

## طراحی خشک کن خورشیدی با همرفت اجباری برای سبزی‌های برگ‌ی و ارزیابی عملکرد جمع‌کننده انرژی خورشیدی<sup>۱</sup>

احمد سهیلی مهدیزاده، علیرضا کیهانی، کمال عباسپور ثانی و اسد... اکرم<sup>۲</sup>

تاریخ پذیرش مقاله: ۸۵/۲/۲

تاریخ دریافت مقاله: ۸۴/۴/۲۷

### چکیده

سبزی‌های برگ‌ی با داشتن رطوبت بالا و بافت لطیف نسبت به فرآیند خشک کردن فوق‌العاده حساس‌اند. خشک کردن آنها در خشک‌کن‌های صنعتی و همچنین با روش‌های سنتی باعث افت کیفیت، آلودگی، و اتلاف محصول می‌شود. این مشکلات و نیز ضرورت صرفه‌جویی در مصرف انرژی‌های فسیلی، استفاده از خشک‌کن خورشیدی را برای سبزی‌ها بسیار توجیه‌پذیر می‌سازد. خشک‌کن خورشیدی طراحی شده از نوع پخش‌ی (غیرمستقیم) همرفت اجباری با ظرفیت خشک کردن ۱۰ کیلوگرم سبزی برگ‌ی تازه در یک روز تابستانی در کرج است. در محاسبات خشک‌کن از مقادیر انرژی تابشی و ارقام هواشناسی کرج و نمودار رطوبت‌سنجی استفاده شد. برای جا به جایی هوا در داخل خشک‌کن از مکندهای کوچک استفاده شد که انرژی خود را از برق شبکه شهر (ولتاژ ۲۲۰ ولت، فرکانس ۵۰ هرتز) می‌گرفت. برای گرم کردن هوا، از جمع‌کننده صفحه تخت پره‌دار با مساحت مفید ۱/۸۳ متر مربع استفاده شد. محفظه خشک‌کن دارای دو سینی هر یک به ابعاد ۱×۰/۵ متر (به مساحت نیم متر مربع) است. ارزیابی جمع‌کننده انرژی خورشیدی در اوایل آذرماه ۱۳۸۳ انجام شد. در این آزمایش‌ها تلفات حرارتی جمع‌کننده، بازده جمع‌کننده، و تأثیر پره‌ها در افزایش انرژی مفید جمع‌کننده مورد مطالعه قرار گرفت. در حدود ۸۲ درصد از کل تلفات حرارت جمع‌کننده از طریق صفحه پوشش، ۱۴ درصد از پشت جمع‌کننده و ۴ درصد از طریق سطوح جانبی جمع‌کننده بود. سهم هر پره در افزایش انرژی مفید جمع‌کننده در حدود ۷ درصد به دست آمد. با توجه به بالا بودن درصد اتلاف حرارت از صفحه پوشش، جهت کاهش این اتلاف و افزایش بازده جمع‌کننده، استفاده از طرح‌هایی مانند دوجداره کردن این صفحه یا صفحه پوشش پله‌ای ضروری است.

### واژه‌های کلیدی

بازده جمع‌کننده، جمع‌کننده انرژی خورشیدی تخت، خشک‌کن خورشیدی پخش‌ی، همرفت اجباری

۱- برگرفته از پایان‌نامه کارشناسی ارشد با عنوان «طراحی و ساخت خشک‌کن خورشیدی همرفت اجباری برای سبزیجات»  
۲- به ترتیب کارشناس ارشد مکانیک ماشین‌های کشاورزی از دانشگاه تهران. پیام‌نگار: soheili407@yahoo.com  
استادیار دانشکده مهندسی بیوسیستم کشاورزی کرج، استادیار پژوهشگاه مواد و انرژی وزارت علوم، تحقیقات و فناوری، استادیار دانشکده مهندسی بیوسیستم کشاورزی کرج

## مقدمه

خشک کردن مواد غذایی یکی از قدیمی‌ترین روش‌های نگهداری آنهاست. با کاهش مقدار رطوبت ماده غذایی، امکان فساد میکروبی آن از بین می‌رود و وزن و حجم آن نیز به مقدار زیادی کاهش می‌یابد. از طرفی، فرآیند خشک کردن از لحاظ مصرف انرژی یکی از پرهزینه‌ترین عملیات پس از برداشت در کشاورزی است. امروزه منبع اصلی تامین انرژی سوخت‌های فسیلی هستند که در آینده به اتمام خواهند رسید. از جمله انرژی‌های تجدیدپذیر، انرژی خورشیدی است که می‌تواند جایگزینی برای انرژی‌های فسیلی باشد.

در بسیاری از مناطق روستایی کشورهای در حال توسعه، خرید خشک‌کن‌های صنعتی برای کشاورزان از لحاظ اقتصادی مقرون به صرفه نیست و کشاورزان خرده پا به ندرت از این تجهیزات استفاده می‌کنند. روش سنتی خشک کردن محصول زیرتابش مستقیم آفتاب هم معایب و محدودیت‌هایی دارد که از جمله می‌توان به تلفات بالای محصول، خشک شدن ناکافی، آلودگی به گرد و غبار، آلودگی‌های قارچی، حمله حشرات، پرنندگان و جوندگان به محصول، و بارندگی غیرمنتظره اشاره کرد.

کاربرد خشک‌کن‌های خورشیدی در محل‌های تولید محصولات کشاورزی مانند مزارع و باغ‌ها باعث صرفه‌جویی در مصرف انرژی و کاهش هزینه‌های تولید و تبدیل بهینه محصولات کشاورزی می‌شود. کیفیت محصول، به خصوص محصولاتی مانند سبزی‌های برگی (که با داشتن ترکیبات

معطر در برابر دمای بالای خشک‌کن‌های صنعتی فوق‌العاده حساس هستند) وقتی با خشک‌کن‌های خورشیدی خشک شود به طور قابل توجهی نسبت به روش‌های سنتی (پهن کردن محصول در معرض آفتاب و باد) و روش صنعتی (که پرهزینه است) خواهد بود (Ekechukwu & Norton, 1999).

خشک‌کن‌های خورشیدی به دو دسته فعال یا همرفت اجباری<sup>۱</sup> و غیرفعال یا همرفت طبیعی<sup>۲</sup> تقسیم می‌شوند. در خشک‌کن‌های فعال جریان هوای خشک کننده با استفاده از مکنده یا پمپ برقرار می‌شود و اغلب این خشک‌کن‌ها علاوه بر انرژی خورشیدی از انرژی کمکی دیگری مانند سوخت‌های فسیلی یا انرژی الکتریکی بهره می‌گیرند. در خشک‌کن‌های غیرفعال جریان هوا در اثر اختلاف چگالی هوای گرم و سرد در داخل خشک‌کن ایجاد می‌شود. این دو نوع خشک‌کن هر یک به سه زیرشاخه یکپارچه (مستقیم)<sup>۳</sup>، پخشی (غیرمستقیم)<sup>۴</sup> و ترکیبی<sup>۵</sup> تقسیم می‌شود. در انواع یکپارچه، یک محفظه کار جمع کردن انرژی خورشیدی و نگهداری محصول (مخزن) به عهده دارد. در انواع پخشی، دیواره‌های محفظه خشک‌کن مات و از جمع‌کننده مجزاست و انرژی خورشید مستقیماً به محصول نمی‌تابد. نوع ترکیبی هم ترکیبی از دو نوع یکپارچه و پخشی است یعنی هم جمع‌کننده مجزا وجود دارد و هم نور خورشید به داخل محفظه می‌تابد و مستقیماً به محصول می‌رسد (Ekechukwu & Norton, 1999).

تاکنون تحقیقات زیادی روی خشک‌کن‌های خورشیدی برای محصولات مختلف اجرا شده

1- Active or Forced Convection  
3- Integral (Direct) Type  
5- Mixed Mode

2-Passive or Natural Convection  
4- Distributed (Indirect) Type

برگی را که به خشک کردن فوق‌العاده حساس هستند، با کیفیت و بازده انرژی بالا خشک کند. اتلاف حرارتی در جمع‌کننده انرژی خورشیدی مطالعه شده است تا با کاستن از این تلفات، بازده خشک‌کن افزایش یابد.

