

مطالعه تجربی آبگرمکن خورشیدی با مخزن آب یکپارچه از نوع پره‌دار

کارشناس ارشد، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه محقق اردبیلی

یاسر طاهری

کارشناس ارشد، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه محقق اردبیلی

کاظم علیمردانی

دانشیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه محقق اردبیلی

بهروز میرزایی ضیاپور

چکیده

آبگرمکن‌های صفحه تخت خورشیدی به‌عنوان ساده‌ترین و پربازده‌ترین دستگاه‌های دریافت انرژی خورشیدی با ماهیت منبع انرژی دما پایین، امروزه به شکل وسیعی در گرمایش ساختمان‌ها و تأمین آب گرم مصرفی کاربرد دارند. در بین آبگرمکن‌های صفحه تخت خورشیدی، آبگرمکن‌های خورشیدی با مخزن آب یکپارچه ساده‌ترین، ارزانه‌ترین و کم‌حجم‌ترین آن‌ها به حساب می‌آیند. در این مقاله سیستم آبگرمکن خورشیدی با مخزن آب یکپارچه با استفاده از نتایج آزمایشگاهی و راه حل عددی مورد بحث و بررسی قرار گرفته است. تفاوت آبگرمکن خورشیدی به‌کار گرفته شده در این مقاله با موارد مشابه، نوع صفحه جاذب آن می‌باشد که به عنوان یک طرح ابتکاری به کار برده شده است. صفحه جاذب مورد نظر مجموعه یکپارچه فلزی با سطح مقطع V شکل در امتداد عرضی و ناودانی در امتداد طولی کلکتور و غوطه‌ور در آب می‌باشد که فضای خالی داخل مقطع‌های V شکل، بوسیله سنگریزه‌های سیاه پر شده است. در این نوع آبگرمکن، از پوشش شیشه‌ای دو جداره برای عبور تابش خورشید استفاده شده است که شیشه پایینی در تماس مستقیم با آب و صفحه جاذب می‌باشد. آزمایشات در فضای آزاد بصورت جابجایی طبیعی (ترموسیفون) در سه شیب متفاوت (۳۸/۲، ۳۳ و ۴۲/۲ درجه) رو به جنوب و همچنین در شیب ۳۸/۲ درجه، بصورت جابجایی طبیعی همراه با چرخش ۱۰ درجه‌ای آبگرمکن به سمت شرق و یا غرب (از حالت رو به جنوب) انجام شده است. نتایج آزمایشگاهی نشان‌دهنده میانگین کارایی روزانه بالای ۷۰ درصد این آبگرمکن می‌باشد.

کلمات کلیدی: آبگرمکن‌های صفحه تخت خورشیدی، پوشش شیشه‌ای دوجداره، جاذب از نوع پره‌دار، مخزن یکپارچه.

Experimental Study on Finned Integrated Collector Storage Solar Water Heater

Y. Taheri

M.Sc., Department of Mechanical Engineering, University of Mohaghegh Ardabili

K. Alimardani

M.Sc., Department of Mechanical Engineering, University of Mohaghegh Ardabili

B. Mirzai Ziyapour

Associate Professor, Department of Mechanical Engineering, University of Mohaghegh Ardabili

Abstract

Because of the simple structure and the high efficiency, the solar flat plate collectors are plenty used to heat building as a low enthalpy heat resources. Among the solar flat plate collectors, the compact solar water heaters are the cheapest and the compact of them. Experimental and numerical investigations were performed for evaluating the performance of an innovative compact solar water heater, in this paper. The both black steel sheet with the V shape cross section and the pebbles filled into the V shape spaces have been appeared in the absorber rule. The stored water into the heater tank is able to flow through of the pebble beds and then to contact with the inner transparent cover. The free convection tests were conducted with the three inclination of collector as: 38.2° (local latitude), 33° and 42.2° . In local latitude tests was done distinctly toward south, east and west (with azimuth angles of 10°). The average daily thermal efficiency for this collector was obtained over than 70%.

Keywords: Flat plate solar water heaters, Double glass covers, Integrated tank.

