

توسعه و به کارگیری یک مدل ریاضی برای آب شیرین کن خورشیدی شیب دار بهبود یافته

حسین امیری*
 استادیار، پژوهشکده انرژی، پژوهشگاه علوم و تکنولوژی پیشرفته و علوم محیطی، دانشگاه تحصیلات تکمیلی صنعتی و فناوری پیشرفته، کرمان، ایران، hosseinamiri2010@gmail.com

چکیده

در این تحقیق برای اولین بار یک مدل ریاضی بر پایه اصول ترمودینامیک و انتقال گرما برای آب شیرین کن شیب دار بهبود یافته که آزمایش های تجربی قبلی نشان دهنده عملکرد بسیار بهتر آن نسبت به آب شیرین کن شیب دار استاندارد بوده، توسعه داده شده است. بدین منظور معادله بقا انرژی در حالت گذرا برای شش جزء آب شیرین کن شامل پوشش شیشه ای، آب شور درون حوضچه ها، صفحه جاذب، لایه عایق الاستومری، صفحه پستی و صفحه چگالنده و معادلات بقا جرم و انرژی برای هوای در گردش بین محفظه تبخیر و محفظه چگالنده به کار گرفته شده است. این معادلات منجر به یک مجموعه معادله دیفرانسیل مرتبه اول غیرخطی وابسته به هم شده که می بایست به صورت هم زمان و برای همه حوضچه ها حل شوند. به منظور ارزیابی دقت و قابلیت اطمینان مدل توسعه داده شده در پیش بینی عملکرد دستگاه در شرایط آب و هوایی مختلف از این مدل برای تخمین عملکرد دستگاه و دمای قسمت های مختلف آب شیرین کن در دو فصل بهار و پاییز استفاده شده است. نتایج نشان می دهد مدل توسعه داده شده دقت خوبی دارد به نحوی که بیشترین خطای جذر میانگین مربعات در تخمین دمای شیشه، آب شور و صفحه جاذب برابر ۶/۹، ۶/۲ و ۶ درجه سلسیوس می باشد.

واژه های کلیدی: مدل ریاضی، آب شیرین کن بهبود یافته، فصل پاییز و بهار، بقاء انرژی، بقاء جرم، انرژی خورشیدی.

Development And Application of a Thermal Model for Improved Stepped solar Still

H. Amiri

Department of Energy, Institute of Science and High Technology and Environmental Sciences, Graduate University of Advanced Technology, Kerman, Kerman, Iran

Abstract

In this research, for the first time, a mathematical model based on the principles of thermodynamics and heat transfer has been developed for the improved inclined water softener, which previous experimental tests have shown to perform much better than the standard inclined water softener. In this research, a thermal model has been developed to investigate the performance of an improved stepped solar still system (ISS), which previous experimental tests showed that its performance can be much better than standard stepped solar still. For this purpose, the energy conservation equation in the transient state is implemented for six solar still components including the glass cover, brine water inside the basins, absorber plate, elastomeric insulation layer, back plate and condenser plate; and the mass and energy conservation equations are implemented to model the circulating air between the evaporation chamber and the condenser chamber. These equations lead to a set of interdependent nonlinear first-order ordinary differential equations that must be solved simultaneously for all basins. To evaluate the accuracy and reliability of the developed model in predicting the performance of the ISS solar still in different weather conditions, this model is used to estimate the performance and the temperature of different components of the ISS in spring and autumn. The results show that the developed model has good accuracy in such a way that the maximum root mean square error in estimating the temperature of glass, salt water and absorber plate is equal to 6.9, 6.2 and 6 degrees Celsius.

Keywords: Mathematical modelling, Improved stepped solar still, Autumn and spring Seasons, Energy Conservation, Mass conservation, Solar Energy.

۱- مقدمه

شیرین سازی آب، به صورت مستقیم و یا غیرمستقیم از سوخت های فسیلی تأمین می شود. با توجه به محدودیت ذخایر سوخت های فسیلی به عنوان منابعی رو به اتمام و آلودگی های زیست محیطی ناشی از مصرف این سوخت ها، تأمین انرژی پایدار و سازگار با محیط زیست از دیگر چالش هایی است که بشر با آن روبرو است. آب شیرین کن های حوضچه ای استاندارد، قدیمی ترین نوع آب شیرین کن خورشیدی می باشند که به دلیل ساخت آسان و ارزان، هزینه نگهداری پایین، کیفیت بالای آب تولیدی هنوز هم مورد توجه قرار دارند. آب شیرین کن های حوضچه ای شیب دار (پله دار) مدلی بهبود یافته از آب شیرین کن های حوضچه ای می باشند که به دلیل داشتن صفحه جاذب شیب دار، حجم کمتر آب بر روی صفحه جاذب و فاصله کمتر سطح آب با پوشش شیشه ای عملکرد بهتری دارند. به منظور بهبود هرچه بیشتر عملکرد این آب شیرین کن های خورشیدی همه ساله مطالعات فراوانی بر روی این آب شیرین کن ها انجام می شود.

دسترسی مطمئن به آب، یک شرط اولیه و اساسی برای توسعه اجتماعی، اقتصادی و پایداری فرهنگ و تمدن است. موضوع منابع آب، به ویژه در مناطق خشک و کم آب، به عنوان یک موضوع با اهمیت در صحنه سیاست داخلی و خارجی کشورها همواره مطرح بوده و هست. به دلیل وجود منابع بزرگ آب شور مانند اقیانوس ها، دریاها یا وجود منابع محلی آب شور، شیرین سازی (نمک زدایی) آب های شور یک راه حل منطقی و مطمئن برای حل بحران کمبود آب به شمار می آید. روش های مختلفی برای شیرین سازی آب های شور وجود دارد که می توان آن ها را به دودسته کلی، روش های با تغییر فاز (گرمایی) و روش های بدون تغییر فاز (غشائی) تقسیم بندی کرد همه این روش ها به انرژی نیاز دارند. این انرژی در حالت کلی می تواند به صورت انرژی گرمایی، الکتریکی و یا ترکیبی از هر دو باشد. در حال حاضر عمده انرژی مورد نیاز سامانه های

* نویسنده مکاتبه کننده، آدرس پست الکترونیکی: hosseinamiri2010@gmail.com

تاریخ دریافت: ۲۰۲۴/۰۶/۰۱

تاریخ پذیرش: ۲۰۲۴/۰۸/۲۸

یکی از مشکلات آب شیرین کن‌های خورشیدی حوضچه‌ای (شیب‌دار و یا استاندارد) این است که فرآیندهای دریافت انرژی تابشی، تبخیر و تقطیر در یک محفظه اتفاق می‌افتد. برای فائق آمدن بر این مشکل و جهت بهبود عمل چگالش و افزایش نرخ تولید آب شیرین، جداسازی مکان (محفظه) تبخیر و میعان توسط محققین پیشنهاد شده است (۱، ۲). این جداسازی به روش‌های مختلفی قابل انجام است. یکی از ایده‌هایی که برای جداسازی این دو ناحیه پیشنهاد شده و به‌طور گسترده توسط محققین مورد بررسی قرار گرفته است استفاده از آب شیرین کن‌های دو شیب است. تیواری و همکاران (۳) یک سیستم آب شیرین کن با دو محفظه چگالنده را بررسی کردند. در این مدل بخار پس از تشکیل در محفظه اول، قسمتی در همان بخش داخلی تقطیر شده و مابقی به محفظه دوم رفته و در آنجا تقطیر می‌شود. نتایج کار آن‌ها نشان داد این تغییر افزایش نرخ تولید آب شیرین را به دنبال دارد. یک ایده دیگر برای جداسازی ناحیه تبخیر و میعان در آب شیرین کن‌های حوضچه‌ای، استفاده از چگالنده خارجی مجزا می‌باشد. بهارودج و همکاران (۴) اثر استفاده از یک چگالنده مجزا (خارجی) با سطح پره مانند را مورد مطالعه قرار دادند. فتح و همکاران (۵) به‌صورت عددی کارایی گرمایی گذرای یک آب شیرین کن حوضچه‌ای رطوبت زنی- رطوبت‌زدایی به همراه یک چگالنده غیرفعال را مورد مطالعه قرار دادند. گشایشی و همکاران (۶) به بررسی آزمایشگاهی آب شیرین کن خورشیدی پلکانی همراه با چگالنده خارجی و یک منبع ذخیره انرژی گرمایی با استفاده از مواد تغییر فاز دهنده پرداختند. ادیبی طوسی و همکاران (۷) به بررسی آزمایشگاهی آب شیرین کن پله‌ای با و بدون چگالنده خارجی مستقل و با و بدون مواد ذخیره کننده و ترکیب آن‌ها پرداختند و نشان دادند سیستم با مواد ذخیره کننده و چگالنده خارجی ۱۰۴ درصد بیشتر تولید آب شیرین دارد. سیواران و همکاران (۸) به بررسی تجربی اثر یک چگالنده خارجی غیرفعال افقی بر کارایی آب شیرین کن شیب‌دار پرداختند. نتایج آن‌ها بهبود عملکرد حدود ۱۱ درصدی در تابستان و ۱۲ درصدی در زمستان را نشان داد. عملکرد فن‌ها و روش‌های به کار گرفته شده توسط محققین مختلف جهت افزایش کارایی آب شیرین کن‌های شیب‌دار توسط کابیل و همکاران (۹) مرور و دسته‌بندی شده است.