### مواد و روش‌ها

ظرفیت خشک‌کن طراحی شده ۱۰ کیلوگرم سبزی برگی تازه بوده که باید بتواند در یک روز آفتابی در تابستان کرج (۱۰ ساعت) رطوبت محصول را از حدود ۸۰ تا ۸۵ درصد (بر مبنای وزن تر) را به کمتر ۱۲ درصد (بر مبنای وزن تر) برساند (Anon, 1993; Anon, 1997). برای دما و رطوبت نسبی هوای کرج در طول ماه‌های تابستان (تیر، مرداد، و شهریور) با استفاده از اطلاعات هواشناسی منطقه ارقام متوسطی در نظر گرفته شد. متوسط میزان انرژی تابشی خورشید در واحد سطح نیز برای سه ماه مذکور از اندازه‌گیری‌های به عمل آمده در پژوهشگاه مواد و انرژی به دست آمد. برای اینکه خشک‌کن برای انواع سبزی‌های برگی مناسب باشد، در طراحی سعی شد روی محصولی خاص تاکید نشود. به این دلیل از مشخصاتی مانند چگالی، میزان رطوبت در حالت تازه و خشک شده، و سایر ویژگی‌های سبزی‌هایی مانند ریحان، نعناع، و اسفناج استفاده شده است.

### - محاسبات نظری

برای محاسبه جرم و حجم هوای لازم برای خشک کردن، ابتدا فرض شد هوای خروجی از محفظه خشک‌کن در رطوبت اشباع (۱۰۰ درصد)

است. الماسی و همکاران (Almasi *et al.*, 2003) سبزی شوید را در خشک‌کن خورشیدی فعال و غیرفعال خشک و نتایج دو حالت را مقایسه کرده‌اند. طبق گزارش این محققان، وقتی عمق محصول کم (۳ و ۶ سانتی‌متر) است بین این دو حالت فعال و غیرفعال تفاوت معنی‌داری وجود ندارد در حالی که در عمق ۱۰ سانتی‌متر، نتیجه محصول خشک شده در حالت فعال نسبت به حالت غیر فعال بهتر است. ایوانوا و آنتونوف (Ivanova & Andonov, 2001) یک خشک‌کن میوه و سبزی با همرفت اجباری را بررسی و تأثیر عوامل مختلف جوی مانند میزان تابش، دمای هوا، و غیره و همچنین شرایط کاری مانند دبی و سرعت هوا را از دو طریق تحلیلی و آزمایشی بر عملکرد خشک‌کن ارزیابی کرده‌اند. دیلیپ و همکاران (Dilip *et al.*, 2002) یک خشک‌کن خورشیدی با همرفت طبیعی را برای انگور طراحی و ارزیابی کرده‌اند. نتایج کار این محققان حاکی است که استفاده از خشک‌کن خورشیدی برای خشک کردن انگور باعث صرفه‌جویی در زمان و افزایش کیفیت کشمش تولیدی می‌شود. کریم و هاوولدر (Karim & Hawlader, 2004) سه نوع جمع‌کننده خورشیدی با صفحه جاذب تخت، پره‌دار، و موجدار را مطالعه و با تعیین دبی بهینه برای هوای عبوری از جمع‌کننده و تأثیر آن بر کارایی جمع‌کننده خشک‌کن‌های خورشیدی، بهترین شرایط کاری این سه نوع جمع‌کننده را تعیین کرده‌اند.

در این تحقیق سعی شده است خشک‌کن طراحی شده از نظر اندازه و ظرفیت کاری و محاسبات انرژی کاملاً تخصصی باشد تا سبزی‌های

نظر گرفتن برخی عوامل اقتصادی مانند اندازهٔ مکندهٔ مورد نیاز و انرژی مورد نیاز آن و همچنین استفاده از نتایج تحقیقات دیگر روی سبزی‌ها و میوه‌ها (Demir et al., 2004; Ivanova & Andonov, 2001)، متوسط رطوبت نسبی هوای خروجی از محفظه ۳۰ درصد در نظر گرفته شده و با استفاده از روابط فوق مقدار هوای لازم برای خشک کردن ۲۲۸۵ کیلوگرم به دست آمد. تمام محاسبات فوق با استفاده از نمودار رطوبت سنجی و استفاده از نرم افزار رطوبت سنجی با نام 98 PsyCalc انجام شد. با فرض ایده-آل بودن هوا، حجم هوای مورد نیاز از قانون گازهای کامل برابر ۲۰۲۸ متر مکعب محاسبه شد. به این ترتیب دبی هوای عبوری از خشک‌کن طی ۱۰ ساعت خشک کردن محصول برابر ۲۰۲/۸ متر مکعب در ساعت به دست آمد.

سطح جمع‌کنندهٔ مورد نیاز از موازنهٔ انرژی برای تبخیر رطوبت محصول و انرژی جذب شده در سطح جمع‌کننده محاسبه شد (Ayensu, 1997):

$$m_w \cdot L = A \cdot N (\tau \alpha) F_R \cdot I_T \quad (۴)$$

که در آن،  $A$  = مساحت جمع‌کننده انرژی خورشیدی (بر حسب متر مربع)؛  $N$  = تعداد روزهای مورد نیاز برای خشک کردن محصول؛  $\tau$  و  $\alpha$  = به ترتیب ضریب عبور و ضریب جذب مواد استفاده شده در صفحهٔ پوشش و صفحهٔ جذب جمع‌کننده (بدون واحد)؛  $F_R$  = ضریب انتقال حرارت در جمع‌کننده (بدون واحد)؛  $I_T$  = انرژی تابشی منطقه در واحد سطح طی یک روز (بر حسب کیلوژول بر متر مربع در روز) است.

باشد. به این ترتیب با استفاده جرم حداقل هوای لازم برای خشک کردن محصول از روابط زیر به دست می‌آید (Ayensu, 1997):

$$\Delta w = w_2 - w_1 \quad (۱)$$

$$\Delta w = \frac{m_w}{m_a} \quad (۲)$$

که در آن،  $\Delta w$  = اختلاف نسبت رطوبت (بر حسب کیلوگرم بر کیلوگرم هوای خشک)؛  $w_1$  و  $w_2$  = به ترتیب نسبت رطوبت هوای ورودی و خروجی محفظهٔ خشک‌کن (بر حسب کیلوگرم بر کیلوگرم هوای خشک)؛  $m_w$  و  $m_a$  = به ترتیب جرم رطوبت تبخیر شده از محصول و جرم هوا (بر حسب کیلوگرم) است.

برای محاسبهٔ جرم هوای لازم برای خشک کردن می‌توان از موازنه انرژی استفاده کرد (Ayensu, 1997):

$$m_w \cdot L = m_a \cdot C (T_1 - T_2) \quad (۳)$$

که در آن،  $L$  = گرمای نهان تبخیر آب (بر حسب کیلوژول بر کیلوگرم)؛  $C$  = گرمای ویژه هوای خشک (بر حسب کیلوژول بر کیلوگرم درجه کلونین)؛  $T_1$  و  $T_2$  = به ترتیب دمای مطلق هوای ورودی و خروجی محفظه (بر حسب کلونین) است. متوسط دو مقدار به دست آمده از روابط شمارهٔ ۲ و ۳ را جرم هوای لازم برای خشک کردن در نظر می‌گیریم (Ayensu, 1997). چون در عمل رطوبت هوای خروجی از محفظه کمتر از حد اشباع است، با در

مشابه از نظر بافت و شکل ظاهری نظیر شبدر استفاده شد. افت فشار هوا در اثر عبور از زانویی و تخلیه هوا از جمع‌کننده به محفظه خشک‌کن (گشایش ناگهانی مقطع) با استفاده از روابط زیر محاسبه شدند (Daugherty & Franzini, 1977):

$$h_e = k_e \frac{V^2}{2g} \quad (6)$$

$$h_d = \frac{V^2}{2g} \quad (7)$$

که در آنها،  $h_e$  و  $h_d$  = به ترتیب افت فشار زانویی و گشایش ناگهانی مقطع (بر حسب متر)؛  $k_e$  = ضریب افت فشار (بدون واحد)؛  $v$  = سرعت هوا (بر حسب متر بر ثانیه)؛  $g$  = شتاب جاذبه (بر حسب متر بر مجذور ثانیه) است.

