



آنالیز تولید آنتروپی موضعی برای یک آب‌شیرین‌کن خورشیدی شیب‌دار یک طرفه (بررسی عددی)

علیرضا پورموید^{۱*}، رضا رحمتی^۲ و هوشنگ برخوردار^۲

^۱ مربی، عضو هیئت علمی دانشکده مکانیک، دانشگاه پدافند هوایی خاتم الانبیا (ص)، تهران

^۲ مدرس، دانشکده مکانیک، دانشگاه پدافند هوایی خاتم الانبیا (ص)، تهران

یادداشت پژوهشی، تاریخ دریافت: ۱۳۹۶/۰۳/۳۰؛ تاریخ بازنگری: ۱۳۹۶/۰۵/۱۶؛ تاریخ پذیرش: ۱۳۹۶/۰۷/۲۵

چکیده

در این پژوهش، تولید آنتروپی به صورت موضعی درون یک آب‌شیرین‌کن خورشیدی شیب‌دار یک طرفه به وسیله روش دینامیک سیالات محاسباتی جهت بهبود عملکرد این وسیله محاسبه شد. جهت اطمینان از روش عددی، نتایج به دست آمده با این روش، با نتایج تجربی به دست آمده روی یک آب‌شیرین‌کن واقعی مقایسه شدند. تأثیرات نسبت ابعاد (نسبت طول آب‌شیرین‌کن به متوسط ارتفاع آن) و تغییر در دماهای شیشه و سطح آب درون آب‌شیرین‌کن روی انواع تولیدات آنتروپی شامل، آنتروپی‌های اصطکاکی، حرارتی و غلظتی بررسی گردیدند. نتایج بدست آمده از این پژوهش نشان می‌دهند که انواع مختلف تولیدات آنتروپی شامل، اصطکاکی، حرارتی و غلظتی با افزایش دماهای سطوح شیشه و آب و افزایش نسبت ابعاد آب‌شیرین‌کن افزایش می‌یابند. همچنین نتایج نشان داد که نسبت ابعاد یک پارامتر، موثر در تعیین عملکرد آب‌شیرین‌کن خورشیدی است، زیرا این پارامتر تعیین‌کننده فاصله بین سطوح تبخیر (سطح آب) و چگالش (سطح شیشه) است. به علاوه این پارامتر، تعیین‌کننده زمان انتقال بخار از سطح تبخیر به سطح شیشه است. نواحی نزدیک سطوح شیشه و آب درون آب‌شیرین‌کن نسبت به مرکز آن، نواحی مستعدتری برای تولید آنتروپی و بازگشت‌ناپذیری می‌باشند. در نهایت ملاحظه گردید که آنتروپی حرارتی در تمامی موارد، نسبت به دو نوع دیگر آنتروپی غالب است.

کلمات کلیدی: آب‌شیرین‌کن شیب‌دار یک طرفه؛ تولید آنتروپی؛ دینامیک سیالات محاسباتی؛ تجربی.

Local Entropy Generation Analysis for a Single Slope Solar Still (Numerical Investigations)

A. R. Pourmoayed^{1,*}, R. Rahmati², H. Barkhordari²

¹ instructor., Mech. Eng., Department, Khatmol Anbia Air Defense, Tehran, Iran.

² Lecture., Mech. Eng., Department, Khatmol Anbia Air Defense, Tehran, Iran.

Abstract

In this research, the entropy generation is calculated locally in a single slope solar still by using computational fluid dynamics to improve the performance of this device. To benchmark the accuracy of the numerical method, the numerical results are compared with the experimental data obtained for a real solar still. The effects of aspect ratio (the ratio of length to the average height of the solar still) and the temperatures of glass cover and water surface on different types of entropy generation containing frictional, diffusive, and thermal entropy generations are investigated. Obtained results indicate that different types of entropy generation increase by increasing the temperatures of glass and water surfaces or increasing the aspect ratio. Moreover, the results showed that the aspect ratio affects considerably the performance of the solar still as it determines the distance between the evaporation (water surface) and condensation (glass surface) surfaces. Moreover, this parameter determines the time required for transferring the vapour from water surface to the glass surface. The regions around the water and glass surfaces have a high potential to generate the entropy and irreversibility. Finally, it is observed that the thermal entropy generation is dominant at all cases in comparison with two other types of entropy generation.

Keywords: Single Slope Solar Still; Entropy Generation; Computational Fluid Dynamics; Experimental.

۱- مقدمه

تامین آب آشامیدنی، یکی از نیازهای اولیه و ضروری بشر از دیرباز، یک موضوع مهم در کشورهای در حال توسعه بوده است. در سال‌های اخیر، افزایش جمعیت و رشد سریع صنایع، تقاضای زیادی برای آب شرب ایجاد کرده است. تنها ۰/۱۴ درصد از آب‌های موجود در کره زمین را می‌توان برای مصارف آشامیدنی استفاده کرد و مابقی به صورت آب شور و بدون استفاده می‌باشند. این موضوع، اهمیت استفاده از تکنیک‌ها و روش‌های مناسب جهت شیرین نمودن آب‌های شور را نمایان می‌کند. تکنیک‌های متداولی که برای تأمین آب شرب بکار گرفته می‌شود شامل، استفاده از سیستم‌های معمولی آب شیرین کن از جمله، اسمز معکوس^۱، تقطیر^۲، الکترودیالیز^۳ و غیره می‌باشند. هزینه بالای ساخت، تعمیر و نگهداری و از همه مهم‌تر نیاز به مصرف برق، از جمله معایب این گونه سیستم‌ها به شمار می‌روند؛ همچنین ظرفیت بالا و عدم کاربری آن برای مناطق با جمعیت محدود باعث می‌شود که استفاده از این گونه سیستم‌ها در روستاها امری غیرممکن باشد [۱]. آب شیرین کن‌های خورشیدی، به‌عنوان راه‌حلی برای غلبه بر معایب ذکر شده و همه‌گیر نمودن استفاده از وسایل تصفیه آب مطرح گردیده است. مطالعات انجام شده روی آب شیرین کن‌های خورشیدی نشان داده است که این وسایل می‌توانند جایگزینی مناسب برای آب شیرین کن‌های متداول باشند. از مهم‌ترین مزایای آب شیرین کن‌های خورشیدی، می‌توان به استفاده از انرژی پاک خورشید و نداشتن هیچ‌گونه آلودگی صوتی یا محیط زیستی اشاره کرد. یکی از معایبی که آب شیرین کن‌های خورشیدی با آن روبه‌رو هستند، پایین بودن راندمان این گونه وسایل است. محققین روش‌های فعال^۴ و غیرفعال^۵ زیادی را برای افزایش راندمان این نوع از وسایل به کار بردند.

برخی محققان روش‌های فعال را بدین منظور به کار بردند. سمپسکومار^۶ و همکاران [۲]، به بررسی مطالعات انجام شده روی آب شیرین کن‌های فعال پرداختند. آنان دریافتند که

اگر شیب پوشش آب شیرین کن‌ها برابر با عرض جغرافیایی منطقه باشد، بیشترین تولید را خواهند داشت. همچنین آنان گزارش کردند که راندمان حرارتی آب شیرین کن فعال، کمتر از غیرفعال، ولی تولید روزانه و راندمان اکسرژی آب شیرین کن‌های فعال بیشتر است. ابوالفضلی اصفهانی و همکاران [۳]، درون یک آب شیرین کن خورشیدی از تکنولوژی ترموالکتریک^۷ برای پایین آوردن دمای سطح شیشه جهت افزایش چگالش استفاده کردند. آن‌ها آزمایش را در روزهای زمستان انجام دادند. نتایج این تحقیق نشان داد که هزینه استفاده از این تکنولوژی درون آب شیرین کن خورشیدی پایین است؛ همچنین آن‌ها با اندازه‌گیری سختی آب تولید شده دریافتند که آب تولید شده جهت مصارف آشامیدن مناسب است. مراد^۸ و همکاران [۴]، بازدهی یک آب شیرین کن خورشیدی شیب دار دوطرفه را با استفاده از یک متمرکز کننده شیب دار دوطرفه و خنک کننده پوشش شیشه‌ای افزایش دادند. آن‌ها برای خنک کاری پوشش شیشه‌ای، از یک لایه نازک آب خنک روی آن استفاده کردند. با این کار دمای روی سطح شیشه کاهش یافته و میزان چگالش آب افزایش می‌یابد.