هرچند ساخت و آزمایش تجربی تجهیزات، سیستم‌ها و سامانه‌ها دارای مزایای زیادی است و اطلاعات فراوانی در مورد عملکرد این تجهیزات در شرایط واقعی فراهم می‌نماید و عملکرد همه تجهیزات جدید و یا ایده‌های جدید برای بهبود تجهیزات موجود باید به‌صورت تجربی مورد آزمایش قرار گیرند. با این وجود ساخت، آزمایش و پیدا کردن طراحی بهینه این سامانه‌ها معمولاً بسیار هزینه‌بر و زمان‌بر می‌باشد. همچنین معمولاً با انجام آزمایش نمی‌توان به‌تمامی جزئیات فرآیندهای مختلفی که در درون یک تجهیز اتفاق می‌افتد پی برد. با توجه به این نکات مدل‌سازی تجهیزات، سامانه‌ها و فرآیندهای مختلف مورد توجه محققین قرار گرفته است. مدل‌سازی مشکلات مربوط به روش‌های تجربی را ندارد و روشی کارآمد برای پیش‌بینی عملکرد سیستم‌ها (سامانه‌ها) می‌باشد. این نکته نیز باید ذکر شود که با توجه به اینکه در مدل‌سازی سیستم‌ها و فرآیندها از فرضیاتی رمزینده‌ای سازی فیزیک حاکم بر مسئله استفاده می‌شود و از آنجایی که برای حل معادلات حاکم معمولاً از روش‌های عددی استفاده می‌شود، مدل‌سازی ما را بی‌نیاز از روش‌های تجربی نمی‌نماید.

ولمورگان و همکاران (۱۰) به‌صورت آزمایشگاهی و نظری به بررسی اثر عمق حوضچه‌ها بر کارایی آب شیرین کن‌های شیب‌دار پرداختند. نتایج به‌دست‌آمده نشان داد که کارایی آب شیرین کن در عمق‌های کمتر حوضچه‌ها به دلیل کاهش میزان آب موجود در حوضچه‌ها، عملکرد بهتر آب شیرین کن را به همراه دارد. بوزید و همکاران (۱۱) به‌صورت نظری به بررسی طرح جدیدی از آب شیرین کن‌های شیب‌دار پرداختند که در آن زاویه شیب پوشش شیشه‌ای متفاوت از زاویه شیب صفحه جاذب بود. گریوال و کومار (۱۲) به بررسی آزمایشگاهی سه آب شیرین کن شیب‌دار متوالی متصل به هم که در آن‌ها از مواد ذخیره کننده استفاده شده بود پرداختند. حسن و همکاران (۱۳) یک مدل دینامیکی جدید برای شبیه‌سازی آب شیرین کن تک‌شیب ارائه نمودند و به بررسی اثر مواد مورد استفاده در دیوار جانبی بر عملکرد آب شیرین کن پرداختند. جعفرقلی بیک و همکاران (۱۴) به‌صورت نظری و تجربی به بررسی آب شیرین کن شیب‌دار هرمی چهاروجهی در دو حالت غیرفعال و فعال (به‌منظور پیش‌گرمایش آب‌شور ورودی با استفاده از استخر خورشیدی) پرداختند. جاتار و گانسان (۱۵) به بررسی یک آب شیرین کن شیب‌دار با حوضچه‌های با کف مقعر و با نانوذرات مختلف پرداختند. آن‌ها همچنین اثر سرمایش پوشش شیشه‌ای با آب را مورد بررسی قرار دادند. در یک مقاله مروری به زبان فارسی باقری اسفند و همکاران (۱۶) به بررسی انواع مختلف آب شیرین کن خورشیدی پرداخته و روش‌های ارائه شده در تحقیقات پیشین برای افزایش بازده این آب شیرین کن‌ها را مرور کرده‌اند. اخیراً مودی و همکاران (۱۷) به‌مرور تغییرات پیشنهادی در هندسه صفحه جاذب توسط محققین مختلف و اثر آن بر عملکرد آب شیرین کن‌های حوضچه‌ای خورشیدی پرداختند.

اخیراً امیری (۱۸، ۱۹) یک آب شیرین کن شیب‌دار جدید و بهبود یافته که از ترکیب یکپارچه یک آب شیرین کن شیب‌دار استاندارد با یک چگالنده به‌دست‌آمده، را طراحی، ساخته و به‌صورت تجربی مورد مطالعه قرار داده‌اند. با توجه به عملکرد بسیار خوب این آب شیرین کن، در این تحقیق برای اولین بار به توسعه مدلی ریاضی برای پدیده‌های مختلف انتقال گرما در این آب شیرین کن پرداخته و از آن برای ارزیابی عملکرد دستگاه آب شیرین کن در روزهای آزمایش استفاده شده است. به این منظور در این تحقیق، با اعمال معادلات بقا انرژی، یک مدل ریاضی (ترمودینامیکی) برای مدل‌سازی رفتار آب شیرین کن توسعه و از آن برای پیش‌بینی عملکرد گذرا دستگاه در شرایط مختلف استفاده خواهد شد. لازم به ذکر است هرچند مطالعات نسبت زیادی در زمینه مدل‌سازی آب شیرین کن‌های خورشیدی وجود دارد اما تقریباً در همه این مدل‌سازی‌ها حرکت و همرفت طبیعی سیال در درون محفظه در نظر گرفته نشده است. با توجه به اینکه در آب شیرین کن شیب‌دار بهبود یافته گردش سیال به‌صورت طبیعی بین ناحیه (محفظه) تبخیر و محفظه چگالنده صورت می‌گیرد و با توجه به اینکه نرخ این گردش وابسته به دمای قسمت‌های مختلف آب شیرین کن می‌باشد که این دماها نیز به‌نوبه خود وابسته به دمای محیط و شدت تابش خورشید می‌باشند که در طول روز تغییر می‌نمایند، مدل‌سازی این آب شیرین کن پیچیده‌تر از آب شیرین کن‌های حوضچه‌ای و شیب‌دار استاندارد می‌باشد. علاوه بر این وجود مبادله کن گرمایی در محفظه چگالنده و تعامل آن با هوای در گردش این مدل‌سازی را پیچیده‌تر نیز می‌نماید؛ بنابراین مدل‌سازی ارائه شده در این تحقیق و اعتبارسنجی آن نوآورانه می‌باشد. نکته دیگری که درباره نوآوری این تحقیق باید ذکر

دستگاه، شامل انتقال گرمای رسانشی بین دو قسمت مختلف یک جزء در حجم کنترل‌های مجاور ($\dot{Q}K = kA\Delta T / L$)، انتقال گرمای همرفتی بین هوا (هوای محیط و یا هوای مرطوب داخل دستگاه) و قسمت‌های مختلف ($\dot{Q}C = h_c A \Delta T$)، انتقال گرمای تابشی ($\dot{Q}R = h_r A \Delta T$) و نهایتاً انتقال گرمای در هنگام تغییر فاز شامل تبخیر ($\dot{Q}E = h_E A \Delta T$) و تقطیر ($\dot{Q}D = h_D A \Delta T$) می‌باشند که $A, k, Th, h_C, h_R, h_E, h_D$ و ΔT به ترتیب مساحت سطح انتقال گرما، ضریب رسانایی گرمایی، ضخامت، ضریب انتقال گرمای همرفتی، ضریب انتقال گرمای تابشی، ضریب انتقال گرمای تبخیر و ضریب انتقال گرمای تقطیر و اختلاف دما عامل انتقال گرما می‌باشند. در شکل ۲ این مکانیسم‌ها نشان داده شده است. بر اساس قانون اول ترمودینامیک تغییرات انرژی داخلی برای یک حجم کنترل که از طریق انتقال گرما با محیط تعامل دارد به صورت زیر می‌باشد:

$$MC_V \frac{dT}{dt} = \sum \dot{Q} \quad (1)$$

که در این رابطه M و C_V به ترتیب جرم جزء و گرمای ویژه حجم ثابت می‌باشند. همچنین $\sum \dot{Q}$ مجموع انرژی‌های ورودی و

خروجی به حجم کنترل می‌باشد انرژی‌های ورودی مثبت و انرژی‌های خروجی منفی در نظر گرفته می‌شوند. معادله فوق برای همه اجزا به جز هوای مرطوب در گردش درون دستگاه قابل استفاده بوده و در ادامه برای هر کدام از اجزا انرژی‌های ورودی و خروجی ارائه خواهد شد. برای هوا با توجه به اینکه انتقال جرم و گرما به صورت هم‌زمان اتفاق می‌افتد و هوای به صورت شبه پایا در نظر گرفته شده است معادلات متفاوت خواهد بود که در قسمت مربوط به خود توضیح داده خواهد شد.