با استفاده از روابط شماره ۵ و ۶ و ۷ مجموع افت فشار استاتیکی برابر با ۱۱/۸ میلی‌متر ستون آب به دست آمد. افت فشار دینامیکی یا فشار سرعت در اثر سرعت جریان هوا ایجاد می‌شود و از رابطه شماره ۸ برابر ۱/۵ میلی‌متر ستون آب محاسبه شد (Bleier, 1998):

$$VP = \rho \left( \frac{V}{1096.2} \right)^2 \quad (8)$$

که در آن،  $VP$  = فشار سرعت هوا (بر حسب اینچ ستون آب)؛  $\rho$  = چگالی هوا در دمای مطلق مورد نظر (بر حسب پوند بر فوت مکعب)؛ و  $V$  = سرعت جریان هوا (بر حسب فوت بر دقیقه) است. مجموع افت فشار استاتیکی و فشار سرعت، افت فشار کل سیستم (TP) خواهد بود. با توجه به

با استفاده از رابط شماره ۴ سطح جمع‌کننده مورد نیاز برابر ۱/۸۳ متر مربع به دست آمد. شیب بهینه جمع‌کننده که به سمت جنوب است، برابر عرض جغرافیایی منطقه (تقریباً ۳۶ درجه) در نظر گرفته شد. همچنین برای دریافت حداکثر انرژی در صفحه جاذب، شیب بهینه‌ای برای هر ماه از روابط خاص محاسبه شد (Duffie & Beckman, 1991).

با استفاده از چگالی سبزی‌های برگی و ارتفاع محصول پهن شده، مساحت سینی محصول ۱ متر مربع به دست آمد که از دو سینی هر یک به مساحت ۰/۵ متر مربع استفاده شد. با استفاده از دبی جریان هوا و افت فشار استاتیکی و دینامیکی موجود در مسیر عبور هوا، قدرت مکنده مورد نیاز تعیین شد. در اثر عبور هوا از میان توده محصول و عبور هوا از پیچ و خم‌های مسیر فشار استاتیکی به وجود می‌آید. افت این فشار استاتیکی از رابطه زیر محاسبه شد (Anon, 2000):

$$\frac{\Delta P}{L} = \frac{a.Q^2}{\ln(1+bQ)} \quad (5)$$

که در آن،  $\Delta P$  = افت فشار هوا (بر حسب پاسکال)؛  $m$  = ارتفاع محصول روی سینی‌ها (بر حسب متر)؛  $a$  و  $b$  = ثابت ویژه محصول، به ترتیب (بر حسب پاسکال مجذور ثانیه بر متر مکعب و متر مربع ثانیه بر متر مکعب)؛  $Q$  = دبی هوا در واحد سطح محصول گسترده شده (بر حسب متر مکعب بر ثانیه متر مربع) است.

چون ثابت‌های  $a$  و  $b$  برای سبزی‌های برگی در استاندارد ارائه نشده است، از ثابت‌های محصولات

ساتنی گراد) استفاده می‌شود و زیر لایه عایق صفحه زیرین قرار دارد که از ورق گالوانیزه است. صفحه پوشش هم از شیشه ساختمانی با ضخامت ۴ میلی‌متر است که با صفحه جاذب ۵ سانتی‌متر فاصله دارد که این مقدار با استفاده از مقادیر جرم و دبی هوای محاسبه شده برای خشک‌کن، عرض مجرای عبور هوای جمع‌کننده، و مساحت جمع‌کننده به دست آمده است. کریم و هاوولادر (Karim & Hawlader, 2004) دبی بهینه هوا برای جمع‌کننده پره‌ای را برابر ۰/۰۲۹ کیلوگرم بر متر مربع ثانیه گزارش کرده‌اند. با مبنا قرار دادن این عدد و استفاده از سایر عوامل محاسبه شده که اشاره شد، فاصله بین دو صفحه جاذب و پوشش ۵ سانتی‌متر به دست آمد. در مجرای ورود هوای جمع‌کننده یک توری نصب می‌شود تا از ورود حشرات و اجسام معلق در هوا به داخل خشک‌کن جلوگیری شود.

محفظه خشک‌کن (شکل شماره ۲) از یک اسکلت آهنی ساخته شده است. اطراف آن با ورق گالوانیزه پوشانده و با عایقی از جنس فوم از داخل عایق‌کاری شده است. دو سینی محصول با کفی توری به ابعاد ۱×۰/۵ متر به طور کشویی داخل محفظه قرار می‌گیرند. از مکنده‌های موجود در بازار، مکنده‌ای نزدیک به مشخصات محاسبه شده از نوع لوله‌ای جریان محوری با قطر پروانه ۱۲ سانتی‌متر بود که در قسمت بالای محفظه نصب گردید. مشخصات ارائه شده مکنده به این صورت است:

دبی هوا = ۲۱۰ متر مکعب بر ساعت؛ قدرت الکتروموتور = ۳۸ وات؛ فشار استاتیکی = ۸ میلی‌متر

این مقدار قدرت هوای خروجی از رابطه شماره ۹ محاسبه می‌شود (Bleier, 1998):

$$ahp = \frac{(cfm)(TP)}{6356} \quad (9)$$

$$ahp = \frac{(cfm)(TP)}{6356}$$

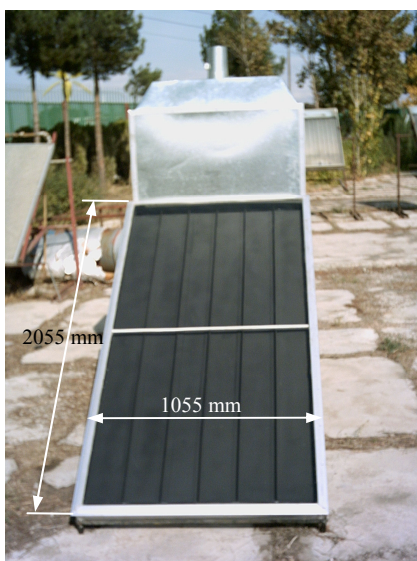
که در آن، ahp = قدرت هوای خروجی از مکنده (بر حسب اسب بخار)؛ cfm = دبی حجمی هوا (بر حسب فوت مکعب بر دقیقه) است. با در نظر گرفتن بازده مکانیکی برابر ۵۰ درصد برای پروانه، توان واقعی مورد نیاز پروانه و با اعمال بازده موتور الکتریکی، توان الکتروموتور مکنده به دست آمد (Bleier, 1998). طبق محاسبات این مقدار برابر ۳۰ وات تعیین شد.

### – ساخت خشک‌کن

جمع‌کننده انرژی خورشیدی (شکل شماره ۱) از یک قاب آلومینیمی ساخته شده که سایر اجزا را در خود نگاه می‌دارد. صفحه جاذب از ورق آلومینیمی و با نوعی رنگ تیره مات با ضریب جذب بالا و نام تجاری «نکستل»<sup>۱</sup> ساخت آمریکا، پوشانده شده است. روی صفحه جاذب از پنج نبشی آلومینیمی به عنوان پره استفاده شده است. پره‌ها با افزایش سطح مفید انتقال حرارت از صفحه جاذب به هوای عبوری باعث می‌شوند حرارت بیشتر از صفحه جاذب به هوا انتقال یابد و به این ترتیب با افزایش دمای هوای خروجی از جمع‌کننده، بازده جمع‌کننده را افزایش می‌دهند. زیر صفحه جاذب از نوعی عایق فومی به ضخامت ۲ سانتی‌متر (  $k=20 \times 10^{-3}$  وات بر متر درجه

روی یک شاسی سوار شده است که با افق زاویه ۳۶ درجه تشکیل می‌دهد. محفظه خشک‌کن هم روی پایه‌ای تاشو قرار گرفته است. محفظه خشک‌کن و جمع‌کننده با یک اتصال تلسکوپی به هم متصل شده‌اند تا تغییر زاویه جمع‌کننده با افق میسر باشد.

