



## مطالعه عددی انتقال حرارت جابه جایی در دو نوع گیرنده بهینه شده استوانه ای و کرولی

جلیل حسین زاده<sup>۱</sup>، آرش محبی<sup>۲</sup>

<sup>۱</sup>دانشجوی دکتری مهندسی مکانیک بیوسیستم، دانشگاه ارومیه، آدرس ایمیل hosseinzadehtjhz@gmail.com

<sup>۲</sup>عضو هیات علمی گروه مهندسی مکانیک بیوسیستم، دانشگاه ارومیه، آدرس ایمیل Arash.mech@gmail.com

### چکیده

مطالعه عددی انتقال حرارت جابه جایی در دو نوع گیرنده محفظه ای بهینه شده در یک کلکتور بشقابی سهموی خورشیدی در این مقاله ارائه شده است. یک مدل شبیه سازی دو بعدی برای انتقال حرارت جابه جایی بدست آمد. تاثیر دمای عملیات، قابلیت انتشار سطح، جهت گیری و هندسه بر اتلاف حرارتی کل گیرنده بررسی شد. اتلاف حرارت جابه جایی از گیرنده بهینه شده، بطور معنی داری توسط زاویه تمایل گیرنده تحت تاثیر قرار می گیرد. همبستگی عدد ناسلت بطور جداگانه برای انتقال حرارت جابه جایی براساس مجموعه بزرگی از اطلاعات عددی برای محدوده معینی از پارامترها با منافع کاربردی پیشنهاد شد. کلمات کلیدی: انتقال حرارت جابه جایی، گیرنده استوانه ای، گیرنده کرولی

### Numerical study of heat transfer in two types of cylindrical and spherical optimized receivers

Jalil hsseinzadeh<sup>1</sup>, Arash mohebbi<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Department of Mechanical Engineering of Agricultural Machinery, Faculty of Agriculture, Urmia University, Iran

<sup>2</sup>Department of Mechanical Engineering of Agricultural Machinery, Faculty of Agriculture, Urmia University, Iran

2D numerical analysis of combined laminar natural convection and surface radiation in the modified cavity receiver of a solar dish was presented. Two separate Nusselt numbers were proposed for both natural convection and surface radiation. The incorporation of the radiation in a modified cavity receiver completely alters the heat loss rate. It was found that the convective loss was significantly influenced by the orientation of the receiver. The convection heat loss was dominated by the radiation heat loss for higher receiver inclination angle ( $>45^\circ$ ). The radiation heat loss was considerably influenced by the area ratios. The receiver showed better performance at an area ratio of 8. The model may effectively be used to estimate the convection and radiation heat losses from the cavity receiver of solar parabolic dish collector system. The accuracy of the combined natural convection and surface radiation heat loss estimations of modified cavity receiver may be improved by incorporating 3D effects.

