





پایان نامه کارشناسی ارشد
مهندسی سیستم‌های انرژی

عنوان

امکان‌سنجی استفاده از اختلاف دمای زمین و محیط جهت کاهش یا حذف مصرف انرژی
گرم‌کن ایستگاه تقلیل فشار

دانشجو

رضا قزل‌باش

اساتید راهنما

دکتر محمود فرزانه‌گرد

دکتر علی جباری مقدم

شهریور ۱۳۹۳

دانشگاه صنعتی شاهرود

دانشکده: مکانیک

گروه: مهندسی سیستم‌های انرژی



مدیریت تحصیلات تکمیلی
فرم شماره (۶)

بسمه تعالی

شماره :
تاریخ :
ویرایش :

فرم صورت جلسه دفاع از پایان نامه تحصیلی دوره کارشناسی ارشد

با تأییدات خداوند متعال و با استعانت از حضرت ولی عصر (عج) ارزیابی جلسه دفاع از پایان نامه

کارشناسی ارشد آقای رضا قزل‌باش رشته مکانیک گرایش مهندسی سیستم‌های انرژی تحت عنوان

امکان‌سنجی استفاده از اختلاف دمای زمین و محیط جهت کاهش یا حذف مصرف انرژی گرمکن ایستگاه تقلیل فشار

که در تاریخ ۱۳۹۳/۰۶/۲۳ با حضور هیأت محترم داوران در دانشگاه صنعتی شاهرود برگزار گردید به شرح ذیل اعلام می‌گردد:

قبول (با درجه : **بسیار خوب امتیاز ۱۸.۸۲**) دفاع مجدد مردود

۲- بسیار خوب (۱۸/۹۹ - ۱۸)

۱- عالی (۲۰ - ۱۹)

۴- قابل قبول (۱۵/۹۹ - ۱۴)

۳- خوب (۱۷/۹۹ - ۱۶)

۵- نمره کمتر از ۱۴ غیر قابل قبول

امضاء	مرتبه علمی	نام و نام خانوادگی	عضو هیأت داوران
	استاد	دکتر محمود فرزانه گرد	۱- استاد راهنما
	استادیار	دکتر علی جباری مقدم	۲- استاد راهنما
	استادیار	دکتر محسن نظری	۳- نماینده شورای تحصیلات تکمیلی
	استادیار	دکتر محمود چهار طاقی	۴- استاد ممتحن
	استادیار	دکتر پوریا اکبرزاده	۵- استاد ممتحن



پدر و مادر عزیزم که همیشه پشتیبانم بوده اند و با حمایت این عزیزان توانستم دو سال

به یادماندن در شهر زیبای ساغرود داشته باشم.

با تشکر و قدردانی فراروان از:

استاد با کمالات و شایسته، جناب آقای دکتر محمود فرزانه گرد که در کمال سعه صدر، با حسن خلق و فروتنی، از هیچ کمکی در این عرصه بر من دریغ ننمودند.

همچنین از استاد گرامی جناب آقای دکتر علی جباری مقدم که همواره با گشاده‌رویی سوالات بنده را پاسخ گفتند، صمیمانه قدردانی می‌نمایم.

تشکر ویژه از جناب آقای مهندس میثم سعدی که با صبر و تدبیر مثال زدنی در پیشبرد پایان نامه نقش قابل توجهی داشتند.

از سرکار خانم مهندس لیلا پیلهوری، رییس پژوهش شرکت گاز استان لرستان، برای کمک‌های بی‌دریغشان نهایت تشکر را دارم.

" این پایان نامه تحت حمایت مالی شرکت گاز استان لرستان می‌باشد "

تعهدنامه

اینجانب رضا قزل‌باش دانشجوی دوره کارشناسی ارشد رشته مهندسی مکانیک- گرایش مهندسی سیستم‌های انرژی دانشکده مهندسی مکانیک دانشگاه صنعتی شاهرود نویسنده پایان‌نامه با عنوان «امکان‌سنجی استفاده از اختلاف دمای زمین و محیط جهت کاهش یا حذف مصرف انرژی گرم‌کن ایستگاه تقلیل فشار» تحت راهنمایی دکتر محمود فرزانه‌گرد و دکتر علی جباری مقدم متعهد می‌شوم:

- تحقیقات در این پایان‌نامه توسط اینجانب انجام شده است و از صحت و اصالت برخوردار است.
- در استفاده از نتایج پژوهش‌های محققان دیگر به مرجع مورداستفاده استناد شده است.
- مطالب مندرج در پایان‌نامه تاکنون توسط خود یا فرد دیگری برای دریافت هیچ نوع مدرک یا امتیازی در هیچ کجا ارائه نشده است.
- کلیه حقوق معنوی این اثر متعلق به دانشگاه صنعتی شاهرود است و مقالات مستخرج بانام «دانشگاه صنعتی شاهرود» و یا «Shahrood University of Technology» به چاپ خواهد رسید.
- حقوق معنوی تمام افرادی که در به دست آمدن نتایج اصلی پایان‌نامه تأثیرگذار بوده‌اند در مقالات مستخرج از پایان‌نامه رعایت می‌گردد.
- در کلیه مراحل انجام این پایان‌نامه، در مواردی که از موجود زنده (یا 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 اخلاق انسانی رعایت شده است

تاریخ

امضای دانشجو

مالکیت نتایج و حق نشر

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

چکیده:

در ایستگاه‌های تقلیل فشار گاز طبیعی، قبل از فرآیند افت فشار، گاز طبیعی پیش گرم می شود تا از تشکیل هیدرات گازی جلوگیری شود. گرمکن‌های غیرمستقیم حمام آب پیش گرمایش گاز طبیعی را انجام می‌دهند. این گرمکن‌ها راندمان حرارتی پایینی دارند و مقدار قابل توجهی گاز طبیعی را برای پیش گرمایش استفاده می‌کنند. با توجه به فراوان بودن ایستگاه‌های تقلیل فشار گاز در ایران کاهش مصرف انرژی در این بخش از صنعت گاز ضروری است. در این پژوهش سه سیستم برای کاهش مصرف انرژی گرمکن پیشنهاد شده است. پیشنهاد اول، استفاده مستقیم از سیال گرم شده در مبدل های حرارتی زمینی است. پیشنهاد دوم، ترکیب همزمان سلول های خورشیدی با پمپ حرارتی منبع زمینی است تا برق موردنیاز سیستم پمپ حرارتی از طریق سلول های خورشیدی تامین شود. پیشنهاد سوم، امکان ترکیب پمپ حرارتی منبع زمینی و توربین انبساطی را مورد بررسی قرار میدهد. گاز ورودی به ایستگاه تقلیل فشار، در حین افت فشار از پتانسیل بالایی برای تولید توان برخوردار است به همین منظور استفاده همزمان از پمپ حرارتی و توربین انبساطی در این طرح مد نظر قرار گرفته است.

با توجه به اینکه قیمت گاز طبیعی بر توجیه‌پذیری اقتصادی طرح‌ها تاثیر گذار است دو قیمت برای آن در نظر گرفته شده است، یکی منطبق بر قیمت گاز طبیعی در داخل کشور و دیگری قیمت جهانی گاز طبیعی می‌باشد تا چنانچه سیستم پیشنهادی با قیمت گاز داخلی اقتصادی نبود از قیمت جهانی استفاده شود. نرخ تنزیل در تمامی محاسبات ۱۲ درصد فرض شده است. سیستم پیشنهادی اول برای دو شهر کوهدشت و الیگودرز به ترتیب ۱۷/۶۵ و ۳۸/۴ درصد کاهش مصرف سوخت ایجاد کرد. دوره بازگشت سرمایه تنزیل یافته نیز برای دو ایستگاه به ترتیب ۸ و ۲/۳۵ محاسبه شد. سیستم پیشنهادی دوم صرفه اقتصادی نداشت. ولی با اجرای سیستم پیشنهادی سوم دوره بازگشت سرمایه تنزیل یافته برای دو ایستگاه کوهدشت و الیگودرز به ترتیب ۱۰/۱ و ۹/۱ سال محاسبه شد.

فهرست مطالب

۱- فصل اول: کلیات تحقیق.....	۱
۱-۱- مقدمه.....	۲
۲-۱- بیان مسئله.....	۳
۳-۱- پیشینه تحقیق.....	۳
۱-۳-۱- مطالعات مرتبط با توربین انبساطی.....	۴
۲-۳-۱- مطالعات مرتبط با کاهش مصرف انرژی.....	۸
۳-۳-۱- مطالعات مرتبط با سیستم پمپ حرارتی منبع زمینی.....	۹
۴-۱- اهداف.....	۱۰
۵-۱- نوآوری تحقیق.....	۱۱
۶-۱- ساختار پایان نامه.....	۱۱
۲- فصل دوم: آشنایی با ایستگاه تقلیل فشار گاز.....	۱۳
۱-۲- مقدمه.....	۱۴
۲-۲- انواع ایستگاه های تقلیل فشار گاز.....	۱۴
۳-۲- قسمت های مختلف ایستگاه تقلیل فشار گاز.....	۱۶
۱-۳-۲- سیستم فیلتراسیون.....	۱۷
۲-۳-۲- سیستم اندازه گیر.....	۱۸
۳-۳-۲- شیرهای تنظیم فشار.....	۱۸
۱-۳-۳-۲- رگولاتورهای بارفنی.....	۱۸
۲-۳-۳-۲- رگولاتورهای پایلوت.....	۱۹
۳-۳-۳-۲- رگولاتورهای ناظر.....	۲۰
۴-۳-۲- گرمکن ایستگاه.....	۲۰
۵-۳-۲- بودار کننده.....	۲۱
۴-۲- مبانی طراحی ایستگاه.....	۲۱
۱-۴-۲- شرایط گاز موجود.....	۲۲
۲-۴-۲- شرایط مصرف کننده.....	۲۲
۳-۴-۲- فشار طراحی ایستگاه.....	۲۳
۴-۴-۲- حداقل و حداکثر فشار ورودی و خروجی از ایستگاه.....	۲۳
۵-۴-۲- دمای طراحی ایستگاه.....	۲۴
۶-۴-۲- حداقل و حداکثر دمای گاز ورودی و خروجی در ایستگاه.....	۲۴
۷-۴-۲- حداقل و حداکثر ظرفیت ایستگاه تقلیل فشار گاز.....	۲۴
۳- فصل سوم: معرفی و شبیه سازی تجهیزات.....	۲۷

۲۸	مقدمه	۱-۳
۲۸	پمپ حرارتی	۲-۳
۲۸	تقسیم بندی پمپ حرارتی با توجه به سیکل حرارتی	۱-۲-۳
۳۰	تقسیم بندی پمپ حرارتی براساس منبع حرارتی	۲-۲-۳
۳۰	پمپ حرارتی منبع هوایی	۱-۲-۲-۳
۳۱	پمپ حرارتی منبع زمینی و انواع آن	۲-۲-۲-۳
۳۴	مشخصات اجزای مورد استفاده در سیستم زمین گرمایی	۳-۲-۳
۳۴	جنس حلقه های زمینی	۱-۳-۲-۳
۳۵	قیمت لوله پلی اتیلن	۱-۱-۳-۲-۳
۳۷	سیال ناقل حرارت	۲-۳-۲-۳
۳۸	ملات	۳-۳-۲-۳
۴۰	زمین	۴-۳-۲-۳
۴۲	هزینه حفاری زمین	۱-۴-۳-۲-۳
۴۳	مدل های شبیه سازی مبدل حرارتی زمینی-عمودی	۴-۲-۳
۴۳	مدل های انتقال حرارت خارج از چاه	۱-۴-۲-۳
۴۴	مدل منبع خطی نامحدود	۱-۱-۴-۲-۳
۴۵	مدل اسکيلسون	۲-۱-۴-۲-۳
۴۷	مدل منبع خطی محدود	۳-۱-۴-۲-۳
۴۹	مدل منبع استوانه ای نامحدود	۴-۱-۴-۲-۳
۵۰	مدل انتقال حرارت درون چاه	۲-۴-۲-۳
۵۰	مدل چاه پایا	۱-۲-۴-۲-۳
۵۱	مدل قطر هم ارز	۲-۲-۴-۲-۳
۵۲	مدل پائول	۳-۲-۴-۲-۳
۵۳	مدل چندقطبی	۴-۲-۴-۲-۳
۵۴	شبیه سازی مبدل حرارتی زمینی-عمودی و پمپ حرارتی زمین گرمایی	۳-۳
۵۴	محاسبه میدان دمایی حول تک مبدل حرارتی زمینی-عمودی	۱-۳-۳
		میدان دمایی حول مجموعه مبدل حرارتی زمینی-عمودی با شار حرارتی ثابت	۲-۳-۳
		۵۶	
۵۷	میدان دمایی حول مبدل زمینی-عمودی با شار حرارتی متغیر	۳-۳-۳
۵۹	محاسبه دمای سیال درون مبدل حرارتی زمینی-عمودی	۴-۳-۳
۶۰	مقاومت حرارتی مبدل حرارتی زمینی-عمودی	۵-۳-۳
۶۰	مقاومت حرارتی درون چاه	۱-۵-۳-۳
۶۲	مدلسازی پمپ حرارتی آب به آب	۶-۳-۳
۶۶	توربین انبساطی	۴-۳
۶۶	شبیه سازی توربین انبساطی	۱-۴-۳

۶۷	۵-۳- پنل خورشیدی
۷۱	۳-۵-۱- انواع سیستمهای فتوولتائیک
۷۱	۳-۵-۱- سیستم متصل به شبکه
۷۲	۳-۵-۲- سیستم مستقل از شبکه
۷۲	۳-۵-۲- اجزای سیستم فتوولتائیک
۷۳	۳-۵-۳- معرفی نرم افزار شبیه ساز هومر
۷۴	۳-۵-۴- شبیه سازی و طراحی سیستم فتوولتائیک

۴- فصل چهارم: تحلیل انرژی سیستم های پیشنهادی و روش های ارزیابی اقتصادی

طرح ۸۱

۸۲	۴-۱- مقدمه
۸۳	۴-۲- تحلیل انرژی ایستگاه تقلیل فشار گاز معمولی
۸۴	۴-۳- معرفی و تحلیل انرژی سیستم پیشنهادی اول
۸۷	۴-۴- معرفی و تحلیل انرژی سیستم پیشنهادی دوم
۸۸	۴-۵- معرفی و تحلیل انرژی سیستم پیشنهادی سوم
۹۴	۴-۶- روش های ارزیابی طرح های سرمایه گذاری
۹۴	۴-۶-۱- بازگشت سرمایه ساده
۹۵	۴-۶-۲- بازگشت سرمایه تنزیل شده
۹۵	۴-۶-۳- روش خالص ارزش فعلی
۹۶	۴-۶-۴- نرخ بازده داخلی
۹۹	۵- فصل پنجم: بحث و بررسی نتایج
۱۰۰	۵-۱- مقدمه
۱۰۰	۵-۲- اطلاعات ورودی ایستگاههای تقلیل فشار مورد بررسی
۱۰۰	۵-۲-۱- اطلاعات ورودی ایستگاه تقلیل فشار گاز کوهدشت
۱۰۳	۵-۲-۲- اطلاعات ورودی ایستگاه تقلیل فشار گاز الیگودرز
۱۰۵	۵-۳- عملکرد حرارتی واقعی ایستگاههای تقلیل فشار گاز
۱۰۵	۵-۳-۱- ایستگاه تقلیل فشار گاز کوهدشت
۱۰۷	۵-۳-۲- ایستگاه تقلیل فشار گاز الیگودرز
۱۰۹	۵-۴- بررسی نتایج طرح های پیشنهادی برای ایستگاههای گاز مورد بررسی
۱۰۹	۵-۴-۱- طرح بهره گیری از انرژی زمین گرمایی با مبدل حرارتی زمینی-عمودی
۱۰۹	۵-۴-۱-۱- ایستگاه تقلیل فشار گاز کوهدشت
۱۱۵	۵-۴-۱-۲- ایستگاه تقلیل فشار گاز الیگودرز
۱۲۰	۵-۴-۲- طرح به کارگیری پمپ حرارتی منبع زمینی و سیستم فتوولتائیک
۱۲۱	۵-۴-۳- طرح به کارگیری پمپ حرارتی منبع زمینی و توربین انبساطی

ایستگاه تقلیل فشار گاز کوهدشت ۱-۳-۴-۵ ۱۲۳

ایستگاه تقلیل فشار الیگودرز ۲-۳-۴-۵ ۱۲۹

۶- فصل ششم: نتیجه گیری و ارائه پیشنهادها ۱۳۵

نتیجه گیری ۱-۶ ۱۳۶

ارائه پیشنهادها ۲-۶ ۱۳۹

فهرست اشکال

- شکل (۱-۲) شیر تنظیم فشار بار فنری [۲۳] ۱۹
- شکل (۲-۲) گرم‌کن ایستگاه تقلیل فشار گاز ۲۱
- شکل (۱-۳) پمپ حرارتی منبع زمینی با سیستم تراکمی ۲۹
- شکل (۲-۳) پمپ حرارتی با سیستم جذبی [۱۸] ۳۰
- شکل (۳-۳) پمپ حرارتی منبع زمینی با سیستم باز [۲۵] ۳۲
- شکل (۴-۳) پمپ حرارتی منبع زمینی با مبدل عمودی [۲۵] ۳۳
- شکل (۵-۳) پمپ حرارتی منبع زمینی حلقه بسته با مبدل حرارتی افقی [۱۸] ۳۴
- شکل (۶-۳) پارامترهای لازم در نسبت ابعاد استاندارد ۳۶
- شکل (۷-۳) نحوه تزریق ملات به داخل چاه ۴۰
- شکل (۸-۳) تغییرات دمای زمین با افزایش عمق در طول یک سال برای شهر خرم‌آباد ۴۲
- شکل (۹-۳) تک مبدل حرارتی زمینی-عمودی ۴۳
- شکل (۱۰-۳) طرحواره مدل منبع حرارتی خطی نامحدود ۴۴
- شکل (۱۱-۳) طرحواره مدل منبع خطی محدود ۴۶
- شکل (۱۲-۳) منبع حرارتی با طول محدود [۳۷] ۴۸
- شکل (۱۳-۳) منبع حرارتی استوانه‌ای نامحدود [۳۰] ۵۰
- شکل (۱۴-۳) چهار حالت قرارگیری لوله در داخل چاه- مدل پائول [۳۲] ۵۲
- شکل (۱۵-۳) محاسبه I_e برای نه چاه-چیدمان مربعی ۵۷
- شکل (۱۶-۳) طرحواره نه چاه برای محاسبه ضرایب I_e ۵۷
- شکل (۱۷-۳) نحوه تولید برق با استفاده از سلولهای خورشیدی [۱۸] ۶۹
- شکل (۱۸-۳) مقایسه ای از ضخامت سیلیکون مورد نیاز در تین فیلم ها و سلولهای کریستالی .. ۷۰
- شکل (۱-۴) سیستم پیشنهادی اول ۸۷
- شکل (۲-۴) طرحواره سیستم پیشنهادی دوم ۸۸
- شکل (۳-۴) طرحواره سیستم پیشنهادی سوم ۹۰
- شکل (۴-۴) الگوریتم طراحی سیستم پیشنهادی سوم ۹۳
- شکل (۱-۵) دمای گاز ورودی و خروجی از ایستگاه تقلیل فشار کوهدشت ۱۰۱
- شکل (۲-۵) فشار گاز ورودی و خروجی از ایستگاه تقلیل فشار کوهدشت ۱۰۲
- شکل (۳-۵) متوسط دبی حجمی ساعتی گذرنده از ایستگاه تقلیل فشار کوهدشت ۱۰۳
- شکل (۴-۵) متوسط ماهیانه دمای گاز خروجی از ایستگاه الیگودرز و کوهدشت ۱۰۴
- شکل (۵-۵) متوسط ساعتی دبی حجمی گذرنده از ایستگاه تقلیل فشار الیگودرز و کوهدشت. ۱۰۴
- شکل (۶-۵) متوسط دبی جرمی گذرنده از ایستگاه تقلیل فشار الیگودرز و کوهدشت ۱۰۵
- شکل (۷-۵) مقدار مصرف انرژی گرمکن ایستگاه کوهدشت ۱۰۶

- شکل (۵-۸) مقدار مصرف سوخت روزانه ایستگاه کوهدشت ۱۰۷
- شکل (۵-۹) مقدار مصرف انرژی گرمکن ایستگاه الیگودرز ۱۰۸
- شکل (۵-۱۰) مقدار مصرف سوخت روزانه ایستگاه الیگودرز ۱۰۸
- شکل (۵-۱۱) انتخاب طول مبدل زمین گرمایی برای ایستگاه کوهدشت ۱۱۰
- شکل (۵-۱۲) مقایسه نرخ حرارت جذب شده از زمین در سال اول و سال ۲۵- کوهدشت ۱۱۱
- شکل (۵-۱۳) مقایسه دمای گاز خروجی از مبدل پوسته ولوله در سال اول و سال ۲۵- کوهدشت ۱۱۲
- شکل (۵-۱۴) مقایسه دمای سیال خروجی از مبدل زمین گرمایی در سال اول و سال ۲۵- کوهدشت ۱۱۳
- شکل (۵-۱۵) متوسط سالیانه سوخت مصرف شده باوجود مبدل زمین گرمایی در طول ۲۵ سال- کوهدشت ۱۱۳
- شکل (۵-۱۶) خالص ارزش فعلی برای سیستم زمین گرمایی انتخاب شده- کوهدشت ۱۱۵
- شکل (۵-۱۷) انتخاب طول مبدل زمین گرمایی برای ایستگاه الیگودرز ۱۱۶
- شکل (۵-۱۸) مقایسه نرخ حرارت جذب شده از زمین در سال اول و سال ۲۵- الیگودرز ۱۱۷
- شکل (۵-۱۹) مقایسه دمای گاز خروجی از مبدل پوسته و لوله در سال اول و سال ۲۵- الیگودرز ۱۱۸
- شکل (۵-۲۰) مقایسه دمای سیال خروجی از مبدل زمین گرمایی در سال اول و سال ۲۵- الیگودرز ۱۱۸
- شکل (۵-۲۱) متوسط ساعتی سوخت مصرف شده در یک سال با اجرای سیستم پیشنهادی اول- الیگودرز ۱۱۹
- شکل (۵-۲۲) خالص ارزش فعلی برای سیستم پیشنهادی اول- الیگودرز ۱۲۰
- شکل (۵-۲۳) توان الکتریکی تولید شده توسط توربین انبساطی برای ایستگاه کوهدشت و الیگودرز ۱۲۱
- شکل (۵-۲۴) انرژی تولیدی گرمکن باوجود توربین انبساطی برای ایستگاه کوهدشت و الیگودرز ۱۲۲
- شکل (۵-۲۵) سوخت مصرفی گرمکن با وجود توربین انبساطی برای ایستگاه کوهدشت و الیگودرز ۱۲۲
- شکل (۵-۲۶) انتخاب طول چاه حرارتی از نظر اقتصادی برای سیستم پیشنهادی سوم- کوهدشت ۱۲۴
- شکل (۵-۲۷) نرخ حرارت جذب شده از زمین توسط پمپ حرارتی منبع زمینی- کوهدشت ۱۲۵
- شکل (۵-۲۸) قیاس تغییرات دمای سیال ورودی به پمپ حرارتی در مقابل ضریب عملکرد- کوهدشت ۱۲۵

- شکل (۲۹-۵) متوسط توان الکتریکی مصرفی پمپ حرارتی منبع زمینی در هر سال - کوهدشت
 ۱۲۷.....
- شکل (۳۰-۵) توان الکتریکی فروشی به شبکه برق - کوهدشت ۱۲۷
- شکل (۳۱-۵) مقایسه متوسط ساعتی سوخت مصرفی در سیستم پیشنهادی سوم-کوهدشت.. ۱۲۸
- شکل (۳۲-۵) خالص ارزش فعلی طرح سیستم پیشنهادی سوم - کوهدشت ۱۲۸
- شکل (۳۳-۵) انتخاب طول چاه حرارتی از نظر اقتصادی برای سیستم پیشنهادی سوم- الیگودرز
 ۱۲۹.....
- شکل (۳۴-۵) نرخ حرارت جذب شده از زمین توسط پمپ حرارتی منبع زمینی - الیگودرز..... ۱۳۰
- شکل (۳۵-۵) قیاس تغییرات دمای سیال ورودی به پمپ حرارتی در مقابل ضریب عملکرد-
 الیگودرز..... ۱۳۰
- شکل (۳۶-۵) متوسط توان الکتریکی مصرفی پمپ حرارتی منبع زمینی در هر سال - الیگودرز. ۱۳۱
- شکل (۳۷-۵) توان الکتریکی فروشی به شبکه برق - الیگودرز..... ۱۳۲
- شکل (۳۸-۵) مقایسه متوسط ساعتی سوخت مصرفی در سیستم پیشنهادی سوم- الیگودرز ۱۳۳
- شکل (۳۹-۵) خالص ارزش فعلی طرح سیستم پیشنهادی سوم- الیگودرز..... ۱۳۳

فهرست جداول

- جدول (۱-۲) محدوده فشار گاز طبیعی در نقاط گوناگون خط انتقال لوله [۲۱] ۱۴
- جدول (۲-۲) محدود فشار ایستگاه‌های گاز ۲۳
- جدول (۱-۳) ضریب رسانش حرارتی چند نوع لوله [۲۶] ۳۵
- جدول (۲-۳) جدول مشخصات لوله های پلی اتیلن سخت [۲۷] ۳۷
- جدول (۳-۳) قیمت لوله با ابعاد نسبت ابعاد استاندارد یازده ۳۷
- جدول (۴-۳) میزان انتقال حرارت و انرژی پمپاژ انواع محلول ضدیخ نسبت به آب [۲۶] ۳۸
- جدول (۵-۳) هزینه حفاری چاه با تکنیک حفاری ضربه ای ۴۲
- جدول (۶-۳) معادلات جی فانکشن [۳۹] ۴۹
- جدول (۷-۳) ضرایب برازش تعیین شده توسط پائول برای چهار پیکره بندی [۱] ۵۳
- جدول (۸-۳) قسمتی از داده های عملکردی پمپ حرارتی شرکت کریر به مدل PSW360 حالت گرمایشی ۶۴
- جدول (۹-۳) ضرایب رگرسیون پمپ حرارتی کریر به مدل 50PSW360 ۶۴
- جدول (۱۰-۳) داده های عملکردی پمپ حرارتی شرکت برنولی به مدل WWG240 - حالت گرمایشی ۶۵
- جدول (۱۱-۳) ضرایب رگرسیون پمپ حرارتی شرکت برنولی به مدل WWG240 - حالت گرمایشی ۶۵
- جدول (۱-۴) ترکیبات گاز طبیعی پارس جنوبی ۸۲
- جدول (۲-۴) مشخصات فیزیکی و حرارتی سوخت در دمای ۱۵ درجه سلسیوس و فشار ۱۰/۳۲۵ ۸۲
- پاسکال ۸۲
- جدول (۱-۵) مقایسه سوخت مصرفی سیستم در حالت‌های مختلف - ایستگاه کوه‌دشت ۱۱۴
- جدول (۲-۵) مقایسه سوخت مصرفی سیستم در حالت‌های مختلف - ایستگاه الیگودرز ۱۱۹

نمادها	
B	فاصله بین چاهی - (m)
c	گرمای ویژه
D	طول غیرفعال چاه - (m)
d	قطر لوله - (m)
Fo	عدد فوریه
G-function	پاسخ دمایی بی بعد دیواره چاه حاصل شده از مدل منبع حرارتی استوانه‌ای
g-function	پاسخ دمایی بی بعد دیواره چاه حاصل شده از مدل منبع حرارتی با طول محدود
H	طول فعال چاه - (m)
h	ضریب جابجایی سیال
HDPE, PE100	پلی اتیلن چگالی بالا
j	شمارشگر گام زمانی و مکانی
J ₀	تابع بسل نوع یک با مرتبه صفر
J ₁	تابع بسل نوع یک با مرتبه یک
m	نقطه ای دلخواه در زمین
MDPE, PE80	پلی اتیلن چگالی متوسط
N	تعداد چاه حرارتی
Nu	عدد ناسلت
p	فاصله بی بعد
PN	فشار کاری نامی برای لوله‌های پلی تیلن - <i>bar</i>
PP	پلی پروپن
Pr	عدد پرانتل
Psi	واحد فشار - $\frac{lb}{in^2}$
q	نرخ انتقال حرارت بر واحد طول
r	شعاع
R	مقاومت حرارتی - $\frac{w}{m.k}$
Re	عدد رینولدز
S	ضریب شکل بی بعد
s	متغیر انتگرال گیری

SDR	نسبت ابعاد استاندارد برای لوله‌های پلی اتیلن
S_p	ضخامت لوله
t	زمان
T	دما
T_{g0}	دمای زمین - ($^{\circ}C$)
u	سرعت سیال درون لوله
Y_0	تابع بسل نوع دو با مرتبه صفر
Y_1	تابع بسل نوع دو با مرتبه یک
علائم یونانی	
α	
β	متغیر انتگرال گیری
Δ	تغییر در مقدار پارامتر را نشان می‌دهد
θ	تغییرات دما در یک نقطه
λ	ضریب هدایت حرارتی زمین
μ	لزجت
زیرنویس‌ها	
b	چاه
bw	دیواره چاه
cond	هدایت
conv	جابجایی
eq	هم‌ارز
f	سیال
g	ملات
GHX	مبدل حرارتی زمینی
i	داخلی
ls	مدل منبع خطی- Line source
n_t	تعداد گام کل زمانی
o	خارجی
P	لوله

۱- فصل اول: کلیات تحقیق

۱-۱- مقدمه

روند فزاینده تقاضای جهانی حامل‌های انرژی، محدودیت در تولید و عرضه نفت و لزوم جایگزینی حامل‌های انرژی پاک با آن، افق گسترده‌ای برای ایفای نقش گاز طبیعی و مشتقات آن در سطح جهان باز کرده است. به‌عنوان مثال در کشور ایران میزان مصرف گاز در سال ۱۹۹۶، ۳۸/۹ میلیارد مترمکعب بود و در سال ۲۰۰۶، مقدار آن به ۱۰۵/۱ میلیارد مترمکعب رسید. لذا ایران به‌عنوان دومین دارنده‌ی ذخایر گاز طبیعی در جهان از نظر فرصت‌های پیش رو، ضرورت دارد جهت اعتلای کشور نگران اسراف در بخش‌های مختلف مصرف باشد. یکی از بخش‌هایی که پتانسیل صرفه‌جویی مصرف گاز طبیعی در آن وجود دارد ایستگاه‌های تقلیل فشار گاز می‌باشند.

یکی از مشکلات اساسی در رابطه با منابع انرژی موجود در زمین، همچون گاز طبیعی، زمان و مکان استفاده از این منابع است. همین واقعیت موجب استفاده از فرآیندهای هزینه‌بر و انرژی‌بر برای انتقال و نگهداری حامل‌های انرژی شده است. در انتقال گاز طبیعی دو روش اصلی در مسافت‌های طولانی مورد استفاده قرار می‌گیرد؛ انتقال از طریق خطوط لوله فشار بالا (۶۹/۵٪ از تجارت جهانی گاز) و انتقال گاز طبیعی مایع‌شده از طریق کشتی‌های مخصوص (۲۹/۵٪ تجارت جهانی گاز). روش اول بیشتر در داخل مرزهای کشورها و روش دوم برای صادرات گاز طبیعی به سایر کشورها متداول است. در ایران نیز از روش مرسوم خطوط لوله فشار بالا برای انتقال گاز استفاده می‌شود.

گاز طبیعی با محدوده فشاری (۵-۷) مگا پاسکال پس از طی مسافت طولانی به محل‌های مصرف می‌رسد و برای تحویل آن به مصرف‌کننده نهایی می‌بایست فشار آن کاسته شود تا مناسب برای مصرف گردد. برای این منظور ایستگاه‌های تقلیل فشار گاز در مسیر انتقال تعبیه شده‌اند. در ایستگاه‌های تقلیل فشار مرسوم، کاهش فشار گاز را شیرهای اختناقی در فرآیندی آنتالپی ثابت انجام می‌دهند. افت فشار گاز، سبب افت دما می‌شود (اثر ژول-تامسون)، به ازای ۱ مگاپاسکال کاهش فشار گاز در حین عبور از شیر اختناقی، افت دمای گزارش شده (۶/۵-۴/۵) درجه سلسیوس است. چنانچه

برای بهره‌گیری از قابلیت گاز فشار بالا در تولید برق به‌جای شیر اختناقی از توربین انبساطی استفاده شود، به ازای ۱ مگاپاسکال کاهش فشار (۲۰-۱۵) درجه سلسیوس افت دما رخ خواهد داد. در جریان گاز دما پایین امکان تشکیل ذرات یخ مانند وجود دارد، این ذرات به هیدرات‌های گاز معروف هستند که به دلیل اثرات زیان‌بار بالقوه‌ای که هیدرات‌های گازی می‌توانند به تجهیزات ایستگاه وارد آورند، باید مانع از تشکیل آن شد. گرمایش گاز طبیعی قبل از فرآیند افت فشار مانع از تشکیل این ذرات می‌شود.

۱-۲- بیان مسئله

عمل گرمایش گاز طبیعی قبل از شیرهای اختناقی توسط گرم‌کن‌های حمام آب انجام می‌شود. مهیا بودن گاز طبیعی در ایستگاه سبب شده از آن به‌عنوان سوخت این گرم‌کن‌ها استفاده شود. این نوع گرم‌کن‌ها به دلیل راندمان پایین حرارتی مقادیر زیادی سوخت مصرف می‌کنند. در صورت استفاده از توربین انبساطی برای کاهش فشار گاز، مقدار سوخت مصرفی قابل توجه‌تر هم می‌شود. در این حالت سهم سوخت مصرفی گاز ورودی به ایستگاه (۰/۲۵-۰/۱۸) درصد گاز ورودی به ایستگاه است. با در نظر گرفتن یک ایستگاه تقلیل فشار با ظرفیت ۱۰۰ هزار نرمال مترمکعب در ساعت، حدود (۲۵۰-۱۸۰) مترمکعب سوخت در ایستگاه مصرف خواهد شد. با صرفه‌جویی در مصرف گاز طبیعی که ارزش حرارتی بالایی دارد، می‌توان مقادیر زیادی از آن را به بخش‌های مختلف صنعت رهنمون ساخت تا خود و یا مشتقات آن را به کالاهای باارزش افزوده بالاتر تبدیل کرد و در بالندگی اقتصادی کشور سهیم شد.

۱-۳- پیشینه تحقیق

مطالعات حوزه انرژی در ایستگاه تقلیل فشار را می‌توان به دو بخش تقسیم کرد، مطالعاتی که استفاده از انرژی فشاری را با منبسط‌کننده‌هایی نظیر توربین انبساطی هدف قراردهاند و مطالعاتی که مستقیماً طرح‌های کاهش مصرف انرژی را بررسی کرده‌اند. اغلب مطالعات به استحصال انرژی الکتریکی از خطوط فشار بالا توجه داشته‌اند و استفاده از توربین‌های انبساطی به‌جای شیرهای

اختناقی را پیشنهاد داده‌اند؛ اما به دلیل افت دمای قابل توجه در توربین‌های انبساطی نیاز گرمایشی ایستگاه علاوه بر اینکه کاهش نمی‌یابد، بلکه همچنان مقادیر زیادی گاز طبیعی مصرف خواهد شد. راهکارهای زیر برای گرم کردن جریان گاز در بالادست و پایین دست توربین انبساطی برای ممانعت از تشکیل هیدرات گازی پیشنهاد شده‌اند. این روش‌ها در مقایسه با استفاده از گرم‌کن‌های گازی، می‌توانند موجب کاهش مصرف گاز شوند.

۱-۳-۱ - مطالعات مرتبط با توربین انبساطی

از جمله‌ی تحقیقاتی که در رابطه با بازیافت انرژی فشاری گاز طبیعی در ایستگاه‌های تقلیل فشار گاز با استفاده از توربین انبساطی صورت پذیرفته است، می‌توان به شبیه‌سازی که توسط نرم‌افزار هایسیس^۱ به وسیله پوزیویل^۲ [۲] صورت گرفته است اشاره نمود. این مدل شامل محاسبه حالت پایدار توربین انبساطی بر مبنای راندمان آن است. شبیه‌سازی برای مجموعه‌ای متنوع از شرایط ورودی و خروجی و نیز برای توربین‌هایی با راندمان متفاوت انجام گرفته است. خروجی‌های این مدل شامل توان الکتریکی تولیدی و نیازهای حرارتی ایستگاه و نیز دمای پیش‌گرمایش ایستگاه می‌باشند. با استفاده از این مقادیر، راندمان حرارتی سیستم برای سناریوهای مختلف به دست آمده است. در این نمونه نشان داده شد که نسبت فشار گاز پارامتری مهم و تأثیرگذار بر عملکرد ایستگاه تقلیل فشار و قابلیت تولید برق آن هست. فرزانه‌گرد و همکارانش [۳] سال ۲۰۰۷ روش‌های بازیافت انرژی فشاری در ایستگاه تقلیل فشار گاز پالایشگاه بندرعباس را مورد بررسی قرار دادند. آن‌ها اثر پیش‌گرمایش را بر میزان تولید برق بررسی و در نهایت سیستم‌های ترمودینامیکی را برای تولید سرمایه‌گذاری و استفاده از آن پیشنهاد نموده‌اند. در تحقیق دیگری که فرزانه‌گرد و همکارانش [۴] در همان سال انجام دادند، امکان استخراج و بازیافت انرژی از شبکه خطوط انتقال گاز طبیعی در ایران مورد بررسی قرار گرفت. در این پژوهش،

^۱ Hysys

^۲ Pozivil

تخمین زده شده است که امکان استخراج و تولید توانی در حدود ۷۶۲ مگاوات از مجموع ایستگاه‌های تقلیل فشار گاز موجود در ایران وجود دارد. فرزانه گرد و دیمی دشت بیاض [۵] در سال ۲۰۰۸ قابلیت ایستگاه تقلیل فشار گاز طبیعی موجود در پالایشگاه خانگیران را برای تولید انرژی مورد بررسی قراردادند. سیستم پیشنهادی در این پژوهش، دارای یک سیستم تولید همزمان توان و حرارت^۱ با محرک اولیه موتور احتراق داخلی است. ضمن اینکه از یک توربین انبساطی نیز برای بازیافت انرژی فشاری گاز استفاده شده است. برخی خصوصیات سیستم تولید همزمان توان و حرارت مانند راندمان و میزان حرارت تولیدی آن ثابت فرض شده است و وابستگی این خصوصیات به شرایط کاری ایستگاه مانند دما، فشار و دبی عبوری از آن، در نظر گرفته نشده است. نتایج این بررسی نشان داد که میزان برق قابل تولید این ایستگاه، قادر به تأمین نیاز تمام مجموعه پالایشگاه است.

ابراهیم خلیلی [۶] در سال ۲۰۰۹ به بررسی فنی استفاده از توربین انبساطی در ایستگاه‌های تقلیل فشار گاز برای بازیافت انرژی پرداخته است. در این تحقیق ایستگاه تقلیل فشار شهرکرد به عنوان نمونه مورد بررسی قرار گرفته است. در این مطالعه توربین انبساطی به صورت موازی با شیر انبساطی موجود در ایستگاه نصب می‌شود. تخمین زده شد که سود حاصل از استفاده از توربین انبساطی در این ایستگاه، سالیانه در حدود ۴۶۳۰۰۰ دلار و هزینه سرمایه‌گذاری اولیه آن نیز ۷۳۰۰۰۰ دلار است. با توجه به این مقادیر، مدت بازگشت سرمایه در این پروژه حدود ۳ سال تخمین زده شده است.

آبتین عطایی و همکاران [۷] در پژوهشی به امکان‌سنجی فنی و اقتصادی نصب توربین انبساطی در نیروگاه‌های حرارتی پرداخته و نیروگاه شازند اراک را مورد مطالعه قراردادند. پس از جمع‌آوری اطلاعات ورودی و خروجی ایستگاه تقلیل فشار گاز موجود در این نیروگاه، با استفاده از آنالیز انرژی و آنالیز اقتصادی، بررسی فنی و اقتصادی ایستگاه توسط نرم‌افزار ترموفلو^۲ صورت پذیرفت. بررسی‌ها نشان

¹ CHP

² Thermoflow

دادند که امکان نصب واحدی مشتمل بر دو دستگاه توربین انبساطی ۱۰/۷ مگاواتی در این نیروگاه وجود دارد، به گونه‌ای که نیاز حرارتی ایستگاه، تماماً به وسیله گرمای بازیافتی از سیکل اصلی نیروگاه قابل تأمین است. بررسی‌های اقتصادی نشان دادند که چنین سیستمی نیاز به سرمایه‌گذاری در حدود ۱۳ میلیون دلار داشته و مدت بازگشت سرمایه اولیه آن حدوداً ۳ سال است.

حسین صادقی و همکاران [۸] به بررسی فنی و اقتصادی به‌کارگیری توربین انبساطی در ایستگاه تقلیل فشار گاز نیروگاه بیستون کرمانشاه پرداخته‌اند. در این پژوهش، یک برنامه رایانه‌ای برای تعیین رفتار گاز طبیعی به‌عنوان مخلوط چند گاز در فشار بالا ارائه شده است و توان الکتریکی تولیدی به‌وسیله توربین انبساطی و انرژی موردنیاز برای پیش‌گرمایش محاسبه می‌شود. بررسی‌های انجام‌گرفته در این تحقیق نشان می‌دهد که امکان تولید توانی بیش از ۸ مگاوات در این نیروگاه با استفاده از این سیستم وجود دارد. سپهر صنایع و همکارانش [۹، ۱۰] در پژوهشی، روش نسبتاً سریع و جدیدی را برای انتخاب تعداد و اندازه سه نوع محرک اولیه موتور احتراق داخلی، توربین گازی و موتور دیزل پیشنهاد کرده‌اند. آن‌ها موفق به ارائه روابطی برای تعیین خصوصیات عملکردی این محرک‌ها شامل راندمان حرارتی، میزان مصرف سوخت و میزان گرمای قابل بازیافت با توجه به درصد بار آن‌ها شدند. این روابط به تحلیلی دقیق‌تر در رابطه با به‌کارگیری این‌گونه سیستم‌ها کمک خواهند کرد. مشخص شد که شرایط محیطی، میزان نیاز حرارتی و نیاز به برق، نوع سوخت و ارزش حرارتی آن، قیمت سوخت و قیمت خرید و فروش برق بر نتایج بررسی تأثیر گذارند.

در سال‌های اخیر تحقیقات و بررسی‌هایی بر روی به‌کارگیری سیستم‌های تولید همزمان توان و حرارت مبتنی بر سلول سوختی در ایستگاه‌های تقلیل فشار گاز صورت پذیرفته است. اولین نمونه از چنین سیستمی به‌صورت آزمایشی در کانادا و توسط شرکت انبریج^۱ که یکی از سازندگان اصلی سلول‌های سوختی در جهان است در یک ایستگاه تقلیل فشار راه‌اندازی شد. در این سیستم، یک

^۱ Enbridge

توربین انبساطی ساخته شده توسط شرکت کرایو استار^۱ فرانسه با قیمتی معادل ۳/۵ میلیون دلار برای بازیافت انرژی گاز عبوری از ایستگاه مورد استفاده قرار گرفته است. همچنین برای تأمین نیاز حرارتی ایستگاه از یک سلول سوختی ۱/۴ مگاواتی با قیمت ۶/۵ میلیون دلار استفاده شده است. عملکرد فنی و اقتصادی این گونه سیستم‌ها توسط هاوارد^۲ مورد بررسی قرار گرفته است [۱۱]. او در این تحقیق، برخلاف بسیاری از کارهای پیش از آن، عملکرد توربین انبساطی را تابعی از شرایط ایستگاه و دبی عبوری از آن در نظر گرفت. بدین ترتیب راندمان عملکرد توربین برای روزهای مختلف، بسته به شرایط ایستگاه متفاوت خواهد بود. همچنین توربین دارای یک محدوده عملکرد در نظر گرفته شده است و خارج از این محدوده قادر به کار نخواهد بود. باید توجه داشت که سلول‌های سوختی با وجود پیشرفت‌های بسیار در فناوری آن‌ها، هنوز چندان عمومیت نیافته و هزینه‌های سرمایه‌گذاری آن‌ها بسیار بالاست. پروژه‌هایی نیز که در رابطه با این نوع سیستم‌ها انجام می‌گیرند، بیشتر جنبه تحقیقاتی داشته و به لحاظ اقتصادی مقرون به صرفه نیستند.

فرزانه گرد و همکارانش [۱۲] سال ۲۰۱۱ مطالعاتی در خصوص به کارگیری موتور احتراق داخلی در ایستگاه تقلیل فشار برای پیش گرم کردن گاز انجام دادند. در این تحقیق به طور موردی به ایستگاه تقلیل فشار غرب مشهد پرداخته شده و شبیه‌سازی برای کل سال در نظر گرفته شده است. بر طبق آن با به کارگیری سه موتور احتراق داخلی و یک توربین انبساطی زمان بازگشت سرمایه ۲/۹ سال و زمان بازگشت سرمایه تنزیل شده ۳/۲۴ سال تخمین زده شده است. در مطالعه دیگری فرزانه گرد و دیمی دشت بیاض [۱۳] پیشنهاد یکپارچه‌سازی توربین انبساطی با سیستم توربین گازی را مطرح کردند تا از گاز دم‌پایین خروجی از توربین انبساطی برای کاهش دمای هوای ورودی به توربین گاز استفاده شود و عملکرد توربین گاز را بهبود بخشند. سپهر صنایع و همکارانش [۱۴]، به بهینه‌سازی و مدل کردن

^۱ Cryostar

^۲ Howard

سیستم تولید همزمان توان و حرارت در ایستگاه تقلیل فشار پرداخته‌اند. آن‌ها با استفاده از الگوریتم ژنتیک و با انتخاب موتور احتراق داخلی به‌عنوان محرک اصلی سیستم تولید همزمان توان و حرارت یکی از ایستگاه‌های شمال شرق کشور را شبیه‌سازی کرده‌اند. آن‌ها با معرفی کردن پارامتر سود سالیانه واقعی، به‌عنوان تابع هدف و داشتن نه متغیر تصمیم‌گیری، با استفاده از الگوریتم ژنتیک، به این نتیجه رسیدن که با داشتن دو موتور ۵/۴۸ مگاواتی و یک گرم‌کن ۵/۹۴ مگاواتی به ۱/۲۳ سال زمان برای بازگشت سرمایه لازم است.

۱-۳-۲ - مطالعات مرتبط با کاهش مصرف انرژی

فرزانه گرد و همکارانش [۱۵] در تحقیق دیگری که در سال ۲۰۱۱ انجام داده‌اند، به بررسی فنی استفاده از سلول‌های خورشیدی در ایستگاه‌های تقلیل فشار گاز طبیعی پرداخته‌اند. آن‌ها استفاده از یک مجموعه سلول خورشیدی را بجای گرم‌کن برای پیش‌گرمایش گاز طبیعی در ایستگاه پیشنهاد داده‌اند. بدین ترتیب این سیستم، سبب کاهش میزان مصرف سوخت در ایستگاه دروازه شهری^۱ می‌شود. فرزانه گرد و همکاران در این تحقیق، به بررسی موردی به‌کارگیری این سیستم در ایستگاه تقلیل فشار گاز بیرجند پرداخته‌اند. نتایج این پژوهش نشان داد که با در نظر گرفتن آرایه‌ای مشتمل بر ۴۳۰ کلکتور خورشیدی، امکان صرفه‌جویی در مصرف انرژی به میزان ۴۱۷۶۵ دلار در سال وجود دارد و هزینه سرمایه‌گذاری روی چنین سیستمی در حدود ۱۱۹۱۲۵ دلار هست. مدت‌زمان بازگشت سرمایه در این پژوهش در حدود ۶ سال تخمین زده شد.

شرکت گاز استان زنجان [۱۶] با اصلاح محفظه احتراق و نصب شیر برقی مقدار مصرف ساعتی سوخت را از (۶۵-۷۰) مترمکعب به (۴۵-۵۰) مترمکعب کاهش داد. در این طرح پس از بررسی گرم‌کن و عوامل زرد سوزی، با تغییر در ساختار محفظه احتراق و گازرسانی، رنگ شعله‌ها و مصرف سوخت بهبود یافت. ناقص سوزی گاز به دلیل کمبود اکسیژن و وجود شعله‌های بلند، زبانه‌دار و

^۱ City Gate Station (CGS)

دودی شکل، کوچک بودن محفظه هوا و کمبود اکسیژن در این حالت عنوان شد. در این طرح بعد از اصلاح محفظه احتراق یک شیر سولونوئید در مسیر گاز ورودی به محفظه احتراق نصب و دمای مخزن بین (۲۷-۴۲) درجه سلسیوس تنظیم شد که به ترتیب در دمای ۲۷ درجه سلسیوس دستور باز شدن و در دمای ۴۲ درجه سلسیوس دستور بسته شدن شیر و قطع گاز را اجرا می‌کند. با نصب این شیر، حالت کاری در فشار پایین، حذف و ساعات کار گرم‌کن به مدت ۱۲ ساعت کاهش یافت. در پروژه‌های دیگر شرکت گاز استان اردبیل [۱۷] با همکاری شرکت بهینه سازان صنعت تأسیسات با تنظیم طول شعله مشعل گرم‌کن حمام آب، تنظیم نسبت هوا به سوخت و نصب دمپر بارومتريک شاهد ۱۰٪ افزایش راندمان احتراق و ۳۰٪ افزایش راندمان کل سیستم شدند.

