نشریه علمی (فصلنامه) «انرژی ایران»
دوره ۲۲، شماره ۳، پاییز ۱۳۹۸، صفحه ۹۴ – ۷۳

مدل‌سازی کندانسور سیکل زمین گرمایی در سیکل ترکیبی نیروگاه دیزلی، مطالعه موردی: نیروگاه ٤٠ مگاواتی دیزلی مغان و اردبیل

[۱] نیمانوروزی ، [۲] مریم فانی*

تاریخ دریافت:
۱۳۹۸ / ۰۷ / ۲۵

تاریخ پذیرش:
۱۳۹۸ / ۰۹ / ۲۵

کلمات کلیدی:
چگالنده
زمین گرمایی
مدل برنامه‌ریزی قطعی
بهینه‌یابی

چکیده

این مقاله در مورد امکان بازیابی گرما و تعیین پارامترهای طراحی یک بویلر بازیاب برای مجموعه‌ای از دیزل ژنراتور است. هدف اصلی از این مطالعه طراحی سیستم بازیابی پسماند حرارتی برای موتورها و همین‌طور بهره بردن از فناوری زمین گرمایی برای سیستم خنک کن نیروگاه است. حداکثر پتانسیل نظری تولید برق در حدود ۲۲ مگاوات برآورد شده است و مدل پینچ ، دسترسی ۸۰٪ این پتانسیل را امکان پذیر می‌کند. در این مقاله عملکرد اگزرژی و آنالیز اقتصادی واحد برای حالت بهینه نیز انجام شده و نتایج در نقاط پینچ مختلف بررسی می‌شود. و در آخر اینکه یک سیستم خنک کننده زمین گرمایی برای کنترل آلودگی حرارتی گازهای خروجی و مصرف آب سیستم طراحی شده است. همین‌طور ترکیب کردن سیکل نیروگاه بر روی راندمان اگزرژی و انرژی واحد (۱۷ و ۱۴/۱٪) اثر مثبت دارد و تولید برق نیروگاه را ۱۹ مگاوات افزایش می‌دهد.

۱. کارشناسی مهندسی انرژی، دانشگاه صنعتی امیرکبیر nima1376@aut.ac.ir
۲. استادیار دانشکده انرژی و فیزیک دانشگاه امیرکبیر (نویسنده مسئول) mfani@aut.ac.ir

[Downloaded from necjournals.ir on 2025-12-08]

۱. مقدمه

ژنراتور بخار بازیاب گرما[1] یک مبدل حرارتی بازیابی انرژی است که گرما را از جریان گاز گرم بازیابی می‌کند. این بویلر بخاری تولید می‌کند که می‌تواند در یک فرآیند (تولید همزمان) مورد استفاده قرار گیرد یا از آن برای به حرکت درآوردن توربین بخار (چرخه ترکیبی) استفاده شود. [۱،۲]

بویلر بازیاب از چهار مؤلفه اصلی اکونومایزر، تبخیر کننده، سوپر یتر و پیش گرم کن آب، تشکیل شده است. اجزای مختلف برای پاسخگویی به نیازهای عملیاتی واحد با هم سری شده‌اند. در شکل۶ تصویری از سیکل حاوی بویلر بازیاب مشاهده می‌شود. [۴]

بویلر بازیاب مدولار را می‌توان با روش‌های مختلفی از قبیل جهت گردش گازهای خروجی احتراق یا تعداد فشارها طبقه‌بندی کرد. براساس جریان گازهای خروجی ، بویلر بازیاب به انواع عمودی و افقی طبقه‌بندی می‌شوند. در بویلر بازیاب از نوع افقی، گازهای خروجی به صورت افقی بر روی لوله‌های عمودی جریان می‌یابد در حالی که در نوع بویلر بازیاب عمودی، جریان گاز به صورت عمودی بر روی لوله‌های افقی جریان دارد. براساس سطح فشار، بویلر بازیاب را می‌توان به فشارهای منفرد و چند فشار طبقه‌بندی کرد. بویلر بازیاب دارای فشار منفرد دارای یک درام بخار هستند و بخار در سطح فشار یکسان تولید می‌شود در حالی که بویلر بازیاب چند فشاره دارای دو (فشار مضاعف) یا سه درام (فشار سه گانه) هستند. [۷] بدین ترتیب بویلر بازیاب با فشار سه گانه از سه بخش: یک بخش LP (فشار کم)، یک بخش میانی/ IP (فشار متوسط) و یک بخش HP (فشار بالا)، تشکیل می‌شود. هر بخش دارای درام بخار و یک بخش تبخیرکننده است که در آن آب به بخار تبدیل می‌شود. سپس این بخار برای افزایش دمای فراتر از نقطه اشباع از سوپرهیترها عبور می‌کند.[۵]

یک دیزل ژنراتور (همچنین به عنوان دیزل جنست نیز شناخته می‌شود) ترکیبی از یک موتور دیزل با یک ژنراتور برقی (غالباً یک آلترناتور) برای تولید انرژی الکتریکی است. یک موتور احتراق دیزل فشرده معمولاً برای کار روی سوخت دیزل طراحی شده است، اما برخی از انواع آن قابلیت کار با سایر سوخت‌های مایع یا گاز طبیعی را دارد.[۸]

1. Heat recovery steam generation (HRSG)

[Downloaded from necjournals.ir on 2025-12-08]

مجموعه‌های تولید برق دیزلی در مکان‌هایی بدون اتصال به شبکه برق یا به عنوان منبع تغذیه اضطراری در صورت خراب شدن شبکه و همچنین برای کاربردهای پیچیده‌تر مانند کنترل اوج بار، پشتیبانی شبکه و افزایش ورودی به شبکه برق استفاده می‌شوند.[۹]

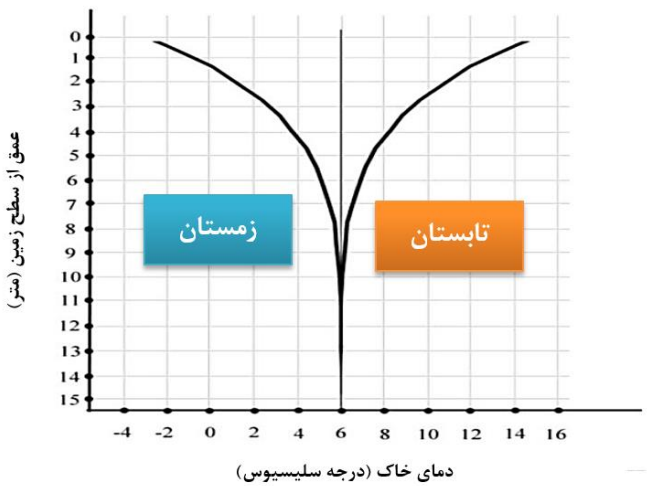
در مقالات پیشین حوضه سیکل‌های ترکیبی عموماً به سیکل‌های ترکیبی برایتون–رانکین و تحلیل‌های آن پرداخته شده است. اما در این پژوهش سعی شده است که با نگاه جدیدی به سیکل‌های ترکیبی دیزل–رانکین نیز پرداخته شود که با توجه به آینده نفت و وفور نفت سنگین که طی چرخه‌های ارتقا کیفیت به دیزل و غیره تبدیل می‌شود می‌تواند کاربرد فراوانی را در پی داشته باشد. علاوه بر این با توجه به اندازه مناسب ژنراتورهای دیزلی برای جلوگیری از بار کم یا کمبود نیرو بسیار مهم است. [۷] در اندازه‌های مختلف در حدود ۵۰ مگاوات و بالاتر ، یک توربین گازی با چرخه باز نسبت به موتورهای دیزلی با بار کامل و با هزینه‌های تقریباً همسان کاملاً فشرده تر و مقیاسی کوچکتر دارد. اما برای بارهای نوسانی سری ژنراتور دیزلی بسیار مناسب‌تر خواهد بود که با توجه به این ویژگی و همین‌طور افزایش نیازهای غیرمعمول با بارهای غیرخطی مانند ماینرهای بیت کوین و غیره استفاده از این سیکل‌ها می‌تواند در آینده مشکل‌گشا باشد.[۱۰]

