



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

هادی صمیمی اخیحجانی^۱، اکبر عرب حسینی^۲، مهرنوش متحیر رزداری^۳، فرهاد فاتحی^۴

^۱استادیار گروه مهندسی بیوسیستم دانشگاه کردستان؛ h.samimi@uok.ac.ir

^۲استادیار گروه مهندسی بیوسیستم پردیس ابوریحان دانشگاه تهران؛ ahosseini@ut.ac.ir

^۳دانش آموخته کارشناسی ارشد مهندسی بیوسیستم پردیس ابوریحان دانشگاه تهران؛ m.motehayyer@uok.ac.ir

^۴دانش آموخته کارشناسی ارشد مهندسی بیوسیستم دانشگاه تبریز؛ farhadfatehi.87@gmail.com

چکیده

انرژی خورشیدی بطور گسترده در ایران برای خشک کردن محصولات کشاورزی استفاده می شود که نوع کابینتی از انواع رایج خشک کن های خورشیدی می باشد. برای بهبود روند خشک کردن و صرفه جویی در مصرف انرژی و کاهش قیمت تمام شده محصول خشک شده، نیاز به طراحی درست و بهینه دستگاه های خشک کن با استفاده از روش های شبیه سازی عددی و محاسباتی است. در این تحقیق از روش دینامیک سیال محاسباتی (CFD) برای شبیه سازی جریان انتقال گرما و چگونگی توزیع درجه حرارت در صفحه خشک کن خورشیدی مجهز به سامانه مبدل حرارتی و صفحه متخلخل استفاده شد. نتایج این مطالعه نشان داد محدود نمودن دبی خروجی برای افزایش جریان سیال در مبدل باعث کاهش کارایی خشک کن و مبدل حرارتی می شود. این در حالی است که با تقسیم جریان هوا بین مبدل و خروجی سامانه عملکرد سامانه حداقل به اندازه ۱۴ درصد و حداکثر به اندازه ۴۹ درصد بهبود بخشیده و شار حرارتی بیشتری وارد سازه می گردد.

کلمات کلیدی: جمع کننده خورشیدی، شار حرارتی، روش CFD، دبی سیال.

Investigation of solar dryer equipped with heat exchanger and porous plate

Hadi Samimi Akhijahani, Akbar Arabhosseini, Mehrnosh Motehayyer Razdari, Fahad Fatehi

Assistant Professor of Department of Biosystem Engineering, University of Kurdistan, Iran;

h.samimi@uok.ac.ir

Associate Professor of Department of Biosystem Engineering, University of Tehran, Aboreyhan Campus, Iran; ahosseini@ut.ac.ir

M.Sc. graduated student of Department of Biosystem Engineering, University of Tehran, Aboreyhan Campus, Iran; m.motehayyer@ut.ac.ir

M.Sc. graduated student of Department of Biosystem Engineering, University of Tabriz, Iran;

farhadfatehi.87@gmail.com

ABSTRACT

Solar energy is widely used in Iran to dry agricultural products and the cabinet dryer is the most common types of solar dryers. To improve the drying process, saving thermal energy and reducing the cost of dried product, it is necessary to optimize the drying equipment with proper design. In this study, the computational fluid dynamics (CFD) method used to simulate the heat flow and distribution of temperature on a cabinet solar dryer equipped with heat exchanger and porous plate. The results showed that limiting the outlet flow to increase fluid flow through the heat exchanger would reduce the efficiency of the dryer and the heat exchanger. However, by splitting the airflow between exchanger tube and output tube, more heat flux entered to the collector thus the thermal performance of the dryer improved (minimum 14% and maximum 49%).

Keywords: CFD Method, Fluid flow, Heat flow, Solar collector.

^۱ - هادی صمیمی اخیحجانی؛ استان کردستان، دانشکده کشاورزی، گروه مهندسی بیوسیستم، ایمیل: h.samimi@uok.ac.ir



