



طراحی و ساخت خشک‌کن خورشیدی مجهز به متمرکزکننده سهموی

علی متولی^۱ - سعید مینایی^{۱*} - احمد بناکار^۱ - برات قبادیان^۱ - علیرضا مهدویان^۱، مهدی منتظری^۱

۱- گروه مهندسی مکانیک بیوسیستم-دانشگاه تربیت مدرس

نویسنده مسئول: سعید مینایی Minaee@modares.ac.ir

چکیده

خشک کردن فرآیندی با مصرف انرژی بالا می‌باشد که در مقایسه با سایر فرآیندهای مرتبط با تولید محصول، بیشترین انرژی را مصرف می‌کند. خشک کردن گیاهان دارویی بسیار حساس بوده و بکارگیری انرژی مستقیم نور خورشید و دمای بالای خشک کردن سبب تخریب مواد موثر گیاه می‌شود. در این تحقیق ابتدا به طراحی سامانه خشک‌کن پرداخته شد و به دنبال آن متمرکزکننده خورشیدی و مبدل حرارتی طراحی گردید. برای طراحی سامانه خشک‌کن ظرفیت ابتدایی برای دستگاه در نظر گرفته شد و به دنبال آن پارامترهای مربوط به مبدل مورد محاسبه قرار گرفت. به دنبال محاسبات مبدل (با توجه حرارت مورد نیاز و بازده مبدل)، طراحی سامانه متمرکزکننده خورشیدی صورت پذیرفت. سپس ساخت سامانه خشک‌کن به همراه مبدل حرارتی و متمرکزکننده خورشیدی انجام گردید.

واژه‌های کلیدی: سامانه خورشیدی، خشک‌کن، مبدل حرارتی

۱- مقدمه

بحران انرژی یکی از بنیادی‌ترین مسائل جوامع بشری است و در این میان یافتن راهی برای بکارگیری و استفاده از انرژی تجدیدپذیر، ایمن، پایا و همیشگی از اهداف اساسی است. اهمیت خشک‌کن‌های خورشیدی در سطح جهان و مخصوصاً در مناطقی که انرژی خورشیدی فراوان در دسترس باشد، در حال افزایش می‌باشد. خشک کردن فرآیندی با مصرف انرژی بالا می‌باشد که در مقایسه با سایر فرآیندهای مرتبط با تولید محصول، بیشترین انرژی را مصرف می‌کند. خشک کردن گیاهان دارویی بسیار حساس بوده و بکارگیری انرژی مستقیم نور خورشید و دمای بالای خشک کردن سبب تخریب مواد موثر گیاه می‌شود. با توجه به موقعیت کشور ایران از لحاظ میزان تابش متوسط انرژی خورشیدی (۱۸۰۰ تا ۲۲۰۰ کیلووات ساعت بر مترمربع) و با وجود بیش از ۲۸۰ روز آفتابی در طول سال، می‌توان انرژی بالای خشک کردن را توسط خورشید تامین کرد. از آنجا که به کارگیری سامانه‌های خورشیدی به صورت مرسوم (صفحات تخت) امکان ایجاد دمای ثابت برای فرآیند خشک کردن را فراهم نمی‌سازد، لذا متمرکزکننده‌های خورشیدی می‌توانند مقدار زیادی از انرژی خورشید را جمع‌آوری کرده و این نیاز را برطرف سازند. در تحقیقی یک متمرکزکننده مخروطی به یک خشک‌کن خورشیدی غیرمستقیم فعال اضافه شد. این سیستم شامل یک متمرکز کننده خورشیدی هوای گرم با واحد ذخیره انرژی، محفظه خشک‌کن و یک پنکه یا دمنده بود. آزمایش‌ها در این تحقیق



