

Numerical Investigation of the Thermal Performance of a Parabolic Trough Solar Collector Using Twisted Tapes Inside the Absorber Tube

Ali Masodabadi Arani^a, Mojtaba Moravej^{b1}, Nadereh Tabrizi^c

^{a,b} Department of Mechanical Engineering, Payame Noor University, Tehran, Iran

^c Agricultural Engineering Research Department, West Azerbaijan Agricultural and Natural Resources Research and Education Center, AREEO, Urmia, Iran

Abstract

Solar energy, as one of the most important clean energy sources, plays a significant role in sustainable development, and parabolic trough solar collectors are among the most widely used technologies for medium-temperature thermal applications. In this study, the thermal performance of a parabolic trough solar collector was investigated using computational fluid dynamics. The effects of parameters including absorber tube rotational speed (10 and 15 rad/s), tube material (copper, brass, and nickel), and wall thickness (1.45–1.85 mm) on the thermal and hydrodynamic behavior of the system were analyzed. The results showed that increasing the rotational speed of the tube enhanced flow mixing, reduced the boundary layer thickness, and improved heat transfer performance. Among the investigated materials, the copper tube provided the highest thermal efficiency and fluid outlet temperature due to its superior thermal conductivity. In addition, increasing the wall thickness led to a reduction in heat transfer because of the increased thermal resistance. This reduction was approximately 25% for the nickel tube and 7.7% for the copper tube. The inlet water temperature was considered to be 293 K, with a volumetric flow rate of 2 L/min. As the Reynolds number increased from 250 to 550, the convective heat transfer coefficient increased under all conditions. The use of two twisted tapes inside the absorber tube also improved heat transfer by generating vortex flow and increasing the Nusselt number. The findings of this study can contribute to the optimization of the design and enhancement of the efficiency of parabolic trough solar collectors.

Keywords: Parabolic trough collector, Twisted strip, CFD simulation, Nanofluid, Thermal efficiency

¹ Corresponding Author: Email: Moravej60@pnu.ac.com

Introduction

The rapid increase in energy consumption and dependence on fossil fuels have intensified environmental problems, making renewable energy systems increasingly important [1, 2]. Among renewable sources, solar energy is considered one of the most sustainable options, especially in regions with high solar irradiation such as Iran [3]. Previous studies have shown that nanofluids and turbulence-enhancing devices, such as twisted tapes, can significantly improve the thermal performance of parabolic trough collectors by enhancing fluid mixing and heat transfer [4–10]. Research has reported improvements in collector efficiency, heat transfer rate, and Nusselt number through the use of metallic nanofluids, spiral turbulators, and rotating absorber tubes [11–16]. However, most existing studies have examined only a limited number of parameters. Therefore, the present work develops a three dimensional CFD model to investigate the combined effects of twisted tapes, tube material and thickness, rotational speed, and $\text{Al}_2\text{O}_3/\text{water}$ nanofluid on the thermal performance of a parabolic trough collector [17,18]. The study aims to provide practical insights for the design of high efficiency solar collectors with lower thermal losses.

Methodology

In this study, computational fluid dynamics (CFD) was employed to analyze fluid flow and heat transfer in a parabolic trough collector system. The model consisted of a cylindrical absorber tube with a length of 1 m and an outer diameter of 60.33 mm, equipped with twisted tapes mounted around a central rod. The tapes were designed with a 720° twist angle and a pitch of 50 mm to enhance flow turbulence and heat transfer. To evaluate the effect of turbulator number, three configurations including one pair, two pairs, and three pairs of twisted tapes positioned 180° apart were investigated. The absorber tube was discretized using 826,843 hexahedral mesh elements, as illustrated in Figure 2. The geometry was first designed in SolidWorks 2023 and then imported into ANSYS Fluent 2024 R1 for simulation. A non-uniform heat flux, dependent on the solar incidence angle, was applied to the tube surface.

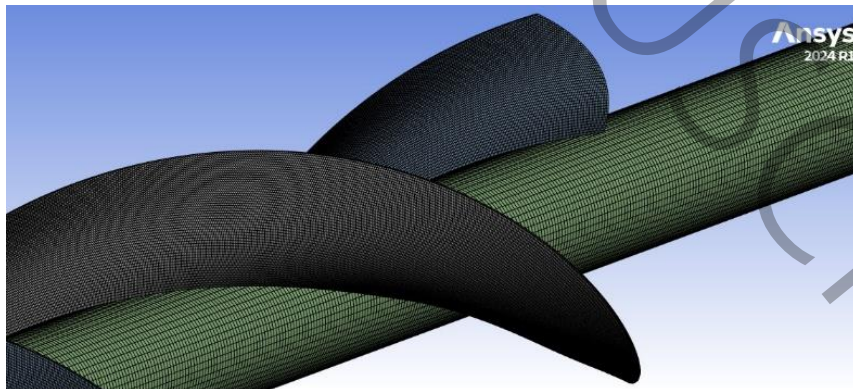


Figure .2. Details of the computational grid and mesh quality in the regions of the twisted tapes and the absorber tube wall.

Results and Discussion

In this study, the fluid flow inside the absorber tube was modeled under laminar conditions with an inlet flow rate of 2 L/min and an inlet water temperature of 293 K. Thermal and velocity boundary conditions were applied according to Table 1. Mesh independence analysis showed that hexahedral elements provided stable and convergent results, while tetrahedral meshes led to fluctuating temperature predictions. Therefore, a hexahedral mesh with at least (2×10^6) elements was selected for the simulations. The results indicated that the fluid velocity gradually stabilized along the tube length, while the maximum fluid temperature increased rapidly near the inlet and then approached a nearly constant value toward the outlet. Figure 7 illustrates the variation of the mean fluid temperature at the collector outlet for different tube thicknesses and materials under various rotational speeds. Copper tubes produced the highest outlet temperatures under all conditions, confirming their superior heat transfer capability. At a rotational speed of 10 rad/s, brass tubes showed the second-best thermal performance across all thicknesses. However, when the rotational speed increased to 15 rad/s, the thermal performance of brass tubes decreased noticeably, and at thicknesses of 1.75 mm and above, their outlet temperatures became even lower than those of nickel tubes. In contrast, copper and nickel tubes showed less sensitivity to changes in rotational speed, with their temperature profiles remaining nearly unchanged except at the largest thickness of 1.85 mm. Overall, copper tubes achieved the highest mean outlet fluid temperature, followed by brass and nickel tubes, respectively.

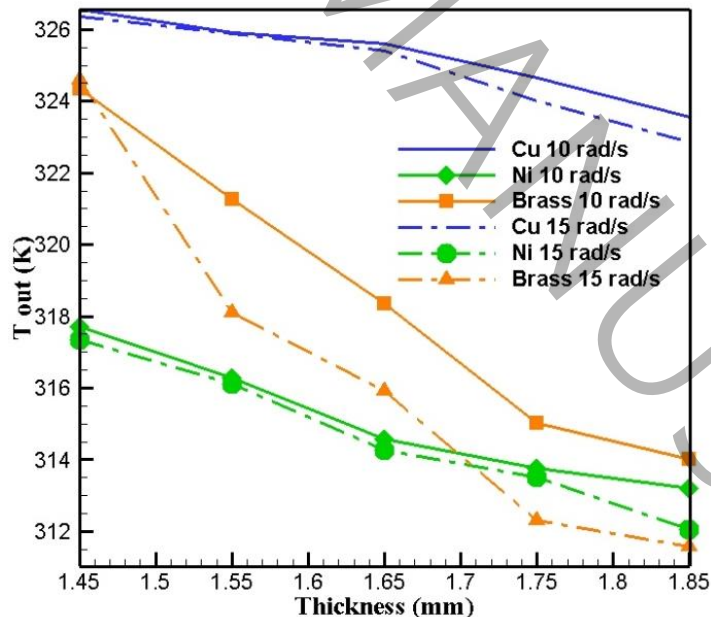


Figure 7. Variations of the mean fluid temperature at the collector outlet for different tube thicknesses and materials (copper, brass, and nickel) under various rotational speeds.

The fluid temperature reached about 330 K at 0.25 m, increased to 347 K at the tube midpoint, and finally stabilized around 351 K near the outlet. The findings also demonstrated that using nanofluids together with twisted tape turbulators significantly enhanced the Nusselt number and

heat transfer performance compared with pure water. Increasing the number of turbulators from one to three further improved thermal performance due to stronger mixing and higher flow disturbance. In all cases, higher Reynolds numbers led to better heat transfer characteristics, with the best thermal performance achieved using the nanofluid combined with three turbulators at the highest Reynolds number showed in figure 15.

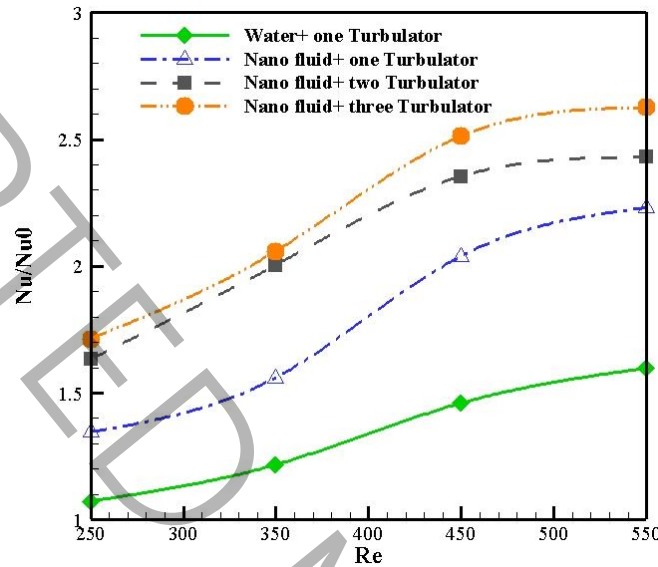


Figure .15. Comparison of the effects of nanofluid and the number of turbulators on the Nusselt number ratio at different Reynolds numbers.

Conclusion

The results showed that rotating the absorber tube improved fluid mixing and enhanced heat transfer in the parabolic trough collector. Higher rotational speeds increased the fluid temperature near the tube wall, while increasing the Reynolds number improved the convective heat transfer coefficient. Copper tubes achieved the best thermal performance due to their high thermal conductivity, whereas nickel tubes showed the lowest efficiency. Increasing tube thickness reduced heat transfer because of higher thermal resistance. Twisted tapes also enhanced heat transfer by generating vortex flow and turbulence. However, using more than two pairs of twisted tapes produced only minor improvements while increasing pressure drop. Therefore, two pairs of twisted tapes were identified as the optimal configuration.

References

- [1] Solar Radiation, in: Solar Engineering of Thermal Processes, 2013, pp. 3-42.
- [2] N. Enteria, A. Akbarzadeh, Solar Energy Sciences and Engineering Applications, 2013.
- [3] M. Rouhandeh, A. Ahmadi, M. Mirhosseini, R. Alirezaei, Economic energy supply using renewable sources such as solar and wind in hard-to-reach areas of Iran with two different geographical locations, Energy Strategy Reviews, 55 (2024) 101494.