آمارها نشان می‌دهند که جمعیت جهان تا اواسط قرن کنونی دو برابر شده است و این افزایش جمعیت نیازمند رشد در زمینه‌های صنعتی و اقتصادی می‌باشد. کاهش میزان تلفات در محصولات کشاورزی به خصوص در کشورهای در حال توسعه که دارای مزارع کوچک می‌باشند و حدود ۸۰ درصد این تولیدات در این بخش تامین می‌گردد، توجه به این زمینه را دو چندان می‌کند (Shahi et al., 2011). نگهداری محصولات کشاورزی بهترین روش برای کاهش تلفات و مانع از بین رفتن محصولات کشاورزی و غذایی می‌باشد و در همه ی کشورها اهمیت آن آشکار گردیده است (Samimi et al., 2017). یکی از روش‌های نگهداری استفاده از روش خشک کردن است. فرآوری و خشک کردن محصولات کشاورزی را به روش‌های مختلف صورت می‌پذیرد و می‌توان گفت یکی از ارزان ترین و ساده ترین روش‌ها استفاده از خشک کن‌های خورشیدی است (Samimi and Arabhosseini, 2018). در خشک‌کن‌های خورشیدی محتوای رطوبتی محصول، دمای صفحه جاذب و دمای هوای جاری در خشک‌کن بطور همزمان با تغییر دمای محیط و افزایش شدت تابش خورشید تغییر می‌کند. از سوی دیگر نرخ خشک شدن محصولات متأثر از شرایط آب و هوایی مانند تعداد ساعات آفتابی، میزان تشعشع خورشیدی، رطوبت نسبی و درجه حرارت محیط و سرعت باد می‌باشد (Shahi et al., 2011). یکی از مشکلات مهم بر سر راه استفاده از خشک کن‌های خورشیدی مدت زمان طولانی برای خشک کردن محصول می‌باشد. بنابراین برای بهبود روند خشک شدن و صرفه جویی در مصرف انرژی و کاهش قیمت تمام شده محصول خشک شده، نیاز به طراحی درست و بهینه دستگاه‌های خشک‌کن می‌باشد (Ingle et al., 2013). در این راستا مطالعات مشابهی نیز در زمینه بهبود عملکرد جمع‌کننده‌های خورشیدی صورت گرفته که از جمله آن می‌توان به مواردی نظیر استفاده از مواد تغییر فاز دهنده در داخل جمع‌کننده (Cakmak and Yildiz, 2011b)، متمرکز کننده‌های تشعشعات خورشیدی (Fleming et al., 2017)، ترکیب با پمپ حرارتی (Rad et al., 2013)، بهبود ساختار و ابعاد جمع‌کننده (Abogbara et al., 2017) و استفاده از جمع‌کننده با قابلیت تعقیب پرتوهای خورشید اشاره نمود (Samimi and Arabhosseini, 2018).

دینامیک سیالات محاسباتی (CFD) یک ابزار شبیه‌سازی مناسبی، برای مدل‌سازی جریان‌های گرما و سرعت هوا به صورت عددی و گرافیکی می‌باشد. در این روش با استفاده از پیش‌بینی‌های انجام شده از دما و سرعت هوای نقاط مختلف خشک‌کن می‌توان میزان محاسبه نرخ کاهش رطوبت محصول را محاسبه نموده و شرایط بهینه جهت استفاده حداکثر از تشعشعات خورشیدی را به دست آورد (Mirade, 2003; Selmi et al., 2008). روش دینامیک سیالات محاسباتی در موارد مختلفی از صنعت و کشاورزی برای تحلیل، ارزیابی و محاسبه عملکرد تجهیزات لازم برای انجام فرآیندهای حرارتی مورد استفاده در صنعت و کشاورزی استفاده می‌شود از جمله: خشک‌کن‌های پاششی (Kieviet et al., 1997)، محفظه‌های خشک‌کن خورشیدی (Adeniyi et al., 2012)، صفحات جمع‌کننده خورشیدی (Pandey and Chaurasiya, 2017) و سامانه هیبریدی خشک‌کن (Samimi and Arabhosseini, 2018). یکی از پرکاربردترین نوع خشک‌کن‌های خورشیدی، خشک‌کن خورشیدی کابینتی می‌باشد که در این نوع، محفظه خشک‌کن و صفحه جاذب از هم جدا بوده و به همین سبب محصول در حال خشک شدن در معرض تابش مستقیم خورشید قرار نگرفته و در نتیجه کیفیت رنگ محصول حفظ خواهد شد. بنابراین تحقیقات زیادی در زمینه بهینه‌سازی خشک‌کن‌های خورشیدی انجام پذیرفته است. در یک تحقیقی برای تحلیل حرارتی لوله‌های بکار رفته در داخل جمع‌کننده خورشیدی و تحلیل اکسرژی صفحه جمع‌کننده بر اساس قانون اول ترمودینامیک و با استفاده از روش CFD انجام شد. نتایج بدست آمده نشان داد، داده‌های تجربی و داده‌های عددی مطابقت خوبی با هم دارند (Gunjo et al., 2017). در تحقیقی که در مورد تحلیل حرارتی و بدست آوردن مقادیر بهینه پارامترها در سیستم آبگرمکن خورشیدی صورت گرفت، نتایج حاصل از تحلیل CFD نشان داد بیشینه دما (۷۲ درجه سلسیوس) یا جریان سیال ۵/۱ لیتر بر دقیقه اتفاق می‌افتد (Zhao et al., 2010). برای بدست آوردن یک ساختار بهینه از جمع‌کننده، سه نوع صفحه و چندین نسبت جریان برای کانال در نظر گرفته، با هم مقایسه شده و حالت بهینه انتخاب شد (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 می‌باشد (Varol and Oztop, 2008). یک جمع‌کننده خورشیدی با سپرهای داخلی و تهویه مکانیکی با ساختار ساده به روش دینامیک سیالات محاسباتی مورد ارزیابی قرار گرفت. پس از آن یک مدل عددی برای پیش‌بینی جریان هوا و میزان انتقال حرارت بدست آورده شد. مدل بدست آمده همبستگی خوبی با داده‌های واقعی داشتند (Hu et al., 2013). در تحقیقی اثر دو نوع پوشش شیشه‌ای را بر روی راندمان صفحه جاذب مورد ارزیابی قرار گرفت. نتایج نشان داد که استفاده از پوشش شیشه‌ای به صورت پله‌ای عملکرد بهتری نسبت به نوع معمولی دارد (Zamanian and Zomorodian, 2013). بنابراین با توجه به بررسی‌های انجام شده هدف از این تحقیق مقایسه عملکرد صفحه جاذب یک خشک‌کن خورشیدی در دو حالت با تخلخل و بدون تخلخل، از نظر ضریب انتقال و مقدار گرمای انتقال یافته با استفاده از داده‌های تجربی است.

