



Modeling of an Evacuated Tube Solar Cooker and Investigation of Weather Parameters Effect

ARTICLE INFO

Article Type

Original Research

Authors

Hosseinzadeh M.¹ MSc,
Mirzababae S.M.*¹ PhD,
Zamani H.¹ PhD,
Faezian A.¹ PhD,
Zarrinkalam F.² BSc

How to cite this article

Hosseinzadeh M, Mirzababae S.M, Zamani H, Faezian A, Zarrinkalam F. Modeling of an Evacuated Tube Solar Cooker and Investigation of Weather Parameters Effect. Modares Mechanical Engineering. 2019; 19(7):1573-1584.

¹Food Industry Machineries Department, Research Institute of Food Science & Technology, Mashhad, Iran
²Mechanical Engineering Department, Engineering Faculty, Mashhad Branch, Islamic Azad University, Mashhad, Iran

*Correspondence

Address: Research Institute of Food Science and Technology, Khorasan Science and Technology Park, 12 Kilometer, Mashhad-Quchan Highway, Mashhad, Iran
Phone: +98 (51) 35425362
Fax: +98 (51) 35425406
m.mirzababae@rifst.ac.ir

Article History

Received: December 25, 2018
Accepted: February 06, 2019
ePublished: July 01, 2019

ABSTRACT

In this study, the performance of an evacuated tube solar cooker analytically investigated. For this purpose, the heat transfer mechanisms in different components of the solar cooker is evaluated. The main aim of this article is to investigate the important parameters of the evacuated tube solar cooker in different weather conditions using the validated analytical model. The studied parameters are: wind speed, ambient temperature, and input solar radiation. The experiments performed at the Research Institute of Food Science and Technology, Mashhad, Iran (Latitude: 36° and Longitude: 59°). The results reveal that the presented analytical model is an accurate model that can be used in the parametric analysis of the evacuated tube solar cooker. Moreover, in the reference weather conditions, the lost heat contains only 12.22 W of the absorbed solar radiation (137.51 W). Therefore, about 8.89% of the absorbed solar radiation is lost. Based on the results, the temperature of outer surface of the cooker is only 3.64 °C higher than the ambient temperature due to the vacuum between the tubes. In addition, the evacuated tube solar cooker has proper performance in various weather conditions. Increasing the ambient temperature from 5 °C to 35 °C enhances the solar cooker efficiency by 0.65%.

Keywords Solar Cooker; Evacuated Tube; Weather Parameters; Modeling

CITATION LINKS

[1] Experimental investigation of exergy efficiency of a solar Photovoltaic ... [2] Nanofluids for improved efficiency in cooling ... [3] Experimental investigation of a domestic solar water heater with ... [4] Advanced designs of solar desalination systems ... [5] Experimental investigation and thermodynamic performance analysis ... [6] Determination of thermal performance of a box type ... [7] Solar cooking system with or without heat storage for families and ... [8] Numerical heat transfer studies of PCMs used in a box-type solar ... [9] Thermal performance evaluation of solar cooker with latent ... [10] Experimental investigation of novel indirect solar cooker with ... [11] Solar cookers with and without thermal storage ... [12] A thermodynamic review on solar box type ... [13] Performance study of solar cooker with modified ... [14] Experimental investigation of a box-type solar cooker ... [15] Thermal performance of a solar box cooker with ... [16] Performance characteristics of a new hybrid solar cooker ... [17] manufacture and testing a solar bread cooker with ... [18] Heat loss analysis: An approach toward the revival ... [19] Portable solar cooker and water ... [20] Experimental study of a double exposure solar cooker ... [21] A review of vacuum tube based solar cookers with the ... [22] A solar cooker using vacuum-tube collectors with ... [23] Technical performance for heat storage of solar cooker ... [24] Comparative measurements and theoretical ... [25] Recent investigations in the use of solar energy ... [26] Solar engineering of thermal ... [27] Fundamentals of heat and mass ... [28] Heat transfer analysis and modeling of ... [29] Techniques for reducing thermal conduction ... [30] Heat transfer analysis of parabolic trough solar ... [31] Exergetic performance assessment of a solar Photovoltaic ... [32] A review on the methodology for calculating heat and exergy losses ...

مدل سازی اجاق خورشیدی با لوله تحت خلأ و بررسی اثر پارامترهای محیطی

محمد حسین زاده MSc

گروه طراحی ماشین آلات مواد غذایی، موسسه پژوهشی علوم و صنایع غذایی، مشهد، ایران

سید مهدی میرزابابائی * PhD

گروه طراحی ماشین آلات مواد غذایی، موسسه پژوهشی علوم و صنایع غذایی، مشهد، ایران

حسین زمانی PhD

گروه طراحی ماشین آلات مواد غذایی، موسسه پژوهشی علوم و صنایع غذایی، مشهد، ایران

علی فائزبان PhD

گروه طراحی ماشین آلات مواد غذایی، موسسه پژوهشی علوم و صنایع غذایی، مشهد، ایران

فرزاد زرین کلام BSc

گروه مهندسی مکانیک، دانشکده مهندسی، واحد مشهد، دانشگاه آزاد اسلامی، مشهد، ایران

چکیده

در این پژوهش با بررسی فرآیندهای انتقال حرارت در اجزای مختلف سیستم، عملکرد یک اجاق خورشیدی با لوله تحت خلأ به صورت تحلیلی مورد بررسی قرار گرفت. هدف اصلی این مقاله اعتبارسنجی مدل تحلیلی ارائه شده برای بررسی پارامترهای موثر بر عملکرد اجاق خورشیدی با لوله تحت خلأ در شرایط محیطی مختلف است. پارامترهای محیطی بررسی شده در این مطالعه سرعت باد، دمای محیط و تابش ورودی هستند. آزمایش‌ها در مؤسسه پژوهشی علوم و صنایع غذایی با عرض جغرافیایی ۳۶ درجه و طول جغرافیایی ۵۹ درجه انجام شد. بررسی‌ها نشان می‌دهند که مدل تحلیلی ارائه شده دقت کافی برای بررسی پارامتری اجاق خورشیدی با لوله تحت خلأ را دارد. همچنین در شرایط محیطی مرجع، حرارت اتلافی تنها ۱۲/۲۲ وات از ۱۳۷/۵۱ وات تابش جذب شده را به خود اختصاص می‌دهد. بنابراین تنها حدود ۸/۸۹٪ از حرارت جذب شده در اجاق خورشیدی تلف می‌شود. نتایج نشان می‌دهند که با توجه به وجود فضای خلأ بین دو لوله، دمای سطح خارجی اجاق در شرایط محیطی مرجع تنها ۳/۶۴°C بیشتر از دمای محیط است. همچنین اجاق خورشیدی با لوله تحت خلأ در شرایط محیطی مختلف عملکرد مناسبی دارد. با افزایش دمای محیط از ۵ تا ۳۵°C بازده اجاق خورشیدی حدود ۶۵٪/۰٪ زیاد می‌شود.

کلیدواژه‌ها: اجاق خورشیدی، لوله خلأ، پارامترهای محیطی، مدل سازی

تاریخ دریافت: ۱۳۹۷/۱۰/۰۴

تاریخ پذیرش: ۱۳۹۷/۱۱/۱۷

* نویسنده مسئول: m.mirzababae@rifst.ac.ir

۱- مقدمه

امروزه با توجه به هزینه، محدودیت و همچنین مشکلات زیست محیطی سوخت‌های فسیلی، گرایش به سمت انرژی‌های تجدیدپذیر زیاد شده است [1]. خورشید بزرگ‌ترین منبع انرژی‌های تجدیدپذیر است. سالانه حدود ۳/۸۵ میلیون اگزاژول انرژی از خورشید دریافت می‌شود [2] که بخش ناچیزی از آن توسط سیستم‌های خورشیدی مانند آبگرمکن‌ها [3]، آب‌شیرین‌کن‌ها [4]، خشک‌کن‌ها [5] و اجاق‌های خورشیدی [6] استفاده می‌شود. اجاق خورشیدی یک مبدل حرارتی است که از انرژی خورشیدی برای پخت مواد غذایی استفاده می‌کند [7]. در کشورهای در حال توسعه، انرژی مصرفی برای پخت مواد غذایی، بخش زیادی از کل انرژی مصرفی را به خود اختصاص می‌دهد [8]. در کشور پرجمعیتی مانند هند، حدود ۵۰٪ کل انرژی مصرفی صرف پخت و پز می‌شود [8]. این در حالی است که براساس آمار منتشر شده [9]، حدود ۷۵٪ مناطق روستایی این کشور، انرژی مورد نیاز برای پخت مواد غذایی را از

سوخت‌های غیرتجاری مانند چوب تأمین می‌کنند. این امر علاوه بر تخریب جنگل‌ها سبب انتشار گازهای گلخانه‌ای می‌شود و به محیط زیست و سلامتی انسان‌ها آسیب می‌رساند. بنابراین، استفاده از اجاق‌های خورشیدی به عنوان یک رویکرد در زمینه انرژی‌های تجدیدپذیر مورد توجه محققان قرار گرفته است.

اجاق‌های خورشیدی با توجه به نحوه انتقال حرارت به ظرف غذا، به دو دسته اجاق‌های خورشیدی مستقیم و غیرمستقیم تقسیم می‌شوند. در اجاق‌های خورشیدی مستقیم، از انرژی تابشی خورشید به صورت مستقیم در فرآیند پخت غذا استفاده می‌شود. این دسته بندی شامل اجاق‌های خورشیدی جعبه‌ای و اجاق‌های خورشیدی همراه با متمرکزکننده‌های خورشیدی است. اجاق‌های خورشیدی غیرمستقیم دارای کلکتورهای خورشیدی صفحه تخت یا کلکتورهای همراه با لوله‌های خلأ هستند که در آنها ابتدا یک سیال عامل مانند آب یا روغن توسط انرژی تابشی خورشید گرم شده و سپس انرژی جذب شده توسط سیال عامل به محل استقرار ظرف غذا منتقل می‌شود. به این ترتیب، استفاده از اجاق‌های خورشیدی غیرمستقیم، امکان پخت غذا در داخل ساختمان را فراهم می‌کند [10]. تاکنون پژوهش‌های زیادی با هدف بررسی عملکرد اجاق‌های خورشیدی مختلف انجام شده است. متیوسوگامی و همکاران [11] در یک مقاله مروری، انواع مختلف اجاق‌های خورشیدی را مورد ارزیابی قرار داده‌اند. آنها همچنین مطالعات گذشته در زمینه کاربرد مواد تغییر فاز دهنده در ساختمان اجاق‌های خورشیدی را بررسی کرده‌اند.

