

Evaluation of Solar Cabinet Dryer Equipped with Heat Exchanger and Porous Plate

MEHRNUSH MOTAHAYYER RAZDARI¹, AKBAR ARABHOSSEINI², HADI SAMIMI AKHIJAHANI^{3*}

1. M.Sc. Graduated Student of Department of Biosystem Engineering, University of Tehran, Aboreyhan Campus, Iran
2. Associate Professor of Department of Biosystem Engineering, University of Tehran, Aboreyhan Campus, Iran
3. Assistant Professor of Biosystem Engineering, Faculty of Agriculture, University of Kurdistan, Sanandaj, Iran.

(Received: Aug. 25, 2018- Revised: Jan. 9, 2019- Accepted: Jan. 19, 2019)

ABSTRACT

In this study, the effect of using heat exchanger on increasing the performance of the collector and solar dryer was investigated. Moreover, computational fluid dynamics (CFD) method was used to simulate the heat transfer and distribution of thermal counters in the cabinet solar dryer equipped with heat exchanger with two outlets and porous plate. The results showed that using heat exchanger with half air mass flow rate for the first and second outlets (0.009 kg/s) increases the efficiency of the dryer up to 10.2% related to the dryer without heat exchanger. Excessive air flow rate inside the heat exchanger decreases the performance of the solar cabinet dryer. The results of the comparison between the CFD and experimental data shows that CFD method with 6.9% of relative error has a good correlation with the experimental data. Using heat exchanger has no adverse effect on the color quality of dried tomato samples.

Keywords: CFD Method, Drying efficiency, Heat exchanger, Heat flux, Solar collector.

ارزیابی عملکرد خشک کن خورشیدی کابینتی مجهز به سامانه مبدل حرارتی و صفحه متخلخل

مهرنوش متحیر رزداری^۱، اکبر عرب حسینی^۲، هادی صمیمی اخججهانی^{۳*}

۱. دانش آموخته کارشناسی ارشد مهندسی بیوسیستم، گروه فنی کشاورزی پردیس ابوریحان دانشگاه تهران، تهران، ایران

۲. دانشیار گروه فنی کشاورزی، پردیس ابوریحان دانشگاه تهران، تهران، ایران

۳. استادیار گروه مهندسی بیوسیستم، دانشکده کشاورزی، دانشگاه کردستان، سنندج، ایران

(تاریخ دریافت: ۱۳۹۷/۶/۳ - تاریخ بازنگری: ۱۳۹۷/۱۰/۱۹ - تاریخ تصویب: ۱۳۹۷/۱۰/۲۹)

چکیده

در این تحقیق تاثیر استفاده از سامانه مبدل حرارتی بر افزایش میزان کارایی جمع کننده و خشک کن خورشیدی مورد مطالعه قرار گرفت. همچنین از روش دینامیک سیالات محاسباتی برای شبیه سازی انتقال گرما و چگونگی توزیع حرارت در خشک کن خورشیدی مجهز به سامانه مبدل حرارتی با دو خروجی و صفحه متخلخل استفاده شد. نتایج نشان داد استفاده از مبدل حرارتی با حالت نیم دبی جرمی برای هر دو خروجی اول و دوم ($0/009 \text{ kg/s}$) باعث افزایش میزان بازده سامانه تا $10/2$ درصد نسبت به حالتی که از مبدل استفاده نشده است، می گردد. افزایش بیش از حد دبی جریان سیال در مبدل باعث کاهش کارایی خشک کن می شود. نتایج حاصل از مقایسه داده های CFD با داده های آزمایشگاهی نشان داد که روش CFD با درصد خطای $6/9$ درصد همبستگی خوبی با داده های آزمایشگاهی دارند. استفاده از مبدل حرارتی در سامانه خشک کن خورشیدی هیچ اثر منفی بر کیفیت رنگ نمونه گوجه فرنگی خشک شده نداشت.

واژه های کلیدی: بازده خشک کردن، جمع کننده خورشیدی، روش دینامیک سیال محاسباتی، شار حرارتی، مبدل حرارتی.

مقدمه

یکی از روش های نگهداری محصولات کشاورزی، خشک کردن آن است. دو روش اساسی برای خشک کردن محصولات کشاورزی وجود دارد که عبارتند از روش سنتی و روش صنعتی. در روش سنتی به دلیل خشک کردن در مقابل آفتاب و در فضای باز، کیفیت محصول کاهش یافته و بازارپسندی آن از دست می رود. از طرف دیگر در روش صنعتی، محصول خشک شده کیفیت بهتری داشته اما به دلیل استفاده از سوخت های فسیلی قیمت محصول خشک شده افزایش یافته و از همه مهم تر باعث به وجود آمدن مشکلات زیست محیطی می گردد (DanlamiMusa et al., 2018). در خشک کن های خورشیدی محتوای رطوبتی محصول، دمای صفحه جاذب و دمای هوای جاری در خشک کن بطور همزمان با تغییر دمای محیط و شدت تابش خورشیدی، تغییر می کند. از سوی دیگر نرخ خشک شدن محصولات متأثر از شرایط آب و هوایی مانند تعداد ساعات آفتابی، میزان تشعشع خورشیدی، رطوبت نسبی، درجه حرارت محیط و سرعت باد می باشد (Shahi et al., 2011). برای بهبود روند خشک شدن و صرفه جویی در مصرف انرژی و کاهش قیمت تمام شده محصول خشک شده، طراحی بهینه خشک کن ضروری است (Bala & Janjai, 2005).

مطالعات متعددی در زمینه بهبود عملکرد جمع کننده های خورشیدی صورت گرفته که از جمله آن ها می توان به مواردی نظیر استفاده از مواد تغییر فاز دهنده در داخل جمع کننده (Cakmak & Yildiz, 2011b)، متمرکز کننده های تشعشعات خورشیدی (Fleming et al., 2017)، ترکیب با پمپ حرارتی (Mortezapour et al., 2017)، بهبود ساختار و ابعاد جمع کننده (Abogghara et al., 2017)، استفاده از سامانه PVT بین شیشه و صفحه جاذب (Motevali, 2013)، استفاده از منعکس کننده ها (Salami, 2016)، استفاده از نانو سیال ها (Sharafeldin & Grof, 2018) و استفاده از جمع کننده با قابلیت تعقیب پرتوهای خورشید اشاره نمود (Samimi & Arabhosseini, 2018). اما هر کدام از موارد اشاره شده یا از سامانه های دیگر برای ارتقای بازده جمع کننده استفاده می کنند که اغلب بسیار گران قیمت بوده و تکنولوژی ساخت پیچیده ای دارند و یا بازده حرارتی را به صورت بسیار ناچیز افزایش می دهند. در این تحقیق از سامانه ترکیبی شامل صفحه متخلخل و مبدل حرارتی برای افزایش میزان کارایی و بازده جمع کننده و خشک کن استفاده گردیده است.

شبیه سازی سامانه ها با استفاده از روش های عددی راه حل مناسبی برای طراحی بهینه و بهبود عملکرد آن ها در کوتاه ترین زمان می باشد که از جمله آنها می توان به روش دینامیک سیالات

هم جدا بوده و محصول در معرض تابش مستقیم خورشید قرار نمی‌گیرد و در نتیجه کیفیت و رنگ آن حفظ خواهد شد. علاوه بر آن قابلیت قرارگیری طبقات نمونه روی هم و جای‌گیر نبودن آن باعث شده است بسیاری از خشک‌کن‌های خورشیدی ساخته شده به صورت کابینتی مورد استفاده قرار گیرد (Ghaffari & Mehdipour, 2015).

پاکدشت با قرار گرفتن در موقعیت جغرافیایی ۵۱/۶ درجه شرقی و ۳۵/۴۷ درجه شمالی یکی از مستعدترین مکان‌ها برای دریافت تشعشعات خورشیدی است. میانگین کل تابش خورشیدی برای این منطقه به میزان 3938 kcal/m^2 در سال می‌باشد. بنابراین مهم‌ترین منبع برای خشک‌کردن محصولات کشاورزی برای مردم این منطقه تابش خورشیدی می‌باشد. اما بازده کم سامانه‌های خورشیدی مانع استفاده از آن‌ها برای خشک کردن محصولات شده است. به تبع آن استفاده بیش از حد سوخت‌های فسیلی، باعث به وجود آمدن مشکلات زیست محیطی فراوان برای این شهر شده است. این امر نه تنها برای منطقه پاکدشت بلکه برای تمام مناطق ایران که دارای پتانسیل مناسب در جذب انرژی خورشیدی بوده و وابسته به استفاده از سوخت‌های فسیلی هستند صادق است و بدون شک در بلند مدت باعث سوق پیدا کردن به سمت استفاده از انرژی‌های پاک مانند انرژی خورشیدی خواهد شد. بنابراین بهینه نمودن خشک‌کن‌های خورشیدی می‌تواند کمک بزرگی به بهبود کارکرد آنها نموده و باعث ترغیب هر چه بیشتر به استفاده از این سامانه‌ها گردد. اصلی‌ترین قسمتی که باعث اتلاف حرارت جذب شده از خورشید توسط صفحه جاذب می‌گردد، قسمت انتهایی آن‌ها می‌باشد (Motahayyer et al., 2008; Ingle et al., 2013; Selmi et al., 2018). حرارت جذب شده توسط صفحه جاذب در قسمت انتهایی صفحه انباشته شده و گرمای حاصل شده مهلت خارج شدن از صفحه را در کوتاه مدت نیافته و به صورت هدایت و همرفت از انتها دفع می‌گردد. لذا استفاده از صفحه‌ای که بتواند انباشت حرارتی ایجاد شده در انتها را کاهش دهد (مانند صفحه متخلخل) تا حد زیادی می‌تواند بازده حرارتی جمع‌کننده را افزایش دهد. علاوه بر آن استفاده از سامانه بازگشت جریان حرارتی به چرخه خشک‌کردن محصول نیز می‌تواند تا حدودی بازده خشک‌کن خورشیدی را افزایش دهد (Mortezapour et al., 2017). بنابراین ترکیب دو سامانه فوق شامل ایجاد تخلخل در انتهای صفحه و استفاده از مبدل حرارتی به طور قابل توجهی می‌تواند عملکرد و بازده جمع‌کننده و خشک‌کن خورشیدی را بهبود بخشد. در این تحقیق، عملکرد یک خشک‌کن خورشیدی کابینتی مجهز به سامانه مبدل حرارتی با جریان بازگشتی و صفحه تخت متخلخل بررسی شده است. به