۱- مقدمه

انرژی، استخوان‌بندی فعالیت‌های بشر است. اهمیت انرژی در توسعه اقتصادی خیلی مهم می‌باشد بطوریکه یک رابطه قوی بین انرژی و فعالیت‌های اقتصادی وجود دارد. در طی قرن گذشته سوخت‌های فسیلی اکثر انرژی ما را فراهم می‌کردند زیرا که بسیار ارزاتر و راحت‌تر از سایر منابع انرژی می‌باشند. مصرف روز افزون انرژی حاصل از سوخت‌های فسیلی با سهم ۸۰ درصدی در تأمین انرژی اولیه جهان و اثرات محیطی بواسطه انتشار آلاینده‌های حاصل از احتراق سوخت‌های فسیلی و افزایش دی‌اکسیدکربن در اتمسفر و پیامدهای ناشی از آن، جهان را با تغییرات تهدیدآمیزی روبرو ساخته است. از دیگر سو، محدودیت منابع فسیلی تجدیدناپذیر و پیش‌بینی افزایش قیمت‌ها موجب گردیده است تا سیاست‌گذاران و برنامه‌ریزان بخش انرژی به فکر جایگزینی برای این قبیل از سوخت‌ها باشند. منابع انرژی تجدیدپذیر پاسخی برای این نوع انرژی‌ها و چالش‌های محیطی می‌باشند. در این بین، انرژی خورشیدی به عنوان یکی از پایدارترین، در دسترس‌ترین و پاک‌ترین انرژی بدون هیچ‌گونه آلودگی محیطی (حذف انتشار گازهای گلخانه‌ای از جمله دی‌اکسیدکربن) جلب توجه می‌کند.

کلکتورهای صفحه تخت خورشیدی از نوع آبی و هوایی به عنوان ساده‌ترین و پربازده‌ترین دستگاه‌های دریافت انرژی تابشی خورشیدی با ماهیت منبع انرژی دما پایین شناخته می‌شوند. در بین کلکتورهای صفحه تخت خورشیدی، آبگرمکن‌های خورشیدی با مخزن آب یکپارچه به علت سادگی در ساخت و ساختار بهم پیوسته آنها به عنوان یک دیدگاه برای آبگرمکن‌های خورشیدی در شرایط آب و هوایی سردتر پیشنهاد شده‌اند. یک خانه نوعی با آبگرمکن گاز طبیعی سالانه ۳۰۰ پوند CO_2 یعنی مسئله‌سازترین گاز گلخانه‌ای را گسیل می‌کند [۱]. در صورت استفاده از آبگرمکن‌های خورشیدی، مصرف انرژی و آلودگی ایجاد شده به ۵۰ الی ۸۰ درصد کاهش می‌یابد. امروزه این نوع آبگرمکن‌ها نه تنها برای کاربردهای خانگی بلکه برای هتل‌ها، بیمارستان‌ها، ساختمان‌های اداری، صنایعی مانند نساجی، کاغذسازی، صنایع غذایی و حتی گرم کردن آب استخرهای شنا در زمستان نیز کاربرد دارند.

یک علت عمده ضروری بودن استفاده از سیستم آبگرمکن خورشیدی در کشور ما، بهره‌مند بودن کشور از منبع لایزال انرژی خورشیدی می‌باشد. با توجه به اینکه در ایران متوسط سالانه تابش نور خورشید حدود 5 KWh/روز بوده و تعداد روزهای ابری پشت‌سر هم در سراسر کشور کمتر از ۵ روز در سال می‌باشد و همچنین شفافیت هوا در اکثر نقاط ایران بیش از ۶۰ درصد در نظر گرفته می‌شود و علاوه بر این با توجه به

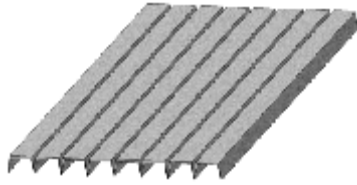
آنکه در نقاط مرتفع میزان تابش خورشید بیشتر بوده و سرزمین ما نیز کوهستانی است و اکثر نقاط آن ارتفاعی بیش از ۱۰۰۰ متر از سطح دریا دارند [۱]، کشور ما ویژگی خاصی در بهره‌گیری از انرژی خورشیدی داشته و با توجه به این نکته که گرمایش آب و فضا مجموعاً بیش از ۸۰ درصد انرژی را در ساختمان‌ها مصرف می‌کند و از این میان، گرمایش آب به طور متوسط ۲۰ تا ۳۰ درصد کل انرژی مصرفی در خانه را مصرف می‌کند، بنابراین با استفاده از آبگرمکن‌های خورشیدی می‌توان سالانه ۷۵ درصد انرژی مورد نیاز برای گرمایش آب را تأمین کرد [۲]. طبیعی است اگر بکارگیری انرژی خورشیدی برای تأمین آبگرم مصرفی در کشورهایی به مراتب کم بهره‌تر از امتیازات فوق مقرون به صرفه باشد، در کشور ما قطعاً مقرون به صرفه‌تر خواهد بود.

