Archive of SID

مجله مهندسی مکانیک، شماره پیاپی ۸۷، جلد ۴۹، شماره ۲، تابستان ۱۳۹۸، صفحه ۵۱-۶۰

بررسی تجربی عملکرد سیستم سرمایش تبخیری دومرحله‌ای

محمد جعفریان* مربی، گروه آموزشی مهندسی مکانیک، مجتمع آموزش عالی بم، بم، ایران

محمد احسان کاظمیان مربی، گروه آموزشی مهندسی مکانیک، مجتمع آموزش عالی بم، بم، ایران

چکیده

در کار حاضر، عملکرد سیستم سرمایش تبخیری دومرحله‌ای، تحت شرایط مختلف دما و دبی هوای ورودی و آب داخل مبادله کن گرما مورد ارزیابی قرار می‌گیرد. بدین منظور یک سیستم سرمایش تبخیری دومرحله‌ای آزمایشگاهی طراحی و ساخته شده است. در این سیستم هوای محیط قبل از ورود به واسط تبخیری، در مبادله کن گرما پیش سرد می‌گردد. بدین منظور از آب سرد ایجاد شده توسط سیستم سرمایش تراکمی استفاده می‌گردد. با توجه به استفاده از سیستم سرمایش تراکمی امکان کاهش دمای آب سرد داخل مبادله کن گرما تا کمتر از دمای حباب تر هوای ورودی وجود دارد. نتایج نشان می‌دهند که امکان کاهش دمای هوای خروجی تا کمتر از دمای حباب تر هوای ورودی وجود دارد. در این سیستم با کاهش دمای آب در مبادله کن گرما، همچنین کاهش دبی هوا در سیستم، امکان افزایش راندمان و کاهش دمای هوای خروجی وجود دارد. افزایش دبی آب در مبادله کن گرما باعث افزایش راندمان و کاهش دمای هوای خروجی از سیستم می‌شود. در مقایسه با سیستم سرمایش تراکمی، استفاده از این سیستم می‌تواند تا ۵۹٪ در مصرف انرژی صرفه جویی نماید.

واژه‌های کلیدی: سرمایش تبخیری دومرحله‌ای، مبادله کن گرما، سیستم سرمایش تراکمی، سیستم سرمایش تبخیری مستقیم، عملکرد ‘گرمایی.

The Experimental Investigation of Performance of Two-Stage Evaporative Cooling System

M. Jaafarian Mechanical Engineering, Higher Education Complex of Bam, Bam, Iran

M. E. Kazemian Mechanical Engineering, Higher Education Complex of Bam, Bam, Iran

Abstract

In this study, the performance of two-stage evaporative cooling system is evaluated under different conditions of temperature and flow of air and water inside the heat exchanger. For this purpose, a two-stage evaporative cooling system was designed and manufactured. In this system, the environment air is pre-cooled in the heat exchanger, before it enters the direct evaporative pad. The air is pre-cooled with cold water. This water is cooled by a compressive cooling system. With attention to compressive cooling system, it is possible to reduce the cold water temperature of the heat exchanger to less than the wet bulb temperature of the ambient air. The analysis of the results shows that, it is possible to reduce the outlet air temperature from the system to less than the wet bulb temperature of inlet air. In this system, the reduction of the water temperature in the heat exchanger and airflow in the system can increase the system effectiveness. The increase of water flow in the heat exchanger will increase the efficiency and reduce the outlet air temperature. Compared to the compression cooling system, the use of this two-stage cooling system can save up to 59% of energy consumption.

Keywords: two-stage evaporative cooling, heat exchanger, compressive cooling, direct evaporative cooling, cooling performance.

۱- مقدمه

سیستم‌های سرمایش تبخیری که از آب برای کاهش دمای هوای محیط استفاده می‌کنند سابقه‌ای بسیار طولانی داشته و جزء قدیمی‌ترین روش‌های ایجاد شرایط آسایش به شمار می‌روند. این سیستم‌ها در حالت کلی به سیستم‌های سرمایش تبخیری مستقیم، غیرمستقیم و دومرحله ای تقسیم می‌شوند. در سیستم‌های سرمایش تبخیری مستقیم، تماس مستقیم آب و هوا در واسط تبخیری باعث تبخیر آب شده که به کاهش دما و افزایش رطوبت هوا منجر می‌شود. بدین ترتیب گرمای محسوس هوا کاهش و گرمای نهان افزایش می‌یابد. فرآیند تبادل گرما و جرم بین آب و هوا، به عنوان فرآیند رطوبت زنی آدیاباتیک شناخته می‌شود [۱]. این سیستم به دلیل تکنولوژی ساده، هزینه اولیه و نگهداری پایین، راندمان حرارتی بالا در اقلیم گرم و خشک، استفاده از آب به عنوان ماده فعال و دوستدار محیط زیست و تامین هوای تازه برای محیط مورد تهویه، توصیه می‌شود. در مقابل راندمان پایین در آب و هوای مرطوب، نیاز به مسیر خروج هوا از ساختمان و افزایش رطوبت هوا در محیط مورد تهویه، از معایب این سیستم به شمار می‌روند. این سیستم به صورت نظری و یا آزمایشگاهی توسط بسیاری از پژوهشگران مورد تجزیه و تحلیل قرار گرفته است. وو و همکارانش پدیده انتقال جرم و گرما در واسط‌های تبخیری را به صورت نظری مورد مطالعه قرار داده و رابطه‌ای برای راندمان حرارتی واسط‌های تبخیری ارائه داده‌اند و تاثیر سرعت هوا و ضخامت واسط تبخیری در راندمان حرارتی را بررسی نموده‌اند [۲]. فودا و همکارش با بررسی معادلات حاکم بر انتقال گرما و جرم، گرمای نهان تبخیر و جرم آب تبخیر شده در واسط تبخیری را به صورت منابع حرارت و جرم در معادلات حاکم در نظر گرفته و نتایج حاصل را با دستاوردهای

* نویسنده مکاتبه کننده، آدرس پست الکترونیکی: jaafarian_mohammad@bam.ac.ir

تاریخ دریافت: ۹۶/۰۵/۱۷
تاریخ پذیرش: ۹۷/۰۷/۰۹

www.SID.ir

Archive of SID

آزمایشگاهی مقایسه کرده اند [۱]. معالی و همکاران به صورت تجربی، افت فشار هوا و راندمان، در سرعت‌های مختلف هوا، برای واسط‌های تبخیری سلولزی را مورد مطالعه قرار داده و نشان دادند که با افزایش سرعت، افت فشار هوا در واسط تبخیری افزایش و راندمان کاهش خواهد یافت [۳]. شنگ و همکارش، به صورت تجربی، تاثیر سرعت هوا، دمای آب و هوای ورودی به واسط را بر عملکرد حرارتی آن مورد ارزیابی قرار داده و بر اساس نتایج آزمایشگاهی، روابطی را برای راندمان حرارتی در سرعت‌های مختلف هوا ارائه کرده‌اند [۴].

مطالعاتی در مورد فیبر نارگیل، پالاش، پریچه درخت خرما نیز انجام شده است که استفاده از این مواد را به عنوان واسط تبخیری در موقعیت جغرافیایی مختلف توصیه کرده‌اند [۷-۵].

در سیستم‌های سرمایش تبخیری مستقیم کاهش دما همواره با افزایش رطوبت همراه خواهد بود. برای کاهش دما و جلوگیری از افزایش رطوبت، سیستم سرمایش غیرمستقیم توصیه می‌شود. در این سیستم از یک مبادله کن گرما استفاده شده که مجاری عبور هوا در آن به کانال‌های خشک و خیس معروفند. عبور هوا از کانال خیس و برخورد آن با آب روی دیواره کانال، باعث تبخیر آب، کاهش دمای هوا و سرد شدن دیواره کانال خیس خواهد شد. دیواره سرد در تماس با هوای گرم داخل کانال خشک باعث سرد شدن هوای داخل کانال خشک، بدون تغییر رطوبت آن خواهد شد. هوای داخل کانال خشک برای تهویه محیط استفاده شده هوای داخل کانال خیس به محیط خارج فرستاده می‌شود. آنتونلیس و همکاران این سیستم‌ها را به صورت تجربی مورد مطالعه قرار داده و تاثیر دبی هوا و دمای هوای ورودی را بررسی نموده و بر اساس نتایج آزمایشگاهی، مدل ریاضی برای مبادله کن گرما ارائه کردند. بر اساس تطبیق مناسب نتایج آزمایشگاهی با مدل پیشنهادی، استفاده از مدل را برای تحلیل و طراحی این سیستم پیشنهاد نمودند [۸]. ماهشواری و همکاران استفاده از این سیستم، برای پیش سرمایش هوای تازه ورودی به سیستم سرمایش تراکمی را به صورت نظری مورد بررسی قرار دادند. نتایج، کاهش توان سرمایشی مورد نیاز و مصرف انرژی کمتر توسط سیستم تراکمی مورد استفاده را نشان می‌دهد [۹]. در حالت کلی، سیستم‌های سرمایش تبخیری توانایی کاهش دما، تا دمای تر هوای ورودی را دارند. به این دلیل استفاده از سیستم‌های سرمایش نقطه شبنم و دومرحله‌ای توصیه شده است. در سیستم‌های سرمایش نقطه شبنم بخشی از هوای خروجی از کانال خشک سیستم سرمایش غیرمستقیم وارد کانال تر شده تا با کاهش دمای هوای داخل کانال خیس امکان کاهش دمای هوای داخل کانال خشک تا نزدیک نقطه شبنم فراهم گردد [۱۰]. ریانگویلایکول و همکارش به صورت تجربی و نظری سیستم سرمایش نقطه شبنم را مورد بررسی قرار داده و با تغییر شرایط هوای ورودی به سیستم، راندمان دمای حباب تر را در حدود ۱۱۴-۹۲ درصد و راندمان نقطه شبنم را ۸۴-۵۸ درصد تخمین زده‌اند [۱۲-۱۱]. ژاو و همکارش از تحلیل عددی معادلات حاکم بر سیستم تبخیری نقطه شبنم برای بهینه سازی هندسی مبادله کن گرما استفاده نموده و نشان دادند که راندمان حرارتی به ابعاد مسیر عبور هوا، سرعت هوا و نسبت هوای وارد شده از کانال خشک به کانال تر وابسته بوده و دمای آب وارد شده به کانال خیس تاثیر چندانی بر راندمان نخواهد داشت [۱۳].

