اختلاف دما بین دو جریان به عنوان یک نیروی محرکه برای انتقال حرارت از یک جریان به جریان دیگر عمل می‌کند. هر اتلاف حرارتی از یک جریان توسط جریان دیگر برداشته می‌شود. این طور به نظر می‌رسد که در یک مبدل حرارتی ایده‌آل، مقدار حرارت ایده‌آلی که ممکن است انتقال یابد زمانی است که یک جریان تمام حرارت در دسترس خود را به جریان مخالف بدهد. بنابراین سیستم توسط جریانی که کمترین میزان ظرفیت گرمایی C_{min} را دارد محدود می‌شود. زمانی که تمام حرارت در دسترس این جریان مبادله شد، دما از دمای ورودی یک جریان به دمای ورودی جریان دیگر تغییر می‌کند. بنابراین، مقدار ماکزیمم انتقال حرارت به صورت زیر می‌باشد:

$$\dot{Q}_{max} = C_{min}(T_{h,in} - T_{c,in}) \quad (4-3)$$

که در آن C_{min} میزان ظرفیت جریان با کوچکترین ظرفیت گرمایی است.

کارایی، ϵ ، به صورت رابطه (۳-۵) تعریف می‌شود:

¹ effectiveness

$$\epsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} \quad (5-3)$$

که در آن مقدار \dot{Q} می‌تواند هم از طریق جریان سرد و هم از طریق جریان گرم، که هر دو مقدار با هم برابر است، به دست آید. مقدار کارایی، یک روش مفید برای توصیف عملکرد یک مبدل حرارتی می‌باشد. برای یک مقدار کارایی داده شده، نرخ جریان جرمی، درجه حرارت جریان گرم ورودی و درجه حرارت جریان سرد ورودی می‌توانند از طریق معادلات ۳-۳، ۳-۴ و ۳-۵ به دست آیند.

به منظور بهینه کردن عملکرد یک مبدل حرارتی، بازگشت ناپذیری‌ها باید کمینه شوند. اگر تولید آنتروپی ناشی از بازگشت ناپذیری‌ها در داخل اجزا مینیمم گردد، یک راندمان بالاتر می‌تواند محقق گردد. با توجه به حجم کنترل و قانون دوم که به مبدل حرارتی اعمال شد، تولید آنتروپی برحسب حالات ورودی و خروجی محاسبه می‌شود:

$$\begin{aligned} \dot{S}_{gen} &= \dot{m}_c(s_o - s_i)_c + \dot{m}_h(s_o - s_i)_h \\ &= \dot{m}_c c_{p,c} \ln\left(\frac{T_{c,o}}{T_{c,i}}\right) + \dot{m}_h c_{p,h} \ln\left(\frac{T_{h,o}}{T_{h,i}}\right) \end{aligned} \quad (6-3)$$

با توجه به معادله بالا مشخص می‌شود که \dot{S}_{gen} زمانی مینیمم می‌شود که میزان ظرفیت‌های گرمایی برابر باشند [۳۰]. بنابراین یک تعریف دیگر در این تجزیه تحلیل مفید می‌باشد. نسبت میزان ظرفیت گرمایی به صورت زیر تعریف می‌گردد [۵۲]:

$$HCR = \frac{C_c}{C_h} = \frac{(\dot{m}c_p)_c}{(\dot{m}c_p)_h} \quad (7-3)$$

برای هر مقدار کارایی و برای درجه حرارت‌های مشخص، تولید آنتروپی بی بعد زمانی به کمترین مقدار خود می‌رسد که HCR برابر با یک باشد [۲۷، ۳۰]. در نتیجه، به این حالت "تعادل" می‌گویند.

۲-۱-۲-۳ مبدل‌های جرم و حرارت

در یک مبدل جرم و حرارت، مانند رطوبت‌زن و رطوبت‌زدا در یک سیکل آب شیرین‌کن HD، جرم به ترتیب از طریق تبخیر یا میعان آب مبادله می‌شود. از آنجایی که مبدل حرارتی، حرارت را توسط یک گرادیان دما بین دو جریان انتقال می‌دهد، نیروی محرکه یک مبدل جرم و حرارت، هم‌گرادیان دما و هم‌گرادیان غلظت می‌باشد. در سیستم HD، غلظت بخار آب در جریان هوا، انتقال حرارت را بین جریان‌های مایع و گاز انجام می‌دهد. توصیف کردن یک مبدل جرم و حرارت مانند مبدل حرارتی مفید است اما باید اصلاحاتی در معادلات معرفی شده در بخش ۱-۱-۲-۳ برای محاسبه انتقال جرم اعمال گردد. هنگامیکه معادله ۳-۵ کارایی را به صورت نسبت انتقال حرارت به انتقال حرارت ایده‌آل تعریف می‌کند، معادله مشابه در یک مبدل جرم و حرارت به صورت نسبت تغییر واقعی در میزان آنتالپی کلی هر دو جریان به تغییر ماکزیمم (یا ایده‌آل) در میزان آنتالپی کلی در می‌آید. بنابراین، کارایی به صورت زیر داده می‌شود:

$$\epsilon = \frac{\Delta H}{\Delta H_{max}} \quad (۸-۳)$$

که در آن $\Delta H = \dot{m}_{w,i}h_{w,i} - \dot{m}_{w,o}h_{w,o}$ برای جریان آب یا $\Delta H = \dot{m}_{da,i}h_{a,i} - \dot{m}_{da,o}h_{a,o}$ برای جریان هوا می‌باشد. علاوه بر این، $\Delta H_{max} = \dot{m}_{w,i}h_{w,i} - (\dot{m}_{w,o}h_{w,o})^{ideal}$ یا $\Delta H_{max} = \dot{m}_{da,i}h_{a,i} - (\dot{m}_{da,o}h_{a,o})^{ideal}$ به ترتیب برای جریان‌های آب و هوا تعریف می‌گردد.

مقادیر ایده‌آل آنتالپی، $h_{w,o}^{ideal}$ و $h_{a,o}^{ideal}$ ، به ترتیب مقادیر آنتالپی آب در درجه حرارت ورودی هوا و هوای اشباع در درجه حرارت ورودی آب می‌باشند (که در آن P در شرایط فشار واقعی جریان گرفته می‌شود).

تغییر جملات از \dot{Q} به \dot{H} به دلیل ضرورت وجود رطوبت هوا در مقدار انرژی منتقل شده می‌باشد. با چشم‌پوشی از تغییرات فشار، آنتالپی هوای مرطوب تابعی از درجه حرارت، فشار و نسبت رطوبت است که به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$dh_a = c_{p,a}dT + \left(\frac{\partial h_a}{\partial w}\right)_{p,T} dw \quad (9-3)$$

واضح است که در حالت مبدل حرارتی، dh_a برابر با $c_{p,a}dT$ می‌شود زیرا $dw = 0$ است.

بنابراین برای مبدل حرارتی، معادله کارایی به معادله ۳-۵ برمی‌گردد که یک تعریف معمولی از

کارایی برای هر دو جریان مبدل حرارتی می‌باشد [۵۱]:

$$\epsilon = \frac{\Delta H}{\Delta H_{max}} = \frac{\Delta(\dot{m}_a h_a)}{\Delta(\dot{m}_a h_a)_{max}} = \frac{\Delta(\dot{m}_a c_{p,a}T)}{\Delta(\dot{m}_a c_{p,a}T)_{max}} = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} \quad (10-3)$$

اما در مبدل‌های جرم و حرارت، مقدار آنتالپی باید در معادلات استفاده شود تا اثر رطوبت را نیز نشان

دهد. رطوبت می‌تواند به طرز چشمگیری در یک مبدل جرم و حرارت تغییر کند و این تغییر باید در

تعیین انتقال انرژی کلی بین جریان‌ها، در نظر گرفته شود.

۳-۳ مدل‌سازی اجزاء

قبل از مدل‌سازی یک سیستم کامل، ابتدا دستگاه‌های رطوبت‌زنی و رطوبت‌زدایی به صورت واحدهای

مجزایی بررسی خواهد شد. نارایان و همکارانش [۳۰] و نیز میستری و همکاران [۳۱] نشان دادند که

آنتروپی تولید شده در عملکرد هر جزء به طور مستقیم تأثیر می‌گذارد. تمامی زیرنویس‌ها و پارامترها

مطابق با شکل (۱-۳) و (۲-۳) می‌باشد.

همواره برای مدل‌سازی یک سیستم، در نظر گرفتن فرضیات مهندسی بسیار ضروری است. در این

تحلیل، چندین فرض استاندارد فرض شده است. اول اینکه، کلیه محاسبات در شرایط پایدار و یکنواخت

در فشار اتمسفر صورت می‌گیرد. اثر انرژی جنبشی و پتانسیل صرف نظر می‌گردد و توان مورد نیاز پمپ،

در مقایسه با حرارت ورودی نادیده گرفته می‌شود، چراکه از لحاظ مقداری کوچک‌تر است. دوم اینکه،

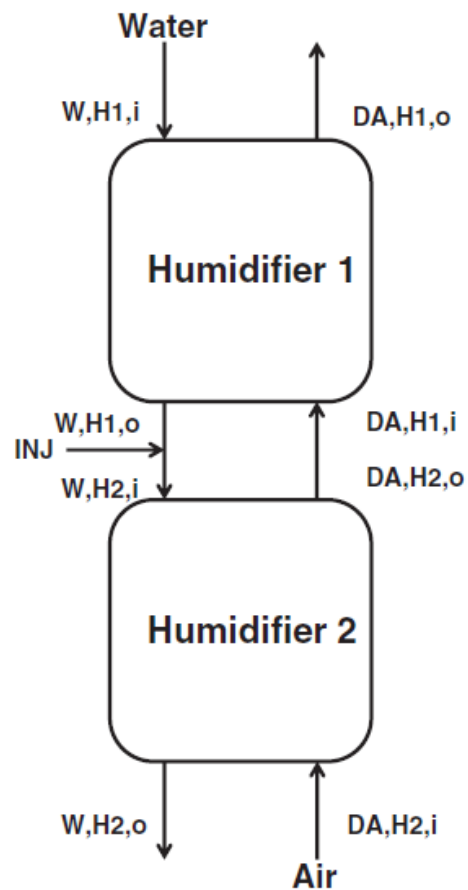
رطوبت‌زن و رطوبت‌زدا نسبت به محیط اطراف آدیاباتیک فرض می‌شود. این موضوع با عایق‌کاری مناسب

قابل دسترسی است. سوم اینکه، جریان‌های هوای مرطوب در خروجی از رطوبت‌زن و رطوبت‌زدا اشباع فرض می‌شود. که این حالت با طراحی مناسب هر دو جزء قابل دستیابی است. نهایتاً، دمای چگالش رطوبت‌زدا به عنوان تابعی از دمای حباب-خیس ورودی و خروجی هوای مرطوب ارزیابی می‌گردد.

ویژگی‌های آب دریا مشابه آب خالص در نظر گرفته می‌شود. طراحی‌های متعدد از برج خنک‌کننده نشان می‌دهد که ویژگی‌هایی نظیر فشار بخار، حدود ۱٪ بر ۱۰,۰۰۰ ppm تغییر می‌کند [۳۱، ۴۹]. محاسبات نشان می‌دهد زمانی که از آب‌شوری با ویژگی ۳۵,۰۰۰ ppm استفاده می‌شود، تغییر در پیک GOR، در حالتی که سایر پارامتر بدون تغییر بماند، کمتر از ۱٪ است [۳۱]. استفاده از خواص آب خالص و خطاهای مربوط به آن قابل قبول است، چراکه هدف این مطالعه توصیف کردن و فهم بهتر از رفتار سیکل‌های HD است.

۳-۳-۱ معادلات حاکم بر رطوبت‌زن

همانطور که در شکل (۳-۱) نشان داده شده است، رطوبت‌زن به دو بخش فرعی تقسیم می‌شود. این روش امکان استخراج یا تزریق مابین دو بخش فرعی را ایجاد می‌کند. در اینجا هم می‌توان هر بخش فرعی را به‌طور جداگانه بررسی کرد، یا می‌توان کل دستگاه رطوبت‌زن را بررسی کرد. با مشخص شدن شرایط آب و هوای ورودی (دما، نرخ جریان جرمی، میزان رطوبت جریان هوا) و همچنین میزان استخراج و کارایی کل جزءهای فرعی، تنها مجهول سیستم، دمای خروجی و نرخ جریان جرمی خروجی آب خواهد بود (نرخ جریان جرمی هوای خشک ثابت فرض می‌شود). این سه مجهول از طریق سه معادله: موازنه انرژی، موازنه جرم و آب و معادله تعریف کارایی به‌دست می‌آیند. علاوه بر این، حجم کنترل قانون اول نیز پیرامون بخش تزریق رسم شده تا شرایط آب ورودی به رطوبت‌زن (۲) را مشخص کند.



شکل (۳-۱): دو جزء فرعی مدل جزء رطوبت زن

معادلات حاکم بر تمامی دستگاه رطوبت زن (هر دو جزء فرعی و تزریق کننده) در ادامه نشان داده شده

است. معادلات مشابهی نیز برای هر جزء فرعی، با ورودی و خروجی‌های مناسبی به کار رفته است.

۳-۱-۳-۳ موازنه جرم

جریان جرمی درون رطوبت زن ثابت است، بنابراین هر حالت دارای جریان جرمی یکسانی (بر حسب کیلوگرم هوای خشک بر ثانیه) است. نرخ جریان جرمی آب (kg/s) ورودی به سیستم ثابت شده، مقدار آن مشخص، اما وضعیت هر بخش نسبت به حالت اولیه یکسان نیست. آب تبخیر شده هنگام عبور از هر

طبقه رطوبت‌زن، با کاهش جریان جرمی همراه است. این مقدر را کاهش آب با مؤلفه $\dot{m}\omega_a$ در معادله (۳-۳) و (۱۲) و (۱۴-۳) برآورده شده است که در آن ω نسبت رطوبت جریان هوا برحسب کیلوگرم آب بر کیلوگرم هوای خشک است. علاوه‌براین، در معادله (۳-۱۳) نقطه تزریق، آب را به (از) جریان اضافه (حذف) می‌کند:

$$\dot{m}_{da,H2,i} = \dot{m}_{da,H2,o} = \dot{m}_{da,H1,i} = \dot{m}_{da,H2,o} \quad (۱۱-۳)$$

$$\dot{m}_{w,H1,o} = \dot{m}_{w,H1,i} - (\dot{m}_{da,H1,o}\omega_{a,H1,o} - \dot{m}_{da,H1,i}\omega_{a,H1,i}) \quad (۱۲-۳)$$

$$\dot{m}_{w,H2,i} = \dot{m}_{w,H1,o} + \dot{m}_{w,inj} \quad (۱۳-۳)$$

$$\dot{m}_{w,H2,o} = \dot{m}_{w,H2,i} - (\dot{m}_{da,H2,o}\omega_{a,H2,o} - \dot{m}_{da,H2,i}\omega_{a,H2,i}) \quad (۱۴-۳)$$

۳-۳-۱-۲ قانون اول ترمودینامیک؛ موازنه انرژی

یک حجم کنترل پیرامون کل سیستم (هر دو جزء) ترسیم می‌گردد:

$$0 = \dot{m}_{w,H1,i}h_{w,H1,i} - \dot{m}_{w,H2,o}h_{w,H2,o} + \dot{m}_{da,H2,i}h_{a,H2,i} - \dot{m}_{da,H1,o}h_{a,H1,o} + \dot{m}_{w,inj}h_{w,inj} \quad (۱۵-۳)$$

در اینجا، ویژگی‌های آب خالص، مانند آنتالپی، h_w و نیز خواص ترموفیزیکی هوای مرطوب براساس مطالعات هیلند^۱ و وکسلر^۲ آمده است [۵۳] (مشابه مطالعات آشرایی^۳ [۵۴]) و رفتار هوای مرطوب مخلوطی از دو هوای خشک و بخار آب در نظر گرفته شده است، به‌ویژه، $h_a = h_{da} + \omega h_v$. حجم کنترل جداگانه‌ای نیز پیرامون تزریق‌کننده ترسیم شده است تا به‌درستی دمای آب را بلافاصله بعد از عبور از تزریق‌کننده ارزیابی کند.

$$\dot{m}_{w,H1,o}h_{w,H1,o} - \dot{m}_{w,inj}h_{w,inj} = \dot{m}_{w,H2,i}h_{w,H2,i} \text{ (Injection site)}. \quad (۱۶-۳)$$

^۱ Hyland

^۲ Wexler

^۳ Ashraei

۳-۱-۳-۳ قانون دوم ترمودینامیک

قانون دوم نیز بر اساس حجم کنترلی که برای قانون اول به کار رفته محاسبه می‌شود.

$$\dot{S}_{gen,H} = \dot{m}_{w,H2,o} S_{w,H2,o} - \dot{m}_{w,H1,i} S_{w,H1,i} + \dot{m}_{da,H1,o} S_{a,H1,o} - \dot{m}_{da,H2,i} S_{a,H2,i} + \dot{m}_{w,inj} S_{w,inj}. \quad (17-3)$$

آنترپپی تولید شده در دستگاه رطوبت‌زن، $\dot{S}_{gen,H}$ ، ارزیابی شده است تا اطمینان حاصل گردد که بیشتر از صفر است و قانون دوم برای دستگاه مورد نظر بر اساس شرایط ورودی نقض نشده است. آنترپپی هوای مرطوب بر اساس ترکیب ایده‌آل هوای خشک و بخار آب توصیف شده است: $S_a = S_{da} + \omega S_v$ ، که آنترپپی هوای خشک و بخار آب، در فشارهای جرئی مربوطه محاسبه شده است.

۳-۱-۳-۴ کارآیی

کارآیی‌های اجزاء، معادلات نهایی لازم جهت حل مجهولات حالت‌های خروجی سیستم هستند. کارآیی تفاوت آنتالپی ایده‌آل و واقعی را برای هر جریان مقایسه می‌کند [۵۲]. مقادیر آنتالپی ایده‌آل، $h_{w,H,o}^{ideal}$ و $h_{a,H,o}^{ideal}$ ، مقدار آنتالپی هستند که به ترتیب آب در دمای هوای ورودی، و هوای اشباع در دمای آب ورودی، دارند. کارآیی کلی رطوبت‌زن نیز، ε_H ماکزیمم کارآیی جریان‌های آب یا هوا تعریف می‌گردد:

$$\Delta \dot{H}_{w,H} = \dot{m}_{w,H,i} h_{w,H,i} - \dot{m}_{w,H,o} h_{w,H,o} + \dot{m}_{w,inj} h_{w,inj}. \quad (18-3)$$

$$\Delta \dot{H}_{w,H}^{ideal} = \dot{m}_{w,H,i} h_{w,H,i} - \dot{m}_{w,H,o} h_{w,H,o}^{ideal} + \dot{m}_{w,inj} h_{w,inj}. \quad (19-3)$$

$$\Delta \dot{H}_{a,H} = \dot{m}_{da,H,i} h_{da,H,i} - \dot{m}_{da,H,o} h_{a,H,o} \quad (20-3)$$

$$\Delta \dot{H}_{a,H}^{ideal} = \dot{m}_{da,H,i} h_{a,H,i} - \dot{m}_{da,H,o} h_{a,H,o}^{ideal} \quad (21-3)$$

$$\varepsilon_{w,H} = \frac{\Delta\dot{H}_{w,H}}{\Delta\dot{H}_{w,H}^{ideal}} \quad (22-3)$$

$$\varepsilon_{da,H} = \frac{\Delta\dot{H}_{a,H}}{\Delta\dot{H}_{a,H}^{ideal}} \quad (23-3)$$

$$\varepsilon_H = \max(\varepsilon_{w,H}, \varepsilon_{a,H}). \quad (24-3)$$

۲-۳-۳ معادلات حاکم بر رطوبت‌زدا

همانند رطوبت‌زن، رطوبت‌زدا نیز به دو بخش فرعی در شکل (۲-۳) تقسیم شده و با همان روش‌ها تحلیل می‌گردد.

