

الحمد لله
الذي هدانا لهذا
ما كنا لنهتدي لولا
هدى الله لنا



دانشکده مهندسی مکانیک
گروه تبدیل انرژی

تحلیل انرژی و انرژی سیکل تبرید زمین گرمایی

دانشجو :

محمد کلامی

استاد راهنما :

دکتر محمود چهارطاقی

استاد مشاور :

مهندس احمد مددی

پایان نامه جهت اخذ درجه کارشناسی ارشد

زمستان ۱۳۹۳

شماره: ۲۸۳/۲۸۳
تاریخ: ۹۳/۱۱/۱۴
ویرایش:

باسمه تعالی



مدیریت تحصیلات تکمیلی
فرم شماره (۶)

فرم صورت جلسه دفاع از پایان نامه تحصیلی دوره کارشناسی ارشد

با تأییدات خداوند متعال و با استعانت از حضرت ولی عصر (عج) نتیجه ارزیابی جلسه دفاع از پایان نامه کارشناسی ارشد خانم / آقای محمد کلامی به شماره دانشجویی ۹۱۰۶۲۳ رشته مهندسی مکانیک گرایش تبدیل انرژی-سیستم های انرژی تحت عنوان تحلیل انرژی و انرژی سیکل تبرید زمین گرمایی که در تاریخ ۹۳/۱۰/۱۴ با حضور هیأت محترم داوران در دانشگاه صنعتی شاهرود برگزار گردید به شرح ذیل اعلام می گردد:

☐ مردود	☐ دفاع مجدد	☒ قبول (با درجه: <u>بسیار خوب</u> امتیاز <u>۱۸/۱۶</u>)
--------------------------------	------------------------------------	---

۲- بسیار خوب (۱۸/۹۹ - ۱۸)

۱- عالی (۲۰ - ۱۹)

۴- قابل قبول (۱۵/۹۹ - ۱۴)

۳- خوب (۱۷/۹۹ - ۱۶)

۵- نمره کمتر از ۱۴ غیر قابل قبول

عضو هیأت داوران	نام و نام خانوادگی	مرتبه علمی	امضاء
۱- استاد راهنما	دکتر محمود چهارطاقی	استادیار	
۲- استاد مشاور	مهندس احمد مددی	مربی	
۳- نماینده شورای تحصیلات تکمیلی	دکتر علی عباس نژاد	استادیار	
۴- استاد ممتحن	دکتر محمود فرزانه گرد	استاد	
۵- استاد ممتحن	دکتر مجید هاشمیان	استادیار	

امضاء

رئیس دانشکده:



تعهد نامه

اینجانب **محمد کلامی** دانشجوی دوره کارشناسی ارشد رشته مهندسی مکانیک - گرایش تبدیل انرژی - سیستم های انرژی

دانشکده مهندسی مکانیک دانشگاه صنعتی شاهرود نویسنده پایان نامه با عنوان "**تحلیل انرژی و انرژی سیکل**

تبرید زمین گرمایی" تحت راهنمایی **دکتر محمود چهارطاقی** متعهد می شوم:

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

تاریخ

امضای دانشجو

مالکیت نتایج و حق نشر

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

تقدیم به

همسرم ، به پاس قدردانی از قلبی آکنده از عشق و معرفت که محیطی

سرشار از سلامت و امنیت و آرامش برای من فراهم آورده است.

تقدیر و تشکر

با سپاس فراوان از زحمات استاد گرانقدر دکتر محمود چهارطاقی و مهندس مددی که با رهنمودهایشان اینجانب را در انجام این پروژه یاری کردند.

چکیده

با افزایش جمعیت جهان و بهبود الگوی زندگی، به تدریج افزایش مداومی در مصرف انرژی به وجود آمده است. بنابراین یافتن نوعی انرژی ارزان، که نه تنها اثری بر روی گرم شدن کره زمین نداشته باشد، بلکه امنیت انرژی ملی را نیز تهدید نکند، بسیار مهم است. ازین رو انرژی زمین گرمایی نقش بسیار مهمی را می تواند ایفا کند.

سیستم های سرمایش و گرمایش ژئوترمال، پمپ های حرارتی زمین گرمایی هستند (GHP)، که گرما را از زیر زمین جمع آوری کرده، به واحد نصب شده در داخل ساختمان منتقل می کنند. همچنین به طور معکوس در تابستان هوای گرم داخل ساختمان به زمین منتقل می شود. این سیستم ها شامل اجزای اصلی کمپرسور، کندانسور، اواپراتور، حلقه های زمینی و شیرانبساط هستند.

در این تحقیق، به آنالیز انرژی و انرژی و محاسبات اقتصادی سیکل تبرید زمین گرمایی برای گرمایش آب مصرفی ساختمان با استفاده از زمین به عنوان یک منبع انرژی تجدیدپذیر، پرداخته شده است. مدل سازی فنی و اقتصادی و بهینه سازی پمپ حرارتی زمین گرمایی با سیکل بسته مبدل زمینی افقی، با نرم افزار EES انجام شده است. میزان تخریب انرژی اجزاء سیستم محاسبه و با نتایج کارهای قبلی مقایسه و صحت سنجی شده است که اختلاف کمی در مقادیر مشاهده می شود. بزرگترین منبع ناکارآمدی سیستم از دیدگاه قانون دوم ترمودینامیک کمپرسور است. پس از کمپرسور، شیر انبساط، کندانسور، اواپراتور، لوله کمپرسور به کندانسور، لوله شیرانبساط به اواپراتور، لوله اواپراتور به کمپرسور و لوله کندانسور به شیر انبساط به ترتیب منابع ناکارآمدی سیستم و تخریب انرژی هستند.

همچنین تأثیر تغییرات دمای آب ورودی به اواپراتور بر ضریب عملکرد (COP) در حالت گرمایش برای چند نمونه مبرد از گروه های مختلف بررسی شده است. نتایج نشان می دهد که R507 و R410a در شرایط مشابه، ضریب عملکرد بهتری نسبت به مبردهای دیگر دارند.

در الگوی بهینه سازی انجام شده با نرم افزار EES، تابع هزینه کلی سالیانه به عنوان تابع هدف انتخاب گردیده، متغیرهای طراحی بهینه جهت مینیمم کردن تابع هدف مذکور (مجموع هزینه های اولیه و کارکرد سیستم)، محاسبه شده و نتایج ارائه شده است. سپس تأثیر ظرفیت سیستم، ضریب انتقال حرارتی کلی خاک و دمای آب ورودی به کندانسور بر هزینه کلی سالیانه بررسی شده است. همچنین تغییرات هزینه کلی سالیانه برای چند مبرد از گروه های مختلف و همچنین برای سه منطقه آب و هوایی ایران شامل تهران، یزد و رشت محاسبه و مقایسه شده است.

کلمات کلیدی: پمپ حرارتی زمین گرمایی، آنالیز انرژی و اگزرژی، نرم افزار EES، ضریب عملکرد، بهینه سازی

فهرست مطالب

۱ مقدمه و مرور کلی ۱

۱-۱ مقدمه ۲

۲-۱ انرژی زمین گرمایی ۳

۳-۱ کاربرد انرژی زمین گرمایی ۶

۱-۳-۱ استفاده مستقیم از انرژی زمین گرمایی ۸

۱-۳-۱-۱ استخرهای آب گرم ۸

۲-۳-۱-۱ مراکز گلخانه‌ای ۸

۳-۳-۱-۱ گرمایش منازل ۹

۴-۳-۱-۱ ذوب برف و پیشگیری از یخبندان ۹

۵-۳-۱-۱ پمپ حرارتی ۱۱

۲-۳-۱ استفاده غیرمستقیم از انرژی زمین گرمایی ۱۲

۱-۲-۳-۱ نیروگاه زمین گرمایی با سیال دو فاز بخار و مایع ۱۲

۲-۲-۳-۱ نیروگاه زمین گرمایی با سیال تک فاز ۱۲

۴-۱ مزایای استفاده از پمپ‌های حرارتی زمین گرمایی و انرژی ژئوترمال ۱۳

۵-۱ معایب استفاده از پمپ‌های حرارتی زمین گرمایی و انرژی ژئوترمال ۱۴

۶-۱ بررسی وضعیت صنعت و بازار زمین گرمایی در جهان ۱۵

۷-۱ جمع‌بندی و نتیجه‌گیری ۱۸

۲ پمپ‌های حرارتی زمین گرمایی و مروری بر کارهای پیشین ۱۹

۱-۲ مقدمه‌ای در مورد پمپ‌های حرارتی زمین گرمایی ۲۰

۲-۲ اجزای اصلی پمپ‌های حرارتی زمین گرمایی ۲۱

۱-۲-۲ حلقه‌های زیرزمینی ۲۲

۱-۱-۲-۲ سیستم حلقه‌باز ۲۲

۲-۱-۲-۲ سیستم حلقه بسته ۲۲

۲۴.....	سیستم‌های دیگر	۳-۱-۲-۲
۲۵.....	پمپ حرارتی	۲-۲-۲
۲۵.....	اوپراتور	۱-۲-۲-۲
۲۵.....	کمپرسور	۲-۲-۲-۲
۲۵.....	کندانسور	۳-۲-۲-۲
۲۵.....	شیرانبساط	۴-۲-۲-۲
۳۱.....	سیستم توزیع گرما	۳-۲-۲
۳۱.....	پمپ های حرارتی آب به هوا	۱-۳-۲-۲
۳۱.....	پمپ های حرارتی آب به آب	۲-۳-۲-۲
۳۲.....	مروری بر کارهای پیشین	۳-۲
۴۰.....	جمع‌بندی و نتیجه‌گیری	۴-۲
۴۱.....	۳ آنالیز انرژی و انرژی سیستم مورد مطالعه	
۴۲.....	مقدمه	۱-۳
۴۳.....	اجزاء سیکل و خصوصیات آن	۲-۳
۴۴.....	فرضیات و روابط حاکم بر مدل سازی	۳-۳
۴۴.....	فرضیات	۱-۳-۳
۴۴.....	پارامترهای ورودی	۲-۳-۳
۴۵.....	فرآیند مدل سازی و طراحی پمپ های حرارتی زمین گرمایی	۳-۳-۳
۴۶.....	محاسبه ویژگی‌های ترمودینامیکی مبرد در سیکل تبرید	۱-۳-۳-۳
۴۶.....	محاسبه نرخ انتقال حرارت در کندانسور و اوپراتور	۲-۳-۳-۳
۴۶.....	محاسبه طول مورد نیاز اوپراتور و کندانسور	۳-۳-۳-۳
۴۷.....	محاسبه توان بیشینه کمپرسور	۴-۳-۳-۳
۴۷.....	محاسبه توان مصرفی پمپ های سیرکولاتور	۵-۳-۳-۳
۴۷.....	محاسبه طول لوله مبدل گرمایی زمینی	۶-۳-۳-۳
۴۸.....	تعادل جرم و انرژی	۴-۳
۴۹.....	بالانس انرژی و انرژی	۵-۳
۵۱.....	قضیه گوی-استودلا	۱-۵-۳

۵۱.....	۳-۶ روابط آنالیز انرژی و انرژی سیستم
۵۱.....	۳-۶-۱ کمپرسور
۵۲.....	۳-۶-۲ لوله کمپرسور تا کندانسور
۵۳.....	۳-۶-۳ کندانسور
۵۳.....	۳-۶-۴ لوله کندانسور تا شیر انبساط
۵۴.....	۳-۶-۵ شیر انبساط
۵۴.....	۳-۶-۶ لوله شیر انبساط تا اواپراتور
۵۵.....	۳-۶-۷ اواپراتور
۵۵.....	۳-۶-۸ لوله اواپراتور تا کمپرسور
۵۵.....	۳-۷ نمونه‌ای از محاسبات آنالیز انرژی و انرژی سیستم
۵۵.....	۳-۷-۱ تعادل جرم
۵۶.....	۳-۷-۲ انرژی و انرژی
۵۷.....	۳-۸ نتایج کلی محاسبات انرژی و انرژی سیستم مورد مطالعه
۵۸.....	۳-۸-۱ مقایسه نتایج کلی بدست آمده با مرجع [۴۹]
۵۹.....	۳-۹ تحلیل نتایج انرژی و انرژی
۶۶.....	۳-۱۰ تغییر طول لوله پلی اتیلنی در شرایط مختلف
۷۳.....	۴ محاسبات اقتصادی و بهینه‌سازی سیستم
۷۴.....	۴-۱ هزینه کلی سیستم
۷۴.....	۴-۱-۱ روابط اقتصادی حاکم بر سیستم
۷۷.....	۴-۱-۲ محاسبات اقتصادی سیستم مورد مطالعه
۷۸.....	۴-۲ تحلیل محاسبات اقتصادی
۸۲.....	۴-۳ بهینه‌سازی سیستم پمپ حرارتی زمین‌گرمایی مورد مطالعه
۸۵.....	۴-۴ تأثیر برخی پارامترها بر هزینه و عملکرد پمپ حرارتی زمین‌گرمایی
۸۵.....	۴-۴-۱ تأثیر ظرفیت پمپ حرارتی زمین‌گرمایی بر هزینه کلی سالانه
۸۶.....	۴-۴-۲ تأثیر ظرفیت سیستم بر طول مبدل زمینی
۸۷.....	۴-۴-۳ تأثیر ضریب انتقال حرارتی کلی خاک بر هزینه کلی سالانه
۸۸.....	۴-۴-۴ تأثیر دمای آب ورودی به کندانسور بر هزینه کلی سالانه

۵-۴ تعیین تقریبی دمای آب ورودی به اواپراتور بهینه با استفاده از نمودار ۸۹

۶-۴ مدت زمان بازگشت سرمایه ۹۰

۵ جمع‌بندی و پیشنهادها ۹۵

۱-۵ جمع‌بندی ۹۶

۲-۵ پیشنهادها ۹۹

فهرست اشکال

- شکل (۱-۱): طرح ساده از یک سیستم زمین گرمایی ایده آل ۴
- شکل (۲-۱): مناطقی از ایران که انتظار داریم بتوانیم از انرژی زمین گرمایی بهره برداری کنیم ۴
- شکل (۳-۱): توزیع انرژی خورشیدی ۵
- شکل (۴-۱): نیروگاه زمین گرمایی مشکین شهر ۷
- شکل (۵-۱): نمایی از روش ذوب برف و پیشگیری از یخبندان معابر توسط انرژی زمین گرمایی ۱۰
- شکل (۶-۱): اجزاء اصلی پمپ های حرارتی ۱۲
- شکل (۷-۱): بازده پمپ حرارتی زمین گرمایی: ۶۰٪-۳۰٪ ۱۳
- شکل (۸-۱): درصد وزنی اجزاء تشکیل دهنده هزینه های سیستم بسته عمودی ۱۶
- شکل (۹-۱): میزان برق تولیدی زمین گرمایی در برخی از کشورها در سال ۲۰۱۰ ۱۶
- شکل (۱۰-۱): مقایسه هزینه برق نیروگاههای زمین گرمایی با دیگر انرژی های نو ۱۷
- شکل (۱-۲): شماتیک میزان نوسانات دمای خاک در یک سال در اعماق ۰,۶، ۳,۵ و ۹۱ متری از سطح زمین ۲۰
- شکل (۲-۲): فرآیند گرمایشی پمپ حرارتی زمین گرمایی ۲۱
- شکل (۳-۲): فرآیند سرمایشی پمپ حرارتی زمین گرمایی ۲۲
- شکل (۴-۲): سیستم حلقه باز ۲۳
- شکل (۵-۲): سیستم حلقه بسته افقی ۲۴
- شکل (۶-۲): سیستم های استفاده کننده از آب سطحی ۲۴
- شکل (۷-۲): چرخه کارکرد پمپ حرارتی زمین گرمایی مود گرمایش ۲۵
- شکل (۸-۲): چرخه کارکرد پمپ حرارتی زمین گرمایی مود سرمایش ۲۶
- شکل (۹-۲): اجزاء سیکل تبرید تراکم بخار ایده آل ۲۷
- شکل (۱۰-۲): دیاگرام T-S و P-h سیکل تبرید تراکم بخار ایده آل ۲۷
- شکل (۱-۲): $COP_{cooling}$ و $COP_{heating}$ یک پمپ حرارتی هوا به هوا ۳۱
- شکل (۱-۳): سیکل تبرید زمین گرمایی مورد مطالعه و نقاط مشخص کننده سیکل ۴۳
- شکل (۲-۳): درصد الکتریسیته مصرفی اجزاء سیستم ۶۰
- شکل (۳-۳): درصد انرژی های ورودی به سیستم ۶۰

- شکل (۳-۴): درصد وزنی مقدار تخریب آگزروی اجزاء سیکل ۶۱
- شکل (۳-۵): تغییرات ضریب عملکرد با تغییر دمای آب ورودی به اواپراتور ۶۳
- شکل (۳-۶): تغییرات ضریب عملکرد با تغییر دمای آب ورودی به اواپراتور برای مبردهای مختلف ۶۴
- شکل (۳-۷): تغییرات دمای آب خروجی از کندانسور با تغییر دمای آب ورودی به اواپراتور ۶۵
- شکل (۳-۸): تغییرات طول لوله مبدل زمینی در عمق یک و نیم متر با دمای آب ورودی به اواپراتور ۶۷
- شکل (۳-۹): تغییرات طول لوله مبدل زمینی در عمق دو متر با دمای آب ورودی به اواپراتور ۶۸
- شکل (۳-۱۰): مقایسه تغییرات طول لوله مبدل زمینی با دمای آب ورودی به اواپراتور برای سه شهر تهران، رشت و یزد ۶۸
- شکل (۳-۱۱): ساختارهای افقی حلقه های مبدل زمینی. ۱- دو لوله در هر شاخه، افقی ۲- دو لوله در هر شاخه، بالا و پایین ۳- چهار لوله در هر شاخه، دو شاخه بالا و دو شاخه پایین ۴- چهار لوله در هر شاخه، عمودی ۵- چهار لوله در هر شاخه، افقی ۶- شش لوله در هر شاخه، سه شاخه بالا و سه شاخه پایین ۷۰
- شکل (۳-۱۲): طول لوله مبدل زمینی برای خاک های مختلف با شرایط آب و هوایی تهران ۷۱
- شکل (۳-۱۳): طول لوله مبدل زمینی برای خاک های مختلف با شرایط آب و هوایی یزد ۷۱
- شکل (۳-۱۴): طول لوله مبدل زمینی برای خاک های مختلف با شرایط آب و هوایی رشت ۷۲
- شکل (۴-۱): درصد هزینه اجزاء سیستم پمپ حرارتی زمین گرمایی ۷۹
- شکل (۴-۲): مقایسه تغییر هزینه کلی سالانه آرایش چهار شاخه ای موازی با دمای آب ورودی به اواپراتور برای سه شهر تهران، یزد و رشت ۸۰
- شکل (۴-۳): مقایسه هزینه کلی سالانه با دمای آب ورودی به اواپراتور برای چند نمونه مبرد ۸۰
- شکل (۴-۴): هزینه کلی سالانه برای خاک های مختلف ۸۱
- شکل (۴-۵): تغییر هزینه کلی سالانه به زمان کارکرد سیستم ۸۲
- شکل (۴-۶): تغییر هزینه کلی سالانه با ظرفیت سیستم ۸۶
- شکل (۴-۷): تغییر طول لوله زمینی با ظرفیت سیستم ۸۷
- شکل (۴-۸): تغییر هزینه سالانه سیستم با تغییر ضریب انتقال حرارت کلی ۸۸
- شکل (۴-۹): تغییرات هزینه بهینه کلی سالانه سیستم با تغییر دمای آب ورودی به کندانسور ۸۹
- شکل (۴-۱۰): تغییرات هزینه کلی سالانه و COP با دمای آب ورودی به اواپراتور ۹۰
- شکل (۴-۱۱): تغییر بازگشت سرمایه با قیمت الکتریسیته ۹۲
- شکل (۴-۱۲): تغییر مدت زمان بازگشت سرمایه با ساعات کارکرد سالانه ۹۳
- شکل (۴-۱۳): تغییر زمان بازگشت سرمایه با نرخ بهره ۹۴

فهرست جداول

جدول (۱-۳): نرخ انتقال انرژی و نرخ بازگشت ناپذیری محاسبه شده مؤلفه های سیکل مورد نظر با استفاده از خصوصیات ترمودینامیکی در نقاط مشخص شده	۵۸.....
جدول (۲-۳): نرخ انتقال حرارت از مبدل ها و کمپرسور، توان پمپ ها و ضریب عملکرد پمپ حرارتی زمین گرمایی	۵۸.....
جدول (۳-۳): مقایسه نتایج ارائه شده در مرجع [۴۹] و نتایج بدست آمده از مدل حاضر	۵۹.....
جدول (۴-۳): اعتبار محاسبات بازگشت ناپذیری انجام شده	۶۲.....
جدول (۱-۴): هزینه حفاری و پرکردن کانال با وسیله مکانیکی تا عمق دو متر براساس نوع زمین	۷۷.....
جدول (۲-۴): هزینه اجزاء و الکتریسیته و هزینه کلی سالیانه	۷۸.....
جدول (۳-۴): مقایسه هزینه کلی سالیانه سیستم ساده افقی با آرایش چهار شاخه ای موازی افقی	۷۹.....
جدول (۴-۴): پارامترهای طراحی ورودی در مدل سازی	۸۳.....
جدول (۵-۴): مقادیر پارامترهای ورودی	۸۴.....
جدول (۶-۴): مقادیر بهینه پارامترهای طراحی	۸۴.....
جدول (۷-۴): مقادیر تابع هدف در حالت بهینه	۸۵.....

فهرست علائم

مساحت مبدل (m^2)	A
هزینه سرمایه‌گذاری اولیه به ازای هر سال کار سیستم (Rls/y)	An
هزینه سالیانه مصرف برق (Rls/y)	C _{EL}
هزینه کانال کنی (Rls)	C _{Excav}
هزینه پر کردن (Rls)	C _{filling}
هزینه مبدل زمینی (Rls)	C _{ghx}
هزینه لوله پلی‌اتیلنی (Rls)	C _{pipe}
گرمای ویژه ($kJ/kg \cdot ^\circ C$)	C _p
ضریب عملکرد	COP
ضریب سالیانه هزینه اولیه	CRF
قطر هیدرولیکی (m)	D _h
قطر داخلی لوله کندانسور (m)	D _{i,cond}
قطر خارجی لوله کندانسور (m)	D _{o,cond}
قطر داخلی لوله اواپراتور (m)	D _{i,evap}
قطر خارجی لوله اواپراتور (m)	D _{o,evap}
قطر داخلی لوله پلی‌اتیلنی (m)	D _{i,g}
قطر خارجی لوله پلی‌اتیلنی (m)	D _{o,g}
مصرف سالیانه برق (kWh/y)	E
ضریب اصطکاک فنینگ	f
آنتالپی (kJ/kg)	h
ساعت	hr
نرخ بهره	i _{eff}
ضریب هدایت گرمایی لوله کندانسور، اواپراتور ($kW/m.k$)	K _{cond,evap}
ضریب هدایت گرمایی لوله پلی‌اتیلنی ($kW/m.k$)	k _{pipe}
طول لوله (m)	L
نرخ جریان جرمی (kg/s)	m [˙]
کل زمان کارکرد سیستم (y)	n
تعداد شاخه‌های مبدل زمینی	n _{pipe}
فشار (kPa)	P
هزینه هر کیلووات ساعت الکتریسیته (Rls/kWh)	P _{EL}
هزینه هر لیتر ضدیخ (Rls/litre)	P _{AF}
هزینه هر متر کانال کنی (Rls/m)	P _{Excav}
هزینه هر مترمکعب پر کردن (Rls/m^3)	P _{filling}
هزینه هر متر لوله پلی‌اتیلنی (Rls/m)	P _{pipe}
نرخ انتقال حرارت (kW)	Q [˙]
مقاومت گرمایی مؤثر ($m.k/kW$)	R
آنتروپی ($kJ/kg.k$)	S
دما ($^\circ C$)	T
تغییرات سالیانه دما ($^\circ C$)	T _{amp}

زمان کارکرد سالیانه (hr/y)	T_h
دمای خاک و دمای میانگین سالیانه (°C)	$T_s, \bar{T}_s$
دمای اشباع کندانسور (°C)	$T_{sat,cond}$
دمای اشباع اواپراتور (°C)	$T_{sat,evap}$
شماره روز دارای کمترین دما	t_{shift}
دمای آب در ورودی کندانسور (°C)	$T_{w,cond,i}$
دمای آب در خروجی کندانسور (°C)	$T_{w,cond,o}$
دمای آب در ورودی اواپراتور (°C)	$T_{w,evap,i}$
دمای آب در خروجی اواپراتور (°C)	$T_{w,evap,o}$
شماره روز سال	t_{year}
هزینه کلی کارکرد سالیانه (Rls/y)	TAC
ضریب انتقال حرارتی کلی خاک ($kW/m^2.k$)	U_s
حجم کانال (m^3)	V_{hole}
توان مصرفی (kW)	w'
عمق زمین (m)	x
سال	y
ضریب پخش گرمایی (m^2/h)	α
چگالی (kg/m^3)	ρ
علامه یونانی	
اختلاف دمای لگاریتمی (°C)	ΔT_{lm}
ضریب تأثیر	ε
بازده	η
بازده الکتریکی	η_{el}
بازده مکانیکی	η_m
بازده پمپ	η_{pump}
بازده آیزنتروپیک کمپرسور	η_s
زیرنویس ها	
ضد بخ	AF
کمپرسور	comp
کندانسور	Cond
انتقال حرارت جابجایی	conv
اواپراتور	evap
مبدل حرارتی زمینی	ghx
گرمایش	h
داخلی	i
پمپ مقصد	Lp
خارجی	o
ریال	Rls
پمپ منبع	Sp

فصل اول : مقدمه و مرور کلی

۱-۱ مقدمه

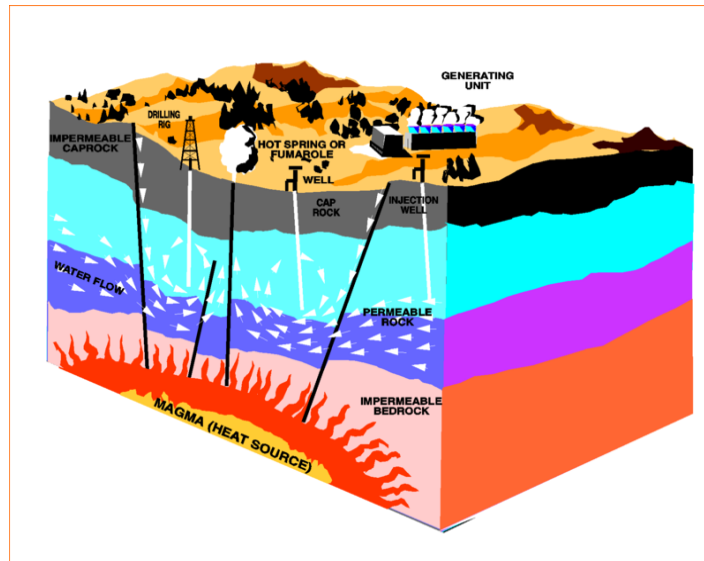
از آغاز دوره صنعتی به این سو، جمعیت جهان از چند صد میلیون نفر به هفت میلیارد نفر رسیده است. الگوی زندگی ساده و مقتصدانه انسان دویست سال پیش به الگوی زندگی جاه طلبانه و مسرفانه انسان سده بیست و یکم تغییر یافته است [۱]. افزایش جمعیت از یک سو و افزایش رفاه اجتماعی از سوی دیگر نیازمند انرژی است. نیاز روز افزون به انرژی باعث شده انسان بیش از پیش به استفاده از سوخت های فسیلی (ذغال سنگ، نفت و گاز) روی آورد. ولی محدودیت استفاده از سوخت های فسیلی به خاطر تجدیدنپذیر بودن آن ها و نیز آلودگی هایی که به وجود آورده اند، مانند گرم شدن زمین و آب شدن یخ ها و به هم خوردن زیست بوم طبیعی کره زمین، باعث محدودتر شدن استفاده از این منابع انرژی شده است. همچنین نفت و مشتقات آن از سرمایه های ارزشمند ملی و حیاتی کشورهاست؛ مصرف مسرفانه از آنها به دور از خرد است.

به همین خاطر استفاده از منابع انرژی جایگزین که نامحدود باشند و کمترین آلودگی را به وجود آورند، مورد توجه پژوهشگران و متفکران قرار گرفته است. این منابع که در چند دهه اخیر مورد توجه قرار گرفته و پیشرفت های چشمگیری در دسترسی به آنها بدست آمده، انرژی های نو و تجدید پذیر نامیده می شوند [۲]. در کشور ما ایران با توجه به ویژگی های جغرافیایی و آب و هوایی از اکثر انرژی های نو و تجدیدپذیر می توان بهره برداری کرد. یکی از این انرژی ها انرژی زمین گرمایی می باشد. انرژی حرارتی که در پوسته جامد زمین وجود دارد، انرژی زمین گرمایی نامیده می شود. در سطح زمین، گرمای هوا به زیرزمین منتقل می شود. مرکز زمین منبع عظیمی از انرژی حرارتی است که به شکل های گوناگون از جمله فوران های آتشفشانی، آب های گرم و یا بواسطه خاصیت رسانایی به سطح آن هدایت می شوند. در حال حاضر از انرژی زمین گرمایی در بسیاری از نقاط جهان و به صورت های مختلف، در سطح وسیعی استفاده می شود. بهره برداری از انرژی زمین گرمایی، به عنوان یک منبع انرژی بالقوه در اعماق زمین، مستقل از شرایط جوی بوده و قابلیت جوابگویی به نیاز کنونی و آتی بشر را دارد.

۲-۱ انرژی زمین گرمایی

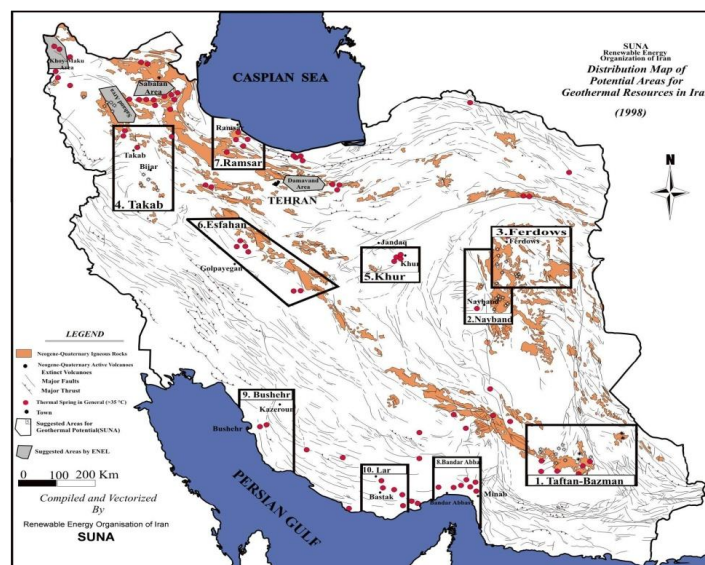
منبع انرژی زمین گرمایی، حرارت طبیعی زمین است که از مواد مذاب یا ماگما نشأت می گیرد. این انرژی در اثر تجزیه رادیو اکتیو ایزوتوپ پتاسیم و عناصر دیگری که در پوسته زمین پراکنده اند و همچنین به خاطر فشار زیاد حاصل از نیروی وزن ایجاد می شود. همانطور که می دانیم هر چه به ژرفای زمین افزوده شود، دما افزایش می یابد. به طوری که درجه حرارت در لایه های پایینی پوسته زمین حدود ۱۳۰۰ درجه و در هسته مرکزی زمین حدود ۵۰۰۰ درجه است. در برخی مناطق از پوسته زمین که شرایط مساعدی دارد، می توان به دماهای بالا دست یافته و از این انرژی استفاده کرد. طبق برآوردهای انجام شده انرژی ذخیره شده در پوسته زمین تا عمق ۳۰۰۰ متر $۱۰^{۲۴} \times ۴۳$ مگاژول می باشد. ۸۵ درصد از این انرژی در دمای کمتر از ۱۰۰ درجه است (انرژی مصرفی جهان در سال ۱۹۸۷ برابر $۱۰^{۲۱} \times ۰/۳$ مگاژول بود که ۴۰ درصد از آن دارای دمایی کمتر از ۱۰۰ درجه بود). بیرون کشیدن گرما به طور مستقیم از کره زمین امکان پذیر نیست. برای این کار باید سیال انتقال دهنده ای وجود داشته باشد تا گرما را از زیر زمین به سطح زمین انتقال دهد. در ضمن این گرما باید به سطح زمین نزدیک باشد. معمولاً مناطقی که در آن آتشفشان یا زمین لرزه مستمر وجود دارد، چنین خصوصیتی دارند. حرارت زیر زمین توسط یک سیال انتقال دهنده که می تواند بخار یا آب داغ و یا هر دو باشد، به سطح زمین انتقال می یابد [۲].

بهره برداری انرژی از انرژی زمین گرمایی به طور ساده در شکل ۱-۱ آورده شده است. آب حاصل از بارندگی پس از نفوذ به سفره های زیرزمینی و جاری شدن به مناطقی که انرژی زمین گرمایی نزدیک سطح زمین است، انرژی گرمایی زمین را دریافت می کند. چگالی این آب پس از گرم شدن کاهش یافته و فشار آن افزایش می یابد و به صورت آب گرم یا بخار آب از منافذی که بر روی پوسته زمین وجود دارد، مسیر خود را به سطح زمین پیدا می کند. این ها همان چشمه های آب گرمی هستند که در مناطق خاصی از سطح زمین مشاهده می کنیم [۳].



