

تحلیل حرارتی گیرنده حفره‌ای خورشیدی

میلاد شیخ محمدی^۱، آرش محبی^{۲*}، عارف مردانی^۳، مازیار فیض اله زاده^۴، ریحانه لونی^۵

۱. دانشجوی ارشد مهندسی مکانیک بیوسیستم - دانشگاه ارومیه (milad.sheikhmohammadi@gmail.com)
۲. استادیار گروه مهندسی مکانیک بیوسیستم - دانشگاه ارومیه (a.mohebbi@urmia.ac.ir)
۳. دانشیار گروه مهندسی مکانیک بیوسیستم - دانشگاه ارومیه (a.mardani@urmia.ac.ir)
۴. دکتری مهندسی مکانیک بیوسیستم - دانشگاه ارومیه (mazynas@gmail.com)
۵. دکتری مهندسی مکانیک بیوسیستم - دانشگاه محقق اردبیل (rloni@uma.ac.ir)

چکیده

در این مقاله یک مطالعه تحلیلی از پارامترهای مختلفی که بر روی کارایی حرارتی و همچنین اتلاف گرمایی کل از گیرنده حفره‌ای کلکتورهای بشقابی خورشیدی، تأثیر می‌گذارند، ارائه شده است. گیرنده در سه نوع مختلف مخروطی، نیم کره و استوانه‌ای بوده و دارای عمق ۱۵ سانتی متر، قطر داخلی ۱۰ سانتی متر و متشکل از حدود ۱۸ حلقه از لوله مسی با عایق حرارتی پشم سرامیک می‌باشد. اثر باد در آزمون‌ها لحاظ شده است. آزمون‌های تجربی تحت تابش خورشیدی ۷۰۰ وات بر متر مربع و زاویه شیب گیرنده ۰، ۳۰، ۴۵، ۶۰ و ۹۰ درجه انجام شد. مدل تحلیلی توسعه یافته بر اساس ساختار آن و رابطه‌های مختلف عدد ناسلت برای ارزیابی تلفات گرمایی و تابشی گیرنده حفره‌ای پیشنهاد شده است. همچنین این مدل امکان پیش بینی تلفات حرارتی کل را به منظور تعیین راندمان گیرنده تحت یک زاویه خاص را فراهم می‌کند. نتایج نشان داد که دمای دیواره داخلی گیرنده وابسته به ضریب تمرکز و شدت تابش خورشیدی می‌باشد و در تابش متوسط منطقه تحت آزمایش و ضریب تمرکز ۲۲۵، برای گیرنده‌های استوانه‌ای، نیم کره و مخروطی به دست آمد. به ترتیب برای دمای داخلی گیرنده برابر با ۶۵۷، ۷۰۱ و ۷۳۴ کلوین، مقادیر اتلاف گرمای همرفتی ۲۱۳/۷، ۱۶۳ و ۱۴۷/۵ وات، اتلاف گرمای تابشی ۹/۲، ۶/۲ و ۵/۶ وات، گرمای مفید بیشینه ۶۹۱، ۶۹۳ و ۶۹۴ وات، گرمای مفید کمینه ۴۸۰، ۵۳۲ و ۵۴۸ وات، بازده حرارتی بیشینه ۹۸/۷، ۹۹/۱ و ۹۹/۲، بازده حرارتی کمینه ۶۸/۶، ۷۶/۱ و ۷۸/۴، دمای آب خروجی بیشینه ۳۴/۳ و ۳۴/۴ و ۳۴/۴ و دمای آب خروجی کمینه ۳۱/۷، ۳۲/۴ و ۳۲/۶ کلوین به دست آمد.

کلمات کلیدی: گیرنده حفره‌ای، تلفات گرمایی، عدد ناسلت، بازده گرمایی.

نویسنده مسئول: a.mohebbi@urmia.ac.ir



تحلیل حرارتی گیرنده حفره‌ای خورشیدی

مقدمه

تعداد زیادی از سیستم‌های توان حرارتی خورشیدی به منظور ایجاد دمای بالا در ناحیه کانونی، به متمرکز کننده‌های خورشیدی خطی یا نقطه‌ای مجهز شده‌اند. توان حرارتی تولید شده در این ناحیه با استفاده از گیرنده‌های خورشیدی که در این ناحیه کانونی قرار گرفته‌اند، جذب شده و سپس با استفاده از توربین بخار، توربین گاز [1] یا موتور استرلینگ [2] به توان مکانیکی تبدیل می‌شود. گیرنده حفره‌ای نقش مهمی در تبدیل حرارت ایفا می‌کند. تمام تلفات حرارتی گیرنده باعث کاهش کارایی انرژی در توان خورشیدی متمرکز شده، می‌شود. کارهای نظری و تجربی متعددی، کارایی حرارتی و تلفات حرارتی شکل‌های مختلف هندسی گیرنده‌های حفره‌ای خورشیدی را مورد مطالعه قرار داده است [3-5]. تأثیر اثر باد در تلفات حرارتی همرفت اجباری یک گیرنده خورشیدی بسیار زیاد است. همچنان که نشان داده شده است تلفات در انتقال حرارت همرفتی ممکن است کمتر از مقدار طبیعی همرفت کاهش یابد و به دلیل وجود سرعت باد بحرانی، باعث به حداقل رساندن تلفات حرارتی همرفتی ترکیبی می‌شود [6]. امکان‌پذیری فنی گیرنده استوانه‌ای حفره‌ای برای تهیه هوای دما بالا برای عملیات توربین گاز، طراحی و تحلیلی بود که آقای نبر و همکاران انجام دادند [1]. طی مطالعه تلفات حرارتی یک گیرنده خورشیدی با شکل استوانه‌ای که شامل تلفات حرارتی همرفتی و تابشی به هوای داخل حفره تحت زوایای مختلف می‌باشد، مشخص گردید که تلفات حرارتی همرفتی با دمای متوسط گیرنده افزایش می‌یابد و همچنین با افزایش زاویه شیب گیرنده کاهش می‌یابد [7]. به منظور بهبود کارایی نوری گیرنده‌های حفره‌ای معمولی، دو نوع جدید از گیرنده‌های حفره‌ای استوانه‌ای با سطح پایینی محدب توسط آقای وانگ و همکاران مورد بررسی قرار گرفته است [8]. نتایج نشان داده است که کارایی نوری (اپتیکی) گیرنده‌های استوانه‌ای حفره‌ای با سطح پایینی محدب برای یک ارتفاع بی بعد $0.875/0.5/0.5$ تا بالاتر از گیرنده‌های استوانه‌ای معمولی می‌باشد.