ساکسنا و همکاران [12] در یک مقاله مروری به مطالعه پارامترهای هندسی اجاق‌های خورشیدی جعبه‌ای پرداختند. پارامترهای بررسی شده در مطالعه آنها آینه منعکس کننده تابش، پوشش شیشه‌ای، صفحه جاذب، محفظه اجاق و عایق استفاده شده در اجاق بود. گاور و همکاران [13] در یک مطالعه تجربی به بررسی اثر شکل درب ظرف غذا در یک اجاق خورشیدی جعبه‌ای پرداختند. آنها مشاهده کردند که در یک مدت زمان مشخص، استفاده از یک درب مقعری شکل، دمای آب را ۱۱-۴٪ بیشتر از درب مسطح افزایش می‌دهد. هارمیم و همکاران [14] به صورت تجربی اثر استفاده از پره در صفحه جاذب یک اجاق خورشیدی جعبه‌ای را بررسی کردند. بررسی آنها نشان داد که استفاده از پره در صفحه جاذب، زمان به جوش آمدن آب را به میزان ۱۲٪ کاهش می‌دهد. گایدرا و همکاران [15] به صورت تجربی و عددی، عملکرد یک اجاق خورشیدی جعبه‌ای با منعکس کننده تابش را بررسی کردند. آنها نتیجه گرفتند که استفاده از چهار منعکس کننده تابش، بیشترین دمای صفحه جاذب را به میزان ۶۴/۳٪ نسبت به سیستم بدون منعکس کننده افزایش می‌دهد. ساکسنا و اگاروال [16] در یک مطالعه تجربی به بررسی یک اجاق خورشیدی جعبه‌ای جدید پرداختند. سیستم طراحی شده توسط آنها شامل یک اجاق خورشیدی جعبه‌ای معمولی، گوی‌های مسی کوچک، کانال هوا، یک لامپ هالوژنی و یک فن است که سبب گردش هوای گرم در داخل اجاق می‌شود. نتایج آنها نشان داد که توان و بازده حرارتی اجاق خورشیدی به ترتیب ۶۰/۲۰ وات و ۴۵/۱۱٪ است.

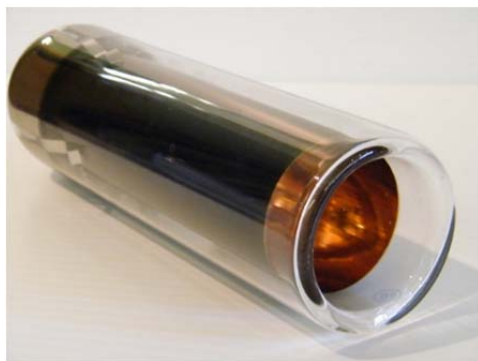
خراسانی زاده و همکاران [17] به صورت تجربی، عملکرد یک اجاق خورشیدی همراه با متمرکزکننده به منظور پخت نان را مورد ارزیابی قرار دادند. آنها نتیجه گرفتند که بازده کلی سیستم حدود ۵۰٪ است. همچنین مشاهده کردند که استفاده از درب عایق سبب افزایش بازده سیستم و بهبود کیفیت پخت نان می‌شود. کومار و همکاران [18] به صورت تجربی انواع تلفات انرژی در یک اجاق

۲- اجاق خورشیدی و بستر آزمایشگاهی

در این بخش، ابتدا ساختار اجاق خورشیدی با لوله تحت خلأ شرح داده می‌شود و در ادامه بستر آزمایشگاهی استفاده شده به منظور اعتبارسنجی نتایج بررسی تحلیلی بیان می‌شود.

۲-۱- ساختار اجاق خورشیدی با لوله تحت خلأ

اجاق خورشیدی مورد نظر شامل یک متمرکزکننده خورشیدی آلومینیومی و دو لوله هم‌مرکز با قطرهای متفاوت است که به منظور به حداقل رساندن تلفات ناشی از انتقال حرارت جابه‌جایی هوای موجود در فضای بین دو لوله تخلیه شده است. مطالعات پیشین نشان می‌دهد که تلفات ناشی از انتقال حرارت جابه‌جایی حدود ۴۵٪ کل تلفات انرژی در اجاق‌های خورشیدی متداول را شامل می‌شود [9, 25]. نمایی از لوله تحت خلأ در شکل ۱ نشان داده شده است. لوله‌ها معمولاً از جنس شیشه بروسیلیکات هستند که با نام تجاری پیرکس شناخته می‌شوند. لوله بیرونی به منظور عبور بهتر تابش خورشید کاملاً شفاف است، ولی سطح خارجی لوله داخلی با استفاده از مواد جاذب تابش پوشش داده شده است. در پوشش‌دهی لوله داخلی از سه لایه مختلف استفاده می‌شود. لایه بیرونی معمولاً آلومینیم‌نیتريد است که وظیفه جذب تابش خورشید را بر عهده دارد. دو لایه دیگر فولاد ضدزنگ و مس هستند که حرارت جذب‌شده را به داخل لوله هدایت کرده و از خارج شدن آن جلوگیری می‌کنند.



شکل ۱) نمایی از لوله دوجداره تحت خلأ

۲-۲- بستر آزمایشگاهی

بستر آزمایشگاهی شامل یک متمرکزکننده خورشیدی است که تابش خورشید را روی سطح خارجی لوله تحت خلأ متمرکز می‌کند. در این پژوهش، از اجاق خورشیدی به منظور به جوش آوردن آب استفاده شده است. به منظور محافظت بدنه شیشه‌ای اجاق از تنش‌های حرارتی احتمالی در فرآیند جوشش آب، از یک مخزن با جنس فولاد ضدزنگ (AISI 316) به عنوان محفظه نگهداری آب استفاده شده است که در داخل لوله تحت خلأ قرار می‌گیرد. نمایی از اجاق خورشیدی همراه با مخزن فولادی در شکل ۲ نشان داده شده است. همچنین، ابعاد لوله تحت خلأ و مخزن فولادی در جدول ۱ بیان شده است. دمای سیال، دمای سطح خارجی مخزن فولادی و همچنین دمای سطح خارجی لوله تحت خلأ در طول آزمایش با استفاده از دماسنج نوع کی (K) و دمای محیط توسط دماسنج جیوه‌ای نصب‌شده در نزدیک سیستم اندازه‌گیری شده است. در طول آزمایش، سرعت باد در نزدیکی اجاق خورشیدی و همچنین مقدار تابش کلی خورشید به کمک یک پیرانومتر که

خورشیدی با متمرکزکننده را مورد ارزیابی قرار دادند. آنها مشاهده کردند که تلفات انرژی در اطراف ظرف غذا با افزایش سرعت باد و همچنین کاهش دمای محیط افزایش می‌یابد. *بادران* و همکاران [19] در یک مطالعه تجربی به بررسی اثر استفاده از یک محفظه شیشه‌ای به منظور قرارگیری ظرف غذا در یک اجاق خورشیدی با متمرکزکننده پرداختند. بررسی آنها نشان داد که استفاده از محفظه شیشه‌ای زمان لازم به منظور به جوش آمدن ۷ کیلوگرم آب را به میزان ۲۰ دقیقه کاهش می‌دهد. آنها همچنین نتیجه گرفتند که راندمان سیستم با محفظه شیشه‌ای حدود دو برابر سیستم بدون محفظه شیشه‌ای است.

هارمیم و همکاران [20] به صورت تجربی، اثر استفاده از پره در بدنه ظرف غذا در یک اجاق خورشیدی دوجته (دریافت تابش از بالا و پایین) را بررسی کردند. مطالعه آنها نشان داد که استفاده از پره در ظرف غذا، زمان به جوش آمدن آب را به میزان ۱۴ دقیقه نسبت به یک ظرف عادی کاهش می‌دهد. *فاروکی* [21] در یک مقاله مروری به بررسی اجاق‌های خورشیدی غیرمستقیم دارای کلکتورهای خورشیدی لوله خلأ پرداخت. او همچنین به صورت آزمایشگاهی، عملکرد یک اجاق خورشیدی غیرمستقیم دارای فرنل خورشیدی همراه با یک لوله تحت خلأ را مطالعه کرد. او نتیجه گرفت که بیشترین بازده اجاق خورشیدی مورد نظر حدود ۳۰-۲۵٪ است. *بالنار* و همکاران [22] به صورت تجربی عملکرد یک اجاق خورشیدی غیرمستقیم دارای کلکتورهای خورشیدی لوله خلأ را مطالعه کردند. در سیستم آنها لوله‌های گرمایی کلکتور به صورت مستقیم در زیر ظرف غذا قرار گرفته است. آنها مشاهده کردند که بیشترین دمای ظرف غذا حاوی روغن خوراکی برابر 252°C است. *پرامپویج* و *سیریسامفانوتگ* [23] در یک مطالعه تجربی، یک اجاق خورشیدی غیرمستقیم دارای کلکتورهای خورشیدی لوله خلأ را مورد ارزیابی قرار دادند. سیال کاری استفاده شده در مطالعه آنها به منظور دریافت حرارت و انتقال آن به ظرف غذا، روغن پالم بود. آنها نتیجه گرفتند که بیشترین دمای ظرف غذا و بازده سیستم به ترتیب $95/9^{\circ}\text{C}$ و ۴۰/۰۶٪ است.

همان‌گونه که بیان شد، تاکنون مطالعات زیادی به منظور بررسی عملکرد اجاق‌های خورشیدی مستقیم (اجاق‌های خورشیدی جعبه‌ای و اجاق خورشیدی همراه با متمرکزکننده) و اجاق‌های خورشیدی غیرمستقیم دارای کلکتورهای خورشیدی لوله خلأ صورت گرفته است. اگرچه استفاده از اجاق‌های خورشیدی غیرمستقیم دارای کلکتورهای خورشیدی لوله خلأ نسبت به اجاق‌های خورشیدی مستقیم دارای هزینه بیشتری است [10]، اما استفاده از لوله‌های خلأ در اجاق‌های خورشیدی امکان رسیدن به دمای بالا را فراهم می‌کند [24]. بنابراین در این پژوهش، یک اجاق خورشیدی مستقیم با لوله تحت خلأ به صورت تحلیلی- تجربی مورد ارزیابی قرار می‌گیرد. اجاق بررسی‌شده در این مطالعه، یک اجاق خورشیدی نوین است که از خود لوله تحت خلأ به عنوان محفظه پخت استفاده می‌شود، در حالی که در مطالعات پیشین از لوله تحت خلأ به عنوان کلکتور خورشیدی در اجاق‌های خورشیدی غیرمستقیم استفاده شده است (اطلاعات مربوط به اجاق خورشیدی با لوله تحت خلأ در بخش ۲-۱ بیان شده است). در این پژوهش مدلی ساده و با دقت کافی ارائه می‌شود که به وسیله آن می‌توان اهمیت پارامترهای مؤثر بر عملکرد اجاق را به دست آورد. در این مطالعه همچنین اثر پارامترهای محیطی بر عملکرد اجاق خورشیدی با لوله تحت خلأ مورد بررسی قرار می‌گیرد. پارامترهای بررسی‌شده که برای اولین بار در این زمینه صورت می‌گیرد، سرعت

۳- مدل سازی اجاق خورشیدی

در این بخش، ابتدا نحوه انتقال حرارت در اجاق خورشیدی با لوله تحت خلأ، بررسی و در ادامه روش حل تحلیلی بیان می شود.