برخی محققان روش‌های غیرفعال را برای افزایش راندمان آب شیرین کن خورشیدی به کار بردند. به عنوان مثال، ولموروگان^۹ و همکاران [۵] با استفاده از صفحات مواج (قرار دادن پره) در کف آب شیرین کن و همچنین با استفاده از مدل‌های ریاضی، به بررسی تأثیر این روش در افزایش راندمان دستگاه پرداختند. آنان افزایش ۵۳ درصد را با استفاده از این روش در تولید آب خروجی گزارش کردند. کابیل و ابدالجايد^{۱۰} [۶]، از مواد تغییر فاز دهنده^{۱۱} به عنوان یک ذخیره‌کننده انرژی حرارتی درون آب شیرین کن خورشیدی استفاده کردند. آن‌ها دریافتند که میزان تولید آب مقطر خروجی به میزان ۶۷/۱۸ درصد، نسبت به آب شیرین کن معمولی افزایش می‌یابد. ساهوتا و تیواری^{۱۲} [۷]، از نانوذرات اکسید آلومینیوم درون آب شیرین کن خورشیدی

⁷ Thermoelectric

⁸ Morad

⁹ Velmurugan

¹⁰ Kabeel and Abdelgaied

¹¹ Phase change materials

¹² Sahota and Tiwari

¹ Reverse osmosis

² Distillation

³ Electrodialysis

⁴ Active Technique

⁵ Passive Technique

⁶ Sampathkumar

مقطر توسط حل عددی بیشتر است؛ همچنین آن‌ها دریافتند که روند تغییرات ضریب انتقال حرارت با پارامترهای مختلف، منطبق بر روند تغییرات میزان تولید آب مقطر است.

در سال‌های اخیر، برخی از محققان در ایران نیز به بررسی و ساخت سیستم‌های مختلف آب‌شیرین‌کن پرداختند. جهان‌شاهی جواران و همکاران [۱۴]، به ساخت و شبیه‌سازی یک آب‌شیرین‌کن خورشیدی پرداختند که شامل واحدهای رطوبت‌زن، رطوبت‌گیر، هواگرم‌کن خورشیدی و آب‌گرم‌کن خورشیدی بود. آن‌ها دریافتند که افزایش دمای آب و هوای ورودی رطوبت‌زن، موجب افزایش بیشتر تولید آب شیرین می‌شود. بناکار و همکاران [۱۵]، از شبکه‌های عصبی استاتیکی و دینامیکی، به منظور پیش‌بینی عملکرد آب-شیرین‌کن خورشیدی سهموی استفاده کردند. آن‌ها دریافتند که شبکه‌های دینامیک با دقت بیشتری نسبت به نوع استاتیک، قادر به پیش‌بینی میزان تولید آب شیرین و دمای بخار آب با توجه به تغییرات پارامترهای جوی می‌باشند.

برخی از محققان، آنالیز تولید آنتروپی را برای سیستم-های حرارتی مختلف انجام دادند. به عنوان مثال، امیر احمدی و همکاران [۱۶] تأثیرات قرارگیری تولیدکننده گردابه^۴ را درون یک کانال با مقطع متوازی الاضلاع روی تولید آنتروپی بررسی کردند. آن‌ها دریافتند که تولید آنتروپی کل با قرار دادن تولید کننده گردابه درون کانال کاهش می‌یابد. زحمتکش [۱۷]، تولید آنتروپی نانو سیالات در همرفت طبیعی در محفظه‌های متخلخل مستطیل شکل را بررسی کرد. وی دریافت که حضور تبادل تابش و اثرات غیرداری، تأثیر قابل توجهی در انتقال حرارت و تولید آنتروپی در محفظه دارند.

برخی از محققان، تولید آنتروپی را برای جابجایی آزاد درون یک حفره بررسی کردند. میلانی شیروان و مأموریان [۱۸]، اثرات زاویه چرخش محفظه مربعی و میدان مغناطیسی را بر انتقال حرارت جابه‌جایی آزاد و تولید آنتروپی درون یک محفظه مربعی بررسی کردند. آن‌ها دریافتند که عدد ناسلت و تولید آنتروپی کل، با افزایش عدد رایلی افزایش می‌یابند.

شیب‌دار دوطرفه به منظور افزایش راندمان آن استفاده کردند. آن‌ها ۱۲/۲ و ۸/۴ درصد افزایش در راندمان برای حالتی که به ترتیب ۳۵ و ۸۰ کیلوگرم آب ورودی و ۰/۱۲ درصد کسر حجمی نانو ذرات استفاده شود، نسبت به آب‌شیرین‌کن معمولی بدون به‌کارگیری نانو ذرات مشاهده کردند. راجاسینیواسان و سرتار^۱ [۸]، پره‌هایی با مقاطع دایره‌ای و مربعی درون تشتک یک آب‌شیرین‌کن خورشیدی قرار دادند. آن‌ها مشاهده کردند که تولید آب مقطر روزانه توسط آب-شیرین‌کن به میزان ۲۶/۳ و ۳۶/۷ درصد، به ترتیب با قرار دادن پره‌هایی با مقاطع دایره‌ای و مربعی درون تشتک آب-شیرین‌کن افزایش می‌یابد.

مطالعات زیادی روی شبیه‌سازی عددی انتقال حرارت جابجایی آزاد درون یک حفره^۲ انجام شده‌اند [۹ و ۱۰]. برخی از محققان به شبیه‌سازی عددی درون آب‌شیرین‌کن‌های خورشیدی پرداختند. به عنوان مثال، در تحقیقی اومری^۳ و همکاران [۱۱]، یک شبیه‌سازی عددی را برای جریان‌های جابجایی طبیعی در یک محفظه مثلثی به‌عنوان یک آب-شیرین‌کن خورشیدی انجام دادند که در معرض جریان حرارت یکنواخت قرار داشت. مطالعات آن‌ها نشان می‌دهد که ساختار انتقال حرارت به شکل آب‌شیرین‌کن و عدد رایلی حساس است. رهبر و ابوالفضلی اصفهانی [۱۲]، ضریب انتقال حرارت یک آب‌شیرین‌کن خورشیدی شیب‌دار یک طرفه را با استفاده از یک روش عددی تقریب زدند. آن‌ها یک مدل عددی بر اساس الگوریتم سیمپل ارائه کردند و به کمک آن معادلات پیوستگی، بقای ممنوم، انرژی و غلظت را حل کردند. آن‌ها دریافتند که ماکزیمم ضریب انتقال حرارت در ناحیه‌ای از آب‌شیرین‌کن رخ می‌دهد که در آن جریان بخار، رو به پایین از شیشه و به سمت سطح آب در حرکت است. در تحقیق دیگری، رهبر و ابوالفضلی اصفهانی [۱۳]، عدد ناسلت و میزان تولید آب مقطر درون یک آب‌شیرین‌کن خورشیدی شیب‌دار یک طرفه دوبعدی را با استفاده از روش-های عددی و تئوری تقریب زدند. آن‌ها نتایج بدست آمده از طریق حل عددی را با نتایج تجربی مقایسه کردند و دریافتند که دقت تقریب عدد ناسلت نسبت به تقریب میزان تولید آب

¹ Rajaseenivasan and Srithar

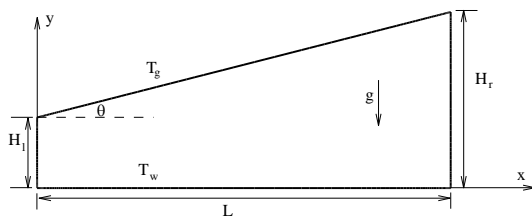
² Cavity

³ Omri

⁴ Vortex generator

حداقل مقدار ممکن برسند. در این مطالعه، از فرضیات زیر استفاده شده است:

- در این مطالعه، از روش هوای مرطوب ارائه شده توسط رهبر و اصفهانی [۱۲ و ۱۳]، برای مدل‌سازی عددی آب-شیرین کن خورشیدی استفاده شد. در این روش، تنها بالای سطح آب تا سطح شیشه مدل‌سازی می‌شود و هوای مرطوب به‌عنوان سیال در این ناحیه در نظر گرفته می‌شود. دماهای سطوح آب و شیشه هم با توجه به تغییر فاز روی آن‌ها ثابت در نظر گرفته می‌شوند.
- جریان به صورت پایا، دو بعدی و در رژیم آرام در نظر گرفته شده است. لازم به توضیح است، پدیده‌های فیزیکی از جمله، جابجایی آزاد درون آب‌شیرین کن که موجب انتقال حرارت و جرم بین سطوح آب و شیشه می‌شوند، بسیار آهسته نسبت به زمان انجام می‌پذیرند؛ لذا می‌توان جریان را پایا و مستقل از زمان فرض کرد [۱۲ و ۱۳].
- سیال به عنوان هوای مرطوب و به صورت یک گاز ایده‌ال در نظر گرفته می‌شود.
- دانسیته به‌جز در ترم شناوری، ثابت در نظر گرفته شده است.
- از تلفات اصطکاکی در معادله ممنتوم صرف‌نظر می‌شود.
- خواص فیزیکی هوای مرطوب، به عنوان تابعی از دمای متوسط (متوسط دماهای سطوح آب و شیشه درون آب-شیرین کن) در مقاله کلارک [۱۹] موجود است. در این پژوهش از این روابط، برای تعیین خواص فیزیکی هوای مرطوب استفاده شده است.