برای انجام آزمایش و بدست آوردن ضریب انتقال حرارت صفحه جاذب در دو حالت با تخلخل و بدون تخلخل، از یک خشک کن خورشیدی ساخته شده در پردیس ابوریحان دانشگاه تهران، استفاده شد. خشک کن شامل یک صفحه جمع کننده به طول ۲۰۰۰ میلی متر و عرض ۹۵۰ میلی متر، تخته چوب صنوبر بوده که با پشم شیشه کاملاً عایق بندی شده است. سایر اجزای خشک کن ها شامل چارچوب نگهداره، محفظه خشک کن به همراه سینی های توری برای نگهداری نمونه ها، کانال های خروجی جریان هوا برای اتصال خروجی صفحه جاذب به ورودی کابینت خشک کن، دمنده الکتریکی DC ۱۲ ولت به مدل Sunnon، تخته های نگهدارنده، شیشه به ضخامت چهار میلی متر می باشند. فاصله بین صفحه جاذب و شیشه ۲۰۰ میلی متر در نظر گرفته شده است (Amer et al., 2010) که در انتهای صفحه، این ارتفاع برای جبران افت فشار به ۱۳ سانتی متر می رسد (شکل ۱). با استفاده از پمپ پیستوله، رنگ سیاه بر روی سطح صفحه جمع کننده پاشیده شده تا بیشترین میزان ضریب جذب را داشته باشد. انتقال گرما از محفظه جمع کننده به محفظه خشک کن توسط کانال هوای ساخته شده از ورق گالوانیزه به ضخامت یک میلی متر صورت گرفته و محفظه خشک کن ها نیز به همین صورت از این ورق ساخته شده و توسط پشم شیشه با ضریب هدایت حرارتی 0.038 وات بر متر در درجه سلسیوس و ضخامت ۳ سانتی متر کاملاً عایق شده است. سوراخ های ایجاد شده در صفحه جاذب متخلخل دارای قطر شش میلی متر و با فاصله $2/5$ سانتی متر از در نظر گرفته شدند. داده گیری از خشک کن در شرایط محیطی با رطوبت نسبی ۲۳-۱۷ درصد و دمای ۲۳-۲۸ درجه سلسیوس انجام شد. برای محاسبه میزان درجه حرارت در نقاط مختلف صفحه جاذب از ترموکوپل نوع T استفاده شد که با استفاده از ثبت کننده داده DL-9601A, Lutron، با دقت 0.1 درجه سلسیوس هر ۱۰ دقیقه، عمل داده گیری انجام شد. برای اندازه گیری سرعت جریان هوای در جمع کننده، دستگاه سرعت سنج باد Lutron مدل AM-4206 با دقت 0.1 متر بر ثانیه استفاده شد که در فواصل زمانی ۱۰ دقیقه با قرار دادن آن در خروجی کابینت خشک کن، سرعت هوای جاری در خشک کن اندازه گیری می شد. برای اندازه گیری رطوبت هوای محیط از یک دستگاه رطوبت سنج HT.3006, Taiwan با دقت سه درصد استفاده شد که همزمان با اندازه گیری دمای اجزای خشک کن، رطوبت هوا نیز اندازه گیری شد. میزان تابش دریافتی از خورشید به صفحه جمع کننده با استفاده از سولاریمتر TES-1333R, Taiwan با دقت یک وات بر مترمربع استفاده شد. سولاریمتر مورد نظر به صورت موازی در کنار صفحات جاذب قرار داده شد تا تغییرات تابش خورشید را در طول زمان ثبت نماید. برای استفاده حداکثری از انرژی تولید شده در خشک کن از سامانه جریان بازگشتی مجهز به یک مبدل حرارتی استفاده شد. دبی خروجی اول قابل کنترل و تنظیم بود. آزمایش در سه روز برای دبی های مختلف از خروجی های خشک کن (خروجی اول) در نظر گرفته شد. سه دبی از خروجی اول شامل کاملاً باز، نیمه باز و کاملاً بسته مورد مطالعه قرار گرفت. آزمایش ها در روزهای ۲۸ و ۲۹ و ۳۰ خرداد ماه سال ۱۳۹۵ انجام شد. داده گیری در ساعت مشخصی (از ساعت ۱۲:۰۰ تا ساعت ۱۳:۰۰) از روز برای حالت های مختلف صورت می گرفت. دبی ورودی به داخل محفظه خشک کن 0.18 kg/s در نظر گرفته شد.



