مجله مهندسی مکانیک، شماره پیاپی ۹۱، جلد ۵۰، شماره ۲، تابستان ۱۳۹۹، صفحه ۱۷۹-۱۸۶ – پژوهشی - DOI: 10.22034/jmeut.2020.9657

بررسی اثر پارامترهای مختلف بر روی سیستم سرمایش تابشی شبانه

حامد محمدیان کارشناسی ارشد، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه سیستان و بلوچستان، زاهدان، ایران

سعید فراهت* استاد، ، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه سیستان و بلوچستان، زاهدان، ایران

مصطفی دهقانی استادیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه سیستان و بلوچستان، زاهدان، ایران

چکیده

در تحقیق حاضر یک سیستم سرمایشی تابشی مورد مطالعه قرار گرفته است. در ابتدا پتانسیل شهر زاهدان برای استفاده از این نوع سیستم سرمایشی مورد بررسی قرار گرفت. سپس اثر پارامترهای دبی آب و حجم مخزن ذخیره بر روی میزان بار سرمایشی سیستم بررسی شد. برای شبیه‌سازی مخزن ذخیره از مدل لایه‌بندی گرمایی استفاده شده است. در این مقاله اثر تعداد لایه‌های گرمایی در دقت جواب خروجی مطالعه شده است. با توجه به یافته‌های پژوهش زاهدان دارای پتانسیل بسیار مناسبی برای استفاده از این سیستم است. از طرف دیگر بررسی‌های صورت گرفته بیانگر تاثیر مثبت افزایش دبی آب در کاهش دمای آب مخزن هستند. همچنین بیشتر کردن حجم مخزن ذخیره اگرچه باعث افزایش دمای آب مخزن می‌شود، ولی در ذخیره‌سازی سرمایش تأثیر مثبتی دارد. در نهایت نتایج نشان می‌دهند که برای شبیه سازی مخزن ذخیره به صورت لایه بندی گرمایی، در نظر گرفتن تعداد لایه‌های گرمایی بین ۳ تا ۱۰ لایه، خطای کمی در محاسبات وارد می‌کند.

واژه‌های کلیدی: سرمایش تابشی شبانه، پتانسیل سنجی، لایه‌بندی گرمایی، بار سرمایشی تابشی شبانه.

Investigation of different parameters effect on nocturnal radiative cooling

Hamed Mohammadian Department of Mechanical Engineering , University of Sistan and Baluchestan, Zahedan, Iran

Said Farahat Department of Mechanical Engineering , University of Sistan and Baluchestan, Zahedan, Iran

Mostafa Dehghani Department of Mechanical Engineering , University of Sistan and Baluchestan, Zahedan, Iran

Abstract

In this research a nocturnal radiative cooling system is studied. Firstly the nocturnal radiative cooling potential in Zahedan climate is considered. Then the effect of water volume flow rate and storage tank volume on cooling load is investigated. Thermal stratification model is used for the storage tank modeling. In this article, the effect of the thermal layer numbers on the result accuracy is studied. The article results show that Zahedan has high potential for using nocturnal radiative cooling. On the other hand, the considerations show that the water volume flow rate increasing causes the stored water temperature decrease. Also when storage tank capacity increases, the stored water temperature increases, but when the amount of water increases, it can help to save more cooling at night. Finally assuming the thermal layer number between 3 and 10, can decrease the computation's error.

Keywords: Nocturnal radiative cooling, Potential deliberation, Thermal stratification, Nocturnal radiative cooling load.

۱- مقدمه

مصرف انرژی در بخش ساختمان بسیار بالا بوده و به شدت در حال افزایش است. بنابراین جهت کاهش مصرف انرژی، استفاده از شیوه‌هایی که تا حد امکان سازگار با محیط زیست باشند ضرورت دارد. یکی از این روش‌ها در بخش تهویه مطبوع استفاده از سرمایش غیرفعال است. دفع گرما به وسیله‌ی سرمایش غیرفعال به سه شیوه امکان پذیر است [۱]:

۱. سرمایش به کمک زمین بر اساس استفاده از خاک
۲. سرمایش تبخیری و جابجایی با استفاده از هوا به عنوان چاه حرارتی
۳. استفاده از سرمایش تابشی با استفاده از آسمان

اساس سرمایش تابشی، بر دفع گرما به وسیله انتقال گرمای تابشی با طول‌موج‌های بلند از ساختمان به آسمان شب که دارای دمای پایین‌تری از محیط است استوار است [۲]. دو روش برای استفاده از سرمایش تابشی وجود دارد:

۱. بدنه‌ی ساختمان با جذب گرما از داخل و انتقال آن به‌وسیله‌ی امواجی با طول‌موج‌های بلند به آسمان شب، باعث خنک شدن داخل ساختمان می‌شود. به دلایل فیزیکی بیشترین مقدار دفع گرمای تابشی، از سقف به آسمان صورت می‌گیرد. حوضچه‌های سقفی در این دسته قرار می‌گیرند.
۲. در روش دوم، نحوه‌ی انتقال انرژی، استفاده از یک صفحه تخت فلزی برای ذخیره کردن سرمایش برای استفاده در طول روز می‌باشد. نحوه عملکرد در این حالت عکس استفاده از گردآورنده خورشیدی است [۳]. یعنی با استفاده از یک گردآورنده خورشیدی، گرما در طول شب به آسمان منتقل می‌شود.

در تحقیق حاضر از روش دوم برای انتقال انرژی به آسمان استفاده شده است. به این منظور آب از درون گردآورنده عبور نموده و با انتقال انرژی به آسمان خنک می‌شود. سپس آب خروجی از گردآورنده در یک منبع ذخیره شده و در طول روز با عبور از درون کویل خنک‌کننده به سرمایش بیشتر هوا کمک می‌کند.

* نویسنده مکاتبه کننده، آدرس پست الکترونیکی: farahat@hamoon.usb.ac.ir

تاریخ دریافت: ۹۶/۱۱/۲۸
تاریخ پذیرش: ۹۸/۰۹/۱۸

در زمینه‌ی سرمایش تابشی پژوهش‌های زیادی در شاخه‌های مختلف از جمله پیشبینی دمای آسمان شب، سنجیدن پتانسیل شهرهای مختلف برای استفاده از این سیستم، بررسی نحوه عملکرد این سیستم‌ها، جنس گردآورنده مورد استفاده و غیره صورت گرفته است.

بردهال و فرومبرگ با اندازه‌گیری تابش صورت گرفته به آسمان در سه شهر مختلف در ایالات‌متحده، رابطه‌ای برای دمای آسمان برحسب دمای شبنم به دست آوردند [۴]. حیدری نژاد و همکاران [۳] و شیرازی و همکاران [۵] به بررسی نظری و تجربی پتانسیل برخی از شهرهای ایران برای استفاده از سیستم سرمایش تابشی پرداختند. پژوهشگران با بررسی ۶ شهر ایران به این نتیجه رسیدند که مناطق گرم و خشک پتانسیل بسیار بالایی برای استفاده از این سیستم سرمایشی دارند.