شکل ۱- نمای شماتیک آب‌شیرین کن

۲-۱- معادلات حاکم

معادلات حاکم شامل، معادله بقای جرم، معادله مومنوم، معادله انرژی و معادله غلظت می‌باشند که به صورت زیر تعریف می‌شوند [۱۲ و ۱۳]:

تحلیل تولید آنتروپی، یک ابزار قدرتمند برای ارزیابی سیستم‌های حرارتی نظیر آب‌شیرین کن خورشیدی است. این تحلیل‌ها کمک شایانی به یافتن شرایط بهینه سیستم‌های حرارتی می‌کند. بیشتر مطالعات در این زمینه روی مسائل بنیادی انتقال حرارت انجام شده، این روش برای مسائل کاربردی و عملیاتی نظیر، آب‌شیرین کن خورشیدی به‌طور گسترده مورد توجه قرار نگرفته است. مروری بر کارهای گذشته در این زمینه نشان داد که هیچ تحقیقی وجود ندارد که تولید آنتروپی را برای یک آب‌شیرین کن به صورت عددی و با استفاده از روش دینامیک سیالات محاسباتی تعیین نماید و در اکثر پژوهش‌های گذشته، این آنالیز یا به صورت تجربی و یا به صورت روابط ترمودینامیکی برای این وسیله انجام شده است؛ در حالی که این روش‌ها قادر به تعیین موضعی تولید آنتروپی درون آب‌شیرین کن نمی‌باشند. استفاده از روش دینامیک سیالات محاسباتی، امکان محاسبه موضعی تولید آنتروپی را فراهم می‌کند. بررسی موضعی تولید آنتروپی، بازگشت ناپذیری‌هایی را مشخص می‌کند که در حین انتقال حرارت و انتقال جرم درون سیستم رخ می‌دهند. این بازگشت ناپذیری‌ها تأثیر مستقیم روی عملکرد سیستم دارند؛ لذا تعیین آن‌ها به ویژه به صورت محلی درون سیستم، از اهمیت بالایی برخوردار بوده؛ زیرا این امکان را به طراح می‌دهد که نقاط با تولید آنتروپی بالا را تشخیص داده، در جهت کاهش آن اقدام نماید؛ در نتیجه، این مطالعه به محاسبه محلی تولید آنتروپی و بررسی اثرات نسبت ابعاد و دماهای سطوح شیشه و آب بر انواع مختلف تولید آنتروپی شامل، اصطکاکی، غلظتی و حرارتی درون یک آب‌شیرین کن خورشیدی می‌پردازد.

۲- بیان مسئله

هندسه مورد بررسی در این مقاله، در شکل ۱ نشان داده شده است. همانطوری که در این شکل نشان داده شده است، یک آب‌شیرین کن شیب‌دار یک طرفه دوبعدی با ارتفاع سمت راست H_r ، ارتفاع سمت چپ H_l ، طول L و زاویه پوشش شیشه‌ای θ مدل می‌شود. دماهای سطوح شیشه و آب به ترتیب برابر، T_g و T_w در نظر گرفته می‌شوند؛ همچنین دیواره‌های جانبی آب‌شیرین کن به صورت عایق در نظر گرفته می‌شوند. معمولاً در حالت واقعی، دیواره‌های جانبی آب-شیرین کن‌ها به‌صورت عایق در نظر گرفته شده تا تلفات به

عدد ناسلت متوسط [۱۲]:

$$Nu_{ave} = \frac{-H_{ave}}{L(T_w - T_g)} \int_0^L \frac{\partial T}{\partial n} \Big|_{wall} dx \quad (9)$$

که H_{ave} میانگین ارتفاع دیواره‌های چپ و راست آب‌شیرین-کن می‌باشد.

میزان تولید آب مقطر ساعتی [۱۳]:

$$\dot{m}_{hourly} = \frac{-3600D_{AB}}{L} \int_0^L \frac{\partial c}{\partial y} \Big|_{water} dx \quad (10)$$

تولید آنتروپی محلی اصطکاکی [۲۰]:

$$S_{g,fr} = \frac{2\mu}{T} \left[\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 \right] + \frac{\mu}{T} \left[\left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 \right] \quad (11)$$

که μ لزجت دینامیکی است.

تولید آنتروپی محلی حرارتی [۲۰]:

$$S_{g,th} = \frac{k}{T^2} \left[\left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)^2 \right] \quad (12)$$

که k هدایت حرارتی است.

تولید آنتروپی محلی غلظتی [۲۰]:

$$S_{g,c} = \frac{RD}{c} \left[\left(\frac{\partial c}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial c}{\partial y} \right)^2 \right] + \frac{RD}{T} \left[\left(\frac{\partial T}{\partial x} \right) \left(\frac{\partial c}{\partial x} \right) + \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right) \left(\frac{\partial c}{\partial y} \right) \right] \quad (13)$$

که R ثابت جهانی گازها است.

تولید آنتروپی محلی کل:

$$S_g = S_{g,c} + S_{g,th} + S_{g,fr} \quad (14)$$

تولید آنتروپی محلی کل بدون بعد [۲۱]:

$$N_g = \frac{S_g H_{ave}^2}{k} \quad (15)$$

تولید آنتروپی میانگین کل بدون بعد [۲۱]:

$$N_{g,ave} = \frac{1}{A} \left[\int_A N_g dA \right] \quad (16)$$

که S مساحت آب‌شیرین‌کن می‌باشد.

۳- روش حل عددی

معادلات حاکم مطابق با شرایط مرزی مربوطه، از روش حجم محدود^۱ و حلگر فشار مینا^۲ حل می‌شوند. ارتباط بین ترم‌های

معادله‌ی پیوستگی:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (1)$$

معادلات مومنوم:

$$\left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\mu}{\rho} \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \quad (2)$$

$$\left(u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} \right) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\mu}{\rho} \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) + \beta_{th} g (T - T_g) + \beta_c g (c - c_g) - g \quad (3)$$

که β_c و β_{th} به ترتیب، ضریب انبساط غلظتی و ضریب انبساط حرارتی می‌باشند؛ همچنین ρ_0 دانسیته سیال در دمای مرجع یعنی متوسط دمای محفظه (متوسط دمای سطوح گرم (سطح آب) و سرد (سطح شیشه) است.

معادله‌ی انرژی:

$$\left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right) = \alpha \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (4)$$

که α نفوذ حرارتی است.

معادله‌ی غلظت:

$$\left(u \frac{\partial c}{\partial x} + v \frac{\partial c}{\partial y} \right) = D_{AB} \left(\frac{\partial^2 c}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 c}{\partial y^2} \right) \quad (5)$$

که D_{AB} ضریب پخش دوتایی است.

۲-۲- شرایط مرزی

همانطور که قبلاً بیان شده، سطوح آب و شیشه درون آب-شیرین‌کن به صورت دما ثابت و به صورت اشباع از رطوبت در این دماها در نظر گرفته شده‌اند. دیواره‌های جانبی آب-شیرین‌کن، به صورت مرز عایق در نظر گرفته شده‌اند. بر این اساس، شرایط مرزی مسأله مطابق روابط (۶) تا (۸) است.