مطالعات بسیاری بر روی آبگرمکن‌های خورشیدی با مخزن آب یکپارچه انجام شده است [۳-۶]. تفاوت عمده آبگرمکن به کار برده شده در این مقاله با نمونه‌های مشابه در صفحه جاذب آن می‌باشد که به عنوان طرحی نو از آن استفاده شده است و طرحی مشابه با آن وجود ندارد. همچنین از پوشش شیشه‌ای دوجداره برای عبور تشعشع خورشید استفاده شده که شیشه پایینی در تماس مستقیم با آب می‌باشد. در این مقاله سعی شده است تا با انجام آزمایشات مناسب، کارایی این نوع آبگرمکن خورشیدی بررسی شود.

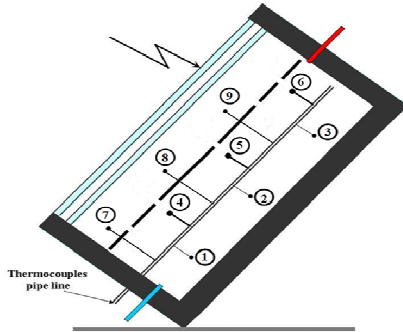
۲- مواد و روش‌ها

۲-۱- روش آزمایشگاهی

آبگرمکن خورشیدی ساخته شده در آزمایشگاه (شکل ۱) شامل مخزن ذخیره آب از جنس ورق گالوانیزه با ضخامت 1.5 mm در ابعاد $17 \times 56 \times 145 \text{ cm}$ می‌باشد که در داخل یک جعبه عایق قرار گرفته است. جعبه عایق دارای چهارچوب چوبی بوده که در فاصله بین دو لایه از پشم شیشه، چند لایه ورق آلومینیوم و مقوا استفاده شده است. برای کاهش اتلافات جعبه عایق سیاه رنگ شده است. در این طرح به جای صفحه جاذب از مجموعه یکپارچه فلزی با سطح مقطع V شکل در امتداد عرضی و ناودانی در امتداد طولی کلکتور (شکل ۲) و غوطه‌ور در آب می‌باشد که فضای خالی داخل مقطع‌های V شکل، بوسیله سنگریزه‌های سیاه پر شده، استفاده شده است که بر روی صفحاتی که در فاصله 5 cm از بالای مخزن نصب شده است، قرار می‌گیرند. لازم به ذکر است که این صفحات از هم فاصله کمی داشته بطوریکه آب از لابه‌لای آنها عبور کرده و باعث غوطه‌ور شدن صفحه جاذب در آب می‌شود. مخزن ذخیره



