

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ



دانشکده مهندسی مکانیک و مکاترونیک

پایان نامه کارشناسی ارشد مهندسی تبدیل انرژی

مدل سازی و بررسی عملکرد سیستم سرمایش هیبریدی با استفاده از جاذب دسیکنت و انرژی های
تجدیدپذیر یا بازیافتی به عنوان احیا کننده آن

نگارنده

کسری یوسفی

اساتید راهنما

دکتر سید مجید هاشمیان

دکتر محمود چهارطاقی

تیرماه ۱۳۹۷

شماره: ۲۹۷/۱۸
تاریخ: ۹۷/۶/۷

باسمه تعالی



مدیریت تحصیلات تکمیلی

فرم شماره (۳) صورتجلسه نهایی دفاع از پایان نامه دوره کارشناسی ارشد

با نام و یاد خداوند متعال، ارزیابی جلسه دفاع از پایان نامه کارشناسی ارشد خانم / آقای کسری یوسفی با شماره دانشجویی ۹۴۱۹۲۷۴ رشته مهندسی مکانیک گرایش تبدیل انرژی تحت عنوان مدل سازی و بررسی عمل کرد سیستم سرمایش هیریدی با استفاده از جاذب دسیکت و انرژی های تجدیدپذیر با بازبافتی به عنوان احیا کننده آن که در تاریخ ۱۳۹۷/۴/۲۳ با حضور هیأت محترم داوران در دانشگاه صنعتی شاهرود برگزار گردید به شرح ذیل اعلام می گردد:

قبول (با درجه: ☒ خیلی خوب) ☐ مردود			
نوع تحقیق: ☐ نظری ☐ عملی			
عضو هیأت داوران	نام و نام خانوادگی	مرتبه علمی	امضاء
۱- استاد راهنمای اول	دکتر سید مجید هاشمیان	استادیار	
۲- استاد راهنمای دوم	دکتر محمود چهارطاقی	استادیار	
۳- استاد مشاور			
۴- نماینده تحصیلات تکمیلی	دکتر محمود فرزانه گرد	استاد	
۵- استاد ممتحن اول	دکتر احمد نظری	استادیار	
۶- استاد ممتحن دوم	دکتر محمد حسین احمدی	استادیار	

نام و نام خانوادگی رئیس دانشکده:

تاریخ و امضاء و مهر دانشکده:

تنبیه: در صورتی که کسی مردود شود حداکثر یکبار دیگر (در مدت مجاز تحصیل) می تواند از پایان نامه خود دفاع نماید (دفاع

مجدد نباید زودتر از ۴ ماه برگزار شود).



تقدیم به

خدای را بسی شاکرم که از روی کرم، پدر و مادری فدایان نصیبم ساخته تا در سایه درخت پر بار وجودشان بیاسیم و از ریشه آن‌ها شاخ و برگ بگیرم و از سایه وجودشان در راه کسب علم و دانش تلاش نمایم.

والدینی که بودنشان تاج افتخاری است بر سرم و نامشان دلیلی است بر بودنم؛ چرا که این دو وجود مقدس پس از پروردگار مایه‌ی هستی‌ام بوده‌اند، دستم را گرفتند و راه رفتن را در این وادی پر فراز و نشیب به من آموختند.

حال این برگ سبزیست تحفه درویش تقدیم آنان

به پاس تعبیر عظیم و انانی‌شان از کلمه ایثار و از خودگذشتی

به پاس محبت‌های بی دریغشان که هرگز فروکش نمی‌کند

و به پاس قلب‌های بزرگشان که فریاد رس است و سرگردانی و ترس در پناهشان به

شجاعت می‌گراید

این مجموعه را به پدر و مادر عزیزم تقدیم می‌کنم.

سپاس و قدردانی

در اینجا لازم می‌دانم از همه کسانی که اینجانب را در امر انجام این پایان‌نامه یاری نموده‌اند، به خصوص جناب آقایان دکتر سید مجید هاشمیان و دکتر محمود چهارطاقی که با حسن خلق و فروتنی، در کمال آرامش به همراه سعه صدر، همواره مرا از راهنمایی و مشاوره‌های سودمند و هدفمند خود، بهره‌مند ساخته‌اند، تشکر و قدردانی نمایم.

همچنین وظیفه خود می‌دانم تا از جناب آقای مهندس سید امیدرضا حقی به پاس زحمات بی‌دریغ و کمک‌های شایان و ارزنده، در تمام مراحل انجام کار، سپاس‌گزاری نمایم.

تعهدنامه

اینجانب **کسری یوسفی** دانشجوی دوره کارشناسی ارشد رشته مهندسی مکانیک گرایش تبدیل انرژی دانشکده مهندسی مکانیک دانشگاه صنعتی شاهرود نویسنده پایان نامه مدل سازی و بررسی عملکرد سیستم سرمایش هیبریدی با استفاده از جاذب دسیکنت و انرژی های تجدیدپذیر یا باز یافتی به عنوان احیا کننده تحت راهنمایی های آقایان دکتر سید مجید هاشمیان و دکتر محمود چهارطاقی متعهد می شوم.

- تحقیقات در این پایان نامه توسط این جانب انجام شده است و از صحت و اصالت برخوردار است.
- در استفاده از نتایج پژوهش های محققان دیگر به مرجع مورد استفاده استناد شده است.
- مطالب مندرج در پایان نامه تاکنون توسط خود یا فرد دیگری برای دریافت هیچ نوع مدرک یا امتیازی در هیچ جا ارائه نشده است.
- کلیه حقوق معنوی این اثر متعلق به دانشگاه صنعتی شاهرود است و مقالات مستخرج بانام "دانشگاه صنعتی شاهرود" و یا "Shahrood University of Technology" به چاپ خواهد رسید.
- حقوق معنوی تمام افرادی که در به دست آمدن نتایج اصلی پایان نامه تأثیرگذار بوده اند در مقالات مستخرج از پایان نامه رعایت می گردد.
- در کلیه مراحل انجام این پایان نامه، در مواردی که از موجود زنده (یا بافت های آن ها) 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 صنعتی شاهرود است. این مطلب باید به نحو مقتضی در تولیدات علمی مربوطه ذکر شود.
- استفاده از اطلاعات و نتایج موجود در پایان نامه بدون ذکر مرجع مجاز نمی باشد.

چکیده

سیستم‌های خنک کننده تبخیری به دلیل مزایای چشم‌گیری که دارند از دیر باز مورد توجه قرار گرفته‌اند. پایین بودن هزینه‌های اولیه جهت نصب و راه‌اندازی، کم بودن هزینه در طی دوره استفاده، نگهداری آسان و ارزان و تأمین هوای تازه در ساختمان از جمله مهم‌ترین مزایای این گونه سیستم‌ها می‌باشد. عدم امکان استفاده از این سیستم‌ها در اقلیم‌های مرطوب از جمله معایب سیستم‌های تبخیری می‌باشد. سیستم‌های خنک کننده تبخیری دسیکنت سازگار با محیط زیست می‌باشند و به عنوان سیستمی جهت تهویه محیط داخل ساختمان‌ها استفاده می‌شوند.

در پژوهش پیش‌رو به بررسی و مدل سازی سیستم سرمایش تبخیری با استفاده از جاذب‌های دسیکنت پرداخته شده است. سیستم مورد نظر با استفاده از یک چرخ دسیکنت، مبدل حرارتی هوا به هوا، خنک کننده تا نقطه شبنم و گرم کن هوا طراحی شده است.

در چرخ دوار جریان هوای مرطوب ورودی با دفع رطوبت از آن توسط مواد دسیکنت، خشک می‌شود. رطوبت‌زدایی صورت گرفته باعث افزایش درصد رطوبت در روی سطح دسیکنت شده و سپس رطوبت انباشته در ماده دسیکنت توسط جریان هوای بازگشتی، جذب شده و به بیرون ارسال می‌گردد. هوای خشک شده خارج شده از چرخ دسیکنت وارد یک مبدل حرارتی هوا به هوا می‌شود تا مقداری از دمای آن کاسته شده تا آماده ورود به خنک کن تا نقطه شبنم شود. سپس هوا وارد خنک کننده شده تا به دمای مورد نظر جهت فضای در نظر گرفته شده برسد. برای تأمین حجم هوای مورد نیاز جهت احیا از یک محفظه اختلاط استفاده می‌شود. دمای جریان هوای خارج شده از محفظه اختلاط، با عبور از مبدل حرارتی هوا به هوا و گرم کن به دمای احیای مورد نیاز چرخ دسیکنت می‌رسد و سپس وارد چرخ می‌شود.

در این پژوهش بررسی تحلیلی برای ارزیابی عملکرد یک سیستم رطوبت‌زدا و خنک‌کن با مدل سازی ریاضی چرخ دسیکنت جامد و با موازنه جرم و انرژی و مومنتوم برای هوا و رطوبت موجود در ماده دسیکنت

برای جریان هوای فرآیندی و بازیابی، صورت گرفته است. نتایج نشان می‌دهد که شدت رطوبت‌زدایی در طول چرخ دسیکنت به نسبت رطوبت هوای ورودی، سرعت جریان هوای ورودی، سرعت گردش چرخ دسیکنت، ضخامت ماده دسیکنت، قطر هیدرولیکی چرخ و دمای احیای آن بستگی دارد. هم‌چنین با توجه به میزان بازدهی خنک‌کن تا نقطه شبنم، هر چه دمای جریان هوای وارد شده به خنک‌کن پایین‌تر باشد، میزان دمای خروجی از خنک‌کن به دمای مطلوب برای فضای در نظر گرفته شده نزدیک‌تر می‌باشد.

نتایج حاصل از این پژوهش که با استفاده از داده‌های آب و هوایی شهرستان لاهیجان بدست آمده است نشان می‌دهد که سیستم طراحی شده قادر است تا جریان هوای محیط با دمای ۳۷ سانتی‌گراد با ۷۰ درصد رطوبت را به دمای ۲۴ درجه سانتی‌گراد با ۲۶ درصد رطوبت رسانده و وارد فضای در نظر گرفته شده کند.

کلمات کلیدی : سرمایش تبخیری، جذب رطوبت، چرخ دسیکنت، خنک‌کن تا نقطه شبنم

فهرست مطالب

فصل اول مقدمه.....	۱
۱-۱- مقدمه.....	۲
۲-۱- سرمایه‌های تخریری.....	۲
۱-۲-۱- پیدایش.....	۲
۳-۱- تقسیم بندی.....	۵
۱-۳-۱- دستگاه ابرواشر.....	۵
۲-۳-۱- دستگاه زنت.....	۷
۱-۲-۳-۱- قسمت‌های اصلی دستگاه زنت.....	۷
۲-۲-۳-۱- مزایای دستگاه زنت.....	۸
۳-۲-۳-۱- معایب دستگاه زنت.....	۹
۳-۳-۱- اکونوپک.....	۹
۱-۳-۳-۱- کاربرد اکونوپک.....	۹
۲-۳-۳-۱- مزایای اکونوپک.....	۱۰
۴-۳-۱- هواساز.....	۱۱
۴-۱- ترمودینامیک سرمایه‌های تخریری.....	۱۱
۵-۱- انواع سیستم‌های سرمایه‌های تخریری.....	۱۲
۱-۵-۱- سرمایه‌های تخریری مستقیم.....	۱۲
۲-۵-۱- سرمایه‌های تخریری غیر مستقیم.....	۱۳
۳-۵-۱- سرمایه‌های تخریری ترکیبی.....	۱۵
۴-۵-۱- سرمایه‌های تخریری دسیکنتی.....	۱۵
۶-۱- ماده دسیکنت.....	۱۷
۱-۶-۱- نحوه عملکرد دسیکنت.....	۱۸

۲۰	۱-۶-۲- انواع مواد دسیکنت
۲۱	۱-۷- امکان پذیری سرمایه‌ش تبخیری در کشور ایران
۲۲	۱-۷-۱- مزایا و معایب سیستم تبخیری
۲۲	۱-۷-۱-۱- مزایای سیستم تبخیری
۲۲	۱-۷-۲- معایب سیستم‌های تبخیری
۲۳	۱-۷-۲- لزوم استفاده از ماده دسیکنت

فصل دوم مروری بر پژوهش‌های پیشین..... ۲۷

۲۸	۱-۲- مقدمه
۳۱	۲-۲- مطالعات پیشین
۳۶	۳-۲- معرفی پژوهش حاضر

فصل سوم معادلات حاکم و مدل‌سازی فرآیندها..... ۳۹

۴۰	۱-۳- مقدمه
۴۰	۲-۳- چرخ جاذب
۴۱	۳-۳- نحوه عملکرد سیستم
۴۲	۴-۳- معادلات حاکم برای چرخ جاذب
۴۸	۵-۳- پلت فرم شبیه‌سازی و زیر سیستم‌ها
۴۹	۶-۳- ارزیابی ضرایب و اندازه‌های گام
۵۰	۷-۳- همبستگی برای اثر بخشی و شرایط هوای خروجی
۵۳	۸-۳- خنککن تا نقطه شبنم
۶۲	۳-۸-۱- آنالیز مدل DPC
۶۳	۳-۹- مبدل حرارتی هوا به هوا
۶۵	۳-۱۰- گرم کن هوا

فصل چهارم نتایج و بحث..... ۶۷

۶۸	۴-۱- مقدمه
----	------------

۶۸.....۲-۴- عملکرد چرخ دسیکنت.....

۷۴.....۳-۴- نتایج بدست آمده از اثر بخشی مرتبه دوم معادلات.....

۷۷.....۴-۴- مقایسه اثر بخشی اول با همگام سازی دوم.....

۸۱.....۵-۴- نتایج حاصل از مبدل حرارتی هوا به هوا.....

۸۳.....۶-۴- نتایج حاصل از خنک کن DPC.....

۸۵.....۷-۴- سایر نتایج بدست آمده.....

۸۷ فصل پنجم نتیجه گیری و ارائه پیشنهاداتی برای آینده.....

۸۸.....۱-۵- نتیجه گیری.....

۸۹.....۲-۵- ارائه پیشنهاداتی برای آینده.....

۹۰.....مراجع.....

فهرست شکل‌ها

- شکل (۱-۱): یک نمونه از دستگاه ایرواشر [۲]..... ۶
- شکل (۲-۱): یک نمونه از دستگاه زنت [۲]..... ۸
- شکل (۴-۱): مکانیزم سرمایش تبخیری مستقیم [۳]..... ۱۳
- شکل (۵-۱): مقایسه سرمایش تبخیری مستقیم و غیر مستقیم [۳]..... ۱۴
- شکل (۶-۱): طرحواره روش تبخیری ترکیبی، یعنی ترکیب خنک‌سازی تبخیری و تراکمی [۳]..... ۱۵
- شکل (۷-۱): سیستم سرمایش تبخیری دسیکنتی [۳]..... ۱۷
- شکل (۸-۱): منحنی فشار بخار سطح دسیکنت بر حسب میزان رطوبت موجود در آن [۴]..... ۱۹
- شکل (۹-۱): امکان پذیری سرمایش تبخیری در شهرهای ایران [۶]..... ۲۱
- شکل (۱۰-۱): شماتیک کلی از تهویه مطبوع و تقسیم بندیهای آن..... ۲۵
- شکل (۱-۳): شماتیک کلی کار..... ۴۲
- شکل (۲-۳): چرخ جاذب دسیکنت..... ۴۲
- شکل (۳-۳): نمای از کنار یک کانال داخل چرخ دسیکنت..... ۴۳
- شکل (۴-۳): شماتیک از المانهای در کانال [۳۷]..... ۴۵
- شکل (۵-۳): طرح وارهای از سیستم DPC [۴۲]..... ۵۳
- شکل (۶-۳): فرآیندهای موجود در DPC [۴۲]..... ۵۴
- شکل (۷-۳): نمودار سایکومتريک DPC [۴۲]..... ۵۴
- شکل (۸-۳): ساختار داخلی خنککن [۴۶]..... ۵۵
- شکل (۹-۳): طرحوارههای از نحوه خنککاری در طول خنک کن [۴۶]..... ۵۹
- شکل (۱۰-۳): نمای از مبدل حرارتی هوا به هوای استفاده شده [۵۱]..... ۶۴
- شکل (۱-۴): تغییرات دمای هوای خارج شده از چرخ نسبت به دمای وارد شده بر آن..... ۶۹
- شکل (۲-۴): تغییرات دمای هوای خارج شده از چرخ نسبت به سرعت دمای وارد شده بر آن..... ۷۰
- شکل (۳-۴): تغییرات دمای هوای خروجی از چرخ نسبت به تغییرات دمای هوای احیا..... ۷۱
- شکل (۴-۴): تغییرات درصد رطوبت هوای خارج شده از چرخ نسبت به درصد رطوبت هوای وارد شده بر آن..... ۷۱
- شکل (۵-۴): تغییرات دما و درصد رطوبت هوای خارج شده از چرخ نسبت به ضخامت ماده جاذب در چرخ..... ۷۲
- شکل (۶-۴): تغییرات دما و درصد رطوبت هوای خارج شده از چرخ نسبت به قطر هیدرولیکی چرخ..... ۷۳
- شکل (۷-۴): تغییرات دما و درصد رطوبت هوای خارج شده از چرخ نسبت به سرعت گردش چرخ..... ۷۴
- شکل (۸-۴): تغییرات دمای هوای خارج شده از چرخ نسبت به دمای هوای چرخ..... ۷۵

- شکل (۴-۹): تغییرات دمای هوای خارج شده از چرخ نسبت به سرعت هوای ورودی به چرخ..... ۷۶
- شکل (۴-۱۰): تغییرات درصد رطوبت هوای خارج شده از چرخ نسبت به درصد رطوبت هوای وارد شده به چرخ..... ۷۶
- شکل (۴-۱۱): تغییرات دمای هوای خارج شده از چرخ نسبت به دمای احیا..... ۷۷
- شکل (۴-۱۲): تغییرات $T_{out,1}$ و $T_{out,2}$ نسبت به سرعت هوای وارد شده به چرخ..... ۷۸
- شکل (۴-۱۳): تغییرات $\phi_{out,1}$ و $\phi_{out,2}$ نسبت به درصد رطوبت هوای وارد شده به چرخ..... ۷۹
- شکل (۴-۱۴): تغییرات $T_{out,1}$ و $T_{out,2}$ نسبت به دمای احیای هوای مورد نیاز برای چرخ..... ۸۰
- شکل (۴-۱۵): تغییرات $T_{out,1}$ و $T_{out,2}$ نسبت به دمای هوای وارد شده چرخ..... ۸۱
- شکل (۴-۱۶): تغییرات $T_{out,1}$ نسبت به $T_{out,2}$ ۸۲
- شکل (۴-۱۷): تغییرات T_{space} نسبت به T_i ۸۳
- شکل (۴-۱۸): تغییرات T_{space} نسبت به $T_{out,2}$ ۸۴

فهرست جدول‌ها

جدول (۱-۱): تاریخچه برخی اکتشافات و پیشرفت‌ها در زمینه سرمایه‌ش تبخیری [۱].....	۳
شکل (۳-۱): یک نمونه از اکونوپک [۲].....	۱۰
جدول (۱-۳): شرایط اولیه برای یک کانال [۳۷].....	۴۸
جدول (۲-۳): شرایط اولیه برای یک کانال [۳۷].....	۴۸
جدول (۳-۳): خصوصیات ساختاری DPC [۴۶].....	۵۷
جدول (۴-۳): مشخصات مبدل حرارتی هوا به هوا استفاده شده [۵۱].....	۶۶
جدول (۱-۴): مقادیر اولیه در نظر گرفته شده برای محاسبات.....	۶۸
جدول (۲-۴): نتایج بدست آمده برای دمای هوای خروجی از چرخ دسیکنت.....	۸۲
جدول (۳-۴): نتایج بدست آمده برای درصد رطوبت هوای خروجی از چرخ دسیکنت.....	۸۲
جدول (۴-۴): نتایج بدست آمده برای راندمان کاری خنک کن.....	۸۴
جدول (۵-۴): برخی از دیگر نتایج مهم بدست آمده برای محیط در نظر گرفته شده.....	۸۵
جدول (۶-۴): دما و درصد رطوبت نقاط ذکر شده در شکل (۱-۳).....	۸۵
جدول (۱-۵): مقادیر پیشنهادی برای پارامترهای ورودی موثر در خروجی چرخ دسیکنت.....	۸۹

فهرست علائم

مساحت	$A(m^2)$
ناحیه مشترک در کانال	$A_c(m^2)$
سطح مقطع خشک کن	$A_d(m^2)$
سطح مقطع جریان هوا	$A_g(m^2)$
گرمای ویژه ایزوباریک	$C(J/kg.K)$
گرمای ویژه	$C_p(W/kg.K)$
نرخ نسبت کمترین ظرفیت گرمایی به بیشترین ظرفیت گرمایی	C_R
ضخامت ماده جاذب دسیکنت	$d_t(m)$
قطر هیدرولیکی کانال	$D_h(m)$
ضریب انتقال حرارت	$h(W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1})$
ضریب انتقال جرم	$h_m(kg \cdot m^{-2} \cdot s^{-1})$
آنتالپی	$H(kJ/kg)$
ارتفاع کانال مبدل	$H(m)$

آنتالپی مخصوص	$I \left(\frac{J}{kg} \right)$
رسانایی گرمایی	$k \left(W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1} \right)$
ضریب انتقال حرارت جابجایی	$K \left(kW \cdot m^{-2} \cdot K^{-1} \right)$
طول روتور	$L (m)$
طول جهت عمودی	$L_h (m)$
عدد لوویس	Le
نرخ جریان جرمی	$\dot{m} (kg / s)$
سرعت گردش چرخ	$N (rph)$
تعداد واحدهای انتقال حرارت	NTU
عدد ناسلت	Nu
فشار	$P (Pa)$
عدد پرانتل	Pr
افت فشار	$\Delta P (Pa)$
جذب گرما	$q_{st} (J / kg)$
گرمای انتقال یافته	$Q (W)$
نرخ گرمای منتقل شده	$\dot{Q} (m^3 / h)$
ثابت گازها	$R (J / kg.K)$

عدد رینولدز	Re
زمان	$t(s)$
دما	$T(^{\circ}C)$
سرعت	$U(m/s)$
نرخ جریان هوا	$\dot{V}(m^3/s)$
مقدار آب ماده خشک کننده	$w(kg/kg)$
زاویه احیا	α
ضخامت	$\delta(mm)$
رطوبت نسبی	φ
رسانایی گرمایی	$\lambda(kW.m^{-1}.K^{-1})$
زاویه راس	$\theta(rad)$
چگالی	$\rho(kg.m^{-3})$
نسبت رطوبت	$\omega(kg_v/kg_a)$
نسبت رطوبت هوا در تعادل با خشک کن یا اشباع	$\omega_s(kg_v/kg_a)$

فصل اول

مقدمه

۱-۱- مقدمه

منظور از سرمایش هیبریدی که در عنوان پایان نامه ذکر شده است تلفیق و ترکیب سیستم‌های سرمایشی (تبخیری، تراکمی و جذبی) می‌باشد. با توجه به هدف کار که استفاده از جاذب‌های دسیکنت می‌باشد، با توجه به خاصیت رطوبت‌زدایی ماده دسیکنت، لزوماً باید از سرمایش تبخیری به عنوان اساس کار سیستم سرمایش استفاده گردد.

۱-۲- سرمایش تبخیری

۱-۲-۱- پیدایش

همگی ما اثر خنک‌کنندگی تبخیری را هنگامی که در یک روز گرم تابستانی با بدن خیس از استخر خارج می‌شویم تجربه کرده‌ایم. هزاران سال پیش فکر بهره‌بردن از این اثر خنک‌کنندگی آب در مکان‌های گرم و خشک، به ذهن بشر متبادر شده باشد.

دیوارنگاره‌های بر جای مانده از ۲۵۰۰ سال پیش از میلاد مسیح برده‌هایی را نشان می‌دهند که در حال خنک کردن اتاق پادشاهان با استفاده از کوزه‌های آب هستند. اولین یافته‌های باستان‌شناسی درباره استفاده از مکانیزم سرمایش تبخیری به مصر باستان بر می‌گردد. این مکانیزم شامل استفاده از کوزه‌های متخلخل آب، حوضچه‌های آب، استخر و مجاری آب باریک می‌باشند که با روش‌های گوناگون به محوطه‌هایی با دیواره ضخیم در سایه متصل می‌شدند تا تولید سرما کنند. با آنکه بهره‌بردن نیاکان ما از سیستم سرمایش تبخیری بدیهی است، از درک دقیق فیزیک تبخیر و چرخه هیدرولوژیکی آن دیر زمانی نمی‌گذرد که بشر توانست از دانش مهندسی به منظور طراحی یک سیستم خنک‌کننده سود ببرد [۱].

جدول (۱-۱): تاریخچه برخی اکتشافات و پیشرفت‌ها در زمینه سرمایش تبخیری [۱]

اولین رطوبت سنج	لئوناردو داوینچی ^۱ در آغاز قرن شانزدهم موفق به اختراع یک رطوبت سنج با استفاده از یک توپ پشمی به منظور تخمین میزان رطوبت شد.
قرن ۱۶	داوینچی مخترع اولین کولر مکانیکی نیز بود. این کولر شامل یک چرخ آب تو خالی ساخته شده جهت هدایت هوا برای انتقال هوا از چرخ آب به خانه دوست داوینچی بود. هوا از طریق پاشیدن و تبخیر آب حین حرکت چرخ آب خنک می‌شد. نیروی محرکه جهت به جریان انداختن هوا با حرکت چرخ توسط آب فراهم می‌شد. به عبارت دیگر، وقتی بخشی از چرخ درون حوضچه آب فرو می‌رفت، بخش بیرونی چرخ به حرکت درآمده و هوا را به مجاری تهویه انتقال می‌داد.
قرن ۱۷	پاسکال کشف کرد که فشار اعمال شده در هر نقطه بر یک مایع محبوس بدون تغییر به هر جزء داخلی آب و همچنین دیواره‌های ظرف اعمال می‌شود و با زاویه قائم بر دیواره‌ها وارد می‌گردد.
	رابرت بویل ^۲ یکی از چهار اصول عملکردی موثر در سرمایش تبخیری را ارتقا داد؛ در صورت ثابت بودن دمای گاز، حجم آن رابطه معکوس با فشار وارده بر گاز دارد.
قرن ۱۸	دانشمندانی همچون برنولی ^۳ ، اولر ^۴ ، چزی ^۵ و سایرین تکنیک‌های ریاضی‌ای ارائه دادند که منجر به توسعه علم مکانیک سیالات گردید. جان دالتون ^۶ مقاله طبیعت تبخیر و تاثیر آن بر چرخه جهانی را به چاپ رساند.
قرن ۱۹	عبور جریان از واسط‌های متخلخل
	دارسی ^۸ مفهوم و چند و چون عبور جریان از واسط‌های متخلخل را ارائه نمود.

^۱Leonardo davinci

^۲Pascal's law of fluid pressure

^۳Robert boyle

^۴Bernoulli

^۵Leonhard Euler

^۶chezi

^۷John Dalton

^۸Henry Darcy

با همه گیر شدن استفاده از جریان الکتریسیته تغییرات بزرگی در سیستم‌های سرمایش تبخیری به وجود آمد. در آمریکا چند شرکت به طور همزمان شروع به ساخت کولرهای آبی نمودند. طراحی‌های اولیه به این صورت بود که هوا با فشار به پارچه‌های خیس آویخته شده از قابی چوبی برخورد می‌کرد. با افزودن پمپ آب به سیستم، آب را به حرکت در می‌آورد. این سیستم اساس دستگاهی شد که نام‌های مختلفی همچون جعبه مرطوب، کولر چکه‌ای، کولر بیابانی و یا کولر غرق آبی به خود گرفت.

درون دستگاه، یک فن هوا را بر روی لایه‌های ضخیم پارچه خیس می‌دمید اما وجود املاح و مواد معدنی درون آب منجر به کثیفی دستگاه شده و نیاز به تمیزکاری و نگهداری منظم را اجباری می‌کرد. این سیستم سنتی خنک کنندگی همچنین منجر به مصرف مقدار زیادی الکتریسیته و آب می‌شد.

در نهایت طراحی کولرهای آبی به شکل امروزی آن منتهی شد که شامل استفاده از لایه‌های پوشال یا خرده‌های چوب متصل به فریم دستگاه می‌باشد. اولین کولر آبی در سال ۱۹۱۶ در شهر فونیکس^۱ آمریکا کار گذاشته شد و دانشمندانی از دانشگاه‌های آریزونا^۲ بر روی بهبود عملکرد و افزایش راندمان آن مطالعه کردند.

در همان زمان اولین تولید انبوه کولرهای تبخیری با بهره‌گیری از موتور و فن داخلی توسط شرکت امرسون^۳ الکتریک در دسترس عموم قرار گرفت. تا سال ۱۹۳۹ بسیاری از خانه‌های مسکونی در مناطق گرم و بیابانی جنوب غربی آمریکا از کولرهای آبی استفاده می‌کردند. در اوایل دهه ۱۹۵۰ میلادی بسیاری دیگر از تولیدکنندگان بزرگ شروع به تولید انبوه چنین کولرهایی نمودند که منجر به همه گیر شدن جهانی این کولرها گردید.

^۱Phoenix

^۲Arizona

^۳Emerson Electric Company

۳-۱- تقسیم بندی

سیستم‌های تبخیری (برودت تبخیری) به انواع کولرهای آبی (دستگاه‌های با ظرفیت کم برای ساختمان‌های کوچک) و دستگاه‌های ابرواشر^۱، اکونوپک^۲ و زنت^۳ (دستگاه‌های با ظرفیت بالا برای سوله‌ها، ساختمان‌ها و سالن‌های متوسط تا بزرگ) تقسیم بندی می‌شوند [۲].

۱-۳-۱- دستگاه ابرواشر

دستگاه تهویه ابرواشر وسیله‌ای گرمایشی و سرمایشی (چهار فصل) با توانایی فیلتر نمودن و پاکسازی هوا از آلودگی و نیز افزایش رطوبت هوای ورودی به ساختمان، سوله و یا محل مورد تهویه است. قطعات ابرواشر شامل فن، کوئل (لوله‌های مارپیچ)، فیلترها، بدنه و شاسی، سیستم خنک‌کاری تبخیری، حسگرها و کنترلر است. دستگاه تهویه ابرواشر دارای کوئل‌های (لوله‌های مارپیچی) آبگرم یا بخار داغ است و با لوله کشی به موتورخانه (دستگاه دیگ آب گرم یا دیگ بخار - بویلر) اتصال می‌یابد. در دستگاه ابرواشر سایز کوچک ممکن است که دستگاه به پکیج دیواری و به درون لوله کشی اتصال یابد. به هر حال با جریان یافتن سیال داغ در لوله‌ها، فن هوا را از روی لوله‌ها (کوئل) عبور داده و به درون ساختمان می‌فرستد. دستگاه تهویه ابرواشر در حالت گرما بسیار خوب عمل می‌کند و قدرت گرمایی بالایی دارد. در همین روند، عملیات فیلتر نمودن هوا انجام و در صورت نیاز با تعبیه تجهیزات رطوبت زنی می‌توان مشکلات خشکی هوای زمستان و از آثار آن بر تنفس و پوست رهایی یافت و سطح رطوبت را کنترل نمود.