شکل (۱-۱): طرح ساده از یک سیستم زمین گرمایی ایده آل [۴]

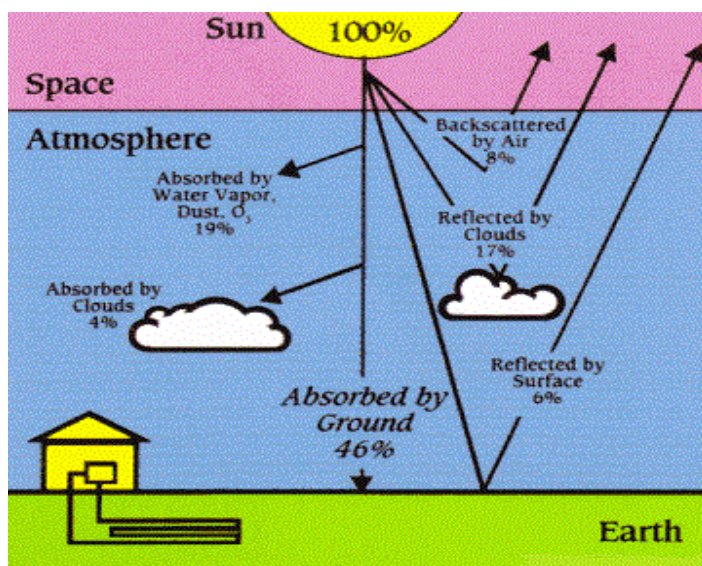
شکل ۱-۲ مناطقی از ایران که دارای ویژگی‌های زمین شناختی مناسبی برای رسیدن به این انرژی هستند را نشان می‌دهد. همانطور که مشاهده می‌شود در مناطق وسیعی می‌توان از این انرژی پاک برای تولید برق استفاده کرد.



شکل (۱-۲): مناطقی از ایران که انتظار داریم از انرژی زمین گرمایی بهره برداری کنیم [۵]

از انرژی زمین‌گرمایی درجه بالا معمولاً برای تولید الکتریسیته در نیروگاه‌ها استفاده می‌شود که فقط در مناطق خاصی از کره زمین وجود دارند [۶]. اما آنچه در این پایان‌نامه مد نظر است تکنولوژی زمین‌گرمایی کم عمق است که برای کنترل دمای ساختمان‌ها (گرمایش و سرمایش) کاربرد دارد که عمق چاه‌های حفر شده کمتر از ۱۵۰ متر است که از نوع انرژی زمین‌گرمایی درجه پایین است. بر خلاف انرژی زمین‌گرمایی درجه بالا که فقط در مناطق خاصی از زمین وجود دارد، انرژی زمین‌گرمایی درجه پایین تقریباً در تمام نقاط کره زمین قابل استفاده است.

برای نگه داشتن دمای ساختمان در دمای آسایش، نیاز به منبع انرژی قابل ملاحظه هست. اغلب طراحان از سیستم‌های مستقل سرمایش و گرمایش برای تأمین دمای مطلوب استفاده می‌کنند و این سیستم‌ها برای عملکرد نیاز به انرژی‌های سوخت‌های فسیلی و انرژی الکتریکی دارند. نظر به اینکه ۴۶٪ انرژی خورشیدی توسط زمین جذب می‌شود، این می‌تواند یکی از منابع فراوان انرژی و قابل دسترس برای تأمین نیاز سرمایش و گرمایش ساختمان‌ها باشد (شکل ۱-۳). برای بهره‌برداری از این انرژی پمپ‌های حرارتی بهترین فناوری موجود در عصر حاضر می‌باشد، که این سیستم هم بصورت گرمایشی و هم به صورت سرمایشی بکار می‌رود [۷].



شکل (۱-۳): توزیع انرژی خورشیدی [۸]

ساختار فنی پمپ‌های حرارتی به گونه‌ای است که امکان استخراج انرژی حرارتی را از یک منبع حرارتی دما-پایین فراهم ساخته و آن را به صورت یک انرژی حرارتی مفید در دمای بالاتر در دسترس ما قرار می‌دهد. بزرگترین مزیت این سیستم در این است که حتی در مناطقی که دارای پتانسیل بالایی از انرژی زمین‌گرمایی نیستند و آب ژئوترمال در دمای پایین، مثلاً ۲۰-۴۰ سانتیگراد، که برای کاربرد مستقیم در فرآیندهای گرمایش محیطی بسیار پایین است، منبع حرارتی ایده آلی برای تغذیه پمپ‌های حرارتی به شمار می‌رود. بیرون کشیدن گرما به طور مستقیم از کره زمین امکان پذیر نیست. برای این کار باید سیال انتقال دهنده‌ای وجود داشته باشد تا گرما را از زیر زمین به سطح زمین انتقال دهد. در ضمن این گرما باید به سطح زمین نزدیک باشد [۹].

برای اولین بار رابرت وبر موفق به ساخت پمپ حرارتی زمین‌گرمایی گردید. در سال ۱۹۴۵، انیستیتو برق ادیسون اولین پمپ حرارتی زمین‌گرمایی که از نوع حلقه‌ای بود را به اجرا درآورد؛ (توسط رابرت وبر در خانه اش در ایندیاناپولیس) سپس کراکر برای اولین بار در یک ساختمان تجاری در ایالت پورتلند، از پمپ حرارتی زمین‌گرمایی استفاده کرد و به مرور زمان این تکنولوژی مورد توجه قرار گرفت تا اینکه در اوایل دهه ۱۹۷۰، همزمان با اولین شوک نفتی تحول عظیمی در این مورد به وقوع پیوست که تا کنون ادامه دارد. بیشترین سهم پمپ‌های حرارتی زمین‌گرمایی مربوط به ایالات متحده و اروپا بوده و بعد از آنها کشورهایی همچون ژاپن و ترکیه قرار دارند [۷].

۱-۳ کاربرد انرژی زمین‌گرمایی

قرن‌ها پیش از انرژی زمین‌گرمایی به شیوه‌های مختلف استفاده می‌شد. به طوری که رومیان قدیم از آن برای حمام کردن استفاده می‌کردند. در سال ۱۹۰۴ در ایتالیا برای اولین بار از انرژی زمین‌گرمایی برای تولید برق به صورت تجاری استفاده شد. سپس در سال ۱۹۵۸ نیروگاه زمین‌گرمایی وایراکی در زلاندنو و به دنبال آن در دهه ۱۹۶۰ نیروگاهی در گایزرز واقع در ایالت کالیفرنیا آمریکا ساخته شد. امروزه انرژی زمین‌گرمایی سومین نوع از انرژی‌های نو می باشد که در دنیا جهت تولید برق مورد استفاده قرار می گیرد. ۹۲٪ از انرژی برق تولید شده در جهان از انرژی‌های نو مربوط به سهم

برق آبی، ۵/۵٪ زیست توده، ۱/۶٪ زمین گرمایی، ۰/۶٪ باد و ۰/۰۵٪ مربوط به انرژی خورشید است. از بین کشورهای که بهترین بهره برداری را از انرژی زمین گرمایی دارند، می توان ایسلند را نام برد. کشور ایسلند حدود ۵۳٪ انرژی مورد نیاز خود را از انرژی زمین گرمایی تأمین می کند که در واقع سوخت فسیلی تنها برای تأمین سوخت اتومبیل ها، کشتی ها و هواپیماها استفاده می شود [۱۰].

در ایران نیز از دیرباز انرژی زمین گرمایی شناخته شده، و به صورت چشمه های آب گرم و آب های معدنی برای مصارف درمانی و استحمام مورد استفاده قرار می گرفته است. کشور ایران در کمربند آتشفشانی زمین قرار گرفته و به همین سبب آثار و نشانه های بارز این انرژی در آتشفشان های خاموش سبلان، سهند، دماوند، تفتان و بزمان وجود دارد. با بررسی شیمیایی سنگ های آتشفشانی و همچنین بودن چشمه های آب گرم در حوالی کوه سبلان می توان پی به وجود یک مخزن ماگمایی نسبتاً سطحی در زیر کوه سبلان برد. همچنین برای تعیین سن آن ها می توان از سن سنجی ایزوتوپی بهره گرفت. بنابراین جمع آوری اطلاعات و ارزیابی منطقه از نظر زیست محیطی و زمین شناسی جنوب شهر مشکین شهر توسط سازمان بهره وری انرژی ایران در سال ۱۳۷۹ شروع شد و اولین نیروگاه زمین گرمایی کشور در مشکین شهر در سال ۱۳۸۵ در دامنه سبلان به بهره برداری رسید (شکل ۱-۴) [۲].



شکل (۱-۴) : نیروگاه زمین گرمایی مشکین شهر [۵]

از انرژی زمین گرمایی به دو صورت استفاده می‌شود:

۱- استفاده مستقیم یا تولید حرارت مانند تأسیسات حرارتی، پرورش آبزیان و ...

۲- استفاده غیر مستقیم یا تولید برق

۱-۳-۱ استفاده مستقیم از انرژی زمین گرمایی

۱-۱-۳-۱ استخرهای آب گرم

این روش آبگرم خارج شده از زمین را در استخرها و مراکز جذب گردشگری مورد استفاده قرار می‌دهند. به طور معمول آب گرم خودبخود از زمین خارج می‌شود. در حال حاضر قریب به ۶۵ کشور جهان از چشمه‌های آب گرم و تأسیسات تفریحی زمین گرمایی استفاده می‌کنند. به طور مثال ژاپنی‌ها با بهره‌گیری از بیش از ۲۲۰۰ کانون تفریحی مرتبط با چشمه‌های آبگرم سالانه قریب به ۱۰۰ میلیون مهمان و گردشگر را پذیرا هستند. ایران نیز جزو کشورهای استفاده کننده از این چشمه‌ها است. با توجه به موقعیت زمین شناختی ایران می‌توان در مناطق مختلفی از این روش استفاده کرد. از مهمترین مناطق کشور می‌توان به منطقه تفتان (بزمان)، منطقه نایبند، منطقه بیرجند (فردوسی)، منطقه تکاب (هشترود)، منطقه خور (بیابانک)، منطقه اصفهان (محلات)، منطقه رامسر، منطقه بندر عباس (میناب)، منطقه بوشهر (کازرون)، منطقه لار (بستک)، منطقه دامنه سهند (سرعین و...) اشاره کرد.

در استفاده از این روش علاوه بر مزیت‌های اقتصادی و جذب گردشگر می‌توان به مصارف آب درمانی برای درمان بیماری‌های دستگاه گوارش، ناراحتی‌های عصبی، مشکلات پوستی و درد مفاصل نیز اشاره کرد. البته در استفاده از آب‌های گرم باید توجه کرد که این آب‌ها املاح زیادی با خود دارند و حتی ممکن است همراه با آن برخی از گازها از چاه بیرون بیایند، گازهایی که حتی ممکن است سمی باشند [۱۱].

۱-۳-۱-۲ مراکز گلخانه‌ای

در سال‌های اخیر استفاده از روش گلخانه برای کشت محصولات کشاورزی مورد توجه قرار گرفته است. در استفاده از گلخانه‌ها محصولات کشاورزی از سرما در امان بوده و با توجه به قابل کنترل بودن محیط کشاورزی آفات گیاهی نیز کمتر به محصولات آسیب می‌رسانند. به خصوص در مناطق کوهستانی که در هوای آزاد فصل‌های سرد هیچ محصولی به عمل نمی‌آید، با استفاده از گلخانه‌ها می‌توان کشاورزی کرده و محصول به عمل آورد. یکی از موانع استفاده از گلخانه‌ها سیستم گرمایش گلخانه می‌باشد. استفاده از سوخت‌های فسیلی در سیستم گرمایش گلخانه‌ها هزینه زیادی در بر دارد. همچنین ایجاد دمای پایدار در گلخانه به وسیله سیستم گرمایشی سنتی کار مشکلی می‌باشد. به همین دلیل بسیاری به استفاده از انرژی زمین‌گرمایی روی آورده‌اند. استفاده از انرژی زمین‌گرمایی در سیستم گرمایش گلخانه‌ای علاوه بر کاهش دادن هزینه‌های استفاده از سوخت‌های فسیلی دمای پایداری را نیز در گلخانه ایجاد می‌کند، همچنین از آلودگی‌های زیست محیطی که به خاطر استفاده این سوخت‌ها ایجاد می‌شود جلوگیری می‌کند [۲].

۳-۱-۳-۱ گرمایش منازل

به کمک لوله کشی و انتقال آب‌های گرمی که از زمین بیرون می‌آیند، این آب‌های گرم را می‌توان به مناطق مسکونی منتقل کرد و مانند سیستم‌های شوفاژ موجود در منازل از حرارت این آب‌های گرم جهت گرم کردن محیط استفاده نمود. برای گرمایش منازل، آب‌های گرم زمینی باید حرارتی در حدود ۵۰ الی ۱۰۰ درجه سانتیگراد داشته باشند. همانطور که گفته شد ۸۵ درصد انرژی گرمایی قابل استحصال نیز دمای کمتر از ۱۰۰ درجه را دارد و این موضوع اهمیت استفاده از این سیستم را پررنگ تر می‌کند، وقتی بدانیم ۷۰ درصد از گاز طبیعی مصرفی کشور (که به طور متوسط ۵۰۰ میلیون متر مکعب در روز می‌باشد) به گرمایش ساختمان اختصاص می‌یابد اهمیت این امر بیشتر می‌شود [۵].

۳-۱-۴ ذوب برف و پیشگیری از یخبندان

سیستم ذوب برف زمین‌گرمایی متشکل از لوله‌هایی است که به صورت شبکه‌ای درمعا بر و نقاط حادثه خیز جاده‌ها و پل‌ها جاسازی شده‌اند. در این شبکه سیالی را که با انرژی زمین‌گرمایی گرم می‌شود، به داخل لوله‌ها می‌فرستند تا برف‌ها را ذوب کند (شکل ۱-۵).



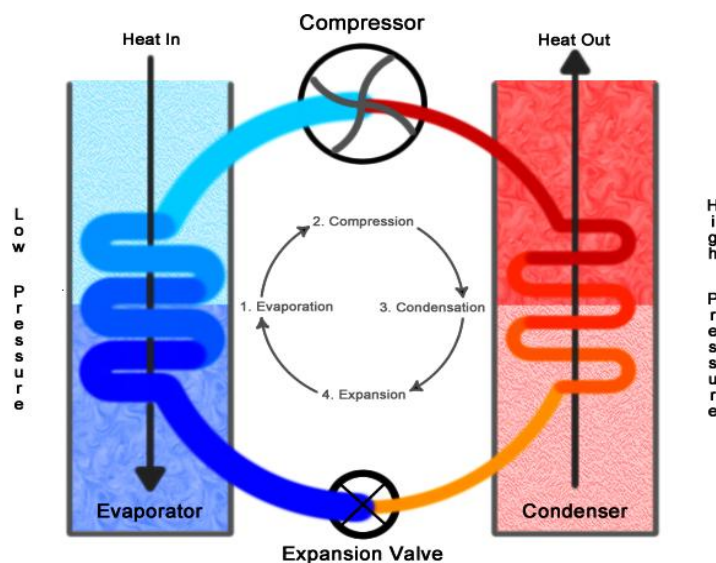
شکل (۱-۵) : نمایی از روش ذوب برف و پیشگیری از یخبندان معابر توسط انرژی زمین‌گرمایی [۱۲]

زدودن یا ذوب کردن برف و یخ انباشته بر باند فرودگاه‌ها، بزرگراه‌ها و پل‌ها در زمستان یکی از موضوعات اساسی در طرح افزایش ایمنی راه‌ها و نقل و انتقالات است. ساده‌ترین راه برای این کار استفاده از مواد شیمیایی (نمک) و دستگاه‌های برف روب مکانیکی است. نمک (کلرید سدیم) با آب و یخ ترکیب شده و دمای ذوب آن را کاهش می‌دهد. البته درموردی که دمای سطح از منفی ۹ درجه سانتیگراد کمتر باشد استفاده از نمک بی‌فایده خواهد بود. عیب استفاده از نمک، واکنش خوردگی نمک با فولادهای تقویت‌کننده‌ی پل و حتی سازه‌های فولادی پل (در دراز مدت) است. از طرف دیگر استفاده از مواد شیمیایی نظیر نمک، به محیط زیست و پوشش گیاهی و جریان‌های آب آسیب می‌رساند. روش دیگر مبارزه با برف، یعنی استفاده از ماشین‌آلات برف روب، ممکن است به سطوح آسیب رسانده و هزینه‌های گزافی را برای تعمیر آنها تحمیل کند. در حال حاضر استفاده از برف روب‌ها

تنها راه مبارزه با برف در شرایط بحرانی است. با توجه به این نکات در نظر گرفتن سیستم ذوب برفی که هزینه‌های کمتری داشته و خسارت وارده برجاده‌ها و پل‌ها را کم کند، ضروری به نظر می‌رسد [۱۲].

۱-۳-۵ پمپ حرارتی

پمپ حرارتی یا پمپ گرما وسیله‌ای است که عمل انتقال حرارت از نقطه مبدأ کم دما به نقطه مقصد که دارای دمای بیشتر می‌باشد را انجام می‌دهد. پمپ‌های حرارتی زمین‌گرمایی همانند پمپ‌های معمولی می‌باشند، اما به جای استفاده از گرمای هوای بیرون، از گرمای زمین و در برخی موارد از گرمای آب داغ معدنی استفاده می‌کنند. بطور کلی مخازن زمین‌گرمایی که دمای آن‌ها کمتر از ۱۵۰ درجه سانتیگراد است، برای تبدیل به انرژی الکتریکی دارای توجیه اقتصادی نیست. لذا این گونه مخازن زمین‌گرمایی جهت بهره‌گیری مستقیم از انرژی حرارتی و تأمین سرمایش و گرمایش ساختمان‌ها در فصول مختلف استفاده می‌شود. عملکرد پمپ‌های حرارتی همانند کولرهای گازی است؛ با این تفاوت که مصرف برق آنها بسته به نوع سیستم از ۳۰ تا ۷۰ درصد کمتر از کولرهای گازی و سایر سیستم‌های سرمایشی و گرمایشی رایج است. سیستم سرمایش پمپ حرارتی به این صورت است که هوای گرم اتاق از طریق فن مکنده وارد دستگاه شده و پس از عبور از کویل سرد به داخل اتاق دمیده می‌شود (شکل ۱-۶). در این فرآیند گرما به سیال سرد منتقل شده و توسط یک مبدل دو لوله‌ای به آب داخل کویل زمینی (لوله‌های پلی اتیلنی نصب شده در داخل زمین) منتقل می‌شود [۵].



شکل (۶-۱): اجزاء اصلی پمپ هلی حرارتی [۱۳]

۱-۳-۲ استفاده غیر مستقیم از انرژی زمین گرمایی

در استفاده غیرمستقیم، انرژی زمین گرمایی در نیروگاه‌های زمین گرمایی تبدیل به انرژی الکتریسته می‌شود و بعد انرژی تولید شده وارد شبکه سراسری برق شده و مورد استفاده قرار می‌گیرد. به طور ساده می‌توان گفت که نیروگاه‌های زمین گرمایی به دو دسته تقسیم می‌شوند:

۱-۳-۲-۱ نیروگاه زمین گرمایی با سیال دو فاز بخار و مایع

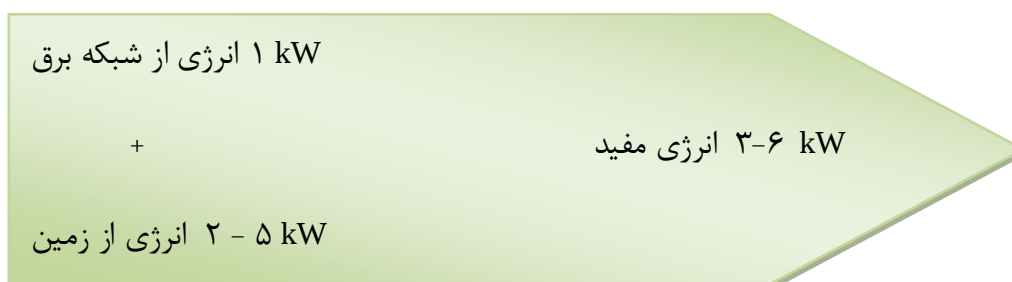
معمولاً سیالی که به شکل دو فاز مایع و بخار می‌باشد، از چاه‌های زمین گرمایی خارج می‌شود. هر چه تعداد این چاه‌ها بیشتر باشد میزان مایع و بخار خارج شده از آن‌ها و متناسب با آن میزان تولید برق نیز بیشتر می‌شود. این سیال در مخزن جدا کننده بخار از مایع جمع آوری شده و سپس فاز بخار از مایع جدا می‌شود. بخار جدا شده وارد توربین شده و باعث چرخش پره‌های توربین می‌شود [۱۴].

۱-۳-۲-۲ نیروگاه زمین گرمایی با سیال تک فاز

در این نوع نیروگاه‌ها نیاز به مخزن جدا کننده نمی باشد. زیرا آب گرم وارد مبدل حرارتی شده و حرارت خود را به سیال عامل دیگری که معمولاً ایزوپنتان می باشد و نقطه جوش پایین تری نسبت به آب دارد منتقل می کند، در این فرآیند ایزوپنتان به بخار تبدیل شده و به توربین منتقل می شود [۱۵].

۴-۱ مزایای استفاده از پمپهای حرارتی زمین گرمایی و انرژی ژئوترمال

از آنجا که یک پمپ حرارتی نمی تواند مستقیماً حرارت تولید نماید، بلکه آن انرژی تجدیدپذیر را از زمین جذب و انتقال می دهد؛ لذا می تواند انرژی بیشتری را نسبت مصرف خود ایجاد کند. بدین دلیل راندمان عادی پمپ حرارتی از ۳۰۰ تا ۶۰۰ درصد می باشد (شکل ۷-۱). بازده پمپهای حرارتی زمین گرمایی در مقایسه با پمپهای حرارتی هواساز نیز بیشتر می باشد و این بخاطر پایداری و دمای معتدل زمین می باشد. بنابراین با جایگزینی سیستم پمپ حرارتی زمین گرمایی به جای سیستمهای تهویه مطبوع متعارف و هواسازها می توان به صرفه جویی مصرف انرژی ۳۰٪ تا ۷۰٪ در بار گرمایشی و کاهش ۲۰٪ تا ۵۰٪ در بار سرمایشی رسید. از طرفی پیک مصرف انرژی الکتریکی برای تأمین بار سرمایشی در مقایسه با سیستم متعارف تهویه مطبوع پایین بوده و این باعث کاهش دیماند در خواستی می گردد.



شکل (۷-۱) : بازده پمپ حرارتی زمین گرمایی ۶۰۰٪ - ۳۰۰٪

این سیستم‌ها از جنبه‌های زیست محیطی به عنوان یکی از مهمترین تکنولوژی‌های جهت کاهش گازهای آلاینده از قبیل دی اکسیدکربن، دی اکسیدگوگرد و اکسیدهای نیتروژن بشمار می آیند.

انرژی زمین گرمایی را می توان در تمام مدت ۲۴ ساعت شبانه روز و در هر ۳۶۵ روز سال برای هر دو منظور گرمایش و سرمایش استخراج و استفاده کرد. این انرژی ، یک انرژی بومی است و احتیاج به وارد کردن و یا صادر کردن آن به کشور دیگری نیست. احداث این سیستم در همه جا امکان پذیر بوده لذا در مناطق دورافتاده نظیر روستاهای کوچک که انتقال انرژی در مقیاس نسبتا بالا هزینه بر می باشد، موجب کمک اقتصادی به منطقه و افزایش سطح رفاه عمومی خواهد شد.

به عنوان برخی دیگر از مزایای این سیستم می توان موارد ذیل را نام برد:

- شرایط کاری بهتر و تأمین آسایش بالاتر ایمنی و جنبه های مثبت زیست محیطی. به دلیل عدم احتراق در آن هیچگونه شعله و یا دودی نداریم تا خطرات آتش سوزی، خفگی و آلاینده های زیست محیطی داشته باشیم.
- به طور تقریبی می توان گفت قابلیت نصب شدن در تمام نقاط دنیا را دارد و جای کمی نیز اشغال می کند.
- کارکرد و ظرفیت نصب آن مستقل از شرایط آب و هوایی محل مورد نظر است.
- صرفه جویی در مصرف انرژی های فسیلی را در پی دارند به این دلیل که هیچگونه سوخت فسیلی در آن مورد احتراق قرار نمی گیرد و انرژی مصرفی آنها صرفا الکتریسیته می باشد.
- راندمان حرارتی آن ۵۰ تا ۷۰ درصد بیشتر از سیستم های حرارتی رایج است.
- راندمان برودتی آن ۱۰ تا ۴۰ درصد بیشتر از سیستم های برودتی رایج است.
- پمپ های حرارتی زمینی بسیار بی صدا بوده و بسیار ایمن و محافظت شده هستند.
- استفاده از یک منبع انرژی پایدارتر و دماهای نسبتا ثابت در طول سال.
- داشتن طرح ساده تر و هزینه نگهداری کم تر [۷].

۱- ۵ معایب استفاده از پمپ های حرارتی زمین گرمایی و انرژی ژئوترمال

پمپ های حرارتی زمینی، نیازمند سرمایه گذاری اولیه بیشتری نسبت به سیستم های متداول هستند. بخش مهمی از هزینه سرمایه گذاری در پمپ های حرارتی زمینی بواسطه مبدل حرارتی زمینی

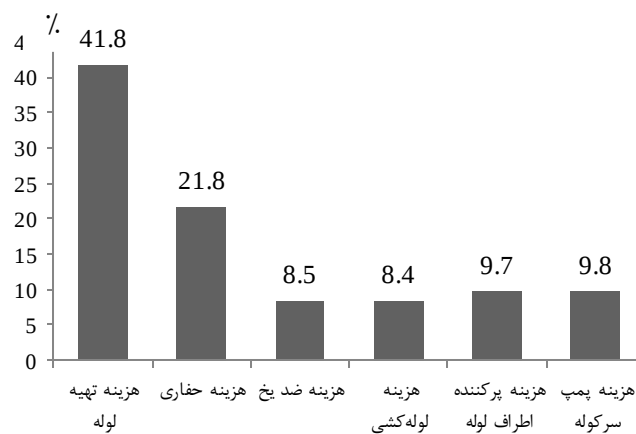
می‌باشد. چون لوله‌های زمینی در عمق مشخصی از زمین قرار می‌گیرند، هزینه‌هایی شامل، هزینه لوله پلی اتیلن، هزینه‌های حفر و پر کردن کانال، پمپ سیرکولاتور و سیال ضدیخ (در مناطق سردسیر) به قیمت پمپ حرارتی می‌افزایند.

اما در این بین مهمترین عامل بازدارنده در استفاده از پمپ‌های حرارتی زمین‌گرمایی میزان هزینه سرمایه گذاری اولیه بالا است و این مشکل در کشورهایی همچون ایران خود را بیشتر نمایان ساخته است و با توجه به قیمت فوق العاده پایین سوخت‌های فسیلی در وضعیت فعلی در ایران هیچگونه عامل محرکی در استفاده از آن‌ها فعلا وجود ندارد [۱۶].

با توجه به اینکه لوله‌های کویل زمین‌گرمایی، از زیر زمین عبور می‌کنند، لذا هزینه‌های حفر و پر کردن کانال، پمپ سیرکوله، سیال ضدیخ به قیمت تمام شده پمپ حرارتی اضافه می‌شود. بخش عمده‌ای از هزینه سرمایه گذاری پمپ‌های حرارتی زمین‌گرمایی مربوط به هزینه حفاری کانال زمینی، هزینه لوله‌های پلی اتیلنی و نصب آن‌ها می‌باشد. شکل ۱-۸ درصد وزنی اجزاء تشکیل دهنده هزینه‌های سیستم بسته عمودی را نشان می‌دهد.

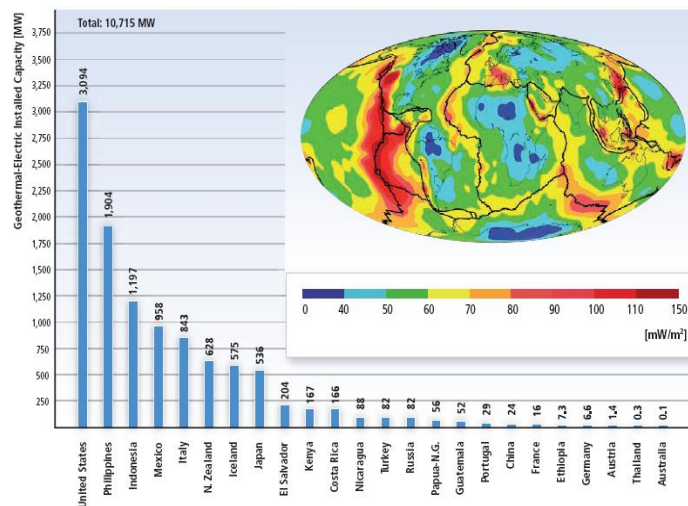
۱-۶ بررسی وضعیت صنعت و بازار زمین‌گرمایی در جهان

از منابع انرژی زمین‌گرمایی برای تولید برق و حرارت استفاده می‌شود. در سال ۲۰۱۱ از انرژی زمین‌گرمایی در حدود ۲۰۵ تراوات ساعت انرژی دریافت شده است. یک سوم برای تولید برق که در حدود ۱۱/۲ گیگاوات ظرفیت نصب شده داشته و دو سوم باقی مانده برای تولید گرمایش بوده است. در میان کاربردهای مستقیم، پمپ‌های حرارتی زمین‌گرمایی بیشترین میزان نرخ رشد را دارا می‌باشد و طی این ۵ سال دارای نرخ رشد متوسطی معادل ۲۰ درصد می‌باشد. در حدود ۲/۹ میلیون پمپ حرارتی در سراسر جهان در سال ۲۰۱۰ فعال بوده‌اند که بیشتر آن‌ها در ایالات متحده آمریکا، چین و



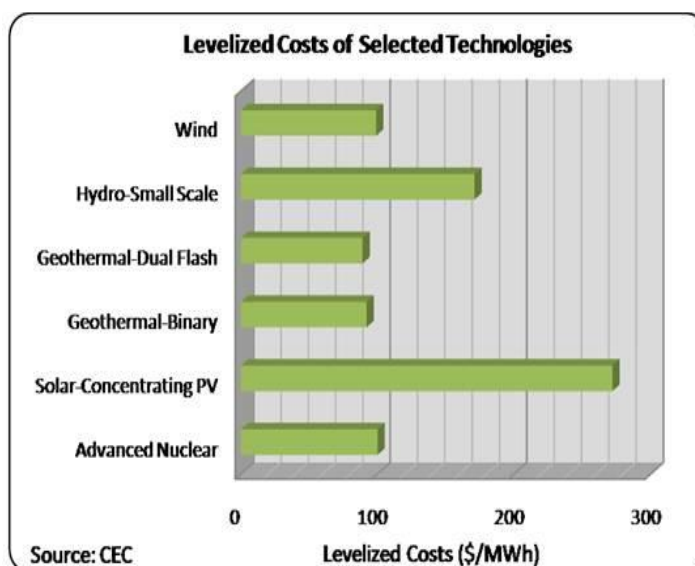
شکل (۱-۸): درصد وزنی اجزاء تشکیل دهنده هزینه‌های سیستم بسته عمودی

اروپا می‌باشد (شکل ۱-۹). انگلستان، کره جنوبی، ایرلند، اسپانیا و هلند شاهد افزایش بیش از حد ظرفیت نصب شده پمپ‌های حرارتی زمین‌گرمایی در بین سال‌های ۲۰۰۵ تا ۲۰۱۰ بوده‌اند. به طور کلی ۴۲ گیگاوات ساعت از تولید انرژی مستقیم زمین‌گرمایی در سال ۲۰۱۱ مربوط به پمپ‌های حرارتی زمین‌گرمایی بوده که این مقدار برابر ۷۲ درصد از کل استفاده‌های مستقیم زمین‌گرمایی در سال ۲۰۱۱ و ۵۳ درصد از کل استفاده مستقیم حرارتی زمین‌گرمایی در این سال بوده است [۵].



شکل (۱-۹): میزان برق تولیدی زمین‌گرمایی در برخی از کشورها در سال ۲۰۱۰ [۵]

در حدود یک چهارم از کل انرژی حرارتی مستقیم زمین‌گرمایی در سال ۲۰۱۱ صرف حمام‌ها و استخرهای شنا شده است و در حدود ۱۳ درصد از کل انرژی حرارتی مستقیم زمین‌گرمایی در این سال نیز برای گرمایش فضا مورد استفاده قرار گرفته است. مابقی آن مربوط به گلخانه‌های صنعتی، پرورش آبزیان، خشک‌کن‌های کشاورزی و ذوب برف در معابر بوده است. در سال ۲۰۱۱ حداقل ۷۸ کشور جهان از منبع انرژی زمین‌گرمایی بهره‌مند شده‌اند و این درحالی است که این تعداد در سال ۲۰۰۵ برابر ۷۲ کشور بوده است. پنج کشور برتر در زمینه کاربردهای زمین‌گرمایی ایالات متحده آمریکا، چین، سوئد، آلمان و ژاپن می‌باشند که در حدود دو سوم از مجموع کل ظرفیت نصب شده دنیا را به خود اختصاص داده‌اند. در بین کشورهای یاد شده چین توانسته بیشتر مقدار مصرف کاربردهای مستقیم در سال ۲۰۱۰ را که برابر ۲۱ تراوات ساعت است به خود اختصاص دهد. به طور کلی از مهمترین چالش‌های بر سر راه پیشرفت پمپ‌های حرارتی زمین‌گرمایی می‌توان به عدم تنظیم بازارها، عدم وجود استاندارد واحد این سیستم‌ها اشاره نمود. همچنین شکل ۱-۱۰ قیمت تمام شده برق نیروگاه‌های زمین‌گرمایی با تکنولوژی‌های مختلف را با سایر گزینه‌های انرژی‌های نو مطرح موجود مقایسه می‌کند.



شکل (۱-۱۰): مقایسه هزینه برق نیروگاه‌های زمین‌گرمایی با دیگر انرژی‌های نو [۵]

۷-۱ جمع بندی و نتیجه گیری

در قسمت‌های پیشین دیدیم، پمپ‌های حرارتی زمینی، یکی از موثرترین و مفیدترین دستگاه‌های تأمین انرژی گرمایشی و سرمایشی ساختمان می‌باشند. با توجه به کارکرد پایدار این سیستم‌ها، و پتانسیل فراوان منابع زمینی، این سیستم‌ها کارایی خوبی دارند. از طرفی این سیستم‌ها در مقایسه با سایر سیستم‌های سرمایشی و گرمایشی، انرژی کمتری مصرف می‌نمایند. هزینه‌های تعمیر و نگهداری آن‌ها کم، عملکرد آن‌ها آرام است. فضای مورد نیاز آن‌ها در ساختمان، نسبتاً کوچک می‌باشد و به لحاظ زیست محیطی، با محیط سازگار هستند. با توجه به نکات ذکر شده، به کارگیری این سیستم‌ها می‌تواند، در مصارف تهویه مطبوع مورد توجه بیشتری قرار گیرد.

