

## طراحی، ساخت و ارزیابی سامانه شبیه‌ساز جمع‌کننده تخت خورشیدی با استفاده از ضریب ترموهیدرولیکی

حامد رحمتی آیدنلو<sup>۱</sup> - علی محمد نیکبخت<sup>۲\*</sup>

تاریخ دریافت: ۱۳۹۴/۰۳/۱۸

تاریخ پذیرش: ۱۳۹۴/۱۱/۱۷

### چکیده

استفاده از ناهمواری در سطح زیرین صفحه‌ی جاذب حرارت خورشید از جمله شیوه‌های افزایش بازده ترموهیدرولیکی جمع‌کننده‌های تخت خورشیدی می‌باشد. سامانه‌ای با عنوان سامانه‌ی شبیه‌ساز جمع‌کننده‌ی صفحه تخت خورشیدی، با مهیا ساختن شرایط تابشی خورشید، امکان بررسی و آزمایش هر نوع جمع‌کننده‌ی صفحه تخت خورشیدی را جهت به‌دست آوردن مقدار عدد ناسلت، ضریب اصطکاک و در نهایت ضریب ترموهیدرولیکی ممکن ساخته است. در این آزمایش، سامانه‌ی شبیه‌سازی جمع‌کننده‌های تخت خورشیدی برحسب توان مورد نیاز مکنده‌ی گریز از مرکز، المنت‌های حرارتی و تجهیزات مورد نیاز جهت اندازه‌گیری پارامترهای مورد نظر، طراحی و ساخته شد. ناهمواری مورب منقطع بر اساس تحقیقات پیشین، به‌عنوان ناهمواری بهینه، انتخاب و در مجرای متشکل از سه سطح صاف که کناره‌های صفحه‌ی جاذب حرارت صاف و ناهمواری‌دار را تشکیل داده بودند، مورد آزمایش قرار گرفت. ضریب تبیین برای مقایسه‌ی عدد ناسلت حاصل از آزمایش صفحه‌ی جاذب حرارت صاف و رابطه‌ی تجربی دیتوس-بولتر برابر با ۰/۶۹ و برای مقایسه‌ی ضریب اصطکاک حاصل از آزمایش و رابطه‌ی بلاسیوس برابر با ۰/۶۸ به‌دست آمد. تغییرات ضریب ترموهیدرولیکی، برای ناهمواری مورد نظر نسبت به تغییرات عدد رینولدز بررسی گردیده و با تحقیقات پیشین مورد مقایسه قرار گرفت. افزایش ضریب اصطکاک نسبت به افزایش عدد استنتون ارجحیت داشته و در نتیجه ضریب ترموهیدرولیکی به‌دست آمده برای ناهمواری آزمایش شده در مجرای مورد نظر، با افزایش عدد رینولدز روند کاهشی داشت. بالاترین مقدار ضریب ترموهیدرولیکی برای عدد رینولدز ۳۱۴۹، برابر با ۱/۰۸ حاصل گردید.

**واژه‌های کلیدی:** ضریب اصطکاک، ضریب ترموهیدرولیکی، عدد ناسلت، ناهمواری

### مقدمه

با توجه به افزایش رو به رشد استفاده از انرژی‌های جایگزین در عرصه‌های مختلف صنعتی و کشاورزی، استفاده از جمع‌کننده‌های تخت خورشیدی هوا مینا به منظور تأمین انرژی سامانه‌های گرمایشی و همچنین خشک کردن محصولات کشاورزی توسط خشک‌کن‌های خورشیدی، مورد توجه قرار گرفته است. چین‌دار کردن صفحه‌ی جاذب حرارت و استفاده از ناهمواری<sup>۳</sup> در سطح زیرین صفحه‌ی جاذب حرارت خورشید از جمله شیوه‌های افزایش ضریب ترموهیدرولیکی<sup>۴</sup> برای این نوع جمع‌کننده‌ها می‌باشد. استفاده از ناهمواری، به دلیل

شکستن لایه‌ی مرزی<sup>۵</sup> ایجاد شده ما بین سیال هوای عبوری از مجرای جمع‌کننده و صفحه‌ی جاذب حرارت، روش به مراتب مؤثری نسبت به حالت‌های دیگر می‌باشد (Varun et al., 2007). جهت بررسی هریک از این روش‌ها، از سامانه‌ی شبیه‌سازی استفاده می‌گردد که شرایط تابشی خورشید را مهیا ساخته و امکان محاسبه‌ی پارامترهای حرارتی و ترمودینامیکی مورد نظر را که در طراحی یک جمع‌کننده‌ی خورشیدی صفحه تخت حائز اهمیت می‌باشد، فراهم می‌سازد.

### رابطه‌ی دیتوس-بولتر<sup>۶</sup>

رابطه‌ی دیتوس-بولتر، یک رابطه‌ی تجربی، به منظور پیش‌بینی عدد ناسلت<sup>۷</sup> به‌دست آمده برای صفحه‌ی جاذب حرارت صاف

۱- دانش‌آموخته کارشناسی ارشد مکانیک بیوسیستم، دانشگاه ارومیه

۲- دانشیار مهندسی مکانیک بیوسیستم، دانشکده‌ی کشاورزی، دانشگاه ارومیه

(\*)- نویسنده مسئول: (Email: alinikbakht87@yahoo.com)

DOI: 10.22067/jam.v7i1.47395

3- Roughness

4- Thermohydraulic performance

5- Viscous wall layer

6- Dittus-Bolter

7- Nusselt number

ناهمواری‌ها، علاوه بر افزایش عدد ناسلت که موجب افزایش دمای خروجی می‌گردند، به دلیل ایجاد جریان متلاطم، موجب افزایش افت فشار و ضریب اصطکاک شده که این امر افزایش توان مصرفی مکنده را به دنبال خواهد داشت (Hans *et al.*, 2009). لذا جهت ایجاد تعادل ما بین عدد ناسلت و ضریب اصطکاک تولیدی، پارامتر بدون بعد ضریب ترموهیدرولیکی معرفی می‌گردد. ضریب ترموهیدرولیکی به صورت رابطه‌ی (۵) بیان می‌شود (Aharwal *et al.*, 2008).

$$\eta = \frac{\overline{St}_r / \overline{St}_s}{\sqrt[3]{f_r / f_s}} \quad (5)$$

در رابطه‌ی (۵)،  $\overline{St}_r$ ،  $\overline{St}_s$ ،  $f_r$ ،  $f_s$ ، به ترتیب نشان‌دهنده‌ی پارامترهای بدون بعد ضریب اصطکاک برای صفحه‌ی جاذب حرارت دارای ناهمواری و صاف و متوسط عدد استنتون برای صفحه‌ی جاذب حرارت ناهمواری دار و صاف می‌باشند. در آزمایش به عمل آمده، مقدار عدد استنتون برای سطوح صاف و دارای ناهمواری با استفاده از رابطه‌ی (۶) محاسبه می‌گردد (Aharwal *et al.*, 2008).

$$St = \frac{Nu_L}{Re \cdot Pr} \quad (6)$$

با استفاده از سامانه‌ای، روش ناهمواری برای جمع‌کننده‌ی تخت خورشیدی مورد نظر، در شار حرارتی یکنواخت  $1000 \text{ W m}^{-2}$  که توسط المنت‌های حرارتی تأمین می‌گردید، در بازه‌ی عدد رینولدز ۳۰۰۰ الی ۱۸۰۰۰ مورد بررسی گرفت. در این سامانه، فلز آلومینیوم با ضخامت ۶ mm برای صفحه‌ی جاذب حرارت دارای ناهمواری مورب منقطع<sup>۶</sup> و صاف استفاده گردید. طول قسمت ورودی<sup>۷</sup>، منطقه‌ی مورد آزمایش<sup>۸</sup> و قسمت خروجی<sup>۹</sup> بر اساس استاندارد<sup>۱۰</sup> ASHRAE 93-1977 به ترتیب برابر با ۸۰۰ mm، ۱۲۰۰ mm و ۶۰۰ mm در نظر گرفته شد (ASHRAE; Standard Aharwal *et al.*, 2008). تأثیر استفاده از ناهمواری گوس مانند<sup>۱۱</sup>، بر اساس ضریب ترموهیدرولیکی، با استفاده از سامانه‌ای که سیال هوا توسط مکنده‌ی گریز از مرکز، از داخل مجرای آن عبور می‌کرد و تحت شار حرارتی یکنواخت  $1000 \text{ W m}^{-2}$  قرار داشت، در بازه‌ی عدد رینولدز ۲۰۰۰ الی ۱۷۰۰۰ بررسی گردید.