^۱Air Washer

^۲Econopack

^۳Zent



شکل (۱-۱): یک نمونه از دستگاه ایرواشر [۲]

سیستم سرمایش دستگاه ایرواشر با گرمایش آن کاملاً متفاوت است و به شیوه تبخیری (شبیه کولر آبی) عمل سرمایش در آن انجام می‌شود. بدین شکل که نازل‌های تزریق کننده با فشار بالا، آب را بر روی جریان هوای عبوری از دستگاه اسپری کرده و به قطرات پودری شکل در می‌آورند. ذرات پودری آب که تمایل زیادی به بخار شدن دارند، حرارت را از هوای عبوری گرفته و دمای هوا را کاهش می‌دهند. هوای خنک شده مانند حالت گرمایش، فیلتر شده و در ضمن به علت مخلوط شدن با آب تبخیر شده، رطوبت نسبی آن نیز افزایش می‌یابد و نمی‌توان در حالت سرمایشی دستگاه ایرواشر، رطوبت هوا را تنظیم نمود و همواره رطوبت افزایش می‌یابد. به همین دلیل دستگاه تهویه ایرواشر، دستگاه مناسبی برای سرمایش ساختمان‌های واقع در مناطق مرطوب نیست و بهتر است که در مناطق با هوای خشک و نیمه خشک (مناسب با آب و هوای اکثر نقاط ایران) استفاده شود. در مجموع، نحوه عملکرد ایرواشر برای گرمایش بسیار مطلوب است و نیازی به دستگاه مکملی مانند بویلر و پکیج ندارد. نحوه عملکرد ایرواشر برای سرمایش مطابق آنچه که گفته شد به رطوبت هوای موجود در منطقه نصب وابسته است و

برای استفاده در مناطق مرطوب مانند شهرهای ساحلی ، دستگاه مناسبی نیست و توانایی خنک نمودن هوا و گرفتن رطوبت آن را ندارد.

۱-۳-۲- دستگاه زنت

دستگاه زنت یا دستگاه تهویه مطبوع تبخیری دو فصلی عبارت است از یک کولر آبی تک فصلی که به آن یک کویل آب گرم زمستانی اضافه شده است. قسمت تهویه تابستانی این دستگاه کاملاً همانند کولر آبی بوده و کارکرد قسمت تهویه زمستانی آن مشابه دستگاه هواساز در زمستان است. یعنی با کارکردن فن سانتریفیوژ، هوا با فشار از روی کویل‌های آب گرم عبور کرده و حرارت کویل را به خود می‌گیرد و از طریق کانال وارد ساختمان می‌شود. در ضمن این عمل، می‌توان از آب موجود در تشتک که بر روی پوشال دریچه‌ها پمپاژ می‌شود رطوبت به هوا اضافه نمود. اضافه کردن رطوبت در عملکرد زمستانی این دستگاه به صورت کنترل شده و دلخواه می‌باشد. زنت می‌تواند دارای کانال برگشت هوا باشد و یا تماماً از هوای تازه استفاده کند. در ضمن با نصب انواع فیلتر در آن می‌توان هوا را از آلودگی‌ها و ذرات معلق فیلتر نمود. آب گرم مورد نیاز کارکرد زمستانی دستگاه زنت می‌تواند از طریق یک دیگ آب گرم و یا پکیج حرارتی مرکزی (پکیج گاز سوز) تامین گردد.

۱-۳-۲-۱- قسمت‌های اصلی دستگاه زنت

- ۱- کویل آب گرم یا مبدل حرارتی
- ۲- سیستم خنک کننده تبخیری مشابه کولر آبی
- ۳- سیستم فیلتراسیون (متناسب با نیاز)
- ۴- قابلیت نصب سیستم رطوبت زنی برای استفاده در زمستان



شکل (۲-۱): یک نمونه از دستگاه زنت [۲]

۱-۲-۳-۲- مزایای دستگاه زنت

- ۱- ارزان تر بودن نسبت به سایر سیستم‌های تهویه مطبوع
- ۲- قابلیت استفاده به صورت دو فصلی (سرمایش و گرمایش)
- ۳- نصب و راه اندازی آسان و کم هزینه
- ۴- مصرف برق اندک
- ۵- حذف سیستم رادیاتور و سیستم لوله کشی در ساختمان
- ۶- کاهش مدت زمان گرم شده فضای مورد نظر نسبت به رادیاتور در حالت گرمایش
- ۷- قابلیت رطوبت زنی به هوا در زمستان
- ۸- جریان ملایم و گردش مناسب هوا در درون ساختمان

۱-۳-۲-۳- معایب دستگاه زنت

از جمله معایب دستگاه زنت این است که استفاده از آن در مناطق با آب و هوای مرطوب مانند شهرهای ساحلی شمال و جنوب کشور مناسب نیست. زیرا وقتی در حالت سرمایشی کار می‌کند، به علت تبخیر بخشی از آب در اثر تماس با هوا، باعث افزایش رطوبت هوا می‌شود. ولی این دستگاه برای مناطق با آب و هوای خشک و نیمه خشک بسیار مناسب است و با شرایط آب و هوایی اکثر نقاط ایران سازگار است.

۱-۳-۳-۱- اکونوپک

اکونوپک یک دستگاه سرمایشی و گرمایشی یکپارچه است که هم منبع تولید کننده گرمایش و سرمایش و هم توزیع کننده آن همگی در یک پک اقتصادی به نام اکونوپک جاسازی شده‌اند. قسمت سرمایش اکونوپک بسیار شبیه ایرواشر است. به این صورت که از روش تبخیری و افشاندن آب توسط افشانک‌ها برای خنک کاری محیط داخل استفاده می‌کند. قسمت گرمایش اکونوپک از یک مشعل و کوره هوای گرم که با استفاده از سوخت گاز لوله کشی شده شهری یا گازوئیل و... کار می‌کند، تشکیل شده است.

۱-۳-۳-۱- کاربرد اکونوپک

۱- این دستگاه‌ها برای استفاده در موارد زیر بسیار مناسب هستند:

۲- سالن‌های تولیدی کارخانه‌ها و کارگاه‌ها

۳- سالن‌های چند منظوره

۴- سالن‌های نمایشگاهی

۵- سالن‌های ورزشی

۶- سالن‌های همایش، کنفرانس، تالار، اماکن مذهبی، خوابگاه‌ها

۷- ساختمان‌های مسکونی و اقامتی و تجاری و



شکل (۱-۳): یک نمونه از اکونوپک [۲]

۱-۳-۲- مزایای اکونوپک

- ۱- کاهش مصرف برق (در حد چرخش فن هوا و پمپ آب) در تابستان به خاطر استفاده از روش تبخیری برای خنک کاری و عدم استفاده از کمپرسور در مدار
- ۲- جلوگیری از اتلاف انرژی‌های مربوط به انتقال (لوله کشی) از واحد تولید به واحد توزیع (زیرا واحد تولید و توزیع در یک دستگاه قرار دارند)
- ۳- حذف هزینه عایق کاری لوله‌ها و مسیر انتقال حرارت
- ۴- عدم نیاز به موتورخانه و به تبع آن کاهش هزینه‌های احداث و نگهداری
- ۵- گرمایش بسیار قوی و مناسب برای سوله‌ها، سالن‌ها و اماکن مذهبی
- ۶- قابلیت فیلتر کردن هوای ورودی به محیط با فیلترهای قابل شستشو و مجهز شدن به انواع فیلترها
- ۷- کاهش هزینه‌های اولیه، جاری و نیز تعمیر و نگهداری اکونوپک به خاطر سادگی آن نسبت به سایر سیستم‌های تهویه مطبوع

۱-۳-۴- هواساز

این دستگاه ساختار ساده‌ای دارد. هواساز دستگاهی است که از تعدادی کوئل حاوی آب سرد و گرم (در برخی هواسازها، کوئل حاوی مبرد به صورت مستقیم)، فن، تعدادی فیلتر، رطوبت زن، کانال‌ها و محفظه‌های تامین و توزیع هوای سرد و گرم تشکیل شده است. طرز کار هواساز و چیلر و به این صورت است که آب سرد در دستگاه‌هایی مانند چیلر یا مینی چیلر و آب گرم در بویلر یا پکیج به وجود آمده و از طریق لوله کشی به هواساز تهویه منتقل می‌شود. در برخی مدل‌ها از هواساز با کوئل دی ایکس استفاده می‌شود. منظور از دی ایکس این است که چیلر به صورت مستقیم (بدون سیال واسطه آب) به کوئل حاوی مبرد هواساز متصل می‌شود که در این صورت به کوئل، اواپراتور نیز گفته می‌شود.

دستگاهی مانند هواساز فقط دستگاه توزیع کننده هوای گرم و سرد محسوب می‌شود. به این معنی که لوله‌های آب سرد و گرم در آن وجود داشته باشد و آب سرد یا گرم توسط واحد سرمایش یا گرمایش در موتورخانه (مانند چیلر و بویلر) و ایجاد و به هواساز ارسال می‌شود. ولی اکونوپک این گونه نیست و علاوه بر انجام وظیفه توزیع هوای سرد و گرم، واحد تولید سرمایش و گرمایش نیز محسوب می‌شود.

۱-۴- ترمودینامیک سرمایش تبخیری

سرد کردن تبخیری براساس یک قانون عملی ساده پایه‌ریزی شده است. هنگامی که آب تبخیر می‌شود، گرمای نهان تبخیر را از خود آب و هوای محیط اطراف جذب می‌کند. در نتیجه، آب و هوا هر دو، در حین عمل خنک می‌شوند. بخار آب حاصل از این فرآیند (تبخیر آب) وارد هوای عبوری از دستگاه سرمایش تبخیری می‌شود و در نتیجه، این هوا رطوبت بیشتری نسب به هوای بیرون دارد.

اما هوا، ظرفیت محدودی برای گرفتن بخار و رطوبت دارد. هنگامی که هوا بیشترین رطوبت ممکن را می‌گیرد، اصطلاحاً می‌گوییم هوا اشباع شده است. یعنی دیگر امکان جذب رطوبت بیشتری را ندارد.

طبیعتاً وقتی امکان جذب رطوبت بیشتر وجود نداشته باشد، سیستم سرمایش تبخیری ما به درستی کار نخواهد کرد (مگر اینکه از رطوبت گیر استفاده شود که در قسمت سرمایش دسیکنتی^۱ توضیح داده خواهد شد). حال از کجا باید بفهمیم هوا در محلی که ما می‌خواهیم سیستم سرمایش تبخیری را راه اندازی کنیم تا چه اندازه توانایی گرفتن بخار را دارد و به عبارت دیگر در کدام شهرها می‌توانیم از سیستم سرمایش تبخیری استفاده کنیم؟ این موضوع به میزان رطوبت موجود در هوای شهر بستگی دارد هرچه رطوبت موجود در هوا بیشتر باشد، این هوا توانایی کمتری در جذب رطوبت حاصل از تبخیر در سیستم‌های سرمایش تبخیری مستقیم را خواهد داشت. بنابراین در اقلیم‌های مرطوب (شمال ایران، بندرعباس، آبادان و ...)، کولرهای سرمایش تبخیری مستقیم پاسخگوی نیاز تهویه مطبوع نخواهند بود و بهترین کارکرد این سیستم‌ها در مناطق گرم و خشک (مانند یزد، تهران، کاشان و ...) می‌باشد [۳].

۱-۵- انواع سیستم‌های سرمایش تبخیری

۱- سرمایش تبخیری مستقیم^۲

۲- سرمایش تبخیری غیرمستقیم^۳

۳- سرمایش تبخیری ترکیبی

۴- سرمایش تبخیری دیسکنتی

۱-۵-۱- سرمایش تبخیری مستقیم

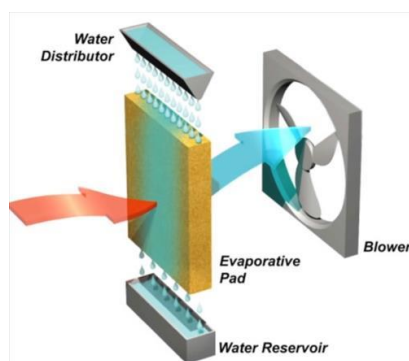
در سرمایش تبخیری مستقیم، هوا در تماس مستقیم با آب خنک می‌شود. این تماس ممکن است

^۱Desiccant

^۲Direct evaporative cooling

^۳Indirect evaporative cooling

توسط سطوح مرطوب گسترده (مانند پوشال)، یا افشانک‌ها صورت گیرد. آب در هنگام تماس با هوا، گرمای آن را گرفته و بخار می‌شود، و در نتیجه، هوا که گرمایش را از دست داده است، خنک می‌شود و رطوبت آن افزایش می‌یابد. بنابراین، سرمایش تبخیری در مناطق گرم و خشک می‌تواند آسایش نسبی را با هزینه‌های کمی تامین کند، ولی این روش در مناطق مرطوب کارایی نخواهد داشت.



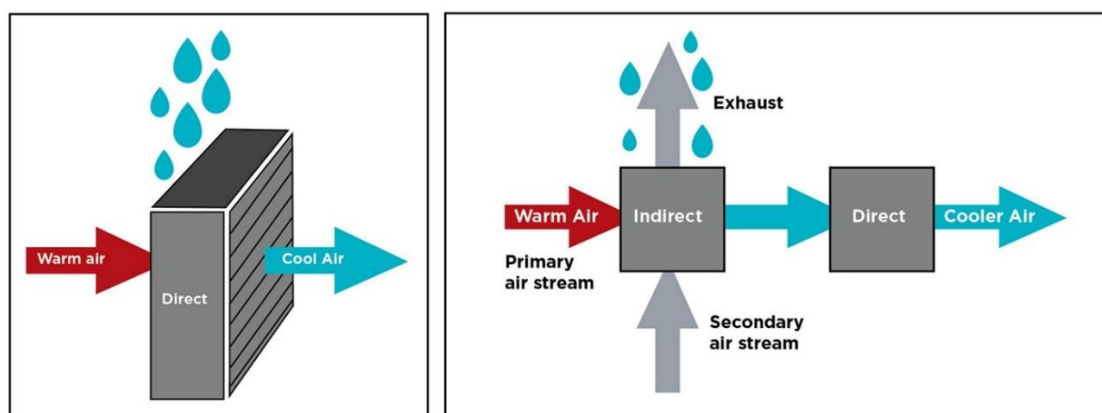
شکل (۱-۴): مکانیزم سرمایش تبخیری مستقیم [۳]

۱-۵-۲- سرمایش تبخیری غیر مستقیم

به منظور جلوگیری از ورود میکروب، می‌بایست از تماس هوا با آب جلوگیری کرد. به این روش، تبخیری غیرمستقیم یا خنک‌کاری مدار بسته می‌گویند. در این روش، از نوعی مبدل حرارتی استفاده می‌شود. هوای مرطوب سرد هرگز در تماس مستقیم با هوای تهویه قرار نمی‌گیرد. جریان هوای مرطوب، یا به خارج تخلیه می‌شود، یا برای خنک‌کردن سایر دستگاه‌های خارجی مانند سلول‌های خورشیدی که در صورت خنک نگه داشته شدن کارآمدتر می‌شوند، مورد استفاده قرار می‌گیرند. هوای نسبتاً خشک ناشی از سرمایش تبخیری غیرمستقیم این امکان را فراهم می‌آورد که تعریق ساکنان آسان‌تر انجام شود. در نتیجه، اثربخشی این روش افزایش می‌یابد. شکل (۱-۵) روش سرمایش تبخیری غیرمستقیم را نشان می‌دهد.

در این روش، هوایی که به‌طور مستقیم و در تماس با آب خنک می‌شود به محیط راه پیدا نمی‌کند، بلکه با عبور از یک مبدل، موجب خنک کردن جریان هوای دیگری می‌شود. این جریان هوای دوم به محیط راه می‌یابد.

از این روش هنگامی استفاده می‌شود که افزایش رطوبت هوا مطلوب نیست. فرآیند تبخیری غیرمستقیم، در نمودار سایکرومتریک^۱ به صورت یک خط افقی است. از این روش می‌توان برای پیش سرمایش هوای ورودی به سیستم مستقیم در شرایطی استفاده کرد که رطوبت زیاد محیط، امکان استفاده تنها از روش مستقیم را نمی‌دهد. این روش تبخیری، به دو صورت مبدل دار و برج خنک کن آبی وجود دارد. در حالت مبدل دار، با عبور هوا از روی صفحاتی که از قبل، سطح‌شان با آب مرطوب شده و دمای‌شان کاهش یافته است، می‌توان دمای هوا را نیز کاهش داد.

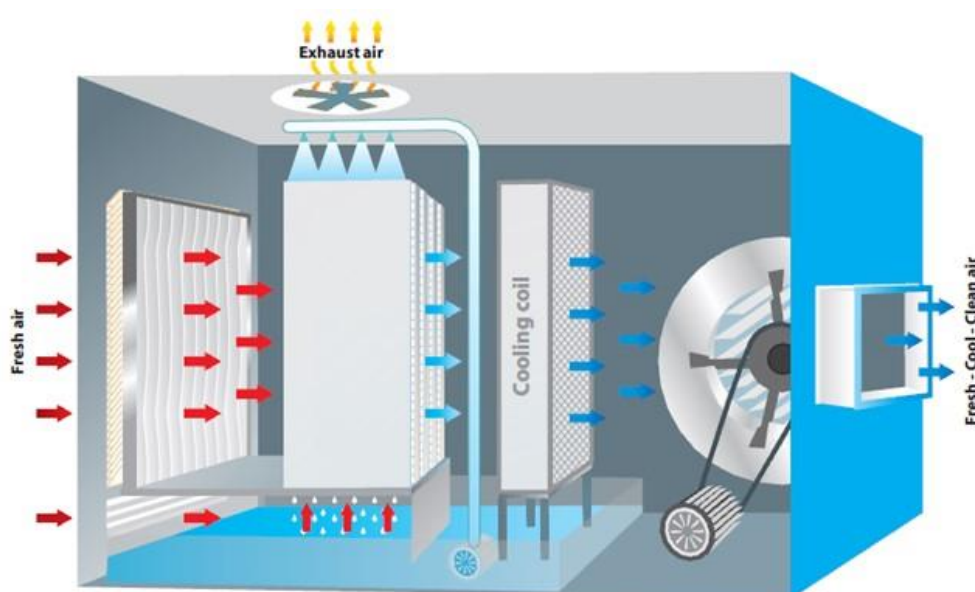


شکل (۱-۵): مقایسه سرمایش تبخیری مستقیم و غیر مستقیم [۳]

^۱Cicometric chart

۱-۵-۳- سرمایه‌ش تبخیری ترکیبی

منظور از روش تبخیری ترکیبی، ترکیب یک سیستم تبخیری با سایر روش‌های خنک‌سازی مانند چیلر تراکمی می‌باشد. هنگامی که در بعضی از ساعات روز، دما و رطوبت به حدی زیاد باشد که سیستم تبخیری، به تنهایی قادر به تامین هوای مطبوع نباشد، با در نظر گرفتن یک کویل سرمای‌ش تراکمی در سیستم، می‌توان در شرایط حاد، این مشکل را رفع نمود. از آنجا که مزیت روش‌های تبخیری بر تراکمی، اقتصادی بودن آن از نظر مصرف برق است، با ترکیب این دو روش در شرایط لازم، می‌توان از سودمندی هر دو روش بهره‌مند شد. طرح‌واره روش تبخیری ترکیبی، یعنی ترکیب خنک‌سازی تبخیری و تراکمی، در شکل (۱-۶) نشان داده شده است.



شکل (۱-۶): طرح‌واره روش تبخیری ترکیبی، یعنی ترکیب خنک‌سازی تبخیری و تراکمی [۳]

۱-۵-۴- سرمایه‌ش تبخیری دسیکنتی

سیستم‌های سرمای‌ش تبخیری که تا اینجا بحث شد، علی‌رغم تمام مزیت‌هایشان، دو ایراد اساسی دارند. آن هم اینکه در اقلیم‌های مرطوب جواب نمی‌دهند و ضمناً امکان کنترل همزمان دما و رطوبت

در آن‌ها فراهم نیست. اما مهندسين علوم تبريد راهكار مناسبی برای این مشکل پیدا کرده‌اند که آن استفاده از رطوبت‌گیر است.

یکی از سیستم‌های جالب تهویه مطبوع در مناطق مرطوب، که انعطاف‌پذیری زیادی نیز دارد، سیستم سرمایشی و تهویه مطبوع دسیکنت است. این طرح خلاقانه، اولین بار در سال ۱۹۸۳ میلادی توسط یک مهندس ۲۳ ساله، به نام ویلیز کریز پرایز^۱ ارائه شد و در همان سال اشری^۲، از این طرح استقبال کرده و از وی تقدیر کرد. این طرح، زمینه جدیدی را در تهویه مطبوع باز کرد. شایان ذکر است که هوا، پیش از ورود به چرخ دسیکنت^۳، الزاما باید از فیلتر عبور کند، زیرا عدم استفاده از فیلتر موجب بسته شدن سریع منافذ چرخ دسیکنت و هزینه زیاد برای سرویس آن خواهد شد.

مطابق شکل (۷-۱)، هوا پس از عبور از فیلتر، وارد چرخ دسیکنت (رطوبت‌گیر) می‌شود. سطح این چرخ به صورت مشبک است که دیواره‌های آن پوشیده شده از یک ماده رطوبت‌گیر، مثل سیلیکاژل^۴ (نوعی ژل که خاصیت جذب رطوبت بالایی دارد) می‌باشند. این شیوه رطوبت‌زدایی بدون تبادل گرما باعث افزایش دمای هوا می‌شود. از این رو، هوا در خروجی چرخ دسیکنت بسیار گرم است. مبدل چرخه‌ای که در شکل (۷-۱) دیده می‌شود، به منظور کاهش دمای هوای داغ قرار داده شده است. در این مرحله، هوا با عبور از پد سرمایش تبخیری مستقیم، خنک‌تر می‌شود و وارد فضای تهویه مطبوع می‌گردد.

بخش بالایی در شکل (۷-۱) که در داخل دستگاه قرار دارد و با یک صفحه‌ای افقی کاملا از بخش پایینی مجزا شده است، ابتدا با یک پد سرمایش تبخیری مستقیم، هوای خنک مورد نیاز مبدل را تامین می‌کند. پس از آن، هوای خروجی از مبدل، که داغ شده است، روی چرخ دسیکنت هدایت می‌شود و رطوبتی که چرخ دسیکنت از هوای رفت در قسمت پایینی دستگاه گرفته بود، توسط این هوای برگشتی

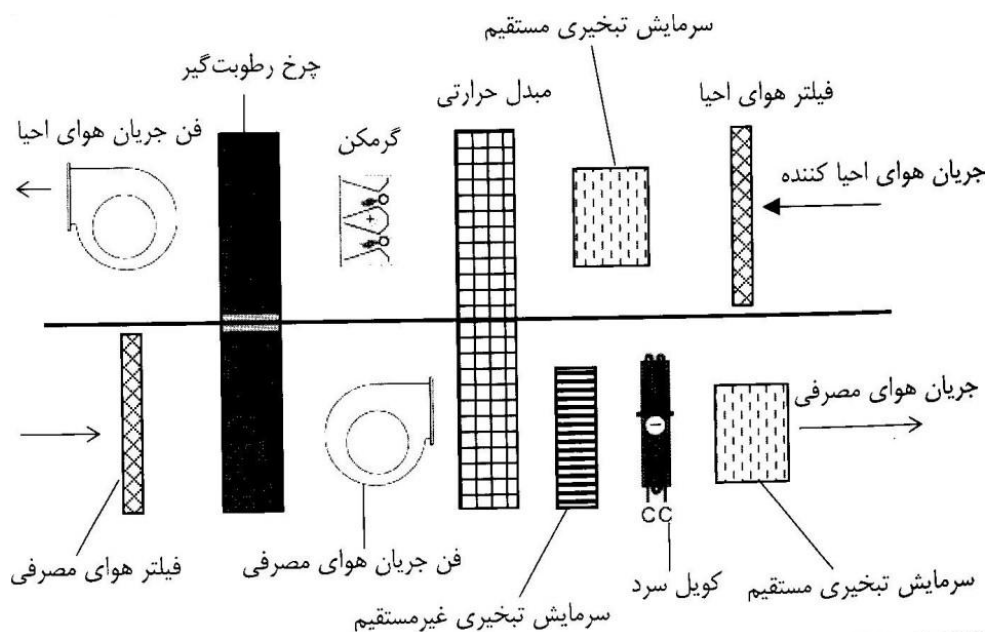
^۱Willis Carrier Prize

^۲ASHRAE (American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers)

^۳Desiccant Wheel

^۴Silica gel

جذب می‌شود تا نیمه بالایی چرخ خشک شده و مجدداً بچرخد و به قسمت پایین برسد. هوای برگشتی که از دسیکنت خارج می‌شود، دارای رطوبت زیادی است، و به محیط خارج فرستاده می‌شود.



شکل (۷-۱): سیستم سرمايش تبخيري دسیکنتی [۳]

۱-۶- ماده دسیکنت

دسیکنت‌ها موادی هستند که توانایی بالایی برای جذب بخار آب (رطوبت) دارند. بسیاری از نمک‌ها می‌توانند این خاصیت را داشته باشند. اما آنچه دسیکنت را متمایز می‌کند، توانایی بالای آن برای جذب رطوبت می‌باشد. به عبارت دیگر دسیکنت‌ها موادی هستند که به صورت فیزیکی یا شیمیایی، قابلیت جذب و دفع بخار آب را دارا می‌باشند. جذب و دفع بخار آب بر اساس تفاوت فشار بخار آب در هوا و در سطح دسیکنت صورت می‌گیرد. تقریباً تمام مواد توانایی جذب و نگاه داشتن بخار آب را دارا می‌باشند اما دسیکنت‌های تجاری می‌توانند ظرفیت مشخصی از آب را در خود نگه دارند. یک دسیکنت تجاری می‌تواند بین (۱۰-۱۰۰)٪ از وزن خشک خود بخار آب جذب کند، که این امر بستگی به نوع دسیکنت

و رطوبت موجود در محیط دارد.

دسیکنت رطوبت را از محیط جذب می کند و تا رسیدن به حالت تعادل با محیط این امر ادامه می یابد. رطوبت جذب شده باید از دسیکنت خارج شود تا دسیکنت مجدداً برای جذب رطوبت آماده گردد. برای خارج کردن رطوبت، دسیکنت را در معرض هوایی داغ با دمایی بین ۵۰ تا ۲۶۰ درجه سانتی گراد قرار می دهند. با توجه به نوع دسیکنت و میزان رطوبت جذب شده، این دما متفاوت است. بعد از احیا، دسیکنت سرد می شود به طوری که بتواند مجدداً رطوبت را جذب نماید [۴].

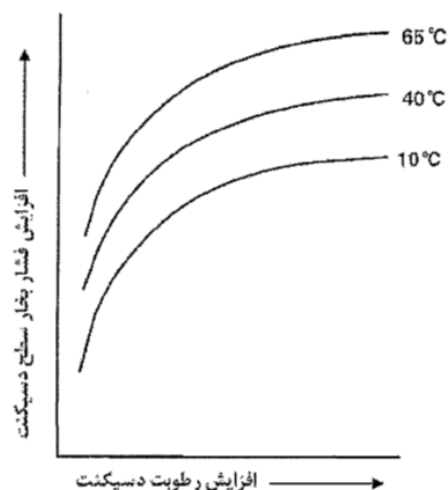
۱-۶-۱- نحوه عملکرد دسیکنت

دسیکنت ها رطوبت موجود در هوا را بر اساس اختلاف فشار جزئی بخار بین سطح دسیکنت و فشار جزئی بخار هوا جذب می کنند. هنگامی که فشار جزئی بخار سطح دسیکنت پایین تر از فشار جزئی بخار هوای عبوری از آن باشد، برای برقراری تعادل بین این دو سطح رطوبت موجود در هوا توسط دسیکنت جذب می شود، تا آن جا که فشار جزئی بخار دسیکنت و هوا با هم برابر شود. پس توجه شود که دسیکنت در حقیقت رطوبت را در فاز بخار جذب می کند و هیچ گونه تقطیر شدنی در این فرآیند رخ نمی دهد.

از طرفی دسیکنت ها پس از اشباع شدن کارایی خود را از دست می دهند و دیگر قادر به جذب رطوبت بیشتری از هوا نیستند. به این ترتیب برای ادامه فرآیند رطوبت گیری باید احیا شوند. برای احیا این مواد از هوایی با دمای بالا که فشار جزئی بخار آن پایین تر از فشار جزئی بخار سطح دسیکنت است، استفاده می شود. این اختلاف فشار منجر به انتقال رطوبت از مواد جاذب اشباع شده به هوای گرم و در نهایت احیا شدن دسیکنت می شود.

در شکل (۱-۸) منحنی فشار بخار سطح دسیکنت بر حسب میزان رطوبت موجود در آن نشان داده شده است. با افزایش رطوبت موجود در دسیکنت فشار بخار سطح آن افزایش می یابد. همچنین این شکل فشار بخار سطح دسیکنت بر حسب تابعی از میزان رطوبت موجود در آن و دمای سطح آن را نیز

نشان می‌دهد. با توجه به نمودار افزایش دمای سطح دسیکنت باعث افزایش فشار بخار سطح آن نیز می‌شود [۴].



شکل (۸-۱): منحنی فشار بخار سطح دسیکنت بر حسب میزان رطوبت موجود در آن [۴]

دسیکنت رطوبت را از محیط جذب می‌کند و تا رسیدن به حالت تعادل با محیط این امر ادامه می‌یابد. رطوبت جذب شده باید از دسیکنت خارج شود تا دسیکنت مجدداً برای جذب رطوبت آماده گردد. برای خارج کردن رطوبت، دسیکنت را در معرض هوایی داغ با دمای بین (۵۰ تا ۲۶۰) درجه سانتیگراد قرار می‌دهند. با توجه به نوع دسیکنت و میزان رطوبت جذب شده، این دما متفاوت است. بعد از احیا، دسیکنت سرد می‌شود به طوری که بتواند مجدداً رطوبت را جذب نماید. دسیکنت‌ها به هر دو صورت جامد و مایع وجود دارند که هر کدام دارای ویژگی‌های خاص خود می‌باشند. جاذب‌های مایع، دمای کمتری برای احیا نسبت به جاذب‌های جامد نیاز دارند و در طراحی نیز، از قابلیت انعطاف بیشتری برخوردار می‌باشند، همچنین موجب افت فشار کمتری در هوا می‌شوند. جاذب‌های جامد فشرده هستند و کمتر موجب خوردگی می‌شوند.

