



## بررسی عددی و پیش‌بینی عدد ناسلت انتقال حرارتی داخلی دریافت کننده حفره‌ای نیم کروی با کاربرد آب

ریحانه لونی<sup>۱</sup>، برات قبادیان<sup>۲</sup>، عزت اله عسکری اصلی ارده<sup>۳</sup>

<sup>۱</sup>فارغ‌التحصیل مقطع دکتری تخصصی، دانشگاه محقق اردبیلی، گروه مکانیک بیوسیستم؛ [rioni@uma.ac.ir](mailto:rioni@uma.ac.ir)

<sup>۲</sup>عضو هیئت علمی دانشگاه تربیت مدرس، گروه مکانیک بیوسیستم؛ [ghobadianb@modares.ac.ir](mailto:ghobadianb@modares.ac.ir)

<sup>۳</sup>عضو هیئت علمی دانشگاه محقق اردبیلی، گروه مکانیک بیوسیستم؛ [ezztaskari@uma.ac.ir](mailto:ezztaskari@uma.ac.ir)

### چکیده

انرژی خورشیدی به عنوان یک منبع انرژی تجدید پذیر به منظور فراهم کردن تقاضای انرژی جامعه بشمار می‌رود. در تحقیق پیش‌رو، انتقال حرارت داخلی متمرکز کننده بشقابی با دریافت کننده حفره‌ای نیم کروی مورد بررسی قرار خواهد گرفت. آب به عنوان سیال عامل خورشیدی مورد استفاده قرار گرفت. هدف اصلی مطالعه پیش‌رو بررسی انتقال حرارت داخلی سیال عامل در دریافت کننده حفره‌ای مکعبی و پیش‌بینی عدد ناسلت در این ارتباط می‌باشد. پارامترهای مورد بررسی در این تحقیق عبارتند از: دمای ورودی سیال عامل آب در بازه تغییرات  $40^{\circ}\text{C}$  تا  $90^{\circ}\text{C}$ ، شدت تابش خورشیدی در محدوده تغییرات  $500\text{ W/m}^2$  تا  $1100\text{ W/m}^2$ ، و نرخ جریان حجمی سیال عامل در محدوده تغییرات  $10\text{ ml/s}$  تا  $150\text{ ml/s}$ . نتایج نشان داد که ضریب انتقال حرارت داخلی و عدد ناسلت دریافت کننده نیم کروی با افزایش تابش خورشید، افزایش نرخ جریان حجمی سیال عامل و کاهش دمای ورودی سیال عامل، افزایش نشان می‌یابد. همچنین روند ضریب انتقال حرارت داخلی و عدد ناسلت دارای تغییرات قابل مقایسه با تغییرات حرارت جذب شده توسط دریافت کننده می‌باشند. در نهایت روابط پیش‌بینی عدد ناسلت در اثر تغییرات شدت تابش خورشید، نرخ جریان حجمی سیال عامل و دمای ورودی سیال عامل، ارائه شدند.

کلمات کلیدی: پیش‌بینی عدد ناسلت، انتقال حرارت داخلی، دریافت کننده حفره‌ای نیم کروی، آب.

## Numerical Investigation and Nusselt Number Prediction of Internal Heat Transfer for Hemispherical Cavity Receiver using Water

Reyhaneh Loni<sup>1</sup>, Barat Ghobadian<sup>2</sup>, Ezzatollah Askari Asli-Ardeh<sup>3</sup>

<sup>1</sup>Ph.D. graduated student, University of Mohaghegh Ardabili, Department of Biosystems Engineering, [rioni@uma.ac.ir](mailto:rioni@uma.ac.ir)

<sup>2</sup>Faculty member, University of Tarbiat Modares, Department of Biosystems Engineering,

[ghobadianb@modares.ac.ir](mailto:ghobadianb@modares.ac.ir)

<sup>3</sup>Faculty member, University of Mohaghegh Ardabili, Department of Biosystems Engineering,

[ezztaskari@uma.ac.ir](mailto:ezztaskari@uma.ac.ir)

### ABSTRACT

Solar energy is accounted as an alternative renewable source for providing the social energy demand. In the current study, the internal heat transfer of a dish concentrator using hemispherical cavity receiver is considered. Water is used as the solar working fluid. The main goal of the current study is investigation on the internal heat transfer of the working fluid in the investigated cavity receiver and prediction of Nusselt number. The investigated parameter are including the inlet temperatures in the range of  $40^{\circ}\text{C}$  to  $90^{\circ}\text{C}$  with water as working fluid, the solar irradiation in the range of  $500\text{ W/m}^2$  to  $1100\text{ W/m}^2$ , and the volume flow rate in the range of  $10\text{ ml/s}$  to  $150\text{ ml/s}$ . The results reveal that the internal heat transfer coefficient and Nusselt number have increased with increasing



solar radiation, increasing volume flow rate, and decreasing inlet temperature of the working fluid. Also, the internal heat transfer coefficient and Nusselt number have shown similar manner compared to the variation of the cavity heat gain versus different investigated parameters. Finally, predicted Nusselt number relationships were presented for variation of the solar radiation, volume flow rate, and inlet temperature.

**Keywords:** Nusselt number prediction, Internal heat transfer coefficient; Hemispherical cavity receiver; Water.

## ۱- مقدمه

در سالهای اخیر، مشکلات مهمی پیرامون محیط زیست در ارتباط با منابع تولید انرژی مطرح میشود. زیرا کاهش منابع سوختهای فسیلی از یک سو و آلودگیهای ناشی از تولید  $CO_2$  و  $CO$  حاصل از احتراق سوختهای فسیلی، گرم شدن کره زمین، آسیب دیدن لایه اوزون و آب شدن یخهای قطبی و بالا آمدن سطح آبها از سوی دیگر، بشر را به پیدا کردن جایگزین مناسب برای سوختهای فسیلی به عنوان منبع پاک تولید انرژی مجبور کرده است. در نتیجه، بشر به منابع متناوب و تجدیدپذیر انرژی به منظور تأمین انرژی مصرفی خود نیازمند است. کاربرد انرژی خورشیدی به عنوان منبع انرژی پاک، رایگان و پایدار میتواند بررسی شود. به طور کلی، گردآورندههای خورشیدی را میتوان به عنوان نوعی از مبدل‌های حرارتی که انرژی تابشی خورشید را به انرژی سیال عامل منتقل میکند، در نظر گرفت. انرژی حرارتی جمع‌آوری شده توسط گردآورنده خورشیدی می‌تواند برای کاربردهای گوناگون تولید توان، الکتریسته، گرمایشی و ... مورد استفاده قرار گیرد. انرژی خورشیدی یکی از منابع مهم انرژی تجدیدپذیر در جهان و منبع اصلی تمامی انرژیهای موجود در زمین است. انرژی خورشیدی به صورت مستقیم و غیرمستقیم می‌تواند به اشکال دیگر انرژی تبدیل گردد. به‌طور کلی انرژی متصادف شده از خورشیدی در حدود  $1.8 \times 10^{17}$  ژول در ثانیه است (S. A. Kalogirou, 2013).

