

ایجاد شرایط آسایش در ساختمان با استفاده از سیستم ترکیبی سرمایه‌ی ایستا

مهنوش اقتداری^۱

عباس مهروان^{۲*}

a.mahravan@razi.ac.ir

مریم انصاری منش^۳

سید علی نوری^۴

تاریخ دریافت: ۹۷/۱۱/۸

تاریخ پذیرش: ۹۸/۴/۲۶

چکیده

زمینه و هدف: افزایش جمعیت، رشد سریع تکنولوژی و از بین رفتن محیط زیست، موجب بر هم خوردن شرایط طبیعی در بسیاری از نقاط جهان شده است. در این میان ساختمان‌ها به دلیل مصرف زیاد انرژی‌های فسیلی و تولید گازهای گلخانه‌ای یکی از عوامل تهدید کننده توسعه پایدار به شمار می‌روند. افزایش مصرف سوخت‌های فسیلی در ساختمان به ویژه در بخش تهویه مطبوع، سهم عمده‌ای در افزایش آلودگی محیط زیست و گرم شدن کره زمین دارد. در این تحقیق جهت تهویه ساختمان و تامین نیازهای آسایش افراد در تابستان، سیستم ایستای صفر انرژی در اقلیم گرم و خشک طراحی شد. این سیستم ترکیبی سرمایه‌ی ایستا (PCHS) شامل دو سیستم متمایز دودکش خورشیدی (SC) و کانال خنک کننده تبخیری (ECC) می‌باشد. هدف این تحقیق استفاده از انرژی‌های پاک (باد و نور خورشید) است تا علاوه بر تهویه ساختمان؛ مانع تخریب محیط زیست شده و باعث صرفه جویی در انرژی شود.

روش بررسی: این تحقیق به صورت تجربی-تحلیلی و شبیه سازی توسط نرم افزار دیزاین بیلدر صورت گرفت و قابلیت سیستم جهت خنک سازی ساختمان در مرداد ماه سال ۱۳۹۷ از ساعت ۹ صبح تا ۳ بعدازظهر در ده روز متوالی در محوطه دانشگاه آزاد اسلامی واحد کرمانشاه مورد آزمایش قرار گرفت. دمای هوا، رطوبت و سرعت جریان هوای محیط، دهانه خروجی کانال خنک کننده تبخیری و دهانه ورودی دودکش خورشیدی اندازه گیری شد.

یافته‌ها: نتایج نشان داد که کانال خنک کننده تبخیری می‌تواند دمای هوا را به طور متوسط ۱۰ درجه سلسیوس کاهش دهد و رطوبت هوا را ۳۴٪ افزایش دهد. با توجه به داده‌های به دست آمده سرعت هوای دودکش خورشیدی با گرم شدن هوا افزایش یافت، بیشترین

۱- دانشجوی دکتری معماری، گروه معماری، واحد کرمانشاه، دانشگاه آزاد اسلامی کرمانشاه، ایران.

۲- استادیار معماری، گروه معماری، دانشگاه رازی، کرمانشاه، ایران. * (مسوول مکاتبات)

۳- استادیار معماری، گروه معماری، واحد کرمانشاه، دانشگاه آزاد اسلامی کرمانشاه، ایران.

۴- استادیار معماری و شهرسازی، گروه معماری، واحد کرمانشاه، دانشگاه آزاد اسلامی کرمانشاه، ایران.

سرعت هوای ورودی دودکش خورشیدی در ساعت ۳ بعداز ظهر به بیشترین مقدار (۲/۸ متر بر ثانیه) رسید. با توجه به اینکه افزایش سرعت هوای خروجی از بادگیر تا ۰/۴۱ متر بر ثانیه در ساعت ۳ بعدازظهر نسبت به ساعت ۹ صبح، معادل با کاهش دمای هوا تا ۶/۳ درجه سلسیوس است بنابراین اتاقک با استفاده از سیستم هیبرید در ساعت ۳ بعدازظهر نیز در شرایط آسایش قرار گرفت.

بحث و نتیجه گیری: نتایج به دست آمده نشان می دهد که با استفاده از سیستم ترکیبی ایستای طراحی شده، اتاقک از ساعت ۹ صبح تا ۳ بعدازظهر در شرایط آسایش قرار می گیرد. محاسبه هزینه ساخت و نصب سیستم ایستای هیبریدی و مقایسه آن با کولر آبی نشان می دهد که سیستم پیشنهادی از زمان مورد استفاده سود آور می باشد و زمان برگشت سرمایه پس از اجرا و راه اندازی سیستم می باشد. با افزایش تعداد افراد از ۱ نفر تا ۴ نفر، اتاقک در ساعت ۹ صبح و ظهر در شرایط آسایش قرار دارد ولی در ساعت ۳ بعدازظهر اتاقک با تعداد ۴ نفر خارج از محدوده آسایش قرار می گیرد.

واژه‌های کلیدی: سیستم سرمایشی ایستا، دودکش خورشیدی، بادگیر، کانال خنک کننده تبخیری.

Create comfort conditions in building by using a hybrid passive cooling system

Mahnoosh Eghtedari¹

Abbas Mahravan^{2*}

a.mahravan@razi.ac.ir

Maryam ansarimanesh³

Ali Nouri⁴

Admission Date: July 17, 2019

Date Received: January 28, 2019

Abstract

Background and Objectives: Increasing fossil fuel consumption in the building, especially in the air conditioning sector, has increased environmental pollution and global warming. In this research, a zero-energy passive system was designed in a warm and dry climate to ventilate the building and provide comfortable conditions for people in the summer. This Hybrid Passive Cooling System (HPCS) includes two distinctive systems: the Solar Chimney (SC) and Evaporative Cooling Cavity (ECC).

Method: This research experimental-analytical and simulation studied and tested the ability of the system in cooling the building in the warmest month of the year from 9:00 am to 3:00 pm for ten consecutive days. The air temperature, humidity, and ambient air velocity were measured at the outlet of the evaporative cooling channel and the inlet of the solar chimney.

Findings: The findings showed this system could reduce the air temperature by an average of 10 °C and could increase the air humidity by 34%. Moreover, the air velocity of the SC increased as the air got warm so that the maximum inlet air velocity in the solar chimney reached the highest level (2.8 m/s) at 3 pm. In addition, since the outlet air velocity of the windcatcher rose to 0.41 m/s at 3:00 pm compared to 9:00 am, which is equivalent to an air temperature drop of 3.6 °C, the chamber was in comfort condition by using the hybrid system at 3:00 pm.

Discussion and Conclusion: The results show that using a passive hybrid system, the chamber is in comfortable condition from 9:00 am to 3:00 pm. Calculating the cost of constructing and installing a hybrid passive system and comparing it with a water cooler indicates that the proposed is profitable since used, and the return time of the system after running and launching the system. With an increase in the number of people from 1 to 4 people, the room is in comfortable conditions at 9 am and noon, but at 3 pm the room is placed with 4 people out of the comfort zone.

Keywords: Passive cooling system, Solar Chimney, Windcatcher, Evaporative Cooling Cavity

1- PhD Student, Architecture Department, Kermanshah Branch, Islamic Azad University, Kermanshah, Iran.

2- Assistant Professor, Architecture Department, Razi University, Kermanshah, Iran. *(Corresponding author)

3- Assistant Professor, Department of Architecture, Kermanshah Branch, Islamic Azad University, Kermanshah, Iran.

4- Assistant Professor, Department of Architecture, Kermanshah Branch, Islamic Azad University, Kermanshah, Iran.