۱-۳-۳ - مطالعات مرتبط با سیستم پمپ حرارتی منبع زمینی

پمپ حراری منبع زمینی بیشتر کاربرد مسکونی و تجاری دارد و با توجه به اطلاعات نگارنده تا کنون کاربرد صنعتی برای آن ارائه نشده است. در ایران پمپ حرارتی زمین گرمایی در پنج شهر مختلف آب و هوایی که دارای اقلیم مختلف هستند نصب و راه اندازی شده است. این پنج شهر عبارت است از: مشکین شهر، طالقان، رشت، اهواز و بندرعباس. بررسی عملکرد پمپ‌های حرارتی زمین-گرمایی نصب شده مشخص کرد که متوسط کاهش مصرف انرژی ایجاد شده نسبت به کولر گازی در حالت سرمایش ۵۰ تا ۷۰ درصد و در حالت گرمایشی نسبت به بخاری برقی بین ۷۰ تا ۸۰ درصد است. مبدل های زمینی نصب شده غالباً از نوع افقی بودند ولی برای شهر طالقان مبدل زمینی-عمودی نصب شده بود. تعداد این مبدل ۹ عدد، عمق هرچاه ۱۵ متر، فاصله بین چاهی ۳ متر و قطر چاه نیز ۸۰ سانتی متر بوده است [۱۸].

یاری و همکاران [۱۹] عملکرد پمپ حرارتی منبع زمینی را در شهر تبریز که جزو مناطق سردسیر کشور می‌باشد به صورت تجربی مورد بررسی قرار دادند. آنها با تغییر کویل خارجی پمپ حرارتی منبع هوایی با یک مبدل دو لوله‌ای آن را تبدیل به پمپ حرارتی منبع زمینی کردند. نوع سیستم زمین

گرمایی از نوع افقی، طول مبدل ۲۸۰ متر و مساحت اشغال شده توسط آن نیز حدود ۵۰۰ متر مربع بود. آنها همچنین برای افزایش رسانش حرارتی زمین با یک سیستم آبرسانی زمین را مرطوب نگه داشتند و ضریب عملکرد سیستم را بیشتر از ۳ ارزیابی کردند.

۱-۴- اهداف

پوسته زمین با ذخیره کردن مقادیر زیاد انرژی که غالب آن از انرژی خورشید و کمتر از ۳ درصد آن، از انرژی حرارتی مربوط به هسته زمین است، به عنوان منبع انرژی مطمئن و تجدید پذیر شناخته می شود. در این مطالعه با بهره گیری از انرژی زمین گرمایی، سیستم هایی جهت گرمایش گاز طبیعی پیشنهاد شده اند.

به طور خاص اهدافی که در این پایان نامه بررسی خواهند شد در ذیل آمده است:

- ۱- امکان استفاده مستقیم از مبدل های حرارتی زمینی جهت کاهش یا حذف مصرف انرژی گرم کن ایستگاه تقلیل فشار مورد نظر.
- ۲- امکان استفاده از پمپ حرارتی منبع زمینی به همراه سلول های خورشیدی، در جهت حذف و یا کاهش مصرف انرژی گرم کن، مورد بررسی قرار می گیرد.
- ۳- امکان استفاده از پمپ حرارتی منبع زمینی به همراه توربین انبساطی، در جهت حذف و یا کاهش مصرف انرژی گرم کن، مورد بررسی قرار می گیرد.
- ۳- در مرحله بعد میزان تولید برق توسط توربین انبساطی در ایستگاه پیشنهادی کارفرما بررسی می شود.

۱-۵- نوآوری تحقیق

با توجه به تحقیقات صورت گرفته و اطلاع نگارنده تاکنون هیچ گونه تحقیقی در ارتباط با به کارگیری مبدل های حرارتی زمینی و پمپ حرارتی منبع زمینی در ایستگاه های تقلیل فشار گزارش نشده است و ایده استفاده از گرمای زمین برای پیش گرمایش گاز طبیعی در ایستگاه تقلیل فشار گاز طبیعی کاملاً جدید می باشد.

۱-۶- ساختار پایان نامه

پایین نامه در ۵ فصل تنظیم شده است، فصل آن در مورد کلیات تحقیق همچون مقدمه، بیان مساله و اهداف پایان نامه است و در فصل های بعدی:

در فصل دوم در مورد ایستگاه های تقلیل فشار گاز سخن رفته است. انواع ایستگاه های تقلیل فشار گاز نام برده شده اند، تجهیزات مختلف به کار رفته در آن توصیف شده اند و در آخرین بخش از این فصل سخن از مبانی طراحی ایستگاه های تقلیل فشار گاز به میان آورده شده است.

فصل سوم در مورد تجهیزات به کار رفته در سیستم های پیشنهادی است و هریک از تجهیزات پمپ حرارتی منبع زمینی، توربین انبساطی و پنل خورشیدی را مورد شرح قرار داده و روابط مورد نیاز برای مدل سازی آن ها را بیان می دارد. در این بین به دلیل آن که در هر سه سیستم پیشنهادی از انرژی زمین گرمایی استفاده شده است توجه ویژه ای به مبدل های حرارتی زمینی و پمپ حرارتی منبع زمینی شده است.

در فصل چهارم نحوه عملکرد هر سه سیستم پیشنهادی مورد شرح واقع شده است و برای هر سه سیستم معادلات مرتبط با تحلیل انرژی آورده شده است.

فصل پنجم به بحث و بررسی نتایج حاصل شده می پردازد. در ابتدای فصل عملکرد حرارتی واقعی دو ایستگاه تقلیل فشار کوه دشت و الیگودرز مورد بررسی قرار گرفته است، سپس عملکرد حرارتی

سیستم‌های پیشنهادی با نمودارهای مربوطه مورد بحث واقع شده‌است. در این بین سیستم پیشنهادی دوم که از پنل خورشیدی برای تولید توان الکتریکی لازم برای پمپ حرارتی استفاده می‌کند، به دلیل اینکه توجیه‌پذیری اقتصادی نداشت در این فصل سخنی از آن به میان نرفت.

فصل ششم و فصل پایانی پایان نامه نیز مربوط به نتیجه‌گیری و ارائه پیشنهادات است.

۲- فصل دوم: آشنایی با ایستگاه تعلیل فشارکاز

۲-۱- مقدمه

معمولاً گاز طبیعی در نواحی بسیار دور از محل‌های مصرف استخراج و پالایش می‌شود. به‌منظور بهره‌برداری از گاز در صنعت و در دیگر بخش‌های مصرفی، می‌بایستی آن را از فواصل طولانی به نقاط هدف منتقل نمود. میزان فاصله‌ای که گاز طبیعی عملاً قادر به انتقال در خط لوله است، وابسته به فشار آن گاز است. لذا فواصل طولانی، نیاز به خطوط لوله‌ای با فشار بسیار زیاد دارند. افت فشار در طول شبکه عمدتاً به‌واسطه افت‌های اصطکاکی است. برای جبران این افت فشار، در مسیر انتقال گاز، ایستگاه‌های تقویت فشار تعبیه می‌گردند که با افزایش فشار خط لوله به مقدار قابل قبول، این کاهش فشار را جبران می‌کند. این فرایند نوعاً ۳٪ تا ۵٪ از کل گاز انتقالی را برای راه‌اندازی کمپرسورها، به مصرف می‌رساند [۲۰]. فشار در داخل خطوط لوله گاز، معمولاً دارای یک حد معین است و از استانداردهای مشخصی پیروی می‌کند. جدول (۲-۱) نشان‌دهنده محدوده فشار برای بخش‌های مختلف خط لوله گاز است:

جدول (۲-۱) محدوده فشار گاز طبیعی در نقاط گوناگون خط انتقال لوله [۲۱]

شرایط خط لوله	محدوده فشار مجاز
فواصل بیش از ۱۰۰ کیلومتر	۵۰-۱۰۰ بار
فواصل کمتر از ۲۰ کیلومتر	۲۰-۵۰ بار
مناطق شهری	بزرگتر از ۱۰ بار
مصرف‌کننده	بزرگتر از ۱۰ میلی بار

تنظیم فشار گاز و کاستن از مقدار آن برای رسیدن به حد ایمن موردنظر استانداردهای صنعتی در مراحل مختلف انتقال، توسط ایستگاه‌های تقلیل فشار گاز طبیعی صورت می‌گیرد؛ زیرا به‌عنوان مثال فشار گاز ورودی به شهرها برای مصرف خانگی بسیار بالاست و لذا می‌بایستی پیش از توزیع گاز به محل مصرف، از فشار آن کاسته و آن را به حد استاندارد رساند.

۲-۲- انواع ایستگاه‌های تقلیل فشار گاز

قبل از ورود به مقوله ایستگاه‌های گاز و انواع آن لازم است توضیحاتی در مورد طبقه‌بندی خطوط لوله گاز و فشار کارکرد آن بیان گردد که طبقه‌بندی ایستگاه‌های گاز تابعی از وضعیت این خطوط

است. به طور کلی فشارهای خطوط گاز به چند دسته کلی تقسیم می‌گردد:

- خطوط انتقال اصلی که گاز را از منابع تولید به شهرها، نیروگاه‌ها و صنایع بزرگ نظیر پتروشیمی و غیره انتقال می‌دهد.
- خطوط انتقال منطقه‌ای که عبارت است از خطوط انتقال گاز در داخل شهرها
- خطوط گاز فشار پایین که گاز را به مصرف‌کنندگان شهری می‌رساند.
- خطوط انتقال گاز محله‌ای که در آن‌ها گاز در فشار پایین به نقاط مصرف به‌ویژه خانگی انتقال داده می‌شود.

برحسب اینکه بخواهیم گاز را در هریک از مراحل فوق جهت مصرف و تغذیه مرحله بعد استفاده نماییم از ایستگاه‌های خاصی استفاده می‌گردد که تقسیم‌بندی آن به شرح ذیل است:

الف- ایستگاه‌های انتقال: که گاز را از خطوط اصلی دریافت و با تقلیل فشار آن را جهت مصرف منطقه‌ای آماده می‌نماید که ایستگاه دروازه شهری در زمره این ایستگاه‌ها است.

ب- ایستگاه‌های منطقه‌ای: در این ایستگاه‌ها فشار گاز مجدداً تقلیل یافته و شبکه منطقه‌ای^۱ (محله‌ای) را تغذیه می‌نماید.

ج- ایستگاه‌های محوطه‌ای: در این ایستگاه‌ها فشار گاز شبکه یک ناحیه تقلیل یافته و گاز یک محوطه مسکونی را تغذیه می‌نماید.

د- ایستگاه‌های صنعتی: در این ایستگاه‌ها فشار گاز شبکه ویژه خط انتقال اصلی جهت مصرف خاص صنعتی نظیر نیروگاه‌ها، صنایع پتروشیمی و سایر صنایع بزرگ کاهش می‌یابد. لازم به توضیح است که ایستگاه‌های تقلیل فشار موجود در ایستگاه‌های تقویت فشار از این نوع می‌باشند. ایستگاه‌های

^۱ TBS

دروازه شهری فشار گاز را از ۱۰۰۰ تا ۲۵۰ پوند و ایستگاه‌های درون شهری فشار گاز را از ۲۵۰ به ۶۰ پوند کاهش می‌دهند در سایر ایستگاه‌ها فشارهای ورودی و خروجی با توجه به شرایط عملیاتی و نیاز مصرف‌کنندگان متغیر است. در تمامی ایستگاه‌ها علاوه بر کاهش فشار، ناخالصی موجود در گاز پالایش شده و مقدار جریان ورودی و خروجی گاز توسط تجهیزات اندازه‌گیری کنترل می‌شود.

۲-۳- قسمت های مختلف ایستگاه تقلیل فشار گاز

بخش‌های مختلف یک ایستگاه شامل سیستم‌های زیر می‌باشد [۲۲]:

الف-سیستم فیلتراسیون

ب-سیستم اندازه‌گیر

ج-قسمت کاهش فشار، رگولاتورها، شیرهای قطع کن و سیستم گرم‌کننده

د-بودار کننده

ه-سیستم‌های جانبی

همان‌طور که اشاره شد، اصولاً وظیفه اصلی ایستگاه‌های تقلیل فشار، تأمین ایمنی لازم است که این عمل با محدود کردن فشار پایین دست سیستم به میزانی ایمن و مطمئن صورت می‌پذیرد. در اکثر موارد، این مأموریت تحت پشتیبانی یک تعداد اضافه از ابزارهای ایمنی و یا حتی یک رگولاتور کمکی اضافه قرار دارد. به همین دلیل ایستگاه‌های تنظیم فشار دارای قابلیت اطمینان بالایی بوده و از ضریب ایمنی زیادی برخوردارند. این نکته نیز باید در نظر گرفته شود که تنظیم‌کننده‌های فشار و ابزارهای ایمنی به‌طور معمول به‌وسیله خود گاز موجود در ایستگاه بکار می‌افتند و بنابراین برای راه‌اندازی آن‌ها در ایستگاه، نیازی به حضور توان خارجی نبوده و نیست.

سیستم تنظیم و تقلیل فشار به‌طور معمول دارای یک ساختار نسبتاً ساده است که تقریباً در همه جا

به صورت یکسان وجود دارد. این ساختار بستگی زیادی به شرایط محیطی، نوع کاربرد مورد انتظار سیستم و تنظیمات بکار رفته در آن دارد. سیستم دارای یک یا چند شیر تنظیم کننده فشار به صورت سری یا موازی، یک گرم کن خطی، شبکه تبادل حرارتی و برخی سیستم‌های کنترلی خودکار یا دستی می‌باشد. برخی دیگر از اجزاء فرعی نیز می‌توانند در سیستم قرار گیرند که این بستگی به نیاز سیستم دارد. برای مثال بسته به شرایط شبکه و قابلیت اطمینان مورد انتظار، گاهی نیاز به نصب یک فیلتر نیز در سیستم وجود دارد. این فیلتر می‌تواند دارای یک ساختار بسیار ساده بوده و تنها برای جلوگیری از عبور ذرات کوچک موجود در گاز و صدمه به رگولاتور بکار رود. اگرچه به طور خاص، چنانچه ایستگاه به عنوان سیستم اندازه‌گیری نیز بکار رود، نیاز به به کارگیری فیلترهایی پیشرفته برای تقلیل فشار است که در آن دو شیر تنظیم فشار به طور موازی در مدار قرار گرفته‌اند و این امکان عبور یک دبی جریان بزرگ را در یک مرحله از کاهش فشار فراهم می‌کند. برای ایستگاه‌هایی که در آن‌ها نوع نصب شیرهای تنظیم فشار به صورت سری است، فشار گاز طی چندین مرحله و نه دفعتاً کاهش خواهد یافت. در ادامه به بررسی دقیق‌تر اجزاء اصلی سیستم تنظیم فشار گاز پرداخته می‌شود.

۲-۳-۱- سیستم فیلتراسیون

جهت پالایش گاز از ناخالصی‌های ناشی از عوامل مختلف (از جمله خوردگی و فرسودگی خطوط انتقال، میعان بخار آب منتقل شده همراه گاز، هیدروکربن‌های سنگین موجود در ترکیب گاز طبیعی و ...) فیلترهای گاز پیش از ورود گاز به سیستم کنترل فشار مورد استفاده قرار می‌گیرند. نوع و ابعاد فیلترها با توجه به شرایط عملیاتی گاز ورودی (دبی، فشار، ...) و وضعیت آلاینده‌های همراه آن انتخاب می‌شود. این فیلترها شامل فیلترهای گاز خشک، جداکننده‌ها و اسکرابرها^۱ بوده و بنا بر نیاز کارفرما در ایستگاه تقلیل فشار مورد استفاده قرار می‌گیرند.

^۱ Scrubber

۲-۳-۲ - سیستم اندازه گیر

اندازه‌گیری میزان جریان عبوری بسته به حساسیت و نیاز دقت مصرف‌کنندگان توسط انواع تجهیزات توریینی و یا اولتراسونیک انجام می‌شود. این کنتورها می‌توانند در جریان بالادست و یا پایین‌دستی یک ایستگاه تعبیه‌شده و میزان مصرف را گزارش نمایند.

۲-۳-۳ - شیرهای تنظیم فشار

شیرهای تنظیم و تقلیل فشار به‌گونه‌ای طراحی شده‌اند که برای کاهش فشار جریان گاز تا حدی معین بکار می‌روند. این کار با ایجاد مقاومت در برابر جریان صورت می‌پذیرد. در واقع این کاهش فشار همانند همان افت اصطکاکی است که با ایجاد مقاومت در برابر جریان گاز در طول مسیر جریان در داخل لوله‌ها اتفاق می‌افتد. این شیرها برای فراهم کردن نیروی موردنیاز برای ایجاد مقاومت در برابر جریان از یک فنر و یا از خود گاز بهره می‌برند. پاسخ این نوع تجهیزات به تغییرات جریان بسیار سریع است و لذا از قابلیت اطمینان بالایی برخوردارند. شیرهای تنظیم فشار به دو نوع متفاوت تقسیم‌بندی می‌شوند:

الف- رگولاتورهای بار فنری^۱

ب- رگولاتورهای پایلوت^۲

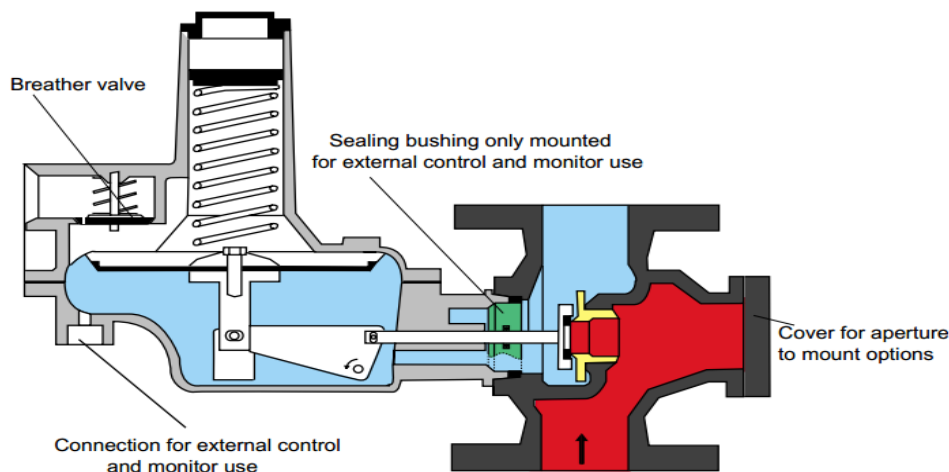
۲-۳-۳-۱- رگولاتورهای بار فنری

در این نوع، یک فنر متصل به یک سمت دیافراگم است و دیگر سمت دیافراگم به یک حسگر در پایین دست شیر متصل است حسگر نیز به یک اهرم کنترل‌کننده شیر، متصل است. به محض اینکه فشار زیر دیافراگم افزایش می‌یابد، دیافراگم به طرف فنر حرکت کرده و در نتیجه شیر را می‌بندد. این عمل منجر به محدود شدن جریان عبوری از شیر گشته و در نتیجه فشار پایین دست را کاهش می‌دهد.

^۱ Spring Load

^۲ Pilot Operated

با کاهش فشار در پایین دست، دیافراگم دوباره از فنر دور می‌شود و در نتیجه شیر دوباره بازمی‌گردد. این کار به افزایش فشار پایین دست کمک می‌کند، چراکه در مقابل جریان مقاومت کمتری وجود دارد. طرحواره این نوع از شیرها در شکل (۱-۲) نشان داده شده است.



شکل (۱-۲) شیر تنظیم فشار بار فنی [۲۳]

۲-۳-۳-۲ - رگولاتورهای پایلوت

رگولاتورهای نوع دوم یک شیر فنی کوچک‌تر دارند که فشار گاز لازم برای بکار افتادن شیر اصلی را فراهم می‌کند. فشار تولیدی توسط شیر کوچک‌تر در جهت مخالف دیافراگم به حسگر فشار پایین دست وارد می‌شود. مشابه شیر فنردار نوع اول، دیافراگم وضعیت شیر را کنترل می‌کند. در زمان کار معمول رگولاتور، برای خنثی نمودن اثر نیروی فنر، فشار ایجادشده توسط شیر کوچک‌تر، از فشار خروجی بزرگ‌تر خواهد بود. دیافراگم شیر اصلی توسط فشار اعمالی به وسیله شیر پایلوت و فشار پایین این نوع رگولاتورها عموماً برای ظرفیت‌های بالا مورد استفاده قرار می‌گیرند و دارای سرعت عمل بالا بوده و فشار خروجی آن‌ها، برخلاف رگولاتورهای نوع اول، عملاً مستقل از دبی جریان و فشار ورودی است. ظرفیت رگولاتورها اساساً بر اساس اندازه و سایز اوریفیس شیر، حداقل فشار ورودی و حداقل گرادیان فشار تعیین می‌گردد. البته معمولاً تجهیزات مرتبط با کاهش نویز در روی رگولاتور، ظرفیت

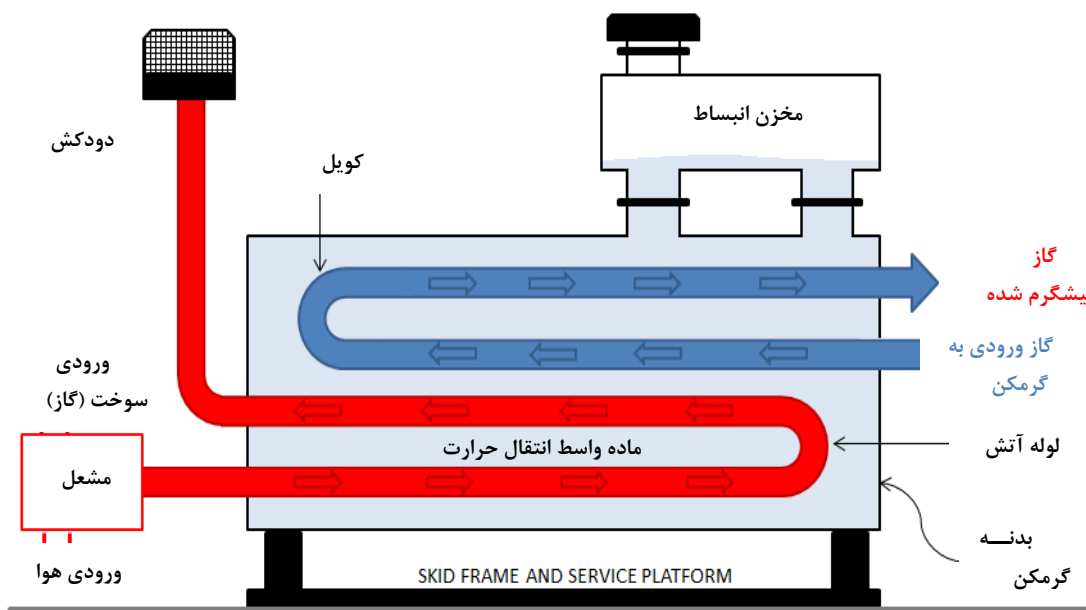
رگولاتور را تا حدودی کاهش می‌دهند.

۲-۳-۳-۲ رگولاتورهای ناظر

این تنظیم‌کننده‌ها به‌عنوان یک سیستم پشتیبان در مواقعی که رگولاتورهای اصلی از کار می‌افتند به خدمت گرفته می‌شوند. رگولاتورهای ناظر در بالادست رگولاتور اصلی در حال کار، نصب می‌شوند، اما فشار همان نقطه‌ای را که حس‌گر شیر اصلی احساس می‌کند، احساس خواهد کرد. در حین کار معمول ایستگاه، این رگولاتور به‌طور کامل باز بوده و بر روی فشار سیستم هیچ اثری نخواهد داشت. در هنگام خرابی رگولاتور اصلی، رگولاتور ناظر افزایش فشار خروجی را حس کرده و تا حدی بسته می‌شود تا جریان را به شرایط ایمن در پایین‌دست برساند.

۲-۳-۴ گرم‌کن ایستگاه

همان‌طور که در بخش‌های قبلی بیان شد گاز طبیعی در خطوط لوله بین‌شهری دارای فشار بالایی است. این فشار در مراحل مختلفی کاهش می‌یابد تا به فشار مناسب مصرف‌کننده برسد. اولین مرحله کاهش فشار در ایستگاه‌های دروازه شهری انجام می‌یابد. این کاهش فشار با توجه به ضریب ژول-تامسون با کاهش دمای گاز همراه است که این مسئله به‌نوبه خود مشکلات عدیده‌ای همچون یخ-زدگی آب همراه و انسداد خط انتقال را در بردارد. لذا قبل از کاهش فشار، گاز را گرم می‌کنند. عمل پیش‌گرمایش گاز در گرم‌کن‌های گازی که مملو از آب هستند صورت می‌گیرد. نحوه کار به این ترتیب است که گرم‌کن دارای لوله‌هایی است که با سوزاندن گاز حرارت را به آب درون گرم‌کن و آن نیز حرارت را به لوله‌های حامل گاز شهری منتقل می‌کند. یک نمونه از این گرم‌کن‌ها در شکل (۲-۲) نشان داده شده است. در گرم‌کن گازی، سوختن گاز طبیعی در مشعل موجب تولید گازهای داغ می‌گردد و این گازها در عبور از گرم‌کن باعث گرم شدن آب درون آن می‌شود. از آن سو نیز گاز طبیعی جهت گرمایش درون لوله احاطه‌شده با آب گرم جریان می‌یابد. این لوله در درون گرم‌کن در چند مرحله گردش می‌نماید و در نهایت دمای گاز درون آن به مقدار مطلوب می‌رسد.



شکل (۲-۲) گرم کن ایستگاه تقلیل فشار گاز

۲-۳-۵- بودار کننده

از آنجاکه گاز طبیعی بدون رنگ و بو فاقد هرگونه مشخصه قابل تشخیص در محیط است، چنانچه گاز ایستگاه جهت مصارف شهری و یا کارخانه‌ای در نظر گرفته شده باشد، می‌توان جریان خروجی را با همراه نمودن ترکیبی بسیار بودار (مرکاپتان) بودار نمود تا در مواقع نشت و انتشار گاز علائم فیزیکی مشخصی مانع از وقوع انفجار و یا فجایع دیگر شوند. این امر توسط بودار کننده‌های تزریقی و یا کنارگذر صورت می‌پذیرد.

۲-۴- مبانی طراحی ایستگاه

در تعیین شرایط طراحی ایستگاه نکات ذیل باید مورد توجه قرار گیرد و در حقیقت شرایط طراحی ایستگاه را باید با توجه به شرایط موجود و شرایط مصرف کننده تعیین نمود [۲۴]:

- شرایط گاز موجود
- شرایط مصرف کننده

○ شرایط جوی و دمای طراحی ایستگاه

○ فشار طراحی ایستگاه

۲-۴-۱- شرایط گاز موجود

○ منبع تغذیه (نزدیک‌ترین شبکه گاز موجود)

○ فشار منبع تغذیه (فشار شبکه گاز)

○ ظرفیت منبع تغذیه (مقدار گازی که شبکه می‌تواند در اختیار مصرف‌کننده قرار دهد و از

پیش در طراحی ظرفیت خط اصلی در نظر گرفته شده است).

۲-۴-۲- شرایط مصرف‌کننده

○ مقدار گاز موردنیاز مصرف‌کننده برحسب استاندارد مترمکعب گاز بر ساعت

○ فشار موردنیاز برحسب PSIG

بنابراین شرایط طراحی ایستگاه به عوامل فوق بستگی دارد و مهندس طراح باید قبل از هرگونه اقدامی در دو مورد فوق اطلاعات لازم را به دست آورد. به این معنی که باید ابتدا با توجه به فشار نزدیک‌ترین شبکه یا خط گاز موجود، در موردقیاس فشار خط و فشار موردنیاز مصرف‌کننده بررسی‌های لازم را به عمل آورد و امکان تأمین فشار موردنیاز مصرف‌کننده از خط موجود را بررسی کند. سپس با توجه به پیش‌بینی‌هایی که در مورد مصارف هر خط لوله گاز در پروژه اتصال گاز در نظر گرفته شده جایگاه مصرف‌کننده را تحت عنوان ظرفیت‌های آینده موردبررسی قرار دهد که آیا امکان انشعاب از خط اصلی وجود دارد یا خیر. به این معنی که گرفتن انشعاب در ظرفیت نهایی خط چه تأثیری می‌گذارد. میزان مصرف گاز و نیز فشار موردنیاز مصرف‌کننده با توجه به تنوع مصرف باید مورد دقت قرار گیرد. نیازهای شهری و استانداردهای آن و نیز نیازهای صنعتی و نیروگاهی هریک به‌نوبه خود شرایط خاصی دارد که باید در شرایط خروجی و ظرفیت ایستگاه ملحوظ گردد.

۲-۴-۳- فشار طراحی ایستگاه

مهم‌ترین عامل در تصمیم‌گیری طراحی و احداث هر ایستگاه فشار نزدیک‌ترین منبع تغذیه آن است. مقایسه فشار منبع تغذیه و فشار موردنیاز، عامل اصلی تصمیم‌گیری در تعیین فشار طراحی ایستگاه است. به‌عنوان مثال از شبکه ۱۰۰۰ Psi امکان دریافت گاز در فشارهای پایین‌تر نظیر ۴۰۰ Psi، ۲۵۰ Psi و ۶۰ Psi وجود دارد و در شبکه ۲۵۰ Psi نیز امکان دریافت فشار گاز به مقدار ۶۰ Psi است.

۲-۴-۴- حداقل و حداکثر فشار ورودی و خروجی از ایستگاه

قبل از ورود به بررسی حداقل و حداکثر در ایستگاه‌های گاز لازم است ابتدا به نکته زیر توجه گردد:

به‌طور کلی ایستگاه‌های گاز را به دودسته کلی می‌توان تقسیم نمود:

الف- ایستگاه‌هایی که مجهز به سیستم تقلیل فشار و اندازه‌گیری می‌باشند.

ب- ایستگاه‌هایی که تنها در آن‌ها عملیات اندازه‌گیری صورت می‌گیرد و فشار گاز ورودی و خروجی تقریباً یکسان است.

جدول (۲-۲) محدود فشار ایستگاه‌های گاز (ورودی و خروجی) را تبیین می‌نماید. حداکثر فشار ورودی هر ایستگاه فشار شبکه خط تغذیه‌کننده ایستگاه است و حداکثر میزان آن در ایران Psig ۱۰۰۰ است اما به خاطر افت فشار در حین انتقال گاز از فشار اصلی خط کم می‌شود.

جدول (۲-۲) محدود فشار ایستگاه‌های گاز

فشار خروجی (Psig)	فشار ورودی (Psig)	نوع ایستگاه
۴۵-۶۰	۴۵-۶۰	اندازه‌گیری
۱۵۰-۲۵۰	۱۵۰-۲۵۰	اندازه‌گیری
۶۰	۱۵۰-۲۵۰	اندازه‌گیری و تقلیل فشار
۶۰	۶۰۰-۱۰۰۰	اندازه‌گیری و تقلیل فشار
۲۵۰	۶۰۰-۱۰۰۰	اندازه‌گیری و تقلیل فشار
۴۰۰	۶۰۰-۱۰۰۰	اندازه‌گیری و تقلیل فشار

۲-۴-۵ - دمای طراحی ایستگاه

دمای طراحی ایستگاه شامل دو بخش است.

۱- دمای گاز ورودی و خروجی ایستگاه

۲- دمای محیط اطراف ایستگاه

نقش دمای گاز ورودی با توجه به فشار ورودی و خروجی در تعیین اجزا ایستگاه بسیار مهم است.

۲-۴-۶ - حداقل و حداکثر دمای گاز ورودی و خروجی در ایستگاه

حداقل دمای ورودی به ایستگاه گاز همان درجه حرارت گاز نزدیک‌ترین شبکه به محل ایستگاه گاز است. با توجه به اینکه گاز در مسیر خود با محیط هم‌جوار خود از نظر درجه حرارت به حالت پایدار می‌رسد. گاز در طول مسیر خود در بعضی موارد به‌منظور رسیدن به مقصد، توسط کمپرسور فشرده می‌گردد که این امر موجب افزایش درجه حرارت گاز می‌شود. ولی با طی کردن مسیر طولانی به دلیل تبادل حرارت با زمین اطراف خود به درجه حرارت پایدار رسیده که همان درجه حرارت زمین اطراف خود است؛ بنابراین در حالت پایدار درجه حرارت گاز ورودی به ایستگاه درجه حرارت زمین مجاور خط لوله گاز است که معمولاً بین ۵ تا ۲۵ درجه سلسیوس است.

۲-۴-۷ - حداقل و حداکثر ظرفیت ایستگاه تقلیل فشار گاز

حداکثر ظرفیت ایستگاه احداثی در کنار یک خط لوله بستگی به ظرفیت پیش‌بینی شده در طراحی کلان شبکه انتقال گاز دارد و به عواملی نظیر قطر لوله و فشار گاز موجود در آن بستگی دارد. چون سرعت خطی گاز در داخل شبکه‌های گازرسانی در حدود ۲۰ متر بر ثانیه است، لذا می‌توان ماکزیمم ظرفیت گاز خروجی از یک لوله با قطر D را محاسبه نمود.

۳- فصل سوم: معرفی و شیوه سازی بهمنزرات

۳-۱- مقدمه

این فصل تجهیزات استفاده شده در سیستم‌های پیشنهادی را به طور موردی توصیف و نحوه شبیه‌سازی آن‌ها را مورد بررسی قرار می‌دهد. تجهیزات مورد استفاده همچون پمپ حرارتی منبع زمینی و اجزای مرتبط با آن، توربین انبساطی و پنل خورشیدی مورد مطالعه قرار می‌گیرند. در این بین به دلیل اهمیت مبدل‌های زمینی-عمودی و پمپ حرارتی توجه ویژه‌ای به آن‌ها شده است.

۳-۲- پمپ حرارتی

پمپ حرارتی را می‌توان به دو دسته پمپ حرارتی منبع زمینی و منبع هوایی تقسیم کرد. این دو با توجه به منبع مورد استفاده عملکرد حرارتی متفاوتی از خود نشان می‌دهند. برای کاربردهای گرمایشی و سرمایشی پمپ‌های حرارتی منبع زمینی از جمله انرژی‌های تجدیدپذیری هستند که راندمان بالایی دارند. دلیل آن‌هم ثابت بودن دما در اعماق زمین است. در زمستان دمای زمین گرم‌تر از دمای محیط و در تابستان سردتر از محیط است. بنابراین برای ایستگاه تقلیل فشار گاز که در زمستان نیاز گرمایشی آن به شدت افزایش می‌یابد گرمای زمین می‌تواند گزینه خوبی برای پیش-گرمایش گاز طبیعی باشد. پمپ‌های حرارتی منبع زمینی بدلیل قابلیت خود در کاهش مصرف انرژی اولیه و متعاقباً کاهش در انتشار گازهای گلخانه‌ای توجهات زیادی را به خود جلب کرده‌اند.

۳-۲-۱- تقسیم بندی پمپ حرارتی با توجه به سیکل حرارتی

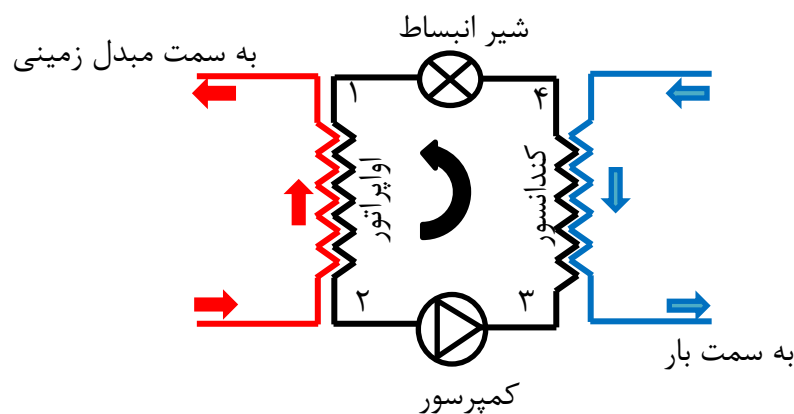
الف- پمپ حرارتی با سیستم تراکمی

ب- پمپ حرارتی با سیستم جذبی

اکثر پمپ‌های حرارتی با سیستم تراکم، از نوع پمپ حرارتی با سیستم تراکم بخار است. ساختار اصلی پمپ حرارتی با سیستم تراکم بخار، همان‌گونه که در شکل (۳-۱) نشان داده شده است، از تبخیرکننده، چگالنده، کمپرسور و شیر انبساط تشکیل شده است. در کمپرسور، مبرد گازی متراکم شده و به گازی با فشار و دمای بالا تبدیل می‌شود. این گاز دارای فشار و دمای بالا در کندانسور،

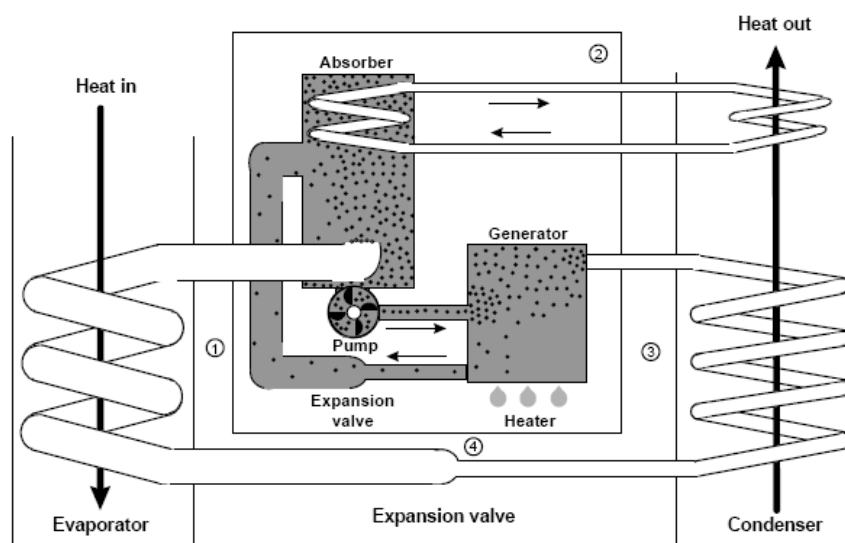
حرارت را به خارج دفع کرده و به سیال مایع تبدیل می‌شود. این مایع مبرد که دارای فشار بالا است با عبور از شیر انبساط منبسط شده و به سیال با فشار و دمای پایین تبدیل می‌شود. این سیال مایع مبرد در اواپراتور، حرارت محیط دمایی را جذب می‌کند و به بخار تبدیل می‌شود و در نتیجه توسط این سیکل امکان انتقال حرارت دمایی به دمابالا وجود خواهد داشت.

پمپ حرارتی جذبی به پمپ حرارتی با سیستم جذبی نوع اول و دوم تفکیک می‌شود. شکل (۲-۳)



شکل (۱-۳) پمپ حرارتی منبع زمینی با سیستم تراکمی

ساختار پمپ حرارتی جذبی را نشان می‌دهد. در نوع اول ماده جاذب و مبرد در بین جاذب و ژنراتور به گردش درمی‌آید. در تبخیرکننده، فشار بخار توسط بخار مبرد کاهش یافته و سپس در داخل جاذب توسط مایع، جذب شده و در نتیجه حرارت تولید می‌شود. فشار مایع توسط پمپ افزایش یافته و سپس وارد مولد می‌شود. در داخل آن، مبرد داخل مایع به واسطه یک منبع حرارتی از خارج نظیر گرم‌کن، افزایش حرارت پیدا کرده و در نتیجه بخار جدا شده و به کندانسور هدایت می‌شود. بخار مبرد پس از تقطیر شدن حرارت را آزاد می‌کند. حرارت ایجاد شده در جاذب مورد استفاده قرار می‌گیرد. مایع غلیظ شده از طریق شیر انبساط به جاذب برگردانده می‌شود. پمپ حرارتی با سیستم جذبی نوع دوم از نظر ساختاری با نوع اول یکسان است، اما گردش مایع را برعکس کرده، حرارت دمایی نظیر آگروز را به ژنراتور و تبخیرکننده اضافه می‌کند، سپس حرارت دمابالا از جاذب را خارج کرده و سیکل را تشکیل می‌دهد. در این حالت، انرژی محرک فقط حرارت دمایی بوده است.



شکل (۲-۳) پمپ حرارتی با سیستم جذبی [۱۸]

۲-۲-۳ - تقسیم بندی پمپ حرارتی براساس منبع حرارتی

دیگر تقسیم بندی پمپ های حرارتی بر اساس منبعی است که از آن جهت تبادل گرما و سرما استفاده می کنند و به دودسته اصلی زیر تقسیم می گردند:

الف- پمپ حرارتی منبع هوایی

ب- پمپ حرارتی منبع زمینی

۲-۲-۳-۱- پمپ حرارتی منبع هوایی

پمپ های حرارتی هوایی، در زمستان گرما را از هوای بیرون دریافت کرده و در تابستان گرما را به محیط بیرون می دهند. دو نوع اصلی از پمپ های حرارتی هوایی وجود دارد که متداول ترین نوع، پمپ حرارتی هوا - هوا است که در زمستان، حرارت را از هوای محیط دریافت کرده و آن را به هوای داخل ساختمان و در تابستان، حرارت را از هوای ساختمان به هوای محیط، انتقال می دهد.

نوع دیگر، پمپ حرارتی هوا - آب است که در ساختمان، با سیستم توزیع حرارت رادیاتوری یا

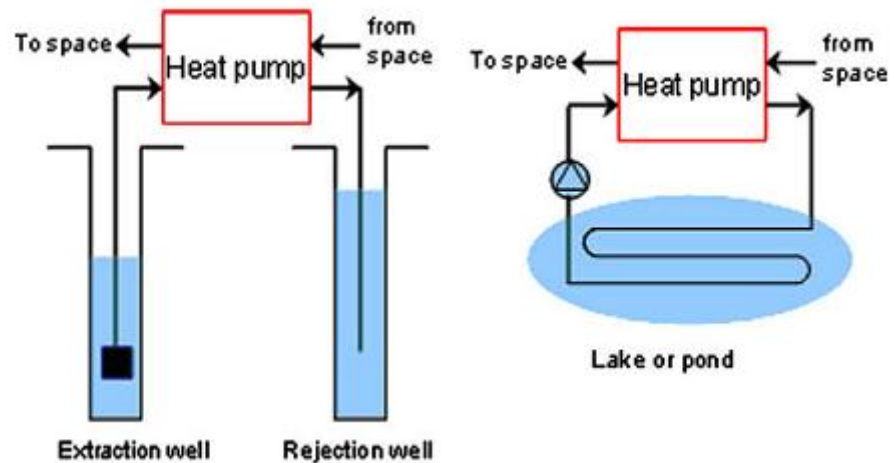
فن کوئل، کار می‌کند. در فصل سرد، پمپ حرارتی، گرما را از هوای خارج دریافت کرده و آن را به آب سیستم گرمایش می‌دهد. در فصل گرم، پمپ حرارتی، گرما را از سیستم توزیع آب داخل ساختمان به محیط انتقال می‌دهد. یک پمپ حرارتی هوایی در سه سیکل کار می‌کند: سیکل گرمایش، سیکل سرمایش و سیکل دیفراست.

۳-۲-۲-۲- پمپ حرارتی منبع زمینی و انواع آن

در سیستم‌های زمینی، پمپ حرارتی توسط سیستم لوله‌کشی به زمین متصل می‌شود و باعث تبادل حرارتی با زمین و یا آب‌های موجود در زمین می‌گردد. این سیستم‌ها به دو نوع عمده سیستم‌های باز و بسته تقسیم می‌شوند. یک سیستم باز، از آب‌های زیرزمینی که در یک چاه معمولی وجود دارد، به‌عنوان یک منبع حرارت استفاده می‌کند؛ بنابراین با کمک سیستم‌های باز (آبی) از یک منبع عظیم و نسبتاً ارزان، انرژی بهره‌برداری می‌شود. مطابق با شکل (۳-۳) که پمپ حرارتی با سیستم باز و منبع آب زیرزمینی و سطحی را نشان می‌دهد، آب زیرزمینی به پمپ حرارتی فرستاده می‌شود تا در آنجا، حرارت آن گرفته شود. سپس آب مصرف‌شده به یک برکه، جوی، گودال، فاضلاب، رودخانه و یا دریاچه می‌ریزد. البته این فرآیند، معمولاً در روش تخلیه باز انجام می‌گیرد که ممکن است در تمام نواحی مقدور نباشد. در سیستم‌های باز، آب زیرزمینی به‌عنوان منبع و مدفن گرما عمل می‌کند، و در حقیقت واسطه انتقال گرما بین آب زیرزمینی و زمین است. مهم‌ترین نوع سیستم‌های باز، چاه‌های زیرزمینی هستند که آب را از لایه‌های زیر زمین دریافت نموده و یا به آنجا منتقل می‌کنند.

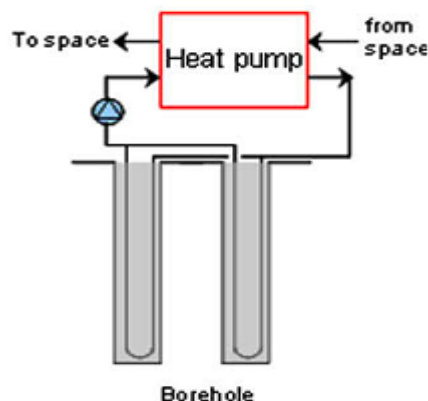
روش دیگر، تخلیه آب مصرفی به یک چاه ثانویه است که آب را به زمین برمی‌گرداند و تحت عنوان چاه برگشت آب نامیده می‌شود. یک چاه ثانویه باید بتواند تمام آب مصرفی در پمپ حرارتی را، در خود جای دهد. این چاه توسط یک مته چاهی ایجاد می‌شود. در بیشتر موارد دو چاه موردنیاز است که یکی برای گرفتن آب از زمین و دیگری برای تخلیه آب، بعد از استفاده موردنیاز است. سیستم‌ها باید طوری طراحی شوند که از هرگونه آسیب به محیط جلوگیری شود. پمپ حرارتی که گرما را به آب منتقل می‌

کند هیچ آلودگی تولید نمی‌کند. تنها تغییری که به وجود می‌آورد کمی افزایش و یا کاهش دمای آب برگشتی به محیط است.



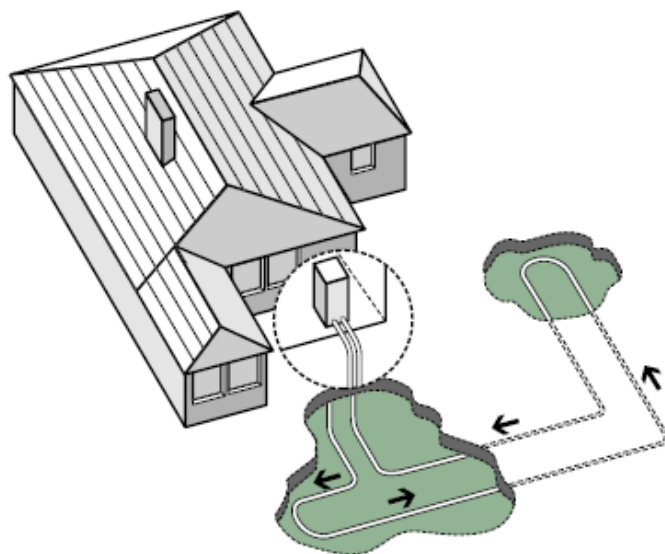
شکل (۳-۳) پمپ حرارتی منبع زمینی با سیستم باز [۲۵]

یک سیستم حلقه بسته، حرارت را از زمین، با استفاده از حلقه پیوسته‌ای از لوله‌های پلاستیکی مخصوص که در زیر خاک قرار دارد، می‌گیرد. در حالی که در یک سیستم باز، آب به چاه تخلیه می‌شود، در سیستم بسته، سیال عامل در لوله‌های تحت فشار دوباره به گردش درمی‌آید. لوله‌کشی در دو آرایش اصلی عمودی و افقی انجام می‌گیرد. شکل (۳-۴) آرایش عمودی سیستم حلقه بسته را نشان می‌دهد، این نوع آرایش بیشتر برای خانه‌های شهری مرسوم است، چون در آنجا فضای کمتری در دسترس است.



شکل (۳-۴) پمپ حرارتی منبع زمینی با مبدل عمودی [۲۵]

آرایش افقی سیستم حلقه بسته در شکل (۳-۵) مشاهده می‌شود. استفاده از آرایش افقی، بیشتر در مکان‌هایی با قابلیت دسترسی به فضای زیاد، متداول است. لوله‌ها بسته به تعداد آن‌ها در گودال‌هایی که به‌طور معمولی ۱ تا ۱/۸ متر عمق دارند، قرار داده می‌شوند. متداول‌ترین شکل مبدل حرارتی که در سیستم افقی استفاده می‌شود، مبدل دو لوله‌ای است، که در یک گودال در کنار یکدیگر قرار گرفته‌اند. مبدل حرارتی دیگری که در نواحی با فضای محدود، استفاده می‌شود، نوع مارپیچ است. در فضای محدود، گاهی از چهار یا شش لوله در هر گودال نیز استفاده می‌شود. جدا از آرایش انتخابی، در دستگاه‌هایی که با محلول ضد یخ کار می‌کنند، لوله‌کشی باید حداقل شامل ۱۰۰ سری از لوله‌های پلی‌اتیلن یا پلی‌بوتیلن باشد. با نصب مناسب، این لوله‌ها می‌توانند در هر مکانی بین ۲۵ تا ۷۵ سال استفاده شوند. آن‌ها همچنین تحت تأثیرات شیمیایی خاک، قرار نمی‌گیرند و خواص انتقال حرارت خوبی دارند. حلقه‌های افقی و عمودی باید توسط پیمانکار کاردان نصب شود. لوله‌های پلاستیکی باید توسط جوش حرارتی به هم متصل گردند و تماس خوبی بین لوله‌ها و زمین، برای داشتن انتقال حرارت مناسب، وجود داشته باشد.