شکل ۲- نمای طرحواره‌ای از مجموعه یکپارچه فلزی به کار برده شده به عنوان صفحه جاذب



شکل ۳- نمایی از مکان ترموکوپل‌ها در داخل مخزن

۲-۲ شبیه‌سازی عددی

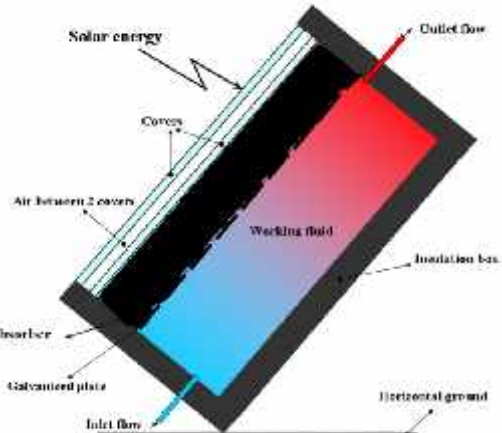
محاسبه ضریب گسیلندگی صفحه جاذب یکی از موضوعاتی است که در این مقاله مورد توجه قرار گرفته و با استفاده از داده‌های تجربی به همراه روش عددی مورد بررسی قرار گرفته است. صفحه جاذب مورد نظر در این مقاله مجموعه یکپارچه فلزی با سنگ به همراه آب موجود در این فضا (۵ سانتی‌متر بالای مخزن) و شیشه پایینی متصل به مجموعه فلزی می‌باشد که برای اندازه‌گیری دمای صفحه جاذب، میانگینی از دمای ۶ ترموکوپل بالایی و ترموکوپل متصل به شیشه پایینی گرفته شده است. بخشی از انرژی دریافتی برای گرم کردن آب مورد استفاده قرار می‌گیرد و باقیمانده انرژی بوسیله رسانش، جابجایی و تابش به محیط اطراف انتقال می‌یابد. ضریب اتلاف گرمایی کلی برابر با ضریب اتلافات از بالا، پایین و کناره‌های منبع ذخیره می‌باشد. در محاسبه ضریب اتلاف کلی، از اتلافات کناره‌ها و سطح زیرین منبع ذخیره به علت زیاد بودن لایه‌های مورد استفاده قرار گرفته در این مکان‌ها و در دست نداشتن ضریب رسانندگی گرمایی آن‌ها، صرف‌نظر شده و تنها اتلافات از سطح بالای منبع در نظر گرفته می‌شود. شبکه دمایی معادل برای این اتلافات دمایی در شکل ۴ نشان داده شده است. اتلاف گرمایی حالت پایدار از صفحه جاذب به شیشه بالایی بوسیله رابطه زیر بیان می‌شود:

$$q_1 = h_{c1}(T_p - T_{Glas2}) + h_{r1}(T_p - T_{Glas2}) \quad (1)$$

که در آن

آب دارای ظرفیتی معادل ۱۴۳ لیتر (با در نظر گرفتن حجم اشغال شده بوسیله مجموعه یکپارچه فلزی و سنگریزه‌ها) می‌باشد. پوشش شیشه‌ای، دو لایه (برای ایجاد اثر گلخانه‌ای) با فاصله هوایی ۴٫۵ cm است که شیشه پایینی در تماس کامل با آب و صفحه جاذب می‌باشد. شیشه بالایی ۴ mm از جنس شیشه با اکسید آهن کم و شیشه پایینی، ۶ mm از جنس شیشه معمولی می‌باشد که به همراه کلاف نگهدارنده، بر روی مخزن در داخل جعبه عایق قرار می‌گیرند. مساحت ناحیه مؤثر شیشه قرار گرفته بر روی مخزن، 0.67 m^2 است.

برای بهتر شدن نتایج آزمایشگاهی از ۹ عدد ترموکوپل نوع K بمنظور نشان دادن چگونگی افزایش دما در نقاط مختلف مخزن، در داخل آن استفاده شده است که در فواصلی برابر (در راستای طولی) نصب شده‌اند (شکل ۳). همچنین ترموکوپل‌هایی (نوع K) برای اندازه‌گیری دمای شیشه‌ها، دمای محیط و دمای آب ورودی و آب خروجی تعبیه شده است. برای اندازه‌گیری دقیق تشعشعات خورشیدی وارده، از پیرانومتري که در راستایی برابر با شیب کلکتور بر روی بدنه قرار گرفته، استفاده شده است.



شکل ۴- نمای کلی از آبگرمکن

آزمایشات در فضای آزاد (شهر اردبیل) بصورت جابجایی طبیعی (ترموسیفونی) صورت گرفته است. آزمایشات جابجایی طبیعی در شیب‌های ۳۸/۲ درجه (عرض جغرافیایی محل)، ۴۲/۲ و ۳۳ درجه در حالی که آبگرمکن رو به سمت جنوب قرار گرفته و همچنین در شیبی برابر با عرض جغرافیایی محل همراه با چرخش ۱۰ درجه‌ای آبگرمکن به سمت شرق و یا غرب (از حالت رو به جنوب) انجام شده است.

