

تاریخ: ۹۱۶/۱۴

شماره: ۴۳۲

بدینوسیله کواپسی می شود متوجه:

(طراحی و بهینه سازی جمع کننده گرمکن هوا صفحه تخت خورشیدی برای خشک کن خورشیدی مکشی)
که توسط آقای یوسف عباسپور کلان، با همکاری، علی محمدنیکبخت و مجید رهنما تهیه شده بود در دسترس
مکانیزاسیون (۱۱۴) دانشگاه شیراز، سال ۱۳۹۱-۱۳۹۰ و دانشگاه شیراز، بصورت پوست ارائه گردید.

دکتر محمد حسین رانوف



دکتر محمد حسین رانوف

تلفن: ۰۷۱۱-۶۱۳۸۳۶۸
فکس: ۰۷۱۱-۲۲۸۶۱۰۴

سایت: Zncame.shirazu.ac.ir

آدرس دبیرخانه: شیراز، دانشگاه شیراز، دانشکده کشاورزی، بخش مکانیک ماشین های کشاورزی
پست الکترونیکی: Zncame@shirazu.ac.ir

طراحی و بهینه سازی جمع کننده گرمکن هوا صفحه تخت خورشیدی برای خشک کن خورشیدی مکشی

یوسف عباسپورکلان¹، علی محمدنیکبخت²، مجید رهنما³

1- دانشجوی کارشناسی ارشد گروه مهندسی مکانیک ماشین های کشاورزی دانشگاه ارومیه

2- استادیار گروه مهندسی مکانیک ماشین های کشاورزی دانشگاه ارومیه

3- استادیار گروه مهندسی مکانیک ماشین های کشاورزی دانشگاه ملائانی اهواز

پست الکترونیکی: y.abbaspour@yahoo.com

چکیده

تلفات میوه و سبزی در کشورهای در حال توسعه 30 تا 40 درصد کل محصول برآورد شده است که می توان با استفاده از طرح های مناسب خشک کن های خورشیدی در مناطق روستایی تلفات پس از برداشت محصول را به شدت کاهش داد و چون جمع کننده ها یکی از قسمت های مهم خشک کن خورشیدی می باشد. بهینه کردن طراحی کلکتورها عملکرد بهتر سی س تم را سبب خواهد شد. لذا در تحقیق حاضر، جمع کننده گرمکن هوای خورشیدی صفحه تخت، که بطور گسترده در خشک کن های خورشیدی کاربرد دارد، طراحی و توسط مفهوم اکسرژی بهینه سازی گردید. بدین منظور مدل ریاضی جامع ی از شرایط عملکرد حرارتی و اپتیکی کلکتور بدست آمد. در این مدل ریاضی اغلب پارامترهای هندسی و شرایط عملکرد آن بعنوان متغیر فرض شده اند. پس از این مدلسازی، با معرفی مفهوم اکسرژی و مؤلفه های مختلف معادله تعادل اکسرژی، ضمن متغیر بودن ضریب افت حرارت کلی کلکتور و سایر ضرایب انتقال حرارت و تصحیح رابطه اکسرژی تابشی خورشید ، راندمان اکسرژی جمع کننده بدست آمد. در انتها توسط توابع بهینه سازی جعبه ابزار نرم افزار MATLAB[®] شرایط عملکرد جمع کننده و پارامترهای هندسی طراحی آن برای حداکثر شدن راندمان اکسرژی جمع کننده پیدا شده اند و نمودارهای راندمان اکسرژی و حرارتی جمع کننده بر حسب برخی پارامترها رسم و مقایسه شده اند. علاوه بر افزایش راندمان اکسرژی، مفید بودن این روش برای چرخش سیستم هایی نتجحه شده است.