- [1] Solar Radiation, in: Solar Engineering of Thermal Processes, 2013, pp. 3-42.
- [2] N. Enteria, A. Akbarzadeh, Solar Energy Sciences and Engineering Applications, 2013.
- [3] M. Rouhandeh, A. Ahmadi, M. Mirhosseini, R. Alirezaei, Economic energy supply using renewable sources such as solar and wind in hard-to-reach areas of Iran with two different geographical locations, Energy Strategy Reviews, 55 (2024) 101494.
- [4] S. Kolahkaj, M. Moravej, A. Ghafouri, Thermal performance of a flat-plate solar collector using elliptical riser tubes and magnesium oxide nanofluid, International Journal of Ambient Energy, 45(1) (2024) 2323642.
- [5] A.J. Larki, A. Ghafouri, E. Assareh, M. Moravej, Numerical investigation of the influence of a rotating vortex generator array on the performance of a thermal storage system, Journal of Building Engineering, 55 (2022) 104640.
- [6] R. Bahoosh, A. Nazeri, M. Changizian, M. Moravej, Fabrication of Solar Desalination System and Experimental Investigation of its Performance, Located in Ahvaz City, Journal of Heat and Mass Transfer Research, 9(2) (2022) 255-268.
- [7] E. Bellos, C. Tzivanidis, D. Tsimpoukis, Enhancing the performance of parabolic trough collectors using nanofluids and turbulators, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 91 (2018) 358-375.
- [8] N. Abed, I. Afgan, H. Iacovides, A. Cioncolini, I. Khurshid, A. Nasser, Thermal-Hydraulic Analysis of Parabolic Trough Collectors Using Straight Conical Strip Inserts with Nanofluids, Nanomaterials (Basel, Switzerland), 11(4) (2021).
- [9] P. Liu, J. Wu, L. Chen, Z. Liu, W. Liu, Numerical analysis and multi-objective optimization design of parabolic trough receiver with ribbed absorber tube, Energy Reports, 7 (2021) 7488-7503.
- [10] F.L. Rashid, M.A. Al-Obaidi, H.I. Mohammed, H. Togun, S. Ahmad, A. Ameen, A review of the current situation and prospects for nanofluids to improve solar still performance, Journal of Thermal Analysis and Calorimetry, 149(23) (2024) 13511-13531.
- [11] Z. Said, E. Bellos, H. Muhammad Ali, S. Rahman, C. Tzivanidis, Nanofluids, turbulators, and novel working fluids for heat transfer processes and energy applications: Current status and prospective, Applied Thermal Engineering, 258 (2025) 124478.
- [12] M. Pourfallah, E. Languri, Optimization of Heat Transfer in Parabolic Trough Collectors Using Advanced Turbulator Designs and Nanofluids, Journal of Energy and Power Technology, 07(01) (2025) 003.
- [13] A.M. Norouzi, M. Siavashi, R. Ahmadi, M. Tahmasbi, Experimental study of a parabolic trough solar collector with rotating absorber tube, Renewable Energy, 168 (2021) 734-749.
- [14] I. Razzaq, W. Xinhua, G. Rasool, T. Sun, A.S. Shflot, M.Y. Malik, K. Abbas, S. Ali, A. Ali, Nanofluids for Advanced Applications: A Comprehensive Review on Preparation Methods, Properties, and Environmental Impact, ACS omega, 10(6) (2025) 5251-5282.
- [15] W. Guo, G. Li, Y. Zheng, C. Dong, Laminar convection heat transfer and flow performance of Al₂O₃-water nanofluids in a multichannel-flat aluminum tube, Chemical Engineering Research and Design, 133 (2018) 255-263.
- [16] Z. Esmaeili, S. Akbarzadeh, S. Rashidi, M.S. Valipour, Effects of hybrid nanofluids and turbulator on efficiency improvement of parabolic trough solar collectors, Engineering Analysis with Boundary Elements, 148 (2023) 114-125.
- [17] M. Zaboli, S. Saedodin, S.S.M. Ajarostaghi, N. Karimi, Recent progress on flat plate solar collectors equipped with nanofluid and turbulator: state of the art, Environmental science and pollution research international, 30(51) (2023) 109921-109954.

- [18] Z. Said, A. Mwesigye, L. Syam Sundar, A.K. Tiwari, K. Balasubramanian, H.M. Ali, E. Bellos, C. Gim, M.S. Ahmed, J.-Y. Hwang, Sustainable Thermal Solutions: Enhancing Heat Transfer with Turbulators and Nanofluids, *Advanced Energy and Sustainability Research*, 6(5) (2025) 2400335.
- [19] A.M. Norouzi, M. Siavashi, M.K. Oskouei, Efficiency enhancement of the parabolic trough solar collector using the rotating absorber tube and nanoparticles, *Renewable energy*, 145 (2020) 569-584.
- [20] D.L. Logan, *A first course in the finite element method*, Thomson, 2011.
- [21] <https://www.asminternational.org/materials-resources/online-databases/>
- [22] A.H. Committee, *Properties and Selection: Nonferrous Alloys and Special-Purpose Materials*, ASM International, 1990.
- [23] https://www.engineeringtoolbox.com/thermal-conductivity-metals-d_858.html
- [24] M. Devarajan, N. Parasumanna Krishnamurthy, M. Balasubramanian, B. Ramani, S. Wongwises, K. Abd El-Naby, R. Sathyamurthy, Thermophysical properties of CNT and CNT/Al₂O₃ hybrid nanofluid, *Micro & Nano Letters*, 13(5) (2018) 617-621.
- [25] A. Rahimi Gheynani, O. Ali Akbari, M. Zarringhalam, G. Ahmadi Sheikh Shabani, A.A. Alnaqi, M. Goodarzi, D. Toghraie, Investigating the effect of nanoparticles diameter on turbulent flow and heat transfer properties of non-Newtonian carboxymethyl cellulose/CuO fluid in a microtube, *International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow*, 29(5) (2019) 1699-1723.
- [26] M. Outokesh, S.S.M. Ajarostaghi, A. Bozorgzadeh, K. Sedighi, Numerical evaluation of the effect of utilizing twisted tape with curved profile as a turbulator on heat transfer enhancement in a pipe, *Journal of Thermal Analysis & Calorimetry*, 140(3) (2020).

بررسی عددی عملکرد حرارتی کلکتور سهموی خطی خورشیدی با استفاده از نوارهای

تابیده درون لوله جاذب

علی مسعودآبادی آرانی^۱، مجتبی مروج^{۲*}، نادره تبریزی^۳

۱- دانشجوی گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه پیام نور، تهران، ایران

۲- گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه پیام نور، تهران، ایران

۳- بخش فنی مهندسی مرکز تحقیقات و آموزش کشاورزی و منابع طبیعی استان آذربایجان غربی، سازمان تحقیقات، آموزش و ترویج کشاورزی، ارومیه، ایران

*moravej60@pnu.ac.ir

چکیده

انرژی خورشیدی به عنوان یکی از مهم ترین منابع انرژی پاک، نقش مهمی در توسعه پایدار دارد و کلکتورهای خورشیدی سهموی خطی از فناوریهای پرکاربرد در کاربردهای حرارتی دما متوسط به شمار می روند. در این پژوهش، عملکرد حرارتی یک کلکتور خورشیدی سهموی خطی با استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی بررسی شد. اثر پارامترهایی شامل سرعت دورانی لوله جاذب (۱۰ و ۱۵ رادیان بر ثانیه)، جنس لوله (مس، برنج و نیکل) و ضخامت دیواره (۱/۴۵ تا ۱/۸۵ میلی متر) بر رفتار حرارتی و هیدرودینامیکی سیستم تحلیل گردید. نتایج نشان داد که افزایش سرعت دورانی لوله موجب تقویت اختلاط جریان، کاهش ضخامت لایه مرزی و بهبود انتقال حرارت می شود. در میان مواد بررسی شده، لوله مسی به دلیل رسانش حرارتی بالاتر، بیشترین بازده حرارتی و دمای خروجی سیال را ایجاد کرد. همچنین افزایش ضخامت دیواره به دلیل افزایش مقاومت حرارتی، باعث کاهش انتقال حرارت شد. به طوری که این کاهش برای لوله نیکلی حدود ۲۵ درصد و برای لوله مسی ۷/۷ درصد بود. دمای ورودی آب ۲۹۳ کلوین و دبی حجمی آن ۲ لیتر بر دقیقه در نظر گرفته شد. با افزایش عدد رینولدز از ۲۵۰ به ۵۵۰، ضریب انتقال حرارت جابه جایی در همه حالات افزایش یافت. استفاده از دو نوار تابیده در لوله جاذب نیز با ایجاد جریان گردابه ای و افزایش عدد ناسلت، انتقال حرارت را بهبود داد. نتایج این مطالعه می تواند در بهینه سازی طراحی و افزایش کارایی کلکتورهای خورشیدی سهموی خطی مؤثر باشد.

کلمات کلیدی: کلکتور خورشیدی سهموی خطی، دینامیک سیالات محاسباتی (CFD)، چرخش لوله جاذب، نانوسیال، بازده حرارتی.

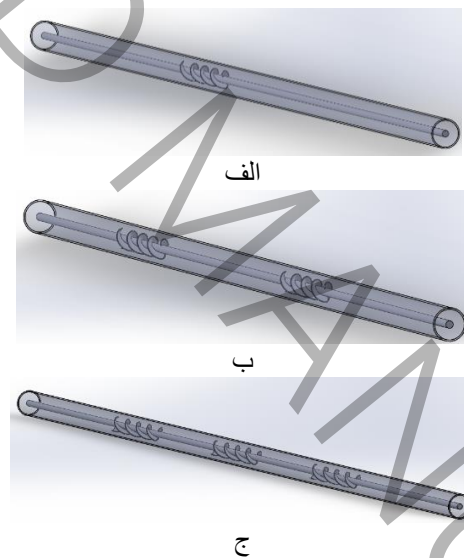
افزایش بی‌رویه مصرف انرژی در دهه‌های اخیر و وابستگی شدید اقتصاد جهانی به سوخت‌های فسیلی، سبب بروز بحران‌های زیست‌محیطی از جمله گرمایش جهانی و انتشار گازهای گلخانه‌ای شده است. این وضعیت، لزوم توسعه‌ی سامانه‌های مبتنی بر انرژی‌های تجدیدپذیر را بیش از پیش آشکار ساخته است. در میان منابع مختلف انرژی پاک، انرژی خورشیدی به‌عنوان منبعی پایدار، نامحدود و عاری از آلودگی، یکی از گزینه‌های اصلی برای دستیابی به توسعه‌ی پایدار محسوب می‌شود. [1, 2] ایران به‌دلیل موقعیت جغرافیایی مناسب و شدت تابش خورشیدی بالا، از پتانسیل بالایی برای بهره‌برداری از انرژی خورشید برخوردار است، به‌ویژه در مناطق مرکزی و جنوبی کشور که میزان تابش فراتر از ۲۰۰۰ کیلووات‌ساعت بر مترمربع در سال گزارش شده است [3]. با توجه به بحران جهانی کمبود آب و نیاز روزافزون به انرژی‌های پاک، استفاده از کلکتورهای خورشیدی برای تولید آب شیرین و بهبود بازده حرارتی اهمیت ویژه‌ای یافته است. پژوهش‌های پیشین نشان داده‌اند که به‌کارگیری نانوسیالات و المان‌های آشفته‌گی مانند نوارهای تابیده یا گردابه‌سازهای چرخان، عملکرد حرارتی سامانه‌های خورشیدی و ذخیره‌سازی انرژی را به‌طور چشمگیری بهبود می‌دهد [4-6]. یکی از فناوری‌های کلیدی در تبدیل انرژی خورشید به گرما، کلکتورهای سهموی خطی^۱ (PTCs) هستند که با تمرکز پرتوهای خورشیدی بر روی لوله‌ی جاذب، امکان تولید حرارت در بازه‌ی دمایی متوسط تا بالا را فراهم می‌سازند [7]. این کلکتورها در مقایسه با سامانه‌های تخت، بازده حرارتی بالاتری داشته و به‌دلیل ساختار اپتیکی متمرکزکننده، در نیروگاه‌های حرارتی خورشیدی، سیستم‌های گرمایش صنعتی و حتی آب‌شیرین‌کن‌های حرارتی کاربرد گسترده‌ای دارند [8, 9]. با این حال، بازده واقعی این کلکتورها به‌شدت تحت تأثیر تلفات حرارتی لوله جاذب و یکنواختی جریان سیال درون آن است. تحقیقات متعددی در دو دهه اخیر به بهبود عملکرد حرارتی PTC ها از طریق اصلاح هندسه‌ی لوله جاذب و بهبود خواص سیال عامل پرداخته‌اند [6-8]. از جمله راهکارهای مؤثر، استفاده از المان‌های افزایش‌دهنده اغتشاش جریان مانند نوارهای تابیده^۲ در داخل لوله است که موجب ایجاد گردابه‌های ثانویه و بهبود جابه‌جایی حرارتی بین دیواره و سیال می‌شود. بر اساس تحقیقات انجام شده نوارهای تابیده با گام بهینه، می‌توانند تا ۴۰ درصد ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی را نسبت به حالت صاف افزایش دهند. در همین راستا، پژوهش‌های جدیدی در زمینه ترکیب توربولاتورها با سیالات نوین، نظیر نانوسیالات، صورت گرفته است تا تأثیر هم‌افزایی این دو عامل بر بهبود بازده بررسی شود [10]. ظفر و همکاران، مدلی جامع از عملکرد حرارتی سامانه‌های خورشیدی ارائه کرده و نشان دادند که استفاده از نانوسیالات فلزی در لوله جاذب باعث بهبود ۱۸ درصد در بازده انرژی کلکتور می‌شود [11]. به‌طور مشابه، پژوهش بیان کرد که افزودن توربولاتور مارپیچی در لوله جاذب کلکتور سهموی، بدون افزایش قابل‌توجه افت فشار، نرخ انتقال حرارت را حدود ۲۵ درصد افزایش می‌دهد [12]. همچنین، تحلیل عددی نشان داد که اعمال چرخش مکانیکی به لوله جاذب موجب افزایش هم‌زمان انتقال حرارت و اختلاط لایه‌های سیال شده و می‌تواند به کاهش تلفات حرارتی سطحی کمک کند [13]. افزودن نانوسیالات نیز به‌عنوان یکی از مؤثرترین روش‌های ارتقای بازده حرارتی شناخته شده است. نانوسیالات، با ترکیب ذرات نانو با پایه‌ی سیالات معمول (مانند آب یا روغن حرارتی)، موجب افزایش هدایت گرمایی و عدد ناسلت می‌شوند [14]. مطالعات اخیر نشان داده‌اند که نانوسیال آب اکسید آلومینیوم با غلظت حجمی پایین (کمتر از ۱ درصد) می‌تواند تا ۱۲ درصد انتقال حرارت در لوله‌های جاذب را بهبود دهد [11, 15]. ترکیب هم‌زمان