Keywords: heat transfer, cylindrical receivers and spherical optimized receivers

### ۱- مقدمه

کلکتور بشقابی سهموی خورشیدی بعنوان موثرترین سیستم در بین تجهیزات گرما خورشیدی شناخته می شود. SPDS همواره محور اپتیکی خود را به سمت خورشید حفظ می کند. هندسه متمرکزکننده امکان انعکاس پرتوهای خورشید بر خوردی را بر روی گیرنده فراهم می نماید که در صفحه کانونی کلکتور واقع شده است. در حین دوران آن، گیرنده تغییری را در رفتار کلی سیال و مشخصه های انتقال حرارت تجربه می کند. جهت گیری گیرنده ممکن است کارایی حرارتی سیستم بشقابی سهموی خورشیدی را تغییر دهد. برآورد تلفات حرارتی از گیرنده یک ورودی مهم برای ارزیابی کارایی کلکتور بشقابی خورشیدی است. بالا رفتن ملایمی در دما منجر به اتلاف حرارت قابل توجهی می شود که مستقیماً ممکن است کارایی سیستم را تحت تاثیر قرار دهد. بنابراین اثر انتقال حرارت جابه جایی بر اتلاف حرارت کل نیاز به بررسی دارد. تحقیقات تجربی و عددی بر روی انتقال حرارت جابه جایی در محفظه باز و احاطه شده در تحقیقات قبلی انجام شده است (۱-۳). یک مدل تحلیلی برای برآورد اتلاف حرارت جابه جایی یک گیرنده محفظه ای مکعبی بزرگ براساس ضریب انتقال حرارت محلی داخلی و تقابل هوای عبوری از دهانه به علت تاثیرات بادی و شناوری ارائه شد (۴). همبستگی های تجربی عدد ناسلت برای محفظه مکعبی باز ایزوترمال برای زوایای تمایل مختلف توسط لکوئره و همکاران ارائه شد (۵). یک مدل ساده برای انتقال حرارت جابه جایی از یک گیرنده محفظه ای خورشیدی براساس نتایج مطالعات تجربی گیرنده های مکعبی توسط کرابل و سیبرس (۶) ارائه شد. سپس مک دونالد (۷) مدلی را برای یک گیرنده کوچک استوانه ای شکل که شامل پارامترهایی همچون اندازه دهانه، دمای سطح و زاویه گیرنده بود را بهینه سازی نمود. لیفرد و آرتجوهان (۸) به مطالعه اتلاف حرارت جابه جایی در گیرنده های نیمکره و تمام کره ای پرداختند که توسط الکتروسیسته گرم شده بود. تاموفلاو (۹) به بررسی اتلاف حرارت جابه جایی گیرنده محفظه ای که توسط الکتروسیسته گرم شده بود در زوایای تمایل مختلف گیرنده و دماهای مختلف پرداخت. پدیده وجود اتلاف حرارتی جابه جایی طبیعی در زاویه تمایل ۹۰ درجه گیرنده توسط



## یازدهمین کنگره ملی مهندسی مکانیک بیوسیستم و مکانیزاسیون ایران

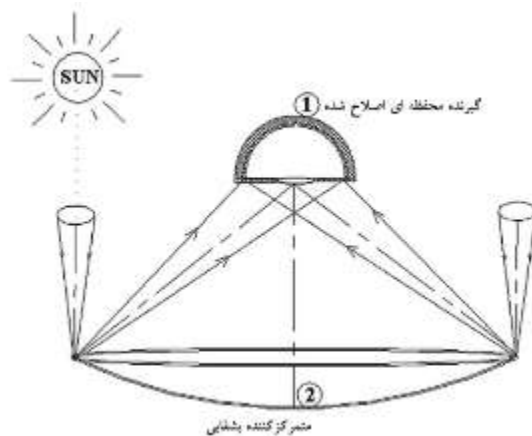


مطالعات عددی و تجربی آنها مشاهده شد، بطوریکه با سایر مدل های اتلاف حرارتی تناقض داشت. پیتون سوریکارن و لووگروو (۱۰) همبستگی تصحیح شده ای از عدد ناسلت براساس نتایج شبیه سازی عددی هندسی ۳ محفظه مختلف (گیرنده مدل، گیرنده بشقبت  $20 \text{ m}^2$  و گیرنده بشقابت  $200 \text{ m}^2$ ) ارائه نمودند. سندهیل و ردی (۱۱) مطالعه ی مقایسه ای در مورد گیرنده های محفظه ای، نیم محفظه ای و محفظه ای بهینه شده برای متمرکز کننده های بشقابی خورشیدی انجام دادند. سندهیل و ردی (۱۲) یک مدل اتلاف حرارت جابه جایی طبیعی دو بعدی را برای گیرنده محفظه ای بهینه شده با دو تنظیم مختلف ارائه نمودند. اتلاف حرارت در زاویه  $90^\circ$  درجه برای هر دو محفظه مطالعه شد. در مطالعه حاضر یک مدل عددی ۲ بعدی با انتقال حرارت جابه جایی از یک گیرنده محفظه ای بهینه شده (نیمه کره) مربوط به یک سیستم بشقابی سهموی خورشیدی با جهت گیری های مختلف ارائه شده است.

