



محاسبه عمق بهینه کانال هواگرمکن خورشیدی

حبيب اله صفرزاده- عضو هیئت علمی گروه مهندسی مکانیک، دانشکده فنی مهندسی، دانشگاه رازی

پیمان سامی جعفر بیگلر- کارشناس ارشد تبدیل انرژی دانشکده فنی مهندسی، دانشگاه رازی

علی نوروزی منش - کارشناس سازمان بهینه‌سازی مصرف سوخت

E-mail: habibsafarzadeh@yahoo.com

چکیده: در این مطالعه عملکرد حرارتی یک هواگرمکن خورشیدی عمودی در حالت گذرا با پهنای ۱/۵ متر و ارتفاع ۲/۵ متر رو به جنوب و در غیاب ساختمان به صورت عددی تحلیل شد. با در نظر گرفتن شبکه حرارتی برای هر یک از اجزای هواگرمکن و نیز هوای داخل کانال‌های مربوطه، معادلات انرژی در حالت گذرا نوشته شد و سپس معادلات حاکم بر اساس روش اختلاف محدود با روش اویلر به صورت عددی حل شد. با توجه به شدت تابش خورشید و دمای هوا در روزهای مختلف سال برای شهر تهران، ابتدا عمق بهینه کانال هواگرمکن و سپس شدت و مقدار گرمای مفید، دبی جرمی هوا و راندمان حرارتی هواگرمکن محاسبه شد. عمق بهینه کانال ۵۵ میلیمتر به دست آمد. راندمان حرارتی متوسط روزانه و حداکثر راندمان حرارتی ساعتی در آذر ماه به ترتیب ۱۹/۷۲ و ۲۴/۵ درصد محاسبه شد. نتایج این مطالعه با نتایج دو مطالعه تجربی و عددی جداگانه مقایسه شد که بیشترین خطای این مطالعه با مطالعات مذکور، به ترتیب ۱۱ و ۳/۲ درصد است.

واژه های کلیدی: هواگرمکن خورشیدی، بهینه‌سازی مصرف انرژی، گرمایش طبیعی، عملکرد حرارتی، انرژی خورشیدی.

Determination of the Optimum Channel Depth for a Solar Air Heating Collector

H. A. Safarzadeh, Department of Mech. Eng., Faculty of Eng., Razi University

P. Sami-Jafar Biglo, Department of Mech. Eng., Faculty of Eng., Razi University

A. Novrozi-Manesh, the Organization for Optimumization of Fuel Consumption

Abstract: In this study, the thermal performance of a vertical solar air heater with a width of 1.5 m and a height of 2.5 m at the south orientation numerically, has been analyzed. By the consideration of the thermal networks for each section of the heater as well as the air flowing in the channels, energy balance equations have been derived and solved by the finite difference method with Euler scheme. By considering the solar insolation for various days of year in Tehran climate first, the optimum width of channels has been determined and then for this optimum value, the rate of heat gain, air mass flow rate, and the thermal efficiency of the heater evaluated. The average and the maximum thermal efficiency in the month of Azar determined as 19.7 and 24.5 percent, respectively. The results of this study compared with the results obtained by other works from research. The results show a maximum of 11 and 3.2 percent discrepancy.

Keywords: Nano-particle; Wet-type milling process; Taguchi method; RSM and GA

۱- مقدمه

هوا در کانال‌ها می‌شود. هوای گرم از بالای هواگرمکن خارج و می‌تواند از طریق دریچه‌های سقفی وارد اتاق‌ها شود [۱-۲].

مطالعات انجام شده نشان می‌دهد که گرمای مفید و راندمان حرارتی هواگرمکن برای یک مساحت معین از گیرنده، به عوامل زیادی از جمله عمق کانال هواگرمکن (فاصله بین صفحه جاذب و پانل عایق حرارتی) و ضریب صدور صفحه جاذب بستگی دارد. در این مطالعه، معادلات انرژی حاکم بر هواگرمکن در حالت گذرا، به صورت اختلاف محدود و با استفاده از روش اویلر به طور عددی تحلیل شد و دمای اجزای هواگرمکن، عمق بهینه کانال، راندمان حرارتی روزانه، نرخ جریان جرمی هوا و گرمای مفید طی روزهای سال برای شهر تهران محاسبه شد.

بورک یک هواگرمکن عمودی در حالت پایدار را به صورت تجربی بررسی کرد و روابطی برای دبی جرمی هوا و راندمان حرارتی برحسب عمق کانال و گرمای داده شده به صفحه جاذب به دست آورد [۳].