النیمر و همکاران [۶] به بررسی تحلیلی و آزمایشگاهی یک سیستم سرمایش تابشی از نوع باز پرداختند. سیستم سرمایش تابشی مورد بررسی متشکل از یک پانل با پوشش پلی‌اتیلن و یک مخزن ذخیره بود. محققان نشان دادند که مدل ریاضی مورداستفاده همخوانی مناسبی با مدل آزمایشگاهی دارد.

میر و همکاران [۷] به مطالعه یک سیستم سرمایش تابشی با مخزن ذخیره به صورت نظری و آزمایشی برای شرایط آب و هوایی اسلو پرداختند. محققان از یک تابشگر صفحه تخت پلیمری و فاقد پوشش شیشه‌ای با مساحت ۵/۲ مترمربع و حجم مخزن ذخیره ۲۸۰ لیتری استفاده نمودند. نتایج شبیه‌سازی بیانگر امکان استفاده از سیستم جهت تامین نیاز سرمایشی یک خانواده بجز در شرایط دمایی اواسط تابستان و رطوبت‌های نسبی بالا است.

ایکر و دالیبارد [۸] به بررسی یک سیستم فتوولتائی برای تولید برق در طول روز و سرمایش تابشی در طول شب برای چند نمونه شرایط آب و هوایی متفاوت پرداختند. توان سرمایشی تولید شده هنگام استفاده از گردآورنده فتوولتائی برای سرمایش یک تانک آب بین ۶۰ تا ۶۵ وات بر مترمربع و هنگام استفاده مستقیم جهت خنک کاری یک سقف بین ۴۰ تا ۴۵ وات بر متر مربع گزارش گردید.

حسین زاده و طاهریان [۹] به بررسی تحلیلی و تجربی سیستم سرمایش تابشی با استفاده از دو تابشگر خورشیدی بدون پوشش شیشه‌ای و به صورت موازی در شرایط آب و هوایی مرطوب بابل پرداختند. در این پژوهش، متوسط سرمایش خالص در نواحی مرطوب هنگامیکه آسمان صاف باشد حدود ۴۵ وات بر متر مربع و متوسط کاهش دمای آب در انتهای شب حدود ۷ تا ۸ درجه سلسیوس گزارش شده است.

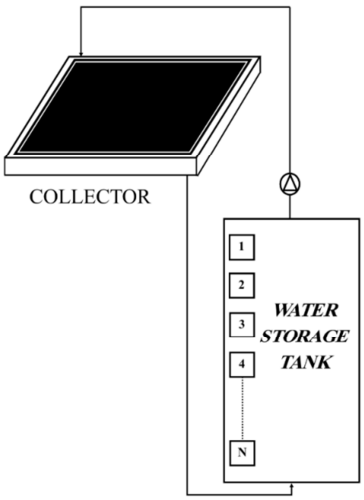
بوکور و همکاران [۱۰] به بررسی شرایط شهرهای اروپا برای استفاده از سیستم تابش شبانه پرداختند. نتایج نشان داد که مناطق با آب و هوای خشک تر عملکرد بهتری در سیستم سرمایش شبانه دارند. زیرا رطوبت موجود در هوا بر روی انتقال گرمای تابشی تاثیرگذار است.

در این پژوهش یک سیستم سرمایشی تابشی با توجه به شرایط آب و هوایی زاهدان مورد بررسی قرار گرفته و اثر پارامترهایی نظیر دبی آب جاری درون گردآورنده‌ها، حجم مخزن ذخیره و نحوه مدلسازی دمای آب درون مخزن بر میزان کاهش دما و توان سرمایشی سیستم مورد مطالعه قرار گرفته است.

۲- شرح مساله و معادلات حاکم

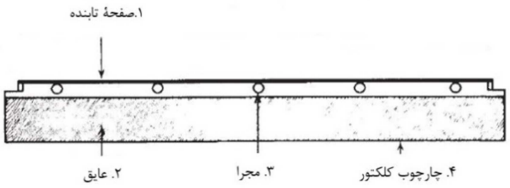
سیستم سرمایش تابشی شبانه استفاده شده در این پژوهش، شامل یک گردآورنده صفحه تخت فاقد شیشه، پمپ و یک منبع ذخیره بوده و بطور طرحواره در شکل ۱ نشان داده شده است. برای تبادل تابش با آسمان در شب، از گردآورنده صفحه تخت استفاده شده است. دلیل استفاده از گردآورنده صفحه تخت فاقد شیشه در این سیستم، انتقال بهتر گرما به آسمان است. زیرا وجود شیشه بواسطه ضریب صدور تابش کمتر از یک باعث افت میزان انتقال گرما از سمت گردآورنده به سمت آسمان شب می‌شود. برای ذخیره کردن آب از یک منبع ذخیره‌ی ۱۵۰ لیتری با قطر داخلی ۵۰cm و ارتفاع ۷۶cm و ضخامت ۱۵cm از جنس پلی‌اتیلن استفاده می‌شود. همچنین عایق‌بندی این منبع با استفاده از پشم‌شیشه به ضخامت ۲۰cm و رسانایی گرمایی (W/mK) ۰/۰۳۵ صورت می‌گیرد.

آب درون منبع ذخیره در طول شب از بالای منبع، جایی که آب گرم‌تر است، وارد گردآورنده شده و در آن جریان یافته و خنک می‌شود. آب خنک شده دوباره از پایین منبع که در آن آب دمای پایین‌تری دارد وارد مخزن می‌شود. این عمل باعث می‌شود از اتلافات گرمایی ناشی از اختلاط لایه‌های گرم و سرد سیال جلوگیری شود. آبی که در طول شب خنک می‌شود در منبع ذخیره شده و در طول روز در کویل خنک‌کننده جریان می‌یابد.



شکل ۱- طرحواره سیستم سرمایشی تابشی با منبع ذخیره

اجزاء یک نمونه گردآورنده صفحه تخت بطور طرحواره در شکل ۲ نمایش داده شده است.



شکل ۲- اجزاء یک تابشگر صفحه تخت [۱۱]

همچنین مشخصات فیزیکی گردآورنده مورداستفاده در پژوهش حاضر، در جدول ۱ ارائه شده است.