مقاومت تابشی از پوشش بالایی برای تبادل تابش آن با آسمان در دمای T_s در نظر گرفته می‌شود. از اینرو ضریب انتقال حرارت تابشی بدین صورت نوشته می‌شود

$$h_{r2} = \frac{\sigma \varepsilon_{G2} [(T_{Glass\ 2})^4 - (T_s)^4]}{(T_{Glass\ 2} - T_a)} \quad (8)$$

در این معادلات دمای آسمان برابر دمای محیط در نظر گرفته شده است. مقاومت گرمایی بین شیشه بالایی و محیط برابر است با

$$R_2 = \frac{1}{h_{r2} + h_w} \quad (9)$$

سپس مقاومت گرمایی کلی از صفحه جاذب به محیط برابر است با

$$R_T = R_1 + R_2 = \frac{1}{U_T} \quad (10)$$

آنگاه شار گرمایی از صفحه جاذب به محیط بصورت زیر محاسبه می‌شود

$$q_T = U_T (T_P - T_a) \quad (11)$$

در معادلات ذکر شده بالا، ضریب گسیلندگی صفحه جاذب و به تبع آن h_{r1} و U_T مجهول می‌باشند. همچنین به دلیل نداشتن سرعت باد در محیط، مقدار h_w نامعلوم است. از اینرو برای حل همزمان معادلات به کمک نرم‌افزار EES نیاز به وارد کردن معادلات اضافی است که برای حل این مشکل از سه معادله اتلاف گرما بین صفحه جاذب و شیشه بالایی، شیشه بالایی و محیط و صفحه جاذب و محیط استفاده شده است و با مساوی قرار دادن سه معادله اتلاfi ضریب گسیلندگی صفحه جاذب محاسبه شده است [۷].

$$q_T = q_1 = q_2 \quad (12)$$

انرژی تابشی در روی آبرگرمکن ابتدا به شیشه بالایی برخورد می‌کند و پس از عبور از آن وارد سیستم می‌شود. از اینرو جنس این شیشه می‌تواند به‌عنوان یک فاکتور در سیستم‌های آبرگرمکن خورشیدی مد نظر باشد. ضریب عبور از شیشه پس از اتلافات جذب در آن بوسیله رابطه زیر بیان می‌شود:

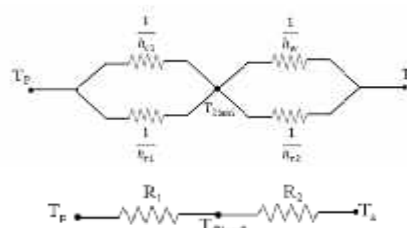
$$\tau_a = \frac{I_{transmitted}}{I_{incident}} = \exp\left(-\frac{K_e L_g}{\cos \theta_2}\right) \quad (13)$$

که در این رابطه K_e ضریب کاهش نور می‌باشد و فرض می‌شود که در یک طیف خورشیدی ثابت است. این ضریب برای شیشه تقریباً از مقدار $4\ m^{-1}$ برای شیشه آب سفید (زمانیکه از کناره دیده شود سفید به نظر می‌رسد) تا $32\ m^{-1}$ برای شیشه محتوی اکسید آهن بالا (لبه متمایل به سبز) تغییر می‌کند. L_g ضخامت شیشه و θ_2 زاویه شکست نور پس از عبور از شیشه می‌باشد. راندمان سیستم بصورت زیر تعریف می‌گردد:

$$\eta = \frac{\sum q}{A_c \times \sum I_T} \quad (14)$$

$$h_{r1} = \frac{\sigma (T_P^2 + T_{Glass\ 2}^2) (T_P + T_{Glass\ 2})}{\left(\frac{1}{\varepsilon_P} + \frac{1}{\varepsilon_{G2}} - 1\right)} \quad (2)$$

$$h_{c1} = \frac{NuK}{L} \quad (3)$$



شکل ۴- شبکه دمایی برای اتلافات حرارتی از بالا

K ضریب رسانندگی گرمایی هوا در میانگین دمای بین شیشه دومی و صفحه جاذب $[(T_P + T_{Glass\ 2})/2]$ و Nu عدد ناسلت و L فاصله هوایی بین دو لایه می‌باشد. ε_P ضریب گسیلندگی صفحه جاذب و ε_{G2} ضریب گسیلندگی شیشه دوم می‌باشد. رابطه برای بدست آوردن عدد ناسلت بصورت عباراتی از عدد رایلی و زاویه شیب کلکتور β بصورت زیر است

$$Nu = 1 + 1.44 \left[1 - \frac{1708(\sin 1.8\beta)^{1.6}}{Ra \cos \beta} \right] \quad (4)$$

$$\left[1 - \frac{1708}{Ra \cos \beta} \right]^+ - \left[\left(\frac{Ra \cos \beta}{5830} \right)^{1/3} - 1 \right]^+$$

