

بهبود عملکرد سیستم سرمایش تبخیری مستقیم با استفاده از مخزن آب ذخیره‌کننده انرژی

منصور خانکی*

استادیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه بین‌المللی امام خمینی (ره)، قزوین، ایران

مصطفی مافی

استادیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه بین‌المللی امام خمینی (ره)، قزوین، ایران

حمیدرضا آجرلو

دانشجوی کارشناسی ارشد، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه بین‌المللی امام خمینی (ره)، قزوین، ایران

چکیده

در این تحقیق امکان افزایش کارایی سیستم خنک‌کننده تبخیری مستقیم با استفاده از تلفیق آن با یک مخزن آب ذخیره‌کننده انرژی سرمایشی مورد مطالعه قرار گرفته است. آب درون این مخزن، در طی ساعات شب، سرما را در خود ذخیره کرده و از آن در طول ساعات روز، علی‌الخصوص ساعات اوج گرما، جهت کاهش دمای هوای خروجی از کولر استفاده می‌شود. در این مقاله، ابتدا معادلات حاکم بر سیستم تبخیرکننده تلفیقی فوق‌الذکر، استخراج شده‌اند و سپس در ادامه، اثر جرم آب درون مخزن بر مشخصات هوای خروجی از کولر تبخیری، مورد بررسی قرار گرفته است. نتایج بیانگر این موضوع است که در شرایط نمونه یک روز گرم تابستانی در شهر تهران، استفاده از مخزن آب ذخیره‌کننده انرژی سرمایشی با جرمی معادل با سه برابر جرم هوای خشک ورودی به کولر در یک ساعت، سبب کاهش دمای هوای خروجی از کولر به میزان $2/0^{\circ}\text{C}$ در ساعت $14:00$ خواهد شد. انتقال ساعات بیشینه و کمینه دمای هوای خروجی از کولر (ساعات $05:00$ و $14:00$ در سیستم تبخیرکننده مستقیم بدون مخزن) به ساعات دیگر (ساعات $06:00$ و $18:00$ در سیستم تبخیری تلفیقی) و همچنین کاهش دامنه تغییرات هوای خروجی از سیستم از حدود 6°C به حدود $3/5^{\circ}\text{C}$ ، مهم‌ترین مزایای سیستم تلفیقی پیشنهادی فوق‌الذکر است. **واژه‌های کلیدی:** سیستم سرمایش ترکیبی، خنک‌کننده تبخیری مستقیم، مخزن آب ذخیره‌کننده انرژی سرمایشی.

Performance Enhancement of Direct Evaporative Cooling System using Cold Water Energy Storage Reservoir

M. Khanaki

Department of Mechanical Engineering, Imam Khomeini International University, Qazvin, Iran

M. Mafi

Department of Mechanical Engineering, Imam Khomeini International University, Qazvin, Iran

H. Ajarloo

Department of Mechanical Engineering, Imam Khomeini International University, Qazvin, Iran

Abstract

In this investigation, performance enhancement of direct evaporative cooling system using storage reservoir of cold water has been studied. The water in the reservoir is aimed to store the cold energy overnight and use it during daytime to reduce the temperature of exhaust air from cooler. In this paper, at first stage, the governing equation of above mentioned hybrid direct evaporative cooler is extracted and then, the effect of water storage reservoir mass on the temperature of exhaust air from cooler is investigated. Take a typical summer day in Tehran for example; the results indicate that the use of storage reservoir containing water with a mass of three times larger than the mass of dry air passed through cooler per hour decreases the temperature of the cooled air by 2.02°C at 14:00 clock. The major advantages of this system are shifting the hours for the maximum and minimum cooled air temperatures towards other hours of a day (e.g., from 05:00 and 14:00 to 06:00 and 18:00, respectively) as well as reducing the cooled air temperature range from 6 to 3.5°C .

Keywords: Hybrid cooling system, Direct evaporative cooler, Storage reservoir of cold water.

۱- مقدمه

خنک‌کننده‌های تبخیری مستقیم، رطوبت هوا در یک فرآیند بی‌درو، افزایش می‌یابد. انرژی لازم جهت تبخیر آب از هوا دریافت می‌گردد و بدین ترتیب، دمای هوا کاهش پیدا می‌کند. لذا در انتهای فرایند، هوای خروجی از خنک‌کننده تبخیری، دارای رطوبت بالا و دمای محسوس کمتری نسبت به دمای محیط خواهد بود. در ایران به صورت سنتی، خنک‌کننده‌های تبخیری برای خنک نگه داشتن محیط‌های مسکونی مورد استفاده قرار می‌گرفتند که به عنوان مثال می‌توان به بادگیرها اشاره نمود. این روش در مناطقی با اقلیم گرم و خشک، به صورت گسترده برای خنک کردن ساختمان‌های مسکونی مورد توجه بوده است. در سال‌های اخیر، کاربرد سیستم‌های تبرید تراکمی در سرمایش ساختمانی به شدت رو به فزونی نهاده است. مصرف بالای انرژی در این نوع از سیستم‌ها و همچنین نقش موثر آنان در تولید گازهای گلخانه‌ای و تخریب لایه ازن (به دلیل استفاده از مبردهای مصنوعی)، جایگزینی آن‌ها را با سیستم‌های سازگار با محیط‌زیست، ضروری می‌نماید. یکی از گزینه‌های مطرح جهت جایگزینی، بازگشت به تجربیات گذشته و

امروزه ۳۰ الی ۴۰ درصد مصرف انرژی به بخش ساختمانی اختصاص دارد که به همین میزان نیز این بخش، در انتشار گازهای گلخانه‌ای در جو کره زمین سهیم است. سامانه‌های گرمایشی، سرمایشی و تهویه مطبوع با سهمی نزدیک به ۵۰ درصد از کل انرژی مصرفی در بخش ساختمان‌ها، اصلی‌ترین مصرف‌کننده انرژی در این حوزه محسوب شامل می‌شوند [۱]. این سامانه‌ها همچنین عمده‌ترین مصرف‌کننده انرژی در ساختمان‌های عمومی و بزرگ شامل پایانه فرودگاه‌ها، مراکز ورزشی و مذهبی، اداره‌ها و فروشگاه‌ها می‌باشند. لذا انتخاب مناسب سامانه‌های سرمایشی در ساختمان‌ها، کمک شایانی در کاهش مصرف انرژی خواهند داشت.

امروزه معمولاً برای سرمایش ساختمان‌ها، از یکی از انواع سیستم‌های سرمایشی تراکمی، سیستم‌های جذبی و یا سیستم‌های سرمایشی تبخیری (شامل دو نوع مستقیم و یا غیر مستقیم) استفاده می‌کنند. در

* نویسنده مکاتبه کننده، آدرس پست الکترونیکی: khanaki@eng.ikiu.ac.ir

استفاده مجدد از خنک‌کننده‌های تبخیری می‌باشد که امروزه مورد توجه محققان این حوزه نیز قرار گرفته است.