جدول ۱- مشخصات فیزیکی گردآورنده صفحه تخت

پارامتر	مقدار
سطح صفحه‌ی جاذب (m^2)	۲/۹۴
ابعاد گردآورنده (cm)	۲۱۰×۱۴۰×۹/۵
تعداد ردیف لوله‌ها	۱۰
فاصله‌ی بین لوله‌ها (m)	۰/۱۴۵
طول لوله‌ها (m)	۲/۱
ضریب صدور صفحه‌ی تابنده	۰/۹
ضخامت صفحه‌ی تابنده (m)	۰/۰۰۵
رسانایی گرمایی صفحه‌ی تابنده (W/mK)	۳۸۳
ضخامت عایق پشت گردآورنده (m)	۰/۰۷
ضخامت عایق اطراف گردآورنده (m)	۰/۰۴
رسانایی گرمایی عایق (W/mK)	۰/۰۳۹
قطر داخلی لوله رایزر (m)	۰/۰۰۹

در ادامه معادلات مربوط به هر کدام از این قسمت‌ها به طور جداگانه بیان خواهد شد.

۲-۱- معادلات حاکم بر گردآورنده صفحه تخت

همان‌گونه که قبلاً بیان شد، وسیله‌ای که به‌عنوان تابشگر استفاده می‌شود، یک گردآورنده خورشیدی صفحه تخت است. به همین دلیل، معادلات حاکم بر گردآورنده خورشیدی برای این مسئله نیز بسط داده می‌شود.

برای تحلیل تابشگر، ابتدا توزیع دما در آن بررسی خواهد شد. توزیع دما در راستای جریان به صورت معادله‌ی (۱) خواهد بود [۱۱]:

$$\frac{T_f - T_a - S/U_L}{T_{fi} - T_a - S/U_L} = \exp\left(\frac{-U_L n W F' y}{\dot{m} C_P}\right) \qquad (۱)$$

در رابطه (۱) T_f دمای سیال $[°C]$ در فاصله‌ی y از ورودی گردآورنده $[m]$، T_a دمای هوا $[°C]$، T_{fi} دمای سیال در ورودی گردآورنده $[°C]$، U_L ضریب افت گرمای کلی تابشگر $[W/m^2°C]$، S میزان کل انرژی تابش شده به آسمان $[W/m^2]$، n تعداد لوله‌ها در گردآورنده، W فاصله‌ی بین لوله‌ها $[m]$، $\dot{m}$ دبی آب در گردآورنده $\left[\frac{kg}{s}\right]$، C_P گرمای ویژه سیال $[J/kg°C]$ و F' ضریب راندمان تابشگر می‌باشند.

ضریب افت گرمای کلی تابشگر، یعنی U_L، ناشی از انتقال حرارت هدایت و جابجایی است. در تابشگر، انتقال گرمای رسانشی و جابجایی از سه وجه بالایی (U_t)، پشتی(U_b) و لبه (U_c) صورت می‌گیرد و باید سهم هرکدام از وجوه جداگانه در نظر گرفته شود. برای به دست آوردن U_L، انتقال گرما از هر سه وجه با یکدیگر جمع می‌شوند [۳].

بیشترین میزان اتلاف گرما از تابشگر از قسمت جلویی تابشگر یعنی قسمتی که رو به آسمان است صورت می‌گیرد و این اتلافات عمدتاً به صورت جابجایی است. این نوع اتلاف معمولاً به صورت معادله‌ی $U_t = av + b$ بیان می‌شود [۷]. روابط زیادی برای اتلاف گرمای جابجایی ارائه شده است اما دقیق‌ترین و پرکاربردترین آن‌ها معادله زیر می‌باشد [۱۲].

$$U_t = h_c = 3.8v + 1.8 \qquad 1.35 < v < 4.5 \qquad (۲)$$

اگر سرعت هوا کمتر از بازه‌ی گفته شده باشد، این رابطه اتلاف گرما را بیشتر از حد واقعی تخمین می‌زند. درصورتی‌که پشت تابشگر عایق باشد، انتقال گرما تنها ناشی از رسانش خواهد بود که برابر با مقدار زیر است [۷]:

$$U_b = \frac{k}{L} \qquad (۳)$$

در رابطه (۳) k رسانایی گرمایی عایق $[W/m°C]$ و L ضخامت عایق (m) است. انتقال گرما از کنار تابشگر به علت ضخامت کم، سهم بسیار ناچیزی در اتلافات دارد به گونه‌ای که مقدار آن کمتر از ۵٪ از کل اتلافات گرمایی است. معادله‌ی زیر برای محاسبه‌ی اتلافات گرمایی از اطراف تابشگر در نظر گرفته می‌شود [۱۳].

$$U_c = \frac{(l_2 + l_1) l_3 k}{l_1 l_2 \delta_b} \qquad (۴)$$

در معادله‌ی (۴) l_1، l_2 و l_3 به ترتیب طول، عرض و ارتفاع تابشگر هستند.

$$U_l = U_t + U_b + U_c \qquad (۵)$$

واحد اتلاف کلی $[W/m^2°C]$ است.

میزان تابش از یک جسم به‌صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$S = \varepsilon_r \sigma T^4 \qquad (۶)$$

همان‌گونه که در معادله‌ی (۶) دیده می‌شود، مقدار تابش به دمای جسم و گسیلندگی[1] جسم بستگی دارد. در معادله‌ی فوق σ ثابت استفان- بولتزمن است که برابر با $5.67\times10^{-8}(W/m^2K^4)$ می‌باشد. همچنین T دمای مطلق جسم برحسب کلوین و ε_r ضریب صدور نیمکره‌ای هست.

انتقال گرمای تابشی بین تابشگر و آسمان اغلب با این فرض محاسبه می‌شود که سطح تابنده یک سطح سیاه یا خاکستری است. بنابراین شار تابشی کلی از سطح به سمت آسمان از رابطه‌ی زیر قابل محاسبه است:

$$S = \varepsilon_r \sigma \left(T_{rad}^4 - T_{sky}^4\right) \qquad (۷)$$

با تعریف کاهش دمای آسمان[2] $\Delta T_{sky} = \left(T_{air} - T_{sky}\right)^2$ و کاهش دمای تابشگر $\Delta T_{rad} = \left(T_{air} - T_{rad}\right)$ می‌توان معادله‌ی (۸) را به‌صورت خطی درآورد [۱۲].

$$S_{net} = 4\varepsilon_r \sigma T_{air}^3 \left(T_{rad} - T_{sky}\right) \qquad (۸)$$

در معادله‌ی (۸)، T_{air} دمای هوا $[K]$، T_{rad} دمای سطح تابشگر $[K]$ و T_{sky} دمای آسمان $[K]$ می‌باشند. T_{sky} با استفاده از رابطه‌ی پیشنهادی بردهال به دست می‌آید.

