





پایان نامه کارشناسی ارشد

مهندسی سیستم‌های انرژی

مدل‌سازی سیستم تولید آب از رطوبت هوا به کمک سیکل تبرید و ارزیابی به کارگیری انرژی‌های تجدید پذیر در آن

سحر ذوالفقار خانی

استاد راهنما

دکتر محمد محسن شاه مردان

استاد مشاور

دکتر محمد ضامن

بهمن‌ماه ۱۳۹۴

دانشگاه صنعتی شاهرود

دانشکده: مکانیک

گروه: مهندسی سیستم‌های انرژی

پایان نامه کارشناسی ارشد خانم سحر ذوالفقار خانی

تحت عنوان:

مدل سازی سیستم تولید آب از رطوبت هوا به کمک سیکل تبرید و ارزیابی به کارگیری
انرژی های تجدید پذیر در آن

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: دکتر محمد ضامن		نام و نام خانوادگی: دکتر محمد محسن شاه مردان

امضاء	نماینده تحصیلات تکمیلی	امضاء	اساتید داور
	نام و نام خانوادگی: مصطفی کاهانی		نام و نام خانوادگی: محمد حسن کیهانی
			نام و نام خانوادگی: محمود چهارطاقی
			نام و نام خانوادگی: محمد ضامن
			نام و نام خانوادگی: محمد محسن شاه مردان

تقدیم به ...

پدر و مادر عزیزم،

که صبر و استقامت را به من آموختند

و

تمام کسانی که در به انجام رساندن این پژوهش به من یاری رسانند

سپاس

نفس می نیارم زد از شکر دوست که شکری ندانم که در خورد اوست

پس از ستایش خاضعانه به درگاه پروردگار متعال ، بر خود لازم می بینم از استایدی که در

تکاش این مجموعه مرایاری نمودند:

استاد بزرگوار جناب آقای دکتر محمد محسن شاه مردان که زحمت راهنمایی این رساله را بر

عمده گرفتند و در انجام مراحل این تحقیق صمیمانه وقت خود را در اختیارم گذاردند،

و استاد شایسته جناب آقای دکتر محمد ضامن که در کمال سه صدر و فروتنی، زحمت مشاوره

این رساله را بر عمده گرفتند و با راهنمودهای دلسوزانه از هیچ کلمی در این عرصه بر من دریغ

نمودند،

کمال سپاسگزاری را داشته باشم.

دانشجو تأیید می‌نماید که مطالب مندرج در این پایان‌نامه نتیجه تحقیقات خودش می‌باشد و در صورت استفاده از نتایج دیگران مرجع آن را ذکر نموده است.

کلیه حقوق مادی مترتب از نتایج مطالعات، آزمایش‌ها و نوآوری ناشی از تحقیق موضوع این پایان‌نامه متعلق به دانشگاه صنعتی شاهرود می‌باشد.

بهمن‌ماه ۱۳۹۴

تعهدنامه

این جانب سحر ذوالفقار خانی دانشجوی دوره کارشناسی ارشد رشته مهندسی مکانیک - گرایش مهندسی سیستم‌های انرژی دانشکده مهندسی مکانیک دانشگاه صنعتی شاهرود نویسنده پایان‌نامه با عنوان «مدل‌سازی سیستم تولید آب از رطوبت هوا به کمک سیکل تبرید و ارزیابی به‌کارگیری انرژی‌های تجدید پذیر در آن» تحت راهنمایی دکتر محمد محسن شاه مردان و مشاوره دکتر محمد ضامن متعهد می‌شوم:

- تحقیقات در این پایان‌نامه توسط این جانب 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 پایان‌نامه تاکنون توسط خود یا فرد دیگری برای دریافت هیچ نوع مدرک یا امتیازی در هیچ کجا ارایه نشده است.
- کلیه حقوق معنوی این اثر متعلق به دانشگاه صنعتی شاهرود است و مقالات مستخرج بانام «دانشگاه صنعتی شاهرود» و یا «Shahrood University of Technology» به چاپ خواهد رسید.
- حقوق معنوی تمام افرادی که در به دست آمدن نتایج اصلی پایان‌نامه تأثیرگذار بوده‌اند در مقالات مستخرج از پایان‌نامه رعایت می‌گردد.
- در کلیه مراحل انجام این پایان‌نامه، در مواردی که از موجود زنده (یا بافت‌های آن‌ها) استفاده شده است، ضوابط و اصول اخلاقی رعایت شده است.
- در کلیه مراحل انجام این پایان‌نامه، 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

مالکیت نتایج و حق نشر

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



مدیریت تحصیلات تکمیلی
دانشگاه شاهرود

باسمه تعالی

شماره:

تاریخ:

ویرایش:

فرم شماره (۶)

فرم صورت جلسه دفاع از پایان نامه تحصیلی دوره کارشناسی ارشد

با تأییدات خداوند متعال و با استعانت از حضرت ولی عصر (عج) نتیجه ارزیابی جلسه دفاع از پایان نامه کارشناسی ارشد خانم سحر ذوالفقارخانی به شماره دانشجویی ۹۲۰۶۴۷۴ رشته مکانیک گرایش سیستم‌های انرژی تحت عنوان مدل‌سازی سیستم تولید آب از رطوبت هوا و ارزیابی بکارگیری انرژی‌های تجدیدپذیر در آن که در تاریخ ۹۴/۱۱/۲۷ با حضور هیأت محترم داوران در دانشگاه شاهرود برگزار گردید به شرح ذیل اعلام می‌گردد:

☐ مردود	☐ دفاع مجدد	☒ قبول (با درجه: <u>بسیار خوب</u> امتیاز <u>۱۸/۸۴</u>)
--------------------------------	------------------------------------	---

۲- بسیار خوب (۱۸/۹۹ - ۱۸)

۱- عالی (۲۰ - ۱۹)

۴- قابل قبول (۱۵/۹۹ - ۱۴)

۳- خوب (۱۷/۹۹ - ۱۶)

۵- نمره کمتر از ۱۴ غیر قابل قبول

امضاء	مرتبه علمی	نام و نام خانوادگی	اعضای هیأت داوران
	دانشیار	محمد محسن شاه‌مردان	۱- استاد راهنما
	استادیار	محمد ضامن	۲- استاد مشاور
	استادیار	مصطفی کاهانی	۳- نماینده شورای تحصیلات تکمیلی
	استاد	محمد حسن کیهانی	۴- استاد ممتحن
	استادیار	محمود چهارطاقی	۵- استاد ممتحن

امضاء

رئیس دانشکده: محمد محسن شاه‌مردان

چکیده:

در دهه‌های اخیر دانشمندان برای پاسخگویی به نیازهای آبی همواره در فکر بهبود چگونگی استفاده از منابع موجود و بهره‌گیری از منابع جدید بوده‌اند. یکی از این منابع جدید رطوبت موجود در هوا است. در این پروژه جذب رطوبت هوا به‌عنوان یکی از روش‌های غیرمتعارف برای تولید آب شیرین موردبررسی قرار گرفته است تا مقایسه‌ای بین این روش و روش‌های متداول که به‌طور عمده نمک‌زدایی از آب‌های شور را شامل می‌شود، صورت گیرد. روش‌های مختلفی برای استحصال رطوبت هوا وجود دارد که روش سطح سرد یکی از ساده‌ترین روش‌هایی است که امکان به‌کارگیری آن حتی در مناطق دور از ساحل نیز وجود دارد. در تحقیقات قبلی، تولید آب یا به‌عنوان محصول جانبی سیستم‌های تهویه مطبوع بررسی شده و یا تنها به بررسی پارامترهای آب و هوایی پرداخته شده است. در این پژوهش طراحی دقیق یک سیکل تبرید تراکمی با چیدمان خاص تبخیرکننده و چگالنده جهت استفاده در تولید آب انجام شده است و بررسی عملکرد آن از نقطه‌نظر میزان تولید آب و شدت انرژی مصرفی در شرایط آب و هوایی مختلف صورت گرفته است. همچنین تلاش شده است تا برخلاف مطالعات قبلی طراحی تا حد امکان در شرایط واقعی و بدون فرضیات ساده‌کننده انجام شود. سپس مطالعه موردی در شهر بوشهر که در منطقه آب و هوایی متناسب با بهترین بازه دمایی و رطوبتی عملکرد سیکل قرار دارد، انجام گرفته است. ظرفیت دستگاه به‌گونه‌ای انتخاب شده است که قادر به تولید حداقل ۲۰ لیتر در روز آب شیرین برای مصارف خانگی باشد. در مطالعه موردی متوسط شدت مصرف انرژی سیستم ۲۵۰ وات ساعت بر لیتر است. علاوه بر این استفاده از انرژی خورشید و باد به‌عنوان منابع تأمین انرژی الکتریکی موردنیاز موردبررسی قرار گرفته است. در انتها نیز تحلیل اقتصادی هر یک از این روش‌ها در کنار استفاده از برق شبکه انجام شده و هزینه تولید یک واحد آب با روش‌های متداول ناشی از نمک‌زدایی منابع آب‌شور مقایسه گردیده است. این تحلیل نشان می‌دهد سیستم در حالت اتصال به برق شبکه در منطقه قابل رقابت با آب‌شیرین‌کن‌هایی در همین رنج ظرفیتی است.

کلمات کلیدی: تولید آب، رطوبت‌گیری هوا، سیکل تبرید تراکمی، پنل فتوولتاییک، توربین باد

مقالات استخراج شده از پایان نامه :

- ۱- سحر ذوالفقارخانی ، محمد ضامن، محمد محسن شاه مردان . (اردیبهشت ۱۳۹۵)
"مدلسازی سیستم تولید آب از رطوبت هوا با استفاده از سیکل تبرید تراکمی و مطالعه
موردی". بیست و چهارمین همایش سالانه بین‌المللی مهندسی مکانیک
ایران ۲۰۱۶ ISME، دانشگاه یزد.

فهرست مطالب:

ط	چکیده:-----
ک	فهرست مطالب:-----
س	فهرست اشکال:-----
ف	فهرست جداول:-----
ص	فهرست علائم:-----
۱	فصل اول:-----
۱	مقدمه و اهداف تحقیق-----
۲	۱-۱ مقدمه
۴	۲-۱ پیشینه تحقیق
۱۱	۳-۱ بیان مسئله و اهداف تحقیق
۱۲	۴-۱ نوآوری تحقیق
۱۳	۵-۱ مروری بر مراحل انجام تحقیق
۱۵	فصل دوم:-----
۱۵	مروری بر روش‌های تولید آب شیرین-----
۱۶	۱-۲ مقدمه
۱۶	۲-۲ شیرین سازی آب شور
۱۶	۱-۲-۱ آب شیرین کن چندمرحله‌ای (MED)
۱۷	۲-۲-۲ آب شیرین کن با افت فشار ناگهانی (MSF)
۱۸	۳-۲-۲ آب شیرین کن‌های مبتنی بر تراکم بخار (MVC)

۶۵.....	۲-۴-۳ رطوبت مطلق:
۶۵.....	۳-۴-۳ نسبت اختلاط:
۶۶.....	۴-۴-۳ رطوبت مخصوص:
۶۶.....	۵-۴-۳ انتقال جرم و حرارت- قانون خط مستقیم:
۶۷.....	۵-۳ تولید آب.....
۶۸.....	۶-۳ انرژی‌های تجدیدپذیر.....
۶۸.....	۱-۶-۳ انرژی خورشیدی
۷۰.....	۲-۶-۳ انرژی باد
۷۲.....	۳-۶-۳ ذخیره‌سازی
۷۳.....	۷-۳ روش حل و مدل‌سازی.....
۷۳.....	۱-۷-۳ گام اول (طراحی و مدل‌سازی اولیه سیکل تبرید)
۷۵.....	۲-۷-۳ گام دوم (بررسی اثر کمیت‌های مختلف)
۷۶.....	۳-۷-۳ گام سوم
۷۹.....	فصل چهارم:
۷۹.....	نتایج حاصل از مدل‌سازی.....
۸۰.....	۱-۴ مقدمه.....
۸۰.....	۲-۴ ملاحظات اولیه.....
۸۵.....	۳-۴ تولید آب.....
۸۵.....	۱-۳-۴ اثر سرعت جریان هوا
۸۶.....	۲-۳-۴ اثر رطوبت و دمای هوای ورودی
۸۸.....	۴-۴ شدت مصرف انرژی.....
۸۸.....	۱-۴-۴ اثر رطوبت هوا
۸۹.....	۲-۴-۴ اثر سرعت جریان هوا
۹۱.....	۵-۴ بررسی موردی.....
۱۰۱.....	فصل پنجم:

۱۰۱	تحلیل اقتصادی
۱۰۲	۱-۵ مقدمه
۱۰۲	۲-۵ تعریف پارامترهای اقتصادی
۱۰۳	۱-۲-۵ هزینه های ثابت کل
۱۰۳	۲-۲-۵ هزینه های متغیر کل
۱۰۳	۳-۲-۵ هزینه کل تولید
۱۰۴	۴-۲-۵ نرخ تنزیل
۱۰۴	۵-۲-۵ نرخ تورم
۱۰۴	۶-۲-۵ نرخ واقعی بهره
۱۰۶	۳-۵ تحلیل اقتصادی پروژه تولید آب به کمک سیکل تبرید تراکمی
۱۰۶	۱-۳-۵ هزینه های سیکل تبرید
۱۰۷	۲-۳-۵ هزینه های سیستم فتوولتائیک
۱۰۸	۳-۳-۵ توربین باد
۱۱۰	۴-۳-۵ اتصال به شبکه برق سراسری
۱۱۱	۵-۳-۵ قیمت تمام شده آب
۱۱۹	فصل ششم:
۱۱۹	جمع بندی و پیشنهادها
۱۲۰	۱-۶ نتیجه گیری
۱۲۲	۲-۶ پیشنهادات
۱۲۳	منابع و مراجع:

فهرست اشکال:

- شکل ۱-۲: شماتیکی از فرآیند آب شیرین کن چندمرحله‌ای حرارتی ۱۷
- شکل ۲-۲: شمایی از فرایند آب شیرین کن با تبخیر ناگهانی ۱۸
- شکل ۳-۲: آب شیرین کن چندمرحله‌ای با تراکم گرمایی بخار ۱۹
- شکل ۴-۲: آب شیرین کن چندمرحله‌ای با تراکم مکانیکی بخار ۱۹
- شکل ۵-۲: شمایی از آب شیرین کن اسمز معکوس ۲۰
- شکل ۶-۲: شمایی از چگونگی عملکرد غشای متخلخل در فرایند MD ۲۱
- شکل ۸-۲: تولید آب به روش سرمایش تشعشعی-چگالنده زیبولد ۲۴
- شکل ۹-۲: چگالنده ناپنز در فرانسه ۲۶
- شکل ۱۰-۲: نمونه دستگاه مورد استفاده در استحصال آب از مه در شیلی [۶] ۲۷
- شکل ۷-۲: نمونه‌ای از سیکل تبرید تولید آب ۲۹
- شکل ۱-۳: شماتیکی از بخش بندی اصلی مبدل‌ها در سیکل تبرید تراکمی بخار ۳۴
- شکل ۲-۳: دیاگرام دما آنتروپی سیکل تبرید ۳۴
- شکل ۳-۳: شماتیک اجزاء سیکل تبرید تراکمی بخار برای تولید آب از رطوبت هوا ۳۵
- شکل ۴-۳: شماتیکی از مبدل حرارتی لوله پره‌ای و مشخصات هندسی آن ۳۹
- شکل ۵-۳: مبدل لوله پره‌ای با پره‌های تخت ۳۹
- شکل ۶-۳: هندسه روش شش ضلعی در محاسبه بازده پره [۱۷] ۴۳
- شکل ۷-۳: شیرانبساط الکتریکی کمپانی دانفوس [۲۲] ۴۶
- شکل ۸-۳: دو روش تحلیل سطح پره‌ها [۱۶] ۴۸
- شکل ۹-۳: الف. چیدمان مستطیلی لوله‌ها، ب. چیدمان مثلثی لوله‌ها ۵۷
- شکل ۱۰-۳: فرآیند سرمایش و رطوبت گیری هم‌زمان- قانون خط مستقیم [۲۳] ۶۷

- شکل ۳-۱۱: حجم کنترل در نظر گرفته شده در روش ε -NTU..... ۷۵
- شکل ۴-۱: مقایسه دمای سطح با دمای نقطه شبنم ($Va=0.8 \text{ m/s}$ $Pa=10.1 \text{ kPa}$ $RH=60\%$)..... ۸۱
- شکل ۴-۳: میزان تولید آب در شرایط مختلف آب و هوایی [۲۰]..... ۸۳
- شکل ۴-۴: شدت انرژی مصرفی در شرایط مختلف آب و هوایی [۲۰]..... ۸۳
- شکل ۴-۵: مقایسه میزان تولید آب با کار بورتولینی و همکارانش..... ۸۴
- شکل ۴-۶: مقایسه شدت مصرف انرژی با کار بورتولینی و همکارانش..... ۸۴
- شکل ۴-۷: میزان تولید آب ($RH=60\%$ $Pa=10.1 \text{ kPa}$)..... ۸۶
- شکل ۴-۸: اختلاف رطوبت نسبی در ورودی و خروجی تبخیرکننده ($RH=60\%$ $Pa=10.1 \text{ kPa}$)..... ۸۶
- شکل ۴-۹: رطوبت نسبی هوای خروجی از تبخیرکننده بر حسب رطوبت و دمای ورودی هوا..... ۸۷
- شکل ۴-۱۰: میزان تولید آب در شرایط مختلف آب و هوایی ($Va=3 \text{ m/s}$ $Pa=10.1 \text{ kPa}$)..... ۸۸
- شکل ۴-۱۱: شدت مصرف انرژی در شرایط مختلف آب و هوایی ($Va=3 \text{ m/s}$ $Pa=10.1 \text{ kPa}$)..... ۸۹
- شکل ۴-۱۲: اثر سرعت جریان هوا بر شدت مصرف انرژی ($RH=60\%$ $Pa=10.1 \text{ kPa}$)..... ۹۰
- شکل ۴-۱۳: توان مصرفی فن ($RH=60\%$ $Pa=10.1 \text{ kPa}$)..... ۹۰
- شکل ۴-۱۴: توان مصرفی کمپرسور ($Ta=30^\circ\text{C}$ $RH=60\%$ $Pa=10.1 \text{ kPa}$)..... ۹۱
- شکل ۴-۱۵: نمودار تغییرات دمای هوای روزانه در روز وسط ماه در ماه‌های مختلف سال در بوشهر..... ۹۲
- شکل ۴-۱۶: تعداد ردیف‌های تبخیرکننده در شرایط مختلف آب و هوایی..... ۹۳
- شکل ۴-۱۷: تعداد ردیف‌های چگالنده در شرایط مختلف آب و هوایی..... ۹۳
- شکل ۴-۱۸: تولید آب ماهانه در بوشهر..... ۹۵
- شکل ۴-۱۹: شدت مصرف انرژی ماهانه در بوشهر..... ۹۵
- شکل ۴-۲۰: بار سرمایشی سیکل در ماه‌های مختلف..... ۹۶
- شکل ۴-۲۱: تابش روزانه در ماه‌های مختلف سال در بوشهر..... ۹۶
- شکل ۴-۲۲: نمودار تولید توان دو نمونه توربین باد 2.1 kW و 0.9 kW [۴۶]..... ۹۸

فهرست جداول:

جدول ۱-۲: برخی از مبردهای رایج و شاخص ODP، GWP و ماندگاری آن در اتمسفر.....	۲۹
جدول ۱-۳: ضرایب رابطه کلین و رندل برای بازه کمپرسورهای اسکرال [۲۶].....	۳۷
جدول ۲-۳: ضرایب رابطه ۳-۴۶ [۳۰].....	۶۴
جدول ۱-۴: محیط نرم افزار ۷.۱ SELECT.....	۸۲
جدول ۲-۴: متوسط ماهانه رطوبت نسبی بوشهر در یک سال.....	۹۲
جدول ۳-۴: مشخصات هندسی مبدل ها.....	۹۴
جدول ۴-۴: مشخصات و تعداد باتری ماژول های فتوولتاییک.....	۹۷
جدول ۵-۴: میانگین ماهانه سرعت باد منطقه بوشهر.....	۹۹
جدول ۶-۴: مشخصات فنی توربین های باد [۴۶].....	۹۹
جدول ۷-۴: مشخصات و تعداد باتری توربین باد.....	۱۰۰
جدول ۱-۵: هزینه های ثابت و متغیر سیکل تبرید.....	۱۰۷
جدول ۲-۵: فناوری نسل اول سلول های خورشیدی و هزینه های آن [۴۱].....	۱۰۸
جدول ۳-۵: هزینه های سیستم فتوولتاییک انتخاب شده مستقل از شبکه.....	۱۰۸
جدول ۴-۵: هزینه های سیستم توربین باد انتخاب شده مستقل از شبکه.....	۱۱۰
جدول ۵-۵: هزینه مصرف برق در صورت اتصال سیستم به شبکه سراسری.....	۱۱۱
جدول ۶-۵: ارزش حال هزینه ها در حالت اتصال به فتوولتاییک.....	۱۱۲
جدول ۷-۵: ارزش حال هزینه ها در حالت اتصال به توربین باد- (سرعت ۴ متر بر ثانیه).....	۱۱۳
جدول ۸-۵: ارزش حال هزینه ها در حالت اتصال به توربین باد- (سرعت ۷ متر بر ثانیه).....	۱۱۴
جدول ۹-۵: ارزش حال هزینه ها در حالت اتصال به شبکه سراسری برق.....	۱۱۵

جدول ۵-۷: قیمت تمام شده آب در طرح های مطرح شده / مقایسه آن با آب شیرین کن های متداول ۱۱۶

فهرست علائم:

A	مساحت (m^2)
AH	رطوبت مطلق (kg/m^3)
C	ظرفیت گرمایی (kJ/k)
c_p	ظرفیت گرمایی ویژه در فشار ثابت ($kJ/kg.k$)
D	قطر (m)
$depc$	عمق مبدل (m)
F	گام (m)
f	ضریب اصطکاک
G	شار جرمی ($kg/m^2.s$)
$Height$	ارتفاع سطح پیشانی مبدل (m)
h	ضریب انتقال حرارت جابجایی ($w/m^2.k$)
h_d	ضریب انتقال جرم ($kg/m^2.s$)
i	آنتالپی (kJ/kg)
j	ضریب j -فاکتور
K	ضریب انتقال حرارت رسانایی ($w/m.k$)
L	طول (m)

L_e	عدد لوویس
m	دبی جرمی (kg/s)
N	تعداد ردیف‌های مبدل
n_{circ}	تعداد مدارهای مبرد در مبدل
n_{tc}	تعداد لوله‌ها در هر ردیف مبدل
P	فشار (سمت مبرد bar ، سمت هوا kpa)
P_r	عدد پرانتل
P_{rc}	نسبت فشار
P_{rd}	فشار کاهیده
P_e	محیط (m)
PD	جابجایی پیستون در کمپرسور (m)
RH	رطوبت نسبی (%)
R_{eq}	شعاع معادل (m)
R_e	عدد رینولدز
$R_{cv,pd}$	نسبت حجم مرده به جابجایی پیستون در کمپرسور
r	شعاع (m)
S_L	فاصله عمودی مرکز به مرکز لوله در جهت عمود بر جریان هوا (m)
S_T	فاصله افقی مرکز به مرکز لوله‌ها در جهت جریان هوا (m)
S_t	عدد استانتون
T	دما (سمت هوا k ، سمت مبرد c)
T_{rc}	نسبت دما

U	ضریب انتقال حرارت کلی ($W/m^2.k$)
V	سرعت (m/s)
v	حجم مخصوص (m^3/kg)
W	کار (kJ)
w	رطوبت مخصوص (kg/kg)
X	نسبت اختلاط (g/kg)
x	کیفیت
Z	ارتفاع (m)
η	بازده
η_o	ضریب کلی سطح
ρ	چگالی (kg/m^3)
μ	ویسکوزیته دینامیکی ($N.s/m^2$)
δ	ضخامت (m)
زیر نویس ها :	
a	هوای مرطوب
c	سرد
co	انتقال حرارت محسوس
$cond$	چگالنده
$comp$	کمپرسور
dry	خشک
$evap$	تبخیر کننده

<i>e</i>	خروجی
<i>f</i>	فین
<i>fr</i>	سطح پیشانی
<i>fan</i>	فن
<i>h</i>	گرم
<i>i</i>	ورودی / داخل
<i>L</i>	مایع
<i>m</i>	میانگین
<i>o</i>	خروجی / خارج
<i>p</i>	لوله
<i>r</i>	مبرد
<i>s</i>	آیزنتروپیک
<i>sat</i>	اشباع
<i>sur</i>	دمای سطح
<i>TP</i>	دوفازی
<i>v</i>	بخار
<i>vol</i>	والیومتریک
<i>w</i>	سطح تر

فصل اول:

مقدمه و اهداف تحقیق

۱-۱ مقدمه

کمبود آب باوجود منابع مختلف تأمین آب مانند منابع زیرزمینی، دریاها و رودخانه‌ها و بارندگی‌ها هنوز یکی از مسائل نگران‌کننده و یکی از موانع رشد اقتصادی کشورها به شمار می‌آید. بر اساس در حال پیش‌بینی‌ها تا سال ۲۰۲۵ میلادی بیش از ۳ میلیارد نفر از مردم زمین با مشکل تأمین آب سالم مواجه خواهند بود [۱]. میزان آبی که از منابع موجود برداشت می‌شود ولی در اثر تبخیر یا مصرف در گیاهان و فرآورده‌های کشاورزی به رودخانه‌ها یا آب‌های زیرزمینی بازمی‌گردد، حدود ۲۲۹۰ میلیارد مترمکعب در سال است. چنانچه میانگین تقاضای سرانه آب تغییر نکند و جمعیت جهان بر اساس پیش‌بینی‌های سازمان ملل به نه میلیارد نفر در سال ۲۰۵۰ برسد، آبی که بشر استحصال می‌کند حدود ۸۲ درصد آب‌های روان شیرین کره زمین خواهد بود. اگر علاوه بر جمعیت، تقاضای سرانه نیز افزایش یابد محدودیت شدید آب در سطح جهان قبل از سال ۲۱۰۰ به بحران جدی تبدیل خواهد شد. [۲]

در دهه‌های اخیر دانشمندان برای پاسخگویی به نیازهای آبی همواره در فکر بهبود چگونگی استفاده از منابع موجود و بهره‌گیری از منابع جدید بوده‌اند. به‌طور کلی منابع آب به دو گروه «منابع متعارف» شامل آب‌های سطحی، آب‌های زیرزمینی و آب باران و «منابع غیرمتعارف» شامل نمک‌زدایی آب دریا و آب‌های شور زیرزمینی و تصفیه پساب‌ها و غیره دسته‌بندی می‌شوند. در مناطقی که فقدان آب‌های سطحی یا زیرزمینی وجود دارد و یا دسترسی به آن با محدودیت روبرو است از منابع غیرمتعارف استفاده می‌شود. [۳] نمک‌زدایی یا به عبارتی شیرین سازی آب‌شور یکی از روش‌های متداول بهره‌برداری از منابع غیرمتعارف آب در دهه‌های اخیر بوده است. مطالعات نشان می‌دهند که نصب دستگاه‌های آب‌شیرین‌کن در مناطق ساحلی اثرات منفی زیادی بر اکوسیستم دریایی و ساحلی دارند [۴] و [۵]. این فرایند امروزه به‌ویژه در مناطق خشک و نیمه‌خشک جهان از جمله جنوب ایران یکی از منابع عمده تأمین آب است [۴]. به‌طور کلی ایجاد آلودگی از نوع شوری

(پساب شور) و مواد شیمیایی مصرفی در فرآیند نمک زدایی، بالا بردن دمای آب ساحل (توسط آب- شیرین کن های حرارتی)، اثرات منفی بر سفره های آبی، آلودگی صوتی، نشت مواد نفتی از تأسیسات کارخانه به ساحل و ... مهم ترین اثرات زیست محیطی کارخانه های آب شیرین کن هستند. [۴]

یکی دیگر از منابع غیرمتعارف تأمین آب بهره برداری از رطوبت موجود در هوا است. بارش های جوی هرساله میلیارد ها مترمکعب آب منابع سطحی و زیرزمینی کره زمین را تغذیه می کند اما به دلیل توزیع ناهمگون زمانی و مکانی بارندگی در سطح کره زمین بهره برداری از این منابع پاسخگوی نیازها در بسیاری از مناطق نیست [۶]. میزان آبی که سالانه از اقیانوس ها تبخیر می شود حدود ۴۲۵ هزار میلیارد مترمکعب است که بخش اعظم آن به صورت بارندگی به اقیانوس ها برمی گردد و تنها ۴۰ هزار میلیارد مترمکعب آن که به صورت نزولات جوی در خشکی ها تخلیه و به صورت روان آب از طریق رودخانه ها و جریان های زیرزمینی دوباره به سوی اقیانوس ها جاری می شود برای تأمین نیاز آبی بشر قابل دسترس خواهد بود [۲] علاوه بر آن در چرخه هیدرولوژیکی تمام بخار آب موجود در جو به نزولات تبدیل نمی شود بلکه بخشی از بخار آب به دلیل پایین بودن تراکم به بارش تبدیل نشده و به صورت مرئی یا نامرئی و به عنوان یک منبع بالقوه در فضا باقی می ماند. در سال های اخیر بهره برداری از رطوبت موجود در هوا و تولید آب از رطوبت هوا اغلب با روش های مختلف نه به عنوان یک منبع جایگزین بلکه به عنوان یک مکمل بسیار مناسب برای جبران کمبودها مورد مطالعه و اجرا قرار گرفته است. [۶] جمع آوری مه و جمع آوری شبنم از جمله روش های متداول در این زمینه هستند. میزان تولید آب در روش اول شدیداً به میزان مه موجود در هوا بستگی دارد ضمن اینکه دمای محیط باید زیر نقطه شبنم باشد. طبق آمارهای هواشناسی تشکیل مه تنها در مناطق جغرافیایی خاصی با شرایط جوی بسیار خاص اتفاق می افتد. این واقعیت به کارگیری روش مذکور را با محدودیت های مکانی و زمانی روبرو می کند [۷]. جمع آوری شبنم در مقایسه با روش قبل از کارایی بیشتری برخوردار است زیرا تشکیل شبنم در مقایسه با مه به تناوب بیشتر امکان پذیر است. در بسیاری از مناطق جغرافیایی که کمبود آب در آن ها وجود دارد و سطح بارندگی پایین است رطوبت مطلق بالایی مشاهده می شود.

برخلاف روش استفاده از شبکه‌های جمع‌آوری مه که تنها در مناطق آب و هوایی بسیار مرطوب کارایی دارد، این روش حتی در مناطق نسبتاً خشک نیز کارا بوده و با کاستن دما به زیر دمای نقطه شبنم، رطوبت موجود در هوا قابل بازیابی است [۷]. روش‌هایی شامل غشاهای جداکننده گاز، روش جذبی و سطوح سرد روش‌های متداول استخراج رطوبت هوا هستند. در این میان روش سطح سرد یکی از ساده‌ترین روش‌ها است. تشکیل شبنم روی سطح سرد پدیده‌ای متداول در زندگی روزمره انسان است. همین پدیده را می‌توان در کویل‌های رطوبت‌زدا در یک سیکل تبرید مشاهده نمود. مکانیسم عملکرد سیکل‌های تبرید با توجه با ظرفیت سرمایشی و نوع تجهیزات بکار رفته متفاوت است که انتخاب نوع این تجهیزات به شرایط کارکرد سیکل بستگی دارد. بالا بودن میزان مصرف انرژی الکتریکی در سیکل‌های تبرید سبب شده تا در سال‌های اخیر به‌کارگیری انرژی‌های نو و تجدید پذیر به‌عنوان نیروی محرکه این سیکل‌ها موردتوجه قرار گیرد [۱۰]. با توجه به پیشرفت‌های وسیعی که در فناوری سیکل‌های تبرید در سال‌های اخیر انجام شده است به همراه سادگی عملکرد و تعمیرات و نگهداری آن‌ها، حوزه پژوهشی گسترده‌ای در بررسی بهبود عملکرد این سیکل‌ها در زمینه استحصال آب از رطوبت هوا وجود دارد.

۲-۱ پیشینه تحقیق

طبق مطالعات بیسنس و میلیموک [۷] در سال ۲۰۰۰ تولید آب از رطوبت هوا به‌عنوان جایگزینی برای منابع متعارف آب از سالیان دور موردتوجه بوده است. اولین شبکه جمع‌آوری مه در دهه ۱۹۶۰ در دانشگاه کاتولیک شمال شیلی مورد بهره‌برداری قرار گرفت. بعدها این سیستم با تغییراتی که بر روی آن اعمال شد برای تأمین آب یک استخر کوچک پرورش ماهی مورد استفاده قرار گرفت. یکی از سازه‌های موردبررسی بیسنس و میلیموک حوضچه‌های شبنم مصنوعی است که در انگلیس در قرون وسطی بکار می‌رفت. این حوضچه‌ها چاله‌هایی به ابعاد چندین مترمربع بودند که کف آن‌ها را با لایه‌ای از کاه خشک و خاک رس و سنگ می‌پوشاندند. سرد شدن سطح سنگ‌ها در شب سبب

تشکیل شب‌نم می‌شده و به هم پیوستن قطرات شب‌نم در طول شب منبعی از آب تازه در اختیار افراد قرار می‌داده است. همچنین یک مهندس روسی به نام فردریچ زیبولد در سال ۱۹۰۶ پس از نگارش کتابی در مورد پتانسیل چگالش بخار آب موجود در اتمسفر، با استفاده از سنگریزه چگالنده‌ای به شکل مخروط ناقص ساخت که به صورت غیرفعال^۱ و تنها با بهره‌گیری از سرمایش تشعشعی سطح سنگریزه‌ها در طول شب عمل می‌کرد. چگالنده مذکور شش سال بعد بکار انداخته شد و روزانه حدود ۳۶۰ لیتر آب تولید کرد. این تجربه موفق در سال ۱۹۱۵ به علت نشت آب از کف چگالنده متوقف شد. به نظر می‌رسد، خنک نشدن سطوح به اندازه کافی بعد از رسیدن آن‌ها به دمای بالا در طول روز، دلیل شکست سایر تجربیات مشابهی بود که در آن سال‌ها انجام شد. چگالنده‌های شب‌نم باید سبک باشند تا خنک شدن آن‌ها با سرعت بیشتری انجام شود درواقع این روشی است که بسیاری از گیاهان حتی در مناطق کویری برای تأمین آب مورد نیاز خود بکار می‌برند [۷].

در مطالعه‌ای که رولاند والگرین [۸] در سال ۲۰۰۱ انجام داد مروری بر روش‌های مختلف تولید آب از رطوبت هوا و همچنین روش متداول شیرین سازی آب دریا انجام شد. بر اساس این مطالعه در عمل برای یک سیستم آب‌شیرین‌کن با فناوری روز برای تولید یک مترمکعب آب بیش از ۲۳ kwh انرژی مورد نیاز است. همچنین تولید آب از رطوبت هوا به ازای هر مترمکعب آب تولیدی در تئوری ۶۸۱ kwh انرژی مصرف می‌کند. او با بررسی نمونه‌های تجربی مختلف بیان کرد که در صورت استفاده از اتمسفر، آب سرد عمق دریا و یا سرمایش تشعشعی به عنوان مدفن حرارت این میزان مصرف انرژی کاهش می‌یابد. او همچنین ضمن بیان نقاط قوت و ضعف روش‌های مختلف تولید آب از رطوبت هوا آن‌ها را باهم مقایسه نمود. بر این اساس روش سطح سرد به دودسته تقسیم می‌شود: استفاده از سیکل تبرید و به کارگیری سرمایش تشعشعی. که دسته اول به دلیل برخورداری از توسعه بیشتر در فناوری و سادگی عملکرد و تعمیرات و نگهداری، بیشتر مورد استقبال بوده است.

بررسی پتانسیل استفاده از کویل‌های تبخیرکننده در دستگاه‌های خنک‌کننده برای استحصال آب در مناطق گرم و مرطوب توسط حبیب اله (۲۰۰۹) [۹] انجام شد. او در این مقاله به مسئله تولید آب اتمسفریک^۱ با کمک کویل‌های تبخیرکننده دستگاه خنک‌کننده هوا در اقلیم گرم و مرطوب پرداخت. این امر به دلیل تعرفه پایین برق و درآمدزایی بالا در این مناطق توجیه اقتصادی دارد. در این مناطق برخی از دستگاه‌های سرمایشی در ظرفیت‌های بسیار بالا بکار گرفته می‌شوند، او در مقاله خود پتانسیل تولید آب اتمسفریک به‌عنوان محصول جانبی این دستگاه‌ها و پارامترهای مؤثر در میزان تولید آب با توجه به شرایط اقلیمی منطقه را مورد ارزیابی قرارداد. او با برقراری معادلات بالانس جرم و حرارت و بازده فین، میزان آب حاصل از چگالش روی کویل‌های تبخیرکننده را بر اساس سطح کویل‌ها محاسبه نمود. سطح آنالیز ثابت و کاملاً تر و کویل فین دار بوده و ظرفیت حرارتی تبخیرکننده نیز با در نظر گرفتن نوع خاصی از تبخیرکننده از اطلاعات کارخانه به دست آمد. در نتیجه مطالعه او مشخص شد که استفاده از کویل‌های تبخیرکننده به‌عنوان منبع تولید آب در اقلیم گرم و مرطوب تنها در شرایطی کارایی دارد که سرعت هوای ورودی به کویل در رنج سرعت اسمی خود سیستم سرمایشی یا پمپ گرمایی باشد برای یک سیستم با تبخیرکننده معمولی با سرعت هوا ۲,۲۵ متر بر ثانیه در سطح پیشانی با مبرد ۲۲-R در دمای ۱۰- درجه سلسیوس با سطح انتقال حرارت ۴۷ مترمربع در ماه آگوست در حدود ۰,۷ لیتر بر ساعت (۱۶,۹۷ کیلوگرم بر ساعت در هر مترمربع از سطح کویل) تولید آب محاسبه شده است. همچنین در سرعت‌های زیاد جریان هوا، به دلیل کاهش ظرفیت حرارتی تبخیرکننده و در سرعت‌های بسیار پایین نیز به دلیل تشکیل برفک میزان آب تولیدی کاهش می‌یابد. از این دیدگاه یک رنج مناسب برای دبی هوای عبوری از روی کویل‌ها تعریف می‌شود. میانگین تولید آب در دستگاه‌های عادی برحسب سطح کویل $14/4 \text{ kg/m}^2\text{hr}$ در ماه فوریه و حدود $17 \text{ kg/m}^2\text{hr}$ در ماه آگوست به دست آمد.

بالا بودن میزان مصرف انرژی الکتریکی در سیکل‌های تبرید سبب شده تا در سال‌های اخیر

^۱ در مقالات و مطالعات زیادی "آب استحصال‌شده از رطوبت هوا" تحت عبارت "آب اتمسفریک" بیان شده است.

به کارگیری انرژی‌های نو و تجدید پذیر به عنوان نیروی محرکه این سیکل‌ها مورد توجه قرار گیرد. میلانی و همکارانش (۲۰۱۴) [۱۰] به اعتبارسنجی مدل تجربی برای تولید آب از رطوبت هوا با استفاده از سیستم کمکی خشک‌کن خورشیدی پرداختند. این مدل میزان آب تولیدی سالانه را در ۳ منطقه آب و هوایی متفاوت شامل سیدنی، ابوظبی و لندن مورد بررسی قرارداد. پس از آن، مدل مذکور به منظور بررسی فواید ترمودینامیکی استفاده از هوای رطوبت‌زدایی شده به عنوان جریان تغذیه‌کننده یک سیستم HVAC در ابعاد کوچک بکار گرفته شد. شبیه‌سازی نشان داد که این سیستم در ابعاد بسیار کوچک در شهر سیدنی بدون بهینه‌سازی برای فصول مختلف می‌تواند سالانه ۱۳۸۰۰ لیتر آب آشامیدنی با کیفیت بالا تولید کند. این میزان در ابوظبی به ۱۸۵۰۰ لیتر می‌رسد.

