





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

## مدل سازی و تحلیل سیستم ترکیبی آب شیرین کن رطوبت زنی - رطوبت زدایی و توربین‌های گاز ظرفیت پایین

نگارنده :

یوسف کیقبادی

استاد راهنما :

دکتر علی عباس نژاد

استاد مشاور:

دکتر محمد ضامن

شهریور ۱۳۹۵



فرم شماره ۷: صورتجلسه نهایی دفاع از پایان نامه دوره کارشناسی ارشد

با تأییدات خداوند متعال و با استعانت از حضرت ولی عصر (عج) ارزیابی جلسه دفاع از پایان نامه کارشناسی ارشد خانم / آقای یوسف کیقبادی به شماره دانشجویی ۹۲۱۲۰۳۴ رشته مهندسی سیستم‌های انرژی گرایش سیستم‌های انرژی تحت عنوان مدل سازی و تحلیل سیستم ترکیبی آب شیرین کن رطوبت زنی رطوبت زدایی و توربین های گاز ظرفیت پایین که در تاریخ ۱۳۹۵/۰۶/۱۴ با حضور هیأت محترم داوران در دانشگاه صنعتی شاهرود برگزار گردید به شرح ذیل اعلام می‌گردد:

قبول (با درجه: بسیار خوب)  امتیاز: ۱۸۳۴

دفاع مجدد  مردود

نوع تحقیق: نظری  عملی

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	عضو هیأت داوران
	استادیار	علی عباس نژاد	۱- استادراهنمای اول
			۲- استادراهنمای دوم
	استادیار	محمد ضامن	۳- استاد مشاور
	استاد	محمد حسن گیپهانی	۴- نماینده شورای تحصیلات تکمیلی
		محمود چهارطاقی	۵- استاد ممتحن اول
	استادیار	سید مجید هاشمیان	۶- استاد ممتحن دوم

نام و نام خانوادگی رئیس دانشکده:

م. مردان

تقدیم بہ پدر و مادر

آمان کہ آسمان و با سُرخر خود شفا عثمان مکنند.

و بر اردلان مہسرا بانم

کہ زمین اندو وارث تاریخ ہزار سالہ می باران.

## سپاس گذاری

انجام این پروژه را مدیون زحمات استاد فرزانه‌ام، جناب آقای دکتر عباس نژاد می‌باشم که در تمام مدت انجام پروژه مرا از راهنمایی‌های با ارزش خود بی‌نصیب نگذاشته‌اند، همچنین از جناب آقای دکتر محمد ضامن که همچون برادری بزرگتر و دلسوز، راهنمای من در این ایام مهم بوده‌اند، نهایت تشکر را داشته و برایشان طول عمر با عزت و با افتخاری را از درگاه خداوند منان مسالت می‌نمایم.

## تعهد نامه

اینجانب یوسف کیقبادی دانشجوی دوره کارشناسی ارشد رشته مهندسی سیستم‌های انرژی دانشکده مهندسی مکانیک دانشگاه شاهرود نویسنده پایان نامه "مدل سازی و تحلیل سیستم ترکیبی آب شیرین کن رطوبت زنی - رطوبت زدایی و توربین‌های گاز ظرفیت پایین" تحت راهنمایی دکتر علی عباس نژاد متعهد می‌شوم.

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

### تاریخ

### امضای دانشجو

#### مالکیت نتایج و حق نشر

کلیه حقوق معنوی این اثر و محصولات آن (مقالات مستخرج، کتاب، برنامه های رایانه ای، نرم افزارها و تجهیزات ساخته شده است) متعلق به دانشگاه شاهرود می‌باشد. این مطلب باید به نحو مقتضی در تولیدات علمی مربوطه ذکر شود.

استفاده از اطلاعات و نتایج موجود در پایان نامه بدون ذکر مرجع مجاز نمی‌باشد.

## چکیده

یکی از راه کارهای دایمی مقابله با بحران کم آبی شیرین سازی آب‌های شور به ویژه آب دریا توسط آب شیرین کن‌ها است. آب شیرین کن‌های حرارتی متداولی مانند MSF و MED، برای ظرفیت‌های بالا مناسب و اقتصادی هستند و مناسب تولید پراکنده نمی‌باشند. ترکیب آب شیرین کن‌ها با نیروگاه‌ها و استفاده از حرارت خروجی دودکش برای تامین حرارت مورد نیاز فرآیند شیرین سازی در نیروگاه‌های بزرگ انجام شده است. اما با توجه به توسعه مولدهای تولید پراکنده برق در کشور، نیاز است تا روشی مناسب برای ظرفیت‌های پایین نیز توسعه یابد. آب شیرین کن رطوبت‌زنی-رطوبت‌زدایی (HD) که بر پایه‌ی ظرفیت جذب رطوبت توسط هوا در دماهای بالا پایه ریزی شده است یکی از روش‌های نسبتاً جدید برای تولید آب شیرین در ظرفیت‌های پایین است که می‌تواند از انرژی خورشیدی تلفات حرارتی نیز استفاده کند. لذا در این پژوهش نوعی آب شیرین کن HD با جریان هوای باز برای استفاده از تلفات یک مولد توربین گاز با ظرفیت ۳ مگاوات مدلسازی و طراحی شده است. بدین منظور ابتدا با بررسی دقیق کارهای گذشته، معادلات مربوط به دو بخش اصلی آب شیرین کن شامل رطوبت‌زنی و رطوبت‌زدایی استخراج شده و مدل کامل آن در محیط Matlab تهیه شده است. در ادامه تحلیل پارامتری و بررسی عملکرد آب شیرین کن صورت گرفته است. نتیجه تحلیل پارامتری نشان داد که نیاز است که با اضافه نمودن مدل اقتصادی، مقادیر بهینه‌ای برای پارامترهای طراحی بدست آید. از این رو با اضافه نمودن مدل اکونومایزر و تعیین تابع هزینه تولید آب شیرین، بهینه سازی با استفاده از جعبه ابزار الگوریتم ژنتیک در نرم افزار Matlab انجام گرفت. برای طراحی بهینه بدست آمده قیمت تمام شده هر متر مکعب آب شیرین در محدوده ۰,۶ دلار می‌باشد. در انتها مقایسه‌ای بین هزینه این روش با سایر آب شیرین کن‌ها صورت گرفته است.

**واژه‌های کلیدی:** آب شیرین کن رطوبت زنی - رطوبت زدایی، توربین گاز ظرفیت پایین، مدل سازی،

فرآیند رطوبت زنی و رطوبت زدایی

## فهرست مطالب

صفحه	عنوان
۱	فصل اول: مقدمه .....
۲	۱-۱ مقدمه .....
۴	۲-۱ معرفی پژوهش حاضر .....
۷	فصل دوم: معرفی سیستم HD .....
۸	۱-۲ نمک‌زدایی از آب .....
۱۰	۲-۲ فناوری‌های نمک‌زدایی از آب .....
۱۰	۱-۲-۲ روش‌های مبتنی بر تغییر فاز .....
۱۵	۲-۲-۲ روش‌های تک فاز .....
۱۷	۳-۲ تشریح روش HD و اجزای آن .....
۱۸	۱-۳-۲ بخش رطوبت زنی .....
۱۹	۲-۳-۲ بخش رطوبت زدایی .....
۱۹	۳-۳-۲ بخش گرمایش .....
۲۰	۴-۲ انواع آب‌شیرین‌کن HD .....
۲۰	۱-۴-۲ آب‌شیرین‌کن HD با گرمایش هوا .....
۲۱	۲-۴-۲ آب‌شیرین‌کن HD با گرمایش آب .....
۲۴	۵-۲ مروری بر پیشنهادی HD و سوابق طرح .....
۲۹	۶-۲ تشریح روش مورد استفاده در این پژوهش .....
۳۰	۷-۲ نوآوری .....
۳۳	فصل سوم: مدل سازی .....
۳۴	۱-۳ مقدمه .....
۳۵	۱-۱-۳ معیارهای عملکرد سیستم .....
۳۵	۲-۳ مدل سازی رطوبت زنی .....
۴۱	۱-۲-۳ ضریب انتقال حرارت و جرم .....
۴۲	۱-۱-۲-۳ ضریب انتقال جرم .....
۴۳	۲-۱-۲-۳ ضریب انتقال حرارت هوا .....



۴۵	..... ۳-۱-۲-۳ ضریب انتقال حرارت آب
۴۶	..... ۲-۲-۳ المان بندی و شرایط اولیه
۴۸	..... ۳-۲-۳ فلوجارت حل رطوبت زنی
۴۹	..... ۳-۳ مدل سازی رطوبت زدایی
۵۰	..... ۱-۳-۳ انتقال حرارت از هوای اشباع به سطح فیلم
۵۳	..... ۲-۳-۳ انتقال گرمای انتقال یافته در لایه فیلم
۵۶	..... ۱-۲-۳-۳ محاسبه‌ی راندمان پره
۵۸	..... ۳-۳-۳ گرمای انتقال یافته به آب خنک کننده
۵۹	..... ۴-۳-۳ محاسبه‌ی افت فشار
۵۹	..... ۱-۴-۳-۳ افت فشار آب
۵۹	..... ۲-۴-۳-۳ افت فشار هوا
۶۲	..... ۴-۳ اکونومايزر
۶۲	..... ۱-۴-۳ مدل سازی
۶۳	..... ۱-۱-۴-۳ روش $NTU - \epsilon$
۶۵	..... فصل چهارم: تحلیل نتایج و طراحی بهینه‌ی آب شیرین کن
۶۶	..... ۱-۴ ارزیابی مدل رطوبت زنی
۶۸	..... ۲-۴ تحلیل پارامتری عملکرد سیستم
۶۸	..... ۱-۲-۴ انتخاب قطر و طول چگالنده
۷۳	..... ۲-۲-۴ بررسی آب ورودی به رطوبت زنی
۷۴	..... ۳-۲-۴ بررسی دبی هوای ورودی به رطوبت زنی
۷۵	..... ۴-۲-۴ بررسی طول آکنه
۷۶	..... ۵-۲-۴ بررسی ارتفاع آکنه
۸۰	..... ۳-۴ بهینه سازی
۸۰	..... ۱-۳-۴ مقدمه
۸۰	..... ۲-۳-۴ توابع هزینه
۸۱	..... ۱-۲-۳-۴ تابع هزینه رطوبت زنی
۸۱	..... ۲-۲-۳-۴ تابع هزینه چگالنده
۸۲	..... ۳-۲-۳-۴ تابع هزینه پمپ و فن

۸۲	..... تابع هزینه‌ی سازه پوششی ۴-۲-۳-۴
۸۳	..... تابع هزینه‌ی ثابت سالیانه ۵-۲-۳-۴
۸۳	..... تابع هزینه نگهداری و تعمیرات ۶-۲-۳-۴
۸۳	..... تابع هزینه مصرف برق ۷-۲-۳-۴
۸۴	..... تابع هزینه نهایی ۸-۲-۳-۴
۸۵	..... الگوریتم ژنتیک ۳-۳-۴
۸۷	..... مدل بهینه‌سازی ۱-۳-۳-۴
۸۷	..... نتایج بهینه‌سازی ۴-۳-۴
۹۰	..... مقایسه با دیگر روش‌ها ۵-۳-۴
۹۳	..... فصل پنجم: نتیجه‌گیری و پیشنهادات
۹۴	..... ۱-۵ نتیجه‌گیری
۹۶	..... ۲-۵ پیشنهادات
۹۷	..... ضمائم
۱۰۳	..... مراجع

## فهرست شکل‌ها

صفحه	عنوان
۸	شکل (۱-۲): دیاگرام فرآیند شیرین سازی آب
۹	شکل (۲-۲): دسته بندی روش‌های نمک‌زدایی. [۱]
۱۱	شکل (۳-۲): نحوه عملکرد سیکل آب‌شیرین‌کن تقطیر چند مرحله‌ای [۲]
۱۳	شکل (۴-۲): نحوه عملکرد سیکل آب‌شیرین‌کن تقطیر چند اثره [۲]
۱۴	شکل (۵-۲): شماتیک نحوه عملکرد شیرین سازی آب به روش تراکم بخار [۲]
۱۵	شکل (۶-۲): نحوه عملکرد سیکل آب‌شیرین‌کن به روش انجماد [۲]
۱۶	شکل (۷-۲): نحوه عملکرد سیکل آب‌شیرین‌کن اسمز معکوس [۲]
۱۷	شکل (۸-۲): چرخه‌ی طبیعی باران
۱۸	شکل (۹-۲): طرحواره سیکل رطوبت زنی - رطوبت زدایی
۲۱	شکل (۱۰-۲): طرحواره سیکل HD با گرمایش هوا
۲۳	شکل (۱۱-۲): طرحواره سیکل HD با گرمایش آب و چرخه‌ی بسته هوا
۲۳	شکل (۱۲-۲): طرحواره سیکل HD با گرمایش آب و چرخه‌ی هوای باز
۳۰	شکل (۱۳-۲): طرحواره سیستم ترکیبی HD و توربین گاز
۳۶	شکل (۱-۳): حجم کنترل رطوبت زنی، الف) متقاطع ب) جریان مخالف
۳۷	شکل (۲-۳): چگونگی در نظر گرفتن دو فاز در حجم کنترل جریان متقاطع
۳۸	شکل (۳-۳): حجم کنترل مفروش در مدل سازی فرآیند رطوبت زنی
۴۶	شکل (۴-۳): نحوه المان بندی واحد رطوبت زنی
۴۸	شکل (۵-۳): فلوچارت حل فرآیند رطوبت زنی
۵۰	شکل (۶-۳): فرآیند انتقال حرارت بین هوا و آب در چگالنده
۵۱	شکل (۷-۳): شماتیک چگالنده پره لوله
۵۲	شکل (۸-۳): گام لوله‌های چگالنده
۵۵	شکل (۹-۳): شماتیک نحوه چگونگی تعیین سطح پره
۵۶	شکل (۱۰-۳): انواع هندسه‌ی پره‌ها، الف) فین مسطح ب) فین دایره ای ج) فین صفحه ای مسطح
۵۷	شکل (۱۱-۳): المان دوزنقه ای اطراف لوله

- شکل (۴-۱): آکنه‌ی مورد استفاده توسط کروگر ۶۷
- شکل (۴-۲): بررسی دمای پینچ در ۴ قطر در ردیف‌های مختلف افقی ۶۹
- شکل (۴-۳): بیشترین میزان تولید در ۴ قطر در ردیف‌های مختلف افقی ۷۰
- شکل (۴-۴): میزان تولید آب شیرین بر مساحت خارجی لوله در قطرهای مختلف ۷۱
- شکل (۴-۵): درصد افزایش میزان تولید آب قطرها در ردیف‌های افقی مختلف نسبت به ۳ ردیف ۷۱
- شکل (۴-۶): میزان مصرف فن در ردیف‌های مختلف برای ۴ قطر انتخاب شده ۷۲
- شکل (۴-۷): میزان مصرف پمپ در ردیف‌های مختلف افقی در ۴ قطر مختلف ۷۲
- شکل (۴-۸): تاثیر دمای آب ورودی به رطوبت زنی بر روی (الف) شدت مصرف انرژی حرارتی (ب) میزان تولید آب شیرین ۷۳
- شکل (۴-۹): تاثیر دبی هوای ورودی به رطوبت زنی بر روی (الف): مصرف انرژی حرارتی (ب): معکوس شاخص مصرف انرژی ۷۴
- شکل (۴-۱۰): تاثیر دبی هوای ورودی به رطوبت زنی بر روی (الف) شدت انرژی حرارتی مصرفی (ب) تولید آب شیرین ۷۵
- شکل (۴-۱۱): بررسی اثر طول آکنه بر روی (الف) معکوس شاخص مصرف انرژی (ب): میزان انرژی حرارتی مصرفی ۷۶
- شکل (۴-۱۲): اثر افزایش طول آکنه بر روی میزان (الف) شدت انرژی حرارتی (ب) تولید آب شیرین ۷۶
- شکل (۴-۱۳): دمای آب خروجی از رطوبت زنی در ارتفاع‌های مختلف آکنه ۷۷
- شکل (۴-۱۴): بررسی تاثیر ارتفاع آکنه بر روی: انرژی حرارتی مصرفی، معکوس شاخص مصرف ویژه انرژی، شدت مصرف انرژی و میزان تولید آب شیرین ۷۸
- شکل (۴-۱۵): تاثیر دبی هوای ورودی به رطوبت زنی روی میزان تولید آب (طول آکنه = ۴ متر، ارتفاع = ۲ متر) ۷۹
- شکل (۴-۱۶): ارزیابی توابع برازش شده (مقدار تابع هزینه) ۸۸
- شکل (۴-۱۷): مقادیر متغیرهای پاسخ بهینه‌ی الگوریتم ژنتیک ۸۸
- شکل (۴-۱۸): بررسی تاثیر نرخ بهره روی تابع هدف نهایی ۹۱

## فهرست جداول

صفحه	عنوان
۶۱	جدول (۱-۳) : ضرایب محاسبه‌ی رابطه‌ی اویلر [۶۳]
۶۷	جدول (۱-۴) : اطلاعات آزمون عملی ارایه شده توسط کروگر [۶۵]
۶۷	جدول (۲-۴) : نتایج مدل ارایه شده و مقایسه با نتایج کلپر
۶۸	جدول (۳-۴) : مشخصات عملکردی رطوبت زنی
۶۸	جدول (۴-۴) : مشخصات عملکردی چگالنده
۸۹	جدول (۵-۴) : مشخصات هندسی و ترمودینامیکی آب شیرین کن در پاسخ بهینه
۸۹	جدول (۶-۴) : مشخصات سیستم ترکیبی در پاسخ بهینه
۹۰	جدول (۷-۴) : هزینه‌های عملیاتی ۱ واحد سیستم ترکیبی و ۵ واحد سیستم ترکیبی آب شیرین کن و اکونومایزر
۹۲	جدول (۸-۴) : مقایسه‌ی هزینه‌هایی آب شیرین این پژوهش با سایر پژوهش‌ها

## علائم و اصطلاحات

Sym	علائم اختصاری	
<b>بخش رطوبت زنی</b>		
<b>SEC</b>	<i>Specific Energy Consumption</i>	شاخص مصرف ویژه انرژی (لیتر / کیلووات ساعت)
<b><math>\dot{m}_{pw}</math></b>	<i>Pure Water Mass Flow</i>	دبی تولید آب شیرین (لیتر / ساعت)
<b><math>\dot{Q}_i</math></b>	<i>Thermal Flux</i>	شار حرارتی رطوبت زنی (کیلو وات)
<b>L</b>	<i>Humidification Water Mass Flow</i>	شار جرمی آب رطوبت زنی (لیتر / ثانیه-متر مربع)
<b>G</b>	<i>Humidification Gas Mass Flow</i>	شار جرمی هوای رطوبت زنی (کیلوگرم / ثانیه-متر مربع)
<b>H<sub>g</sub></b>	<i>Moist Air Enthalpy</i>	آنتالپی هوای مخلوط رطوبت زنی (کیلوژول / کیلوگرم)
<b>C<sub>pa</sub></b>	<i>Specific Heat of Gas</i>	ظرفیت گرمایی ویژه هوای خشک (ژول / کیلوگرم - کلوین)
<b><math>\omega</math></b>	<i>Absolute Humidity</i>	رطوبت مطلق
<b>C<sub>pv</sub></b>	<i>Specific Heat of Steam</i>	ظرفیت گرمایی ویژه بخار آب (ژول / کیلوگرم - کلوین)
<b><math>\lambda_0</math></b>	<i>Latent Heat of Water</i>	گرمای نهان تبخیر آب در درجه حرارت مینا (ژول / کیلوگرم)
<b>C<sub>pg</sub></b>	<i>Latent Heat of Moist Air</i>	ظرفیت گرمایی ویژه هوای مرطوب (ژول / کیلوگرم - کلوین)
<b>k<sub>g</sub></b>	<i>Mass Transfer Coefficient</i>	ضریب انتقال جرم (کیلوژول / مترمربع - ثانیه)
<b>C<sub>pw</sub></b>	<i>Specific Heat of Water</i>	ظرفیت گرمایی ویژه آب (ژول / کیلوگرم - کلوین)
<b>h<sub>w</sub></b>	<i>Convection Heat Transfer Coefficient</i>	ضریب انتقال حرارت جابجایی آب (وات / مترمربع - کلوین)
<b>P<sub>i</sub></b>	<i>Partial Pressure</i>	فشار جزئی (کیلو پاسکال)
<b>P<sub>t</sub></b>	<i>Total Pressure</i>	فشار کل (کیلو پاسکال)
<b>k<sub>g</sub></b>	<i>Mass Transfer Coefficient</i>	ضریب انتقال جرم هوا و فصل مشترک (کیلوژول / مترمربع - ثانیه)
<b>h<sub>g</sub></b>	<i>Convection Heat Transfer Coefficient</i>	ضریب انتقال حرارت بین فصل مشترک و هوا (وات / مترمربع - کلوین)
<b>h<sub>w</sub></b>	<i>Convection Heat Transfer Coefficient</i>	ضریب انتقال حرارت بین فصل مشترک و آب (وات / مترمربع - کلوین)
<b>D</b>	<i>Diffusive Mass Transfer Coefficient</i>	ضریب نفوذ مولکولی (مترمربع / ثانیه)
<b>a</b>	<i>Specific Area of Packing</i>	سطح ویژه آکنه
<b>M<sub>e</sub></b>	<i>Merkel Number</i>	عدد مرکل
<b>V</b>	<i>Volume of Packing</i>	حجم آکنه (متر مکعب)
<b>H</b>	<i>Height of Packing</i>	ارتفاع آکنه (متر)
<b>Le</b>	<i>Lewis Number</i>	عدد لوئیس
<b>St</b>	<i>Stanton Number</i>	عدد استانتون
<b>St<sub>m</sub></b>	<i>Mass Transfer St Number</i>	عدد استانتون انتقال جرم
<b>Nu</b>	<i>Nusslet Number</i>	عدد نوسلت
<b>Sh</b>	<i>Sherwood Number</i>	عدد شروود
<b>Sc</b>	<i>Schmidt Number</i>	عدد اشمیت
<b>Le<sub>f</sub></b>	<i>Lewis Factor</i>	فاکتور لوئیس

$K$	Conduction Heat Transfer Coefficient	ضریب انتقال حرارت هدایت (وات/مترمربع-کلوین)
$g$	Gravitational Acceleration	شتاب جاذبه ( متر/مجدور ثانیه)

### بخش رطوبت زدایی و گرمایش

$\dot{Q}_{Sen}$	Sensible Heat Flux	شار گرمای محسوس (وات)
$\dot{Q}_{Lat}$	Latent Heat Flux	شار گرمای نهان (وات)
$h_{co}$	Convection Heat Transfer of Air Side	ضریب انتقال حرارت جابجایی سمت هوا (وات / مترمربع - کلوین)
$G_c$	Maximum Air Mass Flow	شار جرمی هوای بیشینه (کیلوگرم / مترمربع - ثانیه)
$F_p$	Fin Pitch	گام فین (متر)
$S_T$	Transitional Distance of Fins	فاصله عمودی بین دو فین (متر)
$S_L$	Longitude Distance of Fins	فاصله افقی بین دو فین (متر)
$S_D$	Chordal Distance of Fins	فاصله وتری بین دو فین (متر)
$h_m$	Mass Transfer Coefficient	ضریب انتقال جرم (کیلوژول / مترمربع - ثانیه)
$h_{fg}$	Latent Heat of Vaporization	گرمای نهان تبخیر آب (ژول / کیلوگرم)
$h_f$	Heat Transfer Coefficient of Film wise	ضریب انتقال حرارت فیلم آب (وات / مترمربع - کلوین)
$f_i$	Friction Factor of Tube	ضریب اصطکاک لوله
$\varepsilon$	Roughness of Tube	زبری لوله (متر)
$t_f$	Fin Thickness	ضخامت فین (متر)
$h_{ow}$	Thermal Resistance of Air	مقاومت حرارتی سمت هوا (وات / مترمربع - کلوین)
$b_{wm}$	slope of the air saturation curved	شیب خط هوای اشباع در دمای متوسط فیلم (ژول / کیلوگرم-کلوین)
$h_w$	Heat Transfer Coefficient of Water	ضریب انتقال حرارت آب خنک کننده (وات / مترمربع - کلوین)
$U_o$	Overall Heat Transfer Coefficient	ضریب انتقال حرارتی کلی مبدل حرارتی (وات / متر مربع - کلوین)
$\varepsilon$	Effectiveness of Heat Exchangers	بازده مبدل حرارتی

Greece Symbol		علائم یونانی
$\nu$	Kinematic Viscosity	ویسکوزیته سینماتیکی (مترمربع / ثانیه)
$\mu$	Dynamic Viscosity	ویسکوزیته دینامیکی (پاسکال - ثانیه)
$\rho$	Density	چگالی (کیلوگرم/ مترمکعب)
$\varphi$	Fin Efficiency	راندمان پره

<i>Subscripts</i>		زیرنویس‌ها
<i>H</i>	<i>Humidification</i>	رطوبت زنی
<i>D</i>	<i>Dehumidification</i>	رطوبت زدایی
<i>z</i>	<i>Vertical</i>	راستای عمودی
<i>x</i>	<i>Horizontal</i>	راستای افقی
<i>O</i>	<i>Base Point</i>	مبنا
<i>i, if</i>	<i>Interface</i>	فصل مشترک
<i>g</i>	<i>Gas</i>	گاز
<i>w</i>	<i>Water</i>	آب
<i>l</i>	<i>Water</i>	آب
<i>v</i>	<i>Water Vapor</i>	بخار آب
<i>a</i>	<i>Air</i>	هوا
<i>f, if</i>	<i>Film</i>	فیلم آب
<i>o</i>	<i>Out (Outer)</i>	خروجی (خارجی)
<i>i</i>	<i>In (Inter)</i>	ورودی (داخلی)
<i>c</i>	<i>Cold Flow</i>	جریان سرد
<i>h</i>	<i>Hot Flow</i>	جریان گرم
<i>P</i>	<i>Pump</i>	پمپ
<i>F</i>	<i>Fan</i>	فن
<i>Str</i>	<i>Structure</i>	سازه پوششی
<i>CC</i>	<i>Capital Cost</i>	هزینه ثابت کل
<i>MO</i>	<i>Maintenance and Operation</i>	نگهداری و تعمیرات
<i>Cons</i>	<i>Consumption</i>	مصرف
<i>Elec</i>	<i>Electricity</i>	الکتریسیته
<i>fun</i>	<i>Function</i>	تابع نهایی



# فصل اول

## مقدمه

## ۱-۱- مقدمه

آب شرب مانند هوای پاک از ملزومات حیاتی انسان است. محدودیت منابع آب شیرین در برخی از کشورها به عنوان یک معضل جدی درآمده است و این محدودیت توانسته است رشد این کشورها را تحت الشعاع قرار دهد. بر اساس گزارش بانک جهانی در سال ۲۰۰۷ کاهش سالانه‌ی منابع آب شیرین بین سالهای ۱۹۸۷ تا ۲۰۰۲ در جهان ۳ هزار و ۸۰۷ میلیارد و ۴۰۰ میلیون متر مکعب بوده که از این میزان ۷۰ درصد مربوط به کشاورزی، ۲۰ درصد مربوط به صنعت و مابقی مربوط به بخش خانگی بوده است. بر اساس آمار و مطالعات نشان داده شده توسط برنامه‌ی عمران سازمان ملل متحد تقریباً نیمی از جمعیت جهان برای رفع نیازهای ابتدایی خود، به آب کافی دسترسی ندارند. هم‌اکنون بیش از ۱ میلیارد نفر در جهان به آب سالم دسترسی ندارند و از این تعداد هر ساله حدود ۶ میلیون کودک در جهان جان خود را بر اثر آلوده بودن مایه‌ی حیات از دست می‌دهند [۳].

در حال حاضر حدود ۷۰ درصد سطح زمین را اقیانوس‌ها و دریاها اشغال کرده است. مقدار آبی که در این پهنه وسیع جمع شده، کمی بیشتر از ۱۳۷۰ میلیون کیلومتر مکعب است. آب قابل دسترسی موجود در سطح و لایه‌های سطحی قاره‌ها اگرچه نسبت به آبهای اقیانوس خیلی ناچیز به نظر می‌آید، ولی از نظر نقشی که در حیات انسان و همه‌ی جانداران روی خشکی‌ها دارد، از اهمیت ویژه‌ای برخوردار است. هر سال حدود ۴۴۸۰۰۰ کیلومتر مکعب آب از سطح دریاها و اقیانوس‌ها و ۷۲۰۰۰ کیلومتر مکعب از سطح خشکی‌ها به وسیله‌ی تبخیر به اتمسفر منتقل می‌شود. [۴]

در ۵۰ سال اخیر ۳۷ مورد خشونت بین کشورها بر سر آب گزارش شده است که همه‌ی آنها به جز ۷ مورد در خاورمیانه مربوط می‌شود. امروزه نیز حدود ۳۱ کشور در جهان مانند چین، نیجریه، هند و اتیوپی که جمعیتی بالغ بر ۳ میلیارد نفر را شامل می‌شوند با مسئله‌ی کمبود آب روبرو هستند. با توجه به افزایش روز افزون نیاز به آب و ثابت بودن منابع آب شیرین عدم مدیریت صحیح مسئله‌ی آب می‌تواند

بحران‌های شدید داخلی و بین‌المللی را به بار آورد. کوین واتکینز<sup>۱</sup> محقق ارشد سازمان ملل متحد در مورد اداره‌ی آب‌های مشترک می‌گوید:

"اداره‌ی آب‌های مشترک می‌تواند عاملی برای صلح یا مناقشه باشد، لذا این صحنه‌ی سیاسی است که تصمیم خواهد گرفت کدام مسیر برگزیده شود."

بحران آب در ایران تنها یک مسئله‌ی جدید نیست و این مسئله با توجه به قرار گرفتن ایران در منطقه‌ی خشک و نیمه خشک ریشه‌ی باستانی دارد، وجود "آناهیتا" (فرشته‌ی آب) و معابد پرستش او نشان از اهمیت آب در تاریخ ایران دارد، همچنین کتیبه‌ی ای از سخنان داریوش اول هخامنشی در تخت جمشید کشف شد که در بخشی از آن نوشته بود: اهورامزدا این کشور را از سپاه دشمن، از خشکسالی و از دروغ حفظ کند.

با توجه به اقلیم قالب کشور تامین آب از طریق حفر چاه‌های عمیق امکان پذیر است این موضوع علاوه بر هزینه‌های گزاف، مسائل بهداشتی و شور بودن آب‌های زیرزمینی را دربردارد. از طرفی تامین آب آشامیدنی از طریق انتقال آب از شهرهای بزرگ به مناطق محروم، مشکلات دیگری همانند هزینه‌های بالای انتقال و احداث شبکه‌ی آب رسانی را در پی دارد. کیفیت پایین منابع آبی موجود لزوم نمکزدایی و شیرین‌سازی آب را ضروری می‌نماید. آب‌شیرین‌کن‌های متداول حرارتی مانند روش‌های MSF<sup>۳</sup> و MED<sup>۴</sup> برای ظرفیت‌های بالا مناسب هستند. یکی از مسائل مهم در آب‌شیرین‌کن‌ها تامین انرژی مورد نیاز این واحدها است. به همین دلیل بسیاری از آب‌شیرین‌کن‌های بزرگ دارای نیروگاه اختصاصی بوده‌یا در کنار نیروگاه‌ها احداث می‌شوند. اما با توجه به شرایط اقلیمی کشور و پراکندگی جمعیت در بسیاری از نقاط احتیاج به تولید آب شیرین در ظرفیت پایین وجود دارد. آب‌شیرین‌کن

---

<sup>1</sup> Kevin Watkins

<sup>3</sup> Multi Stage Flash

<sup>4</sup> Multi Effect Distillation

مبتنی بر فرآیند رطوبت زنی-رطوبت زدایی یا همان HD<sup>1</sup> یکی از روش‌های نسبتاً جدید است که برای تولید آب شیرین در ظرفیت‌های پایین مورد استفاده قرار می‌گیرد و در سالهای اخیر مورد توجه قرار گرفته است. انرژی مورد نیاز این نوع آب‌شیرین‌کن می‌تواند از طریق انرژی خورشید و یا تلفات حرارتی موجود در محل، مانند گازهای خروجی دودکش نیروگاه‌ها تامین گردد. اما از آنجا که تولید پراکنده برق توسط مولدهای کوچک در برنامه ریزی‌های بلند مدت وزارت نیرو قرار دارد لذا استفاده از حرارت دودکش این نوع مولدها در آب‌شیرین‌کن HD می‌تواند گامی موثر در راستای بهینه سازی مصرف انرژی باشد. در این پژوهش سعی شده است تا با مدل سازی این سیستم ترکیبی عملکرد آن از نظر تولید آب و مصرف انرژی و تاثیر پارامترهای اساسی مورد بررسی قرار گیرد. بر این اساس ابتدا باید مدل ریاضی مناسبی برای سیستم تهیه و با استفاده از روش‌های بهینه سازی، طراحی بهینه ای برای بخش آب-شیرین‌کن ارائه گردد.

## ۱-۲- معرفی پژوهش حاضر

آب‌شیرین‌کن HD بر اساس ظرفیت حمل بخار توسط هوا کار می‌کند، قابلیت حمل بخار توسط هوا با افزایش دما، افزایش می‌یابد، برای مثال ۱ کیلوگرم هوای خشک می‌تواند تا ۰/۵ کیلوگرم بخار آب را در صورت افزایش دما از ۳۰ درجه به ۸۰ درجه، حمل کند [۵]. زمانی که هوا با آب شور تماس پیدا می‌کند، هوا مقداری بخار را که از آب استخراج شده است را با خود حمل می‌کند و در مرحله ای دیگر هوای حامل بخار، با تماس با سطح سرد چگالنده، چگالیده می‌شود. بخش ابتدای این آب‌شیرین‌کن‌ها بخش رطوبت زنی می‌باشد، در این بخش همانطور که بالاتر گفته شد با استفاده از منبع حرارتی، بخار آب از آب شور استخراج و وارد هوا می‌گردد، سپس هوای مرطوب به قسمت رطوبت زدایی وارد می‌شود و فرآیند چگالش روی می‌دهد. فناوری شیرین سازی آب دریا و یا آب لب شور با استفاده از تکنیک

---

<sup>1</sup> Humidification-Dehumidification

HD به دمایی بالایی نیاز ندارد، به همین منظور منبع حرارتی این نوع از آب شیرین کن‌ها می‌تواند از طریق خورشید و یا تلفات حرارتی توربین‌های گاز تامین شود، به منظور درک بهتر، میزان انرژی لازم برای شیرین سازی ۱ میلیون متر مکعب آب در روز، به حدود ۱۰ میلیون تن نفت در سال نیازمند هستیم [۶]. با توجه به میزان بالای مصرف انرژی برای شیرین سازی آب و همچنین صدمات زیست محیطی استفاده از سوخت‌های فسیلی، استفاده از تلفات حرارتی به منظور تولید همزمان آب شیرین و برقیکی از راهکارهای مناسب صرفه جویی در انرژی و افزایش بهره وری می‌باشد.

در این پژوهش از تلفات حرارتی توربین گاز ظرفیت پایینی به منظور تامین حرارت مورد نیاز آب شیرین کن HD استفاده شده است، با توجه به اینکه هزینه تولید آب شیرین در روش‌هایی مانند MSF و MED در ظرفیت پایین به شدت افزایش پیدا می‌کند، باید به دنبال روشی بود که در ظرفیت پایین مقرون به صرفه باشد. لذا در این پژوهش روش HD مورد ارزیابی فنی و اقتصادی قرار گرفته است. استفاده از اتلافات حرارتی توربین گاز نیازمند طراحی مبدل‌های بازیاب حرارت (یا همان اکونومایزر) است.

در فصل دوم این پژوهش، ابتدا انواع سیستم‌های شیرین سازی آب معرفی می‌شوند. در ادامه به تشریح عملکرد سیستم HD پرداخته می‌شود. این سیستم دارای ۳ بخش اصلی شامل رطوبت زنی، رطوبت زدایی و بخش گرمایش می‌باشد.