اخیرا، یک تحلیل عددی سه بعدی توسط آقای یو و همکاران انجام شده است تا تلفات حرارتی ترکیبی از گیرنده‌ی حفره‌ای تحت زوایای شیب مختلف را نشان دهد [9].

در این تحقیق مراحل طراحی گیرنده حفره‌ای ارائه شده و سپس یک آزمایش تجربی برای تعیین بازده حرارتی ارائه می‌گردد که به صورت توان حرارتی جذب شده توسط سیال عامل گردش بر توان خورشیدی فرودی بر روی دهانه متمرکز کننده تعریف شده است. شاخص‌های متغیر شامل شکل‌های مختلف مارپیچ مسی، درپوش دهانه، زوایای مختلف گیرنده، باد و تعداد المنت‌های گرمایشی می‌باشد.

مواد و روش‌ها

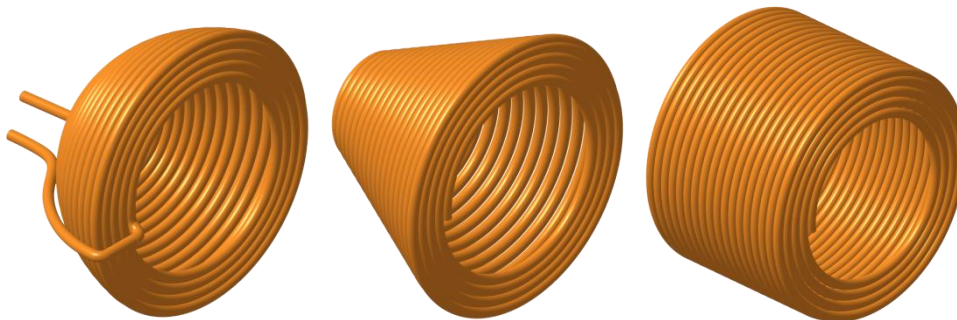
ساختار گیرنده

در این مطالعه سه نوع مارپیچ مسی مختلف در داخل گیرنده مورد بررسی قرار گرفته است (شکل ۱). گیرنده از نوع حفره‌ای با مارپیچ مسی ساخته شد. پوشش گیرنده به شکل یک مخزن استوانه‌ای با قطر سطح مقطع ۲۵ سانتی‌متر و ارتفاع ۲۱ سانتی‌متر و از جنس آهن ساختمانی طراحی گردید. مقدار متوسط مدول الاستیسیته این نوع آهن بین 210×10^3 MPa - 190 ، چگالی 7840 kg m^{-3} و هدایت گرمایی $51/1 \text{ Wm}^{-1}\text{k}^{-1}$ است. این نوع فلز به سبب هزینه کمتر و همچنین ویژگی‌های

فنی متناسب با کاربرد مورد نظر، در ساخت گیرنده استفاده شد. لوله مس دارای قطر داخلی ۶ میلی‌متر و ضخامت ۱ میلی‌متر است که در امتداد سطح داخلی حفره ۱۸ نوبت چرخش داده شده است. فاصله نواری بین حلقه‌های لوله مس تقریباً ۱ میلی‌متر است. خواص ورق‌های فولادی و لوله‌های مسی که در گیرنده استفاده می‌شود در

جدول ۱ نشان داده شده است. خواص شیمیایی عایق پشم سرامیک نیز در

جدول ۲ ارائه گردیده است. ضخامت عایق اطراف ماریچ مسی که در شکل ۲ نشان داده شده است دارای ضخامت ۳۰ میلی‌متر می‌باشد.



شکل ۱- سه نوع ماریچ به کار رفته در گیرنده حفره‌ای: استوانه‌ای (راست)، مخروطی (وسط) و نیمه کروی (چپ).

جدول ۱- مشخصات پشم سرامیک انعطاف پذیر با ساختار فیبری و الیافی

استاندارد	واحد	توضیح	مشخصه فیزیکی
ASTM D1622	Kg/m ³	۶۰-۱۳۰	چگالی
ASTM C 165 - C1621	N/m ²	۲/۵×۱۰ ^۳	استحکام فشاری
ASTM C612	°C	(-۲۰، +۱۲۵۰)	محدوده دمای کاری
ASTM E96	Perm	0.00542	ضریب نفوذ رطوبت
ASTM E96	% W/W	1.5	ضریب جذب رطوبت
ASTM C518 - ASTM C335	W/m.°C	0.033	ضریب انتقال گرما در 24°C
ASTM C518 - ASTM C335	W/m.°C	0.041	ضریب انتقال گرما در 100°C

جدول ۲- ترکیب شیمیایی پشم سرامیک (نوع استاندارد)

ترکیب	Al ₂ O ₃	SiO ₂	Fe ₂ O ₃	CaO + MgO	Na ₂ O + K ₂ O
درصد	43-47	53-57	0.10	0.08	0.40

روش تجربی

روش تجربی با قرار دادن المنت حرارتی در داخل گیرنده جهت شبیه‌سازی فرآیند خورشیدی اجرا می‌شود. المنت حرارتی در نقطه کانونی قرار می‌گیرد تا اطمینان حاصل شود که پرتوهای متمرکز شده خورشیدی به‌طور کامل داخل