[1] Emissivity
[2] Sky Depression

در صورت مشخص بودن دمای آسمان، معادله‌ی (۹) برای محاسبه‌ی مقدار تابش به سمت آسمان بسیار مفید است. برای محاسبه‌ی دمای آسمان باید ابتدا ضریب صدور آسمان محاسبه شود. ضریب صدور آسمان به‌عنوان یک تابع از طول‌موج ثابت است و معادله‌ی آن به‌صورت زیر است [۱۲].

$$\varepsilon_{sky} = \left(\frac{T_{sky}}{T_{air}}\right)^4 \qquad (۹)$$

بردهال و فرومبرگ رابطه‌ی زیر را برای محاسبه‌ی ضریب صدور آسمان پیشنهاد کردند [۴].

$$\varepsilon_{sky} = \left(0.741 + 0.0062T_{dp}\right) \qquad (۱۰)$$

با توجه به معادله‌ی (۱۰) دمای آسمان به‌صورت معادله‌ی (۱۱) محاسبه می‌شود:

$$T_{sky} = \left(0.741 + 0.0062T_{dp}\right)^{1/4} T_a \qquad (۱۱)$$

رابطه‌ی فوق برای آسمان صاف استفاده شده و T_{sky} و T_a برحسب [K] و T_{dp} دمای نقطه‌ی شبنم هوا برحسب [°C] است.

همچنین مارتین و بردهال رابطه‌ی دقیق‌تری برای محاسبه‌ی دمای آسمان، با شرط آسمان تمیز و بدون ابر ارائه داده‌اند که به‌صورت رابطه (۱۲) است [۱۴].

$$\varepsilon_{sky} = 0.711 + 0.56\left(\frac{T_{dp}}{100}\right) + 0.73\left(\frac{T_{dp}}{100}\right)^2 \qquad (۱۲)$$

در صورت وجود ابر، ضرایب اصلاحی به این معادله اضافه خواهد شد.

با داشتن ضریب صدور آسمان، دمای آسمان به‌دست می‌آید و از این طریق میزان تابش به سمت آسمان محاسبه می‌شود.

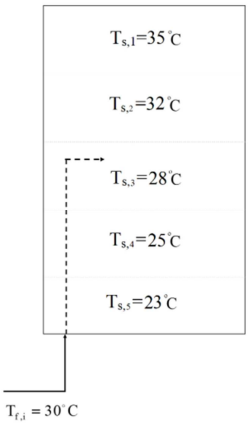
۲-۲- معادلات منبع ذخیره

دو روش برای مدل‌سازی منبع ذخیره وجود دارد. ۱- مدل مخلوط کامل ۲- مدل لایه‌های گرمایی [۱۵].

در مدل مخلوط کامل، دمای کل سیال داخل مخزن ثابت در نظر گرفته می‌شود. این مدل برای زمانی که یک همزن در داخل مخزن وجود داشته باشد، برای سادگی حل بسیار مفید است. در غیر این صورت باعث بروز خطا در حل مسئله می‌شود. زیرا وقتی آب خنک شده وارد مخزن می‌شود، لایه‌های گرمایی در مخزن ایجاد می‌شود، به‌گونه‌ای که دمای سیال از بالا تا پایین مخزن متغیر است. دلیل این امر، نیروی شناوری است که در اثر اختلاف دما به‌صورت طبیعی در سیال ایجاد می‌شود. بنابراین استفاده از مدل مخلوط کامل برای مدلسازی منبع ذخیره‌ی سیستم‌های سرمایشی تابشی شبانه مناسب نبوده و باید از مدل لایه‌های حرارتی استفاده نمود.

همچنان که پیشتر نیز اشاره شد منبع ذخیره در این مسئله به‌منظور ذخیره‌سازی آب خنک شده در طول شب، برای استفاده در سیستم سرمایشی در طول روز استفاده می‌شود. در طول شب آب از بالای منبع ذخیره که گرم‌ترین دما را داراست وارد تابشگر می‌شود. آب خروجی از تابشگر به دلیل تبادل تابش با آسمان خنک می‌شود. این آب خنک شده به قسمت زیرین منبع که کمترین دما را داراست وارد می‌شود. در طول روز نیز آب از قسمت زیرین منبع ذخیره که کمترین دما را دارد، وارد کویل خنک‌کننده می‌شود و آب گرم خروجی از کویل به بالای منبع وارد می‌شود. به‌این‌ترتیب اتلاف انرژی ناشی از اختلاط لایه‌های سیال به حداقل می‌رسد.

برای به‌دست‌آمده آوردن معادلات حاکم بر منبع ذخیره‌ی شامل چند لایه، در نظر گرفتن فرض‌هایی برای نحوه‌ی توزیع سیال در لایه‌های مختلف، امری ضروری است. برای مثال، در منبع شکل ۳ با پنج لایه‌ی گرمایی، آب با دمای $30^\circ C$ که بین دماهای لایه دوم و سوم است، وارد منبع می‌شود.



شکل ۳- منبع ذخیره با پنج لایه‌ی گرمایی

فرض می‌شود آب بعد از ورود به منبع ذخیره، راه خود را به سمت طبقه‌ی سوم، پیش می‌گیرد. همچنین فرض دیگر این است که آب در حین حرکت به سمت طبقه‌ی سوم، در طبقات پایین‌تر توزیع می‌شود. در این تحقیق از فرض اول استفاده شده است.

موازنه انرژی در هر لایه به‌صورت زیر است [۱۵]:

$$\begin{aligned} m_i C_P \frac{dT_{s,i}}{dt} = {} & \alpha_i \dot{m}_c C_P\left(T_{fo} - T_{s,i}\right) + \beta_i \dot{m}_L C_P\left(T_{Li} - T_{s,i}\right) \\ & - (UA)_{s,i}\left(T_{s,i} - T_a\right) \\ & + \begin{cases} \gamma_i C_P\left(T_{s,i+1} - T_{s,i}\right); & \text{if } \gamma_i > 0 \\ \gamma_i C_P\left(T_{s,i} - T_{s,i-1}\right); & \text{if } \gamma_i < 0 \end{cases} \end{aligned} \qquad (۱۳)$$

در معادله‌ی (۱۳)، $\dot{m}_c$ و $\dot{m}_L$ به ترتیب دبی جریان از گردآورنده به سمت منبع ذخیره و دبی جریان بار سرمایشی (به سمت کویل) هستند. T_{fo} دمای سیال خروجی از گردآورنده به سمت منبع ذخیره و T_{Li} دمای سیال خروجی از منبع ذخیره به سمت کویل می‌باشند.