سیستم سرمایش دومرحله‌ای معمولا از یک سیستم سرمایش تبخیری مستقیم و یک مبادله کن گرما به عنوان یک سیستم سرمایش غیرمستقیم تشکیل شده است. مبادله کن گرما ، در مرحله اول، پیش سرمایش هوای ورودی به سیستم تبخیری مستقیم را بر عهده دارد. در این سیستم، منبع سرد مورد استفاده در مبادله کن گرما می‌تواند آب داخل تشتک سیستم سرمایشی مستقیم باشد. این نوع سیستم، به سیستم سرمایش تبخیری دومرحله‌ای داخلی[1] معروف است. این سیستم توسط کلایبی، [۱۴] و دسوکی [۱۵] به صورت آزمایشگاهی، مورد مطالعه قرار گرفته است. بررسی نتایج در هر دو تحقیق نشان می‌دهد که راندمان حرارتی سیستم سرمایشی دومرحله‌ای از راندمان سیستم سرمایش مستقیم بالاتر بوده و دمای هوای خروجی از هر دو سیستم برابر و یا کمتر از دمای حباب تر هوای ورودی به سیستم خواهد بود. دسوکی، [۱۶] در تحقیقی دیگر عملکرد حرارتی سیستم سرمایش دومرحله‌ای داخلی را مورد ارزیابی قرار داده و تاثیر ضخامت واسط تبخیری، دبی آب در مبادله کن گرما و واسط تبخیری مستقیم را بر راندمان حرارتی، مورد ارزیابی قرار داده است. نتایج نشان می‌دهد که با افزایش ضخامت واسط تبخیری و دبی آب در مبادله کن گرما که برای پیش سرمایش هوا استفاده شده است راندمان افزایش یافته و با افزایش دبی آب ریخته شده بر واسط تبخیری مستقیم راندمان کاهش می‌یابد.

در صورتی که منبع سرد مورد استفاده در سیستم سرمایش دومرحله‌ای، منبع خارجی مانند سیستم سرمایش تبخیری مجزا، برج خنک کن و یا سیستم سرمایش تراکمی باشد سیستم سرمایش تبخیری دومرحله‌ای خارجی[2] ایجاد خواهد شد. جین، به صورت آزمایشگاهی از هوای خروجی از یک سیستم سرمایش تبخیری مجزا به عنوان منبع سرد در مبادله کن گرما استفاده نمود. وی هوای خارج شده از فضای مورد تهویه را از یک واسط تبخیری مجزا عبور داده و سپس وارد مبادله کن گرما می‌نماید. در این مبادله کن گرما هوای سرد با هوای گرم محیط، بدون اختلاط، تبادل حرارت نموده و پیش سرمایش هوای محیط انجام می‌شود. نتایج آزمایشگاهی، راندمان حرارتی سیستم را در حدود ۱۲۰-۱۱۰ درصد نشان می‌دهد [۱۷]. کولکارنی و همکارش تاثیر جنس واسط تبخیری سیستم سرمایش مستقیم، در عملکرد سیستم سرمایش دومرحله‌ای داخلی را به صورت تجربی مورد ارزیابی قرار دادند. در این سیستم، از یک مبادله کن گرمای صفحه‌ای با صفحات خیس و واسط‌هایی از جنس چوب، پشم و سلولز استفاده شده است. در شرایطی که راندمان حرارتی سیستم سرمایش تبخیری مستقیم دربازه ۹۸٫۳-۷۱٫۹ درصد می‌باشد راندمان حرارتی سیستم سرمایش دومرحله‌ای معادل ۱۱۹٫۵-۷۴٫۳ درصد خواهد بود [۱۸]. در جهت مقایسه سیستم سرمایش تبخیری دومرحله‌ای داخلی و خارجی، الجوایهل و همکاران برای تامین آب سرد مورد نیاز در مبادله کن گرما برای پیش سرمایش هوا، از مخزن ذخیره آب سیستم سرمایش مستقیم و برج خنک کن استفاده نمودند. بررسی عملکرد سیستم نشان می‌دهد که راندمان حرارتی سیستم سرمایش تبخیری دومرحله‌ای خارجی که از برج خنک کن برای پیش سرمایش هوا استفاده می‌نماید در مقایسه با سیستم سرمایش تبخیری دومرحله

[1] Internal Two Stag Evaporative Cooler
[2] External Two Stage Evaporative Cooler

www.SID.ir

Archive of SID

ای داخلی که از آب داخل مخزن ذخیره سیستم سرمایش مستقیم استفاده می‌نماید، در شرایط یکسان هوای ورودی، بیشتر بوده و در سیستم سرمایش تبخیری دومرحله‌ای با افزایش دبی آب در مبادله کن گرما راندمان افزایش می‌یابد [۱۹].

در کلیه سیستم‌های سرمایش دومرحله‌ای شرح داده شده حداقل دمای سیال سرد که در مبادله کن گرما، برای پیش سرمایش هوای محیط استفاده می‌گردد دمای حباب تر هوای ورودی خواهد بود. در کار حاضر سیستم سرمایش تبخیری دومرحله‌ای خارجی، طراحی و ساخته شده که امکان کاهش دمای آب مورد استفاده در مبادله کن گرما تا زیر دمای حبات تر هوای ورودی به سیستم را فراهم می‌کند. در این سیستم جهت سرمایش و تامین آب سرد مورد نیاز در مبادله کن گرما از سیستم سرمایش تراکمی استفاده شده است. در این حالت امکان تغییر و کاهش دمای آب ورودی به مبادله کن گرما تا کمتر از دمای حباب تر هوای محیط وجود دارد. این سیستم سرمایش تبخیری دومرحله‌ای خارجی به نحوی طراحی شده است که دما و دبی هوای ورودی به مبادله کن گرما و واسط تبخیری مستقیم، همچنین دبی و دمای آب داخل مبادله کن گرما نیز قابل تنظیم و اندازه گیری خواهد بود. در کلیه آزمایش‌ها، عملکرد حرارتی و حساسیت دمای هوای خروجی از سیستم، در دما و دبی‌های مختلف هوای ورودی همچنین دما و دبی آب ورودی به مبادله کن گرما اندازه گیری و با عملکرد سیستم سرمایش تبخیری مستقیم در شرایط یکسان، مقایسه شده است. در نهایت با صرف نظر از انرژی مصرف شده در پمپ‌ها که برای گردش آب در سیستم سرمایش تبخیری مستقیم و مبادله کن گرما استفاده شده است همچنین دمنده که برای گردش هوا کاربرد دارد، با توجه به گرمای محسوس مبادله شده در مبادله کن گرما و کل سیستم، مصرف انرژی سیستم سرمایش تبخیری دومرحله‌ای مورد ارزیابی قرار گرفته است.

