



تحلیل پارامتری و بهینه‌سازی یک پمپ گرمایی مجهز به گرمکن میانی با منبع حرارتی زمینی

محمد ذوقی^{۱*}، کوروش جواهرده^۲

^۱ کارشناس ارشد، دانشکده مکانیک، دانشگاه گیلان

^۲ دانشیار گروه مکانیک، دانشکده مکانیک، دانشگاه گیلان

تاریخ دریافت: ۱۳۹۴/۰۷/۲۲؛ تاریخ بازنگری: ۱۳۹۴/۰۸/۳۰؛ تاریخ پذیرش: ۱۳۹۵/۰۳/۰۳

چکیده

پمپ حرارتی با منبع زمینی به دلیل ضریب عملکرد بالا و استفاده از انرژی گرمایی دما پایین، یکی از مناسب‌ترین تکنولوژی‌ها برای استفاده از منابع انرژی تجدیدپذیر است. در این تحقیق، ابتدا یک پمپ حرارتی گرمایشی با گرمکن میانی و با محرک انرژی گرمایی زمین، شبیه‌سازی و سپس تاثیر تغییر پارامترهای مختلف از جمله فشار قسمت‌های مختلف سیکل، فوق گرمایش در خروجی اواپراتور، زیر سرمایش در خروجی کندانسور و دمای خاک بر روی ضریب عملکرد و بازده انرژی پمپ حرارتی و بازده کلی بررسی می‌شود. در انتها نیز، سیستم پمپ حرارتی با منبع زمینی یکبار نسبت به تابع هدف ضریب عملکرد کل و یکبار نسبت به تابع هدف بازده انرژی کل بهینه‌سازی می‌شود. در این تحقیق، مقادیر ضریب عملکرد و بازده انرژی کل در حالت ورودی پایه به ترتیب مقادیر ۰/۴۸۸ و ۰/۴۸۸ بدست آمد که این مقادیر پس از بهینه‌سازی به ۵/۳۲۳ و ۰/۶۴۱ افزایش پیدا نمود.

کلمات کلیدی: منبع زمینی؛ پمپ حرارتی گرمایشی؛ تحلیل پارامتری؛ بهینه‌سازی.

Parametric Analysis and Optimization of a Ground Source Heat Pump with Economizer

M. Zoghi^{1,*}, and K. Javaherdeh²

¹ MSc Student, School of Mechanical Engineering, Guilan University.

² Associate. Prof., School of Mechanical Engineering, Guilan University.

Abstract

Ground source heat pump, due to high coefficient of performance (COP) and use of low-temperature thermal energy source, is one of the best technologies to use renewable energy resources. In this work, at first, a geothermal heat pump for heating with economizer is simulated, and then the effects of the variations in different parameters such as pressure in different parts of cycle, super-heating at evaporator outlet, sub-cooling at condenser outlet, and soil temperature on heat pump and total COP and exergy efficiency are analyzed. At the end, the ground source heat pump system is optimized in two manners: total COP relative to objective function and total exergy efficiency relative to objective function. The total COP and exergy efficiency values for the basic input mode were 3.674 and 0.488, respectively, and these values increased to 5.323 and 0.72, respectively, after optimization.

Keywords: Ground Source; Heat Pump for Heating; Parametric Analysis; Optimization.

۱- مقدمه

با توجه به افزایش روز افزون مصرف، هزینه و آلودگی‌های ناشی از مصرف سوخت‌های فسیلی، استفاده از منابع انرژی تجدیدپذیر مانند انرژی خورشیدی، زمین گرمایی، زیست توده و غیره، امروزه بسیار مورد توجه قرار گرفته است. یکی از بهترین و متداولترین راه‌های استفاده از این انرژی‌های پاک و تجدیدپذیر، بکارگیری پمپ حرارتی با منبع زمینی برای سرمایش و گرمایش است که به گفته (ASHRAE (۱۹۹۵) [۱] در میان تمام تجهیزات سرمایشی و گرمایشی متداول، از بازده انرژی بالاتری برخوردار است. پمپ حرارتی با منبع زمینی که برای سرمایش و گرمایش مکان‌های مختلف مورد استفاده قرار می‌گیرد، بجای مبادله انرژی گرمایی با هوای محیط، با زمین مبادله انرژی گرمایی می‌کند. دمای زمین نیز، به عنوان چشمه و یا چاه حرارتی در طول سال نسبتاً ثابت بوده، نسبت به دمای هوای محیط به دمای فضای مورد تهویه نزدیکتر است و نوسان بسیار کمتری را دارا است که به عملکرد مناسب پمپ حرارتی کمک می‌کند.

پمپ حرارتی با منبع زمینی محاسن کلی به این شرح دارد: [۲]:

- ۱- انرژی گرمای کمی برای راه‌اندازی آن مصرف می‌شود.
- ۲- در این تکنولوژی از یک منبع انرژی بیکران با دمای نسبتاً ثابت در طول سال استفاده می‌شود.
- ۳- در فصل زمستان و در دمای بسیار پایین محیط نیز، سیستم قابلیت کارکرد دارد.
- ۴- طراحی ساده و مخارج نگهداری کمتری دارد.

علیرغم محاسن فوق، پمپ حرارتی با منبع زمینی هزینه ابتدایی بالاتری (۳۰ تا ۵۰ درصد بیشتر) نسبت به پمپ حرارتی دارد که با هوای محیط به عنوان چشمه و یا چاه حرارتی کار می‌کند که هزینه عمده آن، ناشی از مبدل حرارتی زمین گرمایی (یا همان لوله‌های جاگذاری شده در زمین)، کندن چاه یا کانال‌های زیرزمینی، پمپ و محلول ضد یخ (در هوای بسیار سرد) است [۲]. در گذشته اکثر تحقیقات انجام شده روی پمپ حرارتی متداول منبع زمینی و یا پمپ حرارتی منبع زمینی همراه با چشمه و یا چاه کمکی متمرکز بوده است. استفاده از منابع انرژی کمکی، اکثراً به دلیل جلوگیری از تغییر دمای محسوس زمین و در نتیجه عملکرد نامناسب پمپ حرارتی منبع زمینی و همچنین