Figure 1. View of the solar dryer with collector plate, cabinet, recycling heat exchanger

شکل ۱- خشک کن خورشیدی شامل صفحه جمع کننده، کابینت، مبدل با جریان بازگشتی

برای تعیین ضریب انتقال حرارت در جمع کننده خشک کن خورشیدی، صفحه جمع کننده به چهار قسمت مساوی تقسیم شد و در هر قسمت سه ترموکوپل (از نوع T) نصب گردید. یکی از ترموکوپلها بر روی صفحه، دیگری در حد فاصل صفحه و شیشه کلکتور و سومی بر روی شیشه کلکتور قرار داده شد. برای کنترل درجه حرارت ورودی و خروجی به کابینت، ترموکوپلی در قسمت ورودی و ترموکوپل دیگری در قسمت خروجی آن در نظر گرفته شد. سرعت سیال در نقاط مختلف شامل ورودی، انتهای کابینت، خروجی اول و خروجی دوم با استفاده از سرعت سنج انجام می گرفت. پس از جمع آوری داده ها، آنها در نرم افزار Excel جمع آوری نموده و با داده های بدست آمده از نرم افزار انسیس مورد مقایسه قرار گرفت.

برای تحلیل دینامیک سیال در صفحه جاذب، ابتدا نرم افزارهای انسیس (ANSYS workbench 2.0 framework version 14.0.0) و سالید

ورکز (Works, version 13.0.0 Solid) بر روی یک رایانه نصب گردید. سپس مدل سه بعدی صفحه جمع کننده در نرم افزار سالید ورکز با جزئیات کامل ترسیم گردیده و پس از ذخیره آن در پوشه جداگانه به صورت یک قطعه مستقل به نرم افزار انسیس و زیر مجموعه فلونت (Fluent) فراخوانی شد. پس از المان بندی تعیین نوع مواد استفاده شده در صفحه، شرایط مرزی بر روی مدل اعمال شده و مسئله با شرایط آشفتهگی مختلف حل گردید (شکل ۲). مش بندی مدل نیز با استفاده از مش بندی مثلثی صورت گرفت.

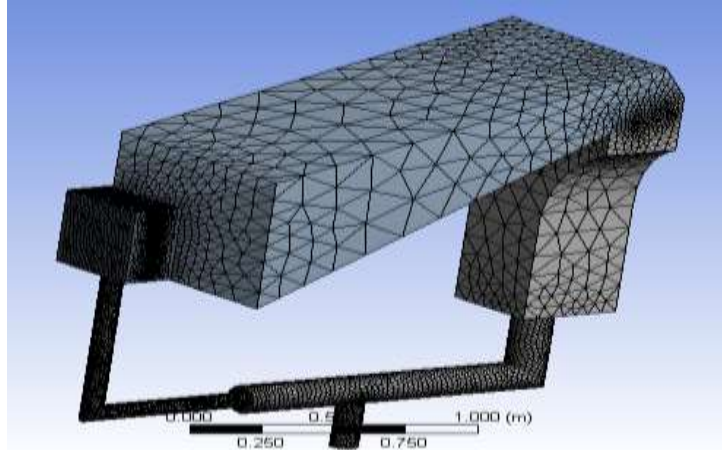


Figure 2. 3D model and 3D mesh of solar cabinet dryer

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

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 شرایط 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 در نظر گرفته شد.

ورودی: سیال جاری در صفحه و خشک کن هوا می باشد که و میزان دبی ورودی به محفظه خشک کن ۰/۱۸۵ 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 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 با ۴۷۰۰ تا ۶۰۰۰ همگرا شده و به نتیجه نهایی می رسیدند. در طی زمان داده برداری فرض شد شدت تابش خورشیدی برای یک ساعت ثابت است.

با گرفتن نتایج نهایی، چگونگی توزیع جریان هوا و انتقال حرارت در داخل صفحه جمع کننده در قالب طرح های کانطور رسم شد. دمای خروجی صفحه جاذب که از نرم افزار انسیس بدست آمده با نتایج واقعی مقایسه شده و بررسی لازم برای بهینه سازی ابعادی صفحه لحاظ گردید.

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

Table 1. Physical and Thermal properties of materials used in dryer

Properties				
Viscosity (kg/m.s)	Density (kg/m ³)	Thermal conductivity (W/m.K)	Specific heat (J/kg.K)	نوع ماده
1.789x10 ⁻⁵	1.225	0.0242	1006.4	Air
-	2579	0.96	840	Glass
-	7874	80	450	Steel
-	700	0.173	2310	Wood
-	8960	401	385	Copper



ج) مبانی تئوری روش CFD

میزان گرمای تولیدی در اثر تابش خورشید بر روی یک سطح با استفاده از رابطه (۱) محاسبه می‌گردد:

$$Q_{\text{rad}} = A_e \sigma (T_c^4 - T_a^4) \quad (\text{رابطه ۱})$$

که در آن Q_{rad} توان حرارتی تابش (W)، A_e سطح تابش (m^2)، σ ثابت بولتزمن ($W \cdot m^{-2} \cdot K^{-4}$)، T_c و T_a به ترتیب درجه حرارت روی صفحه جمع کننده و درجه حرارت محیط ($^{\circ}C$) می‌باشند (Holman, 2002).

حال با توجه به شرایط حاکم بر صفحه جاذب رابطه تابشی و جذبی برای صفحه جمع کننده از رابطه (۲) بدست می‌آید:

$$\theta + \alpha + \tau = 1 \quad (\text{رابطه ۲})$$

که در آن θ ضریب بازتابش، α ضریب جذب و τ ضریب انتشار می‌باشند. بیشتر اجسام استفاده شده در طبیعت تابش خورشیدی و حرارتی را انتشار نمی‌دهند، بنابراین مقدار آن صفر در نظر گرفته می‌شود.