۱-۲-۳-۳ موازنه جرم

جریان جرمی هوا در رطوبت‌زدا ثابت است. برخلاف رطوبت‌زن، که در آن آب از مسیر جریان آب به مسیر جریان هوا تبدیل به بخار می‌شود، در اینجا جریان آب تماس غیرمستقیم با جریان هوا برقرار می‌کند. بنابراین در این حالت تغییر نرخ جرمی به وجود نمی‌آید. با این حال، نقطه استخراج آب را به (از) جریان اضافه می‌کند (حذف می‌کند). در حالت رطوبت‌زدایی، معادله‌ی دیگری نیاز است تا آب تولیدی را محاسبه کند. در اینجا نرخ جریان جرمی آب تولید شده از حاصل ضرب اختلاف بین رطوبت ورودی و خروجی جریان هوا در نرخ جریان جرمی به‌دست می‌آید.

$$\dot{m}_{da,D1,i} = \dot{m}_{da,D1,o} = \dot{m}_{da,D2,i} = \dot{m}_{da,D2,o} \quad (25-3)$$

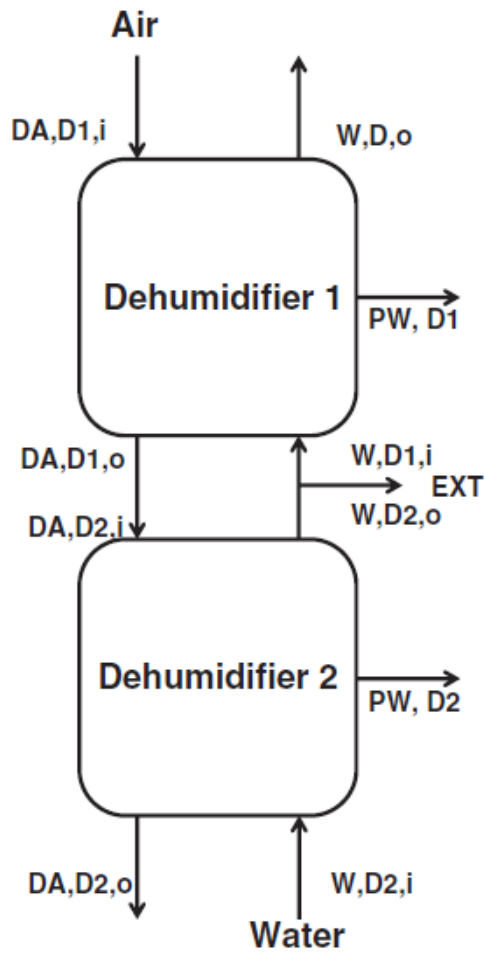
$$\dot{m}_{w,D2,i} = \dot{m}_{w,D2,o} \quad (26-3)$$

$$\dot{m}_{w,D1,i} = \dot{m}_{w,D2,o} - \dot{m}_{w,ext} \quad (27-3)$$

$$\dot{m}_{w,D1,o} = \dot{m}_{w,D1,i} \quad (28-3)$$

$$\dot{m}_{pw,D1} = \dot{m}_{da,D1,i} \omega_{a,D1,i} - \dot{m}_{da,D1,o} \omega_{a,D1,o} \quad (29-3)$$

$$\dot{m}_{pw,D2} = \dot{m}_{da,D2,i} \omega_{a,D2,i} - \dot{m}_{da,D2,o} \omega_{a,D2,o} \quad (30-3)$$



شکل (۳-۲): دو جزء فرعی مدل جزء رطوبت‌زدا

۳-۲-۲ قانون اول ترمودینامیک؛ موازنه انرژی

حجم کنترلی به دور تمام سیستم (هر دو اجزا) کشیده می‌شود. انرژی در ورودی‌های هوا و آب وارد سیستم می‌گردد. انرژی در حجم کنترل در خروجی‌ها هوا و آب، خروجی‌های آب تولید شده و محل استخراج خارج می‌شود.

$$0 = \dot{m}_{w,D2,i}h_{w,D2,i} - \dot{m}_{w,D1,o}h_{w,D1,o} + \dot{m}_{da,D1,i}h_{a,D1,i} \quad (31-3)$$

$$- \dot{m}_{da,D2,o}h_{a,D2,o} - \dot{m}_{pw,D1}h_{pw,D1}$$

$$- \dot{m}_{pw,D2}h_{pw,D2} - \dot{m}_{w,ext}h_{w,ext}$$

در اینجا، معادلات به کار رفته برای رطوبت‌زن، به اضافه معادله‌ای دیگر که آنتالپی آب تولیدی را بیان می‌کند، به کار می‌رود. آنتالپی جریان‌های آب خالص که از هر بخش رطوبت‌زدا خارج می‌گردد، از طریق توابع چندجمله‌ای میستری^۱ و همکاران [۳۱] به دست می‌آید که دمای حباب جریان تولیدی را بر اساس تابعی از دمای حباب هوای ورودی و نم خروجی بر حسب درجه کلونین محاسبه می‌کند:

$$T_{pw,D1} = 0.0051918T_{wb,a,D1,i}^2 + 0.0027692T_{wb,a,D1,o}^2 \quad (32-3)$$

$$- 0.007417T_{wb,a,D1,i}T_{wb,a,D1,o} - 0.41913T_{wb,a,D1,i}$$

$$+ 1.0511T_{wb,a,D1,o} + 61.6186$$

$$T_{pw,D2} = 0.0051918T_{wb,a,D2,i}^2 + 0.0027692T_{wb,a,D2,o}^2 \quad (33-3)$$

$$- 0.007417T_{wb,a,D2,i}T_{wb,a,D2,o} - 0.41913T_{wb,a,D2,i}$$

$$+ 1.0511T_{wb,a,D2,o} + 61.6186$$

معادلات (۳۲-۳) و (۳۳-۳) برای T_{wb} مابین ۲۹۳ تا ۳۶۳ کلونین معتبر می‌باشد و بیشینه خطای نسبی کمتر از ۰/۵٪ در این بازه دارد و بیشینه خطای مطلق آن کمتر از ۱/۴ کلونین است. همچنین زمانی که جریان هوا اشباع شده باشد، دمای حباب تر معادل دمای حباب خشک می‌باشد [۲۰].

¹ Mistry

۳-۲-۳-۳ قانون دوم ترمودینامیک

قانون دوم برای همان حجم کنترلی که قانون اول در آن اعمال شد، محاسبه می‌گردد. برای اطمینان از این که تولید آنتروپی بزرگتر از یک است و قانون دوم برای مجموعه حالات ورودی داده شده نقض نمی‌شود، تولید آنتروپی، $\dot{S}_{gen,D}$ ، در رطوبت‌زدا مورد ارزیابی قرار می‌گیرد.

$$\dot{S}_{gen,D} = \dot{m}_{w,D1,o}S_{w,D1,o} - \dot{m}_{w,D2,i}S_{w,D2,i} + \dot{m}_{da,D2,o}S_{a,D2,o} - \dot{m}_{da,D1,i}S_{a,D1,i} \quad (34-3)$$

$$- \dot{m}_{pw,D1}S_{pw,D1} - \dot{m}_{pw,D2}S_{pw,D2} - \dot{m}_{w,ext}S_{w,ext}$$

۳-۲-۳-۴ کارایی

با توجه به بخش ۳-۲-۲، کارایی، معادله نهایی برای حل حالات خروجی نامعلوم سیستم است. کارایی، انتقال انرژی واقعی و ایده‌آل برای هر جریان را مقایسه می‌کند. مقادیر ایده‌آل آنتالپی، $h_{w,D,o}^{ideal}$ و $h_{da,D,o}^{ideal}$ به ترتیب مقدار آنتالپی آب در درجه حرارت هوای ورودی و مقدار آنتالپی هوای اشباع در درجه حرارت آب ورودی است. کارایی کلی رطوبت‌زدا، ϵ_D ، به عنوان کارایی جریان‌های هوا و آب تعریف می‌شود:

$$\Delta\dot{H}_{w,D} = \dot{m}_{w,D,i}h_{w,D,i} - \dot{m}_{w,D,o}h_{w,D,o} - \dot{m}_{w,ext}h_{w,ext} \quad (35-3)$$

$$\Delta\dot{H}_{w,D}^{ideal} = \dot{m}_{w,D,i}h_{w,D,i} - \dot{m}_{w,D,o}h_{w,D,o}^{ideal} - \dot{m}_{w,ext}h_{w,ext} \quad (36-3)$$

$$\Delta\dot{H}_{a,D} = \dot{m}_{da,D,i}h_{da,D,i} - \dot{m}_{da,D,o}h_{da,D,o} - \dot{m}_{pw,D1}h_{pw,D1} - \dot{m}_{pw,D2}h_{pw,D2} \quad (37-3)$$

$$\Delta\dot{H}_{a,D}^{ideal} = \dot{m}_{da,D,i}h_{da,D,i} - \dot{m}_{da,D,o}h_{da,D,o}^{ideal} - \dot{m}_{pw,D1}h_{pw,D1} - \dot{m}_{pw,D2}h_{pw,D2} \quad (38-3)$$

$$\epsilon_{w,D} = \frac{\Delta\dot{H}_{w,D}}{\Delta\dot{H}_{w,D}^{ideal}} \quad (39-3)$$

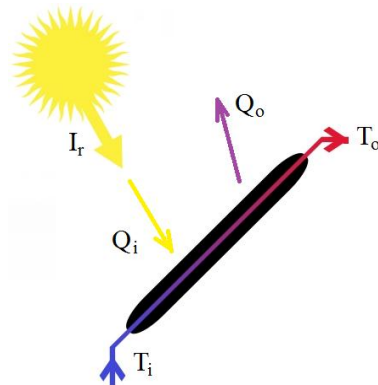
$$\epsilon_{a,D} = \frac{\Delta\dot{H}_{a,D}}{\Delta\dot{H}_{a,D}^{ideal}} \quad (40-3)$$

$$\epsilon_D = \max(\epsilon_{w,D}, \epsilon_{a,D}) \quad (41-3)$$

۳-۳-۳ کلکتور خورشیدی

در یک کلکتور خورشیدی صفحه تخت، اگر شدت تابش نور خورشید (I_r)، برحسب (W/m^2)، و مساحت سطح صفحه تخت کلکتور (A) برحسب (m^2) باشد، آنگاه میزان دریافت تشعشع خورشید توسط کلکتور (P_{Solar}) به صورت رابطه (۴۴-۳) است:

$$P_{Solar} = I_r \times A \quad (44-3)$$



شکل (۳-۳): نمایی از یک کلکتور خورشیدی صفحه تخت

اگر فرض شود که پارامترهای موثر بر این شدت ثابت باشند، آنگاه بازده یک تابع خطی با سه پارامتر؛ شدت تابش خورشید، دمای هوای محیط T_0 ، دمای سیال در ورودی به کلکتور (T_i)، که به عنوان شرایط عملکردی می‌باشند، می‌سازند.

بنابراین یک کلکتور خورشیدی صفحه تخت می‌تواند به صورت تقریبی با اندازه‌گیری این سه پارامتر که از مقادیر آزمایشگاهی به دست می‌آید، ارزیابی شود. راندمان کلکتور صفحه تخت تک لایه شیشه‌ای (η_{Col}) مطابق رابطه‌ی (۳-۴۵) است [۲۱]:

$$\eta_{Col} = 0.81134 - 8.3872 \left(\frac{T_i - T_0}{I_r} \right) \quad (۳-۴۵)$$

انرژی حرارتی مورد نیاز که باید توسط کلکتورهای خورشیدی تأمین شود (P_{Col})، برابر است با:

$$P_{Col} = \dot{m}_{w,H_1,i} h_{w,H_1,i} - \dot{m}_{w,D_1,o} h_{w,D_1,o} \quad (۳-۴۶)$$

$$P_{Solar} = \frac{P_{Col}}{\eta_{Col}} \quad (۳-۴۷)$$

قانون دوم برای کلکتور خورشیدی، با در نظر گرفتن تغییرات آنتروپی ناشی از تغییر دمای سیال و نیز انتقال آنتروپی که ناشی از انتقال حرارت از محیط اطراف به سیال عامل می‌باشد، به دست می‌آید [۱۶]:

$$\dot{S}_{gen,HT} = \dot{m}_{da,H_1,o} (s_{da,D_1,i} - s_{da,H_1,o}) - \dot{S}_{trans,HT} \quad (۳-۴۸)$$

در این رابطه، انتقال آنتروپی ($\dot{S}_{trans,HT}$)، باید در جهت تعیین تولید آنتروپی محاسبه شود. این نرخ می‌تواند مطابق رابطه (۳-۴۹) محاسبه شود [۲۲، ۲۳]:

$$\dot{S}_{trans,HT} = \dot{m}_{da,H_1,o} c_{p,da,H_1,o} \log \left[\frac{P_{Solar}}{\dot{m}_{da,H_1,o} c_{p,da,H_1,o} (T_{da,H_1,o} + \Delta T)} + 1 \right] \quad (۳-۴۹)$$

با تعیین انتقال آنتروپی، آنتروپی تولیدی که با استفاده از قانون دوم حل شده، محاسبه می‌شود.

۴-۳ تحلیل انرژی سیکل آب‌شیرین کن HD

در این سیکل، کل تلفات انرژی سیستم (\dot{E}_{total})، مجموع تلفات انرژی در رطوبت‌زن (\dot{E}_H)، رطوبت‌زدا (\dot{E}_D) و بخش گرمایش (\dot{E}_{HE}) است [۱۴]. داریم:

$$\dot{E}_{total} = \dot{E}_H + \dot{E}_D + \dot{E}_{HE} \quad (۵۰-۳)$$

دو منشأ تلفات انرژی در رطوبت‌زن‌ها و رطوبت‌زداها وجود دارد. ۱- انتقال جرم و ۲- انتقال حرارت. درون ستونی که همزمان انتقال جرم و حرارت وجود دارد، جریان پیچیده‌ای وجود دارد. این دو پدیده فعل و انفعالات را پیچیده کرده است. از آنجاکه انرژی یک تابع حالت است، تلفات انرژی ناشی از انتقال جرم و حرارت می‌تواند به‌طور جداگانه محاسبه شود:

$$\dot{E}_{total} = \dot{E}_{AT} + \dot{E}_{AC} \quad (۵۱-۳)$$

در اینجا، \dot{E}_{AT} و \dot{E}_{AC} به ترتیب نرخ تلفات انرژی ناشی از انتقال حرارت و انتقال جرم در اجزاء می‌باشند.

۴-۳-۱ تلفات انرژی ناشی از انتقال حرارت

تخریب انرژی در اجزاء با استفاده از دو روش: هم استفاده مستقیم از موازنه انرژی و یا از طریق مقدار آنتروپی تولید شده در اجزاء، قابل حل است. معادلات موازنه انرژی در رطوبت‌زن و رطوبت‌زدا به ترتیب مطابق روابط (۵۲-۳) و (۵۳-۳) می‌باشند. در اینجا، $\dot{E}_{d,H}$ نماد انرژی مخصوص بر حسب کیلووات بر کیلوگرم است.

$$\begin{aligned} \dot{E}_{d,H} &= \dot{m}_{da,H_2,i}(\xi_{a,H_2,i} - \xi_{a,H_1,o}) + \dot{m}_{w,H_1,i}\xi_{w,H_1,i} - \dot{m}_{w,H_2,o}\xi_{w,H_2,o} \\ &= T_0\dot{S}_{gen,H} \end{aligned} \quad (۵۲-۳)$$

$$\begin{aligned} \dot{E}_{d,D} &= \dot{m}_{w,D_2,i}(\xi_{w,D_2,i} - \xi_{w,D_1,o}) + \dot{m}_{da,D_1,i}(\xi_{a,D_1,i} - \xi_{a,D_2,o}) - \dot{m}_{pw,1}\xi_{pw,1} \\ &\quad - \dot{m}_{pw,2}\xi_{pw,2} = T_0\dot{S}_{gen,D} \end{aligned} \quad (53-3)$$

برای کلکتور نیز موازنه انرژی با روشی مشابه موازنه انرژی انجام می‌شود.

$$\dot{E}_{d,HT} = \dot{m}_{da,H_1,o}(\xi_{a,H_1,o} - \xi_{a,D_1,i}) + \dot{E}_{trans,HT} \quad (54-3)$$

انرژی ازگزرژی به صورت زیر می‌تواند با انتقال حرارت مرتبط شود:

$$\dot{E}_{trans,HT} = P_{solar} - T_0\dot{S}_{trans,HT} \quad (55-3)$$

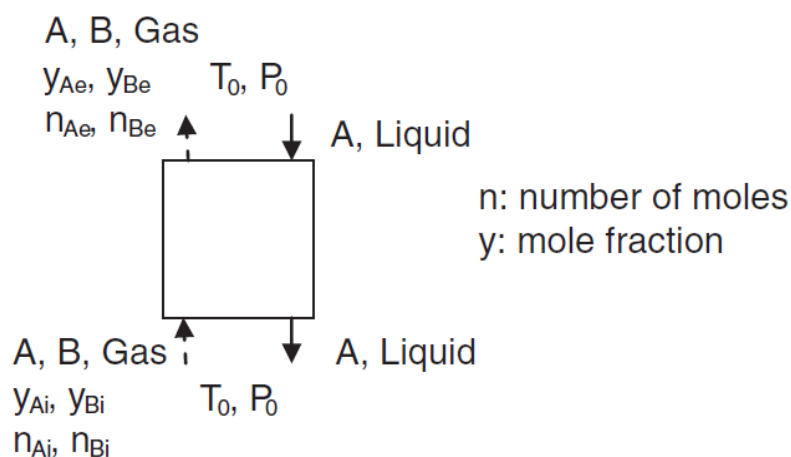
زمانی که انرژی منتقل شده با فرآیند انتقال حرارت محاسبه شود، محاسبات تخریب انرژی ازگزرژی با استفاده از موازنه انرژی انجام می‌شود [۱۶].

۳-۴-۲ تلفات انرژی ازگزرژی به سبب تغییر غلظت مخلوط گاز ایده‌آل

انرژی شیمیایی استاندارد مخلوط گاز هوا می‌تواند با استفاده از معادله (۵۶-۳) محاسبه گردد [۲۸].

$$e^{-CH} = \sum x_k e_k^{-CH} - RT_0 \sum \ln x_k \quad (56-3)$$

در اینجا، e^{-CH} انرژی استاندارد شیمیایی مخلوط گاز ایده‌آل و x_k کسر مولی هر جزء است. توجه داشته باشید که یک مخلوط دوتایی از گاز ایده‌آل در تماس با فاز مایع است. تغییر غلظت گاز به سبب انتقال جرم بین گازها وجود دارد. فرض می‌شود که فشار و دما ثابت می‌باشند و معادل P_0 و T_0 هستند و هیچ‌گونه واکنش شیمیایی وجود ندارد و تغییر غلظت فاز مایع ناچیز است. شکل (۴-۳) شماتیک این سیستم را نشان می‌دهد.



