

# ارائه یک الگوریتم تحلیلی حالت پایای جدید برای مدل سازی عملکرد حرارتی سالانه یک هوا گرمکن خورشیدی در شرایط اقلیمی ارومیه

حامد جانی سرناوی<sup>۱</sup>، علی محمد نیکبخت<sup>۱</sup>، فیض الله شهبازی<sup>۳</sup>، علی حسین پور<sup>۴</sup>

تاریخ پذیرش مقاله:

۹۴/۲/۱۵

تاریخ دریافت مقاله:

۹۳/۹/۲۲

## چکیده:

مهم ترین قسمت در مطالعه پتانسیل انرژی خورشیدی جهت استفاده در هواگرمکن های صفحه تخت در زمینه فرایندهای پس از برداشت و صنایع غذایی مرتبط با محصولات کشاورزی، مدل سازی عملکرد حرارتی این سامانه هاست. با بکارگیری روش تحلیلی حالت پایا و ارائه یک الگوریتم محاسباتی جدید، مدل سازی عملکرد حرارتی یک کلکتور صفحه تخت خورشیدی انجام شد. شرایط اقلیمی شهرستان ارومیه در سال ۲۰۰۹ میلادی به عنوان شرایط محیطی کار کلکتور انتخاب شد. داده های واقعی و ساعتی مربوط به دمای محیط و تابش خورشیدی از ایستگاه هواشناسی فرودگاه این شهرستان اخذ و مورد بررسی قرار گرفت. زوایای بهینه تمایل کلکتور برای حصول بهترین عملکرد کلکتور صفحه تخت، در مدل سازی لحاظ شد. الگوریتم محاسباتی این مدل سازی ارائه و در محیط نرم افزار MATLAB اجرا شد. بهره مفید انرژی حرارتی، بازده حرارتی و دمای هوای خروجی از کلکتور به عنوان سه پارامتر تعیین کننده عملکرد کلکتور در نظر گرفته شد. نتایج به صورت متوسط های ماهانه در ساعات مختلف تابش، در قالب نمودارها و کنتورهای رنگی ارائه گردید. تخمین هایی از میزان حرارت قابل استحصال در ماه های مختلف سال به دست آمد. نتایج این تحقیق، اولین گام در طراحی بهینه و ساخت یک هوا گرمکن خورشیدی که پاسخگوی نیازهای سالانه ی واقعی باشد، خواهد بود.

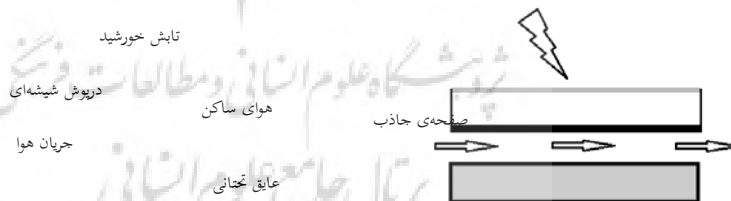
## کلمات کلیدی:

انرژی خورشیدی، ارومیه، هواگرمکن، صفحه تخت، مدل سازی، صنایع کشاورزی و غذایی

## مقدمه

هواگرمن‌های خورشیدی انواع خاصی از مبدل‌های حرارتی هستند که برای تبدیل بهینه انرژی پاک خورشید به هوای گرم طراحی می‌شوند. انواع این هواگرمن، استفاده وسیعی در بخش‌های کشاورزی، صنعتی و مصارف ساختمان‌های مسکونی دارند [۱۴]. در زمینه فرآیندهای پس از برداشت و صنایع غذایی مرتبط با محصولات کشاورزی نیز معمولاً از هوای گرم در محدوده‌های دمایی متوسط استفاده‌های فراوانی می‌شود. به عنوان مثال، در فرایند خشک کردن محصولات، زمانی که هوای خشک و گرم با یک دبی مشخص از روی ماده غذایی عبور کند، انتقال گرما از هوای حامل انرژی به ماده غذایی موجب تبخیر رطوبت سطحی محصول و انتقال آب به هوای خشک و گرم می‌شود [۱۰].

در میان انواع هواگرمن‌های خورشیدی، انواع صفحه تخت ساده‌ترین ساختار را داشته و رایج‌ترین آنها هستند [۷]. انواع صفحه تخت اغلب در کاربردهایی که نیاز به انتقال حرارت در دماهای نسبتاً پایین دارند، استفاده می‌شوند. این انواع از هوا به عنوان سیال ناقل حرارت استفاده می‌کنند که دارای ظرفیت حرارتی نسبتاً پایینی است (جدول ۲)، در نتیجه برای انتقال حرارت به جابجایی حجم بالایی از هوا نیاز دارند [۲۰]. توضیحات نسبتاً جامعی در مورد انواع کلکتورهای حرارتی خورشیدی و بخصوص انواع صفحه تخت به همراه اجزای تشکیل دهنده آنها در مراجع [۳]، [۷] و [۱۱] در دسترس است. شماتیک نشان داده شده در شکل (۱)، یکی از معمول‌ترین ساختارهای هواگرمن‌های خورشیدی است که در آن، سیال ناقل حرارت با قسمت شیشه‌ای کلکتور در تماس نیست [۳]. درپوش شیشه‌ای، صفحه جاذب و عایق تحتانی سه قسمت اصلی این کلکتور را تشکیل می‌دهند.



شکل (۱) یکی از ساختارهای متداول بکار رفته در هواگرمن‌های خورشیدی

در تحلیل حرارتی سامانه‌های هواگرمن خورشیدی، معمولاً دو دسته از اطلاعات حائز اهمیت هستند. دسته اول مربوط به خروجی‌های کلکتور هستند (مانند بهره مفید حرارتی، بازده حرارتی کلکتور و اختلاف دمای هوای خروجی از کلکتور با دمای محیط و دمای ورودی کلکتور). دسته دوم، داده‌های مربوط به شرایط محیط کار کلکتورها هستند (مانند میزان تابش خورشیدی، دمای محیط و سرعت باد) که در کنار ویژگی‌های هندسی و مکانیکی ساختار کلکتور (مانند ابعاد کلکتور، نوع صفحه‌ی جاذب، نوع عایق و نوع شیشه درپوش)، تعیین کننده عملکرد و خروجی‌های کلکتور هستند [۳]. دمای سیال در

حین ورود به کلکتور، نقش مهمی در عملکرد حرارتی یک کلکتور ایفا می‌کند. در سامانه‌هایی که سیال ناقل حرارت در یک چرخه بسته عمل می‌کند، دمای سیال در حین ورود اختلاف چشمگیری با دمای محیط خواهد داشت در حالی که در سامانه‌هایی با چرخه باز، معمولاً دمای سیال در حین ورود تفاوت ناچیزی با دمای محیط دارد.

مدل‌های تحلیلی متفاوتی برای تعیین کمیت‌های مربوط به دسته اول وجود دارد. کلین و همکارانش (۱۹۷۴) و همچنین تگلیفیکو و همکارانش (۲۰۱۴) ضمن طبقه‌بندی این مدل‌ها، با در نظر گرفتن نقش ظرفیت حرارتی اجزای کلکتور، به مقایسه و بررسی آنها پرداخته‌اند [۶] [۱۳].

مدل‌هایی که اینرسی حرارتی یا ظرفیت حرارتی اجزای کلکتور در آنها لحاظ می‌شود، برای مطالعه حالت ناپایدار و گذرای سامانه کلکتور استفاده می‌شوند. این مدل‌ها یک توزیع زمانی و یا زمانی-مکانی از دمای خروجی و بهره مفید حرارتی کلکتور به دست می‌دهند. از این مدل‌ها بیشتر در مطالعه حالت گذرای سامانه کلکتور که معمولاً ناشی از تغییرات چشمگیر شرایط محیطی مانند تابش خورشید و دمای محیط است، استفاده می‌شود. بدیهی است که نتیجه‌گیری از یک مدل تحلیلی جامع که بیشترین جزئیات ممکن در آن تعبیه شده است، موجب ایجاد پیچیدگی‌های اجتناب‌ناپذیری می‌شود که از تعدد پارامترهای مورد بررسی ناشی می‌شوند [۱۳]. در طرف مقابل مدل‌هایی هستند که در آنها از ظرفیت حرارتی کلکتور صرف‌نظر شده است به طوری که در آنها فرض بر این است که کلکتور در هر بازه مشخص زمانی (معمولاً ساعتی) در حالت تعادل حرارتی با محیط اطراف قرار دارد به طوری که در نهایت دمای خروجی و بازده کلکتور به صورت مستقل از زمان و به صورت تابعی از هندسه کلکتور و شرایط محیطی به دست می‌آید. این مدل‌ها را معمولاً مدل‌های حالت پایا<sup>۱</sup> می‌نامند. این مدل‌ها، همان گونه که در مراجع [۳]، [۴]، [۶] و [۱۲] آمده است، تنها زمانی می‌توانند نتایج خوب و قابل قبولی ارائه دهند که از داده‌های میانگین‌گیری شده یک دوره زمانی طولانی، معمولاً به صورت داده‌های ماهانه، استفاده نمایند. همچنین کلین و همکارانش (۱۹۷۴)، به این نتیجه رسیدند که چنانچه داده‌های هواشناسی موردنیاز به صورت ساعتی گزارش شده باشند، مدل‌های حالت پایا مناسب خواهند بود [۶]. سادگی و کم هزینه بودن محاسبات در این مدل‌ها، آنها را به ابزار سودمندی در انجام شبیه‌سازی‌ها مربوط به مطالعات اولیه، در یک بازه زمانی بلندمدت، تبدیل کرده است [۱۳]. کلین و همکارانش (۱۹۷۴) نیز ضمن تأکید بر بکارگیری مدل‌های ساده، استفاده از مدل‌های پیچیده در حضور داده‌های هواشناسی کافی و مناسب را که به صورت ساعتی ثبت شده‌اند، توصیه نکرده‌اند [۶]. از طرفی، استانداردهای شناخته شده موجود در زمینه ارزیابی عملکرد کلکتورهای حرارتی خورشیدی مانند استاندارد ASHRAE 93-2010 نیز از روش تحلیلی حالت پایا برای برآورد پارامترهای تعیین‌کننده عملکرد کلکتورهای خورشیدی استفاده می‌کنند [۱].