برای مدل‌سازی سیستم‌های خورشیدی نیاز به محاسبه ضریب طیفی می‌باشیم که از طریق رابطه (۳) حاصل می‌شود:

$$SF = \frac{I_{\text{visible}}}{I_{\text{visible}} + I_{\text{IR}}} \quad (\text{رابطه ۳})$$

که I_{visible} شار پرتوهای مرئی برخورد کننده به سطح، I_{IR} شار پرتوهای مادون قرمز می‌باشد.

با در نظر گرفتن بازتابش و جذب در موقعیت r و جهت s می‌توان از رابطه (۴) برای محاسبه معادله انتقال حرارت تابشی استفاده کرد.

$$\frac{dI_{[\vec{r},\vec{s}]}}{ds} + (\alpha + \theta)I_{[\vec{r},\vec{s}]} = \alpha n^2 \frac{\sigma T^4}{\pi} + \frac{\theta}{4\pi} \int_0^{4\pi} I_{[\vec{r},\vec{s}]} \varphi[\vec{s},\vec{s}'] d\Omega' \quad (\text{رابطه ۴})$$

که در آن n شاخص انکسار نور، φ توابع فازی نور و Ω' زاویه جامد کروی حرکت خورشید می‌باشد.

با نادیده گرفتن تاثیر شتاب گرانش، معادلات پیوستگی و اندازه حرکت به صورت روابط (۵) و (۶) حل می‌شوند.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U) = 0 \quad (\text{رابطه ۵})$$

$$\frac{\partial \rho U}{\partial t} + U \cdot \nabla \rho U = -\nabla P \quad (\text{رابطه ۶})$$

الگوی جریان هوا در طول فرآیند خشک شدن بسیار مهم می‌باشد و از آنجائیکه شرایط 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. مدل K-epsilon استاندارد یک مدل نیمه تجربی بر اساس معادلات انتقال مدل برای انرژی جنبشی آشفتگی (k) و نرخ اتلاف آن (ϵ) است. انرژی جنبشی متلاطم، k و نرخ اتلاف آن ϵ ، از طریق روابط انتقال (۷) و (۸) بدست می‌آید:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \epsilon - Y_M + S_k \quad (\text{رابطه ۷})$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \epsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} (G_k + C_{3\epsilon} G_b) - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} + S_\epsilon \quad (\text{رابطه ۸})$$

حال با توجه به روابط بالا معادله انتقال گرما و جرم در معادله K-e به صورت رابطه (۹) درمی‌آید (Yongson et al., 2007):

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho E) + \frac{\partial}{\partial x_i} [u_i (\rho E + p)] = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(k + \frac{c_p u_t}{Pr_t} \right) \frac{\partial T}{\partial x_i} + u_i (\tau_{ij})_{\text{eff}} \right] + S_h \quad (\text{رابطه ۹})$$

۳- نتایج و بحث

میزان تغییرات تابش خورشیدی دریافتی توسط صفحه جاذب در طول روز در روزهای آزمایش در شکل ۴ نمایش داده شده است. همان طور که در شکل ۴ مشاهده می‌شود، میزان تابش خورشیدی با گذشت زمان از اوایل صبح افزایش داشته و در حدود ساعت یک بعد از ظهر به میزان بیشینه خود می‌رسد و پس از آن روند کاهشی به خود می‌گیرد. این تغییرات در محدوده ۱۵۰ تا ۹۵۰ وات بر متر مربع می‌باشد. همچنین در شکل ۴ تغییرات دمای میانگین محیط در روزهای آزمایش با گذشت زمان نشان داده شده است. بیشترین مقدار دمای خروجی از صفحه برابر با ۶۹/۸ درجه سلسیوس

در حالت نیم دبی (0.009 kg/s)، شدت تابش 952 وات بر مترمربع دمای هوای محیط برابر با $35/5$ درجه سلسیوس بود. صفحه جاذب جمع کننده از خورشید انرژی حرارتی زیادی را جذب خود کرده و به تبع آن درجه حرارت خروجی افزایش بیشتری پیدا می کند.

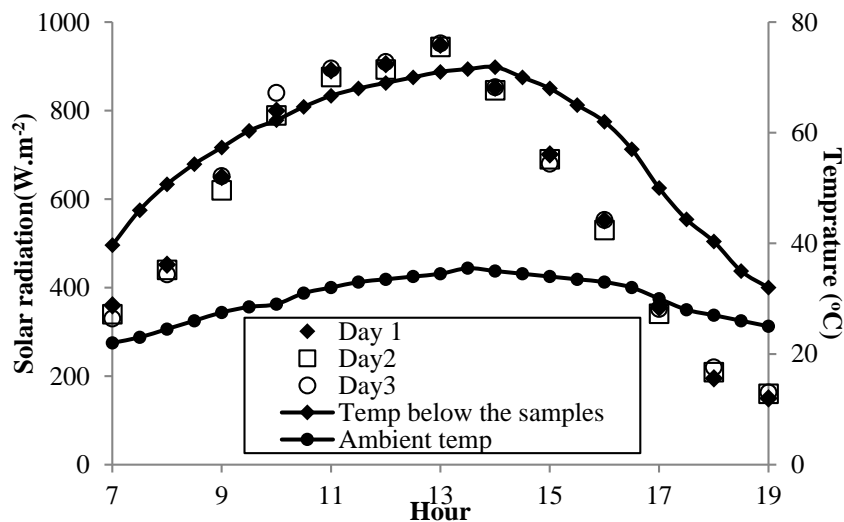


Figure 3. The amount of solar radiation on the solar collector during testing days (First day: With Porous, Second day: without Porous)