می‌باشد. این رابطه، به منظور اطمینان از درستی اعداد ناسلت به دست آمده از آزمایشات انجام گرفته بر روی صفحه‌ی جاذب حرارت صاف، مورد استفاده قرار می‌گیرد. عدد ناسلت حاصل از رابطه‌ی دیتوس-بولتر برای سطح صاف و عدد ناسلت محاسبه شده در آزمایش برای سطوح دارای ناهمواری و صاف، به ترتیب، با استفاده از روابط (۱) و (۲) تعریف می‌گردند (Aharwal *et al.*, 2008).

$$\overline{Nu}_L = 0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.4} \quad (1)$$

$$\overline{Nu}_L = \frac{\overline{h}_L \cdot D_h}{k} \quad (2)$$

در رابطه‌ی (۱)،  $\overline{Nu}_L$ ،  $Re$  و  $Pr$  به ترتیب بیان‌گر پارامترهای بدون بعد متوسط عدد ناسلت، عدد پراتل و عدد رینولدز<sup>۱</sup> برای سیال عبوری از مجرای جمع‌کننده‌ی مورد آزمایش می‌باشند که با توجه به شرایط آزمایش انجام گرفته، براساس سرعت و مشخصات فیزیکی سیال تعیین می‌شوند. در رابطه‌ی (۲)،  $h$  ( $\text{W m}^{-2} \text{ K}$ )،  $k$  ( $\text{W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$ ) و  $D_h$  (m) به ترتیب بیان‌گر متوسط ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی سیال هوای عبوری از مجرا<sup>۲</sup>، رسانندگی گرمایی سیال هوای عبوری از مجرا<sup>۳</sup> و قطر هیدرولیکی مجرای جمع‌کننده‌ی مورد آزمایش<sup>۴</sup> می‌باشد.

### رابطه‌ی بلاسیوس

رابطه‌ی بلاسیوس، یک رابطه‌ی تجربی به منظور پیش‌بینی ضریب اصطکاک، برای صفحه‌ی جاذب حرارت صاف می‌باشد. این رابطه، به منظور اطمینان از درستی مقادیر ضریب اصطکاک به دست آمده، از آزمایشات انجام گرفته بر روی صفحه‌ی جاذب حرارت صاف، مورد استفاده قرار می‌گیرد. ضریب اصطکاک به دست آمده از رابطه‌ی بلاسیوس<sup>۵</sup> و ضریب اصطکاک محاسبه شده در آزمایش برای سطح دارای ناهمواری و صاف، به ترتیب با استفاده از روابط (۳) و (۴) تعریف می‌گردند (Aharwal *et al.*, 2008).

$$f = 0.085 \cdot Re^{-0.25} \quad (3)$$

$$f = \frac{2 \times \Delta P \cdot D_h}{4 \times \rho \cdot L \cdot V^2} \quad (4)$$

در رابطه‌ی (۴)،  $P$  (Pa)،  $D_h$  (m)،  $L$  (m)،  $V$  ( $\text{kg m}^{-3}$ ) و  $V$  ( $\text{m s}^{-1}$ ) به ترتیب بیان‌گر افت فشار مجرای جمع‌کننده‌ی مورد آزمایش، قطر هیدرولیکی مجرا، طول مجرا، چگالی سیال در مجرای جمع‌کننده و سرعت سیال هوای عبوری از مجرای جمع‌کننده برای آزمایش انجام گرفته می‌باشد.

### ضریب ترموهیدرولیکی

6- Inclined broken rib

7- Entry section

8- Test section

9- Exit section

10- American society of heating, refrigerating, and air-conditioning engineers

11- Arc shaped

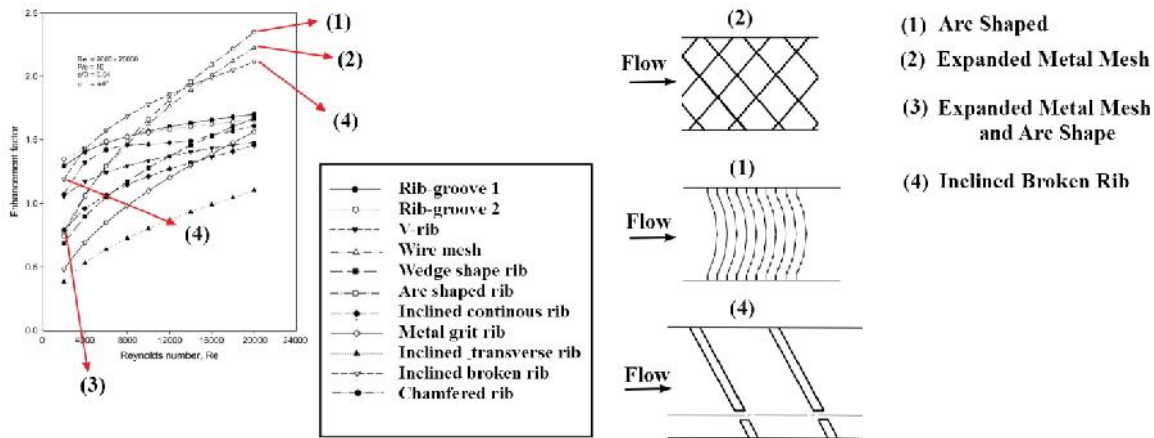
1- Reynolds number

2- Heat transfer coefficient

3- Thermal conductivity of fluid

4- Hydraulic diameter

5- Blasius number



شکل ۱- تغییرات ضریب ترموهیدرولیکی برای محدوده‌ی عدد رینولدز ۲۰۰۰-۲۰۰۰۰ در ناهمواری‌های متفاوت (Hans *et al.*, 2009)  
**Fig.1.** Comparison of thermohydraulic performance for various roughnesses (Hans *et al.*, 2009)

شده،  $e, W, d, g, P$  و  $D_h$  به ترتیب، ارتفاع ناهمواری (که در این جا، ارتفاع رخنه نیز می‌باشد)، عرض مجرای جمع‌کننده مورد آزمایش، عرض رخنه، گام ناهمواری و قطر هیدرولیکی مجرای جمع‌کننده بوده، که بر حسب واحد متر بیان می‌گردند (شکل ۲). مجرای مورد نظر در اکثر آزمایش‌های انجام گرفته، فقط متشکل از یک صفحه‌ی جاذب حرارت صاف و دارای ناهمواری بوده که تحت تأثیر شار حرارتی تعیین شده در جهت مشخص شده قرار گرفته و کناره‌های صفحه‌ی جاذب مورد نظر، فاقد سطوح فلزی می‌باشند که برای مجرای جمع‌کننده‌های تخت خورشیدی واقعی نیز، بر همین منوال می‌باشد (Aharwal *et al.*, 2008; Aharwal *et al.*, 2009; Saini *et al.*, 2008b; Sethi *et al.*, 2012). با این وجود، در آزمایش انجام گرفته توسط هان، مجرای مورد نظر متشکل از چهار سطح فلزی بوده که شار حرارتی بر هر دو سطح ناهمواری دار مورد بررسی، اعمال می‌گردد (Han, 1984). در آزمایش پیش‌رو، هدف طراحی و ساخت سامانه‌ای جهت شبیه‌سازی جمع‌کننده‌های تخت خورشیدی و سهولت در اندازه‌گیری پارامترهای مورد نیاز و انتخاب نوع بهینه‌ی ناهمواری از منظر ضریب ترموهیدرولیکی، تعریف گردید. مهم‌ترین ویژگی این تحقیق در قیاس با تحقیقات پیشین، در نظر گرفتن سطوح صاف، در کناره‌های صفحات جاذب حرارت دارای ناهمواری بهینه و صاف بوده، به گونه‌ای که شار حرارتی مورد نظر، فقط بر صفحه‌ی جاذب حرارت (ناهمواری دار و صاف) که سطح فوقانی مجرای مستطیلی شکل را تشکیل می‌دهند، اعمال گردد. اقتصادی و کم هزینه بودن شبیه‌سازی جمع‌کننده‌های تخت خورشیدی در شرایط گوناگون، اولین مزیت نتایج گزارش شده در این پژوهش می‌باشد. علاوه بر این، تأثیر صفحات صاف کناره‌های مجرا در افزایش عدد ناسلت و کاهش ضریب اصطکاک برای صفحه‌ی صاف جاذب حرارت و در نهایت تغییرات ضریب ترموهیدرولیکی برای