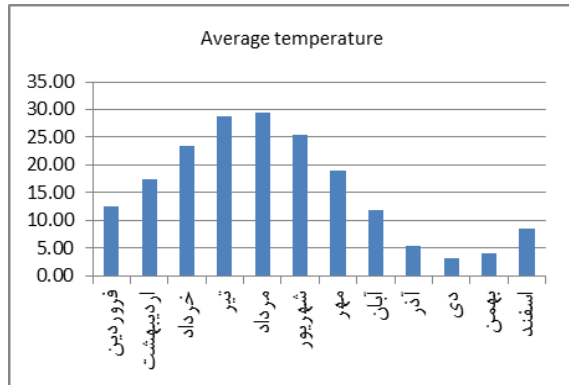
مقدمه

اصطلاح توسعه پایدار به دنبال بحران های زیست محیطی حاصل از فعالیت های صنعتی در دهه ۱۹۶۰ میلادی برای نخستین بار در گزارش کمیته جهانی محیط زیست و توسعه مطرح شد (۱). پایداری، مفهومی چند بعدی با معانی متعدد است و یکی از موضوعات کلیدی مرتبط با پایداری، چگونگی کاهش مصرف انرژی و در نتیجه آن کاهش انتشار گازهای گلخانه ای می باشد (۲). ۴۰ درصد از انرژی مصرفی جهان در بخش ساختمان به مصرف می رسد (۳ و ۴). تمام سرویس های خدماتی ساختمان مانند تهویه و تهویه مطبوع بیش از ۶۰ درصد انرژی در ساختمان را مصرف می کنند (۵-۷) سوخت های فسیلی بیشترین سهم را در تولید این انرژی به خود اختصاص می دهند که باعث آلودگی محیط زیست و گرم شدن کره زمین می شود (۸). خنک کننده تبخیری یکی از قدیمی ترین روش های تهویه هوا در هوای گرم و خشک است که در این روش دیوارها و کف اتاقک توسط آب اسپری می شود تا هوا استفاده از سیستم خنک کننده را سرد و مرطوب نماید (۹) ایستا می تواند یک راه جایگزین برای حفظ سرمایش خانه یا کاهش بار تهویه مطبوع ساختمان باشد و تا حدود ۴۰ درصد باعث صرفه جویی در میزان مصرف انرژی می شود (۱۰) و (۱۱). امروزه تهویه طبیعی جایگاه خود را در سطوح نوین معماری پیدا کرده و در انواع ساختمان ها از آن استفاده می شود (۱۲). یکی از روش های ایجاد شرایط آسایش در محیط داخلی استفاده از سرمایش تبخیری در سیستم های خنک کننده است. در سیستم مذکور حرکت هوا بر روی یک سطح مرطوب باعث تبخیر آب از طریق جذب انرژی موجود در هوا و در نتیجه کاهش دما و افزایش مقدار بخار موجود در هوا می شود (۱۳). خنک کننده تبخیری یکی از قدیمی ترین روش های تهویه هوا در آب و هوای گرم و خشک است (۱۴). در گذشته یکی از انواع خنک کننده تبخیری بادگیرهایی بودند که در قعر خود کوزه هایی متخلخل داشتند یا از فواره یا آب جاری در داخل آن ها استفاده می شد (۱۵). برخی تحقیقات سیستم سرمایش تبخیری جدیدی را پیشنهاد کرده اند مانند: بادران (۱۶)، خانی و همکاران (۱۷)، بوچاهم و همکاران (۱۸)، چیسو و گروسو (۱۹)،

قیابکلو (۲۰). خانی و همکاران (۱۷) یک مطالعه تجربی از طراحی مدولار بادگیر با استفاده از سطوح مرطوب در شهر کرمان برای ده روز متوالی انجام دادند و نشان دادند که بیشترین دمای هوای حاصل شده با استفاده از این طراحی جدید $13/3^{\circ}\text{C}$ و کمترین آن $7/5^{\circ}\text{C}$ است که به طور متوسط می تواند دمای هوای را تا 10°C کاهش دهد. بادران (۱۶) عملکرد سرمایش تبخیری یک بادگیر با لوله های سفالی نصب شده درون آن را ارزیابی نمود. بادران با استفاده از معادلات ریاضی نشان داد با سرعت هوای محیط ۴ متر بر ثانیه، سرعت دهانه ورودی بادگیر- با ارتفاع ۴ متر- به اتاق ۰/۸ متر بر ثانیه می باشد. مطالعات صورت گرفته نشان می دهد که سیستم های سرمایش تبخیری به طور متوسط دمای هوا را ۱۰ درجه سلسیوس خنک می سازد ولی هنگام استفاده از این سیستم به صورت منفرد، سرعت جریان هوای ورودی به داخل ساختمان کم می باشد. با افزایش سرعت هوای ورودی می توان محدوده آسایش را وسیع تر نمود تا شرایط آسایش هوای داخل ساختمان در گرمترین ساعات روز فراهم شود.

یکی از روش هایی که جهت افزایش میزان سرعت هوای داخل ساختمان استفاده می شود، به کارگیری دودکش خورشیدی است (۲۱). برخی مطالعات صورت گرفته در این زمینه عبارتند از: آفونسو و الیویرا (۲۲)، چن و همکاران (۲۳)، دفی و بکمن (۲۴)، ماتور و همکاران (۲۵)، میازاکی و همکاران (۲۶). چن و همکاران (۲۳) به بررسی نسبت ابعاد و زاویه شیب دودکش خورشیدی پرداختند. آن ها نشان دادند که حداکثر سرعت جریان هوا در دودکش خورشیدی با زاویه ۴۵ درجه ایجاد می شود که حدود ۴۵ درصد بیشتر از یک دودکش عمودی با تمام شرایط مشابه بود. دفی و بکمن (۲۴) نشان دادند که مقدار بهینه شیب دودکش خورشیدی جهت به حداکثر رساندن جریان هوا به عرض جغرافیایی محل بستگی دارد و از ۴۰ تا ۶۰ درجه متغیر می باشد. بنسل (۲۷) تاثیر دودکش خورشیدی همراه با بادگیر را جهت افزایش تهویه طبیعی در ساختمان ها مورد بررسی قرار داد. بنسل بیان میدارد زمانی که سرعت باد محیط ۱ متر بر ثانیه است بادگیر به تنهایی قادر به

50، دیتالاگر دماسنج و رطوبت سنج مدل Medex Europe، سرعت سنج مدل AVM-07، دماسنج مدل HTC-2 و TH02.



شکل ۱ - متوسط دمای ۱۰ ساله شهر کرمانشاه

Figure 1. Average temperature of 10 years in Kermanshah city



شکل ۲- چهار استوانه رسی نصب شده درون کانال بادگیر

Figure 2. Four clay cylinders that installed in the windcatcher

با توجه به آمار ۱۰ ساله ایستگاه هواشناسی استان کرمانشاه که در شکل ۱ مشخص شده است، گرمترین ماه سال مرداد ماه می باشد بنابراین آزمایش ها برای ۱۰ روز متوالی در ساعت ۹ صبح، ظهر و ۳ بعدازظهر در طول گرمترین روزهای تابستان انجام شد. جهت محاسبه کارایی سیستم پیشنهادی سه سناریو در نظر گرفته شد و نتایج آنها با یکدیگر مقایسه شد. سناریو ۱: در روز ۱۳ مرداد اندازه گیری دما، رطوبت و سرعت باد محیط داخلی اتاقک بدون در نظر گرفتن استوانه های رسی مرطوب

تولید جریان جرمی ۰/۷۵ کیلوگرم بر ثانیه است اما با کمک دودکش خورشیدی می تواند جریان جرمی هوای ۱/۴ کیلوگرم بر ثانیه در ۷۰۰ وات بر متر مربع تابش خورشیدی تولید نماید. فونیا سومپین و همکاران (۲۸) نتیجه گرفتند که دمای اتاق با دودکش خورشیدی ۴ تا ۵ درجه سلسیوس پایین تر از حالت بدون دودکش خورشیدی است که این مقدار کاهش حرارت، زمانیکه حداکثر دمای هوا ۴۰ درجه سلسیوس باشد ناکافی است. در تحقیقاتی که تا کنون صورت گرفته، کارایی دودکش خورشیدی یا سرمایش تبخیری به طور جداگانه جهت تولید سرمایش مورد بررسی قرار گرفته است. هدف این تحقیق طراحی سیستم ترکیبی سرمایشی ایستا (PCHS) شامل دو سیستم متمایز دودکش خورشیدی (SC) و کانال خنک کننده تبخیری (ECC) می باشد تا با استفاده از انرژی های پاک موجب تهویه ساختمان با حداقل مصرف انرژی شده و مانع تخریب محیط زیست شود.