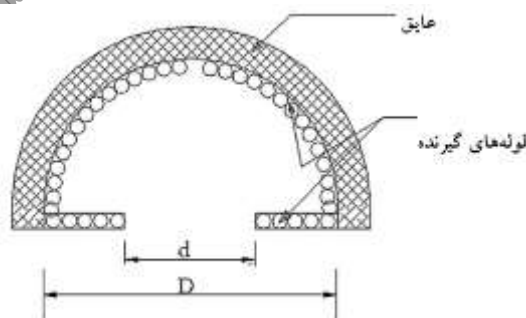
### ۲- مواد و روش ها

#### مدل سازی گیرنده محفظه ای اصلاح شده

گیرنده محفظه ای اصلاح شده سیستم بشقابی سهموی خورشیدی یک گیرنده از نوع محفظه ای با یک شکاف کوچک در دهانه می باشد که پرتوهای متمرکز شده خورشیدی از آنجا داخل می شوند. معمولاً گیرنده در نقطه کانونی کلکتور بشقابی سهموی خورشیدی نصب می گردد. نحوه مونتاژ کلکتور و گیرنده در شکل ۱ نشان داده شده است. گیرنده محفظه ای اصلاح شده از لوله های مسی تشکیل شده است. لوله های مسی جهت گرفتن شکل نسبی گیرنده بطور مارپیچی در داخل محفظه پیچانده شده اند (شکل ۲). سطح بیرونی گیرنده با عایق کدری به ضخامت  $20$  میلیمتر و جهت کاهش تلفات حرارتی پوشانده شده است. سیال عامل داخل گیرنده هوا می باشد، و عدد پرانتل سیال به مقدار  $0.71$  نظر گرفته شد. دمای سیال هم اندازه با دمای سطح داخلی در نظر گرفته شد.



شکل ۱- کلکتور بشقابی سهموی خورشیدی



شکل ۲- شماتیک گیرنده محفظه ای اصلاح شده

شبیه سازی جریان و انتقال حرارت براساس حل همزمان سیستم معادلات بیانگر بقای جرم، مونتوم و انرژی می باشد. مدل برداری معادلات بصورت زیر بیان می گردد (Yuan, 1988):  
معادله پیوستگی:

$$\nabla \cdot q = 0$$

(۱)



## یازدهمین کنگره ملی مهندسی مکانیک بیوسیستم و مکانیزاسیون ایران



معادله مومنوم:

$$q \cdot \nabla q = X - \frac{\nabla p}{\rho} + \nu \nabla^2 q \quad (2)$$

معادله انرژی:

$$\nabla \cdot (k_f \nabla T) = 0 \quad (3)$$

این معادلات برای حل مدل انتقال حرارت جابه جایی استفاده شدند. ضریب انتشار و جذب سطح خاکستری مستقل از طول موج می باشد. برای یک سطح دیفیوز نیز، ضریب انعکاس مستقل از جهت های خروجی (یا ورودی) می باشد. تعادل انرژی بین دو سطح وابسته به اندازه آنها، فاصله دوری و جهت گیری می باشد. اثرات این پارامترها توسط ضریب شکل در نظر گرفته می شوند. انرژی انعکاسی از سطح  $i$  بصورت زیر بیان گردیده است (Siegel and Howell, 2002):

$$q_{out,i} = \varepsilon_i \sigma T_i^4 + (1 - \varepsilon_i) q_{in,i} \quad (4)$$

مقدار انرژی برخوردی بر روی یک سطح از طریق سطح دیگر تابع مستقیمی از ضریب شکل سطح به سطح  $f_{ji}$  می باشد.