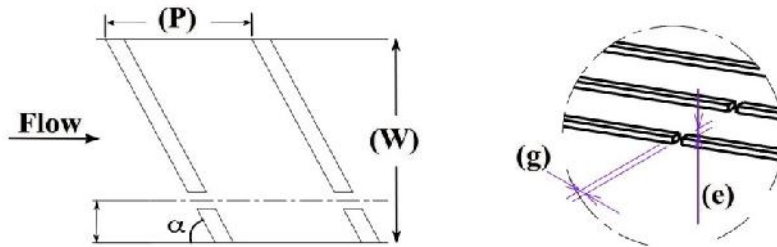
طول قسمت‌های ورودی، منطقه‌ی مورد آزمایش و خروجی، بر اساس استاندارد ASHRAE 93-1977 به ترتیب ۹۰۰ mm، ۵۰۰ mm و ۱۱۰۰ mm برآورد گردید (Saini *et al.*, 2008b). ناهمواری‌هایی با حالت عمود بر مسیر جریان<sup>۱</sup>، بر روی دو سطح از مجرای با سطح مقطع مربع شکل، نصب گردیده و در بازه‌ی عدد رینولدز ۷۰۰۰ الی ۹۰۰۰۰ مورد بررسی قرار گرفتند. در این آزمایش که با هدف استفاده از ناهمواری‌ها، جهت خنک‌کاری در توربین‌های گازی انجام گرفته بود، دو سطح ناهمواری دار تحت تأثیر مستقیم شار حرارتی قرار گرفته و دو سطح صاف مجرا، به صورت عایق‌بندی، در نظر گرفته شدند (Han, 1984). تغییرات ضریب ترموهیدرولیکی برای ناهمواری‌های متفاوت نسبت به عدد رینولدز مورد بررسی قرار گرفته و نتایج نشان داد که بالاترین مقادیر ضریب ترموهیدرولیکی مربوط به سه نوع ناهمواری گوس مانند، مورب منقطع و مش سیم فلزی گسترش یافته<sup>۲</sup> می‌باشد (Hans *et al.*, 2009) (شکل ۱). در تحقیق انجام گرفته توسط وارون و همکاران، با بررسی انواع پارامترهای هندسی مهم در اکثر ناهمواری‌ها، بهینه‌ترین مقدار برای نسبت عرض به ارتفاع مجرای جمع‌کننده‌ی مورد آزمایش، برابر ۱۲ بیان گردید (Varun *et al.*, 2007).

در آزمایش انجام گرفته توسط آهاروال و همکاران، بالاترین مقدار ضریب ترموهیدرولیکی برای ناهمواری مورب منقطع، تحت شرایطی که مقادیر ارتفاع نسبی ناهمواری ( $e/D_h$ )، گام نسبی ناهمواری ( $P/e$ )، موقعیت نسبی رخنه ( $d/W$ )، عرض نسبی رخنه ( $g/e$ ) و زاویه برخورد ناهمواری با جریان سیال ( ) به ترتیب ۰/۳۷۷، ۱۰، ۰/۲۵، ۱ و ۶۰ درجه در نظر گرفته شده بودند، به دست آمد (Aharwal *et al.*, 2008). شایان ذکر است که در پارامترهای هندسی بدون بعد ذکر

1- Transverse roughness  
 2- Expanded metal mesh

عدد ناسلت و ضریب اصطکاک به‌دست آمده برای مجرایی با چهار سطح صاف، به‌ترتیب با روابط دیتوس- بولتر و بلاسیوس مورد مقایسه قرار گرفت.

صفحه‌ی جاذب ناهمواری‌دار در این تحقیق مورد بررسی قرار گرفت. همچنین، بر اساس تحقیقات پیشین، مقدار بهینه‌ی ۱۲ برای نسبت عرض به ارتفاع مجرای صفحه‌ی جاذب حرارت دارای ناهمواری بهینه و صاف در نظر گرفته شد (Varun *et al.*, 2007). همچنین، مقادیر

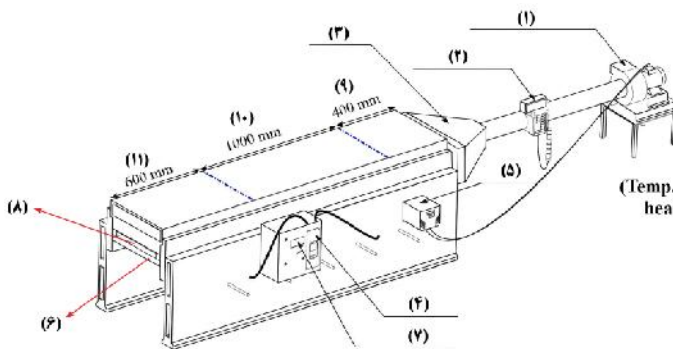


شکل ۲- ابعاد هندسی مورد بررسی در ناهمواری ضلع شکسته شیب‌دار  
Fig.2. Investigated dimensions in Inclined Broken Rib Roughness

خورشیدی، طراحی اولیه‌ی این سامانه توسط نرم افزار Catia V5R21 انجام گرفت (شکل ۳).

### مواد و روش‌ها

به منظور ساخت سامانه شبیه‌ساز جمع‌کننده‌ی صفحه تخت



- (1) مکنده‌ی گریز از مرکز (Centrifugal fan)
- (2) سرعت‌سنج (Velocity meter)
- (3) آرام‌کننده (Plenum)
- (4) فشارسنج (Differential pressure)
- (5) اینورتر (Inverter)
- (6) عایق یاغی (Below insulation)
- (7) نمایش‌دهنده‌ی دما و کنترل‌کننده‌ی شار حرارتی (Temp. demonstrator and heat flux cotroller)
- (8) مجرای کانکتور مورد آزمایش (Duct of tested collector)
- (9) قسمت خروجی (Exit section)
- (10) منطقه‌ی مورد آزمایش (Test section)
- (11) قسمت ورودی (Entrance section)

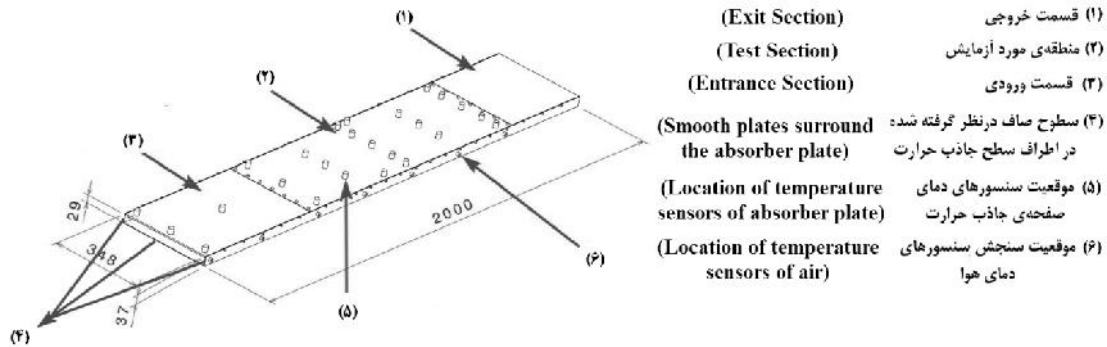
شکل ۳- مدل طراحی شده برای سامانه شبیه‌ساز جمع‌کننده‌ی صفحه تخت خورشیدی در نرم‌افزار Catia V5R21  
Fig.3. Solar flat collector simulator designed by Catia V5R21

مجموع طول کل مجرای جمع‌کننده برابر با ۲۰۰۰ mm به‌دست آمد (ASHRAE Standard 93-2010). عرض و ارتفاع مجرا به‌ترتیب برابر با ۳۴۸ mm و ۲۹ mm، در راستای اعمال نسبت عرض به ارتفاع مجرای برابر ۱۲ در نظر گرفته شد (شکل ۴). قسمت منطقه‌ی مورد آزمایش در دو حالت صفحه‌ی جاذب حرارت صاف، جهت ارزیابی سامانه با استفاده از روابط بلاسیوس و دیتوس- بولتر و برای شرایط دارای ناهمواری، جهت به‌دست آوردن ضریب ترموهیدرولیکی تهیه گردید. بر اساس نتایج به‌دست آمده از تحقیق انجام گرفته توسط هانز و همکاران، ناهمواری مورب منقطع به دلیل تغییرات کم در بازه‌ی عدد رینولدز مورد بررسی و همچنین به دلیل بالا بودن ضریب ترموهیدرولیکی در مقادیر پایین عدد رینولدز (شکل ۱)، به‌عنوان ناهمواری مورد نظر با مقادیر پارامترهای هندسی