محاسباتی (CFD) اشاره نمود. در این روش با استفاده از پیش‌بینی‌های انجام شده از دما و سرعت هوای نقاط مختلف خشک‌کن، می‌توان میزان نرخ کاهش رطوبت محصول را محاسبه نموده و شرایط بهینه جهت استفاده حداکثر از تشعشعات خورشیدی را به دست آورد (Selmi et al., 2008). شاخص مهم برای اعتبار سنجی روش CFD میزان تطابق مناسب داده‌های عددی به دست آمده با داده‌های تجربی است. روش دینامیک سیالات محاسباتی در موارد مختلفی از صنعت و کشاورزی برای تحلیل، ارزیابی و محاسبه عملکرد تجهیزات لازم برای انجام فرآیندهای حرارتی استفاده شده است. در تحقیقی برای تحلیل حرارتی لوله‌های بکار رفته در داخل جمع‌کننده خورشیدی و تحلیل اکسرژی صفحه جمع‌کننده بر اساس قانون اول ترمودینامیک از روش CFD استفاده شد (Gunjo et al., 2017). در مطالعه‌ای که در مورد تحلیل حرارتی و بدست آوردن مقادیر بهینه پارامترها در سامانه آب‌گرم‌کن خورشیدی صورت گرفت، نتایج حاصل از تحلیل CFD نشان داد بیشینه دما (۷۲ درجه سلسیوس) با جریان سیال ۵/۱ لیتر بر دقیقه اتفاق می‌افتد (Zhao et al., 2010). همچنین برای بدست آوردن یک ساختار بهینه در یک جمع‌کننده، تحقیقی با استفاده از سه نوع صفحه و چند نسبت جریان برای کانال در نظر گرفته و با هم مقایسه شد و در نهایت حالت بهینه انتخاب گردید (Hung et al., 2017). در تحقیقی با استفاده از تجزیه و تحلیل عددی، دو نوع صفحه جاذب (موجدار و صاف) مورد بررسی قرار گرفت. پارامترهای مورد بررسی شامل عدد رایلی، زاویه شیب، طول موج و نسبت ابعاد بودند که مقادیر بهینه برای ابعاد صفحه جاذب با ساختارهای اشاره شده، بدست آمد (Varol & Oztop, 2008). یک جمع‌کننده خورشیدی با سپرهای داخلی و تهویه مکانیکی با ساختار ساده به روش دینامیک سیالات محاسباتی مورد ارزیابی قرار گرفت و یک مدل عددی برای پیش‌بینی جریان هوا و میزان انتقال حرارت بدست آمد. مدل بدست آمده همبستگی خوبی با داده‌های واقعی داشت (Hu et al., 2013). نتایج بررسی، اثر دو نوع پوشش شیشه‌ای بر راندمان صفحه جاذب نشان داد که استفاده از پوشش شیشه‌ای به صورت پله‌ای عملکرد بهتری نسبت به نوع معمولی دارد (Zamanian & Zomorodian, 2013). تحقیقات دیگر در زمینه استفاده از روش CFD در سامانه‌ها عبارتند از: محفظه‌های خشک‌کن خورشیدی (Adeniyi et al., 2012)، صفحات جمع‌کننده خورشیدی (Pandey & Chaudhary, 2017)، صفحه جاذب تخت (Chaudhary et al., 2014)، دودکش خورشیدی (Gholamzadeh & Kim, 2016)، خشک‌کن کابینتی خورشیدی (Ghaffari & Mehdipour, 2015). یکی از پرکاربردترین خشک‌کن‌های خورشیدی، نوع کابینتی می‌باشد که در آن محفظه خشک‌کن و صفحه جاذب از

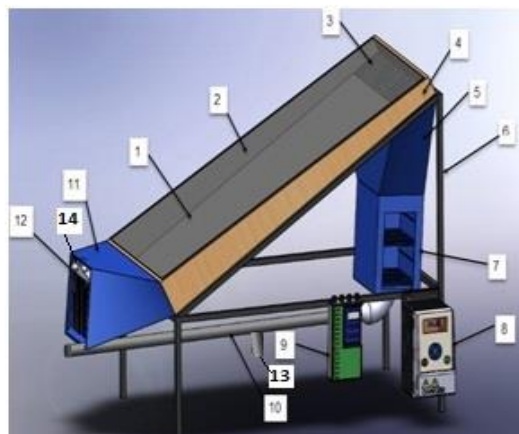
۱۷/۵ درصد و دمای ۳۵/۵-۲۱ درجه سلسیوس انجام شد. برای بدست آوردن درجه حرارت در نقاط مختلف صفحه جاذب از ترموکوپل نوع T استفاده شده است که به وسیله ثبت کننده داده مدل DL-9601A ساخت شرکت Lutron, Taiwan با دقت ۰/۱ درجه سلسیوس هر ۱۰ دقیقه، عمل داده‌گیری انجام شد. برای اندازه‌گیری سرعت جریان هوا در جمع کننده، از سرعت سنج سیم داغ مدل AM-4206 ساخت شرکت Lutron کشور تایوان با دقت ۰/۱ متر بر ثانیه استفاده شد. برای اندازه‌گیری رطوبت هوای محیط از یک دستگاه رطوبت سنج HT.3006, Taiwan با دقت سه درصد استفاده شد که همزمان با اندازه‌گیری دمای اجزای خشک‌کن، رطوبت هوا نیز اندازه‌گیری گردید. میزان تابش دریافتی از خورشید به صفحه جمع کننده با استفاده از تشعشع سنج TES-1333R, Taiwan با دقت یک وات بر متر مربع استفاده شد که به صورت موازی در کنار صفحات جاذب قرار گرفت. با توجه به بررسی‌های پیشین (Motahayyer et al., 2018) دبی جرمی ورودی به داخل محفظه خشک کن ۰/۰۱۸ kg/s در نظر گرفته شد. همان‌طوری که اشاره شد برای استفاده حداکثری از انرژی حرارتی تولید شده در خشک‌کن، از یک مبدل حرارتی استفاده شد. برای به وجود آوردن شرایط مختلف برای دبی جرمی، دو خروجی در نظر گرفته شد. خروجی اول در مسیر انتقال سیال به مبدل و خروجی دوم در انتهای مبدل قرار داده شد. برای سهولت به وجود آوردن جریان‌های مختلف، دریچه خروجی اول قابل تنظیم در نظر گرفته شد. آزمایش‌ها در سه روز برای دبی‌های مختلف از خروجی‌های خشک‌کن (خروجی اول و دوم) انجام گرفت. دبی‌های مختلف جرمی برای خروجی اول (F) و دوم (S) شامل دبی کامل برای خروجی اول (F0.018, S0.00 kg/s)، نیم دبی برای هر دو خروجی (F0.009, S0.009 kg/s)، دبی دو برابر برای خروجی دوم (F0.006, S0.012 kg/s) بودند.



عبارت دیگر تأثیر مبدل حرارتی در دبی‌های بازگشتی متفاوت هوا به صورت ترکیب با صفحه جاذب متخلخل برای خشک کردن ورقه‌های گوجه‌فرنگی مورد ارزیابی قرار گرفته و بهینه‌ترین حالت از لحاظ عملکردی معرفی شده است. با استفاده از روش CFD شبیه‌سازی خشک‌کن انجام گرفته و روند انتقال حرارت و شار حرارتی ایجاد شده در نقاط مختلف و شرایط متفاوت بررسی شده است.

