

## کاربرد تحلیل اکسرژی در بهبود عملکرد آب شیرین کن خورشیدی نوع پلکانی آبشاری

حلیمه آقایی زوری<sup>۱\*</sup>، فرشاد فرشچی تبریزی<sup>۲</sup>، فرامرز سرحدی<sup>۳</sup>، فضل الله حشمت نژاد<sup>۴</sup>

۱. کارشناسی ارشد گروه مهندسی شیمی دانشگاه سیستان و بلوچستان، (halimeh.ghaei@yahoo.com)
۲. دانشیار گروه مهندسی شیمی دانشگاه سیستان و بلوچستان، (farshchi@eng.usb.ac.ir)
۳. استادیار گروه مهندسی مکانیک دانشگاه سیستان و بلوچستان، (fsarhaddi@eng.usb.ac.ir)
۴. دانشجوی دکتری گروه مهندسی شیمی دانشگاه اصفهان، (f.heshmatnezhad@eng.ui.ac.ir)

### چکیده

در این تحقیق مقایسه‌ای میان بازگشت‌ناپذیری‌های قسمت‌های مختلف آب شیرین کن پلکانی آبشاری برای یک روز خاص انجام شده است. با ارائه موازنه ناپایای انرژی و اکسرژی برای قسمت‌های مختلف آب شیرین کن مانند پوشش شیشه‌ای، آب شور و صفحه جذب‌کننده، معادلاتی برای تعیین بازگشت‌ناپذیری‌های سیستم بر حسب پارامترهای جوی و عملکردی و نیز دماهای به دست آمده از تحلیل انرژی به دست آمده است. بررسی نتایج شبیه‌سازی نشان می‌دهد که در دبی جریان ۰/۰۶۵ کیلوگرم بر دقیقه، بیشترین میزان بازگشت‌ناپذیری مربوط به صفحه جذب‌کننده می‌باشد به طوری که در حدود ۸۴/۱۷٪ بازگشت‌ناپذیری کل سیستم را به خود اختصاص می‌دهد. در این میان بازگشت‌ناپذیری‌های آب و شیشه قابل صرفه نظر می‌باشند. در بررسی کسرهای اکسرژی، نتایج نشان می‌دهد که کسر اکسرژی تبخیری نسبت به کسر اکسرژی تابشی و جابه‌جایی از اهمیت بیشتری برخوردار می‌باشد.

### مشخصات مقاله

تاریخچه مقاله:

دریافت: ۱۹ اسفند ۹۱

دریافت پس از اصلاح: ۲ مهر ۹۲

پذیرش نهایی: ۹ مهر ۹۲

کلمات کلیدی:

آب شیرین کن خورشیدی پلکانی آبشاری

تحلیل انرژی

تحلیل اکسرژی

بازگشت‌ناپذیری

کسر اکسرژی

## ۱- مقدمه

آب شیرین کن‌های خورشیدی وسایل نسبتاً ساده‌ای برای تولید آب آشامیدنی از آب شور می‌باشند که از منبع انرژی خورشیدی استفاده می‌کنند. از بین این دستگاه‌ها، آب شیرین کن‌های آبشاری، نمونه‌ی یک آب شیرین کن چند حوضچه‌ای با جهت‌گیری بهتر برای آب نسبت به پوشش شیشه‌ای هستند. از این رو، یک حداقل شکاف هوایی میان آن‌ها وجود دارد. آب شیرین کن‌های پلکانی دارای بازدهی ۲۰ درصد بیشتر از نوع حوضچه‌ای می‌باشند [۱].

پس می‌توان گفت که آب شیرین کن‌های پلکانی نمونه‌ی خوبی از آب شیرین کن‌های شیب‌دار هستند که در این دستگاه‌ها میزان تولید آب شیرین در مدت‌زمان تابش خورشید بیشتر است، ولی تولید شبانه آن‌ها صفر می‌باشد. در آب شیرین کن پلکانی آبشاری آب از مخزن فوقانی به صورت یک لایه‌ی نازک بر روی پله‌ها جریان می‌یابد و هم‌زمان عمل تبخیر اتفاق افتاده و قطرات چگالیده شده بر روی سطح شیشه، در انتهای دستگاه از بخش خروجی آب شیرین جمع‌آوری می‌شوند، هم‌چنین آب شور باقی‌مانده از بخش خروجی آب شور به بیرون رانده می‌شود. در آب شیرین کن خورشیدی پلکانی آبشاری، وجود یک بند در لبه‌ی هر پلکان، باعث هدایت اجباری آب شور بر روی صفحه جذب‌کننده و به طبع، افزایش زمان ماندن آب درون دستگاه می‌شود، همین‌طور از مجرا سازی و ایجاد نواحی خشک جلوگیری می‌شود. از مزیت‌های دیگر این نوع آب شیرین کن ضخامت کم لایه آب بر روی صفحه جذب‌کننده می‌باشد که سبب می‌شود که در طول روز آب موجود در دستگاه دارای دمای بالایی باشد که این امر منجر به بالا رفتن بازده دستگاه می‌گردد. مزیت دیگر آن این است که با قرار دادن یک حوضچه کوچک در انتهای صفحه جذب‌کننده این امکان فراهم شد که در طول روز و شب از مزایای یک آب شیرین کن حوضچه‌ای نیز استفاده شود و در نبود تابش خورشید به میزان آب شیرین تولیدشده اضافه گردد. هم‌چنین به دلیل فاصله‌ی کم میان پوشش شیشه‌ای و صفحه‌ی جذب‌کننده فضای خالی محفظه توسط بخار آب به سرعت اشباع می‌شود. بنابراین با توجه به موارد ذکر شده بازده این دستگاه برای تولید آب شیرین، در طول روز نسبت به دیگر دستگاه‌ها بالاتر است [۲، ۳، ۴].

تحقیقات تجربی و تئوری متعددی درباره‌ی عملکرد و تحلیل اکسرژی آب شیرین کن‌های خورشیدی انجام شده است.