ستون آب؛ جریان =  $0/25$  آمپر؛ ولتاژ =  $220$  ولت؛ فرکانس =  $50$  هرتز؛ و سرعت =  $2300$  دور بر دقیقه. در خروجی مکنده از دریچه‌ای<sup>۱</sup> استفاده شده است که با تغییر آن می‌توان دبی هوای عبوری از محفظه را تغییر داد. جمع‌کننده انرژی خورشیدی



شکل شماره ۱- جمع‌کننده انرژی خورشیدی



شکل شماره ۲- محفظه خشک‌کن

جمع‌کننده، در خروجی جمع‌کننده از یک حسگر سرعت سنج پره‌ای مجهز به یک ترموکوپل NiCr-Ni استفاده شد که دارای دقت  $\pm 1$  درصد و حساسیت  $0/1$  متر بر ثانیه بود و حجم هوای عبوری از مقطع را نیز محاسبه می‌کرد. به منظور اطمینان بیشتر به اندازه‌گیری این حسگر، سرعت و حجم هوای عبوری از خشک‌کن با استفاده از حسگر سرعت سنج پره‌ای دیگری که در خروجی مکنده نصب شده بود، اندازه‌گیری و ثبت شد. با استفاده از دو ترموکوپل NiCr-Ni با حساسیت  $0/5$  درجه سانتی‌گراد که در وسط صفحه جاذب یکی، به فاصله ۴۰ و دیگری ۹۰ سانتی‌متر از ابتدای صفحه

### - ارزیابی عملکرد جمع‌کننده

برای ارزیابی عملکرد جمع‌کننده، خشک‌کن در روزهای ۳۰ آبان، ۲ و ۴ آذرماه ۱۳۸۳ (۲۰، ۲۲ و ۲۴ نوامبر ۲۰۰۴) در سایت آزمایشی پژوهشگاه مواد و انرژی واقع در مشکین‌دشت کرج مقابل تابش خورشید قرار داده شد. آزمایش‌ها از ساعت ۱۰:۳۰ دقیقه شروع شد و تا ساعت ۱۵:۳۰ دقیقه ادامه داشت. برای ثبت داده‌هایی مانند دما، سرعت، و دبی هوای عبوری، از دستگاه Data logger مدل «Testo 454» ساخت آلمان استفاده شد که برای ثبت داده‌ها هر پنج دقیقه یک بار تنظیم می‌شد. برای اندازه‌گیری دما و سرعت هوای خروجی از

جمع کننده (بر حسب وات بر متر مربع درجه سانتی گراد) هستند. ضرایب  $U_t$ ،  $U_b$  و  $U_e$  از روابط زیر محاسبه می شوند:

$$U_t = \left( \frac{1}{h_{p-c} + h_{r,p-c}} + \frac{1}{h_w + h_{r,c-a}} \right)^{-1} \quad (11)$$

$$U_b = \frac{k}{L} \quad (12)$$

$$U_e = \frac{kA_e}{LA_c} \quad (13)$$

که در آن،  $h_{p-c}$  = ضریب انتقال حرارت همرفتی بین صفحه جاذب و صفحه پوشش (بر حسب وات بر متر مربع درجه سانتی گراد)؛  $h_{r,p-c}$  = ضریب انتقال حرارت تابشی بین صفحه جاذب و صفحه پوشش (بر حسب وات بر متر مربع درجه سانتی گراد)؛  $h_w$  = ضریب انتقال حرارت همرفتی بین صفحه پوشش و هوای محیط (بر حسب وات بر متر مربع درجه سانتی گراد)؛  $h_{r,c-a}$  = ضریب انتقال حرارت تابشی بین صفحه پوشش و هوای محیط (بر حسب وات بر متر مربع درجه سانتی گراد)؛  $k$  (در رابطه شماره ۱۲) = ضریب هدایت حرارتی عایق در زیر صفحه جمع کننده (بر حسب وات بر متر مربع درجه سانتی گراد)؛  $L$  (در رابطه شماره ۱۲) = ضخامت عایق در زیر صفحه جمع کننده (بر حسب متر)؛  $k$  (در رابطه شماره ۱۳) = ضریب هدایت حرارتی عایق از سطوح جانبی جمع کننده (بر حسب وات بر متر درجه سانتی گراد)؛  $L$  (در رابطه شماره ۱۳) = ضخامت عایق سطوح جانبی جمع کننده (بر حسب متر)؛  $A_e$  = مساحت سطوح جانبی جمع کننده (بر حسب متر مربع)؛ و  $A_c$  = مساحت صفحه جاذب (بر حسب متر مربع) است.

(ورودی هوا) نصب شده بودند، دمای صفحه جاذب هر ۳۰ دقیقه قرائت و ثبت شد. میانگین دمای دو ترموکوپل به عنوان دمای متوسط صفحه جاذب در لحظه قرائت منظور گردید.

برای دمای خشک و تر و رطوبت نسبی هوای محیط، سرعت باد و میزان انرژی تابشی خورشید از اندازه گیری های شبانه روزی استفاده شد که در سایت آزمایش پژوهشگاه مواد و انرژی انجام می شود. انرژی تابشی خورشید در این مرکز، با شیدسنج<sup>۱</sup> مدل Kipp & Zonen ساخت آمریکا اندازه گیری و ثبت می شود. این وسیله، انرژی تابشی خورشید را در سطح افقی اندازه گیری می کند ولی در محاسبات بازده جمع کننده باید انرژی رسیده به سطح شیب دار جمع کننده معلوم باشد. با استفاده از روابط متعدد و با توجه به انرژی رسیده به سطح افقی مقدار انرژی رسیده به سطح شیب دار جمع کننده محاسبه شد (Duffie & Beckman, 1991).

در اثر گرم شدن صفحه جاذب جمع کننده گرما از سه ناحیه: بالای جمع کننده (صفحه پوشش)، زیر جمع کننده و دیواره های جانبی تلف می شود. با استفاده از روابط انتقال حرارت، ضرایب اتلاف حرارت از این سه ناحیه محاسبه شد. ضریب اتلاف حرارت کل به این صورت است (Duffie & Beckman, 1991):

$$U_L = U_t + U_b + U_e \quad (10)$$

که در آن،  $U_L$ ،  $U_t$ ،  $U_b$  و  $U_e$  = ضریب اتلاف حرارت کل، سطح بالا، سطح زیری، و سطوح جانبی



سطح پره‌ها به هوای عبوری از جمع‌کننده  $q_f$  (وات)، با استفاده از روابط انتقال حرارت محاسبه شد. به این ترتیب با استفاده از رابطه زیر، سهم انرژی انتقال یافته از پره‌ها از انرژی مفید کل جمع‌کننده ( $f_e$ ) به دست آمد (Holman, 1997).

$$f_e = \frac{q_f \times 3.6}{Q_u} \quad (16)$$

### نتایج و بحث

در شکل شماره ۳، مقدار انرژی رسیده به سطح صفحه جاذب ( $I_T$ ) در ساعات مختلف آزمایش که با توجه به مقادیر اندازه‌گیری شده توسط شیدسنج محاسبه شده‌اند، نشان داده شده است. همان طور که مشاهده می‌شود در ساعت ۱۲:۳۰ تا ۱۳:۳۰ بیشترین مقدار انرژی به صفحه جاذب می‌رسد زیرا در این ساعت زاویه سمت<sup>۱</sup> خورشید کمترین مقدار را دارد و در نتیجه بازتابش از سطح صفحات پوشش و جاذب کم است. مقداری از این انرژی از سطح صفحه جاذب بازتابش می‌کند و قسمت بیشتر آن جذب صفحه جاذب می‌شود و قسمتی از این مقدار جذب شده نیز از طریق اتلاف حرارت از سطوح بالا، پایین، و جانبی جمع‌کننده از دسترس خارج می‌شود و بقیه آن به هوای عبوری از جمع‌کننده انتقال می‌یابد که در واقع انرژی مفید به دست آمده از جمع‌کننده ( $Q_u$ ) است.