مواد و روش‌ها

تمام آزمایش‌های این تحقیق با استفاده از خشک‌کن خورشیدی کابینتی طراحی و ساخته شده انجام گردیده است. آزمایش‌ها در نیمه اردیبهشت ماه طی سه روز مداوم انجام گرفت. خشک‌کن شامل چارچوب نگهدارنده، محفظه خشک‌کن به همراه سینی‌های توری برای نگهداری نمونه‌ها، کانال‌های جریان هوا برای اتصال خروجی صفحه جاذب به ورودی کابینت خشک‌کن، دمنده الکتریکی DC ۱۲ ولت مدل Sunnon ساخت کشور چین، تخته-های نگهدارنده و شیشه به ضخامت چهار میلی‌متر می‌باشند. فاصله بین صفحه جاذب و شیشه با توجه به بازده سامانه (Amer et al., 2010; Aboghara et al., 2017) ۲۰۰ میلی‌متر در نظر گرفته شد. که این اندازه در انتهای صفحه برای جبران افت فشار به ۱۳۰ میلی‌متر می‌رسید (شکل ۱). برای تامین سطوح مختلف جریان هوا از یک ترانسفورماتور کاهنده DC و برای محاسبه توان لازم برای ایجاد هر نوع جریان سیال از مولتی‌متر (TIS-201-UK) استفاده گردید. مخزن خشک‌کن نیز از ورق گالوانیزه ساخته شده و توسط پشم شیشه با ضریب هدایت حرارتی ۰/۰۳۸ وات بر متر در درجه سلسیوس و ضخامت ۳۰ میلی‌متر کاملاً عایق‌بندی شد. سوراخ‌های ایجاد شده در صفحه جاذب متخلخل با قطر شش میلی‌متر و با فاصله ۲۵ میلی‌متر از هم در نظر گرفته شدند. داده-گیری از خشک‌کن در شرایط محیطی با رطوبت نسبی ۲۴/۶-



شکل ۱. خشک‌کن خورشیدی شامل: (۱) صفحه جمع کننده، (۲) شیشه، (۳) سوراخ‌ها، (۴) دیواره عایق بندی شده، (۵) کانال، (۶) شاسی، (۷) کابینت، (۸) کنترلر فن، (۹) کنترلر دما، (۱۰) لوله انتقال، (۱۱) کانال ورودی، (۱۲) مبدل، (۱۳) دریچه خروجی اول، (۱۴) دریچه خروجی دوم

$$DR = -k (M_t - M_e) \quad (\text{رابطه ۲})$$

میزان انرژی ورودی به جمع کننده $E_{i,coll}$ و خروجی از آن $E_{o,coll}$ طبق رابطه ۳ محاسبه می گردد (Bala & Janjai, 2005):

$$E_{i,coll} = 10^{-6} A_{coll} \int_0^t I n s_{coll}(t) dt, \quad E_{o,coll} = 10^{-6} \int_0^t \dot{m}(t) \times c_{pa} (T_{coll} - T_{in}) dt \quad (\text{رابطه ۳})$$

که در آن A_{coll} سطح صفحه جاذب (m^2)، $I n s_{coll}$ شدت تابش خورشیدی (W/m^2) در زمان t (s)، \dot{m} جریان جرمی سیال (kg/s) در لحظه t ، c_{pa} گرمای ویژه هوا ($J/kg \cdot ^\circ C$) و T_{in} و T_{coll} به ترتیب دمای هوای ورودی و خروجی از جمع کننده ($^\circ C$) می-باشند.

میزان انرژی ورودی به کابینت خشک کن (با فرض عایق بودن کانال انتقال هوا) برابر با انرژی خروجی از جمع کننده ($E_{o,coll}$) بوده و میزان انرژی خروجی از آن ($E_{o,dryer}$) با استفاده از رابطه ۴ مشخص می شود:

$$E_{o,dryer} = 10^{-3} \times W \times L_v \quad (\text{رابطه ۴})$$

که در آن L_v گرمای نهان تبخیر آب (kJ/kg) و W میزان رطوبت خارج شده از محصول در حین فرآیند خشک کردن (kg) تعریف می شود. مقدار W نیز با استفاده از رابطه ۵ مشخص می-شود (Usub et al., 2008).

$$W = \frac{W_p (M_o - M_f)}{100 - M_f} \quad (\text{رابطه ۵})$$

که در آن M_o ، M_f و W_p به ترتیب وزن اولیه (kg)، محتوای رطوبتی اولیه ($kg \text{ water}/kg \text{ dry matter}$) و محتوای رطوبتی نهایی ($kg \text{ water}/kg \text{ dry matter}$) ورقه های گوجه فرنگی می باشد. با توجه به روابط ارائه شده می توان میزان بازده جمع کننده خورشیدی را به صورت رابطه ۶ محاسبه نمود (Bala & Janjai, 2005):

$$\eta_{coll} = \frac{E_{o,coll}}{E_{i,coll}} \quad (\text{رابطه ۶})$$

میزان بازده خشک کن نیز با استفاده از رابطه ۷ به دست می آید:

$$\eta_{dryer} = \frac{E_{o,dryer}}{E_{i,dryer}} \quad (\text{رابطه ۷})$$

همان طوری که قبلا اشاره شد، برای به جریان انداختن هوا در داخل خشک کن از یک فن الکتریکی DC استفاده شد. میزان انرژی مصرف شده توسط فن از حاصل ضرب توان فن در مدت زمان کارکرد به دست می آید:

$$E_{fan} = 10^{-6} \times P_{fan} \times t \quad (\text{رابطه ۸})$$

میزان بازده کل برای خشک کن با استفاده از رابطه ۸

به منظور ارزیابی دقیق، صفحه جمع کننده به چهار قسمت مساوی تقسیم شده و در هر قسمت سه ترموکوپل (از نوع T) نصب گردید. یکی از ترموکوپل ها بر روی صفحه، دیگری در حد فاصل صفحه و شیشه کلکتور و سومی بر روی شیشه کلکتور قرار داده شد. برای کنترل درجه حرارت هوای ورودی و خروجی کابینت، سه ترموکوپل به ترتیب در قسمت ورودی، در قسمت خروجی و در داخل کابینت در نظر گرفته شد. سرعت سیال در نقاط مختلف شامل ورودی و خروجی کابینت، خروجی اول و دوم، با استفاده از سرعت سنج اندازه گیری می شد. پس از جمع آوری داده ها، آن ها را در نرم افزار Excel طبقه بندی نموده و با داده های بدست آمده از شبیه سازی به کمک نرم افزار ANSYS مورد مقایسه قرار گرفتند.

برای بررسی عملکرد سامانه خشک کن به علت در دسترس بودن و مدت زمان کم برای خشک کردن محصول و مقایسه آن با سایر خشک کن ها از ورقه های گوجه فرنگی با ضخامت ۵ میلی-متر استفاده شد. در هر آزمایش با توجه به ظرفیت به مقدار ۲۰۰ گرم از نمونه ها بر روی سینی های محصول در ۵ طبقه پخش شدند. میزان کاهش وزن نمونه ها با استفاده از ترازوی دیجیتال ۱۵۰۰ گرمی Ohaus SJX1502N, China با دقت ۰/۰۵ گرم در فواصل زمانی ۱۵ دقیقه ثبت شد. با توجه به متغیر بودن سرعت باد، شدت تابش خورشیدی و رطوبت نسبی محیط در طول روزهای آزمایش، آزمایش های خشک کردن به روش خورشیدی بدون تکرار در نظر گرفته می شود (Eltawil et al., 2018). برای به دست آوردن رطوبت اولیه نمونه ها از روش آون استفاده شد. نمونه ۱۰۰ گرمی از ورقه های گوجه فرنگی در آون با دمای ± 2 درجه سلسیوس به مدت پنج ساعت قرار داده شد. میزان رطوبت اولیه نمونه ها ۹۳/۴ درصد به دست آمد. برای به دست آوردن نسبت رطوبت محصول در حال خشک شدن از رابطه ۱ استفاده گردید (Samimi & Arabhosseini, 2018):

$$MR = \frac{M_t - M_e}{M_o - M_e} \quad (\text{رابطه ۱})$$

که در آن M_t ، M_e و M_o به ترتیب محتوای رطوبتی در هر لحظه، محتوای رطوبتی در حالت تعادل و محتوای رطوبتی اولیه محصول ($kg \text{ water}/kg \text{ dry solid}$) بر پایه تر (w.b) تعریف می-شوند.

بازده کلی خشک کن کابینتی خورشیدی

میزان نرخ خشک شدن با استفاده از رابطه ۲ مشخص می شود که از اختلاف بین محتوای رطوبتی محصول در هر لحظه با رطوبت تعادلی محصول لایه نازک مشخص می شود:

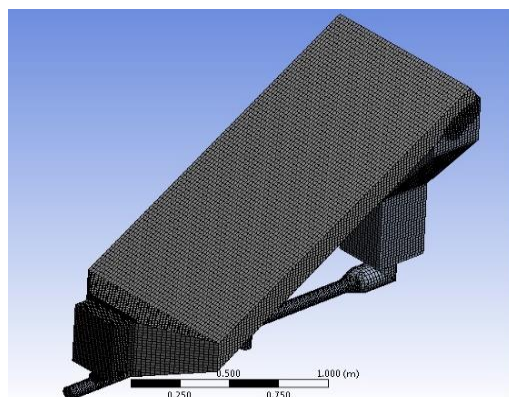
نرم افزار سالید ورکز با جزئیات کامل ترسیم گردیده و پس از ذخیره آن در پوشه جداگانه به نرم افزار Gambit و زیر مجموعه فلونت (Fluent) فراخوانی شد. پس از المان بندی و تعیین نوع مواد، شرایط مرزی بر روی مدل اعمال شده و مسئله با شرایط آشفته گی مختلف حل گردید (شکل ۲). مش بندی مدل نیز با استفاده از نوع هگزاگونال صورت گرفت.

محاسبه می گردد (Bala & Janjai, 2005):

$$\eta_{total} = \frac{E_{o,dryer}}{E_{i,dryer} + E_{fan}} \quad (\text{رابطه ۹})$$

تحلیل خشک کن با استفاده از روش CFD

برای تحلیل دینامیک سیال در صفحه جاذب، از نرم افزارهای Solid و ANSYS workbench 2.0 framework ver. 14.0.0 و ANSYS works, ver. 13.0 استفاده گردید. مدل سه بعدی خشک کن در



شکل ۲. مدل سه بعدی و مدل المان بندی شده از خشک کن خورشیدی

صفحه منظور گردید. شرایط اعمالی مواد استفاده شده در دیواره ها در جدول ۱ نمایش داده شده است.