افزایش بازده سیستم انجام گرفته است [۳ و ۴]. از انرژی گرمایی خورشید به عنوان چشمه حرارتی کمکی و از برج خنک‌کن، به عنوان چاه حرارتی کمکی متداول می‌توان نام برد. از جمله تحقیقات انجام شده، هپاسلی [۵] عملکرد یک پمپ حرارتی منبع زمینی را برای فصل زمستان و با سیال R22 از منظر انرژی و انرژی مورد بررسی قرار داده، تخریب انرژی را برای اجزا مختلف سیکل محاسبه نمود و به ضریب عملکرد ۲/۸۵ و بازده انرژی ۰/۶۶ برای پمپ حرارتی دست یافت. صیادی و همکاران [۶]، یک پمپ حرارتی منبع زمینی را در حالت سرمایش و برای شهر تهران از منظر انرژی و اقتصادی به منظور کمینه کردن برگشت‌ناپذیری کلی و قیمت کلی (قیمت تجهیزات بعلاوه قیمت انرژی الکتریکی مصرفی)، بهینه‌سازی دو هدفه نمودند و به ضریب عملکرد ۶/۰۸۷ و بازده انرژی ۰/۳۳۹ در حالت بهینه دست یافتند. صنایع و نیرومند [۲] نیز، پمپ حرارتی منبع زمینی را برای هر دو حالت سرمایش و گرمایش و با استفاده از سیال R22 برای مناطق مختلف آب و هوایی به منظور کمینه کردن تابع هدف هزینه کلی بهینه‌سازی کردند و به ضریب عملکرد ۵/۲۶ در حالت سرمایش و ۵/۱۵ در حالت گرمایش در حالت بهینه و برای شرایط آب و هوایی مبنا دست پیدا کردند. بی و همکاران [۷]، عملکرد یک پمپ حرارتی منبع زمینی با سیال R22 را در هر دو حالت سرمایش و گرمایش از منظر قانون دوم ترمودینامیک مورد بررسی قرار دادند و تخریب و بازده انرژی را در اجزای مختلف پمپ حرارتی و سیستم کلی محاسبه کردند. در این تحقیق، بازده انرژی پمپ گرمایی برای فصل گرمایش و سرمایش به ترتیب ۰/۱ و ۰/۰۷ بدست آمد و نتیجه‌گیری شد که بیشترین مقدار تخریب انرژی، در هر دو حالت در کمپرسور رخ می‌دهد؛ اما در سال ۲۰۰۴ ما و چا [۸]، یک پمپ گرمایی جدید را با اضافه نمودن یک مبدل حرارتی به سیکل پمپ گرمایی و استفاده از دو کمپرسور در سیکل و همچنین استفاده از هوای محیط به عنوان چشمه و یا چاه حرارتی معرفی نمودند. پس از آن سلف و همکاران [۹]، پمپ حرارتی معرفی شده توسط ما و چا را به کمک انرژی زمین گرمایی با پمپ حرارتی منبع زمینی متداول مقایسه کردند و نتیجه‌گیری کردند که اولی، عملکرد بهتری از منظر انرژی نسبت به دومی دارا است. سلف و همکاران [۱۰]، در تحقیق بعدی به بررسی تاثیر تغییر پارامترهای

گرما، باعث گرمایش فضای مورد تهویه می‌شود. جریان خروجی از کندانسور (نقطه ۳)، مایع فرورسد بوده که به دو قسمت تقسیم می‌شود: یک قسمت از سیال به شیر فشار شکن شماره ۱ رفته (جریان کمکی^۳) و در یک فرآیند آنتالپی ثابت دچار کاهش فشار شده، به فشار میانی سیکل می‌رسد (نقطه ۱۳). قسمت دیگر سیال به مبدل حرارتی رفته (جریان اصلی^۴) و با افزایش درجه زیر سرمایش در خروجی (نقطه ۱۰)، باعث گرمایش جریان خروجی از شیر فشار شکن ۱ و ورودی به مخلوط‌کننده می‌شود. در نهایت، جریان سیال فرو-سرد خروجی از مبدل حرارتی (نقطه ۱۰) بوسیله شیر فشار شکن ۲ به فشار پایینی سیکل رسیده، وارد اواپراتور می‌شود.

همچنین برای شبیه‌سازی سیستم فرضیاتی در نظر گرفته می‌شود:

۱- سیستم در حالت پایا کار می‌کند.
۲- افت فشار در مبدل‌های حرارتی و لوله‌های رابط اجزا ناچیز است.

۳- کمپرسور ۱ و ۲ و پمپ منبع زمینی به ترتیب، بازده آیزونتروپیک ۰/۸، ۰/۸ و ۰/۹ را دارا می‌باشند [۱۱].

۴- کمپرسور ۱ و ۲ و پمپ آدیاباتیک می‌باشند
۵- سیال زمین گرمایی مخلوط آب و الکل با درصد جرمی ۳۰ درصد الکل در آب بوده که دارای نقطه انجماد ۱۳/۱- درجه سلسیوس است.

۶- فشار بالایی سیکل (فشار کندانسور) در محدوده ۱۱۰۰ تا ۳۰۰۰ کیلوپاسکال، فشار میانی سیکل در محدوده ۳۵۰ تا ۵۰۰ کیلو پاسکال و فشار پایینی سیکل (فشار اواپراتور)، در محدوده ۱۵۰ تا ۳۰۰ کیلو پاسکال تغییر می‌کند. حد پایینی فشار کندانسور طوری انتخاب می‌شود که قابلیت انتقال حرارت مناسب بین مبرد و آب گرم در کندانسور وجود داشته باشد و حد بالایی آن طبق گفته سلف [۱۰] انتخاب می‌شود. حد پایینی فشار اواپراتور نیز، طوری انتخاب می‌گردد که دمای مبرد در وردی اواپراتور، همواره از دمای نقطه انجماد سیال زمین گرمایی بالاتر باشد و حد بالایی فشار اواپراتور نیز، طوری انتخاب می‌شود که قابلیت انتقال حرارت

مختلف در سیکل پمپ حرارتی جدید روی عملکرد آن از منظر انرژی پرداختند و با تغییر فشار در قسمت‌های مختلف سیکل، فوق گرمایش خروجی اواپراتور و غیره تاثیر آنها را روی ضریب عملکرد پمپ حرارتی بررسی کردند. همان‌طور که مشخص است، کمبود تحقیقات انجام شده در مورد پمپ گرمایی معرفی شده توسط ما و چا واضح به نظر می‌رسد. در تحقیق پیش رو، ابتدا این پمپ گرمایی مجهز به گرمکن میانی از منظر قانون اول و دوم ترمودینامیک مورد بررسی قرار گرفته، تاثیر تغییر پارامترهای مختلف از جمله فشار در قسمت‌های مختلف سیکل، فوق گرمایش^۱ خروجی اواپراتور، زیر سرمایش^۲ خروجی کندانسور و غیره روی ضریب عملکرد و بازده انرژی آن، مورد بررسی قرار می‌گیرد و سپس عملکرد پمپ گرمایی با استفاده از پارامترهای طراحی مطرح شده، یکبار نسبت به تابع هدف ضریب عملکرد کلی و یکبار نیز نسبت به تابع هدف بازده انرژی کلی بهینه‌سازی می‌شود.