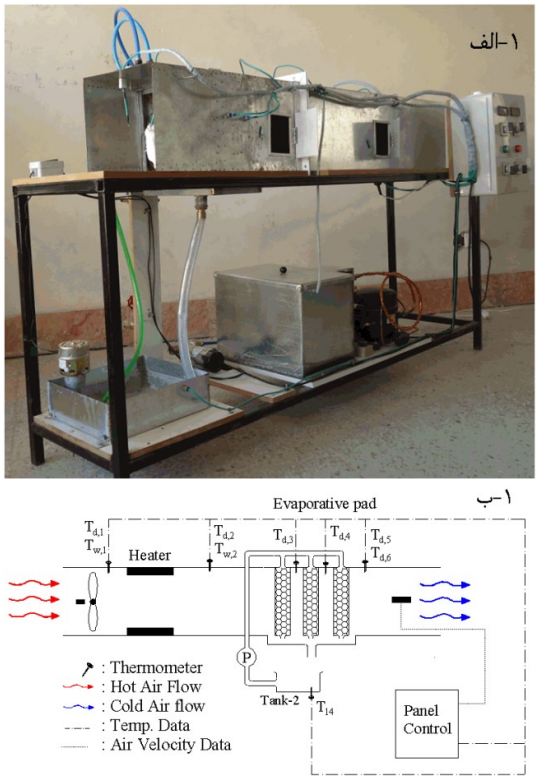
۲- شرح دستگاه و اصول حاکم

در شکل ۱ تصویر و طرحواره سیستم سرمایش تبخیری دومرحله‌ای آزمایشگاهی نشان داده شده است. این دستگاه شامل سه قسمت مجزا می‌باشد. قسمت اول شامل یک گرمکن و دمنده هوا است. از هیتر جهت تغییر دمای هوای محیط و کنترل آن استفاده شده تا امکان تغییر دمای هوای ورودی به سیستم فراهم گردد. دمنده با دبی متغیر امکان ایجاد دبی‌های مختلف هوا در مبادله کن گرما و واسط تبخیری را فراهم خواهد کرد. قسمت دوم شامل مبادله کن گرما جریان متقاطع و سیستم سرمایش تراکمی آب است. آب بین مخزن سیستم تراکمی و مبادله کن گرما با استفاده یک پمپ گردش می‌کند. قسمت سوم شامل یک مخزن، پمپ و واسط تبخیری است که سرمایش تبخیری سیستم را انجام می‌دهد. گرمکن و مبادله کن گرما در یک کانال به ابعاد ۲۸×۳۲cm و عمق ۱۰۰cm که از ورق آهن گالوانیزه ساخته شده است قرار گرفته و با استفاده از یک دیمر، توان حرارتی مختلفی را در مسیر هوای ورودی ایجاد می‌کند و دمای هوای ورودی به مبادله کن گرما را تغییر می‌دهد. سیستم سرمایش تراکمی شامل چهار جزء اصلی کمپرسور، چگالنده، تبخیر کننده و شیر انبساط به انضمام منبع ذخیره آب در زیر کانال نصب شده است. سیستم سرمایش تبخیری در انتهای کانال قرار دارد. منبع ذخیره آب به همراه پمپ در زیر کانال قرار داده شده و واسط تبخیری در مسیر جریان هوا قرار دارد. واسط تبخیری از جنس نوارهای چوبی، با سطح مقطع ۳۰cm × ۲۶ و به ضخامت ۱cm در یک کانال با مقطع مشابه کانال قسمت اول و عمق ۶۰ cm قرار گرفته است. هوا به کمک یک دمنده با دبی خروجی متغیر به داخل کانال فرستاده می‌شود. جهت اندازه‌گیری سرعت هوا در کانال از یک سرعت سنج پروانه‌ای استفاده شده است. دمای حباب خشک و تر با استفاده از دماسنج های نوع k اندازه‌گیری می‌شود. دمای حباب خشک و تر هوا و دمای آب در نقاط ذیل توسط سیستم قابل اندازه‌گیری است:

- دمای حباب خشک و تر محیط قبل از ورود به سیستم
- دمای حباب خشک و تر بعد از هیتر
- دمای حباب خشک و تر بعد از مبادله کن گرما
- دمای حباب خشک و تر بعد از واسط تبخیری
- دمای آب ریخته شده روی واسط تبخیری
- دمای آب ورودی به مبادله کن گرما

با توجه به اندازه‌گیری دمای خشک و تر در نقاط مختلف و نمودار سایکرومتریک، امکان بررسی تغییرات رطوبت مخصوص وجود دارد.

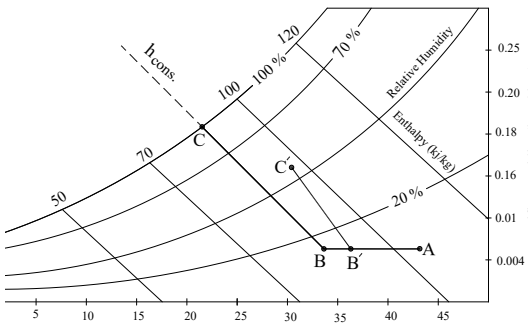
در شکل ۲ فرآیند سرمایش هوا بر روی نمودار سایکرومتری در حالت ایده آل و واقعی نشان داده شده است. در حالت ایده‌آل عملکرد مبادله کن گرما و واسط تبخیری ۱۰۰ درصد بوده و از تبادل حرارت آب و هوا با محیط صرف نظر شده است. در مبادله کن گرما فرآیند پیش سرمایش ایده‌آل با خط AB نشان داده شده است.



شکل ۱- تصویر (۱-الف) و طرحواره (۱-ب) سیستم سرمایش تبخیری دومرحله‌ای

www.SID.ir

Archive of SID



شکل ۲- فرآیند سرمایش در سیستم سرمایش تبخیری دومرحله‌ای در دو حالت ایده آل، (ABC) و واقعی (AB´C´)

در حالت ایده آل دمای هوای خروجی از مبادله کن با دمای آب ورودی به آن برابر خواهد بود. فرآیند BC سرمایش تبخیری مستقیم ایده آل را در واسط تبخیری نشان می‌دهد. این فرآیند به عنوان فرآیند رطوبت زنی آدیاباتیک شناخته شده که آنتالپی و دمای حباب تر هوای ورودی به واسط ثابت می‌ماند [۴]. در حالت واقعی، مطابق خط AB´ دمای هوای خروجی از مبادله کن با دمای آب ورودی به آن برابر نبوده و فرآیند سرمایش در سیستم تبخیری مستقیم به دلیل تبادل حرارت آب و هوا با محیط اطراف، انتالپی ثابت نخواهد بود. این فرآیند با خط B´C´ نمایش داده شده است.

راندمان سیستم تبخیری مستقیم، η بر اساس افت دمای هوا در واسط تبخیری به حداکثر افت دمای ممکن تعریف می‌گردد [۲۰]:

$$\eta = \frac{T^{dec}_{a,i,d} - T^{dec}_{a,o,d}}{T^{dec}_{a,i,d} - T^{dec}_{a,i,w}} \times 100 \qquad (1)$$

در این رابطه $T^{dec}_{a,i,d}$ و $T^{dec}_{a,o,d}$ به ترتیب دمای حباب خشک هوای ورودی و خروجی به سیستم سرمایش تبخیری مستقیم و $T^{dec}_{a,i,w}$ دمای حباب تر هوای ورودی به سیستم سرمایش تبخیری می‌باشد.

در سیستم سرمایش دومرحله‌ای، راندمان حرارتی، ζ بر اساس دمای حباب تر هوای ورودی قابل تعریف خواهد بود [۱۱].

$$\zeta = \frac{T^{ts}_{a,i,d} - T^{ts}_{a,o,d}}{T^{ts}_{a,i,d} - T^{ts}_{a,i,w}} \times 100 \qquad (2)$$

در این رابطه $T^{ts}_{a,i,d}$ و $T^{ts}_{a,o,d}$ به ترتیب دمای حباب خشک هوای ورودی و خروجی از سیستم سرمایش تبخیری دومرحله ای و $T^{ts}_{a,i,w}$ دمای حباب تر هوای ورودی به سیستم می‌باشد.

گرمای مبادله شده در مبادله کن گرما و سیستم سرمایش تبخیری مستقیم باعث کاهش دمای هوا در این سیستم خواهد شد. در این راستا نسبت گرمای مبادله شده در مبادله کن گرما، Q_h به کل گرمای مبادله شده در سیستم، Q_{tot} به صورت ذیل تعریف می‌گردد:

$$\varepsilon = \frac{Q_h}{Q_{tot}} = \frac{T^{ts}_{a,i,d} - T^{h}_{a,o,d}}{T^{ts}_{a,i,d} - T^{ts}_{a,o,d}} \qquad (3)$$

در این رابطه $T^{h}_{a,o,d}$ دمای حباب خشک هوای خروجی از مبادله کن گرما می‌باشد. این پارامتر می‌تواند به عنوان یک معیار برای مصرف انرژی در سیکل سیستم سرمایش تبخیری دومرحله‌ای باشد. به بیان دیگر این پارامتر معرف مقدار صرفه جویی در مصرف انرژی برای کاهش دمای هوا، با استفاده از سیستم سرمایش تبخیری دومرحله‌ای در مقایسه با سیستم سرمایش تراکمی، در شرایط یکسان می‌باشد.