برای دریافت نتایج نهایی تعداد تکرارها برابر با ۸۰۰۰ تکرار لحاظ گردید. شبیه سازی های مدل سه بعدی در تکرارهایی برابر ۱۲۰۰ تا ۴۷۰۰ همگرا شده و به نتیجه نهایی می رسیدند. در طی زمان داده برداری شدت تابش خورشیدی برای یک ساعت ثابت فرض شد.

با گرفتن نتایج نهایی، چگونگی توزیع جریان هوا و انتقال حرارت در داخل صفحه جمع کننده در قالب طرح های کانتور رسم شد. دمای خروجی صفحه جاذب که از نرم افزار انسیس بدست آمده با نتایج واقعی مقایسه شد.

در این مطالعه شرایط مرزی به صورت زیر تعریف گردید: الگوی جریان هوا در طول فرآیند خشک شدن بسیار مهم می باشد و از آنجائیکه در تمام فرآیند تغییر شرایط بسیار جزئی و قابل صرف نظر است و تاثیری بر حرکت هوا در درون صفحه جاذب و خشک کن ندارد، بنابراین شبیه سازی به صورت پایدار، با معادله انرژی و ویسکوزیته K-epsilon بدون در نظر گرفتن محصول در سامانه انجام شد. ورودی: سیال جاری در صفحه، خشک کن و مبدل حرارتی هوا می باشد که میزان دبی ورودی به محفظه خشک کن ۰/۰۱۸ کیلوگرم بر ثانیه در نظر گرفته شد. جهت جریان هوا، عمود بر شرایط مرزی لحاظ گردید. خروجی: فشار سیال خروجی از قسمت اول و دوم صفر در نظر گرفته شد. دیواره ها: ضریب انتقال حرارت دیواره ها و شرایط محیطی در تحلیل

جدول ۱. خصوصیات فیزیکی و حرارتی مواد استفاده شده در خشک کن

مواد	گرمای ویژه (ژول بر کیلوگرم کلونین)	انتقال حرارت (وات بر متر کلونین)	چگالی (کیلوگرم بر متر مکعب)	ویسکوزیته (کیلوگرم بر متر ثانیه)
هوا	۱۰۰۶/۴	۰/۰۲۴۲	۱/۲۲۵	1.789×10^{-5}
شیشه	۸۴۰	۰/۹۶	۲۵۷۹	-
ورق آهن	۴۵۰	۸۰	۷۸۷۴	-
چوب	۲۳۱۰	۰/۱۷۳	۷۰۰	-
مس	۳۸۵	۴۰۱	۸۹۶۰	-

۰/۰۱۲ کیلوگرم بر ثانیه به ترتیب بین ۳۱۵۵ تا ۱۲۰۱۸، ۴۵۶۰ تا ۹۵۸۶ و ۳۲۱۵ تا ۱۵۸۶۴ تغییر می نمود. با توجه این که عدد رینولدز در همه جریان ها بالای ۲۰۰۰ به دست آمد، الگوی جریان در داخل سامانه مغشوش است. الگوی جریان هوا در طول فرآیند خشک شدن بسیار مهم می باشد و از آنجائیکه در تمام فرآیند تغییر شرایط بسیار جزئی و قابل صرف نظر است و تاثیری بر حرکت هوا در درون صفحه جاذب ندارد، بنابراین شبیه سازی به صورت پایدار، با مدل K-epsilon استاندارد برای خشک کن انتخاب گردید (Ghaffari & Mehdipour, 2015). مدل K-epsilon استاندارد یک مدل نیمه تجربی بر اساس معادلات انتقال مدل برای جنبشی آشفته (k) و نرخ اتلاف آن (ε) است. انرژی جنبشی متلاطم، k و نرخ اتلاف آن ε، از طریق روابط انتقال (۱۴) و (۱۵) بدست می آید:

(رابطه ۱۴)

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j}[(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}) \frac{\partial k}{\partial x_j}] + G_k + G_b - \rho \epsilon - Y_M + S_k \quad (\text{رابطه ۱۵})$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \epsilon u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j}[(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon}) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j}] + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} (G_k + C_{3\epsilon} G_b) - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} + S_\epsilon$$

حال با توجه به روابط بالا معادله انتقال گرما و جرم در معادله K-ε در صورت رابطه (۱۶) درمی آید (Yongson et al., 2007):

(رابطه ۱۶)

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \frac{\partial}{\partial x_i}[u_i(\rho E + p)] = \frac{\partial}{\partial x_i}[(k + \frac{c_p \mu_t}{Pr_t}) \frac{\partial T}{\partial x_i}] + u_i(\tau_{ij})_{eff} + S_n$$

که در آن انرژی جنبشی تولیدی در جریان مغشوش، G_b انرژی جنبشی تولیدی به دلیل تغییر شرایط، Y_m ، S_k و S_ϵ پارامترهای اضافی برای k و ϵ ، $C_{3\epsilon}$ ، $C_{2\epsilon}$ ، $C_{1\epsilon}$ ثابت های معادله جریان مغشوش و u_i میانگین سرعت سیال می باشند.

کیفیت مش ایجاد شده توسط نرم افزار بر چگونگی حل مسئله بسیار تاثیرگذار است. در عین اینکه مش ایجاد شده برای راحتی حل مسئله و زمان بر نبودن بایستی ساده در نظر گرفته شود، اما کیفیت مش نیز برای گرفتن جواب های درست نباید از حد مطلوب کمتر باشد (Khoshhal et al., 2009). این عمل با استفاده از سعی و خطا و شروع از مش خشن صورت می پذیرد که کاری بسیار سخت و زمان بر است. یکی دیگر از راه های تشخیص کیفیت مش و مناسب بودن آن برای حل مسئله استفاده از شاخص چولگی می باشد که از کمترین مقدار (صفر) به عنوان بهترین مش تا بیشترین مقدار (یک) به عنوان بدترین مش دسته بندی می شود. در این حالت است که خطاها می توانند به حد

مدل سازی عددی سامانه خشک کن شامل جمع کننده، کابینت خشک کن و سامانه جریان بازگشتی با استفاده از روش CFD بر اساس سه معادله کلی می باشد. این معادلات عبارتند از معادله پیوستگی، معادلات مومنوم در راستاهای x ، y و z معادله انرژی. معادله پیوستگی و معادلات مومنوم به ترتیب با روابط ۱۰ و ۱۱ نمایش داده می شوند (Ghaffari & Mehdipour, 2015):

$$\nabla \cdot (\rho U) = 0, \quad \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (\text{رابطه ۲۰})$$

$$\rho u \frac{\partial u}{\partial x} + \rho v \frac{\partial u}{\partial y} + \rho w \frac{\partial u}{\partial z} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left[\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right]$$

$$\rho u \frac{\partial v}{\partial x} + \rho v \frac{\partial v}{\partial y} + \rho w \frac{\partial v}{\partial z} = -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left[\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right] \quad (\text{رابطه ۱۱})$$

$$\rho u \frac{\partial w}{\partial x} + \rho v \frac{\partial w}{\partial y} + \rho w \frac{\partial w}{\partial z} = -\frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left[\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right] - \rho g Z$$

که در آن ρ چگالی هوا (kg/m^3)، p فشار در خروجی (N/m^2)، μ ویسکوزیته (N.s/m^2)، g شتاب ثقل (m/s^2) و Z اختلاف ارتفاع (m) و مقادیر u ، v و w به ترتیب نشان دهنده سرعت سیال در راستای x ، y و z می باشد.

معادله انرژی برای سامانه به صورت رابطه زیر لحاظ می گردد:

(رابطه ۱۲)

$$\rho c_p u \frac{\partial T}{\partial x} + \rho c_p v \frac{\partial T}{\partial y} + \rho c_p w \frac{\partial T}{\partial z} = K \left[\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right]$$

برای توصیف تابش خورشیدی و میزان انتقال حرارت در اثر تابش خورشیدی مدل تابش انتقالی گسسته (DTRM) به کار برده شد. برای تعقیب تابش خورشیدی گزینه تعقیب خورشید (sun tracking) علامت گذاری شده و بر اساس طول و عرض جغرافیایی و ساعت به وقت جهانی، میزان شدت تابش محاسبه گردید. انتقال حرارت از طریق تشعشع خورشیدی نیز از رابطه ۱۳ به دست می آید:

(رابطه ۱۳)

$$\frac{dI(r,s)}{ds} + (a + \sigma_s)I(r,s) = an^2 \frac{\sigma T^4}{\pi} + \frac{\sigma_s}{\pi} \int_0^{4\pi} I(r,s)\Phi(s,s')d\Omega'$$

که در آن r و s به ترتیب بردار موقعیت و بردار جهت خورشید، s' بردار پخش، a ضریب جذب، σ_s ضریب پخش، n شاخص بازتاب، σ ثابت استفان بولتزمن، T دمای محیط، Φ تابع فاز، Ω' زاویه فضایی خورشید است.