پمپ حرارتی زمین گرمایی

واحد پمپ حرارتی به طور معمول در زیر تأسیسات اصلی نصب می‌شود و از هوای خارجی تغذیه کرده، گرما را با استفاده از فشرده‌سازی و دو کویل عموماً ساخته شده از لوله‌های مس رسانا به تأسیسات انتقال می‌دهد. در صورت نیاز به گرمایش، مبرد مایع در کوئیل خارجی گرما را از هوا بیرون می‌کشد و تبخیر می‌شود و با عبور از داخل کویل داخلی که در آن گاز به مایع باز می‌گردد تا گرما تولید شود که می‌تواند در سیستم گرمایش مورد استفاده قرار گیرد. اگر منحنی تغییرات درجه حرارت سطحی خاک در طول سال مورد بررسی قرار گیرد، عمق زمین با تغییر دما محیط در طول سال تغییر دمای کمتری خواهد داشت. بنابراین، از عمق ۳ تا ۴ متر از سطح زمین، تغییرات دما و نوسانات طی یک دوره یک ساله ناچیز است [۱۲]. این درحالی است که تغییرات دما در هوا بسیار بی‌ثبات است. این بدان معناست که زمین منبع مناسبی برای گرمایش ماه‌های سرد سال است و می‌توان از آن تخلیه حرارتی (سرمایش) یا استخراج حرارتی (گرمایش) استفاده کرد و همین‌طور در سیستم کمکی می‌توان برای گرمایش در ماه‌های سرد سال یا سرمایش در ماه‌های گرم سیستم را بهینه‌سازی کرد.

[Downloaded from necjournals.ir on 2025-12-08]

فناوری پمپ‌های حرارتی بر اساس این اصل استوار است که در عمق ۳ تا ۴ متر از زمین ، درجه حرارت پایدار است و در زمستان از هوا محیط گرمتر است و در تابستان از هوای محیط سردتر است (شکل ۱). سیستم‌های خنک‌کننده و گرمایش زمین گرمایی با همین اصول طراحی می‌شوند، پمپ‌های زمین گرمایی[1] ، سیستم‌های انتقال حرارت زمین گرمایی یا سیستم‌های انرژی زمین[2] شامل پمپ‌های حرارتی هستند که از گرمای زمین استفاده می‌کنند ، انرژی‌ای که از زمین جمع می‌شود و به واحد نصب شده در داخل واحد هدف منتقل می‌شود. یا توسط سیال عامل که از لوله‌ها جاری می‌شود، استفاده صنعتی شود [۱۱، ۱۶].



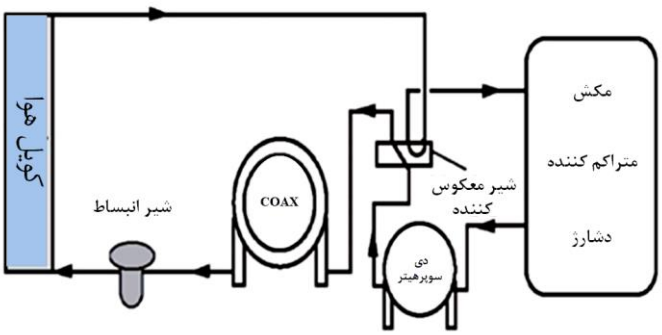
شکل ۱. اختلاف دمای عمق خاک

این واحد گرمای داخل لوله‌ها را جذب می‌کند و گرما را فشرده می‌کند و با استفاده از قوانین فشرده‌سازی، آن را تا دمای مطلوبی برای گرم کردن یا سرد کردن واحد توسعه می‌دهد. گرمای حاصل از پمپ‌های حرارتی به‌وسیله احتراق ایجاد نمی‌شود و این گرمای حاصل از تخلیه حرارتی است. همچنین، هوای گاز احتراق خروجی از سیستم از طریق مکنده وارد دستگاه خنک‌کننده می‌شود و پس از فرآیند خنک شدن به محیط منتقل می‌شود. [۱۳،۱۴] در داخل مبدل حرارتی، گرما به مبرد منتقل

1. Geothermal system heat pumps (GSHP)
2. Earth Energy System (EES)

[Downloaded from necjournals.ir on 2025-12-08]

می‌شود و پس از عبور مبرد از چرخه مربوطه، گرمای موجود در آن توسط یک مبدل دو لوله‌ای به آب درون کویل موجود در زمین که درون لوله‌های پلی اتیلن وارد شده است، منتقل می‌شود. کل فرایند این سیستم کاملاً شبیه یخچال است و به جای انتقال گرما به یخچال، گرما را به زمین منتقل می‌کند. راندمان انرژی این سیستم‌ها ۳۰۰ تا ۴۰۰ درصد است (در مقایسه با مدرن‌ترین سیستم‌های گازی با ۹۸درصد راندمان) که به ازای هر ۱ دلار صرف شده در این سیستم ، ۳ تا ۴ دلار صرفه‌جویی می‌کنیم. با استفاده از این سیستم‌ها میزان انتشار گازهای گلخانه‌ای کاهش می‌یابد ۶۶٪ و ۷۵٪ کمتر از سیستم‌های گرمایش سنتی الکتریسیته مصرف می‌کند (شکل ۲). [۱۵،۱۷]



شکل ۲. شمای یک پمپ حرارتی زمین گرمایی

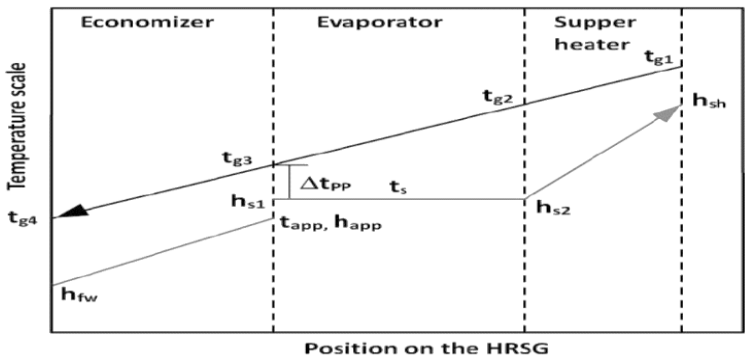
یک سیستم حلقه بسته با استفاده از حلقه اتصالات ساخته شده از لوله‌های پلاستیکی مخصوصی که در زیر خاک قرار دارد، گرما را از روی زمین می‌گیرد. [۳، ۱۸] در حالی که در یک سیستم باز، آب درون چاه تخلیه می‌شود، در سیستم بسته، مایع عامل در لوله‌های فشار بازگردش می‌شود. این سیستم در دو آرایش اصلی عمودی و افقی طراحی می‌شود [۱۹،۲۰] .

