





دانشکده مهندسی مکانیک

گروه تبدیل انرژی

پایان نامه کارشناسی ارشد

طراحی و ساخت نمونه ای از کولر تبخیری غیرمستقیم با بهره گیری از مبدل میسوتسنکو

حامد تفضلی مهرجردی

اساتید راهنما:

دکتر محمود فرزانه گرد

دکتر علی جباری مقدم

استاد مشاور:

دکتر میثم سعدی

بهمن ماه ۱۳۹۴



شماره:

تاریخ:

ویرایش:

باسمه تعالی

فرم شماره ۶: صورتجلسه دفاع از پایان نامه تحصیلی دوره کارشناسی ارشد

با تأییدات خداوند متعال و با استعانت از حضرت ولی عصر (عج) ارزیابی جلسه دفاع از پایان نامه کارشناسی ارشد آقای حامد تفضلی مهرجردی به شماره دانشجویی ۹۲۰۳۹۴۴ رشته مکانیک گرایش تبدیل انرژی تحت عنوان طراحی و ساخت نمونه ای از کولر تبخیری غیرمستقیم با بهره گیری از مبدل میسوستنکو که در تاریخ ۹۴/۱۱/۲۷ با حضور هیأت محترم داوران در دانشگاه صنعتی شاهرود برگزار گردید به شرح ذیل اعلام می گردد:

قبول (با درجه : عالی - امتیاز : ۱۹) دفاع مجدد مردود

۲- بسیار خوب (۱۸ - ۱۸/۹۹)

۱- عالی (۱۹ - ۲۰)

۴- قابل قبول (۱۴ - ۱۵/۹۹)

۳- خوب (۱۶ - ۱۷/۹۹)

۵- نمره کمتر از ۱۴ غیر قابل قبول

عضو هیأت داوران	نام و نام خانوادگی	مرتبه علمی	امضاء
۱- استاد راهنمای اول	دکتر محمود فرزانه گرد	استاد	
۲- استاد راهنمای دوم	دکتر علی جبباری مقدم	دانشیار	
۳- استاد مشاور	دکتر میثم سعدی	استادیار	
۴- نماینده شورای تحصیلات تکمیلی	مهندس احمد مددی	مریی	
۵- استاد ممتحن اول	دکتر محمود نوروزی	استادیار	
۶- استاد ممتحن دوم	دکتر علی عباس نژاد	استادیار	

رئیس دانشکده:



تقدیم به پدر و مادرم:

خدای را بسی شاکرم که از روی کرم، پدر و مادری فداکار نسیم ساخته تا در سایه درخت پر بار وجودشان بنیاسایم و از ریشه آنها شاخو

برگ گیرم 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، پس از پروردگار، مایه هستی ام بوده اند دستم را گرفتند و راه رفتن را در این وادی زندگی پرفراز و نشیب

آموختند. آموزگارانی که برایم زندگی، بودن و انسان بودن را معنا کردند

سپاسگزاری ها

سپاس خداوند مهربان را، که الطاف خویش را در تمامی مراحل زندگی شامل حالم ساخته و مرا در مسیر شناخت قطره‌ای از دریای بی‌کران عظمت خویش قرار داده است.

با سپاس از اساتید محترم دکتر محمود فرزانه گرد و دکتر علی جباری مقدم که با راهنمایی‌های ارزشمند خود نقش بسزایی در به ثمر رسیدن این پروژه داشتند.

همچنین از جناب آقای دکتر میثم سعدی که در این پروژه استاد مشاور بنده بودند و راهنمایی‌های ایشان بنده را در به ثمر رساندن این پروژه بسیار یاری کرد تشکر می‌نمایم و از خداوند منان برای ایشان طلب سلامت و توفیق می‌نمایم.

تعهد نامه

اینجانب حامد تفضلی مهرجردی دانشجوی دوره کارشناسی ارشد رشته مهندسی مکانیک گرایش تبدیل انرژی دانشکده مهندسی مکانیک دانشگاه شاهرود نویسنده پایان نامه طراحی و ساخت نمونه ای از کولر تبخیری غیرمستقیم با بهره گیری از مبدل میسوتسنکو تحت راهنمایی دکتر محمود فرزانه گرد و دکتر علی جباری مقدم متعهد می شوم.

- تحقیقات در این پایان نامه توسط اینجانب انجام شده است و از صحت و اصالت برخوردار است.
- در استفاده از نتایج پژوهشهای محققان دیگر به مرجع مورد استفاده استناد شده است.
- مطالب مندرج در پایان نامه تاکنون توسط خود یا فرد دیگری برای دریافت هیچ نوع مدرک یا امتیازی در هیچ جا ارائه نشده است.
- کلیه حقوق معنوی این اثر متعلق به دانشگاه شاهرود می باشد و مقالات مستخرج با نام « دانشگاه شاهرود » و یا « Shahrood University » 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 بافتهای آنها) استفاده شده است ضوابط و اصول اخلاقی رعایت شده است.
- در کلیه مراحل انجام این پایان نامه، در مواردی که به حوزه اطلاعات شخصی افراد دسترسی یافته یا استفاده شده است اصل رازداری ، ضوابط و اصول اخلاق انسانی رعایت شده است

تاریخ

امضای دانشجو

مالکیت نتایج و حق نشر

- کلیه حقوق معنوی این اثر و محصولات آن (مقالات مستخرج، کتاب، برنامه های رایانه ای، نرم افزار ها و تجهیزات ساخته شده است) متعلق به دانشگاه شاهرود می باشد. 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:

استفاده از گرمای نهان تبخیر آب به‌عنوان یک منبع انرژی طبیعی برای ایجاد سرمایش یکی از قدیمی‌ترین روش‌های سرمایش است. کولرهای تبخیری غیرمستقیم^۱ می‌توانند دمای هوا را بدون افزایش میزان رطوبت کاهش دهند. البته عملکرد تمامی سیستم‌های تبخیری غیرمستقیم بسیار به طراحی و ساختار مبدل وابسته است به‌طوری‌که، با اصلاح مبدل یک سیستم تبخیری غیرمستقیم، می‌توان دمای هوای خروجی را پایین‌تر از دمای حباب مرطوب و به دمای نقطه شبنم نزدیک کرد.

در تحقیق حاضر پروسه طراحی، انتخاب مواد و ساخت یک نمونه کولر تبخیری غیرمستقیم با مبدل جریان عمود موردبررسی قرار گرفته است و عملکرد آن به‌طور عملی، اقتصادی و شرایط آب و هوایی مناسب برای این سیستم بررسی می‌شود.

نمونه اولیه از این مبدل به‌طور آزمایشگاهی طراحی و ساخته‌شده است و کارکرد آن نیز به‌طور عملی موردبررسی قرار گرفته است. نتایج حاصل بیانگر آن است که راندمان حباب مرطوب این مبدل در تمام شرایط بین ۹۷/۵٪ و ۱۳۵٪ متغیر می‌باشد. ضریب عملکرد این نمونه بین ۴۰ تا ۶۵/۸۳ متغیر می‌باشد و میزان آب مصرفی در این مبدل می‌تواند بسیار کمتر از نمونه‌های مرسوم در ایران باشد.

در این تحقیق همچنین به بررسی اقتصادی و پتانسیل اقلیمی لازم برای کارکرد این کولرها در ایران خواهیم پرداخت و نتایج حاصل بیانگر آن است که بدون افزایش هزینه‌ها، این کولرها می‌توانند عملکرد بسیار بهتری (از نظر راندمان انرژی و راندمان عملکردی) نسبت به سایر سیستم‌های تبخیری به دست آورد. همچنین می‌توان به این نتیجه رسید که عملکرد این‌گونه سیستم‌ها بسیار به ابعاد مبدل، سرعت هوای ورودی، دما و رطوبت هوای ورودی و نسبت سیال عامل به کل هوای ورودی بستگی دارد.

کلمات کلیدی: سرمایش تبخیری غیرمستقیم، سیکل میسوتسنکو، تهویه مطبوع هوا، راندمان انرژی

^۱ indirect evaporative cooling (IEC)

فهرست مطالب

۱	مقدمه
۲	۱-۱ اهمیت سیستم‌های سرمایشی و گرمایشی:.....
۳	۲-۱ انواع سیستم‌های سرمایشی:
۵	۱-۲-۱ معایب و مزایای سیستم‌های خنک‌کننده تبخیری:.....
۷	۳-۱ اهداف تحقیق.....
۸	۴-۱ ساختار پایان‌نامه:.....
۹	۲. انواع سیستم‌های سرمایشی و مروری بر کارهای گذشته
۱۰	۱-۲ مقدمه.....
۱۱	۲-۲ تعریف سرمایش تبخیری.....
۱۲	۳-۲ انواع سیستم‌های خنک‌کننده تبخیری.....
۱۳	۱-۳-۲ سیستم‌های خنک‌کننده تبخیری مستقیم
۱۵	۲-۳-۲ انواع سیستم‌های تبخیری مستقیم
۱۸	۳-۳-۲ تئوری حاکم بر خنک‌کننده‌های تبخیری مستقیم
۲۲	۴-۳-۲ سیستم‌های خنک‌کننده تبخیری غیرمستقیم
۲۶	۵-۳-۲ سیستم‌های خنک‌کننده تبخیری مرکب.....

- ۳۳ ۴-۲ کولرهای بر پایه سیکل میسوتسنکو
- ۳۶ ۱-۴-۲ پارامترهای مهم برای ارزیابی کارکرد کولرهای تبخیری غیرمستقیم:
- ۴۶ ۵-۲ تحقیقات صورت گرفته در مورد سیستم‌های تبخیری
- ۵۲ ۶-۲ بررسی تعدادی از نمونه‌های ساخته شده
- ۵۶ ۷-۲ معرفی تحقیق حاضر.....
- ۵۹ ۳. انتخاب اجزا و ساخت نمونه اولیه مبدل
- ۶۰ ۱-۳ مقدمه:
- ۶۰ ۲-۳ طراحی ساختاری:
- ۶۲ ۱-۲-۳ مبدل حرارتی-جرمی
- ۶۳ ۲-۲-۳ فن هوای ورودی:
- ۶۳ ۳-۲-۳ سیستم توزیع آب:
- ۶۳ ۴-۲-۳ مخزن جمع کننده آب:
- ۶۴ ۵-۲-۳ پمپ آب:
- ۶۴ ۶-۲-۳ محفظه کولر.....
- ۶۵ ۳-۳ انتخاب مواد:
- ۶۵ ۱-۳-۳ انتخاب صفحات مبدل حرارتی - جرمی:

- ۲-۳-۳ انتخاب هدایت‌کننده‌های جریان: ۷۴
- ۴-۳ پروسه ساخت نمونه اولیه: ۷۵
- ۵-۳ آماده‌سازی برای انجام تست‌های موردنظر: ۷۷
- ۶-۳ تجهیزات و اندازه‌گیرها: ۷۸
- ۷-۳ شرایط آزمایش: ۸۰
- ۸-۳ پروسه انجام تست: ۸۰
۴. بررسی نتایج آزمایشگاه..... ۸۳
- ۱-۴ مقدمه: ۸۴
- ۲-۴ شرایط آزمایش: ۸۴
- ۳-۴ خلاصه‌ای از نتایج به‌دست‌آمده: ۸۴
- ۱-۳-۴ تأثیر تغییر دما و رطوبت نسبی هوای ورودی ۸۷
- ۲-۳-۴ تأثیر دبی هوای ورودی: ۸۹
- ۳-۳-۴ تأثیر نسبت سیال عامل به هوای ورودی: ۸۹
- ۴-۳-۴ تأثیر ابعاد مبدل بر روی کارکرد مبدل: ۹۰
- ۴-۴ بررسی میزان مصرف آب: ۹۱
- ۵-۴ بررسی امکان‌سنجی استفاده از این کولرها: ۹۴

۵. نتیجه‌گیری و ارائه پیشنهادات ۹۷

۱-۵ نتیجه‌گیری ۹۸

۲-۵ پیشنهادات: ۹۹

- شکل ۱-۱ فرآیند پیشنهادی میسوتسنکو برای سرمایه‌ش تبخیری غیرمستقیم..... ۶
- شکل ۱-۲ نمودار رطوبت سنجی و شماتیک فرآیند سرمایه‌ش تبخیری..... ۱۲
- شکل ۲-۲ عملکرد متقابل هوا و آب در یک کولر تبخیری..... ۱۳
- شکل ۳-۲ شماتیک شکل جریان و فرآیند ترمودینامیکی کولرهای تبخیری مستقیم..... ۱۴
- شکل ۴-۲ کولر تبخیری مستقیم با بستر تبخیری نامنظم..... ۱۵
- شکل ۵-۲ کولر تبخیری مستقیم با بستر تبخیری صلب..... ۱۶
- شکل ۶-۲ کولر تبخیری مستقیم با سیستم پاشش آب..... ۱۷
- شکل ۷-۲ کولر تبخیری مستقیم با بستر چرخان..... ۱۸
- شکل ۸-۲ انتقال حرارت بین هوا و آب در خنک‌کننده تبخیری مستقیم..... ۱۹
- شکل ۹-۲ شماتیک کولر تبخیری مستقیم و محیط تهویه شونده..... ۲۱
- شکل ۱۰-۲ مسیر تحول روی منحنی رطوبت سنجی هوا..... ۲۲
- شکل ۱۱-۲ نمونه‌ای از سیستم خنک‌کننده تبخیری غیرمستقیم که به صورت سری با یک سیستم خنک‌کننده تراکمی قرار گرفته است..... ۲۳
- شکل ۱۲-۲ نمایش عملکرد و فرآیند ترمودینامیکی سیستم تبخیری غیرمستقیم با مبدل صفحه‌ای..... ۲۵
- شکل ۱۳-۲ فرآیند ترمودینامیکی طی شده در کولرهای تبخیری مرکب که دارای دو بخش سرمایه‌ش تبخیری مستقیم و غیرمستقیم است..... ۲۶
- شکل ۱۴-۲ سیستم خنک‌کننده تبخیری مرکب با مبدل لوله‌ای نوع اول..... ۲۷
- شکل ۱۵-۲ سیستم خنک‌کننده تبخیری مرکب با مبدل لوله‌ای نوع دوم..... ۲۷
- شکل ۱۶-۲ سیستم خنک‌کننده تبخیری مرکب دارای سه بخش سرمایه‌شی..... ۲۸
- شکل ۱۷-۲ سیستم‌های خنک‌کننده تبخیری مرکب با مبدل صفحه‌ای..... ۲۹
- شکل ۱۸-۲ شماتیک کارکرد سیستم میسوتسنکو..... ۳۴

- شکل ۲-۱۹ نمودار رطوبت سنجی مربوط به فرآیند پیشنهادی میسوتسنکو ۳۴
- شکل ۲-۲۰ نمونه مبدل حرارتی - جرمی با جریان عمود ۳۵
- شکل ۲-۲۱ صفحات سلولوزی ترکیبی از چند نوع فیبر ۴۴
- شکل ۲-۲۲ بسترهای تبخیری به کاررفته در خنک کننده های تبخیری غیرمستقیم ۴۴
- شکل ۲-۲۳ مواد سرامیکی متخلخل ۴۵
- شکل ۲-۲۴ بسترهای صلب به کاررفته در کولرهای تبخیری مستقیم ۴۶
- شکل ۲-۲۵ نمونه اولیه ساخته شده توسط شرکت کولرادو ۵۲
- شکل ۲-۲۶ کولر ترکیبی ساخته شده توسط شرکت کولرادو ۵۳
- شکل ۲-۲۷ کولر ترکیبی ساخته شده توسط شرکت Desert Aire ۵۴
- شکل ۲-۲۸ کولر ترکیبی ساخته شده توسط شرکت AMAX ۵۵
- شکل ۳-۱ نمونه مبدل با جریان عمودی ۶۱
- شکل ۳-۲ نمونه مبدل جریان مخالف ۶۲
- شکل ۳-۳ نمونه هایی از فیبرهای مورد استفاده ۶۹
- شکل ۳-۴ تصاویری از نمونه های به کاررفته در پروژه ۷۰
- شکل ۳-۵ آزمایش مویبندی انجام شده ۷۱
- شکل ۳-۶ نمونه ترازو و صفحات آماده شده برای انجام تست ۷۳
- شکل ۳-۷ نمونه صفحات موجدار و نوار لاستیکی ۷۵
- شکل ۳-۸ پروسه آماده سازی مبدل ۷۷
- شکل ۳-۹ نمایی از آرایش استفاده شده به هنگام آزمایش ۷۸
- شکل ۳-۱۰ نمایی از فن و منبع گرمایش ۷۹
- شکل ۳-۱۱ نمایی از تجهیزات اندازه گیری ۷۹
- شکل ۴-۱ مقایسه تاثیر رطوبت نسبی در نمودار رطوبت سنجی ۸۸

شکل ۲-۴ کولر تبخیری مستقیم شرکت آبسال AC-26 ۹۱

شکل ۳-۴ نمونه مینی کولر شرکت آبسال AC-31 ۹۳

فهرست نمودارها:

نمودار ۱-۳ نمایش تست موینگی نمونه فیبرهای مورد بررسی ۷۲

نمودار ۱-۴ عملکرد مبدل در شرایط دمایی گوناگون ۸۵

فهرست جداول:

جدول ۱-۲ نرخ راندمان انرژی (EER) برای چند نمونه سیکل سرمایشی ۱۱

جدول ۲-۲ خصوصیات و کارکرد نمونه‌های مختلف سیستم‌های سرمایشی تبخیری ۳۰

جدول ۳-۲ خصوصیات بسترهای تبخیری مرسوم ۴۲

جدول ۱-۳ ضخامت صفحات پایه پیشنهادی ۶۶

جدول ۲-۳ ضخامت نمونه فیبرهای بررسی شده در این پروژه ۶۸

جدول ۳-۳ جمع‌بندی نتایج حاصل از آزمایش‌های انجام شده بر روی نمونه فیبرها ۷۳

جدول ۱-۴ نتایج حاصل از آزمایش عملکرد مبدل به‌عنوان کولر تبخیری غیرمستقیم ۸۶

جدول ۲-۴ مقایسه بین عملکرد مبدل ساخته شده و کولر شرکت آبسال ۹۲

جدول ۳-۴ داده‌های مربوط به استان‌های مختلف ایران ۹۴

فهرست علائم:

C_p	گرمای ویژه در فشار ثابت (kJ/kg K)
ECER	راندمان مصرف انرژی
h	آنتالپی (kJ/kg)
K	ضریب انتقال جرم (kg/m^2)
Q	ظرفیت سرمایش (W)
q	میزان انتقال حرارت (kJ)
T	دما ($^{\circ}\text{C}$)
V	میزان آب تبخیر شده در هر ساعت، litre/h
v	دبی هوا ثانویه (محصول) (m^3/h)
W	میزان انرژی الکتریکی مصرف شده (W)
w	نسبت رطوبت هوای ورودی، kg/kg
ε	راندمان
ρ	چگالی (kg/m^3)
ω	رطوبت نسبی

زیرنویس ها:

1	هوای ورودی (اولیه)
2	هوای خروجی (محصول)
db	حباب مرطوب
dp	نقطه شبنم
r	نمونه های دارای مسیر برگشت هوا
f	جریان
i	جریان ورودی
o	جریان خروجی
P,f	جریان اولیه (ورودی)
r	جریان بازگشتی از فضای تهویه شده
$total$	مجموع پارامترهای محسوس و نامحسوس
wb	حباب مرطوب

١. مقدمه

۱-۱ اهمیت سیستم‌های سرمایشی و گرمایشی:

امروزه فراهم نمودن شرایط آسایش و تهویه مناسب محل زندگی و کار یکی از فاکتورهای مهمی است که مدنظر مهندسان و سازندگان ابزارها و لوازم تهویه‌ای می‌باشد. شرایط آسایش برای مکان‌های مختلف بسته به نوع کارایی آن‌ها متفاوت می‌باشد. به‌طور مثال این شرایط در یک اتاق اداری با یک اتاق خواب متفاوت خواهد بود، اما به‌طور میانگین این شرایط آسایش با سه مشخصه زیر برآورد می‌گردد:

- دمای حباب خشک حدود 24°C
- رطوبت نسبی 70%
- سرعت هوا 0.3 m/s

رشد روزافزون جمعیت جهان و به دنبال آن افزایش مصرف انرژی باعث ایجاد نگرانی‌هایی در باب اتمام منابع انرژی و همچنین تأثیراتی که بر محیط‌زیست و تغییرات آب‌وهوای زمین دارد، ایجاد کرده است. همچنین با افزایش جمعیت جهان مدت زمانی که افراد در ساختمان‌ها به سر می‌برند افزایش پیدا کرده است و ایجاد شرایط آسایش با مصرف انرژی و هزینه کمتر بیش‌ازپیش اهمیت یافته است.

در کنار موارد بیان‌شده توجه به محیط‌زیست و حفاظت از آن نیز موضوع مهمی است و به همین منظور سیستم‌هایی که امروزه مورد استفاده قرار می‌گیرند می‌بایست دارای کمترین میزان آلاینده‌گی باشند. موضوعات زیست‌محیطی‌ای که در این زمینه مطرح هستند، انتخاب صحیح نوع مبرد و کاهش میزان کربن دی‌اکسید تولیدی است.

بدین منظور سیستم‌های گرمایش و سرمایش مختلفی طراحی، ساخته و مورد استفاده قرار گرفته است. با پیشرفت تکنولوژی این سیستم‌ها نیز دستخوش تحول شده و تغییراتی در جهت کارکرد بهتر آن‌ها صورت گرفته است. سیستم‌های سرمایش خود به چند دسته عمده تقسیم‌بندی می‌شوند که هر یک کاربرد خاصی دارند. از جمله این سیستم‌ها می‌توان به موارد زیر اشاره نمود:

- سیستم‌های خنک‌کننده تراکمی
- سیستم‌های خنک‌کننده جذبی
- سیستم‌های خنک‌کننده تبخیری
- سیستم‌های خنک‌کننده تراکمی و تبخیری

۲-۱ انواع سیستم‌های سرمایشی:

سیستم‌های خنک‌کننده تراکمی^۱ دارای عملکرد بسیار مناسبی هستند و رطوبتی را به هوای خروجی اضافه نمی‌کنند از این منظر استفاده از آن‌ها در مناطق شرجی و با رطوبت بالا مرسوم است. ساختمان این سیستم‌ها شامل اواپراتور، کندانسور و کمپرسور می‌باشد که مبرد در این تجهیزات حرکت می‌کند و دلیل استفاده از کمپرسور افزایش فشار بخار مبرد و آماده‌سازی آن برای تغییر فاز به مایع است.

مبردهای مورد استفاده در این سیستم‌ها بسیار متنوع هستند، در اوایل ابداع این سیستم‌ها استفاده از آمونیاک و دی‌اکسید گوگرد مرسوم بوده است که هر دو بسیار سمی و خطرناک بودند. امروزه مبردهای اصلی را هیدروکربن‌های هالوژنه تشکیل می‌دهند که نام تجاری فرئون^۲ و هالوژن کلرو فلورو کربن‌ها^۳ را دارند (مانند CCl_2F_2 ، $R - 12$ و $R - 22$) این مواد پایداری بالایی در اتمسفر دارند و به دلیل داشتن کلر باعث تخریب لایه‌ی اوزون می‌شوند و به همین منظور استفاده از آن‌ها می‌بایست بسیار محدود باشد.

سیستم‌های خنک‌کننده جذبی^۴ دارای تجهیزات بیشتری نسبت به سایر سیستم‌های خنک‌کننده هستند و از انرژی حرارتی به‌عنوان منبع اصلی برای ایجاد سرمایش استفاده می‌کنند. در سیستم‌های جذبی غالباً از آب به‌عنوان مبرد استفاده می‌شود اما استفاده از مبردهای دیگری همچون لیتیم بروماید و آمونیاک در مواردی که نیازمند سرمایش بیشتری باشیم دیده شده است. در این سیستم‌ها مبرد در اواپراتور تبخیر شده

^۱ Vapor-compression chiller

^۲ Chlorofluorocarbon (CFC)

^۳ Hydrofluorocarbons (HCFC)

^۴ Absorption refrigeration cycle

و توسط یک ماده جذب‌کننده جذب می‌شود و فشار محلول ایجادشده توسط پمپ بالا می‌رود و در پایان با دریافت حرارت از منبع حرارتی مبرد تبخیر شده و پس از عبور از کندانسور به اواپراتور بازمی‌گردد.

همان‌طور که بیان شد دسترسی به منبع حرارتی در سیستم‌های سرمایشی جذبی بسیار مهم است و اگر این منبع به‌طور طبیعی وجود داشته باشد (مانند انرژی خورشیدی یا زمین‌گرمایی) می‌توان گفت که استفاده از این سیستم‌ها دارای توجیه اقتصادی است در غیر این صورت هزینه مصرفی بسیار بالایی خواهد داشت. یکی از نقاط ضعف این سیستم‌ها هزینه‌های مربوط به تعمیر و نگهداری تجهیزات است که مورد قابل‌تأملی است.

سیستم‌های خنک‌کننده تراکمی و تبخیری از جمله سیستم‌های خنک‌کننده می‌باشند که از ترکیب یک سیستم تراکمی با یک سیستم تبخیری تشکیل می‌شوند. این سیستم‌ها قدمت زیادی نداشته و دلیل اصلی کاربرد آن‌ها کاهش توان مصرفی سیستم‌های تراکمی است.

سیستم‌های خنک‌کننده تبخیری^۱ که بر اساس تبخیر آب در هوا کار می‌کنند نیز از جمله سیستم‌های خنک‌کننده کاربردی می‌باشند که بیشتر در مناطق گرم و خشک استفاده می‌شوند. این سیستم‌ها ساده‌ترین ساختمان را در میان سیستم‌های خنک‌کننده دارا هستند و مصرف انرژی نسبتاً پایین‌تری دارند که همین موارد باعث محبوبیت آن‌ها شده است. در سال‌های اخیر به دلیل اهمیت این سیستم‌ها تحقیقات فراوانی در جهت بهبود کارکرد آن‌ها صورت گرفته است، این امر نشان‌دهنده اهمیت این سیستم‌ها از نظر مصرف انرژی می‌باشد.

به این ترتیب سیستم‌هایی با مصرف انرژی کمتر بیشتر مورد توجه قرار گرفته‌اند و همچنین به دلایل محیط زیستی می‌بایست از سیستم‌هایی که دارای مبرد های مضر مانند CFC ها هستند دوری کرده و به سمت مردهای طبیعی مانند آب، برویم.

با وجود ویژگی‌های بسیار مناسب سیستم‌های خنک‌کننده تبخیری، این سیستم‌ها همچنان دارای

^۱ Evaporative cooling system

مشکلاتی هستند که همین مشکلات، مانع استفاده گسترده از آنها شده است که در ادامه به بیان اجمالی آنها می‌پردازیم.

۱-۲-۱ معایب و مزایای سیستم‌های خنک‌کننده تبخیری:

به‌طورکلی سیستم‌های خنک‌کننده تبخیری به دو دسته سرمایش مستقیم^۱ و غیرمستقیم^۲ تقسیم می‌شوند که در سیستم‌های سرمایش مستقیم علاوه بر کاهش دما، رطوبت هوا نیز افزایش می‌یابد که این مورد در بسیاری مناطق از جمله مناطقی که دارای آب و هوایی با رطوبت بالا هستند مناسب نیست و همچنین در سایر مناطق نیز افزایش رطوبت می‌تواند باعث ایجاد فضایی مناسب برای رشد قارچ و... باشد که این مورد نیز آسایش ساکنین را کاهش می‌دهد. در سیستم‌های خنک‌کننده غیرمستقیم کاهش دما بدون تغییر در میزان رطوبت صورت می‌گیرد که این ویژگی باعث ایجاد جاذبه بسیار بیشتری نسبت به سیستم‌های خنک‌کننده مستقیم، شده است.

در سرمایش تبخیری غیرمستقیم بخشی از هوا وارد کانال‌های مرطوب و بخشی دیگر وارد کانال‌های خشک می‌شود. هوای ورودی به کانال مرطوب در تماس مستقیم با آب قرار دارد و با جذب گرمای نهان تبخیر آب موجود در این کانال، باعث ایجاد سرمایش شده و با تبادل حرارت با کانال خشک مجاور، باعث سرمایش هوای موجود در کانال خشک می‌شود. در حالت ایده آل هوای ورودی به کانال خشک به دمای حباب مرطوب هوای ورودی می‌رسد و هوای موجود در کانال مرطوب نهایتاً به‌طور کامل اشباع می‌شود درحالی‌که آزمایش‌های عملی نتایج بسیار متفاوتی را نشان می‌دهند و نمونه‌های عملی تنها ۵۰ تا ۶۰ درصد این هدف را محقق می‌کنند که به این ترتیب دمای هوا به اندازه کافی کاهش نیافته و استفاده از این سیستم‌ها به تنهایی برای سرمایش مناسب نیست.

در سال ۲۰۰۴ شخصی به نام میسوتسنکو^۳ [۱] فرآیندی را پیشنهاد داد که به وسیله آن امکان کاهش

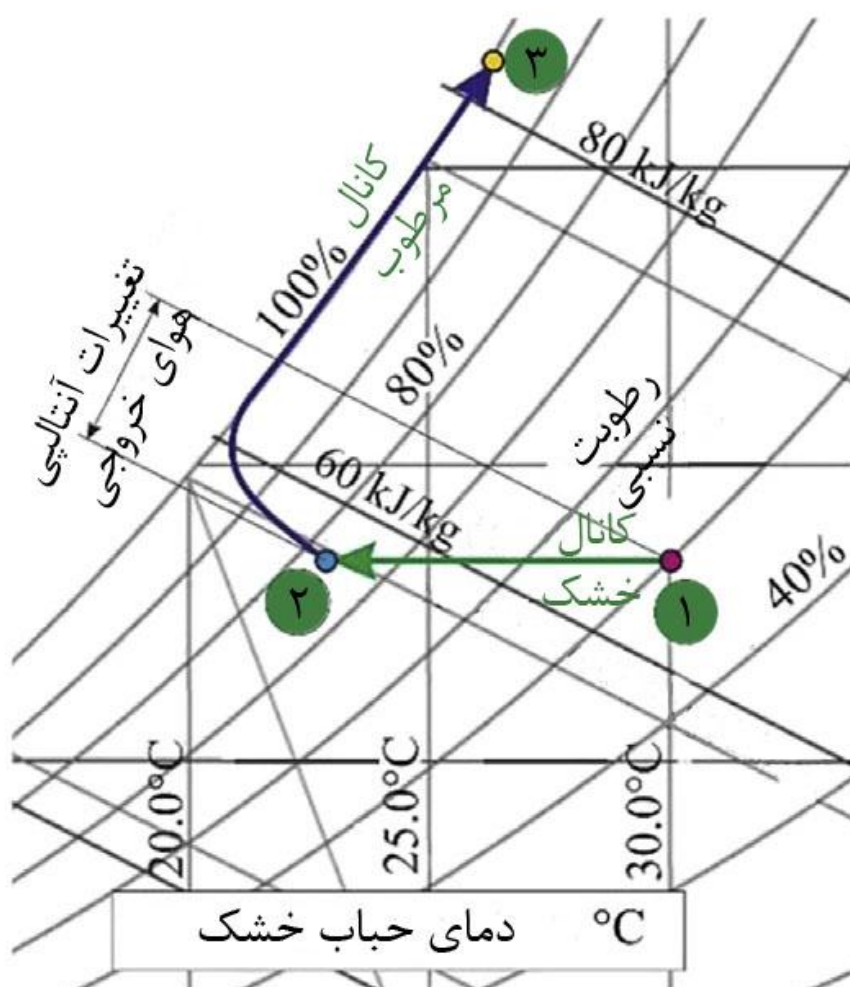
^۱ Direct evaporative cooler (DEC)

^۲ Indirect evaporative cooler (IEC)

^۳ Maisotsenko

دمای هوا به صورت غیرمستقیم تا نزدیکی نقطه شبنم امکان پذیر باشد اما موضوع مهم ساخت مبدلی بود که این پروسه را امکان پذیر سازد.