در فصل سوم ابتدا به سراغ تشریح فرآیند رطوبت زنی رفته و با پیاده سازی معادلات ترمودینامیکی، انتقال حرارتی، انتقال جرمی و هندسی مدل ریاضی این فرآیند ارائه خواهد شد. مدل مربوطه با استفاده از کارهای گذشته اعتبار سنجی خواهد شد. در ادامه با استخراج معادلات مناسب از منابع معتبر، مدل ریاضی فرآیند رطوبت زدایی به عنوان بخش چگالش آب شیرین، نیز انجام شده و در نهایت با بخش رطوبت زنی ترکیب و مدل کامل فرآیند HD ارائه خواهد شد. روش مدل سازی سایر بخش‌ها مانند اکونومایزر نیز تشریح خواهد شد. در فصل چهارم به نتایج بدست آمده از مدل سازی

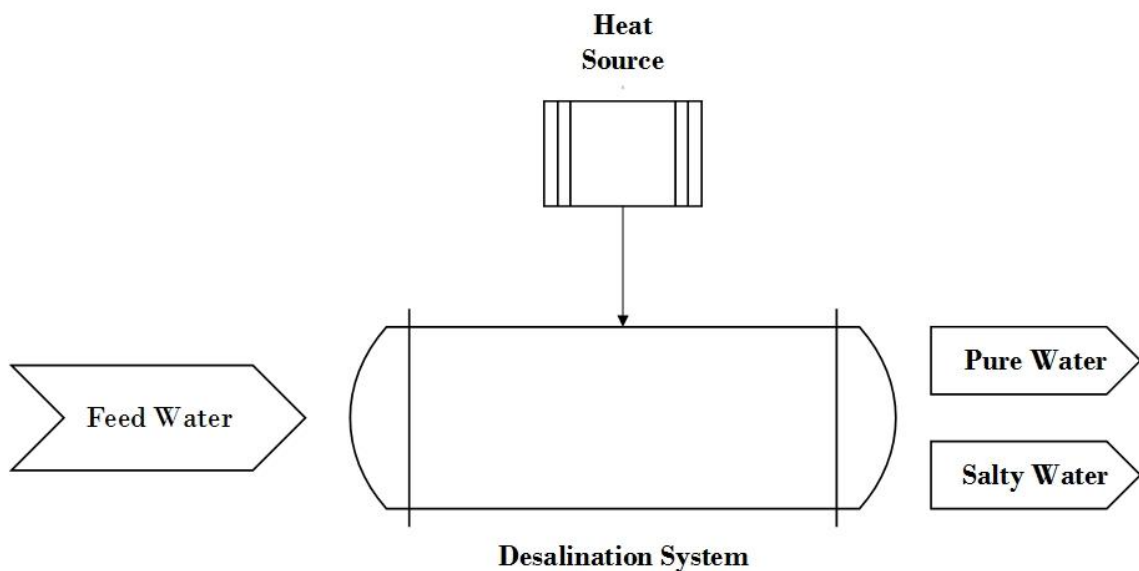
سیستم ترکیبی آب شیرین کن رطوبت زنی - رطوبت زدایی با توربین گاز پرداخته می شود. سپس به بررسی عوامل تاثیر گذار در تولید آب شیرین، شدت انرژی حرارتی و انرژی حرارتی مورد نیاز رطوبت زنی، نظیر دبی هوای رطوبت زنی، دبی آب رطوبت زنی، دمای آب رطوبت زنی و ابعاد واحد رطوبت زنی پرداخته می شود. برای طراحی واحد گرمایش با استفاده از نرم افزار Aspen B-JAC برای طراحی مبدل بازیاب حرارتی پرداخته می شود. در انتها با بررسی تابع هزینه سعی در بهینه سازی تابع هزینه بر اساس ابعاد و مشخصه های ترمودینامیکی، خواهد شد.

## فصل دوم

### معرفی سیستم HD

## ۱-۲- نمک‌زدایی از آب

روند معمول نمک‌زدایی در شکل (۱-۲) نشان داده شده است. در این روند با صرف انرژی، آب خالص از آب شور جدا می‌شود. آب شور وارد سیستم تصفیه شده و با صرف انرژی طی روند نمک‌زدایی، آب خالص جدا شده و پساب شورتر نیز از سمت دیگر خارج می‌گردد. بر اساس تعاریف آب شور میزان مواد محلول در آب<sup>۱</sup> (TDS) با واحد گرم در لیتر اندازه گیری می‌شود.



شکل (۱-۲): دیاگرام فرآیند شیرین سازی آب

ابعاد و فرآیند روش نمک‌زدایی به شرایط زیر وابسته است:

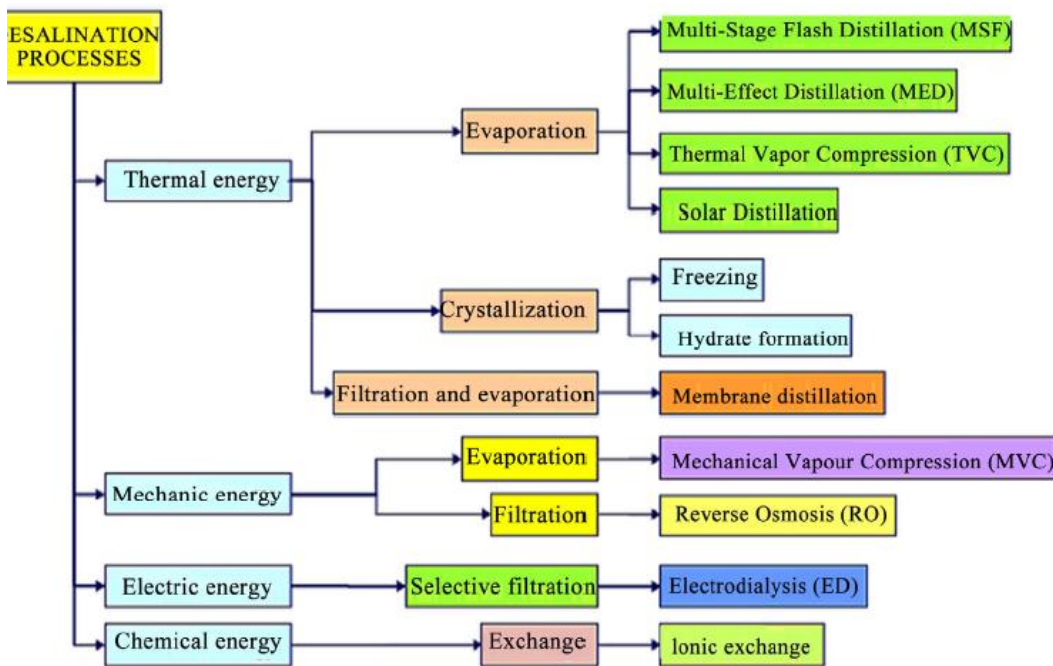
- ۱- در دسترس بودن منبع آب
- ۲- میزان حجم آب قابل شرب مورد نیاز
- ۳- نوع انرژی در دسترس به منظور انجام فرآیند
- ۴- تقطیر

---

<sup>۱</sup> Total Dissolved Solids (TDS)



در شکل (۲-۲) یک تقسیم بندی بر اساس نوع منبع انرژی مصرفی در انواع آب شیرین کن‌ها ارائه شده است. مطابق این شکل انرژی حرارتی معمولترین نوع انرژی مورد استفاده در آب شیرین کن‌ها می‌باشد، تقطیر، کریستالیزه کردن و تقطیر و فیلتراسیون، ۳ روش استفاده از انرژی حرارتی برای شیرین سازی آب است، دیگر روش‌های متداول مانند اسمز معکوس که از فشار آب برای شیرین سازی استفاده می‌کند از نیروی مکانیکی بهره می‌برد، الکترودیالیز دیگر روش نسبتاً معمول شیرین سازی آب است که با استفاده از منبع انرژی الکتریکی کار می‌کند، دیگر روش‌ها که از انرژی شیمیایی استفاده می‌کنند متداول نبوده و در موارد خاص از آن استفاده می‌شود.



شکل (۲-۲): دسته بندی روشهای نمک زدایی [۱]

## ۲-۲- فناوری‌های نمک‌زدایی از آب

نمک‌زدایی در واقع فرآیندی است که در آن، املاح آب (نظیر انواع نمک) از منبع اصلی نظیر آب دریا، آب لب شور، آب‌های زیر زمینی و یا پساب‌ها جدا می‌شود. فناوری‌های نمک‌زدایی به دو دسته تقسیم می‌شود [۷]:

۱- روش‌های مبتنی بر تغییر فاز مانند تقطیر

۲- روش‌های تک فاز مانند اسمز معکوس و الکترودیالیز

با توجه به تنوع روش‌های نمک‌زدایی، منابع انرژی مختلفی نیز می‌توانند با توجه به امکان استفاده، مورد بهره برداری قرار بگیرند. هر دیدگاه استحصال آب شرب از آب شور، مزایا و معایب مختلفی دارد. لذا هر دیدگاه وابسته به ملزومات و محدودیت‌های مختلفی است. بدیهی است که هیچ روش تصفیه کاملی وجود ندارد و همواره مقداری ناخالصی در آب تولیدی وجود خواهد داشت. در ادامه توضیحات کامل تری از روش‌های متداول ارائه خواهد شد.

### ۲-۲-۱- روش‌های مبتنی بر تغییر فاز آب

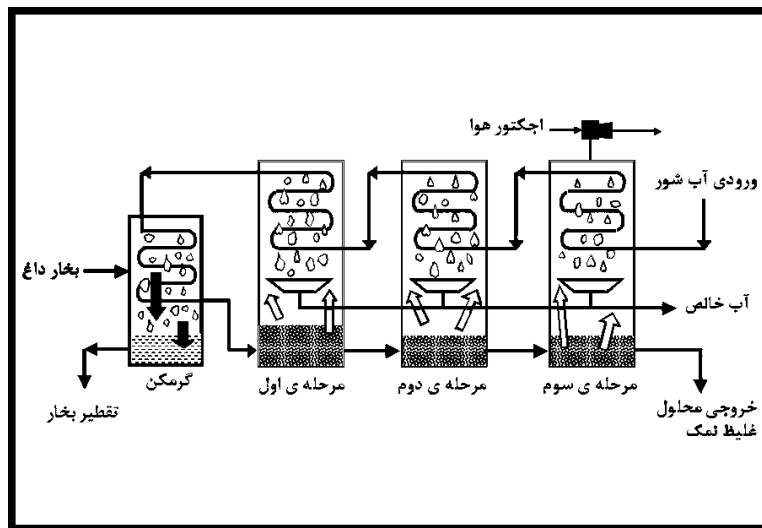
#### الف) تقطیر چندمرحله ای (MSF)<sup>۱</sup>

فرآیند MSF در داخل محفظه‌هایی با فشار کمتر از فشار محیط انجام می‌گیرد. این کار عمدتاً از طریق چگالیده شدن بخار روی تعدادی لوله موازی که در داخل محفظه عبور کرده و در عین حال آب دریا را گرم می‌کنند، انجام می‌شود (شکل ۲-۳). آب گرم شده‌ی دریا سپس به محفظه‌ی دیگری که مرحله تقطیر نامیده می‌شود، جریان می‌یابد. تغذیه ناگهانی آب گرم به داخل اطاقک باعث به جوش آمدن سریع آن می‌گردد. در واقع آب در اثر کاهش فشار روی سطح آن در اثر تبخیر ناگهانی به بخار

---

<sup>۱</sup> Multi Stage Flash

تبدیل می‌گردد این تبدیل به بخار، به فشار کنترل شده در این مرحله بستگی دارد، زیرا فرآیند جوشش تا زمانی ادامه می‌یابد که آب سرد شود. معمولاً یک مجموعه آب‌شیرین‌کن تقطیر چند مرحله‌ای می‌تواند ۴ تا ۴۰ مرحله داشته باشد. بخار تولید شده از طریق فرآیند فلاش پس از چگالیدن روی لوله‌های مبدل حرارتی که در طول هر مرحله تعبیه شده‌اند، به آب شیرین تبدیل می‌گردد. لوله‌ها به وسیله تغذیه ورودی که به گرمکن آب شور می‌رود، خنک می‌شوند. با این کار آب تغذیه، به نوبه خود گرم می‌شود، به نحوی که مقدار انرژی حرارتی مورد نیاز در گرمکن آب شور، جهت افزایش دمای آب دریا کاهش می‌یابد. از دهه ۱۹۵۰ دستگاه‌های آب‌شیرین‌کن MSF به صورت تجاری وارد بازار شده‌اند، این واحدها عموماً به صورت واحدهایی با حدود ۵۰۰۰ تا ۶۰ هزار مترمکعب در روز ساخته می‌شوند، حداکثر دمای تغذیه‌ای این سیستم‌های آب‌شیرین‌کن ۹۰ تا ۱۲۰ درجه‌ی سانتی‌گراد (پس از گرم کردن آب شور) می‌باشد. در سیستم‌های MSF چندگذر، ۵۰ تا ۷۵ درصد آب شور غلیظ شده از آخرین مرحله با آب تغذیه ورودی مخلوط می‌شود و به واسطه این فرآیند، بازیافت حرارتی و افزایش و مقدار انرژی لازم برای تصفیه مقدماتی، کاهش می‌یابد.



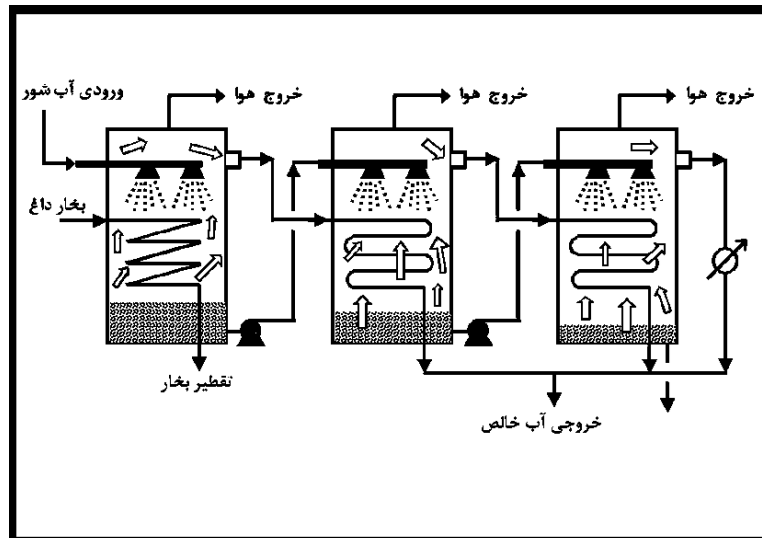
شکل (۲-۳): نحوه عملکرد سیکل آب‌شیرین‌کن تقطیر چندمرحله‌ای [۲]

## ب) تقطیر چند اثره (MED)<sup>۱</sup>

اساس کار واحدهای تقطیر چند اثره که در شکل (۲-۴) نشان داده شده است، بدین صورت است که ابتدا بخار خروجی از نیروگاههای بخار و یا بخاری که به واسطه‌ی سوزاندن سوخت‌های فسیلی دیگر حاصل شده است وارد اولین مرحله می‌شود. این بخار از دما و فشار پایینی برخوردار است و از آن به عنوان بخار اولیه نام می‌برند. هنگامی که آب تغذیه به اولین مرحله وارد می‌شود، بر روی لوله‌های رطوبت زن که در آنها بخار اولیه جریان دارد پاشیده شده و بدین ترتیب بخشی از آب تغذیه، تبخیر و وارد مرحله دوم می‌گردد. از اینجا از بخار به عنوان بخار ثانویه نام برده می‌شود. بخار اولیه درون لوله‌های رطوبت زن نیز در اثر از دست دادن حرارت خود چگالش یافته و به درون بویلر برگشت داده می‌شود. همچنین آب شور موجود در مرحله‌ی اول به وسیله‌ی یک پمپ به مرحله‌ی دوم وارد شده و بخار ثانویه نیز که از تبخیر آب تغذیه حاصل شده بود در مرحله دوم با انتقال گرمای نهان خود به آب شور، چگالش یافته و بخشی از آب شور را تبخیر می‌کند و تمام فرآیند فوق به تعداد مراحل که وجود دارد تکرار می‌گردد و بدین ترتیب بخار چگالش یافته از مرحله‌ی دوم به بعد به عنوان آب شیرین جمع آوری شده و تصفیه نهایی (رساندن PH به سطح قابل قبول) بر روی آن صورت می‌گیرد. حداقل تعداد مراحل طراحی شده برای انجام یک فرآیند MED، به دمای آب تغذیه وابسته است، بدین ترتیب که هرچه دمای آب تغذیه بیشتر و اختلاف آن با دمای جوش آب کمتر باشد تعداد مراحل انجام فرآیند هم می‌تواند کمتر شود، افزایش تعداد مراحل سبب می‌شود که نسبت آب شیرین تولیدی به بخار مصرفی آن، بازدهی حرارتی طرح نیز افزایش یابد، البته در صورت افزایش تعداد مراحل، هزینه‌های سرمایه گذاری اولیه نیز افزایش پیدا می‌کند.

---

<sup>۱</sup> Multi Effect Distillation

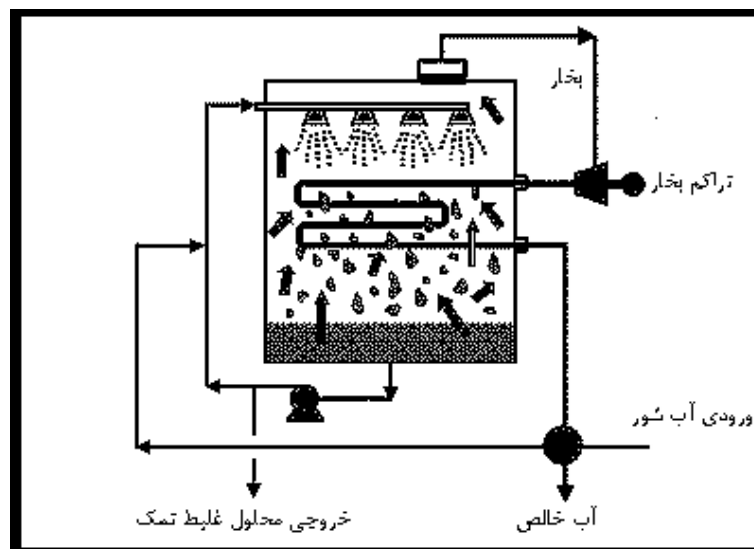


شکل (۲-۴): نحوه عملکرد سیکل آب شیرین کن تقطیر چند اثره [۲]

### ج) تقطیر تراکم بخار<sup>۱</sup> (VC)

در تقطیر تراکم بخار مطابق شکل (۲-۵) از یک کمپرسور برای تراکم بخار استفاده می‌شود. بخار آب فشار بالا به آب خالص تبدیل شده و حرارت دفع شده از این روند برای تبخیر آب اضافی استفاده می‌شود. یکی از مشخصه‌های بارز تقطیر تراکم بخار آن است که می‌توان تنها از انرژی الکتریکی یا مکانیکی بدون استفاده از هیچ گونه انرژی حرارتی برای انجام این نوع تقطیر استفاده نمود. روش VC می‌تواند به صورت مکانیکی (MVC) یا حرارتی (TVC) مورد استفاده قرار گیرد.

<sup>۱</sup> Vapor Compression

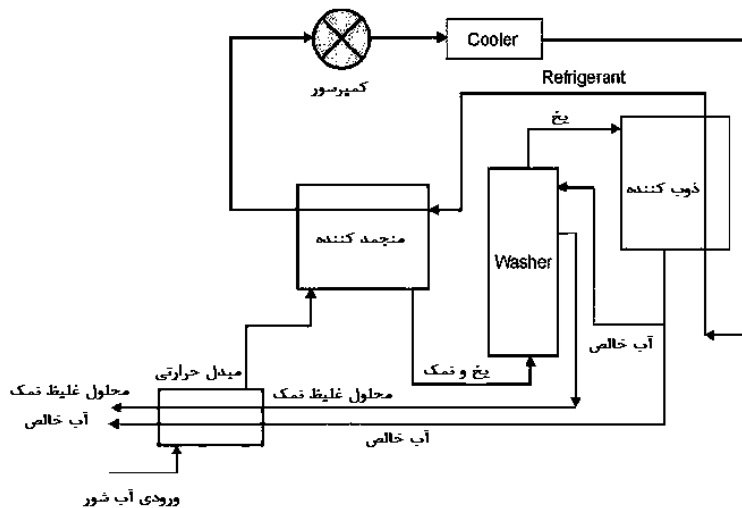


شکل (۲-۵) : شماتیک فرآیند شیرین سازی آب به روش تراکم بخار [۲]

#### (د) انجماد<sup>۱</sup>

مطالعات بسیار مفیدی در طول سال‌های ۱۹۵۰ تا ۱۹۶۰ با استفاده از روش انجماد به انجام رسیده است. طی روند انجماد و تحت شرایط کنترل شده، نمک‌های محلول به صورت طبیعی از بلورهای یخ جدا می‌گردد. قبل از آنکه همه جرم آب یخ بزند، مخلوط معمولاً شسته شده، نمک‌های یاد شده از آن جدا می‌شود و آب با محلول آب یخ باقی می‌ماند. بعد از آن، یخ مجدداً ذوب شده و آب قابل شرب حاصل می‌گردد. روش انجماد دارای مزایای متعددی مانند کاهش انرژی اولیه و کاهش خوردگی و رسوب در سیستم آب شیرین‌کن است. معایب این روش نیز شامل مشکلات جابجایی مخلوط آب و یخ به شکل مکانیکی می‌باشد. در طول ۶۰ سال گذشته، واحدهای تصفیه آب متعددی در سراسر دنیا به روش انجماد ساخته شده و به صورت عملی ملاحظه شده است که تولید آب شیرین بدین روش از نقطه نظر اقتصادی مقرون به صرفه نیست.

<sup>2</sup> Reverse Osmosis



شکل (۲-۶): نحوه عملکرد سیکل آب شیرین کن به روش انجماد [۲]

## ۲-۲-۲- روش های مبتنی بر عدم تغییر فاز (تک فاز)

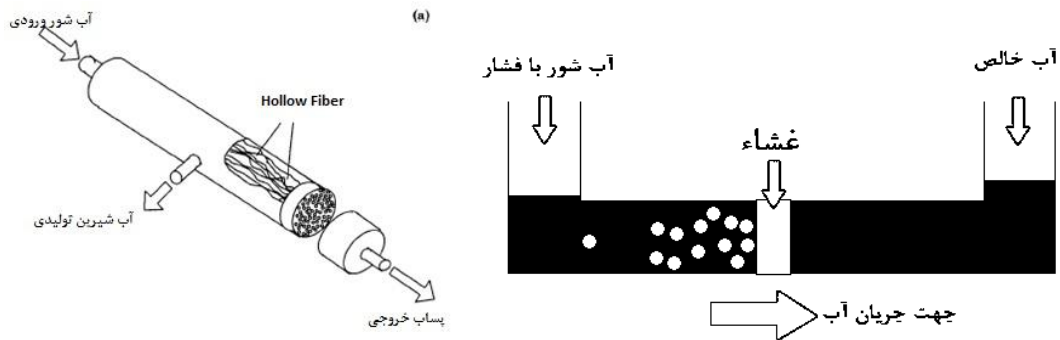
### الف) اسمز معکوس<sup>۱</sup>

نحوه جدا سازی نمک در روش اسمز معکوس بدین صورت است که با ایجاد فشار بالا در آب شور و هدایت آن به سمت غشاء نیمه تراوا، نمک از لایه های غشاء عبور نکرده و فقط آب خالص از غشاء عبور می کند. در این روند غشاء های نیمه تراوا باید پاکیزه باشند و این بدان معناست که باید از فیلترهای بسیار ریز و برخی مراحل شیمیایی خاص استفاده نمود. انرژی لازم برای تصفیه آب به کمک این روش بسیار وابسته به میزان نمک موجود در آب است که باید از آن جدا گردد. به همین دلیل در تقطیر به روش اسمز معکوس، آب لب شور بازدهی بالاتری دارد. به هر حال برای استحصال آب قابل شرب، از آب دریاها نیز اغلب این روش استفاده می گردد.

بازدهی عملکردی دستگاه های اسمز معکوس بسیار وابسته به درصد شوری آب شور می باشد. به همین دلیل واحدهای آب شیرین کن اسمز معکوس، برای استحصال آب شیرین از آب شور تغلیظ شده به میزان ۵۰٪ درصد بسیار گران قیمت خواهد بود. تجهیزات اسمز معکوس برای مردمی با درآمد متوسط

<sup>۱</sup> Reverse Osmosis

و بالا بسیار مناسب است [۷]. نحوه‌ی عملکرد این سیستم در شکل (۲-۷) نشان داده شده است. خاطر نشان می‌شود سیستم‌های اسمز معکوس نمی‌توانند آلودگی‌های بیولوژیکی مانند مواد حشره کش و علف کش موجود در آب را از آن جدا نمایند.



شکل (۲-۷): نحوه عملکرد سیکل آب شیرین کن اسمز معکوس [۲]

### ب) الکترودیالیز<sup>۱</sup>

روش تقطیر الکترودیالیزیک روش مبتنی بر غشاء بوده و از جریان الکتریکی جهت اعمال فشار به نمک‌های محلول برای گذر از غشاء استفاده می‌شود. آب شور ورودی باید فیلتر شده و عاری از ذرات ناخالص ریز باشد. مقدار انرژی مورد استفاده در این روش وابسته به میزان شوری آب تصفیه شونده است. لذا می‌توان بیان نمود که بازده استحصال آب قابل شرب، از آب لب شور بسیار بالاتر از آب دریاست. روش الکترودیالیز برای تصفیه آب‌های شور با TDS زیر ۱۰ gr/Lit بسیار مناسب است [۷]. روش‌های الکترودیالیز، روش‌هایی بر اساس اعمال انرژی الکتریسیته و ولتاژ بوده و برخلاف اسمز معکوس، در این روش نمک از غشاء عبور کرده و آب شیرین در پشت غشاء به جا می‌ماند. هر دوی این روش‌ها برای تصفیه آب شور بسیار مناسب هستند؛ حال آنکه این دو سیستم قابلیت جدا سازی باکتری‌ها را ندارند.

<sup>۱</sup> Electro dialysis

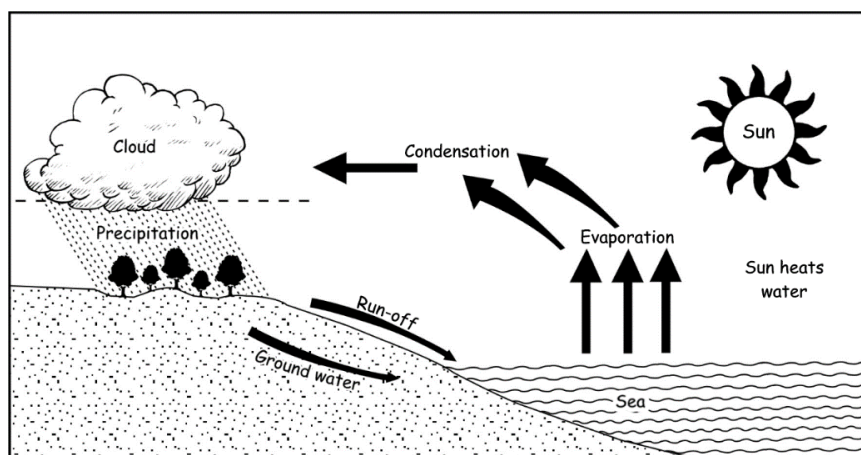


واحدهای بزرگ تصفیه اسمز معکوس در فشارهای بسیار بالایی کار کرده و لذا با مشکلات سیستم‌های مکانیکی و هزینه‌های گزاف تعمیر و نگه داری دست به گریبان می‌باشد.

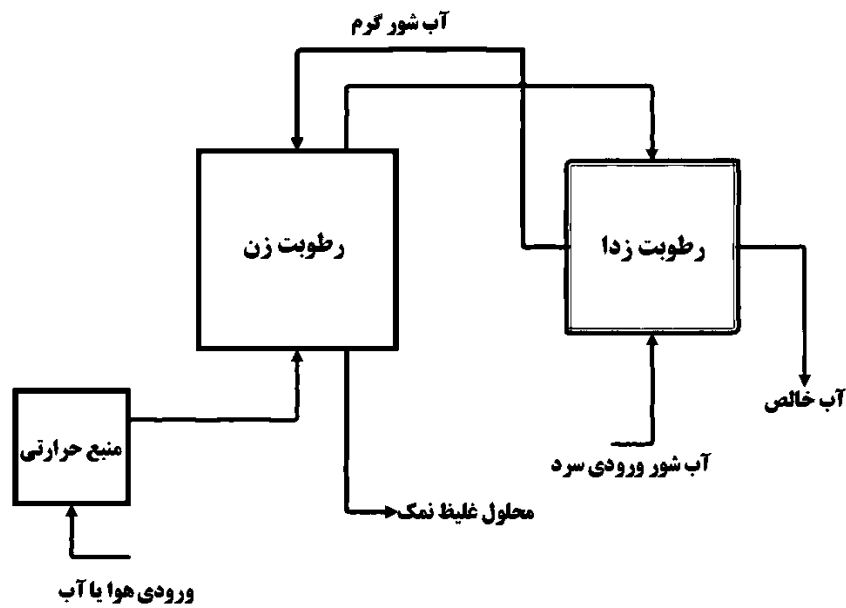
## ۳-۲- تشریح روش HD و اجزای آن

سیکل ترمودینامیکی به کار رفته در تکنولوژی HD الهام گرفته از چرخش طبیعی باران است (شکل ۲-۸). بخار آب ناشی از تبخیر آب شور، وارد هوا (که به عنوان گاز حامل عمل می‌کند) می‌شود و سپس به عنوان هوای سرد مرطوب، متراکم می‌گردد. در اینجا دو بخش اصلی رطوبت زنی و رطوبت زدایی وجود دارد که در آن هوا و آب، چرخه‌ی مشابهی را طی می‌کنند.

نحوه عملکرد این روش نیز در شکل (۲-۹) نشان داده شده است. مطابق این شکل سه بخش اصلی فرآیند شامل بخش رطوبت زنی، رطوبت زدایی و منبع حرارتی می‌باشد. بر این اساس در ادامه به تشریح کوتاهی از بخش‌های اصلی سیستم آب شیرین کن HD پرداخته می‌شود.



شکل (۲-۸): چرخه‌ی طبیعی باران



شکل (۲-۹) : طرحواره سیکل رطوبت زنی - رطوبت زدایی

### ۲-۳-۱- بخش رطوبت زنی<sup>۱</sup>

عملیات رطوبت زنی در اثر تماس مستقیم جریان‌های هوا و آب صورت می‌پذیرد که به علت خالص بودن فاز مایع و عدم تمایل هوا نسبت به حل شدن در آب، انتقال جرم محدود به فاز گاز می‌باشد. نیروی محرکه انتقال جرم از فاز مایع به گاز، اختلاف رطوبت مطلق است. معمولاً این فرآیند به صورت جریان پیوسته و معکوس هوا و آب داخل یک برج آکنده یا وسیله‌ای که سطح تماس دو فاز را افزایش دهد، صورت می‌گیرد. بدین ترتیب با افزایش سطح بین دو فاز مایع و گاز، نرخ انتقال جرم نیز افزایش می‌یابد. روش معمول برای رطوبت زنی هوا، گرم کردن آب و پاشش آن روی آکنه (پکینگ<sup>۲</sup>) موجود در برج عمودی رطوبت زنی است که جریان هوا به صورت عمود بر جریان آب حرکت می‌کند. بدین ترتیب با انتقال حرارت از آب به هوا، دمای آب از بالا به پایین برج کاهش یافته و دمای هوا از چپ به راست افزایش می‌یابد. با افزایش دمای مخلوط هوا و بخار، ظرفیت جذب رطوبت آن نیز افزایش می‌یابد. روش

<sup>۱</sup> Humidification

<sup>۲</sup> Packing

دیگری که می‌توان برای رطوبت زنی هوا استفاده کرد عبور هوا به موازات و خلاف جهت جریان آب است، در اینجا توزیع مناسب جریان هوا در سطح برخورد با آکنه بسیار اهمیت دارد.

### ۲-۳-۲- بخش رطوبت زدایی<sup>۱</sup>

جهت انجام عمل رطوبت زدایی از هوا روش‌های مختلفی وجود دارد. اما روش معمول برای جذب رطوبت هوا جهت تولید آب شیرین در روش HD روش چگالش سطحی نام دارد که در واقع از سطح یک چگالنده جهت رطوبت زدایی از هوا استفاده می‌شود. وقتی مخلوط هوا و بخار آب از روی یک چگالنده عبور می‌کند و دمای سطح چگالنده از دمای نقطه‌ی شبنم بخار موجود در مخلوط پایین تر می‌باشد، لایه‌ای از مایع چگالش‌یافته روی سطح تشکیل می‌شود. در اثر چگالش بخار آب، گرمای نهان آن آزاد شده و به سطح منتقل می‌گردد. همچنین به علت اختلاف دمای مخلوط هوا-بخار و سطح چگالنده، حرارت محسوس ناشی از این اختلاف دما نیز به سطح چگالنده منتقل می‌گردد. از مجموع این حرارت‌ها می‌توان جهت پیش گرم کردن آب ورودی به رطوبت زنی استفاده نمود. بدین ترتیب با انتقال حرارت از مخلوط هوا-بخار به آب درون چگالنده، دمای هوا کاهش یافته و دمای آب درون چگالنده افزایش می‌یابد.

### ۲-۳-۳- منبع گرمایش

در روش HD فشار کاری بخش‌های رطوبت زنی و رطوبت زدایی، فشار اتمسفر است و به همین جهت دمای مورد نیاز جهت تبخیر سطحی آب پایین تر از دمای جوش آب است. اکثر منابع حرارتی مورد استفاده در پژوهش‌های صورت گرفته پیرامون سیکل HD منابع خورشیدی است اما استفاده از اتلافات حرارتی توربین‌های گاز ظرفیت پایین موضوعی بوده که تا کنون چندان مورد بررسی قرار نگرفته است. منبع حرارتی می‌تواند برای گرمایش آب یا هوا استفاده شود.

---

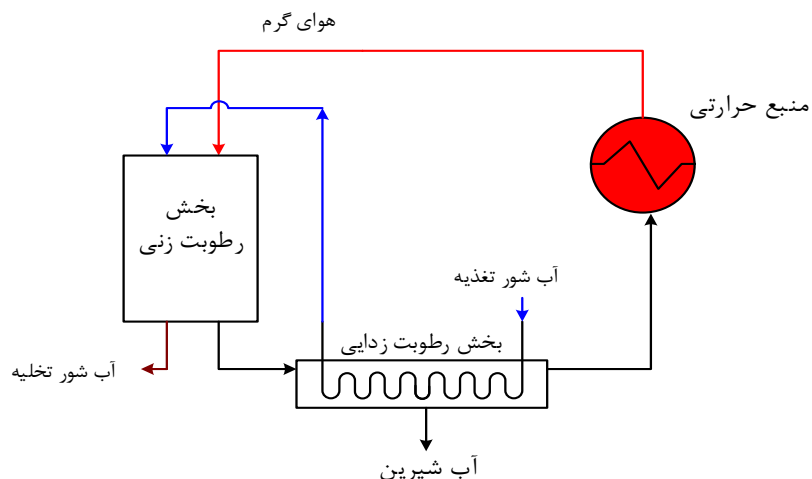
<sup>1</sup> Dehumidification

## ۲-۴- انواع آب شیرین کن HD

استفاده ترکیبی از دو فرآیند رطوبت‌زنی و رطوبت‌زدایی هوا می‌تواند منجر به تبخیر و سپس چگالش آب شود و لذا به عنوان یکی از فرآیندهای شیرین‌سازی آب شناخته شده است. روش‌های اجرایی مختلفی برای استفاده از فرآیند رطوبت‌زنی و رطوبت‌زدایی در آب شیرین‌کن‌های HD وجود دارد که می‌توان آنها را با توجه به معیارهای مختلف مانند نحوه تامین گرمایش مورد نیاز فرآیند، بازیابسته بودن جریان آب و هوا، چگونگی تماس آب و هوا و... تقسیم‌بندی نمود. از دیدگاه تامین حرارت مورد نیاز فرآیند، دو روش گرمایش هوا و گرمایش آب می‌تواند مورد استفاده قرار گیرد و امکان استفاده همزمان از هر دو روش نیز وجود دارد. در ادامه به تشریح هر یک از این دو روش پرداخته می‌شود.

