



بررسی استفاده از مواد تغییر فاز دهنده در دیواره هواکش خورشیدی به منظور تهویه طبیعی فضای یک اتاق

علی گودرزی^۱، امین حقیقی پشتیری^{۲*}

^۱ کارشناس ارشد مکانیک، دانشگاه گیلان، رشت

^۲ استادیار، گروه مکانیک، دانشگاه گیلان، رشت

تاریخ دریافت: ۱۳۹۴/۰۷/۲۰؛ تاریخ بازنگری: ۱۳۹۴/۰۹/۱۷؛ تاریخ پذیرش: ۱۳۹۴/۱۱/۰۱

چکیده

در این پژوهش، استفاده از مواد تغییر فاز دهنده (پی‌سی‌ام‌ها) در دیواره هواکش خورشیدی، به روش تحلیلی و عددی مورد مطالعه قرار گرفته است. برای شبیه‌سازی پدیده تغییر فاز در پی‌سی‌ام از مدل ظرفیت حرارتی موثر استفاده شده است. معادلات بقای انرژی برای هواکش خورشیدی و دیواره ذخیره‌ساز انرژی در حالت گذرا و برای بازه زمانی ۱۲۰ ساعت نوشته و توسط یک کد حل شده‌اند. نتایج نشان می‌دهد، ذخیره‌سازی انرژی به صورت نهان، امکان تهویه ۲۴ ساعته را توسط سامانه حتی در شار خورشیدی پایین ۳۵۰ وات بر مترمربع فراهم می‌کند؛ همچنین مشاهده می‌شود، استفاده از پی‌سی‌ام به جای بتون در دیواره ذخیره‌ساز، موجب کاهش ضخامت دیواره از ۲۰۰ میلی‌متر به ۴۰ میلی‌متر و نیز کاهش نوسان دبی جرمی در کانال می‌شود. در این پژوهش، همچنین اثرات خواص ترموفیزیکی و ضخامت پی‌سی‌ام روی عملکرد سامانه (تعداد دفعات تعویض هوا در ساعت) بررسی شده است. نتایج نشان می‌دهد که افزایش ضریب هدایت حرارتی و نیز افزایش گرمای نهان ذوب پی‌سی‌ام به ازای شار ورودی معین، تا حدی مشخص موجب بهبود عملکرد سامانه خواهد شد، ولی پس از آن، افزایش بیش‌تر این دو عامل، تاثیری بر عملکرد سامانه ندارد.

کلمات کلیدی: تهویه طبیعی؛ ذخیره‌سازی گرما؛ مواد تغییر فاز دهنده؛ هواکش خورشیدی.

Using Phase Change Materials in a Solar Chimney Wall for Natural Ventilation of a Room

A. Goodarzi¹, A.P. Haghghi^{2,*}

¹ M.Sc., Mech. Eng., University of Guilan, Rasht, Iran

² Assist. Prof., Mech. Eng., University of Guilan, Rasht, Iran

Abstract

In this work, the use of phase change materials (PCMs) in a solar chimney wall is investigated analytically and numerically. The effective heat capacity model is employed to simulate the phase change phenomenon in PCMs. The conservation energy equations for the solar chimney and the storage wall are written in an unsteady form and solved for 120 hours with a self-developed code. The results obtained show that the latent energy storage provides a 24-hour ventilation by the system even with a poor solar intensity of 350 W/m². Also it was observed that the use of a PCM instead of a concrete in the storage wall reduced the wall thickness from 200 to 40 mm and also a mass flow rate fluctuation in the channel. The effects of the thermo-physical properties and the thickness of the PCMs on the performance of the system (air change per hour) are also investigated. The results obtained show that increasing the thermal conductivity and heat of fusion of PCMs for a particular input heat flux up to a specified limit causes a better performance of the system, after which time, increasing these parameters will have no influence on the performance of the system.

Keywords: Heat Storage; Natural Ventilation; Phase Change Materials (PCMs); Solar Chimney.

۱- مقدمه

به‌طور کلی، حدود ۳۵/۳ درصد از کل مصرف انرژی در جهان، مربوط به بخش ساختمان است. بخش عمده این انرژی، صرف گرمایش، سرمایش و تهویه مطبوع در ساختمان‌ها می‌شود. امروزه انرژی‌های تجدیدپذیر به‌خصوص انرژی خورشیدی، منابعی حیاتی برای گرمایش و سرمایش در ساختمان‌ها به‌حساب می‌آیند [۱]. سامانه‌های خورشیدی غیرفعال^۱ نظیر، دیوار ترومب^۲، هواکش خورشیدی^۳ و مانند این‌ها، می‌توانند میزان نیاز به گرمایش سالیانه را تا ۲۵ درصد کاهش دهند [۲]. هدف اصلی هواکش خورشیدی، ایجاد جریان هوا داخل ساختمان، با تبدیل انرژی گرمایی به انرژی جنبشی مورد نیاز برای جابجایی هوا است. نیروی محرکی که در واقع نرخ جریان هوا را داخل هواکش خورشیدی کنترل می‌کند، ناشی از اختلاف چگالی هوا در ورودی و خروجی هواکش است [۱].

با وجود پتانسیل بالای انرژی خورشیدی، در تامین انرژی مورد نیاز این سامانه، این منبع انرژی هنگام شب موجود نیست و در طول روز نیز متغیر با زمان بوده، مقدار بیشینه آن در نزدیکی ظهر اتفاق می‌افتد. ذخیره‌سازی انرژی گرمایی در طول روز و استفاده از آن هنگام شب می‌تواند راه‌حل مناسبی باشد. روش‌های ذخیره‌سازی انرژی گرمایی را می‌توان به دو دسته محسوس و نهان تقسیم‌بندی کرد. ذخیره‌سازی محسوس انرژی حرارتی با افزایش دمای ماده ذخیره‌ساز همراه است و میزان آن تابعی از ظرفیت گرمایی ویژه و مقدار جسم است. ذخیره‌سازی انرژی به صورت نهان، با تغییر فاز محیط ذخیره‌سازی صورت می‌گیرد. یکی از روش‌های مؤثر برای ذخیره‌سازی انرژی گرمایی در ساختمان، استفاده از مواد تغییر فاز دهنده است. در این روش، از یک ماده تغییر فاز دهنده با خواص مناسب در اجزاء مختلف ساختمان استفاده می‌شود. ماده تغییر فاز دهنده بر اساس مکانیزم جذب یا آزاد شدن گرما هنگام تغییر فاز، انرژی گرمایی را در خود ذخیره و به هنگام نیاز آزاد می‌سازد و بدین طریق با جذب حرارت هنگامی که حرارت مورد نیاز نیست و با دفع آن در مواقع

مورد نیاز، به مدیریت ورود و خروج حرارت به ساختمان کمک می‌کند. مواد تغییر فاز دهنده‌ای که در ساختمان‌ها به‌کار می‌روند، انرژی را به صورت گرمای نهان ذوب ذخیره می‌کنند.