شکل (۳-۴): انتقال جرم مخلوط گاز ایده‌آل با یک فاز مایع

تلفات انگرژی ناشی از انتقال جرم سیستم فوق با استفاده از معادله (۳-۵۷) محاسبه می‌گردد.

$$\dot{E}_{AC} = \dot{E}_{C,i} - \dot{E}_{C,o} \quad (۳-۵۷)$$

معادلات (۳-۵۸) و (۳-۵۹) به ترتیب انگرژی ورودی و خروجی سیستم را نشان می‌دهد:

$$\dot{E}_{C,i} = RT_0 [n_{Ai} \ln(y_{Ai}) + n_{Bi} \ln(y_{Bi})] = RT_0 \ln(y_{Ai}^{n_{Ai}} \times y_{Bi}^{n_{Bi}}) \quad (۳-۵۸)$$

$$\dot{E}_{C,o} = RT_0 [n_{Ae} \ln(y_{Ae}) + n_{Be} \ln(y_{Be})] = RT_0 \ln(y_{Ae}^{n_{Ae}} \times y_{Be}^{n_{Be}}) \quad (۳-۵۹)$$

با وارد کردن معادلات (۳-۵۸) و (۳-۵۹) در معادله (۳-۵۷) تلفات انگرژی ناشی از انتقال جرم در هر

چهار جزء می‌تواند با مدل چشمه و چاه، از معادله (۳-۶۰) محاسبه شود [۱۴]:

$$\dot{E}_{AC} = RT_0 \ln \left(\frac{y_{da,i}^{n_{da,i}} \times y_{wa,i}^{n_{wa,i}}}{y_{da,o}^{n_{da,o}} \times y_{wa,o}^{n_{wa,o}}} \right) \quad (۳-۶۰)$$

معادله (۳-۶۰) تلفات انگرژی ناشی از تغییر غلظت گاز ایده‌آل دوجزئی را نشان می‌دهد.

در اینجا، \dot{n} و y به ترتیب نرخ جریان مولی و کسر مولی می‌باشند. زیرنویس‌های da و w نیز به ترتیب به "هوای خشک" و "آب موجود در هوا" برمی‌گردد. پارامترهای معادله (۳-۶۰) با استفاده از معادلات (۳-۶۱)، (۳-۶۲) و (۳-۶۳) قابل حل می‌باشند.

$$\dot{n}_{da} = \frac{\dot{m}_{da}}{29}, \quad (\text{وزن مولکولی هوا} = 29) \quad (۳-۶۱)$$

$$\dot{n}_{wai} = \frac{\dot{m}_{da} \times w_{ai}}{18}, \quad (\text{وزن مولکولی آب} = 18) \quad (۳-۶۲)$$

$$y_{dai} = \frac{\dot{n}_{da}}{(\dot{n}_{da} + \dot{n}_{wai})}, \quad y_{wai} = 1 - y_{dai} \quad (۳-۶۳)$$

۳-۵ شیوه حل و صحنه‌گذاری

زمانی که شرایط عملکردی سیکل تعریف می‌شود، دو نکته عمومی باید لحاظ شود. نخست اینکه، محاسبات می‌تواند با فرض نرخ تولیدی ثابتی اجرا شود ($\dot{m}_{pw} = cte$)، دوم اینکه، این تحلیل می‌تواند با فرض دمای بالای ثابت انجام شود ($T_{HE,o}$). در نهایت، حداقل یک نرخ جریان جرمی (به اضافه نسبت نرخ جریان جرمی، m_r) و نیز شار گرمایی یا دمای بالا برای تعریف کامل سیکل باید تعیین شود. هر دو روش تحلیلی در این مطالعه بررسی می‌شود. با این تفاوت که، به جای در نظر گرفتن دمای بالای ثابت، با فرض مساحت کلکتور ثابت تحلیل می‌شود. تأثیر معکوس بازده کلکتور بر روی نرخ آب شیرین تولیدی بر پیچیدگی این تحلیل می‌افزاید. در هر دو روش، کارایی اجزاء به شکل دلخواه انتخاب می‌شود. علاوه بر این برای تعیین شرایط عملکردی، شرایط محیطی (به خصوص آب شور ورودی) مشخص و ثابت است.

برای سیکل هوا بسته-آب باز همراه با استخراج آب، سیزده حالت فشار، دما، و نسبت رطوبت جریان هوای مرطوب لازم است تعیین شود. براساس فرضیات، فشارها، رطوبت‌های نسبی، و دو دمای چگالش که در محاسبات می‌آیند، بیان شده است. بنابراین، تنها مجهول موجود در سیستم، دماهای یازده حالت

هستند. دمای آب شور ورودی ثابت و برابر ۲۵ درجه سانتی‌گراد فرض شده است و دمای بالای سیستم به عنوان ورودی، تحت تأثیر مساحت و بازده کلکتور و نیز متوسط شدت تابش انرژی خورشید در منطقه؛ که در این مطالعه $600 \text{ (Wm}^{-2}\text{)}$ باشد، به دست می‌آید. در نتیجه، تنها نه دما در تحلیل مجهول باقی می‌ماند. موازنه‌ی انرژی و آنتروپی برای بخش‌های رطوبت‌زنی و رطوبت‌زدایی، و نیز بخش استخراج و اختلاط تزریق، نه معادله معرفی می‌کند، اما چهار مجهول تولید آنتروپی را نیز ایجاد می‌کند. برای حل سیکل، چهار معادله اضافی دیگر باید استفاده شود، که معادلاتی برای کارایی‌های مبدل جرم و حرارت وجود دارد. در مدل‌سازی تمامی کارایی‌ها، با پیش فرضی منطقی [۱، ۱۶]، $0/8$ در نظر گرفته شده است.

همچنین، در شرایط مدل‌سازی، متوسط دمای هوا ۲۵ درجه سانتی‌گراد، و در حالت پایه دبی جرمی آب $0/2$ و هوا $0/1$ کیلوگرم بر ثانیه می‌باشند [۳۱، ۳۲]. سرانجام، با مشخص شدن حالات سیستم، معادلات قانون دوم، معادلات انرژی، و پارامترهای عملکردی برای هر جزء محاسبه می‌شود.

در این نوع از تحلیل، به دلیل قابلیت انتخاب مجموعه‌ای از حالت‌های ورودی و خروجی، می‌توان طرح‌های متنوعی^۱ تعریف کرد، چراکه هر مجموعه از پارامترها (دما، رطوبت، نرخ جرمی، سطح کلکتور و غیره)، طرحی متفاوت از طرح موجود در شرایط عملکردی تشکیل می‌دهد. دلیل آن هم این است که جهت رسیدن به کارایی داده شده و یا نرخ جرمی داده شده، به اندازه‌های متفاوت از اجزاء لازم است تا بتوان به دماها و یا نرخ تولید آب شیرین متنوع دست یافت. این نکته نیز مهم است که هر نقطه از داده ارائه شده، مبین یک طرح است و گام بعدی حل که بررسی نرخ تلفات انرژی می‌باشد، مستقل از طرح خواهد بود.

به دلیل پیچیدگی تحلیل‌های سیکل‌های چند مسیره همراه با اختلاط، از نرم‌افزار EES^۲ استفاده می‌شود که به‌طور اتوماتیک معادلات را تشخیص و گروه‌بندی می‌کند و از روش فعل و انفعالی جهت حل

¹ On-design

² Engineering Equation Solver

برای گروه معادلات تمامی سیالات استفاده می‌کند. با وجود اینکه، EES بیشترین داده‌ی خواص برای جریان‌های آب و هوا دارد (آنتالپی، آنترופی و ...)، اما برای اگزرژی ساخته نشده است. بنابراین، فرضیات و پفر [۳۱] براساس مقادیر خواص موجود در EES، برای محاسبه اگزرژی هوای مرطوب و آب مایع استفاده شد:

$$\begin{aligned} \xi_{wa} = & (c_{p,da} + \omega c_{p,v})T_0 \left(\frac{T}{T_0} - 1 - \log \frac{T}{T_0} \right) + (1 + \bar{\omega})R_{da}T_0 \log \frac{p}{p_0} \\ & + R_{da}T_0 \left[(1 + \bar{\omega}) \log \frac{1 + \bar{\omega}_0}{1 + \bar{\omega}} \bar{\omega} \log \frac{\bar{\omega}}{\bar{\omega}_0} \right] \end{aligned} \quad (۶۴-۳)$$

$$\begin{aligned} \xi_w \cong & [h_f(T) - h_g(T_0)] - T_0[s_f(T) - s_g(T_0)] + [p - p_{sat}(T)]v_f(T) \\ & - R_vT_0 \log \phi_0 \end{aligned} \quad (۶۵-۳)$$

با حل همزمان معادلات ارائه شده می‌توان به ازای ورودی‌های مشخص، پارامترهای خروجی را برای طراحی نهایی تعیین نمود. مدل‌سازی مشابه‌ای با ورودی‌های مرجع [۳۲] انجام شده است تا اطمینان حاصل گردد که نتایج ارائه شده صحیح است. علاوه بر این، موارد حدی مانند کارایی برابر صفر و یک نیز اجرا شد تا اطمینان حاصل گردد که رفتار مدل همان است که انتظار می‌رود. جدول (۱-۳) و (۲-۳) نشان‌دهنده دقت بالای مدل‌سازی می‌باشد:

جدول (۳-۱): مقایسه بین خروجی‌های مدل و یک مورد در مرجع [۱] از جزء رطوبت‌زن (ورودی برجسته)

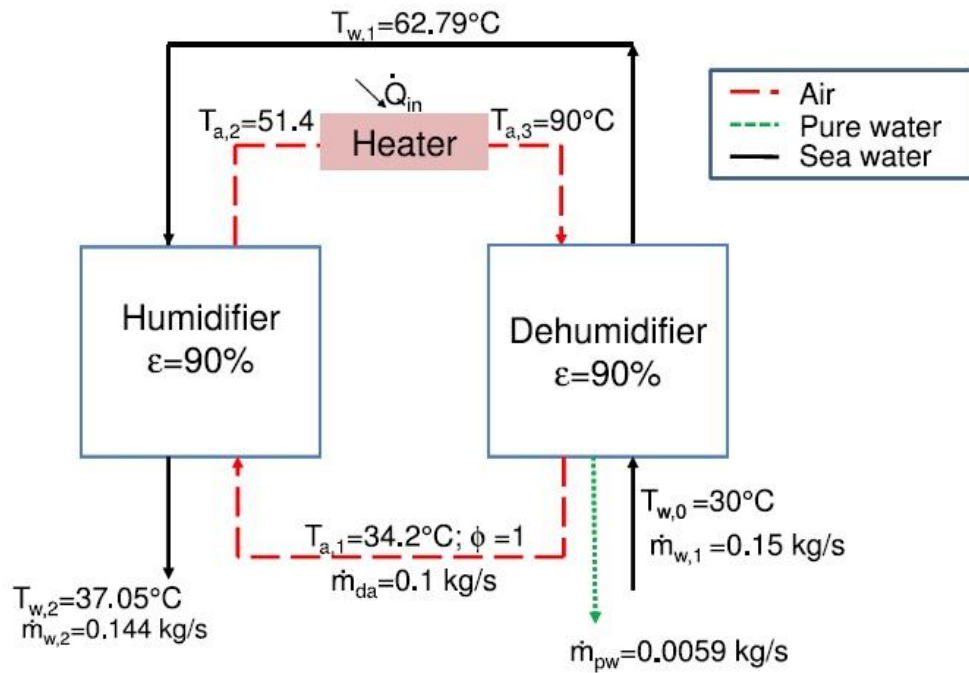
نسبت رطوبت (ω)		درجه حرارت (°C)		نرخ جرمی (kgs ⁻¹)	وضعیت مربوط به رطوبت‌زن
مدل	مرجع [۱]	مدل	مرجع [۱]		
		۵۵/۰	۵۵/۰	۱/۰۰	آب ورودی (۱)
		۴۱/۱۸	۴۱/۲	۰/۹۷۹	آب خروجی (۱)
		۴۶/۸	۴۶/۸	۰/۶۰۰	تزریق
		۴۳/۳۳	۴۳/۳	۱/۵۷۹	آب ورودی (۲)
		۳۸/۶	۳۸/۶	۱/۵۶۸	آب خروجی (۲)
۰/۰۹۸۷۴	-	۵۲/۶	۵۲/۳	۰/۵۲۴	هوای خروجی (۱)
۰/۰۵۷۴	-	۴۲/۸	۴۲/۸	۰/۵۲۴	هوای ورودی (۱)
۰/۰۵۷۴	-	۴۲/۸	۴۲/۸	۰/۵۲۴	هوای خروجی (۲)
۰/۰۳۶۵۹	-	۳۵/۰	۳۵/۰	۰/۵۲۴	هوای ورودی (۲)

جدول (۳-۲): مقایسه بین خروجی‌های مدل و یک مورد در مرجع [۱] از جزء رطوبت‌زدا (ورودی برجسته)

نسبت رطوبت (ω)		درجه حرارت (°C)		نرخ جرمی (kgs ⁻¹)	وضعیت مربوط به رطوبت‌زدا
مدل	مرجع [۱]	مدل	مرجع [۱]		
		۴۶/۸	۴۶/۸	۰/۴۰۰	آب ورودی (۱)
		۵۶/۹	۵۶/۹	۰/۴۰۰	آب خروجی (۱)
		۴۶/۸	۴۶/۸	۰/۶۰۰	استخراج
		۳۰/۰	۳۰/۰	۱/۰۰۰	آب ورودی (۲)
		۴۶/۸	۴۶/۸	۱/۰۰۰	آب خروجی (۲)
		۶۸/۳۱	۶۸/۶	۰/۰۰۷	آب شیرین (۱)
		۵۹/۳۴	۵۷/۰	۰/۰۲۸	آب شیرین (۲)
۰/۲۷۶۸	-	۷۰/۰	۷۰/۰	۰/۱۶۹	هوای ورودی (۱)
۰/۲۳۴۴	-	۶۷/۳	۶۷/۳	۰/۱۶۹	هوای خروجی (۱)
۰/۲۳۴۴	-	۶۷/۳	۶۷/۳	۰/۱۶۹	هوای ورودی (۲)
۰/۰۷۰۳	-	۴۶/۶	۴۶/۶	۰/۱۶۹	هوای خروجی (۲)

علاوه بر این، برای تأیید سیکل یکپارچه کدنویسی نوشته شده، مدل‌سازی مشابه‌ای برای مدل ارائه شده در شکل (۳-۵) (مرجع [۳۰]¹) انجام شده است. جدول (۳-۳) مقایسه‌ای بین نتایج این مدل و مدل مرجع [۳۰] را نشان می‌دهد.

در اینجا، پارامترهای ورودی؛ دمای هوای خروجی از بخش گرمایش ۹۰ درجه‌سانتی‌گراد، دمای آب ورودی به رطوبت‌زدا ۳۰ درجه‌سانتی‌گراد، کارایی رطوبت‌زن و رطوبت‌زدا ۰/۹ و نرخ جرمی آب ورودی و هوا به ترتیب ۰/۱۵ و ۰/۱ می‌باشند.



شکل (۳-۵): مدل سیکل HD گرمایش هوا [۳۰]¹

¹ شکل ۱۳ این مرجع.

جدول (۳-۳): مقایسه بین خروجی‌های مدل و یک مورد در مرجع [۳۰]

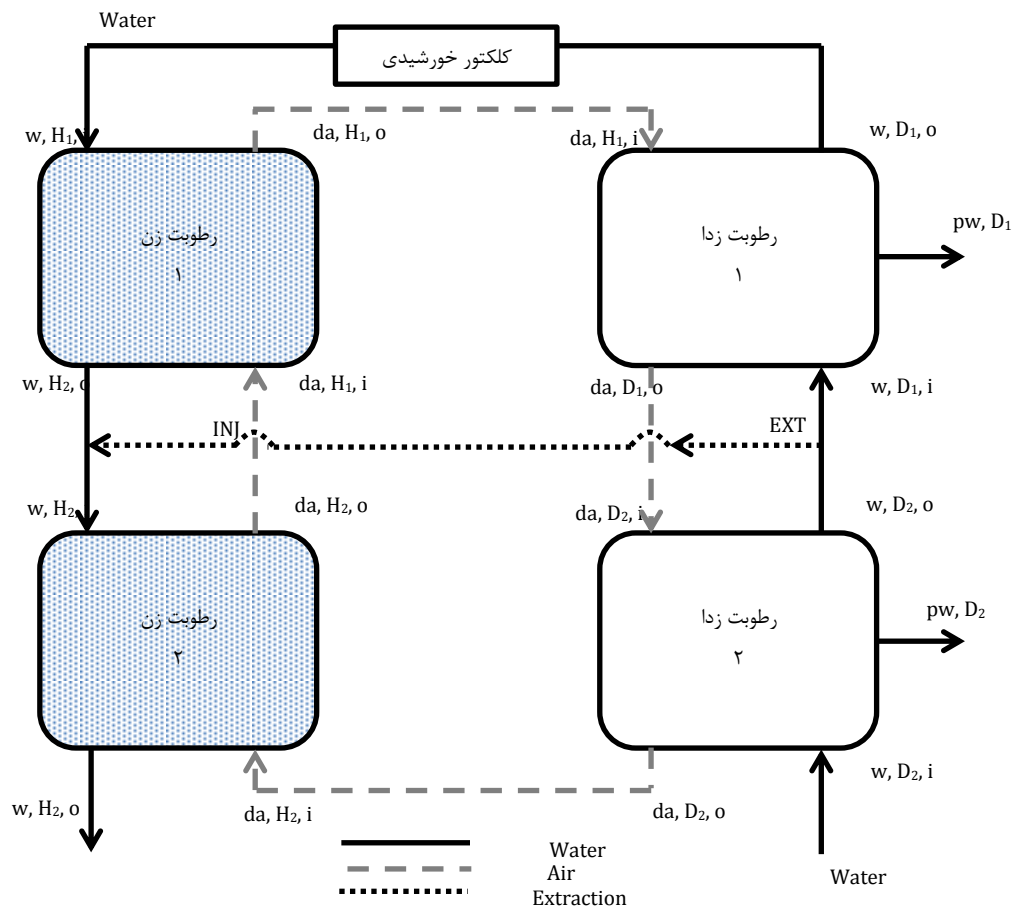
نتایج مدل	داده‌های مرجع [۳۰]	پارامترها
۶۴/۴۹	۶۲/۷۹	دمای آب خروجی رطوبت‌زدا (°C)
۳۷/۲۸	۳۷/۰۵	دمای آب خروجی رطوبت‌زن (°C)
۳۳/۹۴	۳۴/۲	دمای هوای خروجی رطوبت‌زدا (°C)
۵۱/۹۴	۵۱/۴	دمای هوای خروجی رطوبت‌زن (°C)
۴۶/۳۳	-	دمای آب شیرین تولیدی (°C)
۰/۰۰۶۱۳	۰/۰۰۵۹	نرخ جرمی آب شیرین تولیدی (kg/s)
۰/۱۴۳۹	۰/۱۴۴	نرخ جرمی آب شور خروجی (kg/s)
۰/۱۹۰۹	-	رطوبت نسبی هوای خروجی از بخش گرمایش
۰/۰۹۵۱۳	-	نسبت رطوبت هوای خروجی از رطوبت‌زن
۰/۰۳۳۸۳	-	نسبت رطوبت هوای خروجی از رطوبت‌زدا

