



## روش بررسی کارایی گیرنده محفظه‌ای اصلاح شده متمرکزکننده بشقابی خورشیدی

مازیار فیض‌اله‌زاده<sup>۱\*</sup>، اسعد مدرس مطلق<sup>۲</sup>، احمد بناکار<sup>۳</sup>

۱-به ترتیب دانشجوی دکتری و دانشیار گروه مهندسی مکانیک بیوسیستم دانشکده کشاورزی دانشگاه ارومیه

۳-استادیار گروه مهندسی مکانیک بیوسیستم دانشکده کشاورزی دانشگاه تربیت مدرس تهران

ایمیل مکاتبه کننده: mazynas@gmail.com

### چکیده

در این مقاله، تحلیل کارایی گرمایی یک نمونه اولیه کلکتور بشقابی خورشیدی (SDC) ۴ مترمربعی ارائه شده و مشخصه‌های تصویر کانونی بشقاب خورشیدی جهت پیشنهاد طراحی مناسب جاذب/گیرنده مشخص گردیده است. تحلیل تئوری کارایی گرمایی متمرکزکننده بشقابی سهموی خورشیدی با کانون فازی همراه با گیرنده محفظه‌ای اصلاح شده (MCR) برای شرایط مختلف عملیاتی انجام شد. براساس تحلیل کارایی تئوری، اتلاف حرارت کل (رسانش، همرفت و تابش) از MCR برآورد شد. بیشترین کارایی گرمایی تئوری SDC بدست آمده به ترتیب برای شرایط غیر بادی شرایط بادی جانبی و رودرو می‌باشد. تحلیل واقعی SDC با MCR برحسب آزمون رکود (ST)، آزمون زمان ثابت (TCT) و آزمون کارایی روزانه (DPT)، انجام می‌گردد. از ST ضریب اتلاف حرارت کلی بدست می‌آید. TCT برای تعیین اثر تغییر ناگهانی در تابش خورشیدی در شرایط پایدار انجام شد. DPT ها برای نرخ‌های مختلف جریان صورت گرفت. مشخص شد که کارایی کلکتور با افزایش نرخ جریان حجمی افزایش می‌یابد. کارایی میانگین گرمایی کلکتور بشقابی خورشیدی برای نرخ‌های جریان حجمی و در تابش‌های مستقیم میانگین مختلف بدست آمد.

واژه‌های کلیدی: کلکتور خورشیدی، گیرنده محفظه‌ای، کارایی گرمایی

### مقدمه

کلکتور بشقابی سهموی یکی از موثرترین سیستم‌ها برای تولید حرارت دما بالا می‌باشد. کلکتور بشقابی سهموی خورشیدی بطور خلاصه مشتمل بر ۳ بخش می‌باشد: متمرکز کننده. جاذب/گیرنده محفظه‌ای و ساختار حامل (نگهدارنده) همراه با تدابیر رهگیری. کارایی کلکتور بشقابی خورشیدی وابسته به دقت و قابلیت اطمینان این بخش‌ها می‌باشد. توزیع شار در ناحیه کانون متمرکز کننده‌های بشقاب خورشیدی نقش کلیدی در طراحی ساختار گیرنده محفظه‌ای ایفا می‌کند. این کار می‌تواند از طریق تحلیل اپتیکی یا اندازه گیری مستقیم پیش‌بینی گردد (Reddy et al., 2015).



تحلیل اپتیکی می‌تواند با روش تحلیلی (Wen et al., 1980; Sharma et al., 1983; Jeter, 1986) و یا تکنیک ترسیم پرتو (Schubnell, 1992; Jones and Wang, 1995; Johnston, 1998; Shuai et al., 2007) انجام شود. محققین متعددی توزیع شار را برای ساختارهای مختلف گیرنده‌ها بررسی نموده‌اند. در این خصوص ون و همکاران (Wen et al., 1980) روشهای تحلیلی مختلفی را برای محاسبه توزیع شار در صفحه کانونی یک متمرکز کننده خورشیدی سهمی‌گون مقایسه نمودند و نتیجه گرفتند که نوع روش انتخابی وابسته به رشد و تکامل طراحی و داده‌های در دسترس می‌باشد. شارما و همکاران (Sharma et al., 1983) یک رابطه کامل جهت ارزیابی توزیع شار خورشیدی بر روی گیرنده‌هایی به شکل تخت و استوانه‌ای ایجاد کردند. جتر (Jeter, 1986) روشی را برای محاسبه توزیع شار متمرکز شونده در کلکتور خورشیدی سهموی بر اساس مفهوم انتگرال شار و شدت تابشی ارائه نمود. به استناد منابع، تکنیک ترسیم پرتو برای تحلیل توزیع شار در صفحه کانونی گیرنده کلکتور خورشیدی متمرکز کننده به کار گرفته شد. شوبنل (Schubnell, 1992) تاثیر شکل خورشید بر کارایی کلی حداکثر یک گیرنده محفظه‌ای بشقاب سهموی دقیق اپتیکی را بررسی نمود. جونز و وانگ (Jones and Wang, 1995) توزیع شار بر روی یک گیرنده استوانه‌ای متمرکز کننده بشقاب سهموی را با استفاده از روش اپتیک هندسی محاسبه نمودند. جانستون (Johnston, 1998) مشخصه‌های ناحیه کانونی یک متمرکز کننده بشقابی ۲۰ متر مربعی با کانون نقطه‌ای را با استفاده از الگوریتم ترسیم پرتو (COMPREC) پیش بینی نمود و با اندازه‌گیری‌ها مقایسه نمود. شعاعی و همکاران (Shuai et al., 2007) کارایی سیستم متمرکز کننده بشقابی خورشیدی گیرنده محفظه‌ای را با استفاده از ترسیم پرتو مونتو کارلو و ویژگی‌های اپتیکی پیش‌بینی نمودند. تاثیر شکل خورشید و خطای شیب سطوح تیز مطالعه و بررسی شد. جانستون (Johnston, 1995) از روش ترسیم ویدئو گرافیک شار جهت مشخص نمودن توزیع شار کانون یک متمرکز کننده ۴۰۰ مترمربعی استفاده نمود. خطای شیب سطح با استفاده از تحلیل ترسیم پرتو برآورده شد و با ترسیم ویدئو گرافیک شار مقایسه شد. پوتلر و همکاران (Pottler et al., 2005) تحلیل ابزار فتوگرامتری خیلی دقیق برای متمرکز کننده‌های بزرگ را بحث نمودند که جهت اندازه‌گیری ۳ بعدی مختصات نقطه نگهدارنده متمرکز کننده و سطوح آینه‌ای بود. تحلیل توزیع شار در ناحیه کانونی یکی از وظایف اصلی برای ساختار طراحی گیرنده می‌باشد. همچنانکه عرض تصویر کانونی افزایش یابد کلکتور بشقاب سهموی نیازمند گیرنده بزرگتر بوده و این امر منبع قابل توجه تلفات حرارتی از گیرنده می‌باشد. بین حالت مختلف تلفات حرارتی، همرفت طبیعی و تابش سهم قابل توجهی از اتلاف حرارت کل را به خود اختصاص می‌دهند.