شکل (۵-۳) پمپ حرارتی منبع زمینی حلقه بسته با مبدل حرارتی افقی [۱۸]

۳-۲-۳ - مشخصات اجزای مورد استفاده در سیستم زمین گرمایی

در این بخش مشخصات و قیمت اجزای مورد استفاده در سیستم زمین گرمایی با مبدل حرارتی

افقی مورد بررسی قرار می‌گیرد.

۳-۲-۳-۱- جنس حلقه های زمینی

انتخاب جنس لوله اهمیت زیادی دارد چراکه عمر لوله، هزینه‌های نگهداری، انرژی پمپاژ یا هزینه اولیه و عملکرد پمپ حرارتی از جنس لوله تأثیر می‌پذیرد. برای انتخاب جنس لوله مناسب برای حلقه‌های زیرزمینی از دیدگاه انتقال حرارت مس گزینه مناسبی است اما گران‌قیمت بودن، آسیب‌پذیر بودن در حفاری‌های بعدی و احتمال خوردگی، مس را برای این انتخاب نامناسب کرده است. عیوب ذکر شده برای مس را می‌توان با انتخاب پلاستیک برطرف کرد. در میان انواع رایج پلاستیک، پلی‌اتیلن رسانش حرارتی بالایی دارد. این نوع لوله انعطاف‌پذیری بالا و قابلیت جوش حرارتی را دارا است. در حلقه‌های زمینی، قطر لوله باید به اندازه کافی بزرگ باشد تا انرژی پمپاژ سیال کاهش یابد و به اندازه کافی هم باید کوچک باشد تا سبب ایجاد جریان آشفته و افزایش انتقال حرارت شود. لوله‌های با قطر (۲۰-۴۰) میلی‌متر در کاربردهای زمین گرمایی رایج هستند. لوله‌های با قطر بزرگ‌تر گران هستند،

نصب آن‌ها سخت و حجم سیال زیادی لازم دارند. فشار کاری حلقه‌های زمینی معمولاً (۲-۳) بار است اما حداقل فشار کاری این لوله‌ها ۶ بار است و از ضریب اطمینان خوبی برخوردار هستند. رسانش حرارتی لوله‌های پلی‌اتیلن و چند نوع لوله دیگر در جدول (۱-۳) آورده شده است [۲۶]:

جدول (۱-۳) ضریب رسانش حرارتی چند نوع لوله [۲۶]

رسانش حرارتی (W/m.k)	جنس لوله
۰/۴۵	پلی‌اتیلن چگالی بالا (HDPE)
۰/۴۲	پلی‌اتیلن (generic)
۰/۴	پلی‌اتیلن چگالی متوسط (MDPE)
۰/۲۲	پلی پروپن (PP)
۰/۲۲	پلی بوتن
۰/۲۳	PVC
۳۹۰-۴۰۱	مس

۳-۲-۱-۱-۱-۱ - قیمت لوله پلی‌اتیلن

قیمت لوله پلی‌اتیلن به قطر و فشار لوله و همچنین مواد اولیه آن بستگی دارد. لوله‌های پلی‌اتیلن اقطار مختلفی دارند که معمولاً از ۲۰ میلی‌متر شروع شده و نهایتاً به ۲۴۰۰ میلی‌متر در طرح‌های عظیم منتهی می‌شوند. قیمت لوله پلی‌اتیلن و وزن آن رابطه مستقیم با فشار کاری آن لوله دارد، هرچه این فشار بالاتر باشد وزن و قیمت لوله بالاتر می‌رود. قیمت لوله پلی‌اتیلن بر اساس متر طول محاسبه می‌شود، برای کارخانه فرق نمی‌کند که شما چه لوله‌ای و در چه قطری خرید کرده‌اید بلکه مقدار مواد اولیه مصرف شده برای ساخت هر متر طول لوله پلی‌اتیلن مهم است. قیمت لوله پلی‌اتیلن حاصل ضرب وزن یک متر از آن سایز در قیمت هر کیلو مواد اولیه است [۲۷].

ابعاد استاندارد برای لوله‌های پلی‌اتیلن با قطر خارجی و نسبت ابعاد استاندارد^۱ بیان می‌شود. نسبت قطر خارجی لوله به ضخامت آن را نسبت ابعاد استاندارد می‌نامند، معادله (۱-۳). قطر خارجی استاندارد برای لوله‌های پلی‌اتیلن در کاربردهای زمین‌گرمایی ۲۰، ۲۵، ۳۲ و ۴۰ میلی‌متر است.

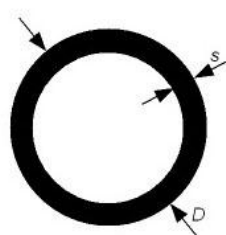
^۱ Standard Dimension Ratio (SDR)

$$SDR = \frac{d_o}{S_p} \quad (1-3)$$

به عنوان مثال قطر داخلی لوله با قطر استاندارد خارجی ۴۰ میلی‌متر و نسبت ابعاد استاندارد ۱۱ برابر است با:

$$\frac{40}{S_p} = 11 \xrightarrow{\text{نتیجه می‌دهد}} S_p = 3.64 \text{ mm} \quad (2-3)$$

$$d_i = d_o - 2 \times S_p = 32.72 \text{ mm}$$



شکل (۳-۶) پارامترهای لازم در نسبت ابعاد استاندارد

مشخصات لوله‌های پلی‌اتیلن موجود در کشور در جدول (۲-۳) قابل مشاهده است. برای کاربردهای زمین‌گرمایی معمولاً از نسبت ابعاد استاندارد یازده که فشار کاری مناسبی دارد استفاده می‌شود. در جدول (۲-۳)، PE 80 اشاره به لوله‌های پلی‌اتیلن چگالی متوسط و PE100 اشاره به لوله‌های پلی‌اتیلن چگالی بالا و باکیفیت دارد. فشار کاری نامی با PN بیان می‌شود. برای مثال PN 16 یعنی فشار نامی لوله برابر با ۱۶ بار است.

جدول (۲-۳) جدول مشخصات لوله‌های پلی اتیلن سخت [۲۷]

SDR	41		33		26		21		17		13.6		11		9		7.4		6		
PE80	PN3.2		PN4		PN5		PN6		PN8		PN10		PN12.5		PN16		PN20		PN25		
PE100	PN4		PN5		PN6		PN8		PN10		PN12.5		PN16		PN20		PN25		-		
قطر	ضخامت	وزن هر متر لوله (kg/m)	ضخامت	وزن هر متر لوله (kg/m)	ضخامت	وزن هر متر لوله (kg/m)	ضخامت	وزن هر متر لوله (kg/m)	ضخامت	وزن هر متر لوله (kg/m)	ضخامت	وزن هر متر لوله (kg/m)	ضخامت	وزن هر متر لوله (kg/m)	ضخامت	وزن هر متر لوله (kg/m)	ضخامت	وزن هر متر لوله (kg/m)	ضخامت	وزن هر متر لوله (kg/m)	
20	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	2	0.116	2.3	0.133	3	0.158	3.4	0.18	
25	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	2	0.15	2.3	0.171	3	0.22	3.5	0.24	4.2	0.278
32	-	-	-	-	-	-	-	-	2	0.193	2.4	0.232	3	0.28	3.6	0.327	4.4	0.386	5.4	0.454	
40	-	-	-	-	-	2	0.24	2.4	0.295	3	0.356	3.7	0.43	4.5	0.509	5.5	0.6	6.7	0.701		
50	-	-	-	-	2	0.314	2.4	0.374	3	0.453	3.7	0.549	4.6	0.666	5.6	0.788	6.9	0.936	8.3	1.09	
63	-	-	-	-	2.5	0.494	3	0.58	3.8	0.721	4.7	0.873	5.8	1.05	7.1	1.26	8.6	1.47	10.5	1.73	
75	-	-	-	-	2.9	0.675	3.6	0.828	4.5	1.02	5.6	1.24	6.8	1.47	8.4	1.76	10.3	2.09	12.5	2.44	
90	-	-	-	-	3.5	0.978	4.3	1.18	5.4	1.46	6.7	1.77	8.2	2.12	10.1	2.54	12.3	3	15	3.51	
110	-	-	-	-	4.2	1.43	5.3	1.77	6.6	2.17	8.1	2.62	10	3.14	12.3	3.78	15.1	4.49	18.3	5.24	
125	-	-	-	-	4.8	1.84	6	2.27	7.4	2.76	9.2	3.37	11.4	4.08	14	4.87	17.1	5.77	20.8	6.75	
140	-	-	-	-	5.4	2.32	6.7	2.83	8.3	3.46	10.3	4.22	12.7	5.08	15.7	6.11	19.2	7.25	23.3	8.47	
160	-	-	-	-	6.2	3.04	7.7	3.72	9.5	4.52	11.8	5.5	14.6	6.67	17.9	7.96	21.9	9.44	26.6	11	
180	-	-	-	-	6.9	3.79	8.6	4.67	10.7	5.71	13.3	6.98	16.4	8.42	20.1	10.1	24.6	11.9	29.9	14	
200	-	-	-	-	7.7	4.69	9.6	5.78	11.9	7.05	14.7	8.56	18.2	10.4	22.4	12.4	27.4	14.8	33.2	17.2	
225	-	-	-	-	8.6	5.89	10.8	7.3	13.4	8.93	16.6	10.9	20.5	13.1	25.2	15.8	30.8	18.6	37.4	21.8	
250	-	-	-	-	9.6	7.3	11.9	8.93	14.8	11	18.4	13.4	22.7	16.2	27.9	19.4	34.2	23	41.5	26.7	
280	-	-	-	-	10.7	9.1	13.4	11.3	16.6	13.7	20.6	16.8	24.5	19.5	31.3	24.3	38.3	28.9	46.5	33.8	
315	7.7	7.52	9.7	9.37	12.1	11.6	15	14.2	18.7	17.4	23.2	21.2	28.6	25.6	35.2	30.8	43.1	36.5	52.3	42.7	
355	8.7	9.55	10.9	11.8	13.6	14.6	16.9	18	21.1	22.1	26.1	26.9	32.2	32.5	39.7	39.1	48.5	46.5	59	54.3	
400	9.8	12.1	12.3	15.1	15.3	18.6	19.1	22.9	23.7	28	29.4	34.1	36.3	41.3	44.7	49.6	54.7	58.8	-	-	

با احتساب قیمت ۶۳۰۰ تومان به ازای هر کیلوگرم ماده پلی اتیلن و در نظر گرفتن مشخصات مربوط به لوله با نسبت ابعاد استاندارد یازده، قیمت هر متر لوله را به ازای قطرهای استاندارد مختلف محاسبه می‌کنیم:

جدول (۳-۳) قیمت لوله با ابعاد نسبت ابعاد استاندارد یازده

قطر خارجی (سانتی‌متر)	جرم یک متر لوله	قیمت یک کیلوگرم	قیمت یک متر لوله (تومان)	قیمت (با احتساب دلار ۳۰۰۰ تومان)
۲۰	۰/۱۱۶	۶۳۰۰	۷۳۰/۸	۰/۲۵ دلار
۲۵	۰/۱۷۱	۶۳۰۰	۱۰۷۷/۳	۰/۳۶ دلار
۳۲	۰/۲۸	۶۳۰۰	۱۷۶۴	۰/۵۹ دلار
۴۰	۰/۴۳	۶۳۰۰	۲۷۰۹	۰/۹ دلار

۲-۳-۲-۳ سیال ناقل حرارت

در سیستم‌های حلقه بسته اغلب از آب به‌عنوان سیال ناقل حرارت استفاده می‌شود؛ اما این سیال فقط برای کاربردهایی مناسب است که گرما به زمین دفع می‌شود (سیستم‌های سرمایشی). در صورتی که بخواهیم از زمین گرما بگیریم دمای سیال ناقل حرارت توسط پمپ حرارتی به پایین‌تر از صفر درجه سلسیوس خواهد رسید؛ بنابراین مقداری ضدیخ به سیال ناقل حرارت افزوده می‌شود. ضدیخ می‌تواند محلول نمک غیر ارگانیک (سدیم کلراید، کلسیم کلراید، پتاسیم کلراید)، نمک

ارگانیک (استات پتاسیم)، گلیکول (متانول، اتانول، اتیلن گلیکول یا پروپیلن گلیکول) باشد. سیال ایده آل باید خاصیت انتقال حرارت خوب، گرانروی پایین، محیط‌زیست پسند، ایمن، ارزان و عمر زیادی داشته باشد. معمولاً در کشورهای اروپایی از محلول‌های آبی گلیکول (معمولاً ۳۰-۲۰ درصد) استفاده می‌شود. در دماهای پایین (کمتر از ۱۰ درجه سلسیوس) لزجت این محلول‌ها و انرژی پمپاژ افزایش می‌یابد و بدین ترتیب راندمان سیستم پمپ حرارتی کاهش می‌یابد. برخلاف اروپا در آمریکا تمایل برای استفاده از الکل‌ها زیاد است [۲۶].

جدول (۳-۴) میزان انتقال حرارت و انرژی پمپاژ انواع محلول ضدیخ نسبت به آب [۲۶]

محلول	درصد افزایش انتقال حرارت	درصد افزایش انرژی پمپاژ
کلسیم کلراید	۱۲۰	۱۴۰
سدیم کلراید	۱۱۰	۱۲۰
پتاسیم کربنات	۱۱۰	۱۳۰
اتیلن گلیکول	۹۰	۱۲۵
پروپیلن گلیکول	۷۰	۱۳۵
متانول	۱۰۰	۱۰۰
اتانول	۸۰	۱۱۰
استات پتاسیم	۸۵	۱۱۵

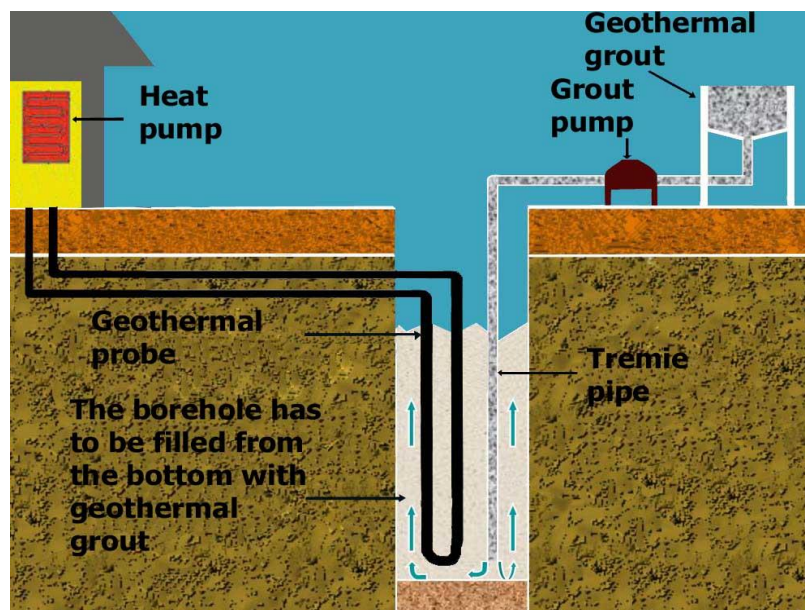
در طراحی پمپ حرارتی منبع زمینی از اتیلن گلیکول با غلظت ۲۵٪ جرمی استفاده شده است. نقطه انجماد این محلول برابر با ۱۱- درجه سلسیوس است. با توجه به استعلام قیمت از بازار و سایت‌های شرکت سازنده قیمت یک لیتر اتیلن گلیکول برابر با ۷۰۰۰ تومان یا ۲/۳۳ دلار می‌باشد.

۳-۲-۳-۳ ملات

عامل تأثیرگذار بر امکان‌پذیر بودن سیستم‌های پمپ حرارتی منبع زمینی-عمودی عمق چاه مورد استفاده است. چنانچه عمق چاه زیاد باشد هزینه حفاری چاه، هزینه لوله و تعداد و اندازه پمپ حرارتی تحت تأثیر قرار می‌گیرد و سیستم مبدل حرارتی زمینی عمودی دیگر نمی‌تواند به‌عنوان منبع انرژی جایگزین، عملیاتی شود. یک روش برای کاهش عمق چاه می‌تواند افزایش دادن راندمان انتقال

حرارت در چاه باشد. برای این کار می‌توان از ملات با ضریب رسانش حرارتی بالا استفاده کرد. ملات در سیستم‌های پمپ حرارتی منبع زمینی برای ایمن نگه‌داشتن سیستم لوله‌کشی در زیرزمین مورد استفاده قرار می‌گیرد. در مبدل‌های حرارتی زمینی-عمودی ملات فضای خالی مابین لوله و چاه را پر می‌کند. زمانی که لوله U شکل در چاه قرار گرفت ملات فضای خالی را پر می‌کند تا لوله را از تحركات زیرزمین و آب زیرزمینی را از آلودگی احتمالی و نشت محلول ضدیخ در آن در امان نگه‌دارد. رسانش حرارتی ملات عاملی تأثیرگذار بر طول چاه و هزینه تمام‌شده مبدل زمینی است، هرچه انتقال حرارت مابین زمین و لوله کارآمدتر باشد طول چاه حرارتی هم کوتاه‌تر خواهد بود. چنانچه ملات کارآمدی لازم از نظر رسانش حرارتی را نداشته باشد به‌عنوان عایق عمل خواهد کرد و راندمان انتقال حرارت را کاهش خواهد داد.

مشاهده‌شده که رسانش حرارتی ملات تشکیل‌شده از اجزای ماسه، سیلیس و سیمان در محدوده $2/5$ تا $2/161-2/531$ W/m.K قرار دارد. این مقدار برای نسبت جرمی ماسه به سیمان، ۲ تا ۲/۵ صادق است. در این مطالعه از ضریب رسانش حرارتی $2/5$ W/m.K استفاده شده است. شکل (۳-۷) نحوه تزریق ملات به داخل چاه حرارتی عمودی را نشان می‌دهد [۲۸].



شکل (۷-۳) نحوه تزریق ملات به داخل چاه

۳-۲-۳-۴- زمین

پمپ‌های حرارتی منبع زمینی از انرژی ذخیره شده در پوسته زمین استفاده می‌کنند که تنها بخش کوچکی از انرژی ذخیره شده در پوسته زمین (کمتر از ۰.۳٪) از هسته زمین می‌آید. در کاربردهای زمین‌گرمایی دمای زمین، ضریب رسانش حرارتی و ضریب پخش حرارتی اهمیت زیادی در نرخ انتقال حرارت دارند. پایین بودن ضریب پخش حرارتی و ضریب رسانش حرارتی زمین باعث می‌شود تا پالس‌های حرارتی با سرعت خیلی کم به سمت مبدل زمینی (یا از مبدل زمینی به زمین) پیشروی کنند. و طول مبدل زمین‌گرمایی در این حالت باید طویل‌تر باشد تا گرمای زیادی از زمین استخراج شود.

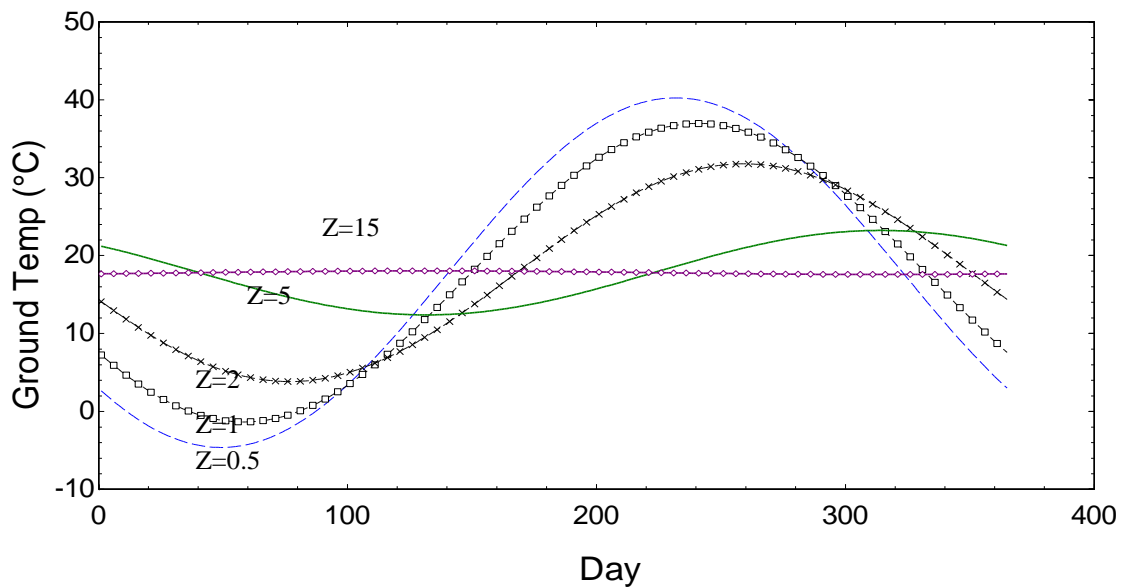
در تابستان بدلیل افزایش تابش خورشیدی و بالا بودن دمای هوای محیط، دمای سطح زمین افزایش می‌یابد. در کل پایین بودن ضریب پخش حرارتی زمین باعث می‌شود گرمای سطح زمین تنها تا چندمتر بتواند به زمین نفوذ کند و فراتر از آن پیشروی نکند. در حقیقت بعد این عمق دمای زمین تقریباً ثابت و برابر با متوسط دمای سالیانه سطح زمین می‌شود. در مبدل‌های زمینی عمودی دمای مختل نشده عمق زمین را برابر با متوسط دمای سطح زمین فرض می‌کنند. این فرض برای

مبدل‌های افقی نادرست خواهد بود چراکه در عمق‌های کم دمای زمین تحت تاثیر محیط است و با نوسان همراه است. تغییرات دمای زمین با افزایش عمق آن در شکل (۳-۸) قابل مشاهده است، گفتنی است این نمودار برای شهر خرم‌آباد و با فرض ضریب پخش حرارتی 0.0864 متر مربع بر روز با معادله (۳-۳) بدست آمده است [۱۸]. دیگر پارامترهای این معادله دمای متوسط سطح زمین در یک سال T_{mean} ، دامنه نوسان دمای سطح زمین T_{amp} ، عمق زمین Z ، روز مورد نظر t_{year} ، و شماره اولین روز از سال (شماره یک برای اولین روز ماه ژانویه) که دمای کمینه برای سطح زمین ثبت شده است t_{shift} . داده‌های T_{amp} و T_{mean} از نرم افزار رت اسکرین^۱ بدست آمده‌اند و با توجه به در دست نبودن داده، t_{shift} برابر با ۴۰ فرض شد، یعنی ۴۰ روز بعد از شروع ماه میلادی مقدار دمای سطح زمین کمینه مقدار خود را خواهد داشت. هدف از این نمودار نشان دادن روند کلی تغییرات دما در زمین می‌باشد برای نتایج دقیق‌تر باید از داده‌های دقیق هواشناسی استفاده شود.

$$T_{ground} = T_{mean} - T_{amp} \cdot \exp\left(-Z \cdot \sqrt{\frac{\pi}{365\alpha}}\right) \cdot \cos\left(\frac{2\pi}{365}\left(t_{year} - t_{shift} - \frac{Z}{2} \cdot \sqrt{\frac{365}{\pi\alpha}}\right)\right) \quad (3-3)$$

از شکل (۳-۸) روند تغییرات دمای زمین با افزایش عمق مشخص می‌شود. مشاهده می‌شود که در عمق‌های کم دمای زمین نوسان زیادی دارد و با افزایش عمق دمای زمین به مقدار ثابت $17/8$ درجه سلسیوس رسیده است. در عمق $0/5$ متری کمینه دما مابین ۴۰ امین و ۵۰ امین روز اتفاق می‌افتد یعنی در زمستان، اما با افزایش عمق کمینه دما به اوایل ابرار و تابستان می‌رسد.

^۱ RETSCREEN



شکل (۸-۳) تغییرات دمای زمین با افزایش عمق در طول یک سال برای شهر خرم‌آباد

۳-۲-۳-۴-۱- هزینه حفاری زمین

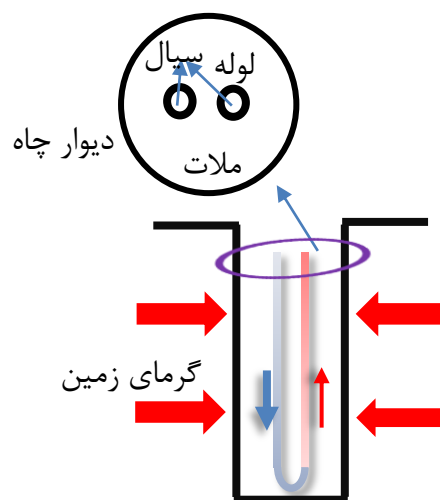
هزینه تمام شده برای حفاری زمین با استفاده از فهرست بهای واحد پایه رشته چاه سال ۱۳۹۲ محاسبه شده است [۲۹]. در محاسبات سعی شده است حتی الامکان قیمت‌ها بیشینه مقدار خود را داشته باشند. به همین منظور متوسط هزینه حفاری برای ۱۵۰ متر چاه، و هزینه‌های مرتبط با حفاری تا ۶۰۰۰ متر در نظر گرفته شده است جدول (۵-۳). برای محاسبه هزینه تمام شده سیستم زمین گرمایی از قیمت لوله ۳۲ سانتی‌متری و قیمت یک مترمکعب ملات، ۸۰ هزار تومان، استفاده شده است. در نهایت با در نظر گرفتن ضریب اطمینان ۱/۳ هزینه تمام شده حفاری و نصب لوله ۲۰ دلار بر متر محاسبه شد.

جدول (۵-۳) هزینه حفاری چاه با تکنیک حفاری ضربه ای

بازه حفاری (متر) از صفر تا:	متوسط قیمت حفاری چاه تا عمق ۱۵۰ متر و قطر ۸ اینچ (۳۷۲۰۰ تومان بر متر)	حمل دستگاه حفاری تا مسافت ۵۰۰ کیلومتر (تومان)	تجهیز و برچیدن کارگاه (تومان)
۱۰۰۰	۳۷۲۰۰۰۰	۴۹۸۰۰۰	۲۹۱۱۷۰۰
۳۰۰۰	۱۱۱۶۰۰۰۰	۹۹۵۰۰۰	۵۸۲۳۴۰۰
۶۰۰۰	۲۲۳۲۰۰۰۰	۱۴۹۵۰۰۰	۸۷۳۵۱۰۰

۳-۲-۴- مدل های شبیه سازی مبدل حرارتی زمینی-عمودی

هدف اصلی از آنالیز حرارتی مبدل های حرارتی زمینی، شکل (۳-۹)، تعیین کردن مقدار دمای سیال ناقل حرارت است. دمای سیال خروجی از این نظر اهمیت دارد که عملکرد پمپ حرارتی را تحت تأثیر قرار می دهد. معمولاً فرآیند انتقال حرارت در اطراف مبدل های زمینی را در دو ناحیه جداگانه مورد بررسی قرار می دهند. ناحیه اول داخل چاه (به شعاع r_b) است، ملات، لوله U شکل و سیال داخل لوله اجزا داخلی ناحیه اول می باشند، انتقال حرارت در این ناحیه اغلب به صورت پایا و



شکل (۳-۹) تک مبدل حرارتی زمینی-عمودی

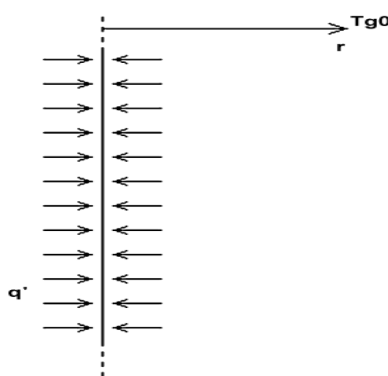
گاهی اوقات نیز گذرا فرض می شود و چنانچه انتقال حرارت پایا در نظر گرفته شود، خصوصیات حرارتی اجزا داخل چاه نادیده گرفته می شوند. ناحیه دوم، مرز بیرونی چاه، یعنی زمین اطراف چاه است، انتقال حرارت در این ناحیه همواره گذرا فرض می شود. این دو ناحیه از طریق دیواره چاه با همدیگر ارتباط دارند [۳۰، ۳۱]. مدل های انتقال حرارت برای هر دو ناحیه در بخش بعد توضیح داده می شوند.

۳-۲-۴-۱- مدل های انتقال حرارت خارج از چاه

تعدادی مدل برای شبیه سازی انتقال حرارت در زمین اطراف چاه موجود است که بیشتر آن ها بر پایه روش های تحلیلی و روش های عددی استوار هستند.

۳-۲-۴-۱-۱- مدل منبع خطی نامحدود

در کاربردهای مهندسی معمولاً قطر چاه مابین ۰/۱ و ۰/۲ متر و طول آن از ۴۰ تا ۲۰۰ متر، متغیر است. قطر چاه در مقایسه با طول آن خیلی کم است به همین دلیل زمین را به صورت محیط نیمه محدود در نظر می‌گیرند و چاهی که از زمین گرما می‌گیرد یا گرما پس می‌دهد، با یک منبع خطی تقریب زده می‌شود. غالباً برای تحلیل عملکرد مبدل حرارتی زمین‌گرمایی از مدل منبع خطی در محیط نامحدود (زمین) استفاده می‌کنند. همان‌طور که از شکل (۳-۱۰) مشخص است، در این مدل فرض می‌شود انتقال حرارت بر واحد طول به یک خط طویل نامحدود اعمال می‌شود و انتقال حرارت در جهت شعاعی انجام می‌گیرد، یعنی تغییرات در راستای طول منبع نادیده گرفته می‌شود.



شکل (۳-۱۰) طرحواره مدل منبع حرارتی خطی نامحدود

معادلات و شرایط مرزی حاکم بر مسئله [۳۲]:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial t} \\ T(r \rightarrow \infty, t) = T_{g0} \\ T(r, t = 0) = T_{g0} \\ q(r \rightarrow 0, t) = -k \frac{\partial T}{\partial r} 2\pi r = q \end{array} \right. \quad (۴-۳)$$

جواب معادله (۴-۳) توسط کارسلاو و جائگر^۱ [۳۳]، با رابطه زیر مشخص می‌شود:

^۱ Carslaw and Jaeger

$$T_{g0} - T\left(\frac{r}{2\sqrt{\alpha t}}\right) = \frac{q}{2\pi k} \int_{r/2\sqrt{\alpha t}}^{\infty} \frac{\exp(-\beta^2)}{\beta} d\beta \quad (5-3)$$

این انتگرال می‌تواند به روش عددی حل شود. اینگرسول و پلاس^۱ [۳۴] مقادیر انتگرال را به صورت جدولی ارائه دادند. معادله (۵-۳) دما را در هر فاصله شعاعی نزدیک چاه به صورت تابعی از زمان بیان می‌دارد. طبق این مدل، زمانی که یک منبع خطی نامحدود با انتقال حرارت ثابت، داخل محیط باشد، توزیع دمایی در فضای داخل محیط، با میل کردن زمان به بی‌نهایت به یک مقدار ثابت نخواهد رسید، به این دلیل که تأثیر سطح زمین در مدل منبع خطی نادیده گرفته شده است. گرچه این مدل نسبتاً ساده است ولی برای تحلیل عملکرد طولانی مدت مبدل‌های حرارتی زمین‌گرمایی نامناسب است.

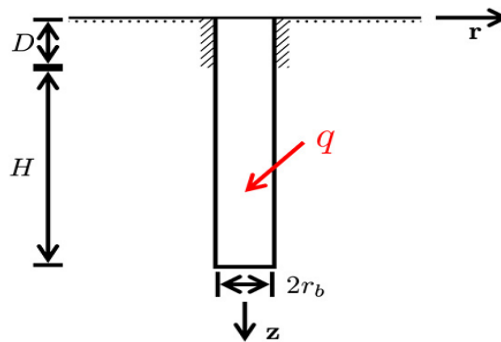
۳-۲-۴-۱-۲ مدل اسکیلسون^۲

مدل‌های یک‌بعدی «منبع خطی نامحدود» و «منبع استوانه‌ای نامحدود»، هر دو انتقال حرارت در عمق چاه را نادیده می‌گیرند و برای پیش‌بینی عملکرد سیستم پمپ حرارتی در طولانی مدت مناسب نیستند. اسکیلسون چاه را با طول محدود در نظر گرفت و مدل «منبع خطی محدود» را معرفی کرد، این مدل پیشرفت قابل توجهی را در پیش‌بینی عملکرد طولانی مدت سیستم ایجاد کرد. در مدل اسکیلسون، جنس زمین همگن و دمای اولیه و دمای مرزها ثابت فرض می‌شود. همچنین ظرفیت حرارتی اجزای داخل چاه مثل لوله و ملات، نادیده گرفته می‌شود. معادلات حاکم در مختصات استوانه‌ای چنین است [۳۵، ۳۶]:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial t} \\ T(r, 0, t) = T_{g0} \\ T(r, z, 0) = T_{g0} \\ q(t) = \frac{1}{H} \int_D^{D+H} 2\pi r \lambda \frac{\partial T}{\partial r} \Big|_{r=r_b} dz \end{array} \right. \quad (6-3)$$

^۱ Ingersoll and Plass

^۲ Eskilson



شکل (۱۱-۳) طرحواره مدل منبع خطی محدود

H طول چاه، D قسمت بالایی چاه است که در کاربردهای مهندسی از نظر حرارتی نادیده گرفته می‌شود. در مدل اسکیلسون برای به دست آوردن توزیع دمایی یک چاه منفرد با طول محدود از روش عددی تفاضل محدود در راستای شعاعی-محوری استفاده شد. پاسخ دمایی در دیواره چاه به پالس حرارتی واحد تنها تابعی از $\frac{r_b}{H}$ و $\frac{t}{t_s}$ است، دمای دیواره چاه برای چاه منفرد با معادله (۷-۳) به دست می‌آید :

$$T_b - T_{g0} = \frac{q}{2\pi\lambda} \times g\left(\frac{t}{t_s}, \frac{r_b}{H}\right) \quad (7-3)$$

به معنی زمان حالت پایا است. اساساً جی فانکشن^۱ پاسخ دمایی بی‌بعد در دیواره چاه است و به روش عددی محاسبه می‌شود.

اشکال این مدل در زمان‌بر بودن محاسبات آن است و به کار بستن مستقیم این مدل در نرم‌افزارهای طراحی و تحلیل انرژی عملی نیست. به همین دلیل برای آرایش‌های متفاوت مبدل‌های حرارتی عمودی، باید جی فانکشن (تابع دمایی بی‌بعد دیواره چاه) را برای هر کدام از این آرایش‌ها از قبل محاسبه و ذخیره کرد. استفاده از توابع میانبایی برای یافتن مقادیر جی فانکشن در برخی نقاط نیز سبب بروز خطای محاسباتی می‌شود.

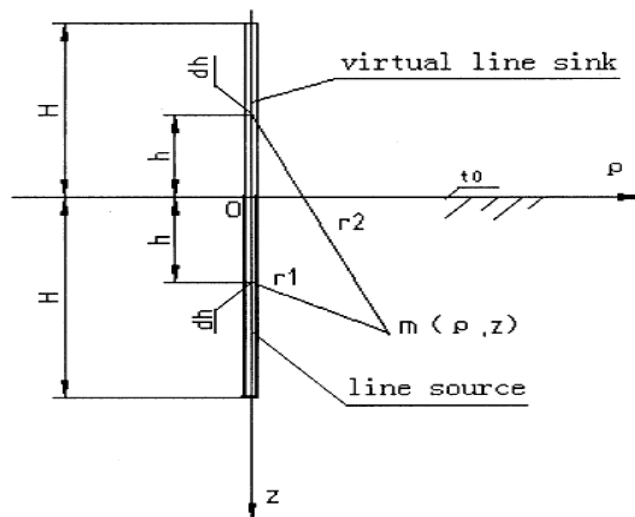
^۱ g-function

۳-۲-۴-۱-۳- مدل منبع خطی محدود

مدل تحلیلی منبع خطی محدود برای تک مبدل حرارتی زمین گرمایی در شکل زیر نشان داده شده است. فرضیات زیر در این مدل مطرح هستند [۳۷]:

۱. زمین به عنوان یک محیط نیمه محدود در نظر گرفته می شود و خواص ترموفیزیکی آن با تغییرات دمایی ثابت می ماند.
۲. محیط دمای اولیه یکنواختی دارد.
۳. مرز محیط (سطح زمین) در طول زمان دمای ثابتی دارد.
۴. ابعاد شعاعی چاه نادیده گرفته می شود به طوری که بتوان آن را از سطح زمین تا عمق H به صورت منبع خطی در نظر گرفت.

۵. انتقال حرارت بر واحد طول منبع خطی (q) ، از لحظه اولیه $(t=0)$ ثابت است.



شکل (۳-۱۲) منبع حرارتی با طول محدود [۳۷]

همان طور که در شکل مشخص است قرینه منبع خطی نسبت به سطح زمین یک چاه خطی به همان طول H ولی با شدت انتقال حرارت $(-q)$ است. چنانچه افزایش دما به این صورت تعریف شود

به خاطر تقارن منبع خطی و چاه خطی مجازی شرط مرزی $\theta = 0$ شود.

با انتخاب dh از منبع خطی که می‌توان آن را مثل یک منبع حرارتی نقطه‌ای در نظر گرفت، دمای

نقطه m ، در زمان t ، به دلیل منبع حرارتی نقطه‌ای به این صورت است:

$$d\theta = \frac{qdh}{4\lambda\pi} \times \frac{\operatorname{erfc}\left(\frac{\sqrt{\rho^2 + (z-h)^2}}{2\sqrt{\alpha t}}\right)}{\sqrt{\rho^2 + (z-h)^2}} \quad (8-3)$$

با انتگرال‌گیری از معادله (8-3) جواب دقیق افزایش دما به دست می‌آید:

$$\theta = \frac{q}{4\lambda\pi} \int_0^H \left\{ \frac{\operatorname{erfc}\left(\frac{\sqrt{\rho^2 + (z-h)^2}}{2\sqrt{\alpha t}}\right)}{\sqrt{\rho^2 + (z-h)^2}} - \frac{\operatorname{erfc}\left(\frac{\sqrt{\rho^2 + (z+h)^2}}{2\sqrt{\alpha t}}\right)}{\sqrt{\rho^2 + (z+h)^2}} \right\} dh \quad (9-3)$$

α ضریب پخش حرارتی زمین، λ ضریب رسانش حرارتی زمین، ρ و z به ترتیب نشان‌دهنده

مختصه‌های محور افقی و عمودی می‌باشند.

۳-۲-۴-۱-۴-۲-۳ مدل منبع استوانه‌ای نامحدود

مدل منبع استوانه‌ای نامحدود^۱ توسط اینگرسول و همکارانش [۳۸] در سال ۱۹۵۴ معرفی شد.

همان‌طور که در شکل زیر مشخص است، در فاصله شعاعی $r = r_b$ (شعاع چاه)، انتقال حرارت بر واحد

طول چاه q اعمال می‌شود. فرض می‌شود چاه طول نامحدود دارد و در محیطی (زمین) قرار دارد که

دمای دور دست آن T_{g0} است. معادلات انتقال حرارت هدایتی گذرای حاکم بر این مدل:

$$\begin{cases} \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial t} & r_b < r < \infty \\ -2\pi r_b \lambda \frac{\partial T}{\partial r} = q & r = r_b, t > 0 \\ T = T_{g0} & t = 0, r > r_b \end{cases} \quad (10-3)$$

اینگرسول و همکاران [۳۸] رابطه تحلیلی زیر را ارائه دادند:

^۱ Infinite Cylindrical Source (ICS)

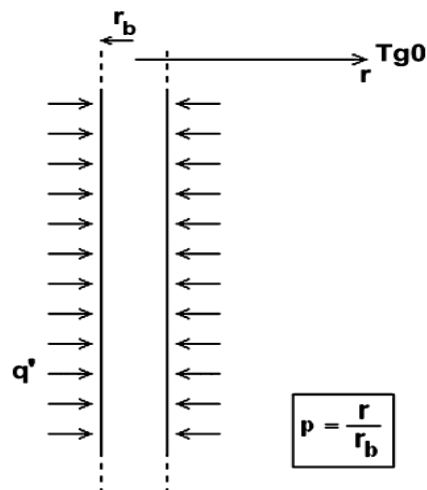
$$T_{g0} - T(Fo, p) = \frac{q}{\lambda\pi^2} \int_0^\infty \frac{\exp(-\beta^2 Fo) - 1}{J_1^2(\beta) + Y_1^2(\beta)} \times [Y_0(p\beta)Y_1(\beta) - J_1(\beta)Y_0(p\beta)] \frac{d\beta}{\beta^2} \quad (11-3)$$

J_0 و J_1 به ترتیب توابع بسل نوع یک با مرتبه صفر و یک هستند. Y_0 و Y_1 به ترتیب توابع بسل نوع دو با مرتبه صفر و یک هستند. Fo عدد فوریه ($Fo = \alpha t / r_b^2$) و p فاصله بی بعد است ($p = r / r_b$).

حل عددی معادله (۱۱-۳) سخت است. اینگرسول و همکاران؛ مقادیر این انتگرال را به صورت جدول، به ازای مقادیر متفاوت Fo و چهار مقدار p ($p=1, 2, 5, 10$) آماده کردند. برنیر^۱ [۳۹] برای همین مقادیر P روابطی با استفاده از برازش منحنی ارائه داد. با استفاده از این روابط محاسبه سریع $T(Fo, p)$ امکان پذیر است. رابطه ارائه شده توسط برنیر:

جدول (۳-۶) معادلات جی فانکشن [۳۹]

$G = 10^{-0.89129 + 0.36081 \times \log_{10} Fo - 0.05508 \times (\log_{10} Fo)^2 + 3.59617 \times 10^{-3} \times (\log_{10} Fo)^3}$	$P=1$
$G = 10^{-1.4541 + 0.89933 \times \log_{10} Fo - 0.31193 \times (\log_{10} Fo)^2 + 0.061119 \times (\log_{10} Fo)^3}$	$P=2$
$G = 10^{-3.0077 + 2.25606 \times \log_{10} Fo - 0.79281 \times (\log_{10} Fo)^2 + 0.134293 \times (\log_{10} Fo)^3}$	$P=5$
$G = 10^{-9.1418 + 11.7025 \times \log_{10} Fo - 7.09574 \times (\log_{10} Fo)^2 + 2.269837 \times (\log_{10} Fo)^3}$	$P=10$



شکل (۳-۱۳) منبع حرارتی استوانه‌ای نامحدود [۳۰]

^۱ Bernier

۳-۲-۴-۲- مدل انتقال حرارت درون چاه

۳-۲-۴-۲-۱- مدل چاه پایا

مدل‌های چاه پایا اساساً برای محاسبه مقاومت حرارتی چاه توسعه یافته‌اند. فرض اصلی در این مدل در نظر گرفتن انتقال حرارت پایا در چاه است. با توجه به این فرض نسبت شار حرارتی چاه به اختلاف دمای بین سیال و دیوار چاه مقدار ثابتی است. پس رابطه بین شار حرارتی و اختلاف دمای بین سیال و دیوار چاه با رابطه مقاومت حرارتی به شکل زیر تعریف می‌شود:

$$R_b = \frac{T_f - T_b}{q} \quad (۱۲-۳)$$

R_b مقاومت حرارتی و واحد آن (m.k/w)، q شار حرارتی بر واحد طول چاه (w/m)، T_f متوسط دمای سیال (°C)، و T_b متوسط دما در دیوار چاه (°C) است. مقاومت حرارتی چاه R_b ، مقاومت جابجایی سیال، مقاومت هدایتی لوله‌ها و مقاومت هدایتی ملات شامل می‌شود. رابطه مقاومت حرارتی چاه R_b با مقاومت حرارتی سیال، لوله و ملات با رابطه زیر تعریف می‌شود:

$$R_b = \frac{R_f + R_p}{2} + R_g \quad (۱۳-۳)$$

R_f مقاومت حرارتی سیال داخل لوله، R_p مقاومت هدایتی یک لوله و R_g ، مقاومت هدایتی ملات است. مقاومت جابجایی سیال داخل لوله [۴۰]:

$$R_f = \frac{1}{2\pi r_i h} \quad (۱۴-۳)$$

r_i قطر داخلی لوله (m)، و h ضریب جابجایی سیال است (W/m²k). مقاومت هدایتی لوله:

$$R_p = \frac{\ln \frac{r_o}{r_i}}{2\pi k_p} \quad (۱۵-۳)$$

r_o قطر خارجی لوله (m)، k_p رسانش لوله (w/m.k). مقاومت هدایتی ملات به خاطر هندسه

پیچیده خود به آسانی نمی تواند تعیین شود.

۳-۲-۴-۲-۲ مدل قطر هم ارز

مدل قطر هم ارز توسط جو و اونیل^۱ [۴۱] در سال ۱۹۹۸ توسعه داده شد و یک روش ساده جهت محاسبه مقاومت حرارتی چاه در شرایط پایا و حالت یک بعدی بیان می دارد. با فرض اینکه تأثیر حرارتی دو ساق لوله U شکل می تواند توسط تأثیر حرارتی یک لوله که هم محور با چاه است در نظر گرفته شود، جو و اونیل رابطه ای جهت محاسبه قطر هم ارز لوله هم محور با چاه به دست آوردند.

$$D_{eq} = \sqrt{2D_p L_s} ; D_p \leq L_s \leq r_b \quad (۱۶-۳)$$

قطر هم ارز لوله $D_p, (m)$ قطر لوله، L_s فاصله مرکز به مرکز دو ساق لوله U شکل است. در این حالت مقاومت ملات با به کار بردن معادله عمومی هدایت حرارتی شعاعی از یک استوانه به شکل زیر تعریف می شود [۴۰]:

$$R_g = \frac{\ln\left(\frac{d_b}{D_{eq}}\right)}{2\pi k_g} \quad (۱۷-۳)$$

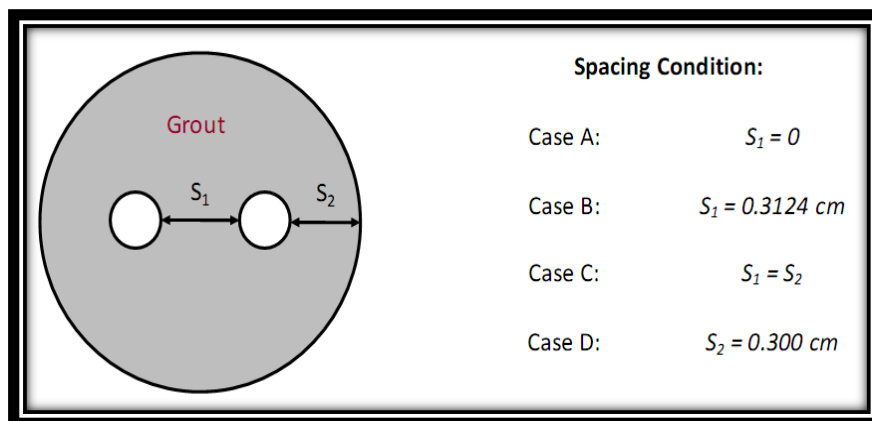
d_b قطر چاه (m) ، k_g رسانش حرارتی ملات $(w/m \cdot k)$.

۳-۲-۴-۲-۳ مدل پائول

مدل پائول^۲ [۴۲] جهت محاسبه مقاومت حرارتی ملات از «ضریب همبستگی شکل» استفاده می کند که این ضریب از داده های تجربی و نتایج حاصل از شبیه سازی مدل المان محدود دوبعدی به دست آمده است. در مدل پائول از چهار پیکره بندی با فواصل S_1 و S_2 متفاوت استفاده شده است:

^۱ Gu and O'Neal

^۲ Paul



شکل (۳-۱۴) چهار حالت قرارگیری لوله در داخل چاه- مدل پائول [۳۲]

با افزودن ضریب شکل، مقاومت حرارتی ملات از رابطه زیر محاسبه می‌شود:

$$R_g = \frac{1}{k_g \cdot S} \quad (۱۸-۳)$$

S ضریب شکل بی بعد است و با این رابطه تعریف می‌شود:

$$S = \beta_0 \cdot \left(\frac{d_b}{d_p}\right)^{\beta_1} \quad (۱۹-۳)$$

d_p قطر خارجی لوله است.

جدول (۳-۷) ضرایب برازش تعیین شده توسط پائول برای چهار پیکره

بندی [۱]

حالت D	حالت C	حالت B	حالت A	
۲۱/۹۰۵۸۷	۱۷/۴۴۲۶۸	۲۰/۱۰۰۳۸	۱۴/۴۵۰۸۷	β_0
-۰/۳۷۹۶	-۰/۶۰۵۱۵	-۰/۹۴۴۶۷	-۰/۸۱۷۶	β_1
۰/۹۶۹۸۷۵	۰/۹۹۹۶۷۳	۰/۹۹۲۵۵۸	۰/۹۹۷۰۹۶	R

R دقت تناسب معادله را نسبت به داده‌های تجربی یا مدل عددی بیان می‌دارد. $R=1$ نشان‌دهنده

تناسب کامل است.