شکل ۳- میزان تابش خورشید به صفحه جمع کننده در روزهای آزمایش (روز اول: با تخلخل، روز دوم: بدون تخلخل)

نتایج بدست آمده از تحلیل CFD مدل سه بعدی صفحه جمع کننده در این قسمت توصیف می شود. نمودارهای توزیع دمای هوای جریان یافته در خشک کن برای حالتی که خروجی اول کاملا باز است در شکل ۴ نشان داده شده است. همانطوریکه در شکل ۴-ا مشخص است، به علت باز بودن کامل خروجی اول، جریان هوا تمایلی به حرکت به قسمت بازیافت کننده انرژی خروجی نداشته و عملا هیچ انتقال حرارتی بین لوله مبدل بازیافت کننده و هوای ورودی وجود ندارد. جریان هوا در طول صفحه، توزیع یکنواخت و همگن داشته و در خروجی صفحه این جریان متلاطم می شود. شکل ۴ نشان می دهد که کمترین میزان دما در ورودی صفحه و بیشترین میزان آن در روی صفحه جمع کننده که در تماس با هوای جاری در سیستم است، می باشد. در شکل ۴-ب، خروجی اول به طور کامل بسته شده و فقط از خروجی دوم امکان خروج هوای جاری در سیستم وجود دارد. این امر به دلیل افت فشار به وجود آمده در طول لوله مبدل، باعث برگشت هوای جاری در سیستم شده و انتقال حرارت از روی صفحه به سختی انجام می گیرد. علاوه بر آن به دلیل آنکه گردش هوا در سامانه به کندی انجام می گیرد، بنابراین میزان انتقال حرارت از روی محصول در داخل کابینت نیز به سختی انجام می پذیرد.

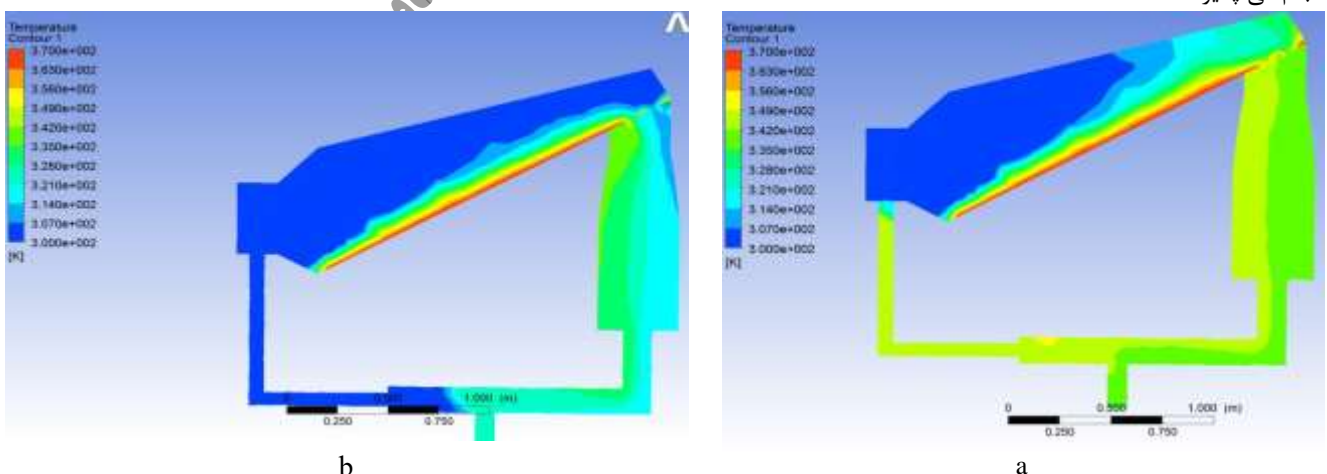


Fig 4. Distribution of temperature Counters at 13:00 PM for a) first outlet with full flow, b) for second outlet with full flow

شکل ۴- توزیع کانتورهای دما در ساعت ۱۳ ظهر برای دبی کامل الف) از خروجی اول، ب) از خروجی دوم

در شکل ۵ همانند دو شکل قبل توزیع کانتورهای دمایی برای خشک کن در هنگامی که خروجی اول نیمه باز و خروجی دوم کاملاً باز است نشان داده می‌شود. با توجه به شکل هوای ورودی به صفحه جمع‌کننده با بر خورد به لوله مبدل به مقدار اندکی افزایش دما می‌دهد. در این تحقیق فرض شده است دمای ورودی به خشک کن ۲۷ درجه سلسیوس باشد. این افزایش دما به میزان ۷/۹ درجه سلسیوس می‌باشد. با پیشروی هوای جاری در خشک کن و برخورد آن به صفحه جاذب جمع‌کننده خورشیدی، افزایش دما برای سیال اتفاق می‌افتد. طوری که دمای سیال در قسمت ورودی به کابینت خشک کن به طور میانگین تا ۷۲/۳ درجه سلسیوس افزایش پیدا می‌کند.

