نشریه علمی-تخصصی تبدیل انرژی (JEED)
دوره ۹، شماره ۳، پاییز۱۴۰۱، ص: ۶۳-۸۱

J. Energy Conversion
Volume: 9, Issue: 3, 2022: 63-81

DOR: 20.1001.1.20089813.1401.9.3.4.9

تجزیه و تحلیل عددی انرژی و اکسرژی سیستم پمپ حرارتی دما بالا با جمع آوری کننده خورشیدی

حبیب شعیبی[۱]، مهدی مهرپویا[۲و۵]*، احسان اله عصاره[۳]، محسن ایزدی[۴و۷]، فتح اله پورفیاض[۴و۶]،

۱- دانشجوی دکتری تخصصی، گروه مهندسی مکانیک، واحد دزفول، دانشگاه آزاد اسلامی، دزفول، ایران
۲- استاد، گروه مهندسی مکانیک، واحد دزفول، دانشگاه آزاد اسلامی، دزفول، ایران،
۳- استادیار، گروه مهندسی مکانیک، واحد دزفول، دانشگاه آزاد اسلامی، دزفول، ایران،
۴- دانشیار، گروه مهندسی مکانیک، واحد دزفول، دانشگاه آزاد اسلامی، دزفول، ایران
۵- استاد، گروه مهندسی انرژی‌های نو و محیط‌زیست دانشکده علوم و فنون نوین، دانشگاه، تهران، ایران
۶- دانشیار، گروه مهندسی انرژی‌های نو و محیط‌زیست دانشکده علوم و فنون نوین، دانشگاه، تهران، ایران
۷- دانشیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشکده فنی، دانشگاه لرستان، خرم آباد، ایران،

دریافت: ۱۴۰۱/۰۴/۱۴، بازنگری: ۱۴۰۱/۰۵/۲۲، پذیرش: ۱۴۰۱/۰۶/۰۸

چکیده

در این مقاله، عملکرد ترمودینامیکی یک پمپ حرارتی دما بالا با کمک خورشیدی با کاربری گرم کردن آب، بررسی می‌شود. شبیه سازی و تحلیل جامع انرژی و اکسرژی بوسیله نرم افزار هایسیس و متلب انجام شد. این تحلیل‌ها باعث ایجاد برخی نتایج متقاعد کننده به دلیل استفاده از منابع انرژی سازگار با محیط‌زیست و محیط‌زیست می‌شوند. تجزیه‌وتحلیل ترمودینامیکی در سیستم‌های انرژی حرارتی به دلیل شناسایی تجهیزات پرمصرف و تعیین مکان و میزان ناکار آمدی تجهیزات سیستم اهمیت زیادی دارد مطابق نتایج انرژی سیستم، در میان تجهیزات سیستم پمپ P100 و مبدل حرارتی HX1 به ترتیب دارای کمترین و بیشترین مصرف انرژی به میزان ۲,۰۹ و ۲۲۶۶۹,۱۱ کیلوات است. همچنین تجزیه‌وتحلیل اکسرژی نشان می‌دهد که بیشترین مقدار اکسرژی جریان‌ها با ۳۶۷۰۹۲ kW مربوط به جریان ورودی مخزن و بیشترین تخریب اکسرژی تجهیزات ۱۵۵۶۳ kW مربوط به کلکتور خورشیدی است. این تخریب اکسرژی برای کلکتور خورشیدی با تغییرات دمایی در طول سال با کم‌ترین تخریب در ماه جولای به میزان ۱۴۳۴۲ kW و بیشترین تخریب اکسرژی ۱۵۶۷۸ kW مربوط به ماه ژوئن است. در میان تجهیزات دوار بیشترین تخریب اکسرژی مربوط به کمپرسور k101 سیکل انتقال گرمای آب می‌باشد.

* **عهده‌دار مکاتبات:** mmhrpuya@gmail.com

کلمات کلیدی: انرژی تجدید پذیر، انرژی خورشیدی، کلکتور خورشیدی، آنالیز ترمودینامیکی، پمپ حرارتی دما بالا.

۱- مقدمه

پمپ‌های حرارتی صنعتی یک فناوری بسیار کم مصرف برای تامین گرمای سیستم‌ها و فرآیندهای صنعتی هستند. پمپ‌های حرارتی خورشیدی می‌توانند جایگزین بخش بزرگی از گرمایش فرآیند صنعتی با سوخت فسیلی شوند. پمپ های حرارتی با دمای بالا یا پمپ های حرارتی صنعتی را می‌توان به عنوان پمپ‌های حرارتی که قادر به انتقال گرما هستند تعریف کرد.

نحوه استناد به این مقاله: حبیب شعیبی، مهدی مهرپویا، احسان اله عصاره، محسن ایزدی، فتح اله پورفیاض. تجزیه و تحلیل عددی انرژی و اکسرژی سیستم پمپ حرارتی دما بالا با جمع آوری کننده خورشیدی. مهندسی مکانیک تبدیل انرژی. ۱۴۰۱; ۹ (۳): ۶۳-۸۱.
DOR: 20.1001.1.20089813.1401.9.3.4.9

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08]
[DOR: 20.1001.1.20089813.1401.9.3.4.9]

محلول‌های پمپ حرارتی کنونی عمدتاً محدود به تامین گرمای حدود ۷۰ درجه سانتی‌گراد تا ۸۰ درجه سانتی‌گراد هستند، در حالی که فرآیندهای صنعتی اغلب برای دمای تأمین حرارت حدود ۱۰۰ درجه سانتی‌گراد تا ۲۰۰ درجه سانتی‌گراد طراحی می‌شوند. پمپ های حرارتی به دلیل راندمان بالا و تولید حرارت بدون سوخت های فسیلی، می‌توانند نقش کلیدی در انتقال انرژی و کاهش تغییرات آب و هوا ایفا کنند[۱] اگرچه اصول پمپ‌های حرارتی به طور گسترده‌ای شناخته شده است، و آنها می‌توانند به طور قابل توجهی مصرف انرژی در کاربردهای صنعتی را در صورت استفاده برای ارتقای گرمای اتلاف کاهش دهند، صنعت در استفاده از چنین تجهیزاتی در موارد خاص که قبلاً سودآور به نظر می‌رسد کند است. افزایش هزینه‌های انرژی استفاده از پمپ های حرارتی را برای سیستم‌های سودمند برای تولید انرژی کارآمد تبدیل کرده است. بدیهی است که پمپ های حرارتی تا زمانی که قیمت انرژی معمولی در حال افزایش باشد، بیشتر و بیشتر به عنوان یک منبع جایگزین اقتصادی انرژی رقابتی‌تر خواهند شد[۲, ۳].

ترکیب پمپ حرارتی و سیستم های انرژی حرارتی خورشیدی (کلکتور خورشیدی) به عنوان یک سیستم پمپ حرارتی با کمک خورشیدی یا سیستم یکپارچه حرارت خورشیدی یک فناوری جدیدی است که می تواند گرمای قابل توجهی را از انرژی خورشیدی برای مصارف صنعتی و خانگی با هزینه کم تولید کند همچنین پتانسیل جبران بارهای آب گرم برای مصارف صنعتی، خانگی، گرمایش فضا و سرمایش را دارد[۴]. اگر این سیستم ها به خوبی یکپارچه شوند، می توانند مصرف انرژی در بخش صنعتی و مسکونی را به طور موثرتری کاهش دهند. مزیت اصلی اتصال سیستم‌های حرارتی خورشیدی و پمپ حرارتی با هم، بهبود عملکرد سیستم‌های انرژی حرارتی خورشیدی این است که انرژی خورشیدی را به شکل گرما جذب کنند. در یک کلکتور خورشیدی، سیستمی از لوله‌ها که یک سیال در حال کار را حمل می‌کند، اجرا می‌شود. سیال عامل انرژی گرمایی را جذب می کند و آن را به یک ذخیره انرژی حرارتی می برد [۵]. پمپ های حرارتی کاربردهای صنعتی متعددی دارند: صنایع شیمیایی و پتروشیمی، صنایع خمیر و کاغذ، صنایع غذایی، سیستم های گرمایش، تهویه و تهویه مطبوع و سایر فرآیندهای صنعتی مانند خشک کردن منسوجات، تقطیر آب دریا، آبکاری الکتریکی و غیره. طیف گسترده ای از فرآیندهای مناسب برای استفاده از پمپ حرارتی در صنایع غذایی. پاستوریزه کردن، تبخیر و خشک کردن، استریلیزاسیون، پخت و پز، سرد کردن، شستشوی بطری و چلیک از جمله فرآیندهایی هستند که در صنایع غذایی می توان از پمپ حرارتی استفاده کرد[۲, ۳, ۶]. پمپ‌های حرارتی صنعتی می‌توانند نقش مهمی در بهبود بهره‌وری انرژی فرآیندهای صنعتی داشته باشند، در حالی که به طور همزمان از سوخت‌های فسیلی به برق تجدیدپذیر به عنوان یک منبع انرژی سوئیچ می‌کنند.

برای جمع آوری انرژی خورشیدی برای کاربردهایی با محدوده دمایی ۸۰ تا ۲۵۰ درجه سانتی گراد از کلکتور خورشیدی استفاده می شود. این کاربردهای حرارتی خورشیدی با دمای متوسط در سال‌های اخیر در بخش‌های مسکونی و صنعتی که دمای پایینی مورد نیاز داشتند مورد توجه قابل توجهی قرار گرفته‌اند. بررسی گسترده‌ای از انواع مختلف کلکتورهای متمرکز خورشیدی و موفق‌ترین کاربردهای حرارتی خورشیدی آنها را می‌توان در یافت[۷, ۸].