جهت بهبود کارایی کلی سیستم نیاز می‌باشد تا مشخصه‌های اتلاف حرارت گیرنده بطور گسترده مطالعه گردد. هریس و لنز (Harris and Lenz, 1985) کارایی گرمایی متمرکز کننده خورشیدی با شکل‌های مختلف گیرنده محفظه‌ای را مطالعه نمودند و پیشنهاد نمودند که انحراف در زاویه لبه (Rim) متمرکز کننده و هندسه محفظه منجر به تغییرات بزرگی در پروفایل‌های توان تولیدی در داخل گیرنده محفظه‌ای می‌شود. کائوشیکا و ردی (Kaushika and Reddy, 2000) مشخصه‌های کارایی گرمایی و بهینه‌سازی گیرنده محفظه‌ای یک بشقاب سهموی خورشیدی ارزان



قیمت را ارائه نمودند و نتیجه گیری کردند که گیرنده‌های محفظه‌ای مرسوم برای متمرکز کننده بشقاب با کانون Fuzzy (کانونی که دارای عیب اپتیکی است) مناسب نیستند. تائوموفولائو و همکاران (Taumoefolau et al., 2004) اتلاف حرارت همرفت طبیعی از یک گیرنده محفظه‌ای با گرمایش الکتریکی برای زوایای متمایل مختلف و در محدوده دمایی ۶۵۰-۴۰۰ درجه سلسیوس را بررسی نمودند. ردی و کومار (Reddy and Kumar, 2009) تحلیل عددی ۳ بعدی جهت برآورد اتلاف حرارت همرفت طبیعی از گیرنده محفظه‌ای اصلاح شده یک متمرکز کننده بشقابی خورشیدی با کانون Fuzzy را بررسی نمودند. پراکش و همکاران (Prakash et al., 2009) تحقیقات عددی و تجربی اتلاف حرارت تابشی و همرفت از یک گیرنده محفظه‌ای استوانه‌ای را تحت شرایط حالت پایدار انجام دادند و مشخص شد که اتلاف حرارت همرفت با دمای متوسط گیرنده افزایش و با زاویه تمایل گیرنده کاهش می‌یابد. نپوئو و همکاران (Nepveu et al., 2009) یک مدل گرمایی تبدیل انرژی برای یک واحد بشقاب/استرلینگ یوروودیش ۱۰ کیلوواتی ارائه نمودند. روش گره‌ای برای محاسبه اتلاف حرارت از محفظه استفاده شده بود. مبدل گرمایی با اندازه‌گیری‌های تجربی مقایسه شد. وو و همکاران (Wu et al., 2010) مروری گسترده در مورد اتلاف حرارت همرفت از گیرنده محفظه‌ای برای سیستم بشقاب سهموی انجام دادند. پیشنهاد شد که یک مطالعه دقیقتر در مورد تاثیر اتلاف حرارت همرفت گیرنده محفظه‌ای جهت تعیین اطلاعات کمی‌تر لازم می‌باشد. تحقیق ردی و ویرشتی (Reddy and Veershetty, 2009) بر طراحی و تحلیل کارایی گیرنده محفظه‌ای اصلاح شده برای یک متمرکز کننده بشقابی خورشیدی ۲۰ متر مربعی با کانون fuzzy معطوف شده است. در این تحلیل، بررسی‌های اپتیکی، گرمایی (تئوریک) و تجربی انجام یافت. هدف اصلی تحلیل اپتیکی پیش‌بینی توزیع شار در صفحه کانونی با در نظر گرفتن عیب اپتیکی مخروط پرتو منعکس شده می‌باشد. تحلیل گرمایی تئوری مجزایی نیز جهت مطالعه کارایی گرمایی گیرنده با در نظر گرفتن اثر باد برای زوایای مختلف گیرنده انجام شد. بررسی‌های تجربی نیز جهت تایید سودمندی گیرنده از طریق انجام آزمون‌های مختلف صورت گرفت.