تورچیا<sup>۱</sup> و همکاران [۵] در سال ۲۰۰۸ یک تحلیل تئوری اکسرژی در حالت پایا و ناپایا برای یک آب شیرین کن خورشیدی را انجام دادند. نتایج در حالت پایا نشان داد که برگشت‌ناپذیری‌های تولیدشده در کلکتور، بیشترین تخریب اکسرژی را ایجاد کرده و بیشترین راندمان اکسرژی مربوط به آب می‌باشد. هم‌چنین نتایج تحلیل حالت ناپایا نشان داد که شدت بازگشت‌ناپذیری‌ها و دمای آب شیرین کن، حداکثر مقدار خود را در حداکثر تابش خورشید خواهند داشت. علی‌کیانی فر و همکاران [۶] در سال ۲۰۱۲ تأثیر پره کوچکی را بر روی راندمان اکسرژی یک آب شیرین کن خورشیدی هرمی شکل بررسی کردند. آن‌ها نشان دادند که وجود یک پره کوچک در آب شیرین کن، منجر به کاهش هزینه تولید آب شیرین تا ۹٪ می‌شود. هم‌چنین آن‌ها نشان دادند که استفاده از یک سیستم فعال، بهره‌وری روزانه آب شیرین را تا ۲۰٪ افزایش خواهد داد. فرهاد نعمت‌اللهی و همکاران [۷] در سال ۲۰۱۳ تحلیل انرژی و تحلیل اکسرژی را برای سیستم نمک‌زدایی خورشیدی انجام دادند. آن‌ها نشان دادند که راندمان اکسرژی با افزایش دمای هوای ورودی و کاهش قطر برج کاهش می‌یابد. هم‌چنین آن‌ها نشان دادند که افزایش طول برج رطوبت‌دهی راندمان اکسرژی را کاهش می‌دهد.

با توجه به مراجع ذکر شده می‌توان اشاره کرد که در سال‌های اخیر تحلیل اکسرژی بر روی آب شیرین کن پلکانی آبشاری انجام نشده است. جزئیات دستگاه و شرایط آزمایش‌ها در مرجع [۳] موجود می‌باشد. لذا در این تحقیق از مدل انرژی دشتیان [۴] استفاده شده و به بررسی موارد زیر بر مبنای تحلیل انرژی و اکسرژی پرداخته شده است که این موارد در تحقیقات گذشته [۳، ۴] بررسی نشده‌اند:

۱- تعیین معادلات اکسرژی با استفاده از موازنه اکسرژی برای بخش‌های مختلف سیستم.

۲- تعیین بازگشت‌ناپذیری‌های بخش‌های مختلف سیستم که منجر به افزایش آنتروپی و کاهش راندمان اکسرژی می‌شوند.

۳- تعیین کسرهای اکسرژی

بنابراین با نوشتن موازنه انرژی برای قسمت‌های مختلف سیستم مانند آب، پوشش شیشه‌ای و صفحه جذب‌کننده،

<sup>1</sup> Torchia

### ۱-۲- آب شور

انرژی دریافت شده توسط آب شور در آب‌شیرین‌کن (از خورشید و صفحه جذب‌کننده) برابر با مجموع انتقال حرارت جابه‌جایی از آب به شیشه، انتقال حرارت تبخیری از آب به شیشه، انتقال حرارت تابشی از آب به شیشه و انرژی دریافتی توسط آب شور می‌باشد:

$$I(t)\tau_g\alpha_w A_w + h_1 A_p (T_p - T_w) = h_2 A_w (T_w - T_g) + m_w c_w \left( \frac{dT_w}{dt} \right) \quad (3)$$

ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی از صفحه جذب‌کننده به آب به صورت زیر بیان می‌شود [۴]:

$$h_1 = 0.54 \left( \frac{k_w}{x'} \right) (Gr \cdot Pr)^{0.25} \quad (4)$$

که  $Gr$  و  $Pr$  به ترتیب عدد گراشف و پرانتل هستند که روابط مربوط به آن‌ها در پیوست A آورده شده است و  $x'$  بعد مشخصه برای سطح مستطیلی افقی و  $k_w$  رسانندگی گرمایی آب هستند.

### ۱-۳- صفحه جذب‌کننده

انرژی دریافت شده توسط صفحه جذب‌کننده (از خورشید) برابر با مجموع انتقال حرارت جابه‌جایی از صفحه جذب‌کننده به آب و انرژی ازدست‌رفته از صفحه به محیط می‌باشد.

$$I(t)\tau_g\tau_w\alpha_p A_p = h_1 A_p (T_p - T_w) + U_b A_p (T_p - T_a) + m_p c_p \left( \frac{dT_p}{dt} \right) \quad (5)$$

اکسرژی حداکثر کار محوری است که از یک مقدار انرژی در حالت ایده‌آل می‌توان دریافت کرد [۱۰].

هدف اساسی تحلیل اکسرژی، شناخت محل و مقدار بازگشت‌ناپذیری فرایندهای مختلف در یک ترمودینامیکی یا مشخص نمودن اتلاف‌های اکسرژی در یک فرایند بوده، که ناشی از برگشت‌ناپذیر بودن آن فرایند می‌باشد، هم‌چنین یافتن علت‌ها و نهایتاً ارائه روشی به منظور کاهش اتلاف‌های اکسرژی می‌باشد. این کار به تصمیم‌گیری در بهبود فن‌آوری فرآیند، برای کاهش مصرف انرژی منتهی می‌شود، درحالی‌که یک فرآیند اگر فقط تحلیل انرژی گردد، چنین شناختی را به طراح نمی‌دهد.

معادلاتی برای دماهای مربوط به هر یک از این قسمت‌ها به دست خواهد آمد. در توسعه موازنه انرژی از فرضیات زیر استفاده شده است.