قدمت مفهوم سیستم های پمپ حرارتی با کمک خورشیدی به دهه ۱۹۵۰ برمی گردد و تحقیقات گسترده ای روی این سیستم ها در دهه ۱۹۷۰ آغاز شد [۴]. در طول دهه‌های اخیر، محققان باهدف تعیین تجهیزات با اولویت به ارزیابی سیستم‌های کارخانجات پرداختند. تجزیه‌وتحلیل اکسرژی در چنین کارخانه‌هایی، امکان تعیین ناکارآمدترین بخش‌های فرآیندی یک سیست را فراهم می‌کند که در آن، فرصت‌های استفاده از انرژی به هدر می‌رود[۹]. در همین راستا ژو[1] و همکاران [۱۰] برای بهینه‌سازی و بهبود گرمایش سیستم پمپ حرارتی خورشیدی کوپل شده با ذخیره حرارت را موردبررسی قراردادند آن‌ها اجزای یک مدل سیستم پمپ حرارتی خورشیدی گرمایشی را موردبررسی و تجزیه‌وتحلیل اکسرژی قراردادند و نتایج نشان داد که بهینه‌سازی مبدل حرارتی انتهایی سیستم می‌تواند اتلاف اکسرژی سیستم را کاهش دهد. کیو ان کین[2] و

[1] Zhu
[2] Qiuyuan Qin

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08]
[DOR: 20.1001.1.20089813.1401.9.3.4.9]

لان تانگ[1] [۱۱] برای خشک‌کردن محصولات و مواد، پمپ حرارتی جدید طراحی و تحلیل‌های اکسرژی برای اجزای اصلی و کل سیستم انجام دادند. نتایج ارزیابی آن‌ها نشان داد که تلفات اکسرژی همیشه در کمپرسور رخ می‌دهد. محمد[2] و همکاران [۱۲] سیستم پمپ حرارتی مبتنی بر آمونیاک (R717) یا پروپان (R290) را با استفاده از تجزیه‌وتحلیل اکسرژی مورد ارزیابی قراردادند. نتایج تجزیه‌وتحلیل پیشرفته اکسرژی برای مشخص کردن منبع برگشت‌ناپذیری کامل (تخریب اکسرژی)، محاسبه تخریب اکسرژی قابل‌اجتناب در سیستم و کشف اقدامات بالقوه برای بهبود عملکرد سیستم مورداستفاده قرار گرفت. هریسون ام. اسکای[3] و وی وو[4] پیشنهادی در اینجا، با توجه به نتایج شبیه‌سازی، پایداری خوبی و امکان‌پذیر بودن را نشان داد. همچنین پوردو[5] و همکاران [۱۳] با مقایسه عملکرد اکسرژی سه سیستم مختلف مبتنی بر پمپ حرارتی (HP) و یک سیستم مبتنی بر گاز طبیعی (NG) برای تولید انرژی گرمایشی و سرمایشی در یک پرداخت.

ایران ازجمله کشورهایی است که دارای پتانسیل بالایی درزمینه‌ی استفاده منابع تجدید پذیر است و با داشتن چنین مناطقی به‌راحتی می‌توان مقدار قابل‌ملاحظه‌ای انرژی تجدید پذیر تولید نمود و در صنایع استفاده کرد. در تحقیق حاضر مطالعه بر روی جایگزینی استفاده از انرژی تجدید پذیر برای تولید آب گرم از سیستم پمپ حرارتی دمابالا صنایع بجای استفاده از سوخت‌های فسیلی انجام شد. پمپ حرارتی دمابالا می‌تواند انرژی حرارتی باکیفیت پایین را با مصرف مقدار کمی انرژی الکتریکی یا گرمابه کیفیت بالا ارتقا دهد. در حال حاضر، سیستم پمپ حرارتی تک‌مرحله‌ای با استفاده از آب به‌عنوان مبرد می‌تواند گرمای متراکم ۱۵۰ درجه سانتی‌گراد را فراهم کند[۱۴]. در این مطالعه تحلیل ترمودینامیکی سیستم ترکیبی کلکتور خورشیدی و پمپ حرارتی دما بالا مربوط به سیستم تولید آب گرم کارخانه لوله‌سازی اهواز، واقع در مرکز شهر اهواز با داشتن هوای حدود ۳۰۰ روز آفتابی، به‌عنوان یک موضوع مطالعه انجام گردید. در این راستا، تجزیه‌وتحلیل تحلیل ترمودینامیکی سیستم های ترکیبی کلکتور خورشیدی و پمپ حرارتی دما بالا و مقایسه شاخص‌های کیفیت مصرف انرژی آن مورد ارزیابی و تحلیل قرارگرفته می‌شود. برای تحلیل داده‌ها از نرم‌افزار اسپن هایسیس استفاده شد از جانبی نرم‌افزار اسپن هایسیس که از نرم‌افزارهای قدرتمند مهندسی به شمار می‌رود؛ که درزمینه‌ی مدل‌سازی فرآیندهای پالایشگاهی، پتروشیمی، الکترولیتی بسیار قدرتمند و دقیق می‌باشد. دقت بالای نرم‌افزار و قدرتمندی آن‌که ناشی از بسته‌های خواص مربوط به مواد مختلف و معادلات حالت ترکیبات آن‌ها می‌باشد، سبب شده است که این نرم‌افزار مدل‌های بسیار واقعی از فرآیندها را ارائه دهد. با استفاده از کتابخانه جامع خود محاسبات طولانی و پیچیده مهندسی را در کمترین زمان و توسط دقیق‌ترین روش‌ها محاسبه نموده و در اختیار کاربر قرار می‌دهد.

۲- روش تحقیق

در مطالعه حاضر، یک سیستم پمپ حرارتی کمک خورشیدی با انبساط غیرمستقیم برای کاربردهای گرمایش آب به‌عنوان جایگزینی برای آبگرم کن برقی یا گاز طبیعی استفاده می‌شود. سیستم گرمایش آب پمپ حرارتی خورشیدی ترکیبی از یک کلکتور خورشیدی و یک پمپ حرارتی است که در آن سیال گرم شده وارد اواپراتور پمپ حرارتی می شود. استفاده از مبرد هم به‌عنوان سیال کار پمپ حرارتی و کلکتور باعث سریع سرد شدن کلکتور می‌شود اما دما به‌اندازه کافی بالا است تا عملکرد پمپ حرارتی را در مقایسه با پمپ حرارتی منبع هوا افزایش دهد[۱۵]. در شکل ۱ پمپ حرارتی به کمک خورشید مورد مطالعه نشان داده شده است.

[1] Lan Tang
[2] Muhammad
[3] Harrison M. Skye
[4] Wei Wu
[5] Poredo

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08]
[DOR: 20.1001.1.20089813.1401.9.3.4.9]



شکل ۱: کلکتور خورشیدی سهموی مرکب متصل به پمپ حرارتی

یک مبرد با نقطه‌جوش کم، R-134a، به‌عنوان سیال کار در چرخه نشان داده‌شده به‌صورت شماتیک در شکل ۱ استفاده می‌شود. سیستم پمپ حرارتی از چهار جزء اصلی تشکیل‌شده است که در یک سیکل تبرید فشرده‌سازی بخار معمولی به کار می‌روند. یک اواپراتور، کمپرسور، کندانسور و یک شیر انبساط. کلکتور مستقیماً در معرض نور خورشید قرار می‌گیرد. انرژی خورشیدی برخوردی، پس از برخورد به لوله‌هایی که مبرد را حمل می‌کنند، توسط مبرد مایع جذب می‌شود. سیال کاری گرم وارد اواپراتور پمپ حرارتی شده و گرمای سیال کاری را به سیال کاری پمپ گرمایی منتقل می‌کند؛ بنابراین در پمپ حرارتی فرآیند ۴-۱ شامل تبخیر فشارثابت مایع زیر خنک شده به بخار اشباع در قسمت ۱ است. در فرآیند ۲-۳، مبرد از فشار اواپراتور به فشار متراکم فشرده می‌شود. این فرآیند با فشارثابت ۳-۴ دنبال می‌شود که در آن مبرد از حرارت خارج می‌شود و تا حالت مایع اشباع متراکم می‌شود. در طی این فرآیند، گرمای نهان میعان به آب در حال گردش از کندانسور منتقل می‌شود. پس از کندانسور، مبرد از یک شیر فشارشکن عبور می‌کند که منجر به منبسط شدن مبرد می‌شود و مخلوطی از حالت مایع و بخار ایجاد می‌کند (جدول ۱)[۱۶]. برای محل نصب این تجهیزات، تمام داده‌هایی که در بالا توضیح داده شد به‌عنوان ورودی ارائه می‌شوند. ابتدا مقدار دمای کلکتور در یک‌زمان معین از روز در نظر گرفته‌شده و مقادیر آنتالپی در نقاط محاسبه می‌شود. با استفاده از کمپرسور، کلکتور و ماژول‌های حرارتی، مقادیر میانگین ماهانه لحظه‌ای کار کمپرسور، انرژی جذب‌شده خورشیدی و انرژی کمکی محاسبه می‌شود. مقادیر این پارامترها در طول یک ماه معین و درنهایت در تمام ماه‌ها یکپارچه می‌شوند تا مقادیر سالانه را به دست آورند.