## مواد و روش‌ها

### توزیع شار کانونی کلکتور بشقابی

یک متمرکزکننده بشقابی خورشیدی دارای نقص اپتیکی منسوب به متمرکزکننده بشقابی خورشیدی با کانون fuzzy می‌باشد. نقص بشقاب منجر به پراکندگی اندازه تصویر کانونی و به شکل در آوردن تصویر کانونی ناهمگون می‌شود. نقص بشقاب به صورت عبارت زاویه پراکندگی ( $\delta_A$ ) ارائه شده است. اندازه تصویر مدور ( $D_i$ ) در صفحه کانونی یک متمرکزکننده بشقابی سهموی خورشیدی توسط کائوشیکا (Kaushika, 1993) ارائه شده است:

$$D_i = \frac{4f \tan \delta_A}{(1 + \cos \psi) \cos \psi} \quad (1)$$

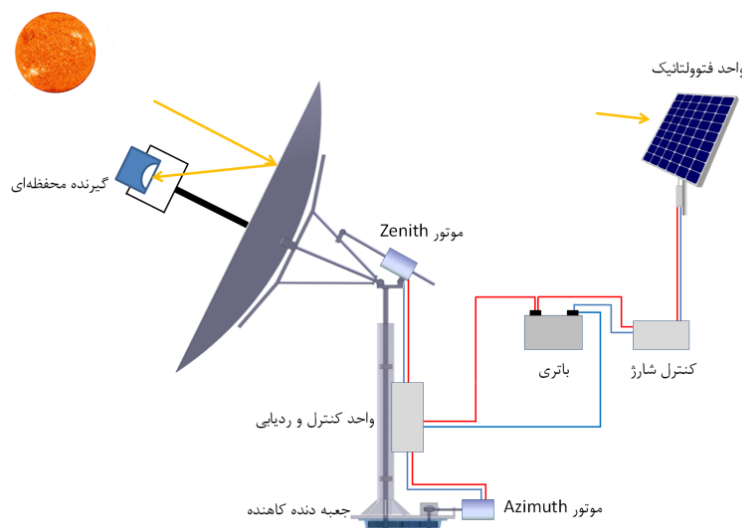
که f فاصله کانونی،  $\delta_A = \omega_0 + \Delta\omega$  برای بشقابی با کانون fuzzy و  $\delta_A = \omega_0$  برای بشقاب‌های اپتیکی کامل ( $\omega_0$  نصف زاویه خورشیدی و برابر با ۰/۲۶۶۷ درجه است) و  $\psi$  زاویه دهانه بشقاب می‌باشد.



با در نظر گرفتن فاصله کانونی ۱۲۵۰ میلیمتری و مقدار  $\delta_A$  برابر با ۱/۵ درجه و همچنین زاویه دهانه ۴۳/۶ درجه‌ای، اندازه تصویر مدور، برابر با ۱۰۵ میلیمتر بدست آمد (شکل ۱).

### توزیع شار در صفحه کانونی

روشی تحلیلی برای تعیین توزیع شار در ناحیه کانونی بوجود آمده است. در این مدل، مخروطهای مرکزی منعکس شده از دو نیمه مقابل هم در محل برخورد بشقاب از هم پراکنده می‌شوند. تابش خورشیدی منعکس شده از هر المان بشقاب یک تصویر بیضوی در صفحه کانونی ایجاد خواهد نمود (Kaushika and Reddy, 2000). تصویر شار ناشی از هر نیمکره بشقاب، ناشی از انطباق تصاویر بیضوی زیادی با جهت‌گیری و اندازه‌های مختلف می‌باشد (Wen et al., 1980; Kaushika and Reddy, 2000). بخش خارجی تصویر دارای شدتی است که به تدریج در راستای قطر اصلی بیضی کاهش می‌یابد. با دور شدن از نقطه کانونی، تغییری در شدت، ناشی از کاهش بیضی‌های سهم در یک نقطه وجود دارد. شدت موضعی (local intensity) در داخل یک بیضی متناسب با سهم پوششی ( $C_F$ ) در نظر گرفته شده و وابسته به فاصله شعاعی از نقطه کانونی است (شکل ۲).  $C_F$  نسبت تعداد بیضی‌های پوشش دهنده یک نقطه مورد نظر به کل بیضی‌هایی با اندازه یکسان می‌باشد.  $C_F$  با استفاده از معادله بیضی بدست آمده و در هر نقطه‌ای در محدوده مرکز تصویر تشکیل شده توسط پرتوهای منعکس شده از نقاط روی بشقاب واحد می‌باشد.



شکل ۱: تصویر شماتیک سامانه کلکتور بشقابی

$C_F$  توسط ردی و ویرشتی (Reddy and Veershtetty, 2009) بصورت زیر ارائه شده است:

$$C_F(r_f) = \frac{2}{\pi} \sin^{-1} r_f \quad ; \quad b \leq r_f \leq a \quad (2)$$

که در آن  $C_F$  سهم پوششی و  $r_f$  فاصله شعاعی از حلقه المانی می‌باشد.

توزیع شدت شعاعی در تصویر کانونی متمرکزکننده بشقابی fuzzy بصورت زیر می‌تواند بدست آید:

$$I(r_f) = K C_F(r_f) = K \frac{2}{\pi} \sin^{-1} r_f \quad (3)$$

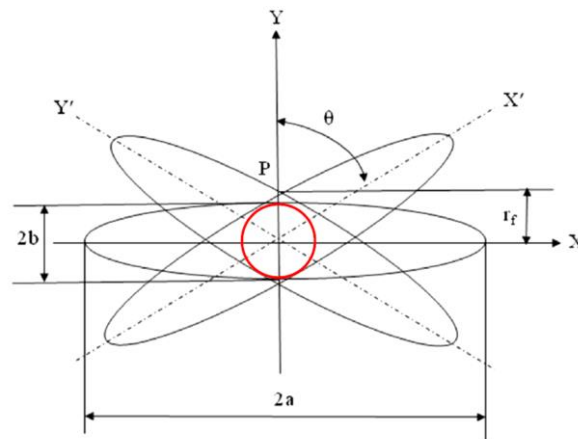


که در آن  $K$  ثابت تناسب می‌باشد.

تابش کل دریافتی در صفحه کانونی بصورت زیر ارائه شده است:

$$I_{image} = \int_0^a KC_F(r_f)2\pi r_f dr_f \quad (4)$$

توزیع شار بشقاب سهموی با کانون fuzzy می‌تواند با دقت قابل قبولی براساس تعیین نقص اپتیکی کلکتور بشقابی سهموی بصورت عباراتی از  $\delta_A$  بدست آید.