۱-۳- بررسی نحوه انتقال حرارت

در این مطالعه از اجاق خورشیدی به منظور به جوش آوردن آب استفاده شده است. شایان ذکر است، به منظور ساده سازی بررسی اجاق خورشیدی، فرضیاتی لحاظ شده است که در ادامه بیان می شود:

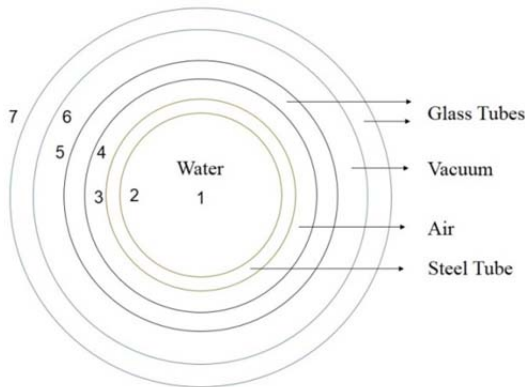
- ۱- انتقال حرارت در یک راستا در نظر گرفته شده است.
- ۲- شرایط پایا است.
- ۳- خواص ترمودینامیک لوله ها و مخزن فولادی ثابت فرض شده است.
- ۴- دمای جوش آب ۱۰۰°C لحاظ شده است.
- ۵- آسمان به عنوان یک جسم سیاه با دمای T_{sky} لحاظ شده است. به منظور بررسی انتقال حرارت در اجاق خورشیدی، اجزای مختلف سیستم مطابق شکل ۳ نام گذاری شده است. مقاومت های حرارتی به منظور بررسی نحوه انتقال حرارت در اجاق خورشیدی در شکل ۴ نشان داده شده است. شایان ذکر است، فرآیندهای انتقال حرارت در اجاق خورشیدی در جدول ۳ بیان شده است. در ادامه، هر یک از فرآیندهای انتقال حرارت بیان شده مورد بررسی قرار می گیرد.



شکل ۲) نمایی از اجاق خورشیدی با لوله تحت خلأ همراه با مخزن فولادی

جدول ۱) ابعاد لوله تحت خلأ و مخزن فولادی

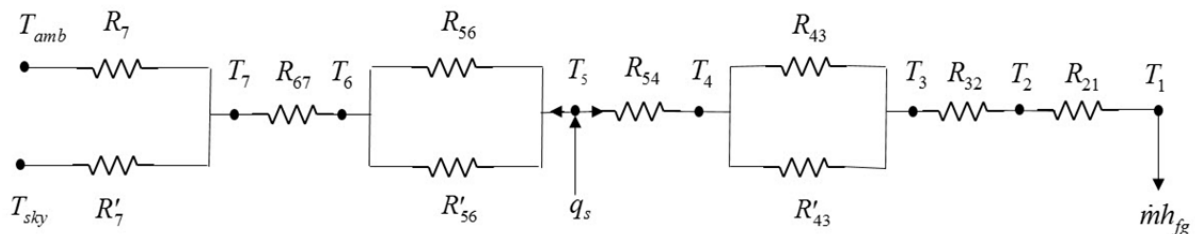
مقدار	مشخصه
۴۸/۶	قطر داخلی مخزن فولادی (میلی متر)
۱	ضخامت مخزن فولادی (میلی متر)
۵۴	قطر داخلی لوله داخلی (میلی متر)
۱/۶	ضخامت لوله داخلی (میلی متر)
۶۶/۴	قطر داخلی لوله خارجی (میلی متر)
۱/۸	ضخامت لوله خارجی (میلی متر)
۴۹/۵	طول لوله (سانتی متر)



شکل ۳) اجزای مختلف اجاق خورشیدی با لوله تحت خلأ همراه با مخزن فولادی

جدول ۲) نوع و دقت اندازه گیری تجهیزات آزمایشگاهی

ابزار آزمایشگاهی	بخش اندازه گیری	دقت اندازه گیری
دماسنج نوع کی	دمای سیال و دمای سطح	$\pm 0.5^\circ\text{C}$
دماسنج جیوه ای	دمای محیط	$\pm 0.5^\circ\text{C}$
بادسنج نوع Lutron AM-4201	سرعت باد	$\pm 2\%$
پیرانومتر نوع TES-1333	تابش کلی خورشید	$\pm 10\text{W/m}^2$



شکل ۴) مقاومت های حرارتی اجاق خورشیدی با لوله تحت خلأ و مخزن فولادی

جدول ۳) مؤلفه های انتقال حرارت در اجاق خورشیدی با لوله تحت خلأ و مخزن فولادی

مؤلفه	توضیح
q_s	تابش خورشیدی جذب شده توسط پوشش جاذب (محل ۵)
q_{54}	انتقال حرارت هدایتی از سطح خارجی لوله داخلی (محل ۵) به درون لوله (محل ۴)
q_{43}	انتقال حرارت تابشی از سطح داخلی لوله داخلی (محل ۴) به سطح خارجی مخزن فولادی (محل ۳)
q_{43}	انتقال حرارت جابه جایی از سطح داخلی لوله داخلی (محل ۴) به سطح خارجی مخزن فولادی (محل ۳)
q_{32}	انتقال حرارت هدایتی از سطح خارجی مخزن فولادی (محل ۳) به درون مخزن (محل ۲)
q_{21}	حرارت منتقل شده به آب
q'_{56}	انتقال حرارت تابشی از سطح خارجی لوله داخلی (محل ۵) به سطح داخلی لوله خارجی (محل ۶)
q_{56}	انتقال حرارت جابه جایی از سطح خارجی لوله داخلی (محل ۵) به سطح داخلی لوله خارجی (محل ۶)
q_{67}	انتقال حرارت هدایتی از سطح داخلی لوله خارجی (محل ۶) به بیرون لوله (محل ۷)
q'_7	انتقال حرارت تابشی از سطح خارجی لوله خارجی (محل ۷) به آسمان
q_7	انتقال حرارت جابه جایی از سطح خارجی لوله خارجی (محل ۷) به محیط

می‌شود [27]. شایان ذکر است، در صورتی که مقدار k_{eff} با استفاده از رابطه ۵ کمتر از k_a به دست آید، k_{eff} در رابطه ۴ برابر k_a لحاظ می‌شود که در این صورت فرآیند انتقال حرارت به صورت رسانش خواهد بود [27].

$$\frac{k_{eff}}{k_a} = 0.386 \left(\frac{Pr_a}{0.861 + Pr_a} \right)^{\frac{1}{4}} Ra_c^{\frac{1}{4}} \quad (5)$$

در رابطه ۵، k_a ضریب هدایت حرارتی هوا و Pr_a پراانتل هوا هستند. همچنین Ra_c عدد ریلی به‌ازای طول مشخصه L_c است. عدد ریلی و طول مشخصه مورد نظر به‌ترتیب توسط رابطه‌های ۶ و ۷ محاسبه می‌شوند [27]:

$$Ra_c = \frac{g \beta_a (T_4 - T_3) L_c^3}{\nu_a \alpha_a} \quad (6)$$

$$L_c = \frac{2 \left[\ln \left(\frac{r_4}{r_3} \right) \right]^{\frac{4}{3}}}{\left(r_3^{\frac{-3}{5}} + r_4^{\frac{-3}{5}} \right)^{\frac{5}{3}}} \quad (7)$$

در رابطه‌های ۶ و ۷، g شتاب گرانش زمین، β_a ضریب انبساط حرارتی هوا، ν_a لزجت سینماتیک هوا و α_a ضریب نفوذ حرارتی هوا هستند. همچنین r_3 و r_4 به‌ترتیب شعاع خارجی مخزن فولادی و شعاع داخلی لوله شیشه‌ای داخلی هستند.

۳-۱-۴- انتقال حرارت هدایتی در مخزن فولادی

فرآیند انتقال حرارت مفید از سطح خارجی مخزن فولادی (محل ۳) به درون مخزن (محل ۲) به‌صورت رسانش است که میزان انتقال حرارت با استفاده از رابطه ۸ تعیین می‌شود:

$$R_{32} = \frac{\ln \left(\frac{D_3}{D_2} \right)}{2k_s \pi L} \rightarrow q_{32} = q_{useful} = \frac{T_3 - T_2}{R_{32}} \quad (8)$$

در رابطه ۸، R_{32} مقاومت هدایت حرارتی و D_2 قطر داخلی مخزن فولادی هستند. همچنین k_s ضریب هدایت حرارتی فولاد ضدزنگ و T_2 دمای سطح داخلی مخزن فولادی هستند.

۳-۱-۵- انتقال حرارت به آب

حرارت مفید پس از عبور از مخزن فولادی به آب منتقل شده و سبب تبخیر آب جوش موجود در مخزن (محل ۱) می‌شود. با در نظر گرفتن جوش هسته‌ای برای فرآیند جوشش آب، انتقال حرارت به سیال آب توسط رابطه ۹ قابل محاسبه است [27]:

$$q_{21} = q_{useful} = q_{boiling} = A_2 \mu_1 h_{fg} \left[\frac{g (\rho_l - \rho_v)}{\sigma_1} \right]^{\frac{1}{2}} \left[\frac{C_p \rho_l (T_2 - T_1)}{C_{Sf} h_{fg} Pr_1^n} \right]^3 \quad (9)$$

$$= \dot{m} h_{fg}$$

در رابطه ۹، T_1 دمای آب اشباع، A_2 مساحت سطح داخلی مخزن فولادی، μ_1 لزجت دینامیک آب، h_{fg} گرمای نهان تبخیر آب، ρ_l چگالی آب و ρ_v چگالی بخار آب اشباع هستند. همچنین σ_1 کشش سطحی آب، \dot{m} دبی جرمی تبخیر آب، C_p ظرفیت گرمایی ویژه آب و Pr_1 پراانتل آب اشباع هستند. شایان ذکر است، ضرایب C_{Sf} و n در رابطه ۹ وابسته به نوع سیال در حال جوشش و جنس سطح در تماس با آن است [27].