فصل چهارم

شبیه‌سازی و ارائه نتایج

۱-۴ نتایج شبیه‌سازی سیکل با گرمایش آب

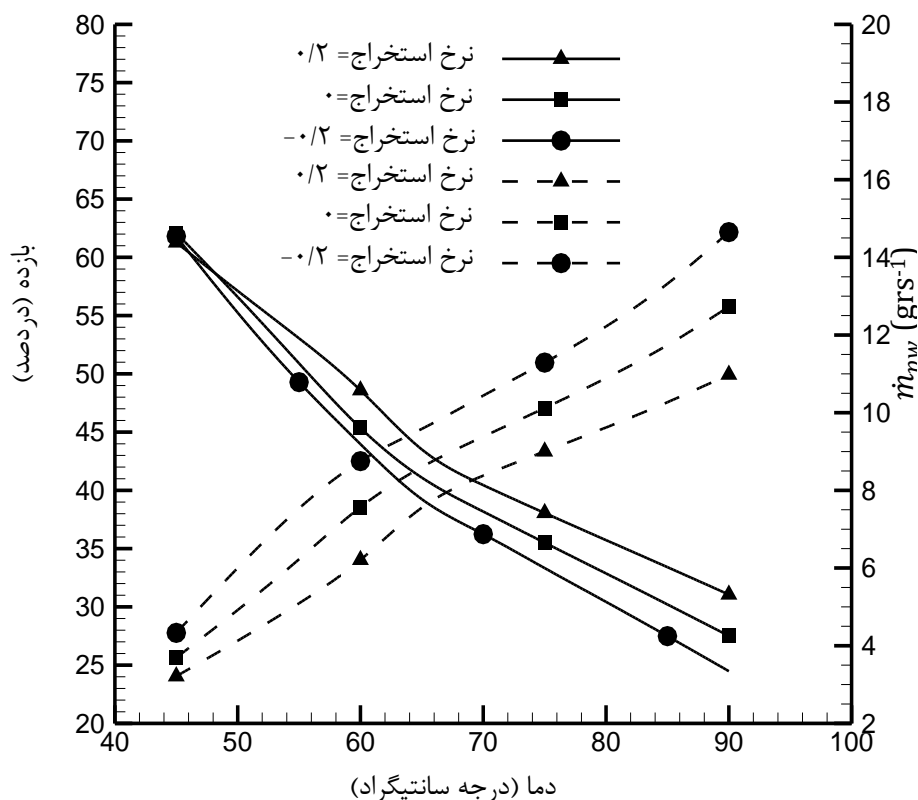
سیکل یکپارچه آب شیرین‌کن خورشیدی با گرمایش آب HD، همراه با استخراج و تزریق آب به صورت شکل (۱-۴) است. در این بخش به بهینه‌سازی شرایط این سیکل می‌پردازیم.



شکل (۱-۴): سیستم با گرمایش آب، سیکل هوا بسته-آب باز HD با استخراج منفرد آب [۱]

یکی از مهم‌ترین پارامترهای موثر بر عملکرد سیکل دمای آب خروجی از کلکتور (یا ورودی به برج رطوبت‌زنی) است. این دما تأثیر دوگانه‌ای بر عملکرد سیستم دارد. از یک طرف باعث افزایش تولید به علت

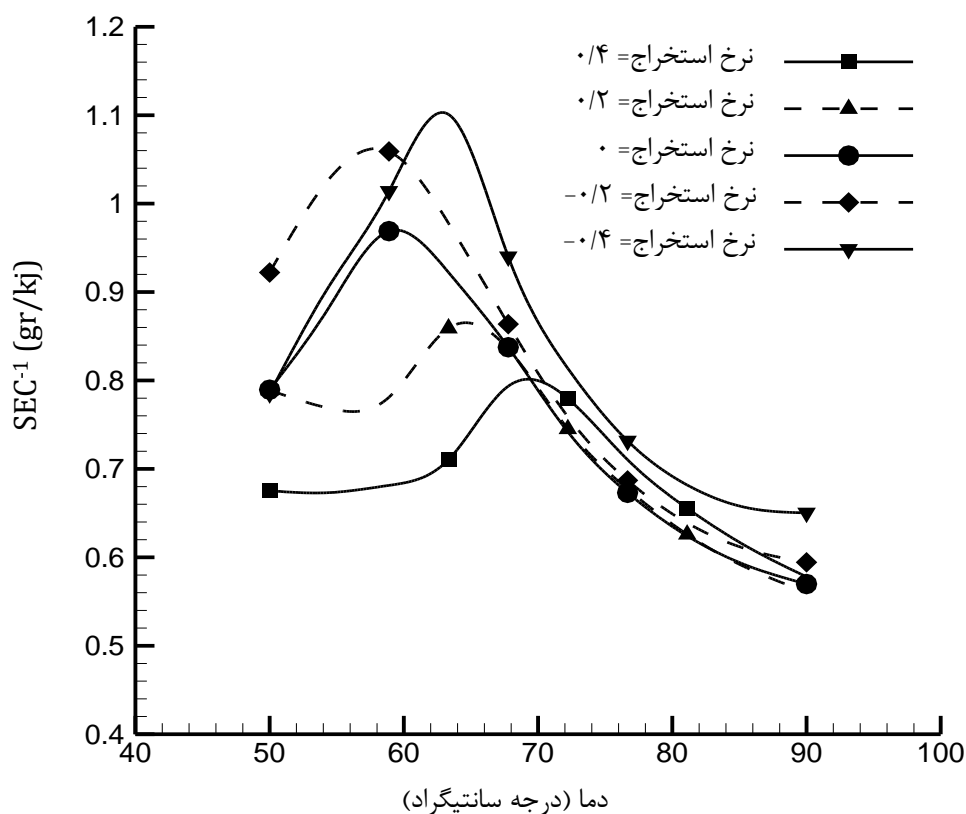
افزایش تبخیر در رطوبت‌زدا می‌شود و از طرف دیگر هر چه دمای کاری کلکتور افزایش پیدا کند، راندمان آن کاهش می‌یابد. تأثیر معکوس دمای آب بر روی میزان آب‌شیرین تولیدشده و راندمان کلکتور، در نمودار شکل (۲-۴) با نرخ استخراج‌های مختلف، نشان داده شده است.



شکل (۲-۴): تأثیر دمای خروجی از کلکتور بر روی بازده (خط پر) و میزان آب خالص تولیدی (خط چین) سیستم، در نرخ استخراج‌های مختلف

از این رو مطابق شکل (۳-۴)، به‌ازای هر نرخ استخراج، دمای بهینه‌ای برای آب خروجی از کلکتور وجود دارد، که با تعریف تابع هدف، به عنوان حداکثر نمودن معکوس شاخص مصرف ویژه انرژی (SEC^{-1})؛ که نسبت تولید به واحد انرژی می‌باشد، می‌توان این دما را تعیین کرد. براساس این نمودار، با کاهش نرخ

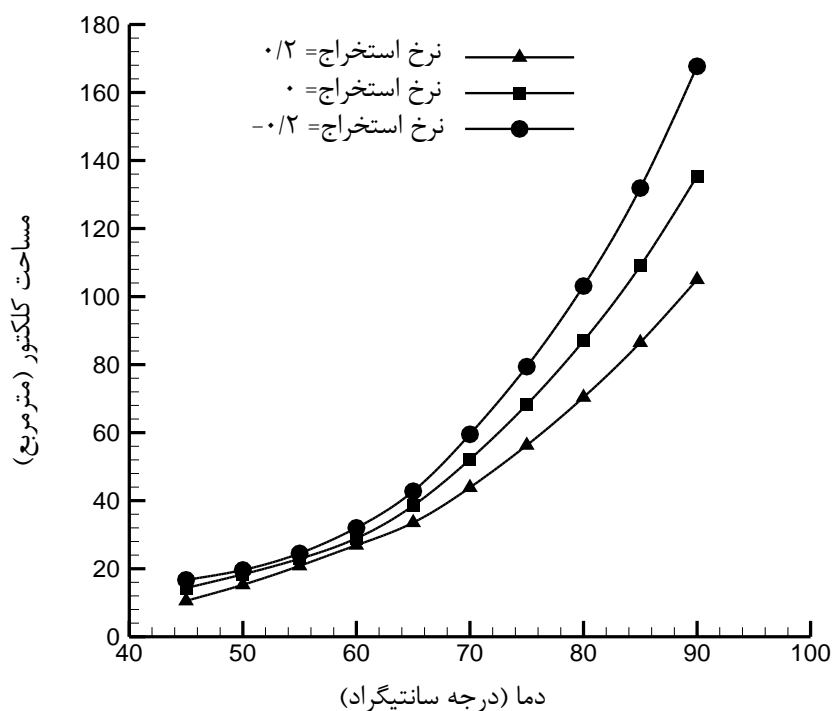
استخراج از رطوبت‌زدا و منفی‌شدن آن (تزریق)، حالت بهینه برای دمای پایین‌تری و با SEC^{-1} بالاتری خواهد بود. علت این امر، کاهش دبی جریان ورودی به کلکتور و در نتیجه مطابق قانون اول ترمودینامیک، افزایش دمای آب خروجی است که سبب تبادل حرارت بیشتر در رطوبت‌زن‌ها و استفاده بیشتر حرارت دریافتی خورشید می‌باشد.



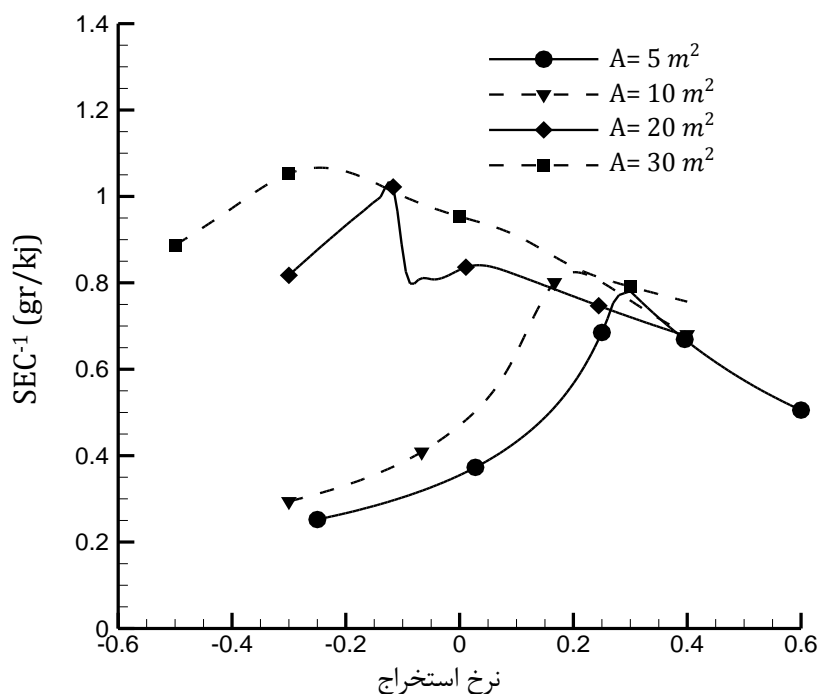
شکل (۳-۴): نمودار آب تولیدی واحد مصرف انرژی (SEC^{-1}) بر روی دمای خروجی از کلکتور در نرخ‌های مختلف از استخراج یا تزریق

بدیهی است که برای رسیدن به دمای بالاتری از آب، نیاز به مساحت بیشتری از کلکتور می‌باشد، این روند در شکل (۴-۴) نشان داده شده است. نکته قابل تأمل در این شکل، این است که در مساحت‌های

یکسان، در نرخ استخراج بیشتر، می‌توان به دمای خروجی بالاتری دست یافت، که علت این امر، در نمودار شکل (۲-۴) نهفته است، یعنی؛ افزایش دما به دلیل افزایش راندمان کلکتور برای نرخ استخراج بیشتر. از طرفی براساس شکل (۳-۴) نتیجه می‌شود که در نرخ استخراج کمتر، شاخص SEC^{-1} بیشتر می‌گردد. این رفتار دوگانه، نشان‌دهنده وجود نرخ استخراج یا تزریق بهینه، به‌ازای هر سطح مشخصی از کلکتور می‌باشد. بنابراین، با ایجاد محدودیت در مساحت کلکتور مورد استفاده که منطبق با محدودیت‌های اقتصادی طرح می‌باشد، می‌توان مطابق نمودار شکل (۴-۵)، میزان بهینه برای هر سطح خریداری شده از کلکتور را تعیین کرد. مشاهده می‌شود که برای مساحت‌های کمتر، نرخ استخراج بهینه، بیشتر می‌باشد که علت آن، مطابق علت نتیجه‌ی نمودار شکل (۳-۴)، بالاتر بودن راندمان کلکتور می‌باشد.



شکل (۴-۴): نمودار سطح مورد نیاز کلکتور بر روی دمای خروجی از کلکتور در نرخ استخراج‌های متفاوت



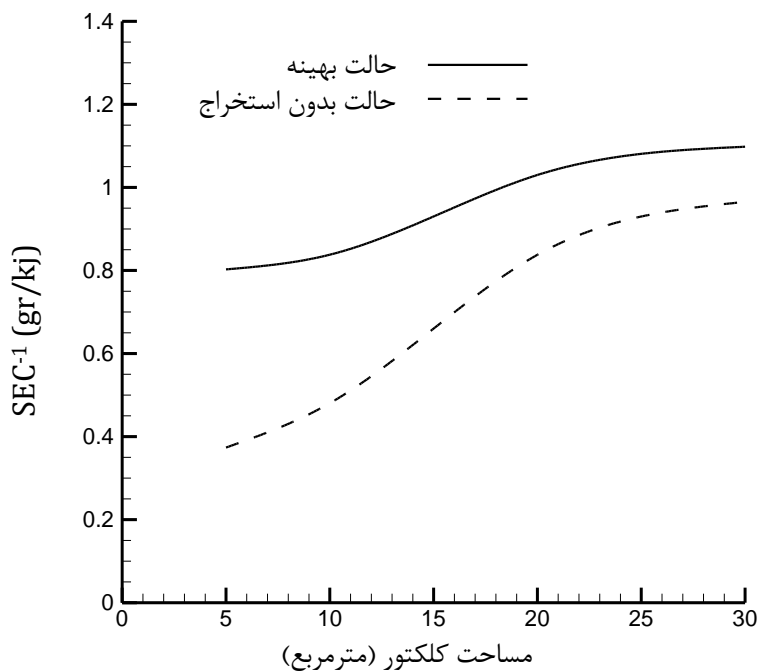
شکل (۴-۵): نمودار معکوس شاخص مصرف ویژه انرژی بر روی نرخ استخراج برای کلکتور با مساحت‌های مختلف

در نهایت، آنچه اهمیت دارد میزان آب شیرین تولید شده می‌باشد. اگرچه با تعیین نرخ استخراج بهینه‌ی میزان شاخص SEC^{-1} ، افزایش می‌یابد، اما براساس نمودار شکل (۴-۲)، به دلیل افزایش راندمان کلکتور، آب شیرین تولیدی کاهش می‌یابد. یعنی نسبت افزایش آب تولیدی، مطابق رابطه (۴-۱)، حاصل ضرب نسبت SEC^{-1} در نسبت راندمان کلکتور خواهد بود. نتایج برای سطوح‌های مختلف انتخابی، در جدول (۴-۱) آمده است. همچنین نمودار نتایج تأثیر حالت بهینه استخراج در میزان SEC^{-1} سیستم در شکل (۴-۶) آمده است.

$$\frac{\dot{m}_{pw_{opt}}}{\dot{m}_{pw_0}} = \frac{SEC^{-1}_{opt}}{SEC^{-1}_0} \times \frac{\eta_{opt}}{\eta_0} \quad (۴-۱)$$

جدول (۴-۱): مقایسه مصرف انرژی و میزان آب شیرین تولید شده در حالت نرخ استخراج صفر و نرخ بهینه

میزان افزایش تولید آب (%)	تولید آب (gr/s)		بازده کلکتور (%)		SEC ⁻¹ (gr/KJ)		نرخ استخراج بهینه (%)	مساحت کلکتور (m ²)
	استخراج	بدون استخراج	استخراج بهینه	بدون استخراج	استخراج بهینه	بدون استخراج		
۹۵/۲	۱/۶۶	۰/۸۵	۶۸/۸	۷۵/۷	۰/۸۰۳	۰/۳۷۴	۳۰	۵
۵۴/۶	۳/۱۲	۲/۰۲	۶۲	۶۹/۹	۰/۸۳۸	۰/۴۸	۲۰/۵	۱۰
۱۸/۲	۶/۴۷	۵/۴۷	۵۲/۳	۵۴/۴	۱/۰۳	۰/۸۳۸	۱۱/۷	۲۰
۱۴/۷	۸/۹۴	۷/۷۹	۴۵/۲	۴۴/۹	۱/۰۹۸	۰/۹۶۵	-۲۵	۳۰

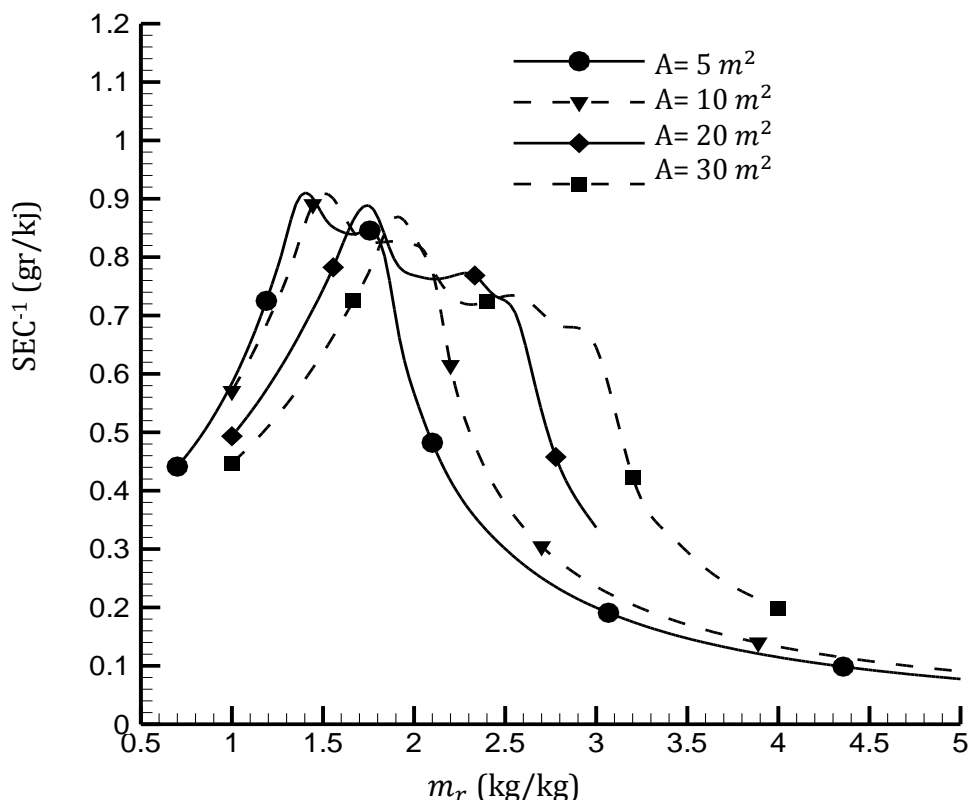


شکل (۴-۶): تأثیر مدل با استخراج بهینه نسبت به حالت بدون استخراج بر روی میزان SEC⁻¹

یکی دیگر از مهم‌ترین نتایج به دست آمده تأثیر نسبت دبی آب به هوا (m_r) است. در نمودار شکل (۴-۶)

(۷) تأثیر این پارامتر بر روی مصرف ویژه انرژی برای نرخ استخراج ۰/۲ نشان داده شده است. همان‌گونه که

مشاهده می‌شود، نقطه‌ی بهینه‌ای برای m_r به‌ازای هر سطح خریداری شده از کلکتور وجود دارد که مصرف انرژی حداقل می‌شود. بر این اساس با افزایش سطح کلکتور خریداری شده، نسبت نرخ جرمی نیز افزایش می‌یابد.