یک شرکت فرانسوی بانام Eole Water در سال ۲۰۰۸ توربین‌های بادی WMS۱۰۰۰ را با توانایی تولید همزمان برق و آب باهدف تأمین آب شرب در مناطق دوردست طراحی کرد. طراحان ادعا کردند که توربین تولیدی آن‌ها در مناطق آب و هوایی مرطوب قادر به تولید آب تا ۱۰۰۰ لیتر در روز است [۱۱]. این ماشین ترکیبی است از دو فناوری متداول توربین باد جهت تأمین نیروی محرکه سیستم و سیکل تبرید تراکمی به عنوان بخش رطوبت‌زدا. نیروی محرکه فرآیند تولید آب در این توربین‌ها همان انرژی الکتریکی تولیدشده با استفاده از فناوری توربین باد است. در این سیستم از روش سیکل تبرید و سطوح سرد برای تولید آب از رطوبت هوا استفاده شد. در سال ۲۰۱۲ نمونه‌هایی از این دستگاه برای مدت دو سال متوالی به صورت آزمایشی در دبی نصب شد. همچنین این دستگاه به منظور ارزیابی عملکرد آن در شرایط آب و هوایی و اقلیم سخت از نوامبر ۲۰۱۱ در جنوب غربی ابوظبی در امارات تحت آزمایش قرار گرفته است. در ژانویه ۲۰۱۳ نتایج سالانه این آزمایش بسیار موفقیت‌آمیز گزارش شد. نمونه‌های تحت آزمایش تا آن زمان به طور میانگین ۶۲ لیتر در ساعت در شرایط آب و هوایی با نسبت رطوبت ۴۵ درصد و دمای میانگین ۲۴ درجه سلسیوس آب قابل شرب تولید کردند. نتایج نشان می‌دهد که میزان آب تولیدشده به سرعت باد، دما و نسبت رطوبت هوای محیط بستگی دارد. از نظر طراحان این دستگاه انتخاب دبی به دلیل وجود طوفان‌های سنگین و بالا

رفتن دما تا ۵۰ درجه سلسیوس شرایط مناسبی برای آزمایش فراهم می‌کند چنانچه این دستگاه به مدت ۶ ماه در این اقلیم کارکرد مناسبی داشته باشد تضمینی برای بازده بالای آن در مناطق جغرافیایی دیگر خواهد بود [۱۲].

از معدود مطالعاتی که در ایران در زمینه تولید آب از رطوبت هوا انجام شده کار سیده سمانه بحرانی و سونا رئیسی در سال ۱۳۹۱ [۳] است که با مدل سازی و حل عددی چگالنده های زیبولد^۱، پتانسیل استفاده از آن را در ایران بررسی کردند. همچنین پژوهش هایی در خصوص فن آوری تبدیل هوا به قطرات آب در شرایط آزمایشگاهی انجام شده است [۶] که نتایج آن نشان می‌دهد که در مناطق دارای هوای با رطوبت زیاد می‌توان با تبدیل آن به قطرات آب با استفاده از فن آوری آبیاری قطره ای نسبت به کاشت درخت و بوته های شورپسند اقداماتی انجام داد. همچنین کار کاشت دو گونه درختی در شرایط آزمایشگاهی با این روش دنبال شد [۶]

از آنجاکه در این پایان نامه یکی از بخش های اصلی، شبیه سازی و طراحی سیکل تبرید و مبدل حرارتی است در این مرحله مطالعاتی نیز بر روی سیکل های تبرید و مبدل های حرارتی مربوطه صورت گرفته است. از آنجاکه سیال یک سمت مبدل های حرارتی مورد استفاده هوا است، به طور معمول از مبدل های پره-لوله استفاده می‌گردد. بنابراین برخی از مطالعات ارائه شده مربوط به این نوع مبدل ها است.

شکوهمند و آل ابراهیم (۱۳۷۶) [۱۳] در مطالعه ای تجربی به پدیده انتقال حرارت توأم با تقطیر بخار آب در مبدل های پره-لوله پرداختند. طبق نتایج آن ها جنس پره سهم مهمی در راندمان پره دارد. همچنین در یک جنس معین با افزایش گام پره و یا بالا رفتن دما و یا رطوبت هوای ورودی راندمان کاهش می‌یابد. بعلاوه راندمان پره با سطح مرطوب پایین تر از راندمان با پره خشک است.

^۱ چگالنده زیبولد یک مخروط ناقص بزرگ از سنگ های ساحلی می باشد که سطح بالایی آن قیفی شکل است و بر روی یک زیر بنای بتنی با یک کانال تعبیه شده در آن برای خروج میعانات واقع شده است [۳]

المهدی و بیگس (۱۹۷۹) [۱۴] در کار خود به روابطی برای انتقال حرارت روی مبدل‌های حرارتی پره -لوله‌ای با سطح خشک‌دست یافتند. در این کار با محدود کردن بازه عدد رینولدز بین ۲۰۰ تا ۲۰۰۰ تابعی عمومی برای ضریب زفاکتور ارائه شد و سپس با استفاده از رگرسیون خطی و داده‌های مطالعات قبلی خود به تعیین پارامترهای هندسی مؤثر در محاسبه ضرایب پرداختند. این ضرایب با ضرایب به‌دست‌آمده از روابط مقایسه شده است.

چی چوان وانگ و همکارانش (۱۹۹۷) [۱۵] عملکرد مبدل حرارتی لوله‌ای با پره‌های مسطح با چیدمان مثلثی متساوی‌الاضلاع را در شرایط سطح‌تر موردبررسی قراردادند. پس از ارائه روابطی برای ضریب انتقال حرارت کلی این نوع مبدل با سطح‌تر، بررسی آزمایشگاهی اثر فاصله بین پره‌ها، تعداد ردیف‌های لوله و شرایط ورودی مورد مطالعه قرار گرفت. آن‌ها همچنین در سال ۱۹۹۹ [۱۶] با استفاده از مطالعه اخیر این بار بدون محدودیت هندسی روابطی را نیز برای عملکرد مبدل‌های لوله‌ای با پره‌های مسطح با سطح‌تر در سمت هوا ارائه دادند.

کرید تیلور (۲۰۰۴) [۱۷] در پایان‌نامه خود با استفاده از روش تجربی به اندازه‌گیری ضریب انتقال حرارت و ضریب اصطکاک سمت هوا در مبدل‌های پره -لوله پرداخت. او با ساخت ۸ مدل مختلف از این مبدل‌ها آن‌ها را در شرایط سرعت هوای ۵ تا ۱۲ فوت بر ثانیه مورد آزمایش قرارداد. اثر فاصله فین‌ها و تعداد ردیف‌ها مورد مطالعه قرار گرفت.

چنگ و موس (۲۰۰۹) [۱۸] در کار خود به مبحث انتقال حرارت در جریان‌های دوفازی پرداختند. آن‌ها در بخش‌هایی از کار خود به مقایسه تمامی روابط معتبر ارائه‌شده برای محاسبه ضریب انتقال حرارت و افت فشار در جریان‌های دوفازی بخار-مایع ایجادشده در طی چگالش و یا تبخیر پرداخته و با مقایسه آن‌ها با داده‌های تجربی به معرفی مناسب‌ترین روابط پرداختند.

در زمینه مدل‌سازی سیکل تبرید به‌منظور تولید آب، آنباروس و پاویترا (۲۰۱۱) [۱۹] به مطالعه سیکل‌های تبرید تراکم بخار و امکان به‌کارگیری آن‌ها در تولید آب از رطوبت هوا پرداختند. بر اساس

نتایج ارائه شده یک دستگاه تولید آب از رطوبت هوا شامل سیکل تبرید دستگاه تهویه مطبوع به همراه بخش رطوبت زدا قادر به تأمین آب کافی برای آب آشامیدنی مورد نیاز یک منزل مسکونی است.

همچنین بورتولینی و همکارانش (۲۰۱۴) [۲۰] طی مقاله‌ای با مدل بالانس جرم و انرژی و روابط سایکرومتریک در سمت هوای مبدل‌ها به بهینه‌سازی یک سیکل تبرید تراکم گاز با توان سرمایشی معین به منظور تولید آب آشامیدنی از رطوبت هوا پرداختند. هدف از این کار یافتن دبی حجمی بهینه هوای مرطوب به منظور تولید بیشینه آب و همچنین تخمین میزان انرژی مصرفی به ازای تولید هر لیتر آب با دو تئوری شرایط ثابت و شرایط متغیر ساعتی و ماهانه بود.

مطالعاتی نیز در زمینه عملکرد سیکل‌های تبرید انجام شد مانند کار هیلر و گلیکسمن (۱۹۷۶) [۲۱] که در مطالعاتی به مدل‌سازی عددی و تجربی سیکل تبرید پرداختند. هدف آنها بررسی تأثیر ظرفیت کمپرسور بر عملکرد سیکل بود. بدین منظور آنها به کمک روابط حاکم بر تک‌تک اجزای سیکل مدل‌سازی سیکل را به صورت جزبه‌جز انجام دادند. روابط ارائه شده در مطالعه حاضر در بخش دوفازی از کار آنها نیز استفاده شده است

ابراهیم دینچر و مهمت کانقلو (۲۰۱۰) [۲۲] در کتاب خود به تفصیل به بررسی انواع مختلف سیکل‌های تبرید و اجزای مختلف آنها پرداختند. همچنین اطلاعات مفیدی را در مورد انواع مبردهای بکار رفته در سیکل تبرید و رده‌بندی آنها از نظر کاربری و اثرات زیست محیط ارائه کردند. استوکر و جونز [۲۳] نیز در کتاب خود به بحث سرمایش و تهویه مطبوع با سیکل تبرید پرداختند. در فصل‌هایی از کار آنها به تفصیل به بحث سایکرومتریک و انتقال حرارت روی سطح‌تر و معرفی قوانین حاکم بر این فرآیند پرداخته شده است. در این مطالعه از برخی نتایج ارائه شده در این کتاب‌ها استفاده شده است.

لازم به ذکر است که دستگاه‌هایی که تحت عنوان رطوبت‌گیر در بازار تجاری کشور وجود دارند در زمینه تهویه مطبوع کاربرد دارند و هدفی متفاوت از این پروژه را دنبال می‌کنند. سیستم‌هایی در

مقیاس آزمایشگاهی ساخته و معرفی شده‌اند مانند کار شرکت ره جویان عرصه دانش (۱۳۹۴) [۲۴] که سیکل تبریدی در مقیاس آزمایشگاهی برای تولید آب معرفی کرده است که روزانه با صرف انرژی ۶۳۰ وات ساعت برای هر لیتر قادر به تولید ۱۹ لیتر آب است. در زمینه مدل سازی ترمودینامیکی و بهینه سازی سیستم های مدرن تر تولید آب از رطوبت هوا و به کار گیری سیکل تبرید در ایران، به نظر کار مطالعاتی وسیعی انجام نشده است.

۳-۱ بیان مسئله و اهداف تحقیق

تاکنون رطوبت گیری از هوا به روش های مختلف انجام شده است. در روش سطح سرد با هدایت جریان هوا و عبور آن از روی این سطح، سرمایش بخار آب تا زیر نقطه شبنم اتفاق می افتد و میعان آغاز می شود. فرآیند اصلی در تولید آب از رطوبت هوا نیز بر همین مبنا استوار است. با به کار گیری سیکل تبرید تراکمی به دلیل عملکرد ساده و مؤثر آن در بحث رطوبت گیری از هوا، با ایجاد سطوح سرد مورد نیاز در کویل های تبخیر کننده، بستر مناسب جهت میعان بخار آب موجود در هوا فراهم می شود. عملکرد سیکل تبرید در این زمینه به شدت تحت تأثیر شرایط آب و هوایی محیط اطراف و نحوه عملکرد اجزای سیکل است. چهار فرآیند اصلی در این سیکل ها تبخیر، تراکم، چگالش و انبساط مبرد است که به ترتیب در تجهیزاتی شامل تبخیر کننده، کمپرسور، چگالنده و شیر انبساط انجام می شوند.

انتقال حرارت اصلی در سیکل در دو بخش تبخیر کننده و چگالنده به عنوان دو مبدل حرارتی انجام می شود و طراحی دقیق آن ها در میزان انتقال حرارت محسوس و نهان بین هوا و مبرد و میزان بخار آب میعان یافته تأثیر گذار است. به ویژه اینکه در این دستگاه چگالش آب بر روی سطح تبخیر کننده وجود دارد. بنابراین لازم است تا این مسئله در طراحی سیکل تبرید مورد توجه قرار گیرد. همچنین چیدمان تبخیر کننده و چگالنده در مواجهه با جریان هوا می تواند در کارایی سیکل تأثیر گذار باشد که در این پژوهش باید مورد توجه قرار گیرد.

پارامتر اصلی دیگر، مصرف انرژی در سیکل‌های تبرید تراکمی است که به میزان قابل‌توجهی بالا است و بخش عمده آن در کمپرسور اتفاق می‌افتد. بنابراین انتخاب کمپرسور متناسب با عملکرد سیکل در میزان مصرف انرژی سیکل تأثیرگذار است. همچنین لازم است تا فناوری بکار رفته در کمپرسور از نظر بهینه بودن مصرف انرژی آن موردتوجه قرار گیرد. مصرف انرژی در سیکل‌های تبرید تراکمی بالاست و این مسئله به‌عنوان یکی از معایب این روش مطرح می‌شود. لازم است تا امکان به‌کارگیری انرژی‌های تجدیدپذیر جهت تأمین انرژی موردنیاز سیکل نیز موردبررسی قرار گیرد.

با توجه به هشدارهای جدی در خصوص بحران آب در قرن حاضر، بررسی امکان پیاده‌سازی این فناوری در شرایط اقلیمی کشور می‌تواند افقی جدید در تأمین آب آشامیدنی و کمک به حل مشکل کم‌آبی در برخی شرایط خاص باشد.

لذا هدف از انجام این پژوهش طراحی یک سیکل تبرید تراکمی باهدف تولید آب از رطوبت هوا و بررسی عملکرد سیکل در شرایط اقلیمی مختلف و همچنین بررسی امکان به‌کارگیری انرژی‌های تجدیدپذیر به‌عنوان تأمین‌کننده الکتریسیته موردنیاز و تحلیل اقتصادی برای برآورد قیمت تمام‌شده آب و مقایسه با روش‌های متداول آب‌شیرین‌کن‌ها است.

۴-۱ نوآوری تحقیق

در اکثر مطالعات گذشته بحث تولید آب از رطوبت هوا یا تنها به‌صورت آزمایشگاهی انجام‌شده است و یا به بررسی پارامترهای آب و هوایی و تأثیر آن بر میزان تولید آب در یک سیکل با توان سرمایشی معین پرداخته‌شده است. در مواردی مانند ساخت و بهره‌برداری آزمایشی از این روش (مانند دستگاه ساخته‌شده توسط شرکت EOLE [۱۱]) نیز هیچ گزارشی از تئوری تحقیقات و نتایج حل عددی ارائه نشده است [۱۱]. همچنین در زمینه تولید آب از رطوبت هوا به کمک سیکل تبرید در شرایط آب و هوایی کشورمان به نظر می‌رسد که مطالعات دقیقی چه از نظر فنی و چه از نظر اقتصادی در کشور انجام نشده است. بنابراین در این تحقیق سعی شده است تا با طراحی کامل و دقیق سیکل

تبرید در شرایط چگالش آب و انتخاب چیدمان مناسب برای اجزای این دستگاه، علاوه بر پارامترهای آب و هوایی به بررسی تأثیر پارامترهای سیکل بر میزان تولید آب نیز پرداخته شود. ارزیابی به کارگیری انرژی باد و خورشید در شرایط سیکل طراحی شده نیز تاکنون به صورت دقیق و مقایسه‌ای انجام نشده که در این پژوهش مورد توجه قرار گرفته است.

۵-۱ مروری بر مراحل انجام تحقیق

نخست بر مبنای مطالعات صورت گرفته طرح اولیه‌ای برای سیستم تولید آب از رطوبت هوا در نظر گرفته می‌شود. در این مرحله با استخراج پارامترهای طراحی سیکل تبرید، تأثیر پارامترهای اصلی بر عملکرد سیکل مورد بررسی قرار می‌گیرد. پارامترهای مربوط به شرایط آب و هوا در ابتدا ثابت فرض شده و چرخه ترمودینامیکی با کمک نرم‌افزار Matlab مدل‌سازی شده است. با استفاده از تحلیل پارامتری تأثیر متغیرهای مؤثر در عملکرد سیکل بررسی شده و محدوده این پارامترها و بیشینه تولید آب در آن محدوده استخراج گردیده است. سپس عملکرد این دستگاه دریکی از شهرهای جنوبی کشور مورد بررسی قرار گرفته است. در ادامه ارزیابی فنی و اقتصادی به کارگیری انرژی باد و خورشید در مطالعه موردی برای تأمین انرژی الکتریکی سیکل و مقایسه آن با آب-شیرین‌کن‌های متداول انجام شده است.

بدین منظور در فصل دوم به مباحث نظری پیرامون اهمیت موضوع و معرفی روش‌های مختلف و نوین تولید آب شیرین پرداخته خواهد شد. در فصل سوم ضمن معرفی سیکل مورد نظر، روابط حاکم و شرایط مدل‌سازی سیکل و همچنین سیستم فتوولتائیک و توربین باد به تفکیک ارائه شده است و متناسب با شرایط عملکرد سیکل، به روش شبیه‌سازی و روند حل معادلات نیز اشاره شده است. در فصل چهارم نتایج به دست آمده از مدل‌سازی و تحلیل عملکرد دستگاه ارائه شده است. فصل پنجم به تحلیل اقتصادی عملکرد پروژه پرداخته و در فصل ششم جمع‌بندی نتایج و پیشنهادهایی جهت انجام مطالعات جامع‌تر در ادامه این پروژه ارائه شده است.

فصل دوم:

مروری بر روش های تولید آب

شیرین

همان طور که گفته شده روش های غیرمتعارف تأمین آب شامل نمک زدایی آب دریا و آب های شور زیرزمینی و تصفیه پساب ها و غیره است. یکی دیگر از این منابع که طی سال های اخیر بیشتر مورد توجه قرار گرفته است، استحصال آب از رطوبت موجود در هوا است. جو زمین شامل ۱۲۹۰۰ میلیارد مترمکعب آب تازه است که ۹۸ درصد آن به صورت بخار و ۲ درصد آن به صورت ابر وجود دارد [۷]. بنابراین می توان دید که منابع آب بسیار زیادی در جو وجود دارد. در چرخه هیدرولوژیکی نیز تمام بخار آب موجود در جو به نزولات تبدیل نمی شود بلکه بخشی از بخار آب به دلیل پایین بودن تراکم به بارش تبدیل نشده و به صورت مرئی یا نامرئی و به عنوان یک منبع بالقوه در فضا باقی می ماند. در سال های اخیر بهره برداری از رطوبت موجود در هوا و تولید آب از رطوبت هوا با روش های مختلف، نه به عنوان یک منبع جایگزین، بلکه به عنوان یک مکمل بسیار مناسب برای جبران کمبودها مورد مطالعه و اجرا قرار گرفته است. در این فصل به بررسی بیشتر روش های غیرمتعارف تولید آب شیرین و در انتها توصیف بیشتر روش بکار گرفته شده در این پژوهش پرداخته می شود.

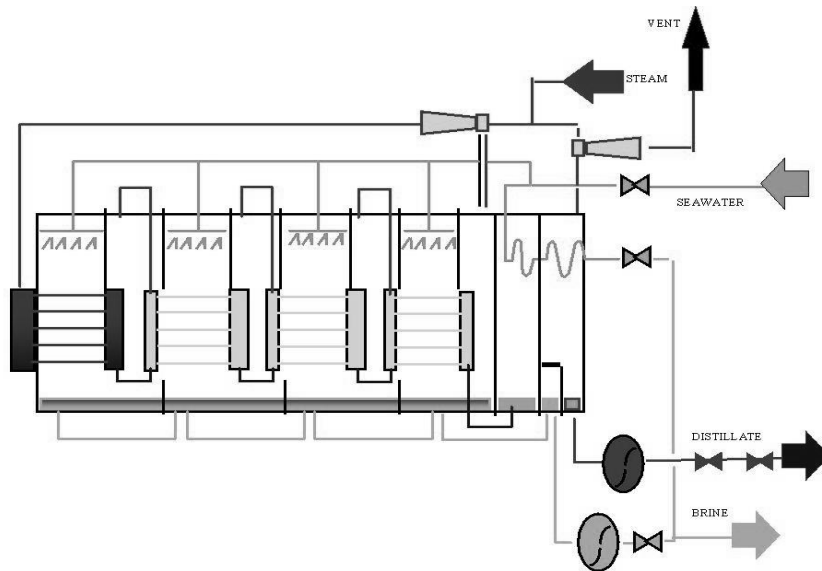
۲-۲ شیرین سازی آب شور

در این روش به کمک تقطیر آب شور، نمک و سایر مواد معدنی با تکنیک های مختلف از آن جدا می شود. در این بخش به طور خلاصه تعدادی از این تکنیک ها معرفی می شوند.

۱-۲-۲ آب شیرین کن چند مرحله ای (MED) ^۱

این آب شیرین کن ها از نوع آب شیرین کن های دو فاز بوده که مبتنی بر تولید آب شیرین در مراحل مختلف هستند. این آب شیرین کن در جاهایی استفاده می شود که بتواند گرمای مورد نیاز خود را از حرارت اضافی موتور یا نیروگاه تأمین نماید و در غیر این صورت امکان استفاده از آن ها وجود ندارد چراکه نیازمند بخار و یا آب داغ جهت انجام شیرین سازی آب شور می باشند. این آب شیرین کن ها از

چندین مرحله متوالی تشکیل شده است که در هر مرحله مقداری از آب شور تبخیر شده و در مرحله بعدی چگالیده و تبدیل به آب شیرین می‌شود. شکل ۱-۲ نمایی از یک آب شیرین کن چندمرحله‌ای را نشان می‌دهد.

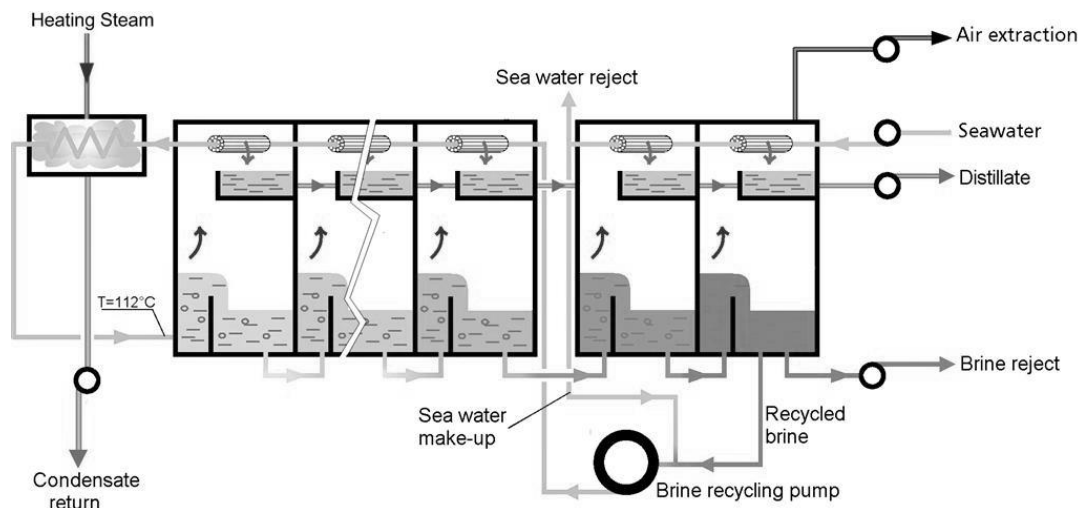


شکل ۱-۲: شماتیکی از فرآیند آب شیرین کن چندمرحله‌ای حرارتی

۲-۲-۲. آب شیرین کن با افت فشار ناگهانی (MSF)^۱

این نوع آب شیرین کن‌ها درصد زیادی از واحدهای تولید آب شیرین را در سراسر دنیا به خود اختصاص داده‌اند و بالأخص در کشورهایمانند عربستان، کویت و امارات اکثر آب شیرین کن‌های موجود را شامل می‌شوند. مهم‌ترین ویژگی این آب شیرین کن استفاده در ظرفیت‌های بالا است. حالت خاصی از آب شیرین کن‌های چندمرحله‌ای تبخیری هستند که در قسمت قبلی توضیح داده شد. در این آب شیرین کن‌ها از پدیده تبخیر ناگهانی استفاده می‌شود و در هر مرحله مقداری از آب شور تبخیر و سپس چگالیده شده و در نتیجه شیرین می‌گردد (شکل ۲-۲). ساده‌ترین نوع این آب شیرین کن‌ها از یک مرحله می‌تواند تشکیل شود.

^۱ Multi Stage Flash



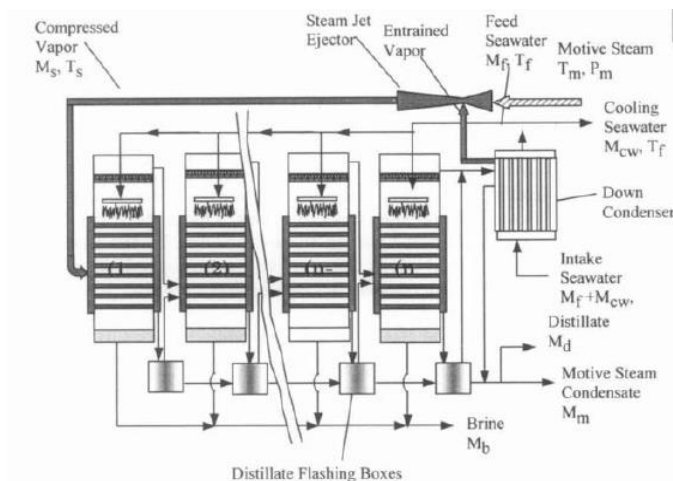
شکل ۲-۲: شمایی از فرایند آب شیرین کن با تبخیر ناگهانی

۲-۳-۲. آب شیرین کن های مبتنی بر تراکم بخار (MVC)^۱

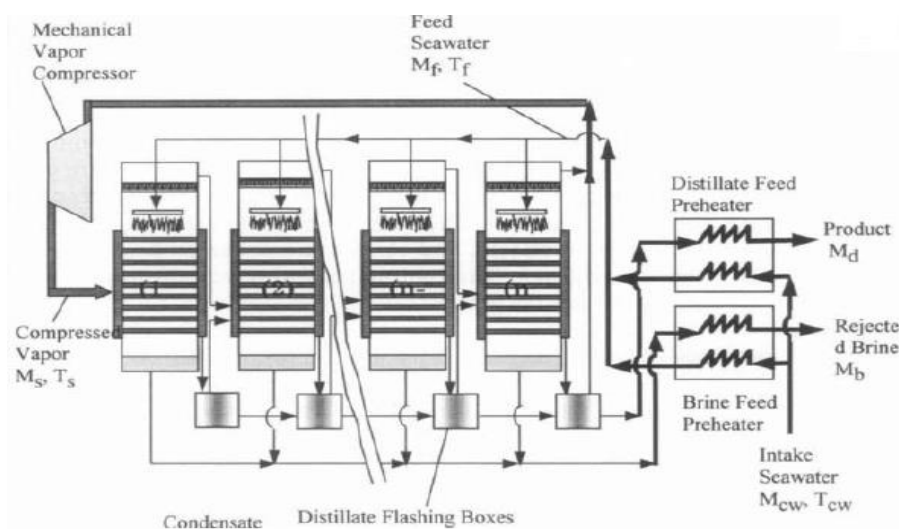
تراکم بخار گرمایش آب تغذیه در آب شیرین کن های MSF و MED یکی از راهکارهای افزایش تولید آب شیرین است. معمولاً تراکم بخار به دو شکل گرمایی و مکانیکی انجام می شود. در تراکم گرمایی مطابق شکل ۲-۳ از یک اژکتور جهت متراکم کردن بخار استفاده می شود. بخاری که از منبع خارجی تأمین شده و از طرف دیگر نیز بخار تشکیل شده در پیش گرم کن وارد اژکتور می شود. این دو جریان با یکدیگر اختلاط پیدا کرده و با فشار و دمای مطلوب خارج می شود. ماهیت متراکم شدن بخار و چگونگی آن به ساختار اژکتور برمی گردد. همچنین اژکتور به حذف گازهای غیرقابل چگالش کمک کرده و فشار داخلی سیستم را تنظیم می کند.

در سیستم های شامل تراکم مکانیکی بخار، مطابق ۲-۴، چگالنده انتهایی حذف شده و حرارت آب شیرین تولید شده و پساب در دو مبدل جداگانه به آب تغذیه منتقل می شود. همچنین بخار تشکیل شده در مرحله انتهایی، توسط یک کمپرسور به فشار و دمای مطلوب رسیده و سپس وارد اولین مرحله می شود.

^۱ Mechanical Vapor Compression



شکل ۲-۳ آب شیرین کن چندمرحله‌ای با تراکم گرمایی بخار

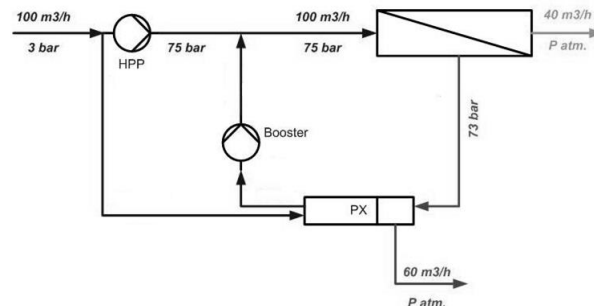


شکل ۲-۴: آب شیرین کن چندمرحله‌ای با تراکم مکانیکی بخار

۲-۴. آب شیرین کن اسمز معکوس (RO)^۱

این دستگاه‌ها که در حال حاضر به شدت در حال توسعه هستند. یکی از نکات بسیار مهم در مورد عملکرد این دستگاه‌ها این است که غالباً برای تولید آب شیرین از آب شور بکار می‌روند و اگر از آن‌ها جهت شیرین‌سازی آب دریا استفاده شود مصرف انرژی بالاتری خواهند داشت. نسبت تولید این دستگاه‌ها در حدود ۴۰ تا ۵۰ درصد است یعنی در حدود نصف آب شور ورودی را به آب شیرین تبدیل

می‌کنند اما هزینه‌های عملیاتی و غشاهای مصرفی، هزینه تولید آب شیرین را در این دستگاه‌ها بالا برده است.



شکل ۲-۵: شمایی از آب شیرین کن اسمز معکوس

۲-۵-۲. آب شیرین کن غشایی نانوفیلتراسیون (NF)^۱

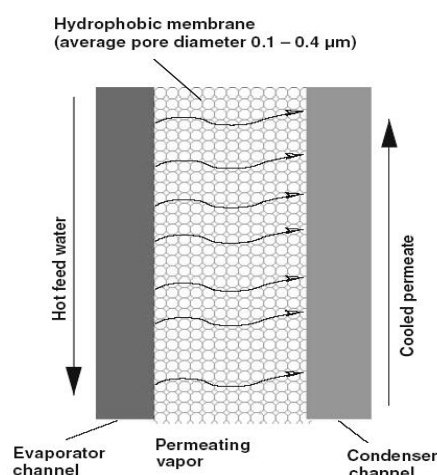
واحدهای غشایی درواقع فیلترهایی هستند که فرآیند حذف مواد آلاینده بر اساس صاف شدن مکانیکی یا جذب الکترواستاتیکی صورت می‌پذیرد. به عبارت دیگر به هنگام عبور آب از این صافی‌ها، مواد معلق و یون‌های محلول با قطر بزرگ‌تر از قطر منافذ غشاء امکان عبور از آن را نیافته و آب عبوری عاری از این مواد می‌باشند. اصول کار فیلترهای غشایی به گونه‌ای است که با عبور جریان از آن‌ها تعدادی از مولکول‌ها می‌توانند از آن عبور کنند ولی تعدادی دیگر نمی‌توانند و پس زده می‌شوند. فیلترهای غشایی دارای امتیاز حذف بسیاری از آلاینده‌ها از جمله باکتری‌ها، املاح و فلزات سنگین‌تر از آب می‌باشند ساختار این غشا اغلب به صورت ترکیبی با لایه نازک است.

۲-۶-۲. تقطیر غشایی (MD)^۲

فناوری MD یک فناوری رو به رشد در صنعت آب شیرین کن‌ها است همان گونه که در شکل ۲-۶ مشاهده می‌گردد، فرایند MD شامل انتقال بخار آب حاصل از تبخیر آب شور در اثر افزایش دما است که تنها بخار حاصل از آن می‌تواند از منافذ غشا عبور کند و در سمت دیگر چگالیده شده یا خارج شود. این آب شیرین کن‌ها نسبت به دیگر فناوری‌های شیرین‌سازی آب مکان کمتری اشغال می‌کنند

^۱ Nano Filtration
^۲ Memberane distillation

که از مزایای آن محسوب می‌شود. همچنین از آنجا که ساختار کلی آن‌ها تماماً پلیمری است و نسبت به آب‌شیرین‌کن‌های حرارتی که از فولاد زنگ نزن استفاده می‌کنند هزینه سرمایه‌گذاری کمتری دارند؛ و قابلیت استفاده از انرژی‌هایی باکیفیت پایین را دارا هستند. این فناوری برای تولید آب شیرین در ظرفیت‌های بالا کاربرد ندارد و بیشتر مناسب مناطق خشک و کویری است که انرژی خورشید در دسترس است و می‌توان از انرژی خورشیدی در MD بهره برد.



شکل ۲-۶: شمایی از چگونگی عملکرد غشای متخلخل در فرایند MD

۲-۷. آب‌شیرین‌کن‌های خورشیدی

استفاده از انرژی‌های تجدیدپذیر در بعضی عرصه‌ها مثل تولید برق نمود بیشتری داشته است؛ اما در زمینه تولید آب شیرین این نمود کمتر بوده است در سال‌های اخیر رویکرد بیشتری به این موضوع مشاهده می‌شود و به نظر می‌رسد که در آینده به آن افزوده شود. روش‌های مختلفی برای بهره‌گیری از انرژی خورشیدی در تولید آب شیرین وجود دارد مانند تولید برق از انرژی خورشید و استفاده از آن در تولید آب شیرین و یا استفاده از انرژی حرارتی خورشید برای تولید آب شیرین.

از انرژی حرارتی خورشید به گونه‌های مختلفی می‌توان استفاده کرد. یک روش، تبدیل آن به انرژی الکتریکی و پشتیبانی سیستم‌های شیرین‌سازی است و نیز می‌توان با تبدیل آن به قدرت محوری، سیستم‌های RO و MVC را بهره‌برداری کرد؛ اما ساده‌ترین روش برای استفاده از انرژی خورشید

تولید برق از آن با استفاده از سلول‌های فتوولتائیک و استفاده از برق آن برای تولید آب شیرین است. به دلیل محدودیت عمده سیستم‌های PV که همان گرانی آن است، هزینه اولیه آن بسیار بالا بوده و تلاش برای کاهش هزینه تولید و افزایش بازده آن ادامه دارد.

از کاستی‌های روش آب‌شیرین‌کن‌های سنتی که معمولاً بر اساس سیکل تبخیر- چگالش و یا غشایی عمل می‌کنند گران بودن آن‌ها به دلیل مصرف انرژی بالای آن‌هاست. بهترین دستگاه‌ها به‌طور تقریبی حداقل یک‌تن سوخت فسیلی برای تولید هر صد مترمکعب آب می‌سوزانند. [۷] هرچند که در روش‌های نوین با بهره‌گیری از انرژی‌های تجدیدپذیر بخشی از این مسئله قابل حل به نظر می‌رسد اما علاوه بر آن میزان تولید نمک و پساب در تمامی تکنیک‌ها اعم از سنتی و نوین قابل توجه است. [۴] می‌توان گفت که از دیدگاه گسترده‌تر به دلیل پتانسیل‌هایی که این روش در مسئله آلودگی محیط‌زیست دارد، تأثیر غیرمستقیمی بر بالا رفتن دمای آبی که باید شیرین‌سازی شود می‌گذارد. [۷] کارخانه‌های آب‌شیرین‌کن از راه‌های گوناگون موجب اثرات منفی زیست‌محیطی در مناطق نزدیک خود می‌شوند. در تعیین محل ساخت کارخانه باید دقت کافی انجام شود تا اثرات زیست‌محیطی کارخانه بر زیستگاه‌های اطراف به حداقل برسد. به‌طورکلی ایجاد آلودگی از نوع شوری (پساب شور)، تأثیر در بالا بردن دمای آب ساحل، اشغال ساحل جهت نصب تأسیسات کارخانه بجای کاربری‌های تفریحی و توریستی، اثرات منفی بر سفره‌های آب، آلودگی صوتی، نشت مواد نفتی از تأسیسات کارخانه به ساحل، آلودگی هوا و ... مهم‌ترین اثرات زیست‌محیطی کارخانه‌های آب‌شیرین‌کن هستند.

[۴]

۳-۲ تولید آب از رطوبت هوا

در این بخش روش‌های مختلف و رایج رطوبت‌گیری از هوای مرطوب به‌منظور تولید آب معرفی می‌گردد. به‌طور عمده از روش سطح سرد^۱ برای چگالش بخار آب همراه هوا استفاده می‌شود. به‌واسطه سرد شدن هوا در تماس با سطح تا زیر نقطه شبنم، بخار آب روی سطح مبدل حرارتی شروع به چگالش می‌کند. با شروع تغییر فاز مولکول‌های آب از حالت بخار به مایع، حرارت نهان نیز به سیال خنک‌کن منتقل می‌شود. میزان این شار حرارتی با میزان بخار آب چگالش یافته رابطه مستقیم دارد. تفاوت روش‌های مختلف مربوط به نحوه تأمین سرمایش موردنیاز سطح است. برخی از فناوری‌های توسعه‌یافته در این زمینه در ادامه تشریح می‌شود.

۳-۲-۱- سرمایش تشعشعی^۲

هدف اصلی در این روش حذف هزینه‌های سرد کردن سطح تا زیر نقطه شبنم با بهره‌گیری از سرمایش تشعشعی است. در این روش با استفاده از سنگریزه چگالنده‌ای به شکل مخروط ناقص ساخته می‌شود که به‌صورت غیرفعال^۳ و تنها با بهره‌گیری از سرمایش تشعشعی سطح سنگریزه‌ها در طول شب و تشکیل شبنم بر روی سطح آن‌ها عمل می‌کند. شکل ۲-۸ چگالنده زیبولد که بر این اساس عمل می‌کند را نشان می‌دهد. بهترین زمان برای جمع‌آوری قطرات آب اواخر شب و نزدیکی طلوع آفتاب است. دمای سطح در اثر انتشار امواج مادون قرمز کاهش یافته و به کمتر از دمای محیط می‌رسد؛ بنابراین مولکول‌های بخار آب روی سطوحی با تابش طول‌موج بلند حدود ۸ تا ۱۳ میکرومتر به‌خوبی چگالش می‌یابند[۳]. توان تابشی در شب در بازه ۲۵ تا ۱۵۰ وات بر مترمربع قرار دارد بنابراین حداکثر میزان آب تولیدی از این روش با محدودیت روبرو است. گرمای نهان تبخیر برای چگالش آب که در دمای ۲۰ درجه برابر ۲۵۰۰ ژول بر گرم است اگر کل توان تابشی در شب را بتوان

^۱ Surface cooling

^۲ Radiative cooling

^۳ Passive

صرف چگالش آب نمود حداکثر تولید آب بیش از یک لیتر بر مترمربع نخواهد شد. در این صورت یک هکتار ۱۰۰۰۰ لیتر آب در شب تولید می‌کند [۷]. بنابراین این روش از نظر مصرف زمین و کارایی، فناوری گرانی محسوب می‌شود. همچنین به دلیل اثرات منفی جریان باد بر سطحی که چگالش در آن رخ می‌دهد طراحی ساختار و هندسه این دستگاه‌ها نیاز به دقت و حساسیت زیادی دارد [۷]. مطالعات علمی برای دستیابی به طرح‌های ارزان‌تر و کاراتر در این روش ادامه دارد.



