

تحلیل جامع اگزرژی یک پمپ حرارتی زمین گرمایی دما پایین برای استفاده در شرایط اقلیمی رامسر

سید مهدی منصف راد^{۱*}، کارشناس ارشد، کوروش جواهرده^۲، استادیار

^۱ دانشکده مکانیک - دانشگاه گیلان - رشت - ایران

smehmr@gmail.com

^۲ دانشکده مکانیک - دانشگاه گیلان - رشت - ایران

Javaherdeh@Guilan.ac.ir

ارسال مقاله: ۹۰/۳/۱۷ اصلاحیه: ۹۰/۹/۱۳

پذیرش مقاله: ۹۰/۱۲/۱۱

چکیده: این مقاله، یک تحلیل جامع اگزرژی از اجزا و همچنین کل سیستم یک پمپ حرارتی پیشنهادی در شهرستان رامسر با استفاده از منبع آبی سطحی دمای پایین زمین گرمایی ارائه می‌دهد. فرمول‌های تحلیلی برای اتلاف اگزرژی، بازدهی اگزرژی، نسبت اتلاف اگزرژی، ضریب اتلاف اگزرژی و درجه کمال ترمودینامیکی برای تمامی اجزای پمپ حرارتی و کل سیستم ارائه شده است. این تحلیل در هر دو حالت گرمایش و سرمایش انجام شده است. نتایج نشان می‌دهد که برای تحلیل کامل اگزرژی یک پمپ حرارتی، باید تمامی این شاخص‌ها با هم مورد بررسی و توجه قرار گیرند. همچنین در نتایج نهایی، بیشترین اتلاف اگزرژی، ضریب اتلاف اگزرژی و نسبت اتلاف اگزرژی متعلق به کمپرسور می‌باشد، در حالیکه کمترین بازدهی اگزرژی و درجه کمال ترمودینامیکی نیز متعلق به همین جزء است؛ بنابراین مهم‌ترین جزء سیستم که بهبود آن باید مورد توجه قرار گیرد، کمپرسور است. همچنین نتایج نشان‌دهنده این نکته هستند که فن کویل، مبدل حرارتی زمین گرمایی و کندانسور (در حالت سرمایش) دیگر اجزائی هستند که می‌توان بهبود آن‌ها را مد نظر قرار داد. نتایج این بررسی می‌تواند برای طراحی و بهینه‌سازی یک پمپ حرارتی با استفاده از منابع موجود ذکر شده مورد استفاده قرار گیرد.

واژه‌های کلیدی: پمپ حرارتی زمین گرمایی، شاخص‌های اگزرژی، گرمایش، سرمایش، R-22.

۱. مقدمه

بازگشت‌ناپذیری سیستم را نیز به دست آورد. کاهش بازگشت‌ناپذیری به بهینه‌سازی ترمودینامیکی سیستم می‌انجامد [۶].

طی سال‌های اخیر، مطالعاتی در زمینه بررسی انرژی پمپ‌های حرارتی زمین‌گرمایی انجام شده است. هپاسلی و اکدمیر [۷]، تحلیل انرژی و انرژی یک پمپ حرارتی زمین‌گرمایی را انجام دادند. در این بررسی، ضریب عملکرد و بازدهی انرژی این پمپ حرارتی در حالت گرمایش به دست آمده است. ازگنر و همکاران [۸]، تحلیل انرژی دو پمپ حرارتی موجود در کشور ترکیه را مورد بررسی قرار دادند. در این بررسی، اتلاف انرژی اجزا و کارایی کلی دو پمپ حرارتی مورد بررسی قرار گرفت. لیلیا و اندر ازگنر [۹]، تحلیل انرژی کلی پمپ حرارتی زمین‌گرمایی را به همراه بررسی اقتصادی آن، مورد مطالعه قرار دادند. هپاسلی [۱۰]، معادلات موازنه جرم، انرژی، آنتروپی و انرژی پمپ حرارتی زمین‌گرمایی به دست آورد و این معادلات را برای به دست آوردن بازدهی انرژی کلی یک نوع خاص، مورد استفاده قرار داد.

موضوع مقاله حاضر، بررسی جامع انرژی یک پمپ حرارتی زمین‌گرمایی در هر دو حالت گرمایش و سرمایش است. تمامی فرآیندهای موجود در پمپ حرارتی مورد نظر به طور کامل بررسی شده و شاخص‌های مختلف انرژی در تمامی اجزا و کل سیستم، مورد تحلیل و محاسبه قرار گرفته است.

۲. تشریح فرآیندهای پمپ حرارتی زمین‌گرمایی

در صورتی که بخواهیم از دمای پایین‌تر از 6°C منابع زمین‌گرمایی برای گرمایش استفاده کنیم، بهترین راه، استفاده از پمپ‌های حرارتی است. یک پمپ حرارتی می‌تواند تهویه مطبوع سالانه یک محیط مسکونی، تجاری و... را با فراهم کردن گرمایش در زمستان و سرمایش در تابستان با استفاده از منبع دمای پایین فراهم کند.

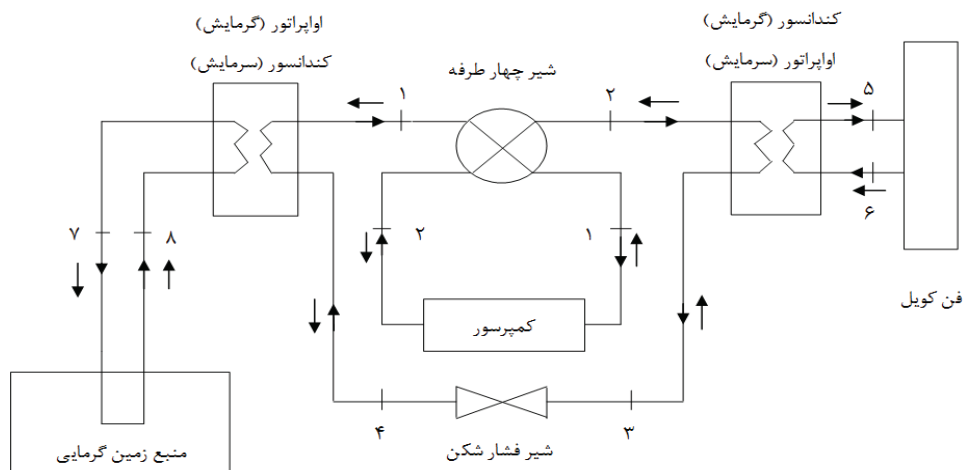
یک پمپ حرارتی زمین‌گرمایی، همان‌طور که در شکل (۱) نشان داده شده، از ۳ فرآیند اصلی تشکیل می‌شود: ۱. انتقال حرارت در مبدل حرارتی زمین‌گرمایی، اواپراتور و کندانسور ۲. تراکم در کمپرسور ۳. خفگی در شیر فشارشکن.