۲- شرح سیکل پمپ حرارتی با منبع زمینی

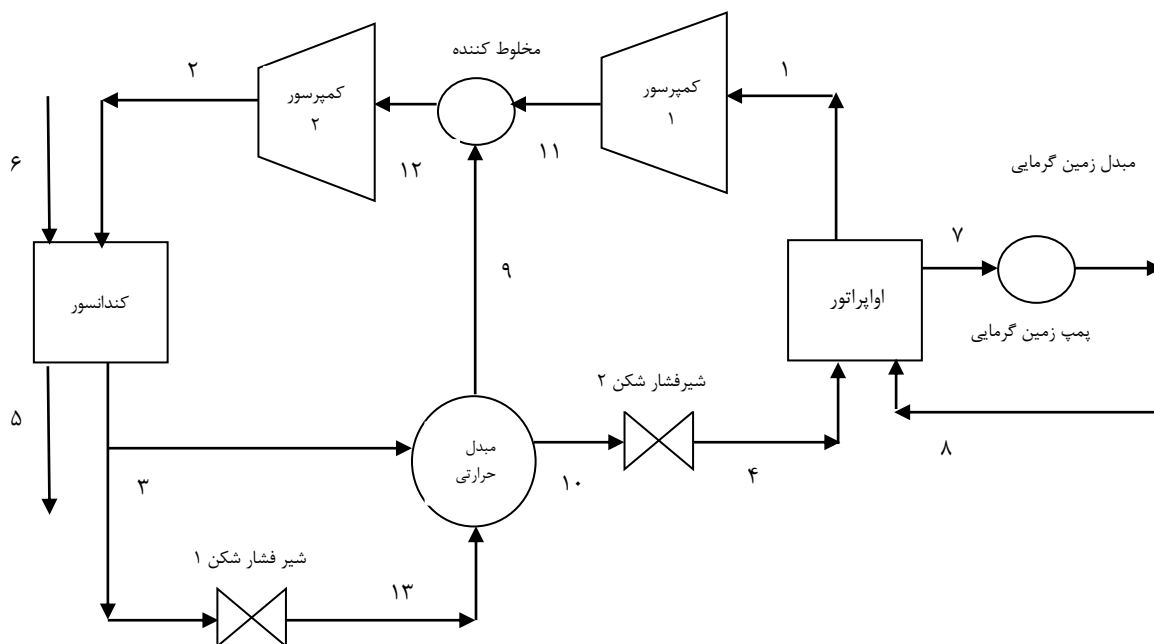
طرح شماتیکی سیستم پمپ حرارتی منبع زمینی را در شکل ۱ ملاحظه می‌کنید [۱۰] که نمودار T-S، متناظر با سیکل پمپ حرارتی در شکل ۲ نمایش داده شده است. در نقطه ۴، مبرد R134a وارد اواپراتور شده، بوسیله انرژی گرمایی حاصله از مبدل زمین گرمایی به بخار فوق گرم تبدیل می‌شود (نقطه ۱). پس از خروج از اواپراتور مبرد وارد کمپرسور ۱ شده، با افزایش فشار در حالت فوق گرم به فشار میانی سیکل می‌رسد (نقطه ۱۱) و پس از آن در مخلوط‌کننده جریان خروجی از مبدل حرارتی (نقطه ۹) و جریان خروجی از کمپرسور ۱ با هم مخلوط می‌شوند. طبق گفته ما و چا [۸]، برای اطمینان از اینکه جریان خروجی از مخلوط‌کننده و ورودی به کمپرسور ۲ (نقطه ۱۲) به صورت بخار اشباع و یا فوق گرم باشد، شرایط ترمودینامیکی نقاط ۹ و ۱۱ یکسان در نظر گرفته می‌شود. سپس جریان خروجی از مخلوط‌کننده وارد کمپرسور ۲ شده، با افزایش فشار به فشار کندانسور (فشار بالایی سیکل) می‌رسد (نقطه ۲) و بعد در کندانسور با دفع

³ Supplementary Circuit

⁴ Main Circuit

¹ Superheating

² Subcooling

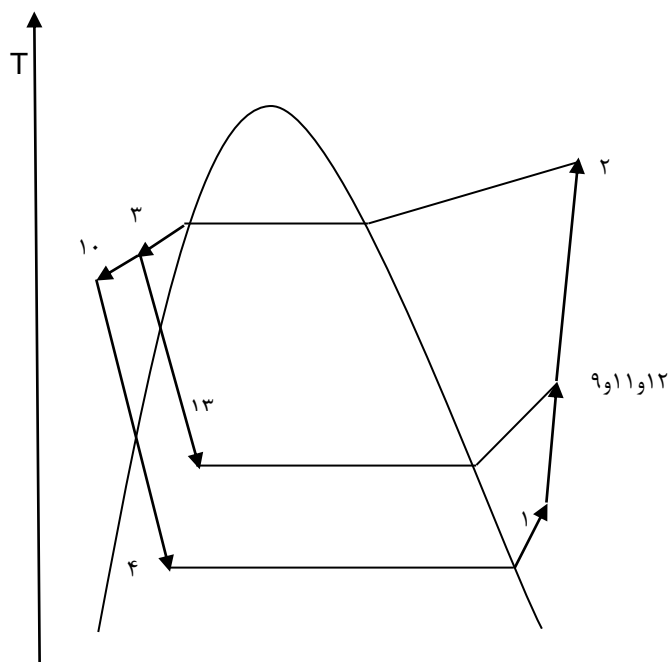


شکل ۱- طرح شماتیکی سیکل پمپ حرارتی منبع زمینی [۱۰]

مناسب بین مبرد و سیال زمین گرمایی وجود داشته باشد. همچنین حد بالایی فشار میانی سیکل نیز طوری انتخاب می‌شود که در مبدل حرارتی، دمای نقطه ۳، همواره بیشتر از دمای نقطه ۹ و دمای نقطه ۱۰، همواره بیشتر از دمای نقطه ۱۳ باشد. در بازه در نظر گرفته شده برای فشار میانی همواره این شروط صدق می‌کنند.

۷- نقاط ۵ و ۶ به ترتیب، دمای آب گرم ورودی و خروجی به فضای مورد تهویه ۳۵ و ۳۰ درجه سلسیوس در نظر گرفته می‌شوند. همچنین نقاط ۷ و ۸ به ترتیب دمای سیال زمین گرمایی ورودی و خروجی، به مبدل زمین گرمایی ۷ و ۱۱ درجه سلسیوس می‌باشند. دمای نقاط ۷ و ۸، همواره از دمای متوسط زمین کمتر است تا فرآیند انتقال حرارت از زمین به سیال به خوبی انجام بپذیرد.

۸- مبرد خروجی از اوپراتور بخار فوق گرم بوده، تاثیر افزایش فوق گرمایش در خروجی اوپراتور در محدوده ۰ تا ۱۰ درجه روی عملکرد سیستم بررسی می‌شود. انتخاب محدوده بالایی به این دلیل است که در اثر تغییر همزمان فشار اوپراتور و درجه فوق گرمایش در فرآیند بهینه‌سازی (قسمت ۵) دمای مبرد خروجی از اوپراتور، همواره از دمای سیال زمین گرمایی ورودی به اوپراتور کمتر باشد. دقت شود که حالت بیشینه