همان طور که بیان شد این سیستم‌ها توانایی کاهش دما را تا دمایی پایین تر از حباب مرطوب یعنی نقطه شبنم را دارا هستند. در شکل ۱-۱ به صورت شماتیک پروسه طراحی شده توسط میسوتسنکو را نمایش می‌دهد



شکل ۱-۱ فرآیند پیشنهادی میسوتسنکو برای سرمایش تبخیری غیرمستقیم [۲]

مطابق شکل ۱-۱ هوای ورودی که با عدد ۱ نمایش داده شده است، مانند سایر سیستم‌های تبخیری غیرمستقیم وارد کانال خشک می‌شود اما با این تفاوت که بخشی از هوا پس از عبور از کانال خشک وارد کانال مرطوب شده و نقش سیال عامل را ایفا می‌کند. این پروسه باعث می‌شود که هوای ورودی به کانال

مرطوب نسبت به سیستم‌های تبخیری غیرمستقیم پیشین دارای دمای پایین‌تری باشد و همچنین عملکرد بهتری برای جذب گرما از کانال‌های مجاور داشته باشد و همین موضوع باعث پایین‌تر بودن دمای هوای خروجی از این سیستم‌ها می‌باشد.

هوای خروجی از کانال خشک با عدد ۲ نمایش داده شده است که همین هوا وارد کانال مرطوب شده و پروسه ۲ تا ۳ را طی می‌کند.

تا به امروز مبدل‌های مختلفی برای عملی ساختن این پروسه پیشنهاد و ساخته شده است که در بعضی موارد راندمان مناسبی نیز به دست آمده است اما همان‌طور که بیان شد به صورت تئوری این سیستم‌ها قابلیت ایجاد سرمایش تا دمای نقطه شبنم را دارا هستند و به همین منظور تحقیقات برای عملی ساختن این فرضیه به‌طور کامل همچنان ادامه دارد.

پارامترهایی که در این سیستم‌های خنک‌کننده بیشتر مورد توجه قرار گرفته‌اند شامل شکل هندسی و ابعاد مناسب برای مبدل، خصوصیات ترمودینامیکی و سیالاتی هوای ورودی، انواع مختلف جریان و چگونگی گذر جریان‌های اولیه و ثانویه از کنار یکدیگر و جنس مواد سازنده این مبدل می‌باشد؛ و برای این پارامترها پیشنهادهایی بیان شده است که هر یک نقاط ضعف و قوتی دارند و بر اساس شرایط آب و هوایی مورد نظر، سیستم پیشنهادی متفاوت خواهد بود.

۳-۱ اهداف تحقیق

در این پروژه به بررسی سیستم خنک‌کننده غیرمستقیم میسوتسنکو می‌پردازیم تا با بررسی پارامترهای مؤثر در عملکرد این دسته از سیستم‌ها به مقادیر بهینه برای آن‌ها دست‌یابیم.

این پارامترها شامل مواد به‌کاررفته، ساختار و ابعاد بهینه، شکل هندسی، شکل جریان‌ها و بسیاری موارد دیگر می‌باشد که با ساخت نمونه‌ای آزمایشگاهی از مبدل میسوتسنکو و استفاده از آن به‌عنوان سیستم خنک‌کننده و انجام آزمایش‌های مرتبط با عملکرد این سیستم، به بررسی کارکرد این دسته از کولرها در

آبوهوا و اقلیم ایران خواهیم پرداخت تا بتوان با مقایسه بین این نمونه و سیستم‌های سرمایشی مرسوم در ایران، امکان استفاده از این سیستم‌ها را در ایران بسنجیم که این مقایسه شامل بررسی میزان مصرف آب و انرژی الکتریکی هریک از سیستم‌ها نیز می‌باشد

۴-۱ ساختار پایان‌نامه:

فصل اول: مقدمه . در این فصل به ذکر اهمیت سیستم‌های سرمایشی و گرمایشی و معرفی انواع سیستم‌های سرمایشی مرسوم پرداخته‌ایم و معرفی کلی درباره مبدل میسوتسنکو را انجام می‌دهیم.

فصل دوم: مروری بر کارهای گذشته . در این فصل به توضیح انواع سیستم‌های سرمایشی تبخیری خواهیم پرداخت و روابط حاکم بر آنها را که به منظور تعیین عملکرد هر نمونه مورد استفاده قرار می‌گیرد را بیان خواهیم کرد؛ و در ادامه با مروری بر کارهای گذشته به چگونگی روند توسعه سیستم‌های تبخیری اشاره خواهیم کرد.

فصل سوم: انتخاب مواد و ساخت نمونه اولیه . در این فصل با انجام آزمایش‌های مختلف و مراجعه به نتایج حاصل از برخی مقالات و نمونه‌های ساخته شده، به انتخاب اجزای مبدل خواهیم پرداخت و همچنین چگونگی ساخت نمونه اولیه را بیان خواهیم کرد. در پایان نیز درباره چگونگی بررسی عملکرد مبدل را در قالب یک سیستم سرمایشی تبخیری توضیح خواهیم داد.

فصل چهارم: نتایج حاصل از انجام آزمایش و تفسیر آن‌ها . در این فصل به ارائه نتایج حاصل از بررسی عملکرد مبدل در شرایط آب و هوایی گوناگون خواهیم پرداخت و همچنین به امکان سنجی استفاده از این سیستمها در استان‌های مختلف ایران خواهیم پرداخت.

فصل پنجم: نتیجه‌گیری و ارائه پیشنهادات .

۲. انواع سیستم های سرمایه‌ی و مروری

بر کارهای گذشته

در مقایسه با سیستم‌های معمول و پرترفدار تراکمی و جذبی، سیستم‌های خنک‌کننده تبخیری چند مزیت عمده دارند:

- کاهش مصرف انرژی و به تبع آن کاهش میزان کربن دی‌اکسید تولیدی
- دوست دار محیط‌زیست بودن سیستم‌های تبخیری، زیرا تنها از آب استفاده می‌کنند.
- از نظر ساختمان، چگونگی کارکرد و کنترل آن بسیار ساده‌تر از سایر سیستم‌ها است.

سیستم‌های تراکمی و جذبی فناوری‌های تکامل‌یافته‌ای هستند و در مصارف خانگی و عمومی استفاده گسترده‌ای دارند. کارکرد سیستم‌های جذبی و تراکمی یک کارکرد ثابت و مناسب برای خنک‌سازی ساختمان‌ها است. با این حال آن‌ها سیستم‌هایی با مصرف انرژی بالا هستند

از آنجایی که در سیستم‌های تبخیری هیچ کمپرسوری به کار نرفته، این سیستم‌ها در مقایسه با سیستم‌های سرمایشی دیگر دارای راندمان بسیار بالاتری هستند. انرژی استفاده‌شده در سیستم‌های تبخیری معمولاً ۳۰ تا ۵۰ درصد انرژی صرف شده در سایر سیستم‌های سرمایشی با ظرفیت یکسان است؛ که این مقدار یعنی راندمان سیستم‌های تبخیری دو تا سه برابر راندمان سیستم‌های سرمایشی کمپرسور دار است [۳] مقدار نسبت راندمان انرژی^۱ برای چند سیستم معمول سرمایشی در جدول ۱-۲ آمده است.

سیستم‌های سرمایشی تراکمی متداول دارای مبردهایی چون HCFC ها (مانند R-22) و HFC ها (مانند R-134a و R-410a) هستند که تأثیر بسیار زیادی بر گرمایش زمین دارند و این مواد نسبت به کربن دی‌اکسید توانایی حفظ گرمای بیشتری را دارند [۴]. به همین دلیل استفاده از سیستم‌های تبخیری که با گرمای نهان تبخیر آب سرمایش ایجاد می‌کنند گزینه بهتری می‌تواند باشد.

بازار سیستم‌های تبخیری می‌تواند بسیار مناسب باشد به شرط آن که بتوان مشکلات تکنیکی و موانع

^۱ Energy efficiency ratio (EER)

پیش رو مانند ظرفیت سرمایش نسبتاً کم، فضای نسبتاً زیادی که اشغال می کنند و محدودیت های مربوط به شرایط آب و هوایی لازم برای استفاده از این سیستم ها را برداشت.

جدول ۱-۲ نرخ راندمان انرژی (EER) برای چند نمونه سیکل سرمایشی [۵]

سیکل سرمایشی	تراکم ی بخار ^۱	جذب بی ^۲	جذب متخلخل ^۳	خشک کننده ها ^۴	مکش سیال عامل ^۵	ترموالکتریک ^۶
نرخ راندمان انرژی (EER)	۷-۱۷	۳/۴	۰/۷-۲/۷	۱/۷- ۵/۱	-۲/۷	۱/۷-۳/۴
		۲-			۰/۹	

Btu/Wh

۲-۲ تعریف سرمایش تبخیری

سرمایش تبخیری بر اساس یک قانون عملی ساده پایه ریزی شده است. وقتی آب تبخیر می شود، گرمای نهان تبخیر را از خود آب و هوای محیط اطراف جذب می کند. در نتیجه آب و هوا هر دو در حین این عمل خنک می شوند. فرآیند سرمایش تبخیری و نمودار رطوبت سنجی^۷ آن در شکل ۱-۲ آمده است.

به طور کلی فرآیند سرمایش تبخیری مشابه فرآیند اشباع آدیاباتیک می باشد. چون انتقال حرارت بین جریان هوا و محیط در حین عمل قابل اغماض است. بنابراین فرآیند سرد کردن تبخیری روی یک خط دمایی حباب مرطوب ثابت بر روی نمودار رطوبت سنجی حرکت می کند و چون خطوط دمایی حباب مرطوب ثابت تقریباً منطبق بر خطوط آنتالپی ثابت می باشند، آنتالپی جریان هوا را نیز می تواند ثابت در نظر گرفت. یعنی

^۱ Vapour compression

^۲ Absorption

^۳ Adsorption

^۴ Desiccants

^۵ Ejector

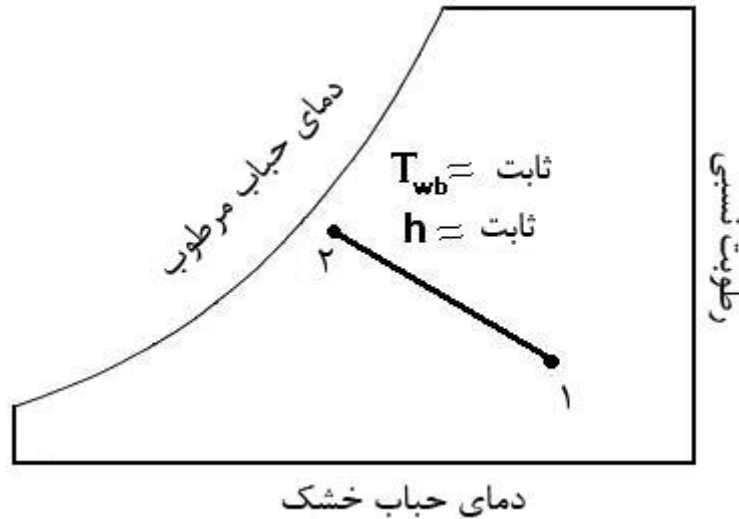
^۶ Thermoelectric

^۷ psychometric

در طی فرآیند سرمایش تبخیری داریم:

$$T_{wb} \approx const.$$

$$h \approx const.$$



شکل ۱-۲ نمودار رطوبت سنجی و شماتیک فرآیند سرمایش تبخیری.

۳-۲ انواع سیستم‌های خنک‌کننده تبخیری

سیستم‌ها و تجهیزات خنک‌کننده تبخیری از دسته سیستم‌های خنک‌کننده‌ای می‌باشند که به دلیل قیمت پایین، هزینه ناچیز نگهداری و کاربرد مناسب در مناطق بیابانی با آب و هوای گرم و خشک کاربرد وسیعی دارند. این سیستم‌ها به دو گروه اصلی سرمایش تبخیری مستقیم و سرمایش تبخیری غیرمستقیم تقسیم می‌شوند.

در سیستم‌های تبخیری مستقیم، هوا در اثر تماس مستقیم با آب خنک می‌شود. این تماس ممکن است توسط سطوح گسترده مرطوب یا گروهی از افشانک‌ها تأمین گردد.

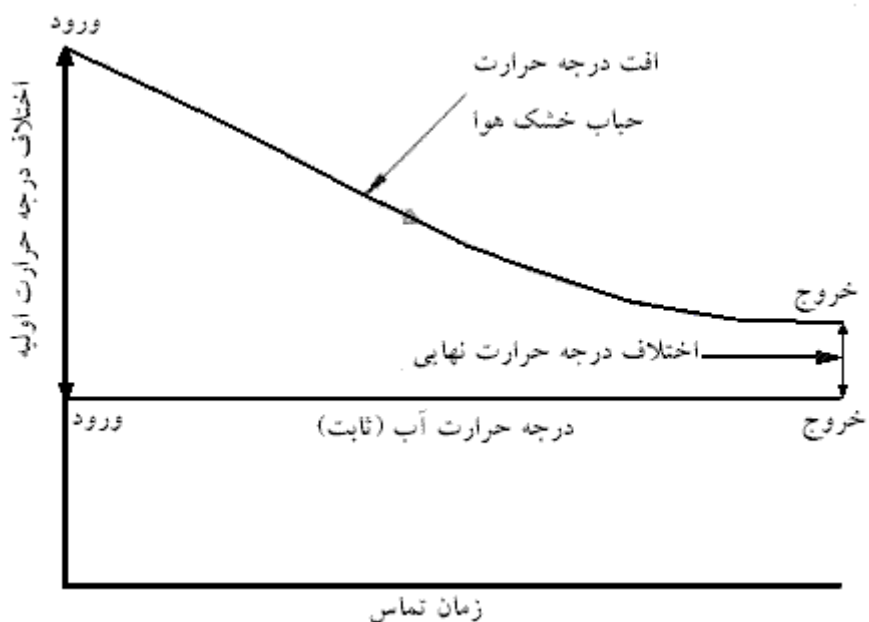
در سیستم‌های غیرمستقیم، هوا به دو بخش اولیه و ثانویه تقسیم شده و وارد یک مبدل حرارتی

می‌گردد. هوای ثانویه^۱ به روش تبخیری خنک شده، سپس با تماس غیرمستقیم با هوای اولیه^۲ آن را خنک می‌کند.

سیستم‌های ترکیبی که شامل هر دو گروه فوق هستند نیز وجود دارند که به‌تازگی تحقیقات گسترده‌ای در مورد آن‌ها شروع شده است. در ادامه به معرفی کلی‌تری از هر یک از این سیستم‌ها خواهیم پرداخت.

۱-۳-۲ سیستم‌های خنک‌کننده تبخیری مستقیم

در سرمایش هوا به روش تبخیری مستقیم، آب در داخل جریان هوا تبخیر می‌شود. شکل ۲-۲ تغییرات ترمودینامیکی هوا و آب در هنگام تماس مستقیم را نشان می‌دهد [۶]. درجه حرارت تعادل آبی که به‌طور مداوم گردش می‌کند، برابر با درجه حرارت حباب مرطوب هوای ورودی خواهد بود. در اثر انتقال جرم و حرارت بین هوا و آب، هم‌زمان با ثابت ماندن درجه حرارت حباب مرطوب هوا، درجه حرارت حباب خشک هوا کاهش و رطوبت نسبی جریان هوا افزایش می‌یابد.

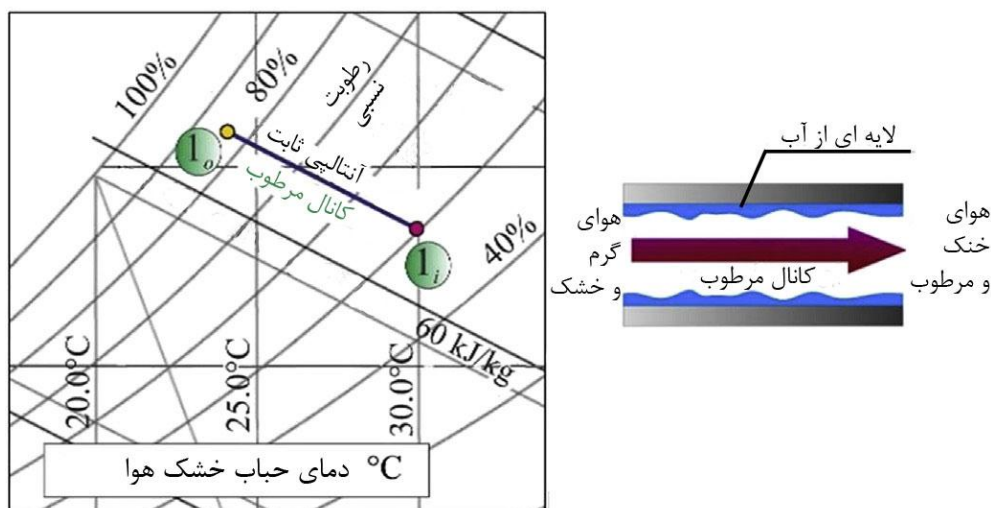


شکل ۲-۲ عملکرد متقابل هوا و آب در یک کولر تبخیری [۶]

^۱ Secondary air

^۲ Primary air

فرآیندی که در این سیستم‌ها اتفاق می‌افتد مطابق شکل ۲-۳ بوده و هوای ورودی وارد کانالی با دیواره‌های مرطوب شده و با گذر از این کانال دمای هوا کاهش یافته و رطوبت آن نیز افزایش می‌یابد و فرایند طی شده در نمودار رطوبت سنجی، فرایند ۱ به ۲ می‌باشد. به صورت تئوری، در حالت ایده آل، این کاهش دما تا دمای حباب مرطوب هوای ورودی ادامه می‌یابد.



شکل ۲-۳ شماتیک شکل جریان و فرآیند ترمودینامیکی کولرهای تبخیری مستقیم [۲]

یک پارامتر بسیار مهم در سیستم‌های سرمایش تبخیری میزان نزدیک شدن به دمای حباب مرطوب هوای ورودی است که به آن راندمان حباب مرطوب گفته می‌شود.

$$\varepsilon_{DEC} = \frac{T_{db,1} - T_{db,2}}{T_{db,1} - T_{wb,1}} \quad (1-2)$$

سیستم‌های طراحی شده تا به امروز داری راندمان حباب مرطوب بین ۷۰ تا در ۹۵ درصد هستند که این مقدار به شکل سیستم و سرعت هوای عبوری از داخل مبدل بستگی دارد.

هوای تولیدی به این روش، هوای کاملاً مطلوبی نبوده زیرا به دلیل افزایش رطوبت هوای داخل ساختمان، می‌تواند برای سلامتی مضر باشد همچنین در این فرآیند هوای خشک و گرم تبدیل به هوای خنک و مرطوب می‌شود یعنی انرژی داخل هوا تغییری نمی‌کند که این موضوع نیز باعث نامناسب بودن

هوای خروجی می‌شود.

۲-۳-۲ انواع سیستم‌های تبخیری مستقیم

سیستم‌های تبخیری مستقیم را بر اساس نوع بستر تبخیری^۱ و چگونگی تماس با آب مطابق زیر

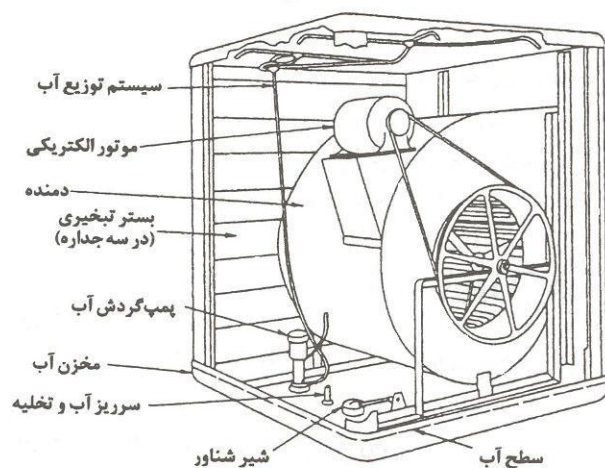
دسته‌بندی می‌شود:

۱-۲-۳-۲ کولرهای دارای بسترهای نامنظم^۲:

این نوع کولرها دارای بستر تبخیری هستند که در آنها از تراشه‌های چوب و الیاف پلاستیکی استفاده شده است. این سیستم‌ها معمولاً به دلیل استفاده از بسترهای تبخیری نامناسب و ارزان‌قیمت، دارای راندمان و طول عمر پایینی هستند.

معمولاً در این‌گونه کولرها، سرعت هوا در عبور از سطح بستر تبخیری را ۱۰۰ تا ۲۲۰ *fpm* و افت فشار

هوا در درون کولر را ۰/۱ *in.H₂O* در نظر می‌گیرند.



شکل ۴-۲ کولر تبخیری مستقیم با بستر تبخیری نامنظم [۶]

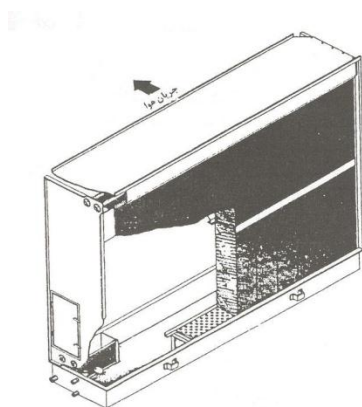
^۱ Evaporative pad

^۲ Random media evaporative cooler

مقدار مصرف آب کولر بستگی به مقدار گذر جریان هوا، بازده بستر تبخیری و اختلاف درجه حرارت حباب تر و خشک هوای ورودی دارد. نسبت رطوبت^۱ (نسبت جرم بخار آب درازای واحد جرم هوای خشک) هوای ورودی و خروجی را می‌توان با استفاده از نمودار رطوبت سنجی دریافت. تقریباً به ازای هر $10^{\circ}F$ کاهش درجه حرارت حباب خشک هوای ورودی و دبی هوای 1000 cfm ، مقدار $1/24$ لیتر در هر ساعت آب مصرف خواهد شد [۶].

۲-۲-۳-۲ کولرهای با بستر صلب^۲

در این کولرها از صفحات صلب و موج‌دار به‌عنوان بستر مرطوب استفاده می‌شود. این سطوح می‌توانند از جنس سلولوز و فایبرگلاس باشند و آب به‌طور دائمی روی این بستر پمپ می‌شود که آب اضافی در بخش زیرین کولر جمع‌آوری می‌شود. سوراخ‌های موجود بر روی بسترها در یک امتداد نیستند تا اختلاط آب و هوا تا حد امکان افزایش یابد. عمق بستر مرطوب در امتداد جریان هوا معمولاً 12 in است ولی می‌تواند بین 4 تا 24 in نیز تغییر کند. معمولاً سرعت هوا بر روی بستر صلب را 400 تا 600 fpm انتخاب می‌کنند [۶-۷].



شکل ۲-۵ کولر تبخیری مستقیم با بستر تبخیری صلب [۶]

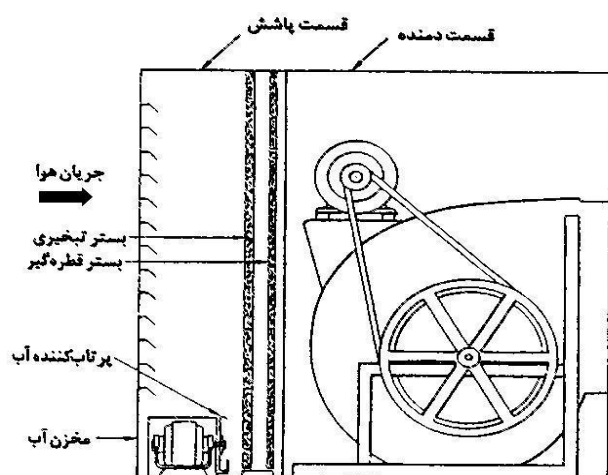
^۱ Humidity ratio

^۲ Rigid media air cooler

۳-۲-۳-۲ کولرهای دارای پرتاب آب^۱

کولرهای دارای پرتاب آب شامل یک پرتاب‌کننده آب در قسمت سرمایش تبخیری و یک فن هستند. معمولاً این فن از نوع گریز از مرکز دارای پره‌های خم به جلو و دو دهانه ورودی هوا هستند. آب در این کولرها به وسیله یک سری نازل در ورودی هوا پاشیده می‌شود که این روش باعث توزیع یکنواخت آب در هوا می‌شود و سپس با گذر از بستر قطره گیر اندکی از رطوبت هوای خروجی کاهش می‌یابد. میزان سرمایش این دسته از کولرها نسبت به موارد قبلی بیشتر خواهد بود اما میزان مصرف انرژی این دسته از کولرها نیز بیشتر است.

معمولاً ظرفیت این دسته از کولرها تا 30000 cfm می‌باشد؛ و با توجه به بازده سرمایش مورد انتظار، سرعت هوا در عبور از سطح بستر نیز، می‌تواند بین 300 تا 600 fpm انتخاب گردد [۶].



شکل ۶-۲ کولر تبخیری مستقیم با سیستم پاشش آب [۶]

۴-۲-۳-۲ کولرهای با بستر چرخان^۲

در کولرهای تبخیری مستقیم با بستر چرخان، بستر تبخیری در اثر دوران در درون آب، مرطوب و شسته خواهد شد. بستر تبخیری و سایر اجزایی که به طور دائمی در تماس با آب هستند، از مواد مقاوم در برابر

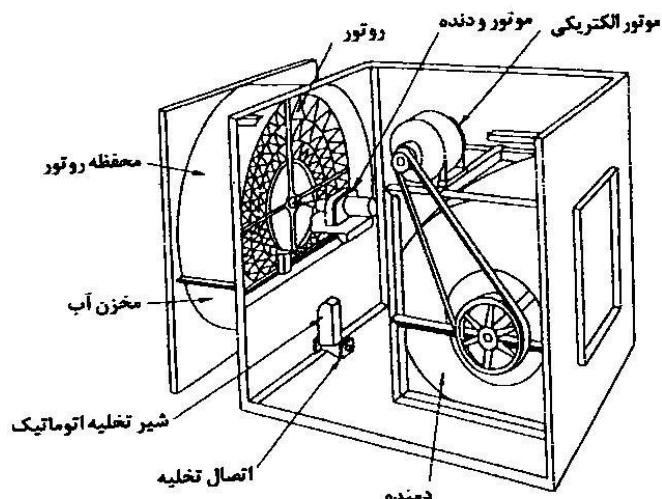
^۱ Slinger package air cooler

^۲ Rotary evaporative cooler

خوردگی ساخته می‌شوند. مهم‌ترین ویژگی این کولرها عدم نیاز به نازل و یا یک سیستم گرداننده آب است اما به دلیل استفاده از روتور، به انرژی الکتریکی بیشتری نسبت به سایر نمونه‌های بیان شده نیاز داریم.

سرعت هوا در سطح بستر چرخان را معمولاً ۱۰۰ تا ۶۰۰ fpm و افت فشار هوا در داخل آن را $in.H_2O$

۰/۵ در نظر می‌گیرند [۶].



شکل ۲-۷ کولر تبخیری مستقیم با بستر چرخان [۶]

۳-۳-۲ تئوری حاکم بر خنک‌کننده‌های تبخیری مستقیم

در لوازم تهویه مطبوع، ممکن است هوا با مبرد (آب به عنوان سیال خنک‌کننده یا گرم‌کننده)، در تماس مستقیم بوده یا توسط جداره جامدی از آن جدا شده باشد. مجموعه دستگاه‌هایی را که بر اساس تماس مستقیم هوا و آب کار می‌کنند، خنک‌کننده‌های تبخیری مستقیم می‌نامند که کولر آبی و برج خنک‌کن^۱ از انواع متداول آن می‌باشند. در تماس مستقیم هوا با آب انتقال حرارت، توأم با انتقال جرم صورت می‌گیرد.

در زیر خلاصه‌ای از تئوری حاکم بر آن‌ها بیان می‌شود. لازم به ذکر است که این روابط با توجه به

فرضیات ساده کننده زیر نوشته شده‌اند:

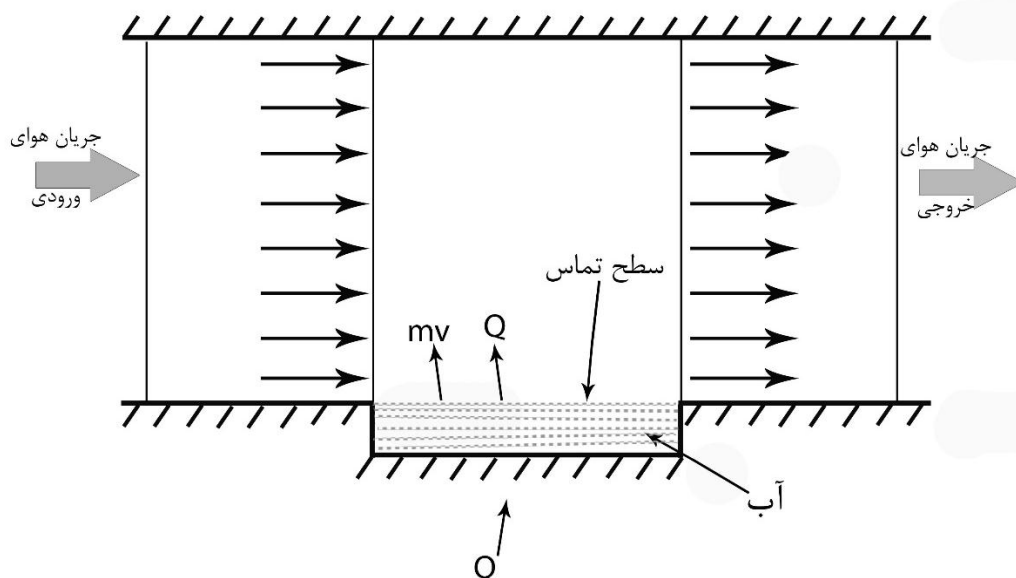
^۱ Cooling tower

۱-۳-۳-۲ فرضیات

- تحول آدیباتیک بوده و از انتقال حرارت تشعشعی صرف نظر می‌گردد؛
- عدد لوئیس را واحد در نظر می‌گیریم؛
- از آنتالپی آب اضافه‌شده که در رطوبت ویژه نیز ضرب می‌شود، $\omega_o \cdot (h_f)_o$ صرف نظر می‌کنیم؛
- ظرفیت گرمایی هوای مرطوب، c_{pm} را ثابت فرض می‌کنیم (در صورتی که تا حدود کمی به میزان رطوبت و دمای هوا بستگی دارد)؛

۲-۳-۳-۲ معادلات حاکم

اگر در یک خنک‌کننده تبخیری هوا، مطابق شکل ۸-۲، هوای محیط خارج با دمای حباب خشک T_o و رطوبت ویژه ω_o از روی سطوح مرطوب (یا ذرات آب که توسط نازل‌ها پودر شده‌اند) با دمای T_i عبور نماید، دمای نهایی سطح تماس به دمای حباب مرطوب هوای خارج نزدیک‌تر شده، $T_i \rightarrow (T_{WB})_o$ و در عملکرد پایدار دستگاه مقدار آن برابر دمای حباب مرطوب جریان هوای ورودی خواهد شد.