شکل ۲-۸: تولید آب به روش سرمایش تشعشعی-چگالنده زیبولد [۷]

۲-۳-۲- جمع‌کننده‌های بخار آب با استفاده از خشک‌کن^۱

در این روش‌ها با ایجاد اختلاف فشار، جریانی از مولکول‌های آب به سمت سطح خشک‌کن به وجود می‌آید و خشک‌کن‌ها بخار آب موجود در هوا را در دمای محیط جذب می‌کنند. برای بازیابی این بخار آب خشک‌کن‌ها تا دمای ۱۵۰ تا ۳۰۰ درجه سلسیوس گرم می‌شوند. سپس با چگالش بخار آب، در دمای معمولی آب مایع جمع‌آوری می‌شود [۸]. خشک‌کن‌ها به دو گروه دسته‌بندی می‌شوند:

^۱ water vapor concentrator using desiccant

▪ جاذب‌های سطحی^۱

▪ جاذب‌های عمقی^۲

جاذب‌های سطحی معمولاً جامد و جاذب‌های عمقی معمولاً مایع هستند. در جاذب‌های جامد از موادی که در هر واحد جرم خود دارای سطح داخلی زیاد برای مثال ۴۶۰۰ مترمربع در هر گرم هستند استفاده می‌شود.^۳ مولکول‌های بخار آب روی سطح خشک‌کن یا همان جاذب جذب‌شده و در فضای مویینه داخل سطح چگالش می‌یابند. سپس گرم‌کن‌ها مولکول‌های آب جمع‌آوری‌شده را با تبخیر از سطح جاذب خارج می‌کنند و این رطوبت بالاجبار به هوایی که قرار است از روی سطوح سرد عبور کند منتقل‌شده و پس از عبور جریان هوای کاملاً مرطوب از روی سطوح سرد بخار آب چگالش یافته و آب تولید می‌شود.

مصرف انرژی دستگاه‌های رایج که در حال حاضر با این روش عمل می‌کنند بالا است. حداقل مصرف آن‌ها به اندازه انرژی حرارتی نهان تبخیر است که در مرحله بازیابی بخار آب از خشک‌کن مصرف می‌شود. البته در نمونه‌هایی با استفاده از نور خورشید در طول روز این انرژی تأمین می‌شود. در این نمونه‌ها هوای مرطوب در طول شب بر روی بستری از خشک‌کن دمیده می‌شود. در این مرحله خشک‌کن‌ها شروع به جذب مولکول‌های بخار آب می‌کنند. در طول روز با کمک گرفتن از اثر گلخانه‌ای، شبیه آنچه در حوضچه‌های شیرین‌سازی آب‌شور اتفاق می‌افتد، بخار آب به‌طور جزئی بازیابی شده و بر روی سطح سرد چگالش می‌یابد. تنها انرژی مصرف‌شده در این روش انرژی لازم جهت دمیدن هوا بر روی بستر خشک‌کن است [۷].

۲-۳-۳- ایجاد جابجایی اجباری در یک سازه مخصوص^۴

در این روش با مکش هوای مرطوب به داخل برج‌های بلند جریان هوا به نواحی سرد بالای برج

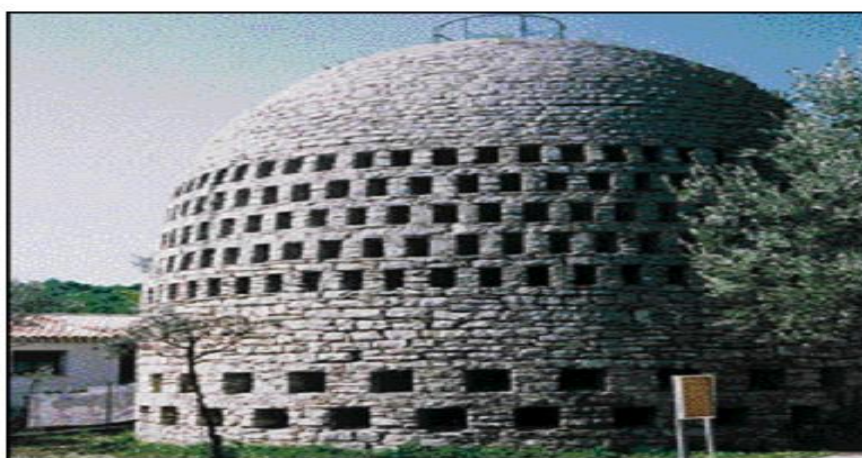
^۱ Adsorbents

^۲ Absorbents

^۳ ASHRAE ۱۹۹۳

^۴ Convection induced or controlled in a structure

هدایت می‌شود و در آن ناحیه چگالش رخ می‌دهد. [۷] برخلاف زمان و هزینه زیادی که صرف ساخت این سیستم می‌شود میزان تولید در آن‌ها میزان قابل توجهی نیست. یکی از نمونه‌های آن ساخت برجی به قطر ۱ متر و ارتفاع ۹ متر در فرانسه در حدود سال‌های ۱۹۳۰ تا ۱۹۳۱ بود که ۱۸ ماه به طول انجامید. نتیجه تولید آب این بنا تنها به اندازه چند لیتر بود. شکل ۲-۹ نمونه‌ای از سازه ساخته‌شده در فرانسه را نشان می‌دهد [۷].

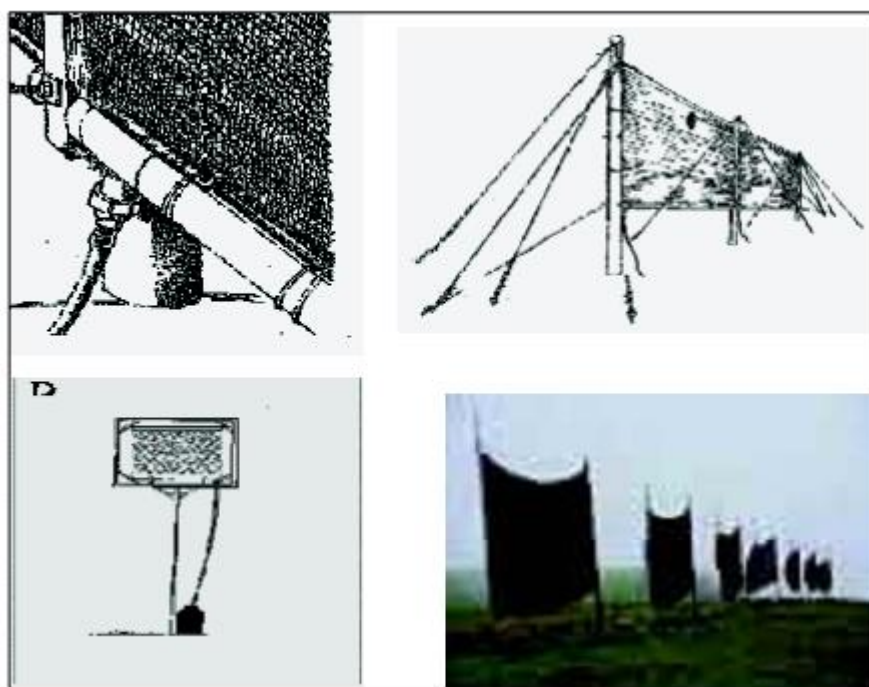


شکل ۲-۹: چگالنده ناپنز در فرانسه [۷]

۲-۳-۴ - جمع‌آوری مه

چنانچه هوای نزدیک سطح زمین به نقطه شبنم برسد امکان تشکیل مه فراهم می‌شود. اگر دمای هوا پس از تشکیل مه افزایش یابد مه از بین خواهد رفت. همچنین تداوم و ضخامت مه بستگی به عواملی نظیر رطوبت، دمای هوا و باد دارد. غیر از حالت‌های طبیعی بارندگی بارش‌های غیر ابری از اشباع شدن مه و رطوبت بالای هوا از طریق پرده فلزی که در بسیاری از مناطق گرمسیری ساحلی و کوهستانی وجود دارد می‌تواند شکل گیرد. این پرده‌ها رطوبت موجود در هوا و مه را جذب و به قطره‌های آب تبدیل می‌کنند. از رطوبت ۷۰ درصد به بالا چنانچه دمای هوا به مقداری باشد که با کمترین تغییر دما به نقطه شبنم برسد، اشباع و بارش به وجود خواهد آمد و اگر درصد رطوبت هوا ۹۴ درصد به بالا باشد و با ذرات معلق هوا که هسته میعان را تشکیل می‌دهند ترکیب شود مه ایجاد

می‌گردد [۶]. در استحصال آب از مه می‌بایست تجمع مه که در منطقه وجود دارد شناسایی شود و قبل از هر اقدامی باید از تشکیل مه و مدت زمان دوام آن آگاهی یافت. این امر مستلزم بررسی آمار ایستگاه‌های هواشناسی است. رطوبت موجود در مه بر روی شبکه‌های تورمانند چگالش یافته و قطرات آب را تشکیل می‌دهند. بنابراین میزان تولید آب در این روش شدیداً به میزان مه تشکیل شده در هوا بستگی دارد ضمن اینکه دمای محیط باید زیر نقطه شبنم باشد. همچنین تشکیل مه تنها در مناطق جغرافیایی خاصی با شرایط جوی بسیار خاص اتفاق می‌افتد. این واقعیت به کارگیری این روش را با محدودیت‌های مکانی و زمانی روبرو می‌کند [۷]. شکل ۲-۱۰ نمونه‌ای از دستگاه جمع‌آوری آب از مه در شیلی را نشان می‌دهد.



شکل ۲-۱۰: نمونه دستگاه مورد استفاده در استحصال آب از مه در شیلی [۶]

۲-۳-۵- سیکل تبرید

در سیکل‌های تبرید وقتی دمای سطح تبخیرکننده به زیر دمای نقطه شبنم در فشار جزئی بخار آب برسد چگالش و جمع شدن آب و کاهش دمای هوا روی سطح کویل‌ها رخ می‌دهد. نمونه‌ای از

سیکل تبرید تولید آب در شکل ۲-۷ نشان داده شده است. به طور کلی این دستگاه‌ها یا به صورت تماس مستقیم (DC) ^۱ عمل می‌کنند و یا به واسطه کویل‌های سرمایشی و رطوبت‌گیر [۸].

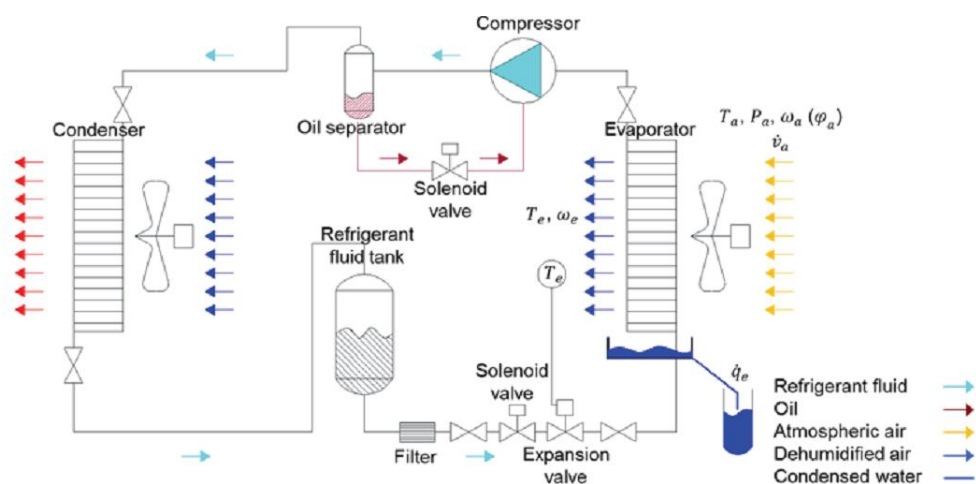
چهار عضو اصلی در این دستگاه‌ها وجود دارد که شامل کمپرسور، چگالنده یا همان چگالنده، تبخیرکننده یا همان تبخیرکننده و ابزار انبساط است و بعضی از انواع سیکل‌ها شامل تجهیزات کمکی دیگری مانند کنترل‌کننده ظرفیت مبرد، جمع‌کننده و اکومولاتور نیز هستند. نوع مبرد یکی از مواردی است که در انتخاب آن باید علاوه بر نکات زیست‌محیطی مانند گرمایش زمین، لایه اوزون و اثرات گلخانه‌ای، به دما و فشار کاری سیکل نیز توجه داشت. جدول ۲-۱ فهرستی از انواع مبردها را معرفی می‌کند که بر اساس پتانسیل تخریب لایه اوزون (ODP^۲) و پتانسیل اثر بر گرمایش زمین (GWP^۳) رده‌بندی شده‌اند. از میان مبردهای مجاز R-۱۳۴a با فرمول شیمیایی C₂H₂F₄ رایج‌ترین مبرد مصرفی در سیکل‌های تبرید است. این مبرد یکی از انواع هیدروفلوروکربن‌ها (HFC) است که خاصیت ضد سمی و غیرقابل اشتعال بودن آن سبب شد تا جایگزین خوبی برای R-۱۲ باشد. استفاده از آن در یخچال‌های خانگی و سیستم‌های تهویه مطبوع اتومبیل‌ها بسیار رایج بوده است. همچنین جایگزین مناسبی برای مبرد R-۲۲ در سیستم‌های یکنواخت محسوب می‌شود. بر اساس پیشنهاد EPA^۴، R-۱۳۴a به دلیل بالا رفتن بسیار زیاد فشار سیستم تنها در شرایطی که دمای هوا زیر ۷۰ درجه سانتی‌گراد است بکار گرفته شود. اثر تخریبی این مبرد روی لایه اوزون ناچیز است و GWP و میزان ماندگاری آن در اتمسفر نزدیک سایر مبردهایی است که مورد قبول قرار گرفته‌اند.

^۱ Direct contact

^۲ Ozon Depletion Potential

^۳ Global Warming Potential

^۴ US Environmental Protection Agency



شکل ۲-۷: نمونه‌ای از سیکل تبرید تولید آب [۲۰]

ضریب کارایی معمولاً در این روش بین ۲ تا ۴/۵ است [۸]. در سیکل‌های تبرید با ایجاد شرایط زیر می‌توان به کارایی بالاتری رسید:

- دمای هوای عبوری از روی چگالنده پایین باشد
- دمای هوای ورودی به سیکل بالا باشد
- رطوبت هوای ورودی بالا باشد.
- فیلتراسیون هوای ورودی برای تمیز نگه‌داشتن سطوح مبدل‌های حرارتی نیاز است.

جدول ۲-۱: برخی از مبردهای رایج و شاخص ODP، GWP و ماندگاری آن در اتمسفر

نوع مبرد	نام مبرد در ASHRAE	نام شیمیایی	مدت‌زمان ماندگاری در اتمسفر (سال)	ODP	GWP در ۱۰۰ سال
HFC	R۱۳۴a	۱،۱،۱،۲-Tetrafluoroethan	۱۴	۰	۱۴۳۰
HFC	R۴۱۰a	R-۳۲/۱۲۵ (۵۰+۰،۵،-۱،۵/۵۰+۱،۵،-۰،۵)	۱۶،۹۵	۰	۲۰۸۸
CFC	R۱۲	Dichlorodifluoromethane	۱۰۰	۱	۱۰۹۰۰
HCFC	R۴۰۱a	R-۲۲/۱۵۲a/۱۲۴ (۵۳±۲/۱۳+۰،۵،-۱،۵/۳۴±۱)	۸،۵۱۴	۰،۰۳۳۹۸	۱،۱۸۲

فصل سوم:

معادلات حاکم و روش شبیه‌سازی

سیستم

۱-۳ مقدمه

در این بخش به بررسی تئوری و معادلات حاکم بر مسئله و نرم افزار مورد استفاده برای مدل سازی پرداخته شده است. با حل معادلات حاکم بر اجزای مختلف سیکل، در ابتدا میزان آب تولیدی در بخش تبخیر کننده سیکل به عنوان خروجی اصلی در شرایط آب و هوایی معین بررسی شده است. لازم به ذکر است که در مطالعات انجام شده تاکنون مدل سازی دقیق سیکل تبرید به منظور تولید آب انجام نشده و سیکل های مدل شده کارایی تهویه مطبوع داشته اند اما اصول معادلات بکار رفته در هر دو کاربری یکسان است. سپس معادلات حاکم بر به کار گیری انرژی خورشید و باد بیان شده اند و به تشریح آن ها پرداخته شده است.

۲-۳ نرم افزارهای شبیه سازی

در این پروژه از نرم افزار برنامه نویسی متلب^۱ به منظور شبیه سازی سیکل و حل معادلات حاکم بر آن استفاده شده است. همچنین به منظور اعتبار سنجی نتایج محاسبات سایکرومتریک انجام شده در سمت هوای مبدل ها از نرم افزار ۲,۲ CYTsoft Psychrometric chart استفاده شده است. در بخش کمپرسور نیز جهت به کار گیری داده های واقعی از نرم افزار ۷ Select کمک گرفته شده است. این نرم افزار توسط شرکت فناوری های آب و هوایی امرسون^۲ در سال ۲۰۰۹ ارائه شد که انتخاب اجزا مربوط به یک سیکل تبرید تراکمی را از سری تجهیزات کوپلند ممکن ساخت. علاوه بر انتخاب تجهیزات امکان دسترسی به اطلاعات فنی هر یک از اجزا سیکل نیز در آن فراهم شده است.

۳-۳ تشریح سیکل و مدل سازی اجزای آن

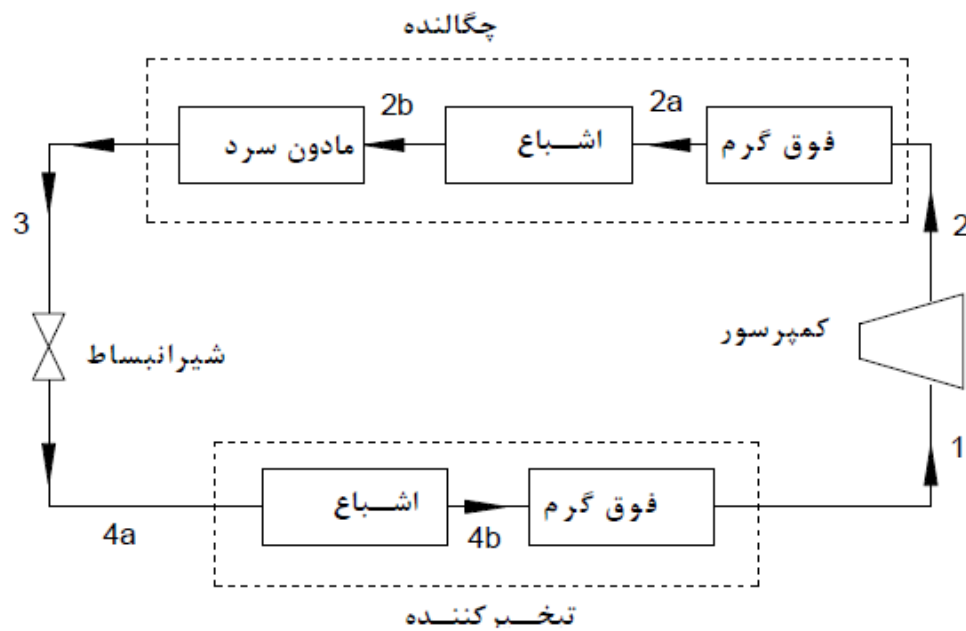
سیکل مورد مطالعه در این پروژه به دلیل سادگی عملکرد و در دسترس بودن روابط حاکم بر آن، سیکل تبرید تراکمی انتخاب شده است. از آنجا که ظرفیت سیکل و عملکرد مبدل ها در میزان تولید آب

^۱ MATLAB
^۲ Emerson Technology Climate

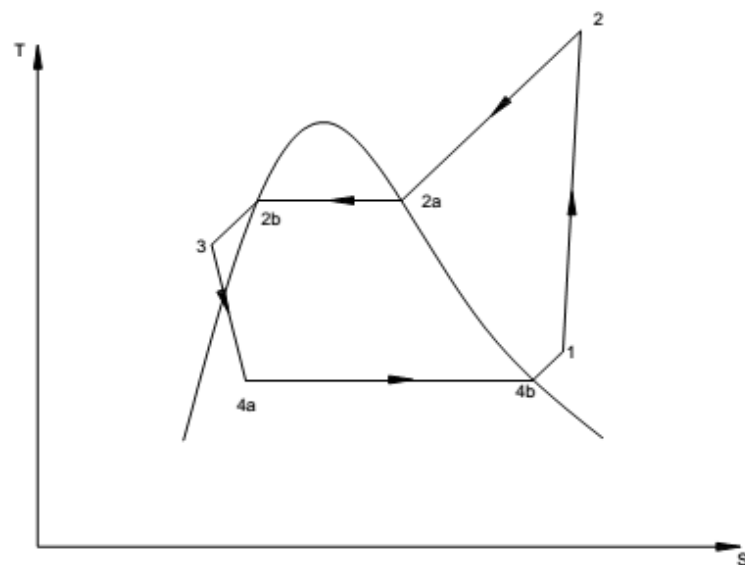
موردتوجه این پروژه است تنها اجزا اصلی سیکل مدل شده‌اند. اجزا اصلی این سیکل شامل کمپرسور، چگالنده، شیرانبساط و تبخیرکننده است. بخش چگالنده و تبخیرکننده تحت عنوان مبدل‌های حرارتی موردبررسی قرار می‌گیرد. شماتیکی از سیکل تبرید تراکمی بخار مدل شده در این پروژه در شکل ۱-۳ نشان داده شده است. همان‌طور که در شکل مشاهده می‌شود جریان هوای ورودی به سیستم پس از عبور از روی تبخیرکننده از طریق یک کانال به سمت چگالنده هدایت می‌شود. دمای هوا به دلیل عبور از روی تبخیرکننده کاهش پیدا می‌کند؛ که از این هوای سرد برای خنک‌سازی مبرد در چگالنده می‌توان استفاده کرد. به‌منظور کاهش افت فشار در کانال و بالا نرفتن توان مصرفی فن خنک‌کننده و چگالنده در یک کانال مستقیم بدون زانویی در نظر گرفته شدند. طبق توصیه منابع فنی [۲۷] محل قرارگیری فن باید طوری انتخاب شود تا جریانی یکنواخت‌تر با سرعتی ثابت بر روی سطوح مبدل‌های حرارتی ایجاد شود؛ بنابراین فن بعد از چگالنده در نظر گرفته شد. ضمن اینکه وجود فن قبل از کویل‌های تبخیرکننده امکان به حرکت درآمدن قطرات آب و همراه شدن آن با جریان هوا افزایش می‌یابد. با قرار دادن فن بعد از چگالنده در حالت مکشی قطرات کمتری به داخل هوا کشیده می‌شود [۲۷].

مبرد مافوق گرم با فشار پایین از تبخیرکننده وارد کمپرسور می‌شود و با فشار بالا کمپرسور را ترک می‌کند. بخار مبرد مافوق گرم سپس وارد چگالنده می‌شود. در چگالنده گرمای مبرد به هوای عبور کننده از روی آن دفع می‌شود. بخار مبرد سپس تا دمای اشباع آن در فشار چگالنده خنک می‌شود و پس از میعان در بخش مادون سرد تا زیر دمای اشباع سرد می‌شود به‌طوری‌که تنها مایع مادون سرد وجود داشته باشد. حال مایع مبرد با فشار بالا از طریق ابزار کاهنده فشار مانند شیرانبساط در دمای اشباع وارد تبخیرکننده می‌شود. در تبخیرکننده مایع مبرد با جذب حرارت از هوای دمیده شده بر روی کویل‌ها به‌طور کامل تبخیر می‌شود و سپس تا دمای بالای دمای اشباع گرم می‌شود. چرخه سیکل پس از ورود بخار مافوق گرم به کمپرسور تکرار می‌شود. عمل رطوبت‌گیری از هوای عبوری از روی مبدل‌های حرارتی در بخش تبخیرکننده انجام می‌شود. هوای دمیده شده بر روی

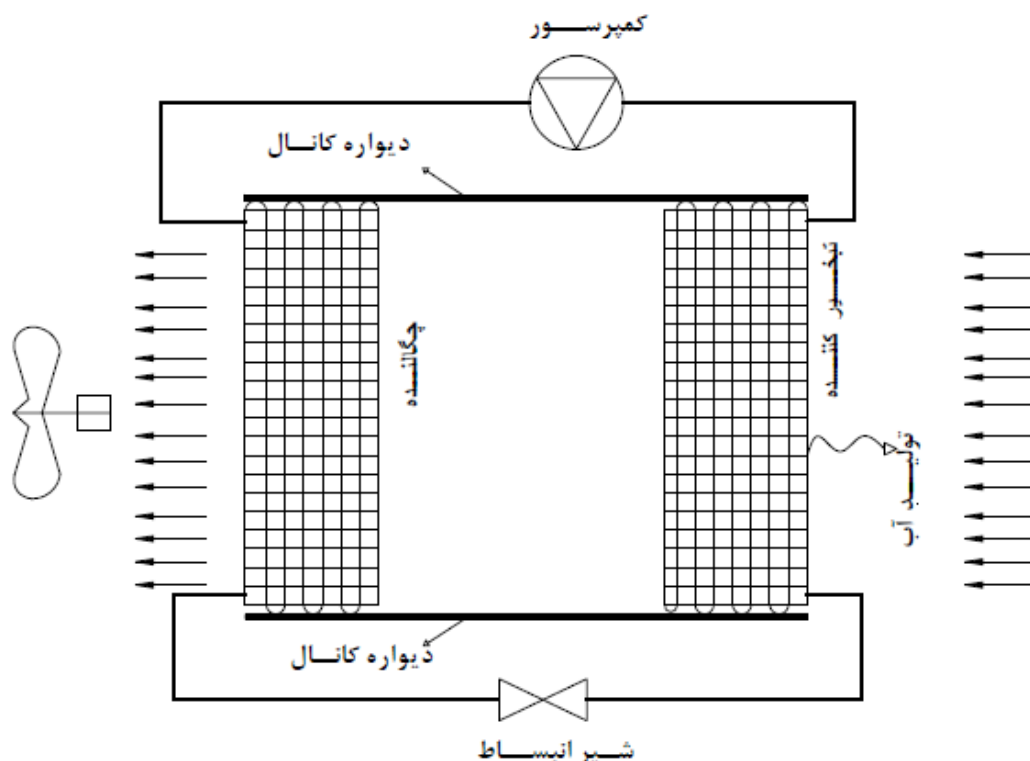
کویل‌های تبخیرکننده سرد و رطوبت‌زدایی شده و رطوبت گرفته‌شده به شکل میعان‌ات آب بر روی بدنه خارجی کویل‌ها جمع‌آوری می‌شود. در ادامه به روابط حاکم بر اجزا سیکل و تشریح روند مدل‌سازی هر بخش خواهیم پرداخت.



شکل ۳-۱: شماتیکی از بخش‌بندی اصلی مبدل‌ها در سیکل تبرید تراکمی بخار



شکل ۳-۲: دیاگرام دما آنترופی سیکل تبرید



شکل ۳-۳: شماتیک اجزاء سیکل تبرید تراکمی بخار برای تولید آب از رطوبت هوا

۳-۳-۱ کمپرسور

هدف از به کارگیری کمپرسور افزایش فشار کاری سیال عامل در سیکل‌های تبرید است. کمپرسور اصلی‌ترین منبع مصرف‌کننده انرژی در سیکل‌هاست بنابراین مدل‌سازی و عملکرد آن حائز اهمیت است. به طور عمومی از دیدگاه نحوه جابجایی اجزا متحرک دو نوع دسته‌بندی برای کمپرسورها وجود دارد: کمپرسورهای دینامیکی^۱ و کمپرسورهای جابجایی مثبت^۲. در نوع اول مومنتم زاویه‌ای به افزایش فشار تبدیل می‌شود [۲۵] و در نوع دوم با کمک کاهش حجم فشار افزایش می‌یابد. کمپرسور سیکل موردنظر به دلایل زیر از نوع کمپرسورهای هرمیتیک (یکپارچه) از نوع اسکرال انتخاب شد. کیفیت گرداندن در این نوع کمپرسور به دلیل یکجا بودن موتور و کمپرسور بالاتر است.

ضمن اینکه این نوع کمپرسور در ظرفیت‌های پایین‌تر از یک تن هم تولید می‌شوند. تعداد

^۱ Dynamic compressors
^۲ Displacement compressors

قطعات متحرک کمتر، گشتاور استارت پایین‌تر، عملکرد کم‌صدا و بدون لرزش، طول عمر بالا و بهره‌برداری آسان، مقاومت بیشتر در برابر بازگشت مایع مبرد به کمپرسور و COP بالاتر از دیگر مزایای این نوع کمپرسورها است.

میزان کار مخصوص آیزنتروپیک (بر واحد جرم مبرد) از رابطه زیر به دست می‌آید:

$$W_s = i_{2s} - i_1 \quad (۱-۳)$$

که در آن i آنتالپی مبرد در نقطه ۱ و ۲ در حالت هم‌آنتروپی با ۱ است. کار واقعی کمپرسور را از تعریف بازده حرارتی کمپرسور محاسبه می‌شود.

$$\eta_{comp} = \frac{W_s}{W_{actual}} \quad (۲-۳)$$

کلین و رندل (۱۹۹۷) رابطه‌ای را برای بازده کمپرسورهای اسکرال ارائه کردند که با تعریف دو ضریب "نسبت فشار" و "نسبت دما" بازده حرارتی طبق رابطه زیر تعریف می‌شود [۲۶]:

$$\eta_{comp} = a_0 + a_1 P_{rc} + a_2 P_{rc}^2 + a_3 T_{rc} + a_4 T_{rc}^2 + a_5 T_{rc} P_{rc} \quad (۳-۳)$$

$$P_{rc} = \frac{P_{sat,cond}}{P_{sat,evap}} \quad (۴-۳)$$

$$T_{rc} = \frac{T_{sat,cond}}{T_{sat,evap}} \quad (۵-۳)$$

که در آن P_{rc} نسبت فشار اشباع مطلق در چگالنده به فشار اشباع مطلق در تبخیرکننده و T_{rc} نسبت دمای اشباع چگالنده به دمای اشباع تبخیرکننده در واحد کلوین است. ثابت‌های a_1 تا a_5 از جدول ۱-۳ استخراج می‌شود.

جدول ۳-۱: ضرایب رابطه کلین و رندل برای بازه کمپرسورهای اسکرال [۲۶]

اسکرال	رفت و برگشتی	
-۵۰/۳۱	-۵۸/۹۷	a_1
۱۱۱/۳۰	-۴/۱۸۷	a_2
-۰/۰۲۸۱	۰/۰۴۴۶	a_3
-۳/۶۱۴	-۵۰/۷۱	a_4
-۶۰/۲۵	۳/۶۵۹	a_5

بازده حجمی^۱ یکی دیگر از پارامترهای مهم در انتخاب کمپرسور است که به صورت نسبت جرم مبرد تحت فشار قرار گرفته به جرمی از مبرد است که اگر حجم ورودی مبرد با میزان جابجایی کمپرسور^۲ برابر می شد تحت فشار قرار می گرفت و با رابطه زیر بیان می شود:

$$\eta_{vol} = 1 - R_{cv,pd} \left(\frac{v_1}{v_2} - 1 \right) \quad (۳-۶)$$

که در آن $R_{cv,pd}$ نسبت حجم مرده^۳ به جابجایی پیستون و v حجم مخصوص مبرد در ورودی و خروجی از کمپرسور است. از بازده والیومتریک برای تعیین دبی جرمی مبرد عبوری مورد نیاز از یک کمپرسور با ظرفیت معین استفاده می شود. [۲۷]

$$\dot{m} = \frac{\eta_{vol} PD}{v_2} \quad (۳-۷)$$

در پروژه حاضر از آنجا که تمرکز اصلی طراحی مبدل حرارتی تبخیرکننده و محاسبه میزان آب تولیدی بر روی آن است، رنج ظرفیتی برای کمپرسور و دبی جرمی مبرد مورد نظر با کمک نرم افزار

^۱ Volumetric efficiency
^۲ Compressor piston displacement
^۳ clearance volume

SelectV شرکت کولپند با ثابت گرفتن دمای بالای سیکل و میزان مادون سرد و مافوق گرم شدن میرد، انتخاب شده است.

۳-۳-۲ چگالنده^۱

چگالنده یک مبدل حرارتی است که حرارت را از جریان داخلی به جریان سیال خارجی دفع می‌کند و بدین ترتیب سبب خنک‌سازی سیال داخل می‌شود. با توجه به نوع سیال خنک‌کننده و فرآیند آن انواع مختلفی از چگالنده‌ها شامل هوا خنک، آب‌خنک و تبخیری وجود دارد. [۲۲] شکل ۳-۵ تا ۳-۸ تصاویری از انواع این مبدل‌ها را نمایش می‌دهد. چگالنده بکار گرفته‌شده در این پروژه از نوع چگالنده‌های هوا خنک است که در آن میرد از داخل کویل‌های پره دار عبور می‌کند و هوا به‌عنوان سیال خنک‌کننده با کمک فن از روی کویل‌ها عبور داده می‌شود و گرمای نهان و محسوس سیال داخل را جذب می‌کند. این نوع چگالنده‌ها در سرمایش خانگی، تجاری صنعتی، انجماد و تهویه مطبوع کاربرد دارند. از مزایای این نوع چگالنده می‌تواند به موارد زیر اشاره کرد [۲۲]:

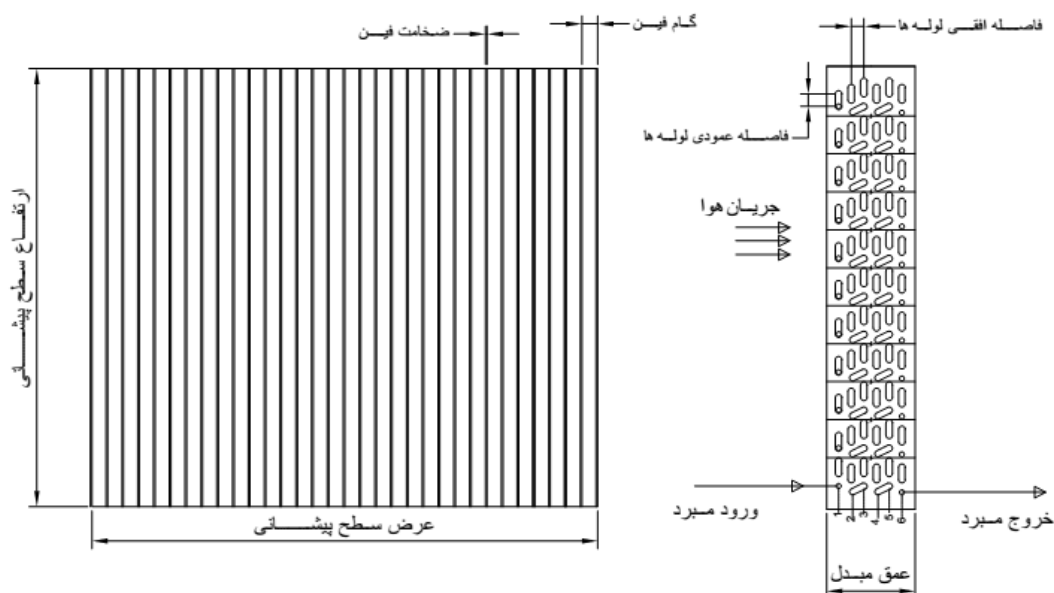
- نیازی به آب و در نتیجه لوله‌کشی، پمپ و سختی گیر نیست.
- هزینه نصب و راه‌اندازی پایین دارند.
- هزینه‌های جاری شامل تعمیرات نگهداری پایین دارند.
- دمای کندانس در آن‌ها بالاتر است.

مبدل‌های حرارتی را می‌توان از جنبه‌های مختلف دسته‌بندی کرد:

- بر اساس نوع و سطح تماس سیال سرد و گرم
- بر اساس جهت جریان سیال سرد و گرم
- بر اساس مکانیسم انتقال حرارت بین دو سیال سرد و گرم
- بر اساس ساختمان مکانیکی و ساختار مبدل‌ها

^۱ Condenser

مبدل بکار رفته در بخش چگالنده از نوع لوله‌ای پره دار با مقطع دایره‌ای و پره‌های تخت و جریان غیر مخلوط عمود بر هم است. این نوع مبدل رایج‌ترین نوعی است که در سیکل‌های سرمایشی بکار گرفته می‌شود. شکل ۳-۴ و ۳-۵ این مبدل و پارامترهای هندسی آن را نشان می‌دهد.



شکل ۳-۴: شماتیکی از مبدل حرارتی لوله پره‌ای و مشخصات هندسی آن



شکل ۳-۵: مبدل لوله پره‌ای با پره‌های تخت

با توجه به فرآیندهایی که مبرد در چگالنده طی می‌کند و شکل ۳-۲ می‌توان آن را به سه بخش

تقسیم کرد:

- بخش مافوق گرم^۱: (۲-۲a) مبرد مافوق گرم وارد این بخش شده و تا دمای اشباع خنک می‌شود.
- بخش اشباع^۲: (۲a-۲b) مبرد طی فرآیند چگالش از حالت بخار اشباع به حالت مایع اشباع تغییر فاز می‌دهد.
- بخش مادون سرد^۳: (۲b-۳) مبرد از دمای مایع اشباع تا زیر دمای اشباع خنک می‌شود.

برای طراحی حرارتی یا پیش‌بینی عملکرد یک مبدل حرارتی، بایستی روابطی بین نرخ انتقال حرارت کلی و کمیت‌هایی مانند دماهای ورودی و خروجی سیال، ضریب انتقال حرارت کلی و مساحت سطح انتقال حرارت به دست آورد. با اعمال موازنه انرژی کلی برای دو سیال، دو رابطه به دست می‌آید. اگر q نرخ کلی انتقال حرارت بین سیال گرم و سرد باشد و انتقال حرارت بین مبدل حرارتی و محیط و تغییرات انرژی جنبشی و پتانسیل ناچیز باشد، با اعمال موازنه انرژی، نتیجه می‌شود:

$$q = \dot{m}_h(i_{h,i} - i_{h,o})$$

$$q = \dot{m}_c(i_{c,i} - i_{c,o})$$

که در آن i آنتالپی سیال و اندیس‌های c, h نشان‌دهنده سیال گرم و سرد است. i, o شرایط خروجی و ورودی را مشخص می‌کنند. اگر در هیچ سیالی تغییر فازی رخ ندهند دو مقدار بالا باهم برابرند. دماهای ظاهر شده در این روابط دمای متوسط در مقاطع مربوطه‌اند. بدین ترتیب می‌توان نرخ انتقال گرما بر واحد جرم مبرد را برای هریک از بخش‌های چگالنده به صورت اختلاف آنتالپی سیال در ورودی و خروجی به هر بخش بیان کرد. با به کارگیری روش ε -NTU میزان انتقال حرارت در هر بخش با توجه به تعریف بازده مبدل بیان می‌شود.

Condensor superheat section ^۱

Condensor saturated section ^۲

Condensor subcooled section ^۳

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} \quad (۸-۳)$$

بازده مبدل برابر است با میزان انتقال حرارت به ماکزیمم میزان انتقال حرارت مجاز در مبدل حرارتی. حداکثر نرخ انتقال گرمای مجاز که در مخرج کسر بالا دیده می‌شود، حداکثر میزان انتقال حرارتی است که یک مبدل حرارتی می‌تواند داشته باشد که به میزان ظرفیت حرارتی هر سیال و بازده مبدل بستگی دارد.

$$\dot{Q}_{max} = \varepsilon C_{min}(T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (۹-۳)$$

C_{min} ظرفیت گرمایی کوچک‌تر بین دو سیال گرم و سرد است و $T_{h,i}$ ، $T_{c,i}$ به ترتیب دمای سیال سرد و گرم در ورودی به مبدل هستند. ظرفیت گرمایی سیال به صورت حاصل ضرب دبی جرمی سیال در ظرفیت گرمایی ویژه سیال تعریف می‌شود:

$$C = \dot{m}c_p \quad (۱۰-۳)$$

میزان دبی جرمی هوای عبوری از روی هر بخش به طول آن بخش بستگی دارد.

$$\dot{m}_{a,section} = \rho_a v_a L_{section} A_{p,o} \quad (۱۱-۳)$$

که در آن $A_{p,o}$ سطح خارجی لوله است. میزان بازده مبدل بسته به نوع مبدل تابعی از دو پارامتر NTU^۱ (تعداد واحدهای انتقال حرارت) و C_r (نسبت ظرفیت‌های گرمایی) است.