۳- آنالیز دقت اندازه‌گیری

دماسنج های مورد استفاده در دستگاه با استفاده از مخلوط آب مقطر و یخ کالیبره شده‌اند. برای نشان دادن دقت اندازه‌گیری دماسنج ها از ریشه میانگین توان دوم انحراف، RMSD استفاده شده است که به صورت زیر تعریف می‌گردد:

$$RMSD = \frac{1}{n}\sqrt{\sum_{j=1}^{n}\left(T_e - T_j\right)^2} \qquad (4)$$

در این رابطه n تعداد دماسنج ها، T_e دمای واقعی آب مقطر و یخ، T_j دمای اندازه‌گیری شده توسط دماسنج j می‌باشد. دمای واقعی مخلوط آب مقطر و یخ با استفاده از دماسنج الکلی اندازه‌گیری شد. پس از اندازه‌گیری دمای آب و با استفاده از رابطه فوق ماکزیمم انحراف ۱۴/۹ درصد مشاهده شد.

۴- بررسی نتایج

همانگونه که بحث شد در سیستم‌های سرمایش تبخیری دومرحله‌ای، ابتدا فرآیند پیش سرمایش در یک مبادله کن گرما اجرا شده و سپس هوا وارد سیستم سرمایش تبخیری مستقیم خواهد شد. آزمایش‌ها جهت بررسی حساسیت راندمان و دمای هوای خروجی از سیستم، در دما و دبی‌های مختلف آب و هوا و مقایسه راندمان سیستم سرمایش دومرحله خارجی با سیستم سرمایش تبخیری مستقیم طراحی و اجرا شده است. بدین منظور، در کلیه آزمایش‌ها، ابتدا سیستم سرمایش تبخیری مستقیم، بدون حضور مبادله کن گرما و تحت شرایط کنترل شده مورد بررسی قرار گرفته سپس تاثیر پیش سرمایش هوا در عملکرد آن ارزیابی شده است.

۴-۱- تغییرات دمای حباب خشک و تر هوا در عبور از سیستم سرمایش تبخیری دومرحله‌ای

در شکل ۳ تغییرات دمای حباب خشک و تر دمای محیط در طول کانال (در عبور از مبادله کن گرما و واسط تبخیری) برای سیستم سرمایش تبخیری مستقیم (بدون تاثیر مبادله کن گرما) و سیستم سرمایش دومرحله‌ای نشان داده شده است. در این شکل نقاط ۱ الی ۳ در محور افقی، معرف نقاط مختلف در طول کانال می‌باشند. این نقاط به ترتیب شرایط هوا، بعد از گرم کن، مبادله کن گرما و واسط تبخیری را نمایش می‌دهند. در این آزمایش دبی آب داخل مبادله کن گرما و هوا به ترتیب $\dot{m}_w$ =۰/۰۲ kg/s و $\dot{m}_a$ =۰/۱۰ kg/s بوده و دمای آب مورد استفاده در مبادله کن گرما در حدود T_{wa}= ۱۷°C تنظیم شده است. این دما از دمای حباب تر هوای ورودی کمتر می‌باشد.

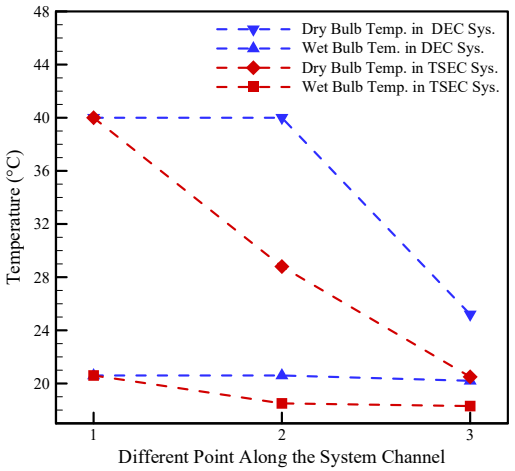
همانگونه که در این شکل نشان داده شده است دمای خشک و تر هوا در نقطه ۱ (بعد از گرم کن) به ترتیب در دمای ۴۰°C و ۲۰/۶°C تنظیم شده است. در سیستم سرمایش تبخیری مستقیم، تا نقطه ۲ (بعد از مبادله کن گرما) دمای خشک و تر، تغییر نخواهد کرد. علت این موضوع عدم جریان آب در مبادله کن گرما برای بررسی سیستم

www.SID.ir

Archive of SID

سرمایش تبخیری مستقیم است و هوا وارد واسط تبخیری می‌شود. در نقطه ۳ (بعد از واسط تبخیری در سیستم سرمایش تبخیری مستقیم) دمای خشک هوا تا ۲۵٫۲°C کاهش می‌یابد. از دیدگاه نظری دمای حباب تر هوای ورودی، در واسط تبخیری تغییر نخواهد کرد. ولی در واقعیت، دمای حباب تر در حدود ۰٫۵°C تغییر کرده است. علت این موضوع تبادل گرما، بین آب داخل مخزن سیستم تبخیری مستقیم و هوای داخل کانال با محیط اطراف می‌باشد.

در سیستم سرمایش تبخیری دومرحله‌ای، با عبور هوا از مبادله کن (نقطه ۲) و تبادل حرارت غیرمستقیم آب و هوا، دمای حباب خشک و تر به ترتیب تا ۲۸٫۸°C و ۱۸٫۵°C کاهش می‌یابند و در سیستم تبخیری مستقیم دمای حباب خشک به ۲۰٫۵°C می‌رسد. به دلیل تبادل حرارت غیر مطلوب در سیستم تبخیری مستقیم دمای حباب تر در حدود ۰٫۲°C تغییر خواهد کرد. در سیستم‌های سرمایش تبخیری مستقیم، حداقل دمای قابل دسترسی دمای حباب تر هوای ورودی خواهد بود. در سیستم سرمایش تبخیری دومرحله‌ای به دلیل پیش سرمایش هوا در مبادله کن گرما و کاهش دمای حباب خشک، دمای حباب تر هوای ورودی به واسط کاهش یافته و این امر منجر به کاهش دمای هوای خروجی از واسط تا کمتر از دمای حباب تر هوای ورودی به سیستم خواهد شد.



شکل ۳- تغییرات دمای حباب خشک و تر در طول کانال برای سیستم سرمای تبخیری مستقیم و دومرحله‌ای

۴-۲- حساسیت دمای حباب خشک خروجی از سیستم سرمایش تبخیری دومرحله‌ای در دما و دبی‌های مختلف هوا

در شکل ۴ حساسیت دمای حباب خشک خروجی از سیستم سرمایش مستقیم، بدون حضور مبادله کن گرما، DEC-(الف) مبادله کن گرما ، He-EX-(ب) و سیستم سرمایش تبخیری دومرحله‌ای، TSEC-(ج) نسبت به دمای هوای ورودی در دبی‌های مختلف هوا، m_a مورد بررسی قرار گرفته است. در این آزمایش دبی و دمای آب مورد استفاده در مبادله کن به ترتیب معادل m_w =۰٫۰۲kg/s و T_{wa}=۱۷°C تنظیم شده است. لازم به تاکید است که در بررسی سیستم سرمایش تبخیری مستقیم، به علت عدم جریان آب سرد در مبادله کن گرما، دمای حباب خشک تغییر نخواهد کرد.

همانگونه که در شکل ۴-الف و ۴-ب نشان داده شده است با افزایش دمای هوای ورودی به سیستم سرمایش تبخیری مستقیم و مبادله کن گرما دمای هوای خروجی نیز افزایش خواهد یافت. به عنوان مثال در دبی ثابت m_a =۰/۱۰kg/s در صورت افزایش دمای حباب خشک هوای ورودی، T_i از ۳۸°C به ۴۲°C دمای هوای خروجی از سیستم تبخیری مستقیم، $T^{dec}_{a,o,d}$ و مبادله کن گرما، $T^{h}_{a,o}$ به ترتیب از ۲۴٫۲°C به ۲۵٫۸°C و از ۲۸٫۳°C به ۲۹٫۶°C افزایش می‌یابد. در سیستم سرمایش تبخیری مستقیم با افزایش دمای هوا، دمای تر هوای ورودی نیز افزایش یافته و این امر باعث افزایش دمای حباب خشک هوای خروجی خواهد شد. با توجه به ثابت بودن دما و دبی آب ورودی به مبادله کن گرما و ثابت بودن توان سرمایشی آن، با افزایش دمای هوای ورودی به آن دمای هوای خروجی نیز افزایش خواهد یافت.