۳-۲-۴-۲-۴ مدل چندقطبی

این روش توسط بنت و همکارانش [۴۳] توسعه داده شد و یکی از دقیق ترین روش های محاسبه مقاومت حرارتی چاه است. این مدل لوله های موجود در چاه را با یک دسته منبع یا چاه حرارتی خطی بیان می دارد و قادر به مدل کردن آرایش چاه با بیش از یک لوله U شکل است. این مدل همچنین می تواند مقاومت حرارتی لوله های U شکل را که به صورت متقارن چینش نشده اند را نیز محاسبه کند. هر لوله با یک منبع خطی یا چاه خطی، و برای هر منبع خطی یا چاه خطی حداقل یک چاه خطی یا منبع خطی در نقطه آینه ای موجود است (چندقطبی مرتبه صفر). در هندسه های غیر هم محور چاه های خطی یا منابع خطی بیشتری به حساب آورده می شود (چندقطبی های مرتبه بالا). با در نظر گرفتن دمای مخصوص هر لوله، روش چندقطبی شار حرارتی هر کدام از لوله ها و دمای متوسط دیوار چاه را محاسبه می کند تا اینکه مقاومت چاه همانند زیر به دست آید:

$$R_b = \frac{T_f - T_b}{\sum_{i=1}^n Q_i} \quad (۲۰-۳)$$

۳-۳-۳ شبیه سازی مبدل حرارتی زمینی-عمودی و پمپ حرارتی

زمین گرمایی

از بین مدل های تحلیلی: منبع حرارتی خطی با طول نامحدود، منبع حرارتی خطی با طول محدود و منبع حرارتی استوانه ای نامحدود، مدل منبع حرارتی خطی با طول محدود برای شبیه سازی عملکرد طولانی مدت مبدل های حرارتی زمینی-عمودی دقت مناسبی دارد و به بقیه روش های تحلیلی ترجیح داده می شود. مدل منبع خطی با طول محدود ابتدا توسط اسکیلسون [۳۶] در سال ۱۹۸۷ مطرح شد، بعد از آن ژنگ^۱ و همکارانش [۴۴] در سال ۲۰۰۲ در قالب یک گروه تحقیقاتی بر پایه مدل اسکیلسون رابطه ای برای دمای متوسط دیواره چاه ارائه دادند، این رابطه شامل انتگرال دو گانه می شد

^۱ Zeng

و از نظر محاسباتی زمان بر بود به همین دلیل لامارچه و بوچمپ^۱ [۴۵] در سال ۲۰۰۷ این انتگرال دوگانه را برای حالت خاص ($D=0$) به انتگرال یگانه تبدیل کردند. اما کلاسون و جاوید^۲ [۴۶] در سال ۲۰۱۲، برای حالت کلی تر ($D \geq 0$)، مدل جدید خود را برای منبع حرارتی خطی با طول محدود ارائه دادند. روش انتخابی در این گزارش برای مدل سازی مبدل های عمودی بر پایه مدل بهبودیافته منبع حرارتی خطی توسط کلاسون و جاوید است.

۳-۳-۱- محاسبه میدان دمایی حول تک مبدل حرارتی زمینی -

عمودی

برای به دست آوردن دمای سیال در مبدل، ابتدا باید قادر باشیم میدان دمایی در هر فاصله شعاعی از منبع حرارتی خطی را تعیین کنیم، معادله (۳-۲۱) ارائه شده توسط کلاسون و جاوید، دمای هر نقطه در فاصله شعاعی r از یک منبع حرارتی با طول محدود و زمان t را با توان حرارتی ثابت $(q, \frac{w}{m})$ ، محاسبه می کند.

$$\bar{T}_{ls}(r, t) = \frac{q}{4\pi\lambda} \cdot \int_{\frac{1}{\sqrt{4\alpha t}}}^{\infty} e^{-r^2 s^2} \cdot \frac{I_0(Hs, Ds)}{Hs^2} \cdot ds + T_{g0} \quad (۳-۲۱)$$

T_{g0} = دمای عمق زمین، [°C]

α = ضریب پخش حرارتی زمین، $[\frac{m^2}{s}]$

H = طول فعال مبدل، [m]

D = طول غیرفعال مبدل (معمولاً مبدل تا عمق D عایق کاری می شود)، [m]

^۱ Lamarche and Beauchamp

^۲ Claesson and Javed

$\lambda =$ ضریب هدایت حرارتی زمین

زیر وند $ls =$ منبع خطی (Line Source)

$I_{ls}(h, d)$ مطرح شده در (۲۱-۳) ساده شده انتگرال دوگانه موجود در رابطه $\bar{T}_{ls}(r, t)$ ، هست:

$$I_{ls}(h, d) = 2 \operatorname{ierf}(h) + 2 \operatorname{ierf}(h + 2d) - \operatorname{ierf}(2h + 2d) - \operatorname{ierf}(2d) \quad (22-3)$$

$$h = Hs, \quad d = Ds \quad (23-3)$$

$$\operatorname{erf}(X) = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \int_0^X e^{-x^2} dx, \quad \operatorname{ierf}(X) = X \cdot \operatorname{erf}(X) - \frac{1}{\sqrt{\pi}} (1 - e^{-X^2}) \quad (24-3)$$

حال قادریم با جاگذاری $r = r_b$ در معادله (۲۱-۳) دمای دیواره چاه را بیابیم:

$$\bar{T}_1(t) = \bar{T}_{ls}(r_b, t) = \frac{q}{4\pi\lambda} \cdot \int_{\frac{1}{\sqrt{4\alpha t}}}^{\infty} e^{-r_b^2 s^2} \cdot \frac{I_{ls}(Hs, Ds)}{Hs^2} \cdot ds + T_{g0} \quad (25-3)$$

۳-۲-۳- میدان دمایی حول مجموعه مبدل حرارتی زمینی-عمودی با شار حرارتی ثابت

روابط بخش قبل تنها برای یک چاه معتبر بودند. چنانچه تعداد از یک چاه فراتر رود باید از روابطی

که در این بخش برای دمای دیواره چاه مطرح می شود استفاده کرد.

وجود N چاه حرارتی در کنار هم سبب می شود چاهها با یکدیگر تداخل حرارتی پیدا کنند و هر

چاهی بسته به موقعیت مکانی، تعداد چاههای حرارتی مجاور و فاصله از آنها دمای دیواره متفاوتی از

بقیه چاهها داشته باشد. برای محاسبه دمای متوسط دیواره چاه i ام از معادله (۲۶-۳) استفاده می شود.

باوجود تأثیر حرارتی چاههای دیگر بر چاه i ام بار حرارتی خود چاه i ام بیشترین تأثیر را بر دمای

دیواره خود خواهد گذاشت.

$$\bar{T}_{bw,i}(t) = \sum_{j=1}^N \bar{T}_{ls}(r_{i,j}, t) \quad (26-3)$$

$$r_{i,i} = r_b, \quad r_{i,j} = \sqrt{(x_i - x_j)^2 + (y_i - y_j)^2}$$

با معرفی یک دمای شاخص برای مجموعه N چاه حرارتی محاسبه دمای سیال آسان تر خواهد شد، در غیر این صورت مجبوریم دمای سیال داخل هر کدام از N چاه را جداگانه محاسبه کنیم. با تعریف دمای متوسط برای کل N چاه به عنوان معادله شاخص، داریم:

$$\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \bar{T}_{bw,i}(t) = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^N \bar{T}_{ls}(r_{i,j}, t) \quad (27-3)$$

$$I_e(s) = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^N e^{-r_{i,j}^2 s^2} \quad (28-3)$$

در نهایت دمای متوسط برای N چاه به کمک معادله (۲۱-۳)، معادله (۲۷-۳) و معادله (۲۸-۳) با

معادله زیر بیان می شود:

$$\bar{T}_N(r, t) = \frac{q}{4\pi\lambda} \cdot \int_{\frac{1}{\sqrt{4\alpha t}}}^{\infty} I_e(s) \cdot \frac{I_{ls}(Hs, Ds)}{Hs^2} \cdot ds + T_{g0} \quad (29-3)$$

محاسبه دما نمی‌توانیم استفاده کنیم و برای محاسبه تغییرات دمایی در یک نقطه از زمین مجاور چاه باید از برهم‌نهی زمانی استفاده کنیم. به این صورت که تغییرات دمایی ایجاد شده در بازه‌های زمانی مختلف با یکدیگر جمع بسته می‌شوند. معادله (۳۱-۳) که در حقیقت همان معادله (۲۹-۳) است تغییرات دمای دیواره چاه را نسبت به زمان و به ازای بار حرارتی ثابت نشان می‌دهد.

$$\Delta T(r_b, t) = \frac{q}{4\pi\lambda} \cdot \int_{\frac{1}{\sqrt{4\alpha t}}}^{\infty} I_e(s) \cdot \frac{I_{1s}(Hs, Ds)}{Hs^2} \cdot ds \quad (31-3)$$

تغییرات دمایی در زمان $t = t_{n_t}$ با رابطه عمومی زیر تعیین می‌شود. n_t تعداد گام زمانی کل را مشخص می‌کند و j شمارشگر گام زمانی است ($1 \leq j \leq n_t$). توجه شود که $(q_j - q_{j-1})$ نمو شار حرارتی را برای دو گام زمانی متوالی تعیین می‌کند.

$$\Delta T(r_b, t) = \sum_{j=1}^{n_t} \Delta T(r_b, q_j - q_{j-1}, t - t_{j-1}); \quad t_{n_t-1} \leq t \leq t_{n_t} \quad (32-3)$$

با ترکیب معادله (۳۱-۳) و معادله (۳۲-۳) به ازای مقادیر ثابت α ، λ و r_b معادله زیر حاصل می‌شود:

$$\Delta T(r_b, t) = \sum_{j=1}^{n_t} \frac{q_j - q_{j-1}}{4\pi\lambda} \cdot \int_{\frac{1}{\sqrt{4\alpha(t-t_{j-1})}}}^{\infty} I_e(s) \cdot \frac{I_{1s}(Hs, Ds)}{Hs^2} \cdot ds \quad (33-3)$$

معادله (۳۳-۳) می‌تواند به صورت زیر بازنویسی شود:

$$\Delta T(t) = \sum_{j=1}^{n_t} f(t_j) \cdot g(t - t_{j-1}) = (f * g)(t) \quad (34-3)$$

$f(t_j)$ نمو شار حرارتی را برای دو گام زمانی متوالی تعیین می‌کند:

$$f(t_j) = q(t_j) - q(t_{j-1}) \quad (35-3)$$

$g(t - t_{j-1})$ نیز انتگرال ویژه مدل است. گفتنی است هر یک از مدل‌های تحلیلی انتگرال

بخصوص خود را دارند.

$$g(t - t_{j-1}) = \frac{1}{4\pi\lambda} \cdot \int_{\frac{1}{\sqrt{4\alpha(t-t_{j-1})}}}^{\infty} I_e(s) \cdot \frac{I_{ls}(Hs, Ds)}{Hs^2} \cdot ds \quad (36-3)$$

۳-۳-۴ - محاسبه دمای سیال درون مبدل حرارتی زمینی-عمودی

جهت محاسبه دمای متوسط سیال ابتدا دمای دیواره چاه را با استفاده از روابط «مدل منبع حرارتی خطی با طول محدود» تعیین می‌کنیم با تعیین شدن دمای دیواره چاه و معلوم بودن مقاومت حرارتی و توان حرارتی گذرنده از چاه دمای سیال مشخص می‌شود:

$$T_f(t) = T_{bw}(t) + q(t) \cdot R_b \quad (37-3)$$

T_{bw} دمای متوسط دیواره چاه، q نرخ انتقال حرارت بر واحد طول چاه و R_b مقاومت حرارتی چاه می‌باشند. توجه شود که با استفاده از مقاومت حرارتی پایا برای چاه R_b ، ظرفیت حرارتی چاه را نادیده می‌گیریم. دمای دیواره چاه نیز T_{bw} با معادله زیر تعیین می‌شود:

$$T_{bw}(t) = T_{g0} + \Delta T(r_b, t) \quad (38-3)$$

r_b شعاع چاه و $\Delta T(r_b, t)$ اختلاف دمای دیواره چاه و زمین دوردست با دمای T_{g0} را محاسبه می‌کند و از معادله (۳-۲۵) و (۳-۲۹) بدست می‌آید. دمای سیال خروجی از چاه:

$$T_{out}(t) = T_f(t) - \frac{q(t)}{2\dot{m}_f c_f} \quad (39-3)$$

دمای سیال ورودی به چاه:

$$T_{in}(t) = T_f(t) + \frac{q(t)}{2\dot{m}_f c_f} \quad (40-3)$$

\dot{m}_f دبی جرمی سیال داخل چاه و c_f گرمای ویژه سیال است. چنانچه از زمین گرما جذب شود q منفی و اگر گرما به زمین دفع شود q مثبت در نظر گرفته می‌شود.

۳-۳-۵ - مقاومت حرارتی مبدل حرارتی زمینی - عمودی

فرآیند انتقال حرارت مابین مبدل حرارتی زمینی و زمین اطراف آن بسیار پیچیده است، فرآیند انتقال حرارت رابطه نزدیکی با (۱) شرایط محیطی: شرایط اقلیمی، خواص حرارتی خاک، توزیع دمایی خاک، شرایط هیدروژئولوژیکی، (۲) پارامترهای مبدل حرارتی زمینی: نوع مبدل حرارتی زمینی و عمق و قطر آن، فاصله بین چاه‌ها، فاصله بین لوله ورودی و خروجی مبدل، جنس و قطر لوله، نوع سیال، دمای سیال، سرعت درون لوله، ضریب هدایت حرارتی ملات^۱ (ماده پرکننده فضای بین مبدل و چاه) (۳) شرایط عملکردی: بار حرارتی گرمایشی و سرمایشی، مشخصه‌های عملکردی پمپ حرارتی و راهکار کنترلی پمپ حرارتی .

۳-۳-۵-۱- مقاومت حرارتی درون چاه

مقاومت حرارتی درون چاه از مجموع مقاومت هدایتی ملات و لوله و مقاومت جابجایی داخل لوله حاصل می‌شود. برای محاسبه مقاومت حرارتی جابجایی در مبدل که به دلیل جریان سیال ایجاد می‌شود ضریب انتقال حرارت جابجای (h) باید معلوم باشد به همین منظور ابتدا عدد ناسلت (Nu) را با داشتن عدد رینولدز و پرانتل محاسبه کنیم و با معلوم شدن h، مقاومت جابجایی با معادله (۳-۴۵) محاسبه می‌شود.

رژیم جریان سیال بر انتقال حرارت تأثیرگذار است، رژیم جریان می‌تواند آرام، گذرا و یا آشفته باشد هرچه رژیم جریان آشفته‌تر باشد مقاومت حرارتی جابجایی سیال درون لوله کاهش می‌یابد و انتقال حرارت مابین زمین و مبدل بهتر صورت می‌گیرد. رژیم جریان را با عدد رینولدز معین می‌کنند و همانند زیر محاسبه می‌شود:

$$Re = \frac{(\rho_f \times u \times d_i)}{\mu} \quad (۳-۴۱)$$

^۱ Grout

$$f = (0.79 \ln(Re) - 1.64)^{-2} \quad (42-3)$$

با معین شدن عدد رینولدز می توان مقدار عدد ناسلت را تعیین کرد:

$$\begin{cases} Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.3}, & Re > 10000 \\ Nu = 4.36, & Re < 2300 \\ Nu = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) \times Re \times Pr}{1.07 + 12.7 \left(\frac{f}{8}\right)^{0.5} \times (Pr^{0.67} - 1)}, & 2300 < Re < 10000 \end{cases} \quad (43-3)$$

با مشخص شدن عدد ناسلت نیز ضریب جابجایی سیال درون لوله محاسبه خواهد شد:

$$h = \frac{Nu \times k_f}{d_{in}} \quad (44-3)$$

مقاومت جابجایی سیال درون لوله:

$$R_{conv} = \frac{1}{\pi d_i h} \quad (45-3)$$

مقاومت هدایتی لوله به قطر داخلی d_i و قطر خارجی d_o :

$$R_{cond} = \frac{\ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2\pi k_p} \quad (46-3)$$

مقاومت هدایتی ملات که با مدل پائول محاسبه می شود:

$$R_g = \frac{1}{k_g \beta_0 \left(\frac{d_b}{d_o}\right)^{\beta_1}} \quad (47-3)$$

و نهایتاً مقاومت کل حرارتی چاه که از سه مؤلفه مقاومت جابجایی سیال، مقاومت هدایتی لوله و

مقاومت هدایتی ملات تشکیل شده است:

$$R_b = \frac{1}{2}(R_{conv} + R_{cond}) + R_g \quad (۴۸-۳)$$

۳-۳-۶- مدل سازی پمپ حرارتی آب به آب

در شبیه سازی های ساعتی انرژی، پیش بینی عملکرد پمپ حرارتی در شرایط کاری مختلف حائز اهمیت است. طی سالیان از مدل های با جزئیات دقیق (قطعی) گرفته تا مدل های ساده برازش منحنی، برای پیش بینی عملکرد پمپ حرارتی آب به آب پیشنهاد شده اند. مدل های با جزئیات دقیق از اعمال قوانین ترمودینامیک و روابط انتقال حرارت بر هر کدام از اجزای پمپ حرارتی به دست می آیند. این مدل ها به داده های ورودی زیادی نیاز دارند و مدت زمان شبیه سازی با این مدل ها نیز نسبت به مدل های ساده تر طولانی است. در مقابل، مدل ساده برازش منحنی، پمپ حرارتی را به عنوان «جعبه سیاه» در نظر می گیرد و عملکرد آن را با استفاده از داده های منتشر شده در کاتالوگ تولید کننده پمپ حرارتی ارزیابی می کند.

مدل استفاده شده در این مطالعه، «مدل برازش منحنی» است. این مدل توسط تانگ^۱ [۴۷] در سال ۲۰۰۵ ارائه شده است و از چهار معادله بی بعد برای پیش بینی عملکرد پمپ حرارتی در حالت گرمایشی و سرمایشی استفاده می شود. دو معادله بی بعد مختص حالت سرمایشی است و دو معادله بعدی مختص حالت گرمایشی هستند. معادله (۳-۴۹) و (۳-۵۰) به ترتیب بیانگر معادله بی بعد توان حرارتی تولیدی و توان الکتریکی مصرفی پمپ حرارتی هستند. با فرض نبود تلفات در سمت منبع حرارتی (اوپراتور)، معادله (۳-۵۱) بیانگر حرارت جذب شده از زمین خواهد بود.

در حالت کلی چهار متغیر دمای سیال ورودی ($T_{L,in}, T_{S,in}$) و دبی جرمی ورودی (\dot{V}_L, \dot{V}_S) به اوپراتور و کندانسور عملکرد پمپ حرارتی را تحت تأثیر قرار می دهند. داده های منتشر شده در

^۱ Tang

کاتالوگ پمپ حرارتی اغلب دمای سیال و دبی جرمی ورودی به اواپراتور $(T_{S,in}, \dot{V}_S)$ را در مقابل دمای سیال و دبی جرمی ورودی به کندانسور $(T_{L,in}, \dot{V}_L)$ لیست می کنند ضرایب رگرسیون معادله (۴۹-۳)، $(A1, A2, A3, A4, A5)$ و ضرایب رگرسیون معادله (۵۰-۳)، $(B1, B2, B3, B4, B5)$ ، با بهره گیری از روش «تعمیم یافته حداقل مربعات» تعیین می شوند.

$$\frac{\dot{Q}_{HP}}{\dot{Q}_{HP,ref}} = A1 + A2 \left[\frac{T_{L,in}}{T_{ref}} \right] + A3 \left[\frac{T_{S,in}}{T_{ref}} \right] + A4 \left[\frac{\dot{V}_L}{\dot{V}_{L,ref}} \right] + A5 \left[\frac{\dot{V}_S}{\dot{V}_{S,ref}} \right] \quad (۴۹-۳)$$

$$\frac{P_{HP}}{P_{HP,ref}} = B1 + B2 \left[\frac{T_{L,in}}{T_{ref}} \right] + B3 \left[\frac{T_{S,in}}{T_{ref}} \right] + B4 \left[\frac{\dot{V}_L}{\dot{V}_{L,ref}} \right] + B5 \left[\frac{\dot{V}_S}{\dot{V}_{S,ref}} \right] \quad (۵۰-۳)$$

$$\dot{Q}_{VGHX} = \dot{Q}_{HP} - P_{HP} \quad (۵۱-۳)$$

به عنوان مثال ضرایب رگرسیون به دست آمده برای پمپ حرارتی تولید شده توسط شرکت کریر^۱

جدول (۸-۳)، به مدل 50PSW360، برای حالت گرمایشی در جدول (۹-۳) آمده است:

¹ Carrier corporate

جدول (۳-۸) قسمتی از داده‌های عملکردی پمپ حرارتی شرکت کریر به مدل PSW360 حالت

گرمایشی

HEATING CAPACITIES
50PSW360

SOURCE COIL				LOAD COIL															
EWT (F)	gpm	Pressure Drop		EWT (F)	Flow 35.0 gpm						Flow 53.0 gpm								
		psig	ft wg		HC (MBtuh)	Power (kW)	HE (MBtuh)	LWT (F)	COP	Pressure Drop		HC (MBtuh)	Power (kW)	HE (MBtuh)	LWT (F)	COP	Pressure Drop		HC (MBtuh)
										psig	ft wg						psig	ft wg	
20	35	1.71	3.96	60	206.9	13.68	160.2	72.0	4.4	1.01	2.53	213.0	13.68	166.4	88.0	4.6	3.44	7.94	219.6
				80	190.2	16.96	132.4	91.0	3.3	0.94	2.17	195.3	16.96	137.5	87.4	3.4	3.15	7.28	200.7
	53	4.19	9.69	60	215.6	13.73	168.7	72.0	4.6	1.01	2.53	226.4	14.88	175.7	88.5	4.5	3.44	7.94	229.8
				80	197.7	17.02	139.6	91.0	3.4	0.94	2.17	203.4	17.01	145.3	87.7	3.5	3.15	7.28	209.4
	70	7.49	17.30	60	220.0	13.76	173.0	73.0	4.7	1.01	2.53	231.1	14.88	180.3	88.7	4.6	3.44	7.94	235.0
				80	217.1	17.16	158.5	92.0	3.7	0.94	2.17	223.3	17.15	164.7	88.4	3.8	3.15	7.28	229.8
30	35	1.63	3.77	60	242.3	13.89	194.9	74.0	5.1	1.01	2.53	253.8	14.90	203.0	89.6	5.0	3.44	7.94	262.2
				80	225.4	17.23	166.7	93.0	3.8	0.94	2.17	232.3	17.22	173.5	88.8	4.0	3.15	7.28	239.6
	53	4.03	9.31	60	205.5	19.69	138.3	111.7	3.1	0.83	1.91	211.1	19.69	144.0	108.0	3.1	2.89	6.68	217.2
				80	198.4	25.02	131.5	111.3	3.0	0.83	1.91	203.5	25.02	136.6	107.7	3.0	2.89	6.68	208.9
	70	7.18	16.58	60	246.9	13.92	199.4	74.0	5.2	1.01	2.53	258.8	14.91	207.9	89.8	5.1	3.44	7.94	267.6
				80	229.6	17.26	170.7	93.0	3.9	0.94	2.17	236.8	17.26	177.9	88.9	4.0	3.15	7.28	244.5
40	35	1.55	3.57	60	257.1	13.99	209.4	74.0	5.4	1.01	2.53	265.4	13.98	217.7	90.0	5.6	3.44	7.94	277.2
				80	242.3	17.37	183.1	93.8	4.1	0.94	2.17	249.5	17.36	190.3	89.4	4.2	3.15	7.28	257.1
	53	3.87	8.94	60	224.1	19.87	156.4	112.8	3.3	0.83	1.91	230.3	19.86	162.5	108.7	3.4	2.89	6.68	236.8
				80	224.1	25.02	138.7	132.8	2.8	0.76	1.75	222.6	24.97	137.4	128.4	2.7	2.66	6.15	239.8
	70	6.87	15.87	60	266.8	14.06	218.8	75.0	5.6	1.01	2.53	278.9	14.93	228.0	90.7	5.5	3.44	7.94	288.4
				80	251.3	17.45	191.7	94.4	4.2	0.94	2.17	259.2	17.44	199.7	89.8	4.4	3.15	7.28	267.7
50	35	1.19	2.75	60	248.8	20.14	180.1	114.2	3.6	0.83	1.91	255.9	20.12	187.3	109.7	3.7	2.89	6.68	263.4
				80	241.6	25.17	155.8	133.8	2.8	0.76	1.75	247.8	25.16	162.0	129.4	3.0	2.66	6.15	254.3
	53	3.59	8.30	60	289.1	14.25	240.5	76.5	5.9	1.01	2.53	301.8	14.95	250.6	91.4	5.9	3.44	7.94	312.2
				80	275.2	17.69	214.8	95.7	4.6	0.94	2.17	284.1	17.68	223.8	90.7	4.7	3.15	7.28	293.7
	70	6.50	15.02	60	257.5	20.23	188.5	114.7	3.7	0.83	1.91	265.3	20.22	196.3	110.0	3.8	2.89	6.68	273.7
				80	249.0	25.23	162.9	134.2	2.9	0.76	1.75	255.8	25.23	169.7	129.7	3.0	2.66	6.15	263.0
35	1.10	2.53	60	293.8	14.29	245.0	76.8	6.0	1.01	2.53	306.6	14.95	255.6	91.6	6.0	3.44	7.94	317.7	
			80	279.7	17.74	219.2	96.0	4.6	0.94	2.17	289.1	17.73	228.6	90.9	4.8	3.15	7.28	299.1	
70	6.50	15.02	60	269.1	20.28	199.9	115.4	3.9	0.83	1.91	270.0	20.28	200.9	110.2	3.9	2.89	6.68	278.8	
			80	267.6	25.23	166.5	134.4	2.9	0.76	1.75	259.8	25.26	173.6	129.8	3.0	2.66	6.15	267.3	
35	1.10	2.53	60	299.6	14.35	250.7	77.1	6.1	1.01	2.53	309.8	14.34	260.9	91.7	6.3	3.44	7.94	322.6	
			80	287.6	17.83	226.8	96.4	4.7	0.94	2.17	296.8	17.82	236.0	91.2	4.9	3.15	7.28	306.5	

جدول (۳-۹) ضرایب رگرسیون پمپ حرارتی کریر به مدل 50PSW360

ضرایب رگرسیون $\left(\frac{\dot{Q}_{HP}}{\dot{Q}_{HP,ref}}\right)$	ضرایب رگرسیون $\left(\frac{P_{HP}}{P_{HP,ref}}\right)$	
-۱/۷۴۷۳	-۵/۷۶۳۳	ضریب اول
-۱/۰۵۸۹	۵/۷۳۲۲	ضریب دوم
۳/۵۲۱۴	۰/۸۵۱۳	ضریب سوم
۰/۰۹۴۳	۰/۰۱۷۷۳	ضریب چهارم
۰/۰۸۱۰	۰/۰۲۱۵۴	ضریب پنجم

اما داده‌ها همیشه به این ترتیب منتشر نمی‌شوند و بعضی تولیدکنندگان پمپ حرارتی به ازای دبی جرمی ثابت در ورودی اوپراتور و کندانسور، تنها دمای سیال ورودی به اوپراتور ($T_{S,in}$) را در مقابل دمای سیال ورودی به کندانسور ($T_{L,in}$) لیست می‌کنند. در این حالت جمله‌های مربوط به دبی جرمی از معادلات (۳-۴۹) و (۳-۵۰) حذف می‌شوند:

$$\frac{\dot{Q}_{HP}}{\dot{Q}_{HP,ref}} = A1 + A2 \left[\frac{T_{L,in}}{T_{ref}} \right] + A3 \left[\frac{T_{S,in}}{T_{ref}} \right] \quad (۳-۵۲)$$

$$\frac{P_{HP}}{P_{HP,ref}} = B1 + B2 \left[\frac{T_{L,in}}{T_{ref}} \right] + B3 \left[\frac{T_{S,in}}{T_{ref}} \right] \quad (53-3)$$

برای این حالت نیز به عنوان نمونه داده‌های عملکردی پمپ حرارتی شرکت برنولی به مدل WWG240، جدول (۳-۱۰)، با «روش تعمیم‌یافته حداقل مربعات» مورد بررسی قرار گرفت و ضرایب رگرسیون آن در جدول (۳-۱۱) آورده شد.

جدول (۳-۱۰) داده‌های عملکردی پمپ حرارتی شرکت برنولی به مدل WWG240 - حالت گرمایشی

HEATING PERFORMANCE

Based on 10°F load temp. rise & 48 GPM source fluid flow.

Leaving Load Fluid (F)	Entering Source Fluid (F)	Heating Capacity (BtuH)	Power Input Watts	COP	Heat of Absorb. (BtuH)
100°	35°	217,035	16,970	3.7	159,134
	40°	231,453	17,089	4.0	173,147
	50°	262,454	17,331	4.4	203,322
	60°	296,422	17,593	4.9	236,395
	70°	333,451	17,896	5.5	272,390
110°	35°	216,113	18,920	3.3	151,558
	40°	230,135	19,033	3.5	165,193
	50°	260,236	19,259	4.0	194,525
	60°	293,163	19,502	4.4	226,623
	70°	329,013	19,782	4.9	261,516
120°	35°	215,248	21,124	3.0	143,175
	40°	228,884	21,231	3.2	156,445
	50°	258,103	21,440	3.5	184,951
	60°	290,006	21,662	3.9	216,096
	70°	324,693	21,919	4.3	249,907
125°	35°	214,834	22,328	2.8	138,652
	40°	228,282	22,430	3.0	151,750
	50°	257,067	22,630	3.3	179,852
	60°	288,464	22,841	3.7	210,529
	70°	322,577	23,085	4.1	243,812
130°	35°	214,432	23,602	2.7	133,900
	40°	227,692	23,702	2.8	146,819
	50°	256,048	23,891	3.1	174,534
	60°	286,944	24,090	3.5	204,749
	70°	320,486	24,319	3.9	237,509

جدول (۳-۱۱) ضرایب رگرسیون پمپ حرارتی شرکت برنولی به مدل WWG240 - حالت گرمایشی

ضرایب رگرسیون $\left(\frac{P_{HP}}{P_{HP,ref}}\right)$	ضرایب رگرسیون $\left(\frac{\dot{Q}_{HP}}{\dot{Q}_{HP,ref}}\right)$	
-۶/۳۷۵۹	-۳/۶۳۵۴	ضریب اول
۶/۱۹۷۵	-۰/۳۵۹۰	ضریب دوم
۰/۶۵۴۵	۴/۸۱۷۲	ضریب سوم

با توجه به اینکه شرکت برنولی [۱۸] تنها ارائه دهنده پمپ‌های حرارتی منبع زمینی در کشور می- باشد از مشخصه‌های عملکردی پمپ حرارتی این شرکت به مدل WWG240 در بررسی‌ها استفاده شده است. قیمت استعلام شده برای این مدل از پمپ حرارتی منبع زمینی ۵۱ میلیون تومان یا ۱۷۰۰۰ هزار دلار می‌باشد.

۳-۴- توربین انبساطی

برای سال‌های زیادی از توربین‌های انبساطی در فرآیند سرمایه‌گذاری استفاده می‌شد و بازیاب توان در اولویت بعدی قرار داشت. توان تولیدی منبسط کننده‌های هیدروکربنی بیش از ۷۵ کیلووات می‌باشد و اکثریت آن‌ها برای بازیاب توان استفاده می‌شوند. فشار گاز ورودی به آن اغلب ما بین ۵ تا ۱۰ مگاپاسکال و فشار خروجی از آن مابین ۱/۵ تا ۵ مگاپاسکال قرار دارد. به عبارتی نسبت فشار از ۲:۱ تا ۴:۱ برای منبسط کننده‌های تک مرحله‌ای مناسب است. راندمان معمول این منبسط کننده‌ها (۸۶-۸۴) درصد است [۴۸].

۳-۴-۱- شبیه سازی توربین انبساطی

فرایند ترمودینامیکی در نظر گرفته شده برای توربوآکسپندر، یک انبساط آدیاباتیک است که در نتیجه آن کار تولید می‌شود. بازگشت‌ناپذیری‌های فرایند موجود، به صورت راندمان آیزنتروپیک اعمال می‌شود. این راندمان، در حقیقت نسبت کار واقعی انجام شده به وسیله سیستم به مقدار کاری است که بدون بازگشت‌ناپذیری به صورت تئوری ممکن است انجام شود. با فرض راندمان آیزنتروپیک ۸۵ درصد و دمای ۱۰ درجه سلسیوس برای گاز خروجی از توربین انبساطی، دمای گاز ورودی به توربین انبساطی معلوم می‌شود [۱۴]:

$$T_2 = \frac{T_3}{(1 - \eta_{ex} \left(1 - \left(\frac{P_3}{P_2}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right))} \quad (۵۴-۳)$$

با معلوم شدن دمای گاز ورودی، تمامی شرایط ترمودینامیکی بالادست و پایین دست توربین انبساطی تعیین می‌شوند و کار تولیدی آن برابر می‌شود با:

$$\dot{w}_{ex} = \dot{m}_{NG}(h_1 - h_2) \quad (55-3)$$

با فرض تلفات برای ژنراتور و گیربکس و اینکه راندمان ژنراتور و گیربکس به ترتیب برابر با ۹۰ و ۹۳ درصد باشد توان الکتریکی قابل حصول برابر می‌شود با:

$$P_{el,ex} = \dot{w}_{ex} \times P_{generator} \times P_{gearbox} \quad (56-3)$$

هزینه خرید و نصب توربین انبساطی [۴۹]:

$$J = 32100 \times 1.33 \times \left(\frac{N}{15}\right)^{0.6} \quad (57-3)$$

J هزینه خرید و نصب توربین انبساطی بر حسب دلار، N توان تولیدی توربین انبساطی بر حسب کیلووات و ضریب ۱/۳۳ نیز ضریب تبدیل یورو به پوند می‌باشد، چراکه در مرجع ذکر شده قیمت بر حسب یورو ذکر شده است.

۳-۵- پنل خورشیدی

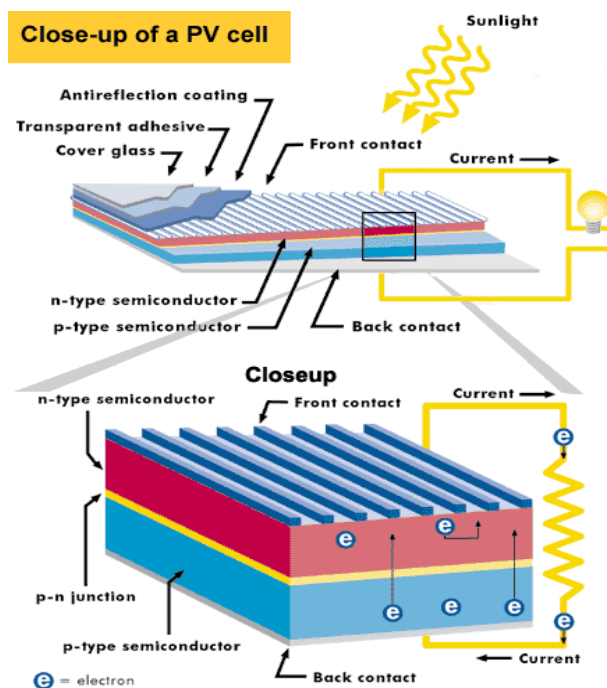
سلول فتوولتائیک نور خورشید را مستقیماً به انرژی الکتریکی تبدیل می‌کند. اصل مقدماتی در این فناوری پدیده «فتوالکتریک» است که اولین بار توسط انیشتین مطرح گردید. «فتو» به معنای نور و «ولتائیک» به معنای الکتریسیته است. عنصر اصلی در ساخت سلول‌های خورشیدی، نیمه‌هادی‌هایی مانند سیلیکون و گالیم آرسناید است. اساس کار سلول‌های خورشیدی بر مبنای تئوری الکترون‌های مدارات اتم قابل توجیه است.

در سطح خارجی تراز انرژی اتم دو سطح تراز مشخص وجود دارد. سطح تراز ظرفیت اتم (والانس) که در عملیات شیمیایی دخالت دارد و سطح تراز هدایت اتم (لایه هدایت) که در هدایت الکتریکی

نقش دارد. همان‌طور که میدانید هر اتم برای اینکه از تراز ظرفیتی خود به تراز هدایت انتقال یابد، احتیاج به مقدار مشخصی انرژی دارد که به آن انرژی گپ می‌گویند. علت استفاده از نیمه‌هادی‌های هم دقیقاً به این خاطر است که این عناصر نیاز به انرژی گپ بسیار پائین دارند تا به تراز هدایت منتقل گردند و با حرارتی کم در حد حرارت محیط می‌توانند این انرژی را تأمین نمایند. در نیمه‌هادی‌ها با اضافه کردن ناخالصی به کریستال خالص آن‌ها می‌توان میزان انرژی گپ را بیش‌ازپیش کاهش داد. اگر به سیلیسیم که یک نیمه‌هادی است فسفر اضافه شود دارای بار منفی و اگر (بر) اضافه شود دارای بار مثبت می‌گردد.

حال اگر به الکترونی که در تراز ظرفیت است انرژی بیش از مقدار انرژی گپ داده شود به تراز هدایت منتقل شده و باعث ایجاد الکترون و حفره‌ای آزاد می‌گردد. لذا از همین خاصیت برای ساخت نیمه‌هادی‌های نوع N و P استفاده می‌گردد.

در اثر برخورد نور به سطح نیمه‌هادی نوع PN و کسب انرژی گپ، حامل‌های بار (الکترون - حفره) به وجود آمده که می‌توانند در داخل نیمه‌هادی حرکت نموده و تولید الکتریسیته نمایند.



شکل (۳-۱۷) نحوه تولید برق با استفاده از سلول‌های خورشیدی [۱۸]

مواد گوناگونی تاکنون در ساخت سلول‌های خورشیدی استفاده شده‌اند که بازده و هزینه‌های ساخت متفاوتی دارند. در واقع این سلول‌ها باید طوری طراحی شوند که بتوانند طول‌موج‌های نور خورشید را که به سطح زمین می‌رسد با بازده بالا به انرژی مفید تبدیل کنند. موادی که برای ساخت سلول‌های خورشیدی استفاده می‌شوند را می‌توان در سه نسل طبقه‌بندی نمود [۱۸].

الف- نسل اول فناوری‌های فتوولتائیک: سلول‌های کریستالی

سیلیکون یکی از فراوان‌ترین عناصر حال حاضر کره زمین است. این عنصر یک نیمه‌هادی بسیار مناسب برای استفاده در سیستم‌های فتوولتائیک است. سلول‌های کریستالی سیلیکون بسته به این که ویفرهای سیلیکونی به چه روش ساخته می‌شوند به ۲ دسته کلی تقسیم‌بندی می‌شوند: مونوکریستال سیلیکونی و پلی کریستال سیلیکونی.

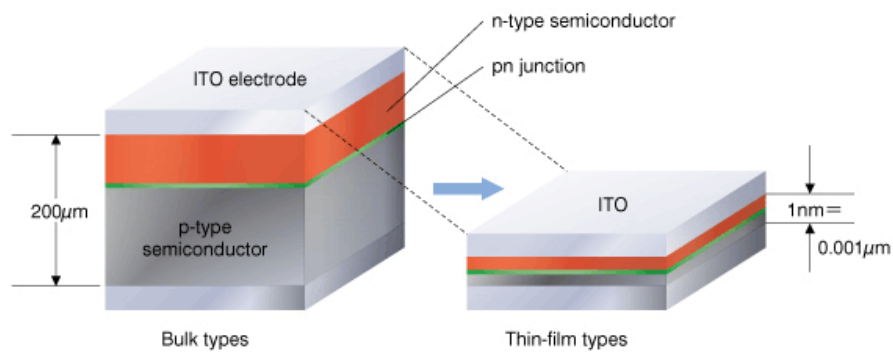
ب- نسل دوم فناوری‌های فتوولتائیک: سلول‌های خورشیدی تین فیلم

پس از بیش از ۲۰ سال تحقیق و توسعه، سلول‌های خورشیدی تین فیلم شروع به گسترش

نمودند. تین فیلم‌ها به‌طور قابل‌ملاحظه‌ای در هزینه تولید الکتریسیته نسبت به ویفرهای سیلیکونی کاهش ایجاد نمودند.

سه نوع اصلی سلول‌های خورشیدی تین فیلم که در حال حاضر تجاری شده‌اند شامل:

- سیلیکون‌های آمورف
- کادمیوم تلورید (Cd-Te)
- مس-ایندیم-سلنید (CIS) و مس-ایندیم-گالیم-دیسلنید (CIGS)



شکل (۳-۱۸) مقایسه‌ای از ضخامت سیلیکون مورد نیاز در تین فیلم‌ها و سلول‌های کریستالی

ج-نسل سوم فناوری‌های فتوولتائیک

فن‌آوری‌های این نسل در مرحله پیش از تجاری‌سازی به سر می‌برند. فن‌آوری‌های نسل سوم به

دسته‌های زیر تقسیم می‌شوند:

- CPV
- سلول‌های خورشیدی ارگانیک

سلول‌های خورشیدی ساخته‌شده از مواد آلی در مقایسه با همتایان دیگر خود بازده بسیار کمتری

دارند؛ اما به دلیل هزینه ساخت پایین و همچنین قابلیت‌هایی مانند انعطاف‌پذیری برای مصارف غیر

صنعتی مناسب هستند.

- سلول‌های خورشیدی حساس به رنگ
- سلول‌های خورشیدی پلیمری
- سلول‌های خورشیدی مبتنی بر کریستال‌های مایع

سلول‌های خورشیدی پلیمری دارای پتانسیل لازم برای انعطاف‌پذیری و قابلیت ساخت در یک فرایند چاپ پیوسته همانند چاپ روزنامه را دارند. اخیراً بازده تبدیل توان حدود ۶٪ گزارش شده است ولی این مقدار با مقادیر لازم برای کاربردهای معمول فاصله دارد.

۳-۵-۱- انواع سیستم‌های فتوولتاییک

سیستم‌های فتوولتاییک به‌طور کلی به دودسته تقسیم می‌شوند:

الف- سیستم‌های متصل به شبکه ب- سیستم‌های مستقل از شبکه

۳-۵-۱-۱- سیستم متصل به شبکه

در سیستم‌های متصل به شبکه سیستم فتوولتاییک همگام با شبکه برق جهت تأمین توان الکتریکی کار می‌کند در این سیستم‌ها از واحد کنترل و تنظیم توان PCU استفاده می‌شود که توان dc را به ac با ولتاژ و فرکانس شبکه سرتاسری برق تبدیل می‌کند و به‌طور خودکار انتقال توان در سیستم را کنترل می‌کند. یک پنل توزیع‌کننده توان خروجی آرایه‌ها را به سمت بارهای ac هدایت می‌کند و اگر توان تولیدی در سیستم بیش از توان موردنیاز باشد توان اضافی را به شبکه برق منتقل می‌کند. اگر توان بارها بیش از توان تولیدی بود توان اضافی را از شبکه برق به بارها می‌رساند. می‌توان از باتری‌های ذخیره نیز در این سیستم‌ها استفاده کرد یعنی سیستم در صورتی که باتری‌های ذخیره پر بودند انرژی اضافه را به شبکه منتقل کند. در این نوع سیستم از تعداد باتری‌های کمتری نسبت به سیستم مستقل از شبکه استفاده می‌گردد.

۳-۵-۱-۲- سیستم مستقل از شبکه

این سیستم جهت تولید توان dc یا ac طراحی می‌گردد. این سیستم‌ها نیز به دودسته تقسیم می‌شوند:

الف- سیستم‌هایی که توان تنها توسط آرایه‌های فتوولتاییک تأمین می‌گردد.

ب- سیستم‌های هیبریدی

در این سیستم‌ها تعداد آرایه‌های فتوولتاییک را کاهش می‌دهند و برای شارژ باتری‌ها و تأمین نیاز برق در مواقعی که سیستم فتوولتاییک قادر به تأمین این نیاز نیست مثلاً روزهای ابری از یک سیستم پشتیبان استفاده می‌کنند.

یک نوع دیگر از سیستم هیبریدی، هیبرید با یک پیل سوختی است. در این حالت انرژی الکتریکی به‌صورت هیدروژن ذخیره می‌شود و از هیدروژن در پیل سوختی استفاده می‌گردد.

۳-۵-۲- اجزای سیستم فتوولتاییک

در سیستم فتوولتاییک مستقیماً و بدن بهره‌گیری از مکانیسم‌های متحرک و شیمیایی از انرژی خورشید برق تولید می‌شود. یک سیستم فتوولتاییک شامل اجزای زیر است:

آرایه‌ای از سلول‌های خورشیدی: آرایه قسمت اصلی سیستم فتوولتاییک را تشکیل می‌دهد. چند سلول خورشیدی که کنار یکدیگر قرار بگیرند تشکیل یک ماژول و چند ماژول که در کنار یکدیگر قرار بگیرند تشکیل یک پنل و چند پنل که کنار یکدیگر قرار بگیرند تشکیل یک آرایه را می‌دهند.

کنترل‌کننده بار: عبور جریان الکتریکی از آرایه به باتری را کنترل می‌کند تا زمانی که باتری پر نشده است اجازه عبور جریان را می‌دهد و اگر مصرف‌کننده بیشتر از توان باتری استفاده کند عبور جریان را متوقف می‌کند و در نتیجه باعث افزایش طول عمر باتری می‌گردد.

تبدیل‌کننده: برای تبدیل توان مستقیم و متناوب به یکدیگر به کار می‌رود که در نوع تبدیل‌کننده dc-ac به نام اینورتر معروف است و جریان مستقیم تولیدی توسط آرایه را به توان متناوب برای استفاده در بارهای مصرفی تبدیل می‌کند. در تبدیل‌کننده ac-dc توان متناوب را به توان مستقیم تبدیل می‌کند که معمولاً در سیستم‌هایی که به شبکه برق متصل هستند برای تبدیل توان متناوب شبکه به توان مستقیم برای ذخیره در باتری به کار می‌رود. نوع و قیمت آن بستگی به کیفیت بار مصرفی دارد.

باتری: الکتریسیته را برای استفاده در شب یا مواقعی که نور خورشید توان لازم را برای مصرف‌کننده فراهم نمی‌کند تأمین می‌کند. باتری‌های مورد استفاده برای سیستم‌های خورشیدی معمولاً اسید سرب می‌باشند. به‌طور معمول از ۸۰ درصد ظرفیت باتری استفاده می‌شود. انواع مختلف آن به شرایط آب و هوایی و نوع مواد شیمیایی که مورد استفاده قرار می‌گیرد تا الکتریسیته را ذخیره کند بستگی دارد. بسیاری از این باتری‌ها دارای مواد سمی‌اند که کد بین‌المللی NEC آن‌ها را کنترل می‌کند.

اجزای کمکی دیگری نیز وجود دارند. از آن جمله می‌توان پایه‌های جهت قرار دادن آرایه‌ها تحت شیبی معین و سویچ‌ها، کلیدها، کابل‌ها و دیگر اجزا ضروری مدار نام برد

۳-۵-۳ - معرفی نرم افزار شبیه ساز هومر

از این نرم‌افزار جهت شبیه‌سازی و ارزیابی فنی و اقتصادی سیستم‌های هیبرید استفاده می‌شود که به‌وسیله آزمایشگاه ملی انرژی تجدید پذیر ایالات متحده آمریکا (NREL) ایجاد شده و توسعه یافته است. نرم‌افزار هومر کاربر را قادر می‌سازد تا گزینه‌های طراحی متفاوت بسیاری طبق اصول فنی و اقتصادی را مقایسه کند، همچنین امکان اعمال تغییرات و عدم قطعیت‌های فراوانی را در ورودی‌ها را فراهم می‌کند. هومر عملکرد یک آرایش خاص سیستم انرژی را برای هر ساعت از سال با تعیین روش‌های ممکن تأمین انرژی موردنیاز و هزینه چرخه عمر آن مدل‌سازی می‌کند. در فرآیند

بهینه‌سازی هومر تمام آرایش‌های مختلف تأمین قدرت ه محدودیت‌های فنی را ارضا می‌کند، جهت دستیابی به اقتصادی‌ترین حالت برای هزینه چرخه عمر را جستجو می‌کند. جهت مدل‌سازی یک سیستم شامل سلول‌های فتوولتاییک در نرم‌افزار هومر باید اطلاعات منبع خورشیدی را در برنامه وارد نمود. هومر از معادله NPC برای هزینه چرخه عمر استفاده می‌کند که شامل هزینه‌های تأسیس اولیه، هزینه جایگزینی، تعمیرات، سوخت، خرید برق از شبکه، جریمه‌های ناشی از آلودگی هوا و فروش برق به شبکه است. در محاسبه NPC هزینه‌ها مثبت و درآمدها منفی در نظر گرفته می‌شوند. هومر تمام هزینه‌ها و درآمدها را با یک نرخ بهره ثابت در طول سال ارزیابی می‌کند. در این نوع ارزیابی جهت اثر دادن تورم در محاسبات در انتهای فرآیند تحلیل و بررسی سیستم باید با محاسبه نرخ بهره واقعی که ناشی از تورم است و طبق روابط معین، اثر تعیین نرخ بهره را بر NPC اعمال کرد. نرخ بهره‌ای که کاربر وارد می‌کند، نرخ بهره واقعی است که برابر با تفاضل نرخ بهره نامی و نرخ بهره تورم است. در فرآیند شبیه‌سازی، هومر تمام حالات ممکن را شبیه‌سازی می‌کند و سپس آن‌ها را طبق NPC مرتب می‌کند و در نهایت آرایش قابل تحقق توسط کمترین NPC را به‌عنوان آرایش بهینه معرفی کرد.