مواد و روش ها

تحقیق حاضر به صورت تجربی- تحلیلی و شبیه سازی انجام گرفت و از نرم افزار انرژی پلاس جهت شبیه سازی استفاده شد. با توجه به اینکه خنک ساختن فضا از طریق سرمایش تبخیری باعث افزایش رطوبت هوا در محیط می شود بنابراین خنک کننده های تبخیری مناسب آب و هوای گرم و خشک می باشد به این دلیل محدوده مورد آزمایش شهر کرمانشاه انتخاب شد. شهر کرمانشاه دارای عرض جغرافیایی ۱۹° ۳۴ شمالی، متوسط جریان باد ۲ متر بر ثانیه، متوسط رطوبت ۲۱ درصد و متوسط دمای ۲۹ درجه سلسیوس می باشد. سیستم ترکیبی سرمایشی ایستای پیشنهادی در محوطه دانشگاه آزاد اسلامی کرمانشاه در مرداد ماه سال ۱۳۹۷ ساخته شد و از تاریخ ۱۳ تا ۲۴ مرداد مورد آزمایش قرار گرفت. سرعت باد، دما و رطوبت نسبی هوا برای هوای محیط، هوای خروجی بادگیر و هوای خروجی دودکش خورشیدی در اتاق اندازه گیری شده و عملکرد سیستم PCHS ارزیابی شد. ابزارهای اندازه گیری در این پژوهش دیتالاگر دماسنج و رطوبت سنج مدل KH

مقطعی به طول ۰/۶ متر و عرض ۰/۴ متر می باشد و ابعاد هر کدام از بازشوهای ورودی هوا ۴۰×۴۰ مترمربع است همچنین ابعاد بازشوی خروجی هوا به اتاق ۳۰×۳۰ متر مربع می باشد- هر چهار استوانه رسی دارای قطر ۲۰ سانتی متر و ارتفاع ۹۰ سانتی متر است همچنین هر یک از استوانه ها گنجایش ۲۴/۵ لیتر آب را دارد شکل ۳.

یافته ها

مقایسه دما و رطوبت هوا در سناریو ۱، ۲ و ۳

شکل ۴ نشان دهنده دما و رطوبت نسبی (RH) هوا در سناریو شماره ۱، سناریو شماره ۲ و سناریو شماره ۳ در ساعت های ۹ صبح، ظهر و ۳ بعدازظهر می باشد. داده های به دست آمده نشان می دهد که کمترین میزان رطوبت نسبی هوا در سناریو شماره ۳ (۳۱٪) و در ظهر می باشد. بیشترین میزان رطوبت نسبی هوا در سناریو شماره ۲ (۵۵٪) و در ظهر می باشد.

با توجه به شکل ۴ کمترین دما در سناریو شماره ۲ (۲۲/۰۵) درجه سلسیوس) و در ساعت ۹ صبح است و بیشترین دما در سناریو شماره ۳ (۲۸/۷) درجه سلسیوس) ، ساعت ۳ بعدازظهر به دست آمد. با توجه به داده های به دست آمده رطوبت نسبی هوا در سناریو شماره ۲، ۶ درصد بیشتر از سناریو شماره ۱ و ۱۹ درصد بیشتر از سناریو شماره ۳ می باشد. همچنین متوسط دما در سناریو شماره ۲، ۲ درجه سلسیوس کمتر از سناریو شماره ۱ و ۴ درجه سلسیوس کمتر از سناریو شماره ۳ است.

مقایسه دمای هوای محیط و خروجی بادگیر

شکل های ۵ تا ۷ دمای هوای محیط و هوای خروجی از بادگیر را برای سناریوهای ۱ و ۲، در ده روز متوالی در ساعات ۹ صبح، ظهر و ۳ بعدازظهر نشان می دهد. نمودار ۵ نشان می دهد که کمترین دمای هوای خروجی از بادگیر در ساعت ۹ صبح (سناریو ۲)، ۲۰/۸ درجه سلسیوس می باشد و در مقایسه با دمای محیط (۲۹/۳ درجه سلسیوس) ۸/۵ درجه سلسیوس کاهش دما داشته است. با توجه به نمودار ۶ کمترین دمای هوای خروجی از بادگیر در ظهر (سناریو ۲) ۲۱/۸۴ درجه سلسیوس است که در مقایسه با دمای محیط (۳۴/۶) درجه سلسیوس) ۱۲/۷۶ درجه سلسیوس دمای هوا کاهش یافته

در داخل بادگیر صورت گرفت. سناریو ۲: در روزهای ۱۴ تا ۲۴ مرداد اندازه گیری دما، رطوبت و سرعت باد محیط داخلی اتاقک با در نظر گرفتن سیستم PCHS انجام شد و سناریو ۳: در روز ۲۴ مرداد اندازه گیری دما و رطوبت هوا بدون اتصال سیستم ها به اتاقک صورت گرفت.

طرح سیستم ترکیبی سرمایشی ایستا (PCHS^۱) شامل دو سیستم متمایز است: دودکش خورشیدی (SC^۲) و کانال خنک کننده تبخیری (ECC^۳). سیستم ECC به نمای شمالی ساختمان متصل شد و سیستم SC در سمت خارجی نمای جنوبی اتاق قرار گرفت. هوا از طریق بازشوهای ایجاد شده در راس بادگیر در تمام جهات وارد بادگیر شد و از روی استوانه های رسی مرطوب عبور کرد شکل ۲ در این قسمت هوا خنک شد و به سمت پایین تغییر جهت داد. سیستم SC با استفاده از حداکثر دریافت تابش خورشیدی، اختلاف دمای کافی بین درون و بیرون ایجاد نمود و باعث ایجاد تهویه هوا در سیستم های SC و ECC شد. شکل ۳ برش عرضی از اتاقک و سیستم PCHS را نشان می دهد.

۲-۲: ابعاد و اندازه سیستم PCHS :

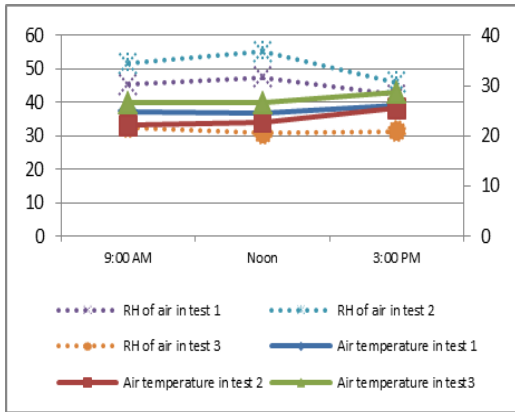
ابعاد و اندازه سیستم پیشنهادی بر اساس مطالعات صورت گرفته توسط بادران (۱۵)، خانی و همکاران (۱۶)، دفی و بکمن (۲۴)، عبدالله و همکاران (۲۹) و دفی و بکمن (۲۴) می باشد. این سیستم شامل اتاقکی به ابعاد ۲×۲×۲/۳۵ مترمکعب با دیوارهایی به ضخامت ۱۰ سانتی متر و سقف ۳۵ سانتی متر- دودکش خورشیدی با ابعاد ۱ متر ارتفاع، ۶۰ سانتی متر عرض، ۱۷ سانتی متر حفره هوا و زاویه شیب ۴۵ درجه است. جلوی دودکش از ۱۵ میلی متر شیشه نازک تشکیل شده است و پشت آن صفحه جاذب به طول ۱ متر، ساخته شده از ورق آلومینیوم سیاه رنگ قرار گرفته است- دهانه خروجی هوا در دودکش خورشیدی دارای طول ۴۰ سانتی متر و عرض ۱۰ سانتی متر است که به فاصله ۲۰ سانتی متر از زیر سقف قرار گرفته است- سیستم ECC کانالی به طول ۳/۲۵ متر با سطح