کلمات کلیدی: اکسرژی، الگوریتم ژنتیک، بهینه سازی، جمع کننده گرمکن هوای صفحه تخت، راندمان حرارتی

مقدمه

انرژی تابش خورشید رسیده به سطح کره زمین، برای مدت 30 دقیقه معادل معادل کل انرژی مصرفی جهان می باشد [Tchinda, 2009]. کشور ما ایران به دلیل واقع شدن در منطقه نیمه گرم و خشک از تابش نور کافی بر خوردار است. بطوریکه انرژی خورشیدی دریافتی آن حدود 4000 برابر انرژی مصرفی آن می باشد و می توان کلیه نیازهای کشور را با استفاده از انرژی خورشیدی تأمین نمود [بهادری نژاد ، 1371]. فناوری ساده، قابلیت دسترسی در نقاط دور افتاده، رایگان بودن ، حفظ منابع موجود و بالاخره کاهش تولید ترکیبات سمی و اکسیدهای نیتروژن و سولفور و بطور کلی گازهای آلاینده و در نتیجه کاهش آلودگی هوا از دلایل لزوم استفاده از انرژی خورشیدی در کشور است.

یکی از پتانسیل های انرژی خورشیدی تأمین هوای گرم برای خشک کردن محصولات کشاورزی است [Parker, 1980]. فرآیند خشک کردن یک فرآیند متکی بر انرژی بوده و راه های کاهش مصرف انرژی همیشه مورد توجه محققان بوده است. منابعی که در حال حاضر انرژی مصرفی خشک کن ها را تأمین می کنند سوخت های فسیلی هستند که مقدار آنها محدود و غیر قابل تجدید است. به دلیل افزایش قیمت سوخت های فسیلی، مشکل آلودگی زیست محیطی و منبع محدود آنها، توجه زیادی به انرژی خورشیدی به عنوان جایگزین یا متممی برای سوخت های فسیلی جهت گرم کردن هوا و نتیجتاً استفاده در فرآیند خشک کردن شده است.

تلفات میوه و سبزی در کشورهای در حال توسعه 30 تا 40٪ کل محصول برآورد شده است که می توان با استفاده از طرح های مناسب خشک کن های خورشیدی در مناطق روستایی تلفات پس از برداشت محصول را به شدت کاهش داد و چون جمع کننده خورشیدی یکی از قسمت های خیلی مهم در خشک کن خورشیدی می باشد. بهینه کردن طراحی آنها عملکرد بهتر سی ستم را سبب خواهد شد [Karim et al, 2004] یک جمع کننده صفحه تخت خورشیدی نوعی خاصی از مبدل گرمایی است (شکل 1) که در آن انرژی تابشی خورشید توسط جریان های از هوا یا مایع، دریافت شده و سپس مورد استفاده قرار گرفته و یا ذخیره می شود [Luminosu et al, 2005].

جمع کننده های گرمکن هوای خورشیدی دو عیب عمده دارند یکی ظرفیت حرارتی کم هوا و دیگری ضریب انتقال حرارت کم بین هوا و صفحه جذب کننده است. اصلاحات مختلفی برای بهبود ضریب انتقال حرارت بین هوا و صفحه جذب کننده پیشنهاد و اعمال شده اند. این اصلاحات شامل استفاده از صفحه جذب کننده پره دار، صفحه جذب کننده چین دار و صفحه جذب کننده نوع شبکه ایی می باشد [Luminosu et al, 2005 and Ucar et al, 2006]. در مقالات رادمان بالای جذب کننده های موج دار V- شکل و پره دار بدون افزایش معنی آوری در افت فشار گزارش شده است در حالیکه که جمع کننده های شبکه ایی بالاترین رادمان را دارند به سبب افت فشار بالای در عبور از جذب کننده شبکه ایی بالاترین توان مصرفی را نیز دارا می باشند [Luminosu et al, 2005 and Ucar et al, 2006]. راه کار استفاده از جمع کننده های با گردش دوپل¹ برای کاهش تلفات حرارت از پوشش توسط Satcunanathan و Deonaraine معرفی شد. آنها با آزمایش تجربی برتری جمع کننده های با گردش دوپل را نسبت به نوع معمول با یک بار عبور جریان هوا نشان دادند [Ucar et al, 2006]. سوندرنا و همکاران مطالعه ای Satcunanathan و Deonaraine با جزئیات بیشتر انجام دادند و نظرات آنها را تأیید کردند. به عقده Karim و havlader نیز استفاده از جمع کننده های با گردش دوپل در مقایسه با جمع کننده های با یک بار عبور جریان هوا نسبتاً افزایش داد [Kalogirou, 2001].