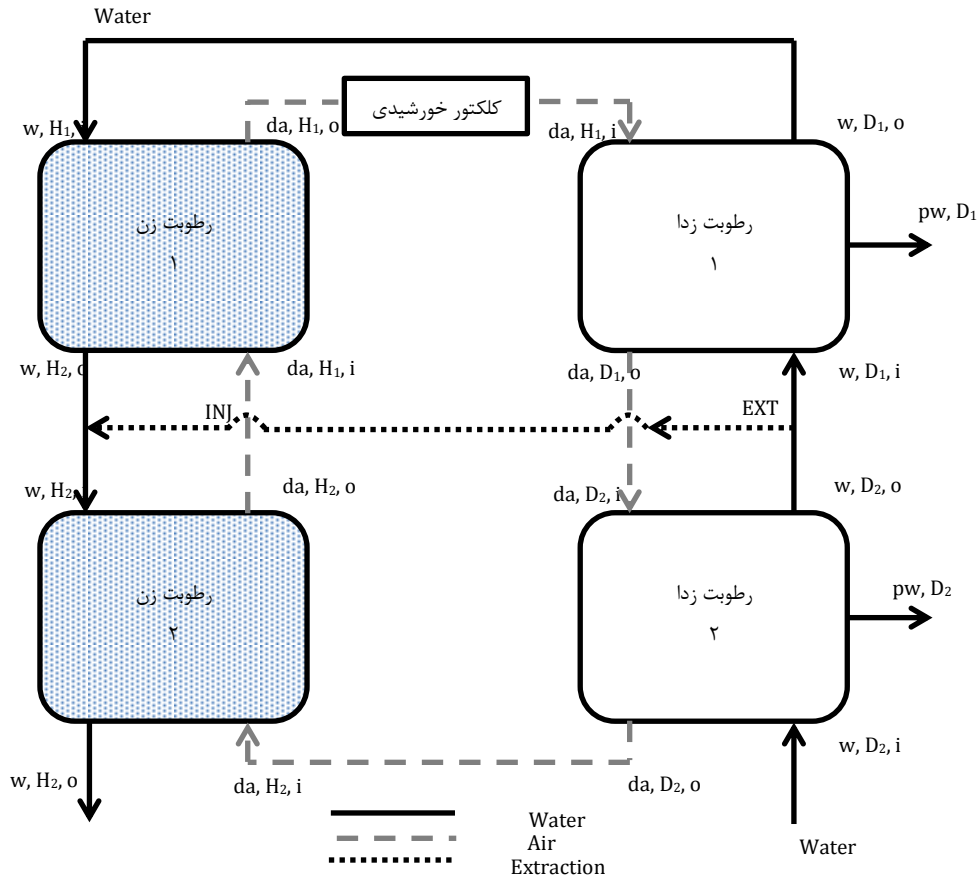


شکل (۴-۷): نمودار معکوس شاخص مصرف ویژه انرژی بر روی نسبت جرمی برای کلکتور تک لایه با مساحت‌های مختلف با نرخ استخراج ۰/۲

۴-۲ نتایج شبیه‌سازی سیکل با گرمایش هوا

سیکل یکپارچه آب شیرین‌کن خورشیدی با گرمایش هوا HD، همراه با استخراج و تزریق آب به‌صورت

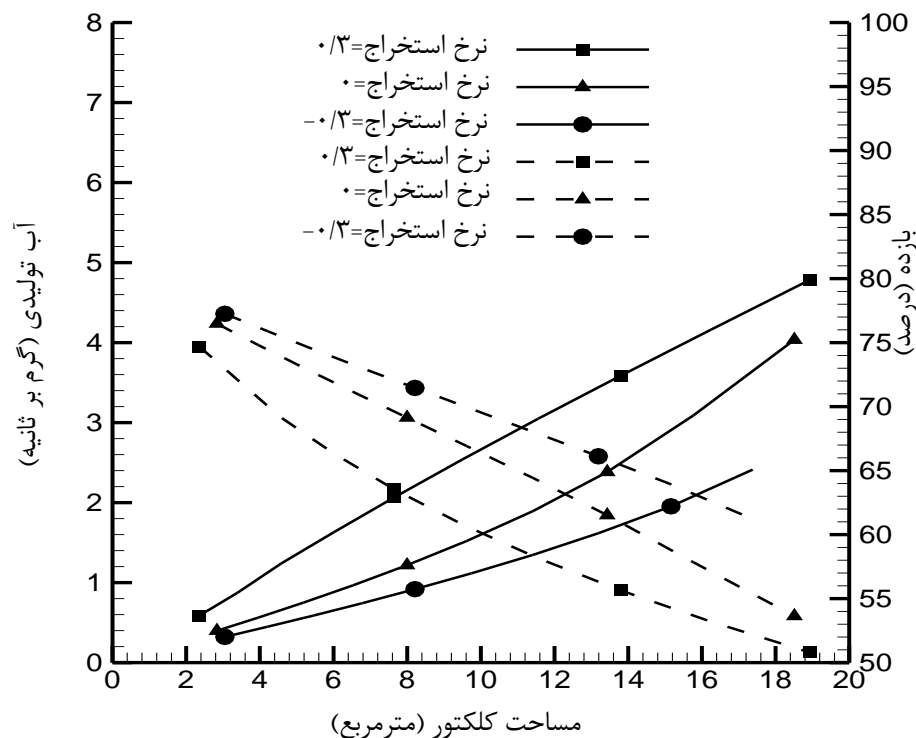
شکل (۴-۸) است. در این بخش به بهینه‌سازی شرایط این سیکل پرداخته می‌شود.



شکل (۴-۸): سیستم با گرمایش هوا، سیکل هوا بسته-آب باز HD با استخراج منفرد آب [۱]

در اینجا نیز، یکی از مهم‌ترین پارامترهای موثر بر عملکرد سیکل، دمای هوای خروجی از کلکتور (یا ورودی به رطوبت‌زدا) است. این دما که وابسته به مساحت کلکتور می‌باشد، تأثیر دوگانه‌ای بر عملکرد سیستم دارد. از یک طرف باعث افزایش تولید به علت افزایش تبخیر در رطوبت‌زدا می‌شود و از طرف دیگر هر چه دمای کاری کلکتور افزایش پیدا کند، بازده آن کاهش می‌یابد. تأثیر معکوس مساحت کلکتور بر روی سیکل، در نمودار شکل (۴-۹) با نرخ استخراج‌های مختلف، نشان داده شده است. از این رو می‌توان انتظار داشت که به‌ازای هر مساحت کلکتور استفاده شده؛ که معمولاً از محدودیت‌های طرح می‌باشد، نرخ استخراج یا تزریق بهینه‌ای برای کاهش مصرف انرژی وجود خواهد داشت. در این بخش، با تعریف تابع

هدف به عنوان حداکثر نمودن پارامتر GOR، یا حداقل کردن انرژی، حالت بهینه که مبین یک طرح خواهد بود، تعیین می‌شود.

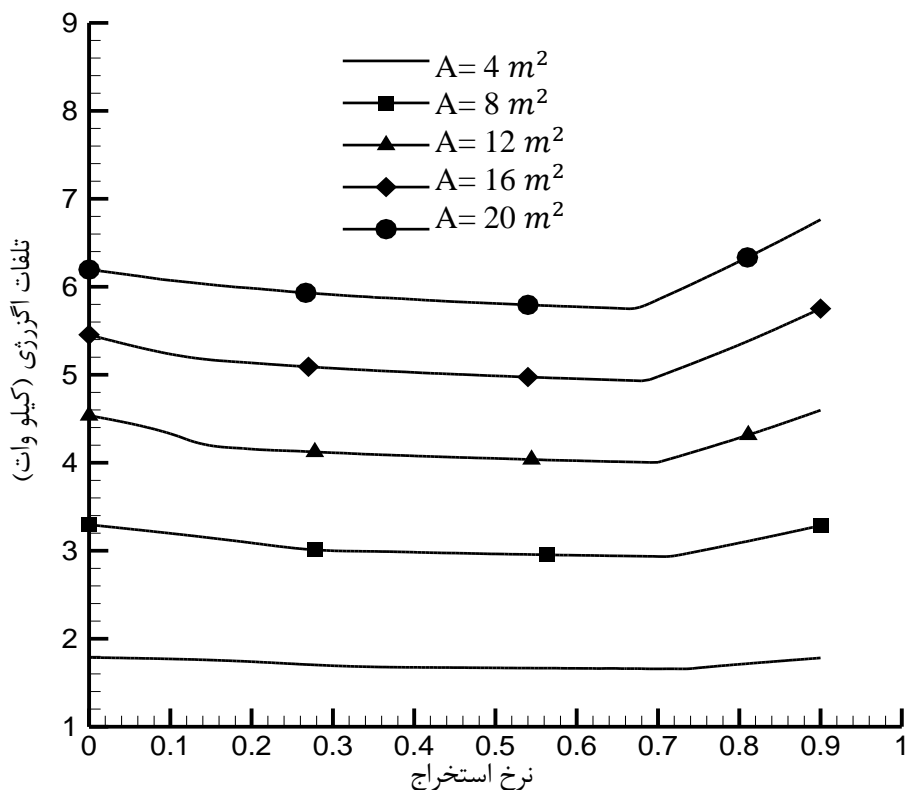


شکل (۴-۹): تأثیر مساحت مورد نیاز از کلکتور بر میزان آب تولیدی (خط پر) و بازده (خط چین)، در نرخ استخراج‌های مشخص

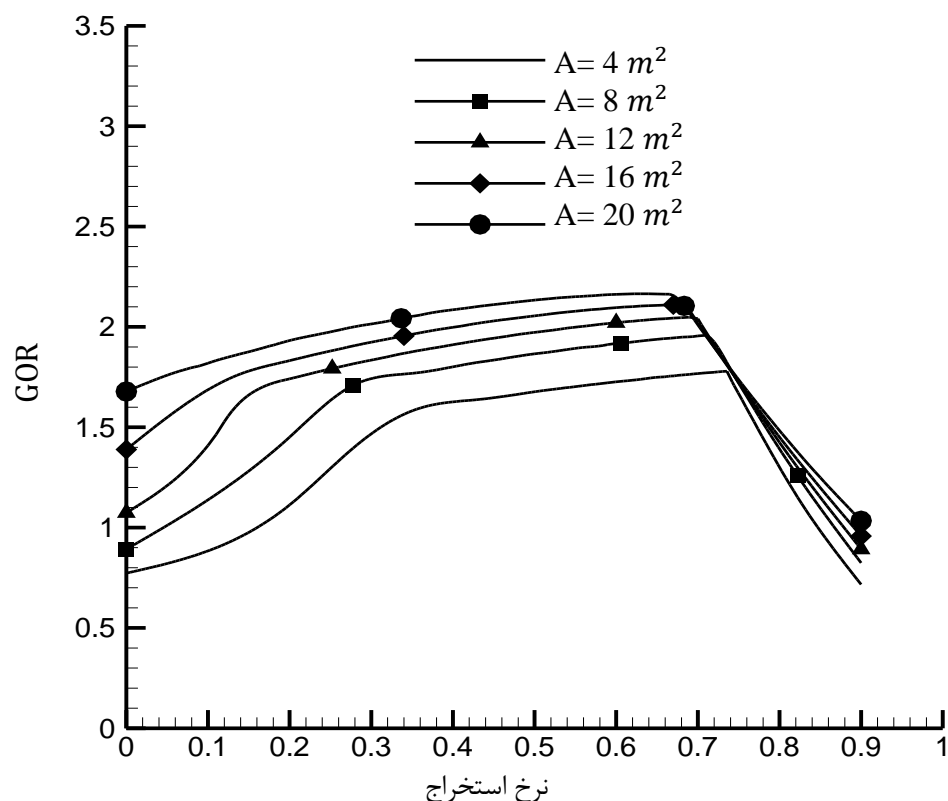
۴-۲-۱ تعیین نرخ استخراج یا تزریق بهینه برای مساحت کلکتور مشخص

با مدل‌سازی سیکل با مساحت ثابت کلکتور، از ۴ تا ۲۰ متر مربع، تأثیر نرخ استخراج بر روی عملکرد سیکل مورد تحلیل قرار می‌گیرد. براساس نمودار شکل (۴-۹)، در مساحت‌های بزرگ‌تر، حالت بهینه به سوی کاهش نرخ استخراج از رطوبت‌زدا خواهد بود. این نتیجه، در نمودارهای انرژی (شکل ۴-۱۰) و GOR (شکل ۴-۱۱)، نمایان است. براساس این دو نمودار، در محدوده‌ی نرخ استخراج ۶۰ تا ۷۵ درصد،

میزان تولید آب شیرین به‌ازای انرژی ورودی ثابت؛ که مشتق مساحت کلکتور استفاده شده است، حداکثر خواهد بود. به عبارت دیگر، حداقل انرژی یا حداکثر GOR سیکل، در این نقطه خواهد بود. علت این امر، کاهش دبی جریان ورودی به رطوبت‌زدا (۱) و در نتیجه مطابق قانون اول ترمودینامیک، افزایش دمای آب ورودی به رطوبت‌زن (۱) است، که سبب تبادل حرارت بیشتر در رطوبت‌زن‌ها و استفاده بیشتر از حرارت دریافتی خورشید می‌باشد.



شکل (۴-۱۰): تلفات انرژی سیکل با گرمایش هوا و استخراج آب، HD، بر روی نرخ استخراج، در مساحت مشخص از کلکتور



شکل (۴-۱۱): میزان نسبت خروجی به دست آمده (GOR) سیکل با گرمایش هوا و استخراج آب، HD، بر روی نرخ استخراج، در مساحت مشخص از کلکتور

نقطه‌ی بهینه، که در هر دو نمودار اگزرژی و GOR برهم منطبق است، در جدول (۴-۲) برای هر مساحت مشخص، آورده شده است. نتایج این جدول نشان‌دهنده افزایش بیش از دو برابری میزان تولید آب شیرین را به‌ازای مساحت کلکتور کمتر از ۸ متر مربع است. این میزان بهبودی در مساحت‌های کمتر، بیشتر قابل توجه است، که علت آن افزایش چشم‌گیر میزان GOR است.

جدول (۴-۲): مقایسه تأثیر استخراج بهینه و حالت بدون استخراج برای سیکل با گرمایش هوا و استخراج آب،

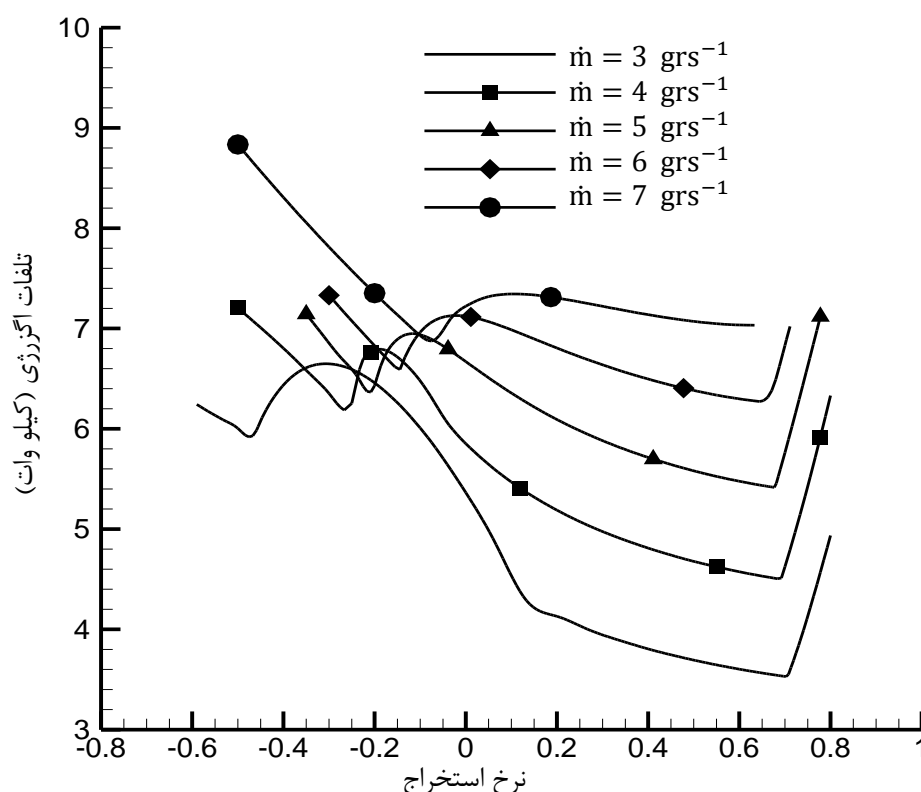
HD، در مساحت مشخص از کلکتور

میزان افزایش تولید آب (%)	میزان آب تولیدی (grs^{-1})		GOR(-)		تلفات انرژی (kW)		نرخ استخراج بهینه (%)	مساحت کلکتور (m^2)
	استخراج بهینه	استخراج صفر	استخراج بهینه	استخراج صفر	استخراج بهینه	استخراج صفر		
۱۱۴/۷	۱/۲۲۳	۰/۵۶۹۵	۱/۷۷۹	۰/۷۷۳	۱/۶۵۷	۱/۷۸۷	۷۳/۵	۴
۹۷/۷	۲/۴۱	۱/۲۱۹	۱/۹۸۵	۰/۸۹۲۲	۲/۹۳۴	۳/۲۹۶	۷۱	۸
۳۶/۶	۳/۴۷۷	۲/۵۴۵	۲/۰۴۸	۱/۰۷۴	۴/۰۰۳	۴/۵۳۷	۶۹	۱۲
۴۰/۵	۴/۴۵۴	۳/۱۷۱	۲/۱۱	۱/۳۸۹	۴/۹۳۴	۵/۴۵۵	۶۷	۱۶
۲۲/۹	۵/۳۷۱	۴/۳۷	۲/۱۶۵	۱/۶۷۸	۵/۷۶	۶/۱۹۶	۶۴	۲۰