در سیستم سرمایش تبخیری مستقیم و مبادله کن گرما، در یک دمای ثابت هوای ورودی، با افزایش دبی هوا، دمای خروجی افزایش می‌یابد. به عنوان مثال، در دمای حباب خشک ثابت ورودی T_i= ۴۰°C با افزایش دبی هوا، m_a از ۰٫۰۸ kg/s به ۰٫۱۴ kg/s دمای هوای خروجی از سیستم تبخیری مستقیم، $T^{dec}_{a,o,d}$ مبادله کن گرما، $T^{h}_{a,o}$ به ترتیب از ۲۴٫۱°C به ۲۶٫۳°C و از ۲۸٫۱°C به ۳۰°C افزایش می‌یابد. با توجه به ثابت بودن ابعاد کانال، با افزایش دبی، سرعت هوا در واسط تبخیری و مبادله کن گرما افزایش می‌یابد. با افزایش سرعت هوا، زمان عبور آن از واسط تبخیری و مبادله کن گرما کاهش یافته و هوا فرصت تبادل حرارت را از دست خواهد داد و این امر منجر به کاهش ضریب انتقال گرمای همرفتی و افزایش دمای هوای خروجی می‌شود. تغییرات دمای هوای خروجی از سیستم سرمایش تبخیری دومرحله‌ای تحت تاثیر تغییرات دما و دبی هوا، در شکل ۴-ج نشان داده شده است. این تغییرات مشابه سیستم سرمایش تبخیری مستقیم و مبادله کن گرما بوده و علت آن رفتار مشابه مبادله کن گرما و واسط تبخیری نسبت به تغییرات دمای و دبی هوای ورودی می‌باشد.

در دبی ثابت هوا، تغییرات دمای هوای خروجی از سیستم سرمایش دومرحله‌ای در مقایسه با سیستم سرمایش تبخیری مستقیم و مبادله کن گرما کمتر تحت تاثیر تغییرات دمای هوای ورودی قرار خواهد داشت. به عنوان مثال در دبی هوا m_a =۰٫۱۴ kg/s با افزایش دمای هوای ورودی، T_i از ۳۸°C به ۴۲°C تغییرات دما در سیستم سرمایش تبخیری مستقیم و مبادله کن گرما به ترتیب معادل ۱٫۸°C و ۲٫۳°C بوده در حالیکه تغییرات دما در سیستم سرمایش دومرحله‌ای معادل ۱٫۲°C خواهد بود. علت این موضوع تاثیر مبادله کن گرما بر دمای حباب تر هوای ورودی به سیستم سرمایش تبخیری مستقیم خواهد بود.

۴-۳- حساسیت دمای حباب خشک خروجی از سیستم سرمایش تبخیری دومرحله‌ای در دبی‌های مختلف آب در مبادله کن گرما

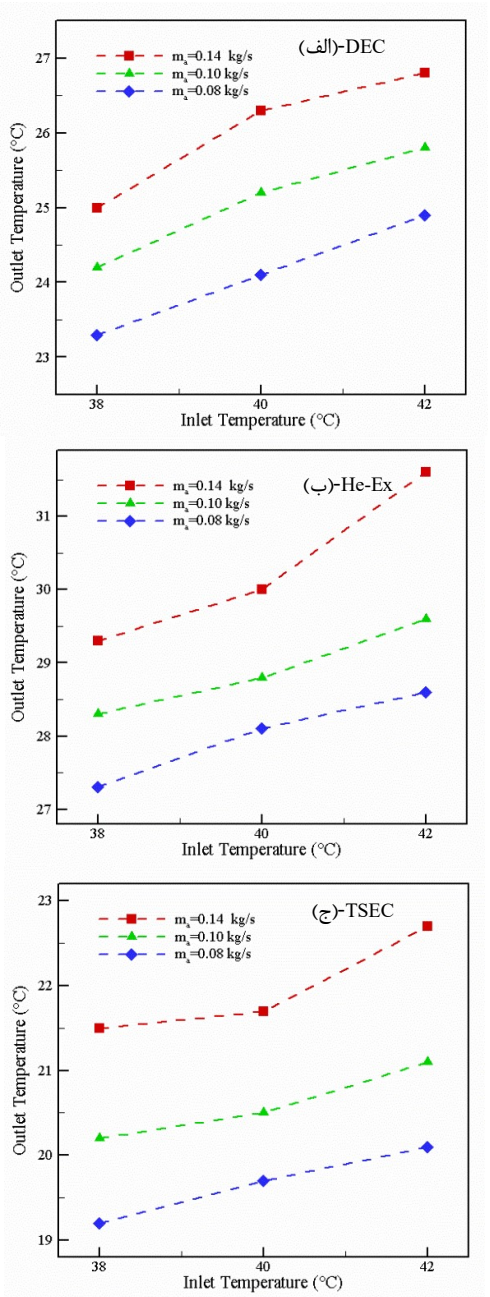
در شکل ۵ حساسیت دمای حباب خشک خروجی از مبادله کن گرما، (He-Ex) و سیستم سرمایش تبخیری دومرحله‌ای، (TSEC)

www.SID.ir

Archive of SID

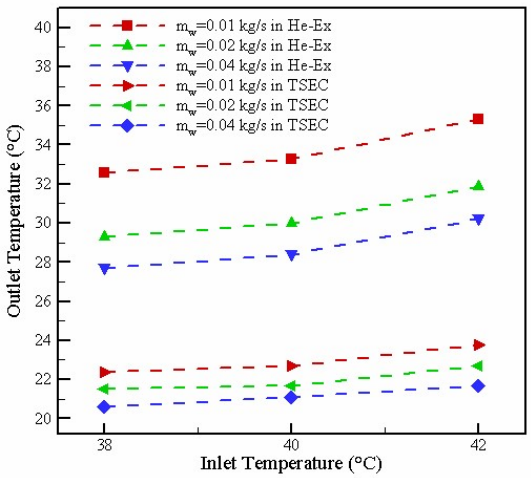
نسبت به دمای هوای ورودی در دبی‌های مختلف آب در مبادله کن گرما، $\dot{m}_w$ مورد بررسی قرار گرفته است. در این آزمایش دبی هوا و دمای آب مورد استفاده در مبادله کن به ترتیب معادل $\dot{m}_a$ =۰٫۱۴ kg/s و T_{wa}=۱۷°C تنظیم شده است.

همانگونه که در شکل ۵ نشان داده شده است در دبی ثابت آب ورودی به مبادله کن گرما، با افزایش دمای هوای ورودی به مبادله کن گرما و سیستم سرمایش دومرحله‌ای دمای هوای خروجی نیز افزایش خواهد یافت. به عنوان مثال در دبی ثابت $\dot{m}_w$ =۰٫۰۲ kg/s در صورت



شکل ۴- حساسیت دمای خروجی از سیستم سرمایش تبخیری دومرحله‌ای و اجزاء آن نسبت به دمای هوای ورودی در دبی‌های مختلف هوا

افزایش دمای حباب خشک هوای ورودی، T_i از ۳۸°C به ۴۲°C دمای هوای خروجی از مبادله کن گرما، $T^h_{a,o}$ و سیستم سرمایش تبخیری دومرحله‌ای، $T^{ts}_{a,o,d}$ به ترتیب از ۲۹٫۳°C به ۳۱٫۹°C و از ۲۱٫۵°C به ۲۲٫۷°C افزایش می‌یابد. در مبادله کن گرما، با توجه به ثابت بودن دبی و دمای آب ورودی به مبادله کن گرما، توان سرمایشی آن ثابت بوده و با افزایش دمای هوای ورودی، دمای حباب خشک هوای خروجی نیز افزایش خواهد یافت. افزایش دمای هوای خروجی از مبادله کن گرما باعث افزایش دمای حباب تر هوای ورودی به سیستم سرمایش تبخیری مستقیم شده و این موضوع منجر به افزایش دمای هوای خروجی از سیستم سرمایش دومرحله‌ای خواهد شد.



شکل ۵- حساسیت دمای خروجی از سیستم سرمایش تبخیری دومرحله‌ای و مبادله کن گرما نسبت به دمای هوای ورودی در دبی‌های مختلف آب داخل مبادله کن گرما

در مبادله کن گرما و سیستم سرمایش دومرحله‌ای در یک دمای ثابت ورودی، با افزایش دبی آب، دمای خروجی کاهش می‌یابد. به عنوان مثال در دمای حباب خشک ثابت ورودی T_i= ۴۰°C با افزایش دبی آب، $\dot{m}_w$ از ۰٫۰۱ kg/s به ۰٫۰۴ kg/s دمای هوای خروجی از مبادله کن گرما، $T^h_{a,o}$ و سیستم تبخیری دومرحله‌ای، $T^{ts}_{a,o,d}$ به ترتیب از ۳۳٫۳°C به ۲۸٫۴°C و از ۲۲٫۷°C به ۲۱٫۱°C کاهش می‌یابد. در مبادله کن گرما، با افزایش دبی آب توان سرمایشی مبادله کن افزایش یافته و با توجه به ثابت بودن دمای هوای ورودی، دمای هوای خروجی کاهش می‌یابد. کاهش دمای هوای خروجی از مبادله کن باعث کاهش دمای هوای خروجی از سیستم سرمایش مستقیم و دومرحله‌ای خواهد شد.