۱-۶-۲- انواع مواد دسیکنت

دسیکنت‌های متداول عبارت‌اند از [۵]:

جامد: سیلیکاژل، سیلیکات آلومینیوم^۱، زئولیت^۲، غربال مولکولی^۳، اکسید آلومینیوم^۴.

مایع: محلول کلرید لیتیم^۵، محلول برمید سدیم^۶، اتیلن گلیکول^۷، محلول برمید لیتیم^۸.

دسیکنت مایع به علت انرژی کمی که برای بازیافت لازم دارند، بیشتر مورد توجه می‌باشند. زیرا می‌توان انرژی مورد نیاز برای بازیافت شان را از انرژی‌های تجدیدپذیر تامین نمود. دسیکنت مایع با توجه به انعطاف پذیری آن در کاربرد و قابلیت جذب آلودگی‌های موجود در هوا، از جذابیت بالایی در سیستم‌های رطوبت زدایی دسیکنت برخوردار است.

در مقایسه با دسیکنت جامد، دسیکنت مایع در دمای کمتری بازیافت می‌شود، از معایب دسیکنت مایع، مسئله رساندن محلول دسیکنت به هوای مورد نظر برای رطوبت‌زدایی می‌باشد از طرفی سیستم سرمایشی دسیکنت مایع با توجه به پیچیدگی تجهیزات نسبت به سیستم سرمایشی دسیکنت جامد از قیمت بالاتری برخوردار است. دسیکنت جامد در سیستم‌های سرمایش، معمولاً به شکل یک چرخ دوار که به آهستگی می‌چرخد، مورد استفاده قرار می‌گیرد. چرخ دسیکنت در حقیقت یک چرخ دوار فلزی است که روی آن با دسیکنت جامد پوشانده شده است.

^۱Aluminium silicate

^۲Zeolite

^۳Molecular Sieve

^۴Aluminum oxide

^۵Lithium chloride solution

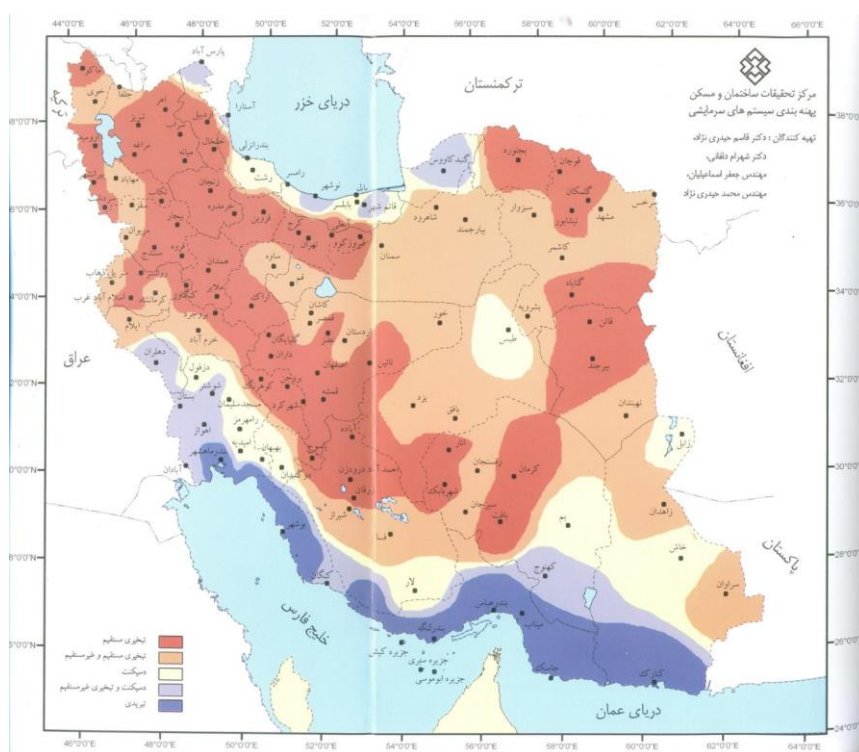
^۶Sodium bromide solution

^۷Ethylene glycol

^۸Lithium bromide solution

۷-۱- امکان پذیری سرمایه‌ش تبخیری در کشور ایران

روش‌های تبخیری مستقیم مانند کولر آبی، در بازه‌ی خاصی از دما و رطوبت کارایی دارند، و اگر آب و هوای منطقه به گونه‌ای باشد که در نمودار سایکرومتریک نتوان از امتداد آن بر خط آنتالپی^۱ ثابت به ناحیه آسایش رسید. عملاً استفاده از کولر آبی در آن منطقه رد می‌شود. با این حال، همان گونه که نمونه‌ای از این حالت در بخش معرفی دسیکنت آورده شد، می‌توان با برخی پیش‌فرآیندها، هوا را به شرایطی رسانید که بتواند از طریق سیستم تبخیری مستقیم خنک شود. مهم‌ترین این پیش‌فرآیندها، سرمایه‌ش تبخیری غیرمستقیم و رطوبت‌گیری دسیکنتی هستند. شکل (۱-۹) که توسط مرکز تحقیقات مسکن تهیه شده، امکان‌پذیر بودن روش‌های خنک‌سازی تبخیری در ایران را نشان می‌دهد [۶].



شکل (۱-۹): امکان‌پذیری سرمایه‌ش تبخیری در شهرهای ایران [۶]

^۱Enthalpy

۱-۷-۱- مزایا و معایب سیستم تبخیری

۱-۷-۱-۱- مزایای سیستم تبخیری

مزایای سیستم تبخیری عبارت‌اند از:

- ۱- سیستم‌های تبخیری به‌صورت کامل، شامل هوای تازه هستند، و برای مکان‌های پرجمعیت انسانی، مثل کلاس‌های درس، سالن‌های ورزشی و صنعتی و فضاهای جوشکاری و نظایر آن‌ها، مناسب هستند.
- ۲- در محیط‌های تولید غبار، نظیر کارگاه‌های چوب‌بری، قابل‌استفاده هستند.
- ۳- سیستم‌های تبخیری ارزان‌ترین روش هستند.
- ۴- بهترین چیلرهای دنیا، از نظر میزان مصرف برق با سیستم‌های تبخیری قابل رقابت نیستند.
- سیستم‌های تبخیری در حدود یک سوم این چیلرها برق مصرف می‌کنند.
- ۵- سیستم‌های تبخیری، ارزان‌ترین روش از نظر مصرف برق هستند. این موضوع، در مورد برج‌های خنک‌کن آبی نیز صادق است.
- ۶- سرمایه‌گذاری اولیه سیستم‌های تبخیری بسیار کم است.
- ۷- هزینه برق مصرفی در سیستم‌های تبخیری در حدود یک پنجم تا یک سوم سیستم‌های تراکمی است [۶].

۲-۱-۷-۱- معایب سیستم‌های تبخیری

معایب سیستم‌های تبخیری عبارت‌اند از:

- ۱- در کنار دریا و سواحل و نقاط مرطوب کارایی ندارند. (به استثنای سیستم‌های دسیکنتی)
- ۲- سیستم‌های تبخیری برای محیط‌های تمیز مناسب نیستند. (به علت رطوبت و احتمال رشد باکتری)

- ۳- سیستم‌های تبخیری موجب ایجاد بیماری‌هایی نظیر زکام و مشکلات تنفسی می‌گردد.
- ۴- تجمع رسوب و املاح، به سیستم‌های انتقال و کانال‌های هوا آسیب می‌رسانند. این کانال‌ها، محل تکثیر قارچ‌ها و باکتری‌ها هستند. سیستم‌های تبخیری، به دلیل وجود رطوبت در آن‌ها، فیلتر پذیر نیستند.
- ۵- سیستم‌های تبخیری، به دلیل مکانیزم عملکرد آن‌ها که جارو کردن گرما است، باعث بزرگ شدن ابعاد هندسی کانال‌ها می‌شوند. بنابراین ممکن است از نظر معماری با محدودیت هوای فضا مواجه شویم.
- ۶- در سیستم‌های تبخیری، به دلیل زیاد بودن نرخ دبی هوا هزینه فن نیز بالا می‌رود. بنابراین، فن‌های مصرفی در این سیستم‌ها می‌باید دارای کیفیت مناسب باشند. در غیر این صورت، سر و صدای آن‌ها در هنگام کار زیاد خواهد بود [۶].

۱-۷-۲- لزوم استفاده از ماده دسیکنت

کشور ایران دارای آب و هوایی گرم و خشک می‌باشد و در بخش وسیعی از آن در اکثر ماه‌های سال از سیستم‌های سرمایش استفاده می‌شود. مشخص است که درصد بالایی از انرژی تولیدی، در زمینه سرمایش مصرف می‌گردد. در چنین شرایطی استفاده از روش‌های جدید تولید سرمایش که با راندمان بالا نیز توأم باشند، می‌تواند نقش مهمی در کاهش مصرف انرژی داشته باشد. یکی از این روش‌های جدید سرمایش دسیکنتی است که مورد توجه محققان قرار گرفته و تا حدودی زمینه جهت استفاده صنعتی آن نیز آماده گردیده است. در سیستم‌های سرمایش معمول در اثر سرد شدن هوا، مقداری از رطوبت موجود در هوا میعان می‌گردد و تبدیل به مایع می‌شود. این امر موجب می‌شود مقداری از سرمای تولیدی صرف میعان بخار آب شود. در صورتی که با استفاده از دسیکنت می‌توان رطوبت اضافی موجود در هوا را حذف کرد و مانع از میعان بخار آب گردید. البته باید توجه داشت بعد از جذب مقداری رطوبت، ظرفیت

جذب دسیکنت کاهش می‌یابد و باید با استفاده از یک منبع حرارتی، رطوبت جذب شده را از دسیکنت خارج نمود [۶].

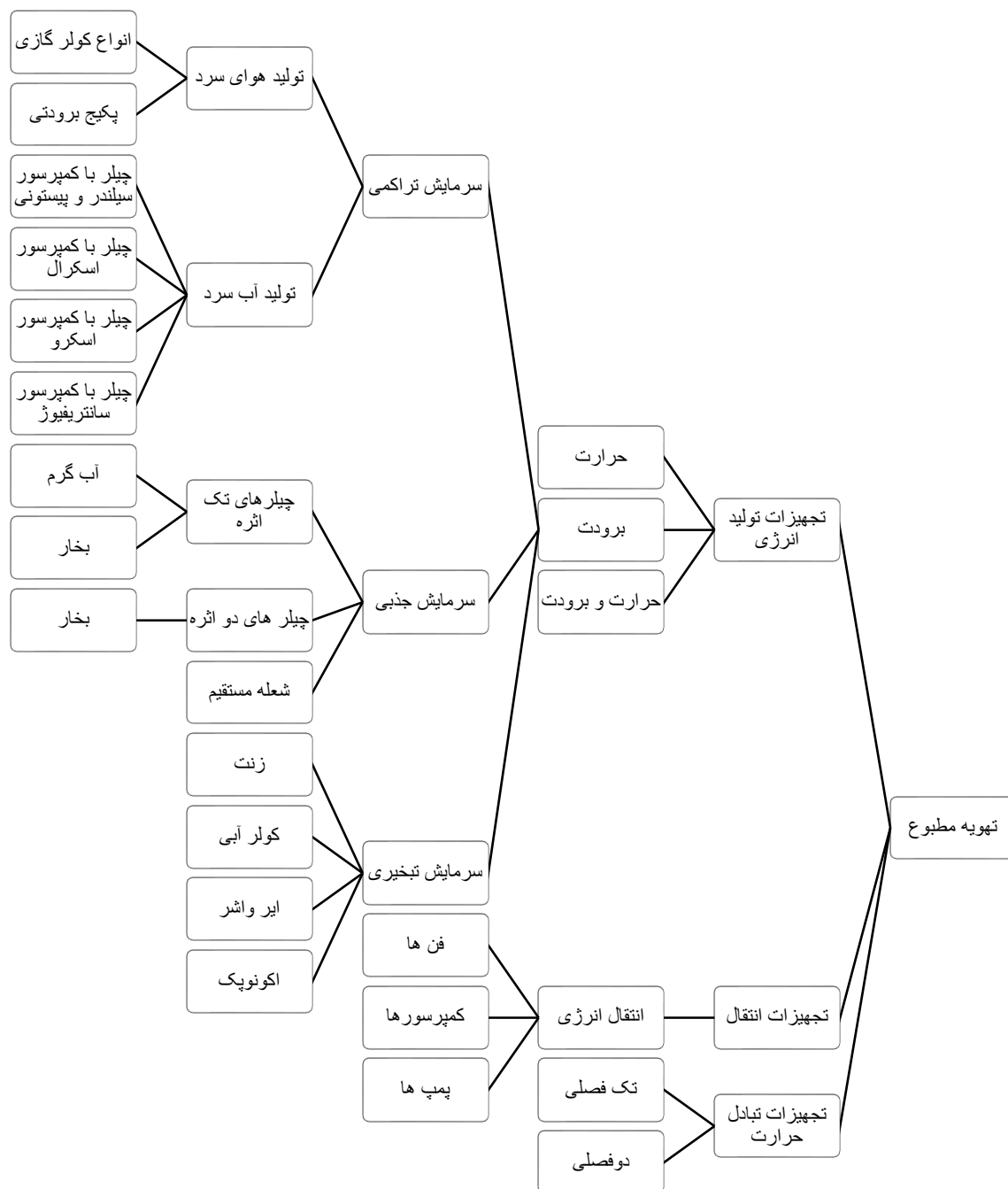
سیستم‌های سرمایش جذبی، چه نوع جامد و چه مایع، موجب صرفه‌جویی مصرف انرژی می‌گردند. این مطلب توسط محققان مختلف اثبات شده است. میزان صرفه‌جویی انرژی بستگی به پارامترهای مختلفی دارد. مهم‌ترین آن‌ها عبارتند از: نوع دسیکنت (جامد، مایع)، نوع جریان هوای سیستم (تهویه، جریان چرخشی)، دما و رطوبت شرایط محیطی، نوع سیکل به کار رفته جهت سرمایش، دما و رطوبت مورد نظر اتاق، دمای احیاء^۳ دسیکنت، نسبت هوای فرآیند به هوای احیاء و نسبت هوای عبوری از دسیکنت به هوای فرآیند [۶].

در واحدهای معمول تهویه مطبوع، هوای خشک و رطوبت‌زدایی شده به طور همزمان از طریق انتقال حرارت بین هوای موجود و سطح خنک تبخیر کننده حاصل می‌شود. یکی از روش‌های موثر برای افزایش کنترل رطوبت و تامین شرایط آسایش از طریق مصرف بهینه انرژی، تکنولوژی رطوبت‌زدایی توسط جاذب‌های دسیکنت می‌باشد. این روش یکی از روش‌های نوین تولید سرمایش و تهویه مطبوع است که در سال‌های اخیر مورد توجه محققان واقع شده است. به عنوان یک توضیح ساده در مورد این نوع سیستم‌ها می‌توان گفت در سیستم‌های سرمایش به کمک رطوبت‌گیری با دسیکنت، رطوبت هوا توسط دسیکنت حذف می‌شود و سپس به کمک روش‌های مختلف سردسازی، شرایط دمایی هوا به مقدار مورد نظر رسانده می‌شود [۶].

^۱Solid desiccant

^۲Liquid desiccant

^۳Regeneration



شکل (۱-۱۰): شماتیک کلی از تهویه مطبوع و تقسیم بندی های آن

فصل دوم

مروری بر پژوهش های پیشین

۲-۱- مقدمه

رشد سریع مصرف انرژی در جهان باعث نگرانی‌های جدی در زمینه‌ی کاهش منابع انرژی و تغییرات زیست محیطی ناشی از آن شده است. این افزایش مصرف انرژی در سرتاسر جهان ناشی از مواردی از قبیل افزایش جمعیت، رشد اقتصادی، توسعه شبکه‌های ارتباطی و تغییر در سبک زندگی ملت‌های توسعه یافته است. در دو دهه‌ای اخیر، مصرف انرژی اولیه (سوخت فسیلی) جهان حدود ۴۹٪ و تولید دی‌اکسید کربن تقریباً ۴۳٪ افزایش یافته است. با وجود اینکه بررسی‌های اخیر از کاهش ۱/۱٪ مصرف جهانی انرژی در سال ۲۰۰۹، به دلیل رکود اقتصادی پیش‌بینی نشده‌ای جهانی گزارش می‌دهد. ولی مصرف انرژی در چندین کشور در حال توسعه، مخصوصاً در مناطقی از آسیا با رشد اقتصادی بالا، به شدت در حال افزایش است. به خاطر رشد سریع جمعیت، بهبود سرویس‌های ساختمانی و افزایش مدت زمانی که در داخل ساختمان‌های سپری می‌شود، سهم مصرف انرژی در ساختمان‌ها در کشورهای توسعه یافته مثل ایالات متحده آمریکا و اروپا (بیشتر از ۲۰ الی ۴۰ درصد از کل انرژی مصرفی) از سهمی که برای بخش‌های صنعت و حمل و نقل استفاده می‌شود پیشی گرفته است. در سال ۲۰۰۴، مصرف انرژی ساختمان‌ها در کشورهای اروپایی ۳۷٪ از کل انرژی محاسبه شده است. یعنی بیشتر از مقادیر مربوط به صنعت (۲۸٪) و حمل و نقل (۳۲٪) در انگلستان، سهم مصرف انرژی ساختمان‌ها ۳۹٪ بود که از متوسط مقدار اروپا نیز بیشتر است.

در کشورهای توسعه یافته، انرژی مصرفی در سیستم‌های گرمایش، سرمایش و تهویه مطبوع، ۵۰٪ از انرژی مصرفی در ساختمان‌ها و ۲۰٪ از کل انرژی مصرفی را شامل می‌شود. در بسیاری از کشورهای در حال توسعه، مثل چین، به دلیل عایق کاری ضعیف، استفاده از سیستم‌های تهویه مطبوع ناکارا و تبدیل بازده پایین انرژی به گرما، مصرف انرژی سیستم‌های تهویه مطبوع حدود (۵۰ الی ۷۰٪) از انرژی مصرفی در ساختمان‌ها را شامل می‌شود. در ایران مصرف انرژی در واحدهای تجاری و خانگی حدود ۴۰٪ کل میزان مصرف انرژی کشور است و براساس آمارهای ارائه شده به طور متوسط سالانه ۱/۶ درصد به میزان مصرف انرژی اضافه شده است.

برای برآورده کردن نیاز افزایش تجهیزات تهویه مطبوع بدون استفاده از سیستم‌های متداول قدیمی که مصرف انرژی الکتریکی بالایی دارند، لازم است از سیستم‌هایی استفاده شود که نیاز به مبردهای آلاینده‌ها ندارند و با منابع انرژی طبیعی و پاک کار می‌کنند. یک نمونه از این سیستم‌ها، سیستم‌های سرمایش تبخیری است که از گرمای نهان تبخیر آب استفاده می‌کنند. مصرف انرژی در این سیستم‌ها تنها ۲۰٪ انرژی مصرفی سیستم‌های تهویه مطبوع تراکمی بخار است و این معادل با کاهش ۴۴٪ دی اکسید کربن تولید شده با سیستم‌های تهویه مطبوع تراکمی بخار می‌باشد. یعنی این سیستم‌های سرمایشی انرژی کمتری مصرف می‌کنند و دوستدار محیط زیست هستند.

بهینه‌سازی مصرف سوخت در ساختمان به معنی استفاده از سوخت و انرژی برای تامین گرمایش، سرمایش و روشنایی مورد نیاز جهت کاهش هزینه‌های ملی می‌باشد. از طرفی آثار زیان بار ناشی از کاربرد کلروفلوروکربن‌ها^۱ که به طور وسیعی در سیستم‌های رایج مثل کمپرس بخار و صنایع تهویه هوا استفاده می‌شود بر محیط زیست تاکنون اثبات شده است. بنابراین این صنایع در صدد استفاده از تکنولوژی‌های نوین هستند. یکی از این تکنولوژی‌ها که در سراسر جهان مورد توجه قرار گرفته و تحقیقات وسیعی در مورد آن در حال انجام است، سیستم‌های سرمایش دسیکنت می‌باشد.

در واحدهای معمول تهویه مطبوع، هوای خنک و رطوبت زدایی شده به طور همزمان از طریق انتقال حرارت بین هوای موجود و سطح تبخیر کننده حاصل می‌شود. به هر حال کنترل میزان رطوبت‌زدایی تحت این وضعیت و تأمین شرایط آسایش ضعیف خواهد بود. با توجه به تحقیقات انجام شده بهترین گزینه برای جایگزینی روش مذکور، استفاده از روش رطوبت‌زدایی دسیکنت می‌باشد. خوشبختانه تکنولوژی رطوبت‌زدایی بر اساس جاذب‌های دسیکنت یک روش موثری را برای افزایش کنترل رطوبت و تامین شرایط آسایش محیط از طریق حرارت اتلافی و یا حرارت حاصل از انرژی خورشیدی در تابستان پیشنهاد می‌دهد. کاربرد مواد جاذب رطوبت یا دسیکنت‌ها در سیستم‌های سرمایش، موجب حذف رطوبت

^۱Chloro fluoro carbon(CFC)

در هوای ورودی به سیستم سرمایش می‌شود. حذف رطوبت باعث می‌شود که سیستم سرمایش با راندمان مطلوب‌تری عمل کند. حتی به وسیله این تکنیک می‌توان روش سردسازی تبخیری را در مناطق مرطوب توسعه داد که این یکی از بهترین ویژگی‌های سیستم سرمایش دسیکنت می‌باشد.

انواع متفاوت از ماده دسیکنت و روش‌های گوناگون برای مصرف آن موجود می‌باشد که هریک دارای مزایا و معایبی است. در حال حاضر دسیکنت مایع به علت انرژی کمی که برای بازیافت لازم دارد، بیشتر مورد توجه می‌باشد. زیرا می‌توان انرژی مورد نیاز برای بازیافت را از انرژی‌های تجدیدپذیر تامین نمود. دسیکنت‌ها می‌توانند به عنوان مکملی برای سیستم تراکم بخار مورد استفاده قرار گیرند تا کاستی‌های این نوع سیستم‌ها مرتفع گردد. بیشترین استفاده از دسیکنت‌ها، در سیستم‌های تبخیری است. روش سردسازی تبخیری یکی از بهترین روش‌های سردسازی به جهت مصرف انرژی و مسائل زیست محیطی می‌باشد. اما این سیستم در شرایط مرطوب و در فصل‌هایی از سال که رطوبت بالا باشد، کارایی ندارد. یکی از راه‌حل‌های این مشکل، حذف رطوبت هوای ورودی توسط مواد دسیکنت می‌باشد. اصول سرمایش تبخیری بر این اصل استوار است که هرگاه عمل تبخیر آب در مسیر جریان هوا صورت گیرد، دمای هوا کاهش یافته و رطوبت نسبی آن افزایش می‌یابد. علت کاهش دمای هوا در این فرآیند به دلیل جذب انرژی لازم برای تبخیر آب از هوا است. اگر این فرآیند به صورت معکوس انجام گیرد یعنی رطوبت هوا با استفاده از مواد جاذب کاهش داده شود، انرژی آزاد شده و در نتیجه عمل تقطیر، به هوا منتقل می‌شود و بنابراین دمای هوا افزایش خواهد یافت. هوای خروجی از جاذب را می‌توان با هوای محیط و یا هوای بازیافتی از محیط سرد شده، مجدداً خنک نموده و هوای خشک‌تری با دمای محیط و یا کمتر از آن بدست آورد [۷].

۲-۲- مطالعات پیشین

- مطالعات صورت گرفته بر روی سیکل سرمایشی دسیکنت به صورت تئوری و آزمایشگاهی می‌باشد و به طور عمده این مطالعات را می‌توان در موارد زیر دسته بندی کرد [۸]:
- ۱- مطالعات امکان سنجی ساخت و استفاده از دسیکنت در مناطق مختلف؛
 - ۲- استفاده از انرژی‌های نو برای تامین گرمای احیا دسیکنت؛
 - ۳- برآورد کارایی و بهبود آن به صورت آزمایشگاهی و تئوری و اثر پارامترهای حاکم بر عمل کرد سیکل‌های سرمایشی دسیکنت؛
 - ۴- بهینه‌سازی ساختار و اجزاء سیکل سرمایشی دسیکنت؛
 - ۵- استفاده از مواد جاذب جدید جهت کاهش دمای احیا و بهبود عمل کرد سیکل؛
 - ۶- اثرات فرسایشی و گذشت زمان بر کارایی سیکل؛

دای^۱ و همکارانش [۹]، مقایسه‌های بین سیستم‌های تبرید تراکمی، تبرید تراکمی به همراه دسیکنت و تبرید تراکمی به همراه دسیکنت و سرمایش تبخیری صورت داد. در نهایت آن‌ها به این نتیجه رسیده‌اند که افزایش سرمایش تولیدی بین (۳۸/۸ - ۷۶)٪ و نیز افزایش ضریب عمل کرد (۲۰ - ۳۰)٪ حاصل می‌شود.

حیدری نژاد^۲ و همکاران [۱۰] مطالعات تجربی و شبیه سازی عددی سیستم‌های سرمایش دسیکنت در حالات تهویه‌ای و بازگشتی را انجام داده‌اند. نتایج این تحقیقات نشان می‌دهد که این سیستم‌ها در مقایسه با سیستم‌های تبخیری مستقیم دامنه وسیع‌تری از شرایط آب و هوایی را برای دستیابی به آسایش حرارتی پوشش می‌دهند. هم چنین شبیه‌سازی عددی چرخ دسیکنت توسط حیدری نژاد و

^۱Dai

^۲Heidarinejad

همکارانش [۱۱] صورت گرفته که در آن اثر پارامترهای هندسی چرخ دسیکنت بر کارایی چرخ بررسی شده است.

پاسدار شهری^۱ و همکاران [۱۲] نیز به بررسی ترمودینامیکی دسیکنت ترکیبی با برج خنک کن و کوپل آب سرد پرداختند. در این تحقیق امکان سنجی استفاده از این سیکل در شرایط آب و هوایی مختلف ارزیابی شده و اثر پارامترهای عمل کردی سیکل در کارایی آن مورد بررسی قرار گرفته است. مازی^۲ و همکارانش [۱۳] سیستم‌های سرمایش دسیکنت را برای کشور ایتالیا از لحاظ هزینه اولیه و راه اندازی بررسی کردند و نشان دادند که به کمک سرمایش دسیکنت می‌توان هزینه‌های جاری را تا ۳۵ درصد در مقایسه با سیستم‌های تبرید تراکمی کاهش داد. هم چنین استفاده از انرژی اتلافی ساختمان نیز در برخی مناطق هزینه‌های انرژی مصرفی را ۸۷ درصد کاهش می‌دهد.

ژانگ^۳ و همکارش [۱۴] کاربرد جدیدی از چرخ دسیکنت را با اضافه کردن سیستم سقف سرد معرفی کردند. نتایج بررسی آن‌ها برای مناطق آب و هوایی جنوب شرق چین نشان می‌دهد که اضافه کردن سقف سرد به سیستم‌های سرمایش دسیکنت مصرف انرژی را تا ۴۰ درصد در مقایسه با سیستم‌های تبرید تراکمی کاهش می‌دهد.

هنینگ^۴ و همکارانش [۱۵]، استفاده از انرژی خورشیدی برای تامین گرمای احیا در سیستم‌های سرمایش دسیکنت را بررسی کردند. نتایج آن‌ها نشان می‌دهد استفاده از این سیستم‌ها بخصوص در مناطق گرم و خشک مصرف انرژی را به شدت کاهش می‌دهد، برای سیستم هیبریدی مورد مطالعه استفاده از انرژی خورشیدی تا ۵۰ درصد کاهش مصرف انرژی را به دنبال داشته است.

^۱Pasdarshahri

^۲Mazzi

^۳Zhang

^۴Henning

ماروداکی^۱ و همکارانش [۱۶] و نیز هالیدی^۲ و همکارانش [۱۷] به طور مجزا به بررسی امکان سنجی استفاده از انرژی خورشیدی بر روی سیستم‌های جذبی در شهرهای مختلف اروپا پرداختند. نتیجه تحقیقات نشان می‌دهد که صرفه جویی انرژی در تمام شرایط آب و هوایی در استفاده از انرژی خورشیدی حاصل می‌شود. در مناطقی که رطوبت هوا خیلی زیاد باشد میزان کاهش مصرف انرژی در مقایسه با آب و هوایی با رطوبت پایین، کمتر بود و این امر به دلیل دمای بالا مورد نیاز برای احیای چرخ در این مناطق بوده است.

ژانگ و همکارانش [۱۸] انتقال حرارت و جرم را در سیکل زمانی ۵۱۲ ثانیه‌ای که در ۱۲۸ ثانیه دوم و چهارم احیا چرخ صورت می‌گیرد، بررسی کرد. نتایج او نشان داد در زمان‌های اولیه فرآیند احیا، جذب رطوبت از چرخ دسیکنت صورت نمی‌گیرد بلکه دسیکنت مقداری از رطوبت را جذب می‌کند. همچنین در ابتدای فرآیند رطوبت زدایی از هوا، چون دمای سطح دسیکنت بالاست، هوا به جای رطوبت‌زدایی، رطوبت دهی می‌شود.

نیو^۳ و همکاران [۱۹] با ارائه یک مدل ریاضی دو بعدی برای انتقال جرم و انتقال حرارت در چرخ دسیکنت، به بررسی اثر ضخامت دیواره چرخ دسیکنت بر سرعت دورانی بهینه و انتقال حرارت و رطوبت در آن پرداختند. مطالعات آن‌ها نشان داد که سرعت بهینه چرخش دسیکنت به ضخامت دیواره وابسته است و نیز انتقال حرارت و جرم به طور هم زمان (فاز) در طول ضخامت چرخ صورت می‌گیرد. ژیمینگ^۴ و همکاران [۲۰]، به مطالعه پارامتری شکل المان‌های دسیکنت پرداختند. بررسی‌های آن‌ها نشان داد که شکل مقطع المان‌های چرخ دسیکنت تا ۲۰ درصد در ظرفیت رطوبت زدایی اثر دارد. نتایج آن‌ها دلالت بر آن دارد که شکل المان‌های سینوسی بیشترین میزان ظرفیت رطوبت زدایی را دارد و پس از آن

^۱Mavroudaki^۲Halliday^۳Niu^۴Zhiming

المان‌های مثلثی و شش ضلعی دارای ظرفیت رطوبت زدایی بالایی هستند. کامارگو^۱ و همکارانش [۲۱]، نشان دادند که با افزایش نسبت هوای احیا به هوای برگشتی، رطوبت هوای خروجی از چرخ دسیکنت کاهش می‌یابد در حالی که دمای هوای خروجی افزایش می‌یابد. همچنین افزایش دمای احیا باعث کاهش نسبت رطوبت هوای خروجی از دسیکنت می‌شود.