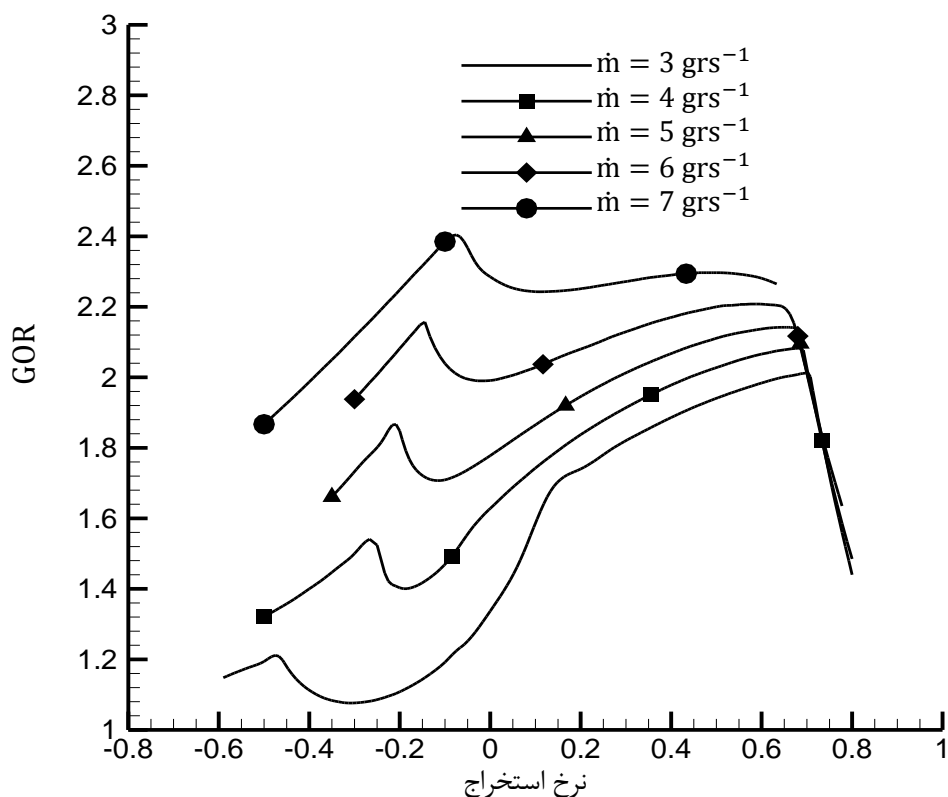
۴-۲-۲ تعیین نرخ استخراج یا تزریق بهینه برای میزان آب شیرین تولیدی مشخص

مدل‌سازی مشابه‌ای، اما این بار با در نظر گرفتن مقدار ثابتی از نرخ آب شیرین تولید شده انجام شد. با ثابت بودن نرخ جرمی تولیدی، و تغییر نرخ استخراج، محدوده‌ی وسیعی از نقاط طراحی، هم در شرایط استخراج و هم تزریق (استخراج منفی)، ایجاد خواهد شد. براساس نمودار شکل (۴-۹) نیز قابل مشاهده است که در نرخ جرمی یکسان، بازده کلکتور برای هر نرخ استخراج تقریباً یکسان است. بنابراین، تحلیل انرژی در این مدل می‌تواند به خوبی اثر هر نرخ استخراج یا تزریق را نشان دهد. نمودارهای شکل‌های (۴-۱۲) و (۴-۱۳) به ترتیب نشان‌دهنده تلفات انرژی و پارامتر GOR برای این مدل می‌باشند. براساس این نمودارها، دو نقطه‌ی بهینه برای هر نرخ جرمی وجود خواهد داشت، که در جدول (۴-۳) آمده است. در اینجا محدوده نرخ بهینه استخراج بین ۵۰ تا ۷۰ درصد می‌باشد که برای نرخ جرمی بالاتر، کمتر است. اما نرخ تزریق بهینه به‌ازای هر نرخ جرمی، به شدت تغییر می‌کند و در نرخ جرمی بالا، بسیار کوچک می‌شود. نکته قابل توجه این است که نرخ بهینه تزریق، برای نرخ جرمی پایین نه تنها مطلوب نیست بلکه با تلفات انرژی بالا، حتی از حالت پایه؛

یعنی حالت بدون استخراج نیز GOR کمتری دارد (مطابق جدول (۳-۴)). برای نرخ جرمی آب تولیدی ۳ و ۴ گرم بر ثانیه، ایجاد سیکلی با نرخ تزریق بهینه، به ترتیب سبب کاهش بهره‌وری به میزان ۱۰ و ۵ درصد می‌شود)، اما با افزایش دبی جرمی تولیدی، رفته رفته حالت تزریق نسبت به استخراج مطلوب‌تر خواهد شد. علت این پدیده، نزدیک‌تر شدن نسبت نرخ جرمی مدل ($m_f=2$) به حالت بهینه‌ی نسبت نرخ جرمی؛ گزارش شده در مطالعه مرجع [۱] می‌باشد. همچنین با افزایش بهره‌وری، مساحت کلکتور مورد نیاز نیز به مقدار کمینه خود می‌رسد. بنابراین با روش استخراج و تزریق می‌توان مصرف انرژی و یا هزینه اولیه خرید کلکتور (مساحت کلکتور) را با توجه به محدودیت‌ها و نیازهایی که در هر طرح ایجاد می‌شود، کاهش داد.



شکل (۴-۱۲): میزان تلفات انرژی سیکل با گرمایش هوا و استخراج آب، HD، بر روی نرخ استخراج، در نرخ جرمی مشخص از آب شیرین تولیدی



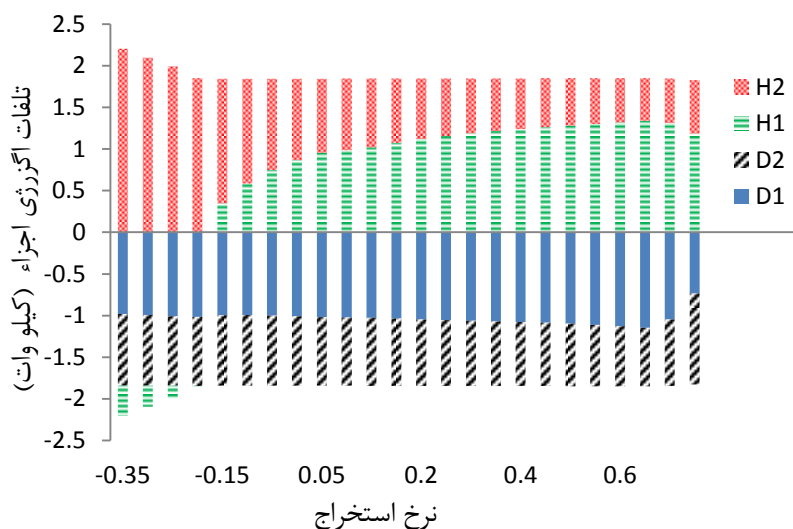
شکل (۴-۱۳): میزان نسبت خروجی به دست آمده (GOR) سیکل با گرمایش هوا و استخراج آب، HD، بر روی نرخ استخراج، در نرخ جرمی مشخص از آب شیرین تولیدی

جدول (۴-۳): مقایسه تأثیر استخراج و تزریق بهینه و حالت بدون استخراج برای سیکل با گرمایش هوا و استخراج آب HD، در کاهش مصرف انرژی و هزینه اولیه در یک میزان مشخص از آب شیرین تولیدی

افزایش بهره‌وری حالت بهینه (%)		GOR (-)		تلفات انرژی (kW)				نرخ بهینه (%)		نرخ جرمی آب تولیدی (grs ⁻¹)
تزریق	استخراج	تزریق بهینه	استخراج بهینه	استخراج صفر	تزریق بهینه	استخراج بهینه	استخراج صفر	تزریق	استخراج	
-۱۰/۴	۵۲	۱/۱۹۸	۲/۰۱	۱/۳۴	۵/۹۹	۵/۵۳	۵/۳۶۴	۴۵/۹	۷۰	۳
-۵/۴	۲۹/۹	۱/۵۴۱	۲/۰۸	۱/۶۳	۶/۱۹	۴/۵۱	۵/۸۵۲	۲۶/۷	۶۸	۴
۳/۷	۲۳	۱/۸۴۸	۲/۱۴	۱/۷۸	۶/۴۳	۵/۴۳	۶/۶۷	۲۰	۶۶	۵
۸/۱	۱۳/۱	۲/۱۵۷	۲/۲۱	۱/۹۹	۶/۵۹	۶/۳	۷/۱۲۳	۱۴/۴	۶۰	۶
۴/۸	۲/۱	۲/۳۹۹	۲/۳	۲/۲۹	۶/۸۹	۷/۰۷	۷/۲۲۲	۷	۵۰	۷

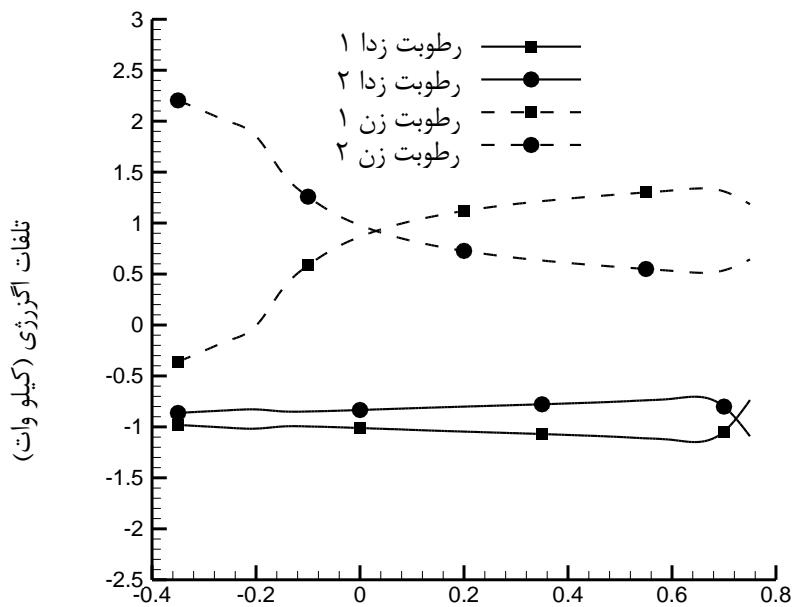
۳-۴ بررسی تلفات اگزرژی ناشی از انتقال جرم اجزاء

تحلیل اگزرژی ناشی از انتقال جرم برای هر چهار جزء رطوبت زن و رطوبت زدای سیستم با گرمایش هوا با تولید آب شیرین به میزان ثابت ۵ گرم بر ثانیه، در نرخ‌های استخراج مختلف، مطابق شکل (۴-۱۴) انجام شد. بررسی ریاضی معادله (۳-۶۰) نشان می‌دهد که مجموع تلفات اگزرژی ناشی از انتقال جرم در دو رطوبت زن و دو رطوبت زدا صفر است. بنابراین، می‌توان نتیجه گرفت که انتقال جرم هیچ تأثیری بر روی تلفات اگزرژی کل در سیستم‌های آب شیرین کن HD ندارد.



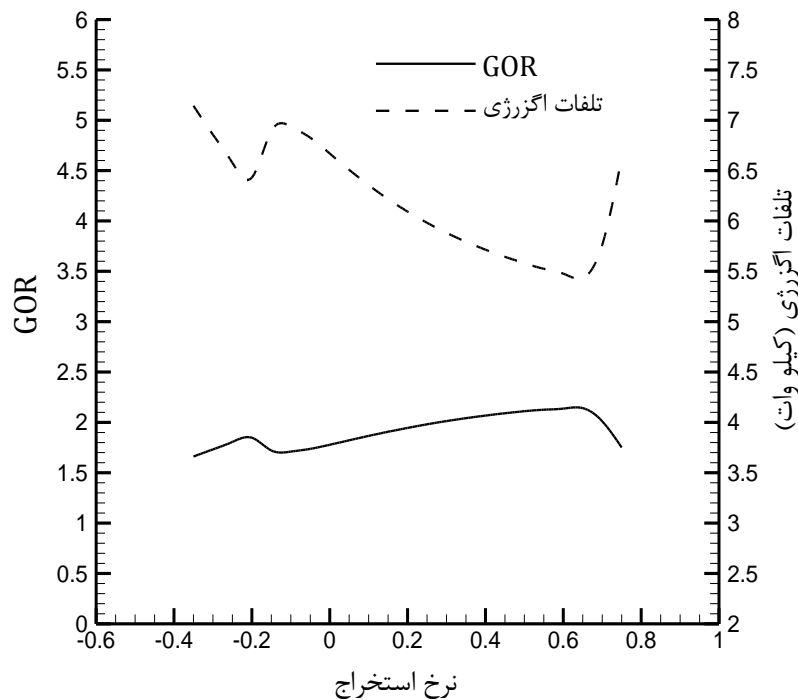
شکل (۴-۱۴): صفر شدن تلفات اگزرژی ناشی از انتقال جرم اجزاء HD

با این وجود، مقایسه مقادیر اگزرژی این اجزاء، در تعیین جایگاه بهینه‌سازی تأثیرگذار می‌باشد. مقایسه شکل‌های (۴-۱۵) و (۴-۱۶)، نشان‌دهنده رابطه‌ای میان رفتار تلفات اگزرژی ناشی از انتقال جرم هر جزء با نمودار GOR یا اگزرژی کل سیستم است. مطابق شکل (۴-۱۵) برای سیکل HD همراه با استخراج و تزریق با نرخ تولید آب شیرین ثابت، در نقطه‌ای که تلفات اگزرژی ناشی از جرم بخش‌های رطوبت زن (۲) و رطوبت زدای (۱) به مقدار کمینه خود برسد، و یا برعکس، برای بخش‌های رطوبت زن (۱) و رطوبت زدای (۲) به مقدار بیشینه خود برسد، همان نقطه حالت بهینه خواهد بود. بنابراین با بررسی تنها یک جزء می‌توان حالت بهینه را دقیق پیش‌بینی کرد.



شکل (۴-۱۵): تلفات انرژی ناشی از انتقال بخار و تبخیرهای سیکل با گرمایش هوا و استخراج آب HD، بر روی

نرخ استخراج، در نرخ جرمی ۵ گرم بر ثانیه از آب شیرین تولیدی

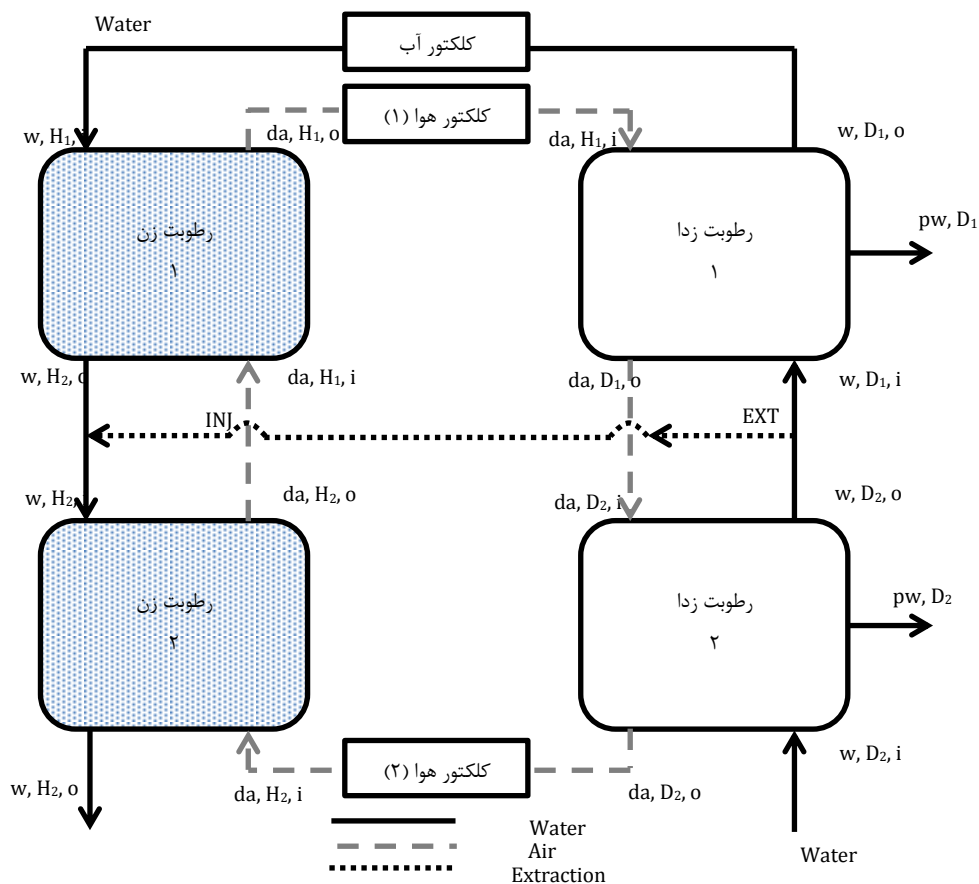


شکل (۴-۱۶): مقایسه نسبت خروجی به دست آمده (GOR) و تلفات انرژی کل سیکل با گرمایش هوا و استخراج آب، آب باز-هوا بسته HD، بر روی نرخ استخراج، در نرخ جرمی ۵ گرم بر ثانیه از آب شیرین تولیدی

۴-۴ بررسی تأثیر جایگاه استفاده از کلکتور خورشیدی

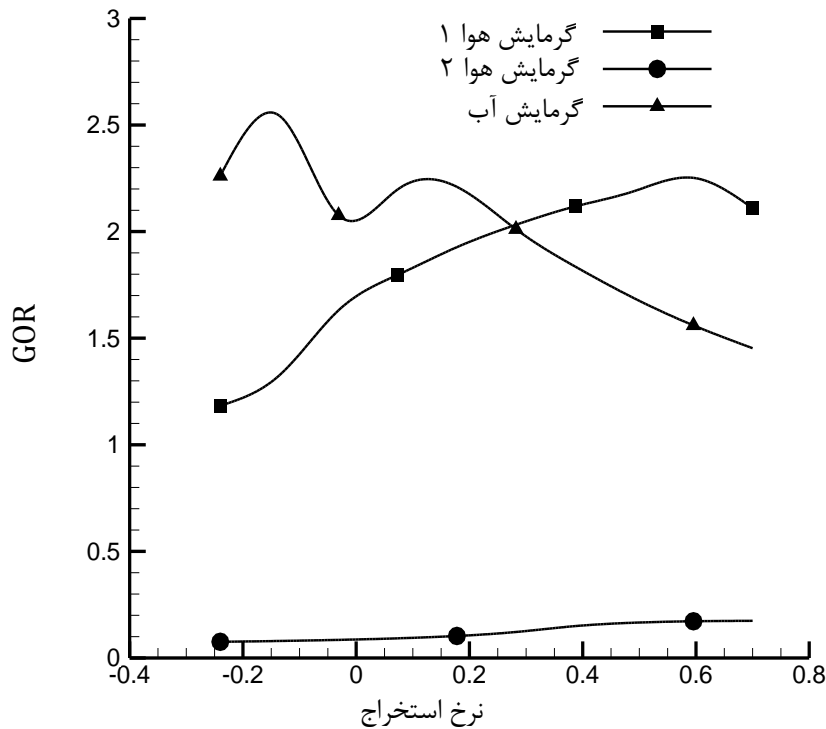
پیشتر در فصل دوم، در مورد انواع روش‌های اجرایی سیکل HD و گرمایش با آب یا هوا بحث شد. بررسی‌ها نشان می‌دهد در اکثر سیستم‌های HD، از سیستم با گرمایش آب استفاده می‌شود. سیستم با گرمایش هوای بیان شده در قبل، هوای خروجی از رطوبت‌زن وارد کلکتور خورشیدی شده و گرمایش انجام می‌شد. اما در برخی از مطالعات [۱۴-۱۶، ۵۵]، پس از خروج هوا از رطوبت‌زدا، گرمایش اتفاق می‌افتد. با توجه به این تنوع، در این مطالعه، هر سه نوع گرمایش با هم مقایسه شود.