حفره شبیه‌سازی گردند. در مرحله دوم، مجموعه آزمایشی شامل یک پمپ ۴۰۰ وات باعث گردش سیال عامل از داخل لوله‌های مسی می‌شود. آب در گیرنده از یک مخزن آب با ظرفیت ۲۰۰ لیتر تأمین می‌شود. در حالی که نرخ جریان جرمی آب ورودی به گیرنده توسط یک سوپاپ کنترل می‌شود و به وسیله‌ی یک فلومتر اندازه‌گیری می‌شود. دمای ورودی و خروجی با استفاده از ترموکوپل نوع k اندازه‌گیری می‌شود. لازم به ذکر است که سیستم در چرخه بسته عمل می‌کند و اثر باد در نظر گرفته می‌شود. میزان خطای اندازه‌گیری ترموکوپل‌ها برای اندازه‌گیری‌های بین ۲۰ تا ۷۵ درجه‌ی سانتی‌گراد حدود ۰/۶٪ است. در حالی که فلومتر دارای خطای اندازه‌گیری ۰/۴٪ برای اندازه‌گیری ۰/۰۲۵ کیلوگرم در ثانیه است. تابش نرمال مستقیم خورشیدی توسط پیرانومتر مدل CMP11 اندازه‌گیری شد. دو نوع تست تجربی جهت تعیین ثابت زمانی و اثر حرارتی گیرنده انجام شد. در اولین آزمایش که به منظور ارزیابی ثابت زمانی تعریف شده توسط مدت لازم که طبق آن حالت پایدار حرارتی حاصل می‌گردد، آب (سیال عامل) در نزدیکی دمای محیط حدود ۲۱ درجه سانتی‌گراد با نرخ حدود ۱/۲ لیتر در دقیقه از حفره گیرنده پس از قرار گیری در مرکز کانونی عبور می‌کند. زمانی که شرایط حالت پایدار حاصل گردد، آنگاه متمرکز کننده از کانون خارج می‌شود و ثابت زمانی برای هر مقدار نرخ جریان آب تعیین می‌شود. آزمایش دوم برای تعیین اثر جذب حرارتی اختصاص داده شده است. مقدار جریان جرمی آب پمپاژ شده در این آزمون از یک لیتر در دقیقه تا ۲۵ لیتر در دقیقه با گام‌های یک لیتر بر دقیقه متغیر می‌باشد.

روش تحلیلی

تجزیه و تحلیل حرارتی گیرنده خورشیدی حفره‌ای برای تعیین بازده حرارتی آن تعریف شده است. که بازده حرارتی عبارت است از رابطه‌ی بین انرژی حرارتی مفید جذب شده و انرژی خورشیدی متمرکز شده در داخل حفره. بنابراین ارزیابی تلفات حرارتی به سه روش هدایت، همرفت و تابش، عامل تعیین‌کننده در بهینه‌سازی گیرنده‌ها می‌باشد.

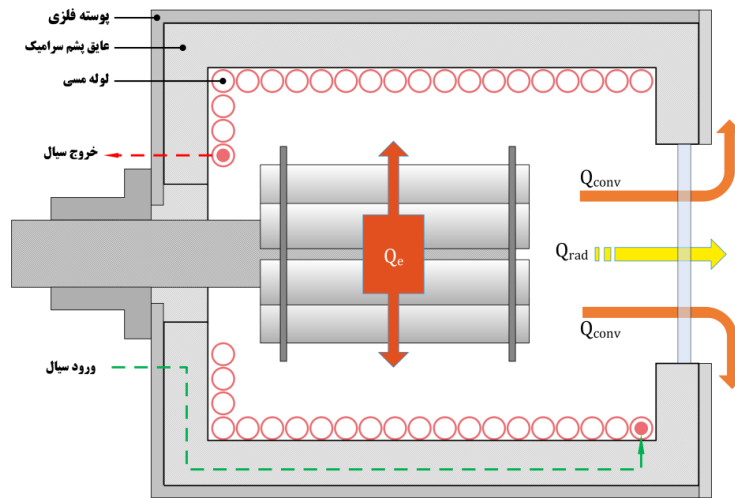
تعادل انرژی گیرنده

در حالت پایدار، تعادل گرمایی گیرنده حفره‌ای استوانه‌ای از طریق رابطه (۱) زیر به دست می‌آید:

$$Q_{in} = Q_{conv} + Q_{rad} + Q_{cond} + Q_u \quad (1)$$

که Q_{in} شار خورشیدی متمرکز شده، Q_{conv} تلفات حرارتی همرفتی گیرنده، Q_{rad} تلفات حرارتی تابشی گیرنده،

Q_{cond} افت گرمای هدایتی از طریق سطوح حفره گیرنده و Q_u توان جذب شده توسط سیال عامل می‌باشد.



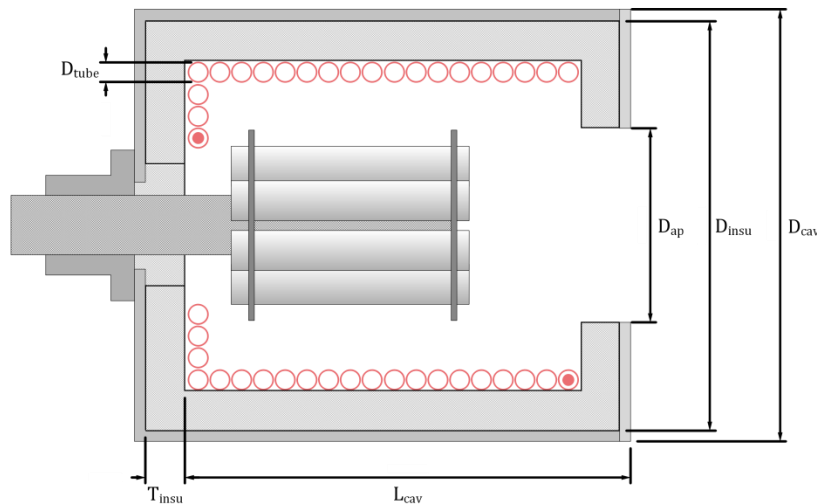
شکل ۲- طرح‌واره‌ای از داخل گیرنده با مارپیچ مسی استوانه‌ای و تلفات حرارتی

دمای دیواره‌های داخلی گیرنده حفره‌ای

شار خورشیدی Q_{in} متمرکز شده در داخل حفره استوانه‌ای همان‌گونه که در شکل ۲ نشان داده شده است، به‌طور کامل به شار تابشی بین محیط داخلی و سطح سیاه حفره تبدیل می‌گردد. قابلیت نشر مؤثر حفره ϵ_{eff} که توسط رابطه (۲) بیان شده است، تابعی از قابلیت نشر ماده حفره ϵ_w و نسبت $\frac{L_{cav}}{D_{ap}}$ می‌باشد [1].

$$\epsilon_{eff} = \left[\frac{(1 - \epsilon_w)}{\epsilon_w} + 1 \right]^{-1} \left[1 + 4 \left(\frac{L_{cav}}{D_{ap}} \right) \right]^{-1} \quad (2)$$

که L_{cav} عمق گیرنده حفره‌ای و D_{ap} قطر دهانه گیرنده حفره‌ای می‌باشند که در شکل ۳ نشان داده شده‌اند. تبدیل کامل شار حرارتی خورشیدی Q_{in} به شار تابشی امکان نوشتن رابطه (۳) را فراهم می‌نماید.