اونگ با در نظر گرفتن یک مدل ریاضی برای هواگرمکن خورشیدی، تأثیر ارتفاع بر راندمان حرارتی را بررسی کرد و ضمن تعیین توزیع دما در شیشه، صفحه جاذب و هوا در طول آن، راندمان حرارتی و توزیع دما را بر حسب شدت تابش خورشید حساب کرد [۴].

ویسی یک مدل ریاضی برای رفتار حرارتی هواگرمکن تخت خورشیدی افقی در حالت گذرا به صورت عددی بررسی کرد و توزیع دما در صفحه جاذب و شیشه در طول گیرنده را تعیین کرد [۵].

باوچیر با مطالعه عددی یک هواگرمکن خورشیدی، نشان داد که عمق زیاد هواگرمکن سبب ایجاد چرخش معکوس در جریان و در نتیجه کاهش دبی جرمی هوا می‌شود [۶].

۲- تعریف و توصیف هواگرمکن خورشیدی

در این مطالعه مطابق شکل (۱)، در غیاب ساختمان یک

بیش از ۳۰ درصد منابع مختلف انرژی کشور در ساختمان های مسکونی، اداری، تجاری و غیره مصرف می‌شود. با توجه به محدودیت منابع سوخت فسیلی و زیان‌های ناشی از استفاده غیر اصولی و ناکارآمد از اینگونه سوخت‌ها برای سلامت محیط-زیست، تحقیقات و کاربردهای انرژی‌های تجدید پذیر از اهمیت زیادی برخوردار است. انرژی خورشیدی به عنوان یک منبع انرژی تمام نشدنی، کاملاً تمیز و ارزان اهمیت ویژه‌ای دارد.

ایران در مجموع کشوری است بسیار آفتابی و از نظر دریافت انرژی خورشیدی در شمار بهترین کشورها محسوب شده و پتانسیل زیادی برای تبدیل انرژی خورشیدی به انرژی حرارتی و نیروی برق دارد. این تبدیل انرژی با استفاده از گیرنده‌های تخت، متمرکز کننده‌ها و کوره‌های خورشیدی و غیره میسر شده‌است. طراحی و ساخت گیرنده‌های تخت شامل هواگرمکن و آب‌گرمکن با شیب‌های مختلف آسان می‌باشد.

هواگرمکن خورشیدی به عنوان یک نمونه از گیرنده‌های تخت خورشیدی، یک ایده جذاب برای پژوهشگران در تهویه، گرمایش و سرمایش طبیعی ساختمان تبدیل شده‌است. این گیرنده یک قاب فلزی بزرگی است که از یک پوشش شفاف مانند شیشه و یک صفحه فلزی تیره رنگ به نام صفحه جاذب و یک پانل عایق حرارتی تشکیل شده‌است. اجزای فوق به صورت موازی و با فاصله از همدیگر قرار می‌گیرند. این گیرنده اغلب بر روی بام یا ضلع جنوبی ساختمان که پتانسیل بیشتری برای جذب انرژی خورشیدی دارد، نصب می‌شود. قسمت عمده تشعشع خورشید پس از عبور از شیشه به صفحه جاذب می‌رسد و آن را گرم می‌کند. هوای اتاق از داخل دریچه ای در پایین (در محل قرنیز) وارد هوا گرم کن شده و از دو مجرا یا کانال، یکی بین شیشه و صفحه جاذب و دیگری بین صفحه جاذب و عایق عبور کرده و بر اثر تبادل حرارت جابجایی با صفحه جاذب داغ گرم می‌شود. نیروی شناوری سبب جریان

های $g, \alpha, c, \text{sky}, \text{gr}$ و o به ترتیب برای شیشه، تابش حرارتی، جابجایی، آسمان، زمین مجاور و هوای محیط می‌باشند. دمای معادل آسمان از رابطه زیر برحسب دمای مطلق هوای محیط محاسبه شد [۱۰]:

$$T_{\text{sky}} = 0.0552 T_o^{1.5} \quad (2)$$

۳-۲- تحلیل انرژی برای هوای درون کانال بین شیشه و

صفحه جاذب (گره ۲)

هوای درون کانال بین شیشه و صفحه جاذب با شیشه و صفحه جاذب تبادل حرارت جابجایی دارد. شکل (۳) شبکه حرارتی هوای درون کانال را نشان می‌دهد. معادله انرژی برای هوای درون کانال (گره ۲) به صورت زیر است:

$$h_{c,l-2}(T_1 - T_2) + h_{c,2-3}(T_2 - T_3) + q'' = \rho C_p S \frac{T_2' - T_2}{\Delta t} \quad (3)$$

