



شبیه‌سازی انرژی و تحلیل پارامتری سیستم فتوولتائیک حرارتی آب خنک

مهدی شکوری^{۱*}، علیرضا نورپور^{۲*}، سودابه گلزار^۳، محمد ضامن^۳

^۱دانشکده محیط زیست، پردیس دانشکده‌های فنی، دانشگاه تهران، تهران، ایران
^۲جهاد دانشگاهی، پژوهشکده توسعه صنایع شیمیایی ایران، گروه پژوهشی آب و انرژی، کرج، ایران
^۳دانشکده مهندسی مکانیک و مکاترونیک، دانشگاه صنعتی شاهرود، شاهرود، ایران

تاریخچه داوری:

دریافت: ۸ فروردین ۱۳۹۶
بازنگری: ۲۷ مرداد ۱۳۹۶
پذیرش: ۱۵ شهریور ۱۳۹۶
ارائه آنلاین: ۲۰ شهریور ۱۳۹۶

کلمات کلیدی:

سیستم فتوولتائیک حرارتی آب خنک
تحلیل انرژی
تحلیل پارامتری
بهبود بازده انرژی

چکیده: در این مقاله شبیه‌سازی انرژی سیستم فتوولتائیک حرارتی آب خنک با استفاده از توسعه کد در نرم افزار متلب انجام شده است. آرایش سیستم به صورت کلکتور ورق و لوله ماریچ است. مدل ارائه شده در این مقاله با داده‌های تجربی اعتبار سنجی شده و در ادامه عملکرد کلی سیستم مورد بررسی قرار گرفته است. سپس برای تحلیل عملکرد انرژی سیستم شبیه‌سازی شده از تحلیل پارامتری استفاده شده است. بر این اساس تغییرات بازده کلی انرژی و افت فشار با تغییر دبی سیال خنک کن، فاصله بین لوله‌ها و قطر لوله‌ها بررسی شده است. با بررسی نمودارهای تحلیلی در حالت‌های مختلف، می‌توان محدوده پارامترهای کنترلی و عملکردی را ارزیابی نمود و بر اساس آن خروجی مورد انتظار را در یک چارچوب منطقی به دست آورد. این نوع تحلیل یک گام مهم به منظور طراحی کاربردی سیستم خواهد بود و بر اساس آن می‌توان در شرایط اقلیمی مختلف، طراحی بهینه سیستم از دیدگاه بهبود بازدهی انرژی را تطبیق داد. نتایج نشان می‌دهد عملکرد سیستم فتوولتائیک حرارتی با دبی جرمی ۰/۰۱۶ کیلوگرم بر ثانیه و با لوله‌هایی به قطر خارجی ۱ سانتیمتر و با فاصله ۷ تا ۱۱ سانتیمتر از یکدیگر بهینه است.

۱- مقدمه

سیستم‌های فتوولتائیک حرارتی^۱ با گردش سیالی مانند آب یا هوا در اطراف سلول‌های فتوولتائیک، انرژی حرارتی اتلاف شده را بازیابی می‌کنند. این نوع سیستم، ترکیبی از سیستم فتوولتائیک و سیستم حرارتی خورشیدی است که به طور همزمان حرارت و برق خورشیدی از آن تولید می‌شود. در این نوع سیستم انرژی، ضمن استفاده بهینه از فضای نصب، افزایش بازدهی ماژول فتوولتائیک امکان پذیر می‌شود. سیال عامل در این نوع سیستم‌ها می‌تواند شامل آب، هوا و سیال ترکیبی هوا/آب باشد [۱]. با توجه به کاربرد بیشتر در خصوص مصارف آب گرم بهداشتی در ساختمان‌های مسکونی و تجاری، سیستم با سیال خنک کننده آب استفاده فراوانی دارد.

بررسی عملکرد حرارتی و الکتریکی انواع سیستم‌های PV/T آب خنک، به روش‌های تحلیلی و تجربی از اهمیت ویژه‌ای برخوردار است. در بیشتر پژوهش‌های قبلی، سیستم PV/T به روش‌های تحلیلی با معادلات ریاضی یا با نرم افزار شبیه‌سازی شده است. در پژوهشی در سال ۲۰۰۲، چهار مدل عددی برای شبیه‌سازی عملکرد حرارتی سیستم ترکیبی PV/T ارائه شد که شامل یک مدل سه بعدی دینامیکی و سه مدل حالت پایدار سه بعدی، دوبعدی و یک بعدی است. مقایسه نتایج به دست آمده با داده‌های

تجربی نشان می‌دهد که برای ارزیابی عملکرد PV/T، مدل یک بعدی پایا را می‌توان همانند مدل سه بعدی دینامیکی به کار برد [۲]. بررسی نتایج عملکرد کلکتورهای PV/T در سه طرح گوناگون جاذب شامل جریان موازی، جریان مستقیم و انشعابی، نشان می‌دهد که طرح انشعابی از بازده بالاتری برخوردار است. همچنین فاصله کمتر بین لوله‌ها، دمای آب ورودی پایین‌تر به سیستم، ضریب اتلاف حرارتی کلی کمتر و نیز افزایش دمای محیط منجر به افزایش بازده PV/T می‌شود [۳]. شبیه‌سازی سیستم در یک مدل دیگر نشان دهنده بازده حرارتی در حدود ۵۸ درصد است که بسیار نزدیک به مقدار تجربی ۶۱ درصد است [۴]. شبیه‌سازی و تحلیل پارامتری هفت ساختار از کلکتورهای جاذب PV/T نشان می‌دهد بهترین ساختار، طرح جریان حلزونی است که در آن بازدهی حرارتی ۵۰/۱۲ درصد و بازدهی الکتریکی سلول برابر با ۱۱/۹۸ درصد است [۵].

نتایج بررسی عملکرد سیستم PV/T هدر- رایزر با استفاده از مدل عددی و تاثیر تغییر پارامترهایی همچون دبی جرمی و زاویه قرارگیری کلکتور نشان می‌دهد که افزایش زاویه قرارگیری ماژول PV/T باعث کاهش بازده الکتریکی شده و افزایش دبی جرمی موجب کاهش دمای پنل فتوولتائیک و در نتیجه افزایش بازدهی آن می‌شود [۶]. مقایسه میزان انرژی تولید شده در یک سیستم ترکیبی PV/T با سیستم فتوولتائیک و کلکتور خورشیدی به روش عددی نشان می‌دهد که انرژی الکتریکی تولید شده توسط PV/T، ۱۴

1 Photovoltaic Thermal system (PV/T)

نویسنده عهده‌دار مکاتبات: noorpoor@ut.ac.ir

درصد نسبت به انرژی الکتریکی تولید شده توسط PV کمتر است و انرژی حرارتی آن نیز نسبت به کلکتورهای خورشیدی ۱۹ درصد کمتر می‌باشد. در این پژوهش برای کاهش تلفات انرژی حرارتی و الکتریکی، استفاده از پوشش‌های ضد انعکاس و ضد نشر پیشنهاد شده است [۷]. در مطالعه‌ای دیگر، دو مدل از انواع سیستم‌های PV/T آب خنک شامل ساختار صفحه لوله با لوله‌های هدر-رایزر و پنل مونو کریستال و ساختار دارای کانال و پنل فتوولتائیک پلی کریستال به روش تجربی و تئوری بررسی شد. مدل تئوری بر اساس معادلات تعادل انرژی ارائه شده است. این مدل با داده‌های به دست آمده از آزمایش‌های تجربی مقایسه شد. بر اساس نتایج، نوع اول دارای بازده حرارتی ۴۰/۷ درصد و بازده الکتریکی ۱۱/۸ درصد است و نوع دوم دارای بازده حرارتی و الکتریکی به ترتیب ۳۹/۴ و ۱۱/۵ درصد بوده است. همچنین نتایج نشان می‌دهد که بازده PV در سیستم ترکیبی ۴ درصد بالاتر از بازده PV استاندارد است [۸].

پارامترهای مختلف شامل پارامترهای آب و هوایی، هندسی، ترمودینامیکی، اپتیکی و عملیاتی بر انرژی تولیدی سیستم PV/T تاثیر گذار است. با تحلیل پارامتری سیستم می‌توان تاثیر تغییرات پارامترها را بررسی کرده و با انجام بهینه‌سازی، سیستم مورد نظر را به طور مناسب طراحی نمود. در پژوهشی در سال ۲۰۰۷، تاثیر دو پارامتر ضریب عبوردهی پوشش شیشه‌ای و ضریب فشردگی بررسی شد. در این پژوهش، سیستم PV/T با کانال‌های مستطیلی شکل با روابط ریاضی مدل سازی شد. بر اساس نتایج این پژوهش، بازده حرارتی-الکتریکی با افزایش ضریب عبوردهی پوشش شیشه‌ای، افزایش یافت. همچنین با افزایش ضریب فشردگی، مساحت پوشاننده شده توسط سلول‌ها افزایش می‌یابد و به این ترتیب، مقدار انرژی الکتریکی تولیدی توسط پنل ۷۹ درصد افزایش یافته اما بازدهی آن تغییرات اندکی داشت [۹].

در پژوهشی دیگر، سیستم PV/T مدل هدر-رایزر با روابط ریاضی شبیه سازی شد و در ادامه تاثیر تغییرات دبی آب، طول کلکتور و دمای صفحه جمع کننده ارزیابی شد. نتایج بیان گر آن است که با افزایش دبی و طول کلکتور، بازده کلی افزایش و با زیاد شدن دمای جمع کننده، بازده کلی کاهش یافت. در این پژوهش، تغییرات پارامترهای مذکور بر بازده انرژی نیز بررسی شد. با افزایش دبی و طول کلکتور، نقطه بهینه‌ای برای بازده انرژی به دست آمد. در دبی ۰/۰۰۶ کیلوگرم در ثانیه و طول ۲ متر، بازدهی انرژی به مقدار بیشینه رسید اما با افزایش دمای جمع کننده، بازدهی انرژی نیز کاهش یافت [۱۰]. در سال ۲۰۱۱، در پژوهشی، دو مدل PV/T هدر-رایزر و مارپیچ با استفاده از نرم افزار ای، ای، اس^۱ شبیه سازی شد. در این پژوهش، تغییرات پارامترهای قطر داخلی لوله، فاصله بین لوله‌ها، ضخامت صفحه جاذب بررسی شد و مقادیر بهینه برای پارامترهای مذکور برای مدل هدر-رایزر و مدل مارپیچ محاسبه شد. نتایج نشان می‌دهد که نمونه به شکل مارپیچ، در حدود ۴ درصد بازده بالاتری داشت. طرح جاذب مارپیچ بهینه ارائه شده در

این تحقیق نسبت به نمونه‌های قبلی ۴۰/۵ درصد وزن کمتری داشت [۱۱]. در پژوهشی در سال ۲۰۱۳ عملکرد نمونه‌ای از سیستم PV/T آب خنک به روش تحلیلی بررسی شد. سیستم ارزیابی شده کانال‌های مستطیلی داشت. با توجه به معادلات تراز انرژی در لایه‌های PV/T، پارامترهای عملکردی آن نظیر بازده PV، دمای سلول خورشیدی، دمای آب خروجی و حرارت مفید دریافتی مورد محاسبه قرار گرفت. سپس تاثیر تغییرات دمای آب ورودی، تعداد ماژول‌های PV/T و دبی جریان آب بر پارامترهای عملکردی بررسی شد. نتایج نشان می‌دهد آب ورودی با دمای کمتر، دبی جرمی بالاتر و تعداد کمتر ماژول‌های PV/T منجر به بازده الکتریکی بالاتر شد [۱۲]. در مطالعه‌ای در سال ۲۰۱۴ به منظور بهینه‌سازی، نمونه‌ای از سیستم PV/T آب خنک شبیه سازی شد. در این پژوهش تحلیل سیستم بر اساس قانون دوم ترمودینامیک انجام شد. در ادامه تاثیر تغییرات دمای آب ورودی بر عملکرد حرارتی و الکتریکی ارزیابی شد. بر اساس بازده انرژی، مقدار بهینه دمای آب ورودی به دست آمد [۱۳]. در سال ۲۰۱۴ نمونه‌ای از سیستم PV/T آب خنک هدر-رایزر با استفاده از بهینه‌سازی تابع چند هدفه (NSGA-II) به کمک نرم افزار متلب^۲ بررسی شد. پارامترهای دبی جرمی، طول کلکتور، فاصله هوایی، حجم تانک ذخیره و تعداد ماژول‌های PV/T، در این تحقیق بهینه شدند. توابع هدف شامل افزایش بازده حرارتی، کاهش افت فشار، کاهش سرمایه گذاری اولیه و کاهش مصرف منبع گرمایی کمکی بود [۱۴]. در بیشتر پژوهش‌های قبلی، مدل‌های کانال با مقطع مستطیلی و صفحه لوله با آرایش هدر-رایزر بررسی شده است. در زمینه شبیه سازی مدل مارپیچ تحقیقات چندانی انجام نشده است. در سال ۲۰۱۴ تحلیل پارامتری برای بررسی تاثیر پارامترهای قطر لوله و تعداد لوله‌ها بر ضریب برداشت گرما انجام شد. با توجه به نتایج به دست آمده، لوله‌هایی با مقطع مستطیلی ضریب برداشت گرمای بالاتری داشتند. همچنین قطر کوچکتر و بیشتر بودن تعداد لوله‌ها منجر به ضریب برداشت گرمای بالاتری شد [۱۵]. در ساخت بیشتر نمونه‌های تجاری و تحقیقاتی سیستم PV/T دو ساختار هدر-رایزر و مارپیچ استفاده شده است. از میان سه طرح مارپیچی، هدر-رایزر و انشعابی بررسی شده در یک تحقیق، طرح انشعابی بیشترین بازده و طرح هدر-رایزر کمترین بازده را داشت [۳]. در دو طرح مارپیچی و هدر-رایزر، طرح مارپیچی بازده بیشتری داشت [۱۱].

هدف از این پژوهش بررسی تحلیلی مدل مارپیچ به روش تحلیل انرژی است. با توجه به معادلات تراز انرژی که در منابع مختلف برای سیستم‌های PV/T و کلکتور خورشیدی ارائه شده است، معادلات ریاضی برای مدل سازی این سیستم استخراج شد. معادلات مرتبط با تحلیل انرژی با استفاده از توسعه کد در نرم افزار متلب حل شده است. مدل ارائه شده با استفاده از داده‌های تجربی سایر منابع اعتبار سنجی شد و از مدل نهایی برای تحلیل پارامتری استفاده شده است. با تحلیل پارامتری سیستم می‌توان تاثیر تغییرات پارامترها را بهتر بررسی کرد و با بهینه‌سازی، سیستم مناسب را طراحی نمود.

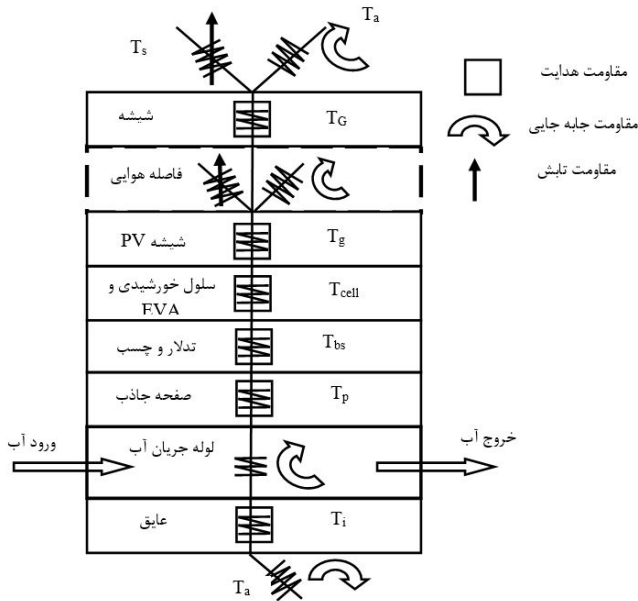


Fig. 2. Thermal resistance circuit diagram of PV/T [4, 10]

شکل ۲: مدار مقاومت حرارتی معادل سیستم PV/T [۴، ۱۰]

عبوری از هدر در N لوله رایزر تقسیم می‌شود.

در مدل ماریپیج جریان سیال عبوری از هر لوله وارد لوله بعد می‌شود و به این ترتیب توزیع دما از هر لوله به لوله بعد تغییر می‌کند که این مورد در شکل‌های ۳ و ۴ نشان داده شده است. برای مدل سازی این بخش از PV/T از مدل عددی ارائه شده در منبع [۱۸] استفاده شده که در آن با نوشتن معادله انرژی برای یک المان از هر لوله و با استفاده از روش عددی، حرارت مفید دریافت شده محاسبه شده است. سیستم PV/T فوق متشکل از پنل کریستالی است که توسط چسبی با قابلیت هدایت بالا به صفحه جاذب آلومینیومی متصل شده است.

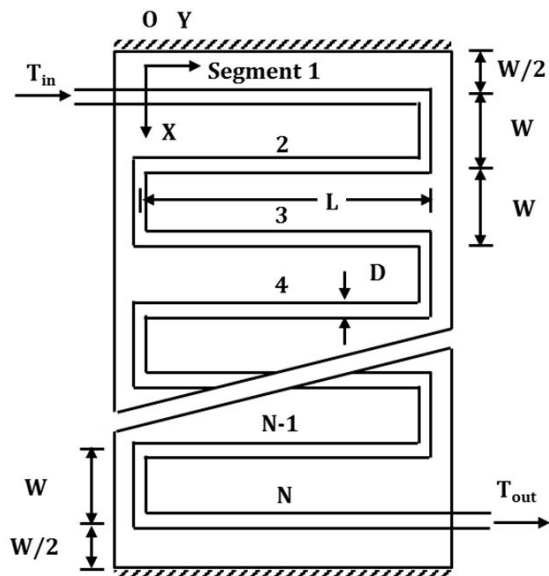


Fig. 3. Schematic diagram of absorber plate and serpentine tube

شکل ۳: شمایی از صفحه جاذب و لوله PV/T ماریپیجی [۱۸]

در این پژوهش تاثیر تغییرات پارامترهای مختلف شامل دبی جرمی جریان آب، قطر لوله و فاصله بین لوله‌ها (تعداد لوله‌ها) بر عملکرد سیستم ارزیابی شد. تغییرات در عملکرد با استفاده از بازده حرارتی، بازده الکتریکی، بازده کلی و افت فشار نشان داده شده است. در ادامه به منظور مقایسه نتایج، نمودارهای تحلیلی ترسیم شده است.

۲- معادلات حاکم و شبیه سازی سیستم PV/T

در این بخش پس از توصیف معادلات حاکم بر سیستم PV/T، شبیه سازی سیستم با استفاده از توسعه کد نرم افزاری انجام شده است.

۲-۱- معادلات حاکم بر سیستم PV/T

در شکل ۱ و ۲ شمایی از مقطع PV/T آب خنک این مقاله در یک مجرای جریان و مدار مقاومت حرارتی معادل آن مشاهده می‌شود. معادلات ریاضی به کار برده شده برای شبیه سازی سیستم PV/T، از مراجع [۲، ۴، ۱۰، ۱۶ و ۱۷] استخراج شده است. معادلات ریاضی به روش مقاومت بندی گرمایی و تراز انرژی برای لایه‌های مختلف PV/T ارائه شده است.

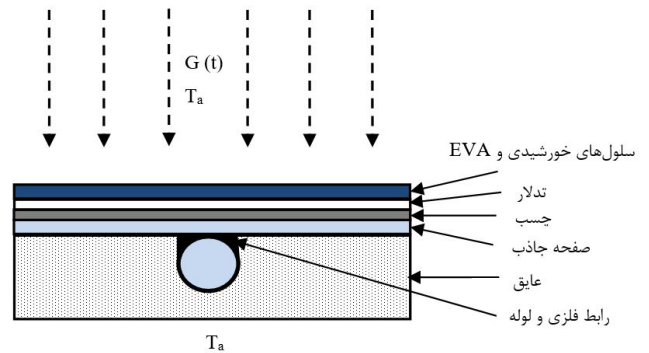


Fig. 1. Cross section view of PV/T system

شکل ۱: شمایی از مقطع سیستم PV/T روی یک مجرای جریان

به منظور توسعه تراز انرژی فرضیات زیر برقرار است [۴، ۱۰]:

- تمام فرایندها در حالت جریان-دائم هستند؛
- جریان سیال در مجاری جریان، توسعه یافته و یکنواخت است؛
- از ظرفیت گرمایی ویژه همه اجزا به جز سیال داخل مجاری جریان صرف نظر شده است؛
- در هر لایه دمای متوسط در نظر گرفته شده است؛
- دمای محیط اطراف در مجاورت قسمت تحتانی و فوقانی و جوانب ماژول PV/T یکسان است و اتلاف گرما از قسمت‌های فوقانی و تحتانی و جوانب ماژول PV/T به محیط با دمای یکسان است؛
- برای محاسبات بازده الکتریکی، مرز در نظر گرفته شده فقط شامل المان PV/T است و فرض بر آن است انرژی الکتریکی مصرف شده برای پمپ از منبع دیگری تامین شده است.

در مدل هدر- رایزر توزیع دما در تمام لوله‌ها یکسان و جریان سیال

با استفاده از روابط (۱) و (۲)، معادلاتی برای دماهای T_{bs} و T_{cell} به دست می‌آید که با قرار دادن در معادله (۱)، معادله (۴) به دست می‌آید.

$$h_T (T_{bs} - T_f) = U_T (T_{cell} - T_{bs}) = h_{p1} h_{p2} (\tau \alpha)_{eff} G(t) - U_{tw} (T_f - T_{amb}) \quad (4)$$

میزان جریان حرارت برای لوله i ام با طول واحد با استفاده از معادلات (۵) تا (۹) و به روش تفاضل محدود محاسبه می‌شود.

$$q_i^+ = \kappa [\theta_{i-1} - \theta_i \cosh m] \quad (5)$$

$(2 \leq i \leq N)$

$$q_i^- = \kappa [\theta_{i+1} - \theta_i \cosh m] \quad (6)$$

$(1 \leq i \leq N - 1)$

$$q_1^+ = \kappa \theta_1 [1 - \cosh m] \quad (7)$$

$$q_N^- = \kappa \theta_N [1 - \cosh m] \quad (8)$$

$$q_i = q_i^- + q_i^+ \quad (9)$$

در معادلات مذکور:

$$\theta_i = T_{bi} - T_{amb} - (S_{abs} / U_L) \quad (10)$$

در معادله (۱۰) دمای پایه قسمت بالایی هر لوله است و S_{abs} نرخ حرارت به ازای واحد سطح است که به صفحه جاذب می‌رسد. انرژی مفید به دست آمده توسط سیال در لوله i ام به طول واحد از رابطه (۱۱) محاسبه می‌شود، از طرفی انرژی حرارتی مفید که از جاذب به سیال منتقل می‌شود، از رابطه (۱۲) محاسبه می‌شود.

$$q_{ui} = q_i - D_o U_L \theta_i \quad (11)$$

$$q_{ui} = (T_{bi} - T_{fi}) / R \quad (12)$$

عبارت $-D_o U_L \theta_i$ انرژی جمع آوری شدن در سطح بالایی لوله i ام به طول واحد است. با قرار دادن معادله (۱۳) در معادله (۹) و قرار دادن معادله به دست آمده در معادله (۱۱)، معادله‌ای ماتریسی (۱۴) حاصل می‌شود.

$$\theta_i = \theta_{fi} + R q_{ui} \quad (13)$$

$$q_u = \kappa [\delta - \kappa R \Gamma]^{-1} \Gamma \theta_f \quad (14)$$

که در رابطه ۱۴:

$$\Gamma_{ij} = (\gamma + \delta_{i1} + \delta_{iN}) \delta_{ij} + \delta_{ij+1} + \delta_{ij-1} \quad (15)$$

به منظور محاسبه تراز انرژی برای سیال عامل در مجرای جریان، دمای

لایه فوقانی سیستم پوششی شیشه‌ای دارد که با فاصله ۲ سانتیمتر از سطح پتل قرار دارد و تلفات حرارتی سیستم را کاهش می‌دهد. جنس صفحه جاذب از آلومینیوم و جنس لوله‌ها از مس است. در مدل توسعه داده شده، کلکتور دارای N قسمت است. فاصله بین لوله‌ها W ، قطر خارجی لوله‌ها D_o ، قطر داخلی D_i و طول لوله در هر قسمت L است. دمای آب خروجی از هر قسمت به عنوان دمای آب ورودی قسمت بعد در نظر گرفته می‌شود. فرض بر این است که دمای صفحه جاذب در محل اتصال به لوله در راستای طول لوله یکنواخت و برابر با T_{bi} است و از گرادین دما برای صفحه جاذب در راستای طول لوله صرف نظر شده است. در این معادلات صفحه جاذب متصل به لوله به شکل مسئله پره در نظر گرفته شده است.

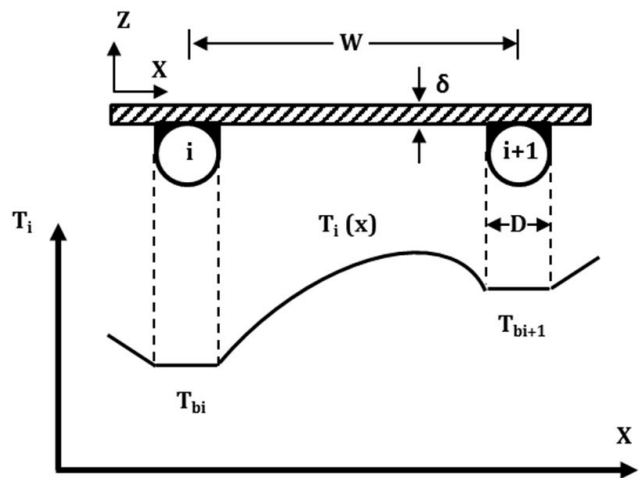


Fig. 4. Temperature distribution of plate between segments i and $i+1$
 شکل ۴: توزیع دمای صفحه جاذب بین لوله‌های i و $i+1$ [۱۸]

معادله تراز انرژی برای لایه پوششی شیشه‌ای در معادله ۱ ارائه شده است.

$$\tau_G \alpha_g G(t) b dx = \left[(h_{conv,t} + h_{r,gs})(T_g - T_a) + (h_{r,lg} + h_{conv,lg})(T_g - T_{cell}) \right] b dx \quad (1)$$

در معادله (۱) $h_{r,lg}$ و $h_{r,gs}$ ضرایب انتقال حرارت تابشی به ترتیب بین شیشه - محیط و شیشه - سلول‌های خورشیدی است. همچنین ضرایب $h_{conv,lg}$ و $h_{conv,t}$ ضرایب انتقال حرارت جابجایی به ترتیب بین پوشش شیشه‌ای - محیط و پوشش شیشه‌ای - سلول‌های خورشیدی است. تراز انرژی برای ماژول PV شیشه-تدلار و برای سطح زیرین تدلار به ترتیب در معادلات ۲ و ۳ ارائه شده است.

$$\tau_G [\alpha_c \beta_c G(t) + (1 - \beta_c) \alpha_T G(t)] b dx = [U_t (T_c - T_{amb}) + U_T (T_c - T_{bs})] b dx + \eta_c G(t) \beta_c b dx \quad (2)$$

$$U_T (T_{cell} - T_{bs}) b dx = h_T (T_{bs} - T_f) b dx \quad (3)$$

$$B = \dot{m}C_{pw} / F_1 A_c U_L \quad (28)$$

$$F_2 = 1 / [\kappa R (1 + \gamma)^2 - 1 - \gamma - \kappa R] \quad (29)$$

$$R = (1 / C_{bo}) + (1 / \pi D_i h_f) + (\ln(D_o / D_i) / 2\pi K_{tube}) \quad (30)$$

$$C = [\kappa R (1 + \gamma) - 1]^2 - (\kappa R)^2 \quad (31)$$

$$\kappa = K_{abs} L_{abs} m / (W - D_o) \sinh(m) \quad (32)$$

$$m^2 = (W - D_o)^2 (U_L / K_{abs} L_{abs}) \quad (33)$$

$$\gamma = -2 \cosh(m) - (U_L / K_{abs} L_{abs}) \quad (34)$$

در معادله (۴)، عبارت $(\tau\alpha)_{eff}$ فاکتور جذب-انتقال موثر است و از رابطه زیر محاسبه می‌شود:

$$(\tau\alpha)_{eff} = (\tau_G^2) [\alpha_{cell} \beta_{cell} + (1 - \beta_{cell}) \alpha_r - \beta_{cell} \eta_{cell}] \quad (35)$$

در ادامه معادلات مربوط به ضرایب انتقال حرارت و ضرایب اتلاف حرارت قابل کاربرد در شبیه سازی سیستم بیان شده است. ضرایب انتقال حرارت جابجایی بین پوشش شیشه‌ای-محیط ($h_{conv,t}$) و پوشش شیشه‌ای - سلول‌های خورشیدی ($h_{conv,cg}$) با استفاده از روابط (۳۶) و (۳۷) محاسبه می‌شود. ضرایب انتقال حرارت تابشی بین شیشه-محیط ($h_{r,gs}$) و شیشه-سلول‌های خورشیدی ($h_{r,gs}$) با استفاده از روابط (۳۸) و (۴۰) محاسبه می‌شود. ضریب $h_{conv,cg}$ ضریب انتقال حرارت آزاد است که به دلیل جریان هوا در فاصله هوایی بین پوشش شیشه‌ای و سلول‌های خورشیدی ایجاد می‌شود.

$$h_{conv,t} = 2.8 + 3V_w \quad (36)$$

$$h_{conv,cg} = \frac{Nu_{air} K_{air}}{L_{air}} \quad (37)$$

$$h_{r,gs} = \varepsilon_G \sigma (T_G^2 + T_s^2) (T_G + T_s) \quad (38)$$

$$T_s = 0.0552 \times T_{amb}^{1.5} \quad (39)$$

$$h_{r,gs} = \frac{\varepsilon_G \varepsilon_{cell}}{\varepsilon_G + \varepsilon_{cell} - \varepsilon_G \varepsilon_{cell}} \sigma (T_{cell} + T_g) (T_{cell}^2 + T_g^2) \quad (40)$$

رابطه (۴۱) نشان دهنده ضریب انتقال حرارت هدایتی از سلول خورشیدی

سیال در لوله i ام T_{fi} از معادله دیفرانسیل (۱۶) محاسبه می‌شود.

$$\dot{m}C_{pw} \frac{dT_{fi}}{dy} + (-1)^i q_{ui} = 0 \quad (16)$$

با قرار دادن معادله (۱۴) در معادله (۱۶) معادله دیفرانسیل ماتریسی به دست می‌آید. با حل این معادله با توجه به شرایط مرزی اشاره شده در روابط (۱۷) تا (۲۰) می‌توان توزیع دما در هر لوله را محاسبه نمود.

$$\frac{d\Phi}{d\eta} + \frac{\kappa L}{\dot{m}c_p} \in [\delta - \kappa R \Gamma]^{-1} \Gamma \Phi = 0 \quad (17)$$

$$at \eta = 0 \quad \Phi_1 = 1 \quad (18)$$

$$at \eta = 0 \quad \Phi_{i+1} = \alpha \Phi_i \quad (i = even) \quad (19)$$

$$at \eta = 1 \quad \Phi_{i+1} = \alpha \Phi_i \quad (i = odd) \quad (20)$$

که در روابط بالا:

$$\Phi = [1 / \theta_{fi}]_{\eta=0} \theta_f \quad (21)$$

$$\eta = y / L \quad (22)$$

$$\in_{ij} = (-1)^i \delta_{ij} \quad (23)$$

$$\alpha = \exp \left[- \frac{D_o U_L W}{\dot{m}c_p (1 + RDU_L)} \right] \quad (24)$$

با استفاده از معادلات بالا، نرخ حرارت مفید جذب شده مورد استفاده با رابطه (۲۵) به دست می‌آید. این رابطه مشابه رابطه هاتل-والایر-بلیس^۱ برای محاسبه کلکتورهای خورشیدی است.

$$\dot{Q}_u = \dot{m}C_{pw} (T_{f,out} - T_{f,in}) = F_R A_c [h_{p1} h_{p2} (\tau\alpha)_{eff} G(t) - U_L (T_{f,in} - T_{amb})] \quad (25)$$

عبارت F_R ضریب برداشت گرما^۲ است که پارامتری مهم در طراحی است. این پارامتر با استفاده از معادلات قبل بر اساس رابطه (۲۶) محاسبه می‌شود. پارامترهای استفاده شده در معادلات بالا در روابط (۲۷) تا (۳۴) بیان شده‌اند که این معادلات برگرفته از مرجع [۱۸] است.

$$F_R / F_1 = B [1 - \exp[(F_2 - 1) / B]] \quad (26)$$

$$F_1 = NKL / F_2 A_c U_L C \quad (27)$$

1 Hottel-Whillier-Bliss Equation

2 Heat removal factor

در این معادله، Re_D عدد رایلی مربوط به فاصله هوایی و θ زاویه قرار گیری کلکتور PV/T است. نماد $[\ast]$ بیان گر این است که عبارت داخل براکت در صورتی در محاسبات لحاظ می شود که از نظر مقداری مثبت باشد، و در صورت منفی بودن، مقدار صفر در نظر گرفته می شود. ضریب انتقال حرارت جابجایی درون مجرای جریان با فرض جریان کاملاً توسعه یافته و با توجه به رژیم جریان و عدد ناسلت محاسبه می شود. عدد ناسلت برای محدوده اعداد رینولدز مختلف در مجرای جریان PV/T بر اساس رابطه (۵۱) و (۵۲) تعریف می شود [۲، ۱۶ و ۱۹].

$$Re_D \leq 2300 \quad Nu_D = 3.657 \quad (51)$$

$$Re_D > 2300 \quad Nu_D = 0.023Re^{0.8}Pr^{0.5} \quad (52)$$

خواص سیال در دمای متوسط سیال و ضریب انتقال حرارت جابجایی درون مجرای جریان با استفاده از رابطه (۵۳) محاسبه می شود. در این رابطه K قابلیت هدایت سیال است.

$$h_f = Nu_D K / D_i \quad (53)$$

عملکرد سیستم PV/T را می توان از جنبه انرژی و بر اساس قانون اول ترمودینامیک بررسی کرد. بر اساس این قانون و با نوشتن تراز انرژی، می توان پارامترهای عملکردی سیستم را محاسبه کرد. این پارامترها شامل بازده حرارتی، بازده الکتریکی و بازده کلی سیستم است. بازده حرارتی برای تمام مدل ها مبتنی بر رابطه (۵۴) و به صورت نسبت نرخ حرارت مفید جذب شده توسط سیال عامل به نرخ انرژی تابش خورشیدی رسیده روی سطح PV/T تعریف می شود.

$$\eta_{th} = \frac{\dot{Q}_u}{A_c G(t)} = F_R \left[h_{p1} h_{p2} (\tau\alpha)_{eff} - \frac{U_L (T_{f,in} - T_{amb})}{G(t)} \right] \quad (54)$$

بازده الکتریکی بر حسب دمای فتوولتائیک با استفاده از رابطه (۵۵) محاسبه می شود [۲، ۴، ۷، ۱۹ و ۲۰].

$$\eta_{el} = \eta_{el,ref} [1 - \beta(T_{cell} - T_{ref})] \quad (55)$$

که در آن بازده در دمای مرجع ۲۵ درجه سلسیوس و برابر با ۰٫۱۲ گزارش شده است. β ضریب دمایی بازده سلول خورشیدی است که به صورت تجربی محاسبه می شود و برای سلول های کریستالی ۰٫۰۰۴۵ گزارش شده است. وجود پارامتر بازده الکتریکی η_{el} در معادله (۵۵) و سایر معادلات مربوطه، تحلیل حرارتی PV/T را به تحلیل الکتریکی ماژول فتوولتائیک وابسته می کند. بازده کلی سیستم به دو روش روابط (۵۶) و (۵۷) محاسبه می شود.

$$\eta_{ov} = \eta_{th} + \eta_{el} \quad (56)$$

$$\eta_{ov} = \eta_{th} + \frac{\eta_{el}}{C_f} \quad (57)$$

به صفحه جاذب از طریق تدلار است (U_T). همچنین در معادله (۴۲) عبارت U_t ضریب اتلاف حرارت از بالای سلول خورشیدی به محیط اطراف از طریق پوشش شیشه ای PV/T است.

$$U_T = \left[\frac{L_T}{K_T} + \frac{L_{si}}{K_{si}} + \frac{L_{adh}}{K_{adh}} \right]^{-1} \quad (41)$$

$$U_t = \left[\frac{L_g}{K_g} + \frac{1}{h_{conv,t} + h_{r,gs}} \right]^{-1} \quad (42)$$

سایر ضرایب ترکیبی از روابط (۴۳) تا (۴۷) محاسبه می شود.

$$U_{iT} = \left[\frac{1}{U_T} + \frac{1}{U_t} \right]^{-1} \quad (43)$$

$$U_{tw} = \left[\frac{1}{U_{iT}} + \frac{1}{h_T} \right]^{-1} \quad (44)$$

$$h_{p1} = \frac{U_T}{U_T + U_t} \quad (45)$$

$$h_{p2} = \frac{h_T}{U_{iT} + h_T} \quad (46)$$

$$h_T = \left[\frac{L_p}{K_p} + \frac{1}{h_f} \right]^{-1} \quad (47)$$

در روابط اخیر، L_p و K_p به ترتیب ضخامت و ضریب هدایت صفحه جاذب هستند و h_f ضریب انتقال حرارت جابجایی درون مجرای جریان است که با فرض جریان کاملاً توسعه یافته محاسبه می شود. ضریب اتلاف حرارت کلی PV/T عبارت U_L است که حاصل جمع اتلاف حرارت از سطح رویی (U_{tw}) و سطح زیرین ماژول PV/T (U_b) است و به شکل زیر محاسبه می شود:

$$U_L = U_{tw} + U_b \quad (48)$$

$$U_b = \left[\frac{L_{ins}}{K_{ins}} + \frac{1}{h_{conv,b}} \right]^{-1} \quad (49)$$

بر اساس معادلات منابع [۲، ۱۶ و ۱۹]، Nu_{air} برای جریان آزاد به صورت زیر محاسبه می شود.

$$Nu_{air,x} = 1 + 1.44 \left[1 - \frac{1708(\sin 1.8\theta)^{1.6}}{Racos\theta} \right] \left[1 - \frac{1708}{Racos\theta} \right]^* + \left[\left(\frac{Racos\theta}{5830} \right)^{1.3} - 1 \right]^* \quad (50)$$

می‌شوند. در شکل ۵ الگوریتم کد توسعه داده شده و نحوه محاسبات بازده حرارتی و الکتریکی PV/T نشان داده شده است.

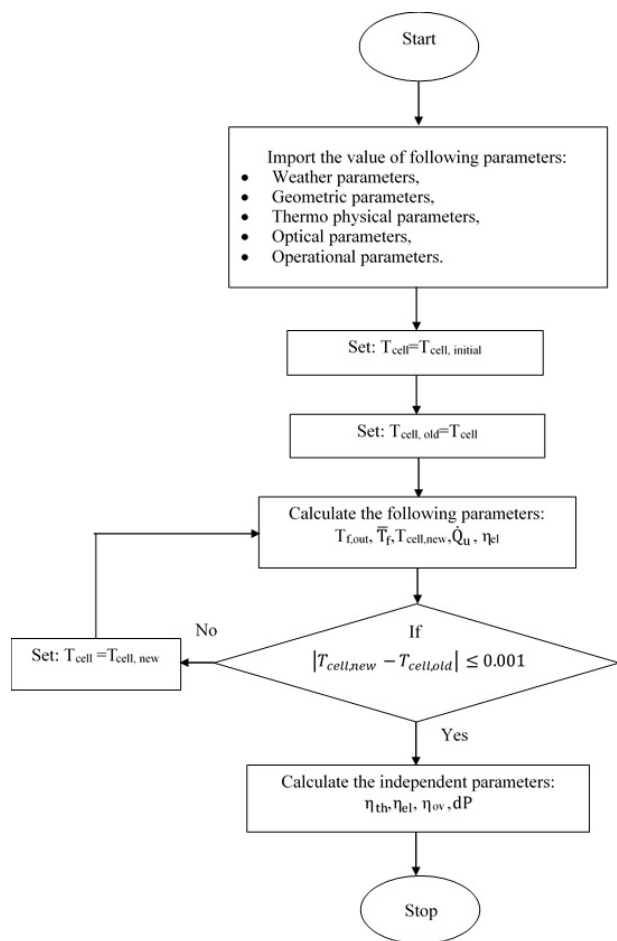


Fig. 5. Thermal and electrical energy efficiencies calculation algorithm in developed model

شکل ۵: الگوریتم نحوه محاسبات بازده حرارتی و الکتریکی سیستم

برای بررسی و اعتبار سنجی، نتایج حاصل از شبیه سازی مدل مارپیچ با نتایج آزمایشگاهی منبع [۲] مقایسه شده است. دستگاه آزمایشگاهی شامل یک ماژول فتوولتائیک پلی کریستالی سیلیکون با بازده الکتریکی ۹/۷ درصد در شرایط استاندارد است. ماژول فتوولتائیک بر یک صفحه جذب که زیر آن کلکتور با آرایش مارپیچ لوله‌ها تعبیه شده، مستقر است و این ماژول دارای پوشش شیشه‌ای است. به منظور محاسبه خطای مقادیر پارامترهای شبیه سازی نسبت به مقادیر تجربی، خطای درصدی مجذور مربعات متوسط^۱ هر پارامتر توسط رابطه (۶۱) محاسبه شده است.

$$\text{RMS Error} = \sqrt{\frac{\sum [100 \times (X_{\text{sim},i} - X_{\text{exp},i}) / X_{\text{sim},i}]^2}{n}} \quad (61)$$

در این معادله، n و X به ترتیب تعداد دفعات انجام آزمایش و مقدار پارامتر

در رابطه (۵۶) بازده کلی به شکل مجموع بازده حرارتی و الکتریکی تعریف شده است [۹ و ۲۱]. اما در رابطه (۵۷) بازده کلی به شکل مجموع بازده حرارتی و بازده حرارتی معادل بازده الکتریکی تعریف می‌شود [۴، ۹، ۲۰ و ۲۱]. در رابطه اخیر C_f یک ضریب تبدیل به منظور تبدیل انرژی الکتریکی به معادل حرارتی آن است زیرا کیفیت انرژی الکتریکی بیشتر از انرژی حرارتی است. این ضریب، بازده نیروگاه‌های حرارتی است که در مناطق مختلف متفاوت است. مقدار این ضریب ۰/۳۵ در نظر گرفته شده است. با توجه به این که ضریب C_f مقدار مطلق ندارد و در هر کشور و هر نیروگاه متفاوت است، بنابراین در این تحقیق، برای محاسبه بازده کلی از رابطه (۵۶) استفاده شده است. در مدل مارپیچ دبی سیال عامل در لوله‌ها \dot{m} است. برای محاسبه ضریب اصطکاک درون مجرای دایره‌ای با فرض توسعه یافته بودن در جریان آرام، از رابطه (۵۸) استفاده می‌شود.

$$f = 64 / Re \quad (58)$$

ضریب اصطکاک در جریان مغشوش با فرض سطوح کاملاً صاف از رابطه مشهور بلازیوس (۵۹) محاسبه می‌شود.

$$f = 0.3164 Re^{-0.25} \quad (59)$$

با فرض ورود آب از پایین سیستم PV/T، افت فشار در مسیر سیال با استفاده از رابطه (۶۰) محاسبه می‌شود.

$$\Delta P = (f \rho L V^2) / (2D_o) + \rho g (NW) \sin \varphi + K_{\text{loss}} (\rho V^2) / 2 \quad (60)$$

در رابطه اخیر V ، ρ ، φ و K_{loss} به ترتیب سرعت متوسط سیال در مجرای جریان، چگالی سیال عامل، زاویه شیب سیستم PV/T و ضریب اتلافات فرعی در اتصالات است.

۲-۲- شبیه سازی سیستم PV/T

برای حل معادلات ریاضی این سیستم، در نرم افزار متلب کد توسعه داده شده است و عملکرد سیستم بر اساس آن محاسبه شده است. مبتنی بر الگوریتم برنامه رایانه‌ای، روند حل معادلات به گونه‌ای است که در ابتدا مقدار پارامترهای مستقل سیستم در برنامه وارد می‌شود. این پارامترها شامل شرایط آب و هوایی، هندسه سیستم، پارامترهای ترمودینامیکی، پارامترهای اپتیکی و پارامترهای عملیاتی است. پس از ورود مقادیر پارامترهای ذکر شده، یک دمای اولیه برای سلول فتوولتائیک فرض می‌شود ($T_{\text{cell}} = T_{\text{cell}, \text{initial}}$). سپس بازده الکتریکی و ضرایب انتقال حرارت و اتلاف حرارت محاسبه می‌شوند. به دنبال آن پارامترهای حرارتی و در انتها مقدار دمای اجزای مختلف شامل سلول‌های فتوولتائیک، دمای آب خروجی و مقدار متوسط دمای آب محاسبه می‌شوند. این روند تکرار می‌شود تا تفاوت مقدار دمای سلول فتوولتائیک در طول دو تکرار متوالی از یک مقدار کوچک از پیش تعریف شده کمتر شود. پس از این مرحله، پارامترهای عملکردی شامل حرارت مفید جذب شده، بازده حرارتی، بازده الکتریکی، بازده کلی و مقدار افت فشار در سیستم محاسبه

1 Root Mean Square of Percentage Error

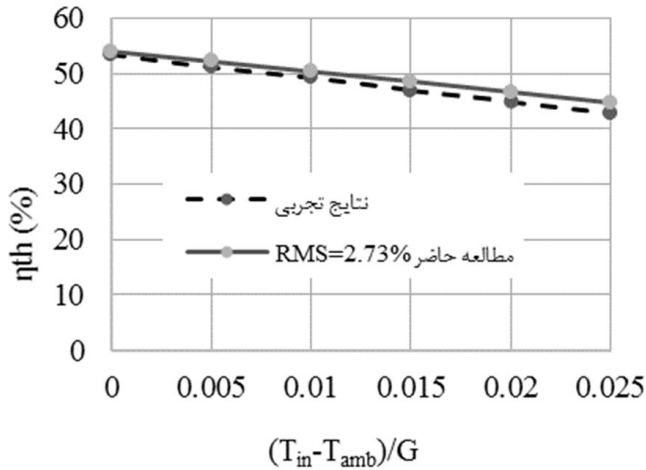


Fig. 6. Comparison of thermal efficiency figures between reference [2] results

شکل ۶: مقایسه مقادیر شبیه سازی بازده حرارتی با نتایج مرجع [۲]

۳-۲- تحلیل پارامتری سیستم PV/T و بحث روی نتایج

برای مقایسه مدل‌ها و نیز پارامترهای مختلف، شرایط عملیاتی و آب و هوایی با داده‌های جدول ۳ مطابقت دارد. دمای کاهش یافته طبق رابطه (۶۲) تعریف می‌شود.

$$T_{red} = \frac{(T_{in} - T_{amb})}{G} \quad (62)$$

با افزایش دمای کاهش یافته، دمای آب خروجی و دمای سلول فتوولتائیک افزایش می‌یابد، ولی بازده حرارتی، الکتریکی و بازده کلی کاهش می‌یابند.

در شکل‌های ۷ و ۸ تغییرات دمای آب خروجی و دمای پنل فتوولتائیک، بازده حرارتی، بازده الکتریکی و بازده کلی بر حسب تغییر دمای کاهش یافته ترسیم شده است.

جدول ۳: شرایط آب و هوا و شرایط عملیاتی در تحلیل پارامتری

Table 3. Weather condition and operational parameters for parametric analysis

مقدار	پارامتر
۲۵ (°C)	دمای محیط (T_{amb})
۸۰۰ (W/m ²)	شدت تابش خورشیدی (G)
۱ (m/s)	سرعت باد (V_w)
۰/۰۱۶ (kg/s)	نرخ جریان سیال (\dot{m})
۲۰-۵۰ (°C)	دمای آب ورودی (T_{in})
۱/۵ (m ²)	سطح کلکتور (A)
۱۲ (%)	بازدهی پنل فتوولتائیک در شرایط مرجع ($\eta_{el,ref}$)
۰/۰۰۲ (m)	ضخامت صفحه جذب (L_{abs})
۰/۰۱ (m)	قطر خارجی لوله (D_o)
۰/۰۰۸ (m)	قطر داخلی لوله (D_i)
۰/۱ (m)	فاصله بین لوله‌ها (W)

تجربی یا شبیه سازی هستند. پارامترهای مورد استفاده جوی، عملکردی و طراحی سیستم PV/T در فرآیند اعتبار سنجی در جدول ۱ و ۲ ارائه شده است. در شکل ۶ مقادیر تجربی و شبیه سازی بازدهی حرارتی بر حسب پارامتر $(T_{in} - T_{amb})/G$ نشان داده شده است. از بررسی این شکل مشاهده می‌شود که انطباق مناسبی بین مقادیر شبیه سازی مقاله کنونی و مقادیر تجربی مرجع [۲] وجود دارد. مقدار خطا ۲/۷۳ درصد است.

جدول ۱: شرایط جوی و عملیاتی در فرآیند اعتبارسنجی [۲]

Table 1. Values for operational weather condition during the validation process [2]

مقدار	پارامتر
۲۰ (°C)	دمای محیط (T_{amb})
۸۰۰ (W/m ²)	شدت تابش خورشیدی (G)
۱ (m/s)	سرعت باد (V_w)
۰/۰۲ (kg/s)	نرخ جریان سیال (\dot{m})
۴۵°	زاویه قرارگیری سیستم PV/T (φ)

جدول ۲: پارامترهای عملیاتی و طراحی در فرآیند اعتبارسنجی [۲]

Table 2. Values for design and operational parameters during the validation process [2]

مقدار	پارامتر
۱/۱۲ (m ²)	سطح جذب (A_{abs})
۰/۹۴ (m ²)	سطح فتوولتائیک (A_{pv})
۹/۷ (%)	بازدهی پنل فتوولتائیک در شرایط مرجع ($\eta_{el,ref}$)
۰/۷۷۶ (m)	طول کلکتور (L_c)
۰/۷۲۴ (m)	طول مجاری جریان (L)
۰/۹	ضریب صدور شیشه (ϵ_g)
۰/۹	ضریب صدور فتوولتائیک (ϵ_{pv})
۴۲۰۰ (J/kg.K)	ظرفیت حرارتی آب (C_{pw})
۰/۰۲۵ (W/m.K)	ضریب هدایت حرارتی هوا (k_{air})
۰/۹ (W/m.K)	ضریب هدایت حرارتی شیشه (k_{glass})
۰/۶ (W/m.K)	ضریب هدایت حرارتی آب (k_{water})
۰/۰۰۳۲ (m)	ضخامت پوشش شیشه‌ای ($L_{topglass}$)
۰/۰۰۳ (m)	ضخامت شیشه فتوولتائیک ($L_{PV_{glass}}$)
۰/۰۰۰۳۵ (m)	ضخامت سلول سیلیکونی (L_{cell})
۰/۰۰۲ (m)	ضخامت صفحه جذب (L_{abs})
۰/۰۱ (m)	قطر خارجی لوله (D_o)
۰/۰۰۸ (m)	قطر داخلی لوله (D_i)
۰/۰۹۵ (m)	فاصله بین لوله‌ها (W)
۰/۰۲ (m)	عرض لایه هوا (L_{air})

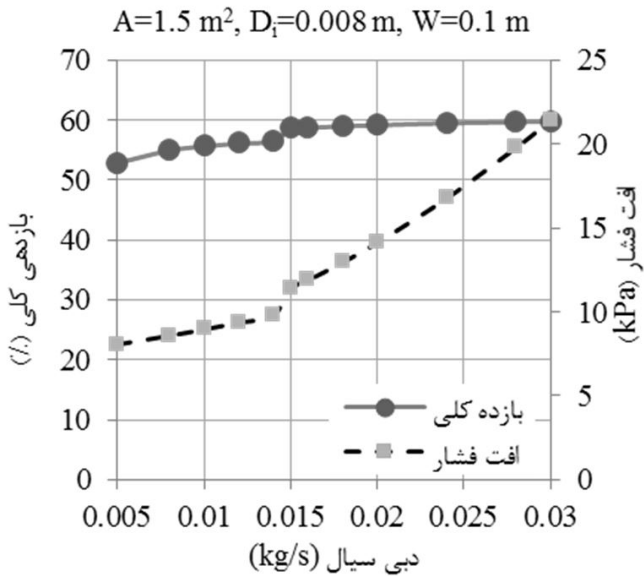


Fig. 9. Variation of overall efficiency and pressure drop with flow rate

شکل ۹: تغییر بازده کلی و افت فشار با تغییر دبی

مغشوش بالاتر است.

یکی از مزایای سیستم‌های ماریپیج نسبت به هدر-رایزر این است که این سیستم‌ها در دبی پایین جریان مغشوش دارند و ضریب انتقال حرارت بیشتر از مدل‌های هدر-رایزر است. در ناحیه جریان مغشوش، افزایش دبی تأثیر اندکی در افزایش بازدهی کلی دارد. در شکل ۹ افزایش افت فشار با افزایش دبی قابل مشاهده است. با افزایش دبی در گستره اشاره شده، افت فشار در ساختار ماریپیج از ۸ تا ۲۱ کیلوپاسکال افزایش پیدا می‌کند. برای لوله با قطر در نظر گرفته شده، سیال می‌تواند با دبی ۰/۰۱۶ کیلوگرم بر ثانیه جریان یابد. در این دبی، جریان مغشوش است و مقدار افت فشار نیز اندک است و در این حالت، انرژی مصرفی توسط پمپ می‌تواند با الکتریسیته تولیدی توسط پنل‌ها نیز تامین شود.

در شکل ۱۰ تغییرات بازده کلی و افت فشار با تغییر قطر لوله‌ها بررسی شده است. با توجه به اندازه لوله‌های مسی استاندارد موجود در بازار مقادیر ۰/۶۳۵، ۰/۸، ۱، ۱/۲، ۱/۵ و ۱/۶ سانتیمتر برای قطر خارجی لوله‌ها در نظر گرفته شده است.

در شکل ۱۰ فاصله مرکز تا مرکز لوله‌ها به اندازه $W=0/1$ متر در نظر گرفته شده و به این ترتیب تعداد لوله‌ها ثابت فرض می‌شود. با این فرض با افزایش قطر لوله‌ها، افت فشار کاهش می‌یابد.

مقدار افت فشار در قطرهای ۰/۶۳۵ و ۰/۸ سانتیمتر بالاست. اما در قطرهای بزرگتر، مقدار افت فشار کمتر از ۱۵ کیلوپاسکال است. اما در مورد بازده کلی، با افزایش قطر، بازده کلی تغییر اندکی دارد مگر در تغییر از قطر خارجی ۱ تا ۱/۲ سانتیمتر، که در دبی در نظر گرفته شده، در لوله با قطر خارجی ۱ سانتیمتر و کمتر از آن، جریان مغشوش است و برای لوله با قطر خارجی ۱/۲ سانتیمتر و بیشتر جریان آرام است و کاهش بازده کلی از ۶۴ تا ۶۱/۷ درصد است.

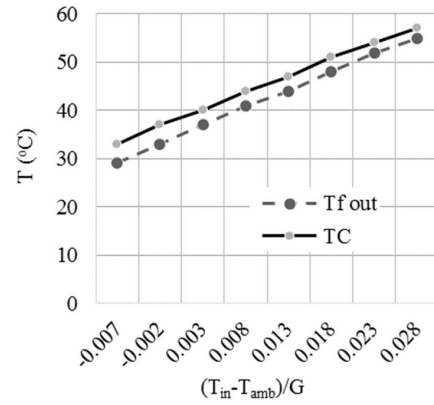


Fig. 7. Variation of outlet water and panel temperature with reduced temperature

شکل ۷: تغییر دمای آب خروجی و دمای پنل با تغییر دمای کاهش یافته

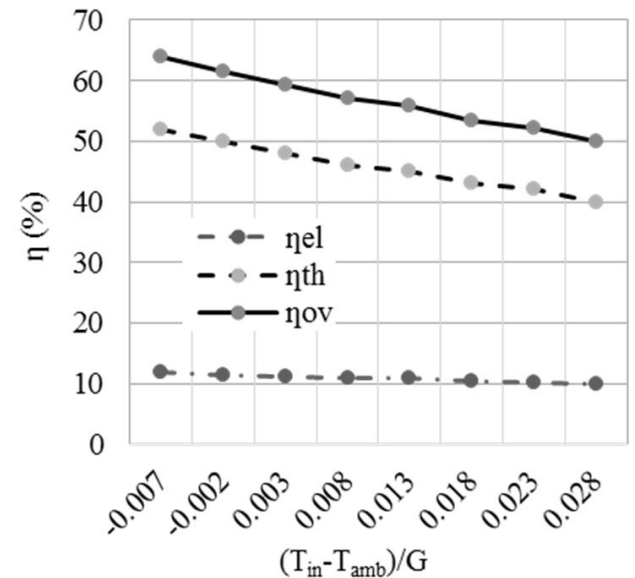


Fig. 8. Variation of thermal, electrical and overall efficiency with reduced temperature

شکل ۸: تغییر بازده حرارتی، الکتریکی و کلی با دمای کاهش یافته

همان‌طور که در شکل ۸ مشاهده می‌شود، بیشتر شدن مقدار دمای کاهش یافته، تأثیر بیشتری بر کاهش میزان بازدهی حرارتی و در نتیجه بازدهی کل سیستم دارد. در شکل ۹ تغییرات بازده کلی و افت فشار با تغییر دبی بررسی شده است. با فرض دمای آب ورودی ۲۵ درجه سلسیوس، با افزایش دبی از ۰/۰۰۵ تا ۰/۰۱۴ کیلوگرم بر ثانیه، بازده کلی افزایش ۶/۹ درصدی دارد. اما با افزایش دبی از ۰/۰۱۴ به ۰/۰۱۶ کیلوگرم بر ثانیه، بازده کلی از ۵۶ درصد تا ۵۹ درصد افزایش می‌یابد و جهش قابل توجهی در افزایش بازده کلی مشاهده می‌شود. علت آن گذار رژیم جریان سیال از حالت آرام به حالت مغشوش است. با قطر لوله و نیز دمای آب ورودی در نظر گرفته شده، تا محدوده دبی ۰/۰۱۴ کیلوگرم بر ثانیه، جریان در ناحیه آرام قرار دارد و با افزایش دبی بیش از مقدار ذکر شده وارد ناحیه مغشوش می‌شود که ضریب انتقال حرارت افزایش یافته و بازده حرارتی در جریان

کاهش می‌یابد. با افزایش فاصله بین لوله‌ها، تعداد لوله‌ها در مساحت معین کاهش می‌یابد. با کاهش تعداد لوله‌ها بازده حرارتی سیستم کم می‌شود. همچنین با کاهش تعداد لوله‌ها، طول لوله‌ها کمتر شده و افت فشار نیز کاهش می‌یابد. با افزایش فاصله بین لوله‌ها به بیش از ۰/۱ متر، کاهش افت فشار در سیستم ناچیز بوده و در محدوده ۱۱ تا ۹ کیلوپاسکال است. در تعیین فاصله بین لوله‌ها، اندازه سلول‌های خورشیدی مهم است، بهترین حالت این است که زیر هر سلول خورشیدی حداقل یک لوله عبور کند تا دمای آن سلول را کاهش دهد. با کاهش فاصله بین لوله‌ها، بازده کلی افزایش می‌یابد، ولی باید به این نکته توجه داشت که افزایش تعداد لوله باعث افزایش هزینه ساخت و نیز افزایش افت فشار و در نتیجه افزایش انرژی مصرفی پمپ می‌شود. در ادامه برای بررسی بهتر تأثیر تغییر پارامترها، تغییرات بازده کلی و افت فشار با تغییر دو پارامتر بررسی شده است. در شکل‌های ۱۲ و ۱۳ تغییرات بازده کلی و افت فشار با تغییر دبی و فاصله بین لوله‌ها ارائه شده است.

در دبی بالاتر از ۰/۱۴ کیلوگرم بر ثانیه، رژیم جریان مغشوش می‌شود و در فاصله بین لوله‌ها برابر با ۵ و ۷ سانتیمتر، افت فشار به بیش از ۱۵ کیلوپاسکال می‌رسد. آنچه مطلوب طراحی است، حالتی است که بیشترین بازده و کمترین افت فشار اتفاق بیفتد.

در شکل‌های ۱۴ و ۱۵ تغییرات بازده کلی و افت فشار با تغییر دبی و قطر لوله‌ها نشان داده شده است. افت فشار در قطرهای کوچک (کمتر از ۱ سانتیمتر) بالاست. در مورد بازده کلی، تغییرات بازده با افزایش قطر اندک است. آن‌چه از تغییرات بازده کلی نتیجه‌گیری می‌شود این است که با افزایش قطر، جریان در دبی‌های بالاتری از ناحیه آرام به ناحیه مغشوش گذر می‌کند، بنابراین قطر کوچک‌تر با افت فشار کمتر انتخاب مناسب‌تری خواهد بود.

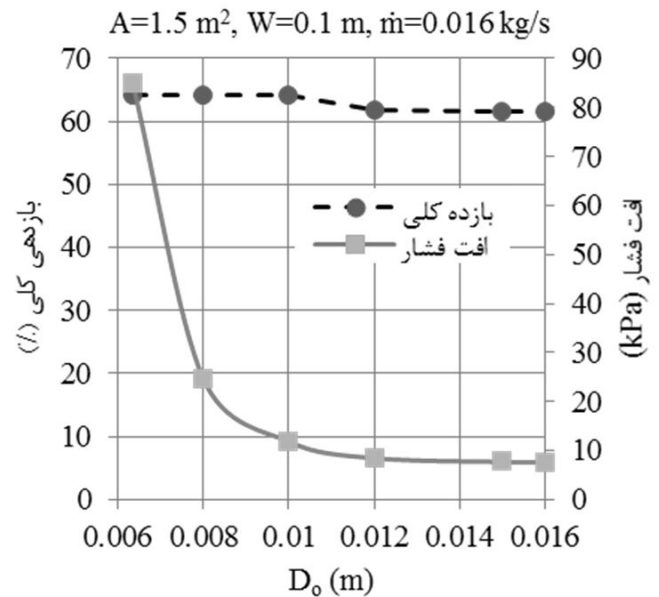


Fig. 10. Variation of overall efficiency and pressure drop with pipe diameter

شکل ۱۰: تغییر بازده کلی و افت فشار با قطر لوله

در ناحیه مغشوش یا آرام، با افزایش قطر، ضریب انتقال حرارت در لوله کاهش می‌یابد که منجر به کاهش بازده حرارتی می‌شود. البته شیب کاهش اندک است. اندازه قطر لوله در مدل مارپیچ اهمیت فراوانی دارد. به منظور دستیابی به جریان مغشوش، بهتر است قطر لوله کوچک‌تر باشد. با توجه به مقدار افت فشار در این شکل، لوله با قطر خارجی ۱ سانتیمتر نسبت به قطرهای کوچک‌تر، افت فشار کمتری دارد و می‌تواند انتخاب مناسبی برای قطر لوله باشد. در شکل ۱۱ تغییرات بازده کلی و افت فشار با تغییر فاصله بین لوله‌ها بررسی شده است.

فاصله بین لوله‌ها از ۰/۰۵ تا ۰/۱۸ متر تغییر می‌کند. با افزایش فاصله بین لوله‌ها، بازده کلی از ۵۹ تا ۵۵ درصد و افت فشار از ۱۷ تا ۹ کیلو پاسکال

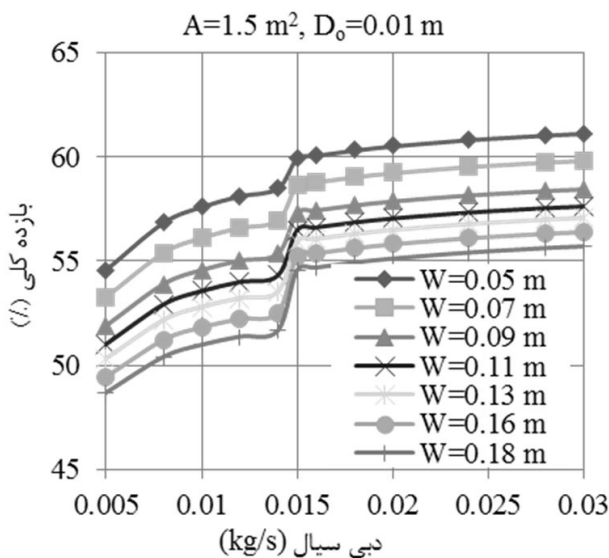


Fig. 12. Variation of overall efficiency with flow rate and the distance between pipes

شکل ۱۲: تغییر بازده کلی با تغییر دبی و فاصله بین لوله‌ها

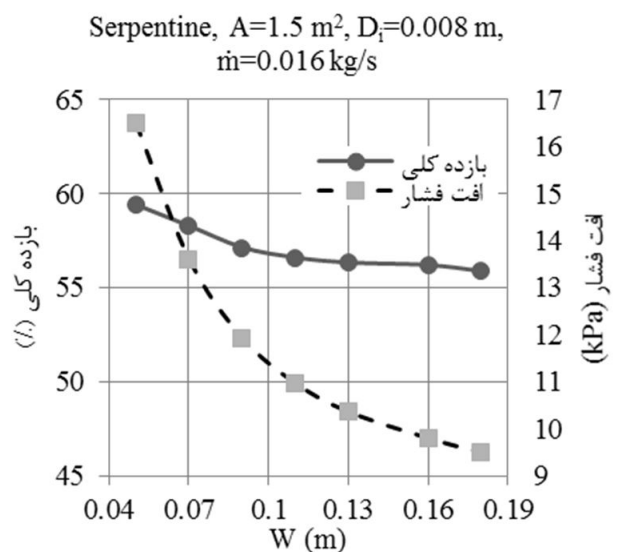


Fig. 11. Variation of overall efficiency and pressure drop with the distance between pipes

شکل ۱۱: تغییر بازده کلی و افت فشار با تغییر فاصله بین لوله‌ها

۳- نتیجه گیری

در این مقاله شبیه سازی و تحلیل پارامتری سیستم فتوولتائیک حرارتی با آرایش ورق و لوله ماریپج انجام شده است. شبیه سازی مبتنی بر مدل عددی در آرایش ورق و لوله ماریپج برای سیستم PV/T آب خنک انجام شده است. بر این اساس با توسعه یک کد در نرم افزار متلب، مدل ارائه شده با خطایی در حدود ۲/۷۳ درصد، تطابق خوبی با داده‌های تجربی دارد. نتایج نشان می‌دهد، نمونه مدل شده، بازدهی حرارتی در حدود ۴۰ تا ۵۰ درصد و بازدهی الکتریکی در حدود ۱۰ درصد دارد.

در ادامه به منظور بررسی وضعیت پارامترهای عملکردی بر اساس پارامترهای کنترلی و مستقل، تحلیل پارامتری انجام شده است. در یک رویکرد کلی، تغییرات بازده کلی و افت فشار با تغییر پارامترهای دبی سیال، فاصله بین لوله‌ها و قطر لوله‌ها بررسی شده است. نتایج نشان می‌دهد که افزایش دبی، کاهش فاصله بین لوله‌ها و کاهش قطر لوله‌ها منجر به افزایش بازده کلی می‌شود. در حالی که افت فشار با افزایش دبی، کاهش فاصله بین لوله‌ها و کاهش قطر لوله‌ها افزایش می‌یابد.

آنچه مطلوب طراحی است، حالتی است که در آن بیشترین بازده و کمترین افت فشار به دست آید. در شرایط آب و هوایی در نظر گرفته شده در این پژوهش، عملکرد سیستم PV/T با دبی جرمی ۰/۰۱۶ کیلوگرم بر ثانیه و با لوله‌هایی به قطر خارجی ۱ سانتیمتر و با فاصله ۷ تا ۱۱ سانتیمتر از یکدیگر مطلوب است. محدوده مورد نظر برای پارامترهای دبی، قطر لوله و تعداد لوله‌ها، با توجه به شرایط آب و هوایی مختلف متغیر خواهد بود. با بهینه سازی سیستم، می‌توان به کمک تجهیزات کنترلی شرایط بهینه عملکرد را تنظیم کرد.

مبتنی بر نتایج حاصل شده، با تحلیل پارامتری می‌توان شرایط پارامترهای کنترلی و عملکردی را مورد ارزیابی قرار داده و بر اساس آن خروجی مورد انتظار را در یک چارچوب منطقی مشخص کرد. این موضوع یک گام مهم جهت کمک به طراحی سیستم خواهد بود. در ادامه این پژوهش سعی بر آن است که با استفاده از نتایج شبیه سازی، طراحی و ساخت یک نمونه سیستم PV/T با مشخصات مذکور انجام پذیرد و مبنای تئوری مسأله در حالت تجربی مورد ارزیابی قرار گیرد. در نهایت مبتنی بر نتایج شبیه سازی و خروجی داده‌های سیستم طراحی و ساخته شده، با در نظر گرفتن مسائل اقتصادی، مدل بهینه سیستم توسعه داده شود.

تشکر و قدردانی

نویسندگان مقاله از معاونت محترم پژوهش و فناوری جهاد دانشگاهی و رئیس محترم پژوهشکده توسعه صنایع شیمیایی ایران به علت حمایت از به انجام رسیدن این پژوهش تقدیر می‌نمایند.

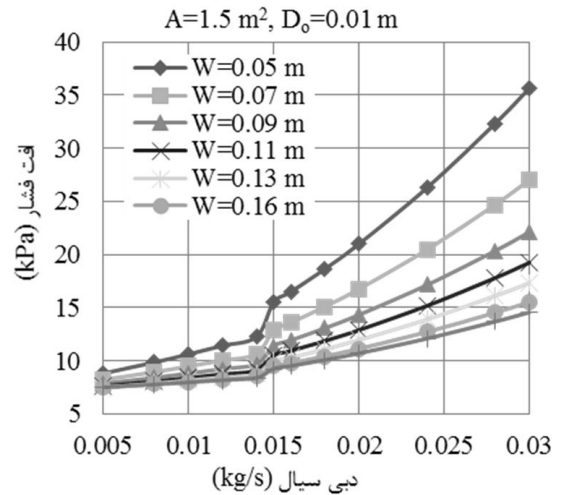


Fig. 13. Variation of pressure drop with flow rate and the distance between pipes

شکل ۱۳: تغییر افت فشار با تغییر دبی و فاصله بین لوله‌ها

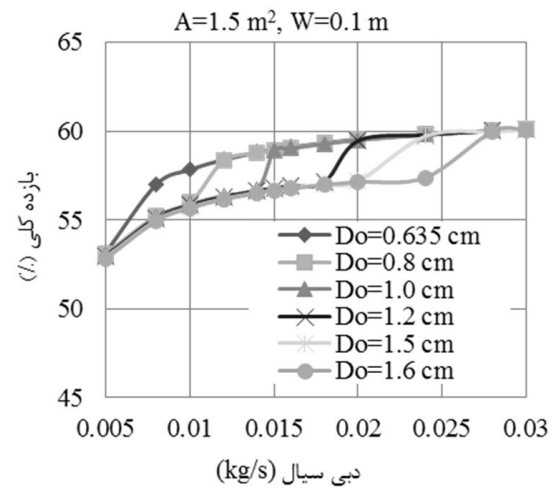


Fig. 14. Variation of overall efficiency with flow rate and pipe diameter

شکل ۱۴: تغییر بازده کلی با تغییر دبی و قطر لوله

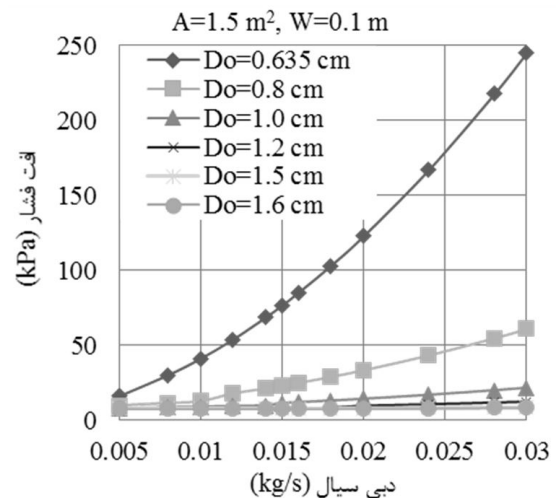


Fig. 15. Variation of pressure drop with flow rate and pipe diameter

شکل ۱۵: تغییر افت فشار با تغییر دبی و قطر لوله

فهرست علائم

علائم یونانی			
α	ضریب جذب نور	A	مساحت، m^2
ε	ضریب صدور	A_c	سطح صفحه جاذب، m^2
η	بازده	A_{cell}	سطح سلول‌های خورشیدی، m^2
τ	ضریب انتقال نور	B	عرض صفحه جاذب روی یک مجرای جریان، m
Σ	ثابت استفان بولتزمن، W/m^2K^4	C_{pw}	ظرفیت حرارتی ویژه آب، J/kg.K
δ	تابع دلتا	D	قطر، m
ρ	چگالی سیال	FF	ضریب پرکنندگی
$(\tau\alpha)_{eff}$	ضریب انتقال-جذب موثر	f	ضریب اصطکاک
β	ضریب دمایی	F_R	ضریب برداشت حرارت
β_{cell}	ضریب فشردگی	G_t	شدت تابش خورشیدی، W/m^2
φ	زاویه شیب سیستم PV/T	H	ضریب انتقال حرارت، $W/m^2.K$
زیرنویس		K	قابلیت هدایت حرارتی، $W/m.K$
abs	جاذب	L	ضخامت، طول مجاری جریان، m
adh	چسب	\dot{m}	نرخ جریان، kg/s
air	هوا	N	تعداد مجاری جریان
amb	هوای محیط	Nu	عدد ناسلت
b	پایه، سطح زیرین	Ra	عدد رایلی
bs	پشت تدار	Re	عدد رینولدز
conv	جابه‌جایی	Pr	عدد پرانتل
cell	سلول خورشیدی	\dot{Q}	نرخ انتقال حرارت
D	قطر	q_i	جریان حرارتی وارد شده به قسمت i ام
el	الکتریکی	\dot{S}	نرخ انتقال حرارت
F, f	سیال	T	دما، $^{\circ}C$
G, g	شیشه، پوشش شفاف	U_b	ضریب انتقال حرارت کلی از سطح پایین PV/T به محیط، $W/m^2.K$
i	داخلی	U_L	ضریب اتلاف حرارتی کلی، $W/m^2.K$
in	ورودی	U_i	ضریب اتلاف حرارت از بالای PV/T به محیط، $W/m^2.K$
ins	عایق	U_T	ضریب انتقال حرارت هدایتی از سلول خورشیدی به سیال از طریق تدار، $W/m^2.K$
o	خارجی	U_{tw}	ضریب انتقال حرارت کلی از شیشه به جریان سیال از طریق تدار و سلول خورشیدی، $W/m^2.K$
out	خروجی	V	سرعت متوسط سیال
ov	کلی	V_w	سرعت باد
P	صفحه جاذب	W	فاصله مجاری جریان، m
r	تابشی		
ref	مرجع		
s	آسمان		
si	سیلیکون		

system with natural circulation, *Applied Energy*, 84(2), (2007) 222-237.

سطح بالایی	t
تدلار	T
حرارتی	th
لوله	tube
باد	w
مفید	u, useful

- [10] A. Tiwari, S. Dubey, G.S. Sandhu, M.S. Sodha, S.I. Anwar, Exergy analysis of integrated photovoltaic thermal solar water heater under constant flow rate and constant collection temperature modes, *Applied Energy*, 86(12), (2009) 2592-2597.
- [11] P. Charalambous, S.A. Kalogirou, G.G. Maidment, K. Yiakoumetti, Optimization of the photovoltaic thermal (PV/T) collector absorber, *Solar Energy*, 85(5), (2011) 871-880.
- [12] F. Shan, L. Cao, G. Fang, Dynamic performances modeling of a photovoltaic-thermal collector with water heating in buildings, *Energy and Buildings*, 66, (2013) 485-494.
- [13] G. Evola, L. Marletta, Exergy and thermoeconomic optimization of a water-cooled glazed hybrid photovoltaic/thermal (PVT) collector, *Solar Energy*, 107, (2014) 12-25.
- [14] J. Tamayo Vera, T. Laukkanen, K. Sirén, Performance evaluation and multi-objective optimization of hybrid photovoltaic-thermal collectors, *Solar Energy*, 102, (2014) 223-233.
- [15] M.A.M. Rosli, S. Misha, K. Sopian, S. Mat, M.Yusof Sulaiman, E. Salleh, Parametric analysis on heat removal factor for a flat plate solar collector of serpentine tube, *World Applied Sciences Journal*, 29(2), (2014) 184-187.
- [16] H.A. Zondag, D.W. de Vries, W.G.J. van Helden, R.J.C. van Zolingen, A.A. van Steenhoven, The yield of different combined PV-thermal collector designs, *Solar energy*, 74(3), (2003) 253-269.
- [17] J. Duffie, W. Beckman, *Solar Engineering of Thermal Processes*, A Wiley-Inter science Publication, John Wiley & Sons, New York, 1980.
- [18] S.I. Abdel-Khalik, Heat removal factor for a flat-plate solar collector with a serpentine tube, *Solar Energy*, 18(1), (1976) 59-64.
- [19] T.T. Chow, Performance analysis of photovoltaic-thermal collector by explicit dynamic model, *Solar Energy*, 75(2), (2003) 143-152.
- [20] J. Ji, H. He, T. Chow, G. Pei, W. He, K. Liu, Distributed dynamic modeling and experimental study of PV evaporator in a PV/T solar-assisted heat pump, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 52(5-6), (2009) 1365-1373.

منابع

- [1] X. Zhang, X. Zhao, S. Smith, J. Xu., X. Yu, Review of R&D progress and practical application of the solar photovoltaic/thermal (PV/T) technologies, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 16, (2012) 599-617.
- [2] H.A. Zondag, D.W. de Vries, W.G.J. van Helden, R.J.C. van Zolingen, A.A. van Steenhoven, The thermal and electrical yield of a PV-thermal collector, *Solar Energy*, 72(2), (2002) 113-128.
- [3] K. Sopian, G.L. Jin, M. Yusof Othman, S.H. Zaidi, M. Hafidz Ruslan, Advanced Absorber Design for Photovoltaic Thermal (PV/T) Collectors, Recent Researches in Energy, *Environment and Landscape Architecture*, 978-1-6180, (2011) 77-83.
- [4] A. Tiwari, M. Sodha, Performance evaluation of solar PV/T system: an experimental validation, *Solar Energy*, 80(7), (2006) 751-759.
- [5] A. Ibrahim, M.Y. Othman, M.H. Ruslan, M.A. Alghoul, M. Yahya, A. Zaharim, K. Sopian, Performance of photovoltaic thermal collector (PVT) with different absorbers design, *WSEAS Transactions on Environment and Development*, 5(3), (2009) 321-330.
- [6] M. Boubekri, A. Chaker, A. Cheknane, Numerical approach for performance study of hybrid PV/Thermal collector, *Revue des Energies Renouvelables*, 12(3), (2009) 355-368.
- [7] R. Santbergen, C.C.M. Rindt, H.A. Zondag, R.J.Ch. van Zolingen, Detailed analysis of the energy yield of systems with covered sheet-and-tube PVT collectors, *Solar Energy*, 84, (2010) 867-878.
- [8] S. Dubey, A.A.O. Tay, Testing of two different types of photovoltaic-thermal (PVT) modules with heat flow pattern under tropical climatic conditions, *Energy for Sustainable Development*, 17(1), (2013) 1-12.
- [9] J. Ji, J.P. Lu, T.T. Chow, W. He, G. Pei, A sensitivity study of a hybrid photovoltaic/thermal water-heating

collector with and without glass cover, *Applied Energy*,
86(3), (2009) 310-316

[21] T.T. Chow, G. Pei, K.F. Fong, Z. Lin, A.L.S. Chan, J.
Ji, Energy and exergy analysis of photovoltaic–thermal

برای ارجاع به این مقاله از عبارت زیر استفاده کنید:

Please cite this article using:

M. Shakouri, A. Noorpoor, S. Golzari, M. Zamen, Energy Simulation and Parametric Analysis of Water Cooled Photovoltaic/Thermal System, *Amirkabir J. Mech. Eng.*, 50(6) (2018) 1361-1374.
DOI: 10.22060/mej.2017.12703.5402