با توجه به مصرف بالای انرژی برق در تاسیسات تهویه مطبوع در مناطق گرم و مرطوب کشور در طول سال، لزوم بررسی و تحقیق بر روی سیستم‌های جایگزین، به ویژه با استفاده از انرژی‌های تجدید پذیر، ضروری است. سیستم‌های دسیکنت با استفاده از مواد جاذب آب، رطوبت موجود در هوا را می‌گیرند و بدین ترتیب انرژی بسیار کمتری جهت سرمایش هوا نیاز دارند. این در حالی است که سیستم‌های سرمایش تراکمی که در حال حاضر در مناطق گرم و مرطوب کشور مورد استفاده قرار می‌گیرند. میزان قابل توجهی انرژی صرف میعان رطوبت موجود در هوا و کاهش آن می‌نمایند. در ۱۵ سال گذشته تولید کنندگان سیستم‌های دسیکنت برای ساختمان‌های تجاری، عمدتاً روی دستگاه‌هایی از نوع چرخ دسیکنت تمرکز داشته‌اند که از دسیکنت‌های جامد استفاده می‌کند. در بازارهای صنعتی، دسیکنت‌های مایع به صورت موثر از سال ۱۹۲۰ مورد استفاده قرار گرفته‌اند و طی سال‌های اخیر تولید کنندگان تجهیزات دسیکنت مایع فعالیت خود را در بازارهای تجاری گسترش داده‌اند. اصلی‌ترین جزء یک سیستم تهویه مطبوع دسیکنت مایع دستگاه تهویه می‌باشد. در نمونه‌های دستگاه‌های تهویه‌ای که تا به حال مورد بررسی قرار گرفته‌اند، دو طرح کلی مناسب‌تر هستند؛ یکی طرح پیشنهادی علیزاده^۲ [۲۲] و دیگری سیستم دوگانه مک نب و مک گروگر^۳ [۲۳]. سیستم اول به دلیل استفاده از یک مبدل حرارتی صفحه ای دارای پیچیدگی کمتر و قیمت تمام شده پایین‌تری است ولی در عین حال انتقال قطرات دسیکنت مایع به جریان هوای تهویه می‌تواند یک مشکل به شمار بیاید. از طرفی مه‌زدهای نصب شده در سیستم

^۱Camargo^۲Alizadeh^۳McNab & McGregor

ضمن تحمیل افت فشار، کارایی ۵۰٪ نداشته و همواره مقداری دسیکنت وارد فضای تهویه می‌شود. سیستم‌های سرمایش با دسیکنت مایع از جمله سیستم‌های سرمایشی هستند که در مناطق مرطوب به کار می‌روند. این سیستم‌ها که با گرفتن رطوبت هوا و در ادامه سرمایش هوای رطوبت‌گیری شده، آن را خشک و خنک می‌کنند در مقایسه با سیستم‌های تبرید تراکمی متداول تولید آلاینده‌های کمتر و مصرف انرژی پایین‌تری دارند. در طول سال‌های اخیر تلاش‌های بسیاری به منظور ارتقای عملکرد این سیستم‌ها در راستای محورهای استفاده از دسیکنت مایع کاراتر، بهبود عملکرد مبدل‌های حرارتی موجود، افزایش سطح تماس هوا و دسیکنت، کم کردن مقدار دسیکنت جبرانی، کاهش مصرف انرژی و استفاده از منابع تجدید پذیر مانند انرژی خورشیدی به عنوان منبع حرارتی برای بازیابی دسیکنت انجام گردیده است [۲۴].

سیستم سرمایش تبخیری با دسیکنت مایع ارتقا یافته یکی از جدیدترین و پیشرفته‌ترین فناوری‌های موجود در زمینه سیستم‌های سرمایش با دسیکنت مایع می‌باشند. سلازاک^۱ و کوزوبال^۲ [۲۵] در سال ۲۰۰۹ حق مالکیت معنوی این سیستم را در سراسر جهان به نام خود ثبت نمودند. کوزوبال و همکاران [۲۶] طی یک گزارش که توسط آزمایشگاه انرژی‌های تجدید پذیر آمریکا^۳ منتشر گردید. این سیستم را معرفی نموده و آن را از نظر وزن و قیمت اولیه نسبت به سیستم تبرید تراکمی معمولی مورد مقایسه قرار دادند. آنان به این نتیجه رسیدند که برای ظرفیت سرمایش برابر، سیستم سرمایش تبخیری با دسیکنت مایع ارتقا یافته، سنگین‌تر و دارای قیمت اولیه بالاتری می‌باشد. کوزوبال و همکاران [۲۷] در ادامه تحقیقات خود هزینه عملیاتی سرمایش تبخیری با دسیکنت مایع ارتقا یافته را در مقایسه با سیستم تبرید تراکمی برای تعدادی از نواحی ایالات متحده آمریکا مورد بررسی قرار دادند و به این نتیجه رسیدند که این سیستم‌ها، هزینه عملیاتی پایین‌تری نسبت به سیستم‌های تبرید تراکمی دارند و هر چقدر مقدار

^۱Slayzak^۲Kozubal^۳National Renewable Energy Lab (NREL)

کاهش رطوبت مطلق در خشک‌کن بالاتر باشد، اختلاف بیش‌تر خواهد بود. به عنوان نمونه‌ای دیگر از پژوهش‌های انجام شده در این زمینه، وودز^۱ و کوزوبال [۲۸] یک سیستم سرمایش تبخیری با دسیکنت مایع ارتقا یافته را مدل‌سازی کرده و اقدام به حل عددی آن نمودند. نتایج به دست آمده دارای اختلاف قابل قبول حداکثر ۱۰٪ با داده‌های تجربی بودند.

۲-۳- معرفی پژوهش حاضر

امنیت عرضه و تغییرات آب و هوایی در اولویت سیاست‌های انرژی اکثر کشورهای جهان قرار دارد. در واقع دولت‌ها درصدد آن هستند تا با وضع قوانین داخلی و ایجاد معاهده‌های بین‌المللی با سایر کشورها، سهم استفاده از منابع انرژی‌های تجدید پذیر را در تقاضاهای مصرف، افزایش و میزان استفاده از انرژی و تولید گازهای گلخانه‌ای را کاهش دهند. تغییرات اساسی در نحوه استفاده از سیستم‌های تولید و مصرف، باید از بخش‌های کوچک‌تر آغاز شده تا با بررسی نتایج و بهبود راه‌کارهای مورد نظر بتوان به نتایج مطلوب کلی دست یافت.

تهویه مطبوع برای بخش‌های تجاری، صنعتی، مسکونی، آموزشی و منبع مهمی برای مصرف انرژی (برق) و آب، محسوب می‌شود. سیستم‌های تهویه مطبوع برای ایجاد و حفظ شرایط خاص داخلی که بسته به برنامه از پیش تعیین شده متفاوت است، طراحی شده‌اند. درجه حرارت، رطوبت، کیفیت هوا و سرو صدا مهم‌ترین پارامترهای تعیین آسایش در محیط و در نتیجه، مصرف انرژی سیستم‌های تهویه مطبوع می‌باشند. انتخاب یک سیستم تهویه مطبوع با بهره‌وری مناسب با توجه به شرایط اقلیمی حاکم در منطقه مورد نظر، کمک زیادی به کاهش مصرف انرژی، کاهش تولید گازهای گلخانه‌ای و کاهش هزینه‌های سرمایه گذاری می‌کند.

با توجه به آن که در کارهای صورت گرفته به سرمایش تبخیری غیر مستقیم و هم چنین خنک

^۱Woods

کاری تا دمای نقطه شبنم توجهی صورت نگرفته است، در پژوهش پیش‌رو هدف آن است تا با استفاده از مهارت و تجهیزات فعلی برای کاهش رطوبت موجود در هوا و همچنین با توجه به دانش ایجاد سرمایش و افزایش بار سرمایی با استفاده از کاهش دما تا دمای نقطه شبنم، یک سیستم سرمایش تبخیری را مدل سازی و طراحی نمود تا با استفاده از آن در مناطق معتدل و مرطوب آب و هوایی، مصرف منابع پایان پذیر انرژی را در کنار تولید گازهای گلخانه‌ای کاهش داد.

مدل استفاده شده در این سیستم، شامل چندین بخش می‌باشد. بخش اول، بخش چرخ دسیکنت و نحوه دریافت و کاهش میزان رطوبت موجود در هوا می‌باشد. بخش دوم، بخش مبدل حرارتی هوا به هوا می‌باشد. در این طراحی از دو مبدل حرارتی هوا به هوا استفاده شده است. از یک مبدل برای کاهش دمای هوای خارج شده از چرخ دسیکنت و از مبدل دیگر برای افزایش دمای هوای بازگشتی از فضای داخل، استفاده می‌شود. بخش سوم سیستم طراحی شده، شامل مکانیزمی است که با استفاده از آن دمای هوای خارج شده از چرخ دسیکنت به کمک کاهش تا دمای نقطه شبنم، دمای مورد نیاز برای محیط در نظر گرفته شده را فراهم کند. بخش چهارم، بخش تامین حجم هوای مورد نیاز برای فرآیند احیا می‌باشد. بدین منظور از یک محفظه اختلاط استفاده می‌شود. این محفظه اختلاط از سه جریان هوایی تغذیه می‌شود. جریان اول شامل ۱۰ درصد از حجم هوای خارج شده از چرخ دسیکنت بعد از فرآیند رطوبت‌زدایی می‌باشد. جریان دوم شامل جریان هوای بازگشتی خارج شده از مبدل حرارتی هوا به هوا دوم می‌باشد. جریان سوم شامل جریان هوای محیط بیرون می‌باشد. بخش پنجم شامل یک گرم کن هوا می‌باشد. از این گرم‌کن برای رساندن دمای هوای خارج شده از محفظه اختلاط به دمای مورد نیاز برای احیای چرخ استفاده می‌شود. بخش آخر، بخش تامین انرژی مورد نیاز برای سیستم و چرخ دسیکنت می‌باشد. بدین منظور با توجه به طراحی و مدل‌سازی صورت گرفته برای چرخ دسیکنت، میزان انرژی مورد نیاز برای چرخ دسیکنت محاسبه شده است. سپس این میزان انرژی با استفاده از منابع در نظر گرفته شده، قابل تغذیه می‌باشد. منابع مذکور شامل انرژی‌های تجدیدپذیر مانند انرژی‌های خورشیدی و بادی هستند. همچنین این قابلیت وجود دارد تا با قرار گرفتن این سیستم در کنار منابع

گرمایشی، از گرمای هدر رفت آن‌ها نیز به عنوان منبع تغذیه استفاده کند..

فصل سوم

معادلات حاکم و مدل سازی فرآیندها

۳-۱- مقدمه

هنگامی که در یک ساختمان لازم است رطوبت در مدت زمان معینی در روز در حد مشخصی نگاه داشته شود، به دستگاهی به نام چرخ جاذب رطوبت برای جذب رطوبت نیاز است. پیشنهادات مختلفی برای سیستم‌های رطوبت‌زدای ساختمان‌ها ارائه شده است. برخی از این پیشنهادات عبارت‌اند از [۲۹]:

- ۱- ابتدا رطوبت هوای تهویه جذب شود. خصوصاً در مواردی که تهویه در شرایط آب و هوایی خیلی مرطوب صورت می‌گیرد.

- ۲- رطوبت قسمتی از هوای تهویه جذب شود. گاهی به منظور کاهش هزینه‌ها، فقط قسمتی از هوا به صورت عمیق رطوبت‌زدایی شده و سپس با بقیه هوا مخلوط می‌گردد.
- ۳- نقطه شبنم هوای داخل ساختمان پایین آورده شده و دمای هوای ساختمان افزایش یابد. به عبارت دیگر با رطوبت‌زدایی و در نتیجه افزایش اندک دمای هوای ساختمان، همان احساس راحتی ایجاد می‌شود که با سرد کردن هوایی با رطوبت نسبی بیشتر می‌توان ایجاد کرد. به این ترتیب بار سرمایشی کاهش می‌یابد.

- ۴- جلوگیری از سرمایش اضافی که به منظور رطوبت‌زدایی صورت گیرد.

۳-۲- چرخ جاذب

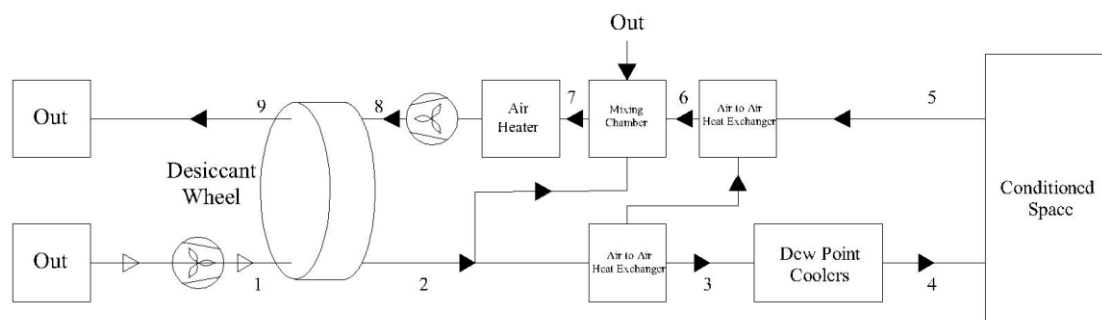
اجزای یک چرخ دسیکنت (چرخ دوار) عبارت‌اند از:

- ۱- چرخ یا روتور: شامل مواد جاذب رطوبت است که در بستری از مواد مقاوم در برابر خوردگی، زنگ‌زدگی و تنش‌ها قرار گرفته است. قسمت عبور هوای احیاکننده از نظر سطح می‌تواند مختلف باشد.
- ۲- موتور محرک چرخ: به وسیله نیرویی که بر محیط آن وارد می‌شود، می‌چرخد نیروی لازم برای چرخش بستگی به سفتی و نیروی لازم برای حرکت آب‌بندی‌ها دارد.
- ۳- فن‌ها: برای ایجاد دو جریان هوای گذرنده احتیاج به دو فن می‌باشد.
- ۴- فیلتر: برای دو جریان هوای عبور کننده از چرخ فیلترهایی در نظر گرفته می‌شود. وجود این

فیلترها باعث می شود تا از ورود ذرات معلق در هوا به چرخ جلوگیری به عمل آید. وجود این ذرات باعث کاهش کارایی چرخ می شود [۳۰ و ۳۱].

۳-۳- نحوه عملکرد سیستم

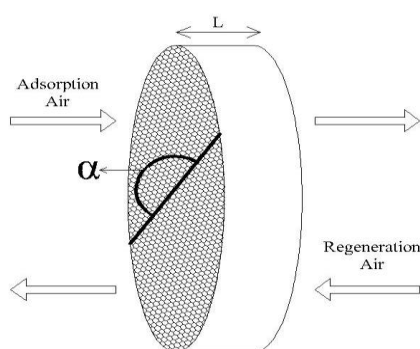
هوای گرم و مرطوب بیرون ابتدا از فیلتر عبور می کند تا گرد و غبار و ناخالصی های آن گرفته شود. هوای تمیز شده به کمک یک دمنده به داخل چرخ دسیکنت دمیده می شود. از دمنده بدین جهت استفاده می شود که جریان ورودی با سرعت مورد نظر وارد چرخ دسیکنت شود. سپس هوا از چرخ جاذب می گذرد تا رطوبت آن کاسته شود [۳۱ و ۳۲]. هوای خارج شده از چرخ با افزایش درجه حرارت روبرو می شود. هوای خارج شده از چرخ وارد یک مبدل هوا به هوا می شود. جریان هوا در خروج از مبدل با کاهش درجه ی حرارت روبه رو می شود. حال جریان هوایی وارد خنک کن می شود تا در خروج از آن به دمای مطلوب و مورد نظر ما برای فضای در نظر گرفته شده، برسد [۳۳]. جریان هوای بازگشتی از محیط وارد مبدل هوا به هوا شده و با افزایش دما از آن خارج می شود. سپس جریان هوای بازگشتی وارد یک محفظه اختلاط می شود. از این محفظه اختلاط به منظور تامین حجم هوای مورد نیاز برای فرآیند احیا استفاده می شود. علاوه بر جریان هوای خارج شده از مبدل حرارتی هوا به هوای دوم، ۱۰ درصد از حجم هوای خارج شده از چرخ دسیکنت پس از فرآیند رطوبت زدایی وارد محفظه اختلاط می شود. همچنین از هوای محیط بیرون نیز به عنوان سومین منبع تغذیه محفظه اختلاط استفاده می شود. برای رساندن دمای هوای خارج شده از محفظه اختلاط به سطح دمای احیای چرخ از یک گرم کن استفاده می شود. هوا از گرم کن با درجه حرارت احیای چرخ دسیکنت خارج می شود. این هوا وارد یک فیلتر شده تا از ورود گرد و غبار و ناخالصی به چرخ جلوگیری کند. جریان هوا وارد چرخ شده و با گرفتن رطوبت از ماده جاذب ضمن افزایش مقدار رطوبت خود، باعث خشک شدن آن شده و آماده سازی ماده جاذب را برای فرآیند جذب، فراهم می نماید [۳۴]. در نهایت جریان هوای بازگشتی با افزایش دما و مقدار رطوبت به محیط بیرون وارد می شود [۳۵ و ۳۶].



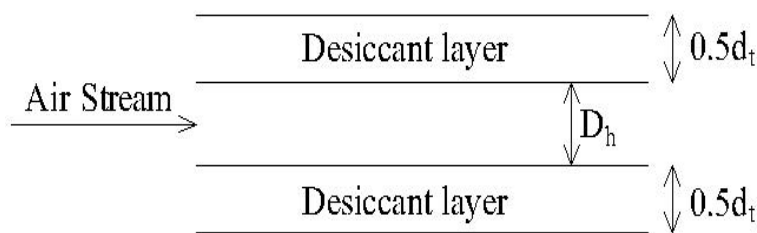
شکل (۳-۱): شماتیک کلی کار

۳-۴- معادلات حاکم برای چرخ جاذب

چرخ دسیکنت، یک چرخ استوانه‌ای به طول L و شعاع R و کانال‌های کوچک است که با سرعت گردش N می‌چرخد. دیواره‌های آن از جنس جاذب رطوبت می‌باشد (در اینجا از سیلیکاژل به عنوان ماده جاذب استفاده شده است). این چرخ به دو بخش جاذب و احیا با زاویه α (در اینجا $\alpha = 180^\circ$ فرض شده است) تقسیم می‌شود [۳۷].



شکل (۳-۲): چرخ جاذب دسیکنت



شکل (۳-۳): نمای از کنار یک کانال داخل چرخ دسیکنت

تجزیه و تحلیل چرخ جاذب بر اساس فرضیات زیر است [۳۸]:

- ۱- هدایت حرارتی محوری و انتشار و نیز نفوذ بخار آب در همان جهت در هوا قابل اغماض است.
- ۲- از انتشار و نفوذ بخار آب در جهت جریان و در ماده جاذب می توان صرف نظر کرد.
- ۳- هیچ اختلاف دما و یا رطوبت در جهت شعاع چرخ در ماتریس جاذب وجود ندارد.
- ۴- هیستریزیس^۱ در منحنی مشخصه جذب ماده برای لایه ماده جاذب قابل اغماض است و گرمای جذب تولید شده بر کیلوگرم بخار آب جذب شده ثابت فرض می شود.
- ۵- کانال های جریان هوا که چرخ را تشکیل می دهند، همگی یکسان هستند و سطح انتقال حرارت و جرم برای تمام این کانال های هوا یکسان است.
- ۶- خواص رطوبتی و حرارتی ماتریس ماده جاذب (ماده جاذب شامل بخار آب جذب شده به اضافه بخش نگهدارنده) ثابت می باشد.
- ۷- کانال های هوا و مواد جاذب از نظر حرارتی و انتقال رطوبت کاملاً عایق فرض می شوند.
- ۸- ضرایب انتقال حرارت و جرم ثابت فرض می شوند.
- ۹- از مخلوط شدن دو جریان هوا^۲ یا آلودگی دو جریان هوا صرف نظر می شود.
- ۱۰- عدد لویییس برای هوا معادل یک فرض می شود.

^۱Hysteresis

^۲Carry over

بر اساس فرضیات ذکر شده، مدل استفاده در این تحلیل گذرا و یک بعدی است. یکی از کانال ها به تعدادی از عناصر گسسته با گام های برابر مطابق با شکل (۳-۴) تقسیم بندی می شود. با توجه به شرایط ورودی برای هوا و شرایط اولیه برای ماده جاذب، معادلات بقای انرژی و جرم را می توان به صورت زیر نوشت [۳۷].

معادله انتقال جرم برای جریان هوا:

$$\frac{d \left(\rho_g \frac{\rho_v}{\rho_g} A_g L \right)}{dt} = U_g A_g \rho_g (\omega_i - \omega_o) + h_m A_c (\omega_s - \omega) \quad (۱-۳)$$

در رابطه (۱-۳)، ρ_g چگالی هوای ورودی به چرخ دسیکنت، ρ_v چگالی بخار آب، A_g مساحت مقطع جریان ورودی هوا، dt تغییرات نسبت به زمان، U_g سرعت هوای ورودی، ω_o نسبت رطوبت هوای خروجی، ω_i نسبت رطوبت هوای ورودی، h_m ضریب انتقال جرم، A_c سطح مبادله در هر کانال، ω_s رطوبت نسبی هوا در حالت تعادل در دسیکنت یا در حالت اشباع، ω نسبت رطوبت می باشد.

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{U_g}{L} (\omega_i - \omega_o) + \frac{h_m A_c}{\rho_g A_g L} (\omega_s - \omega) \quad (۲-۳)$$

$$\omega = \frac{\rho_v}{\rho_g} \quad (۳-۳)$$

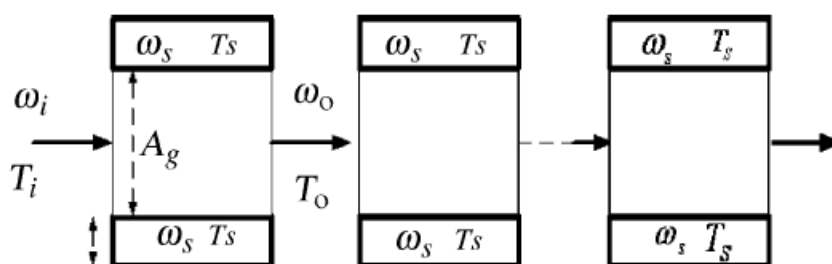
$$\frac{A_c}{A_g} = \frac{2L}{D_h} \quad (۴-۳)$$

در رابطه (۴-۳)، D_h معرف قطر هیدرولیکی کانال می باشد.

$$C_1 = \frac{U_g}{L} \quad (۵-۳)$$

$$C_2 = \frac{h_m A_c}{\rho_g L A_g} \quad (۶-۳)$$

$$\frac{d\omega}{dt} = C_1 (\omega_i - \omega_o) + C_2 (\omega_s - \omega) \quad (۷-۳)$$



شکل (۳-۴): شماتیک از المان‌های در کانال [۳۷]

معادلات انتقال حرارت برای جریان هوا:

$$\frac{d(\rho_g A_g L C_g T_g)}{dt} = \rho_g U_g A_g C_g (T_{gi} - T_{go}) + h A_c (T_s - T_g) \quad (۸-۳)$$

در رابطه (۸-۳)، C_g گرمای ویژه گاز، h ضریب انتقال حرارت، T_s دمای اشباع، T_{gi} دمای هوای ورودی، T_{go} دمای هوای خروجی می‌باشد.

$$\frac{dT_g}{dt} = C_1 (T_{gi} - T_{go}) + C_3 (T_s - T_g) \quad (۹-۳)$$

$$C_3 = \frac{h A_c}{\rho_g L A_g C_g} \quad (۱۰-۳)$$

$$C_3 = Le C_2 \quad (۱۱-۳)$$

در رابطه (۱۱-۳)، Le عدد لوویس^۱ می‌باشد.

معادله انتقال جرم برای لایه خشک کننده جامد به صورت:

$$\frac{d(\rho_d w A_d L)}{dt} = h_m A_c (\omega - \omega_s) \quad (۱۲-۳)$$

که در آن w ، آب به همراه مواد خشک کننده است. و همچنین A_d سطح ماده دسیکنت داخل کانال می‌باشد.

^۱Lewis number

با در نظر گرفتن رابطه (۱۲-۳) خواهیم داشت:

$$\frac{\rho_{vd}}{\rho_d} = w \quad (۱۳-۳)$$

$$\frac{dw}{dt} = \frac{h_m A_c}{\rho_d A_d L} (\omega - \omega_s) \quad (۱۴-۳)$$

برای داشتن معادلات بر حسب متغیرهای ω_s, T_s, ω, T می توان نوشت:

$$dw = \frac{\partial w}{\partial \phi} \frac{\partial \phi}{\partial \omega_s} d\omega_s + \left(\frac{\partial w}{\partial \phi} \frac{\partial \phi}{\partial \omega} + \frac{\partial w}{\partial T_s} \right) dT_s \quad (۱۵-۳)$$

$$dw = S1(\omega_s, T_s) d\omega_s + S2(\omega_s, T_s) dT_s \quad (۱۶-۳)$$

$$S_1(\omega_s, T_s) = \frac{\partial w}{\partial \phi} \frac{\partial \phi}{\partial \omega_s} \quad (۱۷-۳)$$

$$S_2(\omega_s, T_s) = \left(\frac{\partial w}{\partial \phi} \frac{\partial \phi}{\partial \omega} + \frac{\partial w}{\partial T_s} \right) \quad (۱۸-۳)$$

بنابراین معادله انتقال جرم برای یک لایه از خشک کننده خواهد شد:

$$\frac{d\omega_s}{dt} = -\frac{S2(\omega_s, T_s)}{S2(\omega_s, T_s)} \frac{dT_s}{dt} + \frac{h_m A_c}{\rho_d A_d L S1(\omega_s, T_s)} (\omega - \omega_s) \quad (۱۹-۳)$$

$$\frac{d\omega_s}{dt} = -\frac{S2(\omega_s, T_s)}{S2(\omega_s, T_s)} \frac{dT_s}{dt} + \frac{C_4}{S1(\omega_s, T_s)} (\omega - \omega_s) \quad (۲۰-۳)$$

که در آن:

$$C_4 = \frac{h_m A_c}{\rho_d A_d L} \quad (۲۱-۳)$$

$$\frac{A_c}{A_d} = \frac{4D_h L}{(D_h + d_t)^2 - D_h^2} \quad (۲۲-۳)$$

در رابطه (۲۲-۳)، d_t ضخامت ماده جاذب دسیکنت می باشد.

$$h_m = \frac{h}{C_g Le} \quad (23-3)$$

که عدد لوییس در اینجا برای جریان هوا برابر ۱ فرض می شود.

انتقال حرارت برای لایه خشک کننده جامد از روابط زیر بدست می آید:

$$\frac{d(\rho_d A_d L C_d T_s)}{dt} = q_{st} \rho_d A_d L \frac{dw}{dt} + h A_c (T_g - T_s) \quad (24-3)$$

$$\frac{dT_s}{dt} = \frac{h_m A_c q_{st}}{\rho_d A_d L C_d} (\omega - \omega_s) + \frac{h A_c}{\rho_d A_d L C_d} (T_g - T_s) \quad (25-3)$$

$$\frac{dT_s}{dt} = C_4 C_5 (\omega - \omega_s) + C_6 (T_g - T_s) \quad (26-3)$$

$$C_5 = \frac{q_{st}}{C_d} \quad (27-3)$$

$$C_6 = \frac{h A_c}{C_d \rho_d L A_d} \quad (28-3)$$

همچنین رطوبت نسبی و فشار اشباع را می توان محاسبه نمود:

$$\varphi = \frac{\omega_s P_0}{(0.622 + \omega_s) P_s} \quad (29-3)$$

$$P_s = 10^6 P_0 \exp\left(\frac{5294}{T_s}\right) \frac{(1 + 1.61 \omega_s)}{(0.622 + \omega_s)} \quad (30-3)$$

برای اولین کانال (عنصر) در دوره جذب، شرایط اولیه مطابق با جدول (۳-۱) در نظر گرفته می شود.

جدول (۳-۱): شرایط اولیه برای یک کانال [۳۷]

پارامتر	مقدار
T_{gi}	$T_{process\ air\ inlet} = T_g^{initial}$
ω_{gi}	$\omega_{process\ air\ inlet}$
ω_{si}	$\omega_s \text{ regarding to inlet air Temperature}$
$T_s^{initial}$	$T_{g\ process\ air\ inlet}$

همچنین شرایط اولیه برای قسمت احیا نیز مطابق با جدول (۳-۲) در نظر گرفته می شود

جدول (۳-۲): شرایط اولیه برای یک کانال [۳۷]

پارامتر	مقدار
T_{gi}	$T_{regeneration\ air\ inlet}$
ω_{gi}	$\omega_{regeneration\ air\ inlet}$
ω_{si}	$\omega_s \text{ regarding to inlet air Temperature}$
$T_s^{initial}$	$T_{g\ process\ air\ inlet}$

۳-۵- پلت فرم شبیه سازی و زیر سیستم ها

مدل مورد استفاده بر اساس یک چارچوب اصلی برای هر عنصر (شکل ۳-۲) بنا شده است. برای شبیه سازی چرخش چرخ بین دو جریان جذب و احیای هوا، توابعی تعریف شده است و مرتبط با گام زمانی چرخش، مورد استفاده قرار می گیرد. راه حل های متعددی برای حل معادلات دیفرانسیل وجود دارد. راه حل استفاده شده در نرم افزار متلب (برای بخش های مرتبط با مقادیر اولیه، استفاده از روش

^۱Matlab

حل رانگ-کوتا^۱ با گام‌های زمانی متغیر است. شرایط خروجی برای هر کانال می‌تواند به عنوان مقادیر میانگین برای هر بخش چرخ محسوب شوند. گام زمانی و زمانی که هر کانال چرخ از درون جریان هوا عبور می‌کند، می‌توانند برای ارزیابی شرایط خروجی در زوایای مختلف چرخ در نظر گرفته شوند [۳۷].

۳-۶- ارزیابی ضرایب و اندازه‌های گام

با توجه به معادلات غیر خطی حاصل از انتقال ترکیبی جرم و گرما، ضرایب زیادی وجود دارد که تابع T_{air}, ω_{air} هستند، که می‌توانند با توجه به میانگین مقادیر آن‌ها، ثابت در نظر گرفته شوند. این مورد دقت را بهبود می‌بخشد و زمان محاسبه را کاهش می‌دهد. برخی از ضرایب، تابع T_s, ω_s هستند [۳۷].