¹ Parabolic Trough Collectors

² Twisted Strips

توربولاتورهای هندسی با نانوسیالات، راهبردی دوگانه برای افزایش کارایی حرارتی و کاهش اتلاف انرژی در سیستم‌های PTC به شمار می‌رود [16]. با وجود پیشرفت‌های قابل توجه، مرور ادبیات اخیر نشان می‌دهد که اغلب پژوهش‌ها به بررسی یک یا دو پارامتر محدود مانند نوع سیال یا شکل توربولاتور پرداخته‌اند، در حالی که تحلیل هم‌زمان تأثیر جنس لوله، ضخامت دیواره، سرعت دوران و تعداد نوارهای تابیده شده (توربولاتور)، در حضور نانوسیال کمتر مورد توجه قرار گرفته است [17, 18]. از این رو، انجام مدل‌سازی جامع و دقیق با استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی (CFD)^۱ می‌تواند به درک بهتر رفتار حرارتی و هیدرودینامیکی سیستم منجر شود.

در این پژوهش، یک مدل سه‌بعدی دینامیکی از کلکتور سهموی خطی خورشیدی توسعه داده شده است، شکل ۱ تأثیر ترکیبی نوارهای تابیده شده، جنس و ضخامت لوله جاذب، سرعت دوران لوله و استفاده از نانوسیال آب - Al_2O_3 بر عملکرد حرارتی و بازده سیستم ارزیابی شود. هدف اصلی، تحلیل دقیق رفتار حرارتی سیستم در شرایط واقعی، پایا و ارائه بینشی مهندسی برای طراحی نسل جدید کلکتورهای خورشیدی با بازده بالا و تلفات حرارتی پایین است. نوآوری تحقیق حاضر در ارائه مدلی جامع و هم‌زمان از چند پارامتر مؤثر است که می‌تواند در بهینه‌سازی طراحی صنعتی کلکتورهای سهموی نقش کلیدی ایفا کند.



شکل (۱): نحوه قرار گیری نوار تابیده شده در داخل مجرا در حالت‌هایی که الف) جفت نوار، ب) ۲ جفت نوار و ج) ۳ جفت نوار

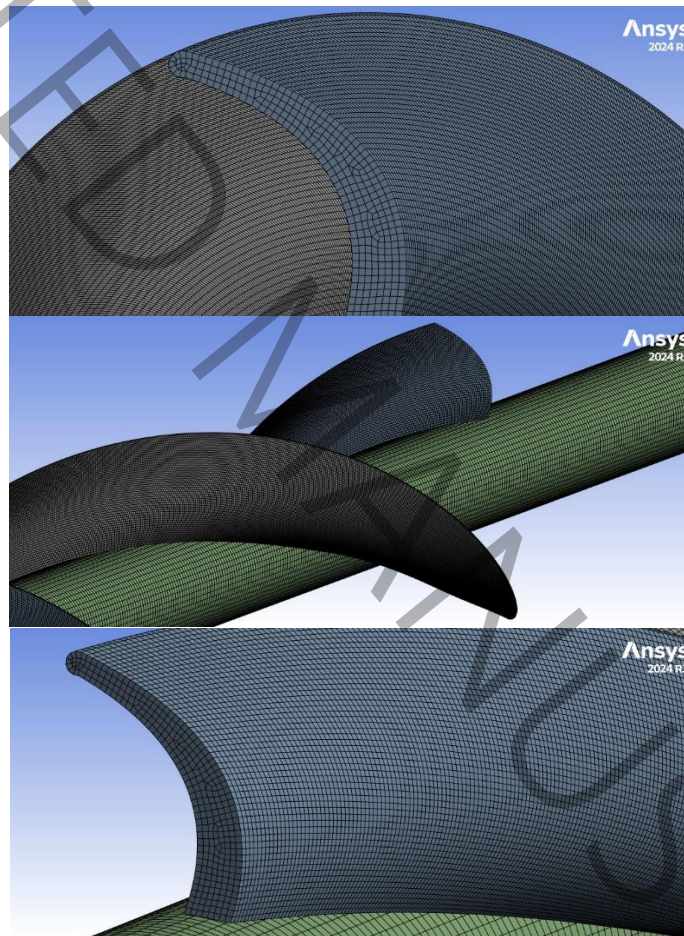
Figure. 1. Arrangement of twisted tapes inside the channel for configurations with (a) one pair of tapes, (b) two pairs of tapes, and (c) three pairs of tapes.

الگوسازی نظری و مدل عددی

در این پژوهش از روش دینامیک سیالات محاسباتی استفاده شده که به‌عنوان یکی از ابزارهای پر قدرت در تحلیل جریان و انتقال حرارت در سیستم‌های انرژی حرارتی شناخته می‌شود. هندسه مورد استفاده شامل یک لوله جاذب استوانه‌ای با طول ۱ متر و قطر خارجی ۶۰/۳۳ میلی‌متر می‌باشد که در مرکز آن نوارهای تابیده نصب شده‌اند. نوارها با زاویه پیش‌پیش ۷۲۰ درجه (معادل دو دور

¹ Computational Fluid Dynamics

کامل) و گام ۵۰ میلی‌متر طراحی شده‌اند تا اغتشاش جریان را بهینه کنند. در مرحله بعدی مدل‌سازی، میله مرکزی به طول ۱ متر طراحی گردید که نوار مارپیچی به دور آن پیچیده می‌شود. بر روی این میله اصلی، دو عدد از نوارهای تابیده شده طراحی شده با زاویه فاصله ۱۸۰ درجه نسبت به هم (یعنی در موقعیت مخالف یکدیگر) نصب می‌گردد. به گونه‌ای اجرا شده که دو نوار به صورت دقیقاً روبروی هم قرار گیرند و ساختاری متعادل ایجاد کنند. برای بررسی اثر تعداد نوارهای تابیده، سه حالت: یک جفت نوار تابیده، دو جفت و سه جفت نوار تابیده با زاویه‌های ۱۸۰ درجه نسبت به یکدیگر در نظر گرفته شد. لوله جاذب با استفاده از ۸۲۶،۸۴۳ المان مکعبی شکل مش‌بندی شده است. نتیجه نهایی این فرآیند گسسته‌سازی در شکل ۲ به تصویر کشیده شده است. طراحی هندسه ابتدا در نرم‌افزار SolidWorks 2023 انجام و سپس به محیط ANSYS Fluent 2024 R1 منتقل گردید. شار حرارتی بر روی سطح لوله به صورت غیر یکنواخت و تابع زاویه‌ی تابش اعمال گردیده است.



شکل (۲): نمایش جزئیات شبکه محاسباتی و کیفیت مش در ناحیه نوارهای تابیده و دیواره لوله جاذب

Figure 2. Details of the computational grid and mesh quality in the regions of the twisted tapes and the absorber tube wall.

معادله انرژی به عنوان یک معادله دیفرانسیل جزئی خطی شناخته می‌شود که توزیع دمایی و انتقال حرارت را در یک محیط مشخص مدل‌سازی می‌کند. این معادله به صورت ریاضی چگونگی تغییرات دما در طول زمان و مکان را در یک سیستم حرارتی توصیف می‌کند.

نماید. حل این معادله امکان پیش‌بینی دقیق میدان دمایی و شار حرارتی را در شرایط مختلف مرزی و اولیه فراهم می‌آورد [19, 20].

معادله پیوستگی رابطه‌ای ریاضی است که نرخ تغییرات جرم در یک حجم کنترل را با شار جرمی عبوری از مرزهای آن مرتبط می‌سازد. این معادله به صورت زیر بیان می‌شود:

$$\nabla \cdot (\rho \vec{V}) = 0 \quad (1)$$

که در آن: ρ چگالی سیال، و V میدان سرعت سیال است.

برای جریان‌های پایا، معادله ناویر-استوکس به عنوان رابطه حاکم بر بقای مومنوم به صورت زیر بیان می‌شود [20]:

$$\nabla \cdot (\rho \vec{V} \vec{V}) = -\nabla \cdot P + \tau + \rho g \quad (2)$$

در این معادله: ρ نشان‌دهنده چگالی سیال، V بردار سرعت، P فشار، τ تانسور تنش ویسکوز و g شتاب گرانش است.

همچنین معادله انرژی در حالت پایا به صورت زیر در نظر گرفته شد:

$$\rho c_p (\vec{V} \cdot \nabla T) = K \nabla^2 T \quad (3)$$

که در آن c_p گرمای ویژه، K رسانندگی حرارتی و T دمای سیال است. این معادله توزیع دما و انتقال حرارت درون لوله جاذب را توصیف می‌کند. سیال عامل، نانوسیال آب-اکسید آلومینیوم ($Al_2O_3 - Water$) با ۱٪ درصد حجمی در نظر گرفته شد. خواص نانوسیال شامل چگالی، ویسکوزیته و رسانش حرارتی در جدول ۱، ویژگی‌های فیزیکی مواد و سیال آورده شده است.

جدول (۱): خواص ترموفیزیکی مواد تشکیل دهنده لوله جاذب [21][22][23].

Table 1. Thermophysical properties of the materials used in the absorber tube.