تبادل حرارت جریانی هوا در واحد سطح صفحه جاذب از رابطه زیر به دست می‌آید:

$$q'' = \dot{m} C_p (T_o - T_i) / A \quad (4)$$

دمای متوسط هوا در کانال عبارت است از:

$$T_m = (T_o + T_i) / 2 \quad (5)$$

T_o و T_i به ترتیب دمای هوا در ورود و خروج از کانال می‌باشد. با جایگزینی روابط (۴) و (۵) در رابطه (۳) و با توجه به اینکه $T_m = T_2$ ، رابطه (۳) به صورت زیر نوشته می‌شود:

$$h_{c,l-2}(T_1 - T_2) + h_{c,2-3}(T_2 - T_3) + \frac{2\dot{m}C_p}{A}(T_i - T_2) = \rho C_p S \frac{T_2' - T_2}{\Delta t} \quad (6)$$

هواگرمکن خورشیدی با پهنای ۱/۵ متر و ارتفاع ۲/۵ متر به سمت جنوب منظور شد. جداول (۱) و (۲) به ترتیب مشخصات هندسی و خواص اجزای هواگرمکن خورشیدی را نشان می‌دهد.

۳- تحلیل انرژی برای هوا گرمکن خورشیدی

انتقال حرارت در شیشه، صفحه جاذب و پانل عایق حرارتی به صورت یک بعدی منظور شد و گره‌های ۱ الی ۵ به ترتیب برای شیشه، هوای داخل کانال بین شیشه و صفحه جاذب، صفحه جاذب، هوا داخل کانال بین صفحه جاذب و عایق واقع در پشت هواگرمکن، عایق واقع در پشت هواگرمکن خورشیدی در نظر گرفته شد و سپس با توجه به شبکه حرارتی هواگرمکن، معادلات انرژی برای این گره‌ها نوشته شد [۹-۸].

۳-۱- تحلیل انرژی برای شیشه (گره ۱)

شیشه از طرف بیرون با زمین مجاور و آسمان تبادل حرارت تابشی و با هوای محیط تبادل حرارت جابجایی دارد. قسمت عمده انرژی خورشید از شیشه عبور می‌کند، مقداری جذب و مقداری منعکس می‌شود. شیشه از طرف داخل با هوای درون کانال بین شیشه و صفحه جاذب تبادل حرارت جابجایی و با صفحه جاذب تبادل حرارت تابشی دارد. شکل (۲) شبکه حرارتی شیشه را نشان می‌دهد.

$$\begin{aligned} & \alpha_g I_s - h_{r,l-\text{sky}}(T_l - T_{\text{sky}}) \\ & - h_{r,l-\text{gr}}(T_l - T_{\text{gr}}) - h_{r,l-3}(T_l - T_3) \\ & - h_o(T_l - T_o) - h_{c,l-2}(T_l - T_2) \quad (1) \\ & = \rho_g C_g D_g \frac{T_l' - T_l}{\Delta t} \end{aligned}$$

در این معادله، α ، ضریب پخش حرارتی، I_s شدت تابش خورشید در واحد سطح، h ضریب انتقال حرارت، T و T' ، به ترتیب دما در ابتدا و انتهای فاصله زمانی Δt ، ρ ، C و D به ترتیب جرم حجمی، گرمای ویژه و ضخامت شیشه می‌باشد. زیرنویس-

انرژی برای عایق (گره ۵) به صورت زیر است:

$$h_{r,3-5}(T_3 - T_5) + h_{c,4-5}(T_4 - T_5) = \rho CD \frac{T'_5 - T_5}{\Delta t} \quad (۹)$$

در سمت چپ رابطه (۹)، عبارت اول تبادل حرارت تابشی با صفحه جاذب و عبارت دوم تبادل حرارت جابجایی با هوای درون کانال مجاور و در سمت راست آهنگ تغییر انرژی پانل عایق حرارتی می باشد.

۳-۶- ضرایب انتقال حرارت

ضریب انتقال حرارت جابجایی بین شیشه و هوای محیط از رابطه زیر محاسبه می شود [۷]:

$$h = 2.357w \sqrt{\frac{PV_o}{A}} + 1.31\Delta T^{0.33} \quad (۱۰)$$

در رابطه فوق، V_o سرعت باد، A و P به ترتیب مساحت و محیط شیشه، ΔT اختلاف دمای شیشه و هوای محیط و w ضریب جهت باد (برای گیرنده در جهت وزش باد ۱ و برای گیرنده در جهت متقابل وزش باد ۰/۵) می باشد.