شکل ۸-۲ انتقال حرارت بین هوا و آب در خنک‌کننده تبخیری مستقیم

در این صورت می‌توان روابط زیر را نوشت:

$$q = A.K.(h_i - h_o) \quad (2-2)$$

که A سطح تماس، K ضریب انتقال جرم، q میزان حرارت انتقال یافته و h_o آنتالپی هوا به هنگام ورود به دستگاه و h_i آنتالپی در سطح تماس آب و هوا می‌باشند. چون تحول آدیاباتیک است:

$$q = 0 \Rightarrow h_i = h_o$$

با توجه به تعریف آنتالپی هوای مرطوب که مجموع آنتالپی هوای خشک، h_a و آنتالپی رطوبت آب موجود در آن، h_v است و ω که در این فرمول رطوبت نسبی هوای مرطوب می‌باشد؛ و با به‌کارگیری مشخصات هوای مرطوب در سیستم SI داریم:

$$h = h_a + \omega.h_v \quad (3-2)$$

$$h = c_p.T + \omega. [(h_{fg})_{0^\circ C} + 1.88T]$$

با توجه به مقادیر متداول در کاربردهای عملی سیستم‌های تهویه مطبوع:

$$c_p = 1.005 \text{kJ/kg} \cdot ^\circ C$$

$$(h_{fg})_{0^\circ C} = 2500 \text{kJ/kg}$$

$$(c_{pm})_i \approx (c_{pm})_o \approx c_{pm}$$

$$c_{pm} = c_p + 1.88\omega.t \approx 1.0216 \text{kJ/kg} \cdot ^\circ C$$

$$h = 1.0216 .t + 2500 \omega$$

$$h_i = (h_a + \omega.h_v)_i = 1.0216 .t_i + 2500 . \omega_i$$

$$h_o = (h_a + \omega.h_v)_o = 1.0216 .t_o + 2500 . \omega_o$$

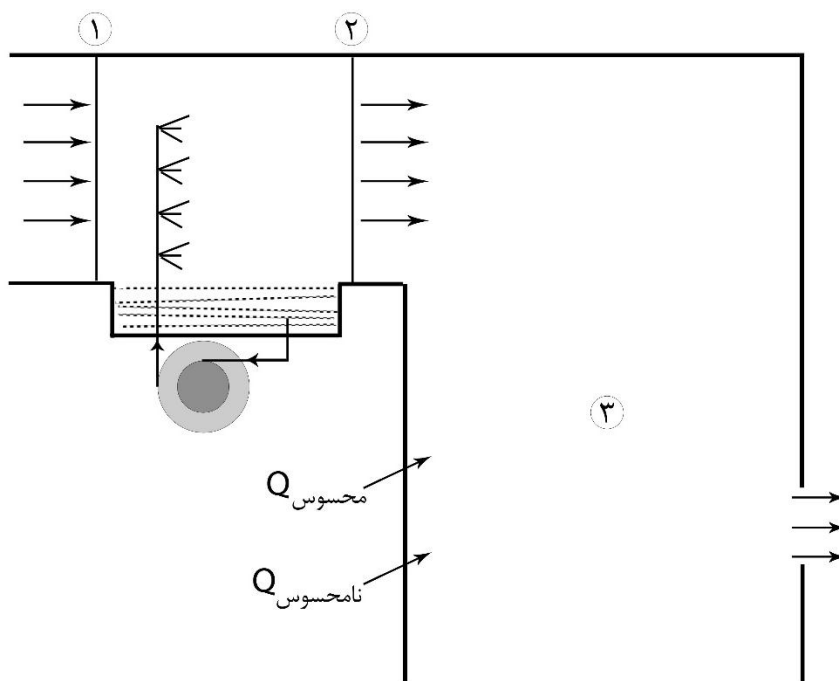
$$\Rightarrow \frac{(t_o - t_i)}{(\omega_i - \omega_o)} = \frac{(h_{fg})_{0^\circ C}}{c_{pm}}$$

لذا معادله مسیر تحول طی شده در یک سرمایش تبخیری مستقیم، یک خط راست با شیب

$(h_{fg})_{0^\circ C}/c_{pm}$ است که در امتداد خط دمای حباب مرطوب ثابت است.

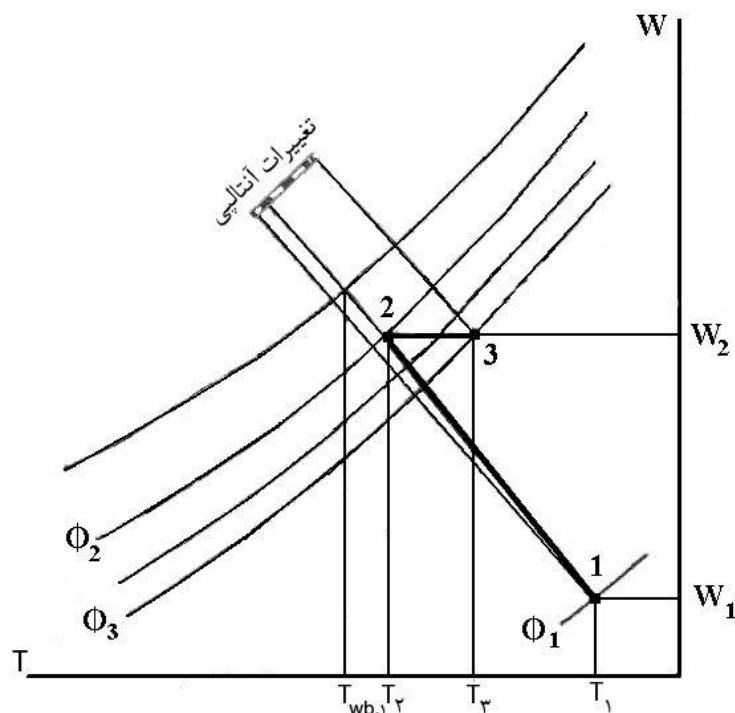
۳-۳-۳-۲ مسیر تحول جریان هوا در خنک‌کننده‌های مستقیم

محلی را در نظر می‌گیریم که حرارت‌های محسوس Q_{sen} و نهان Q_{lat} مطابق شکل ۹-۲ به آن اضافه شده و هوای بیرون با شرایط نقطه ۱ وارد خنک‌کننده شده و مطابق شکل ۱۰-۲ در نقطه ۲ از خنک‌کننده خارج و طی تبادل حرارت با فضای داخل اتاق، به شرایط محیط داخل اتاق در نقطه ۳ می‌رسد.



شکل ۹-۲ شماتیک کولر تبخیری مستقیم و محیط تهویه شونده

بکار بردن اصطلاح «تهویه مطبوع»^۱ در مورد خنک‌کننده‌های تبخیری هوا درست نیست بلکه یک غلط مصطلح است و این تحول را نمی‌توان تهویه مطبوع نامید زیرا در این‌گونه دستگاه‌ها، دمای هوا، میزان سرما گیری و رطوبت آن هیچ‌کدام قابل کنترل نیستند؛ اما در هر صورت می‌توانند در سیستم‌های تهویه مطبوع به‌عنوان یک جزء مکمل بکار روند.



شکل ۲-۱۰ مسیر تحول روی منحنی رطوبت سنجی هوا [۶]

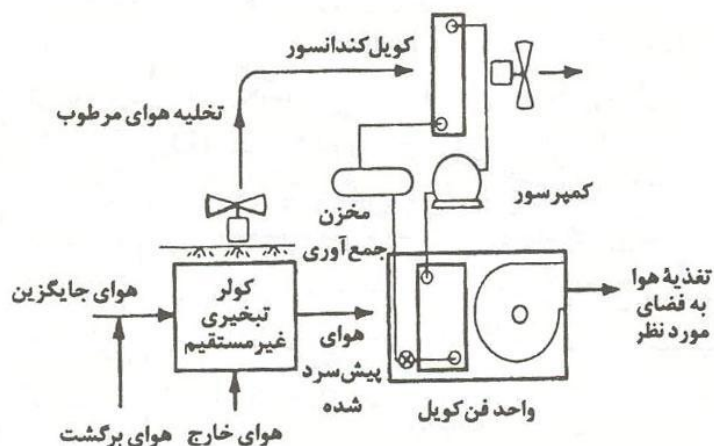
۲-۳-۴ سیستم‌های خنک‌کننده تبخیری غیرمستقیم

اساس کار سیستم‌های خنک‌کننده تبخیری غیرمستقیم بر پایه تماس غیرمستقیم هوای موردنظر با آب می‌باشد. این سیستم‌ها تا به امروز به‌تنهایی راندمان مطلوبی نداشته‌اند، اما دلیل اصلی ساخت و بررسی آن‌ها این بوده است که از آن‌ها به‌صورت مکمل برای دیگر لوازم تهویه‌ای استفاده می‌کردند؛ و این‌گونه به سیستم‌هایی با راندمان بالا و مصرف انرژی پایین، دست می‌یافتند.

^۱ Air conditioning

سیستم‌های تبخیری غیرمستقیم به صورت تئوری می‌توانند دمای هوا را نسبت به سیستم‌های سرمایشی مستقیم، پایین‌تر بیاورند بدون آن‌که رطوبتی به هوا اضافه کنند. شرایط آسایشی که این سیستم‌ها ایجاد می‌کنند بسیار بیشتر و جذاب‌تر از سیستم‌های تبخیری مستقیم است.

کارکرد این دسته از سیستم‌ها به این شکل است که هوا وارد دو بخش مجزا می‌شود. جریان ثانویه هوا در تماس مستقیم با آب قرار می‌گیرد و نقش سیال عامل را بازی می‌کند و جریان اولیه هوا به شکل‌های گوناگون از مجاورت سیال عامل عبور می‌کند و با انتقال حرارت بین این دو جریان، هوای خروجی از کولر سرد شده و رطوبتی به هوای خروجی اضافه نخواهد شد.



شکل ۲-۱۱ نمونه‌ای از سیستم خنک‌کننده تبخیری غیرمستقیم که به صورت سری با یک سیستم خنک‌کننده تراکمی قرار گرفته است [۶]

کلید اصلی سیستم‌های خنک‌کننده تبخیری غیرمستقیم مبدل حرارتی آن‌ها است. از این رو این سیستم‌ها به دودسته اصلی تقسیم‌بندی می‌گردند که در ادامه به تشریح آن‌ها خواهیم پرداخت.

۲-۳-۴-۱ سیستم‌های تبخیری غیرمستقیم با مبدل لوله‌ای

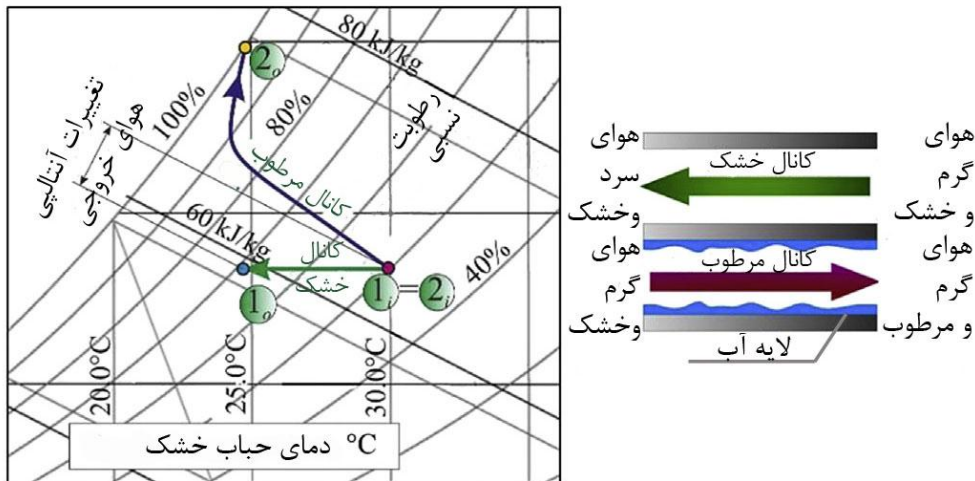
این سیستم‌ها دارای مبدل‌های حرارتی می‌باشند که از لوله‌هایی U شکل تشکیل شده‌اند. لوله‌ها به شکل یک کویل در کنار هم قرار می‌گیرند. در یک نوع از این مبدل‌ها جریان اولیه هوا از درون لوله‌ها جریان یافته و سیال عامل خارج از لوله‌ها حرکت می‌کند. با پاشش آب بر روی سطح لوله‌ها، جریان ثانویه هوا از روی آن

عبور کرده و با تبخیر آب در سیال عامل، هم هوا و هم آب، خنک می‌گردند. با خنک شدن آب سطح لوله‌ها نیز خنک شده و با جریان هوای اولیه جاری در درون لوله انتقال حرارت انجام می‌دهد. نتیجه اینکه دمای هوای اولیه در یک فرآیند رطوبت ثابت کاهش می‌یابد. در نوع دیگر آب خنک درون لوله‌ها جریان یافته و هوای اولیه بیرون از لوله‌ها جریان دارد و با انتقال حرارت با سطح لوله‌ها خنک می‌گردد البته در این مدل، هوایی به عنوان جریان ثانویه وجود نخواهد داشت.

این سیستم‌ها به تنهایی دارای راندمانی حدود ۲۰٪ تا ۳۴٪ می‌باشند. این مسئله نشانگر این مطلب خواهد بود که سیستم‌های خنک‌کننده تبخیری غیرمستقیم با مبدل حرارتی لوله‌ای به تنهایی برای سرمایه‌های محیط، قابل استفاده نخواهند بود، لذا هدف اصلی از بررسی آن‌ها امکان‌سنجی مکمل سازی آن‌ها با سیستم‌های خنک‌کننده تبخیری مستقیم می‌باشد. با توجه به نتایج آزمایشگاهی موجود راندمانی حدود ۹۰ تا ۱۰۵ درصد برای سیستم‌های ترکیبی به دست آمده است که این میزان می‌تواند کارآمد بودن این سیستم ترکیبی را بیان کند. به دلیل اهمیت این سیستم‌های ترکیبی در ادامه توضیح کامل‌تری از آن‌ها را ارائه خواهیم کرد.

۲-۳-۴-۲ سیستم‌های تبخیری غیرمستقیم با مبدل صفحه‌ای

مبدل حرارتی این سیستم‌ها از یک سری صفحات موازی در کنار هم تشکیل شده است که کانال‌هایی را در کنار هم را ایجاد می‌کند. این کانال‌ها به صورت یک‌درمیان خشک و مرطوب می‌باشند. در سمت مرطوب سیال عامل (جریان ثانویه) جریان دارد. با عبور این جریان هوا از درون کانال مرطوب و تبخیر آب در آن سطح، کانال خنک می‌گردد. جریان هوای اولیه در سمت دیگر صفحه و در کانال خشک مجاور عبور می‌کند. این جریان به وسیله انتقال حرارت با صفحه بین دو دیواره خنک می‌گردد و از مبدل خارج می‌شود. شکل ۲-۱۲ شماتیکی از این نوع مبدل‌ها است.



شکل ۲-۱۲ نمایش عملکرد و فرآیند ترمودینامیکی سیستم تبخیری غیرمستقیم با مبدل صفحه‌ای [۲]

به‌طور ایده آل اگر امکان امتداد دادن صفحات این کانال‌ها تا بی‌نهایت وجود داشت و جریان هوا به‌گونه‌ای طراحی شود که انتقال حرارت بین دو کانال به بهترین شکل انجام گیرد و همچنین تمام سیال عامل عبوری از کانال مرطوب در تماس مستقیم با آب باشد، دمای هوای خروجی از مبدل می‌توانست به دمای حباب مرطوب هوای ورودی برسد.

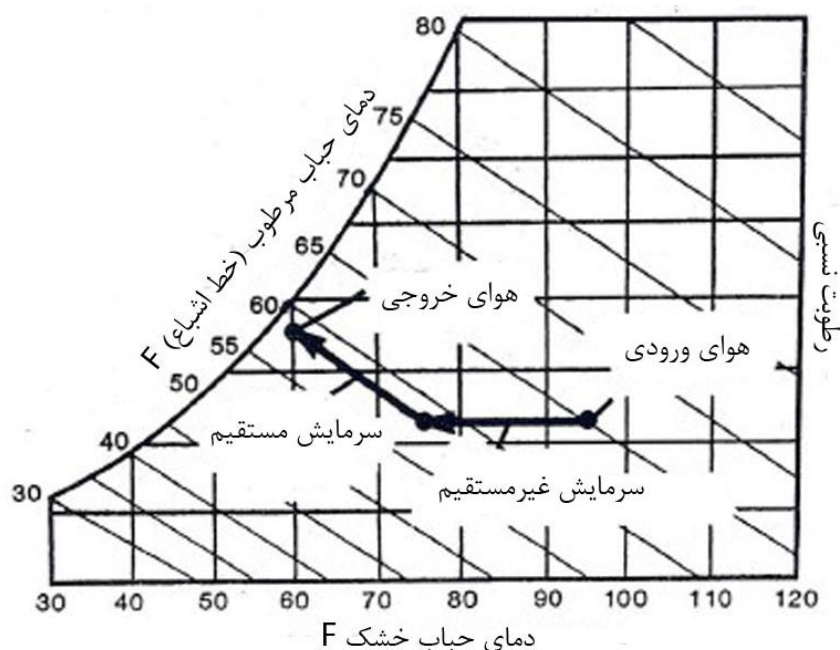
حال آنکه نتایج عملی مقادیر متفاوت و تا حدی غیرقابل قبول را نشان می‌دهند که مهم‌ترین دلایل این ناکامی را می‌توان در موارد زیر جستجو کرد:

- مبدل حرارتی‌ای که دارای صفحات بی‌نهایت باشد غیرقابل دسترسی است.
- توزیع جریان‌های هوا برای انتقال حرارت ایده آل در مبدل امری پیچیده است.
- تماس یکنواخت هوا و آب و توزیع آب بر روی سطوح مرطوب کار سختی است.

همان‌طور که از رابطه بیان شده برای راندمان حباب مرطوب برمی‌آید، راندمان این دسته از کولرها بسیار به دمای هوای ورودی و فاصله آن با دمای حباب مرطوب هوای ورودی بستگی دارد؛ به‌طور کلی راندمان این دسته از کولرها معمولاً بین ۵۵٪ تا ۷۵٪ می‌باشد که در مقایسه با سیستم‌های سرمایشی تبخیری مستقیم کمتر است؛ اما نسبت به سیستم‌های تبخیری غیرمستقیم با مبدل لوله‌ای دارای راندمان بیشتری هستند

۲-۳-۵ سیستم‌های خنک‌کننده تبخیری مرکب

همان‌گونه که اشاره شد سیستم‌های خنک‌کننده تبخیری غیرمستقیم به‌تنهایی راندمان پایینی دارند و به‌منظور افزایش راندمان، از یک سیستم تبخیری مستقیم در کنار آن استفاده می‌کنند. عملکرد این دسته از سیستم‌ها این‌گونه است که ابتدا در کولر تبخیری غیرمستقیم دمای حباب خشک و مرطوب هوای ورودی کاهش می‌یابد و سپس با ورود به کولر تبخیری مستقیم دمای هوا کاهش یافته و رطوبت به هوا افزوده می‌شود. در شکل ۲-۱۳ نمودار رطوبت سنجی مربوط به فرایند سرمایش بیان شده، نشان داده شده است.



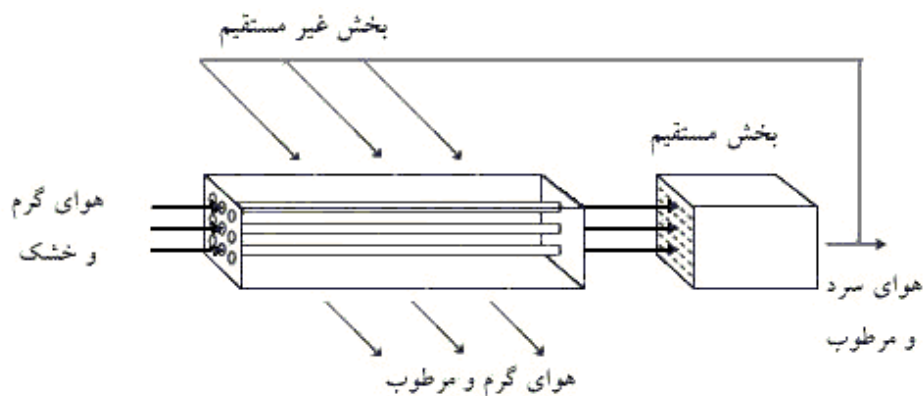
شکل ۲-۱۳ فرآیند ترمودینامیکی طی شده در کولرهای تبخیری مرکب که دارای دو بخش سرمایش تبخیری مستقیم و غیرمستقیم است [۶]

سیستم‌های مرکب خود به دودسته کلی تقسیم‌بندی می‌شوند:

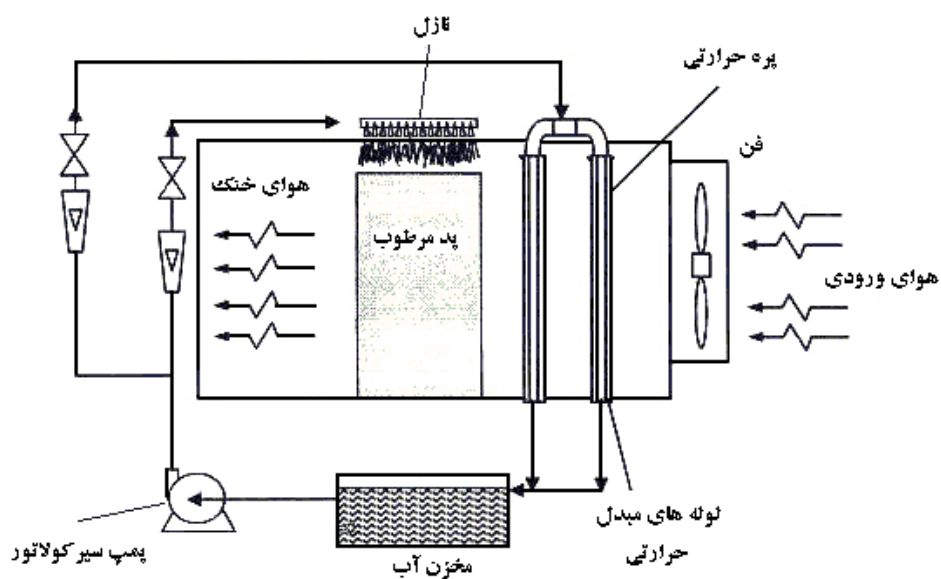
۲-۳-۵-۱ سیستم‌های خنک‌کننده تبخیری مرکب با مبدل لوله‌ای

در این سیستم‌ها یک کولر تبخیری غیرمستقیم با مبدل لوله‌ای با یک کولر تبخیری مستقیم ترکیب شده

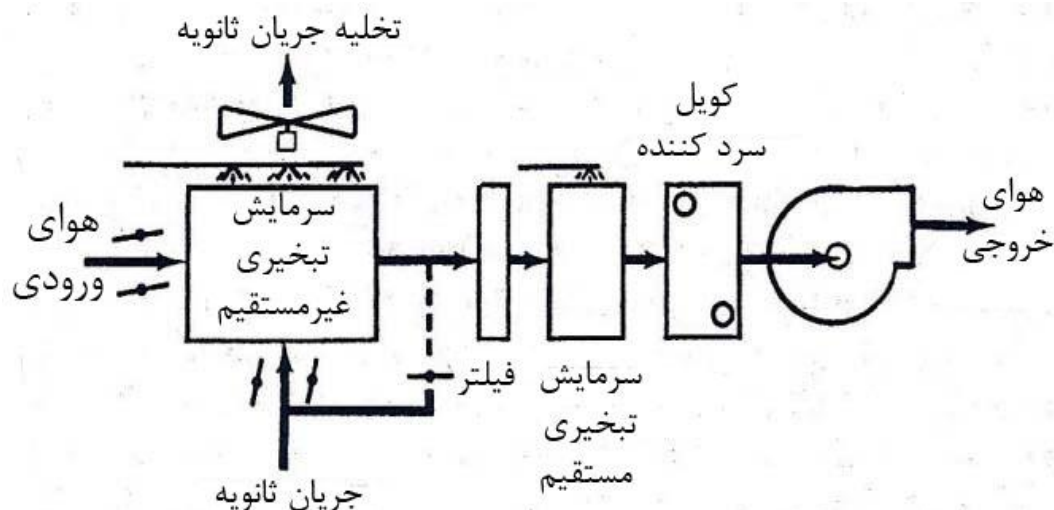
و نتیجه یک کولر مرکب با راندمانی در حدود ۹۴٪ تا ۱۰۳٪ را حاصل می‌گردد. شکل‌های ۲-۱۴، ۲-۱۵ و ۲-۱۶ شماتیک سه نوع از این سیستم‌های تبخیری مرکب را نشان می‌دهند [۵].



شکل ۲-۱۴ سیستم خنک‌کننده تبخیری مرکب با مبدل لوله‌ای نوع اول [۶]



شکل ۲-۱۵ سیستم خنک‌کننده تبخیری مرکب با مبدل لوله‌ای نوع دوم [۶]

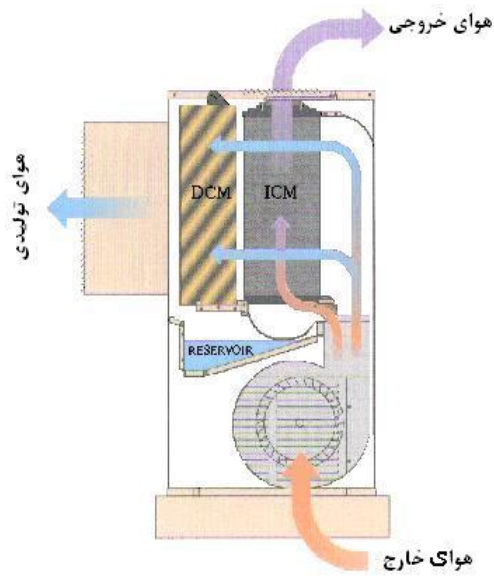


شکل ۱۶-۲ سیستم خنک کننده تبخیری مرکب دارای سه بخش سرمایشی [۶]

نحوه کار سیستم نوع دوم بدین صورت می باشد که آب توسط پمپ سیرکولاتور از مخزن آب به سمت نازل های بخش مستقیم و مبدل بخش غیرمستقیم انتقال می یابد. آبی که وارد نازل ها می گردد از بالا به پایین و در جهت عمود بر جریان هوا بر روی پدهای قسمت مستقیم ریخته شده و به مخزن آب برمی گردد. جریان هوا توسط یک فن که در ابتدای نمونه واقع شده کنترل می گردد. هوا ابتدا وارد مبدل غیرمستقیم شده پس از سرمایش محسوس به سمت پدهای خیس بخش مستقیم جریان می یابد.

۲-۵-۳-۲ سیستم های خنک کننده تبخیری مرکب با مبدل صفحه ای

در این سیستم ها مبدل بخش غیرمستقیم آن ها از نوع صفحه ای می باشد. جریان هوا در ورود به دو بخش اولیه و ثانویه تقسیم شده و وارد مبدل صفحه ای می گردد. پس از انجام سرمایش محسوس بر روی جریان هوای اولیه، این جریان هوا به بخش مستقیم منتقل شده و خنک می گردد. شکل ۱۷-۲ نمونه ای از این نوع سیستم مرکب می باشد. میانگین راندمان به دست آمده از این نوع کولرها حدود ۱۰۴٪ تا ۱۱۵٪ می باشد [۶].



شکل ۱۷-۲ سیستم‌های خنک‌کننده تبخیری مرکب با مبدل صفحه‌ای

در جدول ۲-۲ به‌طور خلاصه می‌توان مقایسه‌ای بین سیستم‌های سرمایشی مستقیم و غیرمستقیم و ترکیبی داشت که برای هر یک پارامترهای راندمان حباب مرطوب، جنس بسترهای تبخیری، مزایا و معایبی بیان شده است [۶-۹]

جدول ۲-۲ خصوصیات و کارکرد نمونه‌های مختلف سیستم‌های سرمایشی تبخیری

سیستم سرمایشی	سیستم سرمایش تبخیری مستقیم		
سیستم	کولر تبخیری مستقیم با بستر نامنظم	کولر تبخیری مستقیم با بستر صلب	کولر تبخیری مستقیم با پاشش آب
نوع سیستم	شکل ۲-۴	شکل ۲-۵	شکل ۲-۶
شکل	۰/۵-۱/۳	۲-۳	۱/۵-۳
سرعت	۲۴/۹	-	-
افت فشار	بستگی به ضخامت مواد تبخیری و سرعت هوای ورودی به فضای	بستگی به ضخامت مواد تبخیری و سرعت هوای ورودی به فضای تبخیری دارد	بستگی به ضخامت مواد تبخیری و سرعت هوای ورودی
راندمان	تبخیر، داد، هزینه اولیه پایین	همر سبب به تور با بستر نامنظم	به فضا، تبخیر، داد
مزا	- کنترل ساده - ساختار ساده	- افت فشار کمتر - هوایی پاک‌تر و طول عمر بیشتر بستر تبخیری	- اختلاط مناسب آب و هوا به وسیله آب اسپری شده
معایب	- راندمان پایین سیستم - پایین بودن عمر مفید و پاک‌سازی دشوار مجدد	- هزینه اولیه بیشتر نسبت به کولر بستر نامنظم	- مصرف انرژی بیشتر - ایجاد فضایی مناسب برای رشد قارچ‌ها و باکتری‌ها

سیستم سرمایش تبخیری غیرمستقیم		
کولر تبخیری با بستر چرخان	مبدل انتقال حرارت هوا به هوا	مبدل های کویل دار
شکل ۲-۷	شکل ۲-۱۲	-
۰/۵-۳	-	-
۱۲۴	۵۰-۵۰۰	-
-	۴۰-۸۰٪	۵۵-۷۵٪
-	بستگی به نرخ جریان هوای اولیه و ثانویه دارد	-
-	آسایش بهتری فراهم خواهد شد	-
- عدم نیاز به سیستم اسپری یا گردش آب	- هوای تولیدی نسبت به سرمایش تبخیری مستقیم تمیزتر خواهد بود	- برج خنک کن می تواند در فاصله دورتری نسبت به کویل و کولر قرار بگیرد.
- مصرف انرژی بیشتر	- هزینه اولیه بیشتر نسبت به تورمی تبخیری مستقیم	- اشغال فضای زیاد نسبت به سایر نمونهها
-	- ساختاری پیچیده تر نسبت به سیستم های سرمایشی تبخیری مستقیم	-

سیستم سرمایش ترکیبی	
سه‌بخشی؛ علاوه بر دو بخش سرمایش مستقیم و غیرمستقیم، دارای کویل با مبردهای شیمیایی است	سیستم‌های تبخیری مستقیم و یا غیرمستقیم
شکل ۱۶-۲	شکل ۱۴-۲ شکل ۱۵-۲ شکل ۱۷-۲ شیمیایی
-	-
-	-
۱۰۰-۱۱۵٪	۷۰-۱۱۰٪
- کاهش اندازه سیستم نسبت به سیستم‌های یخچال‌های مرسوم	- بالا بودن راندمان در مجموع - پایین تر بودن دمای حباب خشک هوای خروجی
- ظرفیت سرمایش بیشتر نسبت به یخچال‌ها	سیستم‌های تبخیری مستقیم و یا غیرمستقیم
- اشغال فضای زیاد	- اشغال فضای زیاد
- هزینه اولیه بالا	- اشغال فضای زیاد

۴-۲ کولرهای بر پایه سیکل میسوتسنکو

این کولرها بر اساس سیکل ترمودینامیکی جدیدی که توسط دکتر والری میسوتسنکو ابداع شده است و موسوم به *M-cycle* می‌باشد، کار می‌کنند [۱۰]. سیکل میسوتسنکو یا *M-cycle* انقلاب جدیدی در ترمودینامیک می‌باشد. فرآیند *M-cycle* از نظر ترمودینامیکی به هوای اتمسفر اجازه می‌دهد بدون افزایش رطوبت نه تنها تا دمای حباب مرطوب بلکه تا دمای نقطه شبنم خنک شود.

