

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ
وَالْحَمْدُ لِلَّهِ الْمَنَّانِ
الَّذِي مَنَّنَا بِكَ يَا مَوْلَانَا
الْمُحِبَّ الْوَدِيدَ



دانشکده مهندسی مکانیک و مکاترونیک

پایان نامه کارشناسی ارشد مهندسی سیستم‌های انرژی

بررسی فنی و اقتصادی عوامل مؤثر در به‌کارگیری سیستم‌های

تهویه مطبوع با استفاده از پمپ حرارتی با منبع زمینی و با

کمک انرژی خورشید

نگارنده: متین عابدیان

استاد راهنما

دکتر سیدمجید هاشمیان

تیر ۱۳۹۵



با سپاس از جناب دکتر هاشمیان و جناب دکتر چهارطاقی و سایر اساتید عزیزم که مرا به راه

علم آموزشی رهنمون داشتند و همچنین با سپاس از خانواده عزیزم که پیمودن این مسیر را

برایم میسر گردانیدند.

تعهدنامه

اینجانب متین عابدیان دانشجوی دوره کارشناسی ارشد رشته مهندسی مکانیک سیستم‌های انرژی دانشکده مهندسی مکانیک دانشگاه صنعتی شاهرود، نویسنده پایان‌نامه "بررسی فنی و اقتصادی عوامل مؤثر در به‌کارگیری سیستم‌های تهویه مطبوع با استفاده از پمپ حرارتی با منبع زمینی و با کمک انرژی خورشید" تحت راهنمایی دکتر مجید هاشمیان به‌عنوان استاد راهنمای اول و دکتر محمود چهارطاقی به‌عنوان استاد مشاور متعهد می‌شوم:

- تحقیقات در این پایان‌نامه توسط اینجانب انجام شده و از صحت و اصالت برخوردار است.
- در استفاده از نتایج پژوهش‌های محققان دیگر به مرجع مورد استفاده استناد شده است.
- مطالب مندرج در پایان‌نامه تاکنون توسط خود یا فرد دیگری برای دریافت هیچ نوع مدرکی یا امتیازی در هیچ‌جا ارائه نشده است.
- کلیه حقوق معنوی این اثر متعلق به دانشگاه صنعتی شاهرود می‌باشد و مقالات مستخرج با نام "دانشگاه صنعتی شاهرود" و یا "Shahrood university of technology" به چاپ خواهد رسید.
- حقوق معنوی تمام افراد که در به‌دست آوردن نتایج اصلی پایان‌نامه تأثیرگذار بوده‌اند در مقالات مستخرج از پایان‌نامه رعایت شده است.
- در کلیه مراحل انجام این پایان‌نامه، در مواردی که از موجود زنده (بافت‌های آن‌ها) استفاده شده است، ضوابط و اصول اخلاقی رعایت شده است.
- در کلیه مراحل انجام این پایان‌نامه، در مواردی که به حوزه اطلاعات شخصی افراد دسترسی یافته یا استفاده شده است، اصل رازداری، ضوابط و اصول اخلاقی انسانی رعایت شده است.

تاریخ:

امضای دانشجو

مالکیت نتایج و حق و نشر

- کلیه حقوق معنوی این اثر و محصولات آن (مقالات مستخرج، کتاب، برنامه‌های رایانه‌ای، نرم‌افزارها و تجهیزات ساخته شده) متعلق به دانشگاه صنعتی شاهرود می‌باشد. این مطلب باید به نحوی مقتضی در تولیدات علمی مربوطه ذکر شود.
- استفاده از اطلاعات و نتایج موجود در پایان‌نامه بدون ذکر مرجع مجاز نیست.

چکیده

انرژی یکی از مهم‌ترین و ضروری‌ترین اولویت‌های بخش خانوار و همچنین صنعتی است. امروزه کاهش مصرف انرژی و بهره‌وری انرژی در تامین نیازهای سرمایشی و گرمایشی مخصوصاً در بخش مسکونی و تجاری، یک‌راه حل میان‌مدت در کاهش مصرف انرژی است. در این تحقیق ابتدا در مورد امکانات و مزایای پمپ‌های حرارتی در مقایسه با سایر دستگاه‌های تهویه مطبوع بحث شده است. سپس مزایای استفاده از منبع حرارتی زمین به جای منبع حرارتی هوا، در کاهش مصرف انرژی مورد بحث قرار گرفت. مدل‌سازی ترمودینامیکی و انرژی این دستگاه‌ها بررسی و مشخص شد که بیشترین میزان تخریب انرژی در کمپرسور این نوع پمپ حرارتی اتفاق می‌افتد. در نتیجه اولویت کاهش تخریب انرژی به ترتیب با کمپرسور، شیر انبساط، کندانسور و در نهایت اواپراتور می‌باشد. میزان تخریب انرژی در کمپرسور در شرایط بار پیک و برای یک ساختمان ۸۰ متر مربعی نمونه در شهر تبریز، برابر با ۱/۳۴ کلیووات معادل ۴۷ درصد تخریب انرژی کل سیکل عامل در زمان بار پیک به دست آمد؛ بنابراین، کاهش کار مصرفی کمپرسور می‌تواند منجر به صرفه‌جویی در بخش ارزشمندی از انرژی مصرف‌شده بشود. یکی از راهکارهای کاهش کار مصرفی کمپرسور، استفاده از انرژی خورشیدی برای بالابردن دمای اواپراتور می‌باشد. با بالابردن دمای اواپراتور با استفاده از انرژی خورشیدی، در کل دوره گرمایش می‌توان به میزان ۴۵/۰۵ کیلووات-ساعت از مجموع کار مصرفی کمپرسور کاست. همچنین با استفاده از انرژی خورشیدی و تزریق حرارت جمع‌آوری شده خورشیدی به سیکل زمین، می‌توان عمق سوراخ مته را از ۱۵۵/۲ به ۱۳۸/۹ متر و به میزان ۱۰/۵ درصد کاهش داد. در نهایت، توجیه‌پذیری اقتصادی این دستگاه‌ها با توجه به فرضیات مطرح‌شده در این نوشتار و با استفاده از تکنیک ارزش زمان حال (NPV)^۱ و مدت‌زمان بازگشت سرمایه، مورد بررسی قرار گرفته است. مشاهده می‌شود که با استفاده از انرژی خورشیدی و با کاهش عمق سوراخ مته، می‌توان هزینه اولیه

^۱ Net Present Value

خریداری کلکتورها را به میزان ۲۶,۰۸۰,۰۰۰ ریال کاهش داده و هزینه اولیه کل به کارگیری انرژی خورشید را برای پمپ های حرارتی با منبع زمین به ۹,۹۲۰,۰۰۰ ریال رساند. همچنین خالص صرفه جویی در هزینه های جاری برای اولین سال استفاده از این دستگاه، در حدود ۱,۳۶۱,۶۰۰ ریال خواهد شد. با استفاده از فرضیات مساله، از محل صرفه جویی در هزینه های جاری، طرح بعد از ۱۷ سال و ۵ ماه به نقطه سربه سر می رسد. همچنین در پایان سناریوهایی که در صورت تحقق آن، نقطه سربه سر به ۱۰ سال می رسد، مورد بررسی قرار گرفت.

کلمات کلیدی:

گرمایش، سرمایه، تهویه مطبوع، پمپ حرارتی با منبع زمین، کلکتور خورشیدی، کاهش مصرف انرژی

فهرست مطالب

عنوان	صفحه
فصل اول: (نگاهی به آینده انرژی، نقش پمپ های حرارتی و اصول و روابط حاکم بر آنها).....	۱
۱-۱ مقدمه	۲
۲-۱ آینده سوخت های فسیلی و راه های صرفه جویی انرژی	۲
۳-۱ مزایای به کارگیری پمپ های حرارتی و فرصت های صرفه جویی انرژی.....	۸
۴-۱ اصول کلی حاکم بر پمپ های حرارتی	۱۲
۵-۱ انواع منابع حرارتی برای استفاده در پمپ های حرارتی.....	۱۶
فصل دوم: (بررسی فنی پمپ های حرارتی با منبع زمینی با کمک انرژی خورشید).....	۳۷
۱-۲ مقدمه	۳۸
۲-۲ بررسی چرایی و مزایای استفاده از این نوع پمپ های حرارتی و مروری بر کارهای پیشین.....	۳۸
۳-۲ بررسی اصول و روابط حاکم بر این نوع پمپ های حرارتی	۴۳
۴-۲ بررسی استراتژی های مختلف به کارگیری این نوع پمپ های حرارتی.....	۶۱
فصل سوم: (بررسی اقتصادی و امکان به کارگیری پمپ های حرارتی با منبع زمینی و با کمک انرژی خورشید).....	۶۹
۱-۳ مقدمه	۷۰
۲-۳ بررسی روش های فنی کاهش هزینه های اولیه در این نوع پمپ های حرارتی	۷۲
۳-۳ تعریف مسئله و تحلیل اگزرژی این نوع پمپ های حرارتی	۸۳

۳-۴ بررسی چالش ها و فرصت های اقتصادی به کارگیری این نوع پمپ های حرارتی از نقطه نظر

NPV..... ۹۵

۳-۵ بررسی راهکارها و شرایط توجیه پذیری اقتصادی برای به کارگیری این نوع پمپ های حرارتی در

ایران..... ۱۰۹

۱۱۵..... فصل چهارم: نتایج گیری و پیشنهادت

۱۲۱..... مراجع

فهرست شکل‌ها

عنوان	صفحه
شکل ۱-۱: نسبت تولید و اکتشاف نفت در سال‌های مختلف.....	۴
شکل ۲-۱: نمودار فشار-آنتالپی عملکرد پمپ حرارتی در حالت ایده‌آل (سیکل کارنو).....	۱۲
شکل ۳-۱: نمودار فشار-آنتالپی عملکرد پمپ حرارتی در حالت واقعی.....	۱۴
شکل ۴-۱: سازوکار استفاده از آب زیرزمینی به‌عنوان منبع حرارتی.....	۲۰
شکل ۵-۱: سازوکار استفاده از آب‌های سطحی به‌عنوان منبع حرارتی.....	۲۰
شکل ۶-۱: تغییر دمای زمین در طول سال به نسبت عمق در یک ناحیه ی خاص.....	۲۲
شکل ۷-۱: مبدل حرارتی منبع زمینی افقی تک لوله ای.....	۲۴
شکل ۸-۱: مبدل حرارتی منبع زمینی افقی مارپیچی.....	۲۵
شکل ۹-۱: مبدل حرارتی منبع زمینی عمودی.....	۲۶
شکل ۱۰-۱: اجزای یک کلکتور خورشیدی تخت.....	۳۰
شکل ۱۱-۱: انواع سیستم‌های پمپ حرارتی با کمک انرژی خورشید در صورت غیرمستقیم.....	۳۴
شکل ۱-۲: انواع شکل‌های لوله درون سوراخ مته.....	۴۵
شکل ۲-۲: نحوه ی انتقال حرارت سوراخ مته در فواصل مختلف شاخه های لوله U شکل.....	۴۶
شکل ۳-۲: - ضرایب β_0 و β_1 برای فواصل مختلف شاخه های لوله U شکل.....	۴۸
شکل ۴-۲: مراحل گام به گام محاسبه ی اندازه مبدل حرارتی زمینی عمودی.....	۵۹
شکل ۱-۳: نمایش منبع حرارتی زمینی از بالا به همراه نمادهای مورد استفاده.....	۷۵

- شکل ۳-۲: تاثیر فواصل مختلف شاخه های لوله U شکل بر مقاومت حرارتی سوراخ مته.....۷۶
- شکل ۳-۳: تاثیر نسبت قطر سوراخ مته به قطر لوله U شکل در مقاومت حرارتی سوراخ مته.....۷۶
- شکل ۳-۴: تاثیر نسبت دبی بر تن تبرید بر نسبت عمق سوراخ مته بر قدرت پمپ حرارتی.....۷۸
- شکل ۳-۵: تاثیر نرخ کاهش مقاومت حرارتی سوراخ مته به نرخ کاهش عمق سوراخ مته.....۷۹
- شکل ۳-۶: شکل سوراخ مته با لوله U شکل جفتی از بالا.....۷۹
- شکل ۳-۷: شماتیک سیکل SAGSHP.....۸۵
- شکل ۳-۸: درصد تخریب اگزرژی در هر یک از بخش های سیستم SAGSHP.....۹۳
- شکل ۳-۹: میزان صرفه جویی در کار مصرفی کمپرسور با استفاده از انرژی خورشید برای روز متوسط ماه ژانویه.....۹۴
- شکل ۳-۱۰: حرارت موردنیاز برای تهیه آب گرم مصرفی در ساعات مختلف شبانه روز.....۹۹
- شکل ۳-۱۱: بار حرارتی ساختمان و میزان انتقال حرارت از زمین در صورت به کارگیری و عدم به کارگیری کلکتورهای خورشیدی.....۱۰۳
- شکل ۳-۱۲: - مقایسه نقطه سر به سر طرح برای نرخ های تورم و تنزیل واقعی مختلف.....۱۱۰
- شکل ۳-۱۳: مقایسه نقطه سر به سر طرح برای میزان افزایش سالانه مختلف برق و گاز.....۱۱۱

فهرست جدول‌ها

عنوان	صفحه
جدول ۱-۱: سهم مصرف هر یک از حامل‌های انرژی در تأمین انرژی نهایی به تفکیک سال [۲].....	۳
جدول ۲-۱: تفاوت منابع مختلف حرارتی از دیدگاه کشش انتخاب.....	۳۵
جدول ۱-۲: مقایسه خواص و هزینه ضدیخ‌ها با قابلیت اضافه شدن به سیال انتقال‌دهنده حرارت در مبدل زمینی [۲۲].....	۴۶
جدول ۲-۲: رسانش حرارتی انواع خاک با رطوبت‌های مختلف [۲۳].....	۵۴
جدول ۳-۲: ضرایب مختلف a برای به دست آوردن مقاومت حرارتی زمین در بازه‌های زمانی پیک، ماهانه و سالانه [۲۳].....	۵۵
جدول ۴-۲: ضرایب مختلف c و b برای محاسبه مقدار F به کار رفته در رابطه مربوط به دمای حد فاصل سوراخ‌های مته [۲۳].....	۵۷
جدول ۵-۲: ضرایب اختلاف دمای بین سیال ورودی و خروجی مبدل حرارتی زمینی در دبی بر واحد توان‌های مختلف [۲۴].....	۵۸
جدول ۱-۳: رسانش حرارتی مواد پرکننده مختلف سوراخ مته [۳۰].....	۷۷
جدول ۲-۳: نتایج حاصل از تحلیل انرژی سیکل <i>SAGSHP</i>	۹۰
جدول ۳-۳: نرخ تخریب انرژی و بازده انرژی برای هر یک از بخش‌های سیستم.....	۹۲
جدول ۴-۳: مشخصات فنی پمپ حرارتی با منبع زمینی انتخاب‌شده در طرح.....	۹۸
جدول ۵-۳: مشخصات فنی کلکتورهای انتخاب‌شده در طرح.....	۹۹
جدول ۶-۳: گرمای کسب‌شده کلکتورهای خورشیدی سری در ساعات مختلف شبانه‌روز در ماه	

- طراحی..... ۱۰۱
- جدول ۷-۳: اندازه دمای آب ورودی به پمپ حرارتی به همراه ضریب عملکرد متناسب برای هر دما
- ۱۰۲
- جدول ۸-۳: مقایسه اندازه سوراخ مته برای دو سیستم *GSHP* و *SAGSHP*..... ۱۰۴
- جدول ۹-۳: هزینه‌های اولیه طرح و هزینه‌های جاری برق و گاز..... ۱۰۶
- جدول ۱۰-۳: صرفه‌جویی‌های طرح مربوط به مصرف گاز..... ۱۰۶
- جدول ۱۱-۳: صرفه‌جویی‌های طرح مربوط به مصرف برق..... ۱۰۷
- جدول ۱۲-۳: تحلیل اقتصادی طرح با استفاده از تکنیک *NPV*..... ۱۰۸

فهرست علائم و اختصارات

مساحت کلکتور (m^2)	A_c
ظرفیت گرمایی آب ($kJ/kg^{\circ}C$)	$C_{p,w}$
شدت انگرژی (kW)	\dot{E}_x
آنتالپی مخصوص (kJ/kg)	h
شدت تابش خورشیدی (W/m^2)	I_t
دبی جرمی (kg/s)	\dot{m}
شدت انتقال حرارت (kW)	\dot{Q}
انترپی مخصوص ($kJ/kg.K$)	s
دما ($^{\circ}C$)	T
ضریب کلی انتقال حرارت اتلافی ($kW/m^2.K$)	U
توان (kW)	\dot{W}
علائم یونانی	
ضریب جذب	α
بازده انرژی	η
انگرژی مخصوص (kJ/kg)	ψ
ضریب عبور	τ
زیرنویس ها	
حالت مرده	0
واقعی	a
جذب شده	abs

مبدل حرارتی سوراخ مته	bhe
کمپرسور	comp
کندانسور	cond
تخریب شده	des
آب گرم مصرفی	dhw
الکتریکی	elec
اوپراتور	evap
شیر انبساط	exp.valve
زمین	g
شدت حرارت اخذ شده از زمین	g,h,d
بار حرارتی	h_load
هوای بیرون	OA
مبرد	r
هوای برگشتی	RA
ساطع شده	rad
مخزن اطمینان	Relief_tank
برگشت پذیر	rev
فرآیند آیزنتروپیک	s
هوای گرم	SA
کلکتور خورشیدی	solcol
آب	w

فصل اول

مقایسه آینده انرژی، نقش پمپ های حرارتی و اصول و روابط حاکم بر آن ها

۱-۱ مقدمه

در این فصل ابتدا آینده سوخت‌های فسیلی و راه‌هایی که می‌تواند منجر به کاهش مصرف این سوخت‌ها و منتقل کردن دوران بحران انرژی فسیلی به آینده‌های دورتر شود توضیحاتی داده می‌شود؛ سپس مزایای غیرقابل‌انکار استفاده از پمپ‌های حرارتی را در بخش گرمایش و سرمایش ساختمان‌های تجاری و مسکونی را به‌عنوان یکی از مهم‌ترین بخش‌های مصرف‌کننده انرژی شرح داده شده و سپس روابط و اصول حاکم بر پمپ‌های حرارتی بررسی می‌شود. در نهایت، در مورد منابع حرارتی مختلف غیر هوایی مانند منابع حرارتی زمینی، خورشیدی و آبی بحث شده و امکان‌ها و فرصت‌های کاهش مصرف انرژی با استفاده از چنین منابع حرارتی، شرح داده می‌شود.

۱-۲ آینده سوخت‌های فسیلی و راه‌های صرفه‌جویی انرژی

انرژی یکی از مهم‌ترین و ضروری‌ترین اولویت‌های بخش خانوار و همچنین صنعتی می‌باشد و بخش عمده‌ای از فعالیت‌های اقتصادی و همچنین احساس رفاه آنان به انرژی و تبدیل آن به فرآورده‌های قابل‌استفاده جهت کسب این ضروریات، اختصاص پیدا می‌کند. عمده انرژی مصرفی در عصر حاضر، انرژی‌های تبدیل‌شده از انرژی اولیه سوخت‌های فسیلی مثل نفت، گاز و زغال‌سنگ می‌باشد.

در سال ۱۹۲۵ بیش از ۹۹ درصد از انرژی جهان از طریق سوخت‌های فسیلی تأمین می‌شده است؛ اما چیزی نزدیک به ۸۰ سال بعد یعنی در سال ۲۰۰۵ سهم کل انرژی‌های فسیلی در تأمین انرژی‌های جهان ۸۱ درصد بوده است. این یعنی انرژی‌های تجدید پذیر بنا بر دلایل مختلفی جایگزین انرژی‌های فسیلی می‌شود [۱].

جدول ۱-۱: سهم مصرف هر یک از حامل‌های انرژی در تأمین انرژی نهایی به تفکیک سال [۲]

زغال سنگ	گاز	نفت	
۸۳	۳	۱۳	۱۹۲۵
۵۶	۹	۲۹	۱۹۵۰
۲۹	۱۹	۴۴	۱۹۸۰
۲۴	۲۱	۳۶	۲۰۰۵

جایگزینی تدریجی انرژی‌های تجدید پذیر به جای انواع سوخت‌های فسیلی در تأمین انرژی جهان متأثر از دو مورد کلی است:

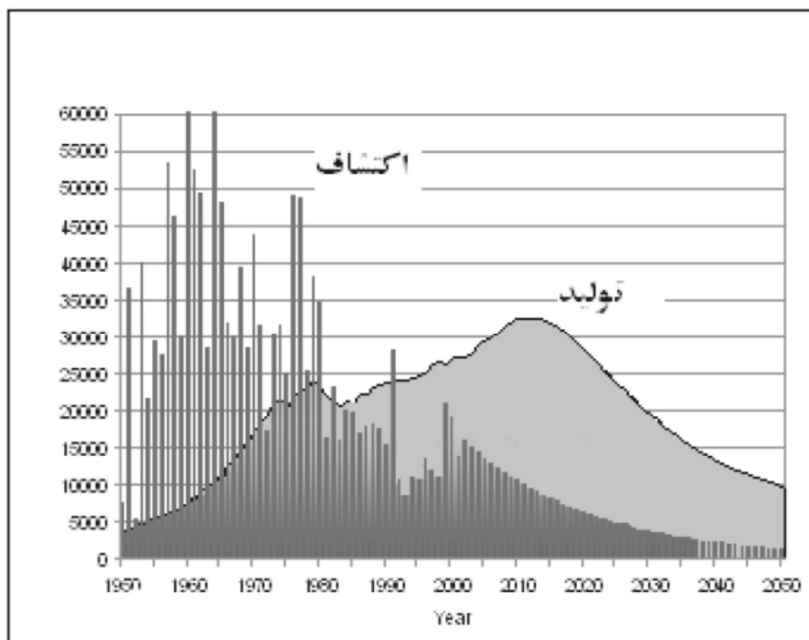
۱- حوادث تاریخی تأثیرگذار بر قیمت نفت (در گذشته)

۲- وضعیت نفت تا چند دهه دیگر (در آینده)

از موارد تاریخی اتفاق افتاده که تأثیر مستقیم روی افزایش قیمت نفت داشته می‌توان به حمله اعراب به اسرائیل و قطع صدور نفت اعراب به کشورهای غربی در سال ۱۹۷۳ و افزایش قیمت نفت از هر بشکه ۱/۹ دلار به ۱۰/۴۱ دلار و همچنین به وقوع انقلاب در ایران و افزایش مجدد قیمت نفت از ۱۴/۵ دلار به حدود ۳۹ دلار اشاره کرد. همچنین از ابتدای قرن بیست و یکم و با بالا گرفتن تنش‌های غرب و منطقه خاورمیانه، قیمت نفت رفته‌رفته افزایش یافته و در سال ۲۰۱۱ به قیمت هر بشکه نفت خام معادل ۱۱۰ دلار می‌رسد و پس از آن اکثراً بالای ۱۰۰ دلار باقی مانده است.

از طرفی آینده نفت (با توجه به شکل ۱-۱) مشخص می‌کند که ظرفیت اثبات‌شده چاه‌های نفت در جهان در حال اتمام است و بنا بر چهار دوره استخراج نفتی، پیک برداشت از چاه‌های نفت و ذخایر

اثبات‌شده در جهان تا سال ۲۰۲۰ خواهد بود و پس آن تولید نفت جهان روی به افول خواهد گذاشت [۳].



شکل ۱-۱: نسبت تولید و اکتشاف نفت در سال‌های مختلف [۳]

بنابراین آینده‌نگری دولت‌ها و همچنین صاحبان صنایع بزرگ در حوزه انرژی، بهره‌گیری از فناوری‌های نوین با بازده بالا جهت بهینه کردن مصرف انرژی و به‌کارگیری انرژی‌های تجدید پذیر را ایجاب می‌کند.

روند مصرف انرژی در جهان نشان می‌دهد انرژی‌های تجدید پذیر به‌سرعت جایگزین انرژی‌های فسیلی و غیر فسیلی تجدید ناپذیر می‌شوند و یا حداقل در کاهش مصرف انرژی‌های فسیلی نقش بسزایی دارند. آمار و ارقام حاکی از آن‌اند که انرژی‌های تجدید پذیر که در سال ۱۹۲۵ تنها یک درصد انرژی مصرفی کل جهان را تأمین می‌کرد، در سال ۲۰۱۰ بیش از ۱۶/۷ درصد انرژی تولیدی کل جهان را تولید کرده است.

گزارش اخیر کمیته‌ای در اروپا پیش‌بینی می‌کند که سهم انرژی‌های تجدیدپذیر به ۷۵ - ۵۵ درصد

مصرف انرژی‌های نهایی تا سال ۲۰۵۰ می‌رسد [۴].

ایران کشوری با منابع انرژی غنی است؛ اما ازدیاد مصرف انرژی، استفاده نادرست، الگوهای غلط مصرف انرژی و در نتیجه اتلاف انرژی، خسارات جبران‌ناپذیری را به کشور، معادل تمام بودجه عمرانی کشور، یعنی طبق آمار سال ۸۲ سالانه حدود ۵ میلیارد دلار، تحمیل می‌نماید. عدم کارایی فنی و اقتصادی مصرف انرژی و هدر رفتن قریب به یک‌سوم از کل انرژی و مشکلات زیست‌محیطی ناشی از آن، مدیریت مصرف انرژی، افزایش بازده و بهره‌وری انرژی را بیش‌ازپیش ضروری می‌سازد [۵].

پس از پایان جنگ تحمیلی و شروع بازسازی کشور در سال ۱۳۶۸، بهره‌برداری از حامل‌های انرژی به شدت افزایش یافت. این شیوه بهره‌برداری از انرژی علی‌رغم نیاز اقتصادی روز کشور برای بازسازی و توسعه اقتصادی و ارتقاء سطح رفاه عمومی، باعث نگرانی از وضعیت مصرف انرژی در ایران گردید.

با توجه به اینکه در ایران، ۹۸/۶ درصد از انرژی اولیه، از منابع نفت خام، منابع نفتی و گازی تأمین می‌شود، استفاده غیر بهینه از حامل‌های انرژی، علاوه بر آنکه عمر ذخایر نفت و گاز را کاهش می‌دهد، خسارات زیادی به محیط‌زیست و همچنین به توسعه پایدار در کشور، افزایش درآمدهای ارزی و گسترش زیرساخت‌های اقتصادی ایران وارد می‌نماید [۶].

طی یک پژوهش نشان داده شده است که تولید انرژی الکتریکی در ایران از ۱۵۳ TWh در سال ۲۰۰۳ به ۳۵۹ TWh در سال ۲۰۳۰ خواهد رسید. تأمین این میزان انرژی الکتریکی تخمین زده می‌شود که نیاز به نصب و بهره‌برداری مجموعاً ۵۴ GW نیروگاه و سرمایه‌گذاری به میزان ۹۲ میلیارد دلار خواهد داشت [۷].

از طرفی همان‌طور که گفته شد سوخت‌های فسیلی جهان که ایران یکی از مراکز صادرکننده آن به جهان است و طبق پیش‌بینی‌ها رو به افول تولید خواهد گذاشت.

این بدین معناست که نیازهای انرژی و تقاضای انرژی نهایی در ایران به صورت الکتریسیته در حال

افزایش است، اما چاه‌های نفت و ذخایر اثبات‌شده آن رو به اتمام می‌باشد.

از طرف دیگر، ایران یک کشور در حال توسعه است و در جهت رسیدن به توسعه‌یافتگی، به منابع انرژی اولیه نیاز دارد که این نیاز، روزبه‌روز در حال افزایش است، درحالی‌که ذخایر نفت و منابع انرژی اولیه به صورت سوخت‌های فسیلی، هم روزبه‌روز کمتر و کمتر می‌شود و هم از آنجا که بخشی از درآمد ارزی کشور و بودجه عمومی از طریق فروش منابع نفت و گاز تأمین می‌شود، نمی‌توان تمام این منابع را صرف مخارج توسعه‌یافتگی در کشور نمود.

از آنجا که استفاده از منابع انرژی تجدید پذیر در دنیا در حال افزایش است، نیاز جهان به سوخت‌های فسیلی به‌عنوان منابع انرژی اولیه و نهایی اگر نگوییم در حال کاهش است، لاقلاً سرعت رشد آن در حال کاهش است. این بدین معناست که در سال‌های آتی که کشور ما برای تأمین مخارج توسعه‌یافتگی به فروش منابع انرژی خود بیش‌ازپیش نیاز دارد، درحالی‌که تقاضای منابع انرژی سوخت فسیلی در جهان در حال کاهش است. همچنین مصرف انرژی کشور روزبه‌روز در حال افزایش می‌باشد، به‌عنوان مثال آمارها نشان می‌دهد که مصرف نهایی انرژی در کشور در سال ۱۳۷۱ بالغ بر ۱۲/۴ میلیارد دلار و در سال ۱۳۷۹ بالغ بر ۱۵/۵ میلیارد دلار و در صورت ادامه همین روند، در سال ۱۴۰۰ به حد ۳۵/۲ میلیارد دلار خواهد رسید. این بدین معناست که منابع انرژی فسیلی در شرایط مصرف این‌چنینی، ممکن است تنها کفاف تقاضای انرژی را در داخل کشور بدهد و برای صادرات انرژی اولیه به خارج از کشور کفاف ندهد؛ در بدبینانه‌ترین حالت ممکن است حتی کشور ما به یکی از واردکننده‌های انرژی طی سال‌های آتی تبدیل شود.

برای مواجهه با بحران اتمام سوخت‌های فسیلی و یا به هم خوردن توازن عرضه و تقاضا در فروش و تهیه انرژی‌های اولیه و نهایی فسیلی، به نظر می‌رسد دو راه بیشتر وجود ندارد:

۱- استفاده و توسعه منابع انرژی غیر از سوخت‌های فسیلی مانند انرژی‌های نو و پیشرفت فناوری تولید این نوع انرژی‌ها در جهت رقابت‌پذیر شدن با سوخت‌های فسیلی به لحاظ اقتصادی.

۲- بهسازی انرژی، بهبود بازده و یا پیگیری انواع سیاست‌های کاهش مصرف انرژی، جهت به تعویق انداختن بحران اتمام سوخت‌های فسیلی.

در چنین شرایطی، به نظر می‌رسد عقلانی‌ترین و آینده‌نگرانه‌ترین سیاست، سیاست گسترش و توسعه منابع انرژی‌های نو در درازمدت و بهره‌گیری از سیستم‌های با مصرف بهینه انرژی و تبیین سیاست‌های فنی کاهش مصرف انرژی در سیستم‌های موجود مصرف‌کننده است.

با توجه به اینکه بخش عمده‌ای از نیازهای انرژی در کشور در بخش سرمایش و گرمایش خانگی و تجاری می‌باشد، استفاده از سیستم‌هایی که به نسبت سیستم‌های موجود، مصرف انرژی را تا حد زیادی کاهش می‌دهد، برای تأمین سرمایش و گرمایش خانگی و تجاری، یک امر ضروری به نظر می‌رسد.

یکی از راه‌های کاهش مصرف انرژی در بخش سرمایش و گرمایش خانگی و تجاری که به‌طور چشمگیری در جهان موردتوجه است، استفاده از منابع حرارتی غیر هوایی (زمین، آب، خورشید) برای به کار انداختن یک دستگاه پمپ حرارتی می‌باشد. به این پمپ‌های حرارتی به‌طور عمومی، پمپ‌های حرارتی زمین‌گرمایی (GHP) گفته می‌شود.

پمپ حرارتی زمین‌گرمایی از جمله وسایل گرمایشی و سرمایشی که در مقایسه با کولرهای گازی و بخاری برقی به ترتیب ۵۰ و ۷۰ درصد کمتر برق مصرف می‌نماید [۸] که در صورت تدوین استراتژی صحیح به‌منظور نمایش عملکرد و نیز توسعه استفاده از آن و همچنین تدوین قوانین حمایتی لازم تا مرحله تولید انبوه آن در کشور می‌تواند روش مناسبی جهت کاهش مصرف برق و بخصوص کمتر کردن مشکلات صنعت برق کشور در بخش مصرف خانگی کشور باشد.

با در نظر گرفتن افزایش قیمت‌های انرژی به ویژه برق و گاز که متداول‌ترین روش تأمین سرمایش در کشور هستند و نیز مشکلات کمبود انرژی در کشور شامل استحصال، انتقال و مصرف سوخت فسیلی، تولید آلاینده‌های محیط‌زیست، از بین رفتن برق تولیدشده در شبکه و افزایش روزافزون نیاز به برق و

همچنین استقبال زیاد مردم از وسایل سرمایشی و گرمایشی پرمصرف همانند کولرهای گازی و بخاری برقی که به دلیل کاهش فشار گاز در زمستان در خطوط انتقال گاز رخ می‌دهد و همچنین قانون هدفمندسازی یارانه‌ها که سعی در واقعی نمودن ارزش انرژی دارد، اهمیت استفاده از پمپ حرارتی زمین‌گرمایی در کشور بیشتر مشخص می‌شود.

۳-۱ مزایای به‌کارگیری پمپ‌های حرارتی و فرصت‌های صرفه‌جویی انرژی

پمپ حرارتی، یکی از پرکاربردترین وسایل مکانیکی و الکتریکی است که بیش از یک قرن است در سراسر جهان، برای سرمایش و گرمایش محیط و یا تهیه آب گرم مصرفی استفاده می‌شود.

پمپ حرارتی، انرژی تولید نمی‌کند، بلکه انرژی را از یک منبع حرارتی با دمای پایین‌تر، به یک منبع حرارتی با دمای بالاتر، منتقل می‌کند. با توجه به اینکه انتقال انرژی از منبع حرارتی دما-پایین به منبع انرژی دما-بالا، به خودی خود ممکن نیست، پمپ حرارتی برای این جابجایی انرژی، نیاز به نیروی محرکه دارد. در واقع، پمپ حرارتی، وسیله‌ای است که در جهت در جهت عکس سیکل ترمودینامیکی کارنو کار می‌کند، یعنی کار شفت یا یک المان دوار را دریافت کرده و انرژی حرارتی را انتقال می‌دهد. پمپ‌های حرارتی، گرما را از منبع با دمای پایین دریافت کرده و با صرف انرژی، آن را به منبعی با دمای بالاتر می‌رساند.

منبع حرارتی پمپ حرارتی می‌تواند:

۱. گاز یا هوا (هوا بیرون، هوای گرم ناشی از تهویه، گازهای داغ اتلافی

صنعتی)

۲. آب (آب‌های سطحی، آب‌های زیرزمینی، آب‌های گرم اتلافی از برج‌های

خنک‌کن یا منابع دیگر)

۳. خاک قابل دسترس

۴. انرژی خورشید

باشد.

همچنین، نیروی محرکه لازم برای این انتقال حرارت از منبع دما-پایین، به منبع دما-بالا، از چند طریق قابل تأمین است:

۱. انرژی الکتریکی (الکترو- کمپرسورها)
۲. انرژی مکانیکی (فشرده‌سازی مکانیکی)
۳. انرژی ترمو- مکانیکی (سیستم افشانک بخار)
۴. انرژی حرارتی (سیکل جذبی)
۵. انرژی ترمو- الکتریکی (اثر پلتیر)

پمپ‌های حرارتی با منبع زمینی معمولاً از الکترو- کمپرسورها استفاده می‌کنند. پروسه دریافت گرمای دماپایین و رساندن آن به دمای مناسب جهت گرمایش تا حدود ۴۰-۳۵ درجه، توسط یک سیکل تبخیر، فشرده‌سازی، چگالش و انبساط صورت می‌گیرد.

پمپ‌های حرارتی در سه رده طبقه‌بندی می‌شوند:

۱. بر اساس منبع حرارتی
۲. بر اساس سیال عامل در امر گرمایش و سرمایش
۳. بر اساس سیکل ترمودینامیکی

بر اساس منبع حرارتی، می‌توان پمپ‌های حرارتی را به چند رده تقسیم‌بندی نمود:

۱. پمپ‌های حرارتی هوا به هوا: معمول‌ترین نوع پمپ‌های حرارتی که از هوای اطراف به عنوان یک منبع حرارتی استفاده می‌کند.
۲. پمپ‌های حرارتی آب به هوا: این پمپ‌ها از آب به‌عنوان منبع حرارتی

استفاده می‌کنند و همچنین از هوا برای هدایت حرارت به محیط و یا حذف آن از محیط استفاده می‌کنند.

۳. پمپ‌های حرارتی آب به آب: این پمپ‌های حرارتی از آب به‌عنوان منبع حرارتی و چاه حرارتی استفاده می‌کنند. می‌توان چند پمپ حرارتی آب به آب را با هم ترکیب کرد تا یک سیستم گرمایش یا سرمایش مرکزی پدید آورد.

۴. پمپ حرارتی با منبع زمین: این نوع پمپ‌ها از زمین به‌عنوان چاه یا منبع حرارتی استفاده می‌کنند. این پمپ‌های حرارتی می‌توانند دارای مبدل حرارتی آب-مبرد و یا به صورت انبساط مستقیم مبرد، وجود داشته باشد. در سیستم‌های دارای مبدل حرارتی مبرد-آب یک محلول ضد یخ درون لوله‌های افقی، عمودی، یا لوله‌های کویلی جریان دارد.

۵. پمپ حرارتی هیبریدی با منبع زمین: دارای یک برج خنک‌کن یا کندانسور هوا خنک‌کن برای کاهش میزان دفع حرارت سالانه به زمین است. همچنین پمپ حرارتی با منبع زمینی با کمک انرژی خورشید در حالت گرمایش، یکی دیگر از انواع پمپ‌های حرارتی هیبریدی است که از دریافت حرارت سالانه بیش‌ازاندازه از زمین جلوگیری می‌کند.