ماده	چگالی (kg/m^3)	ظرفیت حرارتی ویژه ($\frac{J}{kg.K}$)	ضریب رسانش حرارتی ($\frac{W}{m.k}$)
برنج (۸۵٪ مس، ۱۵٪ روی)	۸۸۰۰	۳۸۰	۱۵۱
آلیاژ مس ۱۱۰۰۰	۸۹۳۳	۳۸۵	۳۸۸
نیکل (۹۰٪ نیکل، ۱۰٪ کروم)	۸۶۶۶	۴۴۴	۱۷

در این تحقیق، جریان سیال در داخل لوله جاذب به صورت آرام مدل‌سازی شده است. پارامترهای اصلی جریان و شرایط مرزی حاکم بر سیستم: مطابق مقادیر ارائه شده در جدول ۲ ارایه شده است.

جدول (۲): شرایط مرزی و اولیه اعمال شده برای انجام تحلیل.

Table 2. Boundary and initial conditions applied for the analysis.

پارامتر	مقدار
ضخامت (mm)	۱/۸۵ و ۱/۷۵، ۱/۶۵، ۱/۵۵، ۱/۴۵
قطر بیرونی لوله (mm)	۶۰/۳۳
جنس لوله	مس، برنج، نیکل
طول لوله (mm)	۱۰۰۰
دبی حجمی سیال ورودی (lit/min)	۲
دمای سیال ورودی (K)	۲۹۳
سرعت دوران (rad/s)	۱۵ و ۱۰

در پژوهش حاضر به بررسی و مقایسه رفتار انتقال حرارت یک نانوسیال درون مجرای کلکتور حاوی نوارهای تابیده، یک محلول آب با ۰/۱ درصد حجمی نانوذرات اکسید آلومینیوم به عنوان سیال پایه در نظر گرفته می شود. خواص فیزیکی آب، نانولوله های کربنی و نانوذرات اکسید آلومینیوم و سیال پایه در جدول ۳ ارائه شده اند [24].

جدول (۳): خواص ترموفیزیکی آب، نانولوله های کربنی و نانوذرات اکسید آلومینیوم [24].

Table 3. Thermophysical properties of water, carbon nanotubes, and aluminum oxide nanoparticles.

ماده	ضریب رسانش حرارتی ($\frac{W}{m.K}$)	ظرفیت گرمایی ویژه ($\frac{J}{kg.K}$)	چگالی (kg/m^3)
آب	۰/۶۱	۴۱۸۰	۹۹۱/۰۳۵
نانوذرات اکسید آلومینیوم	۴۰	۸۸۰	۳۸۹۰

با استفاده از داده های جدول ۳، چگالی و ظرفیت گرمایی ویژه نانوسیال با استفاده از روابط زیر محاسبه می شوند [24, 25].

$$\rho_{nf} = (1 - \phi)\rho_f + \phi\rho_p \quad (4)$$

$$(\rho C_p)_{nf} = (1 - \phi)(\rho C_p)_f + \phi(\rho C_p)_p \quad (5)$$

همچنین ضریب هدایت حرارتی نانوسیال نیز می تواند از رابطه زیر محاسبه شود:

$$k_{nf} = k_f \left[\frac{k_p + 2k_f - 2\phi(k_f - k_p)}{k_p + 2k_f + \phi(k_f - sk_p)} \right] \quad (6)$$

$$h_m = \frac{\dot{Q}}{T_b - T_w} \quad (7)$$

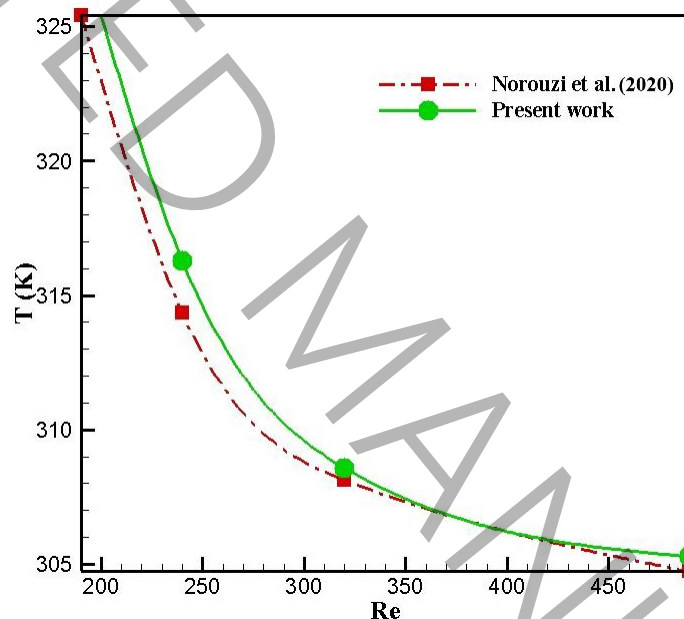
\dot{Q} شار حرارتی، T_w دمای دیواره و T_b دمای سیال است که در آن دمای سیال، میانگین دمای سطوح ورودی و خروجی است. که به صورت میانگین جرمی تعریف می شود. این تعریف به دلیل در نظر گرفتن اثر توزیع سرعت و دما در مقطع جریان، دقت بالاتری نسبت به میانگین ساده دارد. در مقاله مرجع، شرایط مرزی شامل شار حرارتی ثابت، جریان آشفته و هندسه لوله مجهز به نوار تابیده بوده است. در

پژوهش حاضر نیز همین شرایط به طور کامل بازتولید شده تا امکان مقایسه معتبر فراهم گردد. و عدد ناسلت از رابطه $N_u = \frac{h_m d_m}{\lambda}$ ،

محاسبه شده است. که در آن N_u عدد ناسلت، h_m میانگین ضریب انتقال حرارت، d_h ضخامت و λ ضریب رسانش حرارتی است. سرعت

متوسط از رابطه $V = \frac{\dot{m}}{\rho A}$ ، محاسبه شد، که در آن که در آن V سرعت متوسط، \dot{m} دبی جرمی (kg/s)، ρ چگالی سیال و A سطح مقطع لوله می باشد [26].

به منظور اعتبارسنجی یافته‌های حاصل از شبیه‌سازی لوله دارای نوارهای تاییده، تحلیل مجددی با اعمال شرایط مرزی معرفی شده در منبع [26] انجام پذیرفت. مقایسه بین عدد ناسلت محاسبه‌شده در این تحقیق و عدد ناسلت گزارش شده در منبع مذکور، اختلافی در حدود ۱ درصد دارند که این اختلاف بسیار ناچیز بوده و نشان دهنده دقت قابل قبول مدل طراحی شده در این پژوهش است. همچنین برای اطمینان از صحت بارگذاری خورشیدی انجام شده نیز، نتایج این پژوهش یک بار با نتایج مرجع [19] مورد مقایسه قرار می‌گیرد که نتیجه در شکل ۳، نمایش داده شده است. همانگونه که در این شکل مشاهده می‌شود، اختلاف بین نتایج به دست آمده در پژوهش حاضر، با مرجع مذکور نیز کمتر از ۵ درصد بوده که اختلاف ناچیزی محسوب شده و صحت نتایج به دست آمده را تأیید می‌کند.



شکل (۳): صحت سنجی نتایج بارگذاری خورشیدی.

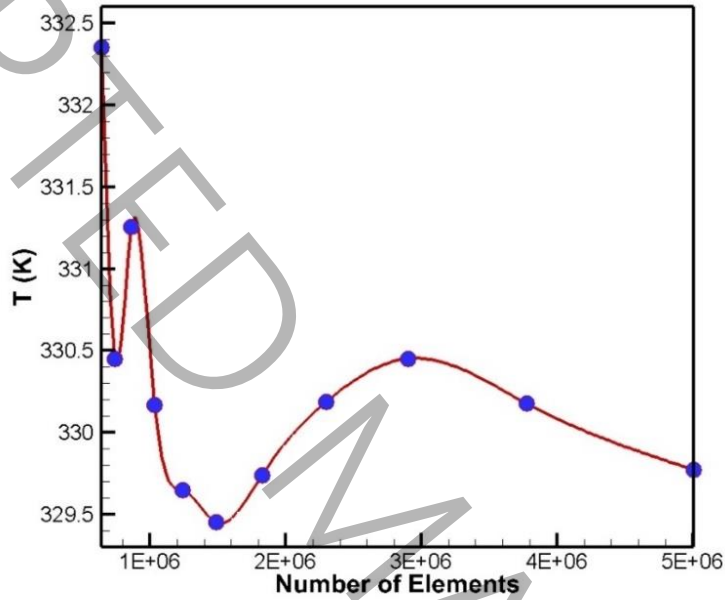
Figure 3. Validation of the solar loading results.

نتایج و بحث

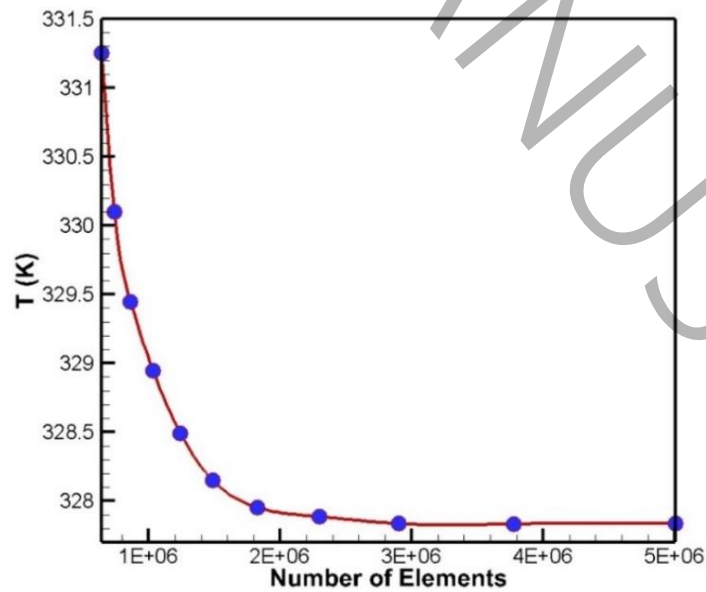
در این تحقیق، جریان سیال در داخل لوله جاذب به صورت آرام مدلسازی شده است. پارامترهای اصلی جریان به شرح زیر در نظر گرفته شده‌اند:

۱. مشخصات جریان: دبی جرمی ورودی: ۲ لیتر بر دقیقه، جهت جریان: موازی با محور Z - رژیم جریان: آرام (لامینار)
۲. شرایط حرارتی: دمای اولیه آب ورودی: ۲۹۳ کلوین (۲۰ درجه سانتی‌گراد)، شرایط مرزی حاکم بر سیستم، مطابق مقادیر ارائه شده در جدول ۱، شامل پارامترهای مختلفی از جمله: شرایط مرزی حرارتی در سطح لوله، شرایط مرزی سرعت در ورودی و خروجی، ویژگی‌های انتقال حرارت در سطح مشترک سیال و جامد می‌باشد که به صورت جامع در جدول مذکور تشریح شده‌اند.

با توجه به شرایط مرزی ذکر شده، تغییرات دمای متوسط درون لوله جاذب، بر اساس سایز المان‌های مورد استفاده، (شکل ۴)، تغییرات دمای متوسط درون لوله جاذب را برای المان‌های چهاروجهی و شش‌وجهی در اندازه‌های مختلف نشان می‌دهند. مطابق با این شکل، با کاهش اندازه المان‌های چهاروجهی، دمای متوسط محاسبه‌شده توسط نرم‌افزار نوسان کرده و به مقدار مشخصی همگرا نمی‌شود. در حالی که با استفاده از المان‌های شش‌وجهی و کاهش اندازه آن‌ها (افزایش تعداد المان‌ها به 2×10^{-6})، تغییرات دمای متوسط به سمت صفر میل کرده و نمودار همگرا می‌شود. بنابراین، برای ادامه تحلیل‌ها می‌توان از حداقل 2×10^{-6} المان شش‌وجهی برای گسسته‌سازی هندسه مسئله استفاده کرد.