شکل ۳- ابعاد هندسی گیرنده خورشیدی با ماریج مسی استوانه‌ای

$$Q_{in} = \varepsilon_{eff} \sigma A_{icav} (T_{wicav}^4 - T_{amb}^4) = \alpha E_s C A_{ap} \quad (3)$$

دمای دیواره داخلی حفره گیرنده T_{wicav} بر روی سطح داخلی یکنواخت در نظر گرفته شده و امکان استخراج از رابطه ۳ مقدور می‌باشد:

$$T_{wicav} = \left[\frac{\alpha E_s C A_{ap}}{\sigma \varepsilon_{eff} A_{icav}} + T_{amb}^4 \right]^{1/4} \quad (4)$$

که E_s تابش نرمال مستقیم، α ضریب انعکاس متمرکز کننده، σ ضریب استفان بولتزمن، C ضریب تمرکز، A_{icav} و A_{ap} به ترتیب مساحت دهانه حفره و مساحت داخلی حفره، T_{wicav} دمای داخلی حفره و T_{amb} دمای محیط می‌باشد. مشخصات هندسی سه نوع گیرنده (شکل ۱) مطابق

جدول ۳ می‌باشد که در محاسبات از آن‌ها استفاده شد است.

جدول ۳- مشخصات هندسی حفره‌های تشکیل شده از ماریج مسی

نوع حفره ماریجی			
شاخص	استوانه‌ای	مخروطی	نیم کروی
L_{cav} (mm)	۱۵۰	۱۵۰	۱۵۰
D_{ap} (mm)	۱۰۰	۱۰۰	۱۰۰
A_{ap} (cm ²)	۷۸/۵۴	۷۸/۵۴	۷۸/۵۴
A_{icav} (cm ²)	۱۱۷۸/۱۴	۷۴۵/۱	۸۹۵/۷

اتلاف حرارت همرفتی و تابشی در گیرنده حفره‌ای

تعیین میزان اتلاف حرارت همرفتی و تابشی در گیرنده‌های حفره‌ای خورشیدی با استفاده از روش‌های قدیمی و سنتی کار سختی می‌باشد. کارهای تجربی برای برقراری رابطه‌های همبستگی برای پیش‌بینی تلفات حرارتی ضروری می‌باشد. این روابط از پارامترهای مختلفی که در این تلفات حرارتی دخیل هستند، مانند: شیب حفره، مساحت دهانه گیرنده، دمای

دیوار داخلی حفره و دمای محیط تشکیل شده‌اند. استین و مک دونالد یک رابطه تجربی را پیشنهاد می‌دهند که ضریب انتقال حرارت گرما را در داخل حفره استوانه‌ای نشان می‌دهد [12].

عدد ناسلت برای اتلاف حرارت همرفتی در گیرنده‌های حفره‌ای به صورت رابطه (۵) است:

$$Nu_{conv} = 0.088Gr^{1/3} \left(\frac{T_{wicav}}{T_{amb}} \right)^{0.18} (\cos\varphi)^{2.45} \left(\frac{D_{ap}}{L_{cav}} \right)^s, \quad 0 \leq \varphi \leq \frac{\pi}{2} \quad (5)$$

$$S = 1.12 - 0.98 \left(\frac{D_{ap}}{L_{cav}} \right) \quad (6)$$

لازم به ذکر است که خواص ترموفیزیکی دخیل در رابطه (۵) در محدوده دمایی محیط T_{amb} حساب و ارزیابی خواهد شد. [13]

عدد گراشوف و ضریب انبساط حرارت حجمی به ترتیب با روابط (۷) و (۸) تعریف می‌شوند:

$$Gr = \frac{L_{cav}^3 g \beta (T_{wicav} - T_{amb})}{v_{air}^2} \quad (7)$$

$$\beta = \frac{1}{T_{amb}} \quad (8)$$

تلفات حرارتی همرفت طبیعی در دهانه گیرنده از طریق رابطه (۹) بیان می‌شود:

$$Q_{conv} = h_{conv} A_{icav} (T_{wicav} - T_{amb}) \quad (9)$$

رابطه (۹) می‌تواند براساس مقاومت انتقال حرارت داخلی گیرنده حفره‌ای به صورت زیر بیان می‌شود:

$$Q_{conv} = \frac{T_{wicav} - T_{amb}}{R_{conv}} \quad (10)$$

که:

$$R_{conv} = \frac{1}{h_{conv} A_{icav}} \quad (11)$$

و A_{icav} سطح کامل داخل گیرنده حفره‌ای می‌باشد. ضریب انتقال حرارت همرفتی h_{conv} که از عدد ناسلت نتیجه‌گیری

می‌شود به صورت رابطه (۱۲) بیان می‌شود:

$$h_{conv} = \frac{Nu_{conv} K_{air}}{D_{ap}} \quad (12)$$

وو و همکاران [۹] یک رابطه تجربی را پیشنهاد داده‌اند که قادر به پیش‌بینی تلفات حرارتی تابشی عدد ناسلت از

گیرنده‌های استوانه‌ای حفره‌ای می‌باشد:

$$Nu_{rad} = 0.000154 Gr^{0.627} (2 + \cos\varphi)^{-1.054} (1 + \varepsilon_w)^{0.313} AR^{1.638} \quad (13)$$

که:

$$Nu_{rad} = \frac{D_{ap} \cdot h_{rad}}{K_{air}} \quad (14)$$

و AR نسبت دهانه می‌باشد که از طریق رابطه بین قطر دهانه حفره با قطر داخلی آن بیان می‌شود.

تلفات حرارتی تابشی از دهانه گیرنده حفره‌ای را می‌توان به صورت رابطه (۱۵) بیان نمود:

$$Q_{rad} = \frac{T_{wicav} - T_{amb}}{R_{cav}} \quad (15)$$

که

$$R_{cav} = \frac{1}{h_{rad} A_{icav}} \quad (16)$$

تلفات حرارتی از دیواره‌های گیرنده

شار حرارتی از طریق عایق حرارتی سطوح گیرنده و سپس به وسیله مقاومت حرارتی فولاد سیاه که دیواره‌ها از آن تشکیل شده‌اند، عبور می‌کند و در نهایت به هوای محیط بیرونی از طریق مقاومت حرارتی بیرونی انتقال داده می‌شود. در تحقیق حاضر از تلفات حرارتی هدایتی به علت عایق‌بندی مناسب، چشم‌پوشی شده است.