یکی از روش‌های استفاده از انرژی خورشید، کاربرد گردآورندههای خورشیدی به منظور دریافت و جمع‌آوری انرژی حرارتی خورشید است. یک گردآورنده خورشیدی یک نوع خاص از مبدل‌های حرارتی است که انرژی تابش خورشیدی را به انرژی حرارتی سیال عامل تبدیل می‌کند. یک گردآورنده خورشیدی از جنبه‌های مختلف با مبدل‌های حرارتی متداول تفاوت دارد. در مبدل‌های حرارتی به‌طور کلی، انتقال حرارت از سیالی به سیال دیگر با نرخ انتقال حرارت بالا اتفاق می‌افتد. در حالی که در یک گردآورنده خورشیدی، انتقال انرژی از یک منبع تابشی به سیال عامل اتفاق می‌افتد (Duffie & Beckman, 2013). دو نوع اساسی از گردآورنده خورشیدی وجود دارد که عبارتند از: گردآورنده‌های غیرمتمرکزکننده یا ثابت و گردآورنده‌های متمرکزکننده. یک گردآورنده غیرمتمرکز مساحتی برابر برای ورود و جذب اشعه‌های خورشیدی دارد؛ در حالی که یک گردآورنده متمرکزکننده دنبال‌کننده - خورشید اغلب سطوح انعکاس دهنده مقعر به منظور متمرکز کردن اشعه خورشید در یک مساحت دریافت‌کننده کوچکتر دارد، از این رو شار تابشی در گردآورنده‌های متمرکزکننده زیاد است. گردآورنده‌های متمرکزکننده برای کاربردهای دما- بالا مناسب هستند. دمای انرژی دریافت شده با کاهش مساحت دریافت‌کننده و در نتیجه کاهش تلفات حرارتی، می‌تواند افزایش یابد. گردآورنده‌های متمرکزکننده دارای مزایایی نسبت به گردآورنده‌های نوع تخت هستند (S. Kalogirou, Lloyd, Ward, & Eleftheriou, 1994).

گردآورنده بشقابی سهموی با دریافت‌کننده حفره‌ای دارای بازده حرارتی بالایی است و پژوهش‌های متعددی به صورت عددی در این زمینه انجام شده است. محققان در پژوهشی در سال ۲۰۱۱، دریافت‌کننده حفره‌ای شکل را به عنوان بهترین و پربازده‌ترین دریافت‌کننده برای گردآورنده خورشیدی بشقابی بررسی کردند (Avila-Marin, 2011). در سال ۲۰۰۴، مدل‌سازی عددی تلفات حرارتی همرفتی از دریافت‌کننده حفره‌ای با استفاده از نرم افزار فلونت انجام شد. در این مطالعه نتایج مدل‌سازی عددی بدست آمده، همبستگی خوبی با نتایج آزمایشگاهی نشان دادند (Taumofolau, Paitoonsurikarn, Hughes, & Lovegrove, 2004). در پژوهشی دیگر در سال ۲۰۰۸، عملکرد حرارتی گردآورنده بشقابی با سه شکل متفاوت از دریافت‌کننده حفره‌ای مورد بررسی قرار گرفت (Kumar & Reddy, 2008).

در پژوهشی دیگر در سال ۲۰۱۳ تلفات همرفتی طبیعی از یک دریافت‌کننده حفره‌ای نیم‌کروی به صورت عددی و آزمایشگاهی مورد بررسی و عدد ناسلتی را به منظور پیش‌بینی تلفات حرارتی همرفتی طبیعی از دریافت‌کننده نیم‌کروی ارائه دادند (Bairi & de María, 2013). در پژوهشی در سال ۲۰۱۴ محققان تلفات حرارتی از یک دریافت‌کننده حفره‌ای نیم‌کره را به صورت آزمایشگاهی بررسی نمودند. پارامترهای مختلفی از جمله دمای ورودی سیال عامل، زاویه قرارگیری دریافت‌کننده و مساحت ورودی دریافت‌کننده مورد بررسی قرار گرفت و سپس عدد ناسلتی بر مبنای مقادیر مختلف پارامترهای مورد بررسی ارائه شد (Tan, Zhao, Bao, & Liu, 2014). محققان در سال ۲۰۱۵ به صورت آزمایشگاهی تلفات حرارتی همرفتی طبیعی و اجباری یک دریافت‌کننده حفره‌ای استوانه‌ای را بررسی نمودند. آن‌ها عدد ناسلت همرفتی اجباری را برای شرایط مختلف سرعت و جهت وزش باد و زاویه قرارگیری دریافت‌کننده، پیش‌بینی کردند (Wu, Shen, Xiao, & Li, 2015). در پژوهشی دیگر در سال ۲۰۱۵ به صورت آزمایشگاهی یک دریافت‌کننده حفره‌ای استوانه‌ای را تحت شرایط مختلف شدت تابش، نسبت مساحت دهانه ورودی دریافت‌کننده به مساحت ورودی گردآورنده و زاویه قرارگیری



