

## بررسی تأثیر دو پوشش شیشه‌ای پله‌ای و تخت بر بازده حرارتی یک هواگرمکن خورشیدی با جاذب متخلخل

صمد عرفانی فر<sup>۱</sup> و علی زمردیان<sup>۲</sup>

### چکیده

پایین بودن ضریب انتقال حرارت بین صفحه جاذب و هوای خنک‌کننده که باعث افزایش تلفات حرارتی از قسمت فوقانی هواگرمکن و کاهش بازده حرارتی آن می‌شود از معایب استفاده از صفحات جاذب غیرمتخلخل در هواگرمکن‌های خورشیدی می‌باشد. در تحقیق حاضر یک هواگرمکن خورشیدی با جاذب متخلخل با دو نوع پوشش شیشه‌ای متفاوت یکی تخت و دیگری پله‌ای ساخته شد و تأثیر استفاده از پوشش‌های فوق در دبی‌های مختلف هوای خنک‌کننده بر بازده حرارتی آن در شرایط طبیعی مورد ارزیابی و مقایسه قرار گرفت. نتایج تحقیق نشان داد که با افزایش دبی جرمی هوا، دمای پوشش‌های شیشه‌ای و جاذب متخلخل در هر دو نوع هواگرمکن کاهش و بازده حرارتی آنها افزایش یافته است. در هواگرمکن با پوشش شکاف‌دار پله‌ای حرکت رو به پایین هوای ورودی باعث کاهش تلفات همرفتی جاذب شده و همچنین عبور هوا از میان قطعات شیشه‌ای تشکیل‌دهنده پوشش پله‌ای، قسمتی از انرژی تابشی جذب شده توسط پوشش و انرژی تابشی ساطع شده از جاذب را گرفته و تلفات همرفتی و تابشی پوشش را کاهش داده است. نتایج نشان داد که بازده حرارتی هواگرمکن با پوشش پله‌ای در تمام دبی‌های مورد آزمایش همواره از هواگرمکن با پوشش تخت بیشتر بوده و این اختلاف با افزایش دبی جریان بیشتر خودنمایی می‌کند. در دبی حداکثر (۰/۳۰ کیلوگرم بر ثانیه بر مترمربع) بازده حرارتی هواگرمکن با پوشش پله‌ای در شرایط طبیعی ۶۳٪ و برای پوشش تخت ۵۱٪ بدست آمد.

**واژه‌های کلیدی:** هواگرمکن خورشیدی، جاذب متخلخل، پوشش متخلخل.

### مقدمه

یکی از موارد کاربرد انرژی تابشی خورشید استفاده از جمع‌کننده‌های تخت خورشیدی می‌باشد. جمع‌کننده تخت خورشیدی نمونه ویژه‌ای از مبدل حرارتی است که انرژی تابشی خورشید (تابش مستقیم و پخش) را به انرژی گرمایی تبدیل می‌کند و به دو نوع کلی آبگرمکن‌های خورشیدی و هواگرمکن‌های خورشیدی تقسیم می‌شوند (۴).

قسمتهای مهم یک هوا گرمکن خورشیدی عبارتند از: یک سطح سیاه رنگ بعنوان صفحه جاذب برای جذب حداکثر تابش خورشیدی، مسیری برای انتقال هوا در تماس با صفحه جاذب، پوشش

مسئله جهانی بحر ان انرژی، مشکلات ناشی از پایان‌پذیری سوخت‌های فسیلی و اثرات زیانبار زیست‌محیطی استفاده از این سوختها، مجامع علمی را به فکر استفاده از منابع انرژی جایگزین واداشته است. از سوی دیگر با توجه به رشد روزافزون جمعیت جهان و بالا رفتن سطح رفاه اجتماعی، احتیاجات بشر به انرژی با روند فزاینده‌ای روبروست. بنابراین انسان برای تأمین نیازهای انرژی آینده خود و حل مشکل آلودگی محیط‌زیست باید به منابع انرژی تجدیدپذیر و پاک از جمله انرژی آب، باد، زمین‌گرمایی و خورشید متوسل شود.

تاریخ دریافت: ۸۱/۱۲/۴

تاریخ پذیرش: ۸۳/۱۰/۲۱

۱- مربی ماشینهای کشاورزی آموزشکده کشاورزی داراب- دانشگاه شیراز.

۲- استادیار بخش ماشین‌های کشاورزی دانشکده کشاورزی- دانشگاه شیراز.

هوای گرم با پوشش شیشه‌ای تلفات حرارتی از طریق پوشش افزایش می‌یابد ولی در نوعی که هوا از زیر جاذب عبور می‌کند به دلیل عدم تماس هوای گرم با پوشش شیشه‌ای تلفات حرارتی کمتر و بازده حرارتی هواگرمکن بالاتر می‌باشد (۱۵).

بویل و براندل<sup>۱</sup> (۱۹۶۸) از صفحه جاذب پره‌ای<sup>۲</sup> برای افزایش ضریب انتقال حرارت بین صفحه جاذب غیرمتخلخل و هوا استفاده کردند (۲). پاراسد<sup>۳</sup> و همکاران (۱۹۸۸) برای افزایش ضریب انتقال حرارت بین صفحه جاذب و هوای عبوری، سطح صفحه جاذب را با استفاده از سیم‌های کم‌قطر با قطرهای متفاوت در فواصل عرضی مختلف برآمده و زبر نمودند و نتایج تحقیق نشان داد که زبر نمودن سطح جاذب می‌تواند ضریب انتقال حرارت را تا دو برابر افزایش دهد هرچند که توان اصطکاکی<sup>۴</sup> (توان لازم جهت غلبه بر اصطکاک مسیر عبور هوا) افزایش خواهد یافت (۱۴).

یکی از دلایل برتری جاذب متخلخل نسبت به جاذب غیرمتخلخل وجود سطح زیاد انتقال حرارت بین جاذب و هوا و ایجاد اغتشاش در مسیر عبور هوا در درون جاذب می‌باشد که باعث افزایش ضریب انتقال حرارت بین جاذب و هوا می‌شود (۳).

حمید و بکمن<sup>۵</sup> (۱۹۷۱) با استفاده از یازده لایه توری مسی که با رنگ سیاه مات پوشانده شده بودند، دو نوع مختلف صفحه جاذب متخلخل را که در هر یک ضخامت سیم مسی و نسبت سطح به حجم جاذب متفاوت بود در یک هواگرمکن خورشیدی مورد مطالعه قرار دادند. نتایج تحقیق نشان‌دهنده بالا بودن ضریب انتقال حرارت بین جاذب و هوا بوده است (۶). کامانگا<sup>۶</sup> (۱۹۸۷) از پارچه ضخیم سیاه رنگ بعنوان صفحه جاذب در یک

شفاف در مقابل تابش خورشیدی در قسمت فوقانی سطح جاذب برای کاهش تلفات گرمایی صفحه جاذب به روشهای همرفتی و تابشی و عایق‌بندی بدنه جمع‌کننده برای جلوگیری از تلفات جابجایی (۴).

در مقایسه با آبگرمکن‌های خورشیدی، بازده حرارتی هواگرمکن‌های خورشیدی در شرایط یکسان به دلیل کم بودن چگالی و گرمای ویژه هوا که باعث کاهش ضریب انتقال حرارت بین هوای عبوری و صفحه جاذب می‌شود به طور ذاتی پایین می‌باشد. از طرف دیگر کاهش احتمال خوردگی مسیرهای انتقال هوا و هزینه ساخت اندک و امکان استفاده مستقیم از هوای گرم خروجی از این سیستمها در خشک کردن محصولات کشاورزی و گرمایش خانه‌ها از مزایای هواگرمکن‌های خورشیدی می‌باشد (۵). هواگرمکن‌های خورشیدی برای خشک کردن محصولات کشاورزی از جمله دانه‌ها، میوه‌ها و سبزیجات کاربرد دارند و به عنوان یک منبع انرژی گرمایی با درجه حرارت کم مورد توجه هستند (۱۳). هواگرمکن‌های خورشیدی به عنوان یک سیستم کمکی برای گرمایش خانه‌ها در فصل زمستان در کنار دیگر سیستم‌های گرمایشی برای صرفه‌جویی در مصرف سوخت کاربرد دارند (۱۱). همچنین برای تأمین آب گرم مصرفی منازل و گرمایش گلخانه‌ها می‌توانند مورد استفاده قرار گیرند (۱).

