

## Computational Fluid Dynamics Analysis in a Corn Air Flow Paddy Dryer with Two Types of Passing Air Flow of Lateral and Central Pattern

OMID REZA ROUSTAPOUR<sup>1</sup>, OMID AZIMI<sup>2</sup>, HAMID REZA GAZOR<sup>3</sup>

1. Assistant Professor, Department of Agricultural Engineering Research, Fars Research and Education Center for Agriculture and Natural Resources, Agricultural Research, Education and Extension Organization (AREEO), Shiraz, Iran

2. Graduated Student, Engineering College, Bafgh Branch, Islamic Azad University, Bafgh, Iran

3. Associate Professor, Agricultural Engineering Research Institute, Agricultural Research, Education and Extension Organization (AREEO), Karaj, Iran

(Received: Nov. 21, 2016- Revised: Jan. 14, 2018- Accepted: Oct. 14, 2018)

### ABSTRACT

Drying process is not uniform in the common rice dryers (batch type dryers). In order to decrease this problem, two types of passing hot air dryer consisted of the lateral and central patterns has been defined and method of air distribution in the rice porous media modeled by Fluent software in transient condition. In the lateral pattern, air enters through the side walls of the dryer chamber and in the central pattern, air enters through the central channel of the dryer chamber. The air temperature is 40 °c and air flow rate is 550 m<sup>3</sup>/h in all models. The results of simulation illustrate, the air flows more rapidly in the central pattern and penetrates into all parts of the dryer chamber. There is not any central passing air channel in the lateral pattern so, it caused to produce an irregular temperature field with high distortion. Models were verified in steady state condition. Results show the final temperature of model was near the measured data with 2% deviation.

**Keywords:** Paddy dryer, Numerical simulation, Porous media, Lateral pattern, Central pattern

## مدل‌سازی دینامیک سیال در یک خشک‌کن جریان متقاطع شلتوک با دو ورودی بهینه هوای کنارگذر و

### میان‌گذر

امید رضا روستاپور<sup>۱\*</sup>، امید عظیمی<sup>۲</sup> و حمید رضا گازر<sup>۳</sup>

۱. استادیار، بخش تحقیقات فنی و مهندسی کشاورزی، مرکز تحقیقات و آموزش کشاورزی و منابع طبیعی فارس، سازمان تحقیقات، آموزش و ترویج کشاورزی، شیراز، ایران
۲. دانش‌آموخته کارشناسی ارشد، دانشکده مهندسی، دانشگاه آزاد اسلامی، واحد بافق، بافق، ایران
۳. دانشیار، مؤسسه تحقیقات فنی و مهندسی کشاورزی، سازمان تحقیقات، آموزش و ترویج کشاورزی، کرج، ایران (تاریخ دریافت: ۱۳۹۵/۹/۱ - تاریخ بازنگری: ۱۳۹۶/۱۰/۲۴ - تاریخ تصویب: ۱۳۹۷/۷/۲۲)

### چکیده

در خشک‌کن رایج شلتوک (خشک‌کن‌های بستر خوابیده)، خشک شدن به صورت یکنواخت صورت نمی‌گیرد. برای رفع این مشکل، دو الگوی جریان هوای کنارگذر شامل کانال ورود هوا به توده شلتوک از جانب و میان‌گذر شامل ورود هوا به میان توده شلتوک تعریف و نحوه توزیع جریان در توده متخلخل شلتوک توسط نرم‌افزار فلونت در شرایط گذرا شبیه‌سازی شده است. در الگوی کنارگذر، هوا از دیواره‌های جانبی مخزن و در میان‌گذر، از کانال وسط مخزن وارد می‌شود. در مدل‌سازی، دمای هوای ۴۰ درجه سلسیوس با جریان ۵۵۰ مترمکعب در ساعت در نظر گرفته شد. شبیه‌سازی نشان داد، هوا در الگوی میان‌گذر با سرعت بیشتری جریان می‌یابد و به تمام نقاط مخزن شلتوک نفوذ می‌کند. عدم وجود کانال میانی در الگوی کنارگذر منجر به تولید میدان دمایی نامنظم با اعوجاج زیاد می‌شود. راست‌آزمایی داده‌های دما نشان داد که دمای اندازه‌گیری شده با دمای حاصل از شبیه‌سازی عددی ۲ درصد اختلاف دارد.

**واژه‌های کلیدی:** خشک‌کن شلتوک، شبیه‌سازی عددی، محیط متخلخل، الگوی کنارگذر، الگوی میان‌گذر

### مقدمه

به‌طور کلی، خشک کردن یعنی خارج کردن مقدار کمی آب یا مایعات دیگر از ماده خشک شونده تا مقدار آن به حد قابل قبولی برسد. آب یا مایعات دیگر را می‌توان از طرق مختلف از جمله روش حرارتی از ماده جدا کرد. خشک کردن مواد جامد دانه‌ای از عمده‌ترین عملیات خشک کردن می‌باشد. مشخصه ویژه خشک کردن مواد جامد در این است که در طی خروج رطوبت، اول مایع به بخار تبدیل شده و سپس به‌راحتی از ماده خارج می‌شود (Mujumdar, 2000).

روش سنتی برای خشک کردن برخی از محصولات کشاورزی با پهن نمودن در مجاورت آفتاب انجام می‌گیرد. این روش برای خشک کردن شلتوک پس از برداشت شالی و در مزرعه انجام می‌شود که هم اکنون در بسیاری از مناطق خاورمیانه استفاده می‌شود. در این روش، محصول در معرض زیان‌های متعددی از جمله حمله قارچ‌ها، حشرات، پرندگان و جوندگان، ریزش باران‌های غیر منتظره و دیگر عوامل جوی قرار

دارد. در سال‌های اخیر تلاش‌های زیادی جهت طراحی و ساخت انواع خشک‌کن‌ها از جمله خشک‌کن‌های خورشیدی و خشک‌کن‌های خوابیده شلتوک شده است (Aghkhani et al., 2013).

با استفاده از شبیه‌سازی عددی جریان در خشک‌کن‌ها می‌توان نسبت به بهینه‌سازی الگوی توزیع جریان هوا در محفظه اقدام کرد. در این راستا، محققان با به‌کارگیری تیغه‌های بادگیر در محفظه و یا تغییر در ساختار ورودی هوا، نسبت به بهبود الگوی جریان هوا در خشک‌کن و کاهش زمان خشک‌شدن اقدام کرده‌اند (Mozaffari, 2013; Kazemi, 2016).

(Kanani et al., 2006) جریان در خشک‌کن U شکل را با استفاده از روش اویلری-اویلری در نرم‌افزار فلونت ۶/۱ شبیه‌سازی عددی کردند. نتایج نشان داد که افزایش سرعت لغزشی (اختلاف سرعت) بین ذرات معلق و سیال حامل باعث سریع‌تر خشک شدن مواد می‌گردد. لغزش موجب افزایش نرخ انتقال حرارت و جرم و در نتیجه کاهش زمان اقامت ذرات در خشک‌کن و از طرفی افزایش تعداد خم‌ها موجب افزایش افت فشار در سامانه می‌شود.

\* نویسنده مسئول: roustapour@farsagres.ir

راست آزمایی شد. نتایج نشان داده است که میزان مصرف انرژی در دو نوع الگوی هوای ورودی یکسان ولی در الگوی هشتی شکل، سرعت جریان هوا در تمامی قسمت‌های خشک کن در مقایسه با حالت معمول بیشتر بوده است. همچنین میزان افت فشار در خشک کن با ورودی هوای معمول حدود ۱۰ درصد بیشتر از ورودی هوای هشتی شکل می‌باشد.

در این تحقیق مدنظر است که جریان در بستر ثابت توده شلتوک در یک خشک کن آزمایشگاهی با دو نوع ورودی هوای میان گذر و کنار گذر به صورت سه بعدی و گذرا شبیه سازی عددی شده و طی بررسی الگوی جریان و فشار، بهترین مدل ورودی هوا در خشک کن ارائه شود. در این راستا، برای شبیه سازی جریان در توده شلتوک از مدل محیط متخلخل<sup>۳</sup> و نرم افزار فلونت<sup>۴</sup> استفاده شده است. راست آزمایی مدل و بررسی تاثیر هندسه ورودی هوا بر روند خشک شدن توده شلتوک، نیز با انجام آزمایش‌های ارزیابی در خشک کن انجام شد.

### مواد و روش‌ها

در این تحقیق ابتدا با استفاده از نرم افزار سالیدورک<sup>۴</sup> مدل هندسی سه بعدی یک خشک کن آزمایشگاهی (شکل ۱) با ظرفیت ۳۰ کیلوگرم شلتوک (به ازاء هر وعده) ساخته شد. این خشک کن مشابه با خشک کن‌های مورد استفاده در خشک کردن شالی می‌باشد و قابلیت ایجاد الگوهای مختلف جریان هوا در داخل توده شالی را دارد. جریان هوا ورودی به محفظه خشک کن به وسیله یک فن گریز از مرکز با ظرفیت ۵۵۰ متر مکعب بر ساعت تامین و تغییر جریان هوا از طریق یک مجرای تحت کنترل قابل انجام است. در مسیری ورودی هوا به خشک کن، گرم کن حرارتی با توان ۲۵۰۰ وات به منظور گرم کردن هوای ورودی خشک کن تعبیه شده است. هدایت هوا به طرف محفظه نگهدارنده شلتوک از طریق کانال هدایت کننده صورت می‌گیرد. جهت انجام فرآیند خشک کردن، توده شلتوک در دو نوع توری نگهدارنده کنار گذر و میان گذر قابل تعویض به منظور انجام آزمایش‌ها قابل انباشت است.