بدین ترتیب با فرض وجود امکانات کلکتوری با مساحت ۲۰ متر مربع، از این کلکتور هر بار در یک جایگاه برای گرمایش استفاده می‌شود. این سیکل در شکل (۴-۱۷) نشان داده شده است.

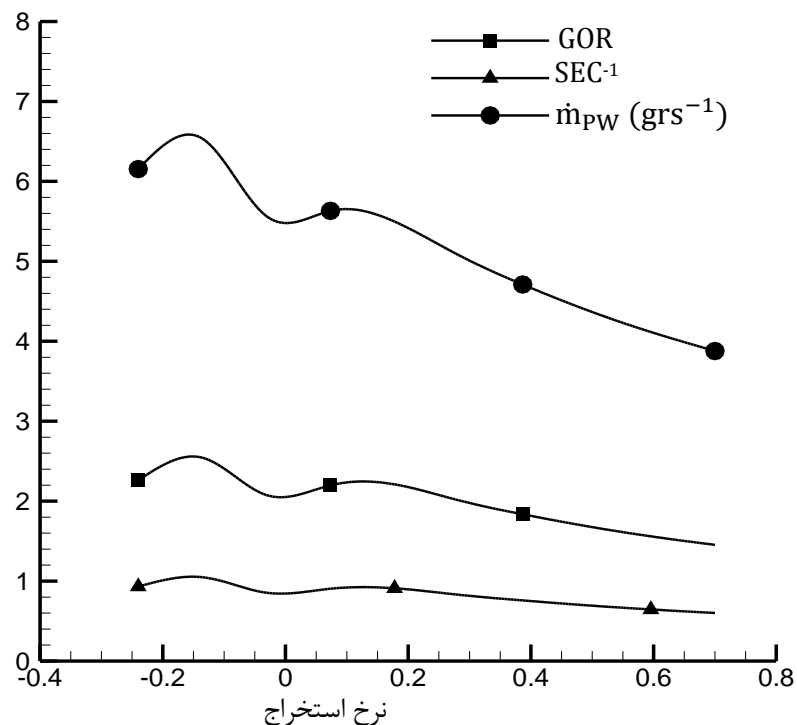


شکل (۴-۱۷): سیستم با سه گرمایش آب، هوا (۱) و هوا (۲)، سیکل هوا بسته-آب باز HD

با مدل‌سازی این سه سیستم، مقادیر GOR، SEC^{-1} و نرخ آب شیرین تولیدی در نرخ استخراج‌های مختلف، محاسبه شدند. نتایج مقادیر GOR این سه مدل در شکل (۴-۱۸) نشان داده شده است. به‌روشنی می‌توان فهمید سیکل با گرمایش آب و گرمایش هوا (۱) دارای بهره‌وری بسیار مطلوبی هستند، اما سیکل با گرمایش هوا (۲) وضعیت مناسبی ندارد. به‌عنوان نمونه، مقادیر محاسبه شده GOR، SEC^{-1} و نرخ آب شیرین تولیدی برای سیستم با گرمایش آب در نرخ استخراج‌های مختلف در شکل (۴-۱۹) آمده است.



شکل (۴-۱۸): مقایسه مقادیر GOR سه سیستم با گرمایش آب، هوا (۱) و هوا (۲) HD

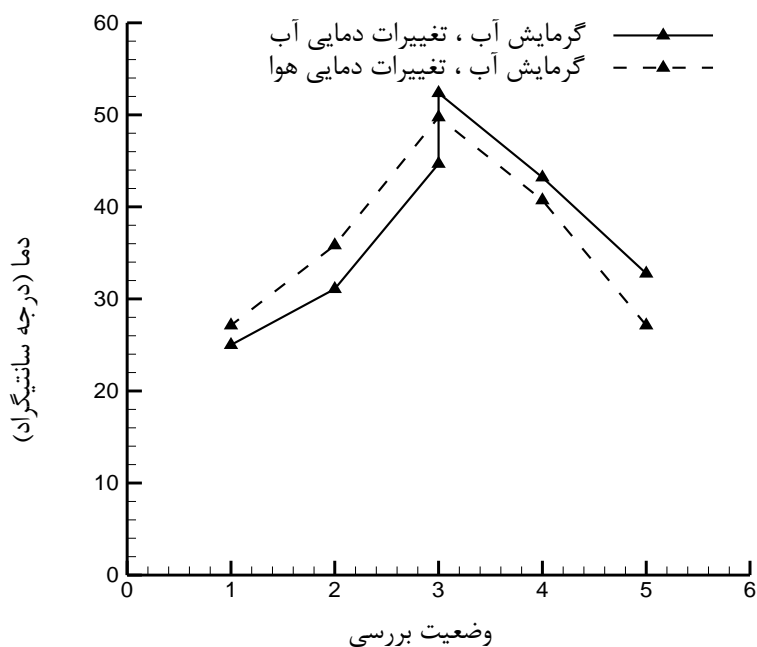


شکل (۴-۱۹): مقادیر محاسبه شده GOR، SEC⁻¹ و نرخ جرمی آب شیریت تولیدی برای سیستم با گرمایش آب HD در نرخ استخراج متغیر

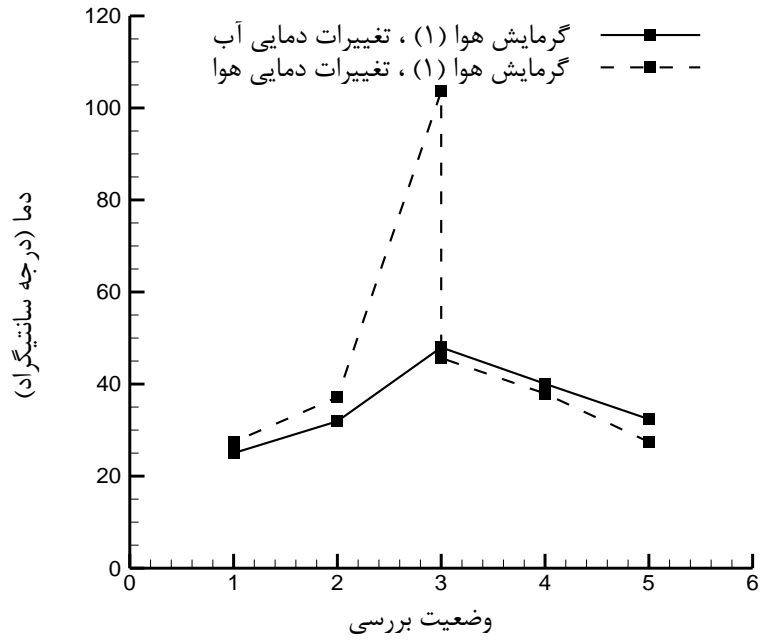
برای پی بردن به علت نتایج به دست آمده در شکل (۴-۱۸)، تغییرات دمایی آب و هوای موجود در سیکل در عبور از دو رطوبت زن و دو رطوبت زدا مطابق شکل های (۴-۲۰) تا (۴-۲۴) در نمودارهای مجزا ترسیم گردید.

در این شکل ها، وضعیت ۱-۲ مربوط به تغییرات دمایی در رطوبت زدا (۲)، وضعیت ۲-۳ مربوط به تغییرات دمایی در رطوبت زن (۱) و وضعیت ۳-۴ مربوط به تغییرات دمایی در رطوبت زدا (۱)، وضعیت ۴-۳ مربوط به تغییرات دمایی در رطوبت زن (۱) و وضعیت ۴-۵ مربوط به تغییرات دمایی در رطوبت زن (۲) می باشند. تغییرات عمودی دما نیز نشان دهنده استفاده از کلکتور خورشیدی می باشد.

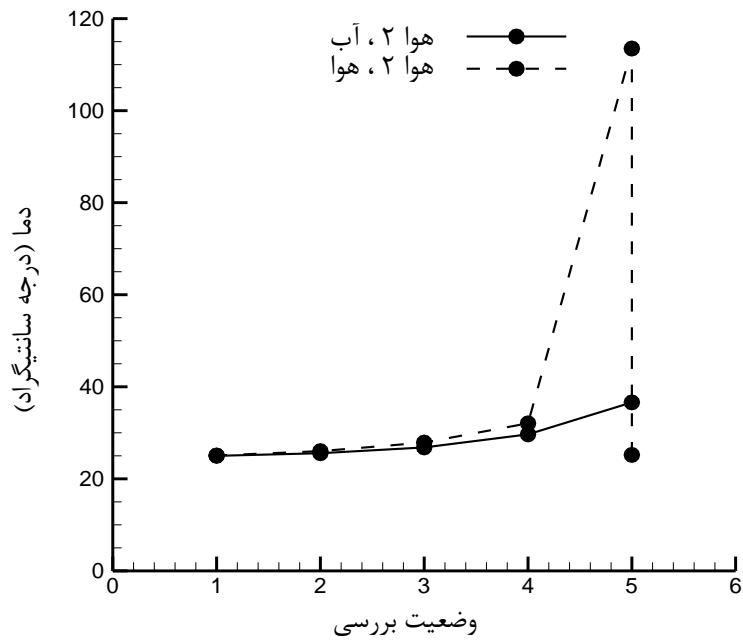
از روی نمودارهای (۴-۲۰) تا (۴-۲۲) مشاهده می‌شود، که برخلاف سیستم با گرمایش هوا (۲)، برای سیستم‌های با گرمایش آب و هوا (۱)، انتقال حرارت بخش گرمایش، به‌خوبی بین اجزاء انجام شده و نمودارهای تغییرات دمایی آب و هوا به یکدیگر نزدیک هستند. این موضوع برای گرمایش آب، مطلوب‌تر است. بنابراین از روی این نمودارها می‌توان پی‌برد، سیستم با گرمایش آب دارای بیشترین بهره‌وری است. همچنین، دو نمودار شکل‌های (۴-۲۳) و (۴-۲۴) به ترتیب روند تغییرات دمایی آب و دمای هوا در هر سه نوع گرمایش را مقایسه می‌کند.



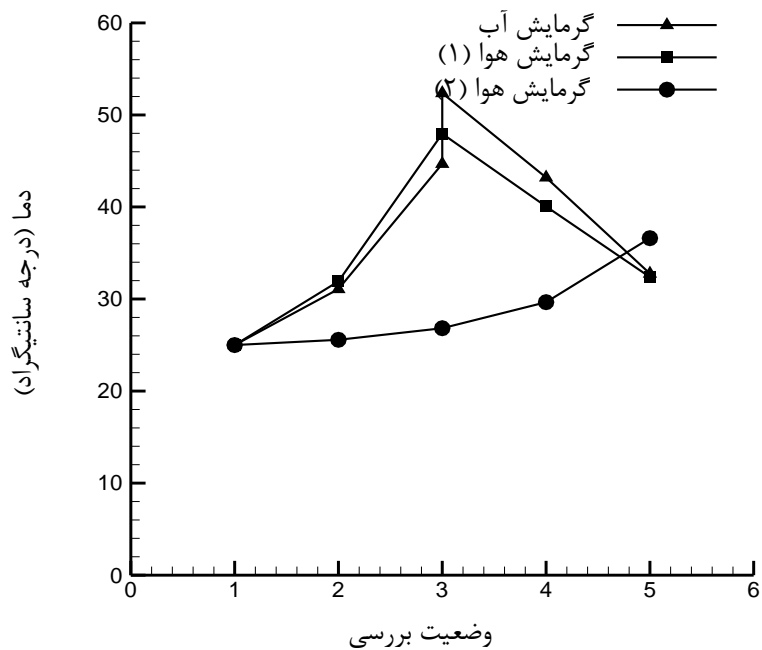
شکل (۴-۲۰): تغییرات دمایی در سیستم با گرمایش آب



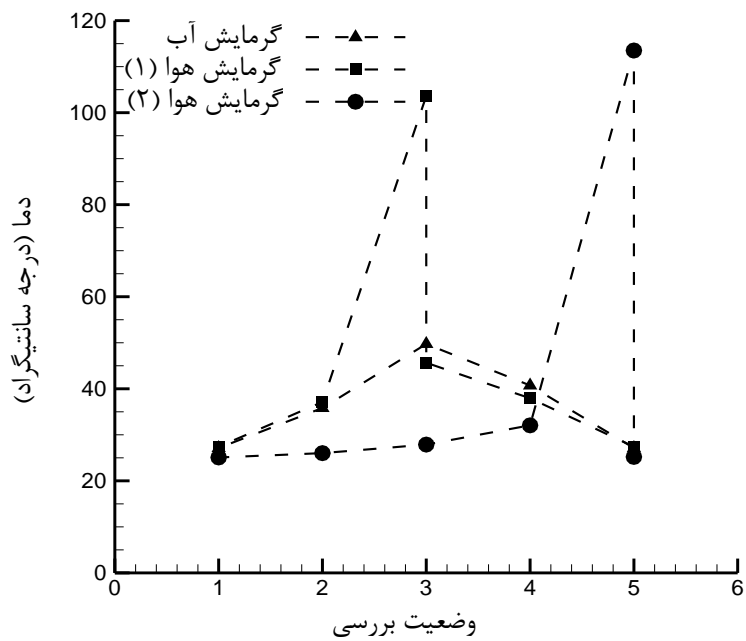
شکل (۴-۲۱): تغییرات دمایی در سیستم با گرمایش هوا (۱)



شکل (۴-۲۲): تغییرات دمایی در سیستم با گرمایش هوا (۲)



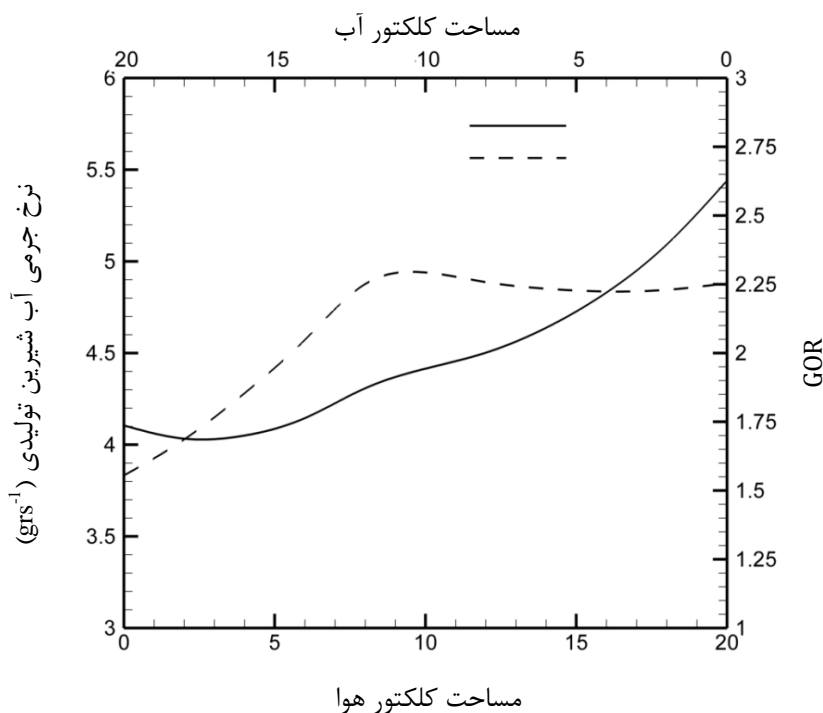
شکل (۴-۲۳): تغییرات دمایی آب در سه نوع سیستم گرمایش



شکل (۴-۲۴): تغییرات دمایی آب در سه نوع سیستم گرمایش

۴-۴-۱ تعیین نسبت مساحت کلکتور خورشیدی برای دو بخش گرمایش آب و هوا

همان‌طور که بیان شد، بهتر است برای سیکل HD، از سیستم‌های با گرمایش آب و یا گرمایش هوای خروجی از رطوبت‌زن‌ها استفاده شود. دیگر یافته به‌دست آمده از نمودار شکل (۴-۱۸) این است که اگر خواسته شود از کلکتور خورشیدی ۲۰ متر مربعی، فقط برای گرمایش آب و یا فقط برای گرمایش هوا استفاده شود، آن‌گاه در نرخ‌های استخراج کمتر از $0/3$ استفاده از کلکتور خورشیدی برای گرمایش آب بهترین انتخاب خواهد بود و در عین حال، در نرخ‌های استخراج بیشتر از $0/3$ ، استفاده از کلکتور برای گرمایش هوا مطلوب‌تر است. حال اگر بتوان از مساحت کلکتور خریداری شده، بخشی را برای گرمایش آب و بخشی دیگر را برای گرمایش هوا به‌کار برد، قطعاً حالت بهینه‌ای از نسبت مساحت‌های کلکتور خورشیدی وجود خواهد داشت. این مهم، در نرخ استخراج برابر $0/6$ تحلیل شد. و نمودار شکل (۴-۲۵) روند تغییرات GOR و نرخ جرمی آب تولیدی را نشان می‌دهد.



شکل (۴-۲۵): تأثیر نسبت مساحت کلکتور برای گرمایش، بر میزان آب شیرین تولیدی و GOR سیستم، در

نرخ استخراج $0/6$

همان‌طور که مشاهده می‌شود، برخلاف تمامی نتایج ارائه شده در این مطالعه، که در آن‌ها روند تغییرات SEC^{-1} و GOR و نرخ جرمی آب شیرین تولیدی، مشابه بوده است (مانند شکل ۴-۱۸)، در این مدل، شرایط هم‌خوانی ندارد. به‌طوری که حالت بهینه تولید آب شیرین، زمانی است که هر ۲۰ متر مربع برای گرمایش هوا به کار رود، اما حالت بهینه GOR یا SEC^{-1} ، زمانی است که از ۲۰ متر مربع موجود، ۱۰ متر مربع برای گرمایش آب و ۱۰ متر مربع برای گرمایش هوا در نظر گرفته شود. علت این موضوع بسیار شفاف است و به معادله‌ی (۴-۱) برمی‌گردد. یعنی میزان نرخ جرمی آب شیرین تولیدی به توان کلکتور (یا انرژی ورودی) بستگی دارد و به‌دلیل وجود دو کلکتور (یعنی دو مقدار بازده کلکتور)، قطعاً روند تغییرات آب تولیدی مشابه پارامترهای GOR یا SEC^{-1} نخواهد بود (جدول ۴-۴). این مسأله دو نتیجه دارد. نخست اینکه؛ اگر از کلکتورهای خورشیدی استفاده می‌شود، با توجه به شرایط ورودی مدل کنونی (موارد یاد شده در بخش ۳-۵، نرخ استخراج ۰/۶ و مساحت کلکتور ۲۰ مترمربع)، استفاده از کل مساحت کلکتور برای گرمایش هوا مناسب‌تر خواهد بود. دوم اینکه، اگر به‌جای کلکتور از سایر سیستم‌های گرمایشی استفاده شود، آن‌گاه برای بهینه‌شدن مصرف انرژی لازم است، این سیستم‌گرمایشی به دو بخش تقسیم شود.