تاکنون دو نوع کلی صفحه جاذب در هواگرمکن‌های خورشیدی مورد استفاده قرار گرفته‌اند. نوع اول صفحه جاذب غیر متخلخل می‌باشد که هوا می‌تواند از بالا، پایین و یا طرفین صفحه جاذب عبور کند. نوع دوم صفحه جاذب متخلخل می‌باشد که در این نوع هوا از میان جاذب می‌گذرد (۱). در هواگرمکن‌های غیر متخلخل خورشیدی که عبور هوا از بالا یا طرفین صفحه جاذب صورت می‌گیرد، به دلیل تماس مستقیم

1- Bevill and Brandle  
2- Fin – type absorber  
3- Parasad  
4- Friction power  
5-Hamid and Beckman  
6- Kamanga

نموده و با داشتن تلفات حرارتی کم از بازده حرارتی بالایی برخوردار باشد حائز اهمیت است. عمده تلفات حرارتی در هواگرمن‌های خورشیدی مربوط به تلفات حرارتی از قسمت فوقانی<sup>۵</sup> می‌باشد که عمدتاً به روش‌های همرفتی و تابشی صورت می‌گیرد. قسمتی از تابش خورشیدی با طول موج کوتاه و جزئی از تابش گرمایی طول موج بلند ساطع شده از صفحه جاذب توسط پوشش شیشه‌ای جذب می‌شود. در صورتی که بتوان به طریقی گرمای جذب شده توسط پوشش شیشه‌ای را بازیافت نمود می‌توان بازده حرارتی هواگرمن را بهبود بخشید.

در این تحقیق یک هواگرمن متخلخل خورشیدی با دو نوع پوشش شیشه‌ای متفاوت یکی پوشش پله‌ای و دیگری پوشش تخت جهت بررسی تأثیر نوع پوشش بر بازده حرارتی و سایر خصوصیات هواگرمن ساخته و مورد مطالعه قرار گرفت. فرض بر این است که در هواگرمن با پوشش شیشه‌ای پله‌ای، در صورتی که عبور هوا از لابلای قطعات شیشه‌ای بتواند گرمای جذب شده توسط آنها را بازیافت نماید می‌تواند بر بازده حرارتی هواگرمن تأثیر مثبت داشته باشد. بنابراین در این تحقیق این نوع پوشش شیشه‌ای مورد مطالعه و ارزیابی قرار گرفته و با پوشش شیشه‌ای معمولی مقایسه شده است. با توجه به مزیت جاذب متخلخل نسبت به جاذب غیرمتخلخل در این تحقیق از یک لایه پارچه سیاه رنگ کتانی ضخیم بعنوان جاذب متخلخل استفاده شده است.

### مواد و روشها

برای انجام تحقیق یک هواگرمن خورشیدی با دو نوع پوشش متفاوت شیشه‌ای (تخت و پله‌ای) ساخته شد. بدنه دستگاه از تخته سه‌لایی با ضخامت یک سانتی‌متر به صورت یک مکعب مستطیل روباز به

هواگرمن خورشیدی بدون پوشش استفاده کرد (۸). موتولی<sup>۱</sup> (۱۹۸۸) تأثیر ضخامت صفحه جاذب از جنس پارچه سیاه رنگ را بررسی و بیان نمود که تنها استفاده از یک لایه پارچه برای جذب ۹۹/۲٪ تابش خورشیدی کافی است (۱۲). اولین هواگرمن خورشیدی که در آن از صفحات شیشه‌ای - پله‌ای<sup>۲</sup> به عنوان صفحه جاذب استفاده شده است توسط میلر<sup>۳</sup> (۱۹۴۳) پیشنهاد شده است (۱۰). لوف<sup>۴</sup> (۱۹۵۰) نمونه‌ای از جمع‌کننده فوق را برای گرم کردن ساختمان در فصل زمستان مورد مطالعه قرار داد و بازده حرارتی آن را از ۳۰٪ تا ۶۵٪ گزارش نمود (۹). محمد (۱۹۹۷) یک هواگرمن خورشیدی با جاذب متخلخل را که در آن از دو لایه پوشش شیشه‌ای استفاده شده بود، مورد تجزیه و تحلیل قرار داد. در این هواگرمن، هوای ورودی ابتدا از کانال شیشه‌ای بالای جاذب عبور کرده و پس از جذب گرمای پوشش‌های شیشه‌ای از درون جاذب عبور می‌کند. نتایج آزمایشات نشان داد که بازده حرارتی هواگرمن به طور مؤثر و معنی‌داری از هواگرمن‌های با جاذب غیرمتخلخل بیشتر بوده است (۱۱). زمردیان (۱۹۹۶) با انجام تحقیقات نظری و عملی روی یک هواگرمن با جاذب متخلخل با پوشش شیشه‌ای پله‌ای در شرایط آزمایشگاهی به این نتیجه رسید که کاهش عرض قطعات شیشه‌ای باعث افزایش بازده حرارتی هواگرمن می‌شود ولی تغییرات اندازه شکاف بین شیشه‌ها تأثیر معنی‌داری روی بازده حرارتی آن ندارد (۱۶).

با توجه به اینکه یکی از موارد کاربرد هواگرمن‌های خورشیدی استفاده از آنها در خشک‌کن‌های خورشیدی است، طراحی و ساخت یک هواگرمن خورشیدی که بتواند هرچه بیشتر انرژی تابشی خورشید را به گرمای مفید تبدیل