نیاز روزافزون بشر به انرژی و در نتیجه، افزایش استفاده از سوخت‌های فسیلی، باعث ایجاد مشکلات متعدد برای وی شده است. مسائل زیست‌محیطی و پایان‌پذیر بودن این منابع در آینده نزدیک، از جمله این مشکلات هستند. با توجه به این مسائل، نیازهایی برای استفاده از انرژی‌های پاک و با پایداری بیشتر احساس شده است. در نتیجه، جهت‌گیری گسترده‌ای برای استفاده از این نوع منابع با توجه به مسائل زیست‌محیطی به وجود آمد. انرژی‌های نو از جمله انرژی هسته‌ای، انرژی خورشیدی، انرژی بادی و انرژی‌های بازیافتی، از این دست منابع می‌باشند. یکی دیگر از منابعی که مدتی است مورد توجه قرار گرفته، استفاده از انرژی اعماق زمین و به عبارت دیگر، انرژی زمین‌گرمایی می‌باشد. استفاده از این انرژی پاک، پایدار و ارزان در بسیاری از کشورهای جهان در حال افزایش است [۱].

علی‌رغم رشد استفاده از این منابع در کشورهای مختلف و با وجود منابع زمین‌گرمایی متعدد در کشور ما، میزان بهره‌برداری از آن‌ها در سطح بسیار پایینی قرار دارد؛ برای مثال، در بسیاری از مناطق شمال کشور از جمله منطقه رامسر، منابع آب سطحی زمین‌گرمایی متعددی وجود دارد که استفاده از آن‌ها تنها برای مصارف طبی و تفریحی انجام می‌شود، در حالیکه در بسیاری از این منابع، حتی پساب اتلافی نیز به علت دارا بودن انرژی گرمایی قابل بهره‌برداری است.

طی دوره‌های اخیر، افزایش قابل توجهی در استفاده از تحلیل قانون دوم در طراحی سیستم‌های انرژی روی داده است [۲]. یک طراحی برطبق قانون اول ترمودینامیک، تنها موازنه انرژی سیستم را بررسی می‌کند، اما قانون دوم ترمودینامیک، دید مناسب‌تری برای بررسی کارایی سیستم ارائه می‌دهد. تحلیل انرژی، یک ابزار قدرتمند در طراحی، بهینه‌سازی و افزایش کارایی سیستم‌های انرژی است. این نوع تحلیل می‌تواند در شناخت منبع اصلی بازگشت‌ناپذیری و همچنین کاهش تولید آنتروپی در فرآیندهای مختلف، نقش بسیار مؤثری داشته باشد [۳ و ۴].

طبق مطالعات دینسر و روسن [۵]، تحلیل انرژی، یک روش ترمودینامیکی مؤثر برای به کار بردن توأمان معادلات بقای جرم و انرژی به همراه قانون دوم ترمودینامیک برای طراحی و تحلیل سیستم‌های گرمایشی می‌باشد، ضمن اینکه با استفاده از آن می‌توان میزان



شکل (۱): نمای شماتیک یک پمپ حرارتی زمین گرمایی [۷]

(فلشهای روی مسیر نشانگر گرمایش و خارج مسیر نشانگر سرمایش هستند.)

۳. معادلات و تحلیل‌های انرژی

شاخص‌های انرژی مهم برای سیستم‌های انرژی شامل پنج شاخص هستند. این شاخص‌ها عبارت‌اند از اتلاف انرژی^۱، نسبت اتلاف انرژی^۲، ضریب اتلاف انرژی^۳، بازدهی انرژی^۴ و درجه کمال ترمودینامیکی^۵ [۱۱-۱۷]. در ادامه به تعریف شاخص‌های فوق می‌پردازیم:

- اتلاف انرژی: این شاخص از تفاوت انرژی ورودی و خروجی یک جزء یا کل سیستم به دست می‌آید.
- نسبت اتلاف انرژی: این شاخص بیانگر نسبت انرژی از دست رفته یک جزء به انرژی ورودی است.
- ضریب اتلاف انرژی: این شاخص نشان‌دهنده نسبت اتلاف انرژی یک جزء به کل کار ورودی به سیستم است.
- بازدهی انرژی: بیانگر نسبت انرژی خروجی مطلوب به انرژی ورودی است.
- درجه کمال ترمودینامیکی: نشان‌دهنده نسبت انرژی خروجی به انرژی ورودی یک جزء یا کل سیستم است. این شاخص در واقع، میزان بازگشت‌ناپذیری فرآیند انرژی است. این شاخص هر چه به عدد ۱/۰۰ نزدیک‌تر باشد، نشان‌دهنده نزدیک‌تر بودن به فرآیند بازگشت‌پذیر خواهد بود.

۱.۲. چرخه گرمایش

در چرخه گرمایش، محلول آب و ضد یخ یا مبرد (که برای دریافت گرما از خاک در لوله‌ها جریان دارد) وارد پمپ حرارتی می‌شود. در برخی سیستم‌ها که از آب زیرزمینی یا چشمه آب گرم استفاده می‌کنند، این سیال وارد مبدل حرارتی زمین گرمایی می‌شود و در آنجا گرمای خود را به مبرد می‌دهد (مسیر ۷-۸).

در اوپراتور گرما باعث جوشش مبرد می‌شود و آن را به بخار دمای پایین تبدیل می‌کند. شیر بازگشت‌پذیر مبرد را در حالت بخار به کمپرسور هدایت می‌کند. سپس بخار، فشرده شده و حجم آن کاهش می‌یابد. این کاهش حجم، باعث افزایش دمای بخار مبرد می‌گردد. شیر بازگشت‌پذیر بعدی، گاز داغ را به کندانسور هدایت می‌کند. جایی که گرمای مبرد به آب یا هوا داده می‌شود تا با چرخش در طول سیستم مجراهای داخلی محیط، گرمایش مورد نیاز را تأمین کند. پس از آنکه مبرد، گرمای خود را در کندانسور از دست داد، وارد یک شیر فشار شکن می‌شود که در آن، فشار و دما به شدت افت می‌کند. پس از آن، مبرد دوباره وارد نخستین مبدل حرارتی می‌شود تا چرخه را دوباره آغاز کند (مسیر ۱-۲-۳-۴).