مطالعات فراوانی در زمینه هواکش خورشیدی صورت گرفته است که می‌توان روش‌های مطالعه را در سه دسته روش‌های تجربی، روش‌های عددی و روش‌های تحلیلی طبقه‌بندی کرد [۳]. منظور از روش‌های تحلیلی، نوشتن معادلات بقای انرژی برای اجزای هواکش خورشیدی و حل هم‌زمان دستگاه معادلات حاصل است با در نظر گرفتن این نکته که در این روش به جای حل معادله ممنتوم، دبی جرمی کانال با استفاده از یک رابطه تجربی به دست می‌آید که در آن دبی، تابعی از اختلاف دمای هوای داخل کانال، هوای ورودی به کانال و نسبت سطح مقطع خروجی به ورودی کانال است. مدل تحلیلی ارائه شده توسط اونگ [۴] در سال ۲۰۰۳، از شناخته‌شده‌ترین مدل‌هایی است که تاکنون بارها مورد استفاده قرار گرفته است. در این مدل، معادلات بقای انرژی در حالت یک بعدی و پایا^۴ برای اجزای هواکش خورشیدی شامل، محافظ شیشه‌ای، هوای داخل کانال و سطح جاذب نوشته و حل می‌شوند. اونگ و چو [۵] در همان سال و با استفاده از روش تجربی، مدل پیشنهادی خود را اعتبارسنجی کردند. در طی سال‌ها و با وجود استفاده فراوان از مدل مذکور عملاً چیزی به آن افزوده نشد تا اینکه مارتی هیرو و هیراس سلمین [۶] در سال ۲۰۰۷، مدل اونگ را برای تحلیل هواکش خورشیدی در حالت گذرا^۵ و با در نظر گرفتن امکان ذخیره‌سازی انرژی به‌صورت محسوس در دیواره بتونی، گسترش دادند. تیاهی و بودهی [۷] در سال ۲۰۰۷ و شارما و همکاران [۸] در سال ۲۰۰۹ در مقالات مروری^۶ خود، ضمن بررسی انواع مواد تغییر فاز دهنده و کاربرد آن‌ها در قسمت‌های مختلف ساختمان، همه تحقیقات انجام شده در زمینه دیواره خورشیدی مجهز به مواد تغییر فاز دهنده از سال ۱۹۷۵ تا ۱۹۹۶ را مرور کردند. بیش‌تر این تحقیقات تجربی و هدف آن‌ها اغلب به بررسی عملکرد حرارتی دیواره خورشیدی و اثر کاربرد انواع مختلف مواد تغییر فاز دهنده در

^۱ Steady^۲ Unsteady^۳ Review Papers^۱ Passive^۲ Trombe wall^۳ Solar Chimney

خورشیدی مطالعه شده در تحقیق قبلی خود ارائه دادند. همچنین در سال ۲۰۱۵، ذوالفقاری و همکاران [۱۴]، استفاده از مواد تغییر فاز دهنده در نمای دو پوسته یک ساختمان بلند مرتبه را مورد بررسی قرار دادند. در این پژوهش، با انجام محاسبات مربوط به انتقال حرارت و جریان هوا توسط نرم‌افزار دیزاین بیلدر^۱ برای ساختمانی ۹ طبقه در شرایط اقلیمی شهر تهران، نشان داده شد که نمای دو پوسته دارای مواد تغییر فاز دهنده، می‌تواند مصرف انرژی ساختمان را تا حدود ۴۰ درصد در ماه‌های سرد و ۲۶ درصد در ماه‌های گرم سال کاهش دهد.

مرور مطالعات پیشین نشان می‌دهد که با وجود انجام تحقیقات فراوان در زمینه هواکش خورشیدی، پژوهش‌های صورت گرفته روی نوع خاص آن اندک است که مجهز به مواد تغییر فاز دهنده می‌باشد و تا آنجا که بررسی‌های انجام شده توسط نویسندگان نشان می‌دهد، گسترش مدل تحلیلی اوانگ برای مطالعه هواکش خورشیدی پی‌سی‌ام‌دار، بررسی اثر تغییرات خواص ترموفیزیکی و ضخامت ماده تغییر فاز دهنده روی عملکرد سامانه و مقایسه هواکش خورشیدی پی‌سی‌ام‌دار با نوع بتونی آن، پیش از این انجام نشده است. در این مقاله، با استفاده از مدلی گذرا عملکرد سامانه هواکش خورشیدی پی‌سی‌ام‌دار در حالت تهویه مطالعه شده است. در ابتدا با در نظر گرفتن شار خورشیدی اندکی در طول روز بررسی شده است که آیا سامانه هواکش خورشیدی پی‌سی‌ام‌دار می‌تواند امکان تهویه ۲۴ ساعته را برای اتاقی به حجم ۵۰ مترمکعب به شکلی مطلوب فراهم آورد یا خیر. همچنین از این منظر مقایسه‌ای نیز بین نوع پی‌سی‌ام‌دار هواکش خورشیدی و بتونی آن صورت گرفته است. در ادامه، اثر تغییر خواص ترموفیزیکی و ضخامت پی‌سی‌ام بر عملکرد تهویه‌ای سامانه بررسی شده است.

۲- هندسه مسئله

در شکل ۱، به صورت نمادین اتاق مجهز به سامانه هواکش خورشیدی در حالت تهویه طبیعی رسم شده است. ابعاد اتاق $(m) \times 3(m) \times 4(m)$ ، ارتفاع دیوار ۴ متر، ارتفاع دریچه‌های تهویه ۰/۳ متر و فاصله هوایی ۰/۳ متر در نظر گرفته شده است.

کاهش حجم سامانه و افزایش قابلیت ذخیره انرژی دیواره، معطوف بود. تحقیق تجربی شارما و همکاران [۹] در سال ۲۰۰۷ نشان داد که چگونه در صورت استفاده از مواد تغییر فاز دهنده داخل هواکش خورشیدی، می‌توان از این سامانه در طول شب که میزان شار تشعشعی خورشید صفر است، برای تهویه طبیعی فضای داخل ساختمان استفاده کرد. در این تحقیق، جهت یافتن دمای ماده تغییر فاز دهنده و صفحه آلومینیومی به کار رفته در هواکش، از مدلی تحلیلی و گذرا استفاده شد. آموری و محمد [۱۰] در سال ۲۰۱۲، به بررسی انتقال حرارت و جریان هوا داخل هواکش خورشیدی به دو روش عددی و تجربی پرداختند. در آزمایشات انجام شده اثر استفاده از مواد تغییر فاز دهنده در افزایش زمان تهویه سامانه تا بعد از غروب آفتاب نیز، بررسی شد. معادلات حاکم بر مسئله در حالت دو بعدی، رژیم جریان آشفته و برای شرایط گذرا با استفاده از نرم‌افزار فلونت، حل شدند. نتایج تجربی نشان داد، هواکش خورشیدی با ورودی از کنارها، عملکرد بهتری از نظر میزان دبی کانال نسبت به حالتی خواهد داشت که ورودی هواکش در قسمت پایین آن باشد؛ همچنین قرار دادن هواکش خورشیدی به صورت مایل به دلیل جذب شار تابشی بیش‌تر نسبت به حالت قائم، سبب بهبود عملکرد سامانه خواهد شد. لازم به ذکر است در این تحقیق، حل عددی تنها برای جابجایی آزاد جریان هوا داخل هواکش انجام شده است و شامل ماده تغییر فاز دهنده نمی‌شود. در پژوهش ربانی و همکاران [۱۱] در سال ۲۰۱۳، عملکرد سامانه دیوار ترومب برای گرمایش اتاق مجاور آن، در شرایط آب و هوایی شهر یزد، به روش عددی مطالعه شد. در این تحقیق، ۴ جنس مختلف برای دیوار در نظر گرفته شد. نتایج نشان داد، دیوار از جنس ماده تغییر فاز دهنده پارافین، نسبت به دیوارهای بتونی، آجری و دیوار حاوی ماده کلسیم کلرید آبدار، مدت زمان بیش‌تری بعد از غروب آفتاب می‌تواند اتاق را گرم نگه دارد و این زمان حدود ۹ ساعت محاسبه شد. از تحقیقات اخیر در زمینه هواکش خورشیدی پی‌سی‌ام‌دار می‌توان به تحقیق لی و لیو [۱۲] در سال ۲۰۱۴ اشاره کرد که عملکرد این سامانه را به‌ازای شارهایی که در آن‌ها، پی‌سی‌ام به‌طور کامل ذوب نمی‌شود، به صورت تجربی مورد مطالعه قرار دادند. لی و لیو [۱۳]، در پژوهشی دیگر با استفاده از مدل‌های موجود، یک حل تحلیلی برای هواکش

¹ DesignBuilder

مدل می‌توان به نادیده گرفتن فرایند انتقال حرارت جابجایی هنگام ذوب و فرایند بیش‌سرمایش هنگام انجماد اشاره کرد؛ همچنین در این مدل، خواص ترموفیزیکی پی‌سی‌ام جامد و پی‌سی‌ام مایع با دما تغییر نمی‌کنند؛ بنابراین در مدل‌سازی یک بعدی به راحتی می‌توان از رابطه (۱) در تمام ناحیه محاسباتی استفاده کرد [۱۶]:

$$\rho_{pcm} C_{pcm} \frac{\partial T}{\partial t} = k_{pcm} \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \quad (1)$$

ظرفیت حرارتی معادل و ضریب رسانایی گرما به صورت تابعی از دمای گره‌ها در نظر گرفته می‌شوند و به این ترتیب، مسئله تغییر فاز به یک مسئله هدایت با خواص گرمایی متغیر با دما، تبدیل می‌شود. لازم به ذکر است که در روابط (۲) تا (۷)، ΔT نصف بازه دمایی تغییر فاز است و مقدار آن ۱ در نظر گرفته شده است.

