

مدل سازی عددی نحوه سیر کولاسیون سیال درون آب گرمکن های خورشیدی لوله خلاء

علی یکتا^۱، فرزاد ویسی^۲

تاریخ پذیرش مقاله:

۹۴/۲/۱۵

تاریخ دریافت مقاله:

۹۳/۹/۲۰

چکیده:

در این مقاله، مدل سازی عددی جریان سیال درون آب گرمکن های خورشیدی نوع لوله خلاء ارائه شده است. برای این مدل سازی از نرم افزار فلونت استفاده شده و در آن یک لوله خلاء به همراه مقطع مخزن متناسب با آن مدل شده اند. برای سنجش اعتبار این مدل سازی عددی از آزمایش های تجربی مقایسه شده و از همخوانی مطلوبی برخوردار می باشد. از نتایج حاصل از این مدل سازی عددی می توان برای بررسی تاثیر پارامترهای هندسی مختلفی چون نسبت ابعادی لوله ها، شیب لوله ها، حجم مخزن، فاصله بین لوله های موازی، استفاده از بازتابنده پخش در پشت لوله ها، فاصله این بازتابنده تا لوله ها و شرایط محیطی بر روی عملکرد گرمایی این نوع آب گرمکن ها استفاده نمود. از جمله نتایج حاصل از این مدل سازی، نمودارهای توزیع سرعت و توزیع دما درون دامنه حل می باشد. این نمودارها نشان می دهند که در انتهای لوله ناحیه ای ساکن قرار دارد که دمای آن بیشتر از سایر نواحی است. در قسمت زیرین مخزن نیز یک ناحیه ساکن قرار دارد که وارد چرخه سیال نمی شود و دمایش کمتر از سایر نقاط دامنه حل می باشد. تاثیر میزان میانگین سطحی انرژی تابشی خورشید روی سطح لوله جاذب بر عملکرد گرمایی این نوع آب گرمکن ها نیز بررسی گردید و نتایج نشان داد که با افزایش میانگین سطحی انرژی تابشی خورشید روی سطح لوله جاذب، عملکرد حرارتی لوله های خلاء حدود ۵ درصد افزایش می یابد.

کلمات کلیدی:

مدل سازی عددی، آب گرمکن خورشیدی، لوله خلاء، ترموسیفون، عملکرد حرارتی

مقدمه

آب گرمکن های لوله خلاء نوع ترموسیفون رایج ترین نوع از کلکتورهای لوله خلاء می باشند. این نوع از آب گرمکن های خورشیدی عملکرد حرارتی بهتری نسبت به سایر انواع دارد و همچنین دارای ساختمانی ساده تر و هزینه های ساخت کمتری می باشد.

این آب گرمکن ها از تعدادی لوله پر از آب با یک انتهای بسته تشکیل شده است که به طور مستقیم به یک مخزن استوانه ای افقی وصل شده اند. لوله خلاء از دو لوله شیشه ای هم مرکز تشکیل شده است که یک انتهای آنها بسته و انتهای دیگرشان باز است. فضای بین این لوله ها را خلاء یا خلاء نسبی تشکیل می دهد. جاذب خورشیدی بر روی سطح خارجی لوله داخلی (طرف خلاء) قرار دارد. انتقال حرارت در این آب گرمکن ها بصورت جابجایی طبیعی انجام می گیرد. آب درون لوله در معرض تابش خورشید گرم می شود، چگالی آن کاهش می یابد و از نیمه بالایی لوله به سمت بالا و مخزن حرکت می کند و از طرفی، آب سرد از مخزن و از نیمه پایینی لوله جایگزین آن می شود. این چرخه سیال در شکل (۱) نمایش داده شده است.

تابش جذب شده توسط لوله های خلاء به عوامل مختلفی مانند نوع آب گرمکن خورشیدی، ابعاد لوله خلاء، فاصله بین لوله های موازی، استفاده از صفحه بازتابنده، فاصله این صفحه تا لوله ها، عرض جغرافیایی، شرایط آب و هوایی محلی و ... بستگی دارد.



شکل (۱) نحوه سیرکولاسیون سیال درون لوله خلاء و مخزن

لایت هیل [۷] اولین آنالیز مفصل و با جزئیات کامل را در مورد ترموسیفون برای جریان های لایه ای و مغشوش ارائه کرد. آنالیزهای او بعنوان پایه و اساس مطالعات در زمینه ترموسیفون شناخته می شود. او برای حالت ترموسیفون عمودی ادعا کرد که اگر حاصل ضرب عدد رایلی جریان در نسبت ابعادی لوله (نسبت شعاع لوله به طول آن) کمتر از ۳۵۰ باشد، یک ناحیه ساکن در انتهای بسته لوله تشکیل خواهد شد و برای لوله های شیبدار کسینوس زاویه شیب لوله نسبت به حالت عمودی نیز در این پارامتر ضرب می گردد.

لاک و همکارانش [۲] تاثیر نسبت ابعادی لوله بر روی عملکرد گرمایی سیستم های ترموسیفون بسته (هر دو انتهای لوله بسته می باشد) را در اعداد رایلی کوچک مورد بررسی قرار دادند. شرایط جریان لایه ای بود و بررسی ها به صورت عملی صورت گرفت. در این آزمایش ها تاثیر دو پارامتر مورد بررسی قرار گرفت: یکی نسبت طول قسمت گرم شونده به طول قسمت سرد شونده و دیگری نسبت طول قسمت گرم شونده به قطر لوله. در این آزمایش ها به منظور حصول نسبت های ابعادی مختلف طول لوله تغییر داده شده است و قطر در تمامی آزمایش ها ثابت می باشد. نتایج نشان داد که هر دو نسبت یاد شده بر روی عملکرد گرمایی سیستم های ترموسیفون بسته موثر هستند، گرچه تاثیر نسبت دوم بیشتر است. بر اساس نتایج حاصل، با افزایش نسبت طول قسمت گرم شونده به طول قسمت سرد شونده، عدد ناسلت کاهش می یابد. تاثیر نسبت طول قسمت گرم شونده لوله به قطر لوله چشمگیرتر می باشد و با افزایش این نسبت، عدد ناسلت کاهش می یابد.