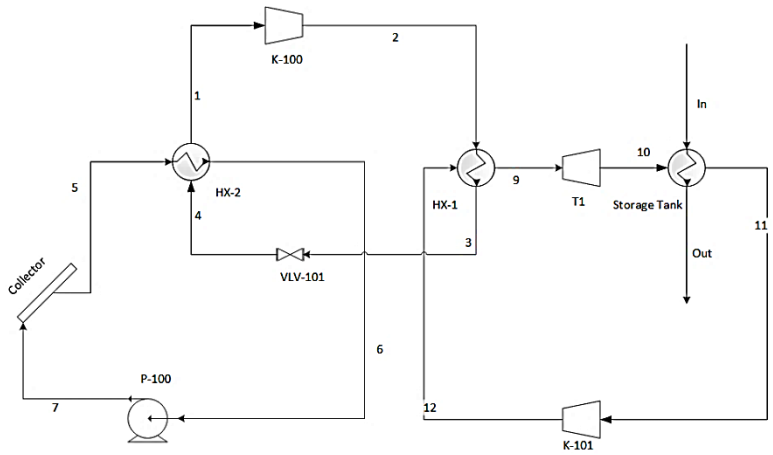
شکل ۲ وضعیت فرآیندی سیستم تولید آب گرم خورشیدی و پمپ حرارتی دمابالای کارخانه لوله‌سازی اهواز را نشان می‌دهد. این سیستم دارای سه قسمت می‌باشد، قسمت اول شامل کلکتور سهموی خورشیدی متمرکز و قسمت دوم پمپ حرارتی و قسمت سوم مخزن ذخیره سازی می‌باشد. انرژی تابشی خورشیدی به کلکتور سهموی متمرکز (cpc) تابیده و سیال کاری کلکتور را گرم می‌کند این سیال جهت انتقال حرارت ایجادشده وارد مبدل حرارتی (اواپراتور) شده و حرارت سیال کاری کلکتور خورشیدی سهموی متمرکز را به سیال کاری پمپ حرارتی منتقل می‌کند. چرخه پمپ حرارتی تراکم بخار دارای چهار جزء اصلی است: کمپرسور، کندانسور، شیر انبساط و اواپراتور می‌باشد. طبق این نمودار آب شهر وارد استریج تانک و پس از گرم شدن از آن خارج می‌شود. در تحلیل فرآیندها در نرم‌افزار هایسیس از معادلات حالت پینگ رابینسون[1] برای تحلیل در

[1] Peng-Robinson equation

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1401.9.3.4.9]

نرم‌افزار اسپن هایسیس استفاده‌شده است. در جدول ۱ اطلاعات فرآیندی جریان‌های سیستم پمپ حرارتی متصل به کلکتور سهموی مرکب آورده شده است.



شکل ۲ : وضعیت فرآیندی سیستم تولید آب گرم کارخانه

جدول ۱: اطلاعات فرآیندی جریان‌های سیستم پمپ حرارتی متصل به کلکتور سهموی مرکب

Stream number	Temperature (°C)	Pressure (kPa)	Molar Flow (kgmole/h)
1	274.4	150	596.6
2	329.3	400	596.6
3	88.57	400	596.6
4	88.64	150	596.6
5	275	90	596.6
6	90	90	596.6
7	90	90	596.6
8	90.01	150	596.6
9	329.3	50	1993
10	315.8	30	1993
11	40	30	1993
12	53.96	50	1993
13	53.96	50	1993
In	25	100	4432
Out	99.59	100	4432

۱،۲. تحلیل ترمودینامیکی

این مقاله بر ترکیب دو قانون ترمودینامیکی تمرکز دارد که در مفهوم تحلیل اکسرژی توضیح داده شده است. برای تحلیل نتایج، در روابط ترمودینامیکی فرضیات زیر در نظر گرفته شده است.

a- حالت مرجع (مرده) برای سیستم دارای دمای محیطی T0=20 C و فشار P0=101.325 کیلو پاسکال است.

b- سیستم در حالت پایدار کار می‌کند.

c-تغییرات در شرایط جنبشی و گرانشی در تعادل انرژی و اکسرژی ناچیز است.

d-کمپرسورها و پمپ‌ها آدیاباتیک هستند.

e-مبرد (آب) در خروجی کندانسور و اواپراتور در پمپ حرارتی در حالت اشباع است.

f- افت فشار در تمام مبدل‌های حرارتی و خطوط لوله نادیده گرفته‌شده است.

g- حالت پایدار، عملیات جریان ثابت،

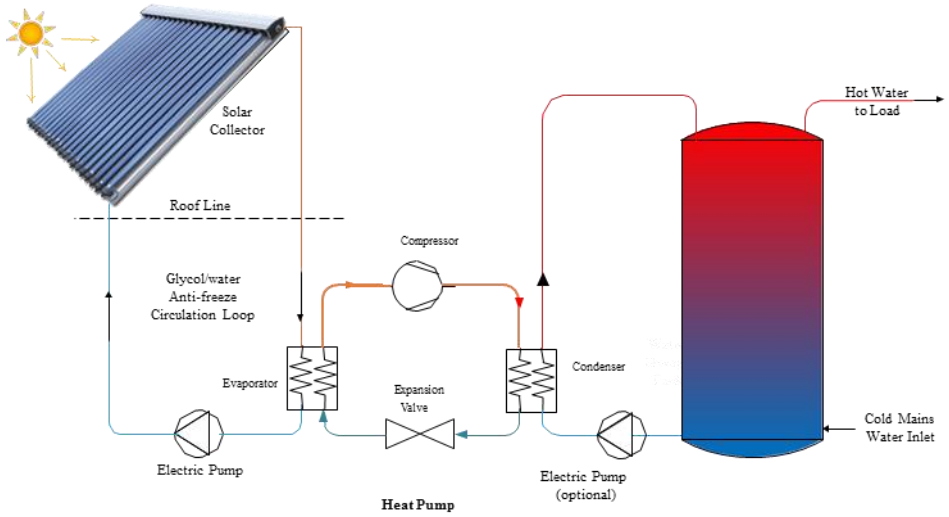
h- کمپرسور آدیاباتیک و لوله مویرگی،

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08]
[DOR: 20.1001.1.20089813.1401.9.3.4.9]

n- انتقال حرارت و افت فشار مبرد در لوله اتصال قطعات نادیده گرفته می‌شود، زیرا طول آن‌ها کوتاه است.

اساس روش تحلیل اکسرژی ترکیب قانون اول ترمودینامیک با قانون دوم ترمودینامیک است. برای ترکیب کمیت و کیفیت انرژی، تبدیل، انتقال و استفاده از فرایندهای مؤثر انرژی مؤثر در دستگاه یا تجهیزات باید آنالیز و تحلیل شود. این محاسبه تعادل اکسرژی دستگاه یا تجهیزات است و شاخص اصلی ترمودینامیک بازده اکسرژی است[۱۷-۱۹].

ازآنجاکه قانون اول ترمودینامیک هیچ تمایزی بین کار و حرارت قائل نیست، کار ازدست‌رفته در یک فرایند را موردمحاسبه قرار نمی‌دهد و هیچ‌گونه اطلاعاتی در رابطه با تبدیل بهینه انرژی ارائه نمی‌دهد. همچنین توانایی مشخص نمودن منابع اتلاف انرژی در یک سیستم را دارا نیست؛ اما قانون دوم ترمودینامیک با معین نمودن بازگشت‌ناپذیری‌ها یا اتلافات اکسرژی، مسیری که بایستی تلاش‌های مهندسی در آن جهت متمرکز گردد تا عملکرد یک سیستم ارتقا یابد را مشخص می‌کند؛ بنابراین برای بررسی دقیق‌تر، بازده قانون دوم ترمودینامیک و اکسرژی تخریب‌شده در اجزا سیستم و چگونگی تغییرات آن در شرایط کاری متفاوت محاسبه و بررسی می‌شود. در شکل ۳ سیستم پمپ حرارتی متصل به کلکتور خورشیدی سهموی مرکب نشان داده شده است.



شکل ۳ : سیستم پمپ حرارتی متصل به کلکتور خورشیدی سهموی مرکب

۳,۲ آنالیز انرژی

تمام تجهیزات در نظر گرفته شده باید از حجم کنترل مشخص شده که در شرایط پایدار موجود است پیروی کنند. با توجه به معادله (۱)، $\dot{m}_i$ و $\dot{m}_e$ به ترتیب دبی جرمی ورودی و خروجی در حجم کنترل هستند.

$$\sum \dot{m}_i + \sum \dot{m}_e = \frac{dm_{c.v}}{dt} \quad (۱۲)$$

$$\sum \dot{m}_i = \sum \dot{m}_e \quad (۱۳)$$

$$\dot{Q} + \sum (\dot{m}h)_i = \dot{W} + \sum (\dot{m}h)_e \quad (۱۴)$$

علاوه بر این، شرایط تبادل گرما و کار برای سیکل تبرید به عنوان معادله در نظر گرفته شده است. (۳) که $\dot{Q}$ و $\dot{W}$ گرمای مبادله شده هستند و در شرایط مرزی موجود برای چرخه کار می کنند[۲۰, ۲۱]. کار مصرفی کمپرسور و کار خروجی با معادله محاسبه می شوددر جدول ۳ معادلات جرم و انرژی تجهیزات آورده شده است[۲۰, ۲۱].

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1401.9.3.4.9]

جدول۳ : معادلات انرژی تجهیزات سیستم پمپ حرارتی متصل به کلکتور خورشیدی سهموی متمرکز [۲۰-۲۴]

اجزا	عنوان	شماره	Energy balance equations	Mass balance equations
پمپ	P-100	(۱۳)	$\dot{W}_{P100} = \dot{m}_{P100}(h_8 - h_7)$	$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 = \dot{m}_{P-100}$
کمپرسور	K-100	(۱۴)	$\dot{W}_{K100} = \dot{m}_{K100}(h_2 - h_1)$	$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_{K-100}$
	K-101	(۱۵)	$\dot{W}_{K101} = \dot{m}_{K101}(h_{12} - h_{11})$	$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{12} = \dot{m}_{K-101}$
کندانسور، اواپراتور و مبدل حرارتی	HX-2	(۱۶)	$\dot{Q}_{HX-2} = \dot{m}_{HX-2}(h_6 - h_5)$	$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 = \dot{m}_{HX2}$
	HX-1	(۱۷)	$\dot{Q}_{HX-1} = \dot{m}_{HX-1}(h_3 - h_2)$	$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_{HX1}$
	Storage tank	(۱۸)	$\dot{Q}_{Storage} = \dot{m}_{Storage}(h_{11} - h_{10})$	$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{10} = \dot{m}_{Storage}$
کلکتور خورشیدی	E-100	(۱۹)	$\dot{Q}_{Colle} = \dot{m}_{Colle}(h_5 - h_8)$	$\dot{m}_5 = \dot{m}_8 = \dot{m}_{Collector}$
شیر فشارشکن	valve	(۲۰)	$\dot{m}_3 h_3 = \dot{m}_4 h_4$	$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m}_{VLV-101}$