در سمت راست معادله‌ی (۱۳)، جمله‌ی اول و دوم، انتقال انرژی ناشی از جریان سیال به سمت لایه‌های گرمایی است. جمله سوم انتقال گرمایی است که از مرزهای منبع ذخیره با محیط صورت می‌گیرد. با عایق‌بندی منبع ذخیره، مقاومت گرمایی منبع افزایش پیدا می‌کند و باعث کاهش تأثیر این جمله می‌شود. اگر عایق‌بندی ایده آل و ۱۰۰٪ در نظر گرفته شود، این ترم صفر می‌شود. جمله آخر نیز انتقال گرما بین لایه‌های مختلف سیال را بیان می‌کند. در معادله‌های (۱۴) تا (۱۶) ضرایب α_i (تابع کنترل گردآورنده)، β_i (تابع کنترل بار) و γ_i به‌صورت زیر تعریف می‌شود.

$$\alpha_i = \begin{cases} 1; & \text{if} \quad i = N \text{ and } T_{fo} < T_{s,i} \\ 1; & \text{if} \quad T_{s,i+1} \le T_{fo} < T_{s,i} \\ 0; & \text{otherwise} \end{cases} \qquad (۱۴)$$

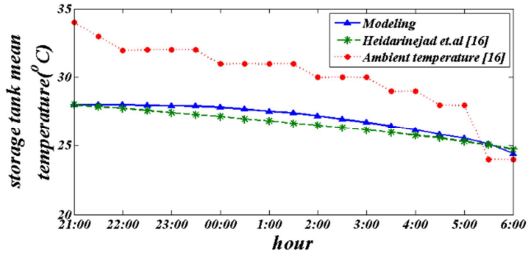
$$\beta_i = \begin{cases} 1; & \text{if} \quad i = 1 \text{ and } T_{L,i} < T_{s,i} \\ 1; & \text{if} \quad T_{s,i} \le T_{fo} < T_{s,i-1} \\ 0; & \text{otherwise} \end{cases} \tag{۱۵}$$

$$\gamma_i = \begin{cases} -\dot{m}_L = \sum_{j=1}^{N-1} \beta_j; & \text{if} \quad i = N \\ -\dot{m}_c = \sum_{j=2}^{N} \alpha_j; & \text{if} \quad i = 1 \\ \dot{m}_c \sum_{j=N}^{i+1} \alpha_j - \dot{m}_L \sum_{j=1}^{i-1} \beta_j; & \text{if} \quad i = 2, \dots, N-1 \end{cases} \tag{۱۶}$$

۳- نتایج

۳-۱- صحت‌سنجی سیستم سرمایش شبانه

در این بخش به صحت‌سنجی نتایج مدلسازی سیستم سرمایش تابشی شبانه شامل یک گردآورنده صفحه تخت و منبع ذخیره پرداخته شده است. مدلسازی با استفاده از نرم افزار MATLAB صورت گرفته است. به منظور بررسی درستی روابط موجود در زمینه‌ی سرمایش تابشی و منبع ذخیره، نتایج حاصل از این معادلات با نتایج پژوهش حیدری‌نژاد و همکاران [۱۶] صحت‌سنجی و اعتبارسنجی شده است. محققان از یک گردآورنده با ۸ ردیف لوله به طول ۲/۰۵۴m که به فاصله‌ی ۰/۱۴۷m از هم قرار دارند استفاده کرده‌اند. همچنین منبع ذخیره‌ی مورداستفاده در پژوهش آنها ۲۰۰ لیتر در نظر گرفته شده بود. مقادیر دمای آب داخل مخزن در ساعت های مختلف در شکل ۴ نشان داده شده و با یکدیگر مقایسه شده‌اند.

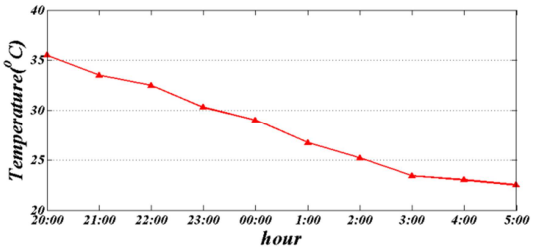


شکل ۴- اعتبارسنجی سیستم سرمایش شبانه با نتایج حیدری نژاد و همکاران [۱۶]

همان‌گونه که ملاحظه می‌شود، نتایج همخوانی مناسبی با داده‌های مدل‌سازی حیدری نژاد و همکاران [۱۶] داشته و بیشینه خطا حدود ۲/۷۵٪ است.

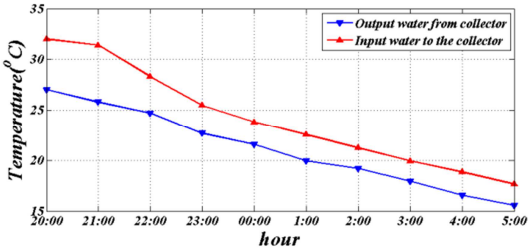
۳-۲- بحث و بررسی نتایج

در این بخش عملکرد سیستم سرمایش تابشی شبانه با گردآورنده صفحه تخت و منبع ذخیره که بطور طرحواره در شکل ۱ نشان داده شده بود مورد بررسی قرار گرفته است. آب با دبی جرمی $\dot{m} = ۰/۰۳ kg/s$ در گردآورنده جریان داشته و شبیه‌سازی برای آب و هوای زاهدان در شب ۱۴ تیر صورت گرفته است. این شبیه‌سازی از ساعت ۸، که لحظاتی پس از غروب آفتاب است شروع شده و تا ساعت ۵ صبح روز بعد ادامه می‌یابد. روند تغییرات دمای هوای زاهدان در شب ۱۴ تیر در نمودار شکل ۵ نشان داده شده است.



شکل ۵- تغییرات دمای هوای شب ۱۴ تیر در زاهدان

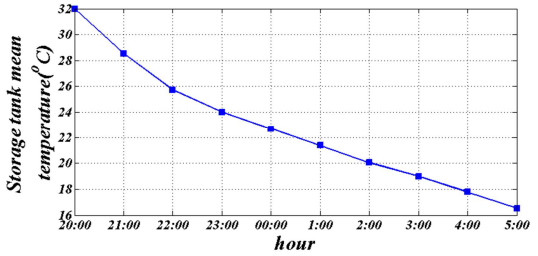
دمای اولیه‌ی آب موجود در مخزن و آب ورودی به گردآورنده را ۳۲°C در نظر می‌گیریم. با توجه به اطلاعات هواشناسی داده‌شده در نمودار شکل ۵، دمای آب ورودی به گردآورنده و خروجی از گردآورنده به صورت شکل ۶ تغییر می‌کند.



شکل ۶- دمای آب ورودی به گردآورنده و خروجی از گردآورنده

با توجه به شکل ۶ دمای آب ورودی به گردآورنده می‌تواند تا ۵°C نیز کاهش پیدا کند. کاهش دمای آب درون گردآورنده به دمای آسمان بستگی دارد. هرچه رطوبت کمتر باشد دمای آسمان نیز پایین‌تر است و این موضوع پتانسیل بیشتری برای استفاده از این سیستم سرمایشی تولید می‌کند.

آب سرد خروجی از گردآورنده با ورود به مخزن، باعث کاهش دمای آب درون مخزن می‌شود. برای استفاده، دمای آب داخل مخزن نسبت به دمای آب خروجی از تابشگر، از اهمیت بیشتری برخوردار است. چراکه آب داخل مخزن در روز بعد استفاده قرار می‌شود. دمای آب ذخیره‌شده در داخل مخزن کمی بالاتر از دمای آب خروجی از تابشگرها است. برای مدل‌سازی مخزن ذخیره‌ی آب، تعداد لایه‌های گرمایی برابر ۵ در نظر گرفته می‌شود. دمای میانگین آب درون مخزن، از میانگین دمای این پنج لایه به دست می‌آید. دمای میانگین آب درون مخزن به صورت شکل ۷ تغییر می‌کند.