استفاده از انرژی خورشیدی به عنوان منبع انرژی در کشاورزی به میزان زیادی به توسعه سیستم های خورشیدی دارای عملکرد بهینه، مزیت اقتصادی و قابلیت اعتماد خوب وابسته است. بطوری که با بهینه کردن آنها این منبع عظیم انرژی با منابع انرژی مرسوم و دیگر منابع انرژی قابل مقایسه باشد. در سیستم های خشک کن خورشیدی، جمع کننده به عنوان اصلی ترین جزء سیستم در نظر گرفته می شود و عملکرد حرارتی بهینه آن در عملکرد کل سیستم تأثیر بسزائی دارد. از اینرو مقدار کیفیت انرژی یا همان اکسرژی جمع آوری شده توسط جمع کننده اهمیت می یابد. از طرف دیگر معادله انرژی هیچگونه اطلاعاتی در مورد افت های داخلی نمی دهد و به تنهایی نمی تواند معیاری از کارایی جمع کننده خورشیدی باشد. لذا با توجه به پتانسل بالای کشور برای استفاده از انرژی خورشیدی و میزان بالای تولید محصولات کشاورزی و لزوم پرداختن به جوانب طراحی، یافتن و تعیین شرایط عملکردی این

¹ Two pass solar air heater

نوع جمع کننده ها، در پژوهش حاضر ضمن طراحی یک جمع کننده گرمکن هوای خورشیدی پارامترهای مؤثر بر عملکرد آن برای حصول عملکرد بهینه با استفاده از مفهوم اکسرژی مدل سازی شد تا اکسرژی جمع آوری شده به حداکثر ممکن رسیده و به عبارت دیگر برگشت ناپذیری های موجود به حداقل ممکن کاهش یابد و سپس روابط حاصل با الگوریتم ژنتیک در محیط نرم افزار Matlab[®] برای تعیین مقادیر بهینه پارامترها مورد بررسی قرار گرفت. لازم به ذکر است استفاده از الگوریتم ژنتیک یک ایده نوع و بدیع در بهینه سازی جمع کننده های خورشیدی است.

مواد و روش ها

تحلیل اکسرژی گرمکن هوای خورشیدی را نمی توان بودن مدل سازی از عملکرد حرارتی و اپتیکی آن انجام داد بنابراین ابتدا به بررسی عملکرد حرارتی و اپتیکی گرمکن هوای خورشیدی پرداخته شد. سپس طبق رابطه تعادل اکسرژی گرمکن هوای خورشیدی معادله راندمان اکسرژی بر حسب یکسری از پارامترهای مؤثر در طراحی کلکتور خورشیدی استخراج و در نهایت برای پیدا کردن همزمان تمامی پارامترهای بهینه مؤثر در جمع کننده جهت حداکثر شدن راندمان اکسرژی گرمکن از الگوریتم ژنتیک در نرم افزار Matlab[®] استفاده شد. شایان ذکر است که ایده استفاده از الگوریتم ژنتیک برای بهینه سازی اکسرژی گرمکن هوای خورشیدی ایده جدیدی می باشد.

تحلیل انرژی

عملکرد جمع کننده های خورشیدی بعنوان انرژی مفید جذب شده توسط سیال واسط انتقال حرارت (هوا) در شرایط پایدار انرژی تعریف می شود. Woertz و Hottel در سال (1942) این جمله را بصورت ریاضی مدل سازی کردند و رابطه ای (رابطه 1) برای محاسبه انرژی جذب شده و انرژی اتلافی ارائه کردند [Farahat et al, 2009]. از طرفی نرخ انرژی جذب شده توسط جریان هوا در مسیر کانال جمع کننده خورشیدی از رابطه 2 بدست می آید. Bliss در سال (1959) با معرفی کردن ضریب برداشت حرارت² یک فرم بسیار مفیدتری از این رابطه را بصورت رابطه 3 معرفی کرد [Farahat et al, 2009].

$$Q_u = A_c [S - U_l (T_{pm} - T_a)] \quad 1$$

$$Q_u = \dot{m} C_p (T_o - T_i) \quad 2$$

$$Q_u = A_c [S - U_l (T_{pm} - T_a)] \quad 3$$

با توجه به روابط 2 و 3 ضریب برداشت حرارت جمع کننده (F_R) از رابطه 4 قابل محاسبه است.