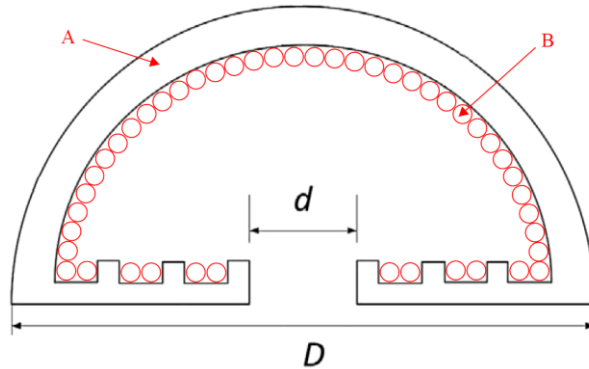
شکل ۲: تصویر بیضوی در صفحه کانونی

ضریب برخورد ( $\gamma$ )، نسبت تابش خورشیدی برخوردی به جاذب به کل تابش خورشیدی منعکس شده از متمرکزکننده می‌باشد. ضریب برخورد بشقاب بصورت زیر می‌تواند ارائه گردد (Duffie and Beckman, 2013):

$$\gamma = \frac{\int_0^{r_0} I(r_f)2\pi r_f dr_f}{\int_0^{\infty} I(r_f)2\pi r_f dr_f} \quad (5)$$

توزیع شار توسط مجزا سازی تصویر بشقاب و کانونی با استفاده از نرم‌افزار MATLAB انجام می‌گردد. جهت ارزیابی صحت مدل توزیع شار، مقایسه با محاسبه تحلیلی جتر (Jeter, 1986) و الگوریتم ردیابی پرتو COMPREC جانستون (Johnston, 1998) برای کلکتور بشقابی سهموی یکسانی با فاصله کانونی ۱ متر و زوایای لبه ۴۵ و ۶۰ درجه انجام می‌شود. توزیع شار متقارن است و شدت ماکزیمم شار با افزایش زاویه پخش ( $\delta_A$ ) کاهش می‌یابد که این کاهش ناشی از افزایش غیریکنواختی (نقص اپتیکی) در بشقاب متمرکز کننده می‌باشد.

تغییر توزیع شار در واقع متفاوت از چیزی است که توسط سایر مدل‌های تقریب آماری بدست آمده است، که در آنها بخش صاف منحنی وجود ندارد و فرض شده که شدت، طرح‌های احتمال استاندارد را دنبال می‌کند. اما یک توزیع شار با قله تخت و غیرگاوسی از ماهیت ناهموار (نقص اپتیکی) سطح انعکاسی بشقاب انتظار می‌رود (Johnston, 1998).



شکل ۳: گیرنده محفظه‌ای اصلاح شده - A عایق حرارتی B لوله‌های گرمایش D قطر گیرنده d قطر دهانه

تحلیل همچنین با استفاده از نرم‌افزار SolTrace براساس روش ترسیم پرتو مقایسه شد. براساس مدل تحلیلی و با استفاده از SolTrace، ضریب برخورد ( $\gamma$ ) برای کلکتور بشقابی با کانون fuzzy برآورد شد. گیرنده با اندازه دهانه‌ای طراحی شد تا در آن ضریب برخورد یک حاصل گردد و اندازه شعاع شکاف محفظه، تقریباً معادل با فاصله شعاعی شدت اوج در  $\delta_A = 1.5^\circ$  می‌باشد که این امر سبب ورود حداکثر انرژی خورشیدی به داخل گیرنده می‌شود. چنین گیرنده‌ای منسوب به گیرنده محفظه‌ای اصلاح شده است (شکل ۳). نسبت تمرکز موثر به علت وجود شکاف‌های هوایی جهت جلوگیری از نیروی مقاوم، کمتر از نسبت تمرکز هندسی است.

### تحلیل حرارتی گیرنده محفظه‌ای

گیرنده در صفحه کانونی قرار گرفته تا تابش خورشیدی منعکس شده از متمرکز کننده را جذب نموده و آن را به سیال عامل بعنوان انرژی گرمایی جهت فرآیندهای بعدی منتقل نماید. ویژگی اصلی گیرنده جذب مقدار ماکزیمم انرژی از تابش خورشیدی انعکاسی و انتقال آن به سیال عامل با حداقل تلفات است. کارایی گرمایی گیرنده محفظه‌ای اصلاح شده با محاسبه اتلاف حرارت کل از گیرنده پیش‌بینی می‌شود. کارایی گرمایی گیرنده، توانایی گیرنده را جهت تبدیل انرژی خورشیدی به انرژی گرمایی مفید نشان می‌دهد. کارایی گرمایی بشقاب خورشیدی با کانون fuzzy تحت حالت پایدار (Kaushika, 1993) بصورت زیر ارائه می‌گردد:

$$\eta_{th} = \eta_R \rho \quad (6)$$

که در آن  $\eta_R$  کارایی گیرنده و  $\rho$  ضریب انعکاسی متمرکزکننده بشقابی می‌باشد. کارایی گیرنده (Kaushika, 1993) می‌تواند بصورت زیر ارائه گردد:

$$\eta_R = [\gamma \alpha_{eff} + (1 - \gamma) \alpha] - \frac{Q_L}{I_{b_n} A_p \rho} \quad (7)$$

که در آن  $\alpha_{eff}$  ضریب جذب موثر گیرنده،  $\alpha$  ضریب جذب گیرنده،  $Q_L$  نرخ اتلاف حرارت کل گیرنده،  $I_{b_n}$  پرتو تابش خورشیدی نرمال و  $A_p$  مساحت دهانه می‌باشد.