مدل حاضر با مقایسه نتایج شبیه سازی شده با مقادیر تجربی منتشر شده [۳۹] اعتبارسنجی شده است. ظرفیت جذب یک ماده خشک کننده نه تنها وابسته به رطوبت نسبی هوا در اطراف آن بوده، بلکه به دمای آن نیز مربوط می‌باشد. بنابراین، رابطه ظرفیت برای هر دو دما و رطوبت نسبی باید شناخته شود. بدین منظور برای یافتن یک تابع که شامل هر دو از این پارامترها بوده و اجازه می‌دهد تا ظرفیت جاذب خشک کننده در هر ترکیبی از دما و رطوبت پیش بینی شود، عمل می‌شود. یک رابطه برای سیلیکاژل در مرجع [۴۰] آمده است:

$$W = 0.106 \exp \left[- \left(\frac{A}{8590} \right)^2 \right] + 0.242 \exp \left[- \left(\frac{A}{3140} \right)^2 \right] \quad (۳-۳۱)$$

$$A = -RT \ln \phi \quad (۳-۳۲)$$

^۱Runge-Kutta

که با توجه به روابط (۳-۱۷) و (۳-۱۸) می توان نوشت:

$$S_1(\omega_s, T_s) = \left[(2.9e-9) A \frac{RT_s}{\phi} \exp \left[- \left(\frac{A}{8590} \right)^2 \right] \right. \\ \left. + (4.9e-8) A \frac{RT_s}{\phi} \exp \left[- \left(\frac{A}{3140} \right)^2 \right] \right] \\ \times \left[\frac{0.622 P_0}{(0.622 + \omega_s)^2 P_s} \right] \quad (3-33)$$

$$S_2(\omega_s, T_s) = \left[(2.9e-9) A \frac{RT_s}{\phi} \exp \left[- \left(\frac{A}{8590} \right)^2 \right] \right. \\ \left. (4.9e-8) A \frac{RT_s}{\phi} \exp \left[- \left(\frac{A}{3140} \right)^2 \right] \right] \frac{5294 \phi}{T_s^2} \\ + (2.9e-9) AR \ln \phi \exp \left[- \left(\frac{A}{8590} \right)^2 \right] \\ + (4.9e-8) AR \ln \phi \exp \left[- \left(\frac{A}{3140} \right)^2 \right] \quad (3-34)$$

۳-۷- همبستگی برای اثر بخشی و شرایط هوای خروجی

در این بخش اثر و اهمیت پارامترها مانند سرعت جریان جرم یا سرعت هوا، سرعت چرخ، قطر عبور هوا، ضخامت خشک کننده و شرایط ورودی دمای هوا و رطوبت برای جریان هوای فرآیند و همچنین دمای هوای ورودی جریان بازیابی در شرایط هوا خروجی و اثر بخشی رطوبت، بررسی شده است. ارزیابی برای یک چرخ رطوبت گیر با سیلیکاژل به عنوان ماده خشک کننده انجام می شود [۴۰]. این اثر بخشی با رابطه زیر بیان می شود:

$$\varepsilon = \frac{\omega_{inlet\ air} - \omega_{outlet\ air}}{\omega_{inlet\ air}} \quad (3-35)$$

ارتباط برای اثربخشی رطوبت و دمای هوا خروجی بر اساس حساسیت پارامترهای فردی، در ادامه بیان شده است. همبستگی‌های ارائه شده در این بخش با به حداقل رساندن حداکثر تفاوت بین تاثیرگذاری پارامترهای ذکر شده با بیش از ۵۰۰ بار حل توسط نرم افزار بدست آمده است [۳۷ و ۴۰]. همبستگی برای دمای هوا خروجی از روابط زیر محاسبه می‌شود [۳۷ و ۴۱].

$$T_{out} = g_1(N) g_2(T_i) g_3(d_t) g_4(T_R) g_5(\omega_i) g_6(D_h) g_7(U) \quad (3-36)$$

$$g_1(N) = -0.0002N^2 + 0.0112N + 0.4201 \quad (3-37)$$

$$g_2(T_i) = -0.0001T_i^2 + 0.0275T_i + 0.7993 \quad (3-38)$$

$$g_3(d_t) = -18.79d_t^2 + 7.92d_t + 1.75 \quad (3-39)$$

$$g_4(T_R) = -0.0004T_R^2 + 0.1255T_R + 0.6757 \quad (3-40)$$

$$g_5(\omega_i) = 594.48\omega_i^2 + 26.76\omega_i + 3.79 \quad (3-41)$$

$$g_6(D_h) = -0.039D_h^3 + 0.026D_h^2 + 0.603D_h + 0.0912 \quad (3-42)$$

$$g_7(U) = -0.06U + 0.7973 \quad (3-43)$$

در رابطه (۳-۳۶) دمای هوای خروجی از چرخ دسیکنت به صورت تابعی از سرعت چرخش چرخ N ، دمای هوای ورودی به چرخ T_i ، ضخامت ماده جاذب d_t ، دمای احیا T_R ، رطوبت هوای ورودی ω_i ، قطر هیدرولیکی چرخ D_h و سرعت هوای ورودی به چرخ U بستگی دارد.

همچنین همبستگی رطوبت هوا خروجی از طریق روابط زیر حاصل می شود:

$$\varepsilon = f_1(N) f_2(T_i) f_3(d_t) f_4(T_R) f_5(\omega_i) f_6(D_h) f_7(U) \quad (3-44)$$

$$f_1(N) = -0.0001N^2 + 0.0042N + 0.4474 \quad (3-45)$$

$$f_2(T_i) = -0.0001T_i^2 + 0.0031T_i + 0.8353 \quad (3-46)$$

$$f_3(d_t) = -21.76d_t^2 + 6.93d_t + 1.34 \quad (3-47)$$

$$f_4(T_R) = -0.0001T_R^2 + 0.0355T_R + 0.4924 \quad (۴۸-۳)$$

$$f_5(\omega_i) = 592.77\omega_i^2 - 41.23\omega_i + 1.283 \quad (۴۹-۳)$$

$$f_6(D_h) = -0.0572D_h^3 + 0.0933D_h^2 + 0.6139D_h - 0.0922 \quad (۵۰-۳)$$

$$f_7(U) = -0.0611U + 0.8376 \quad (۵۱-۳)$$

$$\omega_{out} = \omega_{in} - \varepsilon \cdot \omega_{in} \quad (۵۲-۳)$$

اگر معادلات (۱-۳) الی (۳۴-۳) را بر اساس سرعت بهینه‌ی چرخ مجدداً با همان الگوریتمی که سبب معادلات (۳۶-۳) الی (۵۲-۳) شد، مجدداً حل کنیم، روابط (۵۳-۳) الی (۶۳-۳) بدست می‌آید. در این معادلات دمای هوای خارج شده از چرخ دسیکنت دیگر تابعی از ضخامت ماده دسیکنت و قطر هیدرولیکی نمی‌باشد [۲۹].

$$T'_{out} = g'_1(T_i) g'_2(T_R) g'_3(\omega_i) g'_4(U) \quad (۵۳-۳)$$

$$g'_1(T_i) = 0.00053T_i^3 - 0.047T_i^2 + 1.9T_i + 15.3 \quad (۵۴-۳)$$

$$g'_2(T_R) = -0.0016T_R^2 + 0.64T_R + 8.2 \quad (۵۵-۳)$$

$$g'_3(\omega_i) = -31913\omega_i^3 + 1962\omega_i^2 + 41.6\omega_i + 4 \quad (۵۶-۳)$$

$$g'_4(U) = -0.000139U + 0.0052 \quad (۵۷-۳)$$

همچنین معادلات جدید برای رطوبت هوای خروجی از چرخ به صورت زیر می‌باشد. مطابق روابط (۵۸-۳) الی (۶۳-۳)، رطوبت هوای خارج شده از چرخ دسیکنت دیگر تابعی از ضخامت ماده دسیکنت و قطر هیدرولیکی نمی‌باشد [۲۹].

$$\varepsilon' = f'_1(T_i) f'_2(T_R) f'_3(\omega_i) f'_4(U) \quad (۵۸-۳)$$

$$f'_1(T_i) = -0.0001157T_i^3 + 0.0109T_i^2 - 0.312T_i + 0.597 \quad (۵۹-۳)$$

$$f'_2(T_R) = -0.000198T_R^2 - 0.12T_R - 0.253 \quad (۶۰-۳)$$

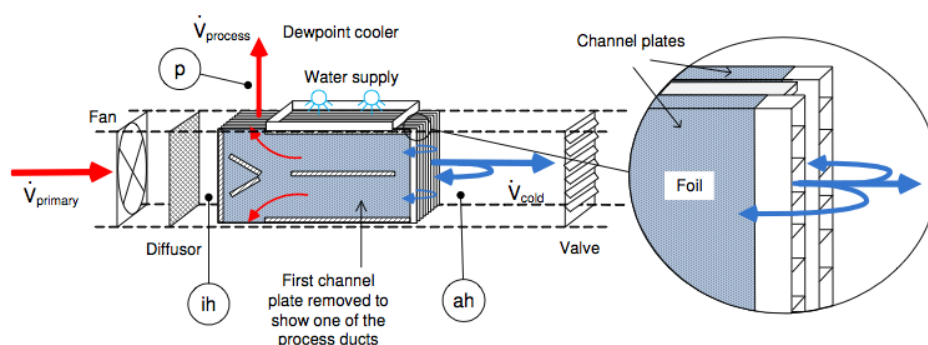
$$f'_3(\omega_i) = 1414\omega_i^3 - 70\omega_i^2 - 0.725\omega_i + 0.07 \quad (۶۱-۳)$$

$$f'_4(U) = -0.053U + 0.76 \quad (۶۲-۳)$$

$$\omega'_{out} = \omega_{in} - \varepsilon' \cdot \omega_{in} \quad (۶۳-۳)$$

۳-۸- خنک کن تا نقطه شبنم

خنک کن تا نقطه شبنم DPC^۱، یک خنک کن احیاگر غیر مستقیم تبخیری با آرایش جریان هوای متقاطع است که جریان هوای اولیه پس از خنک شدن به دو جریان تقسیم می شود؛ یکی تامین کننده جریان تهویه به فضای مطبوع است. در حالی که دیگری به عنوان جریان هوای ثانویه برای اثر خنک کاری بکار گرفته می شود. این تقسیم بندی توسط یک سیستم میراگر کنترل می شود که قادر است نسبت جریان را بین دو جریان، حفظ کند. شکل (۳-۵) ساختار خنک کن را به همراه آرایش جریان در داخل آن نشان می دهد [۴۲ و ۴۳].

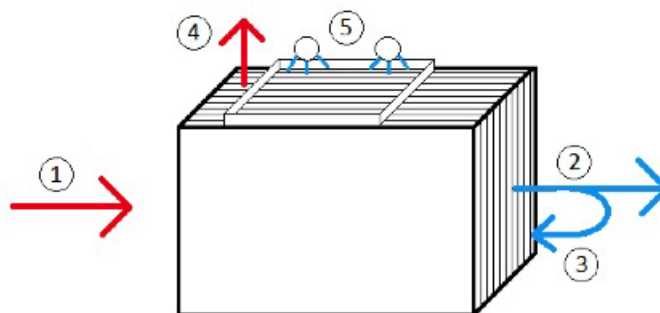


شکل (۳-۵): طرح واره‌ای از سیستم DPC [۴۲]

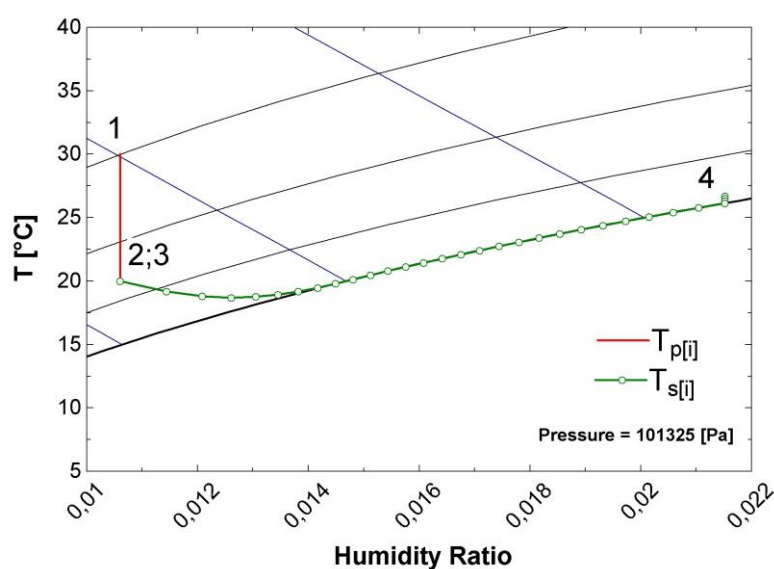
^۱Dew point cooler

حداقل دمای نظری که توسط جریان هوای اولیه با این خنک کن قابل دسترسی می باشد، برابر با دمای نقطه‌ی شبنم در شرایط ورودی هوای اولیه است. به همین دلیل است که این مجموعه، خنک کن تا نقطه شبنم نامیده می شود.

شکل های (۶-۳) و (۷-۳) به ترتیب فرآیندهای موجود در DPC و وضعیت آن ها در نمودار سایکومتريک را نشان می دهد. جریان هوای اولیه با نسبت رطوبت ثابت از نقطه ۱ به ۲ سرد می شود؛ در حالی که جریان ثانویه هوا، اثر خنک کننده را که تحت فرآیند تبخیر نیز قرار دارد، تامین می کند؛ که موجب رطوبت آن (نقطه ۳ به ۴) می شود. فرآیندهای نشان داده شده در شکل (۶-۳) به یک وضعیت پایا اشاره دارند [۴۳].



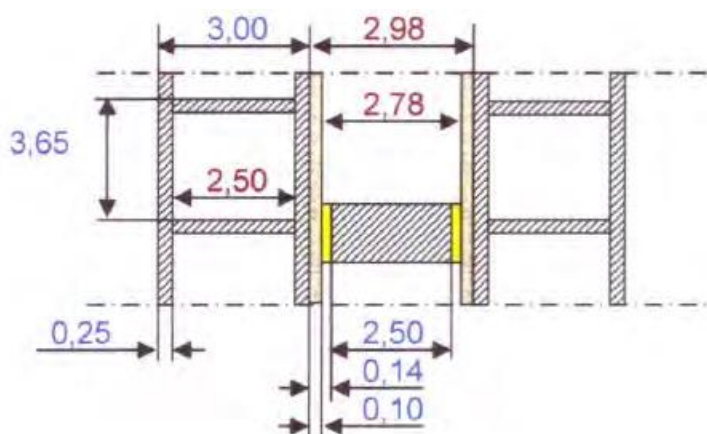
شکل (۶-۳): فرآیندهای موجود در DPC [۴۲]



شکل (۷-۳): نمودار سایکومتريک DPC [۴۲]

در حقیقت هنگامی که DPC شروع به کار می کند، نقطه ۲ در ابتدا با نقطه ۱ همخوانی دارد و دمای آن زمانی شروع به کاهش می کند که فرآیند تبخیر با خنک کاری جریان ثانویه هوای در باز گردش^۱ موثر واقع شود. کاهش دما تا زمانی که شرایط تعادل شود، ادامه دارد [۴۳ و ۴۴].

قسمت اولیه DPC شامل کانال های هوا بوده که با یک سری از صفحات از جنس پلی پروپیلن^۲ ساخته شده است. سطوح خارجی صفحات توسط فویل هایگروسکوپیک^۳ پوشیده شده اند و با روش جوشکاری نقطه ای در جای خود مستقر می شوند. کانال های هوای ثانویه با قرار دادن فاصله بین صفحات، در هنگام ساخت آن ها به دست می آیند. به این ترتیب، جریان ثانویه هوا در تماس مستقیم با فویل های هایگروسکوپیک قرار دارد. نمای کلی ساختار داخلی خنک کن در شکل (۳-۸) ارائه شده است [۴۲ و ۴۵].



شکل (۳-۸): ساختار داخلی خنک کن [۴۶]

یک سیستم توزیع آب در بالای خنک کن و به منظور تغذیه فویل های هایگروسکوپیک قرار می گیرد. آب، به علت جاذبه و اثرات هایگروسکوپیک، از بالا به پایین خنک کن حرکت می کند. آب اضافی که از کولر می چکد، مجدداً در معرض استفاده قرار نمی گیرد. آب می تواند آب معمولی، آب های زمینی یا

^۱Recirculated

^۲Polypropylene

^۳Hygroscopic

سطحی باشد. با این حال، آب نیاز به فیلتراسیون و فرآیند نرم کنندگی دارد تا از کاهش کارایی لایه‌های هایگروسکوپیکال، جلوگیری کند. دمای آب باید کمتر از ۲۵ باشد. همچنین از شکل (۳-۴) این گونه برداشت می‌شود که سیستم توزیع آب، کل سطح بالای خنک کن را پوشش نمی‌دهد. از آنجا که جریان ثانویه هوا از بالا و پایین، خنک کن را ترک می‌کند، این مناطق خروجی باعث می‌شوند تا نیاز به فضایی خالی بر بالای خنک کن داشته باشیم. بنابراین در این بخش خنک کن، فویل هایگروسکوپیک جذب آب کمتری داشته، باعث کاهش فرآیند تبخیر آدیاباتیک با یک برتری از فرآیند گرمایی محسوس می‌شود. علاوه بر این، از آنجا که جریان هوای ثانویه کولر را به صورت عمودی، هم از قسمت بالا و هم از پایین، ترک می‌کند، بار خنک کن محسوس نسبت به بخش هسته خنک کن، کمتر موثر است؛ زیرا آرایش جریان از جریان متقاطع^۱ به جریان عمودی^۲ تغییر می‌کند [۴۳].

استاتیک کولینگ^۳ خنک‌کننده‌ها را در ابعاد مختلف ارائه می‌دهد. ابعاد هندسی خارجی DPC به همان اندازه که توسط سازنده اعلام شده، انتخاب می‌شوند، در حالی که ابعاد داخلی از شکل (۳-۸) گرفته شده‌اند. ویژگی‌های مورد نظر برای خنک کن در جدول (۳-۳) گزارش شده‌اند [۴۱].

^۱Counter flow

^۲Cross flow

^۳Statiq Cooling

جدول (۳-۳): خصوصیات ساختاری DPC [۴۶]

پارامتر	مقدار	واحد
طول	۱/۳۸	m
ارتفاع	۱/۵	m
تعداد صفحات	۷۰	
ضخامت هر صفحه	۰/۲۵	mm
ضخامت فویل های هایگروسکوپیک	۰/۱	mm
عرض کانال های اولیه	۲/۵	mm
عرض کانال های ثانویه	۲/۷۸	mm
حداکثر جریان هوای اولیه	۵۶۰۰	m^3/h

یک سوم جریان هوای اولیه خنک شده، به داخل کانال های ثانویه باز گردش وارد شده است. این نسبت به عنوان مقدار بهینه توسط تولید کننده تعیین شده است تا اثر خنک کاری تامین شده، همان طور که در تجزیه و تحلیل مدل نشان داده شده، بهینه باشد. بنابراین، یک پارامتر مهم برای تعریف عملیات DPC، نسبت جریان باز گردش است، که بصورت زیر بیان می شود:

$$f_{rec} = \frac{\text{Air volume flow rate entering the primary side}}{\text{Air volume flow rate entering the secondary side}} \quad (۳-۶۴)$$

یک مدل ریاضی برای محاسبه عملکرد DPC و با توجه به تمام ویژگی های فوق الذکر، طراحی شده است. مدل ریاضی فرآیندهای موجود در خنک کن را در طول آن شرح می دهد. بنابراین، معادلات تعادل انرژی و جرم برای هر دو کانال اولیه و ثانویه در نظر گرفته می شوند [۴۶]. فرضیاتی که برای مدل خنک کننده در نظر گرفته می شود، به شرح زیر است:

الف) خنک کن گرما را با محیط اطراف تبادل نمی کند.

ب) جریان هوا به طور مساوی بین کانال ها توزیع می شود.

ج) تبادل حرارتی در جهت جریان در نظر گرفته نمی شود.

د) فویل هایگروسکوپیک به عنوان لایه های آب در نظر گرفته می شوند.

ه) فویل هایگروسکوپیک کاملاً به صفحات پیوست می شود.

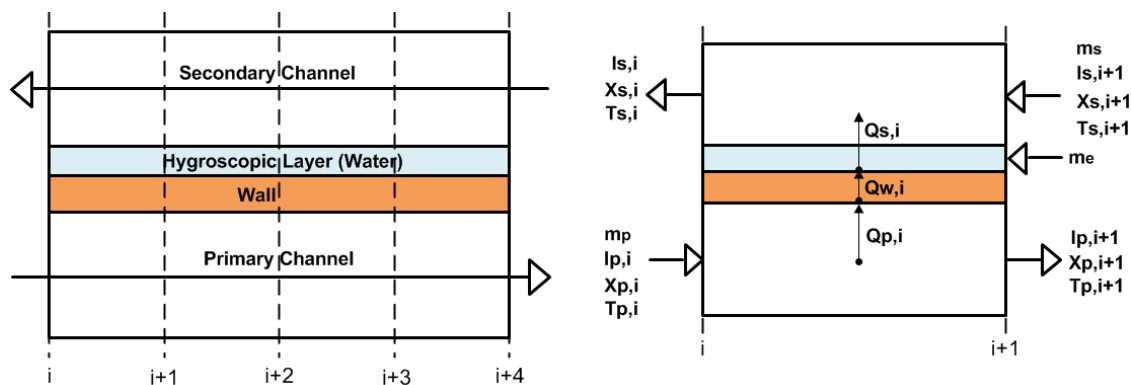
و) توزیع عمودی آب همگن است.

این فرضیات برای ساده سازی مدل خنک کن ضروری هستند. به طور خاص، آخرین فرض، قابل بحث بوده اما برای اولین تجزیه و تحلیل بسیار مهم است. در حقیقت، توزیع آب در لایه های هایگروسکوپیک، نقش اساسی در کارایی DPC دارد. برای در نظر گرفتن توزیع های واقع گرایانه، می توان برخی ضرایب را معرفی نمود تا مطابق با داده های به دست آمده از مدل با داده های واقعی، سازگار باشند. برای مدل توزیع آب و تبادل حرارت، یک ضریب سطح موثر به ابتدای مدل ریاضی افزوده شده است.

فرضیه های فوق اجازه می دهد تا فقط یک حجم کنترل کوچک در خنک کن مدل سازی شود؛ از آنجایی که شرایط در همه جهات، یکسان فرض شده است، این حجم کنترل از نصف عرض کانال های اولیه و ثانویه و تمام ارتفاع یک کانال کل اولیه، تشکیل شده است. همان طور که در شکل (۳-۶) مشخص است [۴۷ و ۴۸]. در واقع، می توان فرض کرد که فرآیندهایی که در نیمی از کانال اتفاق می افتند، همانند نیمه مجاور می باشند. طول هر حجم کنترل، به عدد دلخواه i از حجم کنترل در امتداد طول خنک کن بستگی دارد:

$$l_{CV} = \frac{l_{DPC}}{i} \quad (۳-۶۵)$$

افزایش i منجر به تخمین دقیق تر عملکرد خنک کن می شود. شکل (۳-۸) شبکه گسسته را در امتداد طول خنک کن نشان می دهد و جریان ها را شامل می شود.



شکل (۹-۳): طرحواره‌ای از نحوه خنک کاری در طول خنک کن [۴۶]

مجموعه معادلات مربوط به هر حجم کنترل، انتقال حرارت محسوس در قسمت اولیه را به انتقال گرما و جرم در سمت دوم متصل می‌کند. مجموعه معادلات مربوطه در زیر شرح داده شده است. پارامترهایی که بالای آنها خط کشیده شده است، نشان می‌دهند که مقادیر آنها به صورت میانگین در وسط حجم کنترل محاسبه شده‌اند [۴۶]. در قسمت اولیه، بقای انرژی به صورت زیر بیان می‌شود:

$$\dot{m}_p \cdot (h_{p,i+1} + h_{p,i}) + \dot{Q}_{p,i} = 0 \quad (۶۶-۳)$$

در رابطه (۶۶-۳)، $\dot{m}_p$ نرخ جریان جرمی هوای وارد شده به قسمت اولیه خنک کن، h_p آنتالپی اختصاصی هوا و $\dot{Q}_p$ نرخ گرمای از دست رفته هوا می‌باشد.

که در آن $\dot{Q}_{p,i}$ برابر است با:

$$\dot{Q}_{p,i} = \bar{h}_{p,i} \cdot A_{p,i} \cdot (\bar{T}_{p,i} - \bar{T}_{wp,i}) \quad (۶۷-۳)$$

مقاومت حرارتی دیوار در انتقال گرما محاسبه شده است:

$$\dot{Q}_{w,i} = \frac{\bar{T}_{wp,i} - \bar{T}_{ws,i}}{R_{w,i}} \quad (۶۸-۳)$$

در سمت ثانویه، شامل لایه آب و جریان هوای ثانویه، بقای انرژی به صورت زیر بیان می‌شود:

$$\dot{m}_s \cdot (h_{s,i+1} + h_{s,i}) + \dot{Q}_{s,i} = 0 \quad (۶۹-۳)$$

در رابطه (۶۹-۳)، $\dot{m}_s$ نرخ جریان جرمی هوای وارد شده به قسمت ثانویه خنک کن، h_s آنتالپی اختصاصی هوا و $\dot{Q}_s$ نرخ گرمای وارد شده به جریان هوای ثانویه می باشد.

برای محاسبه $\dot{Q}_{s,i}$ از رابطه (۷۰-۳) استفاده می شود.

$$\dot{Q}_{s,i} = \dot{Q}_{s,sens,i} + \dot{Q}_{s,lat,i} + \dot{Q}_{water,i} \quad (۷۰-۳)$$

در رابطه (۷۰-۳)، $\dot{Q}_{s,sens,i}$ نرخ گرمای محسوس وارد شده به جریان هوای ثانویه، $\dot{Q}_{s,lat,i}$ نرخ گرمای نهان وارد شده به جریان هوای ثانویه و $\dot{Q}_{water,i}$ نرخ گرمای وارد شده از لایه هاگروسکوپیک می باشد.

$$\dot{Q}_{s,sens,i} = \bar{h}_{s,i} \cdot A_{s,i} \cdot (\bar{T}_{ws,i} - \bar{T}_{s,i}) \quad (۷۱-۳)$$

$$\dot{Q}_{s,lat,i} = r \cdot \dot{m}_{e,i} \quad (۷۲-۳)$$

در رابطه (۷۱-۳)، $\bar{h}_{s,i}$ آنتالپی متوسط جریان هوای ثانویه، $A_{s,i}$ مساحت عبوری، $\bar{T}_{w,i}$ دمای متوسط دیواره و $\bar{T}_{s,i}$ دمای متوسط جریان هوای ثانویه می باشد. همچنین r و $\dot{m}_{e,i}$ در رابطه (۷۲-۳) به ترتیب معرف گرمای نهان تبخیر آب و نرخ جرمی هوای وارد شده به لایه هاگروسکوپیک می باشد.

$$\dot{m}_{e,i} = \bar{\sigma}_i \cdot A_{s,i} \cdot (\bar{x}_{ws,i} - \bar{x}_{s,i}) \quad (۷۳-۳)$$

$$\dot{Q}_{water,i} = Cp_{water} \cdot \dot{m}_e \cdot (\bar{T}_{s,i} - T_{water,i}) \quad (۷۴-۳)$$

در رابطه (۷۳-۳)، $\bar{\sigma}_i$ متوسط ضریب انتقال جرم می باشد. $\bar{x}$ متوسط نسبت رطوبت می باشد.

معادله بقای جرم در قسمت ثانویه به شکل زیر تعریف می شود:

$$\dot{m}_s \cdot (x_{s,i+1} - x_{s,i}) + \dot{m}_{e,i} = 0 \quad (۷۵-۳)$$

در حالی که در قسمت اولیه همیشه نتیجه می دهد:

$$x_{p,i+1} - x_{p,i} = 0 \quad (76-3)$$

علاوه بر این، مهم است که تعادل با توجه به تبادل گرما بین قسمت اولیه، دیوار و سمت ثانویه، تعریف شود که بصورت زیر به نمایش در می آید:

$$\dot{Q}_{p,i} = \dot{Q}_{w,i} = \dot{Q}_{s,i} \quad (77-3)$$

برای محاسبه سطح انتقال حرارت در کانال های اولیه، دیوارهای افقی پلی پروپیلن به عنوان پره^۱ مورد استفاده قرار می گیرند.

ضرایب انتقال حرارت h_p و h_s برای هر حجم کنترل و با توجه به عدد ناسلت^۲ در هر دو طرف ورودی و خروجی، محاسبه می شوند:

$$Nu = \frac{h \cdot D_h}{k} \quad (78-3)$$

در داخل DPC، برای هر دو طرف اولیه و ثانویه و برای کل نرخ های ممکن از جریان، جریان ها آرام هستند (رینولدزهای کمتر از ۲۳۰۰). برای جریان آرام حرارتی توسعه داده شده، ناسلت مقدار ثابت است [۴۹]. در جریان ثانویه، ضریب انتقال جرم (σ) نیز به صورت محلی و با استفاده از تقارن بین انتقال حرارت و جرم، محاسبه می شود. بنابراین، همان رابطه انتقال حرارت که برای محاسبه ناسلت به عنوان تابعی از رینولدز و پرانتل^۴ استفاده می شود، برای محاسبه σ و با جایگزینی پرانتل با عدد بدون بعد مشابه برای انتقال جرم، عدد اشمیت^۵ و جایگزینی عدد ناسلت با عدد بدون بعد مشابه برای انتقال جرم،

^۱Fin

^۲Nusselt number

^۳Reynolds number

^۴Prandtl number

^۵Schmidt number

عدد شرود^۱ بکار برده می شود.

افت فشارها برای هر دو طرف DPC به عنوان مبدل های حرارتی فشرده مدل شده است. همان طور که در [۴۹] نشان داده شده است:

$$\Delta P = \Delta P_{in} + \Delta P_{core} + \Delta P_{out} \quad (۷۹-۳)$$

جایی که پارامترهای اول و آخر، افت فشار به دلیل شتاب اولیه و تاخیر نهایی هوای فرآیند را نشان می دهد. ΔP کل به طور عمده توسط ΔP_{core} بوجود می آید، که می تواند به شکل زیر بیان شود:

$$\Delta P_{core} = \frac{f}{2} \cdot \rho_m \cdot v_m^2 \cdot \left(\frac{L}{D_h} \right) + \left(\rho_{out} \cdot v_{out}^2 - \rho_{in} \cdot v_{in}^2 \right) \quad (۸۰-۳)$$

این معادلات با کمک نرم افزار^۲ EES پیاده سازی شده و با استفاده از یک طرح اختلاف مرکزی^۳ برای هر حجم کنترل، حل می شوند.

۳-۸-۱- آنالیز مدل DPC

عملکرد خنک کن را می توان با توجه به عنوان اثر بخشی آن برآورد کرد شکل (۵-۳)، که طبق رابطه زیر محاسبه می شود [۵۰]:

$$\varepsilon_{DPC} = \frac{T_1 - T_2}{T_1 - DP_1} \quad (۸۱-۳)$$

که در آن DP_1 ، نقطه شبنم در شرایط ورودی سمت اولیه می باشد.