۳-۵-۴ - شبیه‌سازی و طراحی سیستم فتوولتاییک

در نرم‌افزار هومر برای شروع محاسبات خورشیدی باید مقدار کل تابش خورشیدی رسیده به سطح افقی زمین معین باشد؛ اما توان خروجی از آرایه فتوولتاییک به مقدار تابش رسیده به سطح آرایه فتوولتاییک بستگی دارد که معمولاً ای آرایه به‌صورت افقی نیستند و با زاویه نسبت به زمین نصب می‌شوند؛ بنابراین همواره باید در هر بازه زمانی، کل تابش رسیده به سطح آرایه فتوولتاییک را محاسبه کند.

جهت قرارگیری آرایه فتوولتاییک را می‌توان با دو پارامتر تعیین کرد. شیب و زاویه سمت. شیب، زاویه پنل خورشیدی از سطح افقی زمین را مشخص می‌کند. شیب صفر بیان می‌دارد که پنل خورشیدی به‌صورت افقی قرار گرفته است. شیب ۹۰ درجه هم نشان از عمودی ایستادن پنل دارد.

زاویه سمت سمت قرارگیری صفحه پنل را مشخص می‌کند. زاویه سمت صفر درجه جنوب را نشان می‌دهد و مقادیر مثبت آن نشان می‌دهد که پنل خورشیدی روبه سمت غرب ایستاده است؛ بنابراین ۴۵- درجه بیان می‌دارد که پنل روبه جنوب شرقی و زاویه ۹۰ درجه رو به غرب را نشان می‌دهد.

زاویه انحراف خورشید: موقعیت زاویه‌ای خورشید در ظهر خورشیدی نسبت به صفحه استوا است. زاویه انحراف خورشید در طول سال از ۲۳/۴۵- تا ۲۳/۴+ درجه تغییر می‌کند. مقادیر زاویه انحراف خورشید در طول سال‌های متوالی به اندازه ناچیزی با هم تفاوت دارند و هر ۴ سال یکبار به علت واقع شدن سال کبیسه، مجدداً تکرار می‌شود. تاکنون روابط تجربی گوناگونی جهت محاسبه زاویه انحراف ارائه گردیده است که رابطه زیر یکی از آنها می‌باشد:

$$\delta = \left[23.45^\circ \cdot \sin \left(\frac{360(284 + n)}{365} \right) \right] \quad (58-3)$$

خورشید در هر لحظه از سال مکانش در آسمان تغییر می‌کند که آن را با زاویه ساعت بیان می‌کنند. هومر زاویه ساعت را در ظهر خورشیدی (زمانی از روز که خورشید در بالاترین نقطه در آسمان است) برابر با صفر، قبل از ظهر را با زاویه منفی و بعدازظهر را با زاویه مثبت نشان می‌دهد.

$$\omega = (t_s - 12) \times 15 \quad (59-3)$$

t_s ساعت خورشیدی را نشان می‌دهد. در ظهر خورشیدی t_s برابر با ۱۲ است. معادله بالا این حقیقت را بیان می‌دارد که خورشید ۱۵ درجه را در ۴ دقیقه طی می‌کند.

در نرم‌افزار هومر تمامی داده‌های مرتبط با زمان همانند داده‌های تابش خورشیدی و بار الکتریکی با ساعت خورشیدی تعیین نمی‌شوند بلکه برحسب ساعت محلی بیان می‌شوند. بر همین اساس برای محاسبه ساعت خورشیدی از روی ساعت استاندارد محلی از معادله زیر استفاده می‌کند:

$$t_s = t_c + \frac{\lambda}{15} - Z_c + E \quad (۶۰-۳)$$

t_c ساعت محلی را در میانه بازه زمانی و λ طول جغرافیایی را نشان می‌دهد.

اگرچه خورشید به شکل ظاهری به‌طور تقریباً یکنواخت به دور زمین می‌گردد، اما این گردش کاملاً یکنواخت نیست، به سبب اینکه مدار زمین بیضی شکل بوده و مدار گردش زمین به دو خودش نیز کج است. بنابراین زمان خورشیدی با زمان ساعت استاندارد اختلاف دارد. برای تأثیر دادن این اختلاف زمانی در محاسبه ساعت خورشیدی از معادله زمان استفاده می‌شود:

$$E = 3.82[0.000075 + 0.001868\cos B - 0.032077\sin B - 0.014615\cos 2B - 0.0409\sin 2B] \quad (۶۱-۳)$$

B نیز از معادله زیر معلوم می‌شود:

$$B = \frac{360(n-1)}{365} \quad (۶۲-۳)$$

n شماره روز را نشان می‌دهد. در اول ژوئن مقدار آن ۱ است. اکنون برای صفحات شیب دار می‌توان

زاویه برخورد را تعریف کرد:

زاویه بین راستای تابش مستقیم بر روی یک صفحه و راستای عمود بر آن صفحه زاویه برخورد نام دارد. زاویه برخورد تابش مستقیم را برای هر صفحه تخت با هر زاویه شیب و زاویه سمت در هر نقطه از کره زمین، در هرروز و هرزمانی می‌توان از رابطه زیر محاسبه نمود.

$$\begin{aligned} \cos \theta &= \sin \delta \cdot \sin \phi \cdot \cos \beta \\ &- \sin \delta \cdot \cos \phi \cdot \sin \beta \cdot \cos \gamma \\ &+ \cos \delta \cdot \cos \phi \cdot \cos \beta \cdot \cos \omega \\ &+ \cos \delta \cdot \sin \phi \cdot \sin \beta \cdot \cos \gamma \cdot \cos \omega \\ &+ \cos \delta \cdot \sin \beta \cdot \sin \gamma \cdot \sin \omega \end{aligned} \quad (۶۳-۳)$$

θ زاویه برخورد، β شیب صفحه، γ زاویه زاویه سمت، ϕ عرض جغرافیایی، δ زاویه انحراف و ω

زاویه ساعت را نشان می‌دهد.

تابش خورشیدی خارج از جو: هومر فرض می‌کند که تابش خروجی از خورشید ثابت است اما مقدار آن در بالای جو زمین به دلیل بیضی شکل بودن دوران زمین به دور خورشید در طول سال تغییر می‌کند. مقدار تابش رسیده به صفحه‌ای عمود بر تشعشع خورشیدی در بالای جو را با G_{on} تعریف می‌کنند:

$$G_{on} = G_{sc} \left(1 + 0.033 \cos \frac{360n}{365} \right) \quad (64-3)$$

G_{sc} ثابت خورشیدی و برابر با $1.367 \text{ kw} \cdot \text{m}^{-2}$ است.

تابش خورشیدی رسیده به سطح افقی در فراجو را با G_o نشان و با رابطه زیر تعریف می‌کنند:

$$G_o = G_{on} \cos \theta_z \quad (65-3)$$

θ_z زاویه بین راستای تابش مستقیم خورشیدی و راستای عمود بر صفحه افق می‌باشد. و با مساوی صفر قرار دادن شیب صفحه ($\beta = 0$) در معادله (63-3) مقدار آن به دست می‌آید:

$$\cos \theta_z = \cos \delta \cdot \cos \phi \cdot \cos \omega + \sin \delta \cdot \sin \phi \quad (66-3)$$

به دلیل اینکه شبیه‌سازی در گام‌های زمانی ثابت انجام می‌شود از معادله (65-3) در بازه زمانی موردنظر انتگرال گیری می‌شود تا متوسط تابش افقی فراجو در بازه زمانی معین به دست آید:

$$\bar{G}_o = \frac{12}{\pi} G_{on} \left[\cos \phi \cos \delta (\sin \omega_2 - \sin \omega_1) + \frac{\pi(\omega_2 - \omega_1)}{180} \sin \phi \sin \delta \right] \quad (67-3)$$

ω_1 زاویه ساعت در شروع گام زمانی و ω_2 زاویه ساعت در انتهای گام زمانی است.

معادله بالا مقدار متوسط تابش رسیده به سطح افقی در فراجو را به ازای بازه‌های زمانی مختلف محاسبه می‌کند؛ اما در داخل جو، تابش رسیده به سطح افقی در بازه‌های زمانی مختلف در قسمت داده‌های منابع خورشیدی نرم‌افزار هومر آماده است. شاخص گذرایی جو پارامتری است که نسبت تابش کل افقی داخل جو (سطح زمین) را به تابش کل افقی فراجو بیان می‌دارد.

$$K_T = \frac{\bar{G}}{\bar{G}_0} \quad (۶۸-۳)$$

\bar{G} متوسط تابش کل افقی روی سطح زمین در بازه زمانی موردنظر و \bar{G}_0 متوسط تابش کل افقی فراجو در گام زمانی مورد نظر را نشان می‌دهد. تابش خورشیدی در نتیجه عبور از جو زمین به دو جز تابش مستقیم و تابش پخش تقسیم می‌شود. در واقع تابش کل، مجموع تابش مستقیم و پخشی است. تابش مستقیم: قسمتی از تابش خورشیدی است که بدون تغییر جهت ناشی از پراکندگی به وسیله جو، در سطح زمین دریافت می‌شود. این تابش می‌تواند سایه قابل تشخیصی در زمین ایجاد نماید.

تابش پخشی (پراکنده): تابش پخشی قسمتی از تابش خورشید است که بعد از تغییر جهت یافتن ناشی از پراکنده شدن به وسیله ذرات غبار و گاز در جو، به سطح زمین می‌رسد.

$$\bar{G} = \bar{G}_b + \bar{G}_d \quad (۶۹-۳)$$

هومر برای به دست آوردن تابش پخش و تابش مستقیم رسیده به آرایه فتوولتاییک از تابش کل افقی استفاده می‌کند برای این منظور رابطه زیر که نسبت تابش پخشی به تابش کل افقی را تابعی از گذرایی جو بیان می‌دارد استفاده می‌کند:

$$\frac{\bar{G}_d}{\bar{G}} = \begin{cases} 1 - 0.09K_T, & K_T \leq 0.22 \\ 0.9511 - 0.1604K_T + 4.388K_T^2 - 16.638K_T^3 + 12.336K_T^4, & 0.22 \leq K_T \leq 0.8 \\ 0.165, & K_T > 0.8 \end{cases} \quad (۷۰-۳)$$

در هر گام زمانی هومر با استفاده از متوسط تابش کل افقی داخل جو گذرایی جو و سپس تابش پخشی را محاسبه می‌کند. برای محاسبه تابش مستقیم نیز مقدار متوسط تابش کل افقی را از تابش پخشی کم می‌کند.

R_b پارامتری است که مقدار نسبت تابش مستقیم روی سطح شیب‌دار به تابش مستقیم روس سطح افقی را نشان می‌دهد.

$$R_b = \frac{\cos\theta}{\cos\theta_z} \quad (۷۱-۳)$$

شاخص همسانگردی مقیاسی از گذرایی تابش مستقیم از اتمسفر است:

$$A_i = \frac{\bar{G}_b}{\bar{G}_o} \quad (72-3)$$

عامل نهایی که روشنایی افق نام دارد و با f نمایش داده می‌شود بیان می‌دارد تابش پخشی رسیده از افق غالباً بیشتر از تابش پخشی رسیده از سمت آسمان است.

$$f = \sqrt{\frac{\bar{G}_b}{\bar{G}}} \quad (73-3)$$

و در نهایت از مدل HDKR تابش کل رسیده به آرایه فتوولتاییک به صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$\begin{aligned} \bar{G}_T = (\bar{G}_b + \bar{G}_d A_i) R_b + \bar{G}_d (1 - A_i) \cdot \left(\frac{(1 + \cos\beta)}{2} \right) \\ \cdot \left[1 + f \sin^3 \left(\frac{\beta}{2} \right) \right] + \bar{G} \rho_g \cdot \left(\frac{(1 + \cos\beta)}{2} \right) \end{aligned} \quad (74-3)$$

هومر با استفاده از معادله (۷۶-۳) یا (۷۵-۳) توان خروجی از آرایه فتوولتاییک را محاسبه می‌کند:

$$P_{PV} = Y_{PV} f_{PV} \left(\frac{\bar{G}_T}{\bar{G}_{T,STC}} \right) [1 + \alpha_p (T_C - T_{C,STC})] \quad (76-3)$$

$$P_{PV} = Y_{PV} f_{PV} \left(\frac{\bar{G}_T}{\bar{G}_{T,STC}} \right) \quad (77-3)$$

۴- فصل چهارم: تحلیل انرژی سیستم های پیشنهادی و روش های ارزیابی

اقتصادی طرح

۴-۱- مقدمه

هنگام ورود گاز طبیعی پرفشار به ورودی شهر، فشار آن باید طی دو مرحله به سطح فشار شبکه توزیع گاز برسد. ایستگاه‌های دروازه شهری با بهره‌گیری از شیرهای انبساطی میزان کاهش فشار در ایستگاه را انجام می‌دهند. طرحواره ایستگاه تقلیل فشار در شکل (۲-۲) نشان داده شده است. گاز ورودی به ایستگاه فشار بالایی دارد. قبل از عبور گاز از شیر انبساط، گاز باید پیش گرم شود تا دمای گاز در خروجی شیر انبساط بالاتر از دمای تشکیل هیدرات باقی بماند. پیش گرم کردن گاز این اطمینان را ایجاد می‌کند که در خروجی ایستگاه فاز جامد یا مایع ایجاد نمی‌شود. دمای استاندارد گاز پیش گرم شده بین ۳۰ الی ۵۵ درجه سلسیوس است. البته مقدار دقیق آن به فشار گاز ورودی به ایستگاه بستگی دارد. مشخصات گاز طبیعی پارس جنوبی:

جدول (۴-۱) ترکیبات گاز طبیعی پارس جنوبی

ترکیبات	درصد مولی
CH ₄	۸۷/۷
C ₂ H ₆	۴/۷
C ₃ H ₈	۱/۷۴
n-C ₄ H ₁₀	۰/۴۲
i-C ₄ H ₁₀	۰/۳۷
n-C ₅ H ₁₂	۰/۱
i-C ₅ H ₁₂	۰/۱۳
C ₆ H ₁₄	۰/۰۸
N ₂	۴/۷
CO ₂	۰/۰۵

جدول (۴-۲) مشخصات فیزیکی و حرارتی سوخت در دمای ۱۵ درجه سلسیوس و فشار ۱۰۱/۳۲۵

پاسکال

۴۵۸۵۰	ارزش حرارتی سوخت - $\left[\frac{kJ}{kg}\right]$
۲/۵۹۴	ظرفیت حرارتی - $\left[\frac{kJ}{kg-^{\circ}C}\right]$
۰/۷۷۵۶	چگالی - $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$
۵/۷	دمای تشکیل هیدرات

۴-۲- تحلیل انرژی ایستگاه تقلیل فشار گاز معمولی

مبدل‌های حرارتی استفاده شده در ایستگاه‌های تقلیل فشار گاز از نوع گرم‌کن‌های گازی غیرمستقیم حمام آب (گرم‌کن خطی) هستند. طرحواره گرم‌کن خطی در شکل (۲-۲) نشان داده شده است. حرارت از طریق لوله آتش به آب، به‌عنوان سیال واسط انتقال حرارت، انتقال داده می‌شود، سپس آب به‌صورت کاملاً ایمن حرارت را به گاز در حال عبور از لوله‌های داخل حمام آب منتقل می‌کند. همان‌طور که مشخص است، لوله آتش، حرارت را به‌صورت غیرمستقیم به گاز طبیعی منتقل می‌کند.

گرم‌کن‌های فعلی به سیستم‌های کنترل خودکار مجهز نیستند و معمولاً گرم‌کن‌ها را برای یک بازه زمانی خاص به‌صورت دستی تنظیم می‌کنند. در نتیجه مصرف سوخت گرم‌کن برای یک مدت‌زمان خاص ثابت باقی می‌ماند، حتی زمانی که نیاز گرمایشی ایستگاه کمتر باشد. با استفاده از داده‌های عملکردی هر دو ایستگاه مورد مطالعه، یعنی ایستگاه تقلیل فشار گاز کوه‌دشت و الیگودرز، مصرف انرژی و مصرف سوخت واقعی ایستگاه‌ها تعیین می‌شوند.

موازنه انرژی برای گرم‌کن ایستگاه:

$$m_w C_w \frac{dT_w}{dt} = \dot{Q}_H - \dot{Q}_{NG} \quad (1-4)$$

$$\dot{Q}_H = \dot{Q}_{NG} + \frac{m_w C_w (T_{w(i+1)} - T_{w(i)})}{3600} \quad (2-4)$$

m_w ، C_w و T_w به ترتیب بیانگر جرم، ظرفیت حرارتی و دمای آب درون مبدل حرارتی یا پیش‌گرم‌کن هستند. \dot{Q}_H نرخ انرژی مصرفی گرم‌کن و \dot{Q}_{NG} انرژی برداشتی گاز طبیعی از پیش‌گرم‌کن است:

$$\dot{Q}_{NG} = \dot{m}_{NG} C_{pNG} (T_{NG2} - T_{NG1}) = \dot{m}_{NG} (h_{NG2} - h_{NG1}) \quad (3-4)$$

C_{pNG} و \dot{m}_{NG} به ترتیب دبی جرمی و ظرفیت حرارتی گاز طبیعی ورودی به ایستگاه می‌باشند. T_{NG3} یعنی دمای واقعی گاز خروجی از ایستگاه مشخص است اما T_{NG2} مجهول است و باید تعیین شود. با توجه به آنتالپی ثابت بودن فرآیند اختناق داریم:

$$h_{NG2} = h_{NG3} \quad (4-4)$$

اکنون با معلوم بودن آنتالپی و از پیش معلوم بودن فشار گاز در نقطه ۲، دمای گاز طبیعی خروجی از گرم‌کن مشخص می‌شود.

در معادله (۲-۴) دمای آب درون گرم‌کن T_w مجهول می‌باشد با فرض اینکه لوله‌های گاز گذرنده از درون حمام آب در محیط دما ثابت قرار دارند، رابطه بدست آمده توسط اینکروپرا و دویت [۴۰] برای لوله احاطه شده در محیط دما ثابت چنین می‌باشد:

$$\frac{T_w - T_{NG2}}{T_w - T_{NG1}} = \exp(y) \rightarrow T_w = \frac{T_{NG2} - T_{NG1} \cdot \exp(y)}{1 - \exp(y)} \quad (5-4)$$

$$y = \frac{-\pi D_o L_C U_C}{\dot{m}_{NG} C_{p,NG}} \quad (6-4)$$

به علت در دسترس بودن گاز طبیعی در داخل ایستگاه، سوخت مورد استفاده گرم‌کن گاز طبیعی می‌باشد. با در نظر گرفتن راندمان حرارتی گرم‌کن η_h ، دبی حجمی سوخت مصرف شده برابر می‌شود:

$$\dot{m}_{fuel} = \frac{\dot{Q}_H}{\eta_h \cdot LHV} \quad (7-4)$$

گرم‌کن‌های حرارتی کنونی که از نوع حمام آب هستند، راندمان حرارتی پایینی دارند. راندمان آن‌ها مابین ۰/۳۵-۰/۵۰ گزارش شده است [۱۵] و همین راندمان پایین سبب اتلاف می‌شود. در مطالعه حاضر راندمان حرارتی گرم‌کن ۰/۴۰ در نظر گرفته شده است.

۴-۳- معرفی و تحلیل انرژی سیستم پیشنهادی اول

برخلاف فرآیند افت فشار در ایستگاه تقلیل فشار که در یک مرحله صورت می‌گیرد افت فشار گاز

در سیستم پیشنهادی در دو مرحله صورت خواهد گرفت. دلیل این امر پایین نگه داشتن دمای گاز از دمای زمین هست تا از پتانسیل سیال دمایی تأمین شده توسط مبدل های حرارتی زمینی در مبدل پوسته و لوله حداکثر استفاده بشود. پس اولین افت فشار به نحوی صورت می پذیرد که دمای بعد از شیر انبساط بالاتر از دمای هیدرات گاز و پایین تر از دمای زمین باشد ($T_{NG2} = 10^{\circ}\text{C}$)، یعنی فشار گاز بعد شیر اختناقی اول به نحوی تنظیم می شود که دمای این نقطه همواره در 10° درجه سلسیوس ثابت بماند. انجام این عمل به آسانی توسط کنترل کننده های PID صورت می پذیرد و کار پیچیده ای نیست. گاز ورودی به مبدل پوسته و لوله پس از گرم شدن و افزایش دما وارد گرم کن شده تا بقیه نیاز حرارتی از طریق گرم کن برآورده شود. گاز عبوری از گرم کن به نحوی گرم می شود که دمای گاز خروجی از ایستگاه همواره در 10° درجه سلسیوس باقی بماند. در این سیستم برای تعیین خواص ترمودینامیکی گاز ورودی به گرم کن باید دمای جریان گاز خروجی از مبدل پوسته و لوله (T_{NG3}) که با بهره گیری از انرژی زمین گرمایی اکنون دمای آن افزایش یافته است را تعیین کرد. موازنه انرژی برای مبدل پوسته و لوله:

$$m_w \cdot C_{pw} \frac{dT_w}{dt} = \dot{Q}_{VGHX} - \dot{Q}_{NG} \quad (۸-۴)$$

$$T_{w(i+1)} = T_{w(i)} + \frac{(\dot{Q}_{VGHX(i)} - \dot{Q}_{NG(i)}) \times 3600}{m_w \cdot C_{pw}} \quad (۹-۴)$$

\dot{Q}_{VGHX} نرخ انرژی حرارتی جذب شده از زمین است. در معادله (۸-۴)، همگی متغیرهای سمت راست و چپ علامت مساوی مجهول هستند. اما با فرض دمای اولیه برای آب درون مبدل پوسته و لوله می توان این معادله را حل کرد. به این صورت که با فرض دمای اولیه برای آب درون مبدل پوسته و لوله، دمای ورودی به مبدل زمینی در گام زمانی اول مشخص می شود سپس با حل دو معادله دو مجهول زیر دمای خروجی از مبدل زمینی گرمایی، T_{out} ، و نرخ حرارت جذب شده از زمین، q ، به ازای

هر متر مبدل زمینی به دست می‌آید.

$$\begin{cases} T_{out} = T_{bw} + q \cdot R_b - \frac{q \cdot H}{2\dot{m}_b C_b} \\ q = \frac{\dot{m}_{bw} C_{bw} (T_{out} - T_{in})}{H} \end{cases} \quad (10-4)$$

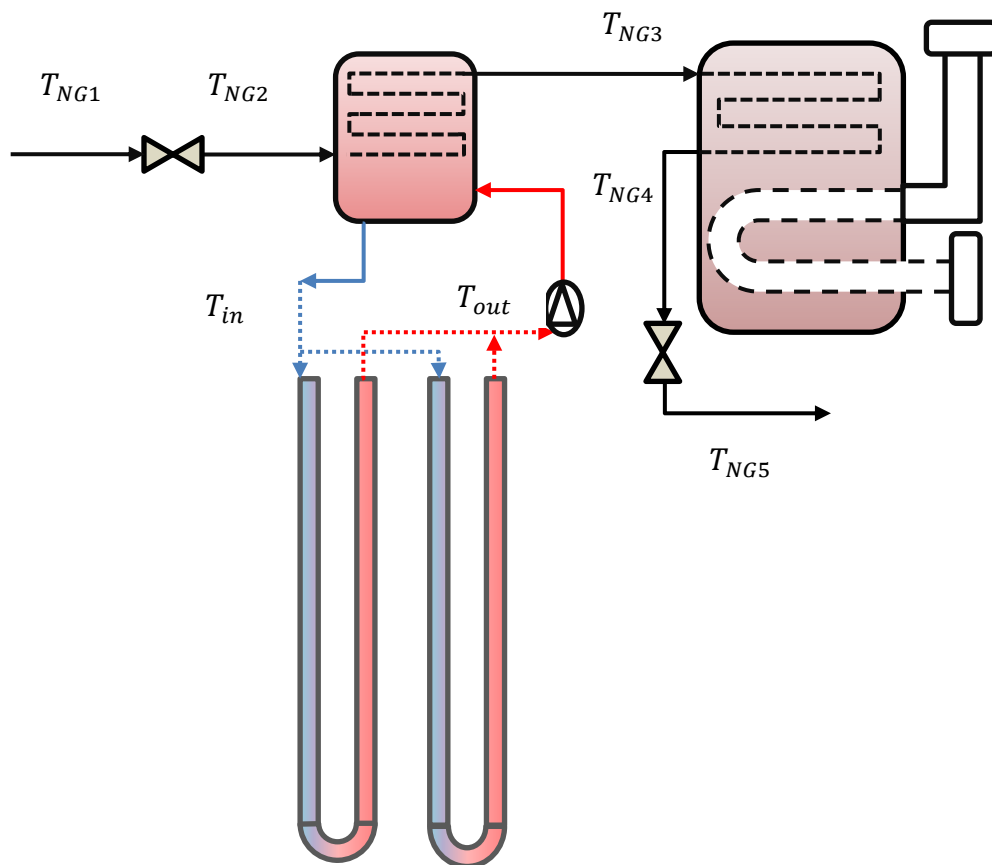
معادله (۱۰-۴) باید در گام‌های زمانی متوالی حل شود، تا دمای آب درون مبدل پوسته و لوله در گام زمانی (i+1)، معادله (۹-۴)، مشخص شود. گام زمانی ۱ ساعت در نظر گرفته شده است. کل توان حرارتی جذب شده از زمین توسط مبدل زمین گرمایی:

$$\dot{Q}_{VGHX} = q \times N \times H \quad (11-4)$$

اکنون دمای آب درون مبدل پوسته و لوله مشخص است و می‌توان دمای جریان گاز خروجی را تعیین کرد:

$$T_{NG3} = T_w [1 - \exp(y)] + T_{NG2} \times \exp(y) \quad (12-4)$$

با تعیین شدن دمای خروجی از مبدل پوسته و لوله و فشار جریان گاز، مقدار آنتالپی این جریان قابل محاسبه می‌شود. برای محاسبات مربوط به مصرف انرژی و مصرف سوخت گرم‌کن از معادلات مربوط به بخش قبل استفاده می‌شود.



شکل (۴-۱) سیستم پیشنهادی اول

۴-۴- معرفی و تحلیل انرژی سیستم پیشنهادی دوم

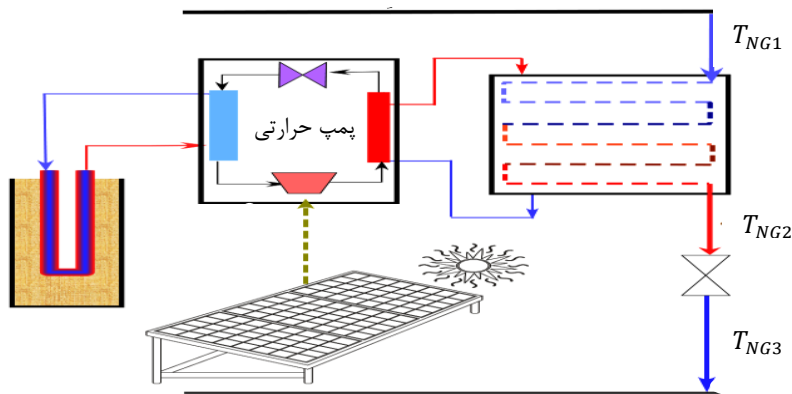
سیستم پیشنهادی دوم از پنل خورشیدی و پمپ حرارتی منبع زمینی بهره می جوید تا مصرف انرژی ایستگاه تقلیل فشار را کاهش دهد. وظیف پنل خورشیدی تامین توان الکتریکی مورد نیاز پمپ حرارتی است. سیستم فتوولتاییک باید به گونه ای طراحی شود تا در بدترین شرایط نیاز الکتریکی پمپ حرارتی را تامین نماید.

در این سیستم شرایط ترمودینامیکی گاز طبیعی در سه نقطه باید همواره مشخص باشد تا تحلیل انرژی سیستم صورت پذیرد. از این سه نقطه شرایط دو نقطه معلوم می باشد، یعنی جریان گاز ورودی به ایستگاه و جریان گاز خروجی از ایستگاه، شرایط جریان ورودی را داده های استعلام شده از شرکت گاز مشخص می سازند و شرایط جریان گاز خروجی نیز با فشار معلوم و فرض دمای ۱۰ درجه

سلسیوس برای این نقطه مشخص می‌شود. تنها شرایط ترمودینامیکی مجهول مربوط به جریان گاز خروجی از گرمکن می‌شود. با توجه به آنتالپی ثابت بودن فرآیند در شیر خفانشی داریم:

$$h_{NG2} = h_{NG3} \quad (۱۳-۴)$$

با معلوم شدن آنتالپی و از پیش معلوم بودن فشار این جریان، دمای این نقطه نیز قابل محاسبه است. برای محاسبات مربوط به انرژی تحویلی توسط پمپ حرارتی به گرمکن باید دمای آب درون گرمکن یا همان دمای آب ورودی به پمپ حرارتی مشخص باشد. برای این منظور از معادله (۴-۵) استفاده می‌شود. شبیه سازی پمپ حرارتی همانند الگوریتم شکل (۴-۴) است با این تفاوت که دمای ورودی به کندانسور پمپ حرارتی برابر با دمای آب درون گرمکن خواهد بود و از معادله (۳-۵۲) و (۳-۵۳) برای شبیه سازی عملکرد پمپ حرارتی استفاده می‌شود. در هربار شبیه سازی توان الکتریکی مورد نیاز پمپ حرارتی در بدترین شرایط را استخراج و وارد نرم‌افزار شبیه ساز هومر می‌شود تا طراحی سیستم فتوولتائیک براین اساس صورت گیرد.



شکل (۴-۲) طرحواره سیستم پیشنهادی دوم

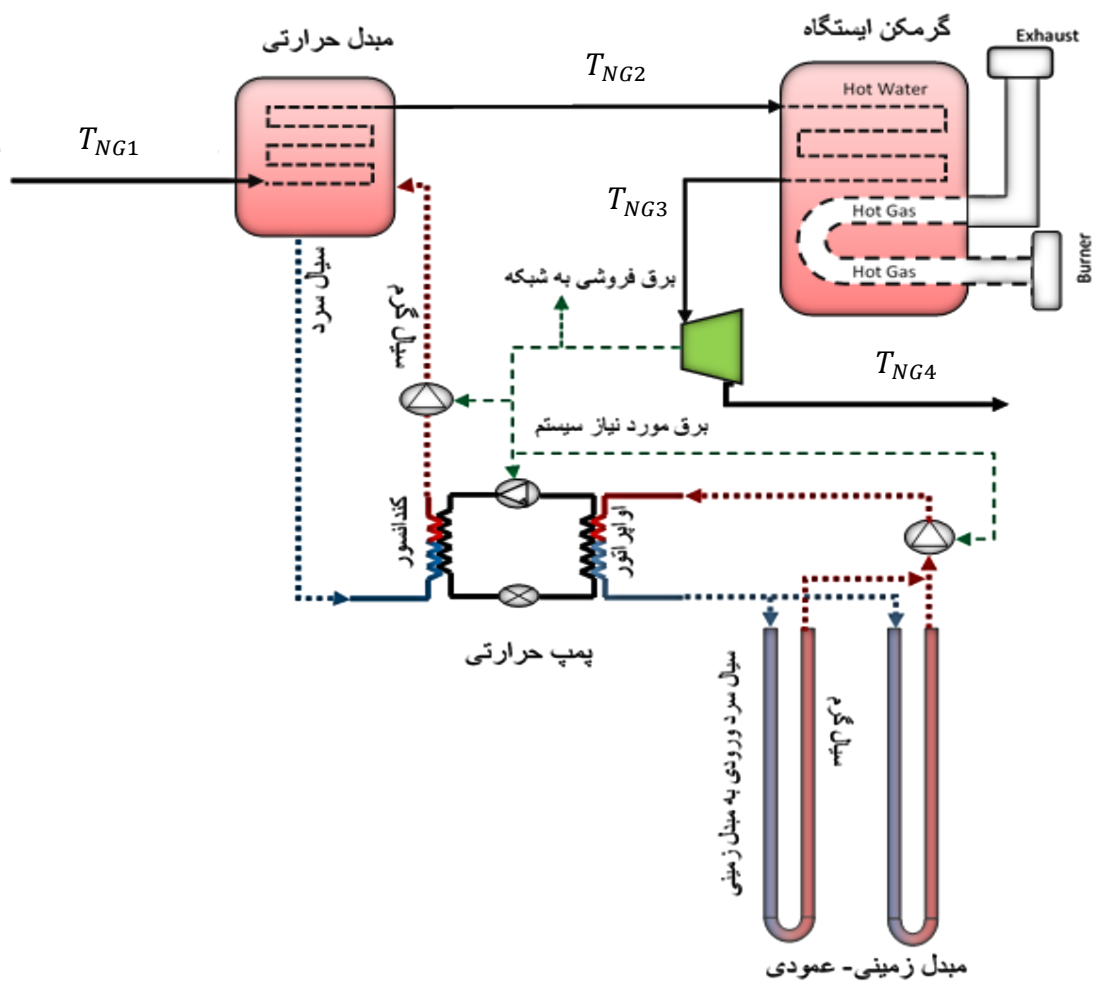
۴-۵- معرفی و تحلیل انرژی سیستم پیشنهادی سوم

سیستم پیشنهادی سوم از پمپ حرارتی منبع زمینی، مبدل پوسته و لوله و توربین انبساطی تشکیل شده است. هدف از پیشنهاد این سیستم کاهش مصرف انرژی در مواقع استفاده از توربین انبساطی می‌باشد. در این سیستم مقداری از توان الکتریکی توربین انبساطی صرف توان الکتریکی

مصرفی پمپ حرارتی منبع زمینی می شود و مابقی آن به شبکه برق فروخته می شود. در مواردی که توربین انبساطی به جای شیر اختناقی استفاده می شود برای جلوگیری از تشکیل هیدرات گازی دمای گاز پیش گرم شده در گرمکن باید به مراتب بیشتر از حالتی باشد که از شیراختناقی برای کاهش فشار استفاده می شود. به دلیل اینکه محدوده دمای کاری برای پمپ حرارتی پایین تر از دمای گاز ورودی به توربین انبساطی است، بنابراین پمپ حرارتی با استفاده از یک مبدل پوسته و لوله که قبل از گرمکن خطی قرار دارد دمای گاز ورودی به گرمکن را تا حد ممکن افزایش داده و به این ترتیب پمپ حرارتی منبع زمینی در کاهش مصرف سوخت و انرژی ایستگاه سهیم می شود. با توجه به بیشینه دمای آب ورودی به کندانسور پمپ حرارتی، که ۴۵ درجه سلسیوس مشخص شده است از طرف شرکت سازنده، هر موقع که دمای آب درون مبدل پوسته و لوله از این مقدار کمتر شد اجازه داده می شود تا آب درون مبدل پوسته و لوله وارد کندانسور پمپ حرارتی گردد و پس از تبادل حرارتی در آن و افزایش دما، مجدداً وارد مبدل پوسته و لوله گردد. پس در سیستم حاضر توجه به این فرضیه ها اهمیت دارد:

۱- دمای آب درون مبدل پوسته و لوله یا همان دمای آب ورودی به کندانسور پمپ حرارتی ثابت فرض می شود. این مقدار ثابت برابر با ۴۵ درجه سلسیوس است.

۲- دمای گاز خروجی از توربین انبساطی که همان دمای گاز خروجی از ایستگاه است ۱۰ درجه سلسیوس فرض می شود.



شکل (۴-۳) طرحواره سیستم پیشنهادی سوم

سیستم پیشنهادی را می‌توان به سه حجم کنترل تقسیم کرد و برای هرکدام موازنه انرژی نوشت، حجم کنترل اول شامل پمپ حرارتی منبع زمینی و مبدل پوسته و لوله، حجم کنترل دوم شامل گرمکن حمام آب و حجم کنترل سوم نیز شامل توربین انبساطی است. موازنه انرژی حجم کنترل دوم و سوم در بخش‌های قبل انجام شده است. موازنه انرژی حجم کنترل اول:

$$m_w \cdot c_{pw} \frac{dT_w}{dt} = \dot{Q}_{HP} - \dot{Q}_{NG} \quad (4-14)$$

\dot{Q}_{HP} بار گرمایش تامین شده توسط پمپ حرارتی و \dot{Q}_{NG} نرخ حرارت جذب شده توسط گاز در حین عبور از مبدل پوسته و لوله می‌باشد. با توجه به ثابت ماندن دمای آب درون مبدل پوسته و لوله،

سمت چپ معادله (۴-۱۴) صفر می شود:

$$\dot{Q}_{HP} = \dot{Q}_{NG} \quad (۴-۱۵)$$

با توجه به معلوم بودن دمای آب درون مبدل پوسته و لوله، دمای گاز خروجی از آن را تعیین می -
نماییم و سپس نرخ حرارت جذب شده توسط گاز نیر معلوم می شود:

$$T_{NG2} = T_w[1 - \exp(y)] + T_{NG1} \times \exp(y) \quad (۴-۱۶)$$

T_w برابر با ۴۵ درجه سلسیوس، T_{NG1} دمای گاز ورودی به ایستگاه می باشد و از داده های استعلام شده از شرکت گاز استفاده می شود. برای محاسبه پارامتر y نیز از معادله (۴-۶) استفاده می شود. با مشخص شدن \dot{Q}_{NG} مقدار \dot{Q}_{HP} مشخص می شود. از این پارامتر برای محاسبات مربوط به پمپ حرارتی منبع زمینی استفاده می شود:

$$\dot{Q}_{HP} = n_{HP} \cdot CAP(T_{s,in}) \quad (۴-۱۷)$$

n_{HP} بیانگر تعداد پمپ حرارتی می باشد. CAP ظرفیت گرمایشی یک واحد پمپ حرارتی می باشد و تابعی از دمای سیال خروجی از مبدل زمین گرمایی می باشد، چرا که دمای سیال ورودی به کندانسور و دبی جرمی درون مبدل حرارتی زمینی که بر عملکرد پمپ حرارتی تاثیر گذارند ثابت می - باشند. الگوریتم شبیه سازی و طراحی پمپ حرارتی منبع زمینی در شکل (۴-۴) نشان داده شده است. ابتدا داده های ورودی و حدس اولیه برای دمای سیال خروجی از زمین تعیین می شوند. در مرحله بعد مقدار q و اختلاف دمای بین زمین و دیواره چاه تعیین می شوند سپس اقدام به محاسبه دمای سیال خروجی از زمین می شود. چنانچه دمای سیال خروجی جدید با مقدار دمای سیال حدس شده برابر نباشد شبیه سازی با فرض برابری دمای سیال خروجی با دمای سیال بدست آمده مجدد از اول شروع می شود. حال چنانچه اختلاف دمای جدید با دمای بدست آمده در محدوده ذکر شده باشد، یک

کنترل دیگر صورت می‌گیرد تا اطمینان حاصل شود دمای سیال خروجی از زمین بزرگتر از ۷- درجه سلسیوس است یا نه، چنانچه بزرگتر از این مقدار نباشد با تغییر طول و فاصله بین چاه‌ها شبیه‌سازی مجدداً انجام می‌شود، چنانچه شرط صحیح باشد تعداد پمپ حرارتی مورد استفاده در زمان‌های مختلف محاسبه می‌شود. این الگوریتم برای طول‌های ۱۰۰ تا ۱۵۰ متر اجرا می‌شود و فاصله بین چاهی برابر با $B = 0.1 \times H$ خواهد بود.

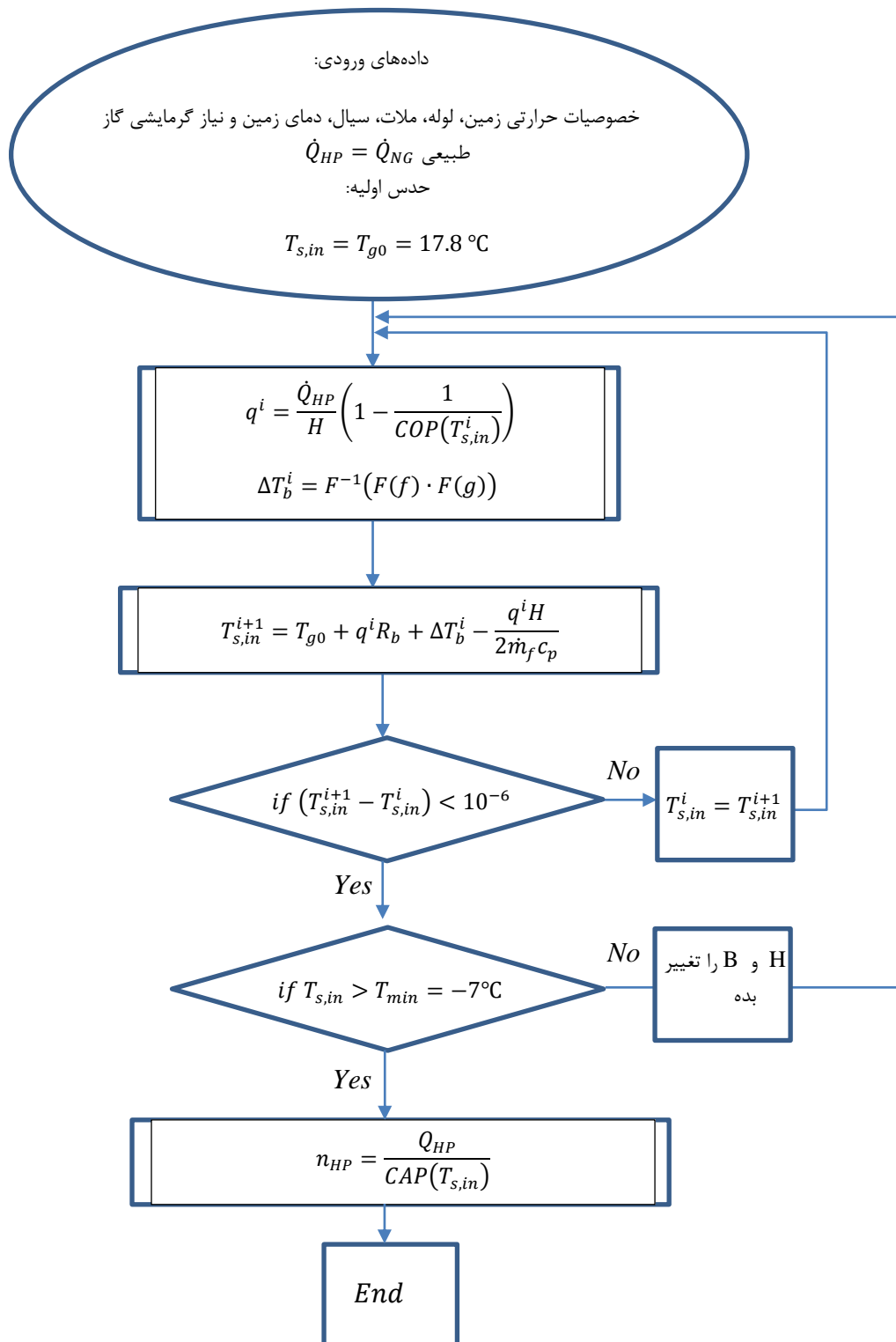
نرخ گرمای گرفته شده از زمین \dot{Q}_G که تابعی است از دمای سیال ورودی به اواپراتور آن:

$$\dot{Q}_G = \dot{Q}_{HP} \times \left(1 - \frac{1}{COP(T_{s,in})} \right) \quad (18-4)$$

ظرفیت گرمایشی یک واحد پمپ حرارتی منبع زمینی، CAP و ضریب عملکرد آن در دمای ۴۵ درجه سلسیوس:

$$CAP(T_{s,in}) = 1620.9 \cdot T_{s,in} + 59746 \quad (19-4)$$

$$COP(T_{s,in}) = 0.0661 \cdot T_{s,in} + 2.7826 \quad (20-4)$$



شکل (۴-۴) الگوریتم طراحی سیستم پیشنهادی سوم

۴-۶- روش های ارزیابی طرح های سرمایه گذاری

به منظور تصمیم گیری درباره قبول یا رد پروژه های سرمایه ای و اطمینان از مطلوبیت مورد انتظار طرح، لازم است ارزیابی هایی با استفاده از برخی روش ها به عمل آید که دوره بازگشت سرمایه، خالص ارزش فعلی، نرخ بازده داخلی و شاخص سودآوری از جمله این روش ها هستند.

۴-۶-۱- بازگشت سرمایه ساده

دوره بازگشت سرمایه ساده بیانگر مدت زمانی است که انتظار می رود اصل مبلغ سرمایه گذاری شده به سرمایه گذار برگشت شود. انتخاب فرمول محاسبه دوره بازگشت سرمایه بستگی به ثابت بودن یا متغیر بودن جریان های نقدی آتی دارد. محاسبه دوره بازگشت سرمایه با جریان نقدی ثابت:

$$PP = \frac{\text{مبلغ سرمایه گذاری شده}}{\text{جریان نقدی ثابت هر دوره}} \quad (۴-۲۱)$$

زمانی که جریان های نقدی در هر دوره متغیر هستند، برای محاسبه بازگشت سرمایه، باید جریان نقدی تجمعی را برای هر دوره محاسبه کنیم و از رابطه زیر دوره بازگشت سرمایه را تعیین نماییم:

$$PP = A + \frac{B}{C} \quad (۴-۲۲)$$

A بیانگر آخرین دوره ای است که جریان نقدی تجمعی منفی می شود. B قدر مطلق مقدار جریان نقدی در انتهای دوره A و C کل جریان نقدی بعد از دوره A می باشد.

مزیت این روش، سادگی آن است و عیب آن در نظر نگرفتن ارزش زمانی پول و عدم توجه به بازدهی های پس از دوران بازگشت سرمایه و الگوی بازگشت سرمایه در دوران بازگشت سرمایه است. همچنین از دیگر مزیت های این معیار برای استفاده در تصمیم گیری (نسبت به سایر معیارهای ارزیابی) این است که پس از پایان دوره بازیافت، ممکن است مخاطرات و ابهامات برخی از پروژه های سرمایه ای چنان زیاد باشد که پیروی از روش دوره بازیافت، تدبیری مناسب برای پرهیز از مخاطرات توجیه ناپذیر، محسوب شود. همچنین، این روش در عمل همراه با دیگر روش هایی که ارزش زمانی

پول و گردش وجوه نقد بعد از دوره بازیافت را لحاظ می کنند به کار گرفته می شود.

۴-۶-۲ - بازگشت سرمایه تنزیل شده

یکی از معایب مهم دوره بازگشت سرمایه نادیده گرفتن ارزش زمانی پول است. برای غلبه بر این محدودیت روش جایگزین به نام بازگشت سرمایه تنزیل شده می تواند مورد استفاده قرار گیرد که ارزش زمانی پول را با تنزیل کردن جریان های نقدی پروژه محاسبه می کند. جهت محاسبه این پارامتر ابتدا باید ارزش فعلی جریان های نقدی آتی با نرخ تنزیل مناسب محاسبه شود:

$$PV = \frac{\text{جریان نقدی هر دوره}}{(1+i)^n} \quad (۴-۲۳)$$

i نرخ تنزیل و n دوره متناظر با جریان نقدی است.

سپس برای محاسبه دوره بازگشت سرمایه تنزیل شده از جریان نقدی تنزیل شده تجمعی همانند زیر استفاده می کنیم:

$$DPP = DA + \frac{DB}{DC} \quad (۴-۲۴)$$

DA آخرین دوره ای است که جریان نقدی تنزیل شده تجمعی منفی می شود. DB قدرمطلق

جریان نقدی تنزیل شده تجمعی در انتهای دوره DA و DC جریان نقدی تنزیل شده بعد از دوره DA است.

۴-۶-۳ - روش خالص ارزش فعلی

منظور از روش خالص ارزش فعلی همان ارزش فعلی بازده های نقدی پس از کسر ارزش فعلی سرمایه گذاری های نقدی انجام شده است. این شاخص با استفاده از ورود و خروج جریان های نقدی طرح محاسبه می شود و در آن، برای محاسبه ارزش فعلی از یکی از نرخ های بهره بازار، نرخ هزینه سرمایه شرکت، نرخ تأمین مالی یا نرخ بازدهی مورد انتظار سرمایه گذار استفاده می شود. در این معیار، ارزش زمانی پول با استفاده از روش تنزیل در نظر گرفته می شود. برای جریان های نقدی ثابت، خالص ارزش

فعلی با رابطه زیر تعیین می‌شود:

$$NPV = R \times \frac{1 - (1 + i)^{-n}}{i} - \text{Initial investment} \quad (25-4)$$

R جریان نقدی مورد انتظار در هر دوره، i نرخ برگشت مورد انتظار سرمایه و n بیانگر عمر در نظر گرفته شده برای پروژه است. خالص ارزش فعلی با جریان‌های نقدی متغیر:

$$NPV = \left[\frac{R_1}{(1+i)^1} + \frac{R_2}{(1+i)^2} + \frac{R_3}{(1+i)^3} + \dots \right] - \text{Initial investment} \quad (26-4)$$

اگر شرکتی تنها با یک طرح سرمایه‌گذاری مواجه باشد، طرح سرمایه‌گذاری آن در صورتی قابل پذیرش است که خالص ارزش کنونی آن بزرگ تر از صفر یا مثبت باشد. یعنی نرخ بازدهی چنین طرحی از نرخ بازدهی مورد انتظار سرمایه‌گذار بیشتر است. اگر خالص ارزش فعلی طرح برابر با صفر باشد، سرمایه‌گذاری در انتخاب آن بی تفاوت است. یعنی بازدهی طرح دقیقاً برابر با نرخ بازده مورد انتظار سرمایه‌گذار است. اگر خالص ارزش فعلی طرح کمتر از صفر یا منفی باشد، چنین طرحی قابل پذیرش نیست زیرا بازدهی آن کمتر از بازدهی مورد انتظار سرمایه‌گذار است. همچنین اگر سرمایه‌گذار بخواهد بهترین طرح را از میان چند طرح سرمایه‌گذاری انتخاب کند، طرحی را انتخاب می‌کند که خالص ارزش فعلی آن بزرگ تر باشد.