الف

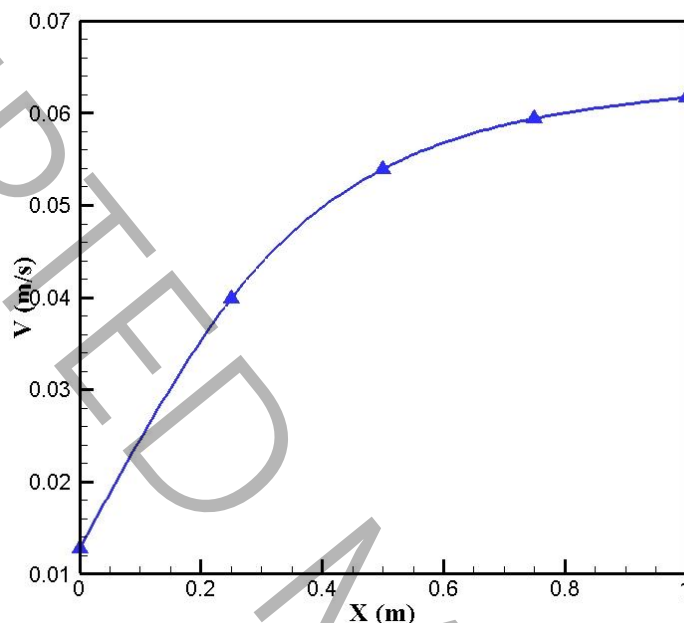


ب

شکل (۴): تغییرات دمای متوسط درون لوله جاذب نسبت تغییر اندازه المان‌های الف. چهاروجهی، ب. شش‌وجهی

Figure 4. Variations of the mean temperature inside the absorber tube with respect to element size for (a) tetrahedral and (b) hexahedral meshes.

در شکل ۵، تغییرات سرعت متوسط سیال در طول مسیر حرکت در داخل لوله نمایش داده شده است.

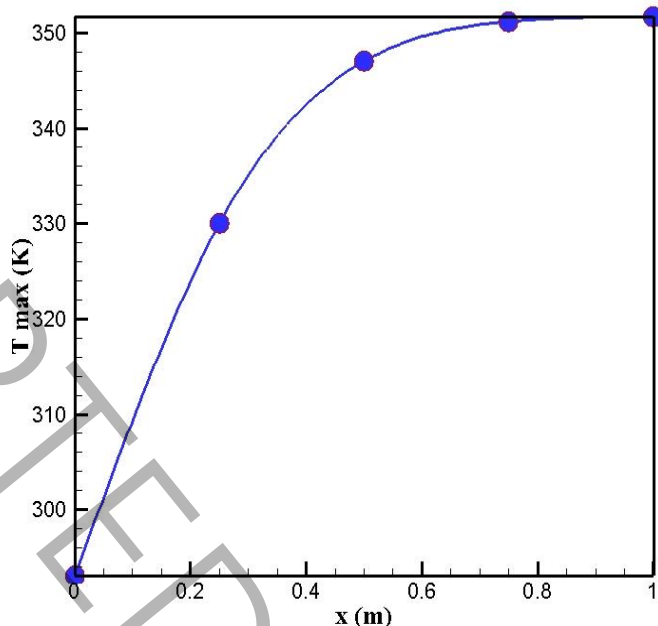


شکل (۵): تغییرات سرعت متوسط سیال در طول مسیر حرکت در داخل لوله

Figure 5. Variations of the mean fluid velocity along the flow path inside the tube.

بر اساس شکل ۵، مشخص می‌شود که با پیشروی جریان سیال به بخش‌های انتهایی لوله، میزان افزایش سرعت متوسط روند نزولی پیدا کرده و شیب نمودار مربوطه کاهش می‌یابد. این امر حاکی از آن است که سیال به تدریج به شرایط پایدار سرعتی نزدیک می‌شود، به گونه‌ای که ادامه مسیر لوله تأثیر چشمگیری بر تغییر مقدار سرعت متوسط سیال نخواهد داشت.

زمانی که سیال تا فاصله‌ی ۰/۲۵ متری از دهانه‌ی ورودی پیشروی می‌کند، دمای بیشینه‌ی آن به حدود ۳۳۰ کلوین می‌رسد. با رسیدن سیال به نقطه‌ی میانی طول لوله، این مقدار به ۳۴۷ کلوین افزایش می‌یابد. همچنین در مقطع واقع در ۰/۷۵ متری از دهانه‌ی ورودی، دمای بیشینه به ۳۵۱/۲ کلوین رسیده و از این نقطه تا انتهای لوله، تغییر محسوسی در دمای سیال مشاهده نمی‌شود. با بررسی دقیق‌تر این روند، می‌توان دریافت که با حرکت سیال در امتداد لوله، نرخ تغییرات دمایی آن کاهش می‌یابد. برای ارائه‌ی درک بهتری از این رفتار، تغییرات دمای بیشینه‌ی سیال در طول لوله در شکل ۶ ترسیم شده است.



شکل (۶): تغییرات دمای بیشینه سیال در طول لوله

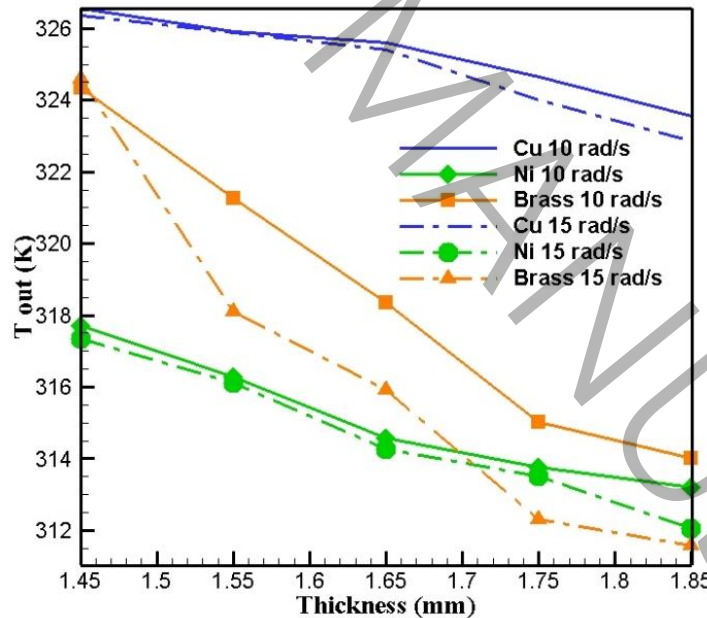
Figure .6. Variations of the maximum fluid temperature along the tube length.

تأثیر ماهیت دورانی حرکت سیال و چرخش لوله بر توزیع دما است که موجب می‌شده بیشینه دمای سیال همواره در ناحیه‌ی نزدیک به دیواره‌ی لوله متمرکز شده و در آن محدوده حفظ گردد. علاوه بر این، این حرکت دورانی سبب ایجاد افزایش دما به صورت متقارن در تمامی محیط اطراف جداره‌ی لوله می‌شود. مطابق با آنچه پیشتر ذکر شد، با پیشروی سیال در طول لوله سرعت تغییرات دمای بیشینه آن کاهش می‌یابد که این امر در شکل ۶ به وضوح قابل مشاهده است. در این نمودار مشاهده می‌شود که شیب تغییرات دما بیشینه در ربع پایانی طول لوله تقریباً صفر می‌شود.

مشاهده می‌شود که در مواردی که از لوله‌ای از جنس نیکل استفاده شده است، میزان نفوذ حرارت به درون سیال به‌طور محسوسی کاهش می‌یابد. در میان مواد مورد بررسی، لوله‌ی مسی بالاترین میزان انتقال حرارت را دارا بوده و موجب ایجاد بیشترین مقدار دمای بیشینه در سیال می‌شود. پس از مس، لوله‌ی برنجی در جایگاه دوم از نظر کارایی حرارتی قرار می‌گیرد. همچنین، با افزایش سرعت چرخش لوله، ناحیه‌ای که تحت تأثیر افزایش دما قرار می‌گیرد، به شکل یک حلقه‌ی یکنواخت و منظم در مناطق مجاور دیواره‌ی لوله تثبیت شده و حفظ می‌شود. افزایش ضخامت لوله نیز بیشترین تأثیر را بر افزایش دمای بیشینه‌ی سیال در لوله‌های نیکلی نشان می‌دهد. از دیگر یافته‌های قابل توجه، کاهش تدریجی دمای بیشینه‌ی سیال با افزایش سرعت دورانی لوله است که دامنه‌ی این کاهش، وابسته به جنس لوله، در محدوده‌ی ۲ تا ۴ درجه سانتی‌گراد قرار دارد. این نتایج نشان می‌دهد که انتخاب جنس و ضخامت لوله همراه با تنظیم سرعت دورانی می‌تواند به‌طور قابل ملاحظه‌ای بر عملکرد حرارتی کلکتور تأثیرگذار باشد.

دمای متوسط در دهانه خروجی

در شکل ۷، تغییرات دمای متوسط سیال در دهانه خروجی کلکتور با توجه به ضخامت‌های مختلف لوله و برای مواد مختلف (مس، برنج و نیکل) در سرعت‌های دورانی متفاوت ترسیم شده است. همان‌طور که در نمودار مشهود است، لوله‌های مسی در تمامی شرایط بالاترین دمای متوسط را در خروجی ایجاد می‌کنند که نشان‌دهنده برتری این ماده در انتقال حرارت است. در سرعت دورانی ۱۰ رادیان بر ثانیه، لوله‌های برنجی پس از لوله‌های مسی، در تمامی محدوده‌های ضخامت، دومین عملکرد حرارتی را از خود نشان می‌دهند. با این حال، با افزایش سرعت دوران به ۱۵ رادیان بر ثانیه، عملکرد حرارتی لوله‌های برنجی به طور محسوسی کاهش یافته و دمای متوسط سیال در خروجی آن‌ها افت قابل توجهی می‌کند. این کاهش به حدی است که در ضخامت‌های ۱/۷۵ میلی‌متر و بیشتر، دمای ایجاد شده حتی از لوله‌های نیکلی نیز کمتر می‌شود. در مقابل، لوله‌های مسی و نیکلی نسبت به تغییرات سرعت دورانی واکنش کمتری نشان می‌دهند. نمودارهای مربوط به این دو ماده در سرعت‌های مختلف، به استثنای ضخامت ۱/۸۵ میلی‌متر، تقریباً بر هم منطبق هستند که نشان‌دهنده پایداری حرارتی آن‌ها در شرایط مختلف عملیاتی است. در نهایت، به طور کلی می‌توان گفت که به ترتیب لوله‌های مسی، برنجی و نیکلی بیشترین تا کمترین دمای متوسط سیال را در خروجی ایجاد می‌کنند.