7- Mutuli

2- Slatted – glass plates

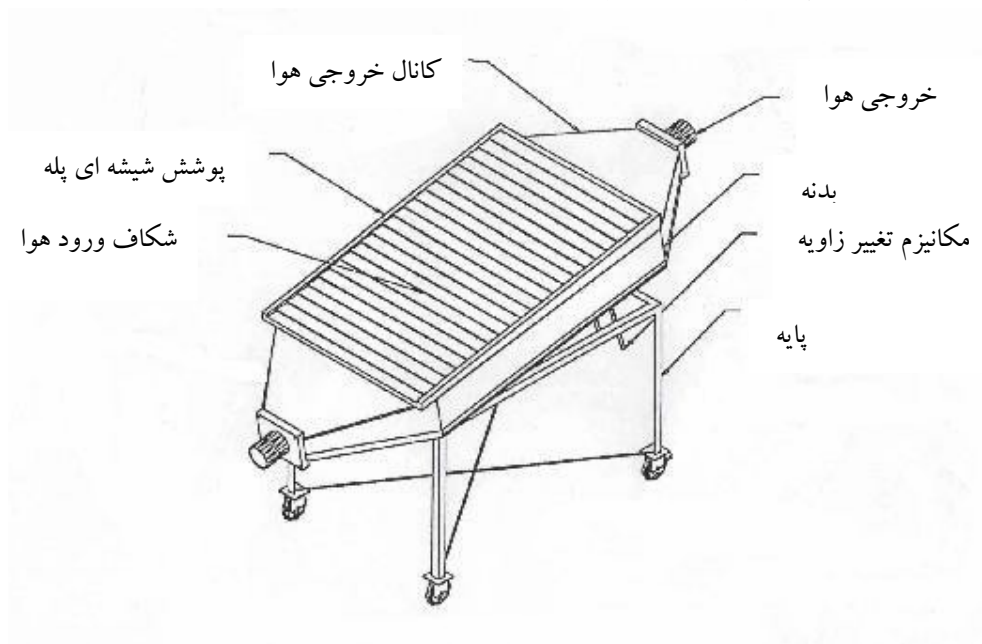
3- Miller

4- Lof

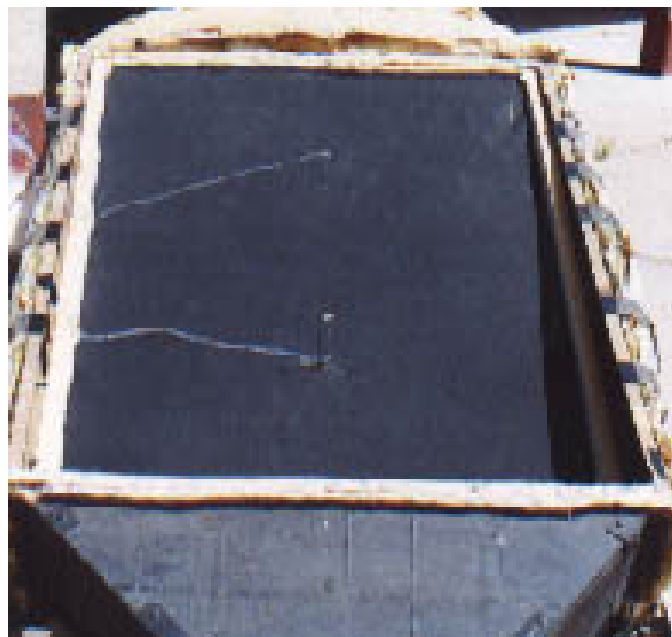
5 - Top heat loss

گردیدند. صفحه جاذب پارچه‌ای سیاه رنگ به ضخامت ۱/۵ میلی‌متر پس از اتصال توسط نخ سیاه به صفحه مشبک فلزی (توری درشت بافت فلزی سیاه رنگ با اندازه چشمه مربعی شکل به مساحت ۲۰ سانتی‌متر مربع) در داخل بدنه هواگرمکن به صورت قطری نصب شد.

ارتفاع ۱۵ سانتی‌متر و طول و عرض ۷۰×۱۰۵ سانتی‌متر ساخته شد. برای توزیع یکنواخت‌تر هوا روی جاذب، کانال‌های ورودی و خروجی به شکل هرم ناقص با قاعده مستطیلی شکل و در زاویه ۴۵ درجه نسبت به بدنه از جنس تخته سه‌لایی ساخته شدند (شکل ۱). تمام سطوح داخلی بدنه هواگرمکن توسط رنگ سیاه مات در چند مرحله رنگ‌آمیزی



شکل ۱- نمای کلی هواگرمکن با پوشش پله ای



شکل ۲- چگونه، نصب صفحه جاذب در بدنه هواگرمکن

برای اندازه‌گیری دبی جرمی جریان هوا از صفحات روزنه<sup>۲</sup> استفاده گردید. صفحات روزانه بر اساس استاندارد ISO 5167 طراحی و ساخته شدند و پس از کالیبراسیون مورد استفاده قرار گرفتند (۷).

برای محاسبه دبی جرمی جریان هوا از فرمول زیر استفاده شده است:

$$\dot{m} = \alpha \varepsilon \frac{\pi}{4} d^2 \sqrt{2 \Delta P \rho}$$

$\dot{m}$ : دبی جرمی هوا (کیلوگرم بر ثانیه)

$\alpha$ : ضریب جریان<sup>۳</sup> (بدون واحد)

$\varepsilon$ : ضریب انبساط<sup>۴</sup> (بدون واحد)

$d$ : قطر روزنه (متر)

$\Delta P$ : اختلاف فشار طرفین صفحه روزنه (پاسکال)

$\rho$ : جرم حجمی هوا در محل روزنه (کیلوگرم بر مترمکعب)

ضریب جریان از جداول موجود در استاندارد ISO 5167 استخراج شد. جرم حجمی هوا در محل روزنه بر اساس دمای اندازه‌گیری شده در محل مذکور محاسبه شد.

از یک مانومتر الکی برای قرائت اختلاف فشار طرفین روزنه استفاده شد. جهت تأمین جریان هوا و ایجاد دبی مطلوب از دو عدد مکند سائتریفیوژ که توسط لوله خرطومی آلومینیومی به هم سری شده بودند، بعد از لوله حامل صفحه روزنه و در انتهای مسیر جریان هوا استفاده شد. برای تنظیم دبی جرمی هوا از یک عدد صفحه کشویی متغیر در محل خروج هوا به محیط استفاده می‌شد.

برای اندازه‌گیری درجه حرارت در نقاط مختلف از ۱۳ عدد ترموکوپل نوع T به این ترتیب استفاده شد. پنج عدد ترموکوپل برای اندازه‌گیری دمای

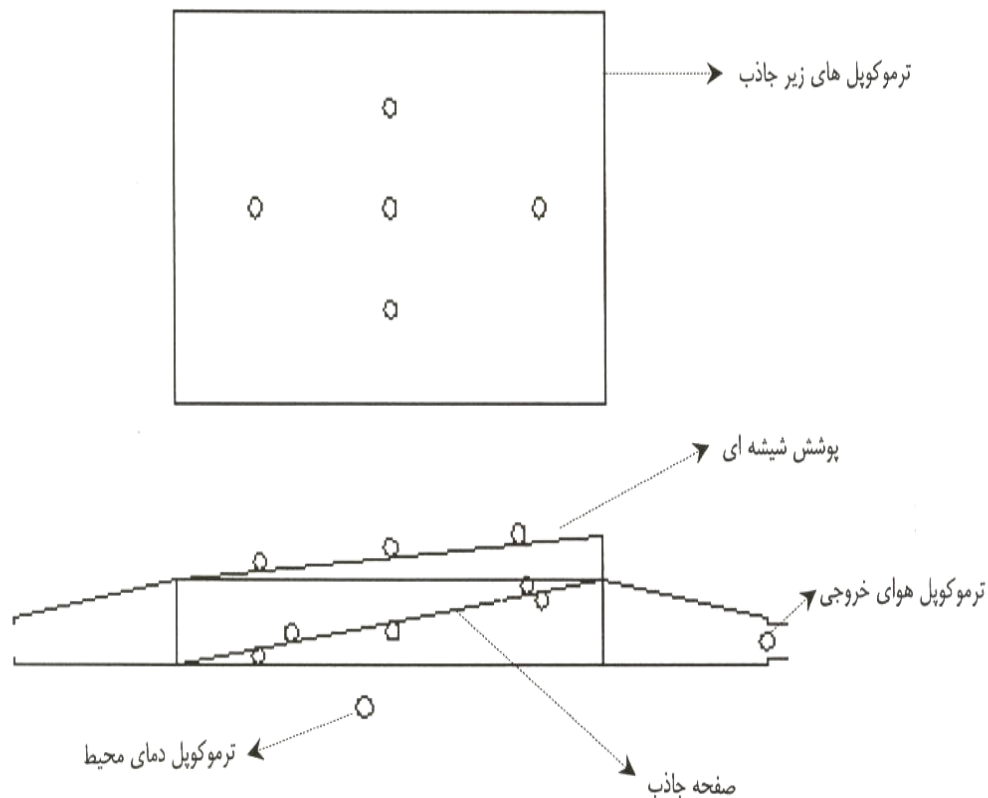
در آزمایشات از دو نوع پوشش شیشه‌ای یکی تخت و دیگری پله‌ای استفاده شد. برای ساخت هر کدام از پوشش‌ها یک قاب چوبی به ابعاد داخلی ۷۰×۱۵۰ سانتی‌متر ساخته و پوشش‌های شیشه‌ای در اینها نصب گردیدند. جهت انتخاب عرض قطعات شیشه‌ای و اندازه شکاف بین آنها در پوشش پله‌ای از نتایج تحقیقات زمردیان (۱۹۹۶) استفاده شد (۱۶). محقق فوق با انجام تحقیقاتی روی یک هواگرمن متخلخل خورشیدی با پوشش پله‌ای به این نتیجه رسید که کاهش عرض قطعات شیشه‌ای باعث افزایش بازده حرارتی هواگرمن می‌شود ولی تغییرات اندازه شکاف بین آنها در محدوده ۳ تا ۷ میلی‌متر بر بازده حرارتی تأثیر معنی‌داری ندارد. با توجه به نتایج فوق در پوشش پله‌ای از ۲۱ قطعه شیشه‌ای به ضخامت ۳ میلی‌متر و عرض ۵۶ میلی‌متر استفاده گردید. بدین ترتیب بین دو قطعه شیشه‌ای متوالی، ۶ میلی‌متر هم‌پوشانی جهت تشکیل جت دیواره‌ای<sup>۱</sup> ایجاد گردید. اندازه شکاف بین قطعات شیشه‌ای ۳ میلی‌متر در نظر گرفته شد. برای ساخت و نصب پوشش شیشه‌ای تخت از یک قطعه شیشه به ضخامت ۳ میلی‌متر و اندازه ۷۰×۱۰۵ سانتی‌متر استفاده گردید. نحوه اتصال و نصب قاب پوشش‌های شیشه‌ای بر روی بدنه هواگرمن توسط نبشی و پیچ مهره به نحوی بود که تعویض آنها در زمان مورد نیاز به راحتی امکان‌پذیر باشد. برای جلوگیری از تلفات حرارتی، بدنه هواگرمن توسط سه لایه پشم‌شیشه به ضخامت حداقل ۵ سانتی‌متر عایق‌بندی گردید. برای نگهداری بدنه هواگرمن از یک قاب فلزی که از نبشی ساخته شد، استفاده گردید و این قاب توسط یک مکانیزم لولایی که تغییر زاویه قرارگیری هواگرمن را نسبت به افق میسر می‌ساخت روی شاسی فلزی نصب گردید (شکل ۱).