۳-۱-۶- انتقال حرارت در فضای بین دو لوله

همان‌گونه که در شکل ۳ نشان داده شده، در فضای بین دو لوله (در حالت ایده‌آل) خلأ کامل است، ولی در عمل در فضای بین دو لوله،

۳-۱-۱- تابش خورشیدی جذب شده

تابش خورشیدی توسط ماده جاذب واقع در سطح بیرونی لوله داخلی (محل ۵) جذب می‌شود. مقدار تابش جذب‌شده با توجه به رابطه ۱ قابل تعیین است [26]:

$$q_s = \frac{G A_a \rho_r \tau_{go} \alpha_c}{1 - (1 - \alpha_c) \rho_{go,d}} \quad (1)$$

در رابطه ۱، G مقدار تابش خورشیدی ورودی بر حسب وات بر متر مربع است. ρ_r ضریب بازتابش در متمرکزکننده خورشیدی، τ_{go} ضریب عبور تابش خورشید در لوله شیشه‌ای خارجی و α_c ضریب جذب تابش خورشید توسط ماده جاذب پوشش‌دهی‌شده در محل ۵ هستند. همچنین A_a مساحت دهانه متمرکزکننده خورشیدی و $\rho_{go,d}$ ضریب بازتابش پخش در لوله شیشه‌ای خارجی هستند.

۳-۱-۲- انتقال حرارت هدایتی در لوله داخلی

فرآیند انتقال حرارت مفید از سطح خارجی لوله داخلی (محل ۵) به درون لوله (محل ۴) به‌صورت رسانش است که میزان انتقال حرارت از رابطه ۲ تعیین می‌شود [27]:

$$R_{54} = \frac{\ln \left(\frac{D_5}{D_4} \right)}{2k_{gi} \pi L} \rightarrow q_{54} = q_{useful} = \frac{T_5 - T_4}{R_{54}} \quad (2)$$

در رابطه ۲، R_{54} مقاومت هدایت حرارتی و D_4 ، D_5 و L به‌ترتیب قطر داخلی، قطر خارجی و طول لوله داخلی هستند. همچنین k_{gi} ضریب هدایت حرارتی لوله شیشه‌ای داخلی است. T_4 و T_5 به‌ترتیب دمای سطح داخلی و خارجی لوله داخلی هستند.

۳-۱-۳- انتقال حرارت در فضای بین لوله داخلی و مخزن فولادی

همان‌گونه که در شکل ۳ نشان داده شده است، در فضای بین لوله داخلی و مخزن فولادی هوا قرار دارد. بنابراین، حرارت از سطح داخلی لوله داخلی (محل ۴) به‌صورت انتقال حرارت جابه‌جایی آزاد و تابشی به سطح خارجی مخزن فولادی (محل ۳) منتقل می‌شود. در ادامه این دو نوع فرآیند انتقال حرارت مورد بررسی قرار می‌گیرد: انتقال حرارت تابشی در فضای بین لوله شیشه‌ای داخلی و مخزن فولادی توسط رابطه ۳ تعیین می‌شود [27]:

$$R'_{43} = \frac{\frac{1}{\varepsilon_s} + \frac{1 - \varepsilon_{gi}}{\varepsilon_{gi}} \left(\frac{D_3}{D_4} \right)}{\sigma A_3 (T_4^2 + T_3^2) (T_4 + T_3)} \rightarrow q'_{43} = \frac{T_4 - T_3}{R'_{43}} = \frac{\sigma A_3 (T_4^4 - T_3^4)}{\frac{1}{\varepsilon_s} + \frac{1 - \varepsilon_{gi}}{\varepsilon_{gi}} \left(\frac{D_3}{D_4} \right)} \quad (3)$$

در رابطه ۳، R'_{43} مقاومت حرارتی تابشی، σ ثابت استفان-بولتزمن، A_3 مساحت سطح خارجی مخزن فولادی، D_3 قطر خارجی مخزن فولادی و T_3 دمای سطح خارجی مخزن فولادی هستند. همچنین ε_s و ε_{gi} به‌ترتیب ضریب نشر مخزن فولادی و لوله شیشه‌ای داخلی هستند. انتقال حرارت جابه‌جایی آزاد در فضای بین لوله شیشه‌ای داخلی و مخزن فولادی با استفاده از رابطه ۴ قابل تعیین است:

$$R_{43} = \frac{\ln \left(\frac{D_4}{D_3} \right)}{2k_{eff} \pi L} \rightarrow q_{43} = \frac{T_4 - T_3}{R_{43}} \quad (4)$$

در رابطه ۴، R_{43} مقاومت حرارتی جابه‌جایی آزاد است. همچنین k_{eff} ضریب هدایت حرارتی مؤثر است که توسط رابطه ۵ تعیین

خارجی (محل ۶) به سطح خارجی لوله (محل ۷) منتقل می‌شود که میزان انتقال حرارت با استفاده از رابطه ۱۵ تعیین می‌شود [27]:

$$R_{67} = \frac{\ln\left(\frac{D_7}{D_6}\right)}{2k_{go}\pi L} \rightarrow q_{67} = q_{loss} = \frac{T_6 - T_7}{R_{67}} \quad (15)$$

در رابطه ۱۵، R_{67} مقاومت هدایت حرارتی و D_7 قطر خارجی لوله خارجی هستند. همچنین k_{go} ضریب هدایت حرارتی لوله شیشه‌ای خارجی و T_7 دمای سطح خارجی لوله خارجی هستند.

۳-۱-۸- انتقال حرارت از سطح خارجی لوله خارجی به محیط و آسمان

فرآیند انتقال حرارت اتلافی از سطح خارجی لوله خارجی (محل ۷) به محیط به صورت جابه‌جایی و به آسمان به صورت تابشی است. در ادامه این دو نوع فرآیند انتقال حرارت مورد بررسی قرار می‌گیرد: انتقال حرارت تابشی از سطح خارجی لوله خارجی (محل ۷) به آسمان با استفاده از رابطه ۱۶ قابل تعیین است [27]:

$$R'_7 = \frac{1}{\sigma \varepsilon_{go} A_7 (T_7^2 + T_{sky}^2)(T_7 + T_{sky})} \rightarrow q'_7 = \frac{T_7 - T_{sky}}{R'_7} = \sigma \varepsilon_{go} A_7 (T_7^4 - T_{sky}^4) \quad (16)$$

در رابطه ۱۶، R'_7 مقاومت حرارتی تابشی و A_7 مساحت سطح خارجی لوله خارجی هستند. همچنین T_{sky} دمای آسمان به عنوان یک جسم سیاه است. شایان ذکر است، با توجه به مطالعات گذشته، به منظور محاسبه T_{sky} می‌توان از رابطه ۱۷ استفاده کرد [31]:

$$T_{sky} = T_{amb} - 6 \quad (17)$$

در روابط ۱۷، T_{amb} دمای محیط بر حسب کلون است. انتقال حرارت جابه‌جایی از سطح خارجی لوله خارجی (محل ۷) به محیط توسط رابطه ۱۸ قابل تعیین است [27]:

$$R_7 = \frac{1}{h_7 A_7} \rightarrow q_7 = \frac{T_7 - T_{amb}}{R_7} = h_7 A_7 (T_7 - T_{amb}) \quad (18)$$

در رابطه ۱۸، R_7 مقاومت حرارتی جابه‌جایی و h_7 ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی هستند. ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی روی سطح خارجی لوله خارجی وابسته به سرعت باد است که با استفاده از رابطه‌های ۲۱-۱۹ تعیین می‌شود [26]:

$$Re = \frac{V_{wind} D_7}{\vartheta_a} \quad (19)$$

$$Nu = \begin{cases} 0.40 + 0.54 Re^{0.52} & 0.1 < Re < 1000 \\ 0.30 Re^{0.60} & 1000 < Re < 50000 \end{cases} \quad (20)$$

$$h_7 = \frac{Nu k_a}{D_7} \quad (21)$$

در روابط بالا، Re رینولدز جریان هوا، V_{wind} سرعت باد و Nu ناسلت جریان هوا هستند.

شایان ذکر است، بازده اجاق خورشیدی با لوله تحت خلأ با استفاده از رابطه ۲۲ قابل تعیین است:

$$\eta = \frac{q_{useful}}{G A_a} \quad (22)$$

خلأ کامل وجود ندارد. بنابراین همان‌گونه که بیان شد، حرارت اتلافی از سطح خارجی لوله داخلی (محل ۵) به صورت انتقال حرارت جابه‌جایی و تابشی به سطح داخلی لوله خارجی (محل ۶) منتقل می‌شود. در ادامه این دو نوع فرآیند انتقال حرارت مورد بررسی قرار می‌گیرد:

انتقال حرارت تابشی در فضای بین دو لوله با استفاده از رابطه ۱۰ قابل تعیین است [27]:

$$R'_{56} = \frac{\frac{1}{\varepsilon_c} + \frac{1 - \varepsilon_{go}}{\varepsilon_{go}} \left(\frac{D_5}{D_6}\right)}{\sigma A_5 (T_5^2 + T_6^2)(T_5 + T_6)} \rightarrow q'_{56} = \frac{T_5 - T_6}{R'_{56}} = \frac{\sigma A_5 (T_5^4 - T_6^4)}{\frac{1}{\varepsilon_c} + \frac{1 - \varepsilon_{go}}{\varepsilon_{go}} \left(\frac{D_5}{D_6}\right)} \quad (10)$$

در رابطه ۱۰، R'_{56} مقاومت حرارتی تابشی، T_6 دمای سطح داخلی لوله خارجی، A_5 مساحت سطح خارجی لوله داخلی و D_6 قطر داخلی لوله خارجی هستند. همچنین ε_c و ε_{go} به ترتیب ضریب نشر ماده جاذب تابش و لوله شیشه‌ای خارجی هستند.