^۱Sherwood number

^۲Engineering Equation Solver

^۳Central difference scheme

۹-۳- مبدل حرارتی هوا به هوا

با توجه به میزان مشخص بازدهی دستگاه خنک کن که توسط شرکت سازنده آن ارائه شده است، برای دستیابی به بیشترین بهره‌وری، باید دمای ورودی به خنک‌کن DPC، در محدوده مناسبی قرار داشته باشد. با توجه به مقدار بالای دمای هوای خروجی از چرخ دسیکنت، می‌بایست دمای هوای خارج شده از چرخ کاهش یابد. بدین منظور از یک مبدل حرارتی هوا به هوا^۱ استفاده می‌شود. جریان هوای اولی که به این مبدل وار می‌شود، همان هوای خارج شده از چرخ دسیکنت می‌باشد. جریان هوای دومی که وارد مبدل می‌شود، همان هوای محیط کارکرد دستگاه می‌باشد. برای بدست آوردن دمای هوای خارج شده‌ی جریان اول از روابط زیر استفاده می‌شود [۵۱ و ۵۲].

$$\varepsilon_{ex} = 1 - \exp \left\{ \frac{NTU^{-0.22}}{C_R} \left[\exp(-C_R NTU^{-0.78}) - 1 \right] \right\} \quad (۸۲-۳)$$

ε_{ex} ضریب اثر بخشی مبدل، NTU تعداد واحدهای انتقال حرارت می‌باشد.

$$C_R = \frac{\min \left[(\dot{m}c_p)_f, (\dot{m}c_p)_e \right]}{\max \left[(\dot{m}c_p)_f, (\dot{m}c_p)_e \right]} \quad (۸۳-۳)$$

$$C = \min \left[(\dot{m}c_p)_f, (\dot{m}c_p)_e \right] \quad (۸۴-۳)$$

c_p بیان گر ظرفیت گرمایی ویژه و $\dot{m}$ جریان جرمی می‌باشد.

$$NTU = \frac{KA_{total}}{C} \quad (۸۵-۳)$$

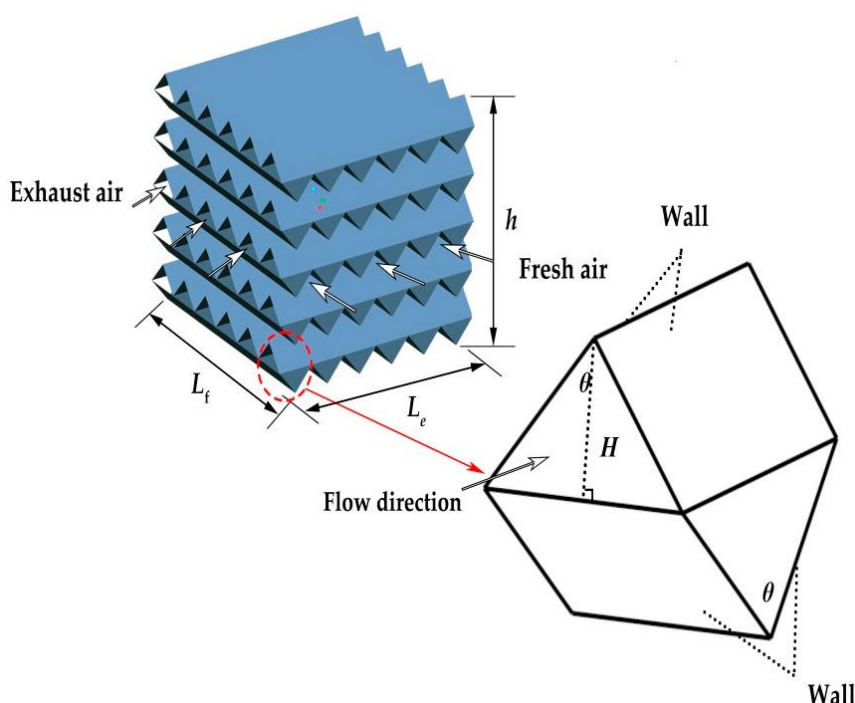
K ضریب انتقال حرارت جابجایی و A_{total} مساحت منتقل کننده حرارت می‌باشد.

^۱Air to air heat exchanger

$$A_{total} = A_{cyc} \cdot \frac{L_f}{2H \cdot \tan \frac{\theta}{2}} \cdot \frac{L_e}{2H \cdot \tan \frac{\theta}{2}} \cdot \frac{L_h}{2H + 2\delta_{plate}} \quad (۸۶-۳)$$

$$A_{cyc} = 4 \left(2H \cdot \tan \frac{\theta}{2} \right) \cdot \frac{H}{\cos \frac{\theta}{2}} \quad (۸۷-۳)$$

A_{cyc} مساحت، L_f طول قسمت عبوری جریان هوای اول، L_e طول قسمت عبوری جریان هوای دوم، L_h طول مقیاس عمودی، H ارتفاع کانال، δ_{plate} ضخامت صفحه و θ زاویه راس می باشد.



شکل (۳-۱۰): نمای از مبدل حرارتی هوا به هوای استفاده شده [۵۱]

$$K = \frac{1}{\frac{1}{h_f} + \frac{\delta_{plate}}{\lambda_{plate}} + \frac{1}{h_e}} \quad (۸۸-۳)$$

h_f ارتفاع، δ_{plate} ضخامت صفحه، λ_{plate} ضریب گرمای جابجایی و h_e ارتفاع جریان هوای دوم می باشد.

$$\dot{Q} = \varepsilon_{ex} \cdot c \cdot (T_{fi} - T_{ei}) \quad (۸۹-۳)$$

$\dot{Q}$ نرخ حرارت انتقال یافته، T_{fi} دمای اولیه‌ی جریان اول هوا و T_{ei} دمای اولیه‌ی جریان هوای دوم می‌باشد.

$$Q = (\dot{m}c_p)_f (T_{fi} - T_{fo}) \quad (90-3)$$

$$Q = (\dot{m}c_p)_e (T_{ei} - T_{eo}) \quad (91-3)$$

Q حرارت انتقال یافته می‌باشد. همچنین T_{fo} دمای ثانویه‌ی جریان هوای اول و T_{eo} دمای ثانویه‌ی جریان هوای دوم می‌باشد [۵۳].

$$T_{fo} = T_{fi} - \frac{\varepsilon_{ex} \cdot c (T_{fi} - T_{ei})}{(\dot{m}c_p)_f} \quad (92-3)$$

$$T_{eo} = T_{ei} + \frac{\varepsilon_{ex} \cdot c (T_{fi} - T_{ei})}{(\dot{m}c_p)_e} \quad (93-3)$$

۳-۱۰- گرم کن هوا

دمای جریان هوای بازگشتی از فضای داخلی برای آن که قابل استفاده در قسمت احیای چرخ باشد، نیاز دارد تا به دمای احیای چرخ برسد. بدین منظور جریان هوای بازگشتی از محیط داخل ابتدا از مبدل هوا به هوا عبور کرده و وارد یک گرم کن می‌شود. به کمک این گرم کن دمای جریان هوای بازگشتی به سطح مورد نیاز دمای هوای احیا می‌رسد. مقدار انرژی لازم برای آن که گرم کن کار کند و دما جریان هوا را به دمای مورد نیاز برای احیا برساند، از رابطه (۹۴-۳) بدست می‌آید [۵۴].

$$kW = \frac{CFM \cdot \Delta T \cdot (1.1)}{3000} \quad (94-3)$$

در رابطه (۹۴-۳)، $1/1$ مقدار ضریب ایمنی می‌باشد. همچنین ΔT مقدار اختلاف دمای هوا در ورود و خروج از گرم کن می‌باشد (دما بر حسب فارنهایت). مقدار CFM نیز حجم هوای ورودی به داخل گرم

جدول (۳-۴): مشخصات مبدل حرارتی هوا به هوا استفاده شده [۵۱]

پارامتر	مقدار	واحد
طول ورودی هوای اول	۰/۲	m
طول ورودی هوای دوم	۰/۲	m
زاویه راس	$\frac{3\pi}{4}$	rad
ضریب انتقال حرارت جابجایی هوای تازه	۶۳/۲	$Wm^{-2}K^{-1}$
ضریب انتقال حرارت جابجایی هوای خروجی	۶۳/۲	$Wm^{-2}K^{-1}$
ارتفاع کانال	۰/۰۰۷۵	m
طول جهت عمودی	۰/۰۲۸	m
رسانایی گرمایی	۰/۲۴	$Wm^{-1}K^{-1}$

فصل چهارم

نتایج و بحث

۱-۴- مقدمه

در این فصل نتایج حاصل از طراحی و مدل سازی سیستم مورد نظر که در فصل سوم به آن پرداخته و روابط بین پارامترها ذکر شده بود، بیان شده است.

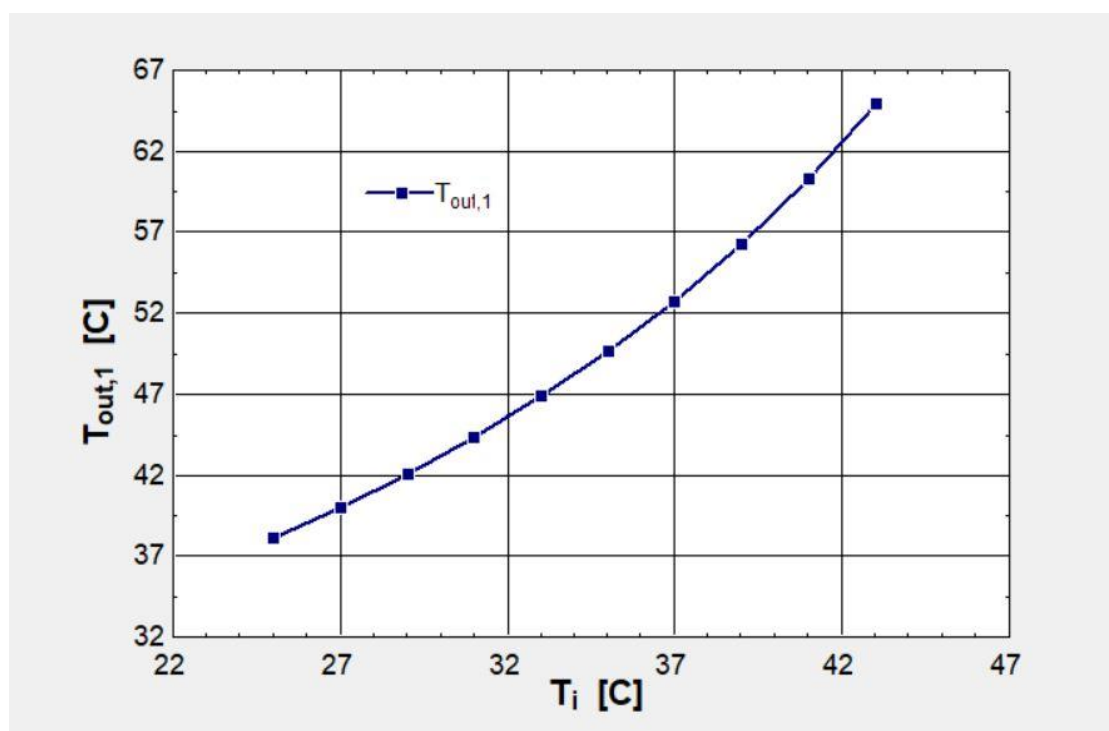
۲-۴- عملکرد چرخ دسیکنت

در این بخش به گزارش عمل کرد و نتایج حاصل از چرخ دسیکنت پرداخته شده است. این نتایج از محاسبه روابط (۳-۳۶) الی (۳-۵۲) بدست آمده است. برای محاسبه این روابط نیاز به دانستن پارامترهای محیطی می باشد. قبل از بدست آوردن مقادیر پارامترها لازم است تا مبدا محاسباتی در نظر گرفته شود. با توجه به این که سیستم مورد نظر برای شرایط آب و هوایی معتدل و مرطوب طراحی شده است، از اطلاعات آب و هوایی شهر لاهیجان (مقدار میانگین در تابستان ۱۳۹۶) (۵۶ و ۵۵) برای محاسبه مقادیر مورد نظر، استفاده شده است. این پارامترها به همراه مقادیرشان در جدول (۴-۱) ذکر شده است.

جدول (۴-۱): مقادیر اولیه در نظر گرفته شده برای محاسبات

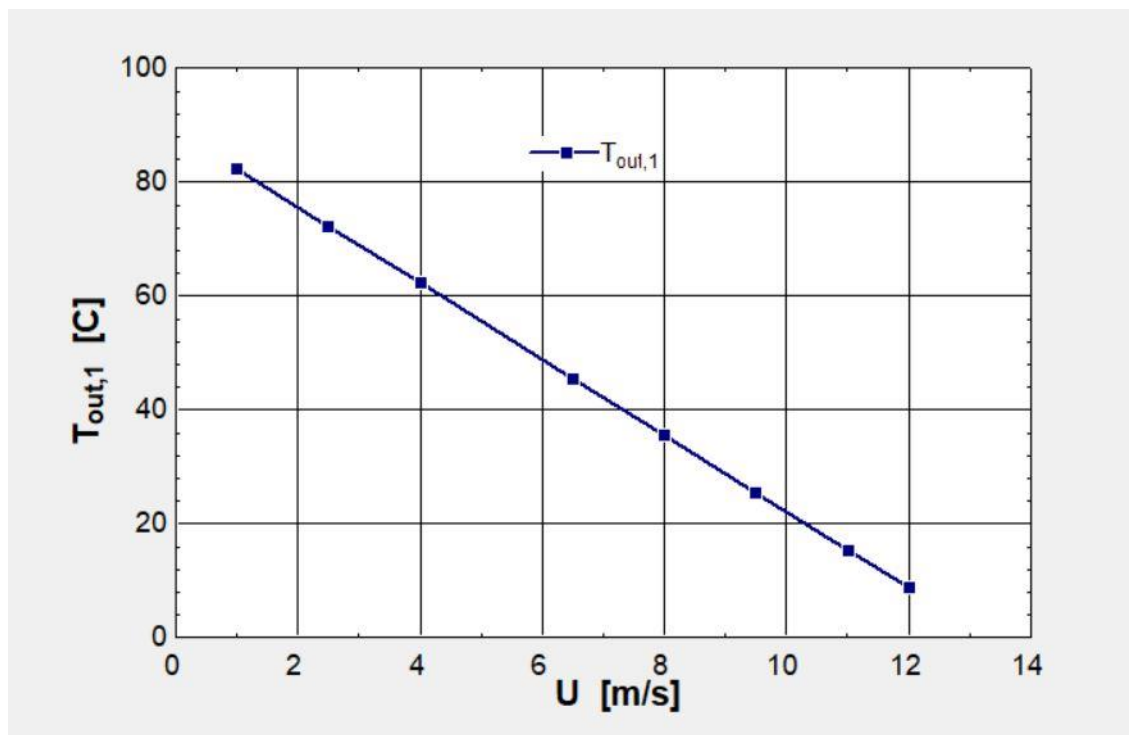
پارامتر	مقدار	واحد
دمای هوای ورودی	۳۷/۲	$^{\circ}C$
رطوبت نسبی هوای ورودی	۷۰	%
سرعت هوای ورودی	۵	m/s
ضخامت لایه جاذب دسیکنت	۰/۲	mm
قطر هیدرولیکی کانال چرخ دسیکنت	۲/۳۳	mm
دمای هوای احیا	۷۵	$^{\circ}C$
سرعت گردش چرخ دسیکنت	۱۳	rph

شکل (۱-۴) تغییرات دمای هوای خارج شده از چرخ دسیکنت $T_{out,1}$ را نسبت به مقدار دمای وارد شده بر آن T_i ، نشان می‌دهد. با توجه به نتیجه‌ی بدست آمده، با افزایش درجه حرارت هوای وارد شده بر چرخ دسیکنت، مقدار دمای هوای خارج شده از آن افزایش می‌یابد. بنابراین میزان دمای هوای ورودی به چرخ باید در محدوده‌ی مشخصی قرار بگیرد.



شکل (۱-۴): تغییرات دمای هوای خارج شده از چرخ نسبت به دمای وارد شده بر آن

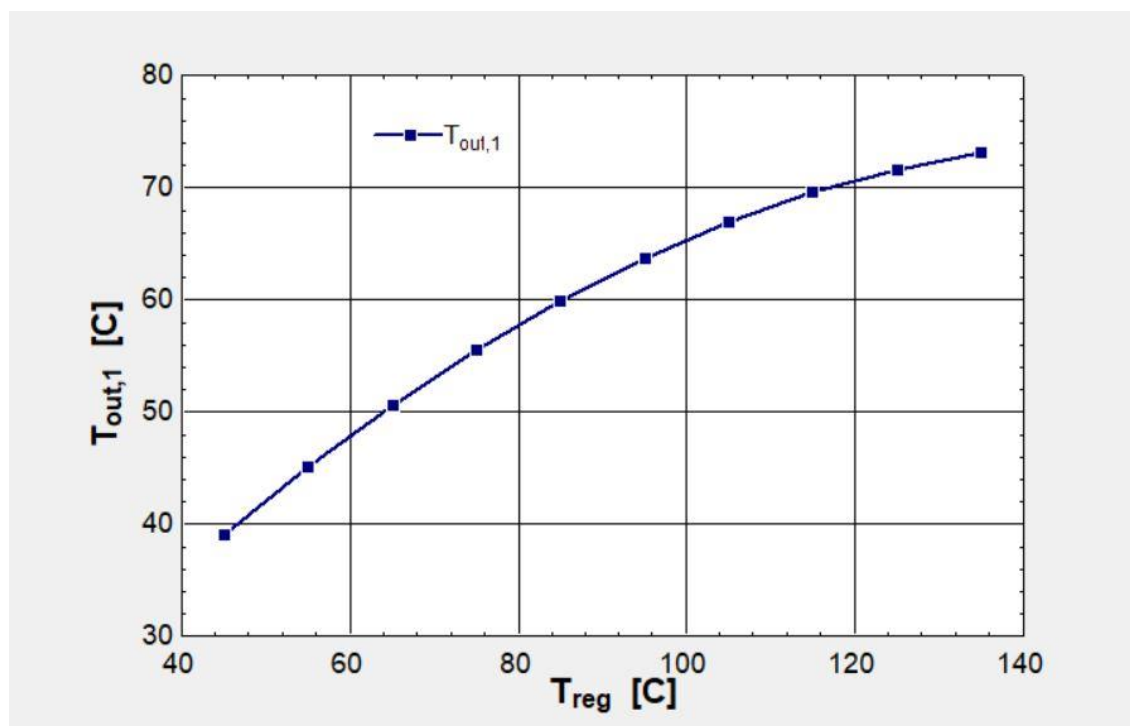
در شکل (۲-۴)، تغییرات دمای هوای خروجی از چرخ دسیکنت $T_{out,1}$ نسبت به سرعت هوای ورودی به آن U دیده می‌شود. با توجه به شکل (۲-۴)، با افزایش سرعت هوای وارد شده به چرخ، میزان درجه حرارت هوای خارج شده از چرخ کاهش پیدا می‌کند. این بدین معنی است که باید برای سرعت هوای وارد شده بر چرخ بازه‌ی مناسبی در نظر گرفته شود تا از افزایش نامناسب دمای هوای خروجی از چرخ جلوگیری به عمل آید.



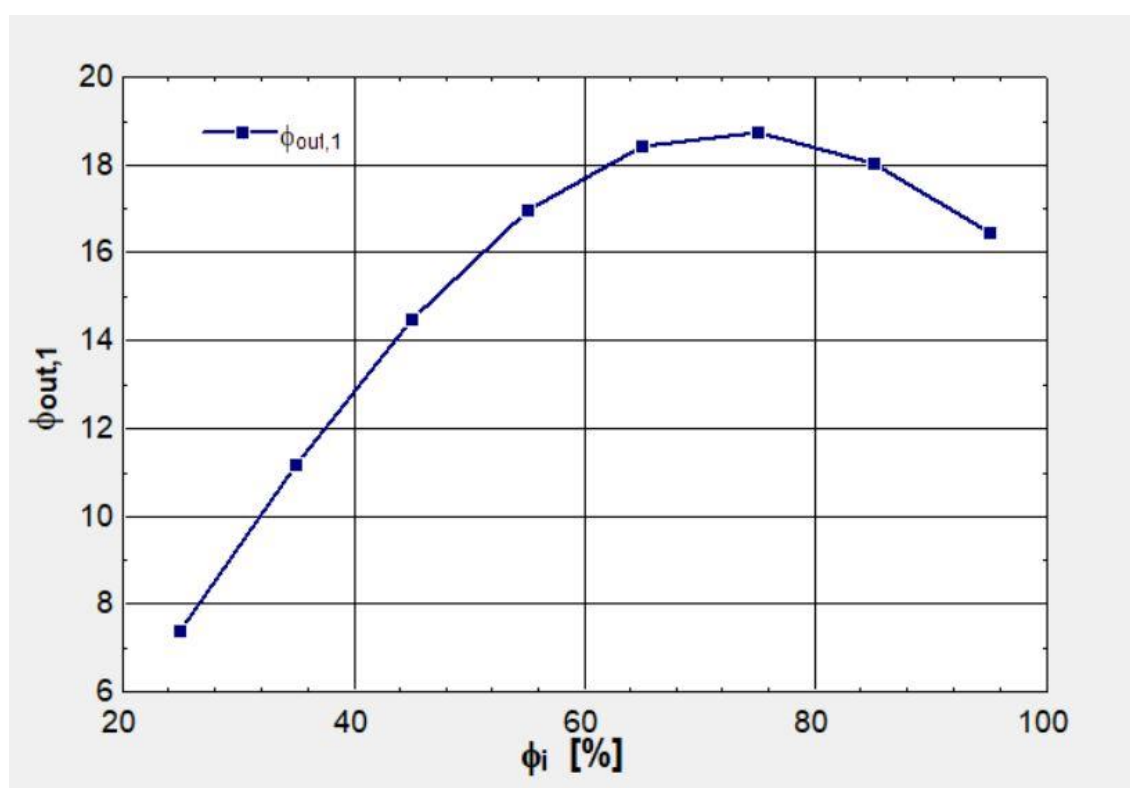
شکل (۴-۲): تغییرات دمای هوای خارج شده از چرخ نسبت به سرعت دمای وارد شده بر آن

در شکل (۴-۳)، میزان تغییرات دمای هوای خارج شده از چرخ $T_{out,1}$ را نسبت به دمای هوای احیای چرخ T_{reg} نشان می‌دهد. با توجه به شکل (۴-۳)، با افزایش مقدار دمای هوای احیا چرخ، میزان درجه حرارت خارج شده از چرخ افزایش می‌یابد. این روند افزایش دمای هوای خارج شده بیان‌گر این نکته است که باید برای دمای هوای احیا، از محدوده مناسب عملیاتی بهره برد تا مقدار دمای خارج شده از چرخ دسیکنت افزایش نامناسب نداشته باشد.

در شکل (۴-۴)، میزان تغییرات درصد رطوبت هوای خارج شده از چرخ $\phi_{out,1}$ نسبت به درصد رطوبت هوای داخل شده به چرخ دسیکنت ϕ_i قابل مشاهده می‌باشد. با توجه به شکل (۴-۴)، با افزایش درصد رطوبت هوای وارد شده بر چرخ، درصد رطوبت هوای خارج شده از چرخ در ابتدا روندی صعودی دارد و از نقطه‌ای به بعد روند کاهشی به خود می‌گیرد. این نحوه تغییرات در نظر گرفتن محدوده‌ی مناسب برای میزان درصد رطوبت هوای ورودی به چرخ را آشکار می‌سازد.

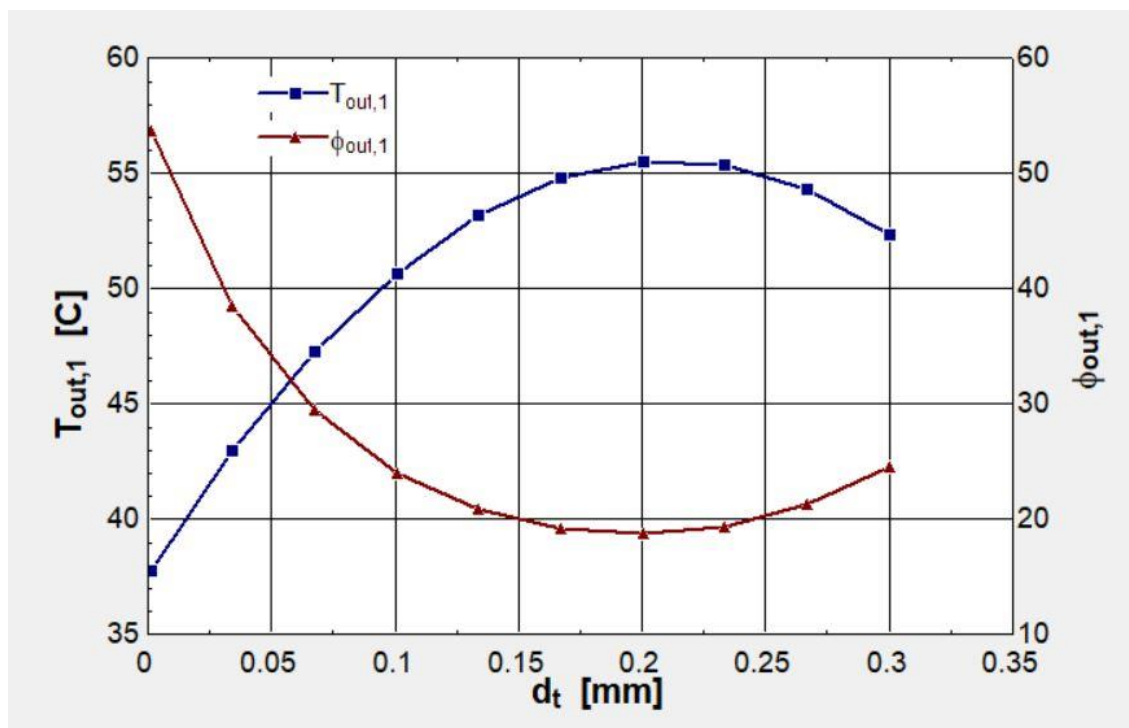


شکل (۳-۴): تغییرات دمای هوای خروجی از چرخ نسبت به تغییرات دمای هوای احیا



شکل (۴-۴): تغییرات درصد رطوبت هوای خارج شده از چرخ نسبت به درصد رطوبت هوای وارد شده بر آن

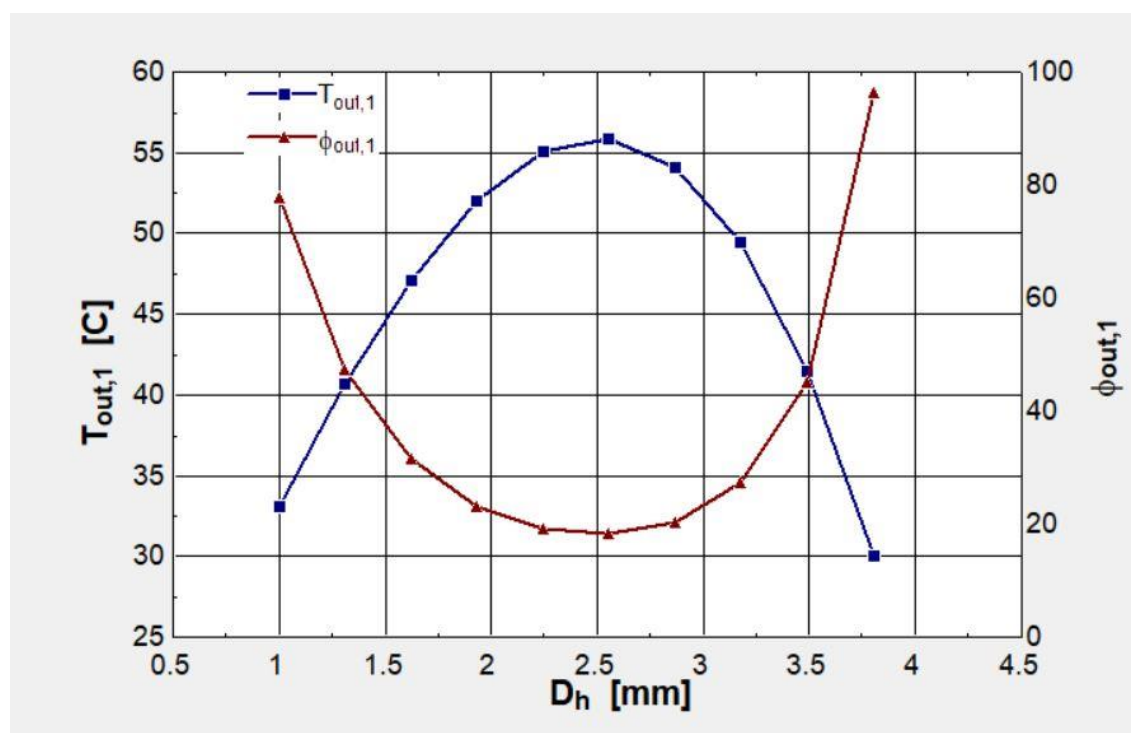
در شکل (۴-۵)، میزان تغییرات دما $T_{out,1}$ و درصد رطوبت هوای خارج شده از چرخ دسیکنت $\phi_{out,1}$ نسبت به ضخامت ماده جاذب دسیکنت d_t به کار گرفته شده در چرخ بیان شده است. با توجه به شکل (۴-۵)، با افزایش مقدار ضخامت ماده جاذب مقدار دمای هوای خارج شده از چرخ در ابتدا رو به افزایش بوده و از نقطه‌ای به بعد با روند کاهشی روبه‌رو شده است. همچنین درصد رطوبت هوای خارج شده از چرخ با افزایش مقدار ضخامت ماده جاذب، روند نزولی طی داشته کرده و از نقطه‌ای به بعد با روند افزایشی روبه‌رو شده است. روند تغییرات دما و درصد رطوبت هوای خارج شده از چرخ مشخص می‌کند که باید ضخامت ماده جاذب استفاده شده در چرخ دسیکنت در محدوده‌ی خاصی قرار داشته باشد.