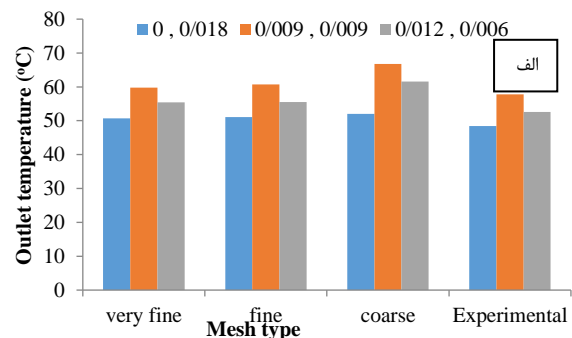
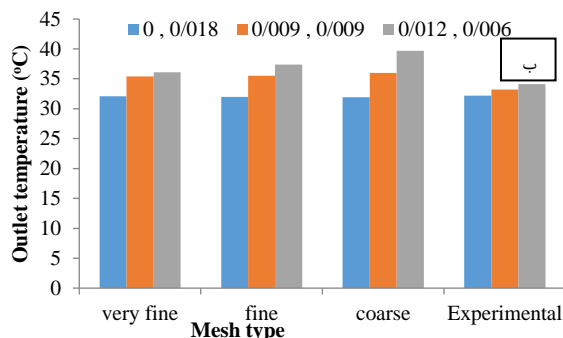
برای تمام آزمایش ها عدد رینولدز محاسبه شده و مقدار عدد رینولدز برای شرایط ۰/۰۱۸، ۰، ۰/۰۰۹، ۰/۰۰۹ و ۰/۰۰۶

برای بررسی استقلال از شبکه سامانه مش بندی شده، از دمای هوای خارج شده از خروجی اول و دوم در شرایط مختلف استفاده گردید. در این تحقیق سه نوع مش شامل مش های خیلی ریز، ریز و درشت در نظر گرفته شد. تعداد المان ها برای این مش ها به ترتیب حدود ۷۰۰ هزار، ۵۰۰ هزار و ۳۰۰ هزار به دست آمد. داده های به دست آمده از نرم افزار با داده های آزمایشگاهی در شرایط مختلف از سرعت هوا در خروجی های اول و دوم مقایسه شده و مناسب ترین مش انتخاب می گردد. مدت زمان صرف شده برای حل مسئله و تحلیل با استفاده از مش های خیلی ریز، ریز و درشت به ترتیب حدود ۴ ساعت و ۳۰ دقیقه، ۱ ساعت و ۴۰ دقیقه و ۳۰ دقیقه به طول انجامید. با توجه به اینکه تفاوت بین داده های به دست آمده از مش های خیلی ریز و ریز معنی دار نبود (کمتر از ۴/۶ درصد نسبت به حالت آزمایشگاهی)، بنابراین شبکه ریز با حدود ۵۰۰ هزار مش برای ادامه تحلیل استفاده شد. میزان اختلاف داده های آزمایشگاهی با داده های نرم افزاری در شبکه های مختلف در شکل ۳ نشان داده شده است.

مطلوب همگرا یا از آن دور شوند (Yang & Blasiak, 2006). برای خشک کن شبیه سازی شده این مقدار کمتر از ۰/۹۲ و به طور میانگین برای تمام ساختار ۰/۴۹ بود. خصوصیات مش ایجاد شده برای سامانه در جدول ۲ نشان داده شده است.

جدول ۲. خصوصیات مش ایجاد شده برای خشک کن با سامانه مبدل حرارتی

ویژگی	کیفیت یا مقدار
نوع مش	ریز
حداقل اندازه	۰/۰۰۰۱۴۹ متر
حداکثر اندازه	۰/۰۰۲۹ متر
تعداد گره	۱۰۹۶۴۵
تعداد المان	۵۵۲۴۶۶
حداقل زاویه	۱۸/۲ درجه
حداکثر زاویه	۱۴۰ درجه
Pinch tolerance	۰/۰۰۱۳۴
Inflation algorithm	Pre
Mesh metric	چولگی
انحراف معیار	۰/۲۷۱۴



شکل ۳. تغییرات درجه حرارت هوا در الف (خروجی اول و ب) خروجی دوم در شبکه های مختلف و مقایسه آن با حالت آزمایشگاهی

خروجی از صفحه برابر با ۶۹/۸ درجه سلسیوس در حالت نیم دبی (۰/۰۰۹ کیلو گرم بر ثانیه)، شدت تابش ۹۵۲ وات بر مترمربع دمای هوای محیط برابر با ۳۵/۵ درجه سلسیوس بود. میزان رطوبت نسبی محیط نیز از ۱۷/۵ تا ۲۴/۶ درصد برای روزهای آزمایش متغیر بود که در اوایل صبح به دلیل رطوبت اولیه بیشترین مقدار بود.

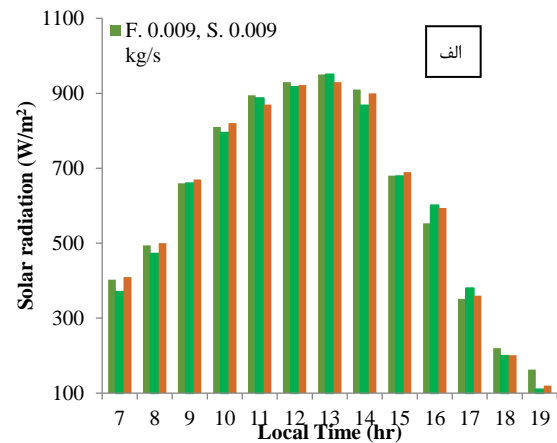
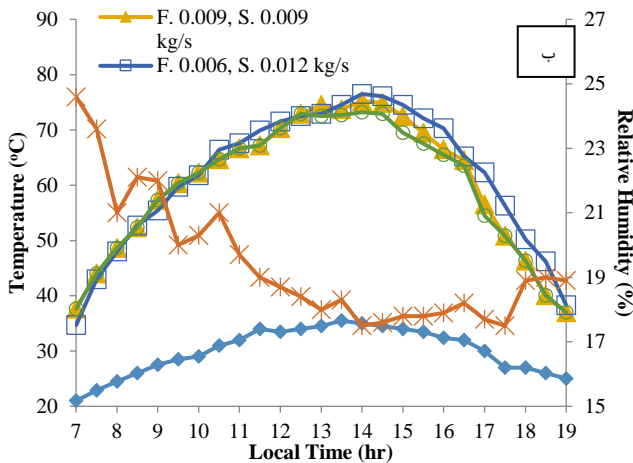
در شکل ۵ روند تغییرات رطوبت نسبی محصول و نرخ خشک شدن محصول نسبت به زمان نشان داده شده است. با توجه به شکل ۵-الف، بیشترین مدت زمان خشک شدن مربوط به هنگامی است که دبی جرمی خروجی اول ۰/۰۱۸ کیلوگرم بر ثانیه است. این امر به دلیل خروج انرژی از سامانه و عدم بازگشت آن به درون خشک کن است. این در حالی است که کمترین مدت زمان خشک شدن مربوط به دبی جرمی برای خروجی اول و دوم

نتایج و بحث

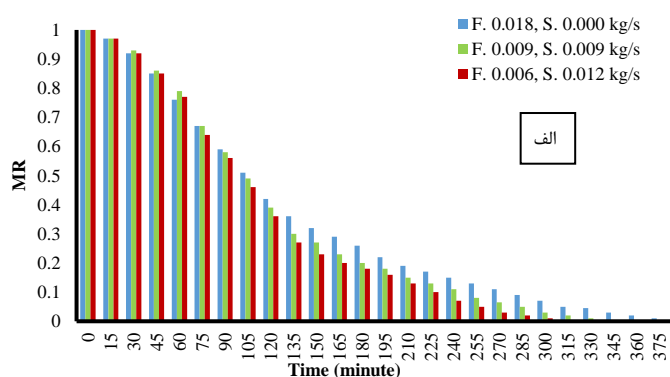
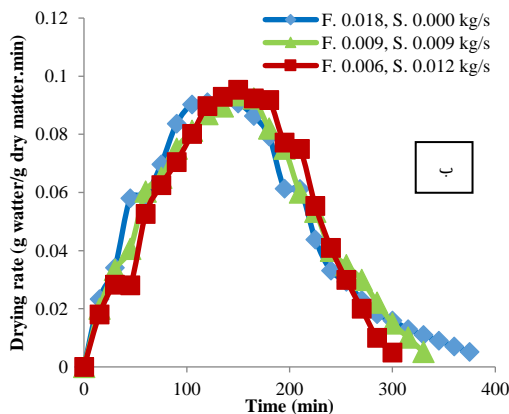
میزان تغییرات تابش خورشیدی دریافتی توسط صفحه جاذب در روزهای آزمایش در شکل ۴ نمایش داده شده است. همان طور که در شکل ۴-الف مشاهده می شود، میزان تابش خورشیدی با گذشت زمان از اوایل صبح افزایش یافته و در حدود ساعت ۱۳:۰۰ به میزان بیشینه خود می رسد و پس از آن روند کاهشی به خود می گیرد. این تغییرات در محدوده ۱۱۰ تا ۹۵۰ وات بر متر مربع می باشد. همچنین در شکل ۴-ب تغییرات میانگین دمای محیط، رطوبت نسبی محیط و دمای خروجی از جمع کننده در روزهای آزمایش با گذشت زمان نشان داده شده است. دمای خروجی از صفحه نیز با تغییر شدت تابش خورشیدی اما با کمی تاخیر ابتدا روند افزایشی و سپس کاهش پیدا می کند، اما این روند برای روزهای آزمایش تقریباً یکسان می باشد. بیشترین مقدار دمای

نرخ خشک شدن کاهش می‌یابد. نرخ خشک شدن محصول برای دبی جرمی ۰/۰۱۸ کیلوگرم بر ثانیه به دلیل وجود انرژی حرارتی اندک در سامانه کمترین میزان می‌باشد.