۴,۲ آنالیز اکسرژی

تحلیل اکسرژی که بررسی بر اساس قانون دوم ترمودینامیک است در رأس تحقیقات چند دهه گذشته قرار دارد. این تحلیل در اوایل دهه ۷۰ میلادی با شروع بحران انرژی در جهان با داشتن برتری نسبت به تحلیل انرژی و روش‌های دیگر در به دست آوردن کارایی سیستم‌های انرژی به دلیل توانایی دریافتن بازگشت‌ناپذیری‌های موجود در سیستم و در نظر داشتن کیفیت انرژی به‌طور قابل‌توجهی مورداستفاده قرار گرفت [۲۵]. اکسرژی به‌صورت حداکثر کار مفید قابل حصول از سیستم تعریف می-شود به‌گونه‌ای که سیستم از حالت اولیه به تعادل با محیط برسد. آنالیز اکسرژی برای دستیابی به رفتار ترمودینامیکی سیستم-ها هنگام تبدیل انرژی استفاده می‌شود. همچنین می‌توان مقدار بازگشت‌ناپذیری در اجزاء مختلف سیکل را محاسبه کرد. در یک سیستم هر چه بازگشت‌ناپذیری کمتر باشد سیستم می‌تواند باراندمان بهتری کار کند. عواملی که باعث بازگشت‌ناپذیری می‌شوند عبارت‌اند از: ۱- اصطکاک ۲- انبساط آزاد ۳- انتقال حرارت به دلیل اختلاف درجه محدود ۴- اختلاط دو ماده مختلف، عوامل دیگری نیز وجود دارند که موجب بازگشت‌ناپذیری فرآیندها می‌شوند. اثرات پسماند و اتلاف در شبکه‌های الکتریکی هر دو از اثرات بازگشت‌ناپذیری فرآیندها هستند. فرآیند احتراق نیز یک فرآیند بازگشت‌ناپذیر است. همچنین باید به رابطه متقابل میان بازگشت‌پذیری، تعادل و زمان توجه کنیم. در یک فرآیند بازگشت‌پذیر، انحراف از تعادل بسیار کوچک است و بدین سبب فرآیند با سرعت بسیار کمی روی می‌دهد. چون بهتر است که فرآیندهای واقعی با سرعت محدود روی دهند، انحراف از تعادل باید محدود باشد. پس فرآیند واقعی تا حدی بازگشت‌ناپذیر خواهد بود. بزرگ‌تر بودن انحراف از تعادل موجب بازگشت‌ناپذیری بیشتر می‌شود و فرآیند با سرعت بیشتری روی می‌دهد[۲۶]. هر چه بازگشت‌ناپذیری در یک فرآیند ترمودینامیکی کمتر باشد، کار انجام‌شده بیشتر است (یا کار موردنیاز کمتر خواهد بود) [۲۷].

تجزیه‌وتحلیل اکسرژی یک تکنیک تجزیه‌وتحلیل ترمودینامیکی بر اساس قانون دوم ترمودینامیک است که وسیله‌ای جایگزین و روشن برای ارزیابی و مقایسه فرآیندها و سیستم‌ها به‌طور منطقی و معنی‌دار ارائه می‌دهد. به‌طور خاص، تجزیه‌وتحلیل اکسرژی بازدهی را به ارمغان می‌آورد که معیاری واقعی از نحوه نزدیک شدن عملکرد واقعی به ایدئال است و علل و مکانه‌ای تلفات ترمودینامیکی را به روشنی‌تر از تجزیه‌وتحلیل انرژی ارائه می‌دهد. درنتیجه، تجزیه‌وتحلیل اکسرژی می‌تواند به بهبود و بهینه‌سازی طرح‌ها کمک کند. تحلیل انرژی و اکسرژی سیستم پمپ حرارتی انبساط مستقیم مستلزم به‌کارگیری روابط بقای جرم و قوانین اول و دوم ترمودینامیک برای جریان پایدار می‌باشد[۲۸, ۲۹].

هدف اصلی در آنالیز اکسرژی، تعیین وضعیت بهینه مصرف انرژی در ارتباط با شرایط محیطی و عملیاتی است. این تحلیل ناکارآمدترین تجهیزات را تعیین می‌کند و میزان هدر رفت فرصت‌های استفاده از انرژی این تجهیزات را نسبت به شرایط محیطی نشان می‌دهد که مستلزم مشخص بودن شرایط محیطی می‌باشد[۳۰]. تعیین ویژگی‌های محیط مرجع در انجام ارزیابی سیستم بسیار بااهمیت است. بر اساس اطلاعات جمع‌آوری‌شده از منابع رسمی، دما متوسط مرجع شهر اهواز (محل

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08]
[DOR: 20.1001.1.20089813.1401.9.3.4.9]

احداث کارخانه لوله‌سازی اهواز) دمای هوا ۲۵ درجه سانتی‌گراد و فشار مرجع ۱۰۱/۳۲۵ کیلوپاسکا در نظر گرفته می-شوند[۳۱]. پس می‌توان نتیجه گرفت که تجزیه‌وتحلیل اکسرژی یک روش اساسی برای شناسایی بهتر مکان، علل و اندازه ناکارآمدی ترمودینامیکی یک فرآیند است[۳۲, ۳۳]. این آنالیز روشی مناسب برای بررسی عملکرد فرآیندهای شیمیایی است[۳۴].

مطابق معادله۱، به‌صورت کلی اکسرژی هر جریان به چهار بخش جنبشی ($\dot{E}x_{ke}$)، پتانسیل ($\dot{E}x_{po}$)، شیمیایی ($\dot{E}x_{ch}$)، و فیزیکی($\dot{E}x_{ph}$)، تقسیم می‌گردد[۳۵]. با در نظر گرفتن سیستم در حالت سکون نسبت به محیط، می‌توان از اکسرژی پتانسیل و جنبشی صرف‌نظر کرد[۳۶]. لذا مقدار اکسرژی هر جریان به شکل معادله (۲) قابل‌محاسبه است[۳۷]:

$$\dot{E}x = \dot{E}x_{po} + \dot{E}x_{ke} + \dot{E}x_{ph} + \dot{E}x_{ch} \quad (۱)$$

$$\dot{E}x = \dot{E}x_{ph} + \dot{E}x_{ch} \quad (۲)$$

در رابطه (۳)، اکسرژی فیزیکی، بیانگر حداکثر کار تئوریک است که می‌تواند هنگام حرکت سیستم از وضعیت اولیه به وضعیتی که در تعادل مکانیکی و حرارتی با محیط است، به دست آید[۳۸]. اکسرژی شیمیایی حداکثر کار مفیدی تئوریک است که می‌توان با انتقال سیستم از وضعیت اولیه در حالت مرده به وضعیت مرده در تعادل مکانیکی و حرارتی با محیط است، به دست آید[۳۹]. اکسرژی فیزیکی و شیمیایی جریان، مطابق معادلات (۳) و (۴) بیان می‌گردند[۳۶, ۴۰]:

$$\dot{E}x_{ph} = \dot{m}[(h - h_0) - T_0(s - s_0)] \quad (۳)$$

$$\dot{E}x_{ch} = \sum_{i=1}^{N} y_i e_i^0 + G - \sum_{i=1}^{N} y_i G_i \quad (۴)$$

محیط و حالت مرده که در این محاسبات آنالیز استفاده می‌شوند دو مفهوم مهم در درک تحلیل اکسرژی هستند. حالت مرده معمولاً با تعیین دما، فشار و ترکیب شیمیایی مشخص می‌شود از روابط زیر برای محاسبه اکسرژی فیزیکی و شیمیایی جریان مواد استفاده می‌شود.[۴۱].

$$\dot{E}x_D = \dot{E}x_F - \dot{E}x_P \quad (۵)$$

$$\varepsilon = \frac{\dot{E}x_P}{\dot{E}x_F} = 1 - \frac{\dot{E}x_D}{\dot{E}x_F} \quad (۶)$$

که در آن h و s آنتالپی خاص و آنتروپی اختصاصی $e_i^{ch,o}$ اگزرژی شیمیایی استاندارد اجزای جریان است[۴۲]. در معادلات بالا اندیس صفر بیانگر شرایط محیطی می‌باشد. در معادله (۵۰۲)$\dot{m}$ دبی جرمی،h_0 الپی مخصوص،s_0 آنتروپی مخصوص T_0 دمای محیط مرجع می‌باشند. همچنین در معادله (۷) Gi انرژی آزاد گیبس وe_i^0 اکسرژی شیمیایی استاندارد، برای محاسبه اکسرژی شیمیایی می‌باشند[۳۶, ۴۳]. نحو انجام محاسبه اکسرژی جریان‌ها به تفضیل در شکل (۲) آمده است. پس از به دست آوردن این پارامترها، تخریب اکسرژی و بازده اکسرژی دو پارامتر اصلی فرایند هستند که باید در تجزیه‌وتحلیل مطابق معادلات (۸) و (۹) موردبررسی و بحث قرار kth اکس ی تجهیزات تعریف شوند[۳۳]. این پارامترهای اساسی برای تجهیز می‌گیرند. [۲۷, ۲۹].

$$\dot{E}x_D = \dot{E}x_F - \dot{E}x_P \quad (۱۰)$$

$$\varepsilon = \frac{\dot{E}x_P}{\dot{E}x_F} = 1 - \frac{\dot{E}x_D}{\dot{E}x_F} \quad (۱۱)$$

در رابطه‌های بالا محصول را با اندیس P، تخریب را با اندیس D و سوخت را با اندیس F نشان داده‌شده است. فرمول‌های اگزرژی مورداستفاده برای تجهیزات سیستم پمپ حرارتی متصل به کلکتور خورشیدی سهموی مرکب به در جدول ۲ آورده شده است:

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1401.9.3.4.9]

جدول۲: معادلات اگزرژی تجهیزات سیستم پمپ حرارتی متصل به کلکتور خورشیدی سهموی متمرکز

اجزا	شماره معادله	معادلات	مرجع
کمپرسور	۷	$\dot{E}x_D = \dot{E}x_F - \dot{E}x_P = \sum(\dot{m}.e)_{in} + W - \sum(\dot{m}.e)_{out}$	[۴۴, ۴۵]
	۸	$\varepsilon = \frac{\sum(\dot{m}.e)_{in} - \sum(\dot{m}.e)_{out}}{W}$	
کندانسور، اواپراتور و مبدل حرارتی	۹	$\dot{E}x_D = \dot{E}x_F - \dot{E}x_P = \left[\sum(\dot{m}.e)\right]_{in,(Hot)} + \left[\sum(\dot{m}.e)\right]_{1,(Cold)} - \left[\sum(\dot{m}.e)\right]_{out,(Hot)} - \left[\sum(\dot{m}.e)\right]_{2,(Cold)}$	[۴۶]
	۱۰	$\varepsilon = \frac{[\sum(\dot{m}.e)]_{in,(Hot)} - [\sum(\dot{m}.e)]_{out,(Hot)}}{[\sum(\dot{m}.e)]_{2,(Cold)} - [\sum(\dot{m}.e)]_{1,(Cold)}}$	
کلکتور خورشیدی	۱۱	$\dot{E}x_D = \dot{E}x_F - \dot{E}x_P = \sum(\dot{m}.e)_{in} + Q(1-\frac{T}{T_0}) - \sum(\dot{m}.e)_{out}$	[۳۳, ۴۷]
	۱۲	$\varepsilon = \frac{Q(1-\frac{T}{T_0})}{\sum(\dot{m}.e)_{in} - \sum(\dot{m}.e)_{out}}$	
پمپ	۱۳	$\dot{E}x_D = \dot{E}x_F - \dot{E}x_P = \sum(\dot{m}.e)_{in} + W - \sum(\dot{m}.e)_{out}$	[۴۵, ۴۸]
	۱۴	$\varepsilon = \frac{\sum(\dot{m}.e)_{in} - \sum(\dot{m}.e)_{out}}{W}$	
شیر فشارشکن	۱۵	$\dot{E}x_D = \dot{E}x_F - \dot{E}x_P = \sum(\dot{m}.e)_{in} - \sum(\dot{m}.e)_{out}$	[۴۵, ۴۸]
	۱۶	$\varepsilon = \frac{e_{out}^{\Delta T} - e_{in}^{\Delta T}}{e_{out}^{\Delta P} - e_{in}^{\Delta P}}$	

در این راستا مشخصات جریان‌های اصلی سیستم تولید آب گرم که آب ورودی (جریان ورودی in)، آب گرم خروجی سیستم پمپ حرارتی (جریان خروجی out) می‌باشند،

۳- بحث و نتایج

نتایج تمامی تحلیل‌های ترمودینامیکی که بر پایه‌ی اصول علمی بر روی فرآیندها انجام می‌شوند، در قالب شاخص‌ها یا معیارهای تعریف شده و شناخته شده‌ای ارائه می‌شوند. یکی از انواع تحلیل‌های ترمودینامیکی، تحلیل انرژی است که در آن مصرف انرژی به لحاظ کمی بررسی شده و میزان بهینه بودن آن مورد تحلیل قرار می‌گیرد[۱۶, ۲۶]. نتایج اکسرژی فیزیکی، شیمیایی و اکسرژی کل حاصل از تحلیل جریان‌های فرآیند در نرم‌افزار متلب برای هر جریان در جدول ۴ ارائه‌شده است.

مطابق جدول ۵، بیشترین مقدار هدر رفت اکسرژی در کلکتور خورشیدی است و همچنین میزان اتلاف اکسرژی تجهیزات به شکل نمودار میله‌های ارائه‌شده است. همچنین محاسبات اکسرژی تمامی تجهیزات بر اساس دو معیار بازده و تخریب اکسرژی در نمودارهای میله‌ای شکل‌های (۴) و (۵) قابل‌مشاهده‌اند. مطابق نتایج حاصله در شکل(۴)، در تجهیزاتی که وظیفه تغییر دبی (جریان‌ها در آن‌ها صورت می‌گیرد. به علت عدم تبادل حرارتی و کار محوری، تخریب اکسرژی در آن‌ها بسیار ناچیز است؛ که این امر سبب بالا بودن بازده اکسرژی آن‌ها در شکل (۵) می‌گردد. به‌منظور تجزیه‌وتحلیل تأثیر عملکرد تجهیزات بر روی تخریب اکسرژی، محدودیت‌های فنی تجهیزاتی که بیشترین تخریب اکسرژی رادارند، موردبازنگری قرار داده‌شده است. شرایط عملیاتی و شرایط ایدئال این دو تجهیز در جدول شماره (۶) قابل‌مشاهده است.

.جدول ۴ نتایج جریان‌های اکسرژی سیستم آب گرم

stream number	Physical exergy(kW)	chemical exergy(kW)	total exergy(kW)
1	8747.85	45569.46	54317.33
2	9397.58	45569.46	54967.03
3	388.42	45569.46	45957.88
4	383.36	45569.46	45952.82

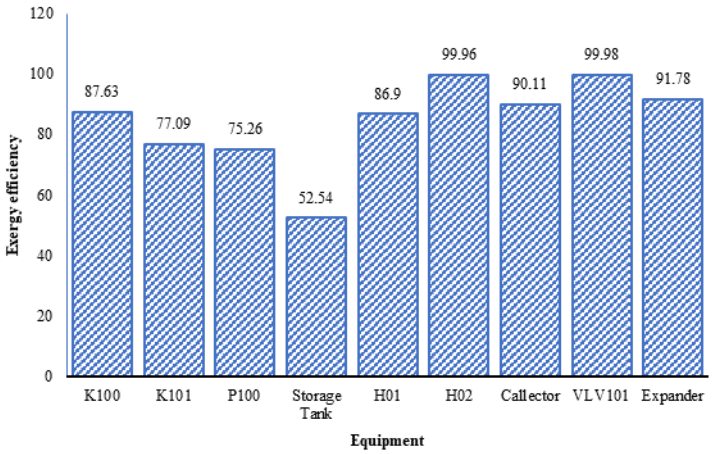
[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08]
[DOR: 20.1001.1.20089813.1401.9.3.4.9]

5	8586.15	45569.46	54155.61
6	217.97	45569.46	45787.43
7	397.97	45569.46	45967.43
8	399.55	45569.46	45969.00
9	7999.17	359093.50	367092.68
10	6707.47	359093.50	365800.97
11	588.37	359093.50	358505.13
12	170.00	359093.50	359263.51
13	170.02	359093.50	359263.52
In	0.035	297704.52	297704.49
out	3833.30	297704.52	301537.82

نتایج تحلیل اکسرژی تجهیزات سیستم پمپ حرارتی دما بالا متصل به کلکتور سهموی مرکب در جدول ۵ آورده شده است.

جدول ۵: نتایج اکسرژی تجهیزات اصلی سیستم تولید آب گرم پمپ حرارتی دما بالا متصل به کلکتور سهموی مرکب.

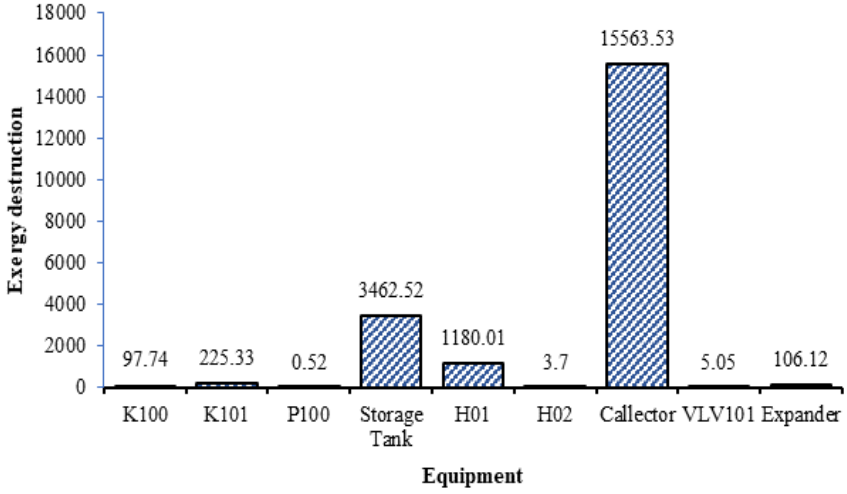
equipment number	exergy destruction(kW)	exergy effieciency(%)
K100	91.74	87.63
K101	225.33	77.10
P100	0.52	75.26
Storage tank	3462.52	52.546
HX1	1180.01	86.906
HX2	3.70	99.96
collector	15563.53	90.12
VLV101	5.05	99.99
expander	106.12	91.789



شکل ۴: بازده اکسرژی کلیه تجهیزات

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1401.9.3.4.9]



شکل ۵: تخریب اکسرژی کلیه تجهیزات

فرضیات محاسبه تخریب اکسرژی در دو حالت عملیاتی و ایدئال برای کمپرسور و مبدل حرارتی در جدول ۶ آورده شده است.

جدول ۶ : فرضیات محاسبه تخریب اکسرژی در دو حالت عملیاتی و ایدئال برای کمپرسور و مبدل حرارتی [۴۹, ۵۰]

Components	Real conditions	Ideal conditions
compresor	$\eta_{is} = 75\%$	$\eta_{is} = 100\%$
heat exchanger	$\Delta T_{min} = real$	$\Delta T_{min} = 0\ K$
	$\Delta P = real$	$\Delta P = 0$

در جدول ۷ اکسرژی معمولی جریان‌هابرای فرآیند خلاصه شده است.