۴-۶-۴ - نرخ بازده داخلی

نرخ بازده داخلی، نرخ است که بر اساس آن خالص ارزش فعلی طرح صفر می‌شود یا به بیانی دیگر در این نرخ ارزش فعلی جریان‌های نقدی آتی با ارزش فعلی سرمایه‌گذاری‌ها برابر می‌شود. این نرخ همان نرخ بازده پروژه سرمایه‌گذاری است. یعنی اگر پرسیده شود بازده پروژه چند درصد است، جواب همان نرخ بازده داخلی است.

$$NPV = \sum_{n=0}^{n=N} \frac{CF_n}{(1 + irr)^n} = 0 \quad (27-4)$$

CF_n جریان نقدی دوره مدنظر می‌باشد. n شمارشگر دوره و N بیانگر شماره آخرین دوره

می‌باشد. نرخ بازده داخلی (IRR) توسط آزمایش و خطا و یا برنامه‌ریزی رایانه‌ای محاسبه می‌شود.

بر این اساس در انتخاب این طرح از میان چند طرح، طرحی انتخاب می‌شود که نرخ بازده داخلی آن از سایر طرح‌ها و البته از نرخ بازده مورد انتظار سرمایه‌گذار نیز بیشتر باشد. در تصمیم‌گیری در مورد قبول یا رد یک طرح، اگر نرخ بازده داخلی از بازده مورد انتظار بیشتر باشد، طرح مورد قبول قرار می‌گیرد و در غیر این صورت، طرح سرمایه‌گذاری رد می‌شود. در عمل مدیران ابتدا مشخص می‌کنند که کدام یک از پروژه‌های سرمایه‌ای سودآورتر است و سپس تعیین می‌شود که آیا سودآورترین پروژه، بازده کافی برای قبول شدن را دارد یا خیر. به بیانی دیگر آیا نرخ بازده داخلی آن بیش از نرخ هزینه تأمین مالی است یا خیر.

۵- فصل پنجم: بحث و بررسی نتایج

۵-۱- مقدمه

در این فصل نتایج حاصل از شبیه‌سازی و طراحی سیستم‌های پیشنهادی برای ایستگاه‌های تقلیل فشار گاز کوهدشت و الیگودرز مورد بررسی قرار می‌گیرد. در تمامی سیستم‌های پیشنهادی پس از طراحی و شبیه‌سازی به عمل آمده سیستمی انتخاب می‌شود که از نظر اقتصادی نسبت به سیستم‌های دیگر برتری داشته باشد. همچنین با توجه به تأثیرگذاری قیمت گاز طبیعی بر توجیه‌پذیری اقتصادی سیستم‌های پیشنهادی، دو قیمت برای آن در نظر گرفته شده است قیمت اول ۰/۰۷ دلار بر مترمکعب [۵۰] و قیمت دوم، قیمت جهانی گاز طبیعی، ۰/۲۷ دلار بر مترمکعب است [۵۱]. تمامی سیستم‌ها با قیمت اول بررسی می‌شوند چنانچه در این حالت انتخاب سیستم از نقطه نظر اقتصادی به دلیل پایین بودن قیمت گاز مقدور نباشد از قیمت جهانی گاز طبیعی استفاده می‌شود. قیمت برق فروشی به شبکه نیز ۰/۱ دلار بر کیلووات ساعت در نظر گرفته شده است.

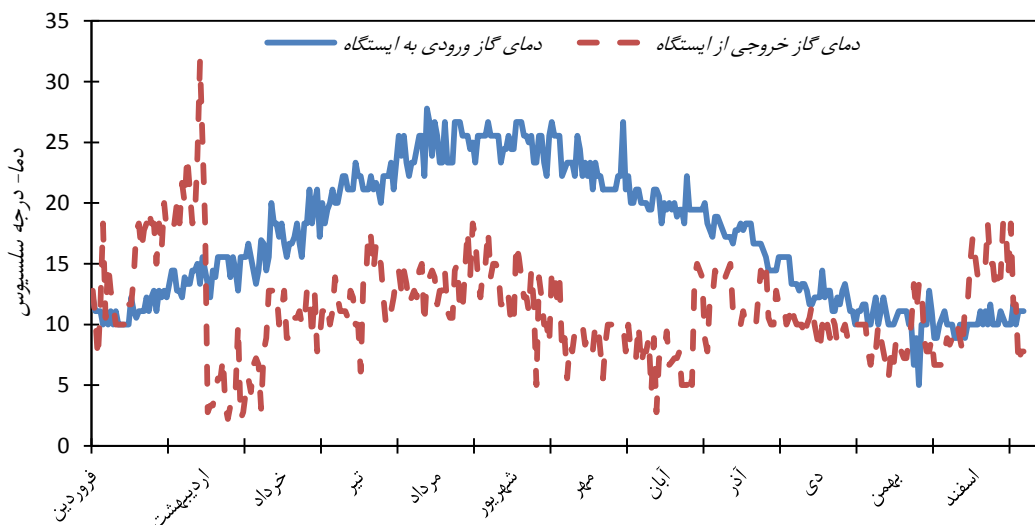
۵-۲- اطلاعات ورودی ایستگاه‌های تقلیل فشار مورد بررسی

داده‌های مهم در ایستگاه‌های تقلیل فشار که بر عملکرد حرارتی ایستگاه تأثیرگذار هستند، دما و فشار گاز ورودی به ایستگاه، دما و فشار گاز خروجی از ایستگاه، دبی حجمی گذرنده از آن و ترکیبات گاز طبیعی است. داده‌های ثبت شده برای ایستگاه کوهدشت به صورت متوسط روزانه است البته به‌غیر از دبی حجمی گذرنده از ایستگاه که به صورت مجموع مصرف یک روز است. داده‌های ثبت شده برای ایستگاه الیگودرز تنها متوسط دمای گاز خروجی از ایستگاه و متوسط روزانه دبی حجمی گذرنده از ایستگاه در یک ماه است.

۵-۲-۱- اطلاعات ورودی ایستگاه تقلیل فشار گاز کوهدشت

شکل (۵-۱) دمای گاز ورودی و خروجی از ایستگاه کوهدشت را نشان می‌دهد. مشاهده می‌شود که دمای گاز ورودی به ایستگاه در فصول گرم سال بیشترین مقدار را دارد و در فصول سرد سال کمترین مقدار، به عبارتی دمای گاز ورودی به ایستگاه تابعی از دمای محیط است. بیشینه دمای گاز ورودی

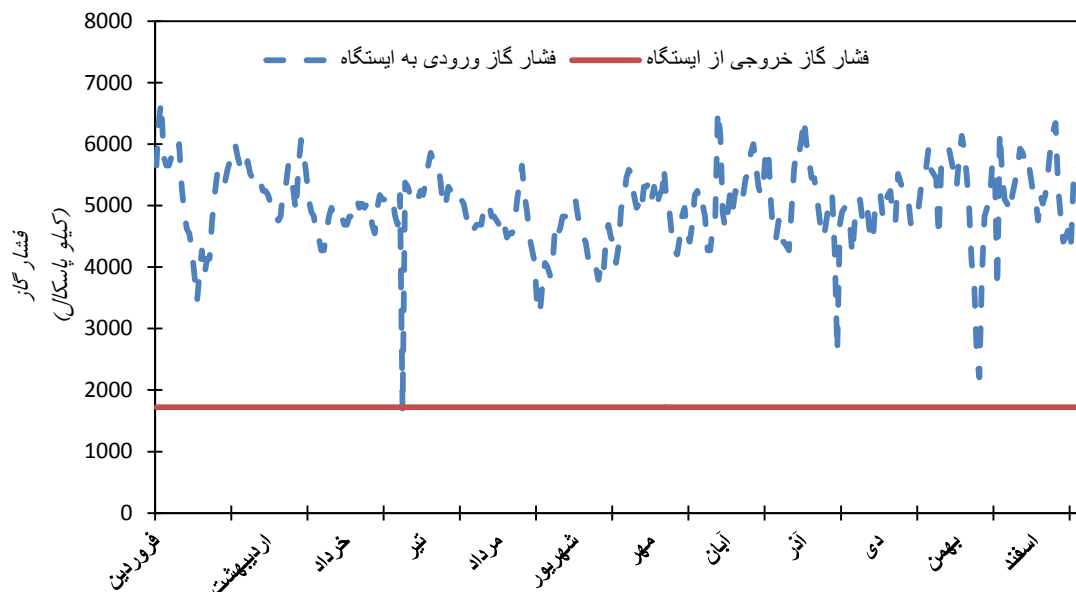
۲۷/۷۸ درجه سلسیوس و کمینه مقدار آن ۵ درجه سلسیوس است که در اواخر بهمن ماه این مقدار ثبت شده است. دمای گاز خروجی از ایستگاه نیز برحسب فصل گرم و سرد سال تغییر می کند، به این نحو که در فصول گرم به دلیل بالا بودن دمای محیط و پیش بینی افت دمای کم در طول مسیر، دمای خروجی پایین نگه داشته می شود. اما در فصول سرد سعی می شود دمای خروجی از ایستگاه زیاد باشد. بیشینه و کمینه دمای گاز خروجی برای ایستگاه کوهدهشت به ترتیب برابر با ۳۱/۶۷ و ۲/۲۲ درجه سلسیوس است. با توجه به دمای تشکیل هیدرات گازی ۶ درجه سلسیوسی، در دمای ۲/۲۲ درجه سلسیوس هیدرات گازی در خروجی ایستگاه تشکیل خواهد شد. همچنین نوسان زیاد دمای گاز در خروجی ایستگاه تأکید بر این دارد که گرم کن های ایستگاه مورد نظر به صورت دستی و برای مدت زمانی خاصی تنظیم می شوند به همین دلیل انرژی حرارتی زیادی تلف می شود.



شکل (۵-۱) دمای گاز ورودی و خروجی از ایستگاه تقلیل فشار کوهدهشت

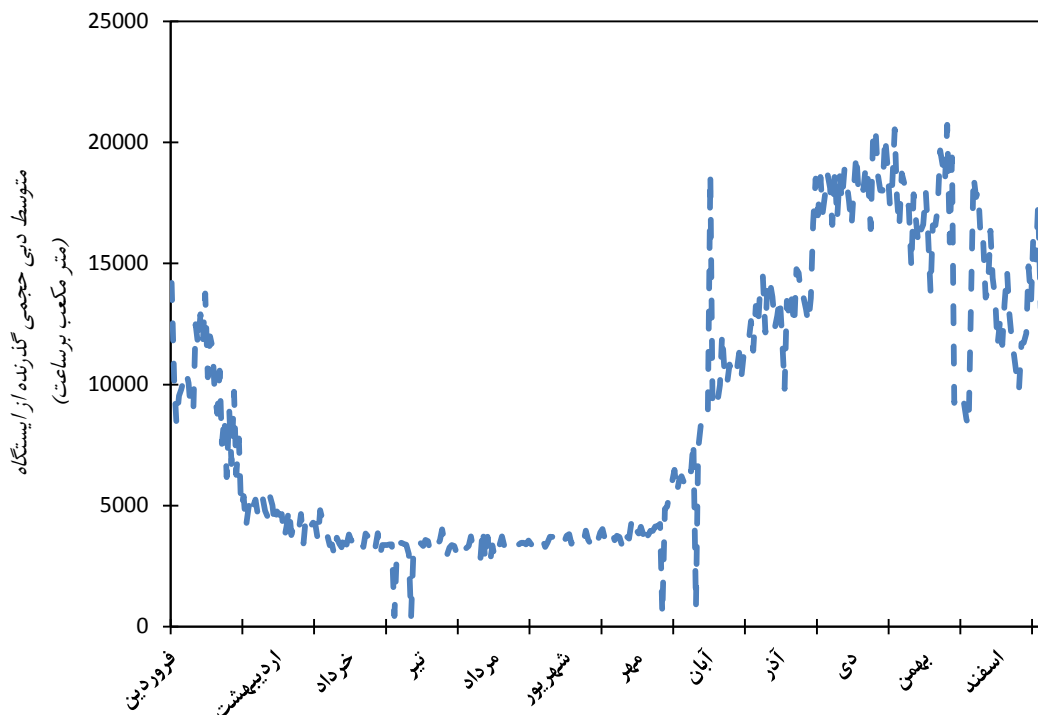
دو داده ورودی بعدی مربوط می شود به فشار گاز ورودی و خروجی از ایستگاه، شکل (۵-۲)، مشاهده می شود فشار ورودی به ایستگاه نوسان زیادی دارد اما فشار خروجی از ایستگاه به طور متوسط در ۱۷۲۴ کیلو پاسکال ثابت نگه داشته شده است. به غیر از فشار گاز ورودی به ایستگاه که در یک روز خاص برابر با فشار گاز خروجی از ایستگاه است در بقیه روزها مابین ۲۲۰۰ کیلو پاسکال و ۶۶۸۷ کیلو

پاسکال نوسان دارد. بیشترین فشار ورودی در اوایل فروردین ماه و کمترین آن در اواخر بهمن ماه ثبت شده است. در فصول سرد سال به دلیل مصرف زیاد مشترکین فشار ورودی به ایستگاه پایین است.



شکل (۲-۵) فشار گاز ورودی و خروجی از ایستگاه تقلیل فشار کوهدهشت

شکل (۳-۵) متوسط دبی حجمی گذرنده از ایستگاه را برای روزهای مختلف سال نشان می دهد. دبی حجمی گاز تابعی از دمای هوای محیط است. در فصول گرم سال مشترکین گاز کمتری مصرف می نمایند و در فصول سرد سال مصرف گاز افزایش پیدا می کند. کمترین متوسط دبی حجمی گذرنده از ایستگاه کوهدهشت ۳۷۱/۸۷ نرمال مترمکعب بر ساعت و بیشترین مقدار آن ۲۰۵۴۲ نرمال مترمکعب بر ساعت است.

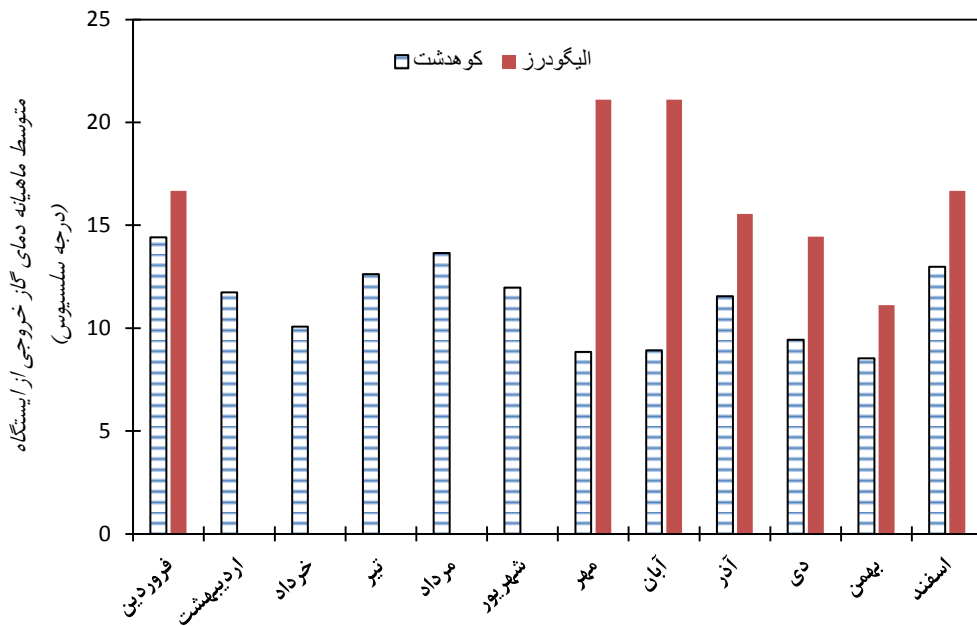


شکل (۳-۵) متوسط دبی حجمی ساعتی گذرنده از ایستگاه تقلیل فشار کوهدشت

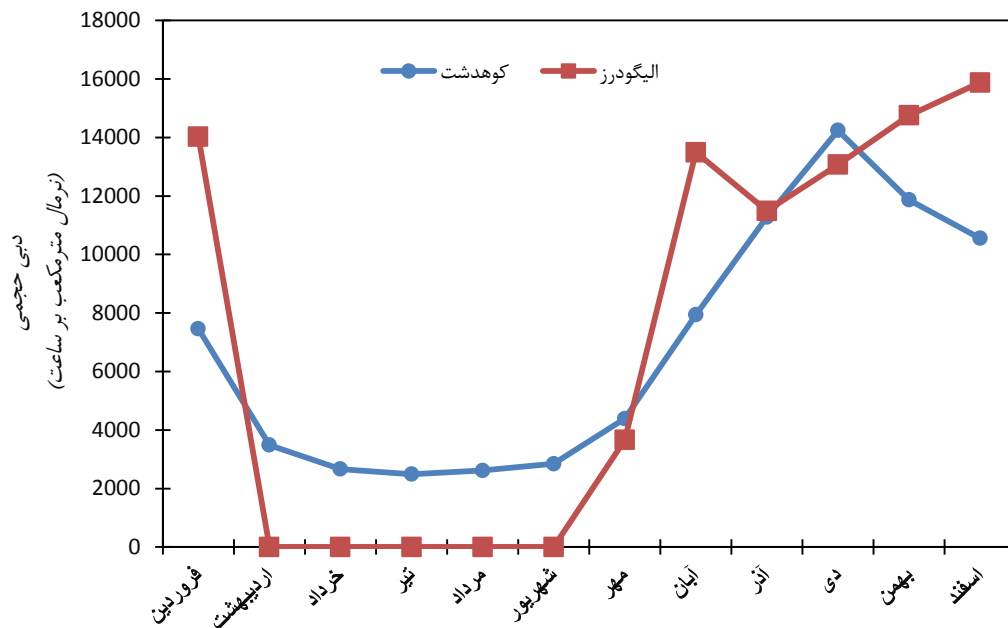
۵-۲-۲- اطلاعات ورودی ایستگاه تقلیل فشار گاز الیگودرز

با توجه به اینکه داده‌های ثبت شده برای ایستگاه الیگودرز فقط متوسط دمای گاز خروجی از ایستگاه و متوسط دبی حجمی گذرنده از ایستگاه در یک ماه است از داده‌های دمای ورودی و فشار ورودی و خروجی از ایستگاه کوهدشت استفاده می‌شود. هرچند ممکن است این فرض با خطاهایی همراه باشد اما در نبود اطلاعات لازم برای ایستگاه، بهترین شرایط کاری برای ایستگاه الیگودرز باشد. شکل (۴-۵) متوسط ماهیانه دمای گاز خروجی از ایستگاه الیگودرز را در مقابل متوسط ماهیانه دمای گاز خروجی از ایستگاه کوهدشت را نشان می‌دهد. در تمامی ماه‌ها متوسط ماهیانه دمای خروجی از ایستگاه الیگودرز بیشتر از ایستگاه کوهدشت است. مقدار آن از ۱۱/۱۱ تا ۲۱/۱۱ درجه سلسیوس برای ایستگاه الیگودرز در نوسان است. در حالی که برای شهر کوهدشت متوسط ماهیانه دمای خروجی از ایستگاه مابین ۸/۵۴ تا ۱۴/۴۲ درجه سلسیوس نوسان دارد. شکل (۵-۵) و شکل (۶-۵) دبی حجمی و دبی جرمی گذرنده از ایستگاه الیگودرز و کوهدشت را برای هر ماه نشان می‌دهند.

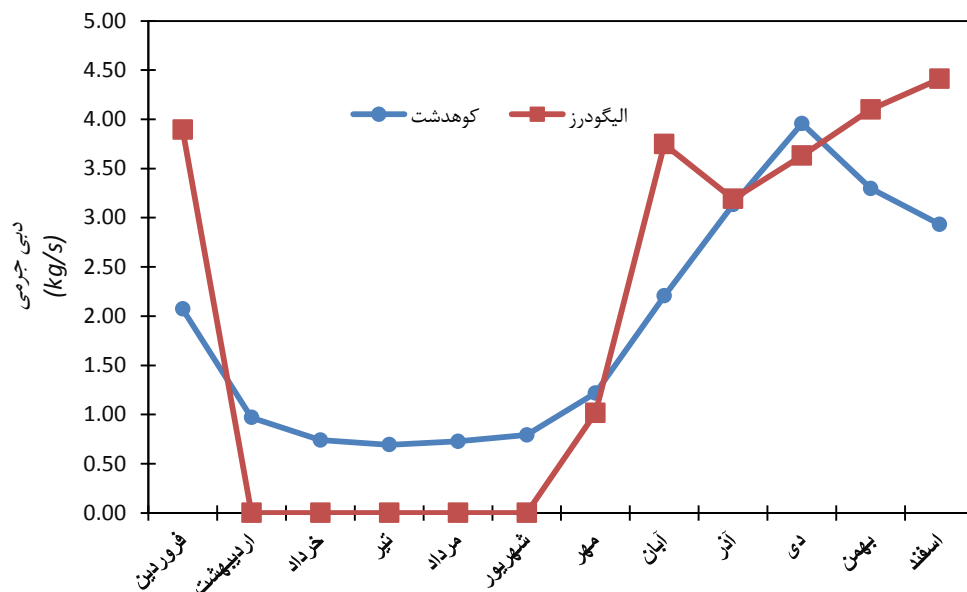
متوسط دبی گذرنده از ایستگاه الیگودرز، از اردیبهشت‌ماه تا شهریورماه یعنی به مدت ۵ ماه صفر است. متوسط دبی حجمی بقیه ماه‌ها بین ۳۶۶۰ و ۱۵۸۸۰ نرمال مترمکعب بر ساعت نوسان دارد. بر پایه جرمی این مقادیر برابر با ۱ و ۴/۴ کیلوگرم بر ثانیه است.



شکل (۴-۵) متوسط ماهیانه دمای گاز خروجی از ایستگاه الیگودرز و کوه‌دشت



شکل (۵-۵) متوسط ساعتی دبی حجمی گذرنده از ایستگاه تقلیل فشار الیگودرز و کوه‌دشت



شکل (۶-۵) متوسط دبی جرمی گذرنده از ایستگاه تقلیل فشار الیگودرز و کوهدشت

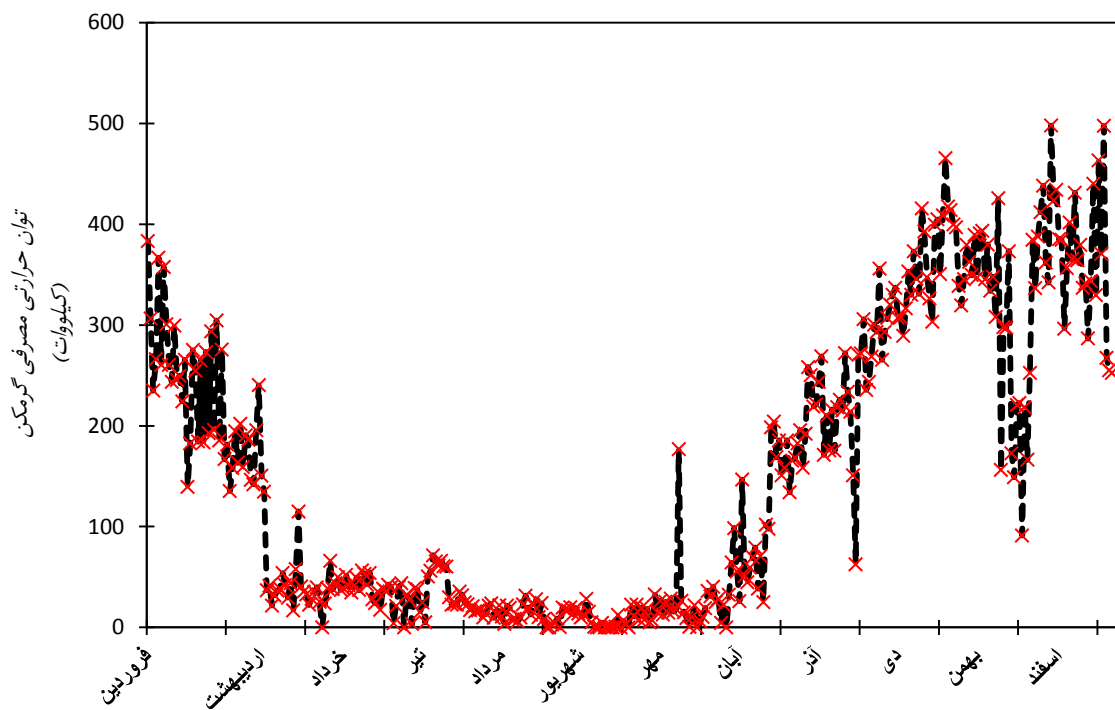
۵-۳- عملکرد حرارتی واقعی ایستگاه‌های تقلیل فشار گاز

با توجه به داده‌های عملکردی ایستگاه همچون دمای گاز و فشار ورودی و ورودی به ایستگاه، دمای گاز و فشار خروجی از ایستگاه مقدار مصرف انرژی و مصرف سوخت روزانه ایستگاه کوهدشت و الیگودرز محاسبه و از شکل (۷-۵) تا شکل (۱۰-۵) نشان داده شده است.

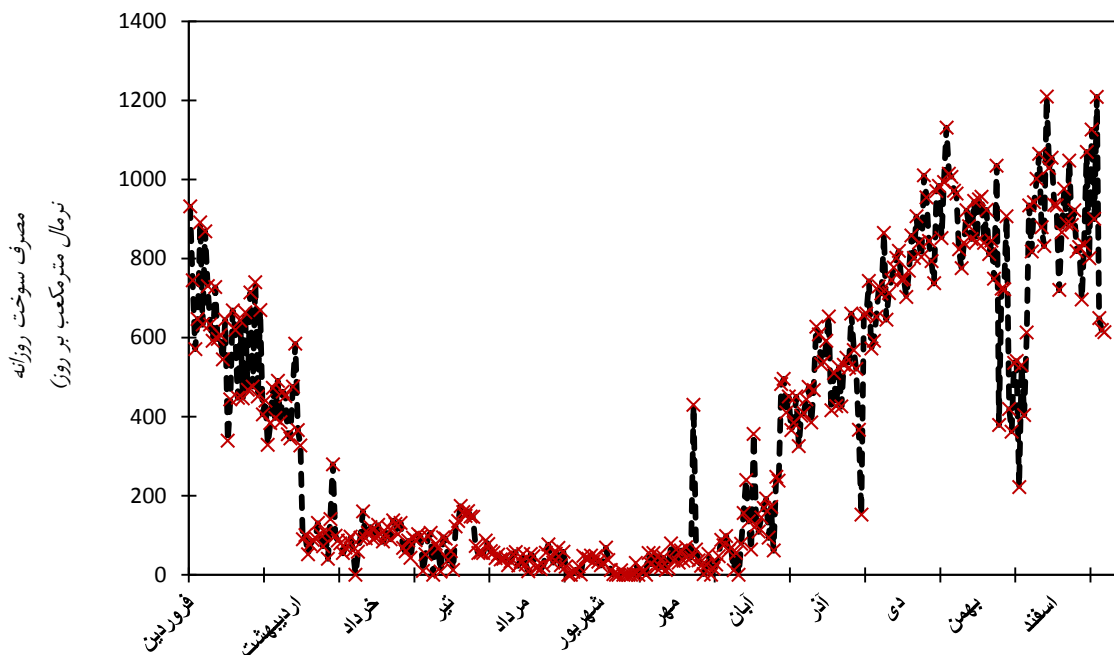
۵-۳-۱- ایستگاه تقلیل فشار گاز کوهدشت

با توجه به دبی جرمی گذرنده از ایستگاه کوهدشت و دمای خروجی از آن و همچنین با راندمان حرارتی ۰/۴ برای گرمکن، مصرف انرژی ایستگاه در محدوده صفر تا ۴۹۸ کیلووات قرار دارد. بیشترین مقدار مصرف انرژی در اوایل و اواخر اسفندماه محاسبه شده است. دلیل آن هم بالا بودن دبی جرمی گذرنده از ایستگاه و پایین بودن دمای گاز ورودی به ایستگاه است. گرمکن در برخی روزها به دلیل بالا بودن دمای گاز ورودی به ایستگاه خاموش بوده است و مقدار صفر برای مصرف انرژی گرمکن محاسبه شده است شکل (۷-۵). شکل (۸-۵) مقدار دبی جرمی سوخت مصرفی ایستگاه کوهدشت را

به صورت روزانه نشان می‌دهد. بیشترین میزان مصرف سوخت در یک روز ۱۲۰۹ مترمکعب محاسبه شده است. مشاهده می‌شود که در دوماه اول سال مصرف روزانه سوخت بیشتر از ۴۰۰ مترمکعب می‌باشد. همین مقدار برای فصل زمستان به جز تعداد انکی روز، بیشتر از ۶۰۰ مترمکعب می‌باشد. در ماه‌های گرم سال نیز این مقدار پایین‌تر از ۱۰۰ مترمکعب است.



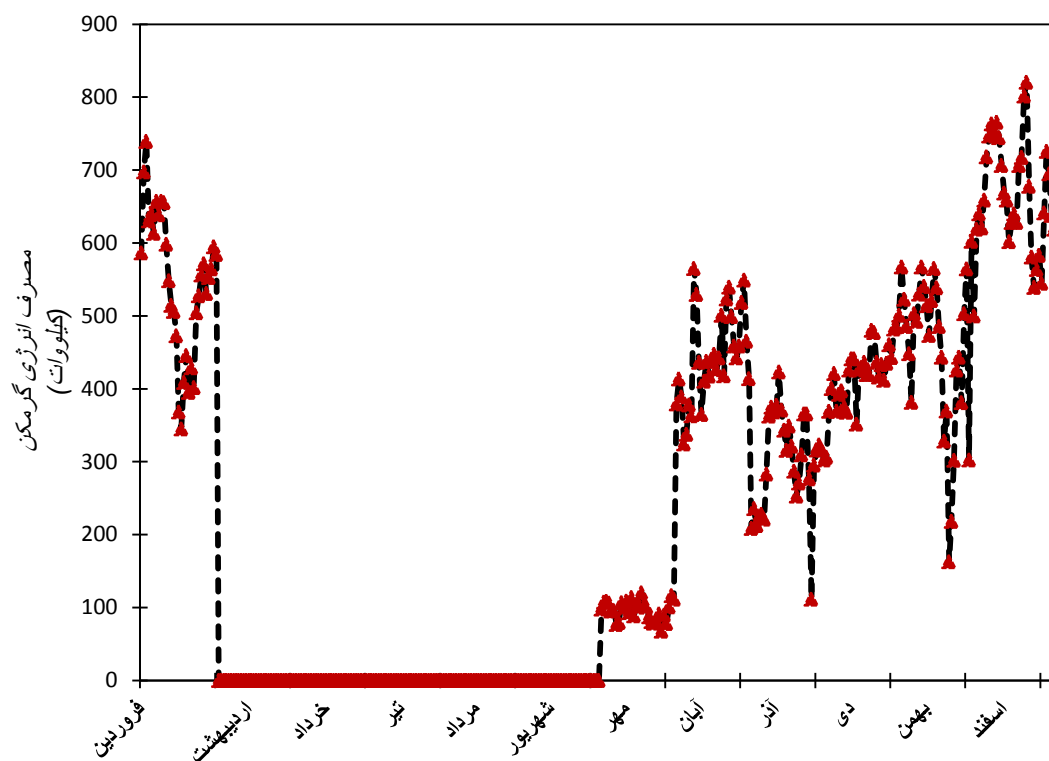
شکل (۷-۵) مقدار مصرف انرژی گرمکن ایستگاه کوه‌دشت



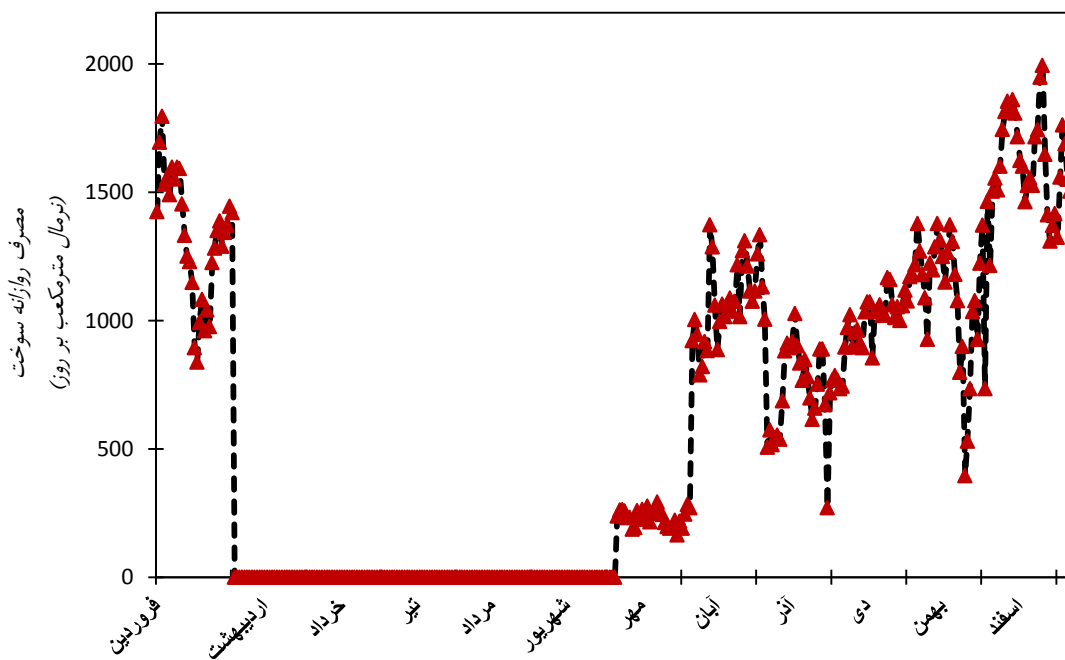
شکل (۵-۸) مقدار مصرف سوخت روزانه ایستگاه کوهدهشت

۵-۳-۲- ایستگاه تقلیل فشار گاز الیگودرز

گرمکن ایستگاه الیگودرز ۵ ماه از سال به علت بالا بودن دمای گاز ورودی به آن خاموش می‌باشد. به غیر از روزهای خاموشی گرمکن، کمترین میزان انرژی مصرفی گرمکن ۶۷/۶ کیلووات است. بیشترین مقدار آن نیز دز اسفندماه اتفاق افتاده و برابر با ۸۲۱ کیلووات می‌باشد، (شکل (۵-۹)). بیشترین میزان مصرف سوخت نیز ۱۹۴۸ مترمکعب در روز می‌باشد، (شکل (۵-۱۰)).



شکل (۹-۵) مقدار مصرف انرژی گرمکن ایستگاه الیگودرز



شکل (۱۰-۵) مقدار مصرف روزانه سوخت ایستگاه الیگودرز

۵-۴- بررسی نتایج طرح های پیشنهادی برای ایستگاه های گاز

مورد بررسی

در این بخش نتایج حاصل شده از طراحی و شبیه سازی سیستم های پیشنهادی برای دو ایستگاه تقلیل فشار کوهدشت و الیگودرز مورد بحث و بررسی قرار می گیرد. گفتنی است با بررسی های صورت گرفته سیستم پیشنهادی دوم که طرح بکارگیری سلول خورشیدی با پمپ حرارتی منبع زمینی می باشد به دلیل گران بودن تجهیزات مرتبط با سلول خورشیدی عملی نبوده و نتایج آن در این بخش قرار داده نشده است.

۵-۴-۱- طرح بهره گیری از انرژی زمین گرمایی با مبدل حرارتی

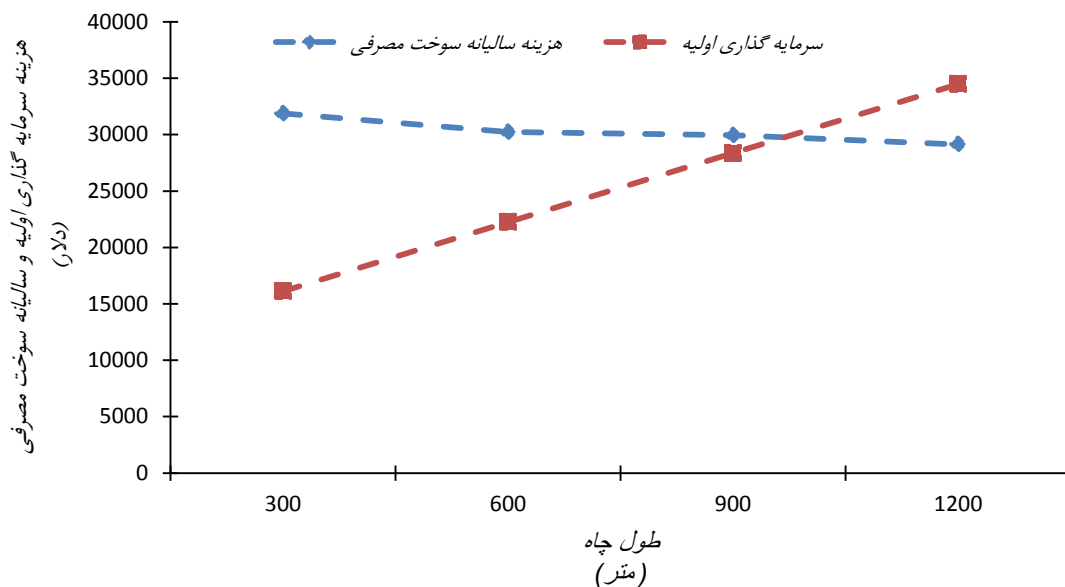
زمینی-عمودی

در سیستم پیشنهادی مورد نظر، مهم ترین پارامتر تأثیرگذار بر کاهش مصرف سوخت، طول چاه حرارتی، فاصله دو چاه مجاور و نحوه چیدمان چاه ها است. به همین منظور برای چاه های حرارتی با طولی مابین ۱۰۰ تا ۱۵۰ متر و چیدمان های مختلف چاه، قابلیت سیستم مورد نظر در کاهش هزینه های مصرف سوخت بررسی می شود و سپس طول و تعداد چاه مناسب از تقاطع هزینه سالیانه مصرف سوخت و هزینه سرمایه گذاری اولیه به دست می آید. هزینه سرمایه گذاری اولیه شامل هزینه تمام شده سیستم زمین گرمایی و مبدل پوسته و لوله است. هزینه تمام شده سیستم زمین گرمایی ۲۰ دلار به ازای هر متر طول چاه و هزینه مبدل پوسته و لوله ۱۰ هزار دلار محاسبه شده است.

۵-۴-۱-۱- ایستگاه تقلیل فشار گاز کوهدشت

در محاسبات انجام شده برای انتخاب سیستم مناسب از نظر اقتصادی برای شهر کوهدشت، باقیمت گاز طبیعی ۰/۰۷ دلار بر مترمکعب، مشخص شد که سیستم اول نمی تواند با این قیمت گاز برای ایستگاه صرفه اقتصادی داشته باشد. به همین منظور از قیمت جهانی گاز طبیعی برای بررسی های اقتصادی استفاده شد. شکل (۵-۱۱) طریقه انتخاب طول چاه مناسب را نشان می دهد. نقطه تلاقی سرمایه گذاری اولیه و هزینه سالیانه مصرفی در ایستگاه، طول چاه مناسب را مشخص می کند.

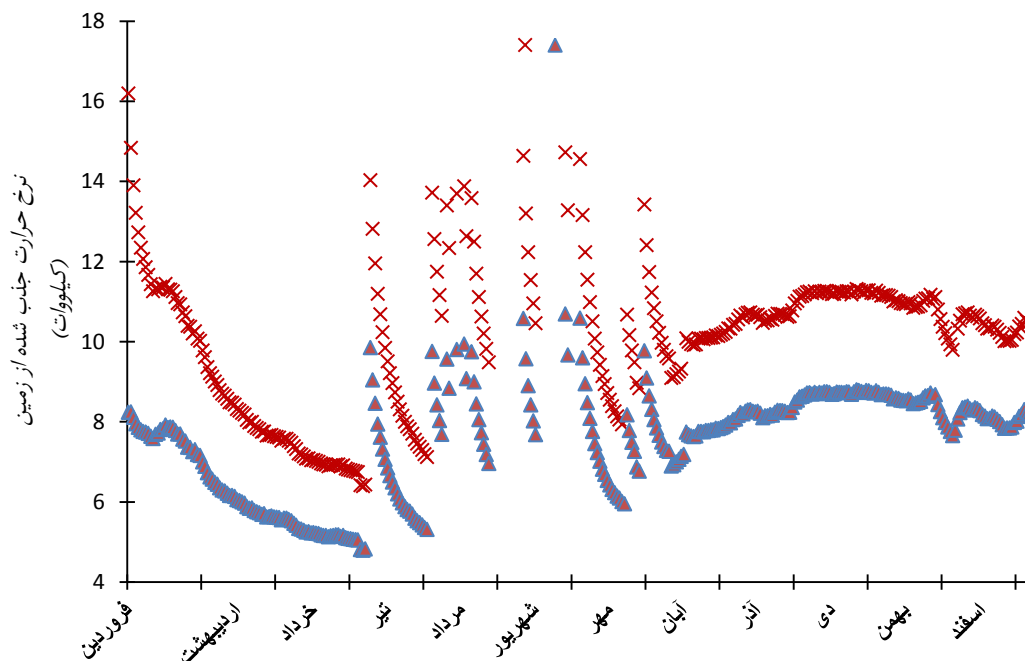
با بررسی انجام شده تعداد ۱۰ چاه با طول ۱۰۰ متر، فاصله بین چاهی ۱۵ متر و چیدمان L شکل انتخاب شد؛ یعنی در مجموع چاهی با طول ۱۰۰۰ متر انتخاب شد.



شکل (۱۱-۵) انتخاب طول مبدل زمین گرمایی برای ایستگاه کوهدهشت

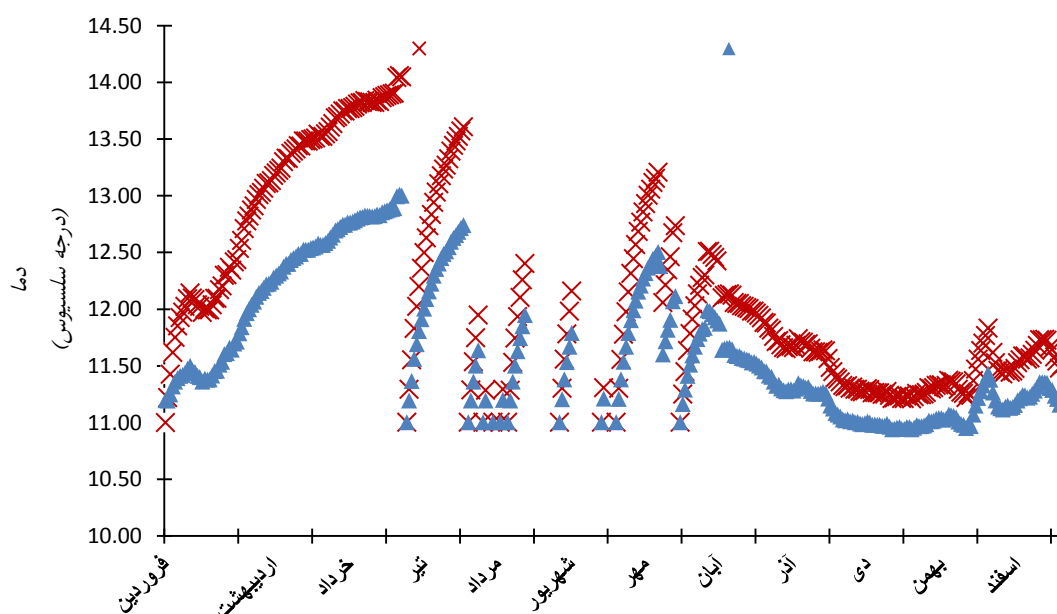
پس از انتخاب سیستم زمین گرمایی مناسب از نظر اقتصادی عملکرد سیستم پیشنهادی را با این تعداد مبدل، طول چاه و چیدمان L شکل با جزئیات بیشتری مورد بررسی قرار داده و نتایج مرتبط در شکل (۱۲-۵) تا شکل (۱۶-۵) نشان داده می شود. در سیستم پیشنهادی مهم ترین پارامتر تأثیرگذار بر کاهش مصرف سوخت و انرژی گرم کن ایستگاه، نرخ گرمای جذب شده از زمین است. شکل (۱۲-۵) نرخ گرمای جذب شده از زمین را در سال اول و سال بیست و پنجم، یعنی آخرین سال کاری مبدل زمین گرمایی، را نشان می دهد. مشاهده می شود نرخ حرارت جذب شده از زمین در سال اول بیشتر از سال ۲۵ام است. دلیل این امر اشباع شدن زمین از نظر حرارتی است، چراکه صرفاً از زمین گرما گرفته می شود و هیچ گونه گرمایی به زمین داده نمی شود تا بار گرمایش و سرمایشی دمای اطراف زمین را متعادل نگه دارند. به همین دلیل دمای اطراف زمین به تدریج با افت مواجه شده و کم بودن مقدار ضریب پخش حرارتی زمین سرعت بازیابی گرمای اطراف مبدل ها را کاهش می دهد. بیشینه نرخ

حرارت جذب شده از زمین مربوط به سال اول و اولین روز فروردین ماه است و برابر با $16/2$ کیلووات است. کمینه مقدار آن نیز مربوط به سال 125 م و برابر با $4/8$ کیلووات است. دیگر پارامترهای تأثیرگذار بر نرخ حرارت برداشتی از زمین که آن را با نوسان همراه ساخته و از شکل (۵-۱۲) قابل مشاهده است، برداشت نکردن چند روزه حرارت از زمین به دلیل عدم نیاز به گرمایش جریان گاز است که در این حالت زمین فرصت می یابد تا اندکی گرمای ازدست رفته را بازیابد. پارامتر دیگر دبی گاز گذرنده از ایستگاه است. چراکه دبی کم باعث می شود دمای آب درون مبدل پوسته و لوله افزایش یابد و آب با دمای بالاتری وارد مبدل زمین گرمایی می شود. افزایش دمای آب درون مبدل زمین گرمایی، اختلاف دمای بین زمین و آب را کاهش داده و همین امر سبب افت نرخ گرمای جذب شده از زمین می شود.

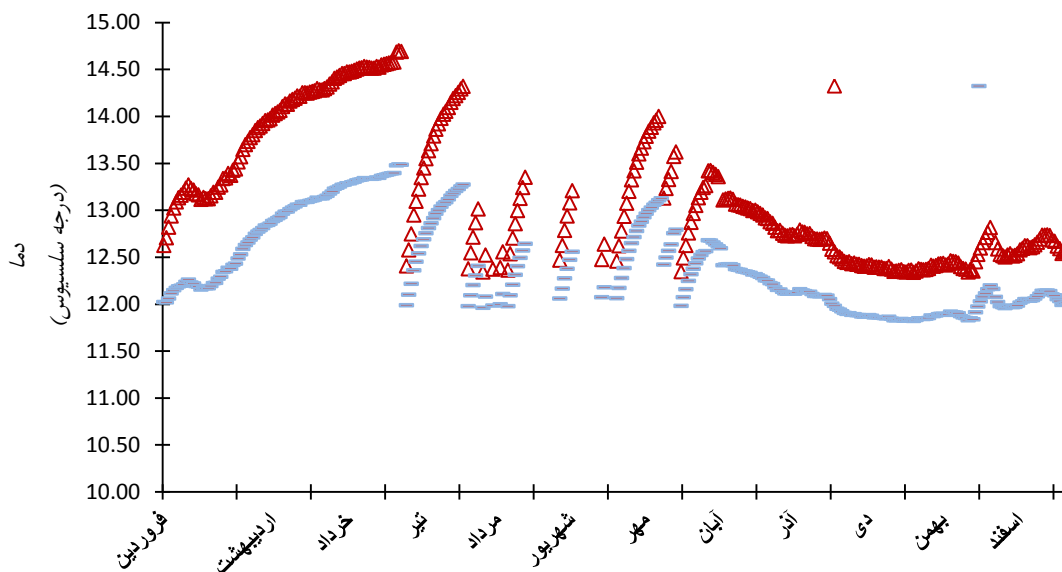


شکل (۵-۱۲) مقایسه نرخ حرارت جذب شده از زمین در سال اول و سال ۲۵- کوهدشت

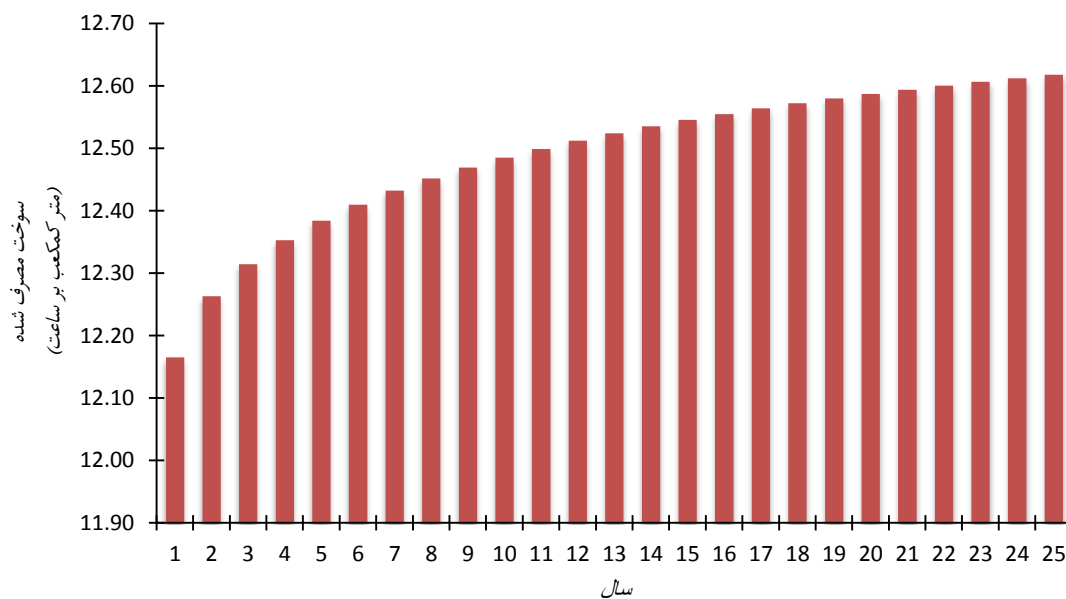
شکل (۵-۱۳) دمای گاز خروجی از مبدل پوسته و لوله را در سال اول و سال ۲۵ام نشان می‌دهد. دمای گاز ورودی به مبدل پوسته و لوله همواره ۱۰ درجه سلسیوس است. ماکزیمم اختلاف دمای ایجادشده در سال اول و برابر با ۳/۹ درجه سلسیوس است. کمینه اختلاف دما نیز یک درجه سلسیوس است. اختلاف دماهای زیاد مربوط به روزهایی می‌شود که دبی گذرنده از ایستگاه کم است و با نرخ حرارت کم می‌توان اختلاف دمای زیادی را ایجاد کرد. کمترین اختلاف دما هم مربوط به فصول سرد است که دبی گذرنده از ایستگاه زیاد است. محدوده دمای گاز خروجی از مبدل پوسته و لوله و ورودی به گرم‌کن مابین ۱۱ و ۱۳/۹ درجه سلسیوس است. با توضیحات ذکرشده اکنون نوبت به بررسی تأثیرگذاری افت نرخ حرارت جذب‌شده از زمین بر سوخت مصرفی ایستگاه می‌رسد. متوسط سالیانه سوخت مصرفی ایستگاه کوهدشت در شرایط عادی برابر با ۱۵/۰۸ مترمکعب بر ساعت است. شکل (۵-۱۴) دمای سیال خروجی از مبدل زمین‌گرمایی را نشان می‌دهد.