### ۲-۴-۱- آب شیرین کن HD با گرمایش هوا

در این روش هوا با استفاده از منابع انرژی مانند تلفات حرارتی سایر فرآیندها و یا صفحات جاذب خورشیدی (از نوع هوایی) گرم شده و در یک چرخه بسته و یا باز در آب شیرین‌کن HD مورد استفاده قرار می‌گیرد. در شکل (۲-۱۰)؛ یک آب شیرین‌کن خورشیدی با چرخه بسته هوا نشان داده شده است. هوا پس از گرم شدن وارد رطوبت‌زنی می‌شود و در تماس با آب، رطوبت آن افزایش می‌یابد. از آنجا که به طور معمول دمای آب پایین‌تر از دمای هوا است، کاهش دمای هوا نیز در فرآیند رطوبت‌زنی رخ می‌دهد. عدم امکان ذخیره‌سازی انرژی خورشید از جمله مشکلات استفاده از سیکل HD خورشیدی است که عملکرد آن را محدود می‌کند. تماس هوای مرطوب خروجی از رطوبت‌زدایی با تجهیزات نیز از جمله مشکلات بهره‌برداری این روش محسوب می‌شود. چنانچه استفاده از تلفات حرارتی سایر فرآیندها امکان‌پذیر باشد می‌توان با استفاده از بازیابی حرارت گازهای داغ خروجی، از جریان باز هوا در آب-شیرین‌کن استفاده نمود و بدین ترتیب مشکلات بهره‌برداری به واسطه رطوبت بالای هوا در ورودی را کاهش داد. به طور کلی استفاده از جریان باز هوا تلفات حرارتی بیشتری نسبت به چرخه بسته هوا دارد و در مواقع خاصی مانند نمونه ذکر شده کاربرد آن توصیه می‌شود.



شکل (۲-۱۰) : طرحواره سیکل HD با گرمایش هوا

## ۲-۴-۲- آب شیرین کن HD با گرمایش آب

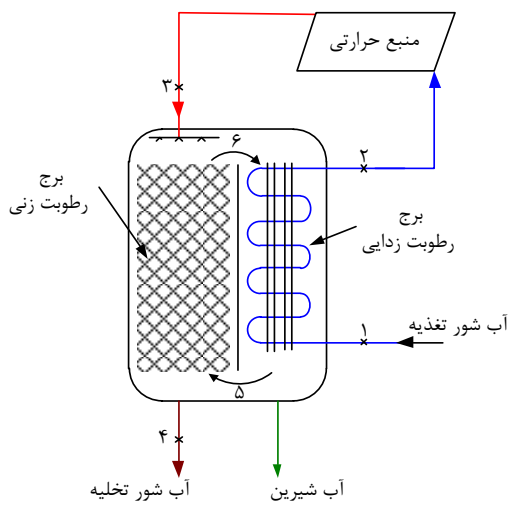
آب شیرین کن HD خورشیدی با گرمایش آب متداول ترین روش استفاده از آب شیرین کن های HD می باشد که تحقیقات زیادی بر روی آن صورت گرفته است. در این روش آب، حرارت مورد نیاز را از منبع حرارتی مانند صفحات جذب خورشیدی دریافت نموده و با ورود به بخش رطوبت زنی انرژی مورد نیاز برای فرآیند انتقال حرارت و جرم را تامین می نماید. در اثر این فرآیند دما و رطوبت هوا افزایش یافته و در مرحله بعد رطوبت زدایی از هوا صورت می گیرد. بر اساس نحوه توزیع و گردش هوا در داخل دستگاه می توان این نوع آب شیرین کن ها را در دو دسته مجزا تقسیم بندی نمود: آب شیرین کن HD با جریان هوای باز و آب شیرین کن HD با چرخه هوای بسته.

## الف- آب شیرین کن HD با چرخه بسته هوا

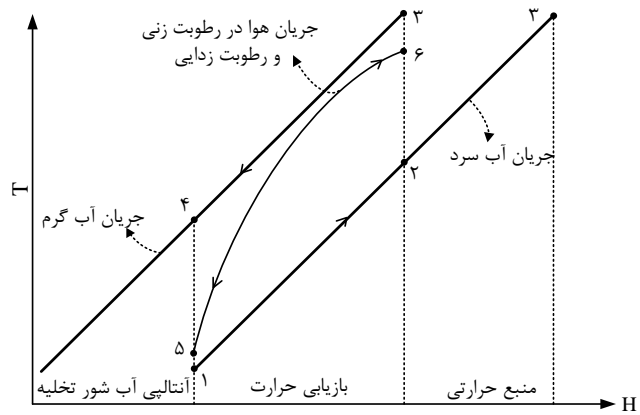
در شکل ۱۱-۲ (الف) طرحواره یک آب شیرین کن HD با چرخه بسته هوا نشان داده شده است. مطابق شکل، هوا در یک چرخه بسته بین فرآیند رطوبت زنی و رطوبت زدایی جریان دارد. این روش متداول ترین نوع آب شیرین کن HD می باشد که به طور معمول از جریان مخالف آب و هوا در فرآیندهای رطوبت زنی و رطوبت زدایی استفاده می شود. چگالنده های پره لوله نیز برای افزایش سطح تماس آب و هوا در رطوبت زدایی مورد استفاده قرار می گیرد. در شکل ۱۱-۲ (ب) نیز چگونگی تغییر آنتالپی جریان های مختلف در نقاط مختلف فرآیند نشان داده شده است. با استفاده از بازیابی حرارت از هوای مرطوب در رطوبت زدایی با پیش گرم نمودن آب ورودی، می توان بخش عمده بار حرارتی مورد نیاز آب ورودی به رطوبت زنی را تامین نمود. در مطالعات قبلی همواره هوا در کل فرآیند به صورت اشباع فرض شده است. بر همین اساس مطابق شکل (۱۱-۲) مسیر فرآیندهای رطوبت زنی و رطوبت زدایی هوا بریکدیگر منطبق می باشد. در این روش می توان از جریان طبیعی و یا اجباری هوا استفاده نمود. سوپاری و همکارانش [۸] طی پژوهش های تئوری و عملی نشان دادند که استفاده از جریان طبیعی هوا دارای مزایای بیشتری از جریان اجباری است.

## ب- آب شیرین کن HD با جریان هوای باز

این روش در برخی تحقیقات آزمایشگاهی مورد استفاده قرار گرفته است. اما یکی از موارد کاربرد این روش زمانی است که جریانی از هوا مثلا به عنوان هوای خروجی از سیستم تهویه یک مکان مشخص وجود داشته باشد. در این صورت با قرار گیری فرآیند رطوبت زنی و رطوبت زدایی هوا در مسیر این جریان هوا می توان به تولید آب شیرین نیز دست یافت. در این حالت می توان مطابق شکل (۱۲-۲)؛ از جریان مخالف یا متقاطع آب و هوا در فرآیند HD استفاده نمود. جریان متقاطع دارای ساختار ساده تری بوده ولی دارای راندمان پایین تری نیز می باشد.

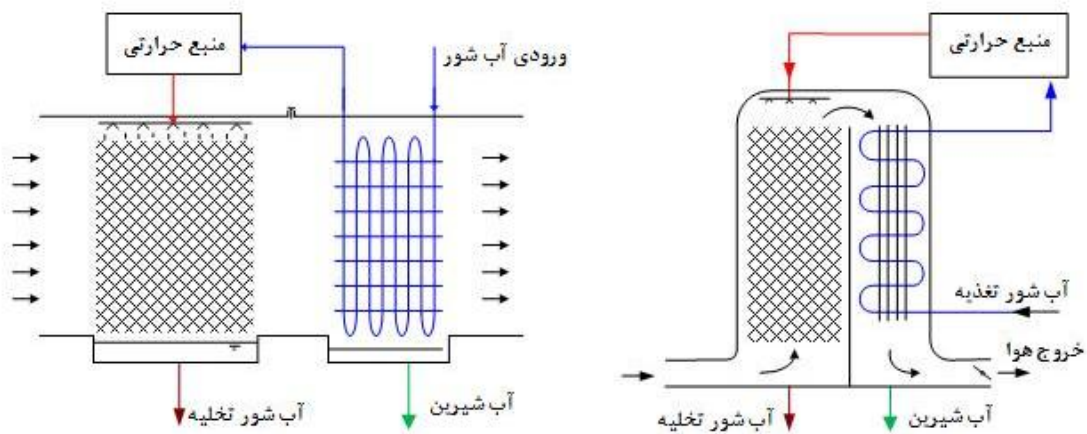


(الف)



(ب)

شکل (۲-۱۱): آب شیرین کن HD با گرمایش آب و چرخه بسته هوا



شکل (۲-۱۲): آب شیرین کن HD با گرمایش آب با جریان هوای باز

## ۲-۵- مروری بر پیشینه روش HD و سوابق طرح

نخستین تحقیقات پیرامون سیستم آب‌شیرین‌کن HD به دهه‌ی ۶۰ میلادی باز می‌گردد، طبق پژوهش‌های انجام شده، در سال ۱۹۶۷ مرکز تحقیقات شیمیایی نمک و آب شور هندوستان<sup>۱</sup> برای توسعه‌ی صنایع معدنی و صنعتی بخش‌های خشکی که در مجاورت دریا هستند تحقیقات خود را روی تولید آب شیرین به وسیله‌ی تکنیک رطوبت زنی - رطوبت زدایی با ساخت یک نمونه‌ی آزمایشگاهی با ظرفیت ۳ لیتر در روز، آغاز کرد. آنها دریافتند که دمای آب ورودی به رطوبت زنی با تولید آب شیرین رابطه‌ی مستقیم دارد، هرچقدر دمای آب را افزایش دادند تولید آب شیرین نیز بیشتر شد، آنها متوجه شدند که با افزایش دمای آب به بیشتر از ۶۰ درجه میزان تولید آب تصاعدی افزایش پیدا می‌کند. سپس آنها با ساخت یک نمونه‌ی خورشیدی با ظرفیت ۳ لیتر بر واحد متر مربع سطح کلکتور دریافتند هزینه‌ی استفاده از انرژی خورشیدی در ظرفیت‌های پایینتر از ۹۰ هزار گالن (حدود ۳۴۰ مترمکعب) در روز صرفه‌ی اقتصادی ندارد. [۹]

در سال ۱۹۸۹ هشام الدسوکی<sup>۲</sup> [۱۰] در دانشگاه قطر، به بررسی سیستم آب‌شیرین‌کن رطوبت زنی - رطوبت زدایی با استفاده از اتلافات حرارتی توربین گاز پرداخت، او با استفاده از یک توربین گاز ظرفیت ۵ مگاوات و چند مرحله‌ای کردن فرآیند رطوبت زنی دریافت که با افزایش بار توربین در دمای ثابت، هوای مرطوب، میزان تولید آب شیرین افزایش و با افزایش دمای هوای مرطوب در بار توربین ثابت، میزان تولید آب شیرین کاهش می‌یابد. از دیگر نتایجی که الدسوکی به آن رسید این بود که با افزایش دمای هوای مرطوب در بار توربین ثابت، دبی هوای مرطوب کاهش می‌یابد. در زمینه‌ی هزینه‌ی آب شیرین‌کن، الدسوکی با محاسبه‌ی توابع هزینه‌ی اجزای سیستم آب‌شیرین‌کن رطوبت زنی - رطوبت زدایی نشان داد که این روش در قیاس با دیگر سیستم‌های آب‌شیرین‌کن حرارتی دارای بهره‌وری

<sup>1</sup> Central Salt and Marine Chemical Research Institute (India)

<sup>2</sup> Hisham T.A. El-Dessouky



اقتصادی می‌باشد، او از مقادیر هزینه‌ی ویژه، مصرف انرژی ویژه و نسبت آب تولیدی به انرژی مصرفی به عنوان شاخص اقتصادی مقایسه بین سیستم‌های آب‌شیرین‌کن استفاده نمود.

جدی ترین مطالعات پیرامون سیستم HD به اوایل دهه‌ی ۹۰ بر می‌گردد، از سال ۱۹۹۰ تا ۱۹۹۶ میلادی، سه واحد در کشورهای عراق، اردن و مالزی توسط یک گروه تحقیقاتی طراحی و ساخته شد. در سال ۱۹۹۰ دکتر محمد فرید<sup>۱</sup> و همکاران [۱۱] نخستین واحد را در شهر بصره عراق به ظرفیت 12 Lit/m<sup>2</sup>.day احداث نمودند. ظرفیت تولید این واحد نسبتاً خوب بود ولی میزان مصرف انرژی الکتریکی دمنده هوا نسبتاً بالا بود. این گروه سپس دو واحد در مقیاس آزمایشگاهی و نیمه صنعتی در اردن ساختند [۱۲]. آنها با مطالعه بر روی یک سیستم HD با سیکل هوا بسته و با محفظه‌ی رطوبت زنی پر شده از پره‌های چوبی، دو حالت جابجایی طبیعی و اجباری هوا را تست نمودند. این گروه پس از بررسی جریان طبیعی و جریان اجباری به این نتیجه رسیدند که جریان طبیعی بر جریان اجباری برتری دارد [۱۳]. همچنین با بررسی ضریب انتقال حرارت و انتقال جرم در رطوبت زن و رطوبت زدا مشخص شد که تاثیر دبی آب بر روی این ضرایب قابل توجه است و دبی هوای تاثیر زیادی روی این ضرایب ندارد [۱۴].

در سال ۲۰۰۷، محمد هشام ایتونی<sup>۲</sup> و همکاران [۱۵] با مدل سازی سیکل HD گرمایش هوا در مقیاس متوسط (۱۰۰ متر مکعب در روز) برای محاسبه‌ی ضریب انتقال حرارت دریافتند که ضریب انتقال حرارت هوای مرطوب تابعی از دمای هوای ورودی به رطوبت زنی، دبی هوای ورودی و دمای ورودی آب سرد است. در یک دبی هوای ثابت، ضریب انتقال حرارت با افزایش دمای هوا و یا دمای آب، افزایش می‌یابد. آنها نشان دادند که افزایش دمای هوا باعث پایین آمدن ویسکوزیته و در پی آن افزایش ضریب انتقال حرارت هدایت در جریان هوا و آب را به دنبال دارد که باعث کاهش مقاومت حرارتی

---

<sup>1</sup> Mohammed Mehdi Farid

<sup>2</sup> Hisham M. Ettouney

می‌گردد. در مورد معماری رطوبت زنی با بدست آوردن مدل ریاضی ارتفاع رطوبت زن دریافتند که ارتفاع رطوبت زن تابعی از دمای آب، دمای هوا و رطوبت نسبی جریان هوای ورودی می‌باشد، بدین صورت که در دمای هوای ثابت با افزایش رطوبت نسبی جریان هوای ورودی، ارتفاع رطوبت زن افزایش می‌یابد. از نتایج مهم دیگری که آنها بدان اشاره کردند وابستگی دبی جریان آب و هوای خشک به دمای آب است، با افزایش دمای آب گرادیان حرارتی بین هوای خشک و آب افزایش یافته و باعث افزایش انتقال حرارت می‌گردد که کاهش دبی جریان آب و هوا را در پی دارد.

گوسن<sup>۱</sup> و همکاران [۱۶] نیز با کمک از فرآیند HD به بررسی تعدادی از جنبه‌های اقتصادی و ترمودینامیکی آب‌شیرین‌کن خورشیدی پرداختند. گزارش آن‌ها مبنی بر این بود که تولید تجاری آب‌شیرین‌کن‌های خورشیدی از لحاظ اقتصادی و راندمان عملکردی به صرفه می‌باشد. در پژوهش دیگری الحلاج و همکارانش [۱۷] با رویکرد اقتصادی به بررسی سیستم‌های آب‌شیرین‌کن HD پرداخته اند، آنها با بررسی پارامترهای مختلف مانند تغییر سطح کلکتور، چگالنده، و تبخیر کننده و مقایسه سیستم‌های HD با دیگر انواع آب شیرین‌کن‌ها مانند اسمز معکوس و ... نهایتاً توانستند بهینه سازی هزینه ای انجام دهند.

در سال ۲۰۱۳ ال‌هارون<sup>۲</sup> [۱۸] در تحقیقی با مدل سازی ریاضی سیکل HD به بررسی پارامترهایی چون سطح چگالنده، سطح اواپراتور (رطوبت زن)، ظرفیت گرمایی و دبی آب روی میزان تولید آب شیرین پرداخت، ال‌هارون برای گسترده کردن تحقیقات خود از ۳ نوع آکنه در قسمت رطوبت زن استفاده کرد تا بهترین عملکرد انتقال حرارتی را در رطوبت زن انتخاب کند، نتایج مهمی که ال‌هارون بدان دست‌یافت:

---

<sup>1</sup> *Mattheus F.A. Goosen*

<sup>2</sup> *Ahm A El. Haroun*

۱- در ظرفیت گرمایی، سطح چگالنده و سطح رطوبت زن ثابت با افزایش دبی آب، میزان تولید آب شیرین در هر ۳ آکنه افزایش یافته اما آکنه اسفنجی میزان تولید بیشتری به خود اختصاص داده است.

۲- در ظرفیت گرمایی، سطح چگالنده و دبی آب ثابت، با افزایش سطح رطوبت زن، میزان تولید آب شیرین در هر ۳ نوع آکنه افزایش یافته اما آکنه اسفنجی میزان تولید بیشتری به خود اختصاص داده است.

۳- در ظرفیت گرمایی، سطح رطوبت زن و ظرفیت گرمایی ثابت، با افزایش سطح چگالنده میزان تولید کاهش می‌یابد اما آکنه اسفنجی کمترین میزان کاهش را با توجه به میزان تولیدش دارد.

۴- با افزایش دبی آب، اختلاف حرارت بین ورودی و خروجی چگالنده کاهش یافته اما در آکنه اسفنجی نسبت به دیگر آکنه‌ها دیرتر کاهش می‌یابد و در دبی ثابت آب، آب شیرین‌کن آکنه اسفنجی بیشترین اختلاف دما را دارد.

نخستین تحقیقی که بهینه‌سازی مصرف انرژی در آب شیرین‌کن‌های HD را مورد بررسی قرار داد، توسط هو<sup>۱</sup> و همکاران در کشور چین گزارش شده است. آن‌ها با استفاده از نمودارهای ترکیبی پینچ برای فرآیند رطوبت زنی و رطوبت زدایی، حداقل مصرف انرژی را با استفاده از حداکثر بازیافت حرارت چگالنده برای شرایط مشخص محاسبه نمودند. [۱۹]

این مطالعات در ایران از سال ۱۳۸۵ در پژوهشکده توسعه صنایع شیمیایی ایران توسط سوفاری<sup>۲</sup> و همکاران [۲۰] با هدف بهینه‌سازی سیستم و بکارگیری انرژی خورشیدی در فرآیند HD آغاز گردید و تحقیقات کاملی با استفاده از روش برنامه ریزی ریاضی صورت گرفت. در مرحله‌ی اول بهینه‌سازی

---

<sup>1</sup> Shaobo Hou

<sup>2</sup> Soofari

فرآیند با استفاده از تابع هدف حداقل سازی شدت مصرف انرژی انجام شد. در مرحله‌ی بعد با اضافه نمودن کلکتورهای خورشیدی و همچنین پارامترهای مربوط به هزینه‌ی واحد آب‌شیرین‌کن، بهینه‌سازی کل سیستم با تابع هدف حداقل نمودن هزینه صورت گرفت [۲۱]. بر مبنای نتایج تئوری بدست آمده دستگاهی به ظرفیت تولید ۱ لیتر آب شیرین در ساعت طراحی و نتایج تجربی بهینه‌سازی سیستم ارایه شد [۲۲]. همچنین در سالهای بعد ضامن و همکارانش [۲۳] برای کاهش شدت مصرف انرژی در این روش، برای نخستین بار طراحی و ساخت آب‌شیرین‌کن دومرحله‌ای HD را در کشور اجرا نمودند که موجب کاهش ۲۰ درصدی مصرف انرژی حرارتی گردید. البته با دومرحله‌ای نمودن دستگاه بر پیچیدگی واحد افزوده شد. همچنین در سال ۲۰۱۵ استفاده از روش HD در تولید آب شیرین در گلخانه‌ها با استفاده از رطوبت زدایی تماس مستقیم مورد ارزیابی قرار گرفت [۲۴].

در سال‌های اخیر سیستم‌های حرارتی با استفاده از قانون دوم ترمودینامیک تحلیل انرژی و بهینه‌سازی شده‌اند. در سیستم‌های آب‌شیرین‌کن HD دو پدیده‌ی اصلی انتقال جرم و انتقال حرارت، وجود دارد که برخی از محققان توجه بسیاری به تحلیل و بررسی قانون دوم در انتقال همزمان جرم و حرارت داشته‌اند. روش‌های بهینه‌سازی متنوعی از سال ۲۰۰۷ تا به امروز توسط عمیدپور<sup>۱</sup> و همکاران انجام شده است که مهمترین آنها استفاده از دو مبدل برای ایجاد جریان اجباری و طبیعی جهت تولید بیشتر آب شیرین با در نظر گرفتن پارامترهای عملکردی مختلف [۲۵]، استخراج هندسه بهینه [۲۶] و همچنین افزایش بهره‌وری با استفاده از سیکل‌های چند مرحله‌ای می‌باشد [۲۷]. در این مطالعه، یک روش جهت بهینه‌سازی نرخ تولید آب به وسیله‌ی روش لاگرانژ مضاعف<sup>۲</sup>، انجام شد. در ادامه نیز اشرفی زاده<sup>۳</sup> و عمید پور، به تحلیل انرژی سیکل آب‌شیرین‌کن HD، با مدل چشمه و چاه پرداختند [۲۸].

---

<sup>1</sup> Majid Amid Pour

<sup>2</sup> Lagrange Multipliers Method

<sup>3</sup> Ashrafizadeh

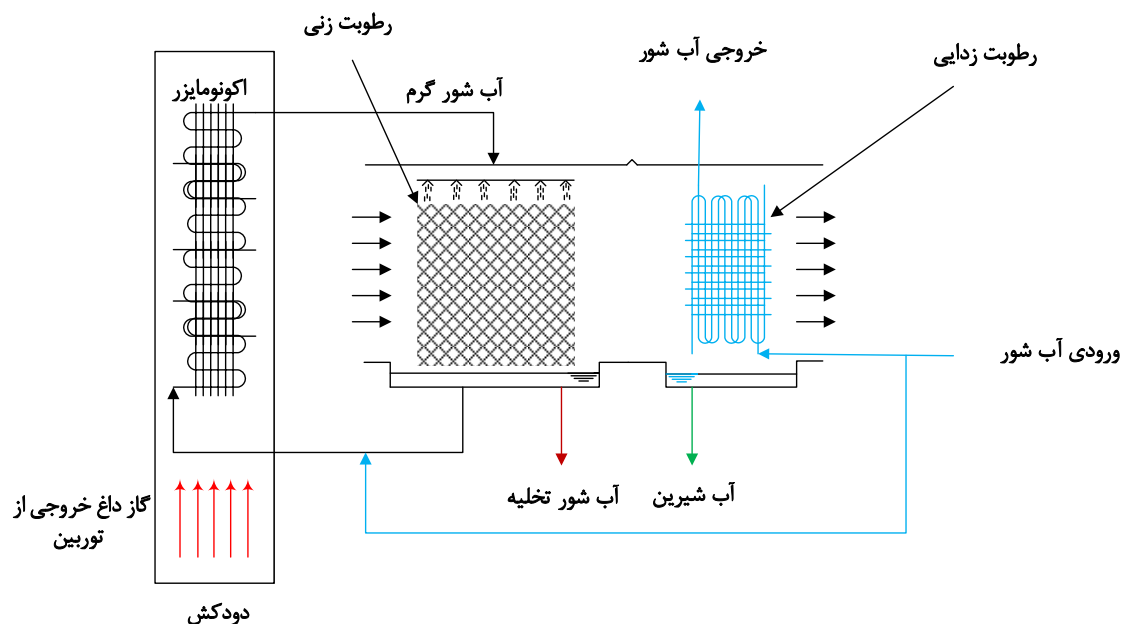
بر خلاف کار الدسکوی [۱۰] که آب شیرین کن با سیستم گرمایش هوا را با چند مرحله ای کردن عملیات رطوبت زنی و رطوبت زنی به گاز خروجی از توربین به منظور حذف آلاینده های نیتروژن و گوگرد، بررسی نمود در این پژوهش سعی شده است تا با مدل سازی فرآیند رطوبت زنی و رطوبت زدایی با گرمایش آب و مقادیر بهینه پارامترهای هندسی و ترمودینامیکی سیستم آب شیرین کن تعیین گردد. سپس با طراحی واحد اکونومایزر برای بازیافت حرارت و انتقال آن به آب، از کل پتانسیل حرارتی خروجی توربین گاز استفاده شود.

## ۲-۶- تشریح روش مورد استفاده در این پژوهش

در این پژوهش از سیستم آب شیرین کن HD با گرمایش آب با چرخه ای هوای باز استفاده شده است. مطابق شکل (۲-۱۳) آب شور در اکونومایزر تا دمای ۸۰ درجه گرم می شود. سپس آب گرم در قسمت رطوبت زنی بر روی آکنه که هوا با درجه حرارت محیط از روی آن در حال عبور است، پاشش می گردد. هوای مرطوب سپس وارد قسمت رطوبت زدایی شده و با عبور از سطح سرد چگالنده تقطیر و آب شیرین در این بخش استحصال می گردد.

در قسمت رطوبت زنی جریان آب شور از بالا و جریان هوا به صورت افقی جریان دارد. لذا جریان متقاطع آب و هوا وجود خواهد داشت. بخشی از آب شور به عنوان آب شور تخلیه برای کنترل املاح مخزن از این بخش خارج می شود که البته مقدار آن در مقایسه با جریان آب در گردش کم می باشد. برای جبران آب شور تخلیه و آب تبخیر شده مقداری آب تغذیه باید وارد مخزن آب رطوبت زنی می شود. آکنه مورد استفاده در این پژوهش از نوع پلی پروپیلن می باشد که هزینه اولیه کمتری نسبت به انواع فلزی آن دارد.

در قسمت رطوبت‌زدایی یا چگالنده از یک مبدل حرارتی پره-لوله (با پره صفحه ای) استفاده شده است. نحوه دقیق عبور جریان آب در فصل بعد تشریح خواهد شد. در بخش گرمایش این سیستم استفاده از اتلافات حرارتی یک توربین گاز ظرفیت ۳ مگاوات شرکت توربین خاورمیانه مدنظر می‌باشد. در شرایط طراحی، دبی گازهای خروجی این توربین ۱۷,۸ کیلوگرم بر ثانیه و دمای خروجی آن ۴۵۰ درجه‌ی سانتیگراد است. با طراحی یک مبدل‌یازیب حرارتی یا اکونومایزر می‌توان انرژی مورد نیاز آب‌شیرین‌کن را تامین نمود. جزییات بیشتر و مدل سازی اجزای اصلی این سیستم در فصل بعد ارائه خواهد شد.



شکل (۲-۱۳): طرح واره سیستم ترکیبی آب‌شیرین‌کن HD و توربین گاز

## ۲-۷- نوآوری

با بررسی مطالعات گذشته در زمینه آب‌شیرین‌کن‌های HD مشخص گردید به جزیک مطالعه در سال ۱۹۸۹ که با گرمایش هوا انجام شده است [۹]، استفاده از اتلافات خروجی از نیروگاه‌های گاز در آب‌شیرین‌کن‌های HD در منابع معتبر یافت نگردید. از سوی دیگر با توجه به برنامه‌های توسعه کشور

در استفاده از مولدهای مقیاس کوچک و اقتصادی نبودن آب شیرین کن‌های حرارتی MSF و MED در ظرفیت‌های پایین، به نظر می‌رسد بررسی این روش به ویژه از دیدگاه ترمودینامیکی و اقتصادی حایز اهمیت بوده و می‌تواند یکی از گزینه‌های مناسب برای توسعه تولید همزمان برق و آب شیرین در کشور باشد.





# فصل سوم

## مدل سازی

### ۳-۱- مقدمه

در این فصل روابط و معادلات حاکم بر مدل‌سازی سیستم مورد نظر ارائه شده است. در ابتدا فرآیند رطوبت‌زنی و انواع آن بیان می‌شود و سپس معادلات حاکم بر فرآیند انتقال جرم و حرارت بر روی آکنه بررسی می‌شود. در مرحله‌ی بعد روش مدل‌سازی واحد رطوبت‌زدایی شامل مبدل پره-لوله ارائه می‌گردد. در پایان نیز نحوه‌ی انتخاب و مدل‌سازی مبدل‌بازتاب حرارت یا اکونومایزر مورد بررسی قرار می‌گیرد. برج رطوبت‌زنی انتخاب شده از نوع جریان متقاطع بوده و جنس آکنه‌ی مورد بررسی پلی‌پروپیلن می‌باشد، در قسمت رطوبت‌زدایی به دلیل اختلاف ضرایب انتقال حرارت سمت هوا و سمت آب از مبدل پره-لوله با پره‌های صفحه‌ای استفاده شده است که در این زمینه نیز بیشتر تحقیقات انجام شده روی مبدل‌های پره-لوله بوده است. مبدل‌بازتاب حرارت به مانند مبدل رطوبت‌زدایی از نوع پره-لوله با پره‌های صفحه‌ای می‌باشد.

از آنجایی که رطوبت‌زن و رطوبت‌زدا که در سیستم‌های HD استفاده می‌شوند، مبدل‌های جرم و حرارت هستند، روش‌های متعددی برای تجزیه و تحلیل بک‌مبدل حرارتی در دسترس است اما به دلیل اثرات انتقال جرم و اینکه در این پژوهش شرایط خروجی مبدل‌ها کاملاً مجهول است نمی‌توانستیم از روش‌های معمول میانگین‌دمای لگاریتمی و روش اثربخشی بهره ببریم. به منظور مدل‌سازی فرآیند روابط انتقال جرم و انتقال حرارت در هر بخش بررسی و سپس معادلات در محیط MATLAB پیاده‌سازی شده است. هم در قسمت رطوبت‌زنی و هم در قسمت رطوبت‌زدایی از روش ایجاد شبکه‌ی حل و حل معادلات در گره‌ها استفاده شده است. در بخش گرمایش به دلیل معلوم بودن شرایط ورودی و خروجی هر دو فاز روش  $NTU - \epsilon$  بکار گرفته شده است.

### ۳-۱-۱- معیارهای عملکرد سیستم

شاخص مصرف انرژی<sup>۱</sup> (SEC) که بیان کننده‌ی میزان مصرف انرژی به ازای عرضه واحد محصول تولیدی است. برای سیستم‌های آب‌شیرین‌کن نیز می‌توان شاخص را به صورت معکوس یعنی؛ نسبت میزان آب شیرین تولیدی بر انرژی حرارتی مصرفی داده شده، بیان کرد.

$$SEC^{-1} = \frac{\dot{m}_{pw}}{\dot{Q}_i}$$

دلیل انتخاب معکوس شاخص مصرف انرژی ثابت بودن میزان حرارت وارد شده به سیستم در شرایط حل بوده و هرچه میزان این پارامتر بالاتر باشد کارایی سیستم بیشتر خواهد شد.

### ۳-۲- مدل سازی رطوبت زنی

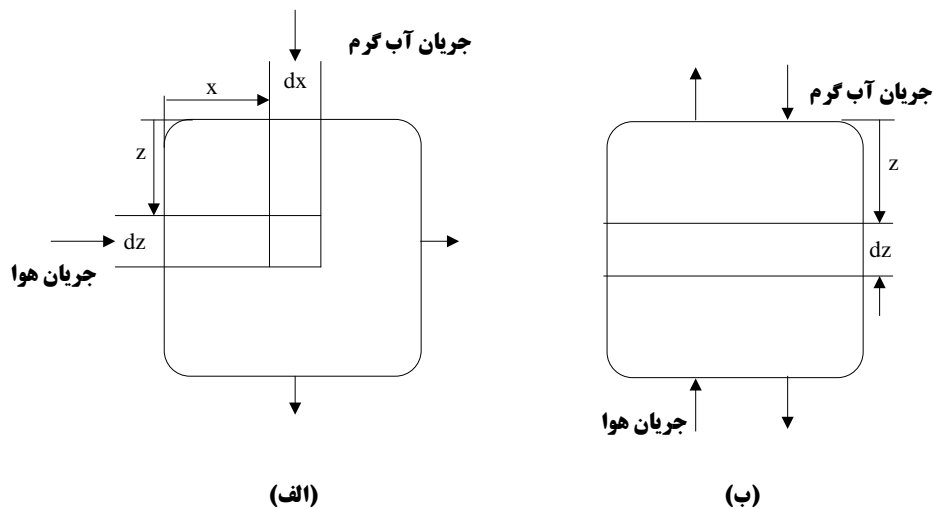
با توجه به جهت جریان‌های آب و هوا بروی آکنه، مدل سازی در دو حالت جریان مخالف و جریان متقاطع قابل ارایه می‌باشد که بر این اساس باید مطابق شکل (۳-۱) حجم کنترل مناسب را انتخاب نمود. معادلات پایه در هر دو نوع جریان مشابه هم می‌باشد. اما در جریان متقاطع آب و هوا، تغییرات باید در دو بعد مورد بررسی قرار گیرد. اما با توجه به نحوه تغییر مشخصات آب و هوا بر روی آکنه می‌توان از فرضیات زیر استفاده کرد:

- ۱- تغییرات دما و رطوبت هوا تنها در راستای جریان هوا بوده (محور  $x$ ) و از تغییر آنها در راستای جریان آب (محور  $z$ ) صرف‌نظر می‌شود.
- ۲- تغییر دما و دبی آب تنها در جهت جریان آب (محور  $z$ ) بوده و از تغییرات در راستای جریان هوا (محور  $x$ ) صرف‌نظر می‌شود.

---

<sup>۱</sup> Specific Energy Consumption

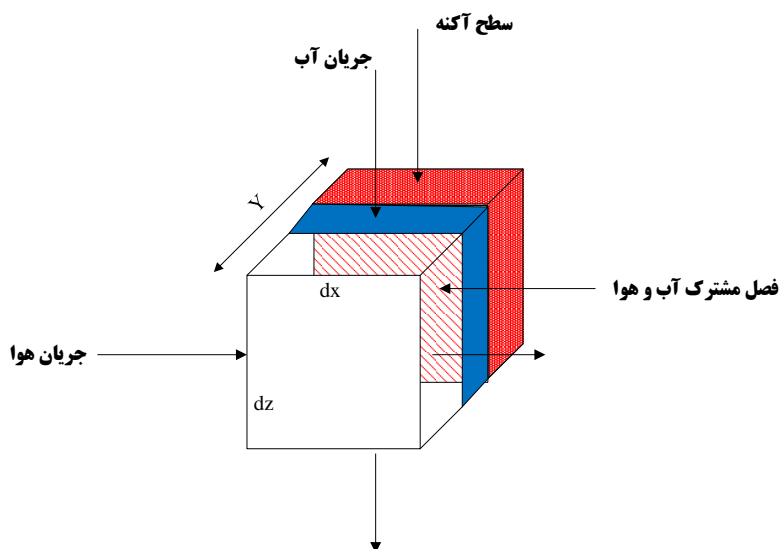
با توجه به استفاده از روش اولاندر<sup>۱</sup> در مدل سازی رطوبت زنی و همچنین مشکل بودن تعیین ضریب انتقال جرم در دو بعد و با استفاده از فرضیات فوق تغییرات جریان‌ها در یک بعد در نظر گرفته می‌شود. بر این اساس این مساله علی‌رغم ظاهر دو بعدی معادلات، همانند یک مساله‌ی یک بعدی قابل حل خواهد بود، در انتها نشان خواهد داد که پاسخ این روش، با روش‌های اساسی مدل سازی چون روش پاپ و روش مرکل چقدر اختلاف دارد.



شکل (۳-۱): حجم کنترل در الف) جریان متقاطع ب) جریان مخالف

ابتدا حجم کنترل به صورت شکل (۳-۲)؛ در نظر گرفته می‌شود. در این حجم کنترل دو فاز هوا و آب از مجاورت یکدیگر عبور کرده و بوسیله فصل مشترک از یکدیگر جدا شده‌اند. مساحت فصل مشترک برابر حاصلضرب سطح ویژه آکنه در حجم این بخش از آکنه می‌باشد. سطح ویژه آکنه به صورت مساحت سطح آکنه موجود در یک واحد از حجم آن تعریف می‌شود و به عنوان یکی از مشخصه‌های آکنه‌ها توسط تولید کنندگان ارایه می‌گردد.