در این سیستم‌ها از زمین، به عنوان یک چاه حرارتی در تابستان و یک منبع حرارتی در زمستان استفاده می‌کنند و در کلیه مناطق آب و هوایی قابل استفاده هستند. برخلاف سیستم‌های تهویه مطبوع متداول که در آن سوخت فسیلی مورد احتراق قرار گرفته و تولید حرارت می‌کند در پمپ‌های حرارتی زمین‌گرمایی هیچگونه احتراقی نداشته و تنها وظیفه آن انتقال حرارت است.

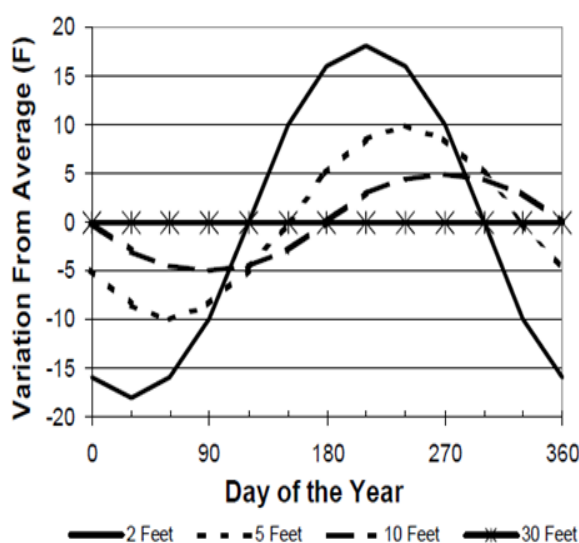
با توجه به توسعه اقتصادی نیاز جهان به انرژی نیز به سرعت افزایش پیدا کرده است بر اساس آمارهای جهانی موجود استفاده از انواع انرژی‌ها در طی سالیان گذشته از رشد سریعی برخوردار بوده است. با تحلیل اقتصادی بکارگیری پمپ‌های حرارتی زمین‌گرمایی در ایران با حذف یارانه‌های حامل‌های انرژی یکی از راه کارهای موثر صرفه جویی خواهد بود.

فصل دوم: پمپ‌های حرارتی زمین‌گرمایی و مروری بر کارهای

پیشین

۲-۱ مقدمه‌ای در مورد پمپ‌های حرارتی زمین‌گرمایی

تکنولوژی پمپ‌های حرارتی بر این اصل استوار است که در عمق بیشتر از ۲ تا ۳ متری زمین، درجه دما ثابت بوده و در زمستان گرمتر از هوای بیرون و در تابستان سردتر از هوای محیط است (شکل ۲-۱).

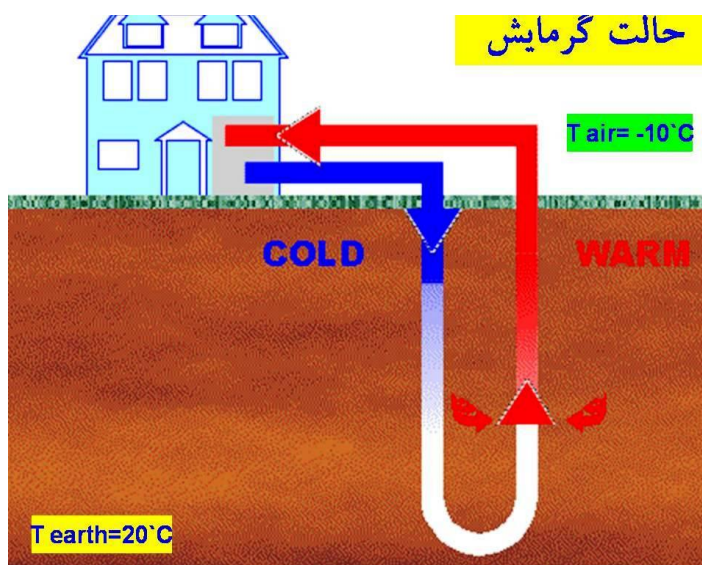


شکل (۲-۱): شماتیک میزان نوسانات دمای خاک در یک سال در اعماق ۰/۶، ۱/۵، ۳ و ۹ متری از سطح زمین [۱۷]

سیستم‌های سرمایش و گرمایش ژئوترمال، پمپ‌های حرارتی زمین‌گرمایی هستند (GHP) که با نام‌های دیگری همانند پمپ‌های حرارتی با منبع زمین (GSHP) سیستم‌های مبدل زمین‌گرمایی (GeoExchange) و یا سیستم‌های انرژی زمینی (EES) و یا سیستم‌های ذخیره انرژی گرمایی زیرزمینی (UTES) شناخته می‌شوند، با استفاده از انرژی برق، گرما را از زیر زمین جمع‌آوری و توسط سیالی که از لوله‌های کار گذاشته شده می‌گذرد به واحد نصب شده در داخل ساختمان منتقل می‌کنند. این واحد گرمای سیال درون لوله‌ها را جذب کرده و با استفاده از قوانین متراکم سازی (compression) حرارت را تشدید و افزایش داده و به دمای مطلوب جهت گرمایش ساختمان می‌رساند. گرمای حاصل از پمپ‌های حرارتی به واسطه احتراق ایجاد نشده و فقط گرما را از محلی به

محل دیگر منتقل می‌کنند. همچنین به طور معکوس در تابستان هوای گرم داخل ساختمان از طریق یک مکنده وارد دستگاه شده و پس از سرد شدن مجدداً به داخل اتاق دمیده می‌شود. در داخل دستگاه حرارت به مبرد منتقل شده و پس از عبور مبرد از سیکل مربوطه، حرارت موجود در آن توسط یک مبدل دو لوله‌ای به آب داخل کویل زمینی که داخل لوله‌های پلی اتیلنی نصب شده در داخل زمین منتقل می‌شود. سیکل کاری این سیستم کاملاً مانند یخچال بوده و فقط به جای انتقال گرمای درون یخچال به اطراف یخچال، گرمای درون ساختمان را به زمین منتقل می‌کند [۱۸].

همانطور که از شکل ۲-۲ معلوم است در مود گرمایش، گرما از زمین که گرمتر از هوای بیرون ساختمان است به داخل ساختمان انتقال می‌یابد. سیال عامل درون لوله گرمای زمین را می‌گیرد و به پمپ حرارتی داخل ساختمان انتقال می‌دهد.



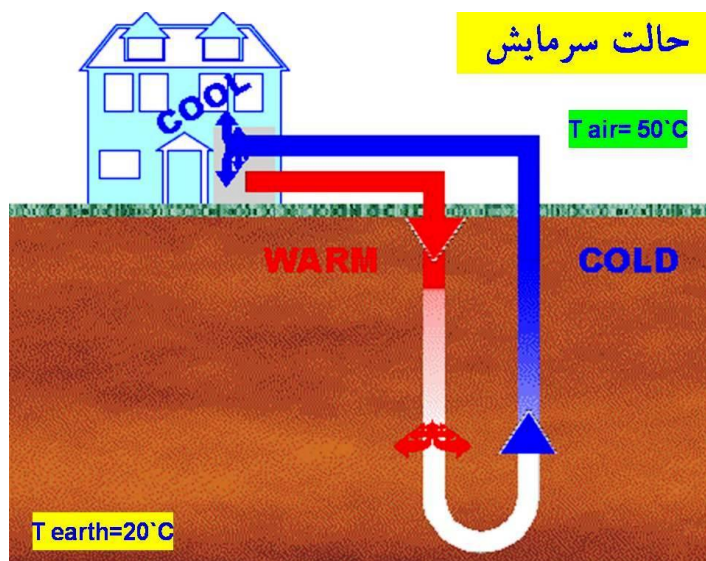
شکل (۲-۲) : فرآیند گرمایشی پمپ حرارتی زمین‌گرمایی [۱۹]

همچنین همانطور که از شکل ۲-۳ نمایان است، در مود سرمایش عکس عمل فوق صورت گرفته و گرمای داخل ساختمان به زمین که در دمای کمتری نسبت به هوا قرار دارد، منتقل می‌شود.

۲-۲ پمپ‌های حرارتی زمین‌گرمایی

سیستم‌های گرمایش و سرمایش با پمپ‌های حرارتی شامل سه بخش اساسی است:

۲-۲-۱ حلقه‌های زیر زمینی (ground loop)



شکل (۲-۳) : فرآیند سرمایشی پمپ حرارتی زمین گرمایی [۱۹]

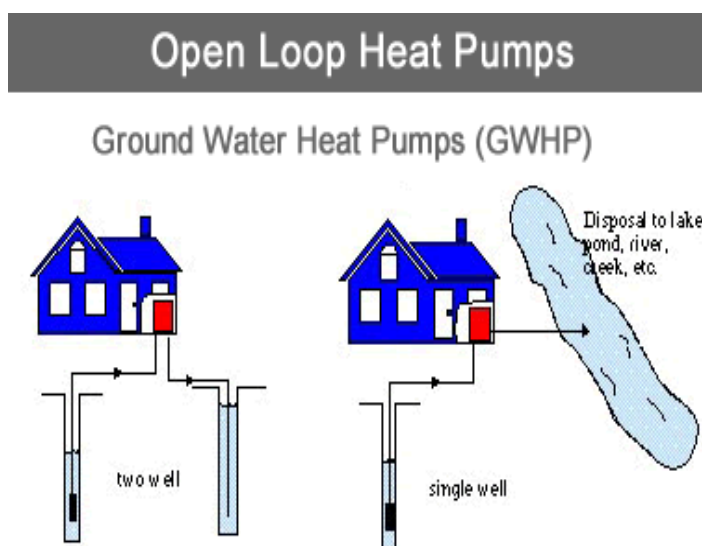
شامل لوله‌های کار گذاشته شده در زیر خاک است و با مخلوطی از آب و ضد یخ پر شده و این مخلوط در لوله‌ها جریان یافته و گرمای زمین را جذب می‌کند. سیستم لوله کشی می‌تواند یک سیستم باز یا یک حلقه بسته یا سیستم‌های دیگر باشد.

۲-۲-۱-۱ سیستم حلقه باز

در سیستم‌های حلقه باز آب‌های زیر زمینی به عنوان حامل گرما عمل کرده و بطور مستقیم به سمت پمپ حرارتی انتقال می‌یابد. در این سیستم هیچ نوع مانع و حائلی میان خاک، آب زیر زمینی و تبخیر کننده پمپ حرارتی وجود ندارد و از این رو سیستم حلقه باز نامیده می‌شود. آب بازگشتی را هم می‌توان به یک چاه حفر شده دیگر و یا به یک رودخانه یا آب سطحی یا استخر و ... انتقال داد (شکل ۲-۴).

۲-۲-۱-۲ سیستم حلقه بسته

در سیستم حلقه بسته، مبدل‌های حرارتی در زیر زمین بصورت افقی، عمودی و یا مورب قرار دارد و یک مدیوم یا واسط حامل حرارتی در مبدل سیرکوله شده و گرما را از زمین به پمپ حرارتی و بالعکس انتقال می‌دهد.

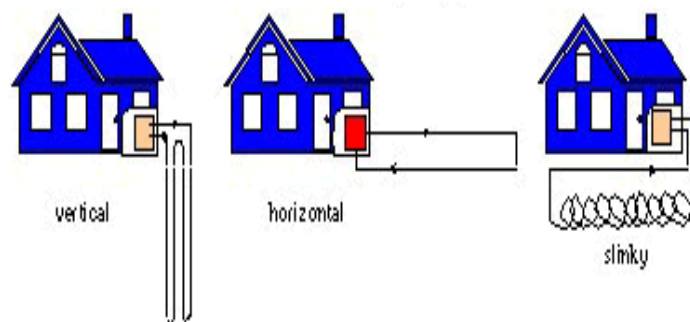


شکل (۲-۴) : سیستم حلقه باز [۲۰]

حامل گرما توسط دیواره‌ی مبدل حرارتی از خاک و از آب‌های زیر زمینی مجزا شده است و از این رو به آن سیستم حلقه بسته می‌گویند (شکل ۲-۵) [۱۵].

Closed Loop Heat Pumps

Ground-Coupled Heat Pumps (GCHP)



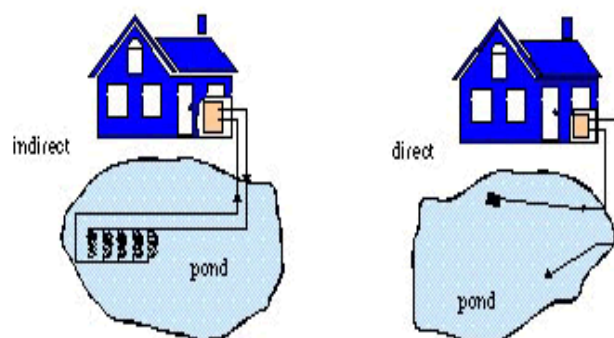
شکل (۲-۵): سیستم حلقه بسته افقی [۲۰]

۳-۱-۲-۲ سیستم‌های دیگر

بعضی از سیستم‌ها در قالب دو نوع بالا قرار نمی‌گیرند و از آب‌های سطحی مثل رودخانه استفاده می‌کنند و مبدل‌های حرارتی به صورت حلقه بسته یا حلقه باز از این آب‌ها برای تبادل حرارت استفاده می‌کنند (شکل ۲-۶) [۱۵].

Lake or Pond Loop Heat Pumps

Surface Water Heat Pumps (SWHP)



شکل (۲-۶): سیستم‌های استفاده کننده از آب سطحی [۲۰]

۲-۲-۲ اجزاء پمپ حرارتی (heat pumps)

که شامل چهار قسمت است و نحوه عملکرد آن کاملاً شبیه یخچال است :

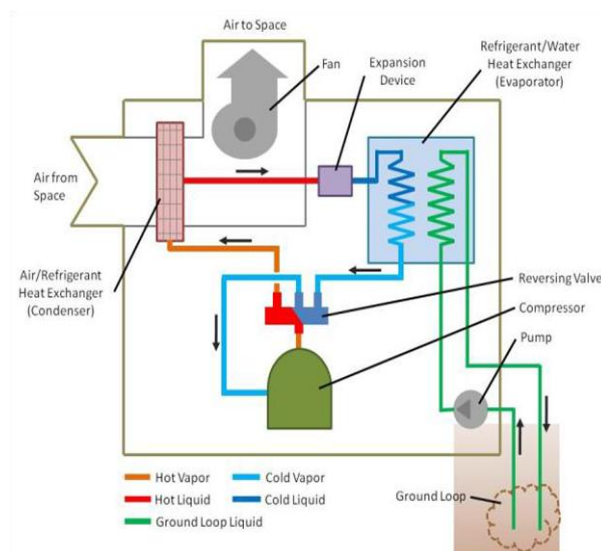
۱-۲-۲-۲ **evaporator** (تبخیر کننده): حرارت را از آب جاری در حلقه زیر زمینی دریافت می کنند.

۲-۲-۲-۲ **Compressor** (متراکم کننده): سردکن (refrigerant) را اطراف پمپ حرارتی حرکت داده و سردکن گازی را تا رسیدن به دمای مطلوب سیستم توزیع متراکم می کند.

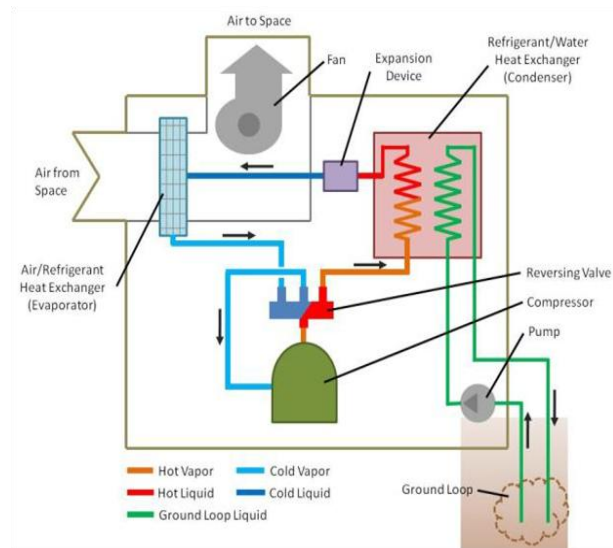
۳-۲-۲-۲ **Condenser** (چگالنده): گرما را به یک مخزن آب داغ که سیستم توزیع از این مخزن تغذیه می شود، می رساند.

۴-۲-۲-۲ **Expansion Valve** (شیر انبساط) : فشار و دمای مبرد را کاهش داده تا وارد اواپراتور شود.

شکل های ۷-۲ و ۸-۲ نحوه عملکرد پمپ زمین گرمایی در حالت های گرمایش و سرمایش را نشان می دهد.

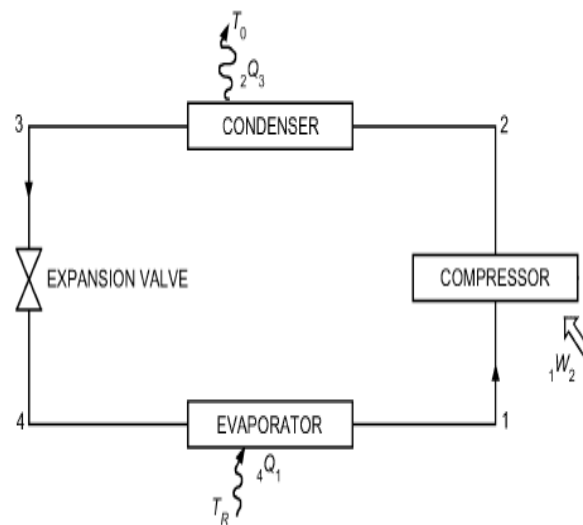


شکل (۷-۲) : چرخه کارکرد پمپ حرارتی زمین گرمایی در حالت گرمایش [۲۱]



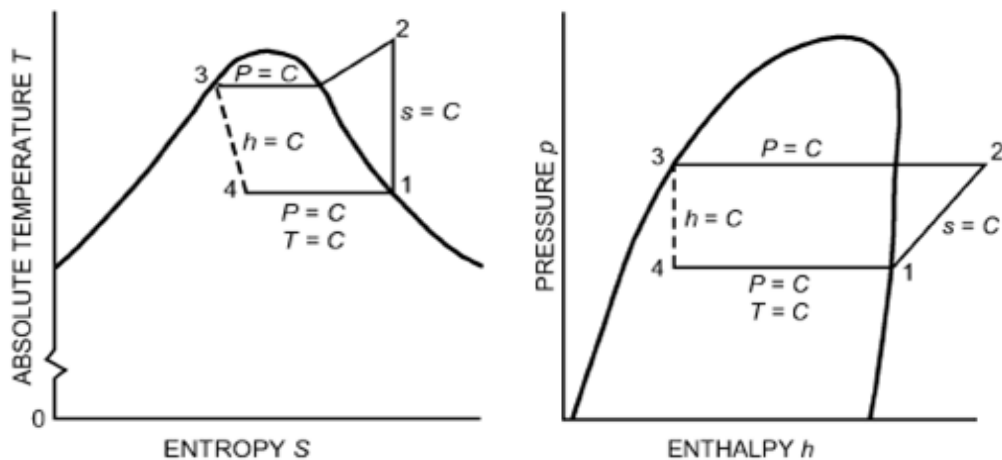
شکل (۲-۸) : چرخه کارکرد پمپ حرارتی زمین‌گرمایی در حالت سرمایش [۲۱]

برای درک بهتر سیکل ترمودینامیکی پمپ حرارتی، چرخه تبرید تراکم ایده آل بخار برای توصیف فرآیندهای انتقال حرارت در سیستم‌های تهویه هوا همچون پمپ حرارتی به کار می‌رود. سیکل شامل گردش مبرد و چهار جزء کمپرسور، کندانسور، شیرانبساط و اواپراتور است، همانطور که در شکل ۲-۹ قابل مشاهده است. انتقال گرما در اواپراتور و کندانسور بدون تلفات فشار در نظر گرفته شده است. همچنین فرض شده است که اجزاء با لوله‌هایی که تلفات فشار در آنها رخ نمی‌دهد و انتقال حرارت با محیط اطراف ندارند، به یکدیگر متصل شده‌اند. سیکل شامل چهار فرآیند است: تراکم آیزنتروپیک در کمپرسور (۱-۲)، دفع حرارت در فشار ثابت در کندانسور (۲-۳)، خفه شدن در شیر انبساط (۳-۴)، دریافت حرارت در فشار ثابت در اواپراتور (۴-۱). تغییرات در خصوصیات ترمودینامیکی هر فرآیند که در سیکل اتفاق می‌افتد در دیاگرام‌های T-S و P-h نشان داده می‌شود (شکل ۲-۱۰).



شکل (۲-۹) : اجزاء سیکل تبرید تراکم بخار ایده آل [۲۲]

در اولین فرآیند سیکل تبرید تراکم ایده آل بخار، مبرد اوپراتور را ترک کرده و در حالت بخار اشباع با فشار و دمای پایین در نقطه ۱ وارد کمپرسور می‌شود. در کمپرسور با اعمال کار مکانیکی فرآیند تراکم آدیاباتیک و بازگشت پذیر (آیزنتروپیک) فشار بخار مبرد را بالا می‌برد (۲-۱). این فرآیند همچنین دما و آنتالپی مبرد را نیز افزایش می‌دهد. در نتیجه دمای بخار مبرد در نقطه ۲، بالاتر از محیط اطراف شده و سوپرهیت می‌شود.



شکل (۲-۱۰) : دیاگرام T-S و P-h سیکل تبرید تراکم بخار ایده آل [۲۲]

طبق قانون اول ترمودینامیک، قانون بقای انرژی، معادله انرژی را می‌توان به دست آورد که مشابه عبارت زیر است. در معادله، $\dot{W}$ کار اعمال شده به کمپرسور، h آنتالپی در هر نقطه، $\dot{m}$ نرخ جریان جرمی مبرد است. در این معادله مقدار منفی نشان می‌دهد که کار توسط کمپرسور بر روی مبرد انجام می‌شود.

$$\dot{W} = -\dot{m} (h_2 - h_1) \quad (1-2)$$

دومین فرآیندی که در سیکل اتفاق می‌افتد، دفع حرارت در فشار ثابت در کندانسور است (۲-۳). مبرد کمپرسور را ترک می‌کند و به صورت بخار سوپرهیت با دما و فشار بالا وارد کندانسور می‌شود. ابتدا از حالت سوپرهیت خارج شده و سپس در فشار ثابت با دفع حرارت به محیط اطراف متراکم شده و مایع می‌شود. هرچند فشار مبرد ثابت باقی می‌ماند، آنتالپی با کاهش انرژی درونی مبرد کاهش می‌یابد. برای این فرآیند، معادله تعادل انرژی را می‌توان مشابه عبارت زیر به دست آورد که $\dot{Q}$ نرخ جریان حرارتی است که در کندانسور اتفاق می‌افتد.

$$\dot{Q} = -\dot{m} (h_2 - h_3) \quad (2-2)$$

در سومین فرآیند مبرد کندانسور را ترک کرده و به صورت مایع اشباع با دمای متوسط و فشار بالا وارد شیر انبساط می‌شود. فرآیند خفه شدن در شیر انبساط (۳-۴) فشار مبرد را با انبساط مایع مبرد که به صورت بازگشت ناپذیر و آدیاباتیک انجام می‌شود، کاهش می‌دهد و باعث می‌شود دمای آن تا پایین تر از شرایط محیطی افت پیدا کند. چون این دستگاه اساساً محدود کننده جریان است و مانع هرگونه انتقال قابل توجهی کار و گرما می‌شود، بنابراین تغییرات آنتروپی از نقطه ۳ تا ۴ بسیار کم است و می‌توان از آن چشم پوشی کرد و به معادله زیر رسید.

$$h_3 = h_4 \quad (3-2)$$

فرآیند چهارم جذب گرما در فشار ثابت در اواپراتور است (۱-۴). در این فرآیند، مبرد شیر انبساط را ترک کرده و به صورت بخار کیفیت پایین، با دما و فشار پایین، وارد اواپراتور می‌شود. بخار مبرد در فشار ثابت به صورت بازگشت پذیر و آدیاباتیک با جذب گرما از محیط سرد تبخیر شده و به حالت اشباع در نقطه ۱ می‌رسد. سپس مبرد به صورت بخار اشباع دما پایین و فشار پایین اواپراتور را ترک کرده و دوباره وارد کمپرسور شده و سیکل کامل می‌شود. بنابراین معادله تعادل انرژی به صورت زیر می‌شود:

$$Q = \dot{m} (h_1 - h_4) \quad (2-4)$$

فرآیندهای انتقال گرما در سیکل گرمایش پمپ حرارتی، به طور ساده عکس سیکل تبرید تراکم بخار ایده آل که در صفحه قبل توضیح داده شده است. در سیکل گرمایش، پمپ حرارتی با استفاده از اواپراتور، گرما را از محیط دما پایین اطراف دریافت کرده و به فضای دما بالاتر ساختمان تخلیه می‌کند. این سیکل معکوس بدون دوباره چیدن اجزاء سیکل تبرید می‌تواند کار کند. گردش مایع مبرد را می‌توان با استفاده از یک شیر معکوس کننده، برای کنترل سیال برای جریان یافتن در اواپراتور یا کندانسور، معکوس کرد. در نتیجه در یک سیستم مکانیکی مشابه، پمپ‌های حرارتی توانایی انجام گرمایش و همچنین سرمایش فضا را دارند.

چون پمپ‌های حرارتی سیستم‌های مکانیکی‌ای هستند که برای انجام گرمایش یا سرمایش نیاز به کار ورودی دارند، درک بازده انرژی مورد استفاده برای عملکرد سیستم، مهم است. بازده انرژی عملکرد پمپ‌های حرارتی را می‌توان با ضریب عملکرد (COP) و نرخ کارایی انرژی (EER) تعیین کرد.

ضریب عملکرد (COP) نرخ حرارت دفع شده یا رسیده به فضای مورد نظر به نرخ انرژی ورودی برای پمپ حرارتی مورد نظر است. طبق معادلات ذکر شده فوق، COPs سیکل تبرید و پمپ حرارتی را می‌توان از معادلات زیر به دست آورد، که COP_R ، COP سیکل تبرید و COP_{HP} ، COP پمپ حرارتی

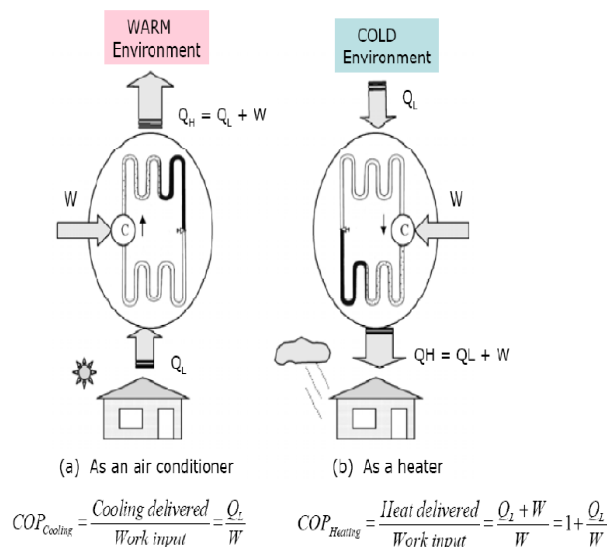
است. $\dot{Q}_L$ نرخ حرارت دفع شده از فضای مورد نظر (Q_L) در دمای T_L ، $\dot{Q}_H$ نرخ حرارت رسیده به فضای مورد نظر (Q_H) در دمای T_H و $\dot{W}_{net,in}$ نرخ انرژی ورودی است [۲۲].

$$COP_R = \frac{\text{نرخ حرارت دفع شده}}{\text{نرخ انرژی ورودی}} = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_{net,in}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (۵-۲)$$

$$COP_{HP} = \frac{\text{نرخ حرارت رسیده}}{\text{نرخ انرژی ورودی}} = \frac{\dot{Q}_H}{\dot{W}_{net,in}} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1} \quad (۶-۲)$$

COP_R وقتی سیکل تبرید در حال کارکرد است، مثبت است. ازین رو حداقل مقدار COP_{HP} در بیشتر موارد بزرگتر از ۱ است، همانطور که از شکل ۲-۱۱ قابل مشاهده است.

در ایالات متحده، عملکرد سیستم‌های تهویه مطبوع معمولاً در ترم های نرخ کارایی انرژی (EER) بیان می‌شود. EER نرخ ظرفیت خنک کننده خالص در واحد Btu/h به کل نرخ انرژی الکتریکی ورودی به W (وات) طبق شرایط طراحی شده است. هرچند در واقعیت، عملکرد واقعی سیکل‌های تبرید و پمپ حرارتی با سیکل‌های ایده آل مغایرت دارد. چون بازده به علت اصطکاک سیال که دلیل افت فشار در سیستم است و همچنین انتقال گرما به محیط یا از محیط از طریق اجزاء سیستم، پایین تر است.



شکل (۱۱-۲) : $COP_{Cooling}$ و $COP_{Heating}$ یک پمپ حرارتی هوا به هوا [۲۲]

۳-۲-۲ سیستم توزیع گرما (heat distribution system)

شامل سیستم گرمایش کف ساختمان و رادیاتورها برای گرمایش محیط و در بعضی موارد ذخیره آب برای تأمین آب گرم ساختمان می‌باشد. پمپ‌های حرارتی بسته به اینکه بوسیله آب یا بوسیله هوا به تهویه ساختمان می‌پردازند به دو گروه عمده تقسیم می‌شوند:

۳-۲-۲-۱ پمپ‌های حرارتی آب به هوا:

هوای داغ یا هوای سرد را با استفاده از محلول واسطه (آب یا الکل) و زمین به عنوان سینک یا منبع حرارتی به ساختمان منتقل می‌کند.

۳-۲-۲-۲ پمپ‌های حرارتی آب-به-آب:

آب داغ یا آب سرد را با استفاده از محلول واسطه (آب یا الکل) و زمین به عنوان سینک حرارتی یا منبع حرارتی به ساختمان تحویل می‌دهد.

۲-۳ مروری بر کارهای پیشین

تا به امروز تحقیقات بسیاری در مورد پمپ حرارتی زمین‌گرمایی صورت گرفته، که به طور کلی به موضوعات زیر پرداخته‌اند:

- تحقیقاتی در جهت افزایش ضریب عملکرد پمپ حرارتی: تأثیر مبردهای مختلف بر روی ضریب عملکرد پمپ حرارتی، تأثیر انتخاب شرایط کارکرد مختلف همچون وجود آب‌های زیرزمینی، نوع آب و هوا، نوع خاک، عمق حفر لوله‌های زمینی، دمای آب‌های ورودی به پمپ حرارتی و ... بر کارایی سیستم
- تحقیقاتی در زمینه مبدل زمینی مورد استفاده: مطالعه نوع و جنس لوله مورد استفاده و محل قرار گیری لوله (در زیر زمین یا پایه ساختمان) برای رسیدن به کارایی بالاتر و هزینه کمتر، مطالعه مدل سازی و روابط حاکم بر مبدل زمینی
- تحقیقاتی در جهت عیب یابی سیستم پمپ حرارتی زمین‌گرمایی و اقداماتی در جهت رفع مشکل: تحلیل انرژی و انرژی سیکل تبرید زمین‌گرمایی و یافتن علل تخریب انرژی و اقداماتی در جهت رفع آن
- تحقیقاتی در جهت مطالعه‌ی پمپ‌های حرارتی زمین‌گرمایی در کاربردهای مختلف: تحقیقاتی که بر روی پمپ‌های حرارتی زمین‌گرمایی برای سرمایش و گرمایش هوا در منازل مسکونی یا تجاری، تأمین آب گرم منازل و ساختمان‌های تجاری و ... انجام شده است.
- تحقیقاتی بر روی مبردهای سیکلی مختلف: تحقیقاتی برای یافتن مبردهایی از گروه‌های مختلف و یا مبردهای مخلوط جدیدتر با ویژگی‌های ترمودینامیکی مناسب تر و سازگار با محیط زیست و کاهش آلودگی هوا و تخریب لایه اوزون

- تحقیقات بر روی مدل سازی‌های دقیق تر: مطالعه و توسعه کدهای کامپیوتری و روش‌های بهینه سازی دقیق تر، ارائه دقیق تر مشخصات ترمودنامیکی سیالات و مبردهای مختلف با استفاده از این کدها و روشها و نرم افزارهای جدیدتر

- کارهای تجربی: ساخت سیکل و و بررسی پارامترهای کارکرد مثل دما، فشار، دبی و ... استفاده از انرژی زمین گرمایی خصوصا در دو دهه اخیر مورد توجه قرار گرفته است. به همین دلیل به خاطر جدید بودن موضوع و نیاز به توسعه بیشتر، تحقیقات گسترده‌ای خصوصا در سال‌های اخیر انجام پذیرفته که به تعدادی از آنها اشاره خواهد شد.

با توجه به اینکه مبرد مورد استفاده در سیکل تبرید زمین گرمایی، پارامتری کلیدی محسوب می‌شود، تاکنون مطالعات زیادی در این زمینه صورت گرفته است. مبردها در گروه‌های مختلفی دسته بندی شده‌اند. کلروفلوئورو کربنها، هیدروکلروفلوئوروکربنها، هیدروفلوئوروکربنها و مبردهای مخلوط از جمله این گروه‌ها هستند. تحقیقات اولیه با مبردهایی از گروه‌های کلروفلوئورو کربنها و هیدروکلروفلوئوروکربنها انجام شده است. اما به دلیل اینکه صدمات جبران ناپذیری را به لایه اوزون وارد می‌کنند و مناسب محیط زیست نیستند، ممنوعیت استفاده از این نوع مبردها از همان سال‌های اولیه در کشورهای توسعه یافته و به تدریج در کشورهای در حال توسعه در حال انجام است. به همین در سال‌های اخیر بیشتر از هیدروفلوئوروکربنها و مبردهای مخلوط استفاده شده است.

عبدالعلی پور و همکاران [۲۳] به بررسی سیکل ترکیبی زمین گرمایی با پمپ حرارتی به ازای سیال‌های عامل مختلف پرداخته‌اند و مشاهده کردند که بیشترین مقدار COP مربوط به R22 بوده و عملکرد سیستم پمپ حرارتی زمین گرمایی نسبت به پمپ‌های حرارتی منبع هوایی بهتر است.

Fan و همکاران [۲۴] به مطالعه اثر انتقال حرارت آب‌های زیرزمینی بر روی عملکرد مبدل حرارتی زمین گرمایی در یک سیستم پمپ حرارتی زمین گرمایی پرداخته‌اند که اثر همزمان انتقال حرارت رسانش و جابجایی آب زیرزمینی بین مبدل حرارتی و خاک اطرافش در نظر گرفته شده است. آن‌ها به

یک مدل ریاضی دینامیکی دست یافتند که اثر همزمان انتقال حرارت رسانش و جابجایی مدنظر قرار گرفته شده است.