در این رابطه Ra عدد رایلی می‌باشد و بصورت زیر تعریف می‌شود

$$Ra = \frac{g \beta' (T_P - T_{Glass\ 2}) L^3}{\nu \alpha} \quad (5)$$

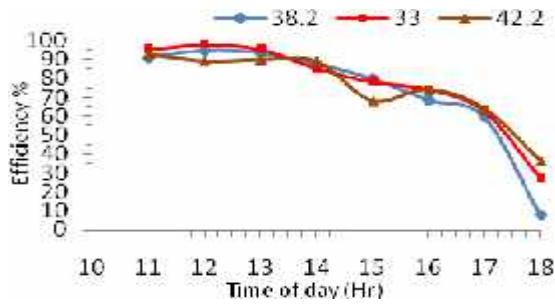
در رابطه مربوط به عدد ناسلت علامت + به این معنی است که روابط مورد نظر در صورتی مورد استفاده قرار می‌گیرند که بزرگتر از صفر باشند، در غیر اینصورت از رابطه حذف می‌شوند. در نتیجه مقاومت گرمایی بین صفحه جاذب و شیشه بالایی بدین صورت بیان می‌شود

$$R_1 = \frac{1}{h_{r1} + h_{c1}} \quad (6)$$

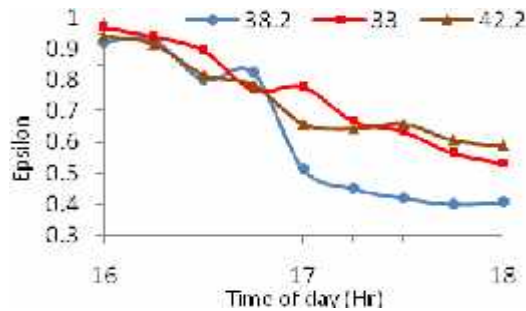
اتلاف گرما از شیشه دومی به محیط با عبارت زیر تعریف می‌شود

$$q_2 = (h_w + h_{r2})(T_{Glass\ 2} - T_a) \quad (7)$$

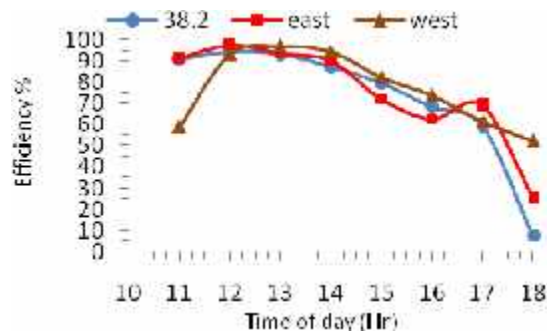
همانطوریکه از رابطه بالا مشاهده می‌شود مقاومت گرمایی بین پوشش بالایی و محیط اطراف شامل ضرایب اتلاف گرمایی جابجایی و تابشی می‌باشد.