برای $T < T_m - \Delta T$ [۱۶]:

$$C_{pcm} = C_s \quad (2)$$

$$k_{pcm} = k_s \quad (3)$$

برای $T_m - \Delta T \leq T \leq T_m + \Delta T$ [۱۶]:

$$C_{pcm} = \frac{\rho h_{pcm}}{2\Delta T} + \frac{C_s + C_l}{2} \quad (4)$$

$$k_{pcm} = k_s + \frac{k_l - k_s}{2\Delta T} [T - (T_m - \Delta T)] \quad (5)$$

برای $T > T_m + \Delta T$ [۱۶]:

$$C_{pcm} = C_l \quad (6)$$

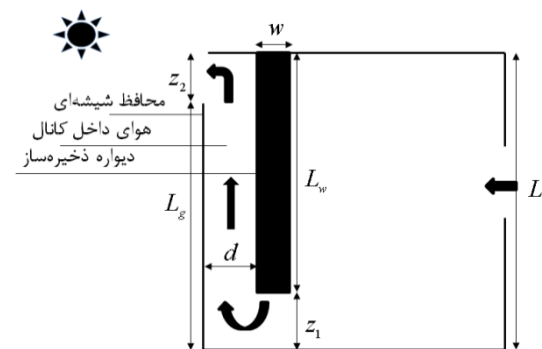
$$k_{pcm} = k_l \quad (7)$$

۳-۲- مدل‌سازی هواکش خورشیدی

در حل تحلیلی جهت تعیین درجه حرارت محافظ شیشه‌ای، هوای داخل کانال و دیواره هواکش، با توجه به شکل ۲، معادلات بقای انرژی برای این اجزا نوشته می‌شود و مقدار دبی جرمی با استفاده از یک رابطه تجربی به دست می‌آید. فرضیات ساده‌کننده استفاده شده در این مدل‌سازی عبارتند از:

- ۱- انتقال حرارت در اجزای هواکش یک بعدی است.
- ۲- هوای داخل کانال و اتاق، جذب تشعشع نیست.
- ۳- از اثر تهویه‌کنندگی باد صرف نظر شده است.
- ۴- ضریب شکل بین شیشه و سطح خارجی دیواره برابر یک است.

خواص گرمایی مواد به کار رفته در دیواره‌های شیشه‌ای و جذب حرارت سامانه هواکش خورشیدی در جدول ۱ و خواص تابشی شیشه و دیواره در جدول ۲ آمده است. از آنجا که هدف این تحقیق، بررسی اثر تغییرات خواص ترموفیزیکی پی‌سی‌ام روی عملکرد سامانه است، خواص ارائه شده در جدول برای پی‌سی‌ام مقادیری دلخواه و منطقی است و مربوط به یک ماده خاص نمی‌باشد.



شکل ۱- هندسه اتاق مجهز به هواکش خورشیدی در حالت تهویه طبیعی

جدول ۱- خواص ترموفیزیکی شیشه، بتون و پی‌سی‌ام [۱۵]

جنس	k (W/m.K)	ρ (kg/m ³)	C_p (kJ/kg.K)
شیشه	۰/۷۶	۱۷۵۰	۸/۴
بتون	۱/۵۰	۲۲۰۰	۰/۸۳۸
پی‌سی‌ام	۱/۰	۸۵۰	۱/۰۰

جدول ۲- ضرایب تابشی شیشه و سطح خارجی دیواره [۴]

پارامتر	مقدار
ضریب جذب شیشه، α_1	۰/۰۶
ضریب جذب دیواره، α_2	۰/۹۵
ضریب صدور شیشه، ε_g	۰/۹
ضریب صدور دیواره، ε_w	۰/۹۴
ضریب عبور شیشه، τ	۰/۸۴

۳- معادلات حاکم

۳-۱- مدل‌سازی عددی تغییر فاز در پی‌سی‌ام

برای حل مسئله انتقال حرارت در پی‌سی‌ام از مدل ظرفیت حرارتی موثر استفاده شده است. در این مدل، گرمای نهان تغییر فاز به صورت گرمای محسوسی قابل توجه در بازه دمایی تغییر فاز پی‌سی‌ام، در نظر گرفته می‌شود. از دیگر فرضیات

مجهول برای یافتن دمای محافظ شیشه‌ای و دمای هوای داخل کانال است و دومی، دستگاه معادلات جبری سه قطری مربوط به حل معادله نفوذ داخل دیواره ذخیره‌ساز است. لازم به ذکر است، در این مدل در حالتی که هواکش خورشیدی برای تهویه طبیعی استفاده می‌شود، دمای اتاق برابر با دمای محیط فرض می‌شود که از پنجره وارد اتاق می‌شود. دستگاه-های معادلات حاصل از حل ضمنی معادلات گذرای فوق در ادامه آمده است:

$$\left\{ 1 + r_g \left(\frac{A_w}{A_g} h_{rwg} + h_g + h_{wind} + h_{rs} \right) \right\} \times T_g^{n+1} - r_g h_g T_f^{n+1} = B_1 \quad (14)$$

$$r_f h_g A_g T_g^{n+1} - \left\{ 1 + r_f (h_w A_w + h_g A_g + \frac{\dot{m} C_f}{\gamma}) \right\} T_f^{n+1} = B_2 \quad (15)$$

که در روابط (۱۴) و (۱۵):

$$B_1 = r_g \left(S_1 + \frac{A_w}{A_g} h_{rwg} T_{w,1}^n + h_{wind} T_a + h_{rs} T_s \right) + T_g^n \quad (16)$$

$$B_2 = -T_f^n - r_f \left(h_w A_w T_{w,1}^n + \frac{\dot{m} C_f}{\gamma} T_{f,i} \right) \quad (17)$$

$$r_g = \frac{\Delta t}{\rho_g \delta_g C_g} \quad (18)$$

$$r_f = \frac{\Delta t}{\rho_f \delta_f C_f} \quad (19)$$

و برای دیواره ذخیره‌ساز، دستگاه معادلات برای نقاط داخلی و گره‌های قرار گرفته روی مرزها به روش تفاضل محدود به صورت رابطه (۲۰) بدست می‌آید:

$$(1 + 2r_w) T_{w,i}^{n+1} = r_w T_{w,i+1}^{n+1} + r_w T_{w,i-1}^{n+1} + T_{w,i}^n \quad (20)$$

که در رابطه (۲۰):

$$2 \leq i \leq n_w - 1 \quad (21)$$

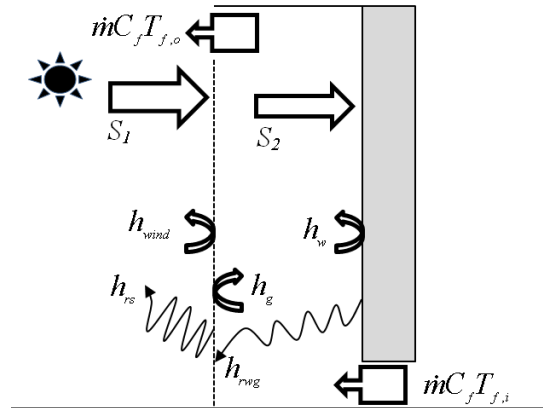
برای نقاط مرزی، معادله گسسته‌سازی شده به صورت زیر درمی‌آید:

$$\left\{ 1 + 2r_w + \frac{2r_w \Delta x}{k_w} (h_w + h_{rwg}) \right\} T_{w,1}^{n+1} = 2r_w T_{w,2}^{n+1} + S_u \quad (22)$$

$$(1 + 2r_w) T_{w,n_w}^{n+1} = 2r_w T_{w,n_w-1}^{n+1} + T_{w,n_w}^n \quad (23)$$

که در رابطه (۲۲)، S_u برابر است با:

$$S_u = T_{w,1}^n + \frac{2r_w \Delta x}{k_w} (S_2 + h_w T_f^{n+1} + h_{rwg} \times T_g^{n+1}) \quad (24)$$



شکل ۲- شکل نمادین فرآیندهای انتقال حرارت در هواکش خورشیدی

۵- دمای هوای ورودی به هواکش، دمای اتاق و دمای محیط برابرند.