Ozgener و همکاران [۲۵]، به بررسی یک مدل پیش بینی کننده دمای روزانه خاک پرداخته‌اند. رفتار دمایی زمین (نزدیک سطح) به عنوان یک تابع عمق و زمان، برای شبیه سازی از یک نقطه بسیار دشوار است؛ چون پارامترهای بسیاری همچون تغییرات دمایی کوتاه مدت، تغییرات فصلی، محتوای رطوبت خاک و رسانایی گرمایی خاک و... بر دمای زمین اثر می‌گذارند. پیش‌بینی دمای خاک از داده های روزانه هوا، نتایج رضایت بخشی برای تعیین برخی از پارامترهای سیستم همچون طول مبدل زمینی به دست می‌دهد.

Wu و همکاران [۲۶]، به بررسی اندازه‌گیری تجربی و شبیه‌سازی عددی پمپ‌های حرارتی زمین‌گرمایی با حلقه‌های افقی مارپیچ پرداخته‌اند. عملکرد این پمپ زمین‌گرمایی به صورت تجربی و عددی در شرایط آب و هوایی انگلیس تعیین شده است. در طول دوره دو ماهه مشاهده عملکرد سیستم، COP سیستم با افزایش زمان کارکرد سیستم، کم شده است. میانگین COP این سیستم پمپ حرارتی زمین‌گرمایی با حلقه‌های افقی مارپیچ ۲/۵ شد که پایین است. برای افزایش COP سیستم، مبدل حرارتی بزرگتر و زمین بیشتری برای نصب مبدل مورد نیاز است. عملکرد دمایی یک قسمت از پمپ حرارتی زمین‌گرمایی مارپیچ در قطره‌های حلقه‌ای متفاوت و فاصله حلقه‌ای متفاوت با استفاده از یک مدل سه بعدی معتبر پیش بینی شده است. عملکرد این نوع پمپ حرارتی با مبدل‌های حرارتی مستقیم مقایسه شده‌اند. حرارت مخصوص گرفته شده از هر دو مبدل حرارتی مارپیچ و مستقیم، با افزایش زمان کارکرد سیستم، کاهش یافته است؛ اما این کاهش با نرخی متفاوت رخ داده است. بعد از کارکرد سیستم در یک مدت زمان معین، گرمای مخصوص گرفته شده از لوله‌های مستقیم بیشتر از مارپیچ بوده است. هرچند گرمای گرفته شده بر واحد متر خاک برای مبدل مارپیچ به طور مشخصی بزرگتر از مبدل مستقیم بوده است. با توجه به نتایج بدست آمده هیچ اختلاف مشخصی در حرارت مخصوص گرفته شده از مبدل‌های حرارتی مارپیچ در قطره‌های حلقه‌ای متفاوت

وجود ندارد. هرچند هرچه قطر حلقه بیشتر باشد، گرمای گرفته شده در واحد طول خاک بیشتر خواهد شد. حرارت مخصوص استخراجی همچنین با افزایش فاصله حلقه ها، افزایش می یابد. از سوی دیگر حرارت استخراج شده در واحد طول خاک با افزایش فاصله حلقه ها کاهش می یابد.

Esen و همکاران [۲۷]، به مطالعه آنالیز انرژی و انرژی یک سیستم پمپ حرارتی زمین گرمایی با دو مبدل زمینی افقی در عمق های مختلف پرداخته اند و تلفات انرژی برای هر جزء سیستم محاسبه شده است. بازده قانون اول و دوم ترمودینامیک برای سیستم های در حال کار در دو عمق مختلف بدست آمده و مقایسه شده اند. نتایج نشان می دهد که COP سیستم گرمایش، وقتی دمای زمین افزایش پیدا می کند، به آرامی زیاد می شود. همچنین بازده انرژی یک سیستم نیز با افزایش دمای منبع (زمین) افزایش می یابد. همچنین نتایج نشان می دهد که افزایش دمای محیط مرجع، بازده انرژی را در عمق های مختلف مبدل زمینی، کاهش می دهد. بنابراین تلفات انرژی نیز در این سیستم ها افزایش می یابد.

Cui و همکاران [۲۸]، هدایت گرمایی گذرا^۱ در طول کویل های حلزونی مدفون شده در ستون اصلی ساختمان را بررسی می کنند که می توانند در سیستم های پمپ حرارتی زمین گرمایی به عنوان مبدل حرارتی زمین گرمایی عمل کنند. مدل منبع گرمایی تک حلقه ای گذرا^۲ گسترش یافته و راه حل های تحلیلی روشنی برای پاسخ دمایی بوسیله تابع گرین^۳ و روش موهومی^۴ به دست آمده است.

Hepbasli و Akdemir [۲۹]، آنالیز انرژی و انرژی پمپ حرارتی زمین گرمایی را مورد بررسی قرار داده و معادلاتی برای آنالیز انرژی و انرژی یک سیستم حلقه بسته عمودی با استفاده از بالانس جرم، انرژی، انرژی و آنتروپی ارائه کرده اند.

Bi و همکاران [۳۰]، به تحلیل جامع انرژی یک پمپ حرارتی زمین گرمایی برای دو حالت گرمایش و سرمایش پرداخته اند. برای یک تحلیل جامع انرژی، پنج شاخص مختلف تعریف شده است. این

^۱ transient heat conduction

^۲ transient ring-coil heat source model

^۳ Green's function

^۴ image method

شاخص‌ها عبارت اند از: اتلاف انرژی^۱، نسبت اتلاف انرژی^۲، ضریب اتلاف انرژی^۳، بازدهی انرژی^۴ و درجه کمال ترمودینامیکی^۵. مقدار کمتر سه شاخص نخست و مقدار بالاتر دو شاخص پایانی، برای افزایش کارایی کلی پمپ حرارتی زمین گرمایی 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 یافتند. 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 کوئل (حالت گرمایش) و مبدل حرارتی زمین گرمایی و کندانسور (در حالت سرمایش) در اولویت بهبود قرار می گیرند.

Yekoladio و همکاران [۳۱]، به مطالعه نرخ جریان جرمی بهینه سیال زمین گرمایی برای مینیم قدرت پمپ و ماکزیمم انرژی حرارتی استخراجی، پرداخته‌اند. علاوه بر این لوله‌های هم محور مبدل حرارتی زمین گرمایی بر اساس نرخ جریان جرمی زمین گرمایی و عملکرد پایا^۶، سایز بندی شده‌اند. نسبت قطر بهینه لوله‌های هم محور به منظور مینیم افت فشار، برای رژیم جریان کاملاً آشفته^۷ و کاملاً آرام^۸ تعیین شده است. مشاهده شد که قطر بهینه به نوع جریان تقریباً بستگی ندارد. همچنین به این نتیجه رسیدند که گرادیان دمایی بالاتر زیرزمین، سایز هندسی مبدل زمینی و نرخ جریان جرمی سیال زمینی (آب و ضدیخ) را مینیم می کند.

Kizilkan و Dincer [۳۲]، به مطالعه انرژی یک سیستم زمین گرمایی در حالت سرمایش ساختمان، در دانشگاهی در کانادا پرداخته‌اند. برای اطلاعات ورودی از داده های واقعی تجربی استفاده شده است. بازده انرژی سیستم تحت شرایط مختلف کارکرد محاسبه و مقایسه شده‌اند. نتایج نشان می دهد که

^۱ exergy loss

^۲ exergy loss ratio

^۳ exergy loss coefficient

^۴ exergy efficiency

^۵ thermodynamic perfect degree

^۶ steady state

^۷ fully turbulent flow

^۸ fully laminar

برای سرمایش، بازده انرژی سیستم وقتی دمای زمین افزایش می‌یابد، به آرامی کاهش می‌یابد. همچنین افزایش دمای محیط بازده انرژی را کاهش می‌دهد.

Man و همکاران [۳۳]، به مطالعه سیستم‌های پمپ حرارتی زمین‌گرمایی برای تهویه هوا در مناطقی با آب و هوای گرم شبیه هنگ کنگ پرداخته‌اند. این سیستم‌ها برای تهویه هوا در مناطقی با آب و هوای معتدل، به علت بازده انرژی بالا و توانایی کارکرد قابل اطمینان، بسیار مناسب هستند. اما وقتی این تکنولوژی در ساختمان‌هایی با آب و هوای منطقه‌ای گرم که فقط بار سرمایشی نیاز دارند (مثل هنگ کنگ)، استفاده شود، گرمای دفع شده به زمین بوسیله سیستم‌های پمپ حرارتی زمین‌گرمایی اطراف مبدل حرارتی زمینی جمع خواهد شد. این تجمع گرما باعث تنزل در عملکرد سیستم و افزایش هزینه‌های آن می‌شود. این مشکل را می‌توان با استفاده از سیستم پمپ حرارتی زمینی هیبرید^۱ (HGCHP) به جای پمپ حرارتی زمینی معمول (GCHP) که از دفع کننده‌های گرمای اضافی برای دفع گرمای جمع شده استفاده می‌کند، حل کرد. Man و همکارانش یک مدل شبیه سازی ساعتی عملی از یک سیستم پمپ حرارتی زمین‌گرمایی هیبرید، که به آنالیز و مدل‌سازی فرآیند انتقال گرمای اجزای اصلی سیستم می‌پردازد، ارائه کردند. به عنوان یک مطالعه موردی، هر دو سیستم GCHP و HGCHP برای یک واحد ساختمان مسکونی فرضی واقع در هنگ کنگ طراحی شده و محاسبه‌های اقتصادی بین این دو نوع سیستم انجام شده است. نتایج شبیه‌سازی نشان می‌دهد که سیستم HGCHP می‌تواند مشکل تجمع حرارت را به نحو مطلوبی برطرف کند و هم هزینه‌های اولیه و هم هزینه‌های عملکردی سیستم تهویه هوا در ساختمان را کاهش دهد. به طور کلی مزیت‌های اقتصادی سیستم HGCHP، وقتی در مناطقی با آب و هوای گرم به کار می‌رود، بسیار مشهود است، خصوصاً بعد از یک عملکرد طولانی. در مقایسه با سیستم GCHP، ۳۴٪ صرفه جویی در هزینه اولیه و ۲۳٪ در هزینه عملکردی در اولین سال عملکرد و ۵۴٪ صرفه جویی در دهمین سال عملکرد بدست آمده است.

^۱ hybrid ground coupled heat pump

Yumrutas و همکاران [۳۴]، به بررسی یک مدل محاسباتی برای یک سیستم سرمایش هوا زمینی متصل به تانک ذخیره انرژی زیرزمینی پرداخته‌اند. مدل برای تعیین عملکرد دوره‌ای سالانه یک سیستم سرمایش که از یک چیلر زمینی و تانک ذخیره انرژی زمینی استفاده می‌کند، توسعه یافته است. انگیزه اصلی برای ایجاد چنین سیستم سرمایشی، افزایش COP و کاهش مصرف انرژی الکتریکی است. مقدار کاهش مصرف الکتریسیته مستقیماً با دمای تانک ذخیره ارتباط دارد.

Dickinson و همکاران [۳۵]، به بررسی بهینه‌سازی محیطی و اقتصادی سیستم‌های زمین‌گرمایی درون ساختمان‌ها پرداخته‌اند. آنها تشریح می‌کنند که، اخیراً دو محرک اصلی برای توجه به سیستم‌های انرژی زمین‌گرمایی برای ساخت در انگلیس وجود دارد. نخست ساکنان و صاحبان ساختمان که نگران افزایش هزینه‌های انرژی هستند؛ و دیگری طراحان ساختمان‌ها که به واسطه قانون‌های محلی، ملی و اروپایی به دنبال کاهش نشر CO₂ هستند. یک ساختمان به عنوان نمونه برای نشان دادن اهمیت بهینه‌سازی طول حلقه مبدل زمینی استفاده شده است. در نهایت سیستم بهینه شده ۷۰٪ صرفه جویی اقتصادی و تقریباً ۷۰٪ هم کاهش نشر CO₂ را داشته است.

Sayyaadi و همکاران [۳۸]، به بررسی بهینه‌سازی چند هدفه^۱ یک پمپ حرارتی زمین‌گرمایی عمودی با استفاده از الگوریتم تکاملی^۲ پرداخته‌اند. مدلی بر پایه آنالیز انرژی و انرژی ارائه شده است. مدل اقتصادی سیستم طبق روش تقاضای منافع^۳ (TRR) بسط داده شده است. تابع هدف بر اساس آنالیز ترمواکونومیکی^۴ و ترمودینامیکی توسعه یافته است. سیستم پمپ حرارتی زمین‌گرمایی عمودی پیشنهادی شامل هشت متغیر مستقل برای بهینه‌سازی است. از روش الگوریتم تکاملی برای بهینه‌سازی استفاده شده است. این روش برای مینیمم سازی هزینه کلی سیستم یا تخریب انرژی سیستم به کار می‌رود. سه سطح از بهینه‌سازی ترمودینامیکی تک هدفه، ترمواکونومیکی تک هدفه و بهینه‌سازی چند هدفه انجام شده است. در بهینه‌سازی چند هدفه، هدف های ترمودینامیکی و

^۱ multi-objective optimization

^۲ evolutionary algorithm

^۳ Total Revenue Requirement

^۴ thermoeconomic

ترمواکونومیکی به صورت همزمان در نظر گرفته می‌شوند. نتایج بدست آمده از بهینه سازی‌های مختلف با هم مقایسه شده‌اند. علاوه بر این حساسیت سیستم‌های بهینه به نرخ بهره، ساعات کارکرد سالیانه و هزینه الکتریسیته تشریح شده است. وقتی ساعات عملکرد و قیمت الکتریسیته افزایش می‌یابد، هزینه تولید کلی بهینه‌سازی چند هدفه تقریباً به مقادیر متناظر بهینه‌سازی ترمواکونومیکی نزدیک می‌شود. در آخر نتیجه گرفته شد که بهینه‌سازی چند هدفه فرم عمومی بهینه‌سازی‌های تک هدفه است.

پمپ‌های حرارتی زمین‌گرمایی چه در تأسیسات تجاری و چه مسکونی معمولاً هزینه نگهداری و تعمیر پایین‌تری نسبت به سیستم‌های سنتی و متداول دارند؛ زیرا تمامی تجهیزات این سیستم‌ها در داخل ساختمان‌ها و یا در زیر زمین نصب می‌شود و در نتیجه هیچ یک از تجهیزات در معرض هوا و یا تخریب قرار ندارد. همچنین تمامی سیستم‌های سرمایشی شبیه به سیستم یخچال‌های خانگی آب بندی شده‌اند. سیستم پمپ‌های حرارتی زمین گرمایی بسیار منعطف بوده و به راحتی و با هزینه پایین می‌توان آنها را بسط و گسترش داده و یا به قسمت‌های کوچکتر تقسیم کرد تا بطور مناسب در ساختمان جاسازی و نصب شوند. پمپ‌های حرارتی نصب شده در واحدهای تجاری با بازیافت گرمای اضافی قسمت‌های داخلی ساختمان و انتقال این گرما به محیط‌های بازتر ساختمان در هزینه‌ها صرفه جویی می‌شود. این سیستم‌ها برای مدیران این مراکز این امکان را فراهم می‌آورد تا قسمت‌های خالی ساختمان را که نیاز به گرمایش ندارند از قسمت‌های دیگر جدا و ایزوله کند. بدلیل عدم وجود هرگونه احتراق، این سیستم‌ها بسیار ایمن تر از سیستم‌های متداول هستند. همچنین آلودگی محیطی (گازهای گلخانه‌ای) و صوتی این سیستم‌ها کمتر از سیستم‌های متداول است. در این پروژه سعی داریم با تحلیل سیکل ، روش‌های بهبود عملکرد آن را مورد ارزیابی قرار داده تا راه برای گسترش و استفاده از آن هموار گردد.

در این مطالعه، تحلیل جامعی در خصوص انرژی و انرژی انجام و اعتبارسنجی شده است. مدل سازی و بهینه سازی با نرم افزار EES انجام شده و مقادیر بهینه متغیرهای طراحی محاسبه شده است. EES از روش برنت^۱ برای تعیین ماکزیمم یا مینیمم در طول یک جهت خاص استفاده می کند. جهت توسط یک الگوریتم جستجوی مستقیم، که به روش پاول^۲ معروف است و یا بوسیله روش گرادیان متقاطع^۳، تعیین می شود. اثر مبردهای مختلف در دماهای مختلف آب ورودی به اواپراتور، تغییرات دمای آب ورودی به کندانسور، شرایط اقلیمی متفاوت ایران (تهران، یزد و رشت) بر هزینه کلی سالیانه بررسی شده است.

۲-۴ جمع بندی و نتیجه گیری

در این بخش، مقدمه ای در مورد پمپ حرارتی زمین گرمایی گفته شد. سیستم های پمپ گرمایی زمینی را می توان با توجه به شکل حلقه زمینی و شیوه تبادل گرما با زمین، به سه دسته حلقه باز، حلقه بسته، و سیستم های دیگر، که ترکیب حلقه باز و بسته است، تقسیم بندی کرد. در این سیستم ها، مبدل گرمایی زمینی متشکل از شبکه ای از لوله های پلی اتیلنی به صورت افقی (در یک شیار)، عمودی (در یک چاه) یا مایل، زیر زمین قرار می گیرد و سیال واسطه حامل گرما در آن به گردش در می آید و حرارت را از زمین به پمپ گرمایی (یا برعکس) منتقل می کند. اجزاء اصلی سیستم های پمپ حرارتی زمین گرمایی و نحوه کارکرد آنها به طور کامل تشریح شد. در انتهای بخش نیز مروری بر کارهای پیشین آورده شده است، که به موضوعاتی در مورد پمپ های حرارتی پرداخته اند که ارتباط بیشتری با موضوع تحقیق حاضر دارند.

¹ Brent's method

² Powell's method

³ conjugate gradient method

فصل سوم: آنالیز انرژی و انرژی و مدل سازی سیستم مورد

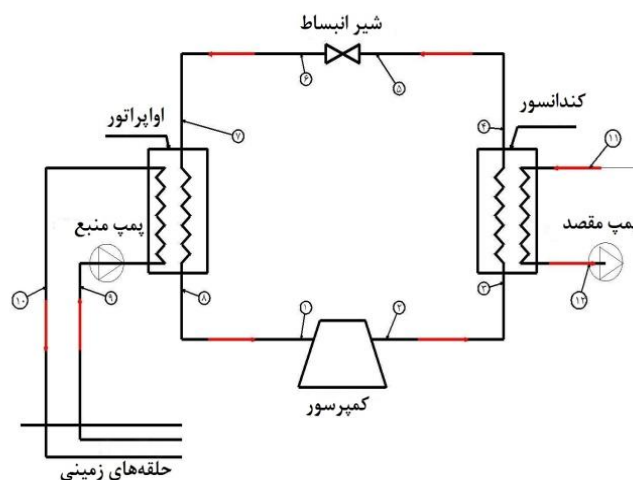
مطالعه

انرژی زمین به صورت رایگان موجود است، اما بهره‌برداری اقتصادی از آن موضوع کلیدی است. هرچند بار گرمایشی آب کمتر از بار تهویه هواس، کاهش مصرف انرژی به علت نگرانی‌های استفاده از سوخت‌های فسیلی امری مهم است؛ چون سوخت‌های فسیلی برای محیط زیست و سلامتی مضر هستند و منابعی پایان پذیرند. در کاربردهای خانگی مرسوم، بار گرمایشی آب ۳۰٪ بار تهویه هوا است. در حالی که در ساختمانهای تجاری این مقدار ۲۶٪ است [۳۷]. ساختمان‌ها ۴۰٪ کل انرژی اولیه مورد استفاده در آمریکا را مصرف می‌کنند [۳۸]. نشر گازهای گلخانه‌ای از مصرف انرژی در ساختمان‌ها از مجموع بخش‌های صنعتی و حمل و نقل بیشتر است [۳۹]. همچنین تقریباً ۴۰٪ مصرف انرژی اتحادیه اروپا و تولید کربن دی‌اکسید ناشی از ساختمان‌هاست [۴۰]. بنابراین بدیهی به نظر می‌رسد که کاهش مصرف انرژی در ساختمان‌ها فرصتی بسیار مغتنم است.

در این تحقیق، به آنالیز انرژی و انرژی و محاسبات اقتصادی سیکل تبرید زمین‌گرمایی در قالب گرمایش آب مصرفی ساختمان با استفاده از زمین به عنوان یک منبع انرژی تجدیدپذیر، پرداخته شده است. در ادامه این فصل آنالیز انرژی و انرژی و مدل‌سازی و محاسبات اقتصادی در فصل‌های آینده آورده شده است.

۲-۳ اجزاء سیکل و خصوصیات آن

هر سیکل تبرید زمین گرمایی حداقل از یک اواپراتور، یک کندانسور، یک کمپرسور، یک شیرانبساط و مبدل گرمایی زمینی تشکیل شده است و ترکیب تنها این چهار عنصر سازنده، ساده ترین پیکربندی سیکل را می سازد. استفاده از پمپ ها و همچنین تانک عایق برای ذخیره آب گرم نیز می توانند به فراخور در سیکل به کار روند. در این تحقیق که برای تأمین آب گرم خانگی است، از یک تانک پلی بوتیلنی بدون درز، عایق و نفوذ ناپذیر به خاک و خوردگی استفاده شده است. همچنین از دو پمپ استفاده شده است؛ یکی برای رساندن محلول آب و ضدیخ از مبدل گرمایی زمینی به اواپراتور و دیگری برای رساندن آب گرم از تانک ذخیره برای مصرف (شکل ۱-۳).



شکل (۱-۳): سیکل تبرید زمین گرمایی مورد مطالعه و نقاط مشخص کننده سیکل

سیکل تبرید مورد استفاده به عنوان سیکل داخلی سیستم، از نوع تبرید تراکمی تبخیری با مبرد R410a است. مبدل های گرمایی در اواپراتور و کندانسور، از نوع دولوله ای اند، که لوله خارجی از جنس فولاد و لوله داخلی از جنس مس است. آب در قسمت حلقوی بین دو لوله قرار می گیرد و مبرد از داخل لوله درونی جریان می یابد. مبدل گرمایی زمینی، از یک یا چند لوله موازی پلی اتیلنی

مدفون در شیارهایی تشکیل شده است که از جریان آب و پروپیلن گلیکول درون آن به عنوان حامل گرمایی واسطه استفاده می‌شود. سیال واسطه حامل گرما که در لوله‌های پلی‌اتیلنی جریان می‌یابد، حرارت زمین را به پمپ گرمایی منتقل می‌کند. در پمپ گرمایی که در ساختمان نصب شده، این حرارت دما پایین، تقویت شده و به دمای مورد نظر می‌رسد. به این صورت که در اواپراتور، حرارت از سیال واسطه حامل گرما که حرارت را از زمین جمع‌آوری کرده به مبرد منتقل شده و در کمپرسور مبرد تا رسیدن به دمای مطلوب متراکم می‌شود. در کندانسور حرارت از مبرد به آب منتقل شده و آب گرم شده به تانک ذخیره، برای استفاده منتقل می‌شود. سپس فشار و دمای مبرد در شیر انبساط کاهش می‌یابد تا وارد اواپراتور شود و سیکل کامل می‌شود.

۳-۳ فرضیات و روابط حاکم بر مدل سازی

۳-۳-۱ فرضیات

فرضیات انجام شده در مدل سازی به شرح زیر است :

- وضعیت سیستم در حالت پایا^۱ قرار دارد.
- تغییرات انرژی جنبشی و پتانسیل ناچیز است.
- واکنش شیمیایی و هسته‌ای وجود ندارد.
- جهت انتقال گرما به سیستم و انتقال کار از سیستم مثبت در نظر گرفته شده است.
- کمپرسور دارای یک بازده آدیاباتیک ۸۰٪ است [۲۹].
- حالت مرده مبرد، در دمای محیط $T_0 = 294/2$ و در فشار $P_0 = 100 \text{ kPa}$ در نظر گرفته شده است.

۳-۳-۲ پارامترهای ورودی

برای طراحی پمپ گرمایی زمینی باید ابتدا آن را مدل کرد. برای مدل سازی، پارامترهایی مربوط به کارکرد سیستم باید به عنوان ورودی انتخاب شوند. پارامترهای ورودی در این مدل سازی عبارتند از :

۱- دمای آب ورودی به کندانسور $T_{w,cond,i} [^{\circ}\text{C}]$

^۱ steady state

۲- نرخ جریان جرمی آب ورودی به کندانسور $\dot{m}_{w,cond} [kg/s]$

۳- نرخ جریان جرمی آب ورودی به اواپراتور $\dot{m}_{GL} [kg/s]$

۴- زمان کارکرد سالیانه $T_h [hr/y]$

۵- کل زمان کارکرد سیستم $n [y]$

۶- نرخ بهره $i_{eff} [\%]$

۷- دمای آب ورودی به اواپراتور $T_{w,evap,i} [^{\circ}C]$

۸- خصوصیات و ویژگی‌های خاک

۹- بازده آیزنتروپیک η_s و الکتریکی η_{el} کمپرسور $[\%]$

۱۰- قطر داخلی و خارجی لوله اواپراتور و کندانسور $[m]$

۱۱- قطر داخلی و خارجی لوله مبدل زمینی $[m]$

۱۲- بازده پمپ $\eta_p [\%]$

۱۳- ضریب هدایت گرمایی لوله مسی اواپراتور و کندانسور $K_{evap} [kW/(m \cdot ^{\circ}C)]$

۱۴- ضریب هدایت گرمایی لوله مبدل گرمایی زمینی $k_{pipe} [kW/(m \cdot ^{\circ}C)]$

۱۵- هزینه هر کیلووات برق مصرفی $p_{el} [Rls/kW]$

۱۶- هزینه کمپرسور با توان معین $[Rls]$

۱۷- هزینه هر متر لوله پلی اتیلنی مبدل زمینی گرمایی $[Rls/m]$

۱۸- هزینه حفر کانال و جاسازی لوله مبدل زمینی گرمایی $[Rls/m^3]$

۱۹- هزینه پر کردن کانال $[Rls/m^3]$

۲۰- هزینه پروپیلن گلیکول (سیال ضدیخ) $[Rls/litre]$

۳-۳-۳ فرآیند مدل سازی و طراحی پمپ حرارتی زمین گرمایی

مدل سازی توسط نرم افزار EES انجام شده است. پارامترهای ورودی دمایی و نرخ جریان جرمی از

مرجع [۴۱] گرفته شده است. هزینه کلی سالیانه پمپ گرمایی زمینی و بهینه سازی فنی - اقتصادی

هم انجام شده است که مسائل مربوط به هزینه در فصل بعد شرح داده خواهد شد. مراحل محاسبه به صورت زیر است:

۳-۳-۳-۱ محاسبه ویژگی‌های ترمودینامیکی مبرد در سیکل تبرید

با مدل سازی ویژگی‌های ترمودینامیکی شامل دما، فشار، آنتالپی، آنتروپی در نقاط مشخص شده بدست می‌آید (جدول ۳-۱). محاسبات اگزرژی و انرژی با استفاده از این داده‌ها انجام می‌پذیرد.

۳-۳-۳-۲ محاسبه نرخ انتقال حرارت در کندانسور و اواپراتور

$$Q_{cond,NTU} = \varepsilon_{cond} * \dot{m}_{w,cond} * C_{p,water,cond} * (T_3 - T_{w,cond,i}) \quad (۱-۳)$$

که ε_{cond} از رابطه زیر که مختص مبدل های دو لوله ای است، بدست می‌آید [۴۲]:

$$\varepsilon_{cond} = \frac{2}{1 + c^*_{cond} + (1 + c^*_{cond})^{0.5} \left[\frac{1 + \exp(-NTU_{cond} (1 + c^*_{cond})^{0.5})}{1 - \exp(-NTU_{cond} (1 + c^*_{cond})^{0.5})} \right]} \quad (۲-۳)$$

که $c^*_{cond} = \frac{C_{hot}}{C_{cold}}$ است. همچنین مقدار NTU نیز از رابطه زیر بدست می‌آید [۴۲]:

$$NTU_{cond} = \frac{1}{(1 + c^*_{cond})^{0.5}} \ln \frac{2 - \varepsilon_{cond} [1 + c^*_{cond} - (1 + c^*_{cond})^{0.5}]}{2 - \varepsilon_{cond} [1 + c^*_{cond} + (1 + c^*_{cond})^{0.5}]} \quad (۳-۳)$$

$Q_{evap,NTU}$ نیز به صورت زیر قابل محاسبه است:

$$Q_{evap,NTU} = \varepsilon_{evap} * \dot{m}_{water,evp} * C_{p,water,evap} * (T_{water,evap,i} - T_7) \quad (۴-۳)$$

ε_{evap} و NTU_{evap} مانند آنچه در کندانسور انجام شد، قابل محاسبه است.

۳-۳-۳-۳ محاسبه طول مورد نیاز اواپراتور و کندانسور

$$A_{cond} = \frac{Q_{cond,NTU}}{(U_{cond} \cdot \Delta T_{lm,cond})} \quad (۵-۳)$$

$$L_{cond} = \frac{A_{cond}}{(\pi \cdot D_{i,i,cond})} \quad (۶-۳)$$

طول مورد نیاز اواپراتور نیز مانند کندانسور بدست می‌آید [۴۲]. البته طول اواپراتور و کندانسور که در این مدل بدست آمد، برای مبادله‌کن‌های گرمای دو لوله ای، به صورت یک واحد مبادله کن، پیشنهاد نمی‌گردد و نیاز است تا مبادله‌کن‌هایی به صورت سری استفاده شوند.

۴-۳-۳-۳ محاسبه توان بیشینه کمپرسور

در فصل قبل بخش ۳-۵-۲ (نمونه ای از محاسبات)، این توان بیشینه آورده شده است.

۵-۳-۳-۳ محاسبه توان مصرفی پمپ‌های سیرکولاتور

توان مصرفی پمپ‌های سیرکولاتور را می‌توان با محاسبه افت فشار به صورت زیر محاسبه نمود.

$$W_{\text{source pumping}} = \frac{P_{\text{drop.water,evap}} * \dot{m}_{\text{water,evap}}}{\eta_{\text{pump}} * \rho_{\text{water,evap}}} \quad (۷-۳)$$

$$P_{\text{drop.water,evap}} = 4f \frac{2l_{\text{evap}}}{D_{h,\text{evap}}} * \frac{\rho_{\text{water,evap}} v_{\text{water,evap}}^2}{2} \quad (۸-۳)$$

W_{Lp} هم مانند W_{Sp} قابل محاسبه است :

$$W_{Lp} = \frac{P_{\text{drop.water,cond}} * \dot{m}_{\text{water,cond}}}{\eta_{\text{pump}} * \rho_{\text{water,cond}}} \quad (۹-۳)$$

$$P_{\text{drop.water,cond}} = 4f \frac{2l_{\text{cond}}}{D_{h,\text{cond}}} * \frac{\rho_{\text{water,cond}} v_{\text{water,cond}}^2}{2} \quad (۱۰-۳)$$

۶-۳-۳-۳ محاسبه طول لوله مبدل گرمایی زمینی

$$L_{GHX} = \left[\frac{Q_{\text{evap,h}}}{T_s - \left(\frac{T_{\text{water,evap,i}} + T_{\text{water,evap,o}}}{2} \right)} \right] * (R_{\text{conv}} + R_{\text{pipe}} + R_{\text{soil}}) \quad (۱۱-۳)$$

برای محاسبه T_s داریم:

$$T_s = T_s - T_k \quad (۱۲-۳)$$

$$T_k = T_{\text{amp}} \cdot \exp \left[-x \cdot \sqrt{\frac{\pi}{365 \cdot \alpha}} \right] \cdot \cos \left[\frac{2\pi}{365} \cdot (t_{\text{year}} - t_{\text{shift}} - \frac{x}{2} \cdot \sqrt{\frac{365}{\pi \alpha}}) \right] \quad (۱۳-۳)$$

که متغیرها مربوط به ویژگی‌های خاک می‌باشد. T_s دمای میانگین سالیانه، T_{amp} تغییرات سالیانه

دما، x عمق زمین، α ضریب پخش گرمایی، t_{year} شماره روز سال و t_{shift} شماره روزی که کمترین

دما اتفاق می‌افتد، می‌باشد.

مقاومت‌های حرارتی در واحد طول لوله که شامل انتقال حرارت جابجایی یا همرفت آب، هدایت

گرمایی یا رسانش لوله و رسانش خاک است، به ترتیب به صورت زیر است [۴۳]:

$$R_{conv} = \frac{1}{\pi \cdot D_{i,g} \cdot h_w} \quad R_{pipe} = \frac{\ln \frac{D_{o,g}}{D_{i,g}}}{2\pi k_{pipe}} \quad R_{soil} = \frac{1}{\alpha \cdot \pi \cdot D_{o,g}} \quad (۱۴-۳)$$

که k_{pipe} قابلیت رسانایی دیواره لوله پلی اتیلنی می باشد.

۳-۴ تعادل جرم و انرژی

برای یک حالت پایای عمومی، فرآیند جریان پایا، چهار معادله تعادل برای یافتن کار خروجی، گرمای ورودی، نرخ کاهش انرژی، نرخ بازگشت ناپذیری و بازده انرژی به کار برده می شود [۴۴-۴۷].

معادله عمومی بالانس جرم برابر است با :

$$\frac{dm}{dt} = \sum_{out} \dot{m} - \sum_{in} \dot{m} = 0 \quad (۱۵-۳)$$

معادله عمومی بالانس انرژی :

$$Q_0 + W_0 + \sum_{in} \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right) \dot{m} + \sum_{out} \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right) \dot{m} = \frac{dE_{cv}}{dt} \quad (۱۶-۳)$$

Q_0 ، انرژی حرارتی مبادله شده با محیط در دمای T_0 ؛ W_0 نرخ کار ورودی (مکانیکی یا الکتریکی)؛ h ،

$\frac{V^2}{2}$ و gz به ترتیب بیانگر آنتالپی، انرژی جنبشی و انرژی پتانسیل؛ $\dot{m}$ نرخ جریان جرمی مبرد یا آب

یا سیال حلقه های زیرزمینی بسته به حجم کنترل مورد نظر است. ترم وابسته به زمان $\frac{dE_{cv}}{dt}$ ، که نرخ

ذخیره انرژی در حجم کنترل است با فرض شرایط پایدار، نادیده گرفته شده است.