دریافت‌کننده، مورد بررسی قرار گرفت. نتایج نشان داد که پارامترهای مورد بررسی اثر قابل توجهی در تلفات حرارتی دریافت‌کننده دارند (Wu, Shen, & Xiao, 2015). در تحقیقی در سال ۲۰۱۵ یک گردآورنده بشقابی سهموی با دریافت‌کننده حفره‌ای مورد بررسی قرار گرفت. نتایج نشان داد که جهت جریان پایین به بالا دارای عملکرد حرارتی بهتری نسبت به جهت جریان بالا به پایین سیال عامل در دریافت‌کننده است (Qiu et al., 2015). در تحقیق دیگری در سال ۲۰۱۵ همرفتی طبیعی از دریافت‌کننده حفره‌ای مکعبی به صورت مدل‌سازی و آزمایشگاهی مورد بررسی قرار گرفت (Montiel-González, Hinojosa, Villafán-Vidales, Bautista-Orozco, & Estrada, 2015). در سال ۲۰۱۶ محققان روی سیستم گرم‌کننده، خنک‌کننده و تولید توان پژوهشی انجام دادند که در آن از انرژی خورشیدی و بیومس به منظور تولید توان استفاده کردند. آن‌ها آنالیزهای محیطی، انرژی و اکسرژی را روی سیستم پیشنهادی خود انجام دادند (Wang & Yang, 2016). در پژوهشی دیگر در سال ۲۰۱۶ آنالیز انرژی و اکسرژی روی یک سیستم تولید توان خورشیدی انجام پذیرفت (Mehrpooya, Shahsavan, & Sharifzadeh, 2016). در پژوهشی آنالیز اکسرژی انواع مختلف گردآورنده خورشیدی به صورت خلاصه ارائه شد (S. A. Kalogirou, Karellas, Braimakis, Stanciu, & Badescu, 2016).

با توجه به پیشینه پژوهش ارائه شده مشخص می‌شود که بررسی انتقال حرارت داخلی سیال عامل در دریافت‌کننده نیم کره‌ای به عنوان یک ایده جدید مطرح است. در مطالعه پیش‌رو، پیش‌بینی عدد ناسلت و انتقال حرارت داخلی دریافت‌کننده نیم کره‌ای مورد بررسی قرار خواهد گرفت. در سیستم مورد بررسی، آب به عنوان سیال عامل بکار برده شده است. متمرکز کننده بشقابی با دریافت‌کننده نیم کره‌ای با دمای ورودی سیال عامل آب در بازه تغییرات ۴۰°C تا ۹۰°C، شدت تابش خورشیدی در محدوده تغییرات ۵۰۰ W/m<sup>2</sup> تا ۱۰۰۰ W/m<sup>2</sup>، و نرخ جریان حجمی سیال عامل در محدوده تغییرات ۱۰ ml/s تا ۱۵۰ ml/s مورد بررسی قرار خواهد گرفت. نتایج این پژوهش به منظور بررسی عملکرد حرارتی دریافت‌کننده نیم کره‌ای با سیال عامل آب می‌تواند مورد استفاده قرار گیرد.

## ۲- بخش مواد و روش‌ها

مدل‌سازی حرارتی دریافت‌کننده حفره‌ای نیم کره‌ای بر اساس معادله‌های انتقال حرارت حاکم بر آن‌ها به صورت کدنویسی در نرم افزار Maple انجام شد. تلفات حرارتی دریافت‌کننده شامل تلفات حرارتی تابشی، همرفتی و رسانایی می‌باشد. لازم به ذکر است که دریافت‌کننده‌ها با لایه‌ای از عایق حرارتی به منظور کم کردن تلفات حرارتی پوشیده شده‌اند. نرخ انتقال حرارت خالص در دریافت‌کننده حفره‌ای با استفاده از فرمول زیر عبارت است از (Yunus & AFSHIN, 2007):

$$\dot{Q}_{net} = \dot{Q}^* - \dot{Q}_{loss,cond} - \dot{Q}_{loss,rad} - \dot{Q}_{loss,conv} \quad (1)$$

در حالی که بازده حرارتی دریافت‌کننده‌ها به صورت مقدار حرارت دریافتی توسط سیال عامل به میزان تابش خورشیدی ورودی به گردآورنده خورشیدی به شکل فرمول‌های زیر تعریف می‌شود (Le Roux, Bello-Ochende, & Meyer, 2014):

$$\eta_{rec} = \dot{Q}_{net} / \dot{Q}_{solar} = [\dot{m} c_p (T_{out} - T_{in})] / \dot{Q}_{solar} \quad (2)$$

$$\dot{Q}_{solar} = \frac{\pi D_{conc}^2}{4} \quad (3)$$

نرخ تلفات حرارتی رسانایی از دریافت‌کننده حفره‌ای مورد بررسی در این پژوهش به وسیله معادله (۴) بدست می‌آید (Yunus & AFSHIN, 2007). در این مدل‌سازی، سرعت میانگین باد برابر با ۲/۱ متر بر ثانیه، میانگین دمای محیط برابر با ۳۰ درجه سلسیوس و فشار محیط ۸۴ کیلو پاسکال برای شهر تهران، در نظر گرفته شد. قابل ذکر است که در مرحله اول بهینه‌سازی ابعادی، دمای سطح برابر با ۲۰۰ درجه سلسیوس به منظور بهینه‌سازی مساحت ورودی دریافت‌کننده، در نظر گرفته شد. از طرفی فرض شد که از پشم سنگ با ضخامت ۲ سانتی متر و ضریب رسانندگی ۰/۰۶۲ W/m.K، به منظور عایق بندی حرارتی سطوح خارجی دریافت‌کننده استفاده شده است.

$$\dot{Q}_{loss,cond} = A(T_{s,Ave} - T_{\infty}) / R_{total} = (T_{s,Ave} - T_{\infty}) / (1/h'_{outer}A - t_{ins}/k_{ins}A) \quad (4)$$

تلفات حرارتی تابشی کل از ورودی دریافت‌کننده نیم کره‌ای می‌تواند بوسیله معادله زیر محاسبه گردد (Yunus & AFSHIN, 2007):

$$\dot{Q}_{loss,rad} = \epsilon \sigma A_{ap} (T_{s,Ave}^4 - T_{\infty}^4) \quad (5)$$

از طرفی، تلفات حرارتی همرفتی دریافت‌کننده نیم کره‌ای می‌تواند بوسیله معادله زیر محاسبه گردد (Yunus & AFSHIN, 2007):

$$\dot{Q}_{loss,conv} = h' A_{total} (T_{s,Ave} - T_{\infty}) \quad (6)$$

روش محاسبه عملکرد حرارتی دریافت‌کننده در شرایط مختلف مورد بررسی بوسیله تقسیم بندی لوله داخلی دریافت‌کننده به اجزای کوچکتر و حل همزمان معادلات حرارت خالص دریافتی و معادله انتقال حرارت همرفتی سیال عامل درون دریافت‌کننده، انجام پذیرفت. به همین منظور، معادلات