انرژی حرارتی مفید و بازده گیرنده

بازده گیرنده به صورت توان جذب شده Q_u توسط سیال عامل که در مدار گیرنده حفره‌ای می‌چرخد تقسیم بر توان خورشیدی Q_{in} ورودی بر دهانه گیرنده تعریف می‌گردد. با جایگذاری روابط (۹) و (۱۵) در رابطه (۱) و همچنین صرف نظر نمودن از مقدار Q_{cond} خواهیم داشت:

$$Q_u = Q_{in} - (h_{conv}A_{icav} + h_{rad}A_{icav})(T_{wicav} - T_{amb}) \quad (17)$$

که بازده گرمایی گیرنده به وسیله رابطه (۱۸) به دست می‌آید:

$$\eta = \frac{Q_u}{Q_{in}} = 1 - \frac{(h_{conv}A_{icav} + h_{rad}A_{icav})(T_{wicav} - T_{amb})}{\alpha E_s CA_{ap}} \quad (18)$$

همچنین مقدار Q_u از رابطه (۱۹) قابل محاسبه می‌باشد

$$Q_u = \dot{m}_f (C_p)_f (T_{out} - T_{in}) \quad (19)$$

دمای خروجی سیال در حال گردش می‌تواند پس از جایگذاری عبارات Q_{in} و Q_u به دست آمده توسط روابط (۱۹) و (۳)

در رابطه (۱۸) به دست آید

$$T_{out} = T_{in} + \frac{1}{\dot{m}_f (C_p)_f} [\alpha E_s CA_{ap} - (h_{conv}A_{icav} + h_{rad}A_{icav})(T_{wicav} - T_{amb})] \quad (20)$$

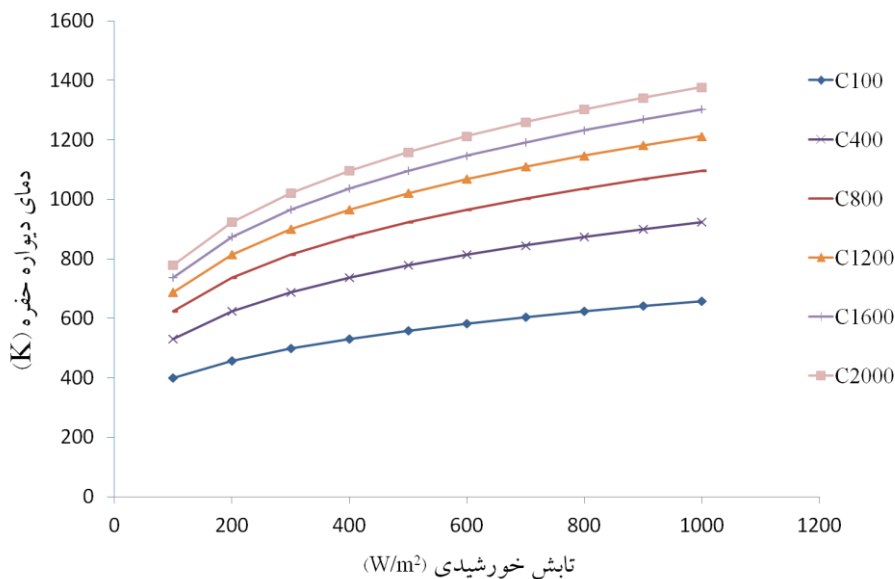
نتایج و بحث

اثر تابش خورشیدی بر دمای دیواره داخلی گیرنده حفره‌ای تحت تأثیر نسبت‌های تمرکز خورشیدی در شکل ۴ نشان داده شده است. با فرض نمودن میزان نسبت تمرکز خورشید از ۱۰۰ تا ۲۰۰۰ برای تابش‌های خورشیدی متغیر از ۱۰۰ تا ۱۰۰۰ وات بر متر مربع و با در نظر گرفتن مقادیر $\alpha = 0.95$ ، $\varepsilon_{eff} = 0.984$ ، $D_{ap} = 0.1m$ ، $L_{cav} = 0.15m$ ، $\varepsilon_w = 0.9$

$$\sigma = 5.67 \times 10^{-8} \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-4}$$
، $T_{amb} = 296 \text{ K}$ ، $A_{ap} = 78.54 \text{ cm}^2$ از A_{icav} و

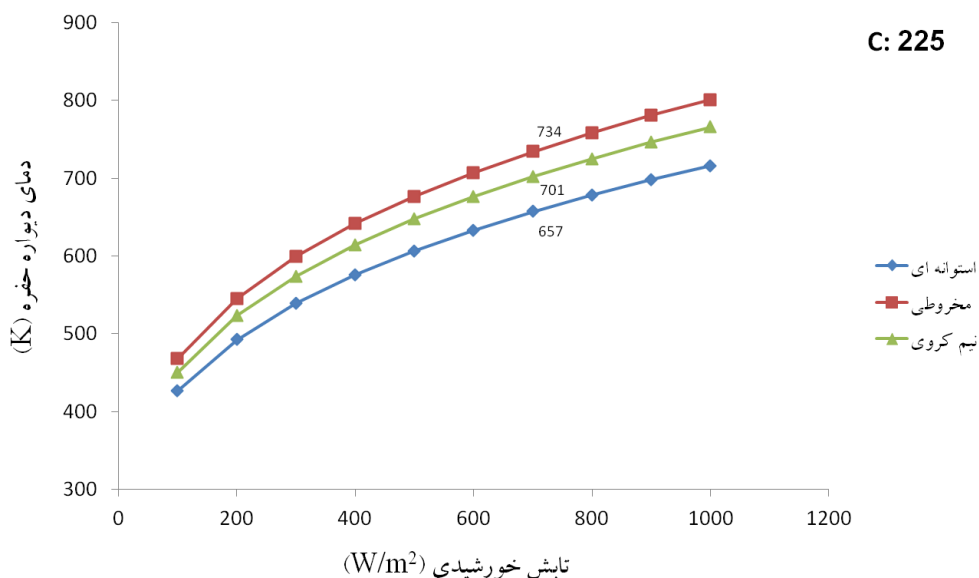
جدول ۳، دمای دیواره داخلی حفره گیرنده در سه حالت مختلف با استفاده از رابطه (۴) و به صورت شکل ۵ حاصل

می‌گردد.