<sup>1</sup> Olander Method



شکل (۳-۲): چگونگی در نظر گرفتن دو فاز در حجم کنترل جریان متقاطع

قبل از بیان روابط اساسی بقای جرم و حرارت برای حجم کنترل نشان داده در شکل ابتدا برخی از تعاریف مورد نیاز در مدل سازی بیان می شود. نخست اینکه در کلیه روابط جریان جرمی هوا و آب، بر واحد سطح مقطع عبوری از آن بیان شده است. بر این اساس  $L$  شار جرمی آب پاشیده شده بر واحد سطح فوقانی آکنه و  $G$  شار جرمی هوای خشک عبوری از سطح مقطع کانال افقی می باشد. آنتالپی مخلوط هوا و بخار آب به ازای واحد جرم (کیلوگرم) هوای خشک در درجه حرارت  $T_g$  نسبت به درجه حرارت مبنای  $T_0$  به صورت زیر محاسبه می شود [۲۹]:

$$H_{gH} = C_{pa}(T_{gH} - T_0) + \omega(C_{pv}(T_{gH} - T_0) + \lambda_0) = C_{pg}(T_{gH} - T_0) + \omega_H \lambda_0 \quad (۱-۳)$$

که در آن  $\lambda_0$  گرمای نهان تبخیر آب در درجه حرارت مبنای  $T_0$  می باشد.  $C_{pg}$  نیز گرمای ویژه مخلوط هوا و بخار آب که به صورت زیر تعریف می گردد [۲۹]:

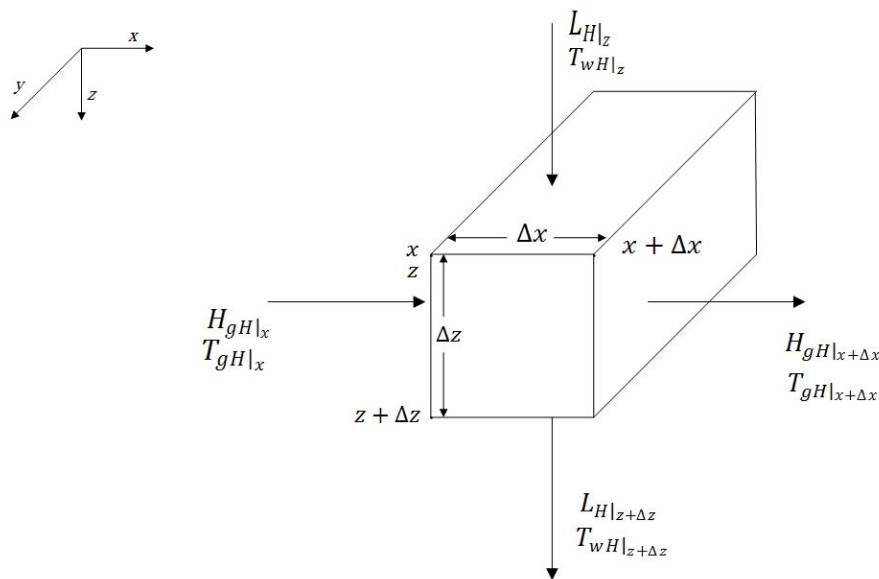
$$C_{pg} = C_{pa} + \omega_H C_{pv} \quad (۲-۳)$$

لازم به ذکر است که  $C_{pa}$  و  $C_{pv}$  در دمای متوسط گاز و مبنای محاسبه می گردند. سطح آکنه نیز از حاصلضرب سطح ویژه آن در حجم مربوطه بدست می آید. برای بیان روابط انتقال حرارت و انتقال جرم

حاکم بر فرآیند، بر روی آکنه حجم کنترل شکل (۳-۳)؛ در نظر گرفته می‌شود. قانون بقای جرم برای این حجم کنترل به صورت زیر خواهد بود [۲۹]:

$$L_{H|z} \Delta x Y - L_{H|z+\Delta z} \Delta x Y + G \Delta z Y \omega_{H|x} - G \Delta z Y \omega_{H|x+\Delta x} = 0 \quad (3-3)$$

اگر طرفین رابطه فوق را بر  $\Delta x \Delta z Y$  تقسیم نموده و  $\Delta x$  و  $\Delta z$  به سمت صفر میل کند آنگاه رابطه بقای جرم برای حجم کنترل به صورت زیر می‌آید:



شکل (۳-۳) : حجم کنترل مفروض در مدل سازی فرآیند رطوبت زنی

$$\frac{\partial L_H}{\partial z} = -G \frac{\partial \omega_H}{\partial z} \quad (4-3)$$

چنانچه جریان هوا به تنهایی در نظر گرفته شود، تغییر جرم در این جریان برابر جرم انتقال یافته از فصل مشترک به هواست. بر این اساس بقای جرم برای جریان هوا اینگونه نوشته می‌شود [۲۹]:

$$G \Delta z Y \omega_{H|x} - G \Delta z Y \omega_{H|x+\Delta x} + k_g \alpha (\omega_i - \omega_H) \Delta x \Delta z Y = 0 \quad (5-3)$$

اگر طرفین رابطه فوق را نیز بر  $\Delta x \Delta z Y$  تقسیم نموده و  $\Delta x$  و  $\Delta z$  به سمت صفر میل کند آنگاه:

$$G \frac{\partial \omega_H}{\partial x} = k_g \alpha (\omega_i - \omega_H) \quad (۶-۳)$$

برای کل حجم کنترل رابطه بقای انرژی با توجه به اینکه فرآیند به صورت بی دررو انجام می‌شود، به صورت تساوی آنتالپی ورودی و خروجی خواهد بود یا به عبارت دیگر:

$$G \Delta z Y \omega_{H|x} - G \Delta z Y \omega_{H|x+\Delta x} + C_{pw} (L_H (T_{wH} - T_0))|_z \Delta x Y \quad (۷-۳)$$

به طور مشابه با تقسیم طرفین رابطه بر  $\Delta x \Delta z Y$  و میل نمودن  $\Delta x$  و  $\Delta z$  به سمت صفر داریم:

$$G \frac{\partial H_{gH}}{\partial x} + C_{pw} (T_{wH} - T_0) \frac{\partial L_H}{\partial z} + L_H C_{pw} \frac{\partial T_{wH}}{\partial z} \quad (۸-۳)$$

مشتق جزئی آنتالپی هوا با استفاده از رابطه (۲-۳)؛ برابر است با:

$$\begin{aligned} \frac{\partial H_{gH}}{\partial x} = C_{pa} \frac{\partial T_{gH}}{\partial x} + (C_{pv} (T_{gH} - T_0) + \lambda_0) \frac{\partial \omega_H}{\partial x} + \omega_H C_{pv} \frac{\partial T_{gH}}{\partial x} = C_{pg} \frac{\partial T_{gH}}{\partial x} + \\ (C_{pv} (T_{gH} - T_0) + \lambda_0) \frac{\partial \omega_H}{\partial x} \end{aligned} \quad (۹-۳)$$

با جایگزینی روابط (۲-۳) و (۹-۳) در رابطه (۸-۳) نتیجه می‌شود:

$$L_H C_{pw} \frac{\partial T_{wH}}{\partial z} + G \{ C_{pg} \frac{\partial T_{gH}}{\partial x} + (C_{pv} (T_{gH} - T_0) - C_{pw} (T_{wH} - T_0) + \lambda_0) \} \frac{\partial \omega_H}{\partial x} = 0 \quad (۱۰-۳)$$

با در نظر گرفتن جریان هوا، اختلاف آنتالپی ورودی و خروجی در این فاز برابر حرارت محسوس انتقال یافته از هوا به فصل مشترک است:

$$\begin{aligned} G \Delta z Y H_{gH|x} - G \Delta z Y H_{gH|x+\Delta x} + k_g \alpha (\omega_i - \omega_H) (C_{pv} (T_{gH} - T_0) + \lambda_0) \Delta x \Delta z Y = \\ h_g \alpha \Delta x \Delta z Y (T_{gH} - T_i) \end{aligned} \quad (۱۱-۳)$$

زمانی که  $\Delta x$  و  $\Delta z$  به سمت صفر میل کند، با جایگزینی سمت چپ رابطه (۶-۳) در رابطه (۱۱-۳)، رابطه (۱۲-۳)، بدست می‌آید:

$$-G \frac{\partial H_{gH}}{\partial x} + G \frac{\partial \omega_H}{\partial x} (C_{pv} (T_{gH} - T_0) + \lambda_0) = h_g \alpha (T_{gH} - T_i) \quad (۱۲-۳)$$

حال با استفاده از رابطه (۹-۳)، رابطه (۱۲-۳) به صورت زیر ساده می‌شود:

$$GC_{pg} \frac{\partial T_{gH}}{\partial x} = h_g \alpha (T_{gH} - T_i) \quad (۱۳-۳)$$

به روش مشابه برای جریان آب، اختلاف آنتالپی ورودی و خروجی برابر انتقال حرارت از فصل مشترک است که نتیجه می‌دهد [۲۹]:

$$C_{pw}(L_H(T_{wH} - T_0))|_z \Delta x Y - C_{pw}(L_H(T_{wH} - T_0))|_{z+\Delta z} \Delta x Y - (L_H|_z - L_H|_{z+\Delta z}) \Delta x Y C_{pw}(T_i - T_0) = h_w \alpha (T_{wH} - T_i) \Delta x \Delta z Y \quad (۱۴-۳)$$

$h_w$  ضریب انتقال حرارت جابجایی در فاز آب است. شکل دیفرانسیلی رابطه فوق به صورت زیر خواهد بود:

$$L_H C_{pw} \frac{\partial T_{wH}}{\partial z} = (h_w \alpha + C_{pw} \frac{\partial L_H}{\partial z})(T_i - T_{wH}) \quad (۱۵-۳)$$

در واقع رابطه‌ی فوق نشان می‌دهد که تغییر دمای جریان آب، ناشی از انتقال حرارت محسوس از آب به فصل مشترک و حرارت محسوس همراه با جرم انتقال یافته بین دو فاز است. برای فصل مشترک آب و هوا، رطوبت مطلق هوا با استفاده از فشار جزئی آن از رابطه زیر محاسبه می‌شود [۲۹]:

$$\omega_i = 0.622 \frac{P_i}{P_t - P_i} \quad (۱۶-۳)$$

از طرفی چون در فصل مشترک، هوا در حالت اشباع می‌باشد، می‌توان از روابط تجربی ارائه شده برای محاسبه فشار جزئی بر حسب دمای فصل مشترک استفاده نمود.



به عنوان مثال رابطه ارایه شده توسط وکسلر<sup>۱</sup> [۳۰] از دقت خوبی برخوردار است و در بسیاری از مطالعات مورد استفاده قرار گرفته است.

$$\ln(P_i) = \sum_{j=1}^4 \alpha_j T_i^{j-2} + \alpha_5 \ln(T_i) \quad (۱۷-۳)$$

$$\alpha_1 = 0.60951748 \times 10^4$$

$$\alpha_2 = 0.2116173595 \times 10^2$$

$$\alpha_3 = -0.27222404 \times 10^{-1}$$

$$\alpha_4 = 0.16840790 \times 10^{-4}$$

$$\alpha_5 = 2.4505058$$

با استفاده از روابط ۲، ۴، ۶، ۸، ۱۰، ۱۳، ۱۵، ۱۶، ۱۷ می‌توان مشخصات خروجی آب و هوا را به همراه دما و رطوبت مطلق فصل مشترک محاسبه نمود.

### ۳-۲-۱- ضرایب انتقال حرارت و جرم

ضرایب انتقال حرارت و جرم در فرآیند رطوبت زنی بر اساس مدل ارایه شده شامل سه ضریب می‌شود:

۱- ضریب انتقال جرم بین فصل مشترک و جریان هوا ( $k_g$ )

۲- ضریب انتقال حرارت بین فصل مشترک و جریان هوا ( $h_g$ )

۳- ضریب انتقال حرارت بین فصل مشترک و جریان آب ( $h_w$ )

---

<sup>۱</sup> Wexler

### ۳-۲-۱-۱- ضریب انتقال جرم ( $kg$ )

با توجه به پیچیدگی‌های مربوط به فرآیند انتقال جرم همراه با نفوذ چرخانه ای در عمل نمی‌توان از روابط دقیق برای محاسبه این ضریب استفاده کرد، اما همانند روابط تجربی ارایه شده برای عدد نوسلت<sup>۲</sup> جهت محاسبه ضریب انتقال حرارت، روابط تجربی مشابهی برای محاسبه‌ی عدد شروود<sup>۳</sup> در فرآیندهای ساده ارایه شده است. به طور معمول این روابط تابعی از عدد رینولدز و اشمیت<sup>۴</sup> هستند. عدد اشمیت به صورت نسبت لزجت سینماتیکی به ضریب نفوذ مولکولی<sup>۵</sup>  $\left(\frac{\nu}{D}\right)$  تعریف می‌شود. اما این روابط معمولاً حالت‌های ساده را شامل می‌شود.

در عملیات انتقال جرم بر روی آکنه، شدت انتقال جرم با اندازه گیری شدت جریان دو فاز آب و هوا و میزان رطوبت مطلق ورودی و خروجی هوا قابل محاسبه است. از آنجا که تعیین دقیق مساحت فصل مشترک دو فاز (که برابر سطح خیس شده آکنه است) در آزمایش‌های انجام شده غیر ممکن است. محاسبه شار لازم انتقال جرم امکان پذیر نخواهد بود. البته در برخی موارد محققین سعی نموده اند روابطی برای سطح خیس شده آکنه ارایه نمایند و با استفاده از آن ضریب انتقال جرم را به صورت موضعی بر روی آکنه تخمین بزنند. اما در بیشتر موارد این کار داری خطا بوده و به این جهت مقادیر اندازه گیری شده به صورت حاصلضرب شار جرمی و سطح تماس دو فاز بیان می‌شود تا این خطا از بین برود. با تقسیم این مقدار بر حجم آکنه، ضریب انتقال جرم حجمی به عنوان مثال به صورت  $ak_g$  بدست می‌آید که  $a$  همان سطح ویژه آکنه است.

استفاده از ضرایب حجمی انتقال جرم بر روی آکنه بسیار متداول بوده و روش‌های مختلفی برای محاسبه و تخمین آن ارایه شده است. مرکل عدد بی بعدی را که در برگیرنده ضریب حجمی انتقال جرم

---

<sup>1</sup> Mass Transfer Coefficient

<sup>2</sup> Nusslet Number

<sup>3</sup> Sherwood Number

<sup>4</sup> Schmidt Number

<sup>5</sup> Diffusion Coefficient

می‌باشد ارایه نمود و به همین دلیل به نام عدد مرکل<sup>۱</sup> شناخته می‌شود. این عدد را می‌توان برحسب نوع آکنه و برای سیال‌های معین به صورت تابعی از شدت جریان‌های دو سیال ارایه نمود. البته دما و فشار هوا و آب نیز باید در محدوده مشخصی قرار داشته باشد. عدد مرکل به صورت زیر تعریف می‌شود [۲۹]:

$$M_e = \frac{k_g a V}{\dot{m}_w} \quad (۱۸-۳)$$

که در آن  $V$  حجم آکنه و  $\dot{m}_w$  جریان جرمی آب پاششی بر روی آکنه است. چنانچه نوع سیال مایع و گاز که بر روی آکنه جریان دارند مشخص باشد. عدد مرکل برای آن سیالات به صورت تابعی از شار یا جریان جرمی آب و هوا ارایه می‌شود. این روابط به صورت زیر است [۲۹]:

$$\frac{k_g a V}{\dot{m}_w} = \frac{k_g a H}{L} = \alpha \left(\frac{L}{G}\right)^\beta \quad (۱۹-۳)$$

که برای جریان متقاطع آب و هوا  $H$  ارتفاع آکنه می‌باشد. در حال حاضر که فناوری تولید آکنه‌های منظم توسعه پیدا کرده است معمولاً شرکت‌های تولید کننده با انجام آزمایش‌های استاندارد ضرایب مربوطه به رابطه فوق را در شرایط مختلف عملکرد در اختیار طراحان قرار می‌دهند. از آنجا که این آکنه‌ها اغلب برای استفاده در برج‌های خنک کن مورد استفاده قرار می‌گیرند. لذا شرایط ورودی آب و هوا با شرایط موجود در فرآیند رطوبت زنی متفاوت می‌باشد.

### ۳-۲-۱-۲- ضریب انتقال حرارت هوا ( $h_g$ )

نسبت ضریب انتقال حرارت به انتقال جرم  $\frac{h_g}{k_g}$  به نسب رطوبت سنجی معروف است که در بسیاری از محاسبات فرآیندهای مرتبط با رطوبت زنی ظاهر می‌شود. روابط متعددی برای محاسبه این نسبت ارایه شده است. رابطه لوئیس<sup>۲</sup>، یکی از معروف ترین و البته ساده ترین روابط ارایه شده در این زمینه است

<sup>۱</sup> Merkel Number

<sup>۲</sup> Lewis Relation

که برای مخلوط هوا و بخار آب توسط لوئیس ارایه شده است. با استفاده از این رابطه می‌توان ضریب انتقال حرارت را تعیین نمود [۲۹]:

$$h_g = k_g C_{pg} \quad (20-3)$$

سمت چپ رابطه لوئیس به فاکتور لوئیس<sup>۱</sup> معروف است و در واقع نسبت عدد استانتون انتقال حرارت به استانتون انتقال جرم است [۲۹].

$$Le_f = \frac{St}{St_m} = \frac{\frac{Nu}{Re \times Pr}}{\frac{Sh}{Re \times Sc}} = \frac{h_g}{k_g C_{pg}} \quad (21-3)$$

لوئیس [۳۱] نشان داد که این نسبت برای سیستم‌های دو فاز آبی و هوا برابریک است. چنانچه درصد بخار آب در مخلوط هوا و بخار آب کم باشد، رابطه لوئیس با دقت خوبی صادق است. اما زمانی که درصد رطوبت هوا بالا باشد باید از روابط جایگزین استفاده نمود. بدینگفیلد<sup>۲</sup> و درو<sup>۳</sup> [۳۲] آزمایش‌های زیادی در این زمینه انجام دادند و رابطه‌ی زیر را پیشنهاد دادند:

$$Le_f = \left(\frac{St}{Pr}\right)^{0.56} = Le^{0.56} \quad (21-3)$$

بونجاکویک<sup>۴</sup> [۳۳] با اعمال ضریب تصحیحی رابطه زیر را پیشنهاد داد که در بسیاری از مطالعات بعدی مورد استفاده قرار گرفته است:

$$Le_f = Le^2 \left\{ \frac{\left(\frac{\omega_i + 0.622}{\omega_H + 0.622}\right) - 1}{\ln\left(\frac{\omega_i + 0.622}{\omega_H + 0.622}\right)} \right\} \quad (22-3)$$

---

<sup>1</sup> Lewis Factor

<sup>2</sup> Bedingfield

<sup>3</sup> Drew

<sup>4</sup> Bonjakovic

پاپ<sup>۱</sup> و روگنر<sup>۲</sup> [۳۴] نیز از رابطه فوق با عدد لویس ۰/۸۶۵ برای تحلیل برج خنک کننده استفاده نمودند. بوریلت<sup>۳</sup> [۳۵] و گرانگ<sup>۴</sup> [۳۶] نیز رابطه فوق را با عدد لویس ۰/۹۲ پیشنهاد نمودند. در این پژوهش عدد لویس در هر نقطه از آکنه محاسبه شده و با استفاده از رابطه فوق مقدار فاکتور لویس محاسبه می‌گردد. با داشتن مقدار  $k_g$  می‌توان ضریب انتقال حرارت  $h_g$  را تعیین نمود. لازم به ذکر است در حالت تشکیل مه در توده هوا از  $\omega_{sH}$  به جای  $\omega_H$  استفاده می‌شود.

### ۳-۲-۱-۳- ضریب انتقال حرارت آب ( $h_w$ )

ضریب انتقال حرارت بین فصل مشترک و آب دارای مقدار بسیار بالاتری نسبت به سمت هوا است. به همین دلیل مقاومت حرارتی سمت آب بسیار کمتر از مقاومت حرارتی سمت هوا بوده و لذا تاثیر بسیار کمتری در ضریب انتقال حرارت کلی دارد. در بسیاری از مواقع از این مقاومت صرف‌نظر شده و دمای سطح آب با دمای جریان آب برابر فرض می‌شود. در کلیه مطالعاتی که بر مبنای روش مرکب و پاپ انجام شده است، از این فرض استفاده شده است. بن باچا<sup>۵</sup> [۳۷] از نوعی آکنه در برج رطوبت زنی استفاده نمود که پس از انجام مجموعه‌ای از آزمایش‌ها بر روی آن روابط تجربی بر حسب جریان جرمی آب و هوا ارایه نمود که البته در آکنه مورد نظر در این پژوهش قابل استفاده نمی‌باشد. ارفی<sup>۶</sup> [۳۸] عدد ثابت  $640 \text{ W/m}^2\text{K}$  را برای ضریب  $h_w$  پیشنهاد نمود، اوند<sup>۷</sup> [۳۹] نیز روابط زیر را برای محاسبه این ضریب پیشنهاد کرد:

---

<sup>1</sup> Pope

<sup>2</sup> Rogener

<sup>3</sup> Bourillot

<sup>4</sup> Grange

<sup>5</sup> Ben Bacha

<sup>6</sup> Orfi

<sup>7</sup> Onda

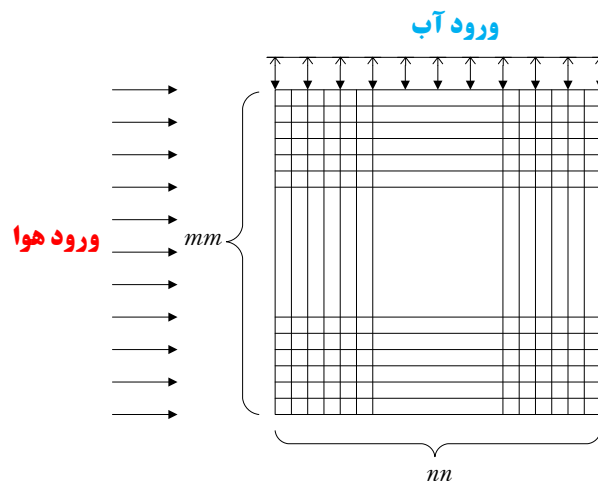
$$h_w = 0.0051 Re_{Lw}^{\frac{2}{3}} Sc_L^{-0.5} (\alpha d_p)^{0.4} \left[ \frac{\mu_w g}{\rho_w} \right] \left( \rho_w C_{pw} \frac{K_w}{D_w} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (23-3)$$

که  $d_p$  گام آکنه (پکینگ) و  $K_w$  ضریب هدایت آب می‌باشد و :

$$Re_{Lw} = \frac{L}{\alpha_w \mu_L} \quad Sc_L = \frac{\mu_L}{\rho_L D_L} \quad (24-3)$$

### ۳-۲-۲- المان بندی و شرایط اولیه

به منظور مدل سازی فرآیند رطوبت زنی در MATLAB در ابتدا باید معادلات انتقال جرم و انتقال حرارت به صورت دیفرانسیلی درآیند و سپس با ایجاد شبکه بندی و در نظر گرفتن شرایط اولیه، فرآیند رطوبت زنی را مدل سازی کرد.



شکل (۳-۴) : نحوه المان بندی واحد رطوبت زنی

برای رعایت اصول حل‌های عددی می‌بایست برای هر دو سیال آب و هوا شرایط اولیه ای برای برخی مقادیر ترمودینامیکی در دسترس در نظر بگیریم، برای آب با در دست داشتن دمای ورودی، دبی ورودی و برای هوا با در دست داشتن رطوبت نسبی، رطوبت مطلق و دمای ورودی مقادیر به شرح زیر هستند:

$$T_{w-in} = 80C^0$$

$$\dot{m}_{w-in} = 1 \frac{kg}{sec.m^2}$$

$$T_{g-in} = 25C^0$$

$$x_{g-in} = 0.006$$

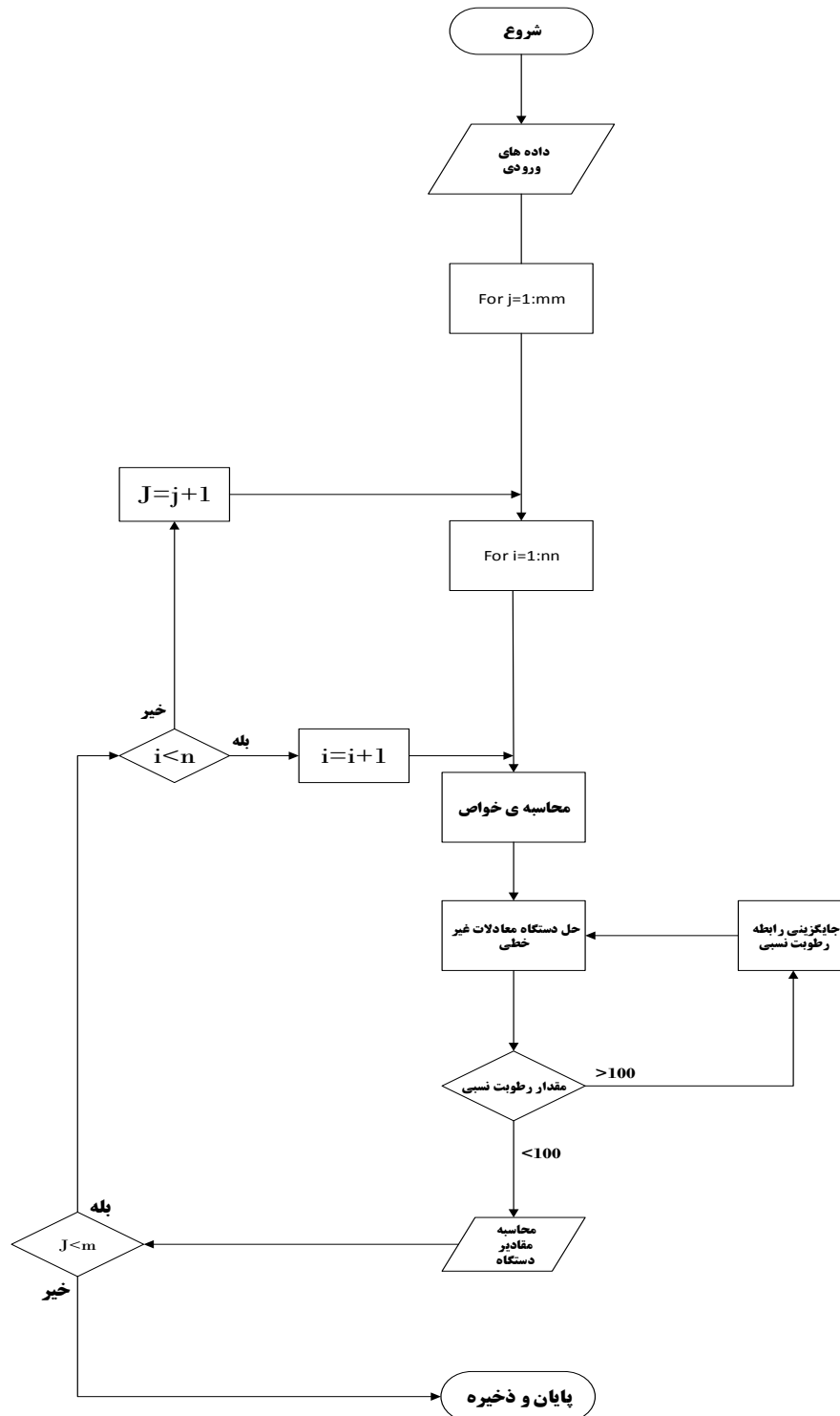
$$\varphi_{g-in} = 30\%$$

$$P_{surr} = 1bar$$

$$15000 \text{ ppm} = \text{غلظت نمک آب دریا}$$

به دلیل زیاد بودن و جلوگیری از تکرار، فرمول محاسبه‌ی متغیرهای ترمودینامیکی آب و هوا که در هر دوبخش رطوبت زنی و رطوبت زدایی استفاده شده اند در ضمیمه‌ی الف موجود می‌باشد.

### ۳-۲-۳- فلوچارت حل رطوبت زنی



شکل (۳-۵): فلوچارت حل فرآیند رطوبت زنی



### ۳-۳- مدل سازی رطوبت زدایی

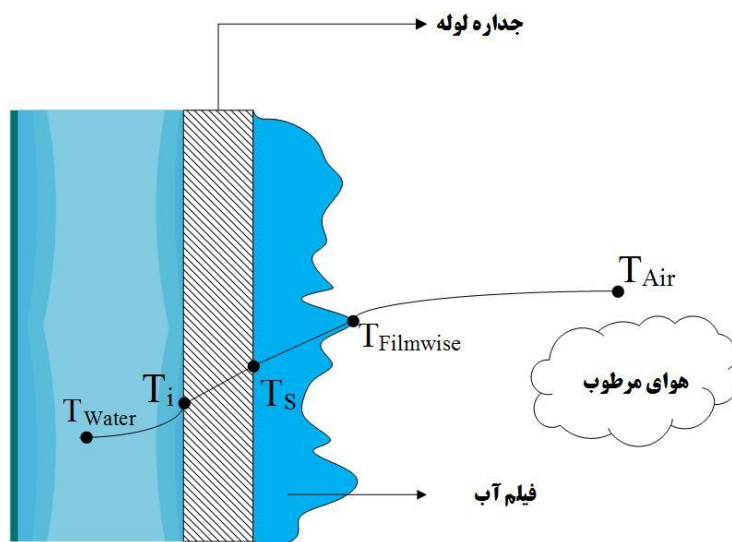
جریان دوفازی به طور گسترده در صنعت و سیستم تهویه مطبوع مشاهده می‌گردد. جریان دوفازی مایع-بخار در تبخیر کننده‌ها و چگالنده‌ها دیده می‌شود. بدلیل پیچیدگی این پدیده رفتار هیدرودینامیکی و حرارتی این پدیده به طور کامل شناخته شده نیست و مدل کاملی برای پیش بینی انتقال حرارت و افت فشار ارایه نشده است. در عوض روابطی برای شرایط عملیاتی خاص ارایه شده است. عمل چگالش با گرفتن حرارت از سطح مشترک جامد - بخار شروع می‌گردد. اگر انرژی کافی از سطح مشترک گرفته شود، دمای محلی بخار در نزدیک سطح مشترک به زیر دمای اشباع تعادلی می‌رسد. بدلیل انتقال حرارت، گرادیان دما ایجاد می‌شود و با پایین آمدن درجه حرارت در سطح مشترک اولین قطرات مایع تشکیل می‌گردد.

چگالش می‌تواند بصورت قطره ای و یا فیلمی باشد. چگالش قطره ای در سطحی ایجاد می‌شود که انرژی سطحی آن نسبت به انرژی سطحی مایع کم باشد. به عنوان مثال در سطح‌های بسیار صاف چگالش قطره ای اتفاق می‌افتد. چگالش فیلمی بر روی سطح‌هایی که انرژی آزاد سطحی آن نسبت به انرژی آزاد سطحی مایع بیشتر باشد تشکیل می‌گردد، این نوع چگالش در بیشتر سیستم‌ها دیده می‌شود. بخاری که در تماس با سطح سرد قرار می‌گیرد می‌تواند بخار خالص و یا ترکیب بخار بایک گازی باشد که قابلیت چگالش شدن نداشته باشد. در این پژوهش بخار آب ایجاد شده در مرحله‌ی رطوبت زنی به همراه هوا که گازی غیر قابل چگالش شدن است وارد رطوبت زدایی می‌گردد، به منظور مدل سازی فرآیند رطوبت زدایی در ابتدا باید معادلات حاکم بر چگالنده بیان شود. مبدل مورد استفاده در این پژوهش نوعی از مبدل‌های فشرده می‌باشد، به دلیل وجود دو فاز مایع و گاز و به دلیل بالا بودن ضریب انتقال حرارت در سمت آب و پایین بودن آن در سمت هوا از مبدل پره لوله<sup>۱</sup> استفاده شده است.

---

<sup>1</sup> Continuous Finned-Tube Heat Exchangers

برای مدل سازی چگالنده فرآیند انتقال حرارت بین آب و هوای مرطوب که یک نوع انتقال حرارت غیرمستقیم است در نظر گرفته می شود. شماتیک فرآیند انتقال حرارت بین هوای مرطوب و آب خنک و تغییرات دما در شکل (۳-۶) نشان داده شده است. حرارت ابتدا از هوای اشباع به سطح فیلم انتقال می یابد، سپس این حرارت از لایه فیلم مایع عبور کرده و به سطح سرد می رسد. حرارت انتقال یافته از لایه فیلم از دیواره سطح سرد عبور کرده و به مایع سرد کننده داده می شود.



شکل (۳-۶): فرآیند انتقال حرارت بین آب و هوا در چگالنده

### ۳-۳-۱- انتقال حرارت از هوای اشباع به سطح فیلم

فرآیند انتقال حرارت از هوای اشباع به سطح فیلم شامل انتقال حرارت محسوس به صورت جابجایی و انتقال حرارت نهان به واسطه چگالش بخار می باشد [۴۰].

$$\dot{Q} = \dot{Q}_{Lat} + \dot{Q}_{Sen} \quad (۳-۲۵)$$

که در آن  $\dot{Q}_{Sen}$  شار گرمای محسوس انتقال یافته و  $\dot{Q}_{Lat}$  شار گرمای نهان انتقال یافته می باشد. شار

گرمای محسوس انتقال حرارت توسط رابطه زیر ارایه می گردد [۴۰]:

$$\dot{Q}_{Sen} = h_{co}(T_a - T_{if}) \quad (26-3)$$

در این رابطه  $h_{co}$ ،  $T_{if}$ ،  $T_a$  به ترتیب ضریب انتقال حرارت جابجایی سمت هوا، دمای سطح فیلم و دمای هوا می باشد.

برای ضریب انتقال حرارت محسوس از رابطه تجربی مبدل های پره-لوله ساده شکل (3-7) برای رینولدز داخل لوله، بین 300 تا 5000، که توسط وانگ و همکاران [41] ارایه شده است استفاده گردیده است.

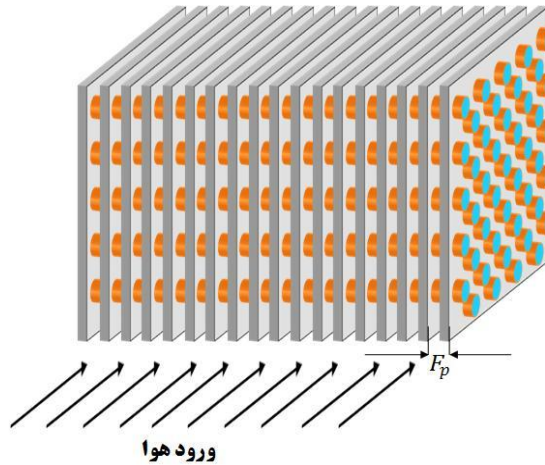
$$j = 19.36 Re_{Dc}^{j1} \left(\frac{F_p}{D_c}\right)^{1.352} \left(\frac{S_L}{S_T}\right)^{0.6795} N^{-1.291} \quad (27-3)$$

$$j1 = 0.3745 - 1.554 \left(\frac{F_p}{D_c}\right)^{0.24} \left(\frac{S_L}{S_T}\right)^{0.12} N^{-0.19} \quad (28-3)$$

در این رابطه  $j$  ضریب کولبرون می باشد که توسط رابطه زیر معرفی می گردد.

$$j = \frac{h_{co}}{G_c c_{pa}} Pr^{\frac{2}{3}} \quad (29-3)$$

$$G_c = \rho_a V_{max} \quad (30-3)$$

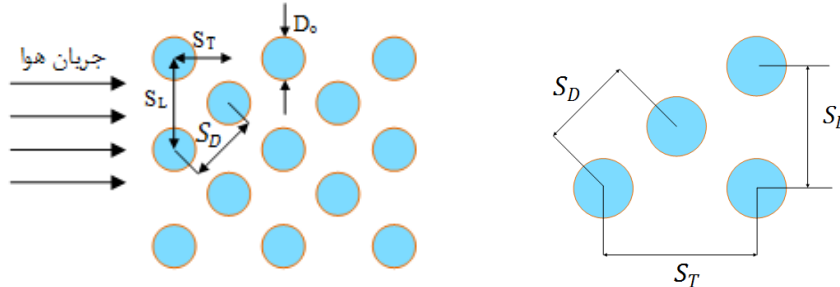


شکل (3-7): شماتیک چگالنده پره لوله

$F_p$  و  $N$  به ترتیب تعداد ردیف لوله (در راستای افقی) و گام پره می باشد و همچنین  $D_c$  توسط رابطه زیر محاسبه می گردد:

$$D_c = D_o + 2t_f \quad Re_{Dc} = \frac{\rho D_c V_w}{\mu} \quad (31-3)$$

که در آن  $t_f$  ضخامت پره و  $D_o$  قطر خارجی لوله می‌باشد. نحوه‌ی آرایش لوله‌ها مطابق شکل (۳-۸)، آرایش مثلثی می‌باشد و برای محاسبه‌ی سرعت ماکزیمم هوایا  $V_{max}$  داریم [۴۰]:



شکل (۳-۸): گام لوله‌های چگالنده

اگر  $S_D < \frac{S_T - D_o}{2}$  و یا  $2(S_D - D_o) < (S_T - D_o)$  داریم:

$$V_{max} = V_a \left( \frac{S_T}{2(S_D - D_o)} \right) \quad (۳۲-۳)$$

و اگر  $2(S_D - D_o) \geq (S_T - D_o)$

$$V_{max} = V_a \left( \frac{S_T}{2(S_T - D_o)} \right) \quad (۳۳-۳)$$

که در آن  $V_a$  سرعت هوا در سطح مقطع آزاد می‌باشد.