با اعمال معادلات فوق بر اواپراتور و نادیده گرفتن انرژی جنبشی و پتانسیل بین نقاط ۷، ۸ و بار دیگر

بین نقاط ۹، ۱۰ داریم :

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 = \dot{m}_r \quad (۱۷-۳)$$

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10} = \dot{m}_{GL} \quad (۱۸-۳)$$

$$\dot{m}_7 h_7 + \dot{m}_9 h_9 - \dot{m}_8 h_8 - \dot{m}_{10} h_{10} = 0 \quad (۱۹-۳)$$

در نتیجه داریم:

$$\dot{m}_r = \frac{\dot{m}_{GL} (h_9 - h_{10})}{(h_8 - h_7)} \quad (20-3)$$

$\dot{m}_r$ ، نرخ جریان جرمی مبرد، $\dot{m}_{GL}$ ، نرخ جریان جرمی سیال حلقه های زیرزمینی (Ground Loops) است.

با اعمال معادلات فوق برکندانسور و نادیده گرفتن انرژی جنبشی و پتانسیل بین نقاط ۳، ۴ و بار دیگر بین نقاط ۱۱، ۱۲ داریم:

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m}_r \quad (21-3)$$

$$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{12} = \dot{m}_w \quad (22-3)$$

$$\dot{m}_3 h_3 + \dot{m}_{11} h_{11} - \dot{m}_4 h_4 - \dot{m}_{12} h_{12} = 0 \quad (23-3)$$

در نتیجه داریم:

$$\dot{m}_r = \frac{\dot{m}_w (h_{12} - h_{11})}{(h_3 - h_4)} \quad (24-3)$$

$\dot{m}_r$ ، نرخ جریان جرمی مبرد، $\dot{m}_w$ ، نرخ جریان جرمی آب است.

۳-۵ بالانس انرژی و انرژی

مطابق با قانون اول ترمودینامیک داریم:

$$\dot{E}_{in} = \dot{E}_{out} \quad (25-3)$$

$$\dot{E}_{in} = \dot{W}_{sp} + \dot{W}_{comp} + \dot{W}_{Lp} + \dot{Q}_{ground} \quad (26-3)$$

$$\dot{E}_{out} = \dot{Q}_{cond} + \dot{Q}_{comp} + Losses \quad (27-3)$$

قانون اول ترمودینامیک، انرژی های مختلف را فقط از لحاظ کمی ارزیابی می کند. از دیدگاه قانون اول، ۱۰۰ کیلو ژول گرما، با ۱۰۰ کیلو ژول کار، ارزش یکسانی دارد. در حالی که در عمل، کل انرژی گرمایی،

به کار تبدیل نمی‌شود. قانون اول ترمودینامیک، هیچ گونه محدودیتی در مورد جهت عبور کار و گرما قائل نیست. با ارائه قانون دوم ترمودینامیک، این کاستی‌ها رفع شده است. به طوری که قانون دوم ترمودینامیک، قادر است مسیر جلوروی واکنش‌ها، فرآیندها و همچنین مقدار تلفات سیکل را پیشگویی کند. نتیجه مستقیم استفاده از قانون دوم، تحلیل انرژی است که ابزاری قوی و سودمند در ارزیابی کمی و کیفی انرژی‌های موجود می‌باشد.

در تحلیل انرژی، هدف اساسی تعیین محل و مقدار تولید بازگشت ناپذیری‌ها در طی فرآیندهای مختلف سیکل ترمودینامیکی و عوامل مؤثر بر تولید این بازگشت ناپذیری می‌باشد.

از این طریق، علاوه بر ارزیابی کارایی اجزای مختلف سیکل ترمودینامیکی، راه‌های افزایش راندمان سیکل نیز شناسایی می‌گردد. در تحلیل انرژی سعی می‌شود با به کارگیری همزمان قوانین اول و دوم ترمودینامیک و استفاده از محیط پیرامون به عنوان حالت مرجع، بیشترین کار تولید شده در سیکل، به دست آید. تحلیل انرژی شامل دو مرحله اساسی می‌باشد. مرحله اول، شناسایی و بررسی فرآیندهای نامطلوب ترمودینامیکی سیستم بر پایه تعیین اتلافات انرژی می‌باشد. اتلافات انرژی با نوشتن موازنه انرژی در قسمت‌های مختلف سیستم به دست می‌آید. مرحله دوم، تعیین بیشترین اصلاحات ممکن در سیستم بر پایه مفاهیم اتلافات انرژی اجتناب پذیر^۱ و اتلافات انرژی اجتناب ناپذیر^۲ است. کمترین میزان انرژی در سیستم طی فرآیندی که نمی‌توان با تکنیک‌های موجود و ملاحظات اقتصادی مانع نابودی آن شد، اتلافات انرژی اجتناب ناپذیر می‌نامند. با این تعریف، اتلافات انرژی قابل اجتناب، بیشترین پتانسیل بهینه شدن فرآیند را مشخص می‌سازد. بنابراین یک سیستم، به سرعت توسط تحلیل انرژی تحلیل می‌گردد و نیز فرآیندهای نامطلوب ترمودینامیکی و بیشترین اصلاحات ممکن، مشخص می‌گردند.

انرژی نیز مانند انرژی، دارای مؤلفه‌های مختلفی است. در غیاب اثرات میدان‌های هسته‌ای، مغناطیسی، الکتریکی و کشش سطحی، می‌توان رابطه زیر را برای کل انرژی نوشت [۴۸]:

^۱ Avoidable Exergy Losses

^۲ Inevitable Exergy Losses

$$EX = EX_k + EX_p + EX_{ph} + EX_{di} + EX_Q + EX_{ch} \quad (28-3)$$

که در این رابطه، EX_k انرژی جنبشی، EX_p انرژی پتانسیل، EX_{ph} انرژی فیزیکی یا ترمومکانیکی، EX_{di} انرژی دیفیوژنی^۱، EX_Q انرژی انتقال حرارت و EX_{ch} انرژی شیمیایی می باشد.

۳-۵-۱ قضیه گوی-استودولا^۲

بر طبق این قضیه، برای یک حجم کنترل، در صورتی که دمای محیط T_0 فرض شود، مقدار تلفات انرژی از رابطه زیر بدست می آید [۴۹]:

$$I = T_0 S_{gen} \quad (29-3)$$

که در حالت شدتی برابر است با :

$$I = T_0 S_{gen} \quad (30-3)$$

S_{gen} آهنگ تغییر خالص آنروپی برای کل فرایند است که برابر است با :

$$S_{gen} = \frac{dS}{dt} + \sum_{out} m_i s - \sum_{in} m_i s - \sum_{i=0}^N \frac{Q_0}{T_i} \quad (31-3)$$

در شرایط پایا $\frac{dS}{dt}$ برابر صفر است. همچنین $\sum_{i=0}^N \frac{Q_0}{T_i}$ انتقال حرارت بین اجزا و محیط است.

موازنه انرژی بر پایه مفهوم آن، برای سیستمی که در حالت پایا بوده و دارای انرژی ورودی و خروجی باشد بصورت زیر نوشته می شود [۵۰]:

$$\sum_{in} EX - \sum_{out} EX = EX_{des} = I \quad (32-3)$$

که EX_{des} ، مقدار تخریب انرژی و یا همان تلفات انرژی، I است.

۳-۶ روابط آنالیز انرژی و انرژی سیستم مورد مطالعه

معادلات بالانس جرم و انرژی و همچنین تخریب انرژی که از معادلات بالانس آنروپی و انرژی بدست آمده است، برای نقاط و اجزای مشخص شده سیکل به ترتیب در زیر آمده است.

۳-۶-۱ کمپرسور

^۱ Diffusion Exergy

^۲ The Gouy-Stodola Theorem

با در نظر گرفتن کمپرسور به عنوان حجم کنترل با نقاط ابتدایی و انتهایی ۱ و ۲، با اعمال معادلات تعادل فوق داریم :

$$\dot{Q}_0 + \dot{W}_{act,in} = \dot{m}_r(h_2 - h_1) \quad (3-33)$$

$$\dot{s}_{gen} = \dot{m}_r(s_2 - s_1) - \frac{\dot{Q}_0}{T_0} \quad (3-34)$$

$$\dot{I} = T_0 \dot{s}_{gen} \quad (3-35)$$

$\dot{W}_{act,in}$ را می‌توان به دو روش محاسبه کرد. اگر جریان کمپرسور I_{comp} ، ولتاژ کارکرد کمپرسور V_{comp} و فاکتور قدرت کمپرسور $\cos \phi$ ، را داشته باشیم می‌توان از فرمول زیر، $\dot{W}_{act,in}$ را محاسبه کرد [۵۱]:

$$\dot{W}_{act,in} = \frac{I_{comp} * V_{comp} * \cos \phi}{1000} * \sqrt{3} \quad (3-36)$$

اما چون برای مواردی که می‌خواهیم $\dot{W}_{act,in}$ را محاسبه کنیم، جریان و ولتاژ تجربی را که باید بوسیله آمپرسنج و ولت سنج در همان لحظه آزمایش اندازه گیری شوند، در اینگونه تحلیل‌ها نداریم می‌توان به طور تقریبی و میانگین از فرمول زیر جهت محاسبه $\dot{W}_{act,in}$ ، برای تمام حالات استفاده کرد.

$$\dot{W}_{act,in} = \frac{\dot{W}_{comp}}{\eta_{comp,m} * \eta_{comp,el}} \quad (3-37)$$

$\dot{W}_{comp}$ ، نرخ کار ورودی به کمپرسور، $\eta_{comp,el}$ بازده الکتریکی موتور کمپرسور و $\eta_{comp,m}$ بازده مکانیکی موتور کمپرسور می‌باشند.

گرمای تولید شده توسط کمپرسور، $\dot{Q}_0$ است که در زمستان مفید است اما در تابستان باعث گرم شدن فضایی می‌شود که باید خنک شود. با این توضیح که کمپرسور گرمای بیشتری را در تابستان نسبت به زمستان تولید می‌کند.

۳-۶-۲ لوله کمپرسور تا کندانسور

با در نظر گرفتن خط تخلیه کمپرسور به کندانسور به عنوان حجم کنترل با نقاط ابتدایی و انتهایی ۲ و ۳، با اعمال معادلات تعادل داریم :

$$\dot{Q}_0 = \dot{m}_r (h_3 - h_2) \quad (38-3)$$

$$\dot{S}_{gen} = \dot{m}_r (S_3 - S_2) - \frac{\dot{Q}_0}{T_0} \quad (39-3)$$

$$\dot{I} = T_0 \dot{S}_{gen} \quad (40-3)$$

افت فشار به علت تغییر ارتفاع و تغییر سرعت لحاظ شده است. اما چون طول لوله‌های اتصال کوتاه است، تغییرات دما از خروجی کمپرسور تا ورودی کندانسور بسیار کم است. همچنین گرمای انتقالی از لوله‌های اتصال به فضا به علت رسانش و نیز نرخ تولید آنتروپی، به علت کوتاهی لوله‌های در نظر گرفته شده، در مقایسه با کل سیکل پایین است.

۳-۶-۳ کندانسور

با اعمال معادلات انرژی و آنتروپی بر کندانسور به عنوان حجم کنترل، با نقاط ابتدایی و انتهایی ۴ و ۳ داریم:

$$\dot{Q}_0 = \dot{m}_r (h_4 - h_3) \quad (41-3)$$

$$\dot{S}_{gen} = \dot{m}_r (S_4 - S_3) - \frac{\dot{Q}_0}{T_0} \quad (42-3)$$

$$\dot{I} = T_0 \dot{S}_{gen} \quad (43-3)$$

چون مرز سیستم در این مورد یعنی کندانسور تقریباً در میانگین دمای آب ورودی و خروجی از کندانسور است، پس T_0 را برابر $T_0 = \frac{1}{2}(T_{11} + T_{12})$ در نظر می‌گیریم [۴۱]. همچنین چون حرارت از کندانسور منتقل می‌شود پس $\dot{Q}_0 < 0$.

۳-۶-۴ لوله کندانسور تا شیر انبساط

به دلیل افت فشار که قبلاً ذکر شد، نرخ آنتروپی و گرمای تولید شده در این حجم کنترل که روی خط لوله کندانسور و شیر انبساط بین نقاط ۴ و ۵ در نظر گرفته شده به صورت زیر است که البته به خاطر کوتاهی لوله‌ها مقدار آن پایین است.

$$\dot{Q}_0 = \dot{m}_r (h_5 - h_4) \quad (44-3)$$

$$\dot{S}_{gen} = \dot{m}_r (S_5 - S_4) - \frac{\dot{Q}_0}{T_0} \quad (45-3)$$

$$\dot{I} = T_0 \dot{S}_{gen} \quad (46-3)$$

۳-۶-۵ شیر انبساط

با در نظر گرفتن شیر انبساط به عنوان حجم کنترل بین نقاط ۵ و ۶ و اعمال معادلات انرژی و آنتروپی داریم :

$$\dot{Q}_0 = \dot{m}_r (h_6 - h_5) \quad (47-3)$$

چون شیر انبساط آدیاباتیک در نظر گرفته شده است پس $h_6 = h_5$ بنابراین :

$$\dot{Q}_0 = 0 \quad (48-3)$$

$$\dot{S}_{gen} = \dot{m}_r (S_6 - S_5) \quad (49-3)$$

$$\dot{I} = T_0 \dot{S}_{gen} \quad (50-3)$$

چون افت فشار مبرد در شیر انبساط، کار مفیدی تولید نمی‌کند؛ نرخ تولید آنتروپی یا همان بازگشت ناپذیری بالاست.

۳-۶-۶ لوله شیر انبساط تا اواپراتور

با در نظر گرفتن خط تخلیه شیر انبساط به اواپراتور به عنوان حجم کنترل با نقاط ابتدایی و انتهایی ۶ و ۷، با اعمال معادلات تعادل داریم :

$$\dot{Q}_0 = \dot{m}_r (h_7 - h_6) \quad (51-3)$$

$$\dot{S}_{gen} = \dot{m}_r (S_7 - S_6) - \frac{\dot{Q}_0}{T_0} \quad (52-3)$$

$$\dot{I} = T_0 \dot{S}_{gen} \quad (53-3)$$

۳-۶-۷ اواپراتور

با در نظر گرفتن اواپراتور به عنوان حجم کنترل وبا نقاط ابتدایی و انتهایی ۷ و ۸، با اعمال معادلات انرژی و آنتروپی داریم :

$$\dot{Q}_0 = \dot{m}_r (h_8 - h_7) \quad (54-3)$$

$$\dot{S}_{gen} = \dot{m}_r (S_8 - S_7) - \frac{\dot{Q}_0}{\frac{1}{2}(T_{11} + T_{12})} \quad (55-3)$$

$$\dot{I} = T_0 \dot{S}_{gen} \quad (56-3)$$

که مانند کندانسور، T_0 را برابر $T_0 = \frac{1}{2}(T_{11} + T_{12})$ در نظر می گیریم [۴۱].

۳-۶-۸ لوله اواپراتور تا کمپرسور

با در نظر خط مکش کمپرسور به عنوان حجم کنترل با نقاط ابتدایی و انتهایی ۸ و ۱، با اعمال معادلات داریم :

$$\dot{Q}_0 = \dot{m}_r (h_1 - h_8) \quad (57-3)$$

$$\dot{S}_{gen} = \dot{m}_r (S_1 - S_8) - \frac{\dot{Q}_0}{T_0} \quad (58-3)$$

$$\dot{I} = T_0 \dot{S}_{gen} \quad (59-3)$$

به دلیل کوتاهی لوله ارتباطی، نرخ انتقال حرارت و تولید آنتروپی مقادیر کوچکی دارند.

۳-۷ نمونه‌ای از محاسبات آنالیز انرژی و انرژی سیستم

۳-۷-۱ تعادل جرم

در محاسبات اولیه سیکل، داده‌های ورودی عبارتند از [۴۱]:

با توجه به اینکه $\dot{m}_{GL} = 0.19 \text{ kg/s}$ ، $h_7 = 129.1 \text{ kJ/kg}$ ، $h_8 = 287.3 \text{ kJ/kg}$ از تعادل جرم در اواپراتور داریم :

$$\dot{m}_r = \frac{\dot{m}_{GL} (h_9 - h_{10})}{(h_8 - h_7)} = \frac{0.19 \text{ Cp } (T_9 - T_{10})}{(287.3 - 129.1)}$$

$$\dot{m}_r = 0.1925 \text{ kg/s}$$

چنین با در اختیار داشتن، $\dot{m}_w = 0.12 \text{ kg/s}$ ، $h_3 = 336 \text{ kJ/kg}$ ، $h_4 = 130.3 \text{ kJ/kg}$ از تعادل جرم در کندانسور داریم :

$$\dot{m}_r = \frac{\dot{m}_w (h_{11} - h_{12})}{(h_3 - h_4)} = \frac{0.12 Cp (T_{11} - T_{12})}{(336 - 130/3)}$$

$$\dot{m}_r = 0.2283 \text{ kg/s}$$

نرخ جرمی مبرد که از موازنه انرژی که به ترتیب در اواپراتور و کندانسور به دست آمده، اختلاف کمی با مقدار اصلی (0.2075) دارد.

$$\Delta_1 = \frac{0.02075 - 0.01925}{0.02075}$$

$$\Delta_1 = 0.0723 = 7.23 \%$$

$$\Delta_2 = \frac{0.02283 - 0.02075}{0.02075}$$

$$\Delta_2 = 0.1002 = 10.02 \%$$

همانطور که ملاحظه می شود، درصد اختلاف نسبتا پایین است.

۳-۷-۲ انرژی و انرژی

نمونه ای از محاسبات انرژی و انرژی، به عنوان مثال برای حجم کنترل کمپرسور در ذیل آورده شده است.

از تعادل انرژی، گرمای دفع شده از کمپرسور برابر است با :

$$Q_0 + W_{act,in} = \dot{m}_r (h_2 - h_1)$$

$$Q_0 + 1/40.8 = 0.2075 (338/3 - 289/5)$$

$$Q_0 = -0.3954 \text{ kW}$$

که $W_{act,in}$ ، به صورت زیر محاسبه شده است :

$$W_{act,in} = \frac{\dot{m}_{comp}(h_{2a} - h_1)}{\eta_{comp,el}}$$

$$W_{act,in} = 1/40.8 \text{ kW}$$

که بازده الکتریکی کمپرسور ۷۲٪ در نظر گرفته شده است [۴۲].

بنابراین از تعادل انرژی $\dot{S}_{gen}$ یا آنتروپی تولیدی به صورت زیر است :

$$\dot{S}_{gen} = \dot{m}_r(s_2 - s_1) - \frac{\dot{Q}_0}{T_0} = 0/02075(1/102 - 1/089) - \frac{-0/3954}{294/20}$$

$$\dot{S}_{gen} = 0/001614 \text{ kW/K}$$

در نتیجه بازگشت ناپذیری کمپرسور برابر می شود با:

$$\dot{I} = T_0 \dot{S}_{gen} = 294/20 * 0/001614 = 0/475 \text{ kW}$$

۳-۸ نتایج کلی محاسبات انرژی و انرژی سیستم مورد مطالعه

به همین ترتیب نرخ انتقال انرژی و نرخ بازگشت ناپذیری دیگر مؤلفه های سیستم در جدول ۳-۱ قابل مشاهده است.

توان مصرفی پمپ های سیرکولاتور را می توان با محاسبه افت فشار به صورت زیر محاسبه نمود [۴۲] :

$$W_{Sp} = \frac{P_{drop,water,evap} * \dot{m}_{water,evap}}{\eta_{pump} * \rho_{water,evap}} \quad (3-60)$$

$$P_{drop,water,evap} = 4f \frac{2l_{evap}}{D_{h,evap}} * \frac{\rho_{water,evap} v_{water,evap}^2}{2} \quad (3-61)$$

که η_{pump} بازده پمپ است که در محدوده ۰/۸ تا ۰/۸۵ می باشد. همچنین f ضریب اصطکاک فینینگ است. انرژی الکتریکی ورودی کل برابر مجموع توان های کمپرسور و پمپ های سیرکولاتور است. انتقال حرارت از کندانسور، کمپرسور و انرژی حرارتی انتقالی از زمین و توان پمپ های سیرکولاتور و کمپرسور در جدول ۳-۲ آورده شده است. مقدار انتقال حرارت در کندانسور برابر است با :

$$\dot{Q}_{cond,h} = \dot{m}_{comp} * c_{p,water,cond} * (T_{w,cond,o} - T_{w,cond,i}) \quad (3-62)$$

ازینرو مقدار COP برابر است با :

$$COP = \frac{\dot{Q}_{cond,h}}{W_{total\ electrical,in}} \quad (3-63)$$

جدول (۳-۱): نرخ انتقال انرژی و نرخ بازگشت ناپذیری محاسبه شده مؤلفه‌های سیکل مورد نظر با استفاده از خصوصیات ترمودینامیکی در نقاط مشخص شده

			حالت نهایی				حالت اولیه				
$\dot{I}(w)$	$\dot{S}_{gen}(w/k)$	$\dot{Q}_0(w)$	$S(kj/kgk)$	$H(kj/kg)$	$P(kPa)$	$T(^{\circ}C)$	$S(kj/kgk)$	$H(kj/kg)$	$P(kPa)$	$T(^{\circ}C)$	
۶۶/۷	۰/۲۴۲	۳۲۸۰	۱/۰۸۹	۲۸۹/۳	۶۵۷/۷	۱/۵	۰/۴۹۷	۱۲۹/۱	۶۶۲/۳	- ۱/۶	اوپراتور
											لوله اوپراتور
۱۴/۲	۰/۰۰۵	۴/۱۵	۱/۰۸۹	۲۸۹/۵	۷۱۲	۵/۱	۱/۰۸۹	۲۸۹/۳	۶۵۷/۷	۱/۵	- کمپرسور
											لوله کمپرسور
۴۷۵	۱/۶۱۴	-۳۹۵/۴	۱/۱۰۲	۳۳۸/۳	۳۱۸۹	۸۶/۱	۱/۰۸۹	۲۸۹/۵	۷۱۲	۵/۱	کمپرسور
											لوله کمپرسور
۴۷/۶	۰/۱۶۲	-۴۷/۷	۱/۱۰۲	۳۳۶	۲۹۶۵	۸۲	۱/۱۰۲	۳۳۸/۳	۳۱۸۹	۸۶/۱	- کندانسور
											کندانسور
۱۰۵/۸	۰/۳۳۳	-۴۲۶۸	۰/۴۷	۱۳۰/۳	۲۹۴۴	۴۲/۲	۱/۱۰۲	۳۳۶	۲۹۶۵	۸۲	کندانسور
											لوله کندانسور
۲/۰۷۵	۰/۰۰۷	۲/۰۷۵	۰/۴۷	۱۳۰/۴	۲۹۴۱	۴۲	۰/۴۷	۱۳۰/۳	۲۹۴۴	۴۲/۲	- شیرانبساط
۱۶۵	۰/۵۶	۰	۰/۴۹۷	۱۳۰/۴	۷۵۸/۹	- ۱/۵	۰/۴۷	۱۳۰/۴	۲۹۴۱	۴۲	شیرانبساط
											لوله
۲۷	۰/۰۹۲	-۲۶/۹۷	۰/۴۹۷	۱۲۹/۱	۷۵۰/۳	- ۱/۶	۰/۴۹۷	۱۳۰/۴	۷۵۸/۹	- ۱/۵	شیرانبساط
											- اوپراتور

جدول (۳-۲): نرخ انتقال حرارت از مبدل‌ها و کمپرسور، توان پمپ‌ها و ضریب عملکرد پمپ حرارتی زمین‌گرمایی

$\dot{W}_{sp}(w)$	$\dot{W}_{lp}(w)$	$\dot{W}_{comp}(w)$	$\dot{W}_{total\ elect,in}(w)$	$\dot{Q}_{ground}(w)$	$\dot{Q}_{cond,h}(w)$	$\dot{Q}_{comp}(w)$	cop
۲۳۹/۶	۴۶/۲۴	۱۴۰۸	۱۶۸۹/۸۴	۳۲۸۰	-۴۶۸۰	-۳۹۵/۴	۲/۷۷

۳-۸-۱ مقایسه نتایج کلی بدست آمده با مرجع [۴۱]

برای اعتبار بخشی به عملکرد صحیح مدل سازی پمپ حرارتی، نتایج مدل برای سیکل تبرید تراکم بخار R410a با نتایج گزارش شده در مرجع [۴۱] مقایسه شده‌اند و اختلاف آنها به درصد بیان شده

است که در جدول ۳-۳ نشان داده شده است. همانطور که مشاهده می‌شود، نتایج مدل، اختلاف کمی با نتایج مرجع دارند. به عنوان نمونه COP تنها ۱ درصد با مرجع اختلاف دارد.

جدول (۳-۳): مقایسه نتایج ارائه شده در مرجع [۴۱] و نتایج بدست آمده از مدل اخیر

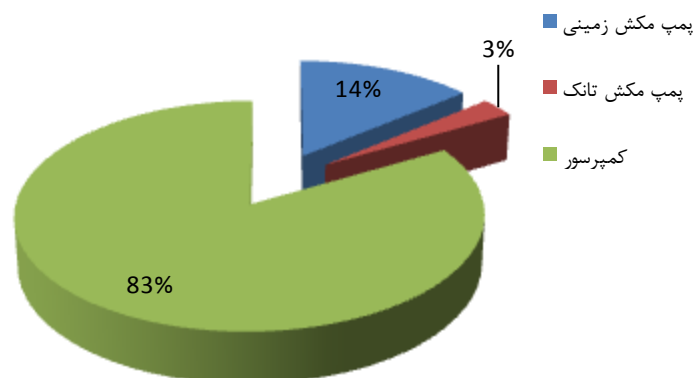
اختلاف نتایج (%)	نتایج بدست آمده از مدل اخیر	نتایج ارائه شده در مرجع [۴۱]	
۱	۲/۷۸	۲/۷۵	Cop
۶/۳	۴۷۵	۵۰۷	$\dot{I}_{comp} [W]$
۲/۷	۱۰۵/۸	۱۰۳	$\dot{I}_{cond} [W]$
۵	۵۵/۷	۵۳	$\dot{I}_{evap} [W]$
۲/۹	۱۶۵	۱۷۰	$\dot{I}_{exp} [W]$
۴/۲۴	۱۴۰۸	۱۳۵۰/۷	$\dot{W}_{comp} [W]$
۲/۱۷	۴۹/۸۱	۴۸/۷۵	$T_{w,cond,o} [^{\circ}C]$

۳-۹ تحلیل نتایج انرژی و انرژی

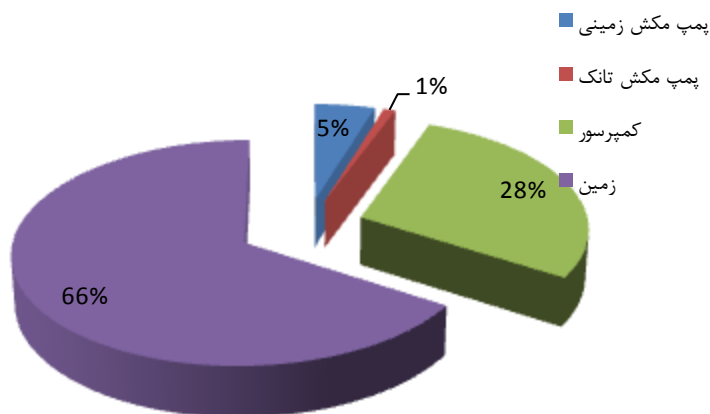
زمین آشکارا یک منبع مفید انرژی تجدیدپذیر برای گرمایش آب است، چون ۶۶٪ کل انرژی ورودی به پمپ حرارتی برای گرمایشی آب را تأمین می‌کند. چون کل انرژی ورودی سیستم، حرارت انتقالی از زمین و انرژی الکتریکی پمپ‌ها و کمپرسور است. بنابراین داریم:

$$\frac{Q_{ground}}{Q_{ground} + W_{total\ electrical, in}} = 66\%$$

همانطور که از شکل ۳-۲ قابل مشاهده است، ۸۳٪ از کل انرژی الکتریکی ورودی به سیستم پمپ حرارتی بوسیله کمپرسور مصرف می‌شود که فقط ۲۸/۳٪ کل انرژی ورودی به سیستم پمپ حرارتی است؛ همچنین ۵/۷۶٪ کل انرژی ورودی به سیستم برای پمپ‌هاست. مابقی انرژی توسط زمین تأمین می‌شود؛ که باز هم نشانه‌ای برای استفاده از زمین به عنوان منبع تجدیدپذیر است (شکل ۳-۳).

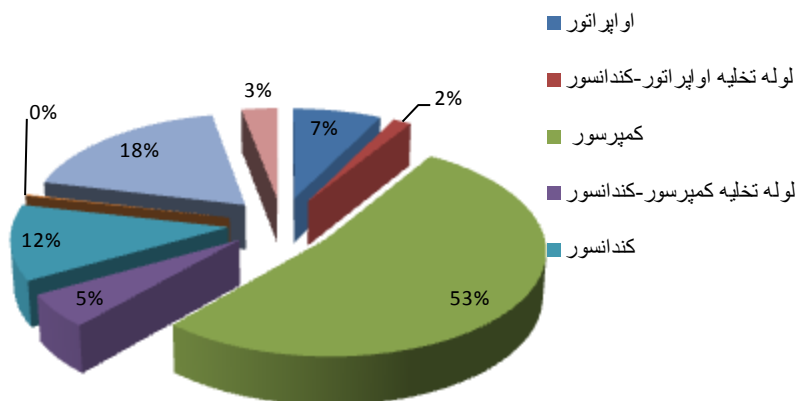


شکل (۳-۲): درصد الکتریسیته مصرفی اجزاء سیستم



شکل (۳-۳): درصد انرژی‌های ورودی به سیستم

آنالیز انرژی، توزیع ناکارآمدی‌ها و تخریب انرژی را در سیکل تراکم بخار پمپ حرارتی زمین‌گرمایی نشان می‌دهد. همانطور که در شکل ۳-۴ نشان داده شده است بزرگترین منبع ناکارآمدی از دیدگاه قانون دوم ترمودینامیک کمپرسور است. پس از کمپرسور، شیر انبساط، کندانسور، اواپراتور، لوله تخلیه کمپرسور به کندانسور، لوله تخلیه شیر انبساط به اواپراتور، لوله تخلیه اواپراتور به کندانسور و لوله تخلیه کندانسور به شیر انبساط به ترتیب منابع اصلی ناکارآمدی سیستم و تخریب انرژی هستند.



شکل (۳-۴): درصد وزنی مقدار تخریب اگزورژی اجزاء سیکل

از سیستم پمپ حرارتی زمین گرمایی برای سرمایش هوا و تهویه مطبوع نیز می توان استفاده کرد. همانطور که از جدول ۲-۳ می توان دید مقدار گرمای تولیدی کمپرسور قابل توجه است. ۲۸٪ از کل انرژی الکتریکی ورودی به کمپرسور به صورت گرما به محیط دفع می شود. اگر گرمای اتلافی بوسیله کمپرسور را بتوان در طول ماه های تابستان کاهش داد، می توان بار سرمایشی را نیز کاهش داد. چون قدرت کمپرسور قویا به فشارهای ورودی و خروجی بستگی دارد، هرگونه بهبود مبدل که اختلاف دما را کاهش می دهد، با نزدیک کردن دماهای تبخیر و چگالش به یکدیگر، قدرت کمپرسور را کاهش خواهد داد. همانطور که از جدول ۱-۳ قابل مشاهده است، نرخ بازگشت ناپذیری شیرانبساط بالاست. دلیل این امر این است که مبرد در هنگام عبور از شیر انبساط افت فشار پیدا می کند، در حالی که کار مفیدی انجام نمی شود. بخشی از ناکارآمدی در کندانسور به علت درجه بالای سوپرهیت است که در پایان فرآیند تراکم ایجاد می شود.

مجموع نرخ کار ورودی به یک کمپرسور ایده آل (کار مصرفی یک موتور کارنو) و نرخ کار هدررفته (که به دلیل بازگشت ناپذیری هایی که در محدوده حجم کنترل کمپرسور وجود دارد، اتفاق می افتد) باید با نرخ کار الکتریکی مصرفی یک کمپرسور واقعی برابر باشد. قدرت موتور کارنو بر این اساس که بین دو دمای منبع گرم (کندانسور) و منبع سرد (اوپر اتور) کار می کند، بدست می آید. چون دمای آب

ورودی و خروجی از اواپراتور و کندانسور متفاوت است، میانگین این دماها به عنوان دمای منبع گرم و سرد انتخاب می‌شود.

$$\dot{W}_{comp} = \dot{W}_{carnot} + \dot{I}_{total} \quad (۶۴-۳)$$

که $\dot{W}_{carnot}$ به صورت زیر محاسبه می‌شود :

$$\dot{W}_{carnot} = \frac{\dot{Q}_{ground}}{COP_{carnot}} \quad (۶۵-۳)$$

که COP_{carnot} ، به صورت زیر قابل محاسبه است :

$$COP_{carnot} = \frac{T_h}{T_h - T_L} = \frac{\frac{T_{w,cond,i} + T_{w,cond,o}}{2}}{\frac{T_{w,cond,i} + T_{w,cond,o}}{2} - \frac{T_{w,evap,i} + T_{w,evap,o}}{2}} \quad (۶۶-۳)$$

که دماها باید به کلوین باشند.