برای جریان هوای درون کانالها، ضریب انتقال حرارت جابجایی از رابطه زیر محاسبه می شود [۱۱]:

$$h = \frac{k.Nu}{D_h} \quad (۱۱)$$

در رابطه فوق، Nu ، عدد نوسلت، k ضریب هدایت حرارتی هوا و D_h قطر هیدرولیکی کانال که تقریباً دو برابر عمق کانال است. عدد نوسلت برحسب نوع جریان هوا به صورت زیر محاسبه می شود:

$$\text{الف- جریان آرام و } Ra < 10^9$$

در این معادله، A ، C_p ، m و S به ترتیب دبی جرمی هوا در کانال، گرمای ویژه در فشار ثابت، مساحت صفحه جاذب و عمق کانال بین شیشه و صفحه جاذب می باشد.

۳-۳- تحلیل انرژی برای صفحه جاذب (گره ۳)

صفحه جاذب با شیشه و عایق تبادل حرارت تابشی و با هوای درون کانال مجاورش تبادل حرارت جابجایی دارد. شکل (۴) شبکه حرارتی صفحه جاذب را نشان می دهد. معادله انرژی برای صفحه جاذب (گره ۳) به صورت زیر است:

$$\begin{aligned} & \tau_g \alpha_p I_s - h_{r,3-1}(T_1 - T_3) - h_{r,3-5}(T_5 - T_3) + \\ & h_{c,3-3}(T_2 - T_3) + h_{c,3-4}(T_4 - T_3) \\ & = \rho_p C_p D_p \frac{T'_3 - T_3}{\Delta t} \end{aligned} \quad (۷)$$

۳-۴- تحلیل انرژی برای هوای درون کانال بین صفحه جاذب

و عایق (گره ۴)

هوای درون کانال بین صفحه جاذب و عایق با هر دو تبادل حرارت جابجایی دارد. شکل (۵) شبکه حرارتی هوای درون کانال را نشان می دهد. معادله انرژی برای هوای درون کانال (گره ۴) به صورت زیر است:

$$\begin{aligned} & h_{c,3-4}(T_3 - T_4) + h_{c,4-5}(T_5 - T_4) + \frac{2\dot{m}C_p}{A}(T_i - T_4) \\ & = \rho C_p S \frac{T'_4 - T_4}{\Delta t} \end{aligned} \quad (۸)$$

۳-۵- تحلیل انرژی برای عایق (گره ۵)

عایق با صفحه جاذب تبادل حرارت تابشی و با هوای کانال مجاورش تبادل حرارت جابجایی دارد. از تبادل حرارتی هدایت در عایق بعلت پائین بودن ضریب هدایت حرارتی آن صرف نظر می شود. شکل (۶) شبکه حرارتی عایق را نشان می دهد. معادله

$$C = C_1 \left(\frac{A_g}{A_v} \right)^2 + C_2 \cong 8 \left(\frac{A_g}{A_v} \right)^2 + 2 \quad (17)$$

در روابط فوق، H ارتفاع هواگرمکن، A_g و A_v به ترتیب سطح مقطع جریان هوا و سطح دریچه‌های کانال در ورود و خروج می‌باشند.

۳-۸- دبی جرمی هوای درون کانال

دبی جرمی هوای درون کانال از رابطه زیر محاسبه می‌شود:

$$(18)$$

$$\dot{m} = \rho V A_g$$

۳-۹- راندمان حرارتی

نرخ گرمای مفید، (Q') و راندمان حرارتی، (η_{th}) به صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$Q' = \dot{m} C_p (T_o - T_i) \quad (19)$$

$$\eta_{th} = \frac{Q'}{I_s \cdot A} \quad (20)$$

۴- روش تحلیل معادلات حاکم

معادلات موازنه انرژی برای گره‌های (۱) الی (۵) با استفاده از روش اختلاف‌های محدود، گسسته‌سازی نموده و به روش اویلر در یک برنامه کامپیوتری در محیط نرم‌افزاری MATLAB حل می‌گردند. فاصله زمانی از یک ساعت بعد از طلوع آفتاب تا یک ساعت قبل از غروب آفتاب انتخاب گردید. برنامه برای مقادیر مختلف عمق کانال هواگرمکن و در شرایط اقلیمی تهران اجرا گردید و در هر حالت دمای گره‌های مختلف که در بند (۳) اشاره رفت، محاسبه شد.