### مجرای جمع‌کننده‌ی مورد آزمایش

مجرای جمع‌کننده‌ی مورد نظر که شامل سه بخش قسمت ورودی، منطقه‌ی مورد آزمایش (تست) و خروجی می‌باشد، بر اساس مدل طراحی شده در نرم‌افزار Catia V5R21 توسط عملیات ماشین‌کاری CNC<sup>۱</sup>، از جنس فلز آلومینیوم با ضخامت ۶ mm ساخته شد (Aharwal *et al.*, 2008) (شکل ۴). سطوح صاف کناره‌های صفحه‌ی جاذب حرارت ناهمواری‌دار و صاف، با ضخامت ۲ mm در نظر گرفته شد. بر اساس استاندارد ASHRAE 93-2010، طول قسمت ورودی، منطقه‌ی مورد آزمایش و خروجی به‌ترتیب برابر با ۴۰۰ mm، ۶۰۰ mm و ۱۰۰۰ mm انتخاب و ساخته شد که در

1- Computer numerical control



شکل ۴- نقشه‌ی سه بعدی طراحی شده برای مجرای جمع‌کننده‌ی مورد آزمایش در نرم‌افزار Catia V5R21  
 Fig.4. Sketched scheme for 3dimensional designed of tested duct by Catia V5R21

### المنت‌های حرارتی

به منظور تأمین حرارت لازم، جهت شبیه‌سازی شرایط تابشی خورشید، از دو المنت، با توان مصرفی کل برابر با ۱۵۰۰ W استفاده گردید. میزان شار حرارتی تولیدی توسط این المنت‌ها، در محدوده‌ی  $800 \text{ W m}^{-2}$  الی  $1400 \text{ W m}^{-2}$  در نظر گرفته شد.

### آرام کننده

با توجه به عدم توسعه یافتگی هیدرولیکی و دمایی جریان خروجی از منطقه‌ی مورد آزمایش، به هنگام ارزیابی صفحه‌ی جاذب حرارت ناهمواری دار و صاف، امکان اندازه‌گیری صحیح دبی جرمی (یا حجمی) سیال عبوری از لوله‌ی منتهی به مکنده، وجود نداشت. لذا صفحه‌ی صاف قسمت خروجی و آرام کننده، جهت توسعه یافتگی جریان خروجی از منطقه‌ی مورد آزمایش نصب گردید. آرام کننده‌ی استفاده شده مطابق شکل ۳، از جنس چوب<sup>۱</sup> MDF با ضخامت ۳ mm جهت عایق‌بندی، طراحی و ساخته شد.

### لوله‌ی منتهی به مکنده

لوله‌ی منتهی به مکنده‌ی گریز از مرکز، دارای طول و قطر به ترتیب ۱ m و ۱۰/۱۶ cm بوده که از جنس فلز آهن انتخاب شد (شکل ۳).

### مکنده‌ی گریز از مرکز

یکی از اصول اولیه در انتخاب مکنده‌ها، توجه به میزان دبی حجمی تولیدی آن‌ها، بر اساس میزان افت فشار موجود در سیستم

جدول ۱- پارامترهای هندسی تهیه شده از تحقیقات پیشین برای ناهمواری مورد نظر

Table 1. Considered values of geometric parameters extracted from previous researches

پارامترهای هندسی Geometric parameters	مقادیر در نظر گرفته شده Considered values
ارتفاع نسبی ناهمواری*	0.0377
Relative roughness height	
گام هندسی ناهمواری**	10
Relative roughness pitch	
زاویه‌ی برخورد ناهمواری با جریان سیال	60°
Angle of attack	
موقعیت نسبی رخنه***	0.25
Relative gap position	
عرض نسبی رخنه****	1
Relative gap width	
ارتفاع ناهمواری	2 mm
Roughness height	

\* نسبت ارتفاع ناهمواری به قطر هیدرولیکی مجرای جمع‌کننده‌ی مورد آزمایش

\* Roughness height to the hydraulic diameter

\*\* نسبت گام ناهمواری به ارتفاع ناهمواری

\*\* Pitch if roughness to height of roughness

\*\*\* فاصله‌ی قرارگیری رخنه نسبت به یکی از دیواره‌های مجرا نسبت به عرض مجرا

\*\*\* Distance of gap to the width of duct

\*\*\*\* ارتفاع رخنه به عرض رخنه

\*\*\*\* Height of gap to width of gap

$$\Delta P_{\text{plenum}} = C_2 \cdot \left( \frac{V_{\text{out-plenum}}}{1.29} \right)^2 \quad (7)$$

در رابطه‌ی (۷)  $C_2$  و  $V_{\text{out-plenum}}$  ( $\text{m s}^{-1}$ ) به ترتیب بیان‌گر سرعت سیال هوای خروجی از آرام‌کننده، ضریب اعمال شده به رابطه بر اساس نسبت سطح مقطع خروجی به ورودی سیال و افت فشار تولیدی توسط آرام‌کننده می‌باشد. حداکثر سرعت سیال هوای خروجی پیش‌بینی شده در مجرای جمع‌کننده (که سرعت سیال هوای ورودی به آرام‌کننده می‌باشد)، برای عدد رینولدز  $20000$ ، با توجه به این که سطح مقطع مجرای جمع‌کننده برابر با  $0.1 \text{ m}^2$  می‌باشد، برابر  $6/43 \text{ ms}^{-1}$  به دست آمد. مقدار ضریب  $C_2$  بر اساس نسبت سطح خروجی به ورودی سیال برابر با  $0.3$  در نظر گرفته شد (Brooker *et al.*, 1992). در نتیجه سرعت سیال هوای خروجی از آرام‌کننده، با در نظر گرفتن حجم کنترل در شرایط پایا و سیال غیرقابل تراکم، از رابطه‌ی (۸) محاسبه گردید.

$$A_{\text{in-plenum}} \cdot V_{\text{in-plenum}} = A_{\text{out-plenum}} \cdot V_{\text{out-plenum}} \quad (8)$$

در رابطه‌ی (۸)،  $A_{\text{in-plenum}}$  ( $\text{m}^2$ )،  $V_{\text{in-plenum}}$  ( $\text{m s}^{-1}$ ) و  $A_{\text{out-plenum}}$  ( $\text{m}^2$ ) به ترتیب بیان‌گر مساحت سطح مقطع به هنگام ورود سیال هوا به آرام‌کننده، سرعت سیال هوای ورودی به آرام‌کننده و مساحت سطح مقطع به هنگام خروج سیال هوا از آرام‌کننده می‌باشد.

### افت فشار موجود در صفحه‌ی روزنه<sup>۳</sup>

با توجه به این که برای اندازه‌گیری دبی جرمی از صفحه‌ی روزنه نیز استفاده می‌گردد، لذا افت فشار تولید شده توسط صفحه‌ی روزنه جهت تعیین توان مصرفی مکنده‌ی گریز از مرکز در محاسبات اعمال گردید. به منظور محاسبه‌ی افت فشار تولید شده در صفحه‌ی روزنه، مشابه روابط (۷) و (۸)، روابط (۹) و (۱۰) تعریف گردید.

$$\Delta P_{\text{Orifice}} = C_2 \cdot \left( \frac{V_{\text{out-Orifice}}}{1.29} \right)^2 \quad (9)$$

$$A_{\text{in-Orifice}} \cdot V_{\text{in-Orifice}} = A_{\text{out-Orifice}} \cdot V_{\text{out-Orifice}} \quad (10)$$