شکل (۵-۱۴) مقایسه دمای گاز خروجی از مبدل پوسته و لوله در سال اول و سال ۲۵- کوهدشت



شکل (۵-۱۴) مقایسه دمای سیال خروجی از مبدل زمین گرمایی در سال اول و سال ۲۵-کوهدشت



شکل (۵-۱۵) متوسط سالیانه سوخت مصرف شده باوجود مبدل زمین گرمایی در طول ۲۵ سال - کوهدشت

از شکل (۵-۱۵) مشاهده می شود که هرچه زمان می گذرد سوخت مصرف شده سیستم پیشنهادی افزایش می یابد. در سال اول متوسط سوخت مصرفی در هر ساعت ۱۲/۱۶ مترمکعب است ولی در سال

آخر این مقدار برابر با ۱۲/۶۲ مترمکعب می‌شود. به عبارتی میزان کاهش مصرف ایجادشده توسط سیستم پیشنهادی از ۱۶/۳۱٪ تا ۱۹/۳۶٪ تغییر می‌کند. توجه به این نکته اهمیت دارد که میزان کل کاهش مصرف سوخت ایجاد شده با سیستم پیشنهادی به دو دلیل بوده است، دلیل اول به خاطر وجود سیستم زمین گرمایی است و دلیل دوم ثابت نگه داشتن دمای گاز خروجی از ایستگاه است. دمای گاز خروجی از ایستگاه در ۱۰ درجه سلسیوس ثابت نگه داشته شده است. در جدول (۵-۱) میزان کاهش مصرف سوخت در ۳ حالت نشان داده شده است. حالت A عملکرد گرمکن را تحت شرایط واقعی بیان می‌دارد. حالت B عملکرد گرمکن را زمانی که دمای گاز خروجی از ایستگاه ثابت است نشان می‌دهد. و حالت سوم ترکیب حالت B و استفاده از سیستم زمین گرمایی را نشان می‌دهد (سیستم پیشنهادی). نتایج بدست آمده دلالت بر کاهش ۶/۵۴ درصدی کاهش مصرف سوخت با پیاده‌سازی حالت B دارد. برای حالت سوم که سیستم زمین گرمایی هم در مدار کاهش مصرف سوخت قرار می‌گیرد (حالت سوم) کاهش مصرف سوخت به ۱۷/۶۵ درصد می‌رسد. به عبارتی سیستم زمین-گرمایی ۱۱/۱۱ درصد مصرف سوخت را کم کرده است.

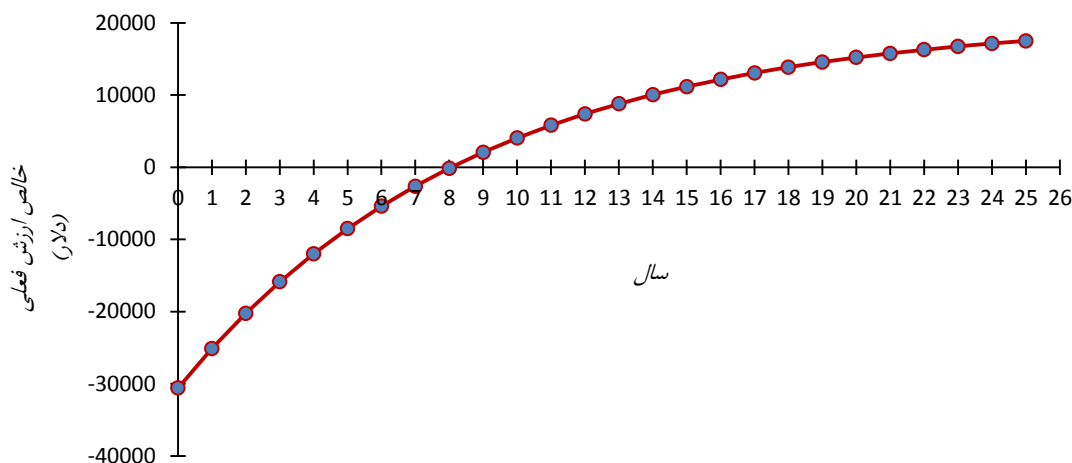
جدول (۵-۱) مقایسه سوخت مصرفی سیستم در حالت‌های مختلف - ایستگاه کوهدهشت

مصرف سوخت سالیانه (m ³)	هزینه سوخت مصرفی (\$)	درصد کاهش مصرف سوخت نسبت به حالت A (%)
۱۳۳۲۲۵/۶	۳۵۹۷۰/۹	-
۱۲۴۵۱۴/۸	۳۳۶۱۹	۶/۵۴
۱۰۹۷۱۲/۲	۲۹۶۲۲/۳	۱۷/۶۵

حالت A
حالت B
حالت B+سیستم زمین-گرمایی
(سیستم پیشنهادی)

مرحله آخر مربوط می‌شود به سودآور بودن طرح، اینکه با سرمایه‌گذاری انجام شده، طرح موردنظر چه مقدار سوددهی خواهد داشت. با بررسی‌های اقتصادی مشخص شد، شکل (۵-۱۶)، با سرمایه‌گذاری اولیه ۳۰۶۰۰ دلاری و با نرخ بهره ۱۲٪ در پایان ۲۵ امین سال، سودی برابر با ۱۷۵۰۰ دلار

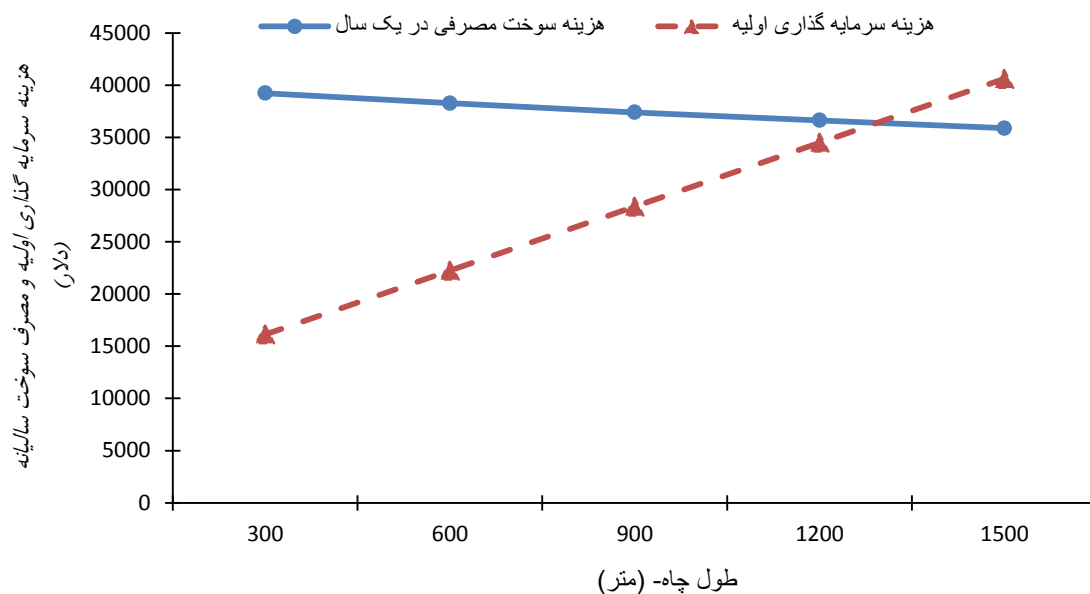
نصیب سرمایه‌گذار خواهد شد. بازگشت سرمایه تنزیل شده برابر با ۸ سال و نرخ بازگشت داخلی طرح نیز ۲۰٪ است. ملاحظه می‌شود که با در نظر گرفتن قیمت جهانی گاز طبیعی پروژه به سوددهی قابل قبولی می‌رسد. و تمامی شاخص‌های اقتصادی این سرمایه‌گذاری را تأیید می‌کنند.



شکل (۵-۱۶) خالص ارزش فعلی برای سیستم زمین‌گرایی انتخاب‌شده - کوهدشت

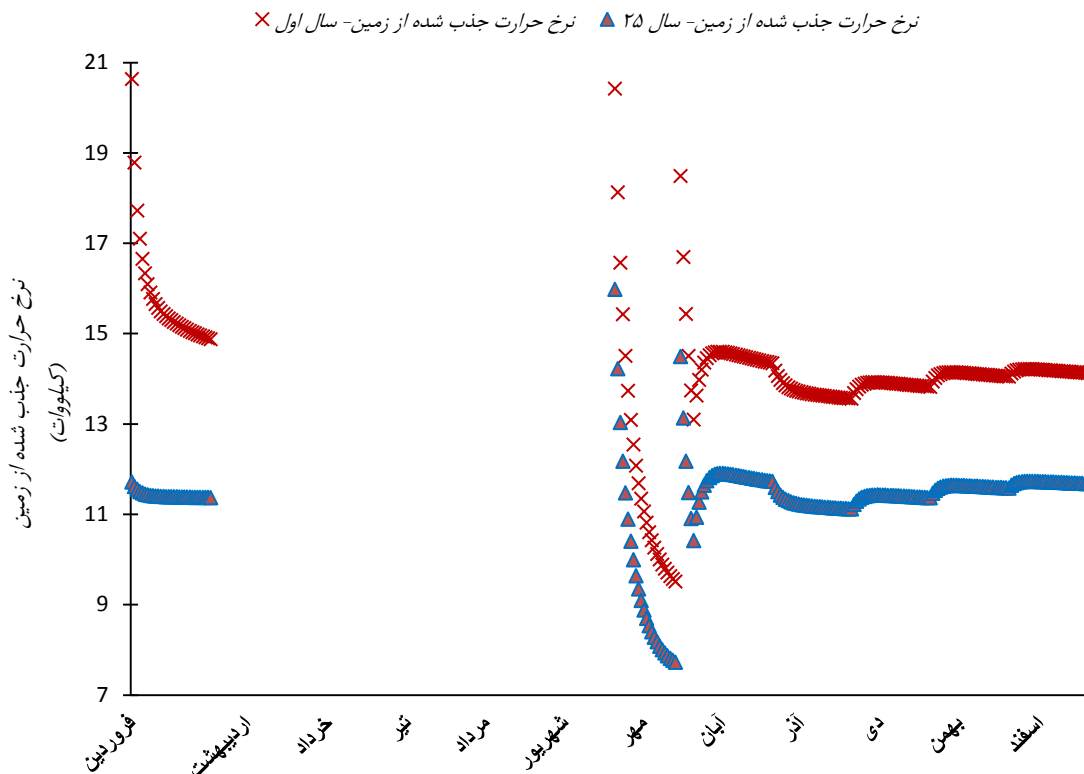
۵-۴-۱-۲- ایستگاه تقلیل فشار گاز الیگودرز

محاسبات انجام‌شده باقیمت گاز طبیعی ۰/۰۷ دلار بر مترمکعب برای پیاده‌سازی سیستم پیشنهادی در ایستگاه الیگودرز مشخص کرد که این سیستم صرفه اقتصادی نخواهد داشت. به همین دلیل همانند ایستگاه کوهدشت قیمت گاز طبیعی ۰/۲۷ دلار بر مترمکعب، قیمت جهانی گاز، استفاده شد. با این قیمت برای گاز طبیعی و با توجه به سرمایه‌گذاری اولیه و هزینه سوخت مصرفی با اجرای سیستم‌هایی با طول مبدل مختلف، شکل (۵-۱۷)، مشخص شد مبدل زمین‌گرایی با مجموع طول ۱۳۵۰ متر برای سرمایه‌گذاری مناسب است. این مقدار طول معادل ۹ تعداد چاه با طول ۱۵۰ متر و چیدمان چاهی L شکل است.



شکل (۱۷-۵) انتخاب طول مبدل زمین گرمایی برای ایستگاه الیگودرز

همانند ایستگاه کوهدهشت بعد از انتخاب طول و تعداد مبدل زمین گرمایی مناسب نرخ حرارت جذب شده از زمین مورد بررسی قرار می گیرد. همان طور که گفته شد زمانی که برای مدتی از زمین حرارت جذب نمی شود زمین فرصتی می یابد برای بازیابی گرمای از دست رفته اطراف مبدل حرارتی زمینی، با توجه به اینکه ایستگاه تقلیل فشار الیگودرز به مدت ۵ ماه نیاز گرمایشی ندارد همین امر سبب می شود تا عملکرد مبدل حرارتی زمینی بعد اتمام این ۵ ماه و با شروع مهرماه بهبود یابد. به گونه ای که نرخ حرارت جذب شده از زمین در اولین ساعات مهرماه (بعد از ۵ ماه شروع به کار گرمکن ایستگاه) تقریباً برابر با نرخ حرارت جذب شده از زمین در اولین روز کاری مبدل حرارتی باشد، شکل (۱۸-۵). در طی ۲۵ سال بیشترین نرخ حرارت برداشتی از زمین برابر با $20/63$ کیلووات و کمترین آن که متعلق به سال ۱۲۵م است برابر با $7/81$ کیلووات است.

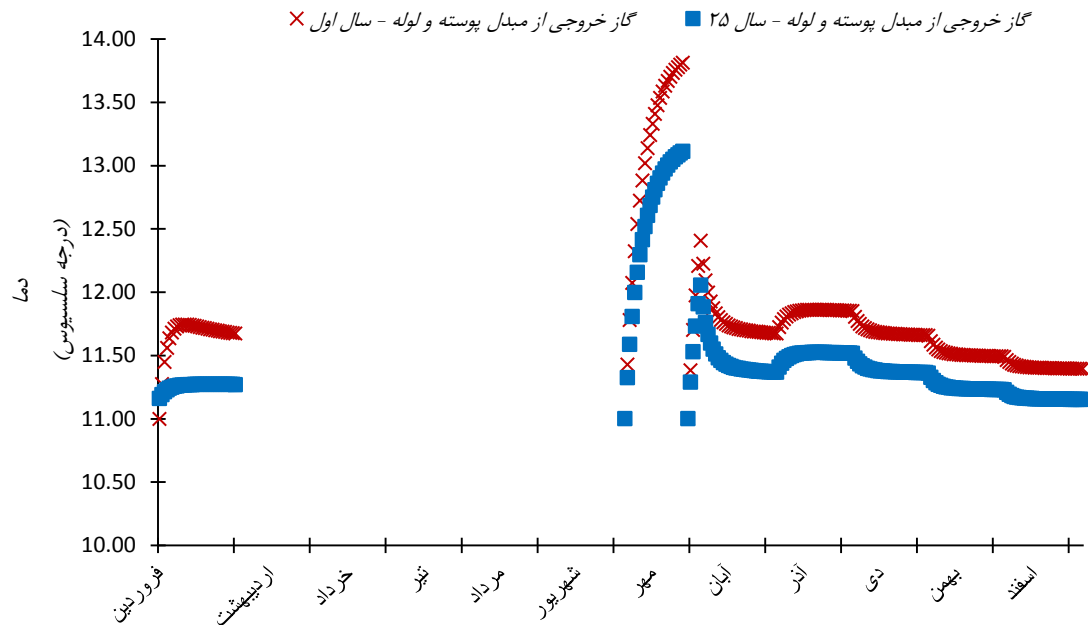


شکل (۱۸-۵) مقایسه نرخ حرارت جذب شده از زمین در سال اول و سال ۲۵- الیگودرز

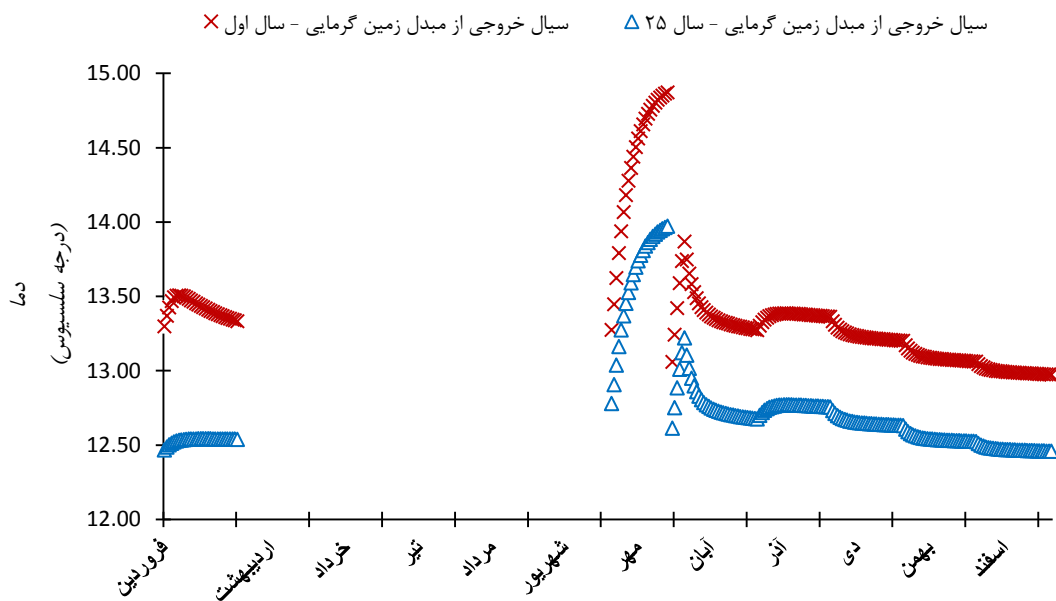
دو شکل (۱۶-۵) و شکل (۲۰-۵) به ترتیب دمای گاز خروجی از مبدل پوسته و لوله و دمای آب خروجی از مبدل زمین گرمایی را برای سال اول و ۲۵ام نشان می‌دهد. ماکزیمم اختلاف دمای ایجادشده در جریان گاز گذرنده از مبدل پوسته و لوله برابر با $1/8$ درجه سلسیوس و مینیمم مقدار آن برابر با یک درجه سلسیوس است.

شکل (۲۱-۵) متوسط ساعتی سوخت مصرف شده با اجرای سیستم پیشنهادی اول در ایستگاه الیگودرز را نشان می‌دهد. در شرایط عادی متوسط سوخت مصرفی ایستگاه الیگودرز $23/94$ مترمکعب بر ساعت است اما با اجرای طرح مذکور متوسط سوخت مصرفی ایستگاه مابین 15 تا $15/43$ مترمکعب بر ساعت می‌شود. کمترین مقدار مصرف سوخت برای سال اول و بیشترین مقدار سوخت مصرف شده در سال ۲۵ام است. البته لازم به ذکر است که دلیل افزایش چشمگیر در کاهش مصرف سوخت در ایستگاه الیگودرز به علت ثابت نگه داشتن دمای گاز خروجی از ایستگاه است و همین امر

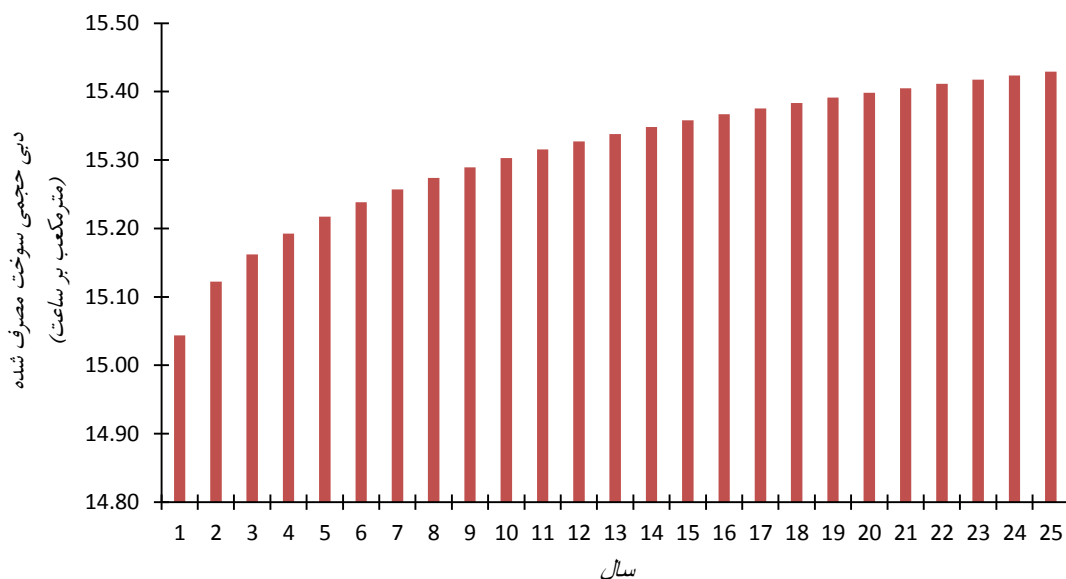
به خودی خود سبب می‌شود تا مصرف سوخت و انرژی ایستگاه به شدت تحت تأثیر قرار گیرد. از جدول (۲-۵) مشخص می‌شود که سهم سیستم زمین گرمایی در کاهش مصرف سوخت ۷/۲ درصد است.



شکل (۱۹-۵) مقایسه دمای گاز خروجی از مبدل پوسته و لوله در سال اول و سال ۲۵ - الیگودرز



شکل (۲۰-۵) مقایسه دمای سیال خروجی از مبدل زمین گرمایی در سال اول و سال ۲۵ - الیگودرز



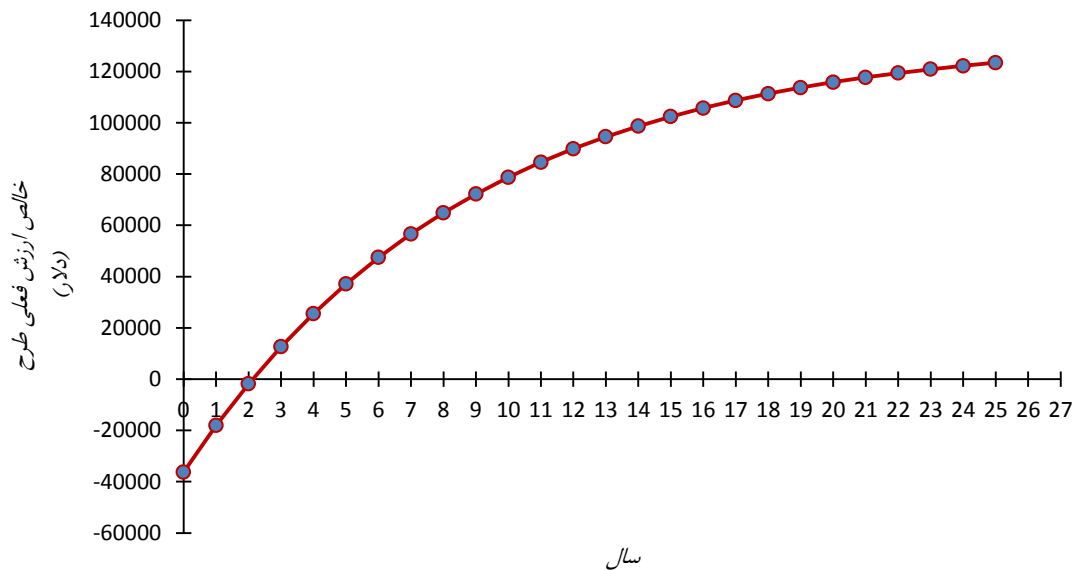
شکل (۵-۲۱) متوسط ساعتی سوخت مصرف شده در یک سال با اجرای سیستم پیشنهادی اول - ایستگاه الیگودرز

جدول (۵-۲) مقایسه سوخت مصرفی سیستم در حالت‌های مختلف - ایستگاه الیگودرز

مصرف سالیانه سوخت (m^3)	هزینه سوخت مصرفی (\$)	درصد کاهش مصرف سوخت نسبت به حالت A- (%)	حالت
۲۱۸۴۵۱/۷	۵۸۹۸۲	-	حالت A
۱۵۰۳۲۵/۲	۴۰۵۸۷/۸	۳۱/۲	حالت B
۱۳۴۴۸۳	۳۶۳۱۰/۴	۳۸/۴	حالت B+سیستم زمین- گرمایی (سیستم پیشنهادی)

مرحله آخر برآورد سود حاصل از اجرای طرح برای سرمایه‌گذار است. با انجام بررسی‌های اقتصادی مشخص شد، شکل (۵-۲۲)، با سرمایه‌گذاری اولیه ۳۶۲۴۲ دلار، سود حاصل شده برابر با ۱۲۳۴۲۳ دلار خواهد بود با دوره بازگشت سرمایه تنزیل یافته ۲/۳۵ سال و نرخ بازگشت داخلی طرح ۵۶٪.

گفتنی است محاسبات اقتصادی با نرخ تنزیل ۱۲٪ انجام شدند. کاملاً مشخص است که اجرای طرح مذکور برای کارفرما سود زیادی به دنبال خواهد داشت و دلیل آن هم مقادیر به دست آمده برای شاخص های اقتصادی است.



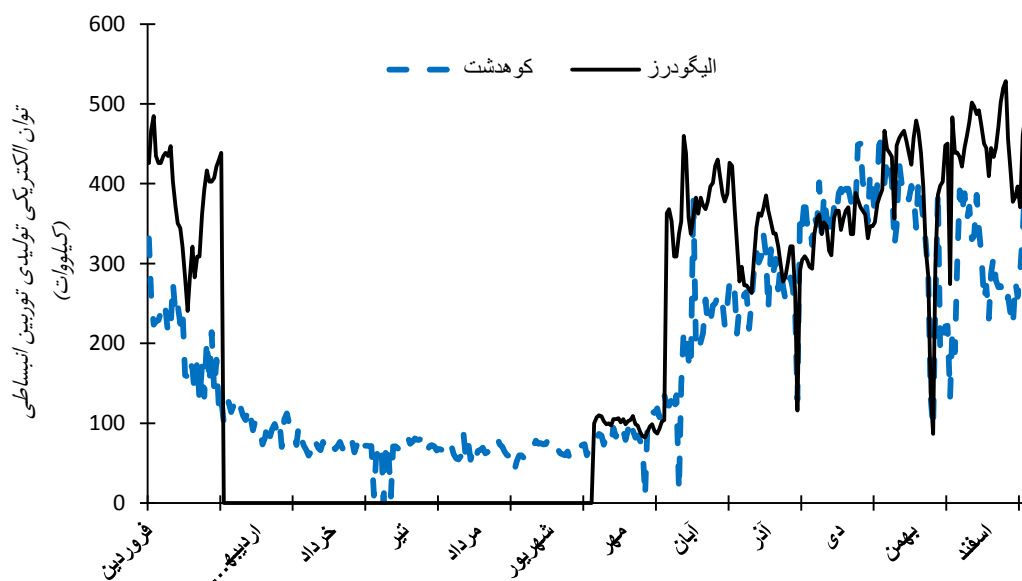
شکل (۲۲-۵) خالص ارزش فعلی برای سیستم پیشنهادی اول - الیگودرز

۵-۴-۲ - طرح به کارگیری پمپ حرارتی منبع زمینی و سیستم فتوولتائیک

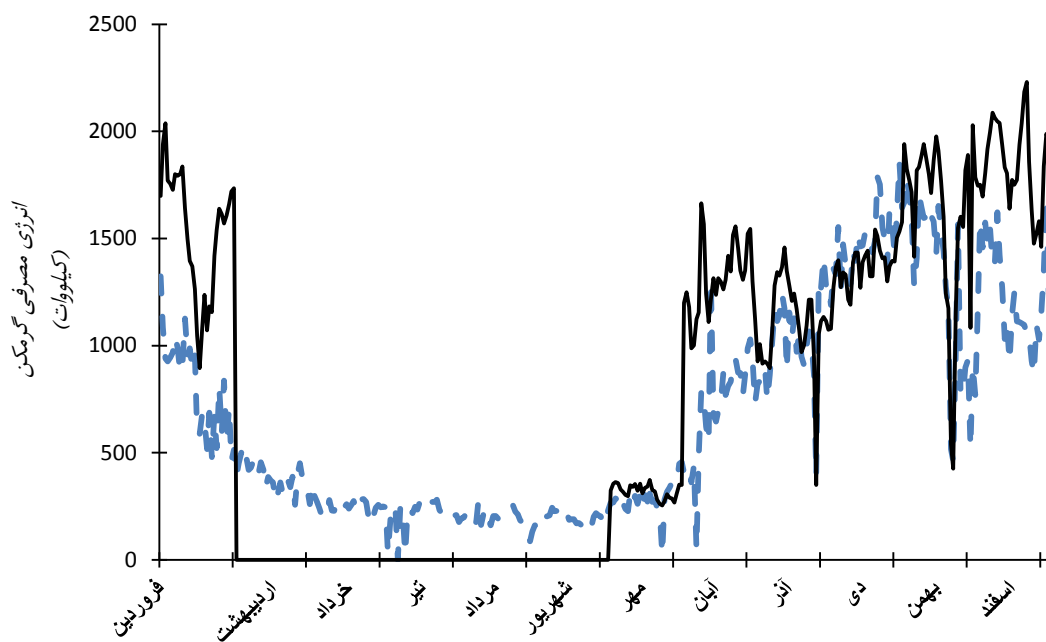
پنل های خورشیدی یکی از گران ترین تجهیزات در زمینه تولید توان الکتریکی می باشند و بازگشت سرمایه برای این گونه پروژه ها زیاد می باشد و انگیزه ای برای سرمایه گذاری ایجاد نمی نماید. در این طرح بنابر پیشنهاد اولیه استفاده از پنل خورشیدی برای تامین توان الکتریکی پمپ حرارتی مطرح شده بود، اما با بررسی های انجام شده نشان دادند این سیستم به هیچ وجه توجیه پذیری اقتصادی نخواهد داشت آن هم به دلیل پایین بودن قیمت گاز طبیعی و هزینه بر بودن پنل های خورشیدی و سیستم پمپ حرارتی منبع زمینی است.

۵-۴-۳- طرح به کارگیری پمپ حرارتی منبع زمینی و توربین انبساطی

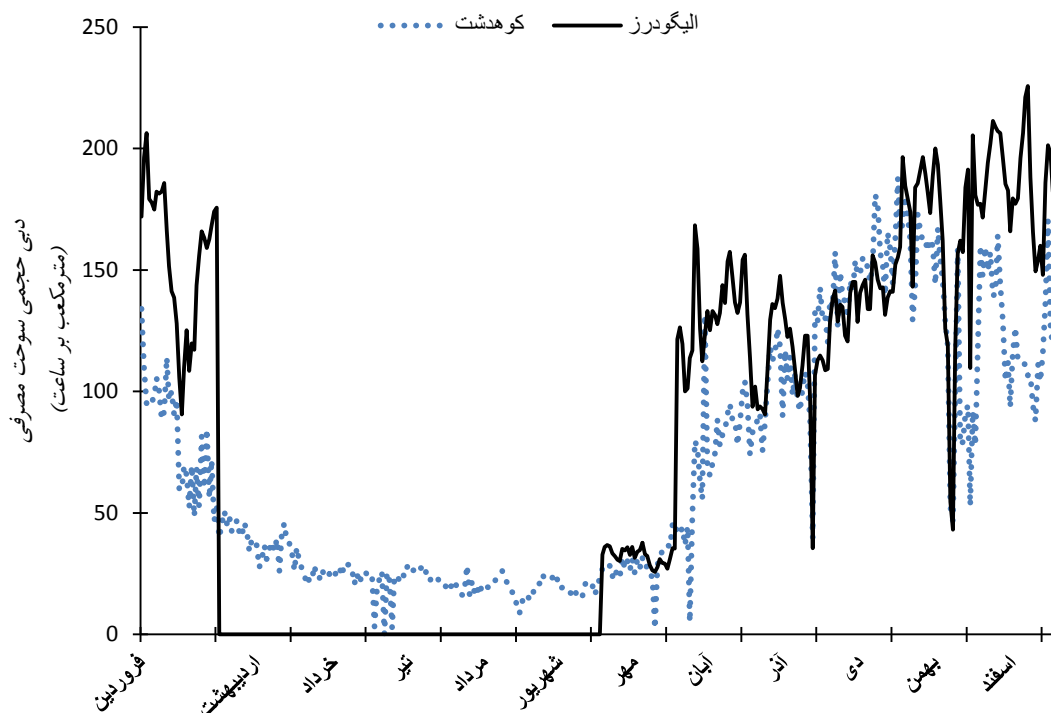
با قرار گیری توربین انبساطی به جای شیر اختناق در مدار، انرژی فشرسی گاز فشار بالا تبدیل به توان الکتریکی می‌شود. شکل (۵-۲۳) توان الکتریکی استحصال شده را برای ایستگاه کوهدشت و ایگودرز نشان می‌دهد. بیشترین توان تولیدی برای شهر ایگودرز ۵۲۹ کیلووات و برای شهر کوهدشت ۴۶۶ کیلووات می‌باشد. زمانیکه توربین انبساطی در مدار تولید توان قرار می‌گیرد دمای پیش گرم شده توسط گرم‌کن باید بسیار بیشتر از حالت معمولی باشد. به همین دلیل مصرف انرژی و مصرف سوخت ایستگاه افزایش می‌یابد. نرخ توان حرارتی تولیدی توسط گرم‌کن، در شکل (۵-۲۴) برای هر دو ایستگاه نشان داده شده است. با توجه به بالا بودن دبی عبوری از ایستگاه ایگودرز، مقدار انرژی تولیدی گرم‌کن این ایستگاه مابین صفر و ۲۲۳۰ کیلووات نوسان دارد. همین پارامتر برای ایستگاه کوهدشت مابین صفر و ۱۸۲۴ کیلووات قرار دارد. با بالا رفتن میزان مصرف انرژی گرم‌کن، سوخت بیشتری هم لازم می‌شود تا این مقدار انرژی تولید شود، شکل (۵-۲۵). در بدترین حالت ایستگاه ایگودرز و کوهدشت، ۲۵۵/۸ و ۱۸۴/۷ مترمکعب بر ساعت سوخت مصرف خواهند کرد.



شکل (۵-۲۳) توان الکتریکی تولید شده توسط توربین انبساطی برای ایستگاه کوهدشت و ایگودرز



شکل (۲۴-۵) انرژی تولیدی گرمکن باوجود توربین انبساطی برای ایستگاه کوهدشت و الیگودرز



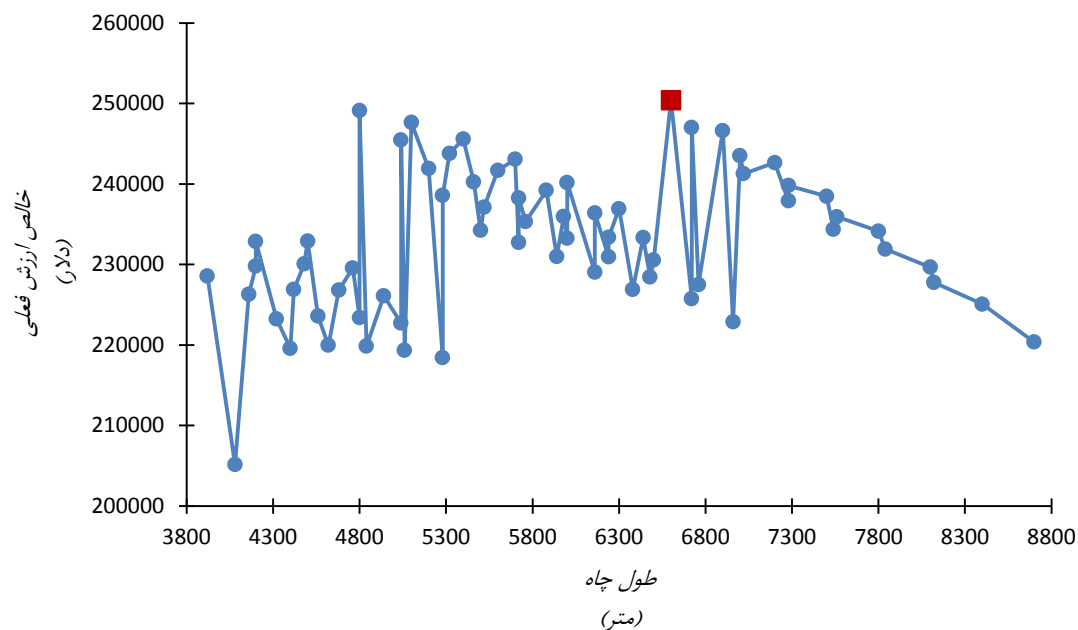
شکل (۲۵-۵) سوخت مصرفی گرمکن با وجود توربین انبساطی برای ایستگاه کوهدشت و الیگودرز

۵-۴-۳-۱- ایستگاه تقلیل فشار گاز کوهدشت

سیستم پیشنهادی حاضر به گونه‌ای طراحی شده تا حداکثر استفاده از پمپ حرارتی منبع زمینی به عمل آید. به همین منظور دمای آب درون مبدل پوسته و لوله در ۴۵ درجه سلسیوس ثابت نگه داشت می‌شود چراکه حداکثر دمای آب ورودی به پمپ حرارتی در کاتالوگ شرکت سازنده ۴۵ درجه سلسیوس مشخص شده است و در این حالت دمای گاز ورودی به گرم‌کن نیز بیشترین مقدار خود را خواهد داشت. با این فرض، پمپ حرارتی منبع زمینی به نحوی باید انتخاب شود که دمای محلول ضدیخ ورودی به اواپراتور پمپ حرارتی، پایین‌تر از مقدار دمای اعلام‌شده توسط شرکت سازنده پمپ حرارتی نباشد. دمای اعلام‌شده ۷- درجه سلسیوس است. عامل مهم تأثیرگذار بر دمای خروجی از مبدل زمین‌گرمایی یا دمای ورودی به اواپراتور پمپ حرارتی، طول مبدل زمین‌گرمایی است. کم بودن دمای خروجی از مبدل زمین‌گرمایی به این معنی است که یا طول مبدل زمین‌گرمایی را باید طویل‌تر ساخت یا تعداد پمپ حرارتی منبع زمینی را زیاد کرد تا بار حرارتی گرمایشی موردنیاز توسط سیستم زمین‌گرمایی تأمین شود. هرچه دمای خروجی از مبدل زمین‌گرمایی کم باشد ضریب عملکرد پمپ حرارتی کمتر خواهد شد و کمپرسور پمپ حرارتی، توان الکتریکی زیادی مصرف خواهد کرد. با توجه به اینکه توان الکتریکی پمپ حرارتی از طریق توربین انبساطی تأمین می‌شود و توان الکتریکی فروشی به شبکه در سودآور بودن طرح اهمیت بسزایی دارد پس باید طول و تعداد پمپ حرارتی مناسب از نظر اقتصادی انتخاب شود.

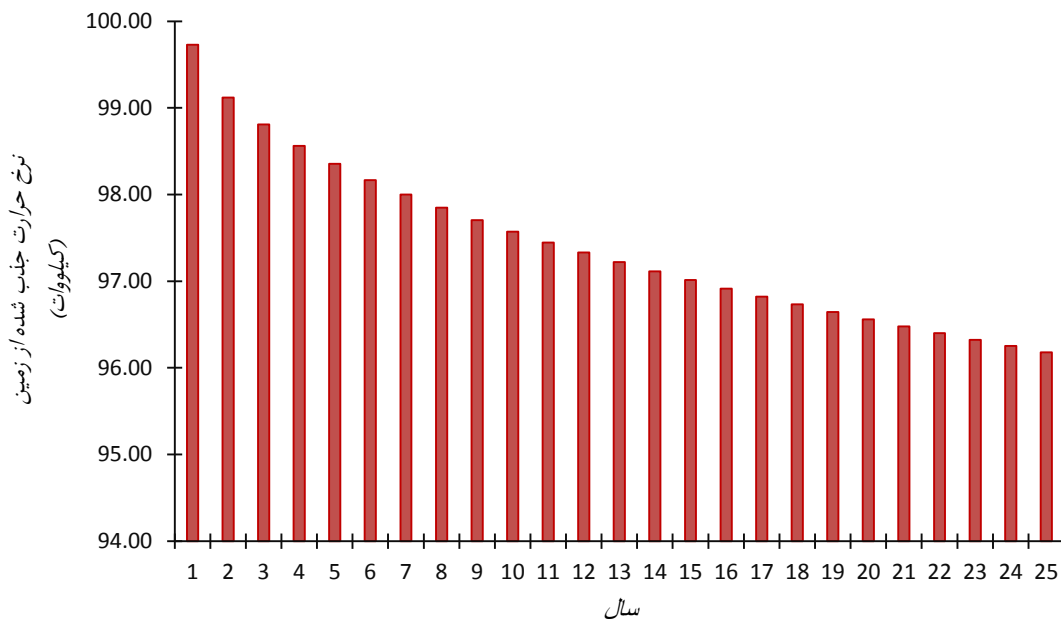
برای انتخاب سیستم زمین‌گرمایی مناسب، طرح حاضر را با چیدمان‌های مختلف و طول چاه‌های مختلف موردبررسی قرار داده و سیستمی انتخاب می‌شود که خالص ارزش فعلی آن از بقیه بیشتر باشد. هزینه اولیه برای این سیستم شامل هزینه تمام‌شده توربین انبساطی، هزینه مبدل پوسته و لوله، هزینه خرید پمپ حرارتی و هزینه تمام‌شده حفاری و نصب مبدل حرارتی زمینی-عمودی است. هزینه‌های جاری نیز شامل هزینه سوخت مصرفی ایستگاه، هزینه تعمیر و نگهداری توربین انبساطی و درآمد حاصل از فروش برق به شبکه است. در انتخاب سیستم زمین‌گرمایی مناسب از نظر اقتصادی

هزینه اولیه توربین انبساطی همواره ثابت است ولی هزینه سیستم زمین گرمایی که شامل پمپ حرارتی و مبدل زمین گرمایی است با تغییر طول مبدل تغییر خواهد کرد. شکل (۵-۲۶) سودآوری طرح را در مقابل طول مبدل زمینی نشان می‌دهد. طول چاه مناسب که از نظر اقتصادی بیشترین سودآوری را نسبت به بقیه دارد برابر با ۶۶۰۰ متر یا به عبارتی ۴۴ عدد چاه هر کدام به طول ۱۵۰ متر و ۷ عدد پمپ حرارتی است.

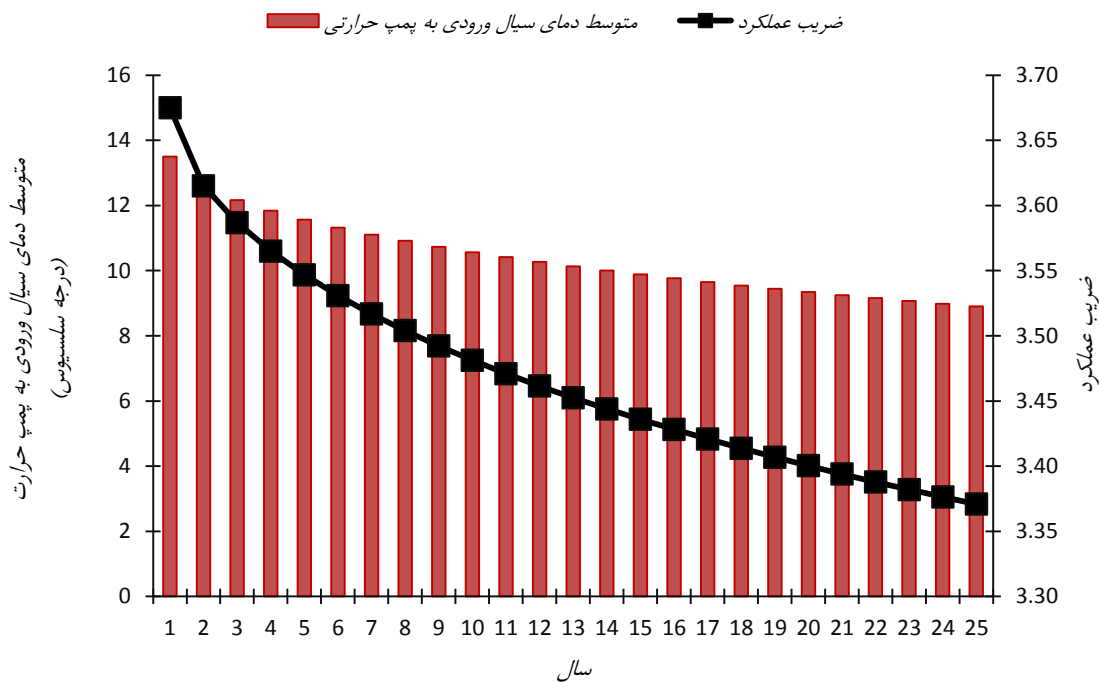


شکل (۵-۲۶) انتخاب طول چاه حرارتی از نظر اقتصادی برای سیستم پیشنهادی سوم - کوه‌دشت

با انتخاب سیستم زمین گرمایی مناسب عملکرد حرارتی سیستم پیشنهادی سوم را با دقت بیشتری مورد بررسی قرار می‌دهیم. شکل (۵-۲۷) متوسط نرخ حرارت جذب شده از زمین در هر سال، توسط پمپ حرارتی را نشان می‌دهد. در سال اول به طور متوسط از زمین ۹۹/۷۳ کیلووات حرارت استخراج شده و در سال ۲۵ام با توجه به اشباع شدن حرارتی اطراف مبدل زمین گرمایی این مقدار به ۹۶/۱۸ کیلووات رسیده است. به عبارتی، به طور متوسط ۳/۵۵٪ حرارت کمتری در سال ۲۵ام استخراج شده است.