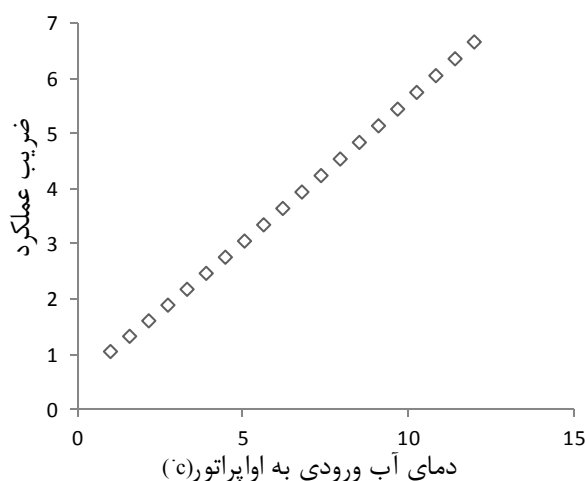
جدول (۴-۳): اعتبار محاسبات بازگشت‌ناپذیری انجام شده

۳/۰۱	$\dot{S}_{gen,total} \text{ (w/k)}$
۲۹۵	$\bar{T}_0 \text{ (k)}$
۸۸۹/۴	$\dot{I}_{total} \text{ (w)}$
۳۲۸۰	$\dot{Q}_{ground} \text{ (w)}$
۷/۳	COP_{carnot}
۴۴۹	$\dot{W}_{carnot} \text{ (w)}$
۱۳۳۸/۴	$\dot{W}_{analytic} \text{ (w)}$
۱۴۰۸	$\dot{W}_{comp,real} \text{ (w)}$
۰/۳۲	η
-۵/۲	$\Delta \text{ (\%)}$

اگر بازگشت‌ناپذیریها درست محاسبه شده باشند، باید $\dot{W}_{analytic} = \dot{W}_{carnot} + \dot{I}_{total}$ و $\dot{W}_{comp,real}$ همخوانی داشته باشند. با توجه به جدول ۴-۳ این دو مقدار ۵/۲٪ اختلاف دارند، که

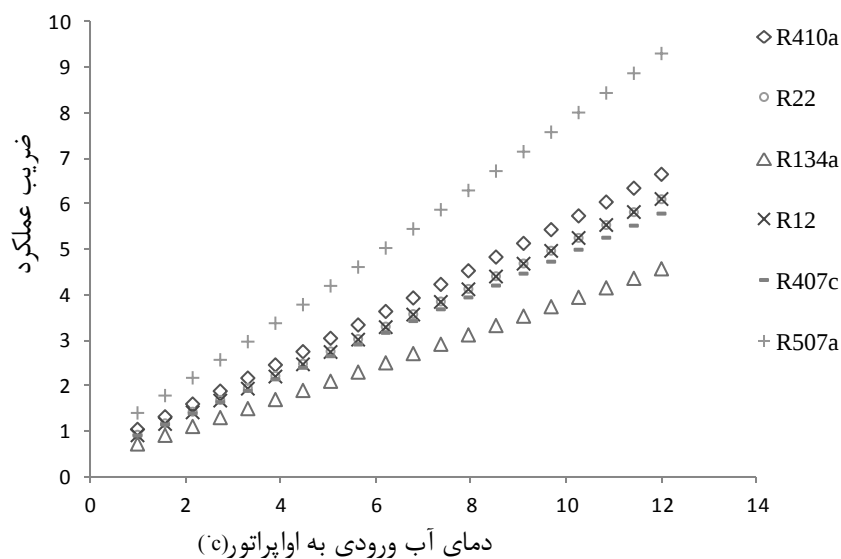
قابل قبول است. W_{carnot} مینیمم کار مورد نیاز کمپرسور است در حالی که $W_{comp,real}$ کار واقعی مصرفی کمپرسور است. بازده کمپرسور نسبت به W_{carnot} به صورت $\eta_{comp} = \frac{W_{carnot}}{W_{comp,real}}$ تعریف می‌شود. با توجه به جدول ۳-۴، بازده کمپرسور ۳۲٪ یک موتور بازگشت‌پذیر ایده‌آل کارنو است که بین دماهای مشابه عمل می‌کند.

شکل ۳-۵ تغییرات ضریب عملکرد را با تغییرات دمای آب ورودی به اواپراتور نشان می‌دهد. با توجه نمودار، با افزایش دمای آب ورودی به اواپراتور، ضریب عملکرد، زیاد می‌شود. البته باید توجه داشت که برای دماهای بالاتر آب ورودی، میزان لوله استفاده شده در زیر زمین برای انتقال گرمای زمینی و به تبع آن میزان هزینه افزایش می‌یابد.



شکل (۳-۵): تغییرات ضریب عملکرد با تغییر دمای آب ورودی به اواپراتور

در شکل ۳-۶ تغییرات COP بر حسب دمای آب ورودی به اواپراتور برای چند نمونه از مبردهای مختلف در شرایط یکسان با مرجع [۴۱] نشان داده شده است.

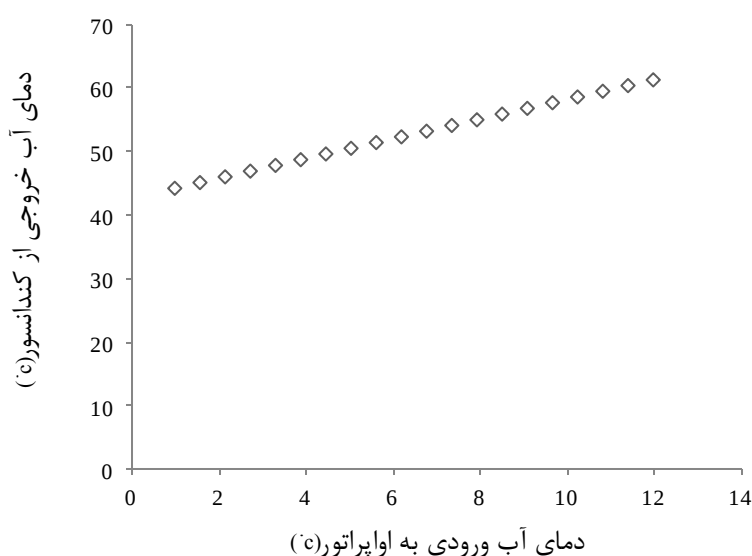


شکل (۳-۶): تغییرات ضریب عملکرد با تغییر دمای آب ورودی به اواپراتور برای مبردهای مختلف

در شرایط یکسان، مبردهایی از گروه‌های مختلف دسته بندی شده مبردها، انتخاب شده اند. کلروفلوئوروکربن‌ها یا CFCها (R12)، هیدروکلروفلوئوروکربن‌ها یا HCFCها (R22)، هیدروفلوئوروکربن‌ها یا HFCها (R134a) و مبردهای مخلوط (R410a-R407c-R507a) از جمله گروه‌های دسته بندی شده مبردها هستند.

استفاده از کلروفلوئوروکربن‌ها تا اواسط دهه هشتاد میلادی در سراسر دنیا معمول بود. استفاده و تولید آن‌ها از سال ۱۹۹۵ در کشورهای توسعه یافته متوقف شده و در کشورهای در حال توسعه نیز طبق برنامه بتدریج جمع آوری خواهند شد. استفاده از کلروفلوئوروکربن‌ها با تمام انواع کمپرسورها و در سیکل تراکمی-تبخیری امکان پذیر است. راندمان و ایمنی بالا و غیرقابل اشتعال بودن از خواص مثبت آن‌هاست. اما متأسفانه این مبردها صدمات جبران ناپذیری را به لایه اوزون وارد می‌کنند؛ و به همین دلیل استفاده از آنها ممنوع شده است. R22 که پراستفاده‌ترین مبرد گروه هیدروکلروفلوئوروکربن‌ها می‌باشد. این مبردها در سیکل‌های تراکمی-تبخیری و با تمام انواع کمپرسورها قابل استفاده هستند. مانند مبردهای دسته کلروفلوئوروکربن‌ها، برنامه‌ای برای ممنوعیت استفاده از آن‌ها در تمامی کشورها در حال انجام است. هیدروفلوئوروکربن‌ها از مبردهای نسبتاً جدید

بوده و به عنوان جایگزین برای مبردهای مخرب لایه اوزون مطرح می‌باشند. R134a از جمله آن‌ها بوده و با راندمان نسبتاً بالا و با خواصی نظیر غیرقابل اشتعال و غیرسمی بودن، مشخصات اصلی یک مبرد خوب را دارد. در صورتی که دو یا چند مبرد مشخص با نسبت خاصی با هم مخلوط شوند، می‌توان به یک مبرد جدید دست یافت. به عنوان مثال R407c از مخلوط R134a و R125 به دست آمده و دارای خواص قابل توجهی می‌باشد. در هنگام استفاده از این مبردها باید ملاحظات خاص آن‌ها را در نظر داشت. با توجه به مقدار COP که در شکل ۳-۶ قابل مشاهده است، هزینه مبرد و مشخصات و خصوصیات آن، نوع مبرد را می‌توان انتخاب کرد. با توجه به شکل در دماهای پایین آب ورودی به اواپراتور، میزان تغییرات ضریب عملکرد کم است و می‌توان گفت تقریباً مستقل از نوع مبرد مورد استفاده است؛ بتدریج با افزایش دما، شیب تغییرات بیشتر می‌شود. میزان ضریب عملکرد R507a در دماهای مختلف آب ورودی به اواپراتور با توجه به شکل، بیشتر از دیگر مبردها است. رفتار R12 و R22 با توجه به شکل در دماهای مختلف تقریباً مشابه است و در نمودار هم روی هم قرار گرفته‌اند. شکل ۳-۷ تغییرات دمای آب خروجی از کندانسور را با تغییر دمای آب ورودی به اواپراتور نشان می‌دهد.



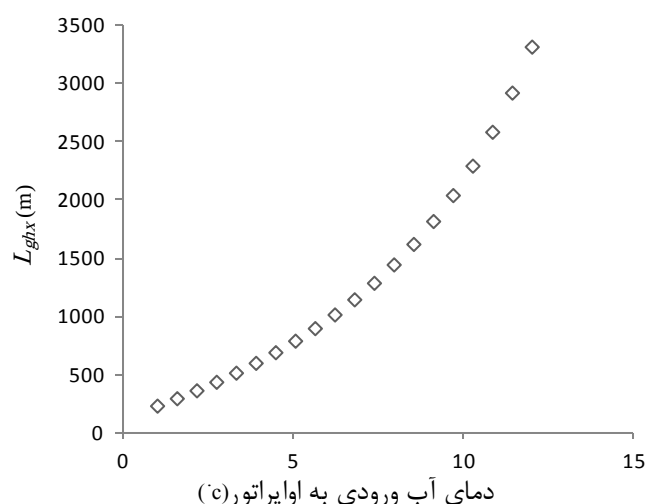
شکل (۳-۷): تغییرات دمای آب خروجی از کندانسور با تغییر دمای آب ورودی به اواپراتور

با توجه به شکل هر چه دمای آب ورودی به اواپراتور افزایش می‌یابد، دمای آب خروجی از کندانسور افزایش می‌یابد. چون با افزایش دمای آب ورودی به اواپراتور، تبادل حرارت با مبرد افزایش می‌یابد و باعث می‌شود دمای مبرد بالاتر رود. با افزایش دمای مبرد، در کندانسور حرارت بیشتری به آب منتقل می‌شود و به همین دلیل، دمای آب خروجی از کندانسور بالاتر می‌رود. باید توجه شود که برای رسیدن به دماهای بالاتر آب خروجی از کندانسور، هزینه بیشتری مورد نیاز است. همچنین باید شرایط خاص مبدل‌ها برای تبادل حرارت بهینه، ارضا شود. بنابراین باید دمای بهینه خروجی از کندانسور مشخص شود، که در فصل‌های آینده بدان پرداخته خواهد شد.

(پیش فرض تمامی محاسبات لوله شرایط آب و هوایی تهران و نوع خاک damp clay در نظر گرفته شده است. در مواردی که شرایط دیگر شهرها انتخاب شده و یا نوع خاک دیگری استفاده شده است، شهر و نوع خاک ذکر شده است).

۳-۱۰ تغییر طول لوله پلی‌اتیلنی در شرایط مختلف

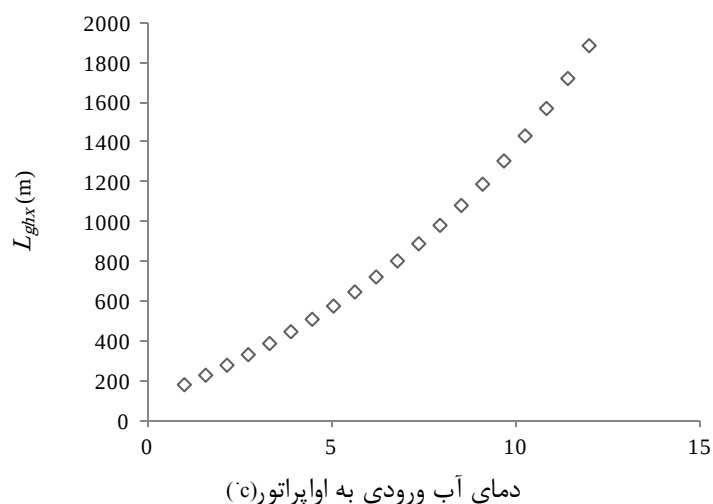
برای دمای بیشتر آب ورودی به اواپراتور، که از مبدل زمین‌گرمایی تأمین می‌شود، لوله پلی‌اتیلنی بیشتری مورد نیاز است. همانطور که از شکل ۳-۵ و ۳-۷، قابل مشاهده است، با افزایش دمای آب ورودی به اواپراتور، COP و دمای آب خروجی از کندانسور افزایش می‌یابد. هرچند باید توجه شود که افزایش طول لوله، هزینه را افزایش خواهد داد و همچنین به یک محدوده مشخصی از دما با افزایش لوله می‌توان دست یافت.



شکل (۳-۸): تغییرات طول لوله مبدل زمینی در عمق ۱/۵ متر با دمای آب ورودی به اواپراتور

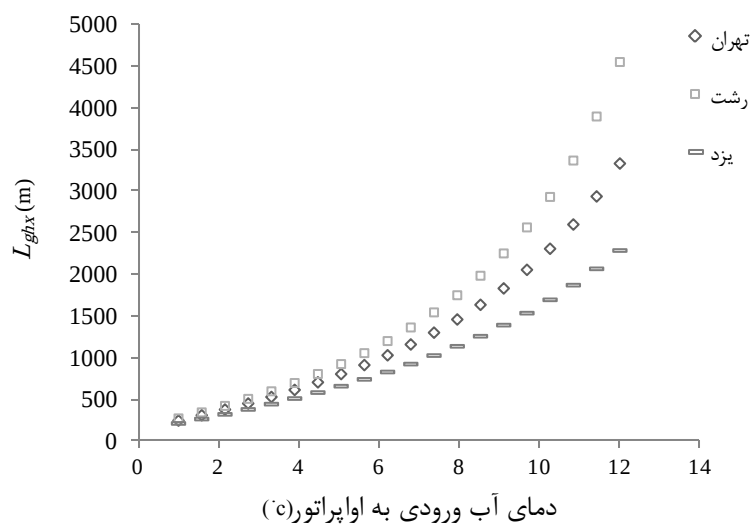
عمقی که لوله‌ها در زمین نصب می‌شوند، در اندازه لوله پلی‌اتیلنی مورد استفاده تأثیرگذار است. شکل ۳-۸ طول لوله مورد نیاز را در عمق ۱/۵ متر نشان می‌دهد. شکل ۳-۹ برای عمق ۲ متر رسم شده است. همانطور که مشاهده می‌شود، در عمق ۲ متر طول لوله کمتری مورد نیاز است؛ چون نسبت به عمق ۱/۵ متر تغییرات دمایی زمین کمتر است. البته مشکلات کانال کشی و خطر ریختگی با افزایش عمق زیاد می‌شود؛ البته در عمق‌های کم نیز میزان نوسانات دمایی بالاست و ازینرو طول لوله بیشتری مورد نیاز است، که باعث افزایش هزینه می‌شود.

ازینرو یک عمق مناسب و مطمئن، معمولاً به عنوان عمق بهینه مورد استفاده قرار می‌گیرد (شکل ۳-۱۱). شکل ۳-۸ که افزایش میزان طول لوله پلی‌اتیلنی را برای افزایش دمای آب ورودی به اواپراتور نشان می‌دهد، برای خصوصیات دمایی تهران رسم شده است. شکل ۳-۱۰ طول لوله پلی‌اتیلنی مورد نیاز در تهران را با دو شهر رشت و یزد در شرایط یکسان مقایسه می‌کند. با توجه به شکل خصوصیات دمایی هر منطقه تأثیر زیادی بر طول لوله پلی‌اتیلنی و به تبع آن میزان هزینه سرمایه گذاری دارد. در دماهای پایینتر آب ورودی به اواپراتور، تغییرات منطقه‌ای تأثیر کمتری بر افزایش طول لوله پلی‌اتیلنی دارد اما در دماهای بالاتر، نمود بیشتری پیدا می‌کند.



شکل (۳-۹): تغییرات طول لوله مبدل زمینی در عمق دو متر با دمای آب ورودی به اواپراتور

به عنوان نمونه در شرایط یکسان و مطابق با شرایط ورودی این تحقیق، طول لوله پلی اتیلنی مورد نیاز برای رسیدن دمای آب ورودی اواپراتور به $4/5^{\circ}\text{C}$ ، برای شرایط آب و هوایی تهران، یزد و رشت به ترتیب برابر $697/8$ ، $573/8$ و $798/9$ متر می باشد.



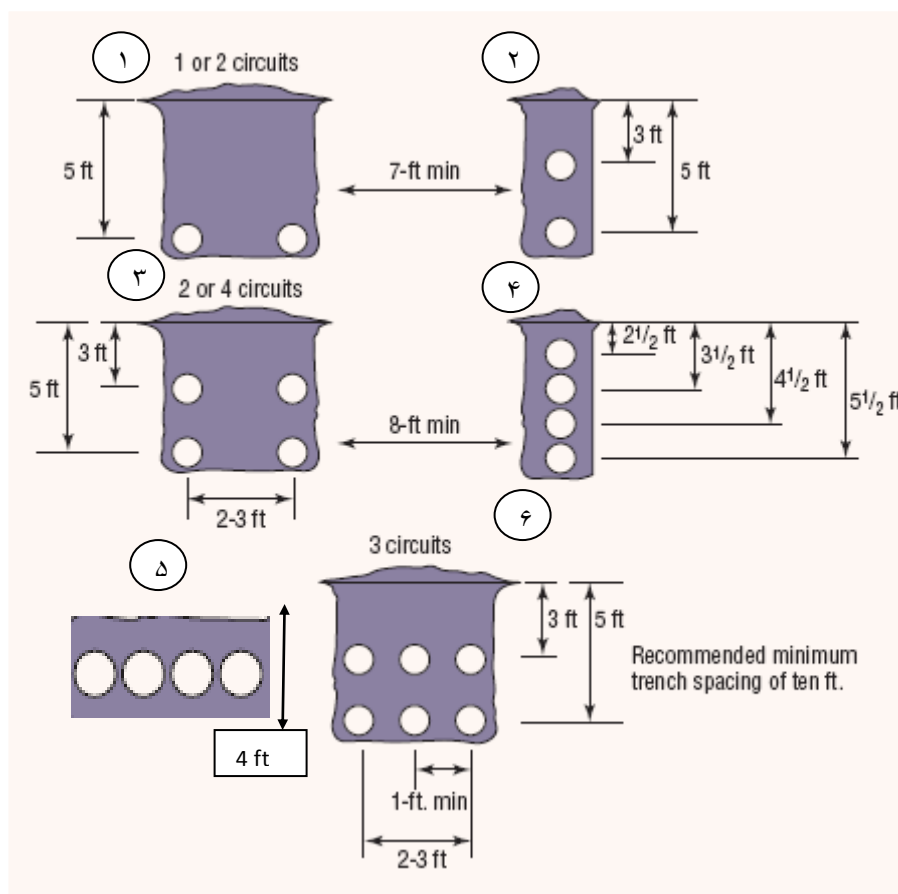
شکل (۳-۱۰): مقایسه تغییرات طول لوله مبدل زمینی با دمای آب ورودی به اواپراتور برای سه شهر تهران، رشت و یزد

نوع آرایش لوله ها نیز با طول لوله پلی اتیلنی و به تبع آن میزان هزینه ارتباط دارد. لوله ها می توانند به صورت افقی و عمودی در زمین قرار گیرند. آرایش لوله ها به صورت عمودی هزینه بر است. همچنین چون در مرجع [۴۱] لوله ها به صورت افقی در نظر گرفته شده اند، در اینجا هم طول لوله به صورت

افقی محاسبه شده است. در آرایش افقی، جاسازی این مقدار لوله در زمین، نیاز به مساحت زیادی دارد. برای حل این مشکل، می‌توان لوله‌ها را به صورت لایه‌های موازی هم، در شاخه‌های گوناگون قرار داد. با استفاده از لوله‌های موازی در شاخه‌های متفاوت به جای استفاده از یک شاخه مجزا، بار گرمایی و نرخ جریان جرمی آبی که در مبدل زمینی جریان دارد، بین این تعداد از لوله‌ها تقسیم می‌شود. به این ترتیب افت فشار آب در مبدل زمینی کاهش می‌یابد. همچنین قدرت مصرفی پمپ کاهش می‌یابد و هرچند طول لوله نسبت به حالت تک شاخه‌ای مقداری افزایش می‌یابد، اما چون مقدار حفاری کمتر می‌شود، در نهایت هزینه سرمایه گذاری کمتر می‌شود، که به صرفه است.

تعداد لوله‌های موازی در هر شاخه (N_{pipe}) به مقدار عدد رینولدز جریان لوله بستگی دارد. عدد رینولدز باید به گونه‌ای باشد که جریان آرام نباشد. بنابراین تعداد لوله‌های موازی در هر شاخه را تا جایی که جریان عبوری از لوله‌ها آرام نشود، می‌توان افزایش داد.

شکل ۳-۱۱ ساختارهای افقی ای که بیشتر مورد استفاده قرار می‌گیرند را نشان می‌دهد. وقتی $N_{pipe}=3$ و ۲ (یعنی عدد رینولدز در لوله‌های موازی هر شاخه بزرگتر از ۲۰۰۰ باشد)، ساختارهای اول و دوم $N_{pip}=5$ و ۴ ساختارهای سوم، چهارم و پنجم و اگر $N_{pipe}=6$ ساختار ششم، مورد استفاده قرار می‌گیرند. ساختارهای شاخه‌ای عمودی مانند ساختارهای ۲ و ۴ طول لوله کمتری را نسبت به ۱، ۳ و ۵ نیاز دارند، اما ساختارهای ۱ و ۵ آسانتر نصب می‌شوند و ازین رو این ساختارها بیشتر مورد استفاده قرار می‌گیرند. با توجه با داده‌های ورودی و محاسبات، $N_{pipe}=4$ بدست آمد که ساختارهای ۳، ۴ و ۵ باید انتخاب شود. ساختار ۵ به علت آسانی در نصب انتخاب می‌شود. در این ساختار طول هر شاخه $239/4$ متر بدست می‌آید که در ساختار ۴ شاخه ای افقی، طول کلی لوله پلی اتیلنی $957/6$ می‌شود؛ که از ساختار ساده با طول کلی $697/8$ متر، بیشتر است. اما همانطور که قبلا گفته شد و در

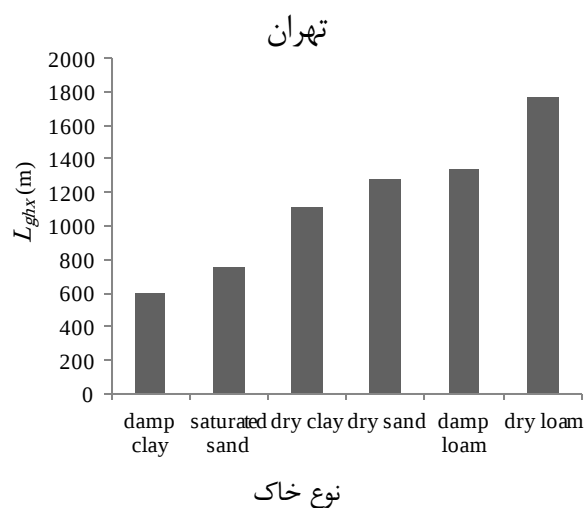


شکل (۱۱-۳): ساختارهای افقی حلقه‌های مبدل زمینی [۴۳]. ۱- دو لوله در هر شاخه، افقی ۲- دو لوله در هر شاخه، عمودی ۳- چهار لوله در هر شاخه، دو شاخه بالا و دو شاخه پایین ۴- چهار لوله در هر شاخه، عمودی ۵- چهار لوله در هر شاخه، افقی ۶- شش لوله در هر شاخه، سه شاخه بالا و سه شاخه پایین

بخش بعد به طور کامل توضیح داده می‌شود، مقدار هزینه کلی کاهش می‌یابد.

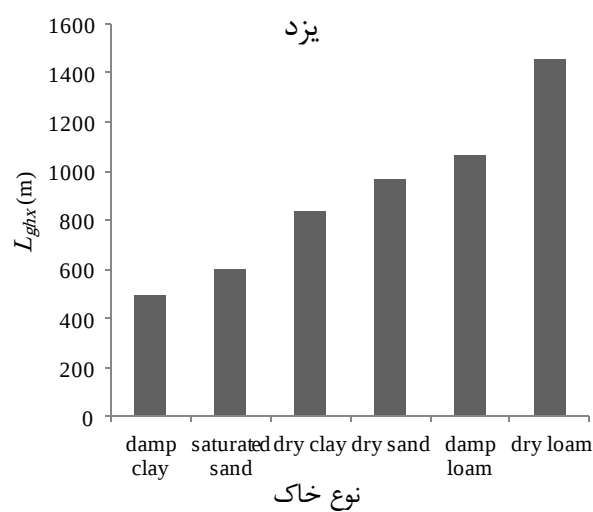
نوع خاک نیز در طول لوله پلی‌اتیلنی مؤثر است. شکل ۳-۱۲ طول لوله مورد نیاز برای دمای آب خروجی از مبدل زمینی و ورودی به اواپراتور برابر $4/5^{\circ}\text{C}$ را، نشان می‌دهد. هرچه ضریب انتقال کلی خاک افزایش پیدا کند، طول لوله پلی‌اتیلنی مورد نیاز کمتر می‌شود، چون انتقال گرما از زمین به لوله بیشتر می‌شود. همچنین هر نوع خاک ضریب پخش (α) جداگانه‌ای دارد. این نمودار برای چند نمونه

خاک با فرض $\text{Run time} = 80\%$ رسم شده است [۵۲].

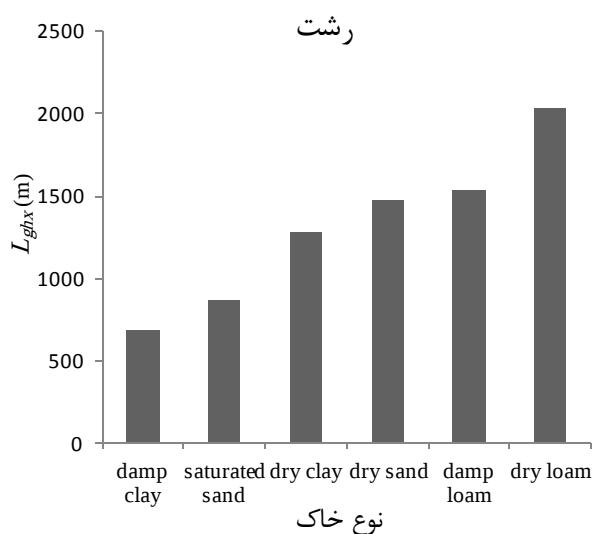


شکل (۱۲-۳): طول لوله مبدل زمینی برای خاک‌های مختلف با شرایط آب و هوایی تهران

همچنین با شرایط قبلی، این نمودار برای شرایط آب و هوایی یزد و رشت نیز رسم شده است (شکل های ۱۳-۳ و ۱۴-۳).



شکل (۱۳-۳): طول لوله مبدل زمینی برای خاک‌های مختلف با شرایط آب و هوایی یزد



شکل (۳-۱۴): طول لوله مبدل زمینی برای خاکهای مختلف با شرایط آب و هوایی رشت

با توجه به شکل‌های بالا، طول لوله پلی‌اتیلنی در شرایط مشخص برای یک نوع خاک خاص، در یزد کمتر از تهران، و در تهران کمتر از رشت است. همچنین نصب پمپ حرارتی زمین‌گرمایی در مناطقی با نوع خاک و شن ماسه درشت دانه، چندان مناسب نیست. از طرفی رس مرطوب و ماسه ریزدانه، بهترین قابلیت هدایت گرمایی را دارند و مناسب‌ترین نوع خاک برای استفاده در پمپ حرارتی زمین‌گرمایی هستند.

به همین دلیل طول لوله پلی‌اتیلنی در خاک رس مرطوب و ماسه ریزدانه کمترین و در خاک و شن ماسه درشت دانه بیشترین مقدار را دارد.

فصل چهارم : محاسبات اقتصادی و بهینه‌سازی سیستم

در این فصل ابتدا روابط محاسبات اقتصادی برای اجزای مختلف ذکر شده است. سپس هزینه اجزاء مختلف سیستم محاسبه و تحلیل شده‌اند. در انتها، بهینه‌سازی سیستم پمپ حرارتی زمین‌گرمایی مورد مطالعه انجام شده و مقادیر تابع هدف در حالت بهینه محاسبه شده‌اند. همچنین به تأثیر برخی پارامترها بر هزینه کلی سالانه پرداخته شده است.

۴-۱-۱ هزینه کلی سیستم

۴-۱-۱-۱ روابط اقتصادی حاکم بر سیستم

هزینه کلی سالانه سیستم^۱ (TAC) پمپ حرارتی زمین‌گرمایی شامل انرژی الکتریکی مصرفی و هزینه سرمایه‌گذاری اولیه کلی به ازای هر سال کار سیستم است. انرژی الکتریکی شامل انرژی مصرفی در کمپرسور و پمپ‌های سیرکولاتور است.

$$TAC = C_{EL} + An \quad (۱-۴)$$

C_{EL} ، هزینه انرژی الکتریکی است که توسط کمپرسور و پمپ‌های سیرکولاتور مصرف می‌شود (Rls/y).

انرژی الکتریکی مصرفی به صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$E = E_{comp} + E_{pumps} \quad (۲-۴)$$

$$E_{comp} = T_h * \dot{W}_{comp} \quad (۳-۴)$$

$$E_{pumps} = T_h * (\dot{W}_{Sp} + \dot{W}_{Lp}) \quad (۴-۴)$$

$$C_{EL} = C_{EL,M} * 12 \quad [۵۳] \quad (۵-۴)$$

$$C_{EL,M} = E/12 * P_{EL} \quad (۶-۴)$$

^۱ total annual cost

T_h ساعات عملکرد سیستم زمین گرمایی در طول سال (hr/y) ، $C_{EL,M}$ هزینه الکتریسیته ماهیانه و P_{EL} هزینه هر کیلووات ساعت الکتریسیته (Rls/kWh) است.

Annuity (An)، هزینه سرمایه گذاری اولیه به ازای هر سال کار سیستم پمپ حرارتی زمین گرمایی است؛ که به صورت زیر قابل محاسبه است [۵۴]:

$$An = C_{Fc} * CRF \quad (۷-۴)$$

C_{Fc} ، هزینه های ثابت سیستم (Fixed cost)، CRF ، ضریب سالانه هزینه اولیه است، که به صورت زیر قابل محاسبه است:

$$CRF = \frac{i_{eff}}{1-(1+i_{eff})^{-n}} \quad (۸-۴)$$

که n ، تعداد سال های عملکرد سیستم و i_{eff} نرخ بهره سالانه است. هزینه ثابت (C_{Fc}) شامل هزینه اواپراتور، کندانسور، پمپ، مبدل زمینی زمین گرمایی و ضدیخ به صورت زیر است:

$$C_{Fc} = C_{evap} + C_{cond} + C_{pump} + C_{ghx} + C_{AF} + C_{comp} \quad (۹-۴)$$

C_{evap} ، هزینه اواپراتور و C_{cond} ، هزینه کندانسور به صورت زیر قابل محاسبه است:

$$C_{heat\ exchanger} = C_0 * A^{0.7} \quad (۱۰-۴)$$

که ثابت C_0 نشانگر هزینه مبدل در منطقه مورد نظر یا هزینه هر مترمربع سطح مبدل است.

هزینه پمپ C_{pump} ، برابر:

$$C_{pump} = C_1 * (0.01 (W_{Sp} + W_{Lp}))^{0.6} \quad (۱۱-۴)$$

که ثابت C_1 ، نشان دهنده قیمت هر ۱۰۰ kW قدرت پمپ های مصرفی است.

هزینه کمپرسور C_{comp} با توان بدست آمده ، با توجه به قیمت یک کمپرسور معلوم با توان مشخص به صورت زیر قابل محاسبه است.

$$C_{PE,Y} = C_{PE,W} * \left[\frac{X_Y}{X_W} \right]^\alpha \quad [54] \quad (12-4)$$

$C_{PE,Y}$ ، هزینه کمپرسور با توان بدست آمده، $C_{PE,W}$ ، هزینه کمپرسور با توان مشخص، X_Y ، توان کمپرسور معلوم و X_W توان کمپرسور بدست آمده در تحقیق است.

C_{ghx} ، هزینه پمپ زمین گرمایی که شامل C_{pipe} هزینه لوله، C_{excav} هزینه حفر و کانال کشی و $C_{filling}$ هزینه پرکردن کانال است.

$$C_{ghx} = C_{pipe} + C_{excav} + C_{filling} \quad (13-4)$$

$$C_{pipe} = L_{ghx} * P_{ghx} \quad (14-4)$$

$$C_{excav} = P_{excav} * V_{hole} \quad (15-4)$$

$$C_{filling} = P_{filling} * V_{hole} \quad (16-4)$$

$$V_{hole} = 0.8 * L_{ghx} * X \quad (17-4)$$

که L_{ghx} طول لوله پلی اتیلنی، P_{Lgx} هزینه هر متر لوله پلی اتیلنی (Rls/m)، P_{excav} هزینه هر مترمکعب کانال کشی و X عمق زمین است.

لوله های مورد استفاده در کوئل زمین گرمایی از نوع SDR-11 می باشند. جهت تبادل حرارت پمپ حرارتی با زمین، لوله های پلی اتیلنی را در عمق مناسب، در کانال های حفر شده در زمین دفن می کنند [52].

جهت قرارگیری لوله های پلی اتیلنی در زمین، نیاز به حفر کانال داریم. در جدول (4-1) هزینه لازم برای حفاری کانال بر واحد مترمکعب ارائه شده است.

جدول (۴-۱): هزینه حفاری و پرکردن کانال با وسیله مکانیکی تا عمق دو متر براساس نوع زمین [۵۵]

شرح	نوع زمین	واحد	بهای کل (ریال)
کانال کنی با وسیله مکانیکی و ریختن خاک در کنار محلهای مربوطه	نرم	مترمکعب	۱۲۶۰۰
کانال کنی با وسیله مکانیکی و ریختن در کنار محلهای مربوطه	سخت	مترمکعب	۱۹۷۰۰
کانال کنی با وسیله مکانیکی و تخلیه مواد تا فاصله ۲۰ متری	لجنی	مترمکعب	۳۷۸۰۰

توجه به جدول هزینه کانال کنی، میانگین مقادیر فوق در نظر گرفته شده است.