در این تحقیق ضمن مطالعه داده‌های سینوپتیکی ایستگاه هواشناسی فرودگاه ارومیه در سال ۲۰۰۹ میلادی، به مطالعه عملکرد یک کلکتور صفحه تخت خورشیدی در تامین هوای گرم برای استفاده در بخش کشاورزی و صنایع غذایی در اقلیم

ارومیه پرداخته شده است. مشخصات هندسی و مکانیکی کلکتور مورد مطالعه در جدول (۱) ارائه شده است. هدف از انجام این تحقیق ایجاد یک چشم‌انداز واقعی برای بکارگیری پتانسیل انرژی خورشیدی جهت تولید هوای گرم در مصارف صنایع کشاورزی در اقلیم ارومیه است. برای درک صریح‌تر بررسی‌ها، نتایج برای ماه‌های خورشیدی متناظر با تقویم ایرانی ارائه شده است. نتایج و روش مدل‌سازی ارائه شده در این تحقیق می‌تواند به عنوان گام نخستین در طراحی و ساخت یک هوا گرمکن خورشیدی که پاسخگوی نیازهای سالانه واقعی باشد، مفید واقع شود.

جدول (۱) مشخصات هندسی و مکانیکی کلکتور صفحه تخت مورد بررسی در این تحقیق

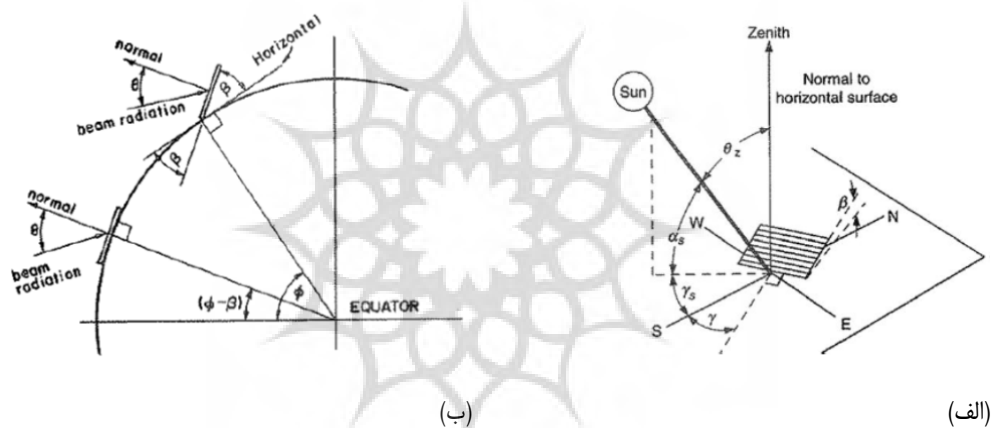
هندسی		مکانیکی	
طول کلکتور ( $L$ )	۴ متر	ضریب صدور صفحه جاذب ( $\epsilon_p$ )	۰/۷
عرض کلکتور ( $b$ )	۱ متر	ضریب صدور شیشه درپوش ( $\epsilon_g$ )	۰/۹
عمق کانال هوا ( $\delta_f$ )	۱۰ سانتی‌متر	ضریب صدور عایق تختانی ( $\epsilon_b$ )	۰/۴
ضخامت عایق ( $\delta_b$ )	۱۵ سانتی‌متر	رسانایی حرارتی عایق تختانی ( $k_b$ )	۶/۵ وات بر متر
		نرخ جرمی سیال ورودی ( $\dot{m}$ )	۵۶ گرم در ثانیه
		ضریب اتلاف حرارت همرفتی ناشی از باد ( $h_w$ )	۰/۶ وات بر متر مربع بر کلوین

## مواد و روش‌ها

### شرایط اقلیمی ارومیه

شهرستان ارومیه با میانگین دمای سالانه ۱۱/۵ درجه سانتیگراد، میانگین فشار ۸۶۵/۸ میلی‌بار و با داشتن متوسط ۲۸۳۰ ساعت آفتابی در سال با میانگین تابش ۴۰۰۰ وات ساعت بر متر مربع در هر روز، در ارتفاع ۱۳۳۲ متری از سطح آزاد اقیانوس‌ها، در طول جغرافیایی ۳۷/۵۵۳ درجه شمالی و عرض ۴۵/۰۷۶ درجه شرقی سیاره زمین واقع شده است [۱۷]. داده‌های ساعتی مربوط به میزان تابش روی سطح افقی ( $I_H$ ) و دمای هوای ارومیه در سال ۲۰۰۹ میلادی که در ایستگاه هواشناسی فرودگاه این شهر ثبت شده بودند، اخذ و مورد بررسی قرار گرفت. میزان تابش خورشیدی معمولاً به صورت مجموع دو کمیت تابش مستقیم ( $I_b$ ) و تابش پخش ( $I_d$ ) بر روی یک سطح افقی، اندازه‌گیری و ثبت می‌شود. داده‌های

ساعتی ثبت شده برای هر کمیت، تشکیل یک مش‌بندی سه بعدی با ابعاد  $۱۲ \times ۳۰ \times ۲۴$  در سال را می‌دهند. در این مش‌بندی، ۱۲ بیانگر تعداد ماه‌های سال، ۳۰ تعداد روزهای ماه و ۲۴ تعداد ساعات روز است. در استفاده از کلکتور صفحه تخت، بیشترین میزان تابش سالانه را معمولاً می‌توان در زاویه‌ی تمایلی تقریباً برابر با عرض جغرافیایی منطقه ( $\phi$ ) به دست آورد [۳]. برای بهینه‌سازی معمولاً در فصل زمستان زاویه تمایل را ۱۵ درجه بزرگتر از عرض جغرافیایی منطقه و در تابستان نیز ۱۵ درجه کمتر از عرض جغرافیایی منطقه در نظر می‌گیرند [۹]. زاویه قرارگیری نسبت به راستای جنوب (۷) نیز برابر با ۱۰ درجه در نظر گرفته شده است (شکل ۲-الف). بدین ترتیب، برای پیش‌بینی بهترین عملکرد در اقلیم ارومیه، زاویه تمایل صفحه کلکتور ( $\beta$ ) نسبت به افق و به سمت جنوب، در فصول بهار و پاییز برابر با  $۳۷/۵$  درجه، در فصل تابستان  $۲۲/۵$  درجه و در فصل زمستان  $۵۲/۵$  درجه در نظر گرفته شد (شکل ۲-ب).



شکل ۲) زاویه‌ای هندسی تابش روی صفحه مایل [۶]

محاسبه تابش خورشیدی روی یک صفحه‌ی مایل ( $I_T$ ) در اقلیم ارومیه

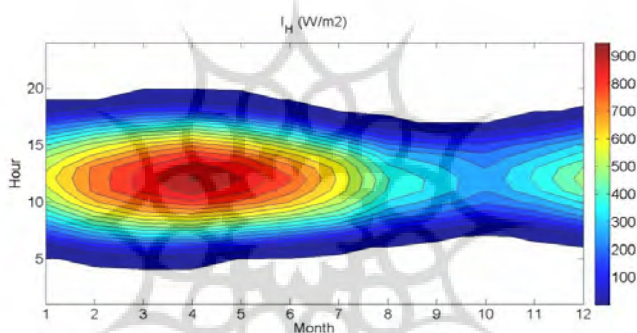
با در اختیار داشتن مقادیر تابش مستقیم ( $I_b$ ) و تابش پخششی ( $I_d$ ) روی صفحه افقی، می‌توان مقدار تابش کل روی صفحه‌ای با زاویه تمایل دلخواه را تخمین زد. برای محاسبه میزان تابش خورشیدی روی صفحه‌ای با زاویه تمایل  $\beta$  نسبت به افق و رو به جنوب، در هر ساعت از روزهای سال، از رابطه (۱) استفاده شد. این رابطه با بکارگیری مدل پخششی همگن<sup>۲</sup> برای تابش خورشید به دست آمده است [۳] [۸].

(۱) تعداد روزهای ماه در یک سال خورشیدی برای ماه‌های فصول بهار و تابستان ۳۱ روز، برای فصل پاییز و دو ماه اول زمستان ۳۰ روز و برای ماه آخر سال در سال‌های کیبسه ۳۰ روز و در سال‌های غیر کیبسه ۲۹ روز خواهد بود.

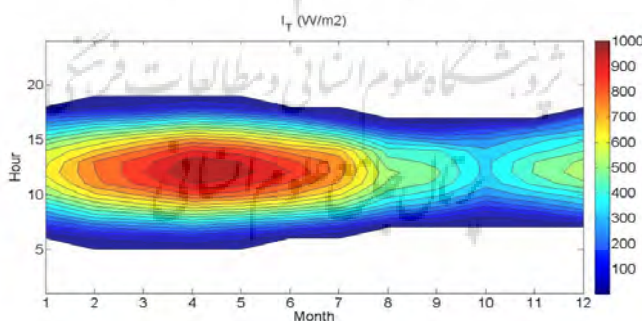
2) Isotropic Diffuse

$$I_T = I_b R_b + I_d \left( \frac{1 + \cos \beta}{2} \right) + (I_b + I_d) \rho_g \left( \frac{1 - \cos \beta}{2} \right) \quad (۱)$$

در این رابطه، ضریب  $\rho_g$  بیانگر قابلیت انعکاس نور توسط زمین در اطراف کلکتور است که در این تحقیق برابر با ۰/۶ در نظر گرفته شده است. همچنین در این رابطه،  $R_b$  بیانگر نسبت تابش مستقیم روی صفحه مایل به تابش مستقیم روی صفحه افقی است. مقدار این ضریب متغیر بوده و با توجه به موقعیت جغرافیایی ارومیه، برای هر ساعت از سال قابل محاسبه است. نحوه محاسبه این ضریب در منبع [۳] توضیح داده شده است. با استفاده از روابط ارائه شده در منبع [۳]، این مقدار برای هر ساعت از سال در موقعیت جغرافیایی ارومیه محاسبه شده است.



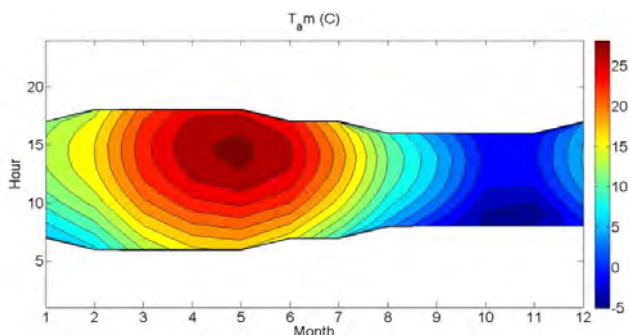
(الف)



(ب)

شکل ۳ (کنتور رنگی میانگین ماهانه تابش کل برای هر ساعت از روز در اقلیم ارومیه (ماه‌ها به ترتیب از فروردین تا اسفند))

الف) روی صفحه افقی. ب) روی صفحه مایلی با زاویه تمایل ۳۷/۵ درجه در فصول بهار و پاییز، ۵۲/۵ درجه در فصل تابستان و ۲۲/۵ درجه در فصل زمستان



شکل ۴) کنتور رنگی مقادیر میانگین ماهانه دمای محیط در اقلیم ارومیه (ماه‌ها به ترتیب از فروردین تا اسفند)

بدین ترتیب، داده‌های ساعتی تابش کل خورشید روی صفحه افقی ( $I_H = I_b + I_d$ )، به مقادیر ساعتی تابش کل روی صفحه مایل ( $I_T$ ) تبدیل شدند. برای این منظور، طبق روابط ارائه شده در منبع [۳]، مقدار  $R_b$  برای هر ساعت از روز در طول یک سال محاسبه شد. در ادامه به صورت ماهانه و در هر یک از ساعات روز از مقادیر  $I_T$  میانگین‌گیری به عمل آمد به طوری که برای هر ماه ۲۴ ساعت در نظر گرفته شد که میزان تابش برای هر یک از این ۲۴ ساعت به صورت میانگین مقادیر تابش در ساعات آفتابی متناظر در همان ماه محاسبه شد. به عنوان مثال، در ماه بهمن در ساعت ۱۲ ظهر به طور میانگین تابش کل روی سطح افق برابر با  $278/123$  وات بر متر مربع اندازه‌گیری شده بود و برای سطح مایل با زاویه تمایل  $52/5$  درجه، برابر با  $364/611$  وات بر متر مربع محاسبه شد. به این ترتیب برای هر ماه از سال یک روز آفتابی با ساعات آفتابی بین ۹ تا ۱۵ ساعت، مد نظر قرار گرفت. در واقع، یک مش‌بندی ۱۲ (تعداد ماه‌های سال) در ۲۴ (تعداد ساعات روز) لحاظ شد و از بعد تعداد روزهای ماه میانگین‌گیری به عمل آمد. مقادیر میانگین مربوط به مقدار تابش روی صفحه افقی (شکل ۳-الف) و صفحه مایلی با زاویه  $37/5$  درجه در فصول بهار و پاییز،  $52/5$  درجه در فصل تابستان و  $22/5$  درجه در زمستان (شکل ۳-ب) به صورت کنتورهای رنگی در شکل (۳) نشان داده شده است. همچنین میانگین‌گیری مشابهی برای داده‌های مربوط به دمای محیط انجام شد. میانگین دماها تنها در ساعات تابش محاسبه گردید. کنتور رنگی مربوط به دمای متوسط ماهانه در ساعات تابش برای هر یک از ۱۲ ماه سال، در شکل (۴) نشان داده شده است.

### نظریه تحلیل حرارتی کلکتور

قسمت‌های اصلی یک کلکتور خورشیدی صفحه تخت عبارتند از صفحه جاذب سیاه رنگ، کانال عبور سیال ناقل حرارت، عایق تحتانی و پوشش شیشه‌ای فوقانی. شماتیک ساختار مورد مطالعه در این تحقیق در شکل (۱) نشان داده شده است. انرژی خورشیدی پس از عبور از شیشه فوقانی به صفحه جاذب رسیده و قسمت اعظم آن توسط صفحه جاذب جذب می‌شود به طوری که دمای صفحه جاذب تقریباً به مقدار متوسط  $T_{p_m}$  می‌رسد. در همین حین، انرژی حرارتی از صفحه جاذب به سیال ناقل حرارت منتقل شده و در حین خروج از کلکتور، دمای سیال از مقدار اولیه  $T_{f_{in}}$  به دمای نهایی  $T_{f_{out}}$

می‌رسد. در این بین دمای محیط ( $T_{am}$ ) که سطح شیشه فوقانی و عایق تحتانی در تماس با آن هستند، نقش مهمی در عملکرد حرارتی کلکتور ایفا می‌کند.

برای تحلیل حرارتی عملکرد یک کلکتور در حالت پایا، لازم است که بین انرژی خورشیدی دریافتی توسط صفحه جاذب با انرژی انتقالی از صفحه جاذب در هر بازه زمانی، تعادل برقرار باشد (رابطه ۲). در مباحث مربوط به انتقال حرارت در کلکتورهای خورشیدی همواره دو نوع انتقال حرارت از صفحه جاذب مطرح است؛ انتقال حرارت مفید به سیال ناقل حرارت (بهره مفید حرارتی) ( $q_u$ ) و انتقال حرارت ناخواسته اتلافی ( $q_{loss}$ ) به محیط اطراف.

$$S \times A_c = q_u + q_{loss} \quad (2)$$

به دلیل وجود درپوش شیشه‌ای، همواره مقدار انرژی دریافت شده از خورشید توسط صفحه جاذب ( $S$ )، از مقدار تابش ( $I_T$ ) کمتر است. بازده اپتیکی ( $\tau\alpha$ ) کمیتی است که این موضوع را بیان می‌کند. بازده اپتیکی در تابش‌های عمود بر شیشه ( $\tau\alpha_n$ ) معمولاً مقدار ثابتی دارد که این مقدار به نوع و جنس شیشه بستگی دارد. طبق مدل سفوات<sup>۱</sup> [۳] مقدار بازده اپتیکی در طول روز را می‌توان با توجه به موقعیت قرارگیری خورشید نسبت به صفحه کلکتور ( $\cos \theta$ ) و  $\tau\alpha_n$  محاسبه نمود (رابطه ۳). نحوه محاسبه  $\cos \theta$  در [۶] آمده است. مقدار ضریب  $b_0$  در رابطه (۳) معمولاً برابر با ۱- در نظر گرفته می‌شود [۳].

$$\tau\alpha = \tau\alpha_n \times \left[ 1 + b_0 \left( \frac{1}{\cos \theta} - 1 \right) \right] \quad (3)$$

به دلیل جذب مقداری از انرژی تابشی خورشید توسط درپوش شیشه‌ای، دمای آن در حین کار افزایش یافته و در نتیجه به دمای صفحه جاذب نزدیک‌تر می‌شود. این امر در نهایت موجبات کاهش اتلاف حرارتی به واسطه شیشه درپوش را فراهم می‌سازد. برای لحاظ کردن این اثر، معمولاً از بازده اپتیکی موثر ( $\tau\alpha_e$ ) استفاده می‌کنند. دافی و بکمن (۱۹۷۴)، این مقدار را برای یک کلکتور صفحه تخت با درپوشی از جنس شیشه‌های معمولی، طبق رابطه (۴)، به صورت ضریب ثابتی از بازده اپتیکی تقریب می‌زنند [۳].

$$\tau\alpha_e \cong 1.02 \times \tau\alpha \quad (4)$$

در نهایت می‌توان مقدار انرژی تابشی جذب شده توسط صفحه جاذب کلکتور ( $S$ ) در هر ساعت از سال را با توجه به تابش کل ( $I_T$ ) به صورت رابطه (۵) بیان داشت. باید توجه کرد که در این رابطه بازده اپتیکی موثر در طول ساعات یک سال متغیر است.

1) Safwat



$$S = \tau\alpha_e \times I_T \quad (5)$$

در آزمایش‌های پیشنهادی مجموعه استانداردهای ASHRAE، معمولاً داده‌برداری در ساعات میانی روز و با تقارن زمانی نسبت به ظهر خورشیدی (قبل و بعد از ظهر) صورت می‌گیرد. انجام آزمایش‌ها در ساعات میانی، کمک بسزایی به کاهش تاثیر اینرسی حرارتی کلکتور می‌کند. همچنین در این استانداردها برای نشان دادن بازده اپتیکی کلکتور از مقادیر میانگین  $\tau\alpha_n$  استفاده می‌شود [۱].

حرارت انتقالی اتلافی به روش‌های تابشی، همرفتی و رسانشی از کلکتور به محیط اطراف را معمولاً از حاصلضرب ضریب اتلاف کلی کلکتور ( $U_L$ ) در تفاضل دماهای متوسط صفحه جاذب ( $T_{P_m}$ ) و محیط اطراف ( $T_{am}$ ) به دست می‌آورند (رابطه ۶).

$$q_{loss} = A_c U_L (T_{P_m} - T_{am}) \quad (6)$$

انتقال حرارت اتلافی ( $q_{loss}$ ) توسط درپوش، عایق تحتانی و جداره کلکتور که با محیط اطراف در تماس هستند، صورت می‌پذیرد. بنابراین، ضریب اتلاف حرارت کلی را می‌توان مجموع ضرایب اتلاف حرارت از بالا ( $U_t$ )، اتلاف حرارت از پایین ( $U_b$ ) و اتلاف حرارت از جداره‌های کلکتور ( $U_e$ ) دانست (رابطه ۷).

$$U_L = U_t + U_b + U_e \quad (7)$$

کلین (۱۹۷۹)، رابطه رگرسیونی ۸ را برای محاسبه ضریب اتلاف حرارت بالایی ( $U_t$ ) در کلکتورهای صفحه تخت، بر حسب برخی از پارامترهای ساختاری مهم کلکتور و همچنین بر حسب دمای متوسط صفحه جاذب ( $T_{P_m}$ ) ارائه داد. این رابطه برای مقادیر  $T_{P_m}$  در محدوده دمای محیط ( $T_{am}$ ) تا ۲۰۰ درجه سانتیگراد با دقتی در حدود  $0.3 W/m^2 C$ ، صادق است [۵].

$$U_t = \left[ \frac{1}{\frac{C}{T_{P_m}} \left[ \frac{T_{P_m} - T_{am}}{1 + f} \right]^e + \frac{1}{h_w}} \right]^{-1} + \frac{\sigma(T_{P_m} + T_{am})(T_{P_m}^2 + T_{am}^2)}{(\varepsilon_p 0.00591 h_w)^{-1} + \frac{2 + f - 1 + 0.133\varepsilon_p}{\varepsilon_g} - 1} \quad (8)$$

$$f = 1.07866(1 + 0.089h_w - 0.1166h_w\varepsilon_p)$$

$$C = \begin{cases} 520(1 - 0.000051\beta^2) , & 0^\circ < \beta < 70^\circ \\ 520(1 - 0.000051(70)^\beta), & 70^\circ < \beta < 90^\circ \end{cases}$$

ضریب اتلاف حرارت پایینی کلکتور ( $U_b$ ) را نیز می‌توان به صورت تقریبی بر اساس رسانایی حرارتی عایق تحتانی ( $k_b$ ) و ضخامت آن ( $\delta_b$ ) با استفاده از رابطه (۹) محاسبه نمود [۳].

$$U_b = \frac{k_b}{\delta_b} \quad (9)$$

معمولا اتلاف حرارتی صورت گرفته در جداره‌های کناری کلکتور در قیاس با اتلاف بالایی و پایینی کمتر بوده و مقداری در حدود ۱۰ درصد از اتلاف کلی کلکتور، در جداره‌ها صورت می‌پذیرد (رابطه ۱۰) [۱۵].

$$U_e = 0.10 \times U_L \quad \Rightarrow \Rightarrow \quad U_L = \frac{10}{9} (U_t + U_b) \quad (10)$$

هدف اصلی در تحلیل حرارتی کلکتور یافتن مقدار بهره حرارتی ( $q_u$ ) و سپس به دست آوردن دمای سیال خروجی ( $T_{f_{out}}$ ) و همچنین بازدهی حرارتی کلکتور ( $\eta$ ) است. با استفاده از روابط (۱۱) و (۱۲) ارتباط این کمیت‌ها نشان داده می‌شود.

$$q_u = \dot{m} C_f \times (T_{f_{out}} - T_{f_{in}}) \quad (11)$$

کمیت  $C_f$  در رابطه (۱۱) نشان دهنده ظرفیت حرارتی سیال ناقل حرارت است. این مقدار گرمای ویژه هوا در فشار ثابت است که با توجه به دمای متوسط سیال ( $T_{f_m}$ ) مطابق با جدول (۲) در محاسبات لحاظ می‌شود.

$$\eta = \frac{q_u}{A_c I_T} \quad (12)$$

با در نظر گرفتن اتلاف حرارت صورت گرفته از صفحه جاذب به محیط اطراف، می‌توان بهره حرارتی مفید را طبق رابطه زیر محاسبه نمود [۳]:

$$q_u = A_c [S - U_L (T_{P_m} - T_{am})] \quad (13)$$

باید در نظر داشت کمیت  $T_{P_m}$  که بیانگر دمای متوسط صفحه‌ی جاذب در حین کار کلکتور است، یک پارامتر غیرملموس و غیر قابل اندازه‌گیری است و حتی می‌تواند در شمار مجهولات حل مساله قرار گیرد. برای رفع این مشکل، رابطه مشابه رابطه (۱۳) پیشنهاد می‌شود که در آن به جای استفاده از  $T_{P_m}$  از دمای سیال در حین ورود به کلکتور ( $T_{f_{in}}$ )، استفاده می‌شود [۲۰].

$$q_u = A_c F_R [S - U_L (T_{fin} - T_{am})] \quad (14)$$

در رابطه (۱۴) پارامتری به نام فاکتور دفع حرارتی کلکتور ( $F_R$ ) معرفی می‌شود که می‌توان آن را به صورت نسبت بهره حرارتی واقعی به بهره حرارتی در حالتی که دمای متوسط صفحه جاذب برابر با دمای سیال ورودی است (حالتی با کمترین اتلاف حرارتی و بیشترین انتقال مفید انرژی) تعریف نمود. این پارامتر از رابطه زیر محاسبه می‌شود [۳]:

$$F_R = \frac{\dot{m} C_f}{A_c U_L} \left[ 1 - \exp \left( - \frac{F'}{\frac{\dot{m} C_f}{A_c U_L}} \right) \right] \quad (15)$$

برای استفاده از رابطه (۱۵)، ابتدا بایستی پارامتر فاکتور بازدهی کلکتور ( $F'$ ) را محاسبه نمود. این پارامتر را می‌توان به صورت نسبت ضرایب انتقال حرارت در حالت انتقال از سیال به محیط اطراف ( $U_0$ ) و حالت انتقال از صفحه جاذب به محیط اطراف ( $U_L$ ) تعریف نمود. بر این اساس برای ساختار نشان داده شده در شکل (۱)، این پارامتر به صورت رابطه زیر تعریف می‌شود [۳]:

$$F' = \frac{U_0}{U_L} = \left[ 1 + \frac{U_L}{h_{pf} + \left[ (1/h_{bf}) + (1/h_{rpb}) \right]^{-1}} \right]^{-1} \quad (16)$$

در رابطه ۱۶ سه ضریب خطی شده انتقال حرارت به کار رفته است. ضرایب  $h_{pf}$  و  $h_{bf}$  به ترتیب بیانگر ضرایب انتقال حرارت همرفتی بین سیال ناقل حرارت با صفحه جاذب و عایق تحتانی هستند. با توجه به هندسه کلکتور در شکل (۱)، این ضرایب تقریباً یکسان هستند. ضریب  $h_{rpb}$  نیز انتقال تابشی حرارت از صفحه جاذب به عایق تحتانی را نشان می‌دهد. به دلیل وجود دمنده سیال، همرفتی بوجود آمده در این کلکتور از نوع همرفتی اجباری خواهد بود. ضرایب انتقال حرارت همرفتی با توجه به دمای متوسط سیال، نوع جریان شکل گرفته سیال در کانال، هندسه کانال و خصوصیات ترمودینامیکی سیال مشخص می‌شوند. با استفاده از مفاهیم عدد رینولدز ( $Re$ )، عدد ناسلت ( $Nu$ ) و عدد پراوندل ( $Pr$ ) در مکانیک سیالات، می‌توان ضرایب انتقال حرارت همرفتی را برای جریان سیال بین صفحات موازی برآورد نمود. عدد رینولدز با توجه به هندسه کانال و خصوصیات ترمودینامیکی سیال، نوع جریان را تعیین می‌کند به طوری که برای مقادیر  $Re$  بزرگتر از ۲۰۰۰، جریان شکل گرفته در کانال از نوع مغشوش بوده و برای مقادیر کمتر از ۱۰۰۰ از نوع آرام است. مقادیر مابینی نیز بیانگر حالت گذار از جریان آرام به مغشوش هستند [۳].

- 1) Heat Removal Factor
- 2) Collector Efficiency Factor

$$Re = \frac{\dot{m} D_h}{A_f \mu_f} \quad (۱۷)$$

عدد بی بعد ناسلت ( $Nu$ ) را می‌توان به صورت نسبت مقاومت رسانشی سیال به مقاومت همرفتی آن در برابر انتقال حرارت توصیف کرد. در نتیجه، ضریب انتقال حرارت همرفتی ( $h$ ) به صورت رابطه (۱۸) تعریف می‌شود.

$$Nu = \frac{\delta_f}{k_f} / \frac{1}{h} \quad \rightarrow \quad h = \frac{k_f}{\delta_f} \times Nu \quad (۱۸)$$

عدد ناسلت ( $Nu$ ) با توجه به نوع جریان سیال محاسبه می‌شود. برای محاسبه ضریب انتقال حرارت در همرفت اجباری در جریان‌های کاملاً گسترش یافته مغشوش بین دو صفحه موازی که یکی از آنها عایق باشد، کیز و کروفرود (۱۹۸۰)، رابطه رگرسیونی زیر (رابطه ۱۹) را برای محاسبه عدد ناسلت ( $Nu$ ) بر حسب عدد رینولدز ( $Re$ ) پیشنهاد کرده‌اند [۳]:

$$Nu = 0.0158 Re^{0.8} \quad (۱۹)$$

همچنین برای محاسبه عدد ناسلت مربوط به جریان اجباری آرام هوا بین دو صفحه موازی که یکی از آنها عایق باشد، هیتون و همکارانش (۱۹۶۴)، رابطه رگرسیونی زیر را پیشنهاد دادند [۲۰]:

$$Nu = 5.4 + \frac{0.0019 \left( Re Pr \times \frac{D_h}{L} \right)^{1.71}}{1 + 0.00563 \left( Re Pr \times \frac{D_h}{L} \right)^{1.17}} \quad (۲۰)$$

جدول ۲) برخی از خصوصیات ترمودینامیکی هوا

عدد پراوندل (-)	گرانروی کینماتیک ( $10^{-6} \times m^2/s$ )	رسانش حرارتی ( $W/m.K$ )	ظرفیت حرارتی ( $kg/m^3$ )	چگالی ( $kg/m^3$ )	دما (C)
۰/۷۱۵	۱۳/۳	۰/۰۲۴۳	۱/۰۰۵	۱/۲۹۲	۰
۰/۷۱۳	۱۵/۱۱	۰/۰۲۵۷	۱/۰۰۵	۱/۲۰۵	۲۰
۰/۷۱۱	۱۶/۹۷	۰/۰۲۷۱	۱/۰۰۵	۱/۱۲۷	۴۰
۰/۷۰۹	۱۸/۹	۰/۰۲۸۵	۱/۰۰۹	۱/۰۶۷	۶۰
۰/۷۰۸	۲۰/۹۴	۰/۰۲۹۹	۱/۰۰۹	۱	۸۰
۰/۷۰۳	۲۳/۰۶	۰/۰۳۱۴	۱/۰۰۹	۰/۹۶۴	۱۰۰

عدد بی بعد پراوندل (Pr) نیز در مکانیک سیالات به صورت نسبت ویسکوزیته کینماتیکی ( $U_f$ ) به ضریب پخشندگی ( $\alpha_f$ ) برای یک سیال تعریف می‌شود (رابطه ۲۱). لازم به ذکر است که مقدار این عدد برای هوا در محدوده دمایی بین ۰ تا ۱۰۰ درجه سانتیگراد، از مقدار ۰/۷۱۵ تا ۰/۷۰۳ متغیر است (جدول ۲).

$$Pr = \frac{U_f}{\alpha_f} \quad (21)$$

برای محاسبه ضریب خطی انتقال حرارت تابشی ( $h_{rpb}$ ) بین سطح جاذب و سطح عایق تحتانی، به روش ارائه شده توسط بکمن (۱۹۷۱)، (رابطه ۲۲) [۳]، لازم است یک مقدار تخمینی ( $\bar{T}$ ) برای دمای میانگین دو سطح در نظر گرفته شود.

$$h_{rpb} = \frac{\sigma(T_p^4 - T_b^4)}{\frac{1}{\epsilon_p} + \frac{1}{\epsilon_b} - 1} = \frac{4\sigma\bar{T}^3}{\frac{1}{\epsilon_p} + \frac{1}{\epsilon_b} - 1} \quad (22)$$

بدین ترتیب با محاسبه مقادیر  $h$  و  $h_{rpb}$  می‌توان فاکتور بازدهی کلکتور ( $F'$ ) را به دست آورد و در ادامه، فاکتور دفع حرارتی کلکتور ( $F_R$ ) را محاسبه نمود. سپس با استفاده از روابط (۱۱)، (۱۲) و (۱۴)، سه کمیت  $Q_u$ ،  $T_{f,out}$  و  $\eta$  را پیش‌بینی نمود. در استاندارد ASHRAE نیز پس از اندازه‌گیری دمای ورودی و خروجی سیال ( $T_{f,in}$  و  $T_{f,out}$ ) و با قرائت میزان تابش اندازه‌گیری شده ( $I_T$ ) و دمای محیط ( $T_{am}$ ) در حین اندازه‌گیری، با استفاده از روابط (۱۱) و (۱۲)، نمودار بازده حرارتی کلکتور نسبت به کمیت  $\frac{T_{f,in} - T_{am}}{I_T}$  به دست می‌آید. این استاندارد با فرض خطی بودن نمودار حاصل،

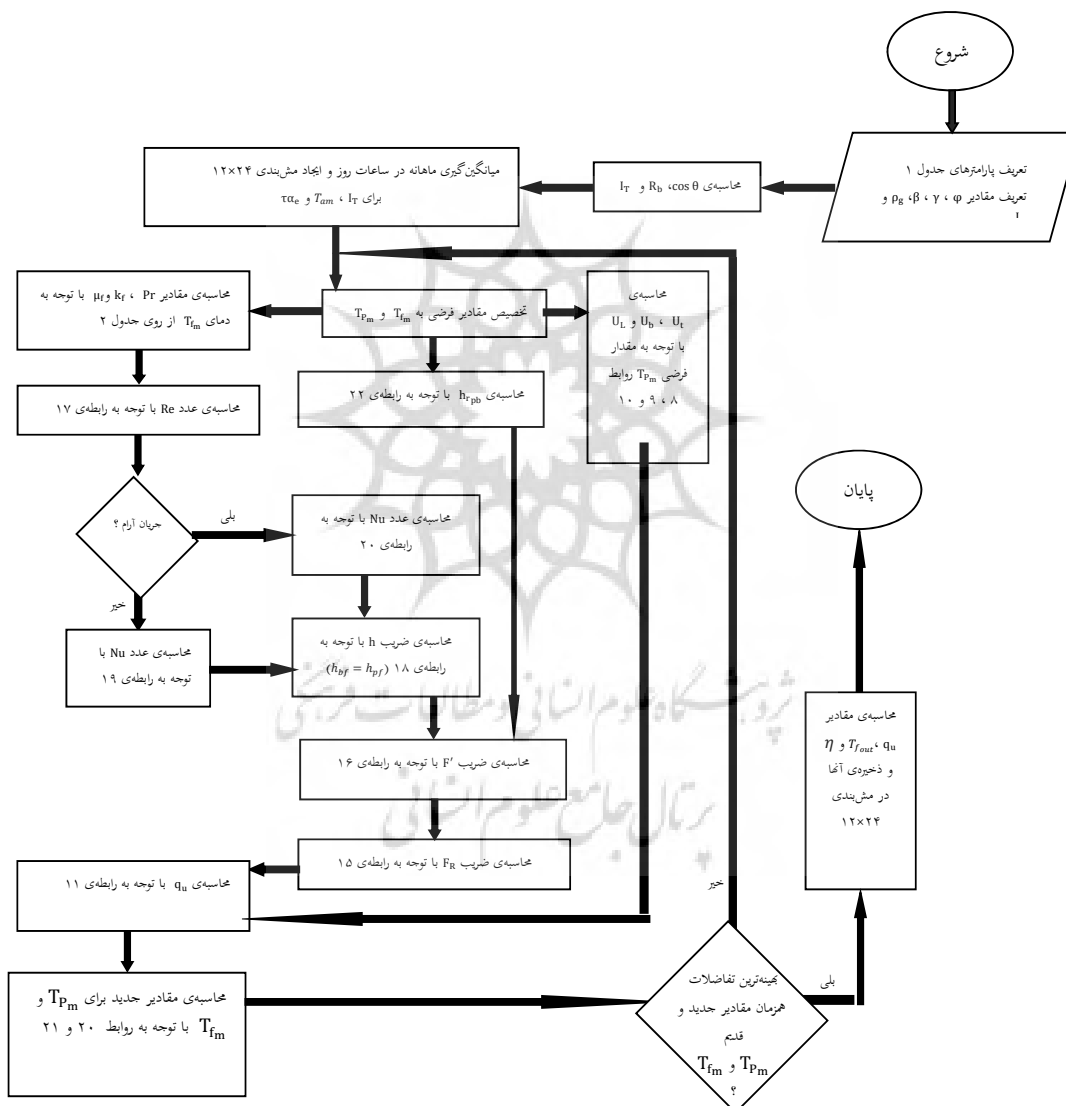
تحلیل حرارتی کلکتور را در قالب دو پارامتر انجام می‌دهد. عرض از مبدأ این خط نشان دهنده میزان جذب انرژی توسط کلکتور خواهد بود و شیب این خط، میزان اتلاف انرژی از کلکتور را نشان می‌دهد.

### مدلسازی و انجام محاسبات

به منظور انجام محاسبات اولیه روی داده‌های هواشناسی و حل معادلات و روابط ارائه شده برای مدل حالت پایای کلکتور، یک الگوریتم محاسباتی ساخته شد که در شکل (۵) نشان داده شده است. برای پیاده سازی الگوریتم طراحی شده از محیط برنامه‌نویسی نرم‌افزار MATLAB استفاده شد. در این الگوریتم ابتدا داده‌های اولیه مربوط به تابش خورشیدی و دمای هوای اقلیم ارومیه، از تقویم میلادی به تاریخ‌های معادل خورشیدی تبدیل می‌شوند. سپس با توجه به زاویه تمایل کلکتور، مقادیر تابش کلی قابل جذب توسط کلکتور مایل (با زاویه تمایل ۳۷/۵ درجه در فصول بهار و پاییز، ۵۲/۵ درجه در فصل تابستان و ۲۲/۵ درجه در زمستان)، در ۸۷۶۰ ساعت در طول ۱۲ ماه محاسبه می‌شوند. در ادامه با میانگین‌گیری، ۲۴ مقدار میانگین ماهانه در ساعت، مربوط به تابش متوسط خورشیدی و ۲۴ مقدار مربوط به دمای هوا برای هر یک از ۱۲ ماه سال، به دست می‌آید. سپس محاسبات برای ۲۴۴ حالت (۱۲×۲۴) انجام می‌شود. در هر حالت، عملکرد کلکتور در یکی از ۲۴ ساعت مربوط به یکی از ۱۲ روزی که معرف یکی از ماه‌های سال خواهد بود، بررسی می‌شود. بدیهی است از ۲۴۴ حالت مذکور تنها حالاتی که در آنها تابش قابل ملاحظه‌ای (در اینجا تابش‌های بزرگتر از ۵۰ وات بر متر مربع) وجود داشته باشد، مدنظر خواهند بود. در هر حالت، ابتدا دو مقدار برای دمای متوسط صفحه جاذب ( $T_{pm}$ ) و دمای متوسط هوا در کلکتور ( $T_{fm}$ ) فرض می‌شود، سپس بر اساس این فرض‌ها، مقدار بهره مفید حرارتی کلکتور ( $Q_u$ ) بر اساس روابط ارائه شده در بخش قبل محاسبه می‌شود. دمای فرضی  $T_{pm}$  برای محاسبه  $U_L$  استفاده می‌شود. دمای  $T_{fm}$  نیز برای به دست آوردن مقادیر خواص ترمودینامیکی هوا و در نتیجه تشخیص نوع جریان و محاسبه ضریب انتقال حرارت همرفتی بین هوای عبوری با دیواره‌های بالایی و پایینی کانال به کار می‌رود. همچنین از دمای فرضی  $T_{fm}$  به عنوان دمای میانگین دو سطح ( $\bar{T}$ ) در رابطه ۲۲ استفاده می‌شود. ضریب انتقال حرارت همرفتی بین هوا و صفحه جاذب برابر با ضریب انتقال حرارت همرفتی بین هوا و صفحه عایق در نظر گرفته شده است. برای شروع محاسبات در هر حالت و داشتن فرضیات اولیه منطقی، مقدار  $T_{fi} + 10$  برای  $T_{fm}$  و  $T_{pm}$  پیشنهاد شده است [۲۰]. با توجه به بسته نبودن چرخه هوای درون کلکتور، دمای هوای ورودی ( $T_{fi}$ ) تنها ۱ درجه بیشتر از دمای محیط در نظر گرفته می‌شود. در ادامه پس از محاسبه بهره مفید حرارتی ( $Q_u$ )، می‌توان مقادیر  $T_{pm}$  و  $T_{fm}$  را با توجه به روابط (۲۴) و (۲۵) بازبایی نمود [۶]. میزان اختلاف این مقادیر با مقادیر اولیه اختصاص داده شده به آنها معیار دقت الگوریتم محاسباتی قرار داده شده است. به این ترتیب، الگوریتم حاضر به روش تکرار، بهترین مقادیر همزمان  $T_{pm}$  و  $T_{fm}$  را انتخاب می‌کند.

$$T_{Pm} = T_{fi} + \frac{q_u}{A_c U_L F_R} (1 - F_R) \quad (24)$$

$$T_{fm} = T_{fi} + \frac{q_u}{A_c U_L F_R} \left(1 - \frac{F_R}{F'}\right) \quad (25)$$



شکل ۵) الگوریتم ساخته شده برای محاسبه تابش روی سطح مایل و تحلیل عملکرد حرارتی کلکتور با روش حالت پایا

بدین ترتیب، مقدار انرژی مفید دریافت شده از خورشید ( $Q_u$ ) برای کلکتوری به مشخصات ارائه شده در جدول (۱) در اقلیم ارومیه با توجه به داده‌های هواشناسی سال ۲۰۰۹ میلادی ایستگاه فرودگاه ارومیه، در طول یکسال برآورد شد. بازده حرارتی کلکتور به همراه دمای هوای خروجی کلکتور در کنار بهره مفید حرارتی، کمیت‌های قابل اندازه‌گیری هستند که برای تصمیم‌گیری نهایی در طراحی و بکارگیری کلکتور مورد استفاده قرار می‌گیرند.

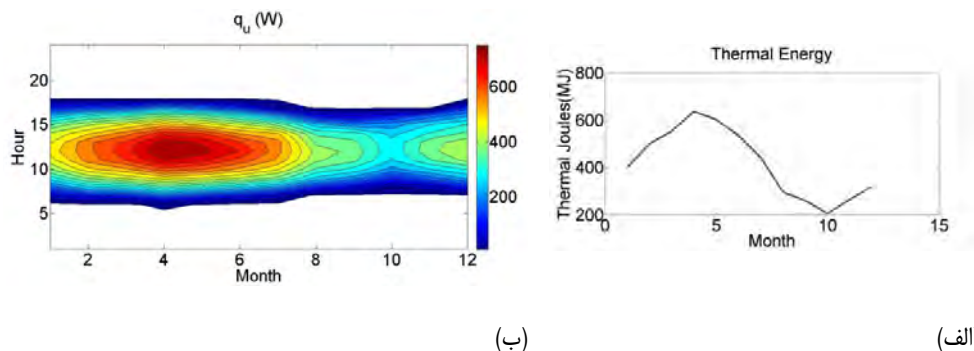
### نتایج و بحث

طبق مدل ساخته شده در این تحقیق، با بکارگیری یک کلکتور صفحه تخت خورشیدی به مشخصات ارائه شده در جدول (۱)، در اقلیم ارومیه با میزان تابش و دمای نشان داده شده در اشکال (۲) و (۳)، به طور متوسط قابلیت استحصال  $4/9$  گیگا ژول انرژی حرارتی از تابش خورشیدی در دسترس در طول سال وجود دارد. این مقدار انرژی حرارتی معادل حرارت حاصل از سوختن تقریباً  $137$  متر مکعب گاز طبیعی<sup>۱</sup> خواهد بود. با در نظر گرفتن قیمت واقعی حامل‌های انرژی و بخصوص گاز طبیعی در جهان، کارآمدی استفاده از کلکتورهای خورشیدی در تامین حرارت مورد نیاز صنایع کشاورزی و غذایی بیشتر نمایان می‌شود. مزایای زیست محیطی استفاده از انرژی پاک خورشیدی نیز بر مزایای استفاده از این انواع کلکتور می‌افزاید.

طبق آمارهای ارائه شده در مرجع [۱۶] مربوط به سال ۲۰۱۴ میلادی، قیمت گاز طبیعی در بازارهای جهانی در حدود ۴ دلار به ازای هر میلیون واحد حرارتی انگلیس (Btu) گزارش شده است. با در نظر گرفتن هر واحد حرارتی انگلیس معادل با  $16/378$  سانتی متر مکعب، هر متر مکعب گاز طبیعی ارزشی معادل با  $0/244$  دلار خواهد داشت. با این تفاسیر، سالانه با پوشش مساحتی برابر با  $200$  مترمربع (سقف یک ساختمان صنعتی) با استفاده از کلکتورهای صفحه تخت خورشیدی در اقلیم ارومیه و با لحاظ نمودن قیمت ارز آزاد در بازار ایران در سال ۲۰۱۴ میلادی [۱۸]، قابلیت صرفه‌جویی مبلغی تقریباً برابر با  $233$  میلیون ریال در تامین هزینه‌های تامین انرژی حرارتی در یک طرح صنعتی وجود خواهد داشت بدیهی است نتیجه‌گیری فوق تنها یک تخمین ابتدایی و ساده سازی شده از توجیه اقتصادی بکارگیری فناوری گرمایش خورشیدی در اقلیم ارومیه است و اجرایی کردن این مهم به تحقیقات جامع‌تر و سنجش جوانب بیشتری نیاز خواهد داشت.