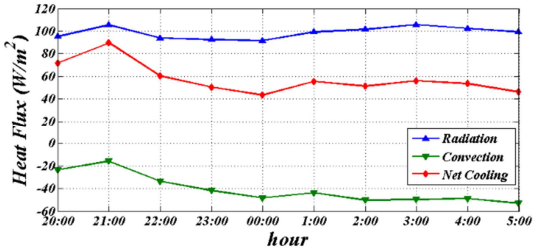


شکل ۷- دمای میانگین آب درون مخزن

با توجه به آنچه از شکل ۷ مشخص می‌شود، این سیستم توانایی سرد کردن آب درون مخزن را تا حدود ۱۵/۵°C دارد. دمای

میانگین آب مخزن در ساعت ۵ صبح حدوداً $16/51^{\circ}C$ است. با استفاده از معادله‌ی ساده‌ی $Q = mC_p(T_2 - T_1)$ می‌توانیم انرژی گرفته‌شده از آب در طول شب را محاسبه کرد. با کاهش دمای آب از $32^{\circ}C$ به $16/51^{\circ}C$ مقدار $9/6855MJ$ انرژی از آب گرفته می‌شود. این موضوع بیانگر پتانسیل بالای شهر زاهدان برای استفاده از این نوع سیستم سرمایشی است.

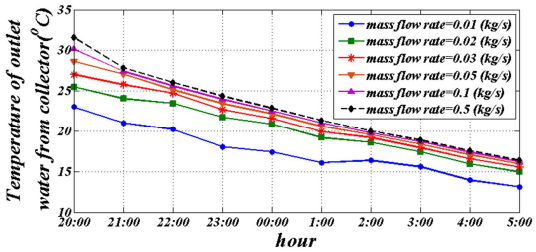
بررسی اثر متقابل دفع انرژی تابشی از سمت گردآورنده به آسمان شب و میزان انتقال انرژی گرمایی به گردآورنده بواسطه انتقال گرمای جابجایی توسط هوای محیط با گردآورنده در نرخ خالص سرمایش تولید شده توسط سیستم حائز اهمیت است. در شکل ۸ میزان شار گرمایی دفع انرژی به سمت آسمان و میزان جذب انرژی به صورت انتقال حرارت جابجایی از هوای محیط به گردآورنده در ساعت‌های مختلف با یکدیگر مقایسه شده‌اند. همچنین میزان سرمایش خالص تولید شده که بر مبنای اختلاف شار گرمایی دفع و جذب گرما محاسبه می‌شود در شکل ۸ نشان داده شده است.



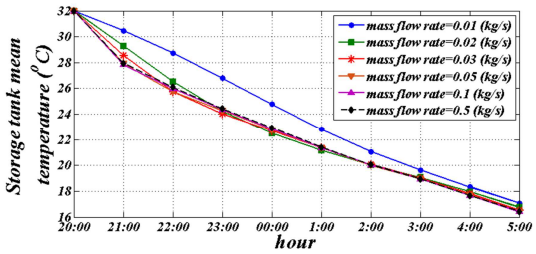
شکل ۸- شار گرمایی تابشی دفع گرما از گردآورنده، جذب گرما از طریق جابجایی توسط گردآورنده و نرخ خالص سرمایش

با توجه به نمودار شکل ۸، در هر لحظه به صورت میانگین ۹۸/۷۲۶۴J انرژی از طریق تابش از گردآورنده به آسمان منتقل می‌شود. همچنین به دلیل بالاتر بودن دمای محیط از آب جاری درون گردآورنده، انتقال گرمای جابجایی تأثیر منفی در عملکرد سیستم دارد. به‌گونه‌ای که در هر لحظه به صورت میانگین ۴۰/۹۱۸۲J انرژی گرمایی به آب جاری درون گردآورنده منتقل می‌شود. به‌طورکلی توان سرمایشی سیستم در هرلحظه به‌صورت میانگین ۵۷/۸۰۸۲J است.

دبی جرمی آب جاری در گردآورنده، امری مهم در انتقال انرژی تابشی به آسمان است. هرچه مقدار دبی جرمی آب کمتر باشد سیال فرصت بیشتری برای تبادل تابش با آسمان و کاهش دما دارد. اما از طرفی هر چه مقدار دبی جرمی آب کمتر باشد، تعداد دفعات چرخش آب درون گردآورنده کمتر می‌شود. شکل ۹ و ۱۰ به ترتیب تأثیر دبی جرمی آب در میزان دمای آب خروجی از گردآورنده و دمای میانگین آب ذخیره شده در منبع ذخیره را نشان می‌دهند.



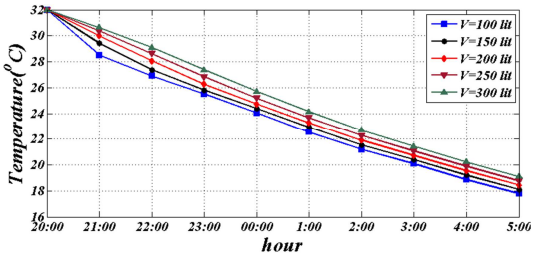
شکل ۹- تأثیر دبی جرمی بر روی دمای آب خروجی از گردآورنده



شکل ۱۰- تأثیر دبی جرمی آب در دمای میانگین آب ذخیره شده در منبع ذخیره

با توجه به آنچه در شکل ۹ مشاهده می‌شود، همان‌گونه که پیشبینی می‌شد با کاهش دبی جرمی آب، دمای آب خروجی از گردآورنده کاهش می‌یابد. از طرف دیگر، با توجه به شکل ۱۰، با کاهش دبی جرمی آب، دمای میانگین آب درون منبع ذخیره در انتهای بازه سرمایش به میزان جزئی افزایش یافته است. از آنجا که در این سیستم کاهش دمای آب ذخیره شده در مخزن برای استفاده در طول روز مهمتر از کاهش دمای آب خروجی از گردآورنده است. بنابراین با افزایش دبی جرمی آب عبوری از درون گردآورنده امکان افزایش توان سرمایشی سیستم وجود دارد. گرچه با توجه به نمودارهای شکل ۱۰ افزایش دبی جرمی آب به بیشتر از $0/2\ kg/s$ تاثیر چندانی در کاهش دمای آب درون مخزن ذخیره و در نتیجه افزایش توان سرمایشی ندارد. بنابراین افزایش بیشتر دبی جرمی بواسطه ارتباط توان پمپاژ با توان سرعت تنها سبب افزایش توان مصرفی جهت پمپاژ آب به درون مجموعه خواهد شد و از دیدگاه مصرف انرژی مقرون به صرفه نمی‌باشد.