کورشی و همکاران [۲] سیستم مبادله‌کن‌های گرما و برج‌های خنک‌کننده را با استفاده از تحلیل قانون دوم مورد بررسی قرار دادند. نتایج این تحقیق نشان داد که افزایش دمای حباب تر، بازدهی قانون دوم سیستم‌های مورد بررسی را افزایش می‌دهد. چنگ کین و دیگران [۳] انواع سیستم‌های خنک‌کننده تبخیری را از دیدگاه تحلیل اگسرژی مورد بررسی قرار دادند. فراهانی و همکاران [۴] سیستم‌های خنک‌کننده مستقیم، غیرمستقیم و دو طبقه‌ای ترکیبی را از نظر اگسرژی برای شهرهای مختلف ایران مورد توجه قرار داده و نشان دادند که سیستم خنک‌کننده مستقیم برای شهرهای گرم و با رطوبت نسبی متوسط مانند شهر بم، بالاترین بازدهی اگسرژی را دارد.

برخی دیگر از محققین با استفاده از روش‌های عددی تلاش کرده‌اند که هوای خروجی از سیستم‌های خنک‌کننده تبخیری را به دمای نقطه شبنم نزدیک کنند. ریانگویلیکول و همکاران [۵] با استفاده از مدل عددی، پارامترهای سیستم را برای دست یافتن به عملکرد بیشینه سیستم، بهینه کردند. چپو و همکاران [۶] با استفاده از مدل دینامیک سیالات محاسباتی این پارامترها را استخراج کردند. فرانک برونو [۷] و ریانگویلیکول و همکاران [۸] به طور تجربی مدل‌هایی از سیستم‌های تبخیری را جهت دستیابی به شرایط نزدیک به نقطه شبنم، مورد مطالعه قرار دادند.

آرک کولکاری و همکاران [۹] به صورت مقایسه‌ای، آزمایش‌هایی در خصوص هندسه و مواد شکل‌دهنده بسته‌های خنک‌کننده انجام داده‌اند. آلا حسن [۱۰] از روش $NTU - \epsilon$ و گیو و همکاران [۱۱] با استفاده از روش عددی، خنک‌کننده تبخیری غیرمستقیم را تحلیل نمودند. برخی دیگر از محققین، کاربرد سیستم‌های ذخیره سرمایه را در خنک‌کننده‌های تبخیری با استفاده از تغییر فاز مواد مورد بررسی قرار داده‌اند [۱۲-۱۴].

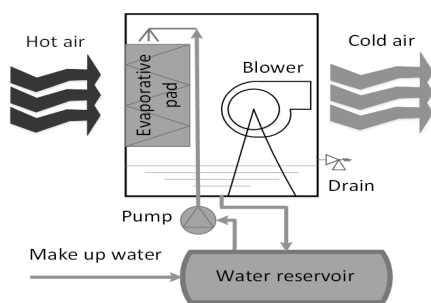
در ایران نیز مطالعاتی بر روی سیستم‌های سرمایه تبخیری انجام گرفته است. حسینی و همکاران [۱۵] اثر پیش سرمایه هوای ورودی به کولر تبخیری را بر بازدهی آن بررسی کردند. نتایج این تحقیقات نشان داد که ضریب عملکرد این سیستم ترکیبی در حدود ۱۰ الی ۲۰ درصد بیشتر از خنک‌کننده تبخیری مستقیم است. حیدری نژاد و دیگران [۱۶] سیستمی معرفی کردند که در آن سیستم خنک‌کننده تبخیری با برج خنک‌کننده ترکیب شده است. در این تحقیق با استفاده از الگوریتم ژنتیک، هزینه‌های عملکرد سیستم کمینه شده است. معرفت و همکاران [۱۷] سیستم ترکیبی کانال هوا و خنک‌کننده تبخیری مستقیم را معرفی و مورد ارزیابی قرار دادند. ایشان نشان دادند که راندمان سیستم ترکیبی پیشنهادی، ۴۵ درصد بیشتر از سیستم معمول است.

کولرهای تبخیری مستقیم قطره‌ای، رایج‌ترین نوع خنک‌کننده‌های تبخیری است که به شکل محفظه‌های فلزی و یا پلاستیکی ساخته می‌شوند که دیوارهای آن‌ها توسط پکینگ پوشانده شده است. این واسطه‌های تبخیری، به وسیله آبی که بر روی آن‌ها ریخته می‌شود، مرطوب می‌شوند. دمنده‌ای که در داخل محفظه کولر قرار می‌گیرد، موجب عبور جریان هوا از بین پکینگ‌ها و در نتیجه خنک و مرطوب

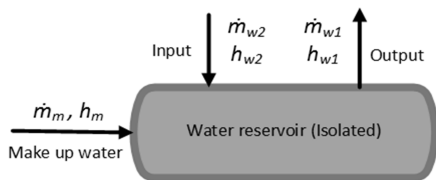
شدن هوای عبوری از آن می‌شود. در طی این فرایند، بخشی از گرمای هوا سبب تبخیر آب می‌گردد و لذا دمای خشک هوا کاهش می‌یابد. یکی از محدودیت‌های اصلی این نوع از سیستم‌ها، این موضوع است که دمای هوای خروجی از کولر به ویژه در ساعاتی که دمای هوای بیرون (ورودی به کولر) در مقدار بیشینه خود قرار دارد (حوالی ساعات ۱۴:۰۰ الی ۱۵:۰۰)، به اندازه کافی خنک نمی‌باشد. جهت رفع این محدودیت می‌توان از ترکیب خنک‌کننده‌های تبخیری با سیستم‌های دیگر بهره برد. در تحقیق حاضر، سیستم سرمایه ترکیبی جدیدی معرفی شده که در آن خنک‌کننده تبخیری با یک مخزن عایق حاوی آب ترکیب می‌گردد. وظیفه این مخزن، ذخیره سرمایه اضافی تولید شده در ساعات شب و مصرف آن در اوج گرمای روزانه است. در ادامه، ابتدا سیستم ترکیبی پیشنهادی توصیف شده و سپس معادلات حاکم بر آن استخراج می‌گردد. بررسی اثر استفاده از مخزن ذخیره انرژی آب سرمایه بر کارایی سیستم سرمایه تبخیری، هدف اصلی تحقیق حاضر است که در تحقیقات پیشین، تقریباً مغفول مانده است.

۲- توصیف سیستم ترکیبی سرمایه تبخیری و مخزن ذخیره آب

سیستم ترکیبی مد نظر در تحقیق حاضر، ترکیبی از سیستم سرمایه تبخیری و مخزن ذخیره‌کننده انرژی سرمایه می‌باشد. شکل ۱ طرح‌واره سیستم مورد مطالعه در تحقیق حاضر را نشان می‌دهد. در این سیستم، هوای گرم با واسطه تبخیری مرطوب (پکینگ) برخورد کرده و مقداری از آب تبخیر می‌گردد. به دلیل تبخیر آب، گرمای محسوس هوا به گرمای نهان تبدیل شده و در نتیجه دمای خشک هوا کاهش می‌یابد. در حالت نظری فرض می‌شود که تمام انرژی مورد نیاز جهت تبخیر آب صرف سرمایه هوا می‌گردد. اما در واقعیت، زمانی که هوا و آب در تماس با یکدیگر قرار می‌گیرند، آب نیز دارای گرمای محسوس بوده و به سبب تبدیل آن به گرمای نهان و از دست دادن مقداری از آن به واسطه تبخیر، سرد می‌شود. با کار کردن کولر به صورت دائم و با رسیدن به ساعت پایانی روز، آب به میزان بیشتری سرد می‌گردد. افت دمای آب در ساعات ابتدای روز بعد، به اوج خود می‌رسد. بنابراین می‌توان این سرمایه ایجاد شده در آب را در مخزن عایقی جمع‌آوری کرد و از سرمایه آن، در روز برای کاهش دمای هوای ورودی به ساختمان بهره جست. به عبارت دیگر با استفاده از مخزن ذخیره‌کننده آب می‌توان سرمایه ایجاد شده در ساعات پایانی شب (ساعات ابتدایی روز) را به اوج ساعات گرمای روز انتقال داد و نوسانات دمای خروجی هوای کولر را در طول شبانه‌روز کاهش داد.