انتقال حرارت جابه‌جایی در فضای بین دو لوله توسط رابطه ۱۱ تعیین می‌شود [27]:

$$R_{56} = \frac{1}{h_{56} A_5} \rightarrow q_{56} = \frac{T_5 - T_6}{R_{56}} = h_{56} A_5 (T_5 - T_6) \quad (11)$$

در رابطه ۱۱، R_{56} مقاومت حرارتی جابه‌جایی و h_{56} ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی هستند. انتقال حرارت جابه‌جایی در فضای بین دو لوله وابسته به فشار هوا موجود در این فضا است. در صورتی که فشار هوا کمتر از $1333/32$ پاسکال (یک تور) باشد، ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی با استفاده از رابطه ۱۲ تعیین می‌شود [28, 29]:

$$h_{56} = \frac{k_{std}}{\frac{D_5}{2} \ln\left(\frac{D_6}{D_5}\right) + b \lambda \left(\frac{D_5}{D_6} + 1\right)} \quad (12)$$

در رابطه ۱۲، k_{std} ضریب هدایت حرارتی هوا در شرایط استاندارد است. b ضریب برهم‌کنش است که توسط رابطه ۱۳ تعیین می‌شود [28-30]:

$$b = \frac{(2 - a)(9\gamma - 5)}{2a(\gamma + 1)} \quad (13)$$

در رابطه ۱۳، a ضریب تطابق حرارتی بوده که دارای محدوده $0.1/1-0$ است. همچنین γ نسبت گرمای ویژه برای سیال هوا است. در رابطه ۱۲، λ میانگین مسیر آزاد بین دو برخورد متوالی یک مولکول سیال است که توسط رابطه ۱۴ محاسبه می‌شود [28, 29]:

$$\lambda(\text{cm}) = 2.331 \times 10^{-20} \left(\frac{\bar{T}_{56}}{P\delta^2}\right) \quad (14)$$

در رابطه ۱۴، \bar{T}_{56} میانگین دماهای T_5 و T_6 بر حسب کلون است. P فشار هوا در فضای بین دو لوله بر حسب میلی‌متر جیوه (تور) و δ نیز قطر مولکولی هوا بر حسب سانتی‌متر است.

۳-۱-۷- انتقال حرارت هدایتی در لوله خارجی

حرارت اتلافی به صورت انتقال حرارت هدایتی از سطح داخلی لوله

در این مطالعه به منظور بررسی تحلیلی اجاق خورشیدی با لوله تحت خلأ از یک برنامه به زبان برنامه‌نویسی فورترن استفاده شده است. روش حل به منظور بررسی انتقال حرارت در اجاق خورشیدی به صورت زیر بوده و فلوچارت روش حل تحلیلی در شکل ۵ نشان داده شده است.

جابه‌جایی و تابشی از سطح خارجی لوله خارجی است، به عبارت دیگر: $q_{loss} = q_7 + q'_7$.
 ۳- با استفاده از فرآیندهای انتقال حرارتی بیان شده در بخش ۱-۳، دمای سطح داخلی لوله خارجی (T_6)، دمای سطح خارجی لوله داخلی (T_5)، دمای سطح داخلی لوله داخلی (T_4)، دمای سطح خارجی مخزن فولادی (T_3) و دمای سطح داخلی مخزن فولادی (T_2) تعیین می‌شود.

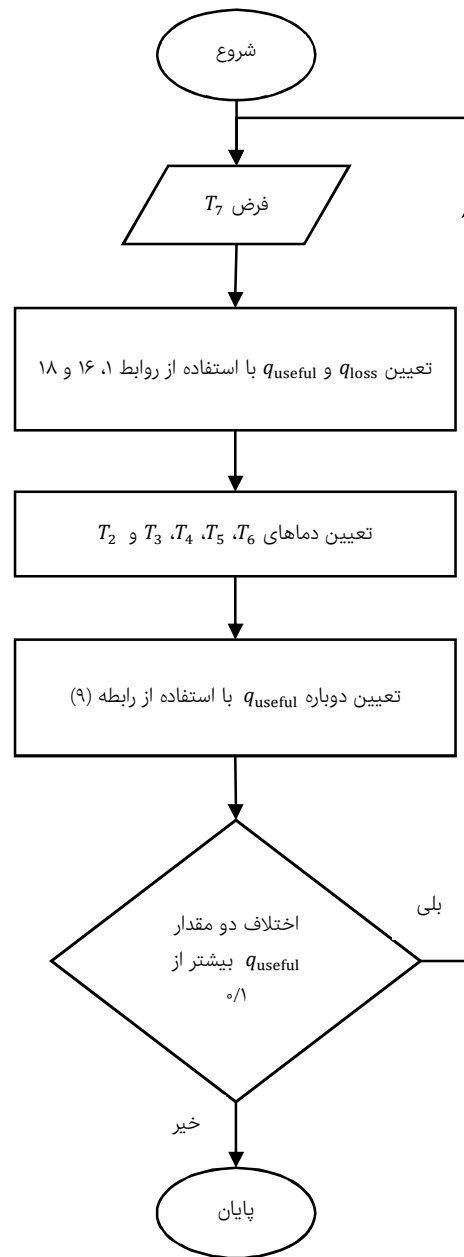
۴- با استفاده از مقدار به دست آمده برای دمای سطح داخلی مخزن فولادی (T_2) از مرحله ۳ و به کمک رابطه حرارت منتقل شده به آب (رابطه ۹)، میزان حرارت مفید (q_{useful}) دوباره تعیین می‌شود.
 ۵- چنانچه اختلاف میان میزان حرارت مفید (q_{useful}) تعیین شده از مرحله‌های ۲ و ۴ بیشتر از ۰/۱ بود، به مرحله ۱ رفته و حدس اولیه برای دمای سطح خارجی لوله خارجی (T_7) باید تغییر کند.

۴- تحلیل و تفسیر نتایج

در این بخش، ابتدا دقت حل تحلیلی به منظور بررسی عملکرد اجاق خورشیدی با لوله تحت خلأ مورد ارزیابی قرار می‌گیرد. در ادامه، تحلیل و تفسیر نتایج بررسی شده بیان می‌شود.

۴-۱- اعتبارسنجی

به منظور اعتبارسنجی مدل‌سازی بیان شده، در بستر آزمایشگاهی، یک مخزن فولادی با آب پر می‌شود و در داخل لوله تحت خلأ قرار می‌گیرد. آزمایش‌ها در تیرماه و در مؤسسه پژوهشی علوم و صنایع غذایی با عرض جغرافیای ۳۶ درجه و طول جغرافیایی ۵۹ درجه انجام شده است. شرایط محیطی در طول آزمایش‌های صورت گرفته به صورت تابش ورودی برابر ۹۰۰ وات بر مترمربع، دمای محیط برابر 35°C و سرعت باد ۰/۳ متر بر ثانیه است. به منظور اعتبارسنجی مدل‌سازی تحلیلی، در آزمایش‌های صورت گرفته، مقادیر تابش دریافتی، دمای محیط و سرعت باد باید تقریباً ثابت باشند. در طول آزمایش‌ها، ثابت‌نگه‌داشتن تابش ورودی به اجاق با تغییر زاویه اجاق خورشیدی صورت گرفته است. همچنین، آزمایش‌ها در نزدیکی ظهر خورشیدی که در آن تغییرات دمای محیط کم بوده، انجام شده است. به منظور ثابت‌نگه‌داشتن سرعت باد در طول آزمایش، بستر آزمایشگاهی در محل مناسبی قرار داده شد که تأثیرپذیری کمتری نسبت به تغییرات سرعت باد در محیط داشته باشد. در این پژوهش به منظور اعتبارسنجی بررسی تحلیلی، مقادیر آزمایشگاهی دمای سطح خارجی مخزن فولادی (T_3) و دمای سطح خارجی لوله خارجی (T_7) پس از رسیدن سیستم به شرایط شبه پایا با نتایج مدل‌سازی تحلیلی مقایسه شده است که در جدول ۴ مشاهده می‌شود. نتایج نشان می‌دهد که اختلاف نتایج تحلیلی و آزمایشگاهی به منظور تعیین دمای سطح خارجی مخزن فولادی و دمای سطح خارجی لوله خارجی به ترتیب ۴/۱۸ و ۵/۲۵٪ است. بنابراین، مدل‌سازی تحلیلی صورت گرفته از دقت مناسبی برخوردار است.



شکل ۵) فلوچارت روش حل تحلیلی

جدول ۴) مقایسه نتایج تحلیلی و تجربی

مشخصه	مقدار تحلیلی (°C)	مقدار تجربی (°C)	درصد خطا (%)
دمای سطح خارجی مخزن فولادی (T_3)	۱۰۲/۵۳	۱۰۷	۴/۱۸
دمای سطح خارجی لوله خارجی (T_7)	۴۰/۹۳	۴۳/۲	۵/۲۵

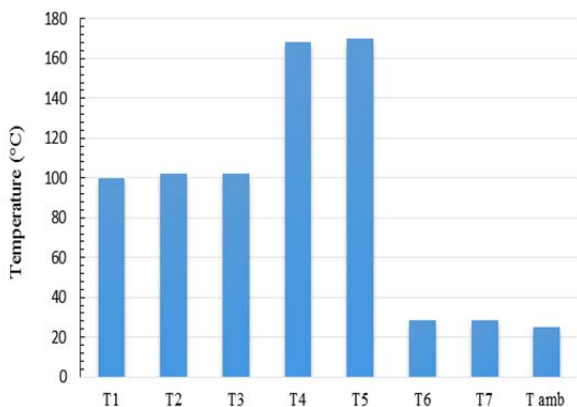
- ۱- ابتدا یک مقدار برای دمای سطح خارجی لوله خارجی (T_7) فرض می‌شود.
- ۲- با استفاده از رابطه‌های ۱۶ و ۱۸ میزان حرارت اتلافی و در نتیجه به کمک رابطه ۱، میزان حرارت مفید تعیین می‌شود (q_{useful})
- ۳- $q_s - q_{loss}$. انتقال حرارت اتلافی برابر مجموع انتقال حرارت

۴-۲- بررسی اجاق خورشیدی در شرایط محیطی مرجع

در این بخش، عملکرد اجاق خورشیدی با لوله تحت خلأ از جنبه‌های مختلف مورد ارزیابی قرار می‌گیرد. به این منظور ابتدا یک شرایط محیطی مرجع برای سیستم در نظر گرفته می‌شود. شرایط محیطی مرجع به صورت تابش ورودی برابر ۸۰۰ وات بر متر مربع، دمای محیط برابر ۲۵°C و سرعت باد یک متر بر ثانیه فرض شده است. همچنین، خواص ترموفیزیک اجزای مختلف اجاق خورشیدی مورد نظر همراه با مخزن فولادی در جدول ۵ درج شده است. در این پژوهش، ابتدا دمای اجزای مختلف اجاق خورشیدی به ازای شرایط محیطی مورد نظر بیان می‌شود. در ادامه، میزان حرارت منتقل شده در اجزای مختلف سیستم مورد بررسی قرار می‌گیرد.