۲. مبانی نظری

پتانسیل بازیافت گرمای هدر رفت از گازهای خروجی اگزوز موتورهای C-16CM32C به عنوان اولین مرحله این پژوهش بررسی شده و مقدار گرمای هدر رفت قابل بازیافت در این سیستم با روش‌های ترمودینامیکی در حالت بار کامل برآورد شده است. [۲۱] مدل‌سازی سیستم با توجه به متغیرهای آنالیز پینچ که در پارامترهای طراحی و میزان عملکرد مؤثر هستند انجام می‌شود(شکل ۳). حداقل اختلاف دما پینچ ۸ درجه سانتیگراد انتخاب شده و مدل عملیاتی بویلر بازیاب در نرم‌افزار حل معادلات مهندسی

[Downloaded from necjournals.ir on 2025-12-08]

(EES[1]) انجام می‌شود. [۹، ۲۲] با توجه به نقطه شبنم گوگرد، حداکثر بازیابی گرما با استفاده از محاسبات و معادلات ذکر شده در بخش سوم برای نیروگاه‌های دیزلی محاسبه می‌شود. [۲۴]

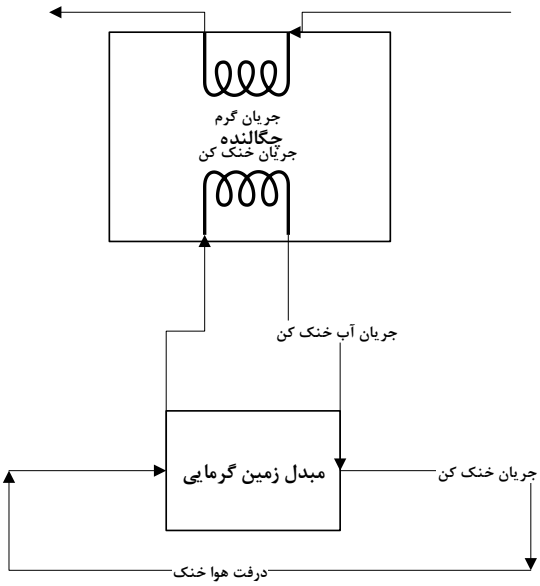


شکل ۳. نمودار ترمودینامیکی T-position HRSG

سیستم زمین گرمایی چگالنده به صورت شکل ۴ طراحی می‌شود. در این سامانه آب سرمایش چگالنده سیستم توسط یک سیستم زمین گرمایی خنک‌سازی می‌شود نه یک سیستم برج خنک‌کننده که این سیستم فشار تغییرات هوای محیط بر سیستم برج خنک‌کننده را ندارد. با توجه به شکل ۱ این سیستم در عمق ۱۲ متری زیر زمین قرار می‌گیرد که در این عمق تغییرات هوای بیرون مشاهده نمی‌شود و دمای هوا همواره در حدود ۶ درجه ثابت است. که در این پژوهش درفت هوا درون سیستم خنک‌کننده زمین گرمایی به‌وسیله داکت‌های هوای درون زمین و مجهز به سیستم درفت اجباری یا فن تأمین می‌گردد [۲۳].

1. Engineering Equation Solver

[Downloaded from necjournals.ir on 2025-12-08]



شکل ۴. شمای کلی چگالنده زمین گرمایی

۳. روش تحقیق

همان‌طور که در مبانی نظری به بیان صورتی کلی از سیستم پرداخته شده است می‌توان به صورت خلاصه بیان نمود که سیستم حاضر برای بهره حداکثری از انرژی سوخت طراحی شده است. به همین منوال از یک بویلر بازیاب استفاده شده تا انرژی گاز خروجی از اگزوز یک سری از موتورهای دیزلی را دریافت کرده و با آن بخار تولید نمود تا ا استفاده از بخار توربین بخار را چرخلند و برق تولید نمود که این تولید ثانویه موجب افزایش مطلوب راندمان سیستم خواهد بود. در ادامه به بررسی و مدل‌سازی سیستم انرژی یاد شده می‌پردازیم:

در قسمت روش تحقیق به مدل‌سازی ترمودینامیکی سیستم این نیروگاه سیکل ترکیبی دیزلی و بخار که به وسیله یک چگالنده زمین گرمایی حمایت می‌شود پرداخته می‌شود [۲۵]. در فرمول ۱ شیوه محاسبه حرارت دیزلی آورده شده:

$$Q_f = m_f LHV_f \quad (۱)$$

در معادله ۱، کمینه ارزش حرارتی سوخت ۴۰.۸۳ مگاژول بر کیلوگرم ، دبی سوخت ۱۴۶۴ کیلوگرم بر ساعت است و همین‌طور انرژی سوخت از معادله ۱ محاسبه می‌شود. در ادامه در جدول ۱ تمام

[Downloaded from necjournals.ir on 2025-12-08]

اطلاعات خروجی واحد دیزل ارائه شـده و محاسـبات آن مانند مورد بالا بوده و ارائه آن‌ها به تفصـیل از حوصله بحث خارج خواهد بود [۲۶].

جدول ۱. خلاصه اطلاعات واحد دیزل

پارامتر	مقدار
میزان سوخت ورودی	۰/۴ کیلوگرم بر ثانیه
میزان حرارت سوخت	۱۶/۴ مگاوات
میزان کار خروجی	۷ مگاوات
میزان حرارت اتلافی به واحد بازیاب	۹/۴ مگاوات
راندمان سیستم	۴۲٪
نوع موتور	C-16CM32C
دمای گاز خروجی از موتور	۳۰۸ سلسیوس
میزان گاز خروجی	۱۵ کیلوگرم بر ثانیه

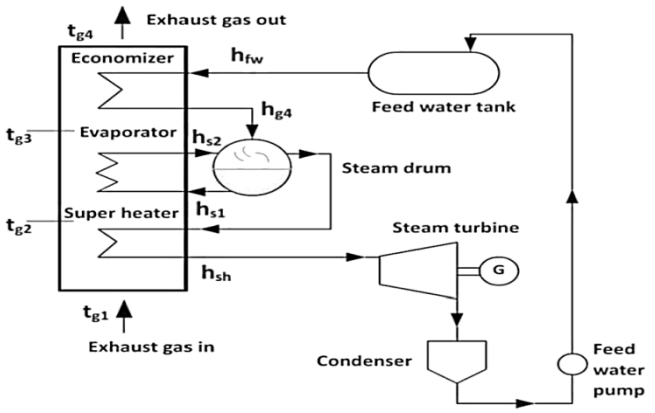
مأخذ: نتایج تحقیق

با توجه به داده‌های جدول بالا به میزان حرارت در دســترس برای اســتحصــال در بویلر بازیاب پی‌می‌بریم و همین‌طور می‌توانیم با توجه به شمای شکل ۳ به مدل‌سازی بویلر بازیاب بر اساس مبانی پینچ بپردازیم. در این مدل‌سازی دمای گاز خروجی کمی بالاتر از نقطه شبنم سولفور دی اکسید و حدود ۱۳۵ درجه سـانتی گراد در نظر گرفته شـده اسـت. در ادامه به مدل ترمودینامیکی بویلر بازیاب و میزان انرژی استحصال شده از آن می‌پردازیم [۲۸]. در معادله ۲ شیوه محاسبه حداکثر حرارت قابل دستیابی در بویلر ارائه شده است:

$$Q_g = m_g c_{pg}(t_{g1} - t_{g4}) \quad (۲)$$

در معادله ۲، Q_g به بیشـینه انرژی قابل دسـترسـی در سـیکل بخار اتلاق می‌شـود، m_g دبی گاز خروجی از اگزوز سـری دیزل به میزان ۱۵ کیلوگرم بر ثانیه اسـت و t_{g1} و t_{g2} دمای گاز خروجی از اگزوز در ورود به بویلر (۳۰۸ درجه سیلیسیوس) و در خروج (۱۳۸ درجه سیلیسیوس) از آن هستند.