شکل ۲- نمودار T-S سیکل پمپ گرمایی با گرمکن میانی

برگشت‌ناپذیری در هر یک از اجزا به ترتیب، به صورت روابط ۲ و ۳ نوشته می‌شوند [۵]:

$$\dot{Q} - \dot{W} + \sum \dot{m}_{in} h_{in} - \sum \dot{m}_{out} h_{out} = 0 \quad (2)$$

$$\dot{I} = \dot{m} T_0 \frac{ds_{total}}{dt} \quad (3)$$

که در رابطه (۲) \dot{Q} ، \dot{W} ، \dot{m} و h به ترتیب، نرخ حرارت مبادله شده، کار مبادله شده، دبی جرمی و آنتالپی مخصوص بوده، زیرنویس in و out به ترتیب، مربوط به جریان‌های ورودی به حجم کنترل و جریان‌های خروجی از حجم کنترل بوده، در رابطه (۳) \dot{I} ، T_0 و S به ترتیب بازگشت‌ناپذیری، دمای محیط و آنتروپی مخصوص است. معادله (۳) به صورت رابطه (۴) نوشته می‌شود:

$$\dot{I} = \dot{m} T_0 (\sum s_{out} - \sum s_{in} + \frac{ds_{system}}{dt} + \sum \frac{q_k}{T_k}) \quad (4)$$

در معادله (۴) T_k دمای منبع گرمایی و q_k مقدار انتقال حرارت واحد جرم بین منبع گرما و سیال عامل می‌باشد؛ در حالتی که سیستم به حالت یکنواخت می‌رسد، $\frac{ds_{system}}{dt} = 0$ می‌شود.

برگشت‌ناپذیری‌های داخلی در اجزای سیستم با استفاده از ترم $\sum S$ و برگشت‌ناپذیری‌های خارجی با استفاده از ترم $\sum \frac{q}{T}$ محاسبه می‌شوند. همچنین در این تحقیق، برای سادگی از برگشت‌ناپذیری‌های داخلی متناظر با افت فشار در اجزای سیستم مانند مبدل‌های حرارتی و لوله‌ها صرف‌نظر می‌کنیم. معادلات فوق برای هر یک از اجزای سیکل برای بدست آوردن تبادل کار و حرارت و برگشت‌ناپذیری به طور جداگانه نوشته می‌شوند. همچنین برای بدست آوردن بازده انرژی و کسر تخریب انرژی در اجزای مختلف سیکل روابط (۵-۶) استفاده می‌شوند [۵]:

$$\eta_{ex,i} = \frac{\dot{E}x_{desired,out}}{\dot{E}x_{used}} \quad (5)$$

$$y_{ex,i} = \frac{\dot{I}_i}{\dot{I}_{tot}} \quad (6)$$

که در رابطه (۵) η_{ex} بازده انرژی، $\dot{E}x_{desired,out}$ انرژی خروجی مطلوب و $\dot{E}x_{used}$ انرژی متناظر با جریانات تغذیه ورودی است و در رابطه (۶) y_{ex} کسر تخریب انرژی است.

برای بدست آوردن دبی، قسمت‌های مختلف سیکل قوانین پایستگی جرم و انرژی روابط (۷-۹) را نتیجه می‌دهد [۱۰]:

برای فشار ۳۰۰ کیلوپاسکال با دمای اشاع متناظر ۰/۶۵ درجه سلسیوس اتفاق می‌افتد.

۹- مبرد خروجی از کندانسور مایع فرو سرد بوده، تاثیر افزایش درجه زیر سرمایش در خروجی کندانسور در محدوده ۰ تا ۱۲ درجه روی عملکرد سیستم بررسی می‌شود. در این حالت نیز، انتخاب حد بالایی به این دلیل است که در اثر تغییر همزمان فشار کندانسور و درجه زیر سرمایش در فرآیند بهینه‌سازی دمای مبرد خروجی از کندانسور همواره از دمای آب گرم ورودی به آن بیشتر باشد. دقت شود که در این مورد، حالت بحرانی مربوط به فشار کمینه ۱۱۰۰ کیلوپاسکال با دمای اشباع متناظر ۴۲/۹۵ درجه سلسیوس است.

۱۰- درجه زیر سرمایش اضافی در خروجی مبدل حرارتی، ۵ درجه سلسیوس ثابت در نظر گرفته می‌شود:

$$T_{10} = T_3 - 5^\circ C \quad (1)$$

۱۱- برای تحلیل انرژی، دمای ۵ درجه سلسیوس و فشار ۱۰۱ کیلوپاسکال (دما و فشار محیط [۵])، به عنوان دما و فشار مرجع در فصل زمستان نظر گرفته می‌شوند.

۳- تحلیل ترمودینامیکی سیستم

تحلیل ترمودینامیکی سیستم پمپ حرارتی با منبع زمینی از منظر ضریب عملکرد و بازده انرژی، با استفاده از قوانین اول و دوم ترمودینامیک برای اجزای مختلف سیکل و با استفاده از سیال آلی R134a انجام می‌شود که سیالی متداول برای سیکل تراکمی بخار است. تحلیل قانون اول، کمیت تبادل انرژی و تحلیل قانون دوم، کیفیت تبادل انرژی را مورد بررسی قرار می‌دهد. بازگشت‌ناپذیری‌ها در اجزای مختلف یک سیکل ترمودینامیکی، باعث نزول عملکرد سیستم می‌شوند. در یک فرآیند واقعی، بعضی فاکتورهای خارجی و یا داخلی باعث تولید آنتروپی می‌شوند. تولید آنتروپی داخلی در سیکل پمپ حرارتی عمدتاً از عواملی مانند، افت فشار در لوله‌ها و انتقال حرارت داخلی در اثر اختلاف دمای مشخص در اجزای سیستم رخ می‌دهد. همچنین تولید آنتروپی خارجی در اثر انتقال حرارت با خارج از مرزهای حجم کنترل رخ می‌دهد.

با ثابت بودن شرایط جریان و همچنین فرض هریک از اجزای سیکل به عنوان حجم کنترل، توازن انرژی و رابطه

$$COP_{tot} = \frac{\dot{Q}_{con}}{\dot{W}_{com,1} + \dot{W}_{com,2} + \dot{W}_{pump,gl}} \quad (15)$$

$$\eta_{ex,hp} = \frac{\dot{E}x_{in,con} - \dot{E}x_{out,con}}{\dot{W}_{com,1} + \dot{W}_{com,2}} \quad (16)$$

$$\eta_{ex,tot} = \frac{\dot{E}x_{in,con} - \dot{E}x_{out,con}}{\dot{W}_{com,1} + \dot{W}_{com,2} + \dot{W}_{pump,gl}} \quad (17)$$

که کار کمپرسور ۱ و ۲ از روابط (۱۸-۱۹) بدست می‌آیند:

$$\dot{W}_{com,1} = \dot{m}_{main}(h_{11} - h_1) \quad (18)$$

$$\dot{W}_{com,2} = \dot{m}_{ref}(h_2 - h_{12}) \quad (19)$$

۴- تحلیل پارامتری

کلیه معادلات پایستگی جرم و انرژی و روابط برگشت‌ناپذیری در اجزای مختلف سیکل پمپ حرارتی، به وسیله نرم افزار EES شبیه‌سازی می‌شود. این نرم‌افزار، دارای یک زیر مجموعه از خواص سیالات مختلف بوده که با توجه به استفاده از سیال R134a برای شبیه‌سازی سیکل سوئمنند خواهد بود. همچنین برای شبیه‌سازی، $12^\circ\text{C} < T_s < 18^\circ\text{C}$ برای آب و هوای معتدل در ایران [۲]، $U_s = 12 \left(\frac{W}{m^2K}\right)$ ، $F = 0.4$ [۲]، $k_{gl} = 0.45 \left(\frac{W}{m.K}\right)$ ، $d_o = 0.0267(m)$ و سرعت سیال داخل لوله زمین گرمایی برای جلوگیری از رسوب و فرسایش، $V = 1 \left(\frac{m}{s}\right)$ در نظر گرفته می‌شود [۶].

