



## بررسی شاخص‌های مختلف برای طراحی و ساخت یک سامانه‌ی PV/T به‌روش دینامیک

### سیالات محاسباتی

پیمان سلامی<sup>۱\*</sup>، یحیی عجب‌شیرچی<sup>۲</sup>، شمس‌اله عبدالله پور<sup>۲</sup>، حسین بهفر<sup>۲</sup>

۱- دانشجوی دکتری تخصصی، گروه مهندسی بیوسیستم، دانشگاه تبریز

۲- عضو هیئت علمی، گروه مهندسی بیوسیستم، دانشگاه تبریز

\* ایمیل نویسنده مسئول: [salami@ut.ac.ir](mailto:salami@ut.ac.ir)

### چکیده

هدف اصلی این پژوهش افزایش بازدهی الکتریکی پانل‌های خورشیدی است. به ازای هر درجه بیشتر از ۲۵ درجه سلسیوس، بازدهی سلول‌ها می‌تواند تا ۰/۴۵ درصد کاهش یابد. لذا با کنترل درجه حرارت سیستم می‌توان بازده الکتریکی و بازده کلی سیستم را افزایش داد. در این پژوهش برای انتخاب سرعت بهینه جریان هوا در کانال زیر پانل، نوع پره‌ها و ارتفاع کانال برای بهینه شدن سیستم و افزایش راندمان الکتریکی از روش دینامیک سیالات محاسباتی (CFD) و نرم افزار Fluent که بر این پایه استوار است، استفاده شد. مطابق نتایج شبیه‌سازی همرفت اجباری، بالاترین دمای پانل در شرایط سرعت جریان هوای ۰/۵ m/s، بدون پره منحرف‌کننده و ارتفاع کانال ۱۰ cm به‌دست آمد که برابر با ۵۱ °C بود. حال آن‌که پایین‌ترین دمای پانل در شرایط سرعت جریان هوای ۳ m/s، پره مستطیلی و ارتفاع کانال ۴ cm که برابر با ۳۳ °C بود، شبیه‌سازی شد. بر همین اساس دستگاه PV/T طبق شرایط بهینه در شبیه‌سازی شامل ارتفاع کانال ۴ cm و پره مستطیلی ساخته شد. نتایج تجربی نشان داد که در شرایط محیط (متوسط شدت تابش خورشیدی ۷۴۵ W/m<sup>2</sup>، متوسط دمای محیط ۱۸/۳ °C و متوسط سرعت جریان هوای داخل کانال ۱ m/s)، متوسط دمای پانل خورشیدی ۲۵/۶ °C اندازه‌گیری شده است. مطابق با نتایج شبیه‌سازی مجدد با شرایط ذکر شده، متوسط دمای پانل خورشیدی ۲۵ °C پیش‌بینی شد. این نتیجه تنها ۰/۶ °C با نتایج تجربی اختلاف دارد و قابل چشم‌پوشی است.

**واژه‌های کلیدی:** بازده انرژی، پره، دینامیک سیالات محاسباتی (CFD)، سامانه‌ی PV/T



## مقدمه

بحران انرژی سالهای ۱۹۷۰ و پیآمدهای ماندگار آن، بیشتر مردم را از آسیب‌پذیری اقتصاد متکی بر انرژی آگاه ساخته است. این بحران در هیچ بخشی از اقتصاد بیشتر از بخش کشاورزی آن، خود را نشان نداده است. در این بخش سود خالص حداقل بوده و افزایش قیمت سوخت‌های گازی و مایع می‌تواند اثرات زیان باری داشته باشد (Longrigg, 1986).

در حال حاضر منابع عمده انرژی در ایران به ترتیب اهمیت عبارتند از: نفت خام، گاز طبیعی، زغال سنگ، پتانسیل آبی و انرژی‌های غیر تجاری (عبدلی، ۱۳۶۴). روزانه بیش از نصف نفت استخراجی ایران به مصرف داخلی می‌رسد و در سال‌های اخیر مصرف گاز طبیعی در کشور روند افزایشی قابل توجهی داشته است. لذا می‌توان گفت که در صورت جایگزینی انرژی‌های نو به جای انرژی‌های فسیلی در کشور می‌توان از مصرف حجم قابل توجهی از انرژی‌های فسیلی جلوگیری نمود و موجبات افزایش عمر ذخایر انرژی و در نتیجه، ثروت ملی را سبب شد (سیدنوقایی، ۱۳۶۸).

در گردآورنده‌های حرارتی، انرژی خورشیدی به گرما و در مدول فتوولتائیک، انرژی خورشیدی به الکتریسیته تبدیل می‌شود. این دو مجموعه غالباً به صورت مجزا استفاده می‌شوند. در گردآورنده‌های حرارتی، به منظور به‌گردش درآوردن سیال انتقال دهنده گرما، نیاز به یک منبع الکتریکی خارجی می‌باشد. از سویی دیگر، بازده الکتریکی مدول فتوولتائیک با افزایش دما افت می‌کند و لذا بایستی مدول فتوولتائیک به طریقی خنک گردد (Sarhaddiet al., 2010).