[Downloaded from necjournals.ir on 2025-12-08]



شکل ۵. شمای کلی سیستم بخار

در این سیستم (شکل ۵) با توجه به شماره‌گذاری‌های یاد شده محاسبات مربوط به مدل‌سازی ترمودینامیکی سامانه به صورت زیر مورد بررسی قرار می‌گیرد، در معادله ۳ محاسبه آنتالپی خروجی حقیقی توربین بخار ارائه شده است:

$$h_{out} = h_{sh} - \eta_{is}(h_{sh} - h_{out,is}) \quad (۳)$$

در معادله ۳، h_{out} آنتالپی بخار خروجی توربین، h_{sh} آنتالپی بخار ورودی توربین، η_{is} راندمان ایزنتروپیک توربین و $h_{out,is}$ انتالپی ایزنتروپیک خروجی توربین هستند. در ادامه به بررسی میزان بخار تولیدی توسط بویلر می‌پردازیم که توسط معادلات زیر تعیین می‌شود، در معادله ۴ شیوه محاسبه بخار تولیدی در بویلر بازیاب ارائه شده است:

$$m_g c_{pg}(t_{g1} - t_{g3}) = m_{st}(h_{sh} - h_{app}) \quad (۴)$$

در معادله ۴، c_{pg} ضریب گرمایی فشار ثابت گاز اگزوز معادل ۱/۰۵ کیلوژول در کیلوگرم درجه سیلیسیوس، m_{st} دبی بخار توربین، t_{g3} دمای خروجی از تبخیر کننده و h_{app} آنتالپی آب در ورودی تبخیر کننده هستند. در معادلات زیر میزان توان تولیدی توسط توربین بخار محاسبه می‌شود و همین‌طور حرارت تحویلی به چگالنده و راندمان کلی سیستم نیز محاسبه می‌گردد، در معادله ۵ شیوه محاسبه توان تولیدی در توربین آورده شده:

$$P_{st} = m_{st}(h_{sh} - h_{out}).\eta_m \quad (۵)$$

[Downloaded from necjournals.ir on 2025-12-08]

در معادله ۵، p_{st} توان تولید شـــده در توربین بخار و η_m راندمان مکانیکی توربین بخار اســـت. در معادله ۶ شیوه محاسبه حرارت اتلافی در کوندانسور ارائه شده است:

$$Q_{con} = m_{st}\left(h_{out} - h_{out,con}\right) \quad (۶)$$

در معادله ۶، Q_{con} گرمای هدر داده شده در کندانسور و $h_{out,con}$ آنتالپی آب خروجی کندانسور است. در معادله ۷ شیوه محاسبه راندمان حرارتی سیکل بخار آورده شده است:

$$\eta_{steam,cycle} = \frac{P_{st}}{Q_g} \quad (۷)$$

راندمان حرارتی سیستم بخار می‌باشد.$\eta_{steam,cycle}$در معادله ۷،

$$\eta_{cycle} = \frac{P_{st}+P_{diesel}}{Q_f}$$

$$\eta_{cycle} = thermal\ efficiency\ of\ the\ combined\ cycle \quad (۸)$$

در معادله ۸، η_{cycle} راندمان حرارتی سـیسـتم ترکیبی و P_{diesel} توان تولید شـده در سـیکل دیزلی است.

در ادامه به مدل‌سازی حرارتی چگالنده می‌پردازیم که بر طبق شکل ۵ انجام می‌پذیرد ولی پیش از آن به ارائه فرضیات و داده‌های طراحی چگالنده در جدول شماره ۲ پرداخته می‌شود.

جدول ۲. داده‌های طراحی چگالنده زمین گرمایی

پارامتر	مقدار	واحد
جنس مبدل چگالنده	CU-Ni ۹۰-۱۰	-
جنس مبدل عمق زمین	CU-Ni ۹۰-۱۰	-
ضریب حرارتی مبدل چگالنده	۳۳۴۰	وات بر مترمربع کلوین
ضریب حرارتی مبدل عمق زمین	۵۰	وات بر متر مربع کلوین
دمای ورودی آب خنک‌کننده به سیستم	۱۵	درجه سلیسیون
دمای هوای خنک‌کننده ورودی	۶	درجه سلیسیوس

مأخذ: نتایج تحقیق

[Downloaded from necjournals.ir on 2025-12-08]

چگالنده به وسیله اطلاعات استاندارد BWG طراحی می‌شود که در آن شاخص ۱۸ BWG انتخاب شده و قطر لوله ۷/۸ inch در نظر گرفته می‌شود و محاسبات توسط جدول استاندارد انجام می‌شود که در پیوست آورده شده است. طراحی چگالنده از روابط زیر پیروی می‌کند. در معادله ۹ شیوه محاسبه ضریب انتقال حرارت توسط استاندارد BWG ارائه شده است:

$$U_{con} = C_1 C_2 C_3 C_4 \sqrt{V_{water}} \quad (۹)$$

در معادله ۹، C_1 تا C_4 به ترتیب ضریب تصحیح ابعادی قطر لوله، ضریب تصحیح دمای آب ورودی، ضریب تصحیح جنس لوله‌ها و ضریب پاکی و V_{water} سرعت چرخش آب در لوله‌ها هستند.

در ادامه به محاسبه سطح انتقال حرارت پرداخته می‌شود:

$$Q_{con} = U_{con} A_{con} LMTD_{con}$$
$$LMTD_{con} = \frac{(T_{h2} - T_{c2}) - (T_{h1} - T_{c1})}{\ln\left(\frac{(T_{h2} - T_{c2})}{(T_{h1} - T_{c1})}\right)} \quad (۱۰)$$

در معادله ۱۰، U_{con} ضریب انتقال حرارتی در چگالنده، A_{con} سطح انتقال حرارت چگالنده، $LMTD_{con}$[1] میانگین لگاریتمی اختلاف دمای جریان گرم و سرد هستند. همین‌طور T_{h1} و T_{h2} دمای ورودی و خروجی جریان گرم و T_{c1} و T_{c2} دمای ورودی و خروجی جریان سرد هستند. همین‌طور هم باقی مدل‌سازی‌های ترمودینامیکی به صورت مشابه مورد محاسبه قرار خواهند گرفت.

٤. توصیف داده‌ها

در این پژوهش پارامترها یا از نوع طراحی هستند یا پارامترهای عملیاتی که در مورد انواع طراحی که در دست دیزاینر یا طراح تجهیز هست. در بخش مدل‌سازی صحبت شده و مقادیر آن‌ها بیان شده است. همین‌طور در زمینه پارامترهای ترمودینامیکی که مقادیر آنان از کتب مرجع چون کتاب ترمودینامیک مهندسی ون وایلن، انتقال حرارت مهندسی اینکروپرا و همین‌طور کتاب طراحی نیروگاه‌های حرارتی پاتر بهره برده شده است. که در جدول زیر به بررسی برخی از این موارد می‌پردازیم.

1. logarithmic mean temperature difference (LMTD)

[Downloaded from necjournals.ir on 2025-12-08]

جدول ۳. داده‌های ترمودینامیکی

علامت اختصاری	نام پارامتر	واحد	شیوه اندازه‌گیری
P	فشار (pressure)	kPa	فشارسنج
T	دما (temp. or temperature)	C	دماسنج
F	دبی حجمی (Volumetric flow rate)	m^3/s	فلومتر
m	دبی جرمی (mass flow rate)	kg/s	فلومتر
Q	انرژی حرارت (thermal heat)	kJ/s	غیرمستقیم
W	کار شفت (power)	kJ/s	غیرمستقیم
ρ	دانسیته (density)	kg/m^3	غیرمستقیم
h	آنتالپی (Enthalpy)	kJ/kg	غیرمستقیم
s	آنتروپی (Entropy)	kJ/kg.k	غیرمستقیم

مأخذ: نتایج تحقیق

داده‌های مورد استفاده در مدل‌سازی سیستم از جنس داده‌های ترودینامیکی هستند که در جدول بالا توضیح داده شده‌اند و برای محاسبه داده‌های مورد استفاده ثانویه چون آنتالپی و آنتروپی از جداول ترمودینامیکی موجود در معادلات ساختاری نرم‌افزار EES بهره برده می‌شود.