پمپ حرارتی، دارای مزایایی است که در دوره گذار از سوخت‌های فسیلی و بحران‌های احتمالی انرژی فسیلی در آینده، می‌تواند در مقایسه با سایر روش‌های تولید یا انتقال انرژی، از مطلوبیت ذاتی برخوردار باشد. علیرغم مزایایی مانند فضای کمتر برای کاربری، ایمنی بالا، عدم نیاز به فضاهای اضافی مانند دودکش، امکان کنترل بهتر شرایط آسایش، استفاده از پمپ حرارتی دارای سه مزیت است که برای بحران‌های انرژی فسیلی و زیست‌محیطی دارای مطلوبیت است:

۱. آلودگی پایین: از آنجایی که پمپ‌های حرارتی، از سوخت‌های فسیلی استفاده

نمی‌کنند، هیچ‌گونه آلودگی‌های زیست‌محیطی به همراه ندارند. هرچند تأمین انرژی الکتریکی موردنیاز پمپ‌های حرارتی اگر در نیروگاه‌ها صورت گرفته باشد، در مبدأ تولید انرژی با آلودگی‌های زیست‌محیطی همراه است. پس استفاده از پمپ‌های حرارتی یکی از راه‌های جذاب کاهش آلودگی محیط‌زیست در تأمین سرمایه‌گذاری و گرمایش مراکز تجاری و مسکونی می‌باشد.

۲. قابلیت پذیری: منابع حرارتی پمپ‌های حرارتی می‌تواند بسته به منطقه و محیطی که پمپ حرارتی در آن مورد استفاده قرار می‌گیرد، انتخاب شود. به‌عنوان مثال اگر در منطقه‌ای باشیم که روزهای خورشیدی بیشتری در دسترس ماست، منبع خورشید یک منبع حرارتی بالقوه برای به‌کارگیری توسط پمپ حرارتی است و اگر برکه یا دریاچه در نزدیکی ساختمان ما قرار دارد، آب آزاد می‌تواند به‌عنوان یک منبع حرارتی برای پمپ حرارتی به حساب آورده شود.

استفاده از انرژی الکتریکی به‌عنوان نیروی محرکه: از آنجاکه عملکرد پمپ‌های حرارتی چه در حالت گرمایش و چه در حالت سرمایش، هیچ‌گونه وابستگی به سوخت‌های فسیلی ندارد، قطعاً این پمپ‌ها، یکی از وسایل انتقال‌دهنده حرارتی است که در آینده‌های دور و در دوره‌های بحران سوخت‌های فسیلی، در تأمین شرایط رفاه زندگی بشر نقش بسیار مؤثری ایفا خواهد کرد. توسعه و بهبود عملکرد فنی و توجیه اقتصادی روزافزون استفاده از انرژی‌های نو و تولید انرژی الکتریکی از منابع تجدیدپذیر انرژی مانند خورشید، این نوید را در آینده می‌دهد که پمپ‌های حرارتی، در تأمین شرایط رفاه و آسایش حرارتی و همچنین تأمین آب گرم مصرفی برای بشر در آینده، نقش بسزایی دارد.

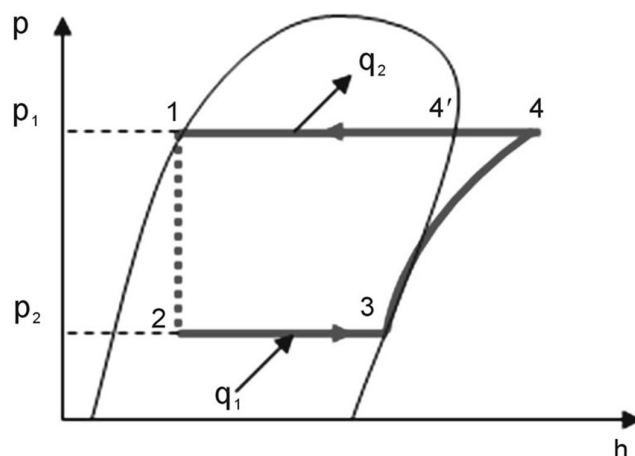
در مناطقی که هزینه انرژی نهایی فسیلی مخصوصاً گاز پایین است، مانند کشورهای منطقه خاورمیانه، گرمایش توسط پمپ‌های حرارتی علی‌رغم اینکه بازده این پمپ‌ها چندین برابر کوره‌های گازسوز و هیترهای گازی است، به لحاظ اقتصادی به‌صرفه نیست؛ اما در صورتی که سوخت‌های فسیلی مخصوصاً

گاز به دوره‌های بحران عرضه در جهان نزدیک شود و تعرفه‌های گاز در کشورها افزایش پیدا کند، می‌توان امید داشت که استفاده از پمپ‌های حرارتی با توجه شدن به لحاظ اقتصادی، راه خود را به سمت توسعه و رفع تقاضای آسایش حرارتی بشر باز کند.

۴-۱ اصول کلی حاکم بر پمپ‌های حرارتی

پمپ حرارتی وسیله‌ای است که برخلاف سایر وسایل تولیدکننده انرژی حرارتی، انرژی موجود در یک منبع حرارتی را به منبع دیگری، منتقل می‌کند. در حالت کلی، پمپ حرارتی انرژی موجود در منبع حرارتی با دمای پایین‌تر را دریافت و با استفاده از کار مکانیکی، آن انرژی را ارتقا داده و به منبع حرارتی با دمای بالاتر منتقل می‌کند. عملکرد پمپ حرارتی در حالت گرمایش، معکوس سیکل رانکین می‌باشد.

طبق شکل ۲-۱، عملکرد یک پمپ حرارتی معمولی در سیکل ایده آل تبرید، دارای چهار مرحله است.



شکل ۲-۱: نمودار فشار-آنتالپی عملکرد پمپ حرارتی در حالت ایده‌آل (سیکل کارنو) [۱۰]

۱. در مسیر ۲-۳، انرژی موجود در منبع حرارتی دما-پایین (هوا، آب، خاک) توسط مبرد کم‌فشار در پمپ حرارتی جذب می‌شود و دمای مبرد بالا می‌رود. به بخشی از پمپ حرارتی که این جذب حرارت در آن انجام می‌شود، اصطلاحاً اواپراتور یا

تبخیرکننده می‌گویند.

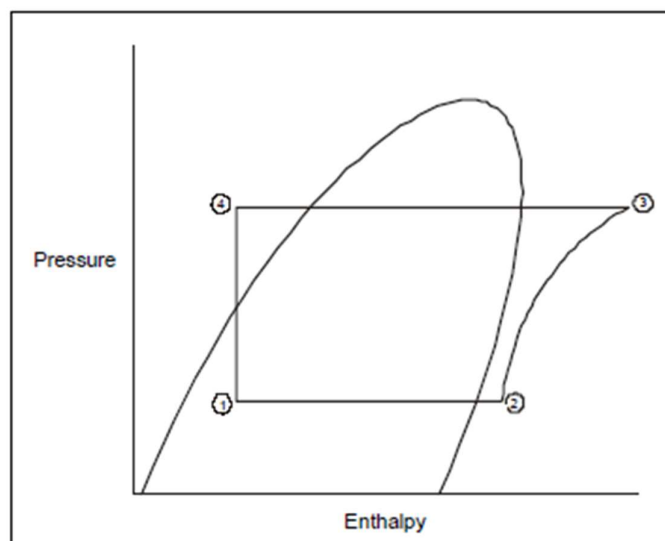
۲. در مسیر ۳-۴، کار مکانیکی کمپرسور بر روی مبرد گرم کم‌فشار که در وضعیت ایده آل در حالت بخار اشباع می‌باشد، صورت می‌گیرد و انرژی و فشار آن را ارتقا می‌دهد. به گرمایی که به مبرد توسط کمپرسور اضافه می‌شود، اصطلاحاً گرمای معادل کار مکانیکی کمپرسور می‌گویند.

۳. در مسیر ۴-۱، مبرد داغ پرفشار با منبع دما-بالا تبادل حرارتی انجام می‌دهد و بخشی از گرمای خود را به منبع دما-بالا منقل می‌کند و دمایش افت می‌کند. به بخشی از پمپ حرارتی که این دفع حرارت به در آن انجام می‌شود، اصطلاحاً کندانسور یا چگالنده می‌گویند.

۴. در نهایت، در مسیر ۱-۲، مبرد سرد پرفشار وارد یک شیر انبساط و یا یک لوله مویین شده و فشار و دمای آن طبق یک فرآیند بی‌دررو آنتالپی ثابت، کاهش پیدا می‌کند و سیکل مجدداً تکرار می‌شود.

البته در شرایط واقعی، این سیکل دچار یک سری انحرافات می‌شود که در شکل ۱-۳ نشان داده شده است.

همان‌طور که در شکل ۱-۳ می‌بینید، معمولاً برای جلوگیری از ورود مایع اشباع به درون کمپرسور و رسیدن آسیب به آن، مبرد را تا ۱۵ درجه فارنهایت فوق گرم کرده و سپس آن را به سمت کمپرسور هدایت می‌کنند (مسیر ۱-۲). همچنین در فصل زمستان مبرد خروجی از کندانسور، اندکی فرسرد می‌شود (مسیر ۳-۴).



شکل ۱-۳: نمودار فشار-آننتالپی عملکرد پمپ حرارتی در حالت واقعی [۱۰]

حداکثر بازدهی که پمپ حرارتی می‌تواند به آن دست پیدا کند، از قواعد تئوریک مربوط به سیکل کارنو تبعیت می‌کند و این بدان معناست که بازده پمپ‌های حرارتی، تابعی از سطح حرارتی منبع حرارتی دما-بالا و همچنین منبع حرارتی دما-پایین می‌باشد. در نتیجه ضریب عملکرد پمپ حرارتی محدود به قانون دوم ترمودینامیک است.

در حالت گرمایش:

$$\text{COP} \leq \frac{t_u}{t_u - t_s} \quad (1-1)$$

در حالت سرمایش:

$$\text{COP} \leq \frac{t_s}{t_u - t_s} \quad (2-1)$$

که t_u و t_s به ترتیب، دمای منبع دما-بالا و دمای منبع دما-پایین، بر حسب کلوین K می‌باشد. ضریب عملکرد زمانی با عبارت کسری مساوی می‌شود که بر وفق معکوس سیکل کارنو عمل کند.

همان‌طور که مشاهده می‌شود، ضریب عملکرد پمپ‌های حرارتی در صورت کاهش اختلاف دمای بین منبع دما-بالا و منبع دما-پایین، افزایش می‌یابد (مخرج کسر کوچک‌تر می‌شود). در نتیجه از آنجا که

یکی از منابع حرارتی، همیشه در داخل فضای تهویه شده و در نتیجه منطبق بر شرایط آسایش انسان است، دمای منبع حرارتی دیگر در صورت نزدیک شدن به دمای آسایش حرارتی انسان، باعث کاهش مصرف انرژی الکتریکی در کمپرسور در ازای تأمین رفاه حرارتی انسان می‌شود. از این نظر، با یک مقایسه، منابع حرارتی غیرهوایی، این امکان را میسر می‌سازند که در بخش‌های آینده مفصل به آن اشاره خواهد شد.

ضریب عملکرد پمپ‌های حرارتی (COP) که معیاری از بازده آن‌هاست، به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$\text{COP} = \frac{Q_{hp}}{P_e} \quad (3-1)$$

صورت کسر یا Q_{hp} همان حرارت اخذشده از منبع دمایی به همراه کار صورت گرفته بر روی آن است و مخرج کسر یا P_e همان کار شفت یا انرژی مکانیکی برای جابجایی انرژی از منبع دمایی به منبع دما بالاست.

کار مکانیکی در پمپ‌های حرارتی، خود تولیدکننده گرمایی است که نام آن را گرمای معادل کار کمپرسور می‌گذارند. این گرما در زمستان و در زمانی که گرمایش مورد نیاز است، یک عامل مفید بوده و در نتیجه COP یک سیستم مشابه در زمستان بالاتر از تابستان است، چرا که همین گرمای معادل کار مکانیکی کمپرسور، در تابستان یک عامل اتلاف محسوب می‌شود.

طبق شکل ۱-۲، گرمای گرفته‌شده توسط مبرد در اواپراتور پمپ حرارتی که به آن اثر تبرید مفید (RE) گفته می‌شود و همچنین گرمایی که مبرد به اطراف یا سیال واسط در کندانسور می‌دهد از طریق زیر محاسبه می‌شود:

$$\text{RE} = h_{\text{evap}} = h_3 - h_2 \quad (4-1)$$

$$h_{\text{cond}} = h_4 - h_1 \quad (5-1)$$

با کاهش فشار مبرد توسط شیر انبساط یا لوله موئین، بخشی از گرمای مبرد به صورت بی‌دررو صرف

بخار شدن بخشی از مبرد خواهد شد، در نتیجه کیفیت مبرد افزایش می‌یابد. کیفیت مبرد از طریق زیر محاسبه می‌شود (hf همان آنتالپی مایع اشباع مبرد در فشار کاری اواپراتور یا P2 است):

$$Q_B = \frac{h_2 - h_f}{h_3 - h_f} \quad (6-1)$$

کل گرمایی که توسط کمپرسور به کل گرمای مبرد اضافه می‌شود برابر خواهد بود با:

$$h_{\text{comp}} = h_4 - h_3 \quad (7-1)$$

چون سیکل از قانون اول ترمودینامیک پیروی می‌کند، بدون در نظر گرفتن اتلافات، گرمای دفع شده در کندانسور برابر خواهد بود با:

$$h_{\text{cond}} = h_{\text{evap}} + \frac{W}{J} \quad (8-1)$$

که در آن، J برابر با هم‌ارز مکانیکی، برابر با ۴/۱۸۶ (KJ/Kcal) در سیستم S.I می‌باشد.

یک تن تبرید، برابر با ۱۲۰۰۰ (Btu/hr) یا ۲۰۰ (Btu/min) تعریف می‌شود. در نتیجه وزن مبرد در گردش به ازای هر تن تبرید را می‌توان از طریق زیر به دست آورد:

$$W \left(\frac{\text{lb}}{\text{ton.min}} \right) = \frac{200}{h_3 - h_2} \quad (9-1)$$

در این فصل، اصول کلی حاکم بر پمپ‌های حرارتی مورد بررسی قرار گرفت. مسئله اصلی، این خواهد بود که عملاً انرژی لازم برای راه‌اندازی، کسب و دفع حرارت، توسط چه منابعی تأمین می‌شود. فصل بعدی، به بررسی این مسئله به صورت موجز و کلی خواهد پرداخت. از آنجاکه منبع زمینی و منبع خورشیدی، دو اولویت اول برای بررسی در این پایان‌نامه می‌باشد، تمرکز بیشتری بر روی همین دو منبع حرارتی اعمال شده است.

۱-۵ انواع منابع حرارتی برای استفاده در پمپ‌های حرارتی

چنانچه در قسمت‌های قبل گفته شد و توسط معادلات ضریب عملکرد در بخش قبل صحت آن نشان

داده شد؛ مشخص گردید که منابع حرارتی با دماهای مختلف، فرصت‌ها و مزایای مختلفی را می‌توانند در جهت افزایش ضریب عملکرد پمپ حرارتی و یا کاهش مصرف انرژی مصرفی برای تأمین حد مشخصی از نیاز حرارتی، به همراه داشته باشند. از میان منابع حرارتی شناخته شده، می‌توان به منبع هوا، منبع آب، منبع خورشید و منبع زمین (خاک) اشاره کرد.

انتخاب منبع حرارتی برای پمپ‌های حرارتی به چهار مشخصه بستگی دارد:

۱. دسترس پذیری: به این معناست که چقدر منبع حرارتی مطلوب، جهت

بهره‌برداری در دسترس ماست و برداشت حرارت از آن و یا تزریق حرارت به آن، با هزینه کمتری همراه است.

۲. سطح دمایی: همان‌طور که گفته شد، کاهش اختلاف دمای بین چشمه و

چاه انرژی، به افزایش ضریب عملکرد مجموعه سیستم کمک می‌کند. از طرفی چون دمای طرح داخل در یک سیستم تهویه مطبوع وابسته به شرایط رفاه ساکنین، مقداری ثابت است، نزدیک بودن دمای منابع حرارتی به این دما، در به‌کارگیری آن منبع حرارتی مطلوبیت بیشتری دارد.

۳. تغییرات دمایی سالانه: یکی از مؤلفه‌های مهم دیگر برای انتخاب پمپ‌های

حرارتی، میزان تغییرات دمایی سالانه آن منبع، در هنگام برداشت یا تزریق حرارت به آن منبع می‌باشد. بدیهی است که هرچه این میزان تغییرات پایین‌تر باشد، مجموعه پمپ حرارتی نسبت به تغییرات ناگهانی ضریب عملکرد و در نتیجه نامتناسب بودن هزینه‌های جاری الکتریسیته ایمن‌تر خواهد بود و همچنین، با ثابت‌تر بودن دمای منبع حرارتی، ضریب عملکرد سیستم ثابت مانده و به مرور و با تبادل حرارت، تغییر نکرده و ضریب عملکرد سیستم را تنزل نمی‌دهد.

۴. هزینه اولیه: از مهم‌ترین عوامل در به‌کارگیری و انتخاب منابع حرارتی

مختلف برای پمپ حرارتی، عامل توجیه اقتصادی است. هزینه اولیه ساخت، نصب و به‌کارگیری تجهیزاتی که وظیفه برداشت و یا تزریق حرارتی را بر عهده دارد و همچنین هزینه اولیه مربوط به نوع، حجم سیال انتقال‌دهنده حرارت و وسیله موردنیاز جهت پمپاژ یا دمیدن آن جهت تبادل حرارت، بر روی انتخاب منبع حرارتی تأثیر دارند. بدیهی است هرچه هزینه اولیه بهره‌برداری از یک منبع حرارتی پایین‌تر باشد، انتخاب آن دارای کشش بیشتری می‌باشد.

هوای اطراف تا به امروز معمول‌ترین منبع حرارتی برای پمپ‌های حرارتی به حساب می‌آید؛ دلیل این امر دسترس‌پذیری نامحدود هوا در تمامی مناطق و بی‌هزینه بودن استفاده از این منبع است که این دو مورد، برای نصب و استفاده سریع پمپ‌های حرارتی جهت هر نوع کاربری مناسب است. از طرفی استفاده از هوای اطراف به‌عنوان منبع حرارتی، دارای معایبی نیز می‌باشد. می‌دانیم که در حالت گرمایش، چنانچه دمای هوای محیط کاهش یابد، ضریب عملکرد پمپ حرارتی نیز کاهش می‌یابد. چنانچه این کاهش دمای محیط بیشتر و بیشتر شود، به نقطه‌ای می‌رسیم که درنهایت پمپ حرارتی قادر به عمل کردن نیست که معمولاً بین شرایط دمای ۱۵ تا ۲۰ درجه زیر صفر اتفاق می‌افتد. در مناطق با شرایط آب و هوایی بسیار نامساعد، معمولاً ناچار به استفاده از وسایل تولیدکننده حرارت جانبی مانند گرم‌کن‌های الکتریکی هستیم. در این نوع منبع حرارتی، هوای بیرون از طریق یک فن، به درون کویل‌های اواپراتور در زمستان و یا کویل‌های کندانسور در تابستان دمیده شده و بعد از تبادل حرارتی دمای سیال درون کویل را به ترتیب افزایش داده، یا کاهش می‌دهد. به پمپ‌های حرارتی که از منبع هوا به‌عنوان منبع حرارتی استفاده می‌کنند، پمپ حرارتی با منبع هوایی (ASHP)^۲ می‌گویند. منبع حرارتی شناخته‌شده دیگر، منبع آب است که به دو شکل برای پمپ‌های حرارتی مورد استفاده قرار می‌گیرد. شکل اول، استفاده از آب‌های زیرزمینی یا آب چاه است و شکل دیگر آن، استفاده از

^۲ Air Source Heat Pump

آب‌های سطحی و آزاد مانند آب برکه و رودخانه می‌باشد.

در شکل اول، آب زیرزمینی توسط پمپ و خط لوله به پمپ حرارتی انتقال داده می‌شود تا حرارت آن گرفته شود و بعد به درون برکه، فاضلاب، گودال و یا بستر دیگری از آب‌های زیرزمینی ریخته می‌شود.

این شکل به کارگیری ممکن است در تمامی نواحی مقدور نباشد.

در شکل دوم (شکل ۴-۱) منبع و مدفن حرارت، چاه‌های زیرزمینی هستند که آب را از لایه‌های زیر زمین دریافت نموده یا به آنجا منتقل می‌کنند. در واقع در این شکل، یک چاه برای گرفتن آب و چاه دیگر برای تخلیه آب مورد استفاده قرار می‌گیرد.

از مزایای به کارگیری پمپ‌های حرارتی با منبع آب زیرزمینی هزینه اولیه پایین و فضای موردنیاز کمتر برای نصب تجهیزات نسبت به پمپ‌های حرارتی با منبع زمینی (GSHP^۳) می‌باشد. همچنین از معایب به کارگیری این نوع سیستم‌ها هزینه تعمیر و نگهداری بالا ناشی از خوردگی لوله‌ها و همچنین عدم دسترس پذیری منابع آب زیرزمینی در نواحی مختلف می‌باشد.

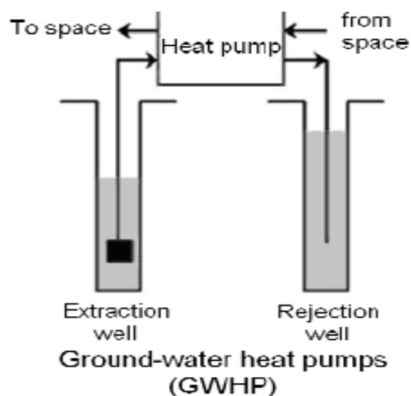
در نوع دیگر، یعنی پمپ‌های حرارتی با منبع آب‌های سطحی (SWHP^۴)، مطابق شکل ۵-۱، سیال واسط، معمولاً آب یا محلول ضد یخ به درون لوله‌های پلی‌اتیلن با چگالی بالا (HDPE^۵) که درون برکه یا رودخانه در تعادل قرار گرفته‌اند جریان پیدا کرده و حرارت کسب یا اخذ شده را به پمپ حرارتی مستقر در فضای داخل ساختمان انتقال می‌دهند.

از مزایای به کارگیری این سیستم‌ها عدم نیاز به سوراخ کردن زمین یا حفر چاه و هزینه اولیه بسیار پایین آن است و از معایب به کارگیری آن‌ها، عدم وجود آب‌های سطحی در همه نواحی و همچنین تأثیرپذیری دمایی آب‌های سطحی از شرایط مختلف آب و هوایی است (مانند زمستان).

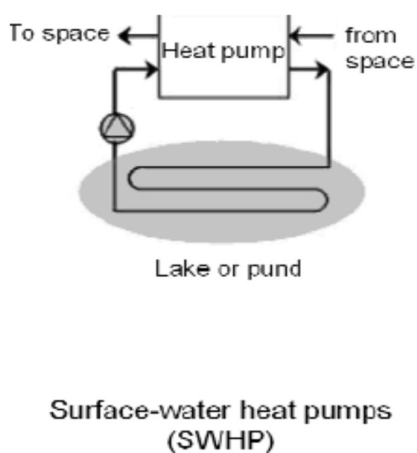
^۳ Ground Source Heat Pump

^۴ Surface Water Heat Pump

^۵ High Density PolyEthylene



شکل ۱-۴: سازوکار استفاده از آب زیرزمینی به‌عنوان منبع حرارتی



شکل ۱-۵: سازوکار استفاده از آب‌های سطحی به‌عنوان منبع حرارتی

به پمپ‌های حرارتی با منبع آب، پمپ‌های حرارتی سیکل باز هم می‌گویند چرا که آب درون لوله‌های خارجی این پمپ‌ها مستقیماً سیرکوله نمی‌شود، بلکه از آب زیرزمینی یا سطحی برداشت شده یا به آن می‌ریزد.

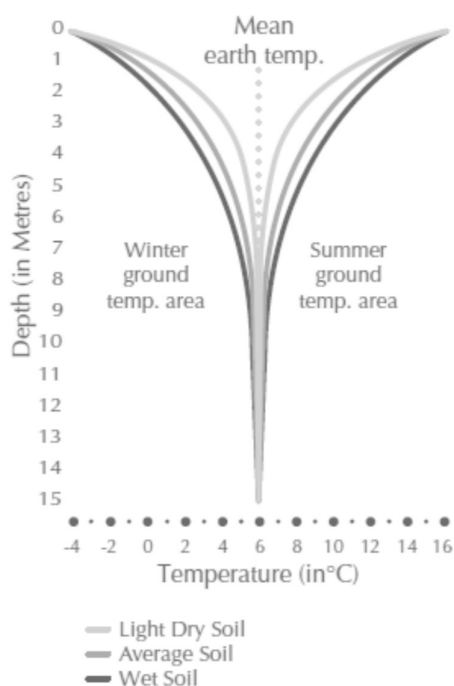
نوع دیگری از منابع حرارتی، منبع حرارتی زمین (خاک) است. به پمپ‌هایی که از این منبع استفاده می‌کنند، اصطلاحاً پمپ‌های حرارتی با منبع زمینی (GSHP) می‌گویند.

اولین بار در سال ۱۹۱۲ و در سوئیس، مسئله استفاده از منبع زمین برای امر گرمایش مطرح شد و

اکثر کارهای مهم در این زمینه در بین سال‌های ۱۹۴۰ تا ۱۹۳۰ در امریکا صورت گرفته است. در طی سال‌های ۱۹۵۰ تا ۱۹۴۰ انستیتو برق ادیسون اولین پمپ حرارتی زمین‌گرمایی از نوع حلقه‌ای را به وجود آورد، اما استفاده گسترده از این فناوری اولین بار در اوایل دهه ۱۹۷۰ هم‌زمان با اولین شوک نفتی در جهان به وقوع پیوست. در نتیجه تقریباً بیش از یک قرن از سابقه استفاده منبع زمین برای امر گرمایش در پمپ‌های حرارتی می‌گذرد. همچنین سیل بررسی و مطالعه و استفاده از سیستم‌های پمپ حرارتی با منبع زمینی بعد از جنگ جهانی دوم در اروپا و امریکای شمالی ادامه یافت و این موج تا دهه پنجاه میلادی و تا زمانی که از نفت و گاز به‌عنوان یکی از منابع تولید گرما به‌طور وسیع استفاده شد، ادامه داشت. دومین دوره استفاده و بررسی تجربی این پمپ‌های حرارتی در سال ۱۹۷۰ و بعد از بحران نفت در غرب ادامه پیدا کرد. از آن زمان تا به امروز، استفاده از پمپ‌های حرارتی با منبع زمینی، رشد ۱۰ الی ۳۰ درصدی در طول سال را در جهان به خود دیده است. بیشترین مصرف‌کنندگان پمپ‌های حرارتی زمین‌گرمایی در جهان مربوط به اروپا و امریکا و پس از آن در ژاپن و ترکیه می‌باشد [۹].

همان‌طور که می‌دانیم [۹]، ۴۶ درصد از انرژی خورشیدی که در روز به کره زمین می‌تابد توسط خاک جذب می‌شود؛ از طرفی، زمین حرارت را به کندی انتقال می‌دهد (بسته به عمق زمین، ممکن است ماه‌ها یا حتی سال‌ها طول بکشد) و همچنین ظرفیت بسیار زیادی برای ذخیره انرژی حرارتی خورشید دارد، همچنین زمین ضریب رسانش حرارتی پایینی دارد و گرمای خود را به آهستگی بین فصول گرم و سرد، مبادله می‌کند. همین امر باعث شده که به زمین بتواند به‌عنوان یک منبع حرارتی پایدار توجه نمود. از این نظر، این انرژی جذب‌شده می‌تواند برای تأمین شرایط آسایش حرارتی توسط دستگاه‌های مخصوصی مثل پمپ حرارتی، بازیابی و استفاده شود. ویژگی دیگر زمین این است که هر چه در عمق آن بیشتر فرو رویم، لایه‌های خاک بالای آن عمق، همانند یک لایه عایق عمل کرده و باعث می‌شود حرارت آب‌های زیرزمینی یا خاک در آن عمق بیشتر از نواحی بالاتر از آن، حفظ بشود. در نتیجه، دمای

متوسط زمین در طول تابستان خنک‌تر و در طول زمستان گرم‌تر از هوای بیرون می‌باشد.



شکل ۱-۶: تغییر دمای زمین در طول سال به نسبت عمق در یک ناحیه خاص [۹]

از این نظر، یک دستگاه پمپ حرارتی با منبع زمینی، می‌تواند این حرارت را جمع‌آوری کرده، ارتقا دهد و برای امر گرمایش ساختمان و یا تأمین آب گرم مصرفی، آن را از زمین به ساختمان منتقل کند و یا در فصل گرم، جهت معکوس این فرآیند را طی نماید.

همچنین بازده این سیستم‌ها از پمپ‌های حرارتی با منبع هوا، به علت پایداری دمای زمین و نزدیک بودن آن به دمای آسایش، بیشتر و در نتیجه هزینه جاری مصرف الکتریسیته در این سیستم‌ها نیز پایین‌تر است. همچنین هزینه تعمیر و نگهداری این پمپ‌ها نیز از پمپ‌های حرارتی با منبع هوایی کمتر می‌باشد. طبق آمارهای مختلف، کاهش مصرف انرژی الکتریکی این سیستم‌ها در حالت گرمایش، بین ۷۰ تا ۳۰ درصد و در حالت سرمایش، بین ۵۰ تا ۲۰ درصد خواهد بود. بهبود مصرف انرژی این سیستم‌ها در مقایسه با سیستم‌های احتراق سوخت و یا گرمایش مستقیم الکتریکی باز هم

بیشتر است. مجموعه این مزایا منجر به استفاده پمپ‌های حرارتی با منبع زمینی در سراسر جهان شده است [۱۰].

از مهم‌ترین مزایای استفاده از منبع زمین به‌جای هوا، پایداری حرارتی زمین در طول سال به نسبت هوای بیرون است. تجربه نشان داده است که پمپ‌های حرارتی معمولی با منبع هوا، در شرایط آب و هوایی بسیار سرد و زیر ۵ درجه سانتی‌گراد، به‌شدت دچار افت عملکرد می‌شوند. گاهی اوقات حتی با کمتر شدن دمای هوای بیرون از این حد، عملکرد پمپ حرارتی به‌طور کامل مختل می‌شود و برای تأمین گرمایش مجبور به استفاده از المنت‌های الکتریکی یا سایر ابزارهای تأمین انرژی جانبی هستیم؛ اما در مورد منابع زمینی این‌گونه نیست، چنانچه گفته شد، اگر تا یک حدی در عمق زمین فرو رویم، دمای خاک تقریباً در کل طول سال ثابت باقی می‌ماند. این دمای ثابت در روزهای سرد زمستانی، از دمای هوای بیرون بیشتر است در نتیجه استفاده از منبع خاک زمین، هم باعث پایداری عملکرد سیستم در طول سال به علت ثابت بودن دما و هم منجر به افزایش عملکرد سیستم پمپ حرارتی با علت بالاتر بودن دمای آن نسبت به هوای بیرون، خواهد شد [۱۰].

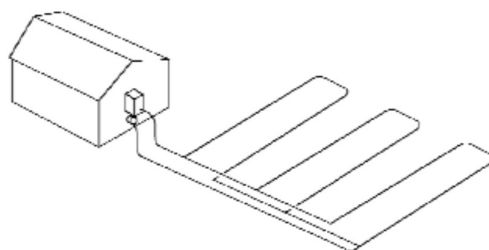
پمپ حرارتی با منبع زمینی در حالت گرمایش این‌گونه عمل می‌کند که ابتدا، آب یا محلول آب و ضد یخی که درون مبدل حرارتی زمینی جریان دارد، گرمای زمین را جذب کرده و آن را به مبدل حرارتی که درون دستگاه پمپ حرارتی قرار دارد انتقال می‌دهد. در آنجا، مبرد که دمایش پایین‌تر از دمای آب یا محلول آب و ضد یخ می‌باشد، گرمای آب یا محلول ضد یخ را درون مبدل حرارتی گرفته، تبخیر شده و سپس بخار مبرد داغ و کم‌فشار، وارد کمپرسور می‌شود. در کمپرسور، فشار مبرد بالا می‌رود و بخار مبرد داغ و با فشار بالا، وارد یک مبدل حرارتی دیگر می‌شود. این مبدل حرارتی بسته به نوع سیستم انتقال حرارت جهت گرمایش ساختمان، می‌تواند یک مبدل حرارتی هوا گرم شونده و یا مبدل حرارتی آب گرم شونده باشد، در نتیجه حرارت مبدل توسط هوا یا آب گرفته شده و به داخل ساختمان منتقل می‌شود. سپس مبرد پرفشار با دمای پایین از داخل یک شیر انبساط عبور کرده و فشار و

در نتیجه دمای آن متعاقباً افت می‌کند. در مرحله بعد، مبرد کم‌فشار و دمایی پایین مجدداً وارد مبدل حرارتی تبادل کننده حرارت با آب یا محلول آب و ضد یخ شده و سیکل کامل می‌شود.

پمپ حرارتی با منبع زمینی از سه بخش تشکیل می‌شود: مبدل حرارتی زمینی، پمپ حرارتی، سیستم انتقال حرارت به داخل ساختمان.

مبدل حرارتی زمینی (GHE^۶) در شکل‌های مختلفی وجود دارد. این مبدل‌ها به دو شکل کلی مبدل‌های افقی و عمودی تقسیم می‌شود. البته بنا بر موقعیت زمین و تمهیدات طراحی، مبدل زمینی می‌تواند ترکیبی از دو نوع بالا باشد.

پمپ‌های حرارتی با منبع زمینی با مبدل حرارتی افقی به سه دسته یک لوله‌ای، چند لوله‌ای و مارپیچی تقسیم می‌شود. پمپ حرارتی با مبدل افقی یک لوله‌ای، متشکل از یک مجموعه لوله موازی است که در یک تا دو متر زیر زمین قرار داده شده‌اند. میزان رسانش حرارتی خاک به میزان رطوبت موجود در خاک و مواد معدنی آن بستگی دارد.



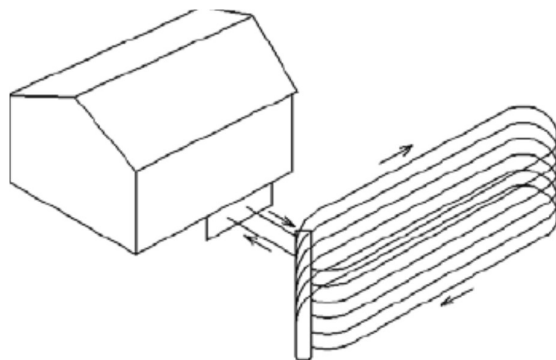
شکل ۷-۱: مبدل حرارتی منبع زمینی افقی تک لوله‌ای [۱۰]

سیستم پمپ حرارتی زمینی یک لوله‌ای افقی، سطح زیادی از زمین اطراف ساختمان را اشغال می‌کند، برای همین امر در جاهایی که زمین زیادی در دسترس ما نیست می‌توانیم از سیستم چندلوله‌ای استفاده کنیم. سیستم چند لوله‌ای می‌تواند متشکل از دو، چهار و یا شش لوله باشد که در یک گودال روی هم قرار می‌گیرند.

^۶ Ground Heat Exchanger

می‌توان درون زمین یک کلکتور قرار داد و لوله‌هایی را که وظیفه انتقال حرارت با خاک را بر عهده دارند از آن منشعب کرد.

در سیستم پمپ حرارتی زمینی با مبدل مارپیچی، فضای موردنیاز زمین باز هم کمتر می‌شود.

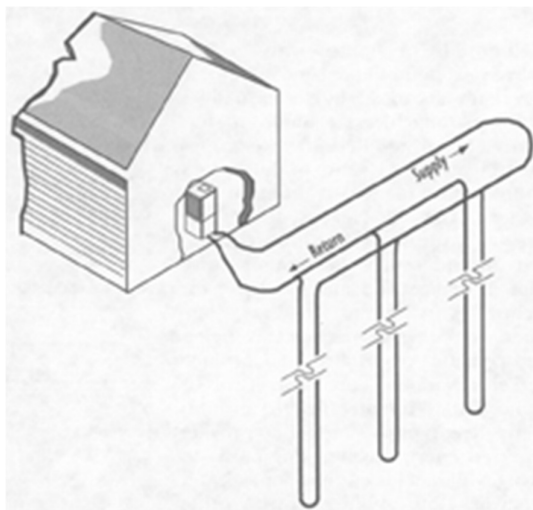


شکل ۸-۱: مبدل حرارتی منبع زمینی افقی مارپیچی [۱۰]

از بزرگ‌ترین معایب سیستم‌های افقی نسبت به سیستم‌های عمودی این است که:

۱. این سیستم‌ها سطح زمین به نسبت زیادی را اشغال می‌کنند.
۲. این سیستم‌ها نسبت به تغییر شرایط آب و هوایی در فصول مختلف به علت نزدیکی به سطح زمین، تأثیر پذیرترند.

در پمپ‌های حرارتی با منبع زمینی با مبدل حرارتی عمودی، مبدل حرارتی زمینی می‌تواند شامل یک، ده و یا حتی صدها سوراخ ایجاد شده در زمین توسط مته (Borehole) باشد که درون آن لوله‌های U شکل به صورت تک یا جفتی قرار داده می‌شوند. درون این لوله‌ها سیال جریان داشته و با خاک تبادل حرارت انجام می‌دهد. لوله‌های U شکل معمولی قطری بین ۴۰ تا ۲۰ میلی‌متر و هر سوراخ ایجادشده توسط مته بین ۲۰ تا ۲۰۰ متر عمق دارد. همچنین قطر سوراخ ایجادشده بین ۲۰۰ تا ۱۰۰ میلی‌متر می‌باشد. همچنین محیط لوله‌های U شکل توسط ملات سیمان (Grout) پر می‌شود تا از نشست کردن آب درون لوله‌ها به آب‌های زیرزمینی جلوگیری شود. جنس لوله‌های U شکل معمولاً پلی‌اتیلن با چگالی بالاست.