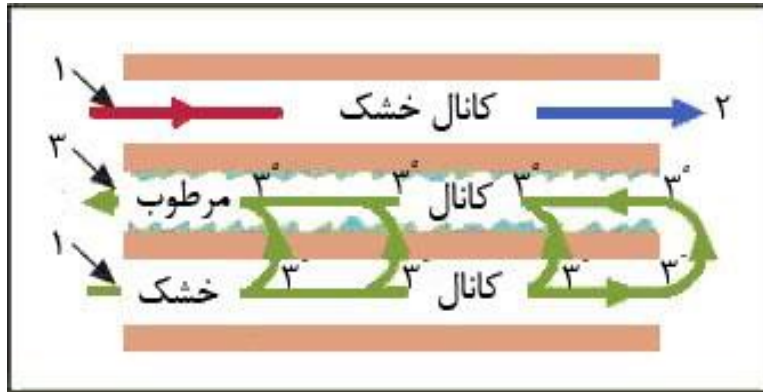
طراحی این سیکل به گونه‌ای است که بتوان انرژی بیشتری از هوای اتمسفر ورودی دریافت کرد. که این مهم با استفاده از گرمای نهان تبخیر آب در یک مبدل مناسب قابل دستیابی است.

یکی از اولین مبدل‌های پیشنهادی را در شکل ۲-۱۸ مشاهده می‌کنید. مطابق نمودار رطوبت سنجی نشان داده شده در شکل ۲-۱۹ هوای ورودی و سیال عامل هر دو دارای شرایط یکسان هستند که در نمودار با عدد ۱ نمایش داده شده است. هوای ورودی و سیال عامل در ابتدا هر دو وارد کانال خشک می‌شوند و کانالی که مربوط به سیال عامل است، دارای سوراخهایی برای انتقال هوا به کانال مرطوب است. هوای ورودی با عبور از کانال خشک مقداری کاهش دما می‌دهد و بخشی از آن به واسطه سوراخ‌ها به کانال مرطوب منتقل شده و به سیال عامل تبدیل می‌شوند و نتیجه این حرکت در کانال خشک رسیدن به نقطه ۳' است. همان‌طور که در نمودار مشخص است، نقطه ۳' نقطه‌ای متغیر است که مکان آن به محل سوراخ بستگی دارد، به طوری که هوای رسیده به انتهای کانال خشک دمایی تقریباً برابر با دمای نقطه شبنم هوای ورودی را داراست که این بخش نیز به کانال مرطوب وارد شده و نقش سیال عامل را ایفا می‌کند.

به این ترتیب سیال عامل دمایی پایینی را خواهد داشت و قابلیت جذب حرارت بیشتری را از دو کانال مجاور خود (کانال خشک حامل سیال عامل و کانال خشک حامل هوای خروجی) را داراست. سیال عامل در کانال مرطوب اشباع می‌شود که این فرآیند سیال عامل را به نقطه ۳'' می‌رساند که مکان این نقطه نیز به مکان نقطه ۳' وابسته است. فرآیند نهایی که سیال عامل طی می‌کند، فرآیند ۳'' به ۳ است که در این فرآیند سیال عامل با دو کانال مجاور تبادل حرارت کرده و دمای هوا افزایش می‌یابد. در نهایت سیال عامل

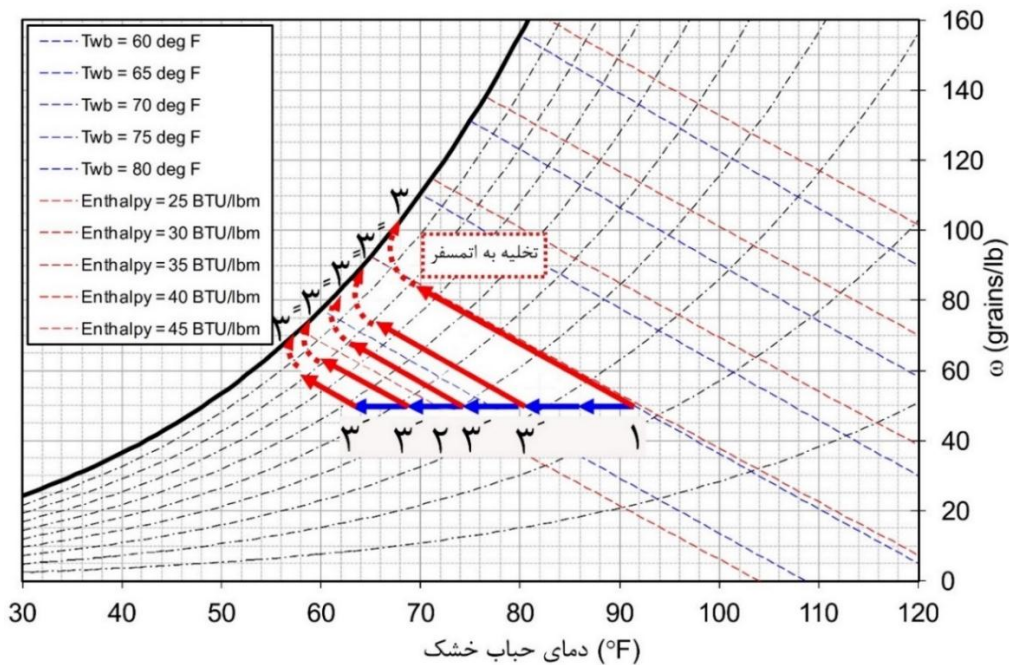
که گرم و مرطوب شده است در نقطه ۳ به اتمسفر تخلیه می‌شود.

در طول تمام مراحل بالا، هوای خروجی از کولر که به منظور ایجاد سرمایش آماده‌سازی می‌شود فرآیند ۱ به ۲ را طی می‌کند. با توجه به قابلیت رسیدن به دمای نقطه شبنم در این مبدل‌ها، سیستم‌هایی که از سیکل میسوتسنکو برای سرمایش استفاده می‌کنند را سیستم‌های سرمایشی تبخیری نقطه شبنم^۱ می‌نامند.



شکل ۲-۱۸ شماتیک کارکرد سیستم میسوتسنکو [۱۱]

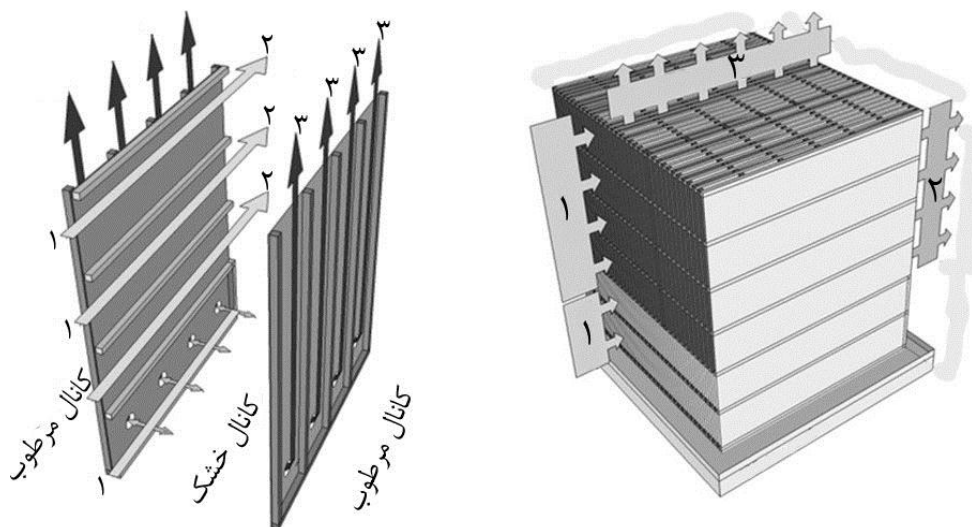
نمودار سایکرومتریک



شکل ۲-۱۹ نمودار رطوبت سنجی مربوط به فرآیند پیشنهادی میسوتسنکو [۱۲]

^۱ Dew point evaporative cooler

برای ساده‌سازی فرآیند ساخت این دسته از کولرها، مبدل را با تغییر کوچکی نسبت به جریان بیان‌شده در بالا، می‌سازند. به این ترتیب که به جای جریان مخالف نشان داده‌شده در بالا، از جریان عمود استفاده می‌کنند که در شکل ۲-۲۰ نمایش داده‌شده است. بخشی از سطح دیواره کانال خشک را برای گذر سیال عامل و بخش دیگر را برای گذر هوای محصول در نظر می‌گیرند. در ابتدا سیال عامل و هوای محصول وارد کانال‌های خشک می‌شوند که این کانال‌ها در مجاورت یکدیگر و در طول صفحه خشک قرار دارند. در بخش گذرنده‌ی سیال عامل، تعدادی سوراخ وجود دارد که از هریک از این سوراخ‌ها بخشی از سیال عامل وارد بخش مرطوب می‌شود که این چیدمان باعث توزیع یکنواخت‌تر جریان هوا در کانال مرطوب می‌شود و در کانال مرطوب هدایت‌کننده‌های جریان، جریان هوا را به صورت عمود بر جریان عبوری از کانال خشک، هدایت می‌کنند. به این ترتیب سیال عامل در ابتدا در کانال خشک، خنک شده و سپس با ورود به بخش مرطوب با جذب رطوبت و حرارت از آب و هوای عبوری از کانال‌های مجاور گرم و مرطوب می‌شود و در پایان از بخش بالایی مبدل به اتمسفر تخلیه می‌شود اما هوای محصول در تمام مسیر خود؛ با سیال عامل کانال مجاور در ارتباط بوده و با از دست دادن حرارت خود، بدون افزایش رطوبت خنک می‌شود.



شکل ۲-۲۰ نمونه مبدل حرارتی-جرمی^۱ با جریان عمود (۱) هوای ورودی که شرایط اتمسفر را دارد و شامل جریان اولیه و ثانویه می‌شود (۲) هوای خشک و خنک خروجی که به فضای تهویه شده می‌رود (۳) هوای گرم و مرطوب خروجی که به اتمسفر تخلیه می‌شود [۱۱]

^۱ Heat-Mass exchanger (HMX)

۱-۴-۲ پارامترهای مهم برای ارزیابی کارکرد کولرهای تبخیری غیرمستقیم:

این دسته از سیستم‌های سرمایشی معمولاً به‌وسیله پارامترهایی مثل دمای هوای محصول، دبی جریان هوا، نسبت سیال عامل به جریان محصول، راندمان حباب مرطوب، ظرفیت سرمایش، مصرف انرژی، راندمان انرژی و میزان مصرف انرژی؛ ارزیابی می‌شوند که به‌منظور آشنایی با این موارد، به توضیح هر یک در ادامه خواهیم پرداخت.

۱-۱-۴-۲ راندمان حباب مرطوب^۱ و راندمان نقطه شبنم^۲:

راندمان حباب مرطوب که پیش‌ازاین نیز بیان شد، پارامتری است که می‌توان با استفاده از آن سیستم‌های سرمایشی تبخیری را طبقه‌بندی کرد. راندمان حباب مرطوب، پارامتری است که در آن میزان نزدیک شدن دمای هوای ثانویه (محصول) را به دمای حباب مرطوب هوای ورودی بررسی می‌کند.

$$\varepsilon_{wb} = \frac{T_{db,1} - T_{db,2}}{T_{db,1} - T_{wb,1}} \quad (1-2)$$

که در رابطه ۱-۲، داریم:

ε_{wb} راندمان حباب مرطوب

$T_{db,1}$ دمای حباب خشک هوای ورودی، °C

$T_{wb,1}$ دمای حباب مرطوب سیال عامل ورودی که معمولاً با دمای حباب مرطوب هوای ورودی یکسان است، °C

$T_{db,2}$ دمای حباب خشک هوای محصول، °C

همان‌طور که بیان شد برخی از کولرهای غیرمستقیم به‌صورت تئوری، قابلیت ایجاد سرمایش تا نقطه شبنم را می‌توانند داشته باشند و به همین دلیل راندمانی به نام راندمان نقطه شبنم تعریف می‌شود که در

^۱ Wet bulb efficiency

^۲ Dew point efficiency

آن میزان نزدیک شدن دمای هوای ثانویه را به دمای نقطه شبنم هوای ورودی بررسی می‌کند.

$$\varepsilon_{dp} = \frac{T_{db,1} - T_{db,2}}{T_{db,1} - T_{dp,1}} \quad (4-2)$$

که در رابطه بالا پارامترها به شرح زیر می‌باشند:

ε_{dp} راندمان نقطه شبنم

$T_{dp,1}$ دمای نقطه شبنم هوای ورودی، °C

۲-۱-۴-۲ نسبت سیال عامل به هوای ورودی:

سیال عامل (جریان ثانویه) در کولرهای تبخیری غیرمستقیم بخشی از هوای ورودی است که از کانال‌های مرطوب گذر می‌کند و جریان هوای اولیه، بخش دیگری از هوای ورودی است که از کانال‌های خشک گذر می‌کند. نسبت دبی جریان ثانویه به جریان اولیه، پارامتری است که در عملکرد این دسته از کولرها تأثیرگذار است. هرچه این نسبت عدد بزرگ‌تری را نشان دهد، دبی هوای ثانویه بیشتر خواهد بود و در نتیجه میزان راندمان سرمایشی کولر بیشتر خواهد بود اما دبی هوای اولیه که به منظور خنک‌سازی فضا استفاده می‌شود، کمتر خواهد بود.

این پارامتر را می‌توان در کولرهایی که هوای ثانویه و هوای اولیه از یک منبع تأمین می‌شوند، به شکل دیگری تعریف کرد. در این دسته از کولرها نسبت دبی هوای ثانویه به کل دبی هوای ورودی را در نظر می‌گیرند.

۳-۱-۴-۲ ظرفیت سرمایش^۱:

دو رابطه برای محاسبه این پارامتر وجود دارد که بستگی به شکل جریان ورودی دارد. اگر بخشی از هوای

^۱ Cooling capacity

ورودی از فضای مورد تهویه‌ی ما تأمین شود (کولر دارای مسیر برگشت از فضای تهویه شده باشد)، در آن صورت رابطه مطابق زیر تعریف می‌شود:

$$Q_{cooling,r} = \frac{c_{p,f} \rho_f v_2 (T_{ab,r} - T_{ab,2})}{3.6} \quad (5-2)$$

که در این رابطه:

$Q_{cooling,r}$	ظرفیت سرمایش کولر تبخیری، W
$c_{p,f}$	ظرفیت گرمایی ویژه هوا در فشار ثابت، $kJ/(kg \cdot K)$
ρ_f	چگالی هوا، kg/m^3
v_2	دبی هوای ثانویه (محصول)، m^3/h
$T_{ab,r}$	دمای مرجع که در این رابطه همان دمای اتاق مدنظر است؛ که این مقدار توسط استاندارد ARI [۱۳] که طبقه‌بندی سیستم‌های سرمایشی را انجام می‌دهد تعیین شده است، $^{\circ}C$
$T_{ab,2}$	دمای حباب خشک هوای ثانویه (محصول)، $^{\circ}C$

برای سیستم‌های سرمایشی غیرمستقیم، رابطه ۲-۵ فقط میزان سرمایش محسوس هوا را محاسبه می‌کند، که این مقدار نمی‌تواند به‌تنهایی بهبود دمایی هوا را بیان کند و به همین دلیل پارامتری تعریف می‌شود که کل سرمایش محسوس و نامحسوس هوا را مطابق زیر محاسبه می‌کند

$$Q_{total} = \frac{\rho_f v_2 (h_{ab,r} - h_{ab,2})}{3.6} \quad (6-2)$$

که در این رابطه داریم:

Q_{total}	ظرفیت سرمایش کل سیستم، W
-------------	----------------------------

$h_{db,r}$ آنتالپی هوا در دمای مرجع که در این رابطه همان دمای اتاق مدنظر است، kJ/kg

$h_{db,2}$ آنتالپی هوا در دمای حباب خشک هوای ثانویه (محصول)، kJ/kg

رابطه دیگری که برای ظرفیت سرمایشی مطرح می‌شود، مربوط به سیستم‌هایی است که تمامی هوای ورودی خود را از اتمسفر دریافت کرده و به‌این ترتیب هوای ورودی به این سیستم‌ها همان دمای حباب خشک هوای بیرون را داراست [۱۴]:

$$Q_{cooling} = \frac{c_{p,f} \rho_f v_2 (T_{db,1} - T_{db,2})}{3.6} \quad (7-2)$$

که در این رابطه داریم:

$Q_{cooling}$ ظرفیت سرمایش کولر تبخیری، W

$c_{p,f}$ ظرفیت گرمایی ویژه هوا در فشار ثابت، $kJ/(kg \cdot K)$

ρ_f چگالی هوا، kg/m^3

v_2 دبی هوای ثانویه (محصول)، m^3/h

$T_{db,r}$ دمای حباب خشک هوای ورودی، $^{\circ}C$

$T_{db,2}$ دمای حباب خشک هوای ثانویه (محصول)، $^{\circ}C$

۴-۱-۴-۲ راندمان انرژی^۱:

سیستم‌های سرمایشی معمولاً با پارامتر راندمان انرژی یا ضریب عملکرد^۲ با یکدیگر مقایسه می‌شوند. این پارامتر نسبت سرمایش ایجادشده به میزان انرژی مصرفی است که با توجه به اینکه میزان سرمایش را

^۱ Energy efficiency

^۲ Coefficient of performance (COP)

می‌توان به دو شیوه محاسبه نمود، راندمان انرژی نیز به دو شیوه قابل محاسبه است.

بنابراین مطابق آزمایش انجام شده توسط کمیته انرژی کالیفرنیا [۱۵] رابطه راندمان انرژی برای کولرهای

تبخیری^۱ مطابق زیر قابل محاسبه است:

$$ECER = \frac{Q_{cooling,r}}{W} = \frac{c_{p,f} \rho_f v_2 (T_{db,r} - T_{db,2})}{3.6W}$$

که با قرار دادن روابط (۲-۱) و (۲-۵) در رابطه بالا داریم:

$$= \frac{c_{p,f} \rho_f v_2 (T_{db,r} - (T_{db,1} - \varepsilon_{wb} (T_{db,1} - T_{wb,1})))}{3.6W} \quad (۸-۲)$$

که در آن:

$T_{db,1}$ دمای حباب خشک هوای ورودی، °C

$T_{wb,1}$ دمای حباب مرطوب هوای ورودی، °C

$T_{db,r}$ دمای حباب خشک فضای تهویه شده، °C

ε_{wb} راندمان حباب مرطوب محاسبه شده

v_2 دبی هوای ثانویه (محصول)، m^3/h

W میزان مصرف انرژی کولر، W

که مقادیر ε_{wb} ، v_2 و W با فشار ثابت $74/7 \text{ pa}$ اندازه گیری و محاسبه می‌شوند.

راندمان انرژی برای کولرهایی که تمام هوای ورودی خود را از اتمسفر دریافت می‌کنند را می‌توان با قرار

دادن معادله ۲-۷ در رابطه زیر به دست آورد که در این رساله نیز از این رابطه برای محاسبه راندمان

استفاده خواهد شد.

^۱ Evaporative cooler efficiency ratio (ECER)

$$\text{Energy efficiency} = \frac{Q_{cooling}}{W} = \frac{c_{p,f} \rho_f v_2 (T_{db,1} - T_{db,2})}{3.6W} \quad (9-2)$$

۵-۱-۴-۲ محاسبه میزان آب مصرفی (تبخیر شده):

میزان آب مصرفی در کولرهای تبخیری غیرمستقیم به عواملی چون میزان جریان هوا، میزان آلاینده‌گی هوا، توانایی مبدل در تبخیر آب و اختلاف بین دمای حباب خشک و حباب مرطوب هوای ورودی؛ بستگی دارد. میزان آب تبخیر شده را با مقایسه بین رطوبت هوای ورودی و هوای خروجی به دست می‌آوریم که در زیر رابطه مربوط به این مورد آمده است.

$$V_w = \frac{1000 v_3 \rho_{w,f}}{\rho_w} (w_3 - w_1) \quad (10-2)$$

که در این رابطه:

V_w میزان آب تبخیر شده در هر ساعت، *litre/h*

v_3 دبی هوای ثانویه، m^3/h

$\rho_{w,f}$ چگالی هوای ثانویه به دلیل اضافه شدن رطوبت با چگالی هوای ورودی متفاوت است،

kg/m^3

ρ_w چگالی لایه آب موجود روی دیواره کانال مرطوب، kg/m^3

w_1 نسبت رطوبت^۱ هوای ورودی، kg/kg

w_3 نسبت رطوبت هوای خروجی به اتمسفر، kg/kg

^۱ نسبت رطوبت برای مخلوط هوا-بخار آب به کار می‌رود که نسبت جرم بخار آب به جرم هوای خشک است.

۲-۴-۱-۶ انواع بسترهای تبخیری^۱:

مواد بسیار متنوعی را می‌توان به‌عنوان بسترهای تبخیری استفاده نمود تا به‌وسیله آن‌ها بتوانیم سطح تماس آب‌وهوای در جریان را افزایش دهیم و این‌گونه میزان تبخیر آب را افزایش دهیم. فیبرهای فلزی، سرامیک‌ها، زئولیت^۲ و کربن نمونه‌هایی از بسترهای تبخیری هستند.

جدول ۲-۳ خصوصیات بسترهای تبخیری مرسوم

نوع بستر	هدایت حرارتی (W/mK)	تخلخل (%)	سختی (مقاومت در برابر شکل‌پذیری)	قابلیت روکش‌پذیری
فلز	زیاد	۲۰-۹۰	زیاد	سازگار با فلزات
فیبر	کم	۱-۶۰	کم	سازگار با پلی‌اتیلن
سرامیک	متغیر	۱-۸۰	زیاد	سازگار با فلزات
زئولیت	پایین	۴۰-۸۰	متوسط	سازگار با پلی‌اتیلن
کربن	متغیر	متغیر	متوسط	سازگار با پلی‌اتیلن

^۱ Evaporative medium

^۲ Zeolite

خصوصیات بسترهای تبخیری مرسوم که در کولرهای تبخیری مورد استفاده قرار می‌گیرند را می‌توان در جدول ۲-۳ مشاهده نمود [۱۶].

در بخش مرطوب مبدل‌های حرارتی-جرمی معمولاً از یک بستر با بافت مناسب استفاده می‌کنند تا به وسیله آن میزان آب تبخیر شده در مبدل را افزایش دهند. خصوصیتی که می‌بایست این مواد داشته باشند، به شرح زیر است:

۱) این بستر می‌بایست بتواند لایه‌ای از آب را با سرعت زیاد و به شکل یکنواخت در سطح دیواره مرطوب ایجاد کند [۱۷] و به همین خاطر می‌بایست دارای موینگی بالا باشد.

۲) با توجه به قرارگیری این مواد بین کانال خشک و مرطوب، می‌بایست این بستر دارای هدایت حرارتی بالایی باشد تا مانعی برای خنک‌سازی کانال خشک نباشد.

۳) مقاومت این بستر باید به اندازه‌ای باشد که بتوان آن را در شرایط کاری مختلف مورد استفاده قرارداد و همچنین قابلیت شکل‌دهی مناسبی داشته باشد.

۴) قابلیت روکش‌دهی این بستر می‌بایست بر روی صفحات ضد آب به گونه‌ای باشد که با گذر زمان از روی صفحات جدا نشود و مانعی برای انتقال حرارت بین دو کانال ایجاد نکند.

۵) دسترس‌پذیر بودن و قیمت پایین نیز از خصوصیات مهم این بسترها به شمار می‌رود.

در بخش خشک این دسته از کولرها نیز معمولاً از مواد ضد آب^۱ استفاده می‌کنند تا از ورود آب به بخش خشک کولر جلوگیری شود. در حقیقت خاصیت موینگی و جذب آب بسترهای تبخیری به کارکرد صفحات مرطوب مبدل کمک بسیار زیادی می‌کند.

آزمایش‌های متعددی در زمینه انتخاب بستر تبخیری انجام شده است. از جمله نمونه‌های مرسوم، استفاده از فیبرهای سلولزی و یا صفحات مقوایی ضخیم به عنوان پوشش‌دهنده صفحات مرطوب و صفحات

^۱ Hydrophobic material

پلاستیکی و یا رزین برای دیواره کانال‌های خشک می‌توان نام برد [۱۸]. در نمونه‌های ساخته‌شده توسط شرکت کولرادو که از سیکل میسوتسنکو بهره می‌برند، صفحات سلولوزی برای دیواره کانال مرطوب و از پلی‌اتیلن به‌عنوان ماده دافع آب برای دیواره کانال خشک استفاده می‌کنند. که این صفحات در شکل ۲-۲۱ نمایش داده شده است. این صفحات قابلیت جذب آب به‌صورت یکنواخت و نازک بر روی دیواره را دارند که همین عامل باعث خنک‌سازی مناسب هوای موردنظر ما می‌شود.

(ب)



(الف)

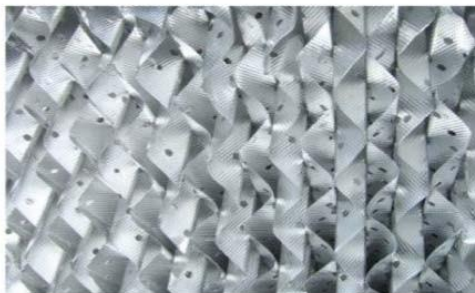


شکل ۲-۲۱ صفحات سلولوزی ترکیبی از چند نوع فیبر (الف) سطح کانال مرطوب و جاذب آب (ب) سطح کانال خشک [۱۸]

(ب)



(الف)



شکل ۲-۲۲ بسترهای تبخیری به‌کاررفته در خنک‌کننده‌های تبخیری غیرمستقیم (الف) فویل آلومینیومی (ب) صفحات پی‌وی‌سی [۱۹]

در خنک‌کننده‌های تبخیری غیرمستقیم، صفحات پی‌وی‌سی و فویل‌های آلومینیومی به‌عنوان بستر تبخیری مورد استفاده قرار می‌گیرند که در شکل ۲-۲۲ نمایش داده شده است. تحقیقات انجام‌شده بین این دو صفحه حاکی از آن است که ضریب انتقال جرم فویل آلومینیومی دو برابر صفحات پی‌وی‌سی است و در

مقابل صفحات پی‌وی‌سی انتقال حرارت بسیار بیشتری نسبت به فویل آلومینیوم دارد. همچنین عمر مفید فویل آلومینیومی نسبت به هزینه آن بسیار کم است و همین موارد باعث می‌شود که این صفحات به صورت گسترده مورد استفاده قرار نگیرند [۱۹].

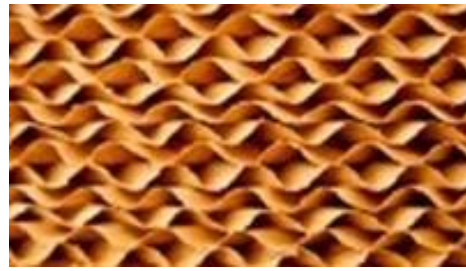
بستر پیشنهادی دیگر بسترهای سرامیکی متخلخل هستند که استفاده از آن‌ها معمولاً به صورت لوله‌های متخلخل می‌باشد. قابلیت شکل‌پذیری مناسب، در دسترس بودن، عملکردی شبیه به فیلتر داشتن و همچنین حفظ آب در داخل خود بدون جاری شدن آب بر روی سطح آن از جمله خواص مناسب آن می‌باشد [۱۶] همچنین به دلیل توانایی فیلتر کردن بیان‌شده، مانع از رشد باکتری‌ها بر روی صفحات خواهد شد [۲۰].

مورد دیگری که می‌توان بیان کرد، صفحات تبخیری صلب است که در شکل ۲-۲۴ نمایش داده شده است. این صفحات توسط شرکتی به نام مانتر^۱ تولید می‌شود و استفاده گسترده‌ای در کولرهای تبخیری مستقیم دارد. این صفحات دارای خصوصیات ویژه‌ای می‌باشند مانند راندمان حباب مرطوب بالا، افت فشار کم، توانایی جذب آب بالا، قابلیت خود تمیز شونده و طول عمر بالا و ... [۷]. در پروسه ساخت این مواد از صفحات موج‌دار سلولوزی استفاده می‌شود که با استفاده از واکنش شیمیایی و پوشش دهی مناسب این خصوصیات را پیدا می‌کند و به گونه‌ای این صفحات روی هم قرار می‌گیرند که آب به خوبی با هوا در تماس باشد.



شکل ۲-۲۳ مواد سرامیکی متخلخل [۲۰]

^۱ Munter



شکل ۲-۲۴ بسترهای صلب به کاررفته در کولرهای تبخیری مستقیم [۷]

۵-۲ تحقیقات صورت گرفته در مورد سیستم‌های تبخیری

تحقیقات زیادی در زمینه مبدل حرارتی-جرمی که سیکل میسوتسنکو را عملی می‌سازد، انجام شده است تا بتوان تأثیر پارامترهای مختلف را بر عملکرد آن‌ها به دست آورد. پارامترهایی همچون انواع الگوهای جریان، شکل هندسی بهینه برای مبدل، شرایط بهینه برای عملکرد کولر، ظرفیت سرمایشی کولر، راندمان انرژی و میزان کاهش مصرف انرژی که به‌واسطه استفاده از این کولرها حاصل می‌شود. در ادامه به‌طور مختصر شرحی از این تحقیقات آمده است.