شکل (۴-۵): تغییرات دما و درصد رطوبت هوای خارج شده از چرخ نسبت به ضخامت ماده جاذب در چرخ

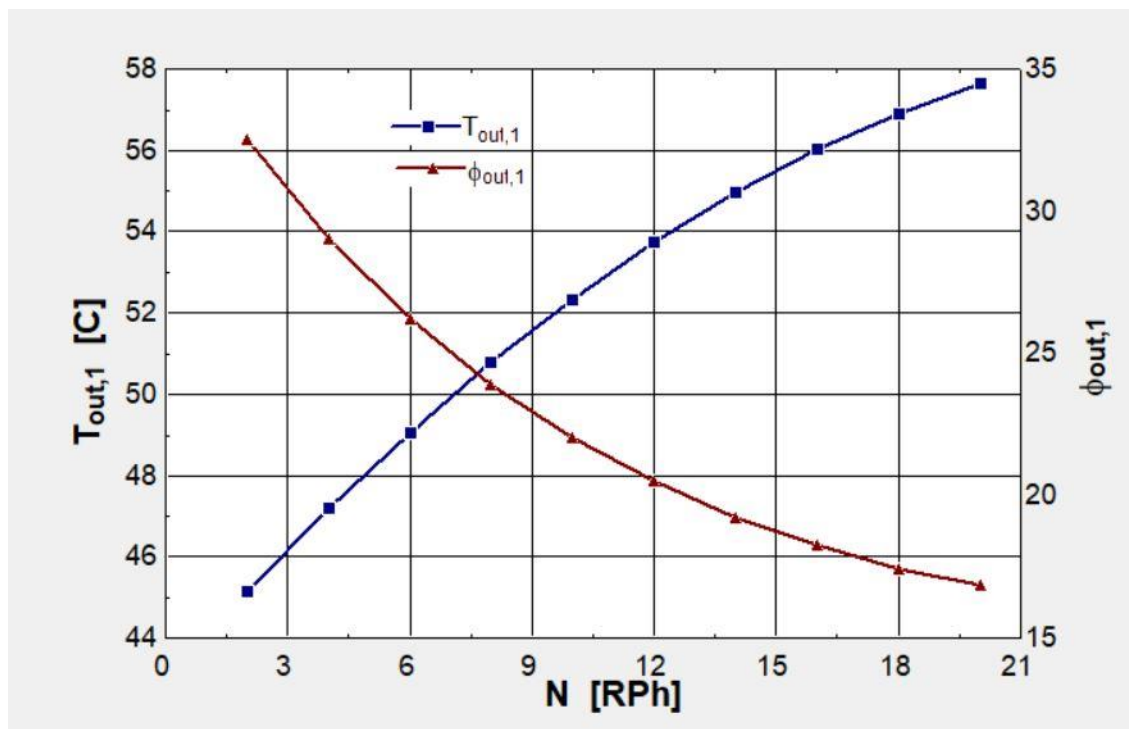
در شکل (۴-۶)، میزان تغییرات دما $T_{out,1}$ و درصد رطوبت هوای خارج شده از چرخ دسیکنت $\phi_{out,1}$ نسبت به قطر هیدرولیکی D_h در نظر گرفته شده برای چرخ دسیکنت را نشان می‌دهد. با توجه به شکل (۴-۶)، با افزایش مقدار قطر هیدرولیکی مقدار دمای هوای خارج شده از چرخ در ابتدا رو به

افزایش بوده و از نقطه‌ای به بعد با روند کاهشی روبه‌رو شده است. همچنین درصد رطوبت هوای خارج شده از چرخ با افزایش مقدار ضخامت ماده جاذب، روند نزولی طی داشته کرده و از نقطه‌ای به بعد با روند افزایشی روبه‌رو شده است. روند تغییرات دما و درصد رطوبت هوای خارج شده از چرخ مشخص می‌کند که باید قطر هیدرولیکی چرخ دسیکنت در محدوده‌ی خاصی قرار داشته باشد.



شکل (۴-۶): تغییرات دما و درصد رطوبت هوای خارج شده از چرخ نسبت به قطر هیدرولیکی چرخ

در شکل (۴-۷)، تغییرات دما $T_{out,1}$ و درصد رطوبت هوای خارج شده از چرخ دسیکنت $\phi_{out,1}$ نسبت به سرعت گردش چرخ دسیکنت N بیان شده است. با توجه به شکل (۴-۷)، با افزایش سرعت گردش چرخ میزان دمای هوای خارج شده از چرخ افزایش و میزان درصد رطوبت هوای خارج شده از چرخ دسیکنت، کاهش می‌یابد. این نحوه تغییرات باعث می‌شود تا برای مقدار سرعت گردش چرخ دسیکنت محدوده‌ی خاصی در نظر گرفته شود.

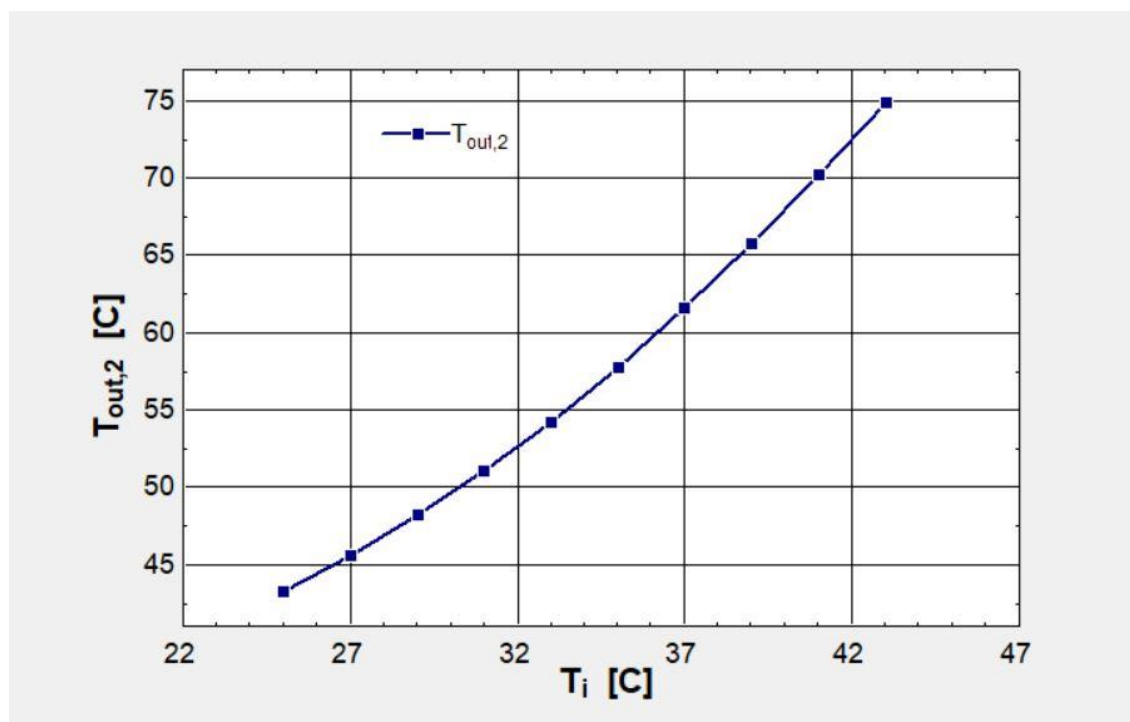


شکل (۴-۷): تغییرات دما و درصد رطوبت هوای خارج شده از چرخ نسبت به سرعت گردش چرخ

۴-۳- نتایج بدست آمده از اثر بخشی مرتبه دوم معادلات

در این بخش نتایج به دست آمده از معادلات (۳-۵۳) الی (۳-۶۲) بیان شده است. همان طور که در فصل سوم ذکر شده است، معادلات (۳-۵۳) الی (۳-۶۲) بر مبنای عدم وابستگی به ضخامت ماده جاذب و قطر هیدرولیکی و در سرعت بهینه‌ی چرخ بدست آمده است.

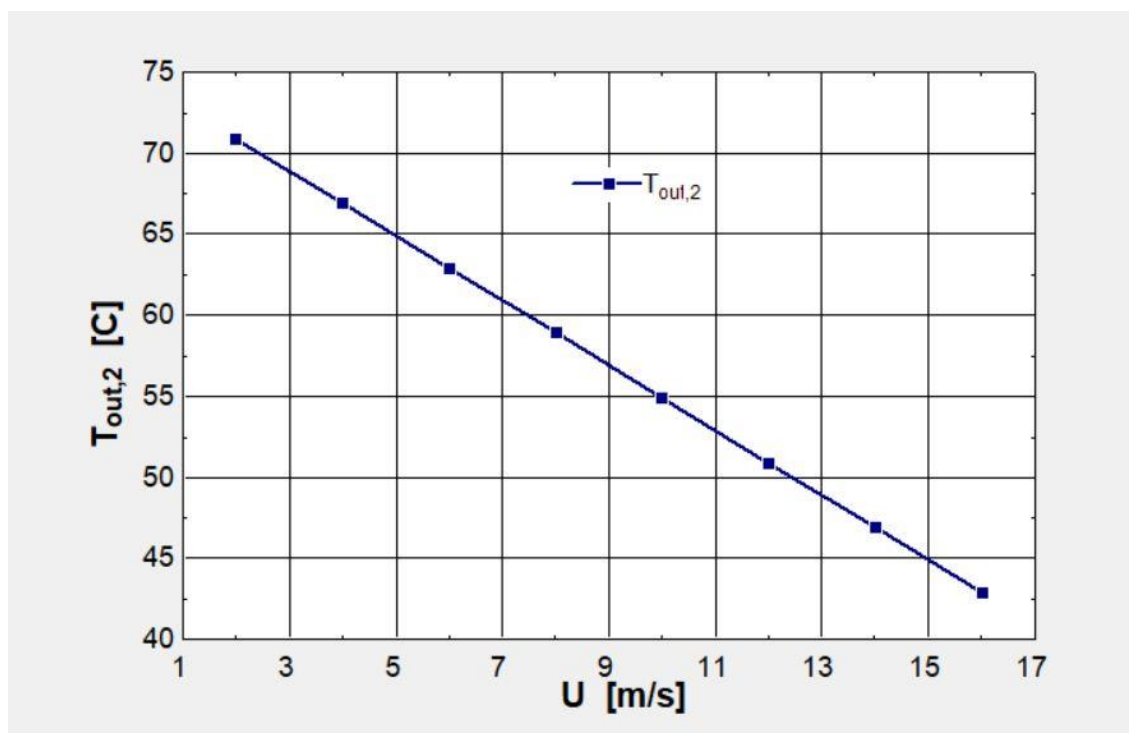
در شکل (۴-۸) تغییرات دمای هوای خروجی از دسیکنت $T_{out,2}$ نسبت به دمای هوای ورودی به چرخ T_i نشان داده شده است. با توجه به شکل (۴-۸)، با افزایش مقدار دمای هوای ورودی به چرخ، میزان دمای هوای خارج شده از آن نیز افزایش می‌یابد.



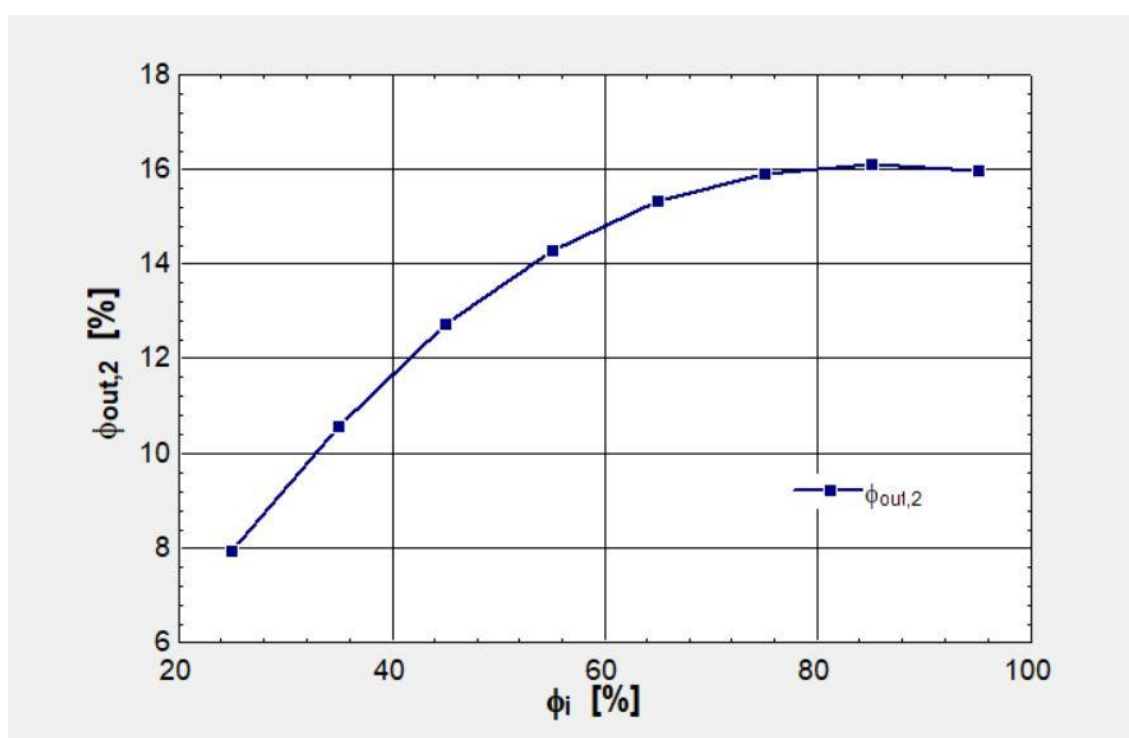
شکل (۴-۸): تغییرات دمای هوای خارج شده از چرخ نسبت به دمای هوای چرخ

در شکل (۴-۹)، تغییرات دمای هوای خارج شده $T_{out,2}$ نسبت به سرعت هوای وارد شده به چرخ U مشخص گردیده است. با توجه به شکل (۴-۹)، با افزایش سرعت هوای وارد شده به چرخ دسیکنت، دمای هوای خارج شده از آن نیز افزایش می‌یابد.

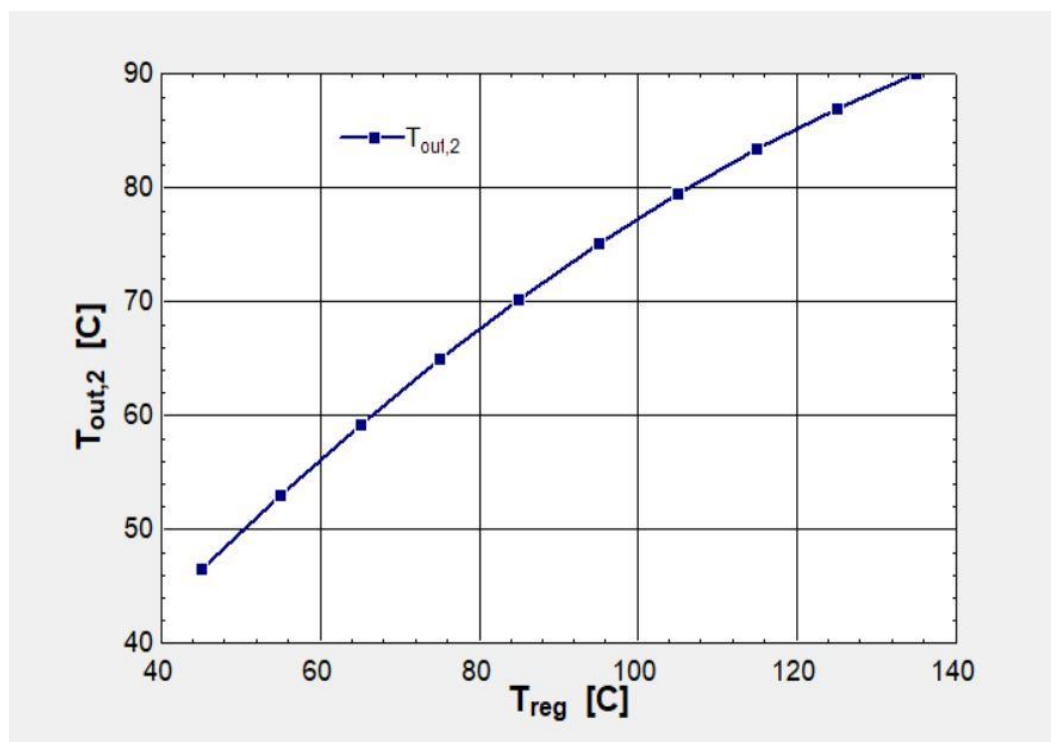
در شکل (۴-۱۰)، تغییرات درصد رطوبت هوای خارج شده از چرخ $\phi_{out,2}$ را نسبت به درصد هوای وارد شده ϕ_i به آن را نشان می‌دهد. با توجه به شکل (۴-۱۰)، با افزایش مقدار درصد رطوبت هوای ورودی به چرخ، میزان درصد رطوبت هوای خارج شده از چرخ روندی افزایشی در پیش گرفته است اما از نقطه‌ای دیگه با روندی نزولی همراه است. با توجه به این امر باید درصد رطوبت هوای وارد شده به چرخ در بازه‌ای مشخص قرار داشته باشد.



شکل (۴-۹): تغییرات دمای هوای خارج شده از چرخ نسبت به سرعت هوای ورودی به چرخ



شکل (۴-۱۰): تغییرات درصد رطوبت هوای خارج شده از چرخ نسبت به درصد رطوبت هوای وارد شده به چرخ



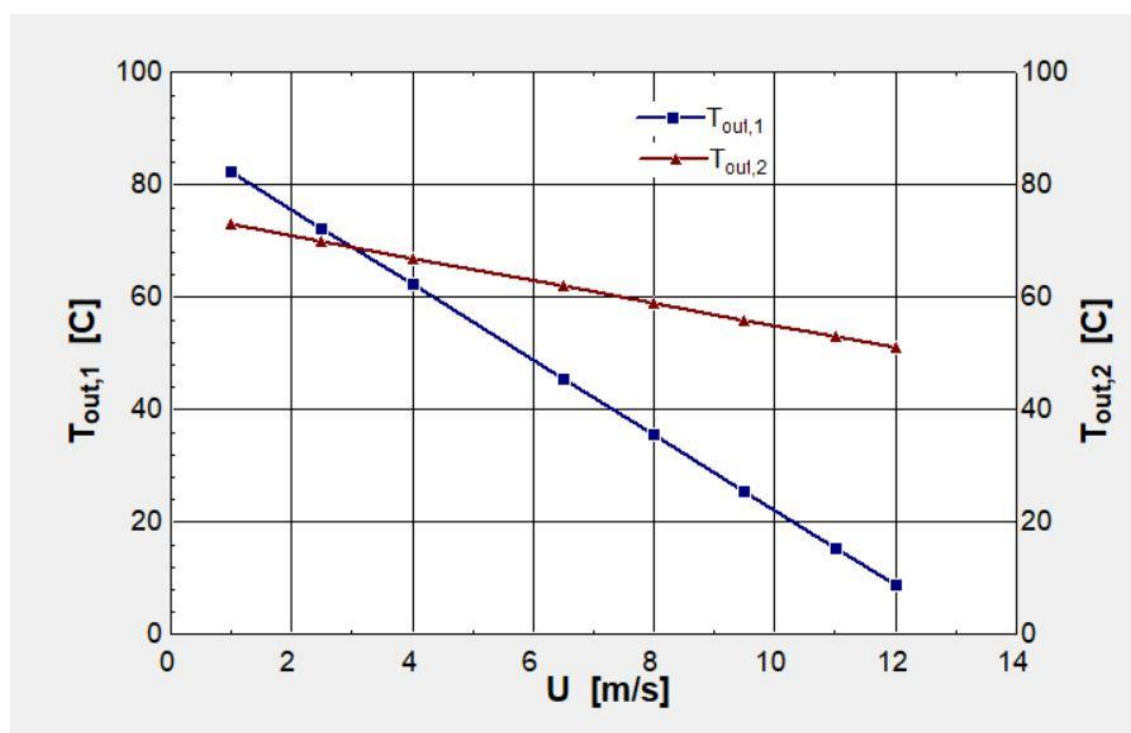
شکل (۴-۱۱): تغییرات دمای هوای خارج شده از چرخ نسبت به دمای احیا

در شکل (۴-۱۱)، تغییرات دمای هوای خارج شده از چرخ $T_{out,2}$ نسبت به دمای احیای چرخ T_{reg} نشان داده است. با توجه به شکل (۴-۱۱)، با افزایش دمای هوای احیا، میزان دمای هوای خارج شده از چرخ افزایش یافته است. این روند صعودی مقدار دمای خارج شده از چرخ باعث می‌شود که برای دمای احیا بازه‌ای مناسب در نظر گرفته شود تا مقدار دمای احیا از آن محدوده انتخاب گردد.

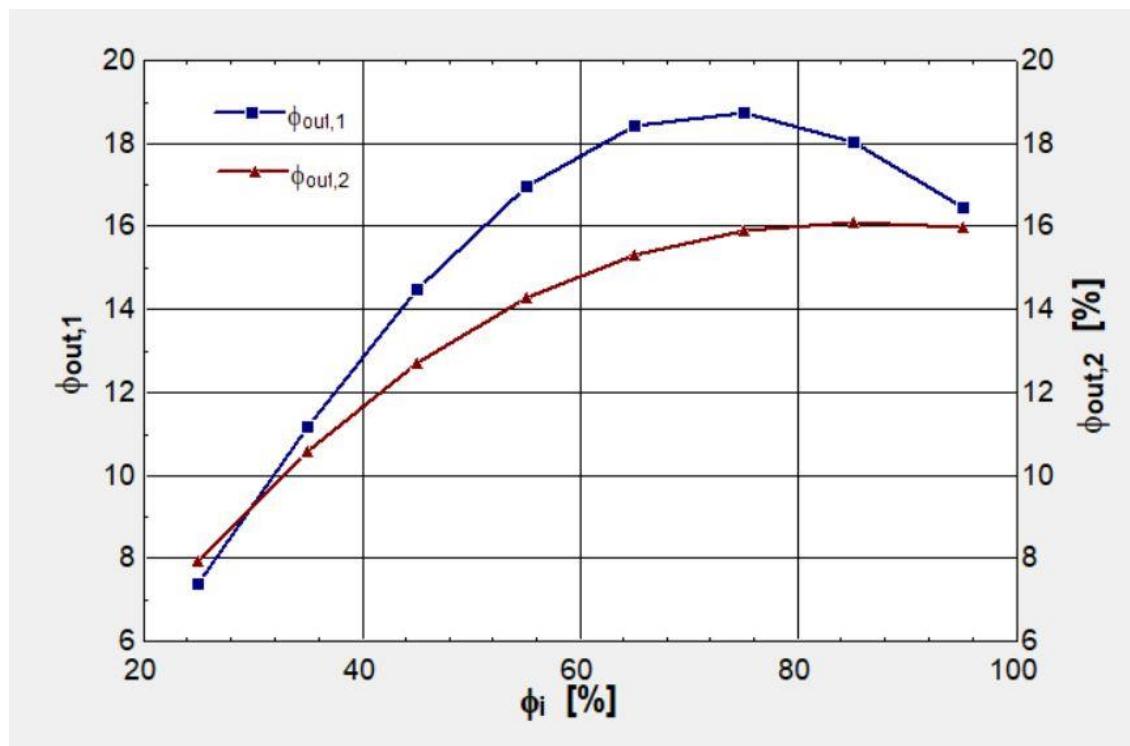
۴-۴- مقایسه اثر بخشی اول با همگام سازی دوم

در این بخش دمای هوای خروجی در حالت اول $T_{out,1}$ و دمای هوای خروجی در حالت دوم $T_{out,2}$ ، همچنین در صد رطوبت هوای خروجی در حالت اول $\phi_{out,1}$ و در صد رطوبت هوای خروجی در حالت دوم $\phi_{out,2}$ ، بر اساس پارامترهای تاثیرگذار مشترک در هر دو بخش که شامل دمای هوای ورودی T_i ، درصد رطوبت هوای ورودی ϕ_i ، دمای هوای احیا T_{reg} و سرعت هوای ورودی به چرخ U ، محاسبه شده است.

در شکل (۴-۱۲)، تغییرات دمای هوای خروجی در حالت اول $T_{out,1}$ و دمای هوای خروجی در حالت دوم $T_{out,2}$ ، نسبت به سرعت هوای وارد شده به چرخ را نشان می‌دهد. با توجه به شکل (۴-۱۲)، هر دو مقدار $T_{out,1}$ و $T_{out,2}$ با افزایش سرعت هوای ورودی به چرخ، روند کاهشی دارند. اما این روند کاهشی یکسان نیست. روند کاهشی $T_{out,1}$ به دلیل آن که با توجه به مقدار ضخامت ماده جاذب و قطر هیدرولیکی بدست آمده است، سریع‌تر می‌باشد.



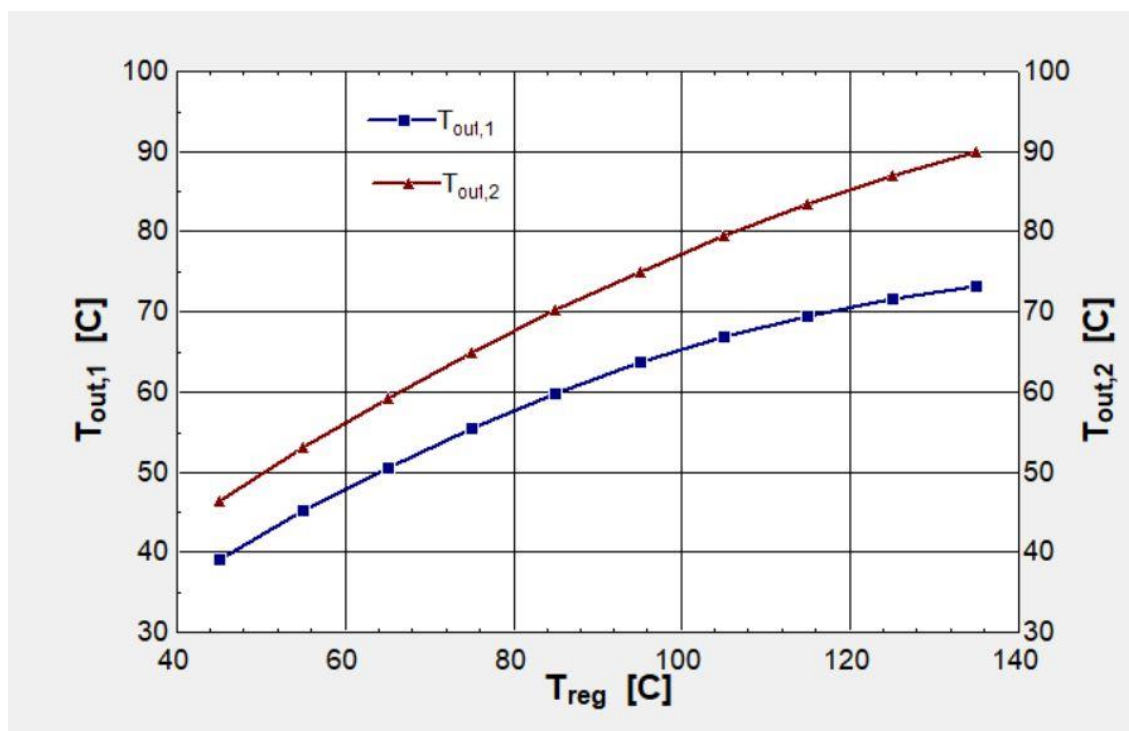
شکل (۴-۱۲): تغییرات $T_{out,1}$ و $T_{out,2}$ نسبت به سرعت هوای وارد شده به چرخ



شکل (۴-۱۳): تغییرات $\phi_{out,1}$ و $\phi_{out,2}$ نسبت به درصد رطوبت هوای وارد شده به چرخ

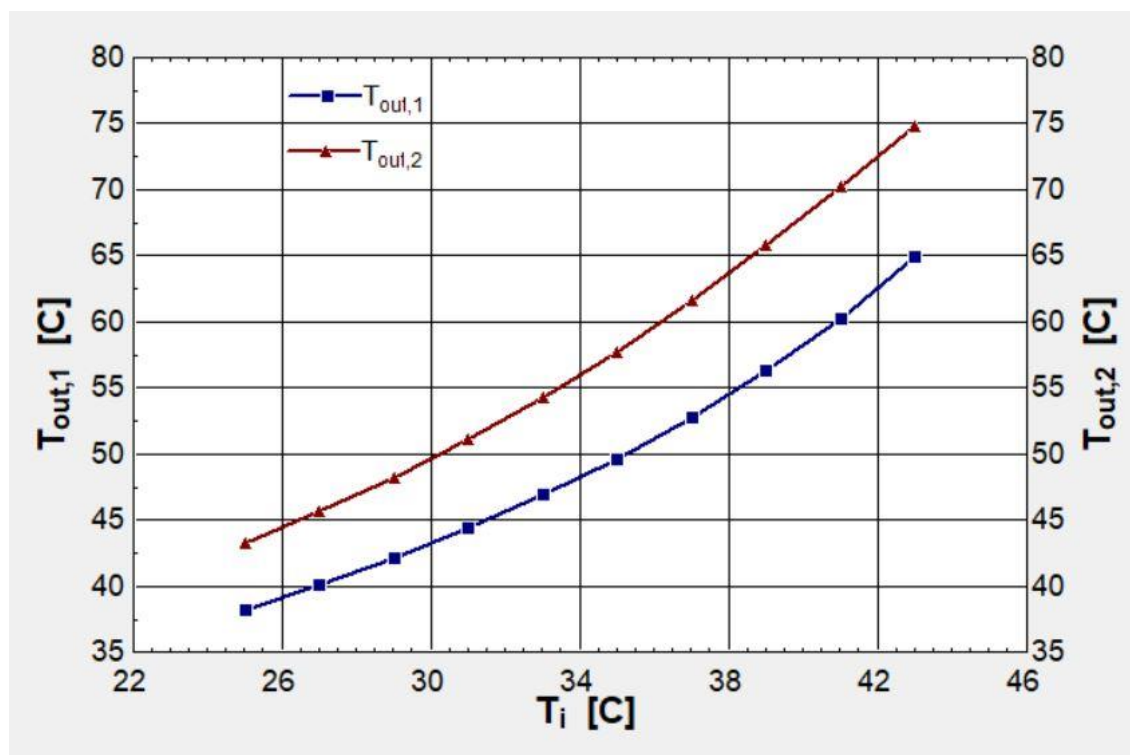
در شکل (۴-۱۳)، تغییرات درصد رطوبت هوای خروجی در حالت اول $\phi_{out,1}$ و درصد هوای رطوبت خروجی در حالت دوم $\phi_{out,2}$ ، نسبت به درصد رطوبت هوای وارد شده به چرخ را نشان می‌دهد. هر دو مقدار $\phi_{out,1}$ و $\phi_{out,2}$ با افزایش مقدار درصد رطوبت هوای وارد شده به چرخ، افزایش یافته ولی از مقداری به بعد کاهش می‌یابند. روند افزایشی $\phi_{out,1}$ ، به دلیل اثر گذاری مقادیر ضخامت ماده جاذب و قطر هیدرولیکی در مقدار آن، بیشتر است.

در شکل (۴-۱۴)، تغییرات دمای هوای خروجی در حالت اول $T_{out,1}$ و دمای هوای خروجی در حالت دوم $T_{out,2}$ ، نسبت به دمای احیای چرخ را نشان می‌دهد. با توجه به شکل (۴-۱۲)، هر دو مقدار $T_{out,1}$ و $T_{out,2}$ با افزایش مقدار دمای احیا، افزایش می‌یابند. اما روند افزایش $T_{out,1}$ نسبت به $T_{out,2}$ به دلیل وجود ضخامت ماده جاذب و قطر هیدرولیکی، کمتر می‌باشد.