### ۲-۱- شرایط مرزی

مدل هندسی گیرنده در معرض شرایط مرزی مختلفی قرار گرفت. سطوح داخلی گیرنده بطور پیوسته در معرض شار خورشیدی قرار گرفتند. به همین دلیل سطوح داخلی ممکن است به شرایط ایزوترمال یکنواخت برسند و شرایطی ایستا حاکم گردد. بنابراین شرط مرزی ایزوترمال به دیواره های داخلی گیرنده اعمال شد. جهت ممانعت از اتلاف حرارت از سطح خارجی گیرنده، سطح خارجی توسط عایق پوشانده شد (پشم سرامیک) بنابراین، در طراحی، دیواره های خارجی گیرنده بصورت آدیاباتیک تلقی شدند. گیرنده در معرض محیط قرار گرفت، بطوریکه هوا می تواند از تمام جهات وارد گیرنده شود. بنابراین شرط مرزی فشار ورودی برای میدان خارجی اعمال شد.

#### ۲-۱-۱- شرط مرزی ایزوترمال

ناحیه داخلی (سطوح ۳، ۲ و ۴ در شکل ۳) گیرنده محفظه ای اصلاح شده در دمای ثابت نگهداشته شدند. شرط مرزی مربوطه برای سطح ایزوترمال بصورت مقابل است:  $T = T_{\omega}$

#### ۲-۱-۲- شرط مرزی فشار ورودی

میدان خارجی فرض شد که بصورت یک شرط مرزی فشار ورودی باشد. بنابراین شرط مرزی باید بصورت مقابل باشد:  $P = P_{atm}$

#### ۲-۱-۳- شرط مرزی آدیاباتیک

سطح خارجی (سطح ۱ در شکل ۳) گیرنده محفظه ای اصلاح شده بصورت آدیاباتیک در نظر گرفته شد و شرط مرزی بصورت مقابل خواهد بود:

$$\frac{\partial T_{\omega}}{\partial \theta} = 0$$

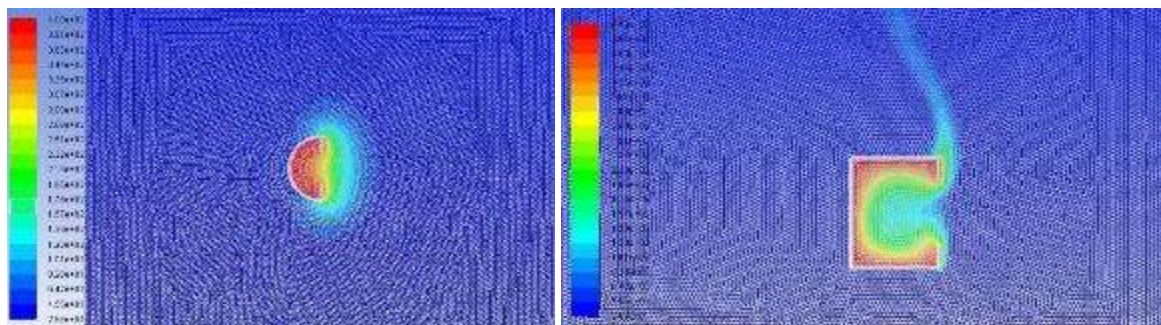
فرض های ذیل برای حل انتقال حرارت جابه جایی گیرنده محفظه ای اصلاح شده به کار رفت:

۱. دمای سیال با دمای سطح یکسان است.
۲. سطوح داخلی گیرنده خاکستری و دیفیوز هستند.