۳-۱- پوشش شیشه‌ای

$$\sum \dot{Q} = \dot{Q}_{sun-g} + \dot{Q}R_{w-g} + \dot{Q}R_{ab-g} + \dot{Q}C_{ha-g}^h + \dot{Q}D_{ha-g}^h - \dot{Q}C_{g-amb} - \dot{Q}R_{g-sky} \quad (2)$$

در معادله فوق زیرنویس‌های sun, w, ab, g, ha, amb و sky به ترتیب نشان‌دهنده انرژی تابشی خورشید، آب، شیشه، صفحه جاذب، هوای مرطوب، محیط و آسمان می‌باشند و بالانویس h نشان‌دهنده قسمت رطوبت زن و یا همان محفظه تبخیر می‌باشد. همچنین تابش انرژی خورشیدی برخوردی به سطح شیشه، بر حسب وات بر مترمربع می‌باشند. در این تحقیق، ضریب انتقال گرمای تابشی بین دو سطح بر اساس معادلات مرجع (۲۰) استفاده شده است. در رابطه (۲)، $h_{C,g-amb}$ ضریب انتقال گرمای همرفتی طبیعی (آزاد) بین یک سطح شیب‌دار و هوای مجاورش می‌باشد و از روابط ارائه شده توسط نلیس و کلین (۲۱) استفاده شده است. از آنجایی که در آزمایش‌ها سرعت باد اندازه‌گیری نشده، در همه محاسبات سرعت باد برابر ۱/۵ متر بر ثانیه در نظر گرفته شده است. برای محاسبه انتقال گرمای تابشی بین پوشش شیشه‌ای و آسمان نیاز به دانستن دمای مؤثر آسمان است در این تحقیق این دما از مرجع (۱۹) به دست آمده است. همچنین برای محاسبه $h_{C,ha-g}$ از رابطه پیشنهادی کومار و تیواری (۲۲) و برای محاسبه $h_{D,ha-g}$ از رابطه پیشنهادی دانکل (۲۳) استفاده شده است. لازم به ذکر است در محاسبات انجام شده در این تحقیق تمامی دیوارهای

شود این است که تقریباً در تمامی مطالعات پیشین در مورد آب‌شیرین‌کن‌های خورشیدی، دقت نتایج مدل‌سازی یا اعتبار سنجی نشده‌اند و یا چنانچه چنین اعتبارسنجی‌ای انجام شده عمدتاً فقط برای یک روز و آن هم فقط برای ساعات معینی از روز (عمدتاً حدود ۱۰ ساعت) این اعتبارسنجی انجام شده است. نوآوری دیگر این تحقیق این است که دقت نتایج مدل توسعه داده شده در این تحقیق اولاً در دو فصل با آب‌وهوای و شرایط محیطی متفاوت مورد ارزیابی قرار می‌گیرد و ثانیاً اعتبارسنجی برای تمام طول شبانه‌روز (۲۴ ساعت) و برای ساعاتی که تابش خورشید وجود ندارد نیز انجام شده است.

۲- توصیف دستگاه آب‌شیرین‌کن بهبود یافته

در شکل ۱ برش طولی آب‌شیرین‌کن جدید ساخته شده توسط امیری (۱۸) نشان داده شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود یک چگالنده به صورت یکپارچه به آب‌شیرین‌کن‌های حوضچه‌ای شیب‌دار استاندارد اضافه شده است. آب‌شیرین‌کن‌های شیب‌دار از یک صفحه جاذب شیب‌دار که تعداد ۱۴ حوضچه بر روی آن و یک حوضچه نسبتاً بزرگ‌تر در انتهای آن قرار گرفته است تشکیل شده است. در محاسبات تعداد حوضچه‌ها برابر ۱۵ عدد و حجم همگی برابر در نظر گرفته شده است. پشت صفحه جاذب، یک عایق الاستومری به ضخامت ۲ سانتی‌متر قرار گرفته است. در زیر لایه عایق از یک ورق آهن گالوانیزه استفاده شده است که در این تحقیق از آن به عنوان صفحه پشت و یا صفحه پشتی یاد می‌شود. در زیر لایه پشتی یک فاصله هوایی قرار گرفته است که با استفاده از یک صفحه آهنی گالوانیزه ایجاد می‌شود. به این فضا، محفظه چگالنده، یا رطوبت‌گیر و یا چگالنده گفته می‌شود. لازم به ذکر است به فضا بین صفحه جاذب و پوشش شیشه‌ای محفظه تبخیر و یا رطوبت زن گفته می‌شود (شکل ۱ را ببیند). جزییات بیشتر در مورد آب‌شیرین‌کن در مرجع (۱۸) داده شده است.

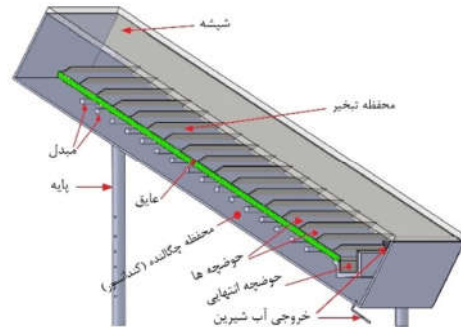
۳- مدل ریاضی (ترمودینامیکی) آب‌شیرین‌کن

به منظور ارزیابی نحوه عملکرد آب‌شیرین‌کن و شبیه‌سازی رفتار آن در شرایط مختلف یک مدل ریاضی برای آب‌شیرین‌کن ارائه شده است. در توسعه مدل ریاضی فرضیات زیر به کار گرفته شده‌اند:

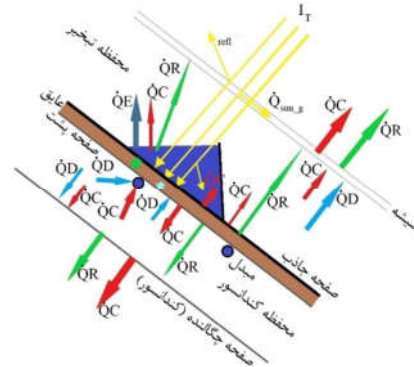
- ۱- تغییرات دمای قسمت‌های مختلف و رطوبت هوا فقط در راستای ارتفاع آب‌شیرین‌کن در نظر گرفته شده است و از تغییرات آن‌ها در عرض آب‌شیرین‌کن صرف‌نظر شده است.
- ۲- دمای آب‌شور خروجی از آب‌شیرین‌کن برابر دمای آب آن حوضچه و دمای آب‌شور ورودی برابر دمای آب حوضچه قبلی و در اولین حوضچه برابر دمای آب خروجی از مبادله‌کن گرمایی می‌باشد.
- ۳- هوای مرطوب در گردش درون محفظه به صورت شبه پایا مدل شده است و از تغییرات انرژی آن در درون هر حجم کنترل محفظه صرف‌نظر شده است.

در مطالعه حاضر مدل‌سازی سیستم آب‌شیرین‌کن خورشیدی با استفاده از معادلات بقای انرژی به صورت گذرا و یک‌بعدی (تغییرات فقط در راستای ارتفاع آب‌شیرین‌کن) انجام گرفته است. با بررسی مکانیسم‌های انتقال جرم و انرژی بین قسمت‌های مختلف آب‌شیرین‌کن می‌توان عملکرد آن را توصیف کرد. مکانیسم‌های انتقال گرما در

محفظه تبخیر که با هوای محیط ارتباط دارند به عنوان شیشه در نظر گرفته شده‌اند و از خواص ترموفیزیکی معادل در محاسبات استفاده شده است.



شکل ۱- برش طولی آب شیرین کن خورشیدی بهبود یافته به همراه نام اجزا (۱۸)



شکل ۲- پدیده‌های مختلف انتقال گرما در یک حجم کنترل

۳-۲- صفحه جاذب

$$\sum \dot{Q} = \dot{Q}_{sun-ab} - \dot{Q}_{ab-w} - \dot{Q}_{ab-g} \quad (3)$$

که زیر نویس ins نشان دهنده لایه عایق و $h_{C,ab-ha} = 1 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$ و $\dot{Q}_{sun-ab} = \tau_g \tau_w \alpha_{ab} A_{ab} I_T$

۳-۳- آب شور درون حوضچه‌ها

$$\sum \dot{Q} = \dot{Q}_{sun-w} + \dot{Q}_{C,ab-w} + \dot{m}_{sw} C_{p,w} (T_w^{in} - T_w^{out}) - \dot{Q}_{w-ha}^h - \dot{Q}_{E,w-ha}^h - \dot{Q}_{R-w-g} \quad (4)$$

در معادلات فوق، \dot{m}_{sw} ، $C_{p,w}$ و T_w^{in} به ترتیب دبی آب شور ورودی به دستگاه، گرمای ویژه فشار ثابت آب شور، دمای آب ورودی به هر حجم کنترل (حوضچه) و دمای آب خروجی از هر حجم کنترل که برابر دمای آب حوضچه در نظر گرفته می‌شود. علاوه بر این بالانویس‌های in و out به ترتیب نشان دهنده ورودی و خروجی می‌باشند.

۳-۴- لایه عایق

$$\sum \dot{Q} = \dot{Q}_{K,ab-ins} - \dot{Q}_{K,ins-bp} \quad (5)$$

که زیر نویس bp نشان دهنده صفحه پشتی می‌باشد.

۳-۵- صفحه پشتی

$$\sum_{in} \dot{Q} = \dot{Q}_{K,ins-bp} + \dot{Q}D_{ha-bp}^{dh} + \dot{Q}C_{ha-bp}^{dh} - \dot{Q}R_{bp-cp} \quad (6)$$

در معادلات فوق، زیر نویس cp نشان دهنده صفحه چکانده و بالانویس dh نشان دهنده محفظه رطوبت‌زدا (چکانده) می‌باشند.