2- Orific plates  
3- Flow coefficient  
4- Expansion factor

1- Wall jet

هوای خروجی از جاذب در زیر جاذب و در فاصله ۴ میلی‌متری از آن، یکی برای اندازه‌گیری دمای هوای خروجی از هواگرمکن در انتهای کانال خروجی هوا، دو عدد جهت اندازه‌گیری دمای جاذب در درون جسم جاذب، یکی برای اندازه‌گیری دمای هوا در محل روزنه، سه عدد جهت اندازه‌گیری دمای پوشش شیشه‌ای و یکی برای ثبت دمای هوای محیط بکار گرفته شد. شکل (۳)

محل نصب ترموکوپل‌ها را نشان می‌دهد. این نوع ترموکوپل از جنس مس-کنستانتان با سیم‌هایی به ضخامت ۰/۲ میلی‌متر ساخته شده که به‌ازای هر یک درجه سانتی‌گراد اختلاف دمای محل اتصال مینا و محل اندازه‌گیری، ولتاژی معادل ۴۰ میکروولت تولید می‌کند. برای ثبت دماهای ۱۳ نقطه از هواگرمکن به‌طور همزمان و در فاصله



شکل ۳- محل نصب ترموکوپل‌ها

هوآگرمن‌های پوشش‌دار تأثیر معنی‌داری ندارد در صورتی که سرعت باد که توسط بادسنج اندازه‌گیری می‌شد در مدت زمان داده‌برداری از ۵ متر بر ثانیه تجاوز می‌کرد آزمایش مجدداً تکرار می‌شد. در هوآگرمن با پوشش پله‌ای هوا از شکاف‌های بین قطعات شیشه‌ای و در هوآگرمن با پوشش تخت هوا از طریق کانال ورودی وارد می‌شد. شروع داده‌برداری روزانه یک ساعت قبل تا یک ساعت بعد از ظهر شرعی و هر یک دقیقه یک بار انجام می‌گرفت. از حدود دو ساعت قبل از آغاز داده‌برداری، هوآگرمن رو به جنوب و در زاویه‌ای نسبت به افق که در ظهر شرعی خورشید کاملاً عمود بر آن بتابد قرار می‌گرفت و دبی مورد نظر تنظیم و برای رسیدن به حالت پایدار راه‌اندازی می‌شد. درجه حرارت‌های قسمت‌های مختلف هوآگرمن توسط ترموکوپل‌های نصب شده در محل و در فاصله زمانی هر یک دقیقه خوانده و در فایل‌های مشخصی در کامپیوتر ثبت می‌شدند. در مدت زمان داده‌برداری شدت تابش خورشیدی که تقریباً عمود بر صفحه جاذب بود توسط شیدسنج اندازه‌گیری و ثبت می‌شد.

با توجه به ملاحظه سرعت باد در حین آزمایشات، عمود بودن تابش خورشیدی در طول داده‌برداری، انجام آزمایشات در روزهایی که آسمان صاف و غیرابری بود و همچنین رسم نمودارها و تفسیر نتایج بر اساس افزایش درجه حرارت قسمت‌های مختلف به‌یزای واحد تابش خورشیدی، اثرات تغییر شرایط محیط بر نتایج کنترل شده است. از آزمون آماری تی یک‌طرفه<sup>۱</sup> برای مقایسه میانگین بازده حرارتی و همچنین مقایسه میانگین تغییرات درجه حرارت به‌یزای واحد تابش خورشیدی اجزای مختلف در دو نوع هوآگرمن با پوشش‌های تخت و پله‌ای استفاده شده است.

زمانی یک دقیقه از دستگاه جمع‌آوری اطلاعات رایانه‌ای استفاده گردید<sup>۱</sup>. سیستم جمع‌آوری و ثبت اطلاعات از دو قسمت تقویت کننده ولتاژ و مبدل آنالوگ به دیجیتال تشکیل می‌شد. تقویت کننده مورد استفاده از نوع تفاضلی بود که در ساخت آن از آی-سی‌های نوع OP-07 استفاده شد. برای ۱۳ کانال ترموکوپل‌ها، ۱۳ عدد تقویت‌کننده تفاضلی یکسان ساخته شد و خروجی این تقویت کننده‌ها به برد مبدل آنالوگ به دیجیتال فرستاده شد تا پس از تبدیل به دیجیتال به کامپیوتر ارسال شوند. در مدار آنالوگ به دیجیتال از یک میکروکنترلر 80C31 استفاده شد. در برد مبدل از دو آی-سی مبدل آنالوگ به دیجیتال از نوع ADC0809 که هر کدام از آنها دارای ۸ ورودی آنالوگ بود، استفاده شد. با توجه به اینکه خروجی ترموکوپل‌ها ولتاژ و کمیت مطلوب برای تجزیه و تحلیل هوآگرمن‌ها دما بود، با کالیبراسیون ترموکوپل‌ها به همراه کانال‌های مربوطه، رابطه بین ولتاژ و دما برای هر کدام از آنها حاصل گردید.

یکی دیگر از کمیت‌های مورد نیاز جهت محاسبه بازده حرارتی هوآگرمن‌ها، شدت تابش خورشیدی بود. برای اندازه‌گیری این کمیت در طول آزمایشات از یک دستگاه شیدسنج<sup>۲</sup> که بر روی سطح فوقانی کانال ورودی هوآگرمن نصب شده بود استفاده گردید آزمایشات در هفت دبی مختلف در دامنه ۰/۰۰۶۵ تا ۰/۰۳۰ کیلوگرم بر ثانیه بر مترمربع برای هر کدام از دو نوع هوآگرمن با پوشش‌های متفاوت شیشه‌ای پله‌ای و تخت در روزهایی با آسمان صاف در نیمه دوم اردیبهشت ماه سال ۱۳۸۰ در محل دانشکده کشاورزی دانشگاه شیراز انجام شد. در هر روز یک دبی جرمی هوا برای یک نوع هوآگرمن مورد آزمایش قرار می‌گرفت. با توجه به اینکه سرعت باد کمتر از ۵ متر بر ثانیه بر عملکرد