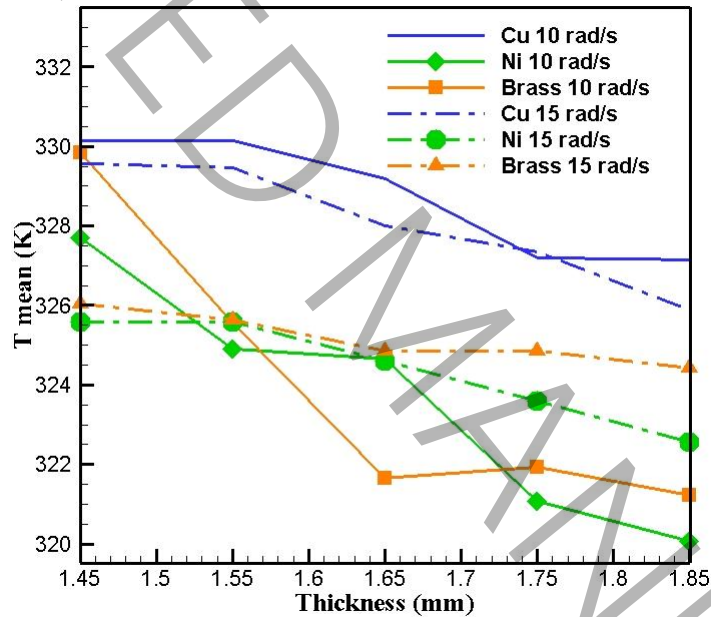


شکل (۷): تغییرات دمای متوسط سیال در دهانه خروجی کلکتور با توجه به ضخامت‌های مختلف لوله و برای مواد مختلف (مس، برنج و نیکل) در سرعت‌های دورانی متفاوت.

Figure 7. Variations of the mean fluid temperature at the collector outlet for different tube thicknesses and materials (copper, brass, and nickel) under various rotational speeds.

دمای متوسط سیال درون لوله

در شکل ۸، تغییرات دمای متوسط سیال در طول لوله برای طیفی از ضخامت‌های مختلف و سه جنس متفاوت لوله (مس، برنج و نیکل) به تصویر کشیده شده است. همان‌طور که در نمودار قابل مشاهده است، لوله‌های مسی در تمامی بازه‌های ضخامت، بالاترین مقدار دمای متوسط سیال را حفظ می‌کنند که نشان‌دهنده برتری قابل توجه این ماده در انتقال حرارت است. همچنین تحلیل نمودار نشان می‌دهد که وابستگی دمای سیال به تغییرات ضخامت در لوله‌های نیکلی و برنجی، تحت تأثیر سرعت دورانی قرار می‌گیرد. به طوری که در سرعت ۱۵ رادیان بر ثانیه، این حساسیت نسبت به سرعت ۱۰ رادیان بر ثانیه کاهش می‌یابد. این امر از طریق شیب کم‌تر منحنی‌های مربوط به سرعت دورانی بالاتر به وضوح قابل استنباط است. این مشاهده نشان می‌دهد که در سرعت‌های بالاتر چرخش، اثر ضخامت دیواره بر دمای سیال در این دو ماده تا حدی کم‌رنگ می‌شود.



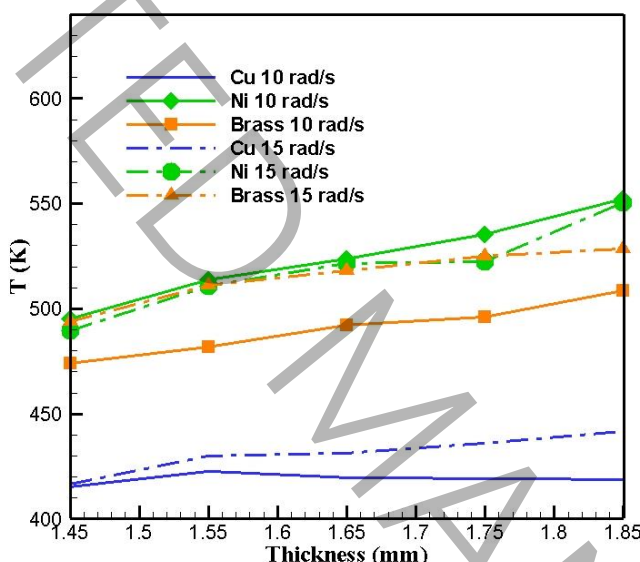
شکل (۸): تغییرات دمای بیشینه نسبت به تغییرات ضخامت لوله در قسمت خروجی لوله از سه جنس برنج، مس و نیکل
 Figure 8. Variations of the maximum temperature with respect to tube thickness at the tube outlet for brass, copper, and nickel tubes.

دمای بیشینه سطح لوله

در شکل ۹، تغییرات دمای بیشینه سطح لوله تحت شرایط عملیاتی مختلف مورد بررسی و مقایسه قرار گرفته است. همان‌طور که در نمودار مشاهده می‌شود، لوله‌های مسی در تمامی مقادیر ضخامت و سرعت‌های دورانی، کمترین دمای سطحی را در میان سه جنس مورد مطالعه دارا می‌باشند. در سرعت دورانی ۱۵ رادیان بر ثانیه، دمای سطح لوله‌های نیکلی و برنجی تقریباً به مقدار یکسانی

می‌رسد. همچنین، دمای سطح لوله‌های نیکلی نسبت به افزایش سرعت دورانی از ۱۰ به ۱۵ رادیان بر ثانیه، تغییر محسوسی نشان نمی‌دهد.

علاوه بر این، نتایج حاصل از این نمودارها نشان می‌دهد که با افزایش ضخامت لوله‌ها، دمای بیشینه سطح آن‌ها به طور پیوسته افزایش می‌یابد. این پدیده به این دلیل رخ می‌دهد که افزایش ضخامت دیواره لوله، موجب افزایش مقاومت حرارتی آن شده و در نتیجه انتقال حرارت از جداره لوله به سیال درون آن با محدودیت مواجه می‌شود. کاهش نرخ انتقال حرارت موجب تجدید انرژی حرارتی در دیواره لوله شده و در نهایت به افزایش دمای بیشینه در سطح آن منجر می‌گردد. این اثر در تمامی مواد مورد بررسی، با شدت‌های مختلف قابل مشاهده است.

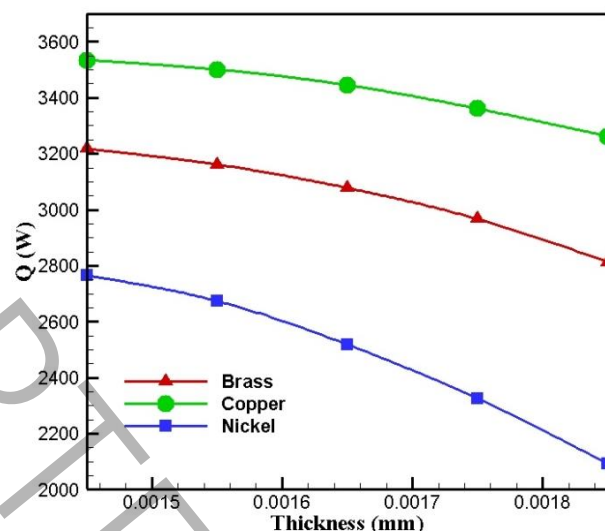


شکل (۹): تغییرات دمای بیشینه سطح لوله بر حسب جنس، ضخامت و سرعت دورانی

Figure 9. Variations of the maximum tube surface temperature as a function of material, thickness, and rotational speed.

انتقال حرارت

مقدار گرمای انتقال یافته به سیال داخل لوله که وابسته به تفاوت دمای میانگین بین سیال ورودی و خروجی است، در ارتباط با تغییرات ضخامت لوله‌های ساخته شده از جنس برنج، مس و نیکل در شکل ۱۰ ارائه شده است.



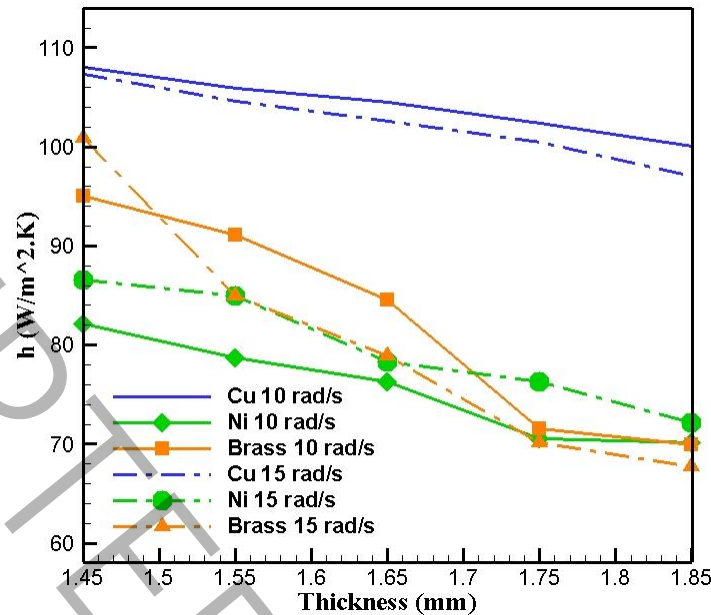
شکل (۱۰): تغییرات گرمای انتقال یافته به سیال بر حسب اختلاف دمای میانگین ورودی و خروجی برای لوله‌های مسی، برنجی و نیکلی با ضخامت‌های مختلف

Figure 10. Variations of the heat transferred to the fluid as a function of the mean inlet–outlet temperature difference for copper, brass, and nickel tubes with different thicknesses.

در نمودار ارائه شده مشاهده می‌گردد که بدون در نظر گرفتن جنس لوله، با افزایش ضخامت دیواره، میزان انتقال حرارت به سیال درون لوله کاهش می‌یابد. با این حال، نرخ این کاهش به طور قابل توجهی تحت تأثیر جنس لوله قرار دارد. همان‌طور که داده‌ها نشان می‌دهند، در لوله‌های مسی با افزایش ضخامت از ۱/۴۵ به ۱/۸۵ میلی‌متر، کاهش انتقال حرارت حدود ۷/۷ درصد اندازه‌گیری شده است. در مقابل، این کاهش برای لوله‌های نیکلی در همین بازه ضخامت، به میزان قابل توجه ۲۵ درصد ثبت گردیده است. لوله‌های برنجی نیز با کاهش ۱۲/۵ درصدی، وضعیتی بینابین را نشان می‌دهند. همچنین به وضوح قابل مشاهده است که در بین این سه ماده، لوله‌های مسی بالاترین میزان انتقال حرارت را به سیال ارائه می‌دهند. لوله‌های برنجی با عملکردی متوسط در جایگاه دوم قرار گرفته‌اند، در حالی که لوله‌های نیکلی کمترین بازده حرارتی را در بین مواد مورد مطالعه دارا می‌باشند. این تفاوت‌ها ناشی از مقادیر مختلف ضریب هدایت حرارتی این مواد است که مس را به عنوان موثرترین ماده برای انتقال حرارت معرفی می‌کند.

ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی

در شکل ۱۱ تغییرات ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی سیال برای سه لوله با جنس‌های برنج، مس و نیکل در ضخامت‌های مختلف نمایش داده شده است.



شکل (۱۱): تغییرات ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی سیال برای لوله‌های مسی، برنجی و نیکلی در ضخامت‌های مختلف.
Figure 11. Variations of the fluid convective heat transfer coefficient for copper, brass, and nickel tubes with different thicknesses.