در روابط (۹) و (۱۰)،  $P_{\text{Orifice}}$  (pa)،  $A_{\text{in-orifice}}$  ( $\text{m}^2$ )،  $V_{\text{in-orifice}}$  ( $\text{m s}^{-1}$ ) و  $A_{\text{out-orifice}}$  ( $\text{m}^2$ ) به ترتیب بیان‌گر افت فشار تولیدی توسط صفحه‌ی روزنه، مساحت سطح مقطع به هنگام ورود سیال هوا به صفحه‌ی روزنه، سرعت سیال هوای ورودی به صفحه‌ی روزنه، مساحت سطح مقطع به هنگام خروج سیال هوا از صفحه‌ی روزنه، سرعت سیال هوای خروجی از صفحه‌ی روزنه و ضریب اعمال شده به رابطه بر اساس نسبت سطح مقطع خروجی به ورودی سیال بوده که برابر با  $0.3$  در نظر گرفته شد (Brooker *et al.*, 1992). همچنین، قطر حفره‌ی ایجاد شده در صفحه‌ی روزنه

مورد نظر می‌باشد. لذا مکنده‌ی گریز از مرکز بر اساس مقدار دبی حجمی مورد نیاز و افت فشار موجود در سیستم، انتخاب گردید. در همین راستا، با توجه به در نظر گرفتن عدد رینولدز در بازه‌ی  $2000$  الی  $20000$  برای مجرای جمع‌کننده‌ی مورد بررسی، دبی حجمی مورد نیاز در محدوده‌ی  $0.079 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$  الی  $0.643 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$  برآورد گردید (Aharwal *et al.*, 2008; Jaurker *et al.*, 2006; Saini *et al.*, 2008a; Saini *et al.*, 2008b; Sethi *et al.*, 2012).

### افت فشار موجود در سیستم

افت فشار موجود در سیستم، یکی از پارامترهای مهم در انتخاب مکنده‌ی مورد نظر می‌باشد. به گونه‌ای که با افزایش افت فشار، توان مصرفی مکنده برای تأمین دبی حجمی مورد نظر، افزایش می‌یابد. عوامل افزایش افت فشار در سیستم‌های فرآوری پس از برداشت و مرتبط با محصولات کشاورزی را می‌توان در دو حالت طبقه‌بندی کرد. حالت اول مرتبط با محصول بوده که شامل نوع محصول، رطوبت محصول، درجه‌ی کیفیت محصول، ارتفاع محصول و نحوه‌ی چینش و پر کردن محصول مورد نظر در سیستم می‌باشد. حالت دوم مرتبط با ادوات و اتصالات موجود در سیستم بوده که در ارتباط با زانویی‌ها، مجرا و آرام‌کننده‌ی به کار رفته در سیستم می‌باشد (Brooker *et al.*, 1992). با توجه به این که در سیستم مورد آزمایش، محصول وجود نداشت، لذا افت فشار موجود در سیستم که فقط ناشی از وجود مجرا و تغییر سطح مقطع در مسیر عبوری سیال هوا از سیستم می‌باشد، مورد بررسی قرار گرفت.

### افت فشار ایجاد شده در مجرای جمع‌کننده

افت فشار با توجه به توسعه یافته<sup>۱</sup> و یا عدم توسعه یافته بودن سیال در مجرای جمع‌کننده، نسبت به طول مجرا، دبی جرمی (و یا حجمی) سیال، ضریب اصطکاک و چگالی سیال متغیر می‌باشد. با توجه به این که پارامترهای ضریب اصطکاک و چگالی سیال قبل از ساخت سامانه در اختیار نیست، لذا افت فشار بر واحد متر موجود در مجرای جمع‌کننده برای حالت صفحه‌ی جاذب حرارت صاف، با استفاده از استاندارد ASHRAE، بر اساس سرعت و دبی حجمی پیش‌بینی شده، محاسبه گردیده و در نتیجه، افت فشار موجود در مجرا ( $P_{\text{duct}}$ ) برای صفحه‌ی جاذب صاف به دست آمد (Brooker *et al.*, 1992).

### افت فشار موجود در آرام‌کننده

مقدار افت فشار موجود در آرام‌کننده‌ی نصب شده در سیستم، با استفاده از رابطه‌ی (۷) محاسبه شد (Brooker *et al.*, 1992).

2- Cross section area of the duct;  $0.029(\text{Height}) \times 0.348$   
(Width) =  $0.01 \text{ m}^2$

3- Orifice plate

1- Fully developed



اندازه‌گیری شد.

## نتایج و بحث

### ساخت سامانه‌ی شبیه‌ساز جمع‌کننده‌ی صفحه تخت

#### خورشیدی

افت فشار بر واحد متر موجود در مجرای جمع‌کننده برای حالت صفحه‌ی جاذب حرارت صاف برابر با  $10 \text{ Pa m}^{-1}$  به‌دست آمد. با توجه به این‌که طول مجرای جمع‌کننده برابر با  $2 \text{ m}$  در نظر گرفته شده بود، میزان افت فشار در مجرای جمع‌کننده ( $P_{\text{duct}}$ )،  $20 \text{ Pa}$  محاسبه شد. آرام‌کننده با استفاده از لوله‌ای با سطح مقطع دایره‌ای به قطر  $1.6/10 \text{ cm}$  به فن مکنده منتهی می‌گردد، لذا با استفاده از رابطه‌ی (۸)، حداکثر سرعت خروجی از آرام‌کننده برابر با  $8/0.05 \text{ m s}^{-1}$  محاسبه گردید. در نتیجه، مقدار افت فشار ایجاد شده توسط آرام‌کننده ( $P_{\text{plenum}}$ )، با به‌دست آمدن سرعت خروجی سیال هوا از آن، با جایگذاری در رابطه‌ی (۷) برابر  $1/16 \text{ Pa}$  به‌دست آمد. حداکثر سرعت هوای خروجی از صفحه‌ی روزنه بر اساس حداکثر سرعت سیال هوای خروجی از آرام‌کننده، با استفاده از رابطه‌ی (۱۰)، برابر  $36 \text{ m s}^{-1}$  محاسبه گردید. در نتیجه افت فشار تولید شده توسط صفحه‌ی روزنه ( $P_{\text{orifice}}$ )، با استفاده از رابطه‌ی (۹) برابر با  $243 \text{ Pa}$  و افت فشار کل، با استفاده از رابطه‌ی (۱۱) برابر با  $246/16 \text{ Pa}$  به‌دست آمد. با مشخص شدن افت فشار کل، مقدار توان اسمی مکنده‌ی گریز از مرکز، به‌ترتیب با استفاده از روابط (۱۲)، (۱۳) و (۱۴) برابر با  $1.05 \text{ W}$  به‌دست آمد. در راستای تامین توان و دبی حجمی مورد نیاز برای آزمایش، مکنده‌ی گریز از مرکز lenze ساخت آلمان با توان اسمی  $370 \text{ W}$  و دبی حجمی  $0.1416 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$  (۳۰۰ cfm) انتخاب و بر روی سامانه نصب گردید. در نهایت با توجه به طراحی‌های انجام گرفته و با استفاده از تجهیزات اندازه‌گیری ذکر شده، سیستم مورد نظر مطابق شکل ۵ با عنوان سامانه‌ی شبیه‌ساز جمع‌کننده‌ی صفحه تخت خورشیدی ساخته شد.

عدد رینولدز به‌دست آمده در آزمایشات، برای فرکانس‌های  $5 \text{ Hz}$ ،  $10 \text{ Hz}$ ،  $15 \text{ Hz}$ ،  $20 \text{ Hz}$ ،  $25 \text{ Hz}$  و  $30 \text{ Hz}$ ، به‌طور متوسط در بازه‌ی برابر با  $3149$  الی  $19247$  قرار گرفت.

### تغییرات عدد ناسلت به‌دست آمده از آزمایش برای صفحه‌ی جاذب حرارت صاف و مقایسه‌ی آن با رابطه‌ی

#### دیتوس-بولتر

مقادیر عدد ناسلت در شار حرارتی  $1000 \text{ W m}^{-2}$  و فرکانس‌های  $10 \text{ Hz}$  الی  $30 \text{ Hz}$ ، برای سطح صاف محاسبه شده و با مقادیر به‌دست آمده، از رابطه‌ی دیتوس-بولتر مورد مقایسه گرفت (شکل ۶).