یکی دیگر از عواملی که می‌تواند در کارایی سیستم تابش شبانه تأثیرگذار باشد ظرفیت منبع ذخیره است. در شکل ۱۱ تأثیر استفاده از پنج منبع ذخیره با ظرفیت‌های ۱۰۰، ۱۵۰، ۲۰۰، ۲۵۰ و ۳۰۰ لیتر در دمای میانگین آب منبع ذخیره نشان داده شده است. در تمامی این حالت‌ها، قطر داخلی منبع ذخیره ثابت و برابر ۰/۵m در نظر گرفته شده و تنها ارتفاع آن تغییر می‌کند.



شکل ۱۱- تأثیر ظرفیت منبع ذخیره در دمای میانگین آب درون آن

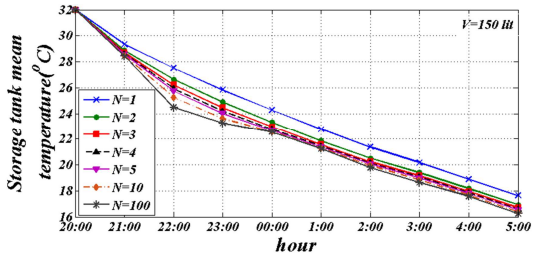
با توجه به نتایج شکل ۱۱، با افزایش ظرفیت منبع ذخیره دمای میانگین آب ذخیره شده در آن بیشتر می‌شود. اما با بیشتر شدن ظرفیت مخزن ذخیره، جرم آب درون آن نیز بیشتر شده و به همین دلیل محاسبه مقدار بار سرمایشی سیستم ضرورت دارد. جدول ۲ به بررسی این موضوع می‌پردازد. در این جدول ظرفیت هر مخزن، ارتفاع آن، دمای میانگین آب ذخیره شده در آن و مقدار بار سرمایشی متناظر ارائه شده است.

جدول ۲- تاثیر ظرفیت مخزن ذخیره بر روی عملکرد سیستم سرمایش تابشی

حجم مخزن (Lit)	ارتفاع مخزن (m)	دمای میانگین آب مخزن در ساعت ۵ صبح	بار سرمایشی (MJ)
۱۰۰	۰/۵۱	۱۵/۹۶ $(^{\circ}C)$	۶/۶۸۹
۱۵۰	۰/۷۶۵	۱۶/۳۸ $(^{\circ}C)$	۹/۷۶۸
۲۰۰	۱/۰۲	۱۶/۸۱ $(^{\circ}C)$	۱۲/۶۸۸
۲۵۰	۱/۲۷۵	۱۷/۱۹ $(^{\circ}C)$	۱۵/۴۳۷
۳۰۰	۱/۵۳	۱۷/۴۸ $(^{\circ}C)$	۱۸/۱۶۴

همان‌گونه که در جدول ۲ مشاهده می‌شود با افزایش ارتفاع (حجم) مخزن، دمای میانگین آب ذخیره شده در مخزن بیشتر می‌شود. به‌گونه‌ای که دمای میانگین آب در مخزن ۳۰۰ لیتری حدوداً $1/5^{\circ}C$ از دمای میانگین آب در مخزن ۱۰۰ لیتری بیشتر است. این در حالی است که بار سرمایشی تولید شده با استفاده از مخزن ذخیره ۳۰۰ لیتری بیش از ۲/۷ برابر بار سرمایشی تولید شده توسط مخزن ذخیره ۱۰۰ لیتری است. بنابراین با افزایش حجم مخزن می‌توانیم بار سرمایشی بیشتری در طول شب ذخیره نموده و این موضوع به بهبود عملکرد سیستم در طول روز کمک می‌کند.

همان‌طور که پیشتر نیز بیان شد، برای مدل‌سازی منبع ذخیره دو روش وجود دارد، یکی مدل مخلوط کامل و دیگری مدل لایه‌بندی دمایی. افزایش تعداد لایه‌های دمایی درون منبع ذخیره یکی از مواردی است که سبب افزایش دقت محاسبات می‌گردد. اما از طرفی افزایش تعداد لایه‌ها سرعت حل مسئله را کاهش می‌دهد. شکل ۱۲ به بررسی تأثیر تعداد لایه‌های دمایی در دقت جواب خروجی می‌پردازد.



شکل ۱۲- بررسی اثر تعداد لایه‌های گرمایی در دقت جواب خروجی

با توجه به شکل ۱۲، استفاده از مدل کاملاً مخلوط برای منبع، خطای زیادی در حدود $1/4^{\circ}C$ ایجاد می‌کند. از طرف دیگر اگر تعداد لایه‌های گرمایی ۳ تا ۱۰ لایه در نظر گرفته شود، جواب به‌دست‌آمده خطای کمی نسبت به جواب حاصله در تعداد ۱۰۰ لایه‌ی گرمایی دارد. مقدار خطای مطلق برای تعداد ۳ لایه‌ی گرمایی نسبت به ۱۰۰ لایه‌ی حرارتی در حدود $0/45^{\circ}C$ و خطای نسبی آن در حدود ٪۲/۷۶ است. همچنین مقدار خطای مطلق برای تعداد ۵ لایه‌ی گرمایی نسبت به ۱۰۰ لایه‌ی گرمایی در حدود $0/27^{\circ}C$ و خطای نسبی آن در حدود ٪۱/۶۷ است. برای تعداد ۱۰ لایه‌ی گرمایی نسبت به ۱۰۰ لایه‌ی گرمایی نیز مقدار خطای مطلق در حدود $0/14^{\circ}C$ و خطای نسبی آن در حدود ٪۰/۸۵ است. بنابراین انتخاب تعداد لایه‌های گرمایی بین ۳ تا ۱۰ لایه، برای به دست آوردن جواب‌هایی با دقت مناسب کافی است.