شکل ۹-۱: مبدل حرارتی منبع زمینی عمودی [۱۰]

از مزایای به‌کارگیری سیستم‌های پمپ حرارتی با منبع زمینی و مبدل حرارتی عمودی می‌توان به موارد زیر اشاره کرد:

۱. به نسبت به سطح زمین کمتری نیاز دارند.
 ۲. در تماس با خاکی است که مواد معدنی و دمای آن خیلی کم نسبت به شرایط آب و هوایی مختلف در نوسان است.
 ۳. به تعداد کمتری لوله و قدرت پمپاژ کمتری نیازمند است.
 ۴. بهترین عملکرد را در میان انواع پمپ حرارتی دارد.
- از معایب به‌کارگیری این نوع مبدل‌ها، هزینه اولیه متعادل‌تر کردن بالای آن است.

یکی از متدهای پرکاربرد حفر سوراخ برای سیستم‌های دارای مبدل حرارتی عمودی، استفاده از تکنیک DTH^۱ می‌باشد. در این روش، هوای فشرده‌شده درون لوله‌های درون دریل یا مته جریان دارد که به یک چکش در پایین وصل شده است، نیروی محرکه ضربات مته و یا چکش، همان هوای فشرده‌شده می‌باشد. از این تکنیک برای کندن زمین تا عمق ۲۰۰ متر استفاده می‌شود. قطر سوراخ

^۱ Down The Hole Hammer

معمولاً بین ۱۴۰ تا ۱۱۵ میلی‌متر می‌باشد. سه عامل عمده در تعیین عمق سوراخی که در زمین حفر می‌شود مؤثر است: رسانش حرارتی زمین، دمای اولیه زمین (قبل از هرگونه عمل فیزیکی بر روی آن) و میزان جذب گرما یا دفع گرمای سالانه زمین.

برای جلوگیری از آسیب رسیدن به تونل‌ها و یا آب‌های زیرزمینی یا زیرسازی‌های متعدد در اطراف محل حفر، استانداردهای متعددی در کشورهای مختلف برای استفاده از زمین به‌عنوان منبع حرارتی در سیستم‌های دارای مبدل‌های حرارتی عمودی به طبع رسیده است. یکی از مهم‌ترین و معروف‌ترین آن‌ها، استاندارد Normbrunn 97 که یک استاندارد سوئدی است می‌باشد. این استاندارد توسط انجمن زمین‌پیمایی سوئد و با کمک انجمن پمپ‌های حرارتی سوئد و دو شرکت حفاری Geotec و Avanti نوشته شده است. معمول‌ترین شکل لوله در مبدل‌های حرارتی زمینی، لوله‌های تکی یا دوتایی U-pipe است که از جنس پلی‌اتیلن با چگالی بالا و معمولاً برای تحمل فشار ۶ اتمسفر و با قطر ۴۰ میلی‌متر طراحی می‌شود [۱۱].

در پمپ‌های حرارتی زمینی، می‌توان به دو صورت از انرژی خورشیدی ذخیره‌شده در زمین استفاده کرد: به صورت مستقیم و به صورت غیرمستقیم.

در شکل مستقیم آن، مبرد از پمپ حرارتی به‌طور مستقیم وارد زمین شده و تبادل حرارتی با آن انجام می‌دهد، در زمستان گرمای زمین را جذب کرده و در تابستان گرمای خود را به زمین دفع می‌کند.

این مورد چند مزیت و چند عیب دارد؛ از مزایای آن می‌توان به کاهش اتلافات حرارتی و دمایی به خاطر حذف سیال واسط (معمولاً آب) و همچنین به حذف پمپ سیرکولاسیون سیال واسط می‌توان اشاره کرد؛ اما از معایب انتقال حرارت مستقیم مبرد با زمین می‌توان به حجم زیاد مبرد شارژ شده و مورد استفاده اشاره کرد که معمولاً هزینه اولیه به‌کارگیری این سیستم‌ها را بالا می‌برد، همچنین امکان سرمایه‌ش آزاد یعنی سرمایه‌ش بدون استفاده از مبرد فشرده شده توسط کمپرسور را از بین می‌برد؛

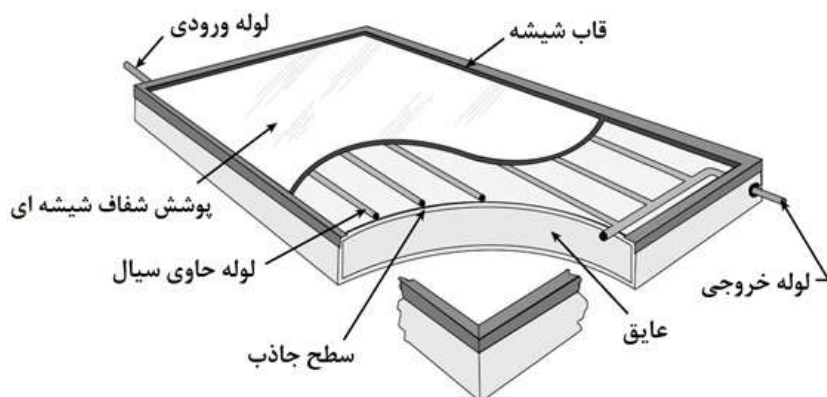
همچنین روان‌سازی و روغن‌کاری کمپرسور با مشکلات فنی در این نوع سیستم‌ها روبرو می‌باشد.

در شکل غیرمستقیم دفع یا جذب حرارت از پمپ حرارتی به زمین، از یک سیال واسط مانند آب، یا محلول آب و ضد یخ برای تبادل حرارتی با زمین استفاده می‌شود. به این ترتیب که میرد درون پمپ حرارتی ابتدا با آب درون دستگاه پمپ حرارتی تبادل حرارت انجام داده و سپس آب توسط پمپ سیرکولاسیون، با زمین تبادل حرارتی انجام می‌دهد. نقاط قوت و ضعف سیستم غیرمستقیم، دقیقاً عکس حالت مستقیم می‌باشد.

یکی دیگر از منابع حرارتی که می‌تواند توسط پمپ حرارتی مورد استفاده قرار گیرد، انرژی خورشیدی می‌باشد. نور خورشید که به‌عنوان انرژی خورشیدی شناخته می‌شود، می‌تواند برای روشنایی و گرمایش ساختمان‌ها استفاده شود. تشعشع خورشیدی می‌تواند با استفاده از کلکتورهای خورشیدی، به انرژی حرارتی لازم برای استفاده در آب‌گرم‌کن‌های خورشیدی، گرم‌کن‌های خورشیدی هوا، اجاق‌ها، خشک‌کننده‌ها و دستگاه‌های تقطیر مختلف استفاده شود. مزیت بالقوه استفاده از کلکتورهای خورشیدی در سیستم‌های پمپ حرارتی، در بالا بردن دمای اواپراتور یا به عبارت دیگر افزایش دمای تبخیر در اواپراتور توسط انرژی حرارتی تولیدشده در کلکتورهای خورشیدی است. از طرفی استفاده از انرژی حرارتی کلکتور در جهت پایین آوردن دمای اواپراتور، دمای کاری کلکتور خورشیدی را نیز پایین می‌آورد؛ در نتیجه هم عملکرد کلکتور خورشیدی و هم عملکرد پمپ حرارتی از این طریق افزایش می‌یابد. همچنین اطمینان حاصل کردن از عدم افت شدید دمای منبع پمپ حرارتی در روزهای سرد زمستانی، مخصوصاً تا حد نقطه انجماد سیال انتقال‌دهنده حرارت، یکی دیگر از مزایای ترکیب پمپ حرارتی با کلکتور خورشیدی است. به ترکیب پمپ حرارتی و کلکتور خورشیدی، پمپ حرارتی به کمک منبع خورشیدی (SAHP)[^] می‌گویند. در صورت طراحی و به‌کارگیری صحیح، کلکتور خورشیدی حتی می‌تواند به تنهایی بار گرمایشی موردنیاز ساختمان را در روزهای با سرمای

[^] Solar Assisted Heat Pump

نه‌چندان شدید، تأمین کند. سیستم خورشیدی می‌تواند یک منبع با دمای بالاتر را در مقایسه با منبع‌های قدیمی‌تر هوایی یا زمینی، تأمین کند. کلکتور خورشیدی تشعشع خورشیدی را به انرژی گرمایی تبدیل می‌کند. سیالی مانند هوا، آب، گلیکول، روغن و... به‌عنوان واسط انتقال‌دهنده حرارت درون کلکتورها استفاده می‌شود. انرژی حرارتی کلکتور خورشیدی می‌تواند برای گرمایش محیط، تأمین آبگرم مصرفی و تولید بخار استفاده شده و یا برای مصرف آینده، درون یک منبع ذخیره انرژی حرارتی، ذخیره شود. کلکتور حرارتی بر حسب نوع سیال به دو دسته کلکتور مایع یا کلکتور هوا طبقه‌بندی می‌شود. همچنین کلکتورها می‌توانند بر اساس به‌کارگیری متمرکزکننده‌های نور خورشید (مانند کلکتورهای سهموی ناودانی) یا عدم به‌کارگیری متمرکزکننده (مانند کلکتور تخت)، طبقه‌بندی شوند. برای دماهای پایین (زیر ۱۰۰ درجه)، از کلکتورهای تخت و برای دماهای بالا (بین ۲۵۰ تا ۲۵۰۰ درجه) از کلکتورهای همراه با متمرکزکننده و جهت یاب خورشیدی استفاده می‌شود. بخش اصلی کلکتورهای تخت شامل صفحه جاذب، پوشش شیشه‌ای، قاب و صفحات یا بدنه عایق است. صفحه جاذب به مثابه قلب کلکتور است که از مس یا آلومینیم ساخته می‌شود. صفحه عایق در پشت یا اطراف کلکتور قرار داده می‌شود. برای اطمینان از یک انتقال حرارت مطلوب، چندین لوله با قطر پایین به صفحه جاذب الحاق می‌شود. این نوع کلکتورهای خورشیدی برای دماهای پایین و متوسط با بازده‌های کلکتور در دامنه ۶۰ تا ۴۰ درصد مناسب است. بازده حرارتی کلکتورهای خورشیدی به طرز چشمگیری در دماهای بالاتر از ۶۰ درجه سانتی‌گراد، دچار افت می‌شود [۱۱].



شکل ۱-۱۰: اجزای یک کلکتور خورشیدی تخت

اگر دمای چگالش در یک پمپ حرارتی ثابت باشد، ضریب عملکرد آن پمپ حرارتی با افزایش دمای اواپراتور افزایش می‌یابد. در روزهای سرد، مخصوصاً در روزهایی که دمای محیط بیرون به کمتر از صفر درجه سانتی‌گراد می‌رسد، عملکرد پمپ حرارتی کاهش می‌یابد. لذا با استفاده از انرژی خورشید و انتقال گرمای آن به مبرد و یا یک سیال عامل واسطه، می‌توان به جای منبع حرارتی هوا که باعث افت شدید ضریب عملکرد در شرایط آب و هوایی خیلی سرد می‌شود، از منبع حرارتی خورشید استفاده کرد.

تلاش‌های ابتدایی برای افزایش عملکرد پمپ‌های حرارتی با کمک انرژی خورشید توسط اسپورن و امبروس در سال ۱۹۵۵ آغاز شد. انرژی ناشی از تشعشع خورشیدی که توسط یک کلکتور خورشیدی در روزهای سرد دریافت می‌شود، معمولاً برای استفاده مستقیم در امر گرمایش مناسب نیست، اما همین انرژی می‌تواند به عنوان منبع گرمایی برای یک سیستم پمپ حرارتی استفاده شود. به عبارت بهتر، کلکتور خورشیدی قادر به تأمین دمایی بالاتر از دمای هوای بیرون می‌باشد که این امر باعث افزایش ضریب عملکرد سیستم می‌شود. از این نظر، ترکیب یک سیستم خورشیدی با پمپ حرارتی یک راه‌حل قابل‌تأمل برای صرفه‌جویی در مصرف انرژی می‌باشد. همچنین استفاده از یک منبع ذخیره انرژی حرارتی خورشید برای غلبه بر تغییرات شدت تابش خورشیدی در طول شبانه‌روز می‌تواند مؤثر باشد. این منبع ذخیره انرژی حرارتی خورشید، برای سیستم‌هایی که سیال آن‌ها هواست، در سمت

دمای بالا و در سیستم‌هایی که سیال آنها آب است، در سمت دمای پایین‌تر نصب می‌شود. این سیال، انرژی حرارتی را که در طول روز در منبع، ذخیره شده، برای استفاده در شب و یا در روزهای ابری، به‌عنوان یک منبع گرمایی به سیستم پمپ حرارتی می‌دهد. بازده ترکیبی حرارتی و توان هنگامی که یک منبع ذخیره به سیستم پمپ حرارتی با منبع آب متصل شده است، می‌تواند به ۲/۶۷ درصد برسد [۱۲].

پمپ‌های حرارتی با کمک انرژی خورشید (SAHP) با توجه به نحوه ترکیب شدن پمپ حرارتی و سیستم کلکتور خورشیدی، به دو دسته انبساط مستقیم (DX^۹) و انبساط غیرمستقیم (IDX^{۱۰}) تقسیم می‌شود. در واقع، در سیستم پمپ حرارتی با کمک انرژی خورشید در شکل انبساط مستقیم (DX-SAHP)، پمپ حرارتی و سیستم کلکتور خورشیدی در واقع یک سیستم هستند و با هم به شکل یک سیستم ترکیبی واحد کار می‌کنند؛ اما سیستم پمپ حرارتی با کمک انرژی خورشید در شکل انبساط غیرمستقیم، بسته به شکل اتصال و نحوه عمل به سه دسته تقسیم می‌شود: سیستم سری، سیستم موازی و سیستم دوگانه.

DX-SAHP: در مدل ترکیبی انبساط مستقیم پمپ حرارتی با کمک انرژی خورشید، سیستم به چند بخش تقسیم می‌شود: اواپراتور خورشیدی (کلکتور خورشیدی)، شیر انبساط، کمپرسور، کندانسور و یک منبع ذخیره آب می‌باشد. منبع ذخیره حرارتی فقط می‌تواند در سمت کندانسور باشد (با توجه به اینکه مبدل حرارتی در میان کلکتور خورشیدی و پمپ حرارتی وجود ندارد). سیالی که درون اواپراتور یا کلکتور خورشیدی جریان دارد، همان مبرد پمپ حرارتی است. درون اواپراتور یا کلکتور خورشیدی، مبرد به صورت مستقیم در زمان‌هایی که تشعشع خورشیدی در دسترس باشد، تبخیر می‌شود. این حرارت که در اواپراتور/کلکتور توسط مبرد جذب می‌شود، بعد از عبور از کمپرسور، به بار حرارتی

^۹ Direct Expansion

^{۱۰} InDirect Expansion

ساختمان توسط کندانسور اضافه می‌شود. از سیستم‌های مستقیم، معمولاً برای تأمین آب گرم مصرفی استفاده می‌شود. در این صورت، مبرد میعان یافته درون کندانسور، انرژی خود را به آب درون یک مخزن ذخیره آب می‌دهد. تشعشع خورشیدی در فصول مختلف و ساعات مختلف شبانه‌روز دستخوش تغییرات می‌شود، در نتیجه برای جلوگیری از ورود سیال دوفازی به درون کمپرسور و در نتیجه آسیب رساندن به آن و همچنین جلوگیری از سوپرهیت شدن بیش‌ازحد مبرد، از یک کمپرسور با فرکانس متغیر استفاده می‌شود. این مورد با کنترل شیر انبساط که برای فرکانس‌های مختلف کمپرسور باز می‌شود، قابل تأمین است.

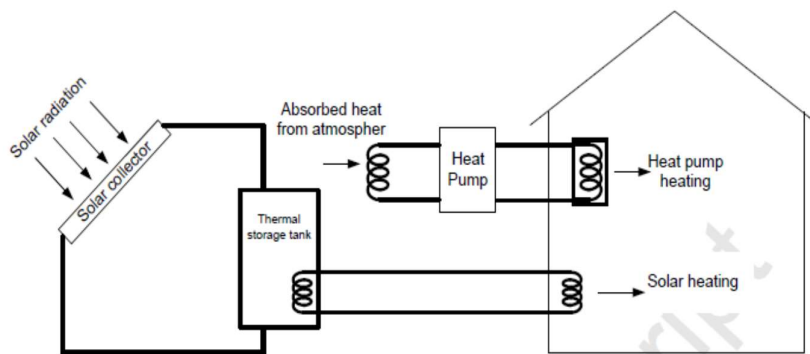
کوانگ، مطالعات تجربی و تحلیلی بر روی پمپ حرارتی با کمک انرژی خورشید در حالت انبساط مستقیم برای گرمایش آب مصرفی انجام داد. در این تحقیق، پارامترهای مؤثر متعددی از جمله تشعشع خورشیدی، دمای محیط، سطح کلکتور، حجم ذخیره و سرعت کمپرسور را برای به دست آوردن یک حالت کاری بهینه، مورد مطالعه قرار داد. در این حالت بهینه، ضریب عملکرد ماهانه بین ۶ تا ۴ و بازده کلکتور بین ۶۰ تا ۴۰ درصد متغیر بود. کوانگ پیشنهاد داد در کنار تهیه آب گرم مصرفی، برای امر گرمایش ساختمان توسط سیستم پمپ حرارتی، از یک منبع انرژی جانبی هم استفاده شود.

INDX-SAHP: چند نوع چینش متفاوت در مورد پمپ حرارتی با کمک انرژی خورشید در حالت انبساط غیرمستقیم وجود دارد. در این سیستم‌ها، بر خلاف نوع انبساط مستقیم آن، کلکتور خورشیدی همان اواپراتور نیست. علیرغم اینکه در این سیستم‌ها، پمپ حرارتی و کلکتور خورشیدی به یکدیگر وصل می‌شوند، اما باید آن‌ها را به‌عنوان دو سیستم مجزا در نظر گرفت. پمپ حرارتی با کمک انرژی خورشید در حالت انبساط غیرمستقیم، به سه دسته کلی تقسیم می‌شوند: سیستم سری، سیستم موازی و سیستم دوگانه (Dual). سیال واسط انتقال‌دهنده حرارت معمولاً یک محلول ضد یخ، آب و یا هواست. برای سیستم سری یا دوگانه، عملکرد سیستم با کمک انرژی خورشید افزایش پیدا می‌کند، اما برای سیستم موازی، توسط یک مجموعه کوپل در داخل فضای ساختمان، آب گرم مستقلاً توسط

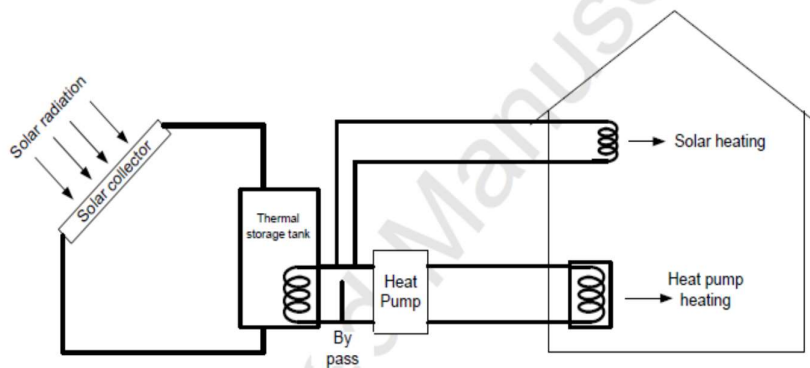
کلکتور خورشیدی تأمین و به داخل کویل‌ها فرستاده می‌شود و یا اگر سیال انتقال‌دهنده حرارت هوا باشد، هوای گرم به صورت مستقل از کلکتور خورشیدی تأمین می‌شود؛ اما زمانی که تابش خورشیدی به اندازه کافی برای تأمین نیازهای حرارتی ساختمان وجود نداشته باشد، سیستم پمپ حرارتی مستقلاً به کار می‌افتد. پس در سیستم نوع موازی، گرمایش یا از طریق سیستم خورشیدی یا سیستم پمپ حرارتی با منبع هوای محیط، تأمین می‌شود.

فریمن، این سه شکل از انبساط غیرمستقیم در ترکیب پمپ حرارتی و سیستم خورشیدی را برای یک خانه با یک خانوار جمعیت، توسط نرم‌افزار شبیه‌سازی TRNSYS مورد مطالعه قرار داد. نتایج این سه شکل از سیستم را با نتایج حاصل از گرمایش به وسیله سیستم خورشیدی به صورت تک و همچنین پمپ حرارتی معمولی با منبع هوای بیرون به صورت تک، مورد مطالعه قرار داد. بهترین عملکرد را تا سطح کلکتور ۶۰ مترمربع، برای سیستم موازی تشخیص داد. همچنین سیستم سری عملکرد کمی بهتری نسبت به سیستم جابجایی حرارتی توسط کلکتور خورشیدی از خود نشان داد اما در مجموع عملکرد قابل‌قبول‌تری نسبت به سیستم پمپ حرارتی با منبع هوای بیرون، وقتی سطح کلکتور بیشتر از ۱۲ مترمربع می‌شد، از خود نشان می‌داد [۱۳].

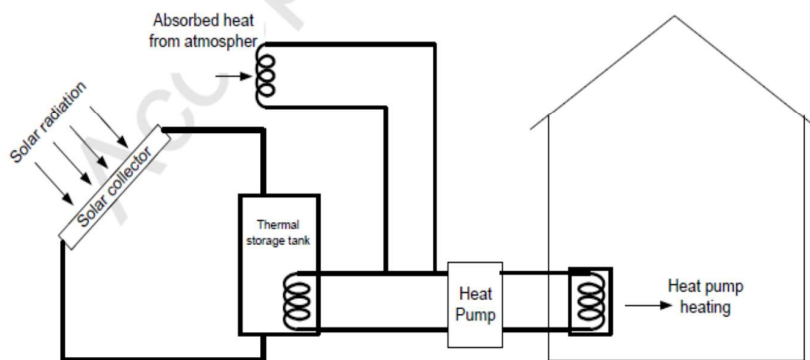
در این بخش، به معرفی انواع منابع حرارتی که می‌تواند توسط پمپ حرارتی استفاده شود اشاره شد و در فصل بعدی، در مورد چرایی و فرصت‌های استفاده هم‌زمان از دو منبع زمینی و خورشیدی بحث خواهد شد و به لحاظ فنی، روابط حاکم بر عملکرد این پمپ‌ها، همچنین بررسی عوامل مؤثر بر ضریب عملکرد مورد بحث و بررسی قرار خواهد گرفت.



(a) Parallel SAHP configuration



(a) Series SAHP configuration



(a) Dual source SAHP configuration

شکل ۱-۱۱: انواع سیستم‌های پمپ حرارتی با کمک انرژی خورشید در شکل غیرمستقیم [۱۲]

همچنین با توجه مطالب گفته شده در این فصل، منابع مختلف حرارتی از دیدگاه کشش انتخاب در

جدول ۱-۲ به طور خلاصه بیان شده است:

فصل اول: نگاهی به آینده انرژی، نقش پمپ‌های حرارتی و اصول و روابط حاکم بر آنها

جدول ۱-۲: تفاوت منابع مختلف حرارتی از دیدگاه کشت انتخاب

منبع حرارتی	دسترس پذیری	سطح دمایی	تغییرات دمایی سالانه	هزینه اولیه
هوا	همیشه و در همه مکان‌ها در دسترس می‌باشد	سطح دمایی نامناسب، دمای بالا در تابستان و دمای پایین در زمستان	نامطلوب. دمای هوا هم در تمامی ساعات شبانه‌روز و هم در تمامی روزهای سال دچار تغییر می‌شود	هزینه اولیه ناچیز و به لحاظ اقتصادی توجیه‌پذیر
آب زیرزمینی	در بسیاری از مکان‌ها قابل دسترس اما درگیر قوانین محلی و ملی برای استخراج و انتقال آب می‌باشد.	سطح دمایی مطلوب و نزدیک به دمای طرح داخل در یک سیستم تهویه مطبوع	تغییرات آن نسبت به هوا کمتر و نسبت به زمین بیشتر است، انتقال حرارت به صورت جابجایی و به نسبت محیط جامد بیشتر	هزینه اولیه مربوط به عملیات حفاری و بالا می‌باشد، مگر از چاه قبلاً موجود حرارت استخراج شود.
آب آزاد	در بسیاری از مکان‌ها دسترس به آب آزاد وجود ندارد.	سطح دمایی بهتر از هوا و بدرتر از سایر موارد	متأثر از تغییرات آب و هوایی، تغییرات دمایی کمتر نسبت به هوای اطراف	هزینه اولیه کم، هزینه اولیه مربوط به لوله‌کشی و پمپ
زمین	در تمامی مکان‌ها قابل دسترس	سطح دمایی مطلوب و نزدیک به دمای طرح داخل در یک سیستم تهویه مطبوع	تغییرات دمایی سالانه در صورت استفاده از مبدل حرارتی افقی کم و در صورت استفاده از مبدل حرارتی عمودی بسیار بالا، عمده هزینه مربوط عمودی بسیار ناچیز.	هزینه اولیه در صورت استفاده از مبدل حرارتی افقی متوسط و در صورت استفاده از مبدل حرارتی عمودی بسیار بالا، عمده هزینه مربوط به حفاری با مته می‌باشد.
خورشید	در اکثر مکان‌ها قابل دسترس	سطح دمایی مطلوب در صورت به‌کارگیری در زمستان و جهت گرمایش	انرژی خورشید در نتیجه در طول شبانه‌روز دچار نوسان است، در طول سال در فصول مختلف و همچنین در هوای ابری دچار تغییرات می‌شود.	هزینه اولیه مربوط به خرید منبع ذخیره و کلکتور خورشیدی

فصل دوم

بررسی فنی پمپ های حرارتی با منبع زمینی با کمک انرژی خورشید

۲-۱ مقدمه

در فصل قبل در مورد ضرورت صرفه‌جویی در مصرف انرژی و استفاده از انرژی‌های جایگزین سوخت فسیلی توضیحاتی داده شد. همچنین در مورد پمپ‌های حرارتی و روابط حاکم بر آن و همچنین تأثیر انتخاب منبع‌های حرارتی مختلف در صرفه‌جویی انرژی و افزایش ضریب عملکرد توضیح داده شد.

تمرکز این فصل، بیشتر بر روی چرایی و فرصت‌های به‌کارگیری هم‌زمان دو منبع حرارتی با هم یعنی منبع خورشیدی و منبع زمینی و در نتیجه معرفی پمپ حرارتی با منبع زمینی و با کمک انرژی خورشید و همچنین بررسی روابط حاکم بر آن‌هاست. سپس در بخش بعدی، به معرفی تجربه‌های مختلف در زمینه چگونگی ترکیب و استفاده از این دو منبع می‌پردازیم و بهترین شیوه ترکیب آن‌ها را بر اساس مطالعات صورت گرفته، مشخص می‌نماییم. در نهایت، عوامل مهم و تأثیرگذار بر ضریب عملکرد این نوع از پمپ‌های حرارتی بازشناخته و در مورد چگونگی و امکان بهبود ضریب عملکرد در چنین سیستم‌هایی بحث و بررسی صورت می‌گیرد.

۲-۲ بررسی چرایی و مزایای استفاده از این نوع پمپ‌های حرارتی و مروری

بر کارهای پیشین

در فصل گذشته، انواع منابع حرارتی برای انتقال حرارت از و یا به پمپ حرارتی مورد بررسی قرار گرفت. همچنین نشان دادیم از میان این منابع، منبع زمینی به دلیل در دسترس بودن، سهولت استفاده، دفن بودن و در نتیجه امنیت لوله‌ها و پایداری حرارتی و از همه مهم‌تر، امکان کاهش مصرف انرژی الکتریکی به نسبت منابع دیگر مانند هوای اطراف، ویژگی‌های مطلوب‌تری برای انتخاب دارد. در کنار این مزایا، یکی از بزرگ‌ترین معایب و کاستی‌های پیش روی به‌کارگیری وسیع این منبع حرارتی، هزینه اولیه حفاری و لوله‌کشی بالای آن، مخصوصاً در صورت استفاده از مبدل‌های حرارتی زمینی عمودی می‌باشد. این هزینه اولیه گاهی به قدری بالاست که حتی در برخی مناطق که در اکثر روزهای

سال، نیازهای گرمایشی یا سرمایشی دارند، مقرون به صرفه نیست یا دست کم، زمان بازگشت سرمایه بالایی دارد.

علاوه بر آن، زمانی که پمپ حرارتی در حالت گرمایش مشغول به کار است، مبدل حرارتی زمینی، گرما را از زمین دریافت کرده که در این صورت، دمای زمین در اطراف سوراخ مته را کاهش می‌دهد؛ این امر مخصوصاً در مناطقی که نیازهای گرمایشی آن‌ها، بخش اعظمی از سال را تشکیل می‌دهد، یک مسئله جدی است. در مناطق با نیازهای گرمایش طولانی مدت تر، برداشت حرارتی از خاک در روزهای سرد، بیشتر از تزریق حرارت به آن در روزهای گرم است و این مسئله، به مرور زمان باعث افت حرارتی خاک شده و باعث کاهش دمای سیال ورودی از مبدل زمینی به پمپ حرارتی می‌شود. همچنین، کاهش دمای اطراف سوراخ مته و به تبع آن، کاهش دمای سیال ورودی از مبدل زمینی به پمپ حرارتی، به معنای کاهش ضریب عملکرد سیستم و در نتیجه بالا رفتن مصرف انرژی الکتریکی لازم برای تأمین گرمایش می‌باشد. به همین خاطر، برای حفظ پایداری حرارتی خاک و جلوگیری از افت دمای زیاد آن و همچنین افزایش ضریب عملکرد سیستم، باید گرما را به زمین اضافه کنیم. نیاز اصلی ما برای ترکیب کردن پمپ حرارتی با منبع زمینی، با کلکتورهای خورشیدی، بهبود دمای زمین یا خاک اطراف مبدل حرارتی زمین و همچنین تا حدی جلوگیری از رسیدن دمای آب یا محلول ضد یخ درون کلکتور به دمای رکود است. معمولاً بازیابی حرارتی خاک توسط انرژی کلکتور خورشیدی، در مناطق سرد در فصل تابستان انجام می‌شود چراکه نیازهای حرارتی ما در این فصل بسیار کمتر از زمستان است و همچنین تابش خورشیدی بیشتری در دسترس است.

یکی از عوامل مهم در طراحی مبدل‌های حرارتی زمینی، دمای آب ورودی از مبدل زمینی به پمپ حرارتی (EWT)^{۱۱} است. دمای آب ورودی به پمپ حرارتی معمولاً بین ۳۵ تا ۲۸ درجه سانتی‌گراد می‌باشد. یکی از مزایای به کارگیری پمپ‌های حرارتی با منبع زمینی، پایین بودن دمای آب در منبع

^{۱۱} *Entering Water Temperature*

دمابالا در هنگام تأمین گرمایش زمستانی است. این امر، امکان استفاده از یک کلکتور خورشیدی حتی در روزهای سرد زمستان را فراهم می‌کند. همچنین هرچه دمای آبی که توسط کلکتور خورشیدی گرم می‌شود پایین‌تر باشد، بازدهی کلکتور بالاتر می‌رود و بر طبق تحقیقات، بازدهی کلکتور خورشیدی برای تأمین آب با دمای بالاتر از ۶۰ درجه سانتی‌گراد به شدت افت می‌کند. بر طبق موارد گفته‌شده، استفاده از یک کلکتور خورشیدی برای تأمین بخشی از انرژی لازم جهت راه‌اندازی پمپ حرارتی در فصل زمستان، علاوه بر عملی بودن، بازدهی بالایی نیز دارد.

در نتیجه آنچه گفته شد، چنانچه بتوان تمهیداتی اندیشید که بدون کاهش توان پمپ حرارتی، اندازه مبدل حرارتی زمینی را و در نتیجه هزینه لوله‌کشی و حفاری آن را کاهش دهیم، استفاده از پمپ‌های حرارتی با منبع زمینی از نظر اقتصادی، صرفه بیشتری خواهد داشت. در مورد پمپ‌های حرارتی با منبع زمین تحقیقات متعددی صورت گرفته است.

عبدالعلی پور و همکاران به بررسی یک سیستم پمپ حرارتی با منبع زمین به ازای مبدل‌های مختلف پرداختند و مشاهده کردند که بیشترین مقدار COP منوط به استفاده از مبدل R-22 بوده است [۱۴].

اسن و همکاران به مطالعه آنالیز انرژی و انرژی پمپ حرارتی با منبع زمین با دو مبدل زمینی افقی در عمق‌های مختلف پرداختند و تلفات انرژی را برای هر جزء سیستم محاسبه کردند. نتایج کار آنها نشان داد در صورت بالا رفتن دمای زمین، COP به آرامی زیاد می‌شود و بازده انرژی نیز به افزایش دمای زمین، افزایش می‌یابد. همچنین افزایش دمای محیط مرجع، بازده انرژی را در عمق‌های مختلف کاهش می‌دهد [۱۵].

یانگ و همکارانش، پمپ‌های حرارتی با منبع زمینی بسیاری را که از یک منبع انرژی دیگر نیز برای تأمین گرمایش کمک می‌گرفت مورد بررسی قرار دادند. نتیجه این بررسی‌ها حاکی از آن بود که استفاده از یک منبع دیگر در کنار منبع زمینی برای پمپ‌های حرارتی، مخصوصاً در مناطقی که نیاز

به روزهای گرمایش بیشتری در طول سال دارند، یکی از راه‌های مؤثر توجیه‌پذیری اقتصادی برای استفاده از این پمپ‌هاست [۱۶].

از طرف دیگر، با توجه به اینکه انتقال حرارت از زمین به داخل ساختمان توسط پمپ حرارتی، به مرور از دمای زمین و به تبع آن ضریب عملکرد پمپ حرارتی می‌کاهد و هزینه‌های جاری مصرف انرژی الکتریکی را افزایش می‌دهد، افزودن حرارت به زمین، می‌تواند یک راه جایگزین مناسب برای حفظ پایداری حرارتی خاک و همچنین ضریب عملکرد پمپ حرارتی باشد.

یکی از راه‌های شناخته‌شده برای مرتفع کردن این دو مشکل و همچنین اضافه کردن مزایایی دیگر، استفاده از یک منبع حرارتی دیگر برای پمپ حرارتی، در کنار منبع زمین است. به این‌گونه پمپ‌های حرارتی با منبع زمینی که از یک منبع دیگر برای تأمین نیازهای مربوط به کسب حرارت و یا حذف حرارت از سیال انتقال‌دهنده حرارت به زمین استفاده می‌کنند، پمپ‌های حرارتی هیبریدی با منبع زمین یا به اختصار HGCHP^{۱۲} می‌گویند. اگر چنانچه منبع حرارتی به کارگرفته شده در کنار زمین، خورشید باشد، نام پمپ حرارتی که از هر دو منبع زمین و خورشید برای انتقال حرارت به ساختمان استفاده می‌کند، پمپ حرارتی با منبع زمینی و با کمک انرژی خورشید یا به اختصار SAGSHP^{۱۳} می‌گویند. در این‌گونه پمپ‌های حرارتی، انرژی خورشید توسط یک جمع‌آورنده خورشیدی (کلکتور خورشیدی) توسط سیال انتقال‌دهنده حرارت، جمع‌آوری شده و به چند شکل مختلف از آن استفاده می‌شود.

برای اولین بار و در سال ۱۹۵۶، ایده ذخیره کردن انرژی خورشید به درون زمین، برای استفاده‌های گرمایشی آبی، توسط پنراد و پراسانا مطرح شد [۱۷]. چند دهه بعد، ایده به استفاده از انرژی خورشید برای تأمین همه یا بخشی از حرارت موردنیاز برای جزء مدفون در زمین پمپ حرارتی با منبع زمینی،

^{۱۲} Hybrid Ground Coupled Heat Pump

^{۱۳} Solar Assisted Ground Source Heat Pump

توسط متر مطرح شد [۱۸]. همچنین کیاسون و یووزتورک، با استفاده از نرم‌افزار TRNSYS و برای مدت ۲۰ سال، استفاده از انواع منابع حرارتی را برای یک پمپ حرارتی نمونه، مورد بررسی قرار دادند و نتیجه گرفتند که استفاده از منبع حرارتی خورشید برای مناطق با نیازهای گرمایش بالا، توجیه‌پذیری اقتصادی بیشتری به نسبت پمپ‌های حرارتی با منابع حرارتی دیگر، می‌تواند داشته باشد [۱۹].

انرژی جمع‌آوری شده توسط کلکتور خورشیدی، به دو شکل کلی می‌تواند به تأمین حرارت مورد نیاز برای پمپ حرارتی کمک کند:

۱. یکی از راه‌ها، میسر کردن بازیابی حرارتی خاک، با عدم استفاده از منبع زمین در یک محدوده زمانی مشخص روزانه است که در این صورت، انرژی مورد نیاز توسط یک منبع حرارتی دیگر که در اینجا خورشید می‌باشد، تأمین می‌شود. به عنوان مثال، یانگ و همکارانش نشان دادند که در صورت استفاده از یک پمپ حرارتی با دو منبع زمین و خورشید به صورت متناوب و در بازه‌های به ترتیب ۱۴ و ۱۰ ساعت در طول روز، می‌توان به بازیابی بین ۳۰-۶۰ درصد دمای زمین در نزدیکی سوراخ مته کمک کرد [۲۰].