۶- خواص ترموفیزیکی هوا در درجه حرارت متوسط محاسبه می‌شوند.

۷- تغییرات خواص ترموفیزیکی هوا با دما به صورت خطی است.

معادله بقای انرژی برای محافظ شیشه‌ای:

$$\frac{dT_g}{dt} \rho_g A_g \delta_g C_g = S_1 A_g + h_{rwg} A_w (T_{w,1}^n - T_g^{n+1}) + h_g A_g (T_f^{n+1} - T_g^{n+1}) - h_{wind} \times A_g (T_g^{n+1} - T_a) - h_{rs} A_g (T_g^{n+1} - T_s) \quad (8)$$

معادله بقای انرژی برای هوای داخل کانال:

$$\frac{dT_f}{dt} \rho_f V_f C_f = h_w A_w (T_{w,1}^n - T_f^{n+1}) - h_g \times A_g (T_f^{n+1} - T_g^{n+1}) + \dot{m} C_f (T_{f,i} - T_{f,o}) \quad (9)$$

معادله نفوذ یک بعدی گذرا برای دیواره ذخیره‌ساز به همراه شرایط اولیه و مرزی:

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial t} \quad (10)$$

$$T(x, 0) = T_a \quad (11)$$

$$-k_w \left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)_{left} = S_2 - h_w (T_{w,1}^n - T_f^{n+1}) - h_{rwg} (T_{w,1}^n - T_g^{n+1}) \quad (12)$$

$$-k_w \left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)_{right} = 0 \quad (13)$$

با ساده‌سازی و گسسته‌سازی معادلات فوق دو دستگاه معادلات جبری حاصل می‌شود که در هر گام زمانی، باید پشت سر هم حل شوند. اولی، یک دستگاه دو معادله- دو

$$\dot{m} = C_d \frac{\rho_{f,o} A_o}{\sqrt{(1 + A_r)}} \sqrt{\frac{2g L_s (T_f - T_{f,i})}{T_{f,i}}} \quad (34)$$

در رابطه (۳۴)، C_d ضریب تخلیه است و برابر ۰/۶ در نظر گرفته شده است [۴]. با توجه به اینکه در صورت استفاده از مواد تغییر فازدهنده و یا دیواره بتنی، هیچ تغییر هندسی در کانال هوای هواکش خورشیدی و اندازه دریچه‌های ورود و خروج هوا ایجاد نشده است، مسئله حاضر از نظر هندسی تفاوتی با مسئله هواکش خورشیدی ندارد. بر این اساس، استفاده از ضریب تخلیه با مقدار فوق بلا مانع است؛ همچنین ارتفاع مکش از رابطه (۳۵) محاسبه می‌شود:

$$L_s = L - 0.5(z_1 + z_2) \quad (35)$$

پس از تعیین دبی جرمی، دفعات تعویض هوا در ساعت را می‌توان با استفاده از رابطه (۳۶) تعیین کرد. در اینجا V_{room} حجم اتاق و برابر ۵۰ مترمکعب در نظر گرفته شده است.

$$ACH = (\dot{m} / \rho_{f,o}) \times \frac{3600}{V_{room}} \quad (36)$$

دمای متوسط هوای داخل کانال هواکش از رابطه (۳۷) محاسبه می‌شود که در این رابطه، ضریب تجربی γ برابر ۰/۷۵ در نظر گرفته شده است [۴].

$$T_f = \gamma T_{f,o} + (1 - \gamma) T_{f,i} \quad (37)$$

در حالت «تهویه طبیعی» با توجه به شکل ۱، دمای ورودی به هواکش با دمای اتاق برابر است:

$$T_{f,i} = T_r = T_a \quad (38)$$

خواص ترموفیزیکی هوا تابع خطی از دما فرض شده و برای محاسبه آنها از روابط (۳۹) تا (۴۲) استفاده شده است [۴]:

$$\mu_f = [1.846 + 0.00472(T_f - 300)] \times 10^{-5} \quad (39)$$

$$\rho_f = 1.1614 + 0.00353(T_f - 300) \quad (40)$$

$$C_f = [1.007 + 0.00004(T_f - 300)] \times 10^3 \quad (41)$$

$$k_f = 0.0263 + 0.000074(T_f - 300) \quad (42)$$

پارامترهای هندسی موجود در معادلات با توجه به شکل نمادین سامانه، شکل ۱، قابل محاسبه می‌باشند:

$$A_g = L_g W_2 \quad (43)$$

$$A_w = L_w W_2 \quad (44)$$

$$V_f = L_d W_2 \quad (45)$$

در روابط (۴۳) تا (۴۵)، W_2 عمق کانال و برابر ۱ متر است.

حال که معادلات حاکم و دستگاه معادلات حاصل از آن -ها معلوم گردید، در ادامه، کلیه پارامترهای ظاهر شده در معادلات (۸) تا (۲۴) معرفی می‌شوند. S_1 در روابط (۸) و (۱۶)، شار خورشیدی جذب شده توسط شیشه است و مقدار آن با رابطه (۲۵) تعیین می‌شود [۴]:

$$S_1 = \alpha_1 H \quad (25)$$

به همین ترتیب، شار خورشیدی جذب شده توسط سطح خارجی دیواره ذخیره‌ساز برابر است با [۴]:

$$S_2 = \tau \alpha_2 H \quad (26)$$

h_{rwg} ضریب انتقال حرارت تابشی بین دیواره ذخیره‌ساز و محافظ شیشه‌ای است که توسط رابطه (۲۷) تعیین می‌شود [۴]:

$$h_{rwg} = \frac{\sigma(T_g^2 + T_{w,1}^2)(T_g + T_{w,1})}{(1/\epsilon_g + 1/\epsilon_w - 1)} \quad (27)$$

همچنین h_{rs} ضریب انتقال حرارت تابشی بین شیشه و آسمان است و مقدار آن از رابطه (۲۸) محاسبه می‌شود [۴]:

$$h_{rs} = \sigma \epsilon_g (T_g^2 + T_s^2)(T_g + T_s) \quad (28)$$

جهت محاسبه درجه حرارت آسمان، از رابطه (۲۹) استفاده می‌شود [۴]:

$$T_s = 0.0552 T_a^{1.5} \quad (29)$$

در معادله (۸)، ضریب انتقال حرارت جابجایی ناشی از وزش باد که تابعی از سرعت باد است، با استفاده از رابطه (۳۰) محاسبه می‌شود [۴]:

$$h_{wind} = 5.7 + 3.8 u_{wind} \quad (30)$$

عدد ناسلت جریان هوا در کانال که تابعی از عدد رایلی است، برای رژیم‌های جریان آرام و به‌ازای $Ra \leq 10^9$ [۴]:

$$Nu = 0.68 + (0.67 Ra^{1/4}) / [1 + (0.492 / Pr)^{9/16}]^{4/9} \quad (31)$$

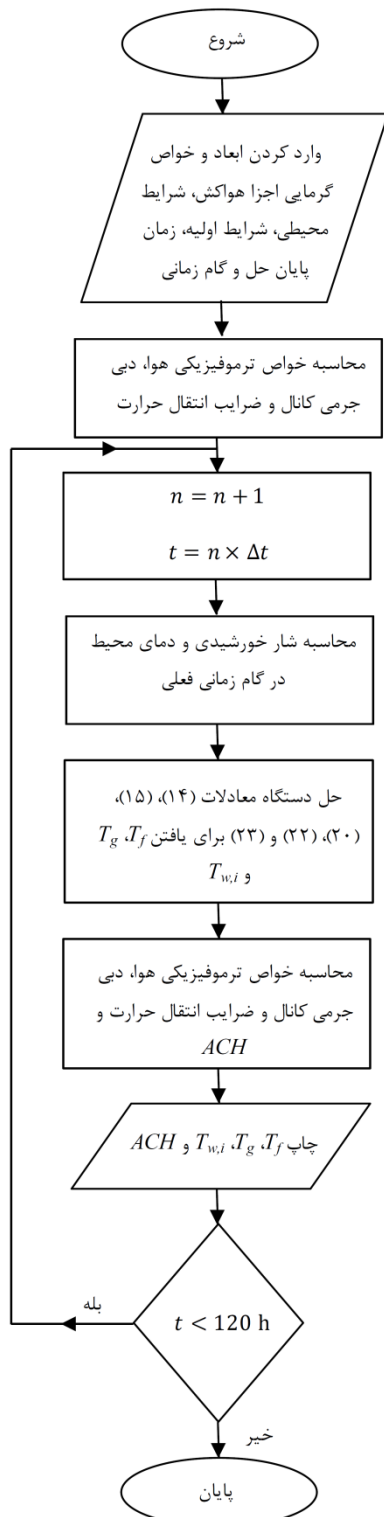
برای جریان آشفتگی و به‌ازای $Ra > 10^9$ [۴]:

$$Nu = \{0.83 + (0.39 Ra^{1/6}) / [1 + (0.492 / Pr)^{9/16}]^{8/27}\}^2 \quad (32)$$

ضریب انتقال حرارت جابجایی بین شیشه و هوا و نیز دیواره و هوای داخل کانال برابر با هم در نظر گرفته شده، توسط رابطه (۳۳) تعیین می‌شود:

$$h_g = h_w = \frac{k_f}{L} Nu \quad (33)$$

دبی جرمی هوای داخل کانال با استفاده از رابطه (۳۴) محاسبه می‌شود [۴]:

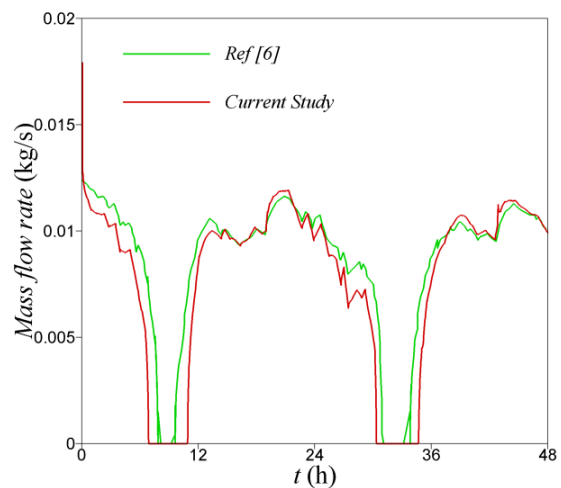


شکل ۳- فلوجارت حل معادلات حاکم بر سامانه هواکش خورشیدی

۴- جزئیات حل و اعتبارسنجی

با حل هم‌زمان دستگاه معادلات متشکل از روابط (۱۴)، (۱۵)، (۲۰)، (۲۲) و (۲۳) با استفاده از کد نوشته شده به زبان C++ و به ترتیبی که در شکل ۳ نشان داده شده است، دمای محافظ شیشه‌ای، دمای هوای داخل کانال و دمای دیواره در هر گام زمانی به دست می‌آید. برای حل دستگاه معادلات، از روش حذفی گاوس با جایگذاری پسرو استفاده شده است. گام زمانی و تعداد گره‌ها در دیوار برای همه حالت‌ها پس از بررسی استقلال حل عددی از این دو پارامتر انتخاب شده است.

به منظور اعتبارسنجی کد نوشته شده، به دلیل یکسان بودن مدل استفاده شده در این تحقیق و مرجع [۶]، با حل دستگاه معادلات حاکم، نتایج حاصل در مقایسه با نتایج این مرجع و در شکل ۴ نشان داده شده است. ماکزیمم اختلاف حدوداً ۱۲ درصدی، به این دلیل است که در مرجع [۶]، شرایط آب و هوایی واقعی متغیر با زمان، برای شهری در اسپانیا، در قالب سه نمودار که در متن آن مقاله گزارش شده، به عنوان ورودی در مسئله، لحاظ شده است. شدید بودن تغییرات این شرایط آب و هوایی با زمان در بعضی ساعات، موجب ایجاد خطا در ثبت نقاط مطلوب و درونیابی‌های متعاقب آن می‌شود.



شکل ۴- مقایسه دبی جرمی محاسبه شده در پژوهش حاضر با نتایج مرجع [۶]

۵- بحث و بررسی نتایج

با استفاده از روابط (۴۶)، (۴۷) و (۴۸)، تغییرات زمانی شار خورشیدی و دمای محیط با زمان محاسبه می‌شوند.

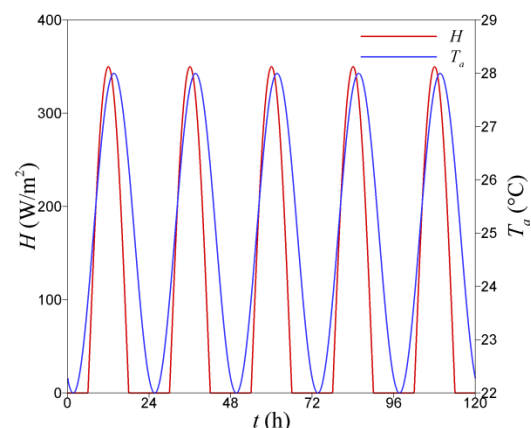
$$H = H_{peak} \sin\left(\frac{\pi(t - (6 \times 3600))}{12 \times 3600}\right) \quad (46)$$

که در آن:

$$\text{if } H < 0, \quad H = 0 \quad (47)$$

$$T_a = 298.15 + (0.5 \times DR) \sin\left(\frac{\pi t}{(12 \times 3600)} - 2\right) \quad (48)$$

H_{peak} مقدار بیشینه شار خورشیدی، ۳۵۰ وات بر مترمربع در نظر گرفته شده است. انتخاب این مقدار اندک برای شار خورشیدی به این دلیل بوده است که نشان داده شود، سامانه حتی با مقدار اندک شار خورشیدی، می‌تواند شرایط آسایش را برای ساکنان فراهم کند. بدیهی است مقادیر بیش‌تر شار خورشیدی، افزایش تعداد دفعات تعویض هوا در اتاق را به دنبال خواهد داشت. DR تغییرات روزانه دمای محیط برابر با ۶ کلوین و به‌گونه‌ای انتخاب شده است که دمای محیط در محدوده آسایش حرارتی قرار داشته باشد و استفاده از حالت تهویه طبیعی هواکش خورشیدی، منطقی باشد. شکل ۵، تغییرات زمانی شار خورشیدی و دمای محیط را برای مدت ۱۲۰ ساعت نشان می‌دهد. درواقع بررسی سامانه تنها در یک شبانه‌روز مدنظر بوده، ولی به منظور بی‌اثر شدن شرایط اولیه در حل تحلیلی، حل تا ۱۲۰ ساعت ادامه پیدا کرده است و وضعیت سامانه در ۴۸ ساعت پایانی مبنای قضاوت در مورد آن قرار گرفته است.