شکل ۱- طرح‌واره سیستم سرمایه ترکیبی



شکل ۲- طرح‌واره مخزن آب ذخیره‌کننده سرمایه‌ش

با فرض ثابت بودن جرم آب درون مخزن، رابطه (۵) را می‌توان به صورت رابطه (۶) ساده و به صورت رابطه (۷) مرتب کرد:

$$\dot{m}_m + \dot{m}_{w2} - \dot{m}_{w1} = 0 \quad (6)$$

$$\frac{\dot{m}_m}{\dot{m}_a} = \frac{\dot{m}_{w1} - \dot{m}_{w2}}{\dot{m}_a} \quad (7)$$

همچنین بقای انرژی برای مخزن ذخیره‌کننده انرژی سرمایه‌ش به صورت زیر قابل بیان است:

$$\dot{m}_m \times h_m + \dot{m}_{w2} \times h_{w2} - \dot{m}_{w1} \times h_{w1} = \frac{d(M \cdot h)}{dt} \quad (8)$$

با فرض ثابت بودن جرم آب مخزن، رابطه (۸) را می‌توان به صورت رابطه (۹) مرتب نمود:

$$\frac{\dot{m}_m}{M} \times h_m + \frac{\dot{m}_{w2}}{M} \times h_{w2} - \frac{\dot{m}_{w1}}{M} \times h_{w1} = \frac{dh}{dt} \quad (9)$$

برای مخزن ذخیره با مشخص بودن شرایط ورودی آب از کولر تبخیری و آب جبرانی و مقدار آب مخزن، با استفاده از معادلات بقای جرم و انرژی می‌توان دو مجهول دما و نرخ جرم آب خروجی از مخزن به کولر تبخیری بدست آورد.

۳-۲- آنالیز رفتار کولر تبخیری

مدلسازی کولر تبخیری با مخزن آب، در تحقیقات پیشین تقریباً مغفول مانده است. نزدیکترین رفتار به مدل مورد مطالعه در پژوهش حاضر، رفتار برج خنک‌کن تر می باشد که سوابق بسیاری از آن در تحقیقات پیشین در دسترس است. ایده اصلی پذیرفته شده در رابطه با برج خنک‌کن تر، توسط مرکل [۱۸] در سال ۱۹۲۵ میلادی ارائه گردید. جهت درک بهتر از نظریه مرکل، یک قطره آب، در تماس با هوای عبوری را در نظر بگیرید. طبق اصل عدم لغزش، هوای اطراف قطره به سطح قطره چسبیده و نسبت به آن سرعتی ندارد. لذا می‌توان هوای مرطوب اطراف قطره را اشباع و هم‌دما با قطره فرض نمود. بر اساس مدل ارائه شده توسط مرکل، یک لایه بخار اشباع در سطح بیرونی قطره وجود دارد. گرمای با مکانیزم انتقال گرما جابجایی بین قطره آب و لایه سطحی، به لایه اشباع سطحی منتقل می‌گردد. با توجه به این که مقاومت حرارتی بین قطره و لایه اشباع سطحی ناچیز است، دمای لایه سطحی با دمای قطره آب یکسان فرض می‌گردد. بر اساس این مدل، حرارت با مکانیزم انتقال گرما جابجایی از لایه اشباع یاد شده، متناسب با اختلاف دمای آن با هوا و مکانیزم انتقال جرم از این لایه به جریان هوا، که متناسب با اختلاف نسبت رطوبت لایه اشباع سطح قطره و جریان هوا می باشد انجام می‌گیرد.

با توجه به توضیحات فوق‌الذکر، مقدار انتقال گرما از آب به صورت رابطه (۱۰) به دست می‌آید:

$$dQ = LC_{pw} dt \quad (10)$$

۳- مدل‌سازی ریاضی سیستم

در سیستم‌های تبخیری متداول، مقدار آب موجود در سیستم ناچیز می‌باشد. لذا در هنگام تحلیل این سیستم‌ها، کل سیستم سرمایه‌ش تبخیری به همراه آب موجود در آن را یک حجم کنترل در نظر گرفته و با نوشتن معادلات بقای جرم و انرژی برای این حجم کنترل، سیستم را مدل‌سازی می‌نمایند. اما اگر ظرفیت مخزن ذخیره آب قابل توجه باشد، آن‌گاه برای تعیین شرایط هوای خروجی از کولر تبخیری، باید معادلات بقای جرم و انرژی برای هر دو حجم کنترل محفوظه کولر و مخزن آب ذخیره‌کننده انرژی، استخراج و به صورت همزمان حل گردند. از آنجایی که دما و رطوبت هوای ورودی به سیستم تبخیری در طول شبانه‌روز تغییر می‌کند، در نتیجه دمای هوای خروجی از خنک‌کن نیز ثابت نبوده و در طول ساعات شبانه‌روز تغییر می‌کند. جهت لحاظ نمودن این تغییرات در سیستم مورد مطالعه، در ادامه تمامی معادلات ترمودینامیکی حاکم بر سیستم به فرم کلی استخراج شده‌اند.

۳-۱- استخراج معادلات ترمودینامیکی حاکم بر سیستم

با توجه به شکل ۱ می‌توان بقای جرم آب در خنک‌کننده تبخیری (محفله کولر) را به صورت رابطه (۱) بیان و به صورت رابطه (۲) مرتب نمود:

$$\dot{m}_{air} \times \omega_1 + \dot{m}_{w1} - \dot{m}_{w2} = \dot{m}_{air} \times \omega_2 \quad (1)$$

$$\frac{\dot{m}_{w1} - \dot{m}_{w2}}{\dot{m}_{air}} = \omega_2 - \omega_1 \quad (2)$$

زیرنویس‌های ۱ و ۲ به ترتیب بیانگر ورودی و خروجی به سیستم است. همچنین بقای انرژی برای محفوظه کولر را میتوان به صورت رابطه (۳) بیان و به صورت رابطه (۴) مرتب نمود:

$$\dot{m}_{air} \times h_1 + \dot{m}_{w1} \times h_{w1} - \dot{m}_{w2} \times h_{w2} = \dot{m}_{air} \times h_2 \quad (3)$$

$$h_1 + \frac{\dot{m}_{w1} \times h_{w1} - \dot{m}_{w2} \times h_{w2}}{\dot{m}_{air}} = h_2 \quad (4)$$

در کولر تبخیری با مشخص بودن دبی جرمی و شرایط ورودی هوا و نرخ جرمی و دمای آب ورودی، چهار مجهول شامل شرایط خروجی هوا (نسبت رطوبت و دما) و دبی جرمی و دمای خروجی آب از کولر وجود دارد. معادلات ۲ و ۴ برای مشخص شدن دما و رطوبت خروجی هوا و همچنین دمای خروجی آب کفایت نمی‌کند. معادلات لازم باید دیگر از رفتار کولر تبخیری و مشخصات آن بدست آید. این مطلب در بند ۳-۲ مورد بحث و بررسی قرار گرفته است.