میزان افزایش دما به هنگام آزمایش‌ها در شکل‌های شماره ۴ و ۵ و ۶ دیده می‌شود. زمان آزمایش از ساعت اول تا ساعت پنجم در محور افقی نشان داده شده است. میانگین افزایش دمای هوا در جمع‌کننده در سه آزمایش به ترتیب ۱۲/۴، ۱۵/۴، و ۱۱/۶ درجه سانتی‌گراد است. دلیل بیشتر

انرژی مفید به دست آمده از جمع‌کننده از رابطه زیر محاسبه شد (Duffie & Beckman, 1991):

$$Q_u = A_c F_R [S - U_L (T_i - T_a)] \quad (14)$$

که در آن،  $Q_u$  = انرژی مفید به دست آمده از جمع‌کننده (بر حسب کیلوژول)؛  $A_c$  = مساحت صفحه جاذب (بر حسب متر مربع)؛  $F_R$  = ضریب انتقال حرارت جمع‌کننده (بدون واحد)؛  $S$  = انرژی تابشی جذب شده در صفحه جاذب (بر حسب کیلوژول بر متر مربع)؛  $U_L$  = ضریب اتلاف حرارتی کل در جمع‌کننده (بر حسب وات بر متر مربع درجه سانتی‌گراد)؛ و  $T_i$  و  $T_a$  = به ترتیب دمای هوای ورودی به جمع‌کننده و دمای هوای محیط (بر حسب درجه سانتی‌گراد) است.

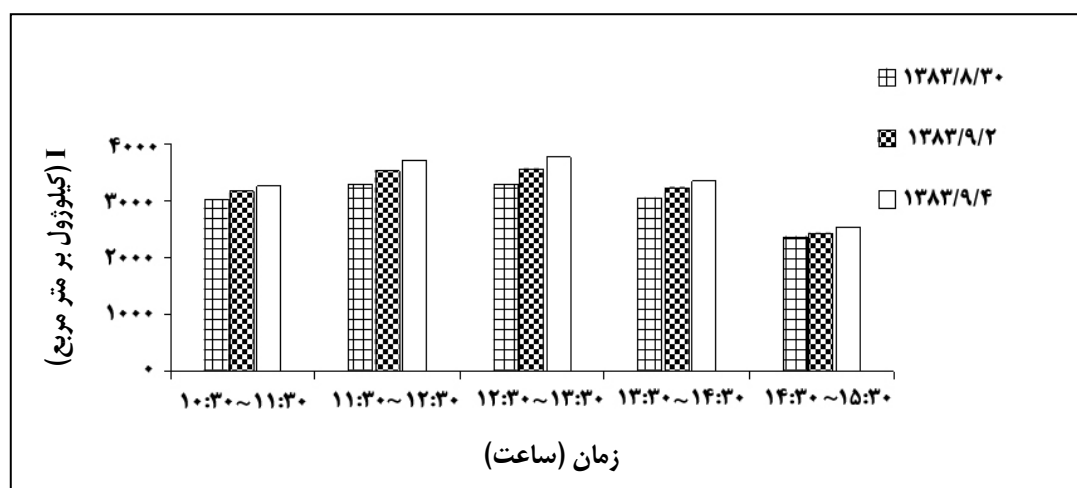
$F_R$  به صورت نسبت انرژی مفید به دست آمده از جمع‌کننده به انرژی مفید در حالتی که سطح صفحه جاذب در دمای سیال ورودی ( $T_i$ ) باشد، تعریف و محاسبه می‌شود.  $S$  هم با توجه به انرژی دریافتی صفحه جاذب ( $I_T$ ) و خصوصیات جنس صفحه پوشش و جاذب ( $\tau$  و  $\alpha$ ) محاسبه می‌شود (Duffie & Beckman, 1991).

بازده کلی یک جمع‌کننده ( $\eta$ ) به صورت ساعتی محاسبه می‌شود و متاثر از بازده اپتیکی (تأثیر ضریب  $\tau\alpha$ ) و بازده حرارتی (تأثیر ضریب  $F_R$ ) است (Duffie & Beckman, 1991):

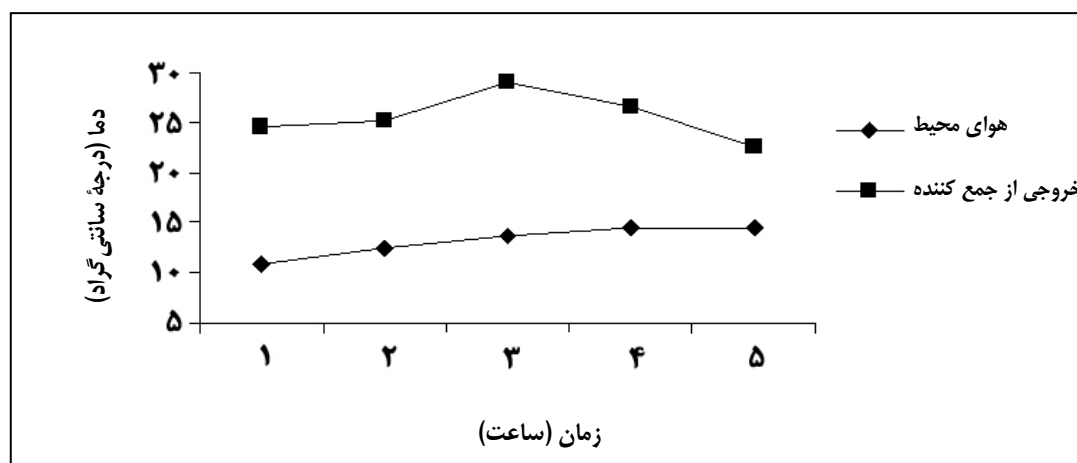
$$\eta = \frac{Q_u}{A_c I_T} = F_R [\tau\alpha - U_L \frac{T_i - T_a}{I_T}] \quad (15)$$

برای تعیین اثر پره‌های صفحه جاذب در افزایش انرژی مفید جمع‌کننده، آهنگ انرژی انتقال یافته از

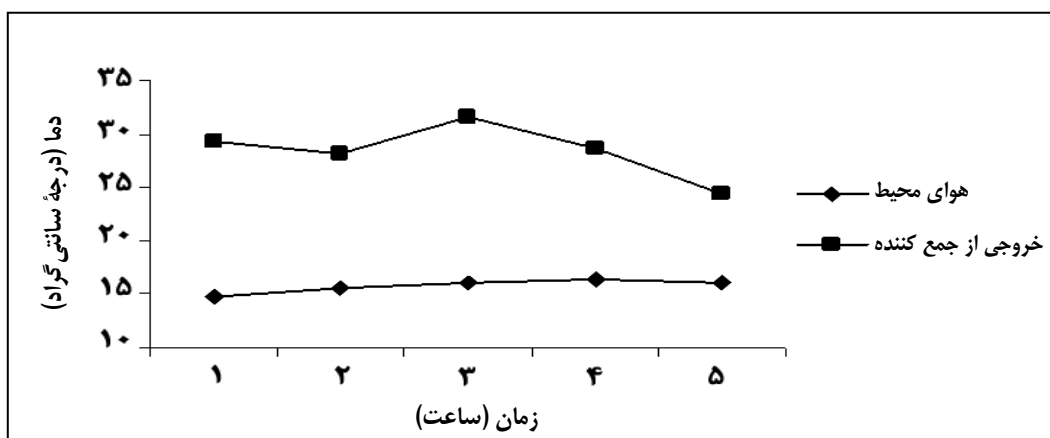
بودن این مقدار در روز دوم را می‌توان حاصل تأثیر مجموعه‌ای از عوامل مانند میزان تابش خورشید (شکل شماره ۳)، مقدار  $F_R$  (جدول شماره ۲)، و عوامل جوی (سرعت باد و دمای محیط) دانست. در سه روز آزمایش، آسمان کاملاً صاف و میانگین دمای هوای محیط به ترتیب  $13/2$ ،  $13$ ، و  $5/5$  درجه سانتی‌گراد بود. متوسط سرعت باد محیط در روزهای اول و دوم ۲ متر بر ثانیه و روز سوم ۴ متر بر ثانیه و رطوبت نسبی هوای محیط در ساعات آزمایش در روزهای اول، دوم، و سوم به ترتیب ۶۵، ۴۰، و ۴۲ درصد بود. بیشترین افزایش دمای هوا در جمع‌کننده در سه آزمایش بین ساعت  $12:30$  تا  $13:30$  به ترتیب برابر  $15/4$ ،  $15/4$ ، و  $14/2$  درجه سانتی‌گراد است که نتیجه کمتر بودن زاویه سمت خورشید و بازتابش کمتر از سطح جمع‌کننده در طول این ساعت است.