شکل (۲۷-۵) نرخ حرارت جذب شده از زمین توسط پمپ حرارتی منبع زمینی - کوهدشت

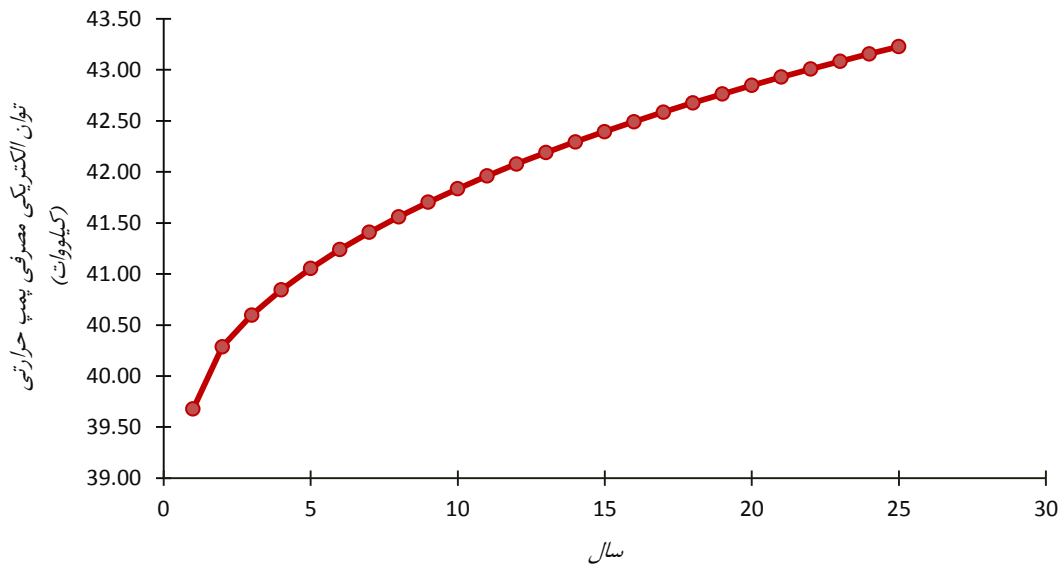


شکل (۲۸-۵) قیاس تغییرات دمای سیال ورودی به پمپ حرارتی در مقابل ضریب عملکرد - کوهدشت

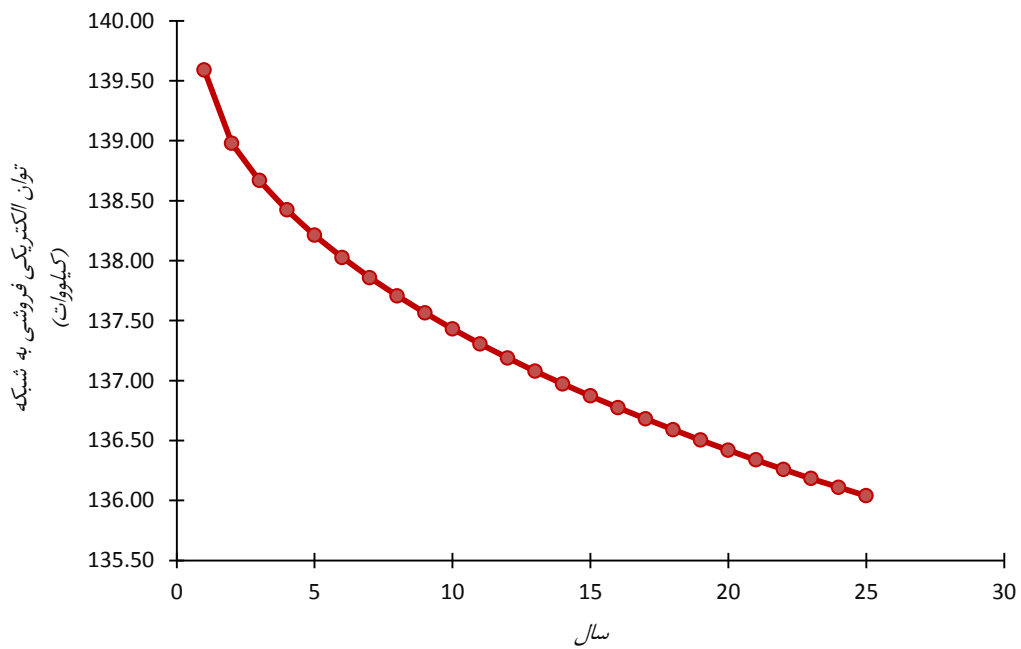
شکل (۵-۲۸) متوسط دمای محلول ضدیخ خروجی از مبدل زمینی و وارد شده به پمپ حرارتی را نشان می‌دهد. محور عمودی سمت راست نیز متوسط ضریب عملکرد پمپ حرارتی در هر سال نشان می‌دهد. همان‌طور که از شکل مشخص است با کاهش دمای سیال ورودی به پمپ حرارتی ضریب عملکرد نیز تحت تأثیر آن کاهش می‌یابد. متوسط دمای سیال در سال اول ۱۳/۵ درجه سلسیوس و در سال ۱۲۵م، ۸/۹ درجه سلسیوس است. ضریب عملکرد نیز در سال اول برابر با ۳/۶۸ و در سال ۱۲۵م برابر با ۳/۳۷ است. شکل (۵-۲۹) متوسط توان الکتریکی مصرفی پمپ حرارتی منبع زمینی را در هر سال نشان می‌دهد. توان الکتریکی مصرفی پمپ حرارتی در سال اول کمتر از بقیه سال‌ها است و هرچه زمان می‌گذرد توان مصرفی آن نیز بالا می‌رود که دلیل آن هم افت در مقدار گرمای استخراج‌شده از زمین است. توان الکتریکی مصرفی در سال اول ۳۹/۶۸ کیلووات و در سال ۱۲۵م مقدار آن به ۴۳/۲۳ کیلووات رسیده است. یعنی ۸/۲٪ افزایش در برق مصرفی پمپ حرارتی مشاهده می‌شود.

شکل (۵-۳۰) متوسط توان الکتریکی فروشی به شبکه برق را در هر سال نشان می‌دهد. این مقدار برابر با حاصل تفریق توان الکتریکی تولیدی توربین انبساطی و توان الکتریکی مصرفی پمپ حرارتی است. متوسط توان الکتریکی تولیدی توربین انبساطی در یک سال مقدار ثابتی است اما افزایش توان الکتریکی مصرفی پمپ حرارتی باعث افت در مقدار متوسط توان الکتریکی فروشی به شبکه برق در هر سال می‌شود. بیشترین برق فروشی به شبکه در سال اول بوده و برابر با ۱۳۹/۶ کیلووات و کمترین توان فروشی به شبکه در سال ۱۲۵م بوده و برابر با ۱۳۶ کیلووات است.

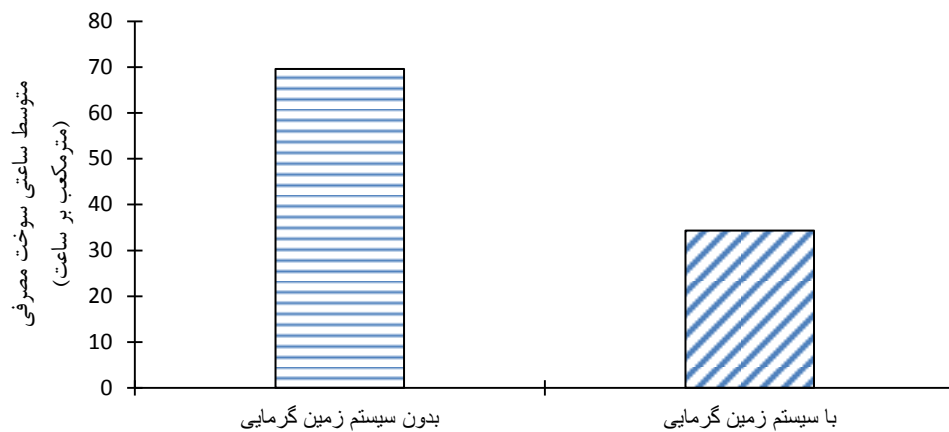
قابلیت کاهش مصرف سوخت سیستم پیشنهادی سوم نسبت به حالتی که از پمپ حرارتی منبع زمینی استفاده نمی‌شود در شکل (۵-۳۱) مشاهده می‌شود. این سیستم با ایجاد کاهش مصرف سوخت ۴۹/۳۱٪، متوسط ساعتی مصرف سوخت را از ۶۹/۵۷ به ۳۴/۳۱ مترمکعب رسانده است.



شکل (۲۹-۵) متوسط توان الکتریکی مصرفی پمپ حرارتی منبع زمینی در هر سال - کوهدهشت



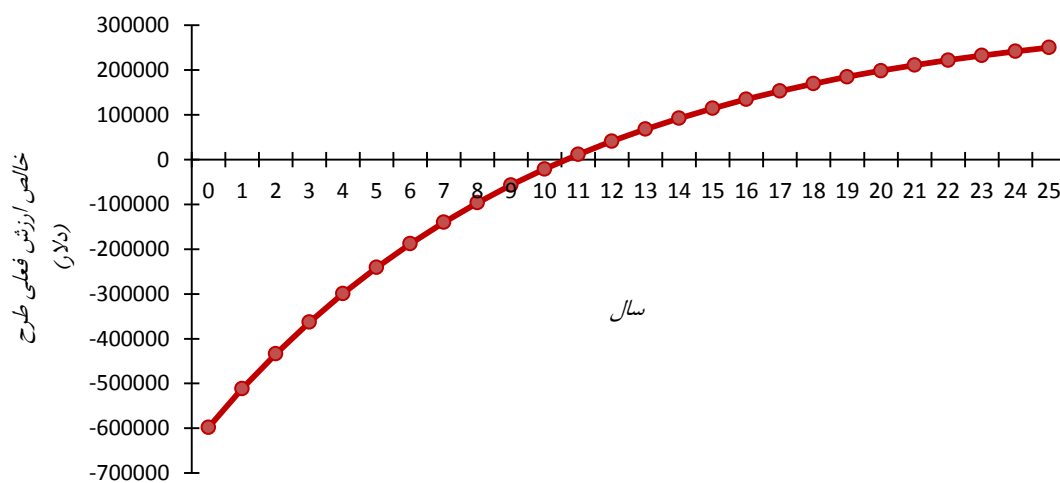
شکل (۳۰-۵) توان الکتریکی فروشی به شبکه برق - کوهدهشت



شکل (۳۱-۵) مقایسه متوسط ساعتی سوخت مصرفی در سیستم پیشنهادی سوم-کوهدشت

مرحله آخر در بررسی سیستم حاضر مربوط به نتایج تحلیل اقتصادی طرح است.

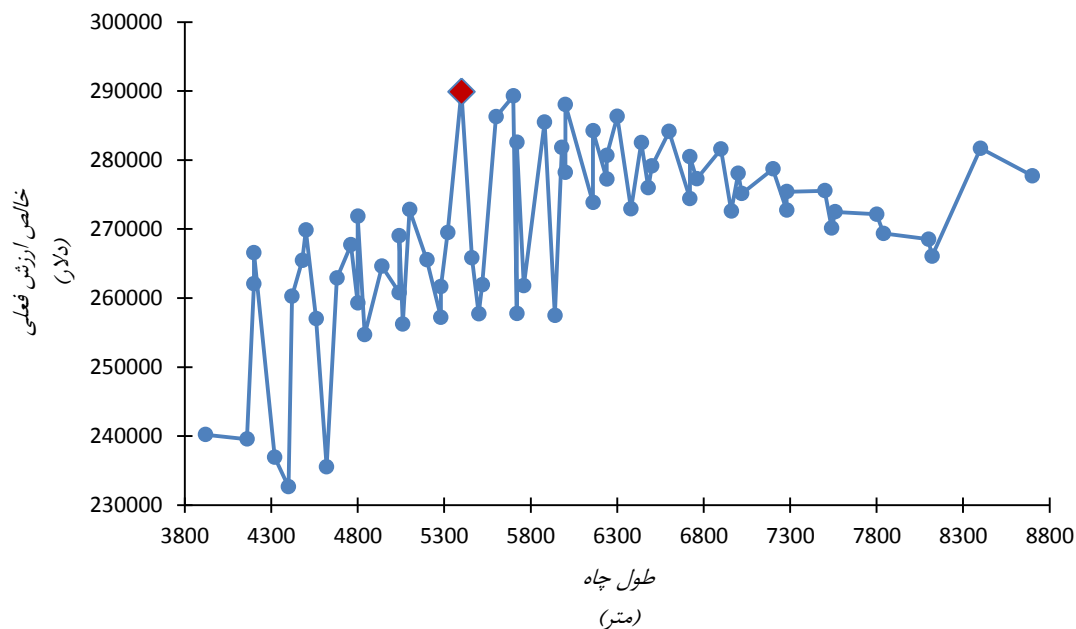
شکل (۳۲-۵) خالص ارزش فعلی طرح را در طول ۲۵ سال نشان می‌دهد. با سرمایه‌گذاری اولیه ۵۹۸۱۰۰ دلار خالص ارزش فعلی طرح در پایان عمر پروژه برابر با ۲۵۰۳۹۱ دلار خواهد بود. نرخ بازگشت داخلی طرح ۱۵٪ و دوره بازگشت سرمایه تنزیل یافته نیز برابر با ۱۰/۱ سال است. تمامی محاسبات اقتصادی با نرخ تنزیل ۱۲٪ محاسبه شده‌اند. از نتایج به دست آمده معلوم است که سرمایه‌گذاری برای اجرای سیستم پیشنهادی علاوه بر کاهش چشمگیر مصرف سوخت نسبت به حالت بدون سیستم پمپ حرارتی منبع زمینی، اقتصادی خواهد بود.



شکل (۳۲-۵) خالص ارزش فعلی طرح سیستم پیشنهادی سوم-کوهدشت

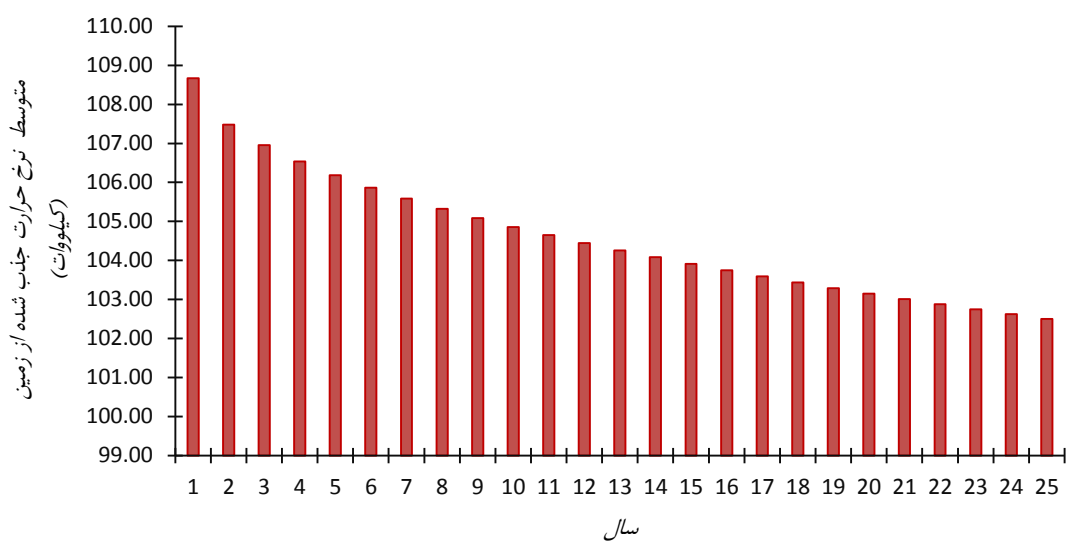
۵-۴-۳-۲- ایستگاه تقلیل فشار الیگودرز

با توجه به روند ذکر شده برای انتخاب طول مناسب مبدل حرارتی زمینی- عمودی، طول مبدل زمین گرمایی انتخاب می شود، شکل (۵-۲۷). با مشخص شدن طول مناسب از نظر اقتصادی، تعداد پمپ حرارتی، تعداد، طول و فاصله بین چاهی که این مقدار سود را حاصل کرده اند مشخص می شود. نتایج به دست آمده از این قرار هستند: مجموع طول چاه ۵۴۰۰ متر و ۷ عدد پمپ حرارتی منبع زمینی، به عبارتی ۳۶ عدد چاه هر کدام به عمق ۱۵۰ متر به عنوان سیستم زمین گرمایی اقتصادی تر انتخاب می شود.



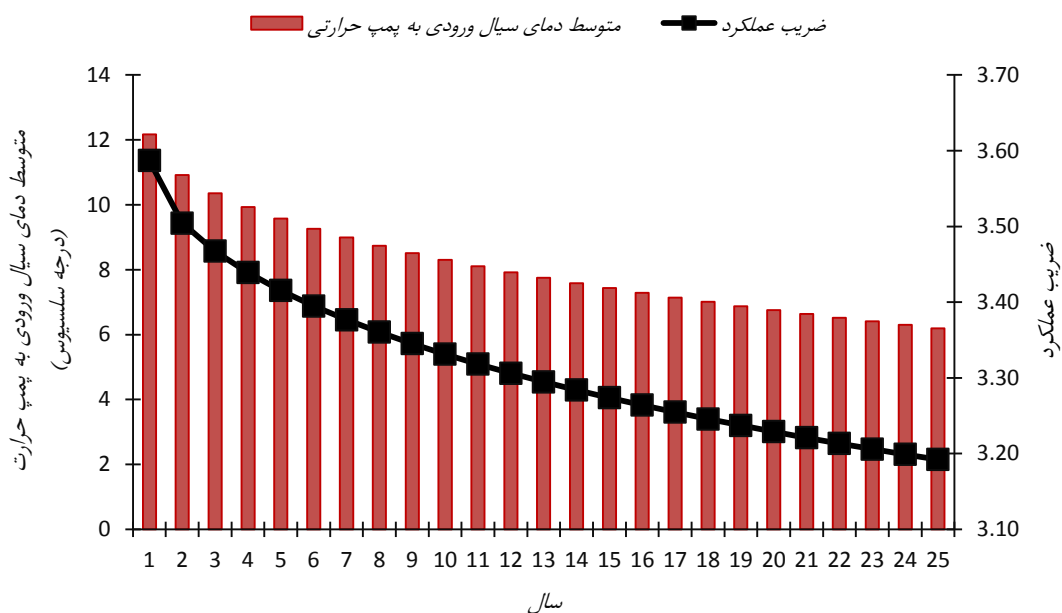
شکل (۵-۳۳) انتخاب طول چاه حرارتی از نظر اقتصادی برای سیستم پیشنهادی سوم- الیگودرز

بیشترین نرخ حرارت جذب شده ۱۰۸/۷ کیلووات در سال اول و کمترین مقدار آن ۱۰۲/۵ کیلووات در سال ۲۵ ام است. به تعبیری دیگر بعد از ۲۵ سال نرخ حرارت جذب شده از زمین به میزان ۵/۷٪ مقدار اولیه کاهش می یابد.



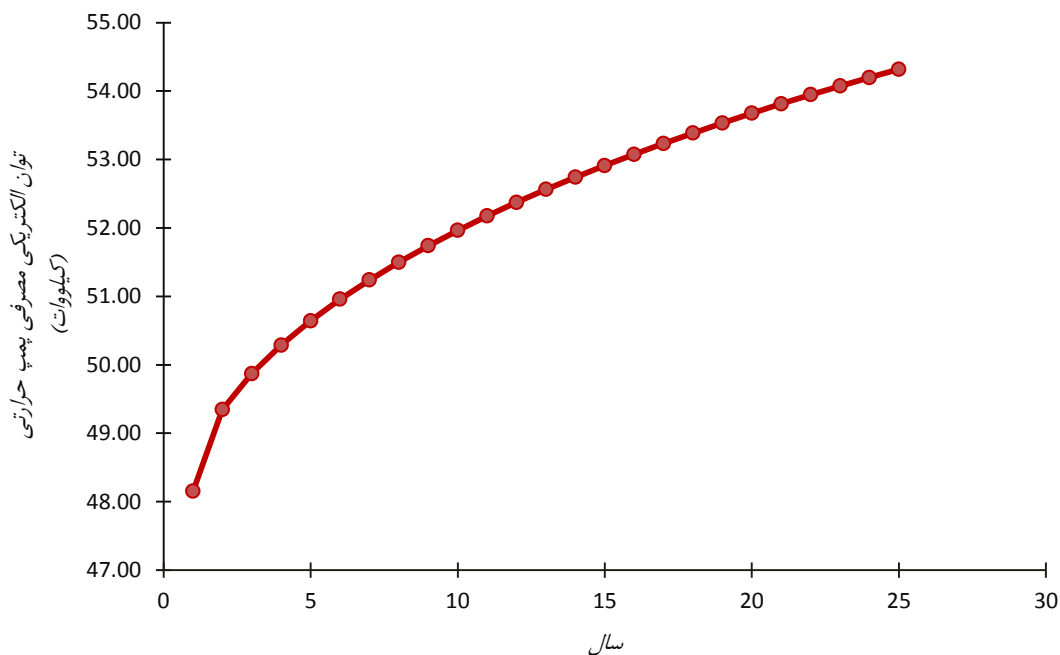
شکل (۳۴-۵) نرخ حرارت جذب شده از زمین توسط پمپ حرارتی منبع زمینی - الیگودرز

متوسط سالیانه دمای سیال خروجی از زمین و ورودی به اواپراتور پمپ حرارتی در محدوده ۱۲/۲ و ۶/۷ درجه سلسیوس نوسان دارد. متوسط سالیانه ضریب عملکرد نیز مابین ۳/۲ و ۳/۶ قرار دارد. بیشترین مقادیر برای سال اول و کمتری مقادیر برای سال ۱۲۵ ام است، شکل (۲۹-۵).

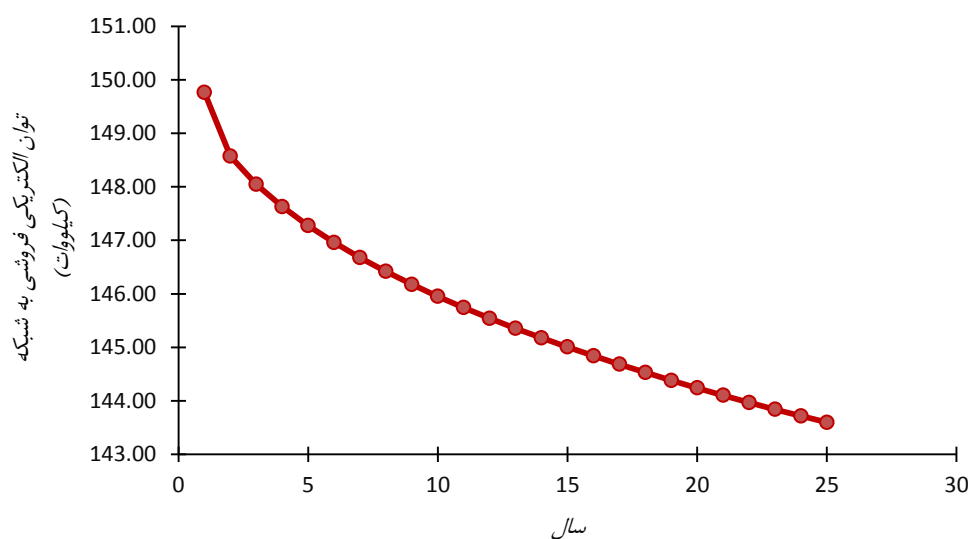


شکل (۳۵-۵) قیاس تغییرات دمای سیال ورودی به پمپ حرارتی در مقابل ضریب عملکرد - الیگودرز

شکل (۵-۳۰) متوسط توان الکتریکی مصرف شده توسط پمپ حرارتی را نشان می‌دهد. توان مصرفی در محدوده ۴۸/۱۵ تا ۵۴/۳۲ کیلووات قرار دارد. در طول ۲۵ سال متوسط توان الکتریکی مصرفی ۶/۱۷ کیلووات یا ۱۲/۸٪ زیادت‌تر شده است. با افزایش توان الکتریکی کمپرسور برق کمتری به شبکه فروخته خواهد شد. متوسط سالیانه توان الکتریکی فروشی به شبکه برق در طول ۲۵ سال با روند نزولی همراه است. تنها دلیل آن هم افزایش توان الکتریکی مصرفی پمپ حرارتی در طول ۲۵ سال است چراکه متوسط سالیانه توان تولیدی توربین انبساطی ثابت است، شکل (۵-۳۷).



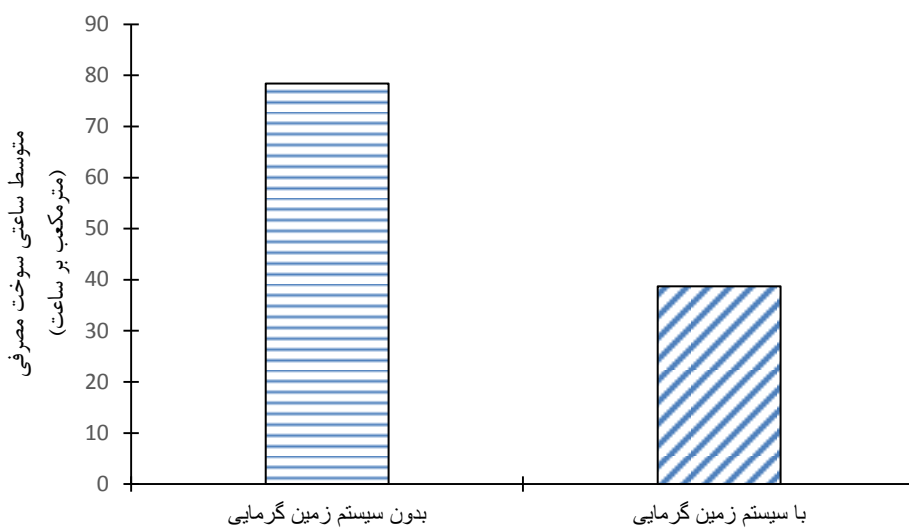
شکل (۵-۳۶) متوسط توان الکتریکی مصرفی پمپ حرارتی منبع زمینی در هرسال - الیگودرز



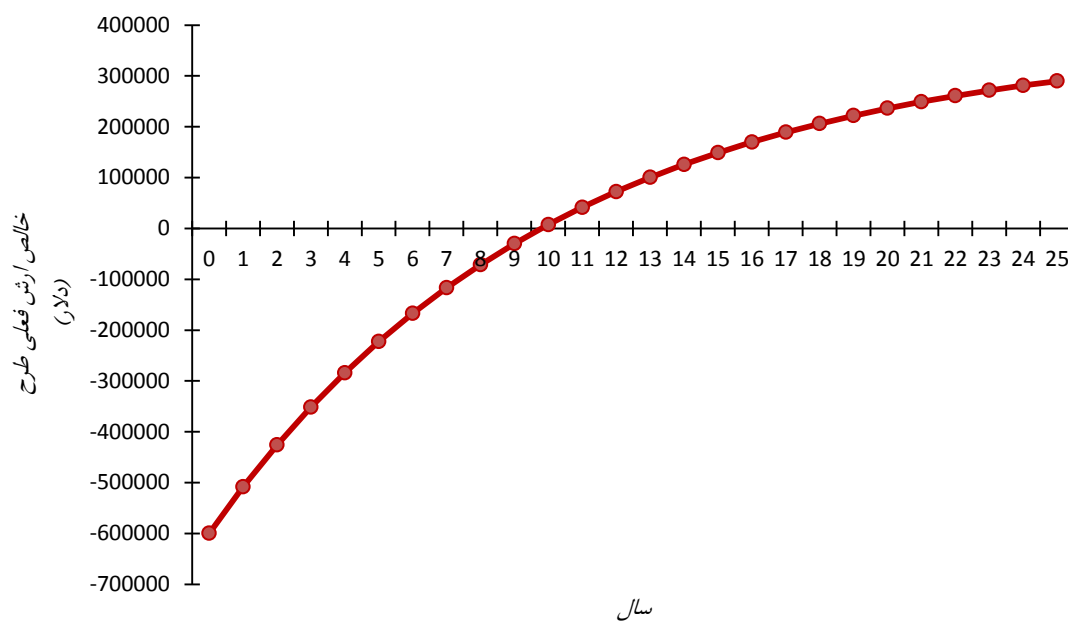
شکل (۳۷-۵) توان الکتریکی فروشی به شبکه برق - الیگودرز

قابلیت کاهش مصرف سوخت سیستم پیشنهادی سوم نسبت به حالتی که از پمپ حرارتی منبع زمینی استفاده نمی‌شود در شکل (۳۸-۵) مشاهده می‌شود. این سیستم با ایجاد کاهش مصرف سوخت ۴۹/۳۶٪، متوسط ساعتی مصرف سوخت را از ۷۸/۳۸ به ۳۸/۶۹ مترمکعب رسانده است.

بررسی‌های اقتصادی مشخص کردند که با سرمایه‌گذاری اولیه ۵۹۹۹۳۰ دلار و با نرخ تنزیل ۱۲٪ خالص ارزش فعلی طرح برابر با ۲۸۹۹۰۲ دلار خواهد بود. نرخ بازگشت داخلی طرح ۱۶٪ و دوره بازگشت سرمایه تنزیل یافته طرح ۹/۱ سال محاسبه شدند، شکل (۳۹-۵).



شکل (۳۸-۵) مقایسه متوسط ساعتی سوخت مصرفی در سیستم پیشنهادی سوم - الیگودرز



شکل (۳۹-۵) خالص ارزش فعلی طرح سیستم پیشنهادی سوم - الیگودرز

۶- فصل ششم: نتیجه گیری و ارائه پیشنهادها

۶-۱- نتیجه گیری

مطالعه انجام شده هم‌راستا با تحقیقات جهانی در ارتباط با کاهش اتکا بشر به سوخت‌های فسیلی و ایجاد کاهش در مصرف این نوع سوخت‌ها است. مهمترین انرژی جایگزین منابع فسیلی، انرژی‌های تجدیدپذیر است. انرژی رسیده از خورشید به زمین، انرژی باد، انرژی جزر و مد و انرژی زمین‌گرمایی از این نوع انرژی‌ها می‌باشند. این انرژی‌ها به وفور در محیط پیرامون بشر یافت می‌شوند ولی تجهیزات مرتبط با این فناوری‌ها گران می‌باشند و به همین دلیل از اقبال مردمی کمتری برخوردارند. شرکت ملی گاز ایران نیز به دلیل نگرانی از مصرف انرژی سوخت‌های فسیلی و آلودگی‌های مرتبط با آن در بخش‌های مختلف این صنعت، در چند سال اخیر هم‌راستا با تحقیقات جهانی اقدام به تحقیق و پژوهش در زمینه انرژی‌های تجدید پذیر نموده‌است.

ایستگاه‌های تقلیل فشار گاز طبیعی با بهره‌گیری از گاز طبیعی موجود در ایستگاه از سردشدن بیش از حد مجاز گاز طبیعی در خروجی شیر اختناق جلوگیری می‌کنند. با توجه به حجم گاز عبوری از ایستگاه‌ها مخصوصاً در فصول سرد سال، مصرف سوخت ایستگاه به شدت افزایش می‌یابد. به منظور کاهش مصرف سوخت ایستگاه تقلیل فشار گاز، در این مطالعه سیستم‌هایی مبتنی بر انرژی زمین‌گرمایی مطرح و از نظر فنی و اقتصادی بررسی شدند. دو سیستم در رابطه با کاهش مصرف سوخت ایستگاه معمولی تقلیل فشار پیشنهاد و بررسی شدند و یک سیستم برای زمانی که از توربین انبساطی در ایستگاه استفاده می‌شود پیشنهاد و بررسی شد. بررسی‌ها بر روی دو ایستگاه تقلیل فشار گاز استان لرستان انجام شد، ایستگاه کوه‌دشت و ایستگاه الیگودرز. در بررسی‌های انجام گرفته دمای زمین به عنوان یک پارامتر تاثیر گذار بر عملکرد حرارتی و توجیه پذیری اقتصادی طرح مطرح بود. دمای عمق زمین برای هر دو شهر قابل قبول و مقدار آن برابر با $17/8$ درجه سلسیوس بود. پارامتر مهم و تاثیرگذار دیگر بر توجیه پذیری اقتصادی طرح‌ها قیمت گاز طبیعی بود. دو مقدار برای قیمت گاز طبیعی تعیین شد تا در صورت اقتصادی نبودن سیستم با قیمت اول از قیمت دوم که قیمت جهانی گاز طبیعی است استفاده شود.

نتایج حاصل شده برای هر دو ایستگاه تقلیل فشار کوهدشت و الیگودرز نشان دادند که سیستم پیشنهادی اول با قیمت گاز ۰/۰۷ دلار بر مترمکعب نمی‌تواند توجیه اقتصادی داشته باشد و از قیمت دوم برای تحلیل اقتصادی استفاده شد. با فرض انجام شده طول چاه مناسب از نظر اقتصادی برای هر دو ایستگاه مشخص شد. نتایج نشان دادند ایستگاه کوهدشت با بهره‌گیری از ۱۰۰۰ متر چاه حرارتی به طور متوسط در بیست و پنج سال منجر به ۱۷/۶۵ درصد کاهش مصرف سوخت خواهد شد. که از این مقدار کاهش مصرف ایجاد شده، ۱۱/۱۱ درصد به دلیل بهره‌گیری از انرژی زمین گرمایی است و مابقی آن به خاطر تنظیم دمای گاز خروجی در مقدار ۱۰ درجه سلسیوس است که قبل از اجرای این طرح مقدار آن به دلیل تنظیم گرمکن به صورت دستی به طور مناسب تنظیم نمی‌شد. تحلیل اقتصادی انجام شده برای ایستگاه الیگودرز دلالت بر انتخاب ۱۳۵۰ متر چاه حرارتی داشت. با نتیجه حاصل شده مشخص شد به طور متوسط در بیست و پنج سال، امکان صرفه‌جویی ۳۸/۴ درصدی وجود دارد که از این مقدار سهم سیستم زمین گرمایی ۷/۲ درصد است. گفتنی است دلیل پایین بودن سهم سیستم زمین گرمایی در کاهش مصرف سوخت به دلیل استفاده از گرمای دما پایین زمین است و در صورت استفاده از پمپ حرارتی این رقم می‌تواند افزایش یابد. بازگشت سرمایه برای ایستگاه کوهدشت و الیگودرز نیز به ترتیب برابر با ۸ و ۲/۳۵ سال محاسبه شدند.

سیستم پیشنهادی دوم به دلیل بهره‌گیری از سیستم فتوولتاییک که جزو گران‌قیمت‌ترین تجهیزات از بابت تولید برق هستند، به هیچ وجه توجیه اقتصادی نداشت. اما بررسی‌های اولیه نشان دادند که این سیستم قابلیت حذف کل مصرف سوخت را در هر دو ایستگاه دارا است.

سیستم پیشنهادی سوم برای ایستگاه‌هایی طراحی شده‌است که قصد استفاده از توربین انبساطی را دارند. در این سیستم توربین انبساطی علاوه بر فروش برق به شبکه، توان الکتریکی مورد نیاز پمپ حرارتی را نیز تامین می‌نماید. این سیستم برای هر دو شهر کوهدشت و الیگودرز با قیمت گاز طبیعی ۰/۰۷ دلار بر مترمکعب و قیمت ۰/۱ دلار بر کیلووات ساعت برق فروشی به شبکه توجیه پذیری

اقتصادی داشت. برای انتخاب طول مبدل زمینی خالص ارزش فعلی طرح با تعداد و طول چاه متفاوت مورد بررسی قرار گرفت و سیستمی که بیشترین سودآوری را داشت انتخاب شد. طول سیستم در محدوده ۱۱۰ تا ۱۵۰ اجازه انتخاب شدن داشت. چراکه بیشتر از این مقادیر با توجه به امکان حضور سفره‌های زمینی متعدد و فناوری حفاری چاه شاید مقدور نمی‌بود. با توجه به تاثیرگذار بودن آرایش چاه در نرخ حرارت جذب شده از زمین، سه آرایش چاه L شکل، U شکل و مربعی شکل مورد بررسی قرار گرفتند و مشخص شد که آرایش L شکل گرمای بیشتری را از زمین قادر است جذب کند. از تحلیل‌های اقتصادی مشخص شد برای شهر کوهدشت طول مبدل حرارتی زمینی ۶۶۰۰ متر و ۷ عدد پمپ حرارتی منبع زمینی باید باشد. بدین ترتیب سیستم پمپ حرارتی منبع زمینی خواهد توانست ۴۹/۳۱ درصد کاهش در مصرف سوخت ایجاد نماید، نسبت به حالتی که از سیستم زمین گرمایی استفاده نمی‌شود. مدت بازگشت سرمایه تنزیل یافته برای این طرح ۱۰/۱ سال محاسبه شد. برای شهر الیگودرز نیز ۵۴۰۰ متر طول مبدل زمینی و ۷ عدد پمپ حرارتی منبع زمینی انتخاب شد. با این سیستم زمین گرمایی کاهش مصرف سوخت ایجاد شده نسبت به حالت بدون سیستم زمین گرمایی ۴۹/۳۶ درصد و بازگشت سرمایه تنزیل یافته برای این طرح برابر با ۱۰/۱ سال خواهد بود.

مشاهده می‌شود سیستم زمین گرمایی قابلیت ایجاد کاهش مصرف سوخت قابل توجهی را دارد. چنانچه از پمپ حرارتی منبع زمینی برای استخراج حرارت از زمین استفاده شود این مقدار افزون‌تر نیز خواهد شد. اما پمپ حرارتی نیاز به توان الکتریکی دارد و در صورت برآورده کردن توان الکتریکی مصرفی آن با انرژی‌های تجدیدپذیر دیگر، پمپ حرارتی منبع زمینی گزینه مناسبی برای کاهش مصرف سوخت ایستگاه تقلیل فشار گاز خواهد بود.

۶-۲-ارائه پیشنهادها

با توجه به تجربیات نگارنده پایان نامه در ذیل پیشنهادهایی در راستای ادامه این پژوهش ارائه شده‌است:

۱- با توجه به محدود بودن ایستگاه‌های مورد بررسی در این مطالعه، پیشنهاد می‌شود در مطالعات بعدی ایستگاه‌های تقلیل فشار گاز با دبی‌های طراحی مختلف مورد بررسی قرار گیرد تا پتانسیل صرفه‌جویی در چنین ایستگاه‌هایی نیز برآورد شود.

۲- همانطور که ذکر شد سیستم‌های زمین گرمایی شامل سیستم‌های حلقه بسته و حلقه باز می‌گردد و در این مطالعه تنها مبدل حرارتی عمودی که از نوع سیستم بسته است مورد بررسی قرار گرفت. پیشنهادهای دیگر نیز می‌توانند شامل مبدل‌های افقی، مبدل‌های مارپیچ و سیستم‌های باز (آبی) باشد.

۳- مطالعه عملکرد مبدل‌های حرارتی شیب‌دار در ایستگاه تقلیل فشار گاز

۴- بهینه‌سازی فنی و اقتصادی پمپ حرارتی منبع زمینی-عمودی برای انتخاب نقطه عملکرد بهینه برای سیستم

۵- پتانسیل‌سنجی بهره‌گیری از مبدل حرارتی زمینی-عمودی در شرایط اقلیمی متفاوت

۶- مقایسه عملکرد فنی و اقتصادی پمپ حرارتی منبع زمینی و منبع هوایی

۷- بررسی عملکرد فنی و اقتصادی پمپ حرارتی جذبی منبع زمینی-عمودی

۸- ترکیب پمپ حرارتی منبع زمینی و کلکتورهای خورشیدی در جهت برآورده کردن نیاز

گرمایشی ایستگاه و کاهش ناتعادلی حرارتی در زمین برای استفاده بهتر از گرمای زمین

مراجع

- [۱] M. He, *Numerical Modelling of Geothermal Borehole Heat Exchanger Systems*, Doctor of Philosophy Thesis, De Montfort University, 2012 .
- [۲] J. Poživil, Use of Expansion Turbines in Natural Gas Pressure Reduction Stations, *Acta Montanistica Slovaca*, pp. ۲۶۰-۲۵۸, ۲۰۰۴ .
- [۳] M. Farzaneh-Gord, M. Manzari, M. Magrabi, S. Hashemi, H. Eftekhari, A. Farokhi, Using pressure exergy of natural gas in Bandar-Abbas refinery gas pressure drop station, *The second International conference on modeling, simulation, and applied optimization, Abu Dhabi, UAE, 2007* .
- [۴] M. FARZANEH-GORD, S. HASHEMI, M. SADI, Energy Destruction in Iran's Natural Gas Pipe Line Network, *Energy exploration & exploitation*, Vol. 25, No. 6, pp. 393-406, 2007 .
- [۵] M. Farzaneh-Gord, M. Deymi-Dashtebayaz, Recoverable energy in natural gas pressure drop stations: A case study of the Khangiran gas refinery, *Energy, Exploration & Exploitation*, Vol. 26, No. 2, pp. 71-82, 2008 .
- [۶] E. K. Ardali, E. Heybatian, Energy Regeneration in Natural Gas Pressure Reduction Stations by Use of Gas Turbo-Expander; Evaluation of Available Potential in Iran, in *Proceeding of*, 5-9 .
- [۷] ا. عطايي, ا. حکيمي, م. خلجي اسدي, م. پنجه شاهي, امکان سنجي فني و اقتصادي نصب توربين انبساطي در نيروگاه هاي حرارتي (مطالعه موردی نيروگاه شازند اراک), بيست و دومين کنفرانس بين المللي برق, ۱۳۸۶ .
- [۸] ح. صادقي, ف. بهافريد, س. موسوي آرا, باز يافت انرژی به وسيله توربين انبساطي در نيروگاه بيستون کرمانشاه, ششمين همایش ملي انرژی, ۱۳۸۶ .
- [۹] S. Sanaye, M. A. Meybodi, S. Shokrollahi, Selecting the prime movers and nominal powers in combined heat and power systems, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 28, No. 10, pp. 1177-1188, 7//, 2008 .
- [۱۰] S. Sanaye, S. Shokrollahi, Selection and sizing of prime movers in combined heat and power systems, in *Proceeding of*, American Society of Mechanical Engineers, pp. 613-621 .
- [۱۱] C. Howard, P. Oosthuizen, B. Peppley, An investigation of the performance of a hybrid turboexpander-fuel cell system for power recovery at natural gas pressure reduction stations, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 31, No. 13, pp. 2165-2170, 9//, 2011 .
- [۱۲] M. Farzaneh-Gord, M. Khatib, M. Deymi-Dashtebayaz, M. Shahmardan, Producing electrical power in addition of heat in natural gas pressure drop stations by ICE, *Energy, Exploration & Exploitation*, Vol. 30, No. 4, pp. 567-588, 2012 .
- [۱۳] M. Farzaneh-Gord, M. Deymi-Dashtebayaz, A new approach for enhancing performance of a gas turbine (case study: Khangiran refinery), *Applied Energy*, Vol. 86, No. 12, pp. 2750-2759, 12//, 2009 .
- [۱۴] S. Sanaye, A. Mohammadi Nasab, Modeling and optimizing a CHP system for natural gas pressure reduction plant, *Energy*, Vol. 40, No. 1, pp. 358-369, 4//, 2012 .
- [۱۵] M. Farzaneh-Gord, A. Arabkoohsar, M. Rezaei, M. Deymi-Dashtebayaz, H. Rahbari, Feasibility of employing solar energy in natural gas pressure drop stations, *Journal of the Energy Institute*, Vol. 84, No. 3, pp. 165-173, 2011 .
- [۱۶] www.nigc-zanjan.ir .

- [۱۷] www.nigc-ar.ir .
- [۱۸] www.retscreen.net .
- [۱۹] M. Y. a. N. Javani, Performance assessment of a horizontal-coil geothermal heat pump, *INTERNATIONAL JOURNAL OF ENERGY RESEARCH*, pp. 288-299, 2007 .
- [۲۰] A. Herrán-González, J. De La Cruz, B. De Andrés-Toro, J. Risco-Martín, Modeling and simulation of a gas distribution pipeline network, *Applied Mathematical Modelling*, Vol. 33, No. 3, pp. 1584-1600, 2009 .
- [۲۱] S. Mokhatab, W. A. Poe, *Handbook of natural gas transmission and processing*: Gulf Professional Publishing, 2012 .
- [۲۲] M. Khatib, *Utilization of cogeneration system in Birjand pressure drop station*, Master of Science Thesis, Shahrood University of Technology, 2012. (In persian(
- [۲۳] *Regulator station handbook*, London, UK, 2000 .
- [۲۴] M. Saberi, *Feasibility study of using gas turbines in natural gas pressure drop station*, Mater of science Thesis, Shahrood University of Technology, 2013. (In Persian(
- [۲۵] H. Yang, P. Cui, Z. Fang, Vertical-borehole ground-coupled heat pumps: A review of models and systems, *Applied Energy*, Vol ,^{۸۷}.No. 1, pp. 16-27, 1//, 2010 .
- [۲۶] R. Rawlings, J. Sykulski, Ground source heat pumps: a technology review, *Building Services Engineering Research and Technology*, Vol. 20, No. 3, pp. 119-129, 1999 .
- [۲۷] <http://www.irrigationshop.ir/> .
- [۲۸] M. Allan, Thermally conductive cementitious grout for geothermal heat pump systems, Google Patents, 2001 .
- [۲۹] معاونت برنامه ریزی و نظارت ریاست جمهور, فهرست بهای واحد پایه رشته چاه سال ۱۳۹۲ .
- [۳۰] M. Cimmino, M. Bernier, F. Adams, A contribution towards the determination of g-functions using the finite line source, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 51, No. 1-2, pp. 401-412, 3//, 2013 .
- [۳۱] L. Lamarche, S. Kaji, B. Beauchamp, A review of methods to evaluate borehole thermal resistances in geothermal heat-pump systems, *Geothermics*, Vol. 39, No. 2, pp. 187-200, 6//, 2010 .
- [۳۲] M. He, Numerical modelling of geothermal borehole heat exchanger systems, 2012 .
- [۳۳] H. Carslaw, J. Jaeger, *Heat in solids*: Clarendon Press, Oxford, 1959 .
- [۳۴] L. Ingersoll, F. Adler, H. Plass, A. Ingersoll, Theory of earth heat exchangers for the heat pump, *ASHVE Trans*, Vol. 56, pp. 167-188, 1950 .
- [۳۵] I. Sarbu, C. Sebarchievici, General review of ground-source heat pump systems for heating and cooling of buildings, *Energy and Buildings*, Vol. 70, No. 0, pp. 441-454, 2//, 2014 .
- [۳۶] P. Eskilson, *Thermal analysis of heat extraction boreholes*: Lund University, 1987 .
- [۳۷] H. Zeng, N. Diao, Z. Fang, Heat transfer analysis of boreholes in vertical ground heat exchangers, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 46, No. 23, pp. 4467-4481, 11//, 2003 .
- [۳۸] L. R. Ingersoll, O. J. Zabel, A. C. Ingersoll, Heat conduction with engineering, geological, and other applications, 1954 .
- [۳۹] M. A. Bernier, Ground-Coupled Heat Pump System Simulation, *ASHRAE*

- Transactions*, Vol. 107, No. 1, pp. 605-616, 2001 .
- [٤٠] F. P. Incropera, *Fundamentals of heat and mass transfer*: John Wiley & Sons, 2011 .
- [٤١] Y. Gu, D. L. O'Neal, TECHNICAL PAPERS-4214-Development of an Equivalent Diameter Expression for Vertical U-Tubes Used in Ground-Coupled Heat Pumps, *ASHRAE Transactions-American Society of Heating Refrigerating Airconditioning Engin*, Vol. 104, No. 2, pp. 347-355, 1998 .
- [٤٢] N. D. Paul, *The effect of grout thermal conductivity on vertical geothermal heat exchanger design and performance*, Master of Science Thesis Thesis, South Dakota State University, 1996 .
- [٤٣] J. Bennet, J. Claesson, G. Hellström, Multipole method to compute the conductive heat flows to and between pipes in a composite cylinder, *Notes on Heat Transfer*, 1987 .
- [٤٤] H. Zeng, N. Diao, Z. Fang, A finite line-source model for boreholes in geothermal heat exchangers, *Heat Transfer—Asian Research*, Vol. 31, No. 7, pp. 558-567, 2002 .
- [٤٥] L. Lamarche, B. Beauchamp, A new contribution to the finite line-source model for geothermal boreholes, *Energy and Buildings*, Vol. 39, No. 2, pp. 188-198, 2007 .
- [٤٦] J. Claesson, S. Javed, An Analytical Method to Calculate Borehole Fluid Temperatures for Time-scales from Minutes to Decades, *ASHRAE Transactions.*, Vol. 117, pp. 279-288, 2011 .
- [٤٧] C. C. Tang, *Modeling packaged heat pumps in a quasi-steady state energy simulation program*, Thesis, Oklahoma State University, 2005 .
- [٤٨] H. P. Bloch, C. Soares, *Turboexpanders and process applications*: Gulf Professional Publishing, 2001 .
- [٤٩] W. J. Kostowski, The Possibility of Energy Generation within the Conventional Natural Gas Transport System, *Strojarstvo: časopis za teoriju i praksu u strojarstvu*, Vol. 4, No. 52, pp. ٢٠١٠ ,٢٤٠-٢٢٩ .
- [٥٠] A. M. N. Sepehr Sanaye, Modeling and optimizing a CHP system for natural gas pressure reduction plant, *Energy*, Vol. 40, No. 1, 2012 .
- [٥١] M. Farzaneh-Gord, A. Arabkoohsar, M. Deymi Dasht-bayaz, V. Farzaneh-Kord, Feasibility of accompanying uncontrolled linear heater with solar system in natural gas pressure drop stations, *Energy*, Vol. 41, No. 1, pp. 420-428, 5//, 2012 .

Abstract from Supplementary Curriculum Dissertation
Student Name: Reza Student Surname: Ghezelbash
Supervisors: Dr. Mahmood Farzaneh-Gord, Dr. Ali Jabari Moghadam
Branch: Mechanical Engineering Tendency: Energy system Engineering Grad: MSc
Dissertation Title: Feasibility study of using ground and environment temperature difference for decreasing or eliminating of energy consumption in city gate station heater
Advocating Date: September 14, 2014
Keywords: vertical ground heat exchanger, Ground source heat pump, energy saving, CGS, Natural gas
<p>Abstract:</p> <p>In Natural Gas pressure reduction stations (PRS), Natural Gas is preheated in order to prevent hydrate formation. Indirect water bath heaters are used for preheating natural gas. These heaters have low thermal efficiency and consume considerable amount of natural gas for preheating task. Due to abundance of PRS in Iran, energy reduction in this sector of Gas industry is necessary. In this study, three systems have been proposed for energy reduction of heaters. The first system uses heated fluid via ground heat exchangers. The second proposed system uses ground source heat pump and photovoltaic system. Photovoltaic system provides electricity for heat pump. The third system investigates possibility of ground source heat pump and Turbo expander combination. Natural gas at the inlet of PRS has a high potential for power generation. For that using ground source heat pump and turbo expander is considered in this plan.</p> <p>Given that natural gas price affects the economic feasibility of the proposed systems, two prices have been considered, one is based on the domestic price of natural gas and the other is international price of natural gas. Discount rate is considered to be 12 percent. Fuel consumption reduction with the first proposed system is 17.65 % and 38.4 % for Kouhdasht and Aligodarz. Discounted Payback period for the mentioned PRS, are 8 and 2.35 year. The second proposed system is not economical. However, by implementing the third proposed system, discounted payback period for Kouhdasht and Aligodarz stations are 10.1 and 9.1 years, respectively.</p>



Shahrood university of Technology

Faculty of Mechanical Engineering

**Feasibility study of using ground and environment temperature
difference for decreasing or eliminating of energy consumption in city
gate station heater**

Thesis

Submitted in Partial Fulfillment of the Requirements for the Degree of
Master of Science (M.Sc)

Reza Ghezelbash

Supervisors

Dr. Mahmood Farzaneh-Gord

Dr. Ali Jabari-Moghadam

September 14, 2014