### ۲-۳- روش عددی

مقایسه شبیه سازی ۲D و ۳D نشان داد که شبیه سازی ۳D در زوایای مختلف نتایج بهتری نسبت به دو بعدی دارد ولی با مقداری تقریب مدل دو بعدی به علت کاهش ابعاد شبکه و زمان تحلیل به کار گرفته شد. مدل سازی ۲D و شبکه بندی در بسته نرم افزار Gambit 2.0.4 صورت گرفت. در حالت واقعی یک محیط بی انتها گیرنده محفظه ای اصلاح شده را احاطه می نماید. برای مدل سازی این حالت محیط پیرامون (حوزه بیرونی) تا اندازه ای بزرگ انتخاب شد که تاثیر معنی داری بر سیال عامل و جریان حرارت در اطراف گیرنده نداشته باشد. این وضعیت در حالتی تامین شد که قطر محیط پیرامون حدود ۳۰ برابر قطر گیرنده انتخاب شد. مطالعه استقلال شبکه با اندازه شبکه ریز با ۱۲۶۷۳ گره در داخل گیرنده محفظه ای و اندازه شبکه درشت ۱۸۵\*۱۸۵ گره برای محدوده نزدیک به میدان خارجی به کار رفت. شبکه محاسباتی و شرایط مرزی گیرنده محفظه ای اصلاح شده در شکل ۳ نشان داده شده است. معادلات مدل انتقال حرارت جابه جایی توسط بسته نرم افزاری fluent.6.1 حل شد. در این مدل، معادلات حاکم ۲D با مساله آرام، غیر قابل تراکم

و حالت پایدار با استفاده از حل گر صنعتی، حل شده از تقریب بوسنسک در حل معادله مومنوم استفاده شد. برای کوپلینگ فشار و سرعت، الگوریتم SIMPLEC و با طرح رو به بالا درجه اول برای گسسته سازی معادلات به کار رفت.



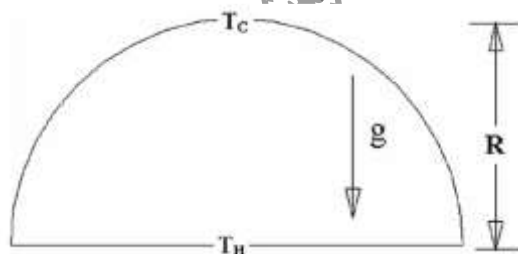
شکل ۳- شبکه محاسباتی و شرایط مرزی گیرنده محفظه‌ای اصلاح شده

### ۳- اعتبارسنجی روش عددی

هندسه‌های بکار رفته در مطالعه حاضر نسبتاً جدید بوده و داده‌های تجربی برای هندسه مشابه وجود ندارد. روش عددی با هندسه‌هایی با محیط پیرامونی شبه کروی و گیرنده محفظه‌ای مربعی باز اعتبارسنجی شده و متعاقباً در این تحقیق به کار رفته است.

#### انتقال حرارت جابه جایی در محیط پیرامونی شبه کروی

کار عملی گزارش شده توسط یاسوآکی و همکاران (۱) برای اعتبار سنجی شیوه عددی در نظر گرفته شد. هندسه شبه کروی به کار رفته جهت اعتبارسنجی در شکل ۴ نشان داده شده است. مساله محیط شبه استوانه‌ای بطور تجربی تحت شرایط پایا و آرام مطالعه شده است. بخش منحنی و سطح پایینی به ترتیب بعنوان سطوح سرد و گرم در نظر گرفته شدند. خطوط همدمای محیط شبه کروی در شکل ۵ نشان داده شده است.



شکل ۴- شماتیک محیط شبه کروی با شرایط مرزی



شکل ۵- کانتور دمای محیط شب کروی

رابطه همبستگی عدد ناسلت بطور تجربی برای اعداد مختلف رایلی (Ra) و پراند کل (Pr) توسط یاسو آکی و همکاران ارائه شد (۱):

$$Nu_c = 0.185Ra^{0.25} \quad (10^6 \leq Ra \leq 6 \times 10^{10} \text{ و } 6 \leq Pr \leq 13000) \quad (13)$$

برای اعتبارسنجی روابط همبستگی تجربی، در این تحقیق یک رابطه همبستگی عدد ناسلت در فرمی مشابه و با استفاده از آب بعنوان سیال عامل پیشنهاد شد (Pr=6.3).