به ترتیب ۰/۰۰۶ و ۰/۰۱۲ کیلوگرم بر ثانیه است. نمودار مربوط به نرخ خشک شدن نیز نشان می‌دهد که میزان از دست دادن رطوبت با افزایش شدت تابش خورشیدی افزایش یافته و سپس با از بین رفتن آب آزاد محصول و از بین رفتن نیروی کاپیلاریتی،



شکل ۴. الف) تغییرات میانگین دمای محیط، رطوبت نسبی محیط و دمای های خروجی از جمع کننده در روزهای آزمایش و ب) تغییرات شدت تابش خورشید به صفحه جمع کننده، در شرایط مختلف جریان سیال برای خروجی اول و دوم



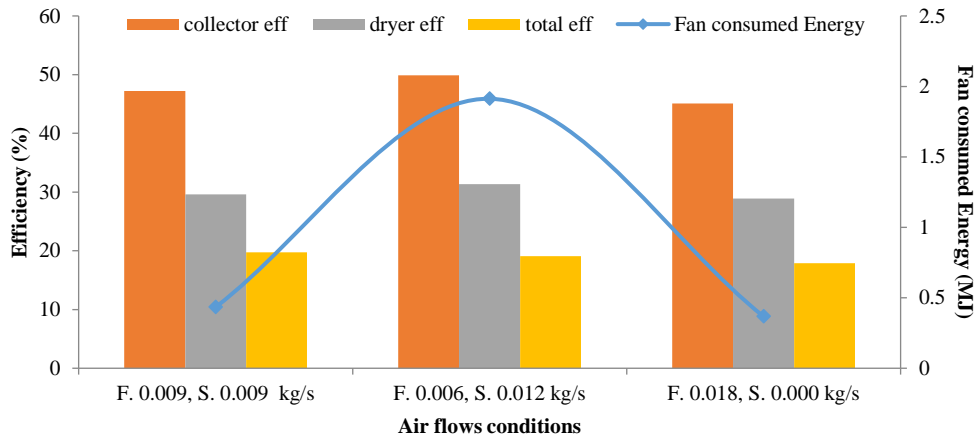
شکل ۵. الف) تغییرات الف) رطوبت نسبی و ب) نرخ خشک شدن ورقه‌های سیب در سه حالت برای خروجی‌های اول و دوم

دوم از ۰/۰۰۹ تا ۰/۰۱۲ کیلوگرم بر ثانیه با آنکه حجم هوای گرم وارد شده به مبدل افزایش می‌یابد، اما راندمان کل کاهش پیدا می‌کند. علت این امر را می‌توان به مصرف توان بیشتر به وسیله فن الکتریکی جهت جبران افت فشار در مبدل ارتباط داد. این میزان افزایش توان، بیشتر از افزایش توان حرارتی تولیدی در سامانه بوده، بنابراین افزایش بیش از حد دبی جرمی در مبدل نه تنها باعث افزایش کارایی کل سامانه نخواهد شد، بلکه می‌تواند باعث افزایش توان مصرفی برای تولید همان میزان حرارتی شود (Motevali, 2013; Eltawil et al., 2018). میزان بازده کل برای سامانه با دبی جرمی ۰/۰۱۸ کیلوگرم بر ثانیه ۱۷/۹۰ درصد، با دبی جرمی یکسان برای هر دو خروجی ۱۹/۷۳ درصد و با دبی

در شکل ۶، میزان تغییرات راندمان حرارتی جمع کننده و راندمان خشک کردن نشان داده شده است. با توجه به نمودار مشاهده می‌شود که با افزایش جریان هوا برای خروجی دوم، راندمان حرارتی جمع کننده و راندمان خشک کردن، افزایش می‌یابد. این امر به دلیل بازگشت هوای گرم به مبدل حرارتی و در نتیجه وارد شدن شار حرارتی بیشتر به سامانه خشک کن و در نهایت صرف این انرژی حرارتی برای خشک کردن محصول اتفاق می‌افتد. اما با توجه به راندمان کل خشک کردن، راندمان کل برای سامانه با افزایش جریان هوا در مبدل (خروجی درجه دوم) از ۰ تا ۰/۰۰۹ کیلوگرم بر ثانیه به دلیل بازگشت هوای گرم به سامانه افزایش می‌یابد. حال آن که با افزایش دبی جرمی برای خروجی

خروجی اول ۰/۰۱۸ کیلو گرم بر ثانیه و بیشترین آن ۱/۹۱ مگا ژول برای دبی جرمی خروجی اول ۰/۰۰۶ کیلو گرم بر ثانیه می-باشد.

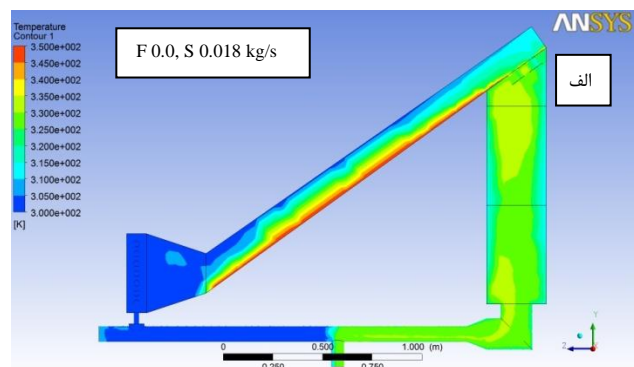
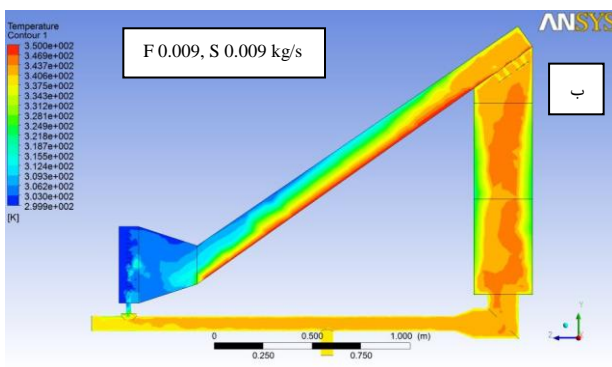
دو برابر برای خروجی دوم ۱۹/۰۷ درصد می‌باشد. میزان توان مصرفی برای فن الکتریکی بر حسب مگا ژول در شکل ۶ قابل مشاهده است که کمترین آن ۰/۳۶ مگا ژول برای دبی جرمی



شکل ۶. تغییرات راندمان جمع کننده، خشک کردن، راندمان کل سامانه و انرژی مصرفی فن در شرایط مختلف برای خروجی اول (F) و دوم (S)

(Aboghara et al., 2017). میانگین دمای سیال در قسمت ورودی به کابینت خشک کن ۶۸/۲ درجه سلسیوس به وسیله نرم افزار تخمین زده شد. در شکل ۷-ب، خروجی اول و دوم دارای دبی جرمی یکسان ۰/۰۰۹ کیلوگرم بر ثانیه بوده و با حرکت سیال به سمت لوله مبدل انتقال حرارت بین هوای ورودی و مبدل انجام گرفته و دمای هوای ورودی به جمع کننده و به تبع آن کابینت خشک کن افزایش می یابد. البته برای جبران افت فشار در سامانه و به دست آوردن دبی جرمی مطلوب برای خروجی دوم، فن بایستی توان بیشتری نسبت به حالت الف صرف نماید. میانگین درجه حرارت سیال وارد شده به کابینت برای این ساعت به میزان ۷۰/۰ درجه سلسیوس به دست آمد که به اندازه ۱/۸ درجه جریان سیال در مبدل صفر است، افزایش دهد.

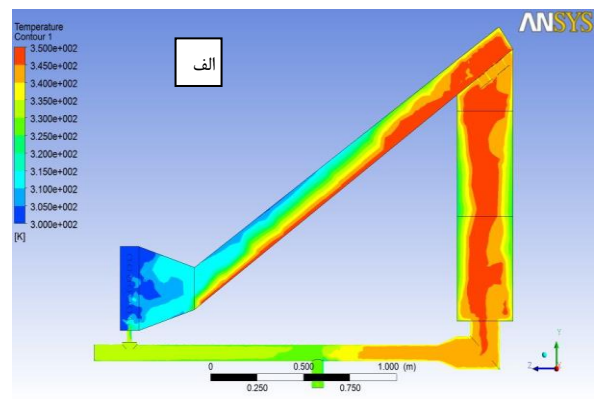
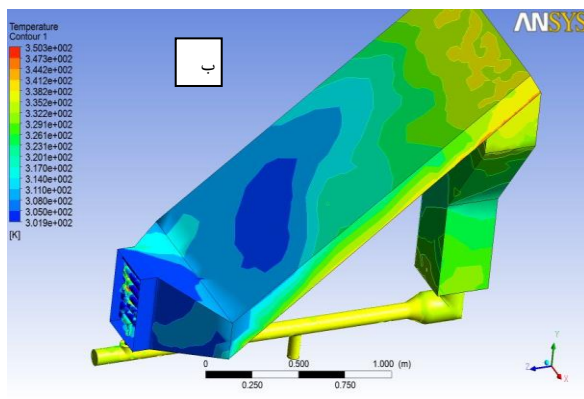
نتایج بدست آمده از تحلیل CFD مدل سه بعدی خشک کن خورشیدی مجهز به مبدل حرارتی و صفحه متخلخل در این قسمت توصیف می شود. نمودارهای توزیع دمای هوای جریان یافته در خشک کن برای حالت هایی که دبی جرمی خروجی اول و دوم به ترتیب ۰/۰۱۸، ۰ و ۰/۰۰۹، ۰/۰۰۹ کیلوگرم بر ثانیه است، در ساعت ۱۲:۰۰ به وقت محلی، در شکل ۷ نشان داده شده است. همان طوری که در شکل ۷-الف مشخص است، به علت باز بودن کامل خروجی اول، جریان هوا حرکتی به قسمت بازیافت کننده انرژی (مبدل حرارتی) نداشته و حرارتی از طریق مبدل بازیافت کننده توسط هوای ورودی به صفحه جمع کننده وارد نمی شود. جریان هوا در طول صفحه، توزیع یکنواخت و همگن داشته و در خروجی صفحه این جریان متلاطم می شود. کمترین میزان دما در ورودی صفحه و بیشترین میزان آن در روی صفحه جمع کننده که در تماس با هوای جاری در سامانه است، می باشد



شکل ۷. توزیع کانتورهای دما در ساعت ۱۲:۰۰ به وقت محلی برای دبی های متفاوت برای خروجی اول و خروجی دوم

برای خروجی اول و دوم یکسان است، به ترتیب به میزان ۷/۹ و ۵/۱ درصد افزایش داشته است. یادآور می‌شود برای جبران افت فشار در مبدل و به وجود آوردن دبی جرمی مطلوب در خروجی دوم توان مصرف شده در فن نسبت به دو حالت قبل بیشتر می‌باشد. این نتیجه با نتایج به دست آمده از تحقیقات مشابه که از جریان های مختلف برای خشک نمودن استفاده نموده‌اند، مطابقت دارد (Khoshhal et al., 2009; Motevali et al., 2013).