مدل‌های هندسی ساخته شده ابتدا به نرم افزار گمبیت<sup>۵</sup> برای شبکه بندی و سپس برای شبیه سازی جریان سیال به نرم افزار فلونت<sup>۴</sup> انتقال یافت. در این راستا معادلات حاکم بر جریان شامل انرژی، بقاء جرم و اندازه حرکت حل شدند. با

(2007) Farokhfar نسبت به تحلیل دینامیک سیال جریان در خشک کن بستر سیال برای خشک کردن ذرات پی‌وی‌سی اقدام کرد. برای مدل سازی از روش حجم محدود استفاده شد و انتقال رطوبت بین فاز گاز و جامد به دست آمد. در این راستا، اثرات تغییر دبی هوا ورودی، شارحرارتی مبدل‌های حرارتی و توزیع آن‌ها بر میدان جریان دما و رطوبت بررسی گردید. رطوبت ذرات پودر خروجی از خشک کن با افزایش دما و دبی هوای ورودی کاهش می‌یابد. رطوبت مطلوب پودر ۴ تا ۵ درصد است. بر اساس نتایج به دست آمده، پیشنهاد فنی برای ایجاد تغییرات در هندسه خشک کن به منظور کاهش سیاه شدن ذرات پودر ارائه شد. همچنین ساختارهای جریان بررسی و مکان‌هایی که در آن‌ها احتمال رویداد فرآیند سیاه شدن ذرات پی وی سی وجود دارد، معرفی شده است.

انجام محاسبات سرعت هوا در خشک کن‌های جریان هوای موازی و مدرن گوشت با استفاده از مدل ناپایدار دینامیک سیال جریان مورد بررسی قرار گرفت. در این راستا، با استفاده از مدل دو بعدی با شرایط مرزی وابسته به زمان، توزیع همگن جریان هوا در خشک کن با چندین سامانه گردش هوا، مورد مطالعه و بررسی قرار گرفت. همچنین تغییرات در ساختار جریان هوا به علت وجود عدم تقارن در سیکل سامانه تهویه بررسی شد (Mirade, 2006).

(2011) Fosberg نسبت به توسعه هندسه‌ی مجاری داخلی جریان هوا در استوانه‌های خشک کن غلتکی<sup>۱</sup> در میان چند هندسه‌ی مختلف به روش دینامیک سیال جریان پرداخت و به بهترین هندسه‌ی ممکن (چرخشی) دست یافت.

(2014) Roustapour *et al.* نسبت به مدل سازی عددی جریان در مخزن خشک کن خورشیدی به روش دینامیک سیال جریان پرداختند. با مدل سازی جریان در مخزن خشک کن با جریان متقاطع، به بهترین مدل کاربرد تیغه‌های بادگیر با انحنا و ابعاد مناسب و همچنین نصب در محل مناسب در زیر هر یک از سینی‌های خشک کن، دستیابی شد. آن‌ها به این نتیجه رسیدند که کاربرد تیغه‌ی بادگیر جریان باعث افزایش راندمان خشک کن و کاهش زمان فرآیند می‌گردد.

(2016) Jahanian جریان هوا در بستر ثابت توده شلتوک در خشک کن آزمایشگاهی با دو نوع ورودی هوای معمول و هشتی شکل<sup>۲</sup> را به صورت سه بعدی و گذرا مدل سازی عددی کرد. نتایج حاصل از شبیه سازی با انجام آزمایش‌های فرآیندی

3. Porous media  
4. Solid Work  
5. Gambit  
6. Fluent

1. Roller/Drum dryer  
2. Porch (Reverse V type)

رابطه تصحیح شده ارگن محاسبه می‌گردد (رابطه ۳). در رابطه ارگن،  $d_h$  قطر هیدرولیکی ذرات است. (رابطه ۳)

$$(\nabla p)_P = \frac{180(1-\phi)^2 \mu_g}{\phi^3 d_h^2} \bar{V} + \frac{1.8(1-\phi)\rho}{\phi^3 d_h} |\bar{V}| \bar{V}$$

معادله انرژی در فاز گازی:

(رابطه ۴)

$$\rho_g C_{p,g} \phi \frac{\partial T_g}{\partial t} + \rho_g C_{p,g} \phi \bar{V} \cdot \nabla T_g = \phi \nabla \cdot (\lambda_g \nabla T_g) + H_v (T_s - T_g)$$

در این رابطه (۴)  $T_g$  معرف دمای هوا،  $T_s$  دمای ذرات توده متخلخل و  $(\nabla T)$  نشان دهنده افت دما در محیط متخلخل است.  $C_{p,g}$  و  $\lambda_g$  به ترتیب حرارت مخصوص فشار ثابت و ضریب رسانایی هوا هستند. ترم‌های دوم در سمت راست معادله معرف انتقال حرارتی میان فاز گاز و جامد می‌باشد.

معادله انرژی در فاز جامد:

(رابطه ۵)

$$\rho_s C_s (1-\phi) \frac{\partial T_s}{\partial t} = (1-\phi) \nabla \cdot (\lambda_{s,eff} \nabla T_s) + H_v (T_g - T_s)$$

که در این رابطه  $\rho_s$ ،  $C_s$  و  $\lambda_{s,eff}$  به ترتیب معرف چگالی، ظرفیت گرمای ویژه و ضریب رسانایی ماتریس جامد هستند. ترم

انتقال حرارت جابجایی، باعث کوپل شدن معادلات انرژی می‌گردد.

ساخت مدل‌های هندسی و شبکه‌بندی

مدل‌های سه بعدی خشک‌کن شلتوک با دو الگوی مختلف ورودی هوا میان‌گذر و کنار گذر در نرم افزار سالیدورک ساخته شد و سپس به نرم‌افزار گمبیت برای شبکه‌بندی انتقال یافت. شکل ۲ نمای سه‌بعدی خشک‌کن آزمایشگاهی با دو طرح ورودی هوا را نشان می‌دهد.

شبیه‌سازی می‌توان الگوی جریان هوا در خشک‌کن و زمان ماند هوا در محفظه را به دست آورد. با تغییر شرایط مرزی ورودی هوا و بررسی تاثیر آن بر الگوی جریان، می‌توان شرایط بهینه ورود هوا به خشک‌کن را مشخص نمود.



محفظه توری قابل تعویض مخزن خشک‌کن کاتال دوزنقه ای هوا دمنده شکل ۱. خشک‌کن آزمایشگاهی شلتوک

معادلات حاکم بر محیط متخلخل

برای شبیه‌سازی جریان هوا در خشک‌کن، توده شلتوک به عنوان یک محیط متخلخل در نظر گرفته شده است. معادلات حاکم شامل پیوستگی، اندازه حرکت و انرژی در ذیل ارائه شده است:

معادله پیوستگی:

$$\frac{\partial(\rho_g \phi)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_g \phi \bar{V}) = 0$$

(رابطه ۱)

در این رابطه  $\bar{V}$  و  $\rho_g$  به ترتیب بیانگر سرعت داری

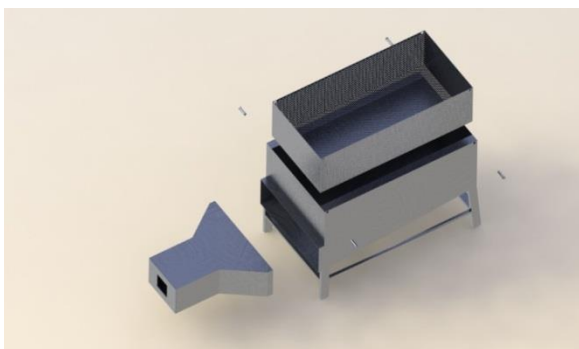
(سرعت ذاتی سیال) و چگالی سیال و  $\phi$  بیانگر تخلخل محیط می‌باشد.