۲.۲. چرخه سرمایش

چرخه سرمایش در واقع معکوس چرخه گرمایش پمپ حرارتی است. در این حالت، جهت جریان مبرد با استفاده از یک شیر چهار طرفه تغییر می‌یابد. مبرد، گرما را از محیط داخلی دریافت، و آن را به اوپراتور منتقل می‌کند (مسیر ۵-۶). سپس گرما با طی کردن چرخه معکوس گرمایش، در کندانسور به بیرون انتقال می‌یابد.

1. Exergy loss
2. Exergy loss coefficient
3. Exergy loss ratio
4. Exergy efficiency
5. Thermodynamic perfect degree

۱.۳. بررسی شاخص های اگزرژی

که در آن، $\Delta \dot{E}x_{sys}$ نرخ اتلاف اگزرژی کل سیستم است. ضریب اتلاف اگزرژی نیز از معادله زیر به دست می آید:

$$\lambda = \frac{\Delta \dot{E}x}{\dot{W}_{tot,in}} \quad (۴)$$

که در آن $\Delta \dot{E}x_{sys}$ کل کار ورودی سیستم است.

درجه کمال ترمودینامیکی طی فرآیند از معادله زیر به دست می آید:

$$\varepsilon_{com} = \frac{\dot{E}x_{out}}{(\dot{E}x_{in} + \dot{W}_{in})} \quad (۵)$$

که در آن، $\dot{E}x_{in}$ و $\dot{E}x_{out}$ به ترتیب اگزرژی های ورودی و خروجی سیستم طی فرآیند را نشان می دهند. مقدار در فرآیند انتقال حرارت دارای مقدار صفر می باشد.

دیگر فرآیند مورد بررسی، فرآیند خفگی است که معادلات آن به شکل مشابه به دست می آید.

با توجه به معادلات فوق، شاخص های اگزرژی برای اجزا و کل سیستم پمپ حرارتی زمین گرمایی به دست می آید. معادلات به دست آمده در جدول های (۱) تا (۳) آمده است.

نرخ از دست رفتن یا اتلاف اگزرژی با معادله زیر داده می شود:

$$\Delta \dot{E}x = \sum \dot{E}x_{in} - \sum \dot{E}x_{out} - \dot{Q} \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) + \dot{W}_{in} \quad (۱)$$

که در آن $\sum \dot{E}x_{in}$ و $\sum \dot{E}x_{out}$ به ترتیب، مجموع نرخ اگزرژی ورودی و خروجی در فرآیند می باشند. بسته به اینکه جهت انتقال حرارت از یا به سیستم باشد \dot{Q} به ترتیب، مثبت یا منفی در نظر گرفته می شود. \dot{W}_{in} نیز نشانگر کار ورودی به فرآیند است. بازدهی اگزرژی طی انجام فرآیند مورد نظر با معادله زیر به دست می آید:

$$\eta = \frac{\dot{E}x_{des,out}}{\dot{E}x_{used}} \quad (۲)$$

که در آن $\dot{E}x_{des,out}$ اگزرژی خروجی مطلوب و $\dot{E}x_{used}$ اگزرژی مصرف شده در فرآیند (کار ورودی) است. مخرج کسر در فرآیند تراکم به شکل $\dot{W}_{com,in}$ در می آید که نشان دهنده کل کار ورودی به کمپرسور است.

نسبت اتلاف اگزرژی در فرآیند با معادله زیر داده می شود:

$$d = \frac{\Delta \dot{E}x}{\Delta \dot{E}x_{sys}} \quad (۳)$$

جدول (۱): نتایج تحلیل اگزرژی در اجزای پمپ حرارتی زمین گرمایی در حالت گرمایش

درجه کمال ترمودینامیکی	بازدهی اگزرژی	ضریب اتلاف اگزرژی	نسبت اتلاف اگزرژی	اتلاف اگزرژی	مبدل حرارتی زمین گرمایی
$d_{ghp} = \frac{(\dot{E}x_7 - \dot{E}x_8 - \dot{Q}_{ghp} \left(1 - \frac{T_0}{T_{gw}}\right))}{\dot{W}_{tot,in}}$	$\eta_{ghp} = \frac{(\dot{E}x_7 - \dot{E}x_8)}{\dot{Q}_{ghp} \left(1 - \frac{T_0}{T_{gw}}\right)}$	$\lambda_{ghp} = \frac{(\dot{E}x_7 - \dot{E}x_8 + \dot{Q}_{ghp} \left(1 - \frac{T_0}{T_{gw}}\right))}{\Delta \dot{E}x_{sys}}$	$d_{ghp} = \frac{(\dot{E}x_7 - \dot{E}x_8 + \dot{Q}_{ghp} \left(1 - \frac{T_0}{T_{gw}}\right))}{\dot{W}_{tot,in}}$	$\Delta \dot{E}x_{ghp} = (\dot{E}x_7 - \dot{E}x_8) + \dot{Q}_{ghp} \left(1 - \frac{T_0}{T_{gw}}\right)$	
$\varepsilon_{con} = \frac{(\dot{E}x_3 + \dot{E}x_5)}{(\dot{E}x_{2a} + \dot{E}x_6)}$	$\eta_{con} = \frac{(\dot{E}x_5 - \dot{E}x_6)}{(\dot{E}x_{2a} - \dot{E}x_3)}$	$\lambda_{con} = \frac{(\dot{E}x_{2a} + \dot{E}x_6 - (\dot{E}x_3 + \dot{E}x_5))}{\dot{W}_{tot,in}}$	$d_{con} = \frac{(\dot{E}x_{2a} + \dot{E}x_6 - (\dot{E}x_3 + \dot{E}x_5))}{\Delta \dot{E}x_{sys}}$	$\Delta \dot{E}x_{con} = \dot{E}x_{2a} + \dot{E}x_6 - (\dot{E}x_3 + \dot{E}x_5)$	کندا نسور
$\varepsilon_{com} = \frac{\dot{E}x_{2a}}{\dot{E}x_1 + \left(\frac{\dot{m}_r(h_{2a} - h_1)}{\eta_{com,m}\eta_{com,el}}\right)}$	$\eta_{com} = \frac{(\dot{E}x_1 - \dot{E}x_{2a})}{\left(\frac{\dot{m}_r(h_{2a} - h_1)}{\eta_{com,m}\eta_{com,el}}\right)}$	$\lambda_{com} = \frac{\dot{E}x_1 - \dot{E}x_{2a} + \left(\frac{\dot{m}_r(h_{2a} - h_1)}{\eta_{com,m}\eta_{com,el}}\right)}{\dot{W}_{tot,in}}$	$d_{com} = \frac{\dot{E}x_1 - \dot{E}x_{2a} + \left(\frac{\dot{m}_r(h_{2a} - h_1)}{\eta_{com,m}\eta_{com,el}}\right)}{\Delta \dot{E}x_{sys}}$	$\Delta \dot{E}x_{com} = \dot{E}x_1 - \dot{E}x_{2a} + \frac{\dot{m}_r(h_{2a} - h_1)}{\eta_{com,m}\eta_{com,el}}$	کمپرسور
$\varepsilon_{eva} = \frac{(\dot{E}x_1 + \dot{E}x_7)}{(\dot{E}x_4 + \dot{E}x_8)}$	$\eta_{eva} = \frac{(\dot{E}x_1 - \dot{E}x_4)}{(\dot{E}x_8 - \dot{E}x_7)}$	$\lambda_{eva} = \frac{(\dot{E}x_4 + \dot{E}x_8 - (\dot{E}x_1 + \dot{E}x_7))}{\dot{W}_{tot,in}}$	$d_{eva} = \frac{(\dot{E}x_4 + \dot{E}x_8 - (\dot{E}x_1 + \dot{E}x_7))}{\Delta \dot{E}x_{sys}}$	$\Delta \dot{E}x_{eva} = (\dot{E}x_4 + \dot{E}x_8) - (\dot{E}x_1 + \dot{E}x_7)$	اواپراتور
$\varepsilon_{fc} = \frac{(\dot{E}x_6 + \dot{Q}_{fc} \left(1 - \frac{T_0}{T_w}\right))}{\dot{E}x_5}$	$\eta_{fc} = \frac{\dot{Q}_{fc} \left(1 - \frac{T_0}{T_w}\right)}{(\dot{E}x_5 - \dot{E}x_6)}$	$d_{fc} = \frac{(\dot{E}x_5 - \dot{E}x_6 - \dot{Q}_{fc} \left(1 - \frac{T_0}{T_w}\right))}{\Delta \dot{E}x_{sys}}$	$\lambda_{fc} = \frac{(\dot{E}x_5 - \dot{E}x_6 - \dot{Q}_{fc} \left(1 - \frac{T_0}{T_w}\right))}{\dot{W}_{tot,in}}$	$\Delta \dot{E}x_{fc} = \dot{E}x_5 - \dot{E}x_6 - \dot{Q}_{fc} \left(1 - \frac{T_0}{T_w}\right)$	فن کویل
$\varepsilon_{exp} = \frac{\dot{E}x_4}{\dot{E}x_3}$	$\eta_{exp} = 0.00$	$d_{exp} = \frac{(\dot{E}x_3 - \dot{E}x_4)}{\Delta \dot{E}x_{sys}}$	$\lambda_{exp} = \frac{(\dot{E}x_3 - \dot{E}x_4)}{\dot{W}_{tot,in}}$	$\Delta \dot{E}x_{exp} = \dot{E}x_3 - \dot{E}x_4$	شیر فشار شکن

جدول (۲): نتایج تحلیل انرژی کلی پمپ حرارتی زمین گرمایی در حالت گرمایش

$\Delta \dot{E}x_{sys,tot} = \Delta \dot{E}x_{ghp} + \Delta \dot{E}x_{con} + \Delta \dot{E}x_{eva} + \Delta \dot{E}x_{fc} + \Delta \dot{E}x_{com} + \Delta \dot{E}x_{exp} + \Delta \dot{E}x_p + \Delta \dot{E}x_f$	اتلاف انرژی
$d_{sys,tot} = 1.00$	نسبت اتلاف انرژی
$\lambda_{sys,tot} = \frac{(\Delta \dot{E}x_{ghp} + \Delta \dot{E}x_{con} + \Delta \dot{E}x_{eva} + \Delta \dot{E}x_{fc} + \Delta \dot{E}x_{com} + \Delta \dot{E}x_{exp} + \Delta \dot{E}x_p + \Delta \dot{E}x_f)}{((\frac{\dot{m}_r(h_{2a}-h_1)}{\eta_{com,m}\eta_{com,el}}) + (\frac{V_p(\Sigma I_p)}{1000}) + \dot{W}_f)}$	ضریب اتلاف انرژی
$\eta_{sys} = \frac{(\dot{Q}_{fc}(1 - \frac{T_0}{T_w}) - \dot{Q}_{ghp}(1 - \frac{T_0}{T_{gw}}))}{\dot{W}_{tot,in}}$	بازدهی انرژی
$\epsilon_{sys} = \frac{\dot{Q}_{fc}(1 - \frac{T_0}{T_w})}{\dot{Q}_{ghp}(1 - \frac{T_0}{T_{gw}}) + ((\frac{\dot{m}_r(h_{2a}-h_1)}{\eta_{com,m}\eta_{com,el}}) + (\frac{V_p(\Sigma I_p)}{1000}) + \dot{W}_f)}$	درجه کمال ترمودینامیکی

می‌شود. جزئیات تجربی این پمپ حرارتی در برخی منابع آمده است [۱۸] و [۱۹]. دما و فشار حالت مرده در حالت‌های گرمایش و سرمایش در رامسر به ترتیب، 0°C و 25°C و فشار حالت مرده 100 kPa در نظر گرفته شده است. مبرد مورد استفاده نیز R-22 می‌باشد. شرایط و نتایج محاسبات اولیه و نتایج محاسبه شاخص‌های انرژی پمپ حرارتی زمین گرمایی در جدول‌های (۴) تا (۶) آمده است.