۳-۶- صفحه چکانده

$$\sum \dot{Q} = \dot{Q}R_{bp-cp} + \dot{Q}D_{ha-cp}^{dh} + \dot{Q}C_{ha-cp}^{dh} - \dot{Q}C_{cp-amb} - \dot{Q}R_{cp-gr} \quad (7)$$

در معادله فوق، gr نشان دهنده زمین می‌باشد. برای محاسبه انتقال گرمای تابشی از صفحه چکانده به محیط دمای سطح زمین برابر دمای محیط فرض شده است یعنی در هر لحظه $T_{gr} = T_{amb}$.

۳-۷- هوای مرطوب در محفظه تبخیر (رطوبت زن)

با توجه به اینکه ظرفیت گرمایی هوای مرطوب کم و جرم هوای موجود در هر حجم کنترل بسیار کم می‌باشد از تغییرات انرژی داخلی هوا با زمان صرف نظر شده است و معادله (۱) به صورت برابری مجموع انرژی‌های ورودی با مجموع انرژی‌های خروجی درمی‌آید. بعد از مرتب‌سازی بر اساس آنتالپی هوای مرطوب خروجی از حجم کنترل (حوضچه) در ناحیه تبخیر (h_{ha}^{out})، معادله بقا انرژی برای هوای مرطوب در درون محفظه تبخیر به صورت زیر درمی‌آید:

$$\dot{m}_a h_{ha}^{out} = \dot{Q}_{C,ab-ha}^h + \dot{Q}_{C,w-ha}^h + \dot{Q}_{E,w-ha}^h - \dot{Q}_{C,ha-g}^h - \dot{Q}_{D,ha-g}^h + \dot{m}_a h_{ha}^{in} \quad (8)$$

که در معادله فوق \dot{m}_a و h_{ha}^{in} به ترتیب دبی هوای در گردش در درون محفظه و آنتالپی هوای مرطوب ورودی به حجم کنترل در ناحیه تبخیر می‌باشد. آنتالپی هوای مرطوب از رابطه زیر محاسبه می‌شود:

$$h_{ha} = h_{da} + w_{ha} h_v \quad (9)$$

که در این معادله، w_{ha} ، h_{da} و h_v به ترتیب رطوبت مخصوص، آنتالپی هوای خشک و آنتالپی بخار آب می‌باشد (۲۴). با توجه به اینکه آنتالپی هوای مرطوب علاوه بر دما به میزان بخار آب موجود در هوا (رطوبت مخصوص، w_{ha}) وابسته است و این میزان در خروجی حجم کنترل نامعلوم می‌باشد باید برای حل معادله فوق یک رابطه دیگر به کار گرفته شود. این معادله با به کارگیری معادله بقا جرم برای بخار آب موجود در هوای مرطوب به دست می‌آید و معادله زیر را نتیجه می‌دهد:

$$\dot{m}_a w_{ha}^{out} = \dot{m}_a w_{ha}^{in} + \dot{m}_{E,sw} - \dot{m}_{D,g} \quad (10)$$

که $\dot{m}_{E,sw}$ و $\dot{m}_{D,g}$ به ترتیب نرخ تبخیر آب شور درون حوضچه‌ها و نرخ تقطیر بخار بر روی شیشه می‌باشند. با داشتن نرخ انتقال گرما برای فرآیند تبخیر و یا میعان (تقطیر)، نرخ جرمی تبخیر و یا میعان از رابطه $\dot{m} = \dot{Q} / h_{fg}$ به دست می‌آید که h_{fg} آنتالپی نهان تبخیر آب می‌باشد.

دمای لایه عایق، دمای صفحه پستی و دمای صفحه چگالنده می‌باشد. علاوه بر این چهار معادله غیرخطی نیز برای هر حجم کنترل وجود دارد که شامل دو معادله جبری برای دما و رطوبت مخصوص برای هوای مرطوب در محفظه تبخیر و دو معادله جبری برای دما و رطوبت مخصوص در محفظه چگالنده و یک معادله جبری برای دبی هوای مرطوب می‌باشد. برای حل معادلات دیفرانسیل مرتبه اول از روش صریح مرتبه اول استفاده شده و در هر گام زمانی سیستم معادلات حاصل به هم‌راه ۵ معادله جبری به صورت هم‌زمان حل شده‌اند. برای حل هر کدام از معادلات دیفرانسیل فوق نیاز به یک شرط اولیه است که از مقادیر دمای محیط در ابتدای آزمایش به عنوان شرط اولیه در مدل‌سازی استفاده شده است. علاوه بر این برای حل معادلات حاکم نیاز به دانستن وابستگی زمانی شدت تابش خورشید و دمای محیط است که این مقادیر بر اساس میانبایی نتایج تجربی به دست می‌آیند. با توجه به توضیحات بالا، یک برنامه رایانه‌ای با نرم‌افزار MATLAB نوشته شد و معادلات حاکم به صورت تابعی از زمان حل شدند. در جدول ۱ مقادیر خواص ترموفیزیکی و ابعاد مورد استفاده در مدل‌سازی ذکر شده‌اند. خواص ترموفیزیکی آب، بخار آب و هوا وابسته به دما در نظر گرفته شده و در محاسبات لحاظ شده‌اند (۲۵). سایر مشخصات دستگاه در مرجع (۱۸) ذکر شده است. لازم به ذکر است هر چند معادلات ذکر شده در بخش‌های قبل بر اساس ابعاد و وزن کل اجزا دستگاه نوشته شده‌اند اما در محاسبات عددی، با توجه به تعداد حجم کنترل این ابعاد و جرم‌ها بین حجم کنترل‌ها تقسیم می‌شوند. پس از محاسبه دمای و نرخ انتقال گرما در قسمت‌های مختلف میزان آب شیرین تولیدی ساعتی بر حسب میلی‌لیتر بر ساعت از رابطه $V_F^h = \dot{m}_p \times 10^6 / \rho_p \times 3600$ قابل محاسبه خواهد بود. میزان آب شیرین تجمعی V_F^{cum} نشان‌دهنده میزان آب شیرین تولیدی از زمان شروع آزمایش تا زمان t می‌باشد. میزان آب شیرین تولیدی کل یا روزانه (روز + شب) با V_F^T نمایش داده می‌شود. برای حل معادلات حاکم از الگوریتم زیر استفاده شده است:

۱- با استفاده از داده‌های آزمایش و دمای محیط یک حدس اولیه برای دمای قسمت‌های مختلف زده شود.

۲- برای هر گام زمانی مراحل ۳ تا ۵ را انجام بده

۳- دبی هوای در گردش را با استفاده از معادله (۱۵) محاسبه کن

۴- دما و رطوبت خروجی از حجم کنترل پایینی قسمت چگالنده را برابر مقدار آن در گام زمانی قبلی در نظر بگیر و تا وقتی اختلاف بین دمای خروجی از حجم کنترل پایینی قسمت چگالنده در دو تکرار متوالی بزرگ‌تر از میزان تلورانس است گام‌های زیر را تکرار کن

الف) برای حجم کنترل‌های ناحیه تبخیر به ترتیب از پایین به بالا حرکت کن و برای هر حجم کنترل ابتدا دما و رطوبت مخصوص ورودی به هر حجم کنترل را برابر دما و رطوبت مخصوص خروجی از حجم کنترل پایینی دستی در نظر بگیر و سپس دمای و رطوبت خروجی از آن حجم کنترل را با استفاده از معادلات (۸) و (۱۰) محاسبه نما.

ب) برای حجم کنترل‌های ناحیه چگالنده همانند گام قبلی عمل کن و سپس دمای و رطوبت خروجی از آن حجم کنترل را با استفاده از معادلات (۱۱) و (۱۲) محاسبه نما

۵- با معلوم بودن دما و رطوبت نسبی هوای در گردش در هر کدام از حجم کنترل‌ها، تغییرات دما اجزاء مختلف آب شیرین کن را با استفاده از

۳-۸- هوای مرطوب در محفظه چگالنده (رطوبت‌زدا)

به‌کارگیری معادله بقاء انرژی برای هوای مرطوب و بقا جرم برای بخار آب موجود در هوا برای قسمت چگالنده معادله زیر را به دست می‌دهد:

$$\dot{m}_a h_{ha}^{dh,out} = -\dot{Q}C_{ha-bp}^{dh} - \dot{Q}D_{ha-bp}^{dh} - \dot{Q}C_{ha-cp}^{dh} - \dot{Q}D_{ha-cp}^{dh} - \dot{Q}C_{ha-HE}^{dh} - \dot{Q}D_{ha-HE}^{dh} + \dot{m}_a h_{ha}^{dh,in} \quad (11)$$

$$\dot{m}_a w_{ha}^{dh,out} = \dot{m}_a w_{ha}^{dh,in} - \dot{m}_{D,co} \quad (12)$$

که $\dot{m}_{D,co}$ نرخ تقطیر در محفظه چگالنده می‌باشد و از رابطه زیر به دست می‌آید:

$$\dot{m}_{D,co} = (\dot{Q}D_{ha-bp}^{dh} + \dot{Q}D_{ha-cp}^{dh} + \dot{Q}D_{ha-HE}^{dh}) / h_{fg} \quad (13)$$

در معادلات فوق، زینویس HE نشان‌دهنده مبادله‌کن گرمایی می‌باشد. برای محاسبه انتقال گرما بین هوای مرطوب و مبادله‌کن گرمایی لوله‌ای در محفظه چگالنده از معادلات زیر استفاده می‌شود:

$$T_{w,HE}^{out} = T_{ha}^{dh} + (T_{w,HE}^{in} - T_{ha}^{dh}) \exp\left(\frac{-\pi U_{HE} D_{HE} L_{HE}}{\dot{m}_{sw} C_p}\right) \quad (14)$$

در معادله فوق، $U_{HE} = 6.85 W m^{-2} K^{-1}$ ، $D_{HE} = 10 mm$ و $L_{HE} = 7 m$ می‌باشند.