۵. نتایج اجرای مدل

نتایج مدل ترمودینامیکی حاصل از معادلات بالا در نرم‌افزار EES شبیه‌سازی شده و تأثیرات پارامترهای مختلف عملیاتی بر پارامترهای مورد بررسی، تحلیل می‌شود که در جداول زیر به آنان اشاره گشته است. که در جداول زیر متغیرها به ترتیب از سمت راست به چپ: دمای پینچ، نیروی خروجی سیکل رانکین برای اگزاست یک واحد دیزل، فشار تراتل یا فشار کاری بویلر بازیاب، دمای آب خنک کندانسوز، دمای زمین در عمق مربوطه، فشار چگالنده، میزان دبی جرمی سیال خنک‌کن چگالنده، میزان دبی جرمی هوای مورد نظر برای خنک کردن سیال خنک‌کن چگالنده، سطح انتقال حرارت چگالنده و سطح انتقال حرارت هوای خنک زیر زمین هستند.

[Downloaded from necjournals.ir on 2025-12-08]

جدول ۴. خروجی مدل‌سازی در نرم‌افزار EES برای حالت متغیر بودن دمای آب خنک چگالنده و فشار چگالنده

	سطح مبدل زیرزمینی (m2)	سطح مبدل چگالنده (m2)	دبی جرمی خنک کن (kg/s)	جریان سیال گرم (kg/s)	فشار چگالنده (kPa)	دمای سطح زمین (C)	دمای آب خنک‌کن (C)	فشار بویلر (kPa)	توان خروجی (kW)	دمای پینچ (C)
۱	۵/۹۰۱	۱۰۶/۸	۶۱۸۱	۴۴/۵۴	۱۸	۶	۱۰	۲۴۰۰	۲۸۳۶	۸
۲	۶/۰۴۸	۱۰۸/۹	۶۲۶۰	۴۶/۲۱	۱۷/۳۲	۶	۱۰/۶۳	۲۴۰۰	۲۸۵۲	۸
۳	۶/۲۰۷	۱۱۱/۱	۶۳۴۵	۴۸/۰۳	۱۶/۶۳	۶	۱۱/۲۶	۲۴۰۰	۲۸۶۹	۸
۴	۶/۳۸	۱۱۳/۵	۶۴۳۶	۵۰/۰۶	۱۵/۹۵	۶	۱۱/۸۹	۲۴۰۰	۲۸۸۷	۸
۵	۶/۵۶۹	۱۱۶/۱	۶۵۳۵	۵۲/۳۱	۱۵/۲۶	۶	۱۲/۵۳	۲۴۰۰	۲۹۰۵	۸
۶	۶/۷۷۷	۱۱۸/۸	۶۶۴۳	۵۴/۸۴	۱۴/۵۸	۶	۱۳/۱۶	۲۴۰۰	۲۹۲۴	۸
۷	۷/۰۰۷	۱۲۱/۹	۶۷۶۲	۵۷/۷	۱۳/۸۹	۶	۱۳/۷۹	۲۴۰۰	۲۹۴۴	۸
۸	۷/۲۶۵	۱۲۵/۲	۶۸۹۵	۶۰/۹۷	۱۳/۲۱	۶	۱۴/۴۲	۲۴۰۰	۲۹۶۵	۸
۹	۷/۵۵۷	۱۲۸/۸	۷۰۴۳	۶۴/۷۴	۱۲/۵۳	۶	۱۵/۰۵	۲۴۰۰	۲۹۸۷	۸
۱۰	۷/۸۸۹	۱۳۲/۸	۷۲۱۲	۶۹/۱۶	۱۱/۸۴	۶	۱۵/۶۸	۲۴۰۰	۳۰۱۰	۸
۱۱	۸/۲۷۴	۱۳۷/۳	۷۴۰۸	۷۴/۴۱	۱۱/۱۶	۶	۱۶/۳۲	۲۴۰۰	۳۰۳۴	۸

[Downloaded from necjournals.ir on 2025-12-08]

	سطح مبدل زیرزمینی (m2)	سطح مبدل چگالنده (m2)	دبی جرمی خنک کن (kg/s)	جریان سیال گرم (kg/s)	فشار چگالنده (kPa)	دمای سطح زمین (C)	دمای آب خنک‌کن (C)	فشار بویلر (kPa)	توان خروجی (kW)	دمای پینچ (C)
۱۲	۸/۲۷۲	۱۴۲/۴	۷۶۳۸	۸۰/۷۷	۱۰/۴۷	۶	۱۶/۹۵	۲۴۰۰	۳۰۵۹	۸
۱۳	۹/۲۷۲	۱۴۸/۲	۷۹۱۵	۸۸/۶۴	۹/۷۸۹	۶	۱۷/۵۸	۲۴۰۰	۳۰۸۶	۸
۱۴	۹/۹۴۴	۱۵۵	۸۲۵۹	۹۸/۶۹	۹/۱۰۵	۶	۱۸/۲۱	۲۴۰۰	۳۱۱۵	۸
۱۵	۱۰/۸	۱۶۲/۹	۸۷۰۲	۱۱۲	۸/۴۲۱	۶	۱۸/۸۴	۲۴۰۰	۳۱۴۶	۸
۱۶	۱۱/۹۶	۱۷۲/۴	۹۳۰۶	۱۳۰/۵	۷/۷۳۷	۶	۱۹/۴۷	۲۴۰۰	۳۱۷۹	۸
۱۷	۱۳/۶۲	۱۸۴/۲	۱۰۱۹۰	۱۵۸/۳	۷/۰۵۳	۶	۲۰/۱۱	۲۴۰۰	۳۲۱۵	۸
۱۸	۱۶/۲۸	۱۹۹/۳	۱۱۶۴۱	۲۰۴/۸	۶/۳۶۸	۶	۲۰/۷۴	۲۴۰۰	۳۲۵۴	۸
۱۹	۲۱/۴۷	۲۱۹/۶	۱۴۵۵۰	۲۹۹/۶	۵/۶۸۴	۶	۲۱/۳۷	۲۴۰۰	۳۲۹۷	۸
۲۰	۳۷/۴۳	۲۴۹/۱	۲۳۷۷۲	۶۰۳/۶	۵	۶	۲۲	۲۴۰۰	۳۳۴۶	۸

مأخذ: نتایج تحقیق

درجدول بالا تأثیر دما آب خنک و همین‌طور فشـار کار چگالنده بر روی توان خروجی و سـطح انتقال حرارت چگالنده و مبدل زیرزمینی بررسـی می‌شـود. البته در این بررسی مقادیر دیگر پارامترهای طراحی نیز به دست آمده است. در این مرحله بررسی متغیر های T_water وP_outlet به حالت بهینه‌ای دست می‌یابیم. که حالت بهینه برای این دو پارامتر حالت ۱۴ مورد قبول خواهد بود که پارامتر دمای آب ۱۷/۵ درجه و فشار چگالنده ۱۰ کیلوپاسکال مد نظر قرار می‌گیرد.

[Downloaded from necjournals.ir on 2025-12-08]

درجدول بالا تأثیر دما آب خنک و همین‌طور فشـــار کار چگالنده بر روی توان خروجی و ســـطح انتقال حرارت چگالنده و مبدل زیرزمینی بررسـی می‌شـود. البته در این بررسـی مقادیر دیگر پارامترهای طراحی نیز به دســـت آمده اســـت. در این مرحله بررســـی متغیر های T_water وP_outlet به حالت بهینه‌ای دســـت می‌یابیم. که حالت بهینه برای این دو پارامتر حالت ۱۴ مورد قبول خواهد بود که پارامتر دمای آب ۱۷/۵ درجه و فشار چگالنده ۱۰ کیلوپاسکال مد نظر قرار می‌گیرد.