شکل ۵- تغییرات سینوسی شار خورشیدی و دمای محیط برای ۱۲۰ ساعت

برای حل، با توجه به عدم تغییر جواب‌ها در صورت اضافه شدن زمان حل، صورت گرفته است. در ادامه و با توجه به این شرایط، اثر تغییرات خواص ترموفیزیکی و ضخامت پی‌سی‌ام، روی عملکرد سامانه از نظر تعداد دفعات تعویض هوا در ساعت برای اتاق بررسی شده است؛ همچنین با توجه به شرایط موجود و از بین موارد بررسی شده، پی‌سی‌ام مطلوب انتخاب شده، در انتها این پی‌سی‌ام منتخب با دیواره بتونی مقایسه شده است. لازم به ذکر است، با توجه به اینکه حالت تهویه طبیعی هواکش خورشیدی در حال بررسی است، پی‌سی‌ام خوب پی‌سی‌امی است که اولاً تعداد مطلوب دفعات تعویض هوا در ساعت (بالتر از ۳ به استناد مرجع [۱۷]) را در تمام مدت شبانه‌روز تامین کند و ثانیاً بین پی‌سی‌ام‌هایی مناسب‌تر است که این مقدار را تامین می‌کنند، موردی که با نوسان کم‌تری در دبی همراه است.

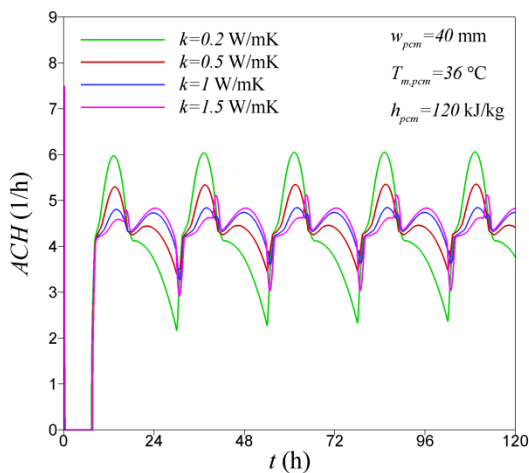
در شکل ۶، تغییرات تعداد دفعات تعویض هوا در ساعت به‌ازای نقطه ذوب‌های مختلف در نظر گرفته شده برای پی‌سی‌ام رسم شده است. مشاهده می‌شود با کاهش نقطه ذوب پی‌سی‌ام، از آنجا که لایه‌های بیش‌تری از آن ذوب می‌شوند و در نتیجه انرژی بیش‌تری به‌صورت نهان ذخیره می‌شود، مدت زمانی طولانی‌تر است که تهویه مطلوب در اتاق فراهم می‌شود. با این حال، به دلیل بالا رفتن دمای لایه سطحی پس از ذوب شدن، نوسانات بیش‌تری در دبی کانال مشاهده می‌شود. چون با توجه به معادله (۹)، افزایش دمای سطح خارجی دیواره موجب افزایش دمای هوای داخل کانال و در نتیجه با توجه به رابطه (۳۴)، موجب افزایش دبی کانال خواهد شد. در این بین، پی‌سی‌ام با دمای ذوب ۳۶ درجه سانتی‌گراد را به علت تامین تعداد مطلوب دفعات تعویض هوا در ساعت (بالای ۳ بار) در تمام مدت شبانه‌روز و نوسان کم‌تر، می‌توان مناسب دانست.

در شکل ۷، تغییرات تعداد دفعات تعویض هوا در ساعت به‌ازای ضخامت‌های مختلف پی‌سی‌ام نشان داده شده است. ضخامت کم‌تر، انرژی ذخیره شده کم‌تر و نوسان بیش‌تر در دبی هواکش را نشان می‌دهد. مشاهده می‌شود، با توجه به شار خورشیدی در نظر گرفته شده، افزایش بیش‌تر ضخامت از ۴۰ میلی‌متر اثر چندانی بر افزایش مدت زمان تهویه ندارد.

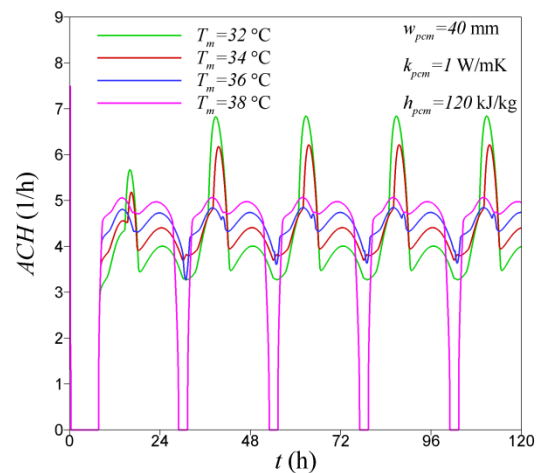
است، پی‌سی‌ام با ضریب رسانایی برابر ۱ در شرایط فعلی، انتخاب مناسبی خواهد بود.

در شکل ۹، تغییرات تعداد دفعات تعویض هوا در ساعت به‌ازای مقادیر مختلف گرمای نهان ذوب برای پی‌سی‌ام نشان داده شده است. از آنجا که با افزایش گرمای نهان ذوب، سهم بیشتری از انرژی ورودی به دیواره در دمای ذوب پی‌سی‌ام، در دیواره به‌صورت نهان ذخیره می‌شود، بنابراین دمای دیوار کم‌تر افزایش پیدا می‌کند و نتیجه آن تغییرات دبی کانال نیز کم‌تر خواهد بود. این نمودار نشان می‌دهد، برای سامانه

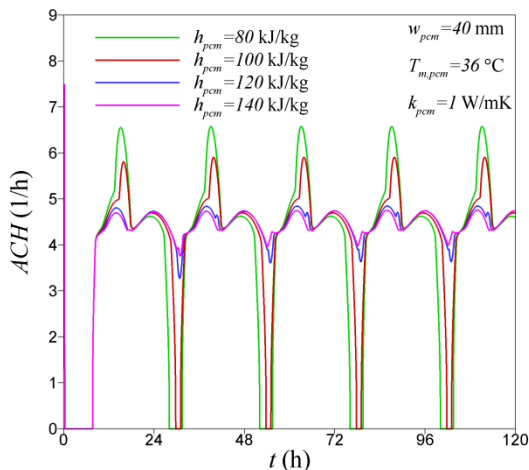
یکی دیگر از پارامترهای مهم در انتخاب یک پی‌سی‌ام، ضریب هدایت حرارتی آن است که در شکل ۸، اثر تغییرات آن روی عملکرد سامانه نشان داده شده است. هرچه ضریب هدایت حرارتی بزرگ‌تر باشد، شار ورودی به دیواره سریع‌تر به لایه‌های درونی‌تر منتقل شده، در نتیجه علاوه بر ذخیره-سازی بیشتر انرژی، دمای سطح جاذب کم‌تر افزایش پیدا می‌کند که نوسان کم‌تر دبی جرمی را به دنبال خواهد داشت. از آنجا که با تغییر ضریب هدایت حرارتی از ۱ به ۱/۵، تغییر در دفعات تعویض هوای اتاق در هر ساعت، کم‌تر از ۲ درصد



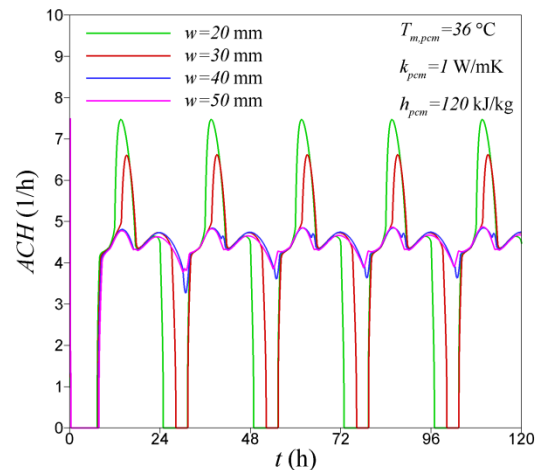
شکل ۸- تغییرات تعداد دفعات تعویض هوا به‌ازای مقادیر مختلف ضریب رسانایی گرمای پی‌سی‌ام