در مبدل موردبررسی جریان داخلی وارد تعدادی لوله مجزا می‌شود و غیر مخلوط است و جریان خارجی نیز با توجه به وجود پره‌ها غیر مخلوط است؛ بنابراین دمای هوا در یک انتهای مبدل لزوماً با دما در انتهای دیگر برابر نیست. برای مبدل با جریان غیر مخلوط عمود بر هم بازده تابعی از تعداد واحدهای انتقال حرارت (NTU) طبق رابطه زیر است [۲۶]:

^۱ Number of Transfer Unit

$$\varepsilon = 1 - \exp\left\{\frac{1}{C_r} NTU^\gamma [\exp(-C_r NTU^{0.78}) - 1]\right\} \quad (12-3)$$

$$C_r = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (13-3)$$

در بخش اشباع چگالنده، ظرفیت گرمایی در سمت مبرد به دلیل انجام فرآیند چگالش، بینهایت است و نسبت ظرفیت گرمایی C_r به سمت صفر میل می‌کند. در این حالت برای تمام آرایش‌های جریان بازده مبدل برابر رابطه زیر است [۲۸]:

$$\varepsilon = 1 - \exp(-NTU) \quad (14-3)$$

NTU یا تعداد واحدهای انتقال حرارت تابعی از ضریب انتقال حرارت کلی U است و به صورت رابطه زیر تعریف می‌شود:

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} \quad (15-3)$$

پارامتر A سطح انتقال حرارتی است که ضریب انتقال حرارت کلی بر اساس آن بنا شده است؛ که می‌تواند سطح داخل یا خارج باشد:

$$UA = U_o A_o = U_i A_i \quad (16-3)$$

ضریب انتقال حرارت کلی^۱ با توجه به مقاومت کلی بین دو سیال به شکل زیر بیان می‌شود:

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{(\eta_o \bar{h} A)_o} + \frac{\ddot{R}_{f,o}}{(\eta_o A)_o} + \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi k L} + \frac{\ddot{R}_{f,i}}{(\eta_o A)_i} + \frac{1}{(\eta_o \bar{h} A)_i} \quad (17-3)$$

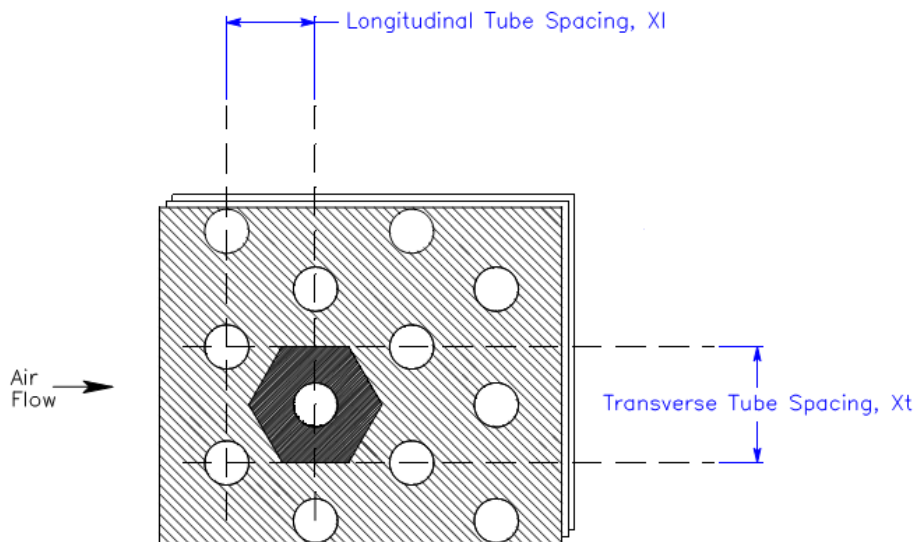
در این رابطه $R_{f,i}$ و $R_{f,o}$ ضریب رسوب روی سطح داخل و خارج است که در این پروژه به منظور ساده‌سازی محاسبات از اثر آن صرف نظر می‌شود. همچنین در سمت داخل مبدل هیچ پره‌ای وجود ندارد بنابراین بازده کلی سطح^۲ که با کمیت η_o نشان داده شده است در این سمت برابر با ۱ است؛

Overall Heat Transfer Coefficient^۱
Overall Surface Efficiency^۲

بنابراین ضریب انتقال حرارت کلی برای مبدل مورد مطالعه برابر رابطه زیر تعریف می‌شود:

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{(\eta_o \bar{h}A)_o} + \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi kL} + \frac{1}{(\bar{h}A)_i} \quad (18-3)$$

برای محاسبه ضریب بازده سطح روی یک سطح پره دار ابتدا لازم است تا بازده فین به‌تنهایی معین شود. در مبدل حرارتی لوله‌ای با پره‌های تخت، سطح پره‌ها را طبق شکل ۳-۶ می‌توان به چند شش‌ضلعی تقسیم کرد.



شکل ۳-۶: هندسه روش شش‌ضلعی در محاسبه بازده پره [۱۷]

با جایگزینی شعاع معادل در روابط، می‌توان فین‌های شش‌ضلعی را همچون فین‌های دایره‌ای فرض کرد [۱۷]. شعاع معادل با رابطه زیر تعریف می‌شود:

$$\frac{Re_q}{r} = 1.27 \psi (\beta - 0.3)^{1/2} \quad (19-3)$$

که در آن r شعاع خارجی لوله است. ضرایب ψ و β کاملاً به هندسه مبدل بستگی دارند.

$$\psi = \frac{S_T}{2r} \quad (20-3)$$

$$\beta = \frac{1}{S_T} (S_L^2 + \frac{S_T^2}{4})^{1/2} \quad (21-3)$$

S_L و S_T به ترتیب فاصله مرکز به مرکز لوله‌ها در جهت موازی با جریان هوا^۱ و عمود بر جریان هوا^۲ است. با معین شدن شعاع معادل فین معادله استاندارد فین‌های دایره‌ای به ترتیب زیر بکار گرفته می‌شود. بازده فین طبق رابطه زیر معین می‌شود. در مبدل مورد مطالعه ضخامت فین در مقایسه با طول آن قابل صرف نظر کردن است.

$$\eta_f = \frac{\tanh(m_{es} R_{eq} \phi)}{m_{es} R_{eq} \phi} \quad (21-3)$$

$$\phi = \left(\frac{R_{eq}}{r} - 1 \right) \left(1 + 0.35 \ln \left(\frac{R_{eq}}{r} \right) \right) \quad (22-3)$$

$$m_{es} = \left(\frac{\bar{h} Pe_f}{K A_c} \right)^{1/2} = \left(\frac{2 \bar{h} a}{K t} \right)^{1/2} \quad (23-3)$$

پس از آن بازده کلی سطح از رابطه زیر تعیین می‌شود [۲۸]:

$$\eta_o = 1 - \frac{A_f}{A_o} (1 - \eta_f) \quad (24-3)$$

A_o و A_f به ترتیب سطح کلی فین و سطح خارجی در تماس با هوا شامل لوله و فین است. روش محاسبه ضرایب انتقال حرارت جابجایی در سمت مبرد و هوا در بخش‌های بعدی مورد بررسی قرار می‌گیرد.

۳-۳-۳ فن چگالنده

در تحلیل سیکل مورد مطالعه فرض شده که سرعت هوا در سراسر مسیر خود ثابت باشد. به منظور ثابت نگه داشتن سرعت هوا و یکنواختی آن در تمام سطح کوئل لازم است تا فن بعد از چگالنده تعبیه

^۱ Longitude tube spacing

^۲ Transverse tube spacing

شود. وجود فن قبل از کویل‌های تبخیرکننده امکان به حرکت درآمدن قطرات آب و همراه شدن آن با جریان هوا افزایش می‌یابد. با قرار دادن فن بعد از چگالنده در حالت مکشی قطرات کمتری به داخل هوا کشیده می‌شود [۲۷].

هرچند عمده مصرف انرژی در سیکل‌های تبرید مربوط به کمپرسور است اما میزان مصرف انرژی در فن‌ها نیز باید مدنظر قرار گیرد. میزان مصرف انرژی در فن‌ها با میزان افت فشار در سمت هوای چگالنده و سرعت آن و سطح پیشانی چگالنده رابطه مستقیم و با بازده فن رابطه معکوس دارد.

$$W_{fan} = \frac{V_a \Delta a A_f}{\eta_{fan}} \quad (۲۵-۳)$$

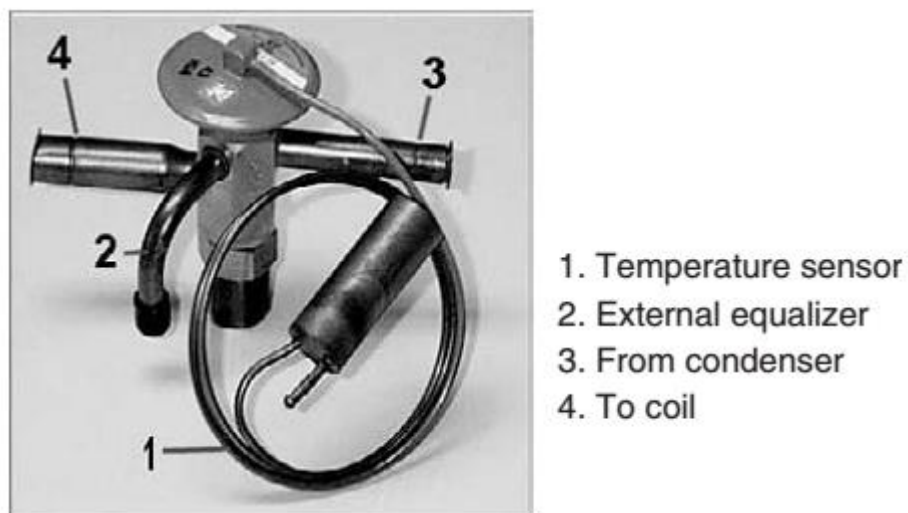
روابط مربوط به افت فشار در بخش‌های بعدی بیان خواهد شد.

۳-۴ شیرانبساط

شیرانبساط وسیله‌ای است که طی فرآیند اختناق برای کاهش فشار مبرد از فشار چگالنده به فشار تبخیرکننده و آماده‌سازی مبرد مایع برای جریان یافتن در تبخیرکننده بکار می‌رود. این وسیله به نسبت نرخ جریان مبرد ورودی به کویل‌های تبخیرکننده به نرخ تبخیر مبرد مایع در داخل آن طراحی می‌شود. این نسبت به میزان انتقال حرارت از سطح تبخیرکننده ارتباط دارد. از انواع وسایل اختناق می‌توان به شیرانبساط ترموستاتیک، فشارثابت، لوله موئین و دریچه شناور اشاره کرد. [۲۲]

شیرانبساط فشارثابت، بدون نیاز به وسایل جانبی با باز و بسته شدن خودکار، با کنترل جریان مبرد مایع به داخل تبخیرکننده فشار تبخیرکننده را در حد فشار مکش کمپرسور ثابت نگه می‌دارد. مبرد با نرخ جریانی دقیقاً برابر ظرفیت کمپرسور جریان می‌یابد؛ اما به دلیل میزان بار سرمایشی ثابت کاربرد این نوع شیرانبساط محدود است. شیرانبساط ترموستاتیک رایج‌ترین نوع شیرانبساط است که به‌طور خودکار میزان مبرد مایع ورودی به تبخیرکننده را در حد ظرفیت واقعی سیستم نگه می‌دارد. این شیرها بر اساس دمای مبرد مافوق گرم خروجی از تبخیرکننده عمل می‌کنند. از مزیت‌های این نوع

شیرانبساط این است که تنها یک بار نیاز به تنظیم دارند. لوله موئین نوع ساده‌ای از این وسایل است که بجای شیرانبساط از آن استفاده می‌شود. دریچه‌های شناور یا شیرانبساط الکتریکی از دو شناور سطح بالا و شناور سطح پایین تشکیل شده‌اند. بخش اول در سمت فشار بالا و بخش دیگر در سمت فشار پایین دریچه قرار می‌گیرد. گاهی این وسایل به وسیله یک سویچ الکتریکی کنترل می‌شود تا میزان مبرد ورودی به تبخیرکننده را به‌طور دوره‌ای تنظیم نماید. [۲۲] شکل ۳-۷ نمونه‌ای از شیرانبساط الکتریکی را نشان می‌دهد.



شکل ۳-۷: شیرانبساط الکتریکی کمپانی دانفوس [۲۲]

در پروژه حاضر میزان مافوق گرم شدن در خروجی تبخیرکننده ثابت و برابر ۵ درجه سلسیوس فرض می‌شود و شیرانبساط تنها باهدف ثابت نگهداشتن این اختلاف درجه حرارت تحلیل می‌شود. اگر مبرد به‌طور کامل چگالش نیابد و بخار مبرد در ورودی به شیرانبساط وجود داشته باشد، بخار مبرد به پشت شیرانبساط برمی‌گردد و تا زمانی که کلیه بخار تبدیل به مایع شود فشار پشت شیر افزایش می‌یابد. در این شرایط شیرانبساط قادر به تنظیم دبی جرمی مبرد و در نتیجه ثابت نگهداشتن میزان مافوق گرم شدن در خروجی تبخیرکننده نیست.

شیرانبساط یک فرآیند هم آنتالپی را در مبرد ایجاد می‌کند. بالانس انرژی در آن به‌صورت زیر

قابل بیان است. نقاط ۳ و ۴a در شکل ۳-۲ به ترتیب ورودی و خروجی به شیرانبساط است.

$$\dot{I}_3 = \dot{I}_4 a \quad (26-3)$$

۳-۳-۵ تبخیرکننده^۱

مبرد به صورت مخلوط مایع بخار وارد تبخیرکننده می شود. از این رو تبخیرکننده به دو بخش اشباع و مافوق گرم تقسیم می شود. پارامترهای ترمودینامیکی در فرآیند انتقال حرارت در تبخیرکننده تقریباً شبیه چگالنده است. به دلیل وجود فرآیند جذب رطوبت از هوای عبوری از روی تبخیرکننده، همراه با انتقال حرارت، انتقال جرم نیز اتفاق می افتد. وجود میعان آب روی سطح انتقال حرارت فرآیند را پیچیده تر می کند. این میعان گاهی فواصل بین فین ها را پر کرده و سبب تغییر کمیت ها در سمت هوای مبدل می شوند که برخی از محققان این اثر را بررسی کرده اند [۱۴].

وانگ و همکارانش (۱۹۹۹) روابطی را برای سمت هوا در مبدل های لوله پره ای با پره های تخت در شرایط سطح تر ارائه کردند. ضریب انتقال حرارت کلی بر اساس مقاومت کل بین دو سیال طبق رابطه زیر تعریف می شود [۱۶]:

$$\frac{1}{U_{o,w}} = \frac{\dot{b}_r A_o}{h_i A_{p,i}} + \frac{\dot{b}_p \delta_p A_o}{k_p A_{p,m}} + \frac{1}{h_{o,w} \left(\frac{A_{p,o}}{\dot{b}_{w,p} A_o} + \frac{A_f \eta_{f,wet}}{\dot{b}_{w,m} A_o} \right)} \quad (27-3)$$

که در آن $h_{o,w}$ ضریب انتقال حرارت جابجایی روی سطح تر است که در بخش های بعدی به آن پرداخته خواهد شد. ضرایب b شیب منحنی اشباع هوا در دماهای متفاوت هستند. $\dot{b}_r$ شیب منحنی اشباع هوا در میانگین دمای مبرد، $\dot{b}_p$ شیب منحنی در دماهای داخل و خارج دیواره لوله، $\dot{b}_{w,m}$ همان شیب در میانگین دمای فیلم آب تشکیل شده روی سطح خارجی لوله، $\dot{b}_{w,p}$ شیب در میانگین دمای فیلم آب تشکیل شده روی سطح فیلم است. $\dot{b}_{w,p}$ با تقریب خوبی با $\dot{b}_{w,m}$ برابر است [۱۶].

همچنین بازده فین در حالت سطح‌تر برای فین دایره‌ای با استفاده از رابطه بعدی که توسط وانگ در همان کار ارائه شد معین می‌شود.

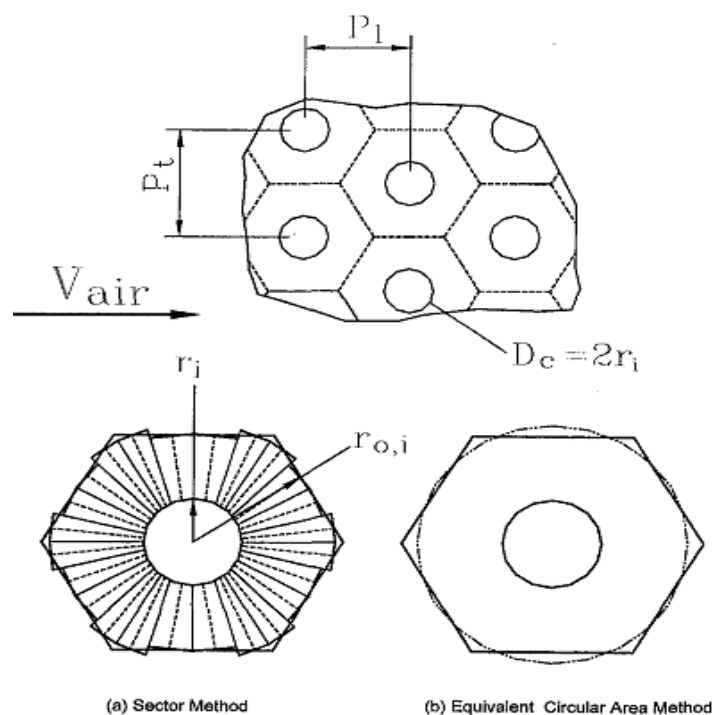
$$\eta_{\text{circular } f, \text{wet}} \quad (28-3)$$

$$= \frac{\gamma r_i}{M_T(r_o^2 - r_i^2)} \left(\frac{K_1(M_T r_i) I_1(M_T r_o) - K_1(M_T r_o) I_1(M_T r_i)}{K_1(M_T r_o) I_1(M_T r_i) - K_1(M_T r_i) I_1(M_T r_o)} \right)$$

$$M_T = \sqrt{\left(\frac{\gamma h_{co}}{k_f \delta}\right)} \sqrt{\left(\frac{b'_w}{C_{p,a}}\right)} \quad (29-3)$$

در این روش شبیه روش شش ضلعی، سطح فین به دوایر هم‌مرکز با لوله تقسیم می‌شود. شکل ۸-۳ شماتیکی از این روش را نشان می‌دهد. اختلاف این روش با روش شش ضلعی کمتر از ۲ درصد است.

[۱۶]



شکل ۸-۳: دو روش تحلیل سطح پره‌ها [۱۶]

۶-۳-۳ مبرد

به‌طور عام مبردها به‌عنوان سیالاتی شناخته می‌شوند که طی فرآیند تبخیر و تغییر فاز از مایع به

بخار گرمای زیادی جذب می کنند و در یخچال، دستگاه های تهویه مطبوع و پمپ های گرمایی کاربرد دارند. به طور کلی مبردها به ۵ گروه تقسیم می شوند: هالو کربن ها، هیدروکربن ها، ترکیبات معدنی، مخلوط های آزنوتراپیک و مخلوط های غیر آزنوتراپیک. [۲۲]

در گروه هالو کربن ها مبردهایی مانند R-۱۲ و R-۲۲ وجود دارد. کلروفلوروکربنها (CFC) که شامل کلرین، فلورین و کربن هستند در این گروه جای می گیرد. به دلیل اثرات زیست محیطی به کارگیری این گروه مبردها به سرعت کاهش یافت. علاوه بر اثر تخریبی آن ها بر لایه اوزون (که با شاخص ODP مشخص می شود) افزایش اثرات گلخانه ای از دیگر معایب این گروه مبردها است. CFC ها بدون بو، غیر سمی و سنگین تر از هوا و نیز مرگ آور هستند؛ زیرا در صورت نشت حتی در حجم بالا توسط انسان قابل شناسایی و حس نبوده و به دلیل کاهش سطح اکسیژن در فضای بسته خطر خفگی و مرگ را به دنبال دارند. [۲۲]

ترکیبات اصلی هیدروکربن ها (HC) شامل کربن و هیدروژن است. مبردهایی مانند متان، اتان، سیکلوپروپان در این گروه جای می گیرند. قابلیت اشتعال HC ها به شدت بالا است. هزینه تولید این مبردها پایین و اثر تخریبی آن ها بر لایه اوزون صفر است. علاوه بر کم سمی بودن اثر کمی بر گرمایش زمین دارند. (این اثر با شاخص GWP مشخص می شود). مبردهای رایجی مانند هیدروکلروفلوروکربن ها (HCFC) و هیدروفلوروکربن ها (HFC) در این خانواده جای می گیرند. HCFC ها به دلیل وجود کلرین در آن ها اثر تخریبی بر لایه اوزون دارند اما ODP آن ها در مقایسه با CFC ها در درجه پایین تری در بازه ۰,۰۱ تا ۰,۱ قرار دارد و در ابتدا به عنوان جایگزینی برای CFC ها مطرح شدند. HFC ها به دلیل نبود کلرین یا برومین در آن ها دارای ODP صفر هستند اما برخی از آن ها GWP بالایی دارند.

آمونیاک (NH_3)، آب (H_2O)، هوا ($0,21\text{O}_2 + 0,78\text{N}_2 + 0,01\text{Ar}$)، دی اکسید کربن (CO_2) و دی اکسید گوگرد (SO_2) مثال هایی از مبردهای معدنی است که هنوز هم در صنعت تبرید کاربرد

ویژه‌ای دارند. به‌خصوص آمونیاک که معایب و خطرات زیاد آن را می‌توان با طراحی و کنترل دقیق سیستم تبرید برطرف ساخت. [۲۲]

مخلوط آزئوتراپیک شامل مخلوطی دو مبرد می‌شوند که خواص متفاوتی دارند اما به‌عنوان یک ماده واحد عمل می‌کنند. دو مبرد بعد از مخلوط شدن قابل تجزیه نیستند. رایج‌ترین مبرد در این گروه R-۵۰۲ است که شامل ۴۸,۸ درصد R-۲۲ و ۵۱,۲ درصد R-۱۱۵ است. این مبرد به دلیل COP بالاتر و سمی بودن کمتر نسبت به R-۲۲ در یخچال‌های خانگی و صنایع غذایی بکار گرفته شده است. [۲۲]

مخلوط‌های غیر آزئوتراپیک به مبردهایی گفته می‌شود که شامل مخلوطی از چندین مبرد فرار است که ترکیب آن‌ها طی فرآیند تبخیر یا چگالش تغییر می‌کند. این مبردها از آغاز قرن بیستم در سیکل‌های تبرید بخصوص پمپ‌های گرمایی بکار گرفته شده‌اند. قابلیت تغییر ترکیب در آن‌ها سبب شده تا طراحی دستگاه‌های تبرید تراکمی بخار وارد فاز جدیدی شود. برای مثال ترکیب R-۱۲ + R-۱۱۴ یکی از ترکیباتی است که مطالعات زیادی از یک دهه پیش بر روی آن در حال انجام است. لازم به ذکر است که فرآیند انتقال حرارت در این گروه مبردها بسیار پیچیده‌تر از مبردهای تک جزئی است. [۲۲]

برای انتخاب نوع مبرد علاوه بر شاخص ODP و GWP باید به در دسترس بودن و همخوانی خواص آن با نوع تجهیزات و فرآیند موجود در سیستم و کاربری سیستم توجه داشت.

R-۱۳۴a از خانواده هیدروکربن‌ها و گروه HFC ها با دمای جوشش ۲۶,۲- درجه سلسیوس و گرمای نهان تبخیر ۲۰۵ کیلوژول بر کیلوگرم است. این مبرد غیرقابل اشتعال و غیر سمی است که به‌طور وسیعی در یخچال‌های خانگی و سیستم تهویه مطبوع اتومبیل‌ها استفاده می‌شود. ODP آن صفر و GWP آن در بازه تأیید شده قرار دارد. [۲۲] در این پروژه به دلیل در دسترس بودن روابط مربوط به خواص ترمودینامیکی و ترموفیزیکی در مقایسه با مبردهای دیگر و همچنین هماهنگی آن با کمپرسور انتخاب شده از مبرد R-۱۳۴a استفاده شده است.

مطالعات زیادی برای ارائه روابط ریاضی جهت محاسبه خواص ترموفیزیکی و ترمودینامیکی مبردها در دست نیست. یکی از معدود کارها، کار کوچوکسیل و همکارانش (۲۰۰۹ و ۲۰۱۱) [۳۴] و [۳۳] است که با استفاده از روش داده کاوی^۱ خواص ترموفیزیکی و ترمودینامیکی یک سری از مبردها از جمله مبرد R-۱۳۴a را رابطه بندی کردند. اگرچه در تعیین رابطه مناسب برای حجم مخصوص فاز بخار مبردها موفق نبودند. در این پروژه از کار آنها در تعیین خواص ترمودینامیکی و ترموفیزیکی لازم در محاسبات بهره گرفته شده است. روابط حجم مخصوص و فشار بخار اشباع مبرد R-۱۳۴a از اطلاعات فنی ارائه شده توسط شرکت Chemours بانام تجاری R-DuPontTMSuva ۱۳۴a استخراج شده است. [۳۵]

۳-۷ ضریب انتقال حرارت جابجایی

ضریب انتقال حرارت جابجایی سمت مبرد در نواحی تک فاز؛ برای جریان آرام در لوله های دایره ای با شار گرمای ثابت در دیواره عدد نوسلت با رابطه زیر تقریب زده می شود:

$$Nu_D = 4.36 \quad (3-30)$$

به دلیل پیچیده بودن تحلیل جریان آشفته بیشتر روی روابط تجربی تأکید شده است. [۲۸]

یکی از روابط متداول برای جریان توسعه یافته هیدرودینامیکی و گرمایی در یک لوله دایره ای صاف توسط دیتوس بولتر ارائه شد:

$$Nu_D = 0.023 Re_D^{4/5} P_r^n \quad (3-31)$$

که در آن برای گرمایش $n=0.4$ و برای سرمایش $n=0.3$ است. نتایج این رابطه در بازه زیر با نتایج تجربی سازگار است:

$$0.7 \leq P_r \leq 160 \quad Re_D \geq 10000 \quad \frac{L}{D} \geq 10$$

معادله بالا برای اختلاف کم بین دمای دیواره و دمای میانگین سیال مناسب است و کلیه خواص در دمای میانگین سیال محاسبه می‌شود. در مواردی که خواص سیال تغییرات شدیدی دارد از رابطه زیر که توسط سیدر و تیت پیشنهاد شد نتایج بهتری حاصل می‌شود:

$$Nu_D = 0.027 Re_D^{\frac{1}{4}} Pr^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu_m}{\mu_{sur}} \right)^{0.14} \quad (3-32)$$

$$0.7 \leq Pr \leq 16700 \quad Re_D \geq 10000 \quad \frac{L}{D} \geq 10$$

که در آن تمام خواص به جز μ_{sur} در دمای میانگین به دست می‌آید. μ_{sur} در دمای دیواره داخلی دیوار معین می‌شود. از آنجاکه روابط سیدر و تیت برای رنج وسیع‌تری از خواص عمل می‌کند می‌توان آن را برای اختلاف دماهای بزرگ‌تری بکار برد. از آنجاکه رژیم جریان مبرد در مبدل‌های مورد بررسی در این پروژه در بخش‌های مختلف دقیقاً معین نیست بنابراین لازم است تا از روابطی استفاده شود که برای بازه وسیع‌تری از رژیم جریان و اختلاف دما کاربرد دارند. کیز و لندن (۱۹۸۴) با استخراج داده‌های تجربی از مبردهای مختلف داخل مبدل حرارتی لوله‌ای تحت شرایط ترمودینامیکی متفاوت روابطی را ارائه دادند. این روابط نواحی مختلف جریان از جمله ناحیه گذرا را نیز در برمی‌گیرند [۲۸]:

$$St Pr^{1/3} = a Re_D^b \quad (3-33)$$

ضرایب a و b با توجه به عدد رینولدز به شرح زیر است:

$Re_D < 3500$	$a=1,10647$	$b=-0,78992$	جریان آرام
$3500 \leq Re_D \leq 6000$	$a=3,5194e-7$	$b=1,03804$	جریان گذرا
$Re_D > 6000$	$a=0,2243$	$b=-0,385$	جریان آشفته

عدد استانتون برابر است با:

$$St = \frac{Nu_D}{Re Pr} = \frac{\bar{h}}{G_r C_{p,r}} \quad (3-34)$$

کمیت G میزان شار جرمی مبرد و C_p گرمای مخصوص مبرد در فشار ثابت است.

منیفا فلارایت [۳۰] در پایان نامه خود تحت عنوان "بررسی عملکرد چگالنده‌های لوله‌ای پره دار در دستگاه‌های تهویه مطبوع با مبرد $R-410$ "، مقایسه‌ای بین سه رابطه بالا برای اختلاف دمای بین دیواره و مبرد $4/5$ درجه سانتی‌گراد برای مبدل لوله‌ای به قطر داخلی 0.2885 اینچ برای مبرد مافوق گرم در دمای میانگین 60 درجه سلسیوس و فشار 27 بار انجام داد. از آنجاکه شرایط کار او با شرایط مبدل در پروژه حاضر نزدیک است از نتایج کار ایشان استفاده شده است. طبق نتایج حاصل شده در ناحیه آشفته عدد نوسلت به دست آمده از رابطه کیز و لندن بالاتر از دو رابطه دیگر است؛ زیرا هر دو رابطه دیتوس-بولتر و سیدر-تیت سطح داخلی لوله‌ها را صاف در نظر گرفته‌اند. داده‌های رابطه کیز و لندن از داده‌های تجربی استخراج شده است بنابراین زبری لوله‌ها نیز تا حدی در نتایج دیده شده است بنابراین در کار حاضر از روابط کیز و لندن برای محاسبه ضریب انتقال حرارت جابجایی مبرد در نواحی مافوق گرم و مادون سرد در مبدل‌ها استفاده می‌شود.

ضریب انتقال حرارت جابجایی مبرد در نواحی دوفازی (اشباع)؛ تعداد کمیت‌های مرتبط با انتقال حرارت در جریان‌های دوفازی در فرآیند جوشش یا میعان بیشتر از تعداد آن‌ها در جریان‌های تک فاز است که نه تنها خواص فیزیکی سیال در حال جوشش یا میعان را در برمی‌گیرند بلکه میکرو ساختارها و جنس سطح سرد یا گرم‌کننده را نیز شامل می‌شود. [۱۸] در نتیجه پیشنهاد یک رابطه جهت محاسبه ضریب انتقال حرارت جابجایی در این فرآیندها مشکل است. از سویی انتقال حرارت سبب تغییر فاز و در نتیجه تغییر رژیم جریان می‌شود و از سویی دیگر تغییر در رژیم جریان سبب تغییر کمیت‌های هیدرودینامیکی مانند افت فشار، که آن هم به نوبه خود بر روی مشخصات انتقال حرارت تأثیرگذار است، می‌شود؛ بنابراین به دلیل پیچیدگی بیش از حد فرآیند می‌توان بدون وارد شدن به یک تئوری کامل، تنها از دیدگاه مهندسی و تنها باهدف یافتن مقدار ضریب انتقال حرارت (و افت فشار) در

یک جریان دوفازی مشخص به قضیه نگاه کرد.

طبق تحقیقات سالیمان و همکارانش (۱۹۶۸) رژیم جریانی حکم‌فرما بر بخش بزرگی از جریان در حال میعان در طول لوله‌های افقی و عمودی، رژیم جریانی حلقوی است. کولیر و توم (۱۹۹۶) بیان داشتند که این رژیم جریانی در بازه وسیعی از کیفیت (۰,۱ تا ۱) و فشار و خواص جریانی برقرار است. بنابراین در بخش اشباع چگالنده که جریان دوفازی در حال میعان است رژیم جریان حلقوی در بخش اعظم طول لوله حکم‌فرما است. [۳۰] لیکسین و مووس (۲۰۰۹) مقایسه‌ای بین نتایج تئوری چندین رابطه برای محاسبه ضریب انتقال حرارت جابجایی در جریان دوفازی مایع-بخار در داخل لوله را ارائه کردند. طبق نتایج حاصله رابطه ارائه‌شده توسط کاندلیکار بهترین مطابقت را با نتایج تجربی دارد. همچنین رابطه دوم گانگور-وینترتون و شاه مطابقت قابل قبولی نشان داده‌اند. [۱۸] رابطه شاه ضمن سادگی، نتایج تئوری حاصل از آن ضریب انتقال حرارت جابجایی را با انحراف $\pm 14.7\%$ از نتایج تجربی نشان می‌دهد که مقدار آن در جریان حلقوی در شار جرمی پایین، کمتر و در شار جرمی بالاتر، بیشتر از مقدار تجربی محاسبه می‌شود. [۳۰]

شار جرمی جریان مبرد در پروژه حاضر با استخراج از نرم‌افزار انتخاب کمپرسور SELECT شرکت کوپلند در حداقل شرایط، بیشتر یا مساوی ۴۰۰ کیلوگرم بر مترمربع در ثانیه است و اگرچه طبق کمیت‌های بکر (۱۹۵۴) برای تعیین رژیم جریانی، رژیم جریان حاکم بر چگالنده جریان حلقوی است اما سعی شده از روابطی استفاده شود که برای بیش از یک نوع رژیم جریانی خاص برقرار باشد. از این رو برای تعیین ضریب انتقال حرارت جابجایی در سمت مبرد در چگالنده (میعان) از رابطه ارائه‌شده توسط شاه و برای تبخیرکننده (جوشش) از رابطه ارائه‌شده توسط تانگ (۱۹۶۵) استفاده می‌شود. [۳۰]

در مدل ارائه‌شده توسط شاه در هر کیفیتی، ضریب انتقال حرارت جابجایی دوفازی برابر است با:

$$h_{TP} = \bar{h}_L \left[(1-x)^{0.8} + \frac{3.8x^{0.76}(1-x)^{0.4}}{p_{rd}^{0.38}} \right] \quad (35-3)$$

که در آن $\bar{h}_L$ ضریب انتقال حرارت در فاز مایع و x کیفیت و p_{rd} فشار کاهیده است. با انتگرال گیری از این رابطه بر روی طول لوله در بخش دوفازی و فرض تغییرات خطی کیفیت نسبت به طول لوله و همچنین کندانس کامل (تغییرات x از صفر تا یک) ضریب انتقال حرارت جابجایی میانگین برابر می شود با:

$$\bar{h}_{TPM} = \bar{h}_L \left[0.55 + \frac{2.09}{P_{rd}^{0.38}} \right] \quad (36-3)$$

در رابطه تانگ فرض شده است که اختلاف دمای بین دیواره و سیال در طول لوله ثابت باشد و برای کیفیت ورودی x_i و کیفیت خروجی x_e با رابطه زیر بیان می شود:

$$\bar{h}_{evap} = \quad (37-3)$$

$$0.023 \times 0.325 \times 2.5 \times$$

$$\frac{k_l}{D_l^{0.7}} \left(\frac{G}{\mu_l} \right)^{0.8} \left(\frac{\mu_l C_{pl}}{k_l} \right)^{1.4} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0.375} \left(\frac{\mu_v}{\mu_l} \right)^{0.75} \frac{x_e - x_i}{x_e^{0.325} - x_i^{0.325}}$$

ضریب انتقال حرارت جابجایی سمت هوا؛ برای محاسبه ضریب انتقال حرارت جابجایی سمت هوا بر روی چگالنده و تبخیرکننده دو تئوری متفاوت در نظر گرفته شده است. در سمت چگالنده مدل های ارائه شده بر اساس ضریب z کولبرون و برای سطح خشک بکار گرفته شده اند. با توجه به اینکه رطوبت گیری از هوا و میعان بر روی سطح کویل در سمت تبخیرکننده صورت می گیرد و همچنین رطوبت هوا قبل از عبور از روی چگالنده، در مرحله عبور از روی تبخیرکننده به شدت کاهش می یابد فرض سطح خشک برای چگالنده فرض درستی است.

آرایش مجموعه لوله ها نسبت به جهت جریان معمولاً مستطیلی یا مثلثی است. شرایط جریان در مجموعه لوله ها تحت تأثیر جدایی لایه مرزی و اندرکنش های دنباله است که به نوبه خود بر انتقال حرارت جابجایی تأثیر می گذارد. ضریب انتقال گرمای روی هر لوله به موقعیت آن در مجموعه لوله ها

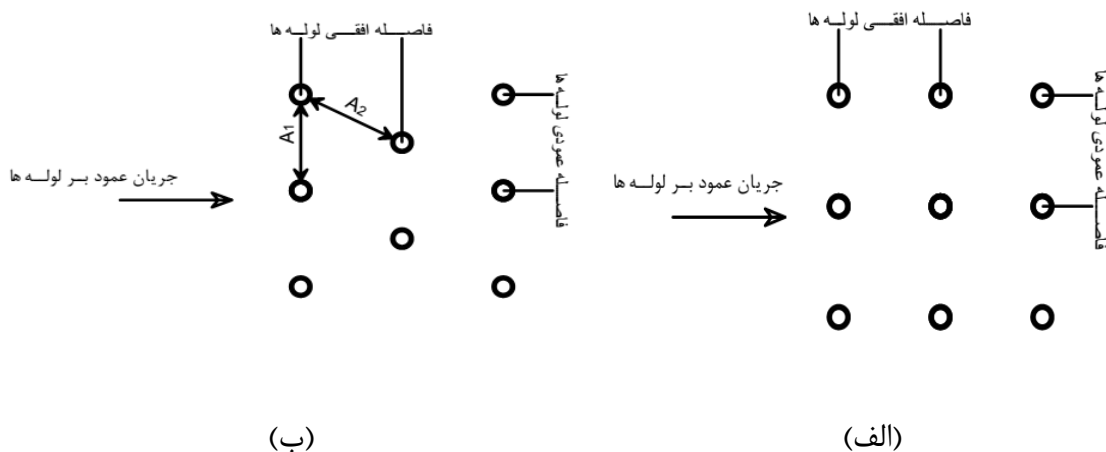
بستگی دارد این ضریب برای لوله واقع در اولین ردیف با ضریب روی یک لوله واحد در جهت عمود بر جریان تقریباً برابر است ولی ضریب انتقال گرمای لوله‌هایی که در ردیف داخلی قرار دارند بیشتر است. در آرایش مستطیلی برای مقادیر متوسط فاصله افقی مرکز به مرکز لوله‌ها (S_T) ضریب جابجایی لوله‌های پایین دست به واسطه اغتشاش جریان بیشتر است و این افزایش تقریباً تا ردیف پنجم ادامه دارد. پس از آن در میزان اغتشاش و ضریب جابجایی تغییرات اندکی رخ می‌دهد. ولی برای مقادیر کوچک نسبت فاصله عمودی به افقی (S_L/S_T)، ردیف‌های بالادست جریان مانند حفاظی در برابر جریان روی ردیف‌های پایین دست جریان عمل می‌کنند که اثر معکوس بر انتقال گرما دارد؛ یعنی مسیر اصلی ترجیحی جریان از فضای بین لوله‌هاست و قسمت اعظم سطح لوله‌ها در تماس با جریان قرار نمی‌گیرد. به همین دلیل عملکرد مجموعه لوله‌ها با آرایش مستطیلی با نسبت S_L/S_T کمتر از ۰,۷ مطلوب نیست. [۲۸] به‌طور کلی افزایش انتقال گرما در آرایش مثلثی محسوس‌تر بوده و قسمت بیشتری از سطح لوله‌های پایین دست در مسیر جریان قرار می‌گیرد. در این پروژه نیز آرایش لوله‌ها در چگالنده و تبخیرکننده مثلثی انتخاب شده است. شکل ۳-۹ نمایانگر این دو نوع چیدمان است.