به شکل مشابه، معادلات کلی محاسبه شاخص‌های انرژی در پمپ حرارتی زمین گرمایی در حالت سرمایش نیز قابل محاسبه است.

۴. پمپ حرارتی مورد بررسی

پمپ حرارتی مورد بررسی در این مقاله، از آب گرم زمین گرمایی در دمای 30°C استفاده می‌کند. این منبع از چشمه آب گرم دما پایین که در شهرستان رامسر در سطح زمین در دسترس می‌باشد، تأمین

جدول (۳): نتایج تحلیل انرژی در اجزای پمپ حرارتی زمین گرمایی در حالت سرمایش

درجه کمال ترمودینامیکی	بازدهی انرژی	ضریب اتلاف انرژی	نسبت اتلاف انرژی	اتلاف انرژی	
$\epsilon_{ghp} = \frac{\dot{E}x_7}{(\dot{E}x_8 - \dot{Q}_{ghp}(1 - \frac{T_0}{T_{gw}}))}$	$\eta_{ghp} = \frac{(\dot{E}x_7 - \dot{E}x_8)}{-\dot{Q}_{ghp}(1 - \frac{T_0}{T_{gw}})}$	$\lambda_{ghp} = \frac{(\dot{E}x_7 - \dot{E}x_8 - \dot{Q}_{ghp}(1 - \frac{T_0}{T_{gw}}))}{\Delta \dot{E}x_{sys}}$	$d_{ghp} = \frac{(\dot{E}x_7 - \dot{E}x_8 - \dot{Q}_{ghp}(1 - \frac{T_0}{T_{gw}}))}{\dot{W}_{tot,in}}$	$\Delta \dot{E}x_{ghp} = (\dot{E}x_7 - \dot{E}x_8) - \dot{Q}_{ghp}(1 - \frac{T_0}{T_{gw}})$	مبدل حرارتی زمین گرمایی
$\epsilon_{con} = \frac{(\dot{E}x_4 + \dot{E}x_7)}{(\dot{E}x_{1a} + \dot{E}x_8)}$	$\eta_{con} = \frac{(\dot{E}x_7 - \dot{E}x_8)}{(\dot{E}x_4 - \dot{E}x_{1a})}$	$\lambda_{con} = \frac{(\dot{E}x_{1a} + \dot{E}x_8 - (\dot{E}x_4 + \dot{E}x_7))}{\dot{W}_{tot,in}}$	$d_{con} = \frac{(\dot{E}x_{1a} + \dot{E}x_8 - (\dot{E}x_4 + \dot{E}x_7))}{\Delta \dot{E}x_{sys}}$	$\Delta \dot{E}x_{con} = \dot{E}x_{1a} + \dot{E}x_8 - (\dot{E}x_4 + \dot{E}x_7)$	کندانسور
$\epsilon_{com} = \frac{\dot{E}x_{1a}}{\dot{E}x_2 + (\frac{\dot{m}_r(h_{1a}-h_2)}{\eta_{com,m}\eta_{com,el}})}$	$\eta_{com} = \frac{(\dot{E}x_2 - \dot{E}x_{1a})}{(\frac{\dot{m}_r(h_{1a}-h_2)}{\eta_{com,m}\eta_{com,el}})}$	$\lambda_{com} = \frac{\dot{E}x_2 - \dot{E}x_{1a} + (\frac{\dot{m}_r(h_{1a}-h_2)}{\eta_{com,m}\eta_{com,el}})}{\dot{W}_{tot,in}}$	$d_{com} = \frac{\dot{E}x_2 - \dot{E}x_{1a} + (\frac{\dot{m}_r(h_{1a}-h_2)}{\eta_{com,m}\eta_{com,el}})}{\Delta \dot{E}x_{sys}}$	$\Delta \dot{E}x_{com} = \dot{E}x_2 - \dot{E}x_{1a} + \frac{\dot{m}_r(h_{1a}-h_2)}{\eta_{com,m}\eta_{com,el}}$	کمپرسور
$\epsilon_{eva} = \frac{(\dot{E}x_2 + \dot{E}x_5)}{(\dot{E}x_3 + \dot{E}x_6)}$	$\eta_{eva} = \frac{(\dot{E}x_2 - \dot{E}x_3)}{(\dot{E}x_5 - \dot{E}x_6)}$	$\lambda_{eva} = \frac{(\dot{E}x_6 + \dot{E}x_3 - (\dot{E}x_2 + \dot{E}x_5))}{\dot{W}_{tot,in}}$	$d_{eva} = \frac{(\dot{E}x_6 + \dot{E}x_3 - (\dot{E}x_2 + \dot{E}x_5))}{\Delta \dot{E}x_{sys}}$	$\Delta \dot{E}x_{eva} = (\dot{E}x_3 + \dot{E}x_6) - (\dot{E}x_2 + \dot{E}x_5)$	اواپراتور
$\epsilon_{fc} = \frac{(\dot{E}x_6 - \dot{Q}_{fc}(1 - \frac{T_0}{T_w}))}{\dot{E}x_5}$	$\eta_{fc} = \frac{-\dot{Q}_{fc}(1 - \frac{T_0}{T_w})}{(\dot{E}x_5 - \dot{E}x_6)}$	$\lambda_{fc} = \frac{(\dot{E}x_5 - \dot{E}x_6 + \dot{Q}_{fc}(1 - \frac{T_0}{T_w}))}{\dot{W}_{tot,in}}$	$d_{fc} = \frac{(\dot{E}x_5 - \dot{E}x_6 + \dot{Q}_{fc}(1 - \frac{T_0}{T_w}))}{\Delta \dot{E}x_{sys}}$	$\Delta \dot{E}x_{fc} = \dot{E}x_5 - \dot{E}x_6 + \dot{Q}_{fc}(1 - \frac{T_0}{T_w})$	فن کویل
$\epsilon_{exp} = \frac{\dot{E}x_3}{\dot{E}x_4}$	$\eta_{exp} = 0.00$	$\lambda_{exp} = \frac{(\dot{E}x_4 - \dot{E}x_3)}{\dot{W}_{tot,in}}$	$d_{exp} = \frac{(\dot{E}x_4 - \dot{E}x_3)}{\Delta \dot{E}x_{sys}}$	$\Delta \dot{E}x_{exp} = \dot{E}x_4 - \dot{E}x_3$	شیر فشار شکن