شاه و فوربو [۹] عملکرد حرارتی لوله های خلاء عمودی را به صورت نظری مورد بررسی قرار دادند. در یک مطالعه دیگر [۱۰] با استفاده از شبیه سازی عددی، انتقال حرارت و ساختار جریان را درون این لوله ها در وضعیت افقی بررسی نمودند. از جمله نتایج آنها کاهش عملکرد حرارتی لوله ها با افزایش طول آنها بود.

بهنیا و موریسون [۵] مطالعات تجربی و نظری بر روی آب گرمکن های خورشیدی لوله خلاء نوع ترموسیفون انجام دادند. از جمله نتایج مطالعات آنها وجود یک ناحیه ساکن در انتهای بسته لوله های خلاء بود. بر اساس مطالعات بهنیا و گنا [۶] جریان طبیعی درون لوله ها بسیار کوچک است و زاویه شیب این کلکتورها تاثیر چندانی روی جریان درون لوله ها ندارد. در واقع، با کاهش زاویه شیب لوله ها حجم ناحیه سرد مخزن که در زیر محل قرارگیری لوله قرار دارد، افزایش می یابد، اما این موضوع تاثیر چندانی بر روی عملکرد حرارتی لوله ها ندارد.

رابطه ای برای جریان جابجایی طبیعی درون لوله های خلاء توسط بودیخاردو، بهنیا و موریسون [۳] ارائه شده است. این رابطه بر اساس میزان تابش ورودی، دمای مخزن، زاویه شیب و نسبت ابعادی لوله هاست (نسبت طول به قطر لوله).

$$Re_d = 0.1914 \left\{ \frac{Nu_d + Gr_d}{Pr} \cos \theta \left(\frac{L}{d} \right)^{1.2} \right\}^{0.4084} \quad (1)$$

یک مطالعه مقایسه‌ای نیز توسط ایشان [۴] صورت گرفته است. آنها ادعا کردند که عملکرد حرارتی یک آب گرمکن لوله خلاء با ۳۰ لوله تنها اندکی کمتر از عملکرد حرارتی دو آب گرمکن صفحه تخت در ابعاد مساوی می باشد. آنان همچنین دو رابطه برای تخمین ضریب کلی تلفات حرارتی از لوله های خلاء و عملکرد حرارتی آنها ارائه کردند.

$$\eta = 0.536 - 0.0069 * \left(\frac{\bar{T} - T_a}{G} \right)^2 - 0.824 * \left(\frac{\bar{T} - T_a}{G} \right) \quad (2)$$

$$U_L = 0.00453 * (\bar{T} - T_a) + 0.54 \quad (3)$$

ژیونگ لی و همکارانش [۱۱] یک مدل انتقال حرارت برای لوله های خلاء در حالت ترموسیفون اجباری (لوله های حرارتی) ارائه کردند. در این مدل ساده شده، انتقال حرارت متشکل از دو بخش است: انتقال حرارت جابجایی طبیعی درون لوله ها و انتقال حرارت ناشی از جریان اجباری سیال درون مینیفولد.

عبدالوحید بدر و همکارانش [۱] ضریب کلی تلفات حرارتی از لوله های خلاء را به صورت عملی و نظری اندازه گیری نمودند. نتایج نشان داد که بیشتر لوله های آزمایش شده بر خلاف انتظار دارای مقدار اندکی گاز در فضای خلاء می باشند که این موضوع خود باعث افزایش میزان تلفات حرارتی لوله ها می گردد.

یک روند کاملاً ریاضی توسط تانگ و همکارانش [۸] به منظور محاسبه دقیق میزان تابش جذب شده توسط یک لوله خلاء ارائه شده است. بر اساس نتایج، عوامل مختلفی چون ابعاد لوله، فاصله بین لوله ها، زاویه شیب، استفاده از صفحه بازتابنده پخشی و ... روی میزان انرژی جذب شده تاثیر گذارند.

با انگیزه طراحی بهتر این گونه آب گرمکن ها و فراهم شدن شرایط برای بررسی تاثیر متغیرهای اساسی بر روی عملکرد آنها، یک مدل عددی توسط نرم افزار فلونت ارائه می گردد. نتایج حاصل از این مدل عددی با نتایج آزمایش های تجربی محک زده شده است.

معرفی مدل تجربی

در این مقاله، هدف از آزمایش های عملی تنها محک زدن نتایج مدل سازی عددی می باشد. در نتیجه، نمونه آزمایشگاهی باید تا حد امکان به مدل سازی عددی شباهت داشته باشد تا بتوان از نتایج مربوط به این آزمایش ها صحت مدل سازی را نیز تایید نمود. از آنجایی که در مدل سازی عددی تنها یک لوله به همراه مقطع مخزن متناسب با آن مش زده شده و در نرم افزار فلونت مورد بررسی قرار گرفته است، به منظور نزدیکی بیشتر این دو از یک مدل کوچک کلکتورهای لوله خلاء تنها با ۳ عدد لوله استفاده شده است. مدل آزمایشگاهی ساخته شده در شکل (۲) نمایش داده شده است.



شکل ۲) مدل تجربی

حجم مخزن حدود ۲۱ لیتر می باشد و با توجه به مطالعات قبلی و با تکیه بر آزمایش ها و تحقیقات قبلی انتخاب شده است. در اکثر اقدامات قبلی به ازای هر لوله خلاء حجمی حدود ۷ لیتر به عنوان مخزن در نظر گرفته شده است [۳] بنابراین، در این آزمایش ها نیز که با ۳ لوله انجام می پذیرد از مخزنی ۲۱ لیتری استفاده شده است. تمام آزمایش ها در زاویه شیب ۴۵ درجه انجام گرفته و با مدل سازی عددی که آن هم در زاویه ۴۵ درجه صورت گرفته هم خوانی کامل دارد.