روی سطح شیشه [۱۲]:

$$u = v = 0, T = T_g, c = c|_{T=T_g}, \phi=100\% \quad (6)$$

روی سطح آب [۱۲]:

$$u = v = 0, T = T_w, c = c|_{T=T_w}, \phi=100\% \quad (7)$$

روی دیواره‌های جانبی [۱۲]:

$$u = v = 0, \frac{\partial T}{\partial x} = \frac{\partial c}{\partial x} = 0 \quad (8)$$

۳-۲- تعریف پارامترهای مورد استفاده

پارامترهای مورد استفاده در این پژوهش، به صورت زیر تعریف می‌شوند:

¹ Finite Volume

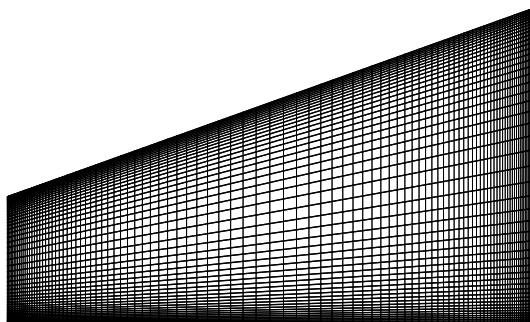
² Pressure Based

محیط و همچنین میزان آب مقطر تولید شده ثبت شدند. کلیه آزمایش‌ها در این مقاله، تحت شرایط آب و هوایی شهر سمنان (در طول جغرافیایی ۵۳ درجه و عرض جغرافیایی ۳۵ درجه) انجام شده است. شکل ۳، دماهای ساعتی در طول آزمایش ثبت شده توسط رشیدی و همکاران [۲۳] را نشان می‌دهد.

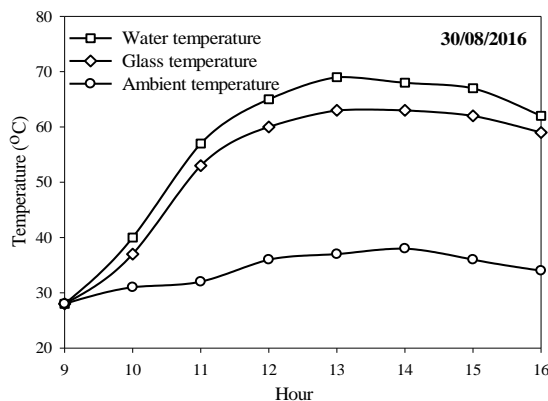
جدول ۱- تأثیرات تعداد شبکه روی عدد ناسلت میانگین در

$$T_w = 40^{\circ}C \text{ و } T_g = 30^{\circ}C, A = 3.44$$

مورد	تعداد شبکه	عدد ناسلت میانگین	درصد اختلاف (%)
۱	۱۸۰۰	۱۵/۰۴۱	۱/۳
۲	۳۶۰۰	۱۵/۲۳۷	۰/۸
۳	۷۲۰۰	۱۵/۳۵۹	۰/۲
۴	۱۴۴۰۰	۱۵/۳۹۰	----



شکل ۲- نمونه‌ای از شبکه مورد استفاده درون آب شیرین کن



شکل ۳- دماهای ساعتی در طول آزمایش [۲۳]

فشار و سرعت بوسیله الگوریتم سیمپل^۱ [۲۷] برقرار شده، تمامی معادلات با استفاده از طرح بالادست مرتبه دوم^۲ گسسته‌سازی می‌شوند. معیار همگرایی برای تمام معادلات^۳ 10^{-6} در نظر گرفته شده است.

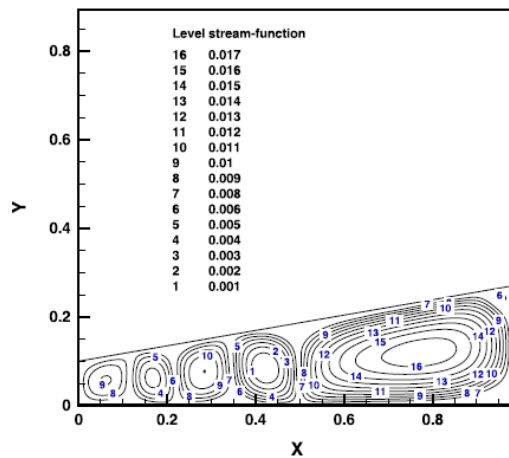
۴- بررسی استقلال از شبکه و اعتبار سنجی

نمونه‌ای از شبکه تولید شده برای حل این مسأله، در شکل ۲ نشان داده شده است. همان‌طور که در این شکل دیده می‌شود، از یک شبکه غیر یکنواخت که در نزدیکی دیواره‌ها و سطوح شیشه و آب ریز شده، استفاده شده است. غیر یکنواخت بودن شبکه، این امکان را فراهم می‌کند تا اندازه شبکه در نزدیکی دیواره‌ها ریزتر باشند که بیشترین گرادیان‌های دمایی، سرعتی و غلظتی در اطراف آنها اتفاق می‌افتند. به منظور بررسی استقلال از شبکه، عدد ناسلت میانگین در شرایط $A = 3.44$ در $T_g = 30^{\circ}C$ و $T_w = 40^{\circ}C$ برای چهار شبکه با ابعاد مختلف مقایسه شده، نتایج آن در جدول ۱ نشان داده شده است. همان‌طور که در جدول ۱ مشاهده می‌شود، شبکه با تعداد ۷۲۰۰ گره از دقت لازم برای استفاده در این مسأله برخوردار است.

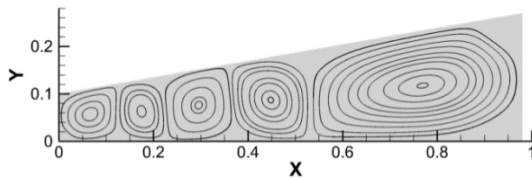
به منظور اعتبار سنجی حل عددی حاضر، نتایج حاصل با نتایج تجربی بدست آمده از طریق آزمایش برای یک آب شیرین کن واقعی مقایسه شده است. نمونه آب شیرین کن ساخته شده بدین منظور همراه با ابعاد آن [۲۳] و همچنین دماهای بدست آمده شامل، دماهای محیط، سطوح آب و شیشه در ساعت‌های مختلف آزمایش، در شکل ۳ نمایش داده شده‌اند. آب شیرین کن ساخته شده، از جنس پلکسی با ضخامت ۵ میلی‌متر و زاویه شیشه ۱۴/۳۵ درجه است. تشتک آب با جنس پلکسی و رنگ مشکی در ابعاد ۰/۴ متر در ۰/۴ متر ساخته شده است تا بتواند حداکثر نور خورشید را جذب کند؛ همچنین انتهای آب شیرین کن، به صورت شیب‌دار ساخته شده تا امکان جمع‌آوری آب مقطر در آن فراهم شود. آزمایش در تاریخ ۲۰۱۶/۰۹/۰۵ از ساعت ۹ صبح تا ۴ عصر انجام شده است و در هر ساعت دماهای سطوح آب، شیشه و

³ SIMPLE Algorithm

⁴ Second-Order Upwind



تابع جریان درون آب شیرین کن در شرایط $T_g = 30^{\circ}\text{C}$ و $T_w = 40^{\circ}\text{C}$ (حل عددی رهبر و اصفهانی [۱۲])



تابع جریان درون آب شیرین کن در شرایط $T_g = 30^{\circ}\text{C}$ و $T_w = 40^{\circ}\text{C}$ (حل عددی حاضر) شکل ۴- مقایسه بین نتایج حال حاضر و نتایج عددی به دست آمده توسط رهبر و اصفهانی [۱۲]

جدول ۳- مقایسه بین نتایج حال حاضر و نتایج

آزمایشگاهی به دست آمده توسط شوافه و فرید [۲۴]

(الف)						
مورد	دمای آب (OC)	پوشش شیشه‌ای (OC)	طول (m)	ارتفاع چپ (m)	ارتفاع راست (m)	زاویه پوشش شیشه‌ای (o)
۱	۴۰	۳۰	۰/۹۸	۰/۱	۰/۴۷	۲۰
۲	۵۰	۴۰	۰/۹۸	۰/۱	۰/۴۷	۲۰
۳	۶۰	۵۰	۰/۹۸	۰/۱	۰/۴۷	۲۰
۴	۷۰	۶۰	۰/۹۸	۰/۱	۰/۴۷	۲۰

(ب)		
مورد	عدد ناسلت متوسط (تجربی) [۲۵]	عدد ناسلت متوسط (عددی)
۱	۱۶/۸۸	۱۵/۲
۲	۱۶/۹۴	۱۵/۳
۳	۱۷/۳۵	۱۵/۶
۴	۱۸/۱۲	۱۵/۹

جدول ۲ مقایسه بین نتایج تجربی و حل عددی برای میزان آب مقطر تولیدی توسط آب شیرین کن در ۴ ساعت آزمایش را ارائه می‌کند. این چهار ساعت به این دلیل انتخاب شدند که در این ساعات، میزان آب مقطر تولیدی توسط آب- شیرین کن نسبت به سایر ساعات قابل توجه است. همانطوری که در این جدول نشان داده شده است، ماکزیمم خطا بین نتایج بدست آمده از طریق آزمایش و نتایج محاسبه شده عددی، ۱۶ درصد است. این میزان از خطا ممکن است، به دلیل فرضیات به کارگیری شده در حل عددی شامل، فرض دوبعدی بودن و خطا در حل عددی باشد؛ همچنین برای ارزیابی بیشتر دقت حل عددی، نتایج حال حاضر با نتایج حل عددی رهبر و اصفهانی [۱۲]، برای یک آب شیرین کن در شرایط $T_g = 30^{\circ}\text{C}$ و $T_w = 40^{\circ}\text{C}$ در شکل ۴ مقایسه شده است. همان طوری که از این شکل ملاحظه می‌شود، تطابق بسیار خوبی بین نتایج دو حل عددی وجود دارد؛ همچنین نتایج حاضر با نتایج آزمایشگاهی به دست آمده توسط شوافه و فرید^۱ [۲۴]، برای یک آب شیرین کن معمولی در شرایط دما و هندسه مختلف مقایسه شده است. جدول ۳، نتایج این مقایسه را برای عدد ناسلت میانگین ارائه می‌کند. همان طوری که از جدول مشاهده می‌شود، تطابق خوبی بین نتایج حل عددی و نتایج به دست آمده از آزمایش وجود دارد. بیشینه خطا بین دو روش، در حدود ۱۲ درصد است.