به منظور تحلیل پارامتری در حالت پایه فشار بالایی، میانی و پایینی سیکل به ترتیب ۱۲۰۰، ۴۰۰ و ۲۰۰ کیلوپاسکال، فوق گرمایش خروجی اواپراتور و زیر سرمایش خروجی کندانسور هر دو ۵ درجه سلسیوس و دمای خاک ۱۵ درجه سلسیوس فرض می‌شوند.

در جدول ۱ مقادیر دبی، فشار و دمای قسمت‌های مختلف سیکل در حالت پایه آورده شده است. همچنین جداول ۲ و ۳، نشان‌دهنده سایر موارد خروجی انرژی و انرژی مربوط به سیکل پمپ حرارتی برای ورودی‌های حالت پایه است. همانطور که از جدول ۲ قابل ملاحظه است، ضریب عملکرد پمپ حرارتی در حالت پایه ۳/۹۱۶ بدست آمده است. به منظور مقایسه، این مقدار، از مقدار گزارش شده برای پمپ حرارتی متداول زمینی گرمایشی در [۵] (با مقدار ۲/۸۵) بالاتر بوده، از بازده پمپ حرارتی متداول زمینی گرمایشی با انرژی کمکی گزارش شده در [۳] (با مقدار ۵/۳۴۱) پایینتر است. همچنین همانطور که از جدول ۳ مشخص است،

$$\dot{m}_{ref} = \frac{\dot{Q}_{con}}{h_2 - h_3} \quad (7)$$

$$\dot{m}_{sup} = \dot{m}_{ref} \frac{(h_{10} - h_3)}{(h_{13} + h_{10} - h_3 - h_9)} \quad (8)$$

$$\dot{m}_{main} = \dot{m}_{ref} \frac{(h_9 - h_{13})}{(h_3 + h_9 - h_{13} - h_{10})} \quad (9)$$

که \dot{m}_{main} و \dot{m}_{sup} به ترتیب، دبی عبوری از کندانسور، شیر فشارشکن ۱ و اواپراتور و همچنین نرخ حرارت مبادله شده در کندانسور می‌باشند. همچنین به منظور محاسبه بازده کلی سیکل، کار پمپ زمین گرمایی از رابطه (۱۰) بدست می‌آید [۶]:

$$\dot{W}_{pump,gl} = \frac{\dot{V}_{w,gl} \Delta p_{w,gl}}{\eta_{pump}} \quad (10)$$

که $\dot{V}_{w,gl}$ دبی حجمی سیال در حلقه زمین گرمایی، η_{pump} بازده آیزونتروپیک پمپ و $\Delta p_{w,gl}$ افت فشار سیال در حلقه زمین گرمایی است که از روابط (۱۱-۱۲) بدست می‌آید [۱۰]:

$$\Delta p_{w,gl} = f \frac{l_{gl} \rho_{w,gl} V_{w,gl}}{2 d_{i,gl}} \quad (11)$$

$$f = (0.79 \ln Re_{w,gl} - 1.64)^{-2} \quad (12)$$

و در روابط فوق، $\rho_{w,gl}$ چگالی سیال، $V_{w,gl}$ سرعت سیال و $Re_{w,gl}$ عدد رینولدز سیال درون مبدل زمین گرمایی و همچنین $d_{i,gl}$ و l_{gl} به ترتیب، قطر داخلی و طول لوله زمین گرمایی هستند که طول لوله زمین گرمایی از رابطه (۱۳) محاسبه می‌شود [۲]:

$$l_{gl} = \frac{\left(\frac{\dot{Q}_{eva}}{N_b}\right)}{T_s - T_{w,gl}} \cdot \left(\frac{1}{\pi d_{i,gl} h_{w,gl}} + \frac{\ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2k_{gl}} + \frac{F}{U_s d_o} \right) \quad (13)$$

در رابطه (۱۳)، $T_{w,gl}$ دمای متوسط سیال داخل لوله زمین گرمایی، N_b و d_o به ترتیب، تعداد و قطر خارجی لوله‌های زمین گرمایی U شکل قرار گرفته بصورت موازی، انتقال حرارت جابجایی سیال داخل لوله زمین گرمایی، k_{gl} ضریب انتقال حرارت رسانشی لوله زمین گرمایی و F ، نسبت تعداد ساعات بار بیشینه به کل تعداد ساعات مورد نیاز گرمایش در فضای مورد تهویه است. همچنین T_s و U_s به ترتیب، دمای خاک و ضریب انتقال حرارت خاک و \dot{Q}_{eva} نرخ حرارت مبادله شده در اواپراتور بوده، در نهایت ضریب عملکرد و بازده انرژی پمپ حرارتی و کل سیستم از روابط (۱۴-۱۷) بدست می‌آیند [۳]:

$$COP_{hp} = \frac{\dot{Q}_{con}}{\dot{W}_{com,1} + \dot{W}_{com,2}} \quad (14)$$

بازده اگزرژی بیشینه ۰/۵۲۳ و ۰/۴۹۸۳ برای پمپ حرارتی و سیستم کلی است.

در شکل ۵، اثر تغییر فشار اواپراتور (فشار پایینی) را روی ضریب عملکرد و بازده اگزرژی ملاحظه می‌کنید. افزایش فشار اواپراتور، باعث کاهش محسوس کار مورد نیاز کمپرسور می‌شود که افزایش همزمان بازده انرژی و اگزرژی را در پی دارد. در این حالت اگرچه دبی عبوری از کمپرسور ۱ کاهش اندکی دارد، کاهش اختلاف آنتالپی در کمپرسور ۱، اثر غالب را داشته که باعث کاهش کار آن می‌شود. در این مورد، تغییر اختلاف اگزرژی در کندانسور ناچیز است و کاهش کار کمپرسور ۱ تاثیر زیادی در افزایش بازده اگزرژی دارد. همچنین در اثر افزایش فشار اواپراتور، ضریب عملکرد پمپ حرارتی و ضریب عملکرد کلی به ترتیب، افزایش ۴۳/۵ و ۳۹ درصدی و بازده اگزرژی پمپ حرارتی و بازده اگزرژی کلی به ترتیب، افزایش ۴۱/۲ و ۳۶/۸ درصدی را در بازه در نظر گرفته شده دارا می‌باشند.