در سال ۱۹۹۷ تالسیداسانی^۱ و همکاران [۲۱] تأثیر سرعت جریان اولیه و ثانویه را بر پارامترهای افت فشار، مصرف انرژی و ضریب عملکرد یک مبدل لوله‌ای را مورد بررسی قرار دادند. این تحقیق به‌صورت تئوری و عملی انجام شد. نتایج به‌دست‌آمده بیانگر آن است که ماکزیمم مقدار ضریب عملکرد قابل‌دستیابی در این دسته از کولرها ۲۲ است. شرایط کارکرد این کولر در این تحقیق به‌این‌ترتیب بوده است، سرعت جریان هوای اولیه $3/5 \text{ m/s}$ ، سرعت جریان هوای ثانویه 3 m/s و میزان کاهش دما $10/4 \text{ }^\circ\text{C}$ می‌باشد. این تحقیق بیان می‌کند که ضریب عملکرد این کولرها با کاهش سرعت هوای ثانویه افزایش می‌یابد اما تغییر محسوسی در میزان ظرفیت سرمایش نخواهد داشت.

در بخش دوم مقاله یادشده، تالسیداسانی و همکاران [۲۲] کارکرد کولرهای تبخیری غیرمستقیم در سه ساختمان با شرایط آب و هوایی متفاوت که شامل گرم و خشک، گرم و مرطوب و هوایی با رطوبت نه‌چندان

^۱ Tulsidasani

بالا را در هندوستان بررسی کردند. در این تحقیق در ابتدا عوامل ایجادکننده شرایط نامطلوب در داخل ساختمان را بررسی کرده و لیستی از آنها تهیه کردند. سپس به بررسی تأثیر پارامترهای مختلف سیستم‌های سرمایشی تبخیری غیرمستقیم بر این موارد پرداختند. نتیجه حاصل، عملکرد مناسب این دسته از سیستم‌های سرمایشی در شرایط آب‌وهوایی با رطوبت نه‌چندان بالا بود.

بروکس^۱ و فیلد^۲ در سال ۲۰۰۳ [۲۳] یک کولر تبخیری غیرمستقیم با جریان عمود را ابداع کردند. برای ساخت این نمونه از صفحات موجدار پلاستیکی استفاده شد که به‌طور عمودی پشت سرهم قرار می‌گرفتند و کانال‌های مربوط به جریان ثانویه و اولیه را ایجاد می‌کردند. راندمان نمونه اولیه ساخته‌شده مناسب نبوده و دلایل بیان‌شده برای آن؛ توزیع آب نامناسب، توزیع نامناسب هوا در کانال‌ها و همچنین عدم وجود سطح تبادل حرارت مناسب بین دو جریان هوای اولیه و ثانویه بیان شد. به‌منظور حل مشکل توزیع نامناسب آب، آن‌ها استفاده از بستر تبخیری بیشتر در کانال مرطوب و ادامه دادن آن تا زیر مبدل را پیشنهاد دادند و همچنین به‌جای هدایت‌گرهای جریان در کانال مرطوب از لوله‌هایی استفاده کردند که آب را به نواحی پایین‌تر مبدل می‌رساند و به توزیع یکنواخت آب بر روی دیواره کانال مرطوب و برای هدایت آب به محفظه جمع‌کننده در زیر مبدل کمک کرده است. همچنین باعث پیش‌سرمایش هوای موجود در دو کانال و باعث افزایش راندمان کولر نیز شده است. برای افزایش سطح انتقال حرارت بین دو جریان نیز، زیر کردن سطوح گذرنده جریان پیشنهاد شده است.

وانگ^۳ و همکاران (۲۰۰۵) [۲۴] یک نمونه کولر تبخیری غیرمستقیم لوله‌ای که از لوله‌های بیضوی شکل بهره می‌برد را انتخاب کردند که با استفاده از مواد جاذب آب سطح لوله‌ها پوشانده شده و میزان آب جذب‌شده توسط فیبرهای مرسوم را به‌طور عملی و تئوری بررسی کردند. آن‌ها دریافتند تنها استفاده از یک نوع فیبر، نمی‌تواند تمام نیازهای ما برای کولر را برطرف سازد و عملکرد یک نمونه که ترکیبی از فیبرهای

^۱ Brooks

^۲ D. L. Field

^۳ Wang

مختلف باشد، بسیار بهتر است. به طور مثال استفاده از فیبر تری لین^۱ که خاصیت تر شوندگی بالا و سرعت مناسبی را دارد اما از سوی دیگر فیبر لانسیل^۲ استحکام بیشتری برای اتصال به سطح لوله‌های مبدل را دارد و همچنین این استحکام باعث یکنواختی و کاهش مقاومت در برابر جریان هوا می‌شود. به همین دلیل ترکیب این دو فیبر می‌تواند عملکرد بهتری از هریک از نمونه‌ها به‌تنهایی داشته باشد. این تحقیق در پایان به مقایسه‌ای بین کارکرد کتان، پلی اورتان و ترکیب فیبرها از نگاه راندمان حرارتی مبدل، می‌پردازد که نتیجه حاصل عملکرد بهتر فیبرهای ترکیبی است.

در سال ۲۰۰۶ رن^۳ و یانگ^۴ [۲۵] عملکرد دو نمونه کولر تبخیری غیرمستقیم را با مبدل‌هایی با جریان مخالف و موازی را به‌طور تئوری بررسی کردند. آن‌ها بسیاری از پارامترهایی را که در سایر مطالعات معمولاً ثابت در نظر گرفته می‌شدند را متغیر فرض کردند، این موارد شامل عدد لوییس، میزان تر شوندگی سطح، تأثیر پاشش آب بر روی جریان هوا، میزان آب اسپری شده، دما و آنتالپی آب می‌باشد. با مقایسه‌ای که بین الگوهای مختلف جریان انجام می‌گیرد، بهترین نوع جریان را جریان مخالف بیان می‌شود به‌گونه‌ای که جریان هوای اولیه برخلاف جهت جریان هوای ثانویه و جریان آب باشد. نتایج به‌دست‌آمده از این تحقیق همخوانی مناسبی با تحقیقات انجام‌شده، داشته است. آن‌ها همچنین پیشنهاد دادند که کم کردن میزان آب اسپری شده بر روی مبدل می‌تواند تأثیر خوبی بر روی عملکرد کولرها داشته باشد.

البرلینگ^۵ (۲۰۰۶) [۲۶] کارکرد یک نمونه از مبدل میسوتسنکو با جریان عمود را مورد بررسی قرار می‌دهد. در این تحقیق اثر پارامترهای دمای حباب خشک و حباب مرطوب هوای ورودی، فشار معکوس خروجی، سرعت فن و دبی هوای ورودی را بر روی پارامترهای راندمان حباب مرطوب، ظرفیت سرمایش، مصرف انرژی، راندمان انرژی و میزان مصرف آب را به‌طور عملی بررسی می‌کند؛ اما متأسفانه در این تحقیق اطلاعاتی درباره مبدل (جنس و ابعاد) داده نشده است. راندمان حباب مرطوب به‌دست‌آمده از این نمونه بین

^۱ Terylene fibre

^۲ Lanseal fibre

^۳ Ren

^۴ Yang

^۵ Elberling

۸۱٪ تا ۹۱٪ متغیر است که در مقایسه با سیستم‌های تبخیری موجود ۲۰ تا ۳۰ درصد بالاتر است. بازه تغییر دمای حباب خشک خروجی هوای ثانویه بین ۱۸/۹ تا ۲۵/۶ °C است که این مقادیر با وجود رطوبت نسبی ۳۰ تا ۸۰ درصد به دست آمده است. ظرفیت سرمایش بین ۹ تا ۱۲ kW بوده و ضریب عملکرد آن همواره بالای ۸/۸ بوده است که این مقادیر نسبت به سیستم‌های سرمایشی تبخیری غیرمستقیم بالاتر هستند اما مصرف انرژی این نمونه نسبت به سایر سیستم‌های تبخیری ۴۰ تا ۸۰ درصد بالاتر بوده و هزینه اولیه این نمونه نیز بسیار بالاتر بوده است.

در سال ۲۰۰۷ کیو^۱ [۲۷] یک نمونه تولیدشده از کولرهای تبخیری غیرمستقیم را مورد بررسی قرارداد و دریافت که عملکرد واقعی این دسته از کولرها، بسیار کمتر از چیزی است که در تبلیغات این دستگاه‌ها بیان می‌کنند. وی مشکل اصلی این نمونه را توزیع نامناسب آب بیان می‌کند به طوری که در حین کار تنها ۱/۳ تا ۲/۳ سطح مرطوب بوده و کیو برای رفع این مشکل از یک سیستم اسپری آب بر روی کولر استفاده می‌کند. همچنین برای کاهش میزان مصرف انرژی از یک صفحه خورشیدی استفاده می‌کند تا انرژی مورد نیاز برای فن و پمپ آب را فراهم کند. نتیجه ۳ برابر شدن ضریب عملکرد کولر و همچنین اختلاف دمای هوای ورودی و خروجی بین ۳ تا ۸ °C برای تمام شرایط آزمایش بود که این بیانگر اهمیت بسیار زیاد پارامتر توزیع آب در این دسته از کولرهاست.

ژائو^۲ و همکاران [۱۶] سطوح متنوعی را برای دیواره کانال‌ها مورد بررسی قرار داده و این سطوح را در مبدل یک سیستم تبخیری غیرمستقیم به کار برده و با یکدیگر مقایسه کردند. مواد مورد بررسی، شامل فلزات، فیبرها، سرامیک‌ها، زئولیت و کربن است. آن‌ها با بررسی قواعد انتقال جرم و حرارت بر روی کولرهای تبخیری غیرمستقیم دریافتند که هدایت حرارتی دیواره و میزان ظرفیت جذب آب این سطح از اهمیت کمی برخوردار است و در مقابل قابلیت شکل‌پذیری، دوام و طول عمر، قابلیت روکش‌پذیری با مواد ضد آب و قیمت آن‌ها از اهمیت بیشتری برخوردارند. با مقایسه به عمل آمده در این تحقیق، این‌طور نتیجه‌گیری

^۱ Qiu

^۲ Zhao

می‌شود که فلزات به‌طور کلی دارای بیشتر این خصوصیات هستند و در این بین با مقایسه بین آلومینیوم و مس، آلومینیوم فلز بهتری شناخته شده است چراکه از استحکام و قابلیت شکل‌پذیری مناسبی برخوردار بوده و همچنین قیمت بسیار پایین‌تری نسبت به مس دارد.

حیدری نژاد و همکاران (۲۰۰۹) [۲۸] عملکرد یک کولر ترکیبی (دارای دو بخش تبخیری مستقیم و غیرمستقیم) را به‌طور عملی در چندین اقلیم آب و هوایی ایران در نظر گرفته و تأثیر شرایط هوای ورودی را روی عملکرد این نمونه مورد بررسی قرار دادند. دیواره مبدل در این نمونه از پلاستیک بوده و برای دیواره مرطوب، روکشی از سلولز استفاده شده است. ابعاد مبدل کولر تبخیری غیرمستقیم، $500 \times 500 \times 400$ mm و فاصله بین دیواره‌های کانال ۷ mm بوده است و دبی هوای عبوری جریان اولیه $1700 \text{ m}^3/\text{h}$ و هوای ثانویه $850 \text{ m}^3/\text{h}$ است. دمای حباب خشک هوای ورودی در این آزمایش در بازه 27°C تا 49°C و دمای حباب مرطوب در بازه 15°C تا 33°C متغیر بوده است و نتیجه حاصل از این تحقیق نشان می‌دهد که راندمان حباب مرطوب بین ۱۰۸ تا ۱۱۱ درصد است که این مقدار ۵۵ تا ۶۱ درصد از راندمان سیستم تبخیری غیرمستقیم بیشتر بوده البته میزان مصرف آب این کولر ترکیبی ۵۵ درصد بیشتر از یک نمونه کولر تبخیری مستقیم است که این خود نکته‌ای منفی برای این کولر محسوب می‌شود.

ضریب عملکرد این کولر ترکیبی بین ۸ تا ۹ بوده که این بیانگر کاهش ۶۰ درصدی مصرف انرژی نسبت به کولرهای کمپرسور دار است چراکه ضریب عملکرد کولرهای کمپرسور دار مرسوم نهایتاً ۳ خواهد بود

جیانگ^۱ و زی^۲ (۲۰۱۰) [۱۹] از مبدل‌های به‌کاررفته در سیستم‌های تبخیری غیرمستقیم استفاده کرده و چیلری را طراحی کردند که می‌تواند آب را تا نزدیکی دمای نقطه شبنم هوای ورودی سرد کرده که این آب می‌تواند در سیستم‌های تهویه مطبوع مورد استفاده قرار گیرد. در این تحقیق با شبیه‌سازی چیلر به بررسی دمای خروجی آب، راندمان انرژی و ضریب عملکرد آن می‌پردازند. اولین نمونه ساخته شده از این چیلر برای ایجاد سرمایه‌گذاری در یک ساختمان به مدت ۵ سال مورد استفاده قرار گرفت. آب خروجی از این

^۱ Jiamg

^۲ Xie

چیلر دمایی بین $20-14^{\circ}\text{C}$ دارد که این مقدار پایین‌تر از دمای حباب مرطوب و بالاتر از نقطه شبنم هوای ورودی است و ضریب عملکرد این نمونه تقریباً ۹ بوده است که در مقایسه با نمونه‌های مرسوم که ضریب عملکردی بین ۲ تا ۳ دارند بسیار بهتر بوده و بیش از ۴۰٪ در مصرف انرژی صرفه‌جویی خواهد شد.

در سال ۲۰۱۱ ژین دوان^۱ [۲۹] در تز دکتری خود به بررسی عددی و عملی نمونه‌ای از کولر تبخیری غیرمستقیم که بر اساس سیکل میسوتسنکو کار می‌کند، می‌پردازد. نمونه ساخته‌شده دارای جریان مخالف بوده و جنس صفحات از آلومینیوم انتخاب شده است. این نمونه در شرایط آب و هوایی گوناگون بررسی شده و نتایج حاکی از آن است که بهترین شرایط کارکرد برای این کولرها آب‌وهوای گرم و خشک می‌باشد. همچنین در این تحقیق اشاره‌ای به میزان مصرف آب و انرژی الکتریکی این نمونه می‌شود که بیانگر مصرف آب نسبتاً قابل‌قبول و مصرف انرژی بسیار پایین آن دارد به طوری که ضریب عملکرد این نمونه ۱۸/۵ بیان شده است که این مقدار چندین برابر ضریب عملکرد سایر سیستم‌های سرمایشی است. البته این نمونه دارای هزینه اولیه بالایی بوده است که محقق خود به آن اشاره کرده اما با توجه به صرفه‌جویی ایجادشده در مصرف انرژی این هزینه بازخواهد گشت.

سرگی آنیسیمو^۲ و همکاران (۲۰۱۴) [۲] یک کولر جریان عمود که از سیکل میسوتسنکو استفاده می‌کند را به‌طور عددی و عملی موردبررسی قرار دادند و عملکرد آن که شامل راندمان و ظرفیت سرمایش نمونه است را در شرایط آب و هوایی مختلفی موردبررسی قرار دادند. مبدل این نمونه شکل متفاوتی نسبت به سایر مدل‌های جریان عمود دارد، به‌گونه‌ای که مبدل افقی بوده و هوای ثانویه از دو قسمت چپ و راست مبدل خارج می‌گردد. دمای هوای ورودی به این نمونه بین 20°C تا ۴۵ بوده که متناظر با این مقادیر، راندمان حباب مرطوب بین ۰/۸۵ تا ۱/۱۵ بوده و راندمان نقطه شبنم آن بین ۰/۱۵ تا ۰/۷۸ متغیر است. ظرفیت سرمایش این نمونه بین ۱ تا ۱۹ kW بوده و میزان کاهش دما نیز بین $5/2^{\circ}\text{C}$ تا ۲۰/۱ متغیر بوده است. مطابق نتایج بهترین عملکرد این کولرها در آب و هوای گرم و خشک می‌باشد و در صورت بالا بودن

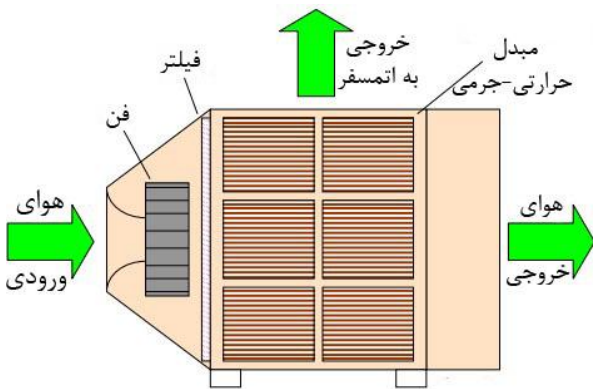
^۱ Zhiyin Duan

^۲ Sergey Anisimov

رطوبت هوا می توان از یک رطوبت گیر در مسیر ورودی کولر استفاده نمود.

۶-۲ بررسی تعدادی از نمونه‌های ساخته شده

شرکت کولرادو^۱ مبدل حرارتی-جرمی را معرفی کرد که قابلیت اجرای سیکل میسوئسنکو را دارا بوده و در دو نمونه از کولرهای خود از این مبدل استفاده کرد، در یک نمونه تنها از مبدل استفاده کرد و یک نمونه ترکیبی که شامل مبدل و یک بخش سرمایش تراکمی^۲ بوده است را اجرا کرد [۲۶]. نتایج حاصل از عملکرد نمونه اول (شکل ۲-۲۵) نشان می‌دهد که این نمونه می‌تواند ۹ تا ۱۲ kW سرمایش ایجاد کند و برای شرایط کاری گوناگون، راندمانی بین ۸۱٪ تا ۹۱٪ داشته باشد. همچنین ضریب عملکرد این نمونه در تمام شرایط کارکرد بیش از ۸/۸ بوده است.



(ب)



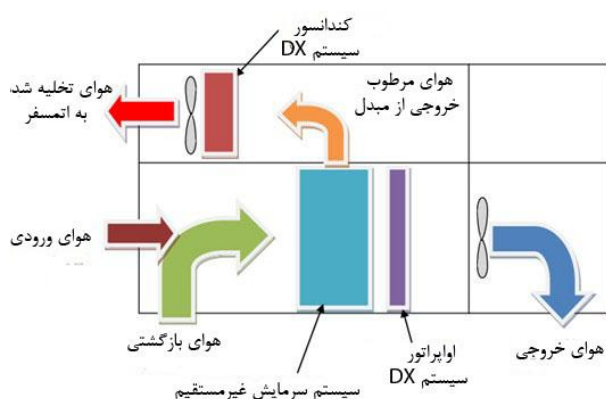
(الف)

شکل ۲-۲۵ نمونه اولیه ساخته شده توسط شرکت کولرادو (الف) عکسی از دستگاه (ب) شماتیکی از اجزای دستگاه [۲۶]
نمونه دوم ساخته شده توسط شرکت کولرادو در سال ۲۰۰۹ به‌طور آزمایشگاهی مورد بررسی قرار گرفت. همان‌طور که در شکل ۲-۲۶ نمایش داده شده است، هوای ورودی از اتمسفر با هوای بازگشتی از فضای مورد تهویه ترکیب شده و سپس وارد بخش سرمایش تبخیری غیرمستقیم می‌شود. ۵۴٪ تا ۵۷٪ این هوا جریان اولیه را تشکیل می‌دهد که پس از گذر از مبدل وارد اواپراتور سیستم تراکمی می‌شود که این باعث سرمایش

^۱ Coolerado cooler

^۲ Direct expansion (DX)

بیشتر هوای ورودی به فضای موردنظر ما می‌شود. باقی جریان به‌عنوان جریان ثانویه از بالای کولر خارج می‌شود و پیش از تخلیه به اتمسفر از کویل مربوط به کندانسور سیستم تراکمی عبور کرده و به خنک شدن مجدد مبرد کمک می‌کند نتایج این تست بیان می‌کند که با دمای حباب خشک ورودی $32/2^{\circ}\text{C}$ و دمای حباب مرطوب $17/7^{\circ}\text{C}$ ، ظرفیت سرمایش کلی ایجادشده $16/8\text{ kW}$ (سرمایش محسوس $13/4\text{ kW}$) و ضریب عملکرد نمونه $15/2$ (ضریب عملکرد محسوس $12/1$) بوده است [۳۰].



(ب)



(الف)

شکل ۲-۲۶ کولر ترکیبی ساخته‌شده توسط شرکت کولرادو (الف) نمایی از دستگاه (ب) شماتیکی از تجهیزات داخلی دستگاه [۳۰]

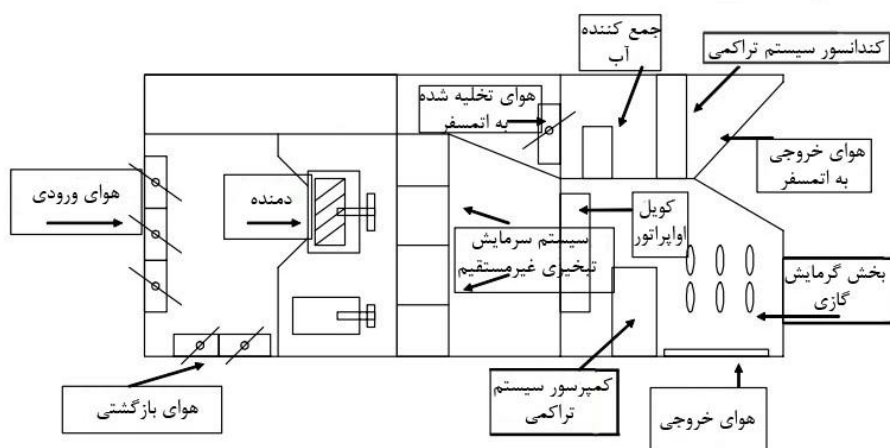
شرکت دیزرت ایر^۱ نمونه‌ای ترکیبی از این کولر را ساخت که شامل دو بخش سرمایش تبخیری غیرمستقیم و کولر تراکمی بود و مبدل حرارتی-جرمی به‌کاررفته در این نمونه همان مبدل ساخته‌شده توسط شرکت کولرادو بود. همچنین دارای بخش گرمایشی گازی نیز بوده است تا بتوان از آن در تمام فصول استفاده کرد. این نمونه به‌صورت آزمایشگاهی در دو نوبت، یک‌بار بخش تبخیری غیرمستقیم و بار دیگر به‌صورت ترکیبی موردبررسی قرار گرفت [۱۷]. بخش تبخیری به‌تنهایی می‌تواند دمای حباب خشک هوای خروجی را بین $18/3^{\circ}\text{C}$ تا $22/2^{\circ}\text{C}$ پایین بیاورد و راندمان حباب مرطوب آن بین 78% تا 98% بیان‌شده است. ظرفیت سرمایش این نمونه 19 kW و ضریب عملکرد آن $9/7$ بیان شد. همچنین نمونه ترکیبی ظرفیت سرمایش 27 kW و ضریب عملکرد $3/8$ را به دست آورد. که این بیانگر مصرف انرژی بسیار بیشتر

^۱ Desert Aire

این نمونه نسبت به حالت اول است. علاوه بر این؛ میزان سرمایش نمونه تبخیری غیرمستقیم به اندازه‌ای است که بتوان از آن در فصول نه‌چندان گرم استفاده کرد و فقط در مواقعی که نیازمند سرمایش بیشتر بودیم (۲۰٪ سرمایش بیشتر) می‌توانیم از بخش تراکمی آن استفاده کنیم.



(الف)



(ب)

شکل ۲-۲۷ کولر ترکیبی ساخته‌شده توسط شرکت Desert Aire (الف) نمایی از دستگاه

(ب) شماتیکی از تجهیزات داخلی دستگاه

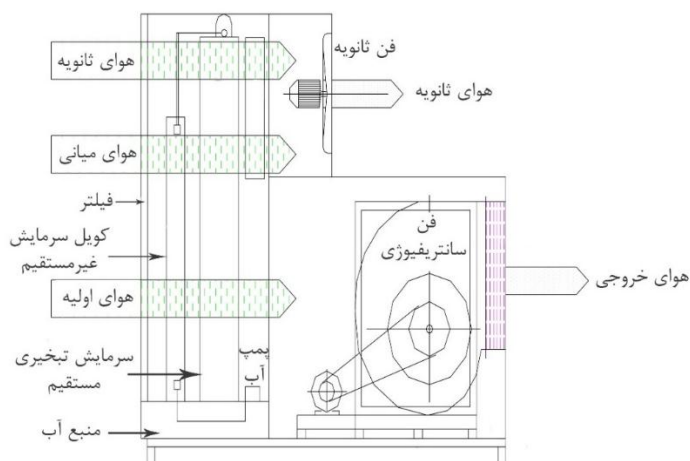
شرکت آماکس^۱ یک نمونه ترکیبی که شامل دو بخش تبخیری مستقیم و غیرمستقیم بود را طراحی و

^۱ AMAX

اجرا کرد. این نمونه شامل یک کویل برای بخش تبخیری غیرمستقیم، یک سطح تبخیری به‌عنوان بخش تبخیری مستقیم و دو فن بود که در شکل ۲۸-۲ نمایش داده شده است.



(الف)



(ب)

شکل ۲۸-۲ کولر ترکیبی ساخته شده توسط شرکت AMAX (الف) نمایی از دستگاه

(ب) شماتیکی از تجهیزات و چگونگی عملکرد دستگاه [۲۹]

هوای ورودی به سه بخش تقسیم می‌شود، هوای ثانویه که با کویل تماس ندارد و پیش سرمایش برای آن انجام نمی‌گیرد و با گذر از بستر تبخیری باعث کاهش دمای آب تا دمایی در نزدیکی دمای حباب مرطوب

هوای ورودی می‌شود. هوا میانی که پس از گذر از کویل سرمایشی وارد بستر تبخیری شده و سرمایش بیشتری برای آب ایجاد می‌کند و آب را تا دمایی کمتر از دمای حباب مرطوب هوای ورودی خنک می‌کند و در نهایت جریان اولیه هوا که از کویل و بخش سرمایش تبخیری مستقیم گذر می‌کند. هوای اولیه به فضای موردنظر ما هدایت می‌شود و هوای میانی و ثانویه به اتمسفر باز می‌گردند اما با توجه به کاهش دمایی که نسبت به هوای ورودی دارند در صورت نیاز می‌توان از این بخش نیز برای ایجاد سرمایش در یک فضای دیگر استفاده کرد.

راندمان حباب مرطوب این نمونه ۱۱۵٪ و ضریب عملکرد آن ۱۱/۷ بیان شده است که در مقایسه با نمونه ترکیبی شرکت دیزرت ایر بسیار مناسب است.

۷-۲ معرفی تحقیق حاضر

در این فصل مقایسه‌ای جامع بین دودسته سیستم‌های تبخیری انجام دادیم و به مزایا و معایب هریک از نمونه‌ها اشاراتی داشتیم و با مقایسه مبدل پیشنهادی میسوتسنکو به برتری این مبدل به‌طور تئوری اشاره شد. همچنین مطابق با تحقیقات صورت گرفته و نتایج به‌دست‌آمده در این زمینه، می‌توان این‌گونه سیستم‌های تبخیری را نسل آینده کولرهای تبخیری دانست.

به همین منظور در تحقیق حاضر به ساخت اولین نمونه از این مبدل‌ها در ایران خواهیم پرداخت که در فصول آتی به بررسی پارامترهای ساختاری مؤثر بر عملکرد مبدل و انتخاب گزینه مناسب برای ساخت نمونه اولیه خواهیم پرداخت.

در کنار تحقیقات عملی صورت گرفته تا به امروز، تحقیقات عددی متنوعی در این زمینه صورت گرفته است که تأثیر پارامترهای مختلفی همچون ابعاد مبدل و کانال‌ها، مقدار نسبت سیال عامل به هوای ورودی، ضخامت صفحات و موارد دیگر بیان شده است. با توجه به نتایج حاصل از این مطالعات به گزینه‌هایی نسبی درباره پارامترهای مؤثر در عملکرد مبدل خواهیم رسید که در تحقیق حاضر به‌ناچار به همین نتایج بسنده

کرده و مبنای طراحی را نتایج تحقیقات عددی صورت گرفته، قرار خواهیم داد.

در کشور ایران بخش عظیمی از سرمایه‌های داخلی ساختمان‌ها با استفاده از سیستم‌های تبخیری مستقیم و نمونه‌های تراکمی صورت می‌گیرد که هریک دارای معایبی هستند که پیش‌تر درباره آن‌ها به‌طور کامل توضیح داده شده است بنابراین استفاده از یک سیستم جایگزین که مصرف انرژی الکتریکی کمتر و راندمان انرژی بالاتری داشته باشد، می‌تواند بسیار راهگشا باشد. به همین منظور در فصل پایانی این تحقیق، با بررسی عملکرد این نمونه در شرایط آب و هوایی ایران سعی در مقایسه عملکرد آن با نمونه‌های موجود در ایران خواهیم داشت تا بتوان بر اساس نتایج به‌دست‌آمده از این تحقیق، به امکان‌سنجی استفاده از این سیستم‌ها در ایران دست‌یابیم.

۳. انتخاب اجزا و ساخت نمونه اولیه

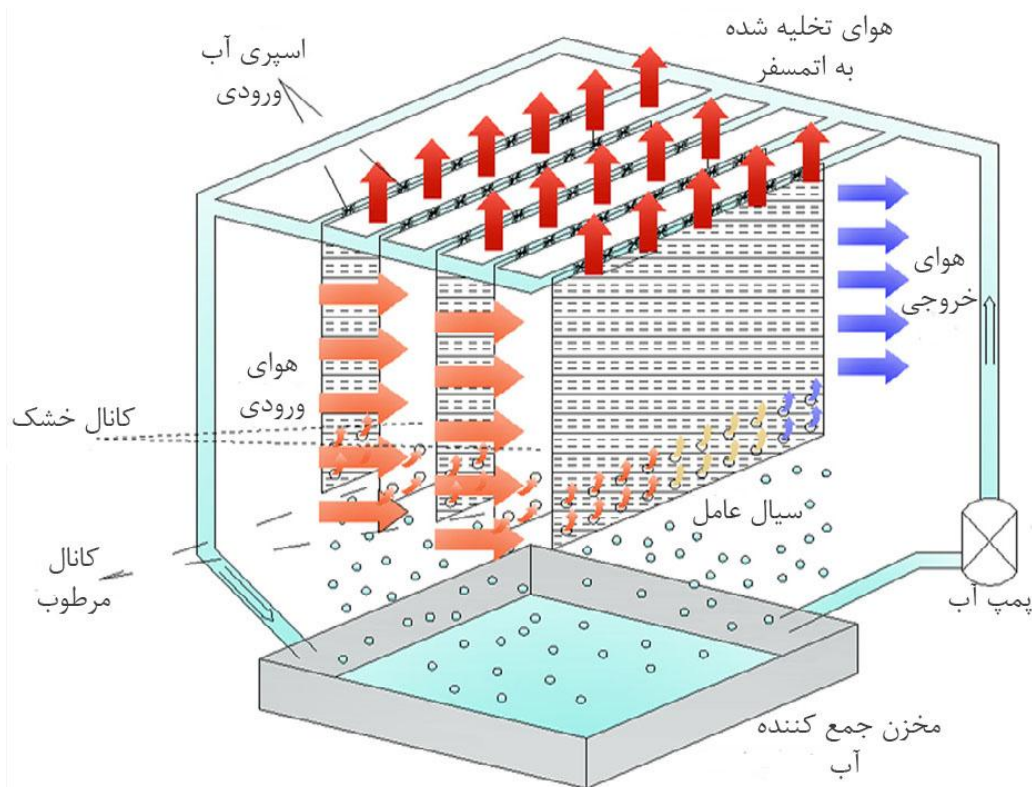
مبدل

همان‌طور که در فصل قبل بیان شد در نمونه‌های ساخته‌شده پارامترهای گوناگونی در عملکرد مبدل، مؤثر هستند از جمله جنس صفحات، نوع بسترهای تبخیری، نوع جریان، ابعاد و... که به دست آوردن مقادیر بهینه برای هریک از این موارد نیازمند آزمایش‌های مختلفی می‌باشد. در این فصل با انجام برخی آزمایش‌ها به انتخاب موارد بهینه برای هریک از این پارامترها خواهیم پرداخت. لازم به ذکر است که در برخی از پارامترها همچون ابعاد مبدل و ابعاد کانال‌ها که نیازمند بررسی‌های عددی هستند، از نتایج تحقیقات صورت گرفته تا به امروز استفاده خواهد شد تا بتوان انتظار پاسخ قابل قبولی را از مبدل ساخته‌شده داشت. هرچند این روش با توجه به متفاوت بودن نوع صفحات و بسیاری موارد دیگر بین این پروژه و کارهای پیشین، روش کاملاً مطمئنی نخواهد بود.