معادله مومنوم:

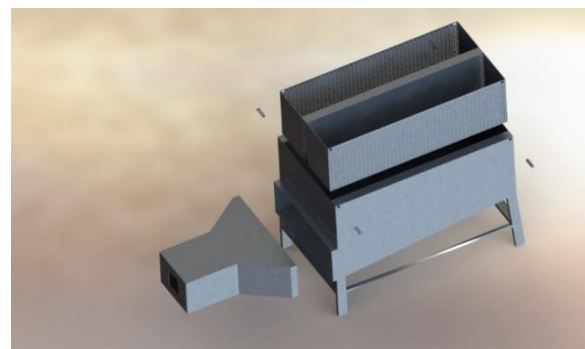
(رابطه ۲)

$$\phi \rho_g \frac{\partial \bar{V}}{\partial t} + \phi \rho_g \bar{V} \cdot \nabla \bar{V} = -\phi \nabla p + \phi \mu_g \nabla \cdot (\nabla \bar{V}) - (\nabla p)_P$$

در این رابطه،  $\mu_s$  لزجت سیال می‌باشد. عبارت  $(\nabla p)_P$  نشان دهنده افت فشار ناشی از وجود محیط متخلخل است که توسط



(ب)

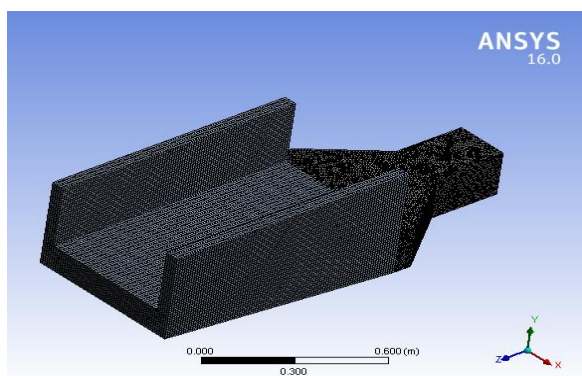


(الف)

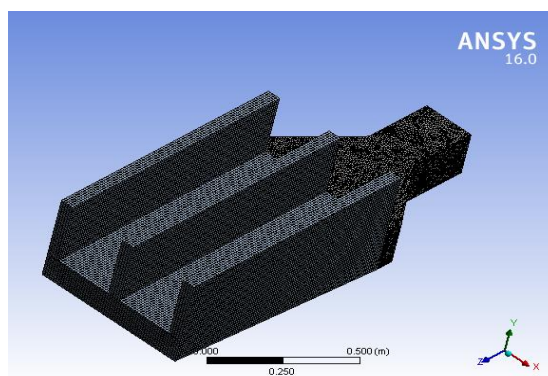
شکل ۲. خشک‌کن آزمایشگاهی شلتوک، الف: الگوی میان‌گذر، ب: الگوی کنار گذر

برای مش بندی سه بعدی هندسه تا حد ممکن از شبکه ساختار یافته برای افزایش دقت شبیه سازی استفاده شد. شکل ۳ (الف وب) به ترتیب محیط شبکه بندی شده خشک کن ها با جریان هوای میان گذر و کنار گذر را نشان می دهد. همانطور که مشاهده می شود، بر روی بخش عمده ای از هندسه که مربوط به کانال زیرین و مجراهای عبور هوا می باشد از شبکه ساختار یافته شش وجهی استفاده شده و تنها بر روی داکت ورودی جریان از شبکه غیر ساختار یافته بهره گرفته شده است. پس از فرآیند استقلال از شبکه، برای مش بندی محیط جریان و مدل سازی از ۶۰۰۰۰۰ سلول استفاده شد که شامل ۱۵۰۰۰۰۰ المان سطحی می باشد.

در الگوی میان گذر هوای گرم به وسیله ی یک دمنده از ناحیه ورودی به زیر محفظه خشک کن هدایت شده و از منافذ توری تعبیه شده در وسط محفظه به سمت بالا حرکت کرده و در داخل توده شلتوک از جداره های اطراف توری منتشر می شود. این ناحیه از نظر هندسی به گونه ای می باشد که سطح مقطع آن در راستای عبور جریان کاهش می یابد بنابراین در قسمت انتهایی سطح مقطع کمتر از ناحیه ورودی می باشد. در الگوی کنار گذر جریان هوا از دو کانال تعبیه شده در طرفین خشک کن وارد محفظه می شود. در این الگو کانال وسط محفظه که در نوع میان گذر بود، حذف شده است. منافذی که بر روی بدنه و کف این مجاری نصب شده اند، عمل انتشار جریان هوا در داخل توده برنج را بر عهده دارند.



(ب)



(الف)

شکل ۳: نمایی از شبکه مورد استفاده در محیط جریان، الف: حالت میان گذر، ب: حالت کنار گذر

مرزهای میانی محیط جریان که به صورت دیواره های حفره دار میان فاز مواد جامد (توده شلتوک) و هوا می باشد و عبور هوا از حفره ها وجود دارد، به صورت شرط مرزی میانی<sup>۳</sup> تعریف شدند. ناحیه داخلی که مربوط به توده شلتوک می باشد با استفاده از خصوصیات محیط متخلخل<sup>۴</sup> معرفی گردید.

### ۳-۱ طول های مشخصه در محیط های متخلخل

با بررسی تحقیقات انجام شده در مورد محیط های متخلخل مشاهده شد که طول های مشخصه متعددی در روابط ارائه شده، مورد استفاده قرار گرفته است که هر کدام با توجه به مساحت مخزن خشک کن، ابعاد خشک کن و نوع محصول (شلتوک برنج طارم هاشمی مازندران) مقادیری در نظر گرفته شد. این طول ها شامل:

(۱) میانگین قطر ذرات  $d_p$  (در مورد بسترهای آکنده<sup>۵</sup>،

### شرایط مرزی

به منظور تعیین شرایط مرزی محیط، به روش حجم محدود مدل سازی انجام (Patankar, 1994) و شرایط فیزیکی حاکم بر جریان در نظر گرفته شد. در ورودی هوا به خشک کن از شرط مرزی سرعت ورودی<sup>۱</sup> استفاده شده است. میزان سرعت ورودی بر حسب دبی فن مورد استفاده و با در نظر داشتن مقدار سطح مقطع هوای ورودی محاسبه شد. در این ناحیه، هوا با دبی حجمی ۵۵۰ متر مکعب بر ساعت به محیط خشک کن در دو طرح یاد شده جریان می یابد. در مرز خروجی هوا از توده متخلخل شلتوک از شرط مرزی فشار خروجی<sup>۲</sup> استفاده شد. مقدار فشار جریان خروجی از خشک کن معادل فشار اتمسفر است. مرزهای پیرامونی جسم به صورت دیواره در نظر گرفته شده اند. به صورت واضح در مرزهای دیواره از شرط مرزی عدم لغزش با تبادل حرارت جابجایی استفاده شده است. همچنین

3. Interface  
4. Porous media  
5. Packed beds

1. Velocity inlet  
2. Pressure outlet

(۲) قطر متوسط حفره‌ها  $d_m$  (در مورد محیط‌های متخلخل با شبکه‌ی اسفنجی)،

(۳) ضخامت لایه‌ی متخلخل  $L$ ،

(۴) معکوس سطح مخصوص  $1/a_v$  (Mohsenin, 1980)،

(۵) ریشه‌ی دوم نفوذپذیری  $K^{1/2}$  (Macdonald et al., 1979)،

(۶) نسبت ضرایب اینرسی به لزجت در رابطه فورچمیر<sup>۱</sup> و (Jambhekar, 2011)

(۷) قطر هیدرولیکی می‌باشند.

در صورتی که فرض شود محیط متخلخل از استوانه‌هایی با قطر یکنواخت  $d_m$  در مسیر جریان تشکیل شده است، طول مشخصه از رابطه (۶) به دست می‌آید (Macdonald et al., 1979).

$$d_m = \sqrt{4\phi / \pi} / PPC \quad (\text{رابطه ۶})$$

در این رابطه،  $PPC$  معرف تعداد حفره‌ها در هر سانتی‌متر طول می‌باشد.

قطر هیدرولیکی محیط متخلخل را نیز با دانستن میزان تخلخل و سطح مخصوص می‌توان به صورت ذیل (رابطه ۷) محاسبه نمود:

$$d_h = 4\phi / a_v \quad (\text{رابطه ۷})$$

#### افت فشار در محیط متخلخل

یکی از موارد اصلی در مورد یک محیط متخلخل پیش‌بینی افت فشار به ازای یک دبی جرمی عبوری خاص می‌باشد. پیچیده بودن میدان جریان در میان حفره‌ها و به تبع در کل ناحیه متخلخل، بکارگیری یک رابطه‌ی صرفاً تحلیلی را جهت پیش‌بینی میدان جریان بسیار دشوار می‌سازد. در نتیجه در محیط‌های متخلخل عموماً سعی می‌شود که جهت پیش‌بینی افت فشار از روابط تجربی یا نیمه‌تجربی استفاده گردد.

یکی از مدل‌های پایه جهت تخمین افت فشار در محیط متخلخل مدل [3A-S] می‌باشد که به صورت زیر بیان می‌شود (رابطه ۸):

$$-\nabla P = C_1 V_0 + C_2 V_0^2 \quad (\text{رابطه ۸})$$

در این رابطه  $V_0$  سرعت ذاتی سیال (دبی حجمی بر واحد سطح مقطع) و  $C_1$  و  $C_2$  نیز ضرایب ثابتی می‌باشند که تابع خصوصیات هندسی و فیزیکی محیط متخلخل می‌باشند.

این مدل بیان می‌کند که مقاومت در محیط متخلخل مجموع یک ترم لزجت (ترم اول سمت راست) و یک ترم

اینرسی (ترم دوم سمت راست) می‌باشد.