شکل ۲ طرح‌واره مخزن آب ذخیره‌کننده سرمایه‌ش و نحوه ارتباط آن را با سیستم سرمایه‌ش تبخیری نشان می‌دهد. قانون بقای جرم برای این مخزن ذخیره عبارت است از:

$$\dot{m}_m + \dot{m}_{w2} - \dot{m}_{w1} = \frac{dM}{dt} \quad (5)$$

مقدار انتقال گرمای جابجایی از لایه اشباع سطحی برابر است با:

$$dQ_c = k_c(T_s - T_a) dA \quad (11)$$

مقدار انتقال جرم از لایه اشباع سطحی برابر است با:

$$dQ_m = k_m(\omega_s - \omega_a) dA \quad (12)$$

مقدار انتقال گرمای ناشی از تبخیر آب منتقل شده به جریان هوا به صورت زیر بیان می‌شود:

$$dQ = dQ_m h_{fg} = h_{fg} k_m (\omega_s - \omega_a) dA \quad (13)$$

گرمای دریافتی هوا را می‌توان به صورت زیر بیان نمود:

$$dQ = \dot{m}_a dh \quad (14)$$

با توجه به قانون اول ترمودینامیک می‌توان نوشت:

$$LC_{pw} dt = k_c(T_s - T_a) dA + h_{fg} k_m (\omega_s - \omega_a) dA = \dot{m}_a dh \quad (15)$$

با توجه به تعریف عدد لویس [۱۸] به صورت:

$$Le = \frac{k_c}{C_{pa} k_m} \quad (16)$$

و با در نظر گرفتن این موضوع که عدد لویس در انتقال گرم و جرم میان هوا و بخار آب برابر با یک فرض می‌گردد [۱۸]، معادله ۱۵ را می‌توان ساده نمود.

مشخصه پکینگ کولر به صورت نسبت سطح تبخیر به واحد حجم کولر تعریف می‌گردد. به این ترتیب مقدار مساحت تبخیر را می‌توان به حجم پکینگ و مشخصه ذکر شده ربط داد:

$$dA = \xi dV \quad (17)$$

بقا جرم آب برای کولر:

$$\dot{m}_a d\omega = k_m (\omega_s - \omega_a) dA \quad (18)$$

با مشخص بودن شرایط ورودی هوا (دبی جریان جرمی، دمای خشک و نسبت رطوبت) و آب (دبی جریان جرمی و دمای ورودی) و همچنین مشخصات پکینگ کولر می‌توان با حل معادلات (۲) و (۴) همزمان با معادلات دیفرانسیلی (۱۵) و (۱۸)، شرایط هوا و آب را در خروجی از کولر آبی محاسبه نمود.

۳-۳- مدل سازی تغییرات روزانه دمای هوا

دما و رطوبت هوای ورودی به سیستم، تابعی از محل جغرافیایی نصب کولر، فصل و زمان بهره‌برداری است. دمای هوا، در زمان طلوع خورشید حداقل می‌باشد. با بالا آمدن خورشید، دما افزایش می‌یابد و با شیب نسبتاً تند، به مقدار حداکثر خود در حدود ساعت ۱۴ می‌رسد و پس از

آن به صورت تدریجی دما کاهش یافته و تا طلوع خورشید در روز بعد به حداقل خود می‌رسد.

تغییرات دمای هوا در طول ساعات شبانه‌روز در تحقیق ریکوسکی و همکاران [۱۹] مطالعه و فرمول‌بندی شده است. بر اساس مدل ریکوسکی و همکاران، تغییرات دمای هوا از نیمه‌شب تا هنگام طلوع خورشید و همچنین از ساعت ۱۴:۰۰ تا نیمه‌شب (ساعت ۲۴:۰۰) را می‌توان برحسب دامنه تغییرات دمای هوا در طول شبانه‌روز و متوسط آن، به صورت زیر محاسبه نمود:

در روابط فوق، متغیر t زمان بر حسب ساعت می‌باشد و متغیر

$$\text{For } 0 < t < \text{Rise} \ \& \ 14:00 < t < 24:00$$

$$T(t) = T_{ave} + \text{Amp} \left(\cos \frac{\pi H'}{\text{Rise}} \right) \quad (19)$$

$$H' = t + 10 \quad \text{for } t < \text{Rise}$$

$$H' = t - 14 \quad \text{for } t > 14:00$$

میان H' با توجه به بازه‌های زمانی نیمه شب تا طلوع خورشید و ساعت ۱۴:۰۰ تا نیمه شب، تعریف شده است.

همچنین بر اساس مدل ریکوسکی و همکاران، تغییرات دمای هوا از طلوع خورشید تا ساعت ۱۴:۰۰ را می‌توان به صورت زیر، فرمول‌بندی نمود:

$$\text{For Rise} < t < 14:00$$

$$T(t) = T_{ave} - \text{Amp} \left(\cos \frac{\pi(t - \text{Rise})}{14 - \text{Rise}} \right) \quad (20)$$

مدل فوق، کمینه دمای هوا در طول ساعات شبانه‌روز را در هنگام طلوع خورشید و بیشینه آن را در ساعت ۱۴:۰۰ پیش‌بینی می‌کند. همان‌طور که در این مدل مشخص است، دمای هوا بعد از طلوع خورشید از کمینه مقدار خود با شیب نسبتاً تندی تا ساعت ۱۴ افزایش یافته و پس از آن با شیب ملایم تا صبح روز بعد کاهش پیدا می‌کند.

۳-۴- مشخصات هوای ورودی به سیستم و فرضیات مدل سازی

در این تحقیق، اثر استفاده از مخزن ذخیره انرژی آب سرمایشی بر کارایی سیستم سرمایش تبخیری برای یک روز نمونه تابستانی در تهران، استخراج و مورد مطالعه قرار گرفته است. تغییرات دمای روزانه هوا و رطوبت مطلق آن و سایر فرضیات اعمال شده در مدل‌سازی سیستم ترکیبی پیشنهادی عبارت‌اند از:

۱. بیشینه و کمینه دمای هوای ورودی به کولر برای یک روز نمونه تابستانی در تهران به ترتیب $38/5^\circ\text{C}$ و 23°C در نظر گرفته شده است [۲۰].
۲. رطوبت مطلق هوا ورودی به سیستم $0/05$ کیلوگرم آب بر هر کیلوگرم هوای خشک ورودی فرض می‌گردد [۲۰]، که تقریباً برابر رطوبت نسبی 12% در دمای بیشینه است.
۳. محاسبات بر مبنای واحد دبی جرمی هوای ورودی به کولر انجام شده است.

۴- اعتبار سنجی مدل

با کاهش جرم آب مخزن ذخیره سرمایشی به سمت صفر، رفتار سیستم تلفیقی ارائه شده در تحقیق حاضر به سمت رفتار کولر تبخیری ساده، نزدیک می‌گردد. لذا می‌توان رفتار آن را (با فرض برابر با صفر گرفتن جرم مخزن سرمایشی)، با کولر تبخیری ساده، اعتبارسنجی نمود. جی ام وو و همکاران [۲۱] رفتار کولر تبخیری ساده را مدل و با استفاده از آزمایشات تجربی، نتایج حاصل را اعتبارسنجی نموده‌اند. جدول ۱ مشخصات کولر مورد مطالعه در مرجع ۲۱ را ارائه می‌دهد.