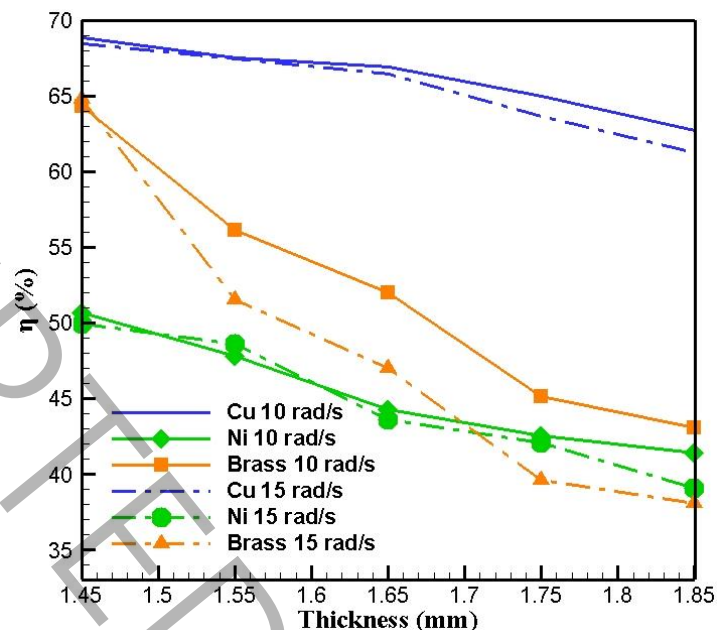
با بررسی دقیق شکل ۱۱، روشن است که در صورت به‌کارگیری لوله مسی در کلکتور، ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی در تمامی مقادیر ضخامت مورد مطالعه، بالاترین مقدار را به خود اختصاص می‌دهد. با این حال، با افزایش ضخامت از ۱/۷۵ به ۱/۸۵ میلی‌متر، نرخ کاهش این پارامتر به صورت محسوسی تشدید می‌شود. همان‌گونه که در تحلیل‌های پیشین مربوط به پارامترهای انتقال حرارت و دمای متوسط خروجی سیال نیز مشاهده شد، مقادیر پایین‌تر ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی در لوله‌های ساخته‌شده از برنج و نیکل به وضوح در این نمودار قابل تشخیص است. این کاهش به‌ویژه در لوله‌های نیکلی با اختلاف فاحشی نسبت به دو ماده دیگر همراه است. این مشاهدات به وضوح برتری سیستمی لوله‌های مسی را از نظر کارایی انتقال حرارت تأیید می‌کند، هرچند که اثر منفی افزایش ضخامت بر عملکرد حرارتی در تمامی مواد مورد مطالعه مشترک است. این یافته‌ها می‌تواند به عنوان راهنمایی برای انتخاب بهینه ماده و ضخامت در طراحی کلکتورهای حرارتی مورد استفاده قرار گیرد.

بازده حرارتی

در شکل ۱۲، تغییرات بازده حرارتی کلکتور در حالت‌های مختلف نمایش داده شده است. که با استفاده از فرمول زیر محاسبه شده است:

$$\eta = \left(\frac{N_u}{N_{u,c}} \right) \left(\frac{F}{F_c} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (8)$$

η بازده حرارتی، N_u عدد ناسلت، F ضریب اصطکاک است [26].



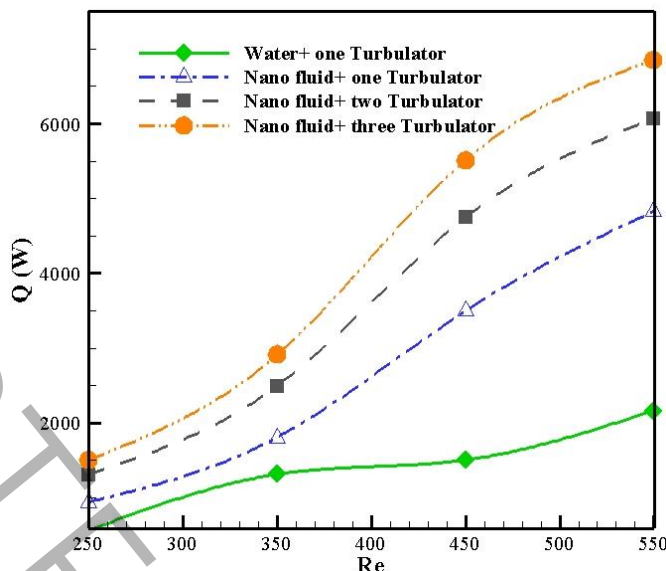
شکل (۱۲): مقایسه بازده حرارتی کلکتور برای لوله‌های مسی، برنجی و نیکلی در ضخامت‌ها و سرعت‌های دورانی مختلف.

Figure .12. Comparison of the thermal efficiency of the collector for copper, brass, and nickel tubes at different thicknesses and rotational speeds.

با بررسی شکل ۱۲، مشاهده می‌گردد که بالاترین بازده حرارتی زمانی حاصل می‌شود که در طراحی کلکتور از لوله‌های مسی استفاده شده باشد. لوله‌های برنجی از نظر عملکرد حرارتی در جایگاه دوم قرار می‌گیرند، اما با افزایش ضخامت به بیش از ۱/۷۵ میلی‌متر، بازده حرارتی آن‌ها حتی از لوله‌های نیکلی نیز کمتر می‌شود. همچنین نتایج نشان می‌دهد که تغییرات سرعت دورانی لوله تأثیر قابل توجهی بر بازده حرارتی لوله‌های نیکلی ندارد، به طوری که منحنی‌های مربوط به بازده حرارتی این لوله در دو سرعت ۱۰ و ۱۵ رادیان بر ثانیه تقریباً بر هم منطبق هستند. این پایداری عملکرد حرارتی لوله‌های نیکلی در برابر تغییرات سرعت دورانی، از ویژگی‌های متمایز این ماده محسوب می‌شود. در مقابل، لوله‌های مسی و برنجی حساسیت بیشتری به تغییرات سرعت دورانی نشان می‌دهند که این امر ناشی از تفاوت در خواص انتقال حرارتی و مکانیکی مواد مختلف است. این یافته‌ها اهمیت انتخاب هماهنگ ماده و پارامترهای عملیاتی را در طراحی بهینه سیستم‌های انتقال حرارت نشان می‌دهد.

انتقال حرارت

در شکل ۱۳، تأثیر استفاده از توربولاتور و نانوسیال به صورت همزمان در لوله جاذب کلکتور، نمایش داده شده است.



شکل (۱۳): مقایسه ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی برای آب و نانوسیال در حضور تعداد مختلف توربولاتورها و اعداد رینولدز.

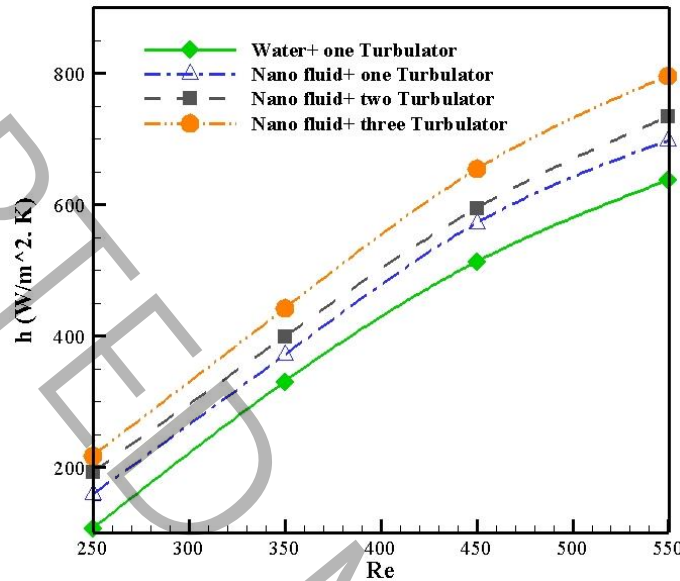
Figure .13. Comparison of the convective heat transfer coefficient for water and nanofluid in the presence of different numbers of turbulators and Reynolds numbers.

با بررسی شکل ۱۳، تأثیر استفاده از نانوسیال و توربولاتورها را بر نرخ انتقال حرارت در کلکتور خورشیدی نشان می‌دهد، می‌توان گفت که استفاده از نانوسیال (با یک توربولاتور) در مقایسه با آب معمولی (با یک توربولاتور) منجر به افزایش قابل توجه انتقال حرارت شده است. این بهبود ناشی از افزایش هدایت حرارتی نانوسیال به دلیل وجود ذرات نانو است. همچنین با افزایش تعداد توربولاتورها از یک به دو و سه، انتقال حرارت به طور پیوسته افزایش یافته است. این پدیده نشان می‌دهد که اوربولاتورهای اضافی باعث تقویت اختلاط و افزایش اغتشاش در جریان شده‌اند که نتیجه آن بهبود انتقال حرارت بین سیال و دیواره لوله است. از سوی دیگر با افزایش عدد رینولدز از ۲۵۰ به ۵۵۰، انتقال حرارت در تمامی حالات افزایش یافته است. این افزایش ناشی از تقویت جریان آشفته در اعداد رینولدز بالاتر است که انتقال حرارت را بهبود می‌بخشد. در این حالت بالاترین انتقال حرارت مربوط به حالت نانوسیال با سه توربولاتور در بالاترین عدد رینولدز (۵۵۰) است. این ترکیب به دلیل هم‌افزایی اثرات نانوسیال و اغتشاش ایجادشده توسط توربولاتورها، بیشترین بازده حرارتی را ارائه می‌دهد.

به طور کلی می‌توان گفت اگرچه افزایش تعداد نوارهای تابیده و استفاده از نانوسیال انتقال حرارت را بهبود می‌بخشد، ولی ممکن است افت فشار و هزینه‌های عملیاتی را افزایش دهد. بنابراین، بهینه‌سازی سیستم باید بین افزایش انتقال حرارت و هزینه‌های هیدرودینامیکی تعادل ایجاد کند. استفاده هم‌زمان از نانوسیال و نوارهای تابیده (به ویژه سه نوار تابیده) می‌تواند به طور قابل توجهی عملکرد حرارتی کلکتور خورشیدی را بهبود بخشد.

ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی

در شکل (۱۴)، تأثیر استفاده از اوربولاتورها و نانوسیال به صورت همزمان بر ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی در لوله جاذب کلکتور، نمایش داده شده است.



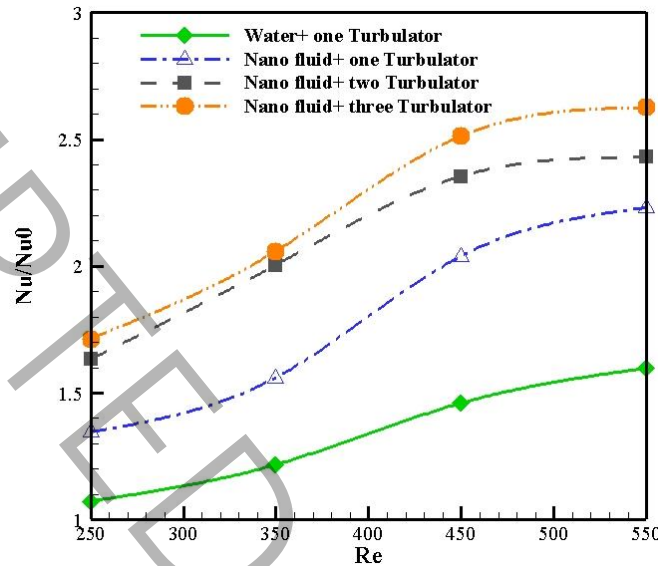
شکل (۱۴): مقایسه ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی برای آب و نانوسیال در حضور تعداد مختلف توربولاتور و اعداد رینولدز.

Figure .14. Comparison of the convective heat transfer coefficient for water and nanofluid in the presence of different numbers of turbulators and Reynolds numbers.

با بررسی شکل ۱۴، می‌توان گفت که استفاده از نانوسیال (با یک توربولاتور) در مقایسه با آب معمولی (با یک توربولاتور) منجر به افزایش قابل توجه ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی شده است. این بهبود ناشی از افزایش هدایت حرارتی نانوسیال و اثرات انتقال حرارت بهتر به دلیل وجود ذرات نانو است. علاوه بر آن با افزایش تعداد توربولاتورها از یک به دو و سه، ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی به طور پیوسته افزایش یافته است. این پدیده نشان می‌دهد که توربولاتورهای اضافی باعث تقویت اختلاط و افزایش اغتشاش در جریان شده‌اند که نتیجه آن بهبود انتقال حرارت بین سیال و دیواره لوله است.