جدول ۵) خواص ترموفیزیک اجاق خورشیدی با لوله تخت خلأ همراه با مخزن فولادی [26, 27]

مقدار	مشخصه
۰/۹۰	ضریب بازتابش در متمرکزکننده
۰/۱۶	ضریب بازتابش پخش در شیشه
۰/۹۲	ضریب عبور تابش در شیشه
۰/۹۲	ضریب جذب ماده جاذب تابش
۰/۸۶	ضریب نشر شیشه
۰/۰۸	ضریب نشر ماده جاذب تابش
۰/۲۲	ضریب نشر فولاد ضدزنگ
۱/۴	ضریب هدایت حرارتی شیشه (W/m.K)
۱۳/۴	ضریب هدایت حرارتی فولاد ضدزنگ (W/m.K)
۰/۰۰۱	فشار هوا در فضای بین دو لوله (تور)



نمودار ۱) دمای اجزای مختلف اجاق خورشیدی با لوله تحت خلأ همراه با مخزن فولادی به ازای شرایط محیطی مرجع

۴-۲-۲- میزان حرارت منتقل شده در اجاق خورشیدی

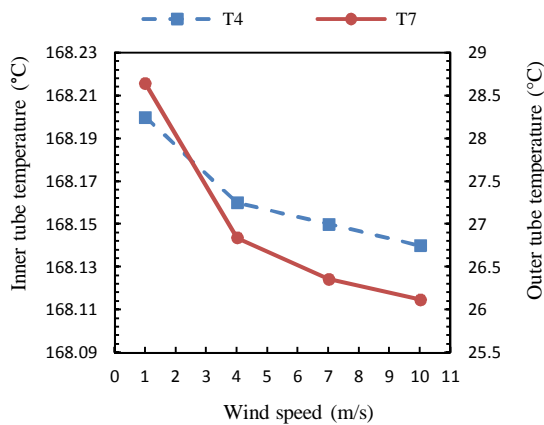
بررسی تحلیلی اجاق خورشیدی با لوله تحت خلأ نشان می‌دهد که با توجه به رابطه ۱، به ازای تابش ورودی ۸۰۰ وات بر متر مربع، میزان تابش جذب شده در سطح بیرونی لوله داخلی (سطح ۵) برابر ۱۳۷/۵۱ وات است. از این مقدار حدود ۱۲/۲۲ وات تلف شده و مابقی به صورت حرارت مفید دریافت می‌شود. بنابراین، حرارت اتلافی تنها ۸/۸۹٪ از حرارت جذب شده را به خود اختصاص می‌دهد. همان‌گونه که بیان شد، این امر به دلیل خلأ موجود در فضای بین دو لوله و کاهش انتقال حرارت جابه‌جایی است (با توجه به جدول ۵، فشار هوا در فضای بین دو لوله حدود ۰/۱ پاسکال است). شایان ذکر است، ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی در فضای بین دو لوله با استفاده از رابطه ۱۲ حدود ۰/۱ وات بر کلون متر مربع است. همچنین، به دلیل ضریب نشر کم ماده جاذب در سطح بیرونی لوله داخلی (۰/۰۸)، تلفات انتقال حرارت تابشی نیز کم است.

جدول ۶ میزان حرارت منتقل شده به دو روش انتقال حرارت جابه‌جایی و تابشی در قسمت‌های مختلف اجاق خورشیدی را نشان می‌دهد. با توجه به جدول، بخش قابل توجهی از حرارت تلف شده از لوله داخلی به دلیل انتقال حرارت تابشی است و سهم انتقال حرارت جابه‌جایی فقط ۰/۱۷ وات از ۱۲/۲۲ وات حرارت تلف شده است. جدول ۶ همچنین نشان می‌دهد، مقدار حرارت اتلافی از لوله خارجی به دلیل انتقال حرارت جابه‌جایی حدود ۱/۵ وات بیشتر از انتقال حرارت تابشی است. براساس بررسی تحلیلی اجاق خورشیدی در شرایط محیطی مرجع، ضریب هدایت حرارتی مؤثر در رابطه ۵ کمتر از ضریب هدایت هوا به دست می‌آید (مراجعه به بخش ۳-۱-۳). بنابراین، فرآیند انتقال حرارت در فضای بین مخزن

۴-۲-۱- دمای اجزای مختلف اجاق خورشیدی

دمای اجزای مختلف اجاق خورشیدی به ازای شرایط محیطی بیان شده در نمودار ۱ نشان داده شده است. با توجه به نمودار ۱، بیشترین دما در بین اجزای مختلف سیستم در سطح خارجی لوله داخلی (سطح ۵) رخ می‌دهد. از آنجا که ماده جاذب تابش روی این سطح قرار دارد، جذب تابش خورشید در این سطح صورت می‌گیرد. در نتیجه، دمای آن به مراتب بیشتر از سایر سطرها است. با توجه به نمودار ۱، دمای سطح ۵، برابر ۱۶۹/۸۵°C است. همان‌گونه که بیان شد، در اجاق خورشیدی مورد نظر به منظور به حداقل رساندن تلفات ناشی از انتقال حرارت جابه‌جایی، هوای موجود در فضای بین دو لوله تخلیه می‌شود و فشار هوا کاهش می‌یابد. همچنین با توجه جدول ۵، ضریب نشر ماده جاذب واقع در روی سطح ۵، برابر ۰/۰۸ است. بنابراین، تلفات ناشی از انتقال حرارت تابشی از لوله داخلی نیز کم است. با توجه به کم بودن تلفات حرارت از سطح خارجی لوله داخلی (سطح ۵) به سطح داخلی لوله خارجی (سطح ۶)، دمای سطح ۶ حدود ۱۴۱/۰۷°C کمتر از دمای سطح ۵ است. همچنین، با توجه به کم بودن مقاومت هدایت حرارتی در لوله خارجی، دمای سطح خارجی لوله خارجی (سطح ۷) اندکی کمتر از سطح ۶ است. همان‌گونه که در نمودار ۱ مشاهده می‌شود، دمای سطح‌های ۶ و ۷ به ترتیب ۲۸/۷۸ و ۲۸/۶۴°C هستند. نتایج نشان می‌دهد که دمای سطح خارجی لوله خارجی (سطح ۷) نیز ۳/۶۴°C بیشتر از دمای محیط (۲۵°C) است. در حالی که همان‌گونه بیان شد، دمای سطح خارجی لوله داخلی (سطح ۵) برابر ۱۶۹/۸۵°C است. بنابراین، اگرچه دمای لوله داخلی اجاق خورشیدی با لوله تحت خلأ به شدت زیاد است، ولی دمای لوله خارجی اجاق که کاربر استفاده‌کننده از اجاق خورشیدی با آن در ارتباط است، نزدیک به دمای محیط است. بنابراین، یکی از مزیت‌های بارز اجاق‌های خورشیدی با لوله تحت خلأ، قابل لمس بودن سطح خارجی آن در

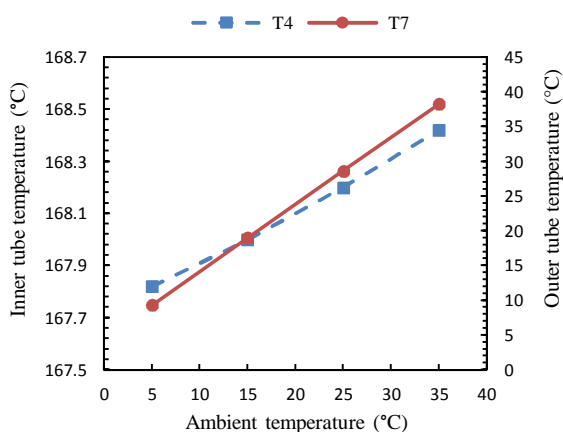
افزایش دمای محیط از ۵ تا ۳۵°C، دمای سطح ۷ از ۹/۳۵ تا ۳۸/۲۷°C افزایش می‌یابد. شایان ذکر است، به‌عنوان نمونه در دمای محیط ۱۵°C، دمای سطح ۷ حدود ۴°C بیشتر از دمای محیط است. همچنین با توجه به اینکه در فضای بین لوله داخلی و خارجی هوا تخلیه می‌شود و ضریب نشر ماده جاذب تابش کم است، تغییرات دمای محیط اثر اندکی بر لوله داخلی دارد. نتایج نشان می‌دهد که با افزایش دمای محیط از ۵ تا ۳۵°C، دمای سطح داخلی لوله داخلی (سطح ۴) حدود ۰/۶°C زیاد می‌شود. در حالی که همان‌گونه بیان شد، تغییرات دمای سطح ۷ حدود ۲۸/۹۲°C است. با توجه به بررسی‌های صورت‌گرفته، با افزایش دمای محیط از ۵ تا ۳۵°C، میزان حرارت اتلافی از ۱۲/۹۶ تا ۱۱/۷۹ وات کاهش می‌یابد. بنابراین با استفاده از رابطه ۲۲، بازده اجاق خورشیدی حدود ۰/۶۵٪ زیاد می‌شود (مراجعه به جدول ۸). همان‌گونه که مشاهده شد، تغییرات دمای محیط، اثر اندکی بر دمای محفظه پخت و بازده اجاق خورشیدی دارد. در نتیجه، یکی دیگر از مزایای استفاده از اجاق‌های خورشیدی با لوله تحت خلأ این است که این اجاق‌ها در محیط‌های با دمای محیط کم کارایی مناسبی دارند.



نمودار ۲) تغییرات دمای سطح داخلی لوله داخلی و سطح خارجی لوله خارجی در اجاق خورشیدی با لوله تحت خلأ نسبت به تغییرات سرعت باد

جدول ۷) اثر تغییرات سرعت باد بر بازده اجاق خورشیدی با لوله تحت خلأ

مشخصه	سرعت باد (m/s)		
	۱۰	۷	۴
بازده (%)	۷۰/۲۵	۷۰/۲۵	۷۰/۲۶



نمودار ۳) تغییرات دمای سطح داخلی لوله داخلی و سطح خارجی لوله خارجی در اجاق خورشیدی با لوله تحت خلأ نسبت به تغییرات دمای محیط

و لوله داخلی، جابه‌جایی آزاد نبوده و به‌صورت رسانش است. با توجه به جدول ۶، مقدار قابل توجهی از حرارت منتقل شده از لوله داخلی به مخزن فولادی به‌صورت رسانش صورت می‌گیرد و انتقال حرارت تابشی تنها ۱۷/۱۴ وات از ۱۲۵/۲۹ وات حرارت مفید منتقل شده را به خود اختصاص می‌دهد. با توجه بررسی‌های صورت‌گرفته، دبی جرمی تبخیر آب و بازده اجاق خورشیدی با استفاده از رابطه‌های ۹ و ۲۲ به‌ترتیب ۵/۵×۱۰^{-۵} کیلوگرم بر ثانیه و ۷۰/۳۱٪ هستند.