۳-۹- محاسبه دبی هوای در گردش

یکی از تفاوت‌های آب شیرین‌کن شیب‌دار بهبودیافته وجود گردش هوا بین محفظه تبخیر و محفظه چگالنده می‌باشد. این گردش محاسبات را پیچیده‌تر و متفاوت با معادلات مربوط به آب شیرین‌کن شیب‌دار استاندارد می‌نماید. دلیل وجود گردش هوا در آب شیرین‌کن بهبودیافته گرم شدن هوا در قسمت ناحیه تبخیر و در نتیجه کاهش نسبی چگالی و سرد شدن هوا در ناحیه چگالنده و افزایش نسبی چگالی می‌باشد. این اختلاف چگالی باعث می‌شود که هوا در قسمت محفظه تبخیر به سمت بالا حرکت نماید و در قسمت چگالنده به سمت پایین حرکت نماید. دبی جرمی هوای در گردش در درون دستگاه به صورت زیر به دست می‌آید (۵):

$$\dot{m}_a = (\rho^{dh} - \rho^h) g L_s \sin(\beta) / (DP_{r,1} + DP_{r,2}) \quad (15)$$

$$DP_{r,1} = 0.018 L_s (1 / (2D^h \rho^h A_s) + 1 / (2D^{dh} \rho^{dh} A_s)) \quad (16)$$

$$DP_{r,2} = 0.3 / (2A_s^2) \times (1 / \rho^{dh} + 1 / \rho^h) \quad (17)$$

در معادلات فوق، g ، β ، L_s و D به ترتیب شتاب جاذبه زمین، ارتفاع (طول) آب شیرین‌کن، شیب آب شیرین‌کن نسبت به افق، چگالی و قطر هیدرولیکی سطح مقطع عبور هوای در گردش می‌باشند. در روابط فوق، ρ^{dh} چگالی هوای در پایین صفحه جاذب و ρ^h چگالی هوای در بالای صفحه جاذب می‌باشد.

۴- حل عددی معادلات

با توجه به پیچیدگی معادلات حاکم بر آب شیرین‌کن حل دقیق معادلات حاکم امکان‌پذیر نمی‌باشد و باید روش‌های عددی را برای حل معادلات حاکم به کار گرفت. با توجه به اینکه در آزمایش‌های انجام شده، آب شیرین‌کن تعداد معادل ۱۵ عدد حوضچه داشته است، در حل عددی آب شیرین‌کن در راستای طول به ۱۵ حجم کنترل (قسمت) تقسیم شده است. همان‌طور که در بخش قبل ذکر شد در هر حجم کنترل شش معادله دیفرانسیل معمولی مرتبه اول وجود دارد که شامل معادلات دیفرانسیل مربوط به دمای شیشه، دمای صفحه جاذب، دمای آب شور،

معادله دیفرانسیل مربوطه و گام زمانی در نظر گرفته شده محاسبه نما. با توجه به اینکه سختی معادلات بالا می‌باشد نیاز است گام زمانی کوچک باشد تا همگرایی اتفاق بیفتد بنابراین در این تحقیق گام زمانی برابر ۰/۰۰۴ ثانیه در نظر گرفته شده است.

۵- شرح آزمایش‌های انجام شده

امیری (۱۸) دستگاه آب‌شیرین‌کن شیب‌دار بهبودیافته خود را در فصل بهار در روزهای ۱۱ و ۱۲ خردادماه (مطابق با ۱ و ۲ ماه ژوئن میلادی) و در فصل پاییز در روزهای ۱۰ و ۱۱ مهرماه (مطابق با ۱ و ۲ ماه اکتبر میلادی) مورد آزمایش قرار دادند که جزئیات آزمایش‌ها در مقاله ایشان ذکر شده‌اند. در مقاله ایشان، دمای آب‌شور (T_w) و دمای صفحه جاذب در حوضچه‌های بالا، وسط و پایین اندازه‌گیری و گزارش شده است. در روش مدل‌سازی این اندازه‌گیری‌ها معادل حجم کنترل‌های بالا، وسط (حوضچه ۸م) و پایین می‌باشند. همچنین دمای پوشش شیشه‌ای (T_g) فقط در مرکز شیشه که به صورت تقریبی معادل بالای حوضچه وسط می‌باشد، اندازه‌گیری شده است. همان‌طور که در مقاله امیری (۱۸) توضیح داده شده است در آزمایش‌های انجام شده از آب شرب لوله‌کشی به‌عنوان آب ورودی به دستگاه آب‌شیرین‌کن استفاده شده است. با توجه به اینکه از شلنگ کولری سیاه‌رنگ برای انتقال آب از شیر آب به دستگاه آب‌شیرین‌کن استفاده شده است و شلنگ در معرض تابش خورشید و هوای محیط بوده است. دما آب ورودی به ورودی آب‌شیرین‌کن متفاوت با دمای آب شیر خواهد بود که در آزمایش‌ها اندازه‌گیری شده است. برای اینکه محاسبات دقیق باشد در این تحقیق تأثیر دمای محیط و شدت تابش خورشید بر روی دمای آب خروجی از شلنگ متصل‌کننده شیر آب به آب‌شیرین‌کن مدل‌سازی شده است به این منظور از معادله زیر استفاده شده است (۲۰):

$$T_{w,T}^{out} = T_{amb} + \frac{I_T}{\pi U_T} + (T_{w,T}^{in} - T_{amb} - \frac{I_T}{\pi U_T}) \exp\left(\frac{-\pi U_T D_T F_p L_T}{\dot{m}_w C_p}\right) \quad (18)$$

که $L_T = 4m$ ، $F_p = 0.883$ ، $U_T = 85Wm^{-2}K^{-1}$ و $D_T = 6mm$ به ترتیب ضریب انتقال گرمای کلی، فاکتور جریان لوله (شلنگ)، طول و قطر شلنگ می‌باشند. در معادله فوق دمای آب ورودی به شلنگ (خروجی از شیر) می‌باشد.

۶- نتایج

همان‌طور که در بخش‌های قبل ذکر شد در این تحقیق، دقت مدل ریاضی توسعه داده شده در تخمین عملکرد و دمای قسمت‌های مختلف آب‌شیرین‌کن در دو فصل بهار و پاییز که داده‌های تجربی موجود است مورد ارزیابی قرار می‌گیرد. برای انجام مدل‌سازی به داده‌های هواشناسی شامل دمای محیط و شدت تابش خورشید نیاز است این داده‌ها که از مرجع (۱۸) گرفته شده‌اند. لازم به ذکر است با توجه به اینکه در آزمایش‌های خردادماه دمای محیط اندازه‌گیری نشده است، در حل عددی از داده‌های هواشناسی شهر کرمان (۲۶) برای دمای محیط استفاده شده است (۱۸). در شکل‌های ارائه شده در بخش‌های بعد به منظور ساده‌سازی نمایش از نمادها و یا عبارات $Num.$ ، $Exp.$ ، $Bottom(Bot)$ ، $Middle(Mid)$ و Top به ترتیب برای نمایش مقادیر تجربی، مقادیر به‌دست‌آمده از مدل ریاضی و یا مدل‌سازی (حل عددی)، پایین، وسط و بالا استفاده شده است.

۶-۱- آزمایش‌های فصل پاییز

به توجه به اینکه عملکرد دستگاه آب‌شیرین‌کن با میزان آب شیرین تولیدی سنجیده می‌شود و برآورد دقیق میزان آب شیرین تولیدی توسط مدل ریاضی در شرایط مختلف می‌تواند ملاک مناسبی از دقت مدل باشد، در ابتدا به مقایسه میزان آب شیرین تولیدی تخمینی توسط مدل ریاضی با میزان آب شیرین به‌دست‌آمده در آزمایش‌ها پرداخته می‌شود. به این منظور میزان تجمیعی آب شیرین تولیدی تخمین زده شده توسط مدل ریاضی با میزان تجمیعی آب شیرین تولیدی تجربی برای روزهای ۱۰ و ۱۱ مهرماه در شکل ۳ مقایسه شده است. همان‌طور که در این شکل مشاهده می‌شود برای هر دو روز مدل ریاضی منحنی نتایج تجربی را با دقت بسیار خوبی برآورد کرده است و همچنین توانسته است با دقت بسیار خوبی میزان آب شیرین تولیدی را برآورد کرده است. در جدول ۱ مقادیر کل آب شیرین تولیدی به‌دست‌آمده توسط مدل‌سازی و مقادیر متناظر تجربی ارائه و با هم مقایسه شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود در فصل پاییز بیشینه اختلاف بین نتایج تجربی و مدل‌سازی کمتر از ۳ درصد بوده است. به‌منظور ارزیابی عملکرد کلی دستگاه پارامتر نسبت خروجی به ورودی، $Gain$ (GOR) (Output Ratio) که نشان‌دهنده میزان بازده آب‌شیرین‌کن می‌باشد در جدول ۱ ارائه شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود آب‌شیرین‌کن شیب‌دار بهبودیافته عملکرد بسیار خوبی داشته و GOR آن حدود ۰/۳۵ می‌باشد.