جدول ۷ : نتایج انرژی جریان‌های اصلی سیستم پمپ حرارتی دما بالا متصل به کلکتور سهموی مرکب

Stream Number	Total Energy(kW)
1	46137.72
2	46879.19
3	24210.08
4	24210.09
5	46226.80
6	24299.17
7	24299.17
8	24301.27
9	-360376.03
10	-361561.608
11	-384028.85
12	-383045.13
13	-383045.13
in	-352351.62
out	-329884.39
W_K100	741.47
W_K101	983.71
W_T2	1185.58
W_P100	2.10
Q_E100	21925.54

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08]
[DOR: 20.1001.1.20089813.1401.9.3.4.9]

در جدول ۸ انرژی مصرف شده (کیلو وات) تجهیزات آورده شده است. مطابق معادلات تعادل انرژی تجهیزات سیستم پمپ حرارتی دما بالا به کمک کلکتور خورشیدی، جریان شماره ۱۱ بیشترین انرژی جریان ها است.در میان تجهیزات سیستم پمپ P100 و مبدل حرارتی HX1 به ترتیب دارای کمترین و بیشترین مصرف انرژی به میزان ۲,۰۹ و ۲۲۶۶۹,۱۱ کیلوات است.

جدول ۸ : انرژی مصرف شده (کیلو وات) تجهیزات

Equipment number	Consumed energy(kW)
P100	2.096631
K100	741.4732
K101	983.7107
HX1	22669.11
HX2	21927.64
collector	21925.54
storage tank	22467.24

به توجه به تاثیر دما بر عملکبرد کلکتور خورشیدی سهموی مرکب و پمپ حرارتی به تحلیل تأثیر دمای دمای محیط پرداخت شد[۵۱]. در اینجا به بررسی اثر دما بر عملکرد و اکسرژی سیستم پمپ حرارتی انجام می‌شود. دمای سالانه شهر اهواز در جدول (۹) آمده است.

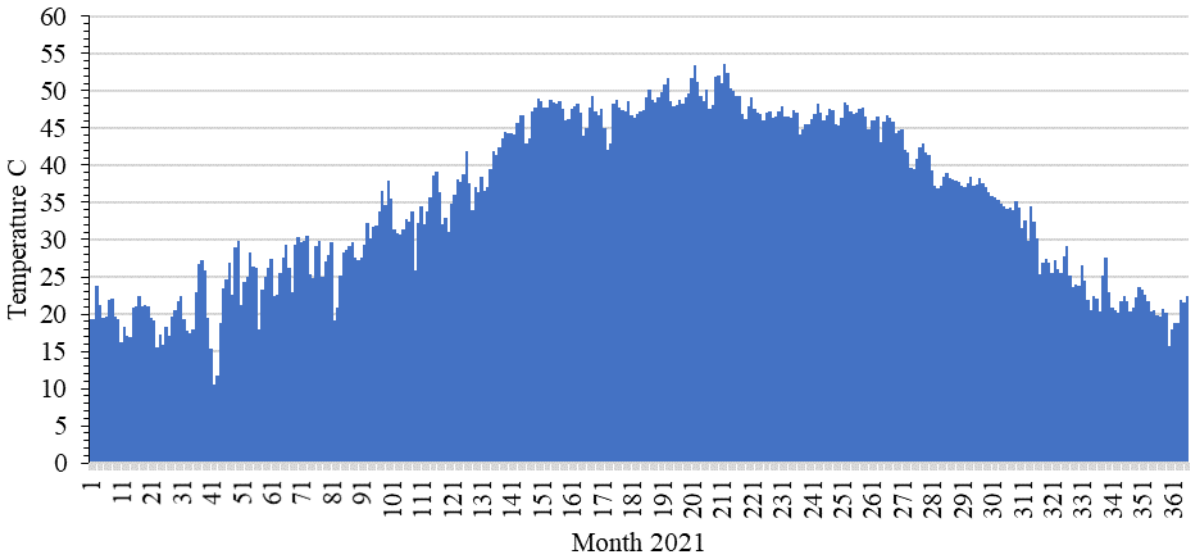
جدول ۹ : دمای سالانه در اهواز [۳۱]

Month	T_{max}	T_{min}	T_{ave}
Jan	22.5	4.3	13.4
Feb	28.8	2.6	15.7
Mar	30.6	8.4	19.5
Apr	39.4	13.4	26.4
May	48.4	18.6	33.5
Jun	49.2	27.2	38.2
Jul	51.5	28.3	39.9
Aug	48.8	26.6	37.7
Sep	46.8	23	34.9
Oct	42.4	10.8	26.6
Nov	33.6	7.4	20.5
Dec	24	5.6	14.8

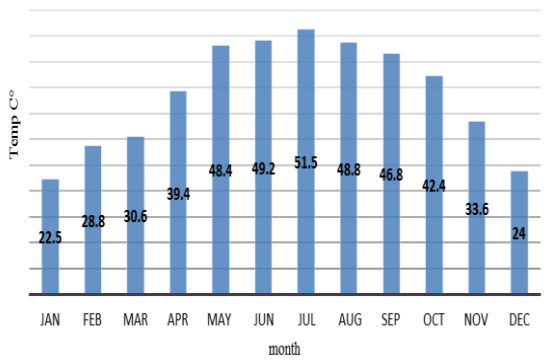
در اینجا بررسی‌های انجام‌شده بر اساس تغییرات T_0 در ۱۲ ماه سال ۲۰۲۱ به شکل‌های (۶) تا (۸) نشان داده شده است (تغییرات دمای محلی در ۱۲ ماه) با تغییر T_0 تخریب اکسرژی و بازده تجهیزات تغییر می‌کند و تغییرات بازده در شکل‌های (۱۰) و (۱۱) نشان داده شده است.

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08]

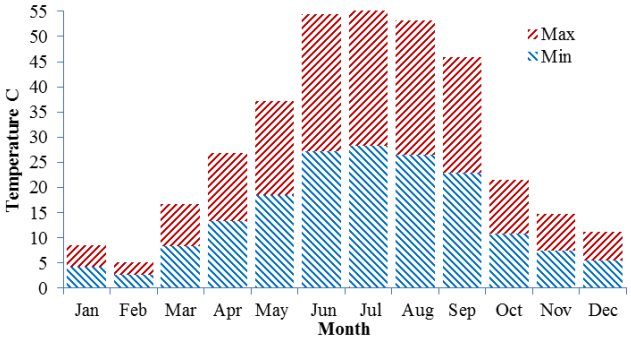
[DOR: 20.1001.1.20089813.1401.9.3.4.9]



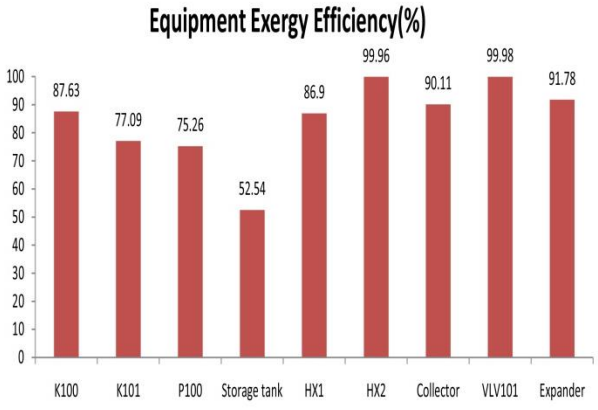
شکل ۶ : دمای سالانه در اهواز [۳۱]



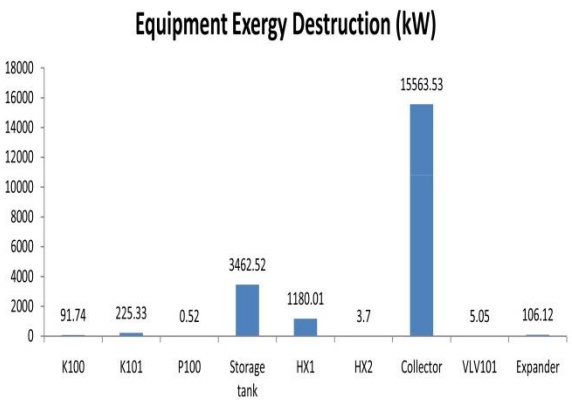
شکل ۷ : دمای سالانه در اهواز [۳۱]



شکل ۸ : دمای حداقل و حداکثر ماهانه در سال ۲۰۲۱ [۳۱]

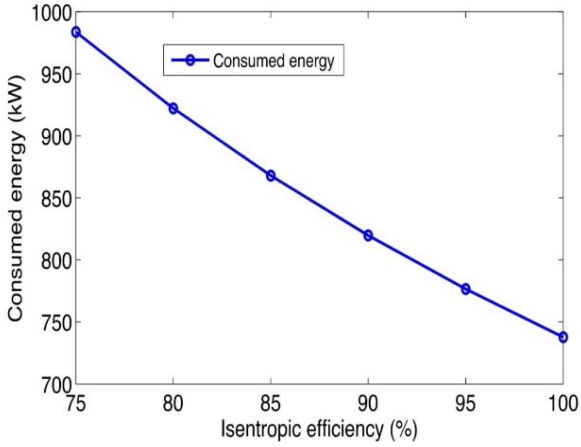


شکل ۹: بازده اکسرژی کلیه تجهیزات

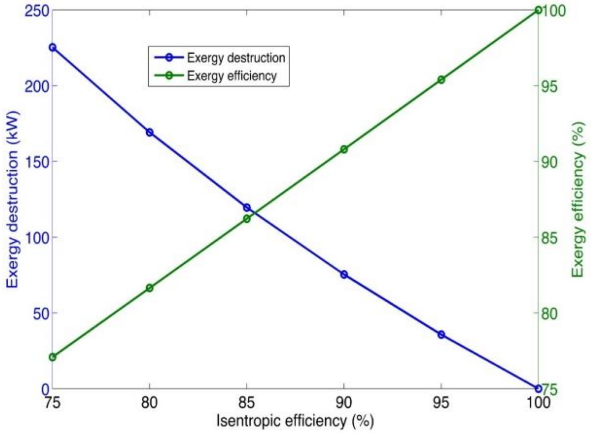


شکل ۱۰ : تخریب اکسرژی کلیه تجهیزات

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08]
[DOR: 20.1001.1.20089813.1401.9.3.4.9]