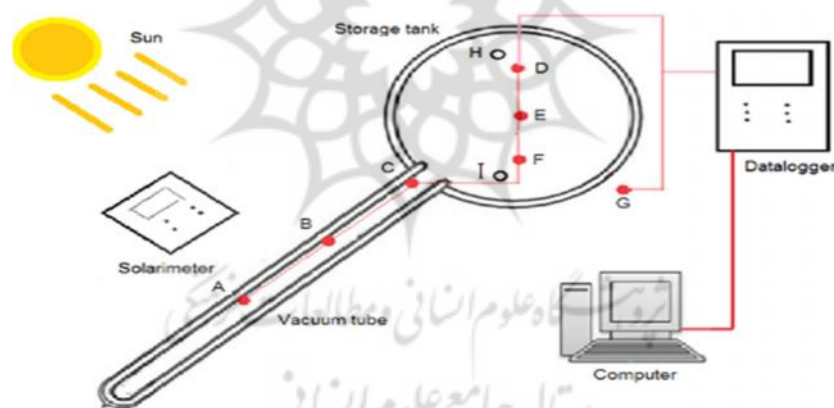
در این آزمایش ها از ترموکوپل های نوع K استفاده شده است که خطای اندازه گیری آنها کمتر از ۰/۰۷ درجه سانتی گراد می باشد. تعداد ۷ ترموکوپل برای اندازه گیری دمای نقاط مختلف مورد نیاز می باشد که این ترموکوپل ها در بازه ی دمایی ۱۰ الی ۸۰ درجه سانتی گراد، بازه ای که تغییرات دمایی سیال عامل رخ می دهد، کالیبره شده اند.

۳ عدد از ترموکوپل ها برای اندازه گیری دمای سیال درون لوله خلاء استفاده شده اند (A ، B و C در شکل ۳). برای نصب این ترموکوپل ها از یک پایه سیمی استفاده شده است، به این صورت که یک وزنه نسبتاً سنگین که بر اثر نیروی شناوری سیال درون لوله جابجا نشود، انتخاب شده و به انتهای یک سیم نازک بسته شد. ترموکوپل ها را در موقعیت های دلخواه به روی این سیم نصب کرده تا درون لوله آزادانه حرکت نکرده و جریان سیال را مغشوش نکنند، سپس به آرامی سیم را درون لوله خلاء وسطی فرو برده تا وزنه در انتهای بسته آن مستقر گردد. ترموکوپل های درون لوله به فاصله ۵۰ سانتی متر از یکدیگر نصب شده اند و اولین ترموکوپل (C در شکل ۳) در فاصله ۵ سانتی متری از ورودی لوله مستقر شده است.

۳ عدد از ترموکوپل ها نیز برای اندازه گیری دمای سیال درون مخزن مورد استفاده قرار می گیرند (D ، E و F در شکل ۳) این ترموکوپل ها نیز بر روی یک پایه سیمی که در مرکز مخزن به صورت عمودی نصب شده است، وصل

شده‌اند. هدف از این کار اندازه‌گیری دمای سیال در ارتفاع‌های مختلف درون مخزن می‌باشد. ترموکوپل‌های درون مخزن نیز به فاصله ثابت ۷ سانتی‌متر از یکدیگر قرار گرفته‌اند و ترموکوپل دوم دقیقاً در مرکز مخزن قرار دارد. شماتیک محل قرارگیری ترموکوپل‌ها درون لوله خلاء و مخزن در شکل (۳) مشاهده می‌گردد. از یک ترموکوپل (G در شکل ۳) نیز برای اندازه‌گیری دمای محیط اطراف استفاده شده است. این ترموکوپل در پشت مخزن قرار گرفته است تا تابش مستقیم انرژی خورشید بر روی دمای خوانده شده توسط آن تأثیرگذار نباشد.

در ابتدای آزمایش، مخزن و لوله‌ها از طریق لوله ورودی به طور کامل از سیال سرد پر می‌شوند. در طی این مرحله با پوشش‌گذاری لوله‌های خلاء را پوشانده و از گرم شدن آنها ممانعت می‌شود تا حتی المقدور شرایط آزمایش با آنچه در مدل‌سازی عددی تنظیم می‌شود، هماهنگ باشد. پس از پر شدن مخزن و لوله‌ها، شیر ورودی و خروجی (H و I در شکل ۳) هردو بسته شده و در بازه‌های یک ساعته کار داده برداری انجام می‌گردد. داده‌های دمایی این هفت نقطه به طور مرتب و در بازه‌های ۳۰ ثانیه‌ای توسط دستگاه ثبت اطلاعات (Lutron BTM-4208 SD)، ثبت و ذخیره شد. تابش خورشیدی نیز در بازه‌های ۵ دقیقه‌ای توسط یک دستگاه تابش سنج (TES 1333R) در دو حالت مختلف، روی نیمه بالایی لوله و روی نیمه پایینی آن، اندازه‌گیری شد.



شکل ۳ شماتیک مدل تجربی

همچنین شایان ذکر است که آزمایش‌ها در شرایط آب و هوایی بهاری (اسفند، فروردین و اردیبهشت) انجام شده‌اند. در طول روز میزان وزش باد متوسط بود و آسمان گهگاهی ابری بود.

مدل عددی

مدل‌سازی انتقال حرارت و جریان سیال درون یک آب گرمکن خورشیدی لوله خلاء واقعی با تعدادی زیادی لوله، به حافظه محاسباتی بسیار قدرتمندی نیاز دارد که برای تحقیق پیش‌رو چنین امکاناتی در دسترس نبود. بنابراین، به منظور ساده‌سازی مسأله تنها یک لوله به همراه مقطع مخزن متناسب با آن به صورت عددی مورد بررسی قرار گرفت.