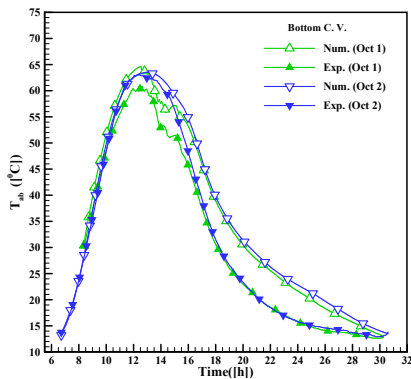
جدول ۱- خواص ترموفیزیکی و ابعاد استفاده شده در مدل‌سازی

پارامتر	مقدار و واحد	پارامتر	مقدار و واحد
A_{ins}	$0.605m^2$	ρ_g	$2500Kg m^{-3}$
$C_{p,ins}$	$840J(Kg)^{-1}K^{-1}$	A_w	$0.664m^{-2}$
K_{ins}	$0.038Wm^{-1}K^{-1}$	M_w	$19.28Kg$
M_{ins}	$0.013Kg$	α_w	0.05
ρ_{ins}	$16Kg m^{-3}$	τ_w	0.95
A_{cp}	$0.766m^{-2}$	ϵ_w	0.8
$C_{p,cp}$	$500J(Kg)^{-1}K^{-1}$	ϵ_{w-g}^{eff}	0.58
M_{cp}	$8.63Kg$	A_{ab}	$0.767m^2$
ρ_{cp}	$7500Kg m^{-3}$	M_{ab}	$12.13Kg$
ϵ_{cp}	0.5	ρ_{ab}	$7500Kg m^{-3}$
A_g	$0.767m^2$	α_{ab}	0.9
$C_{p,g}$	$840JK^{-1}K$	ϵ_{ab}	0.9
M_g	$7.67Kg$	A_{bp}	$0.604m^2$
ϵ_g	0.85	$C_{p,bp}$	$500JKg^{-1}K^{-1}$
τ_g	0.89	M_{bp}	$6.80Kg$
α_g	0.05	ϵ_{bp}	0.5

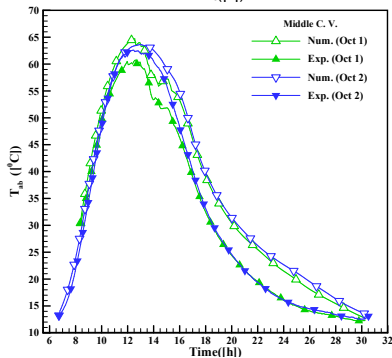
در شکل ۴ دمای صفحه جاذب در حجم کنترل‌های (حوضچه‌های) پایین، وسط و بالای آب‌شیرین‌کن نشان داده شده است. در این شکل مقادیر برآورد شده توسط مدل ریاضی با نتایج تجربی مقایسه شده‌اند. همان‌طور که مشاهده می‌شود مدل ریاضی قادر است دمای صفحه جاذب را با دقت خوبی پیش‌بینی نماید. علاوه بر این مشاهده می‌شود که همانند نتایج تجربی، دمای صفحه جاذب تخمینی توسط مدل‌سازی در

آورده شده است.

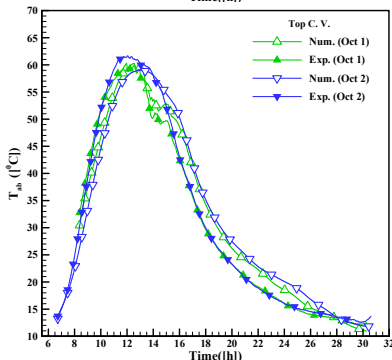
در شکل ۷ مقایسه‌ای بین مقادیر تجربی میزان تجمعی آب شیرین تولیدی و مقادیر متناظر به‌دست‌آمده از حل عددی معادلات حاکم ارائه شده است. در جدول ۱ میزان آب شیرین تولیدی واقعی (تجربی) با میزان آب شیرین تولیدی محاسبه شده توسط مدل ریاضی برای روزهای آزمایش با هم مقایسه شده‌اند. این مقایسه نشان می‌دهد که بیشترین اختلاف بین نتایج تجربی و مدل‌سازی در میزان آب شیرین تولیدی مربوط به ۱۲ خرداد و برابر ۷/۴ درصد می‌باشد. مقایسه مقادیر دمای قسمت‌های مختلف آب‌شیرین‌کن به‌دست‌آمده از مدل ریاضی و نتایج تجربی در شکل ۸، ۹ و ۱۰ ارائه شده است. در این شکل‌ها به ترتیب دمای صفحه جاذب، دمای آب‌شور و دمای پوشش شیشه‌ای ارائه شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود همانند فصل پاییز بین نتایج مدل ریاضی و نتایج تجربی همخوانی بسیار خوبی وجود دارد و مدل ریاضی قادر است هم الگوی تغییرات و هم میزان آب شیرین تولیدی و دمای قسمت‌های مختلف را به خوبی محاسبه نماید.



(الف)



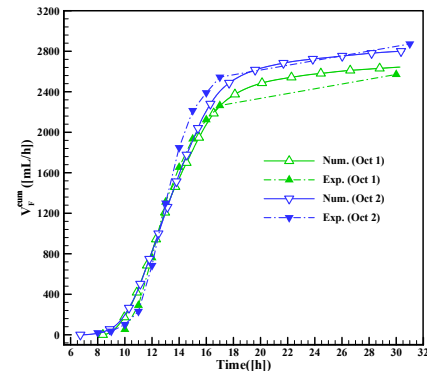
(ب)



(ج)

شکل ۴- مقادیر مدل‌سازی و تجربی دمای صفحه جاذب در حوضچه‌های (الف) پایین، (ب) وسط و (ج) بالا در آزمایش‌های همراه

دو روز آزمایش بسیار نزدیک به هم بوده است. همچنین در هر دو روز نتایج مدل‌سازی (هرچند با اختلافی جزئی) رفتار (منحنی‌ای) بسیار مشابه با نتایج تجربی داشته‌اند. در شکل ۵ دمای آب‌شور در سه حوضچه پایین، وسط و بالا که توسط مدل ریاضی به‌دست‌آمده است با دماهای تجربی متناظر مقایسه شده است. بررسی شکل نشان می‌دهد که اولاً همخوانی خوبی بین نتایج تجربی و نتایج به‌دست‌آمده از مدل ریاضی وجود دارد و دوماً نتایج مدل‌سازی الگویی کاملاً مشابه الگو نتایج تجربی دارند.



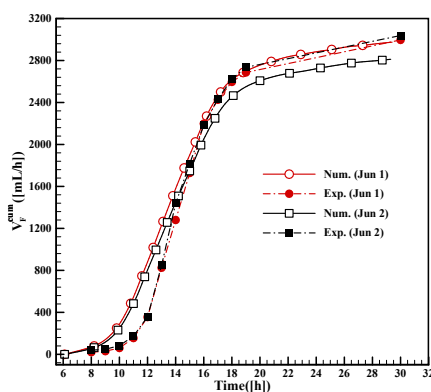
شکل ۳- مقادیر تخمینی (مدل‌سازی) و تجربی میزان تجمعی آب شیرین تولیدی در مهرماه

در شکل ۶ دقت مدل ریاضی در تخمین دمای شیشه نشان داده شده است. در این شکل دمای به‌دست‌آمده توسط مدل‌سازی با دمای به‌دست‌آمده در آزمایش‌های مقایسه شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود مدل ریاضی الگوی تغییرات دمای شیشه را به درستی تقریب زده است ولی همخوانی بین نتایج به خوبی نتایج مربوط به دمای صفحه جاذب و دمای آب‌شور درون محفظه نیست. علاوه بر دلایل کلی مربوط به اختلاف در نتایج تجربی و نتایج مدل‌سازی، این اختلاف احتمالاً از سه منبع نشأت می‌گیرد. اولاً دمای شیشه در آزمایش‌ها در قسمت بیرونی صفحه اندازه‌گیری شده است در حالی که در مدل‌سازی دمای متوسط شیشه به دست می‌آید. دومین دلیل احتمالی اختلاف نتایج می‌تواند این نکته باشد که در مدل‌سازی انجام شده در این تحقیق تمامی دیوارهای محفظه که در ارتباط با هوای بیرون هستند به جنس شیشه و با خواص معادل در محاسبات لحاظ شده‌اند. نهایتاً سومین دلیل این می‌تواند باشد که در طول روز به علت اینکه ترموکوپل نصب شده بر روی شیشه در معرض تابش مستقیم خورشید قرار دارد گرم شده و دمای بالاتری را نسبت به آنچه باید واقعاً نشان دهد ثبت می‌نماید.