سیالی که در کویل زمینی جریان دارد، ترکیبی از آب و سیال آنتی فریز می باشد. جهت جلوگیری از یخ زدگی آب در کویل زمینی، مخلوطی از آب و ضدیخ به عنوان سیال عامل مورد استفاده قرار می گیرد. در این تحقیق از پروپیلن گلیکول به عنوان ضدیخ استفاده شده است، که ۲۰٪ حجم لوله پلی اتیلنی را تشکیل می دهد [۵۶]. جهت محاسبه هزینه سیال ضدیخ داریم:

$$C_{AF} = V_{pipe} * P_{AF} * 0/2 \quad (۴-۱۸)$$

که P_{AF} هزینه هر لیتر ضدیخ است (Rls/litre).

۴-۱-۲ محاسبات اقتصادی سیستم مورد مطالعه

هزینه کلی سالانه سیستم پمپ حرارتی زمین گرمایی (TAC) که شامل انرژی الکتریکی مصرفی و هزینه سرمایه گذاری اولیه کلی به ازای هر سال کار سیستم است، با توجه به داده های ورودی از مرجع [۵۷ و ۴۱] در جدول ۴-۲ قابل مشاهده است.

جدول (۴-۲): هزینه اجزاء و الکتریسیته و هزینه کلی سالانه

اجزاء سیستم	میزان هزینه	واحد
C_{EL}	۵۱۲۳۸۰	Rls/y
C_{pipe}	$۳/۱۴E+۷$	Rls
C_{excav}	$۲/۰۱E+۷$	Rls
$C_{filling}$	۲۲۶۰۹۴۰	Rls
C_{pump}	۴۰۶۸۲۷۰	Rls
C_{comp}	۹۱۰۰۰۰۰	Rls
C_{cond}	$۴/۱۵E+۷$	Rls
C_{evap}	$۴/۷۳۴E+۷$	Rls
C_{AF}	۳۶۴۶۵۰۰	Rls
TAC	$۴/۱۱۵E+۷$	Rls/y

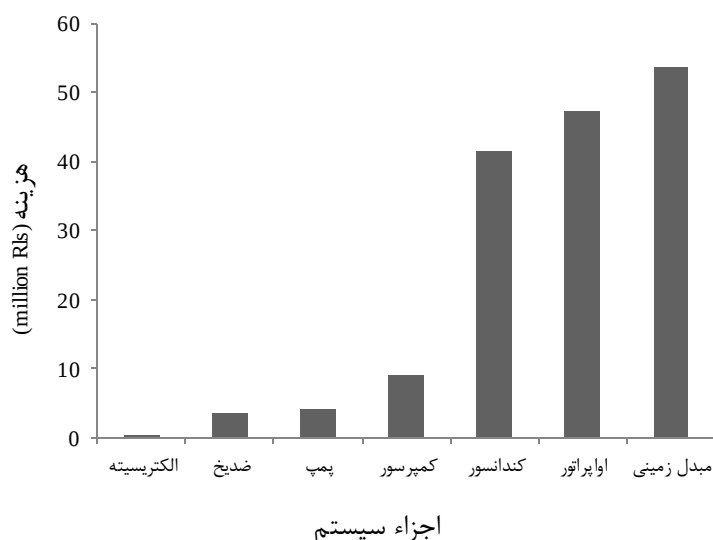
۴-۲ تحلیل محاسبات اقتصادی

همانطور که گفته شد، $A_n = C_{FC} * CRF$ ، که با توجه به هزینه‌های اجزاء که در جدول ۴-۲ قابل مشاهده است و با دانستن اینکه $C_{FC} = ۰/۲۵۴۹$ است، داریم:

$$A_n = ۴/۰۶۴E+۷ \text{ (Rls/y)}$$

با توجه به جدول ۴-۲ میزان هزینه الکتریکی مورد نیاز در سال ۵۱۲۳۸۰ ریال محاسبه شده، که هزینه الکتریسیته مصرفی در پمپ‌ها و کمپرسور است. با توجه به شکل ۴-۱ بیشترین هزینه مربوط به مبدل زمینی است. همچنین هزینه الکتریسیته مصرفی با توجه به شکل بسیار پایین است و بخش بسیار کمی از کل هزینه‌ها را به خود اختصاص داده است. در مبدل زمینی بیشترین هزینه، هزینه لوله پلی‌اتیلنی است. با توجه به شکل حدود ۳۴٪ کل هزینه سیستم مربوط به مبدل زمینی است. با تغییر آرایش لوله‌ها می‌توان تا حدودی هزینه را کاهش داد. همانطور که در فصل قبل گفته شد، با توجه به عدد رینولدز لوله مبدل زمینی، می‌توان با توجه به سهولت آرایش چهار شاخه ای موازی (شکل ۳-۳-

۱۱ مورد ۵)، این نوع آرایش را برای لوله‌ها در نظر گرفت. در این نوع آرایش هرچند طول لوله افزایش می‌یابد، اما هزینه سرمایه گذاری کلی سالانه با توجه به این هزینه کانال کنی کمتر می‌شود، در کل کاهش می‌یابد (جدول ۳-۴).

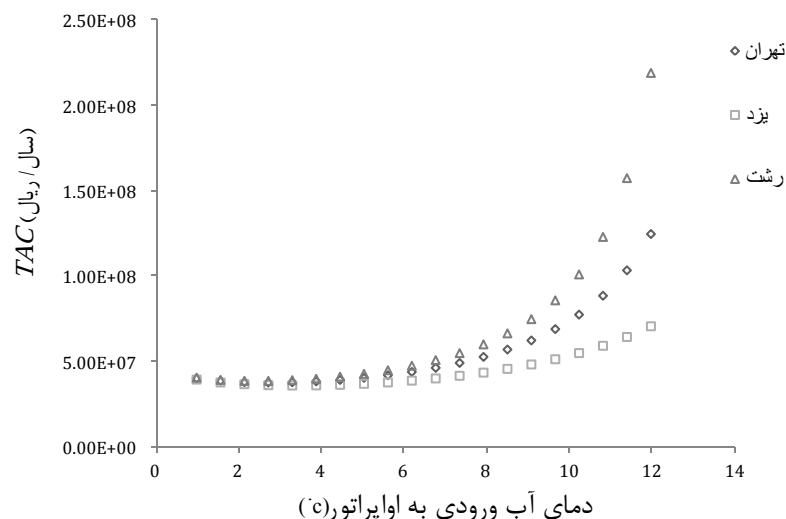


شکل (۱-۴): درصد هزینه اجزاء سیستم پمپ حرارتی زمین گرمایی

جدول (۳-۴): مقایسه هزینه کلی سالانه سیستم ساده افقی با آرایش چهار شاخه‌ای موازی افقی

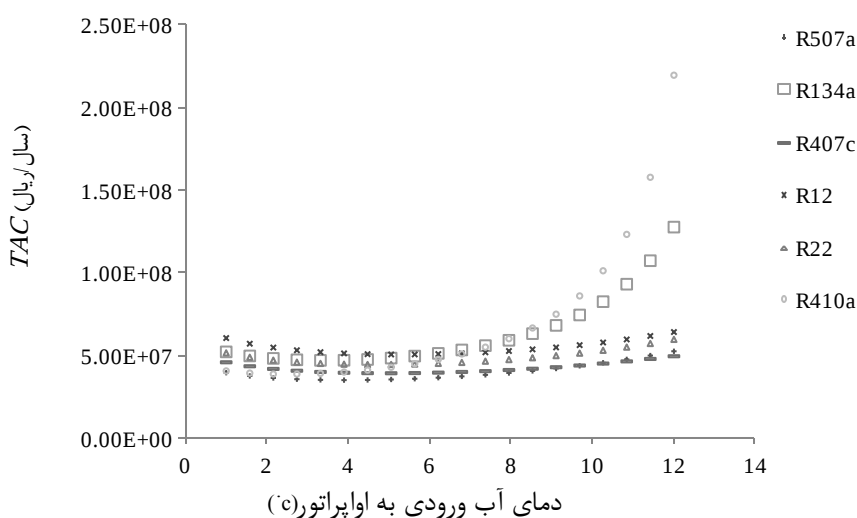
واحد	هزینه کلی سالانه	نوع آرایش
Rls/y	۴/۱۱۵E+۷	ساده افقی
Rls/y	۳/۹۳۹E+۷	چهار شاخه ای موازی افقی

تغییرات هزینه کلی سالانه با توجه به تغییرات دمای آب ورودی به اواپراتور، برای سه شهر تهران، یزد و رشت و برای آرایش چهار شاخه ای در شکل ۲-۴ نشان داده شده است.



شکل (۳-۴): مقایسه تغییر هزینه کلی سالانه آرایش چهار شاخه ای موازی با دمای آب ورودی به اواپراتور برای سه شهر تهران، یزد و رشت

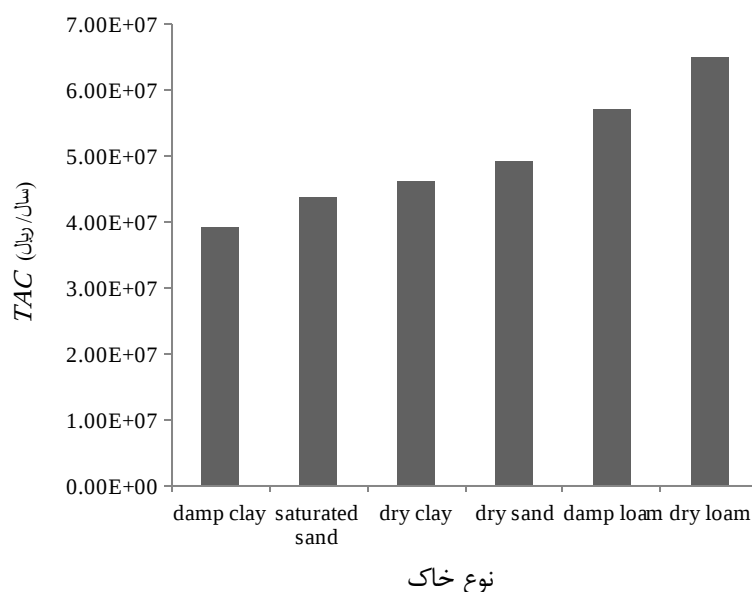
با توجه به شکل، هزینه کلی سالانه بر حسب دمای آب ورودی به اواپراتور، در شهر یزد کمتر از تهران و رشت است. همچنین نوع مبرد انتخابی نیز در مقدار هزینه مؤثر است. بر اساس نوع مبرد، مبدل زمینی، کار کمپرسور، مساحت مورد نیاز اواپراتور و کندانسور و ... تغییر کرده و به تبع آن میزان هزینه تغییر پیدا می‌کند. شکل ۳-۴ میزان تغییر هزینه را برای مبردهایی از گروه‌های مختلف و بر حسب تغییرات دمای آب ورودی به اواپراتور نشان می‌دهد.



شکل (۳-۴): مقایسه هزینه کلی سالانه با دمای آب ورودی به اواپراتور برای چند نمونه مبرد

با استفاده از این نمودار و شکل ۳-۶ فصل سه، می‌توان مبردی را که در دمای آب ورودی به اواپراتور معین کمترین هزینه و بیشترین COP را دارد، انتخاب کرد. همچنین می‌توان بسته به اینکه COP مهم تر است یا هزینه، بهترین مبرد را انتخاب کرد. با توجه به شکل ۳-۴ در دماهای پایین تر آب، میزان هزینه سالانه برای مبردهای R507a و R410a و R407c کمتر از بقیه است. البته پارامترهای دیگری همچون COP (شکل ۳-۶)، خصوصیات مبرد مورد استفاده (اشتعال پذیری، سمی بودن، تخریب لایه اوزون و ...) و قیمت مبرد نیز در انتخاب مبرد نقش به سزایی دارد.

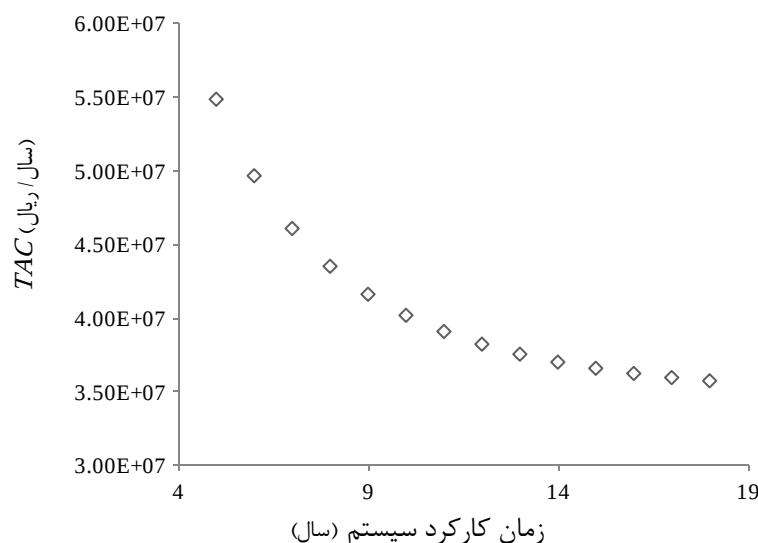
نوع و جنس خاک نیز در میزان هزینه کلی سالانه نقش زیادی دارد. شکل ۴-۴ میزان هزینه کلی سالانه را با فرض $\text{Run time} = 80\%$ برای چند نوع خاک مختلف نشان می‌دهد.



شکل (۴-۴): هزینه کلی سالانه برای خاک‌های مختلف

با توجه به شکل، مشاهده می‌شود هر چه ضریب انتقال حرارتی خاک کاهش پیدا می‌کند، میزان هزینه کلی سالانه افزایش پیدا می‌کند. بر این اساس خاک رس مرطوب (damp clay) با ضریب انتقال حرارتی بالا، کمترین هزینه و مخلوط خاک رس و شن خشک (dry loam) با ضریب انتقال حرارتی پایین، بیشترین هزینه را دارد.

شکل ۴-۵ تغییر هزینه کلی سالانه سیستم را با تغییر زمان کارکرد سیستم نشان می‌دهد.



شکل (۴-۵): تغییر هزینه کلی سالانه با زمان کارکرد سیستم

با توجه به شکل هر چه سیستم پمپ گرمایی زمینی برای کار در زمان طولانی تری طراحی شده باشد، هزینه کلی سالانه آن کمتر خواهد بود. به طوری که با دو برابر شدن زمان کارکرد سیستم، هزینه کلی سالانه سیستم تا ۲۷٪ کاهش می‌یابد.

۴-۳ بهینه سازی سیستم پمپ حرارتی زمین گرمایی مورد مطالعه

با استفاده از مدلی که در بخش پیشین ارائه شد، می‌توان طراحی پمپ حرارتی زمین گرمایی را بهینه سازی کرد و بهترین مقادیر متغیرهای مستقل را برای اجرای طرح بدست آورد. به کارگیری مقادیر بهینه شده در طراحی سیستم، هزینه سالانه سیستم را کاهش می‌دهد. با استفاده از نرم افزار EES، مینیمم مقدار تابع هدف، که در اینجا تابع هزینه است، محاسبه شده است. EES توانایی یافتن مقدار ماکزیمم یا مینیمم یک متغیر تا ده درجه آزادی را دارد. EES از روش برنت^۱ برای تعیین ماکزیمم یا

^۱ Brent's method

مینیمم در طول یک جهت خاص استفاده می‌کند. جهت توسط یک الگوریتم جستجوی مستقیم، که به روش پاول^۱ معروف است و یا بوسیله روش گرادیان متقاطع^۲، تعیین می‌شود. متغیرهای مستقلی که در مینیمم سازی تابع هدف استفاده شده اند، در جدول ۴-۴ آورده شده اند.

جدول (۴-۴): پارامترهای طراحی ورودی در مدل سازی

متغیر	توصیف	واحد
$T_{w, \text{evap}, i}$	دمای آب ورودی به اواپراتور از مبدل زمین گرمایی	$^{\circ}\text{C}$
$T_{w, \text{cond}, o}$	دمای آب خروجی از کندانسور و ورودی به تانک	$^{\circ}\text{C}$
$T_{\text{sat}, \text{evap}}$	دمای اشباع مبرد در اواپراتور سیکل تبرید	$^{\circ}\text{C}$
$T_{\text{sat}, \text{cond}}$	دمای اشباع مبرد در کندانسور سیکل تبرید	$^{\circ}\text{C}$

پارامترهای ورودی به سیستم پمپ حرارتی زمین گرمایی، در بخش قبل معرفی شدند. مقادیر این پارامترها در جدول ۴-۵ آورده شده اند.

تبادل حرارت بین جریان های گرم و سرد در اواپراتور و کندانسور باید شرایط زیر را ارضا کند :

$$- T_{w, \text{evap}, o} > 0 \text{ } ^{\circ}\text{C}$$

برای جلوگیری از یخ زدن آب درون اواپراتور.

$$- T_{\text{sat}, \text{evap}} > -50 \text{ } ^{\circ}\text{C}$$

مینیمم دمای تبرید مرسوم در اواپراتور برای کاربردهای تهویه [۵۸].

$$- T_{\text{sat}, \text{cond}} - T_{w, \text{cond}, i} > 10 \text{ } ^{\circ}\text{C}$$

برای تضمین تبادل حرارت مناسب بین آب گرم و مبرد در کندانسور با توجه به مفاهیم نقطه پینچ.

^۱ Powell's method

^۲ conjugate gradient method

پس از بهینه سازی، مقادیر متغیرهای مستقل در جدول (۴-۶) آورده شده است.

جدول (۴-۵): مقادیر پارامترهای ورودی

$40/45^{\circ}\text{C}$	$T_{w,cond,i}$
$0/12\text{ kg/s}$	$\dot{m}_{w,cond,i}$
$0/19\text{ kg/s}$	$\dot{m}_{GL}$
683h	T_h
$10Y$	n
22%	i_{eff}
$0/9\text{ m}$	η_s
$0/72\text{ m}$	η_{el}
$0/0.28\text{ m}$	$D_{i, evap}$
$0/0.32\text{ m}$	$D_{o, evap}$
$0/0.28\text{ m}$	$D_{i, cond}$
$0/0.32\text{ m}$	$D_{o, cond}$
$0/0.218\text{ m}$	$D_{i, G}$
$0/0.267\text{ m}$	$D_{o, G}$
$0/85$	η_p
$0/0.004\text{ kW/(m}^{\circ}\text{C)}$	K_{pipe}
$0/4\text{ kW/(m}^{\circ}\text{C)}$	K_{evap}
$0/0.12\text{ kW/(m}^2\text{ }^{\circ}\text{C)}$	U_s

جدول (۴-۶): مقادیر بهینه پارامترهای طراحی

$4/9^{\circ}\text{C}$	$T_{w,evap,i}$
$50/43^{\circ}\text{C}$	$T_{w,cond,o}$
$-1/5^{\circ}\text{C}$	$T_{sat,evap}$
$51/89^{\circ}\text{C}$	$T_{sat,cond}$

همانطور که قابل مشاهده است، شرایط ذکر شده نیز ارضا شده است :

$$T_{sat,evap} = -1/5^{\circ}\text{C} > -50^{\circ}\text{C}$$

$$T_{\text{sat,cond}} - T_{\text{water cond,i}} = 11/44^{\circ}\text{C} > 10^{\circ}\text{C}$$

همچنین دمای آب خروجی از اواپراتور نیز $0/67^{\circ}\text{C}$ بدست آمده است که شرط ابتدایی را نیز ارضا می‌کند.

مقدار اجزای تابع هدف در حالت بهینه در جدول ۴-۷ قابل مشاهده است :

جدول (۴-۷): مقادیر تابع هدف در حالت بهینه

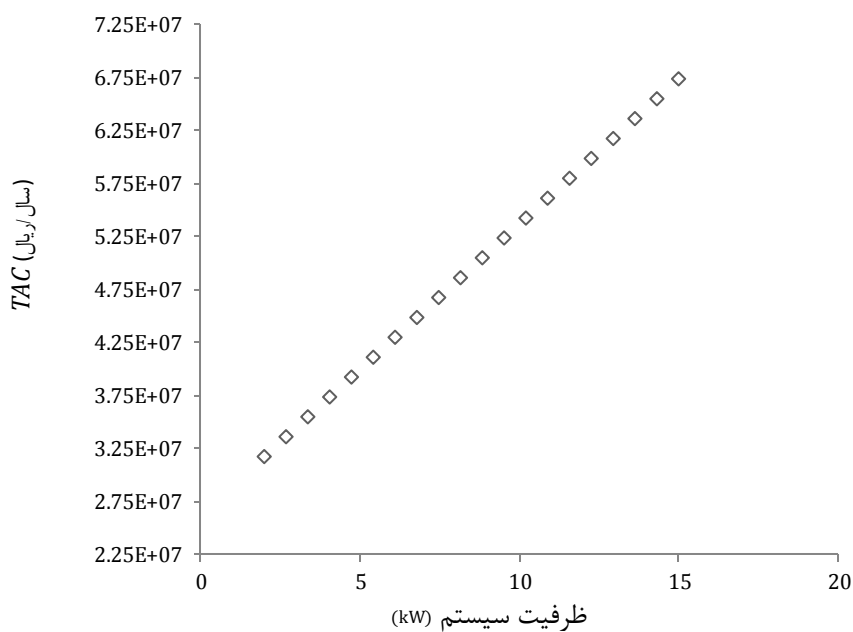
$Cop = 3/01$		$C_{\text{pipe}} = 4/78E+7$	ریال
$C_{AF} = 1388780$	ریال	$C_{\text{pmp}} = 0/398E+7$	ریال
$C_{\text{comp}} = 0/91E+7$	ریال	$An = 3/97E+7$	سال/ریال
$C_{\text{cond}} = 4/06E+7$	ریال	$TAC = 4/019E+6$	سال/ریال
$C_{EI} = 511480$	ریال	$E = 1023$	کیلووات ساعت/ریال
$C_{\text{evap}} = 4/6E+7$	ریال	$\dot{Q}_{\text{cond}} = 5/007$	کیلووات
$C_{\text{excav}} = 0/612E+7$	ریال	$L_{\text{ghx}} = 265/6$	متر
$C_{\text{filling}} = 688420$	ریال	$CRF = 0/255$	
$C_{\text{ghx}} = 5/46E+6$	ریال	$n_{\text{pipe}} = 4$	

با توجه به جدول، هزینه مبدل زمینی که مجموع هزینه لوله، کانال کنی و پر کردن است، بیشتر از سایر اجزاست. کاهش هزینه مبدل زمینی، هزینه کلی سالانه را کاهش خواهد داد. افزایش ضریب انتقال حرارت کلی خاک باعث افزایش انتقال حرارت بین خاک و لوله پلی اتیلنی خواهد شد. با افزایش انتقال حرارت میزان لوله مصرفی کاهش می‌یابد و در نتیجه هزینه ها نیز کمتر می‌شود.

۴-۴ تأثیر برخی پارامترها بر هزینه و عملکرد پمپ حرارتی زمین گرمایی

۴-۴-۱ تأثیر ظرفیت پمپ حرارتی زمین گرمایی بر هزینه کلی سالانه

تأثیر ظرفیت پمپ حرارتی زمین‌گرمایی بر هزینه کلی سالانه سیستم در شکل ۴-۶ نشان داده شده است. با توجه به شکل، مشاهده می‌شود که هزینه سالانه سیستم با ظرفیت آن، تقریباً نسبت مستقیمی دارد.



شکل (۴-۶): تغییر هزینه کلی سالانه با ظرفیت سیستم

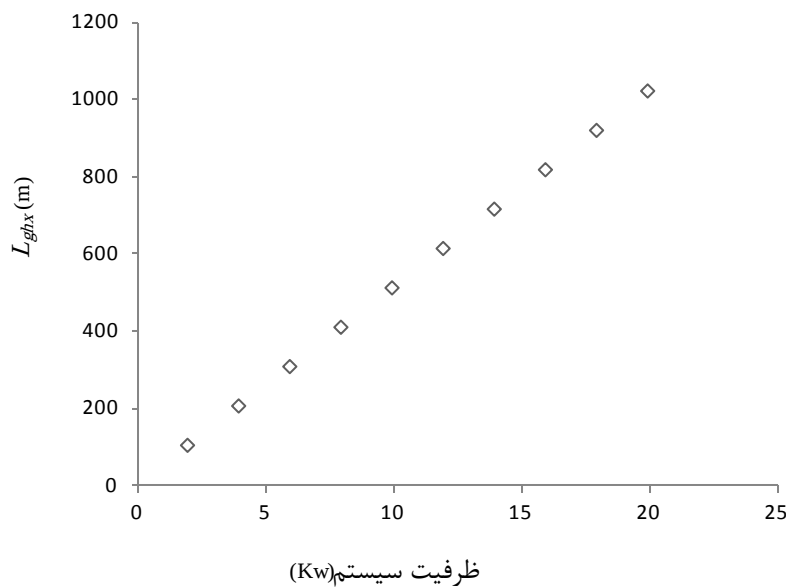
با توجه به شکل، هر چه ظرفیت سیستم افزایش می‌یابد هزینه کلی سالانه سیستم نیز افزایش می‌یابد. بنابراین باید نهایت دقت در هنگام برآورد بار گرمایشی صورت گیرد تا بیش برآورد کمتری صورت گیرد.

۴-۴-۲ تأثیر ظرفیت سیستم بر طول مبدل زمینی

همانطور که قبلاً ذکر شد، هزینه مبدل زمینی بیشتر از سایر اجزاست. همچنین هزینه مبدل سه قسمت است، که هزینه لوله پلی‌اتیلنی بیشتر از سایر اجزاست. همچنین باید نهایت دقت در برآورد بار گرمایشی صورت گیرد. شکل ۴-۷ تغییرات طول لوله مبدل زمینی را با تغییرات ظرفیت سیستم نشان می‌دهد.

۳-۴-۴ تأثیر ضریب انتقال حرارتی کلی خاک بر هزینه کلی سالانه

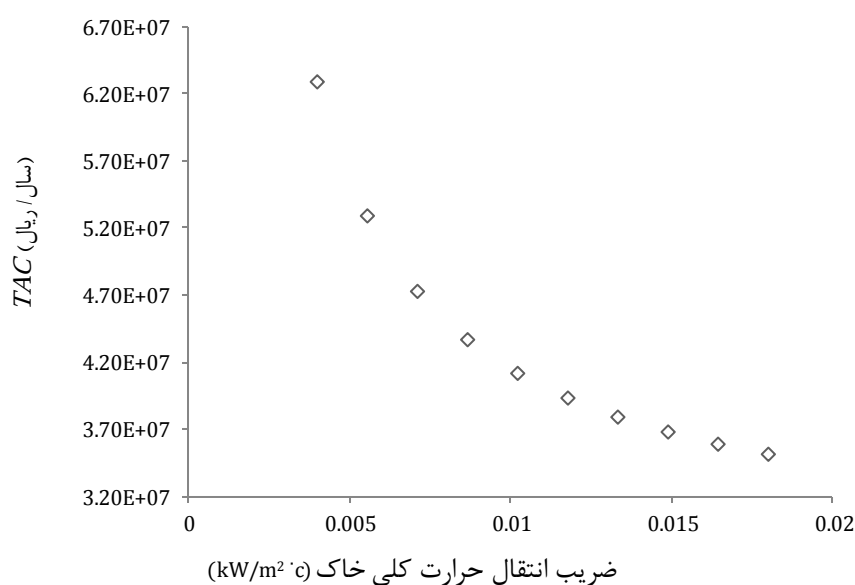
شکل ۴-۸ تغییر هزینه سالانه سیستم را با تغییر ضریب انتقال حرارت کلی خاک نشان می‌دهد. میزان تغییر هزینه برای خاک‌های مختلف در شکل ۴-۸ قابل مشاهده است. همانطور که مشاهده شد بیشترین هزینه کلی مربوط به dry loam و کمترین هزینه مربوط به damp clay است.



شکل (۴-۷): تغییر طول لوله مبدل زمینی با ظرفیت سیستم

با توجه به شکل مشاهده می‌شود که با افزایش ضریب انتقال حرارت کلی خاک، هزینه کلی سالانه سیستم کاهش قابل ملاحظه ای می‌یابد. به گونه‌ای که با ۴ برابر شدن این ضریب، هزینه کلی سالانه سیستم تا ۴۲٪ کاهش می‌یابد. به این ترتیب با توجه به اینکه شن و ماسه درشت‌دانه ضعیف‌ترین انتقال گرما را در میان انواع خاک‌ها دارند، نصب پمپ حرارتی زمین‌گرمایی در مناطقی با نوع خاک و شن ماسه درشت‌دانه، چندان مناسب نیست. از طرفی رس مرطوب و ماسه ریزدانه، بهترین قابلیت هدایت گرمایی را دارند و مناسب‌ترین نوع خاک برای استفاده در پمپ حرارتی زمین‌گرمایی هستند.

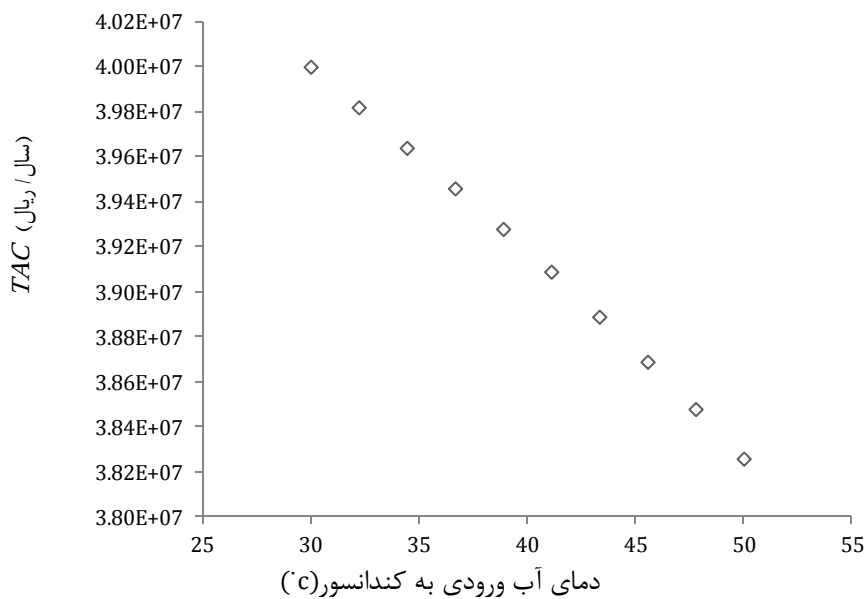
وجود رطوبت در خاک، قابلیت انتقال گرمای آن را به میزان چشمگیری افزایش می‌دهد. بنابراین مرطوب نگه داشتن خاک مجاور مبدل گرمایی زمینی، کارایی آن را به میزان زیادی افزایش می‌دهد. به همین دلیل خاک رس مرطوب بیشترین ضریب انتقال حرارت کلی و کمترین هزینه کلی سالانه را دارد.



شکل (۴-۸): تغییر هزینه بهینه سالانه سیستم با تغییر ضریب انتقال حرارت کلی

۴-۴-۴ تأثیر دمای آب ورودی به به کندانسور بر هزینه کلی سالانه

شکل ۴-۹ تغییرات هزینه کلی سالانه سیستم را با تغییر دمای آب ورودی به کندانسور نشان می‌دهد. تغییرات دمای آب ورودی به کندانسور باعث تغییرات هزینه کندانسور، پمپ و الکتریسیته خواهد شد که باعث تغییرات هزینه کلی خواهد شد.

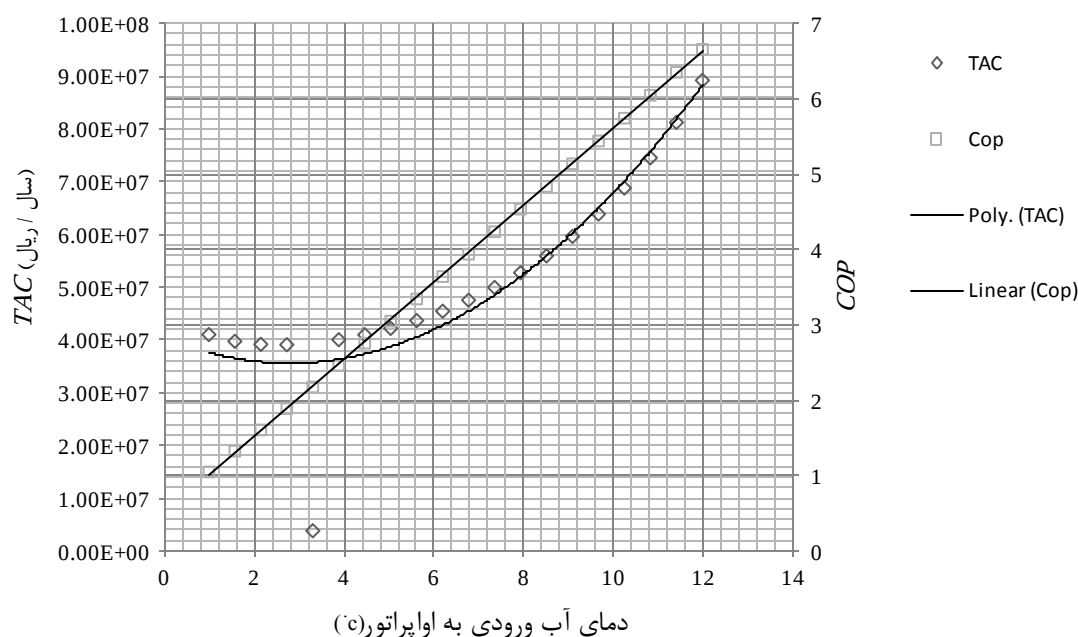


شکل (۴-۹): تغییرات هزینه کلی سالانه سیستم با تغییر دمای آب ورودی به کندانسور

همانطور که مشاهده می‌شود، با افزایش دما میزان هزینه کلی سالانه کاهش خواهد یافت. البته باید توجه داشت که برای تبادل حرارت بهینه در کندانسور باید $T_{\text{sat,cond}} - T_{\text{water cond,i}} > 10^\circ\text{C}$ شود. بنابراین نمی‌توان با افزایش دمای آب ورودی به هر میزان دلخواه، میزان هزینه کلی سالانه را کاهش داد.

۴-۵ تعیین تقریبی دمای آب ورودی به اواپراتور بهینه با استفاده از نمودار

میزان هزینه و ضریب عملکرد (COP) دو مشخصه حیاتی است. COP بالا و هزینه کم هدف اصلی در این پروژه است. شکل ۴-۱۰ نمودار COP و میزان هزینه را برحسب دمای آب ورودی به اواپراتور نشان می‌دهد.