۲-۳ طراحی ساختاری:

به‌طور کلی در اغلب پروژه‌ها، طراحی ساختاری نمونه‌ها شامل تجهیزاتی یکسان می‌باشد که در شکل ۱-۳ نمونه‌ای از این طراحی‌ها مشاهده می‌شود. همان‌طور که در شکل مشاهده می‌شود در اکثر نمونه‌های ساخته‌شده، مبدل حرارتی-جرمی، فن هوای ورودی، پمپ آب، سیستم توزیع آب و مخزن جمع‌کننده آب در پایین مبدل را شامل می‌شود و پروسه کاری آن نیز به‌این ترتیب است که هوا در ابتدا به‌وسیله فن وارد کانال‌های خشک می‌شود، تعدادی از کانال‌های پایین مبدل در مسیر خود دارای سوراخ‌هایی هستند که بخشی از هوای ورودی را به‌عنوان سیال عامل (هوای ثانویه) وارد کانال مرطوب مجاور می‌کند. در کانال مرطوب، سیال عامل با تبخیر آب موجود روی دیواره کانال مرطوب، دیواره کانال خشک و به‌تبع آن هوای داخل کانال خشک را خنک کرده و درنهایت به اتمسفر تخلیه می‌گردد. به‌این ترتیب هوای خروجی از کانال‌های خشک بدون تغییر در میزان رطوبت آن‌ها خنک شده و به فضای موردنظر ما هدایت می‌شود.

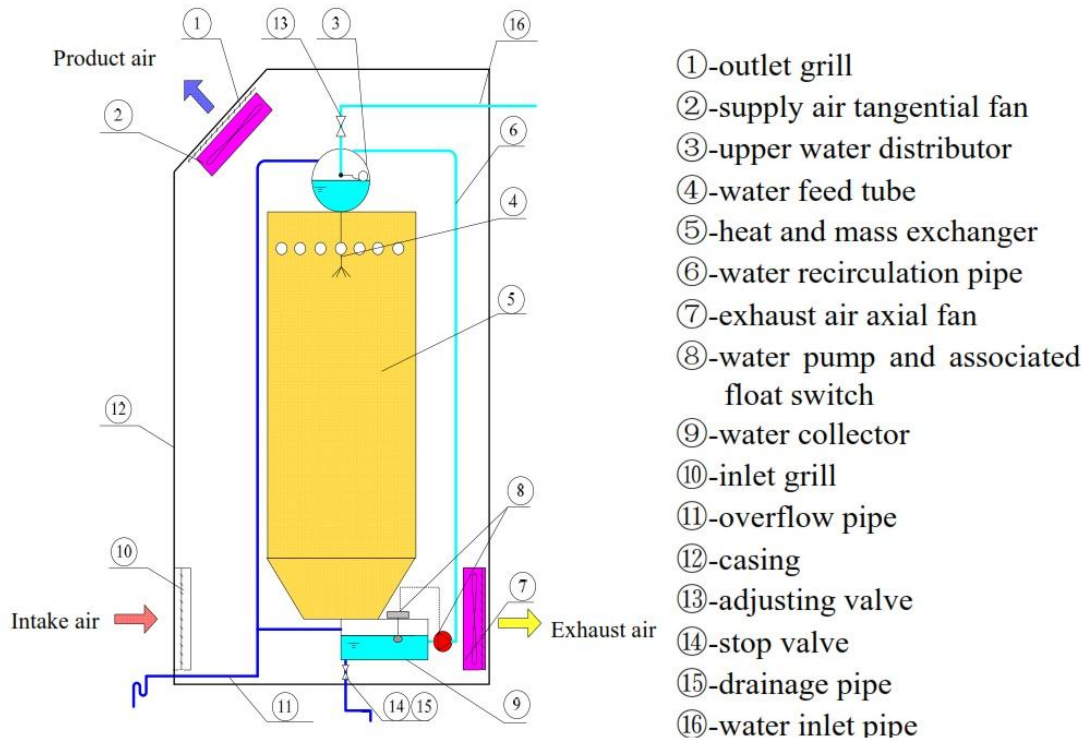
گونه دیگری از نمونه‌ها، نمونه‌هایی با جریان مخالف هستند. همان‌طور که در شکل ۱-۳ دیده می‌شود، جریان هوای سیال عامل به‌گونه‌ای هدایت می‌شود که در جهتی عمود بر جهت گذر هوای اولیه حرکت کند



شکل ۳-۱ نمونه مبدل با جریان عمودی [۳۱]

اما نمونه دیگری که از آن به عنوان جریان مخالف یاد شد، بخشی از هوای ورودی در انتهای کانال خشک به وسیله سوراخ‌هایی به کانال مرطوب هدایت می‌شود و سیال عامل در مسیری برخلاف جریان هوای اولیه حرکت خواهد کرد. در شکل ۳-۲ نمونه ساخته شده به این شیوه که در تز دکتری ژائو^۱ [۲۹] مطرح شده است را مشاهده می‌کنید که تقریباً تجهیزاتی مشابه با نمونه جریان عمود دارد با این تفاوت که در این نمونه دو فن به کار رفته است که یکی از آن‌ها وظیفه برقراری جریان در کانال‌های خشک را دارد و دیگری با ایجاد مکش در کانال‌های مرطوب، باعث ایجاد جریان در کانال‌های مرطوب می‌شود. نسبت بین این دو فن تعیین کننده نسبت سیال عامل به کل هوای ورودی است و در این نمونه برخلاف نوع جریان عمود، می‌توان این نسبت را در حین استفاده از مبدل نیز تغییر داد.

^۱ Zhao



شکل ۲-۳ نمونه مبدل جریان مخالف [۲۹]

در ادامه درباره هریک از اجزای به کاررفته در نمونه‌های بیان شده توضیحات بیشتری خواهیم داد.

۱-۲-۳ مبدل حرارتی-جرمی

این مبدل از تعدادی کانال‌های خشک و مرطوب تشکیل شده است که دیواره این کانال‌ها در یک سمت با مواد جاذب آب و در سمت دیگر یا مواد آب‌گریز پوشانده شده است. دیواره کانال خشک معمولاً با استفاده از مواد آب‌گریز پوشانده می‌شود تا از ورود آب به داخل کانال خشک جلوگیری شود، همچنین سطح کانال مرطوب با استفاده از مواد جاذب آبی پوشانده می‌شود که دارای خاصیت مویینگی بالایی نیز باشد تا بتواند لایه‌ای از آب را بر روی سطح خود به‌طور یکنواخت حفظ کند که آب موجود بر روی دیواره کانال مرطوب تبخیر شده و به سیال عامل (جریان هوای ثانویه) اضافه خواهد شد. صفحات تشکیل‌دهنده کانال‌ها با استفاده از هدایتگرهایی از یکدیگر جدا می‌شوند و همچنین این هدایتگرها به شبکه‌بندی مناسب کانال‌ها برای گذر هوا کمک می‌کنند. همان‌طور که بیان شد تفاوت نمونه‌های جریان عمود و مخالف تنها در جانمایی سوراخ‌ها است که باعث تفاوت شکل جریان خواهد شد و تفاوتی در جنس مواد تشکیل‌دهنده

می‌توانند نداشته باشند.

۲-۲-۳ فن هوای ورودی:

در نمونه جریان عمود، این فن در ورودی مبدل نصب می‌گردد و جریان هوا را در هردو کانال مرطوب و خشک برقرار می‌سازد به همین منظور می‌بایست توانایی ایجاد جریان هوا با فشار مناسب را دارا باشد تا بتواند با افت فشار هوا در طول مسیر مقابله کند. همچنین قابلیت تنظیم سرعت هوای خروجی از ویژگی‌های دیگر موردنیاز در این کولر است که میزان دبی هوای لازم برای هر نمونه به ابعاد مبدل بسیار وابسته است.

اما در نمونه جریان مخالف این فن در انتهای مسیر کانال‌های خشک نصب‌شده و با ایجاد مکش مناسب، می‌تواند میزان هوای ورودی به محل مورد تهویه را تعیین کند؛ و فن دیگری که در خروجی سیال عامل نصب‌شده و این فن نیز برای تعیین دبی هوای سیال عامل از مبدل کاربرد دارد. همان‌طور که مشخص است در این نمونه از مبدل، برای تعیین میزان نسبت دبی سیال عامل به هوای ورودی کافی است میزان مکش فن‌ها را تغییر داده تا بتوان این نسبت را تغییر داد.

۳-۲-۳ سیستم توزیع آب:

سیستم توزیع آب این نمونه‌ها اغلب شامل تعدادی لوله‌های توزیع‌کننده کوچک جریان آب در بالای مبدل است که آب ورودی به این لوله‌ها با استفاده از افشانه‌هایی که روی آن‌ها تعبیه شده است، بر روی کانال‌های مرطوب ریخته می‌شود و بخش اضافی آن مجدد به مخزن جمع‌کننده آب در پایین مبدل انتقال داده می‌شود. این مخزن می‌تواند دارای یک پمپ باشد تا گردش آب در کولر به‌طور دائمی صورت گیرد.

۴-۲-۳ مخزن جمع‌کننده آب:

این مخزن، آب تخلیه‌شده از مبدل و آب بازگشتی از سیستم توزیع آب را در زیر مبدل جمع کرده و پمپ

آب نیز از همین مخزن برای تغذیه سیستم توزیع آب استفاده می‌کند.

۳-۲-۵ پمپ آب:

این پمپ با مخزن جمع‌کننده آب تغذیه می‌شود که می‌توان برای استفاده بهتر از انرژی الکتریکی به‌طور دوره‌ای از آن استفاده کرد که این کار را می‌توان با استفاده از یک سویچ شناور^۱ بر روی مخزن جمع‌کننده آب نیز انجام داد.

۳-۲-۶ محفظه کولر

مبدل در یک محفظه قرار می‌گیرد تا از هرگونه تبادل حرارت با فضای اتمسفر جلوگیری شود همچنین این محفظه امکان ایجاد اتصال بین مبدل با سایر تجهیزات را نیز فراهم می‌سازد.

در مقاله چانگانگ ژان^۲ و ژائو [۳۲] به‌طور کامل به مقایسه بین دو نمونه مبدل بیان‌شده پرداخته می‌شود و در بخش نتیجه‌گیری بیان شده است که مبدل‌های جریان مخالف هرچند می‌توانند ظرفیت سرمایش بیشتری (تا ۲۰٪) تولید کنند و راندمان حباب مرطوب و نقطه شبنم این نوع از مبدل‌ها ۱۵٪ تا ۲۰٪ بیشتر از مبدل‌های جریان عمود است، اما به دلیل استفاده از مبدل‌هایی با ابعاد بزرگ‌تر نیازمند فن‌هایی با قدرت بیشتر و همچنین فضایی بزرگ‌تر برای استفاده از آن‌ها خواهیم بود که این عوامل باعث پایین‌تر بودن ضریب عملکرد این دسته از کولرها می‌شود (معمولاً ۱۰٪). در سال‌های اخیر نیز شرکت کولرادو فقط از مبدل جریان عمود برای نمونه‌های تولیدی خود استفاده کرده است که همین موضوع می‌تواند اهمیت پارامتر فضای اشغال‌شده و ضریب عملکرد برای این نمونه‌ها را بیان کند. به این ترتیب و با توجه به نتایج حاصل‌شده از مقاله بالا، در این پروژه قصد ساخت نمونه‌ای از مبدل‌های جریان عمود را داریم که در آن از تمامی تجهیزات بیان‌شده به‌جز پمپ استفاده خواهد شد و در ادامه تمامی مراحل انتخاب اجزا بیان خواهد شد.

^۱ Float switch

^۲ Changhong Zhan

۳-۳ انتخاب مواد:

مبدل حرارتی-جرمی هوا به هوایی که در سیستم‌های تبخیری نقطه شبنم استفاده می‌شوند شامل صفحات انتقال حرارت و جرم و هدایت‌کننده‌های جریان هستند که در یک‌طرف هر صفحه می‌بایست با استفاده از یک‌لایه‌ی آب‌دوست پوشیده شود تا بتواند عملکرد کانال مرطوب را افزایش داده و دیواره این کانال را مرطوب نگه دارد. همچنین مرسوم است که از یک‌لایه‌ی آب‌گریز نیز برای پوشش دیواره کانال خشک استفاده کنند که به منظور جلوگیری از ورود آب به کانال خشک استفاده می‌شود. برای هدایت‌کننده‌های جریان هوا نیز از نوارهای لاستیکی استفاده می‌شود که در جهت جریان هوا بر روی صفحات نصب می‌شود. در مقایسه با هدایت‌کننده‌های جریان هوا، خصوصیات فیزیکی و حرارتی صفحات مبدل نقش بسیار مهم‌تری را در کارکرد این دسته از کولرها دارند، به همین دلیل در ادامه تأکید اصلی ما بر انتخاب صفحات مناسب برای مبدل است.

۳-۳-۱ انتخاب صفحات مبدل حرارتی - جرمی:

مطابق بررسی‌های انجام‌شده در فصل دوم و گزینه‌هایی که بیان شد، برای انتخاب صفحات یک مبدل حرارتی - جرمی می‌بایست به خصوصیات زیر توجه کرد تا انتقال حرارت و جرم را به حداکثر میزان خود برسانیم

- از دیدگاه انتقال حرارت، ضریب هدایت حرارتی و ضخامت صفحه تأثیر مستقیمی بر مقاومت حرارتی بین دو کانال دارد.
- از دیدگاه انتقال جرم، صفحات می‌بایست توانایی جذب و حفظ لایه‌ای آب را به‌طور مناسب و یکنواخت بر روی خود داشته باشند.
- از دیدگاه ساختاری، می‌بایست دارای استحکام کافی باشند تا بتوانند شکل خود را حفظ کرده و در عملکرد مبدل خللی ایجاد نکنند.

در ابتدا به بررسی ضخامت صفحات پایه موردنظرمان می‌پردازیم که ضخامت این نمونه‌ها در جدول ۱-۳ آمده است. ذکر یک نکته در اینجا ضروری است و آن نتیجه بررسی‌ای است که ژائو در زمینه ضخامت مناسب این صفحات انجام داده است [۱۶]. وی با بررسی رابطه انتقال حرارت بین دو کانال مجاور که در زیر آمده است به این فرضیه رسید که اگر ضخامت صفحه بین دو کانال از مقداری کمتر باشد، تأثیر ضریب هدایت حرارتی قابل صرف‌نظر کردن می‌باشد.

$$K_{tot} = \frac{1}{\frac{1}{h_{p,f}} + \frac{\delta_{wall}}{\lambda_{wall}} + \frac{1}{h_w}} \quad (1-3)$$

K_{tot} ضریب انتقال حرارت معادل بین دو کانال مرطوب و خشک، $W/m^2 \text{ } ^\circ C$

$h_{p,f}$ ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی بین هوای کانال خشک و دیواره، $W/m^2 \text{ } ^\circ C$

δ_{wall} ضخامت صفحه بین دو کانال، m

λ_{wall} ضریب انتقال حرارت هدایتی دیواره، $W/m \text{ } ^\circ C$

h_w ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی بین لایه آب و هوای کانال مرطوب. $W/m^2 \text{ } ^\circ C$

وی پس از انجام بررسی‌های لازم به صحت فرضیه خود پی برد و به این نتیجه رسید که صفحات با ضخامتی کوچک‌تر یا مساوی با ۰/۵ میلی‌متر، آن‌قدر نازک هستند که بتوان از ضریب انتقال حرارت آن‌ها در عمل صرف‌نظر کرد. به همین دلیل در این پروژه نیز این مقدار را به‌عنوان حداکثر ضخامت مجاز در نظر می‌گیریم.

جدول ۱-۳ ضخامت صفحات پایه پیشنهادی

۰/۲	فویل آلومینیومی
۰/۳	صفحه پلاستیکی

برای ماکزیمم کردن میزان انتقال جرم مبدل، می‌بایست صفحه با یک‌لایه نازک و یکنواخت آب پوشانده شود که برای این منظور نیز از مواد آب‌دوست استفاده خواهد شد تا بتوان آب را در خود و بر روی صفحه نگه دارد. به این منظور مواد آب‌دوست مورد استفاده می‌بایست دارای خواصی همچون خاصیت مویینگی مناسب، تخلخل (نسبت میزان فضای خالی داخل ماده به حجم کل ماده) و میزان سطح مخصوص مناسب (مساحت سطح واحد جرم ماده مورد نظر) باشند و قابلیت استحکام و روکش پذیری هر سطح نیز می‌بایست در نظر گرفته شود. در جدول ۲-۳ به این موارد در صفحات مختلف اشاره شده است؛ این صفحات شامل صفحات آب‌دوست و صفحات پایه‌ای مانند فلزات، فیبرها، سرامیک‌ها، زئولیت و کربن می‌باشد.

فیبرها بسترهای تبخیری هستند که نسبتاً ارزان‌تر، نازک‌تر و میزان جذب آب بیشتری نسبت به سرامیک‌ها و کربن‌ها دارند [۱۶]؛ اما استحکام پایینی نسبت به مواد بیان شده دارند، در حقیقت داشتن هردو قابلیت استحکام و جذب آب مناسب خواص بسیار مهمی در انتخاب فیبرها محسوب می‌شوند. بعضی از انواع فیبرها مانند حوله قابلیت جذب آب بالایی دارند اما به هنگام جذب آب استحکام بسیار پایینی دارند. به‌طور کلی استحکام یک فیبر با افزایش ضخامت آن بیشتر می‌شود و میزان آب جذب شده در صفحات ضخیم‌تر نیز بیشتر از صفحات نازک است اما همان‌طور که بیان شد ضخامت بیشتر صفحات باعث افزایش میزان مقاومت حرارتی بین دو کانال می‌شود که این موضوع مطلوب نیست.

بنابراین انتخاب فیبر مناسب به سه پارامتر استحکام، قابلیت جذب آب و مقاومت حرارتی ایجاد شده بین دو کانال وابسته است. در جدول ۲-۳ نمونه فیبرهای مورد بررسی در این پروژه و ضخامت هر یک آمده است.

نمونه‌های بیان شده در جدول ۲-۳ در حقیقت نمونه‌هایی هستند که میزان جذب آب بالا در آن‌ها و یا سرعت مویینگی در آن‌ها جزو نکات مؤثر در انتخاب ما بوده است که در ادامه به بررسی این خصوصیات در هر یک خواهیم پرداخت. فیبر پنبه-پلی استر، فیبری است که قابلیت یک فیبر ترکیبی را به ما نشان خواهد داد و مقصود از الیاف پنبه و الیاف پشمی نمونه‌های بافته نشده از این دو جنس هستند.

جدول ۲-۳ ضخامت نمونه فیبرهای بررسی شده در این پروژه

ضخامت (mm)	نمونه فیبر
۰/۳	پنبه-پلی استر
۰/۴۵	میکرو فایبر ^۱
۰/۲	ویسکوز ^۲
۰/۱۵	الیاف پنبه
۰/۴	الیاف پشمی

میکرو فایبر الیاف بسیار ریزی با ضخامت ۱۰ میکرون هستند که این ابعاد ریز به آن‌ها کمک می‌کند تا ذرات را به داخل خود جذب کنند؛ همین موضوع به هنگام تماس با آب، در این دسته از فیبرها اتفاق می‌افتد و قابلیت جذب آب بالایی را به آن‌ها می‌دهد.

فیبر ویسکوز، فیبری ساخته شده از الیاف مصنوعی است که این الیاف از مغز چوب ساخته می‌شوند و پس از بافته شدن با این نام عرضه می‌شوند، این الیاف به دلیل داشتن خاصیت سلولوزی^۳ چوب در داخل خود، قابلیت جذب آب و موینگی مناسب را نیز دارا هستند.

برای بررسی خواص هر یک از نمونه‌های بیان شده آزمایش‌هایی طراحی و اجرا شده است که خاصیت موینگی و قابلیت جذب آب نمونه‌ها را مورد بررسی قرار داده تا بتوان برای انتخاب ماده آب‌دوست و همچنین صفحه پایه تصمیم‌گیری مناسب را انجام داد.

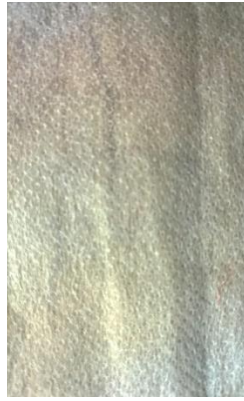
^۱ Microfiber

^۲ Viscous

^۳ Cellulous



ج) نمونه الیاف پشمی



ب) نمونه الیاف پنبه



الف) نمونه فیبر ویسکوز

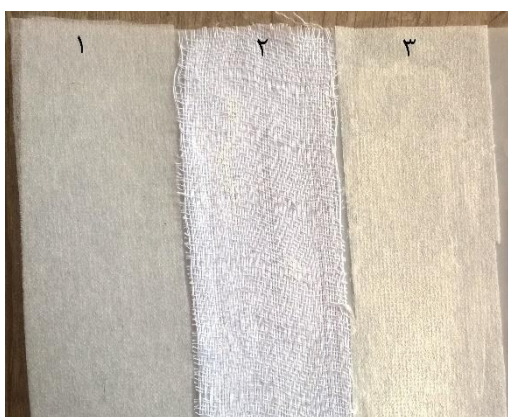
شکل ۳-۳ نمونه‌هایی از فیبرهای مورد استفاده

هرچند تمامی موارد بیان شده در بالا فیبر هستند و مقاومت بسیار کمی دارند اما می‌توان با استفاده از صفحات ضد آب با مقاومت مناسب، به استحکام مبدل کمک کنیم. برای صفحات ضد آب دو نمونه فویل آلومینیومی و صفحات پلاستیکی مطرح هستند که صفحات آلومینیومی دارای ضریب هدایت حرارتی مناسب و هزینه پایین‌تری نسبت به صفحات پلاستیکی هستند همین موارد باعث شده است که در نمونه‌های اولیه ساخته شده توسط شرکت کولرادو نیز از صفحات آلومینیومی استفاده شود اما با گذر زمان در مبدل این نمونه رشد باکتری و قارچ مشاهده شده است [۳۳]؛ که این مورد می‌تواند باعث ایجاد مشکلات زیادی برای ساکنین شود. در همین مرجع این شرکت بیان می‌کند که به‌عنوان جایگزین از صفحات پلاستیکی استفاده کرده است و پس از این جایگزینی، مشکلات بیان شده مرتفع شده است، نوع این صفحات پلی‌پروپیلن بوده است که دارای استانداردهای بهداشتی و غذایی است و از باب ایجاد تغییر در خصوصیات هوای خروجی، کاملاً مطمئن می‌باشد.

در این پروژه در نمونه ساخته شده از صفحات پلاستیکی از جنس ^۱ABS استفاده می‌شود که علاوه بر داشتن استحکام کافی در ضخامت‌های پایین قیمت مناسبی نیز نسبت به سایر نمونه‌ها از جمله پلی‌پروپیلن دارد. هرچند این صفحه هدایت حرارتی پایین‌تری نسبت به آلومینیوم دارد اما با توجه به نکته‌ی ذکر شده توسط ژائو به دلیل ضخامت کم این صفحات از این مورد می‌توان چشم‌پوشی کرد.

^۱ Acrylonitrile butadiene styrene

در رابطه با روش پوشش دادن صفحات پلاستیکی با استفاده از فیبرها، روش گرم کردن و چسباندن مطرح است که هر دو روش در تست موینگی انجام شده بررسی شدند. در شکل ۳-۴، الیاف پنبه به دو شیوه اتصال داده شده است (نمونه ۱ اتصال با حرارت و نمونه ۳ اتصال به وسیله چسب) همان طور که در نتایج حاصل از تست موینگی مشاهده می کنید، روش گرم کردن تأثیر بسیار بدی بر روی خاصیت موینگی صفحه مورد بررسی دارد و باعث کاهش شدید توانایی جذب آب می شود و به همین منظور در نمونه ساخته شده از روش چسباندن برای روکش کردن صفحات پلاستیکی استفاده شده است.



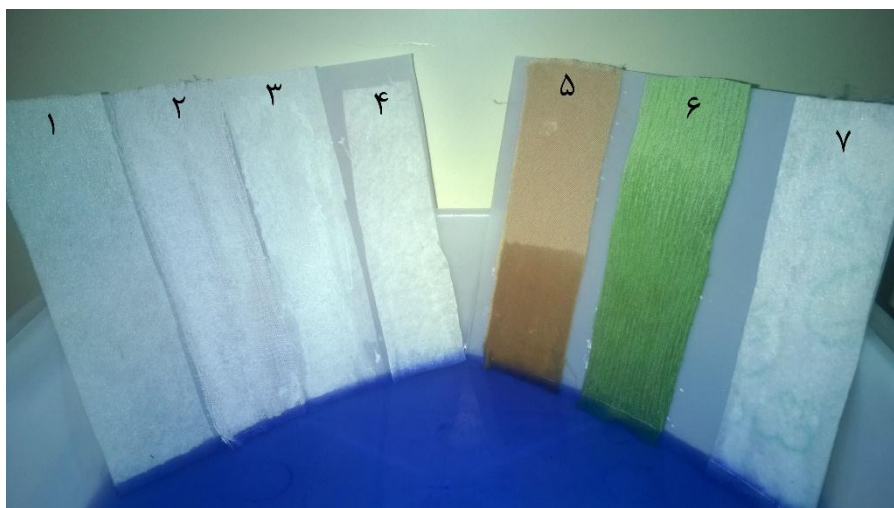
ب) نمونه فیبرهای متصل شده به ورق با استفاده از چسب و حرارت

الف) نمونه ورق پلاستیکی از جنس ABS

شکل ۳-۴ تصاویری از نمونه های به کاررفته در پروژه

به منظور سنجش خاصیت موینگی نمونه های مورد بررسی، مطابق شکل ۳-۵ نمونه ها را در ظرفی پر از آب قرار داده و در زمان بندی های مشخصی (تا ۲ ساعت) ارتفاع آب در هریک از نمونه ها خوانده می شود که در نمودار ۳-۱ نیز می توان نتایج را به صورت آماری مشاهده کرد.

در شکل ۳-۵ نمونه های ۱ و ۴ به ترتیب الیاف پنبه و الیاف نمدی هستند که با استفاده از حرارت به ورق پلاستیکی متصل شده اند و نمونه های ۲، ۳، ۵، ۶ و ۷ به ترتیب فیبر پنبه- پلی استر، الیاف پنبه، فیبر ویسکوز، میکرو فایبر و الیاف پشمی هستند که به وسیله چسب اتصال بین آن ها و ورق پلاستیکی ایجاد شده است.



شکل ۳-۵ آزمایش موپینگی انجام شده

در میان بسترهای تبخیری پیشنهادشده در جدول ۳-۲، نمونه میکرو فایبر دارای بیشترین سرعت در جذب آب بوده است به طوری که پس از گذشت ۵ دقیقه در حدود ۵۰٪ از حداکثر توان خود در جذب آب را، در خود جذب می کند و همچنین با سرعت بالایی اشباع می شود که این خصوصیات برای بستر تبخیری مورد استفاده در سیستم های تبخیری بسیار مناسب است و باعث می شود که سیستم تبخیری با گذشت زمان اندکی پس از روشن شدن آمادگی لازم برای ایجاد سرمایه کافی را کسب کند.

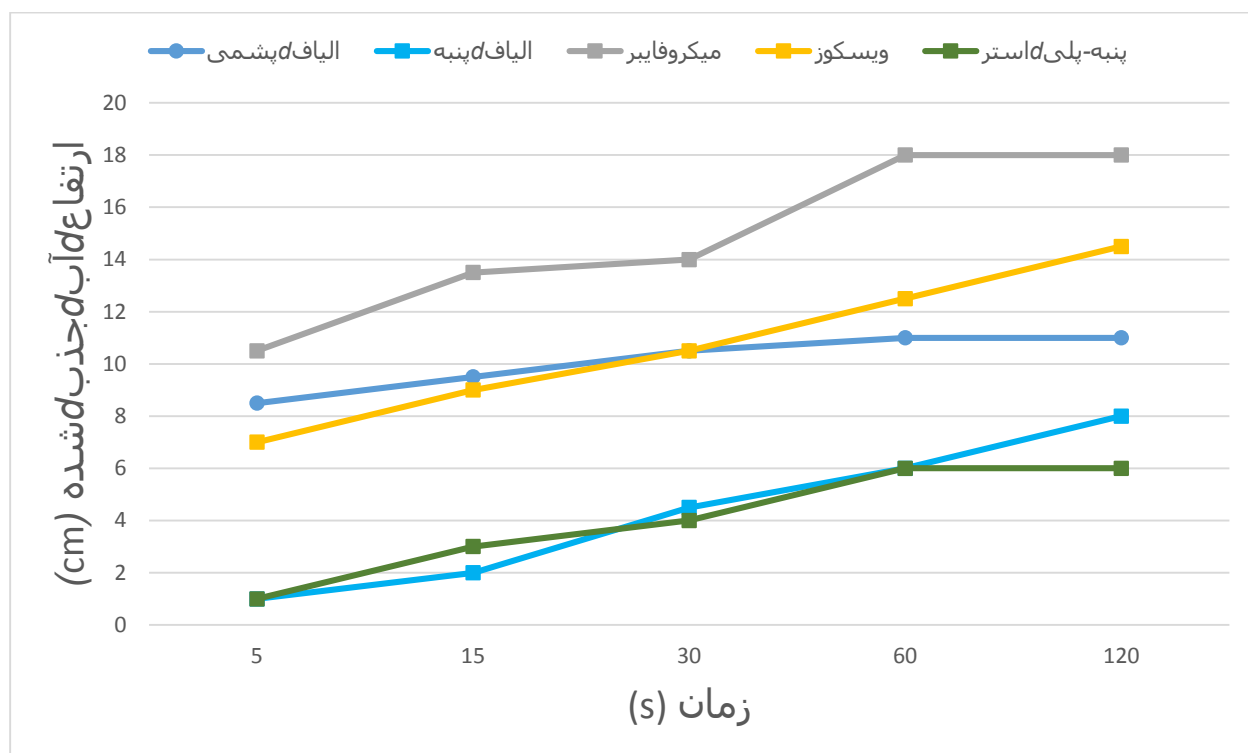
طبق این آزمایش الیاف پشمی نیز دارای سرعت مناسبی بوده است اما ارتفاع آب پس از گذشت ۱ ساعت ثابت می ماند و پیشروی نمی کند که این موضوع، یک خصوصیت نامناسب برای یک بستر تبخیری است.