همانطور که قبلا نیز بطور کامل شرح داده شد، در آب گرمکن های خورشیدی نوع لوله خلاء سیال عامل به طور مستقیم مورد استفاده قرار می گیرد، یعنی آب مصرفی وارد مخزن و لوله ها می شود و پس از گرم شدن به مصرف می رسد. اما از آنجایی که مدل سازی عددی یک سیستم باز که تنها شامل یک لوله و مقطع مخزن متناظر باشد و در نهایت، حل عددی آن به صورت گذرا بسیار مشکل بوده و زمان مربوط به همگرایی حل مساله در این شرایط تا چند برابر افزایش می یابد و در نهایت نیز نتایج مطلوب حاصل نمی گردد، از یک سیستم بسته استفاده شده است. برای سنجش دقت و صحت نتایج این مدل از یک سری آزمایش های تجربی که به طور کامل در مورد آن صحبت شد، استفاده شده است. ابعاد لوله و مخزن شبیه سازی شده منطبق بر ابعاد مخزن و لوله مورد آزمایش بود. برای مخزن یک استوانه افقی با شعاع ۱۴cm و طول ۱۳cm و برای لوله نیز یک استوانه که قطر آن برابر با قطر لوله داخلی لوله های خلاء واقعی (قطر لوله داخلی ۴/۵cm و قطر لوله خارجی ۵/۶cm) و طول آن نیز برابر با طول لوله خلاء واقعی (۱۸۰cm) در نظر گرفته شد. دامنه حل برای یک لوله با ابعاد ذکر شده در شکل (۴) نمایش داده شده است. معادلات حاکم (به ترتیب پیوستگی، مومنتوم و انرژی) بر این مساله عبارتند از:

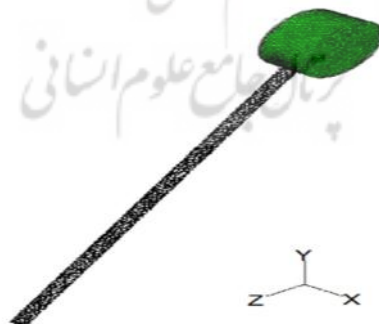
$$\frac{\partial u}{\partial t} + \nabla(\rho \bar{u}) = 0 \quad (۴)$$

$$\frac{\partial u}{\partial t} + \rho \bar{u} \nabla(\bar{u}) = -\nabla P + \frac{\mu}{\rho} \nabla^2 \bar{u} + \rho \bar{f} \quad (۵)$$

$$\frac{\partial C_p T}{\partial t} + \rho \bar{u} \nabla(C_p T) = -p \nabla \bar{u} + \bar{\tau} : \nabla \bar{u} + \nabla(k \nabla T) \quad (۶)$$

که در آن، \bar{u} بردار سرعت، P فشار، ρ چگالی سیال، C_p ظرفیت حرارتی سیال، T دمای محلی سیال و t زمان می باشد.

نوع الگوریتمی که در حل مساله بکار گرفته شده است از نوع SIMPLE می باشد. دلیل استفاده از این نوع الگوریتم، همگرایی سریع، کاربرد این نوع از حل در موارد مشابه [۳، ۱۰] و نیز تطابق نتایج حاصل با نتایج آزمایشگاهی می باشد.



شکل ۴) دامنه حل مساله

پارامتر موثر در تعیین نوع جریان در سیستم های ترموسیفون عدد رایلی می باشد. از آنجایی که برای جریان سیال با پروفیل سرعتی مشابه آنچه در بالا ذکر شد و در لوله هایی که یک انتهای آنها بسته است، معیاری برای تعیین نوع جریان

تاکنون ارائه نشده است، ناگزیر به تحقیقات گذشته تکیه شد. در اکثر مقالات مطالعه شده [۳،۱۰] نوع جریان درون لوله‌های خلاء را آرام در نظر گرفته اند. در اینجا نیز برای مدل سازی جریان درون لوله و مخزن متصل به آن از مدل لایه‌ای و برای مدل سازی جریان جابجایی طبیعی درون لوله و مخزن نیز از مدل بوزینسک استفاده شده است.

$$= \rho_0(1 - \beta\Delta T) \rightarrow \beta\Delta T < 1 \quad (7)$$

$$\Delta P_{\text{buoyancy}} = \rho g H \beta \Delta T \quad (8)$$

در این رابطه، g شتاب گرانش زمین، β ضریب انبساط حجمی سیال، ΔT اختلاف دمای بین دیواره و سیال و H طول مشخصه هندسه می باشند.

برای محاسبه انرژی ورودی ناشی از تابش از روش ارائه شده توسط آقای تانگ استفاده گردید [۸]. با استفاده از این روش، توزیع شار شعاعی روی سطح لوله محاسبه و به عنوان شرایط مرزی روی سطح لوله اعمال گردید.

ضریب کلی تلفات حرارتی برای لوله خلاء بر اساس رابطه بودیخاردو محاسبه و استفاده گردید. ضریب کلی تلفات حرارت برای مخزن نیز با توجه به جنس مخزن و عایق آن محاسبه گردید.