1- Passive Cooling Hybrid System

2- Solar Chimney

3- Evaporative Cooling Cavity

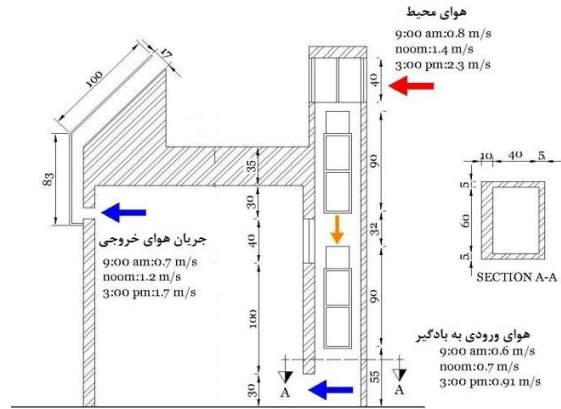
محیط (۳۸/۱۲ درجه سلسیوس) ۱۴/۴ درجه سلسیوس کاهش
دما داشته است شکل ۷.



شکل ۴- دما و رطوبت هوا (RH) در سناریو شماره ۱، ۲ و ۳

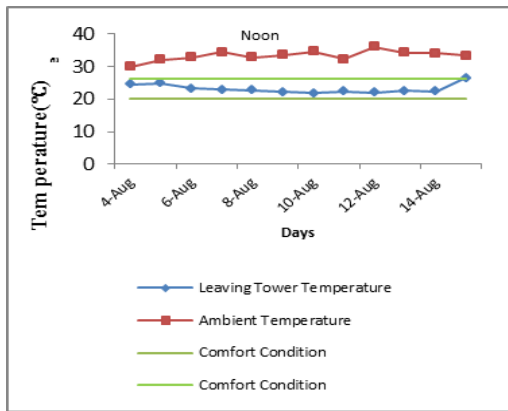
Figure 4. Temperature and RH of air in Scenario 1, 2, 3

است و در ساعت ۳ بعدازظهر کمترین دمای هوا ۲۳/۷۲ درجه
سلسیوس (سناریو ۲) به دست آمد که در مقایسه با دمای



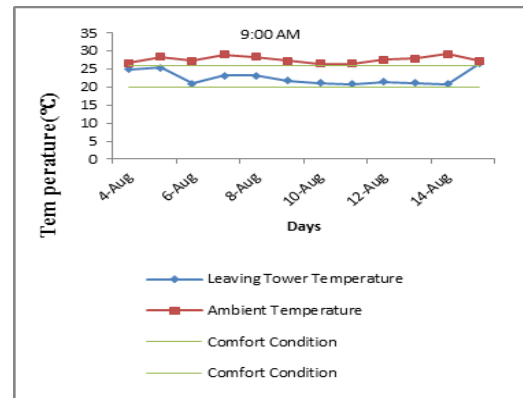
شکل ۳- برش عرضی از طرح

Figure 3. Cross section of the HPCS system



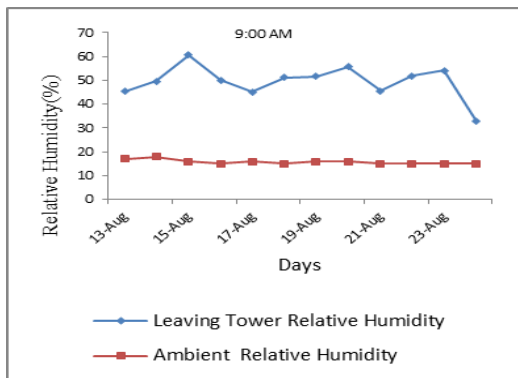
شکل ۶- دمای هوای محیط و خروجی بادگیر در ظهر

Figure 6. Ambient air temperature ,outlet air of the tower at noon



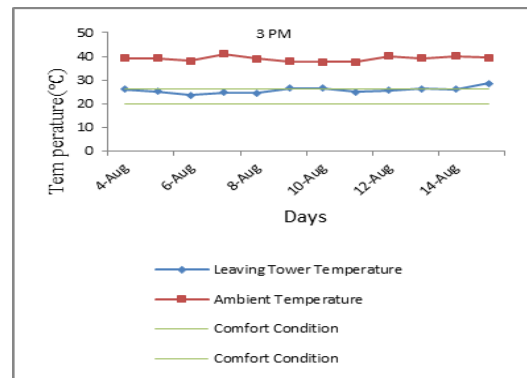
شکل ۵- دمای هوای محیط و خروجی بادگیر در ساعت ۹ صبح

Figure 5. Ambient air temperature , outlet air of the tower at 9:00am



شکل ۸- (الف) - رطوبت نسبی محیط و خروجی بادگیر در ساعت ۹ صبح

Figure 8. RH of outlet air from the tower at 9:00 am



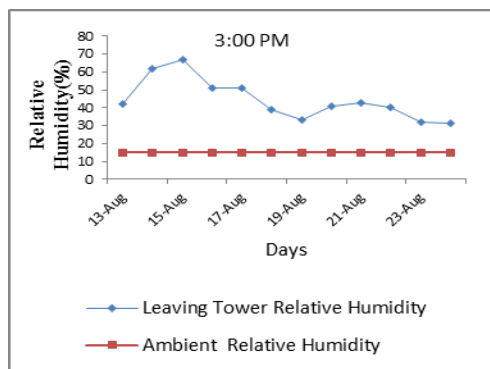
شکل ۷- دمای هوای محیط و خروجی بادگیر در ساعت ۳ بعدازظهر

Figure 7. Ambient air temperature, outlet air of the tower at 3:00pm

روز ۱۶ مرداد ماه (۳ بعدازظهر) است و کمترین آن در ساعت ۹ صبح روز ۱۴ مرداد می باشد. با توجه به داده ها این سیستم می تواند دمای هوا را به طور متوسط ۱۰ درجه سلسیوس پایین آورد.

مقایسه رطوبت هوای محیط و خروجی بادگیر

شکل های ۸ تا ۱۰ رطوبت هوای خروجی بادگیر و رطوبت محیط را برای ده روز متوالی در ساعات ۹ صبح، ظهر و ۳ بعدازظهر نشان می دهد. با توجه به شکل ۸، بیشترین رطوبت هوای خروجی بادگیر در ساعت ۹ صبح روز ۱۵ مرداد (سناریو ۲) ۶۱٪ می باشد که در مقایسه با رطوبت محیط (۱۶٪)، ۴۵٪ افزایش رطوبت دارد.