در میان مدل‌های ارائه شده جهت تخمین افت فشار، یکی از پرکاربردترین مدل‌ها مدل ارگن<sup>۲</sup> می‌باشد. این مدل به صورت زیر بیان می‌شود (رابطه ۹) (Niven, 2002):

$$F_{k'} \frac{\varepsilon^3}{1-\varepsilon} = B + \frac{A(1-\varepsilon)}{N_{Re'}} \quad (\text{رابطه ۹})$$

در این رابطه،  $\varepsilon$  تخلخل و  $F_{k'}$  (ضریب استوک) و  $N_{Re'}$  (عدد نوسلت) محیط متخلخل به صورت زیر بیان می‌شوند:

$$F_{k'} \equiv -\frac{\nabla P}{\rho V_0^2} D_{eq} \quad (\text{رابطه ۱۰})$$

$$N_{Re'} \equiv \frac{\rho V_0 D_{eq}}{\mu} \quad (\text{رابطه ۱۱})$$

در روابط فوق،  $D_{eq}$  یک طول مشخصه برای محیط متخلخل می‌باشد و ضرایب  $A$  و  $B$  برای معادله‌ی تصحیح شده‌ی ارگن به ترتیب مقادیر ۱۵۰ و ۱/۷۵ می‌باشند.

#### ضریب انتقال حرارت حجمی

معادلات انرژی مربوط به فاز جامد و گاز از طریق جزیی که نمایانگر انتقال حرارت جابجایی در مرز مشترک دو فاز می‌باشد با یکدیگر در ارتباط می‌باشند (Zhang and Huang, 2000). این جزء معمولاً توسط عبارت ضریب انتقال حرارت حجمی<sup>۳</sup> ( $H_v$ ) بیان می‌گردد که به صورت نرخ انتقال حرارت بر واحد اختلاف دمای میان دو فاز و واحد حجم تعریف می‌شود. این ضریب از طریق رابطه‌ی زیر با ضریب انتقال حرارت جابجایی ( $h$ ) در ارتباط می‌باشد (رابطه ۱۲):

$$H_v = ah \quad (\text{رابطه ۱۲})$$

در این رابطه،  $a$  نماینده‌ی سطح آزاد حفره‌ها بر واحد حجم ماتریس جامد می‌باشد. پیچیدگی اندازه‌گیری  $a$  دلیل اصلی بکارگیری ضریب انتقال حرارت حجمی به جای ضریب انتقال حرارت جابجایی می‌باشد.

خطای وارد شده به مدل‌سازی در مورد تقریب ضریب انتقال حرارت حجمی می‌تواند به دلایل زیر قابل ملاحظه می‌باشد. اولاً در صنعت معمولاً هندسه یک محیط متخلخل توسط تعداد حفره‌ها بر واحد طول به صورت تعداد حفره‌ها در هر سانتی‌متر طول بیان می‌گردد، در صورتی که خصوصیات یک ماتریس شبکه‌ای با دقت خیلی پائینی توسط این عدد تعیین

2. Ergun  
3. Volumetric heat transfer

1. Forchheimer

حقیقی می‌باشد. خواص حرارتی دانه برنج شامل حرارت مخصوص فشار ثابت و ضریب هدایت حرارتی (Mohsenin, 1980) و خواص فیزیکی اندازه‌گیری شده در جدول ۱ ارائه شده است.

وزن هزار دانه	۱۸/۵۵ g
چگالی حقیقی	۱/۳۹۸ g/cm <sup>3</sup>
چگالی ظاهری	۰/۸۵۹ g/cm <sup>3</sup>
تخلخل	۴۰ درصد
حرارت مخصوص فشار ثابت	۰/۷۸ J/kg.K
ضریب هدایت حرارتی	۲/۷۴×۱۰ <sup>-۵</sup> W/m.K

ضرایب حرارتی فیزیکی هوا به عنوان فاز پیوسته در دمای ۴۰ درجه سلسیوس در جدول ۲ ارائه شده است (Kothandaraman and Subramanyan, 1989).

حرارت مخصوص (kJ/kg.K)	۱/۰۰۵
چگالی (kg/m <sup>3</sup> )	۱/۱۲۸
هدایت حرارتی (W/m.K)	۰/۰۲۶۵۶
گرانروی (kg/m.s)	۰/۰۰۰۰۱۹۱۲

برای انجام آزمایش‌ها از خشک‌کن آزمایشگاهی موجود با ظرفیت حدود ۰/۱۷ متر مکعب استفاده شد. جریان هوای ورودی به خشک‌کن ۵۵۰ مترمکعب بر ساعت و دمای هوای ورودی ۴۰ درجه سلسیوس در نظر گرفته شد. جهت خشک کردن شلتوک، ابتدا قاب‌های جریان هوای کنارگذر و میان‌گذر مطابق با مدل ساخته و در مخزن خشک‌کن در هنگام انجام آزمون‌ها نصب شد. خشک‌کن به صورتی ساخته شده که قابلیت تعویض قاب‌ها در آن وجود دارد.

آزمایش‌های اعتبارسنجی مدل عددی با چیدن ۱۰ عدد حسگر دمای PT100 در نقاط مختلف خشک‌کن برای هر دو الگوی کنارگذر و میان‌گذر و داده‌برداری در زمان‌های ۲۰ ثانیه، ۱۰۰ ثانیه، ۱۰۰۰ ثانیه، ۳۰ دقیقه، ۶۰ دقیقه، ۹۰ دقیقه و ۱۲۰ دقیقه انجام شد. چیدمان حسگرها به گونه‌ای است که می‌توان به میزان نفوذ هوا در زمان‌های مختلف و گرم شدن خشک‌کن پی‌برد. تمام حسگرها در عمق ۱۵ سانتی‌متری از سطح مخزن خشک‌کن استقرار یافتند.

در الگوی کنارگذر، حسگرهای ۱ تا ۶ در طول خشک‌کن و بر جداره‌های جانبی ورود هوا به مخزن و حسگرهای ۷ تا ۱۰ در توده شلتوک در دو برش عرضی خشک‌کن جایگزاری شدند

می‌شود. به عنوان مثال در مورد یک ماتریس با یک تعداد حفره در واحد طول مشخص، محدوده وسیعی از قطرهای هیدرولیکی مربوط به حفره‌ها می‌تواند وجود داشته باشد. این امر نشان دهنده دقت پایین روابطی می‌باشند که ضریب انتقال حرارت حجمی را می‌توان بر اساس تعداد حفره‌ها بر واحد طول تخمین زد.

عامل دیگر به وجود آورنده خطا در مورد روابط موجود برای ضریب انتقال حرارت حجمی مربوط به شرایط آزمایشگاهی اندازه‌گیری آن می‌باشد. در نتیجه برخی از پژوهشگران در مدل‌سازی‌های خود فرضیات بسیار ساده‌کننده‌ای را برای این پارامتر در نظر گرفته‌اند. یکی از ساده‌ترین این فرضیات، بسیار بزرگ فرض کردن این پارامتر می‌باشد (Hsu et al., 1993; Chen et al., 1987). این فرض منجر به یکسان شدن دمای دو فاز سیال و جامد در مدل‌سازی می‌شود که در نتیجه می‌توان از یک معادله انرژی برای هر دو فاز استفاده نمود. مطالعات در مورد ضریب انتقال حرارت حجمی در محیط‌های متخلخل با شبکه‌ی اسفنجی بسیار کمتر از بسترهای آکنده صورت گرفته است (Achenbach, 1995).

(Fu et al., 1998) به صورت تجربی به تعیین عدد نوسلت حجمی برای پنج نوع جسم متخلخل شبکه‌ای و همچنین برای جریان هوایی با تغییرات دمای ۳۴۰-۲۹۳ کلوین پرداختند. هر نوع از این محیط‌های متخلخل بر اساس ساختار هندسی در چند دسته‌ی مختلف مورد آزمایش قرار گرفتند. بر اساس نتایج حاصله، روابط تجربی برای عدد نوسلت حجمی ( $Nu_v$ )، به صورت رابطه‌ی (۱۳) استخراج گردید که در آن C و m ضرایب ثابتی است که با توجه به جنس، چگالی تخلخل، قطر سوراخ میانگین ( $d_p$ ) و ضخامت ماتریس و نیز بر اساس محدوده‌ی سرعت جریان تعیین می‌شوند.

$$Nu_v = C Re^m \quad (\text{رابطه ۱۳})$$

انجام آزمایش‌های راست آزمایی در این تحقیق برای مدل‌سازی و تعریف محیط متخلخل و همچنین انجام آزمون‌های راست‌آزمایی از برنج طارم هاشمی مازندران کشور ایران به عنوان محصول خشک‌کن استفاده شد. تخلخل برنج یاد شده با اندازه‌گیری وزن هزار دانه برنج، چگالی حقیقی و چگالی ظاهری و با استفاده از رابطه ذیل (۱۴) به دست آمد.

$$\varepsilon = \left(1 - \frac{\rho_b}{\rho_t}\right) \times 100 \quad (\text{رابطه ۱۴})$$

در این رابطه،  $\rho_b$  چگالی ظاهری (توده)،  $\rho_t$  چگالی



میانی ورود هوا به مخزن و حسگرهای ۷ تا ۱۰ در توده شلتوک در چهار ناحیه جایگزاری شدند (شکل ۴، ب).