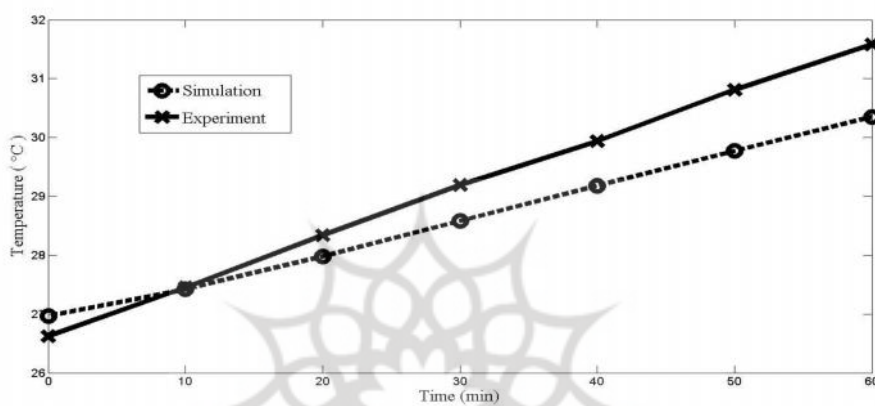
محک زدن نتایج شبیه سازی عددی

به منظور تایید نتایج شبیه سازی، ۶ نقطه درون دامنه حل که مختصات آنها با مختصات محل قرارگیری ترموکوپل‌ها هم خوانی دارد، انتخاب شد و نتایج مربوط به دمای مطلق آنها طی حل ثبت گردید. در شکل (۳) نیز محل قرارگیری ترموکوپل‌ها درون لوله و مخزن به صورت شماتیک نشان داده شده است.

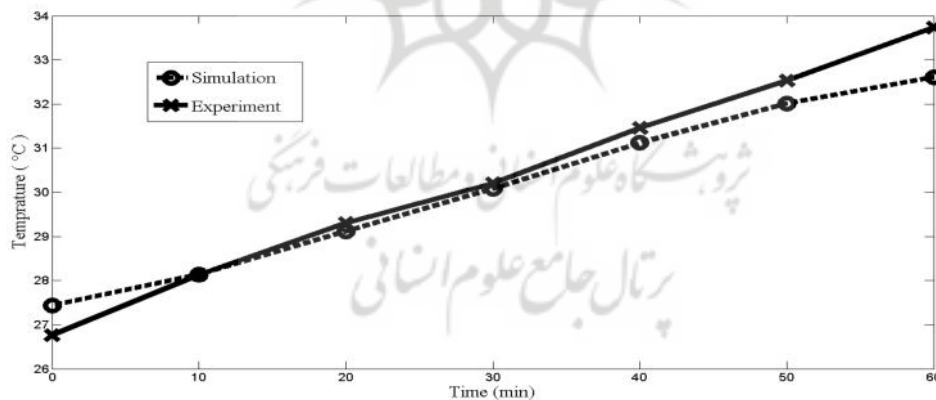
در نمودارهای (۵) و (۶) به ترتیب نتایج حل عددی و نتایج آزمایش‌ها برای نقاط درون مخزن و لوله ملاحظه می شود. برای این منظور، میانگین دمای سه نقطه درون مخزن و سه نقطه درون لوله، طی یک ساعت حل مساله و در بازه‌های ده دقیقه‌ای رسم شده است. شایان ذکر است که در مورد نتایج عملی، دماهای میانگین در بازه‌های ۱۰ دقیقه‌ای محاسبه و گزارش شده و از میانگین نتایج مربوط به ۸ بار آزمایش در طی ۲ هفته استفاده شده است.

یکی از مهم ترین مشکلات برای محک زدن نتایج هماهنگی، شرایط اولیه برای آنها بود که این موضوع همانگونه که در شکل‌ها مشاهده می‌گردد، باعث بروز خطاهایی شده است. البته برای کاهش خطا تمهیداتی نیز در نظر گرفته شده است از جمله اینکه شرایط اولیه در حل عددی به صورت یک دمای ثابت در نظر گرفته نشد. برای این منظور از حل گذرای مساله طی زمان ۱۰ دقیقه به عنوان شرایط اولیه برای یک ساعت بعدی استفاده گردید. این امر باعث گردید تا خطاهای شروع بازه زمانی به حداقل کاهش یابد. دمای اولیه سیال برای این ۱۰ دقیقه ثابت و برابر با ۳۰۰ کلوین در نظر گرفته شد. همانگونه که در نمودارها مشاهده می‌گردد، نتایج مربوط به حل عددی و آزمایش‌های عملی درون لوله از تطابق بسیار خوبی برخوردار می باشد و بیشترین میزان خطا در پایان بازه زمانی یک ساعته رخ می‌دهد. میانگین خطا در

دمای آب در این بازه زمانی حدوداً ۲ درصد می باشد که میزان قابل قبولی است. اما درون مخزن اوضاع متفاوت است و چنین تطابقی مشاهده نمی گردد و میزان اختلاف دمای نهایی برای شبیه سازی عددی و آزمایش عملی بیش از یک درجه می باشد. در این حالت نیز میانگین خطا در دمای آب در بازه زمانی یک ساعته حدود ۳ درصد می باشد که باز مقداری قابل قبول است.



شکل ۵) مقایسه نتایج حل عددی و نتایج عملی برای میانگین دمای نقاط درون مخزن



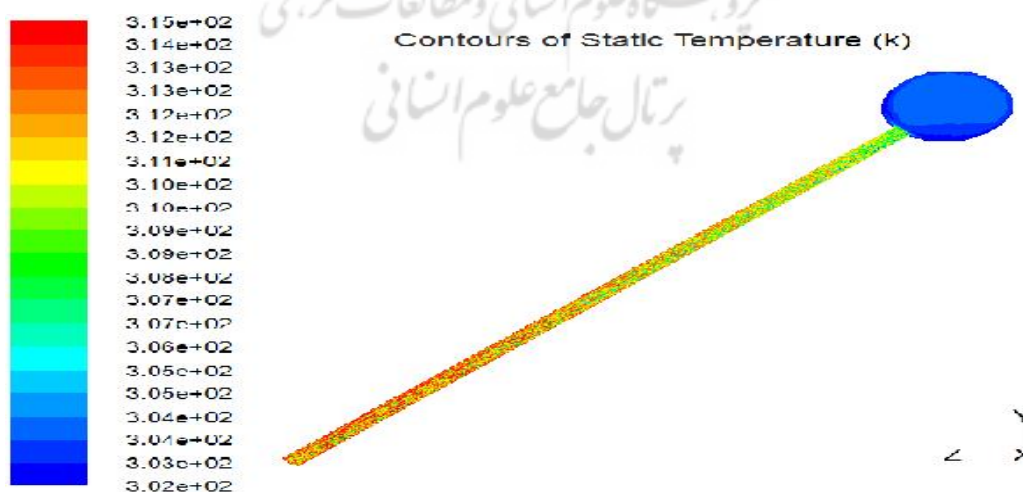
شکل ۶) مقایسه نتایج حل عددی و نتایج عملی برای میانگین دمای نقاط درون لوله