جدول ۱- مشخصات کولر مورد استفاده در مرجع ۲۱

نسبت سطح به حجم پکینگ	$\xi = 440 \text{ m}^2/\text{m}^3$
سرعت هوای عبوری	2 m/s
ضریب انتقال گرمای جابجایی برای پکینگ	$k_c = A * V^n$
ثابت توان در معادله ضریب انتقال گرما	$n = 0.65$
ثابت A در معادله ضریب انتقال گرمای جابجایی	$A = 25.2$
بر حسب سیستم متری	

با استفاده از اطلاعات جدول ۱ و با استفاده از مدل ریاضی ارائه شده در تحقیق حاضر (بخش ۳)، کولر تبخیری با جرم مخزن صفر مدلسازی شد. جدول ۲ مقایسه نتایج عددی حاصله با داده‌های تجربی مرجع ۲۱ را نشان می‌دهد. مقایسه نتایج عددی و تجربی بیانگر صحت مدل توسعه داده شده در تحقیق حاضر است. اختلاف ناچیز بین نتایج عددی با داده‌های تجربی، ناشی از ساده‌سازی‌های در نظر گرفته شده در نظریه مرکب است.

جدول ۲- نتایج عددی حاصله و داده‌های تجربی در دسترس به منظور اعتبارسنجی مدلسازی

شرایط هوای ورودی		دمای خشک هوای خروجی	
دمای خشک	دمای تر	نتایج عددی (تحقیق حاضر)	داده‌های تجربی (مرجع ۲۱)
۲۷/۲۱	۲۰/۱۵	۲۲/۵۵	۲۲/۹
۲۷/۱۴	۱۹/۰۶	۲۲/۰۷	۲۲/۶۶
۲۸/۵۴	۲۰/۵۵	۲۳/۲۴	۲۳/۵
۲۸/۹	۲۰/۶۵	۲۳/۴۲	۲۳/۸۱
۲۹/۳۲	۱۶/۶۴	۲۲/۲۹	۲۲/۳۷
۲۹/۹۱	۲۰/۰۹	۲۳/۴	۲۳/۷۸
۳۰/۵	۱۸/۸۶	۲۲/۸۱	۲۲/۷۷
۳۰/۱۸۳	۱۹/۷۷	۲۳/۴۹	۲۴/۱
۳۱/۵	۲۴/۶۹	۲۴/۸۷	۲۷/۶
۳۱/۸۶	۲۲/۲۵	۲۵/۴۱	۲۵/۴۹
۳۲/۳۱	۱۹/۲۵	۲۳/۶۳	۲۳/۹۴
۳۲/۸۶	۱۸/۴	۲۳/۲۷	۲۴/۰۱
۳۳/۰۹	۲۱/۶۹	۲۵/۴۴	۲۵/۴۹
۳۳/۱۷۳	۲۳/۰۸	۲۵/۵۴	۲۷/۱
۳۴/۰۶	۲۰/۴۹	۲۴/۹۸	۲۵/۷۳
۳۴/۴۶	۲۳/۱۹	۲۶/۸۴	۲۷/۳۱
۳۵/۰۱	۲۰/۳۶	۲۵/۱۹	۲۵/۹
۳۵/۸۱	۲۳/۷۴	۲۷/۶۳	۲۷/۸۴
۳۶/۸	۲۶/۴۵	۲۹/۷۱	۳۰/۴
۳۷/۰۶	۲۳/۴۲	۲۷/۸۱	۲۸/۰۱

۵- نتایج مدل‌سازی و بحث

در این تحقیق، یک کد محاسباتی در محیط نرم‌افزار EES جهت حل معادلات حاکم بر سیستم با در نظر گرفتن تغییرات دمای روزانه و فرضیات ذکر شده در بخش ۳-۴، توسعه داده شده است. این کد قابلیت محاسبه مشخصات هوای خروجی از سیستم ترکیبی و دمای آب مخزن را با در نظر گرفتن پارامترهای موثر بر آن را داراست. همان‌طور که در بخش مقدمه اشاره شد، هدف اصلی تحقیق حاضر بررسی اثر مخزن آب ذخیره‌کننده انرژی سرمایشی آب بر مشخصات هوای خروجی از سیستم تبخیری مستقیم است.

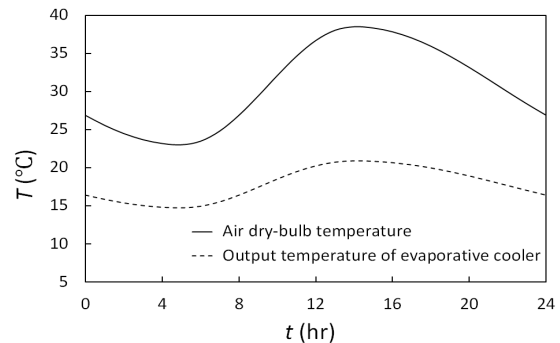
۵-۱- بررسی اثر استفاده از مخزن آب ذخیره‌کننده انرژی

سرمایشی بر مشخصات دمای هوای خروجی از سیستم ترکیبی پیشنهادی

تغییرات دمای هوای ورودی و خروجی از سیستم تبخیری مستقیم (بدون استفاده از مخزن ذخیره سرمایشی) با توجه فرضیات و مشخصات هوای ورودی ذکر شده در بخش قبل، در شکل ۳ نمایش داده شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود، دمای خشک هوای ورودی به سیستم بین دمای کمینه 23°C در ساعت ۵ و بیشینه $38/5^{\circ}\text{C}$ در ساعت ۱۴ تغییر می‌کند. دمای هوای خروجی از سیستم خشک‌کننده مستقیم، بین دمای کمینه $15/43^{\circ}\text{C}$ و بیشینه $23/26^{\circ}\text{C}$ به ترتیب در ساعات ۵ و ۱۴ تغییر می‌کند. از این نمودار می‌توان نتیجه گرفت که خشک‌کننده‌های مستقیم در ساعات ابتدایی روز توانایی رسیدن به دماهای پایین را دارند و به همین دلیل، معمولاً کاربران کولر را در ساعات ابتدایی صبح خاموش می‌کنند. در مقابل و در میانه روز، به علت افزایش دمای هوای خروجی، خشک‌کننده‌های تبخیری مستقیم توانایی خنک کردن فضا را جهت دستیابی به محدوده دمایی آسایش حرارتی ندارند.