۵- نتایج

$$Nu = 0.68 + \frac{0.67(Ra)^{0.25}}{\left[1 + \left(\frac{0.492}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{4/9}} \quad (12)$$

ب- جریان آشفته و $Ra > 10^9$:

$$Nu = \left\{ 0.825 + \frac{0.39(Ra)^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0.492}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2 \quad (13)$$

در روابط فوق، Ra عدد رایلی و Pr ، عدد پراند می‌باشند. عدد رایلی به صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$Ra = \frac{g S^3 \Delta T}{(T_m) \nu \alpha} \quad (14)$$

در رابطه فوق، g شتاب جاذبه زمین، S ، عمق کانال، ΔT ، اختلاف دما بین جداره کانال و هوای درون آن، ν و α به ترتیب لزجت سینماتیکی و ضریب پخش حرارتی هوا می‌باشند.

ضریب انتقال حرارت تابشی بین دو صفحه موازی با دماهای T_1 و T_2 از رابطه زیر محاسبه می‌شود [۱۱]:

$$h_r = \frac{\sigma (T_1 + T_2)(T_1^2 + T_2^2)}{\frac{1}{\epsilon_1} + \frac{1}{\epsilon_2} + 1} \quad (15)$$

در رابطه فوق، ϵ ضریب نشر صفحه و σ ثابت استفان بولتزمن و برابر با $5.67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{C}$ می‌باشد.

۳-۷- سرعت جریان هوای درون کانال

سرعت جریان هوا در کانال عمودی از رابطه زیر محاسبه شد [۱۰]:

$$V = \sqrt{\frac{2gH(T_m - T_i)}{CT_m}} \quad (16)$$

شد. مقدار عمق بهینه کانال برای شهر تهران ۵۵ میلیمتر محاسبه شد.

با افزایش عمق کانال از مقادیر کم تا عمق بهینه، دمای هوا در کانال و در نتیجه سرعت جریان هوا در کانال کاهش می‌یابد ولی باتوجه به افزایش سطح مقطع کانال، دبی جرمی هوا افزایش می‌یابد و در مجموع نرخ گرمای مفید و در نتیجه راندمان حرارتی افزایش می‌یابد. افزایش بیشتر عمق کانال، سبب چرخش معکوس جریان و کاهش دبی جرمی هوا می‌شود، در نتیجه نرخ گرمای مفید و راندمان حرارتی کاهش می‌یابد.

افزایش شدت تابش خورشید از صبح تا ظهر خورشیدی سبب افزایش دمای صفحه جاذب، شیشه و هوا در کانال‌های هوا گرمکن به ترتیب تا ۴۷/۲، ۱۷/۵، ۲۶ و ۲۷/۲ °C می‌شود و پس از آن با کاهش شدت تابش خورشید تا لحظه غروب، دماها به تدریج کاهش می‌یابند. راندمان حرارتی هواگرم کن در حد ۲۵ الی ۳۰ درصد باقی می‌ماند و می‌توان با راه کارهای مناسب مثلاً انتخاب پوشش خاص برای صفحه جاذب، آنرا افزایش داد.

بطوریکه در بالا اشاره رفت، افزایش شدت تابش خورشید تا ظهر خورشیدی باعث افزایش دمای صفحه جاذب و در نتیجه افزایش دمای هوا در کانال‌ها می‌شود که این افزایش دمای به نوبه خود سبب افزایش نیروی شناوری و در نتیجه سرعت جریان هوا در کانال می‌شود، لذا دبی جرمی هوا، نرخ گرمای مفید و راندمان حرارتی ساعتی لحظه‌ای افزایش می‌یابد. مقادیر بیشینه این پارامترها به ترتیب $30/7 \text{ gT/s}$ ، $379/4 \text{ W}$ و $24/7\%$ می‌باشد.

۷- تشکر و قدردانی

از طرف نویسندگان مقاله از شرکت بهینه‌سازی مصرف سوخت کشور به لحاظ حمایت از اجرای این طرح تشکر و قدردانی می‌شود.