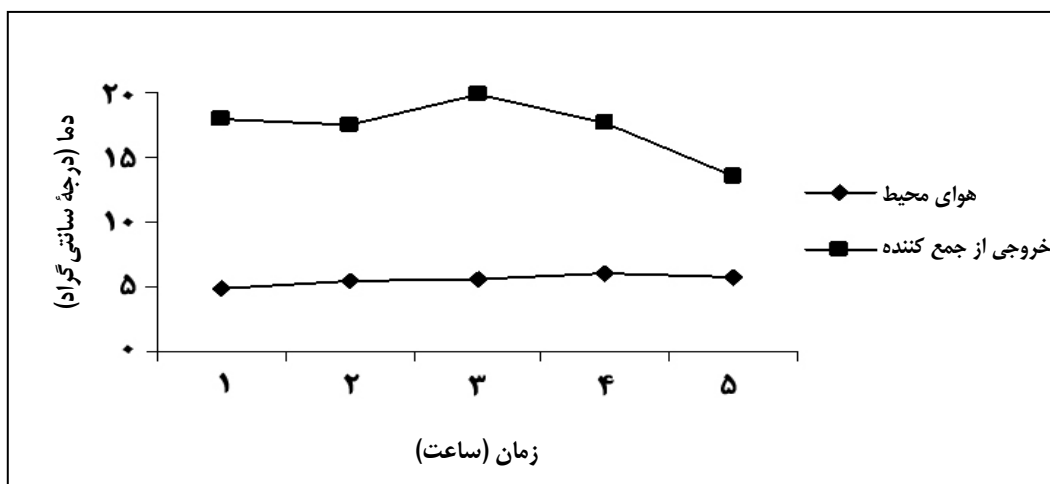
شکل شماره ۳- انرژی تابشی رسیده به سطح صفحه جاذب در طول آزمایش‌ها



شکل شماره ۴- مقایسه دمای هوای محیط و هوای خروجی از جمع‌کننده در تاریخ ۱۳۸۳/۸/۳۰



شکل شماره ۵- مقایسه دمای هوای محیط و هوای خروجی از جمع‌کننده در تاریخ ۱۳۸۳/۹/۲



شکل شماره ۶- مقایسه دمای هوای محیط و هوای خروجی از جمع‌کننده در تاریخ ۱۳۸۳/۹/۴

ستون چهارم، چگالی هوا ( $\rho$ ) در دمای متوسط صفحه جاذب و صفحه پوشش محاسبه شده است. دمای صفحه پوشش با استفاده از روابط انتقال حرارت و روش سعی و خطا محاسبه شده است. برای دقیق‌تر شدن محاسبات، از نرم‌افزار Excel XP استفاده شد.

در جدول شماره ۱، ضرایب اتلاف حرارتی از سطوح مختلف جمع‌کننده آورده شده است. ستون سوم این جدول ( $T_p$ ) دمای متوسط صفحه جاذب را نشان می‌دهد که همان‌طور که در بخش مواد و روش‌ها ذکر شد متوسط دمای قرائت شده از ترموکوپل‌ها در طول یک ساعت است. در

جدول شماره ۱- ضرایب اتلاف حرارتی از سطوح مختلف جمع کننده (وات بر متر مربع درجه سانتی گراد)

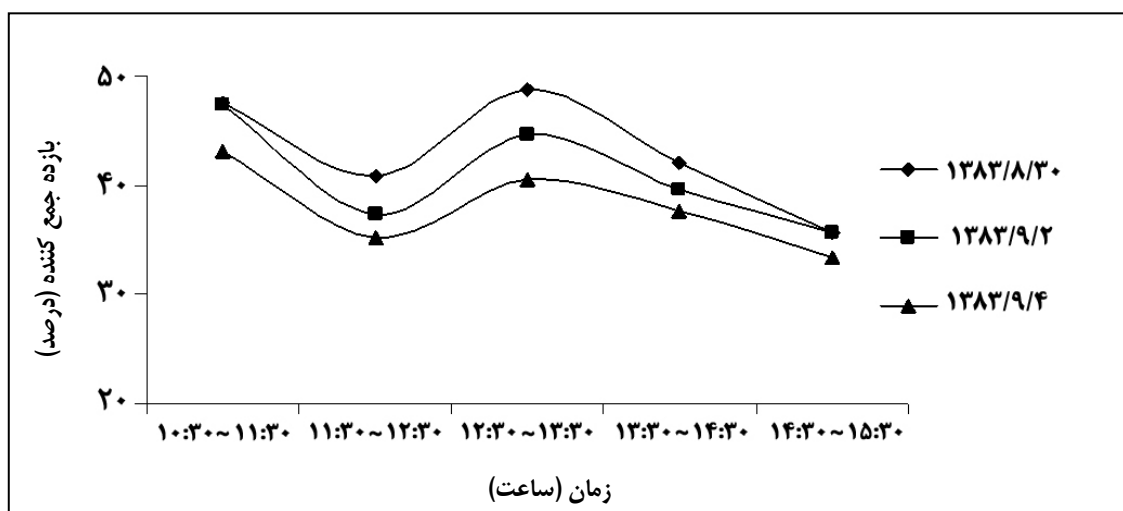
تاریخ آزمایش	زمان (وقت محلی)	$T_p$ (درجه سانتی گراد)	P (کیلوگرم بر متر مکعب)	$U_t$	$U_b$	$U_e$	$U_L$
۸۳/۸/۳۰	۱۱:۳۰ تا ۱۰:۳۰	۶۴/۷	۱/۰۸۰	۵/۹۸	۱	۰/۲۹	۷/۲۷
۸۳/۸/۳۰	۱۲:۳۰ تا ۱۱:۳۰	۶۳/۸	۱/۰۸۲	۵/۹۸	۱	۰/۲۹	۷/۲۷
۸۳/۸/۳۰	۱۳:۳۰ تا ۱۲:۳۰	۶۴/۲	۱/۰۸۰	۶/۰۰	۱	۰/۲۹	۷/۲۹
۸۳/۸/۳۰	۱۴:۳۰ تا ۱۳:۳۰	۵۸/۸	۱/۰۹۲	۵/۹۳	۱	۰/۲۹	۷/۲۲
۸۳/۸/۳۰	۱۵:۳۰ تا ۱۴:۳۰	۴۸/۱	۱/۱۲۰	۵/۷۷	۱	۰/۲۹	۷/۰۶
۸۳/۹/۲	۱۱:۳۰ تا ۱۰:۳۰	۶۵/۳	۱/۰۷۶	۶/۰۳	۱	۰/۲۹	۷/۳۲
۸۳/۹/۲	۱۲:۳۰ تا ۱۱:۳۰	۶۴/۱	۱/۰۷۸	۶/۰۲	۱	۰/۲۹	۷/۳۱
۸۳/۹/۲	۱۳:۳۰ تا ۱۲:۳۰	۶۵/۴	۱/۰۷۴	۶/۰۵	۱	۰/۲۹	۷/۳۴
۸۳/۹/۲	۱۴:۳۰ تا ۱۳:۳۰	۶۲/۸	۱/۰۸۰	۶/۰۱	۱	۰/۲۹	۷/۳۰
۸۳/۹/۲	۱۵:۳۰ تا ۱۴:۳۰	۵۲/۳	۱/۱۰۷	۵/۸۵	۱	۰/۲۹	۷/۱۴
۸۳/۹/۴	۱۱:۳۰ تا ۱۰:۳۰	۴۶/۳	۱/۱۳۹	۶/۴۳	۱	۰/۲۹	۷/۷۲
۸۳/۹/۴	۱۲:۳۰ تا ۱۱:۳۰	۴۵/۱	۱/۱۴۲	۶/۴۲	۱	۰/۲۹	۷/۷۱
۸۳/۹/۴	۱۳:۳۰ تا ۱۲:۳۰	۴۷/۴	۱/۱۳۷	۶/۴۵	۱	۰/۲۹	۷/۷۴
۸۳/۹/۴	۱۴:۳۰ تا ۱۳:۳۰	۳۷/۱	۱/۱۶۳	۶/۳۰	۱	۰/۲۹	۷/۵۹
۸۳/۹/۴	۱۵:۳۰ تا ۱۴:۳۰	۳۰/۸	۱/۱۷۹	۶/۲۱	۱	۰/۲۹	۷/۵۰

مقدار در چگالی هوادبی جرمی هوا (متر) محاسبه شده است.  $C_p$  ظرفیت گرمایی ویژه هوا و  $F_R$  ضریب انتقال حرارت جمع کننده است. تغییرات بازده جمع کننده در طول آزمایشها در شکل شماره ۷ نشان داده شده است. بازده در هر سه آزمایش ابتدا زیاد است، سپس کاهش پیدا می کند، در ساعت سوم به حداکثر مقدار خود می رسد، و دوباره کاهش می یابد.