با آهنگ جریان هوای $0.50 \text{ m}^3/\text{s}$ برای خشک کردن لایه های سیب زمینی انجام شد. نتایج نشان داد که آهنگ خشک شدن 27% نسبت به شرایط خشک کردن در محیط باز افزایش داشت. همچنین میانگین بازده خشک شدن در حدود $33/2\%$ تخمین زده شد (Jagannath, 2012). در پژوهش دیگری با استفاده از یک متمرکزکننده سهموی خشک کن ترکیبی ساخته شد. انرژی مورد نیاز برای خشک کردن محصول در محفظه خشک کن از بکارگیری یک متمرکزکننده سهموی تامین و به منظور ثابت نگه داشتن دمای خشک کردن از انرژی الکتریسیته استفاده شد. حداکثر اختلاف دمای به وجود آمده در محفظه خشک کن با بکارگیری متمرکزکننده (بدون استفاده از گرمکن) در حدود 8°C بود (Ruvinda et al., 2011). در پژوهش دیگری که توسط بوراه و همکاران در کشور هند انجام شد خشک کن خورشیدی با متمرکزکننده سهموی ساخته شد. خشک کن حاضر دارای ۶ متمرکزکننده سهموی بود. آزمایش ها برای مقایسه عملکرد متمرکزکننده سهموی به کار گرفته شده با گردآورنده های صفحه تخت با مساحت برابر بود. ماکزیمم افزایش دما $11/2^\circ\text{C}$ نسبت به دمای محیط بود (Borah et al., 2013). در تحقیقی برای خشک کردن گوجه فرنگی دو خشک کن خورشیدی ترکیبی ساخته و عملکرد آنها با هم مقایسه شد. یکی از آنها دارای امکان جابجایی آسان و متمرکزکننده های صفحه تخت خورشیدی با قابلیت تنظیم زاویه برای بدست آوردن بالاترین شدت تابش بود. میزان افزایش دمای داخل خشک کن در حالت استفاده از سامانه متمرکزکننده صفحه خورشیدی حدود 10°C بالاتر از خشک کن معمولی در یک روز آفتابی بود. این افزایش دما سبب افزایش آهنگ خشک شدن و کاهش زمان خشک شدن به میزان 27% نسبت به حالت خشک کن معمولی بود (Stiling et al., 2012). همچنین در پژوهش دیگر تیم بررت و همکاران برای خشک کردن گوجه دو خشک کن خورشیدی غیرمستقیم ساختند که یکی برای تیمار شاهد و دیگری برای تیمار استفاده از متمرکزکننده خورشیدی بود. آزمایشات در دانشگاه دیویس ایالت کالیفرنیا برای خشک کردن گوجه در فصل تابستان و پاییز در شرایط مختلف آب و هوایی انجام شد. رطوبت اولیه گوجه ها در حدود 90% درصد و بعد از خشک کردن به حدود 10% درصد بر پایه تر رسید. نتایج حاصل از بکارگیری متمرکزکننده نشان داد که زمان خشک شدن در حدود 21% درصد کاهش یافت. همچنین بکارگیری سامانه متمرکزکننده دمای خشک کردن افزایش و رطوبت نسبی کاهش یافت (Ringelsen et al., 2014). در تحقیق دیگری که در سال 2002 در کشور ترکیه انجام شد در خشک کن خورشیدی از یک متمرکزکننده کانونی برای خشک کردن زردآلو استفاده شد. در این تحقیق دمای خروجی از خشک کن در طول مدت فرآیند خشک کردن متغیر بود (Togrul and Pehlivan, 2002). به دلیل تغییرات دما و شدت تابش خورشید در طول روز، ثابت نگه داشتن دمای خشک کن نیاز به سامانه گردآورنده خورشیدی دارد که بتواند در طول روز انرژی مورد نیاز برای سامانه را تامین نماید. از این رو، در تحقیق حاضر مسئله اصلی به کارگیری متمرکزکننده سهموی است که می تواند دمای ثابت و انرژی لازم در طول فرآیند خشک کردن را فراهم کند.

۲- مواد و روش ها

۲-۱- طراحی و ساخت

۲-۱-۱- محاسبه ابعاد کانال عبور هوا (محفظه خشک کن): با توجه به پیش آزمایش انجام شده برای خشک کردن بابونه مشخص شد که بالاترین میزان انرژی مصرفی در واحد زمان، دمای 60°C درجه حاصل شد. فرضیات لازم برای طراحی سامانه عبارتند از: حداکثر دما: 60°C درجه سلسیوس، حداکثر سرعت جریان هوا: $1 \text{ m}^3/\text{s}$ (به علت بادبردگی بابونه)، ظرفیت دستگاه



برای گیاه دارویی بابونه: ۱۰۰ گرم، میزان عمق محصول در محفظه خشک‌کن: ۵ سانتی‌متر، گرمای ویژه هوا ($1004/16 \text{ J/kg } ^\circ\text{C}$)، گرمای ویژه بخار ($1882/8 \text{ J/kg } ^\circ\text{C}$)، دمای محیط ($25 \text{ }^\circ\text{C}$)، رطوبت مطلق هوا ($\text{kg vapour/ kg dry air}$) $0/004$ ، حجم رطوبت هوا خشک (m^3/kg) $0/84$.