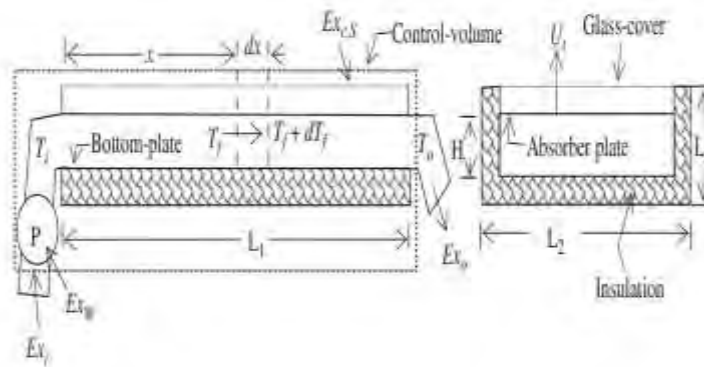
$$F_R = \frac{\dot{m} C_p}{U_l A_c} \left[1 - \exp \left(- \frac{A_c F' U_L}{\dot{m} C_p} \right) \right] \quad 4$$

²The heat removal factor

با در نظر گرفتن شماتیک جمع کننده گرمکن هوای نشان داده شده در شکل 1 با دمای هوای محیط T_a و انرژی جذب شده به ازای واحد سطح صفحه جاذب S ضریب رادمان حرارتی کلکتور³ (F') طبق رابطه زیر برابر است با [Akpınar et al, 2010]:

$$F' = \left(1 + \frac{U_l}{h_e} \right)^{-1} \quad 5$$

که h_e ضریب انتقال حرارت معادل⁴ است [Akpınar et al, 2010] که از روابط تجربی قابل محاسبه است که به دلیل اختصار از آوردن اثبات روابط و بیان روابط تجربی صرف نظر شد. ضریب افت حرارت کلی (U_l) مجموع ضرایب افت حرارت از زیر (U_b)، دیواره جانبی (U_s) و از پوشش شیشه‌ای (U_t) در جمع کننده است که (U_b) و (U_s) برای یک جمع کننده خاص را می‌توان ثابت در نظر گرفت در حالیکه (U_t) با دمای صفحه جاذب، تعداد پوشش شیشه‌ای و پارامترهای دیگر تغییر می‌کند. بازده حرارتی جمع کننده صفحه تخت خورشیدی از رابطه 5 بدست می‌آید [Parker, 1980].



شکل 1. شماتیک گرمکن هوایی خورشیدی با جریان در زیر صفحه جاذب

$$\eta_{en} = \frac{Q_u}{A_c I_T} = \frac{\dot{m} C_p (T_o - T_i)}{I_T} \quad 6$$

تحلیل اپتیکی

تمام تابش رسیده به سطح جمع کننده خورشیدی جذب صفحه جاذب نمی‌شود. پارامتر مقدار شار تابشی جذب شده توسط صفحه جاذب (S) بصورت زیر تعریف می‌شود:

$$S = (\tau\alpha)_e I_T \quad 7$$

³Collector efficiency factor

⁴The equivalent heat - transfer coefficient

برای جمع کننده های صفحه تخت ضریب مؤثر عبور و جذب $(\tau\alpha)_e$ همان راندمان اپتیکی⁵، (η_0) می باشد.