جدول ۲- مقایسه بین نتایج تجربی و حل عددی برای آب

مقطر تولیدی در ۴ ساعت آزمایش

ساعت	میزان آب مقطر بدست آمده از آزمایش (ccm-2h ⁻¹)		درصد خطا (%)
	میزان آب مقطر بدست آمده از عددی (ccm-2h ⁻¹)	میزان آب مقطر بدست آمده از حل عددی (ccm-2h ⁻¹)	
۱۳:۰۰-۱۲:۰۰	۷۱۸	۶۳۹	۱۱
۱۴:۰۰-۱۳:۰۰	۸۲۰	۷۱۳	۱۳
۱۵:۰۰-۱۴:۰۰	۷۶۰	۶۶۹	۱۲
۱۶:۰۰-۱۵:۰۰	۶۲۵	۵۲۹	۱۶

^۱ Shawaqfeh and Farid

۵- نتایج و بحث

شکل ۵ توابع جریان، خطوط هم‌دما و کسر جرمی بخار درون آب شیرین کن خورشیدی را در $T_g=300C$ ، $T_w=400C$ و دو نسبت ابعاد (نسبت طول آب شیرین کن به متوسط ارتفاع) شامل، $۲/۵۸$ و $۵/۳$ نمایش می‌دهد. از کانتور تابع جریان برای نسبت ابعاد $۵/۳$ مشاهده می‌شود که پنج گردابه با جهت گردش مخالف در این حالت، درون آب شیرین کن تشکیل می‌شوند. گردش این گردابه‌ها، منجر به ایجاد انتقال حرارت جابجایی آزاد می‌شود؛ زیرا این گردابه‌ها انرژی حرارتی و بخار را بین شیشه و سطح آب درون آب شیرین کن منتقل می‌کنند. تعداد این گردابه‌ها با کاهش نسبت ابعاد، کاهش یافته و تنها یک گردابه با اندازه بزرگتر برای نسبت ابعاد $۲/۵۸$ درون آب شیرین کن تشکیل می‌شود. لازم به ذکر است که یک گردابه با اندازه کوچکتر، مسیر لازم را برای تبادل حرارت بین شیشه و سطح آب درون آب شیرین کن فراهم می‌کند و ضخامت لایه مرزی حرارتی با کاهش اندازه گردابه‌ها و افزایش تعداد آن‌ها کاهش می‌یابد و در نهایت این امر، باعث بهبود در راندمان آب شیرین کن خورشیدی می‌شود. بعلاوه فاصله بین سطح تبخیر (سطح آب) و سطح چگالش (سطح شیشه) درون آب شیرین کن با افزایش نسبت ابعاد، کاهش می‌یابد. این کاهش فاصله باعث می‌شود تا زمان انتقال بخار از سطح تبخیر به سطح شیشه کاهش یابد؛ همچنین، همانطور که میدان دما و کسر جرمی بخار نشان می‌دهند، تغییرات کمی در دما و غلظت هوای مرطوب در مرکز آب-شیرین کن مشاهده می‌شود؛ در حالی که تغییرات نسبتاً شدیدی در دما و غلظت هوای مرطوب شامل، آب و اکسیژن در نزدیکی سطوح شیشه و آب در آب شیرین کن دیده می‌شود. این تغییرات می‌تواند ناشی از فرآیندهای چگالش روی سطح شیشه و تبخیر روی سطح آب باشند.

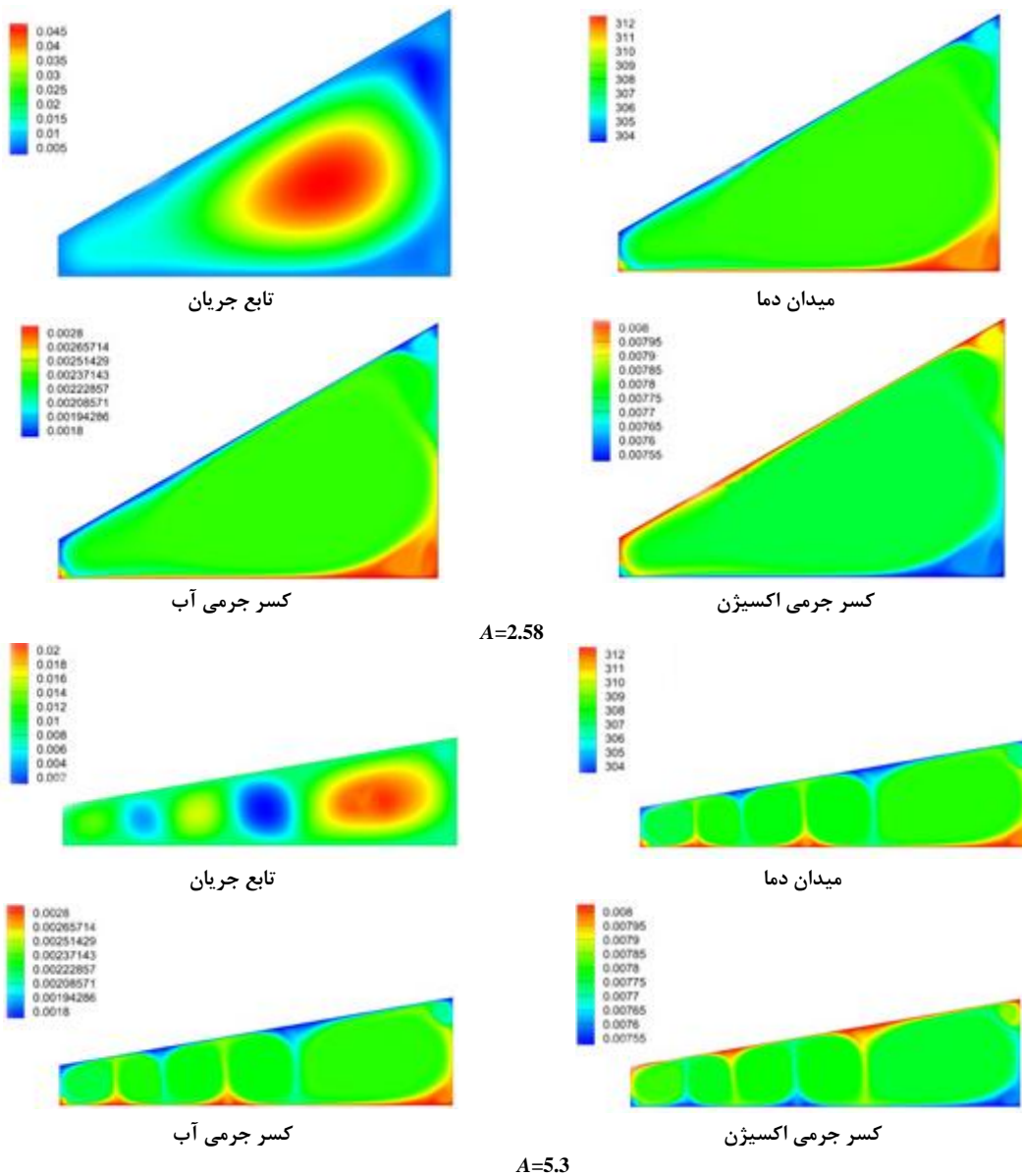
شکل ۶ تولیدات آنتروپی‌های اصطکاکی، حرارتی و غلظتی درون آب شیرین کن خورشیدی را برای نسبت ابعاد ثابت $۳/۴۴$ و دو شرط دمایی مختلف برای سطوح شیشه و آب نشان می‌دهد. همان طوری که از این کانتورها مشاهده می‌شود، ماکزیمم مقادیر هر سه نوع تولید آنتروپی در نواحی نزدیک سطوح آب و شیشه، درون آب شیرین کن رخ می‌دهد. همان طوری که از شکل قبل مشاهده شد، تغییرات کمی در دما و غلظت هوای مرطوب در مرکز ناحیه گردشی درون آب-