جدول ۱- خواص نقاط مختلف سیکل در حالت پایه

شماره	سیال	دبی ($\frac{kg}{s}$)	فشار (kPa)	دما ($^{\circ}C$)
۱	مبرد	۰/۵۱۰۱	۲۰۰	-۵/۰۹۳
۲	مبرد	۰/۵۲۴۳	۱۲۰۰	۶۶/۹۹
۳	مبرد	۰/۵۲۴۳	۱۲۰۰	۴۱/۲۹
۴	مبرد	۰/۵۱۰۱	۲۰۰	-۱۰/۰۹
۵	آب فن کویل	۴/۷۸۲	۲۵۰*	۳۵
۶	آب فن کویل	۴/۷۸۲	۲۵۰	۳۰
۷	سیال زمینی	۴/۴۴	۲۵۰*	۷
۸	سیال زمینی	۴/۴۴	۲۵۰	۱۱
۹	مبرد	۰/۰۲۴۲	۴۰۰	۲۱/۱
۱۰	مبرد	۰/۵۱۰۱	۱۲۰۰	۳۶/۲۹
۱۱	مبرد	۰/۵۱۰۱	۴۰۰	۲۱/۱
۱۲	مبرد	۰/۵۲۴۳	۴۰۰	۲۱/۱
۱۳	مبرد	۰/۰۲۴۲	۴۰۰	۸/۹۱

* [۵]

جدول ۲- مقادیر بازده مربوط به حالت پایه

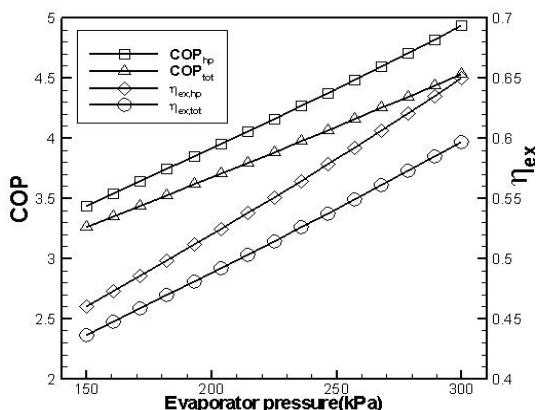
عنوان	مقدار
COP_{hp}	۳/۹۱۶
COP_{tot}	۳/۶۷۴
$\eta_{ex, hp}$	۰/۵۲
$\eta_{ex, tot}$	۰/۴۸۸

بالاترین مقدار تخریب اگزرژی متعلق به اواپراتور و مجموع دو کمپرسور است. عامل اصلی این تخریب اگزرژی، در اجزای ذکر شده اصطکاک و انتقال گرما در اثر اختلاف دمای معین است [۳]. کمترین مقدار تخریب اگزرژی نیز، متعلق به شیر فشارشکن ۱ بوده که به مقدار قابل توجهی از تخریب اگزرژی شیر فشارشکن ۲ کمتر است. این مورد به دلیل کمتر بودن دبی گذرنده از شیرفشارشکن ۱ نسبت به شیر فشارشکن ۲ است. همچنین بالاترین مقدار بازده اگزرژی در میان اجزای مختلف، متعلق به شیر فشارشکن شماره ۱ با مقدار ۰/۸۹۸ بوده، کمترین مقدار بازده اگزرژی، مربوط به مبدل حرارتی و اواپراتور است [۵].

در این قسمت، به منظور صحت سنجی نتایج حاصله، تاثیر تغییر فشار بالایی روی ضریب عملکرد پمپ حرارتی با موارد ورودی یکسان، با نتایج حاصله سلف [۱۰] در شکل ۳ مقایسه شده است. میانگین اختلاف نتایج حدود ۴/۵ درصد است.

در شکلهای ۴ تا ۹ اثر تغییر پارامترهای مختلف بر روی ضریب عملکرد و بازده اگزرژی سیکل با ظرفیت ثابت ۱۰۰ کیلووات ($\dot{Q}_{con} = 100kw$) آورده شده است. قابل ذکر است که در هر حالت تنها پارامتر مورد نظر تغییر کرده، بقیه پارامترهای سیکل پمپ حرارتی در حالت پایه ثابت می‌مانند.

در شکل ۴، اثر تغییر فشار کندانسور (فشار بالایی) را روی ضریب عملکرد و بازده اگزرژی ملاحظه می‌کنید. افزایش فشار کندانسور افزایش محسوس اختلاف آنتالپی در کمپرسور ۲ و دبی عبوری از آن و در نتیجه افزایش کار کمپرسور ۲ را در پی دارد که با ثابت ماندن نرخ حرارتی مبادله شده در کندانسور، باعث کاهش ضریب عملکرد سیستم می‌شود که در این مورد، ضریب عملکرد پمپ حرارتی کاهش ۵۱/۱ درصدی و ضریب عملکرد کلی کاهش ۴۸/۸۵ درصدی در محدوده فشار ۱۱۰۰ تا ۳۰۰۰ کیلوپاسکال را دارا می‌باشند. همچنین این تغییر فشار از یک سو، باعث افزایش موثر اختلاف اگزرژی ورودی و خروجی کندانسور و از سوی دیگر، همانطور که گفته شد، باعث افزایش کار کمپرسور ۲ می‌شود که تاثیر متقابل دو مورد ذکر شده، باعث ایجاد بیشینه برای بازده اگزرژی می‌شود. در این حالت، در فشار ۱۵۵۰ کیلوپاسکال نمودار به ترتیب دارای



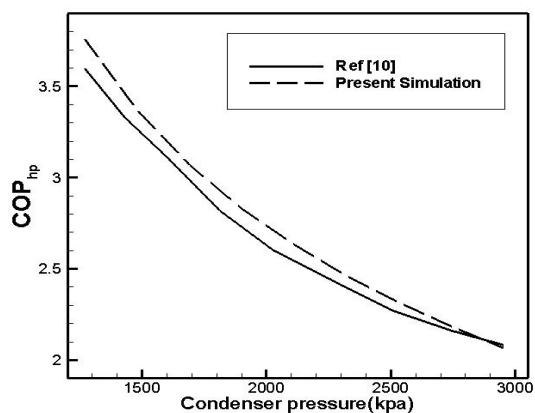
شکل ۵- اثر تغییر فشار اواپراتور بر ضریب عملکرد و بازده اگزرژی

در نهایت، کاهش کار کمپرسور ۲ اثر غالب را داشته، باعث افزایش اندک ضریب عملکرد می‌شود. در این مورد، افزایش فشار میانی، باعث افزایش ۰/۶۶ درصدی ضریب عملکرد و افزایش ۰/۵۷ درصدی بازده اگزرژی پمپ حرارتی در محدوده فشار مورد بررسی می‌شود. در این حالت نیز، تاثیر اختلاف اگزرژی ورودی و خروجی کندانسور ناچیز است. همانطور که ملاحظه می‌شود، از بین سه پارامتر فشار بالایی، میانی و پایینی سیکل، تغییر فشار میانی، کمترین تاثیر را روی عملکرد پمپ حرارتی دارد.