گرمای انتقال یافته همراه با انتقال جرم یا همان گرمای نهان توسط رابطه زیر محاسبه می‌گردد [۲۹]:

$$Q_{lat} = h_m h_{fg} (\omega_a - \omega_{if}) \quad (۳۴-۳)$$

$\omega_a$  رطوبت مطلق در دمای هوای مرطوب و  $\omega_{if}$  رطوبت مطلق در دمای فیلم آب بوده و همچنین

گرمای نهان تبخیر می‌باشد که نحوه محاسبه آن در پیوست الف آمده است. برای محاسبه‌ی ضریب

انتقال جرم از تشابه انتقال جرم و انتقال حرارت داریم [۲۹]:

$$h_m = \frac{h_{co}}{Le C_{pa}} \quad (۳۵-۳)$$

ضریب لویس برای مخلوط‌های هوا و بخار آب در حالت اشباع برابر ۱ می‌باشد اما به دلیل اشباع نبودن مخلوط ضریب لویس را از رابطه‌ی زیر می‌توان محاسبه کرد [۲۹].

$$Le = \frac{Sc}{Pr} \quad Sc = \frac{\nu}{D} \quad Pr = \frac{c_p \mu_g}{K_g} \quad (۳-۳۶)$$

که در اینجا  $D$  ضریب نفوذ مولکولی و  $K_g$  ضریب هدایت هوای مرطوب می‌باشد که در پیوست الف نحوه‌ی حل آنها آمده است.

### ۳-۲-۳- گرمای انتقال یافته در لایه فیلم

گرمای انتقال یافته از سطح فیلم، از لایه فیلم عبور می‌کند و توسط رابطه زیر محاسبه می‌گردد [۴۰]:

$$\dot{Q}_f = h_f (T_{if} - T_s) \quad (۳-۳۷)$$

که در آن  $T_s$  دمای سطح خارجی لوله می‌باشد. برای محاسبه‌ی ضریب انتقال حرارت در لایه‌ی فیلم با توجه به وجود گاز غیرقابل چگالش روابط بسیار محدودی ارائه شده است، بیشتر روابط ارائه شده برای چگالش بخار خالص بوده است و در محاسبه‌ی این ضریب عوامل زیادی از جمله: افقی و یا عمودی بودن لوله، نوع پره، تک و یا دسته بودن لوله‌ها و غیره دخالت دارد. لذا در ابتدا برخی روابط مهم ارائه شده در این خصوص مورد بررسی قرار می‌گیرد. نوسلت [۴۲] در تحقیقی توانست میانگین ضریب انتقال حرارت فیلم را در حالت جریان آرام برای چگالش بخار خالص روی یک لوله افقی (بدون پره) محاسبه کند:

$$Nu = 0.725 \left( \frac{K_f^3 \rho_f (\rho_f - \rho_v) g h_{fg}}{\mu_f D_o T_f} \right)^{\frac{1}{4}} \quad (۳-۳۸)$$

چنگ و همکاران [۴۳] با استفاده از معادله‌ی نوسلت در چگالش R-۱۵۲a با مقایسه داده‌های تئوری و آزمایشگاهی به خطای ۱۵٪ معادله‌ی نوسلت در بکارگیری برای دیگر سیالات رسید، به طور مشابه یلباز [۴۴] با بررسی چگالش R-۲۱ متوجه خطای ۱۰٪ معادله‌ی نوسلت از حالت آزمایشگاهی شد. سوانسن [۴۵] در تحقیقی در مدرسه نیروی دریایی ایالات متحده با استفاده از معادله‌ی نوسلت آن را

برای چگالش بخار خالص روی پره‌های دایره‌ای ارتقاء داد. کارناوس [۴۶] برای اولین بار توانست معادله‌ی نوسلت را برای لوله‌های زبر (در سطح خارجی) به کار ببرد و به این نتیجه برسد که ضریب انتقال حرارت فیلم در سطح لوله‌های زبر ۴ تا ۶ برابر ضریب انتقال حرارت در سطح لوله‌های صاف است. بی‌تی و کاتز [۴۷] با در نظر گرفتن نیروی گرانش توانستند ضریب انتقال حرارت را برای یک لوله پره دار افقی محاسبه کنند، معادله‌ی آنها به صورت زیر است:

$$h_f = 0.689 \left( \frac{\rho_l(\rho_l - \rho_g) g K_l^3 h_{fg}}{\mu_l(T_{sat} - T_{surface})} \right)^{\frac{1}{4}} \left( \frac{A_r}{A} D_r^{-0.25} + 1.3 \frac{\phi_f A_f}{A} L_f \right) \frac{1}{\phi} \quad (39-3)$$

$$L_f = \frac{\pi(D_o^2 - D_r^2)}{4D_o} \quad (40-3)$$

$$A = A_r + A_f \quad (41-3)$$

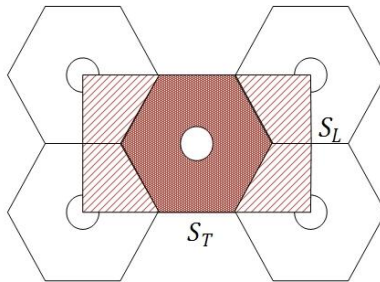
در این معادله،  $\rho_l$  چگالی مایع فیلم،  $\rho_g$  چگالی هوا،  $K_l$  ضریب هدایت فیلم،  $\mu_l$  ویسکوزیته سینماتیکی فیلم،  $T_{sat}$  دمای سطح فیلم و  $T_{surface}$  دمای سطح خارجی لوله،  $D_r$  قطر ریشه‌ی پره و  $A_r$  مساحت پره با قطر ریشه است.

معادله‌ی بی‌تی و کاتز برای چگالی ۵۱۲ تا ۶۳۰ پره بر متر صادق است، چنگ و وانگ [۴۸] نشان دادند این معادله برای چگالی‌های بالاتر حدود ۵۴٪ خطا دارد، رودی و وب [۴۹] با کاربرد معادله‌ی کاتز برای چگالی پره‌های پایین و همچنین تنش‌های سطحی کوچکتر از ۲۵ میکرونیوتن بر متر بسیار خوب عمل می‌کند. هوندا و همکاران [۵۰] در تحقیقی به این نتیجه دست‌یافتند که مدل کاتز برای نرخ سرعت‌های حدود  $\frac{2m}{s}$  جریان سرد بسیار بهتر از سرعت‌های بالاتر عمل می‌کند. اسمرینوف و لوکانوف [۵۱] با بررسی داده‌های آزمایشگاهی توانستند مدل کاتز را بر سایر شکل‌های پره‌ها (صفحه‌ای و دوزنقه‌ای) با بدست آوردن قطر معادل محاسبه کنند و مساحت موثر پره محاسبه کنند، در این پژوهش نیز از مدل اسمرینوف و لوکانوف برای محاسبه‌ی ضریب انتقال حرارت فیلم روی لوله‌ی خنک کننده در حالت چگالش فیلمی استفاده می‌شود. معادله‌ی اسمرینوف و لوکانوف به شرح زیر است:

$$h_f = 0.689 \left( \frac{\rho_l(\rho_l - \rho_g)gK_f^3 h_{fg}}{\mu_l(T_{sat} - T_{surface})D_e} \right)^{\frac{1}{4}} \quad (42-3)$$

$$\frac{1}{D_e^{\frac{1}{4}}} = \left( 1.3 \frac{\varphi_f A_f}{A_{eff} L m_f^{\frac{1}{4}}} + \frac{A_p}{A_{eff} D_e^{\frac{1}{4}}} \right) \quad (43-3)$$

که در این معادله بازدهی پره،  $A_f$  مساحت پره،  $A_p$  مساحت خارجی لوله بین دو پره،  $A_{eff}$  مساحت موثر پره،  $D$  قطر خارجی لوله شامل پره و  $D_e$  قطر معادل پره صفحه ای می‌باشد. با توجه به اینکه در این پژوهش از پره صفحه ای استفاده شده است باید در ابتدا سطح موثر پره و مساحت پره محاسبه شود، برای محاسبه‌ی سطح موثر پره کافی است سطح پره را در بازه‌ی پره ضرب نموده تا سطح موثر بدست آید، اما برای محاسبه‌ی سطح پره به صورت المانی عمل می‌شود بدین صورت که سطح دوزنقه ای را در اطراف پره در فرض می‌شود:



شکل (۳-۹): شماتیک چگونگی نحوه تعیین سطح پره

برای محاسبه‌ی سطح دوزنقه کافیت مساحت مستطیل احاطه شده محاسبه شود، این مساحت برابر مساحت رو و پشت سطح پره است.

$$A_f = (S_T \times S_L) \quad (44-3)$$

$$A_{eff} = A_f \varphi_f + A_p \quad (45-3)$$

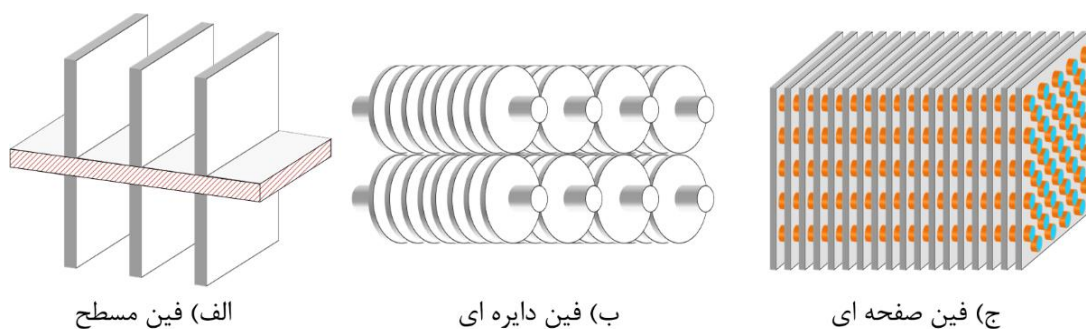
$$A_p = D_o \pi (L_{Tube \text{ Length between two fin}}) \quad (46-3)$$

برای محاسبه‌ی قطر خارجی لوله شامل پره از روش زیر استفاده می‌شود:

$$D_o = 4 \sqrt{\frac{(S_T \times S_L)}{2\pi}} \quad (47-3)$$

### ۳-۳-۲-۱- محاسبه راندمان پره

به منظور مدل سازی فرایند انتقال حرارت از هوا به آب خنک کننده نیاز به مدل سازی ۳ فرآیند انتقال حرارت توضیح داده شده، می باشد. برای مدل سازی فرایند انتقال حرارت در فیلم آب پس از محاسبه ضریب انتقال حرارت اکنون باید راندمان پره مورد بررسی قرار گیرد، مک کوئستین [۵۲] در تقریبی خوب توانست رابطه ای را برای محاسبه راندمان پره مسطح، شکل ۳-۱۰ (الف) ارائه کند. پارکر [۵۳] در سال ۱۹۹۴ با توسعه دادن فرضیه اش میت [۵۴] توانست روشی برای محاسبه راندمان پره دایره ای، شکل ۳-۱۰ (ب) ارائه کند. هانگ و وب [۵۵] با استفاده از مدل مک کوئستین توانستند فرمولی برای محاسبه راندمان پره تر دایره ای بدست بیاورند. کاندلیکار [۵۶] با ارائه روشی مبتنی بر فرمول توسعه یافته مک کوئستین و ترکللد [۵۷] توانست روشی به نام شعاع معادل، را برای پره های صفحه ای، شکل ۳-۱۰ (ج) ارائه کند.



شکل (۳-۱۰): انواع هندسه ی پره ها

برای محاسبه شعاع معادل در ابتدا المانی ذوزنقه ای اطراف لوله در نظر گرفته می شود، شکل (۳-۱۱) شعاع معادل از رابطه ی زیر محاسبه می گردد:

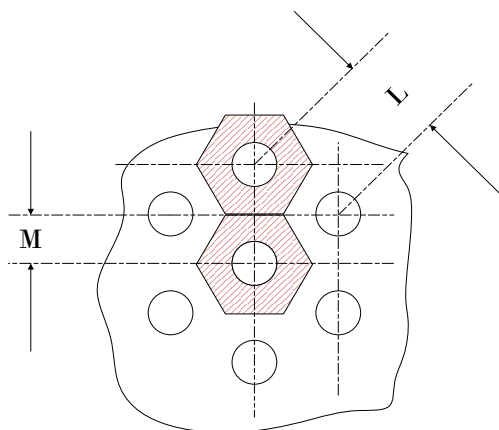
$$\rho_e = 1.27\lambda_1(\beta_1 - 0.3)^{0.5} \quad (۴۸-۳)$$



$$\lambda_1 = \frac{M}{r_o} \quad (49-3)$$

$$\beta_1 = \frac{L}{M} \quad (50-3)$$

$$r_e = \frac{r_o}{\rho_e} \quad (51-3)$$



شکل (۱۱-۳): المان دوزنقه ای اطراف لوله

$$\rho_e = 1.27\lambda_1(\beta_1 - 0.3)^{0.5}$$

$$\lambda_1 = \frac{M}{r_o}$$

راندمان پره تر صفحه ای طبق آنچه گفته شد برابر است با:

$$\eta_{wet} = \frac{2r_o}{M_T(r_e^2 - r_o^2)} = \frac{[K_1(M_T r_o) + I_1(M_T r_e) - K_1(M_T r_e)I_1(M_T r_o)]}{[K_1(M_T r_i) + I_0(M_T r_o) + K_0(M_T r_o)I_1(M_T r_e)]} \quad (52-3)$$

که در آن  $K_0$  و  $K_1$  توابع بسل توسعه یافته نوع دوم مرتبه صفرم و اول و همچنین  $I_0$  و  $I_1$  توابع بسل توسعه یافته نوع اول مرتبه صفرم و اول می باشند، توضیحات توابع بسل در پیوست ب آمده است.

$$M_T = \sqrt{\frac{2h_{ow}}{K_f t_f}} \quad (53-3)$$

که  $K_f$  ضریب هدایت پره و  $t_f$  ضخامت پره می باشد. به دلیل وجود پدیده انتقال جرم نمی توان در محاسبه ضریب  $M_T$  تنها از ضریب انتقال حرارت جابجایی سمت هوا استفاده کرد، وانگویس و

وانگ [۴۱] در پژوهشی روی مدل سازی پارامتری مبدل پره لوله تحت شرایط رطوبت زدایی با تاثیر پدیده‌ی انتقال جرم، این مقاومت حرارتی را محاسبه کرد:

$$h_{ow} = \frac{1}{\frac{c_{pa}}{b_{wm}h_{co}} + \frac{y_w}{k_w}} \quad (۵۴-۳)$$

مایرز [۵۸] در پژوهشی در سال نشان داد نسبت  $\frac{y_w}{k_w}$  که ضخامت فیلم به ضریب هدایت فیلم می‌باشد حدود ۰,۵ تا حداکثر ۵ درصد عبارت  $\frac{c_{pa}}{b_{wm}h_{co}}$  می‌باشد و می‌توان از آن صرفنظر کرد.  $b_{wm}$  شیب خط هوای اشباع در متوسط دمای فیلم آب می‌باشد و نحوه‌ی محاسبه‌ی آن در پیوست الف آمده است.

### ۳-۳-۳- گرمای انتقال یافته به آب خنک کننده

گرمای انتقال یافته به فیلم سرانجام به سیال خنک کننده (آب) انتقال می‌یابد [۴۰]:

$$\dot{Q}_w = h_w(T_s - T_w) \quad (۵۵-۳)$$

که در آن  $T_s$  دمای سطح داخلی لوله،  $T_w$  دمای آب خنک کننده و  $h_w$  ضریب انتقال حرارت جابجایی در داخل لوله می‌باشد. برای محاسبه‌ی ضریب انتقال حرارت داخل لوله از رابطه‌ی ای که گنیلینسکی [۵۹] ارائه داده است استفاده می‌شود، این رابطه در ناحیه جریان آشفته داخل لوله اعتبار دارد.

$$h_w = 0.5 \frac{f_i(Re_i - 1000)Pr_w}{1.07 + 12.7 \left(\frac{f_i}{2}\right)^{0.5} (Pr_w^{\frac{2}{3}} - 1)} \times \frac{K_w}{D_i} \quad (۵۶-۳)$$

در اینجا  $f_i$  ضریب اصطکاک لوله است که توسط رابطه‌ی سوامی [۶۰] محاسبه می‌گردد:

$$f_i = \frac{0.25}{\left(\log\left(\frac{\varepsilon}{3.7D_i}\right) + \frac{5.74}{Re^{0.9}}\right)^2} \quad (۵۷-۳)$$

که  $\varepsilon$  زبری لوله و  $D_i$  قطر داخلی لوله است.

### ۳-۳-۴- محاسبه افت فشار

به منظور محاسبه‌ی توان مصرفی پمپ و فن‌های مورد استفاده در سیستم آب‌شیرین‌کن باید افت‌های فشار هر دو سیال آب و هوای مرطوب محاسبه شود. در ابتدا افت فشار آب مورد بررسی قرار می‌گیرد و سپس به محاسبه‌ی افت فشار هوا در چگالنده پرداخته می‌شود.

### ۳-۳-۴-۱- افت فشار آب

سیال آب در چگالنده مورد بررسی دارای افت فشار اصطکاکی و افت فشار جزئی ناشی از اتصالات می‌باشد، به منظور محاسبه‌ی افت فشار اصطکاکی طبق رابطه‌ی داری [۶۱]:

$$\Delta P_{Friction} = f \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g} \quad (58-3)$$

که در آن  $f$  ضریب اصطکاک داری می‌باشد که خود تابعی از زبری و رینولدز جریان است، به منظور محاسبه‌ی ضریب اصطکاک نیز از رابطه‌ی سوامی [۶۰] استفاده می‌شود. برای محاسبه‌ی افت‌های جزئی در چگالنده با توجه به اینکه در چگالنده از زانویی‌های ۱۸۰ درجه ( $K=1.2$ ) استفاده شده است، داریم:

$$\Delta P_{Components} = K \frac{v^2}{2g} \quad (59-3)$$

افت فشار کل آب در چگالنده از حاصل جمع افت فشار اصطکاکی و افت فشار جزئی بدست می‌آید.

### ۳-۳-۴-۲- افت فشار هوا

در روند محاسبه‌ی افت فشار در سمت هوا بر اساس روش ریچ [۶۲] افت فشار به دو جزء تقسیم می‌گردد، افت فشار روی سطح لوله و افت فشار روی سطح پره، افت فشار روی سطح پره طبق روش ریچ از رابطه‌ی زیر محاسبه می‌گردد:

$$\Delta P_{Air\ on\ Fin} = f_f v_m \frac{G_{a,max}^2}{2} \frac{A_f}{A_{min}} \quad (60-3)$$

که در آن  $f_f$  ضریب اصطکاک روی پره،  $v_m$  حجم مخصوص میانگین،  $A_f$  سطح پره و  $A_{min}$  کمترین سطح جریان آزاد (سطح ورودی هوا به درون المانها) است. ریچ در آزمایشهای خود به این نتیجه رسید که ضریب اصطکاک پره وابسته به عدد رینولدز است اما در شرایط ۳ تا ۱۴ پره در اینچ مستقل از فاصله‌ی بین پره‌های می‌باشد.

$$f_f = 1.7 Re_L^{-0.5} \quad (۶۱-۳)$$

عدد رینولدز بر اساس فاصله‌ی افقی بین لوله‌ها می‌باشد.

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

تا کنون افت فشار هوا بر روی پره محاسبه شده است. حال برای محاسبه‌ی افت فشار هوا بر روی لوله طبق کار زوکاسکاس [۶۳]، افت فشار بر روی یک دسته لوله بدون پره برابر است با:

$$\Delta P_{Air\ on\ Tube} = Eu \frac{G_a^2}{2\rho_a} N \quad (۶۳-۳)$$

که در آن  $N$  نشان دهنده‌ی تعداد ردیف لوله‌های می‌باشد. عدد اویلر طبق پیشنهاد ریچ از رابطه‌ی زیر قابل محاسبه است:

$$Eu = q_{cst} + \frac{r_{cst}}{Re_a} + \frac{s_{cst}}{Re_a^2} + \frac{t_{cst}}{Re_a^3} + \frac{u}{Re_a^4} \quad (۶۴-۳)$$

عدد رینولدز بر اساس قطر خارجی لوله تعریف می‌شود. ضرایب  $q_{cst}$ ،  $r_{cst}$ ،  $s_{cst}$ ،  $t_{cst}$  و  $u$  وابسته به عدد رینولدز و کمیت  $a$  می‌باشد. کمیت  $a$  فاصله‌ی افقی مرکز به مرکز لوله‌ها به قطر لوله است. ضرایب مورد نظر بر اساس نتایج کار زوکاسکاس در جدول (۳-۱) نشان داده شده است.

جدول (۳-۱) : ضرایب محاسبه‌ی رابطه‌ی اویلر [۶۳]

$a$	$Re$	$q_{cst}$	$r_{cst}$	$S_{cst}$	$t_{cst}$	$u$
1.25	$3 < Re < 10^3$	0.795	$0.247 \times 10^3$	$0.335 \times 10^3$	$-0.155 \times 10^4$	$0.241 \times 10^{14}$
	$10^3 < Re < 2 \times 10^6$	0.245	$0.339 \times 10^4$	$-0.984 \times 10^7$	$0.132 \times 10^{11}$	$-0.599 \times 10^{13}$
1.5	$3 < Re < 10^3$	0.683	$0.111 \times 10^3$	$-0.973 \times 10^7$	$0.426 \times 10^3$	$-0.574 \times 10^3$
	$10^3 < Re < 2 \times 10^6$	0.683	$0.248 \times 10^3$	$-0.758 \times 10^7$	$0.104 \times 10^{11}$	$-0.482 \times 10^{13}$
2	$7 < Re < 10^2$	0.713	$0.488 \times 10^2$	$-0.126 \times 10^3$	$-0.582 \times 10^3$	0
	$10^2 < Re < 2 \times 10^4$	0.343	$0.303 \times 10^3$	$-0.717 \times 10^5$	$-0.880 \times 10^7$	$-0.380 \times 10^9$
	$10^4 < Re < 2 \times 10^6$	0.162	$0.181 \times 10^4$	$-0.792 \times 10^8$	$-0.165 \times 10^{13}$	$-0.872 \times 10^{16}$
2.5	$10^2 < Re < 5 \times 10^3$	0.330	$0.989 \times 10^2$	$-0.148 \times 10^5$	$0.192 \times 10^7$	$0.862 \times 10^8$
	$5 \times 10^3 < Re < 2 \times 10^6$	0.119	$0.848 \times 10^4$	$-0.507 \times 10^8$	$0.251 \times 10^{12}$	$-0.463 \times 10^{15}$

با محاسبه‌ی عدد اویلر و در نهایت محاسبه‌ی افت فشار روی لوله‌ها می‌توان از حاصل جمع افت فشار محاسبه شده روی پره و افت فشار محاسبه شده روی لوله، افت فشار کلی هوا را در چگالنده محاسبه کرد.

### ۳-۴- اکونومایزر

همانطور که پیش تر بیان شد در این پژوهش استفاده از تلفات حرارتی گازهای خروجی از دودکش توربین‌های گاز ظرفیت پایین به منظور تامین بار حرارتی مورد نیاز سیستم آب‌شیرین‌کن HD مدنظر می‌باشد. اکونومایزر یا مبدل‌های بازیافت حرارت، مبدل‌هایی هستند که بیشتر برای بازگرم کردن آب تغذیه ورودی به سیستم‌های نیروگاهی استفاده می‌شود. در ابتدای کار آب شور وارد اکونومایزر شده و تا دمای مورد نیاز رطوبت‌زنی گرم می‌شود، سپس آب خروجی از رطوبت‌زنی به همراه میزان مشخصی از آب ورودی ترکیب و به اکونومایزر وارد می‌شوند. برای طراحی اکونومایزر از نرم افزار Aspen B-JAC استفاده شده است بدین صورت که با داشتن دبی مورد نیاز و دمای ورودی آب و همچنین دمای ورودی و خروجی گاز مبدل حرارتی مورد نظر طراحی شده است. دمای خروجی گاز احتراق از اکونومایزر برای جلوگیری از رسیدن به نقطه شبنم ترکیبات گوگرد دار برابر ۲۰۰ درجه در نظر گرفته شده است. گرچه این دما می‌تواند کاهش یافته که موجب افزایش ظرفیت واحد خواهد شد. با توجه به اینکه طراحی اکونومایزر بر هزینه نهایی تولید آب شیرین تاثیرگذار است، مدل سازی ارایه شده در بخش تحلیل اقتصادی پروژه مورد استفاده قرار می‌گیرد.

### ۳-۴-۱- مدل سازی

توربین گاز انتخاب شده در این پژوهش همانطور که پیش تر توضیح داده شد، توربینی با ظرفیت ۳ مگاوات تولید شرکت توربین سازی خاور میانه می‌باشد که مشخصات ترمودینامیکی گاز خروجی از آن به شرح زیر است.

$$\text{Exhaust Gas Temperature} = 450 \text{ C}^\circ$$

$$\text{Exhaust Gas Flow} = 17.8 \frac{\text{Kg}}{\text{sec}}$$

به منظور مدل سازی اکونومایزر و تعیین سطح انتقال حرارت مورد نیاز آن، با توجه به اینکه دمای خروجی آب از اکونومایزر ثابت و برابر ۸۰ درجه سانتی گراد می باشد و دمای ورودی آب نیز تحت تاثیر دمای خروجی از بخش رطوبت زنی در بازه‌ی دمایی ۳۵ تا ۵۰ درجه‌ی سانتی گراد تغییر می کند و شرایط جریان گاز نیز مشخص می باشد، طراحی اولیه در محیط نرم افزار Aspen B-JAC انجام شده است. نتایج اولیه نشان داد که برخی پارامترهای طراحی مانند ضریب انتقال حرارت کلی در این محدوده دمایی وابستگی کمی به تغییرات دما دارند اما تغییرات نسبت به دبی حساس تر است.

از طرفی این نرم افزار تنها از یک بانک اطلاعاتی مشخص برای پیشنهاد مبدل استفاده می کند و با تغییر برخی پارامترها سعی در یافتن مبدل در بانک اطلاعاتی خود می کند. به منظور مدل سازی دقیق تر در بازه ای از دبی های مختلف آب ضریب انتقال حرارت کلی و همچنین پارامتر هزینه بر واحد سطح را بررسی کرده و معادلات زیر برای تغییر این دو پارامتر بر حسب دبی بدست آمده است:

$$U_o = -0.5452m_{water}^2 + 11.055m_{water} + 10.171 \left(\frac{W}{m^2K}\right) \quad (۶۵-۳)$$

$$\frac{Cost}{Area} = 0.1282m_{water}^2 - 2.21m_{water} + 38.191 \left(\frac{\$}{m^2}\right) \quad (۶۶-۳)$$

حال با روش  $\varepsilon - NTU$  می توان مساحت کل مبدل را در شرایط مساله مورد نظر انجام داد و هزینه اکونومایزر را نیز تخمین زد.

### ۳-۴-۱-۱- روش $\varepsilon - NTU$

از آنجا که تحلیل اقتصادی یکی از اهداف این پژوهش می باشد، تعیین هزینه بخش اکونومایزر ضروری است. لذا برای داشتن یک مدل مناسب که بتوان در ترکیب با بخش های قبلی قرار گیرد، از روش  $\varepsilon - NTU$  سطح کلی مورد نیاز بر اساس شرایط فرآیند HD تعیین شده و سپس با توجه به روابط تخمین زده شده برای هزینه سطح مبدل که در بخش قبل ارائه گردید، هزینه کلی وارد محاسبات اقتصادی خواهد شد. برای محاسبه‌ی ظرفیت گرمایی ویژه مشابه رطوبت زنی و رطوبت زدایی عمل کرده و برای محاسبه‌ی ظرفیت گرمایی گاز داریم [۴۰]:

$$C_c = \dot{m}_c C_{pw} \quad (۶۷-۳)$$

$$C_h = C_c \frac{T_{co} - T_{ci}}{T_{hi} - T_{ho}} \quad (۶۸-۳)$$

در این پژوهش ظرفیت گرمایی سمت گاز همان  $C_{min}$  می باشد. سپس حداکثر نرخ انتقال گرمای مجاز و مقدار واقعی انتقال گرما محاسبه می گردد [۴۰]:

$$q_{max} = C_{min}(T_{hi} - T_{ci}) \quad (۶۹-۳)$$

$$q = C_c(T_{co} - T_{ci}) \quad (۷۰-۳)$$

حال با محاسبه‌ی بازده و نسبت ظرفیت گرمایی ( $C_r$ ) و داشتن معادله‌ی ضریب کلی انتقال حرارت بر حسب دبی آب، می توان مساحت مورد نیاز را محاسبه نمود [۴۰]:

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{max}} \quad (۷۱-۳)$$

$$C_r = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (۷۲-۳)$$

در این طراحی با توجه به اینکه جریان هوا مخلوط و جریان آب غیر مخلوط است، برای محاسبه‌ی NTU از رابطه زیر استفاده می شود [۴۰]:

$$NTU = -\left(\frac{1}{C_r}\right) \ln[C_r \ln(1 - \varepsilon) + 1] \quad (۷۳-۳)$$

در نهایت سطح انتقال حرارت مورد نیاز از رابطه زیر محاسبه می گردد [۴۰]:

$$A = \frac{C_{min} \times NTU}{U_o} \quad (۷۴-۳)$$



## فصل چہارم

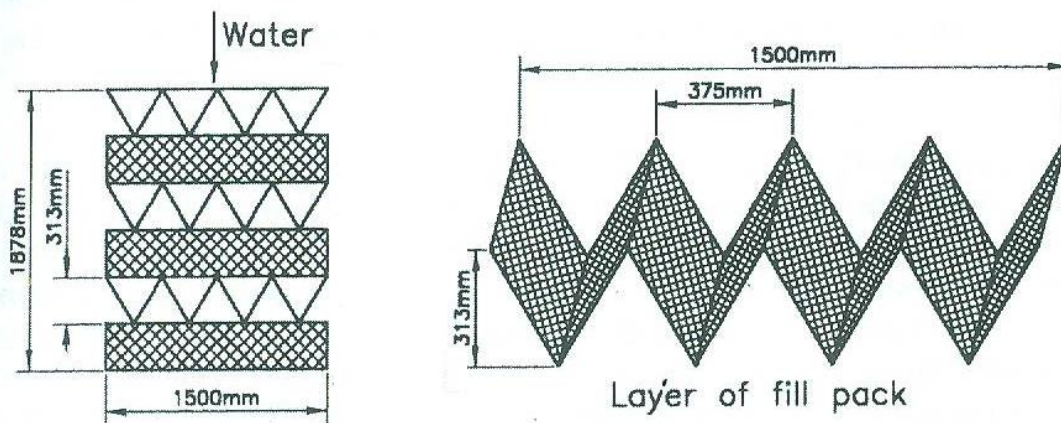
# تحلیل نتایج و طراحی بہینہ آب شیرین کن

با توجه به مدل تهیه شده از سیستم در محیط نرم افزار Matlab، ابتدا مقایسه ای بایکی از کارهای گذشته برای اعتبار سنجی بخش رطوبت زنی فرآیند انجام می‌شود. سپس تحلیل پارامتری مدل کلی صورت می‌گیرد و نتایج مورد بررسی قرار خواهد گرفت.

#### ۴-۱- ارزیابی مدل رطوبت زنی

مطالعات صورت گرفته بر روی فرآیند رطوبت زنی با آکنه‌های منظم در حالت جریان متقاطع آب و هوا در آب‌شیرین کن HD بسیار محدود بوده و دریک مورد مشابه [۶۴] نیز اطلاعات دقیقی از خروجی رطوبت‌زنی ارایه نشده و نتایج به صورت کلی برای فرآیند HD و جهت ارزیابی میزان تولید آب شیرین (با رطوبت‌زدایی غیرمستقیم) بیان شده است. با توجه به شباهت‌های فرآیند رطوبت زنی با فرآیند خنک‌کاری آب در برج‌های خنک‌کننده تر، در این مرحله جهت ارزیابی مدل ارایه شده برای رطوبت‌زنی از نتایج یکی از آزمون‌های ارایه شده توسط کروگر [۶۵] دریک برج خنک‌کننده استفاده می‌شود. این نتایج توسط کلاپر [۶۶] با روشی موسوم به روش پاپ حل شده و با روش مرکل که یک روش کارا و با فرضیات ساده کننده است، مقایسه گردیده است. در این بخش با استفاده از مدل ارایه شده مساله حل شده و نتایج با نتایج کلاپر مقایسه می‌گردد. کلاپر با استفاده از نتایج یک آزمون بر روی نوعی آکنه که در شکل (۴-۱) نشان داده شده است، مقایسه‌ای بین روش مرکل و پاپ انجام داده است. مشخصات این آزمون در جدول (۴-۱)؛ ارایه شده است.

در جدول (۴-۲) نتایج بدست آمده برای این مقایسه ارایه شده است. بر اساس این نتایج مشاهده می‌شود که مدل تهیه شده بسیار به مدل ارایه شده توسط کلوپر نزدیک است و خطای کمتر از ۰,۲ درصدی برای پارامترهای مورد بررسی مشاهده می‌شود. در روش مرکل که با فرضیات ساده کننده ای همراه است و توسط کروگر مورد استفاده قرار گرفته است، خطای بیشتری (کمتر از ۰,۴٪ برای نرخ انتقال حرارت و حدود ۱۶٪ برای نرخ تبخیر) مشاهده می‌شود که البته ناشی از فرض‌های ساده کننده روش مرکل است. لذا نزدیک بودن نتایج به نتایج کلوپر دقت کل ارایه شده را تصدیق می‌نماید.



شکل (۴-۱): آکنه مورد استفاده توسط کروگر [۶۵]

جدول (۴-۱): اطلاعات آزمون عملی ارایه شده توسط کروگر [۶۵]

ردیف	عنوان	واحد	مقدار
۱	فشار هوا	Pa	۱۰۱۷۱۲
۲	دمای ورودی هوا	°C	۹/۷
۳	دمای حباب تر هوای ورودی	°C	۸/۲۳
۴	دبی هوای خشک	kg/s	۴/۱۳۴
۵	دمای ورودی آب	°C	۳۹/۶۷
۶	دمای خروجی آب	°C	۲۷/۷۷
۷	دبی آب	kg/s	۳/۹۹۹

جدول (۴-۲): نتایج مدل ارایه شده و مقایسه با نتایج کلوپر

ردیف	عنوان	واحد	روش مرکل	روش پاپ	مدل مورد استفاده در این پژوهش
۱	نرخ حرارت گرفته شده از آب	kW	۱۹۸/۸	۲۰۶/۴۷	۲۰۶/۱۷
۲	میانگین دمای هوا خروجی	°C	۲۴/۲۸	۲۴/۶۹	۲۴/۵۶
۳	نرخ تبخیر	g/s	۵۳/۹۶	۶۲/۷۷	۶۲/۸۴

## ۴-۲- تحلیل پارامتری عملکرد سیستم

### ۴-۲-۱- انتخاب قطر و طول چگالنده

پس از مدل سازی سیکل رطوبت زنی به منظور بررسی وسیع تر در مدل سازی فرآیند رطوبت زدایی، ۴ قطر استاندارد لوله شامل ۱/۲ اینچ، ۵/۸ اینچ، ۳/۴ اینچ و ۱ اینچ را در شرایط ثابت رطوبت زنی به منظور انتخاب قطر بهینه بررسی شده است. قابل ذکر است فواصل عمودی بین لوله‌ها که از آن پیشتر با نام  $S_L$  نام برده شد نیز تاثیر گذار است و این فاصله نیز طبق استاندارد مبدل‌های پره لوله استفاده شده است، با تغییر فاصله‌ی عمودی لوله‌ها با توجه به اینکه ارتفاع رطوبت زدایی ثابت و برابر ارتفاع رطوبت زنی می‌باشد، تعداد ردیف‌های عمودی لوله‌ها نیز در قطرهای مختلف بایکدیگر متفاوت است. در جدول (۴-۳) مشخصات هندسی رطوبت زنی و رطوبت‌زدایی و همچنین شرایط ترمودینامیکی تشریح شده است.