نمونه دیگری که سرعت نسبتاً مناسبی دارد، فیبر ویسکوز است که این نمونه همان طور که در نمودار ۳-۱ مشخص است، سرعت جذب آب پایین تری نسبت به دو نمونه قبل دارد اما با گذر زمان ارتفاع آب در این نمونه ثابت نمی شود و همواره پیش می رود و در نهایت ارتفاع آب بالاتری نسبت به الیاف پشمی خواهد داشت.

موارد دیگری که در این آزمایش مورد بررسی قرار گرفتند، نسبت به نمونه های بیان شده خاصیت موپینگی ناچیزی داشته و به کارگیری آنها در سیستم های تبخیری مناسب نیست.

جدول ۳-۳ نتایج مربوط به تست موینگی و سایر خصوصیات هر یک از نمونه‌ها از جمله ضخامت و ظرفیت جذب آب را بیان می‌کند.

بنا بر نتایج به دست آمده، گزینه انتخابی ما صفحه پلاستیکی با پوشش فیبر ویسکوز است و خصوصیات مؤثر در این انتخاب به ترتیب اهمیت شامل، ارتفاع آب جذب شده، ضخامت و مقاومت حرارتی کم می‌باشد.



نمودار ۳-۱ نمایش تست موینگی نمونه فیبرهای مورد بررسی

آزمایش دیگری نیز به منظور سنجش میزان آب جذب شده توسط نمونه‌ها، طراحی و اجرا شده است. این آزمایش به این ترتیب بوده است که از هر یک از نمونه‌ها که شامل فیبر ویسکوز، میکرو فایبر، الیاف پشمی، الیاف پنبه و فیبر پنبه-پلی استر می‌باشد، سطحی یکسان (مربعی به ضلع ۷ سانتی‌متر) جدا کرده و وزن نمونه در حالت خشک سنجیده می‌شود. (سنجش توسط دستگاه ترازو متلر^۱ با دقت ۰/۰۰۰۱ گرم انجام شده است) سپس نمونه در ظرفی از آب قرار می‌گیرد و پس از جذب آب مجدداً به روی ترازو رفته و وزن هریک خوانده می‌شود. جدول ۳-۳ بیانگر نتایج این آزمایش است.

^۱ Mettler



شکل ۳-۶ نمونه ترازو و صفحات آماده شده برای انجام تست

جدول ۳-۳ جمع بندی نتایج حاصل از آزمایش های انجام شده بر روی نمونه فیبرها

نمونه فیبر	ضخامت	ارتفاع آب جذب شده پس از دو	نسبت وزن نمونه	مقاومت
------------	-------	----------------------------	----------------	--------

	مرطوب به خشک	ساعت (Cm)	(mm)	
مناسب	۵/۱۶۷	۱۱	۰/۴	الیاف پشمی
ضعیف	۲/۶۱	۶	۰/۳	پنبه-پلی استر
ضعیف	۲/۷۸	۱۸	۰/۴۵	میکرو فایبر
ضعیف	۲/۴۹	۱۴/۵	۰/۲	ویسکوز
مناسب	۴/۵۳	۳	۰/۱۵	الیاف پنبه

مطابق جدول ۳-۳ الیاف پشمی بیشترین میزان آب جذب شده را دارد اما به دلیل ضخامت نسبتاً زیاد آن به گونه‌ای که پس از اتصال با صفحه پلاستیکی ضخامتی بیش از ۰/۵ میلی‌متر را پیدا می‌کند، گزینه مناسبی نمی‌تواند باشد.

الیاف پنبه ضخامت بسیار مناسب و توانایی جذب آب بالایی را نیز دارد اما به دلیل خاصیت مویینگی پایین، استفاده از این نمونه نیز مناسب به نظر نمی‌رسد.

فیبر ویسکوز و نمونه میکرو فایبر تقریباً میزان جذب یکسانی دارند اما خاصیت مویینگی نمونه میکرو فایبر بسیار بیشتر بوده اما با توجه به ضخامت زیاد این نمونه، بهتر است که از پارچه ویسکوز به عنوان ماده جاذب آب استفاده شود چراکه خاصیت مویینگی و جذب آب نسبتاً مناسبی دارد و با توجه به ضخامت آن پس از چسباندن به صفحه پلاستیکی ضخامت ۰/۵ میلی‌متری مورد نظر ما را نیز فراهم می‌کند.

۲-۳-۳ انتخاب هدایت‌کننده‌های جریان:

برای هدایتگرها صفحات موج‌دار پلاستیکی یا نوارهای لاستیکی مطرح می‌باشند که از بین این دو نوار

لاستیکی انتخاب شد. صفحات موجدار پلاستیکی در قسمت‌هایی که به صفحات متصل می‌شوند یک مقاومت حرارتی اضافی بین کانال‌های خشک و مرطوب ایجاد می‌کنند که این باعث کاهش میزان انتقال حرارت بین دو کانال خواهد شد و همچنین نسبت به نوارهای لاستیکی باعث افت فشار بیشتری در طول مسیر گذر هوا می‌شوند؛ اما نوارهای لاستیکی این مشکلات را ایجاد نمی‌کند هرچند اتصال آن‌ها نسبت به صفحات موجدار مشکلات بیشتری دارد.

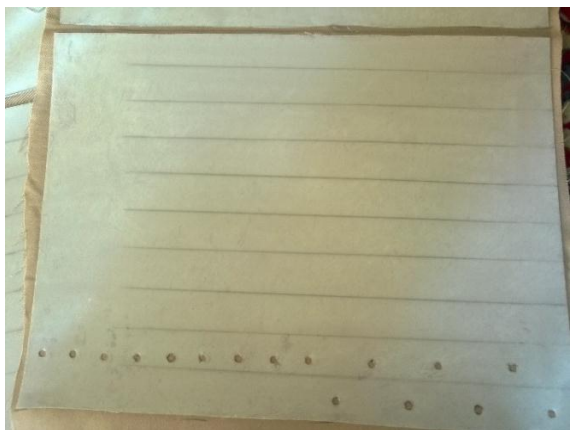


شکل ۳-۷ نمونه صفحات موجدار و نوار لاستیکی

۳-۴ پروسه ساخت نمونه اولیه:

در شکل ۳-۷ پروسه ساخت نمایش داده شده است که به دلیل اهمیت بسیار زیاد مبدل، تمرکز بر روی چگونگی ساخت آن می‌باشد. در ابتدا صفحات پلاستیکی در اندازه 30×40 سانتی‌متر بریده شده و خطوط مربوط به محل اتصال نوارهای لاستیکی برای هر یک از کانال‌های خشک ترسیم شده است. پس از اتصال به فیبر و جانمایی مربوط به محل قرارگیری سوراخ‌ها، سپس سوراخ‌های لازم در هر یک از صفحات ایجاد شده است. در ادامه به اتصال نوارهای لاستیکی خواهیم پرداخت که این نوارها باعث ایجاد فاصله‌ی لازم بین صفحات خواهد شد. پس از آماده شدن کانال‌های خشک، بر روی دیواره بیرونی هر یک، مسیر گذر هوا در کانال مرطوب را ایجاد کرده و سپس کانال‌های مرطوب به یکدیگر اتصال داده می‌شوند و مبدل به‌طور کامل آماده خواهد شد. این مبدل شامل ۳۳ کانال خشک و ۳۵ کانال مرطوب است که نسبت سیال عامل به کل هوای ورودی در این مبدل $0/4$ می‌باشد که این نسبت با توجه به محل قرارگیری سوراخ‌ها و شکل هدایت جریانی که در داخل کانال‌های خشک صورت می‌گیرد تعیین شده است.

محفظه دربرگیرنده مبدل از آلومینیوم است که بخش زیرین آن نقش هدایت‌کننده جریان آب به مخزن جمع‌کننده را دارد. دیواره‌های این محفظه نیز مانع تبادل حرارت با محیط خواهد شد. با توجه به شکل مسیر گذر هوا در مبدل، بخش ورود و خروج کانال‌های خشک و بخش بالایی مبدل که برای خروج هوای مرطوب از کانال مرطوب است؛ می‌بایست باز باشد تا گذر هوا با حداقل افت فشار صورت بگیرد.



ب) صفحات متصل به فیبر و سوراخ‌کاری شده



الف) صفحات 30×40



د) نمایی کلی از مبدل



ج) نمایی از کانال‌های مرطوب



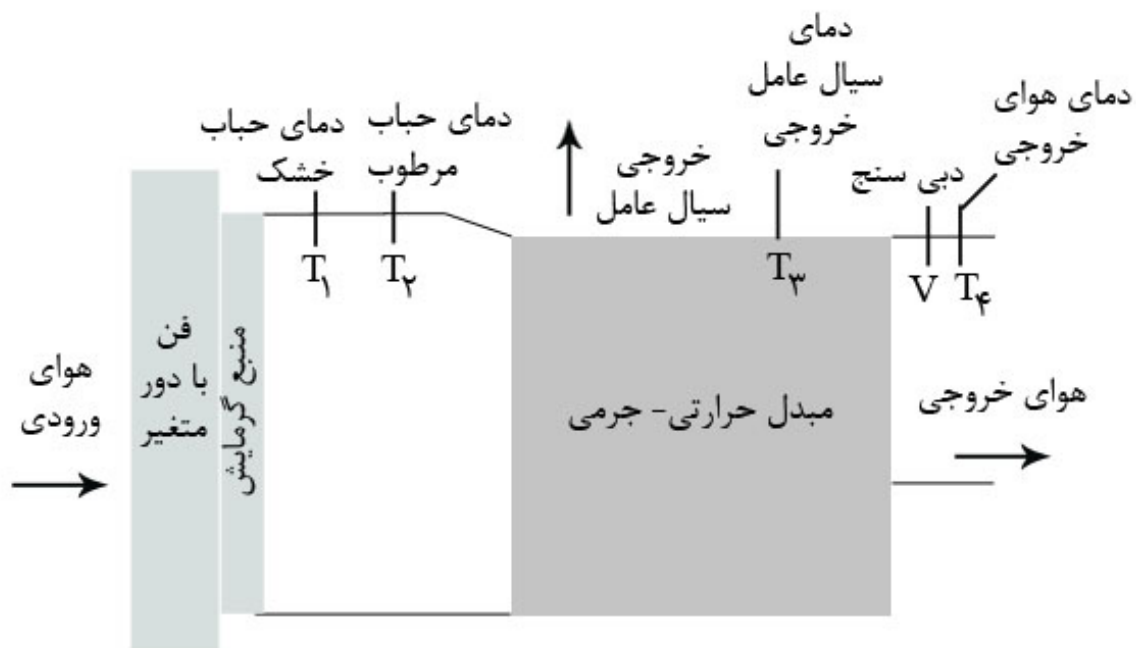
ه) مبدل پس از قرارگیری در محفظه

شکل ۳-۸ پروسه آماده‌سازی مبدل

۵-۳ آماده‌سازی برای انجام تست‌های موردنظر:

شکل ۳-۹ به‌طور شماتیک محل قرارگیری هر یک از تجهیزات مورد استفاده در آزمایش را نشان می‌دهد. این آزمایش در یک آزمایشگاه با فضایی بسته انجام شده است تا شرایط هوای ورودی یکنواخت باقی بماند و دمای هوای ورودی به مبدل با استفاده از یک منبع گرمایشی الکتریکی، گرم می‌شود و میزان گرمایش آن را با استفاده از یک منبع تغذیه و کنترل جریان الکتریکی عبوری تعیین کرده و به این وسیله شرایط هوای ورودی به مبدل را تغییر داده و این سیستم را در شرایط آب و هوایی گوناگون مورد بررسی قرار می‌دهیم.

محل قرارگیری هریک از اندازه‌گیرها می‌بایست در نقطه‌ای باشد که شرایط جریان هوای عبوری تقریباً یکنواخت شده و مقادیر به دست آمده از هریک از وسایل اندازه گیر، مقادیر قابل اعتمادی باشد.



شکل ۹-۳ نمایی از آرایش استفاده شده به هنگام آزمایش

۶-۳ تجهیزات و اندازه گیرها:

مطابق شکل ۹-۳ برای انجام این آزمایش از یک فن با دور متغیر استفاده شده است که شامل یک فن محوری^۱ و یک دیمر^۲ برای تغییر دور فن می باشد. همچنین یک منبع گرمایش در ورودی فن قرار دارد که برای تنظیم میزان حرارت تولیدی از یک منبع تغذیه برای تنظیم شدت جریان ورودی به آن استفاده شده است.

برای اندازه گیری دمای هوا در ۴ بخش نمایش داده شده در شکل ۹-۳، از ترمومترهای PT-100 استفاده شده است که دقت ۰/۱ درجه سانتی گراد دارند که برای نمایش داده های حاصل از ترمومترها از یک جمع آوری کننده داده^۳ مطابق شکل ۱۱-۳ (الف) استفاده شده است.

^۱ Axial

^۲ Dimmer

^۳ Data logger



شکل ۱۰-۳ نمایی از فن و منبع گرمایش



ب) ترمومتر از نوع PT100



الف) نمایشگر دماسنج



ه) آمپر متر برای اندازه گیری جریان برق



د) دبی سنج از نوع hot Wire



ج) منبع تغذیه

شکل ۱۱-۳ نمایی از تجهیزات اندازه گیری

برای اندازه‌گیری دبی خروجی هوا از یک دبی سنج در خروجی مبدل استفاده شده است که این دبی سنج اصطلاحاً از نوع سیم داغ^۱ بوده و دقت آن 0.1% (m^3/h) است. در شکل ۳-۱۱ (د) تصویری از این دبی سنج مشاهده می‌شود. برای اندازه‌گیری میزان جریان برق مصرفی فن در دوره‌های مختلف از یک آمپر متر استفاده شده است که با توجه به مشخص بودن ولتاژ برق، به‌سادگی به توان مصرفی فن خواهیم رسید.

۷-۳ شرایط آزمایش:

برای ملموس بودن نتایج آزمایش این مبدل، ترجیح بر شبیه‌سازی شرایط آب و هوایی تابستان شهرهای مختلف ایران بوده است اما با توجه به این‌که امکان شبیه‌سازی هوای تمام مناطق ایران با استفاده از تجهیزات یادشده ممکن نیست، اقدام به انجام تست در ۴ دور متفاوت از فن و در هر دور از دو دمای متفاوت استفاده شده است تا به این ترتیب عملکرد این کولر را در شرایط گوناگون مورد بررسی قرار دهیم. در پایان با ثابت نگه داشتن دما و دبی هوای ورودی به کولر میزان مصرف آب این کولر اندازه‌گیری خواهد شد.

۸-۳ پروسه انجام تست:

در این بخش پروسه مربوط به تست و آماده‌سازی پیش از آن را بیان می‌کنیم.

۱. تجهیزات اندازه‌گیری روشن و آماده‌به‌کار قرار می‌گیرند و هریک بررسی می‌شوند تا مقادیر درستی را اندازه‌گیری کنند.
۲. پیش از روشن نمودن فن، آب را به میزان کافی بر روی مبدل ریخته تا از مرطوب بودن کامل صفحات مبدل اطمینان حاصل شود
۳. فن را روشن کرده و عملکرد سایر تجهیزات اعم از منبع گرمایی و اندازه‌گیرها بررسی شود.
۴. با استفاده از دستگاه دیمتر متصل به فن، در ابتدا دبی هوای ورودی را تنظیم می‌کنیم.

^۱ Hot-wire

۵. دمای هوای ورودی را با استفاده از منبع تغذیه متصل به منبع گرمایی تنظیم می‌کنیم.
۶. پیش از شروع تست، اجازه می‌دهیم تا ۱ ساعت سیستم کار کرده تا شرایط کولر به حالت نامی خود برسد.
۷. در حین انجام تست هرزمانی که داده‌های ورودی و خروجی به مدت ۱۰ دقیقه ثابت ماندند، مقادیر ثبت می‌شود تا این‌گونه نتایج به‌دست‌آمده تا حد امکان دقیق باشد.
۸. پس از ثبت داده‌های به‌دست‌آمده از وسایل اندازه‌گیری، دمای هوای ورودی برای انجام تست بعدی تنظیم می‌شود.
- پس از انجام تمام مراحل آزمایش، دبی فن ثابت نگه‌داشته شده و دمای هوای ورودی تنظیم می‌شود سپس با اضافه کردن آب به‌صورت دوره‌ای و با توجه به ثابت بودن دمای هوای خروجی پس از یک ساعت میزان مصرفی را اندازه‌گیری می‌کنیم.

۴. بررسی نتایج آزمایشگاه

در این بخش به بررسی نتایج به دست آمده از مبدل حرارتی-جرمی ساخته شده خواهیم پرداخت و همان طور که پیش تر اشاره شد از آن مبدل به عنوان یک کولر تبخیری غیرمستقیم استفاده خواهیم کرد.

در این آزمایش هوای ورودی به مبدل به وسیله یک منبع گرمایی الکتریکی پیش گرم شده و به این ترتیب با تغییر دمای هوای ورودی به مبدل، عملکرد آن را در شرایط گوناگون می‌سنجیم. همچنین برای سنجش ملموس تر کارایی این نمونه از سیستم‌های سرمایشی، میزان مصرف برق و مصرف آب این نمونه هم سنجش خواهد شد.

در پایان عملکرد این سیستم سرمایشی را با یکی از سیستم‌های متداول موجود در بازار مقایسه کرده تا نتایج حاصل، راهنمای خوبی برای مزایا و معایب این سیستم‌های سرمایشی باشد. همچنین با بررسی شرایط آب و هوایی تعدادی از شهرها، به امکان‌سنجی استفاده از این سیستم‌ها در استان مختلف ایران خواهیم پرداخت.

۲-۴ شرایط آزمایش:

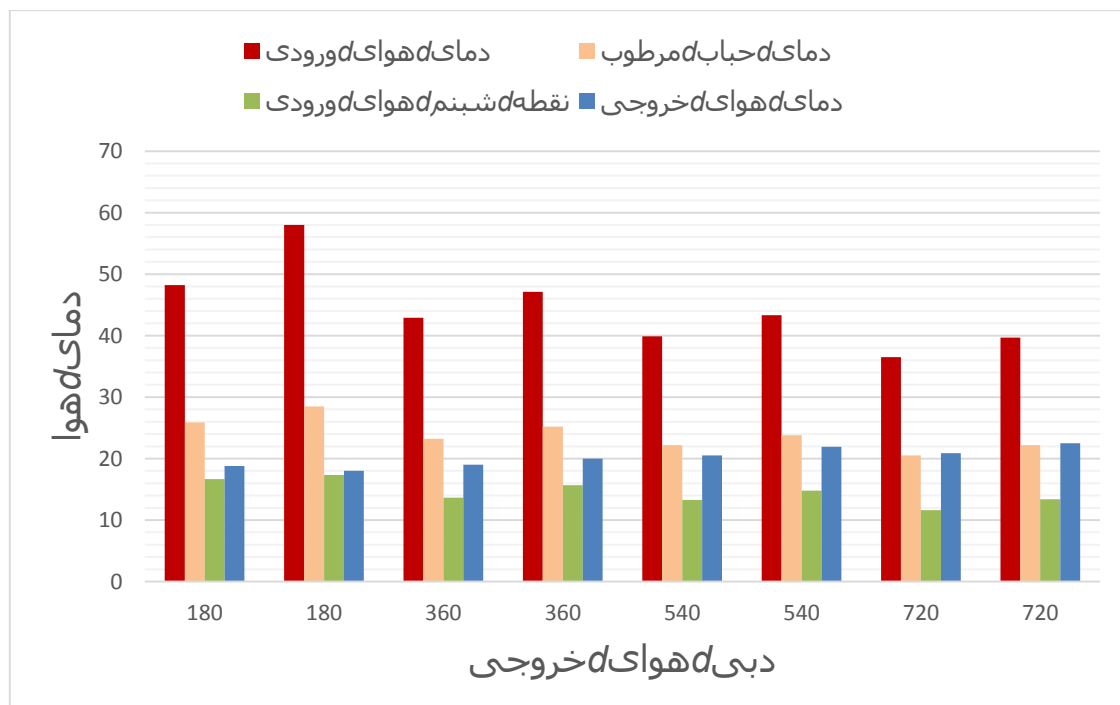
این آزمایش در تاریخ ۹۴/۹/۲۴ در شهرستان شاهرود انجام شده است که شرایط هوایی در آن روز مطابق اعلام سازمان هواشناسی دمای حباب خشک ۵ °C و رطوبت نسبی ۲۷٪ بوده است. این آزمایش در فضایی بسته و با شرایطی پایدار از نظر آب و هوایی انجام شده است تا بتوان خصوصیات هوای ورودی به مبدل را مطابق با نیازهای آزمایش تغییر داد. در ادامه به بررسی هریک از نتایج حاصل از این آزمایش خواهیم پرداخت.

۳-۴ خلاصه‌ای از نتایج به دست آمده:

این مبدل در ۴ دبی متفاوت ۳۰۰، ۶۰۰، ۹۰۰ و $1200 \text{ m}^3/h$ مورد بررسی قرار گرفته است که در ابتدای

آزمایش دبی هوا بر روی $300 \text{ m}^3/\text{h}$ تنظیم شده و به ترتیب تا دبی $1200 \text{ m}^3/\text{h}$ افزایش داده می‌شود. دمای هوای ورودی به کولر بین $36/5^\circ\text{C}$ در $1200 \text{ m}^3/\text{h}$ تا 58°C در پایین‌ترین دبی یعنی $300 \text{ m}^3/\text{h}$ متغیر بوده است و رطوبت نسبی هوای ورودی نیز بین $10/9\%$ تا $22/37\%$ در $1200 \text{ m}^3/\text{h}$ متغیر بوده است. دبی هوای خروجی نیز بین $180 \text{ m}^3/\text{h}$ تا $720 \text{ m}^3/\text{h}$ متغیر است؛ که این دبی از دهانه خروجی کولر که 35 سانتی‌متر عرض و 18 سانتی‌متر طول دارد عبور می‌کند.

دمای هوای خروجی از این مبدل در رنج 18°C تا $22/5^\circ\text{C}$ متغیر است و میزان کاهش دمای ایجاد شده بین $15/3^\circ\text{C}$ در $1200 \text{ m}^3/\text{h}$ تا 40°C در $300 \text{ m}^3/\text{h}$ متغیر است؛ درحالی‌که ظرفیت سرمایش بین 4210 تا 7065 W تغییر می‌کند و ضریب عملکرد مبدل بین $65/83$ در کمترین دبی و $39/95$ در بیشترین دبی متغیر است. در این بین راندمان حباب مرطوب که بین 135% تا 97% متغیر است و راندمان نقطه شبنم نیز بازه 98% تا 62% را دارد که بیانگر راندمان خوب این نمونه از سیستم‌های سرمایشی است.



نمودار ۲-۳ عملکرد مبدل در شرایط دمایی گوناگون (واحد دمای هوا $^\circ\text{C}$ و واحد دبی هوا m^3/h می‌باشد)

در نمودار ۴-۱ تغییرات دمای حباب خشک بخش‌های جریان اولیه (هوای ورودی)، جریان ثانویه (هوای خروجی به اتمسفر) و هوای ورودی به فضای تهویه شده نمایش داده شده است.

جدول ۳-۴ نتایج حاصل از آزمایش عملکرد مبدل به‌عنوان کولر تبخیری غیرمستقیم

۱۲۰۰	۱۲۰۰	۹۰۰	۹۰۰	۶۰۰	۶۰۰	۳۰۰	۳۰۰	دبی هوای ورودی (m^3/h)
۷۲۰	۷۲۰	۵۴۰	۵۴۰	۳۶۰	۳۶۰	۱۸۰	۱۸۰	دبی خروجی (m^3/h)
۳۹/۷	۳۶/۵	۴۳/۳	۳۹/۹	۴۷/۱	۴۲/۹	۵۸	۴۸/۲	دمای هوای ورودی ($^{\circ}C$)
۲۲/۲	۲۰/۵	۲۳/۸	۲۲/۲	۲۵/۲	۲۳/۲	۲۸/۵	۲۵/۹	دمای حباب مرطوب هوای ورودی ($^{\circ}C$)
۱۳/۴	۱۱/۶۴	۱۴/۷۷	۱۳/۲۷	۱۵/۶۹	۱۳/۶۵	۱۷/۳۵	۱۶/۶۴	نقطه شبنم هوای ورودی ($^{\circ}C$)
۲۱/۱۳	۲۲/۳۷	۱۹/۱	۲۰/۷۳	۱۶/۶۸	۱۸/۱۳	۱۰/۹	۱۶/۷۶	رطوبت نسبی ورودی (%)
۲۲/۵	۲۰/۹	۲۱/۹	۲۰/۵	۲۰	۱۹	۱۸	۱۸/۸	دمای هوای خروجی ($^{\circ}C$)
۲۹/۵	۲۶/۷	۳۰/۷	۲۸/۳	۳۲	۲۹/۸	۳۰	۲۸	دمای هوای خروجی به اتمسفر ($^{\circ}C$)
۱۷/۲	۱۵/۶	۲۱/۴	۱۹/۴	۲۷/۱	۲۳/۹	۴۰	۲۹/۴	اختلاف دمای ایجاد شده
۷/۰۶	۶/۴۱	۶/۹۹	۶/۳۴	۶/۵	۵/۷۲	۵/۷۳	۴/۲۱	ظرفیت سرمایش (KW)
۴۴/۰۵	۳۹/۹۵	۴۹/۰۶	۴۴/۴۷	۴۹/۶۴	۴۳/۷۸	۶۵/۸۳	۴۸/۴	ضریب عملکرد
۰/۹۸۳	۰/۹۷۵	۱/۱	۱/۱	۱/۲۴	۱/۲۱	۱/۳۵	۱/۳۲	راندمان حباب مرطوب
۰/۶۵	۰/۶۳	۰/۷۵	۰/۷۳	۰/۸۶	۰/۸۲	۰/۹۸	۰/۹۳	راندمان نقطه شبنم

همان‌طور که مشاهده می‌شود افزایش دمای هوای ورودی باعث افزایش دمای سیال عامل و هوای محصول خواهد شد که این تأثیر در سیال عامل به‌مراتب بیشتر از تأثیر در هوای محصول است و دلیل آن

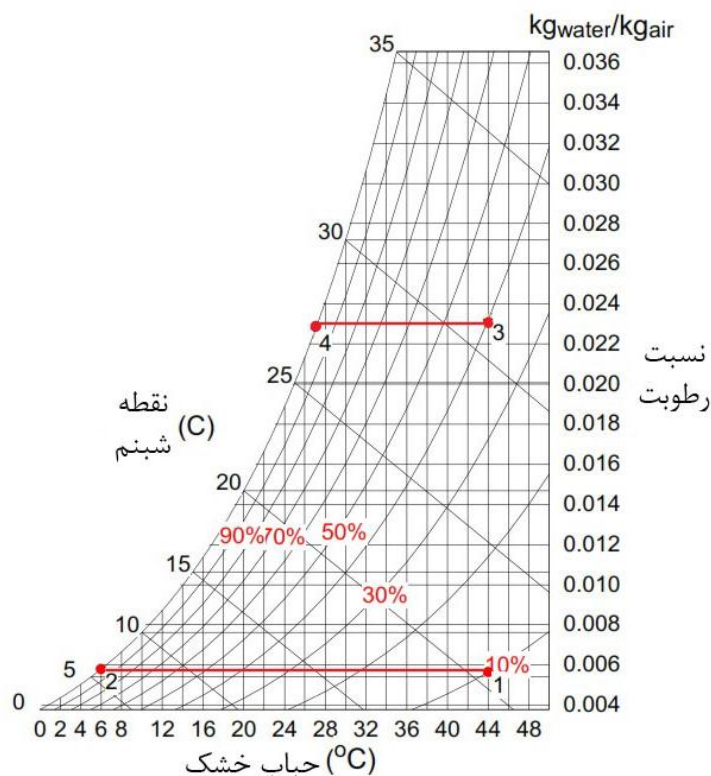
می‌تواند این باشد که با افزایش دمای هوای ورودی اختلاف دمای بین آب و سیال عامل گذرنده از داخل کانال‌های مرطوب بیشتر شده و این موضوع باعث افزایش نرخ تبخیر آب و افزایش آنتالپی و دمای هوای خروجی به اتمسفر خواهد شد؛ اما همان‌طور که مشاهده می‌شود، با افزایش دبی تأثیر این پارامتر اندکی کاهش می‌یابد. در ادامه به تأثیر هر یک از پارامترها به تفصیل خواهیم پرداخت.

۱-۳-۴ تأثیر تغییر دما و رطوبت نسبی هوای ورودی

به‌طور کلی بر اساس روابط و به‌صورت تئوری، هرچه دمای حباب خشک هوای ورودی بالاتر باشد، میزان سرمایش بیشتر خواهد بود چراکه همان‌طور که در نمودار رطوبت سنجی (شکل ۱-۴) مشخص است، مکان قرارگیری حالت هوای ورودی به سمت راست نمودار نزدیک‌تر خواهد بود که این حالت، در هر میزان از مقدار رطوبت نسبی حالت ایده آلی است زیرا همان‌طور که می‌دانیم فرآیند خنک‌سازی هوا در سیکل میسوتسنکو، فرآیندی افقی است و تا رسیدن به نقطه شبنم (خط اشباع) ادامه دارد و این فاصله که میزان سرمایش این کولر را نیز تعیین می‌کند، با گرم‌تر بودن هوای ورودی به بیشترین میزان خود می‌رسد.

درباره پارامتر رطوبت نسبی می‌توان گفت که مطابق نمودار ۱-۴ هرچه میزان رطوبت هوا بیشتر باشد فاصله بین دمای حباب خشک و نقطه شبنم کوتاه‌تر خواهد بود (فرآیند ۳ به ۴) که این موضوع به معنای توانایی سرمایش کمتر است؛ بنابراین هرچه رطوبت نسبی هوای ورودی کمتر باشد، امکان سرمایش بیشتر برای مبدل فراهم است و از برآیند موارد بیان‌شده به این نتیجه می‌رسیم که هوای ورودی با شرایط گرم و خشک برای این دسته از کولرهای تبخیری غیرمستقیم ایده آل است (فرآیند ۱ به ۲).