در جدول شـماره ۵ که در زیر آورده شـده اسـت، با اسـتفاده از میزان بهینه دمای آب خنک کن و همین‌طور فشـار چگالنده محاسـبات انجام شـده وخروجی مدل برحسـب متغیر فشـار ورودی یا تراوتل نوشـته می‌شـود. دراین مرحله با توجه به فشـاور ورودی نقطه بهینه برای عملیات و طراحی سـامانه پیدا می‌شـــود. بر اســـاس محدودیات و هزینه‌های طراحی نقاط ۱۱، ۱۲ و ۱۳ نقاط بهینه‌تر و نقطه ۱۳ به عنوان مناسب‌ترین نقطه برای فشار کار بویلر انتخاب می‌شود. که در آن فشار کاری بویلر حدوداً ۲۱۰۰ کیلو پاسکال در نظر گرفته می‌شود.

جدول ۵. خروجی‌های مدل بر حسب فشار کار بویلر بازیاب

	سطح چگالنده (m2)	میزان دبی جرمی هوا (kg/s)	سطح مبدل زمین گرمایی (m2)	دبی جرمی آب خنک کن (kg/s)	فشار کار بویلر بازیاب (kPa)	توان خروجی توربین (kW)
۱	۱۲۵	۶۷۰۴	۷/۷۹۲	۷۳/۷۲	۳۰۰۰	۲۷۳۰
۲	۱۲۷/۳	۶۸۲۷	۷/۹۳۴	۷۵/۰۷	۲۹۲۶	۲۷۶۷
۳	۱۲۹/۶	۶۹۵۱	۸/۰۷۹	۷۶/۴۴	۲۸۵۳	۲۸۰۳
۴	۱۳۲	۷۰۷۸	۸/۲۲۶	۷۷/۸۳	۲۷۷۹	۲۸۴۰
۵	۱۳۴/۴	۷۲۰۸	۸/۳۷۷	۷۹/۲۵	۲۷۰۵	۲۸۷۷
۶	۱۳۶/۹	۷۳۴۰	۸/۵۳	۸۰/۷۱	۲۶۳۲	۲۹۱۴
۷	۱۳۹/۴	۷۴۷۴	۸/۶۸۶	۸۲/۱۸	۲۵۵۸	۲۹۵۱
۸	۱۴۱/۹	۷۶۱۱	۸/۸۴۶	۸۳/۶۹	۲۴۸۴	۲۹۸۸
۹	۱۴۴/۵	۷۷۵۲	۹/۰۰۹	۸۵/۲۴	۲۴۱۱	۳۰۲۴
۱۰	۱۴۷/۲	۷۸۹۵	۹/۱۷۶	۸۶/۸۱	۲۳۳۷	۳۰۶۱

[Downloaded from necjournals.ir on 2025-12-08]

	سطح چگالنده (m2)	میزان دبی جرمی هوا (kg/s)	سطح مبدل زمین گرمایی (m2)	دبی جرمی آب خنک کن (kg/s)	فشار کار بویلر بازیاب (kPa)	توان خروجی توربین (kW)
۱۱	۱۵۰	۸۰۴۲	۹/۳۴۶	۸۸/۴۳	۲۲۶۳	۳۰۹۸
۱۲	۱۵۲/۸	۸۱۹۲	۹/۵۲۱	۹۰/۰۸	۲۱۸۹	۳۱۳۵
۱۳	۱۵۵/۶	۸۳۴۶	۹/۷	۹۱/۷۸	۲۱۱۶	۳۱۷۱
۱۴	۱۵۸/۶	۸۵۰۵	۹/۸۸۴	۹۳/۵۲	۲۰۴۲	۳۲۰۸
۱۵	۱۶۱/۶	۸۶۶۷	۱۰/۰۷	۹۵/۳	۱۹۶۸	۳۲۴۵
۱۶	۱۶۴/۷	۸۸۳۴	۱۰/۲۷	۹۷/۱۴	۱۸۹۵	۳۲۸۱
۱۷	۱۶۷/۹	۹۰۰۷	۱۰/۴۷	۹۹/۰۴	۱۸۲۱	۳۳۱۷
۱۸	۱۷۱/۳	۹۱۸۴	۱۰/۶۷	۱۰۱	۷۱۴۷	۳۳۵۳
۱۹	۱۷۴/۷	۹۳۶۸	۱۰/۸۹	۱۰۳	۱۶۷۴	۳۳۸۹
۲۰	۱۷۸/۲	۹۵۵۷	۱۱/۱۱	۱۰۵/۱	۱۶۰۰	۳۴۲۴

مأخذ: نتایج تحقیق

در ادامه به مرحله سوم و بررسی اثر نقطه دمای پینچ بر روی مدل می‌پردازیم:

جدول ۶. خروجی مدل‌سازی برحسب نقطه پینچ

	سطح چگالنده (m2)	میزان دبی جرمی هوا (kg/s)	سطح مبدل زمین گرمایی (m2)	دبی جرمی آب خنک کن (kg/s)	توان خروجی (kW)	دمای پینچ (C)	هزینه به واحد چگالنده ($/m2)
۱	۲۳۹	۱۰۳۴	۷/۵۶۸	۶۲/۹۹	۳۴۰۳	۲	۳۸۵۴/۶۷۷
۲	۲۲۸/۱	۱۰۷۷	۷/۵۷۳	۶۳/۴	۳۳۹۲	۲/۳۱۶	۳۶۶۲/۴۴۸
۳	۲۱۸/۶	۱۱۲۶	۷/۵۷۸	۶۳/۸۲	۳۳۸۰	۲/۶۳۲	۳۴۶۹/۸۰۶
۴	۲۱۰/۳	۱۱۷۹	۷/۵۸۳	۶۴/۲۵	۳۳۶۸	۲/۹۴۷	۳۳۲۶/۷۲۵
۵	۲۰۲/۹	۱۲۳۸	۷/۵۸۸	۶۴/۶۸	۳۳۵۶	۳/۲۶۳	۳۲۸۳/۳۳۲
۶	۱۹۶/۲	۱۳۰۴	۷/۵۹۳	۶۵/۱۳	۳۳۴۴	۳/۵۷۹	۳۲۳۹/۷۱۴

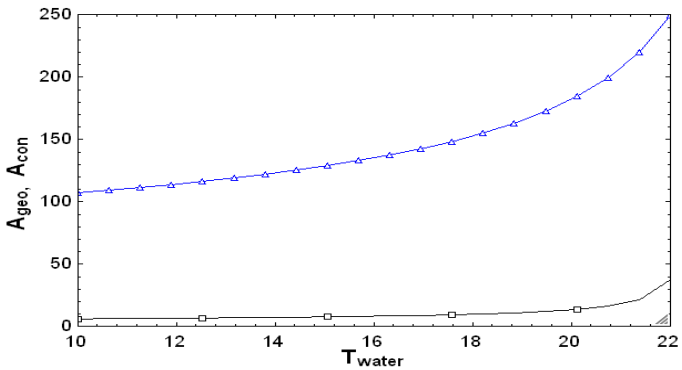
[Downloaded from necjournals.ir on 2025-12-08]