1 - Computer data logger  
2 - Pyranometer

1- One-tailed test

خورشیدی در هر دو نوع هواگرمن با پوشش‌های متفاوت شیشه‌ای کاهش یافته و صفحه جاذب خنک‌تر شده است. با افزایش دبی جریان به دلیل ثابت بودن سطح مقطع عبور جریان، سرعت هوای عبوری از جاذب افزایش یافته و به تبع آن ضریب انتقال حرارت به روش همرفتی بین جاذب و هوای خنک کننده افزایش یافته و خنک‌تر شدن صفحه جاذب را در پی داشته است. همچنین در تمام دبی‌های مورد آزمایش دمای جاذب در هواگرمن با پوشش پله‌ای نسبت به پوشش تخت پایین‌تر بوده است که یک مزیت کاربرد پوشش پله‌ای بر تخت محسوب می‌شود. علت این اختلاف را می‌توان چنین بیان کرد که ورود هوا از بین قطعات شیشه‌ای در هواگرمن با پوشش پله‌ای نسبت به ورود هوا از کانال ورودی در پوشش تخت باعث توزیع یکنواخت‌تر آن روی جاذب شده که نتیجه آن خنک‌تر شدن صفحه جاذب در پوشش پله‌ای بوده است. شکل (۵) رابطه بین دبی جرمی هوا و افزایش دمای پوشش شیشه‌ای نسبت به دمای محیط به‌یزای واحد تابش خورشیدی را در دو نوع هواگرمن با پوشش‌های مختلف نشان می‌دهد. با افزایش دبی جرمی هوا در هر دو نوع هواگرمن دمای پوشش‌های تخت و پله‌ای کاهش یافته است. بر اساس شکل (۴)، با افزایش دبی جریان هوا درجه حرارت جاذب کاهش یافته، در نتیجه میزان تبادل حرارت از طریق روش‌های تابش و همرفتی بین جاذب و پوشش‌های شیشه‌ای که ناشی از اختلاف درجه حرارت بین آنها می‌باشد کاهش می‌یابد و هرچه میزان انتقال حرارت از صفحه جاذب به پوشش‌های شیشه‌ای کمتر شود شیشه‌ها خنک‌تر خواهند ماند. همچنین درجه حرارت پوشش پله‌ای در تمام دبی‌های مورد آزمایش نسبت به پوشش تخت کمتر بوده و این اختلاف با افزایش دبی جرمی هوا

همچنین جهت مقایسه و بررسی تأثیر تغییرات دبی و نوع پوشش (تخت و پله‌ای) بر عملکرد اجزاء مختلف دو نوع هواگرمن، نمودارهایی که نشان‌دهنده رابطه بین دبی جرمی جریان هوا و تغییرات درجه حرارت به‌یزای واحد تابش خورشیدی در قسمتهای مختلف هواگرمن‌ها می‌باشند، بر اساس میانگین داده‌های بدست آمده در فاصله زمانی نیم ساعت قبل تا نیم ساعت بعد از ظهر شرعی ترسیم شده‌اند. لازم به ذکر است که بازده حرارتی هواگرمن‌ها بر اساس فرمول زیر محاسبه شده است:

$$\eta = \frac{\dot{m}c_p(T_{ab} - T_a)}{G_T} \times 100$$

$\eta$ : بازده حرارتی هواگرمن (درصد).

$\dot{m}$ : دبی جرمی هوای خنک کننده در واحد سطح جاذب (کیلوگرم بر ثانیه بر مترمربع).

$c_p$ : گرمای ویژه هوا در فشار ثابت بر اساس میانگین دمای هوای محیط و خروجی از صفحه جاذب (کیلوژول بر کیلوگرم بر درجه سانتی‌گراد).

$G_T$ : شدت تابش خورشیدی (وات بر مترمربع).

$T_{ab}$ : درجه حرارت هوای خروجی از صفحه جاذب (سانتی‌گراد).

$T_a$ : درجه حرارت محیط (سانتی‌گراد).

### نتایج و بحث

جدول‌های شماره (۱ و ۲) نتایج آزمایشات را در دبی‌های مختلف هوای خنک کننده برای هر دو نوع هواگرمن با پوشش‌های متفاوت تخت و شیشه‌ای به تفکیک نشان می‌دهند. با توجه به نتایج آزمایشات نمودارهای لازم ترسیم شده‌اند که در ذیل به آنها می‌پردازیم. شکل (۴) که بیانگر رابطه بین دبی جرمی جریان هوا و افزایش دمای جاذب نسبت به محیط به‌یزای واحد تابش خورشیدی است، نشان می‌دهد که با افزایش دبی جرمی هوا اختلاف دمای صفحه جاذب نسبت به محیط به‌یزای واحد تابش



جدول ۱- نتایج آزمایشات هواگرمن خورشیدی با پوشش تخت

$\dot{m}$	$T_a$	$C_p$	$G_T$	$T_{ab}$	$T_p$	$T_c$	$(T_p - T_a)/G_T$	$(T_c - T_a)/G_T$	$(T_{ab} - T_a)$	$\eta$
۰،۰۰۶۵	۳۰،۵	۱۰۰۷،۴۷	۷۴۹	۶۱،۸	۹۴،۸	۵۴،۱	۰،۰۸۵۸	۰،۰۳۱۵	۳۱،۳	۰،۲۷۴
۰،۰۰۹	۳۲،۵	۱۰۰۷،۵۴	۷۷۹	۶۱،۶	۸۸،۴	۵۴،۲	۰،۰۷۱۸	۰،۰۲۷۹	۲۹،۱	۰،۳۳۹
۰،۰۱۴	۳۲،۱	۱۰۰۷،۲۵	۷۷۴	۵۳،۵	۸۰،۲	۵۱،۲	۰،۰۶۲۱	۰،۰۲۴۷	۲۱،۴	۰،۳۹۰
۰،۰۱۷	۳۱،۳	۱۰۰۷،۱۵	۷۶۲	۵۰،۴	۷۳،۲	۴۸،۷	۰،۰۵۵۰	۰،۰۲۲۸	۱۹،۱	۰،۴۲۹
۰،۰۲۲	۳۱،۸	۱۰۰۷،۰۴	۷۶۸	۴۷،۸	۶۹،۸	۴۷،۹	۰،۰۴۹۵	۰،۰۲۱۰	۱۶،۰	۰،۴۶۲
۰،۰۲۶	۳۰،۲	۱۰۰۶،۸۹	۷۴۷	۴۴،۱	۶۵،۸	۴۵،۱	۰،۰۴۷۷	۰،۰۱۹۹	۱۳،۹	۰،۴۸۷
۰،۰۳۰	۳۰،۱	۱۰۰۶،۸۴	۷۴۵	۴۲،۶	۶۴،۲	۴۴،۱	۰،۰۴۵۸	۰،۰۱۸۸	۱۲،۵	۰،۵۰۷

$\dot{m}$ : دبی جرمی هوای خنک کننده (کیلوگرم بر ثانیه بر مترمربع)  
جاذب (درجه سانتی گراد)

$T_a$ : درجه حرارت محیط (درجه سانتی گراد)  
شیشه‌ای (درجه سانتی گراد)

$T_{ab}$ : درجه حرارت هوای خروجی از صفحه جاذب (درجه سانتی گراد)

$G_T$ : میزان شدت تابش خورشیدی بر صفحه‌ای به موازات سطح هواگرمن (وات بر مترمربع)

$C_p$ : گرمای ویژه هوا در میانگین درجه حرارت هوای محیط و خروجی از صفحه جاذب (ژول بر درجه سانتی گراد بر کیلوگرم)

$C_p$ : گرمای ویژه هوا در میانگین درجه حرارت هوای محیط و خروجی از صفحه جاذب (ژول بر درجه سانتی گراد بر کیلوگرم)