# یازدهمین کنگره ملی مهندسی مکانیک بیوسیستم و مکانیزاسیون ایران



انجمن مهندسی ماشین‌های کشاورزی و مکانیزاسیون ایران



Buali Sims University

حرارت خالص دریافتی توسط سیال عامل به صورت زیر تعریف شد:

$$\dot{Q}_{net,n} = \dot{Q}_n^* - A_n \varepsilon_n \sigma (T_{s,n}^4) + A_n \sum_{j=1}^N F_{n-j} \varepsilon_j \sigma (T_{s,n}^4) - A_n \varepsilon_n \sigma F_{n-\infty} T_{\infty}^4 - A_n (m_2 T_{s,n} + c_2) - \frac{A_n}{R_{cond}} (T_{s,n} - T_{\infty}) \quad (7)$$

که در حقیقت  $\dot{Q}_{net,n}$  میزان حرارت خالص دریافتی توسط هریک از بخش‌بندی‌های لوله داخلی دریافت کننده است، و  $\dot{Q}_n^*$  میزان انرژی تابشی دریافتی توسط هریک از بخش‌بندی‌های لوله داخلی دریافت کننده است که بوسیله گردآورنده بشقابی در نقطه کانونی گردآورنده متمرکز شده است. از طرفی، معادله همرفتی درون لوله دریافت کننده به صورت زیر تعریف می‌شود (Yunus & AFSHIN, 2007):

$$\dot{Q}_{net,n} = \frac{(T_{s,n} - \sum_{i=1}^{n-1} \left( \frac{\dot{Q}_{net,i}}{\dot{m} c_{po}} \right) - T_{inlet,0})}{\left( \frac{1}{hA_n} + \frac{1}{2\dot{m} c_{po}} \right)} \quad (8)$$

که در آن  $T_{inlet,0}$ ،  $h$ ،  $\dot{m}$ ،  $A_n$  و  $c_{po}$  به ترتیب مقادیر دمای ورودی سیال عامل، ضریب همرفتی سیال عامل، مساحت دیواره هریک از بخش‌بندی‌های لوله داخلی دریافت کننده، جریان جرمی سیال عامل و ویژه سیال عامل هستند. مقادیر  $\dot{Q}_{net,n}$  و  $T_{s,n}$  نیز در این معادله‌های به ترتیب مقادیر حرارت خالص دریافتی و دمای سطح برای هریک از بخش‌بندی‌های لوله داخلی دریافت کننده است. حال با حل همزمان دو معادله ۷ و ۸ با داشتن تعداد معادله‌ها و مجهول‌های برابر مقادیر  $\dot{Q}_{net,n}$  و  $T_{s,n}$  در امتداد لوله دریافت کننده محاسبه می‌شود. از نرم افزار Maple برای کد نویسی معادله‌های بالا جهت حل دستگاه‌ها بوسیله روش گوس- جردن به منظور محاسبه مجهولات  $\dot{Q}_{net,n}$  و  $T_{s,n}$  در امتداد لوله داخلی دریافت کننده استفاده شد. درنهایت ضریب انتقال حرارت داخلی دریافت کننده و عدد ناسلت هر یک از المان‌های دریافت کننده بر اساس روابط زیر محاسبه می‌شوند:

$$h_n = \frac{\dot{Q}_{net,n}}{A_n (T_{s,n} - (T_{in,n} + T_{out,n})/2)} \quad (9)$$

$$Nu_n = \frac{h_n \cdot d_{tube}}{k_{wf}} \quad (10)$$

$$Nu_{overall} = \frac{\sum_1^N Nu_n}{N} \quad (11)$$

در این مطالعه، متمرکز کننده بشقابی با قطر ورودی ۱/۸ متر، ضریب انعکاس ۰/۸۴، و دریافت کننده‌ای با قطر لوله ۱۰ میلی متر، قطر دریافت کننده برابر با ۰/۱۴ متر در نظر گرفته شد. پارامترهای مورد بررسی در این تحقیق عبارتند از: دمای ورودی سیال عامل آب در بازه تغییرات ۴۰°C تا ۹۰°C، شدت تابش خورشیدی در محدوده تغییرات ۵۰۰ W/m<sup>2</sup> تا ۱۰۰۰ W/m<sup>2</sup>، و نرخ جریان حجمی سیال عامل در محدوده تغییرات ۱۰ ml/s تا ۱۵۰ ml/s. در شکل ۱ تغییرات ویژگی‌های حرارتی آب در اثر تغییرات دما را مشاهده می‌کنید.