در شکل ۸ توزیع کانتور حرارتی برای خشک‌کن هنگامی که دبی خروجی اول ۰/۰۰۶ کیلوگرم بر ثانیه و خروجی دوم ۰/۰۱۲ کیلوگرم بر ثانیه است را نشان می‌دهد. در این حالت سیال با دمای بالاتر وارد مبدل حرارتی شده و تبادل حرارتی با هوای ورودی به جمع‌کننده باعث افزایش بیشتر دمای سیال وارد شده به جمع‌کننده نسبت به دو حالت قبل می‌شود. میزان افزایش دما در این حالت ۷۳/۶ درجه سلسیوس برآورد شده است که نسبت به حالتی که از مبدل استفاده نمی‌شود و حالتی که دبی جرمی



شکل ۸. توزیع کانتورهای دما در ساعت ۱۲:۰۰ به وقت محلی با دبی ۰/۰۰۶ کیلوگرم بر ثانیه برای خروجی اول (الف) صفحه گذرنده از مرکز سامانه، (ب) دیواره خارجی سیال جاری در جمع‌کننده، خشک‌کن و مبدل حرارتی.

خشک‌کن می‌شود، اما مصرف نمودن توان الکتریکی برای فن جهت به وجود آوردن آن میزان دبی جرمی باعث می‌گردد که نتوان این حالت را برای به عنوان دبی جرمی مناسب برای سامانه پیشنهاد نمود. بنابراین با توجه به محاسبات مربوط به انرژی تولیدی و مصرفی، حالت یکسان برای دبی جرمی خروجی اول و دوم به عنوان گزینه مناسب برای سامانه خشک‌کن کابینتی پیشنهاد می‌شود. نتایج داده‌های مربوط به شار حرارتی ایجاد شده توسط جمع‌کننده برای روش آزمایشگاهی و نرم افزاری در حالت دبی جرمی یکسان برای ورودی اول و دوم در جدول ۳ نشان داده شده است. برای هر دو حالت، میزان شار حرارتی کل با سپری شدن زمان افزایش یافته، به بیشترین مقدار خود رسیده و سپس کاهش پیدا می‌کند. بیشترین میزان شار حرارتی برای حالت آزمایشگاهی در ساعت ۱۴ و برای حالت تحلیلی در ساعت ۱۳ اتفاق می‌افتد. این تاخیر به دلیل تفاوت زمانی بین جذب تابش خورشیدی و تبدیل آن به انرژی حرارتی به وجود آمده است. نتایج مشابه در این زمینه را می‌توان در مطالعات دیگر مشاهده نمود (Ingle et al., 2013; Adeniyi et al., 2012). مجموع توان حرارتی دریافت شده در روز برای خشک‌کن در سه حالت، دبی کامل برای خروجی اول (اول ۰/۰۱۸ و دوم صفر کیلوگرم بر ثانیه)،

به دلیل عایق‌بندی مناسب سامانه، افت توان حرارتی و میزان شارش حرارت به قسمت محیطی خشک‌کن اندک می‌باشد. با خروج جریان هوای داغ از محفظه خشک‌کن، هوای جاری به سمت خروجی‌های مدار خشک‌کن امتداد پیدا کرده، یکی از جریان‌ها به سمت خروجی اول و دیگری به سمت خروجی دوم که شامل مبدل حرارتی است و خود در ورودی جمع‌کننده به عنوان گرم‌کن استفاده می‌شود، هدایت می‌گردد. در شکل ۸ - ب میزان تغییرات درجه حرارت در دیواره‌های خشک‌کن قابل مشاهده است. با حرکت سیال در داخل لوله‌های مبدل، میزان درجه حرارت قسمت ابتدایی مبدل بیشینه بوده و بیشتر گرمای ورودی به مبدل در این قسمت به سیال ورودی به جمع‌کننده منتقل شده و در انتهای آن به کمینه مقدار خود می‌رسد. جریان هوای داغ از ورودی مبدل باعث گرم شدن دیواره مبدل شده و در اثر برخورد هوای ورودی به مبدل، به تدریج دمای دیواره مبدل با هوای ورودی به تعادل می‌رسد.

با توجه به شرایط ذکر شده برای حالت‌های مختلف آزمایش و با مقایسه انرژی تولیدی و مصرفی توسط مبدل حرارتی می‌توان چنین استنباط نمود که هر چند افزایش میزان دبی جرمی برای مبدل حرارتی باعث افزایش میزان شار حرارتی وارد شده به سامانه

این مقدار با مقادیر به دست آمده از نتایج محققان در این زمینه هم‌خوانی خوبی داشت (Gunjo et al., 2017; Velmurugan and Kalaivanan, 2015).

در شکل ۹ ورقه‌های گوجه‌فرنگی خشک شده در شرایط مختلف برای جریان هوا (خروجی اول و دوم) و در مقابل آفتاب نشان داده شده است. مشاهده می‌شود که استفاده از مبدل حرارتی هیچ‌گونه اثر منفی بر رنگ گوجه‌فرنگی‌های خشک شده نداشته و در تمام موارد کیفیت رنگ ورقه‌ها بهتر از حالت خشک شده در مقابل آفتاب است.

دبی یکسان برای هر دو خروجی (اول ۰/۰۰۹ و دوم ۰/۰۰۹ کیلوگرم بر ثانیه) و دبی دو برابر برای خروجی دوم (اول ۰/۰۰۶ و دوم ۰/۰۱۲ کیلوگرم بر ثانیه) به ترتیب ۹/۶، ۱۱/۲ و ۱۰/۶ کیلو وات به دست آمد.

داده‌های به دست آمده از شبیه سازی جمع کننده به روش CFD با داده‌های آزمایشگاهی مقایسه شده و نتایج نشان داد که همبستگی مناسبی بین داده‌های پیش‌بینی شده توسط CFD و داده‌های آزمایشگاهی وجود دارد و مدل آشفتگی انتخاب شده، مدل مناسبی جهت تحلیل می‌باشد. میانگین میزان خطای نسبی برای شارش حرارتی در این تحقیق ۶/۹ درصد محاسبه شد که

جدول ۳ مقایسه دمای حاصل از داده‌های آزمایشگاهی خروجی از صفحه جمع کننده با داده‌های حاصل از آنالیز CFD در دبی جرمی یکسان برای ورودی اول و

دوم

دبی جرمی (کیلوگرم بر ثانیه)	ساعت محلی	دمای هوای ورودی (درجه سلسیوس)	شارش حرارت آزمایشگاهی (وات بر متر مربع)	شارش حرارت نرم افزاری (وات بر متر مربع)
	۸	۲۲/۰	۲۹۸/۸	۳۲۲/۳
	۹	۲۴/۲	۴۰۱/۱	۴۴۲/۷
	۱۰	۲۹/۰	۵۰۱/۳	۵۵۳/۴
اول ۰/۰۰۹	۱۱	۳۱/۰	۶۴۳/۵	۶۹۰/۹
دوم ۰/۰۰۹	۱۲	۳۴/۰	۷۰۴/۶	۷۴۰/۶
کیلوگرم بر ثانیه	۱۳	۳۵/۰	۷۷۶/۴	۸۸۰/۳
	۱۴	۳۶/۰	۷۹۴/۶	۸۱۰/۵
	۱۵	۳۵/۵	۷۹۵/۴	۷۹۰/۴
	۱۶	۳۵/۰	۷۲۳/۵	۷۳۰/۶
	۱۷	۳۴/۲	۵۳۱/۲	۶۴۱/۹



ورقه گوجه‌فرنگی تازه



درمقابل آفتاب



بدون مبدل حرارتی
(F0.018, S0.00)



با مبدل حرارتی
(F0.009, S0.009)



با مبدل حرارتی
(F0.006, S0.012)

شکل ۹. ورقه‌های گوجه‌فرنگی خشک شده در شرایط مختلف

برای تقویت کارایی خشک‌کن استفاده گردید و با توجه به بازده کل به دست آمده مشخص است که بکار بستن سامانه صفحه متخلخل با جریان بازگشتی توانسته است تا حد قابل قبولی بازده خشک‌کن را بدون تغییر کیفیت رنگ محصول افزایش دهد.