جدول ۲- نتایج آزمایشات هواگرمن خورشیدی با پوشش پله‌ای

$\dot{m}$	$T_a$	$C_p$	$G_T$	$T_{ab}$	$T_p$	$T_c$	$(T_p - T_a)/G_T$	$(T_c - T_a)/G_T$	$(T_{ab} - T_a)$	$\eta$
۰،۰۰۶۵	۲۹،۷	۱۰۰۷،۵۰	۷۴۰	۶۷،۹	۸۳،۲	۴۸،۹	۰،۰۰۷۲۳	۰،۰۰۲۵۹	۳۸،۲	۰،۳۳۸
۰،۰۰۰۹	۳۰،۳	۱۰۰۷،۴۶	۷۵۲	۶۵،۸	۷۳،۸	۴۳،۳	۰،۰۰۵۷۸	۰،۰۰۱۷۳	۳۵،۵	۰،۴۲۸
۰،۰۰۱۴	۳۰،۱	۱۰۰۷،۲۰	۷۴۸	۵۶،۷	۶۳،۱	۳۹،۴	۰،۰۰۴۴۱	۰،۰۰۱۲۴	۲۶،۶	۰،۵۰۱
۰،۰۰۱۷	۳۰،۱	۱۰۰۷،۱۲	۷۴۹	۵۴،۵	۵۶،۲	۳۷،۵	۰،۰۰۳۴۸	۰،۰۰۰۹۹	۲۴،۴	۰،۵۵۸
۰،۰۰۲۲	۳۱،۵	۱۰۰۷،۰۸	۷۶۵	۵۲،۳	۵۴،۱	۳۶،۹	۰،۰۰۲۹۵	۰،۰۰۰۷۱	۲۰،۸	۰،۶۰۲
۰،۰۰۲۶	۳۰،۷	۱۰۰۶،۹۷	۷۵۷	۴۸،۸	۵۱،۵	۳۴،۳	۰،۰۰۲۷۵	۰،۰۰۰۴۸	۱۸،۱	۰،۶۲۶
۰،۰۰۳۰	۳۰،۹	۱۰۰۶،۹۷	۷۶۳	۴۶،۹	۴۹،۲	۳۳،۷	۰،۰۰۲۴۰	۰،۰۰۰۳۷	۱۶،۰	۰،۶۳۳

$\dot{m}$ : دبی جرمی هوای خنک کننده (کیلوگرم بر ثانیه بر مترمربع)  
جاذب (درجه سانتی گراد)

$T_c$ : درجه حرارت پوشش  
 $T_a$ : درجه حرارت محیط (درجه سانتی گراد)  
شیشه‌ای (درجه سانتی گراد)

$T_{ab}$ : درجه حرارت هوای خروجی از صفحه جاذب (درجه سانتی گراد)  
 $G_T$ : میزان شدت تابش خورشیدی بر صفحه‌ای به موازات سطح هواگرمن (وات بر مترمربع)  
 $C_p$ : گرمای ویژه هوا در میانگین درجه حرارت هوای محیط و خروجی از صفحه جاذب (ژول بر درجه سانتی گراد بر کیلوگرم)

شکل ۴ - تأثیر دبی جرمی هوا بر اختلاف دمای صفحات جاذب نسبت به دمای محیط به ازای واحد تابش خورشیدی

شکل ۵ - تأثیر دبی جرمی هوا بر اختلاف دمای پوشش های شیشه ای نسبت به دمای محیط به ازای واحد تابش

شکل ۶ - تأثیر دبی جرمی هوا بر بازده حرارتی هوا گرمکن ها با پوشش های تخت و پله ای

هوای ورودی باعث کاهش جریان‌های همرفتی بین جاذب و پوشش شیشه‌ای و کاهش تلفات حرارتی صفحه جاذب شده است. تعدد قطعات شیشه‌ای نیز باعث توزیع یکنواخت‌تر هوای ورودی روی جاذب شده که این نیز به بهتر خنک شدن جاذب و افزایش درجه حرارت هوای خروجی از آن کمک کرده است و مجموعه عوامل فوق باعث کمتر شدن تلفات حرارتی و افزایش بازده حرارتی هواگرمکن با پوشش پله‌ای شده است.

از آزمون تی-یک‌طرفه جهت مقایسه دو نوع هواگرمکن از نظر بازده حرارتی و سایر پارامترهای اندازه‌گیری شده بر اساس میانگین داده‌های بدست آمده در دبی‌های مختلف هوای خنک کننده استفاده شده است. فرض آزمون بر این است که در هواگرمکن با پوشش پله‌ای نسبت به پوشش تخت بازده حرارتی بالاتر، درجه حرارت پوشش شیشه‌ای و درجه حرارت صفحه جاذب کمتر می‌باشد. نتایج آزمون در جدول ۳ آمده است.

نتایج آزمون نشان می‌دهد که کاربرد پوشش شیشه‌ای -پله‌ای نسبت به پوشش تخت در هواگرمکن‌های خورشیدی باعث بهبود راندمان حرارتی، کاهش درجه حرارت پوشش شیشه‌ای و افزایش درجه حرارت هوای خروجی از جاذب می‌گردد.

### نتیجه‌گیری

با توجه به بالاتر بودن بازده حرارتی هواگرمکن با پوشش پله‌ای و یکراهه بودن آن یعنی اینکه هوای ورودی پس از گرم شدن از هواگرمکن خارج می‌شود و از طرف دیگر افزایش قابل ملاحظه درجه حرارت هوای محیط که مطابق با جدول (۳) حتی در بالاترین دبی جریان هوا (۰/۰۳۰ کیلوگرم بر ثانیه بر مترمربع)، ۱۶ درجه سانتیگراد افزایش یافته است این هواگرمکن به طور مؤثر قابلیت استفاده در خشک‌کن‌های خورشیدی را دارا می‌باشد.

زیادتر شده است. به بیان دیگر با افزایش دبی جریان پوشش پله‌ای بهتر از پوشش تخت خنک شده است. عبور هوا از بین شکاف‌های قطعات شیشه‌ای مخصوصاً در دبی‌های بالاتر باعث جذب گرمای بیشتر قطعات شیشه‌ای و خنک‌تر شدن پوشش پله‌ای نسبت به تخت گردیده است.

شکل (۶) نشان دهنده تأثیر دبی جرمی هوای خنک کننده بر بازده حرارتی هواگرمکن‌ها با پوشش‌های مختلف پله‌ای و تخت می‌باشد. در هر دو نوع هواگرمکن با پوشش‌های متفاوت با افزایش دبی جریان هوا، بازده حرارتی افزایش یافته و نرخ افزایش بازده در دبی‌های پایین بیشتر و به تدریج با افزایش دبی از شدت آن کاسته شده است و در دبی‌های بالا نمودارها به سمت افقی شدن متمایل گردیده‌اند. در دبی‌های پایین میزان تلفات حرارتی هواگرمکن‌ها به دلیل بالا بودن درجه حرارت جاذب و پوشش‌های شیشه‌ای زیاد بوده و باعث کاهش بازده آنها شده است ولی با افزایش دبی جریان در هر دو نوع هواگرمکن درجه حرارت جاذب و پوشش‌های شیشه‌ای کاهش یافته و به تبع آن مقدار تلفات حرارتی کمتر شده و بازده حرارتی هواگرمکن‌ها افزایش یافته است. دلیل این که در دبی‌های بالا بازده حرارتی در هر دو نوع هواگرمکن به سمت افقی شدن میل پیدا کرده این است که نمودار تغییرات اختلاف درجه حرارت جاذب و پوشش شیشه‌ای نسبت به دمای محیط (شکل‌های (۴) و (۵)) در دبی‌های بالا در هر دو نوع هواگرمکن با نرخ کاهنده کاهش یافته و به سمت افقی شدن متمایل شده است. نکته مهم و قابل ذکر در شکل (۶) این است که در تمام دبی‌های مورد آزمایش بازده حرارتی هواگرمکن با پوشش پله‌ای نسبت به پوشش تخت بالاتر بوده و با افزایش دبی جریان این برتری افزایش یافته است. در هواگرمکن با پوشش پله‌ای عبور هوا از بین قطعات شیشه‌ای باعث جذب قسمتی از گرمای قطعات شیشه‌ای و حرکت رو به پایین