در آرایش مثلثی بیشترین سرعت می‌تواند یا در صفحه عرضی A_1 و یا در صفحه قطری A_2 روی دهد. اگر رابطه زیر برقرار باشد بیشترین سرعت در A_2 روی خواهد داد.

$$\sqrt{2}(S_D - D) < (S_T - D) \quad (38-3)$$

ضریب ۲ در نتیجه دوشاخه شدن حرکت سیال از صفحه A_1 به A_2 است. شرط بالا را به‌صورت زیر نیز می‌توان نوشت:

$$S_D = \left[S_L^2 + \left(\frac{S_T}{2} \right)^2 \right]^{1/2} < \frac{(S_T + D)}{2} \quad (39-3)$$



شکل ۳-۹: الف. چیدمان مستطیلی لوله‌ها، ب. چیدمان مثلثی لوله‌ها

در این صورت V_{max} با رابطه زیر محاسبه می‌شود.

$$V_{max} = \frac{S_T}{2(S_D - D)} V \quad (۴۰-۳)$$

D قطر خارجی لوله است و اگر در A_1 رخ دهد:

$$V_{max} = \frac{S_T}{S_T - D} V \quad (۴۱-۳)$$

در این پروژه از روابط مک کوئیستون برای محاسبه ضریب انتقال حرارت جابجایی بر روی مبدل لوله‌ای پره دار با پره‌های تخت و آرایش مثلثی تحت شرایط سطح خشک استفاده شده است. این مدل بر اساس ضریب کولبرون- j بنا شده است.

$$j = St \times p_r^{2/3} \quad (۴۲-۳)$$

با توجه به تعریف عدد استانتون ضریب انتقال گرمایی به شکل زیر است:

$$\bar{h}_{air} = \frac{j C_p G_{a,max}}{P_r^{2/3}} \quad (۴۳-۳)$$

که در آن C_p گرمای مخصوص و G_{max} شار جرمی هوا در کمترین سطح جریان^۱ است.

$$G_{a,max} = \frac{\dot{m}_a}{A_{min}} \quad (44-3)$$

همان‌طور که گفته شد ضریب انتقال گرمایی تقریباً بعد از ردیف چهارم یا پنجم تغییر چندانی نمی‌کند. مک کویستون یک مبدل ۴ ردیفه را به‌عنوان مدل اصلی در نظر گرفت و ضریب ز کولبرون را برای آن به شکل زیر ارائه کرد:

$$j_f = 0.2675 JP + 1.325 \times 10^{-6} \quad (45-3)$$

$$JP = Re_D^{-0.4} \left[\frac{A_o}{A_{p,o}} \right]^{-0.15} \quad (46-3)$$

A_o کل سطح انتقال حرارت سمت هوا شامل پره و لوله است و $A_{p,o}$ تنها سطح خارجی لوله است. عدد رینولدز بر اساس قطر خارجی لوله و شار جرمی ماکزیمم هوا است. نسبت سطح^۲ در رابطه بالا به شکل زیر است:

$$\frac{A_o}{A_{p,o}} = \frac{4S_L S_T}{\pi D_h L_{depc}} \sigma \quad (47-3)$$

D_h در این رابطه قطر هیدرولیکی و L_{depc} عمق مبدل در جهت جریان هوا است.

$$D_h = \frac{4A_{min} L_{depc}}{A_o} \quad (48-3)$$

ضریب σ نسبت کمترین سطح جریان هوا به سطح پیشانی مبدل^۳ است.

$$\sigma = \frac{A_{min}}{A_{fr}} \quad (49-3)$$

درنهایت ضریب کولبرون- j برای مبدل با چهار ردیف یا کمتر با رابطه زیر محاسبه می‌شود:

Minimum free flow area^۱

Area ratio^۲

Frontal area^۳

$$\frac{j_z}{j_f} = \frac{1 - 1280 \times NRe_{rs}^{-1.2}}{1 - 1280 \times 4 \times Re_{rs}^{-1.2}} \quad (50-3)$$

در این رابطه Z نمایانگر تعداد ردیف‌ها و Re_{rs} عدد رینولدز بر اساس S_D است.

$$Re_{rs} = \frac{G_{max} S_D}{\mu} \quad (51-3)$$

سطح کویل‌های در تبخیرکننده با توجه به انجام فرآیند رطوبت‌گیری در آن تر است. لحاظ کردن سطح‌تر در محاسبات انتقال حرارت، ضریب انتقال گرمای جابجایی و ضریب انتقال گرمای کلی مؤثر است.

در این زمینه وانگ و همکارانش (۱۹۹۹) روابطی را برای محاسبه ضریب انتقال حرارت کلی و ضریب انتقال حرارت جابجایی ارائه دادند و مطابقت آن‌ها را با آزمایش نمونه‌های مختلف با داده‌های تجربی بررسی کردند. در فرآیند رطوبت‌گیری یا رطوبت زنی علاوه بر انتقال حرارت انتقال جرم هم صورت می‌گیرد؛ بنابراین دو نوع انتقال حرارت محسوس و نهان هم‌زمان در حال انجام است. ضریب انتقال حرارت جابجایی محسوس در این حالت متأثر از ضریب انتقال جرم خواهد بود. رابطه‌ای که وانگ و همکارانش برای ضریب انتقال حرارت محسوس بر اساس ضریب کولبرون -j ارائه کردند به‌صورت زیر است: این رابطه برای بازه رینولدز از ۳۰۰ تا ۵۰۰۰ برقرار است. [۱۶]

$$j = \frac{h_{co}}{G_{a,max} C_{pa}} Pr^{2/3} \quad (52-3)$$

$$j = 19.36 Re_{DC}^{j1} \left(\frac{F_f}{D_o}\right)^{1.325} \left(\frac{S_L}{S_T}\right)^{0.6795} N^{-1.291} \quad (53-3)$$

$$j1 = 0.3745 - 1.554 \left(\frac{F_f}{D_c}\right)^{0.24} \left(\frac{S_L}{S_T}\right)^{0.12} N^{-0.19} \quad (54-3)$$

و ضریب انتقال حرارت جابجایی کل فین با سطح‌تر با رابطه زیر به دست می‌آید:

$$h_{a,w} = \frac{1}{\frac{C_{p,a}}{b_w h_{co}} + \frac{y_w}{k_w}} \quad (55-3)$$

y_w در این رابطه قطر فیلم آب است. در عمل $\frac{y_w}{k_w}$ در مقایسه با ترم اول بین ۰/۵ تا ۵ درصد است و از آن صرف نظر می شود. [۱۵] ضریب b_w شیب منحنی هوای اشباع در دمای میانگین فیلم آب روی سطح خارجی است و در بخش ۳-۳-۵ معرفی شده است.

۳-۳-۸ افت فشار

افت فشار در سمت مبرد؛ روابط تجربی زیادی که برای افت فشار در داخل لوله های مستقیم ارائه شده است. بسیاری از این روابط تنها برای ناحیه آرام یا مغشوش از جریان برقرارند و یا زبری سطح لوله ها در آن ها لحاظ نشده است. در این میان چرچیل رابطه زیر را برای ضریب اصطکاک بیان کرد که علاوه بر در نظر گرفتن زبری سطح در تمام نواحی جریان از آرام تا مغشوش برقرار است. [۳۱]

$$f_r = \left[\left(\frac{1}{Re_{Di}} \right)^{12} + \frac{1}{(a_1 + a_2)^{1.5}} \right]^{0.0433} \quad (3-56)$$

$$a_1 = \left[2.457 \ln \left\{ \frac{1}{(\nu/Re_{Di})^{0.9} + 0.27 \left(\frac{\varepsilon}{d} \right)} \right\} \right]^{16}$$

$$a_2 = \left[\frac{37530}{Re_{Di}} \right]^{16}$$

در این رابطه اشاره ای به فاز بخار یا مایع نشده و برای هر دو بخش مافوق گرم و مادون سرد در چگالنده و تبخیرکننده بکار می رود.

در بخش اشباع مبدل ها به دلیل برقراری جریان دوفازی به دست آوردن افت فشار به سادگی بخش تک فاز نیست. از روابط تجربی کلی برای محاسبه افت فشار در این بخش استفاده شده است.

در طول جریان دوفازی افت فشار کلی شامل سه جز است:

$$\blacksquare \text{ افت فشار اصطکاکی } dp_{\text{frac}} / dz$$

▪ افت فشار ناشی از مومنتوم dp_{mom}/dz

▪ افت فشار استاتیکی یا ناشی از اثر نیروی جاذبه dp_{stat}/dz

$$\frac{dp_t}{dz} = \frac{dp_{frac}}{dz} + \frac{dp_{mom}}{dz} + \frac{dp_{stat}}{dz}$$

با انجام فرضیاتی می‌توان معادله بالا را به شکل ساده‌تری بکار برد. فرضیه اول همگن در نظر گرفتن کل جریان دوفازی است.^۱ به شکلی که کل جریان به‌عنوان مخلوطی همگن از دو فاز با سرعتی ثابت و همگن در طول کل لوله در نظر گرفته شود. معمولاً این مدل روش مناسبی نیست. [۳۱] فرضیه دوم به این صورت است که جریان به‌صورت دو فاز کاملاً جدا از هم عمل می‌کند^۲

روابط زیادی در این زمینه ارائه شده است که یکی از ساده‌ترین رویکردها در میان آن‌ها روش L&M^۳ است. [۳۰] اگرچه دقت این روش زیاد نیست اما یکی از مزیت‌های این روش این است که می‌توان آن را برای تمام رژیم‌های جریانی بکار برد. [۱۸] بنابراین در این پروژه از این روش برای محاسبه افت فشار سمت مبرد در بخش اشباع مبدل‌ها استفاده می‌شود. روش L&M همان فرضیه دوم برای تحلیل اجزا افت فشار در روابط بالاست. بدین صورت که بخش دوفازی به دو فاز کاملاً مجزا تقسیم می‌شود. فاز مایع و فاز بخار. فرضیاتی که برای این شرایط در نظر گرفته می‌شود به شرح زیر است [۳۰]:

▪ سرعت ثابت و نه لزوماً برابر برای دو فاز برقرار است.

▪ بین دو فاز تعادل ترمودینامیکی برقرار است.

بر اساس کار هیلر و گلیکسمن (۱۹۷۶) با به‌کارگیری روش L&M طبق روند زیر می‌توان جزء اصطکاکی و جزء مومنتوم افت فشار را محاسبه کرد. تغییرات کیفیت در طول بخش دوفازی، خطی

^۱ Homogeneous Model

^۲ Seperated flow Model

^۳ Lockhart-Martinelli method

فرض شده است. جزء استاتیکی (ناشی از نیروی جاذبه) در لوله‌های افقی ناچیز بوده و از آن صرف‌نظر می‌شود. هیلر و گلیکسمن در نهایت پس از انتگرال‌گیری از روابط دیفرانسیلی در طول بخش دوفازی به روابط زیر دست یافتند [۲۱]:

جزء اصطکاکی افت فشار از رابطه زیر به دست می‌آید. ضریب g ضریب تبدیل واحد در سیستم انگلیسی است.

$$\Delta p_{frac} = -C_r [0.357x^{2.8} + 2C_r(0.429 - 0.141x - 0.288x^2)x^{2.33} + C_r^2(0.538 - 0.329x)x^{1.86}]x^{x_1} \quad (57-3)$$

$$C_1 = \frac{x_e - x_i}{z_e - z_i} \quad C_r = \frac{0.09\mu_v G_r^{1.8}}{C_1 \rho_v D^{1.2} g} \quad C_r = 2.85 \left(\frac{\mu_l}{\mu_v}\right)^{0.0523} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{0.262}$$

جزء مومنتوم افت فشار از رابطه زیر به دست می‌آید. ضریب g ضریب تبدیل واحد در سیستم انگلیسی است.

$$\Delta p_m = \frac{G_r^2}{\rho_v g} \left\{ \left[1 + \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right) - \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{1/3} - \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{2/3} \right] x - \left[2 \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right) - \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{1/3} - \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{2/3} \right] x \right\} \quad (58-3)$$

افت فشار کلی مجموع رابطه ۴-۲۵ و ۴-۲۶ است.

افت فشار سمت هوا؛ افت فشار در سمت هوا با کمک عدد بی‌بعد اولر قابل‌محاسبه است.

$$Eu = \frac{\Delta p}{\rho_a v_a^2} = \frac{\rho_a \Delta p}{G_a^2} \quad (59-3)$$

G همان شار جرمی هواست که می‌توان آن را بر اساس سطح پیشانی یا کمترین سطح جریان

آزاد^۱ محاسبه کرد.

در روند محاسبه افت فشار در سمت هوا بر اساس روش ریچ (۱۹۷۳) افت فشار به دو جزء تقسیم می‌شود. افت فشار روی سطح لوله و افت فشار روی سطح فین. افت فشار روی سطح فین طبق کار ریچ از رابطه زیر به دست می‌آید:

$$\Delta p_{a,f} = f_f v_m \frac{G_{a,max}^2}{2} \frac{A_f}{A_{min}} \quad (۶۰-۳)$$

که در آن f_{fin} ضریب اصطکاک روی فین، v_m حجم مخصوص میانگین، A_f سطح فین و A_{min} کمترین سطح جریان آزاد است. ریچ در آزمایش‌های خود به این نتیجه رسید که ضریب اصطکاک فین وابسته به عدد رینولدز است اما در شرایط ۳ تا ۱۴ فین در هر اینچ مستقل از فاصله بین فین‌ها است. رابطه ریچ به شکل زیر بیان شد:

$$f_f = ۱.۷ Re_L^{-۰.۵} \quad (۶۱-۳)$$

عدد رینولدز بر اساس فاصله افقی لوله‌ها (موازی جهت جریان هوا) است.

$$Re_L = \frac{G_a S_L}{\mu_a} \quad (۶۲-۳)$$

طبق کار زوکاسکاس و یولینسکاس (۱۹۹۸)، افت فشار بر روی یک دسته لوله بدون پره برابر است

با:

$$\Delta p_{a,p} = Eu \frac{G_a^2}{2 \rho_a} N \quad (۶۳-۳)$$

که در آن N نشان‌دهنده تعداد ردیف‌ها است. عدد اولر طبق پیشنهاد ریچ از رابطه زیر قابل محاسبه

است:

^۱ minimum free flow area

$$Eu = q_{cst} + \frac{r_{cst}}{Re_a} + \frac{S_{cst}}{Re_a^2} + \frac{t_{cst}}{Re_a^3} + \frac{u}{Re_a^4} \quad (3-64)$$

عدد رینولدز بر اساس قطر خارجی لوله تعریف می‌شود. ضرایب r_{cst} و S_{cst} و t_{cst} و q_{cst} و u وابسته به عدد رینولدز و کمیت a است. کمیت a نسبت فاصله افقی مرکز به مرکز لوله‌ها به قطر لوله است. ضرایب موردنظر بر اساس نتایج کار زوکاسکاس و یولینسکاس در جدول ۳-۲ نشان داده شده است.

جدول ۳-۲: ضرایب رابطه ۳-۴۶ [۳۰]

a	Re	q_{cst}	r_{cst}	S_{cst}	t_{cst}	u
۱,۲۵	$3 < Re < 10^3$	۰,۷۹۵	$۰,۲۴۷ \times 10^{-3}$	$۰,۳۳۵ \times 10^{-3}$	$-۰,۱۵۵ \times 10^{-4}$	$۰,۲۴۱ \times 10^{-14}$
	$10^3 < Re < 2 \times 10^6$	۰,۲۴۵	$۰,۳۳۹ \times 10^{-4}$	$-۰,۹۸۴ \times 10^{-7}$	$۰,۱۳۲ \times 10^{-11}$	$-۰,۵۹۹ \times 10^{-13}$
۱,۵	$3 < Re < 10^3$	۰,۶۸۳	$۰,۱۱۱ \times 10^{-3}$	$-۰,۹۷۳ \times 10^{-7}$	$۰,۴۲۶ \times 10^{-3}$	$-۰,۵۷۴ \times 10^{-3}$
	$10^3 < Re < 2 \times 10^6$	۰,۲۰۳	$۰,۲۴۸ \times 10^{-4}$	$-۰,۷۵۸ \times 10^{-7}$	$۰,۱۰۴ \times 10^{-11}$	$-۰,۴۸۲ \times 10^{-13}$
۲	$7 < Re < 10^3$	۰,۷۱۳	$۰,۴۴۸ \times 10^{-2}$	$-۰,۱۲۶ \times 10^{-3}$	$-۰,۵۸۲ \times 10^{-3}$	.
	$10^3 < Re < 10^4$	۰,۳۴۳	$۰,۳۰۳ \times 10^{-3}$	$-۰,۷۱۷ \times 10^{-5}$	$۰,۸۸۰ \times 10^{-7}$	$-۰,۳۸۰ \times 10^{-9}$
	$10^4 < Re < 2 \times 10^6$	۰,۱۶۲	$۰,۱۸۱ \times 10^{-4}$	$-۰,۷۹۲ \times 10^{-8}$	$-۰,۱۶۵ \times 10^{-13}$	$۰,۸۷۲ \times 10^{-16}$
۲,۵	$10^3 < Re < 5 \times 10^3$	۰,۳۳۰	$۰,۹۸۹ \times 10^{-2}$	$-۰,۱۴۸ \times 10^{-5}$	$۰,۱۹۲ \times 10^{-7}$	$۰,۸۶۲ \times 10^{-8}$
	$5 \times 10^3 < Re < 2 \times 10^6$	۰,۱۱۹	$۰,۸۴۸ \times 10^{-4}$	$-۰,۵۰۷ \times 10^{-8}$	$۰,۲۵۱ \times 10^{-12}$	$-۰,۴۶۳ \times 10^{-15}$

در صورتی که چیدمان لوله‌ها مثلثی نباشد ضریب تصحیحی در عدد اولر ضرب می‌شود. همچنین اگر تعداد ردیف‌ها در چیدمان مثلثی کم باشد ضریب تصحیح دیگری در عدد اولر ضرب می‌شود که در پروژه حاضر هیچ‌یک از این ضرایب اعمال نمی‌شوند. با قرار دادن عدد اولر به دست آمده در رابطه ۴-۳۱ می‌توان افت فشار را محاسبه کرد. لازم به ذکر است که در صورت نیاز برای کمیت a می‌توان ضرایب موردنیاز را با میانبانی خطی به دست آورد. افت فشار کل در سمت هوا مجموع افت فشار روی فین و روی لوله است.

۳-۴ روابط سایکرومتریک

سایکرومتریک و روابط و تعاریف آن در محاسبه خواص مخلوط هوا و بخار آب بخصوص در مباحث مربوط به تغییرات دما و رطوبت هوای عبوری از روی کویل‌های مبدل حرارتی در سیکل‌های تبرید و

پمپ‌های گرمایی از اهمیت ویژه‌ای برخوردار است؛ زیرا هوای محیط کاملاً خشک نیست و همیشه مقداری بخارآب به صورت مخلوط با آن وجود دارد. این میزان بخارآب موجود در هوا با کمیت‌های مختلفی بیان می‌شود که قبل از معرفی روابط سایکرومتریک به تعاریفی در این زمینه می‌پردازیم:

۳-۴-۱ رطوبت نسبی^۱:

رطوبت نسبی به صورت جزء مولی بخارآب موجود در هوای مرطوب به جزء مولی بخارآب موجود در هوای اشباع در همان دما و فشار تعریف می‌شود. این عدد در گزارش‌ها به صورت درصد بیان می‌شود. از معادله گاز کامل می‌توان رطوبت نسبی را به صورت نسبت فشار جزئی بخارآب به فشار جزئی بخارآب در هوای اشباع در همان دما و فشار تعریف کرد:

$$RH = \frac{P_v}{P_{vsat}} \times 100\% \quad (3-65)$$

۳-۴-۲ رطوبت مطلق^۲:

رطوبت مطلق یا رطوبت والیومتریک میزان بخارآب موجود در حجم مشخصی از هوا است. دمای هوا در میزان رطوبت مطلق تأثیرگذار نیست. برای مثال وقتی هوا در ۳۰ درجه سلسیوس به اشباع می‌رسد رطوبت مطلق می‌تواند از حدود صفر تا ۳۰ گرم بر مترمکعب هوای مرطوب تغییر کند.

$$AH = \frac{m_v}{v_{net}} \quad (3-66)$$

۳-۴-۳ نسبت اختلاط^۳:

در مهندسی شیمی که تغییرات دما از اهمیت خاصی برخوردار است برای محاسبات بالانس جرمی و حرارتی از این تعریف بیشتر استفاده می‌شود. نسبت اختلاط به صورت نسبت جرم بخارآب موجود در هوا به جرم هوای خشک تعریف می‌شود و معمولاً با واحد g/kg بیان می‌شود.

Relative humidity ^۱

Absolute humidity ^۲

Mixing ratio ^۳

$$X = \frac{m_v}{m_{a,dry}} = 621.9907 \frac{P_v}{P_{tot} - P_v} \quad (67-3)$$

۳-۴-۴ رطوبت مخصوص^۱:

رطوبت مخصوص یا نسبت رطوبت^۲ که با عنوان ظرفیت رطوبت^۳ هم بیان می شود به صورت جرم بخار آب به جرم کل هوای مرطوب تعریف می شود. رطوبت مخصوص تقریباً با نسبت اختلاط برابر است.

$$w = \frac{m_v}{m_{tot}} = 0.622 \frac{P_v}{P_{tot} - P_v} \quad (68-3)$$

در تشخیص اینکه رطوبت گزارش شده کدام یک از انواع رطوبت ها است باید به واحد عدد گزارش شده دقت شود. رابطه بین نسبت رطوبت و رطوبت نسبی به صورت زیر قابل بیان است:

$$RH = \frac{w \times P_{tot}}{(0.622 + 0.378 \times w)P_v} \times 100\% \quad (69-3)$$

۳-۴-۵ انتقال جرم و حرارت - قانون خط مستقیم^۴:

استوکر و جونز [۲۳] در تعریف دمای حباب تر که فرآیند آن با ترکیبی از انتقال جرم و انرژی همراه می شود، قانونی را به نام "قانون خط مستقیم" تعریف می کنند. این قانون بیان می کند که هنگامی که هوا با یک سطح تر انتقال جرم (آب) و حرارت دارد، شرایط هوا روی نمودار سایکرومتریک به سمت خط اشباع در دمای سطح تر میل می کند. هنگامی که هوا از روی سطح تر دیفرانسیلی dA عبور می کند شرایط هوا از ۱ به ۲ روی نمودار سایکرومتریک تغییر می کند. قانون خط مستقیم بیان می کند که نقطه ۲ روی خط مستقیمی که از ۱ تا روی خط اشباع در دمای سطح تر کشیده شده است قرار دارد. مثلاً اگر هوای گرم در نقطه ۱ در تماس با سطح تر با دمای t_w کمتر از دمای هوا قرار بگیرد افت دما پیدا می کند. در همین حال فشار بخار آب موجود در هوا در نقطه ۱ بیشتر از فشار مایع در

^۱ Specific humidity

^۲ Humidity Ratio

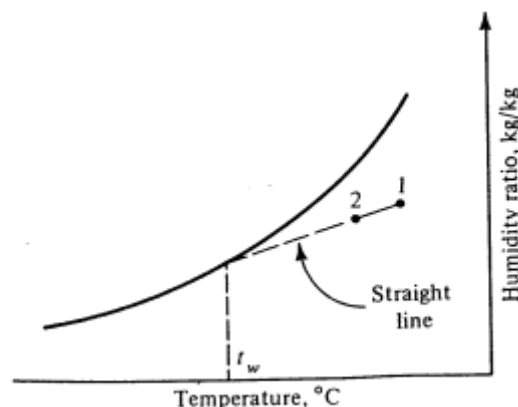
^۳ Moisture Content

^۴ The straight-Line Low

دمای t_w است؛ بنابراین با کندانس مقداری از بخار آب موجود در هوا انتقال جرم بین هوا و سطح تر صورت می‌گیرد و نسبت رطوبت هوا افت می‌کند. به این عمل اصطلاحاً رطوبت‌گیری گفته می‌شود. نرخ انتقال جرم و حرارت به قدری به هم وابسته است که مسیر فرآیند به شکل خط مستقیم به سمت خط اشباع در دمای سطح کشیده می‌شود. این خاصیت در انتقال حرارت و جرم از هوای مرطوب در مساوی ۱ شدن عدد لوییس نیز مشهود است. سرمایش و رطوبت‌گیری سبب افت هم‌زمان دما و نسبت رطوبت می‌شود.

$$Le = \frac{h_{co}}{h_d C_{pa}} \quad (۷۰-۳)$$

در تعریف عدد لوییس h_{co} ضریب انتقال حرارت محسوس و h_d ضریب انتقال جرم و C_{pa} گرمای مخصوص هوای تر است. در شکل ۳-۱۰ فرآیند رطوبت‌گیری و قانون ذکر شده نمایش داده شده است.



شکل ۳-۱۰: فرآیند سرمایش و رطوبت‌گیری هم‌زمان - قانون خط مستقیم [۲۳]

روابط بکار رفته برای محاسبه خواص ترموفیزیکی و ترمودینامیکی هوای مرطوب در دما و فشار و رطوبت معین در این پروژه از کار ویلهلم (۱۹۷۶) [۳۱] و کروگر [۳۲] استخراج شده است.

۳-۵ تولید آب

میزان تولید آب از اختلاف نسبت رطوبت در هوای ورودی و خروجی کویل‌های تبخیرکننده طبق رابطه زیر به دست می‌آید:

$$\text{water production} = V_a \times A_{fr} \times \rho_a \times (w_i - w_o) \quad (73-3)$$

۳-۶ انرژی‌های تجدیدپذیر

در سال‌های اخیر انرژی‌های تجدیدپذیر در راستای نیل به اهداف توسعه پایدار به‌عنوان یک منبع انرژی پاک، ایمن، قابل اطمینان و مقرون به‌صرفه مورد توجه کشورها بوده است. منابع انرژی تجدیدپذیر فرصت‌های قابل توجهی را برای افزایش راندمان انرژی در مناطق مختلف جغرافیایی به وجود می‌آورند. علاوه بر آن تنوع منابع انرژی امنیت انرژی را به دنبال دارد. ایران بر کمر بند خورشیدی زمین قرار دارد و یک‌چهارم مساحت آن را کویرهایی با شدت تابش بیش از ۵ کیلووات ساعت بر مترمربع تشکیل داده‌اند. [۳۶] همچنین موقعیت جغرافیایی ایران به گونه‌ای است که سالانه از وزش بادهای موسمی و غیر موسمی زیادی برخوردار است و برای نمونه استان سیستان و بلوچستان دارای بادهای موسمی چند ده‌روزه و قدرتمندی است. انرژی خورشید و باد پرکاربرترین انرژی‌های تجدیدپذیر هستند و توانایی بالقوه در به‌کارگیری این منابع در ایران وجود دارد. در ادامه به روابط حاکم بر آن‌ها پرداخته شده است.

۳-۶-۱ انرژی خورشیدی

انرژی که زمین در هر ثانیه از خورشید دریافت می‌کند بسیار زیاد است. میزان این انرژی را می‌توان با به‌کارگیری روابط زیر محاسبه نمود.

شدت تابش خورشید در بیرون جو زمین بر روی صفحه عمود بر اشعه در روز n ام سال از رابطه ذیل محاسبه می‌شود.

$$G_{on} = G_{sc} \left(1 + 0.033 \cos \left(\frac{360n}{365} \right) \right) \quad (74-3)$$

که در آن n شماره روز است و از اول ژانویه شروع می‌شود. با توجه حرکت وضعی و انتقالی زمین و نیز زاویه‌دار بودن محور حرکت زمین حول خودش نسبت به محور حرکت آن حول خورشید، زاویه

تابش به پارامترهای متعددی بستگی پیدا می‌کند. با استفاده از روابط مثلثاتی ثابت می‌شود که θ_z یعنی زاویه برخورد تابش مستقیم با جهت عمود بر صفحه افقی و شیب‌دار از معادلات زیر به دست می‌آید. با توجه به مسیر حرکت خورشید در طول روز، به‌منظور حداکثر جذب انرژی تابشی، کلکتورهای تخت معمولاً به سمت جنوب نصب می‌شوند.

$$\cos \theta_z = \cos \varphi \cos \delta \cos \omega + \sin \varphi \sin \delta \quad (75-3)$$

$$\cos \theta = \cos(\varphi - \beta) \cos \gamma \cos \omega + \sin(\varphi - \beta) \sin \delta \quad (76-3)$$

در این روابط β زاویه صفحه نسبت به افق و γ زاویه آن نسبت به جهت جنوب است. ω زاویه جابه‌جایی خورشیدی نسبت به طول جغرافیایی است و به آن زاویه ساعت نیز می‌گویند. φ عرض جغرافیایی مکان موردنظر است. δ زاویه موقعیت خورشید در ظهر خورشیدی بوده و برابر است با:

$$\delta = 23.45 \sin \left(360 \frac{284 + n}{365} \right) \quad (77-3)$$

در شرایط آسمان شفاف شدت تابش مستقیم بر روی صفحه افقی برابر است با:

$$G_{cb} = \tau_b G_o = \tau_b G_{on} \cos \theta_z \quad (78-3)$$

ضریب τ_b از رابطه ذیل قابل محاسبه است.

$$\tau_b = a_0 + a_1 e^{\left(-k / \cos \theta_z \right)} \quad (79-3)$$

که در آن

$$a_0 = 0.4237 - 0.00821(6 - A)^2 \quad (80-3)$$

$$a_1 = 0.5055 + 0.00595(6.5 - A)^2 \quad (81-3)$$

$$k = 0.2711 + 0.01858(2.5 - A)^2 \quad (82-3)$$

A ارتفاع از سطح دریاست و این روابط برای $A \leq 2.5 \text{ km}$ معتبرند. برای شدت تابش پخش نیز رابطه

مشابهی وجود دارد.

$$G_{cd} = \tau_d G_0 = \tau_d G_{on} \cos \theta_z \quad (۸۳-۳)$$

τ_d از رابطه تجربی ذیل به دست می‌آید:

$$\tau_d = 0.271 - 0.294 \tau_b \quad (۸۴-۳)$$

بالاخره شدت تابش کل خورشید بر روی صفحه افقی برابر است با:

$$G_c = G_{cb} + G_{cd} = (\tau_b + \tau_d) G_{on} \cos \theta \quad (۸۵-۳)$$

شدت تابش کل خورشید بر روی صفحه زاویه‌دار: در این حالت تابش منعکس‌شده از سطح زمین که مقداری از آن به صفحه برخورد می‌کند نیز باید منظور گردد. اگر مدل ایزوتروپیک برای تابش پخش فرض گرفته شود، شدت تابش کل خورشید بر روی صفحه‌ای که رو به جنوب قرار دارد و نسبت به سطح افق زاویه β را داراست از رابطه ذیل محاسبه می‌شود:

$$G_{cT} = G_{cbT} + G_{cdT} + G_{crT} \quad (۸۶-۳)$$

$$= G_{cb} R_b + G_{cd} \left(\frac{1 + \cos \beta}{2} \right) + G_{cc} \rho_g \left(\frac{1 - \cos \beta}{2} \right)$$

ρ_g در این رابطه ضریب انعکاس تابش از زمین اطراف است. مقدار این ضریب برای زمین مسطح

معمولی حدود ۰/۲ بوده و در صورت برفی بودن حتی می‌تواند بیش از ۰/۶ باشد.

۳-۶-۲ انرژی باد

مطابق قوانین فیزیکی، توان باد P که با چگالی هوای برابر با ρ و با سرعتی برابر با v از سطحی

به مساحت A عبور می‌کند از رابطه قابل محاسبه است:

$$p = 0.5 A \rho v^3 \quad (۸۷-۳)$$

اگر یک توربین در مسیر وزش باد قرار بگیرد، نمی‌تواند همه انرژی موجود در باد را جذب کند و تنها

کسری از آن را جذب می کند که به این کسر، ثابت توان CP گفته می شود. لذا توان جذب شده توسط توربین را می توان مطابق رابطه زیر محاسبه نمود.

$$p = 0.5 C_p A \rho v^3 \quad (88-3)$$

ثابت توان، مطابق قوانین فیزیک، حداکثر برابر با 0.5926 است؛ پس حداکثر توان قابل مهار از بادی با سرعت v توسط توربین، مطابق رابطه زیر قابل محاسبه است:

$$p = 0.5 \times 0.5926 \times A \rho v^3 \quad (89-3)$$

توان جذب شده توسط توربین، به ژنراتور داده می شود تا این توان مکانیکی را به توان الکتریکی تبدیل کند. اگر بازده ژنراتور مقداری ثابت و برابر با η فرض شود، حداکثر توان الکتریکی حاصل از توربین بادی از این رابطه قابل محاسبه است:

$$p = 0.5 \times 0.5926 \times \eta A \rho v^3 \quad (90-3)$$

باید توجه نمود که در عمل، رسیدن به این حد ممکن نخواهد بود. برای سرعت های بالای باد حدود ۱۵ متر بر ثانیه توان تولیدی توربین بادی دیگر متناسب با سرعت باد نبوده و مقدار ثابتی می شود؛ به عبارت دیگر، ثابت توان به سرعت باد وابسته است. در عمل، میزان توان به دست آمده از یک توربین بادی در شرایط استاندارد برای سرعت های مختلف باد، توسط یک منحنی، که به آن منحنی توان تولیدی توربین بادی گفته می شود، قابل محاسبه است.

همان طور که ذکر شد، توانی که از منحنی توان تولیدی توربین به دست می آید P_w برای شرایط استاندارد است. از طرفی، همان طور که در روابط بیان شده است، توان تولیدی توربین با چگالی هوا رابطه مستقیم دارد؛ لذا توان تولیدی توربین بادی در چگالی هوای ρ برابر است با:

$$p = \frac{\rho}{\rho_0} p_w \quad (91-3)$$

که در این رابطه، ρ چگالی هوا در شرایط استاندارد و P_w توان به دست آمده از منحنی توان تولیدی توربین بادی است به دلیل آنکه سرعت باد در طی زمان همواره برابر مقدار حداکثر آن نیست، توان استحصال از توربین نیز همواره برابر مقدار حداکثر آن نیست. نسبت توان متوسط تولید شده توسط توربین بادی به حداکثر ظرفیت تولیدی توربین در طی دوره زمانی مورد نظر را ضریب ظرفیت می نامند. یک توربین بادی نصب شده در سطح دریا (بالاترین فشار هوا) ضریب ظرفیت سالیانه ای در حدود ۳۵ درصد دارد. انتخاب مکان مناسب برای نصب توربین بادی و جهت نصب توربین ها در محل از نکات حیاتی برای توسعه اقتصادی این گونه توربین ها است. گذشته از دسترسی به سرعت وزش باد مناسب در محل مورد نظر، عوامل مهم دیگری مانند دسترسی به خطوط انتقال، قیمت زمین مورد استفاده، ملاحظات استفاده از زمین و مسائل زیست محیطی ساخت و بهره برداری نیز در انتخاب محل برای نصب توربین بادی مؤثر است [۳۶]

۳-۶-۳ ذخیره سازی

ذخیره سازی انرژی جهت عملکرد مداوم سیکل در شبانه روز با توجه به منقطع بودن و وابسته به زمان بودن انرژی های بادی و خورشیدی امری ضروری است. باتری یکی از تجهیزات مهم در سیستم های تولید برق به کمک انرژی های تجدید پذیر است. انتخاب دقیق تعداد باتری ها می تواند عملکرد مناسب سیستم را در بازه زمانی مورد نظر تضمین نماید. برای استخراج تعداد باتری های مورد نیاز سیستم خورشیدی و بادی با توجه به مدت زمان استفاده از باتری و مشخصات عمومی آن می توان طبق رابطه زیر محاسبه تعداد باتری ها را محاسبه نمود [۳۹]:

$$\begin{aligned} & \text{number of batteries} \quad (86-3) \\ & = \frac{\text{total daily needed power(wh)}}{\text{battery loss} \times \text{depth of discharge} \times \text{nominal voltage}} \times \text{time} \end{aligned}$$

که پارامترهای آن به شرح ذیل است:

تعداد باتری‌های مورد نیاز = Number of batteries

مجموع انرژی تامین شده توسط باتری در یک روز = Total daily needed power

تلفات باتری = Battery loss

تعداد روزهایی که انرژی باد و خورشید ناکافی است = Time

عمق تخلیه باتری = Depth of discharge

ولتاژ نامی باتری = Nominal voltage

۷-۳ روش حل و مدل سازی

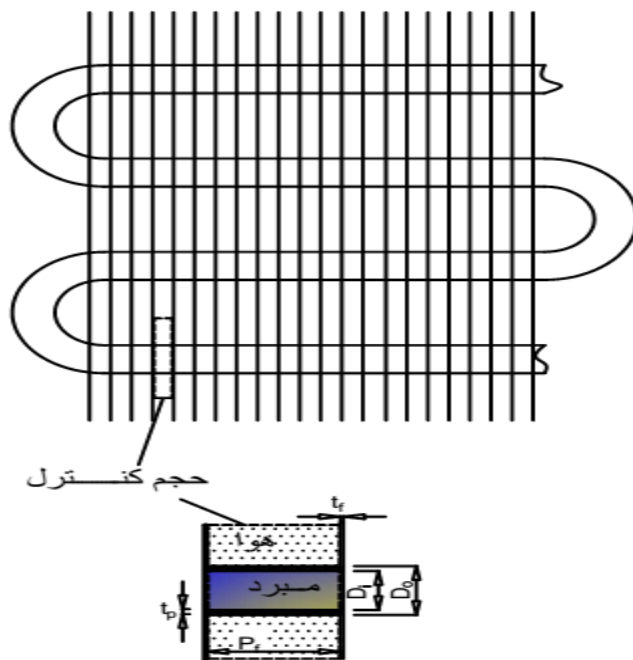
روش انجام محاسبات مربوط به این پروژه شامل دو گام اساسی است: نخست بر مبنای مطالعات صورت گرفته طرح اولیه‌ای برای سیستم تولید آب از رطوبت هوا در نظر گرفته می‌شود. این سیستم شامل یک سیکل تبرید با ظرفیت کمتر از ۲ کیلووات خواهد بود. پارامترهای مربوط به شرایط آب و هوا در ابتدا ثابت فرض شده و چرخه ترمودینامیکی مدل سازی می‌شود. در مرحله بعد با استخراج یک سری پارامترهای طراحی سیکل تبرید مانند دبی هوای عبوری و سطح مبدل‌ها تأثیر این پارامترها بر تولید و شدت انرژی مصرفی سیکل مورد بررسی قرار می‌گیرد. پس از طراحی اولیه، با تغییر پارامترهای آب و هوایی نظیر رطوبت نسبی و دما متناسب با برخی از شهرهای کشور، امکان عملکرد مناسب سیستم در کشور مورد بررسی قرار خواهد گرفت و محدوده این پارامترها و بیشینه تولید آب در آن محدوده استخراج خواهد شد و محدوده اقلیمی کارکرد بهینه سیستم مورد بررسی قرار می‌گیرد سپس به ارزیابی فنی و اقتصادی به کارگیری انرژی باد و خورشید در کشور برای تأمین انرژی الکتریکی سیکل پرداخته خواهد شد

۳-۷-۱ گام اول (طراحی و مدل سازی اولیه سیکل تبرید)

با در نظر گرفتن هندسه اولیه برای بخش چگالنده و تبخیرکننده و بدون محدودیت تعداد

ردیف‌های مبدل به کمک روابط حاکم بر اجزاء سیکل در نرم‌افزار متلب کل سیکل در یک شرایط آب و هوایی ثابت مدل‌سازی شد. با توجه به معین نبودن دمای ورودی و خروجی مبرد و دمای خروجی هوا، به‌منظور طراحی مبدل‌ها روش حل ε -NTU انتخاب گردید. محاسبات بر اساس در نظر گرفتن فاصله بین دو فین روی یک لوله به‌عنوان حجم کنترل (شکل ۳-۱۱) و اعمال بالانس انرژی برای آن صورت گرفت. از افت فشار در مسیر لوله‌کشی بین اجزا اصلی صرف‌نظر شده است. بدین ترتیب مدل‌سازی مبدل‌ها به روش حجم کنترلی و به‌صورت ردیف به‌ردیف انجام شد.