سطح کل مورد نیاز برای قرارگیری ۱۰۰ گرم محصول با در نظر گرفتن عمق ۵ سانتی‌متر، $66/4$ سانتی‌متر مربع محاسبه شد. از آنجا که سطح مقطع دستگاه خشک‌کن به صورت دایره‌ای فرض گردید لذا قطر نهایی محفظه برای خروج جریان هوای گرم $9/2$ سانتی‌متر بدست آمد.

۲-۱-۲- کل حرارت مورد نیاز: کل حرارت مورد استفاده از رابطه (۱) محاسبه شد (امیری چایجان، ۱۳۷۹).

$$E_n = \frac{\dot{m} \times (C_{pa} + C_{pv} \times H_a)(T_{in} - T_{am})}{V_h} \quad (1)$$

کل توان مورد نیاز $280/02$ وات بدست آمد.

۲-۱-۳- طول موثر مجرای هدایت هوای گرم: طول موثر مجرا، به طولی از مجرای هوا پس از خروجی دمنده گفته می‌شود که هوا پس از عبور از آن مسیر، با سرعت مشخص به شرایط پایدار می‌رسد. قطر معادل از رابطه (۲) بدست می‌آید (پورمهابادیان، ۱۳۶۹).

$$D_e = \sqrt{\frac{4xy}{\pi}} \quad (2)$$

دهانه داخلی قسمت خروجی دمنده مستطیلی و ابعاد آن به طول ۱۸ و عرض ۹ سانتی‌متر انتخاب شد. با توجه به رابطه (۲) قطر معادل در دمنده مورد نظر $0/14$ متر بدست آمد. برای محاسبه طول موثر مجرا باید حداکثر سرعت خروجی هوا از دهانه دمنده را در شرایط بی‌باری اندازه‌گیری کرد. طبق اندازه‌گیری انجام شده، بیشینه سرعت خروجی برابر با $18/5$ متر بر ثانیه بدست آمد. بنابراین طول موثر مجرا با استفاده از رابطه (۳) برابر با 51 سانتی‌متر می‌گردد.

$$L_e = \frac{V_{max} \times D_e}{5.08} \quad (3)$$

۲-۱-۴- انتخاب دمنده: برای انتخاب دمنده ابتدا لازم است تا افت فشارهای مختلف در مسیر جریان هوا مورد بررسی قرار گیرد. این افت فشارها عبارتند از: ۱- افت فشار در بستر محصول ۲- افت فشار در کانال و اتصالات ۳- مقاومت صفحه مشبک کف سینی، افت فشار در اثر تغییرات سطح مقطع

۲-۱-۴-۱- افت فشار در بستر محصول: هنگامی که مایع یا گاز با سرعت خیلی کم از میان بستر مواد جامد عبور می‌کند، ذرات حرکتی نخواهد داشت و افت فشار به وسیله رابطه ارگن محاسبه می‌گردد (Pliestic, 1995).

با توجه به شرایط انجام آزمایشات میزان عدد رینولدز برابر با 661 گردید. افت فشار موجود در بستر مواد در حال خشک کردن برای جریان آرام عبارت است از:

$$\frac{\Delta P_b}{L} = 150 \frac{(1 - \xi_{st})^2}{\xi_{st}} \times \frac{\mu \times U}{(\psi \times dp)^2} \quad (4)$$



$\xi_t = 0.35$ ، $U = 1$ (m/s)، $\nu = 0.84$ ، $d_p = 0.13$ (m)، $L = 0.5$ (m): با توجه با عدد رینولدز حاصله و با قرار دادن مقادیر متغیرها در رابطه ۴، میزان افت فشار در بستر محصول $11/15$ Pa بدست آمد.