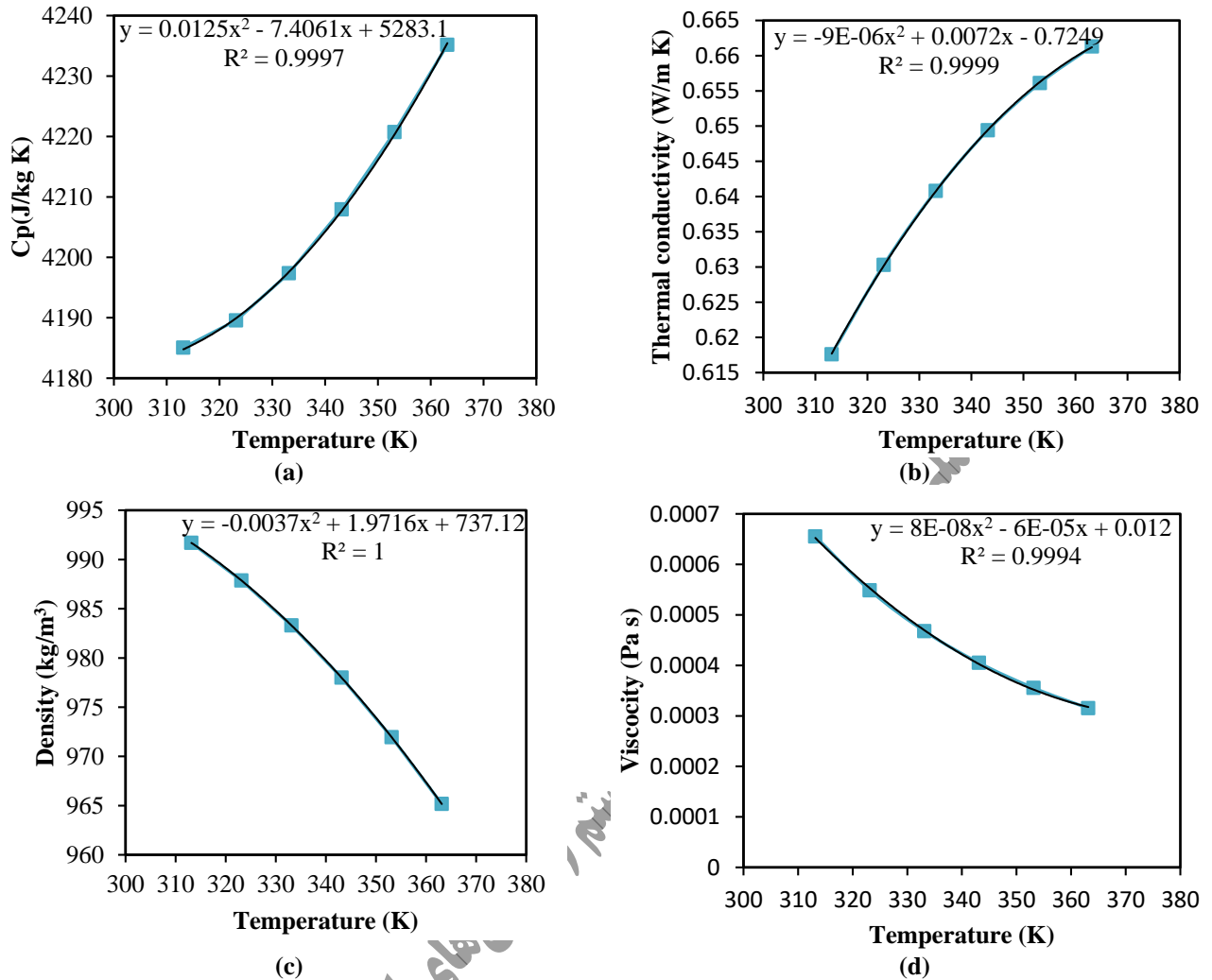


Figure 1: Variation of different thermal properties of water versus temperature including: a) heat capacity, b) thermal conductivity, c) density, and d) viscosity.

شکل ۱: تغییرات ویژگی‌های حرارتی مختلف هوا در مقابل تغییرات دمای آب شامل: الف) ظرفیت حرارتی، ب) رسانندگی حرارتی، ج) دانسیته، و د) ویسکوزیته.

### ۳- نتایج و بحث

شکل ۲ تغییرات ضریب انتقال حرارت داخلی و عدد ناسلت دریافت کننده نیم کروی را در مقابل تغییرات تابش خورشید نشان می‌دهد. در طی این آنالیزها، دمای ورودی آب برابر با  $50^{\circ}\text{C}$  و جریان حجمی سیال برابر با  $150 \text{ ml/s}$  ثابت در نظر گرفته شدند. همانطور که مشاهده می‌کنید، ضریب انتقال حرارت داخلی و عدد ناسلت دریافت کننده نیم کروی دارای رابطه مستقیم با شدت تابش خورشید می‌باشند. بگونه‌ای که با افزایش شدت تابش خورشید، انتقال حرارت داخلی و عدد ناسلت افزایش می‌یابند. همانطور که از شکل ۳ مشاهده می‌شود، روند تغییرات ضریب انتقال حرارت داخلی و عدد ناسلت قابل مقایسه با تغییرات حرارت جذب شده توسط دریافت کننده می‌باشند. در پایین رابطه عدد ناسلت در مقابل تغییرات شدت تابش خورشید ارائه شده است:

$$\text{Nu} = 31.908I_{\text{beam}} + 461.16$$

(۱)



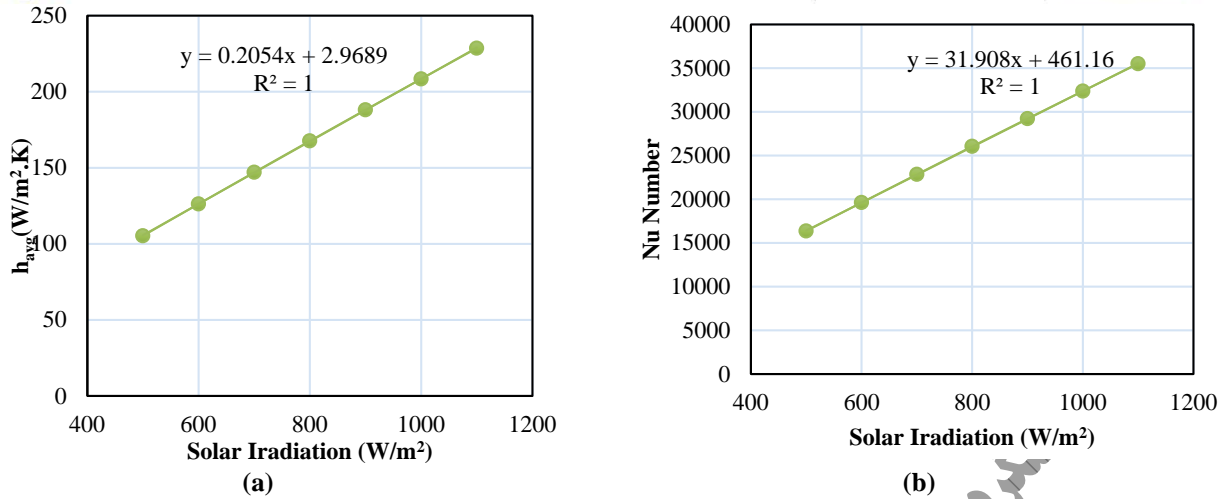


Figure 2: Variation of a) the internal heat transfer coefficient, and b) Nusselt number versus the variation of the solar irradiation at  $T_{in}=50^{\circ}C$ , and  $\dot{m} = 50 \text{ ml/s}$ .