نتایج

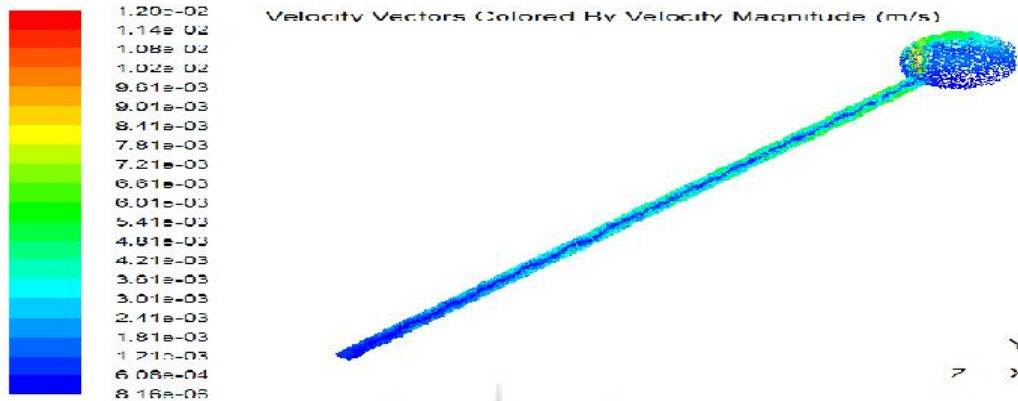
نتایج مربوط به حل حالت گذرای دامنه در شکل های زیر ارائه شده است. ابتدا در شکل (۷) توزیع دما در دامنه حل ملاحظه می گردد.

از نکات قابل توجه در این شکل، گرم تر بودن سیال در قسمت انتهایی لوله می باشد. دلیل این امر کمتر بودن میزان جابجایی طبیعی در این ناحیه می باشد، یعنی هرچه به قسمت های انتهایی لوله نزدیک شویم، میزان انتقال حرارت جابجایی طبیعی کاهش می یابد. برای توضیح بیشتر این پدیده باید به هندسه و شرایط مرزی لوله ها رجوع شود. همانگونه که ذکر شد، سطح بالایی لوله در معرض تابش مستقیم خورشید قرار دارد، اما نیمه پایینی لوله نیز از دریافت انرژی خورشید کاملاً بی نصیب نیست. این موضوع هم توسط دستگاه تابش سنج در آزمایش های عملی و هم توسط روابط ارائه شده در مقاله آقای تانگ [۸] تایید شده است. پس سیال سردی که از مخزن به سمت انتهایی لوله جاری می شود تا جایگزین سیال گرم شود، خود در طول مسیر از نیمه پایینی لوله انرژی دریافت می کند و اندکی گرم می شود (این پدیده در صورت وجود صفحه بازتابنده افزایش می یابد). این دریافت انرژی خود باعث بروز پدیده ای می شود که توسط آقای بودیخواردو چرخه ثانویه سیال نامیده شد [۳]. این چرخه ها به طور مقطعی در طول لوله رخ می دهند و الگوی اصلی چرخه سیال را بر هم نمی زنند و تنها تاثیر این چرخه ها بر روی قسمت ساکن انتهایی لوله می باشد. به طوری که اگر طول لوله به اندازه ای زیاد باشد که سیال سرد در طول مسیر به اندازه ای گرم شود که اختلاف چگالی اش با سیال گرم مجاور زیاد نباشد، چرخه های ثانویه سیال شکل گرفته و از نفوذ بیشتر سیال سرد به قسمت های انتهایی لوله جلوگیری به عمل می آورد و باعث محبوس شدن سیال گرم در مقطع انتهایی لوله می شود. بنابراین، در این شرایط لوله با طول کمتر دارای عملکرد بهتری می باشد [۵]. زیرا احتمال تشکیل ناحیه ساکن در انتهایی لوله کاهش می یابد و در نتیجه، سیال در تمام طول لوله در سیرکولاسیون کلی شرکت کرده و عملکرد گرمایی افزایش می یابد.

اندازه بردارهای سرعت متاثر از میزان جابجایی طبیعی در هر ناحیه می باشد و همان طور که بخوبی در شکل های (۸) و (۹) مشاهده می شود، هرچه به انتهایی لوله نزدیک شویم، اندازه بردارهای سرعت کاهش می یابد، به طوری که اندازه بردارهای سرعت در ورودی لوله به مخزن در مقیاس سانتی متر بر ثانیه، ولی در قسمت های انتهایی در مقیاس میلی متر بر ثانیه و حتی کمتر می باشند.