برابر  $4/8 \text{ cm}$  در نظر گرفته شد (Aharwal et al., 2009). در نهایت افت فشار کل موجود در سامانه ( $P_{\text{total}}$ ) با استفاده از رابطه‌ی (۱۱) محاسبه شد (Rahnama et al., 2010).

$$\Delta P_{\text{total}} = \Delta P_{\text{Duct}} + \Delta P_{\text{plenum}} + \Delta P_{\text{orifice}} \quad (11)$$

با توجه به وقوع افت فشارهای پیش‌بینی نشده در سامانه و همچنین استفاده از صفحه‌ی جاذب حرارت دارای ناهمواری که به دلیل داشتن ناهمواری، دارای افت فشار به مراتب بیش‌تری نسبت به صفحه‌ی جاذب حرارت صاف در مجرای جمع‌کننده می‌باشد، مقدار افت فشار نهایی ( $P_U$ )، مطابق رابطه‌ی (۱۲) با احتساب ضریب اطمینان  $50\%$  در نظر گرفته شد.

$$\Delta P_U = \Delta P_{\text{total}} / 0.5 \quad (12)$$

با در اختیار داشتن حداکثر مقدار دبی حجمی برای عدد رینولدز  $20000$  و مقدار افت فشار نهایی، توان مصرفی ( $P_e$ ) مکنده به منظور غلبه بر افت فشار نهایی، مطابق رابطه‌ی (۱۳) محاسبه گردید (Rahnama et al., 2010).

$$P_e = \Delta P_U \cdot Q \quad (13)$$

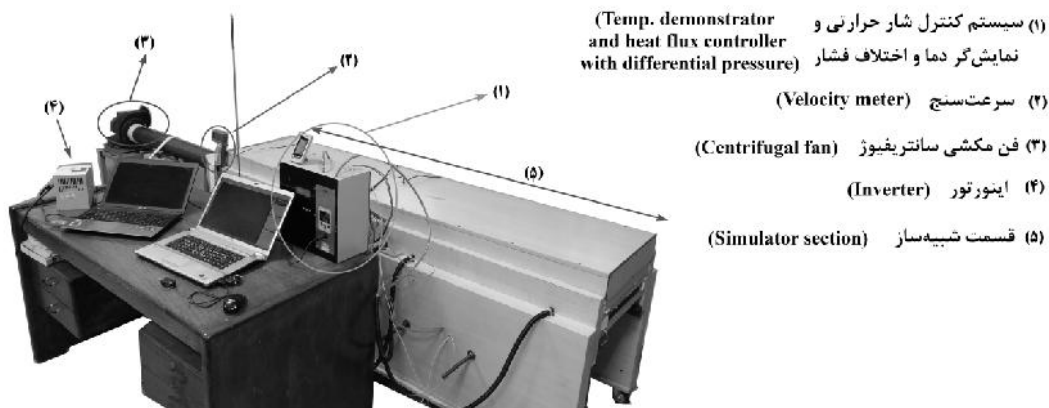
در رابطه‌ی (۱۳)،  $Q$  بیان‌گر دبی حجمی عبوری از سامانه می‌باشد. با توجه به اینکه بازده الکتریکی ( $\eta_e$ ) مکنده‌ی گریز از مرکز در حدود  $65\%$  تا  $85\%$  و بازده مکانیکی ( $\eta_m$ ) در حدود  $50\%$  می‌باشد، توان اسمی ( $P_o$ ) مکنده مطابق رابطه‌ی (۱۴) محاسبه شد (Rahnama et al., 2010).

$$P_o = \frac{P_e}{\eta_e \cdot \eta_m} \quad (14)$$

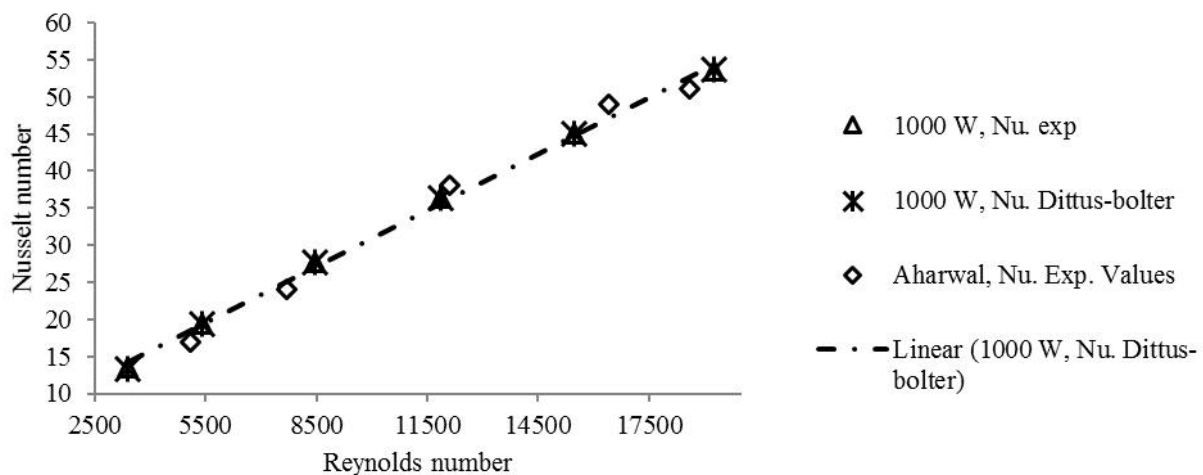
در رابطه‌ی (۱۴)،  $P_o$  بیان‌گر توان اسمی مکنده می‌باشد.

### تجهیزات اندازه‌گیری و کنترل

به منظور کنترل دور مکنده، از اینورتور SV040iG5A-4 مارک LG-Korea استفاده شد. اینورتور ذکر شده با اعمال شش مقدار فرکانس مشخص  $5 \text{ Hz}$ ،  $10 \text{ Hz}$ ،  $15 \text{ Hz}$ ،  $20 \text{ Hz}$ ،  $25 \text{ Hz}$  و  $30 \text{ Hz}$  بر روی مکنده‌ی گریز از مرکز، جهت ایجاد جریان هوای اجباری مورد استفاده قرار گرفت. به منظور اندازه‌گیری دمای صفحه‌ی جاذب حرارت، در قسمت‌های ورودی و منطقه‌ی مورد آزمایش و همچنین برای اندازه‌گیری دمای سیال هوای عبوری از منطقه‌ی مورد آزمایش، سنسورهای دمای LM35 مورد استفاده قرار گرفت. فشارسنج Cpe-310s مارک Kimo با محدوده‌ی اندازه‌گیری  $100 \text{ Pa}$  الی  $100 \text{ Pa}$  و رزولوشن  $0.1 \text{ Pa}$  جهت اندازه‌گیری اختلاف فشار در منطقه‌ی مورد آزمایش نصب گردید. همچنین، دبی جرمی سیال با استفاده از سرعت‌سنج TSI مدل  $8355$  (Velocity-Meter-8355) با محدوده‌ی عملکرد  $0 \text{ m s}^{-1}$  الی  $50 \text{ m s}^{-1}$  و رزولوشن  $0.01 \text{ m s}^{-1}$  که در قسمت میانی لوله‌ی منتهی به مکنده نصب گردیده بود،



شکل ۵- شبیه‌ساز جمع‌کننده‌های تخت خورشیدی  
**Fig.5.** Flat plate collector simulator



شکل ۶- مقایسه تغییرات عدد ناسلت آزمایشی و محاسبه شده توسط رابطه‌ی دیتوس-بولتر، برای صفحه‌ی جاذب حرارت صاف، نسبت به عدد رینولدز در شار حرارتی  $1000 \text{ W m}^{-2}$

**Fig.6.** Comparison of experimental and predicted values from Dittus-Boelter equation of Nusselt number vs. Reynolds number at constant  $1000 \text{ W m}^{-2}$  heat flux

آزمایش ساینی و همکاران برابر با  $0/63$  می‌باشد (Aharwal *et al.*, 2008; Saini *et al.*, 2008b). نتایج حاصل بیان‌گر تطابق قابل قبول عدد ناسلت حاصل از این آزمایش با رابطه‌ی دیتوس-بولتر نسبت به تحقیقات انجام گرفته‌ی پیشین می‌باشد.