۱-۲-۴-۲- افت فشار در کانال و اتصالات: در زانویی‌ها با توجه به مقدار R/D در زانو، پارامتر C استخراج شده و سپس از رابطه (۵) افت فشار محاسبه می‌شود.

$$\Delta P = C \left(\frac{V}{1.29} \right)^2 \quad (5)$$

V سرعت جریان هوا در مقطع زانویی (m/s) می‌باشد. مقدار $R/D=1$ است که از آنجا $C=0.33$ بود. با توجه به یک عدد زانویی مورد استفاده، این افت فشار نیز 0.2 Pa است.

۱-۲-۴-۳- مقاومت صفحه مشبک کف سینی: به دلیل قرارگیری گل‌ها روی منافذ این صفحه، در این بخش نیز در برابر عبور جریان هوا مقاومت وجود دارد. هندرسون رابطه زیر را برای این حالت ارائه داده است (زارع، ۱۳۸۵).

$$\Delta P = 1.07 \left(\frac{Q_a}{\varepsilon Q_f} \right)^2 \quad (6)$$

که در آن ε تخلخل (اعشاری)، و Q_f باز بودن توری (اعشاری) می‌باشد. تخلخل محصول در حدود 35% و میزان باز بودن صفحه 30% می‌باشد که در این صورت افت فشار بیشینه برابر با $10/19$ Pa خواهد بود.

۱-۲-۴-۴- افت فشار در اثر تغییرات سطح مقطع: تغییرات در سطح مقطع جریان باعث افت فشار می‌گردد که مقدار آن از رابطه (۶) می‌آید. تغییرات سطح مقطع در دستگاه خشک‌کن باعث ایجاد افت فشاری برابر با 0.5 Pa می‌شود (مرتضی پور، ۱۳۹۱).

کل افت فشار حاصل از قسمت‌های مختلف با در نظر گرفتن ضریب اطمینان ۲ برابر با $44/08$ پاسکال می‌باشد. دمنده با سرعت ویژه N_s ، 59576 بدست آمد. به منظور استفاده بهتر و آسان‌تر از رابطه (۷)، ثابت R به روش زیر تعریف می‌شود.

$$R = \frac{N_s}{N} = \frac{\sqrt{Q}}{P^{3/4}} \quad (7)$$

با توجه به مقادیر محاسبه شده، موتور با دور واقعی 750 rpm و دمنده گریز از مرکز پره ای عقب گرد انتخاب شد. لازم به ذکر است این نوع از دمنده در بازار تقریباً بیشترین مصرف و کمترین قیمت را دارا می‌باشد.

۱-۲-۲- مبدل حرارتی: برای استفاده از گرمای روغن خروجی از متمرکز کننده و بکارگیری آن برای بالا بردن دمای محفظه خشک‌کن، مبدل حرارتی نوع مایع به گاز انتخاب شد. هدف از این بخش طراحی و ساخت مبدل حرارتی برای بیشینه بازیافت گرمای قابل حصول از متمرکز کننده می‌باشد. در این پژوهش از مبدل‌های جریان متقاطع استفاده گردید. لوله‌های گرمایی یکی از وسایل مهم انتقال گرما بوده و در بیشتر موارد یکی از بهترین روش‌های انتقال گرما محسوب می‌شود (معرفت و همکاران، ۱۳۸۲). طراحی مبدل بر اساس انتقال گرمای سیال سرد شوونده (روغن)، به سیال خنک‌کننده یعنی هوا انجام شد. به منظور محاسبه میزان



کاهش دمای روغن با استفاده از موازنه گرمای خروجی از روغن و گرمای جذب شده به وسیله هوا از رابطه (۸) محاسبه می‌شود (خوش‌گفتار، ۱۳۷۴):

$$\dot{m}_{air} c_{p,air} (T_{c2} - T_{c1}) = \dot{m}_{oil} c_{p,oil} (T_{h2} - T_{h1}) \quad (8)$$

در طراحی مبدل‌های حرارتی غالباً از رابطه موازنه حرارتی به منظور محاسبه سطح انتقال حرارت از رابطه (۹) استفاده می‌شود (خوش‌گفتار، ۱۳۷۴):

$$q = SU \Delta T_m \quad (9)$$

مقدار توان حرارتی مورد نیاز برای جریان‌های سرد و گرم (W)، U ضریب کلی انتقال حرارت ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)، S سطح انتقال حرارت (m^2) و ΔT اختلاف دمای متوسط لگاریتمی ($^\circ C$) می‌باشد.