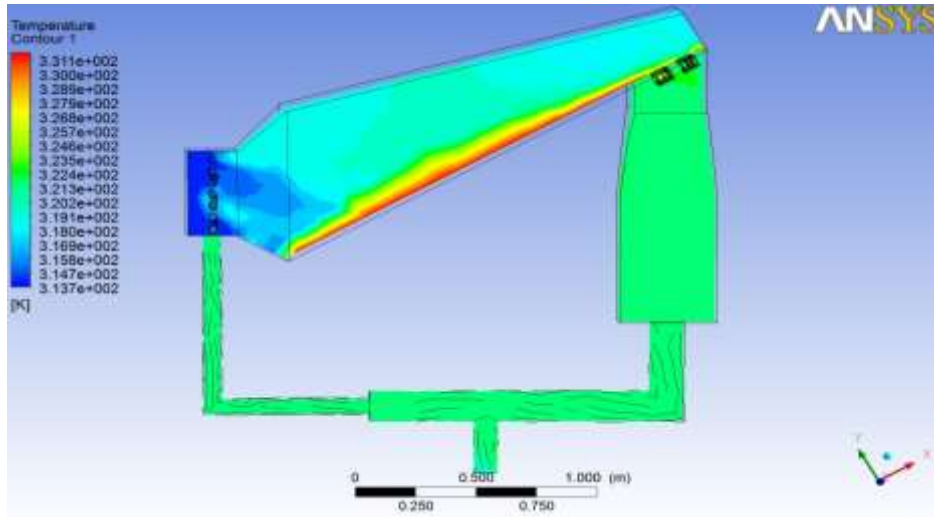
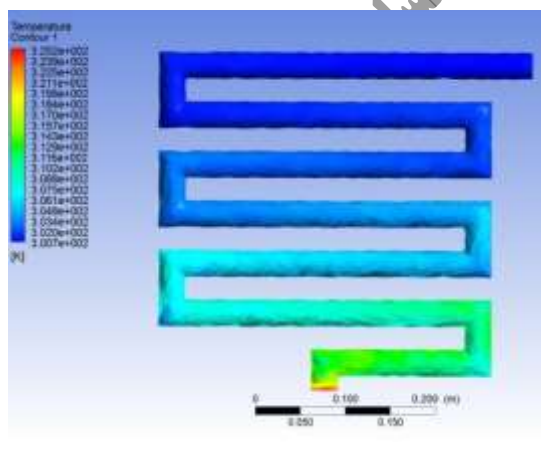


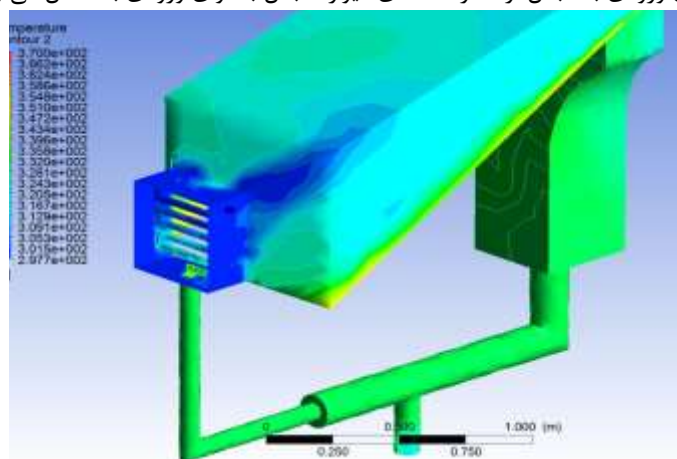
Figure 5. Distribution of temperature Counters at 13:00 PM for first outlet with full flow

شکل ۵- توزیع کانتورهای دما در ساعت ۱۳ با دبی کامل از خروجی اول

به دلیل عایق بندی مناسب سامانه، افت حرارتی و میزان شارش حرارت به قسمت محیطی خشک کن به مقدار اندک می‌باشد. با خروج جریان هوای داغ از محفظه خشک کن، هوای جاری به سمت خروجی‌های مدار خشک کن امتداد پیدا می‌کند. به عبارت دیگر 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 ۷-ا چگونگی توزیع جریان بازگشتی به مبدل نشان داده شده است. میزان حرارت در ورودی سیال به مبدل بیشینه و در انتهای آن کمینه می‌باشد. همان طوری که در شکل ۷-ب مشخص است جریان هوای داغ از ورودی مبدل باعث گرم شدن دیواره مبدل شده و در اثر برخورد هوای ورودی به مبدل، رفته رفته دمای دیواره مبدل با هوای ورودی به تعادل می‌رسد.



b



a

Figure 6. Distribution of temperature Counters at 13:00 PM for first outlet with half flow, a) for heat exchanger, b) for dryer

شکل ۶- توزیع کانتورهای دما در ساعت ۱۳ با دبی نیمه باز از خروجی اول (a) برای خشک کن، (b) برای مبدل