شیرین کن مشاهده شد؛ در حالی که تغییرات قابل توجهی در دما و غلظت هوای مرطوب نزدیک سطوح آب و شیشه درون آب شیرین کن مشاهده گردید که به دلیل چگالش و تبخیر آب روی این سطوح بود. این امر گرادیان‌های شدید دمایی و غلظتی در نزدیکی این سطوح ایجاد می‌کند که در نهایت منجر به افزایش تولید آنتروپی‌های حرارتی و غلظتی در این نواحی می‌شود. لازم به توضیح است، در انتقال حرارت جابجایی آزاد، بیشترین گرادیان سرعت در نواحی رخ می‌دهد که بیشترین گرادیان دما وجود دارد؛ زیرا در این نواحی مایع با توجه به استفاده از نیروی شناوری، شتاب مضاعف می‌گیرد. همان طوری که قبلاً بحث شد، ماکزیمم گرادیان دما نزدیک سطوح آب و شیشه درون آب شیرین کن اتفاق می‌افتد؛ در نتیجه، گرادیان سرعت در این نواحی نیز بالا بوده که این منجر به افزایش تولید آنتروپی اصطکاکی در این نواحی می‌گردد. نکته دیگری که از این شکل مشاهده می‌شود، این است که تولید هر سه نوع آنتروپی با افزایش در دماهای سطوح آب و شیشه افزایش می‌یابند. نیروی بویانسی با افزایش در دماهای سطوح آب و شیشه قوی‌تر می‌شود؛ زیرا این نیرو تابع خواص سیال بوده، خواص سیال نیز تابع دماهای سطوح آب و شیشه است. افزایش این نیرو، منجر به تبادل بیشتر حرارت و جرم بخار بین جریان و دیواره‌ها و در نهایت منجر به افزایش گرادیان‌های سرعت، دما و غلظت و افزایش در انواع تولید آنتروپی می‌شود.

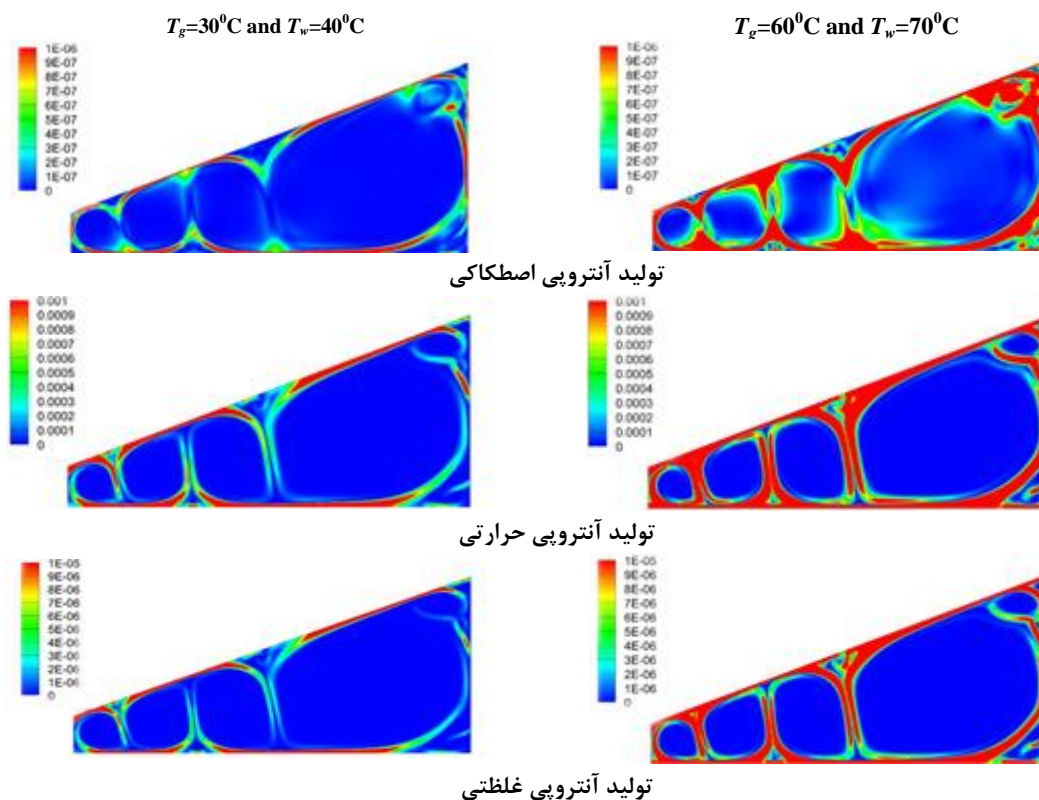
شکل ۷ تولیدات آنتروپی‌های اصطکاکی، حرارتی و غلظتی درون آب شیرین کن خورشیدی را برای $T_w=500C$ ، $T_g=400C$ و دو نسبت ابعاد شامل، $۲/۵۸$ و $۵/۳$ نمایش می‌دهد. از این شکل مشاهده می‌شود که آب شیرین کنی که دارای نسبت ابعاد بیشتری است، آنتروپی بیشتری تولید می‌کند. لازم به توضیح است که در آب شیرین کنی که نسبت ابعاد بیشتری دارد، گردابه‌های چرخشی بیشتر با ابعاد کوچکتر تشکیل می‌شوند. به عنوان مثال، ۵ گردابه کوچک درون آب شیرین کن با نسبت ابعاد $۵/۳$ تشکیل شد؛ در حالی که فقط یک گردابه بزرگ در آب شیرین کن با نسبت ابعاد $۲/۵۸$ تشکیل شد (شکل ۵). هر چه اندازه گردابه‌ها کوچکتر باشد، سرعت آن‌ها بیشتر است و حرارت و جرم بخار بیشتری را بین سطوح آب و شیشه منتقل می‌کنند که این به نوبه خود منجر به افزایش گرادیان‌های سرعت، دما و غلظت در آب-

سطح چگالش (سطح شیشه)، با افزایش نسبت ابعاد کاهش می یابد و در نتیجه آب شیرین کن با نسبت ابعاد بزرگتر، دارای سطح کوچکتری نسبت به آب شیرین کن با نسبت ابعاد کوچکتر است. تشکیل تعداد گردابه‌های بیشتر با اندازه کوچکتر درون این سطح کمتر، موجب تولید آنتروپی بیشتر می‌شود.

شیرین کن و در نهایت افزایش انواع تولید آنتروپی می‌شود. همچنین نواحی لبه گردابه‌ها، نواحی هستند که انواع گردادیان‌ها در آن‌ها شدید هستند (شکل ۵ برای نسبت ابعاد ۵/۳). هر چه تعداد گردابه‌ها بیشتر باشد، تعداد این لبه‌ها هم بیشتر و در نتیجه آنتروپی بیشتری تولید می‌شود. در نهایت لازم به توضیح است که فاصله سطح تبخیر (سطح آب) و



شکل ۵- توابع جریان، میدان دما و کسر جرمی بخار درون آب شیرین کن در $T_g=30^{\circ}\text{C}$ ، $T_w=40^{\circ}\text{C}$ و دو نسبت ابعاد شامل ۵/۳ و ۲/۵۸



شکل ۶- تولیدات انواع آنتروپی درون آب شیرین کن خورشیدی برای نسبت ابعاد ثابت ۳/۴۴ و دو شرط دمایی مختلف

۴۸/۵ درصد افزایش در تولید آنتروپی اصطکاکی با افزایش نسبت ابعاد از ۲/۵۸ به ۵/۳ برای شرایط دمایی $T_g=30^{\circ}\text{C}$ و $T_w=40^{\circ}\text{C}$ مشاهده می‌شود.

۱۳۷/۶ و ۱۰۲ درصد افزایش در تولید آنتروپی غلظتی با تغییر شرایط دمایی از $T_g=30^{\circ}\text{C}$ و $T_w=40^{\circ}\text{C}$ به $T_g=60^{\circ}\text{C}$ و $T_w=70^{\circ}\text{C}$ به ترتیب برای نسبت‌های ابعاد ۲/۵۸ و ۵/۳ مشاهده می‌شود.