تحلیل اکسرژی:

حداکثر کردن انرژی دریافتی چالش اصلی در طراحی حرارتی جمع کننده می باشد. فرآیند جمع آوری انرژی خورشیدی همواره با تولید آنتروپی در کلکتور همراه است [Luminosu et al, 2005]. حداقل کردن نرخ آنتروپی تولیدی همان حداکثر کردن اکسرژی خروجی است [Luminosu et al, 2005]. از آنجایی که اکسرژی دسترسی به حداکثر کار مفیدی تعریف می شود که در ضمن به تعادل رسیدن با شرایط محیط از انرژی نابسامان⁶ گرفته می شود [Tyagi et al, 2012] و با توجه به اینکه انواع مختلف انرژی در ترم های اکسرژی در نظر گرفته می شوند [Tyagi et al, 2012] می توان گفت اکسرژی برای طراحی و تحلیل سیستم های ترمودینامیکی که شامل ترکیبی از اصول بقای جرم و انرژی بر اساس قانون دوم ترمودینامیک است، نیز برای بهبود بازده انرژی با تعریف بازده اکسرژی ایده آل و تعیین ظرفیت های ممکن برای طراحی یک سیستم کارآمدتر با کاهش ناکارآمدی های موجود سیستم یک معیار مؤثر و دقیق می باشد.

با در نظر گرفتن شکل 1 به عنوان حجم کنترل موازنه انرژی برای جریان جرمی پایدار ($\sum \dot{m}_{in} = \sum \dot{m}_{out}$) هوا برابر است با:

$$\sum \dot{E}x_{in} - \sum \dot{E}x_{out} - \sum \dot{E}x_{loss} - \sum \dot{E}x_{dest} = 0 \quad 8$$

$$\dot{E}x_{gain} = \dot{E}x_{f,out} - \dot{E}x_{f,in} \quad 9$$

نرخ اکسرژی ورودی شامل اکسرژی جریان جرمی هوای ورودی و اکسرژی تابش خورشید جذب شده است درحالیکه نرخ اکسرژی خروجی تنها شامل اکسرژی جریان هوای خروجی است. در جمع کننده های خورشیدی عموماً اکسرژی از دو طریق مبادله می شود: اولی توسط جریان هوای عبوری از جمع کننده و دومی از طریق انتقال حرارت. اکسرژی خروجی برای جریان هوا ($\dot{E}x_{gain}$) از رابطه زیر محاسبه می شود:

$$\dot{E}x_f = \dot{m}C_p \left[(T_{f,out} - T_{f,in}) - T_a \ln \frac{T_{f,out}}{T_{f,in}} \right] + \dot{m}RT_a \ln \frac{P_{out}}{P_{in}} \quad 10$$

اکسرژی حاصل از انتقال حرارت بین دمای گرم و سرد (T_h و T_c) طبق رابطه 11 تعریف می شود. با توجه رابطه 11 و تئوری pelta اکسرژی مورد انتظار از تابش خورشید برای جمع کننده با سطح مقطع A_c از رابطه 12 بدست می آید.

$$\dot{E}x_q = \int_{T_c}^{T_h} \dot{q} \frac{T_a}{T} dT \quad 11$$

$$\dot{E}x_{in,s} = \left(1 - \frac{T_a}{T_s} \right) \dot{Q}_s \quad 12$$

دمای ظاهری خورشید (T_s) برابر با 75٪ دمای جسم سیاه خورشید است انرژی تابش جذب شده توسط صفحه جاذب (Q_s) از رابطه 13 بدست می آید. طبق رابطه 14 نسبت اکسرژی جذب شدن توسط هوا به اکسرژی تابش

⁵Optical efficiency

⁶Disordered energy

خورشید بازده اکسرژی نامیده می شود. برای تعیین قسمت های اصلی نشت اکسرژی بازده اکسرژی را باید برحسب اکسرژی های اتلافی و تخریب شده بیان کرد تا روش های کاهش آنها بررسی شود. نرخ اکسرژی اتلافی در حقیقت نشت اکسرژی به محیط بخاطر عیوب اپتیکی و انتقال حرارت به در جمع کننده خورشیدی است. بخاطر برخی عیوب اپتیکی و خصوصیات صفحه جاذب و صفحه پوشش در جمع کننده قسمتی از تابش خورشید جذب صفحه جاذب نمی شود. کسر نرخ اکسرژی اپتیکی طبق رابطه 15 محاسبه می شود. نشت حرارت از صفحه جاذب به محیط بصورت $\dot{Q}_{l,th} = U_l A_c (T_{pm} - T_a)$ تعریف می شود و اکسرژی اتلافی معادل آن از رابطه 16 بدست می آید.

$$\dot{Q}_s = A_c S = A_c (\tau \alpha)_e I_T \quad 13$$

$$\eta_{Ex} = \frac{\dot{E}x_{gain}}{\dot{E}x_{in,s}} \quad 14$$

$$\bar{E}x_{l,opt} = \frac{\dot{E}x_{l,opt}}{\dot{E}x_{in,S}} = \frac{(1 - \eta_0) \dot{E}x_{in,S}}{\dot{E}x_{in,S}} = (1 - \eta_0) \quad 15$$

$$\bar{E}x_{l,th} = \frac{U_l A_p (T_p - T_a) \left(1 - \frac{T_a}{T_p}\right)}{\left(1 - \frac{T_a}{T_s}\right) I_T A_c} \quad 16$$

اکسرژی تخریب شده بخاطر برگشت ناپذیری در سیستم ایجاد می شود که به دو قسمت عمده اکسرژی تخریب شده به سبب ویکوزیته سیال و اکسرژی تخریب شده به علت انتقال حرارت در جمع کننده تقسیم می شود. لزوجت سیال عبوری از کانال جمع کننده باعث ایجاد افت فشار بین ورودی و خروجی جمع کننده می شود. با در نظر گرفتن تولید آنتروپی معادل اکسرژی تخریب شده بصورت رابطه 17 بیان می شود. اکسرژی همچنین در طول فرآیند انتقال حرارت از جسم با دمای بالا به جسم دمای کمتر تخریب می شود. در جمع کننده دو فرآیند انتقال حرارت وجود دارد: 1. انتقال حرارت تابشی از خورشید به صفحه جاذب 2. انتقال حرارت جابجایی (همرفتی) از سطح خارجی صفحه جاذب به جریان هوا. با استفاده از به رابطه 11 برای فرآیند انتقال حرارت از دمای ظاهری خورشید (T_s) به متوسط صفحه جاذب (T_p) و سپس جریان سیال در دمای (T_a) اکسرژی تخریب شده بصورت زیر بیان می شود:

$$\dot{E}x_{dest,\Delta P} = \frac{\dot{m} \Delta P}{\rho} \frac{T_a \ln \frac{T_{out}}{T_{in}}}{(T_{out} - T_{in})} \quad 17$$

$$\dot{E}x_{dest,abs} = \eta_0 I_T A_p T_a \left(\frac{1}{T_{pm}} - \frac{1}{T_s} \right) \quad 18$$

$$\dot{E}x_{des,conv} = \dot{m} C_p T_a \left(\ln \left(\frac{T_{out}}{T_{in}} \right) - \frac{(T_{out} - T_{in})}{T_{pm}} \right) \quad 19$$

با تعریف پارامتر بی بعد $(\bar{E}x = \frac{\dot{E}x}{\dot{E}x_{in,s}})$ که نسبت اکسرژی به اکسرژی تابش ورودی را نشان می دهد و با

جایگذاری روابط (1) و (2) در معادله (3) بازده اکسرژی بصورت زیر حاصل می شود:

$$\eta_{Ex} = \bar{E}x_{gain} = 1 - \sum \bar{E}x_{loss} - \sum \bar{E}x_{dest} \quad 20$$

با جایگذاری روابط (15) تا (19) در معادله (20) بازده اکسرژی بصورت زیر بدست می آید:

$$\eta_{Ex} = 1 - \left[\underbrace{\frac{(1-\eta_0)}{\dot{E}_{x,pm}}}_{\dot{E}_{x,pm}} + \underbrace{\frac{U_l(T_p-T_a)}{I_T(1-T_a/T_s)} \left(\frac{1}{T_p} - \frac{1}{T_s} \right)}_{\dot{E}_{x,sh}} + \underbrace{\frac{\dot{m}\Delta P}{\rho A_c \left(1 - \frac{T_a}{T_s}\right) I_T} \frac{T_a \ln \frac{T_{out}}{T_{in}}}{(T_{out}-T_{in})}}_{\dot{E}_{x,dest,\Delta P}} + \underbrace{\frac{\eta_0 T_a}{\left(1 - \frac{T_a}{T_s}\right)} \left(\frac{1}{T_p} - \frac{1}{T_s} \right)}_{\dot{E}_{x,dest,abs}} \right] + \underbrace{\frac{\dot{m} C_p T_a}{A_p I_T \left(1 - \frac{T_a}{T_s}\right)} \left(\ln \left(\frac{T_{out}}{T_{in}} \right) - \frac{(T_{out}-T_{in})}{T_{pm}} \right)}_{\dot{E}_{x,dest,conv}}$$

جدول 1. شرایط محیطی و پارامترهای طراحی جمعکننده خورشیدی

مقدار	پارامترهای جمع کننده
شیشه	پوشش
52.53°	زاویه ی تمایل کلکتور (β)
300 K	دمای هوای ورودی و دمای محیط ($T_{in} \approx T_a$)
4350 K	دمای ظاهری خورشید (T_s)
0.85	ضریب مؤثر عبور و جذب یا بازده اپتیکی ($\eta_0 = (\tau\alpha)_e$)
0.05 m	ضخامت عایق صفحه زیری و جانبی ($\delta_b = \delta_e$)
384 W / m.K	ضریب هدایت حرارتی صفحه جاذب (k_p)
0.05 W / m.K	ضریب هدایت حرارتی عایق (k_i)
500 W / m ²	شدت تابش در واحد سطح صفحه جاذب (I_T)
0.025 × 1 m ²	مساحت دریچه هوا

فرمول بندی مسئله بهینه سازی

مدل های اپتیکی، حرارتی و اکسرژی ارائه شده در بخش های قبل به نرم افزار MATLAB[®] منتقل شد. در این مسئله اغلب پارامترهای هندسی و شرایط عملکردی جمع کننده را می توان متغییر فرض کرد. با ثابت فرض کردن مقادیر جدول و غیره مسئله بصورت زیر فرمول بندی شد:

$$\begin{cases} \max \eta_{ex} = Eq.(21) \\ \text{Subject to Eqs. (1) - (7).} \\ 0.2 \leq A_c \leq 2, \quad 0.001 \leq \dot{m} \leq 0.9 \\ \text{and } T_{out}, T_p, U_l, Q_u, \Delta P, C_p, \rho, F_R, F', \beta \geq 0 \end{cases}$$

که متغییرهای \dot{m} و A_c متغییرهای مستقل و $T_{out}, T_p, U_l, Q_u, \Delta P, C_p, \rho, F_R, F'$ متغییرهای وابسته در فرآیند بهینه سازی بودند. چون تابع هدف و قیود مسئله غیر خطی هستند از الگوریتم ژنتیک و نرم افزار MATLAB[®] مورد بررسی قرار گرفت.

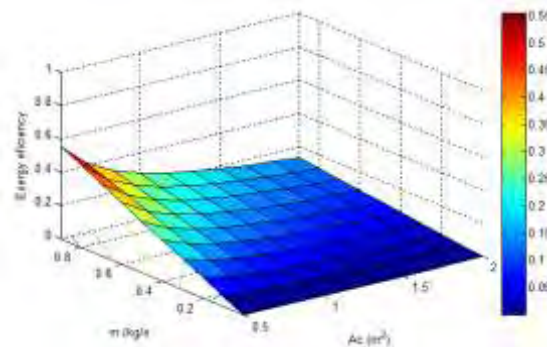
شرایط محیطی و پارامترهای طراحی در نظر گرفته شده در جدول 1 آورده شده است. سیال داخل مجرا هوا می باشد. با توجه به داده های مفروض پارامترهای T_{out} و \dot{m} و U_1 و A_c برای حداکثر شدن معادله راندمان اکسرژی توسط الگوریتم ژنتیک محاسبه شدند.

$$A_c = 0.958 \text{ m}^2, \dot{m} = 0.001 \text{ kg/sec}, T_{out} = 325.692 \text{ K}, U_1 = 5.852$$

که حداکثر راندمان اکسرژی نیز $\eta_{ex} = 12.876\%$ بدست آمد. از حل معادلات قیود مقادیر سایر پارامترها عبارتند از:

$$T_p = 349.98 \text{ K}, F_R = 0.701, F' = 0.8426, \Delta P = 1.62 \text{ Pa}, h_{fp} = h_{fb} = 23.2801 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

بازده اکسرژی در مقابل دو متغیر مستقل جریان جرمی هوا و مساحت جمع کننده خورشیدی در شکل 3 نشان داده شده است. برای انتخاب بهینه این پارامترها جهت دست یابی به بیشینه اکسرژی جمع آوری شده توسط جمع کننده جریان جرمی بین بازه 0/001 تا 0/98 کیلوگرم بر ثانیه و مساحت جمع کننده بین بازه 0/5 تا 2 مترمربع متغیر فرض شدند.



شکل 2. تغییرات راندمان اکسرژی بر حسب مساحت کلکتور و دبی جرمی جریان ورودی

نتایج

در سیستم خشک کن خورشیدی، جمع کننده به عنوان اصلی ترین جزء سیستم در نظر گرفته می شود و عملکرد حرارتی بهینه آن در عملکرد کل سیستم تأثیر بسزایی دارد. از اینرو مقدار کیفیت انرژی یا همان اکسرژی جمع آوری شده توسط جمع کننده اهمیت می یابد. لذا چون راندمان اکسرژی بر حسب مقادیر رایج در مهندسی خورشیدی نظیر بازده حرارتی، بازده اپتیکی، نوع مساحت جمع کننده خورشیدی و ... بیان می شود مدلی جامع از پارامترهای طراحی و شرایط عملکرد ح راتی و اپتیکی جمع کننده صفحه تخت گرمکن هوای خورشیدی با فرض متغیر بودن ضریب افت حرارت کلی جمع کننده و سایر ضرایب انتقال حرارت و با توجه به قانون دوم ترمودینامیک بدست آمد. سپس توسط الگوریتم ژنتیک و در نرم افزار متلب راندمان اکسرژی جمع کننده نسبت به پارامتره ای اصلی در طراحی جمع کننده شامل مساحت جمع کننده، دمای هوای خروجی، دبی جرمی جریان هوا و افت حرارت کلی از جمع کننده بهینه شد.

علاوهم افزایش قابل توجه راندمان اکسرژی در طرح حاضر نسبت به کار سایرین نتایج نشان می دهد که راندمان اکسرژی کمی مناسبی جهت طراحی و بهینه سازی پارامترهای مربوط به طراحی جمع کننده صفحه تخت خورشیدی است. چون معادله انرژی هیچگونه اطلاعاتی در مورد افت های داخلی نمی دهد و به تنهایی نمی تواند معیاری از کارایی جمع کننده خورشیدی باشد. همچنین ب خلاف سایر روشهای بهینه سازی این روش آنتروپی

تولیدی در سیستم یا همان برگشت ناپذیری داخلی سیستم را کاهش می دهد که این موضوع از اهمیت بالایی برخوردار است.

منابع

بهداری نژاد، م. (1371). جایگاه انرژی خورشیدی در ایران. *مجله مهندسی مکانیک*، زمستان 1371.

- Kalogirou, S.A. (2004). Solar thermal collectors and applications. *Progress in Energy and Combustion Science* 30, 231–295.
- Karim, M.A. and Hawlader, M.N.A. (2004). Development of solar air collectors for drying applications. *Energy Conversion and Management* 45, 329–344.
- Luminosu, I. and Fara, L. (2005). Determination of the optimal operation mode of a flat solar collector by exergetic analysis and numerical simulation. *Energy* 30, 731–747.
- Parker, BF. (1980). Design Equations for Solar Air Heaters. *American Society of Agricultural Engineers* 0001-2351/80, 1494-1504.
- Tchinda, R. (2009). A review of the mathematical models for predicting solar air heaters systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 13 1734–1759.
- Tyagi, V.V., Panwar, N.L., Rahim, N.A. and Kothari, R. (2012). Review on solar air heating system with and without thermal energy storage system. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 16, 2289– 2303.
- Ucar, A. and Inalli, M. (2006). Thermal and exergy analysis of solar air collectors with passive augmentation techniques. *International Communications in Heat and Mass Transfer* 33, 1281 – 1290.