شکل ۲: تغییرات الف) ضریب انتقال حرارت داخلی، و ب) عدد ناسلت در مقابل تغییرات تابش خورشید در  $\dot{m} = 50 \text{ ml/s}$  و  $T_{in}=50^{\circ}C$

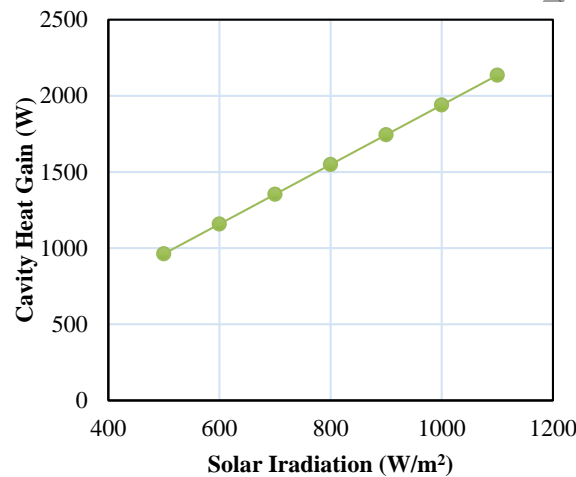


Figure 3: Variation of the cavity heat gain versus the variation of the solar irradiation at  $T_{in}=50^{\circ}C$ , and  $\dot{m} = 50 \text{ ml/s}$ .

شکل ۳: تغییرات حرارت جذب شده توسط دریافت کننده در مقابل تغییرات تابش خورشید در  $\dot{m} = 50 \text{ ml/s}$  و  $T_{in}=50^{\circ}C$

تغییرات ضریب انتقال حرارت داخلی و عدد ناسلت دریافت در مقابل تغییرات نرخ جریان حجمی سیال عامل در شکل ۴ نشان داده شده است. در طی این آنالیزها، دمای ورودی آب برابر با  $50^{\circ}C$  و شدت تابش خورشید برابر با  $800 \text{ W/m}^2$  ثابت در نظر گرفته شدند. از شکل ۴ قابل مشاهده است که ضریب انتقال حرارت داخلی و عدد ناسلت دریافت کننده نیم کروی دارای با افزایش نرخ جریان حجمی سیال عامل افزایش نشان داده است. این پدیده به دلیل افزایش حرارت جذب شده توسط دریافت کننده با افزایش جریان حجمی سیال عامل اتفاق افتاده است (شکل ۵). همچنین در شکل ۴، یک جهت در عدد ناسلت و ضریب انتقال حرارت مشاهده می شود که این پدیده به علت تغییر جریان از حالت آرام به آشفتگی اتفاق افتاده است. رابطه عدد ناسلت در مقابل تغییرات نرخ جریان حجمی سیال عامل عبارت است از:

$$Nu = 2 \times 10^{-6} \dot{m}^5 - 0.0011 \dot{m}^4 + 0.1989 \dot{m}^3 - 16.773 \dot{m}^2 + 675.99 \dot{m} + 15680 \quad (2)$$

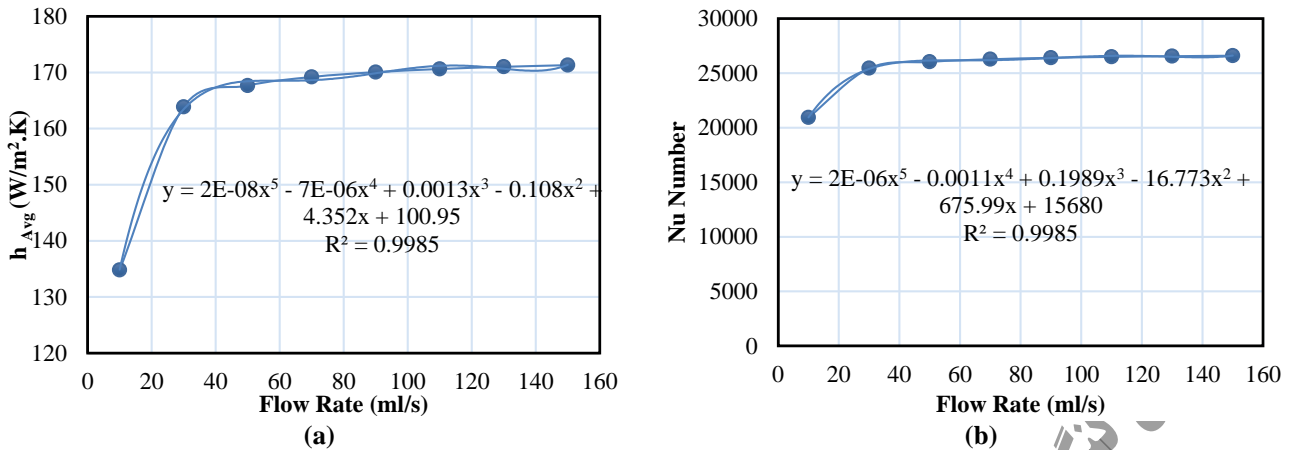


Figure 4: Variation of a) the internal heat transfer coefficient, and b) Nusselt number versus the variation of the volume flow rate at  $T_{in}=50^{\circ}C$ , and  $I_{sun}=800 W/m^2$ .

شکل ۴: تغییرات الف) ضریب انتقال حرارت داخلی، و ب) عدد ناسلت در مقابل تغییرات نرخ جریان حجمی در  $T_{in}=50^{\circ}C$  و  $I_{sun}=800 W/m^2$

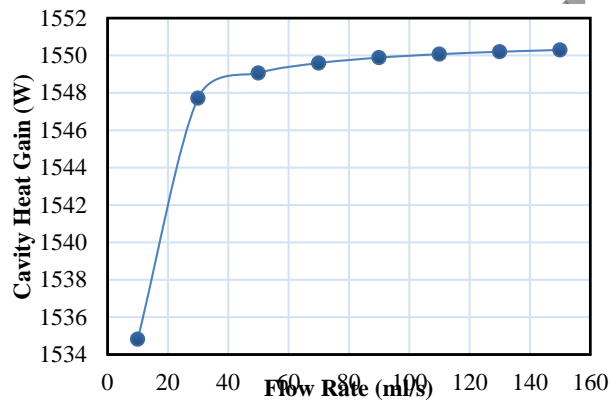


Figure 5: Variation of the cavity heat gain versus the variation of the volume flow rate at  $T_{in}=50^{\circ}C$ , and  $I_{sun}=800 W/m^2$ .