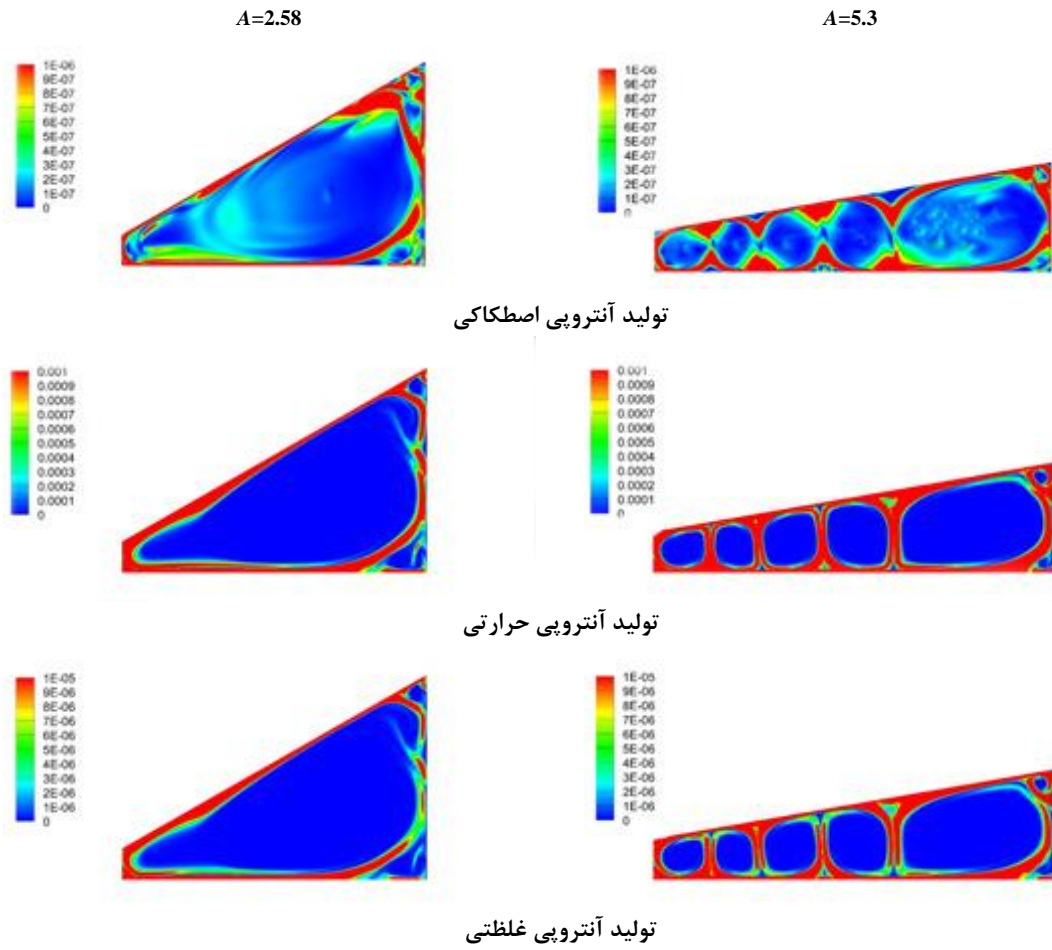
۳۰ درصد افزایش در تولید آنتروپی غلظتی با افزایش نسبت ابعاد از ۲/۵۸ به ۵/۳ برای شرایط دمایی $T_w=40^{\circ}\text{C}$ و $T_g=30^{\circ}\text{C}$ مشاهده می‌شود.

۲۴/۹ و ۲۲/۷ درصد افزایش در تولید آنتروپی حرارتی با تغییر شرایط دمایی از $T_g=30^{\circ}\text{C}$ و $T_w=40^{\circ}\text{C}$ به $T_g=60^{\circ}\text{C}$ و $T_w=70^{\circ}\text{C}$ به ترتیب برای نسبت‌های ابعاد ۲/۵۸ و ۵/۳ مشاهده می‌شود.

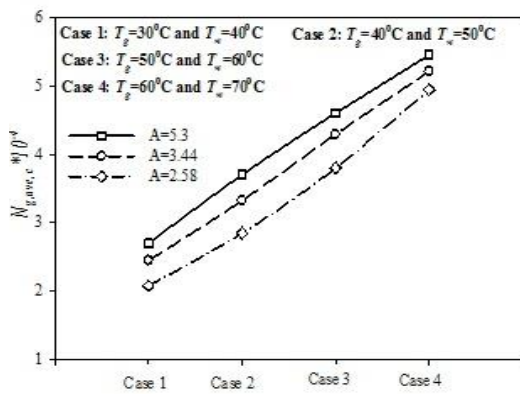
۱۶/۸ درصد افزایش در تولید آنتروپی حرارتی با افزایش نسبت ابعاد از ۲/۵۸ به ۵/۳ برای شرایط دمایی $T_w=40^{\circ}\text{C}$ و $T_g=30^{\circ}\text{C}$ مشاهده می‌شود.

شکل‌های ۸ تا ۱۰، تأثیرات دماهای سطوح آب و شیشه و همچنین نسبت ابعاد روی انواع تولید آنتروپی شامل، اصطکاکی، حرارتی و غلظتی درون آب شیرین کن خورشیدی را به صورت کمی در قالب نمودار نشان می‌دهند. همانطوری که از این اشکال مشاهده می‌شود، انواع تولید آنتروپی با افزایش دماهای سطوح آب و شیشه و همچنین نسبت ابعاد افزایش می‌یابند که دلایل اصلی آن در اشکال قبلی توضیح داده شده‌اند. با مقایسه مرتبه انواع تولید آنتروپی ملاحظه می‌شود که آنتروپی حرارتی در تمامی موارد نسبت به دو نوع دیگر آنتروپی غالب است. بعلاوه درصد مشارکت تولید آنتروپی اصطکاکی نسبت به تولید آنتروپی کل، بسیار ناچیز است. در بخش زیر تغییرات کمی انواع آنتروپی با تغییرات دماهای سطوح آب و شیشه و همچنین نسبت ابعاد ارائه شده‌اند:

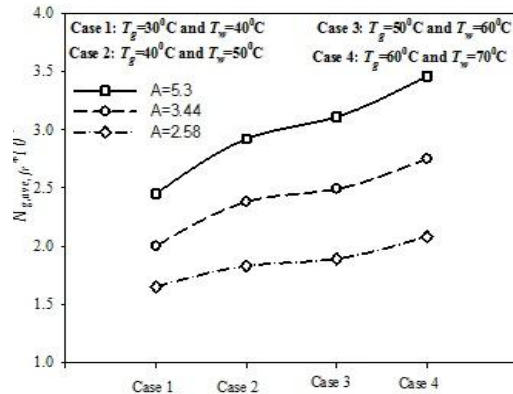
۲۶ و ۴۱/۲ درصد افزایش در تولید آنتروپی اصطکاکی با تغییر شرایط دمایی از $T_g=30^{\circ}\text{C}$ و $T_w=40^{\circ}\text{C}$ به $T_g=60^{\circ}\text{C}$ و $T_w=70^{\circ}\text{C}$ به ترتیب برای نسبت‌های ابعاد ۲/۵۸ و ۵/۳ مشاهده می‌شود.