۴-۴- حساسیت دمای حباب خشک خروجی از سیستم سرمایش تبخیری دومرحله‌ای در دماهای مختلف آب در مبادله کن گرما

در شکل ۶ حساسیت دمای حباب خشک هوای خروجی از مبادله کن گرما، (He-Ex) و سیستم سرمایش تبخیری دومرحله‌ای، (TSEC) نسبت به دمای هوای ورودی در دماهای مختلف آب در مبادله کن

www.SID.ir

Archive of SID

گرما، T_{wa} نشان داده شده است. در این آزمایش دبی هوا و آب مورد استفاده در مبادله کن گرما به ترتیب معادل $\dot{m}_a$ =۰٫۱۴ kg/s و $\dot{m}_w$ =۰٫۰۲ kg/s تنظیم شده است.

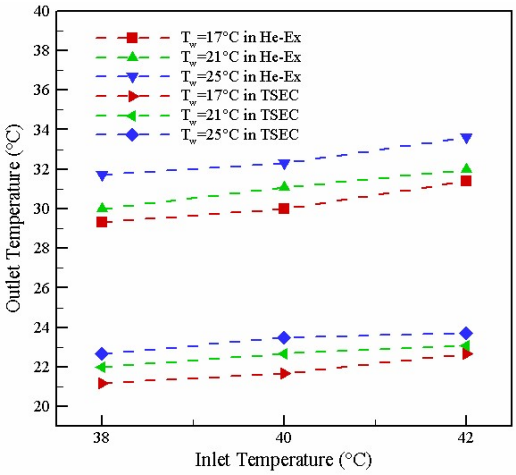
همانگونه که در شکل ۶ نشان داده شده است در مبادله کن گرما و سیستم سرمایش تبخیری دومرحله‌ای، در یک دمای ثابت هوای ورودی، با افزایش دمای آب داخل مبادله کن گرما، دمای هوای خروجی افزایش می‌یابد. به عنوان مثال در دمای حباب خشک ثابت ورودی T_i= ۴۰°C با افزایش دمای آب، T_{wa} از ۱۷°C به ۲۵°C دمای هوای خروجی از مبادله کن گرما و سیستم سرمایش تبخیری دومرحله‌ای به ترتیب از ۳۰°C به ۳۲٫۳°C و از ۲۱٫۷°C به ۲۳٫۵°C افزایش می‌یابد. در مبادله کن گرما، توان سرمایشی، با افزایش دمای آب ورودی، کاهش خواهد یافت. با توجه به ثابت بودن دمای حباب خشک هوای ورودی و کاهش توان سرمایشی مبادله کن گرما، دمای هوای خروجی از آن نیز افزایش می‌یابد. با افزایش دمای هوای خروجی از مبادله کن گرما، دمای هوای خروجی از سیستم سرمایش تبخیری مستقیم و دومرحله‌ای نیز افزایش خواهد یافت.

در دمای ثابت آب ورودی به مبادله کن گرما، با افزایش دمای هوای ورودی به مبادله کن گرما و سیستم سرمایش تبخیری دومرحله‌ای دمای هوای خروجی نیز افزایش خواهد یافت. به عنوان مثال در دمای ثابت آب T_{wa}= ۲۱°C در صورت افزایش دمای حباب خشک هوای ورودی، T_i از ۳۸°C به ۴۲°C دمای هوای خروجی از مبادله کن گرما، $T^{h}_{a,o}$ و سیستم سرمایش تبخیری دومرحله‌ای، $T^{ts}_{a,o,d}$ به ترتیب از ۳۰°C به ۳۲°C و از ۲۲°C به ۲۳٫۱°C افزایش می‌یابد. در مبادله کن گرما، با توجه به ثابت بودن دبی و دمای آب ورودی به مبادله کن، توان سرمایشی آن ثابت بوده و با افزایش دمای هوای ورودی، دمای حباب خشک هوای خروجی نیز افزایش خواهد یافت. افزایش دمای هوای خروجی از مبادله کن گرما باعث افزایش دمای حباب تر هوای ورودی به سیستم سرمایش تبخیری مستقیم شده و این موضوع منجر به افزایش دمای هوای خروجی از سیستم سرمایش تبخیری دومرحله‌ای خواهد شد.

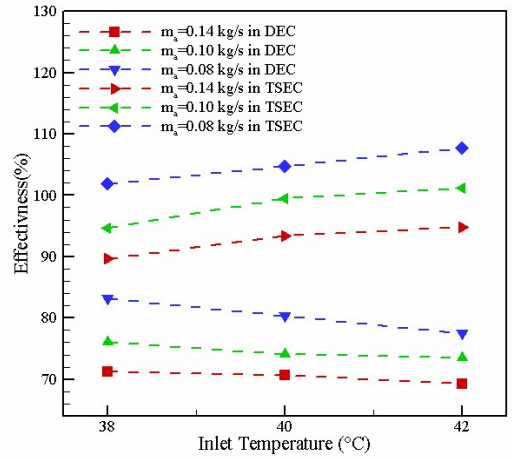
۴-۵- حساسیت راندمان سیستم سرمایش تبخیری مستقیم دومرحله‌ای در دما و دبی‌های مختلف هوا

در شکل ۷ حساسیت راندمان سیستم سرمایش تبخیری مستقیم، η و دومرحله‌ای، ζ نسبت به دمای هوای ورودی در دبی‌های مختلف هوا، $\dot{m}_a$ مورد بررسی قرار گرفته است. در این مطالعه دبی و دمای آب جاری در مبادله کن به ترتیب در $\dot{m}_w$ =۰٫۰۲ kg/s و T_{wa}=۱۷°C تنظیم شده است. مطابق شکل ۷ در دبی ثابت هوا، با افزایش دمای هوای ورودی به سیستم سرمایش تبخیری مستقیم، راندمان کاهش خواهد یافت. به عنوان مثال در دبی ثابت هوا $\dot{m}_a$ =۰٫۱۰ kg/s در صورت افزایش دمای خشک هوای ورودی، T_i از ۳۸°C به ۴۲°C راندمان سیستم سرمایش تبخیری مستقیم، η از ۷۶٫۱۲٪ به ۷۳٫۵۱٪ کاهش می‌یابد. با افزایش دمای حباب خشک ورودی دمای حباب تر نیز افزایش یافته و این پدیده باعث کاهش توان سرمایشی واسط تبخیری و کاهش راندمان سیستم سرمایش تبخیری مستقیم خواهد شد. در این سیستم با افزایش دبی هوا، در دمای ثابت هوای ورودی راندمان کاهش خواهد یافت. به عنوان مثال در دمای حباب خشک ثابت هوای ورودی T_i= ۴۰°C با افزایش دبی هوا، $\dot{m}_a$ از ۰٫۰۸kg/s به ۰٫۱۴ kg/s راندمان سیستم، η از ۸۰٫۳۲٪ به ۷۰٫۶۹٪ کاهش می‌یابد. با افزایش دبی هوا، سرعت عبور هوا از واسط تبخیری افزایش یافته و با توجه به ثابت بودن دمای حباب خشک و تر هوای ورودی و کاهش گرمای مبادله شده بین آب و هوا، راندمان کاهش خواهد یافت.

تغییرات راندمان سیستم سرمایش دومرحله‌ای نیز در شکل ۷ نشان داده شده است. در این سیستم، در یک دمای ثابت ورودی، با افزایش دبی هوا، راندمان کاهش می‌یابد. به عنوان مثال در دمای حباب خشک ثابت ورودی T_i= ۴۰°C با افزایش دبی هوا، $\dot{m}_a$ از ۰٫۰۸ kg/s به ۰٫۱۴ kg/s راندمان سیستم، ζ از ۱۰۴٫۷۴٪ به ۹۳٫۳۳٪ کاهش می‌یابد. همانگونه که گفته شد با افزایش دبی، مدت زمان تماس هوا با منابع سرد در مبادله کن و واسط تبخیری مستقیم کاهش یافته و دمای



شکل ۶- حساسیت دمای خروجی از سیستم سرمایش تبخیری دومرحله‌ای و مبادله کن گرما نسبت به دمای هوای ورودی در دماهای مختلف آب داخل مبادله کن گرما



شکل ۷- حساسیت راندمان سیستم سرمایش تبخیری مستقیم، η و سیستم سرمایش دومرحله ای،ζ نسبت به دمای هوای ورودی در دبی‌های مختلف هوا

www.SID.ir

Archive of SID

خروجی افزایش می‌یابد. با توجه به ثابت بودن دمای حباب خشک و تر هوای ورودی راندمان کاهش خواهد یافت.

در این سیستم، با توجه به رابطه ۲ بزرگتر شدن راندمان از ۱۰۰٪ به معنای کاهش دمای هوای خروجی از سیستم تا زیر نقطه حباب تر هوای ورودی خواهد بود.