- دستگاه به شکل مناسب عایق‌بندی شده و هیچ نشتی وجود ندارد.
  - دمای آب و شیشه در طول مسیر یکنواخت در نظر گرفته شده است.
  - اتلافات گرما از کناره‌های آب‌شیرین‌کن ناچیز در نظر گرفته شده است.
  - لایه آب به صورتی فرض شده که دارای ضخامت ثابتی در هر روز می‌باشد.
- محاسبات انرژی و اکسرژی، وابسته به شدت تابش ورودی انرژی خورشید می‌باشند. مقدار تابش ورودی بر اساس عرض جغرافیایی  $32^\circ N$  از فرمول زیر بیان می‌شود [۸]:

$$I(t) = I_{on} \left[ \tau_b \cos\theta + \tau_d \cos\theta_z \left( \frac{1 + \cos\beta}{2} \right) \right] + \left[ 0.2(\tau_b + \tau_d) \cos\theta_z \left( \frac{1 - \cos\beta}{2} \right) \right] \quad (1)$$

$\tau_g$  ضریب بازتاب شیشه،  $\tau_b$  ضریب عبور برای تابش شعاعی و  $\theta_z$  زاویه شیب تابش مستقیم خورشید بر سطح زاویه‌دار می‌باشند. براساس فرضیات گفته‌شده، موازنه انرژی برای قسمت‌های مختلف دستگاه به صورت زیر می‌باشد.

### ۱-۱- پوشش شیشه‌ای

انرژی دریافت شده توسط شیشه در آب‌شیرین‌کن (از خورشید و آب شور) برابر با مجموع انرژی ازدست‌رفته از شیشه به محیط می‌باشد.

$$I(t)\alpha_g A_g + h_2 A_w (T_w - T_g) = h_{cg-a} A_g (T_g - T_a) + h_{rg-s} A_g (T_g - T_s) + m_g c_g \left( \frac{dT_g}{dt} \right) \quad (2)$$

$h_{rg-s}$  و  $h_{cg-a}$  به ترتیب ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی از شیشه به محیط و ضریب انتقال حرارت تابشی از شیشه به آسمان هستند [۹].  $h_2 = h_{cw} + h_{ew} + h_{rw}$ . ضریب انتقال حرارت داخلی از سطح آب به پوشش شیشه‌ای می‌باشد.

محیط  $\dot{E}x_{g-a}$ ، تخریب اکسرژی مربوط به شیشه  $\dot{E}x_{dg}$  و اکسرژی ذخیره شده  $\frac{dEx_g}{dt}$  برابر است.

$$\begin{aligned} \dot{I}_g &= \dot{E}x_{g-a} + \dot{E}x_{dg} \\ &= \alpha_g \dot{E}x_{sun} + \dot{E}x_{ew} - \frac{dEx_g}{dt} \end{aligned} \quad (8)$$

$\dot{I}_g$  بازگشت‌ناپذیری شیشه،  $\dot{E}x_{sun}$  اکسرژی خورشید و  $\dot{E}x_{ew}$  اکسرژی تبخیری می‌باشند. اکسرژی تبخیری و اکسرژی خورشید به ترتیب به صورت زیر بیان می‌شوند [۱۳، ۱۴، ۱۵].

$$\dot{E}x_{ew} = h_{ew} A_w (T_w - T_g) \left[ 1 - \frac{T_a + 273}{T_w + 273} \right] \quad (9)$$

$$\begin{aligned} \dot{E}x_{sun} &= I(t) \cdot A_g \left[ 1 + \frac{1}{3} \left( \frac{T_a + 273}{6000} \right)^4 \right. \\ &\quad \left. - \frac{4}{3} \left( \frac{T_a + 273}{6000} \right) \right] \end{aligned} \quad (10)$$

اتلاف اکسرژی خروجی از شیشه به محیط به صورت زیر بیان می‌شود.

$$\begin{aligned} \dot{E}x_{g-a} &= h_{tg-a} A_g (T_g - T_a) \left[ 1 - \frac{T_a + 273}{T_g + 273} \right] \end{aligned} \quad (11)$$

بین شیشه و محیط می‌باشد.  $h_{tg-a} = h_{cg-a} + h_{rg-s}$  ضریب انتقال حرارت کلی

## ۲-۲- آب شور

اکسرژی دریافت شده توسط آب در آب‌شیرین‌کن (از خورشید و صفحه) با مجموع اکسرژی تبخیری از آب به شیشه  $\dot{E}x_{ew}$ ، تخریب اکسرژی مربوط به آب  $\dot{E}x_{dw}$  و اکسرژی ذخیره شده  $\frac{dEx_w}{dt}$  برابر است.

$$\begin{aligned} \dot{I}_w &= \dot{E}x_{dw} \\ &= \tau_g \alpha_w \dot{E}x_{sun} - \dot{E}x_{ew} + \dot{E}x_{pw} - \frac{dEx_w}{dt} \end{aligned} \quad (12)$$

$\dot{I}_w$  بازگشت‌ناپذیری آب می‌باشد. شدت اکسرژی ورودی به آب از صفحه جذب‌کننده از معادله زیر به دست می‌آید.

شکل کلی معادله موازنه اکسرژی برای حجم کنترل سیستم به صورت زیر می‌باشد [۱۰]:

$$\frac{dEx}{dt} = \sum_{in} Ex - \sum_{out} Ex - I \quad (6)$$

که  $\sum_{in} Ex$  اکسرژی ورودی به حجم کنترل،  $\sum_{out} Ex$  اکسرژی خروجی در حجم کنترل و  $I$  بازگشت‌ناپذیری می‌باشند. بازگشت‌ناپذیری به صورت مجموع اتلافات اکسرژی از حجم کنترل و تخریبات اکسرژی درون حجم کنترل بیان می‌شود.

$$I = \sum Ex_{loss} + \sum Ex_{des} \quad (7)$$

مقدار اکسرژی خارج شده از حجم کنترل، که مورد استفاده قرار نمی‌گیرد را اتلاف اکسرژی گویند و نیز مقدار اکسرژی تولیدشده درون حجم کنترل توسط اختلاط دو مایع مختلف، اصطکاک و غیره که از حجم کنترل خارج نمی‌شود را تخریب اکسرژی گویند [۱۲].