(شکل ۴، الف). در الگوی میان‌گذر، حسگرهای ۱، ۲، ۵ و ۶ بر جداره‌های جانبی ورود هوا به مخزن، حسگرهای ۳ و ۴ بر جداره



(ب)



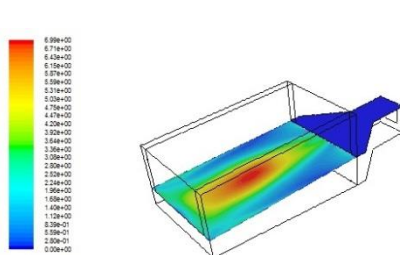
(الف)

شکل ۴. محل جایگزاری حسگرهای تشخیص دما، الف: الگو کنارگذر، ب: الگوی میان‌گذر

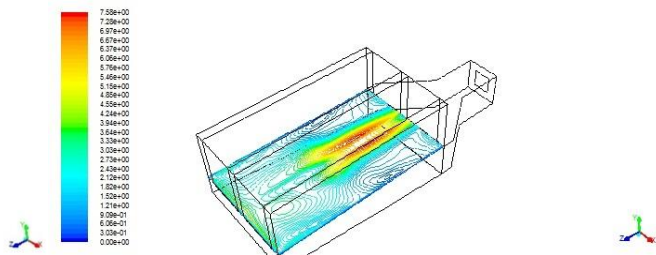
کنارگذر مشابه الگوی میان‌گذر می‌باشد به طوری که میزان سرعت در وسط صفحه افزایش یافته است و باعث افزایش میزان نفوذ از این ناحیه در توده متخلخل محصول می‌شود (شکل ۵، ب). نحوه ورود و توزیع جریان مشابه الگوی توزیع جریان در مخزن خشک‌کن خورشیدی می‌باشد که توسط Mozaffari (2013) شبیه‌سازی عددی شده است.

**نتایج و بحث**

بررسی تغییرات جریان در مخزن خشک‌کن با الگوی جریان میان‌گذر نشان داد که هوا پس از عبور از کانال ورودی به صورت یک هسته پرسرعت در زیر خشک‌کن توسعه یافته و با تشکیل گردابه‌ها در اطراف این هسته، در سطح زیرین پخش می‌شود. شکل ۵ (الف) کانتور سرعت در این ناحیه را نشان می‌دهد. کانتور سرعت در صفحه افقی زیر مخزن با الگوی جریان



(ب)

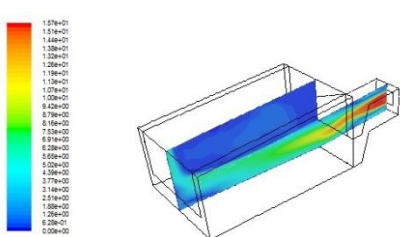


(الف)

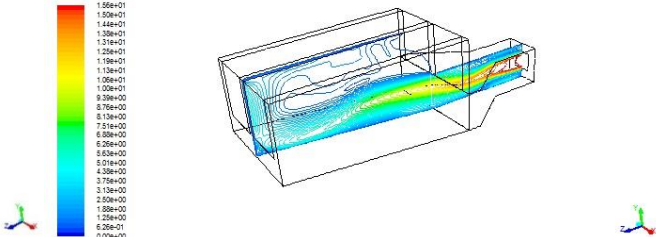
شکل ۵. کانتورهای سرعت گذرا (متر بر ثانیه) در زمان ۲۰ ثانیه بر روی صفحه افقی در قسمت زیرین مخزن، الف: الگوی میان‌گذر، ب: الگوی کنارگذر

بالای این گذر توزیع می‌گردد. میزان کلی نفوذ در الگوی کنارگذر و به عبارت دیگر مؤلفه‌های سرعت در توده محصول نسبت به الگوی میان‌گذر که شامل یک کانال عبور هوا در قسمت میانی می‌باشد کاهش یافته است (شکل ۶، ب).

در خشک‌کن با الگوی میان‌گذر، جریان به محض ورود به سطح زیرین مخزن، در گذر میانی توسعه می‌یابد (شکل ۶، الف). با توجه به شیب سطح زیرین مخزن، جریان هوا تا انتهای مخزن در گذر میانی توسعه یافته و به صورت یکنواخت به سمت



(ب)

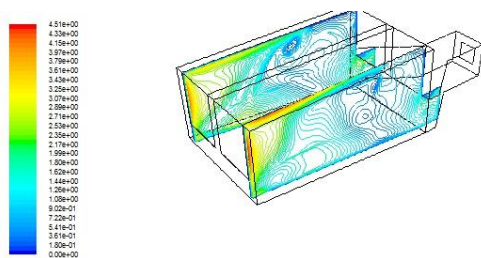


(الف)

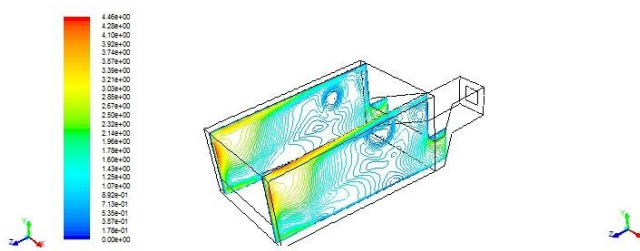
شکل ۶. کانتورهای سرعت گذرا (متر بر ثانیه) در زمان ۲۰ ثانیه بر روی صفحه عمودی گذرنده از مقطع میانی خشک‌کن، الف: الگوی میان‌گذر، ب: الگوی کنارگذر



دلیل این پدیده نیز مرتبط با یکسان بودن هندسه در جداره‌ها است (شکل ۷، الف و ب). جریان هوا در جداره‌های مخزن شامل گردابه‌های با تغییرات زیاد می‌باشد و توسط بسیاری از محققین مدل سازی شده و نتایج مشابه را داشته است (Aubin *et al.*, 2004; Roustapour *et al.*, 2009).



(ب)

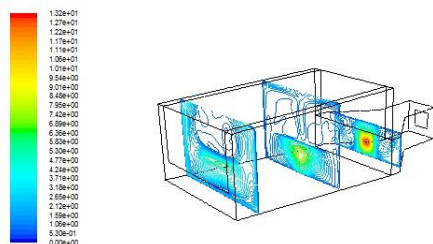


(الف)

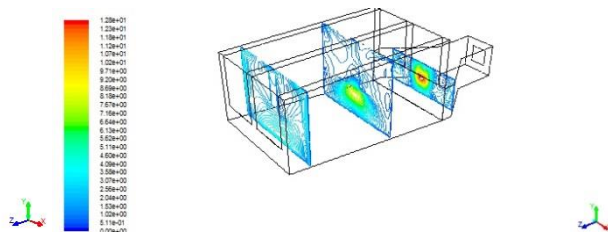
شکل ۷. کانتورهای سرعت گذرا (متر بر ثانیه) در زمان ۲۰ ثانیه بر روی صفحه عمودی گذرنده از جداره‌های جانبی، الف: الگوی میان‌گذر، ب: الگوی کنارگذر

میان‌گذر کمتر می‌باشد. در این حالت بیشترین تمرکز خطوط دما ثابت در نزدیکی دیواره‌ها که جریان سیال در آن‌ها وجود دارد، دیده می‌شود که حاکی از بیشتر بودن تغییرات سرعت در آن نواحی و سرعت تقریباً یکنواخت در میانه مخزن می‌باشد (شکل ۸، ب). نتایج به دست آمده مشابه نتایج مدل سازی (Jahani *et al.*, 2016) می‌باشد که مخزن خشک‌کن با الگوی توزیع هشتی شکل را شبیه‌سازی کرده‌اند.

شکل ۸ (الف) کانتورهای سرعت در صفحات عمود بر جریان و توزیع یکنواخت آن در مقطع عرضی خشک‌کن با الگوی جریان میان‌گذر را نشان می‌دهد. نتایج حاکی از این است که جریان دارای سرعت بیشتر در مرکز صفحه بوده و به تدریج با ادامه حرکت در گردابه‌های توسعه یافته به سمت دیواره‌های خشک‌کن، مستهلک می‌شود. در خشک‌کن با الگوی کنارگذر به دلیل عدم وجود کانال میانی، نفوذ سیال نسبت به حالت



(ب)

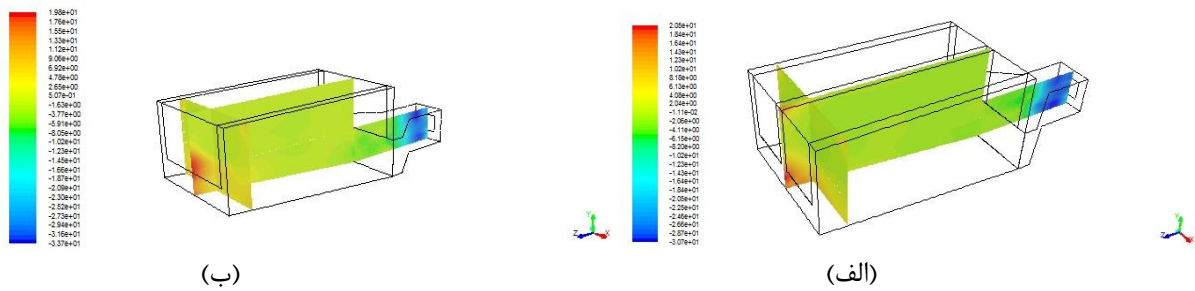


(الف)

شکل ۸. کانتورهای سرعت گذرا (متر بر ثانیه) در زمان ۲۰ ثانیه بر روی صفحات عمود بر جریان، الف: الگوی میان‌گذر، ب: الگوی کنارگذر

یکنواختی در این ناحیه ایجاد شده است (شکل ۹، الف). برگشت جریان منجر به ایجاد دمای یکنواخت در بخش عمده‌ای از کانال هوا و توده محصول می‌شود. کانتور فشار در الگوی کنارگذر از نظر روند تغییرات مشابه حالت قبل می‌باشد با این تفاوت که توزیع ناحیه فشار حداکثر به دلیل عدم وجود کانال میانی هوا، اندکی به سمت بالای مخزن توسعه یافته است (شکل ۹، ب). نتایج به دست آمده مشابه نتایج شبیه‌سازی خشک‌کن کابینتی توسط (Amanlou and Zomorodian, 2010) می‌باشد.