شکل ۶- تغییرات تعداد دفعات تعویض هوا در ساعت به‌ازای نقطه ذوب‌های مختلف پی‌سی‌ام

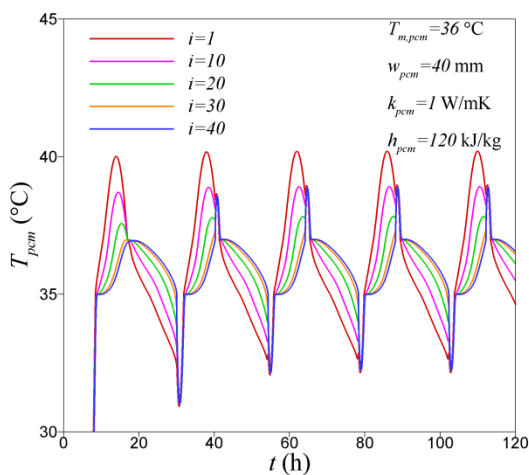


شکل ۹- تغییرات تعداد دفعات تعویض هوا در ساعت به‌ازای مقادیر مختلف گرمای نهان ذوب پی‌سی‌ام

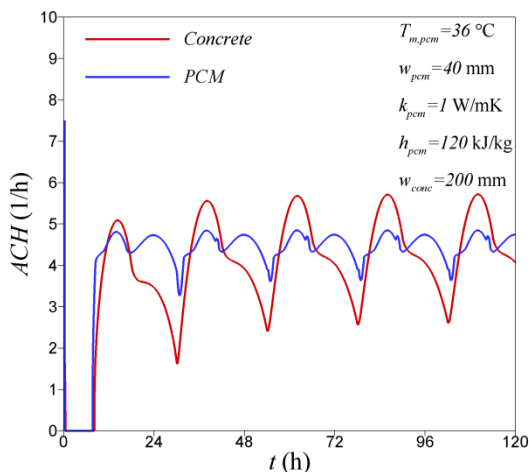


شکل ۷- تغییرات تعداد دفعات تعویض هوا در ساعت به‌ازای ضخامت‌های مختلف پی‌سی‌ام

موجب افزایش عدد رایلی و به دنبال آن با توجه به روابط ۳۱ تا ۳۳، موجب افزایش ضریب انتقال حرارت جابجایی بین سطح دیواره و هوای داخل کانال خواهد شد که در نهایت، دبی هوای داخل کانال افزایش می‌یابد. از طرف دیگر، برای دیواره بتونی، به دلیل ذخیره‌سازی کمتر انرژی، اختلاف درجه حرارت سطح دیواره و هوای داخل کانال پس از رسیدن به یک مقدار ماکزیمم در نزدیکی ظهر، روند دائماً کاهشی دارد و تنها در ساعات پس از غروب، مقداری از شیب این روند کاهشی کاسته می‌شود.



شکل ۱۰- تغییرات ساعتی توزیع دما در دیواره هواکش خورشیدی پی‌سی‌ام‌دار



شکل ۱۱- مقایسه تعداد دفعات تعویض هوا در هواکش خورشیدی پی‌سی‌ام‌دار و بتونی

در نظر گرفته شده، افزایش گرمای نهان ذوب به مقدار بیش از ۱۲۰ کیلوژول بر کیلوگرم، اثر چندانی بر عملکرد سامانه ندارد، بنابراین این عدد، مقدار مناسبی برای شرایط فعلی است.

در شکل ۱۰، نمودار تغییرات زمانی توزیع دما در چند نقطه از دیواره هواکش خورشیدی پی‌سی‌ام‌دار نشان داده شده است. لایه سطحی هنگام ذوب پی‌سی‌ام، بالاترین دما و به هنگام انجماد، پایین‌ترین دما را بین نقاط داراست و به این ترتیب، معکوس شدن جریان حرارت داخل دیواره، در ساعات بعد از غروب خورشید به وضوح مشاهده می‌شود.

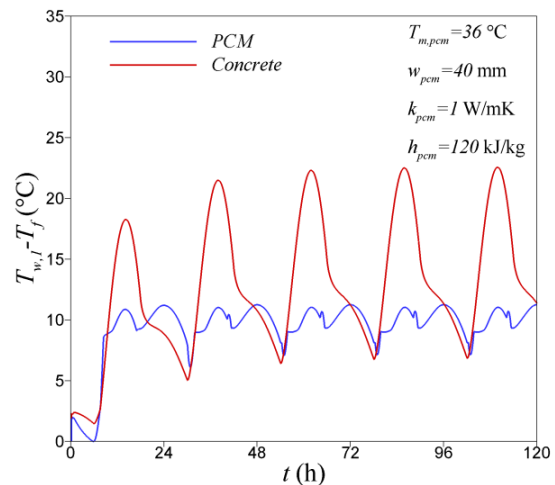
در شکل ۱۱، هواکش خورشیدی پی‌سی‌ام‌دار و بتونی با یکدیگر مقایسه شده‌اند. ضخامت دیواره بتونی ۲۰۰ میلی‌متر و دیواره پی‌سی‌ام‌دار ۴۰ میلی‌متر است. مشاهده می‌شود، هرچند استفاده از پی‌سی‌ام موجب شده است دبی هواکش در طول روز مقداری کاهش یابد، ولی در عوض ذخیره‌سازی بیش‌تر انرژی نسبت به دیواره بتونی، سبب شده است، عملکرد مطلوب سامانه هنگام شب نیز ادامه یابد و دامنه تغییرات دبی کانال در طول شبانه‌روز کاهش یابد. شکل ۱۱ نشان می‌دهد، هواکش خورشیدی پی‌سی‌ام‌دار حداقل تعداد دفعات تعویض هوای برابر با ۳/۶ را در تمام مدت شبانه‌روز برای اتاق فراهم می‌کند؛ همچنین کاهش حجم سامانه بواسطه کاهش ضخامت دیواره ذخیره‌ساز از ۲۰۰ میلی‌متر به ۴۰ میلی‌متر، مزیت دیگر استفاده از مواد تغییر فاز دهنده در دیواره هواکش خورشیدی است.

در شکل ۱۲، اختلاف درجه حرارت سطح دیواره و هوای داخل کانال برای هواکش خورشیدی پی‌سی‌ام‌دار و بتونی در ساعات مختلف نشان داده شده است. در توجیه علت وجود دو مقدار ماکزیمم نسبی در روند تغییرات ۲۴ ساعته تعداد دفعات تعویض هوا در هواکش پی‌سی‌ام‌دار می‌توان گفت که همانطور که مشاهده می‌شود، در فاصله زمانی ۲۴ ساعت در دو مقطع اختلاف درجه حرارت سطح دیواره و هوای داخل کانال برای دیواره پی‌سی‌ام‌دار روند افزایشی دارد. یک بار در ساعات اولیه روز که علت آن روند افزایشی شار خورشیدی است و بار دوم، پس از صفر شدن شار خورشیدی هنگام غروب است که علت آن معکوس شدن جریان حرارت داخل دیواره به دلیل شروع فرآیند انجماد پی‌سی‌ام است. افزایش اختلاف درجه حرارت سطح دیواره و هوای داخل کانال

۵- استفاده از مواد تغییر فاز دهنده به جای بتون در دیواره هواکش خورشیدی، موجب کاهش حجم سامانه و کاهش نوسانات در دبی کانال در طول شبانه‌روز خواهد شد.