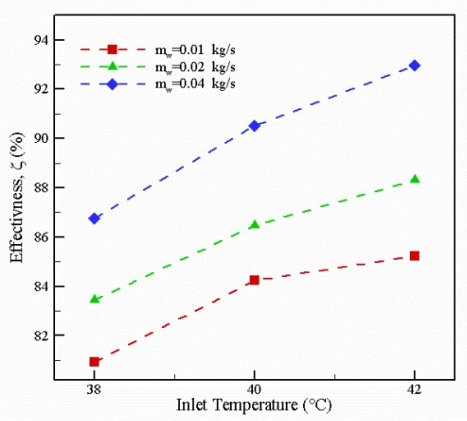
در یک دبی ثابت هوا، با افزایش دمای هوای ورودی به سیستم سرمایش تبخیری دومرحله‌ای، راندمان افزایش خواهد یافت. به عنوان مثال در دبی هوا ثابت $\dot{m}_a$ =۰/۱۰kg/s در صورت افزایش دمای خشک هوای ورودی، T_i از ۳۸°C به ۴۲°C راندمان این سیستم، ζ از ۹۴٫۶۸٪ به ۱۰۱٫۲۵٪ افزایش می‌یابد. همانگونه که در شکل ۴- ج نشان داده شده است با افزایش دمای هوای ورودی به این سیستم، دمای هوای خروجی نیز افزایش خواهد یافت ولی با توجه به رابطه ۲، تعریف راندمان سیستم سرمایش تبخیری دومرحله‌ای، تغییرات دمای هوا در سیستم سرمایش تبخیری دومرحله‌ای نسبت به اختلاف دمای بین حباب خشک و تر هوای ورودی روند افزایشی داشته و این موضوع منجر به افزایش راندمان خواهد شد.

۴-۶- حساسیت راندمان سیستم سرمایش تبخیری دومرحله‌ای در دبی‌های مختلف آب ورودی به مبادله کن

در شکل ۸ حساسیت راندمان سیستم سرمایش تبخیری دومرحله‌ای، ζ نسبت به دمای هوای ورودی در دبی‌های مختلف آب ورودی به مبادله کن گرما، $\dot{m}_w$ مورد مطالعه قرار گرفته است. در این آزمایش دبی هوا و دمای آب مورد استفاده در سیستم به ترتیب معادل $\dot{m}_a$ =۰٫۱۴ kg/s و T_w=۲۵°C تنظیم شده است.

مطابق این شکل، در یک دبی ثابت آب ورودی به مبادله کن گرما، با افزایش دمای هوای ورودی به سیستم سرمایش تبخیری دومرحله‌ای، راندمان نیز افزایش خواهد یافت. به عنوان مثال در دبی آب ثابت $\dot{m}_w$ =۰٫۰۲kg/s در صورت افزایش دمای حباب خشک هوای ورودی، T_i از ۳۸°C به ۴۲°C راندمان سیستم، ζ از ۸۳٫۴۶٪ به ۸۳٫۳۳٪ افزایش می‌یابد. مطابق شکل ۵-ب با افزایش دمای هوای ورودی به این سیستم، دمای هوای خروجی نیز افزایش خواهد یافت ولی با توجه به رابطه ۲، تعریف راندمان سیستم سرمایش تبخیری دومرحله‌ای، تغییرات دمای هوا در سیستم نسبت به اختلاف دمای بین حباب خشک و تر هوای ورودی روند افزایشی داشته و منجر به افزایش راندمان خواهد شد.

مطابق شکل ۸، در یک دمای ثابت ورودی، با افزایش دبی آب داخل مبادله کن گرما ، راندمان افزایش خواهد یافت. به عنوان مثال در دمای حباب خشک ثابت ورودی T=۴۰°C با افزایش دبی آب، $\dot{m}_w$ از ۰٫۰۱ kg/s به ۰٫۰۴ kg/s راندمان سیستم، ζ از ۸۴٫۲۵٪ به ۹۰٫۹۱٪ افزایش می‌یابد. با افزایش دبی آب سرد داخل مبادله کن گرما، توان سرمایشی مبادله کن افزایش یافته و منجر به کاهش دمای خروجی از مبادله کن و افزایش راندمان کل سیستم سرمایش تبخیری دومرحله‌ای خواهد شد.



شکل ۸- حساسیت راندمان سیستم سرمایش تبخیری دومرحله‌ای، ζ نسبت به دمای هوای ورودی در دبی‌های مختلف آب داخل مبادله کن گرما

۴-۷- حساسیت راندمان متوسط سیستم سرمایش تبخیری دومرحله ای در دمای مختلف آب داخل مبادله کن گرما

در جدول ۱ حساسیت راندمان متوسط سیستم سرمایش تبخیری دومرحله‌ای در دمای مختلف آب داخل مبادله کن گرما ارائه شده است. همانگونه که در جدول نشان داده شده است با کاهش دمای آب داخل مبادله کن گرما راندمای سیستم سرمایش تبخیری دومرحله‌ای افزایش خواهد یافت. به عنوان مثال با کاهش دمای آب داخل مبرد، T_{wa} از ۲۵°C به ۱۷°C راندمان سیستم، ζ از ۹۴٫۷۹٪ به ۹۸٫۵۱٪ افزایش می‌یابد. با کاهش دمای آب داخل مبادله کن توان سرمایشی مبادله کن افزایش یافته و با کاهش دمای هوای خروجی از آن راندمان کلی سیستم افزایش خواهد یافت.

جدول ۱- تغییرات راندمان در دمای مختلف آب داخل مبادله کن گرما

T_{wa}(°C)	۱۷	۲۱	۲۵
ζ (%)	۹۸/۵۱	۹۷/۷۱	۹۴/۷۹

۴-۸- ارزیابی مصرف انرژی سیستم سرمایش تبخیری دومرحله ای

در جدول ۲ نسبت گرمای مبادله شده در مبادله کن گرما، به کل گرمای مبادله شده در سیستم، ε در دماهای مختلف هوای ورودی به سیستم، $T^{ts}_{a,i,d}$ ، آب ورودی به مبادله کن گرما، T_w و دمای حباب خشک خروجی از سیستم، $T^{ts}_{a,o,d}$ نشان داده شده است. در این آزمایش دبی هوا و آب مورد استفاده در سیستم به ترتیب معادل $\dot{m}_a$ =۰٫۱۰kg/s و $\dot{m}_w$ =۰٫۰۲ kg/s تنظیم شده است.

بر اساس اطلاعات موجود در این جدول، در دمای هوای ورودی، $T^{ts}_{a,i,d}$ =۴۰°C و در دمای آب ورودی به مبادله کن گرما، T_w=۲۱°C دمای هوای خروجی از سیستم سرمایش تبخیری دومرحله‌ای، $T^{ts}_{a,o,d}$ =۲۱/۶°C خواهد بود. در این حالت نسبت گرمای مبادله شده در مبادله کن گرما، به کل گرمای مبادله شده در سیستم، ε=۰/۵۳٪.

www.SID.ir

Archive of SID

نشان داده شده است. این ضریب، نشان می‌دهد که در صورت استفاده از سیستم سرمایش تبخیری دومرحله‌ای، در مقایسه با سیستم سرمایش تراکمی، در شرایط یکسان دمای هوای ورودی و خروجی، ۵۳٪ در مصرف انرژی صرفه جویی خواهد شد.

در یک دمای هوای ورودی ثابت، $T^{ts}_{a,i,d}$ با افزایش دمای آب ورودی به مبادله کن گرما، T_w نسبت گرمای مبادله شده، ε کاهش خواهد یافت. به عنوان مثال در دمای هوای ورودی $T^{ts}_{a,i,d}$=۳۸°C با افزایش دمای آب از ۱۷°C به ۲۵°C نسبت گرمای مبادله شده در مبادله کن گرما، به کل گرمای مبادله شده در سیستم از ۵۴٪ به ۳۸٪ کاهش می‌یابد. با توجه به افزایش دمای آب در مبادله کن گرما و کاهش توان حرارتی مبادله شده در مبادله کن گرما، مصرف انرژی سیستم کاهش خواهد یافت.

در دمای ثابت آب ورودی به مبادله کن گرما، T_w، با افزایش دمای هوای ورودی، $T^{ts}_{a,i,d}$ نسبت گرمای مبادله شده در مبادله کن گرما، ε افزایش می‌یابد. به عنوان مثال در دمای T_w=۲۱°C با افزایش دمای هوای ورودی از ۳۸°C به ۴۲°C نسبت گرمای مبادله شده از ۵۲٪ به ۵۴٪ افزایش می‌یابد. با افزایش دمای هوای ورودی به سیستم، اختلاف دمای سیال سرد و گرم در مبادله کن گرما افزایش می‌یابد. با افزایش اختلاف دمای سیال سرد و گرم در مبادله کن گرما، توان حرارتی منتقل شده و انرژی مصرفی افزایش خواهد یافت.