ضریب انتقال حرارت کل از رابطه (۱۰) محاسبه می‌شود (خوش‌گفتار، ۱۳۷۴):

$$\frac{1}{U_r} = \frac{ds_r}{h_o ds_o} + \frac{ds_r}{h_{so} ds_o} + ds_r R_w + \frac{ds_r}{h_{si} ds_i} + \frac{ds_r}{h_i ds_i} \quad (10)$$

۲-۳- متمرکزکننده سهموی خطی: به منظور محاسبه میزان انتقال حرارت از محیط به سیال عامل داخل لوله نیازمند داشتن ضریب انتقال حرارت کلی (براساس قطر خارجی لوله دریافت کننده) می‌باشد. ضریب انتقال حرارت کلی را می‌توان با استفاده از رابطه ۱۱ بدست آورد (Diouf, 1986):

$$U_r = \left(\frac{1}{U_L} + \frac{D_{ro}}{h_{fi} D_{fi}} + \frac{D_{ro} \ln(D_{ro}/D_{fi})}{2k_r} \right)^{-1} \quad (11)$$

انرژی دریافتی مفید ممکن در یک گردآورنده خورشیدی هنگامی اتفاق می‌افتد که تمام گردآورنده در دمای سیال ورودی باشد. در این صورت اتلاف گرما به محیط کمترین مقدار خواهد شد. فاکتور برداشت گرمایی گردآورنده ضرب در این بیشینه انرژی دریافتی مفید ممکن برابر انرژی دریافتی واقعی Q_u است:

$$Q_u = F_R A_a \left[S - \frac{A_r}{A_a} U_L (T_{fi} - T_a) \right] \quad (12)$$

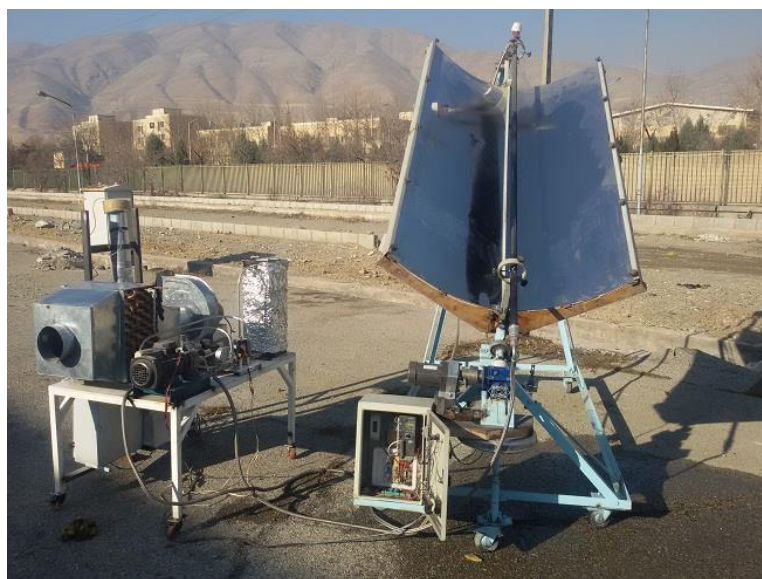
که رابطه F_R به شکل زیر خواهد شد:

$$F_R = \frac{\dot{m} C_p}{A_r U_L} \left[1 - \frac{\left[\frac{A_a S}{A_r U_L} - (T_{fo} - T_a) \right]}{\left[\frac{A_a S}{A_r U_L} - (T_{fi} - T_a) \right]} \right] \quad (13)$$