۲-۶- آزمایش‌های فصل بهار

دقت مدل توسعه داده شده در تخمین عملکرد آب‌شیرین‌کن در فصل بهار در این قسمت مورد ارزیابی قرار می‌گیرد. لازم به ذکر است به‌جز شرایط آب و هوایی (شامل دمای محیط و شدت تابش خورشید)، دبی آب‌شور ورودی و شرایط اولیه که بر اساس شرایط آزمایش تغییر می‌کنند هیچ پارامتر و کمیت دیگری در برنامه رایانه‌ای تغییر نکرده است تا مطمئن شویم که مدل ارائه شده قادر است عملکرد دستگاه را در فصول مختلف به درستی تخمین بزند. این نکته نیز باید ذکر شود به‌منظور جلوگیری از طولانی شدن مقاله در این قسمت نتایج به‌اختصار

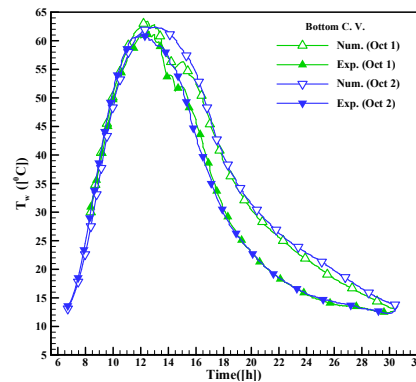
مهندسی می‌توان گفت مدل ریاضی قادر است رفتار آب شیرین کن را به خوبی مدل نماید. باین وجود نسبت به فصل پاییز همخوانی بین نتایج خصوصاً برای دمای آب شور در حوضچه بالا، کمی کاهش پیدا کرده است. هرچند این مقدار اختلاف خیلی زیاد نیست. این اختلاف در نتایج می‌تواند از دو منبع ناشی شده باشد. اولاً با توجه به استفاده از داده‌های هواشناسی و عدم اندازه‌گیری دمای محیط در محل قسمتی از اختلاف نتایج احتمالاً مربوط به اختلاف دمای محیط در محل آزمایش با دمای هواشناسی می‌باشد. دومین دلیل ثابت در نظر گرفتن سرعت باد در مدل‌سازی به دلیل عدم اندازه‌گیری سرعت باد در محل آزمایش‌ها می‌باشد. البته این دلایل نفی‌کننده وجود خطاهای مربوط به استفاده از فرضیات مختلف در توسعه مدل ریاضی نمی‌باشند و قسمتی از اختلاف بین نتایج تجربی و نتایج مدل‌سازی مربوط به استفاده از این فرضیات ساده‌کننده می‌باشد. به منظور کمی کردن مقایسه، در جدول ۲ خطای جذر میانگین مربعات (root-mean-square error (RMSE)) در تخمین دمای قسمت‌های مختلف آب شیرین کن برحسب درجه سلسیوس ارائه شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود مدل ارائه شده در این تحقیق دقت خوبی دارد و این خطا برای همه نقاطی که داده‌های تجربی وجود دارد همواره کمتر از ۷ درجه سلسیوس می‌باشد. همچنین همان‌طور که مشاهده می‌شود بیشترین خطای جذر میانگین مربعات در تخمین دمای شیشه، صفحه جاذب و آب به ترتیب برابر ۶/۹، ۶/۱۰ و ۶/۲ می‌باشد که برای آب شور و صفحه جاذب این خطاها در حجم کنترل پایینی اتفاق افتاده است.



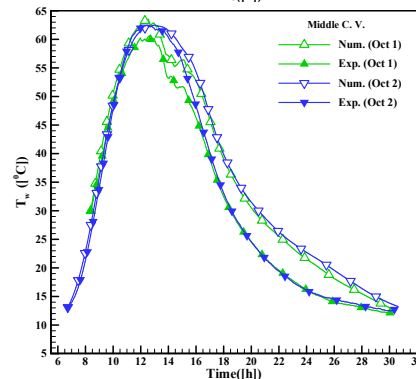
شکل ۷- مقادیر تخمینی (مدل‌سازی) و تجربی میزان تجمعی آب شیرین تولیدی در خردادماه

جدول ۱- مقایسه دقت مدل‌سازی در تخمین عملکرد آب شیرین کن

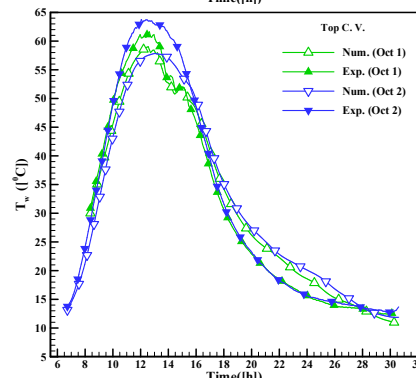
روز آزمایش	تجربی	GOR	مدل‌سازی	درصد اختلاف (%)
مهر ۱۰	۲۵۷۱	۰/۳۶	۲۶۴۴	۲/۸
مهر ۱۱	۲۸۷۲	۰/۳۴	۲۸۰۱	۲/۵
خرداد ۱۱	۲۹۹۶	۰/۳۵	۲۹۷۵	۰/۷
خرداد ۱۲	۳۰۳۸	۰/۳۶	۲۸۱۲	۷/۴



(الف)

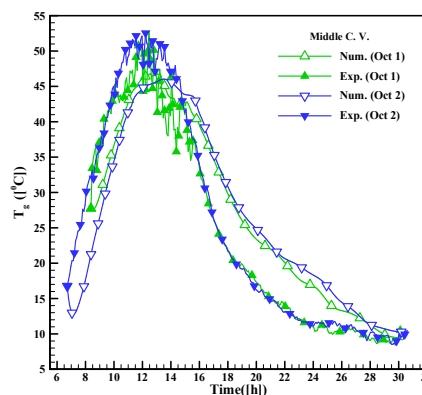


(ب)



(ج)

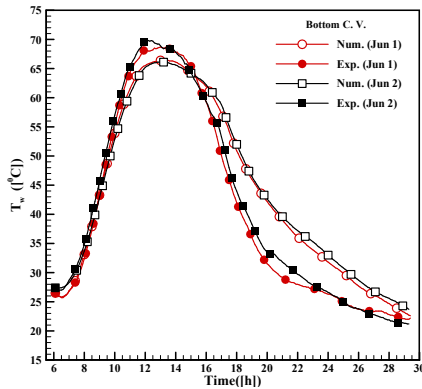
شکل ۵- مقادیر مدل‌سازی و تجربی دمای آب شور در حجم کنترل‌های حوضچه‌های (پایین، وسط و بالا در آزمایش‌های مهرماه)



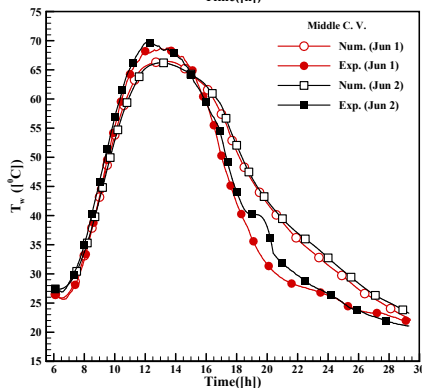
شکل ۶- مقادیر مدل‌سازی و تجربی دمای شیشه در حجم کنترل (حوضچه) وسط در آزمایش‌های مهرماه

همان‌طور که در این شکل‌ها دیده می‌شود در حالت کلی همخوانی نسبتاً خوبی بین نتایج تجربی و نتایج مدل‌سازی وجود دارد و از نظر

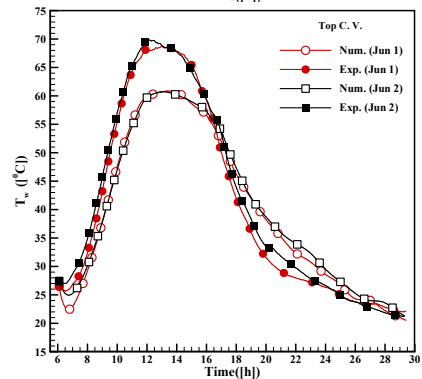
برای همه اجزا آب شیرین کن شامل پوشش شیشه‌ای، هوای در گردش در محفظه تبخیر، آب شور درون حوضچه‌ها، صفحه جاذب، لایه عایق، صفحه پشتی، هوای در گردش در محفظه چگالنده و صفحه چگالنده به دست آمده است. اولین نوآوری این تحقیق، توسعه و به کارگیری یک مدل ریاضی برای آب شیرین کن شیب دار بهبود یافته با در نظر گرفتن تمامی اجزا، لایه‌ها و صفحات مختلف آب شیرین کن می‌باشد. مدل ریاضی توسعه داده شده در نرم افزار MATLAB پیاده سازی و نتایج آن با نتایج تجربی مقایسه شده است. نتایج نشان داد که مدل ارائه شده قادر است میزان آب شیرین تولیدی توسط دستگاه را در هر دو فصل پاییز و تابستان با دقت بسیار خوبی و با خطای نسبی کمتر از ۸ درصد تخمین بزند. همچنین این مدل قادر است دمای قسمت‌های مختلف آب شیرین کن را با دقت بسیار خوبی تخمین بزند و خطای جذر میانگین مربعات در تخمین دمای قسمت‌های مختلف همواره کمتر از ۷ درجه سلسیوس می‌باشد.