نرخ اتلاف حرارت کل برای گیرنده ( $Q_L$ ) می‌تواند بصورت زیر بیان شود (Kaushika and Reddy, 2000; Kaushika, 1993):



$$Q_L = Q_{CK} + Q_{CC} + Q_{CR} + Q_{SC} + Q_{SR} \quad (8)$$

اتلاف حرارت رسانشی از گیرنده محفظه‌ای اصلاح شده بصورت زیر می‌باشد (Kaushika and Reddy, 2000):

$$Q_{CK} = \frac{1}{\frac{1}{A_{ms}h_1} + \frac{1}{k_{Ins}\sqrt{A_W A_{Ins}}} + \frac{1}{k_{ms}\sqrt{A_{Ins} A_{ms}}}} (T_{W1} - T_a) \quad (9)$$

که در آن  $A_{ms}$  مساحت آهن نرم،  $A_{Ins}$  مساحت عایق،  $A_W$  مساحت سطح گیرنده،  $h_1$  ضریب انتقال حرارت همرفت داخلی،  $k_{Ins}$  ضریب رسانش حرارتی عایق،  $k_{ms}$  ضریب رسانش حرارتی فولاد نرم،  $T_{W1}$  دمای سطح داخلی گیرنده و  $T_a$  دمای هوای محیطی می‌باشد.

اتلاف حرارت همرفتی از سطح درونی گیرنده محفظه‌ای اصلاح شده بصورت زیر ارائه می‌گردد (Kaushika and Reddy, 2000):

$$Q_{CC} = A_1 h_1 (T_{W1} - T_a) \quad (10)$$

که در آن  $A_1$  مساحت داخلی است.

ضریب انتقال حرارت همرفتی ( $h_1$ ) متشکل از ضرایب انتقال حرارت همرفتی طبیعی و اجباری است (Kaushika and Reddy, 2000):

$$h_1 = h_{FC,1} + h_{NC,1} \quad (11)$$

که در آن  $h_{FC,1}$  ضریب انتقال حرارت همرفتی اجباری داخلی و  $h_{NC,1}$  ضریب انتقال حرارت همرفتی طبیعی داخلی می‌باشد.

ضریب انتقال حرارت همرفتی اجباری ( $h_{FC,1}$ ) وابسته به اثرات جریان باد خارجی است. دو جهت یعنی، باد جانبی (side-on) و باد رودرو (head-on) در تحلیل در نظر گرفته می‌شود. اگر باد موازی با صفحه دهانه گیرنده حرکت کند، نشان دهنده باد جانبی است، درحالی‌که اگر باد عمود بر صفحه دهانه گیرنده حرکت کند، نشان دهنده باد رودرو خواهد بود. اتلاف حرارت همرفتی ناشی از باد رودرو با توجه به زاویه تمایل گیرنده متغیر است. اتلاف حرارت همرفتی ناشی از باد جانبی وابسته به سرعت باد و زاویه تمایل گیرنده است (Reddy et al., 2015).

اتلاف حرارت تابشی از گیرنده محفظه‌ای اصلاح شده بصورت زیر می‌باشد (Kaushika and Reddy, 2000):

$$Q_{CR} = A_1 h_{rad} \sigma (T_{W1} - T_a) \quad (12)$$

که در آن  $h_{rad}$  ضریب انتقال حرارت همرفتی تابشی و  $\sigma$  ثابت استفان بولتزمن ( $5.67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \text{ K}^4$ ) می‌باشد.

اتلاف حرارت همرفتی از سطح بیرونی گیرنده محفظه‌ای اصلاح شده بصورت زیر ارائه می‌گردد (Kaushika and Reddy, 2000):

$$Q_{SC} = A_2 h_2 (T_{W2} - T_a) \quad (13)$$

که در آن  $A_2$  سطح خارجی،  $h_2$  ضریب انتقال حرارت همرفتی خارجی و  $T_{W2}$  دمای سطح خارجی می‌باشد.

اتلاف حرارت تابشی از سطح بیرونی گیرنده محفظه‌ای اصلاح شده بصورت زیر می‌باشد (Kaushika and Reddy, 2000):



$$Q_{SR} = A_2 \varepsilon_2 \sigma (T_{W2})^4 \quad (14)$$

که در آن  $\varepsilon_2$  ضریب گسیل سطح خارجی گیرنده می‌باشد. تلفات حرارتی را می‌توان برای زوایای تمایل متفاوتی در محدوده صفر (دهانه به سمت جانب) تا ۹۰ درجه (دهانه به سمت پایین) برآورد نمود.

$$h_2 = h_{FC,2} + h_{NC,2} \quad (15)$$

که در آن  $h_{FC,2}$  ضریب انتقال حرارت همرفتی اجباری خارجی و  $h_{NC,2}$  ضریب انتقال حرارت همرفتی طبیعی خارجی می‌باشد.

بخش همرفت اجباری  $h_2$  بطور عمده وابسته به باد جانبی است. باد ممکن است در هر راستایی به گیرنده برسد. برای اعمال این اثرات در برآورد انتقال حرارت، دو نوع راستای باد براساس کار تجربی ما (Ma, 1993) در نظر گرفته شد. ضریب انتقال حرارت همرفتی اجباری ناشی از باد جانبی بصورت زیر ارائه شده است (Ma, 1993):

$$h_{FC,1\&2} = 0.1967V_S^{1.849} \quad (16)$$

که در آن  $V_S$  سرعت باد جانبی می‌باشد. ضریب انتقال حرارت همرفتی اجباری ناشی از باد رودرو بصورت زیر ارائه شده است (Ma, 1993):