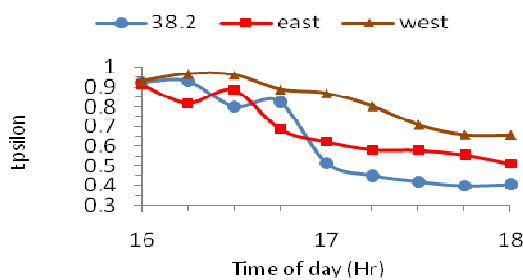
شکل ۶- نمودار بازدهی ساعتی



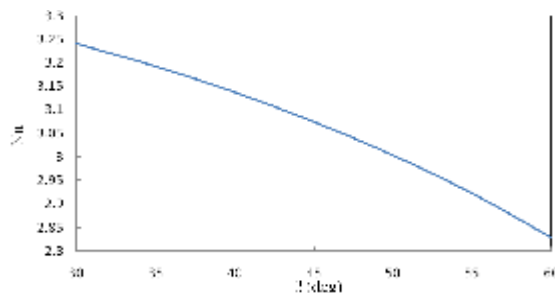
شکل ۷- نمودار ضریب گسیلندگی



شکل ۸- نمودار بازدهی ساعتی



شکل ۹- نمودار ضریب گسیلندگی



شکل ۱۰- نمودار تغییرات عدد ناسلت با تغییر شیب

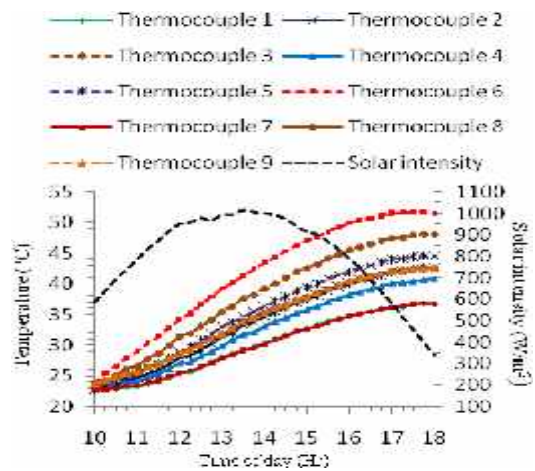
که

$$Q = m \times C_p \times \Delta T \quad (15)$$

و A_c سطح مقطع کلکتور (m^2) می‌باشد.

۳- بحث و نتایج

نتایج بدست آمده از آزمایش و شبیه‌سازی عددی بصورت نمودارهایی از تغییرات دمایی داخل مخزن (شکل ۵)، بازدهی و ضریب گسیلندگی در دو حالت تغییر در شیب (شکل‌های ۶ و ۷) و تغییر در سمت‌گیری (شکل‌های ۸ و ۹) نشان داده شده است.



شکل ۵- نمودار تغییرات دمایی داخل مخزن در شیب ۳۳ درجه

در مقایسه انجام شده برای سه شیب مختلف ۳۳، ۳۸،۲ و ۴۲،۲ با توجه به شکل ۶ و ۷، شیب ۳۳ درجه دارای بازدهی و ضریب گسیلندگی بهتری است.

در مقایسه انجام گرفته بین سه حالت سمت‌گیری آبگرمکن، کارایی آبگرمکن و ضریب گسیلندگی صفحه جاذب در موقعیت که ۱۰ درجه به سمت غرب (نسبت به راستای شمال - جنوب) چرخیده است، مقادیر بیشتری را نشان می‌دهد.

در شکل ۱۰ تغییرات عدد ناسلت با شیب آبگرمکن نشان داده شده است. از روی نمودار مشاهده می‌شود که با افزایش شیب آبگرمکن، عدد ناسلت کاهش می‌یابد.

در شکل ۱۱ تغییرات عدد ناسلت و ضریب اتلاف گرمای جابجایی بین دوشیشه با توجه به فاصله هوایی بین دو پوشش شیشه‌ای رسم شده است.

مالی این طرح را بر عهده گرفته است تشکر و قدردانی می‌گردد.

نمادها

شتاب ثقل (m^2/s)	g
ضریب اتلاف گرمای جابجایی از صفحه جاذب به شیشه بالایی ($W/m^2 K$)	h_{c1}
ضریب اتلاف گرمای تابشی از صفحه جاذب به شیشه بالایی ($W/m^2 K$)	h_{r1}
ضریب اتلاف گرمای تابشی از شیشه بالایی به محیط ($W/m^2 K$)	h_{r2}
ضریب اتلاف گرمای جابجایی باد ($W/m^2 K$)	h_w
مقدار تابش خورشیدی در یک ساعت (Kj/m^2)	I_T
ضریب کاهش نور (m^{-1})	K_e
ضخامت شیشه (m)	L_g
مقدار انرژی جذب شده توسط آب (Kj)	Q
دمای صفحه جاذب ($^{\circ}C$)	T_p
دمای شیشه بالایی ($^{\circ}C$)	T_{Glass2}
دمای هوای محیط ($^{\circ}C$)	T_a
ضریب اتلاف گرمای کلی ($W/m^2 K$)	U_T
ثابت استفان-بولتزمن ($W/m^2 K^4$)	σ
ضریب انبساط گرمایی حجمی (K^{-1})	β'
ضریب پخش حرارتی (m^2/s)	α
لزجت سینماتیکی (m^2/s)	ν

مراجع

[۱] سیفی، شهلا، ۱۳۸۷. "تاثیر کاربرد آبگرمکن خورشیدی در محیط زیست ایران"، استاندارد، ۱۹۹، ۲۴-۲۷.