نتایج داده های آزمایشگاهی که از نقاط مختلف صفحه جمع کننده جمع آوری شده بودند با داده های خروجی از نرم افزار شبیه سازی با CFD در حالت های مختلف مورد مقایسه قرار گرفتند. داده های آزمایشگاهی و داده های شبیه سازی شده حاصل از خروجی جمع کننده در جدول ۲ نشان داده شده اند. برای هر دو حالت آزمایشگاهی و تحلیلی، میزان شار حرارتی کل خارج شده از کابینت خشک کن با سپری شدن زمان افزایش یافته و به بیشترین مقدار خود رسیده و سپس کاهش پیدا می کند. بیشترین میزان شار حرارتی حالت آزمایشگاهی در ساعت ۱۴ بعد از ظهر و برای حالت تحلیلی در ساعت ۱۳ بعد از ظهر اتفاق می افتد. این تاخیر به دلیل مدت زمانی است که بین جذب تابش خورشیدی و تبدیل آن به انرژی حرارتی وجود دارد. نتایج مشابه را می توان در تحقیقات محققان دیگر مشاهده نمود (Ingle et al., 2013; Adeniyi et al., 2012). مجموع حرارت دریافت شده برای خشک کن در حالت، کاملاً بسته، نیمه باز و کاملاً باز برای خروجی اول به ترتیب ۵/۶، ۱۱/۲ و ۹/۶ کیلو وات به دست آمد. این نتیجه نشان دهنده آن است که با کنترل سامانه مبدل حرارتی حداقل به اندازه ۱۴ درصد نسبت به حالت کاملاً باز و به اندازه ۵۰ درصد نسبت به نوع نیمه باز انرژی بیشتری از جمع کننده خورشیدی استحصال شد.

جدول ۲- مقایسه دمای حاصل از داده های آزمایشگاهی خروجی از صفحه جمع کننده با داده های حاصل از آنالیز CFD در شرایط مختلف

Table 2. Comparison of outlet temperature obtained by experimental and CFD analysis at different levels of air velocity

Air velocity (m.s ⁻¹)	Time (hour)	Inlet Temperature (°C)	Experimental total heat flux (W/m ²)	Predicted total heat flux (W/m ²)
Second outlet with full flow	8	22.0	298.8	302.3
	9	24.2	421.1	432.7
	10	29.0	531.3	543.4
	11	31.0	643.5	640.9
	12	34.1	734.6	740.6
	13	35.0	776.4	800.3
	14	36.0	794.6	810.5
	15	35.5	765.4	790.4
	16	35.0	723.5	730.6
	17	34.2	571.2	601.9

نتایج آماری نشان می دهد که همبستگی خوبی میان داده های پیش بینی توسط CFD و داده های آزمایشگاهی وجود دارد. ضرایب همبستگی در سه سطح سرعتی در شکل ۶ بیان می دارد که روش دینامیک سیال محاسباتی (CFD) روش مناسبی برای پیش بینی درجه حرارت و سرعت هوای هر نقطه از صفحه جمع کننده خورشیدی می باشد و مدل آشفته انتخاب شده، مدل مناسبی جهت تحلیل می باشد. علاوه بر آن با چرخشی نمودن صفحه جاذب نسبت به خورشید، دقت این روش در پیش بینی روند انتقال حرارت در صفحه افزایش پیدا می کند.

۴- نتیجه گیری

در این تحقیق روند جریان هوا و چگونگی توزیع درجه حرارت در نقاط مختلف خشک کن خورشیدی مجهز به مبدل حرارتی با جریان بازگشتی هوای داخل خشک کن و صفحه جاذب متخلخل با استفاده از نرم افزار آنسیس و زیر مجموعه CFD در جریان هوای ۰/۱۸ kg/s مورد ارزیابی و بررسی قرار گرفت. پاسخ های تحلیلی به دست آمده از نرم افزار با داده های تجربی حاصل از آزمایش در سطح مختلف از دبی های خروجی های اول و دوم نشان داد همبستگی خوبی بین داده های تجربی و پیش بینی شده با استفاده از نرم افزار در نقاط مختلف از خشک کن وجود دارد. همچنین نتایج نشان داده استفاده از حالت دبی کاملاً باز (۰/۱۸ kg/s) و کاملاً بسته برای خروجی اول باعث کاهش شار حرارتی ایجاد شده در خشک کن می شود. اما استفاده از حالت نیمه دبی از خروجی اول (۰/۰۹ kg/s) باعث بهبود عملکرد سامانه می گردد. میزان حرارت ایجاد شده در این حالت به اندازه ۱۱/۲ کیلو وات برآورد شد.

۵- مراجع

- 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).
- Aboghara, 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.
- 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.
- 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.
- 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.
- Holman, J.P. (2002) Heat transfer (10th ed). Published by Mc-Grow Hill, Southern Methodist University, New York.
- 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.
- Kieviet, F. G., Van Raaij, J., De Moor, P. P. E. A., & Kerkhof, P. J. A. M. (1997). Measurement and modelling of the air flow pattern in a pilot-plant spray dryer. *Chemical Engineering Research and Design*, 75(3), 321-328.
- 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.
- 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 polyhouse type solar dryer for Kashmir valley. *Journal of Food science and Technology*, 48(3), 290-295.
- 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.
- 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.