	سطح چگالنده (m2)	میزان دبی جرمی هوا (kg/s)	سطح مبدل زمین گرمایی (m2)	دبی جرمی آب خنک کن (kg/s)	توان خروجی (kW)	دمای پینچ (C)	هزینه به واحد چگالنده ($/m2)
۷	۱۹۰/۲	۱۳۷۸	۷/۵۹۸	۶۵/۵۸	۳۳۳۳	۳/۸۹۵	۳۱۹۵/۷۶۷
۸	۱۸۴/۶	۱۴۶۲	۷/۶۰۳	۶۶/۰۵	۳۳۲۱	۴/۲۱۱	۳۱۰۱/۷۶۴
۹	۱۷۹/۵	۱۵۵۸	۷/۶۰۸	۶۶/۵۲	۳۳۰۹	۴/۵۲۶	۳۰۵۷/۵۱۶
۱۰	۱۷۴/۷	۱۶۶۹	۷/۶۱۳	۶۷/۰۱	۳۲۹۷	۴/۸۴۲	۳۰۱۳/۲۳۳
۱۱	۱۷۰/۳	۱۷۹۷	۷/۶۱۸	۶۷/۵۱	۳۲۸۵	۵/۱۵۸	۲۹۱۸/۷۲۲
۱۲	۱۶۶/۲	۱۹۴۸	۷/۶۲۴	۶۸/۰۱	۳۲۷۴	۵/۴۷۴	۲۹۲۳/۸۷۵
۱۳	۱۶۲/۳	۲۱۲۹	۷/۶۲۹	۶۸/۵۳	۳۲۶۲	۵/۷۸۹	۲۹۲۹/۲۲۲
۱۴	۱۵۸/۶	۲۳۵۰	۷/۶۳۴	۶۹/۰۶	۳۲۵۰	۶/۱۰۵	۲۹۳۴/۵۳۳
۱۵	۱۵۵/۱	۲۶۲۴	۷/۶۳۹	۶۹/۶	۳۲۳۸	۶/۴۲۱	۲۹۳۹/۷۸۱
۱۶	۱۵۱/۹	۲۹۷۵	۷/۶۴۴	۷۰/۱۶	۳۲۲۷	۶/۷۳۷	۲۹۴۴/۷۴۶

مأخذ: نتایج تحقیق

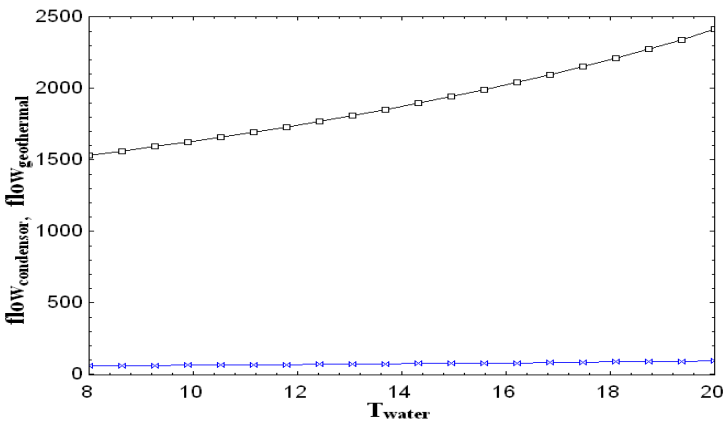
در جدول ۶ خروجی نهایی در مرحله سوم اجرای مدل نیز به دست آورده شده است که نشان می‌دهد، تکرار شماره ۹ ، ۱۰ و ۱۱ نقاط بهینه و تکرار شماره ۹ بهینه‌ترین حالت خواهد بود. که بیانگر نقطه پینچ ۴/۵ درجه سیلسیوس می‌باشد که موجب تولید ۳۳۰۰ کیلووات انرژی بازیافت شده از هر واحد سیکل دیزل و همین‌طور با هزینه ۳۰۵۰ واحد دلاری بر حسب هر واحد متر مربع سطح انتقال حرارت چگالنده می‌باشد. در این حالت میزان سطوح انتقال حرارت چگالنده و زمین گرمایی به ترتیب ۱۷۹/۵ و ۷/۶ متر مربع خواهند بود و دبی جرمی هوا در کانال زمین گرمایی و آب خنک چگالنده به ترتیب ۱۵۰۰ و همین‌طور ۶۶/۵کیلوگرم برثانیه است.

[Downloaded from necjournals.ir on 2025-12-08]



شکل ۶. نمودار مساحت مورد نیاز انتقال حرارت در مبدل چگالنده و زمین گرمایی نسبت به دمای آب واسط

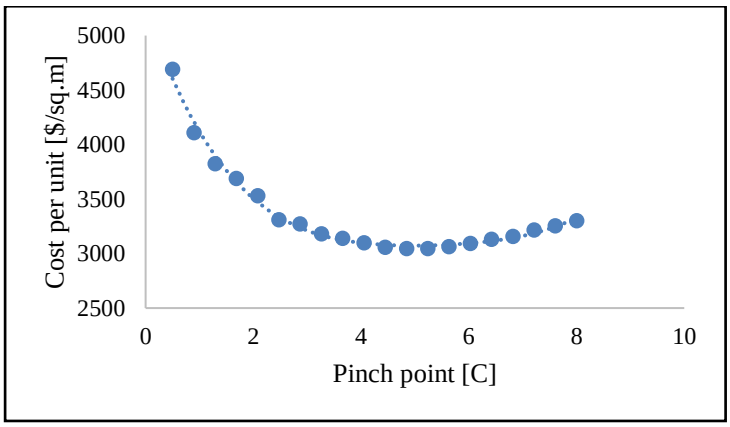
شکل ۶ نشانگر مساحت مورد نیاز انتقال حرارت در مبدل چگالنده و زمین گرمایی نسبت به دمای آب واسط یا خنک‌کن چگالنده است که برای دمای بین ۱۰ الی ۲۲ درجه محاسبه می‌شود. هرچه میزان این دما پایین‌تر باشد میزان سطح مورد نیاز ما پایین‌تر خواهد بود.



شکل ۷. نمودار دبی سیال عامل درون شبکه چگالنده نسبت به دمای آب خنک‌کننده

شکل ۷ نشانگر دبی سیال عامل درون شبکه چگالنده نسبت به دمای آب خنک‌کننده چگالنده است که برای دمای بین ۸ الی ۲۰ درجه محاسبه می‌شود. هر چه میزان این دما پایین‌تر باشد میزان دبی مورد نیاز ما پایین‌تر خواهد بود. که راندمان کلی سیستم را به دلیل کاهش انرژی مورد نیاز فن‌های دمنده افزایش می‌دهد.

[Downloaded from necjournals.ir on 2025-12-08]



شکل ۸. هزینه بر واحد سیستم چگالنده بر حسب دمای پینچ سیستم

در شکل ۸ هزینه بر واحد متر مربع سیستم چگالنده زمین گرمایی برحسب دمای پینچ طراحی سیستم مشخص شده است که نشان می‌دهد دمای پینچ طراحی بهینه که ۵ درجه انتخاب شده بود به درستی انتخاب شده و در آن نقطه منحنی هزینه کل کمینه خواهد بود. همین‌طور منحنی بالا نشان می‌دهد که هزینه طراحی مبدل با دمای پینچ پایین‌تر از این میزان بسیار بیشتر خواهد بود که صرفه اقتصادی سیستم را به مخاطره می‌کشد.