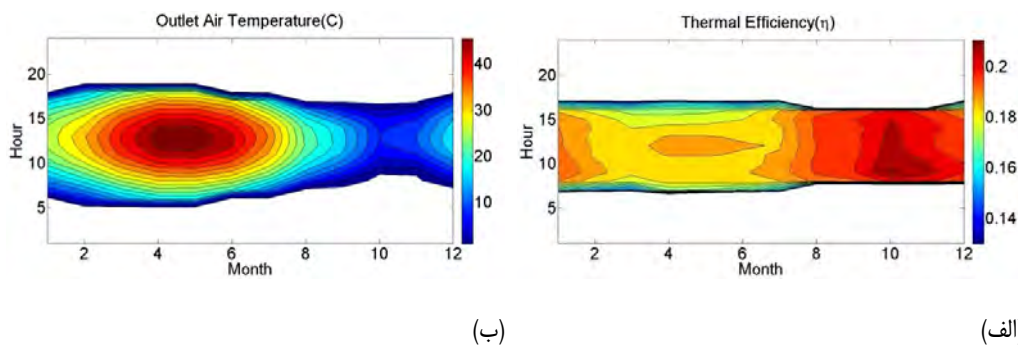
(۱) گاز طبیعی ایران با ارزش حرارتی  $35/98$  مگاژول بر متر مکعب [۱۹]





شکل ۶ نمودار مقادیر متوسط انرژی حرارتی منتقل شده توسط هوای خروجی از کلکتور. الف) مجموع انرژی حرارتی منتقل شده در ماه‌های مختلف سال. ب) کنتور رنگی بهره مفید حرارتی کلکتور در هر ساعت از روز و در ماه‌های مختلف سال

نتایج بدست آمده از مدل‌سازی صورت گرفته به روش حالت پایا به صورت مقادیر ماهانه در شکل (۶-الف) نشان داده شده است. در این شکل مقدار متوسط ژول حرارتی بدست آمده در هر یک از ماه‌های سال (فروردین تا اسفند) نشان داده شده است. بیشترین مقدار مربوط به تیرماه با  $۶۳۷/۴$  مگاژول و کمترین مقدار مربوط به دی‌ماه با  $۲۰۵/۷$  مگاژول است. مقادیر نشان داده شده در این نمودار به صورت مقادیر تجمعی انرژی حرارتی در هر ماه هستند در حالی که در نمودار پایین و سمت چپ در شکل ۸-الف، مقادیر متوسط مربوط به توان حرارتی در هر ماه نشان داده شده است. به عبارت دیگر، با استفاده از کلکتوری به طول ۴ متر و عرض کانال ۱ متر که سرعت هوای دمیده شده در آن  $۰/۷$  متر بر ثانیه (معادل با دبی جرمی  $۰/۰۴$  کیلوگرم بر ثانیه) است، امکان بهره‌گیری از  $۴۲/۲$  کیلووات انرژی حرارتی در طول ساعات آفتابی ماه‌های تابستان در اقلیم ارومیه در سال ۲۰۰۹ میلادی پیش‌بینی شده است (نمودار پایین و سمت راست شکل ۸-الف). بدیهی است هر گونه تغییری در هندسه و شرایط اجرایی کلکتور، عملکرد حرارتی آن را دستخوش تغییراتی خواهد نمود. با این حال، در تحقیق حاضر تنها عملکرد حرارتی کلکتوری به مشخصات ارائه شده در جدول (۱) بررسی شده است. به همین ترتیب می‌توان از بهره مفید حرارتی این کلکتور برابر با  $۲۳/۴$  کیلووات در زمستان،  $۲۸/۲$  کیلووات در پاییز و  $۳۶/۸$  کیلووات در بهار بهره برد. برای نشان دادن جزئیات بیشتر در رابطه با بهره مفید حرارتی کلکتور در ساعات مختلف روز در طول ماه‌های سال، کنتور رنگی مقادیر محاسبه شده برای این کمیت در شکل (۶-ب) نشان داده شده است.



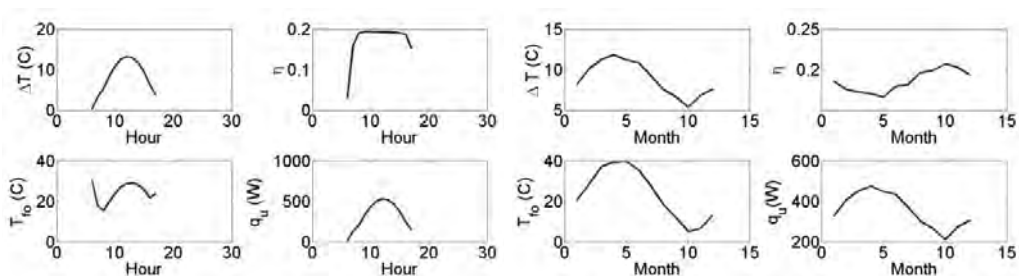
شکل ۷) کنتور رنگی کمیتهای معرف عملکرد حرارتی کلکتور در ساعات تابش در ماههای مختلف سال

#### الف) بازده حرارتی کلکتور. ب) دمای خروجی کلکتور

همان گونه که پیش تر ذکر شد، بازده حرارتی ( $\eta$ ) و دمای سیال ناقل حرارت در خروجی کلکتور ( $T_{f_{out}}$ ) در کنار بهره مفید حرارتی ( $q_u$ )، بیانگر عملکرد حرارتی یک کلکتور هستند. در شکل (۷) کنتورهای رنگی مقادیر بدست آمده از مدلسازی کلکتور برای کمیتهای  $\eta$  و  $T_{f_{out}}$  در طول ماههای سال و برای ساعات تابش دار نشان داده شده است. با توجه به اینکه سیال ناقل حرارت (هوای دمیده شده) در یک چرخه بسته در کلکتور نمی چرخد، بازده حرارتی کلکتور بشدت به دمای محیط وابسته است به طوری که بیشترین بازده حرارتی کلکتور در این سال از ۲۱ درصد فراتر نرفته است. همان گونه که در شکل (۷-الف) مشاهده می شود، بهترین بازده حرارتی در فصل سرد سال عاید می شود. همچنین استفاده از کلکتور در ساعات ۹ تا ۱۱ و به خصوص در ماههای دی، بهمن و آذر بیشترین بازده حرارتی را به دنبال دارد (شکل ۸). با مقایسه نمودارهای مربوط به بازده حرارتی و دمای خروجی و اختلاف دمای ایجاد شده (در شکل ۸-الف)، می توان تاثیر دمای محیط در افزایش بازده حرارتی کلکتور را مشاهده نمود. در فصل زمستان و بخصوص در دی ماه با وجود داشتن میزان تابش کمتر (شکل ۲)، کلکتور بازده حرارتی بیشتری خواهد داشت. در واقع، دمای محیط نقش تعیین کننده ای در اتلاف حرارت از کلکتور ایفا می کند که به صورت افزایش در بازده حرارتی کلکتور به وضوح قابل ملاحظه است.

با در نظر داشتن ابعاد صفحه جاذب و دبی هوای دمیده شده، افزایش دمای ایجاد شده در هوای خروجی کلکتور، در محدوده ۱ تا ۱۹ درجه پیش بینی می شود. بیشترین اختلاف دما معمولا در ساعات ۱۱ تا ۱۳ و بخصوص در ماههای تیر، خرداد و مرداد به دست می آید (شکل ۸). به طور کلی، از ۱۲۵ حالت مدل سازی شده (تیر و مرداد هر کدام ۱۲ ساعت، فروردین، اردیبهشت، خرداد، شهریور و مهر هر کدام ۱۱ ساعت و سایر ماهها هر کدام ۹ ساعت)، بهترین بازده حرارتی در ساعات ۸ از روزهای دی ماه، بیشترین اختلاف دمای ایجاد شده با دمای محیط و بیشترین بهره مفید حرارتی در ساعات ۱۲ از روزهای تیر ماه محاسبه شده است (شکل ۸-ب). میانگین های ساعتی کمیتهای معرف عملکرد حرارتی

کلکتور در شکل (۸-ب) نشان داده شده است. به طور کلی، این نمودارها موید مناسب بودن کارکرد کلکتور در ساعات میانی روز هستند.