جدول ۲- تغییرات نسبت گرمای مبادله شده در مبادله کن گرما به کل گرمای مبادله شده در سیستم سرمایش تبخیری دومرحله‌ای

$T^{ts}_{a,i,d}$(°C)	T_w(°C)	$T^{ts}_{a,o,d}$	ε(%)
۳۸	۱۷	۲۰/۲	۵۴
	۲۱	۲۰/۵	۵۲
	۲۵	۲۰/۹	۳۸
۴۰	۱۷	۲۰/۵	۵۷
	۲۱	۲۱/۶	۵۳
	۲۵	۲۱/۸	۴۴
۴۲	۱۷	۲۱/۱	۵۹
	۲۱	۲۱/۷	۵۴
	۲۵	۲۲/۸	۴۸

۵- نتیجه‌گیری

در کار حاضر عملکرد سیستم‌های سرمایشی دومرحله‌ای، تحت شرایط مختلف دما و دبی هوای ورودی و آب داخل مبادله کن گرما مورد ارزیابی قرار گرفته است. بدین منظور یک سیستم سرمایش تبخیری دومرحله‌ای آزمایشگاهی طراحی و ساخته شده و آزمایش‌ها در دمای هوای ورودی ۴۲-۳۸°C با دبی‌های ۰/۱۴-۰/۱۰-۰/۰۸ kg/s انجام شده است. همچنین برای بررسی تاثیر مبادله کن گرما بر عملکرد سیستم سرمایش دومرحله‌ای از آب سرد در دماهای ۲۵-۲۱-۱۷ °C در دبی‌های ۰/۰۴-۰/۰۲-۰/۰۱ kg/s به عنوان منبع سرد در مبادله کن استفاده می‌شود. بررسی و تحلیل نتایج نشان می‌دهد که:

- در سیستم سرمایش تبخیری دومرحله‌ای به دلیل پیش سرمایش هوا در مبادله کن گرما امکان کاهش دمای هوای خروجی از سیستم تا کمتر از دمای حباب تر هوای ورودی وجود دارد.
- با افزایش دمای هوای ورودی به سیستم سرمایش تبخیری دومرحله‌ای دمای هوای خروجی و راندمان افزایش می‌یابد.
- در دبی ثابت هوا، تغییرات دمای هوای خروجی از سیستم سرمایش دومرحله‌ای در مقایسه با سیستم سرمایش تبخیری مستقیم و مبادله کن گرما کمتر تحت تاثیر تغییرات دمای هوای ورودی قرار خواهد داشت.
- با افزایش دبی آب و یا کاهش دمای آب در مبادله کن گرما دمای هوای خروجی از سیستم کاهش یافته و راندمان افزایش می‌یابد.
- با افزایش دبی هوای ورودی به سیستم سرمایش تبخیری دومرحله‌ای دمای هوای خروجی افزایش و راندمان کاهش می‌یابد.

۶- سپاسگزاری

نظر به حمایت معنوی "شرکت رادمان صنعت نصر" در ساخت سیستم سرمایش تبخیری مستقیم، نویسندگان این مقاله کمال تشکر و سپاسگزاری از آن شرکت محترم را ابراز می‌دارند.

۷- نمادها

j	ژامین دماسنج
m_a	دبی جرمی هوا (kg/s)
m_w	دبی جرمی آب (kg/s)
$T^{dec}_{a,i,d}$	دمای حباب خشک ورودی به سیستم سرمایش تبخیری مستقیم (°C)
$T^{dec}_{a,o,d}$	دمای حباب خشک خروجی از سیستم سرمایش تبخیری مستقیم (°C)
$T^{dec}_{a,i,w}$	دمای حباب تر ورودی به سیستم سرمایش تبخیری مستقیم (°C)
$T^{ts}_{a,i,d}$	دمای حباب خشک ورودی به سیستم سرمایش تبخیری دومرحله‌ای (°C)
$T^{h}_{a,o,d}$	دمای حباب خشک خروجی از مبادله کن گرما(°C)
$T^{ts}_{a,o,d}$	دمای حباب خشک خروجی از سیستم سرمایش تبخیری دومرحله‌ای (°C)
$T^{ts}_{a,o,w}$	دمای حباب تر خروجی از سیستم سرمایش تبخیری دومرحله‌ای (°C)
$T^{h}_{a,o}$	دمای هوای خروجی از مبادله کن گرما(°C)
T_{wa}	دمای آب ورودی به مبادله کن گرما
ε	نسبت گرمای مبادله شده در مبادله کن گرما ، به کل گرمای مبادله شده در سیستم ($kj.kj^{-1}$)

www.SID.ir

Archive of SID

η	راندمان سیستم سرمایش تبخیری مستقیم (٪)
ζ	راندمان سیستم سرمایش تبخیری دومرحله ای (٪)

۸- مراجع

[1] Fouda A. and Melikyan Z., A Simplified Model for Analysis of Heat and Mass Transfer in a Direct Evaporative Cooler, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 31, pp. 932-936, 2011.

[2] Wu J. M., Huang X. and Zhang H., Theoretical Analysis on Heat and Mass Transfer in a Direct Evaporative Cooler. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 29, No.5, pp. 980-984, 2009.

[3] Malli A., Seyf H. R, Layeghi M., Sharifian S. and Behravesh H., Investigating the Performance of Cellulosic Evaporative Cooling Pads. *Energy Conversion and Management*, Vol. 52, No.7, pp. 2598-2603, 2011.

[4] Sheng C. and Agwu Nnanna A. C., Empirical Correlation of Cooling Efficiency and Transport Phenomena of Direct Evaporative Cooler. *Applied Thermal Engineerin*, Vol. 40, pp. 48-55, 2012.

[5] Rawangkul R., Khedari J., Hirunlabh J. and Zeghmati B., Performance Analysis of a New Sustainable Evaporative Cooling pad Made From Coconut Coir. *International Journal of Sustainable Engineering*, Vol. 1, No.2, pp. 117-131, 2008.

[6] Waleed A., Fadeel A. and Attalla M., Experimental Study on the Palm Fiber Using as a Direct Evaporative Cooler. *International Journal of Mechanical & Mechatronics Engineering*, Vol. 14, No.14, pp. 14-19, 2014.

[7] Al-Sulaiman F., Evaluation of the Performance of Local Fibers in Evaporative Cooling. *Energy Conversion and Management*, Vol. 43, pp. 2263-2273, 2002.

[8] Antonellis S. D., Joppolo C. M., Liberati P., Milani S. and Romano F., Modeling and Experimental Sudy of an Indirect Evaporative Cooler. *Energy and Buildings*, Vol. 142, No.1, pp. 147-157, 2017.

[9] Maheshvari J. B., Al-Ragom F. and Suri R. K, Energy Saving Potential of an Indirect Evaporative Cooler. *Applied Energy*, Vol. 69, pp. 69-76, 2001.

[10] Cui X., Chua K. J. and Yang W. M., Numerical Simulation of a Novel Energy-Efficient Dew-Point Evaporative Air Cooler. *Strength of Materials*, Vol. 136, pp. 979-988, 2014.

[11] Riangvilaiku R. and Kumar S., An Experimental Study of a Novel Dew Point Evaporative Cooling System. *Energy and Buildings*, Vol. 42, pp. 637-644, 2010.

[12] Riangvilaiku R. and Kumar S., Numerical Study of a Novel Dew Point Evaporative Cooling System. *Energy and Buildings*, Vol. 42, pp. 2241-2250, 2010.

[13] Zhao X, Li J. M. and Riffat S. B., Numerical Study of a Novel Counter-Flow Heat and Mass Exchanger for Dew Point Evaporative Cooling. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 28, pp. 1942-1951, 2008.

[14] Alklaibi A. M., Experimental and Theoretical Investigation of Internal Two-Stage Evaporative Cooler. *Energy Conversion and Management*, Vol. 95, pp. 140-148, 2015.

[15] El-Dessouky H., Ettouney H. and Al-Zeefari A., Performance Analysis of Two-Stage Evaporative Coolers. *Chemical Engineering Journal*, Vol. 10, pp. 255-266, 2004.

[16] El-Dessouky H., Al-Hadad A. and AL-JUWAYHEL F., Thermal and Hydraulic Performance of Modified Two-Stage Evaporative Cooler . *Renewable Energy*, Vol. 7, No.2, pp. 165-176, 1996.

[17] Jain D., Development and Testing of Two-Stage Evaporative Cooler. *Building and Environment*, Vol. 42, pp. 2549-2554, 2007.

[18] Kulkarni R. K. and Rajput S. P. S., Performance Evaluation of Two Stage Indirect/Direct Evaporative Cooler With Alternative Shapes and Cooling Media in Direct Stage. *International Journal of Applied Engineering Research*, Vol. 1, No.4, pp. 800-812, 2011.

[19] Al-Juwayhel F. I., Al-haddad A. A., Shaban H. I. and El-Desouky H. T. A., Experimental Investigation of The Performance of Two-Stage Evaporative Coolers. *Heat Transfer Engineerin,* Vol. 18, No.2, pp. 21-33, 1997.

[20] Wu J. M., Huang X. and Zhang H., Numerical Investigation on Ihe Heat and Mass Transfer in a Direct Evaporative Cooler. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 29, pp. 195-201, 2009.

www.SID.ir