**تغییرات ضریب اصطکاک به‌دست آمده از آزمایش برای صفحه‌ی جاذب حرارت صاف و مقایسه‌ی آن با رابطه‌ی بلاسیوس**

شکل ۷ بیان‌گر مقایسه‌ی انجام گرفته مابین ضریب اصطکاک به‌دست آمده از آزمایش، در شار حرارتی و فرکانس‌های مشخص شده

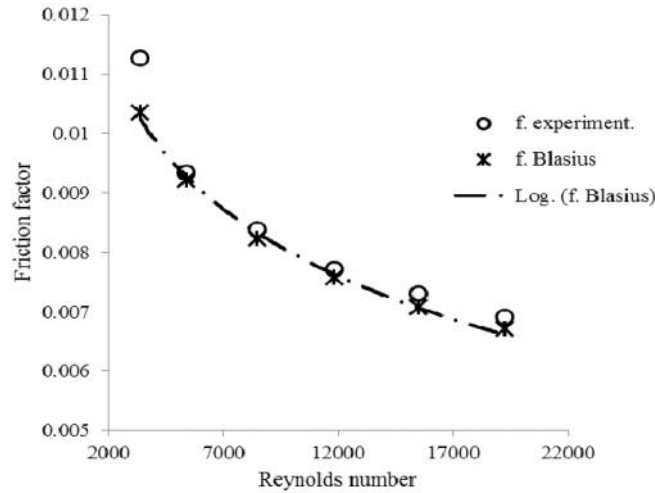
بر اساس شکل ۶، تغییرات عدد ناسلت به‌دست آمده از آزمایش انجام گرفته با مقادیر محاسبه شده توسط رابطه‌ی دیتوس-بولتر نسبت به عدد رینولدز، به‌صورت خطی و مستقیم می‌باشد (Aharwal *et al.*, 2008; Saini *et al.*, 2008b; Sethi *et al.*, 2012). مقدار  $RMSE^1$  و ضریب تبیین به‌دست آمده برای مقایسه‌ی عدد ناسلت حاصل از آزمایش با رابطه‌ی تجربی دیتوس-بولتر به‌ترتیب برابر  $0/0566$  و  $0/69$  حاصل گردید. این در حالی است که مقدار ضریب تبیین حاصل از آزمایش آهاروال و همکاران برای مقایسه‌ی عدد ناسلت سطح صاف و رابطه‌ی دیتوس-بولتر، برابر با  $0/63$  و برای

1- Root mean square error



(Sethi et al., 2012)

برای سطح صاف و مقدار ضریب اصطکاک به‌دست آمده توسط رابطه‌ی تجربی بلاسیوس می‌باشد (SainiAharwal et al., 2008) ;



**شکل ۷-** مقایسه‌ی تغییرات ضریب اصطکاک به‌دست آمده از آزمایش و محاسبه شده توسط رابطه‌ی بلاسیوس، برای صفحه‌ی جاذب حرارت صاف نسبت به تغییرات عدد رینولدز در شار حرارتی  $1000 \text{ W m}^{-2}$

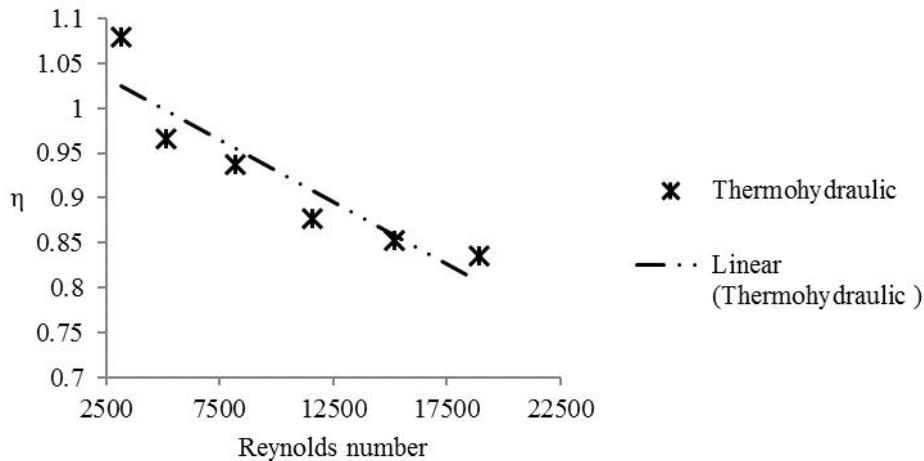
**Fig.7.** Comparison of experimental and predicted values from Blasius equation of friction factor vs. Reynolds number at constant  $1000 \text{ W m}^{-2}$  heat flux

برای آزمایش آهاروال و همکاران برابر با  $0.62$  بوده است (Aharwal et al., 2008).

نتایج حاصله نشان از این دارد که ضریب اصطکاک به‌دست آمده از آزمایش و ضریب اصطکاک محاسبه شده با استفاده از رابطه‌ی بلاسیوس، با افزایش عدد رینولدز به‌صورت نمایی رو به کاهش می‌باشد. مقدار RMSE و ضریب تبیین برای مقایسه‌ی ضریب اصطکاک به‌دست آمده از آزمایش و رابطه‌ی بلاسیوس به‌ترتیب برابر  $0.004$  و  $0.68$  بوده که نشان‌گر تطابق قابل قبول ضریب اصطکاک حاصل از آزمایش و رابطه‌ی بلاسیوس، نسبت به بررسی‌های انجام گرفته‌ی پیشین می‌باشد. به‌طوری‌که مقدار ضریب تبیین به‌دست آمده

### تغییرات ضریب ترموهیدرولیکی

شکل ۸، بیان‌گر تغییرات ضریب ترموهیدرولیکی نسبت به عدد رینولدز، برای شار حرارتی تعیین شده در صفحه‌ی جاذب حرارت دارای ناهمواری بهینه می‌باشد.



**شکل ۸-** ضریب ترموهیدرولیکی به‌دست آمده برای صفحه‌ی جاذب حرارت دارای ناهمواری نسبت به عدد رینولدز در شار حرارتی  $1000 \text{ W m}^{-2}$

**Fig.8.** Obtained thermohydraulic coefficient for roughened absorber plate vs. Reynolds numbers at constant  $1000 \text{ W m}^{-2}$  heat flux

### نتیجه‌گیری

سامانه‌ی شبیه‌ساز جمع‌کننده‌ی صفحه تخت خورشیدی، بر اساس استاندارد ASHRAE، با محاسبه‌ی افت فشار و دبی مورد نیاز برای مکندگی گریز از مرکز، جهت بررسی مجرای جمع‌کننده‌ی دارای ناهمواری بهینه، طراحی و ساخته شد. مقدار بازه‌ی عدد رینولدز مورد بررسی، در محدوده‌ی ۳۱۴۹ تا ۱۹۲۴۷ قرار گرفت. ضریب اصطکاک و متوسط عدد ناسلت منطقه‌ی مورد آزمایش صفحه‌ی جاذب حرارت صاف، به ترتیب با روابط تجربی بلاسیوس و دیتوس-بولتر نسبت به تغییرات عدد رینولدز مورد مقایسه قرار گرفت که تطابق قابل قبولی مشاهده گردید. مقدار ضریب تبیین برای مقایسه‌ی عدد ناسلت حاصل از آزمایش سطح صاف با رابطه‌ی دیتوس-بولتر و برای ضریب اصطکاک به دست آمده از آزمایش با رابطه‌ی تجربی بلاسیوس به ترتیب برابر با ۰/۶۹ و ۰/۶۴ به دست آمد. تغییرات ضریب ترموهیدرولیکی بر اساس ناهمواری بهینه‌ی ارائه شده و مجرای مورد نظر، نسبت به عدد رینولدز روند کاهشی داشته که می‌توان ناشی از ارجحیت تأثیر سطوح صاف اطراف مجرا بر ضریب اصطکاک، نسبت به عدد استنتون دانست. با مقایسه‌ی ضریب ترموهیدرولیکی به دست آمده در بازه‌ی عدد رینولدز آزمایش شده نسبت به تحقیقات سابق، می‌توان بیان داشت که استفاده از سطوح کناری صاف در مجرای که از یک جهت تحت تأثیر شار حرارتی قرار می‌گیرد، موجب کاهش بازه ترموهیدرولیکی با افزایش عدد رینولدز می‌گردد.