۲. راه دیگر، افزودن حرارت جمع‌آوری شده خورشید توسط کلکتورها و اضافه کردن آن به سوراخ مته است. در این شکل از استفاده، انرژی خورشید توسط کلکتورهای خورشیدی جمع‌آوری شده و به صورت غیرمستقیم و توسط یک مبدل حرارتی به سیال جاری در مبدل حرارتی زمینی انتقال یافته و یا به صورت مستقیم به درون مبدل حرارتی زمینی تزریق می‌شود. انتقال حرارت به سوراخ مته، می‌تواند به صورت مستقیم، یعنی از کلکتور به درون لوله U شکل اصلی و یا از طریق یک لوله U شکل دیگر در کنار لوله اصلی، صورت پذیرد. یکی از راه‌های دیگری که به منظور ذخیره انرژی حرارتی خورشید به درون زمین توصیه شده است، حفر سوراخی با مته

در کنار سوراخ مته اصلی برای تزریق انرژی خورشید به درون آن است. هرچند این شیوه چندان مورد توصیه قرار نگرفته است. تریلات-بردال و همکارانش با شبیه‌سازی یک نمونه پمپ حرارتی با منبع زمینی و با کمک انرژی خورشید که از انرژی خورشید برای تزریق حرارت به درون سوراخ مته استفاده می‌کرد، نشان دادند که استفاده از یک سیستم حرارتی خورشیدی می‌تواند بین برداشت حرارت از و یا انتقال حرارت به زمین در فصول مختلف سال، توازن برقرار کند [۲۱].

انتخاب چگونگی به کارگیری انرژی حرارتی خورشید برای پمپ حرارتی در این دو شکل کلی، بستگی به شرایط آب و هوایی منطقه، دسترسی به چگالی انرژی کافی خورشید و صلاحیت طراح از دو دیدگاه فنی و اقتصادی دارد. در مورد استراتژی‌های مختلف در فصل ۲-۴ به شکل مفصل‌تری بحث خواهد شد.

۲-۳ بررسی اصول و روابط حاکم بر این نوع پمپ‌های حرارتی

در فصل قبل، چرایی و دو شکل و حالت کلی استفاده از انرژی خورشید، برای تأمین انرژی پمپ‌های حرارتی ذکر شد. بعد از مشخص شدن بار حرارتی و بروندی ساختمان و تعیین اندازه پمپ حرارتی، محاسبه اندازه سوراخ مته و همچنین مساحت کلکتور حرارتی مورد استفاده و تعیین سهم هر یک در تأمین انرژی موردنیاز در اواپراتور پمپ حرارتی، برای استفاده از این نوع پمپ‌ها، لازم و ضروری است. در این بخش ابتدا روابط مربوط به تعیین اندازه مبدل حرارتی زمینی توضیح داده می‌شود و سپس روابط مربوط به تعیین اندازه و بازده کلکتور حرارتی خورشیدی با سیال عامل آب مطرح می‌شود. طراحی مبدل حرارتی زمینی عمودی به دو بخش تقسیم می‌شود؛ بخش اول مربوط به طراحی و تعیین کیفی سوراخ مته است و بخش دوم به طراحی اندازه مبدل حرارتی زمینی مربوط می‌شود. تعیین کیفی سوراخ مته، شامل انتخاب ماده پرکننده که معمولاً ملات سیمان (grout)، لوله‌های حاوی

سیال تبادل کننده حرارت، سیال انتقال‌دهنده حرارت و درنهایت تعیین مقاومت حرارتی مجموعه سوراخ مته می‌باشد.

دلیل پر کردن سوراخ مته با ملات سیمان (grout) سه چیز است:

۱. جلوگیری از نفوذ آب‌های روی سطح به سفره‌های آب زیرزمینی
۲. جلوگیری از نشتی آب یا محلول آب و گلیکول سیرکوله شده به آب‌های

زیرزمینی

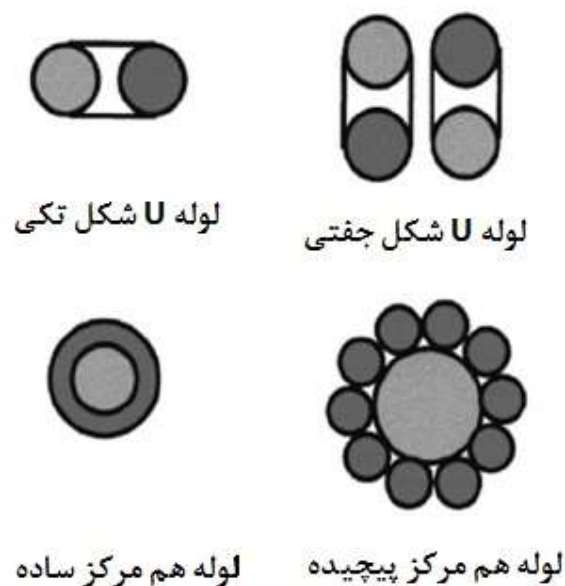
ملات به کار برده شده بهتر است حداقل رسانش حرارتی در حد 0.71 W/m.K داشته باشد؛ همچنین زیست‌تخریب‌پذیر و حاوی مواد مخلوط سمی نباشد.

یکی از مراحل دیگر تعیین کیفی سوراخ مته، انتخاب نوع لوله است. معمولاً برای جریان سیال انتقال‌دهنده حرارت، از لوله‌های پلی‌اتیلن با چگالی بالا با دو نوع 360.8 یا 471.0 استفاده می‌شود. قطر نامی لوله‌هایی که به کار می‌رود معمولاً بین $3/4$ تا 1 اینچ می‌باشد که معمولاً دارای رسانش حرارتی حدود 0.4 W/m.K است. برای حفظ لوله U شکل از تبادل حرارتی هر یک از شاخه‌هایش با یکدیگر، از تعدادی نگه‌دارنده برای محکم کردن لوله U شکل و همچنین حفظ فاصله مناسب، استفاده می‌شود. لوله‌های درون سوراخ مته به سه شکل کلی قابل نصب هستند:

۱- لوله U شکل تکی

۲- لوله U شکل جفتی

۳- لوله‌های هم‌مرکز



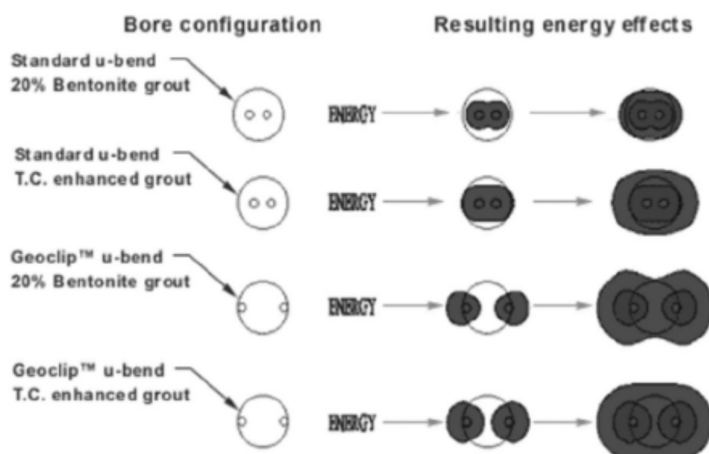
شکل ۱-۲: انواع شکل‌های لوله درون سوراخ مته [۲۲]

لوله U شکل تکی، مرسوم‌ترین شکل کاربرد لوله درون سوراخ مته است. اندازه مرسوم قطر لوله‌های U شکل تکی درون سوراخ مته، بین ۳۲ تا ۲۵ میلی‌متر و با فاصله بین ۷۰ تا ۵۰ میلی‌متر نسبت به یکدیگر می‌باشد.

لوله U شکل جفتی، معمولاً زمانی به کار می‌رود که یکی از لوله‌های U شکل، وظیفه شارژ حرارتی سوراخ مته را در زمان عدم استفاده از مبدل حرارتی زمینی عمودی دارد. یکی از استراتژی‌های مرسوم به‌کارگیری مبدل حرارتی با منبع زمینی با کمک انرژی خورشید، شارژ مجدد حرارتی سوراخ مته در فصل تابستان، برای استفاده از حرارت ذخیره‌شده آن در فصل زمستان می‌باشد.

لوله‌های هم‌مرکز، نسبت به لوله‌های دیگر نام‌برده، کاربرد کمتری دارند. شکل انتقال حرارت درون این لوله‌ها به این شکل است که آب سرد در لوله مرکزی جریان داشته و آب گرم در لوله محیط بر آن، تبادل حرارتی با زمین و با آب سرد انجام می‌دهد.

در شکل زیر، به‌طور ساده، شبیه‌سازی انتقال حرارت لوله U شکل تکی، درون سوراخ مته نشان داده شده است.



شکل ۲-۲: نحوه انتقال حرارت سوراخ مته در فواصل مختلف شاخه‌های لوله U شکل [۲۲]

یکی دیگر از مراحل تعیین کیفی سوراخ مته، تعیین سیال انتقال‌دهنده حرارت می‌باشد. سیال انتقال‌دهنده حرارت برای جریان در مبدل حرارتی زمینی، آب می‌باشد که برای جلوگیری آن از یخ‌زدگی آب در زمانی که سیستم برای تأمین گرمایش به کار گرفته می‌شود، به آن ۳۰ درصد حجمی ضد یخ اضافه می‌شود. نمونه‌ای از ضدیخ‌های به کار رفته به همراه ویژگی‌های مختص هر یک در جدول زیر قابل مشاهده است.

جدول ۱-۲: مقایسه خواص و هزینه ضدیخ‌ها با قابلیت اضافه شدن به سیال انتقال‌دهنده حرارت در مبدل زمینی

[۲۲]

رسانش حرارتی	لزجت	سمی بودن	قیمت	ضد یخ
۰/۴۲	+	+++	+	متانول
۰/۴۱	++	++	++	اتانول
۰/۴۴	+++	+	+++	پروپیلن گلیکول

دبی آب جاری درون مبدل حرارتی زمینی معمولاً بین ۴ تا ۱/۵ گالن بر دقیقه به ازای هر تن ظرفیت پمپ حرارتی می‌باشد. برای انتقال حرارت بهتر، جریان سیال باید آشفته باشد و این بدین معناست که عدد رینولدز جریان باید بیش از ۲۵۰۰ باشد. قبل از شروع به کار سیستم باید هوای درون لوله‌ها تخلیه شود که برای این منظور آب با سرعت ۲ فوت بر ثانیه درون لوله جریان داده می‌شود.

درنهایت، آخرین مرحله تعیین کیفی سوراخ مته و اجزای آن، به دست آوردن مقاومت حرارتی مجموعه اجزای سوراخ مته می‌باشد. جریان سیال درون لوله، جنس و هندسه لوله‌ها و اجزای تشکیل‌دهنده ملات سیمان، همه بر روی اندازه مقاومت حرارتی سوراخ مته تأثیر می‌گذارد. موارد نام‌برده بهتر است طوری انتخاب شوند که مقاومت حرارتی سوراخ مته به حداقل مقدار خود برسد. معمولاً مقاومت حرارتی سوراخ مته بین 0.05 mK/W تا 0.35 mK/W متغیر است.

چند روش تحلیلی برای محاسبه مقاومت حرارتی سوراخ مته به طبع رسیده است. مهم‌ترین این روش‌ها، روش رموند (۱۹۹۹) و روش مولتی-پُل (کلاسون و هلشتروم، ۲۰۱۱) می‌باشد. هر دوی این روش‌ها از اصول انتقال حرارت دوبعدی برای شبیه‌سازی و تعیین چگونگی محاسبه مقاومت حرارتی سوراخ مته بهره جسته‌اند.

روش رموند یک روش تجربی است که بر اساس قرار گرفتن لوله U شکل درون سوراخ مته، از یک فاکتور شکل برای به دست آوردن مقاومت حرارتی ملات سیمان (grout) استفاده می‌کند:

$$R_b = R_{grout} + 0.5R_{pipe} + 0.5R_{conv} \quad (1-2)$$

$$R_{pipe} = \frac{\ln\left(\frac{r_{pipe,o}}{r_{pipe,i}}\right)}{2\pi\lambda_{pipe}} \quad (2-2)$$

$$R_{conv} = \frac{1}{2\pi r_{pipe,i} h_i} \quad (3-2)$$




$$R_{grout} = \frac{1}{S_b \lambda_{grout}} \quad (4-2)$$

$$S_b = \beta_0 \left(\frac{r_b}{r_{pipe,o}}\right)^{\beta_1} \quad (5-2)$$

که در این روابط، R_{grout} مقاومت حرارتی ملات سیمان، R_{pipe} مقاومت حرارتی لوله‌ها و R_{conv} مقاومت حرارتی جابجایی جریان آب درون لوله است. همچنین $T_{pipe,o}$ شعاع خارجی لوله، $T_{pipe,i}$ شعاع داخلی

لوله و T_b شعاع سوراخ مته می‌باشد. λ_{grout} و λ_{pipe} به ترتیب ضریب رسانش حرارتی لوله و ملات سیمان بوده و h_i ضریب هدایت حرارتی جریان آب درون لوله می‌باشد.

همچنین S_b ضریب شکل قرارگیری لوله‌ها درون سوراخ مته است که در آن ضرایب β_0 و β_1 فاکتور شکل رابطه مربوط به S_b هستند و به نحوه قرارگیری لوله درون سوراخ مته بستگی دارد و از شکل ۲-۳ انتخاب می‌شود:

Coefficient	Pattern		
			
β_0	14.4509	17.4427	21.9059
β_1	-0.8176	-0.6052	-0.3796

شکل ۲-۳: ضرایب β_0 و β_1 برای فواصل مختلف شاخه‌های لوله U شکل [۲۲]

روش مولتی- پل یک راه‌حل دقیق برای به دست آوردن مقاومت حرارتی سوراخ مته است که در آن، فاصله دقیق بین لوله‌ها، یکی از متغیرهای رابطه مربوطه برای به دست آوردن مقاومت حرارتی سوراخ مته می‌باشد، بنابراین به نسبت روش رموند به میزان اندکی دارای دقت بالاتر است. همچنین با استفاده از روش مولتی- پل، محاسبه مقاومت حرارتی سوراخ مته حاوی لوله‌های هم‌مرکز نیز میسر می‌باشد.

بر طبق نظر کاوانا (۲۰۱۰)، برای یک سوراخ مته تکمیل شده با اندازه لوله بین ۲۵ تا ۳۰ میلی‌متر، مقاومت حرارتی سوراخ مته بین ۲۵ تا ۱۵ درصد مقاومت حرارتی کل مجموعه زمین و سوراخ مته است.

بر طبق نظر هلشتروم (۱۹۹۱) رابطه تحلیلی انتقال حرارت دوبعدی برای به دست آوردن مقاومت حرارتی سوراخ مته، می‌تواند با در نظر گرفتن دبی جریان، اندازه سوراخ مته و مقاومت حرارتی داخلی سوراخ مته، اصلاح شود؛ در نتیجه از این طریق، مقاومت حرارتی سوراخ مته در تحلیل سه‌بعدی انتقال

حرارت به دست می‌آید.

$$R_{bh}^* = R_{bh} \left(1 + \frac{H^2}{3(\dot{m}_w c_w)^2 R_a R_{bh}} \right) \quad (۶-۲)$$

که در این رابطه، R_{bh} مقاومت حرارتی سوراخ مته در تحلیل انتقال حرارت دوبعدی، H طول سوراخ مته، \dot{m}_w دبی آب جاری درون لوله، c_w ظرفیت حرارتی آب و R_b مقاومت حرارتی داخلی سوراخ مته می باشد.

بعد از تعیین اندازه‌های کیفی سوراخ مته، نوبت تعیین کردن اندازه عمق سوراخ مته و مبدل حرارتی زمینی عمودی و همچنین تعداد آن‌ها، متناسب با نیاز حرارتی ست. طراحی دقیق مبدل حرارتی زمینی از چند جهت حائز اهمیت است:

۱. به ازای هر متر عمق بیشتر سوراخ مته، هزینه اولیه به‌کارگیری مجموعه سیستم پمپ حرارتی بالاتر می‌رود و این امر، از کشش اقتصادی طرح به‌شدت می‌کاهد.

۲. کوچکتر شدن اندازه مبدل حرارتی زمینی، به معنای کاهش دمای آب ورودی به پمپ حرارتی در فصل زمستان و افزایش دمای آب ورودی به پمپ حرارتی در تابستان می‌باشد که هر دو منجر به کاهش ضریب عملکرد می‌شود.

در نتیجه، چنانچه اندازه پمپ حرارتی به درستی انتخاب نشود، ممکن است هزینه‌های اولیه و یا عملیاتی گزافی به اجرای طرح تحمیل کند. به‌عنوان مثال در حالتی که اندازه مبدل حرارتی زمینی بیش از اندازه ضروری تعیین شده باشد، هم به هزینه اولیه به‌کارگیری طرح می‌افزاید و هم شیب افزایش یا کاهش دمای آب ورودی به پمپ حرارتی در فصول زمستان و تابستان رو به کاهش می‌گذارد و در نتیجه، کاهش هزینه‌های عملیاتی ناشی از بالاتر رفتن ضریب عملکرد پمپ حرارتی نیز محسوس نخواهد بود.

مراحل طراحی اندازه مبدل حرارتی زمینی به‌طور خلاصه به شرح زیر است:

۱. محاسبه بار حرارتی و برودتی ساختمان برای زمان پیک و همچنین ماهانه و روزانه.
۲. انتخاب نوع و ظرفیت پمپ حرارتی.
۳. تعیین مشخصه‌های حرارتی زمین در ناحیه‌ای که ساختمان در آن قرار دارد.
۴. تعیین مشخصه‌های کیفی سوراخ مته (فاصله، قطر سوراخ مته، قطر لوله U شکل، عمق، جنس لوله، ملات سیمان، سیال تبادل کننده حرارت و...)
۵. محاسبه تعداد و اندازه مبدل‌های حرارتی زمینی.
۶. انجام محاسبات گام‌به‌گام برای به دست آوردن بهترین اندازه مبدل حرارتی به لحاظ اقتصادی و عملیاتی.

در طراحی مبدل حرارتی زمینی، سه روش متداول طراحی اندازه مبدل حرارتی عمودی، عبارت است از روش ASHRAE^{۱۴} که توسط کاوانا و رافرتی به طبع رسیده، روش برنیر (۲۰۰۰) و همچنین روش GLHEPRO که توسط اسکیلسون پیشنهاد شده است. مقایسه دو روش با استفاده از آنالیز حساسیت نشان داده است که روش ASHRAE اندازه مبدل حرارتی زمینی را حدود ۲۷ درصد بیشتر از روش GLHEPRO در نظر می‌گیرد [۲۳]. دمای سیال ورودی به مبدل حرارتی زمینی، شکل‌بندی لوله‌های U شکل، فاصله میان سوراخ‌ها مته مجاور هم و درنهایت رسانش حرارتی خاک از مهم‌ترین عوامل تأثیرگذار بر اندازه مبدل حرارتی زمینی عمودی می‌باشد. در میان این عوامل، مخصوصاً رسانش حرارتی خاک و انتخاب دمای ورودی آب به درون مبدل حرارتی عمودی، یکی از چالش‌های اساسی بر سر راه طراحی این مبدل‌هاست.

روش ASHRAE یک روش تحلیلی است که با فرض شرایط پایا حل می‌شود. این روش به پیشنهاد

^{۱۴} American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers

کاونان و رافرتی در سال ۱۹۹۷ پیشنهاد شده است. برای به دست آوردن این رابطه، از روابط مربوط به پراکندگی دما در یک منبع حرارتی استوانه‌ای که توسط اینگرسول (۱۹۵۴) پیشنهاد شده، استفاده شده است. چنانچه عامل بسیار پراهمیت مدت‌زمان انتقال حرارت در زیر زمین را نادیده بگیریم و انتقال حرارت در زیر زمین را به صورت پایا فرض کنیم، انتقال حرارت از زمین به سیال انتقال‌دهنده حرارت به صورت زیر خواهد بود:

$$Q = L \frac{T_g - T_f}{R} \quad (7-2)$$

که در این معادله، Q نرخ انتقال حرارت به زمین، T_g دمای زمین بدون تغییر اولیه، T_f متوسط دمای سیال و R مقاومت حرارتی مجموعه لوله تا بیرون سوراخ مته است.

بر طبق روابط استخراج‌شده توسط کاونان و رافرتی که در استانداردهای ASHRAE موجود است، طول کل مبدل حرارتی زمینی در دو شکل گرمایش (L_h) و سرمایش (L_c) در انتقال حرارت گذرا، از طریق زیر به دست می‌آید [۲۴]:

$$L_h = \frac{Q_a R_{ga} + Q_{g,h,d} (R_b + PLF_{m,h,d} R_{gm} + R_{gd} F_{sc})}{T_g - \left(\frac{T_{in} + T_{out}}{2}\right) - T_p} \quad (8-2)$$

$$L_h = \frac{Q_a R_{ga} + Q_{g,h,d} (R_b + PLF_{m,h,d} R_{gm} + R_{gd} F_{sc})}{T_g - \left(\frac{T_{in} + T_{out}}{2}\right) - T_p} \quad (9-2)$$

که در این معادلات:

Q_a نرخ کلی انتقال حرارت سالانه به زمین

$Q_{g,c,d}$ و $Q_{g,h,d}$ انتقال حرارت طراحی به زمین در حالت گرمایش و سرمایش

R_{gd} ، R_{gm} ، R_{ga} مقاومت حرارتی مؤثر برای پالس‌های حرارتی سالانه، ماهانه و روزانه

R_b مقاومت حرارتی مؤثر سوراخ مته

PLF_{m,c,d} و PLF_{m,h,d} فاکتور بار جزئی برای سرمایش و گرمایش در ماه طراحی

F_{sc} فاکتور اتلاف حرارتی در سیکل کوچک مربوط به انتقال حرارت بین لوله ورودی و خروجی به

زمین

T_{in} و T_{out} دمای سیال در ورودی و خروجی پمپ حرارتی

T_p اختلاف دمای حد فاصل بین دو سوراخ مته با زمین است.

همچنین، نرخ انتقال حرارت برای حالت گرمایش مثبت در نظر گرفته می‌شود. در حالتی که طراحی به‌طور عرفی صورت بگیرد، طول مبدل حرارتی زمینی، همان طول بزرگ‌تر بین L_h و L_c خواهد بود.

شایان ذکر است که مقاومت حرارتی سوراخ مته (R_b) ضرب در بار پیک طراحی انتقال حرارت به زمین (Q_{g,h,d}، Q_{g,c,d})، سهم حدود سی درصدی در اندازه مبدل حرارتی زمینی و مقاومت حرارتی ساعتی و ماهانه (R_{gm} و R_{gd}) در بار پیک طراحی انتقال حرارت به زمین (Q_{g,h,d}، Q_{g,c,d}) نیز هر کدام سهم حدود ۳۰ درصدی در اندازه نهایی مبدل حرارتی خواهند داشت. در این میان، سهم عبارت Q_aR_{ga} نسبت به سایر عبارت‌ها در تعیین اندازه نهایی مبدل حرارتی کمتر خواهد بود.

اندازه مبدل حرارتی برای تنظیم حداقل دمای ممکن آب ورودی به پمپ حرارتی (EWT) در زمستان و حداکثر دمای ورودی به پمپ حرارتی در تابستان تعیین می‌شود.

بارهای زمین یا همان میزان حرارت تزریق شده به و یا دریافت شده از زمین، توسط روابط زیر قابل تعیین است:

$$Q_{g,c,d} = Q_{cooling} \left(\frac{COP_{cooling} + 1}{COP_{cooling}} \right) \quad (10-2)$$

$$Q_{g,h,d} = Q_{heating} \left(\frac{COP_{heating} - 1}{COP_{heating}} \right) \quad (11-2)$$

برای مواجهه با بدترین شرایط آب و هوایی، $Q_{cooling}$ و $Q_{heating}$ معمولاً برای زمان پیک بار انتخاب می‌شوند یا دست‌کم به آن نزدیک می‌شوند.

همچنین، نرخ انتقال حرارت متوسط به زمین در طول سال (Q_a)، با استفاده از محاسبه نرخ انتقال حرارت به زمین و یا از زمین در حالت کارکرد تمام بار در امر گرمایش و سرمایش در طول سال، قابل محاسبه است:

$$Q_a = (Q_{g,c,d} \cdot hours_c + Q_{g,c,h} \cdot hours_h) / 8760 \quad (12-2)$$

خاک، متشکل از سه بخش هوا، رطوبت و مواد جامد است. رسانش حرارتی خاک کاملاً متأثر از درصد حجمی و رسانش حرارتی هر یک از این بخش‌هاست. به‌عنوان مثال، افزایش رطوبت خاک، یا افزایش چگالی بخش جامد، منجر به افزایش رسانش حرارتی خاک می‌شود. همچنین وجود رطوبت برای خاک‌های شنی منجر به افزایش بیشتری در رسانش حرارتی، نسبت به خاک‌های ماسه‌ای می‌شود. معمولاً رطوبت بین ۳۰ تا ۱۰ درصد، منجر به افزایش قابل توجهی در رسانش حرارتی خاک می‌شود. از طرف دیگر، افزایش دمای خاک در جایی که حفره‌های هوا بین ذرات خاک وجود دارد، منجر به افزایش رسانش حرارتی خاک می‌شود و در جایی که چگالی خاک بالاست و یا درون سنگ‌ها، باعث کاهش آن می‌شود. برای تعیین مشخصه‌های ژئوترمال زمین، از آزمون TRT^{15} استفاده می‌کنند. هرچند بر طبق نظر کاوانا و رافرتی (۲۰۱۴)، بهتر است برای طراحی سیستم‌ها در کاربری‌های کوچک، از این آزمون استفاده نشود بلکه از محاسبات سرانگشتی با در نظر گرفتن جنس خاک و رطوبت آن، رسانش حرارتی زمین مورد محاسبه قرار بگیرد.

بدین منظور، استفاده از جدول ۲-۲ زیر برای طراحی‌های کوچک می‌تواند رسانش حرارتی زمین را در حدی قابل قبول تخمین بزند.

¹⁵ Thermal Response Test

مقاومت حرارتی زمین با پالس روزانه، برای شش ساعت کار (۰/۲۵ روز)، با پالس ماهانه برای سی روز کار (۳۰ روز) و با پالس حرارتی سالانه، برای ۱۰ سال کار (۳۶۵۰ روز) از طریق فرمول ۲-۱۳ قابل محاسبه است.

جنس خاک	چگالی بخش	۵ درصد	۱۰ درصد	۱۵ درصد	۲۰ درصد
	خشک	رطوبت	رطوبت	رطوبت	رطوبت
درشت	۱/۶۰ gr/cm ³	۱/۳۸ - ۲/۴۲	۲/۰۸ - ۲/۶۰	۲/۲۵ - ۲/۷۷	۲/۴۲ - ۲/۹۴
۱۰۰٪ ماسه	۱/۹۲ gr/cm ³	۲/۰۸ - ۳/۲۹	۲/۴۲ - ۳/۴۶	۲/۷۷ - ۳/۸۱	-
ریز	۱/۶۰ gr/cm ³	۰/۸۷ - ۱/۰۴	۰/۸۷ - ۱/۰۴	۱/۰۴ - ۱/۲۱	۱/۰۴ - ۱/۳۸
۱۰۰٪ خاک رس					
خاک دانه درشت = قطر ۰/۰۷۵ تا ۵ میلی‌متر خاک دانه ریز = قطر کمتر از ۰/۰۷۵ میلی‌متر					

جدول ۲-۲: رسانش حرارتی انواع خاک با رطوبت‌های مختلف [۲۳]

$$R = \frac{1}{k} f(\alpha, r_b) \quad (۱۳-۲)$$

$$f = a_0 + a_1 r_b + a_2 r_b^2 + a_3 \alpha + a_4 \alpha^2 + a_5 \ln(\alpha) + a_6 \ln(\alpha)^2 + a_7 r_b \alpha + a_8 r_b \ln(\alpha) + a_9 \alpha \ln(\alpha) \quad (۱۴-۲)$$

که برای به دست آوردن مقادیر a می‌توان از جدول ۲-۳ استفاده کرد.

یکی دیگر از پارامترهای موردنیاز برای به دست آوردن اندازه مبدل حرارتی زمینی عمودی، پارامتر T_p یا دمای حدفاصل بین دو سوراخ مته (در صورت انتخاب وجود دو یا چند سوراخ مته) با زمین است. در واقع T_p یک پارامتر برای بررسی اثر متقابل حرارتی بین دو یا چند سوراخ مته نزدیک به هم می‌باشد. این دما با توجه به جایگاه قرارگیری سوراخ‌های مته نسبت به هم و توان ذخیره یا جذب

حرارتی هر یک، قابل محاسبه می‌باشد. بر طبق نظر کاوانا و رافرتی (۲۰۱۴)، اگر یک سوراخ مته در هر چهار طرف خود مجاور سوراخ‌های مته هم‌اندازه و هم‌شکل باشد و فاصله بین هر کدام از سوراخ‌های مته، d_s باشد، در فاصله $0.5d_s$ می‌تواند انتقال حرارت آدیاباتیک فرض شود و در این ناحیه هیچ حرارتی منتقل نمی‌شود و تمام حرارت به مرور زمان ذخیره می‌شود (Q_{stored}).

جدول ۲-۳: ضرایب مختلف a برای به دست آوردن مقاومت حرارتی زمین در بازه‌های زمانی پیک، ماهانه و سالانه

[۲۳]

	$f_{\epsilon h}$	f_{im}	$f_{1,y}$
a_0	۰/۶۶۱۹۳۵۲	۰/۴۱۳۲۷۲۸	۰/۳۰۵۷۶۴۶
a_1	-۴/۸۱۵۶۹۳	۰/۳۹۱۲۹۸۱	۰/۰۸۹۸۷۴۴۶
a_2	۱۵/۰۳۵۷۱	-۰/۷۵۸۹۲۸۶	-۰/۰۹۱۵۱۷۸۶
a_3	-۰/۰۹۸۷۹۴۲۱	۰/۱۵۶۳۹۷۸	-۰/۰۳۸۷۲۴۵۱
a_4	۰/۰۲۹۱۷۸۸۹	-۰/۲۲۸۹۳۵۵	۰/۱۶۹۰۸۵۳
a_5	۰/۱۱۳۸۴۹۸	-۰/۰۰۴۹۲۷۵۵۴	-۰/۰۲۸۸۱۶۸۱
a_6	۰/۰۰۵۶۱۰۹۳۳	-۰/۰۰۲۶۹۴۹۷۹	-۰/۰۰۲۸۸۶۵۸۴
a_7	۰/۷۷۹۶۳۲۹	-۰/۶۳۸۰۳۶۰	-۰/۱۷۲۳۱۶۹
a_8	-۰/۳۲۴۳۸۸۰	۰/۲۹۵۰۸۱۵	۰/۰۳۱۱۲۰۳۴
a_9	-۰/۰۱۸۲۴۱۰۱	۰/۱۴۹۳۳۲۰	-۰/۱۱۸۸۴۳۸

در نتیجه دمای آن ناحیه در یک زمان مشخص به کارگیری پمپ حرارتی (معمولاً ده سال)، از طریق

زیر قابل محاسبه است:

$$T_p = \frac{N_4 + 0.5N_3 + 0.25N_2 + 0.1N_1}{N_{\text{tot}}} T_{pl} \quad (۱۵-۲)$$

$$T_{pl} = \frac{Q_{stored}}{\rho c_p d_s^2 L} \quad (16-2)$$

که در رابطه بالا N_{1-4} نمایانگر تعداد سوراخ‌های مته ایست که از چهار طرف (N_4)، سه طرف (N_3)، دو طرف (N_2) و یک طرف (N_1) به سوراخ‌های مته دیگر مشرف می‌باشد.

کاهش فاصله بین دو سوراخ مته، منجر به افزایش T_p و در نتیجه افزایش اندازه مبدل حرارتی زمینی می‌شود. هرچند حساسیت طول مبدل حرارتی به تغییرات T_p به نسبت پایین است.

همچنین فیلیپ و همکارانش (۲۰۱۰) روش دیگری با استفاده از توابع F برای محاسبه T_p پیشنهاد داده‌اند که به شرح زیر می‌باشد:

$$T_p = \frac{Q_y}{2\pi k L} F(t/t_s, B/H, NB, A) \quad (17-2)$$

که در رابطه بالا، H عمق سوراخ مته، B فاصله بین دو سوراخ مته (این اندازه باید ثابت باشد برای هر تعدادی از سوراخ‌های مته)، NB تعداد سوراخ‌های مته، A نسبت ژئومتریک (نسبت تعداد سوراخ‌های مته در طولانی‌ترین مسیر در یک جهت، به تعداد سوراخ‌های مته در جهت دیگر)، t_s مشخصه زمان مته ($=H^2/9\alpha$) می‌باشد. همچنین تابع وابستگی F با جمع ۳۷ عبارت خواهد شد:

$$F = \sum_{i=0}^{36} b_i X c_i \quad (18-2)$$

که ضرایب آن در جدول ۲-۴ موجود است. برای به کار بردن روابط پیشنهاد شده توسط فیلیپ و همکارانش، باید شروط زیر برقرار باشد:

$$-2 \leq \ln(t/t_s) \leq 3 \quad (19-2)$$

$$4 \leq NB \leq 144$$

$$1 \leq A \leq 9$$

$$0.05 \leq B/H \leq 0.1$$

همچنین دمای سیال انتقال‌دهنده حرارت بر طبق دبی و ظرفیت پمپ حرارتی، از طریق جدول ۲-۵ قابل تعیین است.

در نهایت، محاسبات گام‌به‌گام به منظور به دست آوردن بهترین اندازه مبدل حرارتی زمینی عمودی، از طریق طی مراحل که در شکل ۲-۴ نشان داده شده است حاصل می‌گردد.

جدول ۲-۴: ضرایب مختلف c و b برای محاسبه مقدار F به کار رفته در رابطه مربوط به دمای حد فاصل سوراخ‌های مته

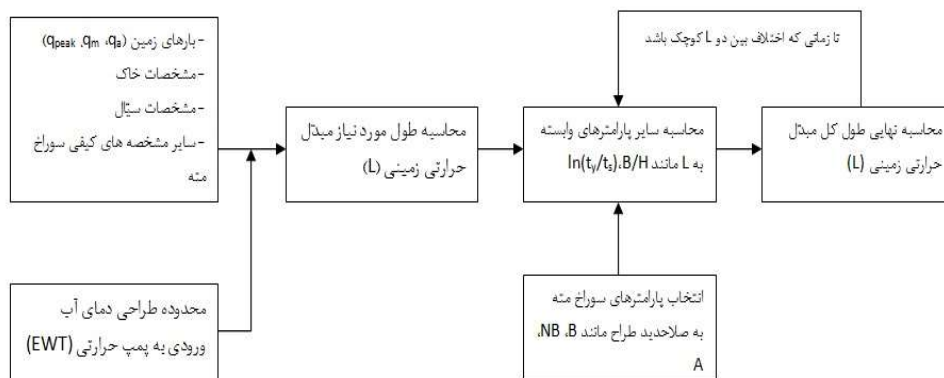
i	B	c
0	7.8189E+00	1
1	-6.4270E+01	B/H
2	1.5387E+02	(B/H) ²
3	-8.4809E+01	(B/H) ³
4	3.4610E+00	ln(t/t _s)
5	-9.4753E-01	[ln(t/t _s)] ²
6	-6.0416E-02	[ln(t/t _s)] ³
7	1.5631E+00	NB
8	-8.9416E-03	NB ²
9	1.9061E-05	NB ³
10	-2.2890E+00	A
11	1.0187E-01	A ²
12	6.5690E-03	A ³
13	-4.0918E+01	(B/H) x [ln(t/t _s)]
14	1.5557E+01	(B/H) x [ln(t/t _s)] ²
15	-1.9107E+01	(B/H) x NB
16	1.0529E-01	(B/H) x NB ²
17	2.5501E+01	(B/H) x A
18	-2.1177E+00	(B/H) x A ²
19	7.7529E+01	(B/H) ² x [ln(t/t _s)]
20	-5.0454E+01	(B/H) ² x [ln(t/t _s)] ²
21	7.6352E+01	(B/H) ² x NB
22	-5.3719E-01	(B/H) ² x NB ²
23	-1.3200E+02	(B/H) ² x A
24	1.2878E+01	(B/H) ² x A ²
25	1.2697E-01	[ln(t/t _s)] x NB
26	-4.0284E-04	[ln(t/t _s)] x NB ²
27	-7.2065E-02	[ln(t/t _s)] x A
28	9.5184E-04	[ln(t/t _s)] x A ²

29	-2.4167E-02	$[\ln(t/t_s)]^2 \times NB$
30	9.6811E-05	$[\ln(t/t_s)]^2 \times NB^2$
31	2.8317E-02	$[\ln(t/t_s)]^2 \times A$
32	-1.0905E-03	$[\ln(t/t_s)]^2 \times A^2$
33	1.2207E-01	$NB \times A$
34	-7.1050E-03	$NB \times A^2$
35	-1.1129E-03	$NB^2 \times A$
36	-4.5566E-04	$NB^2 \times A^2$

جدول ۲-۵: ضرایب اختلاف دمای بین سیال ورودی و خروجی مبدل حرارتی

دبی بر واحد توان (L/s/Kw)	افزایش دما در سرمایش (°C)	افت دما در گرمایش (°C)
۰/۰۵۴	۵/۶	۳/۳
۰/۰۴۵	۷/۲	۳/۹ – ۴/۴
۰/۰۳۶	۸/۳	۵

روابط و اصول کلی حاکم بر طراحی مبدل حرارتی با منبع زمینی، در بالا ذکر شد. علاوه بر منبع زمینی، خورشید و نحوه کسب انرژی از آن نیز بخش مهم دیگر در طراحی پمپ‌های حرارتی با منبع زمینی و با کمک انرژی خورشید می‌باشد. در نتیجه دانستن اصول و روابط حاکم بر طراحی کلکتور خورشیدی و محاسبه شدت تابش در روزها و ساعات‌های مختلف سال، شرط لازم طراحی این نوع پمپ‌های حرارتی می‌باشد.