عمده تغییرات این فشار یکی در مدخل ورودی جریان به خشک‌کن و دیگری در انتهای کانال هوا می‌باشد. میزان تغییر کلی فشار در هر دو الگوی میان‌گذر و کنارگذر حدود ۵۰ پاسکال است. در مدخل ورودی تغییرات فشار مربوط به اختلاف سطح ورودی هوا با کل مساحت کانال زیرین مخزن و در انتهای کانال هوا به دلیل برخورد سیال با دیواره انتهای خشک‌کن می‌باشد. در قسمت‌های میانی خشک‌کن در الگوی میان‌گذر انتظار افت فشار در امتداد جریان می‌باشد ولی با توجه به افزایش فشار در انتهای خشک‌کن و برگشت نسبی جریان، فشار



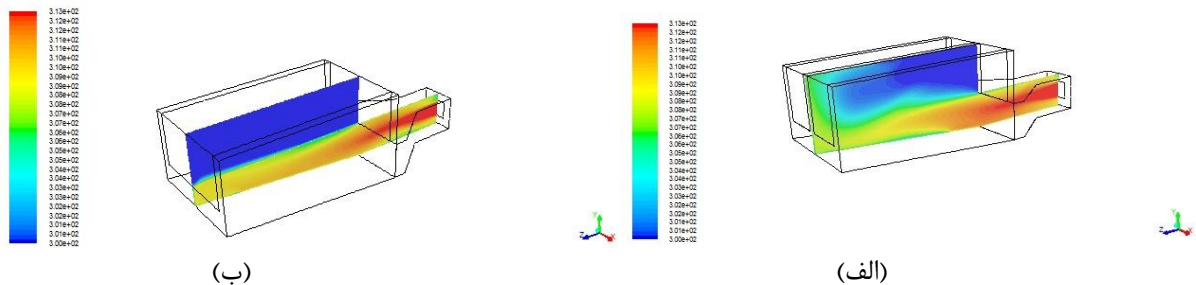
شکل ۹. کانتورهای فشار گذرا (پاسکال) در صفحات مختلف، الف: الگوی میان‌گذر، ب: الگوی کنارگذر

توده محصول و مقاومت فشاری شدید مربوط به محیط متخلخل می‌باشد. این توزیع در الگوی کنارگذر که کانال هوا در میان مخزن نمی‌باشد، محسوس‌تر است بطوری‌که هیچ انتشار دمایی در محیط متخلخل مشاهده نمی‌شود (شکل ۱۰، ب).

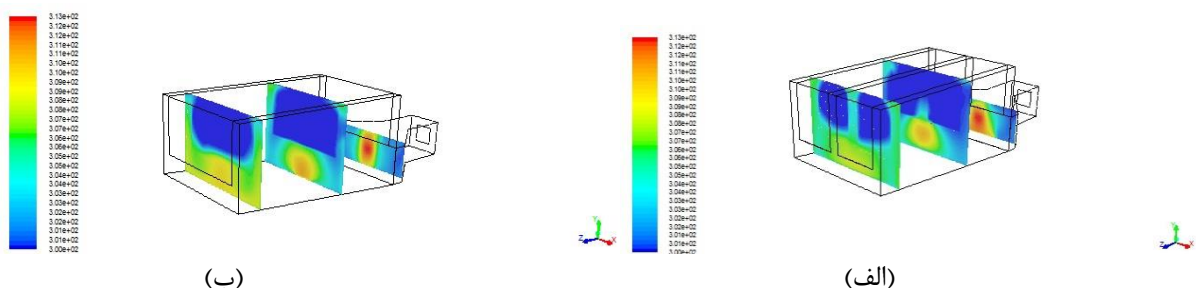
با گذشت زمان ۱۰۰ ثانیه، گرمای هوا به آرامی در توده متخلخل نفوذ می‌کند و دما به خصوص در قسمت انتهایی توده محصول، از کانال میانی و دیواره‌های مخزن در الگوی میان‌گذر شروع به افزایش می‌یابد (شکل ۱۱، الف). در الگوی کنارگذر، افزایش دما از کانال‌های کناری شروع شده و در توده توسعه می‌یابد. بر خلاف الگوی میان‌گذر، هیچ توزیع و افزایش دمایی در میان توده متخلخل درون مخزن وجود ندارد (شکل ۱۱، ب).

تغییرات دما در شرایط گذرا شبیه‌سازی شد. در این راستا، کانتورهای دما در سه زمان ۲۰، ۱۰۰ و ۱۰۰۰ ثانیه برای دمای ورودی ۳۱۳ کلوین در دو الگوی میان‌گذر و کنارگذر مورد بررسی قرار گرفت.

کانتور دما در صفحه عمودی میانی در شکل ۱۰ نشان پس از ۲۰ ثانیه از شروع حل نشان داده شده است. در الگوی میان‌گذر (شکل ۱۰، الف) با توجه به زمان کم گذشته شده از ابتدای حل، میدان دمای ایجاد شده کاملاً تحت تاثیر مکانیزم جابجایی بوده و انرژی به دلیل مکانیزم رسانش، فرصت کافی را برای نفوذ در توده متخلخل را نداشته است. دلیل این پدیده مربوط به سرعت بالاتر جریان در کانال‌های هوا نسبت به داخل



شکل ۱۰. کانتورهای دمای گذرا بر روی صفحه عمودی گذرنده از وسط محصول در زمان ۲۰ ثانیه و دمای ورودی ۳۱۳ کلوین، الف: حالت میان‌گذر، ب: حالت کنارگذر

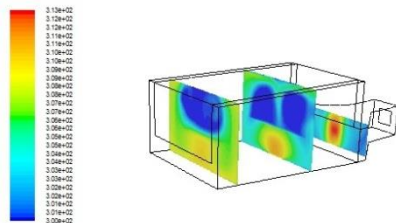


شکل ۱۱. کانتورهای دما بر روی صفحات عمود بر مقطع جریان در زمان ۱۰۰ ثانیه و دمای ورودی ۳۱۳ کلوین، الف: حالت میان‌گذر، ب: حالت کنارگذر در زمان ۱۰۰۰ ثانیه، نفوذ انرژی حرارتی در توده متخلخل افزایش یافته و توسعه کانتور دما به شرایط پایدار می‌رسد. شکل ۱۲ (الف)، کانتور دما در الگوی میان‌گذر و روند افزایش دمای توده از حیطة کانال میانی و دیواره‌های مخزن را

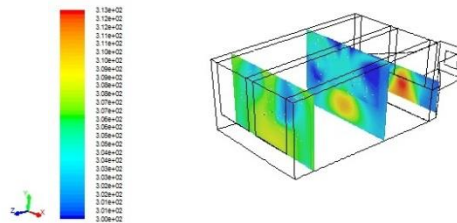
شکل ۱۲ (ب) مشهود است. به‌عبارت دیگر عدم وجود کانال میانی در الگوی کنارگذر

مشابه نتایج تحقیق Mozaffari (2013) می باشد که خشک کن خورشیدی با جریان متقاطع را به روش دینامیک سیال شبیه سازی کردند و الگوی تغییرات دمای مشابهی را در میان مخزن به دست آوردند.