شکل ۱۰ (ج) - رطوبت نسبی محیط و خروجی بادگیر در ساعت ۳ بعدازظهر

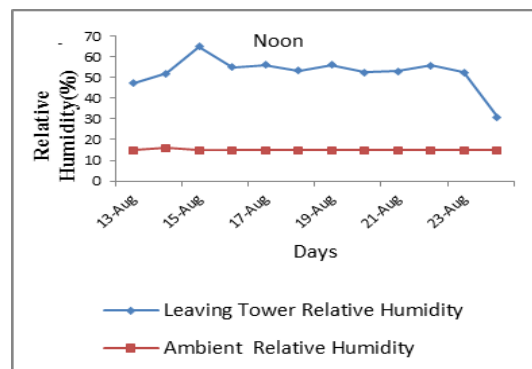
Figure 10. RH of outlet air from the tower at 3:00 pm

اساس نتایج به دست آمده سیستم ECC می تواند رطوبت نسبی هوا را به طور متوسط ۳۴٪ افزایش دهد.

ارتباط دما و سرعت هوای اندازه گیری شده در دودکش خورشیدی

شکل ۱۱ ارتباط بین دما و سرعت هوای دهانه ورودی دودکش خورشیدی (SC) را نشان می دهد. در ساعت ۹ صبح بیشترین سرعت هوای دهانه ورودی SC، ۰/۹۸ متر بر ثانیه و دمای آن ۲۷/۶ درجه سلسیوس است. در ظهر با افزایش دمای هوای SC تا ۳۰/۹ درجه سلسیوس سرعت هوای دهانه ورودی SC نیز افزایش یافته و بیشترین مقدار آن ۱/۸۲ متر بر ثانیه در دمای ذکر شده است. ساعت ۳ بعدازظهر سرعت هوای دهانه SC به

داده های به دست آمده نشان می دهد که دمای هوای خروجی بادگیر در روزهای ۱۳ تا ۲۳ مرداد و در ساعات ۹ صبح و ظهر در محدوده آسایش قرار دارد، اما در روزهای ۱۸، ۱۹ و ۲۲ مرداد (سناریو ۲) در ساعت ۳ بعدازظهر خارج از محدوده آسایش (۲۰-۲۶ درجه سلسیوس) قرار می گیرد. دمای هوای اتاق در روز ۲۴ مرداد، هنگامیکه به سیستم دودکش خورشیدی و بادگیر متصل نیست (سناریو ۳) در هیچ یک از ساعات روز در محدوده آسایش قرار ندارد. بیشترین و کمترین اختلاف دمای هوای خروجی از بادگیر با دمای محیط در سیستم ECC (سناریو ۲) به ترتیب ۱۶/۳ و ۳/۸ درجه سلسیوس است که بیشترین اختلاف دما در گرمترین ساعت

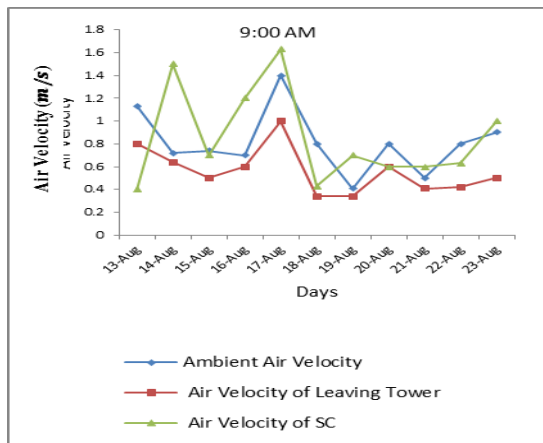


شکل ۹ (ب) - رطوبت نسبی محیط و خروجی بادگیر در ساعت ظهر

Figure 9. RH of outlet air from the tower at noon

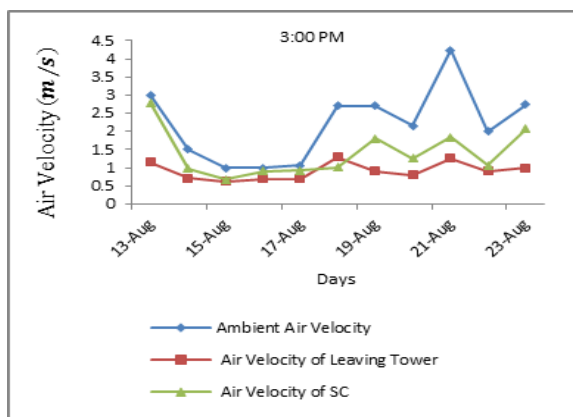
در شکل ۹ بیشترین رطوبت هوای خروجی بادگیر در ظهر روز ۱۵ مرداد (سناریو ۲) ۶۵٪ می باشد که در مقایسه با رطوبت محیط (۱۵٪)، ۵۰٪ افزایش رطوبت دارد. با توجه به شکل ۱۰ بیشترین رطوبت هوای خروجی بادگیر در ساعت ۳ بعدازظهر روز ۱۵ مرداد (سناریو ۲) ۶۷٪ می باشد که در مقایسه با رطوبت محیط (۱۵٪)، ۵۲٪ افزایش رطوبت داشته است. بیشترین و کمترین اختلاف رطوبت بین هوای خروجی از بادگیر و محیط در سناریو ۲ به ترتیب ۵۲٪ و ۱۷٪ در روز ۱۵ مرداد و در ساعت ۳ بعدازظهر است. در ۲۴ مرداد رطوبت نسبی اتاق هنگامی که به سیستم بادگیر و دودکش خورشیدی متصل نیست (سناریو ۳) در تمام ساعات در پایین ترین مقدار - نسبت به زمان اتصال سیستم ها (سناریو ۲) - می باشد. بر

شکل ۱۳ نشان می دهد که بیشترین سرعت هوای خروجی از بادگیر در ظهر، ۱/۱ متر بر ثانیه است هنگامی که سرعت هوای محیط و سرعت هوای SC به ترتیب ۱/۵ متر بر ثانیه ۱/۲ متر بر ثانیه است. شکل ۱۴ بیشترین سرعت هوای خروجی از بادگیر را در ساعت ۳ بعدازظهر ۱/۲۶ متر بر ثانیه نشان می دهد هنگامی که سرعت هوای محیط و سرعت هوای SC به ترتیب ۴/۲۴ متر بر ثانیه ۱/۸۴ متر بر ثانیه بوده است. کمترین سرعت هوا ۰/۳۴ متر بر ثانیه در ساعت ۹ صبح و بیشترین آن ۱/۲۶ متر بر ثانیه در ساعت ۳ بعدازظهر به دست آمد.



شکل ۱۲- سرعت هوای محیط، ECC و SC در ساعت ۹ صبح

Figure 12. Air velocity of ambient air, ECC and SC at 9:00 am

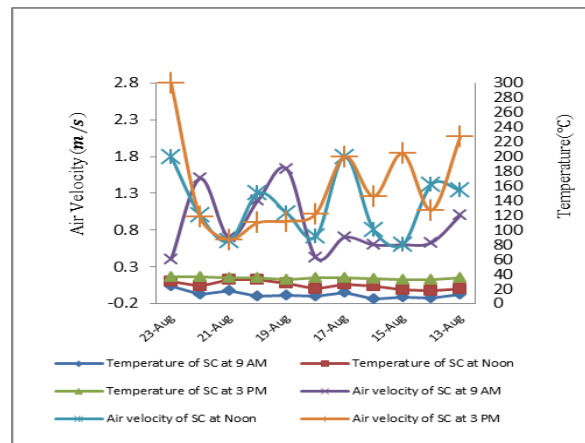


شکل ۱۴- سرعت هوای محیط، ECC و SC در ساعت ۳ بعدازظهر

Figure 14. Air velocity of ambient air, ECC and SC at 3:00 pm

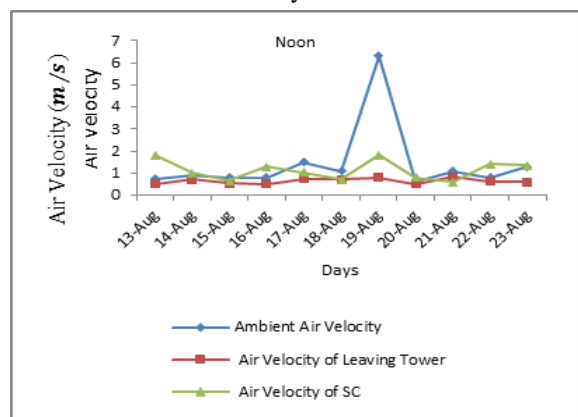
بیشترین مقدار (۲/۸ متر بر ثانیه) می رسد هنگامی که دما به ۳۲/۲ درجه سلسیوس افزایش می یابد.