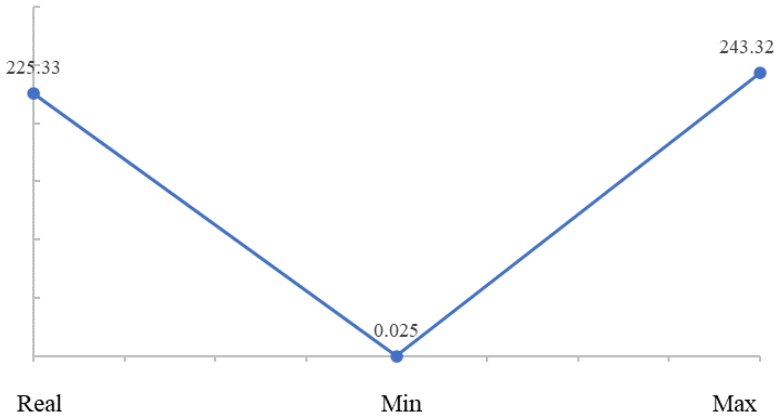


شکل ۱۱ : بازده اکسرژی کلیه تجهیزات



شکل ۱۲ : بازده اکسرژی کلیه تجهیزات

شکل‌های (۱۱) و (۱۲) نشان‌دهنده تغییرات اکسرژی تجهیزات کمپرسور K-101، کلکتور و سایر تجهیزات در سال ۲۰۲۱ می‌باشد. مطابق این شکل‌ها تخریب اکسرژی برای تجهیزات K-101 در ماه Juy بیشتر است که این امر به خاطر دمای بالای محیطی در این ماه می‌باشد. در شکل ۱۴ بیشترین و کم‌ترین مقدار تخریب تجهیز K-101 براساس دو معیار متغیر دما در طول سال و بازده ایزوتروپیک تجهیز نشان داده شده است.



شکل ۱۳ : بیشترین و کم‌ترین مقدار تخریب تجهیز K-101 براساس دو معیار متغیر دما در طول سال و بازده ایزوتروپیک تجهیز

۴ -نتیجه گیری

یکی از جدیترین مشکلات امروزی بشر کمبود انرژی به همراه توسعه جامعه مدرن است که انرژی تجدیدپذیر و پایدار راه حل مناسب و قوی برای مقابله با اثرات این مشکل ارائه می‌دهد. استفاده از سیستم‌های انرژی تجدیدپذیر در صنایع از اهمیت بسیاری برخوردار است که مصرف انرژی را به حداقل می‌رساند. بهترین گزینه جهت تولید آب گرم، استفاده از انرژی خورشیدی می‌باشد که در این پروژه استفاده از این منبع انرژی را در زمینه تولید آب گرم بوسیله کلکتور و پمپ حرارتی مورد مطالعه و بررسی قرار گرفته است. در این مطالعه اثر دمای مرجع محیط و روزانه موردبررسی قرار گرفت. همچنین تحلیل ترمودینامیکی انجام و بازده و دمای محیط را مورد ارزیابی قرار داده شد. این روش برای درک بهتر مکان‌ها، علل و راهکارهای بهبود ناکارآمدی تجهیزات سیستم تولید آب گرم مورد استفاده قرار گرفت. نتایج تجزیه‌وتحلیل ترموینامیکی (انرژی و اکسرژی) موردمطالعه مشاهده گردید مطابق معادلات تعادل انرژی تجهیزات سیستم پمپ حرارتی دما بالا به کمک کلکتور خورشیدی،

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1401.9.3.4.9]

جریان شماره ۱۱ بیشترین انرژی جریان ها است.در میان تجهیزات سیستم پمپ P100 و مبدل حرارتی HX1 به ترتیب دارای کمترین و بیشترین مصرف انرژی به میزان ۲,۰۹ و ۲۲۶۶۹,۱۱ کیلوات است. با توجه به انرژی خورشیدی جذب شده بیشترین تخریب اکسرژی متعلق به کلکتور خورشیدی به میزان ۲۲۵,۳ کیلوات می‌باشد. درحالی‌که با افزایش دمای سالانه بین ۲۵ تا ۵۵ که منجر به جذب حرارت بیشتر در جاذب های کلکتور خورشیدی می‌شود. درجه مشاهده می‌گردد که تخریب اکسرژی تجهیز بین ۰/۵۲ تا ۲۲۵,۳ کیلووات متغیر خواهد بود همچنین در میان تجهیزات دوار بیشترین تخریب اکسرژی متعلق به کمپرسور K-101 می‌باشد که نتایج نشان می‌دهد با افزایش راندمان این تجهیز، میزان تخریب اکسرژی کاهش و بازده اکسرژی افزایش می‌یابد. از جانبی دیگر ارتقای عملکردی در کمپرسور باعث کاهش تخریب اکسرژی چشمگیرتری خواهد بود؛ که نشان‌دهنده اولویت اصلی بودن این تجهیز، جهت جهت بهره‌وری بهتر از انرژی است.

فهرست علائم :

فهرست اصطلاحات	
نرخ اگزرژی (kW)	$\dot{E}x$
اکسرژی شیمیایی استاندارد	e_i^0
نرخ جریان جرمی (KJ/Kg)	$\dot{m}$
انرژی مخصوص (kJ/kgmol)	e
اگزرژی (کیلوژول)	E
انرژی آزاد گیبس(kJ/kgmol)	Gi
آنتالپی مخصوص(kJ/kg)	h
گرما	Q
دما	T
کار (کیلووات)	W
آنتروپی (kJ/K)	s
بازده اکسرژی	ε

اندیس		اختصارات	
تخریب اکسرژی	D		
محصول	P	مبدل حرارتی	Heat Exchanger
سوخت	F	اواپراتور	Evaporator
حالت مرده	0	کندانسور	Condenser
ورودی	in	کمپرسور	Compressor
خروجی	out	پمپ	Pump
پتانسیل	po		
فیزیکی	ph		
شیمیایی	ch		
جنبشی	ke		
کلی	tot		
سوخت	F		
محصول	P		
اگزرژی	ex		

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08]
[DOR: 20.1001.1.20089813.1401.9.3.4.9]

مراجع

[1] D. Fischer and H. Madani, "On heat pumps in smart grids: A review," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 70, pp. 342-357, 2017.

[2] M. Narodoslawsky, F. Windisch, and F. Moser, "New compression heat pump media for medium and high temperature application," *Heat Recovery Systems and CHP*, vol. 8, no. 1, pp. 23-31, 1988.

[3] O. Ozyurt, O. Comakli, M. Yilmaz, and S. Karslı, "Heat pump use in milk pasteurization: an energy analysis," *International Journal of Energy Research*, vol. 28, no. 9, pp. 833-846, 2004.

[4] C. A. Cruickshank and S. J. Harrison, "Characterization of a thermosyphon heat exchanger for solar domestic hot water systems," 2009.

[5] R. Morgan, "Solar assisted heat pump," *Solar Energy*, vol. 28, no. 2, pp. 129-135, 1982.

[6] M. Eisa, "Applications of heat pumps in chemical processing," *Energy conversion and management*, vol. 37, no. 3, pp. 369-377, 1996.

[7] M. Jradi and S. Riffat, "Medium temperature concentrators for solar thermal applications," *International Journal of Low-Carbon Technologies*, vol. 9, no. 3, pp. 214-224, 2014.

[8] D. Xu and M. Qu, "Compound parabolic concentrators in solar thermal applications: a review," *Energy Sustainability*, vol. 55515, p. V001T01A013, 2013.

[9] H. Ansarinasab and M. Mehrpooya, "Evaluation of novel process configurations for coproduction of LNG and NGL using advanced exergoeconomic analysis," *Applied Thermal Engineering*, vol. 115, pp. 885-898, 2017.

[10] C. Zhu, S. Yan, X. Dong, W. Zhang, B. Huang, and Y. Cui, "Exergy Analysis of Phase-Change Heat-Storage Coupled Solar Heat Pump Heating System," *Materials*, vol. 14, no. 19, p. 5552, 2021. [Online]. Available: https://www.mdpi.com/1996-1944/14/19/5552.

[11] Q. Qin and L. Tang, "Exergy analysis of a thermostatic heat pump drying system with adjustable bypass air ratios," *International Journal of Exergy*, vol. 35, no. 1, pp. 155-171, 2021, doi: 10.1504/ijex.2021.115092.

[12] L. Hua and R. Wang, "An exergy analysis and parameter optimization of solid desiccant heat pumps recovering the condensation heat for desiccant regeneration and heat transfer enhancement," *Energy*, vol. 238, p. 121811, 2022/01/01/ 2022, doi: https://doi.org/10.1016/j.energy.2021.121811.

[13] P. Poredoš, B. Vidrih, and A. Poredoš, "Performance and Exergy Analyses of a Solar Assisted Heat Pump with Seasonal Heat Storage and Grey Water Heat Recovery Unit," *Entropy*, vol. 23, no. 1, p. 47, 2021. [Online]. Available: https://www.mdpi.com/1099-4300/23/1/47.

[14] D. Wu, J. Jiang, B. Hu, and R. Wang, "Experimental investigation on the performance of a very high temperature heat pump with water refrigerant," *Energy*, vol. 190, p. 116427, 2020.

[15] S. Chaturvedi, Y. Chiang, and A. Roberts Jr, "Analysis of two-phase flow solar collectors with application to heat pumps," 1982.

[16] Y. A. Cengel, M. A. Boles, and M. Kanoglu, *Thermodynamics: an engineering approach*. McGraw-hill New York, 2019.