در جدول شماره ۲ انرژی مفید به دست آمده از جمع کننده، بازده ساعتی جمع کننده، و انرژی انتقال یافته از هر پره به هوا ( $q_f$ ) آورده شده است. در ستون سوم جدول، چگالی هوا در دمای متوسط هوای ورودی و خروجی جمع کننده محاسبه شده است. دبی حجمی هوا در طول تمام آزمایشها برابر ۱۶۰ متر مکعب در ساعت و با ضرب کردن این

جدول شماره ۲- انرژی مفید و بازده ساعتی جمع‌کننده و تأثیر پره‌ها در افزایش انرژی مفید جمع‌کننده

تاریخ آزمایش	زمان (وقت محلی)	$\rho$ (کیلوگرم بر متر مکعب)	$\dot{m}$ (کیلوگرم بر ثانیه)	$C_p$ (ژول بر کیلوگرم درجه سانتی‌گراد)	$F_R$ (بدون واحد)	$Q_u$ (کیلوژول)	$q_f$ (وات)	$f_c$ (بدون واحد)	$\eta$ (درصد)
۸۳/۸/۳۰	۱۱:۳۰ تا ۱۰:۳۰	۱/۱۹۸	۰/۰۵۳۲	۱۰۰۶	۰/۵۶۴	۲۶۲۲	۵۵	۰/۰۸	۴۸
۸۳/۸/۳۰	۱۲:۳۰ تا ۱۱:۳۰	۱/۱۹۴	۰/۰۵۳۰	۱۰۰۶	۰/۴۸۵	۲۴۵۹	۵۳	۰/۰۸	۴۱
۸۳/۸/۳۰	۱۳:۳۰ تا ۱۲:۳۰	۱/۱۸۳	۰/۰۵۲۶	۱۰۰۷/۱۳	۰/۵۷۸	۲۹۳۶	۵۱	۰/۰۶	۴۹
۸۳/۸/۳۰	۱۴:۳۰ تا ۱۳:۳۰	۱/۱۸۷	۰/۰۵۲۷	۱۰۰۷/۰۵	۰/۴۹۸	۲۳۳۲	۴۴	۰/۰۷	۴۲
۸۳/۸/۳۰	۱۵:۳۰ تا ۱۴:۳۰	۱/۱۹۵	۰/۰۵۳۱	۱۰۰۶	۰/۴۲۲	۱۵۳۸	۳۳	۰/۰۸	۳۶
۸۳/۹/۲	۱۱:۳۰ تا ۱۰:۳۰	۱/۱۸۱	۰/۰۵۲۵	۱۰۰۷/۲	۰/۵۶۱	۲۷۳۹	۵۱	۰/۰۷	۴۷
۸۳/۹/۲	۱۲:۳۰ تا ۱۱:۳۰	۱/۱۸۱	۰/۰۵۲۵	۱۰۰۷/۱۹	۰/۴۴۳	۲۴۱۷	۵۰	۰/۰۷	۳۷
۸۳/۹/۲	۱۳:۳۰ تا ۱۲:۳۰	۱/۱۷۳	۰/۰۵۲۲	۱۰۰۷/۳۸	۰/۵۲۹	۲۹۱۲	۴۹	۰/۰۶	۴۵
۸۳/۹/۲	۱۴:۳۰ تا ۱۳:۳۰	۱/۱۷۹	۰/۰۵۲۴	۱۰۰۷/۲۵	۰/۴۶۹	۲۳۳۶	۴۸	۰/۰۷	۴۰
۸۳/۹/۲	۱۵:۳۰ تا ۱۴:۳۰	۱/۱۸۸	۰/۰۵۲۸	۱۰۰۷/۰۲	۰/۴۲۳	۱۵۶۹	۳۶	۰/۰۸	۳۶
۸۳/۹/۴	۱۱:۳۰ تا ۱۰:۳۰	۱/۲۲۵	۰/۰۵۴۴	۱۰۰۶	۰/۵۱۲	۲۵۶۲	۳۸	۰/۰۵	۴۳
۸۳/۹/۴	۱۲:۳۰ تا ۱۱:۳۰	۱/۲۲۴	۰/۰۵۴۴	۱۰۰۶	۰/۴۱۸	۲۳۸۴	۳۶	۰/۰۶	۳۵
۸۳/۹/۴	۱۳:۳۰ تا ۱۲:۳۰	۱/۲۱۹	۰/۰۵۴۲	۱۰۰۶	۰/۴۸۱	۲۷۸۶	۳۸	۰/۰۵	۴۱
۸۳/۹/۴	۱۴:۳۰ تا ۱۳:۳۰	۱/۲۲۳	۰/۰۵۴۳	۱۰۰۶	۰/۴۴۵	۲۳۰۲	۲۷	۰/۰۴	۳۸
۸۳/۹/۴	۱۵:۳۰ تا ۱۴:۳۰	۱/۲۳۲	۰/۰۵۴۸	۱۰۰۶	۰/۳۹۵	۱۵۴۷	۲۲	۰/۰۵	۳۳

شکل شماره ۷- تغییرات بازده جمع‌کننده ( $\eta$ ) در طول آزمایش‌ها

## نتیجه گیری

مقادیر جدول شماره ۱ نشان می‌دهد که، اتلاف حرارت از صفحه پوشش ۸۲ درصد، از پشت جمع‌کننده (صفحه زیرین) ۱۴ درصد، و از سطوح جانبی ۴ درصد کل اتلاف حرارتی را شامل می‌شود. مقادیر تلفات حرارتی و میزان بازده جمع‌کننده که در این تحقیق به دست آمده با نتایج و مثال‌های عملی سایر محققان (Duffie & Beckman, 1991) مطابقت دارد. دلیل این امر را می‌توان استفاده از مواد مشابه در ساختمان جمع‌کننده با موادی دانست که در این تحقیق در جمع‌کننده به کار گرفته شده است. بازده ساعتی در این تحقیق برای جمع‌کننده انرژی خورشیدی در حدود ۴۰ درصد (متوسط کل آزمایش‌ها) به دست آمد. محققین دیگر (Duffie & Beckman, 1991) این مقدار را برابر ۳۸ درصد گزارش کرده‌اند. افزایش بازده را در اینجا می‌توان نتیجه عایق‌کاری بهتر جمع‌کننده ذکر کرد.

در شکل شماره ۷، بالا بودن بازده جمع‌کننده در ساعت سوم آزمایش (۱۲:۳۰ تا ۱۳:۳۰) طبیعی است زیرا در این ساعت بیشترین انرژی تابشی و کمترین مقدار بازتابش از سطح جمع‌کننده را داریم و به این دلیل بازده هم که نسبت مستقیم با افزایش دمای هوا در جمع‌کننده دارد، بیشتر از ساعات دیگر است. اما بالا بودن بازده در ساعت اول آزمایش غیر طبیعی است. دلیل این امر را می‌توان انباشت انرژی تابشی خورشید در صفحه جاذب جمع‌کننده قبل از شروع آزمایش ذکر کرد. زیرا از زمان طلوع خورشید تا

ساعت شروع آزمایش‌ها (۱۰:۳۰) مکنده خاموش و دریچه خروج هوا هم مسدود بوده است. پس، هوا از جمع‌کننده عبور نمی‌کرده و در نتیجه انرژی گرمایی در جمع‌کننده تا حد امکان انباشته شده است. بالا بودن دمای صفحه جاذب در ساعت اول آزمایش‌ها (جدول شماره ۱) این مطلب را تایید می‌کند. چون در تحقیقات سایر محققان، آزمایش‌ها تقریباً از ساعات اولیه روز شروع شده است، انباشت انرژی در جمع‌کننده در شروع آزمایش‌ها وجود نداشته و بدین جهت بالا بودن بازده در ساعت اول آزمایش در منابع دیگر مشاهده نشده است. تغییرات بازده در روزهای مختلف آزمایش نسبت به هم را می‌توان حاصل تأثیر  $F_R$  و سایر عوامل جوی مانند سرعت باد و دمای هوای محیط دانست.