مقایسه سرعت هوای محیط، سرعت هوای خروجی از بادگیر و سرعت هوای خروجی از دودکش خورشیدی شکل های ۱۲ تا ۱۴ سرعت هوای محیط، سرعت هوای خروجی از بادگیر (ECC) و سرعت هوای خروجی از دودکش خورشیدی (SC) را نشان می دهند. شکل ۱۲ نشان می دهد که بیشترین سرعت هوای خروجی از بادگیر در ساعت ۹ صبح، ۱ متر بر ثانیه است هنگامی که سرعت هوای محیط و سرعت هوای SC به ترتیب ۱/۴ متر بر ثانیه ۰/۹۲ متر بر ثانیه است.



شکل ۱۱- ارتباط بین دما و سرعت هوای خروجی دودکش خورشیدی

Figure 11. Correlation between temperature and air velocity of SC



شکل ۱۳- سرعت هوای محیط، ECC و SC در ظهر

Figure 13. Air velocity of ambient air, ECC and SC at noon

کاهش دمای هوا به اندازه ۶/۳ درجه سلسیوس می شود (۱۵).
محدوده آسایش با افزایش سرعت هوا در ساعت ۳ بعدازظهر، به سمت راست نمودار سایکرومتریک انتقال یافت. بنابراین سیستم هیبریدی طراحی شده می تواند شرایط آسایش را در طول گرمترین روزهای تابستان از ساعت ۹ صبح تا ۳ بعدازظهر فراهم نماید.

جابه جایی محدوده آسایش با افزایش سرعت باد در ساعت ۳ بعدازظهر
جدول ۱ سرعت هوای خروجی ECC در ساعت ۹ صبح و ۳ بعدازظهر و اختلاف بین آن ها را نشان می دهد. افزایش سرعت هوای خروجی از ECC در ساعت ۳ بعدازظهر نسبت به ۹ صبح در روزهای ۱۸، ۱۹ و ۲۲ مرداد به ترتیب ۰/۵۱، ۰/۵۷ و ۰/۴۸ متر بر ثانیه می باشد. این مقدار افزایش سرعت هوا باعث

جدول ۱- جریان هوای خروجی از سیستم ECC در ساعت ۹ صبح و ۳ بعدازظهر و اختلاف بین آن ها (ΔV)

Table 1. Outlet air velocity of ECC at 9 AM, 3 PM and different between them (ΔV)

روز	سرعت هوا در ساعت ۹ صبح (m/s)	سرعت هوا در ساعت ۳ بعدازظهر (m/s)	اختلاف سرعت هوا در ساعت ۹ صبح و ۳ بعدازظهر (ΔV) (m/s)
۱۴ مرداد	۰/۶۴	۰/۷۲	۰/۰۸
۱۵ مرداد	۰/۵	۰/۶۳	۰/۱۳
۱۶ مرداد	۰/۶	۰/۷	۰/۱
۱۷ مرداد	۱	۱/۱	۰/۱
۱۸ مرداد	۰/۳۴	۰/۸۵	۰/۵۱
۱۹ مرداد	۰/۳۳	۰/۹	۰/۵۷
۲۰ مرداد	۰/۶	۰/۸	۰/۲
۲۱ مرداد	۰/۴۱	۱/۲۶	۰/۸۵
۲۲ مرداد	۰/۴۲	۰/۹	۰/۴۸
۲۳ مرداد	۰/۵	۱	۰/۵

می دهد که هزینه ساخت کولر آبی، نصب و مصرف برق آن در مجموع ۱۴۵۵۰۰۰ تومان می باشد و هزینه نصب و ساخت سیستم پیشنهادی ۱۱۹۵۰۰۰ تومان است. بنابراین در سیستم پیشنهادی زمان برگشت سرمایه پس از اجرا و راه اندازی سیستم می باشد و ۲۶۰۰۰۰ تومان نیز سودآوری دارد. با توجه به داده های جدول ۳ میزان برق مصرفی کولر آبی ۷۰۰۰ در سه ماه تابستان برابر با ۱۷/۴ کیلووات می باشد. بنابراین سیستم ایستای طراحی شده به میزان ۱۷/۴ کیلووات ساعت در مصرف انرژی برق صرفه جویی می کند. مدت عمر مفید سیستم پیشنهادی بسته به عمر خدمت دهی و سرویس دهی اجزا و عناصر سازنده آن دارد که در جدول ۵ طول عمر اجزا سیستم مشخص شده است.

هزینه ساخت و نصب، مدت عمر مفید و هزینه های برگشت سرمایه در سیستم سرمایشی ایستای ترکیبی مقدار هزینه ساخت و نصب سیستم سرمایشی ایستا (بادگیر + دودکش خورشیدی) در جدول ۲ و محاسبه هزینه برق مصرفی کولر آبی در جدول ۳؛ جهت محاسبه هزینه های برگشت سرمایه سیستم طراحی شده آورده شده است. برای محاسبه هزینه های برگشت سرمایه مقدار هزینه جهت خرید کولر آبی و نصب آن، همچنین میزان برق مصرفی کولر آبی و هزینه آن در سه ماه تابستان محاسبه می شود. مصرف برق سیستم ایستا در مقایسه با کولر آبی صفر می باشد. با مقایسه هزینه ساخت و نصب کولر آبی (جدول ۴) با سیستم ایستا می توان هزینه برگشت سرمایه را محاسبه نمود. داده های به دست آمده نشان

جدول ۲- هزینه ساخت و نصب سیستم

Table2. Cost of construction and installation of the system

هزینه	هزینه	هزینه	هزینه	هزینه	تعداد	مصالح
کل (تومان)	حمل (تومان)	بارگیری و تخلیه (تومان)	کل (تومان)	هرواحد (تومان)		
			۵۰۰۰۰	۵۰۰	۱۰۰ بیل	ماسه
			۲۰۰۰	۱۰۰۰	۲ کیسه (۵۰ kg)	سیمان
۱۱۹۵۰۰۰	۳۵۰۰۰	۳۰۰۰۰	۱۱۰۰۰	۱۱۰۰۰	۱ کیسه (۵۰ kg)	سیمان سفید
			۱۰۰۰	۱۰۰۰	۱ کیسه (۵۰ kg)	پودر سنگ
			۹۸۰۰۰	۴۸۰۰۰	۲	نبشی (۳۰×۳۰×۴)
	تعداد کارگران	دستمزد کارگران در هر روز (تومان)	۳۰۰۰۰	۳۰۰۰۰	۱ ورق	ورق آلومینیوم (۱ متر مربع)
			۲۰۰۰۰	۲۰۰۰۰	۱	شیشه
	۲	روز	۷۰۰۰۰	۳۵۰	۲۰۰	آجر سفال (۲۰×۲۰×۱۰)
	تعداد روز	۵۰۰۰۰	۳۵۰۰۰۰	۸۷/۵۰۰	۴	استوانه سفالی
			۴۸۰۰۰	۱۲۰۰۰	۴	صفحه برش
			۵۰۰۰۰	۵۰۰۰۰	۱	سطل، چسب و رنگ