(الف)

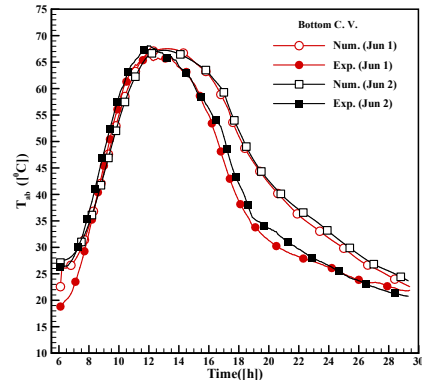


(ب)

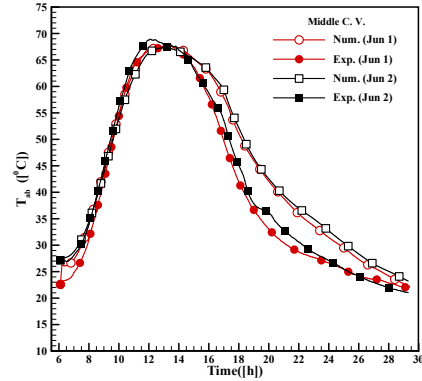


(ج)

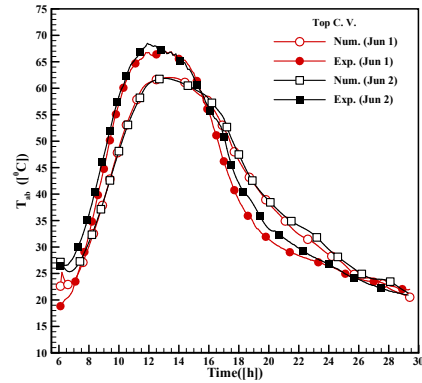
شکل ۹- مقادیر مدل سازی و تجربی دمای آب شور در حجم کنترل‌های (الف) پایین، (ب) وسط و (ج) بالا در آزمایش‌های خرد دامه



(الف)



(ب)



(ج)

شکل ۸- مقادیر مدل سازی و تجربی دمای صفحه جاذب در حجم کنترل‌های (الف) پایین، (ب) وسط و (ج) بالا در آزمایش‌های خرد دامه

جدول ۲- خطای جذر میانگین مربعات در تخمین دمای قسمت‌های مختلف آب شیرین کن بر حسب درجه سلسیوس

جزء	حجم کنترل	Oct 2	Oct 1	Jun 1	Jun 2
صفحه جاذب	Bottom	۵/۹	۶/۰	۶/۲	۵/۶
	Middle	۴/۸	۴/۷	۵/۰	۴/۵
	Top	۲/۳	۳/۳	۴/۷	۵/۱
آب شور	Bottom	۶/۰	۶/۲	۵/۰	۴/۴
	Middle	۴/۶	۴/۶	۵/۲	۴/۸
	Top	۲/۶	۴/۰	۵/۱	۵/۵
شیشه	Middle	۵/۲	۶/۹	۶/۷	۶/۷

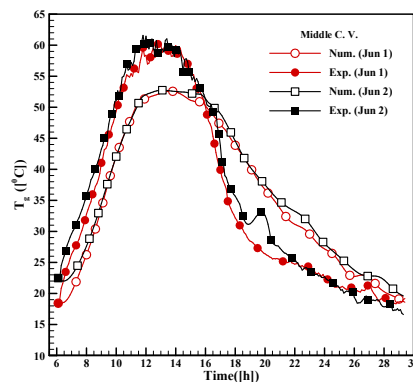
۷- نتیجه گیری

در این تحقیق یک مدل ریاضی برای یک آب شیرین کن جدید با عنوان آب شیرین کن شیب دار بهبود یافته توسعه داده شده است. این مدل ریاضی بر اساس به کارگیری معادلات بقاء جرم و انرژی در حالت گذرا

- condenser and its application. *Environment, Development and Sustainability*. 2021;23:2143-71.
- [9] Kabeel A, Omara Z, Younes M. Techniques used to improve the performance of the stepped solar still—A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2015;46:178-88.
- [10] Velmurugan V, Kumaran SS, Prabhu NV, Srithar K. Productivity enhancement of stepped solar still: Performance analysis. *Thermal Science*. 2008;12(3):153-63.
- [11] Bouzaid M, Oubrek M, Ansari O, Sabri A, Taha-Janan M. Mathematical Analysis of a New Design for Cascade Solar Still. 2016.
- [12] Grewal R, Kumar M. Performance evaluation of a concatenated stepped solar still system loaded with different masses of energy storage material. *Energy*. 2022;259:125005.
- [13] Hassan H, Osman OO. Novel dynamic simulation model and detailed performance evaluation of single slope solar still: impact of side walls material. *Solar Energy*. 2022;244:298-314.
- [14] Beik AJG, Assari MR, Tabrizi HB. Passive and active performance of a multi-side-stepped square pyramid solar still; experimental and modeling. *Journal of Energy Storage*. 2020;32:101832.
- [15] Jathar LD, Ganesan S. Assessing the performance of concave type stepped solar still with nanoparticles and condensing cover cooling arrangement: an experimental approach. *Groundwater for sustainable development*. 2021;12:100539.

[۱۶] باقری اسفنه ح، رستم زاده، رستم زاده م، بررسی سیستم‌های مختلف آب شیرین کن خورشیدی. *مجله مهندسی مکانیک*. ۱۳۹۸، ش. ۲۸، د. ۱، ص ۳۴-۲۴.

- [17] Modi KV, Patel SK, Patel AM. Impact of modification in the geometry of absorber plate on the productivity of solar still – A review. *Solar Energy*. 2023;264:112009.
- [۱۸] امیری ح، طراحی، ساخت و بررسی آزمایشگاهی عملکرد یک آب‌شیرین‌کن خورشیدی شیب‌دار بهبود یافته. *مهندسی مکانیک دانشگاه تبریز*. ۱۴۰۱، د. ۵۲، ش. ۳، ص ۲۴۶-۲۳۷.
- [19] Amiri H. Enhancing the stepped solar still performance using a built-in passive condenser. *Solar Energy*. 2022;248:88-102.
- [20] Duffie JA, Beckman WA. *Solar engineering of thermal processes*: John Wiley & Sons; 2013.
- [21] Nellis G, Klein S. *Heat Transfer*: Cambridge University Press; 2008.
- [22] Kumar S, Tiwari GN. Estimation of convective mass transfer in solar distillation systems. *Solar Energy*. 1996;57(6):459-64.
- [23] Dunkle R, editor *Solar water distillation: the roof type still and a multiple effect diffusion still*. Proc International Heat Transfer Conference, University of Colorado, USA; 1961.
- [24] Çengel YA, Boles MA. *Thermodynamics: An Engineering Approach*: McGraw-Hill; 2002.
- [25] Tsilingiris P. Thermophysical and transport properties of humid air at temperature range between 0 and 100 C. *Energy Conversion and Management*. 2008;49(5):1098-110.
- [26] [Available from: <https://www.timeanddate.com/weather/iran/kerman/historic?month=6&year=2021>].



شکل ۱۰- مقادیر تخمینی و تجربی دمای شیشه در حجم کنترل وسط آب‌شیرین‌کن در خردادماه

برخلاف عمده مطالعات گذشته که اعتبارسنجی مدل‌های ریاضی با داده‌های یک‌فصل و عمدتاً فقط برای یک روز انجام می‌شود در این تحقیق نتایج مدل‌سازی و نتایج تجربی در دو فصل پاییز و بهار هرکدام در دو روز با هم مقایسه و دقت مدل ریاضی مورد ارزیابی قرار گرفته است. نتایج به‌دست‌آمده نشان‌دهنده دقت بسیار خوب مدل ریاضی می‌باشد و مدل ارائه داده‌شده در این تحقیق قادر است دمای تمامی اجزا آب‌شیرین‌کن و میزان آب شیرین تولیدی توسط دستگاه در روزهای مختلف را به‌درستی پیش‌بینی نماید.

۸- تقدیر و تشکر

به دین وسیله از حمایت مالی پژوهشگاه علوم و تکنولوژی پیشرفته و علوم محیطی دانشگاه تحصیلات تکمیلی صنعتی و فناوری پیشرفته با شماره قرارداد ۰۱/۱۸۶۱ تقدیر و تشکر می‌گردد.

۹- مراجع

- [1] El-Samadony Y, Abdullah A, Omara ZJEHT. Experimental study of stepped solar still integrated with reflectors and external condenser. *Solar Energy*. 2015;28(4):392-404.
- [2] Fath HES, Hosny HM. Thermal performance of a single-sloped basin still with an inherent built-in additional condenser. *Desalination*. 2002;142(1):19-27.
- [3] Tiwari GN, Kupfermann A, Aggarwal S. A new design for a double-condensing chamber solar still. *Desalination*. 1997;114(2):153-64.
- [4] Bhardwaj R, ten Kortenaar MV, Mudde RF. Maximized production of water by increasing area of condensation surface for solar distillation. *Applied Energy*. 2015;154:480-90.
- [5] Fath HES, Elsherbiny S, Ghazy A. A naturally circulated humidifying/dehumidifying solar still with a built-in passive condenser. *Desalination*. 2004;169(2):129-49.
- [۶] گشایشی ح، ادیبی طوسی س س. بررسی آزمایشگاهی آب شیرین کن خورشیدی پلکانی همراه با کندانسور خارجی و منبع ذخیره انرژی گرمایی. *مهندسی مکانیک دانشگاه تبریز*. ۱۳۹۹، د. ۵۰، ش. ۳، ص ۲۰۳-۱۹۵.
- [7] Toosi SSA, Goshayeshi HR, Heris SZ. Experimental investigation of stepped solar still with phase change material and external condenser. *Journal of Energy Storage*. 2021;40:102681.
- [8] Sivaram P, Dinesh Kumar S, Premalatha M, Sivasankar T, Arunagiri A. Experimental and numerical study of stepped solar still integrated with a passive external