نتایج حاصل از آزمایش نمونه ساخته‌شده نیز استنباط بیان‌شده از موارد تئوری را اثبات می‌کند به‌طوری‌که با ثابت بودن دبی هوای ورودی و افزایش دمای هوای ورودی، ظرفیت سرمایش و به‌تبع آن میزان ضریب عملکرد این نمونه افزایش می‌یابد همچنین دو پارامتر بسیار مهم راندمان نقطه شبنم و حباب مرطوب افزایش می‌یابد که این نتیجه بیانگر عملکرد بهتر این کولر با افزایش دمای هوای ورودی است.



شکل ۳-۱۲ مقایسه تاثیر رطوبت نسبی در نمودار رطوبت سنجی [۳۴]

نکته بسیار مهمی بین اختلاف دمای نقطه شبنم و حباب خشک هوای ورودی و پارامتر راندمان نقطه شبنم وجود دارد و آن این موضوع است که راندمان نقطه شبنم بیانگر میزان توانایی نزدیک شدن به نقطه شبنم را بیان می‌کند و همان‌طور که پیش‌تر بیان شد، هر چه فاصله بین نقطه شبنم و حباب خشک هوای ورودی بیشتر باشد نتایج بهتری از مبدل حاصل خواهد شد. به‌عنوان مثال اگر ما مبدلی با راندمان نقطه شبنم ۸۵٪ داشته باشیم و اختلاف دمای نقطه شبنم و حباب خشک هوای ورودی ۱۰ °C باشد، در بهترین حالت میزان کاهش دمای ایجاد شده ۸/۵ °C خواهد بود درحالی‌که اگر اختلاف این دو دما فرضاً ۱۵ °C باشد، میزان کاهش دمای قابل‌دستیابی ۱۲/۷۵ °C می‌باشد که این مقدار بیانگر عملکرد بهتر این کولر در این شرایط آب و هوایی است.

بنابراین می‌توان برای امکان‌سنجی استفاده از این کولرها در شرایط آب و هوایی گوناگون اختلاف بین نقطه شبنم و حباب خشک هوای ورودی بررسی کرده و آن را ملاک قرار دهیم. به همین دلیل در پایان این فصل به طبقه‌بندی شهرهای ایران بر همین اساس خواهیم پرداخت.

۲-۳-۴ تأثیر دبی هوای ورودی:

دبی و یا به عبارت دیگر سرعت هوای ورودی به صورت تئوری بر روی میزان انتقال حرارت تأثیر مستقیمی خواهد داشت چراکه با افزایش سرعت هوای عبوری از روی سطح، هوا زمان کمتری برای انتقال حرارت با سطح موردنظر دارد و همین موضوع سبب می شود که دمای هوای خروجی دمای بیشتری داشته باشد یا به عبارت دیگر میزان اختلاف دمای هوای ورودی و هوای محصول با افزایش دبی هوا، کاهش یابد.

همچنین با افزایش دبی هوای ورودی، هوای عبوری از داخل کانال مرطوب نیز زمان بیشتری برای اشباع شدن لازم خواهد داشت که همین موضوع نیز باعث اشباع نشدن هوای تخلیه شونده به اتمسفر می شود که این موضوع نیز بیان کننده دلیل کاهش دمای هوای تخلیه شده به اتمسفر در کنار افزایش دبی هوای ورودی است.

نتایج حاصل از آزمایش نمونه در دبی های مختلف نیز مطالب بیان شده در بالا را اثبات می کند و با افزایش دبی هوای ورودی، اختلاف دمای هوای ورودی و هوای محصول کاهش می یابد و در واقع دمای هوای محصول افزایش می یابد که این دو اتفاق در کاهش راندمان حباب مرطوب و نقطه شبنم تأثیر خود را نشان می دهند؛ اما با توجه به آنکه در رابطه ظرفیت سرمایش (رابطه ۲-۷) دبی هوای خروجی از کولر در صورت قرار دارد و گام های افزایش دبی بزرگ تر از میزان کاهش اختلاف دمای هوای ورودی و محصول است، ظرفیت سرمایش افزایش می یابد و ضریب عملکرد مبدل تغییر چندانی نمی کند.

۳-۳-۴ تأثیر نسبت سیال عامل به هوای ورودی:

در نمونه ساخته شده در این پروژه نسبت سیال عامل به هوای ورودی $0/4$ در نظر گرفته شده بود که این مقدار بر اساس مطالعه مقالات و نتایج کارهای پیشین تعیین شده است. اغلب مقالاتی که به بررسی تأثیر این پارامتر می پردازند، بررسی عددی این گونه مبدل ها را انجام داده اند که در یکی از جدیدترین آن ها [۳۱] با بررسی این پارامتر به این نتیجه می رسد که با افزایش نسبت سیال عامل به کل هوای ورودی، دمای هوای

محصول پایین تر خواهد آمد و راندمان حباب مرطوب و راندمان نقطه شبنم افزایش می یابد؛ اما ظرفیت سرمایش و ضریب عملکرد سیستم پایین خواهد آمد که این موضوع نشان دهنده تأثیرگذاری بسیار زیاد این پارامتر بر عملکرد مبدل است به همین دلیل در این مقاله نقطه‌ای بهینه برای این پارامتر پیشنهاد می شود و آن حفظ این نسبت بین مقادیر ۰/۴ تا ۰/۵ می باشد تا سیستم سرمایشی حاصل، علاوه بر داشتن راندمان حباب مرطوب و راندمان نقطه شبنم مناسب، ضریب عملکرد و ظرفیت سرمایش قابل قبولی نیز داشته باشد.

۴-۳-۴ تأثیر ابعاد مبدل بر روی کارکرد مبدل:

برای تعیین تأثیر هر یک از پارامترها بر عملکرد این سیستم‌ها، نیازمند ثابت نگه داشتن تمامی پارامترها و تغییر یک پارامتر هستیم که این نتیجه در آزمایش انجام شده موجود نیست و ما در هر یک از مراحل از آزمایش، دما، دبی و رطوبت نسبی هوای ورودی را باهم تغییر دادیم و این باعث می شود که تأثیر یک پارامتر به تنهایی قابل تشخیص نباشد اما با توجه به نتایج به دست آمده از این آزمایش به نکته جالبی برمی خوریم و آن متفاوت بودن روند تغییر پارامتر دمای هوای تخلیه شده به اتمسفر در طول آزمایش است. همان طور که در جدول ۴-۱ آمده است، با افزایش دبی هوای ورودی و کاهش دمای هوای ورودی در دو دبی ۳۰۰ و ۶۰۰ m^3/h این روند افزایشی است اما وقتی دبی بازم افزایش می یابد و اندکی دمای هوای ورودی کاهش می یابد، این بار دمای هوای خروجی کاهش می یابد. با توجه به اینکه سیال عامل در بهترین حالت پس از خروج از کانال مرطوب، اشباع خواهد شد، بنابراین بالاتر بودن دمای هوای خارج شده حاکی از جذب بیشتر حرارت از کانال خشک و به طور کلی عملکرد بهتر مبدل خواهد بود اما این روند با افزایش دبی هوا و با گذر از یک مقدار بحرانی، متوقف شده و دمای هوای خروجی به اتمسفر کاهش می یابد. این موضوع تأثیر بسیار زیاد دبی هوای ورودی به مبدل را بیان می کند و این موضوع را یادآور می شود که یک مبدل با ابعاد مشخص، توانایی کارکرد در دبی های مشخصی را خواهد داشت که باید در طراحی و ساخت این مبدل ها به آن توجه ویژه کرد.

۴-۴ بررسی میزان مصرف آب:

برای بررسی میزان مصرف آب این نمونه، در ابتدا دبی و دمای هوای ورودی را بر روی مقداری مشخص تنظیم می‌شود، سپس در زمانی که مبدل را به خوبی مرطوب ساخته‌ایم، آزمایش آغاز می‌شود و به صورت دوره‌ای و در زمان‌های مشخص، آب به مبدل اضافه می‌شود. ملاک برای یکنواخت بودن کارکرد سیستم، دمای هوای خروجی است؛ چراکه تا زمانی که دمای هوای خروجی تغییری نکرده است، دمای هوای دیواره‌های کانال خشک و بنابراین میزان آب تبخیر شونده از روی سطح دیواره‌های کانال مرطوب تغییری نکرده است؛ بنابراین به این ترتیب عملکرد کولر در یک بازه زمانی یک‌ساعته ثابت نگه‌داشته می‌شود و در این بازه زمانی میزان آبی که به مبدل اضافه شده است، اندازه‌گیری می‌شود.



شکل ۳-۱۳ کولر تبخیری مستقیم شرکت آبسال AC-26 [۳۵]

برای مقایسه میزان مصرف آب این مبدل با سیستم‌های سرمایشی مرسوم در ایران، نمونه‌ای با شرایط تقریباً یکسان لازم است تا بتوان از هر لحاظ این مقایسه را مقبول دانست. به همین دلیل کولر تبخیری شرکت آبسال که همانند کولر ساخته شده در این پروژه از فن محوری استفاده می‌کند را در نظر می‌گیریم.

زیرا این‌گونه از فن‌ها، مصرف انرژی نسبتاً یکسانی دارند و در مقابل فن‌های گریز از مرکز^۱، توان مصرفی کمتری دارند.

جدول ۲-۴ مقایسه بین شرایط عملکرد و توان این دو نمونه سیستم را نشان می‌دهد. همان‌طور که در این جدول مشاهده می‌شود، میزان مصرف آب در نمونه شرکت آبسال با دمای هوای ورودی ۳۵ °C و رطوبت نسبی ۱۵٪، ۲ لیتر در هر ساعت بیان شده است در حالی که برای کولر ساخته شده در این پروژه مقدار مصرف آب ۱/۷ لیتر در هر ساعت به دست آمده است که این نتیجه در دمای ۳۶/۲ °C و رطوبت نسبی ۲۶/۳۳٪ و دبی هوای خروجی ۳۶۰ m^3/h به دست آمده است.

جدول ۳-۵ مقایسه بین عملکرد مبدل ساخته شده و کولر شرکت آبسال [۳۵]

سیستم سرمایشی	تبخیری مستقیم	تبخیری غیرمستقیم
دمای هوای ورودی (°C)	۳۵	۳۶/۲
رطوبت هوای ورودی (%)	۱۵	۲۶/۳۳
دبی هوای خروجی (m^3/h)	۵۱۰-۹۳۵	۳۶۰
راندمان حباب مرطوب	٪۷۵	٪۱۰۳
توان مصرفی (W)	۸۰	۱۳۰/۷
میزان آب مصرفی (lit/h)	۲	۱/۷

هرچند شرایط کاملاً یکسانی در تست این دو نمونه حاکم نبوده است و اطلاعات کاملی درباره دبی هوای عبوری در کاتالوگ شرکت آبسال [۳۵] موجود نیست، اما می‌توان تا حد زیادی به نتایج به دست آمده از

^۱ Centrifugal

مقایسه این دو نمونه به این نتیجه رسید که میزان مصرف آب در سیستم تبخیری غیرمستقیم کمی کمتر از کولر شرکت آبسال است؛ درحالی که شرایط هوای خروجی از کولر تبخیری غیرمستقیم ساخته شده در این پروژه به مراتب بهتر است.

همچنین میزان راندمان حباب مرطوب برای نمونه شرکت آبسال ۷۵٪ بیان شده است در حالی این راندمان در نمونه ساخته شده در این پروژه ۱۰۳٪ است که این پارامتر برتری این سیستمها را به وضوح نشان می دهد.

در مقایسه انجام شده بیشتر به دنبال نمونه‌ای با مصرف انرژی مشابه بودیم و همین موضوع ما را به کولر AC-26 شرکت آبسال رساند حال آنکه اغلب سیستم‌های سرمایشی تبخیری در ایران دارای فن گریز از مرکز می باشند که مصرف انرژی الکتریکی بیشتری از فن‌های محوری دارند و این موضوع در کوچک‌ترین نمونه از کولرهای تبخیری شرکت آبسال (مدل AC-31) مشاهده می شود.



شکل ۳-۱۴ نمونه مینی کولر شرکت آبسال AC-31 [۳۶]

برای این نمونه، مصرف انرژی الکتریکی ۲۰۰ (W) بیان شده است [۳۶]. و میزان آب مصرفی با ورود هوایی با دمای ۳۵ °C و رطوبت نسبی ۱۵٪، ۹ لیتر در هر ساعت بیان شده است و این میزان مصرف آب با

دبی خروجی $1500 \text{ m}^3/\text{h}$ به دست آمده است.

۵-۴ بررسی امکان سنجی استفاده از این کولرها:

همان طور که پیش تر بیان شد ملاک و معیار برای قابلیت استفاده از این کولر در شهرهای مختلف، می تواند اختلاف دمای نقطه شبنم و حباب خشک هوای ورودی باشد و بر این اساس برخی از شهرهای ایران در جدول ۳-۴ طبقه بندی شده اند [۳۷].

جدول ۳-۶ داده های مربوط به استان های مختلف ایران [۳۷]

شهر	دمای حباب خشک °C	دمای حباب مرطوب °C	دمای نقطه شبنم °C	رطوبت نسبی (%)	اختلاف بین دمای حباب خشک و نقطه شبنم °C
آبادان	۴۵/۵۶	۳۳/۹۸	۳۱/۲۴	۴۶/۲۲	۱۴/۳۲
اردبیل	۲۹/۷۲	۲۰/۷۴	۱۶/۳۱	۴۴/۳۴	۱۳/۴۱
اهواز	۴۶/۳۹	۲۹/۸۴	۲۴/۷۶	۳۰/۳۴	۲۱/۶۳
بندرعباس	۴۰/۵۶	۳۲/۱۲	۲۹/۹۴	۵۵/۷	۱۰/۶۲
اصفهان	۳۶/۹۴	۱۷/۷۵	۳/۲۲	۱۲/۳	۳۳/۷۲
قزوین	۳۵/۲۸	۲۰/۶۵	۱۲/۷۶	۲۵/۷۶	۲۲/۵۲
گرگان	۳۴	۲۴/۰۱	۱۹/۹۲	۴۳/۷	۱۴/۰۸
کرج	۳۵/۵۶	۲۰/۵۸	۱۲/۴۲	۲۴/۸	۲۳/۱۴
کرمان	۳۶/۳۹	۱۷/۴۸	۲/۹۲	۱۲/۴۱	۳۳/۴۷

مشهد	۳۵/۲۸	۱۹/۸۸	۱۰/۹۸	۲۲/۹	۲۴/۳
رشت	۳۱/۹۴	۲۸/۹۸	۲۷/۰۷	۶۲/۷۳	۴/۸۷
ساری	۳۳/۶۱	۲۸/۵	۲۶/۹۲	۶۸/۲۳	۶/۶۹
سنندج	۳۶/۹۴	۱۸/۹۴	۷/۰۸	۱۶/۰۷	۲۹/۸۶
سمنان	۳۸/۳۳	۲۲/۱۷	۱۴/۱۳	۲۳/۸۵	۲۴/۲
شیراز	۳۸/۰۶	۱۷/۹۶	۲/۶۴	۱۱/۱۱	۳۵/۴۲
تبریز	۳۳/۸۹	۱۹/۳۵	۱۰/۷۴	۲۴/۳۵	۲۳/۱۵
تهران (شمال)	۳۵/۵۶	۲۱/۸۸	۱۵/۲	۲۵/۷۳	۲۰/۳۶
تهران (مهرآباد)	۳۲/۹	۱۸/۵۲	۹/۵۱	۲۳/۷	۲۳/۳۹
یزد	۴۰	۱۹/۳۶	۵/۳۳	۱۲/۰۸	۳۴/۶۷

همان طور که در جدول ۳-۴ مشاهده می‌شود در شهرهایی مثل کرمان، اصفهان، شیراز و یزد استفاده از این سیستم‌ها می‌تواند سرمایه‌های بسیار مناسبی را ایجاد کند و با مصرف انرژی کمتر به سرمایه‌های بهتری دست پیدا کنیم و در شهرهایی مثل گرگان، رشت، ساری، بندرعباس و... که میزان رطوبت هوا بیشتر است، می‌توان با استفاده از یک رطوبت‌گیر و اندکی مصرف انرژی بیشتر، به راندمان مناسبی دست پیدا کنیم. مزیت عمده‌ای که این سیستم‌ها نسبت به سیستم‌های کمپرسور دار دارند عدم ایجاد آلاینده‌گی است زیرا در

کنار استفاده از مبردهای غیر شیمیایی، مصرف انرژی الکتریکی کمتر و در نتیجه تولید کربن دی‌اکسید کمتر را به همراه دارند.

۵. نتیجه‌گیری و ارائه پیشنهادات

در این پروژه به بررسی عملکرد یک نمونه از مبدل حرارتی-جرمی میسوتسنکو به‌عنوان کولر تبخیری غیرمستقیم پرداختیم که این مبدل بر اساس نتایج حاصل از تحقیقات و مقالات پیشین طراحی و اجرا شده است؛ که عملکرد این مبدل در شرایط آب و هوایی گوناگون بررسی شده و همچنین امکان‌سنجی استفاده از این نمونه سیستم‌های سرمایشی در ایران بررسی شده است و با مقایسه بین این سیستم‌ها در مقابل سیستم‌های سرمایشی مرسوم در ایران به نتایجی دست‌یافتیم که در ادامه به‌طور خلاصه بیان خواهند شد.

عملکرد مبدل حرارتی-جرمی میسوتسنکو به عوامل مختلفی چون دمای هوای ورودی، دبی هوا، رطوبت نسبی و نسبت سیال عامل به کل هوای ورودی وابسته است اما تأثیر هر یک از این پارامترها به‌گونه‌ای نیست که بتوان با تغییر آن‌ها به بهترین شرایط عملکردی از جمله راندمان حباب مرطوب بالا و ضریب عملکرد مناسب دست‌یابیم بلکه نیازمند یک نقطه بهینه برای هر یک از این پارامترها هستیم.

تأثیر افزایش دمای هوای ورودی باعث افزایش راندمان، ضریب عملکرد و ظرفیت سرمایش خواهد شد و این نسبت، مستقیم است اما باعث اندکی افزایش دمای هوای خروجی نیز خواهد شد.

رطوبت نسبی با راندمان حباب مرطوب، ضریب عملکرد و ظرفیت سرمایش رابطه عکس دارد و در مناطق مرطوب می‌بایست از روش‌های حذف رطوبت برای کاهش این پارامتر استفاده کنیم.

افزایش دبی هوای ورودی هرچند باعث افزایش ظرفیت سرمایش می‌شود اما راندمان حباب مرطوب و نقطه شب‌نم را کاهش و دمای هوای خروجی (محصول) را افزایش می‌دهد به همین دلیل نیازمند مقداری بهینه برای آن هستیم.

نسبت سیال عامل به کل هوای ورودی رابطه عکس با ظرفیت سرمایش و رابطه مستقیم با راندمان‌های حباب مرطوب و نقطه شب‌نم دارد که به همین دلیل در این مورد نیز نیازمند مقداری بهینه برای آن هستیم که در این پروژه این نسبت ۰/۴ تعیین شده بود.

در کنار تعیین نقطه بهینه برای هریک از پارامترهای یادشده می‌بایست به ابعاد مبدل نیز توجه ویژه شود زیرا پارامترهای بهینه‌شده تنها مختص همان مبدل طراحی‌شده هستند؛ بنابراین ابعاد مبدل از عوامل تعیین‌کننده برای طراحی و ساخت هر مبدل می‌باشد.

در این پروژه با نتایجی که از به‌کارگیری این سیستم سرمایشی در شرایط آب و هوایی گوناگون به‌دست‌آمده است، می‌توان دریافت که این سیستم‌ها در شرایط آب و هوایی گرم و خشک دارای بهترین کارکرد هستند و با توجه به این‌که بخش بزرگی از کشور ما دارای اقلیم گرم و خشک است، استفاده از این‌گونه سیستم‌ها می‌تواند برای کاهش مصرف انرژی و آلاینده‌گی کمتر شهرها کمک شایانی باشد.

در باب مصرف آب نیز می‌توان گفت که این نمونه در شرایط یکسان با سیستم‌های سرمایشی تبخیری، مصرف آب تقریباً یکسانی (شاید کمتر) خواهد داشت اما میزان مصرف انرژی الکتریکی کمتر و هوای خشک و خنک خروجی مزیت بسیار بزرگی است که نمی‌توان از آن چشم‌پوشی کرد.

۲-۵ پیشنهادات:

۱. بررسی عددی این مبدل برای یافتن اعداد بهینه برای ابعاد کانال‌ها و ابعاد صفحات مبدل به‌گونه‌ای که بتوان بر اساس میزان دبی هوای موردنیاز به ابعاد مناسب مبدل دست‌یابیم.
۲. استفاده از بسترهای تبخیری دیگری همچون الیاف میکرو فایبر و یا سایر مواد شیمیایی که قابلیت روکش پذیری مناسبی داشته باشند و سرعت جذب آب بالاتر و ضخامت کمتری داشته باشند.
۳. انجام مقایسه‌ای عملی بین انواع مختلف جریان در مبدل تا بتوان برتری قطعی یکی از انواع جریان را دریافت و یا به ویژگی‌های خاص مربوط به هر یک از انواع جریان دست‌یافت.
۴. استفاده ترکیبی از مبدل حرارتی-جرمی میسوتسنکو با سیستم‌های سرمایشی تبخیری و یا سایر سیستم‌های سرمایشی می‌تواند اطلاعات مفیدی درباره سیستم‌های ترکیبی بدهد که با بررسی نتایج حاصل از این تحقیق می‌توان به لزوم و یا عدم لزوم ساخت سیستم‌های ترکیبی دست‌یابیم.

ساخت نمونه‌ای از مبدل میسوتسنکو که بخشی و یا تمام سیال عامل خود را از فضای مورد تهویه تأمین می‌کند می‌تواند نتایج بهتری را بر روی عملکرد مبدل داشته باشد زیرا بخش عمده‌ای از هوای ورودی به فضای تهویه شده هدایت می‌شود و میزان مصرف انرژی الکتریکی نیز می‌تواند کاهش پیدا کند.

مراجع

1. Maisotsenko, V., L. E. Gillan, et al. (2004), *Method and apparatus for dewpoint evaporative product cooling*. U. S. Patent. United States, Idalex Technologies, Inc., 6776001.
2. Sergey Anisimov, Demis Pandelidis, Jan Danielewicz, *Numerical analysis of selected evaporative exchangers with the Maisotsenko cycle*, *Energy Conversion and Management*, 88, 2014, 426-441.
3. Maisotsenko, V. and I. Reyzin (2005), *The Maisotsenko cycle for electronics cooling*, *Proceedings of the ASME/Pacific Rim Technical Conference and Exhibition on Integration and Packaging of MEMS, NEMS, and Electronic Systems: Advances in Electronic Packaging*, San Francisco, CA, U.S., pp. 415–424.
4. Wuebbles, D. J. (1994), *The role of refrigerants in climate change*, *International Journal of Refrigeration*, vol. 17, pp. 7-17
5. Afonso, C. F. A. (2006), *Recent advances in building air conditioning systems*, *Applied Thermal Engineering*, vol. 26, pp. 1961-1971.
6. ASHRAE (1996), *Ashrae handbook heating, ventilating, and air-conditioning systems and equipment: inch-pound edition*, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers
7. Munters (2011), CELdek, from <http://www.munters.us/en/us/Products--Services/HumiCool-Division/HVAC/Evaporative-Cooling-Pads/?Product=4C2CD751-F93C4F84-9546-80C2DC97F973>
8. Ricard E. Sonntag, Claus Borgnakke, Gordon J. Van Wylen (2003), *Fundamental of Thermodynamics* 6th edition, New York: John Wiley & Sons.
9. Palmer, J. D. (2002), *Evaporative cooling design guidelines manual-for new mexico schools and commercial buildings*, New Mexico, Energy

Conservation and Management Division.

10. Idalex Technologies, I. (2003), *The Maisotsenko cycle – conceptual: A technical concept view of the Maisotsenko cycle*, from http://www.idalex.com/technology/how_it_works_engineering_perspective.htm.
11. Changhong Zhan, et. Al., “Numerical study of a M-cycle cross-flow heat exchanger for indirect evaporative cooling”, *Building and Environment* 46 (2011) 657-668
12. Dean, Jesse, Lesley Herrmann, Eric Kozubal, Jesse Geiger, Mark Eastment, and Steve Slayzak. *Dew Point Evaporative Comfort Cooling*. No. TP-7A40-56256-1. NATIONAL RENEWABLE ENERGY LAB GOLDEN CO, 2012.
13. ARI (2003), ARI Standard 210/240, *Standard for unitary air-conditioning and airsource heat pump equipment*, Air-conditioning and Refrigeration Institute, VA 22203
14. ASHRAE (2000), ANSI/ASHRAE Standard 143-2000, *Method of test for rating indirect evaporative coolers*, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc. GA 30329.
15. California Energy Commission (2008), *Division 2: State energy resources conservation and development commission*, California code of regulations Title 20 Public utilities and energy, California.
16. Zhao, X., S. Liu, et al. (2008), *Comparative study of heat and mass exchanging materials for indirect evaporative cooling systems*, *Building and Environment*, vol. 43, pp. 1902-1911.
17. Higgins, C. and H. Reichmuth (2007), *Desert CoolAire™ package unit technical assessment: Field performance of a prototype hybrid indirect evaporative airconditioner*, New Buildings Institute.
18. Gillan, L. E., V. Maisotsenko, et al. (2010), *Fabrication materials and techniques for plate heat and mass exchangers for indirect evaporative*

- coolers*, U. S. P. A. Publication. Unit States, Idalex Technologies, Inc.
19. Jiang, Y. and X. Xie (2010), Theoretical and testing performance of an innovative indirect evaporative chiller, *Solar Energy*, vol. 84, pp. 2041-2055
 20. Velasco Gómez, E., F. J. Rey Martínez, et al. (2005), *Description and experimental results of a semi-indirect ceramic evaporative cooler*, *International Journal of Refrigeration*, vol. 28, pp. 654-662.
 21. Tulsidasani, T. R., R. L. Sawhney, et al. (1997), *Recent research on an indirect evaporative cooler (IEC) part 1: optimization of the COP*, *Int.J.Energy Res.*, vol. 21, pp. 1099–1108.
 22. Tulsidasani, T. R., R. L. Sawhney, et al. (1997), *Recent research on an indirect evaporative cooler (IEC) part 2: thermal performance of a non-conditioned building coupled with an IEC*, *Int.J.Energy Res.*, vol. 21, pp. 1203-1214.
 23. Brooks, B. R. and D. L. Field (2003), *Indirect evaporative cooling apparatus*, U. S. Patent. U.S. US6523604B1: 12.
 24. Wang, Y., X. Huang, et al. (2005), *Theoretical and experimental study of absorbing water materials wrapped on ellipse tube type indirect evaporative cooler*, *Fluid Machinery*, vol. 33, pp. 46-49.
 25. Ren, C. and H. Yang (2006), *An analytical model for the heat and mass transfer processes in indirect evaporative cooling with parallel /counter flow configurations*, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 49, pp. 617-627.
 26. Elberling, L. (2006), *Laboratory evaluation of the Coolerado cooler-indirect evaporative cooling unit*, Pacific Gas and Electric Company.
 27. Qiu, G. (2007), *A novel evaporative/desiccant cooling system*, PhD thesis, The University of Nottingham.

28. Heidarinejad, G., M. Bozorgmehr, et al. (2009), *Experimental investigation of twostage indirect/direct evaporative cooling system in various climatic conditions*, Building and Environment, vol. 44, pp. 2073-2079.
29. Duan Z. *Investigation of a novel dew point cooling system for building air conditioning*. PhD thesis, University of Nottingham, UK. 2011; pp. 150e180.
30. Kozuba, E. and S. Slayzak (2009), *Coolerado 5 Ton RTU performance: western cooling challenge results*, Technical report NREL/TP-550-46524, National Renewable Energy Laboratory.
31. M. Jradi, S. Riffat, *Experimental and numerical investigation of a dew-point cooling system for thermal comfort in buildings*, Applied Energy 132 (2014) 524-535.
32. Zhan, C., Duan, Z., Zhao X., Smith, S., Jin, H., and Riffat, S., Comparative study of the performance of the M-cycle counter-flow and cross-flow heat exchanger for indirect evaporative cooling – Paving the path toward sustainable cooling of buildings, Energy, Volume 36, Issue 12, Pages 6790-6805, 2011
33. Sacramento Municipal Utility District (SMUD). (2010), *Customer advanced technologies program technology evaluation report* from <http://www.etcc-ca.com/reports/coolerado-cooler>
34. Piet Tadema (2002) Psychrometric charts version 5.7 [Computer software]

۳۵. کاتالوگ کولر AC-26 ساخت شرکت آبسال از:

<http://aabsalco.com/uploads/pdf/products/catalogues/aabsal-ac26.pdf>

۳۶. کاتالوگ کولر AC-31 ساخت شرکت آبسال از

<http://aabsalco.com/uploads/pdf/products/catalogues/aabsal-ac31.pdf>

۳۷. شبکه علمی انجمن هیدرولوژی ایران، بانک اطلاعات داده های هواشناسی ایستگاههای
سینوپتیک کشور

<http://www.iranhydrology.net/meteo/meteo.htm>

Abstract:

Using the latent heat of evaporation of water as a natural driving energy resource, indirect evaporative cooling (IEC) systems can decrease air temperature without increasing its moisture content. The performance of any evaporative cooling system is largely dependent on the structure and design of the heat and mass exchanger. By modifying the exchanger of the IEC system, air could be cooled below its wet bulb temperature and towards the dew point temperature

In this study an indirect evaporative cooler with cross-flow heat/mass exchanger was developed in this research by optimal design, material selection, experimental investigations and economic, regional acceptance analysis.

A prototype heat/mass exchanger and the associated air cooler was designed and constructed in laboratory. Testing was carried out to evaluate the performance of the experiment prototype. The results indicate that the wet-bulb effectiveness of the prototype ranged from 97/5% to 135% for all test conditions. Energy efficiency (or COP) rated from 40 to 65/83. It is also found that the water consumption of the prototype can be less than popular evaporative coolers in Iran.

This research also investigates the feasibility, economic and environmental potential of using this cooler in buildings in Iran. It is concluded that this cooler can achieve a higher performance (in terms of effectiveness and energy efficiency) than the typical evaporative coolers without adding too much cost. It is found that the effectiveness and energy efficiency of the heat/mass exchanger in the cooler are largely dependent upon geometries of exchanger, the intake air velocity, temperature, humidity and the working-to-intake air.

Keywords: Indirect evaporative cooling, Maisotsenko cycle, Energy efficiency, Air conditioning



Shahrood University of Technology

Faculty of Mechanical Engineering

**Design and development of indirect evaporative Cooler using Maisotsenco
exchanger**

Hamed Tafazzoli Mehrjerdi

Supervisors:

Dr. Mahmood Farzaneh Gord

Dr. Ali Jabari Moghadam

Dr. Meysam Saadi

February 2016