[۲] سایت سازمان بهینه‌سازی مصرف سوخت.

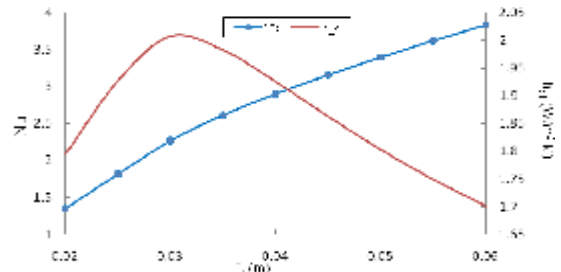
[3] Mousa S. Mohsen, Ahmed Al-Ghandoor, Ismael Al-Hinti, 2009. "Thermal analysis of compact solar water heater under local climatic conditions". International Communications in Heat and Mass Transfer, 36, pp. 962-968.

[4] C. Garnier, J. Currie, T. Muneer, 2009. "Integrated collector storage solar water heater: Temperature stratification". Applied Energy, 86, pp. 1465-1469.

[5] D. Henderson, H. Junaidi, T. Muneer, 2005. "Experimental and CFD investigation of an ICSSWH at various inclinations". Renewable and Sustainable Energy Reviews, 11, pp. 1087-1116.

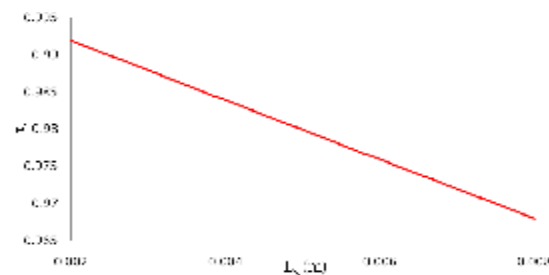
[6] Muneer. T, Maubleu. S, Asif. M, 2006. Prospect of solar water heating for textile industry in Pakistan. Renewable and sustainable Energy Reviews, 10, 1-23.

[7] Duffie, J., Beckman, W. 2006. Solar engineering of thermal processes. John wiley & Sons.

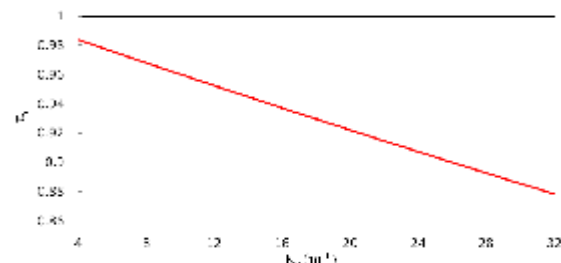


شکل ۱۱- نمودار تغییرات ناسلت و ضریب اتلاف حرارتی جابجایی با تغییر در فاصله بین دو شیشه

در شکل ۱۲ تغییرات ضریب عبور شیشه نسبت به ضخامت شیشه و در شکل ۱۳ تغییرات ضریب عبور نسبت به جنس شیشه نشان داده شده است.



شکل ۱۲- نمودار تغییر ضریب عبور بر حسب ضخامت شیشه



شکل ۱۳- نمودار تغییر ضریب عبور بر حسب ضریب کاهش نور

۴- نتیجه‌گیری

در آزمایش‌های مربوط به چرخش، آبگرمکن در حالتی که 10° به غرب چرخیده است دارای بیشترین ضریب گسیلندگی و بازدهی می‌باشد. زاویه 33° نسبت به دو زاویه 42° و 38° دارای ضریب گسیلندگی و بازدهی بهتری است. نتایج تجربی و شبیه‌سازی نشان‌دهنده رابطه مستقیم بین ضریب جذب صفحه جاذب و ضریب گسیلندگی آن می‌باشد. نتایج تجربی، رابطه معکوس بین تلفات حرارتی و ضریب گسیلندگی را نشان می‌دهد.

سپاسگزاری

بدین‌وسیله از شرکت بهینه‌سازی مصرف سوخت که حمایت