(ب)

(الف)

شکل ۸) نمودار مقادیر میانگین بازده حرارتی ( $\eta$ )، بهره مفید حرارتی ( $q_u$ ) و دمای خروجی کلکتور ( $T_{fo}$ ) و اختلاف آن با دمای محیط ( $\Delta T$ ) در طول سال. الف) میانگین‌های ماهانه. ب) میانگین‌های ساعتی

### نتیجه‌گیری

در هر اقلیم آب و هوایی، طرح و نوع هواگرمکن خورشیدی با توجه به مقدار تقاضای توان حرارتی و محدوده زمانی آن در طول سال تعیین می‌شود. با توجه به متغیر بودن میزان تابش و شرایط محیطی در طول زمان و در اقلیم‌های مختلف و در نظر گرفتن هزینه انجام آزمایش‌های تجربی و زمان‌بر بودن آنها، در اختیار داشتن مدل‌های محاسباتی برای برآورد عملکرد کلکتورهای خورشیدی بسیار مفید خواهد بود. بر اساس تحلیل حرارتی حالت پایا، یک الگوریتم محاسباتی ساخته شد. مدل ساخته شده با قابلیت محاسبه زاویه تابش روی صفحه‌ای با زاویه تمایل دلخواه، در هر ساعت از سال امکان استفاده از مدل‌های برآورد تابش پخشی را فراهم می‌سازد. لحاظ نمودن تاثیر زاویه تمایل نیز از دیگر ویژگی‌های مدل ساخته شده است. عملکرد یک کلکتور صفحه تخت در شرایط اقلیمی ارومیه به وسیله مدل ساخته شده برآورد و نتایج به صورت نمودارها و کنتورهای رنگی نشان داده شده است. به واسطه مدل ساخته شده اطلاعات مفیدی برای مدیریت استفاده از انرژی خورشیدی در تولید هوای گرم برای رفع نیازهای مختلف صنایع کشاورزی و غذایی به دست آمد. مدل ساخته شده در این تحقیق به همراه نتایج بدست آمده از آن، یک بینش واقعی و قابل مقایسه با استانداردهای موجود را در تمام مراحل انتخاب، ساخت و بهره‌برداری از یک سامانه هواگرمکن خورشیدی در اختیار خواهد گذاشت. همچنین نتایج بدست آمده در این تحقیق می‌تواند به عنوان معیاری در فرایند تصمیم‌گیری در سامانه‌های ترکیبی فسیلی-خورشیدی برای تولید هوای گرم به کار رود.

## منابع

- [1] ANSI/ASHRAE Standard 93-2010. "Methods of Testing to Determine the Thermal Performance of Solar Collectors", American Society of Heating and Refrigeration Engineers, Atlanta, GA (www.ashrae.org).
- [2] Bergman T., Lavine A., Incorpera F. and Dewitt D. 2011. "Introduction to Heat Transfer", Sixth Edition, John Wiley & Sons, Inc.
- [3] Duffie J.A. and Beckman W.A. 1980. "Solar engineering of thermal processes", 4nd edition.
- [4] Klein S. 1975. "Calculation of flat plate collector loss coefficients", Solar Energy, Vol. 17, PP. 79–80.
- [5] Klein S.A. 1979. "Calculation of the Monthly-Average Transmittance Absorptance Product", Solar Energy, Vol. 23, PP.547-550.
- [6] Klein S.A., Duffie J.A. and Beckman W. A. 1974. "Transient Considerations of Flat-Plate Solar Collectors", Journal of Engineering for Power(Transactions of the ASME), PP. 109-113.
- [7] Kalogirou S.A. 2004. "Solar thermal collectors and applications", Progress in Energy and Combustion Science, Vol. 30, PP. 231–295.
- [8] Liu B. and Jordan R.C. 1963. "The Long-Term Average Performance of Flat-Plate Solar Energy Collectors", Solar Energy, Vol. 7, PP. 53.
- [9] Marion W. and Wilcox S. 1994. "Solar Radiation Data Manual for Flat-Plate and Concentrating Collectors", Technical report of National Renewable Energy laboratory.
- [10] Rao M., Rizvi S. and Datta A. 2005. "Engineering properties of foods", Taylor & Francis Group.
- [11] Romdhane B.S. 2006. "The air solar collectors: Comparative study, introduction of baffles to favor the heat transfer", Solar Energy, Vol. 81, PP. 139–149.
- [12] Schnieders J. 1997. "Comparison of the energy yield predictions of stationary and dynamic solar collector models and the models accuracy in the description of a vacuum tube collector", Solar Energy, Vol. 61(3), PP. 179–90.
- [13] Tagliafico L.A., Scarpa F. and DeRosa M. 2014. "Dynamic thermal models and CFD analysis for flat-plate thermal solar collectors – A review", Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 30, PP. 526–537.
- [14] Varun, Naveen Sharma I.K., Bhat and Grover D. 2011. "Optimization of a smooth flat plate solar air heater using stochastic iterative perturbation technique", Solar Energy , Vol. 85, PP, 2331–2337.
- [15] Vestlund J., Ronnelid M. and Dalenback J. 2009. "Thermal performance of gas filled flat plate solar collector", Solar Energy, Vol. 83, PP. 896–904.
- [16] [www.eia.gov](http://www.eia.gov).
- [17] [www.irimo.ir](http://www.irimo.ir)
- [18] [www.newsbank.ir](http://www.newsbank.ir)
- [19] [www.sabainfo.ir](http://www.sabainfo.ir)
- [20] Yeh H. and Lin T. 1996. "Efficiency Improvement Of Flat-Plate Solar Air Heaters", Energy, Vol. 21(6), PP. 435-443.

جدول ۳) علائم بکار رفته در این تحقیق

توضیحات	علائم	واحد	توضیحات	علائم	واحد
ضریب اتلاف حرارت کلی کلکتور	$U_L$	$W/m^2K$	تابش مستقیم	$I_b$	$W/m^2$
ضریب اتلاف حرارت از بالای کلکتور کلکتور	$U_t$	$W/m^2K$	تابش پخشی	$I_d$	$W/m^2$
ضریب اتلاف حرارت از پایین کلکتور	$U_b$	$W/m^2K$	تابش کل روی صفحه متمایل	$I_T$	$W/m^2$
ضریب اتلاف حرارت از جداره‌های کلکتور	$U_e$	$W/m^2K$	انرژی خورشیدی دریافت شده توسط کلکتور	$S$	$W/m^2$
ضریب انتقال حرارت از سیال به محیط اطراف	$U_0$	$W/m^2K$	تابش کل روی صفحه افقی	$I_H$	$W/m^2$
ضریب انتقال حرارت همرفتی بین سیال و عایق تحتانی	$h_{bf}$	$W/m^2K$	بهره مفید حرارتی	$q_u$	$W$
ضریب انتقال حرارت همرفتی بین سیال و صفحه جاذب	$h_{pf}$	$W/m^2K$	حرارت اتلافی	$q_{loss}$	$W$
ضریب انتقال حرارت تابشی بین صفحه جاذب و عایق تحتانی	$h_{rpt}$	$W/m^2K$			
ضریب اتلاف حرارت همرفتی ناشی از باد	$h_w$	$W/m^2K$	دمای متوسط سیال در کلکتور	$T_{fm}$	$K$
ضریب انتقال حرارت همرفتی	$h$	$W/m^2K$	دمای متوسط دو سطح موازی	$\bar{T}$	$K$
			دمای متوسط صفحه‌ی جاذب کلکتور	$T_{pm}$	$K$
نرخ جرمی سیال ورودی	$\dot{m}$	$kg/s$	دمای سیال در حین ورود به کلکتور	$T_{fin}$	$K$
گرانروی دینامیکی سیال	$\mu_f$	$kg/ms$	دمای سیال در حین خروج از کلکتور	$T_{fout}$	$K$
گرانروی کینماتیکی سیال	$\nu_f$	$m^2/s$	دمای محیط	$T_{am}$	$K$
ضریب پخشندگی سیال	$\alpha_f$	$m^2/s$			
ظرفیت حرارتی سیال در فشار ثابت	$C_f$	$J/kg.K$	قطر هیدرولیکی کانال عبور سیال	$D_h$	$m$
رسانایی حرارتی سیال	$k_f$	$W/m.K$	طول کلکتور	$L$	$m$
رسانایی حرارتی عایق تحتانی	$k_b$	$W/m.K$	عرض کلکتور	$b$	$m$
ضریب صدور عایق تحتانی	$\varepsilon_b$		عمق کانال عبوری سیال	$\delta_f$	$m$
ضریب صدور شیشه درپوش	$\varepsilon_g$		ضخامت عمقی عایق تحتانی	$\delta_b$	$m$

توضیحات	علائم واحد	توضیحات	علائم واحد
ضریب صدور صفحه جاذب	$\varepsilon_p$	مساحت مفید کلکتور	$m^2$ $A_c$
ثابت بولتزمن $(1.38 \times 10^{-23})$	$m^2 kg s^{-2} K$ $\sigma$	مساحت مقطع کانال سیال	$m^2$ $A_f$
بازده اپتیکی کلکتور در حالت تابش عمودی	$\tau\alpha_n$	ضریب انعکاس نور زمین	$\rho_g$
		پارامترهای رابطه ۵	$C, f, e$
زاویه آزمون صفحه	درجه $\gamma$		
زاویه راستای تابش با راستای عمود بر صفحه	درجه $\theta$	عدد رینولدز	Re
بازده اپتیکی موثر کلکتور	$\tau\alpha_e$	عدد ناسلت	Nu
بازده اپتیکی کلکتور (مقدار متغیر در طول روز)	$\tau\alpha$	عدد پراوندل	Pr
نسبت تابش مستقیم روی صفحه مایل	$R_b$	بازده حرارتی کلکتور	$\eta$
به تابش مستقیم روی صفحه افقی		فاکتور دفع حرارتی کلکتور	$F_R$
		فاکتور بازدهی کلکتور	$F'$