## ۲- روش و مراحل تحقیق

دستگاه آب‌شیرین‌کن پلکانی آبشاری توسط دکتر فرشچی و همکاران [۳] در دانشگاه سیستان و بلوچستان ساخته شده است و در بررسی تجربی تأثیر دبی جریان ورودی آب شور بر میزان آب شیرین تولیدشده در نرخ‌های متفاوت ورودی آب شور، ۰/۰۶۵، ۰/۱، ۰/۱۵ و ۰/۲ کیلوگرم بر دقیقه به این نتیجه رسیده‌اند که حداکثر میزان تولید آب شیرین در حداقل دبی جریان ورودی آب شور، ۰/۰۶۵ کیلوگرم بر دقیقه، به دست آمده است [۳].

به دلیل آن که بازگشت‌ناپذیری‌ها، باعث تولید آنتروپی و در نتیجه کاهش اکسرژی سیستم می‌شوند، بایستی عوامل ایجاد آن را شناخت تا بتوان در حد امکان آن‌ها را به حداقل رساند [۱۱]. برای تعیین بازگشت‌ناپذیری‌ها به موازنه اکسرژی بخش‌های گوناگون دستگاه از قبیل پوشش شیشه‌ای، آب شور، صفحه جذب‌کننده نیاز است.

## ۲-۱- پوشش شیشه‌ای

اکسرژی دریافت شده توسط شیشه در آب‌شیرین‌کن (از خورشید و آب شور) با مجموع اتلاف اکسرژی از شیشه به

$$\dot{E}x_t = h_2 A_w (T_w - T_g) \left[ 1 - \frac{T_a + 273}{T_w + 273} \right] \quad (18)$$

که  $h_2$  ضریب انتقال حرارت درونی است و به صورت  $h_2 = h_{cw} + h_{ew} + h_{rw}$  بیان می شود. نسبت شدت انتقال اکسرژی در هر حالت (شدت انتقال اکسرژی تبخیری، جابه جایی، تابشی) به شدت انتقال اکسرژی کلی، کسر اکسرژی نامیده می شود. به هر حال حداکثر مقدار کسر اکسرژی در هر حالت اگر هیچ انتقال اکسرژی توسط حالت های دیگر صورت نگیرد برابر ۱ می باشد.  $F_{rx}$  و  $F_{cx}$ ،  $F_{ex}$  به ترتیب کسر اکسرژی تبخیری، جابه جایی و تابشی هستند و به صورت زیر بیان می شوند [۱۵]:

$$F_{ex} = \frac{\dot{E}x_{ew}}{\dot{E}x_t} \quad (19)$$

$$F_{cx} = \frac{\dot{E}x_{cw}}{\dot{E}x_t} \quad (20)$$

$$F_{rx} = \frac{\dot{E}x_{rw}}{\dot{E}x_t} \quad (21)$$

دستگاه معادلات (۱) تا (۵)، یک دستگاه معادلات دیفرانسیل معمولی غیر خطی برای تعیین دماهای  $T_g$ ،  $T_p$  و  $T_w$  می باشد. یک برنامه کامپیوتری بر مبنای روش عددی رانگ کوتا مرتبه چهارم برای حل دستگاه معادلات دیفرانسیل مذکور تهیه شده است. برنامه کامپیوتری برای داده های جوی در چهار روز متوالی آفتابی با نرخ های مختلف ورودی آب شور اجرا شده است. به منظور مقایسه نتایج تجربی [۳] با نتایج شبیه سازی شده، خطای RMSD با توجه به معادله زیر بررسی شده است.

$$RMSD = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n \left[ 100 \left( \frac{x_{exp,i} - x_{sim,i}}{x_{exp,i}} \right) \right]^2}{n}} \quad (22)$$

که  $n$ ، تعداد آزمایش های انجام شده در یک روز است. در شکل ۱ مقایسه ای میان دماهای به دست آمده به صورت تجربی و شبیه سازی شده و نیز تغییرات دمای محیط برای دبی جریان  $0.065$  کیلوگرم بر دقیقه نشان داده شده است.

$$\dot{E}x_{pw} = h_1 A_p (T_p - T_w) \left[ 1 - \frac{T_a + 273}{T_p + 273} \right] \quad (13)$$

### ۲-۳- صفحه جذب کننده

اکسرژی دریافت شده توسط صفحه جذب کننده در آب- شیرین کن (از خورشید) با مجموع تخریب اکسرژی مربوط به صفحه جذب کننده  $\dot{E}x_{d_p}$ ، اکسرژی خروجی از صفحه به آب  $\dot{E}x_{p-w}$ ، اتلاف اکسرژی از صفحه به محیط  $\dot{E}x_{p-a}$  و اکسرژی ذخیره شده  $\frac{dEx_p}{dt}$  برابر است.

$$\begin{aligned} \dot{I}_p &= \dot{E}x_{p-a} + \dot{E}x_{d_p} \\ &= \tau_w \tau_g \alpha_p \dot{E}x_{sun} - \dot{E}x_{pw} - \frac{dEx_p}{dt} \end{aligned} \quad (14)$$

$\dot{I}_p$  بازگشت ناپذیری صفحه جذب کننده،  $\alpha_p$  ضریب جذب صفحه جذب کننده است و شدت اتلاف اکسرژی صفحه جذب جذب کننده محیط به صورت زیر می باشد.

$$\begin{aligned} \dot{E}x_{p-a} &= U_b A_p (T_p - T_a) \left[ 1 - \frac{T_a + 273}{T_p + 273} \right] \end{aligned} \quad (15)$$