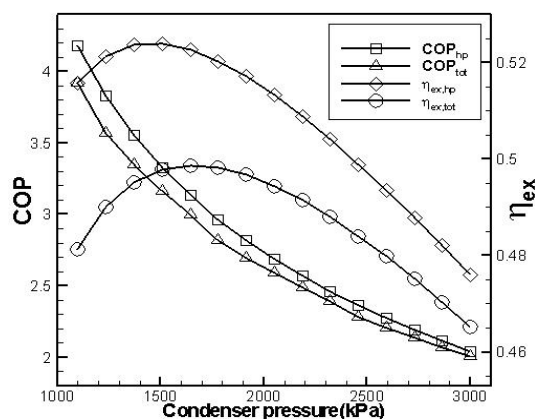
در شکل‌های ۷ و ۸ به ترتیب، اثر تغییر درجه فوق گرمایش در خروجی اواپراتور و تغییر درجه زیر سرمایش در خروجی کندانسور را روی ضریب عملکرد و بازده اگزرژی ملاحظه می‌کنید. همانطور که از شکل‌ها پیداست، افزایش هر دو مورد، تاثیر مثبت اندکی روی بازده دارد. در هر دو حالت این افزایش دما، کاهش همزمان دبی عبوری از کندانسور، دبی جریان کمکی و دبی جریان اصلی را سبب می‌شود که این موارد کاهش کار کمپرسور ۱ و ۲ و با ثابت ماندن نرخ حرارتی در کندانسور افزایش بازده را نتیجه می‌دهد. افزایش درجه فوق گرمایش خروجی اواپراتور، افزایش ۰/۶۴ درصدی ضریب عملکرد و افزایش ۲/۹۲ درصدی بازده اگزرژی پمپ حرارتی را محدود در نظر گرفته شده باعث می‌شود. همچنین افزایش درجه زیر سرمایش خروجی کندانسور، افزایش ۹/۷۳ درصدی بازده انرژی و افزایش ۸/۱۸ درصدی بازده اگزرژی پمپ حرارتی در بازه در نظر گرفته شده را سبب می‌شود. در هر دو حالت قبل، تاثیر تغییر درجه فوق

جدول ۳- مقادیر خروجی مربوط به پمپ حرارتی در حالت پایه

جزء	بازده اگزرژی	نرخ مبادله شده (کیلووات)	تخریب اگزرژی (کیلووات)	کسر تخریب اگزرژی
کندانسور	۰/۶۸	۱۰۰	۴/۲۴	۰/۲۴۱
اواپراتور	۰/۲۶	۷۴/۴۶	۵/۲۹۷	۰/۳۰۱
کمپرسور ۱	۰/۸۰۹	۹/۲۶	۱/۷۶۲	۰/۱
کمپرسور ۲	۰/۸۳۵	۱۶/۲۸	۲/۶۸۳	۰/۱۵۲
شیر ۱	۰/۸۹۸	-	۰/۰۷۴	۰/۰۰۴
شیر ۲	۰/۷۸۸	-	۳/۱۷۹	۰/۱۸
مبدل حرارتی	۰/۱۴۶	۳/۷۹۳	۰/۳۵۲	۰/۰۲



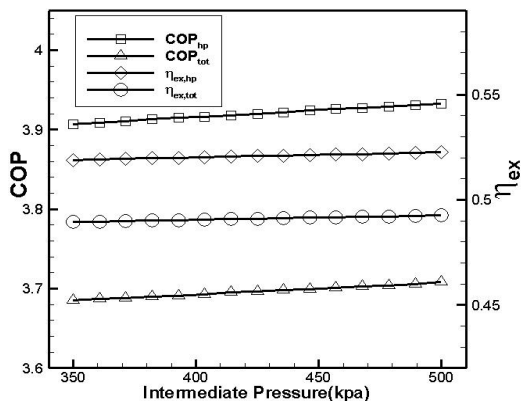
شکل ۳- مقایسه تاثیر فشار کندانسور بر ضریب عملکرد پمپ گرمایی تحقیق حاضر و نتایج سلف [۱۰]



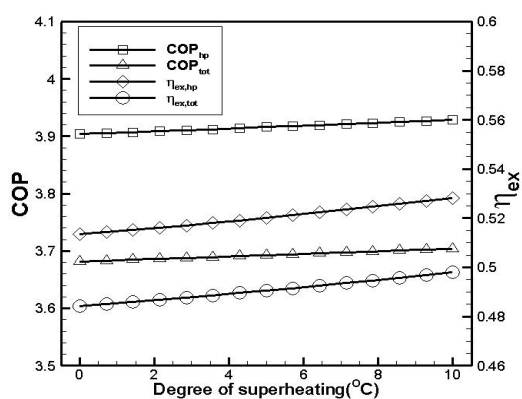
شکل ۴- اثر تغییر فشار کندانسور بر ضریب عملکرد و بازده اگزرژی

در شکل ۶، تاثیر تغییر فشار میانی سیکل را روی بازده آن ملاحظه می‌کنید. افزایش فشار میانی، باعث افزایش محسوس کار کمپرسور ۱ و کاهش محسوس کار کمپرسور ۲ می‌شود که

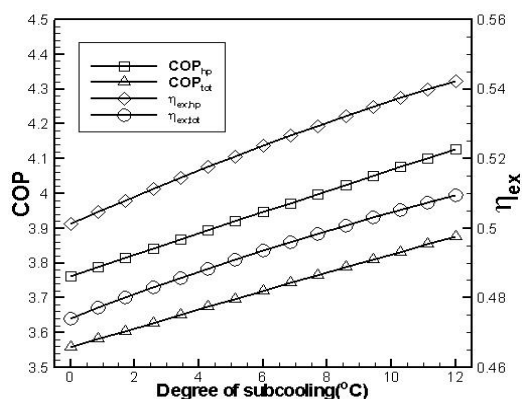
مانند حالت قبل در بقیه موارد، بهترین مقدار متناظر با بالاترین مقدار در محدوده مورد نظر است.



شکل ۶- اثر تغییر فشار میانی سیکل بر ضریب عملکرد و بازده اگزرژی



شکل ۷- اثر تغییر درجه فوق گرمایش خروجی اواپراتور بر ضریب عملکرد و بازده اگزرژی



شکل ۸- اثر تغییر درجه زیرسرمایش خروجی کندانسور بر ضریب عملکرد و بازده اگزرژی

گرمایش و افزایش درجه زیر سرمایش بر اختلاف اگزرژی ورودی و خروجی کندانسور ناچیز است.

در شکل ۹ نیز، اثر تغییر دمای خاک بر بازده کلی قابل مشاهده است. همانطور که از رابطه (۱۳) پیداست، افزایش دمای خاک، باعث کاهش طول لوله مورد نیاز برای میدل زمین گرمایی و به تبع آن کاهش افت فشار سیال و کاهش کار مورد نیاز پمپ زمین گرمایی می‌شود که افزایش ضریب عملکرد و بازده اگزرژی کلی، سیکل را حاصل می‌دهد. به دلیل اینکه تغییر دمای خاک، تنها سبب تغییر کار پمپ زمین گرمایی شده، روی پارامترهای دیگر در روابط ضریب عملکرد و بازده اثری ندارد، باعث تغییر ضریب عملکرد و بازده اگزرژی پمپ حرارتی نمی‌شود.