شکل (۴-۱): تغییرات هزینه کلی سالانه و COP با دمای آب ورودی به اواپراتور

با توجه به شکل، با افزایش دمای آب ورودی به اواپراتور میزان هزینه سالانه و COP در حال افزایش است. محل تلاقی دو نمودار در دمای آب ورودی به اواپراتور 4°C رخ می‌دهد. از این نقطه به بالا مقدار هزینه و COP رو به افزایش است. بنابراین این نقطه را می‌توان به عنوان نقطه بهینه دمای آب ورودی به اواپراتور در نظر گرفت. که در COP قابل قبول، کمترین میزان هزینه سرمایه‌گذاری را داریم. همچنین این دما بسیار نزدیک به دمای بهینه آب ورودی به اواپراتور یعنی $T_{w, \text{evap}} = 4/9^{\circ}\text{C}$ است.

۴-۶ مدت زمان بازگشت سرمایه

برای تحلیل اقتصادی بهتر، مدت زمان بازگشت سرمایه برای پمپ حرارت زمین‌گرمایی مذکور در حالت بهینه مورد بررسی قرار گرفته است. زمان بازگشت سرمایه (Payback) مدت زمانی است که طول می‌کشد تا سرمایه‌گذاری اولیه در پروژه با عایدات آن برابر شود. در واقع پس از سپری شدن این مدت است که پروژه به مرحله سوددهی می‌رسد. در محاسبه زمان بازگشت سرمایه، ارزش زمانی پول در نظر گرفته می‌شود. برای مقایسه هزینه سرمایه‌گذاری با صرفه جویی سالانه، باید تمامی

هزینه‌ها و درآمدها با نرخ بهره i_{eff} به سال مرجع برده شوند. صرفه جویی سالانه به صورت زیر قابل محاسبه است:

$$\Delta B = S_{annual} * P_{EL} \quad (19-4)$$

که S_{annual} میزان صرفه جویی سالیانه برق (سال / کیلووات ساعت) و P_{EL} بهای هر کیلووات برق مصرفی (کیلووات ساعت / ریال) با توجه به قیمت برق محلی و نوع استفاده (خانگی، صنعتی و ...) از آن است. در اینجا قیمت برق بر اساس قیمت برق خانگی در تهران و در حالت میان باری محاسبه شده است. در بخش خانگی متوسط برق مصرفی ماهیانه عامل مهمی در قیمت تمام شده برق دارد. در واقع قیمت برق با افزایش متوسط برق مصرفی ماهیانه، به صورت تصاعدی افزایش پیدا می‌کند. البته در انتها اثر افزایش قیمت برق بر دوره بازگشت سرمایه بررسی شده است. همچنین به واسطه افزایش سالانه بهای برق، هر سال در حدود ۱۵٪ به قیمت برق اضافه می‌شود.

جهت محاسبه S_{annual} میزان صرفه جویی سالانه، باید میزان صرفه جویی الکتریسیته مصرفی E_{save} (کیلووات)، در مدت زمان کارکرد سالانه T_h (سال / ساعت) ضرب شود:

$$S_{annual} = E_{save} * T_h \quad (20-4)$$

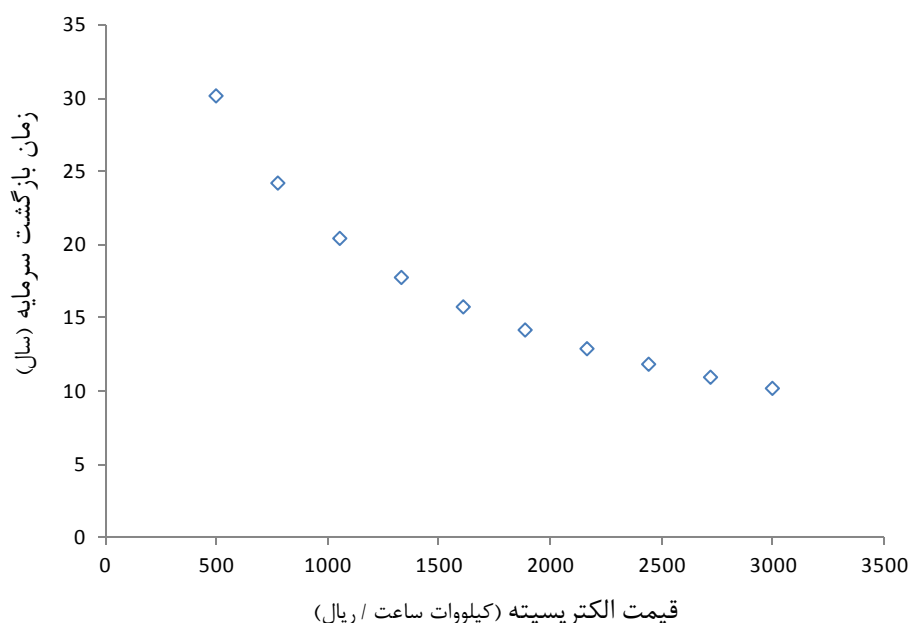
میزان صرفه جویی برق، با محاسبه اختلاف برق مصرفی پمپ حرارتی زمین گرمایی و برق مصرفی یک پمپ حرارتی منبع هوایی با ظرفیت تبریدی برابر قابل محاسبه است. ضریب عملکرد پمپ‌های حرارتی منبع هوایی کمتر از منبع زمینی است. برای بدست آوردن مقدار برق صرفه جویی شده از رابطه ضریب عملکرد استفاده می‌کنیم.

با برابر قرار دادن هزینه سرمایه گذاری با صرفه جویی‌های سالانه برگشت داده شده به سال مرجع، مدت زمان بازگشت سرمایه قابل محاسبه است:

$$TAC = \Delta B * \left[\frac{(1+i_{eff})^n * (1+j_{eff})^{-n} - 1}{i_{eff} - j_{eff}} \right] \quad (21-4)$$

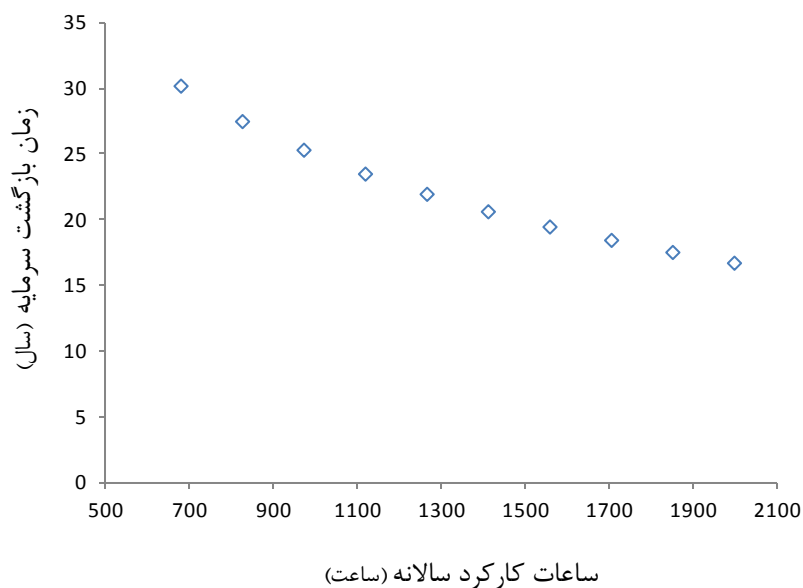
که i_{eff} نرخ بهره و j_{eff} افزایش بهای سالانه برق و n مدت زمان بازگشت سرمایه است.

با توجه به داده‌های ورودی، میزان بازگشت سرمایه $n = 30$ سال بدست آمد. برای سیستم زمین‌گرمایی مورد مطالعه با در نظر گرفتن هزینه اولیه‌ی نصب و میزان صرفه جویی سالانه، در صورت استفاده از سیستم طراحی شده نرخ بازگشت سرمایه (۳۰ سال) ممکن است از عمر پروژه بیشتر شود. قیمت برق در حالت میان باری و برای تعرفه برق مسکونی محاسبه شد. شکل ۴-۱۱ تأثیر قیمت برق را در مدت زمان بازگشت سرمایه نشان می‌دهد.



شکل (۴-۱۱): تغییر زمان بازگشت سرمایه با قیمت الکتریسیته

با توجه به نمودار، با افزایش قیمت برق از ۵۰۰ ریال به ۱۰۰۰ ریال، مدت زمان بازگشت سرمایه از ۳۰ سال به ۲۱ سال و با افزایش قیمت برق تا ۳۰۰۰ ریال، مدت زمان بازگشت سرمایه به ۱۰ سال می‌رسد. بنابراین برای مناطقی با قیمت برق بالا مانند مصارف تجاری، استفاده از این سیستم توجیه پذیرتر است. در این تحقیق ساعات کارکرد سالانه سیستم ۶۸۳ ساعت در نظر گرفته شده است. شکل ۵-۱۲ تأثیر میزان ساعات کارکرد سالانه را نشان می‌دهد.



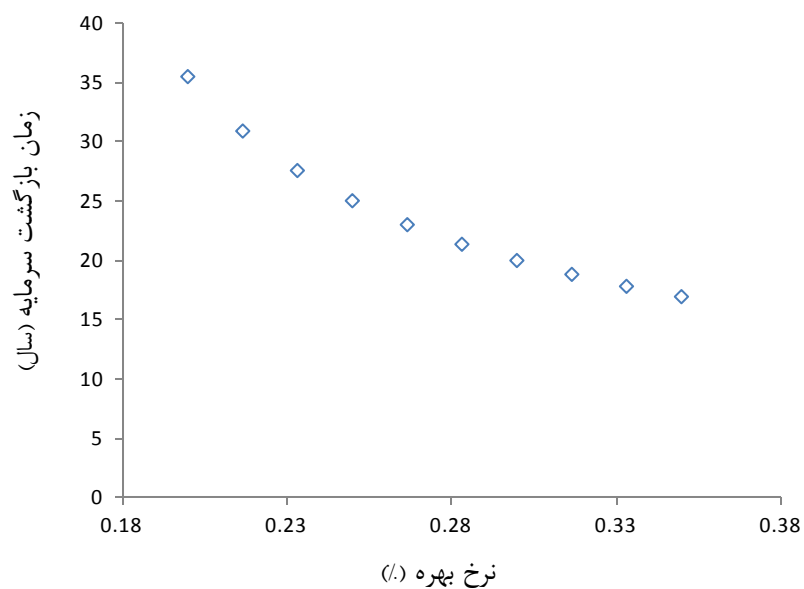
شکل (۴-۱۲): تغییر مدت زمان بازگشت سرمایه با ساعات کارکرد سالانه

با توجه به نمودار، با افزایش ساعات عملکرد از ۶۸۰ تا ۱۰۰۰ ساعت، زمان بازگشت سرمایه به ۲۵ سال و با افزایش ساعات تا ۲۰۰۰ ساعت این زمان تا ۱۶ سال کاهش پیدا می‌کند. همانطور که مشاهده می‌شود با افزایش ساعات عملکرد، پروژه سریع‌تر به مرحله سوددهی می‌رسد. بنابراین استفاده از پمپ حرارتی زمین‌گرمایی مورد مطالعه برای مناطقی با آب و هوای سرد که آب گرم بیشتری برای گرمایش مورد نیاز است، مناسب‌تر به نظر می‌رسد. همانطور که مشاهده شد نرخ بهره نیز در محاسبه بازگشت سرمایه مدنظر قرار داده شد. شکل ۴-۱۳ به تأثیر این پارامتر می‌پردازد.

با توجه به نمودار با افزایش نرخ بهره، مدت زمان بازگشت سرمایه کاهش می‌یابد و پروژه از لحاظ اقتصادی توجیه پذیرتر می‌شود.

با توجه به مطالب گفته شده، مدت زمان بازگشت سرمایه برای سیستم مذکور بسیار بالاست و توجیه پذیری اقتصادی ندارد. اما با توجه به سیاست‌های دولت مبنی بر افزایش سالانه قیمت برق و حذف یارانه‌ها به نظر می‌رسد که در سال‌های آتی، سیستم‌های زمین‌گرمایی از جذابیت بیشتری برخوردار شوند. همچنین با نصب این سیستم‌ها در مناطقی با آب و هوای سرد، پمپ حرارتی باید ماه‌های مداومی را در حالت گرمایش در طول سال کار کند. بنابراین استفاده از پمپ حرارتی زمین‌گرمایی

باعث صرفه جویی قابل ملاحظه‌ای در مصرف برق خواهد شد. افزایش صرفه جویی باعث کاهش مدت زمان بازگشت سرمایه خواهد شد.



شکل (۴-۱۳): تغییر زمان بازگشت سرمایه با نرخ بهره

فصل پنجم: جمع‌بندی و پیشنهادها

۵-۱ جمع بندی نتایج

در این مطالعه، تحلیل جامعی در خصوص انرژی و انرژی انجام و اعتبارسنجی شده است. مدل سازی و بهینه سازی با نرم افزار EES انجام شده و مقادیر بهینه متغیرهای طراحی محاسبه شده است. EES از روش برنت^۱ برای تعیین ماکزیمم یا مینیمم در طول یک جهت خاص استفاده می کند. میزان تخریب انرژی اجزاء سیستم محاسبه شد، که بیشترین تخریب در کمپرسور است. پس از کمپرسور، شیر انبساط، کندانسور، اواپراتور، لوله کمپرسور به کندانسور، لوله شیرانبساط به اواپراتور، لوله اواپراتور به کمپرسور و لوله کندانسور به شیر انبساط به ترتیب منابع اصلی ناکارآمدی سیستم و تخریب انرژی هستند.

همچنین مقایسه این مقادیر با نتایج مرجع [۴۱] اختلاف کمی نشان می دهد. ضریب عملکرد (COP) پمپ حرارتی مدل شده نیز ۲/۷۸ است که تنها ۱ درصد با مرجع که به صورت تجربی بدست آمده، اختلاف دارد.

برای مشاهده صحت محاسبات بازگشت ناپذیری سیستم و تخریب انرژی، اعتبارسنجی صورت گرفت. بدین صورت که مجموع نرخ کار ورودی به یک کمپرسور ایده آل (کار مصرفی یک موتور کارنو) و نرخ کار هدررفته (که به دلیل بازگشت ناپذیریهای که در محدوده حجم کنترل کمپرسور وجود دارد، اتفاق می افتد) باید با نرخ کار الکتریکی مصرفی یک کمپرسور واقعی برابر باشد، که با محاسبات انجام شده تنها ۵/۲٪ اختلاف در کار کمپرسور واقعی و محاسباتی دیده می شود.

با محاسبه کل انرژی ورودی به سیستم، مشاهده شد که زمین آشکارا یک منبع مفید انرژی تجدیدپذیر برای گرمایش آب است، چون ۶۶٪ کل انرژی ورودی به پمپ حرارتی برای گرمایشی آب را تأمین می کند. همچنین ۸۳٪ از کل انرژی الکتریکی ورودی به سیستم پمپ حرارتی بوسیله کمپرسور مصرف می شود که فقط ۲۸/۳٪ کل انرژی ورودی به سیستم پمپ حرارتی است؛ ضمن اینکه ۵/۷۶٪

¹ Brent's method

کل انرژی ورودی به سیستم برای پمپ هاست. مابقی انرژی توسط زمین تأمین می‌شود؛ که باز هم نشانه ای برای استفاده از زمین به عنوان منبع تجدیدپذیر است.

با ثابت نگه داشتن دبی و دمای آب ورودی به کندانسور و دبی آب ورودی به اواپراتور، با افزایش دمای آب ورودی به اواپراتور، COP افزایش می‌یابد. با افزایش دمای آب ورودی به اواپراتور، طول لوله مبدل زمینی برای تأمین این دما، افزایش و به تبع آن هزینه نیز افزایش خواهد یافت.

از میان چند نمونه مبرد از گروه‌های مختلف، R507a و سپس R410a بیشترین ضریب عملکرد را در شرایط مشابه با مرجع [۴۱] دارند.

دمای آب ورودی به اواپراتور، عمق نصب لوله ها در زمین، خصوصیات آب و هوایی منطقه، نوع آرایش لوله ها و نوع خاک بر طول لوله پلی اتیلنی تأثیر گذارند.

با مقایسه طول لوله مبدل زمینی برای گرمایش آب خانگی در سه منطقه آب و هوایی ایران شامل شهرهای تهران، یزد و رشت، برای یک نوع خاک خاص، در یزد کمترین طول لوله و در رشت بیشترین طول لوله مورد نیاز است. همچنین نصب پمپ حرارتی زمین گرمایی در مناطقی با نوع خاک و شن ماسه درشت دانه، چندان مناسب نیست. از طرفی رس مرطوب و ماسه ریزدانه، بهترین قابلیت هدایت گرمایی را دارند و مناسب ترین نوع خاک برای استفاده در پمپ حرارتی زمین گرمایی هستند. به همین دلیل طول لوله پلی اتیلنی در خاک رس مرطوب و ماسه ریزدانه کمترین و در خاک و شن ماسه درشت دانه بیشترین مقدار را دارد.

با محاسبات اقتصادی انجام شده، بیشترین هزینه مربوط به مبدل زمینی است که ۳۴٪ کل هزینه سیستم را به خود اختصاص داده است. همچنین هزینه الکتریسیته مصرفی بسیار پایین است و درصد بسیار ناچیزی از کل هزینه ها (۱٪) را به خود اختصاص داده است.

هزینه کلی سالیانه بر حسب دمای آب ورودی به اواپراتور، در شهر یزد کمتر از تهران و رشت است. همچنین نوع مبرد انتخابی نیز در مقدار هزینه مؤثر است. از میان چند نمونه مبرد از گروه‌های مختلف، R507a و سپس R410a کمترین هزینه را نسبت به مبردهای دیگر دارند. بر اساس نوع مبرد،

مبدل زمینی، کار کمپرسور، مساحت مورد نیاز اواپراتور و کندانسور و ... تغییر کرده و به تبع آن میزان هزینه تغییر پیدا می کند.

نوع و جنس خاک نیز در میزان هزینه کلی سالیانه نقش زیادی دارد. هر چه ضریب انتقال حرارتی خاک کاهش پیدا می کند، میزان هزینه کلی سالیانه افزایش پیدا می کند. بر این اساس خاک رس مرطوب (damp clay) با ضریب انتقال حرارتی بالا، کمترین هزینه و مخلوط خاک رس و شن خشک (dry loam) با ضریب انتقال حرارتی پایین، بیشترین هزینه را دارد.

هر چه سیستم پمپ گرمایی زمینی برای کار در زمان طولانی تری طراحی شده باشد، هزینه کلی سالیانه آن کمتر خواهد بود.

همچنین باید نهایت دقت در هنگام برآورد بار گرمایشی صورت گیرد تا بیش برآورد کمتری صورت گیرد؛ زیرا هر چه ظرفیت سیستم افزایش می یابد هزینه کلی سالیانه سیستم نیز افزایش می یابد.

با استفاده از مدل ارائه شده، می توان طراحی پمپ حرارتی زمین گرمایی را بهینه سازی کرد و بهترین مقادیر متغیرهای مستقل را برای اجرای طرح بدست آورد. با بهینه سازی انجام شده با نرم افزار EES، متغیرهای مستقل طراحی جهت حداقل کردن تابع هدف (مجموع هزینه های اولیه و کارکرد سیستم)، محاسبه می شوند. با بهینه سازی انجام شده، دمای بهینه آب ورودی به اواپراتور $(^{\circ}\text{C}) = 4/9$ ، $\text{COP} = 3/01$ ، $\text{TAC} = 4/019\text{E}+7$ (Rls/y) و طول لوله پلی اتیلنی $L_{\text{ghx}} = 265/6$ (m) در هر شاخه از چهار شاخه افقی موازی ($n_{\text{pipe}}=4$) بدست آمد.

مدت زمان بازگشت سرمایه برای سیستم مورد مطالعه ۳۰ سال محاسبه شد که از عمر سیستم بیشتر است و به هیچ وجه توجیه اقتصادی ندارد. اما با استفاده از این سیستم در مناطقی با آب و هوای سرد با کارکرد بیشتر در طول سال، مدت زمان بازگشت سرمایه کاهش می یابد. همچنین با افزایش سالانه قیمت برق و همچنین قیمت بالاتر برق در مصارف تجاری استفاده از این سیستم ها از نظر اقتصادی توجیه پذیر می شود. به گونه ای که اگر قیمت برق ۲۰۰۰ ریال و میزان استفاده در طول سال ۲۰۰۰ ساعت باشد مدت زمان بازگشت سرمایه ۶ سال خواهد شد.

۵-۲ پیشنهادها

- در تحقیق حاضر با توجه به ثابت بودن دبی جرمی آب ورودی به اواپراتور و کندانسور و دبی جریان مبرد و همچنین دمای آب ورودی کندانسور، عملکرد سیکل از لحاظ انرژی و انرژی تحلیل شد و اثر تغییر دمای آب ورودی به اواپراتور، تغییر مبرد، تغییر ظرفیت سیستم و ... بر عملکرد سیکل سنجیده شد. لذا می‌توان برای مقایسه و تعیین دبی جرمی بهینه، در مدل سازی دبی متغیر در نظر گرفته شود. همچنین بهینه سازی با توجه به پارامترهای طراحی ورودی صورت گرفت. لذا به منظور تکمیل کار صورت گرفته، در بهینه سازی می‌توان با افزایش پارامترهای ورودی به طور مثال قطر بهینه لوله پلی اتیلنی و ... را محاسبه کرد.
- می‌توان به جای استفاده از دو مبدل جداگانه اواپراتور و مبدل زمینی، از یک مبدل در زیر زمین استفاده کرد و عملکرد سیستم جدید را هم از نظر ترمودینامیکی و هم اقتصادی مورد بررسی قرار داد.
- محاسبه هزینه برای یک پمپ حرارتی هوایی مشابه با ظرفیت پمپ حرارتی زمین‌گرمایی مورد مطالعه و مقایسه هزینه‌های ثابت و عملکردی آن‌ها

مراجع

- [۱]- ثبوتی ی، (۱۳۹۰) "زمین گرم ارمغان سده بیست و یکم"، موسسه جغرافیایی و کارتوگرافی گیتاشناسی
- [۲]- رزاقی ا، (۱۳۹۰)، *نشریه نشاء علم*، سال دوم؛ شماره اول
- [3]- Turcotte D.L. and Schubert G.,(2002), "**Geodynamics**", Cambridge University Press, UK.
- [4]- <http://dailyenergydump.com>.
- [۵]- *وزارت نیرو*، سازمان انرژی های نو ایران (سانا) <http://www.suna.org.ir>
- [6]- Egg J., Clark H.B.,(2011), "**Geothermal HVAC, Green Heating and Cooling**", Copyright by The McGraw-Hill Companies, United States.
- [۷]- امراللهی م، نجفی صارم ی، (۱۳۸۹) "چشم اندازهای استفاده از انرژی ژئوترمال در ایران"، *اولین کنفرانس انرژی های تجدید پذیر و تولید پراکنده ایران*، بیرجند.
- [8]- gagel.com.
- [9]- Sanner B,(2001),"Description of Ground Source Types For the Heat Pump", *Journal of Energy*.
- [10]- Ragnarsson A,(2010),"Geothermal Development in Iceland 2000-2014", Proceedings World Geothermal Congress, Antalya, 1-17.
- [11]- Tester J. W,(2006),"The Future of Geothermal Energy,Impact of Enhanced Geothermal Systems (Egs) on the United States in the 21st Century", *Massachusetts Institute of Technology*,1-33.
- [12]- Rees S. J, Splitter J. D, Xiao X,(2002),"Transient Analysis of Snow-Melting System Performance", *ASHRAE Transactions*.
- [13]- www.danyar.ir.
- [14]- Bertani R, Thain I,(2002)," **Geothermal Power Generating Plant CO2 Emission Survey**",IGA News (International Geothermal Association).
- [15]- Wakil M,(1985)," **Power plant technology**", 2nd, Edition, McGraw.
- [۱۶]- یاری م، جوانی ن، انصاری ع، (۱۳۸)، "ارزیابی اقتصادی پمپهای حرارتی زمین گرمایی"، *دهمین کنفرانس بین المللی برق*.
- [17]- McQuay Air Conditioning,(2002), **Geothermal Heat Pump Design Manual**.
- [۱۸]- صنایع س، نیرومند ب،(۱۳۸۸)، "مدلسازی و بهینه سازی فنی و اقتصادی پمپ گرمایی با مبدل زمینی افقی"، *اولین کنفرانس بین المللی گرمایش، سرمایش و تهویه مطبوع ایران*، تهران.
- [19]- <http://geothermal-heat-pump.persianblog.ir>.
- [20]- Lund J, Sanner B, Rybach L, Curtis R, Hellström G,(2004), "Geothermal (Ground-Source) Heat Pumps a World Overview", *GHC BULLETIN*.

[21]- do s. L, Haberl j. s,(2010),"a review of ground coupled heat pump modeles used in whole-building computer simulation programs",*Proceedings of the 17th Symposium for Improving Building Systems in Hot and Humid Climates*",24-25, Austin Texas August.

[22]- Charoenvisal k,(2008),"Energy Performance and Economic Evaluations of the Geothermal Heat Pump System used in the KnowledgeWorks I and II Buildings", Blacksburg, Virginia.

[۲۳] - عبدالعلی پور عدل م، محمدی ن، صفرلویی ا، مردی م، (۱۳۹۲)، "بررسی سیکل ترکیبی زمین گرمایی با پمپ

حرارتی به ازای سیال های عامل مختلف"، *اولین همایش ملی انرژی های نو و پاک*.

[24]- Fan R, Jiang Y, Yao Y, Shiming D, Ma Z,(2007),"A study on the performance of a geothermal heat exchanger under coupled heat conduction and groundwater advection", *Energy* 32, 2199-2209.

[25]- Ozgener O, Ozgener L, W. Tester J,(2013),"A practical approach to predict soil temperature variations for geothermal (ground) heat exchangers applications",*International Journal of Heat and Mass Transfer* 62, 473-480.

[26]- wu Y, Gan G, Verhoef A, Vidale P. L, Gonzalez R. G ,(2010)" Experimental measurement and numerical simulation of horizontal-coupled slinky ground source heat exchangers", *Applied Thermal Engineering* 30 , 2574-2583.

[27]- Esen H, Inalli M, Esen M, Pihtili P. K , (2007)," Energy and exergy analysis of a ground-coupled heat pump system with two horizontal ground heat exchangers", *Building and Environment* 42 , 3606-3615.

[28]- Cui P, Li X ,Man Y, Fang Z,(2011)," Heat transfer analysis of pile geothermal heat exchangers with spiral coils", *Applied Energy* 88, 4113-4119.

[29]- Hepbasli A, Akdemir O,(2004), " Energy and exergy analysis of a ground source (geothermal) heat pump system", *Energy Conversion and Management* 45 , 737-753.

[30]- Bi Y, Wang X, Liu Y, Zhang H, Chen L, (2009)," Energy and exergy analysis of a ground source (geothermal) heat pump sysComprehensive exergy analysis of a ground-source heat pump system for both building heating and cooling modestem", *Applied Energy* 86 , 2560-2565.

[31]- Yekoladio P.J, Ochende T. B, Meyer J.P,(2013)," Design and optimization of a downhole coaxial heat exchanger for an enhanced geothermal system", *Renewable Energy* 55 , 128-137.

[32]- Kizilkan O, Dincer I,(2012)," Exergy analysis of borehole thermal energy storage system for building cooling applications", *Energy and Buildings* 49, 568-574.

[33]- Man Y, Yang H, Wang J,(2010)," Study on hybrid ground-coupled heat pump system for air-conditioning in hot-weather areas like Hong Kong", *Renewable Applied Energy* 87 , 2826-2833.

[34]- Yumrutas R, Kanog˘lu M, Bolatturk A,Mehmet S,Bedir i,(2005)," Computational model for a ground coupled space cooling system with an underground energy storage tank", *Energy and Buildings* 37 , 353-360.

[35]- Dickinson J, Jackson T, Matthews M, Cripps A,(2009)," The economic and environmental optimization of integrating ground source energy systems into buildings", *Energy* 34, 2215-2222.

- [36]- Sayyaadi H, Hadaddi Amlashi E, Amidpour M,(2009)" Multi-objective optimization of a vertical ground source heat pump using evolutionary algorithm", *Energy Conversion and Management* **50** , 2035-2046.
- [37]-U.S. Department of Energy, Office of Energy Efficiency and Renewable Energy, (2010), "**Multi-year Program Plan-building Regulatory Programs**", Washington, D.C, U.S. DOE.
- [38]- US Department of Energy, Buildings Technology Program, Office of Energy Efficiency and Renewable Energy ,(2009),"**Buildings Energy Data Book Table1.1**", Washington, D.C,U.S. DOE.
- [39]- Davidson B, Bosch O.R, Dave P.R, Meyer R, L.A,(2007), "**Climate Change**", Cambridge, United Kingdom and New York, NY, USA, IPCC.
- [40]- Baden S.P, Fairey P, Waide P, de T'serclaes P, Laustsen J,(2006)," **Hurdling financial barriers to low energy buildings**", Washington, D.C , Publication No. FSEC-PF-396-06.
- [41]- Moonis R. A, Jeffrey D. M, Baxter V. D, Gehl A. C, (2013),"Exergy and energy analysis of a ground-source heat pump for domestic water heating under simulated occupancy conditions ", *international journal of refrigeration* , 1-14.
- [42]- kakac S, liu H,(2002),"**Heat Exchangers:selection,rating,and thermal design**",2nd ed,CRC Press
- [43]- Said S.A. M, Habib M .A, Mokheimer E.M.A, Al-Shayea N, Sharqawi M,(2009), "Horizontal Ground Heat Exchanger Design for Ground-Coupled Heat Pumps ",*ecologic vehicles and renewable energies* ,monaco.
- [44]- Kotas T.J,(1985),"**The exergy method of thermal plant analysis**", Tiptree, Essex: Anchor Brendon Ltd.
- [45]- Cengel Y, Boles MA,(2001),"**Thermodynamics: An engineering approach**", 4th ed, McGraw-Hill.
- [46]- Wark K,(1995),"**Advanced thermodynamics for engineers**",McGraw-Hill.
- [47]- Bejan A,(1988),"**Advanced engineering thermodynamics**", Wiley.
- [48]- Feng X, Zhu X,(1997), "Combined Pinch And Exergy Analysis For Process Modification", *Applied Thermal Engineering*, vol 17, pp 249-261.
- [49]- **GeoSource Heat Pump Handbook. Econar Energy Systems Corporation**,(1993), 2nd ed.,United States.
- [50]- Kam W. L,(1996),"**Applied Thermodynamics: Availability Method And Energy Conversion**",2nd ed., Taylor & Francis, Washington.
- [51]- EEO, Energy Efficiency Office,(1993), *Economic Use of Electricity in Buildings*, Fuel Efficiency Booklet 9, England.
- [52]- Whitman W.C, Johnson W.M, Tomczyk J.A,(2000),"**Refrigeration & Air Conditioning Technology**" , 4 edition DELMAR Thomson Learning
- [53]- Rohsenow W, Hartnett J, Cho T,(1998),"**Handbook of heat transfer**", 3rd ed. New York: McGraw Hill.
- [54]- Castillo J.C.A , LaGeo S.A,(2007),"cost estimation of using an absorption refrigeration system with geothermal energy for industrial applications in el salvador" ,*geothermal training programme*.

[۵۵]- معاون برنامه ریزی و نظارت راهبردی رئیس جمهور.(1393)،"فهرست بهای واحد پایه رشته

ابنیه"،بخشنامه به دستگاههای اجرایی، مهندسان مشاور و پیمانکاران.

[56]- Wark K,(1990),"Advance Thermodynamics For Engineers",2nd ed,Mc Graw-Hill, NewYork.

[۵۷] - معاون برنامه ریزی و نظارت راهبردی رئیس جمهور،(۱۳۹۲)"فهرست بهای واحد پایه رشته تأسیسات

مکانیکی"، بخشنامه به دستگاه‌های اجرایی، مهندسان مشاور و پیمانکاران.

[58]- Arora CP,(2002)," Refrigeration & air conditioning" New Delhi: Tata, McGraw Hill.

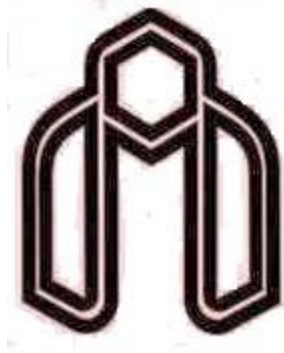
Abstract

With the increase in world population, industrialization and improvement in the standard of living, there has been a continuous increase in the consumption of energy. Thus the main aim became to find a cost-effective form of energy that neither affects global warming nor threatens national energy security, therefore geothermal energy has become a significant player. Geothermal cooling and heating systems are the Ground Heat Pumps (GHP) that collect heat from cellar and transfer it to the installed unit into the building. The main components of this systems are compressor, condenser, evaporator, ground loops and expansion valve.

Energy and exergy analysis and Thermo-economic modeling and optimization of geothermal refrigeration cycle (geothermal heat pump) for domestic water heating are presented in this research. The modeling and optimization of a Ground Coupled Heat Pump (GCHP) with closed Horizontal Ground Heat Exchanger are done with EES program. Exergy destruction amounts of system components calculated and compared with reference [41] and low differences observes in the amounts. The main source of inefficiency according to the second rule of Thermodynamic is compressor. After compressor, Expansion valve, Condenser, Evaporator, Pipe line of compressor to condenser, Pipe line of expansion valve to evaporator, Pipe line of evaporator to compressor and Pipe line of condenser to expansion valve are the source of inefficiency, respectively. Also, the sensitivity analysis of change in coefficient of performance (COP) with inlet temperatures of water source in heating modes for several samples of refrigerants from different groups are investigated. The results shows that R507a and R410a have the highest COP between them.

In optimization model by EES program, the Total Annual Cost is selected as objective function, and optimum design parameters are calculated for minimizing above defined objective function (sum of initial and operating cost) and results are presented. Then the sensitivity of heating capacity, overall heat transfer coefficient of soil and inlet water temperature of condenser in optimum Total Annual Cost are discussed. Furthermore, variations of the Total Annual Cost for some refrigerants from different groups and also for three climatic region of Iran includes Tehran, Yazd and Rasht are calculated and compared.

Keywords: Geothermal heat pump, Energy and exergy analysis, EES program, Coefficient of performance, optimization



University of Shahrood

Faculty of Mechanical Engineering

Energy and exergy analysis of geothermal refrigeration cycle

student:

Mohammad Kalami

supervisor:

Dr. Mahmood Chahartaghi

Ahmad Madadi