کد کامپیوتری که در بخش (۴) اشاره رفت، برای هواگرمکن مورد مطالعه، باتوجه به شرایط اقلیمی شهر تهران در ماه‌های سرد سال برای مقادیر مختلف عمق کانال هواگرمکن اجرا شد. نتایج برای ۱۵ آذر ماه بشرح ذیل در این مقاله ارائه می‌شود:

شکل‌های (۷) و (۸) به ترتیب شدت تابش خورشید بر روی صفحه عمودی رو به سمت جنوب و دمای هوای محیط در ساعات مختلف شبانه روز در ساعات مختلف روز ۱۵ آذر را نشان می‌دهند. شکل (۹) تغییرات راندمان حرارتی روزانه را برای عمق‌های مختلف کانال نشان می‌دهد. شکل‌های (۱۰) الی (۱۳) به ترتیب تغییرات دمای شیشه، صفحه جاذب و هوا را در هریک از کانال‌های گرمکن، دبی جرمی هوا، نرخ گرمای مفید و راندمان حرارتی متوسط ساعتی را در طول روز برای عمق بهینه نشان می‌دهند.

نتایج مطالعه حاضر با نتایج مطالعه تجربی اونگ [۴] مقایسه شد نشان می‌دهد که بیشینه اختلاف دما مربوط به دمای هوای کانال است و حدود ۱۱ درصد می‌باشد. همچنین در مورد دبی جرمی هوا، نتایج با نتایج مطالعه عددی بورک [۳] مقایسه شد و در اینحالت بیشینه اختلاف ۳/۲ درصد است.

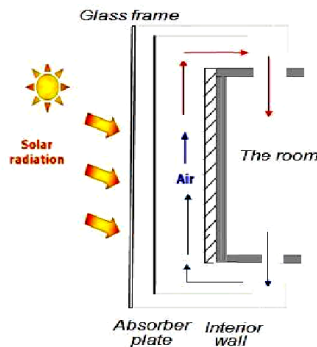
۶- جمع بندی و نتیجه‌گیری

در این مطالعه، یک کد کامپیوتری برای حل معادلات حاکم و بررسی عملکرد حرارتی هواگرمکن خورشیدی تهیه و در محیط نرم افزاری MATLAB حل شد. این کد ضمن بررسی عملکرد حرارتی هواگرمکن خورشیدی برای شرایط اقلیمی مختلف با شرایط متفاوت محیطی می‌تواند تأثیر عواملی نظیر عمق کانال، ابعاد هواگرمکن و ضریب نشر صفحه جاذب را بر عملکرد حرارتی آن بررسی نماید. این کد با توجه به شرایط اقلیمی شهر تهران اجرا و عمق بهینه کانال محاسبه و سپس برای این عمق، دبی جرمی، نرخ گرمای مفید و راندمان حرارتی لحظه‌ای محاسبه و تغییرات آنها در طول روز به صورت نمودار رسم

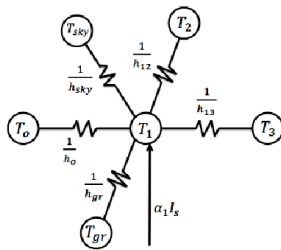
۸- مراجع

[10] Duffie, J. and Beckman, W.A., (1991), "Solar Eng. of Thermal Processes", J. Wiley, New York.

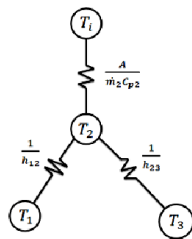
[11] Incropera, F.P., (1996), "Fundamental of Heat and Mass Transfer", John Wiley, New York.



شکل (۱): طرحواره یک هواگرمکن خورشیدی

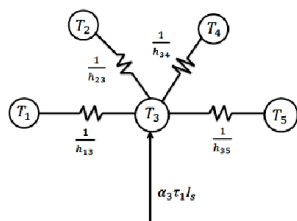


شکل (۲): شبکه حرارتی شیشه



شکل (۳): شبکه حرارتی هوای درون کانال بین شیشه و صفحه

جاذب



شکل (۴): شبکه حرارتی صفحه جاذب

[۱] بهادری نژاد، م. و صفرزاده، ح.، "طراحی یک ساختمان بی‌نیاز از انرژی‌های فسیلی در تهران (ساختمان سبز)", دومین همایش بین‌المللی بهینه‌سازی مصرف سوخت در ساختمان، تهران، اسفندماه.

[۲] سامی جعفریگلو، پ.، "مدلسازی عددی عملکرد حرارتی هواگرمکن خورشیدی در حالت گذرا"، پایان‌نامه کارشناسی‌ارشد مهندسی مکانیک (تبدیل انرژی)، دانشکده فنی‌ومهندسی، دانشگاه رازی کرمانشاه، ۱۳۸۸.