برای مرتفع کردن مشکل فوق‌الذکر می‌توان اجازه داد که کولر در ساعات ابتدایی روز به کار خود ادامه داده و توسط مکانیسمی، دمای پایین هوای خروجی از سیستم را ذخیره کرد و سپس از این انرژی ذخیره شده سرمایشی در اوج دمای روزانه استفاده کرد. در این تحقیق، مکانیسم پیشنهادی، سیستم ترکیبی است که در آن خشک‌کننده مستقیم با یک منبع ذخیره آب تلفیق می‌شود. در این سیستم ترکیبی، مخزن آب، انرژی سرمایشی هوای کولر را در صبح ذخیره کرده و سپس آن را در ظهر که در بیشینه دما قرار می‌گیرد، مورد استفاده قرار می‌دهد. شکل ۴ اثر استفاده از مخزن آب ذخیره‌کننده انرژی سرمایشی بر دمای هوای خروجی از سیستم را نشان می‌دهد. از این شکل می‌توان دریافت که در صورت وجود مخزن ذخیره‌کننده انرژی سرمایشی، بیشینه دمای خنک خروجی از کولر خنک‌تر می‌گردد. برای زمانی که مقدار آب مخزن سرمایشی، ۳ برابر نرخ جریان جرمی هوای ورودی در ساعت می‌باشد، دمای کمینه هوای خروجی از سیستم ترکیبی برابر $16/67^{\circ}\text{C}$ در ساعت ۶ و بیشینه دمای $21/97^{\circ}\text{C}$ در ساعت ۱۸ خواهد بود. از مقایسه این اعداد با نمودار شکل ۳ می‌توان دریافت که در ساعت ۱۴ که دمای خشک هوای ورودی و دمای هوای خروجی از کولر تبخیری مستقیم بیشینه است، دمای هوای خروجی با استفاده از مخزن ذخیره‌کننده برابر $21/75^{\circ}\text{C}$ خواهد بود. به این ترتیب، در ساعت ۱۴، دمای هوای

خروجی از کولر با استفاده از مخزن آب ذخیره‌کننده انرژی سرمایشی نسبت به حالت بدون مخزن (شکل ۳)، $1/61^{\circ}\text{C}$ خنک‌تر خواهد شد.

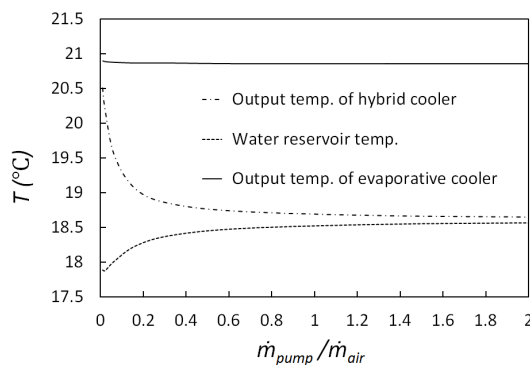


شکل ۳- تغییرات دمای هوای ورودی و خروجی در سیستم تبخیری مستقیم

۵-۲- اثر میزان دبی جرمی آب در گردش بین مخزن و کولر بر دمای هوای خروجی از سیستم

در سیستم ترکیبی پیشنهادی، دبی آب در گردش بین مخزن و کولر (دبی الکتروپمپ نشان داده شده در شکل ۱)، موثرترین عامل بر انتقال گرما بین مخزن آب ذخیره‌کننده انرژی سرمایشی و جریان هوای خروجی از کولر می‌باشد.

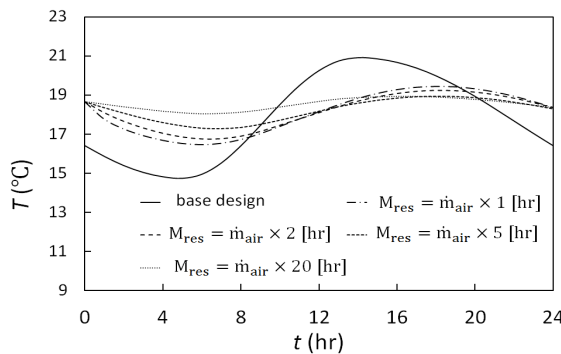
شکل ۵ تغییرات دمای خروجی از کولر در طرح بدون مخزن، تغییرات دمای هوای خروجی از کولر در هنگام استفاده از مخزن آب ذخیره سرمایشی و همچنین تغییرات دمای آب مخزن ذخیره به ازای تغییرات دبی پمپ را نشان می‌دهد. در این نمودار، دبی پمپ به وسیله جرم آب مخزن ذخیره، بی‌بعد شده است (محور افقی).



شکل ۵- اثر دبی جریان آب در گردش بین مخزن و کولر بر دمای هوای خروجی

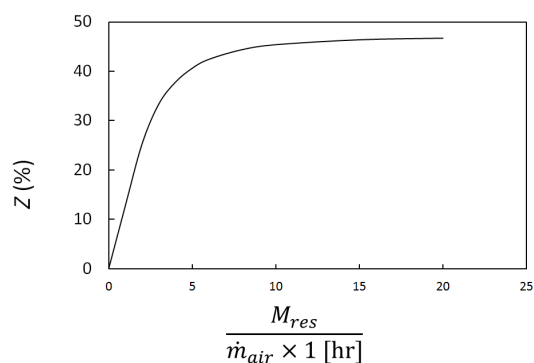
با توجه به شکل ۵ مشاهده می‌شود که با افزایش دبی پمپ، دمای مخزن آب و دمای جریان هوای خروجی به هم نزدیک می‌شوند. هنگامی که دبی جریان آب در گردش بین مخزن و کولر کم است، انتقال گرما بین جریان هوا و آب مخزن ذخیره‌کننده انرژی سرمایشی، کم خواهد بود اما با افزایش دبی، انتقال گرما بین جریان هوا و آب مخزن افزایش می‌یابد. نرخ نزدیک شدن این دو پارامتر با افزایش دبی پمپ، کاهش پیدا می‌کند. همان‌طور که در نمودار مشخص است دمای هوای خروجی از کولر با دمای آب مخزن ذخیره، اختلاف دارد. این اختلاف ناشی از ضرورت انتقال انرژی سرمایشی به جریان هوای خروجی می‌باشد.

نکته مهم دیگری که از بررسی نمودار شکل ۵ قابل استخراج این است که با کاهش دبی پمپ، تبادل انرژی بین جریان هوا و آب مخزن کاهش پیدا می‌کند و دمای هوای خروجی از کولر به سمت حالت کولر تبخیری مستقیم بدون مخزن، میل می‌کند. این امر بیانگر رفتار منطقی مدل توسعه داده شده در این تحقیق می‌باشد. در محاسبات مربوط به شکل ۵ مقدار آب مخزن آب ذخیره انرژی سرمایشی پنج برابر نرخ جریان هوای خشک ورودی به کولر تبخیری می‌باشد.



شکل ۴- اثر استفاده از مخزن ذخیره‌کننده انرژی سرمایشی بر دمای هوای خروجی

نکته دیگری که می‌توان از شکل ۴ استخراج نمود این است که در سیستم تبخیری مستقیم متداول، بیشینه و کمینه دمای هوای خروجی به ترتیب در ساعات ۱۴ و ۵ قرار دارد که با استفاده از مخزن ذخیره آب ذخیره سرمایشی این ساعات جابجا می‌گردند. به عنوان مثال، هنگامی که مقدار آب مخزن ذخیره انرژی سرمایشی سه برابر نرخ جریان هوای خشک ورودی به کولر تبخیری است، بیشینه و کمینه دمای هوای خروجی در سیستم ترکیبی به ترتیب در ساعات ۱۸ و ۶ رخ می‌دهد. این اعداد نشانگر این موضوع هستند که در سیستم ترکیبی، ساعت بیشینه و کمینه دمای هوای خروجی، به ساعت دیگری منتقل خواهند شد. تغییر زمان بیشینه و کمینه دمای هوای خروجی در سیستم ترکیبی در این واقعیت نهفته است که دمای آب مخزن، به علت اینرسی حرارتی قابل توجه، با تاخیر از تغییرات دمای هوای خشک ورودی تبعیت می‌نماید و به تبع آن، زمان بیشینه و کمینه دمای خشک هوای خروجی نیز تغییر خواهد کرد. همچنین نتایج مدل‌سازی نشان می‌دهند که دامنه تغییرات دمای هوای خروجی از سیستم ترکیبی در طول شبانه‌روز، کاهش پیدا می‌کند که این موضوع، باعث یکنواخت شدن دمای هوای تولیدی و در نتیجه مطبوع‌تر شدن آن خواهد شد. در ضمن، با انتقال زمانی ساعات بیشینه و کمینه دمای روزانه و همچنین کاهش دامنه تغییرات آن، دیگر نیازی به خاموش کردن سیستم به دلیل کاهش شدید دمای هوا در