$$Nu = 0.176Ra^{0.253} \quad (10^5 \leq Ra \leq 10^7) \quad (14)$$



## یازدهمین کنگره ملی مهندسی مکانیک بیوسیستم و مکانیزاسیون ایران



هندسه محیط شبه کرووی با استفاده از Gambit 2.0.4 تولید شد. شبیه‌سازی‌ها با استفاده از بسته CFD نرم‌افزار FLUENT 6.1 صورت گرفت. برای شرایط مختلف کاری، اعداد ناسلت میانگین با بار وزنی سطح برای سطوح داغ محیط شبه کرووی و در اعداد رایلی مختلف بدست آمدند. (جدول ۱). نتایج نشان داد که شیوه عددی این تحقیق دارای انطباق مطلوب با داده‌های عددی در محدوده انحراف  $\pm 5\%$  درصد می‌باشد.

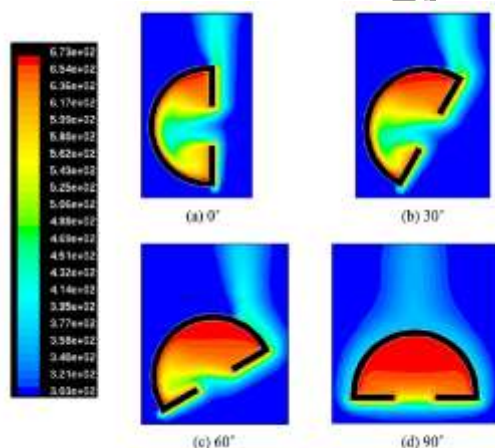
جدول ۱- اعتبارسنجی روش عددی برای اتلاف حرارت جابه جایی

Rayleigh number ( $Ra$ )	Nusselt number ( $Nu_C$ )		Percentage of deviation
	Yasuaki et al. [1]	Present work	
$2.7763 \times 10^5$	4.25	4.31	-1.41
$1.9437 \times 10^6$	6.91	6.57	4.92
$2.8523 \times 10^6$	7.60	7.34	3.42
$4.9288 \times 10^6$	8.72	9.10	-4.35
$7.8266 \times 10^6$	9.78	10.00	-2.25
$2.2818 \times 10^7$	12.79	12.92	-1.01
$1.1683 \times 10^7$	10.82	10.68	1.29

یازدهمین کنگره ملی مهندسی مکانیک

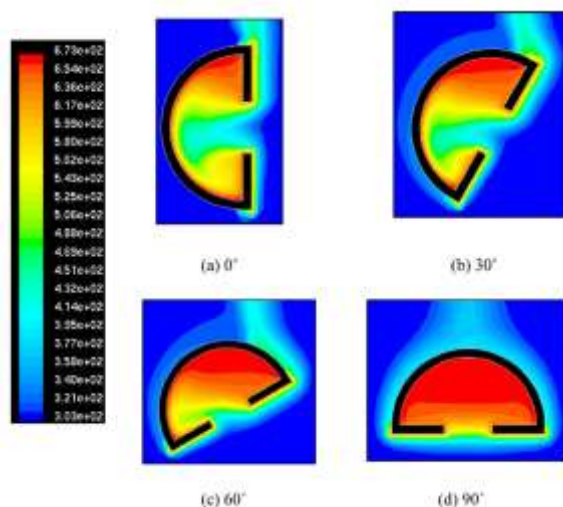
### ۳- نتایج و بحث

تلفات حرارتی جابه جایی از گیرنده محفظه‌ای اصلاح شده و استوانه‌ای در شرایط مختلف دمایی و زاویه تمایل برآورد شدند. یک تحلیل عددی دو بعدی گیرنده برای زوایای تمایل مثبت بین  $0^\circ$  (دهانه رویه جانب) تا  $90^\circ$  (دهانه رو به پایین) انجام شد. اتلاف حرارت جابه جایی ترکیبی از گیرنده برای محدوده دمایی مختلفی بین  $300$  تا  $700$  درجه سلسیوس مطالعه شد. کانتورهای دمای گیرنده در  $400$  درجه و مقادیر  $(\varepsilon = 0)$  و  $(\varepsilon = 1)$  در زوایای تمایل مختلف به ترتیب در شکل ۶ و ۷ نشان داده شده است.