۵- بهینه‌سازی

در این قسمت، برای بهینه‌سازی سیکل پمپ حرارتی زمین گرمایی، فشار بالایی، فشار میانی، فشار پایینی، درجه فوق گرمایش خروجی اواپراتور، درجه زیر سرمایش خروجی کندانسور و دمای خاک به عنوان پارامترهای طراحی انتخاب می‌شوند. همچنین برای بهینه‌سازی، یکبار ضریب عملکرد کلی و یکبار بازده اگزرژی کلی به عنوان توابع هدف در نظر گرفته می‌شوند.

در این تحقیق، بهینه‌سازی با استفاده از روش direct search method در نرم افزار EES انجام می‌شود. محدودیت‌های پارامترهای طراحی با توجه به موارد مطرح شده در قسمت‌های قبل به شرح روابط (۱۹) می‌باشند:

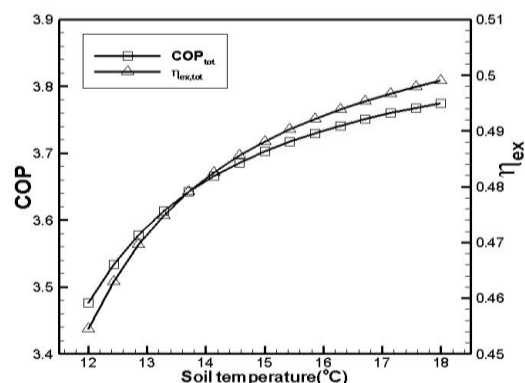
$$\begin{aligned}
 1100\text{kPa} < P_{con} < 3000\text{kPa} \\
 350\text{kPa} < P_{im} < 500\text{kPa} \\
 150\text{kPa} < P_{eva} < 300\text{kPa} \\
 0^\circ\text{C} < \Delta T_{sub} < 12^\circ\text{C} \\
 0^\circ\text{C} < \Delta T_{sup} < 10^\circ\text{C} \\
 12^\circ\text{C} < T_{soil} < 18^\circ\text{C}
 \end{aligned}
 \tag{19}$$

نتایج بهینه‌سازی، نسبت به توابع هدف ضریب عملکرد کلی و بازده اگزرژی کلی به ترتیب، در جداول ۴ و ۵ ارائه شده است. همان‌طور که از جدول ۳ مشخص است، بهترین مقدار فشار کندانسور، کمترین مقدار در محدوده در نظر گرفته شده و در بقیه موارد بهترین مقدار متناظر با بالاترین مقدار در محدوده مشخصه است. این موارد از تحلیل پارامتری نیز، قابل نتیجه‌گیری است. همچنین با توجه به جدول ۵، مقدار فشار بهینه کندانسور ۱۳۳۵ کیلوپاسکال و

افزایش درجه زیر سرمایه‌ش خروجی کندانسور، افزایش همزمان ضریب عملکرد و بازده انرژی پمپ حرارتی و بازده کلی را در پی دارد و افزایش فشار بالایی، باعث ایجاد بیشینه برای بازده انرژی شده، کاهش ضریب عملکرد را نتیجه می‌دهد و نهایتاً افزایش دمای خاک روی بازده پمپ حرارتی بی‌تاثیر بوده، ولی افزایش ضریب عملکرد و بازده انرژی کلی را در پی دارد.

۷- مراجع

- [1] ASHRAE (1995) Commercial / Institution ground source heat pump engineering manual. Atlanta, USA.
- [2] Sanaye S, Niroomand B (2009) Thermal-economic modeling and optimization of vertical ground-coupled heat pump. *Energ Convers Manage* 50: 1136-1147.
- [3] Lubis L, Kanglu M, Dincer I, Rosen M (2011) Thermodynamic analysis of a hybrid geothermal heat pump system. *Geothermics* 40: 223-228.
- [4] Amin ZM, Hawlader MNA (2013) A review on solar assisted heat pump in Singapore. *Renew Sustainable Energy Rev* 26: 286-293.
- [5] Hepbasli A (2005) Thermodynamic analysis of a ground-source heat pump system for district heating. *Int J Energ Res* 29(7): 671-678.
- [6] Sayyadi H, Amlashi E, Amidpour M (2009) Multi-objective optimization of a vertical ground source heat pump using evolutionary algorithm. *Energ Convers Manage* 50: 2035-2046.
- [7] Bi Y, Wang X, Liu Y, Zhang H, Chen L (2009) Comprehensive exergy analysis of ground-source heat pump system for both building heating and cooling mode. *Appl Energ* 86: 2560-2565.
- [8] Ma GY, Chai QH (2004) Characteristics of an improved heat pump cycle for cold region. *Appl Energ* 77: 235-247.
- [9] Self SJ, Rosen MA, Reddy BV (2012) Energy analysis and comparison of advanced vapor compression heat pump arrangement, in: The Canadian conference on building simulation. Halifax, Nova Scotia, 1-4 may, 463-477.
- [10] Self SJ, Reddy BV, Rosen MA (2013) Ground source heat pumps for heating: parametric energy analysis of a vapor compression cycle utilizing an economizer arrangement. *Appl Therm Eng* 52: 245-254.
- [11] Wang H, Peterson R, Herron T (2011) Design study of configuration on system COP for a combined ORC an VCC. *Energy* 36: 4809-4820.



شکل ۹- اثر تغییر دمای خاک بر ضریب عملکرد و بازده انرژی

جدول ۴- مقادیر پارامترهای طراحی و توابع هدف مربوط به حالت بهینه نسبت به تابع هدف ضریب عملکرد کلی

مقدار	پارامتر
۱۱۰۰	$P_{con}(kPa)$
۵۰۰	$P_{im}(kPa)$
۳۰۰	$P_{eva}(kPa)$
۱۰	$\Delta T_{sup}(^{\circ}C)$
۱۲	$\Delta T_{sub}(^{\circ}C)$
۱۸	$T_{soil}(^{\circ}C)$
۵/۳۲۳	COP_{tot}
۵/۶۶۶	COP_{hp}

جدول ۵- مقادیر پارامترهای طراحی و توابع هدف مربوط به حالت بهینه نسبت به تابع هدف بازده انرژی کلی

مقدار	پارامتر
۱۳۳۵	$P_{con}(kPa)$
۵۰۰	$P_{im}(kPa)$
۳۰۰	$P_{eva}(kPa)$
۱۰	$\Delta T_{sup}(^{\circ}C)$
۱۲	$\Delta T_{sub}(^{\circ}C)$
۱۸	$T_{soil}(^{\circ}C)$
۰/۶۴۱	$\eta_{ex,tot}$
۰/۶۹۲	$\eta_{ex,hp}$

۶- نتیجه‌گیری

در این تحقیق، ابتدا یک پمپ حرارتی با گرمکن میانی و به کمک انرژی زمین گرمایی شبیه‌سازی شده، سپس تاثیر تغییر پارامترهای مختلف روی عملکرد آن از منظر بازده انرژی و بازده انرژی بررسی گردید.

مشاهده شد که افزایش فشار میانی سیکل، افزایش فشار اواپراتور، افزایش درجه فوق گرمایش خروجی اواپراتور و