شکل ۷- تغییرات دمای هوای خنک خروجی نسبت به جرم آب مخزن

۶- نتیجه گیری

در این تحقیق به منظور بهبود کارایی سیستم سرمایش تبخیری مستقیم، ترکیب آن با یک مخزن ذخیره کننده آب سرمایشی، مطرح گردید. در این سیستم وظیفه آب درون مخزن این است که سرما را در طول شب ذخیره کرده و از آن در طول روز برای کاهش دمای هوای خروجی از کولر (و به تبع آن کاهش دمای ساختمان) استفاده کند. نتایج مدل سازی نشان می دهد که استفاده از مخزن آب ذخیره کننده انرژی سرمایشی هنگامی که مقدار جرم آب آن سه برابر نرخ جرمی هوا در یک ساعت است، باعث کاهش دمای هوای خروجی از کولر به میزان $1/61^{\circ}\text{C}$ در اوج ساعت گرما (ساعت ۱۴) خواهد شد. همچنین در سیستم ترکیبی پیشنهادی، ساعت بیشینه و کمینه دمای هوای خروجی از ساعت ۱۴ و ۵ به ساعت ۱۸ و ۶ منتقل می شوند. پارامتر دیگری که در این سیستم ترکیبی تأثیرگذار است، دبی پمپ است. نتایج بررسی ها نشان می دهد که با افزایش دبی پمپ، انتقال حرارت بین جریان هوا و آب مخزن افزایش می یابد، اما شیب این افزایش، کاهشی است. در انتها، تأثیر جرم آب درون مخزن بر کاهش دمای هوای خروجی از کولر بررسی گردید. نتایج مدل سازی بیانگر این موضوع است که افزایش جرم آب مخزن ذخیره انرژی سرمایشی باعث کاهش دمای هوای خروجی از کولر در ساعت ۱۴:۰۰ خواهد شد. این موضوع بیانگر کارایی سیستم ذخیره کننده انرژی سرمایشی در کاهش دمای هوای خروجی از کولر نسبت به حالت بدون مخزن است. همچنین نتایج نشان می دهد اگر مقدار جرم آب در مخزن ذخیره، سه برابر جرم هوای ورودی به کولر در ساعت باشد، مقدار درصد کاهش دمای هوای خروجی از کولر در ساعت ۱۴:۰۰ نسبت به حالت بدون مخزن، $22/6\%$ خواهد بود. البته لازم است که استفاده از سیستم سرمایشی تبخیری ترکیبی هرچند سبب تهیه هوای مطبوع تر در طول زمان بهره برداری از سیستم خواهد شد اما این موضوع با افزایش انرژی مصرفی به سبب کارکرد مداوم فن و پمپ در طول ساعات شبانه روز خواهد شد. برآورد افزایش انرژی مصرفی و مقایسه آن با هزینه کیفیت هوای مطبوع تر تولیدی در سیستم تبخیری ترکیبی پیشنهاد شده، موضوعی است که نگارندگان مقاله در تحقیقات آتی به دنبال پاسخگویی به آن هستند.

۷- فهرست علائم

A سطح انتقال گرما (m^2)

۵-۳- اثر جرم آب مخزن ذخیره بر دمای هوای خروجی کولر

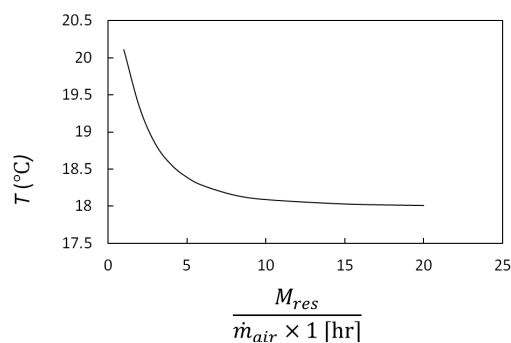
با افزایش جرم آب موجود در مخزن ذخیره کننده انرژی سرمایشی، مقدار آب خنک بیشتری در طول روز در دسترس خواهد بود. در شکل های ۶ و ۷ اثر جرم آب مخزن بر دمای هوای خروجی از کولر در ساعت ۱۴ که دمای خشک ورودی به کولر در مقدار بیشینه خود قرار دارد، نمایش داده شده است.

نمودار ۶ تغییرات دمای هوای خروجی از کولر نسبت به جرم آب مخزن نشان می دهد. همان طور که ملاحظه می شود با افزایش جرم آب ذخیره، دمای هوای خروجی کاهش یافته و به سمت مقدار حدی $19/70^{\circ}\text{C}$ میل می کند. در این نمودار، میزان جرم آب مخزن به وسیله جرم هوای عبوری از کولر در مدت یک ساعت، بی بعد شده است. جهت ارزیابی عملکرد سیستم ترکیبی پیشنهادی و مقایسه آن با حالت بدون مخزن آب ذخیره کننده انرژی سرمایشی، می توان کمیتی بی بعد با نماد Z را به صورت زیر تعریف نمود:

$$Z = \frac{T_{out\ direct\ evap.\ max} - T_{out\ hybrid\ max}}{T_{out\ direct\ evap.\ max} - T_{out\ direct\ evap.\ min}} \times 100 \quad (10)$$

در این رابطه صورت کسر نماینده مقدار کاهش دمای خشک هوای خروجی با استفاده از سیستم خنک کن پیشنهادی در ساعت ۱۴ و مخرج کسر نیز برابر دامنه نوسان دمای خروجی از کولر در شبانه روز می باشد.

نمودار شکل ۷ تغییرات پارامتر Z را نسبت به جرم بی بعد شده آب مخزن نشان می دهد. همان طور که در این نمودار ملاحظه می گردد، کمیت Z با افزایش جرم آب مخزن به سمت مقدار $0/5$ میل می نماید. این حد نشان می دهد که بیشترین مقدار کاهش دمای کولر تبخیری با مخزن ذخیره انرژی سرمایشی برابر با نصف دامنه تغییرات دمای خنک خروجی در حالت بدون مخزن انرژی سرمایشی خواهد بود. که در این حالت مقدار کاهش برابر $3/66$ درجه سلسیوس خواهد بود. با رسیدن مقدار جرم آب ذخیره انرژی سرمایشی به سه برابر جرم هوای ورودی به کولر در ساعت، مقدار کمیت Z به میزان $0/226$ خواهد رسید.