منجر به تولید میدان دمایی غیر یکنواخت می شود و عدم تبخیر یکسان شلتوک در تمامی نواحی مخزن را به دنبال خواهد داشت. علاوه بر این، می توان به وجود ناحیه دمای پایین در ابتدای مخزن در مقایسه با الگوی میان گذر اشاره نمود. نتایج حاصله



(ب)

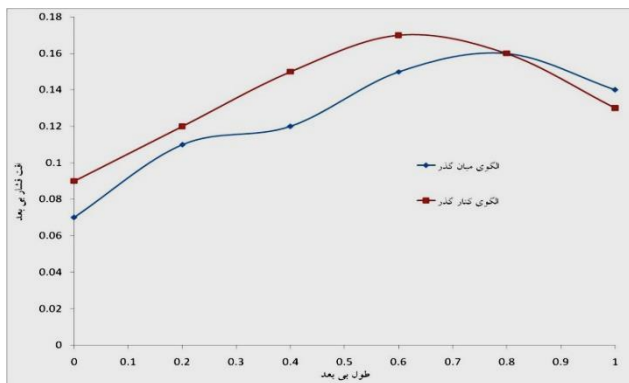


(الف)

شکل ۱۲. کانتورهای دما بر صفحات عمود بر جریان در زمان ۱۰۰۰ ثانیه و دمای ورودی ۳۱۳ کلوین، الف: حالت میان گذر، ب: حالت کنار گذر

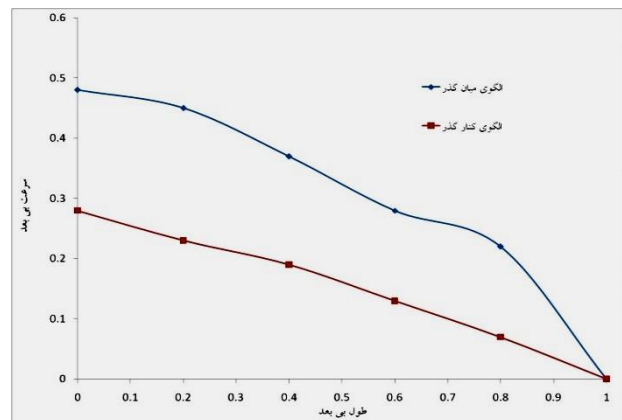
رشد تغییرات سرعت بی بعد در کانال هوای زیر مخزن خشک کن بعد از همگرایی و رسیدن مدل به حالت پایا که در واقع نشانگر نسبت تغییرات سرعت به سرعت هوای ورودی به خشک کن می باشد، در حالت میان گذر و کنار گذر در شکل ۱۳ نشان داده شده است. همانطور که مشاهده می شود، سرعت در راستای خط طولی خشک کن در الگوی میان گذر از کنار گذر بیشتر است. در الگوی میان گذر به علت وجود کانال هوای مخزن در هسته پر سرعت جریان، اجازه عبور راحت جریان و توزیع مناسب بردار سرعت وجود دارد.

رشد تغییرات دمای بدون بعد (۰/۶ تا ۰/۷) رخ خواهد داد (شکل ۱۴). Kazemi (2016) شاهد بیشینه افت فشار در ناحیه میانی خشک کن تونلی با جریان هوای موازی در طی شبیه سازی دینامیک سیال جریان در مخزن خشک کن بود.



شکل ۱۴. مقایسه میزان فشار بی بعد در الگوی میان گذر و کنار گذر

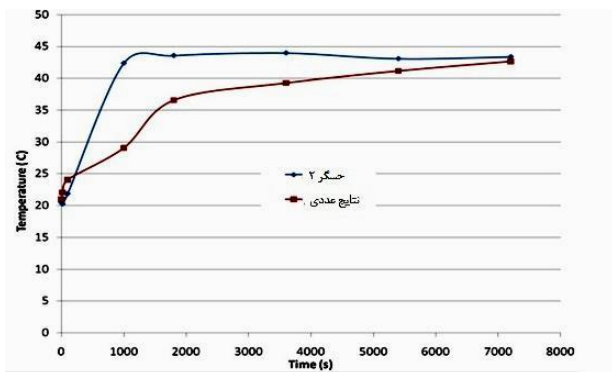
رشد تغییرات دمای بدون بعد که نسبت تغییرات دما به دمای حداکثر می باشد، در شکل ۱۵ نشان داده شده است. این تغییرات دما در صفحه عبور کننده از توده متخلخل محاسبه شده است و مقدار آن به صورت میانگین صفحه ای در طول خشک کن می باشد. مشاهده می شود که اختلاف دما در دو الگوی میان گذر و کنار گذر ناچیز است ولی توزیع دما در الگوی میان گذر شرایط مناسب تری را دارد. بایستی توجه داشت گنجایش شلتوک در الگوی کنار گذر به علت نداشتن کانال هوا در وسط مخزن، بیشتر است و از این لحاظ نسبت به الگوی میان گذر برتری دارد. روند تغییرات دما در محفظه گرم کن هوا مشابه نتایج مدل سازی خشک کن شلتوک با الگوهای هشتی شکل و مرسوم، انجام شده توسط Jahanian (2016) بوده است.



شکل ۱۳. مقایسه میزان سرعت بی بعد در الگوی میان گذر و کنار گذر

به منظور بررسی میزان تغییرات فشار در خشک کن از پارامتر افت فشار بی بعد (نسبت افت فشار به فشار دینامیکی در ورودی) در امتداد خط افقی در قسمت زیرین خشک کن استفاده شده است. نتایج نشان داد که اختلاف زیادی بین افت فشار در دو الگوی میان گذر و کنار گذر وجود ندارد. البته افت فشار در الگوی کنار گذر به علت عدم وجود کانال میانی بیشتر است. شایان ذکر است که بیشینه افت فشار تقریباً در ناحیه میانی

عددی یکسان نمی‌باشد. نتایج حاصل از تحقیقات انجام شده توسط Kazemi (2016) در راستای مدل‌سازی دینامیک سیال جریان در خشک‌کن تونلی با تیغه‌های بادگیر، نشانگر عدم تطابق روند تغییرات دمای اندازه‌گیری شده و مدل عددی است.



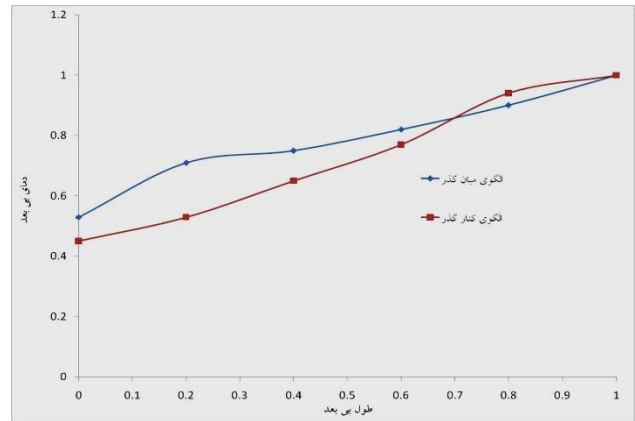
شکل ۱۷. راست‌آزمایی نتایج عددی در خشک‌کن با الگوی میان‌گذر و دمای هوای ورودی ۴۰ درجه سلسیوس

### نتیجه‌گیری کلی

هوا در مخزن خشک‌کن با الگوی میان‌گذر با سرعت بیشتری جریان می‌یابد و تقریباً به تمام نقاط مخزن شلتوک نفوذ می‌کند. نفوذ خوب هوا می‌تواند باعث کاهش میزان انرژی نسبت به الگوی کنارگذر شود. در الگوی کنارگذر میزان کلی نفوذ مؤلفه‌های سرعت در توده محصول نسبت به الگوی میان‌گذر که شامل یک کانال عبور هوا در قسمت میانی می‌باشد، کاهش یافته است.

در میان مخزن در الگوی میان‌گذر، انتظار افت فشار در امتداد جریان می‌باشد ولی با توجه به افزایش فشار در انتهای خشک‌کن و برگشت نسبی جریان، فشار یکنواختی در این ناحیه ایجاد شده است. کانتور فشار در الگوی کنارگذر از نظر روند تغییرات مشابه الگوی میان‌گذر می‌باشد با این تفاوت که توزیع ناحیه فشار حداکثر اندکی به سمت بالای مخزن توسعه یافته است.

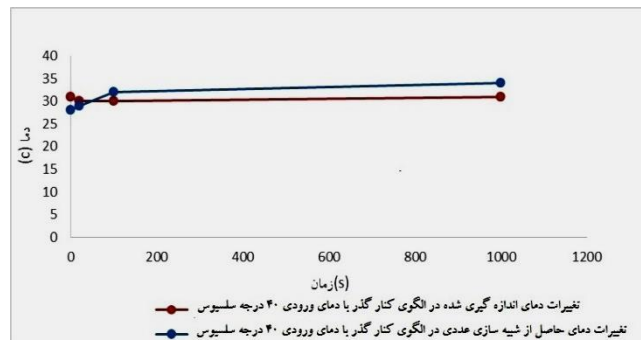
عدم وجود کانال میانی در الگوی کنارگذر منجر به تولید میدان دمایی غیر یکنواخت می‌شود و عدم کاهش رطوبت یکسان در تمامی نواحی مخزن را به دنبال خواهد داشت. راست‌آزمایی داده‌های دما نشان داد که در مدل کنارگذر، دما پس از گذشت مدت زمان هزار ثانیه به ۳۳ درجه سلسیوس رسید که با مقدار دمای حاصل از شبیه‌سازی عددی تقریباً برابر است. رسیدن به یک دمای واحد نشان از صحت کار انجام شده می‌باشد. در فاصله زمانی صفر تا ۱۰۰۰ ثانیه با توجه به دمای محیط و عایق نبودن مطلق دستگاه مشاهده می‌شود که روند تغییرات دمای اندازه‌گیری شده و مدل