با بررسی تأثیر عدد رینولدز می‌توان به این نتیجه رسید که با افزایش عدد رینولدز از ۲۵۰ به ۵۵۰، ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی در تمامی حالات افزایش یافته است. این افزایش ناشی از تقویت جریان آشسته در اعداد رینولدز بالاتر است که انتقال حرارت را بهبود می‌بخشد. بالاترین ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی مربوط به حالت نانوسیال با سه توربولاتور در بالاترین عدد رینولدز (۵۵۰) است. این ترکیب به دلیل هم‌افزایی اثرات نانوسیال و اغتشاش ایجادشده توسط توربولاتورها، بیشترین بازده حرارتی را ارائه می‌دهد.

در شکل ۱۵، تغییرات نسبت عدد ناسلت به عدد ناسلت اولیه بر حسب عدد رینولدز نمایش داده شده است.



شکل (۱۵): مقایسه اثر نانوسیال و تعداد توربولاتورها بر نسبت عدد ناسلت در اعداد رینولدز مختلف.

Figure .15. Comparison of the effects of nanofluid and the number of turbulators on the Nusselt number ratio at different Reynolds numbers.

بر اساس شکل ۱۵، مشاهده می‌شود که به کارگیری نانوسیال همراه با یک توربولاتور در مقایسه با آب معمولی تحت شرایط مشابه، موجب افزایش محسوس نسبت عدد ناسلت می‌گردد. این ارتقاء عمدتاً ناشی از بهبود هدایت حرارتی و مکانیزم‌های مؤثرتر انتقال حرارت در اثر حضور ذرات نانو است که در نهایت منجر به ارتقاء عملکرد حرارتی کلکتور می‌شود.

همچنین با افزایش تعداد توربولاتورها از یک به دو و سه، روند صعودی مداومی در نسبت عدد ناسلت مشاهده می‌گردد. این امر حاکی از آن است که نوارهای تابیده اضافی با تقویت اختلاط و افزایش سطح اغتشاش در جریان سیال، انتقال حرارت بین سیال و دیواره لوله را بهبود بخشیده‌اند. اثر هم‌افزایی نانوسیال و نوارهای تابیده نیز سهم قابل توجهی در افزایش چشمگیر نسبت عدد ناسلت داشته است. از سوی دیگر، با افزایش عدد رینولدز در تمامی حالت‌ها، نسبت عدد ناسلت روند افزایشی نشان می‌دهد. این مسئله از تشدید جریان آشفته در مقادیر بالاتر عدد رینولدز نشأت می‌گیرد که بهینه‌سازی انتقال حرارت را در پی دارد. در اعداد رینولدز بالاتر، اثر ترکیبی توربولاتورها و نانوسیال به حداکثر میزان خود می‌رسد. بهترین عملکرد مربوط به حالتی است که از نانوسیال همراه با سه توربولاتور در بالاترین عدد رینولدز استفاده شده است. این پیکربندی به دلیل هم‌افزایی مطلوب بین اثرات نانوسیال و اغتشاش ناشی از توربولاتورها، بالاترین بازده حرارتی را محقق ساخته است.

نتیجه گیری

نتایج این پژوهش نشان داد که چرخش لوله جاذب نقش مؤثری در بهبود رفتار حرارتی و هیدرودینامیکی کلکتور خورشیدی سهموی خطی دارد. افزایش سرعت دورانی لوله موجب تقویت اختلاط بین لایه‌های مرکزی و مجاور دیواره شده و در نتیجه انتقال حرارت به سیال بهبود می‌یابد. بررسی توزیع سرعت و دما نشان داد که اثر چرخش عمدتاً در نواحی نزدیک به دیواره متمرکز است و با حرکت سیال در طول لوله، شدت جریان دورانی و سرعت سیال در لایه‌های بیرونی افزایش پیدا می‌کند. همچنین بیشترین دمای سیال در مجاورت دیواره لوله مشاهده شد که ناشی از دریافت مستقیم شار حرارتی و ماهیت گردابه‌ای جریان است. از سوی دیگر، با افزایش عدد رینولدز، اگرچه ضریب انتقال حرارت جابجایی افزایش یافت، اما به دلیل افزایش سرعت جریان، دمای بیشینه سیال کاهش نسبی نشان داد.

نتایج حاصل از بررسی جنس و ضخامت لوله جاذب نیز بیانگر آن بود که لوله‌های مسی به دلیل ضریب هدایت حرارتی بالاتر، بهترین عملکرد حرارتی را در میان مواد مورد مطالعه داشته و بیشترین دمای خروجی سیال را فراهم می‌کنند. در مقابل، لوله‌های نیکلی کمترین راندمان حرارتی را نشان دادند. همچنین افزایش ضخامت دیواره لوله در تمامی جنس‌ها باعث افزایش مقاومت حرارتی و کاهش انتقال حرارت شد، به طوری که این افت برای لوله‌های نیکلی محسوس‌تر از سایر مواد بود. علاوه بر این، نتایج نشان داد که استفاده از نوارهای تابیده با ایجاد جریان‌های گردابه‌ای و افزایش ویسکوزیته ادی، موجب تقویت انتقال حرارت و افزایش ضریب جابجایی می‌شود. با این حال، افزایش تعداد نوارهای تابیده بیش از دو جفت، تأثیر قابل توجهی بر بهبود ضریب انتقال حرارت نداشت و تنها افت فشار سیستم را افزایش داد. بنابراین استفاده از دو جفت نوار تابیده را می‌توان به‌عنوان گزینه‌ای بهینه برای دستیابی همزمان به بهبود انتقال حرارت و کنترل افت فشار معرفی کرد.

منابع

- [1] Solar Radiation, in: Solar Engineering of Thermal Processes, 2013, pp. 3-42.
- [2] N. Enteria, A. Akbarzadeh, Solar Energy Sciences and Engineering Applications, 2013.
- [3] M. Rouhandeh, A. Ahmadi, M. Mirhosseini, R. Alirezaei, Economic energy supply using renewable sources such as solar and wind in hard-to-reach areas of Iran with two different geographical locations, Energy Strategy Reviews, 55 (2024) 101494.
- [4] S. Kolahkaj, M. Moravej, A. Ghafouri, Thermal performance of a flat-plate solar collector using elliptical riser tubes and magnesium oxide nanofluid, International Journal of Ambient Energy, 45(1) (2024) 2323642.
- [5] A.J. Larki, A. Ghafouri, E. Assareh, M. Moravej, Numerical investigation of the influence of a rotating vortex generator array on the performance of a thermal storage system, Journal of Building Engineering, 55 (2022) 104640.
- [6] R. Bahoosh, A. Nazeri, M. Changizian, M. Moravej, Fabrication of Solar Desalination System and Experimental Investigation of its Performance, Located in Ahvaz City, Journal of Heat and Mass Transfer Research, 9(2) (2022) 255-268.
- [7] E. Bellos, C. Tzivanidis, D. Tsimpoukis, Enhancing the performance of parabolic trough collectors using nanofluids and turbulators, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 91 (2018) 358-375.
- [8] N. Abed, I. Afgan, H. Iacovides, A. Cioncolini, I. Khurshid, A. Nasser, Thermal-Hydraulic Analysis of Parabolic Trough Collectors Using Straight Conical Strip Inserts with Nanofluids, Nanomaterials (Basel, Switzerland), 11(4) (2021).
- [9] P. Liu, J. Wu, L. Chen, Z. Liu, W. Liu, Numerical analysis and multi-objective optimization design of parabolic trough receiver with ribbed absorber tube, Energy Reports, 7 (2021) 7488-7503.
- [10] F.L. Rashid, M.A. Al-Obaidi, H.I. Mohammed, H. Togun, S. Ahmad, A. Ameen, A review of the current situation and prospects for nanofluids to improve solar still performance, Journal of Thermal Analysis and Calorimetry, 149(23) (2024) 13511-13531.

- [11] Z. Said, E. Bellos, H. Muhammad Ali, S. Rahman, C. Tzivanidis, Nanofluids, turbulators, and novel working fluids for heat transfer processes and energy applications: Current status and prospective, *Applied Thermal Engineering*, 258 (2025) 124478.
- [12] M. Pourfallah, E. Languri, Optimization of Heat Transfer in Parabolic Trough Collectors Using Advanced Turbulator Designs and Nanofluids, *Journal of Energy and Power Technology*, 07(01) (2025) 003.
- [13] A.M. Norouzi, M. Siavashi, R. Ahmadi, M. Tahmasbi, Experimental study of a parabolic trough solar collector with rotating absorber tube, *Renewable Energy*, 168 (2021) 734-749.
- [14] I. Razaq, W. Xinhua, G. Rasool, T. Sun, A.S. Shflot, M.Y. Malik, K. Abbas, S. Ali, A. Ali, Nanofluids for Advanced Applications: A Comprehensive Review on Preparation Methods, Properties, and Environmental Impact, *ACS omega*, 10(6) (2025) 5251-5282.
- [15] W. Guo, G. Li, Y. Zheng, C. Dong, Laminar convection heat transfer and flow performance of Al₂O₃-water nanofluids in a multichannel-flat aluminum tube, *Chemical Engineering Research and Design*, 133 (2018) 255-263.
- [16] Z. Esmaeili, S. Akbarzadeh, S. Rashidi, M.S. Valipour, Effects of hybrid nanofluids and turbulator on efficiency improvement of parabolic trough solar collectors, *Engineering Analysis with Boundary Elements*, 148 (2023) 114-125.
- [17] M. Zaboli, S. Saedodin, S.S.M. Ajarostaghi, N. Karimi, Recent progress on flat plate solar collectors equipped with nanofluid and turbulator: state of the art, *Environmental science and pollution research international*, 30(51) (2023) 109921-109954.
- [18] Z. Said, A. Mwesigye, L. Syam Sundar, A.K. Tiwari, K. Balasubramanian, H.M. Ali, E. Bellos, C. Gim, M.S. Ahmed, J.-Y. Hwang, Sustainable Thermal Solutions: Enhancing Heat Transfer with Turbulators and Nanofluids, *Advanced Energy and Sustainability Research*, 6(5) (2025) 2400335.
- [19] A.M. Norouzi, M. Siavashi, M.K. Oskouei, Efficiency enhancement of the parabolic trough solar collector using the rotating absorber tube and nanoparticles, *Renewable energy*, 145 (2020) 569-584.
- [20] D.L. Logan, *A first course in the finite element method*, Thomson, 2011.
- [21] <https://www.asminternational.org/materials-resources/online-databases/>
- [22] A.H. Committee, *Properties and Selection: Nonferrous Alloys and Special-Purpose Materials*, ASM International, 1990.
- [23] https://www.engineeringtoolbox.com/thermal-conductivity-metals-d_858.html
- [24] M. Devarajan, N. Parasumanna Krishnamurthy, M. Balasubramanian, B. Ramani, S. Wongwises, K. Abd El-Naby, R. Sathyamurthy, Thermophysical properties of CNT and CNT/Al₂O₃ hybrid nanofluid, *Micro & Nano Letters*, 13(5) (2018) 617-621.
- [25] A. Rahimi Gheynani, O. Ali Akbari, M. Zarringhalam, G. Ahmadi Sheikh Shabani, A.A. Alnaqi, M. Goodarzi, D. Toghraie, Investigating the effect of nanoparticles diameter on turbulent flow and heat transfer properties of non-Newtonian carboxymethyl cellulose/CuO fluid in a microtube, *International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow*, 29(5) (2019) 1699-1723.
- [26] M. Outokesh, S.S.M. Ajarostaghi, A. Bozorgzadeh, K. Sedighi, Numerical evaluation of the effect of utilizing twisted tape with curved profile as a turbulator on heat transfer enhancement in a pipe, *Journal of Thermal Analysis & Calorimetry*, 140(3) (2020).