شکل ۷- تولیدات انواع آنتروپی درون آب شیرین کن در $T_g=40^{\circ}\text{C}$, $T_w=50^{\circ}\text{C}$ و دو نسبت ابعاد شامل ۲/۵۸ و ۵/۳



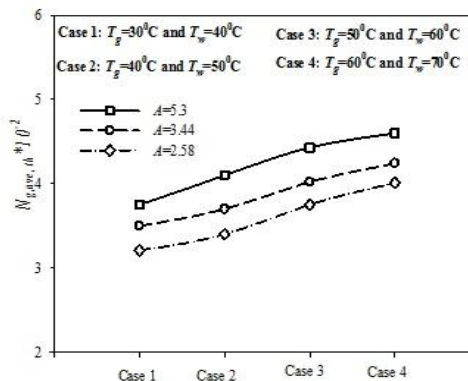
شکل ۹- تأثیرات دماهای سطوح آب و شیشه و نسبت ابعاد بر روی تولید آنتروپی غلظتی



شکل ۸- تأثیرات دماهای سطوح آب و شیشه و نسبت ابعاد بر روی آنتروپی اصطکاکی

۷- فهرست علائم

نسبت ابعاد	A
مساحت، m^2	A
ضریب پخش دوتایی، m^2s^{-1}	D_{AB}
تمرکز جزءها، $kmolm^{-3}$	c
ظرفیت گرمای ویژه، $Jkg^{-1}K^{-1}$	C_p
شتاب جاذبه، ms^{-2}	g
فاصله بین سطوح شیشه و آب شور، m	H
ضریب هدایت حرارتی، $Wm^{-1}K^{-1}$	k
طول آب شیرین کن، m	L
میزان تولید آب مقطر، $ccm^{-2}h^{-1}$	\dot{m}
جهت عمود	N
تولید آنتروپی بدون بعد	N_g
عدد ناسلت	Nu
فشار، Pa	p
ثابت گاز، $JkgK^{-1}$	R
مساحت، m^2	S
تولید آنتروپی بعددار، $Wm^{-3}K^{-1}$	S_g
دما، K	T
سرعت افقی، ms^{-1}	u
سرعت عمودی، ms^{-1}	v
مولفه‌ی افقی، m	x
مولفه‌ی عمودی، m	y
	علائم یونانی
ضریب انبساط، K^{-1}	β
لزجت دینامیکی، $kgm^{-1}s^{-1}$	μ
زاویه شیب پوشش شیشه‌ای، degree	θ
چگالی، kgm^{-3}	ρ
	زیر نویس ها
میانگین	Ave
غلظت	C
اصطکاک	Fr
پوشش شیشه‌ای	G
چپ	L
راست	r
حرارتی	th
دیواره	w



شکل ۱۰- تأثیرات دماهای سطوح آب و شیشه و نسبت ابعاد بر روی تولید آنتروپی حرارتی

۶- نتیجه‌گیری و جمع‌بندی

در این مقاله، تولید آنتروپی به صورت موضعی درون یک آب- شیرین کن خورشیدی شیب دار یک طرفه، بوسیله روش دینامیک سیالات محاسباتی جهت بهبود شرایط طراحی محاسبه شد. برای بررسی دقت حل عددی، نتایج بدست آمده از این روش، با نتایج بدست آمده از طریق تجربی مقایسه شدند. تأثیرات نسبت ابعاد و تغییر در دماهای شیشه و سطح آب بر عملکرد آب شیرین کن از منظر قانون دوم ترمودینامیک مورد ارزیابی قرار گرفتند. نتایج نشان داد که نواحی نزدیک سطوح شیشه و آب درون آب شیرین کن نسبت به مرکز آن، نواحی مستعدتری برای تولید آنتروپی می‌باشند؛ بدلیل این که به علت تبخیر و چگالش، ماکزیمم انتقال حرارت و جرم در این نواحی روی می‌دهند؛ همچنین نتایج نشان داد که مقادیر انواع تولید آنتروپی شامل، حرارتی، لزجتی و غلظتی با افزایش در دماهای سطوح آب و شیشه و همچنین افزایش در نسبت ابعاد افزایش می‌یابند. به عبارت دیگر، آب شیرین کنی که در شرایط دمایی پایین تر و نسبت ابعاد کمتری کار می‌کند، از دیدگاه قانون دوم مناسب تر است؛ چون آنتروپی کمتری تولید می‌کند؛ همچنین نتایج نشان داد که نسبت ابعاد یک پارامتر، موثر در تعیین عملکرد آب شیرین کن خورشیدی است که این پارامتر، تعیین کننده فاصله بین سطح تبخیر (سطح آب) و سطح چگالش (سطح شیشه) و همچنین تعیین کننده زمان انتقال بخار از سطح تبخیر به سطح شیشه است. در نهایت ملاحظه گردید که آنتروپی حرارتی در تمامی موارد نسبت به دو نوع دیگر آنتروپی غالب است.

- slope solar still: a numerical study. *Desalin Water Treat* 50(1-3): 387-396.
- [13] Rahbar N, Esfahani JA (2013) Productivity estimation of a single-slope solar still: Theoretical and numerical analysis. *Energy* 49: 289-297.
- [14] Jahanshahi Javaran E, Khani AH, Mohammadi SMH (2016) Manufacturing and simulation of a solar humidification-dehumidification desalination system. *Modares Mechanical Engineering* 16(12): 248-239. (In Persian)
- [15] Banakar A, Motevali A, Montazeri M, Mousavi Seyedi SR (2016) Comparison of dynamic and static neural networks in predicting performance of parabolic solar desalination. *Modares Mechanical Engineering* 16(12): 291-299. (In Persian)
- [16] Amirahmadi S, Rashidi S, Esfahani JA (2016) Minimization of exergy losses in a trapezoidal duct with turbulator, roughness and beveled corners. *Appl Therm Eng* 107: 533-543.
- [۱۷] زحمتکش الف (۱۳۹۳) تولید آنتروپی نانو سیالات در همرفت طبیعی در محفظه‌های متخلخل مستطیل شکل. *مجله علمی پژوهشی مکانیک سازه‌ها و شاره‌ها* ۱۸۴-۱۷۱: ۴(۳).
- [18] Milani Shirvan K, Mamourian M (2015) Numerical investigation of effect and optimization of square cavity inclination angle and magnetic field on heat transfer and entropy generation. *Modares Mechanical Engineering* 15(8): 93-104. (In Persian)
- [19] Clark JA (1990) The steady state performance of a solar still. *Solar Energy* 44(1): 43-49.
- [20] Magherbi M, Abbassi H, Hidouri N, Brahim, AB (2006) second law analysis in convective heat and mass transfer. *Entropy* 8(1): 1-17.
- [21] Bashi M, Rashidi S, Esfahani JA (2017) Exergy analysis for a plate-fin triangular duct enhanced by a porous material. *Appl Therm Eng* 110: 1448-1461.
- [22] Patankar SV (1980) Numerical heat transfer and fluid flow. Hemisphere, New York.
- [23] Rashidi S, Esfahani JA, Rahbar N (2017) Partitioning of solar still for performance recovery: Experimental and numerical investigations with cost analysis. *Solar Energy* 153: 41-50.
- [24] Shawaqfeh AT, Farid MM (1995) New development in the theory of heat and mass transfer in solar stills. *Solar Energy* 55(6): 527-535.
- ۸- مراجع**
- [1] Dwivedi VK, Tiwari GN (2010) Experimental validation of thermal model of a double slope active solar still under natural circulation mode. *Desalination* 250(1): 49-55.
- [2] Sampathkumar K, Arjunan TV, Pitchandi P, Senthilkumar P (2010) Active solar distillation-A detailed review. *Renewable Sustainable Energy Rev* 14(6): 1503-1526.
- [3] Esfahani JA, Rahbar N, Lavvaf M (2011) Utilization of thermoelectric cooling in a portable active solar still-An experimental study on winter days. *Desalination* 269(1): 198-205.
- [4] Morad MM, El-Maghawry HA, Wasfy KI (2015) Improving the double slope solar still performance by using flat-plate solar collector and cooling glass cover. *Desalination* 373: 1-9.
- [5] Velmurugan V, Deenadayalan CK, Vinod H, Srithar K (2008) Desalination of effluent using fin type solar still. *Energy* 33(11): 1719-1727.
- [6] Kabeel AE, Abdelgaied M (2016) Improving the performance of solar still by using PCM as a thermal storage medium under Egyptian conditions. *Desalination* 383: 22-28.
- [7] Sahota L, Tiwari GN (2016) Effect of Al_2O_3 nanoparticles on the performance of passive double slope solar still. *Solar Energy* 130: 260-272.
- [8] Rajaseenivasan T, Srithar K (2016) Performance investigation on solar still with circular and square fins in basin with CO_2 mitigation and economic analysis. *Desalination* 380: 66-74.
- [۹] کریمی پور آ، تیموری ح، افرند م (۱۳۹۳) شبیه سازی انتقال حرارت جابجایی توام آزاد و اجباری در یک محفظه شیبدار با درپوش متحرک با استفاده از روش شبکه‌ی بولتزمن. *مجله علمی پژوهشی مکانیک سازه‌ها و شاره‌ها* ۱۸۲-۱۶۷: ۴(۲).
- [۱۰] علوی ن، ارمغانی ط، ایزد پناه الف (۱۳۹۵) انتقال حرارت جابجایی آزاد نانو سیال در محفظه L شکل باقلدار. *مجله علمی پژوهشی مکانیک سازه‌ها و شاره‌ها* ۳۲۱-۳۱۱: ۶(۳).
- [11] Omri A, Orfi J, Nasrallah SB (2005) Natural convection effects in solar stills. *Desalination* 183(1-3): 173-178.
- [12] Rahbar N, Esfahani JA (2012) Estimation of convective heat transfer coefficient in a single-