نتیجه‌گیری

در این تحقیق عملکرد صفحه جمع کننده و خشک‌کن خورشیدی مجهز به مبدل حرارتی با جریان بازگشتی هوای داخل خشک‌کن

با بررسی سایر تحقیقاتی که بر روی بررسی بازده خشک کردن در شرایط مشابه انجام گرفته است، حداکثر بازده خالص خشک‌کن ۱۷/۰۱ (Arabhosseini et al., 2019)، ۱۹/۰۷ (Eltawil et al., 2018) و ۱۵/۶ (Amer et al., 2010) درصد و ۱۳ درصد (Fudholi et al., 2014) حاصل شد. این در حالی است که بازده خالص سامانه خشک‌کن با استفاده از سامانه جریان بازگشتی با دبی‌های مساوی در خروجی اول و دوم ۱۹/۷۳ درصد به دست آمد. در تحقیقات اشاره شده نیز از سامانه‌های تلفیقی

خروجی‌های اول و دوم نشان داد که هبستگی خوبی بین داده‌های تجربی و پیش‌بینی شده با استفاده از نرم افزار در نقاط مختلف از خشک‌کن وجود دارد (با معیار میانگین خطای نسبی). همچنین نتایج نشان داد، استفاده از حالت دبی کامل برای خروجی اول (۰/۰۱۸ کیلوگرم بر ثانیه) و دبی دو برابر برای خروجی دوم (۰/۰۱۲ کیلوگرم بر ثانیه) باعث کاهش راندمان کل خشک‌کن می‌شود، در حالی که استفاده از حالت نیم دبی برای خروجی اول و دوم (۰/۰۰۹ کیلوگرم بر ثانیه) باعث بهبود عملکرد سامانه می‌گردد. میزان حرارت ایجاد شده در این حالت به اندازه ۱۱/۲ کیلو وات برآورد شد. استفاده از مبدل حرارتی هیچ‌گونه اثر منفی بر کیفیت رنگ ورقه‌های گوجه‌فرنگی خشک شده نداشت.

به مبدل و صفحه جاذب متخلخل از لحاظ انرژی تولیدی و مصرفی، مورد ارزیابی قرار گرفت. علاوه بر آن چگونگی توزیع درجه حرارت در نقاط مختلف خشک‌کن و میزان شار حرارتی ایجاد شده با استفاده از روش CFD در حالت‌های مختلف از خروجی‌های اول و دوم بررسی شد. نتایج حاصل از ارزیابی‌ها نشان داد که استفاده از مبدل حرارتی باعث افزایش بازده کل خشک‌کن می‌شود. میزان انرژی خالص تولید شده توسط سامانه هنگامی که دبی جرمی هوای خارج شده از سامانه برای هر دو خروجی اول و دوم یکسان است بیشتر از بقیه حالت‌ها با راندمان ۱۹/۷۳ درصد بود. پاسخ‌های تحلیلی به دست آمده از نرم افزار با داده‌های تجربی حاصل از آزمایش در سطوح مختلف از دبی جرمی برای

REFERENCES

- Adeniyi, A. A., Mohammed, A. & Aladeniyi, K. (2012). Analysis of a Solar Dryer Box with Ray Tracing CFD Technique. *International Journal of Scientific & Engineering Research*, 3(10).
- Abogbara, A., Baharudin, B. T. H. T., Alghol, M. A., Adam, N. M., Hairuddin, A. A. & Hasan, H. A. (2017) Performance analysis of solar air heater with jet impingement on corrugated absorber plate. *Case Study of Thermal Engineering*, (10), 111-120.
- Amer, B. M. A., Hossain, M. A. & Gottschalk, K. (2010). Design and performance evaluation of a new hybrid solar dryer for banana. *Energy conversion and management*, 51(4), 813-820.
- Bala, B. K., Janjai, S. (2005). Solar drying of fish (Bombay Duck) using solar tunnel dryer. *International Energy Journal*, 28(2), 91-102.
- Cakmak, G. & Yildiz C. (2011). The drying kinetics of seeded grape in solar dryer with PCM-based solar integrated collector. *Food Bioproduct Processing*, 89, 103-108.
- DanlamiMusa, S., Zhonghua, T., Ibrahim, A. & Habib, M. (2018). China's energy status: A critical look at fossils and renewable options. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 81(2), 2281-2290.
- Eltawil, M. A., Azam, M. M. & Alghannam, A. O. (2018). Solar PV powered mixed-mode tunnel dryer for drying potato chips. *Renewable Energy*, 116, 594-605.
- Fleming, A., Folsom, C., Ban, H. & Ma, Z. (2017). A general method to analyze the thermal performance of multi-cavity concentrating solar power receivers. *Renewable Energy*, 150, 608-618.
- Fudholi, A., Sopian, K., Yazdi, M. H., Ruslan, M. H., Gabbasa, K. M. & Hussein, A. (2014). Performance analysis of solar drying system for red chili. *Solar Energy*, 99, 47-54.
- Gholamzadeh, E. & Kim, M. H. 2016. CFD (computational fluid dynamics) analysis of a solar-chimney power plant with inclined collector roof. *Energy*, 107, 661-667.
- Ghaffari, A. & Mehdipour, R. (2015). Modeling and improving the performance of cabinet solar dryer using computational fluid dynamics. *International Journal of Food Engineering*, 11(2), 157-172.
- Gunjo, D. G., Mahanta, P. & Robi, P. S. (2017). CFD and experimental investigation of flat plate solar water heating system under steady state condition. *Renewable Energy*, 106, 24-36.
- Hu, J., Sun, X., Xu, J. & Li, Z. (2013). Numerical analysis of mechanical ventilation solar air collector with internal baffles. *Energy and Buildings*, 62, 230-238.
- Hung, T. C., Huang, T. J., Lee, D. S., Lin, C. H., Pei, B. S. & Li, Z. Y. (2017). Numerical analysis and experimental validation of heat transfer characteristic for flat-plate solar air collector. *Applied Thermal Engineering*, 111, 1025-1038.
- Ingle, P.W., Pawar, A.A., Deshmukh, B.D. & Bhosale, K.C. (2013). CFD Analysis of Solar Flat Plate Collector. *International Journal of Emerging Technology and Advanced Engineering*, 3(4), 337-342.
- Khosshal, A., Rahimi, M. & Alsaira, A. A. (2009). CFD Investigation on the effect of air temperature on air blowing cooling system for preventing tube rupture. *International Communication of Heat and Mass Transfer*, 36, 750-756.
- Mirade, P. S. (2003). Prediction of the air velocity field in modern meat dryers using unsteady computational fluid dynamics (CFD) models. *Journal of Food Engineering*, 60(1), 41-48.
- Motahayyer, M., Arabhosseini, A., Samimi-Akhijahani, H. & Khashechi, M. (2018). Application of computational fluid dynamics in optimization design of absorber plate of solar dryer. *Iranian Journal of Biosystem Engineering*, 49 (2), 285-294. (In Farsi)
- Motevali, A. (2013). Design and Evaluation of a Parabolic Sun Tracking Collector for Drying of Mint [Ph.D. Thesis.], TarbiatModares University.

- Tehran, Iran.
- Othman, M. F., Adam, A., Najafi, G. & Mamat, R. (2017). Green fuel as alternative fuel for diesel engine: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 80, 694-709.
- Pandey, K. M. & Chaurasiya, R. (2017). A review on analysis and development of solar flat plate collector. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 67, 641-650.
- Samimi-Akhijahani, H. & Arabhosseini, A. (2018). Accelerating drying process of tomato slices in a PV-assisted solar dryer using a sun tracking system. *Renewable Energy*, 123, 428-438.
- Samimi-Akhijahani, H., Arabhosseini, A. & Kianmehr, M. H. (2017). Comparative quality assessment of different drying procedures for plum fruits (*Prunus domestica* L.). *Czech Journal of Food Engineering*, 35, 449-455
- Selmi, M., Al-Khawaja, M. J. & Marafia, A. (2008). Validation of CFD simulation for flat plate solar energy collector. *Renewable Energy*, 33(3), 383-387.
- Shahi, N. C., Khan, J. N., Lohani, U. C., Singh, A. & Kumar, A. (2011). Development of poly house type solar dryer for Kashmir valley. *Journal of Food science and Technology*, 48(3), 290-295.
- Sharafeldin, M. A., & Grof, G. (2018). Evacuated tube solar collector performance using CeO₂/water nanofluid. *Journal of Cleaner Production*, 185, 347-356.
- Usub, T., Lertsatitthanakorn, C., Poomsa-ad, N., Wiset, L., Yang, L. & Siriamornpun, S. (2008). Experimental performance of a solar tunnel dryer for drying silkworm pupae. *Biosystems Engineering*, 101: 209 – 216.
- Varol, Y. & Oztop, H. F. (2008). A comparative numerical study on natural convection in inclined wavy and flat-plate solar collectors. *Building and Environment*, 43(9), 1535-1544.
- Velmurugan, P., & Kalaivanan R. (2015). Energy and exergy analysis of solar air heaters with varied geometries, *Arabian Journal of Science and Engineering*, 40 (4), 1173-1186.
- Yang, W. & Blasiak, W. (2006). CFD as applied to high temperature air combustion in industrial furnaces. *IFRF Industrial Combustion Journal* 200603.
- Yongson, O., Badruddin, I. A., Zainal, Z. A. & Narayana, P. A. (2007). Airflow analysis in an air conditioning room. *Building and Environment*, 42(3), 1531-1537.
- Zamanian, M. & Zomoradiyan, A. (2013). Effect of lattice absorbent porosity on the efficiency of solar air heater with staircase cover of glass. *Two Iranian Journal of Biomedical Engineering*, 2, 113-118. (In Farsi)
- Zhao, X., Wang, Z. & Tang, Q. (2010). Theoretical investigation of the performance of a novel loop heat pipe solar water heating system for use in Beijing, China. *Applied Thermal Engineering*, 30(16), 2526-2536.