٦. نتیجه‌گیری و پیشنهادات

این مطالعه‌ای در رابطه با مدل‌سازی بویلر بازیاب برای بهبود عملکرد انرژی در نیروگاه‌های دیزل است ، اولین گام این پژوهش برای برآورد پتانسیل تولید برق در یک چرخه ترکیبی بوده که حدود ۵مگاوات تخمین زده شده است. با توجه به محدودیت‌های فنی و عملی مانند درجه حرارت نقطه پینچ، نقطه شبنم گوگرد و دمای نقطه اپروچ فرآیند مدل‌سازی انجام شده. رویکرد و حداقل اختلاف دمای پینچ ۵ درجه سانتیگراد تعیین شد و مدل‌سازی بر این اساس پی گرفته شده است. نتایج مدل‌سازی نشان داده است که فشار عملیاتی دیگ ۲۱۰۰ کیلوپاسکال و دمای خروجی گاز دودکش ۱۵۴/۹ سلیسیوس نقطه تنظیم مطلوب طراحی بوده است. که شروط نقطه پینچ و دمای شبنم گوگرد را نیز رعایت نموده است. در جدول شماره ۷ نتایج خروجی مدل با نتایج حالت عادی نیروگاه اردبیل و مغان مقایسه شده است:

[Downloaded from necjournals.ir on 2025-12-08]

جدول ۷. مقایسه نتایج سیکل ترکیبی و سیکل دیزل موجود

پارامتر	سیکل ترکیبی	دیزل ژنراتور
راندمان انرژی	% ۴۵/۴	% ۳۱/۳
راندمان اگزرژی	% ۵۸/۷	% ۴۱/۷
توان تولیدی نهایی	۶۱/۲ mW	۴۲ mW
دمای گاز خروجی به دودکش	۱۵۶ C	۴۰۶ C

مأخذ: نتایج تحقیق

در جدول بالا با توجه به مقایسه حالت‌های سری دیزل و سیکل ترکیبی دیزل- رانکین به این پی‌می‌بریم که سیکل ترکیبی هم از نظر زیست‌محیطی به دلیل آلودگی محیطی – حرارتی کمتر و همین‌طور به دلیل راندمان بالاتر گزینه بسیار مناسب‌تری است. همین‌طور با توجه به این که چگالنده زمین گرمایی از آب برای خنک‌سازی به صورت بسته استفاده نموده و حرارت را به زمین منتقل می‌کند آلودگی حرارتی آن به مراتب از برج های خنک کننده‌تر و خشک بسیار کمتر بوده و مصرف آب آن نیز به مراتب پایین‌تر می‌باشد. با توجه به نتایج یافت شده می‌توان پیشنهادات زیر را ارائه نمود:

۱. استفاده از سیکل ترکیبی دیزل برای نیروگاه مغان توان تولیدی آن را ۱۹ مگاوات افزایش داده و راندمان سیستم را به ۴۵/۴ درصد می‌رساند.

۲. با توجه به بحران آب موجود در ایران می‌توان برج‌های تر نیروگاهی را با نمونه زمین گرمایی آن جایگزین نمود، که می‌تواند به مدیریت مصرف آب بسیار کمک کند.

۳. آلودگی زیست‌محیطی و حرارتی این مدل نیروگاه ترکیبی به همراه چگالنده زمین گرمایی به مراتب کمتر از نمونه عملیاتی آن خواهد بود.

[Downloaded from necjournals.ir on 2025-12-08]

منابع

[1] Al-Hinti I, Al-Muhtady and W. Al-Kouz (2017) “Measurement and modelling of the ground temperature profile in Zarqa, Jordan for geothermal heat pump applications”. *Applied Thermal Engineering*., No. 123, pp. 131-137.

[2] Allcock J.H. and R.J. Jones (1950) “The Nomogram:The Theory and Practical Construction of Computational Charts”, 4th ed., London: Sir Isaac Pitman and Sons, Ltd.

[3] Arat H. and O. Arslan (2016) “Optimization of District Heating System Aided by Geothermal Heat Pump: A Novel Multistage with Multilevel ANN Modeling”. *Applied Thermal Engineering*. No. 111, pp. 608-623.

[4] Bodvarsson G. (1969). “On the Temperature of Water Flowing through Fractures”. *Journal of Geophysical Research*, No. 74, pp. 1987-1992.

[5] Carslaw H. S. and J.C. Jeager (1959) “Conduction of Heat in Solids”. 2nd ed. *Oxford at the Clarendon Press*.

[6] Caterpillar - Accurate Generator Set Sizing - Online Community. Caterpillar.lithium.com. Retrieved 2012-07-13.

[7] De Klerk LW, de Klerk MP, van der Westhuizen D. (2015) Improvements in hydrometallurgical uranium circuit capital and operating costs by water management and integration of utility and process energy targets AusImm Conference.

[8] Diesel Generators - Kubota, Honda, Kohler, Mitsubishi, Daewoo, John Deere, Volvo, Volkswagen, SDMO, VM. Allworlddieselgen.com. Retrieved 2012-07-13

[9] Doerfler R. (2009). “The Lost Art of Nomography”, *The UMAP Journal* 30(4), pp.394-457.

[10] Evesham A.H. (2010) “The History and Development of Nomography”. *Docent Press*, Boston.

[11] Fagan T. (1975) “Nomogram for Bayes’ theorem.” *The New Engineering Journal of medicine*, pp. 257-293.

[12] Fani M. and N. Norouzi (2019) “Using Social and Economic Indicators for Modeling, Sensitivity Analysis and Forecasting the Gasoline Demand in the Transportation Sector: An ANN Approach in case study for Tehran metropolis”. IJE.

[13] Fannou JLC., Lamarche L., Clarence S.G., Stanislaw K. and A. Vianou (2019). “Cooling mode Experimental Analysis of a Direct Expansion Geothermal heat Pump with a Control Depending on the Discharge Pressure”. *Applied Thermal Engineering*. in press.

[14] Fossil Fuels + Solar Energy = The Future of Electricity Generation. POWER magazine. 2009-01-04. p. 1 (paragraph 7). Retrieved 2017-12-25.

[15] Ghazizade-Ahsaee H. and M. Ameri (2018) “Effects of Using Expander and Internal heat Exchanger on Carbon Dioxide Direct-expansion Geothermal heat Pump”. *Applied Thermal Engineering*. No. 136, pp. 389-407.

[16] Granovskii M S, Safonov M.S. (2003) “New Integrated Scheme of the Closed gas-turbine cycle with Synthesis Gas Production”. *Chemical Engineering Science*. 58(17), pp. 3913–3921. doi:10.1016/S0009-2509(03)00289-6.

[Downloaded from necjournals.ir on 2025-12-08]

[17] Gringarten A.C., Witherspoon P.A. and Y. Ohnishi (1975). “Theory of Heat Extraction from Fractured Hot Dry Rock”. *Journal of Geophysical Research*. 80(8), pp. 1120-1124.
[18] Halvaei Niasar A. and F. EshratAbadi (2019). “Energy Saving in Evaporative Coolers using Permanent Magnet Brushless Motors”. IJE. 21(4), pp.27-52. URL: http://necjournals.ir/article-1-1416-fa.html.
[19] IEA. (2011) Technology Roadmap - Geothermal Heat and Power. OECD/IEA, Paris.
[20] Integrated solar combined cycle plants. Archived 2013-09-28 at the Wayback Machine.
[21] Kattan W.M. and J. Marasco (2010). “What is a Real Nomogram?” *Seminars in Oncology*. 37(1), pp. 23-26.
[22] Marasco J., Doerfler R. and L. Roschier (2011). “What Are My Chances?” *The UMAP Journal*. 32(4), pp. 279-298.
[23] Operational Flexibility Enhancements of Combined Cycle Power Plants p.3
[24] Otto E. (1963) “Nomography”. *International Series of Nomographs on Pure and Applied Mathematics*, Pergamon Press, Oxford.
[25] Prakash R., Shenoy U.V. (2005). “Targeting and Design of Water Networks for Fixed Flowrate and Fixed Contaminant Load Operations”. *Chemical Engineering Science*. 60(1) : 255-268
[26] Saberimehr A., mosayebNezhad M. and T. Adibi (2019). “Performance Study of a Renewable Fuel-fed Micro Humid Air Turbine”. IJE. 22(1), pp.151-166. URL: http://necjournals.ir/article-1-1496-fa.html
[27] varahrami V. (2019). “Monetary Policy Effects on Energy Supply and Demand and Macroeconomic Variables with SUR”. IJE. 21(4), pp. 7-26. URL: http://necjournals.ir/article-1-1434-fa.html

[Downloaded from necjournals.ir on 2025-12-08]