شکل (۴-۱۴): تغییرات $T_{out,1}$ و $T_{out,2}$ نسبت به دمای احیای هوای مورد نیاز برای چرخ

در شکل (۴-۱۵)، تغییرات دمای هوای خروجی در حالت اول T_{out} و دمای هوای خروجی در حالت دوم T'_{out} ، نسبت به دمای هوای وارد شده به چرخ را نشان می‌دهد. با توجه به شکل (۴-۱۲)، هر دو مقدار T_{out} و T'_{out} با افزایش مقدار دمای احیاء افزایش می‌یابند. اما روند افزایش T_{out} نسبت به T'_{out} به دلیل وجود ضخامت ماده جاذب و قطر هیدرولیکی، کمتر می‌باشد.

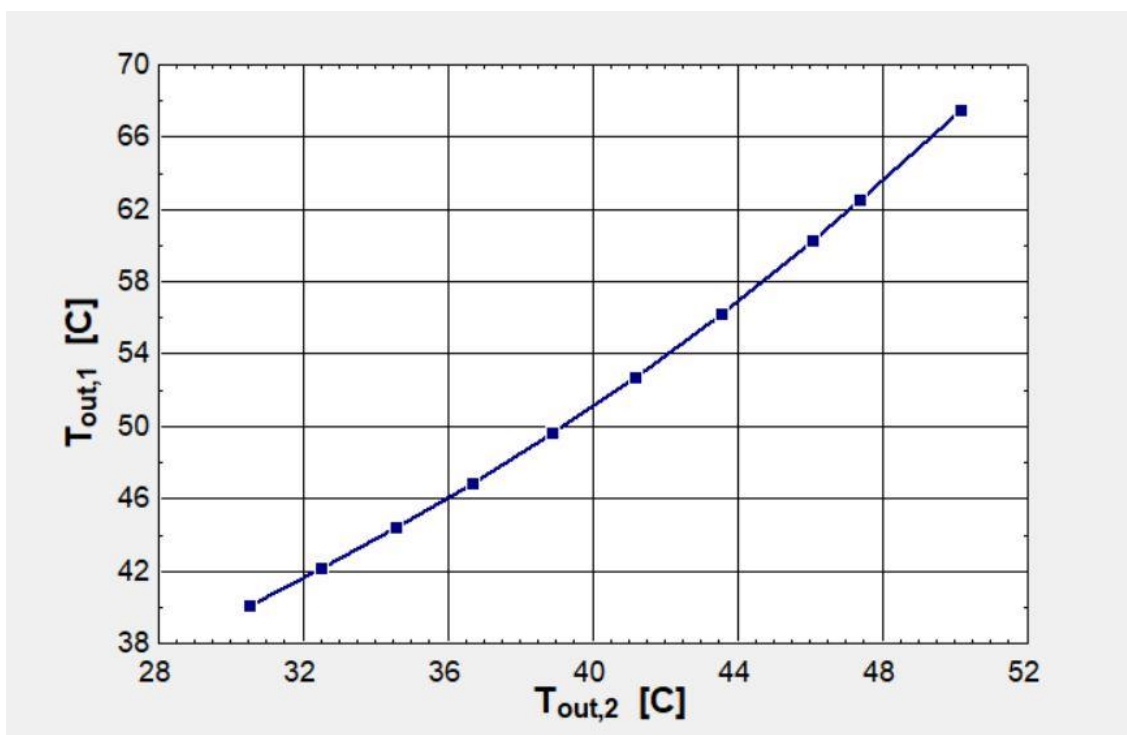


شکل (۴-۱۵): تغییرات $T_{out,1}$ و $T_{out,2}$ نسبت به دمای هوای وارد شده چرخ

۴-۵- نتایج حاصل از مبدل حرارتی هوا به هوا

در این بخش نتیجه حاصل شده از مبدل حرارتی هوا با هوا ذکر شده است. بعد از آن که دمای هوای خارج شده از چرخ دسیکنت مشخص گردید، به کمک معادلات (۳-۸۲) الی (۲-۹۳) دمای هوای خارج شده از مبدل حرارتی هوا به هوا بدست می‌آید.

شکل (۴-۱۶)، تغییرات دمای هوای خارج شده از مبدل حرارتی هوا به هوا $T_{out,2}$ را نسبت به دمای هوای خارج شده از چرخ دسیکنت $T_{out,1}$ ، نشان می‌دهد. با توجه به شکل (۴-۱۶)، با افزایش مقدار دمای هوای خارج شده از چرخ دسیکنت $T_{out,1}$ ، مقدار دمای هوای خارج شده از مبدل حرارتی هوا به هوا $T_{out,2}$ نیز افزایش می‌یابد.



شکل (۴-۱۶): تغییرات $T_{out,1}$ نسبت به $T_{out,2}$

جدول (۴-۲): نتایج بدست آمده برای دمای هوای خروجی از چرخ دسیکنت

پارامتر	مقدار	واحد
نرم افزار پیشنهادی مرجع [۵۷]	۵۸/۶۱	$^{\circ}C$
نمونه حاضر	۵۱/۳۱	$^{\circ}C$

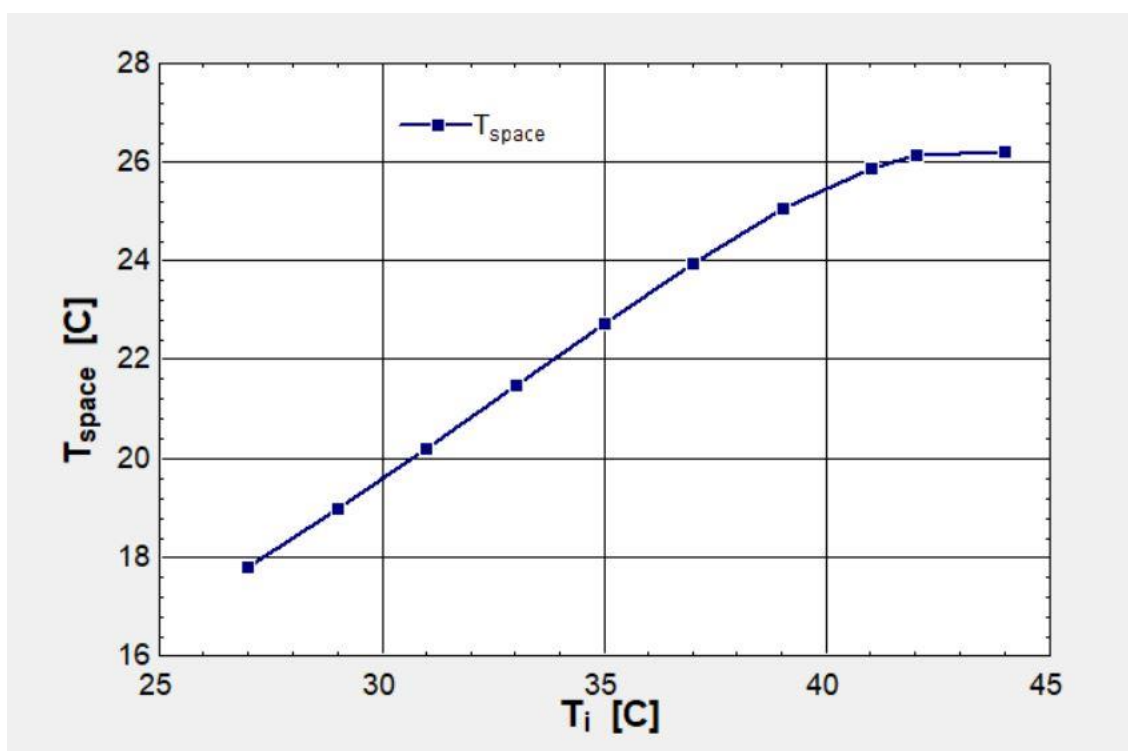
جدول (۴-۳): نتایج بدست آمده برای درصد رطوبت هوای خروجی از چرخ دسیکنت

پارامتر	مقدار	واحد
نرم افزار پیشنهادی مرجع [۵۷]	۱۸/۵	%
نمونه حاضر	۱۹/۹۸	%

۶-۴- نتایج حاصل از خنک کن DPC

در این بخش نتایج حاصل از عمل کرد خنک کن DPC مشخص گردیده است. این نتایج به کمک نتایج حاصل از چرخ دسیکنت و مبدل حرارتی به همراه معادلات (۳-۶۴) الی (۳-۸۱) بدست آمده است.

در شکل (۴-۱۷)، تغییرات دمای فضای مورد نظر T_{space} نسبت به تغییرات دمای هوای وارد شده به چرخ T_i را نشان می‌دهد. با توجه به شکل (۴-۱۷)، با افزایش دمای ورودی به چرخ، میزان دمای خروجی از خنک کن افزایش می‌یابد. از آنجا که راندمان دستگاه خنک DPC مقداری مشخص می‌باشد، مقدار خروجی که از دستگاه وارد فضا می‌شود، به مقداری ثابت میل می‌کند.

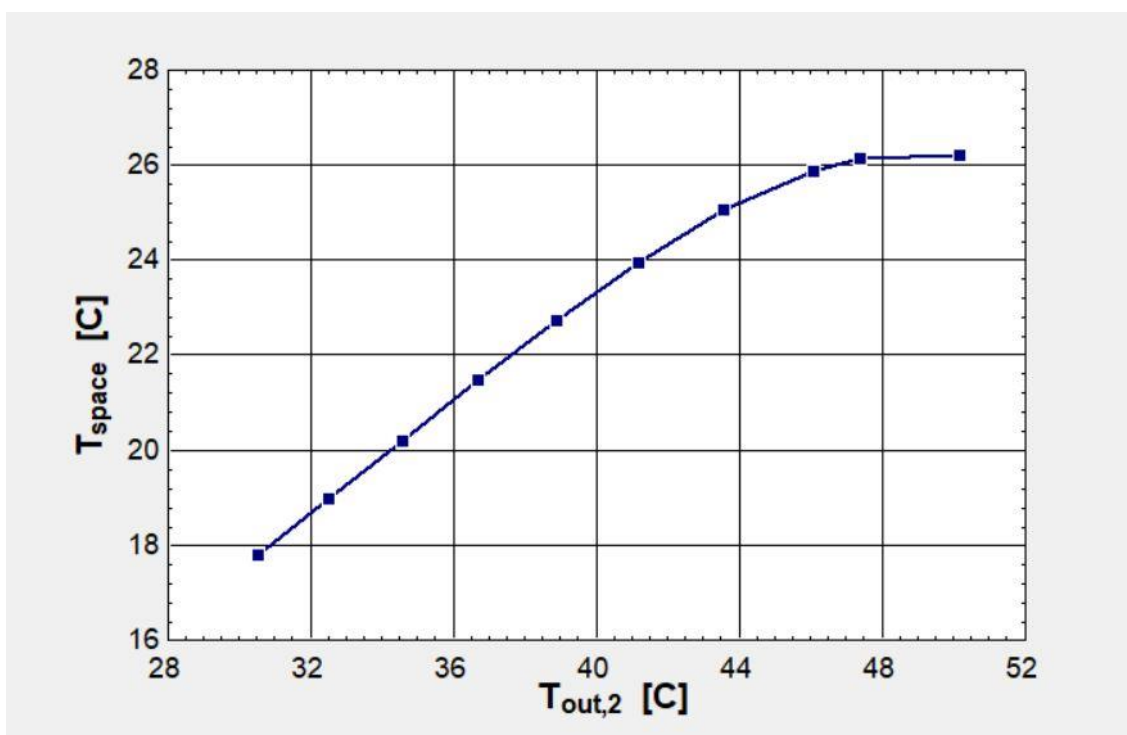


شکل (۴-۱۷): تغییرات T_{space} نسبت به T_i

جدول (۴-۴): نتایج بدست آمده برای راندمان کاری خنک کن

پارامتر	مقدار	واحد
عنوان شده توسط شرکت سازنده [۴۲]	۷۸/۸	%
لورنزو و همکاران [۴۳]	۷۸/۷۹	%
نمونه حاضر	۷۵	%

در شکل (۴-۱۸)، تغییرات دمای فضای مورد نظر T_{space} نسبت به تغییرات دمای هوای خارج شده از مبدل حرارتی هوا به هوا $T_{out,2}$ را نشان می‌دهد. با توجه به شکل (۴-۱۸)، با افزایش دمای هوای خارج شده از مبدل حرارتی، میزان دمای خروجی از خنک‌کن افزایش می‌یابد. از آنجا که راندمان دستگاه خنک DPC مقداری مشخص می‌باشد، مقدار خروجی که از دستگاه وارد فضا می‌شود، به مقداری ثابت میل می‌کند.

شکل (۴-۱۸): تغییرات T_{space} نسبت به $T_{out,2}$

۷-۴- سایر نتایج بدست آمده

در کنار نتایج بدست آمده‌ی ذکر شده، پارامترهای مهم دیگری نیز بدست آمده است که برای محاسبه میزان بار سرمایشی سیستم طراحی شده مهم و تاثیرگذار هستند.

جدول (۷-۴): برخی از دیگر نتایج مهم بدست آمده برای محیط در نظر گرفته شده

پارامتر	مقدار	واحد
T_{space}	۲۴/۲۲	$^{\circ}C$
$\dot{V}_{space}$	۲۶۰۲	m^3 / h
هوای ورودی به محیط	۱۵۳۰	CFM

جدول (۷-۶): دما و درصد رطوبت نقاط ذکر شده در شکل (۷-۳)

نقطه	دما	واحد	رطوبت	واحد
1	۳۷/۲	$^{\circ}C$	۷۰	%
2	۵۱/۳۱	$^{\circ}C$	۱۹/۹۸	%
3	۴۱/۷۳	$^{\circ}C$	۱۹/۹۸	%
4	۲۴/۲۲	$^{\circ}C$	۲۶/۱۷	%
5	۲۴/۲۲	$^{\circ}C$	۲۶/۱۷	%
6	۳۸/۷۴	$^{\circ}C$	۳۴/۳۲	%
7	۴۰/۲۴	$^{\circ}C$	۳۹/۳۲	%
8	۷۵	$^{\circ}C$	۵۸	%
9	۸۰	$^{\circ}C$	۵۸	%

فصل پنجم

نتیجه‌گیری و ارائه پیشنهاداتی برای آینده

۱-۵- نتیجه گیری

در این پژوهش، به طراحی و مدل سازی سیستم سرمایش تبخیری به کمک جاذب های دسیکنت پرداخته شده است. بدین منظور ابتدا تمامی اجزای دخیل در یک سیستم مناسب جهت استفاده در مناطق معتدل و مرطوب با هدف کاهش درجه حرارت و درصد رطوبت، شناسایی و به طور کامل مورد مطالعه و بررسی قرار گرفتند. در ادامه، معادلات لازم برای شبیه سازی عمل کرد هر یک از اجزا و بخش های سیستم، و الگوریتم های مناسب برای حل، آورده شده اند. به منظور حل، برنامه کد نویسی شده در نرم افزارهای استفاده در کار (EES و Matlab)، نتایج حاصل از مدل سازی با مراجع معتبر اعتبار سنجی شده است. در نهایت یک مدل مناسب برای سیستم سرمایش تبخیری با استفاده از جاذب های دسیکنت طراحی شده است.

با توجه به نتایج بدست آمده از چرخ دسیکنت و بازدهی مشخص خنک کن نقطه شبنم، هر چه میزان دمای هوای ورودی به خنک کن کمتر باشد، دمای هوای خارج شده از خنک کن به دمای مناسب در نظر گرفته شده برای محیط نزدیک تر می باشد. با توجه به تاثیر پذیری دما و درصد رطوبت هوای خروجی از پارامترهای ورودی به آن (سرعت هوای ورودی به چرخ، سرعت گردش چرخ، دمای هوای ورودی به چرخ، درصد رطوبت هوای ورودی به چرخ، ضخامت ماده جاذب و قطر هیدرولیکی کانال)، برای دستیابی به نتایج مطلوب، باید مقدار پارامترهای ورودی در محدوده ای مناسب انتخاب شوند. بدین جهت با توجه به نتایج بدست آمده در فصل چهارم، استفاده از جدول (۱-۵) جهت استفاده برای پارامترهای موثر ذکر شده، توصیه می گردد.

جدول (۵-۱): مقادیر پیشنهادی برای پارامترهای ورودی موثر در خروجی چرخ دسیکنت

پارامتر	مقدار	واحد
دمای هوای ورودی	۳۰ الی ۴۲	$^{\circ}C$
رطوبت نسبی هوای ورودی	۶۰ الی ۷۰	%
سرعت هوای ورودی	۴ الی ۸	m/s
ضخامت لایه جاذب دسیکنت	۱/۸ الی ۲/۲	mm
قطر هیدرولیکی کانال چرخ دسیکنت	۲/۷ الی ۲/۲	mm
دمای هوای احیا	۶۰ الی ۹۰	$^{\circ}C$
سرعت گردش چرخ دسیکنت	۷ الی ۱۸	rph

۵-۲- ارائه پیشنهاداتی برای آینده

۱. بررسی تاثیر گذاری طراحی و آرایش کانال های داخل چرخ دسیکنت
۲. بررسی دما و رطوبت خروجی از چرخ با زوایای مختلف دیگر برای احیا
۳. مدل سازی و طراحی سیستم جدید با استفاده از دسیکنت های مایع
۴. بررسی شرایط استفاده از سایر مبدل های حرارتی به جز مبدل های هوا به هوا
۵. بررسی شرایط استفاده از انرژی زمین گرمایی در سیستم فوق
۶. تحلیل E_4 (اقتصادی، انرژی، محیط زیست) بر روی یک سیستم کامل

مراجع:

[1] <http://urns.ir/>

[2] <http://makh-co.com/evaporative-cooling-systems/>

[3] <https://kargosha.com/fa/content/id/1090/>

[۴] پاسدار شهری ه، (۱۳۸۶)، پایان نامه ارشد: "شبیه سازی عددی عمل کرد سیستم سرمایشی دسیکنت در

شرایط آب و هوایی مختلف"، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه تربیت مدرس

[۵] پهلوان زاده ح، نوری اصل پ، "مطالعه تئوری و آزمایشگاهی سیستم رطوبت زدای دسیکنت مایع"

نشریه علوم و مهندسی جداسازی، دوره سوم، شماره اول، سال ۱۳۹۰

[۶] کتاب سرمایش تبخیری مرکز تحقیقات راه، مسکن و شهرسازی

[۷] امیدوار الف، شایانی ح، نگاهی بر سیستم‌های خنک کننده تبخیری مستقیم فعال و غیر فعال، فصل نامه

علمی - ترویجی انرژی‌های تجدید پذیر و نو، سال سوم، شماره اول، تابستان ۱۳۹۵

[8]- K.Daou,R.Z.Wang,Z.Z.Xia. Desiccant cooling air conditioning: a review. RENEWABLE & SUSTAINABLE ENERGY REVIEWS;2004;1-23.

[9]- Dai YJ, Wang RZ, Zhang HF, Yu JD. Use of desiccant cooling to improve the performance of vapor compression air conditioning. Applied Thermal Engineering 2001; 21:1185-205.

[10] Heidarinejad, G., Heidar inejad, M., Delfani, S., Esmaeilian, J., "Feasibility of using various kinds of cooling systems in a multi-climates country" Energy and Building, Vol. 40, pp.1946-1953, 2008.

[11] Heidarinejad, G., Pasdar Shahri, H., and Delfani, S., "The effect of geometrical characteristics of desiccant wheel on its performance" International journal of engineering, Vol. 22, No.1, pp.63-75, 2009.

[۱۲] هادی پاسدارشهری، قاسم حیدری نژاد، ۱۳۸۸، " شبیه سازی ترمودینامیکی سیکل سرمایش دسیکنت ترکیبی و بررسی پارامترهای حاکم بر عمل کرد آن"، هفدهمین کنفرانس سالانه بین المللی مهندسی مکانیک، تهران، دانشگاه تهران.

[13] Mazzei, P., Minichiello, F., and Palma, D., "HVAC dehumidification system for thermal comfort: a critical review" *Applied Thermal Engineering*, Vol. 30, pp.677-707,2005.

[14] Zhang, L.Z., and Niu, J.L., "A pre-cooling Munters environmental control desiccant cooling in combination with chilled-ceiling panels" *Journal of Energy*" Vol. 28, pp.275-292, 2003.

[15] H.M.Henning, T.Erpenbeck,Hindenberg, I.S.Santamiria. The potential of solar energy use in desiccant cooling cycles. *International journal of Refrigeration*;2001;24;220-229.

[16]-Mavroudaki P, Beggs CB, Sleight PA, Halliday SP. The potential for Solar powered single-stage desiccant cooling in southern Euro. *Applied Thermal Engineering*; 2002; 22:1129–40.

[17]-Halliday SP, Beggs CB, Sleight PA. The use of solar desiccant cooling in the UK: a feasibility study. *Applied Thermal Engineering*;2002;22:1327–38.

[18] L.Z.Zhang, J.L.Niu. Performance comparisons of desiccant wheel for air dehumidification and enthalpy recovery.*Applied thermal engineering* ; 2002 .

[19] Niu, J.L. and Zhang, L.Z., "Effect of wall thickness on the heat and moisture transfer in desiccant wheel for air dehumidification and enthalpy recovery," *Heat Mass Transfer*, Volume 29, pp. 255-268, 2002.

[20] Zhiming, G., Tomlinso, J.J., and Vuing, C.M., "Theoretical analysis of dehumidification process in desiccant wheel," *Heat Mass transfer*, Volume 41, pp. 1033-1042, 2005.

[21] Camargo, J.R., Godoy, E., and Ebinuma, C.D., "An evaporative and desiccant cooling system for air conditioning in humid climates," *Journal of brazilian, society of mechanical engineering*, Volume 3; pp. 243-247,2005.

[22] S.Alizadeh, 2006, "Performance of a Liquid Desiccant Solar Air Conditioner An Experimental and Theoretical.

[23] J.McNab & P.McGregor, 2003, "Dual Indirect Cycle Air Conditioner Uses Heat Concentrated Desiccant and Energy Recovery in a Polymer Plate Heat Exchanger", International Congress of Refrigeration – Washington DC.

[24] Lowenstein, Andrew. "Review of liquid desiccant technology for HVAC applications." HVAC&R Research, Vol. 14, No. 6, 2008, pp. 819-839.

[25] Slayzak, Steven Joseph, Kozubal, Eric Joseph, (2009) "Indirect evaporative cooler using membrane-contained, liquid desiccant for dehumidification", December 2014.

[26] Kozubal, Eric, Jason Woods, Jay Burch, Aaron Boranian, and Tim Merrigan. Desiccant enhanced evaporative airconditioning (DEVap): Evaluation of a new concept in ultra efficient air conditioning, [Report], National Renewable Energy Laboratory, January 2011.

[27] Kozubal, Eric, Jason Woods, and Ron Judkoff. Development and analysis of desiccant enhanced evaporative air conditioner prototype, [Report], National Renewable Energy Laboratory, April 2012.

[28] Woods, Jason, and Eric Kozubal. "A desiccant-enhanced evaporative air conditioner: Numerical model and experiments." Energy Conversion and Management Vol. 65, January ,2013,pp. 208-220.

[۲۹] اسفندیاری نیا، ف، ۱۳۸۵، رساله دکتری: "مدل سازی انتقال حرارت و جرم در چرخ‌های جذبی و سیستم‌های تهویه مطبوع تبخیری"، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی شریف

[۳۰] لطیفی ثانی ع، مهدوی ش، بهبهانی نیا ع، ۱۳۹۳، "مدل سازی و بهینه سازی ترکیب سیستم‌های جذبی و تبرید دسیکنت خورشیدی"، کنفرانس ملی بهینه سازی مصرف انرژی در علوم مهندسی

[31] C.X. Jia, Y.J. Dai, J.Y. Wu, R.Z. Wang ,” Use of compound desiccant to develop high performance desiccant cooling system”, International Journal of Refrigeration 30 (2007) 345e353.

[32] Novel aire Technologis , Heat and mass Transfer products.

[33] <https://novelaire.com>

[۳۴] سبز پوشانی م، شیخ زاده ق ع، نورانی ح ر، ۱۳۸۸، "بررسی تاثیر شرایط اقلیمی بر عمل کرد چرخ دسیکنت با استفاده از شبیه سازی عددی دوبعدی"، هفدهمین کنفرانس سالانه بین المللی مهندسی مکانیک

ISME 2009

[35] ASHRAE Handbook - Fundamentals. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers; 2009.

[36] ASHRAE Handbook – HVAC Systems and Equipment. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers; 2008.

[37] Fatemeh Esfandiari Nia , Dolf van Paassen , Mohamad Hassan Saidi “Modeling and simulation of desiccant wheel for air conditioning”, Energy and Buildings 38 (2006) 1230–1239.

[38] T.S. Ge, Y. Li, R.Z. Wang, Y.J. Dai A review of the mathematical models for predicting rotary desiccant wheel Renewable and Sustainable Energy Reviews 12 (2008) 1485–1528.

[39] A. Kodama, T. Hirayama, M. Goto, T. Hirose, R.E. Critoph, The use of psychometric charts for the optimization of a thermal swing desiccant wheel, Applied Thermal Engineering 21 (2001) 1657–1674.

[40] G. Steich, Performance of rotary enthalpy exchangers, MSc thesis in Mechanical Engineering, University of Wisconsin-Madison, 1994.

[۴۱] حاتمی ز، محمدیان کرویہ م، سعیدی م ح، آقاجفی س، ۱۳۹۰، "بهینه سازی مساحت مورد نیاز کلکتور خورشیدی در سیکل سرمایش دسیکنت خورشیدی" کنفرانس بین المللی گرمایش، سرمایش و تهویه مطبوع، خرداد ۱۳۹۵، تهران

[42] <http://statiqcooling.com/>

[43] Lorenzo Bellemo , Brian Elmegaard , Lars O. Reinholdt , Martin R. Kærn , Arne Jakobsen , Wiebke B. Markussen , ‘’ Modelling and analysis of a desiccant cooling system using the regenerative indirect evaporative cooling process ‘’ , PROCEEDINGS OF ECOS 2013 - the 26TH International conference on efficiency, cost, optimization, simulation and environmental impact of energy systems, july 2013, Guilin, China.

- [44] Janssen M., Uges P.G:H., Parameters affecting the performance of a dewpoint cooler consisting of a counter flow heat exchanger using water as refrigerant. GL 2010: Proceedings of the 9th IIR Gustav Lorentzen Conference, 2010; Sidney, Australia.
- [45] Bellemo L., Elmegaard B., Reinholdt L.O., Kærn M.R., Modeling of a regenerative indirect evaporative cooler for a desiccant cooling system. To be published in the proceedings of the 4th IIR Conference on Thermophysical Properties and Transfer Processes of Refrigerants; 2013 June 16-19; Delft, Holland.
- [46] Bellemo L., New desiccant cooling system using the regenerative indirect evaporative Process. Kgs. Lyngby, Denmark: department of Mechanical Engineering, Technical University of Denmark; 2011.
- [47] Ala Hasan , Indirect Evaporative Cooling of Air to a Sub-Wet Bulb Temperature Ala Hasan AaltoUniversity, School of Science and Technology, Department of Energy ,Technology, Finland.
- [48] Uges P.G:H., Technical workshop: a closer look at evaporative adiabatic wet bulb cooling and diabatic dew-point cooling, using water (R718) as refrigerant. GL 2010: Proceedings of the 9th IIR Gustav Lorentzen Conference, 2010; Sidney, Australia.
- [49] Mills A.F., 1999 , Basic Heat and Mass Transfer.
- [50] Goldsworthy M., White S., Optimisation of a desiccant cooling system design with indirect evaporative cooler. Internal Journal of Refrigeration 2011;34(1):148-158.
- [51] Caihang Liang , Xiaoman Tong , Tengyue Lei , Zhenxing Li and Guoshan Wu , Optimal Design of an Air-to-Air Heat Exchanger with Cross-Corrugated Triangular Ducts by Using a Particle Swarm Optimization Algorithm , applied sciences.
- [52] Ahlem Zouaoui n, Leila Zili-Ghedira, Sassi Ben Nasrallah , Open solid desiccant cooling air systems: A review and comparative study , Renewable and Sustainable Energy Reviews 54 (2016) 889–917.
- [53] Incropera FP, DeWitt DP, Bergman TL, Lavine AS. 6th ed.Fundamentals of heat and mass transfer: Heat exchanger, volume1. Willey; 2006. p. 686–700 chapter11.
- [54] <http://cbip.org/25262017ConferenceBatraji/Presentation/Airheater.pdf>

[55] <http://www.gilmet.ir/#/home>

[56] <https://www.accuweather.com/fa/ir/iran-weather>

[57] Novelair.com/software

Abstract:

The evaporative cooling systems are being considered from early days due to their advantages. The low initial cost of installation and low cost of use, easy and inexpensive maintenance and fresh air supply in the building are the most important advantages of such systems. the impossibility of using these systems in wet climates is one of the disadvantages about evaporative systems. evaporative cooling systems are compatible with the environment and are used as a system for ventilation of the environment within buildings.

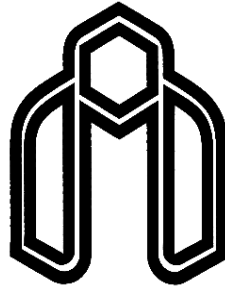
In the present study, the evaporative cooling system was studied and modeled, using desiccant absorbents. the system is designed using a desiccant wheel, heat exchanger to air, cooling and air heater.

In the rotating wheel, the intake air flow is dry by removing the moisture from it. moisture has increased the percentage of moisture on the surface of desiccant and then the accumulated moisture stored in the desiccant material is absorbed by the flow of the recovery air and sent out. The dry air from the desiccant wheel enters a heat exchanger to reduce the amount of its temperature, so as to prepare to enter the cooler at the dew point. The air then enters the coolant to reach the desired temperature for the desired space. Also, the flow temperature returning from the internal environment, by passing the heat exchanger into the air and the heater, reaches the temperature required by the desiccant wheel and then enters the wheel.

In this study, cooler system is evaluated with mathematical modeling of a solid desiccant wheel, with mass and energy balances and momentum for air and moisture present in the desiccant material for process and recovery air flow. the results showed that the intensity of moisture during the desiccant wheel depends on the moisture flow rate, the velocity of the inter wheel, the thickness of the desiccant material, the hydraulic diameter of the wheel and the temperature. Also, according to the efficiency of cooler to dew point, the lower the temperature of the incoming air, the outlet temperature is closer to the desired temperature for the considered space.

The results of this study, obtained by using the climate of lahijan County, indicate that the designed system is able to minimize the flow of ambient air with 37 °C and 70 % moisture to 24 ° C with 26 % moisture for the space considered.

Keywords: Evaporative cooling; Desiccant Wheel; Adsorption; Cooling; Dew point cooler



Shahrood University of Technology

Faculty of Mechanical and Mechatronics Engineering

M.Sc. Thesis in Energy Conversion Engineering

**Modeling and Performance Evaluation of hybrid
cooling systems by desiccant and using renewable
energy for regenerative**

By:

Kasra Yousefi

Supervisors:

Dr. Seyed Majid Hashemian

Dr. Mahmood Chahartaghi

July 2018