شکل (۷) توزیع دما درون لوله و مخزن



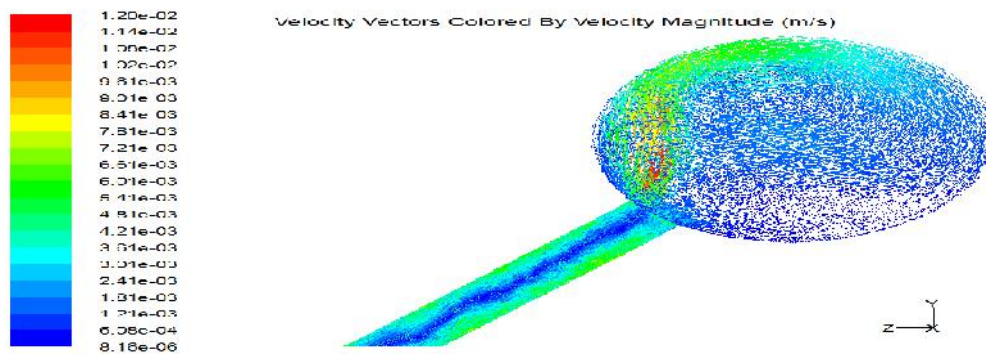
شکل ۸) بردارهای سرعت درون لوله و مخزن

از دیگر نکات جالب توجه در نمودار توزیع دمای مخزن، وجود یک منطقه ساکن و سرد در قسمت پایین مخزن می‌باشد. محل قرار گرفتن لوله‌ها درون مخزن مهم‌ترین عامل در به وجود آمدن این ناحیه ساکن در پایین مخزن است، به گونه‌ای که هر چه لوله در ناحیه بالاتری نصب گردد، وسعت این ناحیه افزایش می‌یابد. از دیگر عواملی که در وسعت این ناحیه تاثیرگذار است، طول لوله درون مخزن است (به طور معمول بین ۳ الی ۱۰ سانتی متر از طول لوله درون مخزن قرار می‌گیرد)، به طوری که هرچه این طول بیشتر باشد، این ناحیه غیر فعال سرد و ساکن گسترده تر می‌شود.



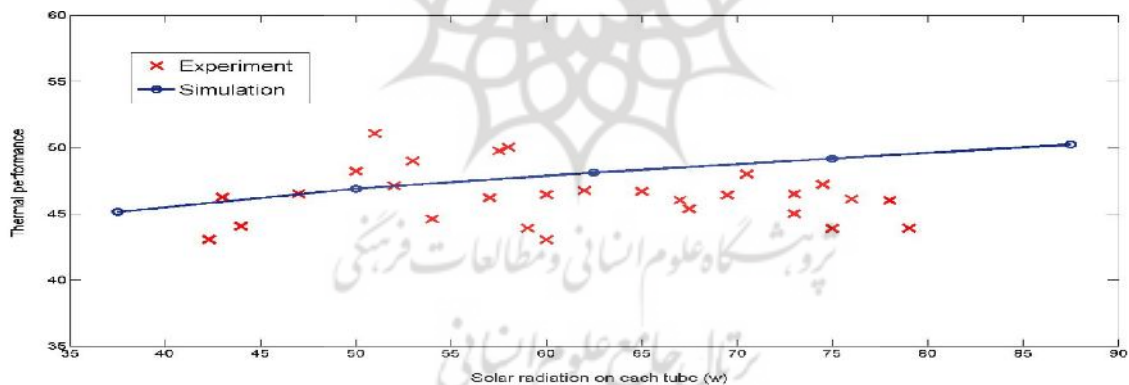
شکل ۹) بردارهای سرعت در قسمت انتهایی لوله

در شکل (۱۰) بردارهای سرعت در ناحیه ورودی لوله به مخزن نمایش داده شده‌اند. در این شکل، ناحیه غیر فعال در پایین مخزن بخوبی مشاهده می‌گردد.



شکل ۱۰ بردارهای سرعت در ناحیه ورودی لوله به مخزن

در ادامه، عملکرد گرمایی محاسبه شده از نتایج عددی با عملکرد گرمایی در آزمایش‌های تجربی مقایسه شده است. این نتایج در نمودار شکل (۱۱) نمایش داده شده است. همانگونه که ملاحظه می‌گردد، محور افقی در این نمودار بر اساس وات (W) می‌باشد. این اعداد با توجه به میانگین سطحی انرژی تابشی خورشید روی سطح لوله جاذب محاسبه شده است.



شکل ۱۱ بررسی تاثیر میانگین سطحی انرژی تابشی خورشید روی سطح لوله جاذب بر روی عملکرد حرارتی آنها

شایان ذکر است که میزان میانگین سطحی انرژی تابشی در آزمایش‌های تجربی با میانگین گیری میزان انرژی تابشی بر روی نیمه‌های بالا و پایین لوله جاذب به دست آمده است. در شبیه سازی عددی نیز این میانگین از روش ارائه شده توسط تانگ محاسبه شده است. در کار حاضر برای بررسی عملکرد گرمایی آب گرمکن های خورشیدی نوع لوله خلاء از یک سیستم بسته بجای سیستم باز استفاده شده است. به طور کلی، عملکرد گرمایی یک آب گرمکن خورشیدی لوله خلاء از رابطه زیر محاسبه می‌گردد:

$$\eta = \frac{\dot{m}C_p\Delta T}{A_cG} \quad (9)$$

در این رابطه، \dot{m} نرخ جریان جرمی آب گرمکن درون مخزن (از طریق ورودی و خروجی مخزن)، C_p ظرفیت حرارتی سیال عامل، ΔT میانگین افزایش دمای سیال عامل بین ورودی و خروجی مخزن، A_c سطح جاذب لوله ای و G متوسط تابش خورشید است. اما برای سیستم های بسته $\dot{m} = 0$ است. پس در این حالت از m_{tank} (جرم سیال درون مخزن) به جای \dot{m} استفاده می شود:

$$\eta = \frac{m_{\text{tank}} C_p \Delta T}{\text{time} \cdot G} \quad (10)$$

در این رابطه، ΔT بیانگر میزان افزایش دمای متوسط سیال درون مخزن، \bar{G} بیانگر میزان متوسط تابش خورشید به ازای هر لوله و time بیانگر زمان انجام آزمایش است.