$$h_{FC,1} = f(\beta)V_H^{1.401} \quad (17)$$

که  $f(\beta) = 0.1634 + 0.7498 \sin \beta - 0.5026 \sin 2\beta + 0.3278 \sin 3\beta$  و  $V_H$  سرعت باد رودرو می‌باشد. گیرنده محفظه‌ای اصلاح شده برای پیش‌بینی اثر سرعت باد ( $< 5\text{m/s}$ ) بر تلفات حرارتی کل در نظر گرفته شد. جهت بررسی مقدار تلفات حرارتی کل از گیرنده، دمای سطح داخلی گیرنده از ۳۰۰ تا ۷۰۰ درجه سلسیوس متغیر می‌باشد. تغییرات تلفات حرارتی کل ناشی از باد رودرو و جانبی در زوایای تمایل متفاوت برای سرعت‌های بادی متنوع قابل پیش‌بینی می‌باشد. برای شرایط غیر بادی بیشترین اتلاف حرارتی در زاویه صفر و کمترین در زاویه ۹۰ درجه است. تلفات حرارتی کل برای سرعت‌های بادی بالاتر به تندی با زاویه تمایل تغییر می‌کند. روند تلفات حرارت کلی برای باد جانبی مشابه روند حالت بدون باد می‌باشد. بیشترین کارایی کلکتور در شرایط بدون بادی رخ می‌دهد که علت آن حذف همرفت اجباری است. برای شرایط بادی رودرو سهم اتلاف حرارت همرفتی اجباری برای زوایای ۰-۷۰ °C خیلی معنی‌دار نیست. در صفر و ۷۰ درجه حداکثر کارایی حاصل می‌شود که ناشی از تغییر ضریب انتقال حرارت همرفتی اجباری به سبب باد رودروی خارجی می‌باشد. در باد جانبی کارایی کلکتور با تغییر زاویه تمایل گیرنده از ۰ تا ۹۰ درجه افزایش می‌یابد که ناشی از مشارکت ضریب انتقال حرارت همرفت طبیعی بر اتلاف حرارت کل می‌باشد. اتلاف حرارت همرفتی طبیعی با افزایش زاویه تمایل گیرنده کاهش می‌یابد. کارایی کلکتور بشقابی با افزایش دمای سطح کاهش می‌یابد. زیرا افزایش دمای سطح اتلاف حرارتی گیرنده را تقویت می‌نماید. کارایی گرمایی ناشی از باد جانبی همیشه بالاتر از باد رودرو به خاطر افت حرارتی کمتر در باد جانبی می‌باشد (Reddy et al., 2015).





## تجهیزات و سیستم‌های اندازه‌گیری

پارامترهای مختلفی باید اندازه‌گیری شود، همچون: (۱) تابش مستقیم خورشیدی (۲) شرایط سیال (نرخ جریان، دما) و (۳) شرایط جوی (دمای محیطی، سرعت و راستای باد، رطوبت). تابش مستقیم خورشیدی را می‌توان با استفاده از پیرولیومتر (Pyreheliometer) اندازه‌گیری نمود. نرخ جریان حجمی سیال عامل (معمولاً آب) با استفاده از دستگاه سنجش جریان آب (rotometer) اندازه‌گیری می‌گردد. دماهای گیرنده و سیال عامل را می‌توان با استفاده از ترموکوپل‌های نوع K (کرومل-آلومل) اندازه‌گیری نمود. ترموکوپل‌ها بایستی قبل از داده‌برداری کالیبره گردند. شرایط آب و هوایی را نیز می‌توان توسط پایگاه‌های آب و هوایی نزدیک به محل آزمایشها و یا با داده‌برداری مستقیم بدست آورد. داده‌های آب و هوایی باید هر ۵ دقیقه دریافت و توسط دیتالوگر ثبت شوند (Reddy et al., 2015).

## بررسی تجربی کارایی کلکتور بشقابی سهموی

کارایی کلکتور بشقابی را می‌توان با تعیین (۱) دمای رکود، (۲) ثابت زمانی برای نرخ‌های متفاوت جریان و (۳) کارایی روزانه در شرایط عملیاتی متفاوت، مشخص نمود.

## برآورد دمای رکود و ضریب انتقال حرارت کلی

دمای رکود برای یک کلکتور بدین صورت تعریف شده که در آن بازیابی حرارتی اتفاق نمی‌افتد. برای یک عایق ثابت، کلکتور در حالت رکود به ماکزیمم دمای می‌رسد. تعادل انرژی می‌تواند بصورت زیر ارائه گردد (Kaushika and Reddy, 2000):

$$Q_u = A_p I_{bn} (\rho \alpha)_{eff} - U_L (T_R - T_a) A_w \quad (18)$$

که در آن  $Q_u$  حرارت مفید دریافتی توسط گیرنده،  $U_L$  ضریب انتقال حرارت کلی و  $T_R$  دمای گیرنده می‌باشد. در حالت رکود  $Q_u = 0$  می‌باشد. آزمون‌ها براساس استاندارد ASHRAE, 2010 اجرا می‌گردد (ASHRAE, 2010). مقدار  $U_L$  به علت مشارکت تلفات حرارتی تابشی، رسانشی و همرفتی بالا می‌رود.

## آزمون ثابت زمانی

آزمون ثابت زمانی برای تعیین ظرفیت حرارتی یا اینرسی حرارتی گیرنده انجام می‌گردد. تعیین ثابت زمانی یک کلکتور جهت برآورد رفتار گذرای کلکتور و انتخاب بازه‌های زمانی مناسب برای آزمون کارایی حالت پایدار و نیمه پایدار، ضروری است. ثابت زمانی یک کلکتور، زمان لازم برای سیال ترک کننده کلکتور می‌باشد بطوریکه به  $63/2\%$  از مقدار نهایی پایدار خودش بعد از یک تغییر گام در تابش خورشیدی برسد. ثوابت زمانی برای گیرنده محفظه‌ای اصلاح شده با استفاده از آزمون سرمایش و گرمایش مشخص می‌گردد. ثابت زمانی طبق آزمون (ASHRAE, 2010) برابر است با:

$$\frac{T_{f,o,t} - T_{f,i}}{T_{f,o,ss} - T_{f,i}} = 0.632 \quad (19)$$

که در آن  $T_{f,o,ss}$  دمای سیال عامل خروجی در حالت پایدار،  $T_{f,o,t}$  دمای سیال عامل خروجی بعد از زمان  $t$  و  $T_{f,i}$  دمای سیال عامل ورودی می‌باشد.