۳- نتایج و بحث

شکل ۱ سامانه ساخته شده در این تحقیق را نشان می‌دهد. با توجه به فرضیات در نظر گرفته شده برای طراحی سامانه، بیشترین میزان انرژی لازم در واحد زمان $280/02$ وات ساعت می‌باشد. کل انرژی مورد نیاز در این سامانه باید توسط سامانه متمرکزکننده خورشیدی تامین گردد. باید توجه داشت که گیاه بابونه در منطقه تهران در ماه اردیبهشت، خرداد و اوایل تیر برداشت می‌گردد لذا با توجه به فصل برداشت این گیاه، پایین‌ترین میانگین شدت تابش در این ماه‌ها، مربوط به اردیبهشت ماه می‌باشد که اساس طراحی سامانه خورشیدی می‌باشد. با توجه به طراحی مبدل حرارتی، بازده این سامانه در حدود 55% بدست آمد. با توجه انرژی مورد نیاز در خشک‌کن و بازده مبدل حرارتی میزان کل انرژی که باید توسط سامانه متمرکزکننده تامین گردد در حدود $560/04$ وات ساعت می‌باشد. برای طراحی مبدل حرارتی دمای مبنای روغن حرارتی 80 درجه سلسیوس در نظر گرفته شد و با توجه به آن تعداد ردیف‌های قائم (تعداد پاس‌ها) در حدود ۳ عدد بدست آمد. میانگین انرژی رسیده به روغن حرارتی در واحد طول متمرکزکننده (۱ متر) از ساعت ۱۱-۱۵ در حدود 280 وات ساعت می‌باشد. اگر متمرکز کننده در طول روز از ساعت ۷ الی ۱۵ شروع به کار کند و انرژی را به صورت سیال گرم درون مخزن عایق بندی شده جمع‌آوری کند، در این مدت کارکرد انرژی معادل $2/06 \text{ kW/m}^2$ ذخیره می‌کند. از آنجایی که در این سامانه قرار است خشک‌کن از ساعت ۱۱ الی ۱۵ شروع به کار کند و در این مدت حدود $1/12 \text{ kW}$ انرژی مصرف می‌شود. بنابراین با توجه به بازده 55% مبدل حرارتی، طول متمرکزکننده سهموی خطی 2 m در نظر گرفته می‌شود و به دنبال آن می‌توان انرژی مورد نیاز برای خشک‌کن را توسط انرژی خورشیدی تامین کرد. نتایج مربوط به طراحی سامانه خورشیدی به همراه مبدل حرارتی در جدول ۱ آورده شده است.



شکل ۱: طرحواره سامانه ساخته شده



نهمین کنگره ملی مهندسی ماشین‌های کشاورزی

(مکانیک بیوسیستم) و مکانیزاسیون

پردیس کشاورزی و منابع طبیعی دانشگاه تهران

۲ و ۳ اردیبهشت ۱۳۹۴ - کرج



جدول ۱: مشخصات مبدل حرارتی و متمرکزکننده سهموی خطی در تحقیق حاضر

مشخصات متمرکزکننده سهموی خطی		مشخصات مبدل	
مقدار/نوع	متغیر	مقدار/نوع	متغیر
۹۰ درجه	زاویه دهانه گردآورنده	جریان متقاطع	نوع مبدل
ورق استیل آئینه‌ای	سطح منعکس کننده	۴۰۰ mm	طول پوسته
لوله مسی	جنس دریافت کننده	۳۰۰ mm	عرض پوسته
m۱	دهانه گردآورنده	مس	جنس لوله
رنگ مشکی مات	سطح دریافت کننده	آلومینیم	جنس پوسته و فین
۰/۹۵	ضریب جذب	۱۲/۷۰۷mm	قطر داخلی لوله
۰/۹۵	ضریب نشر	۰/۹mm	ضخامت لوله
۰/۸۷	ضریب عبور پوشش شیشه‌ای	۱۲/۷ mm	قطر داخلی دیسک
mm۲۸	قطر خارجی دریافت کننده	۳۲/۷ mm	قطر خارجی دیسک
محور موازی با محور قطبی زمین	جهت گردآورنده	۰/۵ mm	ضخامت دیسک
شرق به غرب قطبی	نوع ردیابی	۱۴۲/۸۵fin/m	تعداد فین در طول مبدل
		۴۰۰ W/m°C	ضریب هدایتی مس
		۷۸/۹۰ W/m².°C	ضریب انتقال حرارت سیال روغن
		۶/۲۲ W/m².°C	ضریب انتقال حرارت سیال هوا
		۹/۷۱×۱۰ ^{-۲} W/m².°C	ضریب کلی انتقال حرارت
		۳ عدد	تعداد ردیف های قایم لوله
		۲۰W	توان پمپ مبدل
		%۵۵	بازده مبدل