شکل ۲-۴: مراحل گام به گام محاسبه اندازه مبدل حرارتی زمینی عمودی

کلکتور خورشیدی مورد استفاده در این نوع از پمپ‌های حرارتی، از نوع تخت (flat plate) است. در فصل اول، در مورد ساختمان کلکتورهای خورشیدی و مزایای استفاده از آن برای پمپ‌های حرارتی سخن به تفصیل گفته شود. در این فصل سعی می‌شود روابط حاکم بر طراحی کلکتورهای خورشیدی با سیال عامل آب، به اختصار بیان شود.

هدف در طراحی کلکتور خورشیدی برای پمپ‌های حرارتی با منبع زمین و با کمک انرژی خورشید، به دست آوردن مساحت کلکتور حرارتی لازم برای جذب بخشی از حرارت خورشید است که برای گرمایش مستقیم یا به‌کارگیری در اواپراتور پمپ حرارتی و گرم کردن مبرد، بدان نیاز داریم. مساحت کلکتور خورشیدی از رابطه زیر به دست می‌آید [۱۷]:

$$A_c = \frac{Q_u}{F_R [G_t(\tau\alpha) - U_L(T_i - T_a)]} \quad (2-20)$$

که در این رابطه، Q_u توان مفید کلکتور خورشیدی، F_R فاکتور حذف حرارت، G_t شدت تابش خورشیدی بر روی سطح شیب‌دار، τ ضریب عبور تشعشع خورشید از سطح شیشه‌ای، α ضریب جذب تشعشع سطح شیشه‌ای، U_L ضریب کلی انتقال حرارت از کلکتور خورشیدی که شامل بخش بالای کلکتور، بخش پایینی کلکتور و گوشه‌های آن می‌باشد. در نهایت T_i دمای اولیه آب ورودی به کلکتور

خورشیدی و T_a دمای هوای اطراف است.

برای اطلاع از شیوه بدست آوردن شدت تشعشع خورشیدی (G) می توان به کتابخانه نرم افزارهایی

مانند HAP Carrier 4.5 یا سایت های مختلف اینترنتی رجوع کرد

با صفر در نظر گرفتن مقدار Q_u ، حد شدت تابش خورشیدی برای زمانی که میزان جذب کلکتور با

میزان اتلافات آن برابر است، به دست می آید؛ برای اینکه استفاده از کلکتور بتواند تأمین کننده انرژی

برای استفاده برای پمپ حرارتی باشد، باید میزان تشعشع خورشید از این مقدار بر روی سطح شیبدار

بیشتر باشد:

$$G_{tc} = \frac{F_R U_L (T_i - T_a)}{F_R (\tau \alpha)} \quad (21-2)$$

همچنین، بازدهی کلکتور خورشیدی از رابطه زیر قابل تعیین است:

$$\eta = \frac{Q_u}{A_c I_t} \quad (22-2)$$

همچنین مقدار بازدهی کلکتور خورشیدی با استفاده از مشخصات فنی کلکتور که توسط ضرایبی

توسط شرکت سازنده ارائه می شود، به شرح زیر است:

$$\eta = \eta_0 - a_1 T^* - a_2 G_t T^{*2} \quad (23-2)$$

$$T^* = \frac{T_i - T_a}{G_t} \quad (24-2)$$

همچنین دمای آب خروجی از کلکتور خورشیدی، به طریق زیر قابل تعیین است:

$$T_o = \frac{Q_u}{\dot{m} C_p} + T_i \quad (25-2)$$

که در رابطه بالا، \dot{m} دبی و C_p ظرفیت حرارتی سیال جاری درون کلکتور خورشیدی است.

در این بخش، روابط لازم برای طراحی یک سیستم پمپ حرارتی با منبع زمین و با کمک انرژی خورشید ذکر شد. حال برای تعیین سهم مبدل حرارتی زمینی و یا کلکتور خورشیدی در تأمین حرارت لازم برای اواپراتور پمپ حرارتی، استراتژی‌های مختلفی وجود دارد که در بخش‌های بعدی بدان اشاره خواهد شد.

۲-۴ بررسی استراتژی‌های مختلف به کارگیری این نوع پمپ‌های حرارتی

همان‌طور که قبلاً توضیح داده شد، استفاده از خورشید برای تأمین انرژی لازم در جهت انتقال حرارت در بخش اواپراتور پمپ حرارتی با منبع زمین، در دو شکل کلی قابل انجام است؛ شکل اول، استفاده از انرژی خورشید برای تأمین انرژی پمپ حرارتی به‌طور مستقیم و راه دیگر، استفاده از انرژی خورشید برای تزریق حرارت به درون سوراخ مته است؛ اما بحث در مورد اینکه کدام‌یک از این دو شیوه بسیار کلی برای تأمین بخشی از انرژی پمپ حرارتی مناسب‌تر است، به شرایط عینی ناحیه استفاده از این پمپ‌ها مرتبط است. بسیاری از دانشمندان نشان داده‌اند که کلید تمام استراتژی‌های استفاده، در کنترل بخش سیکل زمین-خورشید و از دیدگاه فنی و اقتصادی خلاصه می‌شود. با در نظر گرفتن تمامی شرایط، بدیهی است که بهترین استراتژی باید منجر به بیشینه کردن استفاده از انرژی خورشید و در نتیجه کاهش هزینه‌های انرژی و همچنین موجه کردن سرمایه‌گذاری اولیه برای استفاده از انرژی خورشید به لحاظ اقتصادی بشود. بدین منظور چند معیار مهم برای مقایسه بین استراتژی‌های مختلف موجود است که برای انتخاب بهترین استراتژی، می‌بایست با هم مقایسه شوند. یکی از این معیارها درصد بخش خورشیدی (Solar Fraction) می‌باشد که از رابطه زیر به دست می‌آید [۲۵]:

$$SF = \frac{Q_{SH} + Q_{SDHW}}{Q_{tank}} \quad (26-2)$$

که در این بخش، Q_{SH} و Q_{SDHW} به ترتیب مقدار انرژی خورشیدی کل تأمین‌شده برای گرمایش ساختمان و مقدار انرژی خورشیدی کل تأمین‌شده برای تهیه آب گرم مصرفی ساختمان و Q_{Solar}

مقدار انرژی کل ذخیره شده در مخزن ذخیره است. برای استفاده از این رابطه، لازم به ذکر است که چنانچه انرژی کسب‌شده توسط کلکتورهای خورشیدی، در یکی از بخش تهیه آب گرم مصرفی و یا گرمایش مستقیم ساختمان یا هر دو دخیل نباشد، باید بخش مربوط به هر کدام از بخش‌های غیر دخیل، از رابطه بالا حذف شود.

از آنجاکه استفاده از انرژی خورشید به‌عنوان یک منبع تجدیدپذیر انرژی و در نتیجه کاهش نشر CO₂، یکی از دلایل بنیادین به‌کارگیری SAGSHP می‌باشد، در صورت برابری شرایط دیگر، بالا بودن میزان SF، می‌تواند یکی از دلایل مهم انتخاب یکی از انواع استراتژی‌ها باشد.

یکی از معیارهای دیگر، ضریب بازدهی فصلی (Seasonal Performance Factor) می‌باشد که از رابطه زیر به دست می‌آید [۲۵]:

$$SPF = \frac{Q_t}{E_t} = \frac{|Q_{SC}| + Q_{SH} + Q_{DHW}}{\sum E_P + E_{GSHP} + E_{AUX}} \quad (27-2)$$

که در این رابطه، مقدار حرارت حذف‌شده از ساختمان، توسط پمپ حرارتی در حالت سرمایش، E_P انرژی الکتریکی لازم برای کارکرد پمپ‌ها، E_{GSHP} انرژی الکتریکی مصرف‌شده توسط پمپ حرارتی و E_{AUX} انرژی مصرف‌شده در لوازم حرارتی جانبی برای تأمین گرمایش می‌باشد. هر استراتژی که بتواند به ضریب بازدهی فصلی بالاتری دست پیدا کند، به لحاظ صرفه‌جویی انرژی، استراتژی مطلوب‌تری است.

نتایج تحقیقات نشان می‌دهد که انتخاب استراتژی‌های مختلف، بسیار متأثر از میزان کاهش عمق سوراخ مته در صورت استفاده از انرژی خورشید است. علاوه بر آن، اختلاف دمای آب خروجی از کلکتور خورشیدی و آب خروجی از مبدل حرارتی زمینی یکی از عوامل تأثیرگذاری دیگر است که به شرایط خاک، آب‌وهوا و شار حرارتی خورشیدی وابسته است. همچنین در وهله بعد، هزینه‌های مربوط به مصرف انرژی الکتریکی (مخصوصاً در صورت استفاده از وسایل گرمایشی جانبی) از عوامل

تعیین‌کننده دیگر می‌باشد. انرژی خورشید با توجه به نیازهای حرارتی ساختمان (گرمایش و تأمین آب گرم مصرفی) و با پیش گرفتن یک استراتژی مؤثر، می‌تواند به طرز مطلوبی مورد استفاده قرار گیرد. انتخاب روش استفاده از انرژی خورشید به‌طور مستقیم (برای گرمایش ساختمان یا انتقال حرارت در اواپراتور) یا غیرمستقیم (تزریق حرارت به سوراخ مته) و یا استفاده ترکیبی از هر دو روش، به شرایط عینی طرح بستگی تام و تمام دارد. بدیهی است که انتخاب بهترین استراتژی، توجه‌پذیری اقتصادی طرح را تسهیل می‌کند.

پنج استراتژی مرسوم که می‌توان آن‌ها را برای استفاده از پمپ حرارتی با منبع زمین و با کمک انرژی خورشید پیشنهاد داد، به شرح زیر است:

۱. سیستم خورشیدی فقط وظیفه تأمین بخشی از انرژی لازم برای گرمایش ساختمان یا تهیه آب گرم مصرفی را بر عهده دارد.
۲. سیستم خورشیدی فقط وظیفه تزریق انرژی به درون سوراخ مته را بر عهده دارد.
۳. سیستم خورشیدی وظیفه تأمین آب گرم مصرفی را برای کل فصل تابستان و وظیفه تأمین بخشی از آب گرم مصرفی در زمستان و بخشی از گرمایش ساختمان را بر عهده دارد.
۴. سیستم خورشیدی در فصل زمستان وظیفه تزریق حرارت به درون سوراخ مته و در سایر فصول وظیفه تأمین نیازهای حرارتی ساختمان را دارد.
۵. سیستم خورشیدی توسط یک سیستم کنترلی با تنظیم اختلاف دمای دلخواه بین سیال خروجی از کلکتور خورشیدی و سیال خروجی از مبدل حرارتی زمینی، وظیفه تزریق حرارت را به درون سوراخ مته داشته و در غیر این صورت، وظیفه تأمین نیازهای حرارتی ساختمان را بر عهده دارد.

انتخاب اینکه کدام یک از استراتژی‌های پنج‌گانه بالا، هر سه معیار ذکرشده در بالاتر را به شیوه بهتری ارضا می‌کند، بستگی تام و تمام به شرایط آب و هوایی و ژئوترمال محل، میزان تابش خورشیدی، عمق سوراخ مته، نرخ حامل‌های اولیه انرژی و قوانین و سیاست‌های محلی استفاده از انرژی‌های تجدیدپذیر می‌باشد.

در میان استراتژی‌های بالا، انتقال انرژی خورشید به داخل سوراخ مته، ممکن است در برخی شرایط آب و هوایی استراتژی مناسبی نباشد. در فصل سرد، انرژی خورشید به درون سوراخ مته منتقل شده که این امر، دمای آب ورودی به پمپ حرارتی (EWT) را افزایش داده و باعث افزایش ضریب عملکرد پمپ حرارتی شده، اما در فصل گرم که هنوز سوراخ مته متأثر از گرمای تزریق شده در فصل سرد است، با بالا بردن دمای آب ورودی به پمپ حرارتی، منجر به کاهش ضریب عملکرد شده و هزینه‌های انرژی الکتریکی را افزایش می‌دهد؛ بنابراین تزریق حرارت به درون سوراخ مته تنها در نواحی با روزهای سرد بیشتر، می‌تواند عمق سوراخ مته را کاهش دهد و صرفه جویی در انرژی به همراه داشته باشد. راد و همکارانش با بررسی عملکرد در طولانی‌مدت یک پمپ حرارتی با منبع زمینی و با کمک انرژی خورشید در شهر تورنتو کانادا، نشان داده‌اند که تزریق انرژی خورشید به درون سوراخ مته در حالت گرمایش، ضریب عملکرد پمپ حرارتی را $2/84$ درصد افزایش می‌دهد اما در حالت سرمایش و در روزهای گرم، منجر به کاهش $0/46$ درصدی ضریب بازدهی انرژی (EER^{16}) خواهد شد [۲۵].

در صورتی است که انرژی خورشید در بخش اعظمی از روزهای سال، به‌اندازه کافی برای شارژ حرارتی سوراخ مته وجود داشته باشد، می‌توان از کلکتورهای خورشیدی برای افزایش دمای اواپراتور و تزریق حرارت به سوراخ مته و به تبع آن، کاهش عمق سوراخ مته استفاده کرد. همچنین، چنانچه در این‌گونه مناطق بتوان از سرمایش آزاد برای حذف بارهای حرارتی در محل کمک گرفت، تزریق حرارت به درون سوراخ مته، یکی از راه‌های مناسب استفاده از انرژی خورشید برای کاهش هزینه‌های جاری

¹⁶ Energy Efficiency Ratio

می‌باشد.

در مناطقی که روزهای بسیار گرم در تابستان و بسیار سرد در زمستان دارند، بهترین راه، استفاده از انرژی خورشید به صورت مستقیم است و بهتر است برای کاهش هزینه‌ها، انرژی خورشید وظیفه تأمین بخشی از بار حرارتی در زمستان و همچنین تأمین همه یا بخشی از آب گرم مصرفی ساختمان را در هر دو فصل، بر عهده داشته باشد. ژئو و همکارانش، عملکرد یک پمپ حرارتی با منبع زمین و با کمک انرژی خورشید را برای مدت عملکرد بیست ساله، مورد بررسی قرار دادند. محل استقرار این پمپ حرارتی در شهر پکن در نظر گرفته شد که دارای روزهای بسیار گرم و بسیار سرد در طول سال می‌باشد. بخش خورشیدی در این پمپ حرارتی، وظیفه تأمین حرارت مورد نیاز برای گرمایش به میزان ۴۰ درصد بار حرارتی کل و ۷۵ درصد برای آب گرم مصرفی، بر عهده داشت. نتایج تحقیقاتشان نشان داد از محل کاهش برداشت حرارت از زمین، با طول مبدل زمینی کوچکتر محاسبه شده می‌توان به ضریب عملکرد متوسط ۳/۸۹ رسید که این مقدار به نسبت ضریب عملکرد پمپ حرارتی در صورت حذف انرژی خورشید، به میزان ۱۲/۱ درصد افزایش داشته است. همچنین به ازای هر متر مربع استفاده از کلکتور خورشیدی می‌توان عمق سوراخ مته را به طور متوسط به میزان ۳/۶۷ متر کاهش داد [۲۶].

در نتیجه، چنانچه حذف بارهای حرارتی ساختمان در فصل تابستان، با استفاده از سرمایش آزاد و یا استفاده محدود از پمپ حرارتی، قابل صرف نظر کردن نباشد، اما به دلیل وجود روزهای سرد بیشتر در طول سال، عمق سوراخ مته طراحی برای فصل تابستان، کوچکتر از فصل زمستان باشد، بهتر است عمق سوراخ مته کوچکتر (از رابطه مربوط به LC) در طراحی انتخاب شده و بار حرارتی اضافی در فصل زمستان، توسط کلکتور خورشیدی تأمین شود. در این گونه شرایط آب و هوایی، تزریق حرارت به درون سوراخ مته، به دلیل مدت طولانی استفاده از پمپ حرارتی در تابستان، گزینه مطلوبی نیست، چراکه باعث افزایش دمای آب ورودی از مبدل حرارتی زمینی به پمپ حرارتی شده و در نتیجه ضریب

عملکرد سیستم را کاهش می‌دهد. همچنین در این گونه مناطق، چنانچه وظیفه تأمین حرارت برای آب گرم مصرفی ساختمان بر عهده پمپ حرارتی باشد، با استفاده از کلکتور خورشیدی، می‌توان همه یا بخشی از هزینه‌های کارکرد کمپرسور را کاهش داد و حرارت لازم برای آب گرم مصرفی را مستقیماً توسط کلکتور خورشیدی تأمین کرد.

همچنین، ردا و لایتینن (۲۰۰۶) با شبیه‌سازی عملکرد پمپ حرارتی با منبع زمین و با کمک انرژی خورشید با بهره‌گیری از پنج استراتژی ۱،۲،۴،۵ ذکر شده در بالا، برای آب‌وهوای شهر هلسینکی فنلاند، به نتایج قابل توجهی دست پیدا کردند. شهر هلسینکی دارای زمستان‌های بسیار سرد و روزهای گرم بسیار اندک است. برای بهره‌گیری از استراتژی شماره ۵ ذکر شده در این فصل، نقش درجه تنظیم انتقال حرارت بسیار مهم ذکر گردیده است. به‌گونه‌ای که انتخاب اختلاف بین درجه حرارت سیال خروجی از کلکتور خورشیدی و سیال خروجی از مبدل حرارتی زمینی، سهم استفاده مستقیم (تأمین گرمایش ساختمان) و استفاده غیرمستقیم (تزریق حرارت به درون سوراخ مته) را برای انتخاب بهترین شیوه، مشخص می‌سازد. نتایج این شبیه‌سازی‌ها با در نظر گرفتن ۴ استراتژی ذکر شده و همچنین در حالت حذف کامل سیستم خورشیدی بررسی شدند که نتایج این بررسی با بهره‌گیری از دو سطح کلکتور متفاوت کوچک و بزرگ و در عمق‌های مختلف سوراخ مته به شرح زیر است:

الف. برای عمق سوراخ مته کوچک‌تر از ۱۰۰ متر:

در نتیجه این تحقیق مشخص شده است که برای اعماق کم سوراخ مته، استفاده از استراتژی ۲ و تزریق انرژی خورشید به سوراخ مته، صرفه بیشتری دارد. هرچند، در صورت استفاده از وسایل حرارتی جانبی، استفاده مستقیم انرژی خورشید جذب شده توسط کلکتور با سطح کوچک، در نتیجه بهره‌گیری از استراتژی ۱ صرفه بیشتری پیدا می‌کند. همچنین بهره‌گیری از استراتژی‌های شماره ۵ مخصوصاً در صورت استفاده از کلکتور خورشیدی بزرگ، نتایج خوبی برای اعماق کم نشان می‌دهد. همچنین انتخاب استراتژی شماره ۱ هم در صورت بهره‌گیری از کلکتور خورشیدی کوچک و همچنین در

عمق‌های متوسط (در حدود هفتاد متر) می‌تواند یک استراتژی مناسب باشد. همچنین استراتژی شماره ۴ برای اعماق پایین، توصیه نمی‌شود.

ب. برای عمق سوراخ مته بزرگ‌تر از ۱۰۰ متر:

در نتیجه این تحقیق مشخص شده است که هر چه عمق سوراخ مته بزرگ‌تر باشد، استفاده مستقیم از انرژی خورشید برای گرمایش صرفه بیشتری دارد؛ بنابراین انتخاب استراتژی شماره ۱ با سطح کلکتور کوچک در این‌گونه موارد، موجه‌تر است. همچنین استفاده از استراتژی‌های ۵ و ۴، با سطح کلکتور خورشیدی بزرگ، انتخاب مناسب دیگری است. چنانچه بخواهیم از استراتژی شماره ۵ بهره بگیریم باید اختلاف درجه حرارت کنترل، به نسبت بالا در نظر گرفته شود تا سهم بهره‌گیری مستقیم از انرژی خورشید به نسبت بهره‌گیری غیرمستقیم، بیشتر باشد. همچنین استفاده از استراتژی شماره ۲ در اعماق بالاتر از صد متر توصیه نمی‌شود [۲۷].

برای طراحی دقیق یک پمپ حرارتی با منبع زمین و با کمک انرژی خورشید، باید از نرم‌افزارهای شبیه‌سازی کامپیوتری مانند نرم‌افزار TRNSYS کمک گرفت؛ چرا که تنها در این صورت است که می‌تواند طراحی محاسبات مربوطه را برای هر ساختمان در شرایط خاص آب و هوایی و میزان تابش خورشیدی و با عطف نظر به اندازه سهم زمین و خورشید در تأمین نیازهای حرارتی‌اش، انجام داد. لیکن برای پرهیز از طولانی شدن پروسه محاسبه و طراحی سیستم و پیچیدگی‌های مربوط به خود، می‌توان با استفاده از تجارب گذشته و همچنین داشتن درک درستی از موقعیت سایت و تطبیق آن با موارد مشابه، بهترین استراتژی‌های حاصل از تجارب مهندسين و دانشمندان دیگر را با دقت مهندسی قابل قبول، برای سایت متبوع خود تخمین زد.

فصل سوم

بررسی اقتصادی امکان به کارگیری پمپ های حرارتی با منبع زمینی و با کمک انرژی خورشید

۳-۱ مقدمه

در فصول گذشته، در مورد ضرورت‌های انرژی، ضرورت و روابط فنی مربوط به استفاده از پمپ‌های حرارتی با منبع زمین و با کمک انرژی خورشید، بحث و بررسی صورت گرفت. همچنین در مورد بهترین استراتژی‌های به کارگیری پمپ‌های حرارتی، به گونه‌ای کاهنده هزینه‌ها و افزایش بازدهی عمومی این پمپ‌های حرارتی باشد، سخن در میان آمد. لیکن به منظور استفاده گسترده از چنین لوازم انتقال‌دهنده حرارتی، می‌بایست بتوانیم به طرف تقاضا، منفعت درازمدت حاصل از به کارگیری چنین سیستم‌های نوین تهویه مطبوع را توضیح داد تا بتوان او را برای خریداری یا تعویض این گونه سیستم‌ها مجاب کرد. در این میان، پمپ‌های حرارتی با منبع زمین و با کمک انرژی خورشید باز سنگینی را به دوش می‌کشند؛ چرا که باید هم نسبت به مدل‌های سنتی‌تر تولید حرارت، مانند انواع سیستم‌های گازسوز، توجه‌پذیری مطلوب اقتصادی داشته باشند و هم نسبت به پمپ حرارتی با منبع زمین (GSHPs) بازدهی اقتصادی و فنی قابل قبول‌تری داشته باشند.

چنانکه میدانیم، برای توجه‌پذیری اقتصادی یک طرح انرژی، می‌بایست در مورد روش‌ها و راهکارهای کاهش هزینه‌های اولیه و هزینه‌های جاری بحث کرد و علل جذابیت طرح را در مقایسه با سایر طرح‌ها، به طرف تقاضا توضیح داد. همچنین، برای به کارگیری پمپ‌های حرارتی با منبع زمین، عمده بخشی که منجر به عدم جذابیت اقتصادی طرح می‌شود، هزینه‌های بالای مربوط به حفر سوراخ مته است که هرچه عمق آن بیشتر باشد، هزینه اولیه نصب این سیستم‌ها افزایش می‌یابد؛ بنابراین، دو راه برای مقابله و جبران هزینه گزاف اولیه این پمپ‌های حرارتی وجود دارد. برای نیل به این منظور ابتدا باید از بهترین راهکارهای فنی و پیش از نصب سیستم، در جهت کاهش عمق سوراخ مته استفاده کرد. سپس از آنجایی که ضریب عملکرد پمپ‌های حرارتی با منبع زمین، از پمپ‌های با منبع حرارتی هوای اطراف، بالاتر است، می‌توان امید داشت که کاهش هزینه‌های جاری بتواند پس از چند سال، هزینه

سرمایه‌گذاری اولیه جهت حفر سوراخ مته و نصب سیکل زمین را پوشش دهد. همچنین در صورت نیاز به تزریق حرارت خورشید به درون سوراخ مته و یا استفاده مستقیم از حرارت خورشید برای انتقال آن به محل مصرف، می‌بایست هزینه اولیه مربوط به تهیه کلکتور خورشیدی را متحمل شد. همچنین هزینه‌های جاری مصرف انرژی الکتریکی برای پمپ‌های مربوط به سیکل زمین-خورشید و یا سیکل خورشید-ساختمان، از هزینه‌های جاری تحمیلی در صورت استفاده از پمپ حرارتی با منبع زمین و با کمک انرژی خورشید می‌باشد. می‌توان امید داشت که با به‌کارگیری یک کلکتور خورشیدی، نیاز به عمق‌های پایین‌تری برای منبع زمین داشته باشیم و از این طریق بتوانیم هزینه اولیه طرح را کاهش دهیم و همچنین توسط گرمایش مستقیم خورشیدی، هزینه‌های جاری مربوط به کارکرد کمپرسور پمپ حرارتی را کاهش دهیم. در این صورت، استفاده از کلکتور خورشیدی برای تأمین بخشی از حرارت لازم برای پمپ حرارتی با منبع زمین، می‌تواند به توجیه‌پذیری اقتصادی طرح کمک کند.

در این فصل ابتدا راهکارهای فنی ممکن برای کاهش هزینه‌های طرح را توضیح داده و در مورد امکانات فنی مربوط به افزایش COP و همچنین کاهش عمق سوراخ مته بحث می‌کنیم. سپس به تحلیل انرژی طرح پیشنهادی پرداخته و در قسمت بعدی، توجیه‌پذیری اقتصادی پمپ حرارتی با منبع زمین را با به‌کارگیری دو متد بازگشت سرمایه و ارزش کل در زمان حاضر (NPV) و هزینه تمام‌شده آن را در طول بیست سال عملکرد با پمپ حرارتی با منبع هوا مقایسه می‌کنیم. سپس توضیح می‌دهیم که استفاده از یک کلکتور خورشیدی و ترکیب کردن آن با پمپ حرارتی با منبع زمین، چگونه می‌تواند به کاهش هزینه‌های اولیه و جاری منجر شود. در نهایت، راهکارها و شرایط لازم برای توجیه‌پذیری بهتر استفاده از پمپ‌های حرارتی با منبع زمین و با کمک انرژی خورشید را بررسی می‌کنیم.

۳-۲ بررسی روش‌های فنی کاهش هزینه‌های اولیه در این نوع پمپ‌های

حرارتی

همان‌طور که در بخش‌های قبل توضیح داده شد، مسئله توجیه‌پذیری اقتصادی پمپ‌های حرارتی با منبع زمینی و با کمک انرژی خورشید به صورت تنگاتنگ، به اندازه مبدل حرارتی زمینی یا عمق سوراخ مته پیوند خورده است. به گونه‌ای که هرچه قدر بتوان در عین حفظ توان پمپ حرارتی، از اندازه مبدل زمینی کاست، توجیه‌پذیری اقتصادی طرح بالا می‌رود. پمپ حرارتی با منبع زمینی و با کمک انرژی خورشید، از دو منبع زمین و خورشید برای تأمین انرژی گرمایی موردنیاز پمپ حرارتی استفاده می‌کند. در نتیجه، کسب انرژی بیشتر از هر کدام از این دو منبع حرارتی، در نهایت می‌تواند در جهت کاهش کار مکانیکی کمپرسور و همچنین کاهش اندازه مبدل حرارتی زمینی، ایفای نقش کند. در بخش مربوط به منبع زمین، رابطه مربوط به انتقال حرارت پایا برای مبدل زمینی به صورت زیر می‌باشد:

$$Q = L \frac{T_g - T_{ewt}}{R} \quad (1-3)$$

همان‌طور که مشاهده می‌شود، تغییر دمای زمین از دسترس طراح سیستم خارج است. همچنین مقاومت حرارتی موجود در رابطه بالا، حاصل جمع مقاومت حرارتی خاک و سوراخ مته است. بدیهی است که تغییر مقاومت حرارتی خاک هم از دسترس مهندس طراح خارج است. در نتیجه به نظر می‌رسد که تنها راه کاهش عمق سوراخ مته، یکی از سه عامل زیر است:

۱. افزایش اندازه T_{ewt} برای امر سرمایه‌گذاری یا کاهش آن برای امر گرمایش:

ماکزیمم دمای طراحی آب ورودی (EWT) به پمپ حرارتی، تأثیر بسزایی در تعیین اندازه مبدل حرارتی عمودی دارد. هرچند که اندازه این تأثیرگذاری بستگی مستقیمی با کاربری پمپ حرارتی

دارد، لیکن نتایج یک تحقیق (هیو و شاندر، ۱۹۹۸) نشان داد که برای سرمایه‌گذاری یک خانه معمولی، زمانی که ماکزیمم دمای طراحی آب ورودی (EWT) از ۳۵ درجه به ۲۹ درجه سانتی‌گراد کاهش پیدا کرد، اندازه عمق سوراخ مته می‌بایست ۳۳ درصد افزایش پیدا می‌کرد. بدیهی است که این ۳۳ درصد افزایش عمق، می‌تواند اثر مخرب شدیدی بر روی اقتصاد پروژه داشته باشد (حدود ۱۶ تا ۱۳ دلار به ازای هر متر مته کاری).

هرچند که کاهش ماکزیمم دمای آب ورودی طراحی به پمپ حرارتی، باعث افزایش هزینه‌های دریل کردن و مته کاری می‌شود، اما از طرف دیگر، هزینه‌های جاری مصرف انرژی الکتریکی پمپ حرارتی از این طریق کاهش پیدا می‌کند. در نتیجه این افزایش طول مبدل حرارتی عمودی، یا به بیان دیگر، ورود آب سردتر از مبدل زمینی به پمپ حرارتی در سرمایه‌گذاری و ورود آب گرم‌تر، از مبدل زمینی به پمپ حرارتی در گرمایش، افزایش ضریب عملکرد پمپ حرارتی را بر طبق مباحث گفته شده در فصل اول خواهیم داشت. علی‌رغم این مسئله، نکته‌ای که در انتخاب ماکزیمم دمای طراحی آب ورودی باید توجه داشته باشیم این است که آیا سیستم در آن دما قادر به کار کردن هست یا خیر.

از طرفی کاهش ماکزیمم دمای طراحی آب ورودی به پمپ حرارتی، بر روی توان پمپ سیرکولاتور تأثیری ندارد. با کاهش ماکزیمم دمای آب ورودی طراحی و در نتیجه بلندتر شدن طول مبدل حرارتی زمینی، پمپ بزرگ‌تری برای گردش آب درون سیستم، موردنیاز خواهد بود. از طرف دیگر، کاهش دمای ماکزیمم آب ورودی به پمپ حرارتی، ظرفیت پمپ حرارتی را اندکی بالا خواهد برد که این مسئله، ساعات کاری پمپ حرارتی را برای تأمین سرمایه‌گذاری، کاهش می‌دهد. در نتیجه، کاهش ساعات کاری و افزایش قدرت پمپاژ، اثر یکدیگر را خنثی می‌کنند.

همچنین بر طبق نظر کیپوزا و همکارانش (۲۰۱۲)، برای عملکرد بهتر پمپ حرارتی، اختلاف بین EWT و دمای زمین در حالت گرمایش باید بین ۱۱-۶ کلوین باشد. هرچند اختلاف دمای زیاد آب

ورودی به پمپ حرارتی و زمین، می‌تواند منجر به کاهش پایداری حرارتی خاک در استفاده درازمدت از پمپ حرارتی و همچنین در صورت وجود تعداد چند مبدل حرارتی، افزایش فاصله بین هر مبدل را به همراه خواهد داشت.

بر طبق استانداردهای ASHRAE، اندازه‌های زیر برای حداقل دمای آب ورودی به پمپ حرارتی در زمستان ($EWT_{heating}$) و حداکثر دمای آب ورودی به پمپ حرارتی در تابستان ($EWT_{cooling}$)، پیشنهاد شده است [۹]:

$$EWT_{heating} = T_g - (6 \text{ to } 11^\circ\text{C}) \quad (2-3)$$

$$EWT_{cooling} = T_g + (11 \text{ to } 17^\circ\text{C}) \quad (3-3)$$

۲. کاهش اندازه مقاومت حرارتی سوراخ مته یا R_b

از آنجایی که مقاومت حرارتی سوراخ مته مانعی در برابر انتقال حرارت است، برای اخذ انتقال حرارتی مشخص از درون زمین، مقاومت حرارتی بالا منجر به افزایش عمق سوراخ مته می‌شود و در نتیجه هزینه اولیه به کارگیری طرح را بالا می‌برد. چنانکه گفته شد، مقاومت حرارتی سوراخ مته، از مجموع سه مقاومت حرارتی ملات سیمان، لوله‌ها و همچنین مقاومت حرارتی جابجایی سیال جاری درون لوله‌ها حاصل می‌شود. در نتیجه مرور روابط حاکم بر هر یک، اختصاراً شش راه برای کاهش مقاومت حرارتی سوراخ مته به نظر می‌رسد:

الف. نسبت قطر خارجی لوله به ضخامت دیواره لوله:

نتایج بررسی‌ها نشان داده است که افزایش یا کاهش این مورد، اثر محسوسی در کاهش یا افزایش مقاومت حرارتی سوراخ مته ندارد.

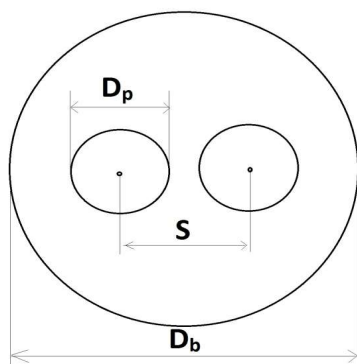
ب. رسانش حرارتی لوله (k_p):

فصل سوم: بررسی اقتصادی و امکان به کارگیری پمپ‌های حرارتی با منبع زمینی و با کمک انرژی خورشید

از آنجایی استفاده از لوله‌های پلی‌اتیلن با چگالی بالا (HDPE) دارای مزایای انکارناپذیری مانند عدم خوردگی، نفوذناپذیری، استحکام بالا و ارتجاع پذیری مناسب می‌باشد، عملاً تاکنون استفاده لوله‌هایی از جنس دیگر و با رسانش حرارتی بالاتر پیشنهاد نشده است. در نتیجه افزایش رسانش حرارتی لوله چنانچه متناسب با تغییر نوع لوله باشد، امکان پذیر نیست.

ج. فاصله بین دو شاخه لوله U شکل درون سوراخ مته:

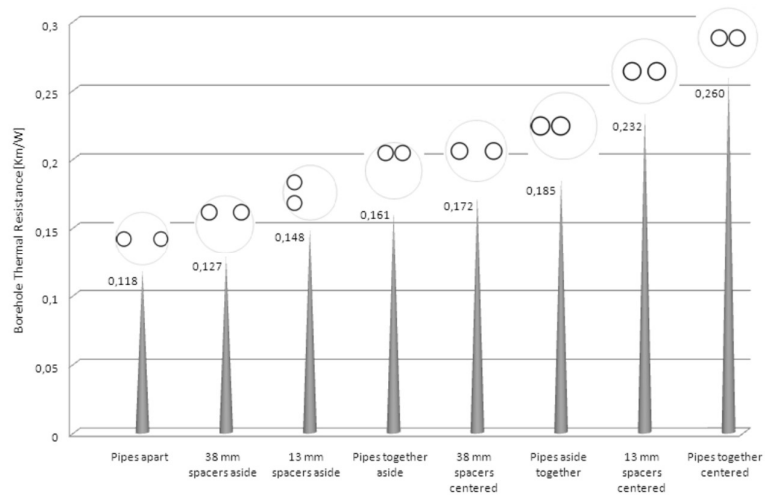
به فاصله میان دو مرکز بین دو شاخه لوله U شکل، فاصله شَنک (Shank) می‌گویند. این فاصله، می‌تواند نقش به سزایی در انتقال حرارت میان خاک و لوله‌ها داشته باشد. از آنجایی که اثر برهم‌کنش حرارتی شاخه‌ها در فواصل نزدیک به هم بیشتر شده و در فواصل دورتر، انتقال حرارت بیشتر از اینکه متکی به ملات سیمان باشد، به دیواره سوراخ مته و خاک است، تغییرات اندازه شاخه‌ها درون سوراخ مته، در تغییرات اندازه مقاومت حرارتی آن نقش دارد.



شکل ۳-۱: نمایش منبع حرارتی زمینی از بالا به همراه نمادهای مورد استفاده

همان‌طور که در شکل ۳-۱ مشاهده می‌شود، حداقل فاصله میان مرکز دو شاخه می‌تواند بین دو مقدار حداقل D_p و حداکثر $D_b - D_p$ تغییر داشته باشد. بر اساس شبیه‌سازی انتقال حرارت صورت گرفته توسط آکونا و پالم، در نرم‌افزار COMSOL، مقدار مقاومت حرارتی سوراخ مته با استفاده از رابطه انتقال حرارت پایا، محاسبه شد. نتایج این شبیه‌سازی نشان داد که قرار گرفتن شاخه‌ها در فاصله

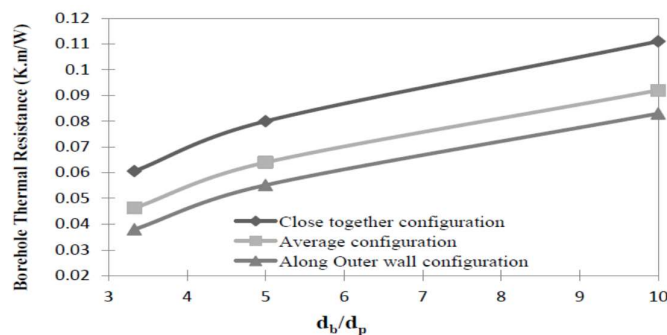
حداکثر از مرکزهایشان و در وسط سوراخ مته، می‌تواند کمترین مقاومت حرارتی و در نتیجه بهترین عملکرد را در انتقال حرارت از خاک به سیال تبادل کننده حرارت داشته باشد. هرچند، پیاده‌سازی این وضعیت در عمل دارای دشواری‌هایی می‌تواند باشد [۲۸].