مقادیر ثابت زمانی برای متمرکزکننده‌ها به دو روش تعیین می‌گردد:

الف) دمای سیال ورودی برابر با دمای محیطی و با نرخ جریان ثابت نگهداشته شده و اطمینان حاصل می‌شود که دمای جریان خروجی و ورودی یکسان هستند. در ابتدا گیرنده از کانون خارج شده و سپس بطور ناگهانی در کانون قرار می‌گیرد (آزمون گرمایش).

ب) شرایط دمایی همانند حالت قبل (الف) حفظ می‌گردد ولی کلکتور در حالت اولیه در وضعیت کانونی قرار دارد و اطمینان حاصل می‌شود که تغییری در دمای سیال خروجی وجود ندارد. کلکتور به طور ناگهانی از کانون خارج شده و دمای سیال خروجی کاهش می‌یابد و اجازه داده می‌شود تا زمانی که دمای آن یکسان با دمای ورودی شود، خنک گردد (آزمون سرمایش).

ثابت زمانی رفتار نمایی نسبت به نرخ جریان دارد. در استاندارد ASHRAE, 2010 تصریح شده که آزمون‌های کارایی باید برای دوره‌ای معادل با دو برابر ثابت زمانی یا ۱۰ دقیقه انجام شود.

### آزمون کارایی گرمایی

کارایی گرمایی کلکتور بشقاب سهموی بصورت نسبت انرژی گرمایی مفید ورودی به سیال عامل داخل گیرنده و تابش خورشیدی برخوردی بر روی متمرکزکننده تعریف می‌گردد. کارایی گرمایی ( $\eta_{th}$ ) از طریق اندازه‌گیری  $\Delta T$  یعنی افزایش دما در سیال عامل داخل گیرنده ( $\Delta T = T_{fo} - T_{fi}$ )، همراه با خواص سیال، نرخ جریان جرمی و انرژی خورشیدی ورودی بدست می‌آید. تعیین  $\eta_{th}$  برای کلکتور بشقاب سهموی براساس حرارت جذب شده توسط سیال عامل بصورت رابطه زیر ارائه می‌گردد (ASHRAE, 2010; Duffie and Beckman, 2013):

$$\eta_{th} = \frac{\int_{t_{ini}}^{t_{fin}} \dot{m} C_p (T_{fo} - T_{fi}) dt}{A_p \int_{t_{ini}}^{t_{fin}} I_{bn} dt} \quad (20)$$

که در آن  $t_{fin}$  زمان اولیه،  $t_{ini}$  زمان نهایی،  $\dot{m}$  نرخ جریان جرمی سیال عامل،  $C_p$  گرمای ویژه سیال عامل،  $T_{fi}$  دمای ورودی و  $T_{fo}$  دمای نهایی می‌باشد.

کارایی گرمایی لحظه‌ای گیرنده کلکتور متمرکزکننده براساس تلفات کل از گیرنده نیز توسط رابطه زیر ارائه می‌گردد [۲۰ و ۲۲]:

$$\eta_{th} = F_R \left[ \eta_o - \frac{U_L (T_{f-av} - T_a)}{C_R I_{bn}} \right] = F_R \eta_o - F_R \frac{U_L}{C_R} \left( \frac{T_{f-av} - T_a}{I_{bn}} \right) \quad (21)$$

که در آن  $F_R$  ضریب برداشت حرارتی،  $\eta_o$  کارایی اپتیکی،  $T_{f-av}$  دمای میانگین سیال عامل و  $C_R$  نسبت متمرکز می‌باشد.

رابطه فوق بصورت رابطه خط مستقیم دارای شیب  $F_R \frac{U_L}{C_R}$  ( $\frac{W}{m^2 K}$ ) بوده و بیانگر شدت اتلاف حرارت گیرنده است و محل برخورد با محور  $y$  ( $F_R \eta_o$ ) کارایی حداکثر کلکتور را نشان می‌دهد. عبارت  $F_R$  نسبت حرارت واقعی دریافتی توسط سیال عامل به حداکثر انرژی مفید دریافتی است اگر کل گیرنده در دمای سیال ورودی باشد و بعنوان ضریب برداشت حرارتی بیان می‌گردد. هر تغییری در  $I_{bn}$  در دسترس منجر به تغییر در  $\Delta T$  و  $\eta_{th}$  می‌شود. به علت اینرسی



حرارتی گیرنده و حضور هوای گرم/سرد در داخل محفظه گیرنده، تغییر دمایی از تغییر تابش نرمال مستقیم منعکس شده بر روی گیرنده تبعیت نخواهد کرد. طبق استاندارد ASHRAE, 2010 آزمون‌های کارایی می‌توانند برای مدت ۱۰ دقیقه، زمانیکه تغییر در  $I_{bn}$  بیشتر از  $\pm 32 \frac{W}{m^2K}$  نباشد، صورت گیرد. کارایی گرمایی از منحنی کارایی بصورت زیر می‌تواند بدست آید:

$$\eta_{th} = 0.737 - 1.44 \left( \frac{T_{f-av} - T_a}{I_{bn}} \right) \quad (22)$$

در تابش مستقیم و نرخ جریان بالاتر، افزایش در کارایی گرمایی کلکتور وجود دارد. همچنین برای ارزیابی عدم قطعیت ضریب انتقال حرارت کلی و کارایی گرمایی، نیاز به انجام تحلیل عدم قطعیت می‌باشد.