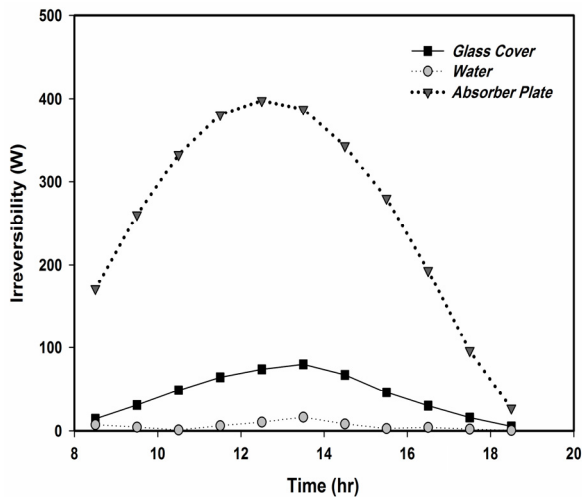
### ۲-۴- کسر اکسرژی

با استفاده از روش کسر اکسرژی در آب شیرین کن ها، شدت انتقال اکسرژی توسط سه حالت (تبخیری  $\dot{E}x_{ew}$ ، جابه جایی  $\dot{E}x_{cw}$ ، تابشی  $\dot{E}x_{rw}$ )، به ترتیب با معادلات (۹)، (۱۶) و (۱۷) بیان می شود.

$$\begin{aligned} \dot{E}x_{cw} &= h_{cw} A_w (T_w - T_g) \left[ 1 - \frac{T_a + 273}{T_w + 273} \right] \end{aligned} \quad (16)$$

$$\begin{aligned} \dot{E}x_{rw} &= h_{rw} A_w (T_w - T_g) \left[ 1 + \frac{1}{3} \left( \frac{T_a + 273}{6000} \right)^4 - \frac{4}{3} \left( \frac{T_a + 273}{6000} \right) \right] \end{aligned} \quad (17)$$

شدت انتقال اکسرژی کلی  $\dot{E}x_t$  در آب شیرین کن خورشیدی غیرفعال با جمع معادلات (۹)، (۱۶) و (۱۷) به دست می آید [۱۵].



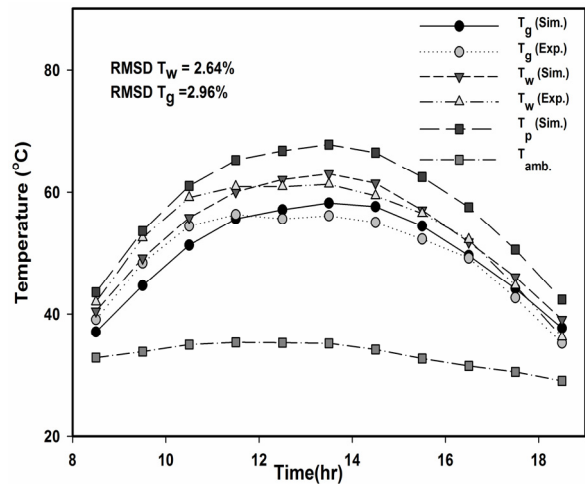
شکل ۲: بازگشت‌ناپذیری‌های صفحه جذب‌کننده، پوشش شیشه‌ای و آب نسبت به زمان برای دبی جریان آب ورودی ۰/۰۶۵ کیلوگرم بر دقیقه

پارامتری است که به شدت بر روی بازگشت‌ناپذیری‌ها تأثیر می‌گذارد و با افزایش آن بازگشت‌ناپذیری‌ها افزایش می‌یابند. مقدار متوسط بازگشت‌ناپذیری‌های صفحه، شیشه و آب به ترتیب ۲۶۰/۹۷، ۴۳/۴۵ و ۵/۶۲ وات می‌باشند، همین‌طور مقدار متوسط بازگشت‌ناپذیری کل سیستم برابر ۳۱۰/۰۴ وات است، در نتیجه حدود ۸۴/۱۷٪ بازگشت‌ناپذیری کل سیستم به صفحه جذب‌کننده اختصاص دارد.

شکل ۳ نیز تغییرات کسرهای اکسرژی را نسبت به دبی‌های مختلف آب ورودی نشان می‌دهد.

از شکل ۳ مشخص می‌شود که کسر اکسرژی تبخیری حائز اهمیت می‌باشد. کسر اکسرژی تبخیری با افزایش نرخ آب ورودی به دلیل کاهش زمان ماندن آب بر روی سطح صفحه جذب‌کننده، کاهش می‌یابد در صورتی که دو کسر اکسرژی دیگر عمل معکوسی را از خود نشان داده و افزایش می‌یابند. در شکل ۴ تغییرات کسر اکسرژی تبخیری برای نرخ‌های مختلف آب ورودی نسبت به زمان نشان داده شده است.

شکل ۴ نشان می‌دهد که کسر اکسرژی تبخیری با گذشت زمان به دلیل افزایش میزان تبخیر ابتدا افزایش یافته و در ساعت ۱۳:۳۰ پس از ظهر به بالاترین مقدار خود رسیده و پس از آن به دلیل کاهش میزان تبخیر کاهش می‌یابد. هم‌چنین مشاهده شد که میزان کسر اکسرژی تبخیری در دبی جریان ورودی آب شور ۰/۰۶۵ کیلوگرم بر دقیقه نسبت به سایر دبی‌ها بیشتر است. در شکل ۵ تغییرات کسر اکسرژی تبخیری، جابه‌جایی و تابشی نسبت به زمان در نرخ ورودی ۰/۰۶۵ کیلوگرم بر دقیقه نشان داده شده است.