[3] Burek, S.A.M. and Habeb, A., (2007), "Air Flow and Thermal Efficiency Characteristics in Solar Chimneys and Trombe Walls". Energy and Buildings, Vol. 39, pp128-135.

[4] Ong, K.S., "A Mathematical Model of a Solar Chimney", (2003), Renewable Energy, Vol. 28, pp 1047-1060.

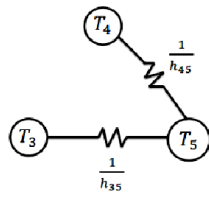
[۵] ویسی، ف.، "مدلسازی دینامیکی کلکتورهای مسطح خورشیدی"، چهاردهمین کنفرانس سالانه بین‌المللی مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی اصفهان، اردیبهشت ماه.

[6] Bouchair, A., (1988), "Moving Air Using Stored Solar Energy", Proc. of the 3th National Passive Solar Conf., Cambridge, Massachusetts, pp 33-38.

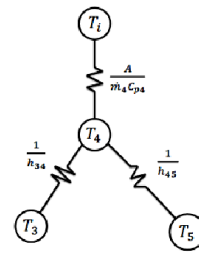
[7] ASHRAE, (1997), "ASHRAE Handbook of Fundamentals", American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Atlanta, GA.

[8] Safarzadeh, H. and Bahadori, M.N., (2005), "Passive Cooling Effects of Courtyards", Building and Environment, Vol. 40, pp 89-104.

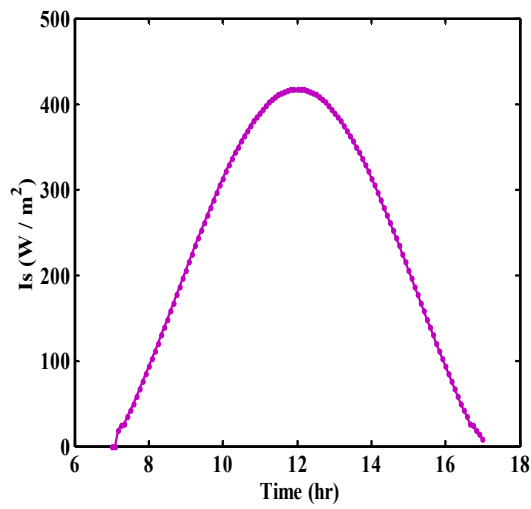
[9] Bahadori, M.N. and Haghightat F., (1986), "Thermal Performance of Adobe Structures with Domed Roofs and Moist Internal Surfaces", Solar Energy Journal, Vol. 36, No. 4, pp 365-375.



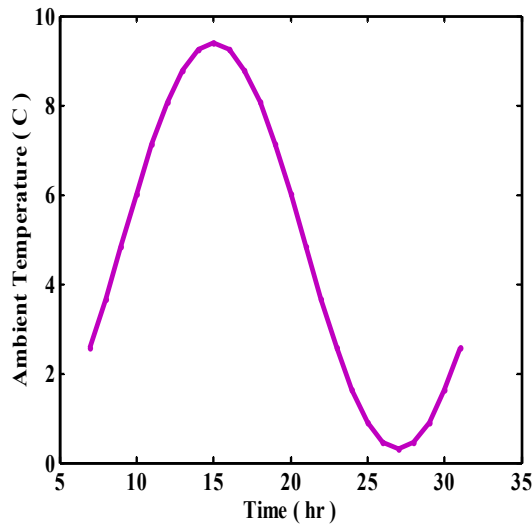
شکل (۶): شبکه حرارتی عایق



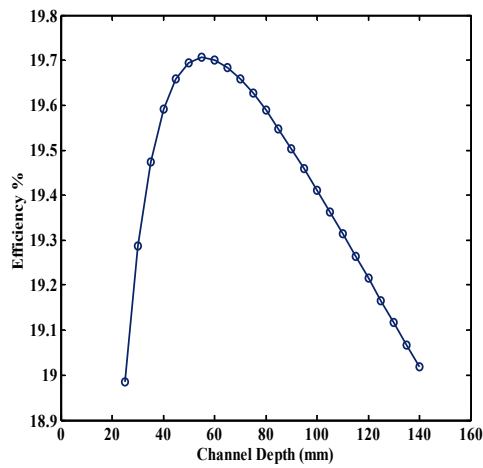
شکل (۵): شبکه حرارتی هوای درون کانال بین صفحه جاذب و عایق