۴- نتیجه‌گیری

در این مقاله، ابتدا پتانسیل شهر زاهدان برای استفاده از سیستم سرمایش تابشی مورد برررسی قرار گرفت. نتایج حاصله بیانگر این موضوع بود که شهر زاهدان با توجه به شرایط آب و هوایی گرم و خشک، پتانسیل مناسبی جهت استفاده از سیستم سرمایشی تابشی دارد. سپس اثر افزایش دبی آب بر روی دمای آب مخزن ذخیره مطالعه شد. نتایج نشان داد افزایش دبی جرمی آب، تأثیر منفی در دمای آب خروجی از گردآورنده دارد و باعث افزایش دمای آب خروجی از گردآورنده می‌شود. این در حالی است که با افزایش دبی جرمی آب جاری در گردآورنده، دمای میانگین آب ذخیره‌شده در منبع کاهش می‌یابد. ازآنجاکه دمای آب ذخیره‌شده در منبع، برای استفاده در طول روز اهمیت دارد، باید دبی جرمی آب را بیشتر در نظر گرفت. البته افزایش دبی آب بیشتر از یک مقدار معین، تأثیر ناچیزی در دمای میانگین آب مخزن دارد. لذا از انتخاب دبی جرمی آب بیشتر از این مقدار، به دلیل ملاحظات مصرف انرژی سیستم، باید پرهیز شود. در قدم بعدی اثر ظرفیت مخزن ذخیره بر روی توانایی ذخیره کردن سرمایش در طول شب مورد بررسی قرار گرفت که نشان داده شد افزایش ظرفیت مخزن ذخیره اگرچه تأثیر منفی بر روی دمای آب درون منبع ذخیره دارد و باعث افزایش دمای آب درون منبع می‌شود، ولی باعث ذخیره‌ی بیشتر بار سرمایشی می‌شود که می‌تواند در طول روز کمک بیشتری به عمل سرمایش نماید. در نهایت اثر تعداد لایه‌های گرمایی بر روی دقت حل مسئله تحقیق شد که نتایج گویای این مسئله بود که انتخاب تعداد لایه‌های گرمایی بین ۳ تا ۱۰ لایه، برای به دست آوردن جواب‌هایی با دقت مناسب کفایت می‌کند. انتخاب تعداد دقیق

لایه‌ها بستگی به نیاز مسئله به دقت جواب‌های خروجی و نیاز به سرعت در حل مسئله دارد.

۵- نمادها

A	سطح مقطع (m^2)
Cp	ظرفیت حرارتی ویژه‌ی سیال (J/kg°C)
Cpu	ظرفیت حرارتی ویژه‌ی هوای مرطوب (J/kg K)
D	قطر لوله‌ی گردآورنده (m)
F	کارایی گردآورنده
F′	ضریب بازده تابشگر
h_c	ضریب انتقال گرمای جابجایی از گردآورنده (W/ m^2°C)
K	رسانایی گرمایی (W/m K)
L	طول ضخامت عایق (m)
$\dot{m}$	دبی جرمی (kg/s)
n	تعداد لوله‌های موازی در گردآورنده
S	شار انرژی صادرشده به آسمان (W/m^2)
T_f	دمای سیال جاری درون گردآورنده $(^\circ C)$
T_{fi}	دمای سیال ورودی به گردآورنده $(^\circ C)$
T_{fo}	دمای سیال خروجی از گردآورنده $(^\circ C)$
T_{sky}	دمای آسمان(K)
T_{dp}	دمای نقطه‌ی شبنم $(^\circ C)$
T_a	دمای محیط(K)
$T_{s,i}$	دمای طبقه‌های سیال $(^\circ C)$
T_{Li}	دمای بار $(^\circ C)$
U_L	ضریب اتلاف گرمای کلی از گردآورنده (W/m^2°C)
U_t	ضریب اتلاف گرمای کلی از وجه بالای گردآورنده (W/m^2°C)
U_b	ضریب اتلاف گرمای کلی از وجه پایین گردآورنده (W/m^2°C)
U_c	ضریب اتلاف گرمای کلی از لبه‌های گردآورنده (W/m^2°C)
v	سرعت باد (m/s)
W	فاصله‌ی بین لوله‌ها (m)
y	طول لوله (m)
α_i	تابع کنترل گردآورنده
β_i	تابع کنترل بار
γ_i	تابع کنترل جریان به سمت هر لایه
σ	ثابت استفان-بولتزمن ($W\ m^{-2}\ K^{-4}$)

۶- مراجع

[1] Santamouris M., Passive cooling of buildings, *Advances of Solar Energy , ISES, James and James Science Publishers, London*, 2005.

[2] J. Cook, Passive Cooling, *MIT Press* , 1989.

[۳] قاسم حیدری نژاد، محمودرضا سلیم شیرازی، شهرام دلفانی، نوید نوری. شبیه‌سازی عددی و تجربی یک سیستم سرمایش تشعشعی شبانه با استفاده از گردآورنده‌های خورشیدی. شانزدهمین کنفرانس بین‌المللی مهندسی مکانیک، کرمان، ایران، ۱۳۸۷.

[4] Berdhal. P, Fromberg. R, The thermal radiance of clear skies, *Solar Energy,* Vol. 29, No.4, pp. 229-314, 1982.

[5] Salim Shirazy M, Heidarinejad G, Delfani S. Investigation of potential of usage of radiative cooling in some cities of Iran to use passive cooling so as to reduce energy consumption, Kerman, Iran: ISME; 2008 [In Farsi].

[6] Al-Nimr, M.A., Kodah, Z., Nassar, B., A theoretical and experimental investigation of a radiative cooling system, *Solar Energy*: Vol. 63 , No. 6 , pp. 367–373, 1998.

[7] Meir, M.G., Rekstad, J.B., Lovvik, O.M., A study of a polymer-based radiative cooling system. *Solar Energy* , Vol. 73, No. 6 , pp. 403–417, 2002.

[8] Ursula Eicker, Antoine Dalibard, Photovoltaic thermal collectors for night radiative cooling of buildings, *Solar Energy* , Volume 85, Issue 7, pp 1322-1335, 2011.

[9] Elham Hosseinzadeh, and Hessam Taherian, An experimental and analytical study of a radiative cooling system with unglazed flat plate collectors, *International Journal of Green Energy*, Vol. 9, pp. 766–779, 2012.

[10] Balázs Bokor, László Kajtár, Doğan Eryener, Nocturnal radiation: new opportunity in building cooling, *Energy Procedia*, Vol. 11, pp. 118-125, 2017.

[11] Duffie J.A., Beckman W.A., Solar Engineering of Thermal Processes, *John Wiley & Sons*, 1980.

[12] Clark E, Berdahl P. Radiative cooling: resource and applications. In: Miller H, editor. Proceedings of the Passive Cooling Workshop Amherst, MA 20 October, *Center for Energy Effcient Design, Berkeley*, CA, 1980. pp. 177-212

[13] Ghassem Heidarinejad , Moien Farmahini Farahani , Shahram Delfani. Investigation of a hybrid system of nocturnal radiative cooling and direct evaporative cooling. *Building and Environment* ,Vol, 45, pp. 1521–1528, 2010.

[14] Martin M. Radiative cooling. In: Cook J, editor. Passive cooling. *Cambridge, MA: The MIT Press*, 1989.

[۱۵] فرمهینی فراهانی، معین. سیستم ترکیب سرمایش شبانه و سرمایش تبخیری مستقیم و غیرمستقیم .پایاننامه دوره کارشناسی ارشد مهندسی مکانیک -تبدیل انرژی، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه تربیت مدرس. ۱۳۸۸

Ghassem Heidarinejad , Moien Farmahini Farahani , Shahram Delfani. Investigation of a hybrid system of nocturnal radiative cooling and direct evaporative cooling. *Building and Environment* ,Vol, 45, pp. 1521–1528, 2010.