فهرست علائم

مساحت، m^2	A
نسبت سطح مقطع خروجی به ورودی کانال	A_r
دفعات تعویض هوا در یک ساعت، h^{-1}	ACH
ظرفیت گرمایی ویژه در فشار ثابت، $Jkg^{-1}K^{-1}$	C
ضریب تخلیه هواکش	C_d
فاصله هوایی هواکش، m	d
تغییرات دمای روزانه، K	DR
شتاب گرانش، ms^{-2}	g
شار خورشیدی، Wm^{-2}	H
ضریب انتقال حرارت جابجایی بین شیشه و هوای داخل کانال، $Wm^{-2}K^{-1}$	h_g
گرمای نهان ذوب پی‌سی‌ام، $kJkg^{-1}$	h_{pcm}
ضریب انتقال حرارت جابجایی بین شیشه و محیط، $Wm^{-2}K^{-1}$	h_{rs}
ضریب انتقال حرارت تابشی بین شیشه و دیواره، $Wm^{-2}K^{-1}$	h_{rwg}
ضریب انتقال حرارت جابجایی بین دیواره و هوای داخل کانال، $Wm^{-2}K^{-1}$	h_w
ضریب انتقال حرارت جابجایی ناشی از وزش باد روی سطح، $Wm^{-2}K^{-1}$	h_{wind}
ضریب هدایت حرارتی، $Wm^{-1}K^{-1}$	k
ارتفاع اتاق، m	L
ارتفاع مکش، m	L_s
دبی جرمی هواکش، kgs^{-1}	\dot{m}
عدد ناسلت	Nu
تعداد گره‌های محاسباتی در دیواره	n_w
فشار، Pa	p
توان، W	P
عدد پرانتل	Pr
عدد رایلی	Ra
شار خورشیدی دریافتی توسط شیشه، Wm^{-2}	S_1



شکل ۱۲- مقایسه تغییرات ساعتی اختلاف درجه حرارت سطح دیواره و هوای داخل کانال در هواکش خورشیدی با دیواره‌ی بتونی و هواکش پی‌سی‌ام‌دار

۶- نتیجه‌گیری و جمع‌بندی

در این تحقیق، سامانه هواکش خورشیدی پی‌سی‌ام‌دار مورد مطالعه قرار گرفت. از نتایج مهم این پژوهش می‌توان به این موارد اشاره کرد:

۱- سامانه هواکش خورشیدی پی‌سی‌ام‌دار حتی در شار خورشیدی اندک، برای اتاقی به حجم ۵۰ مترمکعب می‌تواند تعداد مطلوب دفعات تعویض هوا در ساعت (بالای ۳ بار) را برای تمام مدت شبانه‌روز تامین کند.

۲- مهم‌ترین پارامتر در انتخاب پی‌سی‌ام مناسب برای یک سامانه هواکش خورشیدی، نقطه ذوب پی‌سی‌ام است که می‌باید با توجه به شرایط محیطی طوری انتخاب شود که کم‌ترین میزان ذخیره‌سازی محسوس انرژی در فاز مایع را به دنبال داشته باشد.

۳- افزایش ضریب هدایت حرارتی پی‌سی‌ام موجب می‌شود، سهم بیشتری از انرژی ورودی به دیواره به‌صورت نهان ذخیره شود؛ بنابراین انتخاب پی‌سی‌ام با ضریب هدایت بالاتر و یا پی‌سی‌ام‌های فین‌دار توصیه می‌شود.

۴- به‌ازای یک شار خورشیدی معین، افزایش گرمای نهان ذوب پی‌سی‌ام و یا ضخامت آن به مقادیری بیش از یک مقدار معین، عملاً بی‌تاثیر خواهد بود؛ بنابراین تعیین مقادیر بهینه این دو کمیت در هر طراحی، ضروری به نظر می‌رسد.

		شار خورشیدی دریافتی توسط دیواره، Wm^{-2}	S_2
گام زمانی	n	زمان، s	t
		دما، K	T
محیط	a	دمای هوای ورودی به کانال، K	$T_{f,i}$
مقدار متوسط	avg	دمای هوای خروجی از کانال، K	$T_{f,o}$
بتون	$conc$	دمای ذوب پی‌سی‌ام، K	T_m
هوای داخل کانال	f	دمای آسمان، K	T_s
شیشه	g	دمای سطح دیواره، K	$T_{w,1}$
گره محاسباتی نام	i	سرعت باد، ms^{-1}	u_{wind}
فاز مایع	l	حجم هوای داخل کانال، m^3	V_f
ماده تغییر فاز دهنده	pcm	دبی حجمی، m^3h^{-1}	\dot{V}
مقدار بیشینه	$peak$	ضخامت دیواره ذخیره‌ساز، m	w
فاز جامد	s	عمق کانال، m	W_2
دیواره ذخیره‌ساز	w	مختصات کارتیزین	x
		ارتفاع دریچه‌های تهویه، m	z_1, z_2

۷- مراجع

- [1] Chan Hy, Riffat SB, Zhu J (2010) Review of passive solar heating and cooling technologies. *Renew Sustain Energy Rev* 14: 781-789.
- [2] Saadatian O, Sopian K, Lim CH, Asim N, Sulaiman MY (2012) Trombe walls: A review of opportunities and challenges in research and development. *Renew Sustain Energy Rev* 16: 6340-6351.
- [3] Khanal R, Lei C (2011) Solar chimney- a passive strategy for natural ventilation. *Energy Build* 43: 1811-1819.
- [4] Ong KS (2003) A mathematical model of a solar chimney. *Renew Energy* 28: 1047-1060.
- [5] Ong KS, Chow CC (2003) Performance of a solar chimney. *Sol Energy* 74: 1-17.
- [6] Marti-Herrero J, Heras-Celemin MR (2007) Dynamic physical model for a solar chimney. *Sol Energy* 81: 614-622.
- [7] Tyagi VV, Buddhi D (2007) PCM thermal storage in buildings: A state of art. *Renew Sustain Energy Rev* 11: 1146-1166.
- [8] Sharma A, Tyagi VV, Chen CR, Buddhi D (2009) Review on thermal energy storage with phase change materials and applications. *Renew Sustain Energy Rev* 13: 318-345.
- [9] Sharma SD, Kotani H, Kaneko Y, Yamanaka T, Sagara K (2007) Design development of a solar chimney with built-in latent heat storage material for natural ventilation. *Int J Green Energy* 4: 313-324.

علائم یونانی

ضریب پخش گرما، m^2s^{-1}	α
ضریب جذب شیشه	α_1
ضریب جذب سطح خارجی دیواره	α_2
ضریب انبساط گرمایی هوا، K^{-1}	β
ضریب صدور شیشه	ϵ_g
ضریب صدور دیواره	ϵ_w
ثابت تجربی استفاده شده در تقریب دمای متوسط هوای داخل کانال	γ
ویسکوزیته دینامیکی هوا، Nsm^{-2}	μ_f
ضریب عبور شیشه	τ
چگالی، kgm^{-3}	ρ
چگالی هوای خروجی از کانال، kgm^{-3}	$\rho_{f,o}$
ثابت استفان- بولتزمن، $5.67 \times 10^{-8} Wm^{-2}K^{-4}$	σ
ضخامت، m	δ
نصف تغییرات دمایی حالت گذار پی‌سی‌ام، K	ΔT
گام زمانی، s	Δt
فاصله گره‌های محاسباتی در دیواره ذخیره-ساز، m	Δx

- (2015) Energy analysis of using double skin façade with phase change materials in a high rise building under climatic conditions of Tehran. *Modares Mech Eng* 15(5): 34-40.
- [15] Khalifa AJN, Abbas EF (2009) A comparative performance study of some thermal storage materials used for solar space heating. *Energy Build* 41: 407-415.
- [16] Chen C, Guo H, Liu Y, Yue H, Wang C (2008) A new kind of phase change material (PCM) for energy storing wallboard. *Energy Build* 40: 882-890.
- [17] Mathur J, Bansal NK, Mathur S, Jain M, Anupma (2006) Experimental investigations on solar chimney for room ventilation. *Sol Energy* 80: 927-935.
- [10] Amori KE, Mohammed SW (2012) Experimental and numerical studies of solar chimney for natural ventilation in Iraq. *Energy Build* 47: 450-457.
- [11] Rabani M, Kalantar V, Faghieh AK, Rabani M, Rabani R (2013) Numerical simulation of a Trombe wall to predict the energy storage rate and time duration of room heating during the non-sunny periods. *Heat Mass Transfer* 49: 1395-1404.
- [12] Li Y, Liu S (2014) Experimental study on thermal performance of a solar chimney combined with PCM. *Appl Energy* 114: 172-178.
- [13] Li Y, Liu S (2014) Numerical study on thermal behaviors of a solar chimney incorporated with PCM. *Energy Build* 80: 406-414.
- [14] Zolfaghari A, Sa'adati Nasab M, Norouzi Jajarm E