۵. بحث

اتلاف آگزرژی، میزان هدررفت آگزرژی موجود را نشان می‌دهد. سیستم پمپ حرارتی بر روی مقدار مصرف آگزرژی دست یافت. در این شاخص، مقداری مطلق است که نمی‌توان از آن برای محاسبه کارایی مصرف آگزرژی اجزا یا فرآیندهای مختلف انرژی بهره گرفت. بازدهی آگزرژی، اثر اجزا و کل سیستم پمپ حرارتی زمین گرمایی را نشان می‌دهد و با استفاده از آن می‌توان به تأثیر بهبود کارایی اجزا و کل

سیستم پمپ حرارتی بر روی مقدار مصرف آگزرژی دست یافت. در عین حال، این شاخص نمی‌تواند نسبت میان اجزا و کل سیستم پمپ حرارتی زمین گرمایی در اتلاف آگزرژی را نشان دهد، پس با استفاده از آن نمی‌توان دریافت که کدام جزء در سیستم پمپ حرارتی زمین گرمایی مصرف آگزرژی کمتری دارد. نسبت اتلاف آگزرژی

جدول (۴): شرایط و نتایج محاسبات اولیه اجزا و کل سیستم پمپ حرارتی زمین گرمایی

موقعیت	آگزرژی ویژه (kW/kg)	نرخ جریان جرم (kg/s)	آنتروپی (kJ/kgK)	آنتالپی (kJ/kgK)	فشار (MPa)	سیال	دما °C	موقعیت
گرمایش								
۱	۴۹/۶۹۹	۰/۰۳۷۲	۱/۷۵۹۸	۴۱۷/۷	۰/۷۶	R-22	۲۴	۱
S۲	۷۴/۳۹۹	۰/۰۳۷۲	۱/۷۵۹۸	۴۴۲/۴	۱/۹۴	R-22	۷۵	S۲
a۲	۷۳/۰۷۴	۰/۰۳۷۲	۱/۷۸۷	۴۴۸/۵	۱/۹۴	R-22	۸۳/۲۷	a۲
۳	۴۵/۰۱۷	۰/۰۳۷۲	۱/۱۹۶	۲۵۹/۱	۱/۹۴	R-22	۴۷	۳
۴	۴۲/۲۸۷	۰/۰۳۷۲	۱/۲۰۶	۲۵۹/۱	۰/۷۶	R-22	۱۳/۸	۴
۵	۱۴/۰۸۴	۰/۳۰۱۲	۰/۶۳۸۷	۱۸۸/۴۵		آب	۴۵	۵
۶	۱۰/۹۷۸	۰/۳۰۱۲	۰/۵۶۴۴	۱۶۵/۰۶		آب	۳۹/۴	۶
۷	۴/۰۸۶	۰/۳۰۱۲	۰/۳۴۴۷	۹۸/۱۹		آب	۲۳/۴	۷
۸	۵/۵۲۹	۰/۳۰۱۲	۰/۴۰۲۲	۱۱۵/۳۳		آب	۲۷/۵	۸
سرمايش								
a۱	۷۹/۸۷	۰/۰۳۷۲	۱/۷۶۴	۴۴۳/۶۱	۱/۹۴	R-22	۷۶/۳۸	a۱
S۱	۷۹/۱۴۶	۰/۰۳۷۲	۱/۷۴۲	۴۳۶/۳۳	۱/۹۴	R-22	۶۸/۵۷	S۱
۲	۵۰/۰۱۶	۰/۰۳۷۲	۱/۷۴۲	۴۰۷/۲	۰/۶	R-22	۵/۸۶	۲
۳	۵۹/۹۹۲	۰/۰۳۷۲	۱/۲۲۵	۲۶۳/۱۱	۰/۶	R-22	۵/۸۶	۳
۴	۶۵/۳۵۶	۰/۰۳۷۲	۱/۲۰۷	۲۶۳/۱۱	۱/۹۴	R-22	۴۹/۹۳	۴
۵	۱/۵۹۷۲	۰/۳۰۱۲	۰/۱۵۱	۴۲		آب	۱۰	۵
۶	۰/۶۸۴۲	۰/۳۰۱۲	۰/۲۲۴۵	۶۲/۹۹		آب	۱۵	۶
۷	۱/۵۶۰۲	۰/۳۰۱۲	۰/۵۷۲۵	۱۶۷/۵۷		آب	۴۰	۷
۸	۰/۶۹۵۸	۰/۳۰۱۲	۰/۵۰۵۳	۱۴۶/۶۸		آب	۳۵	۸

جدول (۵): نتایج محاسبه شاخص‌های انرژی برای پمپ حرارتی زمین‌گرمایی در حالت گرمایش

جزء / سیستم	اتلاف انرژی (kW)	نسبت اتلاف انرژی	ضریب اتلاف انرژی	بازدهی انرژی	درجه کمال ترمودینامیکی
کمپرسور	۱/۴۰۴	۰/۴۷۵۴	۰/۴۶۸	۰/۳۸۲۳	۰/۶۵۹۴
کندانسور	۰/۱۰۸	۰/۰۳۶۵۷	۰/۰۳۶	۰/۸۹۶۵	۰/۹۸۲۱
اوپراتور	۰/۱۵۸	۰/۰۵۳۴۹	۰/۰۵۲۷	۰/۶۳۵۹	۰/۹۵۱۲
شیرفشارشکن	۰/۱۰۱	۰/۰۳۴۲	۰/۰۳۳۷	۰/۰	۰/۹۳۹۷
مبدل حرارتی	۰/۰۷۷	۰/۰۲۶	۰/۰۲۵۷	۰/۸۴۹۳	۰/۷۲۱۶
زمین گرمایی	۰/۳۷۹۶	۰/۱۲۸۵	۰/۱۲۶۶	۰/۵۹۳۶	۰/۹۶۲۷
فن کویل	۲/۹۵۳۶	۱/۰۰	۰/۹۸۶۲	۰/۰۱۴۶۷	۰/۱۵۸۱
کل سیستم					

است. مطلب گفته شده در مورد شاخص‌های نسبت اتلاف انرژی و ضریب اتلاف انرژی نیز صادق است. همچنین شاخص‌های بازدهی انرژی و درجه کمال ترمودینامیکی کمپرسور نسبت به سایر اجزا، در پایین‌ترین مقدار قرار می‌گیرد.