جدول ۳ - محاسبه هزینه برق مصرفی کولر آبی ۷۰۰۰ با دور کند

Table3. Cost calculated for electric water cooler 7000

$1/6 \times 220 = 352$	ولتاژ برق شهر × مصرف برق کولر با دور کند (آمپر) = برق مصرفی کولر آبی (وات بر ساعت)	برق مصرفی کولر آبی (وات بر ساعت)
$0.95 \times 220 = 209$	ولتاژ برق شهر × مصرف برق پمپ کولر (آمپر) = مصرف برق پمپ کولر آبی (وات بر ساعت)	مصرف برق پمپ کولر آبی (وات بر ساعت)
$209 + 352 = 561$	مصرف برق پمپ کولر آبی (وات بر ساعت) + برق مصرفی کولر آبی (وات بر ساعت)	میزان برق مصرفی (وات بر ساعت)
$31 \times 173910 = (561 \times 10)$	میزان برق مصرفی (وات بر ساعت) × تعداد روزهای هر ماه × تعداد ساعات استفاده از سیستم	میزان برق مصرفی در ماه (وات بر ساعت)
$(57/1 + 49) = 106/1$	قیمت پایه هر کیلووات ساعت (تومان) = هزینه انرژی مصرفی به ازای هر یک کیلووات ساعت (۱۰۰۰ وات ساعت)	هزینه انرژی مصرفی به ازای هر یک کیلووات ساعت (۱۰۰۰ وات ساعت)

۵۹/۵	$۵۹/۵ = ۱۰۰۰ / (۱۰۶/۱ \times ۵۶۱) = (۱۰۰۰ \text{ وات ساعت}) / (۵۶۱ \times \text{میزان برق مصرفی به ازای } ۱۰۰۰ \text{ وات ساعت}) = \text{هزینه انرژی مصرفی به ازای } ۵۶۱ \text{ وات ساعت (تومان)}$	هزینه انرژی مصرفی به ازای ۵۶۱ وات ساعت (تومان)
$۵۹۵ \times ۹۵ = ۵۵۳۳۵$	هزینه انرژی مصرفی برای سه ماه تابستان (تومان)	هزینه انرژی مصرفی برای سه ماه تابستان (تومان)
قیمت پایه هر کیلووات ساعت (تومان)	متوسط انرژی مصرفی ماهانه (کیلووات ساعت در ماه)	
۴۹	صفر تا ۱۰۰	
۵۷/۱	مازاد بر ۱۰۰ تا ۲۰۰	

جدول ۴- محاسبه هزینه کولر و کانال کشی آن

Table 4. Cost calculated for cooler and channeling it

هزینه کل (تومان)	هزینه کانال کشی (تومان)	دریچه کانال کولر به قطر ۳۵ سانتی متر	کانال هوا به ضخامت ۰/۶ میلی متر	کولر آبی مدل ۷۰۰۰ (تومان)	اجزا ساخت کولر آبی مدل ۷۰۰۰
۱۴۰۰۰۰۰	۱۷۵۶۵۰	۸۶۷۰۰	۵۸۵۵۰ به ازای هر متر مربع	۹۶۱۹۰۰	قیمت

جدول ۵- طول عمر مفید اجزا سیستم پیشنهادی

Table 5. The service life of the proposed system components

استوانه سفالی (۳۱)	سیمان جهت پوشش دیوار (۳۱)	سیمان (۳۱)	آجر (۳۱)	آلومینیوم (۳)	ستون فلزی (۳۱)	شیشه (۳۱)
۳۰	۷۵	۱۰۰	۱۰۰	۴۰	۱۰۰	۶۰

افزایش دما به ازای هر نفر ۰/۵ درجه سلسیوس است. به دلیل افزایش تدریجی سرعت هوای محیط و سرعت هوای داخل فضا در ظهر و ۳ بعدازظهر می توان نتیجه گرفت که این افزایش سرعت هوا باعث تهویه بیشتر محیط شده و از بالا رفتن دمای اتاق با افزایش تعداد افراد جلوگیری می کند. به جز ساعت ۳ بعدازظهر، با افزایش تعداد افراد تا ۴ نفر محیط اتاق همچنان در شرایط آسایش قرار دارد. در ساعت ۳ بعدازظهر اتاق با تعداد ۴ نفر خارج از محدوده آسایش قرار می گیرد (۰/۴ درجه سلسیوس بیشتر از محدوده آسایش).

بررسی عملکرد سیستم طراحی شده با تغییر تعداد افراد در اتاق آزمایشی جهت بررسی دمای اتاق بعد از حضور افراد؛ هندسه، ابعاد فضا، ابعاد دریچه ورودی هوا، دما و سرعت هوای بیرون در ساعات ۹ صبح، ظهر و ۳ بعدازظهر به نرم افزار انرژی پلاس به عنوان ورودی داده شد سپس دمای اولیه اتاق و دما بعد از اضافه شدن افراد به عنوان خروجی به دست آمد که نتایج آن در جدول ۷ ارائه شده است. با توجه به داده ها در ساعت ۹ صبح با اضافه شدن افراد به محیط به ازای هر نفر به طور میانگین دمای هوا ۱ درجه سلسیوس افزایش می یابد در ظهر و ۳ بعدازظهر میانگین

جدول ۷- عملکرد سیستم با افزایش تعداد افراد

Table 7. System performance with increasing number of people

سرعت هوای داخل ($\frac{m}{s}$)	سرعت هوای بیرون ($\frac{m}{s}$)	دمای هوای داخل ($^{\circ}C$)		دمای هوای بیرون ($^{\circ}C$)	تعداد افراد	ساعت
		شبیه سازی	تجربی			
۰/۵	۰/۸	۲۰/۵	۲۰/۹	۲۸	۰	۹ صبح
		۲۱/۷			۱	
		۲۱/۱۰			۲	
		۲۲/۲۴			۳	
		۲۲/۷۵			۴	
۰/۷	۱/۴۳	۲۲/۹	۲۲/۷	۳۳	۰	ظهر
		۲۳/۴			۱	
		۲۳/۸			۲	
		۲۴/۲			۳	
		۲۴/۶			۴	
۰/۹	۲/۳۵	۲۴/۶	۲۵/۱	۳۹	۰	۳ بعدازظهر
		۲۵/۶			۱	
		۲۵/۹			۲	
		۲۶/۲			۳	
		۲۶/۵			۴	

نتیجه گیری

بحث

بکارگیری استوانه های رسی مرطوب در بادگیر باعث کاهش دمای هوا به میزان $2^{\circ}C$ نسبت به عدم استفاده از آن ها در بادگیر شد. این استوانه ها رطوبت نسبی هوای خروجی از بادگیر را ۶٪ افزایش داد. استفاده از سیستم PCHS باعث کاهش دمای هوا به طور متوسط تا $10^{\circ}C$ و افزایش رطوبت نسبی هوا به طور متوسط تا ۳۳٪ در روزهای ۱۴ تا ۲۳ مرداد شد. با افزایش سرعت هوای خروجی بادگیر تا ۰/۴۱ متر بر ثانیه در ساعت ۳ بعدازظهر نسبت به ساعت ۹ صبح، باعث کاهش دمای هوا تا $6/3^{\circ}C$ شد. بنابراین اتاقک می تواند با استفاده از سیستم هیبرید در طول گرمترین روزهای سال از ساعت ۹ صبح تا ۳ بعدازظهر شرایط آسایش را با مصرف انرژی صفر فراهم نموده و بدون استفاده از سوخت های فسیلی به پایداری محیط زیست کمک نماید. داده های به دست آمده از

خانی و همکاران (۱۷) در طرح جدید بادگیر مدولار نشان دادند که این سیستم می تواند دمای هوا را حداکثر ۱۳ درجه سلسیوس کاهش دهد. همچنین بادران (۱۶) نیز در طراحی کانال تبخیری با استفاده از معادلات ریاضی نشان داد که دمای هوا تا ۱۱ درجه سلسیوس کاهش می یابد ولی در بادگیر طراحی شده در این تحقیق حداکثر کاهش دمای هوا ۱۶ درجه سلسیوس به دست آمد. در طرح بادران (۱۶) با بادگیری به ارتفاع ۴ متر و سرعت هوای محیط ۴ متر بر ثانیه، سرعت هوای دهانه ورودی به اتاق ۰/۸ متر بر ثانیه به دست آمد اما در سیستم طراحی شده در این تحقیق، به کمک دودکش خورشیدی، سرعت دهانه ورودی بادگیر به اتاق ۱/۲۶ متر بر ثانیه- با بادگیری به طول ۳/۲۵ متر- رسید.