جدول ۶) میزان حرارت منتقل شده در قسمت‌های مختلف اجاق خورشیدی با لوله تحت خلأ همراه با مخزن فولادی به‌ازای شرایط محیطی مرجع

حرارت منتقل شده (W)	فضای بین مخزن و لوله داخلی (۳۴)	فضای بین لوله داخلی و خارجی (۵۶)	لوله خارجی و محیط (آسمان)
جابه‌جایی تابشی	۱۰۸/۱۵	۰/۱۷	۶/۸۶
	۱۷/۱۴	۱۲/۰۵	۵/۳۶

۴-۳- تحلیل پارامتری

در این بخش، اثر پارامترهای محیطی بر عملکرد اجاق خورشیدی با لوله تحت خلأ مورد بررسی قرار می‌گیرد. پارامترهای بررسی شده در این پژوهش، سرعت باد در بازه ۱۰-۱ متر بر ثانیه، دمای محیط در بازه ۵-۳۵°C و میزان تابش ورودی در بازه ۴۰۰-۱۰۰۰ وات بر متر مربع هستند. شرایط محیطی مرجع در نظر گرفته شده به‌منظور انجام بررسی‌های پارامتری در بخش ۴-۲ بیان شده است. در بررسی پارامتری، به‌منظور بررسی اثر تغییرات یک پارامتر بر عملکرد اجاق خورشیدی، سایر پارامترهای محیطی مشابه شرایط محیطی مرجع لحاظ شده است.

اثر افزایش سرعت باد بر دمای سطح داخلی لوله داخلی (سطح ۴) و دمای سطح خارجی لوله خارجی (سطح ۷) اجاق خورشیدی در نمودار ۲ نشان داده شده است. با افزایش سرعت باد از یک تا ۱۰ متر بر ثانیه، با استفاده از رابطه‌های ۱۹-۲۱، ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی از ۱۷/۳۳ تا ۶۹/۰۰ وات بر کلومین متر مربع افزایش می‌یابد. بنابراین، میزان تلفات ناشی از انتقال حرارت جابه‌جایی افزایش می‌یابد و در نتیجه دمای سطح ۷ از ۲۸/۶۴ تا ۲۶/۱۲°C کم می‌شود. همان‌گونه که مشاهده می‌شود، میزان کاهش دمای سطح ۷ حدود ۲/۵۲°C است. از آنجا که در فضای بین لوله داخلی و خارجی، هوا تخلیه می‌شود و همچنین ضریب نشر ماده جاذب تابش کم است (۰/۸)، تغییرات سرعت باد اثر اندکی بر لوله داخلی دارد. با توجه به نمودار ۲، با افزایش سرعت باد از یک تا ۱۰ متر بر ثانیه، دمای سطح ۴ از ۱۶۸/۲۰ تا ۱۶۸/۱۴°C کاهش می‌یابد. بررسی‌های تحلیلی نشان می‌دهد که با افزایش سرعت باد، میزان حرارت اتلافی از ۱۲/۲۲ تا ۱۲/۳۲ وات افزایش می‌یابد. بنابراین، همان‌گونه که در جدول ۷ نشان داده شده است، افزایش سرعت باد اثر اندکی بر بازده اجاق خورشیدی با لوله تحت خلأ دارد. شایان ذکر است که با افزایش سرعت باد از یک تا ۱۰ متر بر ثانیه، با استفاده از رابطه ۲۲، بازده اجاق خورشیدی حدود ۰/۰۶٪ کاهش می‌یابد. بنابراین، یکی دیگر از مزایای استفاده از اجاق‌های خورشیدی با لوله تحت خلأ این است که این اجاق‌ها در محیط‌های بادخیز دارای عملکرد مناسبی هستند و کارایی خود را حفظ می‌کنند.

نمودار ۳ تغییرات دمای سطح داخلی لوله داخلی (سطح ۴) و دمای سطح خارجی لوله خارجی (سطح ۷) را به‌ازای افزایش دمای محیط نشان می‌دهد. با توجه به نمودار ۳، تغییرات دمای سطح ۷ وابسته به تغییرات دمای محیط است. نتایج نشان می‌دهد که با

جدول ۸) اثر تغییرات دمای محیط بر بازده اجاق خورشیدی با لوله تحت خلأ

مشخصه	دمای محیط (°C)			
	۳۵	۲۵	۱۵	۵
بازده (%)	۷۰/۵۴	۷۰/۳۱	۷۰/۰۹	۶۹/۸۹

اثر تغییرات تابش ورودی بر دمای سطح داخلی لوله داخلی (سطح ۴) و دمای سطح خارجی لوله خارجی (سطح ۷) در نمودار ۴ نشان داده شده است. همان‌گونه که بیان شد، ماده جاذب تابش در سطح خارجی لوله داخلی (سطح ۵) قرار دارد. بنابراین، تابش خورشیدی در روی لوله داخلی جذب می‌شود. در نتیجه، همان‌گونه که در نمودار ۴ مشاهده می‌شود، تغییرات تابش ورودی، دمای سطح داخلی لوله داخلی (سطح ۴) را به شدت تحت تأثیر قرار می‌دهد. بررسی‌ها نشان می‌دهد که با افزایش تابش ورودی از ۴۰۰ تا ۱۰۰۰ وات بر متر مربع، دمای سطح ۴ از ۱۳۵/۳۱ تا ۱۸۳/۴۰°C زیاد می‌شود. با توجه به تخلیه هوا در فضای بین دو لوله و کوچک بودن ضریب نشر ماده جاذب تابش، تلفات حرارت در اجاق خورشیدی با لوله تحت خلأ اندک است. بنابراین، افزایش تابش ورودی، به مراتب تأثیر کمتری بر دمای سطح ۷ در مقایسه با سطح ۴ دارد. با توجه به نمودار ۴، افزایش دمای سطح ۷ با زیاد شدن تابش ورودی حدود ۲/۵۹°C است. شایان ذکر است، بررسی تحلیلی نشان می‌دهد که با افزایش تابش ورودی از ۴۰۰ تا ۱۰۰۰ وات بر متر مربع، تلفات حرارت از ۸/۰۹ به ۱۴/۴۸ وات می‌رسد. بنابراین، تلفات حرارت حدود ۶/۳۹ وات افزایش می‌یابد. این در حالی است که میزان افزایش حرارت مفید حدود ۹۶/۷۵ وات است. با توجه به جدول ۹، با افزایش تابش ورودی، بازده اجاق خورشیدی از ۶۸/۰۸ تا ۷۰/۶۷٪ زیاد می‌شود. بنابراین همان‌گونه که نشان داده می‌شود، اجاق خورشیدی با لوله تحت خلأ در تابش‌های ورودی مختلف عملکرد مناسبی دارد.

تحلیلی بررسی شدند. همچنین در این پژوهش، اثر پارامترهای محیطی سرعت باد، دمای محیط و تابش ورودی بر عملکرد اجاق خورشیدی مورد نظر مورد مطالعه قرار گرفتند. براساس بررسی‌های صورت‌گرفته، مهم‌ترین نتایج در ادامه بیان می‌شود:

- ۱- مدل تحلیلی ارائه شده دقت کافی برای بررسی پارامتری اجاق خورشیدی با لوله تحت خلأ را دارد.
- ۲- بیشترین دما در بین اجزای مختلف اجاق خورشیدی در سطح خارجی لوله داخلی (سطح ۵) رخ می‌دهد که مقدار آن در شرایط محیطی مرجع برابر ۱۶۹/۸۵°C است.
- ۳- اگرچه دمای لوله داخلی اجاق خورشیدی با لوله تحت خلأ زیاد بوده، ولی دمای لوله خارجی اجاق که کاربر استفاده‌کننده از اجاق خورشیدی با آن در ارتباط است و در شرایط محیطی مرجع تنها ۳/۶۴°C بیشتر از دمای محیط است. بنابراین، یکی از مزیت‌های بارز اجاق‌های خورشیدی با لوله تحت خلأ قابل لمس بودن سطح خارجی آن در حین فرآیند پخت است.
- ۴- در شرایط محیطی مرجع، میزان تابش جذب شده توسط اجاق خورشیدی برابر ۱۳۷/۵۱ وات است که تنها حدود ۸/۸۹٪ آن تلف شده و مابقی به صورت حرارت مفید دریافت می‌شود.
- ۵- تغییرات سرعت باد و دمای محیط، اثر اندکی بر دمای لوله داخلی دارد. در حالی که اثر تغییرات دمای محیط و سرعت باد بر دمای لوله خارجی بارز است.
- ۶- تغییرات تابش ورودی، دمای لوله داخلی را به شدت تحت تأثیر قرار می‌دهد. همچنین با افزایش تابش ورودی از ۴۰۰ تا ۱۰۰۰ وات بر متر مربع، تلفات حرارت تنها حدود ۶/۳۹ وات افزایش می‌یابد.
- ۷- تغییرات شرایط محیطی، اثر اندکی بر بازده اجاق خورشیدی با لوله تحت خلأ دارد. با افزایش سرعت باد از یک تا ۱۰ متر بر ثانیه، بازده اجاق خورشیدی حدود ۰/۰۶٪ کم می‌شود. همچنین، با افزایش دمای محیط از ۵ تا ۳۵°C، بازده اجاق خورشیدی حدود ۰/۶۵٪ افزایش می‌یابد.

تشکر و قدردانی: نویسندگان مقاله از مؤسسه پژوهشی علوم و صنایع غذایی که امکان انجام این پژوهش را فراهم نمود، کمال تشکر و قدردانی را دارند.

تأییدیه اخلاقی: یافته‌های این مقاله (به‌طور کامل یا بخشی از آن) در نشریه دیگری منتشر نشده و همچنین تحت داوری مجله دیگری نیست.

تعارض منافع: پژوهش صورت‌گرفته، تعارض منافعی با سازمان‌ها و اشخاص دیگر ندارد.