پس از کمپرسور، بیشترین میزان شاخص‌های اتلاف انرژی، نسبت اتلاف انرژی و ضریب اتلاف انرژی و همچنین کمترین مقدار شاخص بازدهی انرژی در فن کویل به دست آمده است.

با توجه به جدول (۶)، در حالت سرمایه‌گذاری نخستین جزئی که نیاز به بررسی دقیق‌تر دارد، کمپرسور است. سه شاخص اتلاف انرژی، نسبت اتلاف انرژی و ضریب اتلاف انرژی در این جزء بیشترین مقادیر را دارند. همچنین، کمترین مقدار درجه کمال ترمودینامیکی نیز در این جزء به دست آمده و شاخص

کارایی کلی سیستم است. ضریب اتلاف انرژی، نسبت اتلاف انرژی یک جزء به مصرف انرژی کل سیستم است که پمپ حرارتی زمین‌گرمایی را از لحاظ مقداری، مورد بررسی قرار می‌دهد.

درجه کمال ترمودینامیکی نیز میزان بازگشت‌ناپذیری فرآیند را ارزیابی می‌کند؛ بنابراین پنج شاخص انرژی در واقع مکمل یکدیگرند و برای یک تحلیل جامع انرژی باید از تمامی آن‌ها در کنار هم بهره گرفت.

در میان شاخص‌های انرژی گفته شده، مقدار کمتر شاخص‌های اتلاف انرژی، نسبت اتلاف انرژی و ضریب اتلاف انرژی و همچنین، مقدار بیشتر شاخص‌های بازدهی انرژی و درجه کمال ترمودینامیکی برای افزایش کارایی کلی سیستم مطلوب است.

با توجه به جدول (۵) در حالت گرمایش، شاخص اتلاف انرژی در کمپرسور با فاصله زیاد نسبت به سایر اجزا، دارای بالاترین مقدار

جدول (۶): نتایج محاسبه شاخص‌های انرژی برای پمپ حرارتی زمین‌گرمایی در حالت سرمایه‌گذاری

جزء / سیستم	اتلاف انرژی (kW)	نسبت اتلاف انرژی	ضریب اتلاف انرژی	بازدهی انرژی	درجه کمال ترمودینامیکی
کمپرسور	۱/۵۸	۰/۴۹	۰/۴۹۸	۰/۴۱۳۸	۰/۶۵۳۶
کندانسور	۰/۳۹۳	۰/۰۸۲	۰/۰۸۳	۰/۴۶	۰/۷۶۷۷
اوپراتور	۰/۰۹۶	۰/۰۲۷۸	۰/۰۲۸۱	۰/۷۴۳	۰/۹۶۳۸
شیرفشارشکن	۰/۱۹۹	۰/۰۵۷۸	۰/۰۵۸۳	۰/۰	۰/۹۱۷۸
مبدل حرارتی	۰/۱۵۶	۰/۰۵۶۷	۰/۰۵۱۳	۰/۳۹۹۲	۰/۶۶۷۴
زمین گرمایی	۰/۱۴۵	۰/۰۷۱۳	۰/۰۷۱۶	۰/۴۷۲۲	۰/۶۹۸۵
فن کویل	۳/۴۰۲	۱/۰۰	۰/۹۸۹	۰/۰۱۰۷	۰/۰۳۹۱
کل سیستم					

در مورد مهم‌ترین جزء سیستم پمپ حرارتی زمین‌گرمایی یعنی کمپرسور که بهبود آن برای افزایش کارایی سیستم در اولویت قرار دارد، باید مسائل زیر را مورد توجه قرار داد. از آنجا که قدرت کمپرسور کاملاً به فشار ورودی و خروجی آن بستگی دارد، هرگونه بهبود مبدل حرارتی که اختلاف دما را کاهش دهد، منجر به کاهش اختلاف دمای اواپراتور و کندانسور شده و در نتیجه، قدرت ورودی کمپرسور کاهش خواهد یافت؛ گرچه بهبود کمپرسور به طور فیزیکی نیز می‌تواند مورد توجه قرار گیرد. طی دوره‌های اخیر، روش‌های جدیدی برای بهبود موتورها، شیرها، روغن‌کاری داخلی و در نتیجه، تأثیر آن بر روی بهبود کلی کمپرسور یافت شده است [۲۰].

۶. نتیجه‌گیری

در این مقاله، تحلیل جامع آگزرژی یک پمپ حرارتی زمین‌گرمایی که با استفاده از منبع آبی سطحی دما پائین کار می‌کند، در شرایط اقلیمی رامسر مورد بررسی قرار گرفت. برای یک تحلیل جامع آگزرژی، پنج شاخص مختلف تعریف شد. این شاخص‌ها عبارت‌اند از: اتلاف آگزرژی، نسبت اتلاف آگزرژی، ضریب اتلاف آگزرژی، بازدهی آگزرژی و درجه کمال ترمودینامیکی. مقدار کمتر سه شاخص نخست و مقدار بالاتر دو شاخص پایانی، برای افزایش کارایی کلی پمپ حرارتی زمین‌گرمایی مطلوب است. برای افزایش کارایی کلی سیستم، نیاز به شناسایی اولویت بهبود در اجزای آن داریم که با استفاده از محاسبه شاخص‌های گفته شده در اجزای سیستم به آن دست یافتیم. با توجه به نتایج محاسبات انجام شده، اولویت اول در بهبود کلی سیستم، در هر دو حالت گرمایش و سرمایش، کمپرسور به دست آمد. پس از کمپرسور نیز اجزائی همچون فن کویل (حالت گرمایش) و مبدل حرارتی زمین‌گرمایی و کندانسور (در حالت سرمایش) در اولویت بهبود قرار می‌گیرند.

بازدهی آگزرژی آن نیز به طور نسبی در رده مقادیر کم قرار می‌گیرد؛ بنابراین، همچون حالت گرمایش، نخستین جزئی که لازم است بهبود آن برای افزایش کارایی کل سیستم مورد توجه قرار گیرد، کمپرسور است.

با توجه به جدول (۶) در حالت سرمایش، پس از کمپرسور بالاترین مقادیر مربوط به سه شاخص اول (اتلاف آگزرژی، نسبت اتلاف آگزرژی و ضریب اتلاف آگزرژی) مربوط به کندانسور است، در حالی که شاخص‌های درجه کمال ترمودینامیکی و راندمان آگزرژی مربوط به این جزء به طور نسبی در رده مقادیر متوسط قرار می‌گیرند.