شکل ۶- تغییرات دمای هوای خنک خروجی نسبت به جرم آب مخزن ذخیره

evaluation of evaporative cooling schemes, *Building and Environment*, Vol 37, No. 11, pp. 1045–1055, 2002.

[4] Farmahini-Farahani M., Pasdarsahri H., “Exergy Analysis of Evaporative Cooling for Optimum Energy Consumption in Diverse Climate Conditions”, *Journal of Mechanical Research and Application*, Vol. 3, No. 1, pp. 9-20, 2011.

[5] Rianguvilaikul B., Kumar S., “Numerical study of a novel dew point evaporative cooling system”, *Energy and Buildings*, Vol. 42, pp. 2241–2250, 2010.

[6] Cui X., Chua K.J., Yang W.M., “Numerical simulation of a novel energy-efficient dew-point evaporative air cooler”, *Applied Energy*, Article in press, 2014.

[7] Bruno F., “On-site experimental testing of a novel dew point evaporative cooler, *Energy and Buildings*”, Vol. 43, pp. 3475–3483, 2011.

[8] Rianguvilaikul B., Kumar S., “An experimental study of a novel dew point evaporative cooling system”, *Energy and Buildings*, Vol. 42, pp. 637–644, 2010.

[9] Kulkarni R. K., Rajput S. P. S., “Comparative performance analysis of evaporative cooling pads of alternative configurations and materials”, *International Journal of Advances in Engineering & Technology*, 2013.

[10] Hasan A., “Going below the wet-bulb temperature by indirect evaporative cooling: Analysis using a modified e-NTU method”, *Applied Energy*, Vol. 89, pp. 237–245, 2012.

[11] Guo X. C., Zhao T. S., “A parametric study of an indirect evaporative cooler”, *Int. Comm. Heat Mass Transfer*, Vol. 25, No. 2, pp. 217-226, 1998.

[12] X. Wang, Niu J., Van Paassen A.H.C., “Raising evaporative cooling potentials using combined cooled ceiling and MPCM slurry storage”, *Energy and Buildings*, Vol. 40, No. 9, pp. 1691–1698, 2008.

[13] Jaber S., Ajib S., “Novel cooling unit using PCM for residential application”, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 35, No. 5, pp. 1292–1303, 2012.

[14] Walsh B. P., Murray S. N., O'Sullivan D.T.J., “Free-cooling thermal energy storage using phase change materials in an evaporative cooling system”, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 59, No. 1, 25, pp. 618–626, 2013.

[۱۵] حسینی ثنا، حیدری نژاد قاسم، پاسدارشهری هادی، "بررسی اثر پیش سرمایش هوای ورودی به کولر تبخیری بر بازدهی تبخیری آن"، *مجله مهندسی مکانیک مدرس*، دوره ۱۳، شماره ۱۳، صفحه ۱۸۸–۱۹۹، اسفند ۱۳۹۲.

[۱۶] حیدری نژاد قاسم، میری سید ضیا، پاسدارشهری هادی، "بهینه‌سازی سیستم سرمایش ترکیبی خنک کننده تبخیری مستقیم- برج خنک کننده به منظور کمینه کردن هزینه های عملکرد با استفاده از الگوریتم ژنتیک"، *مجله مهندسی مکانیک مدرس*، دوره ۱۵، شماره ۴، صفحه ۳۴۸–۳۵۴، ۱۳۹۴.

[۱۷] معرفت مهدی، احمدی صادق، حقیقی پشتیری امین، "بررسی سیستم سرمایش ترکیبی کانال زیرزمینی هوا و خنک

دامنه تغییرات دما در طول شبانه‌روز	<i>Amp</i>
گرمای ویژه آب (kJ/(kgK))	<i>C_{pw}</i>
آنتالپی (kJ/kg)	<i>h</i>
زمان (hr)	<i>H'</i>
ضریب انتقال گرمای جابجایی (kJ/(m ² .hr))	<i>k_c</i>
ضریب انتقال جرم (kg/(hr.m ²))	<i>k_m</i>
آنتالپی تبخیر آب (kJ/kg)	<i>h_{fg}</i>
دبی جرمی جریان آب کولر (متوسط) (kg/hr)	<i>L</i>
عدد لویس	<i>L_e</i>
جرم آب مخزن ذخیره‌کننده (kg)	<i>M</i>
دبی جریان جرمی (kg/h)	<i>ṁ</i>
انتقال گرما از آب ورودی به کولر (kJ/hr)	<i>Q</i>
انتقال گرما جابجایی (kg/hr)	<i>Q_c</i>
انتقال جرم (kg/hr)	<i>Q_m</i>
انتقال حرارت ناشی از تبخیر آب (kJ/kg)	<i>Q_t</i>
زمان طلوع خورشید	<i>Rise</i>
دما (°C)	<i>T</i>
زمان (hr)	<i>t</i>
حجم پکینگ کولر (m ³)	<i>V</i>
نسبت کاهش دمای هوای خنک خروجی از کولر	<i>Z</i>

علائم یونانی

نسبت سطح به حجم پکینگ کولر (m ⁻¹)	ξ
نسبت رطوبت	ω
نسبت رطوبت هوا	ω_a
نسبت رطوبت هوای اشباع	ω_s

زیر نویس ها

هوا	<i>a</i>
هوای عبوری از کولر	<i>air</i>
متوسط	<i>ave</i>
خنک کننده مستقیم	<i>direct evap.</i>
خنک کننده ترکیبی	<i>hybrid</i>
بیشینه	<i>max</i>
کمینه	<i>min</i>
مخزن آب ذخیره‌کننده	<i>res</i>
اشباع	<i>s</i>
آب ورودی به کولر و خروجی از مخزن	<i>w1</i>
آب خروجی از کولر و ورودی به مخزن	<i>w2</i>

۸- مراجع

- [1] Pérez-Lombard L., Ortiz J., Pout C., A review on buildings energy consumption information, *Energy and Buildings*, Vol. 40, No. 3, pp. 394-398, 2008.
- [2] Qureshi B. A., Zbair S. M., Second-law-based performance evaluation of cooling towers and evaporative heat exchangers, *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 46, pp. 188–198, 2007.
- [3] Chengqina R., Nianping L., Guangfa T., Principles of exergy analysis in HVAC and

کننده تبخیری مستقیم و ارزیابی عملکرد آن"، مجله مهندسی مکانیک مدرس، دوره ۱۵، شماره ۵، صفحه ۱۳۷-۱۴۴، مرداد ۱۳۹۴.

[18] Merkel F. Verdunstungshuhlung., Zeitschrift des Vereines Deutscher Ingenieure, (VDI)1925;70:123-8.

[19] D. Reicosky, L. Winkelman, J. Baker, D. Baker, Accuracy of hourly air temperatures calculated from daily minima and maxima, Agricultural and Forest Meteorology", Vol. 46, No. 3, pp. 193-209, 1989.

[۲۰] میانگین بیشینه دما بر حسب درجه سلسیوس در ایستگاه مهرآباد تهران، وبسایت ایستگاه هواشناسی در ۱۷ آبان ۱۳۹۴ به آدرس ذیل:

<http://www.chaharmahalmehmet.ir/stat/archive/iran/teh/TEHRAN/3.asp>

[21] Wu JM, Huang X, Zhang H. Theoretical analysis on heat and mass transfer in a direct evaporative cooler. Appl Therm Eng;29(5-6):980-4,2009.