شکل ۵: تغییرات حرارت جذب شده توسط دریافت کننده در مقابل تغییرات نرخ جریان حجمی در  $T_{in}=50^{\circ}C$  و  $I_{sun}=800 W/m^2$

شکل ۶: تغییرات ضریب انتقال حرارت داخلی و عدد ناسلت دریافت کننده را در مقابل تغییرات دمای ورودی سیال عامل نمایش می‌دهد. تابش خورشیدی برابر با  $800 W/m^2$  و جریان حجمی سیال برابر با  $50 ml/s$  در نظر گرفته شده است. ضریب انتقال حرارت داخلی و عدد ناسلت دریافت کننده با افزایش دمای ورودی سیال عامل کاهش یافته است. همانطور که از شکل ۷ مشاهده می‌شود، حرارت جذب شده دریافت کننده با افزایش دمای ورودی سیال عامل کاهش یافته است. روند تغییرات ضریب انتقال حرارت داخلی و عدد ناسلت مشابه با تغییرات حرارت جذب شده توسط دریافت کننده می‌باشند. رابطه عدد ناسلت در مقابل تغییرات دمای ورودی سیال عامل در پایین ارائه شده است:

$$Nu = 0.3788T_{in}^2 - 93.385T_{in} + 29751 \quad (3)$$



## یازدهمین کنگره ملی مهندسی مکانیک بیوسیستم و مکانیزاسیون ایران

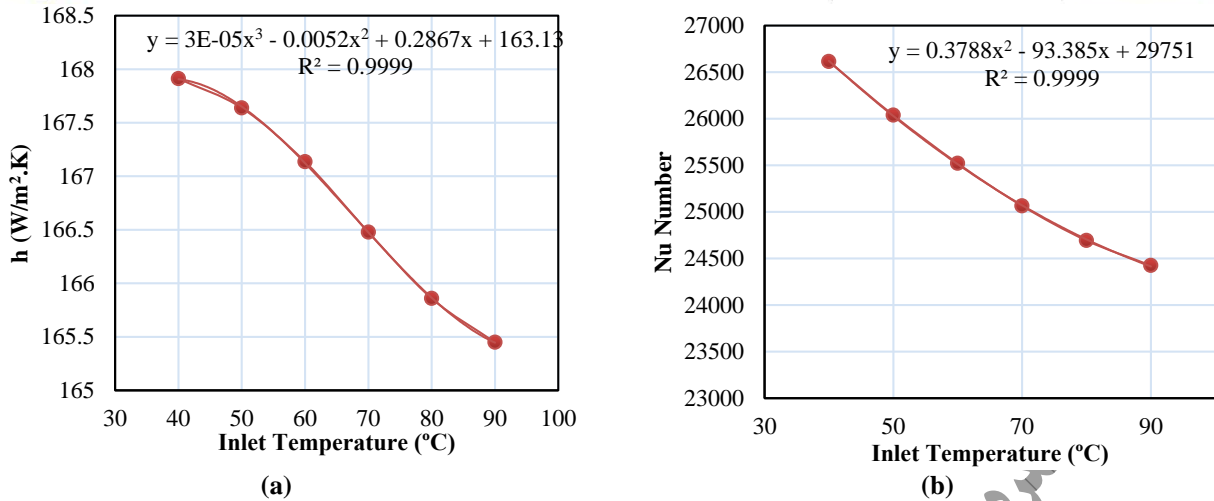


Figure 6: Variation of a) the internal heat transfer coefficient, and b) Nusselt number versus the variation of the inlet temperature at  $\dot{m} = 50 \text{ ml/s}$ , and  $I_{\text{sun}} = 800 \text{ W/m}^2$ .

شکل ۶: تغییرات الف) ضریب انتقال حرارت داخلی، و ب) عدد ناسلت در مقابل تغییرات دمای ورودی سیال در  $\dot{m} = 50 \text{ ml/s}$  و  $I_{\text{sun}} = 800 \text{ W/m}^2$ .

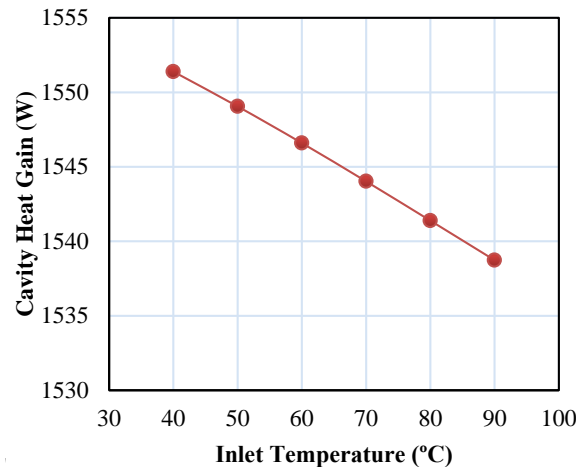


Figure 7: Variation of the cavity heat gain versus the variation of the inlet temperature at  $\dot{m} = 50 \text{ ml/s}$ , and  $I_{\text{sun}} = 800 \text{ W/m}^2$ .

شکل ۷: تغییرات حرارت جذب شده توسط دریافت کننده در مقابل تغییرات دمای ورودی سیال در  $\dot{m} = 50 \text{ ml/s}$  و  $I_{\text{sun}} = 800 \text{ W/m}^2$ .

شکل ۸ مقایسه بین نتایج حاصل از مدل ارائه شده (برای قطر ۱۰ میلی متر) و نتایج آزمایشگاهی گزارش شده برای دریافت کننده حفره‌ای ارائه شده است (Hogan et al., 1990). همانطور که مشاهده می‌کنید نتایج بدست آمده از مدل‌سازی عددی، تشابه نزدیکی را با نتایج آزمایشگاهی نشان داده‌اند و این مطلب گویای اعتبار نتایج آزمایشگاهی ارائه شده می‌باشد.