به ازای هر درجه افزایش دما، بازده سلول‌های سیلیکونی خورشیدی مونوکریستال (mc-Si) و پلی کریستال (pc-Si) در حدود ۰/۴۵٪ کاهش می‌یابد و در مورد سلول‌های سیلیکونی آمورف (a-Si)، بسته به طراحی، این کاهش بازده در ازای هر درجه افزایش دما در حدود ۰/۲۵٪ می‌باشد (Kalogirou and Tripanagnostopoulos, 2006).

به منظور حذف منبع الکتریکی خارجی و خنک کاری مدول فتوولتائیک<sup>۱</sup>، ترکیب مدول فتوولتائیک با گردآورنده حرارتی پیشنهاد گردید که به آن گردآورنده حرارتی- فتوولتائیک<sup>۲</sup> می‌گویند. لذا گردآورنده‌های حرارتی- فتوولتائیک معرف هر گردآورنده خورشیدی بوده که در کنار تولید گرما، قادر به تولید برق مستقیم هم هستند. در یک چنین گردآورنده‌ای غالباً از هوا، آب و یا هر دو آن به صورت توأم به منظور خنک‌سازی مدول فتوولتائیک استفاده می‌شود. علاوه بر این که عملکرد کلی گردآورنده حرارتی- فتوولتائیک بالاتر می‌باشد، این مجموعه مرکب، فضای کم‌تری نیز اشغال می‌کند و هزینه لوازمی از قبیل قاب و سایر قطعاتی که در هر یک از دو مجموعه، به طور مشترک مورد نیاز می‌باشد، با این کار کاهش می‌یابد (Sarhaddi et al., 2010).

<sup>1</sup> PhotoVoltaic module

<sup>2</sup> PhotoVoltaic/Thermal (PV/T)

با توجه به این که سلول‌های فتوولتاییک موجود در بازار، با بازده پایینی (کمتر از ۱۸ درصد) قادر به تبدیل انرژی خورشید به الکتریسیته هستند، بسیاری از محققین به منظور بالا بردن بازده موجود، گردآورنده‌های ترکیبی حرارتی- فتوولتاییک را بیش از پیش مورد مطالعه قرار داده‌اند (Huanget al., 2001).

برای شبیه‌سازی و حل میدان جریان سه روش تجربی (آزمایشگاهی)، تئوری و تحلیلی و حل عددی وجود دارد. روش‌های تجربی و آزمایشگاهی بر پایه اندازه‌گیری‌های علمیست و با بی‌بعدسازی معادلات می‌توان به‌جای آزمایش کردن یک مدل حقیقی با اندازه بزرگ و شرایط خاص، یک نمونه کوچک‌تر با شرایط مناسب را آزمایش کرد و سپس نتایج حاصله را به مدل حقیقی و اصلی نسبت داد. از طرفی با کمک این قضیه و بی‌بعدسازی می‌توان تعداد آزمایش‌های لازم برای رسیدن به نتیجه را کاهش داد.

روش‌های تئوری و تحلیلی بر اساس حل معادلات حاکم بر مکانیک سیالات و انتقال حرارت بنا شده‌اند، اما در اغلب موارد فرمول‌بندی قوانین پایه مکانیک سیالات و انتقال حرارت به صورت معادلات دیفرانسیل جزئی مرتبه دوم در می‌آیند که فقط در بعضی از حالت‌های خاص دارای حل تحلیلی و دقیق هستند. چون معادلات حاکم بر مکانیک سیالات یک مجموعه معادلات دیفرانسیل جزئی غیرخطی و وابسته را ایجاد می‌کند که باید در یک حوزه‌ی ناهمگون و با شرایط اولیه و مرزی مختلف حل شود، بنابراین در بیشتر موارد حل تحلیلی معادلات مکانیک سیالات بسیار محدود است و با اعمال شرایط مرزی این محدودیت‌ها تنگ‌تر می‌شوند. روشی که سال‌های اخیر برای حل این معادلات استفاده می‌شود، دینامیک سیالات محاسباتی (CFD) می‌باشد که بر پایه محاسبات عددی بنا شده است.

امروزه، استفاده از شبیه‌سازی در طراحی سامانه‌های خورشیدی به‌عنوان روشی اساسی و معتبر شناخته شده است (Duffie and Becman, 1991). محققان متعددی از تکنیک دینامیک سیالات محاسباتی (CFD) برای پیش‌بینی انتقال حرارت و جرم در سامانه‌های خورشیدی بهره برده‌اند (Ibrahim, 2011).

در مطالعه‌ای اثر سه گردآورنده هوا که با یکدیگر در وجود و عدم وجود منحرف‌کننده تفاوت داشتند، مورد بررسی قرار گرفت. گردآورنده نوع اول بدون منحرف‌کننده، گردآورنده نوع دوم دارای منحرف‌کننده تخت و گردآورنده نوع سوم دارای منحرف‌کننده V شکل بودند. نتایج نشان داد که گردآورنده نوع دوم اختلاف دمای خروجی بیش‌تری نسبت به دو گردآورنده دیگر دارد و پس از آن گردآورنده نوع سوم دمای خروجی بیش‌تری را نشان داد. همچنین دمای میانگین صفحه جاذب برای گردآورنده نوع دو نسبت به دو گردآورنده دیگر کم‌تر بود. بازده گردآورنده نوع دو نیز به‌طور متوسط بیش‌تر بود. گردآورنده نوع یک در بیش‌تر زمان‌ها بازده کم‌تری را نشان داد (جاهد، ۱۳۹۲).

در تحقیقی عملکرد حرارتی، الکتریکی، هیدرولیکی و کلی گردآورنده‌های صفحه تخت حرارتی- فتوولتاییک با سیال هوا بررسی شد. تحت شرایط کاری مشابه، نمونه‌ای که جریان هوا تنها از روی سلول‌های فتوولتاییک عبور می‌کرد، پایین‌ترین عملکرد

را داشته و دیگر نمونه‌ها از منظر عملکردی، تفاوت چندانی با یکدیگر نداشتند. نتایج نشان دادند که گردآورنده با دو جریان همسو در دو سمت سلول‌های فتوولتائیک، گردآورنده با دو جریان هوای ناهمسو در دو سمت سلول‌های فتوولتائیک و نهایتاً گردآورنده با جریان هوا تنها در قسمت تحتانی سلول‌های فتوولتائیک، به ترتیب کم‌ترین مقدار توان فن هوا نیازمندند (Hegazy, 2000).

شبیه‌سازی گردآورنده خورشیدی فتوولتائیک - گرمایی با به‌کارگیری روش دینامیک سیالات محاسباتی (CFD) در مطالعه ای مورد بررسی قرار گرفت. در این تحقیق، تحلیل انتقال گرما در این نوع از جمع‌کننده‌ها با به‌کارگیری دینامیک سیالات محاسباتی در بازه دبی جرمی هوای ورودی (0/05 - 0/001) کیلوگرم بر ثانیه انجام شده است. بازدهالکتریکی، گرمایی و کل محاسبه شد. نتایج حاکی از آن است که در بازه دبی جرمی مورد مطالعه، با افزایش دبی جرمی، بازده کل افزایش یافته است. نیاز به یکنواخت کردن جریان هوا در سراسر صفحه فتوولتائیک در دبی‌های بیشتر، افزایش می‌یافت. همچنین افزایش سرعت سیال باعث کاهش دمای پیشینه صفحه فتوولتائیک شد و بازده الکتریکی را بیش‌تر نمود (امانلو و همکاران، ۱۳۹۳).

برای خنک کردن سامانه PV دارای منعکس‌کننده (CPV<sup>1</sup>) با نسبت تمرکز ۵۰۰ طرحی ارائه شد. در این طرح از لوله‌های حرارتی مسی حاوی آب دارا پره‌های آلومینیومی به منظور افزایش خنک‌کاری سلول‌ها به کمک همرفت طبیعی استفاده شد. مقایسه بین سیالات آزمایش شده مختلف سازگار با لوله مسی نشان داد که لوله‌های مسی حاوی آب قادر به جابجایی بیش از شش برابر انرژی در برابر سیالات دیگر بودند. لوله‌های حرارتی به یک صفحه آلومینیومی در پشت سلول CPV متصل شده بود. اندازه مطلوب پره‌ها و فاصله بین پره‌ها برای انتقال حرارت به وسیله همرفت طبیعی از طریق تجزیه و تحلیل و شبیه‌سازی به روش CFD انجام شد. اختلاف درجه حرارت سلول خورشیدی نسبت به هوای محیطاً شار حرارتی ورودی  $40 \text{ W/cm}^2$  از طریق همرفت طبیعی سامانه طراحی شده ۴۳ درجه سلسیوس بود، در حالی که اختلاف درجه حرارت هنگامی که فقط از ورق آلومینیوم برای خنک‌سازی سلول‌های PV استفاده شده بود، ۱۱۰ درجه سلسیوس بود (Anderson et al., 2008).

مسئله مورد بررسی در این پژوهش شامل پایین آمدن راندمان سلول‌ها در اثر افزایش درجه حرارت از ۲۵ درجه سلسیوس می‌باشد. لذا با به‌کار بردن سامانه PV/T می‌توان از جریان هوا از مجرای که زیر پانل‌ها قرار گرفته، استفاده نمود و از بالا رفتن درجه حرارت سلول‌ها جلوگیری کرد و راندمان سلول‌ها را افزایش داد و از هوای گرم خروجی در کاربردهای دیگر از جمله گرمایش گلخانه، خشک‌کن‌های خورشیدی و گرمایش اتاق یا محفظه‌ای دیگر بهره جست.

هدف اصلی این پژوهش افزایش بازدهی پانل‌های خورشیدی است. به ازای هر درجه بیش‌تر از ۲۵ درجه سلسیوس، بازدهی سلول‌ها می‌تواند تا ۰/۴۵ درصد کاهش یابد. لذا با کنترل درجه حرارت سیستم می‌توان بازده الکتریکی و بازده کلی سیستم را افزایش داد.

<sup>1</sup>Concentrated Photo Voltaic

## مواد و روش‌ها

با تعریف دمای کارکرد نامی سلول (NOCT)<sup>۱</sup>، به‌عنوان دمای سلول در دمای محیط ۲۵ درجه سلسیوس و سرعت باد کمتر از ۱ m/s و شدت تشعشع ۸۰۰ W/m<sup>2</sup> رابطه ۱ را می‌توان برای افزایش دمای سلول برحسب دمای محیط و شدت تشعشع تعریف کرد (Messenger and Ventre, 2000):

$$T_C = T_A + \left( \frac{NOCT - 25}{0.8} \right) G \quad (۱)$$

که در آن:

$T_C$ ، دمای سلول (°C)

$T_A$ ، دمای محیط (°C)

$G$ ، شدت تابش خورشیدی (W/m<sup>2</sup>)

با استفاده از رابطه ۲ می‌توان رابطه بین درجه حرارت سلول‌ها ( $T$ ) و ولتاژ مدار باز ( $V_{OC}$ ) سلول‌ها را به‌دست آورد. طبق این رابطه به ازای هر درجه سلسیوس افزایش دما حدوداً ۲/۳ میلی ولت کاهش ولتاژ مدار باز خواهیم داشت که حدوداً معادل ۰/۴۵ درصد بر درجه سلسیوس کاهش خواهد بود (Messenger and Ventre, 2000):

$$\frac{dV_{OC}}{dT} = \frac{V_{OC} - \frac{E_{GO}}{q}}{T} - 3 \frac{k}{q} \approx -2.3 \text{ mV}/^\circ\text{C} \quad (۲)$$

که در آن:

$E_{GO}$ ، فاصله باند در دمای صفر مطلق

$q$ ، بار الکترون و برابر با  $۱.۶ \times ۱۰^{-۱۹}$  کولن

$k$ ، ثابت بولتزمن ( $۱/۳۸۰ \times ۱۰^{-۲۳}$  J/K)

در رابطه ۳ رابطه راندمان الکتریکی ( $\eta_{el}$ ) نشان داده شده است (Nishioka et al., 2003).

$$\eta_{el} = \eta_{op} [1 - 0.0045(T_{mp} - NOCT)] \quad (۳)$$

که در آن:

$\eta_{el}$ ، راندمان الکتریکی

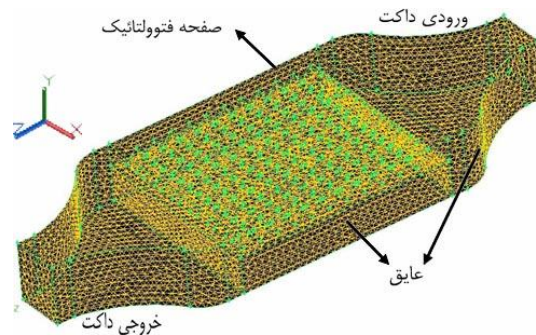
$\eta_{op}$ ، راندمان الکتریکی حالت نرمال

$T_{mp}$ ، دمای محیط (°C)

<sup>1</sup>Nominal Operating Cell Temperature

NOCT، دمای کارکرد نامی سلول (°C)

کار طراحی با مینا قرار دادن یکی از اجزای طرح شروع می‌شود. در این تحقیق پانل خورشیدی به عنوان مبنای طرح انتخاب گردید. سطح مقطع پانل در این تحقیق ۵۲×۶۰ سانتی‌متر مربع در نظر گرفته شد. برای طراحی شاسی، کانال و داکت ورودی و خروجی و توپولوژی دستگاه، ابتدا طراحی اولیه در نرم افزار AutoCAD انجام شد. سپس خروجی نرم افزار AutoCAD برای شبکه‌بندی (مش‌بندی) وارد نرم افزار Gambit شد تا در آنجا هم شبکه‌بندی طرح انجام شود و هم نوع صفحات (دیواره‌ها، ورودی و خروجی) مشخص گردد. خروجی نرم افزار Gambit به منظور استفاده در روش مکانیک سیالات محاسباتی (CFD) توسط نرم افزار Fluent استفاده شد. در شکل ۱ نمونه کانال و داکت ورودی و خروجی شبکه‌بندی شده به وسیله نرم افزار Gambit نشان داده شده است.



شکل ۱: نمونه کانال و داکت‌های ورودی و خروجی شبکه‌بندی شده به وسیله نرم افزار Gambit

چهار نوع پره مختلف شامل پره‌های مستطیل شکل، دوزنقه‌ای شکل، پره انحنادار و پره میخی و همچنین سیستم بدون پره مدل سازی شدند تا بهترین پره از نظر خنک‌کاری انتخاب شود. همچنین چهار نوع ارتفاع مختلف کانال شامل ۴، ۶، ۸ و ۱۰ سانتی‌متر مورد شبیه سازی قرار گرفت.

فرض‌هایی که برای تحلیل جمع‌کننده فتولتائیک گرمایی در نظر گرفته شده است، عبارتند از:

۱- هوا به عنوان یک سیال قابل تراکم (Compressible Fluid) و گاز ایده‌آل

۲- شرایط پایا (Steady state)

۳- شرایط جوی آرام با آسمان بدون ابر، دمای محیط ۳۰.۳ درجه کلوین

۴- پارامترهای تابش به صورت محلی و برای طول و عرض جغرافیایی تبریز (۳۰/۴۶ درجه طول شرقی و ۰۷/۳۸ درجه

عرض شمالی) تنظیم شدند.

شرایط مرزی حاکم بر مدل با توجه به فیزیک مساله به صورت زیر تنظیم شد:

۱- مرز ورودی هوا: ورودی هوا با پنج مقدار سرعت هوا (۰/۵، ۱، ۲ و ۳ متر بر ثانیه).

۲- مرز خروجی هوا: شرایط خروج هوا از جمع‌کننده توسط نرم افزار محاسبه شد.

۳- دیواره‌ها و سطوح عایق: با تعریف جنس دیواره‌ها به عنوان عایق با ضریب هدایت گرمایی  $0.173 \text{ W/m.K}$ ، چگالی

$$700 \text{ kg/m}^3 \text{ و ظرفیت گرمایی } 2310 \text{ J/kg.K}$$

۴- شدت تابش خورشیدی برابر با  $900 \text{ W/m}^2$  فرض شد.

مقدار باقیمانده ها به عنوان معیار همگرایی برای معادله های بقای جرم و ممتوم  $10^{-3}$  و برای معادله های انرژی و تابش

$10^{-6}$  انتخاب شد. همچنین مدل k-ε برای مدل سازی اغتشاش به کار گرفته شد. در بین مدل های اغتشاش، مدل k-ε موجب هم-

گرایی بهتر و سریع تر تحلیل شد، لذا از این مدل برای مدل سازی اغتشاش استفاده شد. محاسبات برای پنج سرعت مختلف ورودی

هوا به صورت جداگانه تکرار شد.

این تحقیق در گروه مهندسی بیوسیستم دانشکده کشاورزی دانشگاه تبریز در سال های ۱۳۹۳ الی ۱۳۹۵ انجام گرفت.

آزمایش های مقدماتی برای انتخاب مکانیزم های مکانیکی و سیستم های انتقال توان و ساخت اجزاء مکانیکی دستگاه در سال ۱۳۹۳

و تحلیل مکانیک سیالات و انتقال حرارت با روش مکانیک سیالات محاسباتی (CFD) برای بررسی مدل های مختلف، طراحی مدار

الکترونیکی و آزمایش های نهایی به منظور ارزیابی دستگاه در سال ۱۳۹۴ الی ۱۳۹۵ در دانشگاه تبریز انجام گرفت.

## نتایج و بحث

در شبیه سازی ها ارتفاع کانال در ۴ سطح مختلف (۴، ۶، ۸ و ۱۰ سانتی متر)، نوع پره ها در ۵ سطح مختلف (بدون پره، پره

مستطیلی، پره دوزنقه ای، پره انحنادار و پره میله ای) و سرعت جریان هوای ورودی در ۵ سطح مختلف (۰/۵، ۱، ۲ و ۳ متر

بر ثانیه) در نظر گرفته شد. در جدول ۱ متوسط دمای سطح سلول خورشیدی در حالت همرفت طبیعی و در جدول های ۲ الی

۵ متوسط دمای سطح سلول خورشیدی در سرعت جریان هوای ورودی به ترتیب ۰/۵، ۱، ۲ و ۳ متر بر ثانیه نشان داده شده است.

جدول ۱: متوسط دمای سطح سلول خورشیدی ( $^{\circ}\text{C}$ ) در حالت همرفت طبیعی

ارتفاع کانال (cm)	۴	۶	۸	۱۰	نوع پره
	۱۰۴	۱۱۰	۱۱۳	۱۱۵	بدون پره
	۱۰۷	۱۰۵	۱۱۰	۱۱۲	مستطیلی
	۹۹	۱۰۴	۱۰۸	۱۱۱	دوزنقه ای
	۱۰۲	۱۰۴	۱۰۹	۱۱۲	انحنادار

میله‌ای	۱۰۵	۱۰۷	۱۱۰	۱۱۳
---------	-----	-----	-----	-----

جدول ۲: متوسط دمای سطح سلول خورشیدی ( $^{\circ}\text{C}$ ) در سرعت جریان هوای  $0.5 \text{ m/s}$

ارتفاع کانال (cm)	۴	۶	۸	۱۰	نوع پره
	۴۴	۴۶	۴۹	۵۱	بدون پره
	۴۲	۴۴	۴۴	۴۷	مستطیلی
	۴۱	۴۴	۴۶	۴۷	دوزنقه‌ای
	۴۱	۴۳	۴۵	۴۸	انحنادار
	۴۳	۴۵	۴۸	۵۰	میله‌ای

جدول ۳: متوسط دمای سطح سلول خورشیدی ( $^{\circ}\text{C}$ ) در سرعت جریان هوای  $1 \text{ m/s}$

ارتفاع کانال (cm)	۴	۶	۸	۱۰	نوع پره
	۴۱	۴۲	۴۴	۴۵	بدون پره
	۳۷	۳۸	۳۹	۴۱	مستطیلی
	۳۸	۳۹	۴۱	۴۱	دوزنقه‌ای
	۳۸	۳۹	۴۰	۴۲	انحنادار
	۴۰	۴۱	۴۳	۴۵	میله‌ای

جدول ۴: متوسط دمای سطح سلول خورشیدی ( $^{\circ}\text{C}$ ) در سرعت جریان هوای  $2 \text{ m/s}$

ارتفاع کانال (cm)	۴	۶	۸	۱۰	نوع پره
	۳۷	۳۹	۴۰	۴۱	بدون پره
	۳۴	۳۶	۳۶	۳۸	مستطیلی
	۳۵	۳۶	۳۷	۳۸	دوزنقه‌ای
	۳۵	۳۶	۳۷	۳۸	انحنادار
	۳۷	۳۸	۳۹	۴۰	میله‌ای

جدول ۵: متوسط دمای سطح سلول خورشیدی ( $^{\circ}\text{C}$ ) در سرعت جریان هوای  $3 \text{ m/s}$

ارتفاع کانال (cm)	۴	۶	۸	۱۰	نوع پره



بدون پره	۳۶	۳۷	۳۸	۳۹
مستطیلی	۳۳	۳۴	۳۵	۳۶
ذوزنقه‌ای	۳۴	۳۵	۳۶	۳۶
انحنادار	۳۴	۳۴	۳۶	۳۷
میله‌ای	۳۵	۳۶	۳۷	۳۸

همان‌طور که از جدول‌های فوق مشخص است بیش‌ترین دما مربوط به همرفت طبیعی، بدون پره و ارتفاع کانال ۱۰ cm می‌باشد که برابر با  $115^{\circ}\text{C}$  است و کم‌ترین دما مربوط به سرعت جریان هوای ورودی  $3\text{ m/s}$ ، پره مستطیل شکل و ارتفاع کانال ۴ cm است که برابر با  $33^{\circ}\text{C}$  می‌باشد، لیکن دمای پیش‌بینی شده مربوط به سرعت جریان هوای ورودی  $2\text{ m/s}$  برابر با  $34^{\circ}\text{C}$  می‌باشد و اختلاف آن با  $3\text{ m/s}$  ناچیز بوده و فقط  $1^{\circ}\text{C}$  می‌باشد، لذا مصرف انرژی بالاتر برای خنک‌سازی پانل خورشیدی مقرون به‌صرفه نمی‌باشد. مطابق رابطه ۳، در این مطالعه بدون حضور همرفت اجباری، راندمان الکتریکی می‌تواند تا  $3/69\%$  کاهش یابد. از آن‌جا که میزان تابش خورشیدی  $900\text{ W/m}^2$  فرض شده است، کل تلفات انرژی معادل  $33/21\text{ W/m}^2$  برآورد خواهد شد.

به‌دلیل اختلاف فراوان داده‌های پیش‌بینی شده مربوط به همرفت طبیعی با همرفت اجباری، ابتدا در تحلیل آنالیز واریانس، داده‌های مربوط به همرفت طبیعی همراه با همرفت اجباری مورد آزمون قرار گرفت و اختلاف معنی‌داری بین همرفت طبیعی و همرفت اجباری برآورد شد، لیکن اختلاف بین سطوح مختلف سایر سرعت‌های جریان هوا در همرفت اجباری قابل تشخیص نبود. لذا به‌دلیل بدیهی و واضح بودن اختلاف معنی‌دار بین همرفت طبیعی و همرفت اجباری حتی بدون استفاده از تحلیل آنالیز واریانس، برای بررسی اختلاف معنی‌داری بین سطوح مختلف سرعت جریان هوای داخل کانال، ارتفاع کانال و نوع پره‌ها، از بررسی و در نظر گرفتن داده‌های همرفت طبیعی چشم‌پوشی به‌عمل آمد. نتایج تحلیل آنالیز واریانس چند متغیره در جدول ۶ نشان داده شده است. مطابق این جدول تفاوت بین درجه حرارت پیش‌بینی شده پانل خورشیدی در ارتفاع‌های مختلف کانال هوا در سطح  $1\%$  معنی‌دار است. در جدول ۷ آزمون مقایسه میانگین دانکن برای مقایسه سطوح مختلف ارتفاع کانال هوا آورده شده است. مطابق این جدول کم‌ترین درجه حرارت مربوط به ارتفاع کانال ۴ cm می‌باشد.

جدول ۶: نتایج تحلیل آنالیز واریانس چند متغیره برای درجه حرارت پانل خورشیدی

منبع	مجموع مربعات	درجه آزادی	میانگین مربعات	F	Sig.
مدل اصلاح شده	1446.663 <sup>a</sup>	43	33.643	219.214	0.000
Intercept	126802.813	1	126802.813	826226.471	0.000
ارتفاع کانال	191.837	3	63.946	416.661	0.000
نوع پره	140.125	4	35.031	228.258	0.000

سرعت جریان باد داخل کانال	1083.438	3	361.146	2353.167	0.000
ارتفاع کانال × نوع پره	5.475	12	0.456	2.973	0.006
ارتفاع کانال × سرعت جریان	20.912	9	2.324	15.140	0.000
نوع پره × سرعت جریان	4.875	12	0.406	2.647	0.010
خطا	5.525	36	0.153		
مجموع	128255.000	80			
مجموع اصلاح شده	1452.188	79			

جدول ۷: آزمون مقایسه میانگین درجه حرارت دانکن برای مقایسه سطوح مختلف ارتفاع کانال

ارتفاع کانال	تعداد	زیرمجموعه			
		1	2	3	4
4	20	37.75			
6	20		39.10		
8	20			40.50	
10	20				41.90
Sig.		1.000	1.000	1.000	1.000

بر طبق جدول ۶ تفاوت بین درجه حرارت پیش‌بینی شده پانل خورشیدی در انواع پره‌های مختلف در سطح ۱٪ معنی‌دار است. در جدول ۸ آزمون مقایسه میانگین دانکن برای مقایسه انواع مختلف پره‌ها آورده شده است. مطابق این جدول کم‌ترین درجه حرارت مربوط به پره مستطیل شکل می‌باشد.

جدول ۸: آزمون مقایسه میانگین درجه حرارت دانکن برای مقایسه سطوح مختلف انواع پره‌ها

نوع پره	تعداد	زیرمجموعه			
		1	2	3	4
مستطیلی	16	38.38			
انحنادار	16		38.94		
ذوزنقه‌ای	16		39.00		
میله‌ای	16			40.94	
بدون پره	16				41.81
Sig.		1.000	.655	1.000	1.000

جدول ۹: آزمون مقایسه میانگین درجه حرارت دانکن برای مقایسه سطوح مختلف سرعت جریان هوا

سرعت	تعداد	زیرمجموعه			
		1	2	3	4
3.0	20	35.80	37.35	40.70	45.40
2.0	20				
1.0	20				
.5	20				
Sig.		1.000	1.000	1.000	1.000

مطابق جدول ۶ تفاوت بین درجه حرارت پیش‌بینی شده پانل خورشیدی در سرعت‌های مختلف هوا در سطح ۱٪ معنی‌دار است. در جدول ۹ آزمون مقایسه میانگین دانکن برای مقایسه سطوح مختلف سرعت جریان هوا آورده شده است. مطابق این جدول کم‌ترین درجه حرارت مربوط به سرعت ۳ m/s می‌باشد.

برای اعتبار سنجی مدل تحلیل شده به‌وسیله دینامیک سیالات محاسباتی، مدل طراحی شده‌ای که دارای کم‌ترین دمای پانل خورشیدی بود ساخته شد و در شرایط محیط مورد آزمون قرار گرفت. لذا پره مستطیلی با عرض ۴/۵ cm و ارتفاع کانال ۴ cm به‌منظور ساخت مدل واقعی انتخاب شد.

متوسط شدت تابش خورشیدی اندازه‌گیری شده در مدت آزمون برابر با  $745 \text{ W/m}^2$  بود و متوسط دمای محیط  $18/3^\circ\text{C}$  اندازه‌گیری شد. متوسط سرعت جریان هوای داخل کانال برابر با  $1 \text{ m/s}$  بود. نتایج تجربی نشان داد که در این شرایط متوسط دمای پانل خورشیدی  $25^\circ\text{C}$  اندازه‌گیری شد.

با توجه به این که متوسط شدت تابش خورشیدی اندازه‌گیری شده در مدت آزمون برابر با  $745 \text{ W/m}^2$  بود و متوسط دمای محیط  $18/3^\circ\text{C}$  اندازه‌گیری شد، لیکن از آن‌جا که در محاسبات انجام شده در شبیه‌سازی‌ها، میزان تابش خورشیدی  $900 \text{ W/m}^2$  و متوسط دمای محیط  $30^\circ\text{C}$  فرض شده است، لذا لازم است تا با این شرایط مرزی و مطابق با شرایط داده‌های تجربی، بار دیگر شبیه‌سازی انجام شود تا نتایج آن با داده‌های تجربی مقایسه گردد تا تطابق یا عدم تطابق آن‌ها مشخص گردد. نتایج تجربی نشان داد که در شرایط گفته شده، متوسط دمای پانل خورشیدی  $25/6^\circ\text{C}$  اندازه‌گیری شده است. مطابق با نتایج شبیه‌سازی مجدد با شرایط ذکر شده، متوسط دمای پانل خورشیدی  $25^\circ\text{C}$  پیش‌بینی شد. این نتیجه تنها  $0/6^\circ\text{C}$  با نتایج تجربی اختلاف دارد و قابل چشم‌پوشی است. لذا می‌توان گفت که نتایج شبیه‌سازی با نتایج تجربی منطبق بوده و طراحی انجام شده برای ساخت سامانه PV/T توانسته دمای سطح پانل خورشیدی را برای بالا بردن راندمان انرژی پایین بیاورد.

در مطالعه‌ای برای بررسی تاثیر ارتفاع کانال، با افزایش ارتفاع کانال از ۱ تا ۱۰ سانتی‌متر، راندمان حرارتی و دمای هوای خروجی کاهش یافت. این خصوصیات می‌تواند به دلیل کاهش مساحت صفحه جاذب هوا و کاهش ضریب انتقال حرارت باشد. از آنجایی که راندمان پانل خورشیدی شدیداً به دمای پانل وابسته است، با افزایش ارتفاع کانال و کاهش طول کانال، راندمان کاهش پیدا می‌کند. بنابراین راندمان سامانه که مجموعی از راندمان الکتریکی و حرارتی است، با افزایش ارتفاع کانال و کاهش طول کانال، کاهش می‌یابد (Garg and Adhikari, 1999). مطابق با نتایج این تحقیق، بهترین ارتفاع کانال از بین (۴، ۶، ۸ و ۱۰ سانتی متر) برای افزایش راندمان الکتریکی، ارتفاع ۴ cm بود که این نتیجه دقیقاً مطابق با تحقیق گارگ و آدهیکاری می‌باشد.

### نتیجه گیری کلی

برای انتخاب سرعت بهینه جریان هوا در کانال زیر پانل، نوع پره‌ها و ارتفاع کانال برای بهینه شدن سیستم و افزایش راندمان الکتریکی، در این پژوهش از روش دینامیک سیالات محاسباتی (CFD) و نرم افزار Fluent که بر این پایه استوار است، استفاده شد. طبق نتایج شبیه‌سازی همرفت اجباری، بالاترین دمای پانل  $51^{\circ}\text{C}$  بود که در شرایط سرعت جریان هوای  $0.5\text{ m/s}$ ، بدون پره منحرف‌کننده و ارتفاع کانال ۱۰ cm به دست آمد. حال آن‌که پایین‌ترین دمای پانل که  $33^{\circ}\text{C}$  بود، در شرایط سرعت جریان هوای  $3\text{ m/s}$ ، پره مستطیلی و ارتفاع کانال ۴ cm شبیه‌سازی شد. بر همین اساس دستگاه PV/T طبق شرایط بهینه در شبیه‌سازی شامل ارتفاع کانال ۴ cm و پره مستطیلی ساخته شد. مطابق با نتایج تجربی در شرایط محیط (متوسط شدت تابش خورشیدی  $745\text{ W/m}^2$ ، متوسط دمای محیط  $18/3^{\circ}\text{C}$  و متوسط سرعت جریان هوای داخل کانال  $1\text{ m/s}$ )، متوسط دمای پانل خورشیدی  $25/6^{\circ}\text{C}$  بود. با توجه به این‌که مطابق نتایج شبیه‌سازی مجدد با شرایط ذکر شده، متوسط دمای پانل خورشیدی  $25^{\circ}\text{C}$  پیش‌بینی شد، لذا تفاوت نتایج تجربی با نتایج شبیه‌سازی تنها  $0/6^{\circ}\text{C}$  اختلاف دارد که قابل چشم‌پوشی است.

### منابع

- امانلو، ی.، ت. توکلی هاشجین، ب. قبادیان، غ. نجفی. ۱۳۹۳. اولین کنفرانس و نمایشگاه بین‌المللی انرژی خورشیدی، تهران. ۸۷۶-۸۶۹.
- جاهد، س. ه. ۱۳۹۲، طراحی، ساخت و ارزیابی انرژی یابی سه نوع کلکتور خورشیدی هوا با به‌کارگیری منحرف‌کننده‌های مختلف. پایان‌نامه کارشناسی ارشد ماشین‌های کشاورزی، دانشکده کشاورزی دانشگاه تبریز.
- سید نوقابی، س. ا. ۱۳۶۸. از طلوع تا غروب خورشید (ترجمه)، چاپ اول، موسسه چاپ و انتشارات آستان قدس رضوی.
- عبدلی، محمد علی، ۱۳۶۴، اصول کاربرد حرارتی انرژی خورشیدی، چاپ اول، سازمان انرژی اتمی ایران، چاپخانه وزارت نیرو.



- Anderson, W.G., Dussinger, P.M., Sarraf, D.B., Tamanna, S. 2008. Heat pipe cooling of concentrating photovoltaic cells. In: Photovoltaic specialists conference, 33rd IEEE. IEEE, SanDiego, CA, USA, pp. 1–6.
- Duffie, J. A., and W.A.Becman. 1991. Solar Engineering of Thermal Processes. John Wiley & Sons, Ltd. pp. 323-370.
- Garg, H.P. and R.S. Adhikari. 1999. Performance analysis of a hybrid photovoltaic/thermal (PV/T) collector with integrated CPC troughs. International Journal of Energy Research 23: 1295-1304.
- Hegazy, A.A. 2000. Comparative study of the performances of four photovoltaic/thermal solar air collectors. Energy conversion & Management 41: 861-881.
- Huang, B.J., T.H. Lin, W.C. Hung, and F.S. Sun. 2001. Performance evaluation of solar photovoltaic/thermal systems. Solar energy 70: 443-448.
- Ibrahim, A. 2011. Recent advances in flat plate photovoltaic/thermal (PV/T) solar collectors. Renewable and sustainable Energy Reviews 15: 352-365.
- Kalogirou, S., and Y. Tripanagnostopoulos. 2006. Hybrid PV/T solar systems for domestic hot water and electricity production. Energy conversion and management 47: 3368–3382.
- Longrigg, P. 1986. Photovoltaics use in agriculture, In: D.G. Yogi eds. Alternative energy in agriculture, Vol (2), CRC Press, Inc.
- Messenger, R. A., and J.Ventre. 2000. Photovoltaic Systems Engineering. CRC Press LLC, ISBN: 0-8493-1793-2.
- Nishioka, L., T. Hatayama, Y. Uraoka, T. Fuyuki, R. Hagihara, and M. Watanabe. 2003. Field-test Analysis of PV System Output Characteristics Focusing on Module Temperature. Solar Energy Materials & Solar Cells 75(3): 665-671.
- Sarhaddi, F., S. Farahat, H.Ajam, and A. Behzadmehr. 2010. Exergetic performance assessment of a solar photovoltaic thermal (PV/T) air collector. Energy and Buildings 42: 2184–2199.