- driven natural ventilation in a two sided rectangular wind catcher. *Inter J Vent* 2013;12:51–61.
7. Ürge-Vorsatz D, Cabeza LF, Serrano S, Barreneche C, Petrichenko K. Heating and cooling energy trends and drivers in buildings. *Renew Sustain Energy Rev* 2015;41:85–98. <http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2014.08.039>.
 8. Manzano-Agugliaro F, Montoya FG, Sabio-Ortega A, García-Cruz A. Review of bioclimatic architecture strategies for achieving thermal comfort. *Renew Sustain Energy Rev* 2015;49:736–55. <http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2015.04.095>.
 9. Vali Kalantar, Numerical simulation of cooling performance of wind tower (Baud-Geer) in hot and arid region, *Renewable Energy* 34 (2009) 246–254
 10. Moosavi L, Mahyuddin N, Ab Ghafar N, Azzam Ismail M. Thermal performance of atria: an overview of natural ventilation effective designs. *Renew Sustain Energy Rev* 2014;34:654–70. <http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2014.02.035>.
 11. J.F.Busch.1992. "A Tale of Two Populations: Thermal Comfort in Air-Conditioned and Naturally Ventilated Offices in Thailand", *Energy and Buildings* 18(3-4), 235-249.
 12. Energy Consumption Guide 19, Energy Efficiency in Offices, 1993, London: Energy Efficiency Office/HMSO.
 13. Energy Information Administration. 1995. State Energy Data Report 1995, Tables 3 through 7,.
- محاسبه هزینه ساخت و نصب سیستم ایستای هیبریدی و مقایسه آن با کولر آبی نشان می دهد که در سیستم پیشنهادی زمان برگشت سرمایه پس از اجرا و راه اندازی سیستم می باشد و از زمان مورد استفاده سود آور است. سیستم ایستای طراحی شده به میزان ۱۷/۴ کیلووات ساعت در مصرف انرژی برق صرفه جویی می کند. همچنین میانگین طول عمر مفید این سیستم ۷۵ سال می باشد. با افزایش تعداد افراد از ۱ نفر تا ۴ نفر، اتاقک در ساعت ۹ صبح و ظهر در شرایط آسایش قرار دارد ولی در ساعت ۳ بعدازظهر اتاق با تعداد ۴ نفر خارج از محدوده آسایش قرار می گیرد (۰/۴) درجه سلسیوس بیشتر از محدوده آسایش).

Reference

1. International Institute for Sustainable Development. (2010). Sustainable Development: From Brundtland to Rio 2012. New York: United Nations Headquarters.
2. Holloway, D., & Bunker, R. (2005). Planning, Housing and energy use. National Housing Conference-Building for Diversity. Perth.
3. Mattheos Santamouris, Dionysia Kolokotsa, Passive cooling dissipation techniques for buildings and other structures:The state of the art, *Energy and Buildings* 57 (2013) 74–94.
4. Vali Kalantar, Numerical simulation of cooling performance of wind tower (Baud-Geer) in hot and arid region, *Renewable Energy* 34 (2009) 246–254
5. Saadatian O, Haw LC, Sopian K, Sulaiman MY. Review of windcatcher technologies. *Renew Sustain Energy Rev* 2012;16:1477–95. <http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2011.11.037>.
6. Hossein Ghadiri M, Lukman N, Ibrahim N, Mohamad MF. Computational analysis of wind-

- Wall Cavities with Spray Evaporative Cooling Systems,” *Energy Build.*, vol. 130, no. 15 October, pp. 350–365, 2016.
<http://dx.doi.org/doi:10.1016/j.enbuild.2016.08.046>.
22. Givoni, B.: Performance and applicability of passive and lowenergy cooling systems. *Energy Build.* 17, 177–199 (1991).
 23. [Z.D. Chen, et al., An experimental investigation of a solar chimney model with uniform wall heat flux, *Building and Environment* 38 \(7\) \(2003\) 893–906.](#)
 24. [J.A. Duffie, W.A. Beckman, *Solar Engineering of Thermal Processes*, John Wiley & Sons, Inc., 1991.](#)
 25. [Mathur, et al., Experimental investigations on solar chimney for room ventilation, *Solar Energy* 80 \(8\) \(2006\) 927–935.](#)
 26. [T. Miyazaki, A. Akisawa, T. Kashiwagi, The effects of solar chimneys on thermal load mitigation of office buildings under the Japanese climate, *Renewable Energy* 31 \(7\) \(2006\) 987–1010.](#)
 27. [Bansal.N.K, Mathur.Rajesh,Bhandari.M.S, A study of solar chimney assisted wind tower system for natural ventilation in buildings, *Building and Environment*, 29\(4\)\(1994\) 495-500.](#)
 28. Punyasompun S, Hirunlabh J, Khedari J, Zeghmami B. Investigation on the application of solar chimney for multi-storey buildings. *Renew Energy* 2009;34:2545–61.
 29. [Abdallah. Amr Sayed Hassan, Hiroshi. Yoshino, Goto. Tomonobu, Enteria. Napoleon, Radwan. Magdy M, Abdelsamei Eid. M, Parametric](#)
 14. Chenari B, Dias Carrilho J, Gameiro da Silva M. Towards sustainable, energyefficient and healthy ventilation strategies in buildings: a review. *Renew Sustain Energy Rev* 2016;59:1426–47.
<http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2016.01.074>.
 15. [Norbert, L. \(2009\). *Heating, Cooling, Lighting: Sustainable Design Methods for Architects*. Translated by Keinejad, M. A & Azari Najafabadi, R. Tabriz](#)
 16. Badran. Ali.A, (2003), Performance of cool towers under various climates in Jordan, *Energy and Buildings* 35 (2003) 1031–1035.
 17. S. M.R.Khani, M.N. Bahadori, A.R. Dehghani-Sani, "Experimental investigation of a modular wind tower in hot and dry regions ", *Energy for Sustainable Development* 39 (2017) 21–28
 18. Bouchahm Y, Bourbia F, Belhamri A. Performance analysis and improvement of the use of wind tower in hot dry climate. *Renew Energy* 2011;36:898–906. <http://dx.doi.org/10.1016/j.renene.2010.08.030>.
 19. Giabaklou Z, Ballinger JA. A passive evaporative cooling system by natural ventilation. *Building and Environment* 1996;31(6):503–7.
 20. Giacomo Chiesa, Mario Grosso. Direct evaporative passive cooling of building. A comparison amid simplified simulation models based on experimental data. *Building and Environment*. 2015; 94:263-272.
<http://dx.doi.org/10.1016/j.buildenv.2015.08.014>.
 21. A. Alaidroos and M. Krarti, “Numerical Modeling of Ventilated

- [solar chimney and evaporative cooling cavity, Renewable Energy 35 \(2010\) 2040–2052.](#)
31. <http://www.kermanshahmet.ir>
- [investigation of solar chimney with new cooling tower integrated in a single room for New Assiut city, Egypt climate. Int J Energy Environ Eng 5:92 \(2014\) 2-9.](#)
30. [Maerefat. M, Haghghi. A.P, Natural cooling of stand-alone houses using](#)