نوع مبرد بکار رفته در سیکل R-۱۳۴a است. دمای بالای سیکل بر اساس بالاترین دمای ممکن در شرایط اقلیمی ایران ۶۰ درجه سلسیوس انتخاب شد. میزان مافوق گرم و مادون سرد شدن در سیکل بر اساس شرایط استاندارد عملکرد سیکل‌های تبرید در سیستم‌های سرمایش و تهویه مطبوع انتخاب شد. میزان مافوق گرم طبق استانداردهای ASHREA و جداول موجود به‌تناسب دمای حباب خشک و حباب‌تر هوای عبوری از روی مبدل (بین ۵ تا ۱۲ درجه سلسیوس) در نظر گرفته می‌شود. همچنین میزان مادون سرد نیز در تهویه مطبوع معمولاً بین ۵ تا ۱۲ درجه سلسیوس است. [۲۲] دبی جرمی مبرد بر اساس نوع مبرد، دمای بالای سیکل و میزان مافوق گرم و مادون سرد شدن، از نرم‌افزار انتخاب کمپرسور کمپانی کوپلند (نرم‌افزار SELECT) محاسبه شد



شکل ۳-۱۱: حجم کنترل در نظر گرفته شده در روش ϵ -NTU

در مطالعات قبلی جهت تحلیل عددی فرآیند تولید آب از رطوبت هوا با کمک سیکل تبرید، هوای خروجی از تبخیرکننده اشباع فرض شده است [۱۸ و ۱۹] این فرض میزان آب تولیدی (رطوبت جذب شده) روی کویل‌های تبخیرکننده را بیشتر از میزان واقعی نتیجه می‌دهد. در عمل ممکن است رسیدن به هوای اشباع حاصل نشود. به منظور نزدیک‌تر بودن به شرایط واقعی هوای خروجی از روی کویل‌های تبخیرکننده اشباع فرض نشده و به منظور محاسبه شرایط هوای خروجی از قانون خط مستقیم^۱ استفاده شده است.

۳-۷-۲ گام دوم (بررسی اثر کمیت‌های مختلف)

پس از اعتبار سنجی روند حل، در ابتدا با ثابت گرفتن پارامترهای آب و هوایی مانند دما و رطوبت نسبی اثر پارامترهای سیکل مانند سرعت جریان هوای عبوری از روی مبدل‌ها، بر میزان تولید سیکل و انرژی مصرفی آن مورد بررسی قرار گرفت. علاوه بر میزان تولید سیکل و انرژی مصرفی، اثر تغییر پارامترها بر سایر کمیت‌ها مانند تعداد ردیف مبدل‌ها نیز بررسی شد. در این مرحله امکان رسیدن

^۱ رجوع شود به بخش ۳-۵-۵

به سرعت بهینه برای تولید ماکزیمم و یا شدت مصرف انرژی مینیمم در هر شرایط آب و هوایی معین ارزیابی گردید. پس از آن با به دست آوردن سرعت مناسب از نتایج مرحله قبل و ثابت در نظر گرفتن پارامتر سرعت هوا به بررسی اثر پارامترهای دما و رطوبت نسبی هوا بر پارامترهای سیکل مانند تعداد ردیف مبدل‌ها، میزان تولید و شدت مصرف انرژی پرداخته شد.

بدین ترتیب برای بررسی عملکرد سیکل در شرایط واقعی، با رجوع به بانک اطلاعات هواشناسی سایت ایران هیدرولوژی [۳۶] و بانک اطلاعات سازمان انرژی‌های نو [۴۸] مشخصات آب و هوایی برای اقلیم گرم و مرطوب مانند شهر بوشهر، به عنوان ورودی کد به کار گرفته شد و با در دست داشتن نمودارهای عملکرد سیکل در دما و رطوبت نسبی‌های مختلف از بخش قبل، تعداد ردیف مبدل متناسب با اقلیم موردنظر انتخاب گردید. نهایتاً نمودارهای میزان تولید آب و شدت مصرف انرژی سیکل در ماه‌های مختلف سال در اقلیم موردنظر ارائه استخراج شده است.

۳-۷-۳ گام سوم

تحلیل اقتصادی پروژه باهدف برآورد قیمت تمام‌شده برای تولید هر مترمکعب در این مرحله آب انجام شد. با در دست داشتن نتایج حاصله از بخش قبل شامل سطح مبدل در تبخیرکننده و چگالنده، توان کمپرسور، توان و میزان هوادهی فن و ...، استعلام هزینه‌های مربوط به سیکل از سازندگان معتبر انجام شد. در بحث مصرف انرژی سه سناریوی مختلف استفاده از انرژی خورشیدی و استفاده از انرژی باد و اتصال به شبکه سراسری برق منطقه مطرح شد. در بررسی به کارگیری انرژی خورشیدی ابتدا میانگین تابش ماهانه در منطقه اقلیمی معین، با یافتن زاویه خورشیدی بهینه محاسبه شد. همچنین در بخش به کارگیری توربین بادی با در دست داشتن میزان مصرف انرژی ماهانه سیکل از بخش قبل و سرعت باد منطقه، توربین بادی متناسب انتخاب‌شده و محاسبات به تناسب منحنی توان تولیدی آن انجام گرفت. در سناریوی سوم طبق قوانین فروش برق منطقه و گروه‌بندی ارائه‌شده توسط توانیر بر اساس اقلیم منطقه هزینه‌های مصرف برق سیستم در ماه‌های مختلف سال طبق جدول تعرفه برق

استخراج شد. سپس محاسبات اقتصادی با استفاده از آمارها و روابط اقتصادی معتبر انجام شده است.

فصل چهارم:

نتایج حاصل از مدل سازی

۱-۴ مقدمه

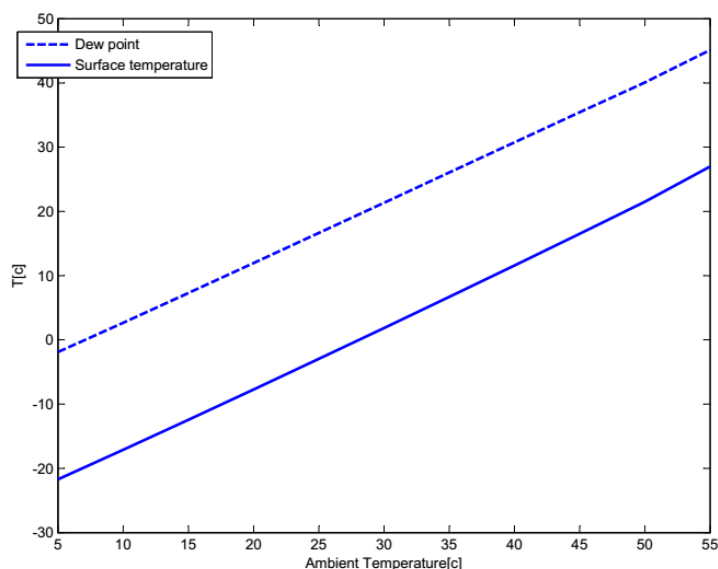
در این فصل به ارائه نتایج حاصل از مدل سازی سیکل تبرید تراکمی تولید آب شیرین از رطوبت هوا و اعتبار سنجی و مقایسه با مطالعات پیشین پرداخته شده است. در نهایت ارزیابی میزان تولید آب و میانگین شدت انرژی مصرفی ماهانه این دستگاه تحت شرایط آب و هوایی منطقه اقلیمی گرم و مرطوب جنوب ایران صورت گرفته است.

۲-۴ ملاحظات اولیه

همان طور که در فصل های گذشته ذکر شد مجاورت هوای مرطوب با سطح سردی که در دمایی پایین تر از دمای نقطه شبنم هوا دارد موجب چگالش رطوبت موجود در هوا و تولید آب می گردد. جهت یافتن دمای سطح خارجی کویل های تبخیر کننده فرض شده که چگالش به صورت فیلمی است. دمای مبرد در تبخیر کننده ۱۰ درجه زیر نقطه شبنم انتخاب شده است [۲۲]. سپس با برقراری بالانس انرژی بین جریان مبرد و جریان هوا دمای سطح محاسبه می شود. در این مرحله اعتبار سنجی محاسبات سایکرومتریک با مقایسه نتایج حاصله از نرم افزار سایکرومتریک^۱ با نتایج محاسبات صورت گرفت. به منظور اجتناب از تشکیل برفک^۲ بر روی سطح، با مقایسه دمای سطح خارجی تبخیر کننده با دمای نقطه شبنم در سرعت معین عملکرد سیکل در بازه خاصی از دمای محیط در نظر گرفته شد. برای مثال همان طور که در شکل ۱-۴ مشاهده می شود برای شرایط سرعت ۰/۸ متر بر ثانیه در فشار ۱ اتمسفر و رطوبت نسبی ۶۰ درصد، در دمای بالاتر از ۳۰ درجه سلسیوس، دمای سطح بالاتر از صفر درجه حاصل می شود. لازم به ذکر است که در تمامی نمودارهای حاصل شده در شرایط متفاوت همیشه دمای سطح زیر دمای نقطه شبنم است که برای شروع میعان بخار آب روی سطح نتیجه مطلوبی است.

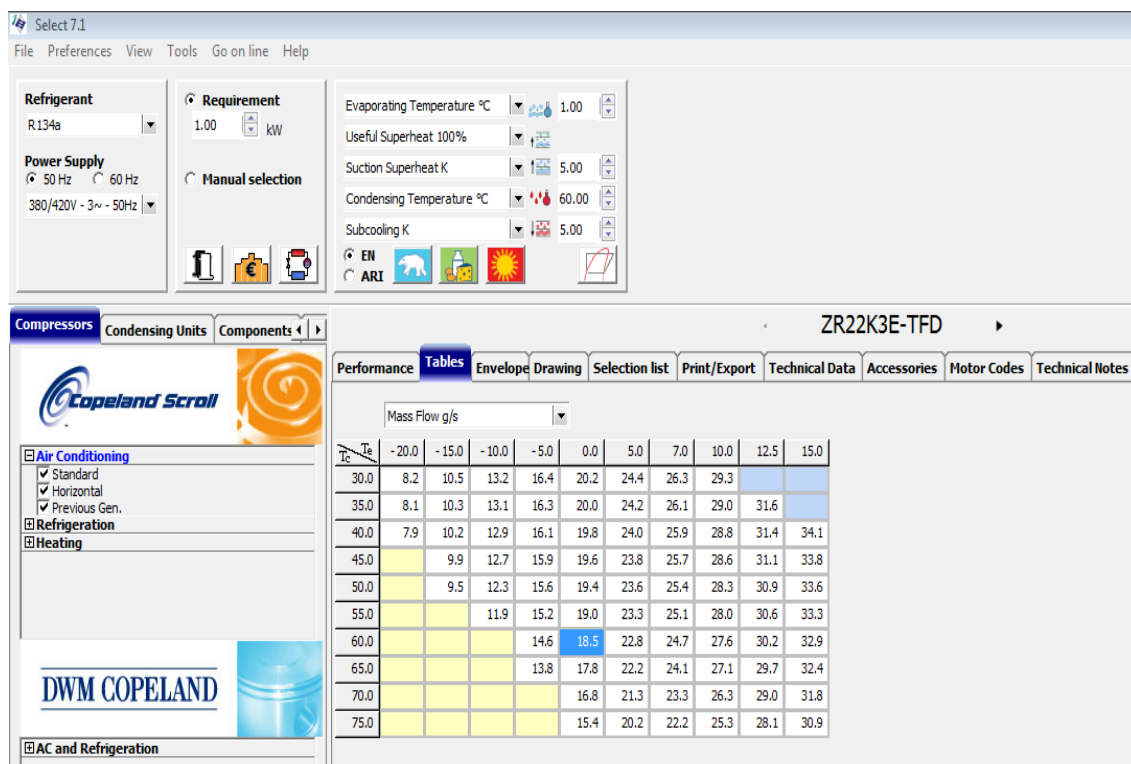
^۱ CYT Soft psychrometric chart
^۲ Frost formation

در محاسبات سمت مبرد به منظور اعتبارسنجی روند حل در بخش خواص ترمودینامیکی و ترموفیزیکی در سمت مبرد نتایج با نتایج حاصله از جداول ترمودینامیکی مربوطه [۳۳] و [۳۴] مقایسه گردید که انطباق قابل قبولی با درصد خطای کمتر از ۰.۲٪ را نشان می‌دهد. دبی مناسب مبرد R۱۳۴-a با فرض حداقل اختلاف دما بین مبرد و سطح مبدل و حداقل دمای ۱ درجه سلسیوس برای پایین سیکل^۱ و حداکثر دمای ۶۰ درجه سلسیوس برای بالای سیکل^۲ و میزان ۵ درجه مافوق گرم و ۵ درجه مادون سرد، در نرم افزار Select ۷ انتخاب شد. ظرفیت سیکل در این پروژه ثابت نیست و پیش‌بینی اولیه برای ظرفیت سیکل ۱ تا ۳ کیلووات است. شکل ۴-۲ محیط نرم افزار، ورودی‌ها و نتیجه آن را نشان می‌دهد.



شکل ۴-۱: مقایسه دمای سطح با دمای نقطه شبنم ($V_a=0, \lambda m/s Pa=101 kpa RH=60\%$)

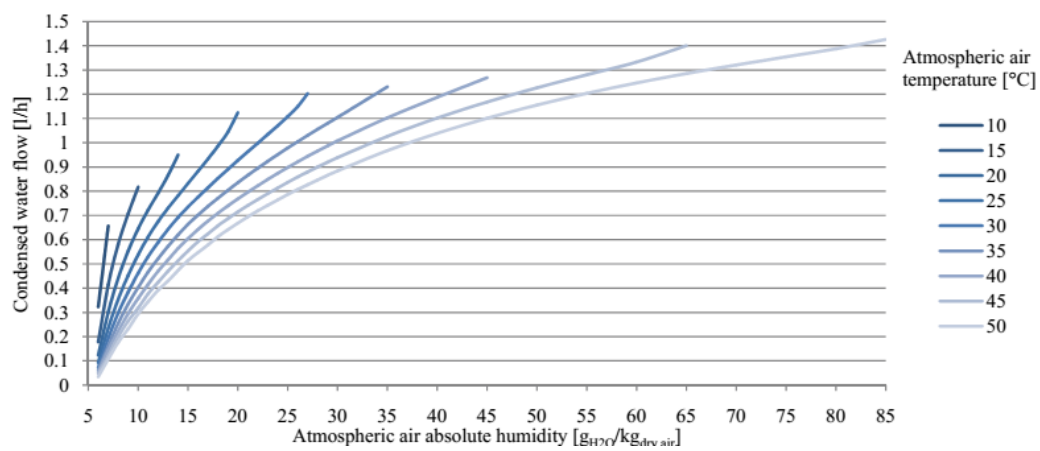
^۱ Saturation Suction Temperature
^۲ Saturation Discharge Temperature



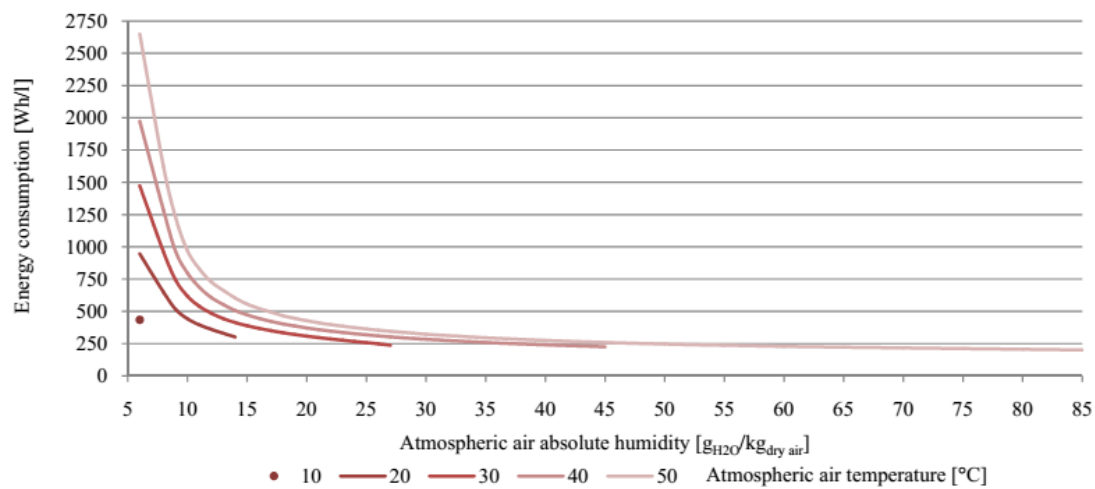
جدول ۴-۱: محیط نرم افزار Select 7.1

به منظور اعتبارسنجی روند مدل سازی کل سیکل در کد متلب نتایج به دست آمده از آنالیز سیکل در شرایط آب و هوایی مشابه با کار بورتولینی و همکاران [۲۰] صورت گرفت. همان طور که در فصل دوم اشاره شد آن ها با فرض کردن شرایط اشباع برای هوای خروجی از سیستم با بهینه سازی دبی حجمی هوا در یک سیکل با توان تبرید ثابت ۱ کیلووات، تولید آب و مصرف انرژی به ازای هر لیتر تولید را بر حسب کمیت های دما و نسبت رطوبت هوا در سه استراتژی سرعت بهینه متغیر روزانه، سرعت بهینه متغیر ماهانه و سرعت بهینه ثابت سالانه بررسی کردند. در کار آن ها تغییر کمیت های سیکل مانند توان سرمایشی سیکل و سطح مبدل با تغییر شرایط آب و هوایی مورد بررسی قرار نگرفته است که اختلاف نتایج در برخی موارد حاصل همین نکته است. شکل های ۴-۳ و ۴-۴ نتایج کار آن ها را نشان می دهد. در نمودار ۴-۵، ۴-۶ مقایسه بین نتایج حاصل از عملکرد سیکل در شرایط مشابه دمایی و رطوبتی با نمودارهای فوق ارائه شده است. اختلاف نتایج در بازه $\pm 15\%$ است. توان سرمایشی سیکل حاضر در بازه ۱ تا ۲ کیلووات متغیر است و ولی در مطالعه بورتولینی توان روی ۱ کیلووات ثابت شده

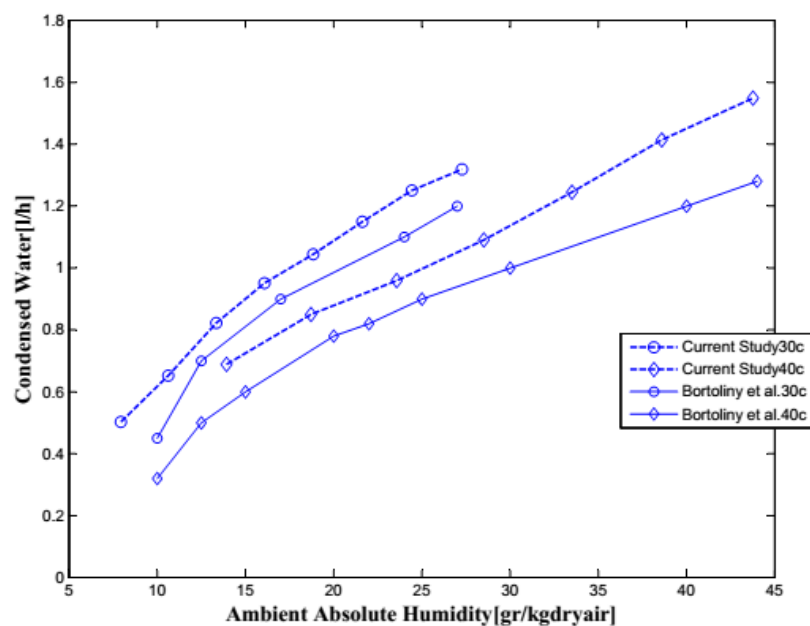
است که اختلاف موجود بین نمودارها به این دلیل است.



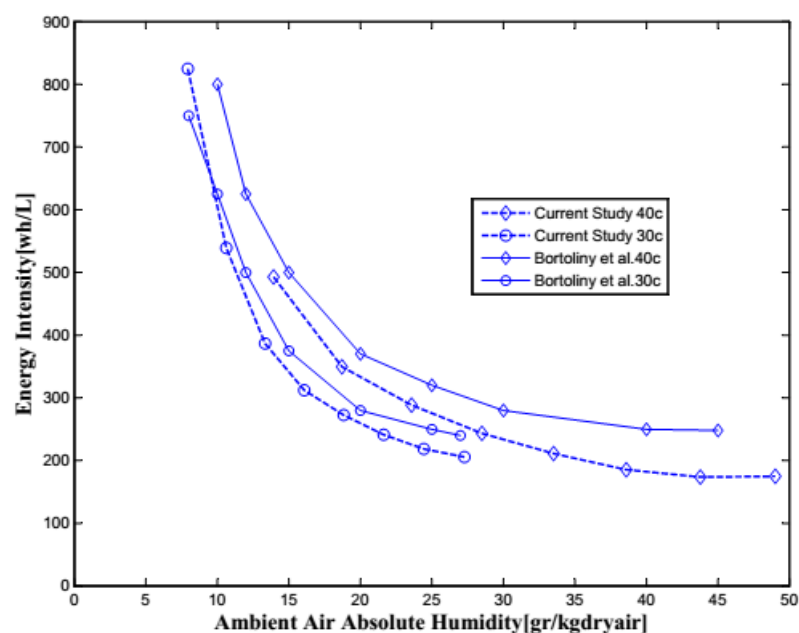
شکل ۳-۴: میزان تولید آب در شرایط مختلف آب و هوایی [۲۰]



شکل ۴-۴: شدت انرژی مصرفی در شرایط مختلف آب و هوایی [۲۰]



شکل ۴-۵: مقایسه میزان تولید آب با کار بورتولینی و همکارانش



شکل ۴-۶: مقایسه شدت مصرف انرژی با کار بورتولینی و همکارانش

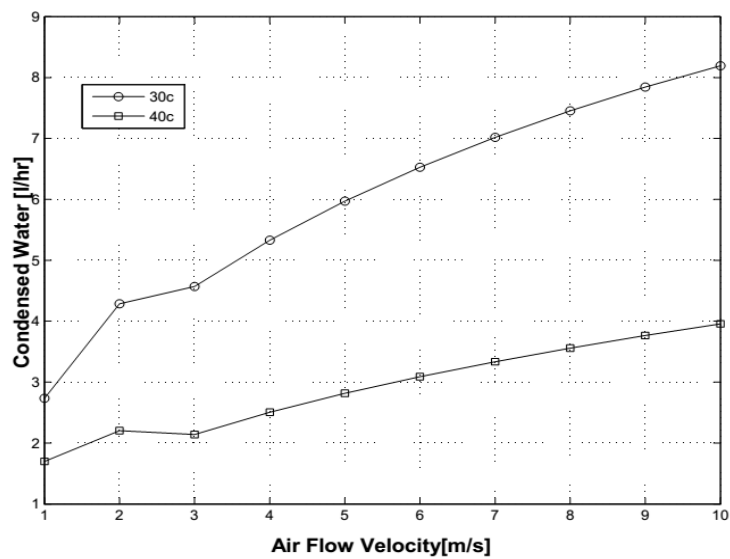
در ادامه نتایج حاصل از بررسی اثر پارامترهای مختلف بر تولید و شدت مصرف انرژی سیکل پرداخته و محاسبات مربوط به سلول‌های فتوولتائیک و توربین بادی به عنوان تأمین کننده انرژی ارائه

شده است.

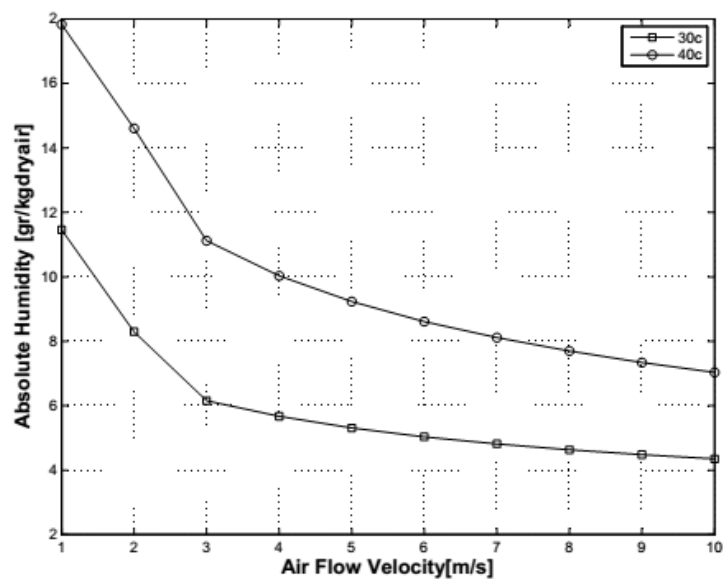
۳-۴ تولید آب

۱-۳-۴ اثر سرعت جریان هوا

اثر تغییر سرعت هوای عبوری از روی کویل‌های تبخیرکننده بر میزان تولید آب در این مرحله مورد بررسی قرار گرفت. بورتولینی و همکارانش [۲۰] با در نظر گرفتن سرعت بهینه متغیر روزانه به دبی حجمی هوای بهینه برای تولید ماکزیمم دست یابند. همچنین به این نتیجه رسیدند که در حالت سرعت بهینه متغیر ماهانه و سرعت بهینه ثابت سالانه است، نمودار دارای نقطه ماکزیمم نخواهد بود. در این پروژه به منظور نزدیک شدن به شرایط واقعی فرض هوای اشباع در خروجی در نظر گرفته نشد اما انتظار می‌رفت که از ترکیب دو اثر کاهش نسبت رطوبت و افزایش سرعت هوا طبق رابطه ۳-۷۳ میزان بهینه‌ای برای سرعت هوا حاصل شود. اما مشاهده شد که میزان تولید با افزایش سرعت افزایش می‌یابد و اثر افزایش سرعت از اثر کاهش اختلاف رطوبت مطلق در تبخیرکننده بیشتر است. لذا در این حالت نقطه بهینه‌ای برای سرعت هوا در سیستم به دست نمی‌آید و سرعت مناسب در هر دما با توجه به میزان مصرف انرژی و در نظر داشتن امکان حمل آب چگالیده شده توسط هوا در سرعت‌های بالا باید در نظر گرفته شود. شکل ۴-۷ میزان تولید را برحسب سرعت در دو دمای ۳۰، ۴۰ درجه سلسیوس نشان می‌دهد. میزان اختلاف نسبت رطوبت با افزایش سرعت در دمای ثابت کاهش می‌یابد. این اختلاف برحسب سرعت در دماهای ۳۰ و ۴۰ درجه سلسیوس در نمودار ۴-۸ دیده می‌شود. یادآوری این نکته ضروری است که در سرعت‌های بالا امکان جدا شدن میعان‌ات آب از روی سطح و ورود مجدد آن به جریان هوا وجود دارد. این اثر در این پروژه دقیقاً بررسی نشده است اما فرض وجود قطره گیر بعد از تبخیرکننده و به تله انداختن قطرات آب همراه شده با جریان هوا می‌تواند این مشکل را مرتفع سازد و اثر آن در محاسبه افت فشار کل در سمت هوا به صورت ضریب اطمینان دیده شده است.



شکل ۴-۷: میزان تولید آب (RH=۶۰% Pa=۱۰۱kpa)



شکل ۴-۸: اختلاف رطوبت نسبی در ورودی و خروجی تبخیرکننده (RH=۶۰% Pa=۱۰۱kpa)

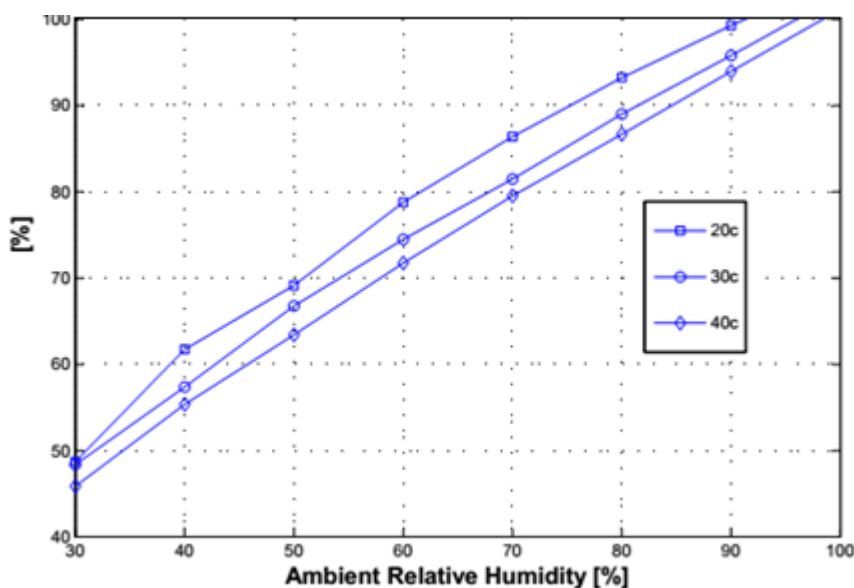
۴-۳-۲ اثر رطوبت و دمای هوای ورودی

همان‌طور که در بخش قبل گفته شد هوای خروجی از تبخیرکننده اشباع فرض نشده است بنابراین یکی از پارامترهای موردبررسی در این بخش رطوبت نسبی هوای خروجی است. تغییرات رطوبت نسبی هوای خروجی از تبخیرکننده برحسب پارامترهایی نظیر رطوبت نسبی و دمای هوای

ورودی و سرعت هوا مورد بررسی قرار گرفت. (نمودار ۴-۹) به جز در موارد رطوبت نسبی ورودی بالای ۹۵ درصد، رطوبت هوای خروجی زیر حالت اشباع قرار داشت.

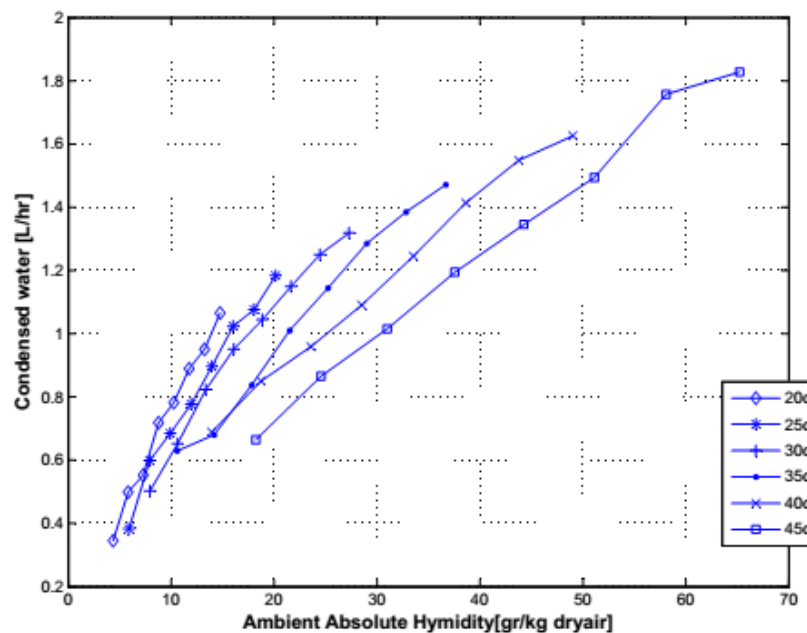
در نمودار ۴-۱۰ اثر نسبت رطوبت هوای محیط بر میزان تولید آب در سه دمای ۲۰، ۳۰ و ۴۰ درجه سلسیوس در سرعت ثابت ۳ متر بر ثانیه و فشار ثابت ۱۰۱ کیلو پاسکال مشاهده می‌شود. با مراجعه به شکل ۴-۳ ملاحظه شد که نتایج روند مشابهی داشته است.

از طرف دیگر مشاهده می‌شود که افزایش دما و رطوبت ورودی هوا تأثیر به سزایی در میزان تولید دارد. فاصله نمودارها در شکل ۴-۱۰ نشان از تأثیر فزاینده این دو پارامتر بر تولید در دماهای بالاتر دارد. این موضوع استفاده از این دستگاه در مناطق گرم و مرطوب را تأیید می‌نماید.



شکل ۴-۹: رطوبت نسبی هوای خروجی از تبخیر کننده بر حسب رطوبت و دمای ورودی هوا

$$(V_a=3\text{m/s}, P_a=101\text{kpa})$$



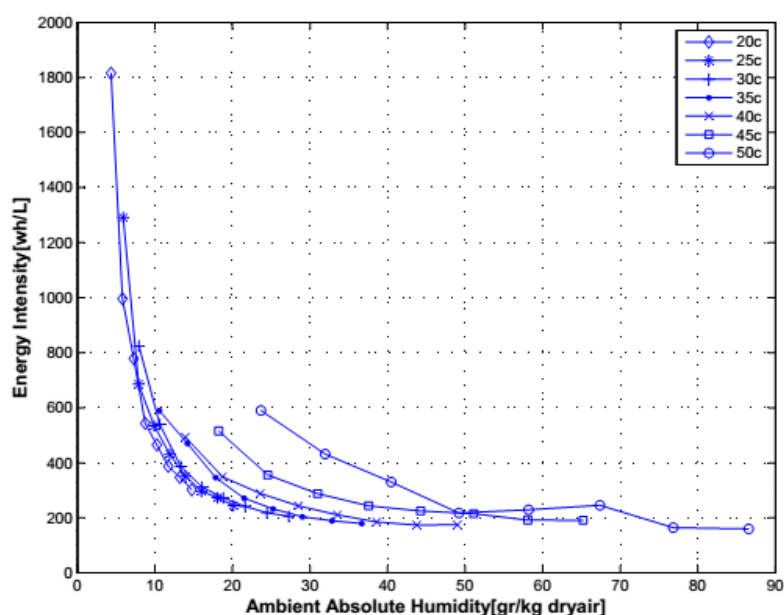
شکل ۴-۱۰: میزان تولید آب در شرایط مختلف آب و هوایی ($V_a=3\text{ m/s}$ $P_a=101\text{ kpa}$)

۴-۴ شدت مصرف انرژی

میزان انرژی مصرفی سیکل به ازای تولید ۱ لیتر آب در شرایط مختلف آب و هوایی مورد بررسی قرار گرفت. میزان انرژی مصرفی سیکل در شرایط مختلف آب و هوایی با گزارش‌های والگرن [۸] و نتایج کار بورتولینی و همکارانش [۲۰] مقایسه گردید.

۴-۴-۱ اثر رطوبت هوا

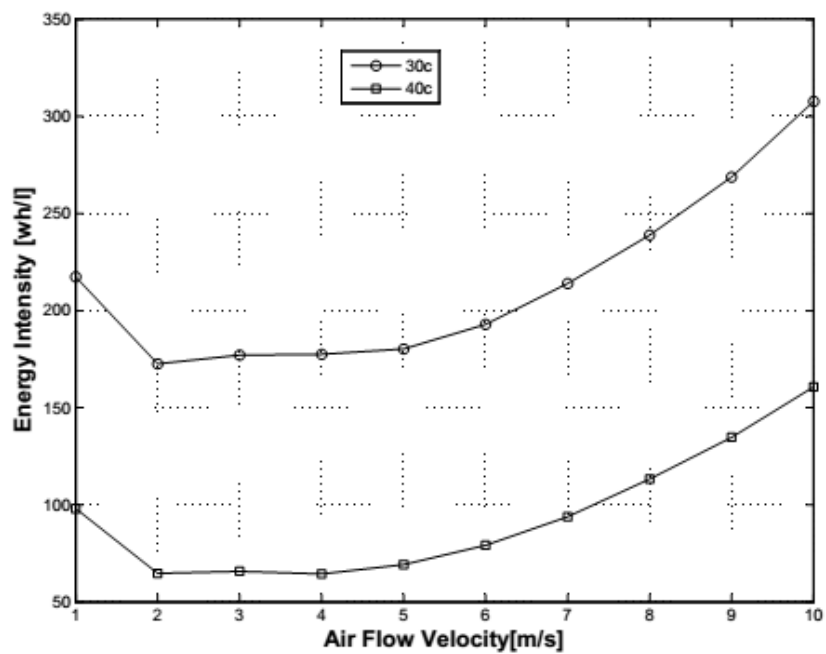
در شکل ۴-۱۱ شدت مصرف انرژی سیکل برحسب تغییر نسبت رطوبت هوا در بازه دمایی بین ۲۰ تا ۵۰ درجه سلسیوس در سرعت ثابت ۳ متر بر ثانیه نشان داده شده است. همان‌طور که ملاحظه می‌شود مصرف انرژی سیکل با افزایش نسبت رطوبت کاهش می‌یابد. با مراجعه به شکل ۴-۴ این بخش از نتایج نیز روند مشابهی با نتیجه کار بورتولینی دارد.



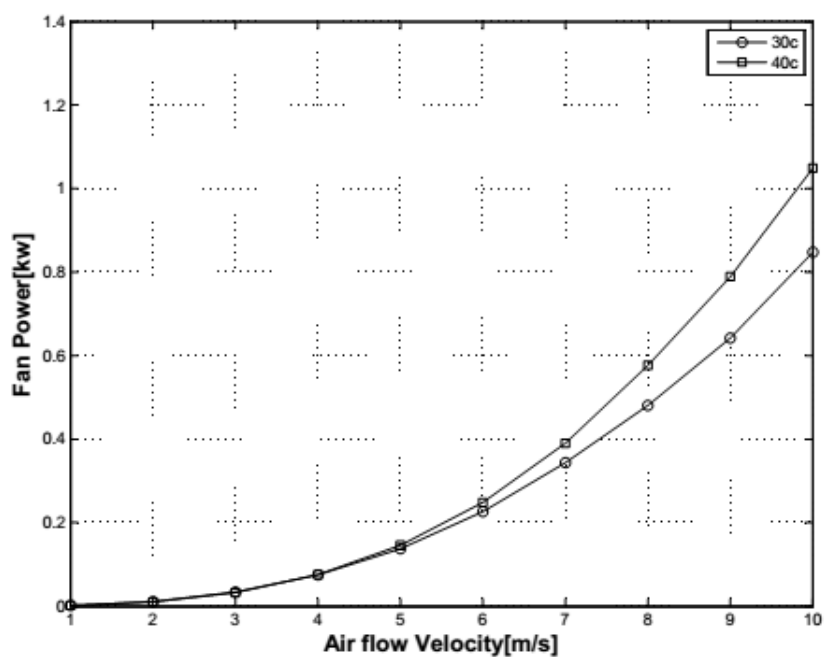
شکل ۴-۱۱: شدت مصرف انرژی در شرایط مختلف آب و هوایی ($V_a=3\text{ m/s}$ $P_a=101\text{ kPa}$)

۴-۴-۲ اثر سرعت جریان هوا

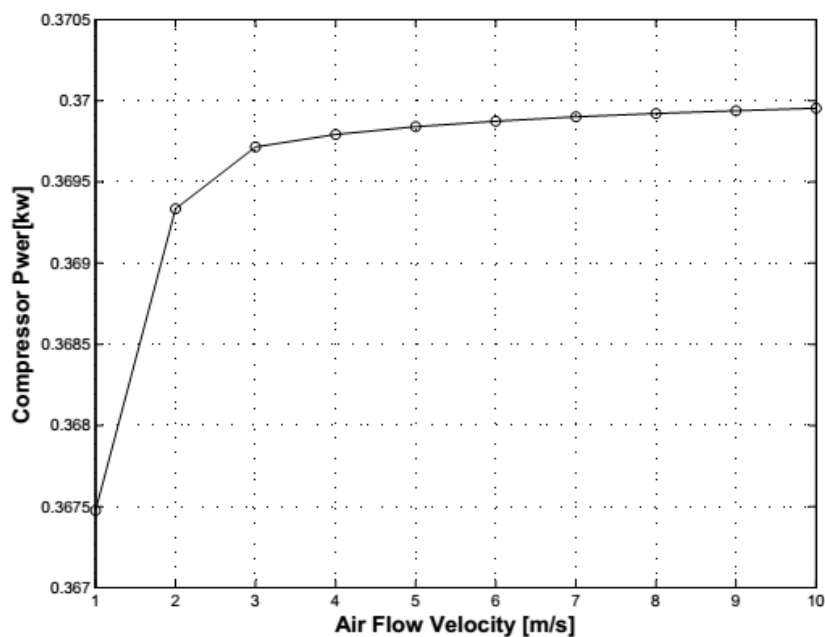
اثر سرعت هوای عبوری از روی مبدل‌ها بر شدت انرژی مصرفی نیز مورد بررسی قرار گرفت که نتیجه در دما و رطوبت نسبی ثابت برای سطح ثابت مبدل‌ها در شکل ۴-۱۲ ملاحظه می‌شود. مشاهده شد که میزان شدت انرژی مصرفی با افزایش سرعت افزایش می‌یابد. این اثر به دلیل افزایش توان فن در سرعت‌های بالا است. توان فن در سرعت‌های بالا به میزان چشمگیری زیاد می‌شود این در حالی است که توان کمپرسور بعد از سرعت ۳ متر بر ثانیه تغییرات کمتری دارد (شکل ۴-۱۴). بنابراین می‌توان محدوده سرعت ۲-۴ متر بر ثانیه را از دیدگاه انرژی مناسب دانست.