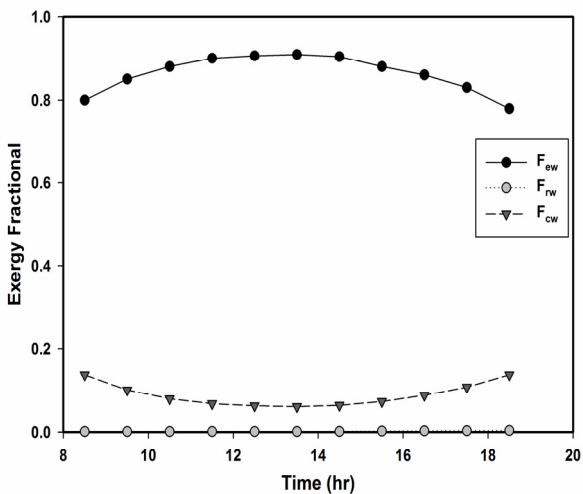
شکل ۱: تغییرات ساعتی دماهای آب و شیشه و صفحه جذب‌کننده و دمای محیط با زمان در دبی جریان ۰/۰۶۵ کیلوگرم بر دقیقه

با توجه به شکل ۱، دماهای آب، شیشه و صفحه جذب‌کننده در ابتدا با گذشت زمان و افزایش تابش خورشید، افزایش یافته تا به مقدار بیشینه‌ی خود در ساعت ۱۳:۳۰ رسیده، بعد از این ساعت با کاهش میزان تابش خورشید کاهش می‌یابند. به طور مشابه نیز دمای محیط در ابتدا افزایش و سپس کاهش می‌یابد، هر چند که تغییرات آن چندان محسوس نیست. همین‌طور که از شکل ۱ مشاهده می‌شود، دمای - آب و پوشش شیشه‌ای تطابق خوبی با داده‌های تجربی دارند و میزان خطای آن‌ها از مقادیر تجربی برای دمای آب و پوشش شیشه‌ای به ترتیب، ۲/۶۴٪ و ۲/۹۶٪ می‌باشد. لذا نتایج حاصل از شبیه‌سازی عددی، توافق خوبی با داده‌های تجربی دستگاه آب‌شیرین‌کن پلکانی ساخته‌شده در دانشگاه سیستان و بلوچستان دارند.

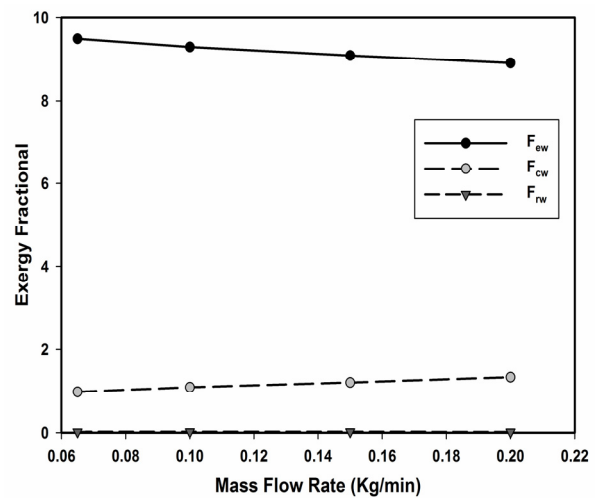
### ۳- ارائه و تحلیل نتایج

با توجه به آن که بازگشت‌ناپذیری‌ها عوامل تخریب اکسرژی می‌باشند در شکل ۲ تغییرات بازگشت‌ناپذیری‌های قسمت‌های مختلف دستگاه نسبت به زمان نشان داده شده است.

با توجه به شکل ۲ با گذشت زمان و افزایش تابش خورشید بازگشت‌ناپذیری در صفحه به شدت نسبت به بازگشت‌ناپذیری شیشه و آب افزایش می‌یابد که مقادیر بالای بازگشت‌ناپذیری صفحه به علت اختلاف دمای میان صفحه جذب‌کننده و خورشید و نیز میزان اتلاف اکسرژی بیشتر از صفحه به محیط می‌باشد. هر چه بازگشت‌ناپذیری بیشتر باشد میزان کار انجام‌شده کمتر خواهد بود. بنابراین تابش خورشید



شکل ۵: تغییرات کسر اکسرژی تبخیری، جابه‌جایی و تابشی برای نرخ ورودی ۰/۰۶۵ کیلوگرم بر دقیقه نسبت به زمان



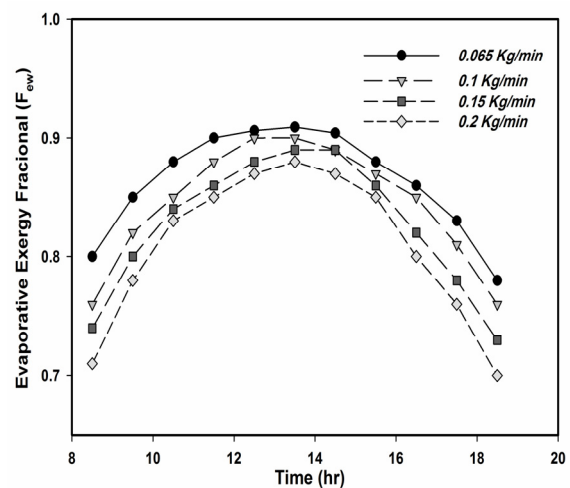
شکل ۳: مقایسه میان تغییرات کسرهای تبخیری، تابشی، جابه‌جایی با نرخ‌های ورودی مختلف آب شور

#### ۴- نتیجه‌گیری

در این مقاله با به دست آوردن معادلات بازگشت‌ناپذیری برای سه قسمت آب شور، پوشش شیشه‌ای و صفحه جذب-کننده تحت شرایط ناپایا مقایسه‌ای میان بازگشت‌ناپذیری‌های قسمت‌های مختلف آب شیرین کن پلکانی آبشاری انجام شد. هم چنین مقایسه‌ای میان کسرهای اکسرژی صورت گرفت. نتایج شبیه‌سازی نشان داد که صفحه جذب‌کننده بیشترین بازگشت‌ناپذیری را در کل سیستم ایجاد می‌کند به طوری که بازگشت‌ناپذیری صفحه جذب‌کننده در دبی جریان ۰/۰۶۵ کیلوگرم بر دقیقه، ۸۴/۱۷٪ بازگشت‌ناپذیری کل سیستم را به خود اختصاص داد. در این میان بازگشت‌ناپذیری‌های آب و شیشه قابل صرفه نظر می‌باشند.