جدول (۴-۳): مشخصات عملکردی رطوبت زنی

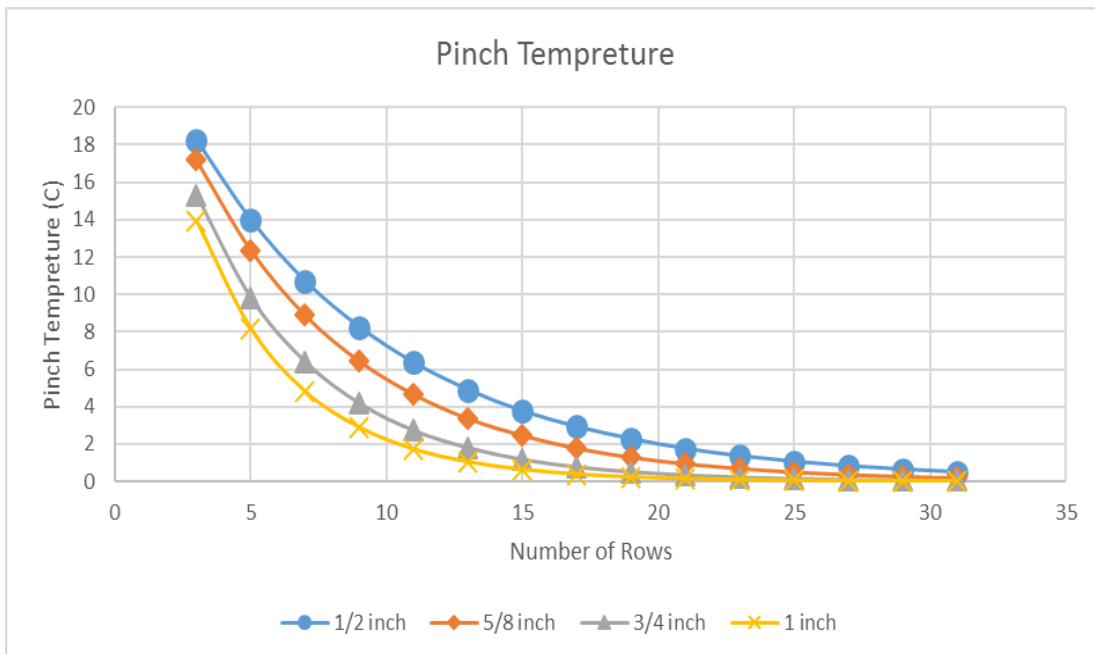
شرایط ترمودینامیکی	مشخصات هندسی اوپراتور		
	طول	عرض	ارتفاع
دمای آب ورودی رطوبت زنی	۱ m	۱ m	۱ m
۹۰ درجه سانتی‌گراد	۱ m	۱ m	۱ m

جدول (۴-۴): مشخصات عملکردی چگالنده

مشخصات هندسی چگالنده		تعداد ردیف عمودی	$S_L$	قطر
ارتفاع	عرض	۴۹	۲ cm	۱/۲"
۱ m	۱ m	۳۹	۲/۵ cm	۵/۸"
		۳۲	۳ cm	۳/۴"
		۲۴	۳/۸ cm	۱"

پارامترهای عملکردی که در انتخاب قطر به کار برده شده شامل: حداقل دمای پینچ (حداقل اختلاف دمای آب و هوا) در چگالنده و همچنین میزان تولید آب شیرین در ساعت می باشد.

به دلیل ثابت بودن تعداد ردیف‌های عمودی (تعداد المان‌ها در راستای ارتفاع) و همچنین تعداد المان‌ها در راستای لوله، تاثیر دمای پینچ، میزان آب تولیدی و تولید بر مساحت خارجی لوله‌ها در بازه ای از تعداد ردیف‌های افقی چگالنده بررسی شده است. در شکل (۲-۴) دمای پینچ را در تعداد ردیف‌های افقی چگالنده برای هر ۴ قطر انتخاب شده مشاهده می کنید:

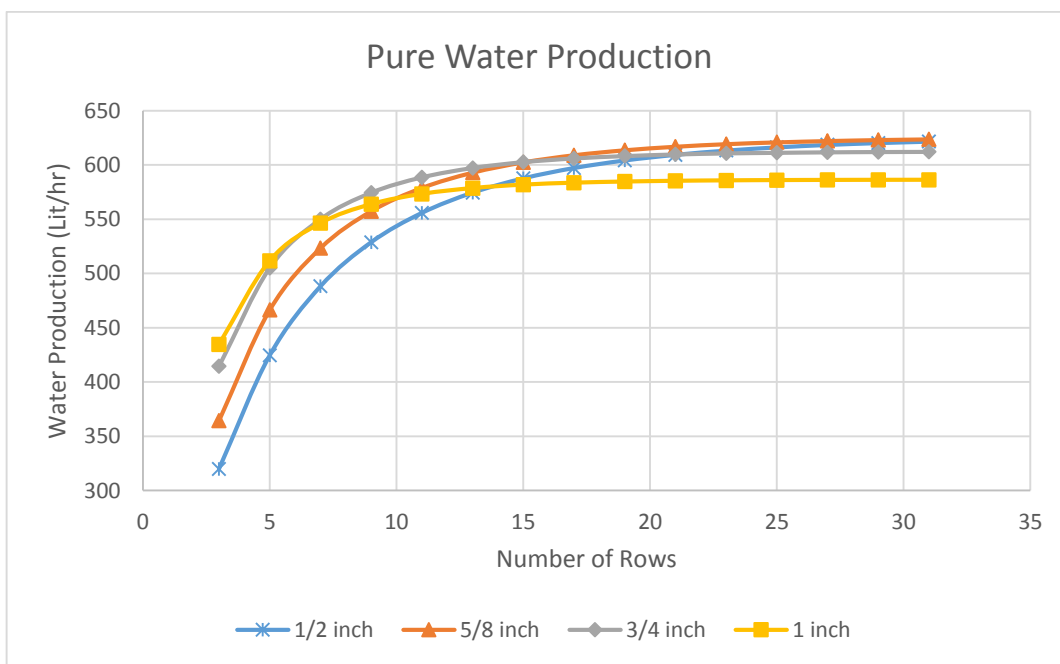


شکل (۲-۴): بررسی دمای پینچ در ۴ قطر در ردیف‌های مختلف افقی

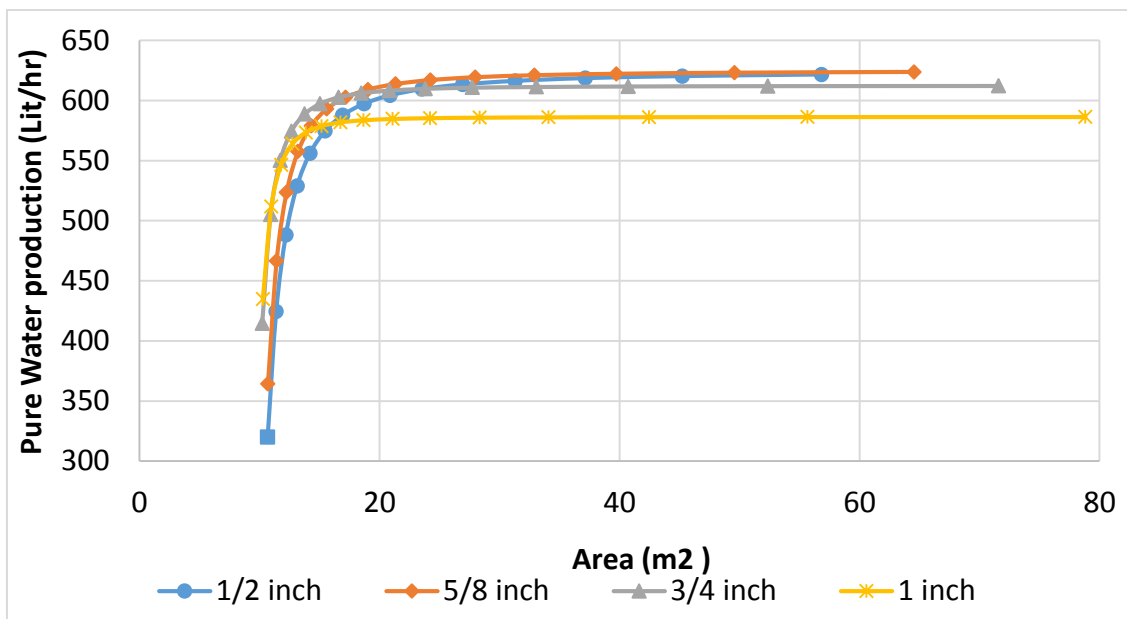
در شکل فوق مشاهده می شود که با افزایش تعداد ردیف‌های افقی که با افزایش طول چگالنده همراه است دمای پینچ کاهش یافته، در ردیف‌های افقی بالا مقدار دمای پینچ در قیاس با ردیف‌های پایین بسیار بزرگ است و این نشان دهنده وجود پتانسیل حرارتی برای چگالش بخار هوا می باشد. اما به دلیل اینکه افزایش طول چگالنده افزایش هزینه را به همراه دارد باید میزان آب تولیدی در ازای افزایش طول نیز مشخص شود تا قطر مناسب و تعداد ردیف‌های افقی مشخص گردد، میزان آب تولید شده و تولید آب به ازای واحد سطح خارجی لوله‌ها به ترتیب در شکل (۳-۴) و (۴-۴) نشان داده شده است.

نکته‌ی قابل ذکر این است که با توجه به استانداردهای موجود در چگالنده‌های پره لوله بازه‌ی حداقلی دمای پینچ مناسب بیش از ۵ درجه‌ی سانتی‌گراد می‌باشد. در شکل (۴-۴) میزان افزایش تولید آب بر حسب درصد نسبت به حالت دارای ۳ ردیف ترسیم شده است تا علاوه بر ارزیابی قطر اثر تعداد ردیف افقی نیز بررسی و انتخاب گردد.

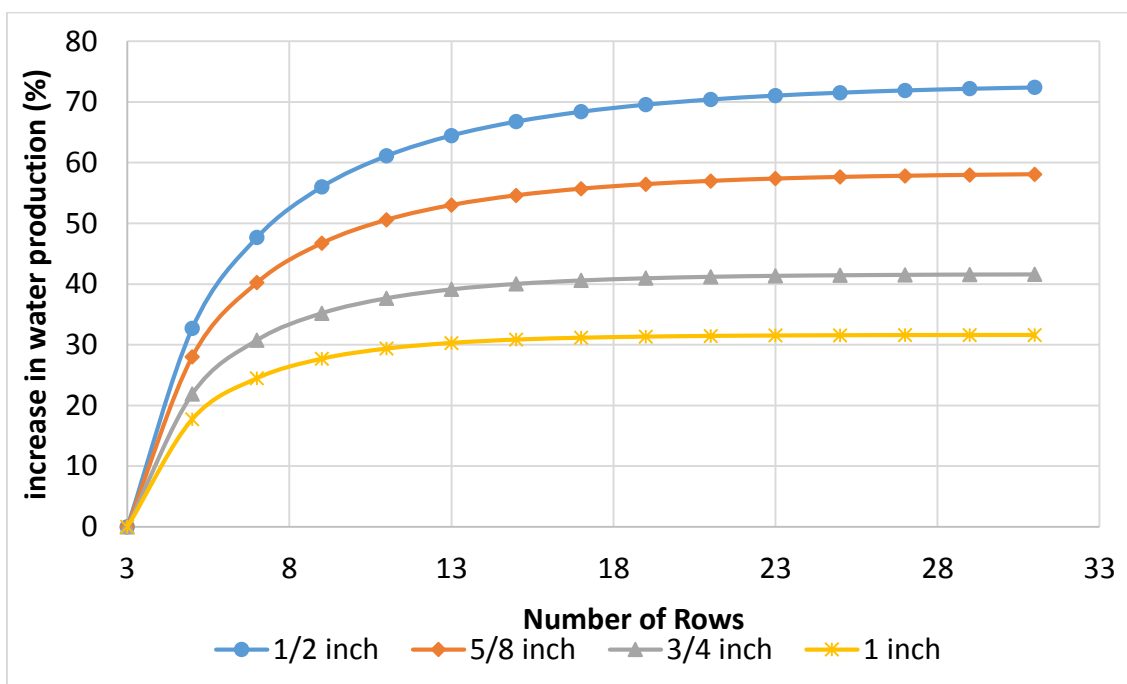
در شکل‌های فوق ملاحظه می‌شود که میزان تولید آب از ردیف ۱۵ ام به بعد (در همه‌ی قطرها) میزان تقریباً ثابتی دارد به همین منظور حیثه‌ی انتخاب تعداد ردیف‌های افقی ما کمتر از ۱۵ ردیف است و با اعمال محدودیت دمای پینچ، بازه‌ی محدودتری برای انتخاب تعداد ردیف‌های افقی وجود خواهد داشت، اما به منظور انتخاب قطر مناسب باید میزان توان مصرفی پمپ و فن مورد ارزیابی قرار گیرد تا انتخاب درستی از قطر و تعداد ردیف افقی حاصل شود.



شکل (۴-۳): بیشترین میزان تولید آب شیرین در ۴ قطر در ردیف‌های مختلف افقی



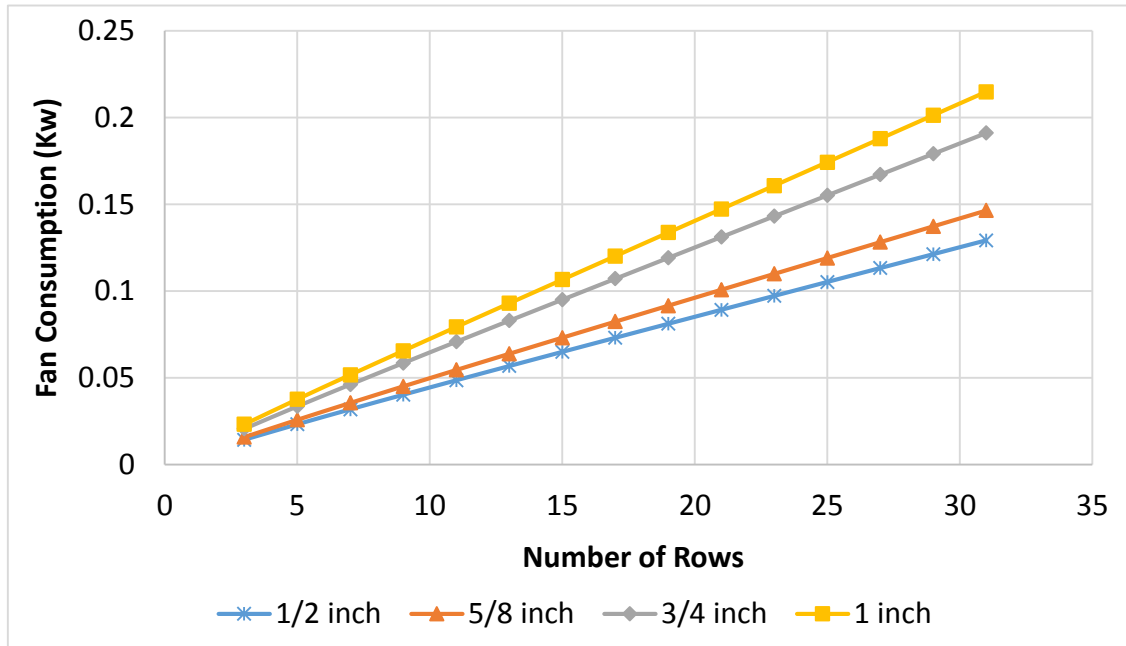
شکل (۴-۴): میزان تولید آب شیرین بر مساحت خارجی لوله در قطرهای مختلف



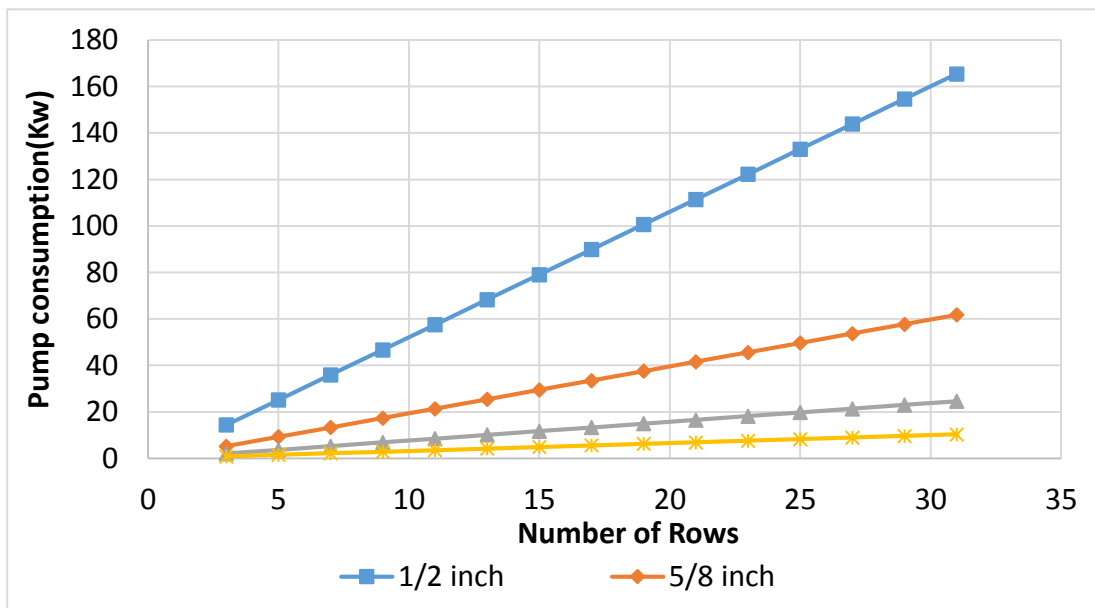
شکل (۴-۵): درصد افزایش میزان تولید آب قطره‌ای در ردیف‌های افقی مختلف نسبت به ۳ ردیف

تغییرات توان مصرفی پمپ و فن در قطرها و تعداد ردیف افقی مختلف در شکل‌های (۴-۶) و (۴-۷) نشان داده شده است. با کاهش قطر توان مصرفی پمپ به شدت افزایش می‌یابد. با توجه به اینکه توان مصرفی فن در مقایسه با پمپ چندان قابل توجه نیست، لذا ملاک تصمیم‌گیری باید توان پمپ باشد. برای داشتن حداقل توان مصرفی باید قطر بزرگتر انتخاب گردد. از سوی دیگر با توجه به نمودار شکل

(۳-۴) تولید در تعداد ردیف‌های کم برای بزرگترین قطر مقدار بالاتری از سایر قطرها دارد. از طرف دیگر برای داشتن طرحی اقتصادی با در نظر گرفتن حداقل اختلاف دمای پینچ ۵ درجه، برای قطر ۱ اینچ، تعداد ۷ ردیف مناسب خواهد بود. لذا از این مقادیر برای ادامه تحلیل استفاده شده است.



شکل (۴-۶): میزان مصرف فن در ردیف‌های مختلف برای ۴ قطر انتخاب شده



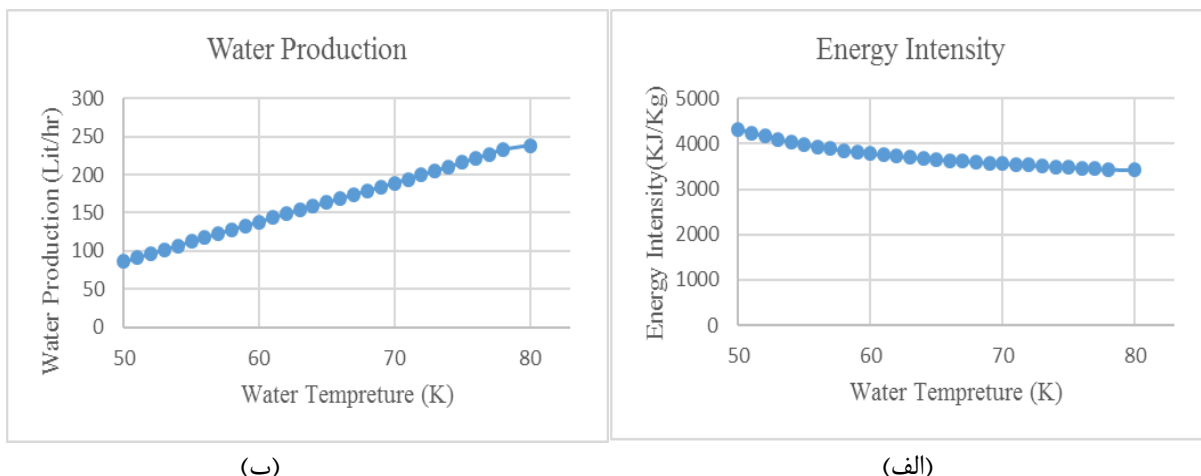
شکل (۴-۷): میزان مصرف پمپ در ردیف‌های مختلف افقی در ۴ قطر مختلف



در ادامه با انتخاب قطر و تعداد ردیف چگالنده و در نظر گرفتن هندسه‌ی اولیه‌ی رطوبت زنی که در جدول (۳-۴)، ارایه شده است به بررسی پارامترهایی چون دبی هوای ورودی به رطوبت زنی، دمای آب ورودی به رطوبت زنی، طول آکنه و ارتفاع آکنه بر روی معکوس شاخص مصرف انرژی، میزان مصرف انرژی حرارتی رطوبت زنی و میزان تولید آب و شدت مصرف انرژی پرداخته می‌شود.

#### ۲-۲-۴- بررسی دمای آب ورودی به رطوبت زنی

در شکل (۴-۸)، تاثیر این پارامتر بر تولید و شدت مصرف انرژی نشان داده شده است. بر این اساس افزایش دمای آب موجب تولید بیشتر و کاهش شدت مصرف انرژی آب شیرین خواهد شد. اما محدودیت‌هایی نیز در این رابطه وجود دارد که مهم ترین آنها، دمای جوش آب و جنس آکنه مورد استفاده می‌باشد. به لحاظ کاهش هزینه‌های سرمایه گذاری، جنس آکنه‌ی مورد نظر از نوع پلیمری انتخاب شده است که بهترین نوع آن (که از جنس پلی پروپیلن است) تا ۸۰ درجه‌ی سانتی‌گراد حرارت را تحمل می‌کند. از طرفی استفاده از آکنه‌های فلزی افزایش شدید قیمت را در پی دارد. همچنین هدف، تشکیل بخار در محفظه رطوبت زنی نیست. لذا دمای ۸۰ درجه سانتی‌گراد برای دمای آب ورودی به رطوبت زنی مورد استفاده قرار گرفته است.

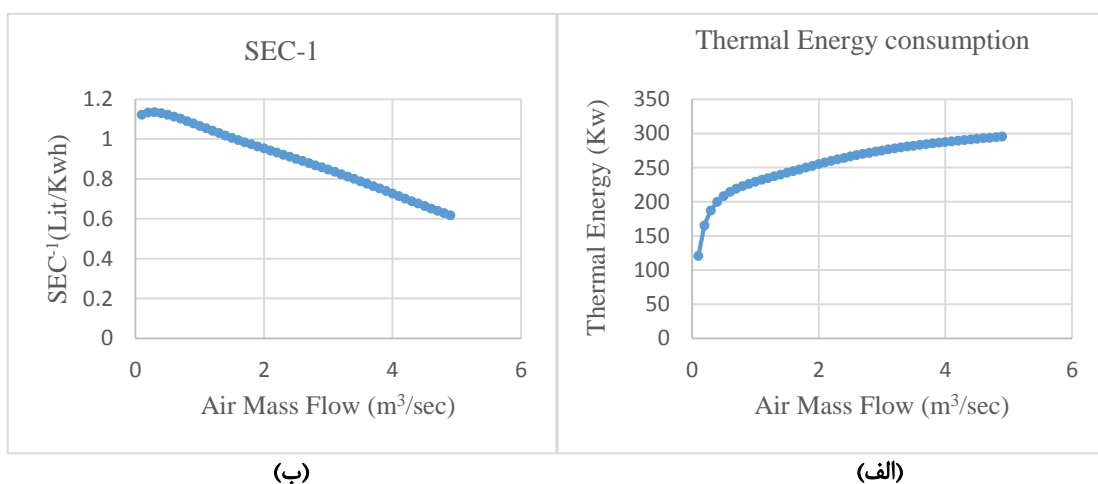


شکل (۴-۸) : تاثیر دمای آب ورودی به رطوبت زنی بر روی (الف) شدت مصرف انرژی حرارتی (ب) میزان تولید آب شیرین

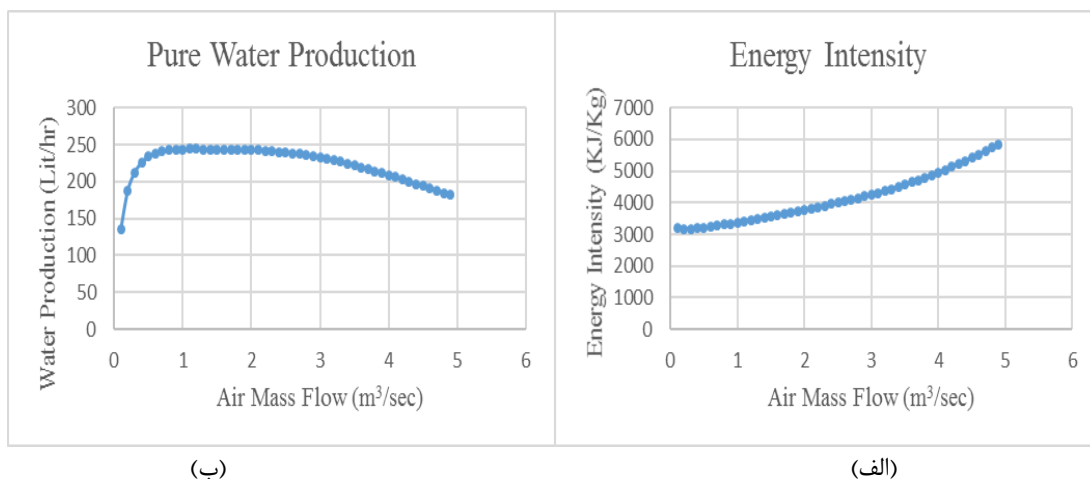
#### ۴-۲-۳- بررسی دبی هوای رطوبت زنی

با توجه به اینکه دبی هوای ورودی به رطوبت زنی برابر با دبی هوای رطوبت زدایی است و این پارامتر دخالت مستقیم در تابع تولید آب شیرین دارد لذا می‌تواند عامل مهمی در تعیین هندسه‌ی نهایی آب شیرین‌کن باشد. در شکل‌های (۴-۹) و (۴-۱۰) تاثیر دبی هوا بر پارامترهای اصلی نشان داده شده است.

بر این اساس میزان تولید آب شیرین تا دبی ۱ متر مکعب بر ثانیه افزایش و سپس کاهش می‌یابد. به دلیل آنکه طول چگالنده ثابت و در مقایسه با طول رطوبت زن کوچکتر می‌باشد، افزایش دبی هوا ویا سرعت عبوری از روی لوله‌ها باعث می‌شود تا چگالش کمتری روی لوله‌ها صورت بگیرد و میزان تولید آب شیرین را کاهش دهد، با کاهش میزان تولید آب، معکوس شاخص مصرف انرژی در پی افزایش مصرف انرژی حرارتی نیز کاهش می‌یابد و باعث می‌شود که کارایی سیستم کم شود. افزایش شدت مصرف انرژی در پی افزایش دبی هوا در هندسه‌ی ثابت نشان دهنده‌ی بالا رفتن میزان حرارت لازم برای شیرین سازی مقدراری یکسان از آب است. از دیدگاه تولید آب شیرین، مقدار بهینه‌ی دبی هوا در این هندسه در محدوده ۱ متر مکعب بر ثانیه است و در بررسی دیگر عوامل این مقدار در نظر گرفته می‌شود.



شکل (۴-۹) : تاثیر دبی هوای ورودی به رطوبت زنی بر روی (الف): مصرف انرژی حرارتی (ب): معکوس شاخص مصرف انرژی



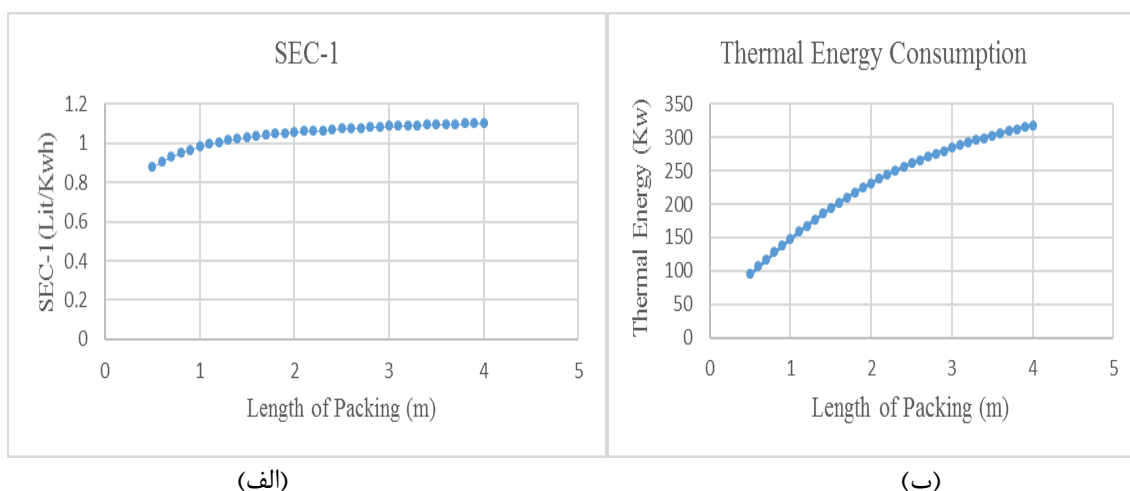
(ب)

(الف)

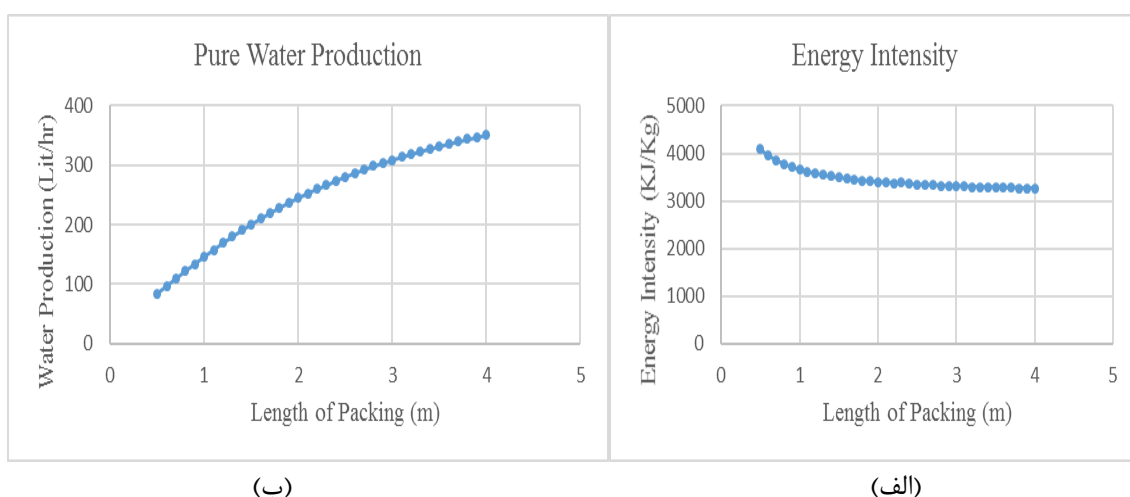
شکل (۴-۱۰): تاثیر دبی هوای ورودی به رطوبت زنی بر روی (الف) شدت انرژی حرارتی مصرفی (ب) تولید آب شیرین

#### ۴-۲-۴- بررسی طول آکنه

به دلیل آنکه آب پاششی به برج آکنده باید به صورت منظم و یکسان باشد، با افزایش طول آکنه و با ثابت بودن میزان دبی ورودی آب بر واحد سطح مقطع بالای برج آکنده، میزان آب بیشتری وارد سیستم رطوبت زنی می‌گردد. اما افزایش طول آکنه از لحاظ اقتصادی مقرون به صرفه نیست. در شکل‌های (۴-۱۱) و (۴-۱۲) اثر افزایش طول واحد رطوبت زنی یا همان طول آکنه بر عوامل یاد شده بررسی شده است که نشان می‌دهد شدت مصرف انرژی در پی افزایش طول برج آکنده کاهش و میزان تولید آب شیرین نیز افزایش می‌یابد. به دلیل آنکه شیب رشد مصرف انرژی حرارتی و تولید آب شیرین از طول ۲ متر به بعد حدوداً برابر است، شدت مصرف انرژی و معکوس شاخص مصرف ویژه انرژی از این طول به بعد کاهش خطی تری دارند. مقدار بهینه طول آکنه باید با استفاده از تحلیل اقتصادی تعیین گردد. در تحلیل پارامتری طول ۲ متر برای بررسی اثر سایر پارامترها در نظر گرفته شده است.