شکل ۶- کانتورهای دمای گیرنده محفظه‌ای اصلاح شده در  $400^\circ\text{C}$  و  $(\varepsilon = 0)$

جریان‌های انتقال حرارت جابه جایی بیشتر محفظه را در  $(\varepsilon = 0)$  و در زاویه تمایل صفر درجه اشغال می‌کند. هوای داغ (ناحیه ایستا) در قسمت بالای دهانه گیرنده قرار می‌گیرد. با تغییر زاویه گیرنده از صفر تا  $90^\circ$  درجه ناحیه ایستا به تدریج در گیرنده افزایش می‌یابد. در زاویه تمایل  $90^\circ$  درجه، کل گیرنده توسط ناحیه ایستا اشغال می‌گردد. افزایش ناحیه ایستای هوایی در گیرنده، اتلاف حرارت جابه جایی را از صفر تا  $90^\circ$  درجه کاهش می‌دهد. بنابراین اتلاف حرارت ناشی از انتقال حرارت جابه جایی در واقع با تغییر زاویه گیرنده محفظه‌ای تغییر می‌کند.



شکل ۷- کانتورهای دمای گیرنده محفظه‌ای اصلاح شده در  $400^{\circ}\text{C}$  و  $(\varepsilon = 1)$

ضرایب انتقال حرارت میانگین و اعداد ناسلت براساس یک مجموعه بزرگی از داده‌های عددی (۲۰۰ نقطه داده) مشخص شدند. ضریب انتقال حرارت جابه جایی بصورت زیر بیان می‌گردد:

$$h_c = \frac{Nu_c \times k_f}{D} \quad (17)$$

اتلاف حرارت انتقال حرارت جابه جایی از گیرنده محفظه‌ای اصلاح شده بصورت زیر ارائه شده است:

$$Q_c = h_c \times A_1 \times (T_w - T_{\infty}) \quad (18)$$

اتلاف حرارت کل از گیرنده محفظه‌ای اصلاح شده بصورت زیر قابل بیان می‌باشد:

$$Q_{total} = Q_c + Q_r \quad (21)$$

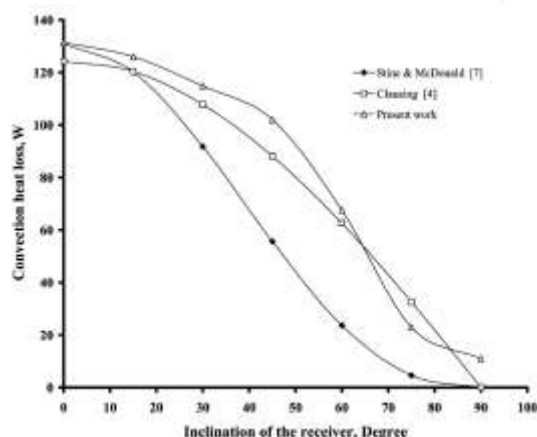
که محدوده پارامترها بصورت زیر می‌باشد:

$$10^6 \leq Gr_D \leq 10^7 \quad \text{و} \quad 0 \leq \theta \leq 90^{\circ} \quad \left( \begin{array}{l} \text{با گام } 15^{\circ} \text{ درجه} \\ \text{در } 0^{\circ} \text{ و } 90^{\circ} \end{array} \right)$$

$$0.3 \leq \frac{d}{D} \leq 0.4 \quad 0.33 \leq T_R \leq 0.53 \quad 0 \leq \varepsilon \leq 1 \quad 38 \leq Nr_c \leq 175$$