مطابق شکل ۸، ضریب ترموهیدرولیکی با افزایش عدد رینولدز روند نزولی داشته است. دلیل این امر را می‌توان این‌گونه بیان داشت که افزایش ضریب اصطکاک نسبت به افزایش عدد استنتون، با افزایش عدد رینولدز برای مجرای مورد آزمایش ارجحیت داشته است. دلیل کاهش ضریب ترموهیدرولیکی را می‌توان این‌گونه توجیه کرد که سطوح صاف در کناره‌های مجرا، تحت تأثیر مستقیم شار حرارتی نبوده و در نتیجه نقش چندانی در افزایش عدد استنتون، برای مجرای دارای ناهمواری ایفا نمی‌کنند. این درحالی است که به دلیل وجود سطوح صاف و انتقال حرارت به روش رسانش، هرچند در مقیاس بسیار پایین، سیال عبوری از کنار این دیواره‌ها دارای دمای نسبتاً بالاتری نسبت به حالت عایق شده‌ی این سطوح می‌باشد. در همین راستا، افزایش دمای سیال هوای عبوری از کنار دیواره‌ها، موجب کاهش ویسکوزیته‌ی سیال و در نتیجه افزایش ضریب اصطکاک در کنار این سطوح می‌گردد. لذا بر این اساس، استفاده از سطوح صاف در کناره‌های مجرا، تأثیر معکوسی بر ضریب ترموهیدرولیکی در برابر افزایش عدد رینولدز داشته و ضریب ترموهیدرولیکی برای مجرای که فاقد این سطوح باشد، دارای مقادیر بیش‌تری خواهد بود. در آزمایش انجام گرفته توسط هان، مقدار بازه ترموهیدرولیکی نیز با افزایش عدد رینولدز کاهش می‌یابد که از این منظر دارای تغییرات ضریب ترموهیدرولیکی مشابهی با آزمایش انجام گرفته در این تحقیق می‌باشد (Han, 1984).

### References

- Aharwal, K. R., B. K. Gandhi, and J. S. Saini. 2008. Experimental investigation on heat-transfer enhancement due to a gap in an inclined continuous rib arrangement in a rectangular duct of solar air heater. *Renewable Energy* 33: 585-596.
- Aharwal, K. R., B. K. Gandhi, and J. S. Saini. 2009. Heat transfer and friction characteristics of solar air heater ducts having integral inclined discrete ribs on absorber plate. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 52: 5970-5977.
- ASHRAE Standard 93-1977. Methods of Testing to Determine the Thermal Performance of Solar Collectors (ANSI approved).
- ASHRAE Standard 93-2010. Methods of Testing to Determine the Thermal Performance of Solar Collectors (ANSI approved). Pages 42.
- Brooker, B., D. Bakker-Arkema, F. W. Hall, and W. Carl. 1992. Airflow for Drying. Pages 125-185. *Drying and Storage Of Grains and Oilseeds*, Springer US.
- Han, J. C. 1984. Heat Transfer and Friction in Channels With Two Opposite Rib-Roughened Walls. *Journal of Heat Transfer* 106: 774-781.
- Hans, V. S., R. P. Saini, and J. S. Saini. 2009. Performance of artificially roughened solar air heaters-A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 13: 1854-1869.

8. Jaurker, A., J. Saini, and B. Gandhi. 2006. Heat transfer and friction characteristics of rectangular solar air heater duct using rib-grooved artificial roughness. *Solar Energy* 80: 895-907.
9. Rahnama, M., M. khoshtaghaza, K. A. Sani, and B. Ghobadian. 2010. Design, Construction and Evaluation of Solar Dryer with Desiccant Wheel for Preservation of Quality Properties of Estameran Date Palm. Tarbiat Modarres University, Tehran, Iran. (In Farsi).
10. Saini, R. P., and J. Verma. 2008a. Heat transfer and friction factor correlations for a duct having dimple-shape artificial roughness for solar air heaters. *Energy* 33: 1277-1287.
11. Saini, S. K., and R. P. Saini. 2008b. Development of correlations for Nusselt number and friction factor for solar air heater with roughened duct having arc-shaped wire as artificial roughness. *Solar Energy* 82: 1118-1130.
12. Sethi, M., R. Varun, and N. S. Thakur. 2012. Correlations for solar air heater duct with dimpled shape roughness elements on absorber plate. *Solar Energy* 86: 2852-2861.
13. Varun, R., P. Saini, and S. K. Singal. 2007. A review on roughness geometry used in solar air heaters. *Solar Energy* 81: 1340-1350.

## Design, construction and evaluation of solar flat-plate collector simulator based on the thermohydraulic coefficient

H. Rahmati Aidinlou<sup>1</sup>- A. M. Nikbakht<sup>2\*</sup>

Received: 08-06-2015

Accepted: 06-02-2016

### Introduction

Increasing the area of absorber plate between the flowed air through the duct can be accomplished by corrugating the absorber plate or by using the artificial roughness underside of the absorber plate as the commercial methods for enhancing the thermohydraulic performance of the flat plate solar air heaters. Evaluation of this requires the construction of separated solar air heater which is costly and time consuming. The constructed solar flat-plate collector simulator can be a sufficient solution for obtaining the heat transfer and thermodynamic parameters for evaluating the absorber plate. The inclined broken roughness was chosen as the optimum roughness which is surrounded by three aluminum smooth walls.

### Materials and Methods

The duct for both smooth and roughened plate have been constructed based on the ASHRAE 93-2010 standard. In order to achieve a fully thermal and hydraulic developed flow, the plenum is constructed. The centrifugal fan is considered by applying the required air volume at the pressure drop obtained by the duct, plenum and the orifice meter. The TSI velocity-meter 8355 is used to measure the velocity of air crossing through the pipe connected to the centrifugal fan. The micro manometer Kimo CPE310-s with the resolution of 0.1 Pa is used to measure the pressure drop across the test section of the smooth and roughened duct. The LM35 sensors are used to measure the absorber plate and air temperature through the test section. Obtained parameters are used to calculate the Nusselt number and friction factor across the test section for smooth and roughened absorber plate. The Nusselt number and friction factor parameters which is obtained for smooth absorber plate based on experimental set-up, is compared with Dittus-Bolter and Blasius equations, respectively, for validating the simulator. By calculating the Nusselt number and friction factor, Stanton number is obtained based on the equation (6), and thermohydraulic coefficient is calculated by the equation (5) for the desired roughness.

### Results and Discussion

Pressure drop for smooth duct is obtained to be 20 Pa. Maximum velocity crossed through the plenum is calculated by the equation (8). Thereafter, pressure drop for plenum by considering the maximum velocity in equation (7), is obtained to be 1.16 Pa. The same procedure for maximum velocity which is crossed through the orifice meter is obtained by the equation (10) and then the pressure drop for orifice meter is calculated equal to 243 Pa by considering the velocity in equation (9). Total pressure is given by the equation (11) to be 246.16 Pa. The required power for centrifugal fan is obtained equal to 105 W from equations (12), (13) and (14), respectively. Both aforementioned Nusselt number variations with Reynolds number were monotonously increased by increasing the Reynolds number. The gained RMSE and coefficient of determination between the Nusselt numbers are 0.0566 and 0.6944, respectively. The obtained RMSE and coefficient of determination between the friction factors are 0.0004 and 0.6814, respectively. The low value of the RSME and high value of the  $R^2$  analysis for both Nusselt number and friction factor shows that there is a good agreement between the experimental data and empirical correlations. Fig. 8 demonstrates that the thermohydraulic coefficient is decreasing as the Reynolds number increased. The effect of friction factor related to the Stanton number is shown up more effective by increasing the Reynolds number. It should be noted that the same procedure is conducted for Han's experiment where the thermohydraulic performance is decreased as the Reynolds number increased. The maximum magnitude of the thermohydraulic performance was achieved at minimum 3149 Reynolds number.

1- M.Sc. Student, Department of Mechanical Engineering of Biosystems, Urmia University

2- Associate Professor, Department of Mechanical Engineering of Biosystems, Urmia University

(\*- Corresponding Author Email: a.nikbakht@urmia.ac.ir)

## Conclusions

The flat-plate solar collector simulator was designed based on the ASHRAE 93-2010 standard which consists of the centrifugal fan, chosen based on the required air volume by considering the pressure drop in the duct, plenum and orifice meter. The experiment was conducted between 3149 to 19247 Reynolds numbers. The good agreement between the comparison of the Nusselt number and friction factor obtained by the experiment for smooth duct was achieved by the Dittus-Bolter and Blasius equations, respectively, to validate the simulator. The obtained thermohydraulic coefficient for optimized roughness surrounded by three smooth walls was lower than the former investigated roughnesses at each Reynolds number.

**Keywords:** Friction factor, Roughness, Stanton number, Thermohydraulic performance