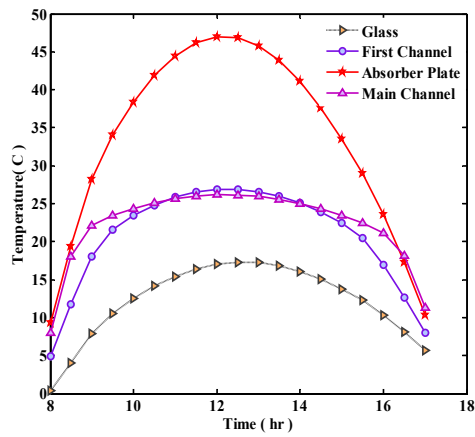
شکل (۷): تغییرات شدت تابش خورشید روی صفحه عمودی رو به سمت جنوب در ساعات مختلف روز ۱۵ آذر



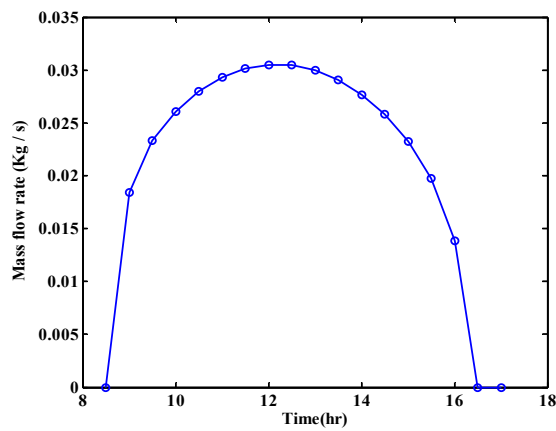
شکل (۸): تغییرات دمای هوای محیط در ساعات مختلف در ۱۵ آذر



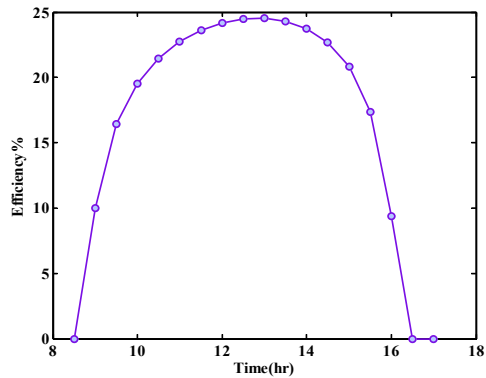
شکل (۹): تغییرات راندمان حرارتی متوسط روزانه برحسب عمق کانال هواگرمکن



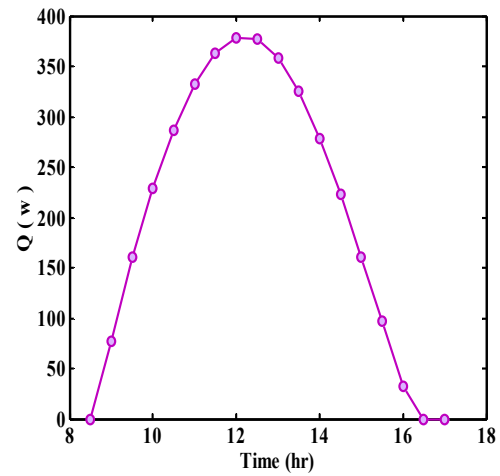
شکل (۱۰): تغییرات دمای شیشه، صفحه جاذب و هوا در کانال ها در طول روز برای عمق بهینه



شکل (۱۱): تغییرات دبی جرمی هوای خروجی از هواگرمکن در طول روز برای عمق بهینه



شکل (۱۳): تغییرات راندمان حرارتی متوسط ساعتی از هواگرمکن در طول روز



شکل (۱۲): تغییرات نرخ گرمای مفید خروجی از هواگرمکن در طول روز برای عمق بهینه

جدول ۱- مشخصات هندسی هواگرمکن خورشیدی

اجزا	ارتفاع (متر)	پهنا (متر)	ضخامت (میلیمتر)
شیشه	۲/۵	۱/۵	۴
صفحه جاذب	۲/۵	۱/۵	۱
پانل عایق حرارتی	۲/۵	۱/۵	۵۰

جدول ۲- خواص ترموفیزیکی مواد مورد استفاده در ساخت هواگرمکن خورشید [۷]

اجزا	گرمای ویژه J/kg.K	جرم حجمی kg/m ³	ضریب صدور	ضریب جذب
شیشه	۸۴۰	۲۷۰۰	۰/۹	۰/۰۶
صفحه جاذب	۴۴۷	۷۸۰۰	۰/۹۵	۰/۹۸
عایق حرارتی	۶۵۷	۵۲	۰/۶	-