شکل ۴- دمای داخل حفره گیرنده مخروطی با توجه به تابش‌های مختلف خورشیدی و در نسبت‌های تمرکز مختلف

با توجه به شکل ۴ مشاهده می‌گردد که تأثیر افزایش ضریب تمرکز ابتدا بیشتر بوده و به تدریج از اثر آن کاسته می‌شود همچنین می‌توان نتیجه گرفت که اثر تابش خورشیدی بر دمای دیواره داخلی حفره در مقایسه با اثر نسبت تمرکز، غالب است [10].



شکل ۵- دمای دیواره داخلی سه نوع مختلف گیرنده در تابش‌های خورشیدی مختلف و در ضریب تمرکز ۲۲۵

همان‌گونه که در شکل ۵ مشاهده می‌گردد با افزایش تابش خورشیدی در هر سه نوع گیرنده دمای دیواره افزایش یافته و همواره دمای گیرنده با ماریچ مخروطی بیشتر از سایر حالات می‌باشد. این امر ناشی از مساحت داخلی کوچک‌تر حفره مخروطی می‌باشد که منجر به افزایش بیشتر دمای آن در شار تابشی ثابت می‌شود. در تابش خورشیدی 700 Wm^{-2} که

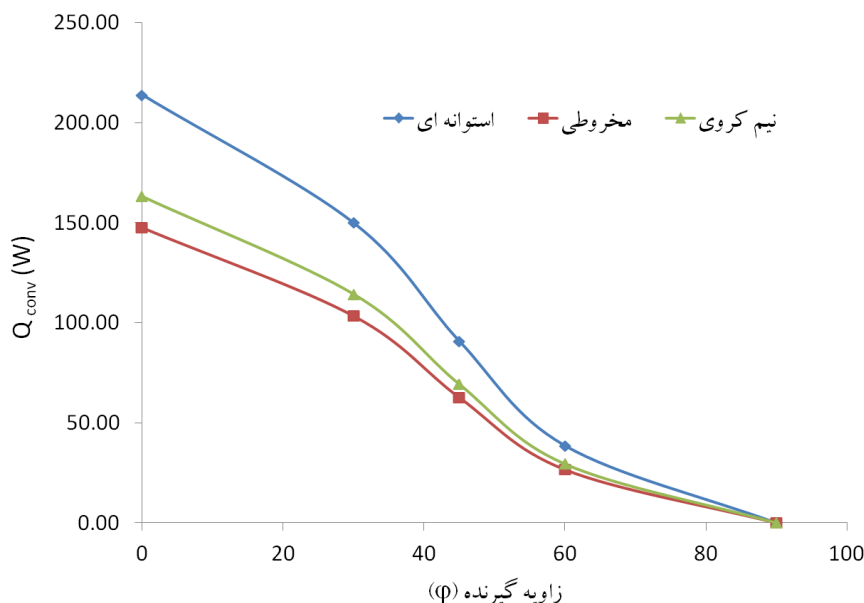
میزان متوسط تابش خورشیدی در محل انجام تست‌ها می‌باشد، دمای داخلی گیرنده به ترتیب برای گیرنده‌های استوانه‌ای، نیم کره‌ای و مخروطی برابر با ۶۵۷، ۷۰۱ و ۷۳۴ کلوین به دست آمده و مبنای سایر محاسبات در آزمون داخل آزمایشگاهی شد.

با توجه به روابط ارائه شده، مقادیر ضریب انبساط حجمی (β)، گراشوف (Gr)، عدد ناسلت همرفتی در زوایای مختلف گیرنده (Nu_{conv})، ضریب انتقال گرمای همرفتی (h_{conv})، مقاومت گرمایی همرفتی داخلی (R_{conv}) و در نهایت اتلاف گرمای همرفتی طبیعی از دهانه گیرنده (Q_{conv}) محاسبه گردید.

جدول ۴ و شکل ۶.

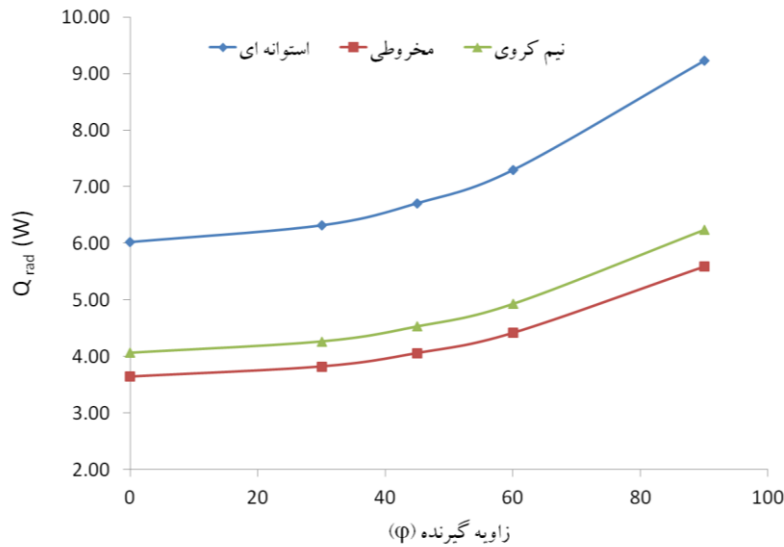
جدول ۴- مقادیر شاخص‌های محاسبه شده برای تعیین Q_{conv} طبیعی از دهانه گیرنده

شاخص	نوع حفره ماریچی													
	استوانه‌ای			مخروطی						نیم کره‌ای				
	۳۰	۴۵	۶۰	۹۰	۰	۳۰	۴۵	۶۰	۹۰	۰	۳۰	۴۵	۶۰	۹۰
β	۰/۰۰۳۴													
v_{air}	۵/۴۵ × ۱۰ ^{-۵}			۷/۲۵ × ۱۰ ^{-۵}						۶/۹۵ × ۱۰ ^{-۵}				
Gr	۱/۳۷ × ۱۰ ^۷			۹/۳۸ × ۱۰ ^۶						۹/۴۳ × ۱۰ ^۶				
Nu_{conv}	۰	۳/۶	۸/۵	۱۴	۲۰	۰	۳/۳	۷/۷	۱۲/۷	۱۸	۰	۳/۲	۷/۶	۱۲/۶
h_{conv}	۰	۰/۹	۲/۱	۳/۵	۵	۰	۰/۸	۱/۹	۳/۲	۴/۵	۰	۰/۸	۱/۹	۳/۲
Q_{conv}	۰	۳۸/۶	۹۰/۸	۱۴۹/۸	۲۱۳/۷	۰	۲۶/۶	۶۲/۷	۱۰۳/۴	۱۴۷/۵	۰	۲۹/۴	۶۹/۲	۱۱۴/۲