شکل (۴-۱۱): بررسی تاثیر طول آکنه بر روی (الف) معکوس شاخص مصرف انرژی (ب) مصرف انرژی حرارتی رطوبت زنی



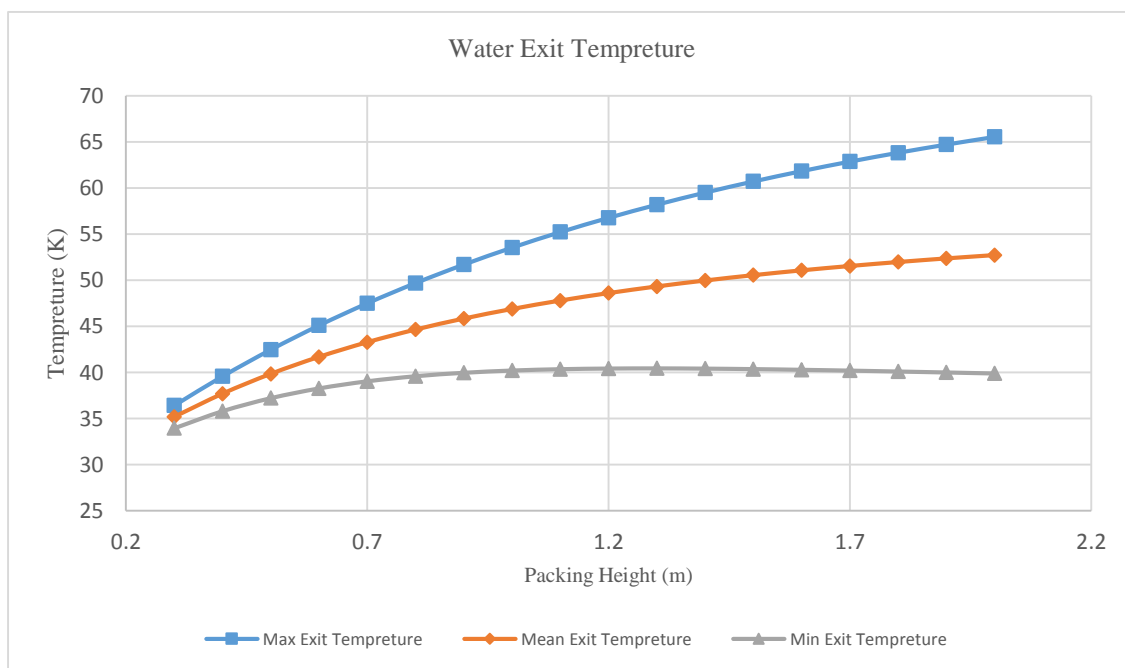
شکل (۴-۱۲): بررسی اثر افزایش طول آکنه بر روی میزان (الف) شدت انرژی حرارتی (ب) تولید آب شیرین

#### ۴-۲-۵- بررسی ارتفاع آکنه

ارتفاع آکنه یا ارتفاع واحد رطوبت زنی نیز از پارامترهای تاثیر گذار در تولید آب شیرین می باشد زیرا با افزایش ارتفاع تا حدی سطح انتقال حرارت افزایش می یابد و مقدار بخار بیشتری وارد هوا می گردد، همچنین افزایش ارتفاع رطوبت زنی باعث افزایش ارتفاع و تعداد ردیف های عمودی چگالنده می گردد که این عامل نیز در تقطیر بیشتر آب شیرین موثر است. مسئله ای که در افزایش ارتفاع آکنه باید بدان

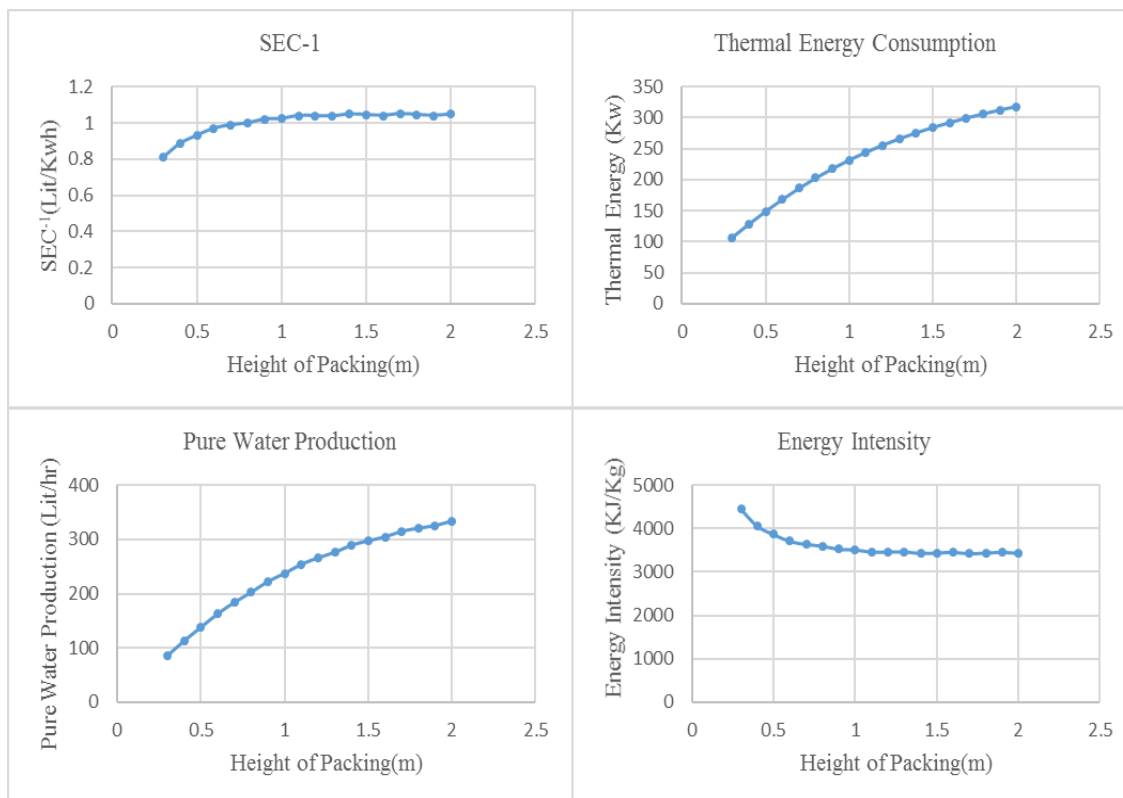
توجه کرد دمای خروجی آب از آکنه است، اگر ارتفاع آکنه از مقداری بیشتر شود ممکن است دمای هوا و دمای آب باهم برابر شود و عملیات رطوبت زنی معکوس عمل کند<sup>۱</sup> و باعث خنک شدن هوا گردد. در دماهای پایین تر مانند برج‌های خنک کننده آب، احتمال معکوس شدن دما بیشتر است.

بدین منظور مطابق شکل (۴-۱۳) در بازه‌ی ارتفاعی مورد نظر حداقل دمای خروجی و حداکثر دمای خروجی از واحد رطوبت زنی مورد بررسی قرار گرفته است. مشاهده می‌شود که حداقل دمای هوای خروجی از آکنه در ارتفاع‌های بالاتر تغییر چندانی ندارد. لذا این بخش از آکنه تاثیر چندانی در فرآیند رطوبت زنی هوا نخواهد گذاشت. با توجه به دمای بالای آب ورودی نسبت به دمای هوا پدیده رطوبت زنی همراه با سرمایش هوا در این فرآیند رخ نمی‌دهد. حال که دمای آب خروجی از رطوبت زنی در این بازه‌ی ارتفاعی به دمای هوا (۲۵ درجه) نمی‌رسد به بررسی تاثیر ارتفاع رطوبت زنی روی پارامترهای عملکردی پرداخته می‌شود.



شکل (۴-۱۳) : دمای آب خروجی از رطوبت زنی در ارتفاع‌های مختلف آکنه

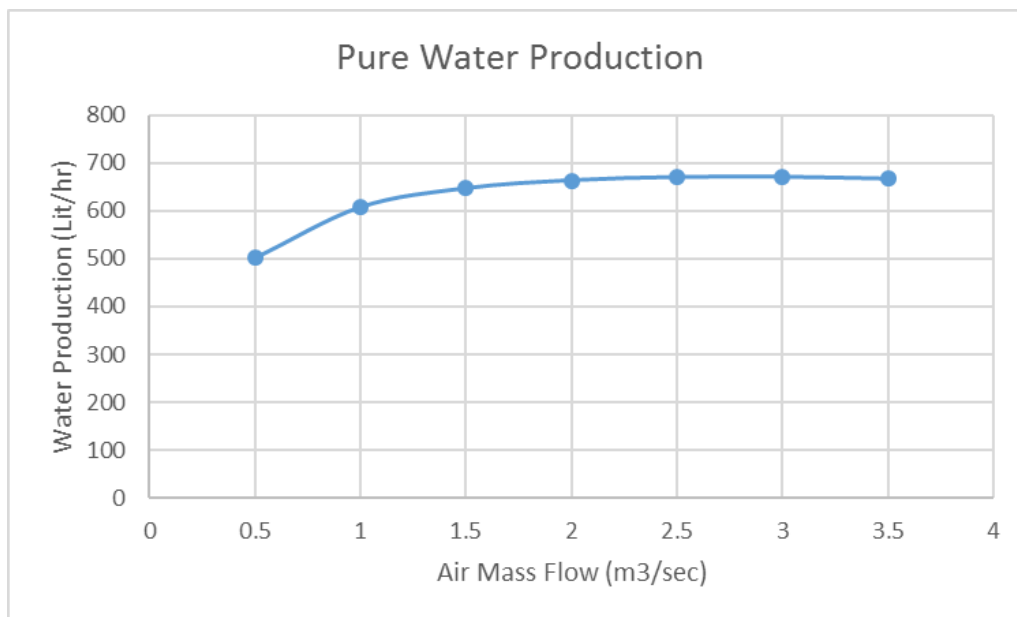
<sup>1</sup> Temperature Inversion



شکل (۴-۱۴): بررسی تاثیر ارتفاع آکنه بر روی: انرژی حرارتی مصرفی، معکوس شاخص مصرف ویژه انرژی، شدت مصرف انرژی و میزان تولید آب شیرین

همانطور که انتظار می‌رفت افزایش ارتفاع واحد رطوبت زنی باعث افزایش تولید آب و افزایش انرژی حرارتی مورد نیاز برای شیرین سازی آب می‌گردد، از ارتفاع ۱ متر به بعد شدت مصرف انرژی به سمت خطی بودن پیش می‌رود که نشان دهنده‌ی آن است که با ثابت بودن سایر پارامترهای بررسی شده تا کنون افزایش ارتفاع تا میزان مشخصی تولید را افزایش می‌دهد.

با توجه به ثابت قرار دادن پارامترها در بررسی دیگر پارامترها، نمی‌توان به طرح نهایی و ثابتی برای سیستم آب‌شیرین‌کن ترکیبی دست‌یافت زیرا تا کنون مشاهده گردید که پارامترهای مورد بررسی تاثیر به‌سزایی در میزان تولید آب شیرین دارند، برای مثال در بررسی موردی با در نظر گرفتن طول ۴ متر و ارتفاع ۲ متر برای برج آکنده مشخص می‌شود که در دبی هوای حدود ۳ متر معکب بر ثانیه میزان تولید (سایر پارامترها مانند قبل) به ۶۸۰ لیتر در ساعت مطابق شکل (۴-۱۵)، نیز می‌رسد.



شکل (۴-۱۵): تاثیر دبی هوای ورودی به رطوبت زنی روی میزان تولید آب (طول آکنه = ۴ متر، ارتفاع = ۲ متر)

افزایش ابعاد آکنه منجر به افزایش تولید می‌شود اما هزینه را نیز افزایش می‌دهد. لذا انتخاب مقادیر نهایی برای ابعاد و سایر پارامترها باید با استفاده از یک برنامه بهینه سازی اقتصادی انجام گیرد. بر این اساس در گام بعدی با تعریف توابع هزینه برای اجزای مختلف سیستم، یک تابع هزینه کلی برای سیستم ترکیبی آب شیرین کن و اکونومایزر بدست آمده و پارامترهای مهم مانند ابعاد آکنه، دبی هوا و طول چگالنده (تعداد ردیف افقی لوله) به وسیله الگوریتم ژنتیک بهینه سازی شده است.

## ۴-۳- بهینه سازی

۴-۳-۱- مقدمه

طبق آنچه در قسمت قبل مشاهده شد، رسیدن به طرح نهایی سیستم ترکیبی آب شیرین کن و توربین گاز نیاز به انتخاب هندسه و شرایط ورودی مناسبی دارد. طبق بررسی اثر پارامترهای ابعادی، میزان تولید آب شیرین با افزایش پارامترها عموماً افزایش یافته است و نمی‌توانیم این تابع را به عنوان تابع هدف برای بهینه سازی در نظر بگیریم، بررسی اقتصادی این سیستم ترکیبی، راهکاره مناسبی برای رسیدن به طرحی بهینه می‌باشد. بدین منظور باید توابع هزینه‌ی سیستم که شامل هزینه‌های ثابت و هزینه‌های متغیر سیستم می‌باشد را محاسبه و در نهایت تابعی به عنوان تابع هزینه‌ی کل که قیمت بر واحد تولید آب شیرین می‌باشد را محاسبه و در بازه ای معقول از متغیرها و قیود، آن را بهینه نمود. متغیرهای مورد استفاده در بهینه سازی شامل: طول، عرض و ارتفاع واحد رطوبت زنی و همچنین دبی هوای ورودی و تعداد ردیف‌های افقی چگالنده می‌باشد.

## ۴-۳-۲- توابع هزینه

برای محاسبه‌ی توابع هزینه‌ی اجزای سیستم ترکیبی آب شیرین کن HD و توربین گاز ظرفیت پایین در ابتدا باید هزینه اولیه خرید و ساخت تجهیزات، نصب و راه اندازی سیستم و سپس هزینه‌های متغیر را در طول مدت زمان مشخصی محاسبه نمود. توابع هزینه‌ی ثابت شامل: توابع هزینه‌ی اواپراتور، چگالنده، اکونومایزر، سازه و محفظه آب شیرین کن، پمپ، فن و هزینه‌ی نصب می‌باشد. هزینه‌های متغیر شامل هزینه‌ی مصرف برق اجزای الکتریکی و هزینه‌ی نگهداری و تعمیرات می‌باشد. خالد عبدالعزیز [۶۷] در پژوهشی آب شیرین کن خورشیدی رطوبت زنی رطوبت زدایی را از منظره اقتصادی بررسی و آنرا بهینه سازی کرد. برخی روابط بکار برده شده در قسمت هزینه‌های ثابت مانند هزینه پمپ و فن از پژوهش آقای عبدالعزیز استخراج شده و برخی نیز با توجه به ساختار آب شیرین کن مورد استفاده



در این پژوهش بر اساس قیمت‌های روز اجزای واحد، محاسبه شده است که در ادامه توضیح داده می‌شود. قابل ذکر است در این پژوهش از هزینه تامین آب شور نظیر هزینه وسایل انتقال آب شور و ... صرف نظر شده است و هزینه بدست آمده هزینه نمک‌زدایی از آب شور دریا می‌باشد.

#### ۴-۳-۱- تابع هزینه رطوبت زنی

هزینه واحد رطوبت زنی یا اواپراتور بر حسب متر مکعب جنس آکنه محاسبه می‌شود، استفاده از آکنه پلی‌پروپیلن به منظور کاهش هزینه اولیه سیستم بوده است. با استعلام از فروشندگان [۶۸] این نوع آکنه، قیمت هر متر مکعب از این جنس آکنه حدود ۱ میلیون تومان است و با تبدیل قیمت واحد حجم به دلار بدست می‌آید:

$$Cost_H = V_{Pack} \times 286 \quad (1-4)$$

که در اینجا  $V_{Pack}$  حجم آکنه و تابع هزینه بر حسب دلار می‌باشد.

#### ۴-۳-۲- تابع هزینه چگالنده

برای محاسبه تابع هزینه چگالنده باید طول لوله را مورد ارزیابی قرار بدهیم. با استعلام از سازندگان [۶۸] این نوع چگالنده با لوله‌های مسی یک اینچ و پره صاف آلومینیومی، به ازای هر متر از طول این لوله‌های پره دار، هزینه حدود ۱۰ هزار تومان باید در نظر گرفته شود. تابع هزینه چگالنده بر حسب دلار می‌باشد.

$$Cost_D = L_{F.T.} \times 2.86 \quad (2-4)$$

#### ۳-۲-۳-۴- تابع هزینه پمپ و فن

در این سیستم آبشیرین کن از ۲ پمپ، یکی برای واحد رطوبت زنی و دیگری برای واحد رطوبت زدایی استفاده شده است، با استفاده از دبی مورد نیاز چگالنده و اوپراتور می توان، تابع هزینه ی پمپها را محاسبه نمود. تابع هزینه نیز بر حسب دلار می باشد [۶۷].

$$Cost_p = 2(25\dot{m}_h + 25\dot{m}_d) \quad (۳-۴)$$

برای محاسبه ی تابع هزینه ی فن نیز [۶۷]:

$$Cost_F = 73.4G_{Air}\rho_{Air} \quad (۴-۴)$$

که در آن  $G_{Air}$  دبی بر واحد مساحت هوا می باشد.

#### ۳-۲-۳-۴- تابع هزینه سازه پوششی

سازه ی پوششی سیستم آبشیرین کن در حقیقت قاب واحد آبشیرین کن می باشد، به منظور محاسبه ی هزینه ی سازه ی پوششی که شامل ورق و اتصالات آهنی است، از ورق استیل 304 با ضخامت ۱ میلی متر استفاده شده است. هزینه ی نصب و هزینه ی اتصالات آهنی نیز با ضریب اطمینان خوبی در همین تابع هزینه جای داده شده است، طبق آنچه گفته شد تابع هزینه ی زیر تابع هزینه ی سازه به همراه هزینه ی نصب آن می باشد [۶۹].

$$Cost_{Str} = 50A_{Str} \quad (۵-۴)$$

که در اینجا  $A_{Str}$  مساحت جانبی سازه می باشد و بر حسب ابعاد طول، عرض و ارتفاع هریک از بخش های رطوبت زنی و رطوبت زدایی و فواصل ثابتی برای بین این دو بخش و ورودی و خروجی هوا محاسبه می شود. تابع هزینه بر حسب دلار محاسبه می شود.

#### ۴-۳-۲-۵- تابع هزینه ثابت سالیانه

هزینه‌ی کل محاسبه شده در ابتدا باید در طول زمان کارکرد سیستم تقسیم و نرخ بهره برای آن در نظر گرفته شود، نرخ بهره عبارت است از نرخ‌ی که بابت جلوگیری از کاهش ارزش پول پرداختی در امروز و دریافتی در آینده، در نظر گرفته می‌شود. با توجه به اینکه هزینه‌ی متغیر به صورت سالیانه محاسبه شده و همچنین تابع نهایی بر حسب تولید سالیانه می‌باشد، هزینه‌های ثابت نیز که در طول عمر مفید دستگاه که ۱۵ سال در نظر گرفته می‌شود، نیز باید به صورت معادل سالیانه تبدیل شود. قابل ذکر است هزینه‌ی نصب تمامی واحدها ۱۰ درصد هزینه‌ی ثابت سرمایه گذاری در نظر گرفته شده است. لذا:

$$Capital_{Cost} = 1.1(Cost_{Str} + Cost_F + Cost_P + Cost_D + Cost_H) \quad (۴-۶)$$

با در نظر گرفتن نرخ بهره ۱۸٪ [۷۰] و زمان کارکرد ۱۵ سال (P)، هزینه سالیانه‌ی ثابت کل عبارت است از:

$$Annual_{CC} = Capital_{Cost} \left( \frac{I(1+I)^P}{(1+I)^P - 1} \right) \quad (۴-۷)$$

#### ۴-۳-۲-۶- تابع هزینه نگهداری و تعمیرات

هزینه‌ی نگهداری و تعمیرات ۱۰٪ هزینه‌ی سالیانه کل اولیه‌ی سیستم ترکیبی در نظر گرفته شده است [۱۷].

$$Cost_{MO} = 0.1Annual_{CC} \quad (۴-۸)$$

#### ۴-۳-۲-۷- تابع هزینه مصرف برق

پمپ‌ها و فن استفاده شده در این سیستم ترکیبی با توجه به افت فشار موجود در سیستم به انرژی الکتریکی نیازمند می‌باشند، برای محاسبه‌ی تابع هزینه‌ی برق در ابتدا با داشتن افت فشار کل هوا و

افت فشار آب می‌توان توان مصرفی فن و پمپ را محاسبه و سپس با توجه به زمان استفاده آن‌ها در سال تابع هزینه‌ی کل برق را محاسبه کنیم.

میزان مصرف برق پمپ و فن در طول کل ساعات یک سال عبارت است از:

$$Fan_{cons} = Fan_{power} \times 24 \times 365 \quad (9-4)$$

$$Pump_{cons} = Pump_{power} \times 24 \times 365 \quad (10-4)$$

از آنجا که هر دستگاهی نیاز به تعمیرات دارد و نمی‌تواند به صورت پیوسته کار کند، با نظر گرفتن ضریب ۰/۹ کارکرد برای سیستم در طول سال، و با در نظر گرفتن هزینه هر کیلووات ساعت برق مصرفی، هزینه الکتریستیته در یک سال برابر است با:

$$Cost_{Elec} = (Fan_{cons} + 2Pump_{cons}) \times 0.028 \times 0.9 \quad (11-4)$$

قیمت هر کیلووات ساعت برق صنعتی طبق آخرین تغییرات حدود ۱۰۰ تومان در نظر گرفته شده است (۰/۰۲۸ دلار). حال با محاسبه‌ی هزینه‌های متغیر که شامل هزینه‌ی تعمیرات و نگهداری و هزینه‌ی برق می‌باشد می‌توان تابع هزینه‌ی نهایی را محاسبه نمود.

#### ۴-۳-۲-۸- تابع هزینه نهایی

با محاسبه‌ی تابع هزینه‌ی کل اولیه به صورت سالیانه و هزینه‌های متغیر به صورت سالیانه می‌توانیم تابع هزینه‌ی نهایی که شامل میزان هزینه‌ی یک سال بر میزان تولید آب شیرین (در ۰/۹۰٪ ساعات کارکرد یک سال)، است را محاسبه کرد:

$$C_{fun} = \frac{Annula_{CC} + Variable_{Cost}}{(Pure_{water}) \times 0.9} \left( \frac{\$}{m^3} \right) \quad (12-4)$$

از این تابع هزینه به عنوان تابع هدف در بهینه سازی استفاده خواهد شد. قابل ذکر است که تابع محاسبه‌ی آب شیرین به صورت زیر می‌باشد:

$$\dot{m}_{pw} = \Delta x \dot{m}_{air} \left( \frac{Lit}{\min} \right)$$

که در اینجا  $\Delta x$  اختلاف رطوبت مطلق (بین دو المان) و  $\dot{m}_{air}$  دبی هوا می‌باشد.

#### ۴-۳-۳- الگوریتم ژنتیک

به طور کلی مسائل از دیدگاه بهینه‌سازی به دو دسته‌ی محدب و غیر محدب، تقسیم می‌شوند.

مسائل محدب، آن دسته از مسائلی هستند که در آن‌ها هر دو شرط زیر دارا باشد:

- تابع هدف مربوطه، محدب باشد.
- قیود مربوطه خطی باشد.

در صورتی که یکی از شرایط فوق، برقرار نباشد، مساله‌ی مورد نظر از نوع غیرمحدب می‌باشد.

بسته به این که مساله از چه نوعی باشد روش حل متفاوت خواهد بود. برای حل مسایل محدب از روش‌های کلاسیک (ریاضی) استفاده می‌شود. زیرا این روش‌ها جواب قطعی و دقیق می‌دهند. ولی برای حل مسائل غیرمحدب استفاده از روش‌های کلاسیک جایز نمی‌باشد، زیرا در دام نقاط بهینه‌ی محلی می‌افتد. بنابراین استفاده از روش‌های کلاسیک به ما اطمینان لازم برای رسیدن به یک حل بهینه‌ی کلی را نمی‌دهند.

برای مسایل غیر محدب از روش‌هایی از جمله الگوریتم‌های هوشمند که بر پایه‌ی جمعیت هستند، استفاده می‌شود. یکی از این روش‌ها الگوریتم جستجوی مستقیم می‌باشد. اگرچه این روش نیازی به اطلاعات در رابطه با گرادیان تابع هدف ندارد ولی به شدت به انتخاب جمعیت اولیه<sup>۱</sup> وابسته می‌باشد. از این رو برای حل مساله‌ی مربوطه از الگوریتم ژنتیک در محیط برنامه نویسی متلب کمک گرفته شده

---

<sup>۱</sup> Initial population

است. الگوریتم ژنتیک، جستجو را از جمعی از نقاط شروع می‌کند. وابستگی این روش به نقاط اولیه، به شدت الگوریتم جستجوی مستقیم نیست. هم‌چنین این روش یک سطح بالایی از توانمندی را به وسیله‌ی شبیه‌سازی سازگار با طبیعت در یک فرآیند تکاملی فراهم می‌سازد. مهم‌تر از آن، الگوریتم ژنتیک، دارای قابلیت بسیار خوبی برای رسیدن به نقاط بهینه کلی می‌باشد. بنابر دلایل ذکر شده، از الگوریتم ژنتیک، برای جستجو در حل مساله بهینه‌سازی، استفاده شده است. جمعیت اولیه که قیود را ارضا می‌کند به صورت تصادفی تولید می‌شود. در روش الگوریتم ژنتیک، با توجه به تابع هدف، هر راه‌حل بالقوه‌ای به لحاظ کمی‌ارزیابی می‌شود. پس از یک جمعیت اولیه‌ی تصادفی در محدوده‌ی متغیرهای طراحی، الگوریتم، دنباله‌ای از نسل‌های جدید ایجاد می‌کند و تا زمانی که معیار توقف برآورده نشود، تکرار می‌شود. در این فرآیند، با ادغام دو والد<sup>۲</sup> از نسل فعلی، به وسیله‌ی عمل تقاطع<sup>۳</sup>، یا با تغییر یک کروموزوم به وسیله‌ی عمل جهش<sup>۴</sup>، فرزندان جدید تولید می‌شوند. نسل جدید، توسط برخی والدین و فرزندان بر اساس تابع شایستگی<sup>۵</sup> (برازندگی)، تشکیل می‌شود. هم‌چنین، اندازه‌ی جمعیت، با حذف فرزندان که بر اساس تابع شایستگی، ارزش کمتری دارند، ثابت نگه داشته می‌شود. آن دسته از کروموزوم‌هایی که بر اساس تابع شایستگی، ارزش بالاتری دارند، دارای شانس بیشتری برای بقا می‌باشند. در نهایت، این تضمین هم‌گرایی به بهترین فرد، پس از تعداد معینی نسل (تکرار)، نشان دهنده‌ی راه حل بهینه برای مساله‌ی مورد نظر می‌باشد [۷۱].

---

<sup>1</sup> Generation

<sup>2</sup> Parents

<sup>3</sup> Crossover

<sup>4</sup> Mutation

<sup>5</sup> Fitness Function

<sup>6</sup> Chromosome

#### ۴-۳-۱- مدل بهینه سازی

در این قسمت قیدها و دامنه‌های مربوط به بهینه سازی ارائه می‌گردد، هدف بهینه سازی کمینه کردن هزینه‌ی ۱ متر مکعب آب شیرین در محدوده‌ی خاصی از پارامترهای عملکردی می‌باشد. بدین منظور داریم:

$$\min C_{fun}$$

$$\text{subject to } \begin{cases} 1 \leq x_1 \leq 5 \\ 1 \leq x_2 \leq 5 \\ 1 \leq x_3 \leq 5 \\ 1 \leq x_4 \leq 6 \\ 3 \leq x_5 \leq 15 \\ x_1 x_2 x_3 \leq 50 \end{cases} \quad \begin{cases} 2x_1 x_2 + 2x_1 x_3 + x_1 + 3x_2 + 3x_3 \leq 148.5 \\ C_{eq} = 0 \\ \text{Nonlinear} = [C.C_{eq}] \end{cases} \quad \begin{cases} x_1 = \text{طول} \\ x_2 = \text{عرض} \\ x_3 = \text{ارتفاع} \\ x_4 = \text{دبی هوا} \\ x_5 = \text{ردیف} \end{cases}$$

#### ۴-۳-۴- نتایج بهینه سازی

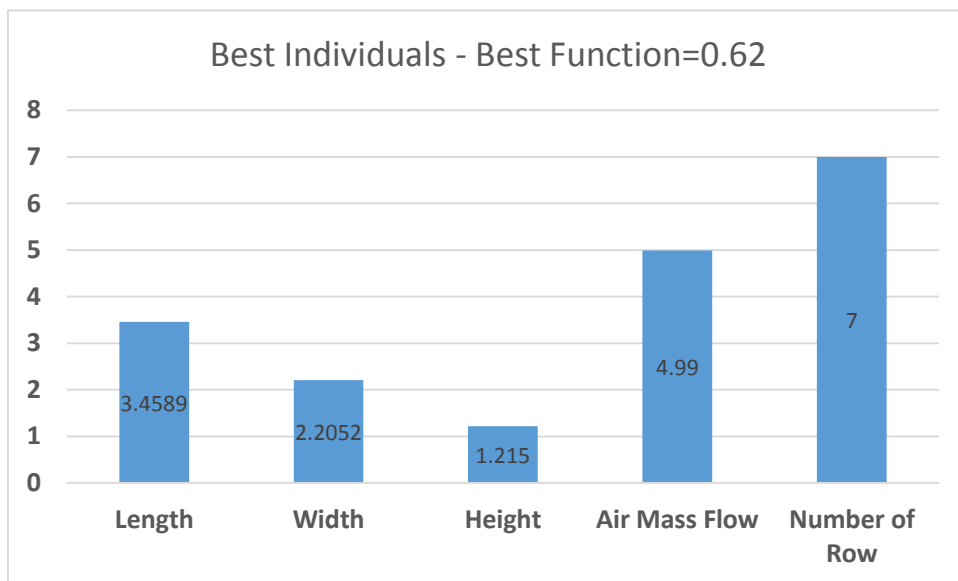
با توجه به اینکه مدل در محیط نرم افزار Matlab تهیه شده است، لذا از جعبه ابزار الگوریتم ژنتیک این نرم افزار برای بهینه نمودن تابع هدف استفاده شده است. همانگونه که گفته شد، متغیرهای مساله طول، ارتفاع و عرض واحد رطوبت زنی، طول واحد رطوبت زدایی (تعداد ردیف‌های افقی چگالنده) و دبی هوا می‌باشد.

در شکل (۴-۱۶) توابع هزینه محاسبه شده به ازای شرایط ورودی مختلف مشاهده می‌شود. بیشترین توابع ارزیابی شده در محدوده‌ی کمتر از ۲ می‌باشد، در این محدوده جواب‌های بدست آمده از جستجو نسبت به تابع ارزیاب بهینه بوده است و الگوریتم این محدوده را برای یافتن کمینه مناسب تر دیده است، البته برای نیفتادن در دام کمینه محلی الگوریتم سایر مقادیر تعریف شده در بازه‌ی تعریف شده را نیز جستجو کرده است. نتایج برای بهترین حالت نیز در جدول (۴-۵) نشان داده شده است. این نتایج شامل مشخصات هندسی و دبی آب ورودی به رطوبت زنی و رطوبت زدایی می‌باشد. لازم به ذکر است که

عرض و ارتفاع چگالنده با توجه به ساختار پیشنهادی برای طرح برابر عرض و ارتفاع رطوبت زنی در نظر گرفته می‌شود.



شکل (۴-۱۶): ارزیابی توابع برازش شده (مقدار تابع هزینه)



شکل (۴-۱۷): مقادیر متغیرهای پاسخ بهینه‌ی الگوریتم ژنتیک



جدول (۴-۵) : مشخصات هندسی و ترمودینامیکی آب شیرین کن در پاسخ بهینه

چگالنده					اوپراتور				
دبی هوا	دبی آب	ارتفاع	عرض	طول	دبی هوا	دبی آب	ارتفاع	عرض	طول
۵/۰۱	۱۰/۵	۱/۲۱	۲/۲	۶۰	۵	۷/۶۲	۱/۲۱	۲/۲	۳/۴۵
m <sup>3</sup> /sec	Lit/sec	متر	متر	سانتی متر	m <sup>3</sup> /se c	Lit/sec	متر	متر	متر

میزان تولید آب شیرین، میزان و شدت مصرف انرژی و هزینه تمام شده یک واحد آب شیرین در نقطه بهینه طبق جدول (۴-۶) می باشد.

جدول (۴-۶) : مشخصات سیستم ترکیبی در پاسخ بهینه

هزینه	شدت مصرف انرژی	تولید در ساعت
۰/۶۲ دلار	۳۵۷۲/۶ KJ/Kg	۱۰۱۱ لیتر

طبق محاسبات صورت گرفته در نرم افزار Aspen B-JAC برای شرایط بدست آمده در نقطه بهینه، میزان دبی مورد نیاز هوای احتراقی برای تامین حرارت مورد نیاز رطوبت زنی، حدود ۳/۵ کیلوگرم بر ثانیه است، در حالی که دبی خروجی از توربین گاز حدود ۱۷/۸ کیلوگرم بر ثانیه می باشد. لذا می توان با استفاده موازی از حداقل ۵ واحد از این نوع آب شیرین کن و طراحی مجدد اکونومایزر، از کل حرارت گازهای خروجی استفاده بهینه نمود. در این حالت اکونومایزر باید بتواند دبی و دمای خروجی کل آب این تعداد واحد را تامین نماید. مشخصات فنی اکونومایزر در پیوست (ج) ارائه شده است. در جدول (۴-۷) جزییات هزینه بخش های مختلف ۱ واحد عملیاتی (در حالت بهینه) و استفاده از ۵ واحد به صورت همزمان نشان داده شده است.

جدول (۴-۷): هزینه‌های عملیاتی ۱ واحد سیستم ترکیبی و ۵ واحد سیستم ترکیبی آب شیرین کن و اکونومایزر

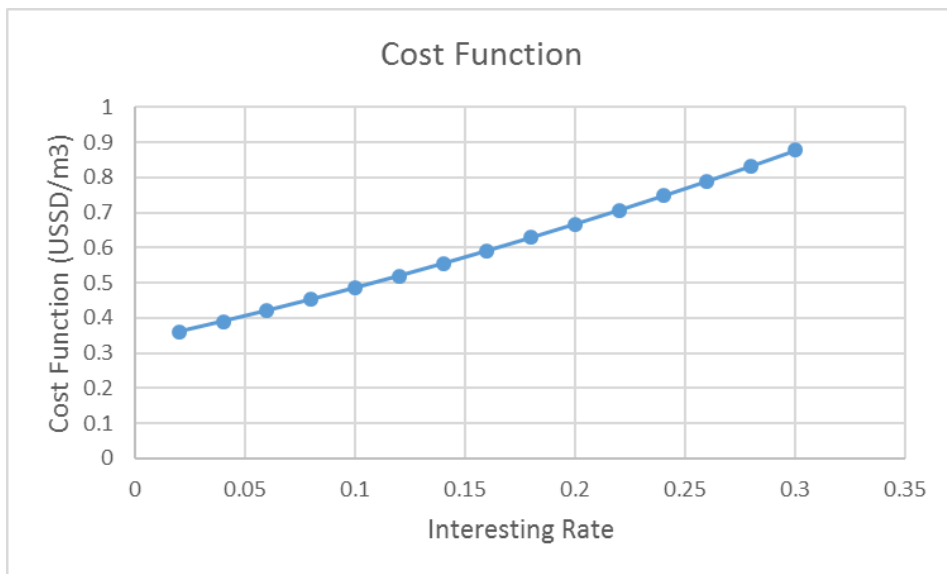
هزینه‌های ۱ واحد سیستم ترکیبی		هزینه‌های ۵ واحد سیستم ترکیبی	
تجهیزات	هزینه (دلار)	تجهیزات	هزینه (دلار)
رطوبت زن	۲۶۵۰	اوپراتور	۱۳۲۵۰
چگالنده	۱۳۹۳	چگالنده	۶۹۶۵
اکونومایزر	۱۹۱۳	اکونومایزر	۸۶۳۰
سازه پوششی	۱۸۱۲	سازه پوششی	۹۰۶۰
فن	۴۳۵	فن	۲۱۷۵
پمپ‌ها	۱۰۱۴	پمپ‌ها	۵۰۷۰
ثابت سالیانه	۲۱۵۳	ثابت سالیانه	۱۰۷۶۵
متغیر سالیانه	۲۸۵۹	متغیر سالیانه	۱۴۲۹۵
تولید سالیانه (متر مکعب)	۸۸۵۶	تولید سالیانه (متر مکعب)	۴۴۲۸۰
هزینه ۱ متر مکعب آب	۰/۶۲	هزینه ۱ متر مکعب آب	۰/۵۸

#### ۴-۳-۵- مقایسه با دیگر روش‌ها

در این قسمت مقایسه‌ای بین نتایج بدست آمده در این روش و هزینه‌های آرایه شده برای دیگر روش‌ها در مطالعات پیشین آرایه شده است. با توجه به اینکه در منابع مختلف نرخ بهره متفاوت استفاده شده است، در ابتدا قیمت نهایی آب شیرین تولیدی در روش HD بر حسب نرخ بهره‌های مختلف محاسبه شده و در شکل (۴-۱۸) نشان داده شده است. این به آن دلیل است که نرخ‌های بهره‌ی بانکی در خارج از ایران مقادیر کمتری دارند و برای مقایسه در ظرفیت‌های مشابه بهتر است نرخ‌های بهره‌ی مشابهی در نظر گرفته شود تا مقایسه‌ی بین روش‌ها دقیق‌تر صورت گیرد. همانطور که در شکل مشخص است تابع هدف نهایی که همان قیمت یک مترمکعب از آب شیرین است به شدت با افزایش نرخ بهره افزایش می‌یابد. در جدول (۴-۸) مقادیر هزینه‌ی تولید آب، انواع آب شیرین‌کن‌ها آرایه شده است. مشاهده می‌گردد آب شیرین‌کن‌های تقطیر چند اثره، اسمز معکوس و تراکم بخار برای ظرفیت‌های پایین هزینه

تمام شده بالایی دارند و مناسب نیستند، برای مثال هزینه تولید یک متر مکعب آب در آب شیرین کن تقطیر چند اثره با ظرفیت روزانه کمتر از ۱۰۰ متر مکعب بین ۲/۵ تا ۱۲ دلار است اما در همین آب شیرین کن با ظرفیت روزانه بین ۱۲ تا ۵۵ هزار متر مکعب، قیمت هر متر مکعب آب بین ۰/۷ تا ۱/۵ دلار می باشد [۷۲].

قیمت تمام شده آب تولیدی در روش هایی که مبتنی بر انرژی های تجدیدپذیر هستند افزایش بیشتری دارد. فیونرزا و همکاران [۷۳] در تحقیقی نشان دادند که قیمت جهانی تولید هر متر مکعب آب شیرین به روش تقطیر چند مرحله ای در ظرفیت ۲۵ هزار متر مکعب در روز حدوداً ۱ دلار است. با توجه به قیمت های ارائه شده در جدول (۴-۸)، تکنیک HD به منظور تولید آب شیرین در ظرفیت های پایین گزینه مناسبی می باشد. شاید بتوان یکی از دلایل کاهش قابل توجه قیمت در روش HD را حذف هزینه انرژی حرارتی و ساده بودن فناوری آن دانست. در هر صورت در این محاسبات شاید برخی هزینه ها مانند هزینه انتقال و تامین آب از دریا در نظر گرفته نشده است که باید در هر پروژه با توجه به موقعیت محل اجرای طرح محاسبه و به هزینه کل اضافه شود. البته با توجه به مدل اقتصادی تهیه شده می توان به راحتی این هزینه ها را محاسبه و اضافه نمود.