شکل ۶

جدول ۳- مقایسه میانگین پارامترهای اندازه گیری شده در دو نوع هواگرمکن خورشیدی بر اساس آزمون تی - یک طرفه

میانگین پارامترهای اندازه گیری شده	هواگرمکن با پوشش پله ای ( $\mu_1$ )	هواگرمکن با پوشش تخت ( $\mu_2$ )	فرض صفر	t محاسبه شده
میانگین افزایش درجه حرارت جاذب به ایزای واحد تابش خورشیدی	۰/۰۴۱۴	۰/۰۵۹۷	$\mu_1 > \mu_2$	-۱/۹۳**
میانگین افزایش درجه حرارت پوشش شیشه ای به ایزای واحد تابش خورشیدی	۰/۰۱۱۶	۰/۰۲۳۸	$\mu_1 > \mu_2$	-۳/۲۹**
میانگین بازده گرمایی (درصد)	۵۲/۷	۴۱/۲	$\mu_1 < \mu_2$	۲/۰۱**

\*\* : اختلاف معنی دار در سطح ۹۵٪

### منابع

- 1- Bansal, N. K., Boettcher, A. and Uhlemann, R. 1983. Performance of plastic solar air heating collector with a porous absorber. *Energy Research* 7: 375 - 384.
- 2- Beville, B. and Brandle, H. 1968. A solar energy collector for heating air. *Solar Energy* 12:19 - 36.
- 3- Choudhury, C. and Garg, H. p. 1993. Performance of air - heating collectors with packed airflow passage. *Solar Energy* 50 (3): 205 - 221.
- 4- Duffie, J. A. and Beckman, W. A. 1991. *Solar Engineering of Thermal Processes*. John Wiley & Sons, New York, 918 pp.
- 5- Grupp, M., Bergler, H., Bertrand, J. P., Kromer, B. and Cieslok, J. 1995. Convective flat plate collectors and their applications. *Solar Energy* 55 (3): 195 - 207.
- 6- Hamid, Y. H. and Beckman, W. A. 1971. Performance of air cooled radiatively heated screen matrices. *Journal of Engineering for Power* 93: 221 - 224.
- 7- ISO 5167. Measurement of fluid flow by means of orifice plates, nozzles and venture tubes inserted in circular cross - section conduits running full. International Organization for Standardization, Switzerland, 183pp.
- 8- Kamanga, M. H. 1987. Solar air heating for drying system. M.Sc Thesis, New Castle Upon Tyne University, 130pp.
- 9- Los, G. O. G. 1950. Performance of solar energy collector of overlapped - glass plate type. In Proc. of Solar Heating Symposium in Open Space Heating with Solar Energy, MIT University, 72-86.
- 10- Lof, G. O. G., Grey, C., and Brisbane, T. E. 1988. Fresh air solar heating system - seasonal operating performance. In *Advances in Solar Energy Technology* 2: 1050 - 1055.
- 11- Mohammad, A. A. 1997. High efficiency solar air heater. *Solar Energy* 60 (2): 71 - 76.
- 12- Mutuli, D. A. 1988. The performance of air - infiltrating solar collector. M.Sc Thesis, New Castle Upon Tyne University, 133pp.
- 13- Niles, P. N., Caxnegie, E. J., Pohl, J. G., and Cherne, J. M. 1978. Design and performance of an air collector for industrial crop dehydration. *Solar Energy* 20: 19 - 23.
- 14- Parasad, B. N. and Saini, J. S. 1988. Effect of artificial roughness on heat transfer and friction factor in solar air heater. *Solar Energy* 41 (6): 555 - 560.
- 15- Parker, B. F., Lindley, M. R., Colliver, D. G., and Murphy, W. E. 1993. Thermal performance of three air heaters. *Solar Energy* 51 (6): 467 - 479.

- 16- Zomorodian, A. 1996. A transpired slatted glass covered solar air heater. Ph. D. Thesis, Dept. of Agricultural Engineering, University of Newcastle Upon Tyne., Newcastle Upon Tyne, U.K., 255pp.

جدول ۱- نتایج آزمایشات هواگرمن خورشیدی با پوشش تخت

$\dot{m}$	$T_a$	$C_p$	$G_T$	$T_{ab}$	$T_p$	$T_c$	$(T_p - T_a)/G_T$	$(T_c - T_a)/G_T$	$(T_{ab} - T_a)$	$\eta$
۰،۰۰۶۵	۳۰،۵	۱۰۰۷،۴۷	۷۴۹	۶۱،۸	۹۴،۸	۵۴،۱	۰،۰۸۵۸	۰،۰۳۱۵	۳۱،۳	۰،۲۷۴
۰،۰۰۹	۳۲،۵	۱۰۰۷،۵۴	۷۷۹	۶۱،۶	۸۸،۴	۵۴،۲	۰،۰۷۱۸	۰،۰۲۷۹	۲۹،۱	۰،۳۳۹
۰،۰۱۴	۳۲،۱	۱۰۰۷،۲۵	۷۷۴	۵۳،۵	۸۰،۲	۵۱،۲	۰،۰۶۲۱	۰،۰۲۴۷	۲۱،۴	۰،۳۹۰
۰،۰۱۷	۳۱،۳	۱۰۰۷،۱۵	۷۶۲	۵۰،۴	۷۳،۲	۴۸،۷	۰،۰۵۵۰	۰،۰۲۲۸	۱۹،۱	۰،۴۲۹
۰،۰۲۲	۳۱،۸	۱۰۰۷،۰۴	۷۶۸	۴۷،۸	۶۹،۸	۴۷،۹	۰،۰۴۹۵	۰،۰۲۱۰	۱۶،۰	۰،۴۶۲
۰،۰۲۶	۳۰،۲	۱۰۰۶،۸۹	۷۴۷	۴۴،۱	۶۵،۸	۴۵،۱	۰،۰۴۷۷	۰،۰۱۹۹	۱۳،۹	۰،۴۸۷
۰،۰۳۰	۳۰،۱	۱۰۰۶،۸۴	۷۴۵	۴۲،۶	۶۴،۲	۴۴،۱	۰،۰۴۵۸	۰،۰۱۸۸	۱۲،۵	۰،۵۰۷

 $\dot{m}$ : دبی جرمی هوای خنک کننده (کیلوگرم بر ثانیه بر مترمربع) $T_p$ : درجه حرارت صفحه جاذب (درجه سانتیگراد) $T_a$ : درجه حرارت محیط (درجه سانتیگراد) $T_c$ : درجه حرارت پوشش شیشه‌ای (درجه سانتیگراد) $T_{ab}$ : درجه حرارت هوای خروجی از صفحه جاذب (درجه سانتیگراد) $\eta$ : بازده حرارتی (اعشاری) $G_T$ : میزان شدت تابش خورشیدی بر صفحه‌ای به موازات سطح هواگرمن (وات بر مترمربع) $C_p$ : گرمای ویژه هوا در میانگین درجه حرارت هوای محیط و خروجی از صفحه جاذب (ژول بر درجه سانتیگراد بر کیلوگرم)



