

ارزیابی انرژی و اگزرژی یک کلکتور خورشیدی سهموی مجهز به لوله جاذب پره داخلی و توربولاتور ستاره‌ای

چکیده در این مقاله، عملکرد انرژی و اگزرژی یک کلکتور خورشیدی سهموی خطی حاوی روغن حرارتی با دریافت‌کننده مجهز به پره داخلی و توربولاتور ستاره‌ای شکل به صورت عددی مطالعه شده است. جریان سیال داخل لوله جاذب کلکتور به صورت مغشوش و عدد رینولدز در بازه 2×10^4 تا 10^5 در نظر گرفته شده است. به منظور شبیه‌سازی جریان سیال از نرم‌افزار انسیس - فلونت استفاده شده است. در این مقاله از یک لوله جاذب جدید مجهز به پره داخلی و توربولاتور ستاره‌ای شکل با پره‌های طولی مستطیلی استفاده شده و لوله جاذب پره مرکب نامیده شده است. بر این اساس عملکرد انرژی و اگزرژی کلکتور با وجود و یا عدم وجود پره و توربولاتور در داخل لوله جاذب در ۶ حالت مختلف مقایسه و تحلیل شده است. بررسی نتایج نشان داد که کلکتور با لوله جاذب پره مرکب با پره داخلی بزرگ بیشترین بازده انرژی و اگزرژی را دارد. همچنین بیشترین افزایش بازده انرژی و اگزرژی کلکتور هنگام استفاده از این نوع لوله جاذب به جای لوله جاذب ساده به ترتیب برابر با ۵/۹۶ و ۶/۷۶ درصد است. از طرفی دیگر نتایج نشان داد که مقادیر معیار ارزیابی عملکرد برای لوله‌های جاذب پره مرکب با پره داخلی بزرگ و لوله جاذب پره داخلی بزرگتر از ۱ و بیشترین مقدار آن ۱/۶۲ نتیجه شد.

واژه‌های کلیدی کلکتور خورشیدی سهموی خطی، لوله جاذب پره مرکب، توربولاتور، اگزرژی، انرژی، معیار ارزیابی عملکرد

Evaluation of energy and exergy of a parabolic trough solar collector equipped with internal fin and star turbulator absorber tube

Abstract In this paper, the energy and exergy performance of a parabolic trough solar collector containing thermal oil with a receiver equipped with an internal fin and a star shaped turbulator is numerically studied. The fluid flow inside the absorber tube of the collector is turbulent and the Reynolds number is considered in the range of 2×10^4 to 10^5 . Ansys-Fluent software was used to simulate the fluid flow. In this study, a new absorber tube equipped with an internal fin and a star shaped turbulator with rectangular longitudinal fins is used and is called the combined fin absorber tube. accordingly, the energy and exergy performance of the collector with or without fin and turbulator inside the absorber tube has been compared and analyzed for 6 different states. The analysis of the results showed that the collector with the combined fin absorber tube with the large internally fin has the highest energy and exergy efficiency. Also, the highest enhancement in the energy and exergy efficiencies of the collector when using this type of absorber tube instead of the smooth absorber are 5.96% and 6.76%, respectively. On the other hand, the results showed that the values of the performance evaluation criteria for the combined fin absorber tube with large internally fins and internally fin absorber tube were greater than 1, and the highest value was 1.62.

Key Words Parabolic trough solar collector, Combined fin absorber tube. Turbulator, Exergy, Energy, Performance evaluation criteria

مقدمه

در افزایش انتقال حرارت نسبت به دو حالت دیگر دارد. بلوس و همکاران [۹] با ایجاد پره مستطیل شکل با طول و ضخامت‌های مختلف در داخل لوله جاذب یک کلکتور خورشیدی سهموی خطی عملکرد آن را به صورت عددی مطالعه کردند. آنها نتیجه گرفتند که بهینه‌ترین عملکرد کلکتور هنگامی رخ می‌دهد که از لوله جاذب پره‌دار با طول پره ۲۰ میلی‌متر و ضخامت ۴ میلی‌متر استفاده شود. در این حالت افزایش بازده حرارتی و معیار ارزیابی عملکرد نسبت به لوله جاذب ساده به ترتیب ۱/۲۷ درصد و ۱/۴۸۳ گزارش شد. آنها در مطالعه عددی دیگری [۱۰] با استفاده از ارزیابی معیار چند هدفه گزارش کردند که لوله جاذب با طول پره ۱۰ میلی‌متر و ضخامت ۲ میلی‌متر بهینه‌ترین حالت است. گانگ و همکاران [۱۱] با قراردادن آرایه‌های پین فین در داخل لوله جاذب یک کلکتور سهموی خطی به بررسی عددی عملکرد آن پرداختند و نشان دادند که دمای لوله جاذب پره‌دار نسبت به لوله جاذب ساده کمتر است. چنین نتایجی در مطالعه هوانگ و همکاران [۱۲] برای یک لوله جاذب دیمپل‌دار نیز گزارش شده است. کمتر شدن دمای لوله جاذب باعث کمتر شدن تنش‌های حرارتی و متعاقب آن باعث افزایش طول عمر کلکتور می‌شود. لارابا و مبارکی [۱۳] با قراردادن پره طولی مستطیل شکل با ضخامت و طول‌های مختلف در نیمه پایینی لوله جاذب یک کلکتور خورشیدی سهموی نشان دادند که با این روش بازده انرژی کلکتور ۸/۴۵ درصد افزایش می‌یابد. در این مطالعه عددی آنها نشان دادند که پره با طول ۱۵ میلی‌متر و ضخامت ۶ میلی‌متر بهینه‌ترین حالت است.

در یک مطالعه عددی فتوح و همکاران [۱۴] با گرد کردن پایه پره در لوله جاذب پره‌دار یک کلکتور خورشیدی سهموی به بررسی اثر آن بر عملکرد کلکتور پرداختند. نتایج مطالعه آنها نشان داد که بازده حرارتی و معیار ارزیابی عملکرد کلکتور با لوله جاذب مجهز به پره گرد شده بیشتر

با توجه به اهمیت استفاده از انرژی‌های تجدیدپذیر و وجود ۳۰۰ روز آفتابی در بیش از دو سوم کشور با متوسط تابش ۴/۵ تا ۵/۵ کیلووات ساعت بر مترمربع در روز [۱] استفاده از انرژی خورشیدی در بخش خانگی [۲]، کشاورزی [۳] و همچنین توسعه نیروگاه‌های خورشیدی برای گذر از بحران انرژی بسیار ضروری است. مطالعات نشان می‌دهد که تقریباً تمام قسمت‌های ایران به‌جز مناطق شمالی و شمال غربی کشور برای احداث نیروگاه‌های خورشیدی مناسب هستند [۴]. نیروگاه‌های خورشیدی متمرکزکننده حرارتی مجهز به کلکتورهای سهموی خطی از اثبات شده‌ترین و رایج‌ترین نوع نیروگاه‌های خورشیدی در جهان محسوب می‌شوند و بهبود عملکرد آنها همواره مورد توجه پژوهشگران بوده است [۵]. یکی از راهکارهای بهبود عملکرد این نوع کلکتورها، استفاده از پره در داخل لوله جاذب با هدف افزایش سطح انتقال حرارت و ایجاد اغتشاشات در جریان سیال است. مطالعات نشان می‌دهد که قراردادن پره در داخل لوله جاذب انتقال حرارت را افزایش می‌دهد [۶]. در ادامه اغلب مطالعاتی که در این زمینه انجام شده است مورد بررسی قرار می‌گیرد. ردی و ساتیاناریانا [۷] با قراردادن پره متخلخل در داخل لوله جاذب عملکرد یک کلکتور خورشیدی سهموی خطی را به صورت عددی مطالعه کردند. آنها از ۴ نوع پره مستطیلی، مثلثی، دوزنقه‌ای و دایره‌ای شکل استفاده کردند. مطالعه آنها نشان داد که کلکتور با لوله جاذب پره‌دار دوزنقه‌ای عملکرد بهتری نسبت به دیگر ساختارها دارد. در یک مطالعه عددی هوانگ و همکاران [۸] با ایجاد برآمدگی‌های کروی، فرورفتگی‌های کروی و پره مارپیچی در داخل لوله جاذب یک کلکتور سهموی خطی عملکرد حرارتی و هیدرودینامیکی آن را مورد ارزیابی قرار دادند. آنها گزارش کردند که کلکتور مجهز به لوله جاذب با فرورفتگی‌های کروی عملکرد بهتری