شکل (۴-۱۸): بررسی تاثیر نرخ بهره روی تابع هدف نهایی

جدول (۴-۸): مقایسه‌ی هزینه‌هایی آب شیرین این پژوهش با سایر پژوهش‌ها

نرخ بهره	عمر	هزینه ۱ متر مکعب	میزان تولید	نوع
۱۰٪	۱۵ سال	۲/۴ - ۳ دلار	۵۰-۳۰ m	HD [۷۴]، [۷۵]، [۶۷]
۸٪	۲۰	۲/۱۵ تا ۴/۷۰	۴۰	MED [۷۶]
۱۰٪	۲۰	۸/۳ تا ۹/۳	۱۰۰	خورشیدی - MED [۷۷]
۸٪	۲۰	۱/۳ تا ۱۵	تا ۱۰۰	RO [۷۸]-[۸۰]
۸٪	۲۰	۱/۳۳ تا ۰/۷۸	۱۲۰۰ تا ۲۰	RO [۸۱]
۸٪	۱۵	۱۵/۶ تا ۱۱/۷	تا ۱۰۰	RO خورشیدی [۸۲]
۸٪	۱۰	۷/۸ تا ۲/۵	تا ۱۰۰	Wind-MVC [۸۲]، [۸۳]

## فصل پنجم

### نتیجه گیری و پیشنهادات

## ۵-۱- نتیجه گیری

سیستم آب‌شیرین‌کن HD از روش‌های تولید آب شیرین در ظرفیت‌های پایین است که در طول چند دهه‌ی اخیر پیشرفت شایانی داشته است، اما استفاده از تلفات حرارتی نیروگاه‌ها به خصوص توربین‌های گاز ظرفیت پایین موضوعی بوده است که تا کنون به صورت جدی بدان پرداخته نشده است. این راه کار که تولید همزمان برق و آب شیرین را برای مناطق دور افتاده و یا مناطق عملیاتی مانند سکوی‌های دریایی و ... را دربردارد، می‌تواند در کنار برنامه‌های توسعه تولیدپراکنده برق در کشور مورد توجه قرار گیرد. در این پژوهش پس از معرفی انواع سیستم‌های آب‌شیرین‌کن و به ویژه آب‌شیرین‌کن HD، پیشینه این روش و کارهای مرتبط به دقت مطالعه گردید. سپس با مدل سازی فرآیندهای رطوبت-زنی-رطوبت‌زدایی تاثیر پارامترهای اصلی سیستم نظیر دبی و دمای جریان آب، ابعاد آکنه و چگالنده و دبی هوا بر عملکرد سیستم مورد بررسی قرار گرفت.

نتایج نشان می‌دهد طول چگالنده تا میزان مشخصی ظرفیت تولید آب شیرین را افزایش می‌دهد، اما محدودیت‌هایی نظیر دمای پینچ و افزایش تولید در برابر افزایش هزینه می‌تواند طول چگالنده را محدود بکند. برای انتخاب قطر مناسب چگالنده نیز علاوه بر تولید آب شیرین میزان مصرف برق پمپ و فن را نیز به عنوان محدودیت در نظر گرفته شد و مشاهده گردید که مصرف فن در قیاس با مصرف پمپ قابل صرف نظر کردن است، در قطرهای کوچک میزان افت فشار آب به طور ناگهانی با افزایش طول افزایش می‌یابد و این افزایش هزینه‌ی تصاعدی برق را در پی خواهد داشت، به همین منظور قطر یک اینچ برای لوله‌های چگالنده تعیین گردید.

در قسمت بعد به بررسی پارامترهای عملکردی روی تولید آب شیرین، شدت انرژی حرارتی مصرفی، معکوس شاخص مصرف ویژه انرژی و میزان حرارت مصرفی رطوبت زنی پرداخته شد و مشاهده گردید که مشخصات هندسی رطوبت زنی نظیر طول و ارتفاع رابطه‌ی مستقیم با افزایش تولید و کاهش شدت مصرف انرژی دارند همچنین مشاهده شد دمای آب ورودی به رطوبت زنی نیز در افزایش تولید آب

شیرین به شدت تاثیر گذار است اما جنس آکنه‌ی مورد استفاده و همچنین نقطه‌ی جوش آب از محدودیت‌های افزایش این پارامتر است. با بررسی میزان دبی ورودی هوای رطوبت زنی مشاهده شد برای یک هندسه ثابت، مقدار بهینه‌ی ای برای دبی هوا وجود دارد و این مقدار با تغییر ابعاد آکنه تغییر می‌کند. تحلیل میزان تولید آب شیرین، میزان و شدت انرژی حرارتی مصرفی نشان داد که تعیین برخی پارامترها نظیر طول و عرض آکنه، یا تعداد ردیف‌های چگالنده نیاز به ارزیابی اقتصادی دارد تا هزینه تولید هر واحد آب شیرین بهینه گردد. لذا بهینه‌سازی اقتصادی راهکاری مناسب برای دستیابی به طرح بهینه با کمترین هزینه می‌باشد.

پس از استخراج توابع هزینه‌ی ثابت و متغیر و محاسبه‌ی سالیانه‌ی این هزینه‌ها، تابع نهایی تولید آب بدست آمد و با استفاده از الگوریتم ژنتیک به بهینه‌سازی اقتصادی این تابع تحت پارامترهای: طول، عرض و ارتفاع آکنه و دبی رطوبت زنی و همچنین طول چگالنده با قیدهای غیر خطی پرداخته شد و طرح نهایی به منظور استفاده از تمامی پتانسیل خروجی از توربین گاز معرفی گردید. پس از معرفی طرح نهایی، می‌توان به ظرفیت ۴۰ هزار متر مکعب در سال با قیمت هر متر مکعب آب شیرین ۲ هزار تومان دست‌یافت.

البته باید گفت که ارزیابی دقیق تری با در نظر گرفتن اثرات اکونومایزر بر روی تولید برق در مولد باید صورت گیرد. همچنین برای واقعی تر شدن قیمت در هر پروژه باید هزینه‌های تامین و انتقال آب در نظر گرفته شود. با توجه به برآورد هزینه کمتر از یک دلار برای تولید هر متر مکعب آب شیرین در این روش، توسعه پژوهش‌های تئوری و عملی در این زمینه باید در دستور کار قرار گیرد.

## ۵-۲- پیشنهادات

- (۱) بررسی جریان مخالف آب و هوا در مدل سازی واحد رطوبت زنی و ارزیابی عملکردی و فنی این روش در مقایسه با روش متقاطع
- (۲) چندمرحله ای کردن سیکل HD با گرمایش هوا و گرمایش آب و سیکل بسته ی هوا
- (۳) ارزیابی دقیق تر فنی و اقتصادی تاثیر اکونومایزر بر عملکرد توربین گاز و تولید برق و هزینه تمام شده آب شیرین



## ضمائم

## ضمیمه

### ضمیمه الف - خواص ترموفیزیکی آب و هوا [۶۵]

محاسبه خواص ترموفیزیکی هوا و آب: در کلیه روابط زیر دما بر حسب کلوین می‌باشد.

چگالی هوای خشک:

$$\rho_a = P_a / (287.08 T) \text{ kg/m}^3 \quad (\text{الف-۱})$$

چگالی هوای مرطوب:

$$\rho_{av} = (1 + \omega) \left( 1 - \frac{\omega}{\omega + 0.62198} \right) \rho_a \text{ kg air - vapor/m}^3 \quad (\text{الف-۲})$$

چگالی آب:

$$\rho_w = \left( 1.49343 \times 10^{-3} - 3.7164 \times 10^{-6} T_w + 7.09782 \times 10^{-9} T_w^2 - 1.90321 \times 10^{-20} T_w^6 \right)^{-1} \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad (\text{الف-۳})$$

گرمای ویژه هوای خشک:

$$= 1.045356 \times 10^3 - 3.161783 \times 10^{-1} T_g + 7.083814 \times 10^{-4} T_g^2 - 2.705209 \times 10^{-7} T_g^3 \frac{\text{J}}{\text{kgK}} \quad (\text{الف-۴})$$

گرمای ویژه بخار آب:

$$C_{pv} = 1.3605 \times 10^3 + 2.31334 T_g - 2.46784 \times 10^{-10} T_g^5 + 5.91332 \times 10^{-13} T_g^6 \text{ J/kgK} \quad (\text{الف-۵})$$

گرمای ویژه آب:

$$C_{pw} = 8.15599 \times 10^3 - 2.80627 \times 10 T_l + 5.11283 \times 10^{-2} T_l^2 - 2.17582 \times 10^{-13} T_l^6 \frac{\text{J}}{\text{kgK}}$$

لزجت هوای خشک:

$$\mu_a = 2.287973 \times 10^{-6} + 6.259793 \times 10^{-8} T_g - 3.131956 \times 10^{-11} T_g^2 + 8.15038 \times 10^{-15} T_g^3 \text{ kg/sm} \quad (\text{الف-۷})$$

لزجت بخار آب:

$$\mu_v = 2.562435 \times 10^{-6} + 1.816683 \times 10^{-8} T_g + 2.579066 \times 10^{-11} T_g^2 - 1.067299 \times 10^{-14} T_g^3 \text{ kg/sm}$$

(الف-۸)

لزجت هوای مرطوب:

$$\mu_g = \left( \left( \frac{1}{1 + 1.608\omega_g} \right) \mu_a M_a^{0.5} + \left( \frac{\omega_g}{\omega_g + 0.622} \right) \mu_v M_v^{0.5} \right) / \left( \left( \frac{1}{1 + 1.608\omega_g} \right) M_a^{0.5} + \left( \frac{\omega_g}{\omega_g + 0.622} \right) M_v^{0.5} \right) \frac{\text{kg}}{\text{sm}}$$

(الف-۹)

لزجت آب

$$\mu_w = 2.414 \times 10^{-5} \times 10^{\frac{247.8}{T_w - 140}} \text{ Kg/ms} \quad (\text{الف-۱۰})$$

که جرم مولکولی هوا و آب به ترتیب برابر  $M_a = 28.97$  و  $M_v = 18.016$  است.

ضریب رسانایی حرارتی هوای خشک:

$$K_a = -4.937787 \times 10^{-4} + 1.018087 \times 10^{-4} T_g - 4.627937 \times 10^{-8} T_g^2 + 1.250603 \times 10^{-11} T_g^3 \text{ W/mK} \quad (\text{الف-۱۱})$$

ضریب رسانایی حرارتی بخار آب:

$$K_v = 1.3046 \times 10^{-2} - 3.756191 \times 10^{-5} T_g + 2.217964 \times 10^{-7} T_g^2 - 1.111562 \times 10^{-14} T_g^3 \text{ W/mK} \quad (\text{الف-۱۲})$$

ضریب رسانایی حرارتی هوای مرطوب:

$$K_g = \left( \left( \frac{1}{1 + 1.608\omega_g} \right) K_a M_a^{0.33} + \left( \frac{\omega_g}{\omega_g + 0.622} \right) K_v M_v^{0.33} \right) / \left( \left( \frac{1}{1 + 1.608\omega_g} \right) M_a^{0.33} + \left( \frac{\omega_g}{\omega_g + 0.622} \right) M_v^{0.33} \right) \text{ W/mK}$$

(الف-۱۳)

ضریب رسانایی حرارتی آب :

$$K_w = -6.14255 \times 10^{-1} + 6.9962 \times 10^{-3}T_w - 1.01075 \times 10^{-5}T_w^2 + 4.74373 \times 10^{-12}T_w^4 \text{ W/mK}$$

(الف-۱۴)

گرمای نهان آب:

$$L_v = 3.4831814 \times 10^6 - 5.8627703 \times 10^3 T + 12.139568 T^2 - 1.40290431 \times 10^{-2} T^3 \text{ J/kg}$$

(الف-۱۵)

آنتالپی هوای مرطوب :

$$i_{av} = [C_{pa}(T - 273.15) + \omega\{L_v + C_{pv}(T - 273.15)\}]/(1 + \omega) \text{ J/Kg - Air Vapor}$$

(الف-۱۶)

آنتالپی هوای خشک:

$$i_{ma} = C_{pa}(T - 273.15) + \omega[L_v + C_{pv}(T - 273.15)] \frac{\text{J}}{\text{kg Dry Air}} \quad (\text{الف-۱۷})$$

ضریب نفوذ مولکولی

$$D = \frac{0.04357 T_g^{1.5} \left(\frac{1}{M_a} + \frac{1}{M_v}\right)^{0.5}}{(101325(V_a^{0.33} + V_v^{0.33}))^2} \quad (\text{الف-۱۷})$$

که در آن M وزن مولکولی و V حجم مولکولی می باشد.

## ضمیمه ب - معادلات بسل [۸۴]

معادله‌ی بسل توسعه‌یافته نوع اول مرتبه‌ی  $n$  ام

$$\begin{aligned} I_n(x) &= i^{-n} J_n(ix) = e^{-\frac{i\pi n}{2}} J_n(ix) \\ &= \frac{x^n}{2^n \Gamma(n+1)} \left\{ 1 + \frac{x^2}{2(2n+2)} + \frac{x^4}{2 \times 4(2n+2)(2n+4)} + \dots \right\} \\ &= \sum_{k=0}^{\infty} \frac{\left(\frac{x}{2}\right)^{n+2k}}{k! \Gamma(n+k+1)} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} I_{-n}(x) &= i^n J_{-n}(ix) = e^{\frac{i\pi n}{2}} J_{-n}(ix) \\ &= \frac{x^{-n}}{2^{-n} \Gamma(1-n)} \left\{ 1 + \frac{x^2}{2(2-2n)} + \frac{x^4}{2 \times 4(2-2n)(4-2n)} + \dots \right\} \\ &= \sum_{k=0}^{\infty} \frac{\left(\frac{x}{2}\right)^{2k-n}}{k! \Gamma(n+k-1)} \\ I_{-n}(x) &= I_n(x) \quad n = 0 - 1 - 2 - \dots \end{aligned}$$

معادله‌ی بسل توسعه‌یافته نوع دوم مرتبه‌ی  $n$  ام

$$K_n(x) = \begin{cases} \frac{\pi}{2 \sin(n\pi)} \{I_{-n}(x) - I_n(x)\} & n \neq 0.1.2 \dots \\ \lim_{p \rightarrow n} \frac{\pi}{2 \sin(p\pi)} \{I_{-p}(x) - I_p(x)\} & n = 0.1.2 \dots \end{cases}$$

در حل معادلات بسل از دستورات پیش فرض MATLAB استفاده شده است.

## ضمیمه ج - مشخصات اکونومایزر

### Hot Gas Recuperator Specification Sheet

1	Yousef Keyghobadi					
2	Economizer Designing					
3	Service of Unit:		Our Reference:			
4	Item No.:		Your Reference:			
5	Date:	Rev No.:	Job No.:			
6	Size & Type	5609.6	/ 1079.72			
7	Surf/Unit-Finned Tube	355.6	m2	Bare Tube	33	m2
8	Heat exchanged	4967889		W	MTD, Eff	240.78 C
9	Transfer rate	58	Bare, Service	625.5	Clean	631.3 W/(m2*K)
10	<b>PERFORMANCE DATA - TUBE SIDE</b>					
11	Fluid Circulated	Sea Water			In/Out	
12	Total Fluid Entering	38.1	kg/s	Density, Liq	kg/m3	1011.9 / 997.24
13		In/Out		Density, Vap	kg/m3	/
14	Temperature	C	48 / 80	Specific Heat, Liq	kJ/(kg*K) 4.066 / 4.083	
15	Liquid	kg/s	38.1 / 38.1	Specific Heat, Vap	kJ/(kg*K) /	
16	Vapor	kg/s	/	Therm. Cond, Liq	W/(m*K) 0.615 / 0.641	
17	Noncondensable	kg/s	/	Therm. Cond, Vap	W/(m*K) /	
18	Steam	kg/s	/	Freeze Point	C	
19	Water	kg/s	/	Bubble / Dew point	/ C	
20	Molecular wt, Vap	/			Latent heat	kJ/kg
21	Molecular wt, NC	/			Inlet pressure (abs)	1 bar
22	Viscosity, Liq	mPa*s	0.639 / 0.374	Pres Drop, Allow/Calc	0.4 / 0.029	
23	Viscosity, Vap	/			Fouling Resistance	m2*K/W
24	<b>PERFORMANCE DATA - GAS SIDE</b>					
25	Gas Quantity	17.6999	kg/s	Viscosity	mPa*s	0.034 / 0.025
26	Temperature In	450 / 200	C	Density, Liq	kg/m3	0.46 / 0.71
27	Temperature In	0.002	bar	Specific Heat, Liq	kJ/(kg*K) 1.154 / 1.095	
28	Pres Drop, Allow/Calc	0.002 / 0.002	bar	Therm. Cond, Vap	W/(m*K) 0.053 / 0.036	
29	Altitude	m			Fouling Resistance	m2*K/W
30	Face Velocity	7.96	m/s	Bundle velocity	7.3	kg/s/m2 Design Ambient C
31	<b>DESIGN-MATERIALS-CONSTRUCTION</b>					
32	Design pressure	1.4 bar		Test Pressure	Design temperature 129 C	
33	<b>TUBE BUNDLE</b>		<b>Header</b>		<b>TUBE</b>	
34	Size	5609.6		Type	Plug Material Carbon Steel	
35	Number/bay	1		Material	Welded Welded	
36	Tube Rows	5		Passes	1 OD 30 MinTks 1.65 mm	
37	Arrangement	/		Plug Mat.	No./Bun 70 Lng m	
38	Bundles	1 par 1 ser		Gasket Mat.	Pitch 68.35 / 59	
39		/		Corr. Allow.	3.18 mm Fin	
40	Bundle frame	Galvanized steel		Inlet Nozzle	1 203.2 mm Type I-type weld	
41	<b>MISCELLANEOUS</b>			Outlet Nozzle	1 203.2 mm Material	
42	Struct. Mount.	/		Special Nozzles	OD 62 Tks 0.58 mm	
43	Surf.Prepare	/		Rating	No. 197 #/m Des Temp C	
44	Notes:					
45						
46						
47						

- [1] A. E. Kabeel, M. H. Hamed, Z. M. Omara, and S. W. Sharshir, "Water desalination using a humidification-dehumidification technique—a detailed review," 2013.
- [2] Z. Taqdees, "Desalination System Diagrams," 2014. .
- [3] U.EPA, "Environmental Protection Agency 2011," Report No. EPA 430-R-11, Vol. 5," 2011.
- [4] ح. رحیمی, "مشکل ناشناخته جهانی: بحران آب," *ماهنامه آب و محیط زیست*, vol. 27, pp. 34–36, 1390.
- [5] R. M. Morris and W. T. Hanbury, "Renewable energy and desalination—a review," *Proc. new Technol. use Renew. energy sources water desalination, Sec. I, Athens, Greece*, pp. 30–50, 1991.
- [6] S. Kalogirou, "Economic analysis of a solar assisted desalination system," *Renew. energy*, vol. 12, no. 4, pp. 351–367, 1997.
- [7] ش. دلفانی, *آب شیرین کن های خورشیدی*. ۱۳۸۹.
- [8] S. M. Soufari, M. Zamen, and M. Amidpour, "Experimental validation of an optimized solar humidification-dehumidification desalination unit," *Desalin. Water Treat.*, vol. 6, no. 1–3, pp. 244–251, 2009.
- [9] S. K. Garg, S. D. Gomkale, R. L. Datta, and D. S. Datar, "Development of humidification-dehumidification technique for water desalination in arid zones of India," *Desalination*, vol. 5, no. 1, pp. 55–63, Jan. 1968.
- [10] H. T. A. El-Dessouky, "Humidification-dehumidification desalination process using waste heat from a gas turbine," *Desalination*, vol. 71, no. 1, pp. 19–33, Jan. 1989.
- [11] M. Farid and A. W. Al-Hajaj, "Solar desalination with a humidification-dehumidification cycle," *Desalination*, vol. 106, no. 1–3, pp. 427–429, Aug. 1996.
- [12] S. Al-Hallaj, M. M. Farid, and A. Rahman Tamimi, "Solar desalination with a humidification-dehumidification cycle: performance of the unit," *Desalination*, vol. 120, no. 3, pp. 273–280, Dec. 1998.
- [13] N. K. Nawayseh, M. M. Farid, A. A. Omar, and A. Sabirin, "Solar desalination based on humidification process—II. Computer simulation," *Energy Convers. Manag.*, vol. 40, no. 13, pp. 1441–1461, 1999.
- [14] N. K. Nawayseh, M. M. Farid, S. Al-Hallaj, and A. R. Al-Timimi, "Solar desalination based on humidification process—I. Evaluating the heat and mass transfer coefficients," *Energy Convers. Manag.*, vol. 40, no. 13, pp. 1423–1439, 1999.

- [15] M. Al-Sahali and H. M. Ettouney, "Humidification dehumidification desalination process: Design and performance evaluation," *Chem. Eng. J.*, vol. 143, no. 1, pp. 257–264, 2008.
- [16] M. F. A. Goosen, S. S. Sablani, W. H. Shayya, C. Paton, and H. Al-Hinai, "Thermodynamic and economic considerations in solar desalination," *Desalination*, vol. 129, no. 1, pp. 63–89, Jun. 2000.
- [17] S. Al-Hallaj, S. Parekh, M. M. Farid, and J. R. Selman, "Solar desalination with humidification–dehumidification cycle: Review of economics," *Desalination*, vol. 195, no. 1–3, pp. 169–186, Aug. 2006.
- [18] A. A. El-Haroun, "Desalination System with Humidification-Dehumidification of Air," *Int. J. Pure Appl. Sci. Technol*, vol. 14, no. 1, pp. 44–52, 2013.
- [19] S. Hou, S. Ye, and H. Zhang, "Performance optimization of solar humidification–dehumidification desalination process using Pinch technology," *Desalination*, vol. 183, no. 1–3, pp. 143–149, Nov. 2005.
- [20] S. M. Soufari, M. Zamen, and M. Amidpour, "Performance optimization of the humidification–dehumidification desalination process using mathematical programming," *Desalination*, vol. 237, no. 1–3, pp. 305–317, Feb. 2009.
- [21] M. Zamen, M. Amidpour, and S. M. Soufari, "Cost optimization of a solar humidification–dehumidification desalination unit using mathematical programming," *Desalination*, vol. 239, no. 1–3, pp. 92–99, Apr. 2009.
- [22] س. م. سوفاری، م. ضامن and م. عمیدپور، "طراحی و ساخت آب شیرین کن بهینه خورشیدی به روش رطوبت زنی - رطوبت زدایی هوا،" *دوازدهمین کنگره ملی مهندسی شیمی ایران/ انجمن مهندسی شیمی ایران*. تبریز، ۱۳۸۷.
- [23] M. Zamen, S. M. Soufari, S. A. Vahdat, M. Amidpour, M. A. Zeinali, H. Izanloo, and H. Aghababaie, "Experimental investigation of a two-stage solar humidification-dehumidification desalination process," *Desalination*, vol. 332, pp. 1–6, 2014.
- [24] M. Zamen, M. Amidpour, and M. R. Firoozjaei, "A novel integrated system for fresh water production in greenhouse: Dynamic simulation," *Desalination*, vol. 322, pp. 52–59, 2013.
- [25] M. Mehrgoo and M. Amidpour, "Constructal design of humidification–dehumidification desalination unit architecture," *Desalination*, vol. 271, no. 1, pp. 62–71, 2011.
- [26] M. Mehrgoo and M. Amidpour, "Derivation of optimal geometry of a multi-effect humidification–dehumidification desalination unit: A constructal design," *Desalination*, vol. 281, pp. 234–242, 2011.
- [27] M. Zamen, S. M. Soufari, S. A. Vahdat, M. Amidpour, M. A. Zeinali, H. Izanloo, and H. Aghababaie, "Experimental investigation of a two-stage solar humidification–dehumidification desalination process," *Desalination*, vol. 332, no. 1, pp. 1–6, 2014.
- [28] S. A. Ashrafzadeh and M. Amidpour, "Exergy analysis of humidification–



- dehumidification desalination systems using driving forces concept,” *Desalination*, vol. 285, pp. 108–116, 2012.
- [29] R. E. Treybal, “Mass-transfer operations,” *New York*, 1980.
- [30] A. Wexler, “Vapor pressure formulation for water in range 0 to 100 C. A revision,” *J. Res. Natl. Bur. Stand. A*, vol. 80, pp. 775–785, 1976.
- [31] W. K. Lewis, “The evaporation of a liquid into a gas,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 5, no. 1–2, pp. 109–112, Jan. 1962.
- [32] C. H. Bedingfield and T. B. Drew, “Analogy between Heat Transfer and Mass Transfer,” *Ind. Eng. Chem.*, vol. 42, no. 6, pp. 1164–1173, Jun. 1950.
- [33] F. Bosnjakovic, “Technische Thermodynamik, Erster Teil,” *Theodor Steinkopf, Dresden und Leipzig*, 1935.
- [34] M. Poppe and H. Rögener, “Berechnung von rückkühlwerken,” *VDI Wärmeatlas, pp. Mi*, 1991.
- [35] C. Bourillot, “Hypotheses of calculation of the water flow rate evaporated in a wet cooling tower,” Electricite de France, 78-Chatou. Dept. Transferts Thermiques et Thermodynamique, RPRT, 1983.
- [36] J. L. Grange, “Calculating the evaporated water flow in a wet cooling tower,” Electricite de France (EDF), RPRT, 1994.
- [37] H. Ben Bacha, A. Y. Maalej, H. Ben Dhia, I. Ulber, H. Uchtmann, M. Engelhardt, and J. Krelle, “Perspectives of solar-powered desalination with the ‘SMCEC’ technique,” *Desalination*, vol. 122, no. 2–3, pp. 177–183, Jul. 1999.
- [38] J. Orfi, M. Laplante, H. Marmouch, N. Galanis, B. Benhamou, S. Ben Nasrallah, and C. T. Nguyen, “Experimental and theoretical study of a humidification-dehumidification water desalination system using solar energy,” *Desalination*, vol. 168, pp. 151–159, Aug. 2004.
- [39] K. Onda, H. Takeuchi, and Y. Okumoto, “Mass transfer coefficients between gas and liquid phases in packed columns,” *J. Chem. Eng. Japan*, vol. 1, no. 1, pp. 56–62, 1968.
- [40] J. H. Lienhard, *A heat transfer textbook*. Courier Corporation, 2013.
- [41] W. Pirompugd, S. Wongwises, and C.-C. Wang, “Simultaneous heat and mass transfer characteristics for wavy fin-and-tube heat exchangers under dehumidifying conditions,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 49, no. 1, pp. 132–143, 2006.
- [42] W. Nusselt, “Die Oberflächenkondensation des Wasserdampfes,” *Z. Vereines Deutsch.*, vol. 60, pp. 541–546, 1916.
- [43] B. Cheng and W. Q. Tao, “Experimental study of R-152a film condensation on single horizontal smooth tube and enhanced tubes,” *J. Heat Transfer*, vol. 116, no. 1, pp. 266–270, 1994.
- [44] B. S. Yilbas and N. Altuntop, “Condensing heat transfer of freon-21 on plain horizontal tubes,” *Indian J. Technol.*, vol. 28, no. 3, pp. 100–106, 1990.

- [45] K. A. Swensen, "Further studies in filmwise condensation of steam on horizontal finned tubes." Monterey, California. Naval Postgraduate School, 1992.
- [46] T. C. Carnavos, "An experimental study: condensing R-11 on augmented tubes," *ASME Pap.*, no. 80-HT, p. 54, 1980.
- [47] K. O. Beatty and D. L. Katz, "Condensation of vapors on outside of finned tubes," *Chem Eng Prog*, vol. 44, no. 1, pp. 908–914, 1948.
- [48] W. Y. Cheng and C. C. Wang, "Condensation of R-134a on enhanced tubes," American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., Atlanta, GA (United States), RPRT, 1994.
- [49] T. M. Rudy and R. L. Webb, "Theoretical model for condensation on horizontal integral-fin tubes," in *AIChE Symp. Ser.*, 1983, vol. 79, no. 225, pp. 11–18.
- [50] H. Honda, B. Uchima, S. Nozu, E. Torigoe, and S. Imai, "Film condensation of R-113 on staggered bundles of horizontal finned tubes," *J. Heat Transfer*, vol. 114, no. 2, pp. 442–449, 1992.
- [51] G. F. Smirnov and I. I. Lukanov, "Study of heat transfer from Freon-11 condensing on a bundle of finned tubes," *Heat Transf. Res.*, vol. 4, no. 3, pp. 51–56, 1972.
- [52] F. C. McQuiston, "Fin efficiency with combined heat and mass transfer," *ASHRAE Trans*, vol. 81, no. 1, pp. 350–355, 1975.
- [53] F. C. McQuiston and J. D. Parker, "Heating, ventilating, and air conditioning: analysis and design," 1982.
- [54] T. E. Schmidt, "Heat transfer calculations for extended surfaces," *Refrig. Eng.*, vol. 57, no. 4, pp. 351–357, 1949.
- [55] K. T. Hong and R. L. Webb, "Calculation of fin efficiency for wet and dry fins," *HVAC&R Res.*, vol. 2, no. 1, pp. 27–41, 1996.
- [56] S. G. Kandlikar, *Thermal design theory for compact evaporators*. Hemisphere Publishing Corp., New York, 1990.
- [57] J. L. Threlkeld, *Thermal environmental engineering*. Prentice Hall, 1970.
- [58] R. J. Myers, *The effect of dehumidification on the air side heat transfer coefficient for a finned-tube coil*. University of Minnesota., 1967.
- [59] V. Gnielinski, "New equations for heat and mass-transfer in turbulent pipe and channel flow," *Int. Chem. Eng.*, vol. 16, no. 2, pp. 359–368, 1976.
- [60] P. K. Swanee and A. K. Jain, "Explicit equations for pipeflow problems," *J. Hydraul. Div.*, vol. 102, no. 5, 1976.
- [61] G. O. Brown, "The history of the Darcy-Weisbach equation for pipe flow resistance," *Environ. Water Resour. Hist.*, vol. 38, no. 7, pp. 34–43, 2002.
- [62] D. G. Rich, "EFFECT OF FIN SPACING ON HEAT-TRANSFER AND FRICTION PERFORMANCE OF MULTI-ROW, SMOOTH PLATE FIN AND TUBE HEAT-EXCHANGERS," in *ASHRAE JOURNAL-AMERICAN SOCIETY*

*OF HEATING REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS*,  
1973, vol. 15, no. 5, p. 31.

- [63] A. ŽUKAUSKAS and R. ULINSKAS, “Efficiency Parameters for Heat Transfer in Tube Banks,” *Heat Transf. Eng.*, vol. 6, no. 1, pp. 19–25, Jan. 1985.
- [64] Y. J. Dai and H. F. Zhang, “Experimental investigation of a solar desalination unit with humidification and dehumidification,” *Desalination*, vol. 130, no. 2, pp. 169–175, 2000.
- [65] D. G. Kröger, *Air-cooled heat exchangers and cooling towers*, vol. 1. PennWell Books, 2004.
- [66] J. C. Kloppers, “A critical evaluation and refinement of the performance prediction of wet-cooling towers.” Stellenbosch: University of Stellenbosch, 2003.
- [67] K. M. A. El-Aziz, K. Hamza, M. El-Morsi, A. O. Nassef, S. M. Metwalli, and K. Saitou, “Optimum Solar Humidification–Dehumidification Desalination for Microgrids and Remote Area Communities,” *J. Sol. Energy Eng.*, vol. 138, no. 2, p. 21005, 2016.
- [68] “شرکت آبزیان نیل پارس.” [Online]. Available: <http://sanco.ir/>.
- [69] “فروشگاه اینترنتی فیکت,” ۲۰۱۶. [Online]. Available: [www.feeket.com](http://www.feeket.com).
- [70] “بانک مرکزی جمهوری اسلامی ایران.” [Online]. Available: [cbi.ir](http://cbi.ir).
- [71] A. Chipperfield, P. Fleming, and H. Pohlheim, “Genetic Algorithm Toolbox for use with MATLAB,” *Dep. Autom. ....*, 1994.
- [72] E. Tzen and R. Morris, “Renewable energy sources for desalination,” *Sol. energy*, vol. 75, no. 5, pp. 375–379, 2003.
- [73] G. Fiorenza, V. K. Sharma, and G. Braccio, “Techno-economic evaluation of a solar powered water desalination plant,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 44, no. 14, pp. 2217–2240, 2003.
- [74] E. E. Delyannis and A. Delyannis, “Economics of solar stills,” *Desalination*, vol. 52, no. 2, pp. 167–176, 1985.
- [75] M. Khedr, “Techno-Economic investigation of an air humidification-dehumidification desalination process,” *Chem. Eng. Technol.*, vol. 16, no. 4, pp. 270–274, 1993.
- [76] B. Milow and E. Zarza, “Advanced MED solar desalination plants. Configurations, costs, future—seven years of experience at the Plataforma Solar de Almeria (Spain),” *Desalination*, vol. 108, no. 1, pp. 51–58, 1997.
- [77] A. M. El-Nashar, “The economic feasibility of small solar MED seawater desalination plants for remote arid areas,” *Desalination*, vol. 134, no. 1, pp. 173–186, 2001.
- [78] E. S. Mohamed and G. Papadakis, “Design, simulation and economic analysis of a stand-alone reverse osmosis desalination unit powered by wind turbines and

- photovoltaics,” *Desalination*, vol. 164, no. 1, pp. 87–97, 2004.
- [79] I. C. Karagiannis and P. G. Soldatos, “Water desalination cost literature: review and assessment,” *Desalination*, vol. 223, no. 1, pp. 448–456, 2008.
- [80] E. S. Mohamed, G. Papadakis, E. Mathioulakis, and V. Belessiotis, “The effect of hydraulic energy recovery in a small sea water reverse osmosis desalination system; experimental and economical evaluation,” *Desalination*, vol. 184, no. 1, pp. 241–246, 2005.
- [81] J. Andrienne and F. Alardin, “Thermal and membrane processes economics: Optimized selection for seawater desalination,” *Desalination*, vol. 153, no. 1, pp. 305–311, 2003.
- [82] M. Thomson and D. Infield, “A photovoltaic-powered seawater reverse-osmosis system without batteries,” *Desalination*, vol. 153, no. 1, pp. 1–8, 2003.
- [83] M. Papapetrou, C. Biercamp, and M. Wieghaus, *Roadmap for the Development of Desalination Powered by Renewable Energy: Promotion for Renewable Energy for Water Production Through Desalination*. Fraunhofer Verlag, 2010.
- [84] T. Myint-u, “Partial differential equations of mathematical physics,” 1973.

## **Abstract**

Desalinating the salt water, especially sea water is one of the permanent solution for low-water disaster. Common thermal water desalination like MSF and MED, are economically appropriate for high capacities of water production, and are not designed for the local usages. Using the heat losses of power plants as the main heat source of desalination is one of the most favorable mechanism for recent trends. But due to the lower electrical losses, small power plants for local use is of preference, since which the high reliability, lower harmonic losses, and environmental matters are satisfied as well. So, especial concern should be made for using heat losses of small power plants. HD water desalination which is designed based on air vapor absorption at high temperature, is one of the recent trends of water desalination at low capacities. This mechanism can use sun radiation and other heat losses. In this study, a type of HD water desalination with open air cycle in which the exhaust heat losses of a 3-MW gas turbine is used as a heat source, is modeled. After a great review of pervious work, the basic equation of the main part of humidification and dehumidification are derived and programmed in MATLAB. After that, the model is analyzed parametrically and the performance of the water desalination is investigated. Parametric analyzed proves the necessity of economic model to be linked to the base model, in order to have optimized design parameters. Therefore, by linking the economizer model to the base model and determining the cost function, the optimization process is done using genetic algorithm toolbox of MATLAB. For the optimized design, the final cost of each cubic meter water was 0.6 US dollars. At the final, a comparison is made for all water desalination mechanism, which proves the high potential of HD technique to be combined with the low power generators.

**Keywords:** HD desalination, Lower capacities gas turbine, Modeling, Humidification and dehumidification process





**Faculty of Mechanical and Mechatronics Engineering**

**M.Sc. Thesis in Energy Systems Engineering**

**Modeling and Analysis Combined HD Desalination System and  
Low Capacity Gases Turbine**

**Yousef Keyghobadi**

Supervisor:

**Dr. Ali Abbasnejad**

Advisor:

**Dr. Mohammad Zamen**

**September 2016**