همانگونه که در شکل (۱۱) ملاحظه می گردد، نتایج حاصل از آزمایش های تجربی و شبیه سازی عددی دارای تطابق نسبتاً خوبی هستند و بیشترین میزان خطا بین نتایج ۷ درصد می باشد و می توان با تقریب خوبی مدل سازی عددی را معتبر شمرد. پارامترهای متعددی روی این عدم تطابق ها و خطاهای مشاهده شده تاثیرگذار هستند که در ادامه به برخی از آنها اشاره شده است:

- ۱- دمای محیط اطراف که در شبیه سازی ثابت در نظر گرفته شد،
- ۲- عدم تطابق کامل شرایط اولیه در آزمایش های تجربی و شبیه سازی عددی،
- ۳- ایده آل نبودن تابش در آزمایش های تجربی و تاثیر عوامل محیطی بر آن،
- ۴- وجود لوله های مجاور و تاثیر آنها بر توزیع دمای درون مخزن در آزمایش های تجربی.

همانطور که در شکل (۱۱) ملاحظه می گردد، با افزایش میانگین سطحی انرژی تابشی خورشید روی سطح لوله جاذب، عملکرد حرارتی لوله های خلاء تقریباً به صورت خطی افزایش می یابد. پس می توان نتیجه گرفت که این نوع از آبگرمکن های خورشیدی در تابش های بالا دارای عملکرد بهتری می باشند.

نتیجه گیری

در این مقاله مدلی برای انتقال حرارت جابجایی طبیعی و نحوه سیرکولاسیون سیال درون آب گرمکن های خورشیدی نوع لوله خلاء ارائه شده است. از جمله نتایج حاصل، گرم تر بودن سیال در قسمت انتهایی لوله می باشد، یعنی انرژی جذب شده در قسمت های انتهایی لوله در همان جا محبوس شده و باعث گرم تر شدن سیال در این ناحیه می شود. دلیل این امر گرم شدن سیال سردی است که از نیمه پایینی لوله به سمت انتهای لوله جریان می یابد تا جایگزین سیال گرم شود. این گرمایش باعث به وجود آمدن پدیده ای بنام چرخه ثانویه می گردد و موجب می شود که سیال سردی به انتهای لوله نرسد و در نتیجه، قسمت انتهایی لوله از سیرکولاسیون کلی سیال خارج گردد و ساکن بماند. بنابراین در، این شرایط لوله با طول کمتر دارای عملکرد بهتری می باشد. زیرا احتمال تشکیل ناحیه ساکن در انتهای لوله کاهش می یابد و در نتیجه، سیال در تمام طول لوله در سیرکولاسیون کلی شرکت کرده و عملکرد گرمایی افزایش می یابد. از دیگر نتایج حاصل، وجود یک

منطقه ساکن و سرد در قسمت پایین مخزن می باشد. محل قرار گرفتن لوله ها درون مخزن مهم ترین عامل در به وجود آمدن این ناحیه ساکن در پایین مخزن است، به گونه‌ای که هر چه لوله در ناحیه بالاتری نصب گردد، وسعت این ناحیه افزایش می یابد.

در نهایت نیز تاثیر میزان میانگین سطحی انرژی تابشی خورشید روی سطح لوله جاذب بر عملکرد گرمایی این نوع آب گرمکن‌ها بررسی گردید. نتایج نشان داد که با افزایش میانگین سطحی انرژی تابشی خورشید روی سطح لوله جاذب، عملکرد حرارتی لوله های خلاء حدودا ۵ درصد افزایش می یابد و شیب این افزایش عملکرد تقریبا به صورت خطی می باشد. پس می توان نتیجه گرفت که این نوع از آبگرمکن های خورشیدی در تابش های بالا دارای عملکرد بهتری می باشند.

منابع

- [1] Abdul Waheed Badar , Reiner Buchholz, Felix Ziegler,2011. Experimental and theoretical evaluation of the overall heat loss coefficient of vacuum tubes of a solar collector. *Solar Energy* 85 ,1447–1456.
- [2] G. S. H. Lock and Y.Liu ,1988. The effect of geometry on the performance of the closed tube thermosyphon at low Rayleigh numbers. *Int. J. Heat Mass Transfer*. VOL 32, No. 6, pp. 1175-1182, 1989.
- [3] Indra Budihardjo , Graham L. Morrison , Masud Behnia,2007. Natural circulation flow through water in glass evacuated tube solar collectors. *Solar Energy* 81 ,1460–1472.
- [4] I. Budihardjo, G.L. Morrison,2009. Performance of water-in-glass evacuated tube solar water heaters. *Solar Energy* 83, 49–56.
- [5] M. Behnia and G. L. Morrison, 1991. An experimental investigation of inclined open thermosyphons. *Solar Energy* 47, No. 4, p. 313-320.
- [6] M. Behnia and G. L. Morrison and F. O. Gaa, 1996 . Experimental study of flow rates through inclined open thermosyphon. *solar energy* 57 , No.5, pp 401-408.
- [7] M. J. Lighthill,1953. Theoretical considerations on free convection in tubes,*Quarterly Journal of Applied Mathematics*. 398-439.
- [8] Runsheng Tang , Wenfeng Gao, Yamei Yu, Hua Chen. 2009. Optimal tilt-angles of all-glass evacuated tube solar collectors. *Energy* 34 (2009) 1387–1395.
- [9] Shah, L.J., Furbo, S., 2004. Vertical evacuated tubular-collectors utilizing solar radiation from all directions. *Applied Energy* 78, 371–395.
- [10] Shah, L.J., Furbo, S., 2007. Theoretical flow investigations of an all glass evacuated tubular collector. *Solar Energy* 81, 822–828.
- [11] Zhiyong Li , Chao Chen, Hailiang Luo, Ye Zhang, Yaning Xue,2010. All-glass vacuum tube collector heat transfer model used in forced-circulation solar water heating system. *Solar Energy* 84 ,1413.1421.