شکل ۴-۱۲: اثر سرعت جریان هوا بر شدت مصرف انرژی (RH=۶۰٪ Pa=۱۰۱kpa)



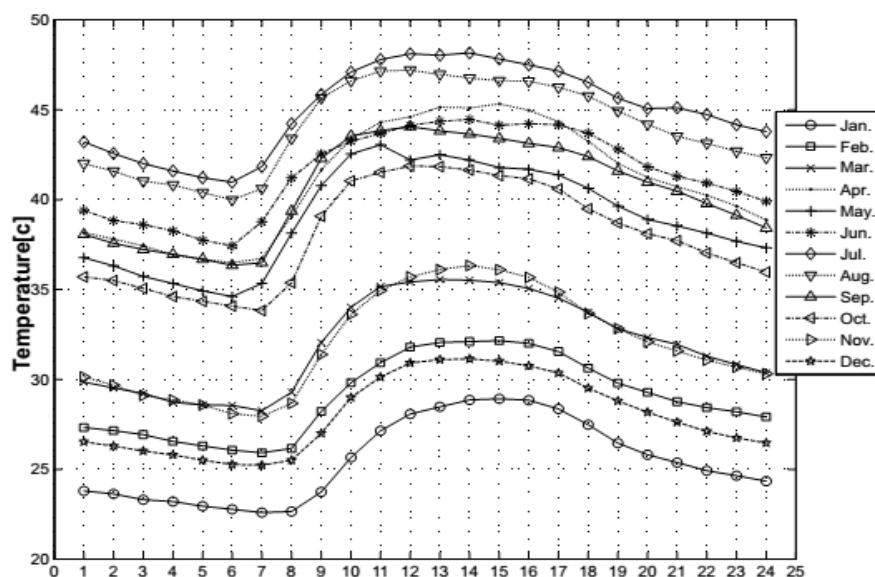
شکل ۴-۱۳: توان مصرفی فن (RH=۶۰٪ Pa=۱۰۱kpa)



شکل ۴-۱۴: توان مصرفی کمپرسور ($T_a=30^{\circ}\text{C}$ RH=60%, $P_a=101\text{kPa}$)

۵-۴ بررسی موردی

در این بخش عملکرد سیکل طراحی شده برای یک منطقه گرم و مرطوب مورد بررسی قرار گرفته است. بدین منظور شهر بوشهر انتخاب گردید. طبق داده‌های بانک اطلاعات هواشناسی ایران و بانک اطلاعات هواشناسی سازمان انرژی‌های نو ایران (سانا) [۴۸] و [۳۶] مشخصات ماهانه آب و هوایی شهر مورد نظر شامل تغییرات دما در طول روز در ماه‌های مختلف و رطوبت نسبی متوسط ماهانه در شکل ۴-۱۵ و جدول ۴-۱ نمایش داده شده است.

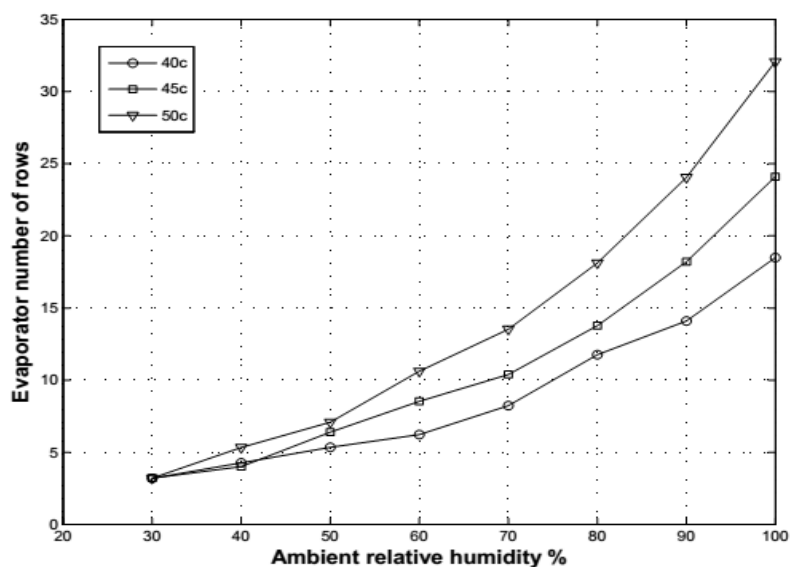


شکل ۴-۱۵: نمودار تغییرات دمای هوای روزانه در روز وسط ماه در ماه‌های مختلف سال در بوشهر

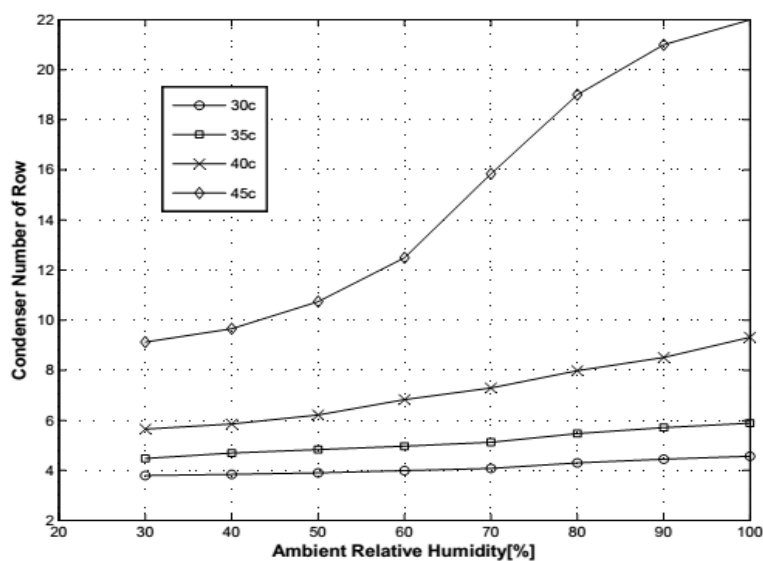
جدول ۴-۲: متوسط ماهانه رطوبت نسبی بوشهر در یک سال

	Jan.	Feb.	Mar.	Apr.	May.	Jun.	Jul.	Aug.	Sep.	Oct.	Nov.	Dec.
نسبت رطوبت (%)	۹۰	۸۶	۸۰	۷۵	۶۹	۷۷	۸۰	۸۵	۸۷	۸۱	۸۹	۹۴

به‌منظور تعیین تعداد ردیف در تبخیرکننده و چگالنده، ابتدا تأثیر پارامترهای دما و رطوبت ورودی هوا در طراحی سیکل موردنظر بررسی شده و مساحت انتقال حرارت و در نتیجه تعداد ردیف‌های موردنیاز برای تأمین شرایط طراحی سیکل تعیین گردیده است. (شکل‌های ۴-۱۶ و ۴-۱۷). بر اساس طراحی کلی دستگاه چگالنده نیز دمای هوای ورودی به چگالنده برابر دما و رطوبت هوای خروجی از تبخیرکننده در نظر گرفته شده است.



شکل ۴-۱۶: تعداد ردیف‌های تبخیرکننده در شرایط مختلف آب و هوایی



شکل ۴-۱۷: تعداد ردیف‌های چگالنده در شرایط مختلف آب و هوایی

بر اساس نتایج به دست آمده از اطلاعات دما و رطوبت منطقه بالاترین دما در حدود ۴۸ درجه سانتی‌گراد در تیرماه با میانگین رطوبت نسبی ۸۰ درصد است. طبق شکل ۴-۱۶ تعداد ردیف‌های تبخیرکننده برای این شرایط ۱۷ ردیف انتخاب می‌شود. در بررسی‌ها مشخص شد که با این تعداد ردیف در تبخیرکننده عملکرد سیکل در بخش سوپرهیت تبخیرکننده در شرایط دما و رطوبتی

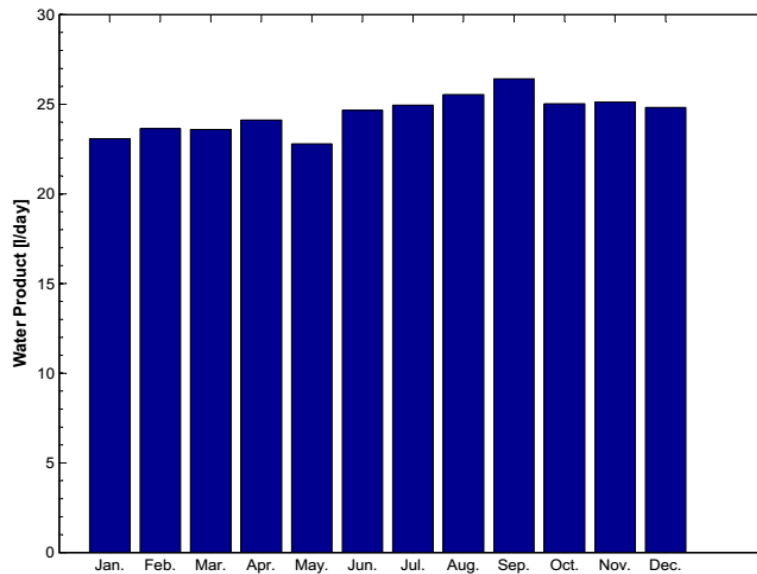
ماه‌های دیگر نیز با مشکل مواجه نمی‌شود. به همین ترتیب برای انتخاب تعداد ردیف‌های چگالنده در دما و رطوبت خروجی از تبخیرکننده عمل شد به‌طوری‌که صحت عملکرد سیکل در بخش مادون سرد چگالنده موردتوجه قرار گرفت. مشخصات هندسی مبدل‌های انتخابی در جدول ۴-۲ مشاهده می‌شود.

جدول ۴-۳: مشخصات هندسی مبدل‌ها

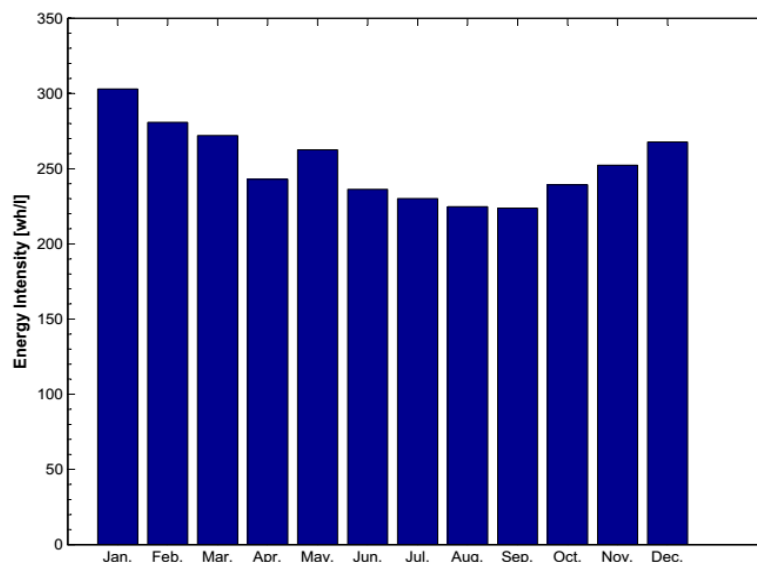
۱۱	تعداد ردیف‌های چگالنده
۱۷	تعداد ردیف‌های تبخیرکننده
۱	تعداد مسیرهای جریان مبرد در هر ردیف
۹	تعداد لوله‌های هر مسیر در هر ردیف
۳	فاصله پره‌ها mm
۲۰	فاصله عمودی مرکز به مرکز لوله‌ها mm
۲۰	فاصله افقی مرکز به مرکز لوله‌ها mm
۸	قطر داخلی لوله mm
۱۰	قطر خارجی لوله mm
۰/۲۴	ضخامت پره‌ها mm
۰/۰۴	سطح پیشانی مبدل‌ها m ^۲

با توجه به طراحی صورت گرفته برای مبدل‌ها و همچنین دما و رطوبت استخراج‌شده از بانک اطلاعاتی برای شهر بوشهر، میزان تولید آب و شدت مصرف انرژی در ماه‌های مختلف سال در شکل‌های ۴-۱۸ و ۴-۱۹ نمایش داده شده است. همچنین در نمودار ۴-۲۰ تغییرات بار سرمایشی سیکل در یک بازه زمانی یک‌ساله دیده می‌شود. مشاهده گردید که بار سرمایشی سیکل به‌طور متوسط ۱٫۵ کیلووات است. در نتیجه کمترین میزان مصرف انرژی (حدود ۲۳۰ وات‌ساعت به ازای

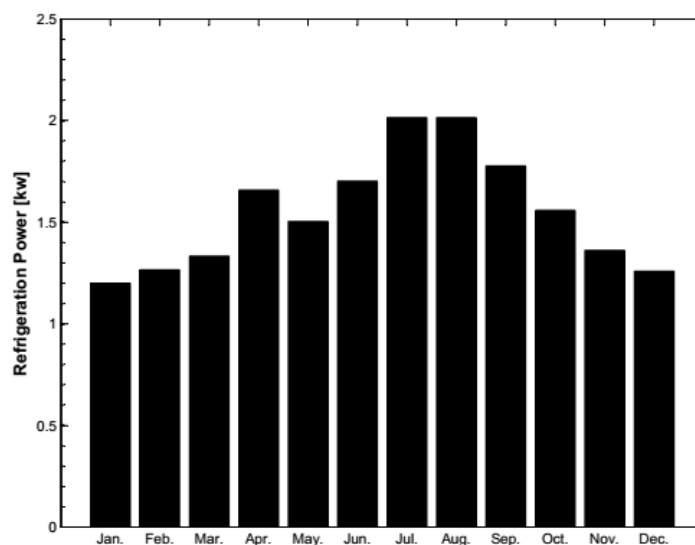
تولید هر لیتر آب) و بیشترین میزان تولید روزانه (در حدود ۲۶ لیتر در روز) برای سیکلی با دبی حجمی هوای ۴۳۲ مترمکعب بر ساعت و توان تبرید متوسط ۱/۵ کیلووات، در اقلیم گرم و مرطوب نظیر بوشهر در ماه‌های مرداد و شهریور به دست خواهد آمد. تولید این سیستم بین ۲۲ تا ۲۶ لیتر در روز و شدت مصرف انرژی بین ۲۳۰ تا حدود ۳۰۰ وات ساعت بر لیتر بوده است.



شکل ۴-۱۸: تولید آب ماهانه در بوشهر



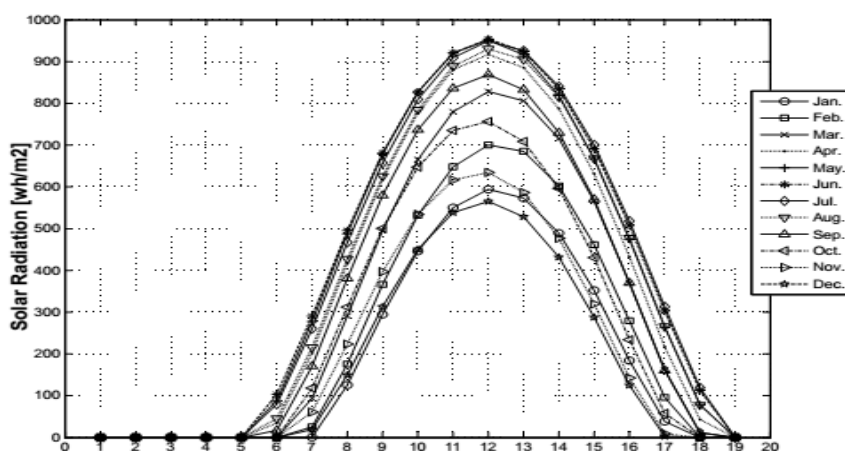
شکل ۴-۱۹: شدت مصرف انرژی ماهانه در بوشهر



شکل ۴-۲۰: بار سرمایشی سیکل در ماه‌های مختلف

در ادامه به بررسی به‌کارگیری سیستم فتوولتائیک و توربین باد جهت تأمین انرژی موردنیاز سیکل در اقلیم موردنظر پرداخته شده است.

سلول‌های فتوولتائیک: نمودارهای تابش ماهانه در روز وسط هرماه در یک سال به کمک یافتن زاویه شیب بهینه استخراج شد. موقعیت پنل‌ها به سمت جنوب فرض شده‌اند ($\gamma=0^\circ$) و زاویه شیب بهینه نسبت به سطح افق (β) در مکان موردنظر 45° به دست آمد. در نتیجه میانگین تابش ماهانه در یک سال قابل محاسبه است.



شکل ۴-۲۱: تابش روزانه در ماه‌های مختلف سال در بوشهر

بازده مازول‌های فتوولتاییک تجاری شده در شرایط آزمایشگاهی استاندارد بین ۱۵ تا ۱۹ درصد گزارش شده است [۴۱]. اما در شرایط عملکرد واقعی معمولاً ۱۲ درصد در نظر گرفته می‌شود. بدین ترتیب و با احتساب ضریب تلفات، میزان انرژی تولیدشده مازول‌های نمونه در ماه‌های مختلف سال محاسبه گردیده است. با داشتن میزان انرژی مصرفی سیکل در این بازه زمانی سطح سلول‌های فتوولتاییک موردنیاز محاسبه شده که بر این اساس بیشینه سطح سلول‌های فتوولتاییک موردنیاز حدود ۱۳ مترمربع است.

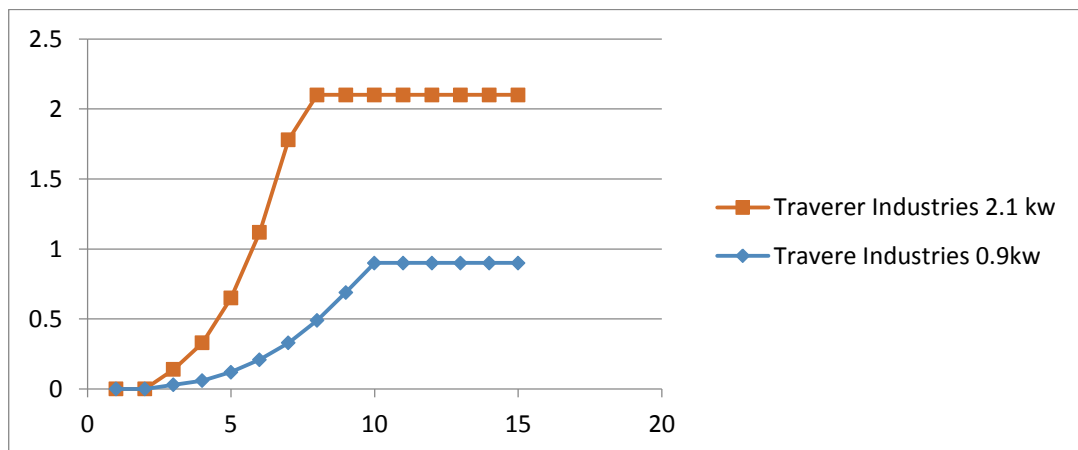
با توجه به بحث تولید آب مدت‌زمان عملکرد سیکل موردنظر روزانه ۲۴ ساعت فرض شده است؛ بنابراین ذخیره‌سازی انرژی برای کارکرد مداوم سیکل از اهمیت ویژه‌ای برخوردار است. با در نظر گرفتن تعداد روزهای بدون تابش و مشخصات عمومی باتری‌ها، با استفاده از روابط ۳-۸۶ تعداد باتری‌های موردنیاز طبق جدول زیر محاسبه شد.

جدول ۴-۴: مشخصات و تعداد باتری مازول‌های فتوولتاییک

تعداد روز بدون تابش	مشخصات نامی باتری	عمق تخلیه	تلفات باتری	بیشینه مجموع انرژی در یک روز (kwh)	تعداد باتری‌ها
۲	۲۲۰ Ah/۶V	۶۰٪	۸۵٪	۹	۲۶

توربین باد: با استخراج میانگین ماهانه سرعت باد منطقه از داده‌های هواشناسی (جدول ۴-۴) و استفاده از منحنی‌های تولید توان برای توربین‌های مختلف، توان تولیدشده در میانگین سرعت باد منطقه محاسبه شده است. میزان انرژی مصرفی سالانه سیستم ۲۲۵۰ کیلووات ساعت در سال است. در این پروژه با توجه به منطقه جغرافیایی موردبررسی ضریب ظرفیت توربین ۳۵ درصد در نظر گرفته شد [۳۸] در بررسی منحنی تولید توان توربین‌های مختلف دو رویکرد مطرح شد: در صورتی که توربین موردنظر در محدوده رنج توان مصرفی سیکل انتخاب شود با توجه به پایین بودن میانگین سالانه

سرعت باد منطقه (حدود ۴ متر بر ثانیه) برای تأمین انرژی سالانه مورد نیاز سیکل نیاز به تعداد زیادی توربین است. برای مثال چهار عدد از توربین Traverer Industries با توان ۹۰۰ وات [۴۶] (توربین ۲) برای تأمین انرژی سیستم مورد نیاز خواهد بود با بررسی و مقایسه اثر تعداد و مشخصات فنی توربین‌های انتخابی در پارامترهای اقتصادی و قیمت تمام شده هر لیتر آب (که در فصل بعد به آن پرداخته شده است) تصمیم بر آن شد تا یک توربین با ظرفیت تولید بالاتر از رنج مصرفی دستگاه انتخاب شود. بنابراین برای تأمین توان مصرفی سالانه سیستم با استفاده از توربین باد با توجه به میانگین سالانه سرعت باد منطقه دو عدد توربین با توان ۲,۱ کیلووات (توربین ۱) از همان شرکت سازنده انتخاب گردید [۴۶]. نمودار تولید توان و پارامترهای فنی دو نمونه توربین ذکر شده در شکل ۴-۲۲ و جدول ۴-۵ قابل مشاهده است. در بحث ذخیره سازی برق تولیدی جهت حفظ کارکرد مداوم سیکل در نظر گرفته می شود که در ۵۰ درصد اوقات در بازه زمانی یک ساله سرعت باد زیر سرعت راه اندازی توربین باشد. (در مجموع ۵ روز) مشخصات باتری های مورد نظر در جدول ۴-۶ مشاهده می شود.



شکل ۴-۲۲: نمودار تولید توان دو نمونه توربین باد ۲,۱ kW و ۰,۹ kW [۴۶]

جدول ۴-۵: میانگین ماهانه سرعت باد منطقه بوشهر

میانگین ماهانه سرعت باد m/s	۳,۶	۴	۴,۴	۴,۴	۴	۴,۸	۴,۸	۴,۱	۴	۴,۳	۳,۴	۳,۴
بازه زمانی	Jan.	Feb	Mar	Apr	May	Jun	Jul	Aug	Sep	Oct	Nov	Dec

جدول ۴-۶: مشخصات فنی توربین‌های باد [۴۶]

مشخصات فنی		توربین ۱	توربین ۲
توان نامی (kw)		۲,۱	۰,۹
سرعت باد برای ایجاد توان نامی ^۱ (m/s)		۸	۱۰
حداکثر سرعت مجاز برای تولید توان ^۲ (m/s)		۶۰	۶۰
حداقل سرعت باد برای تولید توان ^۳ (m/s)		۲,۵	۲,۳
عمر مفید توربین year		۲۵	۲۵
ارتفاع برج (m)		۱۲	۱۲~۳۰
سرعت باد m/s		توان تولیدی kw	
۱		۰	۰
۲		۰	۰
۳		۰,۱۴	۰,۰۳
۴		۰,۳۳	۰,۰۶
۵		۰,۶۵	۰,۱۲
۶		۱,۱۲	۰,۲۱
۷		۱,۷۸	۰,۳۳
۸		۲,۱	۰,۴۹
۹		۲,۱	۰,۶۹
۱۰ تا ۱۳		۲,۱	۰,۹

^۱ Rated Wind Speed

^۲ Cut-Out Wind Speed

^۳ Cut-In Wind Speed

جدول ۴-۷: مشخصات و تعداد باتری توربین باد

تعداد روز با سرعت باد زیر مینیمم سرعت راه اندازی توربین	مشخصات نامی باتری	عمق تخلیه	تلفات باتری	پیشینه مجموع انرژی در یک روز (kwh)	تعداد باتری ها
۵	۶۷/ ۲۲۰ Ah	٪۶۰	٪۸۵	۶	۶۶

فصل پنجم:

تحلیل اقتصادی

۵-۱ مقدمه

تحلیل هزینه و فایده^۱ یا روش CBA روشی نظام‌مند برای تخمین زدن نقاط قوت و ضعف روش-های مختلف برای اجرای یک پروژه است. البته این روش به‌عنوان فرآیندی نظام‌مند برای محاسبه و مقایسه مزایا و هزینه‌های یک پروژه، تصمیم یا سیاست دولتی تعریف شده است.

هزینه با نگرش‌های مختلفی می‌تواند محاسبه گردد. برای مثال از دیدگاه تولید توان هزینه‌ها شامل هزینه خرید تجهیزات، قیمت نصب و راه‌اندازی، هزینه‌های ثابت و متغیر تعمیرات و نگهداری^۲، هزینه سوخت و هزینه تراز شده انرژی است. در پروژه حاضر هزینه‌ها باهدف و نگرش تولید آب مطرح می‌شوند. بدین مفهوم که هدف از تحلیل اقتصادی پروژه حاضر به دست آوردن قیمت تمام‌شده تولید هر واحد آب است. لازم به ذکر است که در این پروژه تنها به تحلیل هزینه‌ها پرداخته شده است و تأثیر پارامترهایی همچون یارانه دولتی، مالیات، مالیات کرین، قوانین و تعرفه‌های اتصال به شبکه، بیمه و سایر پارامترهایی از این دست در نظر گرفته نشده است. همچنین فوایدی مانند کاهش آلودگی هوا و کاهش آلودگی محیط‌زیست و ایمن بودن از نوسانات قیمت سوخت فسیلی که از فواید ذاتی انرژی‌های نو به شمار می‌آید در این تحلیل وارد نشده است. اگرچه تحلیل این پارامترها حائز اهمیت است اما نیاز به زمان و کار وسیع و مطالعه مستقل در این زمینه دارد.

در ادامه ابتدا به تعریف یک سری پارامترهای اقتصادی و پس‌از آن به تشریح روش تحلیل بکار رفته در تحلیل اقتصادی پروژه حاضر و نتایج حاصل از آن پرداخته شده است.

۵-۲ تعریف پارامترهای اقتصادی

^۱ Benefit and Cost Analysis

^۲ Operation and Maintenance Cost (O&M)

در این بخش به طور خلاصه به تعریف پارامترهای اصلی مؤثر در تحلیل اقتصادی یک پروژه پرداخته می‌شود. در علم اقتصاد هزینه‌های بالقوه برای یک پروژه به صورتی که در ادامه به آن پرداخته شده است دسته‌بندی می‌شود.

۵-۲-۱ هزینه‌های ثابت کل

هزینه‌های ثابت کل^۱ (TFC) هزینه‌ای است که میزان آن با مقدار تولید تغییر نمی‌کند. هزینه ثابت تابع مقدار تولید نیست و هزینه‌های اجباری است که سازمان تولیدی صرف‌نظر از میزان تولید باید پرداخت نماید؛ مانند اجاره محل و ساختمان‌ها، حقوق کارمندان و مدیران عالی‌رتبه، بیمه، مالیات‌ها، هزینه‌های ایمنی و آتش‌نشانی، توسعه و تحقیقات و هرگونه کار و موادی که مستقیماً در ساخت کالا وارد نمی‌شود. هزینه‌ی ثابت به هزینه‌های غیرمستقیم و بالاسری نیز معروف است.

۵-۲-۲ هزینه‌های متغیر کل

هزینه‌های متغیر کل^۲ (TVC) آن دسته از عوامل تولید است که مقدار آن به نسبت تغییر میزان تولید تغییر می‌کند. به عبارت دیگر هزینه متغیر تابع مقدار تولید است و اگر کالایی تولید نشود هزینه متغیر صفر است؛ مانند بهای مواد اولیه، سوخت و مالیات‌های غیرمستقیم. هزینه‌های متغیر را هزینه‌های مستقیم یا مخارج مستقیم نیز می‌نامند.

۵-۲-۳ هزینه کل تولید

مجموعه هزینه‌های ثابت و متغیر را هزینه کل تولید^۳ (TC) می‌نامند. عدم تولید کالا، موجب برابری میزان هزینه کل با هزینه‌های ثابت می‌شود؛ در غیر این صورت، همانند هزینه‌های متغیر افزایش پیدا می‌کند.

Total Fixed Cost^۱

Total Variable Cost^۲

Total Cost^۳

$$TC = TFC + TVC \quad (5-1)$$

۴-۲-۵ نرخ تنزیل

در تجزیه و تحلیل های مالی برای حذف عامل زمان در محاسبات، ارزش جریان نقدی را که در سال های آتی کسب می گردد با استفاده از ضریب تنزیل به ارزش روز تبدیل می نمایند. در این حالت نرخ سود سالانه که در محاسبات به عنوان نرخ سود سرمایه گذاری در یک بازار بدون ریسک است را به عنوان نرخ تنزیل^۱ در نظر می گیرند. به نرخ تنزیل، نرخ بهره یا نرخ بازگشت^۲ نیز می گویند که رابطه (۴-۲۶) نحوه محاسبه آن را نشان می دهد. n شماره سال و i نرخ بهره یا نرخ تنزیل است.

$$DF = (1 + i)^{-n} \quad (5-2)$$

۵-۲-۵ نرخ تورم

نرخ تورم^۳ از نظر علم اقتصاد اشاره به افزایش سطح عمومی تولید پول، درآمدهای پولی و یا قیمت دارد. تورم باعث می شود باگذشت زمان ارزش واقعی جریان نقدینگی کاهش یابد. اثر نرخ تورم به صورت رابطه (۴-۲۷) در محاسبات وارد می شود که در آن R نرخ تورم است.

$$IF = \left(1 + \frac{R}{100}\right)^{-n} \quad (5-3)$$

۵-۲-۶ نرخ واقعی بهره

ارزش واقعی مقدار پول S که در آن n سال زمانی تحقق می یابد را می توان با استفاده از رابطه (۴-۲۸) معین نمود. نرخ واقعی بهره از اختلاف نرخ تنزیل و نرخ تورم حاصل می شود.

$$RV = S \times \left(1 + \frac{i}{100}\right)^{-n} \quad (5-4)$$

Discount rate^۱

Rate of return^۲

Inflation Rate^۳

$$Real\ Interest\ Rate = i - R$$

(۵-۵)

در این تحلیل به‌طور کلی هزینه‌ها به دو بخش اصلی تقسیم شد که بنا بر فناوری مورد بررسی برای هر کدام هزینه‌های مختلفی قابل تعریف است؛

سرمایه‌گذاری اولیه (ICC)^۱: شامل هزینه‌های خرید یا ساخت تجهیزات اصلی (مانند پانل‌های فتوولتایک، توربین باد، ساخت مبدل‌ها در سیکل تبرید) معروف به CC^۲ و هزینه‌های بالانسینگ سیستم (مانند نصب تجهیزات جانبی، نیروی فنی، آماده‌سازی سایت، حمل‌ونقل و ...) معروف به BOS^۳

هزینه کارکرد سالانه (AOE)^۴: شامل هزینه اجاره زمین (LLC^۵)، تعمیرات و نگهداری سالانه (O&M^۶) و تعویض قطعات یا تعمیرات اساسی (LRC^۷) و از رابطه ۴-۳۰ استخراج می‌شود [۴۲]:

$$AOE = LLC + \frac{O\&M + LRC}{AEP} \quad (۳۰-۴)$$

AEP در این معادله میزان تولید توان سالانه سیستم است که با معادله زیر به دست می‌آید: [۴۲]

$$AEP \left(\frac{kwh}{yr} \right) = system\ rating(kw) \times Capacity\ Factor \quad (۳۱-۴)$$

$$\times ۸۷۶۰ \left(\frac{h}{yr} \right)$$

پارامتر اول توان نامی سیستم و پارامتر دوم همان ضریب ظرفیت^۸ است که در سیستم فتوولتایک

^۱ Initial Capital Cost

^۲ Capital Cost

^۳ Balancing Of System

^۴ Annual Operatngl Expense

^۵ Land Lease Cost

^۶ Operation and Maintenance

^۷ Levelized Replacement / Overhaul Cost

^۸ نسبت توان متوسط تولید شده به حداکثر ظرفیت تولیدی در طی دوره زمانی مورد نظر را "ضریب ظرفیت" می‌نامند. [۳۸]

۱۷٪ و در سیستم توربین باد ۳۵٪ در نظر گرفته شد [۳۶ و ۳۹].

۳-۵ تحلیل اقتصادی پروژه تولید آب به کمک سیکل تبرید تراکمی

مطالعه اقتصادی پروژه به منظور برآورد هزینه تولید هر لیتر آب از دیدگاه چگونگی تأمین نیرومحرکه سیکل تبرید در مطالعه موردی برای منطقه آب و هوایی بوشهر با سه سناریو انجام شده است:

۱. اتصال به پانل‌های فتوولتاییک

۲. اتصال به توربین بادی

۳. اتصال به شبکه برق سراسری

در طرح استفاده از پانل‌های فتوولتاییک داده‌ها و فرضیات ورودی از آمار ارائه شده آژانس بین‌المللی انرژی‌های تجدیدپذیر^۱ IRENA و سازمان انرژی‌های نو ایران SUNA [۳۷ و ۳۹] برداشت شده است. در طرح دوم فرمول‌های لازم از مرجع منتشر شده توسط پژوهشگاه ملی انرژی‌های نو^۲ NREL سازمان انرژی ایالات متحده DOE استخراج شده است [۴۲]. همچنین داده‌های لازم برای برآورد هزینه‌های سیکل تبرید طی مصاحبه با سازندگان معتبر و افراد فنی جمع‌آوری شده است [۴۳]. پس از برآورد هزینه‌ها با استفاده از رابطه ۴-۲۸ ارزش خالص هزینه‌ها در سال مبدأ برآورد شد و قیمت تمام‌شده تولید هر لیتر آب در سال محاسبه گردید. طبق گزارش‌ها بانک مرکزی در سال ۱۳۹۴ میانگین نرخ بهره کوتاه‌مدت ۲۰٪ و نرخ تورم ۱۵/۴٪ بوده است. [۴۰] عمر مفید سیستم در هر دو طرح ۲۰ سال در نظر گرفته شده است.

۱-۳-۵ هزینه‌های سیکل تبرید

هزینه‌های ثابت و متغیر تجهیزات سیکل تبرید به شرح زیر استخراج شد [۴۳]

^۱ International Renewable Energy Agency

^۲ National Renewable Energy Laboratory

جدول ۵-۱: هزینه‌های ثابت و متغیر سیکل تبرید

نام تجهیزات	قیمت \$	قیمت \$/year
کمپرسور	۲۶۷	-
شیرانبساط	۶۷	-
مبدل‌ها	۱۲۹	-
وسایل جانبی (فیلتر، نصب، مخزن ذخیره ...)	۱۰۰	-
(O&M) تعمیر و نگهداری	-	۶
تعویض و تعمیرات اساسی	۴۷۸	-
(ICC) هزینه سرمایه‌گذاری اولیه	۵۸۶	-

۵-۳-۲ هزینه‌های سیستم فتوولتائیک

سرمایه‌گذاری اولیه سیستم فتوولتائیک شامل هزینه خرید ماژول‌های PV و هزینه‌های BOS است. هزینه‌های BOS خود شامل هزینه‌های ساختمانی (مانند نصب سازه، پایه‌گذاری، آماده‌سازی سایت و سایر متعلقات)، هزینه تجهیزات الکتریکی (مانند اینورتر، ترانسفورمر، وایرینگ و نصب آن‌ها) و در صورت مستقل از شبکه بودن هزینه باتری یا سایر تجهیزات ذخیره انرژی می‌شود [۴۱]. قیمت خرید ماژول‌ها طبق جدول زیر محاسبه می‌شود. اگرچه ماژول‌های نسل اول گران‌ترین ماژول‌ها در بازار است اما به دلیل فناوری به بلوغ رسیده آن و در دسترس بودن در این پروژه نیز ماژول‌های نسل اول c-Si انتخاب شدند. به دلیل مقیاس کوچک این دستگاه و هدف‌گذاری برای استفاده خانگی فرض بر این است که هزینه اجاره محل نصب و پرسنلی وجود نداشته باشد. لذا هزینه‌های تعمیرات و نگهداری بخش عمده هزینه‌های کارکرد سالانه را شامل می‌شود. این هزینه‌ها تا حد زیادی وابسته با عواملی همچون فناوری و تجهیزات بکار رفته، نحوه نصب دستگاه، مکان اجرای پروژه و شرایط آب و هوایی است. در سال ۲۰۱۵ آزمایشگاه ملی انرژی‌های تجدیدپذیر در آمریکا این هزینه را برای سیستم‌های بزرگ ۵٪ و سیستم‌های کوچک ۱٪ سرمایه‌گذاری اولیه ICC برآورد نموده است [۴۴] در این مطالعه برای هزینه‌های تعمیرات و نگهداری مقیاس ۱٪ در نظر گرفته شد. نتایج در جدول ۵-۳ مشاهده می‌شود.