سهم نویسندگان: محمد حسین زاده (نویسنده اول)، پژوهشگر کمکی/نگارنده بحث (۱۸٪)؛ سیدمهدی میرزابابائی (نویسنده دوم)، روش‌شناس/پژوهشگر اصلی (۳۰٪)؛ حسین زمانی (نویسنده سوم)، پژوهشگر کمکی/تحلیلگر آماری (۱۸٪)؛ علی فائزبان (نویسنده چهارم)، پژوهشگر کمکی/تحلیلگر آماری (۱۸٪)؛ فرزاد زرین‌کلام (نویسنده چهارم)، پژوهشگر کمکی (۱۶٪)

منابع مالی: منابع مالی این پژوهش از اعتبارات طرح پژوهشی با کد ۲۵۰۹۵۰۰۱ مؤسسه پژوهشی علوم و صنایع غذایی تأمین شده است.

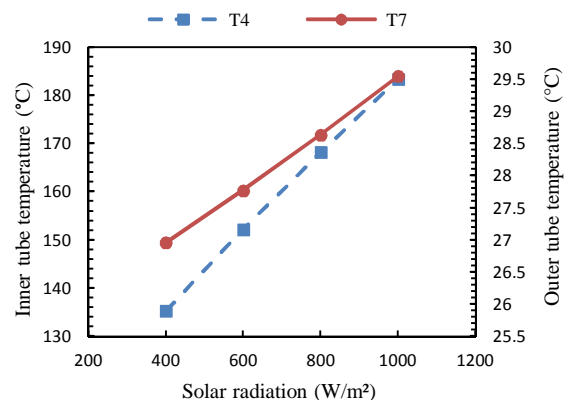
۶- پی‌نوشت

علایم اختصاری

- a ضریب تطابق حرارتی
- A مساحت (متر مربع)
- b ضریب برهم‌کنش

۵- نتیجه‌گیری

در این پژوهش، عملکرد یک اجاق خورشیدی با لوله تحت خلأ از جنبه‌های مختلف مورد ارزیابی قرار گرفت. ابتدا فرآیندهای انتقال حرارت در اجاق خورشیدی بیان شد و در ادامه، دماها و میزان حرارت‌های منتقل شده در اجزای مختلف اجاق خورشیدی به صورت



نمودار ۴) تغییرات دمای سطح داخلی لوله داخلی و سطح خارجی لوله خارجی در اجاق خورشیدی با لوله تحت خلأ نسبت به تغییرات تابش ورودی

جدول ۹) اثر تغییرات تابش ورودی بر بازده اجاق خورشیدی با لوله تحت خلأ

مشخصه	تابش ورودی (W/m²)		
	۱۰۰۰	۸۰۰	۶۰۰
بازده (%)	۷۰/۶۷	۷۰/۳۱	۶۹/۶۲

performance analysis of a solar dryer using an evacuated-tube air collector. *Applied Energy*. 2012;94:232-243.

6- Geddam S, Kumaravel Dinesh G, Sivasankar T. Determination of thermal performance of a box type solar cooker. *Solar Energy*. 2015;113:324-331.

7- Schwarzer K, Da Silva MEV. Solar cooking system with or without heat storage for families and institutions. *Solar Energy*. 2003;75(1):35-41.

8- Chen CR, Sharma A, Tyagi SK, Buddhi D. Numerical heat transfer studies of PCMs used in a box-type solar cooker. *Renewable Energy*. 2008;33(5):1121-1129.

9- Yadav V, Kumar Y, Agrawal H, Yadav A. Thermal performance evaluation of solar cooker with latent and sensible heat storage unit for evening cooking. *Australian Journal of Mechanical Engineering*. 2017;15(2):93-102.

10- Hussein HMS, El-Ghetany HH, Nada SA. Experimental investigation of novel indirect solar cooker with indoor PCM thermal storage and cooking unit. *Energy Conversion and Management*. 2008;49(8):2237-2246.

11- Muthusivagami RM, Velraj R, Sethumadhavan R. Solar cookers with and without thermal storage - a review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2010;14(2):691-701.

12- Saxena A, Varun, Pandey SP, Srivastav G. A thermodynamic review on solar box type cookers. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2011;15(6):3301-3318.

13- Gaur A, Singh OP, Singh SK, Pandey GN. Performance study of solar cooker with modified utensil. *Renewable Energy*. 1999;18(1):121-129.

14- Harmim A, Belhamel M, Boukar M, Amar M. Experimental investigation of a box-type solar cooker with a finned absorber plate. *Energy*. 2010;35(9):3799-3802.

15- Guidara Z, Souissi M, Morgenstern A, Maalej A. Thermal performance of a solar box cooker with outer reflectors: Numerical study and experimental investigation. *Solar Energy*. 2017;158:347-59.

16- Saxena A, Agarwal N. Performance characteristics of a new hybrid solar cooker with air duct. *Solar Energy*. 2018;159:628-637.

17- Khorasanizadeh H, Sabzpooshani M, Nazari S. Design, manufacture and testing a solar bread cooker with concentrator. *Modares Mechanical Engineering*. 2014;13(13):1-13. [Persian]

18- Kumar A, Shukla SK, Kumar A. Heat loss analysis: An approach toward the revival of parabolic dish type solar cooker. *International Journal of Green Energy*. 2018;15(2):96-105.

19- Badran AA, Yousef IA, Joudeh NK, Al Hamad R, Halawa H, Hassouneh HK. Portable solar cooker and water heater. *Energy Conversion and Management*. 2010;51(8):1605-1609.

20- Harmim A, Boukar M, Amar M. Experimental study of a double exposure solar cooker with finned cooking vessel. *Solar Energy*. 2008;82(4):287-289.

21- Farooqui SZ. A review of vacuum tube based solar cookers with the experimental determination of energy and exergy efficiencies of a single vacuum tube based prototype. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2014;31:439-445.

22- Balzar A, Stumpf P, Eckhoff S, Ackermann H, Grupp M. A solar cooker using vacuum-tube collectors with integrated heat pipes. *Solar Energy*. 1996;58(1-3):63-68.

23- Prompuge W, Sirisamphanwong C. Technical

c_p	ظرفیت گرمایی ویژه ($\text{Jkg}^{-1}\text{K}^{-1}$)
D	قطر (متر)
g	شتاب گرانش زمین (ms^{-2})
G	مقدار تابش ورودی (Wm^{-2})
h	ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی ($\text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$)
k	ضریب هدایت حرارتی ($\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$)
L	طول (متر)
\dot{m}	دبی جرمی (kgs^{-1})
Nu	عدد ناسلت
r	شعاع (متر)
P	فشار (تور)
Pr	عدد پرانتل
q	حرارت منتقل شده (وات)
R	مقاومت حرارتی (KW^{-1})
Ra	عدد ریلی
Re	عدد رینولدز
T	دما (کلوین)
V	سرعت (ms^{-1})

علامه یونانی

α	ضریب جذب تابش خورشید
β	ضریب انبساط حرارتی (K^{-1})
γ	نسبت گرماهای ویژه
δ	قطر مولکولی (سانتی‌متر)
ε	ضریب نشر تابش
η	بازده (%)
λ	مسیر آزاد بین دو برخورد متوالی یک مولکول سیال (سانتی‌متر)
μ	لزجت دینامیکی (Nsm^{-2})
ϑ	لزجت سینماتیک (m^2s^{-1})
ρ	ضریب بازتابش
σ	ثابت استفان - بولتزمن
τ	ضریب عبور تابش خورشید

زیرنویس

a	هوا
amb	محیط
c	ماده جاذب تابش
d	تابش پخش
fg	تبخیر
gi	لوله شیشه‌ای داخلی
go	لوله شیشه‌ای خارجی
loss	اتلاف
s	فولاد ضدزنگ
sky	آسمان
std	شرایط استاندارد
wind	باد

منابع

1- Yazdanpanahi J, Sarhaddi F, Mahdavi Adeli M. Experimental investigation of exergy efficiency of a solar Photovoltaic Thermal (PVT) water collector based on exergy losses. *Solar Energy*. 2015;118:197-208.

2- Al-Shamani AN, Yazdi MH, Alghoul MA, Abed AM, Ruslan MH, Mat S, et al. Nanofluids for improved efficiency in cooling solar collectors - a review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2014;38:348-367.

3- Xue HS. Experimental investigation of a domestic solar water heater with solar collector coupled phase-change energy storage. *Renewable Energy*. 2016;86:257-261.

4- El-Sebaei AA, El-Bialy E. Advanced designs of solar desalination systems: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2015;49:1198-1212.

5- Lamnatou C, Papanicolaou E, Belessiotis V, Kyriakis N. Experimental investigation and thermodynamic

National Renewable Energy Lab; 2003 [cited 2017 Sep 4]. Available from: <http://bit.ly/2DFxqyB>

29- Ratzel AC, Hickox CE, Gartling DK. Techniques for reducing thermal conduction and natural convection heat losses in annular receiver geometries. *Journal of Heat Transfer*. 1979;101(1):108-113.

30- Padilla RV, Demirkaya G, Yogi Goswami D, Stefanakos E, Rahman MM. Heat transfer analysis of parabolic trough solar receiver. *Applied Energy*. 2011;88(12):5097-5110.

31- Sarhaddi F, Farahat S, Ajam H, Behzadmehr A. Exergetic performance assessment of a solar Photovoltaic Thermal (PV/T) air collector. *Energy and Buildings*. 2010;42(11):2184-2199.

32- Wu SY, Guo FH, Xiao L. A review on the methodology for calculating heat and exergy losses of a conventional solar PV/T system. *International Journal of Green Energy*. 2015;12(4):379-397.

performance for heat storage of solar cooker using vegetable oil as working fluid. *Journal of Renewable Energy and Smart Grid Technology*. 2018;13(1).

24- Stumpf P, Balzar A, Eisenmann W, Wendt S, Ackermann H, Vajen K. Comparative measurements and theoretical modelling of single- and double-stage heat pipe coupled solar cooking systems for high temperatures. *Solar Energy*. 2001;71(1):1-10.

25- Lof GOG. Recent investigations in the use of solar energy for cooking. *Solar Energy*. 1963;7(3):125-133.

26- Duffie JA, Beckman WA. *Solar engineering of thermal processes*. Hoboken NJ: John Wiley & Sons; 2013.

27- Bergman TL, Incropera FP, De Witt DP, Lavine AS. *Fundamentals of heat and mass transfer*. Hoboken NJ: John Wiley & Sons; 2011.

28- Forristall R. Heat transfer analysis and modeling of a parabolic trough solar receiver implemented in engineering equation solver [Internet]. Golden CO: