

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ



دانشکده مهندسی مکانیک و مکاترونیک

پایان نامه کارشناسی ارشد

رشته مهندسی سیستم های انرژی

گرایش سیستم های انرژی

بررسی تجربی خنک کاری پنل های فتوولتائیک با استفاده از انواع لوله های حرارتی

نگارنده: حسین عشقی

اساتید راهنما

دکتر محمد ضامن

دکتر مصطفی کاهانی

بهمن ۱۴۰۰

در این صفحه صورت جلسه دفاع را قرار دهید. لازم است پس از صحافی این صفحه مجدداً توسط دانشکده مهر گردد و استاد راهنما با امضای خود اصلاحات پایان نامه را تایید کند.

تقدیم اثر

خدای را بسی شاکرم ، مادر و پدری فداکار و دو برادر گران قدر نصیبم ساخته که در سختی ها و دشواری های زندگی همواره یآوری دلسوز و فداکار و پشتیبانی محکم برایم بوده اند.

تقدیم به وجود با ارزشتان...

که وجودشان شادی بخش و صفایشان مایه آرامش من است.

تشکر و قدردانی

انجام این پروژه را مدیون زحمات اساتید محترم، جناب آقایان دکتر ضامن و دکتر کاهانی هستم چراکه بدون راهنمایی‌های ایشان تامین این پایان‌نامه بسیار مشکل می‌نمود. لذا از زحمات ایشان تشکر می‌نمایم و طول عمر باعزت را برایشان از خداوند مسالت می‌نمایم.

در پایان از تمام کسانی که (دوستان) در انجام این پروژه، موجب دلگرمی بنده بودند تشکر می‌نمایم.

تعمدنامه

اینجانب حسین عشقی دانشجوی دوره کارشناسی ارشد رشته مهندسی سیستم های انرژی دانشکده مهندسی مکانیک و مکاترونیک دانشگاه صنعتی شاهرود نویسنده پایان نامه "بررسی تجربی خنک کاری پنل های فتوولتاییک با انواع لوله های حرارتی" تحت راهنمایی دکتر محمد ضامن و دکتر مصطفی کاهانی متعهد می شوم.

- تحقیقات در این پایان نامه توسط اینجانب انجام شده است و از صحت و اصالت برخوردار است .
- در استفاده از نتایج پژوهشهای محققان دیگر به مرجع مورد استفاده استناد شده است .
- مطالب مندرج در پایان نامه تاکنون توسط خود یا فرد دیگری برای دریافت هیچ نوع مدرک یا امتیازی در هیچ جا ارائه نشده است .
- کلیه حقوق معنوی این اثر متعلق به دانشگاه صنعتی شاهرود می باشد و مقالات مستخرج با نام « دانشگاه صنعتی شاهرود » و یا « Shahrood University of Technology » به چاپ خواهد رسید .
- حقوق معنوی تمام افرادی که در به دست آمدن نتایج اصلی پایان نامه تأثیرگذار بوده اند در مقالات مستخرج از پایان نامه رعایت می گردد.
- در کلیه مراحل انجام این پایان نامه ، در مواردی که از موجود زنده (یا بافتهای آنها) استفاده شده است ضوابط و اصول اخلاقی رعایت شده است .
- در کلیه مراحل انجام این پایان نامه، در مواردی که به حوزه اطلاعات شخصی افراد دسترسی یافته یا استفاده شده است اصل رازداری ، ضوابط و اصول اخلاق انسانی رعایت شده است .

تاریخ

امضای دانشجو

مالکیت نتایج و حق نشر

کلیه حقوق معنوی این اثر و محصولات آن (مقالات مستخرج ، کتاب ، برنامه های رایانه ای ، نرم افزار ها و تجهیزات ساخته شده است) متعلق به دانشگاه صنعتی شاهرود می باشد . این مطلب باید به نحو مقتضی در تولیدات علمی مربوطه ذکر شود . استفاده از اطلاعات و نتایج موجود در پایان نامه بدون ذکر مرجع مجاز نمی باشد.

چکیده

دمای سطح پنل‌های فتوولتائیک با افزایش تابش خورشیدی، افزایش می‌یابد. این امر منجر به کاهش توان الکتریکی پنل و همچنین کاهش عمر آن می‌گردد. جهت رفع مشکل یاد شده روش‌های مختلفی ارائه گردیده که یکی از این روش‌ها استفاده از لوله گرمایی ترموسیفونی می‌باشد. با اتصال لوله گرمایی ترموسیفونی به پشت پنل به عنوان تبخیرکننده و اتصال بخش دیگر لوله تحت عنوان چگالنده به یک مخزن آب، انتقال حرارت از پشت پنل به آب درون مخزن صورت می‌پذیرد و در نتیجه دمای سطح پنل را می‌توان کاهش داد. در این پژوهش به مقایسه تئوری و تجربی تاثیر سطح مقطع ترموسیفون که شامل تک لوله گرمایی با سطح مقطع دایره‌ای و تک لوله گرمایی با سطح مقطع مربعی می‌باشد، پرداخته می‌شود. همچنین مقایسه تعداد لوله‌های گرمایی متصل به پشت پنل که شامل تک لوله گرمایی و آرایه دو لوله گرمایی با سطح مقطع دایره‌ای است، نیز بررسی شده است. در طراحی جدید صورت گرفته جهت داشتن انتقال حرارت بهتر، سلول‌های خورشیدی بر روی یک صفحه آلومینیومی مونتاژ شده است. همچنین شیارهایی بر روی هر سه پنل مطابق با سطح مقطع لوله‌ها در راستای طول پنل زده شده تا سطح تماس لوله‌های گرمایی ترموسیفونی با صفحه آلومینیومی بیشتر گردد. در حالت تک لوله دایره‌ای و مربعی محل شیار و اتصال لوله‌ها در مرکز پنل و برای دولوله‌ای دو شیار با فاصله از هم در مرکز آن در نظر گرفته شده است. ضمناً تاثیر سه مقدار مختلف از نسبت پرشدن شامل ۲۵، ۴۵ و ۶۵ درصد نیز مورد بررسی قرار گرفته

است. بنابر نتایج بدست آمده تجربی، بهترین عملکرد سیستم در نسبت پرشدن ۴۵ درصد حاصل می‌گردد.

در مقایسه بین سطح مقطع دایره‌ای و مربعی، سطح مقطع مربعی با توجه به سطح تماس بیشتر و موثرتری که با پشت پنل دارد، عملکرد بهتری نسبت به تک لوله دایره‌ای از خود نشان می‌دهد. در این حالت مقدار حرارت منتقل شده به آب مخزن در تک لوله مربعی، ۲۶/۴۵ درصد نسبت به تک لوله دایره بیشتر بوده است. در مقایسه تعداد لوله‌های گرمایی متصل به پنل نیز در حالت دو لوله‌ای شاهد ۴۷/۰۳ درصد حرارت منتقل شده بیشتر نسبت به تک لوله دایره‌ای بوده‌ایم. از نظر الکتریکی در نسبت پرشدن ۴۵ درصد، برای پنل خنک‌کاری شده با تک لوله دایره‌ای و مربعی به ترتیب ۲/۵۱ و ۳/۸۵ درصد توان خروجی بیشتری نسبت به پنل ساده ثبت گردیده است. همچنین در این پایان نامه علاوه بر بررسی تجربی مدلسازی سیستم نیز صورت گرفت. پس از اعتبارسنجی مدل ریاضی ارائه شده با نتایج تجربی، درصد خطای لحظه‌ای دمای آب مخزن در حالت تک لوله دایره‌ای، مربعی و دولوله دایره‌ای به ترتیب برابر ۳/۷۵، ۱۱/۵۴ و ۴/۴۱ می‌باشد. همچنین مقدار درصد خطای تغییرات دما که به نوعی بیان کننده درصد خطای حرارت دریافت شده بین مدلسازی و نتایج تجربی نیز است، به طور متوسط ۲۷/۶۲ بدست آمده است.

کلمات کلیدی: پنل فتوولتائیک/حرارتی، خنک‌کاری، لوله گرمایی ترموسیفونی، سطح مقطع

لیست مقالات مستخرج از پایان نامه

- ۱- Eshghi, H., M. Kahani, and m. Zamen, (2022) “Cooling of photovoltaic panel equipped with single circular heat pipe”: *Experimental study*. **Renewable Energy Research and Applications**, ۲۰۲۲.

فهرست مطالب

ل	فهرست جداول
م	فهرست اشکال
ع	فهرست علائم
۱	فصل ۱: مقدمه
۲.....	۱-۱ مقدمه
۲.....	۱-۲ پنل فتوولتائیک
۳.....	۱-۳ انواع روش های خنک کاری پنل های فتوولتائیک
۴.....	۱-۳-۱ سیستم خنک کاری با استفاده از مواد تغییر فازدهنده
۴.....	۱-۳-۲ سیستم خنک کاری با استفاده از ترموالکتریک خنک شونده با هیت سینک
۵.....	۱-۳-۳ سیستم خنک کاری با استفاده از عبور اجباری جریان سیال
۶.....	۱-۳-۴ سیستم خنک کاری با استفاده از عبور اجباری جریان هوا
۷.....	۱-۳-۵ سیستم خنک کاری با استفاده از جریان طبیعی هوا
۸.....	۱-۳-۶ سیستم خنک کاری با استفاده از لوله گرمایی
۱۱	فصل ۲: پیشینه تحقیق
۱۲.....	۲-۱ مقدمه
۱۲.....	۲-۲ مروری بر تحقیقات گذشته
۱۲.....	۲-۲-۱ سیستم خنک کاری با استفاده از مواد تغییر فاز دهنده
۱۴.....	۲-۲-۲ سیستم خنک کاری با استفاده از ترموالکتریک خنک شونده با هیت سینک

- ۲-۲-۳ سیستم خنک‌کاری با استفاده از عبور اجباری جریان سیال ۱۵
- ۲-۲-۴ سیستم خنک‌کاری با استفاده از عبور اجباری جریان هوا ۱۶
- ۲-۲-۵ سیستم خنک‌کاری با استفاده از جریان طبیعی هوا ۱۷
- ۲-۲-۶ سیستم خنک‌کاری با استفاده از لوله گرمایی ۱۷
- ۲-۳ معرفی پژوهش حاضر ۲۶
- ۲-۴ نوآوری پژوهش ۲۷

فصل ۳: نحوه ساخت ، نحوه انجام آزمایش و نتایج آن

۲۹

- ۳-۱ مقدمه ۳۰
- ۳-۲ نحوه ساخت ۳۰
- ۳-۲-۱ پنل فتوولتائیک ۳۰
- ۳-۲-۲ لوله گرمایی ۳۳
- ۳-۲-۳ مخزن آب ۳۵
- ۳-۲-۴ تکمیل نهایی سیستم خنک‌کاری ۳۵
- ۳-۳ نحوه انجام آزمایش ۴۰
- ۳-۴ نتایج تجربی ۴۳
- ۳-۴-۱ نسبت پرشدن ۲۵ درصد ۴۴
- ۳-۴-۲ نسبت پرشدن ۴۵ درصد ۴۶
- ۳-۴-۳ نسبت پرشدن ۶۵ درصد ۴۸
- ۳-۴-۴ جمع‌بندی ۵۰

فصل ۴: مدلسازی و اعتبارسنجی مدل

۵۳

- ۴-۱ مقدمه ۵۴
- ۴-۲ پنل فتوولتائیک ۵۵

۵۵.....	۴-۲-۱ موازنه انرژی پوشش شیشه‌ای پنل.....
۵۶.....	۴-۲-۲ موازنه انرژی سلول خورشیدی.....
۵۷.....	۴-۲-۳ موازنه انرژی صفحه آلومینیومی.....
۵۸.....	۴-۳ لوله گرمایی.....
۵۸.....	۴-۳-۱ موازنه انرژی تبخیرکننده.....
۶۰.....	۴-۳-۲ موازنه انرژی چگالنده.....
۶۰.....	۴-۳-۳ موازنه انرژی مخزن آب.....
۶۳.....	۴-۴ نتایج مدل ریاضی و اعتبارسنجی آن.....
۶۹.....	۴-۵ بررسی سرعت باد بر خنک‌کاری.....
۷۱	فصل ۵: نتیجه‌گیری
۷۲.....	۵-۱ نتیجه‌گیری.....
۷۳.....	۵-۲ پیشنهادات.....
۷۴	مراجع

فهرست جداول

- جدول ۱-۳. مشخصات پنل‌های ساخته شده ۳۲
- جدول ۲-۳. ابعاد لوله‌های گرمایی مورد استفاده در سیستم‌های خنک‌کاری ۳۳
- جدول ۳-۳. داده‌های اندازه‌گیری شده ۴۱
- جدول ۱-۴. مقادیر پارامترهای استفاده شده در بخش موازنه انرژی پوشش شیشه‌ای در مدل حرارتی.. ۵۵
- جدول ۲-۴. مقادیر پارامترهای استفاده شده در بخش موازنه انرژی سلول خورشیدی ۵۷
- جدول ۳-۴. مقادیر پارامترهای استفاده شده در بخش موازنه انرژی در صفحه آلومینیومی ۵۸
- جدول ۴-۴. مقادیر پارامترهای استفاده شده در بخش موازنه انرژی لوله گرمایی و مخزن آب ۶۱
- جدول ۵-۴. خواص آب مقطر [۴۲] ۶۲

فهرست اشکال

- شکل ۱-۱. خنک‌سازی با استفاده از مواد تغییر فاز دهنده [۱] ۴
- شکل ۲-۱. شماتیک سیستم هیبریدی PV/TE با هیت سینک [۲] ۵
- شکل ۳-۱. طرحی از سیستم خنک‌کاری شده با عبور اجباری سیال [۳] ۶
- شکل ۴-۱. سه نمونه سیستم خنک‌کاری (الف، ب و ج) با هوا [۴] ۷
- شکل ۵-۱. خنک‌کاری پنل با اتصال پره‌های آلومینیومی به سطح پشتی پنل خورشیدی [۵] ۸
- شکل ۶-۱. شماتیک عملکرد لوله گرمایی ترموسیفونی [۶] ۹
- شکل ۷-۱. شماتیک خنک‌کاری پنل با استفاده از لوله گرمایی [۷] ۱۰
- شکل ۱-۲. حالت نهایی مورد ارزیابی قرار گرفته شده [۱۳] ۱۵
- شکل ۲-۲. شماتیک دستگاه مورد آزمایش [۲۳] ۱۹
- شکل ۳-۲. شماتیک سیستم [۲۴] ۲۰
- شکل ۴-۲. شماتیک کلی سیستم ترکیبی لوله گرمایی حلقوی با پمپ گرمایی در اتصال با پنل خورشیدی [۲۸] ۲۲
- شکل ۵-۲. شماتیک سیستم خنک‌کاری پنل با استفاده از لوله‌های گرمایی ترموسیفونی [۳۰] ۲۳
- شکل ۶-۲. شماتیک سیستم پیشنهادی با استفاده از لوله گرمایی مینی حلقه [۳۵] ۲۵
- شکل ۷-۲. شماتیک سیستم ساخته شده ۲۷
- شکل ۱-۳. صفحات آلومینیومی برش خورده (الف) برش با مقطع دایره‌ای (ب) دو برش با مقطع دایره‌ای (ج) برش با مقطع مربعی ۳۱
- شکل ۲-۳. پنل‌های فتوولتائیک ساخته شده ۳۲
- شکل ۳-۳. سازه تکمیل شده خورشیدی ۳۳
- شکل ۴-۳. لوله‌های گرمایی ترموسیفونی مورد استفاده ۳۴

- شکل ۳-۵. اتصال مهره و شیر به لوله‌های ترموسیفونی در قسمت پایینی سیستم ۳۴
- شکل ۳-۶. مخازن ساخته شده از جنس پی وی سی ۳۵
- شکل ۳-۷. اتصال یکی از مخازن به لوله گرمایی ترموسیفونی ۳۶
- شکل ۳-۸. مکانیزم اتصال دو لوله گرمایی به پشت پنل ۳۶
- شکل ۳-۹. اتصال نهایی لوله‌های گرمایی به پشت پنل ۳۷
- شکل ۳-۱۰. نصب عایق پلی اتیلن الف) بر پشت پنل ب) مخازن آب ۳۸
- شکل ۳-۱۱. تکمیل فرایند عایق‌کاری با نصب عایق ۲ سانتی‌متری به دور مخازن ۳۹
- شکل ۳-۱۲. نصب سازه نهایی بر روی استراکچر یک درجه آزادی ۳۹
- شکل ۳-۱۳. خلاء نمودن لوله‌های گرمایی ۴۰
- شکل ۳-۱۴. بورت مورد استفاده جهت تزریق سیال به لوله‌های گرمایی ۴۱
- شکل ۳-۱۵. سیستم هواشناسی مستقر در سکوی خورشیدی آزمایشگاه تخصصی انرژی ۴۲
- شکل ۳-۱۶. قرارگیری تابش‌سنج بر روی سازه یک درجه آزادی ۴۲
- شکل ۳-۱۷. الف) دماسنج ب) مولتی‌متر ۴۳
- شکل ۳-۱۸. مقادیر تابش و سرعت باد اندازه‌گیری شده در ۲۳ مهرماه ۴۴
- شکل ۳-۱۹. مقادیر تغییرات دما در مخازن آب در نسبت پرشدن ۲۵ درصد ۴۵
- شکل ۳-۲۰. مقادیر توان خروجی الکتریکی پنل‌های خنک‌کاری شده به همراه پنل ساده در نسبت پرشدن ۲۵ درصد ۴۶
- شکل ۳-۲۱. مقادیر تابش و سرعت باد اندازه‌گیری شده در ۲۴ مهرماه ۴۷
- شکل ۳-۲۲. مقادیر تغییرات دما در مخازن آب در نسبت پرشدن ۴۵ درصد ۴۷
- شکل ۳-۲۳. مقادیر توان خروجی الکتریکی پنل‌های خنک‌کاری شده به همراه پنل ساده در نسبت پرشدن ۴۵ درصد ۴۸
- شکل ۳-۲۴. مقادیر تابش و سرعت باد اندازه‌گیری شده در ۳۰ مهرماه ۴۹

- شکل ۳-۲۵. مقادیر تغییرات دما در مخازن آب در نسبت پرشدن ۶۵ درصد ۴۹
- شکل ۳-۲۶. مقادیر توان خروجی الکتریکی پنل‌های خنک‌کاری شده به همراه پنل ساده در نسبت پرشدن ۶۵ درصد ۵۰
- شکل ۳-۲۷. مقادیر حرارت منتقل شده به مخازن آب در نسبت‌های مختلف پرشدن ۵۱
- شکل ۴-۱. گره‌بندی پنل خنک‌کاری شده با تک لوله دایره‌ای و موقعیت فرضی قرارگیری لوله ترموسیفونی ۶۲
- شکل ۴-۲. گره‌بندی پنل خنک‌کاری شده با تک لوله مربعی و موقعیت فرضی قرارگیری لوله ترموسیفونی ۶۳
- شکل ۴-۳. گره‌بندی پنل خنک‌کاری شده با دو لوله دایره‌ای و موقعیت فرضی قرارگیری لوله های ترموسیفونی ۶۳
- شکل ۴-۴. نمودار پراکندگی داده‌های تئوری و تجربی در حالت خنک‌کاری با تک لوله دایره‌ای بر اساس سه روز مورد نظر ۶۴
- شکل ۴-۵. نمودار پراکندگی داده‌های تئوری و تجربی در حالت خنک‌کاری با تک لوله مربعی بر اساس سه روز مورد نظر ۶۵
- شکل ۴-۶. نمودار پراکندگی داده‌های تئوری و تجربی در حالت خنک‌کاری با دو لوله دایره‌ای بر اساس سه روز مورد نظر ۶۶
- شکل ۴-۷. تغییرات دمای بخش‌های مختلف سیستم خنک‌کاری با تک لوله دایره‌ای در روز ۲۴ مهر ۶۷
- شکل ۴-۸. تغییرات دمای بخش‌های مختلف سیستم خنک‌کاری با تک لوله مربعی در روز ۲۴ مهر ۶۸
- شکل ۴-۹. تغییرات دمای بخش‌های مختلف سیستم خنک‌کاری با دو لوله دایره‌ای در روز ۲۴ مهر ۶۸
- شکل ۴-۱۰. تغییرات دمای آب مخزن در سرعت‌های مختلف ۶۹

فهرست علائم

واحد	توضیحات	پارامتر
اصطلاحات		
m^2	مساحت	A
J/KgK	ظرفیت گرمایی ویژه	C
m	قطر	d
W/m^2	تابش خورشیدی	G
W/mK	رسانایی گرمایی	K
m	طول	l
Kg	جرم	M
-	عدد ناسلت	Nu
-	عدد پرانتل	Pr
W/m^2K	مقاومت حرارتی	R
-	عدد رایلی	Ra_c
-	عدد رینولدز	Re_D
$^{\circ}C$	دما	T
m/s	سرعت باد	u_a
نماد یونانی		
-	ضریب جذب	α
-	نسبت پوشش سلول	γ
m	ضخامت	δ
-	ضریب صدور	ε
%	بازده	η
$^{\circ}$	شیب پنل	θ
Kg/sm	لزجت	μ
Kg/m^3	چگالی	ρ
%	ضریب انعکاس شیشه	ρ_d
$J/s^{-1} m^{-2} K^{-4}$	ثابت استفان-بولتسمان	σ
%	ضریب عبور	τ

واحد	توضیحات	پارامتر
-	محیط	<i>a</i>
-	صفحه آلومینیومی	<i>b</i>
-	محل اتصال لوله گرمایی با صفحه آلومینیومی	<i>bi</i>
-	چگالنده	<i>con</i>
-	جابه جایی	<i>conv</i>
-	لایه اتیلن-وینیل-استات	<i>EVA</i>
-	تبخیر کننده	<i>eva</i>
-	شیشه	<i>g</i>
-	داخلی	<i>i</i>
-	عایق مخزن	<i>is</i>
-	مایع	<i>l</i>
-	سلول	<i>pv</i>
-	لوله گرمایی	<i>p</i>
-	مخزن پی وی سی	<i>pvc</i>
-	مرجع	<i>r</i>
-	عایق حرارتی	<i>s</i>
-	آسمان	<i>sky</i>
-	اشباع	<i>sat</i>
-	آب	<i>w</i>

فصل ۱ : مقدمه

۱-۱ مقدمه

امروزه تامین انرژی بخش های مسکونی، تجاری، صنعتی و حمل و نقل در کشورهای مختلف با توجه به نیاز روزافزون آن، به مساله حیاتی تبدیل گردیده است. منابع انرژی به دو طریق منابع تجدیدپذیر از قبیل سوخت های فسیلی و تجدیدناپذیر شامل خورشیدی، بادی، زمین گرمایی و ... در دسترس می باشد که پراکندگی و دسترس بودن منابع در نقاط مختلف دنیا با توجه به موقعیت جغرافیایی آنها متفاوت است. از طرفی با توجه به محدود بودن منابع سوخت های فسیلی، منابع قابل اتکایی جهت تامین رشد مصرف انرژی در بخش مختلف برای بلند مدت نخواهد بود. همچنین سوخت های فسیلی از عوامل اصلی گرمایش زمین و تغییرات اقلیمی می باشد که منجر به آسیب های زیست محیطی و آسیب های سهمگین مالی به زیرساخت های جوامع مختلف می گردد.

به همین خاطر امروزه کشورها توجه خود را به منابع انرژی پاک، پایدار و تجدیدپذیر از قبیل انرژی خورشیدی، بادی، زمین گرمایی و ... معطوف نموده اند. انرژی خورشیدی یکی از منابع انرژی پایدار مورد توجه می باشد که می توان جهت کاهش آلاینده های زیست محیطی و کاهش اتکا به منابع محدود فسیلی از آن استفاده نمود. لذا با توجه به در دسترس بودن این انرژی در نقاط جغرافیایی مختلف جهان استفاده از آن جهت تولید حرارت و الکتریسیته مورد توجه قرار گرفته است.

۱-۲ پنل فتوولتائیک

پنل های فتوولتائیک^۱ متشکل از تعدادی سلول ساخته شده بر پایه سیلیکون می باشند. با تابش خورشید بر سطح سلول که یک نیمه رسانا است، بین الکترون مثبت و منفی آن اختلاف پتانسیل به وجود می آید که منجر به ایجاد جریان در آن می گردد و به صورت مستقیم تابش خورشیدی را به الکتریسیته تبدیل می نماید.

^۱ Photovoltaic

دو نوع پنل متداول مورد استفاده، پنل‌های مونوکریستال^۱ و پلی کریستال^۲ می‌باشند که هر دو نوع بر پایه سیلیکون کریستالی می‌باشند. در پنل‌های مونوکریستال از یک کریستال سیلیکونی خالص استفاده می‌شود که از مزیت‌های آن می‌توان به استفاده کمتر از سیلیکون خالص، بازده الکتریکی بالاتر و از معایب آن قیمت بالاتر را اشاره نمود. پنل‌های پلی کریستال نیز از چند کریستال خالص ساخته می‌شوند که بازده آنها نسبت به پنل‌های مونوکریستال کمتر است اما قیمت کمتری را نیز با توجه به ساختارشان دارا می‌باشند.

۳-۱ انواع روش‌های خنک‌کاری پنل‌های فتوولتائیک

دمای سلول‌های تشکیل دهنده پنل خورشیدی بر اثر تابیده شدن تابش خورشید بر روی آنها با گذشت زمان افزایش می‌یابد. افزایش دمای سلول منجر به کاهش توان خروجی پنل می‌گردد. همچنین طول عمر پنل نیز کاهش می‌یابد. برای حل مشکلات یاد شده روش‌های مختلف خنک‌کاری معرفی شده که می‌توان با استفاده از آنها توان خروجی پنل و طول عمر آن را افزایش داد. انواع روش‌های خنک‌کاری پنل‌های خورشیدی عبارتند از:

۱- سیستم خنک‌کاری با استفاده از مواد تغییر فاز دهنده^۳

۲- سیستم خنک‌کاری با استفاده از ترموالکتریک^۴ خنک شونده با هیت سینک^۵

۳- سیستم خنک‌کاری با استفاده از عبور اجباری جریان سیال

۴- سیستم خنک‌کاری با استفاده از عبور اجباری جریان هوا

۵- سیستم خنک‌کاری با استفاده از جریان طبیعی هوا

^۱. Monocrystal

^۲. Polycrystal

^۳. Phase change material

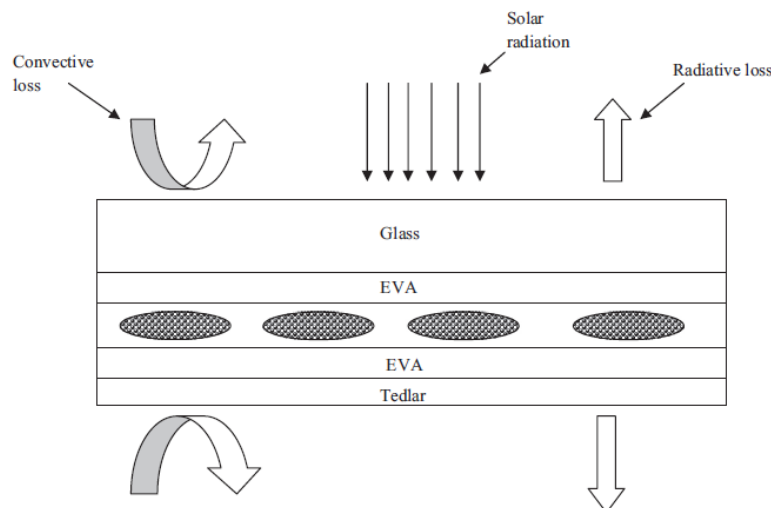
^۴. Thermoelectric

^۵. Heat sink

۶- سیستم خنک کاری با استفاده از لوله گرمایی^۱

۱-۳-۱ سیستم خنک کاری با استفاده از مواد تغییر فاز دهنده

در این روش خنک کاری پنل فتوولتائیک، مواد تغییر فاز دهنده را به طرق مختلف در تماس با سطح زیرین پنل قرار داده می شود. با افزایش دما سطح پنل، مواد تغییر فاز دهنده با توجه به ساختارشان دما را جذب می نمایند. این پروسه تا زمانی که دما در محدوده تغییر فاز باشد ادامه می یابد. با جذب دما توسط مواد تغییر فاز دهنده، دمای سطح پنل کاهش می یابد.



شکل ۱-۱. خنک سازی با استفاده از مواد تغییر فاز دهنده [۱]

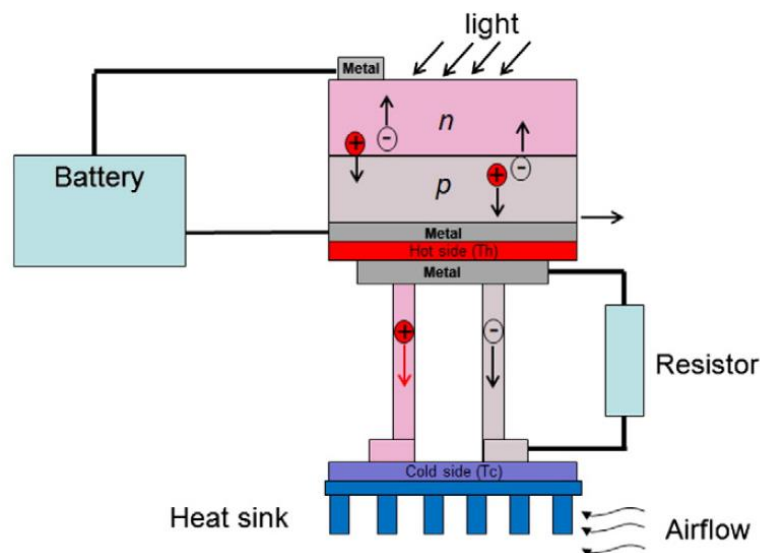
۱-۳-۲ سیستم خنک کاری با استفاده از ترموالکتریک خنک-

شونده با هیت سینک

در این سیستم ماژول ترموالکتریک بر پشت سطح سلول فتوولتائیک نصب می گردد. سطح ترموالکتریک که در تماس با پشت سلول می باشد، بخشی از حرارت سلول را دریافت و به مرور زمان دمای سطح آن افزایش می یابد که منجر به اختلاف دما بین سطح در تماس و سطح دیگر ماژول می گردد.

^۱. Heat pipe

این امر به خنک‌سازی سطح پنل کمک می‌نماید. با توجه به ساختار ترموالکتریک، در صورت بروز اختلاف دما بین دو سطح آن، الکتریسیته تولید می‌گردد که می‌توان آن را در باتری ذخیره نمود. لازم به ذکر است که با گذشت زمان اختلاف دمای سطح گرم و سرد ترموالکتریک کاهش می‌یابد که تاثیر خنک‌کاری را کاهش می‌دهد. برای حل این مشکل نیاز است که هیت سینکی را در تماس با سطح سرد ترموالکتریک قرار داده تا با دفع حرارت از بخش سرد ترموالکتریک همچنان بتواند اختلاف دمای بین دو سطح گرم و سرد را حفظ نماید. این امر منجر به حفظ رویه خنک‌کاری سطح پنل خواهد شد.



شکل ۱-۲. شماتیک سیستم هیبریدی PV/TE با هیت سینک [۲]

۳-۳-۱ سیستم خنک‌کاری با استفاده از عبور اجباری جریان

سیال

در این حالت برای کاهش دما پنل فتوولتائیک، می‌توان کانال‌هایی با سطح مقطع‌های مختلف مانند دایره‌ای، نیم لوله و مستطیل به پشت پنل متصل نمود. سیال که می‌تواند آب یا نانوسیال باشد تحت عنوان مایع سردساز^۱ از مخزن به لوله‌های متصل شده به پشت پنل، پمپ می‌گردد. سیال در حین عبور از کانال

^۱. Coolant

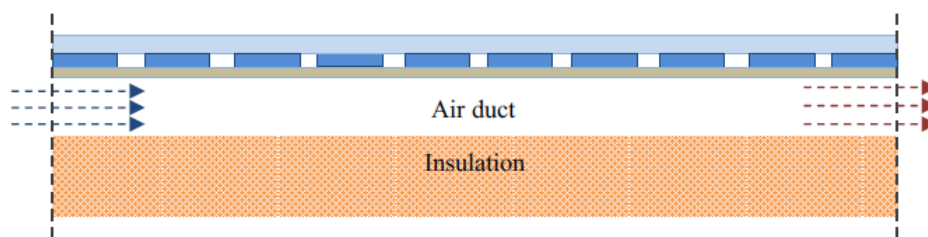
با دریافت حرارت از پشت پنل، دمای آن را کاهش می‌دهد. با توجه به نوع کانال طراحی شده، سیال می‌تواند در تماس مستقیم یا غیرمستقیم با پشت پنل باشد. سپس سیال گرم شده وارد مخزنی عایق شده که می‌توان از آن برای مصارف گرمایشی استفاده نمود.



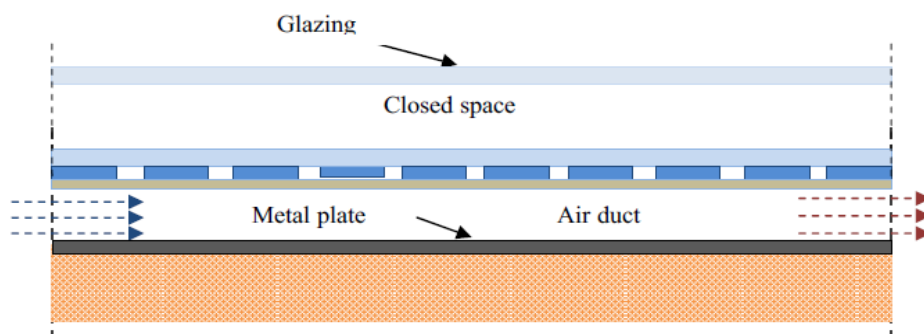
شکل ۱-۳. طرحی از سیستم خنک‌کاری شده با عبور اجباری سیال [۳]

۴-۳-۱ سیستم خنک‌کاری با استفاده از عبور اجباری جریان هوا

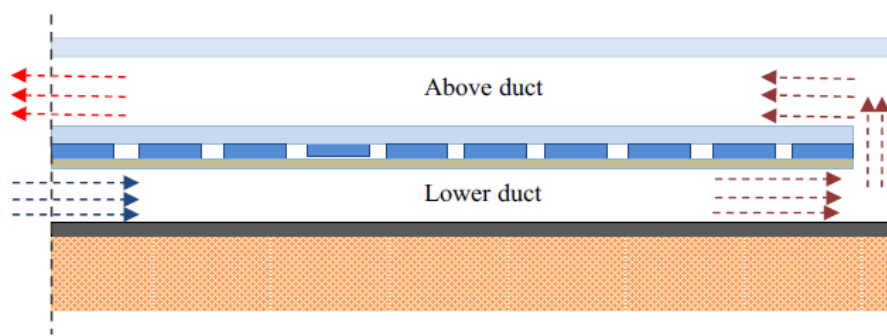
در این سیستم برای کاهش دمای پنل می‌توان کانال‌هایی پشت پنل و یا هر دو سطح رو و زیرین آن تعبیه کرد و سپس هوا را با یک فن به صورت اجباری از کانال‌هایی که بر روی پنل تعبیه گردیده عبور داد. هوا در تماس با سطح پنل سبب کاهش دما آن می‌گردد. کانال مربوطه می‌تواند در اشکال مختلفی طراحی گردد. نمونه‌ای از برخی از روش‌های خنک‌کاری در شکل ۱-۴ مشاهده می‌شود.



الف) عبور جریان هوا از قسمت زيرين پنل



ب) عبور جریان هوا از قسمت زيرين پنل و ایجاد فضای بسته در بالای سطح پنل



ج) ایجاد کانالی برای عبور هوا از سطح زيرين و همچنین عبور آن از سطح بالایی پنل

شکل ۱-۴. سه نمونه سیستم خنک کاری (الف، ب و ج) با هوا [۴]

۵-۳-۱ سیستم خنک کاری با استفاده از جریان طبیعی هوا

در این روش جهت کاهش دما از پره‌های آلومینیومی استفاده می‌گردد. پره‌ها می‌تواند در انواع اشکال و سطح مقطع‌های مختلف باشد. پره‌های آلومینیومی را به سطح پشتی پنل متصل که منجر به افزایش سطح تماس پشت پنل با محیط می‌گردد. پره‌های متصل شده بخشی از دمای سطح پنل از طریق انتقال حرارت جابه‌جایی طبیعی با محیط تبادل نموده که منجر به کاهش دمای سطح آن می‌شود.



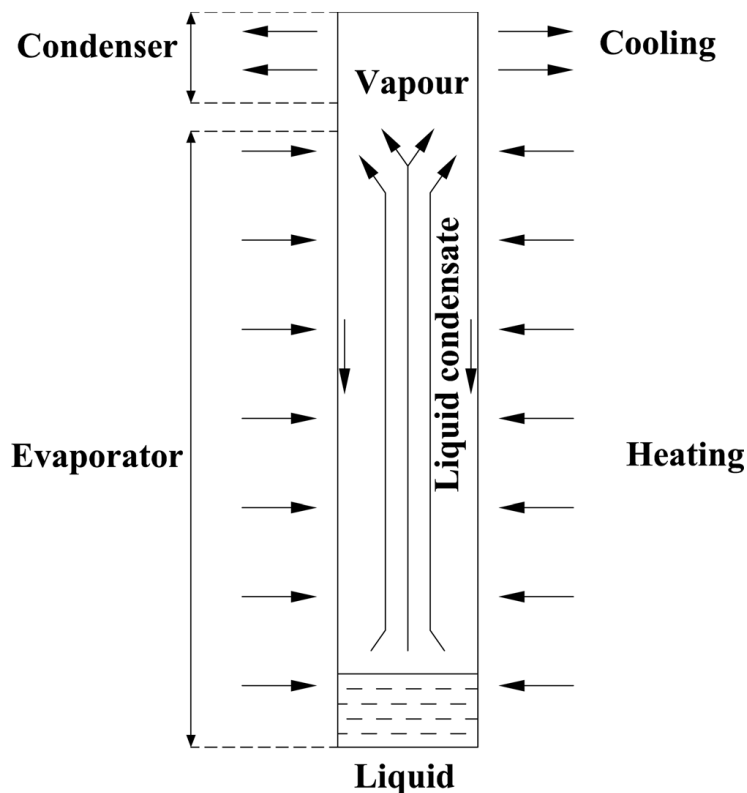
شکل ۱-۵. خنک کاری پنل با اتصال پره های آلومینیومی به سطح پشتی پنل خورشیدی [۵]

۶-۳-۱ سیستم خنک کاری با استفاده از لوله گرمایی

لوله گرمایی لوله ای از جنس معمولاً فلزی و دو سر بسته که درون آن خلا شده است و مقداری سیال عامل در آن قرار گرفته است که به عنوان انتقال دهنده گرما به صورت اتومات بین دو نقطه می توان از آن استفاده نمود. لوله های گرمایی دارای انواع مختلفی می باشد که یک نوع از پرکاربردترین آنها، نوع ترموسیفونی^۱ یا بدون فیتیله می باشد. لوله گرمایی از سه بخش اصلی زیر تشکیل شده است:

- ۱- تبخیرکننده: از این قسمت گرما دریافت شده که منجر به تبخیر سیال می گردد.
- ۲- بی در رو: این قسمت به صورت عایق در نظر گرفته می شود که انتقال حرارتی از آن صورت نمی گیرد.
- ۳- چگالنده: در این قسمت بخار منتقل شده از بخش تبخیرکننده، با از دست دادن گرما به سطح سرد، چگالیده می شود.

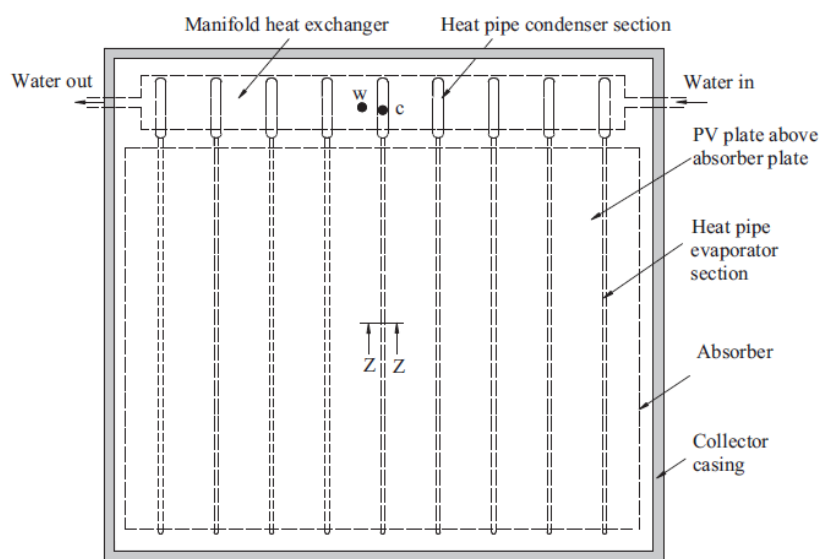
^۱. Thermosyphon



شکل ۶-۱. شماتیک عملکرد لوله گرمایی ترموسیفونی [۶]

یکی از کاربردهای لوله‌های گرمایی، استفاده از آنها جهت خنک‌کاری پنل‌های فتوولتائیک می‌باشد. در این روش بخش تبخیرکننده آن به پشت پنل متصل گردیده و گرمای پنل را دریافت می‌نماید. با دریافت گرما از پنل، سیال عامل درون آن تبخیر می‌گردد و سیال تبخیر شده به سمت چگالنده حرکت می‌کند. با توجه به اینکه بخش چگالنده در تماس با محیط سرد قرار دارد (مانند قرارگیری چگالنده در مخزن آب) و دمای سطح چگالنده کمتر از بخش تبخیرکننده می‌باشد، بخار انرژی خود را از دست داده و چگالیده می‌شود. سیال چگالیده شده دوباره به بخش تبخیرکننده منتقل و این سیکل کاری گفته شده تکرار می‌گردد. لذا در صورت استفاده از پنل مجهز به لوله گرمایی، گرمای پشت پنل از طریق لوله گرمایی به بخش سرد مثل مخزن آب منتقل و دمای سطح پنل کاهش می‌یابد.

یکی از مهم‌ترین مزیت‌های این روش خنک‌کاری عدم استفاده از عامل خارجی مانند فن و پمپ آب جهت انتقال حرارت می‌باشد.



شکل ۷-۱. شماتیک خنک کاری پنل با استفاده از لوله گرمایی [۷]

فصل ۲: روش تحقیق

۱-۲ مقدمه

امروزه مساله تامین انرژی به امری حیاتی تبدیل شده است. رشد و توسعه کشورها رابطه مستقیمی با امنیت تامین انرژی دارد که بخشی مهمی از سیاست کشورها را مسائل مرتبط با انرژی به خود اختصاص می‌دهد. همچنین با توجه به مسائل زیست محیطی و تغییرات اقلیمی و تاثیرات منفی آن بر جنبه‌های مختلف جوامع از جمله سلامت، امنیت و اقتصاد آنها، تامین انرژی از طریق انرژی‌های پاک به عنوان راهکار پاک و پایدار مورد توجه قرار گرفته است. همانگونه که گفته شد یکی از روش‌های تامین انرژی پاک استفاده از سیستم‌های خورشیدی جهت تامین انرژی حرارتی و الکتریکی است. پنل‌های فتوولتائیک در مقیاس کوچک و بزرگ روشی بهینه جهت تامین انرژی می‌باشد.

یکی از معایب پنل‌های فتوولتائیک این است که سلول‌های تشکیل دهنده آن با افزایش تابش، دمای آن نیز افزایش می‌یابد و همچنین عمر پنل‌ها کاهش خواهد یافت. جهت رفع مشکل یاد شده روش‌هایی جهت خنک‌سازی پنل ارائه شده است که منجر به کاهش دمای سلول و افزایش توان خروجی پنل و افزایش عمر پنل می‌گردد. در این بخش مروری بر کارهای صورت گرفته جهت خنک‌کاری پنل‌های خورشیدی ارائه شده است.

۲-۲ مروری بر تحقیقات گذشته

۱-۲-۲ سیستم خنک‌کاری با استفاده از مواد تغییر فاز دهنده

پیتر آتکین و همکارش [۸] به صورت تئوری و عملی به بررسی تاثیر مواد تغییر فازدهنده بر روی عملکرد پنل فتوولتائیک پرداخته‌اند. آنها ۴ حالت مختلف را بررسی نموده‌اند. در حالت اول پنل بدون خنک‌کاری، در حالت دوم خنک‌کاری با تزریق ۳۰ میلی متر گرافیت به پشت پنل به عنوان تغییر فازدهنده، حالت سوم اتصال پره به پشت پنل و در حالت چهارم ترکیبی از تزریق گرافیت و اتصال پره را بررسی نموده‌اند.

در پژوهش صورت گرفته آنها، بهترین عملکرد سیستم در حالت چهارم رخ می‌دهد. حالت چهارم گفته شده، ۱۲/۹۷ درصد کارایی کلی سیستم را نسبت به حالت بدون خنک‌کاری افزایش داده است.

در پژوهشی دیگر در زمینه تاثیر مواد تغییر فازدهنده بر روی پنل‌های خورشیدی، علی آل ویلی و همکارانش [۹] در مالزی روشی تجربی جدیدی را پیشنهاد و آزمایش نموده‌اند. در این روش ابتدا با قرار دادن محفظه‌ای از جنس استیل گالوانیزه شده در پشت پنل، فضایی را در پشت پنل ایجاد نمودند که با محیط اطراف در تماس نباشد. سپس لوله‌هایی از جنس مس و به صورت مارپیچی در فضای گفته شده قرار داده‌اند. پس از آن محفظه مورد اشاره را با پارفین^۱ به همراه ذرات نانو سیلیکون کاربید^۲ به عنوان تغییر فازدهنده پر نموده‌اند. در این سیستم پیشنهادی برای افزایش کارایی سیستم، نانوسیالی از ترکیب آب و سیلیکون کاربید را از لوله‌های مسی عبور داده‌اند. در نتیجه طرح پیشنهادی آنها توانسته است بازده الکتریکی پنل را از ۷/۱ به ۱۳/۷ افزایش دهد. همچنین بازده حرارتی ۷۲ درصد برای سیستم پیشنهادی آنها گزارش شده است.

در تحقیق دیگر فاروک هاچم و دوستانش [۱۰] بررسی تجربی برای سه حالت مختلف برای پنل را ارائه نموده‌اند. در حالت اول یک پنل ساده پلی‌کرسیتال را بررسی نموده‌اند، در حالت دوم با اتصال صفحه آلومینیومی بدون عایق به پنل، محفظه‌ای در پشت آن ایجاد نموده و آن را با ژله نفت سفید به عنوان تغییر فازدهنده خالص پر نموده‌اند. در حالت سوم نیز مشابه با حالت دوم محفظه‌ای در پشت پنل ایجاد نموده و در این حالت با تغییر فاز دهنده ترکیبی شامل ژله نفت سفید، مس و گرافیت پر کرده‌اند. پس از بررسی سه حالت مختلف و مقایسه آنها با یکدیگر مشاهده نموده‌اند که در حالت دوم ۳ درصد و در حالت سوم ۵/۸ درصد بازده الکتریکی افزایش پیدا خواهد کرد.

^۱. Paraffin

^۲. Nano-silicon carbide particles

۲-۲-۲ سیستم خنک کاری با استفاده از ترموالکتریک خنک-

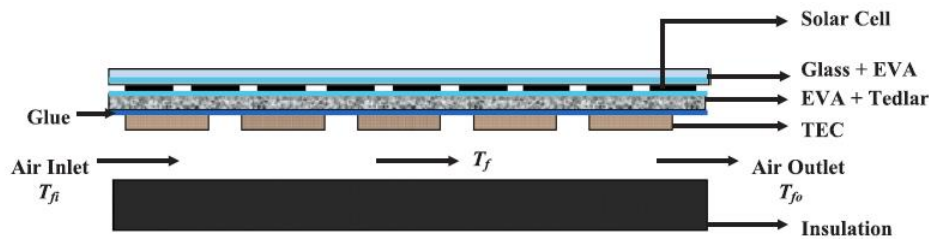
شونده با هیت سینک

یکی از پژوهش‌هایی که شامل ترکیب ترموالکتریک‌ها با پنل فتوولتائیک جهت خنک‌سازی می‌باشد، توسط ون سارک [۱۱] صورت گرفته است. او با ارائه مدلی، تاثیر اتصال ترموالکتریک به پشت پنل فتوولتائیک را در دو شهر مالاگا واقع در اسپانیا و اوترخت در هلند را مورد بررسی قرار داده است. بنابر نتایج ارائه شده توسط وی ۱۴/۷ و ۱۱ درصد بازده پنل‌ها به ترتیب در مالاگا و اوترخت افزایش یافته است.

نیپها دیمیری و همکارانش [۱۲] با ارائه مدلی ریاضی به بررسی پنل‌های فتوولتائیک نیمه شفاف و ترکیب آن با ترموالکتریک پرداخته‌اند. آنها سه حالت مختلف را با یکدیگر مقایسه نموده‌اند. در حالت اول یک پنل نیمه شفاف را مدل و نتایج آن را ارائه نمودند. در حالت دوم با اتصال ترموالکتریک به پشت پنل و در حالت سوم علاوه بر اتصال ترموالکتریک به پشت پنل، کانالی در پشت آن در نظر گرفته و جریان هوا را از سطح زیرین ترموالکتریک عبور دادند. با مقایسه نتایج سه حالت مذکور مشخص گردید که حالت سوم علاوه بر خنک‌کاری سطح پنل، ۷/۲۶ درصد بازده الکتریکی را نسبت به حالت اول و ۴/۷۲ درصد نسبت به حالت دوم افزایش یافته است.

در پژوهشی دیگر نیپها و همکارانش [۱۳] مدلی ریاضی برای بررسی دو حالت پنل با اتصال ترموالکتریک به پشت آن به صورت جدا از هم و با فاصله و حالت اتصال ترموالکتریک به صورت یکپارچه به پشت پنل را ارائه نموده‌اند. برای اعتبارسنجی مدل حالت اول را به صورت تجربی در شهر بورایدا واقع در عربستان سعودی تست نموده‌اند و با بررسی حالت تجربی و تئوری توانسته‌اند مدل نظری خود را بهبود دهند. نتایج ارائه شده نشان دهنده افزایش ۴/۴۶-۶/۲۳ درصدی در بازده نهایی الکتریکی حالت اتصال ترموالکتریک یکپارچه نسبت به حالت جدا از هم و با فاصله بوده است. آنها از مدل بدست آمده جهت تحلیل حرارت دریافتی، توان الکتریکی دریافتی و اگزرژی برای حالت دیگر که شامل اتصال ترموالکتریک جدا از هم و با فاصله به همراه محفظه عبور هوا بر پشت ترموالکتریک می‌باشد، استفاده نمودند. نتایج حالت جدید گفته

شده شامل مقادیر دریافت انرژی بین ۳۷/۳-۱۵/۳۶، انرژی الکتریکی دریافتی ۷/۰۲-۱۴/۹۶ و اگزرژی دریافتی ۷/۲۱-۱۵/۶۶ می باشد.



شکل ۱-۲. حالت نهایی مورد ارزیابی قرار گرفته شده [۱۳]

۲-۲-۳ سیستم خنک کاری با استفاده از عبور اجباری جریان

سیال

احمد فودهولی و همکارانش [۱۴] به مقایسه سه مدل جاذب اتصال داده شده به پشت پنل که در این اتصالات سیال به صورت حالت جریان مستقیم^۱، جریان تار عنکبوتی^۲ و جریان مارپیچی^۳ در آن جریان دارد، پرداخته‌اند. در این پژوهش آنها مقایسه بین سه حالت مختلف را در بازه تابش ۵۰۰-۸۰۰ وات بر مترمربع و دبی ۰/۰۱۱-۰/۰۴۱ کیلوگرم بر ثانیه انجام داده‌اند. بنابر نتایج ارائه داده شده، بهترین عملکرد را در حالت جریان مارپیچی و در تابش ۸۰۰ و دبی ۰/۰۴۱ مشاهده نموده‌اند. در این حالت بازده پنل ۱۳/۸ درصد و بازده حرارتی ۵۴/۶ درصد بدست آمده است.

جواد یزدان‌پناهی و همکارانش [۱۵] در پژوهش خود به بررسی حالت اتصال لوله به پشت پنل و عبور جریان آب در آن پرداخته‌اند. آنها برای اعتبارسنجی مدل ریاضی خود سیستم مورد نظر را ساخته و نتایج تجربی بدست آمده را با آن مقایسه نموده‌اند. بنابر نتایج بدست آمده در پژوهش آنها، در دبی ۰/۰۰۲ کیلوگرم بر ثانیه به کارایی اگزرژی ۱۳/۹۵ درصد دست یافته‌اند.

^۱. direct flow

^۲. Web flow

^۳. spiral flow

کیانیفر و همکاران [۱۶] بر خلاف پنل‌های معمولی که سلول‌های خورشیدی بر روی صفحه پلیمری نصب می‌شوند، از پنلی با اتصال سلول بر روی صفحه آلومینیومی استفاده نموده‌اند. همچنین برای کاهش دمای سطح پنل و خنک‌کاری آن از اتصال نیم لوله مارپیچی به پشت پنل استفاده کرده‌اند. در این حالت سیال عبوری با توجه به اینکه سطح داخلی نیم لوله باز می‌باشد، در تماس با سطح صفحه آلومینیومی قرار می‌گیرد. مقدار خطا بین نتایج نظری و تجربی کمتر از ۱۵ درصد بدست آمده است. بنابر نتایج بدست آمده بازده حرارتی ۷۰ درصد و بازده الکتریکی بیش از ۱۱/۵ درصد برای سیستم پیشنهادی می‌باشد.

۴-۲-۲ سیستم خنک‌کاری با استفاده از عبور اجباری جریان هوا

در روش خنک‌کاری با استفاده از عبور جریان هوا به صورت اجباری، علی‌بخش کسایان و همکارانش [۱۷] در پژوهشی تجربی به بررسی تاثیر عمق کانال اتصال داده شده به پشت پنل و دبی هوا عبوری از آن پرداخته‌اند. آنها دریافته‌اند با کاهش عمق، راندمان حرارتی افزایش می‌یابد ولی بر روی بازده الکتریکی تاثیر قابل توجه ندارد. در مورد دبی هوا نیز با افزایش آن مقدار بازده حرارتی افزایش و مقدار بازده الکتریکی مقدار کمی افزایش می‌یابد. به عنوان نمونه در عمق کانال ۰/۰۵ متری و سرعت جریان هوا بین ۰/۱۸-۰/۰۶ کیلوگرم بر ثانیه، بازده حرارتی تقریباً در محدوده ۱۵ تا ۳۱ درصد تغییر می‌کند. در حالی که بازده الکتریکی در محدوده ۱۲-۱۲/۴ متغیر می‌باشد.

در پژوهشی دیگر احمد نومان اوزاکین و همکارش [۱۸] به بررسی تجربی تاثیر عبور جریان اجباری هوا بر پشت پنل به همراه اتصال پره به پشت آن پرداخته‌اند. سه محفظه شامل بدون پره، پره با چیدمان پراکنده و پره با چیدمان منظم برای آن در نظر گرفته‌اند. این محفظه‌ها بر روی دو نوع پنل پلی کریستال و مونوکریستال ساخته شده‌اند. همچنین شبیه‌سازی سیستم‌های گفته شده را با نرم‌افزار انسیس فلوئنت صورت داده‌اند. پس از انجام آزمایشات تجربی و اعتبارسنجی نتایج شبیه‌سازی با آن، آنها مشاهده نموده‌اند

که بازده حرارتی با سه حالت مختلف محفظه برای پنل پلی کریستال به ترتیب برابر است با ۳۳-۳۵، ۵۱-۵۴ و ۵۹-۵۶ درصد و برای پنل مونوکریستال به ترتیب برابر است با ۳۸-۴۰، ۵۸-۵۰/۵ و ۶۴-۶۵/۵ درصد است. بازده انرژی نیز برای پنل پلی کریستال به ترتیب برابر با ۲۵-۲۸، ۴۳-۴۵ و ۴۵-۴۶ و در پنل مونوکریستال به ترتیب برابر با ۳۵-۳۶، ۴۳-۴۵ و ۴۷-۴۸ می باشد.

۵-۲-۲ سیستم خنک کاری با استفاده جریان طبیعی هوا

احمد ال مایس و همکاران [۱۹] در یک پژوهش تجربی به بررسی تاثیر جریان طبیعی هوا بر خنک کاری پنل پرداخته اند. آنها پره آلومینیومی را به پشت پنل اتصال داده که منجر به عبور جریان طبیعی هوا بر روی آن می گردد و سپس آنرا در شرایط یکسان با پنل بدون سیستم خنک کاری مقایسه نموده اند. بنابر مقایسه انجام شده بازده الکتریکی پنل و توان خروجی آن با استفاده از پره، ۱/۷۵ درصد و ۱/۸۶ وات نسبت به حالت بدون خنک کاری افزایش یافته است.

در یک پژوهش دیگر در زمینه بررسی تاثیر جریان طبیعی بر پنل، فاتح بایراک و همکارانش [۲۰] در پژوهش تجربی به مقایسه ۱۰ مدل مختلف پره متصل شده به پشت پنل با ابعاد و آرایش های مختلف در الایگ واقع در کشور ترکیه پرداخته اند. بنابر نتایج بدست آمده حالتی با ۲۶ پره با آرایش پلکانی به ابعاد ۷ در ۲۰ سانتی متر با قرارگیری در راستای طول پنل، بهترین عملکرد را دارا می باشد. در این حالت بیشترین مقدار بازده انرژی و انرژی به ترتیب برابر ۱۱/۵۵ و ۱۰/۹۱ می باشد.

۶-۲-۲ سیستم خنک کاری با استفاده از لوله گرمایی

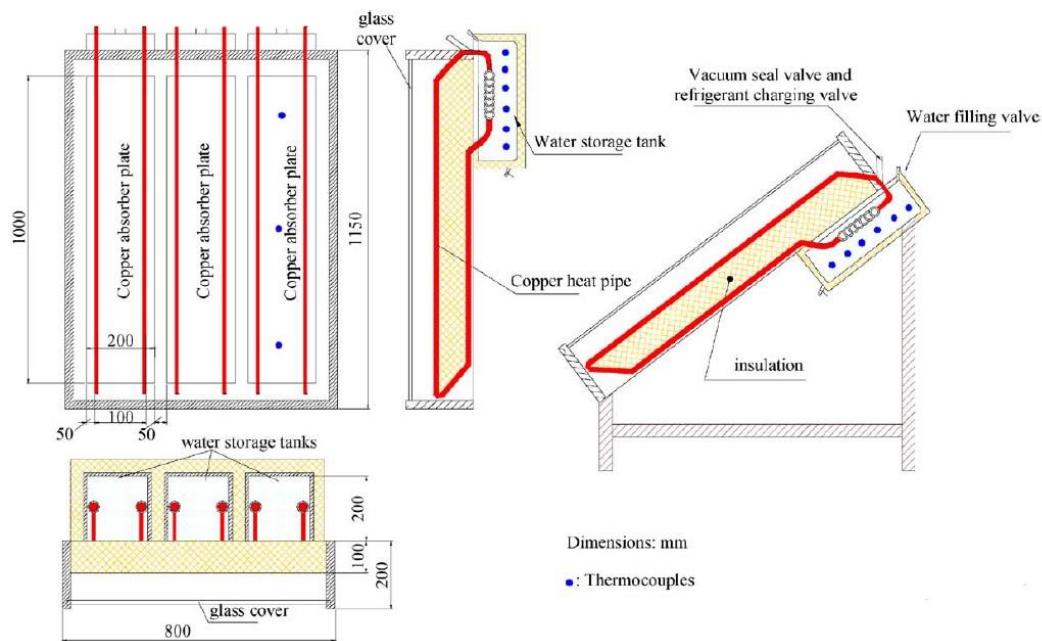
یکی از کاربردهای لوله های گرمایی در سیستم های خورشیدی استفاده از آنها در کلکتورهای صفحه تخت خورشیدی جهت افزایش انتقال حرارت می باشد. در این زمینه حسین و همکارانش [۲۱] به بررسی

تجربی تاثیر سطح مقطع لوله گرمایی و نسبت پرشدن^۱ آن با سیال پرداخته‌اند. در این پژوهش آنها سه مقطع لوله گرمایی شامل سطح مقطع دایره‌ای، بیضی و نیم لوله را با سه نسبت پرشدن ۱۰، ۲۰ و ۳۵ درصد را با یکدیگر مقایسه نموده‌اند. پس از بررسی انجام شده مشخص گردید که در نسبت پرشدن ۱۰ درصد، سطح مقطع بیضی عملکردی بهتری را خواهد داشت. در نسبت پرشدن ۲۰ و ۳۵ درصد نیز سطح مقطع دایره‌ای عملکرد بهتری خواهد داشت. اما در سطح مقطع نیم لوله در نسبت‌های مختلف پرشدن، عملکرد ضعیف آن نسب به دو سطح مقطع دیگر را شاهد بوده‌اند.

ردیچ و همکارش [۲۲] نیز در یک پژوهش تجربی طرحی جدید را نسبت به استفاده از لوله گرمایی‌های معمولی در کلکتورهای صفحه تخت را ارائه نموده‌اند. آنها از یک لوله گرمایی نوسانی سربسته^۲ در کلکتور صفحه تخت استفاده نموده‌اند. سیال به کار رفته در آن R134a می‌باشد. راندمان کلی کلکتور پیشنهادی ۶۲ درصد بوده است. سیستم پیشنهادی همچنین عملکرد بدون خوردگی و عدم یخ زدگی در فصل زمستان را دارا می‌باشد. یکی از عوامل تاثیرگذار در عملکرد لوله گرمایی نوع سیال به کار رفته در آن است. مهمت اسن و همکارش [۲۳] به بررسی تجربی تاثیر سیال بر عملکرد سیستم کلکتور صفحه تخت پرداخته‌اند. آنها سه سیال R134a، R407C و R410A که سازگار با محیط زیست می‌باشند را با یکدیگر مقایسه نموده‌اند. پس از بررسی نتایج مشاهده شد که گاز R410A عملکرد بهتری را دارا می‌باشد.

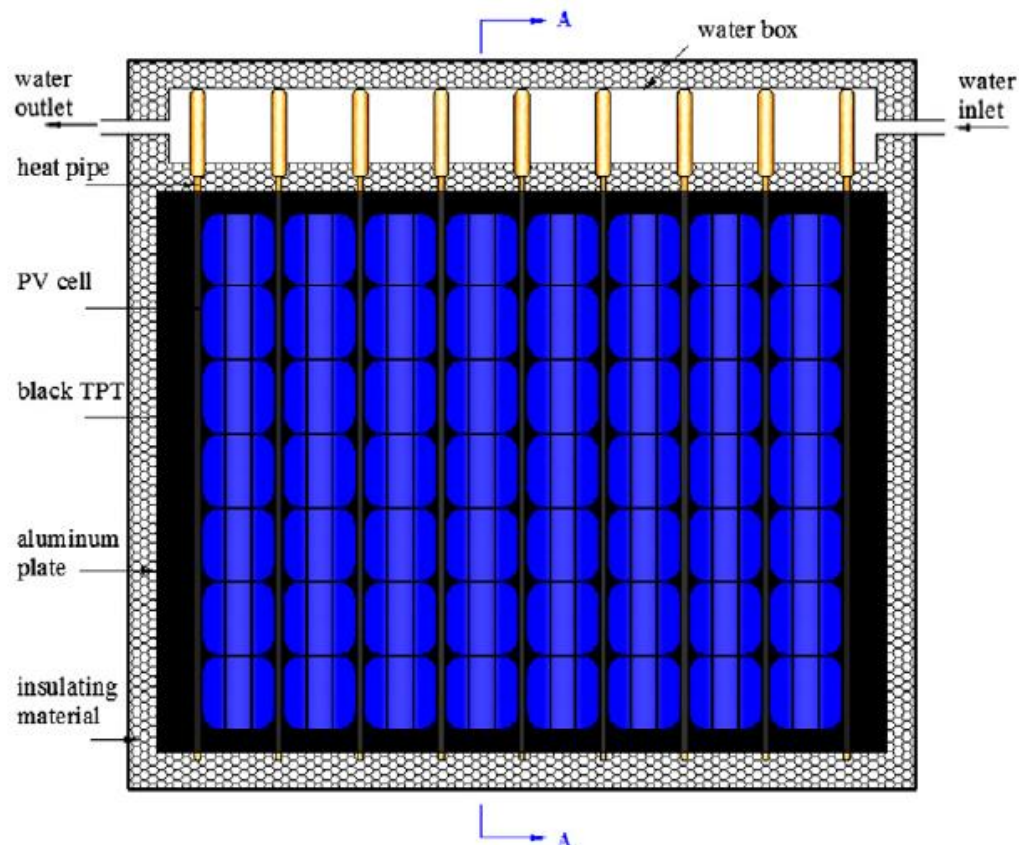
^۱. Filling ratio

^۲ Closed-end oscillating heat pipe



شکل ۲-۲. شماتیک دستگاه مورد آزمایش [۲۳]

در زمینه استفاده از لوله گرمایی جهت خنک‌کاری پنل‌های فتوولتائیک پی ژانگ و همکاران [۲۴] مدلی تئوری با در نظر گرفتن اتصال لوله گرمایی به پشت پنل ارائه نموده و آن را با نتایج تجربی اعتبارسنجی کرده‌اند. میانگین خطا کمتر از ۱۶ درصد بوده است. بازده حرارتی حرارتی و الکتریکی سیستم مورد نظر ۴۱/۹ و ۹/۴ درصد بوده و بازده قانون دوم سیستم نیز ۶/۸ درصد به دست آمده است.



شکل ۲-۳. شماتیک سیستم [۲۴]

در پژوهشی دیگر پی ژانگ و همکاران [۲۵] به بررسی تاثیر اتصال لوله گرمایی به پنل و همچنین تاثیر پارامترهای مختلف شامل نرخ دبی آب، فاکتور پوشش دهی سلول بر روی پنل، فاصله بین لوله گرمایی و پوشش های مختلف جاذب بر روی صفحه پلیمری پنل پرداخته اند. مقدار بازده قانون اول و دوم به ترتیب برابر با ۵۱/۵ و ۷/۱ درصد گردیده است. همچنین آنها دریافته اند با افزایش دبی آب مقدار بازده قانون اول و دوم نیز افزایش و تاثیر آن بر روی دریافت حرارت بیش از افزایش توان الکتریکی می باشد. با بررسی افزایش فاکتور سطح پوشش دهی سلول، مقدار توان الکتریکی و بازده کلی سیستم افزایش اما مقدار حرارت دریافتی کاهش یافته است. در تحلیلی دیگر با کاهش فاصله به لوله های گرمایی مشاهده نموده اند که منجر به افزایش بازده کلی سیستم می گردد. همچنین در بررسی پوشش های مختلف جاذب دریافت اند با استفاده

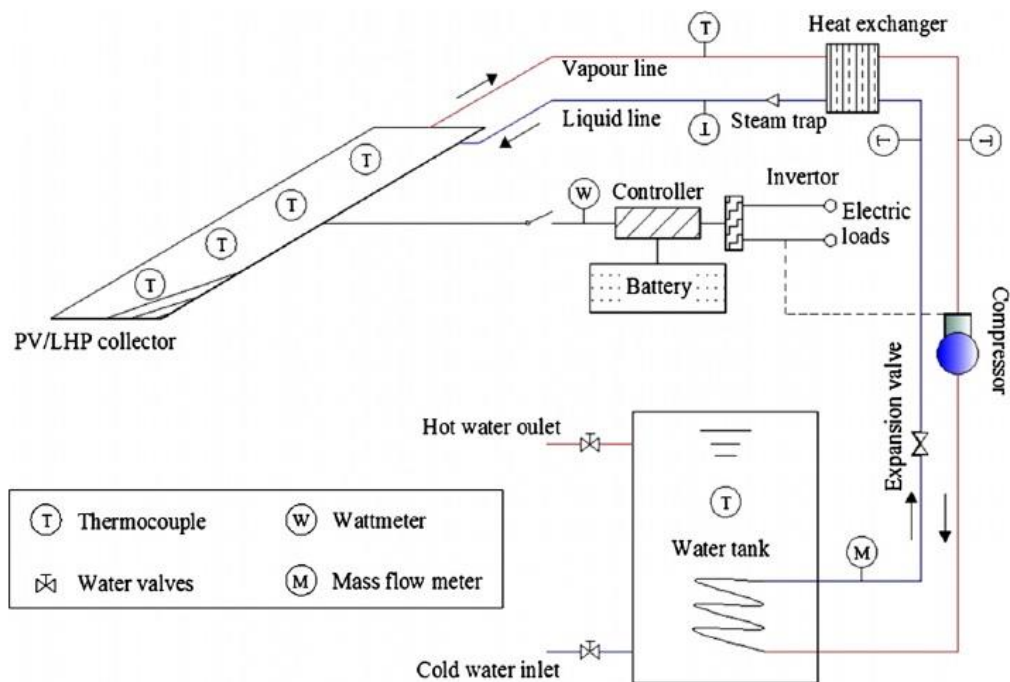
از پوشش های مختلف بازده کلی سیستم نسبت به حالت بدون پوشش افزایش می یابد ولی توان الکتریکی کاهش خواهد یافت.

پی ژانگ و همکارانش [۲۶] با استفاده از شبیه سازی سیستم اتصال لوله گرمایی به پشت پنل به دو صورت با و بدون سیستم گرمایش کمکی میزان تغییرات سالانه حرارتی و الکتریکی سیستم مورد نظر را در سه منطقه آب و هوایی در کشور چین شامل هنگ کنگ، لهاسا و پکن را محاسبه و ارائه نموده اند. همچنین به بررسی تاثیر مخزن با حجم های مختلف شامل ۲۵۰، ۳۰۰، ۳۵۰ و ۴۵۰ لیتر پرداخته و نتایج آن را ارائه نموده اند.

در پژوهشی دیگر توسط پی ژانگ و همکارانش [۲۷] در سیستم خنک کاری با استفاده از لوله گرمایی سیستم را در حالت های با و بدون پوشش شیشه ای سطح پنل مورد تجزیه و تحلیل با استفاده از نتایج تجربی قرار داده اند. آنها مشاهده نموده اند بازده حرارتی با پوشش شیشه ای $41/3$ درصد و در حالت بدون پوشش شیشه ای $37/16$ درصد بوده، در صورتی که بازدهی الکتریکی در حالت با پوشش شیشه ای $9/42$ درصد و بدون پوشش شیشه ای $11/51$ درصد بوده است. در مورد بازده قانون اول و دوم ترمودینامیک نیز روند عکس را مشاهده نموده اند. بازده قانون اول برای با پوشش شیشه ای و بدون پوشش شیشه ای به ترتیب برابر با $48/52$ و $44/24$ بوده و مقدار بازده قانون دوم برای با و بدون پوشش شیشه ای نیز به ترتیب برابر با $6/87$ و $8/01$ گردیده است.

ژانگ و همکارانش [۲۸] یک سیستم جدید ترکیبی لوله گرمایی حلقوی^۱ با یک پمپ گرمایی در ترکیب با یک پنل فتوولتائیک به صورت تئوری و تجربی را ارائه کرده اند. در این سیستم ترکیبی بازده الکتریکی، حرارتی و کلی سیستم به ترتیب برابر با ۱۰، ۴۰ و ۵۰ درصد بدست آمده و ضریب عملکرد کلی سیستم نیز $8/7$ بدست آمده است.

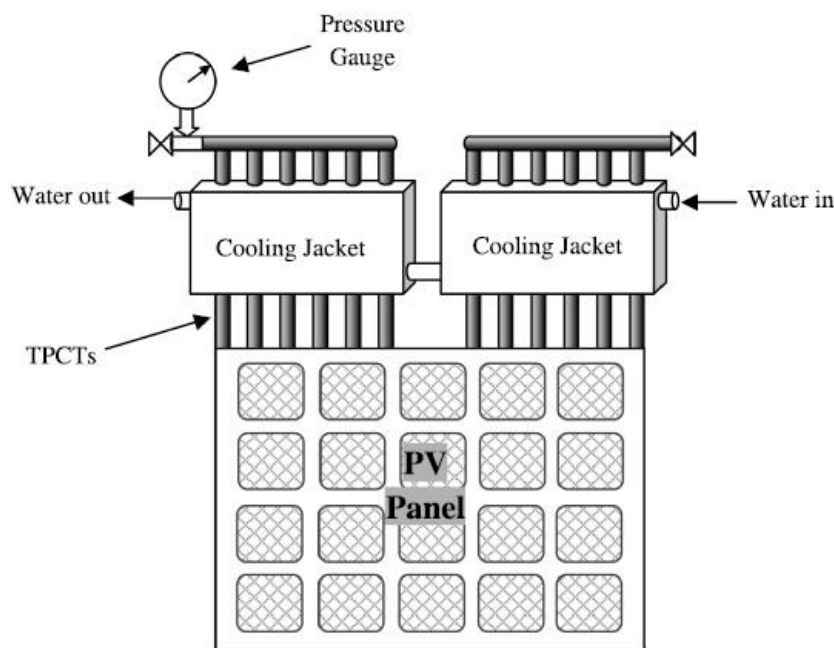
^۱. Loop-heat-pipe



شکل ۲-۴. شماتیک کلی سیستم ترکیبی لوله گرمایی حلقوی با پمپ گرمایی در اتصال با پنل خورشیدی [۲۸]

در همین زمینه ژانگ و همکارانش [۲۹] پژوهشی دیگر برای استفاده سیستم ترکیبی لوله گرمایی حلقوی با پمپ حرارتی را جهت گرمایش فضا یا تولید آب گرم در شهر شانگهای چین را ارائه کرده‌اند. آنها دریافتند که سیستم مذکور در مقایسه با پنل‌های معمولی فتوولتائیک، ۳-۵ درصد بازده انرژی بیشتری و در مقایسه با کلکتورهای خورشیدی ۷ درصد بازده انرژی بیشتر را دارا می‌باشد.

میثم مراد قلی و همکارانش [۳۰] با استفاده از لوله‌های گرمایی از نوع ترموسیفونی به بررسی تاثیر آن بر خنک‌کاری پنل پرداخته‌اند. آنها آزمایشات خود را در دو فصل بهار و تابستان انجام داده و شیب لوله گرمایی را ۳۰ و ۴۰ درجه در نظر گرفته و سیال کاری مورد استفاده در لوله‌های ترموسیفونی متانول و استون بوده است. بنابر مشاهدات ارائه شده در بهار، ۵/۶۷ درصد توان الکتریکی بیشتری نسبت به یک پنل ساده حاصل شده و بازده حرارتی آن ۱۶/۳۵ درصد بوده است. در آزمایش تابستان ۷/۷ درصد توان الکتریکی بیشتر نسبت به پنل ساده و بازده حرارتی ۴۵/۱۴ درصد بدست آمده است.



شکل ۲-۵. شماتیک سیستم خنک کاری پنل با استفاده از لوله های گرمایی ترموسیفونی [۳۰]

یکی از پارامترهای مهم در سیستم های خنک کاری پنل با استفاده از لوله گرمایی مقدار حجم مخزن آن می باشد. در همین مورد بینگری ژانگ و همکارانش [۳۱] سه حجم مخزن شامل ۳۰، ۵۰ و ۸۰ لیتر را برای سیستم خود مورد مقایسه قرار داده اند. از میان سه حجم مخزن گفته شده، مخزن آب به ظرفیت ۸۰ لیتر عملکرد بهتری داشته است. در این حالت بیشترین بازده کلی سیستم ۶۷/۵۰ درصد بوده است. همچنین متوسط بازده سالیانه تولید توان ۱۵/۶۹ و متوسط بازده سالیانه حرارت دریافتی ۳۴/۳۷ درصد بدست آمده است.

مینگ هو و همکاران [۳۲] به بررسی دو نوع لوله گرمایی با فیتیل^۱ و با شبکه ای توری مانند^۲ و تاثیر شیب بر عملکرد آنها در سیستم لوله گرمایی با پنل پرداخته اند. آنها مشاهده نموده اند که عملکرد لوله گرمایی با فیتیل حساسیت بیشتری نسبت به حالت شبکه ای توری مانند در شیب های کم دارد. در دو حالت گفته شده آنها به شیب بهینه ۴۰ درجه دست یافته اند که در این شیب مقدار بازده حرارتی در

^۱. Wick

^۲. Wire-meshed

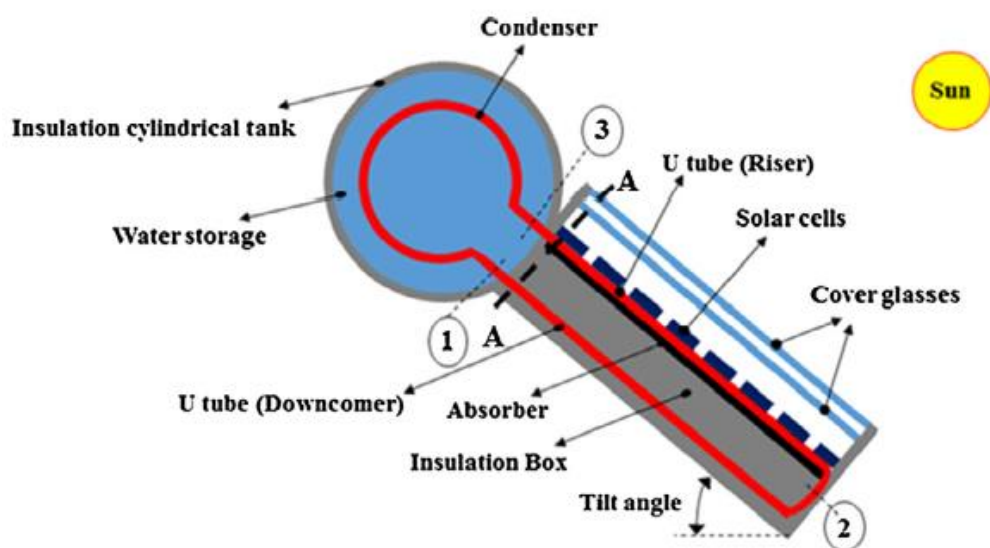
دو حالت گفته شده به ترتیب برابر ۵۲/۸ و ۵۱/۵ بوده است. ادهم ماکی و همکارانش [۳۳] مدل تئوری سیستمی را برای نواحی گرم که نیاز به الکتریسیته بیشتر از انرژی حرارتی است، پیشنهاد نموده‌اند. آنها با اتصال قسمت تبخیرکننده لوله گرمایی به پشت سطح پنل و اتصال ترموالکتریک به بخش چگالنده، نشان دادن که علاوه بر خنک‌کاری پنل می‌توان مقداری انرژی الکتریکی از ترموالکتریک استخراج نمود.

لانگشو هو و همکارانش [۳۴] روشی جهت خنک‌کاری پنل ارائه نموده‌اند که در آن آرایه‌ای از میکرو لوله‌های گرمایی^۱ را به پشت پنل اتصال داده‌اند. سیستم مورد طراحی دارای بازده الکتریکی ۱۳ درصد می‌باشد. بازده حرارتی سیستم در فصل تابستان ۴۰ درصد و در فصل زمستان ۲۰ درصد بوده است. همچنین بازده نهایی سیستم در کل سال بین ۳۰ تا ۵۰ درصد در نوسان بوده است.

بهروز ضیاپور و همکارش [۳۵] در یک طراحی جدید لوله حرارتی فیتیله دار به شکل مینی حلقه^۲ را در اتصال به پشت پنل در نظر گرفته‌اند. آنها برای سیستم مذکور به مقدار بهینه تعداد لوله به تعداد پنج عدد دست یافته‌اند. در این تعداد لوله، دمای مخزن آب قابلیت رسیدن به حداکثر دمای ۷۲ درجه سانتی گراد را دارا می‌باشد. بازده حرارتی و الکتریکی سیستم مذکور نیز در ظهر می‌تواند به حداکثر مقدار به ترتیب ۷۰ و ۸۰ درصد برسد. همچنین آنها دریافته‌اند که با کاهش سطح مقطع پنل مقدار بازده حرارتی و الکتریکی در حدود ۴ درصد افزایش می‌یابد.

^۱. Micro heat pipe array

^۲. Loop mini



شکل ۲-۶. شماتیک سیستم پیشنهادی با استفاده از لوله گرمایی مینی حلقه [۳۵]

سویدان و همکارانش [۳۶] برای تامین آب گرم و الکتریسیته یک دفتر اداری در بیروت به بهینه‌سازی یک سیستم خنک‌کاری پنل خورشیدی با استفاده از لوله گرمایی که در مخزن آب گرم آن، محفظه‌های مواد تغییر فاز دهنده قرار داده شده، پرداخته‌اند. آنها با استفاده از الگوریتم ژنتیک حالت بهینه را با مقدار ۲۰ پنل با توان ۴ کیلووات و مخزن آب به میزان ۳۷۱ لیتر به ازای هر پنل و مقدار مواد تغییر فازدهنده به میزان ۲۲/۴۲ کیلوگرم بدست آورده‌اند. مقدار دوره بازگشت سرمایه بدست آمده برای سیستم مذکور ۱۳/۷ سال می‌باشد.

لیت جعفر حبیب و همکارانش [۳۷] دو سیستم شامل پنل معمولی با پنل خنک‌کاری را با یکدیگر مقایسه نموده‌اند. در پنل دوم با استفاده از ۴ لوله گرمایی از نوع ترموسیفونی با نسبت پرشدن ۵۵ درصد با سیال کاری آب‌مقطر و به همراه یک مخزن به حجم ۱۶/۲ لیتر آب، خنک‌کاری صورت می‌پذیرفت. پنل با خنک‌کاری در مقایسه با پنل معمولی ۱۵-۳۵ درصد خنک‌تر بوده و بازده الکتریکی آن در حدود ۱۱-۱۴ درصد بیشتر می‌باشد. میثم مرادقلی و همکارانش [۳۸] در پژوهشی تجربی دیگر به بررسی تاثیر سیال متانول به همراه ذرات نانوسیال آلومینیوم اکسید^۱ با درصد وزنی شامل ۱، ۱/۵ و ۲ درصد و نسبت پرشدن لوله گرمایی

^۱. Al₂O₃/methanol nanofluid

ترموسیفونی شامل ۳۰، ۴۰، ۵۰ و ۶۰ درصد پرداخته‌اند. در این سیستم مقدار بهینه بدست آمده شامل نسبت پرشدن ۵۰ درصد و درصد وزنی ۱/۵ درصد می‌باشد. در این حالت دمای سطح پنل نسبت به پنل معمولی بدون خنک‌کاری، ۱۴/۵۲ درجه سانتی گراد خنک‌تر بوده و ۱/۴۲ وات توان الکتریکی آن نیز بیشتر می‌باشد. همچنین متوسط انرژی الکتریکی، متوسط انرژی نهایی و بازده نهایی انرژی به ترتیب به میزان ۱، ۲۷/۳ و ۱/۱ درصد نسبت به پنل بدون خنک‌کاری افزایش یافته است.

۳-۲ معرفی پژوهش حاضر

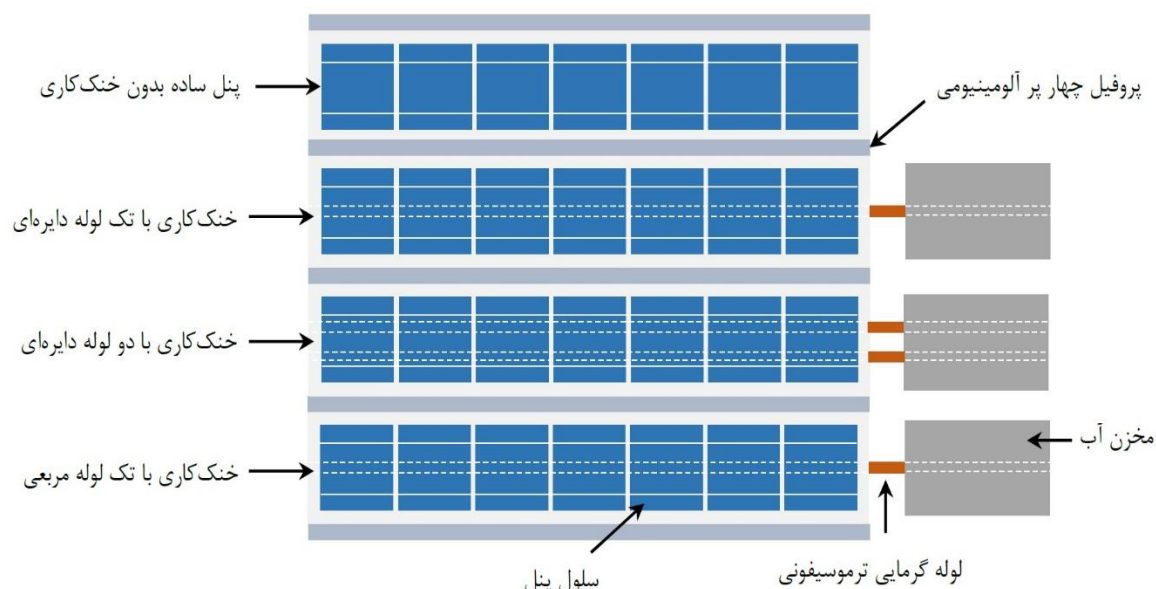
در این پژوهش با استفاده از لوله گرمایی از نوع ترموسیفونی، به بررسی میزان تاثیر آن بر خنک‌کاری پنل پرداخته شده است. در طراحی جدید صورت گرفته جهت داشتن انتقال حرارت بهتر، سلول‌های خورشیدی بر روی یک صفحه آلومینیومی مونتاژ شده است. سه حالت مختلف برای لوله های ترموسیفونی در نظر گرفته شده است که عبارتند از:

- تک لوله ترموسیفونی با سطح مقطع دایره‌ای
- دو لوله ترموسیفونی با سطح مقطع دایره‌ای
- لوله ترموسیفونی با سطح مقطع مربعی

بخشی از این لوله‌ها به عنوان تبخیرکننده به پشت پنل متصل گشته و بخشی از آن به عنوان چگالنده در یک مخزن آب قرار گرفته است. در این حالت حرارت از پشت پنل به مخزن آب منتقل و پس از دفع حرارت به آن، دمای سطح سلول را کاهش می‌دهد. با استفاده از داده‌های الکتریکی ثبت شده برای پنل اثر این خنک‌کاری در حالت‌های مختلف مقایسه شده است. بعلاوه میزان حرارت دریافت شده نیز اندازه‌گیری و مورد بررسی قرار گرفته است. لذا داده های عملکرد الکتریکی پنل علاوه بر بررسی آزمایشگاهی، مدلسازی سیستم نیز در محیط نرم افزار متلب انجام شده و در نهایت اعتبارسنجی مدل با داده‌های تجربی صورت گرفته است.

۴-۲ نوآوری پژوهش

در این پژوهش سلول‌های فتوولتائیک برای پنل‌های مورد استفاده بر خلاف پنل‌های رایج در بازار به جای استفاده از پلیمر پلی وینیل فلورید^۱ برای صفحه پشتی، مستقیماً بر روی صفحه‌ای آلومینیومی متصل گردیده است. همچنین برای خنک‌کاری پنل‌های فتوولتائیک مورد استفاده از لوله‌های گرمایی ترموسیفونی با سطح مقطع‌های مختلف استفاده شده است و به طور همزمان اثر استفاده از دو لوله گرمایی به جای یک لوله مورد ارزیابی قرار گرفته است که بررسی همزمان این حالت‌ها که می‌تواند منجر به مقایسه دقیق آنها گردد در سوابق موضوع مشاهده نگردیده است، مدلسازی حرارتی سیستم موردنظر نیز برای حالت‌های مختلف ارایه شده است. با توجه به سازه خورشیدی ساخته شده، این امکان فراهم گردید که عملکرد حرارتی و الکتریکی سه حالت خنک‌کاری به همراه یک پنل ساده را بتوان در یک شرایط یکسان آب و هوایی با یکدیگر مقایسه نمود.



شکل ۲-۷. شماتیک سیستم ساخته شده

^۱. Polyvinyl fluoride

فصل ۳ : نحوه ساخت، نحوه انجام آزمایش و

نتایج آن

۱-۳ مقدمه

در این پژوهش به منظور بررسی تاثیر نسبت پرشدن سیال و همچنین تاثیر تک لوله با سطح مقطع دایره‌ای، دولوله و تک لوله با سطح مقطع مربعی بر خنک‌کاری سلول و مقدار حرارت قابل استحصال، یک سیستم خنک‌کاری شامل بخش‌های اصلی زیر ساخته شده است:

۱- پنل فتوولتائیک

۲- لوله گرمایی

۳- مخزن

پس از تکمیل بخش‌های مختلف برای حالت‌های مورد اشاره، سازه‌ای برای بررسی همزمان آن‌ها در شرایط یکسان ساخته شده است. همچنین در این سازه از یک پنل بدون خنک‌کاری نیز جهت مقایسه سیستم‌های خنک‌کاری با حالت بدون خنک‌کاری نیز استفاده گردیده است.

۲-۳ نحوه ساخت

۱-۲-۳ پنل فتوولتائیک

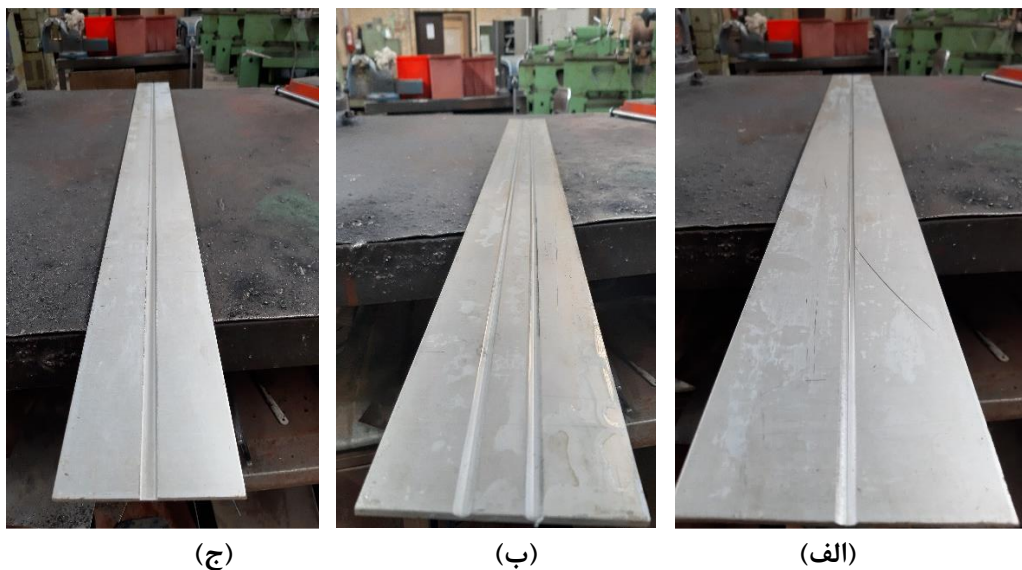
پنل فتوولتائیک مورد استفاده شامل سه بخش می‌باشد:

۱- صفحه پایه

۲- سلول خورشیدی

۳- پوشش شیشه‌ای

برای صفحه پایه، صفحاتی از جنس آلومینیوم با ضخامت ۳ میلی‌متر با توجه به نوع سیستم خنک‌کاری با لوله گرمایی، انتخاب گردیده است. ۴ صفحه آلومینیومی مورد استفاده در این پژوهش در ابعاد ۱۲۰ در ۱۱ سانتی‌متر در نظر گرفته شده‌اند. برای افزایش سطح انتقال حرارت از صفحه آلومینیومی به لوله گرمایی، شیارهایی به عمق ۱/۵ میلی‌متر بر روی آن‌ها مطابق با سطح مقطع لوله‌های مذکور ایجاد گردید. برش‌های ایجاد شده بر روی صفحات در شکل ۳-۱ مشاهده می‌گردد. مقدار دهنه شیار با مقطع دایره‌ای ۷/۱۴ و برای مقطع مربعی نیز ۱۰ میلی‌متر می‌باشد.



شکل ۳-۱. صفحات آلومینیومی برش خورده (الف) برش با مقطع دایره‌ای (ب) دو برش با مقطع دایره‌ای (ج) برش با مقطع مربعی

پس از برش‌های انجام شده، به منظور افزایش زبری سطح صفحات آلومینیومی، صفحات به میزان ۲۰ میکرون آنودایز گردیده‌اند. افزایش زبری سطح جهت اتصال بهتر سلول‌های خورشیدی صورت گرفته است. پس از اتمام فرایندهای گفته شده، سه صفحه برش خورده مذکور به همراه یک صفحه بدون برش به شرکت پنل‌سازی ارسال گردید. پس از تکمیل فرایند اتصال سلول خورشیدی و پوشش شیشه‌ای، پنل‌های فتوولتائیک نهایی توسط شرکت هورسا سولار مطابق با شکل ۳-۲ ساخته شد.



شکل ۳-۲. پنل‌های فتوولتائیک ساخته شده

برای ساخت پنل‌های مورد اشاره بر روی صفحات آلومینیومی از سلول‌های مونوکریستال به ابعاد ۷/۸ در ۵/۱ سانتی‌متر به تعداد ۲۱ عدد بر روی هر پنل استفاده شده است. مشخصات پنل‌های ساخته شده در شرایط STC (تست پنل‌ها در تابش ۱۰۰۰ وات بر مترمربع، دمای محیط ۲۵ درجه سانتی‌گراد) در جدول ۳-۱ نشان داده شده است.

جدول ۳-۱. مشخصات پنل‌های ساخته شده

واحد	مقدار	پارامتر
ولت	۱۱/۵۵	ولتاژ ماکزیمم توان
آمپر	۲/۴	جریان ماکزیمم توان
وات	۲۶/۵	توان نامی
آمپر	۲/۴	جریان اتصال کوتاه
ولت	۱۳/۶۵	ولتاژ مدار باز

برای تکمیل سازه بخش خورشیدی از ۵ عدد پروفیل آلومینیومی ۴ پر برای نگهداری پنل‌ها استفاده شده است. در شکل ۳-۳ نحوه اتصال پنل‌ها با پروفیل‌های آلومینیومی و سازه تکمیل شده مشاهده می‌شود.



شکل ۳-۳. سازه تکمیل شده خورشیدی

۲-۲-۳ لوله گرمایی

لوله گرمایی مورد نظر در سیستم خنک کاری از نوع ترموسیفونی می باشد که بر اساس چرخه جابه جایی طبیعی حرارت را منتقل می نماید که ابعاد لوله های مورد استفاده در جدول ۲-۳ نشان داده شده است.

جدول ۲-۳. ابعاد لوله های گرمایی مورد استفاده در سیستم های خنک کاری

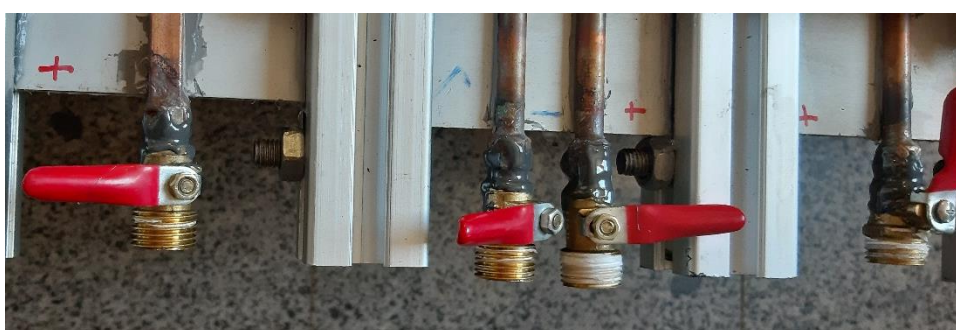
ضخامت (mm)	ابعاد (mm)	جنس	نوع سطح مقطع
۰/۷	10Φ	مس	دایره ای
۰/۷	10×10	مس	مربعی

لازم به ذکر است با توجه به مقادیر گفته شده، معیار انتخاب لوله ها برای مقایسه تاثیر سطح مقطع تک لوله دایره ای و مربعی بر خنک کاری پنل، قطر هیدرولیکی لوله ها بوده است که دو لوله دارای قطر هیدرولیکی برابری می باشند. در مورد حالت مقایسه دولوله دایره ای با تک لوله دایره ای، از لوله های با ابعاد یکسان استفاده شده تا میزان تاثیر افزایش تعداد لوله بررسی شود. از لوله ها، ۱۲۰ سانتی متر به عنوان تبخیر کننده که برابر با طول پنل ها می باشد، استفاده گردید. ۵ سانتی متر نیز به عنوان بخش آدیاباتیک و ۲۵ سانتی متر به عنوان چگالنده در نظر گرفته شده است. لوله های مورد نظر در شکل ۳-۴ مشاهده می شود.



شکل ۳-۴. لوله‌های گرمایی ترموسیفونی مورد استفاده

برای خلاء کردن لوله‌ها و تزریق سیال، به دو سر هر لوله مهره‌ای جوش داده شده و پس آن یک شیر^۱ گلوب به آن اتصال داده می‌شود. تمامی شیرها پیش از اتصال از نظر هوابندی تست شده‌اند. از شیر پایینی جهت خلاء نمودن لوله‌ها و از شیر بالایی جهت تزریق سیال استفاده می‌گردد. در شکل ۳-۵ نحوه اتصال مهره و شیر نمایش داده شده است.



شکل ۳-۵. اتصال مهره و شیر به لوله‌های ترموسیفونی در قسمت پایینی سیستم

^۱. Valve

۳-۲-۳ مخزن آب

برای ساخت مخزن آب از لوله‌های پی وی سی با قطر خارجی ۱۱ سانتی‌متر و قطر داخلی ۱۰/۳۶ سانتی‌متر استفاده شده است. برای تکمیل مخزن از درپوش‌های پی وی سی در دو طرف آن استفاده گردیده است. برای اتصال درپوش‌ها و آب‌بندی مخزن از چسب پی وی سی استفاده شده است. در شکل ۶-۳ مخزن تکمیل شده مشاهده می‌گردد. بر روی درپوش‌ها مطابق با شکل ۶-۳ سوراخ‌های جهت عبور لوله گرمایی، ورودی آب به مخزن و محل قرارگیری سنسور دما تعبیه شده است.



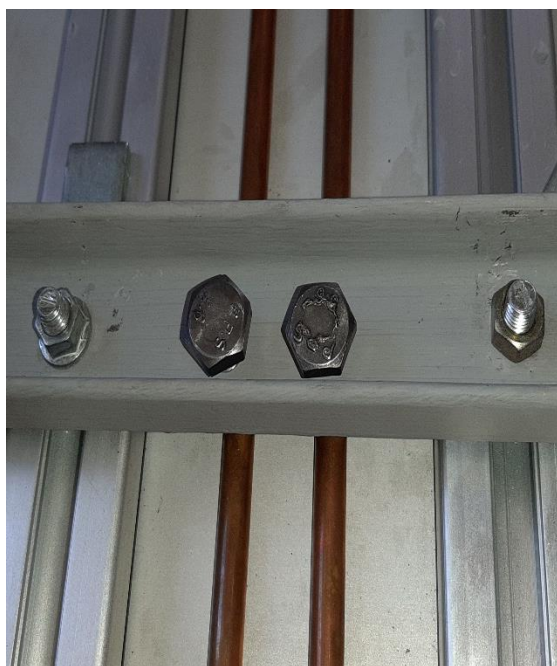
شکل ۶-۳. مخزن ساخته شده از جنس پی وی سی

۳-۲-۴ تکمیل نهایی سیستم خنک کاری

ابتدا مخزن بر روی لوله گرمایی ترموسیستفونی مطابق با شکل ۷-۳ نصب گردید. پس از نصب مخزن بر روی لوله‌ها، به پشت سازه تکمیل شده خورشیدی اتصال داده شده‌اند. برای اتصال از مکانیزم پیچ مهره استفاده شده است که در شکل ۸-۳ مشاهده می‌شود.



شکل ۳-۷. اتصال یکی از مخازن به لوله گرمایی ترموسیفونی



شکل ۳-۸. مکانیزم اتصال دو لوله گرمایی به پشت پنل

در شکل ۹-۳ نیز اتصال کامل لوله‌های گرمایی به پشت پنل مشاهده می‌گردد.



شکل ۹-۳. اتصال نهایی لوله‌های گرمایی به پشت پنل

پس از آن برای جلوگیری از اتلاف حرارت از لوله گرمایی با محیط، عایق پلی اتیلن با ضخامت ۴ سانتی‌متر بر پشت پنل قرار داده شده است. ضمناً برای جلوگیری از اتلاف حرارت از مخازن پی وی سی آب نیز با استفاده از عایق پلی اتیلن، مخازن عایق گردیده است. ضخامت مورد نظر برای مخازن نیز ۳ سانتی‌متر در نظر گرفته شده است. ابتدا ۱ سانت عایق به دور مخازن پیچیده شده است. عایق کاری صورت گرفته در شکل ۱۰-۳ نمایش داده شده است. سپس ۲ سانت عایق نیز به دور آن به صورت مکعب مستطیل قرار داده شده است که در شکل ۱۱-۳ مشاهده می‌شود. پس از تکمیل سازه نهایی، آن را بر روی یک استراکچر یک درجه آزادی جهت انجام تست‌های مورد نظر قرار داده‌ایم که در شکل ۱۲-۳ نشان داده شده است.



(ب)



(الف)

شکل ۳-۱۰. نصب عایق پلی اتیلن الف) بر پشت پنل ب) مخازن آب



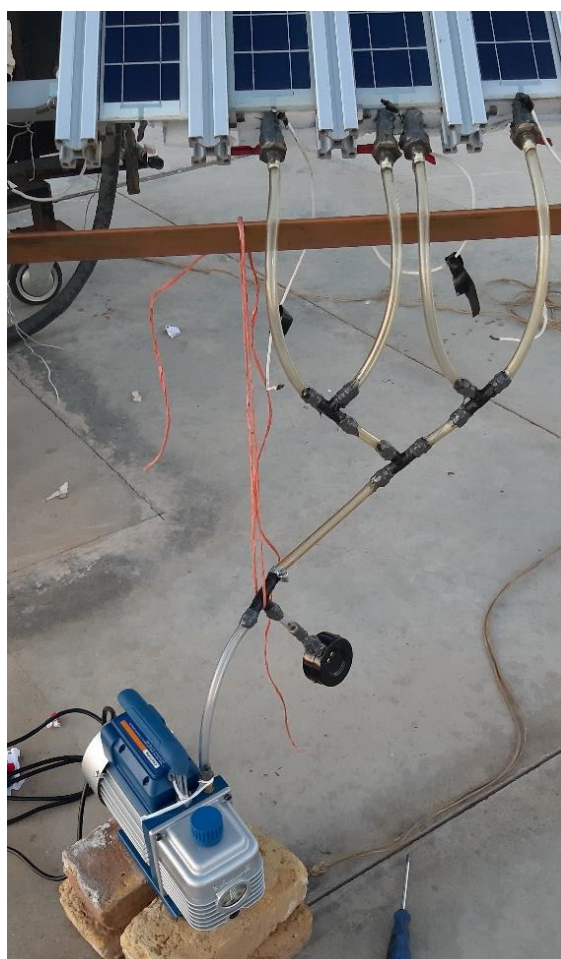
شکل ۳-۱۱. تکمیل فرایند عایق کاری با نصب عایق ۲ سانتی متری به دور مخازن



شکل ۳-۱۲. نصب سازه نهایی بر روی استراکچر یک درجه آزادی

۳-۳ نحوه انجام آزمایش

با توجه به زمان تست گیری که در مهرماه صورت گرفته است، شیب استراکچر سیستم جهت دریافت بیشترین تابش ۳۰ درجه و رو به جنوب تنظیم گردیده است. پس از آن جهت انجام آزمایش مطابق با شکل ۳-۱۳ ابتدا لوله‌های گرمایی با استفاده از پمپ خلاء مدل VE115N تا فشار نسبی ۰/۸۶ بار خلا گردید.



شکل ۳-۱۳. خلاء نمودن لوله‌های گرمایی

پس از خلاء نمودن لوله‌های گرمایی ترموسیفونی، مقدار جرم سیال عامل مورد نیاز با توجه به درصد نسبت پرشدن برای قسمت تبخیر کننده محاسبه شده و از طریق یک بورت (شکل ۳-۱۴) به لوله‌ها تزریق گردیده است. ضمناً جهت تشخیص میزان خلاء در مسیر پمپ خلاء با لوله‌های گرمایی، از یک گیج فشار خلاء نیز استفاده نموده‌ایم. نهایتاً ۱/۹ لیتر آب در مخازن خنک‌کاری تزریق شده است. بازه زمانی مورد نظر جهت

انجام آزمایش و داده‌برداری با توجه به پیک تابش را بین ساعت ۱۱ تا ۱۳ انتخاب شده است. در همه آزمایشات صورت پذیرفته، هر ۱۵ دقیقه یکبار داده‌برداری صورت گرفته است.



شکل ۳-۱۴. بورت مورد استفاده جهت تزریق سیال به لوله‌های گرمایی

داده‌های مورد نظر شامل مقدار تابش، سرعت باد، دمای محیط، دمای مخازن آب، ولتاژ و جریان هر کدام از پنل‌های مورد نظر می‌باشد. رنج تغییرات این پارامترها در جدول ۳-۳ نشان داده شده است.

جدول ۳-۳. داده‌های اندازه‌گیری شده

واحد	بازه تغییرات	داده
W/m^2	۹۰۰ - ۱۰۶۰	تابش
m/s	۰/۵ - ۳/۶	سرعت باد
$^{\circ}C$	۲۰/۶ - ۲۸/۲	دمای محیط
$^{\circ}C$	۲۰/۴ - ۳۲/۷	دمای مخازن
V	۱۱/۴۴ - ۱۲	ولتاژ
A	۱/۱۲ - ۱/۴۶	جریان

مقادیر تابش و سرعت باد با استفاده از سیستم هواشناسی (شکل ۳-۱۵) مستقر در سکوی خورشیدی آزمایشگاه تخصصی انرژی استخراج گردید. لازم به ذکر است که تابش‌سنج مورد استفاده مطابق با شکل ۳-۱۶ بر روی سازه یک درجه آزادی قرار گرفت تا تابش در زاویه ۳۰ درجه استخراج گردد. برای اندازه‌گیری تابش خورشید از پیرانومتر ساخت شرکت لمبریچ با دقت ۰/۱ درصد و جهت سنجش سرعت باد از سرعت-سنج ساخت شرکت لمبریچ با دقت ۲ درصد استفاده شده است. برای محاسبه دمای محیط و دمای مخازن آب نیز از یک سنسور دمای قلمی نوع TA-288 با دقت ۰/۱ درجه سانتی‌گراد استفاده گردیده است.

همچنین برای خوانش مقادیر ولتاژ و جریان پنل‌ها هم از دستگاه مولتی‌متر استفاده شده است. (شکل ۳-۳-)

(۱۷)



شکل ۳-۱۵. سیستم هواشناسی مستقر در سکوی خورشیدی آزمایشگاه تخصصی انرژی



شکل ۳-۱۶. قرارگیری تابش‌سنج بر روی سازه یک درجه آزادی



(ب)



(الف)

شکل ۳-۱۷. الف) دماسنج ب) مولتی متر

سیال مورد نظر در این آزمایش آب مقطر بوده است. تمام مراحل گفته شده برای نسبت پرشدن لوله‌ها با سیال آب مقطر برای نسبت‌های پرشدن ۲۵، ۴۵ و ۶۵ درصد از تبخیرکننده تکرار گردید. مطابق با محاسبات انجام شده مقادیر وزنی از سیال عامل برای نسبت‌های پرشدن در سطح مقطع دایره ای به ترتیب ۱۷/۴۱، ۳۱/۳۵ و ۴۵/۲۸ میلی گرم می‌باشد. برای مقطع مربعی نیز به ترتیب ۲۲/۱۸، ۳۹/۹۳ و ۵۷/۶۸ میلی گرم مورد استفاده قرار گرفته است.

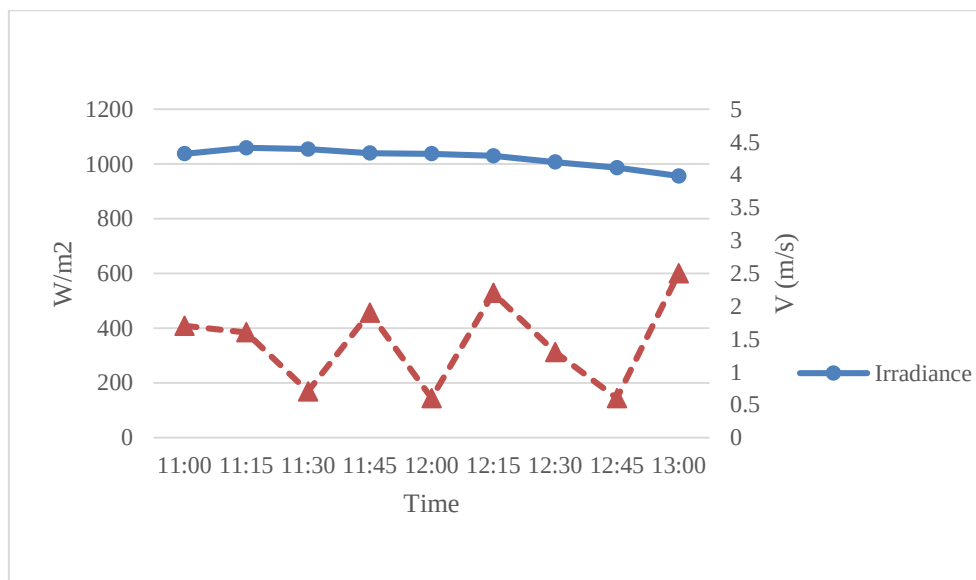
۳-۴ نتایج تجربی

تست‌های مورد نظر در روزهای ۲۳، ۲۴ و ۳۰ مهر در بازه زمانی ۱۱ تا ۱۳ صورت گرفته است. در این سه روز، سه نسبت پرشدن ۲۵، ۴۵ و ۶۵ درصد از لوله‌های گرمایی ترموسیفتی متصل به پشت پنل مورد ارزیابی حرارتی و الکتریکی قرار گرفته‌اند. پنل‌های ساخته شده ابتدا بدون اعمال خنک کاری مورد ارزیابی

الکتریکی قرار گرفته‌اند. پس از ارزیابی مشخص گردید که پنل فتوولتائیک ساخته شده برای حالت دولوله‌ای از نظر الکتریکی عملکرد ضعیفی نسبت به سه پنل دیگر دارد. این امر ناشی از مشکلات در ساخت پنل می‌باشد. به همین خاطر در ارزیابی الکتریکی پنل‌ها، پنل خنک کاری شده با دولوله گزارش نشده است.

۱-۴-۳ نسبت پرشدن ۲۵ درصد

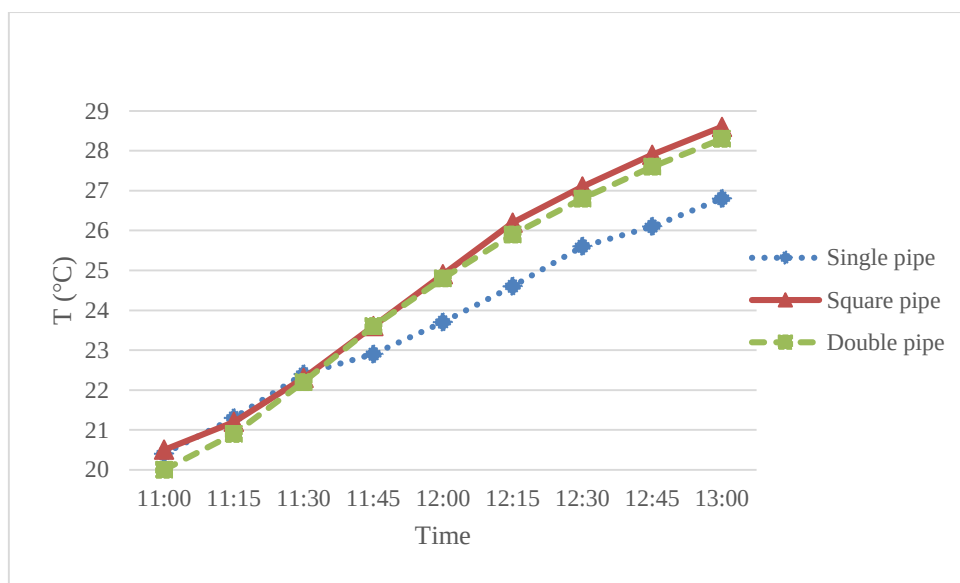
در روز ۲۳ مهر آزمایشی با نسبت پرشدن ۲۵ درصد صورت پذیرفته است. مقادیر اندازه‌گیری شده تابش و سرعت باد در شکل ۱۸-۳ نمایش داده شده است. مطابق با شکل ۳-۱۸ تغییرات تابش خورشیدی بین ۹۵۵ تا ۱۰۵۸ وات بر مترمربع و روند سرعت باد ۰/۶ تا ۲/۵ متر بر ثانیه در نوسان بوده است.



شکل ۱۸-۳. مقادیر تابش و سرعت باد اندازه‌گیری شده در ۲۳ مهرماه

مقدار تغییرات دمای محیط نیز بین ۲۰/۶ تا ۲۶/۳ درجه سانتی‌گراد بوده است. مقادیر تغییرات دمای آب درون سه مخزن در بازه زمانی ذکر شده در شکل ۱۹-۳ مشاهده می‌شود. همانگونه که مشاهده می‌شود دمای اولیه آب در مخزن با تک لوله دایره‌ای ۲۰/۴ درجه سانتی‌گراد می‌باشد که در انتهای تست دمای نهایی آن به ۲۶/۸ درجه سانتی‌گراد رسیده است. در این حالت ۶/۴ درجه سانتی‌گراد اختلاف دما در مخزن ایجاد گردیده است. در حالت تک لوله با سطح مقطع مربعی، دمای آب مخزن با ۸/۱ درجه اختلاف دما از

۲۰/۵ به ۲۸/۶ درجه سانتی گراد رسیده است. همان‌طور که ذکر گردید در حالت خنک‌کاری با استفاده از تک لوله با سطح مقطع مربعی، با توجه به سطح در تماس بیشتر لوله با صفحه آلومینیومی پشت پنل در مقایسه با تک لوله با سطح مقطع دایره‌ای، اختلاف دمای بیشتری حاصل گردیده است. در حالت دولوله با سطح مقطع دایره‌ای شاهد ۸/۳ درجه سانتی‌گراد اختلاف دما در آب مخزن بوده‌ایم که دمای آب از ۲۰ به ۲۸/۳ درجه سانتی‌گراد رسیده است. در این حالت نیز حالت دولوله ای نسبت به حالت تک لوله‌ای با سطح مقطع دایره‌ای با توجه به سطح تماس بیشتر آن، شاهد اختلاف دمای بیشتر بوده‌ایم.

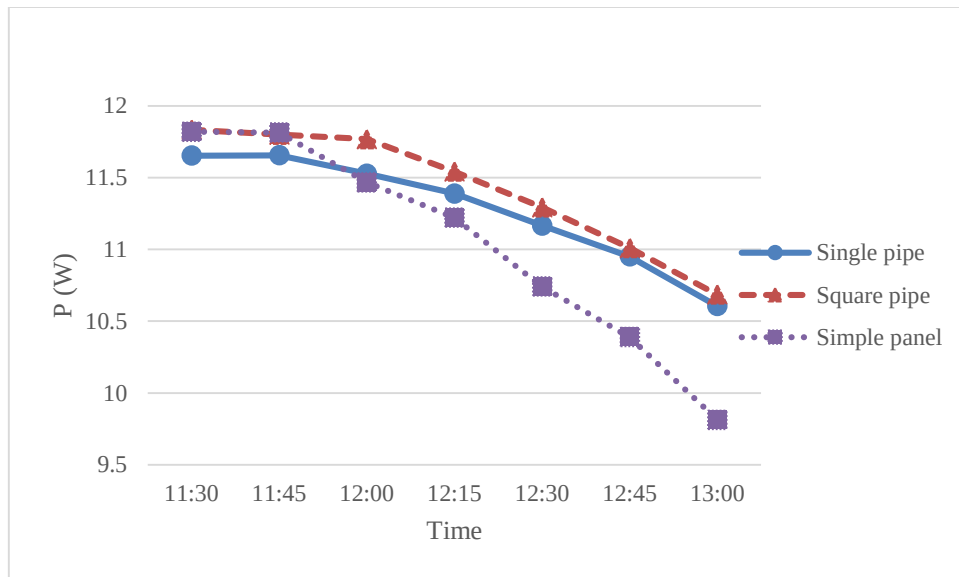


شکل ۳-۱۹. مقادیر تغییرات دما در مخازن آب در نسبت پرشدن ۲۵ درصد

همزمان با بررسی اختلاف دمای ایجاد شده و حرارت منتقل شده به مخزن آب، توان الکتریکی سیستم نیز مورد ارزیابی قرار گرفته است. مقادیر اندازه‌گیری شده توان خروجی الکتریکی سیستم در شکل ۳-۲۰ نشان داده شده است. از آنجایی که پنل‌ها در ابتدای تست از نظر الکتریکی در حالت پایدار نمی‌باشند، مقادیر توان خروجی الکتریکی پنل‌ها در ۳۰ دقیقه ابتدایی در نظر گرفته نشده است.

همان‌گونه که در شکل ۳-۲۰ مشاهده می‌شود، با گذر زمان و افزایش تابش دریافتی خورشید و در نتیجه افزایش دمای پنل، توان خروجی پنل‌ها کاهش یافته است. اما سیستم‌های خنک‌کاری شده عملکرد الکتریکی بهتری نسبت به حالت پنل ساده را دارا می‌باشند. میانگین توان الکتریکی خروجی پنل‌ها در حالت تک لوله

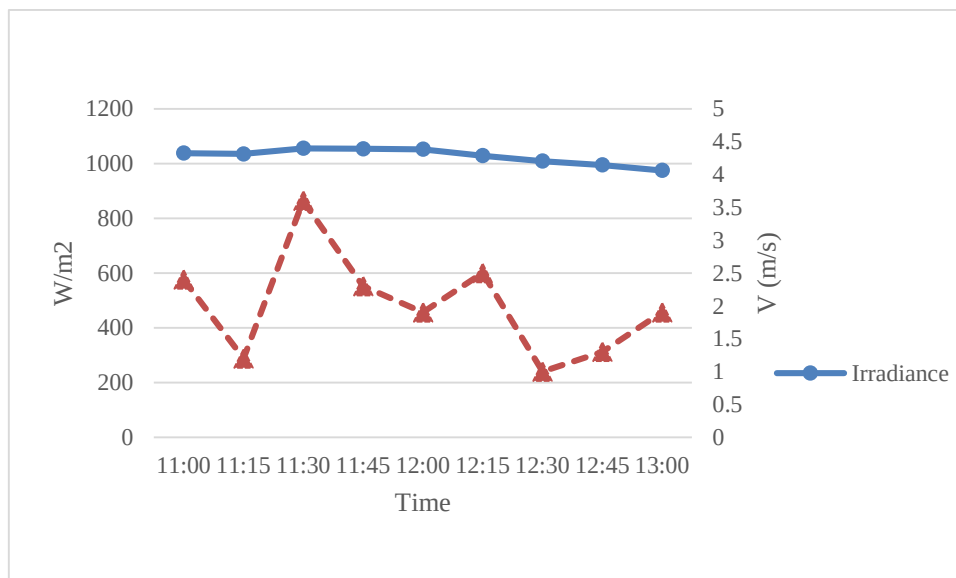
دایره‌ای، مربعی و پنل ساده به ترتیب برابر با ۱۱/۲۷، ۱۱/۴۱ و ۱۱/۰۳ وات بوده است که درصد افزایش توان الکتریکی پنل‌های خنک‌کاری‌شده توسط تک لوله دایره‌ای و مربعی نسبت به پنل ساده به ترتیب برابر با ۲/۱۷ و ۳/۴۵ درصد بوده است.



شکل ۳-۲۰. مقادیر توان خروجی الکتریکی پنل‌های خنک‌کاری شده به همراه پنل ساده در نسبت پرشدن ۲۵ درصد

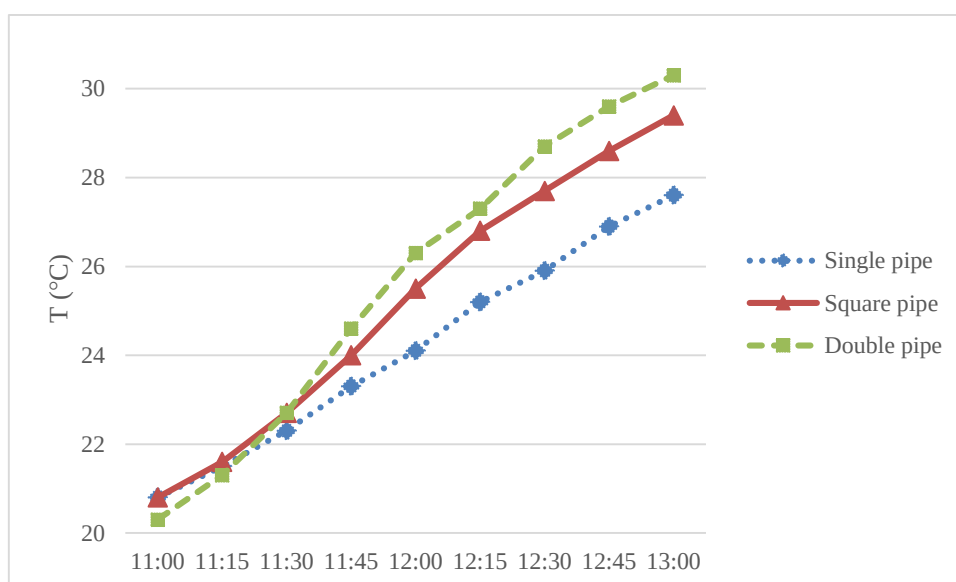
۲-۴-۳ نسبت پرشدن ۴۵ درصد

تست مذکور در تاریخ ۲۴ مهر صورت گرفته است. در این تاریخ تغییرات دمای محیط بین ۲۳/۵ تا ۲۷/۴ درجه سانتی‌گراد متغیر بوده است. مقادیر اندازه‌گیری شده تابش و سرعت باد نیز در شکل ۳-۲۱ مشاهده می‌شود. مطابق با شکل ۳-۲۱ تغییرات تابش خورشیدی بین ۹۷۴ تا ۱۰۵۵ وات بر مترمربع و روند سرعت باد ۱ تا ۳/۶ متر بر ثانیه نوسانی بوده است.



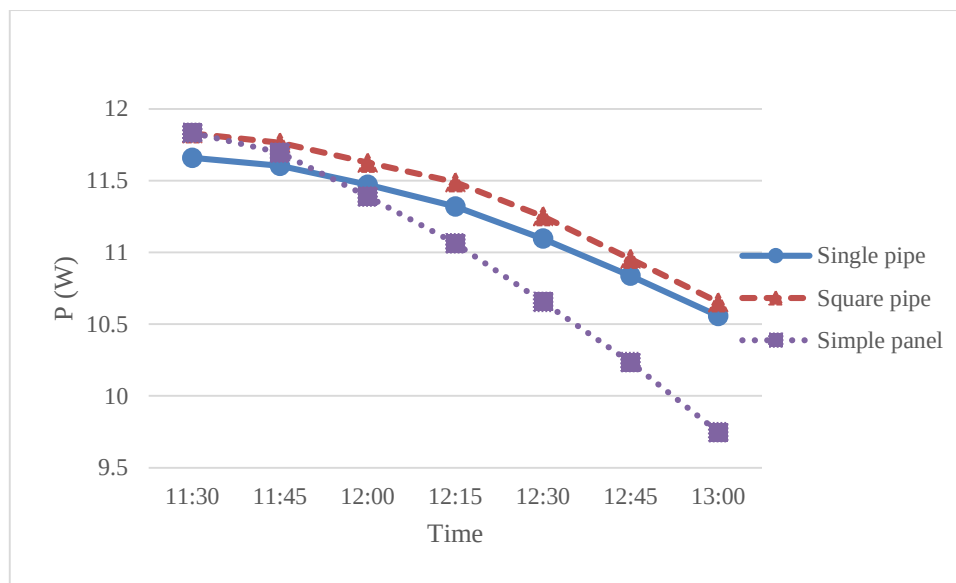
شکل ۲۱-۳. مقادیر تابش و سرعت باد اندازه‌گیری شده در ۲۴ مهرماه

مقادیر اندازه‌گیری شده دمای مخزن‌های آب در شکل ۲۲-۳ نشان داده شده است. مطابق با شکل ۲۲-۳ دمای آب در حالت تک لوله دایره‌ای با ۶/۸ درجه اختلاف دما از دمای اولیه ۲۰/۸ به ۲۷/۶ درجه سانتی‌گراد رسیده است. در حالت مربعی دمای اولیه ۲۰/۸ درجه سانتی‌گراد بوده که ۸/۶ درجه اختلاف دما در آن ثبت گردیده است. در نهایت در حالت دولوله دمای آب از ۲۰/۳ به ۳۰/۳ درجه سانتی‌گراد رسیده است که اختلاف دمای ایجاد شده در مخزن برابر با ۱۰ درجه سانتی‌گراد بوده است.



شکل ۲۲-۳. مقادیر تغییرات دما در مخازن آب در نسبت پرشدن ۴۵ درصد

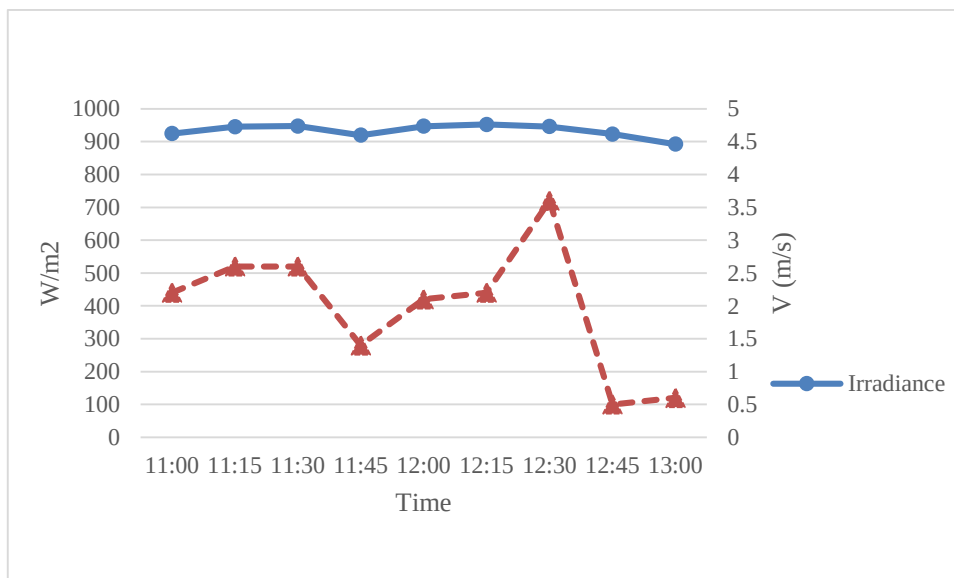
مقادیر اندازه‌گیری شده توان خروجی الکتریکی سیستم در شکل ۳-۲۳ نشان داده شده است. مطابق با آن توان الکتریکی پنل‌های خنک‌کاری شده نسبت به پنل ساده بهتر بوده است. مقادیر میانگین توان خروجی در حالت خنک‌کاری با تک لوله دایره‌ای، مربعی و پنل ساده به ترتیب برابر با ۱۱/۲۲، ۱۱/۳۶ و ۱۰/۹۴ وات می‌باشد. با توجه به مقادیر مذکور عملکرد الکتریکی پنل با تک لوله دایره‌ای و مربعی نسبت به پنل ساده، ۲/۵۱ و ۳/۸۵ درصد بهتر بوده است.



شکل ۳-۲۳. مقادیر توان خروجی الکتریکی پنل‌های خنک‌کاری شده به همراه پنل ساده در نسبت پرشدن ۴۵ درصد

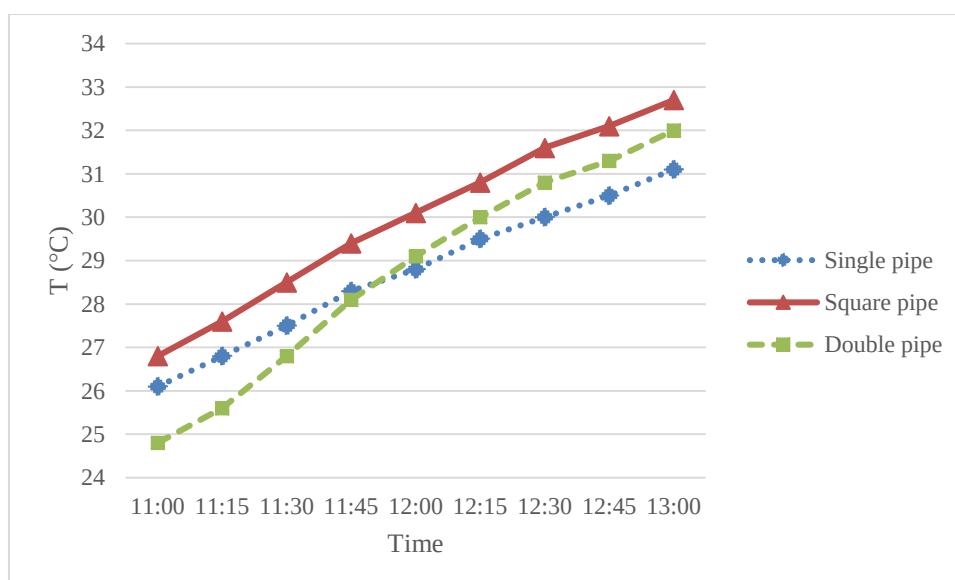
۳-۴-۳ نسبت پرشدن ۶۵ درصد

تست مربوطه در روز ۳۰ مهر صورت گرفته است. بازه دمایی اندازه‌گیری شده محیط بین ۲۶/۳ تا ۲۸/۲ درجه سانتی‌گراد بوده است. مقادیر سرعت باد و تابش در روز ۳۰ مهر در شکل ۳-۲۴ نشان داده شده است. مطابق با شکل ۳-۲۴ تغییرات تابش خورشیدی بین ۸۹۲ تا ۹۵۲ وات بر مترمربع و روند سرعت باد ۰/۵ تا ۳/۶ متر بر ثانیه نوسانی بوده است.



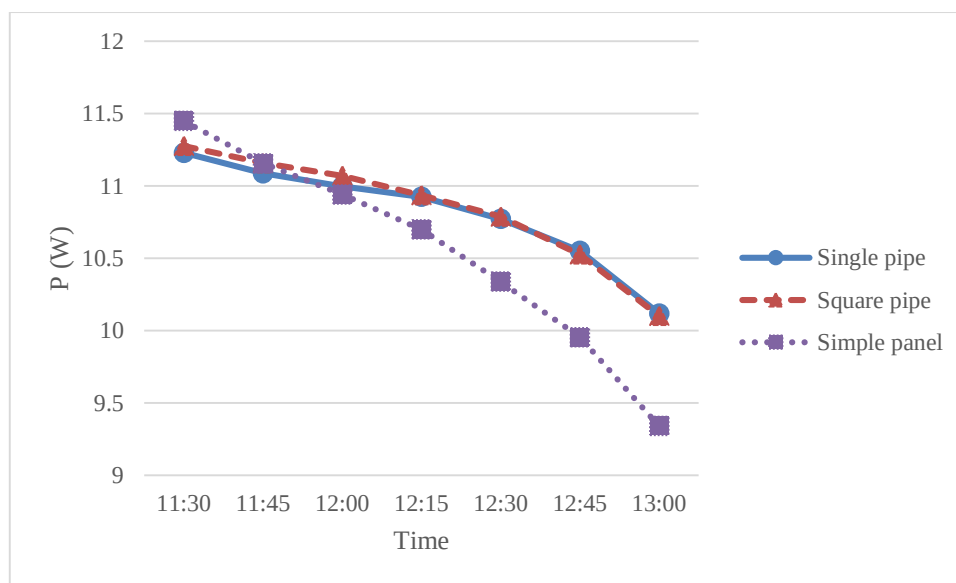
شکل ۳-۲۴. مقادیر تابش و سرعت باد اندازه‌گیری شده در ۳۰ مهرماه

تغییرات دمای اندازه‌گیری شده در آب مخازن در شکل ۳-۲۵ نمایش داده شده است. طبق شکل مذکور، دمای اولیه مخازن در حالت تک لوله دایره‌ای، مربعی و دولوله به ترتیب برابر با ۲۶/۱، ۲۶/۸ و ۲۴/۸ درجه سانتی‌گراد می‌باشد که پس از ۲ ساعت اختلاف دمای مشاهده شده در آنها به ترتیب برابر با ۵، ۵/۹ و ۷/۲ درجه سانتی‌گراد بوده است.



شکل ۳-۲۵. مقادیر تغییرات دما در مخازن آب در نسبت پرشدن ۶۵ درصد

در این تست مقادیر اندازه‌گیری شده توان خروجی پنل‌ها در شکل ۳-۲۶ نشان داده شده است. همان‌گونه که در شکل نامبرده مشاهده می‌شود روند تغییرات توان خروجی الکتریکی پنل‌ها در نسبت پرشدن ۶۵ درصد مشابه با دو نسبت پرشدن دیگر می‌باشد. در این حالت میانگین توان خروجی الکتریکی پنل‌ها در تک لوله دایره‌ای، مربعی و پنل ساده به ترتیب برابر با ۱۰/۸۱، ۱۰/۸۳ و ۱۰/۵۵ بوده است که در حالت خنک‌کاری شده با تک لوله دایره‌ای و مربعی، توان میانگین نسبت به حالت پنل ساده بیشتر بوده که به ترتیب ۲/۴۳ و ۲/۶۷ درصد توان میانگین خروجی نسبت به حالت پنل ساده بیشتر بوده است.

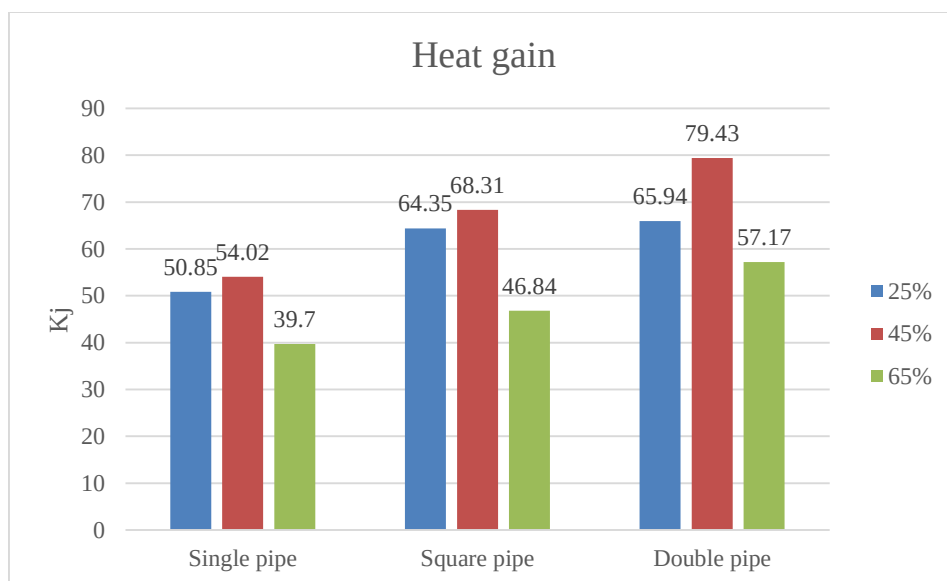


شکل ۳-۲۶. مقادیر توان خروجی الکتریکی پنل‌های خنک‌کاری شده به همراه پنل ساده در نسبت پرشدن ۶۵ درصد

۴-۴-۳ جمع بندی

همان‌طور که در سطح مقطع‌های مختلف با نسبت پرشدن مختلف مشاهده شد، در مقایسه با سطح مقطع، سطح مقطع مربعی با توجه به سطح تماس بیشتر آن با صفحه پشتی پنل و ضخامت کمتر صفحه آلومینیومی در محل تماس نسبت به حالت تک لوله دایره‌ای عملکرد بهتر حرارتی و الکتریکی را از خود نشان داده است. در مورد دولوله‌ای نیز با توجه به بیشتر بودن سطح تماس با صفحه پشتی پنل و آب درون مخزن نسبت به حالت تک لوله دایره‌ای عملکرد بهتری داشته است. پس از بررسی تغییرات دمای مخازن

و توان الکتریکی، مقادیر حرارت منتقل شده به مخازن نیز محاسبه گردید. مقادیر حرارت منتقل شده به مخازن در سه نسبت پرشدن ۲۵، ۴۵ و ۶۵ درصد در سه نوع سیستم خنک‌کاری شده توسط تک لوله دایره‌ای، مربعی و دولوله در شکل ۳-۲۷ نشان داده شده است. مطابق با شکل ۳-۲۷ در سه حالت مختلف خنک‌کاری سیستم، در نسبت پرشدن ۴۵ درصد بهترین عملکرد از نظر حرارت منتقل شده مشاهده می‌شود. همان‌گونه که مشاهده می‌شود در نسبت پرشدن ۴۵ درصد، حالت لوله مربعی ۲۶/۴۵ درصد عملکرد حرارتی بهتری نسبت به پنل خنک‌کاری شده با لوله دایره‌ای داشته است. این مقدار در مقایسه حالت دولوله‌ای نسبت به تک لوله دایره‌ای برابر با ۴۷/۰۳ درصد بوده است. علاوه بر عملکرد حرارتی، عملکرد الکتریکی پنل‌های خنک‌کاری شده نسبت به پنل ساده نیز در نسبت پرشدن ۴۵ درصد بهتر از نسبت پرشدن ۲۵ و ۶۵ درصد بوده است.



شکل ۳-۲۷. مقادیر حرارت منتقل شده به مخازن آب در نسبت‌های مختلف پرشدن

همانگونه که گفته شد، در هر کدام از نسبت‌های پرشدن ۲۵، ۴۵ و ۶۵ درصد شرایط تست از نظر تابش دریافتی خورشید، دمای محیط و سرعت باد یکسان بوده است. اما در مقایسه سه نسبت مختلف با یکدیگر که در شکل ۳-۲۷ نشان داده شده، بین نسبت‌های مختلف شرایط تست مقداری متفاوت بوده است. چرا

که انجام تست تجربی در محیط باز با شرایط یکسان محیطی در سه روز مختلف امکان پذیر نمی باشد.

فصل ۴: مدلسازی و اعتبار بخشی مدل

۱-۴ مقدمه

مدل ریاضی سیستم خنک کاری پیشنهادی بر اساس موازنه انرژی بخش های مختلف نوشته شده است. سیستم مورد بررسی به دو بخش پنل فتوولتائیک و لوله گرمایی ترموسیفونی تقسیم گردیده است. تقسیم بندی بخش های گفته شده نیز به صورت زیر می باشد:

۱-پنل فتوولتائیک

۱-۱ موازنه انرژی پوشش شیشه ای پنل

۲-۱ موازنه انرژی سلول خورشیدی

۳-۱ موازنه انرژی صفحه آلومینیومی

۲-لوله گرمایی

۱-۲ موازنه انرژی تبخیرکننده

۲-۲ موازنه انرژی درون تبخیرکننده

۳-۲ موازنه انرژی چگالنده

۴-۲ موازنه انرژی درون چگالنده

۵-۲ موازنه انرژی مخزن آب

در مدلسازی سیستم فرضیات زیر در نظر گرفته شده است [۳۳]:

- از تلفات حاشیه پنل صرف نظر گردیده است.
- از افت فشار در لوله گرمایی صرف نظر گردیده است.
- فشاراشباع درون لوله گرمایی ثابت در نظر گرفته شده است.
- گرادیان دمای سیال کاری در طول لوله گرمایی در نظر گرفته نشده است.

۲-۴ پنل فتوولتائیک

۱-۲-۴ موازنه انرژی پوشش شیشه ای پنل

پوشش شیشه‌ای در تماس مستقیم با سلول خورشیدی و محیط است. به همین خاطر انتقال حرارت پوشش شیشه‌ای شامل رسانایی بین شیشه و سلول، جابه‌جایی بین سطح شیشه با محیط و تشعشع ناشی از تابش خورشید می‌باشد. بنابراین موازنه انرژی آن به صورت زیر تعریف می‌گردد [۳۳]:

$$\rho_g \delta_g C_g \frac{\partial T_g}{\partial t} = G \alpha_g + h_{wind}(T_a - T_g) + h_{rad(sky-g)}(T_{sky} - T_g) + \frac{(T_{pv} - T_g)}{R_{pv-g}} \quad (۱-۴)$$

ضریب جابه‌جایی و تشعشعی بر اساس فرمول‌های زیر محاسبه می‌شوند [۳۹]-[۱۶]:

$$h_{wind} = ۲/۸ + ۳u_a \quad (۲-۴)$$

$$h_{rad(sky-g)} = \varepsilon_g \sigma (T_g^4 + T_{sky}^4)(T_g + T_{sky}) \quad (۳-۴)$$

مقاومت حرارتی بین پوشش شیشه‌ای و سلول خورشیدی را می‌توان از رابطه زیر محاسبه نمود [۳۳]:

$$R_{pv-g} = \frac{\delta_{EVA}}{K_{EVA}} \quad (۴-۴)$$

مقادیر ضرایب مورد استفاده در فرمول (۱-۴) در جدول زیر مشاهده می‌شود:

جدول ۱-۴. مقادیر پارامترهای استفاده شده در بخش موازنه انرژی پوشش شیشه‌ای در مدل حرارتی

پارامتر	واحد	مقادیر	مرجع
ρ_g	Kg/m ³	۲۵۰۸	[۳۳]
δ_g	m	۰/۰۰۳	
C_g	J/Kg K	۸۵۸	
α_g	-	۰/۰۱	

۴-۲-۲ موازنه انرژی سلول خورشیدی

برای بخش سلول خورشیدی می‌توان موازنه انرژی را به صورت زیر تعریف نمود [۳۳]:

$$\gamma \rho_{pv} \delta_{pv} C_{pv} \frac{\partial T_{pv}}{\partial t} = G(\tau\alpha)_{pv} - \gamma E + \frac{(T_g - T_{pv})}{R_{pv-g}} + \frac{(T_b - T_{pv})}{R_{b-pv}} \quad (۵-۴)$$

باتوجه به فرمول (۵-۴) مقدار انرژی الکتریکی خروجی از پنل به صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$E = G\eta_r[1 - \beta_{pv}(T_{pv} - T_r)] \quad (۶-۴)$$

مقدار ضریب دما (β_{pv}) در محاسبات 0.0045 K^{-1} و مقدار T_r را $298/15 \text{ K}$ در نظر گرفته شده است.

برای محاسبه ضریب تاثیر صدور-جذب ابتدا نیاز است که مقدار ضریب جذب سلول به صورت زیر محاسبه گردد:

$$\alpha = \gamma\alpha_{pv} + (1 - \gamma)\alpha_b \quad (۷-۴)$$

پس از محاسبه ضریب جذب سلول، می‌توان مقدار ضریب تاثیر صدور-جذب را به صورت زیر محاسبه نمود [۳۳]:

$$(\tau\alpha)_{pv} = \frac{\tau_g \alpha}{1 - (1 - \alpha)\rho_d} \quad (۸-۴)$$

همچنین برای محاسبه مقاومت حرارتی بین پنل و صفحه آلومینیومی از فرمول زیر استفاده می‌گردد

[۳۳]:

$$R_{b-pv} = R_{pv} + R_{EVA} = \frac{\delta_{pv}}{K_{pv}A_{pv}} + \frac{\delta_{EVA}}{K_{EVA}A_{pv}} \quad (۹-۴)$$

مقادیر ضرایب مورد استفاده در این بخش در جدول زیر نمایش داده شده است:

جدول ۴-۲. مقادیر پارامترهای استفاده شده در بخش موازنه انرژی سلول خورشیدی

پارامتر	واحد	مقادیر	مرجع
γ	-	۰/۷۷۳۵	-
α_b	-	۰/۵	[۱۶]
ρ_{pv}	Kg/m ³	۲۳۳۰	[۳۳]
δ_{pv}	m	۰/۰۰۰۳	[۳۳]
C_{pv}	J/Kg K	۶۷۷	[۳۳]
α_{pv}	-	۰/۹	[۳۳]
τ_g	-	۰/۹۵	[۳۵]
K_{pv}	W/m K	۱۴۸	[۳۳]
δ_{EVA}	m	۰/۰۰۰۵	[۳۳]
K_{EVA}	W/m K	۰/۳۵	[۳۳]

۳-۲-۴ موازنه انرژی صفحه آلومینیومی

در این بخش لازم به ذکر است که با توجه به اتصال لوله گرمایی به صفحه آلومینیومی، دو موازنه انرژی برای آن نوشته خواهد شد. ابتدا موازنه انرژی برای بخش‌های از سطح صفحه آلومینیومی که در تماس با لوله گرمایی نمی باشند و با عایق پوشانده شده‌اند به صورت زیر نوشته خواهد شد [۳۳]:

$$\rho_b C_b \frac{\partial T_b}{\partial t} = K_b \frac{\partial^2 T_b}{\partial x^2} + \frac{1}{\delta_b} \left[\frac{(T_a - T_b)}{R_{b-a}} + \frac{(T_{pv} - T_b)}{R_{pv-b}} \right] \quad (۱۰-۴)$$

سپس بالانس انرژی در محل اتصال لوله گرمایی با صفحه آلومینیومی را به صورت زیر محاسبه می‌گردد [۳۳]:

$$\rho_b C_b \frac{\partial T_b}{\partial t} = K_b \frac{\partial^2 T_b}{\partial x^2} + \frac{1}{\delta_{b-p}} \left[\frac{(T_a - T_b)}{R_{b-a}} + \frac{(T_{pv} - T_b)}{R_{pv-b}} + \frac{(T_{eva} - T_b)}{R_{b-p} A_{bi}} \right] \quad (۱۱-۴)$$

برای محاسبه مقاومت حرارتی بین هوا و سطح آلومینیومی از رابطه زیر [۲۴]

$$R_{b-a} = \frac{\delta_s}{K_s} + \frac{1}{h_{wind}} \quad (۱۲-۴)$$

و برای مقاومت بین سطح آلومینیومی با لوله گرمایی نیز به صورت زیر محاسبه می‌شود [۲۴]:

$$R_{b-pipe} = \frac{\delta_{b-p}}{K_p A_{bi}} \quad (۱۳-۴)$$

جدول ۳-۴. مقادیر پارامترهای استفاده شده در بخش موازنه انرژی در صفحه آلومینیومی

پارامتر	واحد	مقادیر	مرجع
ρ_b	Kg/m ³	۲۷۰۰	[۳۳]
C_b	J/Kg K	۹۰۳	[۳۳]
K_b	W/m K	۲۰۵	[۳۳]
δ_b	m	۰/۰۰۳	-
δ_s	m	۰/۰۰۴	-
K_s	W/m K	۰/۰۴	-
d_{o-eva}	m	۰/۰۱	-
l_{eva}	m	۱/۲	-

۳-۴ لوله گرمایی

۱-۳-۴ موازنه انرژی تبخیر کننده

موازنه انرژی قسمت تبخیر کننده مطابق فرمول زیر نوشته می‌شود [۳۳]:

$$M_{eva} C_p \frac{\partial T_{eva}}{\partial t} = \frac{(T_{con} - T_{eva})}{R_{eva-con}} + \frac{(T_b - T_{eva})}{R_{b-p}} \quad (۱۴-۴)$$

مقاومت حرارتی بین تبخیر کننده و چگالنده ($R_{eva-con}$) شامل مقاومت‌های حرارتی زیر می‌باشد:

$$R_{eva-con} = R_{p-e} + R_{i-e} + R_{i-c} + R_{p-c} \quad (۱۵-۴)$$

R_{p-e} : مقاومت رسانای حرارتی جداره بیرونی تبخیر کننده

R_{i-e} : مقاومت جابه‌جایی حرارتی درون تبخیر کننده

R_{i-c} : مقاومت جابه‌جایی حرارتی درون چگالنده

R_{p-c} : مقاومت رسانای حرارتی جداره بیرونی چگالنده

روابط مورد استفاده برای مقاومت‌های گفته شده به صورت زیر می‌باشد :

$$R_{p-e} = \frac{\ln(\frac{d_{o-eva}}{d_{i-eva}})}{2 \pi l_{eva} K_p} \quad (16-4)$$

$$R_{i-e} = \frac{2}{h_{eva} \pi l_{eva} d_{i-eva}} \quad (17-4)$$

$$R_{i-c} = \frac{1}{h_{con} \pi l_{con} d_{i-con}} \quad (18-4)$$

$$R_{p-c} = \frac{\ln(\frac{d_{o-con}}{d_{i-con}})}{2 \pi l_{con} K_p} \quad (19-4)$$

مقدار ضریب جابه‌جایی درون تبخیرکننده به صورت زیر محاسبه می‌گردد [۴۰]:

$$h_{eva} = \frac{4}{3} \left[\frac{\rho_l^{1/3} K_l^{1/3} g h_{fg}}{4 \mu_l (T_{eva} - T_{sat}) l_{eva}} \right]^{1/4} \quad (20-4)$$

مقدار ضریب جابه‌جایی درون چگالنده نیز از رابطه زیر بدست می‌آید [۲۵]:

$$h_{con} = \left[\frac{0.997}{0.334(\cos\theta)^{1/4}} \right]^{1/25} \left[\frac{\rho_l^{1/3} K_l^{1/3} g h_{fg}}{\mu_l (T_{con} - T_{sat}) l_{con}} \right]^{1/25} \left[\frac{l_{con}}{d_{i-con}} \right]^{[0.754(\cos\theta)^{1/4}]} \quad (21-4)$$

۲-۳-۴ موازنه انرژی چگالنده

موازنه انرژی قسمت چگالنده نیز به صورت زیر نوشته شده است [۳۳]:

$$M_{con}C_p \frac{\partial T_{con}}{\partial t} = \frac{(T_{eva} - T_{con})}{R_{eva-con}} + \frac{(T_a - T_{con})}{R_{con-a}} \quad (۲۲-۴)$$

۳-۳-۴ موازنه انرژی مخزن آب

موازنه انرژی قسمت مخزن آب مطابق فرمول زیر می باشد:

$$M_w C_w \frac{\partial T_w}{\partial t} = \frac{(T_{con} - T_a)}{R_{con-a}} \quad (۲۳-۴)$$

مقاومت حرارتی بین کندانسور و محیط شامل مقاومت های زیر می باشد:

$R_{con-pvc}$: مقاومت جابه جایی آزاد حرارتی بین جداره بیرونی کندانسور با جداره داخلی مخزن

$R_{pvc-cond}$: مقاومت رسانایی حرارتی مخزن

$R_{is-cond}$: مقاومت رسانایی حرارتی عایق مخزن

R_{is-a} : مقاومت جابه جایی حرارتی بین سطح بیرونی عایق با محیط

مقاومت های گفته شده به صورت زیر محاسبه می گردند:

$$R_{con-pvc} = \frac{\ln\left(\frac{d_{i-pvc}}{d_{o-con}}\right)}{2 \pi l_{con} K_{eff}} \quad (۲۳-۴)$$

$$R_{pvc-cond} = \frac{\ln\left(\frac{d_{o-pvc}}{d_{i-pvc}}\right)}{2 \pi l_{pvc} K_{pvc}} \quad (۲۴-۴)$$

$$R_{is-cond} = \frac{\ln\left(\frac{d_{o-is}}{d_{i-is}}\right)}{2 \pi l_{is} K_{is}} \quad (۲۵-۴)$$

$$R_{is-a} = \frac{1}{h_{conv-is-a} A_{is}} \quad (26-4)$$

برای محاسبه مقدار ضریب رسانایی موثر (K_{eff}) از رابطه زیر استفاده می‌شود [۴۱]

$$\frac{K_{eff}}{K_w} = 0.386 \left[\frac{Pr}{0.861 + Pr} \right]^{\frac{1}{4}} Ra_c^{\frac{1}{4}} \quad (27-4)$$

مقدار ضریب جابه‌جایی بر روی سطح عایق به صورت زیر محاسبه می‌گردد:

$$h_{conv-is-a} = \frac{Nu_a K_a}{l_{is}} \quad (28-4)$$

مقدار ناسلت آن نیز از رابطه چرچیل-برنشتاین محاسبه می‌شود [۴۱]:

$$Nu_a = 0.3 + \frac{0.62 Re_D^{\frac{1}{2}} Pr^{\frac{1}{4}}}{\left[1 + \left(\frac{Pr}{0.98} \right)^{\frac{1}{4}} \right]^{\frac{1}{4}}} \left[1 + \left(\frac{Re_D}{2820} \right)^{\frac{4}{5}} \right]^{\frac{1}{4}} \quad (29-4)$$

مقادیر ضرایب به کار رفته در بخش موازنه انرژی لوله گرمایی در جدول زیر مشاهده می‌گردد:

جدول ۴-۴. مقادیر پارامترهای استفاده شده در بخش موازنه انرژی لوله گرمایی و مخزن آب

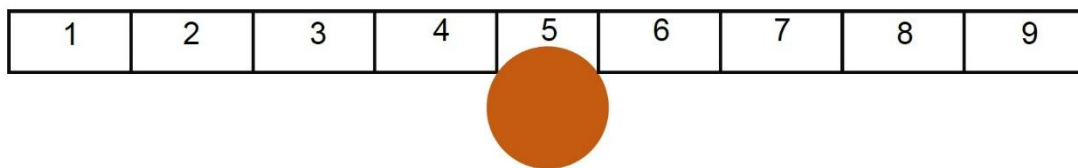
پارامتر	واحد	مقادیر
d_{i-eva}	m	0.0086
K_p	W/m K	394
d_{i-con}	m	0.0086
d_{o-con}	m	0.01
l_{con}	m	0.25
θ	°	30
d_{i-pvc}	m	0.036
d_{o-pvc}	m	0.11
l_{pvc}	m	0.25
K_{pvc}	W/m K	0.19
d_{i-is}	m	0.17
d_{o-is}	m	0.11
l_{is}	m	0.31
K_{is}	W/m K	0.42

با توجه به تزریق آب مقطر به لوله گرمایی به عنوان سیال کاری از روابط خواص آب مقطر بر حسب دما که در جدول ۴-۵ مشاهده می شود، به منظور محاسبه خواص سیال استفاده شده است.

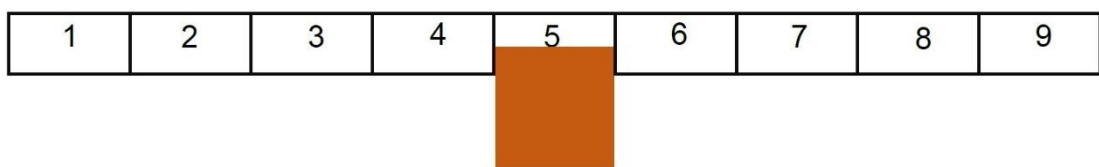
جدول ۴-۵. خواص آب مقطر [۴۲]

خواص	رابطه
ρ	$999/7968 + 0/0683 T - 0/01074 T^2 + 0/0008214 T^{2.5} - 2/30309 \times 10^{-5} T^3$
K	$0/56502 + 0/002636 T - 0/0001251 T^{1.5} - 1/51549 \times 10^{-6} T^2 - 0/00094129 T^{0.5}$
C_p	$4/2174 - 0/005618 T + 0/001299 T^{1.5} - 0/0001153 T^2 + 4/14964 \times 10^{-6} T^{2.5}$
μ	$557/8248 + 19/4084 T + 0/13604 T^2 - 3/11608 \times 10^{-4} T^3$

برای حل مدل ریاضی پنل های فتوولتائیک مجهز به لوله گرمایی ترموسیفونی مورد بررسی در این پژوهش از روش تفاضل محدود استفاده شده است و دمای بخش های مختلف بر حسب زمان بدست می آید. ضمن اینکه بازه زمانی (∂t) مورد استفاده برای حل معادلات، ۱۵ دقیقه در نظر گرفته شده است. برای پنل با تک لوله ترموسیفونی دایره ای، گره بندی مطابق با شکل ۴-۱ روی آن صورت گرفته است. در این حالت طول گره شماره ۵ برابر با ۷/۱۴ میلی متر و طول باقی گره ها نیز برابر با ۱۰ میلی متر در نظر گرفته شده است.

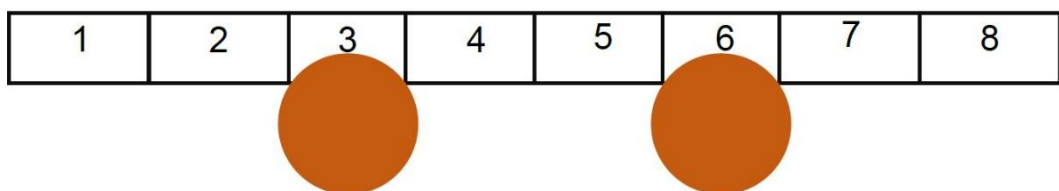


شکل ۴-۱. گره بندی پنل خنک کاری شده با تک لوله دایره ای و موقعیت فرضی قرارگیری لوله ترموسیفونی در حالت پنل با لوله مربعی طبق شکل ۴-۲، تمامی ۹ گره نشان داده شده برابر با ۱۰ میلی متر در محاسبات مورد استفاده گردیده است.



شکل ۴-۲. گره‌بندی پنل خنک‌کاری شده با تک لوله مربعی و موقعیت فرضی قرارگیری لوله ترموسیفونی

در حالت دولوله‌ای طبق شکل ۴-۳ برای کل پنل ۸ گره در نظر گرفته شده است. محل اتصال لوله‌های در گره‌های ۳ و ۶ می‌باشد که طول آنها برابر با $7/14$ میلی‌متر است. طول گره‌های ۱، ۲، ۷ و ۸ برابر با ۱۳ میلی‌متر و در گره‌های ۴ و ۵ برابر با ۱۰ میلی‌متر در نظر گرفته شده است.



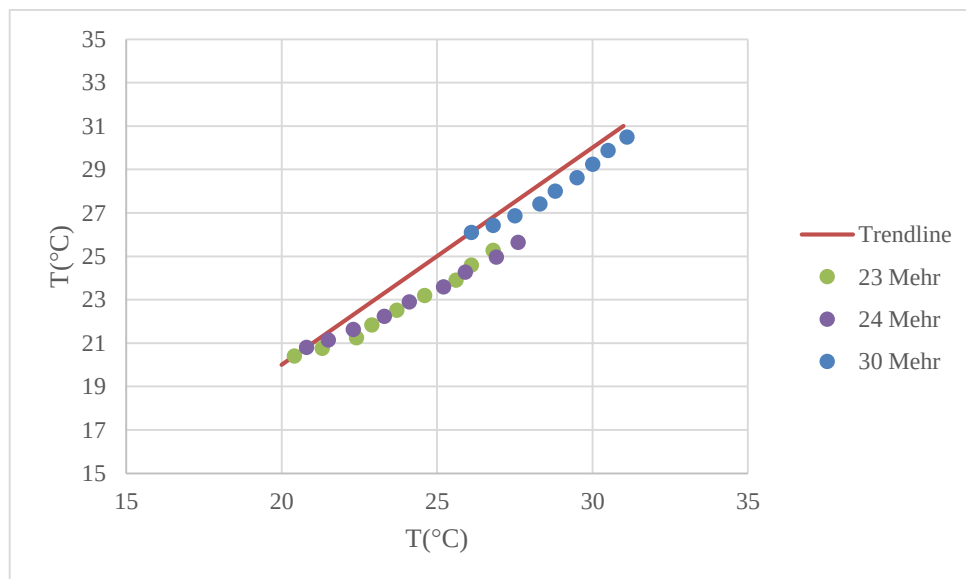
شکل ۴-۳. گره‌بندی پنل خنک‌کاری شده با دو لوله دایره‌ای و موقعیت فرضی قرارگیری لوله‌های ترموسیفونی

مدل مذکور بر اساس تغییرات نسبت پرشدن نمی‌باشد. برای حل مدل نیاز به داده‌های تابش خورشیدی، سرعت باد، دمای محیط و دمای اولیه آب می‌باشد. داده‌های مذکور از سه روز ۲۳، ۲۴ و ۳۰ مهر بدست آمده است.

۴-۴ نتایج مدل ریاضی و اعتبارسنجی آن

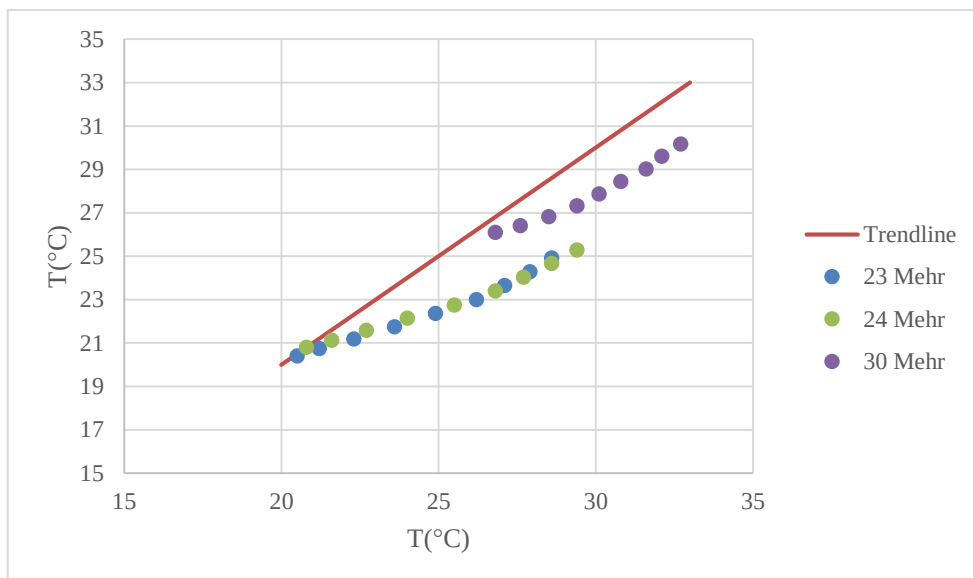
طبق مدل ریاضی پیشنهادی، مقادیر دمای آب مخازن در سه حالت خنک‌کاری با داده‌های تابش خورشیدی، سرعت باد، دمای محیط و دمای اولیه آب بدست آمده بر اساس سه روز مورد ارزیابی تجربی، محاسبه گردید. پس از آن مقادیر تئوری به دست آمده با مقادیر داده‌های تجربی مقایسه شده است. مقادیر پراکندگی داده‌های تئوری و تجربی بر حسب تغییرات دمای آب مخازن در حالت خنک‌کاری با تک لوله دایره‌ای در سه روز ۲۳، ۲۴ و ۳۰ مهر، در شکل ۴-۴ نشان داده شده است. مطابق با شکل مذکور، اکثر

پراکندگی داده‌های تئوری و تجربی نسبت به خط روند، در پایین و نزدیک به آن قرار گرفته است. همچنین با توجه به نزدیک بودن نقاط و صعودی بودن شیب خط روند، همبستگی مثبت کامل در آن مشاهده می‌شود. در این حالت میانگین درصد خطای لحظه‌ای تغییرات دما بین حالت تئوری و تجربی برابر با ۳/۷۵ درصد بوده است.



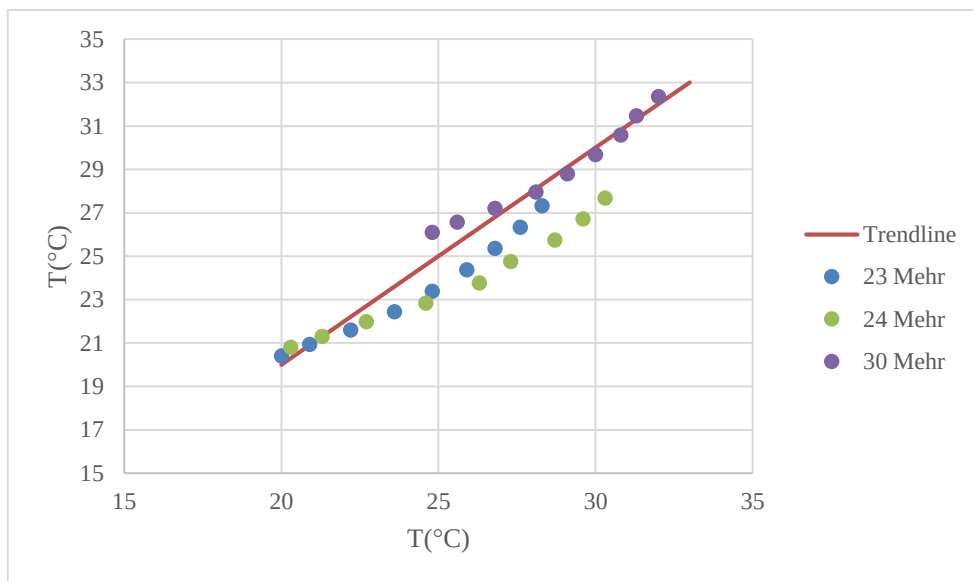
شکل ۴-۴. نمودار پراکندگی داده‌های تئوری و تجربی در حالت خنک‌کاری با تک لوله دایره‌ای بر اساس سه روز مورد نظر

مقادیر پراکندگی داده‌های تئوری و تجربی بر حسب تغییرات دمای آب مخازن در حالت خنک‌کاری با تک لوله مربعی بر اساس سه روز نامبرده، در شکل ۴-۵ نشان داده شده است. طبق شکل نامبرده، در حالت مربعی نیز پراکندگی داده‌های تئوری و تجربی نسبت به یکدیگر دارای همبستگی مثبت و همچنین نقاط نشان داده شده پایین‌تر از خط روند و نزدیک به آن می‌باشند. در این حالت میانگین درصد خطای لحظه‌ای تغییرات دما برابر با ۱۱/۵۴ بوده است.



شکل ۴-۵. نمودار پراکندگی داده‌های تئوری و تجربی در حالت خنک‌کاری با تک لوله مربعی بر اساس سه روز مورد نظر

نهایتاً مقادیر پراکندگی داده‌های تئوری و تجربی بر حسب تغییرات دمای آب مخازن در حالت خنک‌کاری با دولوله دایره‌ای بر اساس سه روز مذکور، در شکل ۴-۶ نشان داده شده است. مطابق با شکل مذکور، در حالت دولوله نیز همچون دو حالت قبل شاهد روند مشابه در پراکندگی داده‌ها بوده‌ایم. در این حالت میانگین درصد خطای لحظه‌ای تغییرات دما برابر با ۴/۴۱ بوده است.

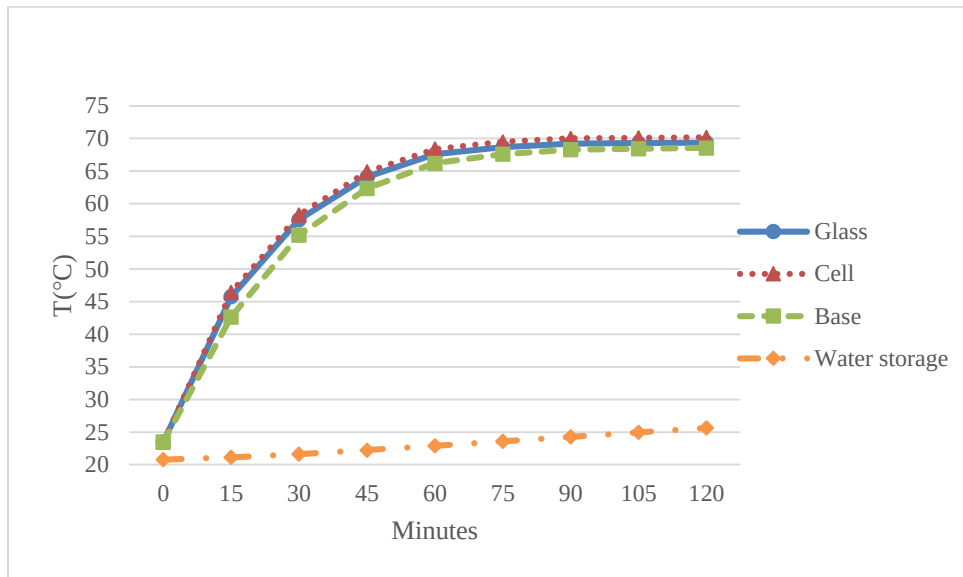


شکل ۴-۶. نمودار پراکندگی داده‌های تئوری و تجربی در حالت خنک‌کاری با دو لوله دایره‌ای بر اساس سه روز مورد نظر

همچنین طبق محاسبات انجام شده، درصد خطای کلی مدل حرارتی ریاضی در سه حالت تک لوله دایره‌ای، مربعی و دولوله دایره‌ای نسبت به داده‌های تجربی اندازه‌گیری شده برابر با ۲۷/۶۲ درصد بوده است.