### نتیجه گیری

در این تحقیق معادلاتی برای توزیع شار در کلکتور ۴ متر مربعی استخراج شده و میزان اتلاف حرارت کل و کارایی گرمایی برای متمرکز کننده‌های بشقابی خورشیدی با توجه به روابط ارائه شده قابل محاسبه و بهینه‌سازی می‌باشد. همچنین روش‌های عملی برای ارزیابی دستگاه‌های خورشیدی تولیدی، ارائه گردید که برای محدوده گسترده‌ای از کلکتورها قابل استفاده می‌باشد.

### منابع و مآخذ

1. ASHRAE (American Society of Heating, refrigerating and air-conditioning engineers). Methods of testing to determine the thermal performance of solar collectors. ANSI/ASHRAE 93-2010.
2. Duffie JA, Beckman WA. 2013. Solar engineering of thermal processes. 4th Ed. New York: John Wiley & Sons, Inc.
3. Harris JA, Lenz TG. 1985. Thermal performance of concentrator/cavity receiver systems. Sol Energy. Vol 34(2), 135-42.
4. Jeter SM. 1986. The distribution of concentrated solar radiation in paraboloidal collector, ASME J. Sol. Energy Eng. Vol 108, 219-25.
5. Johnston G. 1995. Flux mapping the 400 m<sup>2</sup> big dish at the Australian National University. ASME J Sol Energy Eng. Vol 117, 290-3.
6. Johnston G. 1998. Focal region measurements of the 20 m<sup>2</sup> tilted dish at the Australian National University. Sol Energy. Vol 63(2), 117-24.
7. Jones PD, Wang L. 1995. Concentration distributions in cylindrical receiver/paraboloidal dish concentrator systems. Sol Energy. Vol 54, 115-23.
8. Kaushika ND, Reddy KS. 2000. Performance of a low cost solar paraboloidal dish steam generating system. Energy Convers Manage. Vol 41, 713-26.
9. Kaushika ND. 1993. Viability aspects of paraboloidal dish solar collector systems. Renew Energy. Vol 3(6-7), 787-93.
10. Ma RY. 1993. Wind effects on convective heat loss from a cavity receiver for a parabolic concentrating solar collector, Sandia laboratory report SAND 92-7293.
11. Nepveu F, Ferriere A, Bataille F. 2009. Thermal model of a dish/Stirling system. Sol Energy. Vol 83, 81-9.
12. Pottler K, Lupfert E, Johnston GHG, Shortis MR. 2005. Photogrammetry: a powerful tool for geometric analysis of solar concentrators and their components. ASME J Sol Energy Eng. Vol 127, 94-101.
13. Prakash M, Kedare SB, Nayak JK. 2009. Investigations on heat losses from a solar cavity receiver. Sol Energy. Vol 83, 157-70.



14. Reddy K S, Kumar N S, Veershetty G. 2015. Experimental performance investigation of modified cavity receiver with fuzzy focal solar dish concentrator. *Renewable Energy*. Vol 74, 148-157.
15. Reddy K S, Veershetty G. 2009. Flux distribution of 20 m<sup>2</sup> fuzzy focal solar parabolic dish concentrator. In: *International Conference on Advances in Energy Research*; December 9-11, [IIT Bombay (India)].
16. Reddy KS, Kumar NS. 2009. An improved model for natural convection heat loss from modified cavity receiver of solar dish concentrator. *Sol Energy*. Vol 83, 1884-92.
17. Schubnell M. 1992. Influence of circumsolar radiation on aperture, operating temperature and efficiency of a solar cavity receiver. *Sol Energy Mat Sol Cell*. Vol 27, 233-42.
18. Sharma JK, Dang A, Garg HP, Mathur SS. 1983. Solar flux distributions from circular cylindrical concentrator. *Sol Energy*. Vol 30(6):507-12.
19. Shuai Y, Xia XL, Tan HP. 2007. Radiation performance of dish solar concentrator/cavity receiver systems. *Sol Energy*. Vol 82(1), 13-21.
20. Taumoefolau T, Paitoonsurikarn S, Hughes G, Lovegrove K. 2004. Experimental investigation of natural convection heat loss from a model solar concentrator cavity receiver. *ASME J Sol Energy Eng*. Vol 126, 801-7.
21. Wen L, Huang L, Poon P, Carley W. 1980. Comparative study of solar optics for paraboloidal concentrators, *ASME J. Sol Energy Eng*. Vol 102, 305-15.
22. Wu SY, Xiao L, Cao Y, Li YR. 2010. Convection heat loss from cavity receiver in parabolic dish solar thermal power system: a review. *Sol Energy*. Vol 84, 1342-55.



نهمین کنگره ملی مهندسی ماشین‌های کشاورزی

(مکانیک بیوسیستم) و مکانیزاسیون

پردیس کشاورزی و منابع طبیعی دانشگاه تهران

۲ و ۳ اردیبهشت ۱۳۹۴ - کرج



## Method of Performance investigation of modified cavity receiver of solar dish concentrator

### Abstract

In this paper, thermal performance analysis of 4m<sup>2</sup> prototype solar dish collector (SDC) is presented and the focal image characteristics of the solar dish are determined to propose the suitable design of absorber/receiver. Theoretical thermal performance analysis of the fuzzy focal solar parabolic dish concentrator with modified cavity receiver (MCR) is carried out for different operating conditions. Based on the theoretical performance analysis, the total heat loss (conduction, convection and radiation) from the MCR is estimated. The maximum theoretical efficiencies of SDC are found for no wind conditions, side-on and head-on winds respectively. Real time analysis of SDC with MCR is carried out in terms of stagnation test (ST), time constant test (TCT) and daily performance test (DPT). From ST, the overall heat loss coefficient will be found. The TCT is carried out to determine the influence of sudden change in solar radiation at steady state conditions. The DPTs are conducted for different flow rates. It is found that the efficiency of the collector increases with the increase of volume flow rates. The average thermal efficiencies of the parabolic dish collector are found for different volume flow rate and average beam radiation ( $I_{bn}$ ).

**Keywords:** Solar collector, Cavity receiver, Thermal performance.