شکل ۳-۲: تأثیر فواصل مختلف شاخه‌های لوله U شکل بر مقاومت حرارتی سوراخ مته [۲۸]

د. نسبت قطر سوراخ مته به قطر لوله (D_b/D_p).

چنانچه شرایط عملی سوراخ کاری با مته و همچنین قطرهای لوله‌های نامی، دارای انعطاف‌پذیری لازم جهت تعیین اندازه نسبت قطر سوراخ مته به قطر لوله باشد، تحقیقات نشان می‌دهد کاهش این نسبت، مقاومت حرارتی سوراخ مته را کاهش می‌دهد [۲۹].



شکل ۳-۳: تأثیر نسبت قطر سوراخ مته به قطر لوله U شکل در مقاومت حرارتی سوراخ مته [۲۹]

فصل سوم: بررسی اقتصادی و امکان به کارگیری پمپ‌های حرارتی با منبع زمینی و با کمک انرژی خورشید

ه. رسانش حرارتی مادهٔ پرکننده سوراخ مته:

انتخاب مواد پرکنندهٔ سوراخ مته، یکی از عوامل مؤثر در تعیین شرایط اقتصادی طرح است. انواع مواد پرکننده در رسانش‌های حرارتی مختلف وجود دارد و در نهایت برای توجیه‌پذیری بهتر طرح به لحاظ اقتصادی، از آن ماده پرکننده‌ای استفاده کرد که رسانش حرارتی بالا و هزینه بر واحد حجم کمتری داشته باشد. در جدول ۱-۳، رسانش حرارتی برخی از مواد پرکننده شرح داده شده است [۳۰]:

جدول ۱-۳: رسانش حرارتی مواد پرکنندهٔ مختلف سوراخ مته [۳۰]

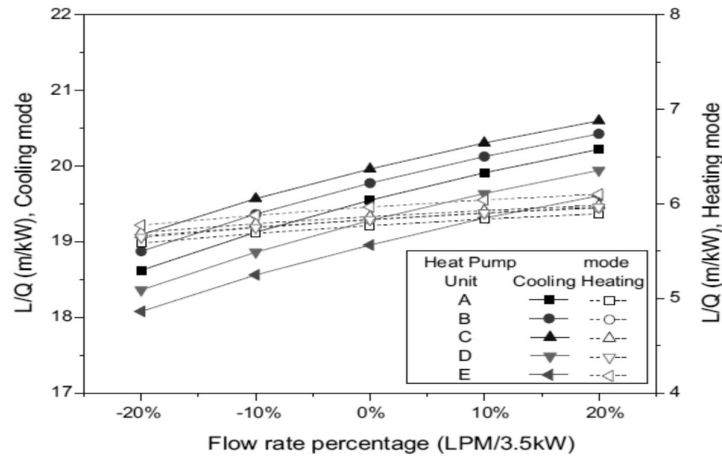
۶۰% کوارتزیت + سیمان و خاکستر بادی و شن	۲۰% بنتونیت، ۴۰% کوارتزیت	بتن (2.40 g/cm ³)	ملات سیمان	۲۰% بنتونیت	رسانش حرارتی (W/m ^{°C})
۱/۸۵	۱/۴۷	۱/۳۸	۰/۶۹ - ۰/۷۸	۰/۷۳	

و. جریان سیال:

یکی دیگر از پارامترهای تأثیرگذار در تعیین اندازهٔ مبدل حرارتی زمینی، شدت جریان سیال است. از آنجا که برخلاف سایر پارامترهای ذکر شده، بررسی اثر دبی جریان سیال بر روی مقاومت حرارتی سوراخ مته و همچنین اندازهٔ مبدل حرارتی به‌طور هم‌زمان تأثیر می‌گذارد، تعیین اثر دبی جریان به‌طور خاص بر روی هر کدام از این به‌بخش، با پیچیدگی‌هایی همراه است. همچنین شبیه‌سازی انتقال حرارت برای تمامی پارامترهای ذکر شده دوبعدی بوده، لیکن برای بررسی اثر جریان بر روی اندازهٔ مبدل حرارتی زمینی، لازم است شبیه‌سازی‌های صورت گرفته با نرم‌افزار، سه‌بعدی باشد. بر طبق تحقیقات صورت گرفته، با کاهش مقدار دبی استاندارد مورد نیاز سیال به ازای هر تن تبرید، نسبت عمق سوراخ مته به ظرفیت پمپ حرارتی کاهش می‌یابد.

البته همان‌طور که در شکل ۳-۴ مشخص است، میزان کاهش نسبت عمق سوراخ مته به ظرفیت پمپ

حرارتی، با کاهش مقدار دبی به ازای هر تن تبرید، در هنگام سرمایش، بیشتر از گرمایش است. در نتیجه در مناطقی که روزهای سرد بیشتری در سال دارند، کاهش مقدار دبی سیال، تأثیر چندانی در کاهش عمق سوراخ مته و در نتیجه، اقتصاد طرح ندارد.

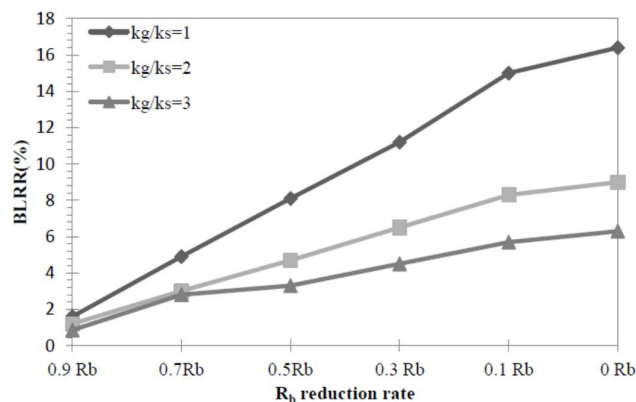


شکل ۳-۴: تأثیر نسبت دبی بر تن تبرید بر نسبت عمق سوراخ مته بر قدرت پمپ حرارتی [۳۱]

یکی از فاکتورهای تأثیرگذار برای مشخص کردن اینکه کاهش مقاومت حرارتی سوراخ مته تا چه میزان منجر به عمق سوراخ مته می‌شود، نرخ کاهش طول سوراخ مته (BLRR)^{۱۷} می‌باشد. با توجه به نسبت رسانش حرارتی ماده پرکننده به خاک (K_g/K_s)، چنانچه این نسبت برابر با یک باشد، در صورتی که در یک حالت فرضی، مقاومت حرارتی سوراخ مته به صفر برسد، ۱۶ درصد کاهش را در طول سوراخ مته شاهد خواهیم بود.

نرخ کاهش طول سوراخ مته (BLRR) با توجه به کاهش اندازه مقاومت حرارتی سوراخ مته در شکل ۳-۵ آمده است:

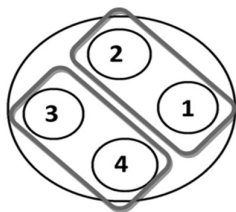
^{۱۷} Borehole Length Reduction Rate



شکل ۳-۵: تأثیر نرخ کاهش مقاومت حرارتی سوراخ مته به نرخ کاهش عمق سوراخ مته [۳۰] همان‌طور که در شکل ۳-۵ مشاهده می‌شود، کاهش مقاومت حرارتی سوراخ مته، در اندازه‌های K_g/K_s پایین، صرفه اقتصادی بیشتری دارد. در نتیجه، در صورت به کار بردن ماده پرکننده با رسانش حرارتی پایین (که معمولاً ارزان تر است)، سایر راهکارهای ذکرشده در جهت پایین آوردن مقاومت حرارتی سوراخ مته، تأثیر بیشتری در کاهش عمق سوراخ مته و به تبع، هزینه اولیه دارد.

۳. افزایش سطح تبادل حرارت لوله‌ها درون سوراخ مته

یکی از راه‌های کاهش عمق سوراخ مته و در نتیجه توجیه‌پذیر کردن طرح‌های پمپ حرارتی با منبع زمینی، استفاده از لوله U شکل جفتی به جای لوله U شکل تکی درون سوراخ مته است. در این صورت، با افزایش مدت‌زمان جریان سیال انتقال‌دهنده حرارت درون مبدل حرارتی زمینی، می‌توان نرخ انتقال حرارت را افزایش داد. جریان سیال درون لوله U شکل جفتی می‌تواند به دو صورت باشد: سری و موازی.



شکل ۳-۶: شکل سوراخ مته با لوله U شکل جفتی از بالا

در شکل سری، سیال از شاخه ۱ وارد شده و از شاخه ۲ خارج می‌شود، سپس وارد شاخه ۳ شده و پس از آن، از شاخه ۴ خارج شده و به سمت پمپ حرارتی جریان پیدا می‌کند. دقت شود که لوله U شکل ۱-۲ و ۳-۴ به حالت جفتی قرار دارند. در حالت موازی، سیال از شاخه ۱ وارد شده و از شاخه ۲ خارج شده و به سمت پمپ حرارتی می‌رود و در حین این عمل، بخش دیگری از سیال از شاخه ۳ وارد مبدل زمینی شده و از شاخه شماره ۴ خارج شده و به سمت پمپ حرارتی پمپاژ می‌شود. در صورت استفاده از روش موازی، می‌توان برای داشتن یک نرخ انتقال حرارت ثابت از سیال به زمین، یا اختلاف دمای سیال در هر یک از شاخه‌ها را نسبت به حالتی که از یک لوله U شکل استفاده می‌شود نصف کرد و یا سرعت سیال عبوری از هر یک از شاخه‌ها را با حفظ اختلاف دمای ورودی و خروجی هر لوله U شکل نصف کرد.

هرچند استفاده از لوله U شکل جفتی باعث افزایش هزینه اولیه مبدل حرارتی زمینی به میزان ۲۹-۲۲ درصد می‌شود؛ لیکن می‌توان با استفاده از این روش در شکل موازی، بین ۲۶-۲۹ درصد و در شکل سری، بین ۴۲-۵۹ درصد، بازدهی مبدل حرارتی زمینی را نسبت به حالتی که از یک لوله U شکل استفاده می‌شود، افزایش داد [۳۲].

همچنین نتایج تحقیق دیگری نشان می‌دهد که ظرفیت سرمایشی مبدل حرارتی زمینی در صورت استفاده از لوله U شکل جفتی، به نسبت لوله U شکل تکی، در یک عمق مشخص از سوراخ مته، ۱,۶ برابر خواهد شد [۳۳].

در بالا، سه روش کاهش عمق سوراخ مته، یعنی تأثیرات دمای آب ورودی به پمپ حرارتی از منبع زمین، مقاومت حرارتی سوراخ مته و همچنین افزایش سطح تبادل حرارت مبدل حرارتی زمینی توضیح داده شد. هر سه روش، بر روی نقش تغییرات قابل اعمال در بخش زمین تمرکز کرده بودند. از آنجاکه علاوه بر منبع زمینی، منبع خورشید هم در کاهش مصرف انرژی و افزایش بهره‌وری سیستم

نقش دارد، لازم است به تغییرات قابل‌اعمال در این بخش نیز، مانند بخش زمین، پرداخته شود. یکی از راه‌های افزایش بهره‌وری و کاهش هزینه‌های جاری در پمپ حرارتی با منبع زمینی و با کمک انرژی خورشید، استفاده از یک منبع ذخیره انرژی حرارتی (TES) خواهد بود.

یکی از مهم‌ترین ضرورت‌های استفاده از مخزن ذخیره انرژی حرارتی، منطبق نبودن زمان تابش خورشید و پیک نیاز به گرمایش در ساختمان است. از آنجایی که شدت تابش خورشید در ساعات میانی روز بیشتر از ساعات دیگر است، ذخیره این انرژی جهت استفاده در ساعات دیگر که یا خورشید در دسترس نیست و یا شدت تابش آن برای به‌کارگیری در پمپ حرارتی پایین است، استفاده از مخزن ذخیره انرژی حرارتی توصیه می‌شود.

پمپ حرارتی با منبع زمینی با کمک انرژی خورشید به همراه مخزن ذخیره نهان انرژی خورشیدی (LHEST) توسط زونگوی و همکارانش مورد بررسی قرار گرفت. در این مطالعه نشان داده شد که در شرایط مختلف آب و هوایی، بیش از هشت مدل به‌کارگیری پمپ حرارتی وجود دارد. این هشت مدل متشکل از تغییرات منبع حرارتی پمپ حرارتی، بین سه منبع انرژی خورشید، گرمای زمین و انرژی ذخیره‌شده در مخزن ذخیره انرژی نهان می‌باشد. درنهایت در این مقاله نشان داده می‌شود که مخزن ذخیره انرژی نهان می‌تواند عملکرد بخش خورشیدی را بهبود قابل توجه دهد و در مجموع، باعث افزایش ضریب عملکرد سیستم حرارتی باشد [۳۴].

چندین پارامتر تأثیرگذار در مورد استفاده از منبع ذخیره حرارتی جهت ذخیره انرژی خورشید مورد بحث قرار گرفته است:

الف- شدت تابش خورشیدی:

عملکرد مخزن ذخیره انرژی خورشیدی و همچنین ضرورت استفاده از آن، به طرز چشمگیری با شدت انرژی تابشی خورشید ارتباط دارد. از آنجایی که اگر شدت انرژی خورشیدی به اندازه‌ای نباشد که

فصل سوم: بررسی اقتصادی و امکان به کارگیری پمپ‌های حرارتی با منبع زمینی و با کمک انرژی خورشید

دمای سیال انتقال‌دهنده حرارت را به میزان موردنظر برای تبادل حرارت در مبدل سمت پمپ حرارتی برساند، استفاده از مخزن ذخیره انرژی حرارتی عملاً امری ممتنع است. در نتیجه تعبیه سیستم کنترل برای زمانی که شدت تابش خورشیدی کمتر از مقدار بحرانی است و خاموش کردن پمپ سمت کلکتور خورشیدی در آن زمان، مانع از بالا رفتن هزینه‌های جاری الکتریسیته می‌شود.

ب- اندازه مخزن ذخیره انرژی حرارتی:

مخازن ذخیره با اندازه‌های کوچک‌تر، توان تأمین شار حرارتی بزرگ‌تری را برای به کارگیری در اواپراتور پمپ حرارتی دارند. در نتیجه مخازن کوچک‌تر، امکان استفاده از حرارت ذخیره‌شده درون خود را در زمان کمتری می‌دهد. مخصوصاً در زمان پیک گرمایش موردنیاز که به انرژی حرارتی بیشتری نیاز داریم. از طرفی، مخازن ذخیره کوچک‌تر، توان ذخیره انرژی حرارتی کمتری دارند. با افزایش بیش از اندازه مخزن ذخیره، ضریب عملکرد سیستم و بازدهی انرژی حرارتی دچار کاهش می‌شود.

پ- نسبت حجم مخزن ذخیره به سطح کلکتور خورشیدی:

یکی دیگر از پارامترهای تأثیرگذار در انتخاب حجم مخزن ذخیره حرارتی، انطباق دادن این حجم، با میزان تأمین انرژی حرارتی خورشیدی در واحد زمان، در عین لحاظ کردن ورودی‌ها و خروجی‌ها و اتلاف حرارت از مخزن ذخیره است. چنانچه این نسبت غیرمعقول باشد، مخزن ذخیره حرارتی قابلیت تأمین شار حرارتی موردنیاز را به خاطر خروجی بالا و اتلاف زیاد نخواهد داشت و یا در صورت کوچک بودن، نمی‌تواند عملکرد مطلوبی را جهت تأمین انرژی لازم در سمت اواپراتور پمپ حرارتی داشته باشد. در نتیجه تحقیقات، مقدار بین ۲۰-۴۰ لیتر به ازای هر مترمربع مساحت کلکتور، مقدار مناسبی گزارش شده است [۳۵].

علیرغم اینکه استفاده از مخزن ذخیره خورشیدی یکی از راه‌های جذاب برای افزایش بهره‌وری در

سمت خورشید است، استفاده از این مخازن دارای مشکلاتی نیز می‌باشد. به‌عنوان مثال، چنانچه دمای آب درون مخزن ذخیره حرارتی بالا باشد، سیال ورودی به کلکتور حرارتی دمایش بالا می‌رود که این امر منجر به کاهش بازدهی در کلکتور می‌شود. همچنین بالا رفتن بیش از اندازه دمای آب درون مخزن ذخیره حرارتی، اتلافات حرارتی از مخزن به هوای اطراف را افزایش می‌دهد. این میزان گاهی حتی می‌تواند به اندازه ۶۰ درصد کل انرژی حرارتی ذخیره‌شده درون مخزن حرارتی نیز برسد.

آنچه در این فصل بیان شد، چکیده راهکارهای فنی موجود در جهت افزایش بازدهی و بهره‌وری اقتصادی پمپ‌های حرارتی با منبع زمین و با کمک انرژی خورشید بود. در فصول بعد به تحلیل اگزرژی و همچنین مقایسه طرح پیشنهادی با مدل‌های سنتی‌تر تأمین نیازهای حرارتی ساختمان پرداخته و در صورت لزوم، در مورد شرایط توجیه‌پذیری اقتصادی طرح پیشنهادی بحث می‌کنیم.

۳-۲ تعریف مسئله و تحلیل اگزرژی این نوع پمپ‌های حرارتی

در فصل قبل، در مورد راهکارهای فنی کاهش هزینه‌های به کارگیری پمپ‌های حرارتی با منبع زمین و با کمک انرژی خورشید بحث کردیم. در این فصل، به تحلیل اگزرژی مجموعه سیستم پمپ حرارتی پرداخته و روابط تحلیلی مربوط به تخریب اگزرژی هر بخش را مشخص می‌نماییم. سپس برای محاسبه تخریب اگزرژی و مشخص کردن بخشی از سیستم که بیشترین تخریب اگزرژی در آن بخش رخ می‌دهد، مثالی از یک خانه در شهر تبریز که برای گرمایش ساختمان و تأمین آب گرم مصرفی خود از یک دستگاه SAGSHP استفاده می‌کند می‌زنیم. همچنین از این مثال پیشنهادی، در بخش مربوط به تحلیل اقتصادی و بررسی شرایط توجیه‌پذیری استفاده از سیستم‌های SAGSHP در برابر سیستم‌های GSHP استفاده می‌کنیم.

اگزرژی، به حداکثر کار مفید خروجی گفته می‌شود که توسط یک سیستم در طول فرآیند می‌توان آن را کسب نمود. این حداکثر کار مفید سیستم، در بین دو حالت شرایط کاری سیستم و حالت مرده

(dead state) محاسبه می‌شود. حالت مرده را معمولاً دمای ۲۵ درجه سانتی‌گراد و فشار ۱۰۱/۳۲۵ کیلو پاسکال در نظر می‌گیرند. حداکثر کار مفیدی که یک سیستم می‌تواند انجام بدهد در فرآیند برگشت‌پذیر حاصل می‌شود. در فرآیند برگشت‌پذیر، بازده انرژی سیستم برابر با بازده سیکل کارنو با مقدار کمتر از ۱ و بازدهی انرژی برابر با ۱ می‌باشد. بدیهی است که هرچقدر بازده انرژی یک سیستم کمتر از ۱ باشد، فرآیندهای سیستم بازگشت‌ناپذیری بیشتری دارد و در نتیجه آن، انرژی سیستم بیشتر تخریب می‌شود. در هر فرآیندی که تغییرات دما وجود داشته باشد، انرژی تخریب می‌شود و میزان تخریب انرژی، بستگی مستقیمی به افزایش آنتروپی مجموعه سیستم و محیط اطرافش دارد و این مقدار همیشه مقداری بزرگ‌تر یا مساوی صفر است (در فرآیندهای برگشت‌پذیر صفر است). از آنجایی که انرژی بخشی از انرژی مفید، در دسترس و با ارزش است، فرآیندهای با تخریب انرژی بالا، معرف اتلاف هزینه‌های جاری هنگام استفاده از سیستم هستند؛ بنابراین کاهش تخریب انرژی توسط تمهیدات فنی و مکانیکی، مساوی با کاهش هزینه‌های جاری سیستم و بالارفتن بازدهی انرژی سیستم می‌باشد. هدف این فصل، به دست آوردن روابط تحلیلی و سپس محاسبه تخریب انرژی هر بخش بر روی مثال پیشنهادی و سپس، تعیین بخش‌هایی است که بیشترین تخریب انرژی در آن اتفاق می‌افتد.

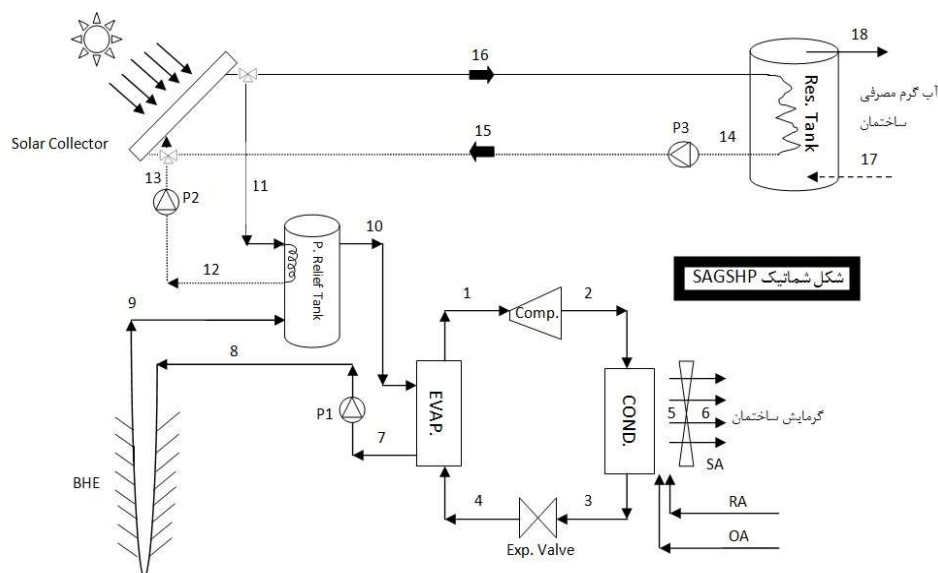
سیستم پیشنهادی، یک سیستم پمپ حرارتی با منبع زمین و با کمک انرژی خورشید است که وظیفه تأمین گرمایش ساختمان و همچنین تهیه آب گرم مصرفی را دارد. استراتژی که برای به کارگیری این سیستم به کار رفته است، به شرح زیر می‌باشد:

۱. از ماه نوامبر تا آوریل که نیازهای گرمایشی ساختمان به طور مطلق هستند، کلکتور خورشیدی وظیفه انتقال حرارت به درون مخزن اطمینان و در نتیجه افزایش دمای EWT پمپ حرارتی را بر عهده دارد. چنانچه دمای

خروجی از کلکتور خورشیدی به میزان کافی نباشد، منبع زمین وظیفه تبادل حرارت با اواپراتور پمپ حرارتی را از طریق مخزن اطمینان بر عهده خواهد داشت. این بدان معناست که سیکل تهیه آب گرم مصرفی از طریق حرارت خورشید (۱۶-۱۴-۱۵-۱۶) در این ماه‌ها غیرفعال خواهد بود.

۲. در سایر ماه‌های سال که نیازهای سرمایشی در کنار نیازهای گرمایشی به چشم می‌خورد و یا نیازهای سرمایشی غالب است، کلکتور خورشیدی تنها وظیفه تأمین آب گرم مصرفی را دارد و هیچ‌گونه تبادل حرارتی با مخزن اطمینان انجام نمی‌دهد؛ بنابراین دمای EWT همان دمای سیال خروجی از مبدل حرارتی زمین خواهد بود، در نتیجه سیکل انتقال حرارت خورشید به مخزن اطمینان (۱۱-۱۲-۱۳-۱۱) غیرفعال خواهد بود.

شماتیک سیستم پیشنهادی به صورت شکل ۷-۳ است:



شکل ۷-۳: شماتیک سیکل SAGSHP

فصل سوم: بررسی اقتصادی و امکان به کارگیری پمپ‌های حرارتی با منبع زمینی و با کمک انرژی خورشید

معادلات مربوط به قانون اول ترمودینامیک و همچنین روابط مربوط به تخریب انرژی (برگرفته از روابط مربوط به قانون دوم ترمودینامیک) برای هر بخش در ذیل آمده است:

کمپرسور (Comp.):

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_r \quad (4-3)$$

$$\dot{W}_{comp,a} = \dot{m}_r(h_2 - h_1) \quad (5-3)$$

$$h_2 = h_1 + \frac{1}{\eta_{comp,mech}\eta_{comp,elec}}(h_{2,s} - h_1) \quad (6-3)$$

$$\Psi = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (7-3)$$

$$\dot{E}x_{des,comp} = \dot{W}_{comp,a} - \dot{W}_{comp,rev} = \dot{W}_{comp,a} + \dot{m}_r(\Psi_1 - \Psi_2) \quad (8-3)$$

کندانسور (Cond.):

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_r \quad (9-3)$$

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 = \dot{m}_{SA} \quad (10-3)$$

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_r(h_2 - h_3) = \dot{m}_{SA}C_{p,SA}(T_6 - T_5) \quad (11-3)$$

$$\dot{E}x_{des,cond} = \dot{m}_r(\Psi_2 - \Psi_3) + \dot{m}_{SA}(\Psi_5 - \Psi_6) \quad (12-3)$$

گرمایش با هوای گرم (SA):

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 = \dot{m}_{SA} \quad (13-3)$$

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_{RA} + \dot{m}_{OA} \quad (14-3)$$

فصل سوم: بررسی اقتصادی و امکان به کارگیری پمپ‌های حرارتی با منبع زمینی و با کمک انرژی خورشید

$$\dot{Q}_{h_load} = \dot{m}_{SA}h_6 - \dot{m}_{RA}h_{RA} \quad (15-3)$$

$$\dot{E}x_{des,bhe} = \dot{m}_{SA}\Psi_6 - \dot{m}_{RA}\Psi_{RA} - \dot{Q}_{h_load} \left(1 - \frac{T_0}{T_{SA}}\right) + \dot{W}_{fan,a} \quad (16-3)$$

شیر انبساط (Exp. Valve):

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m}_r \quad (17-3)$$

$$h_3 = h_4 \quad (18-3)$$

$$\dot{E}x_{des,exp.valve} = \dot{m}_r(\Psi_3 - \Psi_4) \quad (19-3)$$

اوپراتور (Evap.):

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_4 = \dot{m}_r \quad (20-3)$$

$$\dot{m}_{10} = \dot{m}_7 = \dot{m}_{w,evap} \quad (21-3)$$

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_r(h_1 - h_4) = \dot{m}_{w,evap}C_{p,w}(T_{10} - T_7) \quad (22-3)$$

$$\dot{E}x_{des,evap} = \dot{m}_r(\Psi_4 - \Psi_1) + \dot{m}_{w,evap}(\Psi_{10} - \Psi_7) \quad (23-3)$$

مخزن اطمینان (P.Relief Tank):

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10} = \dot{m}_{w,evap} \quad (24-3)$$

$$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{12} = \dot{m}_{w,solcol} \quad (25-3)$$

$$\dot{m}_{w,evap}(h_9 - h_{10}) + \dot{m}_{w,solcol}(h_{11} - h_{12}) = 0 \quad (26-3)$$

$$\dot{E}x_{des,p.relief_tank} = \dot{m}_{w,evap}(\Psi_9 - \Psi_{10}) + \dot{m}_{w,solcol}(\Psi_{11} - \Psi_{12}) \quad (27-3)$$

مبدل حرارتی سوراخ مته (BHE):

فصل سوم: بررسی اقتصادی و امکان به کارگیری پمپ‌های حرارتی با منبع زمینی و با کمک انرژی خورشید

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_9 = \dot{m}_{w,evap} \quad (28-3)$$

$$\dot{Q}_{g,h,d} = \dot{m}_{w,evap}(h_9 - h_8) = \dot{m}_{w,evap}C_{p,w}(T_9 - T_8) \quad (29-3)$$

$$\dot{E}x_{des,bhe} = \dot{m}_{w,evap}(\Psi_8 - \Psi_9) + \dot{Q}_{g,h,d} \left(1 - \frac{T_0}{T_g}\right) \quad (30-3)$$

کلکتور خورشیدی (Solar Collector):

$$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{13} = \dot{m}_{15} = \dot{m}_{16} = \dot{m}_{w,solcol} \quad (31-3)$$

$$\begin{aligned} Q_{solcol} &= A_c F_R [I_t(\tau\alpha) - U_L(T_{15(13)} - T_a)] \\ &= \dot{m}_{w,solcol} C_{p,w}(T_{16(11)} - T_{15(13)}) \end{aligned} \quad (32-3)$$

برای محاسبه تخریب انرژی در کلکتور خورشیدی، می‌بایست تخریب انرژی منتقل شده از خورشید به کلکتور و سپس تخریب انرژی در کلکتور خورشیدی، با هم جمع شوند. بدین منظور، برای محاسبه انرژی منتقل شده از خورشید از رابطه زیر استفاده می‌کنیم [۳۶]:

$$\dot{E}x_{des,solcol,abs} = \dot{m}_{w,solcol}(\Psi_{15(13)} - \Psi_{16(11)}) \quad (33-3)$$

$$\dot{E}x_{des,solcol,rad} = A_c I_t \left[1 - \frac{4}{3} \left(\frac{T_0}{T_{rad}}\right) + \frac{1}{3} \left(\frac{T_0}{T_{rad}}\right)^4\right] \quad (34-3)$$

$$\dot{E}x_{des,solcol} = \dot{E}x_{des,solcol,abs} + \dot{E}x_{des,solcol,rad} \quad (35-3)$$

اندازه T_{rad} برابر با ۶۰۰۰ کلوین در نظر گرفته می‌شود.

مخزن ذخیره آب گرم (Res. Tank):

$$\dot{m}_{14} = \dot{m}_{16} = \dot{m}_{w,solcol} \quad (36-3)$$

$$\dot{m}_{17} = \dot{m}_{18} = \dot{m}_{w,dhw} \quad (37-3)$$

فصل سوم: بررسی اقتصادی و امکان به کارگیری پمپ‌های حرارتی با منبع زمینی و با کمک انرژی خورشید

$$\dot{m}_{w,solcol}(h_{16} - h_{14}) + \dot{m}_{w,dhw}(h_{17} - h_{18}) = 0 \quad (38-3)$$

$$\dot{E}x_{des,p.res.tank} = \dot{m}_{w,solcol}(\Psi_{16} - \Psi_{14}) + \dot{m}_{w,dhw}(\Psi_{17} - \Psi_{18}) \quad (39-3)$$

پمپ‌ها (P1,P2,P3):

رابطه زیر تنها برای P1 معتبر است و برای به دست آوردن روابط انرژی و انرژی مربوط به سایر پمپ‌ها، باید تغییرات لازم را در روابط زیر اعمال کرد:

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 = \dot{m}_{w,evap} \quad (40-3)$$

$$\dot{W}_{P1,a} = \dot{m}_{w,evap}(h_8 - h_7) \quad (41-3)$$

$$h_8 = h_7 + \frac{1}{\eta_{P1,mec} \eta_{P1,elec}} (h_{8,s} - h_7) \quad (42-3)$$

$$\dot{E}x_{des,P1} = \dot{W}_{P1,a} - \dot{W}_{P1,rev} = \dot{W}_{P1,a} + \dot{m}_{w,evap}(\Psi_7 - \Psi_8) \quad (43-3)$$

سیستم پیشنهادی که شماتیک آن در شکل ۳-۷ ارائه شد، برای تأمین نیازهای حرارتی یک واحد ساختمان ۸۰ متر مربعی در شهر تبریز نصب می‌شود. همان‌طور که پیش‌تر گفته شد، یکی از شرایط احراز توجیه‌پذیری اقتصادی به کارگیری کلکتور خورشیدی، چیرگی بار حرارتی ساختمان به بار برودتی آن است. دلیل انتخاب شهر تبریز، سرد بودن اکثر روزهای سال و نیاز مبرم ساختمان‌های شهر به گرمایش مکانیکی در طول سال است.

برای شروع محاسبات، مشخصات مربوط به آب‌وهوا، فضاها و واحدهای ساختمانی و همچنین سیستم پمپ حرارتی در نرم‌افزار HAP Carrier 4.5 شبیه‌سازی شده و نتایج مربوط به نیازهای حرارتی ساختمان به صورت ساعت به ساعت در طول سال تعیین شد. بار پیک گرمایش برابر با ۹ کیلووات و بار پیک سرمایش برابر با ۶/۷ کیلووات به دست آمد. محاسبات جزئی تر مربوط به چگونگی محاسبات در فصل ۳-۴ آمده است. بر اساس مشخصات به دست آمده مربوط به بار حرارتی و دمای هوای گرم

فصل سوم: بررسی اقتصادی و امکان به کارگیری پمپ‌های حرارتی با منبع زمینی و با کمک انرژی خورشید

خروجی از کویل کندانسور پمپ حرارتی، می‌توان سایر مشخصات ترمودینامیکی مربوط به سیال‌های عامل را در فرآیندهای مختلف طرح پیشنهادی، به دست آورد.

نتایج حاصل از تحلیل انرژی و انرژی سیستم شکل ۳-۷ در جدول ۳-۲ آمده است:

جدول ۳-۲: نتایج حاصل از تحلیل انرژی سیکل SAGSHP

i	توضیح	سیال	فاز	دما T(C°)	فشار P(kPa)	آنتالپی مخصوص h(kJ/kg)	آنتروپی مخصوص s(kJ/kg.K)	دبی جرمی ṁ(kg/s)	انرژی مخصوص Ψ(kJ/kg)	شدت انرژی ṁh(kW)	شدت انرژی ṁΨ(kW)
0	حالت مرده برای مبرد R410a	-	-	21	101.325	458.84	2.1658	-	-	-	-
0	حالت مرده برای آب	-	-	21	101.325	88.1975	0.3107	-	-	-	-
0	حالت مرده برای هوا	-	-	21	101.325	294.564	6.8503	-	-	-	-
1	خروجی اوپراتور/ ورودی کمپرسور	R410a	سوپرهیت	1.67	750	425.87	1.8325	0.05	65.0701	21.2935	3.2535
2	خروجی کمپرسور/ ورودی کندانسور	R410a	سوپرهیت	65	2600	460.7	1.8325	0.05	99.900195	23.035	4.9950
3	خروجی کندانسور/ ورودی شیر انبساط	R410a	مايع اشباع	43	2600	272.8	1.2418	0.05	85.7546	13.64	4.28773
4	خروجی شیر انبساط/ ورودی اوپراتور	R410a	حالت اشباع	-1.8	750	272.8	1.267	0.05	78.34202	13.64	3.9171
5	مخلوط هوای تازه و برگشتی تهویه	هوا	گاز	17.8	101.325	291.3392	6.8391	0.5	0.06878	223.165	0.05268
6	هوای تهویه	هوا	گاز	36.4	101.325	310.083	6.9013	0.5	0.52175	237.527	0.3996

فصل سوم: بررسی اقتصادی و امکان به کارگیری پمپ‌های حرارتی با منبع زمینی و با کمک انرژی خورشید

7	خروجی اوپراتور/ ورودی P1	0.8	250	3.5862	0.0122	0.28	3.1924	1.0041	0.8938
8	خروجی ورودی P1 مبدل حرارتی زمینی	0.8	400	3.7384	0.0121	0.28	3.3740	1.0467	0.94474
9	خروجی مبدل حرارتی زمین لورود ی مخزن اطمینان	7	400	29.82	0.106	0.28	1.835005	8.3496	0.51380
10	خروجی مخزن اطمینان/ ورودی اوپراتور	7	250	29.67	0.106	0.28	1.685005	8.3076	0.4718014

برای تحلیل انرژی طرح پیشنهادی در زمان پیک بار گرمایش، چند فرض لحاظ شده است:

- در سیکل، به دلیل سازگاری با محیط زیست و همچنین به دلیل تکرر استفاده از این میرد در مقالات مختلف علمی، از میرد R-410a استفاده شده است.
- تمامی فرآیندها در حالت پایا است و از اثر انرژی جنبشی و پتانسیل سیال در محاسبات صرف نظر شده است.
- افت فشار و همچنین اتلافات حرارتی از لوله‌ها ناچیز در نظر گرفته شده است.
- اندازه دما و فشار در شرایط مرده به ترتیب ۲۱ درجه سانتی‌گراد و ۱۰۱/۳۲۵ کیلوپاسکال است.
- بنا بر محاسبات صورت گرفته، با لحاظ کردن اثر گرمای تزریق شده خورشید به سوراخ مته، عمق سوراخ مته ۱۴۰ متر در نظر گرفته می‌شود که در شرایط پیک بار، توان انتقال حرارت آن به سیال عامل، برابر با ۷ کیلووات است. در نتیجه نرخ کسب

حرارت از زمین برابر با 50 W/m می‌باشد.

۶. سیال جاری درون مبدل حرارتی زمینی، مخلوط آب و پروپیلن گلیکول با ظرفیت حرارتی 4 kJ/kg.K می‌باشد.