جدول ۵-۲: فناوری نسل اول سلول‌های خورشیدی و هزینه‌های آن [۴۱]

فناوری	واحد	سیلیکون تک کریستالی (sc-Si)	سیلیکون پلی کریستالی (pc-Si)
ماکزیمم توان خروجی ماژول‌ها	w	—	۳۲۰
سایز ماژول‌ها	m ^۲	۲	۱/۴ ~ ۲/۵
فضای موردنیاز برای هر kw	m ^۲	۷	۸
وضعیت تجاری‌سازی		تولید انبوه	تولید انبوه

جدول ۵-۳: هزینه‌های سیستم فتوولتائیک انتخاب‌شده مستقل از شبکه

هزینه \$	شرح هزینه	شاخص
۲۱۲۵	هزینه خرید ماژول	MCC
۱۳۰۰	- اینورتر - سوار کردن سیستم و پایه‌گذاری - تجهیزات الکتریکی موردنیاز - نیروی انسانی - باتری و ذخیره‌سازی - خدمات مهندسی و طراحی/هزینه بالاسری نصب	BOS
	جمع هزینه‌های BOS	
۳۴۲۵	سرمایه‌گذاری اولیه \$	ICC
۳۴	هزینه تعمیرات و نگهداری \$/year	O&M

۵-۳-۳ توربین باد

مشابه بخش قبل هزینه سرمایه‌گذاری اولیه (ICC) شامل هزینه خرید توربین و هزینه‌های بالانسینگ سیستم است. هزینه خرید توربین از دو روش قابل‌محاسبه است. روش اول استفاده از مقیاس $1000 \text{ $/kw}$ است که توسط سازمان انرژی‌های نو ایران اعلام‌شده است. روش دوم محاسبه هزینه‌بر اساس هزینه تک‌تک اجزای توربین است که نیازمند در دست داشتن اطلاعات دقیق از ساختار توربین شامل پره‌ها، شفت، ژنراتور، فریم، اسپینر، یاتاقان و غیره است. [۴۲] در این پروژه از روش اول استفاده شده است. هزینه‌های BOS شامل فونداسیون و سازه‌های نگه‌دارنده، حمل‌ونقل،

کارهای عمرانی و فنی، نصب و راه‌اندازی، هزینه‌های مهندسی و طراحی است روابط ۳۲-۴ تا ۴۰-۴

کلیه این روابط را به همراه روابط مربوط به هزینه‌های AOE نشان می‌دهند [۴۰]:

$$\text{Foundation cost}(\$) \quad (32-4)$$

$$= 303.24 \times (\text{hub height} \times \text{rotor swept area})^{0.4037}$$

$$\text{Transportation cost} \left(\frac{\$}{kw} \right) \quad (33-4)$$

$$= 1.581 e - 5 \times \text{machine rating}^2 - 0.375 \\ \times \text{machine rating} + 54.7$$

$$\text{Road and sivil work} \left(\frac{\$}{kw} \right) \quad (34-4)$$

$$= 2.17 e - 6 \times \text{machine rating}^2 - 0.145 \\ \times \text{machine rating} + 69.54$$

$$\text{Assembly and installation}(\$) \quad (35-4)$$

$$= 1.965 \times (\text{hub height} \times \text{rotor diameter})^{1.1736}$$

$$\text{Electrical interface \setminus connections} \left(\frac{\$}{kw} \right) \quad (36-4)$$

$$= 3.49 e - 6 \times \text{machine rating}^2 - 0.221 \\ \times \text{machine rating} + 109.7$$

$$\text{Engineering and permits} \left(\frac{\$}{kw} \right) \quad (37-4)$$

$$= 9.94 e - 4 \times \text{machine rating} + 20.31$$

$$LRC = 10.7 \$/kw \quad (38-4)$$

$$\text{Land based O\&M} (\$) = 0.007 \times AEP \quad (39-4)$$

$$LLC = 0.0108 \$/kwh \times AEP \quad (40-4)$$

نتایج حاصل از این بخش در جدول ۴-۵ قابل مشاهده است. AEP میزان تولید توان در سال است که بر اساس میانگین سرعت سالانه و با در نظر گرفتن تمامی تلفات از رابطه ۴-۳۱ به دست می آید. در این پروژه سیستم در اندازه خانگی انتخاب شده است بنابراین هزینه هایی مانند فونداسیون و کارهای عمرانی و هزینه اجاره زمین از مجموع هزینه های BOS خارج می شود.

جدول ۴-۵: هزینه های سیستم توربین باد انتخاب شده مستقل از شبکه / توربین ۲

هزینه \$	شرح هزینه	شاخص
۹۰۰	هزینه خرید توربین	TCC
۵۰۰	- فونداسیون - حمل و نقل - کارهای عمرانی آماده سازی - نصب و راه اندازی - تجهیزات الکتریکی مانند اینورتر، باتری و ... - خدمات مهندسی	BOS
	جمع هزینه های BOS	
۱۴۰۰	سرمایه گذاری اولیه \$	ICC
۲۰	هزینه تعمیرات و نگهداری \$/year	O&M

۴-۳-۵ اتصال به شبکه برق سراسری

منطقه مورد بررسی (بوشهر) در طبقه بندی انجام شده در قوانین و مقررات فروش برق اعلام شده توسط شرکت توانیر [۴۷] در منطقه گرمسیر ۱ واقع شده است که از ابتدای فروردین تا پایان آذر را پوشش می دهد. در ایام گرم در این منطقه انرژی مصرفی با ضریب چهار و هزینه مصرف با ضریب یک سوم محاسبه می شود. با معین بودن میانگین کیلووات ساعت مصرفی ماهانه سیکل و با اعمال ضرایب مربوط به ایام گرم (ابتدای فروردین تا پایان آذر) مجموع هزینه کل مصرف برق سیستم در بازه زمانی یک ساله محاسبه و تبدیل به واحد دلار می شود. برای نمونه محاسبات مربوط به ماه

فروردین در ادامه نشان داده شده است. نتایج حاصل برای هزینه مصرف برق سیستم در یک دوره زمانی یک ساله در جدول ۵-۵ قابل مشاهده است.

میانگین مصرف انرژی در فروردین (KWh) = ۱۷۶

میانگین مصرف انرژی در فروردین با اعمال ضریب $4(KWh) = 70.4$

هزینه برق مصرفی طبق جدول تعرفه برق با اعمال ضریب یک سوم $= 70.4 \times 136 \div 3$

جدول ۵-۵: هزینه مصرف برق در صورت اتصال سیستم به شبکه سراسری

متوسط انرژی مصرفی ماهانه در ایام غیر گرم (ریال)	قیمت پایه هر کیلووات ساعت (ریال)	متوسط انرژی مصرفی ماهانه در ایام گرم (ریال)	قیمت پایه هر کیلووات ساعت (ریال)	مجموع هزینه سالانه خرید برق (\$)
مازاد بر ۱۰۰ تا ۲۰۰	۴۷۷	۰ تا ۱۰۰۰	۱۳۶	۱۶
مازاد بر ۲۰۰ تا ۳۰۰	۱۰۲۳	مازاد بر ۱۰۰۰ تا ۲۰۰۰	۱۵۱	

۵-۳-۵ قیمت تمام شده آب

جدول ۵-۶ تا ۵-۹ اثر نرخ تورم و نرخ بهره واقعی را بر هزینه‌ها در سه حالت سیکل تبرید متصل به سیستم فتوولتائیک و سیکل تبرید متصل به توربین باد و سیکل تبرید متصل به شبکه برق سراسری نشان می‌دهد. میزان تولید سالانه آب در مطالعه موردی انجام شده معادل ۸۸۱۴ لیتر است. قیمت تمام شده تولید آب از رابطه زیر به دست می‌آید:

$$Levelized\ cost\ of\ water\ production\ \left(\frac{\$}{m^3} \right) \quad (4-41)$$

$$= \frac{Cost\ present\ value}{Water\ Produced}$$

جدول ۵-۶: ارزش حال هزینه‌ها در حالت اتصال به فتوولتاییک

سال	هزینه سالانه	فاکتور تورم ۱۵/۴٪	فاکتور نرخ بهره واقعی ۴/۶٪	ارزش حال هزینه
۰	-۳,۹۸۷	۱	۱	-۳۹۸۷,۴۳
۱	-۳۸	۰,۸۶۷	۰,۹۵۶	-۳۱,۷۱
۲	-۳۸	۰,۷۵۱	۰,۹۱۴	-۲۶,۲۶
۳	-۳۸	۰,۶۵۱	۰,۸۷۴	-۲۱,۷۷
۴	-۳۸	۰,۵۶۴	۰,۸۳۵	-۱۸,۰۲
۵	-۳۸	۰,۴۸۹	۰,۷۹۹	-۱۴,۹۵
۶	-۳۸	۰,۴۲۳	۰,۷۶۴	-۱۲,۳۶
۷	-۳۸	۰,۳۶۷	۰,۷۳	-۱۰,۲۵
۸	-۳۸	۰,۳۱۸	۰,۶۹۸	-۸,۴۹
۹	-۳۸	۰,۲۷۶	۰,۶۶۷	-۷,۰۴
۱۰	-۳۸	۰,۲۳۹	۰,۶۳۸	-۵,۸۳
۱۱	-۳۸	۰,۲۰۷	۰,۶۱	-۴,۸۳
۱۲	-۳۸	۰,۱۷۹	۰,۵۸۳	-۳,۹۹
۱۳	-۳۸	۰,۱۵۵	۰,۵۵۷	-۳,۳
۱۴	-۳۸	۰,۱۳۵	۰,۵۳۳	-۲,۷۵
۱۵	-۳۸	۰,۱۱۷	۰,۵۰۹	-۲,۲۸
۱۶	-۳۸	۰,۱۰۱	۰,۴۸۷	-۱,۸۸
۱۷	-۳۸	۰,۰۸۸	۰,۴۶۶	-۱,۵۷
۱۸	-۳۸	۰,۰۷۶	۰,۴۴۵	-۱,۲۹
۱۹	-۳۸	۰,۰۶۶	۰,۴۲۵	-۱,۰۷
۲۰	۷۶۳	۰,۰۵۷	۰,۴۰۷	۱۷,۷۱
مجموع ارزش حال				-۴۱۴۹,۳۶

جدول ۵-۷: ارزش حال هزینه‌ها در حالت اتصال به توربین باد- (سرعت باد منطقه)

سال	هزینه سالانه	فاکتور تورم ۱۵/۴٪	فاکتور نرخ بهره واقعی ۴/۶٪	ارزش حال هزینه
۰	-۵,۵۲۴	۱	۱	-۵۵۲۳,۹۳
۱	-۲۲	۰,۸۶۷	۰,۹۵۶	-۱۷,۹۲
۲	-۲۲	۰,۷۵۱	۰,۹۱۴	-۱۴,۸۴
۳	-۲۲	۰,۶۵۱	۰,۸۷۴	-۱۲,۳
۴	-۲۲	۰,۵۶۴	۰,۸۳۵	-۱۰,۱۸
۵	-۲۲	۰,۴۸۹	۰,۷۹۹	-۸,۴۵
۶	-۲۲	۰,۴۲۳	۰,۷۶۴	-۶,۹۹
۷	-۲۲	۰,۳۶۷	۰,۷۳	-۵,۷۹
۸	-۲۲	۰,۳۱۸	۰,۶۹۸	-۴,۸
۹	-۲۲	۰,۲۷۶	۰,۶۶۷	-۳,۹۸
۱۰	-۲۲	۰,۲۳۹	۰,۶۳۸	-۳,۳
۱۱	-۲۲	۰,۲۰۷	۰,۶۱	-۲,۷۳
۱۲	-۲۲	۰,۱۷۹	۰,۵۸۳	-۲,۲۶
۱۳	-۲۲	۰,۱۵۵	۰,۵۵۷	-۱,۸۷
۱۴	-۲۲	۰,۱۳۵	۰,۵۳۳	-۱,۵۶
۱۵	-۲۲	۰,۱۱۷	۰,۵۰۹	-۱,۲۹
۱۶	-۲۲	۰,۱۰۱	۰,۴۸۷	-۱,۰۶
۱۷	-۲۲	۰,۰۸۸	۰,۴۶۶	-۰,۸۹
۱۸	-۲۲	۰,۰۷۶	۰,۴۴۵	-۰,۷۳
۱۹	-۲۲	۰,۰۶۶	۰,۴۲۵	-۰,۶۱
۲۰	۱۴۲	۰,۰۵۷	۰,۴۰۷	۳,۳
مجموع ارزش حال				-۵۶۲۲,۱۸

جدول ۵-۸: ارزش حال هزینه‌ها در حالت اتصال به توربین باد- (سرعت نامی توربین)

سال	هزینه سالانه	فاکتور تورم ۱۵/۴٪	فاکتور نرخ بهره واقعی ۴/۶٪	ارزش حال هزینه
۰	-۱,۹۶۳	۱	۱	-۱۹۶۲,۹۳
۱	-۲۶	۰,۸۶۷	۰,۹۵۶	-۲۱,۲۳
۲	-۲۶	۰,۷۵۱	۰,۹۱۴	-۱۷,۵۹
۳	-۲۶	۰,۶۵۱	۰,۸۷۴	-۱۴,۵۸
۴	-۲۶	۰,۵۶۴	۰,۸۳۵	-۱۲,۰۷
۵	-۲۶	۰,۴۸۹	۰,۷۹۹	-۱۰,۰۱
۶	-۲۶	۰,۴۲۳	۰,۷۶۴	-۸,۲۸
۷	-۲۶	۰,۳۶۷	۰,۷۳	-۶,۸۶
۸	-۲۶	۰,۳۱۸	۰,۶۹۸	-۵,۶۹
۹	-۲۶	۰,۲۷۶	۰,۶۶۷	-۴,۷۲
۱۰	-۲۶	۰,۲۳۹	۰,۶۳۸	-۳,۹۱
۱۱	-۲۶	۰,۲۰۷	۰,۶۱	-۳,۲۳
۱۲	-۲۶	۰,۱۷۹	۰,۵۸۳	-۲,۶۷
۱۳	-۲۶	۰,۱۵۵	۰,۵۵۷	-۲,۲۱
۱۴	-۲۶	۰,۱۳۵	۰,۵۳۳	-۱,۸۴
۱۵	-۲۶	۰,۱۱۷	۰,۵۰۹	-۱,۵۳
۱۶	-۲۶	۰,۱۰۱	۰,۴۸۷	-۱,۲۶
۱۷	-۲۶	۰,۰۸۸	۰,۴۶۶	-۱,۰۵
۱۸	-۲۶	۰,۰۷۶	۰,۴۴۵	-۰,۸۷
۱۹	-۲۶	۰,۰۶۶	۰,۴۲۵	-۰,۷۲
۲۰	۱۰۲	۰,۰۵۷	۰,۴۰۷	۲,۳۸
مجموع ارزش حال				-۲۰۸۰,۸۷

جدول ۵-۹: ارزش حال هزینه‌ها در حالت اتصال به شبکه سراسری برق

سال	هزینه سالانه	فاکتور تورم ۱۵/۴٪	فاکتور نرخ بهره واقعی ۴/۶٪	ارزش حال هزینه
۰	-۵۶۲	۱	۱	-۵۶۱,۹۳
۱	-۲۲	۰,۸۶۷	۰,۹۵۶	-۱۷,۹۲
۲	-۲۲	۰,۷۵۱	۰,۹۱۴	-۱۴,۸۴
۳	-۲۲	۰,۶۵۱	۰,۸۷۴	-۱۲,۳
۴	-۲۲	۰,۵۶۴	۰,۸۳۵	-۱۰,۱۸
۵	-۲۲	۰,۴۸۹	۰,۷۹۹	-۸,۴۵
۶	-۲۲	۰,۴۲۳	۰,۷۶۴	-۶,۹۹
۷	-۲۲	۰,۳۶۷	۰,۷۳	-۵,۷۹
۸	-۲۲	۰,۳۱۸	۰,۶۹۸	-۴,۸
۹	-۲۲	۰,۲۷۶	۰,۶۶۷	-۳,۹۸
۱۰	-۲۲	۰,۲۳۹	۰,۶۳۸	-۳,۳
۱۱	-۲۲	۰,۲۰۷	۰,۶۱	-۲,۷۳
۱۲	-۲۲	۰,۱۷۹	۰,۵۸۳	-۲,۲۶
۱۳	-۲۲	۰,۱۵۵	۰,۵۵۷	-۱,۸۷
۱۴	-۲۲	۰,۱۳۵	۰,۵۳۳	-۱,۵۶
۱۵	-۲۲	۰,۱۱۷	۰,۵۰۹	-۱,۲۹
۱۶	-۲۲	۰,۱۰۱	۰,۴۸۷	-۱,۰۶
۱۷	-۲۲	۰,۰۸۸	۰,۴۶۶	-۰,۸۹
۱۸	-۲۲	۰,۰۷۶	۰,۴۴۵	-۰,۷۳
۱۹	-۲۲	۰,۰۶۶	۰,۴۲۵	-۰,۶۱
۲۰	۹۱	۰,۰۵۷	۰,۴۰۷	۲,۱۱
مجموع ارزش حال				-۶۶۱,۳۷

لازم به ذکر است که در بحث به کارگیری انرژی‌های تجدیدپذیر بخش بزرگی از هزینه‌های BOS هزینه‌های مربوط به تجهیزات الکتریکی به خصوص سیستم‌های ذخیره‌سازی شامل باتری است. با توجه به نتایج جدول ۴-۳ و ۴-۶ هزینه‌های مربوط به این بخش در هزینه‌های بالانسینگ سیستم لحاظ شده است. هزینه هر واحد باتری با استعلام از بازار در حدود یک میلیون و پانصد هزار ریال در نظر گرفته شده است [۴۳].

جدول ۵-۷: قیمت تمام‌شده آب در طرح‌های مطرح‌شده / مقایسه آن با آب شیرین‌کن‌های متداول

فناوری بکار رفته	قیمت تمام‌شده آب ($\$/m^3$)
سیکل تبرید متصل به سیستم فتوولتائیک	۲۰
سیکل تبرید متصل به توربین بادی (در سرعت باد منطقه)	۳۱,۹
سیکل تبرید متصل به توربین بادی (در سرعت نامی توربین)	۱۱,۲
سیکل تبرید متصل به شبکه سراسری برق	۳,۸
آب شیرین‌کن خورشیدی RO (400 L/day) [۴۹]	۳,۱
آب شیرین‌کن غشایی خانگی متصل به شبکه سراسری برق (30 L/day) [۴۹]	۶,۸
آب شیرین‌کن خورشیدی HD ترکیبی با آبگرمکن خورشیدی (20 L/day) [۵۰]	۸

با توجه به پایین بودن میانگین سرعت سالانه باد نیاز به به کارگیری توربین بادی با ظرفیت نامی بسیار بالاتر از توان موردنیاز سیستم است که از نظر سرمایه‌گذاری تحمیل هزینه اضافی را به دنبال دارد. به همین دلیل نیز در جدول ۵-۷ مشاهده می‌شود که هزینه تمام‌شده آب در حالت استفاده از توربین بادی برخلاف انتظار بیشتر از خورشیدی به دست آمده است. با فرض اینکه سرعت باد منطقه در محدوده سرعت نامی توربین قرار داشته باشد قیمت تمام‌شده تولید آب می‌تواند به شدت کاهش می‌یابد اما در مقایسه با سیستم بادی با توجه به میزان مناسب میانگین تابش سالانه در حدود ۴۵۰ وات ساعت بر مترمربع در بوشهر با به کارگیری سیستم فتوولتائیک نتایج

منطقی‌تری حاصل می‌شود.

در بررسی اتصال سیستم به شبکه برق سراسری با توجه به پایین بودن تعرفه برق در منطقه موردبررسی و قرار گرفتن ۹ ماه از سال در منطقه گرمسیر^۱، قیمت تمام‌شده آب کمترین میزان در بین سه سناریو در حدود ۳,۱ دلار بر مترمکعب به دست آمد.

در مقایسه با روشهای متداول آب‌شیرین‌کن ملاحظه شد که سیستم طراحی‌شده با ظرفیت تولید آب حدود ۲۴ لیتر در روز در وضعیت اتصال به شبکه برق سراسری قابل مقایسه با آب‌شیرین‌کن-هایی در همین رنج ظرفیتی است. در این راستا قیمت تمام شده آب در سیستم طراحی شده با سیستم غشایی خانگی با ظرفیت ۳۰ لیتر در روز مقایسه شد، با در نظر گرفتن این محدودیت که سیستم غشایی به نوعی تصفیه کننده آب است تا آب‌شیرین‌کن و تنها تا سطح ۲۰۰۰ ppm با هزینه حدود ۶,۸ دلار کار میکند و بالای این رنج هزینه‌ها به شدت بالا میرود. ملاحظه شد که سیکل تبرید در وضعیت اتصال به شبکه هزینه‌ای مشابه این سیستم دارد. پایین‌ترین ظرفیت سیستم‌های RO، ۵ متر مکعب در روز و سیستم‌های MED ۵۰ مترمکعب در روز است این اختلاف رنج ظرفیتی آن‌ها در پایین بودن هزینه تمام شده آب در این سیستم‌ها، در حدود ۱,۱ تا ۱,۹ دلار بر مترمکعب، در مقایسه با سیکل تبرید طراحی شده آشکار است. [۴۹] لذا جهت مقایسه بهتر آب‌شیرین‌کن HD خورشیدی ترکیب با آب گرمکن که تنها آب‌شیرین‌کن خورشیدی با ظرفیت پایین، در حدود ۲۰ لیتر در روز، است در نظر گرفته شد. لازم به ذکر است که نتایج اقتصادی در جدول ۵-۷ مربوط به عملکرد این سیستم در خراسان جنوبی است. مقایسه نشان می‌دهد که در دو سیستم خورشیدی فوق، سیکل تبرید طراحی شده در وضعیت اتصال به سلولهای فتوولتائیک ۶۰ درصد پرهزینه‌تر از آب‌شیرین‌کن خورشیدی در همان رنج ظرفیتی عمل می‌کند؛ اما در حالت اتصال به شبکه سیکل با ۵۲ درصد کم هزینه تر از سیستم HD عمل می‌کند.

فصل ششم:

جمع‌بندی و پیشنهادها

۱-۶ نتیجه‌گیری

در این پژوهش ابتدا مدل‌سازی چرخه ترمودینامیکی یک سیکل تبرید تراکمی بخار، با در نظر گرفتن تبخیرکننده به‌عنوان بخش تولیدکننده آب از رطوبت هوا انجام شده است که این موضوع وجه تمایز این چرخه نسبت به چرخه‌های متداول تبرید است. طراحی دقیق با حداقل فرضیات ساده‌کننده از خصوصیات این مدل است. در بیشتر مطالعات قبلی دستگاه‌های تولید آب از رطوبت هوا با فرض هوای اشباع در خروجی از سیستم در تمامی حالت‌های ورودی بررسی شده است که موجب ساده شدن مدل‌سازی می‌شود. این فرض شرایط کاری سیستم را از حالت واقعی دور می‌سازد. در این مقاله این فرض در نظر گرفته نشده و بدین ترتیب شرایط واقعی هوای خروجی از سیستم بررسی گردیده است و مشخص شد که تنها در شرایط آب و هوایی خاص (مانند رطوبت بالای ۹۰٪) هوای خروجی از سیستم اشباع خواهد بود. برنامه تهیه‌شده قابلیت طراحی در ظرفیت‌های مختلف را دارد که در این مطالعه ظرفیت یک دستگاه خانگی در نظر گرفته شده است. بر اساس نتایج به‌دست‌آمده دمای بالای ۴۰ درجه سانتی‌گراد و رطوبت بالای ۵۰ درصد شرایط مناسبی برای عملکرد دستگاه خواهد بود. بر این اساس عملکرد دستگاه در منطقه بوشهر، با داده‌های واقعی هواشناسی موردبررسی قرار گرفته است.

در مطالعه موردی شهر بوشهر میزان تولید آب در اکثر ماه‌های سال بیش از ۲۲ لیتر در روز به دست آمد. شدت مصرف انرژی بین ۲۲۰ تا ۲۳۰ وات‌ساعت بر لیتر محاسبه گردیده است. انرژی مصرفی شامل توان مصرفی کمپرسور و فن هوا است که برای مورد مطالعاتی در محدوده متوسط 260 W به‌دست‌آمده است. مصرف انرژی این روش در رنج مصرفی یخچال‌های خانگی است اما می‌توان با افزایش ظرفیت سیستم، بهینه‌سازی آن و استفاده از انرژی‌های تجدیدپذیر مزایای نسبی برای آن به وجود آورد. چراکه برخلاف آب‌شیرین‌کن‌ها که پساب آن‌ها مخرب محیط‌زیست است، این دستگاه می‌تواند به‌صورت کاملاً سازگار با محیط‌زیست عمل نماید.

در این راستا با بررسی سه طرح اتصال سیکل به سیستم فتوولتائیک و توربین بادی در مطالعه موردی و اتصال سیکل به شبکه برق سراسری و تحلیل هزینه‌های آن، قیمت تمام‌شده آب با روش آب‌شیرین‌کن‌های متداول مقایسه شد. نتیجه به‌دست‌آمده نشان داد که این طرح از دیدگاه اقتصادی قابلیت رقابت با روش آب‌شیرین‌کن در رنج ظرفیتی سیستم را دارد.

در مطالعه موردی شهر بوشهر با توجه به پایین بودن میانگین سرعت سالانه باد نیاز به به‌کارگیری دو توربین بادی با ظرفیت نامی ۲٫۱ کیلووات بود که از نظر سرمایه‌گذاری تحمیل هزینه اضافی را به دنبال داشت. به همین دلیل نیز در جدول ۵-۷ مشاهده می‌شود که هزینه تمام‌شده آب در حالت استفاده از توربین بادی برخلاف انتظار بیشتر از خورشیدی به دست آمده است. با فرض اینکه سرعت باد منطقه در محدوده سرعت نامی توربین قرار داشته باشد قیمت تمام‌شده تولید آب می‌تواند به‌شدت کاهش می‌یابد. با توجه به میزان مناسب میانگین تابش سالانه در حدود ۴۵۰ وات‌ساعت بر مترمربع در بوشهر با به‌کارگیری سیستم فتوولتائیک نتایج منطقی‌تری حاصل می‌شود.

در مقایسه با روش‌های متداول آب‌شیرین‌کن ملاحظه شد که سیستم طراحی‌شده با ظرفیت تولید آب حدود ۲۴ لیتر در روز در وضعیت اتصال به شبکه برق سراسری قابل مقایسه با آب-شیرین‌کن‌هایی در همین رنج ظرفیتی است. در این راستا قیمت تمام‌شده آب در سیستم طراحی‌شده با سیستم غشایی خانگی با ظرفیت ۳۰ لیتر در روز مقایسه شد. با در نظر گرفتن این محدودیت که سیستم غشایی به نوعی تصفیه‌کننده آب است تا آب‌شیرین‌کن و تنها تا سطح ppm ۲۰۰۰ با هزینه حدود ۶۸ دلار کار میکند و بالای این رنج هزینه‌ها به شدت بالا می‌رود. پایین‌ترین ظرفیت سیستم‌های RO ۵ متر مکعب در روز و سیستم‌های MED ۵۰ متر مکعب در روز است این اختلاف رنج ظرفیتی آن‌ها در پایین بودن هزینه تمام‌شده آب در این سیستم‌ها در مقایسه با سیکل تبرید طراحی‌شده آشکار است. لذا جهت مقایسه بهتر آب‌شیرین‌کن HD خورشیدی ترکیب با آب‌گرم‌کن که تنها آب‌شیرین‌کن خورشیدی با ظرفیت پایین، در حدود ۲۰

لیتر در روز است در نظر گرفته شد. لازم به ذکر است که نتایج اقتصادی در جدول ۵-۷ مربوط به عملکرد این آب شیرین کن در خراسان جنوبی است. مقایسه نشان می دهد که در دو سیستم خورشیدی فوق، سیکل تبرید طراحی شده در وضعیت اتصال به سلولهای فتوولتاییک ۶۰ درصد پرهزینه تر از آب شیرین کن خورشیدی در همان رنج ظرفیتی و در حالت اتصال به شبکه سیکل با ۵۲ درصد کم هزینه تر از سیستم HD عمل می کند.

۲-۶ پیشنهادات

به منظور انجام مطالعه و پژوهش های بیشتر در زمینه تولید آب از رطوبت موجود در هوا با استفاده از سیکل تبرید پیشنهادهای زیر ارائه می گردد:

- ۱- ساخت دستگاه نمونه و ارزیابی و اعتبار سنجی مدل به دست آمده
- ۲- بررسی فنی و اقتصادی در ظرفیت های بالاتر و تحلیل اقتصادی تأثیر ظرفیت بر هزینه تمام شده
- ۳- مطالعه پروژه حاضر با یک مدل اقتصادی کامل با در نظر گرفتن فواید زیست محیطی ناشی از عدم وجود پساب و استفاده از انرژی های تجدیدپذیر
- ۴- ارزیابی استفاده از انرژی جزر و مد و امواج برای تولید آب بر روی سکوها و شناورهای دریایی

منابع و مراجع:

[۱] صدیقه بیران، نازلی هنربخش. (۱۳۸۷، تابستان). بحران وضعیت آب در ایران و جهان. راهبرد، ۱۶ (۴۸)، ص. ۲۱۲-۱۹۳.

[۲] نگاهی به وضعیت منابع آب در ایران و جهان. (بدون تاریخ). هفته نامه برنامه، ۲۷۳.

[۳] سیده سمانه بحرانی، سونا رئیسی. (۱۳۹۱). مدلسازی میعان شبم هوا در چگالنده های جمع آوری شبم و امکان سنجی استفاده از آن در ایران. اولین کنفرانس انتقال حرارت و جرم / ایران ۲۰۱۲ ICHMT. سیستان و بلوچستان، زاهدان.

[۴] لیلی مغانی، ص. ق. (۱۳۹۲). اثرات زیست محیطی ناشی از پساب آب شیرین کن ها و راهکارهای تقلیل سوء اثرات. سومین همایش ملی سلامت، محیط زیست و توسعه پایدار. بندرعباس: دانشگاه آزاد اسلامی واحد بندرعباس.

[۵] غلامعباس اسدپور، سیدمحمد میرحسینی. (۱۳۸۸). بررسی آثار زیست محیطی دستگاههای آب شیرین کن با نگاهی ویژه به جزیره قشم. سومین همایش تخصصی مهندسی محیط زیست. تهران: دانشگاه تهران، دانشکده محیط زیست.

[۶] امیر اسفندیارنژاد، رضا آهنگر، محمد پورهاتفی، رضا کمالیان، طیبیه سنگچولی، رحمت اله شفیعی. (۱۳۸۸). مطالعات استحصال آب از مه و رطوبت هوا در مناطق ساحلی (مطالعه موردی هرمزگان). شرکت سهامی آب منطقه ای هرمزگان کمیته تحقیقات: وزارت نیرو شرکت سهامی مدیریت منابع آب ایران.

[۷] D. Beysens, I. Milimouk. (۲۰۰۰, Desember). The case for alternative fresh water source.

Sécheresse, ۱۱.

- [14] V.Wahlgren, R. (۲۰۰۱). Atmospheric water vapor processor designs for potable water production: a review. *Pergamon*, ۳۵, ۱-۲۲.
- [۹] A.Habeebullah, B. (۲۰۰۸). Potential use of evaporator coils for water extraction in hot and humid areas. *Desilination*, ۲۳۷, ۳۳۰-۳۴۵.
- [۱۰] Dia Milani , Abdul Qadir , Anthony Vassallo , Matteo Chiesa , Ali Abbas. (۲۰۱۴). Experimentally validated model for atmospheric water generation using a solar assisted desiccant dehumidification system. *Energy and Buildings*, ۲۳۶-۲۴۶.
- [۱۱] Retrieved from <http://www.eolewater.com/gb/our-products/range.html>
- [۱۲] Baldwin, D. (۲۰۱۲, April ۲۱). *Environment*. Retrieved from Gulf News: www.gulfnews.com
- [۱۳] حسین شکوهمند، نادر آل ابراهیم. (۱۳۷۶، خرداد). انتقال حرارت توام با تقطیر آب در مبدل‌های لوله پره ای. نشریه دانشکده فنی، ۳۰، ۶۹-۸۰.
- [۱۴] A.H.Elmahdy,R.C.Biggs. (۱۹۷۹). Finned tube heat exchanger:correlation of dry surface heat transfer data. *ASHREA Transactions*, ۸۵, ۲۶۲-۲۷۳.
- [۱۵] Chi-chuan Wang,Yi-chung Hsieh,Yur-tsai Lin. (۱۹۹۷). Performance of plate finned tube heat exchangers under dehumidifying conditions. *Journal of Heat Transfer*.
- [۱۶] Chi-Chuan Wang, Yur-Tsai Lin , Chi-Juan Lee. (۱۹۹۹). An airside correlation for plain fin-and-tube heat exchangers in wet conditions. *intrnational journal of heat and mass transfer*, ۱۸۶۹-۱۸۷۲.
- [۱۷] Taylor, C. (۲۰۰۴). Mesurments of finned-tube heat exchanger performance: a thesis Presented to The Academic Faculty. Georgia Institute of Technology.

- [۱۸] Lixin Cheng,Dieter Mewes. (۲۰۰۹). *Advance in multiphase flow and heat transfer* (Vol. ۲).
- [۱۹] T. Anbarasu, S. Pavithra. (۲۰۱۱). Vapor compression refrigeration system generating fresh water from humidity in the air. *Chennai and Dr.MGR University Second International Conference on Sustainable Energy and Intelligent System*.
- [۲۰] Marco Bortolini\, Mauro Gamberi\, Alessandro Graziani\ and Francesco Pilati. (۲۰۱۴). Gas compression refrigerator optimization for drinking water production through atmospheric air dehumidification. *Journal of Energy and Power Sources*, ۱, ۱۸۴-۱۹۷.
- [۲۱] Carl Hiller,Leon Glicksman. (۱۹۷۶). *Improving heat pump pperformance via compressor capacity control-analysis and test*. Massachusetts Institute of Technology.
- [۲۲] Ibrahim dincer,Mehmet Kanoglu. (۲۰۱۰). *Refrigeration systems and applications*. John Wiley & Sons.
- [۲۳] W.F.Stoecker,J.W.Jones. (n.d.). *Refrigeration and air conditioning* (۲ ed.). Mc-Grow Hill.
- [۲۴] (۱۳۹۴). *دستگاه تولید آب از رطوبت هوا / هوآب*. شرکت ره جویان عرصه دانش.
- [۲۵] F.C.McQuiston ,J.P.Parker. (۱۹۹۴). *Heating ventilation and air conditioning-analysis and design*. New York: John Wiley & Sons.
- [۲۶] S.A.Klein,D.T.Reindle. (۱۹۹۸). The relationship of optimum heat exchanger allocation and minimum entropy generation rate for refrigeration cycles. *Journal of Energy Resources Technology*.
- [۲۷] J.L.Threlkeld. (۱۹۷۰). *Thermal environmental engineering* (۲ ed.). New York: Prentice Hall International.

[۲۸] Frank P. Incropera, David P. DeWitt. (۱۹۹۶). *Introduction to heat transfer* (۳ ed., Vol. ۲).

[۲۹] *مجله صنعت تاسیسات*. (بدون تاریخ). بازیابی از www.hvacportal.ir/thread.html۶۴۷۵

[۳۰] Wright, M. F. (۲۰۰۰, may). Plate-fin-and-tube condenser performance and design for refrigerant R-۴۱۰a air-conditioner. Georgia Institute of Technology.

[۳۱] G. Kroger, D. (n.d.). *Aircooled heat exchangers and cooling towers* (Vol. ۱).

[۳۲] R. Wilhelm, L. (۱۹۷۶). Numerical calculation of psychometric properties in SI units. *Transactions of the ASAE*.

[۳۳] Ecir Ugur Küçüksille, Resat Selbas, Arzu Sencan. (۲۰۱۱). Prediction of thermodynamic properties of refrigerants using data mining. *Energy Conversion and Management*, ۵۲, ۸۳۶-۸۴۸.

[۳۴] Ecir Ugur Küçüksille, Resat Selbas, Arzu Sencan. (۲۰۰۹). Data mining techniques for thermophysical properties of refrigerants. *Energy Conversion and Management*, ۵۰, ۳۹۹-۴۱۲.

[۳۵] Technical information-DuPont Suva refrigerants. (۲۰۰۴). *Thermodynamic properties of HFC-۱۳۴a (۱،۱،۱،۲-tetrafluoroethane)*. USA.

[۳۶] *بانک اطلاعات هواشناسی*. بازیابی از ایران هیدرولوژی: www.iranhydrology.nat/mteo.asp

[۳۷] آرپورتنی، پ. (۱۳۸۷، بهمن). *دایره المعارف اقتصاد- تحلیل هزینه و فایده*. دنیای اقتصاد.

[۳۸] ایران (سانا)، و. ن. (۱۳۹۲). *ضوابط اتصال و بهره برداری نیروگاه های بادی بزرگ به شبکه*

سراسری نشریه ۶۵۰. وزارت نیرو پژوهشگاه نیرو، معاونت نظارت راهبردی امور نظام فنی.

[۳۹] ایران (سانا)، و. ن. (۱۳۹۳). *راهنمای طراحی سیستم های فتوولتائیک به منظور تامین انرژی الکتریکی به تفکیک اقلیم و کاربری ضابطه شکاره ۶۶۷*. وزارت نیرو پژوهشگاه نیرو، معاونت نظارت راهبردی امور نظام فنی.

[۴۰] (اردیبهشت هشتم). بازیابی از سایت تحلیلی خبری عصر ایران:
<http://www.asriran.com/fa/news/۳۹۳۷۰۶>

[۴۱] (۲۰۱۲). *Renewable energy technologies: cost analysis solar photovoltaic*. International Renewable Energy Agency (IRENA).

[۴۲] L.Fingersh, M.Hand, and A.Laxon. (۲۰۰۶). *Wind turbine design cost and scaling model*. National Renewable Energy Laboratory (NREL).

[۴۳] (۱۳۹۴، آذر). هزینه های ساخت مبدل و سیکل تبرید با مشخصات معلوم / هزینه های تعمیرات و نگهداری سیکل تبرید. (م. نبوی، مصاحبه کننده) مشهد.

[۴۴] (SAPC), s. a. (۲۰۱۵). *Best performance in PV system operations and maintenance*. National Renewable Energy Laboratory (NREL).

[۴۵] Michele Wittholz, David Lewis. (۲۰۰۸). Estimating the cost of desalination plants using a cost database. *Desalination*, ۲۲۹, ۱۰-۲۰.

[۴۶] Catalogue of European urban wind turbine manufacturers. (n.d.).

[۴۷] قوانین و مقررات فروش برق. (۱۳۹۴، بهمن ۱۴). بازیابی از www.tavanir.org.ir

[۴۸] بازیابی از بانک اطلاعات هواشناسی سازمان انرژی های نو ایران: www.SUNA.org.ir

[۴۹] محمد ضامن. (۱۳۹۰). *بررسی روشهای مناسب تولید آب شیرین در روستاهای استان*

خراسان جنوبی. پژوهشکده توسعه صنایع شیمیایی (جهاد دانشگاهی).

[۵۰] محمدضامن. (۱۳۹۳). گزارش طرح ارتقاء فناوری تولید آبگرمکن / آب شیرین کن

خورشیدی با در نظر گرفتن سیستم پشتیبان مناسب و کنترل بهینه فرآیند. پژوهشکده توسعه

صنایع شیمیایی (جهاد دانشگاهی).

Sahar Zolfagharkhani

M.Sc Thesis

School of Mechanical Engineering

Abstract:

In recent decades many scientific works have been carried out to accomplish new solutions to improve and achieve new resources. One of these new resources is the water vapor content of moist air. The objective of this study is to analyze retrieval and extracting liquid water from atmospheric water vapor as a new source of fresh water. A comparison of this method with desalination is carried out, too. Different ways are known to extract liquid water from vapor. Cool surface is one of the simplest methods making it feasible to implement the whole system not only in coastal area but also in arid zones.

In recent studies fresh water production mostly has been considered as by-product of air conditioning processes or analyzed by weather condition taken into account only. In this work a gas compression refrigeration cycle is designed and the results of its performance are analyzed with the approach of product amount and energy intensity in different climate conditions. Despite of many previous studies it has been tried to provide more real working conditions and many simplifier assumptions has been avoided. A case study is carried out base on the climate that fits ambient temperature and humidity intervals of systems best performance. The results show that a residential size of this system can produce average amount of 26 l/day fresh water. Economic analysis shows that this system can compete with current desalination methods. Although energy intensity is high, having considerable environmental advantages this system can play an important role in future of fresh water supply demanded by societies suffering from water scarcity.

Keywords: refrigeration cycle, cool surface, atmospheric water production



Shahrood University of Technology
Engineering Department

**Modeling a Refrigeration Cycle of Water Production from
Water Vapor and Evaluation the Use of Renewable Energy**

Sahar Zolfagharkhani

Supervisors:

Dr. M. M. Shahmardan

Advisor:

Dr. M. Zamen

A Thesis

Submitted in Partial Fulfillment of the Requirements for the Degree of
M.Sc. in
Mechanical Engineering

February 2016