با توجه به بررسی بازگشت‌ناپذیری‌ها در بخش‌های مختلف سیستم توسط تحلیل اکسرژی، باید برای کاهش میزان بازگشت‌ناپذیری تلاش‌هایی در جهت بهبود طراحی صفحه جذب‌کننده، مواد پوششی آب شیرین کن انجام شود به دلیل آن که بازگشت‌ناپذیری‌های ترمودینامیکی موجود در فرایندهای مختلف باعث کاهش کیفیت انرژی می‌شوند.

هم‌چنین در بررسی کسرهای اکسرژی، نتایج شبیه‌سازی نشان داد که کسر اکسرژی تبخیری نسبت به کسر اکسرژی تابشی و جابه‌جایی از اهمیت بیشتری برخوردار می‌باشد و می‌توان از تغییرات دو کسر اکسرژی دیگر نسبت به کسر



شکل ۴: مقایسه میان تغییرات کسر اکسرژی تبخیری برای نرخ‌های ورودی مختلف آب شور نسبت به زمان

از شکل ۵ نیز مشخص می‌شود که کسر اکسرژی تبخیری با گذشت زمان ابتدا تا ساعت ۱۳:۳۰ به دلیل افزایش میزان تبخیر افزایش یافته و سپس کاهش می‌یابد. درحالی‌که کسر اکسرژی جابه‌جایی روند معکوسی از خود نشان داده و کسر اکسرژی تابشی تغییر محسوسی نمی‌کند و تغییرات آن با گذشت زمان بسیار ناچیز است. بنابراین قسمت کسر اکسرژی تبخیری از سطح آب حائز اهمیت می‌باشد زیرا هر چه بخش کسر اکسرژی تبخیری بیشتر باشد، تبخیر سطحی آب بیشتر می‌شود. درحالی‌که افزایش کسر اکسرژی تابشی، تخریب اکسرژی را از سطح آب افزایش می‌دهد.

$$\delta = 5.669 \times 10^{-8} \left( \frac{W}{m^2 \cdot K^4} \right)$$

$$\varepsilon_w = 0.9 \text{ ضریب نشر آب}$$

$$\varepsilon_{eff} \text{ ضریب نشر موثر}$$

اکسرژی تبخیری صرف‌نظر کرد. هم‌چنین به دلیل آن که ملاک میزان تبخیر آب از سطح تبخیر می‌باشد و هر چه کسر اکسرژی تبخیری بیشتر باشد بدان معنا است که میزان تبخیر آب بیشتر است که سبب افزایش اکسرژی تبخیری و در نهایت افزایش راندمان دستگاه می‌شود.

### پیوست A

$$h_{cg-a} = 2.3 + 3V$$

$$h_{rg-s} = \varepsilon_g \delta \left[ \frac{(T_g + 273)^4 - (T_s + 273)^4}{T_g - T_s} \right]$$

$$h_{cw} = \frac{k}{d} \cdot C(Gr' \cdot Pr)^n$$

$$h_{ew} = 0.01623 h_{cw} \left[ \frac{P_w - P_g}{T_w - T_g} \right]$$

$$h_{rw} = \varepsilon_{eff} \delta \left[ (T_w + 273)^2 + (T_g + 273)^2 \right] \cdot [(T_w + 273) + (T_g + 273)]$$

$$\varepsilon_{eff} = \left[ \frac{1}{\varepsilon_w} + \frac{1}{\varepsilon_g} - 1 \right]^{-1}$$

$$Gr' = \frac{\beta_1 g d^3 \rho^2 \Delta T'}{\mu^2}$$

$$\Delta T' = \frac{(T_w - T_g) + (P_w - P_g)(T_w + 273)}{(268.9 \times 10^3 - P_w)}$$

$$Pr = \frac{\mu c_p}{k}$$

$$c_p = 999.2 + 0.1434 T_i + 1.0101 \times 10^{-8} T_i$$

$$T_i = \frac{(T_w + T_g)}{2}$$

$$\rho = \frac{353.44}{(T_i + 273.15)}$$

$$k = 0.0244 + 0.7673 \times 10^{-4} T_i$$

$$\mu = 1.718 \times 10^{-5} + 4.62 \times 10^{-8} T_i$$

$$P_i = \exp \left[ 25.317 - \frac{5144}{T_i + 273} \right]$$

$$\beta_1 = \frac{1}{(T_i + 273)}$$

### علائم اختصاری و نمادها

$A_g(m^2)$  مساحت پوشش شیشه‌ای

$A_p(m^2)$  مساحت صفحه جذب‌کننده

$c_g(J/kg \cdot ^\circ C)$  ظرفیت گرمایی پوشش شیشه‌ای

$c_w(J/kg \cdot ^\circ C)$  ظرفیت گرمایی آب

$c_p(J/kg \cdot ^\circ C)$  ظرفیت گرمایی صفحه جذب‌کننده

$d(m)$  فاصله میان سطح آب و پوشش شیشه‌ای

$Gr'$  عدد گراش اصلاح شده

$h_{cw}$  ضرایب انتقال حرارت جابه‌جایی

$h_{rw}$  ضرایب انتقال حرارت تابشی

$h_{ew}$  ضرایب انتقال حرارت تبخیری

$I_{on}$  تابش بر روی صفحه عمود در جهت تابش در روز  $n$  ام.