#### مقایسه مدل حاضر با سایر مدل‌های اتلاف حرارت

مدل اتلاف حرارت انتقال حرارت جابه جایی گیرنده محفظه‌ای اصلاح شده با نسبت مقاطع ۸ با مدل‌های شناخته شده اتلاف حرارت همچون کلاوزینگ (۴) و استین و مک‌دونالد (۷) مقایسه شد. این مدل‌ها با این فرض پیشنهاد شدند که گیرنده‌ها دارای اتلاف حرارت انتقال حرارت جابه جایی ناچیزی در زاویه تمایل ۹۰ می‌باشند. با این وجود امکان انتقال حرارت جابه جایی بین سطح داخلی گیرنده و محیط وجود دارد. در مدل حاضر اتلاف حرارت در زاویه ۹۰ درجه برای تعیین دقیق اتلاف حرارت کل در نظر گرفته شد. مقایسه گیرنده محفظه‌ای اصلاح شده با سایر مدل‌های اتلاف حرارت در دمای ۴۰۰ درجه در شکل ۸ نشان داده شده است. مشاهده شد که مدل اتلاف حرارت دو بعدی ارائه شده قابل مقایسه با مدل‌های کلاوزینگ (۴) و استین و مک‌دونالد (۷) می‌باشد. بدیهی است که انحراف‌های بوجود آمده اصولاً به علت ماهیت هندسی گیرنده و طول مشخصه می‌باشد. همچنین مشهود است که این مدل‌ها براساس هندسه گیرنده خاصی می‌باشند.



شکل ۸- مقایسه گیرنده محفظه‌ای اصلاح شده با سایر مدل‌های اتلاف حرارت در دمای ۴۰۰ درجه

## مراجع

- Yasuaki, S., Fujimura, K., Kunugi, T., & Akino, N. (1999). *Natural convection in a hemispherical enclosure heated from below*, *Int. J. Heat Mass Transfer* 37. 1605–1617.
- Khubeiz, J.M., Radziemska, E., & Lewandowski, M. (2002). *Natural convective heat transfer from an isothermal horizontal hemispherical cavity*, *Appl. Energy* 73. 261–275.
- Lewandowski, W.M., Kubski, P., Khubeiz, J.M., & Szymanski, S. (1999). *Theoretical and experimental study of natural convection heat transfer from isothermal hemisphere*, *Int. J. Heat Mass Transfer* 40. 101–109.
- Clausing, A.M., *An analysis of convective losses from cavity solar central receiver* (1981). *Solar Energy* 27. 295–300.
- LeQuere, P., Penot, F., & Mirenyat, M. (1981). *Experimental study of heat loss through natural convection from an isothermal cubic open cavity*, *Sandia Laboratory Report, SAND81-8014*.
- Siebers, D.L., Kraabel, J.S. (1984). *Estimating convective energy losses from solar central receivers*, *Sandia Laboratory Report, SAND84-8717*.
- McDonald, C.G. (1995). *Heat loss from an open cavity*, *Sandia Laboratory Report, SAND95-2939*.
- Leibfried, U., Ortjohann, J. (1995). *Convective heat loss from upward and downward-facing cavity receivers: Measurements and calculations*, *ASME J. Solar Energy Eng.* 117. 75–84.
- 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. Solar Energy Eng.* 126. 801–807.
- Paitoonsurikarn, S., & Lovegrove, K. (2006). *A new correlation for predicting the free convection loss from solar dish concentrating receivers*, in: *Proceedings of 44th ANZSES conference, 01-09, Australia*.
- Sendhil Kumar, N., & Reddy, K.S. (2007). *Comparison of receivers for solar dish collector system*, *Energy Conversion and Management* (2007), doi: 10.1016/j.enconman.07.026, in press.
- Sendhil Kumar, N., & Reddy, K.S. (2007). *Numerical investigation of natural convection heat loss in modified cavity receiver for fuzzy focal solar dish concentrator*, *Solar Energy* 81. 846–855.