همچنین دو شاخص بازدهی آگزرژی و درجه کمال ترمودینامیکی در مبدل حرارتی زمین‌گرمایی، دارای کمترین مقادیر هستند و سه شاخص نخستین (اتلاف آگزرژی، نسبت اتلاف آگزرژی و ضریب اتلاف آگزرژی) در این جزء به طور نسبی در رده مقادیر متوسط قرار می‌گیرند. با توجه به موارد فوق، می‌توان نتیجه گرفت که در هر دو حالت سرمایش و گرمایش، مهم‌ترین جزئی که بهبود آن باید برای افزایش کارایی کلی پمپ حرارتی زمین‌گرمایی مورد توجه قرار گیرد، کمپرسور است. پس از کمپرسور نیز می‌توان با توجه به شرایط، بهبود در اجزائی همچون فن کویل، مبدل حرارتی زمین‌گرمایی و کندانسور (در حالت سرمایش) را مورد توجه قرار داد.

با یک نگاه کلی به شاخص‌های آگزرژی در هر دو حالت گرمایش و سرمایش، به وضوح مشخص می‌شود که مقادیر شاخص‌های بازدهی آگزرژی و درجه کمال ترمودینامیکی کلی پمپ حرارتی زمین‌گرمایی، به شکل آشکاری از مقادیر آن در اجزای سیستم کمتر است. همچنین مقدار کلی این دو شاخص در حالت سرمایش، پایین‌تر از حالت گرمایش است. بدیهی است که افزایش بازدهی کل سیستم پمپ حرارتی زمین‌گرمایی، به بهبود در اجزای آن بستگی دارد.

در مورد بهبودهای ذکر شده، نکات زیر قابل توجه است:

فهرست علائم

eva	اوپراتور	d	نسبت اتلاف انرژی
f	فن	\dot{E}	نرخ جریان انرژی (kJ/kg)
des	مطلوب	$\dot{E}x$	نرخ جریان انرژی (kW)
el	الکتریکی	h	آنتالپی (kJ/kg)
eva	اوپراتور	\dot{m}	نرخ جریان جرم (kg/s)
f	فن	\dot{Q}	نرخ انتقال حرارت (kJ/kg)
fc	فن کویل	s	آنتروپی (kJ/kgK)
ghp	مبدل حرارتی زمین گرمایی	T	درجه حرارت ($^{\circ}$ K)
gw	آب تغذیه زمین گرمایی	\dot{W}	نرخ کار (J/s)
heat	انتقال یافته با حرارت	$\Delta \dot{E}x$	اتلاف انرژی
in	ورودی	λ	ضریب اتلاف انرژی
m	مکانیکی	η	بازدهی انرژی
		ε	درجه کمال ترمودینامیکی
			زیر نویس
		a	آدیباتیک
		des	مطلوب
		el	الکتریکی



مراجع

- [1] Lund JW., Freeston DH., Boyd TL. "Direct application of geothermal energy", 2005 worldwide review, Vol. 34, No. 6, pp. 691–727, Geothermic 2005.
- [2] Bejan A., *Research needs in thermal systems, chapter Second law analysis: the method for maximizing thermodynamic efficiency in thermal systems*. ASME 1986.
- [3] Bejan A., *Advanced engineering thermodynamics*. New York, Wiley Interscience, pp. 501–514, 1988.
- [4] Kotas TJ., *The exergy method of thermal plant analysis*, London: Butterworth's, p. 197, 1994.
- [5] Dincer I., Rosen MA., "Exergy as a driver for achieving sustainability". International Journal of Green Energy, Vol. 1, No1, pp. 1–19, 2004.
- [6] Dincer I., Al-Muslim H., *Energy and Exergy efficiencies of reheat cycle steam power plants*, Proceedings of ECOS_01, Efficiency, Costs, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems and First International Conference on Applied Thermodynamics, Istanbul, Turkey, p. 331–338, 2001.
- [7] Hepbasli A., Akdemir O., "Energy and Exergy analysis of a ground source (geothermal) heat pump system". Energy Convers Manage, Vol 45, No. 5, pp.737–753, 2004.
- [8] Ozgener L., Hepbasli A., Dincer I., "Exergy analysis of two geothermal district heating systems for building

- applications". Energy Convers Manage, Vol. 48, No. 4, pp. 1185–1192, 2007.
- [9] Ozgener L., Ozgener O., "Monitoring of Energy Exergy efficiencies and exergoeconomic parameters of geothermal district heating systems (GDHSs)", Apply Energy 2008.
- [10] Hepbasli A., "Thermodynamic analysis of a ground-source heat pump system for district heating". Int J Energy Res, Vol. 29, No. 7, pp. 671–687, 2005.
- [11] Moran MJ., *Availability analysis—a guide to efficient energy use*. New York, ASME Press, 1989.
- [12] Kotas TJ., *The Exergy method of thermal plant analysis*. Melbourne FL, Krieger, 1995.
- [13] Bejan A., Tsatsaronis G., Moran M., *Thermal design & optimization*, New York, Wiley, 1996.
- [14] Rosen MA., "Second law analysis: approaches and implications". Int J Energy Res, Vol. 23, No. 5, pp. 415–429, 1999.
- [15] Dincer I., Cengel YA., "Energy, entropy and Exergy concepts and their roles in thermal engineering". Entropy, Vol. 3, No. 3, pp.116–149, 2001.
- [16] Bejan A., "Fundamentals of exergy analysis, entropy generation minimization, and the generation' of flow architecture". Int J Energy Res, No. 26, Vol. 7, pp. 545–565, 2002.
- [17] Rosen MA., Dincer I., "Exergy methods for assessing and comparing thermal energy storage systems". Int J Energy Res, Vol. 27, No. 4, pp. 415–430, 2003.
- [18] Kara YA., *Utilization of low temperature geothermal resources for space heating by using GHPs.*, Ph.D. Thesis, Ataturk University, Erzurum, Turkey, p. 130, 1999.
- [19] Kara YA, Yuksel B., "Evaluation of low temperature geothermal energy through the use of heat pump", Energy Conversion and Management, Vol. 42, pp. 773–781, 2000.
- [20] Wark K., *Advanced thermodynamics for engineers*, McGraw-Hill, 1995.