۷. بازده مکانیکی و الکتریکی کمپرسور و پمپ‌ها به ترتیب $0/85$ و $0/80$ در نظر گرفته شده است.

نرخ تخریب و بازده انرژی هر یک از بخش‌ها، با توجه به مفروضات بالا و روابط ذکرشده، در جدول ۳-۳ ارائه شده است:

جدول ۳-۳: نرخ تخریب انرژی و بازده انرژی برای هر یک از بخش‌های سیستم

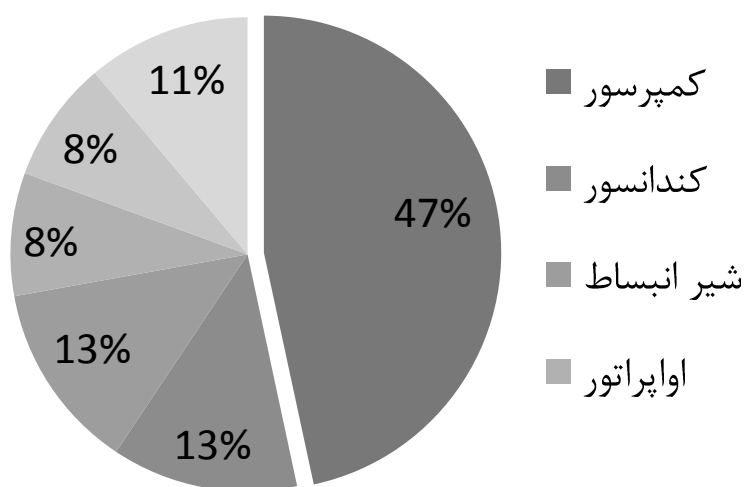
نام بخش	توان (kW)	تخریب انرژی (kW)	بازده انرژی (%)
کمپرسور	2/10	1/3465	56/3
اوپراتور	7	0/2421	63/6
شیر انبساط	-	0/3706	91/3
کندانسور	9/1	0/367	48/8
پمپ P1	0/2	0/24	17/31
مبدل حرارتی زمین	6/8	0/3212	61/55

محاسبات انرژی برای زمان پیک بار محاسبه شده است و در آن زمان، تشعشع خورشیدی موجود نیست. لیکن نرخ تخریب انرژی در ساعت هشت صبح روز متوسط ماه ژانویه، برای کلکتور خورشیدی $3/58$ کیلووات و برای مخزن اطمینان برابر با $0/113$ کیلووات بدست آمد. همچنین بازدهی انرژی کلکتور خورشیدی در همان ساعت برابر با $7/2$ درصد و برای مخزن اطمینان $46/19$ درصد به دست آمد. شکل ۳-۸، درصد تخریب انرژی را در هر یک از بخش‌های سیستم SAGSHP در زمان بار پیک نشان می‌دهد.

چنانکه از جدول ۳-۳ و شکل ۳-۸ پیداست، بیشترین شدت تخریب انرژی در کمپرسور پمپ حرارتی اتفاق می‌افتد که به تنهایی 47 درصد تخریب انرژی کل سیستم را نمایندگی می‌کند. در

نتیجه، چنانچه بتوانیم کار مصرفی کمپرسور را کاهش دهیم، بخش اتلافی انرژی به صورت ارزش افزوده در طی طول عمر پمپ حرارتی به مصرف‌کننده باز می‌گردد.

درصد تخریب انرژی

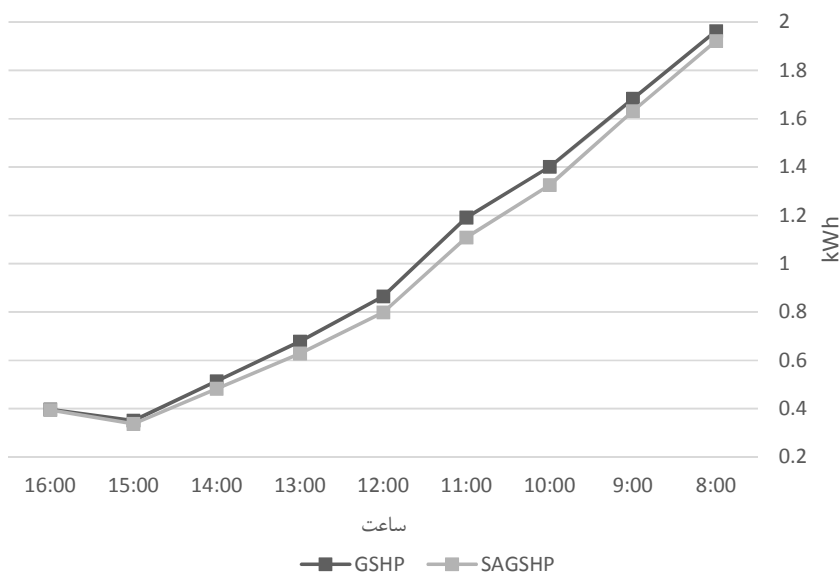


شکل ۳-۸: درصد تخریب انرژی در هر یک از بخش‌های سیستم SAGSHP

نتایج جدول ۳-۳ با استفاده از مرجع [۳۷] اعتبارسنجی شده است؛ مطابقت جدول ۳-۳ و جدول ۲ در مرجع [۳۷] نشان می‌دهد که بازدهی انرژی و تخریب انرژی هر یک از اجزای سیستم به مقدار به دست آمده در جدول ۳-۳ بسیار نزدیک است. به طور مثال، نرخ تخریب انرژی کمپرسور به دست آمده در جدول ۳-۳ با مرجع [۳۷] تنها ۶/۷ درصد و یا اختلاف نتایج میان بازدهی شیر انبساط با مرجع [۳۷] تنها ۲/۴۷ درصد اختلاف دارد. همچنین اختلاف نرخ تخریب و بازدهی انرژی میان سایر اجزای سیستم به همین ترتیب بسیار اندک است. تنها وجه تمایز شدید بین نتایج این نوشتار با مرجع [۳۷]، در تخریب انرژی کندانسور می‌باشد؛ به کار بردن سیستم پرفشار و حرارت‌گرمایش از کف در مرجع [۳۷]، و همچنین پیش‌گرمایش هوای بیرون قبل از ورود به کندانسور با استفاده از

هوای برگشتی در نوشتار حاضر، می تواند اختلاف تخریب انرژی در کندانسور، بین این نوشتار و مرجع [۳۷] را توضیح دهد. از آنجا که نیازهای حرارتی محیط گرمایش در زمان پیک بار ثابت است، یکی از راه‌های کاهش کار مصرفی کمپرسور، افزایش نرخ انرژی کسب شده در اواپراتور می باشد.

میزان صرفه جویی در کار مصرفی کمپرسور



شکل ۳-۹: میزان صرفه جویی در کار مصرفی کمپرسور با استفاده از انرژی خورشید برای روز متوسط ماه ژانویه

بدین منظور می‌توان با استفاده از کلکتورهای خورشیدی و انتقال انرژی حرارتی خورشید به درون سوراخ مته یا واسطه تبادل کننده حرارت با اواپراتور، کار مصرفی کمپرسور را کاهش و ضریب عملکرد سیستم را افزایش داد و از این طریق، در هزینه‌های جاری سیستم صرفه جویی کرد. شکل ۳-۹ میزان صرفه جویی در کار مصرفی کمپرسور را با استفاده از انرژی خورشید، در طول روز متوسط ماه ژانویه نشان می‌دهد. لازم به ذکر است که به دلیل عدم استفاده از مخزن ذخیره انرژی خورشیدی، عدم تطابق زمان تابش خورشیدی و زمان بار پیک حرارتی و اندک بودن شدت تابش خورشیدی در ماه ژانویه (ماهی که محاسبات انرژی برای آن ماه صورت گرفته است)، میزان کاهش کار مصرفی

کمپرسور چندان زیاد نیست. به طور مثال، در فصل سرد با استفاده از انرژی خورشید، می‌توان کل کار مصرفی کمپرسور را از $3681/84$ کیلووات-ساعت به $3636/79$ کیلووات-ساعت، یعنی به میزان $45/05$ کیلووات-ساعت در هر سال کاهش داد.

همچنین با توجه به جدول ۳-۳ مشخص است که کمترین بازده انرژی مربوط به پمپ ۱ می‌باشد، می‌توان با سری بستن چند پمپ با بازده انرژی بالاتر، میزان بازگشت‌ناپذیری‌ها را کاهش و بازدهی انرژی را افزایش داد. هرچند به دلیل پایین بودن تخریب انرژی پمپ مورد استفاده در طرح، میزان صرفه‌جویی انرژی در این بخش چندان قابل توجه نخواهد بود.

چنانکه می‌دانیم، تحلیل انرژی یکی از ابزارهای مهم برای شناسایی بخش‌هایی است که انرژی در آن‌ها بیشترین اتلافات را دارد و همچنین میزان این اتلافات را نیز به‌درستی مشخص می‌کند. در نتیجه با استفاده از این ابزار می‌توان سیستم‌های انرژی با بازدهی بیشتری را طراحی کرد. بدیهی است آن سیکلی که کمترین میزان تخریب انرژی را داشته باشد، سیکل مؤثرتر و با بازدهی بیشتری است که این مورد، در گروه طراحی بهینه سیکل و متعادل‌سازی سیستم پمپ حرارتی، با بخش مربوط به خورشید و زمین می‌باشد.

۴-۳ بررسی چالش‌ها و فرصت‌های اقتصادی به کارگیری این نوع پمپ‌های

حرارتی از دیدگاه NPV

توجه کردن هر پروژه سرمایه‌گذاری به مشتریان یا کارفرمایان، از اولویت‌های اساسی هر طرح انرژی است. مشتری یا کارفرما علاقه مند است بدانند هزینه‌ای که صرف خرید تجهیزات و لوازم جدید در جهت کاهش مصرف انرژی می‌کند، بعد از چه مدت با عایدی حاصل از صرفه‌جویی، به نقطه سربه‌سر می‌رسد. در نتیجه، تعیین کردن دو عامل برای هر طرح انرژی بسیار حائز اهمیت است؛ اول اینکه

هزینه طرح چقدر است و سپس، صرفه‌جویی حاصل از این طرح چقدر می‌باشد. یکی از ابزارهایی که ارائه‌دهندگان یک طرح انرژی می‌توانند با استفاده از آن، عایدی حاصل از طرح را به مشتری یا کارفرما نشان دهند، ابزار ارزش زمان حال یا NPV می‌باشد. روش NPV ارزش واقعی نقدینگی‌های سال به سال را در طول مدت عمر طرح، نسبت به زمان حال می‌سنجد. دو عامل می‌تواند ارزش زمان حال نقدینگی‌های آتی را تحت‌الشعاع قرار داده و باعث شود مبلغ مشخصی از پول در سال اول، ارزش کمتری نسبت به ارزش واقعی همان پول در سال‌های بعد باشد؛ یکی از این دو عامل، نرخ بهره بانکی (Interest Rate) است. کارفرما یا مشتری می‌تواند با صرف نکردن پول خود برای یک طرح انرژی و قرار دادن آن در بانک، از سود حاصله از سپرده‌اش بهره بگیرد؛ بنابراین هر طرح انرژی باید مشخص کند که از چه نظر مشتری یا کارفرما در صورت صرف کردن پولش برای یک طرح انرژی، منفعت بیشتری از سپرده‌گذاری همان پول در بانک خواهد داشت. عامل دیگری که منجر به کاهش ارزش پول در سال‌های پس از اولین سال سرمایه‌گذاری خواهد شد، نرخ تورم (Inflation Rate) که آن را می‌توان به‌عنوان نرخ افزایش در متوسط قیمت کالاها و خدمات تعریف کرد. دو عامل تورم و نرخ بهره بانکی که به صورت ضریب کاهش ارزش پول در سال‌های بعد از سرمایه‌گذاری اولیه لحاظ می‌شود، برای استفاده در روش NPV به صورت مانعی بر سد توجیه‌پذیری پروژه‌ها و طرح‌های انرژی عمل می‌کند. لذا در نظر گرفتن این دو عامل، شرط اولیه بررسی توجیه‌پذیری اقتصادی طرح‌هاست.

نرخ کاهش‌ی این دو عامل از روابط زیر قابل تعیین است:

$$IF = \left(1 + \frac{IfR}{100}\right)^{-n} \quad (44-3)$$

$$DF = \left(1 + \frac{IR}{100}\right)^{-n} \quad (45-3)$$

$$IR = InR - IfR \quad (46-3)$$

در روابط بالا، IfR و InR به ترتیب معادل نرخ تورم و نرخ سود بانکی می‌باشد. همچنین IF و DF نرخ

کاهش ارزش زمان حال حاضر پول در n سال آینده است. به منظور تعیین میزان بهره‌وری انرژی و توجیه‌پذیری اقتصادی، می‌بایست هزینه‌های اولیه و جاری سیستم را به‌طور دقیق مشخص کرد. بدین منظور می‌بایست وسایل موردنیاز برای تأمین گرمایش/سرمایش و تهیه آب گرم مصرفی به درستی انتخاب شده و هزینه اولیه هر کدام مشخص شود و همچنین در طی طول عمر سیستم (۲۰ سال)، میزان صرفه‌جویی انرژی طرح محاسبه شود.

در بخش قبل، مدل پیشنهادی SAGSHP برای یک واحد ساختمانی در شهر تبریز به مساحت ۸۰ مترمربع به همراه تحلیل انرژی و بخشی که بیشترین تخریب انرژی در آن اتفاق می‌افتد، تعیین شد. همچنین توضیح داده شد که یکی از راه‌های کاهش کار مصرفی کمپرسور، بالابردن ضریب عملکرد پمپ حرارتی با استفاده از بالابردن دمای EWT در حالت گرمایش است. بدین منظور می‌توان از کلکتورهای خورشیدی برای این منظور بهره گرفت. همچنین، به دلیل عدم توازن حرارت کسب‌شده از زمین در زمستان، نسبت به تابستان، دمای خاک اطراف سوراخ مته در مناطق سردسیر، اندک اندک کاهش می‌یابد که این امر منجر به کاهش EWT و کاهش ضریب عملکرد سیستم به‌طور سال به سال خواهد شد؛ بنابراین چنانچه بتوان میزان حرارت کسب‌شده از زمین در زمستان و حرارت دفع شده به زمین در تابستان توازن ایجاد کرد، می‌توان ضریب عملکرد سیستم را در تمام طول سال ثابت نگاه داشت. برای این منظور، تزریق حرارت خورشید به درون زمین توسط کلکتورهای خورشیدی، یکی از راه‌های برقراری توازن حرارتی در بخش مربوط به زمین است. از طرف دیگر، از آنجاکه انتقال حرارت از پمپ حرارتی به زمین در مواقع پیک بار، بار ماهانه و متوسط بار سالیانه، در تعیین عمق سوراخ مته مؤثر است، کاهش هر یک از این سه بار می‌تواند به کاهش عمق سوراخ مته کمک کرده و هزینه گزاف حفاری را که بخش قابل توجهی از هزینه اولیه GSHP را شامل می‌شود، کاهش دهد. همچنین می‌توان از کلکتورهای خورشیدی، در فصل تابستان، برای تأمین آب گرم مصرفی کمک گرفت که این امر می‌تواند منجر به صرفه‌جویی در مصرف گاز شده و هزینه‌های سالیانه انرژی را کاهش دهد.

فصل سوم: بررسی اقتصادی و امکان به کارگیری پمپ‌های حرارتی با منبع زمینی و با کمک انرژی خورشید

بدین منظور به نظر می‌رسد استفاده از حرارت خورشید هم در کاهش هزینه‌های اولیه حفاری و هم در کاهش هزینه‌های جاری ناشی از کار مصرفی کمپرسور و تأمین آب گرم مصرفی، می‌تواند مؤثر واقع شود.

برای تأمین گرمایش و سرمایش مکانیکی این واحد ساختمانی، از یک دستگاه پمپ حرارتی آب-هوا شرکت برنولی با مدل GTHP048 استفاده می‌شود. جدول ۳-۴، مشخصات مربوط به این پمپ حرارتی را نشان می‌دهد:

جدول ۳-۴: مشخصات فنی پمپ حرارتی با منبع زمینی انتخاب شده در طرح

مدل	CFM	گرمایش			سرمایش		
		ظرفیت گرمایشی (kW)	COP	EWT(°C)	ظرفیت سرمایشی (kW)	EER	EWT(°C)
GTHP048	1600	۱۲	۴/۵	۱۰	۱۶/۴	۱۶/۵	۱۵

لازم به ذکر است که COP مندرج در جدول بالا، در شرایط استاندارد طراحی محاسبه شده است. چنانکه گفته شد، دمای آب ورودی به پمپ حرارتی (EWT) بر روی COP پمپ حرارتی تأثیر می‌گذارد و در حالت گرمایش، چنانچه این دما بالاتر باشد، COP افزایش می‌یابد. تارناوسکی (۱۹۹۰) رابطه زیر را برای اصلاح COP در حالت گرمایش، در دماهای مختلف ورودی به پمپ حرارتی، پیشنهاد داده است:

$$COP_a = COP_{base} (1 + 0/0155 T_{ewt} - 0/000159 T_{ewt}^2) \quad (47-3)$$

بنا بر استراتژی منتخب برای طرح، دمای آب ورودی به پمپ حرارتی (Tewt) در صورتی که سیستم خورشیدی فعال بوده و درجه حرارت آن به میزانی باشد که پس از تبادل حرارت در مخزن اطمینان، بتواند دمای ورودی به اواپراتور را به بیشتر از ۷ درجه افزایش دهد، COP با استفاده از درجه حرارت جدید تعیین می‌شود؛ در غیر این صورت، COP به همان مقدار نامی در محاسبات به کار خواهد رفت.

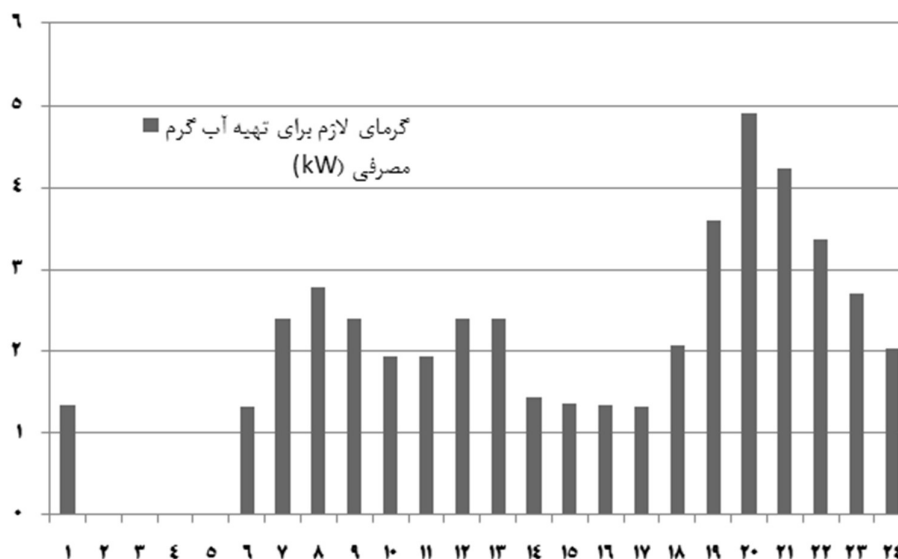
فصل سوم: بررسی اقتصادی و امکان به کارگیری پمپ‌های حرارتی با منبع زمینی و با کمک انرژی خورشید

همچنین چهار کلکتور خورشیدی به صورت ۲x۲ به ابعاد ۲/۳ متر مربع از شرکت دریا در این طرح استفاده می‌شود که مشخصات فنی آن در جدول ۳-۵ موجود است:

جدول ۳-۵: مشخصات فنی کلکتورهای انتخاب‌شده در طرح

مدل	مساحت جانب (m ²)	دبی سیال (kg/s)	η_0	a_1 (W/m ² .K)	a_2 (W/m ² .K ²)
DSCC23	۲/۳	۰/۰۴۲	۰/۸۲	۱/۲	۰/۰۸

همچنین محاسبات مربوط به آب گرم مصرفی و دبی آب گرم مورد نیاز، با استفاده از هندبوک ASHRAE به صورت ساعت‌به‌ساعت تعیین شد که حرارت موردنیاز برای تأمین آب گرم مصرفی در ساعات مختلف شبانه‌روز و برای ماه‌هایی که آب گرم مصرفی آن‌ها توسط سیکل خورشیدی تأمین می‌شود، در شکل ۳-۱۰ موجود است:



شکل ۳-۱۰: حرارت موردنیاز برای تهیه آب گرم مصرفی در ساعات مختلف شبانه‌روز

به همین ترتیب، با استفاده از داده‌های مربوط به پمپ حرارتی و کلکتور خورشیدی، همچنین داده‌های مربوط به آب‌وهوا و شدت تابش خورشید می‌توانیم نتایج مأخوذ از تحلیل انرژی مربوط به زمان بار پیک طراحی را تعیین کنیم. در زمانی که بار پیک اتفاق می‌افتد، بنا بر استراتژی ذکرشده،

کلکتور خورشیدی وظیفه تأمین حرارت لازم برای آب گرم مصرفی را ندارد؛ همچنین زمانی که پیک بار حرارتی اتفاق می‌افتد، هیچ‌گونه تشعشع خورشیدی برای بالابردن دمای EWT موجود نیست. میزان تشعشع خورشیدی با استفاده از پایگاه داده نرم افزار HAP Carrier 4.5 و برای شهر تبریز استخراج شده است. همچنین مقدار گرمای جمع‌آوری شده توسط دو کلکتور خورشیدی که به صورت سری به هم وصل هستند و میزان دمای آب خروجی از آنها، برای ماه طراحی (ژانویه) محاسبه شده که نتایج آن در جدول ۳-۶ موجود است. دو کلکتور دیگری که موازی این دو کلکتور بسته شده‌اند، همانند دو کلکتور ارائه شده در بالا، دمای آب ورودی را به مقادیر ارائه شده رسانده و در نهایت با ورود به مخزن اطمینان، حرارت خود را به سیال عامل در اواپراتور پمپ حرارتی انتقال می‌دهند. با توجه به اینکه دمای EWT در این طرح برابر با ۷ درجه سانتی‌گراد تعیین شده است، حرارت تزریق شده توسط خورشید به درون مخزن اطمینان، در هر ساعت توان افزایش EWT به اندازه میزان حرارت انتقال داده شده خواهد داشت.

فصل سوم: بررسی اقتصادی و امکان به کارگیری پمپ‌های حرارتی با منبع زمینی و با کمک انرژی خورشید

جدول ۳-۶: گرمای کسب‌شده کلکتورهای خورشیدی سری در ساعات مختلف شبانه‌روز در ماه طراحی

Time	ماه ژانویه			کلکتور اول				کلکتور دوم			
	T_a (°C)	G_t (W/m ²)	T^* (m ² C/W)	η	Q_c (W)	T_o (°C)	T^* (m ² C/W)	η	Q_c (W)	T_o (°C)	
8:00	-6/2	406/80	0/10	0/36	341/19	36/88	0/10	0/32	306/67	38/58	
9:00	-3	464/32	0/08	0/47	505/14	37/79	0/08	0/42	456/86	40/32	
10:00	0/6	666/70	0/05	0/61	944/71	40/23	0/05	0/56	859/02	44/98	
11:00	4/6	789/49	0/03	0/68	1235/0 4	41/83	0/04	0/62	1131/0 5	48/10	
12:00	8/5	825/62	0/03	0/71	1354/7 7	42/50	0/04	0/65	1250/5 6	49/42	
13:00	11/4	775/00	0/03	0/72	1294/0 4	42/16	0/03	0/67	1202/5 9	48/82	
14:00	13/3	634/83	0/03	0/71	1050/7 6	40/81	0/04	0/67	982/01	46/25	
15:00	14	405/67	0/05	0/67	625/99	38/46	0/06	0/62	587/43	41/71	
16:00	13/3	132/05	0/16	0/33	102/52	35/56	0/16	0/31	96/36	36/10	

هر چه مقدار افزایش EWT بیشتر باشد، میزان افزایش ضریب عملکرد سیستم بیشتر خواهد بود. برای پمپ حرارتی در نظر گرفته شده در این طرح، ضریب عملکرد با دمای آب ورودی به پمپ حرارتی برابر با ۷ درجه سانتی‌گراد، ضریب عملکرد پمپ حرارتی برابر با ۴/۲۸ خواهد بود. اندازه ضریب عملکرد سیستم با اندازه EWT جدید در ساعاتی که تشعشع خورشید وجود دارد، در جدول ۳-۷

فصل سوم: بررسی اقتصادی و امکان به کارگیری پمپ‌های حرارتی با منبع زمینی و با کمک انرژی خورشید

آمده است:

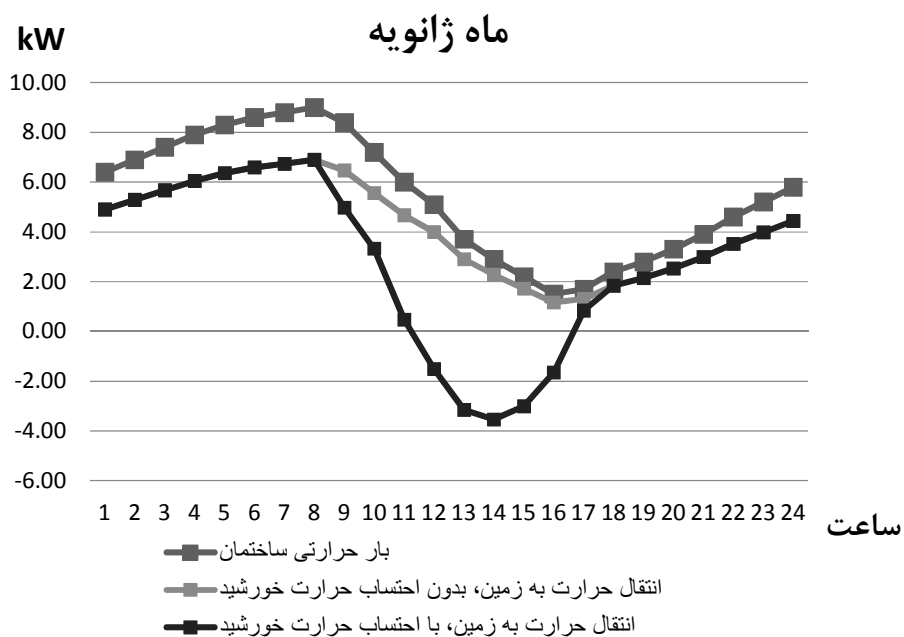
جدول ۳-۷: اندازه دمای آب ورودی به پمپ حرارتی به همراه ضریب عملکرد متناسب برای هر دما

ماه ژانویه						
زمان	بار حرارتی ساختمان (kW)	T ₁₁ (°C)	EWT (°C)	Q _{evap} (kW)	COP _a	Ẇ (kW)
0:00	6/4	0	7	4/904673	4/28	1/4953
1:00	6/9	0	7	5/28785	4/28	1/6121
2:00	7/4	0	7	5/671028	4/28	1/7290
3:00	7/9	0	7	6/054206	4/28	1/8458
4:00	8/3	0	7	6/360748	4/28	1/9393
5:00	8/6	0	7	6/590654	4/28	2/0093
6:00	8/8	0	7	6/743925	4/28	2/0561
7:00	9	0	7	6/897196	4/28	2/102804
8:00	8/4	38/58732	8/345246	6/478118	4/370716	1/9219
9:00	7/2	40/32673	8/997524	5/568758	4/413813	1/631242
10:00	6	44/98751	10/74532	4/674453	4/526434	1/3255
11:00	5/1	48/10131	11/91299	3/991149	4/599354	1/1089
12:00	3/7	49/42601	12/40975	2/900831	4/629812	0/7992
13:00	2/9	48/82416	12/18406	2/271753	4/616016	0/6282
14:00	2/2	46/25575	11/22091	1/717158	4/556359	0/4828
15:00	1/5	41/71888	9/519582	1/162761	4/447889	0/3372
16:00	1/7	36/10132	7/412995	1/305396	4/308113	0/3946
17:00	2/4	0	7	1/839252	4/28	0/5607
18:00	2/8	0	7	2/145794	4/28	0/6542
19:00	3/3	0	7	2/528972	4/28	0/7710
20:00	3/9	0	7	2/988785	4/28	0/9112
21:00	4/6	0	7	3/525234	4/28	1/0748
22:00	5/2	0	7	3/985047	4/28	1/2150
23:00	5/8	0	7	4/44486	4/28	1/3551

چنانچه مشاهده می‌شود، در بین ساعات ۱۶ تا ۸ در روز متوسط ماه ژانویه، تبادل حرارت آب جاری در کلکتورهای خورشیدی با سیال عامل ورودی به اواپراتور پمپ حرارتی، ضریب عملکرد سیستم را از طریق افزایش EWT افزایش می‌دهد و کار مصرفی کمپرسور کاهش می‌دهد. همچنین سیال خروجی از اواپراتور به طبع دمای بالاتری خواهد داشت و حرارت موردنیاز برای رساندن آن به دمای ۷ درجه

نسبت به زمانی که تشعشع خورشیدی وجود نداشته باشد، طبیعتاً کمتر خواهد بود. در نتیجه، در ساعاتی که کلکتورهای خورشیدی، حرارت خورشید را به درون مخزن اطمینان انتقال می‌دهند، سهم حرارت اخذشده از زمین را توسط سیال عامل اواپراتور کم خواهد شد. این مورد در طی سال، به بازیابی حرارتی خاک کمک می‌کند و میزان برداشت حرارت از خاک را در فصل زمستان، نسبت به تزریق حرارت به خاک در فصل تابستان، متعادل می‌کند که این امر، باعث کاهش عمق سوراخ مته و به طبع آن، هزینه اولیه ناشی از حفاری خواهد شد.

مقایسه بارهای حرارتی ساختمان و زمین



شکل ۳-۱۱: بار حرارتی ساختمان و میزان انتقال حرارت از زمین در صورت به کارگیری و عدم به کارگیری کلکتورهای خورشیدی

فصل سوم: بررسی اقتصادی و امکان به کارگیری پمپ‌های حرارتی با منبع زمینی و با کمک انرژی خورشید

جدول ۳-۸: مقایسه اندازه سوراخ مته برای دو سیستم GSHP و SAGSHP

توضیحات	واحد	SAGSHP	GSHP
بار حرارتی پیک زمین	q_h	W	7000
بار متوسط ماهیانه زمین	q_m	W	2779
بار متوسط سالیانه زمین	q_y	W	27
مشخصات خاک			
رسانش حرارتی	k	mK/W	2/5
ضریب پخش حرارت	α	day/m ²	0/086
دمای خاک	T_g	°C	16
خواص سیال			
ظرفیت حرارتی سیال	C_p	kg.K/J	4000
دبی جریان به ازای هر کیلووات بار پیک زمین	\dot{m}_{f1s}	s.kW/Kg	0/040
دمای آب ورودی به پمپ حرارتی (EWT)	T_{EWT}	°C	7
مشخصات سوراخ مته			
شعاع سوراخ	r_{bore}	m	0/060
شعاع داخلی لوله	r_{pin}	m	0/0137
شعاع خارجی لوله	r_{pext}	m	0/0167
رسانش حرارتی ملات پرکننده	k_{grount}	m.K/W	1/50
رسانش حرارتی لوله	k_{pipe}	m.K/W	0/45
فاصله دو مرکز شاخه‌های لوله U شکل	L_{shank}	m	0/0800
ضریب انتقال حرارت جابجایی سیال	h_{conv}	m ² .K/W	1000
نتایج			
مقاومت حرارتی سیال	R_{conv}	W/m.K	0/012
مقاومت حرارتی لوله	R_p	W/m.K	0/071
مقاومت حرارتی ملات پرکننده	R_g	W/m.K	0/050
مقاومت حرارتی سوراخ مته	R_b	W/m.K	0/091
مقاومت حرارتی زمین برای پالس شش ساعته	R_{6h}	W/m.K	0/092
مقاومت حرارتی زمین برای پالس یک ماهه	R_{1m}	W/m.K	0/144
مقاومت حرارتی زمین برای پالس ده ساله	R_{10y}	W/m.K	0/153
دمای سیال خروجی از پمپ حرارتی	T_{LWT}	°C	0/8
دمای متوسط سیال درون مبدل حرارتی زمین	T_m	°C	3/9
عمق سوراخ مته	L	m	138/9

شکل ۳-۱۱، امکان مقایسه میان بار حرارتی ساختمان و میزان انتقال حرارت به زمین، در صورت به کارگیری و عدم به کارگیری کلکتورهای خورشیدی را نشان می‌دهد. این نمودار، نشان می‌دهد که

حضور کلکتورهای خورشیدی در کنار یک سیستم GSHP چگونه می‌تواند بار زمین را در ساعاتی که تابش خورشیدی وجود دارد و همچنین حرارت متوسط کسب‌شده از زمین را در طول عمر طرح، کاهش داده و از این طریق، منجر به کاهش عمق موردنیاز سوراخ مته شود.

جدول ۳-۸، میزان بار پیک، بار متوسط ماهانه و بار متوسط سالیانه و همچنین عمق سوراخ مته را برای دو سیستم GSHP و SAGSHP که هر دو منطبق بر نیازهای حرارتی طرح پیشنهادی است، نشان می‌دهد. چنانکه در جدول ۳-۸ مشاهده می‌شود، در صورت استفاده از کلکتورهای حرارتی خورشیدی، عمق سوراخ مته به اندازه ۱۶/۳ متر (۱۰/۵ درصد) کاهش پیدا می‌کند. این میزان کاهش، سهم قابل توجهی در کاهش هزینه‌های اولیه سیستم خواهد داشت.

حال که تمامی بخش‌های سیستم طراحی شده و میزان انتقال حرارت در هر بخش سیستم و همچنین میزان کار مصرفی کمپرسور به صورت سالانه تعیین شد، می‌توان با استفاده از تکنیک ارزش زمان حال (NPV)، به بررسی امکان توجیه‌پذیری طرح پیشنهادی پرداخت. هزینه اولیه هر یک از بخش‌های سیستم و هزینه‌های جاری مربوط به مصرف برق و گاز در جدول ۳-۹ نشان داده شده است.

چنانکه گفته شد، با اضافه کردن چهار کلکتور خورشیدی و انتقال حرارت جمع‌آوری‌شده خورشید به درون زمین، با توجه به تعادل حرارتی حاصل‌شده بین برداشت و تزریق حرارت به خاک، عمق سوراخ مته ۱۶/۳ متر کاهش پیدا کرده که این امر، هزینه اولیه حفاری را به اندازه ۲,۶۰۸,۰۰۰ تومان کاهش می‌دهد. همچنین هزینه خرید چهار کلکتور خورشیدی که مشخصات آن در توضیحات طرح آمده بود، برابر با ۳,۶۰۰,۰۰۰ تومان خواهد بود؛ بنابراین مجموع هزینه اولیه خالص طرح نسبت به استفاده از GSHP، برابر با ۹۹۲,۰۰۰ تومان خواهد بود.

فصل سوم: بررسی اقتصادی و امکان به کارگیری پمپ‌های حرارتی با منبع زمینی و با کمک انرژی خورشید

جدول ۳-۹: هزینه‌های اولیه طرح و هزینه‌های جاری برق و گاز

هزینه‌های اولیه						
هزینه خرید هر دستگاه کلکتور خورشیدی در طرح			هزینه هر متر حفاری زیر زمین			
۹۰۰,۰۰۰			تا ۷۰ متر ۱۲۰,۰۰۰ - از ۷۱ متر به بعد ۱۶۰,۰۰۰			
هزینه‌های جاری						
هزینه‌های مصرف برق (هر کیلووات ساعت)						
۰ تا ۱۰۰	۱۰۱ تا ۲۰۰	۲۰۱ تا ۳۰۰	۳۰۱ تا ۴۰۰	۴۰۱ تا ۵۰۰	۵۰۱ تا ۶۰۰	مازاد ۶۰۰
۴۰/۹	۴۷/۷	۱۰۲/۳	۱۸۴/۱	۲۱۱/۴	۲۶۶/۰	۲۹۳/۳
هزینه‌های مصرف گاز (هر مترمکعب)						
۰ تا ۴۵	۴۶ تا ۹۵	۹۶ تا ۱۴۵	۱۴۶ تا ۱۹۵			
۱۰۸	۱۳۱	۱۶۵	۲۱۱			
<ul style="list-style-type: none"> • قیمت‌ها به تومان است. (از شرکت برنولی واقع در تهران استعلام شده است) • از فرضیات تحلیل اقتصادی این است که به هزینه‌های جاری مصرف برق و گاز، سالانه ۱۰ درصد افزوده می‌شود. 						