جدول ۲- نتایج آزمایشات هواگرمن خورشیدی با پوشش پله‌ای

$\dot{m}$	$T_a$	$C_p$	$G_T$	$T_{ab}$	$T_p$	$T_c$	$(T_p - T_a)/G_T$	$(T_c - T_a)/G_T$	$(T_{ab} - T_a)$	$\eta$
۰,۰۰۶۵	۲۹,۷	۱۰۰۷,۵۰	۷۴۰	۶۷,۹	۸۳,۲	۴۸,۹	۰,۰۰۷۲۳	۰,۰۰۲۵۹	۳۸,۲	۰,۴۳۸
۰,۰۰۰۹	۳۰,۳	۱۰۰۷,۴۶	۷۵۲	۶۵,۸	۷۳,۸	۴۳,۳	۰,۰۰۵۷۸	۰,۰۰۱۷۳	۳۵,۵	۰,۴۲۸
۰,۰۰۱۴	۳۰,۱	۱۰۰۷,۲۰	۷۴۸	۵۶,۷	۶۳,۱	۳۹,۴	۰,۰۰۴۴۱	۰,۰۰۱۲۴	۲۶,۶	۰,۵۰۱
۰,۰۰۱۷	۳۰,۱	۱۰۰۷,۱۲	۷۴۹	۵۴,۵	۵۶,۲	۳۷,۵	۰,۰۰۳۴۸	۰,۰۰۰۹۹	۲۴,۴	۰,۵۵۸
۰,۰۰۲۲	۳۱,۵	۱۰۰۷,۰۸	۷۶۵	۵۲,۳	۵۴,۱	۳۶,۹	۰,۰۰۲۹۵	۰,۰۰۰۷۱	۲۰,۸	۰,۶۰۲
۰,۰۰۲۶	۳۰,۷	۱۰۰۶,۹۷	۷۵۷	۴۸,۸	۵۱,۵	۳۴,۳	۰,۰۰۲۷۵	۰,۰۰۰۴۸	۱۸,۱	۰,۶۲۶
۰,۰۰۳۰	۳۰,۹	۱۰۰۶,۹۷	۷۶۳	۴۶,۹	۴۹,۲	۳۳,۷	۰,۰۰۲۴۰	۰,۰۰۰۳۷	۱۶,۰	۰,۶۳۳

 $\dot{m}$ : دبی جرمی هوای خنک کننده (کیلوگرم بر ثانیه بر مترمربع) $T_p$ : درجه حرارت صفحه جاذب (درجه سانتی‌گراد) $T_a$ : درجه حرارت محیط (درجه سانتی‌گراد) $T_c$ : درجه حرارت پوشش شیشه‌ای (درجه سانتی‌گراد) $T_{ab}$ : درجه حرارت هوای خروجی از صفحه جاذب (درجه سانتی‌گراد) $\eta$ : بازده حرارتی (اعشاری) $G_T$ : میزان شدت تابش خورشیدی بر صفحه‌ای به موازات سطح هواگرمن (وات بر مترمربع) $C_p$ : گرمای ویژه هوا در میانگین درجه حرارت هوای محیط و خروجی از صفحه جاذب (ژول بر درجه سانتی‌گراد بر کیلوگرم)

**نتیجه گیری**

دبی جریان هوا (۰/۰۳۰ کیلوگرم بر ثانیه بر مترمربع)،  
۱۶ درجه سانتیگراد افزایش یافته است این هواگرمکن  
به طور مؤثر قابلیت استفاده در خشک کن های  
خورشیدی را دارا می باشد.

با توجه به بالاتر بودن بازده حرارتی هواگرمکن با  
پوشش پله ای و یکراهه بودن آن یعنی اینکه هوای  
ورودی پس از گرم شدن از هواگرمکن خارج می شود و  
از طرف دیگر افزایش قابل ملاحظه درجه حرارت  
هوای محیط که مطابق با جدول (۳) حتی در بالاترین

**منابع**

- 1- Bansal, N. K., Boettcher, A. and Uhlemann, R. 1983. Performance of plastic solar air heating collector with a porous absorber. *Energy Research* 7: 375 - 384.
- 2- Beville, B. and Brandle, H. 1968. A solar energy collector for heating air. *Solar Energy* 12:19 - 36.
- 3- Choudhury, C. and Garg, H. p. 1993. Performance of air - heating collectors with packed airflow passage. *Solar Energy* 50 (3): 205 - 221.
- 4- Duffie, J. A. and Beckman, W. A. 1991. *Solar Engineering of Thermal Processes*. John Wiley & Sons, New York, 918 pp.
- 5- Grupp, M., Bergler, H., Bertrand, J. P., Kromer, B. and Cieslok, J. 1995. Convective flat plate collectors and their applications. *Solar Energy* 55 (3): 195 - 207.
- 6- Hamid, Y. H. and Beckman, W. A. 1971. Performance of air cooled radiatively heated screen matrices. *Journal of Engineering for Power* 93: 221 - 224.
- 7- ISO 5167. Measurement of fluid flow by means of orifice plates, nozzles and venture tubes inserted in circular cross - section conduits running full. International Organization for Standardization, Switzerland, 183pp.
- 8- Kamanga, M. H. 1987. Solar air heating for drying system. M.Sc Thesis, New Castle Upon Tyne University, 130pp.
- 9- Los, G. O. G. 1950. Performance of solar energy collector of overlapped - glass plate type. In Proc. of Solar Heating Symposium in Open Space Heating with Solar Energy, MIT University, 72-86.
- 10- Lof, G. O. G., Grey, C., and Brisance, T. E. 1988. Fresh air solar heating system - seasonal operating performance. In *Advances in Solar Energy Technology* 2: 1050 - 1055.
- 11- Mohammad, A. A. 1997. High efficiency solar air heater. *Solar Energy* 60 (2): 71 - 76.
- 12- Mutuli, D. A. 1988. The performance of air - infiltrating solar collector. M.Sc Thesis, New Castle Upon Tyne University, 133pp.
- 13- Niles, P. N., Caxnegie, E. J., Pohl, J. G., and Cherne, J. M. 1978. Design and performance of an air collector for industrial crop dehydration. *Solar Energy* 20: 19 - 23.

- 14- Parasad, B. N. and Saini, J. S. 1988. Effect of artificial roughness on heat transfer and friction factor in solar air heater. *Solar Energy* 41 (6): 555 - 560.
- 15- Parker, B. F., Lindley, M. R., Colliver, D. G., and Murphy, W. E. 1993. Thermal performance of three air heaters. *Solar Energy* 51 (6): 467 - 479.
- 16- Zomorodian, A. 1996. A transpired slatted glass covered solar air heater. Ph. D. Thesis, Dept. of Agricultural Engineering, University of Newcastle Upon Tyne., Newcastle Upon Tyne, U.K., 255pp.

## The effect of Two Different Glass Covers (Flat and Slatted) on Thermal Efficiency of a Porous Absorber Solar Air Heater

S. Erfanifar<sup>1</sup> and A. Zomorodian<sup>2</sup>

### Abstract

A distinguished drawback of using flat plate absorber in solar air heater is low value of convective heat transfer coefficient between absorber plate and cooling air which increases top heat loss and decreases thermal efficiency. In this study, a porous absorber solar air heater with slatted sheets and flat glass covers were designed and fabricated. The thermal efficiencies of these two solar air heaters were compared at different cooling air mass flow rates (0.0065 to 0.030 Kg/s.m<sup>2</sup>) at outdoor conditions. Air mass flow rates were measured by orifice plates, temperatures were measured by T-type thermocouples and solar radiation was recorded by a pyranometer. In this research, the use of porous absorber resulted in increasing convective heat transfer coefficient between flowing air and absorber and decreasing convective and radiative heat losses between absorber and cover systems leading to higher thermal efficiency of the solar air heaters. Results indicate that by increasing the air mass flow rate, the temperature of all points of the two solar air heaters were reduced, thus yielding a higher thermal efficiency. Furthermore, in the air heater with slatted glass sheets cover, the vertically downward air flow reduces convective heat loss from absorber to cover. Sucking air through the slots recovers part of the short wave radiation absorbed by the glass sheets as well as the long wave emission from the absorber. This process resulted in minimizing the convective and radiative heat losses through the cover. It was shown that, for the range of air mass flow rate studied, the thermal performance of the air heater with slatted glass sheets cover was always higher than the flat glass cover and this superiority was improved at higher air mass flow rates. At the highest air mass flow rate, (0.030 Kg/s.m<sup>2</sup>); the thermal efficiencies of the air heaters with slatted and flat glass covers were obtained 63%, and 51% respectively at outdoor conditions.

**Key words:** *Solar air heater, slatted cover, porous absorber.*

---

1- Academic member, M.Sc., in farm machinery, Darab College of Agric., Shiraz University.

2- Assistant professor, farm machinery Department, College of Agric., Shiraz University.