$m_g(kg)$  جرم شیشه

$m_w(kg)$  جرم آب

$m_p(kg)$  جرم صفحه جذب‌کننده

$P_g, P_w(N/m^2)$  فشار بخار جزئی آب و شیشه

$T_g(^{\circ}C)$  دمای پوشش شیشه‌ای

$T_a(^{\circ}C)$  دمای محیط

$T_s(^{\circ}C)$  دمای آسمان

$T_w(^{\circ}C)$  دمای آب.

$T_p(^{\circ}C)$  دمای صفحه جذب‌کننده

$U_b = 14 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$  ضریب اتلاف گرما از پایین صفحه

### حروف یونانی

$\alpha_g$  ضریب جذب پوشش شیشه‌ای

$\alpha_p$  ضریب جذب صفحه جذب‌کننده

$\tau_d$  ضریب عبور برای تابش نفوذی

$\beta$  زاویه شیب پوشش شیشه‌ای

$\beta_1(K^{-1})$  ضریب انبساط حرارتی

$\varepsilon_g = 0.9$  ضریب نشر شیشه



- [8] V. Morcos, (1994), " Optimum tilt angle and orientation for solar collectors in Assiut, Egypt", *Renewable energy*, 4 , 291-298.
- [9] V. Velmurugan, K. Naveen Kumar, T. Noorul Haq, K. Srithar,( 2008) "Performance analysis in stepped solar still for effluent desalination", *Energy*, 34 1179-1186.
- [10] T.J. Kotas, (1985). "The exergy method of thermal plant analysis".
- [11] Çamdali, Ü., A. Erişen, and F. Çelen,(2004), Energy and exergy analyses in a rotary burner with pre-calcinations in cement production. *Energy conversion and managemen*,45, 3017-3031,
- [12] F. Sarhaddi, S. Farahat, H. Ajam, A. Behzadmehr, (2010), Exergetic performance evaluation of a solar photovoltaic (PV) array, *Australian Journal of Basic and Applied Sciences* 4 502-519
- [13] G. Tiwari, V. Dimri, U. Singh, A. Chel, B. Sarkar,(2007) "Comparative thermal performance evaluation of an active solar distillation system", *International Journal of Energy Research*, 31,1465-1482.
- [14] J. Torchia-Nunez, M. Porta-Gandara, J. Cervantes-de Gortari, (2008) "Exergy analysis of a passive solar still", *Renewable energy*, 33, 608-616.
- [15] Kumar, S. and G. Tiwari, (2011) "Analytical expression for instantaneous exergy efficiency of a shallow basin passive solar still", *International Journal of Thermal Sciences*, 50, 2543-1549.
- [1] S. Sadineni, R. Hurt, C. Halford, R. Boehm, (2008) "Theory and experimental investigation of a weir-type inclined solar still", *Energy*,33, 71-80.
- [2] F.F. Tabrizi, M. Dashtban, H. Moghaddam,(2010) "Experimental investigation of a weir-type cascade solar still with built-in latent heat thermal energy storage system", *Desalination*, 260, 248-253.
- [3] F. Farshchi Tabrizi, M. Dashtban, H. Moghaddam, K. Razzaghi,( 2010) "Effect of water flow rate on internal heat and mass transfer and daily productivity of a weir-type cascade solar still", *Desalination*,260 ,239-247.
- [4] M. Dashtban, F. Farshchi.Tabrizi, (2011) "Thermal analysis of a weir-type cascade solar still integrated with PCM storage", *Desalination*.
- [5] Torchia-Nunez, J., M. Porta-Gandara, and J .Cervantes-de Gortari,(1994) "Exergy analysis of a passive solar still". (2008), *Renewable energy*,33, No.4,608-616.
- [6] Ali Kianifar, Saeed Zeinali Heris, Omid Mahian, (2012) "Exergy and economic analysis of a pyramid-shaped solar water purification system: Active and passive cases", *Energy* 38, 31-36.
- [7] F. Nematollahi, A. Rahimi, T.T. Gheinani, (2013) "Experimental and theoretical energy and exergy analysis for a solar desalination system", *Desalination* 317 23-31.

## Application of Exergy Analysis to Improve Performance a Weir-type Cascade Solar Still

Halimeh Aghaei Zoori<sup>1,\*</sup>, Farshad Farshchi Tabrizi<sup>2</sup>,  
Faramarz Sarhaddi<sup>3</sup>, Fazlollah Heshmatnezhad<sup>4</sup>

1. M.Sc. of Chemical Engineering, University of Sistan and Baluchestan,  
(halimeh.ghaei@yahoo.com)
2. Associate Professor of Chemical Engineering, University of Sistan and Baluchestan,  
(farshchi@eng.usb.ac.ir)
3. Assistant Professor of Chemical Engineering, University of Sistan and Baluchestan,  
(fsarhaddi@eng.usb.ac.ir)
4. PhD student of Chemical Engineering, University of Isfahan,  
(f.heshmatnezhad@eng.ui.ac.ir)

---

### ABSTRACT

In this paper, comparison between irreversibilities of different parts weir-type cascade solar still for a particular day has been carried out. By writing unsteady exergy balance for different parts of solar still system such as glass cover, brackish water and absorber plate, some equations are obtained for different irreversibilities of the system based on climatic and operating parameters. Simulation results show that in input mass flow rate 0.065 kg/min, the largest value of irreversibility rate belongs to absorber plate among of all of irreversibility rates of the system. Irreversibility rate of absorber plate in input mass flow rate 0.065 kg/min is 84.17% of all of system irreversibility rates. Whereas irreversibility rates in other parts of solar still can be neglected. Also study on exergy fractional shows that evaporative exergy fractional have more significant with respect to convective and radiational exergy fractional.

---

### ARTICLE INFO

Article history:  
Received: March 9, 2013  
Revised: Sept. 24, 2013  
Accepted: Oct. 1, 2013

---

Key words:  
Weir-type cascade solar still  
Energy analysis  
Exergy analysis  
Irreversibility  
Exergy fractional

---

All right reserved.

---

\* Corresponding author