همچنین صرفه‌جویی هزینه‌های گاز در طول سال اول و در صورت استفاده از کلکتورهای خورشیدی در جدول زیر برای شش ماه از می تا اکتبر در جدول زیر نشان داده شده است:

جدول ۳-۱۰: صرفه‌جویی‌های طرح مربوط به مصرف گاز

ماه	انرژی تأمین‌شده توسط کلکتورها (kWh)	مترمکعب در روز گاز	مترمکعب در ماه	خالص صرفه‌جویی به تومان
مه	40.54512	5.06814	157.11235	21708.71
ژوئن	39.34328	4.91791	147.5373	19688.37
ژوئیه	40.50115	5.062644	156.94197	21672.75
اوت	41.11126	5.138908	159.30615	22171.6
سپتامبر	38.58217	4.822772	144.68315	19311.72
اکتبر	35.90305	4.487881	139.12433	18394.51

در جدول بالا بازدهی وسیله تولید آب گرم با سوخت گاز، ۸۰ درصد فرض شده است. همچنین صرفه‌جویی انرژی الکتریکی SAGSHP به نسبت GSHP که چنانکه گفته شد، ناشی از بالا رفتن

فصل سوم: بررسی اقتصادی و امکان به کارگیری پمپ‌های حرارتی با منبع زمینی و با کمک انرژی خورشید

ضریب عملکرد سیستم به علت بالا رفتن دمای آب ورودی به پمپ حرارتی (EWT) است، در شش ماه از نوامبر تا آوریل سال اول، در جدول زیر مشهود است:

جدول ۳-۱۱: صرفه‌جویی‌های طرح مربوط به مصرف برق

ماه	انرژی مصرفی کمپرسور GSHP (kWh)	انرژی مصرفی کمپرسور SAGSHP (kWh)	خالص صرفه‌جویی به تومان
نوامبر	390.4206	387.416	553.03
دسامبر	784.4159	775.6765	2563.26
ژانویه	941.5888	928.8034	3748.37
فوریه	773.785	763.3479	3062.05
مارس	508.4579	501.996	1716.76
آوریل	283.1776	279.5547	370.32

چنانچه در جدول ۳-۱۱ مشاهده می‌شود، خالص صرفه‌جویی برق به نسبت خالص صرفه‌جویی گاز پایین‌تر است. دلیل این امر این است که بالا رفتن دمای آب ورودی به پمپ حرارتی، ضریب عملکرد سیستم را به میزان اندکی بالا می‌برد و نقش آن در کاهش مصرف کمپرسور، مخصوصاً در ماه‌های میانی مانند نوامبر و آوریل، چندان زیاد نیست. البته فراموش نکنیم که انتقال حرارت خورشید به زمین در این ماه‌ها، یک امر حیاتی برای کاهش عمق سوراخ مته است و هدف اصلی خریدن کلکتورهای خورشیدی، کاهش عمق سوراخ مته و تأمین آب گرم مصرفی است.

فصل سوم: بررسی اقتصادی و امکان به کارگیری پمپ‌های حرارتی با منبع زمینی و با کمک انرژی خورشید

جدول ۳-۱۲: تحلیل اقتصادی طرح با استفاده از تکنیک NPV

سال	مقدار سرمایه‌گذاری (تومان)	صرفه‌جویی خالص (تومان)	فاکتور تورم برای تورم ۱۰ درصد	صرفه‌جویی خالص با اعمال تورم (تومان)	فاکتور تنزیل واقعی برای بهره ۸ درصد	ارزش زمان حال (تومان)
0	992000	0	1	0	1	-992000/0000
1	0	136161/2229	0/9091	123782/9299	0/9259	114613/824
2	0	149777/3452	0/8264	123782/9299	0/8573	106123/9111
3	0	163393/4675	0/7513	122759/9305	0/7938	97450/79076
4	0	177009/5898	0/6830	120899/9316	0/7350	88865/05891
5	0	190625/7121	0/6209	118363/5694	0/6806	80556/25646
6	0	204241/8344	0/5645	115289/191	0/6302	72651/74645
7	0	217857/9567	0/5132	111795/5791	0/5835	65231/64664
8	0	231474/0790	0/4665	107984/3662	0/5403	58340/59306
9	0	245090/2013	0/4241	103942/1707	0/5002	51996/96351
10	0	258706/3236	0/3855	99742/48699	0/4632	46200/07046
11	0	272322/4459	0/3505	95447/35597	0/4289	40935/73495
12	0	285938/5682	0/3186	91108/83979	0/3971	36180/57382
13	0	299554/6905	0/2897	86770/32361	0/3677	31905/26792
14	0	313170/8128	0/2633	82467/66294	0/3405	28077/0264
15	0	326786/9351	0/2394	78230/19409	0/3152	24661/41976
16	0	340403/0574	0/2176	74081/62319	0/2919	21623/71963
17	0	354019/1796	0/1978	70040/80738	0/2703	18929/85557
18	0	367635/3019	0/1799	66122/44054	0/2502	16547/07655
19	0	381251/4242	0/1635	62337/65438	0/2317	14444/38656
20	0	394867/5465	0/1486	58694/54471	0/2145	12592/80935
کل سود حاصل						35928/7319

با مشخص بودن خالص صرفه‌جویی سالانه، به همراه هزینه اولیه اجرای طرح، می‌توان با استفاده از تکنیک NPV با نرخ تورم ۱۰ درصد و سود بانکی سالانه ۱۸ درصد، توجیه‌پذیری اقتصادی طرح را بررسی کرد. نتایج این بررسی برای طول عمر طرح (۲۰ سال) در جدول ۳-۱۲ آمده است.

تحلیل حاصل از جدول ۳-۱۲ حاکی از آن است که مجموع سوددهی طرح بعد از بیست سال کاری، برابر با ۳۵۹۲۸/۷۳ تومان و نقطه سربه‌سر طرح برابر با ۱۷ سال و ۵ ماه خواهد بود.

چنانکه گفته شد، نرخ تورم و بهره بانکی، افزایش سالانه هزینه‌های مربوط به مصرف برق و گاز و همچنین عوامل دیگر، بر روی توجیه‌پذیری اقتصادی یک طرح انرژی تأثیرگذار است. در بخش بعد،

حساسیت توجیه‌پذیری اقتصادی طرح را بر روی هر یک از عوامل فوق سنجیده و سناریوهای مختلفی را که می‌تواند توجیه‌پذیری بیشتری برای به کارگیری سیستم پیشنهادی طرح به ارمغان آورد، بررسی می‌کنیم.

۳-۵ بررسی راهکارها و شرایط توجیه‌پذیری اقتصادی برای به کارگیری این

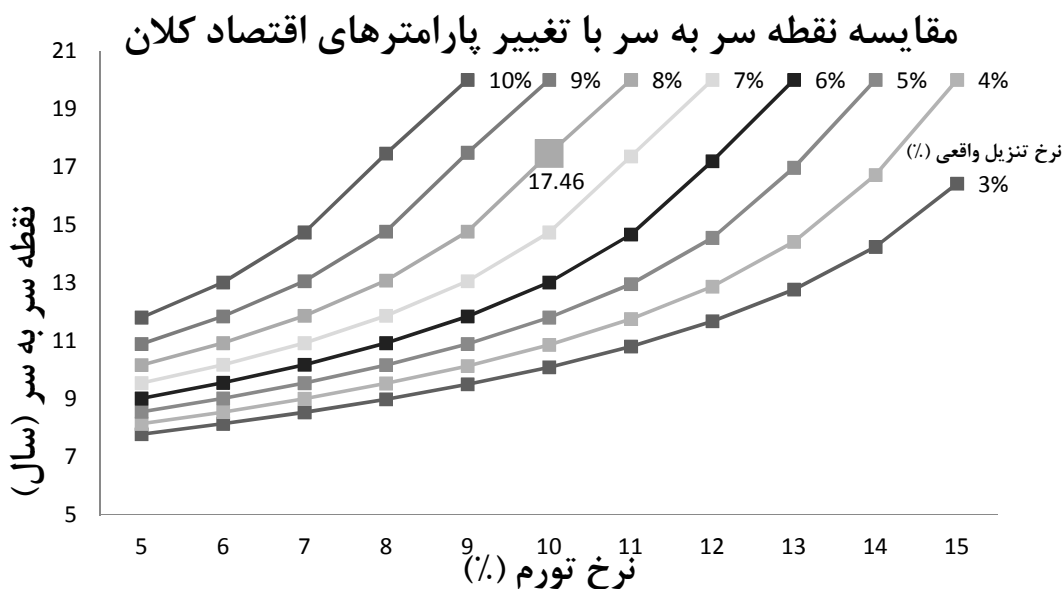
نوع پمپ‌های حرارتی در ایران

در بخش قبل، پس از تعیین نوع و میزان هزینه‌های اولیه و جاری برای طرح پیشنهادی SAGSHP، میزان صرفه‌جویی طرح نسبت به به کارگیری سیستم GSHP در طول عمر بیست‌ساله آن، نشان داده شد. برای نرخ تورم ده درصد و بهره بانکی هجده درصد و همچنین نرخ رشد سالانه ده درصدی هزینه برق و گاز، نقطه سربه‌سر طرح برابر با هفده سال و پنج ماه به دست آمد. بدیهی است که از دیدگاه سرمایه‌گذاری، چنین زمان بازگشت سرمایه طولانی، نمی‌تواند کشش لازم را در طرف تقاضا برای استفاده از طرح پیشنهادی تأمین کند. با توجه به الزامات استفاده از انرژی‌های نو در تأمین نیازهای مربوط به رفاه حرارتی در بخش مسکونی که در فصل اول توضیح داده شد و همچنین آینده سوخت‌های فسیلی، می‌توان امید داشت که با تغییر در برخی از پارامترهای تأثیرگذار بر توجیه‌پذیری طرح، کشش لازم برای خرید و استفاده از آن فراهم شود. به همین منظور، سه سناریوی مختلف که احتمال می‌رود با استقرار آن، توجیه‌پذیری اقتصادی طرح حاصل شود، در این بخش ذکر می‌شود:

۱- کاهش نرخ تورم و بهره بانکی:

چنانکه پیش‌تر گفته شد، نرخ بهره بانکی که بعد از گرفتن وام توسط بانک‌ها به صورت سالانه پرداخت می‌شود، هرگونه نقدینگی در سال‌های بعد از سرمایه‌گذاری اولیه را با استهلاک مواجه می‌کند. همچنین تورم، به معنی گران شدن نرخ متوسط کالاها و خدمات، از عوامل دیگری است که

منجر به فرسودگی پول می‌شود. بالا بودن این دو نرخ، سرمایه‌گذاری بر روی طرح‌های انرژی نو را که هنوز زمان بازگشت سرمایه‌شان بالاست، با چالش مواجه می‌کند. شکل ۳-۱۲، زمان بازگشت سرمایه طرح را برای نرخ‌های تورم و تنزیل واقعی (ناشی از تفاضل بهره بانکی از تورم) مختلف، نشان می‌دهد:



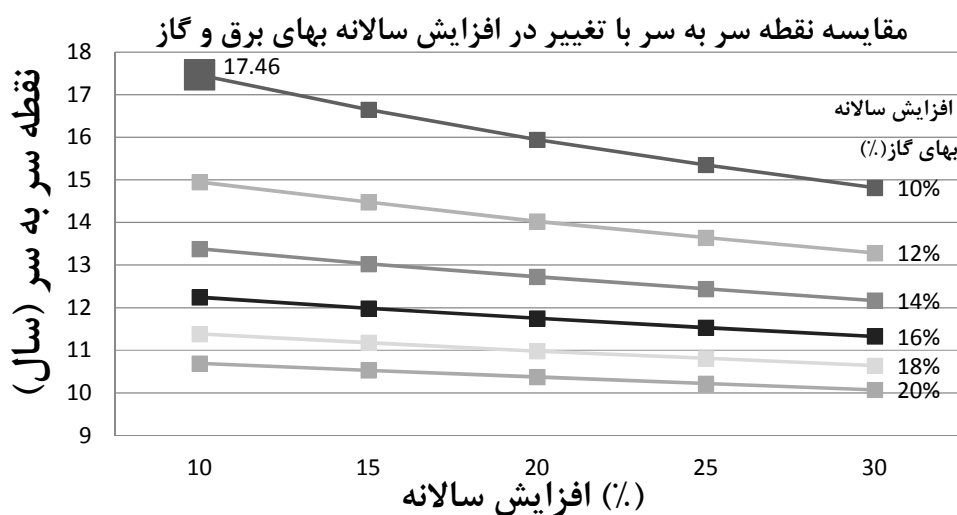
شکل ۳-۱۲: - مقایسه نقطه سر به سر طرح برای نرخ‌های تورم و تنزیل واقعی مختلف

در شکل فوق، نقطه بازگشت سرمایه به دست آمده در فصل قبل، نرخ تورم ده درصد و بهره بانکی هجده درصد نشان داده شده است. چنانچه زمان بازگشت سرمایه در طی ده سال، از دیدگاه سرمایه‌گذاری انرژی‌های نو در کشور امری قابل قبول ارزیابی شود، می‌توان با استفاده از شکل بالا، نرخ تورم و تنزیل واقعی که این توجیه‌پذیری را موجب می‌شود، به دست آورد. چنانکه در شکل بالا مشخص است، برای تورم ده درصد، چنانچه نرخ بهره بانکی سیزده درصد باشد، طرح بعد از گذشت ده سال، به بازدهی اقتصادی خواهد رسید.

۲- افزایش سالانه نرخ برق و گاز:

با توجه به توضیحات ارائه شده در بخش قبل، با در نظر گرفتن نرخ تورم و نرخ بهره بانکی به ترتیب ده

و هجده درصد و همچنین نرخ افزایش در بهای سالانه حامل‌های انرژی گاز و برق به اندازه ده درصد، مدت زمان بازگشت سرمایه برابر با هفده سال و پنج ماه به دست آمد. می‌توان گفت با توجه به شدت گرفتن تقاضای انرژی در سال‌های اخیر و دورنمای افزایش تقاضا در سال‌های آتی، به همراه فرآیند واقعی سازی حامل‌های انرژی، این میزان افزایش سالانه در بهای برق و گاز اندکی محافظه‌کارانه است؛ به‌طور مثال بهای گاز خانگی در کشور و در سال ۹۳، بیست درصد و بهای برق در همان سال، افزایشی ۳۴ درصدی داشته است. شکل ۳-۱۳، زمان بازگشت سرمایه طرح را با توجه به میزان افزایش سالانه قیمت برق و گاز نشان می‌دهد. در شکل ۳-۱۳، برای نرخ تورم ده درصد و بهره بانکی هجده درصد، مدت زمان بازگشت سرمایه طرح در نرخ افزایش سالانه مختلف گاز و برق مشخص شده است. نقطه مشخص در شکل، مربوط به افزایش سالانه برق و گاز ده درصدی می‌باشد که تحلیل اقتصادی طرح در بخش قبل، بر مبنای آن صورت گرفته بود. چنانچه مدت زمان بازگشت سرمایه ده ساله را برای سرمایه‌گذاری در طرح‌های انرژی نو، قابل قبول ارزیابی کنیم، با نرخ تورم و بهره بانکی به ترتیب ده و هجده درصد و همچنین افزایش سالانه بهای برق و گاز به ترتیب سی و بیست درصد، می‌توان انتظار سوددهی طرح را بعد از ده سال داشت.



شکل ۳-۱۳: مقایسه نقطه سر به سر طرح برای میزان افزایش سالانه مختلف برق و گاز

همچنین با ترکیب هر دو تحلیل مبتنی بر کاهش نرخ‌های تنزیلی تورم و بهره بانکی و همچنین افزایش سالانه بهای برق و گاز، می‌توان به موازنه‌ای برطبق دورنمای پارامترهای تعیین‌کننده در اقتصاد کلان انرژی دست یافت. به‌عنوان مثال، می‌توان انتظار داشت با نرخ تورم و بهره بانکی به ترتیب ده و پانزده و نیم درصد و افزایش سالانه بهای برق و گاز به میزان پانزده درصد، طرح پیشنهادی در طی حدوداً ده سال به نقطه سر به سر برسد؛ در این صورت، سود کل حاصل از پروژه در طول عمر ۲۰ ساله بنا بر ارزش زمان حال، برابر با ۴۳۵,۹۴۵ تومان می‌شود که این میزان، تقریباً برابر با نصف میزان سرمایه‌گذاری اولیه برای تبدیل سیستم GSHP به SAGSHP خواهد بود.

۳- حمایت دولت:

سیستم SAGSHP قابلیت تأمین گرمایش، سرمایش و آب گرم مصرفی (در اکثر اوقات سال و بسته به طراحی بخش خورشیدی) دارد. در فصل تابستان، مصرف برق که ازدیادش عمدتاً برای تأمین سرمایش خانگی است، بالا بوده و در فصل زمستان، مصرف گاز برای تأمین گرمایش در بخش‌های مختلف خانگی، تجاری و صنایع، بالا می‌باشد. همچنین، مصرف گاز برای تهیه آب گرم مصرفی در کشور، یک امر اجتناب‌ناپذیر است. استفاده از سیستم‌های SAGSHP، به دلیل ضریب عملکرد بالایی که دارد، مصرف برق را برای تأمین سرمایش در فصل تابستان به شکل سرشاری کاهش می‌دهد که در صورت به توسعه رسیدن استفاده از این سیستم برای تأمین سرمایش، می‌توان امید داشت که شیب افزایش سالانه بار پیک شبکه، در فصل تابستان کند شود. همچنین مصرف گاز در کشور، یکی از عوامل مهم در تولید آلاینده‌ها و همچنین گاز دی‌اکسید کربن است که مهم‌ترین عامل در ایجاد پدیده گلخانه‌ای و گرم شدن کره زمین می‌باشد. سیستم SAGSHP، برای تأمین گرمایش از سوخت گاز استفاده نمی‌کند، بلکه از برق که در فصل زمستان به نسبت تابستان مصرف پایینی دارد، بهره می‌برد؛ بنابراین، علاوه بر مزایای تولید سرمایش به وسیله این سیستم در تابستان، می‌توان برای تأمین

گرمایش با برق و با ضریب عملکرد بالا در فصل سرد استفاده کرد و از این رهگذر، میزان تولید آلاینده‌ها و گازهای گلخانه‌ای را کاهش داد. از طرف دیگر، تأمین آب گرم مصرفی در این سیستم‌ها توسط کلکتورهای خورشیدی صورت گرفته که همانند حالت گرمایش، منجر به کاهش گاز مصرفی در بخش خانگی می‌شود. از آنجایی که تأمین بار پیک تابستانی و از طرفی، کاهش مصرف گاز و کاهش خطرات ناشی از گرمایش با گاز در فصل زمستان از دغدغه‌های ملی است، دولت می‌تواند با در نظر گرفتن سیاست‌های پولی و مالی مربوط به نوسازی تأسیسات یا بهسازی مصرف انرژی در بخش خانگی، به توجیه‌پذیر شدن خرید و استفاده از این سیستم‌ها در طرف تقاضایاری برساند. کاهش مصرف گاز در بخش خانگی که از عایدی‌های قابل توجه استفاده از این سیستم‌هاست، می‌تواند منفعت زیادی برای دولت در صادرات مازاد این حامل انرژی استراتژیک در فصل زمستان، به همراه داشته باشد؛ بنابراین، دولت می‌تواند سیاست‌های پولی یا مالی تشویقی برای تأمین گرمایش با استفاده از برق در بخش خانگی و تجاری تدوین کرده و منابع مالی موردنیاز آن را از صادرات مازاد گاز و یا با گرفتن مالیات از صنایعی که تولید آلاینده‌های آن‌ها بیشتر از حد مجاز است، تأمین کند. تحقیق بیشتر در مورد چگونگی تدوین سیاست‌ها و امکان‌سنجی حمایت دولت، از حوصله این نوشته خارج است، لیکن می‌تواند سررشته خوبی برای تحقیقات مربوط به راهکارهای کلان در توجیه‌پذیری اقتصادی طرح‌های انرژی در کشور باشد.

فصل چهارم

نتیجه‌گیری و پیشنهادها

انرژی و تأمین آن، یکی از حیاتی‌ترین عوامل زندگی در دنیای امروز است. چنانچه جریان هر یک از حامل‌های انرژی درون کشور مختل شود، زندگی شهری با چالش‌های بسیار زیادی مواجه خواهد شد. بشر بنا بر دلایل مختلفی که در این نوشتار گفته شد که مهم‌ترین آن، دورنمای نفت در به اتمام رسیدن ظرفیت برداشت از بسیاری از چاه‌ها و کاهش روند کشف چاه‌های نفت جدید می‌باشد، به دنبال روش‌های کاهش مصرف انرژی و همچنین جایگزین کردن سوخت‌های فسیلی با انواع انرژی‌های نو است. در کشور ما، وضع از این هم وخیم‌تر است؛ از آنجایی که نفت و گاز برای صادرات کشور یک محصول استراتژیک است، هزینه توسعه کشور از محل چنین درآمدهایی حاصل می‌شود و همچنین تقاضای مصرف انرژی در داخل کشور روندی صعودی و شدتی دارد، مدیریت منابع نفت و گاز از ضروریات غیر قابل انکار پیش روی دولت‌هاست. آمارها نشان می‌دهد بیش از ۴۰ درصد مصرف انرژی در کشور، صرف تأمین گرمایش و سرمایش ساختمان‌ها می‌شود، این بدین معناست که به ازای هر ۲/۵ درصد صرفه‌جویی در نیازهای انرژی مربوط به رفاه حرارتی در بخش خانگی، می‌توان مصرف انرژی در کل کشور را به میزان یک درصد کاهش داد. به نظر می‌رسد بالا بردن بازدهی وسایل تأمین گرمایش و سرمایش و همچنین استفاده از انرژی‌های نو برای تأمین گرمایش و سرمایش، از راهکارهای میان‌مدت صرفه‌جویی انرژی در کشور است. در بین وسایل تولید سرمایش و گرمایش، پمپ‌های حرارتی دارای مزایای غیرقابل‌انکاری است که از مهم‌ترین آن‌ها پاک بودن عدم تولید آلاینده‌ها و گازهای گلخانه‌ای، مستقل بودن از مصرف سوخت‌های فسیلی و همچنین قابلیت انطباق با منابع حرارتی مختلف (هوای اطراف، آب زیرزمینی، آب آزاد، خاک و خورشید) می‌باشد. در میان منابع حرارتی ذکرشده، استفاده از منبع حرارتی خاک یا زمین، واجد مزایای غیرقابل‌انکاری در بالا بردن ضریب عملکرد سیستم پمپ حرارتی و همچنین کاهش مصرف انرژی بین ۳۰ تا ۷۰ درصد برای حالت گرمایش و بین ۲۰ تا ۵۰ درصد برای حالت سرمایش، به نسبت پمپ‌های حرارتی با منبع هواست. همچنین استفاده از منبع حرارتی خورشید در کنار زمین (خاک)، علاوه بر تأمین آب گرم

مصرفی، می‌تواند به دو طریق دیگر منجر به کاهش هزینه‌ها شود:

۱- انتقال حرارت خورشید به زمین و کاهش هزینه اولیه ناشی از حفاری: در مناطقی که نیاز به گرمایش آن‌ها بیشتر از نیاز به سرمایش در طول سال است، میزان برداشت حرارت از زمین به نسبت تزریق حرارت به زمین بیشتر است. این امر در طول عمر به‌کارگیری پمپ حرارتی با منبع زمین (حدوداً بیست سال)، منجر به عدم توازن حرارتی در خاک اطراف سوراخ مته شده و دمای خاک را در سال آخر کاری به میزان چند درجه کاهش می‌دهد. کاهش دمای خاک اطراف سوراخ مته، باعث کاهش دمای سیال انتقال‌دهنده حرارت در زمین (معمولاً محلول آب و گلیکول) شده که در نتیجه آن، ضریب عملکرد سیستم کاهش می‌یابد. در سیستم‌های GSHP که فاقد بخش خورشیدی هستند، برای مقابله با این مسئله، ناچار به افزایش عمق سوراخ مته در زمان نصب سیستم هستیم که این امر، منجر به بالا رفتن هزینه‌های اولیه خواهد شد. برای مقابله با این مسئله، باید میزان برداشت و تزریق حرارت به خاک را در فصول مختلف سال متوازن کرد. یکی از راه‌های موجود، تزریق حرارت خورشید به زمین است که با استفاده از چند کلکتور خورشیدی انجام می‌شود.

۲- انتقال حرارت خورشید به اواپراتور پمپ حرارتی و کاهش هزینه‌های جاری ناشی از عملکرد کمپرسور: ضریب عملکرد پمپ حرارتی نسبت مستقیمی با دمای هوا یا آب ورودی به اواپراتور/کندانسور دارد؛ به‌گونه‌ای که در فصل تابستان هرچه دمای هوا یا آب ورودی به کندانسور کمتر باشد و یا در زمستان هرچه دمای هوا یا آب ورودی به اواپراتور بیشتر باشد، ضریب عملکرد پمپ حرارتی بالاتر می‌رود. افزایش ضریب عملکرد، منجر به کاهش کار مصرفی کمپرسور و کاهش هزینه‌های جاری می‌شود. در نتیجه، می‌توان در فصل زمستان، از حرارت خورشید برای بالابردن دمای آب انتقال‌دهنده حرارت به اواپراتور استفاده کرد و از این طریق، هزینه‌های جاری مربوط به مصرف برق را کاهش داد.

به همین منظور، یک سیستم پیشنهادی SAGSHP برای تأمین سرمایش و گرمایش و همچنین آب گرم مصرفی در تابستان در این نوشتار پیشنهاد و تحلیل‌های انرژی و انرژی‌مربوط به هر یک از بخش‌های آن انجام شد. بخشی که بیشترین تخریب انرژی در آن اتفاق می‌افتد، کمپرسور پمپ حرارتی است که نماینده ۴۷ درصد تخریب انرژی کل سیستم در زمان پیک بار است. این مسئله نشان می‌دهد که کاهش کار مصرفی کمپرسور با استفاده از خورشید، می‌تواند نقش بسزایی در کاهش هزینه‌های جاری و بازیافت بخش ارزشمندی از انرژی اتلافی در کمپرسور باشد. به طور مثال، در فصل سرد و با استفاده از انرژی خورشید، می‌توان کل کار مصرفی کمپرسور را از ۳۶۸۱/۸۴ کیلووات-ساعت به ۳۶۳۶/۷۹ کیلووات-ساعت، یعنی به میزان ۴۵/۰۵ کیلووات-ساعت در هر سال کاهش داد.

همچنین با توجه به استراتژی معرفی‌شده برای به‌کارگیری طرح پیشنهادی، آنالیز بار حرارتی ساختمان به صورت ساعت به ساعت، با استفاده از نرم‌افزار HAP Carrier 4.5 برای کل سال تعیین و تابش خورشیدی بر روی صفحه شیب‌دار، با استفاده از پروفیل‌های تابش خورشیدی مندرج در نرم‌افزار به دست آمد. برای طرح منتخب، چهار کلکتور خورشیدی انتخاب شد که وظیفه تزریق حرارت خورشید به زمین را در شش ماه و همچنین تأمین حرارت لازم را برای آب گرم مصرفی در شش ماهه دیگر سال بر عهده داشت. پس از مشخص شدن نوع و میزان هزینه‌های اولیه و جاری حاضر در طرح، با استفاده از فرض نرخ تورم ۱۰ درصد و بهره بانکی ۱۸ درصد و همچنین متوسط افزایش سالانه ده‌درصدی در بهای برق و گاز، برای طول عمر بیست‌ساله طرح، ملاحظات اقتصادی به‌کارگیری سیستم SAGSHP به نسبت GSHP موردبررسی قرار گرفت. با استفاده از چهار کلکتور خورشیدی به مجموع مساحت ۹/۲ مترمربع، عمق حفاری به میزان ۱۶/۳ متر (۱۰/۵ درصد) کاهش پیدا کرده و هزینه اولیه خرید کلکتورها به میزان بیست و شش میلیون و هشتاد هزار ریال کاهش یافت و طرح بعد از گذشت هفده سال و پنج ماه، با عایدی حاصل از صرفه‌جویی در مصرف گاز و برق، به نقطه سر به سر رسید.

همچنین سه سناریو که در صورت رسیدن به آن‌ها، می‌توان به بازدهی اقتصادی طرح بعد از گذشت ۱۰ سال امید بست مطرح شد. از مهم‌ترین آن‌ها می‌توان به کاهش تورم و نرخ بهره بانکی، افزایش بهای سالانه برق و گاز و همچنین حمایت دولت اشاره کرد.

در این نوشتار، چرایی، چگونگی و همچنین امکان‌پذیری استفاده از طرح پیشنهادی SAGSHP برای تأمین سرمایه‌گذاری، گرمایش و آب مصرفی در طول، مورد بحث و بررسی قرار گرفت. در نتیجه، به نظر می‌رسد این نوشتار می‌تواند دیدگاه جامع‌الاطراف برای بررسی سایر پارامترهای فنی و اقتصادی تأثیرگذار بر روی به‌کارگیری چنین سیستم‌هایی در آینده بگشاید. چند پیشنهاد که می‌تواند پس از بررسی این نوشتار پیش روی دانشجویان و محققین قرار بگیرد، در ادامه مطرح می‌شود:

۱- بررسی روش‌های کاهش مقاومت حرارتی سوراخ مته در جهت کاهش هزینه‌های اولیه سرمایه‌گذاری و بررسی میزان سوددهی طرح

۲- نقش سیاست‌های کلان دولتی در حمایت از نوسازی و بهسازی تأسیسات سرمایشی و گرمایشی در بخش خانگی، جهت گسترش به‌کارگیری پمپ‌های حرارتی با منبع زمین

۳- تحلیل حساسیت توجیه‌پذیری پمپ‌های حرارتی با منبع زمین و با کمک انرژی خورشید، به پارامترهای تأثیرگذار بر اقتصاد طرح

۴- بررسی استراتژی‌های فصلی مختلف در تعیین بهترین نحوه استفاده از پمپ‌های حرارتی با منبع زمین و با کمک انرژی خورشید

۵- بهینه‌سازی انرژی در سیکل‌های ترمودینامیکی پمپ حرارتی با منبع زمین و با کمک انرژی خورشید با استفاده از روش تاگوچی

و همچنین تحقیقات دیگری که می‌تواند به فراخور نظر و علاقه پژوهندگان، حول موضوع اصلی این نوشتار، صورت گیرد.

مرح

- [1]- Griffin, J. M. and Steele, H. (1986). "Energy Economics and Policy", New York: Academic Press.
- [2]- British Petroleum (2012). "BP Statistical Review of World Energy". London, United Kingdom.
- [۳]- رنانی، محسن. (۱۳۹۲). "اقتصاد سیاسی مناقشه انرژی اتمی، درآمدی بر عبور تمدن‌ها". اصفهان: تارنمای رسمی دکتر محسن رنانی (www.renani.ir).
- [۴]- طوسی، اعظم. عسکری، مهدی. (۱۳۹۰). "چشم انداز تقاضای انرژی‌های تجدید پذیر".
- [۵]- زوار حسینی، ا. (۱۳۹۰). "چالش‌ها و راهبردهای بهینه‌سازی مصرف انرژی در ایران و جهان". دومین کنفرانس و نمایشگاه مدیریت و بهینه‌سازی انرژی.
- [۶]- سازمان بهینه‌سازی مصرف سوخت. (۱۳۸۴). "کارنامه عملکرد بخش صنعت سازمان بهینه‌سازی مصرف سوخت". تهران، ایران.
- [7]- International Energy Agency (2005). "Middle East and North Africa Insights". Paris, France.
- [۸]- ثقفی، م. (۱۳۸۲). "انرژی‌های تجدید پذیر". تهران: انتشارات دانشگاه تهران.
- [9]- RetScreen International Clean Energy Decision Support Centre (2005). "Ret Screen Groundsource Heatpump Project Analysis Text Book". Canada.
- [10]- M. Forsen. (2005). "Heat pumps- technology and environmental impacts". Sweden: Swedish heat pump Association.
- [11]- R.S. Kamel, A.S. Fung. (2014). "Solar Systems and Their Integration with Heat Pumps: a Review". Energy and Buildings
- [12]- A. A. Aliabadi, M. J. Thomson, J. S. Wallace, T. Tzanetakis, W. Lamont and J. Di Carlo. (2009). "Efficiency and Emissions Measurement of a Stirling Engine-based Residential Micro-cogeneration System Run on Diesel and Biodiesel". Energy & Fuels 23, 1032-1039.

- [13]- T. L. Freeman, J. W. Mitchell, and T. E. Audit. (1979). "Performance of Combined Solar-Heat Pump System". Solar Energy, 22(2), 125-13.
- [۱۴]- 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 پاک
- [15]- 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.
- [16]- H. Yang, P. Cui, Z. Fang. (2010). "Vertical- borehole ground-coupled heat pumps: a review of models and systems". J. Appl. Energy 87 (1) 16-27.
- [17]- E.B. Penrod. D.V. Prasanna. (1969). "Procedure for designing solar-earth heat pumps". Heat, Piping Air Cond 41 (6) 97-100.
- [18]- Metz PD. (1982). "The use of ground-coupled tanks in solar-assisted heat-pump systems". ASME Trans. J Sol Energy Eng; 104(4):366–72.
- [19]- Chiasson AD, Yavuzturk C. (2003). "Assessment of the viability of hybrid geothermal heat pump systems with solar thermal collectors". ASHRAE Trans (109; PART 2): 487–500.
- [20]- W.B. Yang, M.H. Shi, H. Dong. (2006). "Numerical simulation of the performance of a solar-earth source heat pump system". Appl. Therm. Eng. 26(17 & 18) 2367-2376.
- [21]- V. Trillat-Berdal, B. Souyri, G. Fraisse. (2006). "Experimental study of a ground-coupled heat pump combined with thermal solar collectors". Energy and Buildings 38 (12 (December)) 1477–1484.
- [22]- <http://www.claude.emt.inrs.ca/cours/energie/JRaymond/geothermie4.pdf>
- [23]- M Phillipe. M Bernier. (2010). "Vertical Geothermal Borefields". ASHRAE Journal July 2010.

- [24]- Staitia, M. Angelotti, A. (2015). "Design of borehole heat exchangers for ground source heat pumps: a comparison between two methods". *Energy Procedia*, 78 1147 – 1152.
- [25]- F.M. Rad, A.S. Fung, W.H. Leong. (2013). "Feasibility of combined solar thermal and ground source heat pump systems in cold climate". *Canada, Energy and Buildings* 61 224–232.
- [26]- C. Xi, L. Lin, Y. Hongxing. (2011). "Long term operation of a solar assisted ground coupled heat pump system for SH and domestic hot water". *Energy and Buildings* 43 1835–1844.
- [27]- F. Reda, A. Laitinen. (2015). "Different strategies for long term performance of SAGSHP to match residential energy requirements in a cold climate". *Energy and Buildings* 86 557–572.
- [28]- J. Acuña, B. Palm. (2009). "Local Conduction Heat Transfer in U-pipe Borehole Heat Exchangers".
- [29]- H.Mori. (2010). "Enhancement of Heat Transfer For Ground Source Heat Pump Systems". PhD thesis for Nottingham University.
- [30]- J. W. Lund. (2003). "Design of closed-loop geothermal heat exchangers in the U.S".
- [31]- H. Cho, J. M. Choi. (2014). "The quantitative evaluation of design parameter's effects on a ground source heat pump system". *Renewable Energy* 65 (2-6).
- [32]- G. A. Florides, P. Christodoulides, P. Pouloupatis. (2013). "Single and double U-tube ground heat exchangers in multiple-layer substrates".
- [33]- Y. Xue, M. Ji, X. Li. (2006). "Heat performance research and economical analysis of single U-shaped and double U-shaped vertical borehole heat exchanger". *Acta Energiae Solaris Sinica*; 4–18.

-
- [34]- H. Zongwei, Z. Maoyu, K. Fanhong, W. Fang, Li Zhongjian, B. Tian. (2008). "Numerical simulation of solar assisted ground-source heat pump heating system with latent heat energy storage in severely cold area". *Applied Thermal Engineering* 28(11-12) 1427-1436.
- [35]- H. Wang, C. Qi. (2008). "Performance study of underground thermal storage in a solar-ground coupled heat pump system for residential buildings". *Energy and Buildings* 40 1278–1286.
- [36]- R. Petela. (2003). "Exergy of undiluted thermal radiation". *Solar Energy* 74 469–488.
- [37]- A. Hepbasli. (2007). "Exergetic modeling and assessment of solar assisted domestic hot water tank integrated ground-source heat pump systems for residences". *Energy and Buildings* 39 (1211-1217).

ABSTRACT

Energy is by far, one of the most essential priorities in domestic and industrial sites. Nowadays, it seems that decreasing energy consumption and efficiently utilizing it yearly, especially for heating and cooling purposes, is a middle-term solution for saving energy.

In this research, firstly, advantages and benefits of using heat pumps to maintain thermal comfort is compared to other types of systems available. Secondly, benefits of using Ground Source Heat Pump, as a way of saving energy is compared to Air Source Heat Pump. After that, technical parameters affecting economical justifications to use these systems is discussed. Thermodynamic and exergy modeling of these systems is then discussed and concluded that highest rate of exergy destruction occurs inside compressor, followed by expansion valve, condenser and evaporator, respectively. For a 80m² residential house in Tabriz when heating peak load occurs, exergy destruction inside compressor calculated to be 1.34kW representing 47 percent of total exergy destruction in working cycles; therefore, reducing consuming work of compressor is a promising way to conserve a valuable part of energy in the system. One way to reduce consuming work of compressor is to utilize solar energy to increase working temperature of evaporator. Increasing evaporator's temperature by utilizing solar energy could save up to 45.05kWh energy consumed by compressor. Additionally inserting solar energy into ground loop could decrease borehole depth of 155.2m to 138.9m (10.5 percent reduction). Finally, economic justification of these systems according to some assumptions made, is determined using Net Present Value (NPV) method. By utilizing solar energy and reducing borehole depth, we can reduce total capital cost required for purchasing solar collectors by 26080000Rls, thus setting total investment required to utilize solar energy to 9920000Rls and saving in operating costs for first year was calculated to be 1361600Rls. With respect to assumptions made and by savings in operational costs, it is concluded that the system proposed, can reach break-even point after 17 years and 5 months. Finally, different scenarios were discussed, which upon occurring, break-even point of the system proposed, can reach to 10 years.

Keywords: Heating, Cooling, Ventilation, Ground Souce Heat Pump, Solar Collectors, Energy Saving



Shahrood University of Technology
Faculty of Mechanical and Mechatronics Engineering
M.Sc. Thesis in Energy Systems Engineering

Technical and economical analysis of essential parameters for HVAC systems using solar-assisted ground-source heat pump (SAGSHP)

By: Matin Abedian

Supervisor

Dr. S.M. Hashemian

May 2016