منابع و مأخذ

۱. امیری چ، ر. ۱۳۷۹، طراحی و ساخت خشک‌کن بستر سیال آزمایشگاهی برای محصولات دانه‌ای. پایان نامه کارشناسی ارشد مهندسی مکانیک ماشین‌های کشاورزی، دانشگاه تربیت مدرس، تهران، ایران.
۲. پورمهابادیان م. ۱۳۶۹، تهویه صنعتی، چاپ اول. انتشارات جهاد دانشگاهی، تهران، ایران.
۳. خوش‌گفتار م. ۱۳۷۴، مقدمه‌ای بر طراحی ترموهیدرولیکی مبادل‌های حرارتی. چاپ اول، انتشارات موسسه انتشاراتی جهاد دانشگاهی (ماجد).
۴. زارع د. ۱۳۸۵، شبیه سازی کامپیوتری خشک شدن شلتوک در خشک‌کن وعده ای بستر عمیق، رساله دکتری مهندسی مکانیک ماشین‌های کشاورزی، دانشگاه تربیت مدرس، تهران، ایران.
۵. مرتضی پورح، ۱۳۹۱، طراحی، ساخت و ارزیابی خشک‌کن خورشیدی ترکیبی فتوولتائیک-گرمایی مجهز به پمپ حرارتی برای زعفران، رساله دکتری مهندسی مکانیک ماشین‌های کشاورزی، دانشگاه تربیت مدرس، تهران، ایران.
۶. معرفت م، قائم مقامی س.ج، خداویسی ص. ۱۳۸۲، طراحی و ساخت مبدل حرارتی مایع گاز با استفاده از لوله های گرمایی. نشریه انرژی ایران. ۸ (۱۷): ۴۱-۵۱.



7. Borah, A., Khayer, S. M., & Sethi, L. N. Development of a Compound Parabolic Solar Concentrator to Increase Solar Intensity and Duration of Effective Temperature.
8. Diouf N. 1986, Appropriate technology for solar fish drying in artisanal fishing centres Solar Drying in Africa. In: Proceedings of a Workshop held in Dakar, p. 175-93.
9. Jagannath, K. 2012, Performance Evaluation of a Solar Drier with concentrator. Cooling India, 8 (3): 32-35.
10. Pliestic S. 1995, The dependence of the BC492 hybrid maize grain beginning fluidization upon the grain moisture content and the air velocity during the drying process. Poljoprivredna Znadstvena Smotra, 60 (1): 5-25.
11. Ringeisen B., Barrett D.M., Stroeve P. 2014. Concentrated solar drying of tomatoes Energy for Sustainable Development, 19: 47-55,
12. Ruvinda K.K.D.L., Suraweera S.K.K., Jayaweera H.H.E., Ranasinghe O.K., Ariyaratne T. R. 2011. Construction and Evaluation of a Drying Chamber Powered by Parabolic Trough Solar Concentrator for Drying of Agricultural and Other Materials. Proceedings of the Technical Sessions, 27: 114-122,
13. Stiling J., Li S., Stroeve P., Thompson J., Mjawa B., Kornbluth K., Barrett D.M. 2012. Performance evaluation of an enhanced fruit solar dryer using concentrating panels Energy for Sustainable Development, 16: 224-230,
14. Togrul I., Pehlivan D. 2002. Mathematical Modelling of solar drying of apricots in thin layers. Journal of Food Engineering, 55: 209-216,



نهمین کنگره ملی مهندسی ماشین‌های کشاورزی

(مکانیک بیوسیستم) و مکانیزاسیون

پردیس کشاورزی و منابع طبیعی دانشگاه تهران

۲ و ۳ اردیبهشت ۱۳۹۴ - کرج



Design and Development of a Solar Dryer Equipped with Parabolic Concentrator

Abstract

Drying is a process with high energy consumption compared to other production processes. Drying of medicinal plants is a temperature-sensitive process. Direct use of sunlight and high temperature of drying process leads to the destruction of plant essential oils. In this Research, first, the dryer system was designed, followed by the design of the heat exchanger and the solar concentrator. In order to design the dryer, an initial dryer capacity was considered based on which heat exchanger parameters were calculated. Following the calculation of the heat exchanger (based on the heat required and the heat exchanger efficiency), the solar concentrator was designed. Then the drying system was constructed along with the heat exchanger and the solar concentrator.

Keywords: Solar system, Dryer, Heat exchanger