جدول (۴-۴): تأثیر نسبت مساحت کلکتور برای گرمایش، بر روی عملکرد سیستم

GOR (-)	توان کل (kW)	توان کلکتور (kW)	بازده کلکتور (%)	نوع گرمایش	مساحت کلکتور (m ²)
۲/۲۹۳	۴/۶۶۴	۳/۱۳۸	۵۲/۳	گرمایش هوا	۱۰
		۱/۵۲۶	۲۹/۳	گرمایش آب	۱۰
۲/۲۵۴	۵/۸۱۸	۵/۸۱۸	۴۸/۵	گرمایش هوا	۲۰
		۰	۷/۳	گرمایش آب	۰

فصل پنجم

نتیجه‌گیری و جمع‌بندی

۵-۱ نتیجه‌گیری و جمع‌بندی

سیستم آب‌شیرین‌کن خورشیدی رطوبت‌زنی و رطوبت‌زدایی (HD) از کارآمدترین روش‌های تولید آب شیرین، با بهره‌وری بالا در استفاده از تابش خورشید می‌باشد که طول عمر این روش جدید کمتر از ربع قرن می‌باشد. اما با این وجود، تحقیقات فراوانی در جهت بهره‌وری هرچه بیشتر این سیستم انجام شده است که یکی از تأثیرگذارترین این روش‌ها، استخراج و تزریق آب یا هوا از بخش اصلی رطوبت‌زن به رطوبت‌زدا و یا برعکس می‌باشد. در این مطالعه ابتدا انواع سیستم‌های شیرین‌سازی آب معرفی و مقایسه شد و پس از بیان پیشینه سیستم HD، به تشریح عملکرد سیکل HD با گرمایش هوا و آب پرداخته شد. سپس با معرفی سیکل HD همراه با استخراج و تزریق تحلیل ترمودینامیکی و انرژی آن انجام شد، و سیکل در دو حالت مساحت‌های مشخص از کلکتور خورشیدی و نیز نرخ جرمی آب‌شیرین‌تولیدی ثابت مدل‌سازی و بررسی شد.

نتایج نشان می‌دهد با فرض محدودیت در مساحت کلکتور خریداری شده، که منطبق با محدودیت‌های اقتصادی طرح می‌باشد، نرخ استخراج بهینه برای هر سطح، تحت تأثیر دو پارامتر راندمان کلکتور و آب تولیدی به‌ازای واحد مصرف انرژی، برای سیکل HD با گرمایش آب تعیین شد. نتایج این بخش نشان دهنده افزایش آب تولیدی است، به‌گونه‌ای که برای مساحت‌های ۵ و ۱۰ متر مربع از کلکتور، به‌ترتیب در نرخ استخراج برابر ۳۰٪ و ۲۰/۵٪، می‌تواند تولید آب شیرین را به میزان ۹۵٪ و ۵۵٪ افزایش دهد. همچنین با توجه به طراحی باز بودن سیکل HD همراه با استخراج و تزریق، همواره لازم است براساس شرایط ورودی تعریف شده برای هر طرح، حالت‌های بهینه برای نرخ استخراج، سطح کلکتور و نسبت نرخ جرمی تعیین شود.

در ادامه نیز، همین فرض برای سیکل همراه با گرمایش هوا، تحت تأثیر دو پارامتر میزان تلفات انرژی و یا GOR انجام شد. نتایج حاکی از آن است که در این مدل، برای مساحت‌های کمتر از ۸ متر مربع از

کلکتور، با ایجاد استخراج بهینه تحت شرایط یکسان، نرخ جرمی آب تولیدی به میزان بیش از دو برابر افزایش می‌یابد. همچنین، با فرض نیازمندی به تولید نرخ جرمی مشخصی از آب شیرین، با ایجاد نرخ استخراج یا تزریق بهینه، می‌توان بهره‌وری انرژی سیستم را به صورت چشم‌گیری افزایش داد. به گونه‌ای که در این مدل، در نرخ جرمی برابر ۳ و ۴ گرم بر ثانیه، بهره‌وری انرژی به ترتیب به میزان ۵۲٪ و ۳۰٪ افزایش می‌یابد. همچنین، مقایسه تلفات انرژی هر بخش از رطوبت‌زن‌ها و رطوبت‌زداها، نشان می‌دهد که می‌توان نرخ استخراج بهینه را بدون بررسی کل سیستم پیش‌بینی کرد.

در ادامه نتایج، با معرفی سیستمی متشکل از سه بخش گرمایش (کلکتور خورشیدی)، جایگاه‌های مختلف برای استفاده از کلکتور خورشیدی بیان شد. نتایج نشان داد که استفاده از بخش گرمایش، برای حرارت دادن به هوای خروجی از رطوبت‌زدا تأثیر چندانی بر روی عملکرد سیستم ندارد. اما، می‌توان از این منبع (کلکتور)، برای گرمایش آب خروجی از رطوبت‌زدا و یا هوای خروجی از رطوبت‌زن بهره برد. طبق نتایج ارائه شده برای ۲۰ متر مربع از کلکتور، در شرایط طراحی شده، به‌ازای نرخ‌های استخراج بیش‌تر از ۰/۳، به کار بردن کلکتور به‌طور مطلق برای گرمایش هوا، توصیه می‌شود و در عین حال، برای نرخ‌های استخراج کمتر از ۰/۳، بهتر است برای گرمایش آب به کار گرفته شود.

لذا با توجه به اینکه ایران یکی از کشورهای خشک و کم آب بوده و در عین حال دارای تابش خورشیدی بسیار مطلوب می‌باشد، می‌توان انتظار داشت با توسعه این چنین تکنولوژی‌های کارآمد که در کنار هزینه‌های تعمیر و نگهداری پایین، عدم آلودگی، طراحی آسان، عمر طولانی، می‌تواند با استفاده از انرژی رایگان خورشیدی کار کند، سلامت تأمین آب بسیاری از مناطق دورافتاده را بالا برد.

۵-۲ پیشنهادات

- (۱) سطح کندانسور تأثیر قابل توجهی بر مقدار تولید دارد با توجه به نقش کلیدی سطح کندانسور به عنوان سطح سردی که بخار در تماس با آن تقطیر می‌یابد، تغییرات و نوع این سطح ارزیابی شود.
- (۲) تغییر سطح رطوبت‌زن و نیز استفاده از مواد دیگری بعنوان آکنه یا پکینگ از موارد دیگری است که برای بهبود عملکرد رطوبت‌زن و تولید بخار بیشتر باید انجام گیرد.
- (۳) روش انجام شده در این پژوهش برای سیکل‌های HD چندگانه بررسی گردد.
- (۴) با استفاده از تکنولوژی پینچ، روش استخراج و تزریق ارزیابی گردد.
- (۵) با توجه به مطالعات اخیر [۲۶، ۳۳]، اگر سیکل HD همراه با تزریق و استخراج حالت موازی تعریف شود و سیکل‌های چند مرحله‌ای آن، حالت سری، بررسی حالت بهینه و نیز نوع عملکرد سیستم تلفیقی سری و موازی بسیار ارزشمند خواهد بود.

- [۱] شهرام دلفانی، هادی پاسدار شهری، مریم کرمی، (۱۳۸۹) "کتاب آب شیرین کن های خورشیدی"
- [۲] U. EPA, (2011) "Environmental Protection Agency 2011," *Report No. EPA 430-R-11*, vol. 5.
- [۳] J. H. Huang, (2012) "Design of a mobile community level water treatment system based on Humidification Dehumidification desalination," Massachusetts Institute of Technology.
- [۴] عمیدپور، مجید، محمد ضامن، و سیدمهدی سوفاری، (۱۳۸۶) "بهینه سازی مصرف انرژی در آب شیرین کن خورشیدی" ششمین همایش ملی انرژی، کمیته ملی انرژی جمهوری اسلامی ایران، تهران.
- [۵] L. García-Rodríguez and C. Gómez-Camacho, (2001) "Perspectives of solar-assisted seawater distillation" *Desalination*, vol. 136, pp. 213-218.
- [۶] L. García-Rodríguez, (2002) "Seawater desalination driven by renewable energies: a review" *Desalination*, vol. 143, pp. 103-113.
- [۷] S. Parekh, *et al.*, (2004) "Solar desalination with a humidification-dehumidification technique — a comprehensive technical review" *Desalination*, vol. 160, pp. 167-186.
- [۸] M. Farid and A. W. Al-Hajaj, (1996) "Solar desalination with a humidification-dehumidification cycle" *Desalination*, vol. 106, pp. 427-429.
- [۹] S. Al-Hallaj, *et al.*, (1998) "Solar desalination with a humidification-dehumidification cycle: performance of the unit" *Desalination*, vol. 120, pp. 273-280.
- [۱۰] N. K. Nawayseh, *et al.*, (1999) "Solar desalination based on humidification process—II. Computer simulation" *Energy Conversion and Management*, vol. 40, pp. 1441-1461.
- [۱۱] N. K. Nawayseh, *et al.*, (1999) "Solar desalination based on humidification process—I. Evaluating the heat and mass transfer coefficients" *Energy Conversion and Management*, vol. 40, pp. 1423-1439.
- [۱۲] S. Parekh, *et al.*, (2004) "Solar desalination with a humidification-dehumidification technique—a comprehensive technical review" *Desalination*, vol. 160, pp. 167-186.
- [۱۳] S. Al-Hallaj and J. R. Selman, (2002) "A Comprehensive Study of Solar Desalination with a Humidification-Dehumidification Cycle," *MEDRC Series of R&D Reports, Project 98-BS-032b*.
- [۱۴] A. S. Nafey, *et al.*, (2004) "Solar desalination using humidification dehumidification processes. Part I. A numerical investigation" *Energy Conversion and Management*, vol. 45, pp. 1243-1261.
- [۱۵] A. S. Nafey, *et al.*, (2004) "Solar desalination using humidification–dehumidification processes .Part II. An experimental investigation" *Energy Conversion and Management*, vol. 45, pp. 1263-1277.
- [۱۶] E. Chafik, (2003) "A new seawater desalination process using solar energy" *Desalination*, vol. 153, pp. 25-37.
- [۱۷] M. Ben Amara, *et al.*, (2004) "Experimental study of a multiple-effect humidification solar desalination technique" *Desalination*, vol. 170, pp. 209-221.

- [۱۸] M. F. A. Goosen, *et al.*, (2000) "Thermodynamic and economic considerations in solar desalination" *Desalination*, vol. **129**, pp. **63-89**.
- [۱۹] S. Al-Hallaj, *et al.*, (2006) "Solar desalination with humidification–dehumidification cycle: Review of economics" *Desalination*, vol. **195**, pp. **169-186**.
- [۲۰] S. Hou, *et al.*, (2005) "Performance optimization of solar humidification–dehumidification desalination process using Pinch technology" *Desalination*, vol. **183**, pp. **143-149**.
- [۲۱] S. M. Soufari, *et al.*, (2009) "Performance optimization of the humidification–dehumidification desalination process using mathematical programming" *Desalination*, vol. **237**, pp. **305-317**.
- [۲۲] M. Zamen, *et al.*, (2009) "Cost optimization of a solar humidification–dehumidification desalination unit using mathematical programming" *Desalination*, vol. **239**, pp. **92-99**.
- [۲۳] سوفاری، سید مهدی، محمد ضامن، و مجید عمیدپور، (۱۳۸۷) "طراحی و ساخت آب شیرین کن بهینه خورشیدی به روش رطوبت زنی- رطوبت زدایی هوا" دوازدهمین کنگره ملی مهندسی شیمی ایران، انجمن مهندسی شیمی ایران، دانشگاه صنعتی سهند، تبریز.
- [۲۴] M. Mehrgoo and M. Amidpour, (2011) "Constructal design of humidification–dehumidification desalination unit architecture" *Desalination*, vol. **271**, pp. **62-71**.
- [۲۵] M. Mehrgoo and M. Amidpour, (2011) "Derivation of optimal geometry of a multi-effect humidification–dehumidification desalination unit: A constructal design" *Desalination*, vol. **281**, pp. **234-242**.
- [۲۶] M. Zamen, *et al.*, (2014) "Experimental investigation of a two-stage solar humidification–dehumidification desalination process" *Desalination*, vol. **332**, pp. **1-6**.
- [۲۷] A. Bejan, (1996) "Method of entropy generation minimization, or modeling and optimization based on combined heat transfer and thermodynamics" *Rev. Gen. Therm*, vol. **35**, pp. **637–646**.
- [۲۸] A. Bejan, (1987) "The thermodynamic design of heat and mass transfer processes and devices" *Int. J. Heat Fluid Flow*, vol. **8**, pp. **258–276**.
- [۲۹] S. A. Ashrafzadeh and M. Amidpour, (2012) "Exergy analysis of humidification–dehumidification desalination systems using driving forces concept" *Desalination*, vol. **285**, pp. **108-116**.
- [۳۰] G. Prakash Narayan, *et al.*, (2010) "Entropy generation minimization of combined heat and mass transfer devices" *International Journal of Thermal Sciences*, vol. **49**, pp. **2057-2066**.
- [۳۱] K. H. Mistry, (2010) "Second Law Analysis and Optimization of Humidification-Dehumidification Desalination Cycles" Master's thesis, Mechanical Engineering Department, Massachusetts Institute of Technology.
- [۳۲] J. A. Miller and J. H. Lienhard V, (2013) "Impact of extraction on a humidification–dehumidification desalination system" *Desalination*, vol. **313**, pp. **87-96**.
- [۳۳] K. M. Chehayeb, *et al.*, (2014) "Use of multiple extractions and injections to thermodynamically balance the humidification dehumidification desalination system" *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. **68**, pp. **422-434**.

- [۳۴] G. Narayan, *et al.*, (2011) "Variable pressure humidification dehumidification desalination" in *Proceedings of AJTEC*, pp. 13-17.
- [۳۵] Y. Rao and K. Narayanan, (2001) "**Introduction to chemical engineering thermodynamics**".
- [۳۶] M. G. Alpuche, *et al.*, (2005) "Exergy analysis of air cooling systems in buildings in hot humid climates" *Applied thermal engineering*, vol. 25, pp. 507-517.
- [۳۷] Ü. Çamdali, *et al.*, (2004) "Energy and exergy analyses in a rotary burner with pre-calcinations in cement production," *Energy Conversion and Management*, vol. 45, pp. 3017-3031.
- [۳۸] T. Muangnoi, *et al.*, (2007) "An exergy analysis on the performance of a counterflow wet cooling tower" *Applied thermal engineering*, vol. 27, pp. 910-917.
- [۳۹] Z. Utlu and A. Hepbasli, (2007) "A review and assessment of the energy utilization efficiency in the Turkish industrial sector using energy and exergy analysis method" *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 11, pp. 1438-1459.
- [۴۰] G. P. Narayan, *et al.*, (2010) "Thermodynamic analysis of humidification dehumidification desalination cycles" *Desalination and Water Treatment*, vol. 16, pp. 339-353.
- [۴۱] S. O. Liburd, (2010) "Solar-driven humidification dehumidification desalination for potable use in Haiti" Massachusetts Institute of Technology.
- [۴۲] D. Y. Goswami and Y. Zhao, (2007) "Solar Energy and Human Settlement" Proceedings of ISES Solar World Congress 2007 , Beijing, China.
- [۴۳] نشریه سازمان انرژی های نو ایران، (۱۳۸۸)، پیام سانا، سال سوم، شماره سیزدهم، آبان.
- [۴۴] S. A. Kalogirou, (2009) "**Solar energy engineering: processes and systems: Academic Press**".
- [۴۵] S. Lam, (2012) "Development of a multi-stage bubble column dehumidifier for application in a humidification dehumidification desalination system" Massachusetts Institute of Technology.
- [۴۶] G. P. Narayan, *et al.*, (2010) "The potential of solar-driven humidification–dehumidification desalination for small-scale decentralized water production" *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 14, pp. 1187-1201.
- [۴۷] G. P. Narayan, *et al.* (2013) "Thermodynamic balancing of the humidification dehumidification desalination system by mass extraction and injection" *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 57, pp. 756-770.
- [۴۸] H. Ettouney, (2005) "Design and analysis of humidification dehumidification desalination process" *Desalination*, vol. 183, pp. 341-352.
- [۴۹] K. H. Mistry, *et al.*, (2010) "Effect of entropy generation on the performance of humidification–dehumidification desalination cycles" *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 49, pp. 1837-1847.
- [۵۰] H. Jaber and R. Webb, (1989) "Design of cooling towers by the effectiveness-NTU method" *Journal of heat transfer*, vol. 111, pp. 837-843.
- [۵۱] G. P. Thiel, *et al.*, (2013) "Effect of mass extractions and injections on the performance of a fixed-size humidification–dehumidification desalination system" *Desalination*, vol. 314, pp. 50-58.

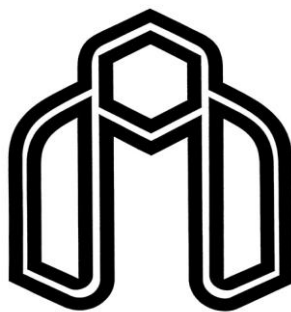
- [۵۲] K. H. M. G.P. Narayan, M.H. Sharqawy, S.M. Zubair, J.H. Lienhard V, (2010) "Energy effectiveness of simultaneous heat and mass exchange devices" *Front. Heat Mass Transfer*, vol. **1**, pp. **1-13**.
- [۵۳] "R.H. Hyland, A. Wexler, (1983) "Formulations for the thermodynamic properties of the saturated phases of H₂O from 173.25 K to 473.15 K" ASHRAE Trans. 89 ed.
- [۵۴] D. Wessel, (2001) "A. Society and R. of Heating ,and Air-Conditioning Engineers" ASHRAE fundamentals handbook 2001 (SI edition) ed.
- [۵۵] S. Farsad and A. Behzadmehr, (2011) "Analysis of a solar desalination unit with humidification–dehumidification cycle using DoE method" *Desalination*, vol. **278**, pp. **70-76**.

Abstract

Due to the need for desalinated water in different parts of the country, some of this requirement was achieved by production of desalinated water in small-scale. According to the proper solar radiation in areas that are frequently faced with the problem of drinking water supply, one of the ideas in this field is solar desalination. Production of water by air humidification dehumidification (HD) is one of the novel technologies for water production which has been developed in recent years. On this basis, the method is based on that the air has the potential to absorb and transport the significant amount of steam. HD desalination has three main parts: humidification, dehumidification and the heater part. Ratio of thermal energy consumption of this method is lower than the conventional desalination systems therefore this method can be a good choice for low populated remote areas of desert. In this paper, after reading the field and identify the types of operating systems, evaluation the effectiveness of new methods of extraction and injection are performed. Then the cycle was modeled by presenting the Mass balance equations and thermodynamic analysis and for defined operational conditions, the methods for optimizing was expressed. The results show that using the extraction and injection methods, even with the limitations of the existing collector areas, always can lead to an optimal point which the production of fresh water in it increases dramatically. This optimal condition was also studied for systems with different part of heating.

Keywords

Solar Desalination, Extraction and Injection, Humidification and Dehumidification Process, Optimization



**Shahrood University of Technology
Faculty of Mechanical Engineering**

**Thermodynamic and exergy analysis and determination of
the optimal model of humidification-dehumidification Solar
desalination systems**

Saeid Mohammadzade Negharchi

Supervisor:
Dr. Ali Abbas Nejad

February 2014