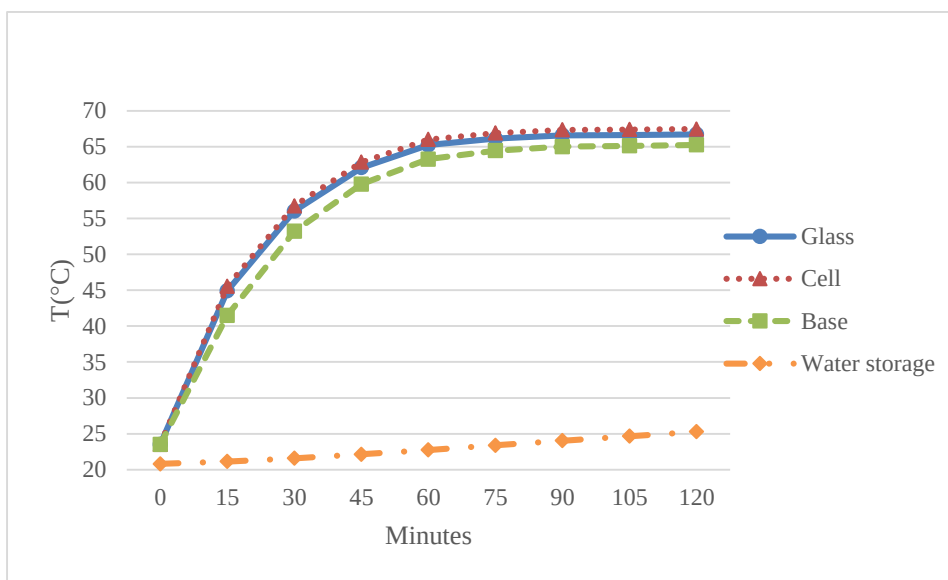
در حالت تجربی در نسبت پرشدن ۴۵ درصد شاهد عملکرد بهتر سیستم‌های خنک‌کاری بوده‌ایم. لذا برای حالت تئوری نیز از داده‌های روز ۲۴ مهر که در آن نسبت پرشدن ۴۵ درصد مورد بررسی تجربی قرار گرفته، برای بررسی دمای بخش‌های مختلف سیستم مورد استفاده قرار گرفته است. تغییرات دمای بخش‌های مختلف سیستم اعم از دمای شیشه، سلول، صفحه آلومینیومی و آب درون مخزن در حالت خنک‌کاری با تک لوله با سطح مقطع دایره‌ای در روز ۲۴ مهر در شکل ۴-۷ نشان داده شده است. مطابق با شکل مذکور دمای شیشه با توجه به در تماس بودن با هوا نسبت به دمای سلول اندکی کمتر بوده است و دمای صفحه آلومینیومی با توجه به مقاومت حرارتی آن از شیشه و سلول کمتر می‌باشد. در این حالت همان‌گونه که مشاهده می‌شود سلول در انتهای شبیه‌سازی به دمای ۷۰°C رسیده است. تغییرات دما در بخش‌های

مختلف با گذر زمان و به نسبت آن افزایش تابش، روند افزایشی داشته و در نتیجه روند تغییرات دمای درون مخزن نیز افزایشی بوده است.



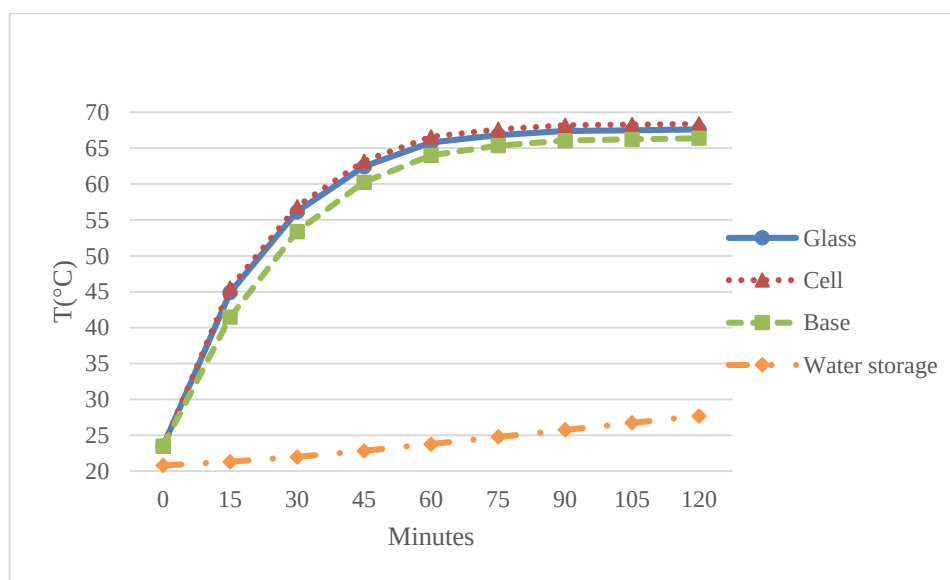
شکل ۴-۷. تغییرات دمای بخش‌های مختلف سیستم خنک‌کاری با تک لوله دایره‌ای در روز ۲۴ مهر

در حالت خنک‌کاری با تک لوله با سطح مقطع مربعی در روز ۲۴ مهر تغییرات دمای بخش‌های مختلف سیستم در شکل ۴-۸ نشان داده شده است. در این شکل روند مشابه‌ای نسبت به حالت قبل مشاهده می‌شود. با این تفاوت که در این حالت دمای سلول در انتهای شبیه‌سازی به 67°C رسیده که نشان از خنک‌کاری بهتر نسبت به حالت تک لوله با سطح مقطع دایره‌ای به میزان 3°C بوده است.



شکل ۴-۸. تغییرات دمای بخش‌های مختلف سیستم خنک‌کاری با تک لوله مربعی در روز ۲۴ مهر

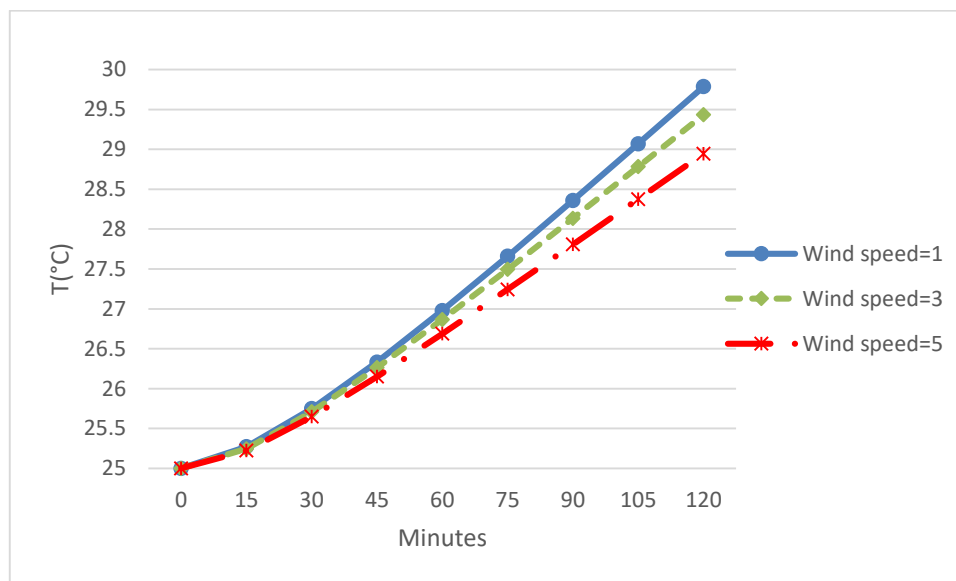
نهایتاً در حالت خنک‌کاری با دو لوله با سطح مقطع دایره‌ای در روز ۲۴ مهر تغییرات دمای بخش‌های مختلف سیستم در شکل ۴-۹ نشان داده شده است. در این شکل نیز روند مشابهی نسبت به حالت تک لوله دایره‌ای مشاهده می‌شود با این تفاوت که در این حالت دمای سلول به 68°C رسیده که نشان از خنک‌کاری بهتر نسبت به حالت تک لوله با سطح مقطع دایره‌ای به میزان 2°C بوده است.



شکل ۴-۹. تغییرات دمای بخش‌های مختلف سیستم خنک‌کاری با دو لوله دایره‌ای در روز ۲۴ مهر

۴-۵ بررسی سرعت باد بر خنک کاری

در این بخش به بررسی تاثیر سرعت باد بر دمای آب درون مخزن پرداخته شده است. برای این منظور تاثیر عامل گفته شده را در حالت تک لوله با سطح مقطع دایره‌ای مورد بررسی قرار داده ایم. مقدار تابش را برابر با ۱۰۰۰ وات بر مترمربع و دمای محیط را 25°C و دمای اولیه آب درون مخزن را برابر با 25°C در نظر گرفته شده است. مقادیر تغییرات دمای آب درون مخزن در سرعت‌های مختلف باد در شکل ۴-۱۰ مشاهده می‌شود. همان‌گونه که ملاحظه می‌شود با افزایش سرعت باد دمای آب مخزن کاهش می‌یابد و بهترین حالت در سرعت ۱ متر بر ثانیه مشاهده می‌شود. دلیل آن این می‌باشد که با افزایش سرعت باد، دمای شیشه و دمای سلول کاهش می‌یابد و در نتیجه تاثیر خنک کاری توسط لوله ترموسیفونی کاهش خواهد یافت. مطابق با نتایج نشان داده شده، پارامتر سرعت باد تاثیر بسزایی بر عملکرد سیستم خواهد داشت.



شکل ۴-۱۰. تغییرات دمای آب مخزن در سرعت‌های مختلف

فصل ۵: نتیجه گیری

۱-۵ نتیجه گیری

در این پژوهش خنک کاری پنل فتولتائیک را با استفاده از لوله گرمایی ترموسیفونی در سه حالت تک لوله با سطح مقطع دایره‌ای و مربعی و دولوله دایره‌ای به صورت تجربی و تئوری مورد بررسی قرار گرفته است و عملکرد حرارتی و الکتریکی سیستم مجهز به لوله گرمایی با پنل ساده مقایسه شده است. از آنجا که سلول‌های خورشیدی با ابتکار صورت گرفته بر روی یک صفحه آلومینیومی پوشش‌دهی شده مونتاژ شده است، جهت داشتن سطح تماس موثر لوله گرمایی با این پنل، شیاری متناسب با سطح مقطع لوله گرمایی بر روی آن ایجاد گردیده است. همچنین به ارزیابی سه نسبت مختلف پرشدن ۲۵، ۴۵ و ۶۵ درصد پرداخته شده است. نتایج بدست آمده از این پژوهش را می‌توان به شرح زیر خلاصه نمود:

۱. سه نسبت مختلف پرشدن شامل ۲۵، ۴۵ و ۶۵ درصد از آب‌مقطر در لوله ترموسیفونی، به عنوان سیال کاری مورد بررسی قرار گرفت که منجر به افزایش دمای مخازن آب گردید. بهترین عملکرد از نظر اختلاف دمای ایجاد شده در مخازن در نسبت پرشدن ۴۵ درصد مشاهده گردید. در این نسبت پرشدن اختلاف دمای ایجاد شده در تک لوله دایره‌ای، مربعی و دولوله دایره‌ای به ترتیب برابر با $6/8$ ، $8/6$ و 10 درجه سانتی‌گراد بوده است.

۲. با توجه به عملکرد بهتر از نظر اختلاف دما در نسبت پرشدن ۴۵ درصد، مقادیر حرارت منتقل شده از سطح پشتی پنل و انتقال آن به آب درون مخزن در سه حالت مذکور به ترتیب برابر با $54/02$ ، $68/31$ و $79/43$ کیلوژول می‌باشد. همانگونه که مشاهده می‌شود خنک‌کاری در حالت مربعی نسبت به تک لوله دایره‌ای، $26/45$ درصد عملکرد حرارتی بهتری را دارا بوده و در مقایسه بین دولوله نسبت به تک لوله دایره‌ای این مقدار برابر با $47/03$ درصد بوده است.

۳. از نظر الکتریکی نیز در نسبت پرشدن ۴۵ درصد شاهد عملکرد بهتر پنل‌ها در مقایسه با پنل ساده بدون خنک‌کاری بوده‌ایم که پنل خنک‌کاری شده با تک لوله دایره‌ای در مقایسه با پنل ساده، $2/51$ درصد

متوسط توان خروجی الکتریکی بیشتر بوده است. در حالت خنک کاری با لوله مربعی نسبت به پنل ساده مقدار متوسط توان خروجی، $3/85$ درصد بیشتر بوده است.

۴. پس از اعتبار سنجی مدل ریاضی با داده های تجربی مشخص گردید که درصد خطای لحظه ای دمای آب مخازن با مقادیر تئوری در سه حالت تک لوله دایره ای، مربعی و دولوله دایره ای به ترتیب برابر با $3/75$ ، $11/54$ و $4/41$ درصد بوده است.

۵. مقدار درصد خطای کلی مدل ریاضی از نظر اختلاف دمای آب مخازن با داده های تجربی در این پژوهش در سه حالت خنک کاری شده برابر با $27/62$ درصد بوده است.

۶. پس از بررسی های انجام شده بر تاثیر سرعت باد بر خنک کاری سیستم مشخص گردید که با افزایش سرعت باد عملکرد حرارتی سیستم کاهش می یابد. به این خاطر که با افزایش سرعت باد، دمای شیشه و دمای سلول کاهش می یابد و در نتیجه تاثیر خنک کاری توسط لوله ترموسیفونی کاهش خواهد یافت.

۲-۵ پیشنهادات

۱. جهت ارزیابی بهتر سیستم های خنک کاری مذکور می توان آنها را در فصول مختلف بررسی نمود. این امر می تواند در خصوص عملکرد حرارتی و الکتریکی آنها اطلاعات مفیدی در اختیار بگذارد.

۲. در این پژوهش فقط از سیال آب مقطر استفاده شده است. در صورتی که می توان به بررسی تاثیر سیالات مختلف از جمله نانو سیالات پرداخته شود.

۳. پارامتر دیگری که می توان برای بررسی تاثیر آن بر سیستم های نامبرده مورد بررسی قرار داد، بررسی تاثیر شیب پنل می باشد.

۴. همچنین حجم مخزن آب را در مقادیر مختلف مورد بررسی و تاثیر آن را بر خنک کاری مشاهده نمود.

مرجع

1. Preet, S., B. Bhushan, and T. Mahajan, *Experimental investigation of water based photovoltaic/thermal (PV/T) system with and without phase change material (PCM)*. Solar Energy, 2017. **155**: p. 1104-1120.
2. Pang, W., et al., *Empirical study on thermal performance through separating impacts from a hybrid PV/TE system design integrating heat sink*. International Communications in Heat and Mass Transfer, 2015. **60**: p. 9-12.
3. Sardarabadi, M., et al., *Experimental investigation of the effects of using metal-oxides/water nanofluids on a photovoltaic thermal system (PVT) from energy and exergy viewpoints*. Energy, 2017. **138**: p. 682-695.
4. Slimani, M.E.A., et al., *A detailed thermal-electrical model of three photovoltaic/thermal (PV/T) hybrid air collectors and photovoltaic (PV) module: Comparative study under Algiers climatic conditions*. Energy conversion and management, 2017. **133**: p. 458-476.
5. Grubišić-Čabo, F., et al., *Experimental investigation of the passive cooled free-standing photovoltaic panel with fixed aluminum fins on the backside surface*. Journal of Cleaner Production, 2018. **176**: p. 119-129.
6. Jafarkazemi, F. and H. Abdi, *Evacuated tube solar heat pipe collector model and associated tests*. Journal of Renewable and Sustainable Energy, 2012. **4**(2): p.023101.
7. Long, H., T.-T. Chow, and J. Ji, *Building-integrated heat pipe photovoltaic/thermal system for use in Hong Kong*. Solar Energy, 2017. **155**: p. 1084-1091.
8. Atkin, P. and M.M. Farid, *Improving the efficiency of photovoltaic cells using PCM infused graphite and aluminium fins*. Solar Energy, 2015. **114**: p. 217-228.
9. Al-Waeli, A.H., et al., *Evaluation of the nanofluid and nano-PCM based photovoltaic thermal (PVT) system: An experimental study*. Energy Conversion and Management, 2017. **151**: p. 693-708.
10. Hachem, F., et al., *Improving the performance of photovoltaic cells using pure and combined phase change materials–Experiments and transient energy balance*. Renewable Energy, 2017. **107**: p. 567-575.
11. Van Sark, W., *Feasibility of photovoltaic–thermoelectric hybrid modules*. Applied Energy, 2011. **88**(8): p. 2785-2790.
12. Dimri, N., A. Tiwari, and G. Tiwari, *Thermal modelling of semitransparent photovoltaic thermal (PVT) with thermoelectric cooler (TEC) collector*. Energy Conversion and Management, 2017. **146**: p. 68-77.
13. Dimri, N., A. Tiwari, and G. Tiwari, *Effect of thermoelectric cooler (TEC) integrated at the base of opaque photovoltaic (PV) module to enhance an overall electrical efficiency*. Solar Energy, 2018. **166**: p. 159-170.
14. Fudholi, A., et al., *Performance analysis of photovoltaic thermal (PVT) water collectors*. Energy conversion and management, 2014. **78**: p. 641-651.

15. Yazdanpanahi, J., F. Sarhaddi, and M.M. Adeli, *Experimental investigation of exergy efficiency of a solar photovoltaic thermal (PVT) water collector based on exergy losses*. Solar Energy, 2015. **118**: p. 197-208.
16. Kianifard, S., M. Zamen, and A.A. Nejad, *Modeling, designing and fabrication of a novel PV/T cooling system using half pipe*. Journal of Cleaner Production, 2020. **253**: p. 119972.
17. Kasaeian, A., et al., *Effects of forced convection on the performance of a photovoltaic thermal system: An experimental study*. Experimental Thermal and Fluid Science, 2017. **85**: p. 13-21.
18. Özakin, A.N. and F. Kaya, *Effect on the exergy of the PVT system of fins added to an air-cooled channel: A study on temperature and air velocity with ANSYS Fluent*. Solar energy, 2019. **184**: p. 561-569.
19. El Mays, A., et al., *Improving photovoltaic panel using finned plate of aluminum*. Energy Procedia, 2017. **119**: p. 812-817.
20. Bayrak, F., H.F. Oztop, and F. Selimefendigil, *Effects of different fin parameters on temperature and efficiency for cooling of photovoltaic panels under natural convection*. Solar Energy, 2019. **188**: p. 484-494.
21. Hussein, H., H. El-Ghetany, and S. Nada, *Performance of wickless heat pipe flat plate solar collectors having different pipes cross sections geometries and filling ratios*. Energy conversion and management, 2006. **47**(11-12): p. 1539-1549.
22. Rittidech, S. and S. Wannapakne, *Experimental study of the performance of a solar collector by closed-end oscillating heat pipe (CEOHP)*. Applied Thermal Engineering, 2007. **27**(11-12): p. 1978-1985.
23. Esen, M. and H. Esen, *Experimental investigation of a two-phase closed thermosyphon solar water heater*. Solar energy, 2005. **79**(5): p. 459-468.
24. Gang, P., et al., *A numerical and experimental study on a heat pipe PV/T system*. Solar energy, 2011. **85**(5): p. 911-921.
25. Gang, P., et al., *Performance study and parametric analysis of a novel heat pipe PV/T system*. Energy, 2012. **37**(1): p. 384-395.
26. Gang, P., et al., *Annual analysis of heat pipe PV/T systems for domestic hot water and electricity production*. Energy Conversion and Management, 2012. **56**: p. 8-21.
27. Pei, G., et al., *An experimental study on a novel heat pipe-type photovoltaic/thermal system with and without a glass cover*. International journal of green energy, 2013. **10**(1): p. 72-89.
28. Zhang, X., et al., *Characterization of a solar photovoltaic/loop-heat-pipe heat pump water heating system*. Applied Energy, 2013. **102**: p. 1229-1245.
29. Zhang, X., et al., *Dynamic performance of a novel solar photovoltaic/loop-heat-pipe heat pump system*. Applied Energy, 2014. **114**: p. 335-352.
30. Moradgholi, M., S.M. Nowee, and I. Abrishamchi, *Application of heat pipe in an experimental investigation on a novel photovoltaic/thermal (PV/T) system*. Solar Energy, 2014. **107**: p. 82-88.
31. Zhang, B., et al., *Performance analysis of a heat pipe PV/T system with different circulation tank capacities*. Applied Thermal Engineering, 2015. **87**: p. 89-97.
32. Hu, M., et al., *Experimental study of the effect of inclination angle on the thermal performance of heat pipe photovoltaic/thermal (PV/T) systems with wickless heat pipe and wire-meshed heat pipe*. Applied Thermal Engineering, 2016. **106**: p.651660.

33. Makki, A., et al., *Numerical investigation of heat pipe-based photovoltaic–thermoelectric generator (HP-PV/TEG) hybrid system*. Energy conversion and management, 2016. **112**: p. 274-287.
34. Hou, L., et al., *An experimental and simulative study on a novel photovoltaic-thermal collector with micro heat pipe array (MHPA-PV/T)*. Energy and Buildings, 2016. **124**: p. 60-69.
35. Ziapour, B.M. and M.B. Khalili, *PVT type of the two-phase loop mini tube thermosyphon solar water heater*. Energy Conversion and Management, 2016. **129**: p. 54-61.
36. Sweidan, A., N. Ghaddar, and K. Ghali, *Optimized design and operation of heat-pipe photovoltaic thermal system with phase change material for thermal storage*. Journal of Renewable and Sustainable Energy, 2016. **8**(2): p. 023501.
37. Habeeb, L.J., D.G. Mutasher, and F.A.M. Abd Ali, *Cooling photovoltaic thermal solar panel by using heat pipe at baghdad climate*. International Journal of Mechanical & Mechatronics Engineering IJMME-IJENS, 2017. **17**(06).
38. Moradgholi, M., S.M. Nowee, and A. Farzaneh, *Experimental study of using Al₂O₃/methanol nanofluid in a two phase closed thermosyphon (TPCT) array as a novel photovoltaic/thermal system*. Solar Energy, 2018. **164**: p. 243-250.
39. Kahani, M., M. Zamen, and B. Rostami, *Modeling and empirical study of TiO₂/water nanofluid flows in a modified configuration with new layer arrangement of a photovoltaic/thermal system*. Sustainable Energy Technologies and Assessments, 2022. **51**: p. 101932.
40. کاهانی، م.، م. ضامن، and م. فرخی، *ارزیابی گرمایی استفاده از تبادله‌گرهای گرمایی ترموسیفونی به جای ژانگستروم در بویلر نیروگاه بخار مشهد. شیمی و مهندسی شیمی ایران (فارسی)*, ۱۳۹۹. ۳۹ (۲) پیاپی ۹۶: p. - #p001396)
41. Incropera, F. and D. DeWitt, *Introduction to heat transfer*. 1985.
42. Kahani, M., S.Z. Heris, and S.M. Mousavi, *Comparative study between metal oxide nanopowders on thermal characteristics of nanofluid flow through helical coils*. Powder technology, 2013. **246**: p. 82-92.

Abstract

The surface temperature of photovoltaic panels increases with increasing solar radiation, which leads to reduction of electrical power of the panel and also its life. To solve this issue, various methods have been proposed, one of them is application of thermosyphon heat pipe. By connecting the thermosyphon heat pipe to the back of the panel as evaporator and also connecting another side of the pipe as condenser to a water tank, heat transfer from the panel to the water in the tank takes place and thus the panel surface temperature reduces.

In this research, the effect of cross-sectional area of thermosyphon is evaluated theoretically and experimentally. A single heat pipe with circular cross-section and a single heat pipe with square cross-section are compared. In addition, the number of heat pipes effect on the performance of system is assessed. So, a single heat pipe and an array of two heat pipes with circular cross-section, are examined. In a new proposed model, to enhance the heat transfer, solar cells are mounted on an aluminum plate. Also, grooves are made on all three panels according to the cross section of the pipes along the length of the panel to increase the contact surface of the thermosyphon heat pipes with the aluminum plate. In the case of a single circular and square pipe, the location of the groove and the connection of the pipe in the center of the panel and for a double pipe, two grooves with a distance from each other in the center are considered. Three different values of filling ratio including 25, 45 and 65% are studied too. According to the experimental results, the best performance of system is obtained at a filling ratio of 45%. Due to its higher and more effective contact surface with the back of the panel, square cross section of heat pipe shows better performance than circular one. In this case, the amount of heat transferred to the water in tank for single square heat pipe was 26.45% higher than circular single heat pipe. In addition, application of two heat pipes which are connected to the panel compared to application of single circular heat pipe leads to 47.03% more heat transfer. In the case of electrical performance, by application of single

circular and square heat pipe at filling ratio of 45%, 2.51 and 3.85% more output power are recorded than conventional panel, respectively. In this dissertation, the modeling of system is done, too. The proposed mathematical model is validated by experimental results. The percentage of instantaneous error for reservoir water temperature in the case of single circular, square and double circular pipes are obtained to be around 3.75, 11.54 and 4.41, respectively. Also, the average error in temperature differences, which is an expression of error between modeling and experimental results, is around 27.62%.

Keywords: Photovoltaic / thermal panel, Cooling, Thermosyphon heat pipe, Cross section



Shahrood University of.
Technology

Faculty of Mechanical and Mechatronics Engineering

M.Sc. Thesis in Energy Systems Engineering

Experimental study of photovoltaic panel cooling using different of Heat Pipes

By: Hossein Eshghi

Supervisor:

Dr. Mohammad Zamen

Dr. Mostafa Kahani

January, 2022