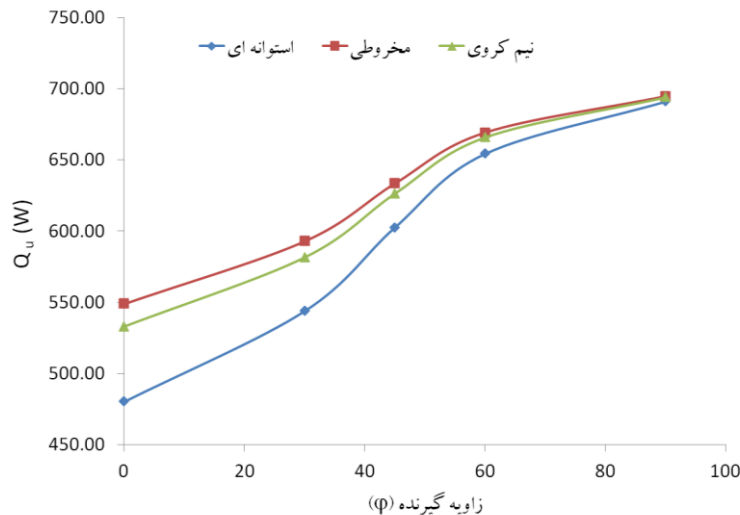
شکل ۶- نمودار تغییرات اتلاف گرمای همرفتی طبیعی از دهانه گیرنده (Q_{conv}) با توجه به زاویه گیرنده و در سه نوع مختلف حفره.

مشاهده می‌شود که گیرنده مخروطی دارای کمترین میزان اتلاف حرارت همرفتی می‌باشد که ناشی از سطح تماس کمتر مارپیچ با پیرامون خود می‌باشد. نتایج مشابهی در خصوص اتلاف گرمای تابشی نیز حاصل می‌گردد (شکل ۷).



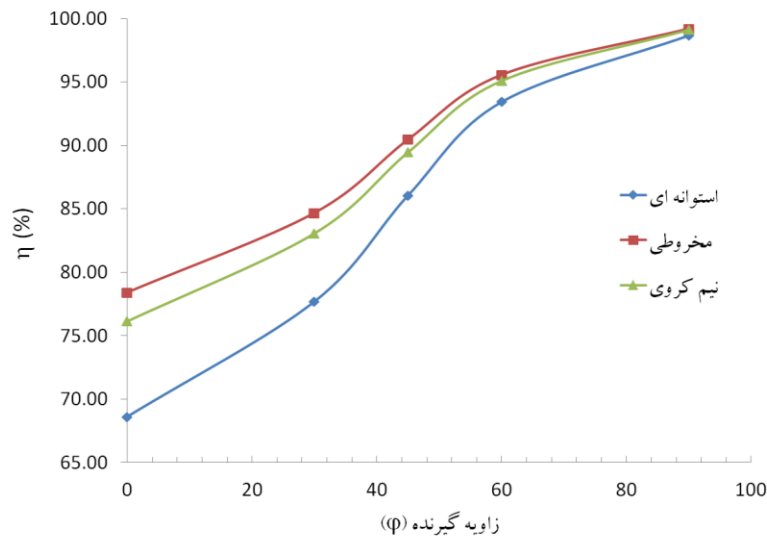
شکل ۷- نمودار تغییرات اتلاف گرمای تابشی گیرنده (Q_{rad}) با توجه به زاویه گیرنده و در سه نوع مختلف حفره.

میزان انرژی مفید گرمایی با افزایش زائیه گیرنده برای انواع مختلف گیرنده‌ها قابل چشم‌پوشی می‌باشد ولی در زوایای کمتر به علت تلفات گرمایی شاهد عملکرد ضعیف‌تر گیرنده استوانه‌ای می‌باشیم (شکل ۸).



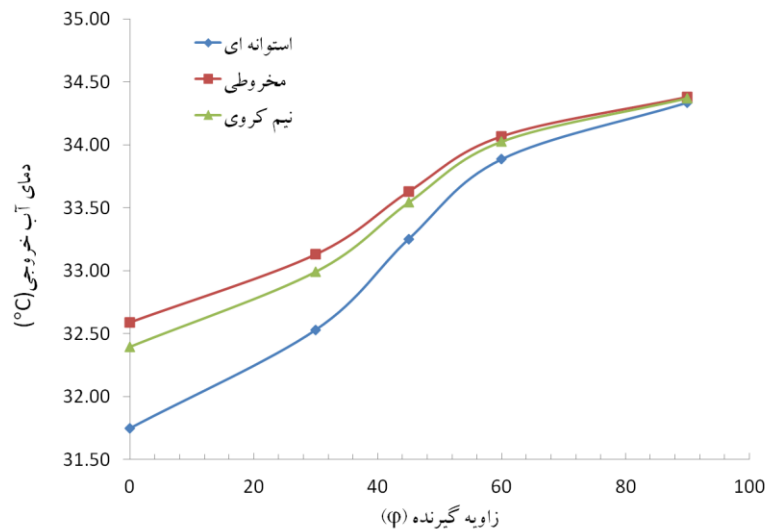
شکل ۸- نمودار تغییرات توان گرمایی مفید گیرنده (Q_u) با توجه به زاویه گیرنده و در سه نوع مختلف حفره.

در نهایت بازده گرمایی گیرنده‌های خورشیدی در محدوده‌ای بین ۶۷ تا ۹۶ درصد قابل دستیابی می‌باشد (شکل ۹). گیرنده استوانه‌ای در مقایسه با دو نوع گیرنده دیگر از عملکرد پایین‌تری برخوردار است.



شکل ۹- بازده گرمایی گیرنده (η) با توجه به زاویه گیرنده و در سه نوع مختلف حفره.

در شکل ۱۰ نیز دمای آب خروجی از گیرنده‌ها با فرض تابش خورشیدی ۷۰۰ وات بر مترمربع، دبی آب ۱/۱۶۵ کیلوگرم بر دقیقه و دمای آب ورودی ۲۰ درجه سلسیوس ارائه شده است. دمای آب خروجی در بهترین شرایط حدود ۱۴ درجه افزایش خواهد یافت.