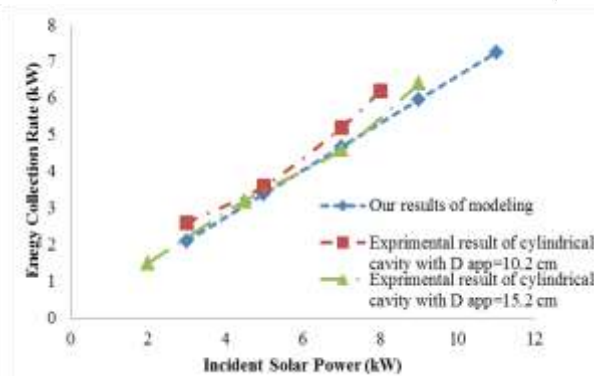


Figure 8. Comparison between the obtained modeling results (for 10 mm inner tube diameter) and the experimental result of (Hogan, Diver, & Stine, 1990) for cavity receiver.  
شکل ۸: مقایسه بین نتایج حاصل از مدل ارائه شده (برای قطر ۱۰ میلی متر) و نتایج آزمایشگاهی دریافت کننده (Hogan et al., 1990)

#### ۴- نتیجه گیری

- در پژوهش پیش رو، متمرکز کننده بشقابی با دریافت کننده حفره‌ای نیم کره‌ای به صورت عددی مورد بررسی قرار دادند. انتقال حرارت داخلی سیال عامل در دریافت کننده نیم کره‌ای مطالعه شد. آب به عنوان سیال عامل استفاده شد. اثر تغییرات دمای ورودی سیال عامل، شدت تابش خورشید و نرخ جریان حجمی آب مورد ارزیابی قرار گرفت. نتایج مهم حاصل از این تحقیق عبارتند از:
- ضریب انتقال حرارت داخلی و عدد ناسلت دریافت کننده نیم کره‌ای با افزایش تابش خورشید، افزایش نرخ جریان حجمی سیال عامل و کاهش دمای ورودی سیال عامل، افزایش نشان می‌یابد.
  - روند ضریب انتقال حرارت داخلی و عدد ناسلت دارای تغییرات قابل مقایسه با تغییرات حرارت جذب شده توسط دریافت کننده می‌باشند.
  - در طی این پژوهش روابط عدد ناسلت در اثر تغییرات شدت تابش خورشید، نرخ جریان حجمی سیال عامل و دمای ورودی سیال عامل، ارائه شدند.
  - نتایج این پژوهش به منظور بررسی عملکرد حرارتی دریافت کننده نیم کره‌ای با سیال عامل آب می‌تواند مورد استفاده قرار گیرد.

#### ۵- مراجع

- Avila-Marin, A. L. (2011). Volumetric receivers in solar thermal power plants with central receiver system technology: a review. *Solar energy*, 85(5), 891-910 .
- Bairi, A., & de María, J. G. (2013). Numerical and experimental study of steady state free convection generated by constant heat flux in tilted hemispherical cavities. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 66, 355-365 .
- Duffie, J. A., & Beckman, W. A. (2013). *Solar engineering of thermal processes*: John Wiley & Sons.
- Hogan, R., Diver, R & Stine, W. B. (1990). Comparison of a cavity solar receiver numerical model and experimental data. *Journal of Solar Energy Engineering*, 112(3), 183-190 .
- Kalogirou, S., Lloyd, S., Ward, J., & Eleftheriou, P. (1994). Design and performance characteristics of a parabolic-trough solar-collector system. *Applied Energy*, 47(4), 341-354 .
- Kalogirou, S. A. (2013). *Solar energy engineering: processes and systems*: Academic Press.
- Kalogirou, S. A., Karellas, S., Braimakis, K., Stanciu, C., & Badescu, V. (2016). Exergy analysis of solar thermal collectors and processes. *Progress in energy and combustion science*, 56, 106-137 .
- Kumar, N. S., & Reddy, K. (2008). Comparison of receivers for solar dish collector system. *Energy Conversion and Management*, 49(4), 812-819 .
- Le Roux, W. G., Bello-Ochende, T., & Meyer, J. P. (2014). The efficiency of an open-cavity tubular solar receiver for a small-scale solar thermal Brayton cycle. *Energy Conversion and Management*, 84, 457-470 .
- Mehrpooya, M., Shahsavan, M., & Sharifzadeh, M. M. M. (2016). Modeling, energy and exergy analysis of solar chimney power plant-Tehran climate data case study. *Energy*, 115, 257-273 .
- Montiel-González, M., Hinojosa, J., Villafán-Vidales, H., Bautista-Orozco, A., & Estrada, C. (2015). Theoretical and experimental study of natural convection with surface thermal radiation in a side open cavity. *Applied Thermal Engineering*, 75, 1176-1186 .
- Qiu, K., Yan, L., Ni, M., Wang, C., Xiao, G., Luo, Z., & Cen, K. (2015). Simulation and experimental study of an air tube-



## یازدهمین کنگره ملی مهندسی مکانیک بیوسیستم و مکانیزاسیون ایران



- cavity solar receiver. *Energy Conversion and Management*, 103, 847-858 .
- Tan, Y., Zhao, L., Bao, J., & Liu, Q. (2014). Experimental investigation on heat loss of semi-spherical cavity receiver. *Energy Conversion and Management*, 87, 576-583 .
- Taumoefolau, T., Paitoonsurikarn, S., Hughes, G., & Lovegrove, K. (2004). Experimental investigation of natural convection heat loss from a model solar concentrator cavity receiver. *Journal of solar energy engineering*, 126(2), 801-807 .
- Wang, J., & Yang, Y. (2016). Energy, exergy and environmental analysis of a hybrid combined cooling heating and power system utilizing biomass and solar energy. *Energy Conversion and Management*, 124, 566-577 .
- Wu, S.-Y., Shen, Z.-G., & Xiao, L. (2015). Experimental investigation and uncertainty analysis on combined heat losses characteristics of a cylindrical cavity with only bottom wall heated at constant heat flux. *Heat Transfer Engineering*, 36(6), 539-552 .
- Wu, S.-Y., Shen, Z.-G., Xiao, L., & Li, D.-L. (2015). Experimental study on combined convective heat loss of a fully open cylindrical cavity under wind conditions. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 83, 509-521 .
- Yunus, A. Ç., & AFSHIN, J. G. (2007). Heat and mass transfer. *McGrawHill, New York* .

یازدهمین کنگره ملی مهندسی مکانیک بیوسیستم (ماشین‌های کشاورزی) و مکانیزاسیون ایران