از لوله جاذب پره‌دار مستطیل شکل است. کورسون [۱۵] اثر پره‌های داخلی طولی با سطح جانبی صاف و سینوسی شکل را بر عملکرد کلکتور سهموی خطی به صورت عددی مطالعه کرد. او گزارش کرد که عدد ناسلت با استفاده از پره‌های تخت و سینوسی شکل به ترتیب ۲۵ و ۷۸ درصد افزایش می‌یابد. با این حال مقادیر معیار ارزیابی عملکرد تقریباً در تمامی بازه‌های عدد رینولدز بررسی شده برای کلکتور با لوله جاذب مجهز به پره سینوسی کمتر از پره صاف است. مطالعه عددی تأثیر پره بر عملکرد یک کلکتور خورشیدی سهموی خطی مجهز به لوله‌ی جاذب نیم‌دایره‌ای شکل توسط گانگ و همکاران [۱۶] انجام شد. بدین منظور آنها از دو نوع پره سوزنی شکل نازک و بلند و همچنین کوتاه و ضخیم استفاده کردند. آنها گزارش کردند که به طور کلی بازه حرارتی کلکتور با لوله جاذب پره‌دار بیشتر از نوع ساده است. همچنین نتایج مطالعه آنها نشان داد که بازه حرارتی کلکتور با لوله جاذب مجهز به پره سوزنی شکل نازک و بلند بیشتر از نوع کوتاه و ضخیم است. آمینا و همکاران [۱۷] با ایجاد پره‌های طولی مثلثی و مستطیلی شکل درون لوله‌ی جاذب یک کلکتور سهموی خطی و استفاده همزمان از نانوسیال افزایش انتقال حرارت را مورد ارزیابی قرار دادند. آنها از سیال پایه دوترم A و نانوذرات اکسید آلومینیوم، مس، کاربید سیلیسیم و کربن استفاده کردند. نتایج مطالعه عددی آنها مشخص کرد که معیار ارزیابی عملکرد هنگام استفاده از پره‌های طولی مثلثی شکل بیشتر از نوع مستطیلی است. از طرفی دیگر معیار ارزیابی عملکرد هنگام استفاده همزمان از پره و نانوسیال مس - دوترم A دارای بیشترین مقدار در مقایسه با دیگر حالات است. خان و همکاران [۱۸] به بررسی مقایسه‌ای عملکرد کلکتور سهموی خطی با سه نوع لوله جاذب ساده، پره‌دار و مجهز به نوار پیچشی حاوی نانوسیال اکسید آلومینیوم - آب پرداختند. در این مطالعه عددی آنها

گزارش کردند که بیشترین افزایش بازه حرارتی با استفاده از ترکیب نانوسیال و نوار پیچشی رخ می‌دهد و مقدار آن ۲/۷۱ درصد است و پس از آن ترکیب پره و نانوسیال با افزایش ۲/۴۴ درصد قرار دارد. بلوس و تیزیوانیدیس [۱۹] با استفاده از سه نوع لوله جاذب پره‌دار، مجهز به نوار پیچشی و لوله جاذب مجهز به صفحات سوراخدار عملکرد حرارتی و هیدرودینامیکی کلکتور خورشیدی سهموی خطی را به روش عددی ارزیابی کردند. آنها نتیجه گرفتند که بیشترین افزایش بازه حرارتی نسبت به لوله جاذب ساده هنگامی رخ می‌دهد که کلکتور مجهز به لوله جاذب پره‌دار باشد.

استفاده از توربولاتور در داخل لوله جاذب باعث افزایش اغتشاشات و به دنبال آن افزایش انتقال حرارت می‌شود. از طرفی دیگر افت فشار و توان پمپاژ نیز افزایش می‌یابند. بلوس و همکاران [۲۰] با استفاده از یک توربولاتور ستاره‌ای شکل قرار داده شده درون لوله جاذب یک کلکتور سهموی خطی عملکرد انرژی، هیدرودینامیکی و آگرژی آن را مورد ارزیابی قرار دادند. بدین منظور آنها از توربولاتور با پره‌های مستطیل شکل در طول و ضخامت‌های مختلف استفاده کردند. مطالعه عددی آنها نشان داد که بیشترین میزان افزایش عدد ناسلت و ضریب انتقال حرارت جابجایی نسبت به لوله جاذب ساده ۶۰ درصد است در حالی که میزان افزایش افت فشار تا ۹۰۰ درصد اتفاق می‌افتد.

استفاده همزمان از پره داخلی طولی مستطیل شکل به منظور افزایش سطح انتقال حرارت و توربولاتور ستاره‌ای شکل به منظور افزایش اغتشاشات در داخل لوله جاذب روش جدیدی است که تاکنون به آن توجه نشده است. به همین منظور در این مقاله عملکرد کلکتور خورشیدی سهموی خطی مجهز به لوله جاذب پره‌دار و توربولاتوردار از دیدگاه انرژی، هیدرودینامیکی و آگرژی به صورت عددی مطالعه می‌شود. همچنین اثر افزایش و کاهش طول پره‌های داخلی

صفر تا ۲۰ میلی‌متر و ضخامت آن‌ها ۲ میلی‌متر فرض شده است. فضای بین لوله جاذب و پوشش شیشه‌ای حالت خلأ منظور شده است. جریان سیال به صورت مغشوش و حالت پایا و سیال به صورت تراکم ناپذیر در نظر گرفته شده است. بر این اساس معادلات حاکم شامل پیوستگی، ممتوم و انرژی به ترتیب مطابق با روابط (۱) تا (۳) بیان می‌شوند [۲۱].

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu_{eff} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu_{eff} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \delta_{ij} - \overline{\rho u_i' u_j'} \right) + S_m \quad (2)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j c_p T) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(k \frac{\partial T}{\partial x_j} + \frac{\mu_i}{\sigma_{h,t}} \frac{\partial(c_p T)}{\partial x_j} \right) + u_j \frac{\partial p}{\partial x_j} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \left(\mu_{eff} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu_{eff} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \delta_{ij} - \overline{\rho u_i' u_j'} \right) \quad (3)$$

در مطالعه حاضر به منظور مدلسازی جریان آشفته از مدل دو معادله‌ای k-ε realizable استفاده شده است و معادلات آن به صورت زیر بیان می‌شوند [۲۲]:

و پره‌های توربولاتور ستاره‌ای شکل بر عملکرد کلکتور نیز بررسی می‌شود. با توجه به اینکه توربولاتور ستاره‌ای شکل از پره‌های مستطیل شکل تشکیل شده است، لوله جاذب شامل پره داخلی و توربولاتور ستاره‌ای شکل، لوله جاذب پره مرکب نامگذاری می‌شود که در این مقاله سه حالت لوله جاذب پره مرکب در نظر گرفته شده است.

مشخصات کلکتور خورشیدی و روش حل عددی

کلکتور خورشیدی سهموی خطی مورد تحلیل در مطالعه حاضر مدل LS-2 است که شماتیک آن به همراه ابعاد منعکس کننده در شکل ۱ نشان داده شده است. طول کلکتور برابر با ۷/۸ متر و عرض دهانه آن ۵ متر و فاصله کانونی برابر با ۱/۸۴ متر است. در این مطالعه یک لوله جاذب جدیدی مجهز به پره داخلی و توربولاتور ستاره‌ای شکل معرفی شده است که در این مقاله لوله جاذب پره مرکب نامگذاری شده و اثر این تغییر ساختار دریافت کننده بر عملکرد کلکتور مطالعه شده است. شماتیک این لوله جاذب جدید در شکل ۲ نشان داده شده است. L_f نشان دهنده طول پره‌های داخلی و L_{sf} بیانگر طول پره‌های توربولاتور ستاره‌ای شکل است. قطر داخلی لوله جاذب ۶۶ میلی‌متر و قطر خارجی آن ۷۰ میلی‌متر است. همچنین قطر داخلی پوشش شیشه‌ای ۱۰۹ میلی‌متر در نظر گرفته شده است. طول پره‌های داخلی و پره‌های توربولاتور ستاره‌ای شکل



شکل ۱: شماتیک کلکتور خورشیدی سهموی خطی مورد مطالعه

$$\eta = \frac{Ek}{\varepsilon} \quad (9)$$

پارامتر E نیز به صورت زیر بیان می شود [۲۲]:

$$E \equiv \sqrt{2E_{ij}E_{ij}} \quad (10)$$

ویسکوزیته آشفتگی یا ادی ویسکوزیته از طریق رابطه‌ی زیر مدلسازی می شود [۲۳]:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (11)$$

مساحت دهانه کلکتور بر اساس رابطه زیر محاسبه می شود [۲۴]:

$$A_a = (W - D_{co})L \quad (12)$$

تثعشع قابل دسترس در دهانه کلکتور به صورت زیر است [۲۵]:

$$Q_s = A_a G_b \quad (13)$$

انرژی جذب شده توسط دریافت کننده مطابق با رابطه‌ی زیر محاسبه می شود [۲۵]:

$$Q_{abs} = \eta_{op} Q_s \quad (14)$$

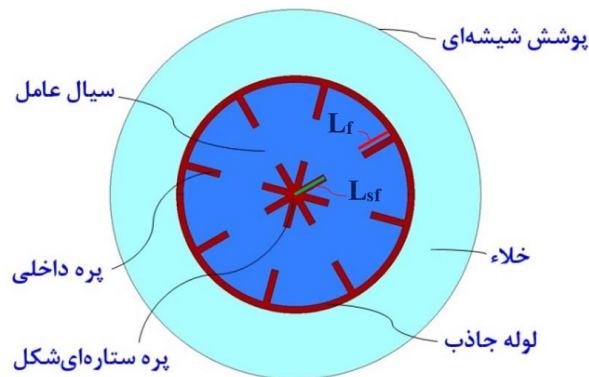
که در آن، η_{op} نشان دهنده بازده نوری کلکتور است و بر اساس رابطه‌ی زیر محاسبه می شود [۲۶]:

$$\eta_{op} = \rho_m \gamma \tau \alpha K_\theta \quad (15)$$

که در آن، ρ_m بیانگر ضریب انعکاس منعکس کننده، τ ضریب عبور پوشش شیشه‌ای، α ضریب جذب لوله‌ی جذب، γ ضریب دریافت پرتوهای تثعشع برخوردی به لوله‌ی جذب و θ زاویه تابش تثعشع برخوردی به منعکس کننده است. همچنین k بیانگر بهینه‌ساز زاویه‌ی برخوردی است و برای کلکتور LS-2 با استفاده از رابطه زیر حاصل می شود [۲۷]

$$K_\theta = \frac{1}{\cos \theta} (\cos \theta + 0.000884\theta - 0.00005369\theta^2) \quad (16)$$

انرژی مفید خروجی از کلکتور و دریافت شده توسط سیال عامل از طریق رابطه‌ی زیر محاسبه می شود [۲۴]:



شکل ۲: نمای روبرویی لوله جاذب مجهز به پره و توربولاتور

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - \rho \varepsilon \quad (4)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \varepsilon u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 S \varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{v \varepsilon}} \quad (5)$$

که در آن k بیانگر انرژی جنبشی آشفتگی، ε نرخ اتلافات و G_k تولید انرژی جنبشی آشفتگی هستند. تولید انرژی جنبشی آشفتگی به صورت زیر تعریف می شود [۲۳]:

$$G_k = 2\mu_t E_{ij} E_{ji} \quad (6)$$

که در آن E_{ij} بیانگر نرخ تغییر شکل المان سیال است و به صورت زیر بیان می شود.

$$E_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (7)$$

همچنین σ_k و σ_ε نشان دهنده اعداد پراوتل آشفتگی برای k و ε و به ترتیب معادل ۱ و ۱/۲ هستند. C_1 و C_2 نیز به صورت زیر تعریف می شوند [۲۲]:

$$C_1 = \max \left[0.43, \frac{\eta}{\eta + 1} \right], \quad C_2 = 1.9 \quad (8)$$

که در آن پارامتر η به صورت زیر تعریف می شود [۲۲]:

$$h_{out} = 4V_{wind}^{0.58} D_{co}^{-0.42} \quad (24)$$

فضای بین پوشش شیشه‌ای و لوله‌ی جاذب خلأ در نظر گرفته می‌شود. همچنین دو طرف این فضا شرایط تقارنی فرض شده است [۳۳]. ضریب صدور پوشش شیشه‌ای ثابت و برابر با ۰/۸۶ و ضریب صدور لوله‌ی جاذب تابعی از دما فرض می‌شود و مطابق با رابطه زیر محاسبه می‌شود [۳۴]:

$$\varepsilon_r = 0.05599 + 1.039 \times 10^{-4} (T_r - 273.15) + 2.249 \times 10^{-7} (T_r - 273.15)^2 \quad (25)$$

قابلیت هدایت حرارتی لوله‌ی جاذب بر اساس رابطه زیر بدست می‌آید [۳۴]:

$$\lambda_r = 14.775 + 0.0153T_r \quad (26)$$

معیار ارزیابی عملکرد کلکتور خورشیدی سهموی خطی در توان پمپاژ ثابت کلکتور بر اساس رابطه‌ی زیر محاسبه می‌شود [۳۵]:

$$PEC = \frac{Nu_{finned} / Nu_{smooth}}{(f_{finned} / f_{smooth})^{1/3}} \quad (27)$$

اگرژی مفید جریان بر حسب رابطه‌ی زیر بیان می‌شود [۲۵]:

$$Q_u = Q_u - \dot{m}c_p T_0 \ln \left(\frac{T_{out}}{T_{in}} \right) - \dot{m}T_0 \frac{\Delta p}{\rho T_{fm}} \quad (28)$$

که در آن T_0 دمای مرجع بر حسب (K) است. برای محاسبه اگرژی خورشیدی از رابطه‌ی زیر استفاده می‌شود [۳۶]:

$$E_s = Q_s \left[1 - \frac{4}{3} \left(\frac{T_0}{T_{sun}} \right) + \frac{1}{3} \left(\frac{T_0}{T_{sun}} \right)^4 \right] \quad (29)$$

که در آن T_{sun} دمای خورشید است و برابر با (K) ۵۷۷۰ در نظر گرفته شده است [۲۵].

بازده اگرژی کلکتور بر اساس رابطه زیر محاسبه می‌شود [۲۵]:

$$\eta_{ex} = \frac{E_u}{E_s} \quad (30)$$

سیال پایه‌ی مورد استفاده در این مقاله روغن حرارتی دوترم A است و خواص ترموفیزیکی آن از [۳۷] آورده شده‌اند. همچنین به منظور حل معادلات حاکم از نرم افزار انسیس-

$$Q_u = \dot{m}c_p (T_{out} - T_{in}) \quad (17)$$

که در آن T_{in} و T_{out} به ترتیب دمای ورودی و خروجی سیال عامل (K) و \dot{m} دبی جرمی کلکتور بر حسب (kg/s) هستند.

بازده انرژی کلکتور بر اساس رابطه زیر محاسبه می‌شود [۲۸]:

$$\eta_{en} = \frac{Q_u}{Q_s} \quad (18)$$

ضریب انتقال حرارت جابجایی سیال از رابطه زیر محاسبه می‌شود [۲۴]:

$$h = \frac{Q_u}{\pi D_{ri} L (T_r - T_{fm})} \quad (19)$$

که در آن T_r دمای متوسط لوله‌ی جاذب (K) و T_{fm} دمای متوسط سیال عامل (K) است. برای محاسبه دمای متوسط سیال عامل رابطه‌ی زیر استفاده می‌شود [۲۹]:

$$T_{fm} = \frac{T_{out} + T_{in}}{2} \quad (20)$$

محاسبه عدد ناسلت برای سیال عامل بر اساس رابطه‌ی زیر انجام می‌شود:

$$Nu = \frac{h D_{ri}}{\lambda} \quad (21)$$

که در آن λ قابلیت هدایت حرارتی سیال عامل است.

عدد رینولدز بر اساس رابطه‌ی زیر تعریف می‌شود [۳۰]:

$$Re = \frac{4\dot{m}}{\pi D_{ri} \mu} \quad (22)$$

پوشش شیشه‌ای در معرض اتلافات حرارتی ناشی از تشعشع با آسمان و اتلافات جابجایی محیط است. شبیه‌سازی این اتلافات در نرم‌افزار با تعریف دمای آسمان و ضریب انتقال حرارت جابجایی بین پوشش شیشه‌ای و محیط اطراف انجام می‌شود.

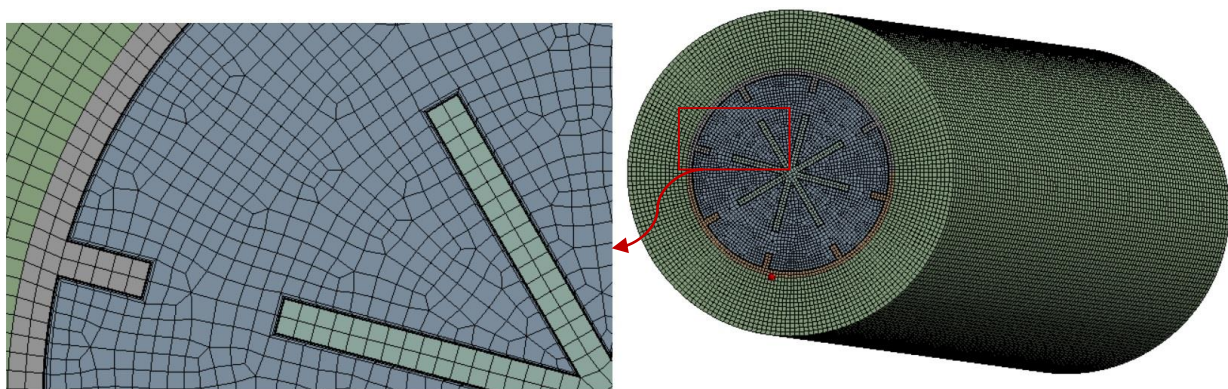
دمای آسمان (K) مطابق با رابطه‌ی زیر محاسبه می‌شود [۳۱]:

$$T_{sky} = 0.0553T_{amb}^{1.5} \quad (23)$$

ضریب انتقال حرارت جابجایی بین پوشش شیشه‌ای و محیط اطراف (W/m²K) از طریق رابطه‌ی زیر بدست می‌آید [۳۲]:

فلوئنت استفاده می‌شود که روش حل معادلات پیوستگی، ممنتوم، انرژی و مدل دو معادله‌ای آشفتگی $k-\varepsilon$ مبتنی بر روش حجم محدود است. به منظور ارتباط بین فشار و سرعت از الگوریتم سیمپل استفاده می‌شود. برای گسسته‌سازی معادلات حاکم از طرح‌های تخفیف مرتبه دوم (آپ‌ویند مرتبه دو) استفاده می‌شود. با توجه به مغشوش بودن جریان سیال برای در نظر گرفتن اثرات نزدیک دیواره مقدار y^+ باید برابر با ۱ باشد [۳۸].

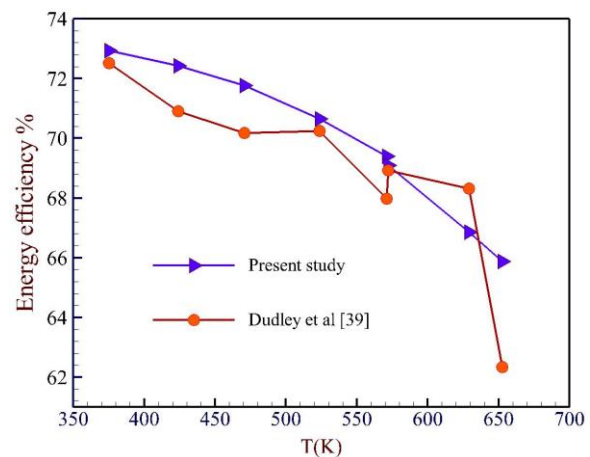
در شکل ۳ نمونه‌ای از شبکه‌بندی دریافت‌کننده کلکتور به همراه مش لایه مرزی در نزدیکی پره‌ها و دیواره داخلی لوله جاذب نشان داده شده است. به منظور شبکه‌بندی دامنه حل از نرم‌افزار انسیس-مشینگ استفاده شده است. برای ۶ نوع لوله جاذب با انجام شبکه‌بندی‌های مختلف مناسب‌ترین شبکه انتخاب شده است. به طور مثال مناسب‌ترین شبکه برای لوله جاذب پره مرکب با پره‌های داخلی بزرگ (شکل ۳) با تعداد ۱۰۱۲۸۲۴ گره بدست آمد.



شکل ۳: نمونه شبکه‌بندی دریافت‌کننده کلکتور به همراه مش لایه مرزی

در شکل ۴ مقایسه نتایج مستخرج از نرم‌افزار انسیس-فلوئنت با نتایج تجربی دودلی و همکاران [۳۹] برای یک لوله جاذب ساده نشان داده شده است.

مطابق با شکل ۴ اختلاف نسبی بین نتایج مطالعه حاضر با نتایج تجربی قابل قبول است. بیشترین میزان اختلاف نسبی برابر با ۵/۶۶ درصد و متوسط اختلاف نسبی برابر با ۱/۹۶ درصد است که نشان می‌دهد کد شبیه‌سازی استفاده‌شده در این مطالعه از دقت بالایی برخوردار است.



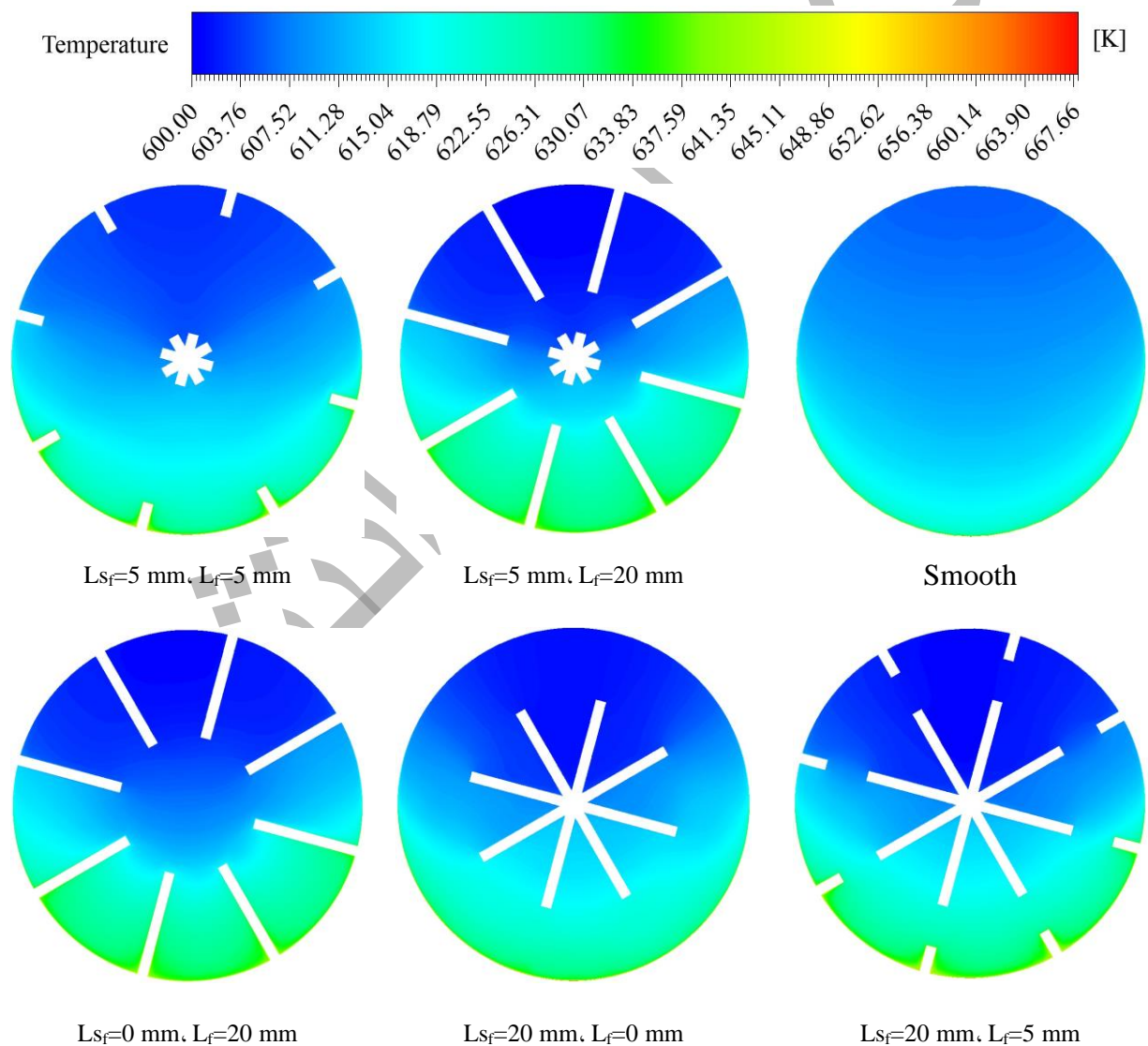
شکل ۴: مقایسه نتایج حل عددی مطالعه حاضر با نتایج تجربی [۳۹]

نتایج و بحث

تحلیل و ارزیابی نتایج این مطالعه در ۶ نوع لوله جاذب مختلف و دمای سیال عامل ۶۰۰ K و اعداد رینولدز 2×10^4 تا 10^5 انجام شده است. در شکل ۵ کانتورهای دمای سیال عامل برای این ۶ نوع لوله جاذب در عدد رینولدز 10^5 و دمای سیال ۶۰۰ K ترسیم شده است. مطابق با شکل ۵ مشاهده می‌شود که با پره‌دار کردن لوله جاذب توزیع دمای

پره و توربولاتور باعث می‌شوند که سیال عامل گرمای بیشتری از لوله جاذب جذب کند که این موضوع باعث کاهش دمای لوله جاذب می‌شود. در شکل ۶ توزیع سرعت سیال در بخش خروجی لوله جاذب برای شرایط فوق نشان داده شده است. سرعت سیال خروجی از یک لوله جاذب پره‌دار و توربولاتوردار بیشتر از لوله جاذب ساده است. بیشتر بودن سرعت سیال باعث اختلاط بیشتر جریان و افزایش انتقال حرارت می‌شود.

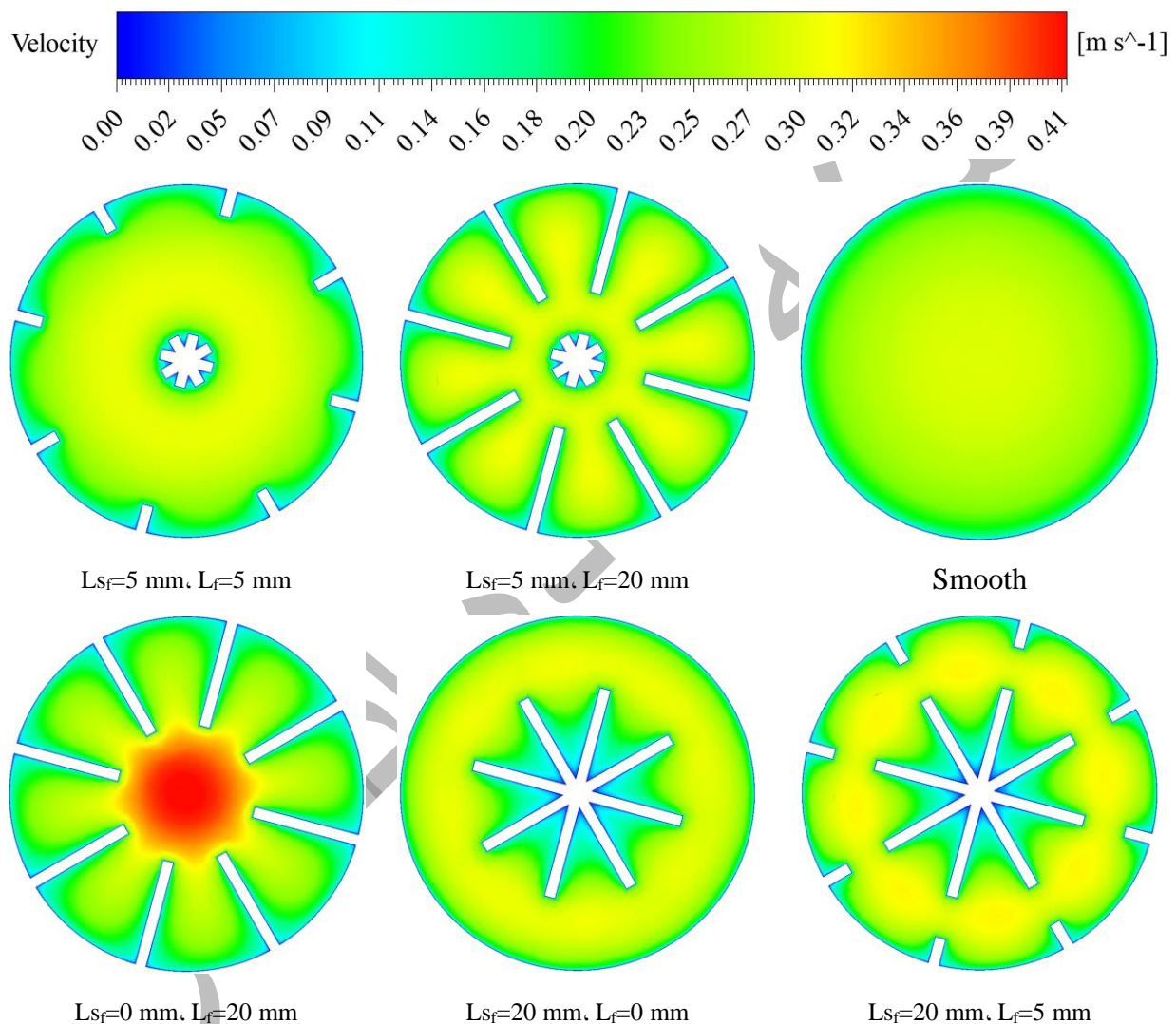
سیال تغییر کرده است. وجود پره و توربولاتور در داخل لوله جاذب باعث برهم خوردگی یکنواختی سیال و انتقال حرارت بیشتر از سمت جداره لوله به سیال عامل می‌شود. از طرفی دیگر افزایش طول پره‌های داخلی و پره‌های توربولاتور این موضوع را تشدید می‌کند. با توجه به اینکه شار حرارتی در بخش پایینی لوله جاذب بسیار بیشتر از بخش بالایی آن است، قراردادن پره و توربولاتور در داخل لوله جاذب این موضوع را بیشتر نمایان می‌کند. در حقیقت



شکل ۵: توزیع دمای سیال عامل در مقطع خروجی لوله جاذب برای لوله‌های جاذب مختلف در $T=600\text{ K}$ و $Re=10^5$

شدن بیشتر سیال و افزایش اغتشاشات می‌شود و این موضوع باعث حرکت سیال گرم از نزدیکی لوله جاذب به سمت مرکز لوله و همچنین باعث تشدید انتقال حرارت می‌شود.

ترکیب پره و توربولاتور این موضوع را تشدید می‌کند. وجود پره داخلی طولی چسبیده به لوله جاذب باعث افزایش سطح انتقال حرارت و متعاقب آن افزایش انتقال حرارت از لوله جاذب به سیال عامل می‌شود. همچنین قراردادن توربولاتور در مرکز لوله جاذب باعث مخلوط

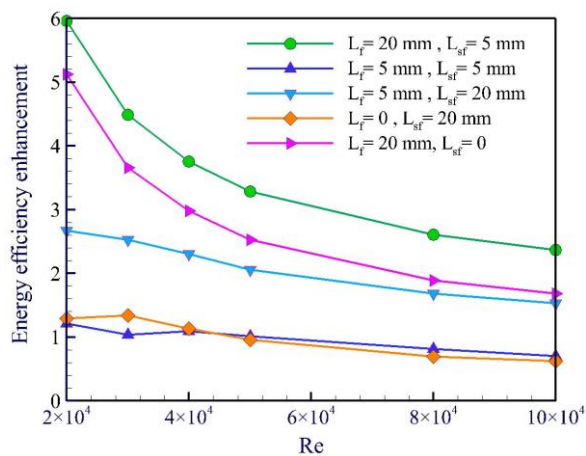


شکل ۶: توزیع سرعت سیال عامل در مقطع خروجی لوله جاذب برای لوله‌های جاذب مختلف در $T=600 \text{ K}$ و $Re=10^5$

پره مرکب با طول پره داخلی بزرگ و طول پره توربولاتور کم ($L_s=5 \text{ mm}, L_f=20 \text{ mm}$) است. پس از آن لوله جاذب پره‌دار داخلی ($L_s=0 \text{ mm}, L_f=20 \text{ mm}$) و کمترین مقادیر بازده انرژی مربوط به لوله جاذب ساده است.

در شکل ۷ بازده انرژی کلکتور برای لوله‌های جاذب ساده، پره‌دار، توربولاتوردار و پره مرکب بر حسب عدد رینولدز نشان داده شده است. همانطور که در شکل ۷ نشان داده شده است بیشترین مقادیر بازده انرژی مربوط به لوله جاذب

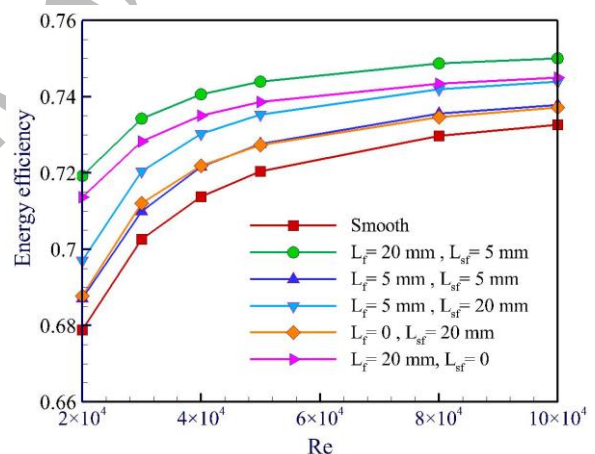
رینولدز برای لوله جاذب پره مرکب با پره‌های کوتاه، پره داخلی بزرگ و پره توربولاتور بزرگ به ترتیب برابر با ۷/۳۷، ۴/۲۷ و ۶/۷۲ درصد است. این نتایج نشان می‌دهد که بهبود بازده انرژی با افزایش عدد رینولدز در لوله‌های جاذب ساده، توربولاتوردار و پره مرکب با پره‌های کوتاه ملموس‌تر است و بهتر است که در این نوع لوله‌های جاذب کارکرد کلکتور در اعداد رینولدز بالا باشد. از طرفی دیگر در اعداد رینولدز بالا باز هم کلکتور با لوله جاذب پره مرکب، پره‌دار و توربولاتوردار نسبت به لوله جاذب ساده ارجحیت دارد (شکل ۸).



شکل ۸: افزایش بازده انرژی کلکتور بر حسب عدد رینولدز برای لوله‌های جاذب پره داخلی، توربولاتوردار و پره مرکب نسبت به لوله جاذب ساده

در شکل ۹ ضریب انتقال حرارت جابجایی و در شکل ۱۰ عدد ناسلت برای کلکتور خورشیدی سهموی خطی با لوله‌های جاذب مختلف بر حسب عدد رینولدز ترسیم شده است. با افزایش عدد رینولدز ضریب انتقال حرارت جابجایی و عدد ناسلت برای تمامی حالات روند افزایشی دارد که این موضوع به طبیعت جریان مغشوش و بیشتر شدن اغتشاشات و متعاقباً افزایش انتقال حرارت مربوط می‌شود. در اغلب مطالعات مربوط به کلکتورهای خورشیدی سهموی خطی با لوله جاذب پره‌دار حاوی سیال‌های عامل مختلف نتایج مشابهی گزارش شده است

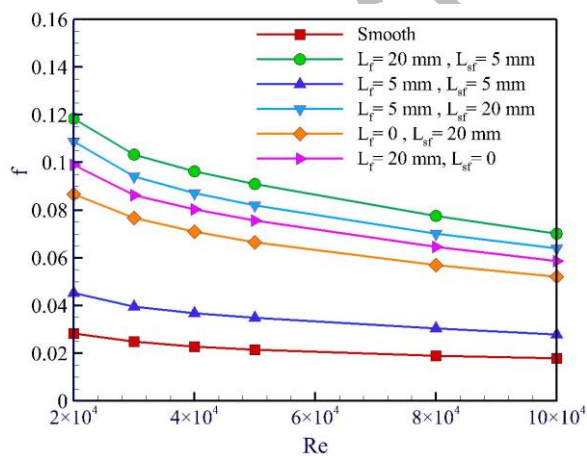
بر اساس این نتایج مشخص می‌شود که در تمامی حالت مورد بررسی هم با پره داخلی و هم توربولاتور و هم ترکیب هر دو بازده انرژی کلکتور بیشتر از لوله جاذب ساده است. با این حال بهبودی بازده انرژی با لوله جاذب توربولاتوردار ($L_f=0$ mm, $L_{sf}=20$ mm) و لوله جاذب پره مرکب با پره‌های کوتاه ($L_f=5$ mm, $L_{sf}=5$ mm) نسبت به لوله جاذب ساده کمتر از دیگر حالات است (شکل ۸). بیشترین افزایش بازده انرژی مربوط به لوله جاذب پره مرکب با پره‌های داخلی بزرگ و برابر با ۵/۹۶ درصد است که در کمترین عدد رینولدز رخ می‌دهد و پس از آن لوله جاذب داخلی با بهبودی ۵/۱۲ درصد قرار دارد. در این عدد رینولدز افزایش بازده انرژی برای پره مرکب با پره‌های توربولاتور بزرگ ($L_f=5$ mm, $L_{sf}=20$ mm) نسبت به لوله جاذب ساده ۲/۶۷ درصد است.



شکل ۷: بازده انرژی کلکتور بر حسب عدد رینولدز برای لوله‌های جاذب مختلف ساده، پره داخلی، توربولاتوردار و پره مرکب

از طرفی دیگر مطابق با شکل ۷ برای کلکتور با لوله‌های جاذب مختلف افزایش عدد رینولدز باعث افزایش بازده انرژی می‌شود. برای لوله جاذب ساده با افزایش عدد رینولدز از 2×10^4 به 10^5 بازده انرژی ۷/۹۲ درصد افزایش می‌یابد. این میزان افزایش برای کلکتور با لوله جاذب پره داخلی و توربولاتوردار به ترتیب برابر با ۴/۳۹ و ۷/۲۱ درصد است. با این حال افزایش بازده انرژی با افزایش عدد

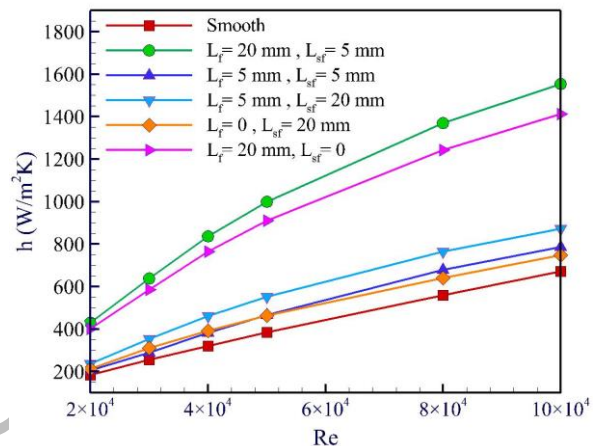
در شکل ۱۱ ضریب اصطکاک سیال برای لوله‌های جاذب مختلف بر حسب عدد رینولدز ترسیم شده است. مطابق با شکل ۱۱ مشاهده می‌شود که بیشترین میزان ضریب اصطکاک مربوط به لوله جاذب پره مرکب با پره‌های داخلی بزرگ، لوله جاذب پره داخلی و لوله جاذب توربولاتوردار در رده‌های بعدی قرار دارند. بیشترین و کمترین مقدار افزایش ضریب اصطکاک هنگام استفاده از لوله جاذب پره مرکب با پره‌های داخلی بزرگ به جای لوله جاذب ساده به ترتیب ۳۲۲ و ۲۹۲ درصد، پره مرکب با پره‌های کوتاه به ترتیب ۶۲ و ۵۶ درصد، پره مرکب با پره توربولاتور بزرگ به ترتیب ۲۸۶ و ۲۵۷ درصد، لوله جاذب پره‌دار به ترتیب ۲۱۲ و ۱۹۱ درصد و لوله جاذب توربولاتوردار به ترتیب ۲۵۲ و ۲۲۷ درصد نتیجه شد که مقادیر حداقل افزایش ضریب اصطکاک در بیشترین عدد رینولدز رخ می‌دهد. این نتایج نشان می‌دهد که استفاده از پره، توربولاتور و پره مرکب در داخل لوله جاذب کلکتور خورشیدی سهموی خطی در اعداد رینولدز بالا از دیدگاه هیدرودینامیکی مناسب‌تر است.



شکل ۱۱: تغییرات ضریب اصطکاک بر حسب عدد رینولدز برای لوله‌های جاذب ساده، پره داخلی، توربولاتوردار و پره مرکب

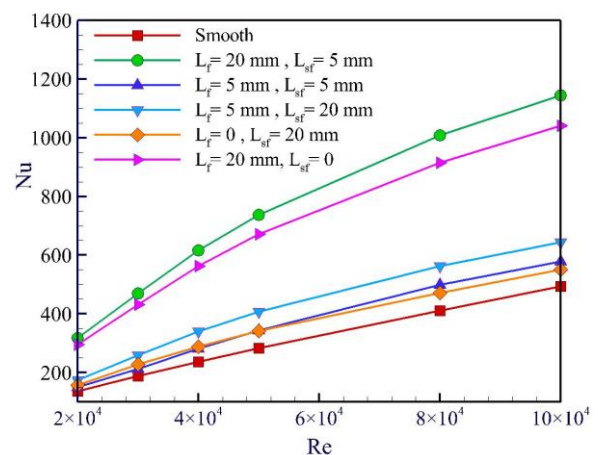
با توجه به اهمیت مطالعه تغییرات دو پارامتر عدد ناسلت و ضریب اصطکاک در رفتار سیال [۴۱] و [۴۲]

[۴۰]. از طرفی دیگر بیشترین میزان ضریب انتقال حرارت و عدد ناسلت مربوط به لوله جاذب پره مرکب با پره داخلی بزرگ است و پس از آن لوله جاذب پره داخلی قرار دارد.



شکل ۹: ضریب انتقال حرارت جابجایی بر حسب عدد رینولدز برای لوله‌های جاذب ساده، پره داخلی، توربولاتوردار و پره مرکب

بیشترین میزان افزایش ضریب انتقال حرارت و عدد ناسلت هنگام استفاده از لوله‌های جاذب پره مرکب با پره‌های داخلی بزرگ، پره مرکب با پره‌های کوتاه، پره مرکب با پره توربولاتور بزرگ، لوله جاذب پره‌دار و لوله جاذب توربولاتوردار به جای لوله جاذب ساده به ترتیب حدود ۱۶۲، ۱۳۹، ۴۴، ۲۲ و ۲۲ درصد است.



شکل ۱۰: عدد ناسلت بر حسب عدد رینولدز برای لوله‌های جاذب ساده، پره داخلی، توربولاتوردار و پره مرکب

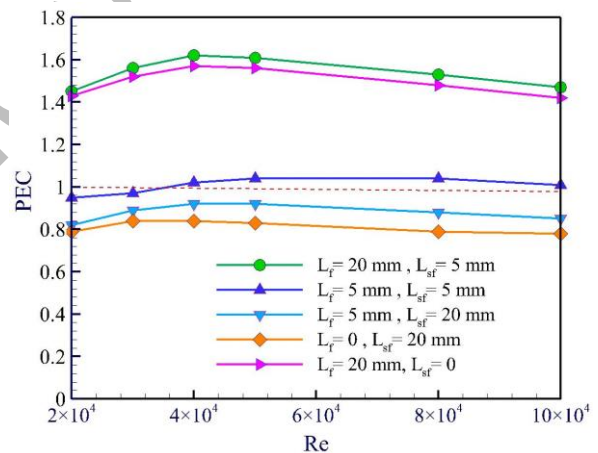
مطالعات دیگر مرتبط با کلکتورهای خورشیدی سهموی مجهز به لوله جاذب ساده و یا توربولاتوردار نیز گزارش شده است. اگر از یک پره سینوسی شکل با دامنه ۶ میلی متر و طول تناوبی ۱۰ میلی متر در داخل لوله جاذب کلکتور خورشیدی سهموی استفاده شود معیار ارزیابی عملکرد برای اعداد رینولدز بیشتر از 2×10^4 و دمای سیال 600 K کمتر از ۱ نتیجه می شود [۱۵]. با این وجود برای یک پره مستطیل شکل با طول پره ۵ میلی متر و ضخامت ۲ میلی متر مقدار PEC در همان شرایط حدود $1/29$ گزارش شده است [۱۵]. در مطالعه دیگری که از توربولاتور ستاره ای شکل در داخل لوله جاذب استفاده شده است [۲۰]، میزان افزایش ضریب اصطکاک بسیار بیشتر از افزایش عدد ناسلت گزارش شده است. بررسی نتایج این مطالعه [۲۰] نشان می دهد که معیار ارزیابی عملکرد با استفاده از پره ستاره ای شکل کمتر از ۱ است.

حال اگر معیار ارزیابی عملکرد کلکتور بر اساس رابطه زیر یا η_p که معیار ارزیابی عملکرد حرارتی نامیده می شود، بررسی شود نتایج متفاوتی نسبت به شکل قبل حاصل می شود [۱۷].

$$\eta_p = \frac{h_{fitted}}{h_{smooth}} \quad (31)$$

رابطه (۳۱) فقط اثرات انتقال حرارت را در نظر می گیرد. مطابق با شکل ۱۳ لوله جاذب پره مرکب با پره داخلی بزرگ دارای مقادیر η_p بیشتری نسبت به دیگر حالات است. در این حالت η_p در بازه $2/32$ تا $2/62$ متغیر است و بیشترین مقدار آن در عدد رینولدز 4×10^4 اتفاق می افتد. کمترین مقادیر η_p نیز تقریباً مربوط به دو حالت لوله جاذب توربولاتوردار و پره مرکب با پره توربولاتور بزرگ است. این موضوع نشان می دهد که در حالتی که طول پره داخلی کم است و یا اصلاً وجود ندارد میزان افزایش انتقال حرارت نسبت به لوله جاذب ساده ناچیز است. اگرچه در حالتی که طول پره داخلی کم و طول پره ستاره ای زیاد است میزان

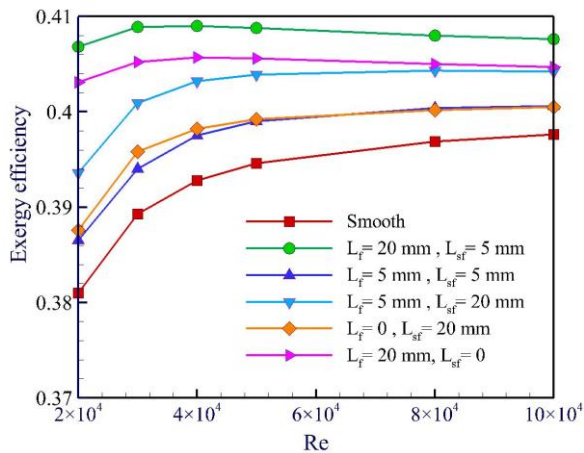
مقایسه آنها با یکدیگر با تعریف پارامتر معیار ارزیابی عملکرد (PEC)، در این مقاله نیز این موضوع برای لوله های جاذب مختلف بررسی می شود. همانطور که گفته شد معیار ارزیابی عملکرد کلکتورهای خورشیدی در توان پمپاژ ثابت از طریق رابطه (۲۷) محاسبه می شود. در حقیقت میزان افزایش انتقال حرارت نسبت به افزایش ضریب اصطکاک لوله پره دار و توربولاتوردار نسبت به لوله جاذب ساده ارزیابی می شود که این موضوع در شکل ۱۲ برای اعداد رینولدز مختلف ترسیم شده است. بیشترین مقادیر PEC مربوط به لوله جاذب پره مرکب با پره های داخلی بزرگ ($L_f=20 \text{ mm}$, $L_{sf}=5 \text{ mm}$) و در بازه $1/45$ تا $1/62$ و کمترین مقادیر مربوط به لوله جاذب توربولاتوردار ($L_f=20$ mm, $L_{sf}=0$ mm) و در بازه $0/79$ تا $0/84$ است.



شکل ۱۲: معیار ارزیابی عملکرد بر حسب عدد رینولدز برای لوله های جاذب پره داخلی، توربولاتوردار و پره مرکب نسبت به لوله جاذب ساده

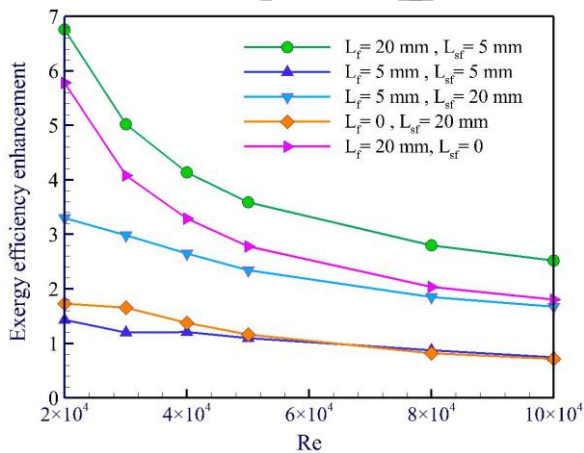
از طرفی دیگر مقادیر PEC برای لوله جاذب پره مرکب با پره توربولاتور بزرگ ($L_f=5 \text{ mm}$, $L_{sf}=20 \text{ mm}$) نیز کمتر از ۱ نتیجه شده است. مطابق با این نتایج مشاهده می شود که استفاده از توربولاتور با طول پره های بزرگ بر اساس این معیار مناسب نیست و باید از توربولاتور با پره های کوتاه استفاده شود (شکل ۱۲). مقادیر کمتر از ۱ برای PEC در

است [۴۳]. ولی برای لوله جاذب پره مرکب با پره‌های داخلی بزرگ و لوله جاذب پره‌دار تغییرات متفاوتی مشاهده می‌شود. بازده آگرژی با افزایش عدد رینولدز تا 4×10^4 افزایش و سپس کاهش می‌یابد. در واقع برای این دو نوع لوله جاذب عدد رینولدز 4×10^4 یک نقطه بهینه برای کارکرد کلکتور از دیدگاه آگرژی است.



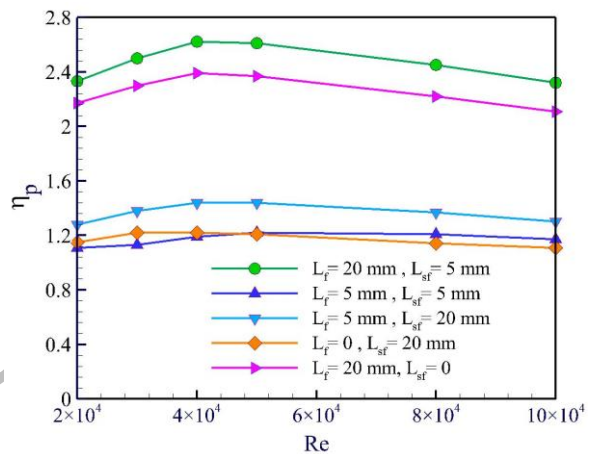
شکل ۱۴: بازده آگرژی کلکتور بر حسب عدد رینولدز برای لوله‌های جاذب ساده، پره داخلی، توربولاتوردار و پره مرکب

در شکل ۱۵ تغییرات افزایش بازده آگرژی کلکتور برای لوله‌های جاذب پره داخلی، توربولاتوردار و پره مرکب نسبت به لوله جاذب ساده ترسیم شده است.



شکل ۱۵: افزایش بازده آگرژی کلکتور بر حسب عدد رینولدز برای لوله‌های جاذب پره داخلی، توربولاتوردار و پره مرکب نسبت به لوله جاذب ساده

افزایش انتقال حرارت اندکی بهبود می‌یابد. بر این اساس استفاده از لوله جاذب با پره داخلی با طول زیاد و پره ستاره‌ای با طول کم مناسب‌ترین حالت برای افزایش میزان انتقال حرارت در کلکتور خورشیدی سهموی خطی است.



شکل ۱۳: تغییرات η_p بر حسب عدد رینولدز برای لوله‌های جاذب پره داخلی، توربولاتوردار و پره مرکب نسبت به لوله جاذب ساده

یکی از پارامترهای مهم ارزیابی کلکتورهای خورشیدی بررسی بازده آگرژی آن‌ها است. در شکل ۱۴ بازده آگرژی کلکتور برای لوله‌های جاذب مختلف نشان داده شده است. مطابق با شکل ۱۴ بازده آگرژی کلکتور با لوله جاذب پره مرکب با پره‌های داخلی بزرگ در بازده اعداد رینولدز مورد بررسی دارای بیشترین مقادیر است. پس از آن لوله جاذب پره داخلی و لوله جاذب پره مرکب با پره توربولاتور بزرگ قرار دارند. اگرچه مقادیر بازده آگرژی این دو لوله جاذب اخیر در اعداد رینولدز بالا تقریباً یکسان است.

بر اساس شکل ۱۴ مشاهده می‌شود که به طور کلی با افزایش عدد رینولدز بازده آگرژی کلکتور افزایش می‌یابد. افزایش بازده آگرژی با افزایش عدد رینولدز در اغلب مطالعات گذشته مرتبط با کلکتورهای خورشیدی سهموی مجهز به لوله جاذب ساده گزارش شده است [۲۹]. اگرچه در کلکتور سهموی خطی مجهز به لوله جاذب بیضوی شکل کاهش بازده آگرژی با افزایش عدد رینولدز گزارش شده

همانطور که در شکل ۱۵ مشاهده می‌شود بیشترین افزایش بازده انرژی مربوط به لوله جاذب پره مرکب با پره‌های داخلی بزرگ و در بازه ۲/۵۲ تا ۶/۷۶ است. این میزان بهبودی بازده انرژی برای لوله جاذب پره‌دار در بازه ۱/۸ تا ۵/۷۸ و برای لوله جاذب پره مرکب با پره‌های توربولاتور بزرگ در بازه ۱/۶۷ تا ۳/۳ درصد است.

نتیجه‌گیری

در مقاله حاضر عملکرد انرژی و انرژی یک کلکتور خورشیدی سهموی خطی در ۶ نوع لوله جاذب مختلف به صورت عددی مطالعه شده است. دمای سیال عامل 600 K و عدد رینولدز در بازه‌ی 2×10^4 تا 2×10^5 فرض شده است. پس از ارزیابی نتایج مشخص شد که:

- بازده انرژی و انرژی کلکتور با افزایش عدد رینولدز افزایش می‌یابد و بیشترین افزایش بازده انرژی و انرژی هنگام استفاده از لوله‌های جاذب پره‌دار و توربولاتوردار به‌جای لوله جاذب ساده به ترتیب برابر با ۵/۹۶ و ۶/۷۶ درصد و مربوط به

مراجع

- [1] A. Nikzad, M. Chahartaghi, and M. H. Ahmadi, "Technical, economic, and environmental modeling of solar water pump for irrigation of rice in Mazandaran province in Iran: A case study," *J. Clean. Prod.*, vol. 239, p. 118007, 2019.
- [2] A. L. I. Jabri, M. R. Ansari, and M. Marefat, "Feasibility of the performance of thermal photovoltaic systems in residential units in the climate of four cities of Abadan, Baghdad, Basra, and Tehran in terms of energy saving.," *J. Appl. Comput. Sci. Mech.*, vol. 35, no. 3, pp. 33–50, 2023. (In Persian). doi: 10.22067/JACSM.2023.79017.1141.
- [3] M. S. Barghi Jahromi, M. Iranmanesh, and H. Samimi Akhijahani, "Thermo-Economic evaluation of a solar dryer with evacuated heat pipe collector and energy storage," *J. Appl. Comput. Sci. Mech.*, vol. 32, no. 1, pp. 39–58, 2021. (In Persian). doi: 10.22067/JACSM.2021.56640.0.
- [4] K. Mohammadi and H. Khorasanizadeh, "The potential and deployment viability of concentrated solar power (CSP) in Iran," *Energy Strateg. Rev.*, vol. 24, pp. 358–369, 2019.
- [5] F. Vahidinia, H. Khorasanizadeh, and A. Aghaei, "Energy, exergy, economic and environmental evaluations of a finned absorber tube parabolic trough collector utilizing hybrid and mono nanofluids and comparison,"

لوله جاذب پره مرکب با پره‌های داخلی بزرگ است.

- بیشترین میزان معیار ارزیابی عملکرد برابر با ۱/۶۲ است که مربوط به لوله جاذب پره مرکب با پره‌های داخلی بزرگ است. همچنین مقادیر PEC برای لوله‌های جاذب مجهز به توربولاتور با پره‌های بزرگ کمتر از ۱ است. این موضوع به نامناسب بودن استفاده از توربولاتور با پره‌های بزرگ در کلکتورهای خورشیدی سهموی خطی اشاره دارد.

- بر اساس معیار ارزیابی عملکرد حرارتی استفاده از پره، توربولاتور و ترکیب آن‌ها با اندازه‌های مختلف سودمند است.

- عدد رینولدز 4×10^4 یک نقطه بهینه کارکردی برای کلکتور خورشیدی سهموی خطی مجهز به لوله جاذب پره مرکب با پره‌های داخلی بزرگ و لوله جاذب پره‌دار است.

- Renew. Energy*, vol. 205, pp. 185–199, 2023.
- [6] M. S. Mahmoud, A. S. Abbas, and A. F. Khudheyer, “Solar parabolic trough collector tube heat transfer analysis with internal conical pin fins,” *J. Green Eng.*, vol. 10, no. 10, pp. 7422–7436, 2020.
- [7] K. S. Reddy and G. V. Satyanarayana, “Numerical study of porous finned receiver for solar parabolic trough concentrator,” *Eng. Appl. Comput. Fluid Mech.*, vol. 2, no. 2, pp. 172–184, 2008.
- [8] Z. Huang, G. L. Yu, Z. Y. Li, and W. Q. Tao, “Numerical study on heat transfer enhancement in a receiver tube of parabolic trough solar collector with dimples, protrusions and helical fins,” *Energy Procedia*, vol. 69, pp. 1306–1316, 2015.
- [9] E. Bellos, C. Tzivanidis, and D. Tsimpoukis, “Thermal enhancement of parabolic trough collector with internally finned absorbers,” *Sol. energy*, vol. 157, pp. 514–531, 2017.
- [10] E. Bellos, C. Tzivanidis, and D. Tsimpoukis, “Multi-criteria evaluation of parabolic trough collector with internally finned absorbers,” *Appl. Energy*, vol. 205, pp. 540–561, 2017.
- [11] X. Gong, F. Wang, H. Wang, J. Tan, Q. Lai, and H. Han, “Heat transfer enhancement analysis of tube receiver for parabolic trough solar collector with pin fin arrays inserting,” *Sol. Energy*, vol. 144, pp. 185–202, 2017.
- [12] Z. Huang, Z.-Y. Li, G.-L. Yu, and W.-Q. Tao, “Numerical investigations on fully-developed mixed turbulent convection in dimpled parabolic trough receiver tubes,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 114, pp. 1287–1299, 2017.
- [13] A. Laaraba and G. Mebarki, “Enhancing thermal performance of a parabolic trough collector with inserting longitudinal fins in the down half of the receiver tube,” *J. Therm. Sci.*, vol. 29, no. 5, pp. 1309–1321, 2020.
- [14] M. Fatouh, N. Saad, and A. M. M. Abdala, “Effects of Fins Base Rounding on Heat Transfer Characteristics of Absorber Tube of Parabolic Trough Collector,” *Arab. J. Sci. Eng.*, vol. 48, no. 3, pp. 2851–2871, 2023.
- [15] B. Kurşun, “Thermal performance assessment of internal longitudinal fins with sinusoidal lateral surfaces in parabolic trough receiver tubes,” *Renew. energy*, vol. 140, pp. 816–827, 2019.
- [16] J. Gong, J. Wang, P. D. Lund, D. Zhao, J. Xu, and Y. Jin, “Comparative study of heat transfer enhancement using different fins in semi-circular absorber tube for large-aperture trough solar concentrator,” *Renew. Energy*, vol. 169, pp. 1229–1241, 2021.
- [17] B. Amina, A. Miloud, L. Samir, B. Abdelylah, and J. P. Solano, “Heat transfer enhancement in a parabolic trough receiver using longitudinal fins and nanofluids,” *J. Therm. Sci.*, vol. 25, no. 5, pp. 410–417, 2016.
- [18] M. S. Khan *et al.*, “Comparative performance assessment of different absorber tube geometries for parabolic trough solar collector using nanofluid,” *J. Therm. Anal. Calorim.*, vol. 142, no. 6, pp. 2227–2241, 2020.
- [19] E. Bellos and C. Tzivanidis, “Enhancing the performance of evacuated and non-evacuated parabolic trough collectors using twisted tape inserts, perforated plate inserts and internally finned absorber,” *Energies*, vol. 11, no. 5, p. 1129, 2018.
- [20] E. Bellos and C. Tzivanidis, “Investigation of a star flow insert in a parabolic trough solar collector,” *Appl. Energy*, vol. 224, pp. 86–102, 2018.

- [21] A. Mwesigye, T. Bello-Ochende, and J. P. Meyer, "Heat transfer and entropy generation in a parabolic trough receiver with wall-detached twisted tape inserts," *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 99, pp. 238–257, 2016.
- [22] A. Mwesigye, T. Bello-Ochende, and J. P. Meyer, "Numerical investigation of entropy generation in a parabolic trough receiver at different concentration ratios," *Energy*, vol. 53, pp. 114–127, 2013.
- [23] M. Malekan, A. Khosravi, and S. Syri, "Heat transfer modeling of a parabolic trough solar collector with working fluid of Fe₃O₄ and CuO/Therminol 66 nanofluids under magnetic field," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 163, p. 114435, 2019.
- [24] J. A. Duffie, W. A. Beckman, and N. Blair, *Solar Engineering of Thermal Processes, Photovoltaics and Wind*. John Wiley & Sons, 2020.
- [25] E. Bellos and C. Tzivanidis, "Thermal analysis of parabolic trough collector operating with mono and hybrid nano fluids," *Sustain. Energy Technol. Assessments*, no. October, pp. 0–1, 2017, doi: 10.1016/j.seta.2017.10.005.
- [26] E. Bellos, "Thermal efficiency enhancement of nanofluid-based parabolic trough collectors," *J. Therm. Anal. Calorim.*, vol. 7, 2018, doi: 10.1007/s10973-018-7056-7.
- [27] O. Behar, A. Khellaf, and K. Mohammedi, "A novel parabolic trough solar collector model–Validation with experimental data and comparison to Engineering Equation Solver (EES)," *Energy Convers. Manag.*, vol. 106, pp. 268–281, 2015.
- [28] M. Shafiey Dehaj, M. Mirzaei, and M. Zamani Mohiabadi, "Numerical and Experimental Investigation on the Parabolic Dish Solar Concentrator," *J. Appl. Comput. Sci. Mech.*, vol. 32, no. 1, pp. 17–38, 2021. (In Persian). doi: 10.22067/JACSM.2021.56667.0.
- [29] F. Vahidinia, H. Khorasanizadeh, and A. Aghaei, "Comparative energy, exergy and CO₂ emission evaluations of a LS-2 parabolic trough collector using Al₂O₃/SiO₂-Syltherm 800 hybrid nanofluid," *Energy Convers. Manag.*, vol. 245, p. 114596, 2021.
- [30] T. L. Bergman, A. Lavine, F. P. Incropera, and D. P. Dewitt, *Fundamentals of heat and mass transfer*. John Wiley & Sons New York, 2017.
- [31] W. C. Swinbank, "Long- wave radiation from clear skies," *Q. J. R. Meteorol. Soc.*, vol. 89, no. 381, pp. 339–348, 1963.
- [32] S. C. Mullick and S. K. Nanda, "An improved technique for computing the heat loss factor of a tubular absorber," *Sol. Energy*, vol. 42, no. 1, pp. 1–7, 1989, doi: 10.1016/0038-092X(89)90124-2.
- [33] A. Mwesigye and J. P. Meyer, "Optimal thermal and thermodynamic performance of a solar parabolic trough receiver with different nanofluids and at different concentration ratios," *Appl. Energy*, vol. 193, pp. 393–413, 2017.
- [34] R. Forristall, "Heat Transfer Analysis and Modeling of a Parabolic Trough Solar Receiver Implemented in Engineering Equation Solver Heat Transfer Analysis and Modeling of a Parabolic Trough Solar Receiver Implemented in Engineering Equation Solver," no. October, 2003.
- [35] M. R. Kalateh, A. Kianifar, and M. Sardarabadi, "Experimental study and numerical modeling of the effect of utilizing selected twisted tape insert on the performance of thermal photovoltaic system," *J. Appl.*

- Comput. Sci. Mech.*, vol. 33, no. 2, pp. 1–22, 2022. (In Persian). doi: 10.22067/JACSM.2022.74538.1083.
- [36] R. Petela, “Exergy of undiluted thermal radiation,” *Sol. Energy*, vol. 74, no. 6, pp. 469–488, 2003, doi: 10.1016/S0038-092X(03)00226-3.
- [37] A. Dowtherm, “Heat transfer fluid,” *Prod. Tech. data*, 1997.
- [38] X. Song, G. Dong, F. Gao, X. Diao, L. Zheng, and F. Zhou, “A numerical study of parabolic trough receiver with nonuniform heat flux and helical screw-tape inserts,” *Energy*, vol. 77, pp. 771–782, 2014.
- [39] V. E. Dudley *et al.*, “Test results: SEGS LS-2 solar collector,” Sandia National Lab.(SNL-NM), Albuquerque, NM (United States), 1994.
- [40] M. Zaboli, S. S. M. Ajarostaghi, S. Saedodin, and B. Kiani, “Hybrid nanofluid flow and heat transfer in a parabolic trough solar collector with inner helical axial fins as turbulator,” *Eur. Phys. J. Plus*, vol. 136, no. 8, p. 841, 2021.
- [41] F. Vahidinia, M. Miri, and B. Keshtegar, “Study of entropy generation and evaluation statistical heat transfer properties in turbulent flow,” *J. Appl. Comput. Sci. Mech.*, vol. 29, no. 1, pp. 63–80, 2017. (In Persian). doi: 10.22067/FUM-MECH.V29I1.59586.
- [42] F. Vahidinia and G. A. Sheikhzadeh, “The Friction Factor of Turbulent Flow of the Base Fluid and Nanofluid in the Statistical Approach,” *J. Appl. Comput. Sci. Mech.*, vol. 31, no. 1, pp. 39–58, 2020. (In Persian). doi: 10.22067/FUM-MECH.V31I1.81926.
- [43] H. K. Pazarlıoğlu, R. Ekiciler, K. Arslan, and N. A. M. Mohammed, “Exergetic, Energetic, and entropy production evaluations of parabolic trough collector retrofitted with elliptical dimpled receiver tube filled with hybrid nanofluid,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 223, p. 120004, 2023.