شکل ۱۰- دمای آب خروجی (T_{out}) با توجه به زاویه گیرنده و در سه نوع مختلف حفره در تابش ۷۰۰ وات بر مترمربع

خاطرنشان می‌شود که میزان T_{out} به میزان قابل توجهی تحت تأثیر تغییر میزان جریان آب قرار دارد. به صورت تجربی، افزایش سرعت جریان باعث کاهش در T_{out} می‌گردد.

نتیجه گیری

در این تحقیق، تأثیر زاویه شیب گیرنده، نوع ماریچج گیرنده، نسبت ضریب تمرکز خورشیدی بر کل اتلاف حرارت و راندمان حرارتی به صورت تحلیلی مورد بررسی قرار گرفته است. برای زاویه تمایل مشخص، راندمان حرارتی به میزان قابل توجهی تحت تأثیر ضریب تمرکز خورشیدی قرار می‌گیرد، اما با افزایش زاویه تمایل افزایش می‌یابد. تأثیر تابش خورشیدی بر دمای دیواره حفره در مقایسه با اثر ضریب تمرکز حاکم است. بر اساس مدل تحلیلی ارائه شده، ارزیابی کل اتلاف گرمایی و بازده حرارتی گیرنده حفره خورشیدی را می‌توان با دقت قابل قبولی پیش بینی کرد.

مراجع

1. M. Neber, H. Lee, 2012. Design of a high temperature cavity receiver for residential scale concentrated solar power. Energy 47,481- 487.
2. S. Petrescu, C. Petre, M. Costea, O. Malancioiu, N. Boriaru, A. Dobrovicescu, 565 M. Feidt, C. Harman, 2010. A methodology of computation, design and optimization of solar Stirling power plant using hydrogen/oxygen fuel cells. Energy 35,729-739.
3. J.A. Harris, T.G. Lenz, 1985. Thermal performance of solar concentrator/cavity receiver systems. Solar Energy 34, 135-142.
4. K.S. Reddy, Sendhil Kumar Natarajan, G. Veershetty, 2015. Experimental performance investigation of modified cavity receiver with fuzzy focal solar dish concentrator. Renewable Energy 74, 148-157.
5. Sendhil Kumar Natarajan, K.S. Reddy, Tapas Kumar Mallick, 2012. Heat loss characteristics of trapezoidal cavity receiver for solar linear concentrating system. Applied Energy 93, 523-531.
6. Lan Xiao, Shuang-Ying Wu, You-Rong Li, 2012. Numerical study on combined free forced convection heat loss of solar cavity receiver under wind environments. International Journal of Thermal Sciences 60, 182-194.
7. M. Prakash, S.B. Kedare, J.K. Nayak, 2010. Determination of stagnation and convective zones in a solar cavity receiver. International Journal of Thermal Sciences 49, 680-691.
8. F.Q. Wang., R. Lin, B. Liu, H.P. Tan, Y. Shuai, 2013. Optical efficiency analysis of cylindrical cavity receiver with bottom surface convex. Solar Energy 90, 195-204.
9. Shuang-Ying Wu, Feng-Hua Guo, Lan Xiao, 2014. Numerical investigation on combined natural convection and radiation heat losses in one side open cylindrical cavity with constant heat flux. International Journal of Heat and Mass Transfer 71, 573-584.
10. D. Azzouzi, B. Boumeddane, A. Abene, N. Said, 2015. Experimental and Parametric Study of a Solar Paraboloid Designed to receive a Stirling Engine. Mechanics and industry 16, 206.
11. F. Kreith, 1960. Principles of heat transfer. International Textbook Company, Scranton, Pennsylvania (USA).
12. W.B. Stine, C.G. McDonald, 1989. Cavity receiver convective heat loss. In: Proceedings 602 of the International Solar Energy Society (ISES) SolarWorld Conference, Kobe, Japan.



13. Shuang-Ying Wua, Lan Xiao , Yiding Cao , You-Rong Li, 2010. Convection heat loss from cavity receiver in parabolic dish solar thermal power system: A review. *Solar Energy* 84, 1342–1355.
14. T. Fujii and H. Imura, 1972. Natural-convection heat transfer from a plate with arbitrary inclination. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 15, 755–767.
15. S. W. Churchill and H. H. S. Chu, 1975, Correlating Equations for Laminar and Turbulent Free Convection from a Horizontal Cylinder. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 18, 1049–1053.

Thermal analysis of solar cavity receiver

Milad SheikhMohammadi¹, Arash Mohebbi^{2*}, Aref Mardani³, Maziar feizolahzadeh⁴,
Reyhaneh Loni⁵.

Abstract

This paper presents an analytical study of various parameters that affect the thermal efficiency as well as the total heat losses of the cavity receiver of solar dish collectors. The receiver is in three different types of conical, semi-spherical and cylindrical and has a depth of 15 cm, inner diameter of 10 cm and consists of about 18 rings of copper tubing with thermal insulation of ceramic wool. The effect of wind on the tests is taken into account. Experimental tests were performed under $700 \text{ W} / \text{m}^2$ Solar irradiation and 0, 30, 45, 60 and 90 degrees inclination angle. An analytical model developed based on its structure and various Nusselt number relationships is proposed to evaluate the heat and radiation losses of the cavity receiver. It also provides the possibility to predict total heat loss in order to determine the receiver efficiency at a particular angle. The results showed that the inner wall temperature of the receiver was dependent on the concentration coefficient and intensity of the solar radiation and the average radiation of the area under test and the coefficient of concentration 225 was obtained for the cylindrical, semi-spherical and conic receivers. For the internal temperature of the receiver equal to 657, 701 and 734 Kelvin; convective heat losses values of 213.7, 163 and 147.5 W, radiative heat losses of 9.2, 6.2 and 5.6 W, maximum useful heat of 691, 693 and 694 watts, useful heat of 480, 532 and 548 watts, maximum thermal efficiency of 98.7, 99.1 and 2.99, minimum thermal efficiency of 68.6, 76.1 and 78.4, maximum outlet water temperature 34.34, 34.4 and 34.4 and the minimum outlet water temperature were 31.7, 32.4 and 32.6 K, respectively obtained.

Keywords: cavity receiver, heat Loses, Nusselt Number, Thermal efficiency

*Corresponding author

E-mail: a.mohebbi@urmia.ac.ir.com