پره‌های نصب شده روی صفحه جاذب سطح تماس بین صفحه و هوا را تقریباً ۳۰ درصد افزایش داده‌اند. افزایش سطح تماس بین صفحه جاذب و هوا باعث انتقال بیشتر حرارت از صفحه جاذب به هوای عبوری از جمع‌کننده می‌شود. در اثر انتقال حرارت بیشتر از صفحه به هوا، دمای هوای خروجی از جمع‌کننده افزایش و به این ترتیب کارایی و بازده خشک‌کن بهبود می‌یابد. متوسط سهم حرارت منتقل شده از سطح هر پره به هوا ( $f_e$ ) در جدول شماره ۲) در سه آزمایش به ترتیب برابر با ۷، ۷، و ۵ درصد از مقدار حرارت مفید منتقل شده به هوا ( $Q_u$ ) به دست آمد. از آنجا که این ارقام با محاسبه تعیین شده‌اند، در عمل انتظار می‌رود  $f_e$  اندکی کمتر

از این مقادیر باشد زیرا فقدان تماس کامل بین نبشی‌های نصب شده روی صفحه جاذب (به عنوان پره) با صفحه جاذب باعث کاهش انتقال حرارت از صفحه به پره‌ها و سبب کاهش کارایی پره‌ها می‌شود. کاهش تأثیر پره‌ها در روز سوم را می‌توان نتیجه کاهش در دمای صفحه جاذب (جدول شماره ۱) و کاهش ضرایب انتقال حرارت از صفحه جاذب به هوا دانست.

با توجه به نتایج و زمان آزمایش‌ها (در اوایل آذر ماه که از ماه‌های نسبتاً سرد منطقه کرج محسوب می‌شود) برای خشک کردن محصولات کشاورزی حساس به حرارت مانند سبزی‌های برگی و گیاهان دارویی که حفظ رنگ و ترکیبات معطر آنها اهمیت بسزایی دارد، استفاده از خشک‌کن‌های خورشیدی، بسیار مؤثر و اقتصادی خواهد بود.

برای بهبود بازده جمع‌کننده و جلوگیری از اتلاف حرارت از صفحه پوشش که قسمت اعظم اتلاف حرارت از این ناحیه است، پیشنهاد می‌شود از

جمع‌کننده‌های با پوشش دوجداره یا با پوشش پله‌ای استفاده شود. البته باید در مورد هزینه اضافی ساخت این نوع جمع‌کننده‌ها نسبت به جمع‌کننده‌های معمولی تحقیقات بیشتری صورت گیرد. همچنین عایق‌کاری بهتر جمع‌کننده برای کاستن از اتلاف حرارت از سطوح جانبی و زیر جمع‌کننده ضروری است. پره‌ها تأثیر زیادی در افزایش کارایی جمع‌کننده دارند. استفاده از آنها با اندازه و فواصل بهینه روی صفحه جاذب (که نیاز به تحقیق و بررسی دقیق دارد) توصیه می‌شود.

با توجه به اینکه میزان انرژی دریافتی جمع‌کننده در ساعات مختلف، متفاوت است، استفاده از سیستم‌های کنترل خودکار در خشک‌کن برای تغییر دبی هوای عبوری از خشک‌کن و در نتیجه افزایش بازده خشک‌کن ضرورت می‌یابد. با افزایش دبی هوای عبوری در ساعات با تابش بیشتر و کاهش دبی در ساعات با تابش کمتر، انرژی مصرفی مکنده کاهش می‌یابد و بازده جمع‌کننده و خشک‌کن افزایش خواهد یافت.

### قدردانی

بدینوسیله از ریاست محترم پژوهشگاه مواد و انرژی وزارت علوم، تحقیقات و فناوری به دلیل مساعدت در اجرای این تحقیق تشکر می‌شود.

## مراجع

- 1- Almasi, M., Zomorodian, A. and Sahebi, Y. 2003. Using solar energy in common dill drying. Proceedings of the 1<sup>st</sup> Student Conference on Agricultural Machinery Engineering, May 8-9. Urmia University. 3-12. (In Farsi)
- 2- Anon. 1993. Institute of Standards and Industrial Research of Iran. ISIRI. No. 2458. Specification for Sweet Basil. 2<sup>nd</sup> Reprint. (In Farsi)
- 3- Anon. 1997. Institute of Standards and Industrial Research of Iran. ISIRI. No. 3956. Dried Basil Specification. 1<sup>nd</sup> Reprint. (In Farsi)
- 4- Anon, 2000. Resistance to airflow of grains, seeds, other agricultural products and perforated metal sheets. ASAE Standards. D272. 3. St. Joseph. MI.
- 5- Ayensu, A. 1997. Dehydration of food crops using a solar dryer with convective heat flow. Solar Energy. 59, 121-126.
- 6- Bleier, F. P. 1998. Fan handbook: selection, application and design. Mc Graw-Hill. N. Y.
- 7- Daugherty, R. L. and Franzini, J. B. 1977. Fluid mechanics with engineering applications. 7<sup>th</sup> Ed. McGraw-Hill. N. Y.
- 8- Demir, V., Gunhan, T. Yagcioglu, A. K. and Degirmencioglu, A. 2004. Mathematical modeling and the determination of some quality parameters of air-dried bay leaves. Biosystems Eng. 88 (3): 325-335.
- 9- Dilip, R., Pangavhane, Sawhney, R. L. and Sarsavadia, P. N. 2002. Design, development and performance testing of a new natural convection solar dryer. Energy. 27, 579-590.
- 10- Duffie, J. A. and Beckman, W. A. 1991. Solar engineering of thermal processes. John Wiley & Sons. N. Y.
- 11- Ekechukwu, O. V. and Norton, B. 1999. Review of solar-energy drying systems II: an overview of solar drying technology. Energy Conversion & Management. 40, 615-655.
- 12- Holman, J. P. 1997. Heat transfer. 8<sup>th</sup> Ed. Mc Graw-Hill. N. Y.



- 13- Ivanova, D. and Andonov, K. 2001. Analytical and experimental study of combined fruit and vegetable dryer. *Energy Conversion & Management*. 42, 975-983.
- 14- Karim, M. A. and Hawlader, M. N. A. 2003. Development of solar air collectors for drying applications. *Energy Conversion & Management*. 45(3): 329-344.

## **Design of a Forced Convection Solar Dryer for Leafy Vegetables and Evaluation of the Solar Energy Collector Performance**

**A. Soheili Mehdizadeh, A. R. Keyhani, K. Abaspour Sani and A. Akram**

Leafy vegetables having high moisture content and delicate tissues are highly susceptible. Drying these kinds of vegetables by industrial dryers or conventional methods causes quality loss, microbial contamination and crop waste. These problems along with the need to utilize fossil fuels economically, emphasizes the usage of a solar dryer for vegetables. The designed solar dryer was a distributed (indirect) forced convection type with the capacity of 10 kg fresh leafy vegetables per day in a summer day in Karaj. Region the solar radiation and meteorological data of Karaj along with psychrometric chart were used in calculations. For displacing the required air in the dryer, a small fan working with the city electrical outlet was used. Heating the air was accomplished using a fin type flat plate solar collector with a net area of 1.83 m<sup>2</sup>. The drying chamber had two trays with dimensions of 1×0.5 m. Evaluation of the solar collector was carried out in late November 2004. In a series of tests and calculations, heat losses, overall efficiency and the effect of fins were evaluated. About 82% of total heat losses were via the cover plate and about 7% of collector useful energy was increased by each fin. Regarding the high percentage of heat loss from the cover plate, implementing techniques such as double glazing the cover plate or using step type cover plate are necessary to reduce heat loss and to increase the overall efficiency of the collector.

**Key words:** Collector Efficiency, Distributed Type Solar Dryer, Flat Plate Solar Energy Collector, Forced Convection