شکل ۱۵. مقایسه دمای بی‌بعد در الگوی میان‌گذر و کنارگذر

برای راست‌آزمایی مدل عددی در هر الگو، تغییرات دما در مخزن خشک‌کن توسط حسگرهای دما تعیین شد و با نتایج حاصل از شبیه‌سازی مقایسه گردید. شکل ۱۶ تغییرات دمای حسگر شماره ۱ (شکل ۴، الف) در الگوی کنارگذر را نشان می‌دهد. همانطور که مشاهده می‌شود تغییرات دمای حاصل از شبیه‌سازی و مقادیر اندازه‌گیری شده توسط حسگر اختلاف کمی با یکدیگر داشته بطوری‌که پس از پایا شدن مدل، این خطا حدود ۷ درصد (رابطه ۱۵) بوده است.

$$Error = \left( \frac{T_{sim.} - T_{mes.}}{T_{mes.}} \right) * 100 \quad \text{(رابطه ۱۵)}$$



شکل ۱۶. راست‌آزمایی نتایج عددی در خشک‌کن با الگوی کنارگذر و دمای هوای ورودی ۴۰ درجه سلسیوس

در الگوی میان‌گذر باتوجه به موقعیت حسگری دمای شماره ۹ (شکل ۴، ب) که در محیط متخلخل جایگزاری شده است، دما پس از گذشت مدت زمان هزار ثانیه به ۳۳ درجه سلسیوس رسید که با مقدار دمای حاصل از شبیه‌سازی عددی تقریباً برابر است (شکل ۱۷). رسیدن به یک دمای واحد نشان از صحت کار انجام شده می‌باشد. در فاصله زمانی صفر تا ۱۰۰۰ ثانیه با توجه به دمای محیط و عایق نبودن مطلق دستگاه مشاهده می‌شود که روند تغییرات دمای اندازه‌گیری شده و مدل

K	دمای هوای ورودی	$T_g$	تغییرات دمای اندازه‌گیری شده و مدل عددی یکسان نمی‌باشد.
K	دمای ذرات توده متخلخل	$T_s$	در مدل میان‌گذر پس از گذشت ۱۰۰۰ ثانیه از فرآیند می‌توان
c	دمای شبیه‌سازی	$T_{sim}$	نزدیک شدن تدریجی منحنی‌های عددی و تجربی را ملاحظه
c	دمای اندازه‌گیری شده	$T_{mes}$	فرمود که حاکی از صحت مدل است.
m/s	سرعت دارسی - سرعت ذاتی سیال	$\bar{V}$	
kg/m <sup>3</sup>	چگالی سیال	$\rho_g$	
kg/m <sup>3</sup>	چگالی ماتریس جامد	$\rho_s$	واحد
kg/m <sup>3</sup>	چگالی حقیقی ذرات	$\rho_t$	سطح آزاد حفره‌ها بر واحد حجم ماتریس جامد
	تخلخل محیط	$\phi$	حرارت مخصوص فشار ثابت هوا
	تخلخل	$\epsilon$	ظرفیت گرمای ویژه ماتریس جامد
kg/m.s	لزجت سیال	$\mu_s$	قطر هیدرولیکی ذرات
W/m.K	ضریب رسانایی هوا	$\lambda_g$	طول مشخصه
W/m.c	ضریب رسانایی ماتریس جامد	$\lambda_{s,eff}$	ضریب انتقال حرارت جابجایی
Pa	افت فشار ناشی از وجود محیط متخلخل	$(\nabla p)_p$	ضریب انتقال حرارت حجمی
K	افت دما در محیط متخلخل	$(\nabla T)$	تعداد حفره‌ها در هر سانتی‌متر طول
			عدد نوسلت حجمی

### معرفی نمادها

نماد	شرح
A	سطح آزاد حفره‌ها بر واحد حجم ماتریس جامد
$C_{p,g}$	حرارت مخصوص فشار ثابت هوا
$C_s$	ظرفیت گرمای ویژه ماتریس جامد
$d_h$	قطر هیدرولیکی ذرات
$d_m$	طول مشخصه
$h$	ضریب انتقال حرارت جابجایی
$H_v$	ضریب انتقال حرارت حجمی
PPC	تعداد حفره‌ها در هر سانتی‌متر طول
$Nu_v$	عدد نوسلت حجمی

## REFERENCES

- Achenbach, E., (1995). Heat and flow characteristics in packed beds. *Experimental Thermal and Fluid Science*. 10:17-21.
- Aghkhani, M.H., Abbaspourfard, M.H., Bayati, M.R., Morteza pour, H., Saedi, S.I. and Moghimi, A. (2013). Review of the solar dryer operating equipped by a recirculation air flow system and a moisture absorbent chamber. *Journal of Agricultural Machinery*. 3 (2): 92-103. (In Farsi).
- Aubin, J., Fletcher, D. F. and Xuereb, C. (2004). Modeling turbulent flow in stirred tanks with CFD: The influence of the modeling approach, turbulence model and numerical scheme. *Experimental Thermal and Fluid Science*. 28: 431-445.
- Chen, C.K., Hung, C.I. and Horng, H.C. (1987). Transient Natural Convection on a Vertical Flat Plate Embedded in a High-Porosity Medium. *Journal of Energy Resources Technology*, 109 (3): 112-118.
- Farokhfar, P. (2007). CFD analysis in a fluidized bed dryer- PVC unit. Thesis report. Isfahan University of Technology. (In Farsi).
- Fosberg, J. (2011). Geometry development of the internal duct system of a heat pump tumble dryer based on fluid mechanic parameters from a CFD software. *Applied Energy*, 1956-1605.
- Fu, X., Viskanta, R. and Gore, J.P. (1998). Measurement and correlation of volumetric heat transfer coefficients of cellular ceramics. *Experimental Thermal and Fluid Science*. 17: 285-293.
- Hsu, P.F., Hoewll, J.R. and Mettews, R.D. (1993). A numerical investigation of premixed combustion within porous inert media. *ASME Journal of Heat Transfer*, 115: 744-750.
- Jahani, R. (2016). Optimization of air channel conditions in conventional paddy dryer using fluid dynamics flow. Thesis report. Islamic Azad University, Bafgh Branch. (In Farsi).
- Jambhekar, V.A. (2011). Forchheimer Porous-media Flow Models - Numerical Investigation and Comparison with Experimental Data. Thesis report. University of Stuttgart.
- Kanani, H., Shams, M. and Ebrahimi, R. (2006). Numerical simulation of flow in a U- shape dryer. *14<sup>th</sup> Annual Conference of Mechanical Engineering, Isfahan University of Technology*. (In Farsi).
- Kazemi, F. (2016). Numerical Modeling of Airflow in a Cabinet Dryer and Determination the Effect of Using Air Deflector Plates on Airflow Pattern and Drying Rate in the Dryer Chamber. Thesis report. Islamic Azad University, Bafgh Branch. (In Farsi).
- Kothandaraman, C.P. and Subramanyan, S. (1989). Heat and Mass Transfer Data Book. 4<sup>th</sup> Edn, New Delhi, India.
- Macdonald, L.F., EL-Sayed, M.S., Mow, K. and Dullien, F.A.L. (1979). Flow through porous media-the Ergun equation revisited. *Industrial Engineering Chemical Fundamental*, 18(3): 199-208.
- Mirade, P.S. (2006). Prediction of the air velocity field in modern meat dryers using unsteady computational fluid dynamics (CFD) models. *Journal of Food Engineering*, 60: 41-48.
- Mohsenin, N. (1980). Thermal Properties of Foods and Agricultural Materials. Gordon and Breach, Science Publishers Ins. One Park Avenue New York, NY10016.
- Mozaffari, K. (2013). Numerical modeling of air flow

- in the chamber of an active solar dryer in order to flow optimization by using some elements in the dryer chamber. Thesis report. Islamic Azad University, Shiraz Branch. (In Farsi).
- Mujumdar, A.S. (2000). *Drying Technology in Agriculture and Food Sciences*; Science Publishers: Enfield, NH.
- Patankar, S.V. (1994). *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*. Translated by: Esmailzadeh, E., Tabriz University, Iran.
- Roustapour, O.R., Hosseinalipour, M., Ghobadian, B., Mohaghegh, F. and Maftoon-Azad, N. (2009). A proposed numerical-experimental method for drying kinetics in a spray dryer. *Journal of Food Engineering*, 90(1): 20-26.
- Roustapour, O.R., Mozaffari, K. and Tahhavor, A.R. (2014). Optimization of energy consumption in a solar dryer by numerical modeling of flow in the chamber with air deflectors. *Journal of Agricultural Machinery Science*, 10 (1): 43-47.
- Niven, R.K. (2002). Physical insight into the Ergun and Wen & Yu equations for fluid flow in packed and fluidized beds. *Chemical Engineering Science*, 57: 527-534.
- Zhang, H.Y. and Huang, X.Y. (2000). Volumetric heat transfer coefficients in solid-fluid porous media: closure problem, thermal analysis and model improvement with fluid flow. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 43 (18): 3417-3432.