[17] J. Ji *et al.*, "Experimental study of photovoltaic solar assisted heat pump system," *Solar energy*, vol. 82, no. 1, pp. 43-52, 2008.

[18] A. M. Omer, "Energy, environment and sustainable development," *Renewable and sustainable energy reviews*, vol. 12, no. 9, pp. 2265-2300, 2008.

[19] I. Dincer and M. A. Rosen, *Exergy: energy, environment and sustainable development*. Newnes, 2020.

[20] D. Y. Goswami, *The CRC handbook of mechanical engineering*. CRC press, 2004.

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1401.9.3.4.9]

[21] K. G. MOFRAD, S. ZANDİ, G. SALEHİ, and M. H. K. MANESH, "Comparative 4E and advanced exergy analyses and multi-objective optimization of refrigeration cycles with a heat recovery system," *International Journal of Thermodynamics*, vol. 23, no. 3, pp. 197-214, 2020.

[22] Y. A. Cengel, M. A. Boles, and M. Kanoğlu, *Thermodynamics: an engineering approach*. McGraw-hill New York, 2011.

[23] J. Stark, "Fundamentals of classical thermodynamics (van wylen, gordon j.; sonntag, richard e.)," ed: ACS Publications, 1966.

[24] I. Granet, J. L. Alvarado, and M. Bluestein, *Thermodynamics and heat power*. CRC Press, 2020.

[25] A. Bejan, *Convection heat transfer*. John wiley & sons, 2013.

[26] R. E. Sonntag, C. Borgnakke, G. J. Van Wylen, and S. Van Wyk, *Fundamentals of thermodynamics*. Wiley New York, 2020.

[27] I. Dincer, M. Hussain, and I. J. E. P. Al-Zaharnah, "Energy and exergy use in public and private sector of Saudi Arabia," vol. 32, no. 14, pp. 1615-1624, 2004.

[28] I. Dincer and M. A. J. A. e. Rosen, E. Science, Ed. *Exergy. Energy, Environment and Sustainable Development*, -Elsevier Science ed. Elsevier Science, 2020, p. 698.

[29] I. Dincer and M. A. Rosen, *Thermal energy storage systems and applications*. John Wiley & Sons, 2021.

[30] M. Khoshgoftar Manesh, M. Amidpour, and M. J. I. j. o. e. r. Hamedi, "Optimization of the coupling of pressurized water nuclear reactors and multistage flash desalination plant by evolutionary algorithms and thermoeconomic method," vol. 33, no. 1, pp. 77-99, 2009.

[31] A. m. official. https://www.ahvaz.ir/ (accessed.

[32] D. Safarvand, M. Aliazdeh, M. Samipour Giri, and M. J. A. P. J. o. C. E. Jafarnejad, "Exergy analysis of NGL recovery plant using a hybrid ACOR- BP neural network modeling: a case study," vol. 10, no. 1, pp. 133-153, 2015.

[33] B. Ghorbani, M.-H. Hamedi, and M. J. G. P. J. Amidpour, "Exergoeconomic evaluation of an integrated nitrogen rejection unit with LNG and NGL Co-Production processes based on the MFC and absorbtion refrigeration systems," vol. 4, no. 1, pp. 1-28, 2016.

[34] B. Ghorbani, M.-H. Hamedi, M. J. J. o. N. G. S. Amidpour, and Engineering, "Development and optimization of an integrated process configuration for natural gas liquefaction (LNG) and natural gas liquids (NGL) recovery with a nitrogen rejection unit (NRU)," vol. 34, pp. 590-603, 2016.

[35] H. Ansarinasab, M. Mehrpooya, and M. M. J. C. Parivazh, "Evaluation of the cryogenic helium recovery process from natural gas based on flash separation by advanced exergy cost method–Linde modified process," vol. 87, pp. 1-11, 2017.

[36] H. Ansarinasab, M. Mehrpooya, and A. J. J. o. c. p. Mohammadi, "Advanced exergy and exergoeconomic analyses of a hydrogen liquefaction plant equipped with mixed refrigerant system," vol. 144, pp. 248-259, 2017.

[37] H. Esen, M. Inalli, M. Esen, K. J. B. Pihtili, and environment, "Energy and exergy analysis of a ground-coupled heat pump system with two horizontal ground heat exchangers," vol. 42, no. 10, pp. 3606-3615, 2007.

[38] S. Anvari, R. K. Saray, and K. J. A. T. E. Bahlouli, "Employing a new optimization strategy based on advanced exergy concept for improvement of a tri-generation system," vol. 113, pp. 1452-1463, 2017.

[39] S. Anvari, H. Taghavifar, A. J. E. C. Parvishi, and Management, "Thermo-economical consideration of Regenerative organic Rankine cycle coupling with the absorption chiller systems incorporated in the trigeneration system," vol. 148, pp. 317-329, 2017.

[40] H. Nami, A. Nemati, and F. J. J. A. T. E. Fard, "Conventional and advanced exergy analyses of a geothermal driven dual fluid organic Rankine cycle (ORC)," vol. 122, pp. 59-70, 2017.

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1401.9.3.4.9]

[41] J. Szargut, D. R. Morris, and F. R. Steward, "Exergy analysis of thermal, chemical, and metallurgical processes," 1987.

[42] I. Dincer and Y. A. Cengel, "Energy, entropy and exergy concepts and their roles in thermal engineering," *Entropy*, vol. 3, no. 3, pp. 116-149, 2001.

[43] T. J. Kotas, *The exergy method of thermal plant analysis*. Elsevier, 2013.

[44] M. Mehrpooya and A. J. E. Shafaei, "Advanced exergy analysis of novel flash based Helium recovery from natural gas processes," vol. 114, pp. 64-83, 2016.

[45] A. Vatani, M. Mehrpooya, A. J. E. c. Palizdar, and management, "Advanced exergetic analysis of five natural gas liquefaction processes," vol. 78, pp. 720-737, 2014.

[46] B. Ghorbani, G. Salehi, H. Ghaemmaleki, M. Amidpour, M. J. J. o. N. G. S. Hamedi, and Engineering, "Simulation and optimization of refrigeration cycle in NGL recovery plants with exergy-pinch analysis," vol. 7, pp. 35-43, 2012.

[47] B. Ghorbani, R. Shirmohammadi, and M. J. A. T. E. Mehrpooya, "A novel energy efficient LNG/NGL recovery process using absorption and mixed refrigerant refrigeration cycles–Economic and exergy analyses," vol. 132, pp. 283-295, 2018.

[48] M. Mehrpooya, R. Lazemzade, M. S. Sadaghiani, H. J. E. C. Parishani, and Management, "Energy and advanced exergy analysis of an existing hydrocarbon recovery process," vol. 123, pp. 523-534, 2016.

[49] S. Kelly, "Energy systems improvement based on endogenous and exogenous exergy destruction," 2008.

[50] M. Tan and A. Keçebaş, "Thermodynamic and economic evaluations of a geothermal district heating system using advanced exergy-based methods," *Energy conversion and management*, vol. 77, pp. 504-513, 2014.

[51] C. Heat, "Power: Evaluating the benefits of greater global investment–IEA," ed: Paris, 2008.

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1401.9.3.4.9]

چکیده انگلیسی

Numerical analysis of energy and exergy of high temperature heat pump system with solar collector

Habib Shoeibi[1], Mehdi Mehrpooya[2,5,*], Ehsanolah Assaerh[3], Mohsen Izadi[4,7], Fathollah Pourfayaz[4,6]

[1] Ph.D. Student, Department of Mechanical Engineering, Dezful Branch, Islamic Azad University, Dezful, Iran
[2] Prof., Department of Mechanical Engineering, Dezful Branch, Islamic Azad University, Dezful, Iran
[3]Assis. Prof., Department of Mechanical Engineering, Dezful Branch, Islamic Azad University, Dezful, Iran
[4]Assoc. Prof., Department of Mechanical Engineering, Dezful Branch, Islamic Azad University, Dezful, Iran
[5] Prof., Renewable Energies and Environment Department, Faculty of New Sciences and Technologies, Tehran University, Tehran, Iran,
[6]Assoc. Prof., Renewable Energies and Environment Department, Faculty of New Sciences and Technologies, Tehran University, Tehran, Iran,
[7]Assoc. Prof.,Mechanical Engineering Dept, Faculty of Engineering, Lorestan University, Khorramabad, Iran

Received: 2022.07.05 Accepted: 2022.08.30

Abstract

In this paper, the thermodynamic performance of a solar assisted high temperature heat pump with water heating application is investigated. The comprehensive simulation and analysis of energy and exergy was done by Haysis and MATLAB software. These analyzes produce some convincing results due to the use of environmentally friendly and environmentally friendly energy sources. Thermodynamic analysis in thermal energy systems is very important due to the identification of high-consumption equipment and determining the location and level of inefficiency of the system equipment. According to the results of the system energy, among the equipment of the P100 pump system and the HX1 heat exchanger, it has the lowest and the highest energy consumption, respectively. 2.09 and 22669.11 kW. Also, the exergy analysis shows that the highest amount of exergy of currents with 367092 kW is related to the input flow of the tank and the highest exergy destruction of the equipment is 15563 kW related to the solar collector. This exergy destruction for the solar collector with temperature changes throughout the year with the lowest destruction in July at the rate of 14342 kW and the highest exergy destruction of 15678 kW is related to the month of June. Among the rotating equipment, the most exergy destruction is related to the k101 compressor of the water heat transfer cycle.

Key words: solar energy, Solar energy, solar collector, Thermodynamic analysis, high temperature heat pump.

*corresponding author: mmhrpuya@gmail.com

Cite this article as: Habib Shoeibi, Mehdi Mehrpooya, Ehsanolah Assaerh, Mohsen Izadi, Fathollah Pourfayaz.. Numerical analysis of energy and exergy of high temperature heat pump system with solar collector. Journal of Energy Conversion, 2022, 9(3), 63-81. DOR**: 20.1001.1.20089813.1401.9.3.4.9**

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1401.9.3.4.9]