

تحلیل فنی - اقتصادی چرخه‌ی تولید توان و گرما با منابع انرژی استان اردبیل

لیلی آریان‌فر

گروه مهندسی مکانیک، دانشکده فنی - مهندسی، دانشگاه محقق اردبیلی، اردبیل، ایران

مرتضی یاری*+

دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، تبریز، ایران

ابراهیم عبدی‌اقدم

گروه مهندسی مکانیک، دانشکده فنی - مهندسی، دانشگاه محقق اردبیلی، اردبیل، ایران

چکیده: در این پژوهش به طراحی ترمودینامیکی و بررسی فنی، اقتصادی و زیست‌محیطی یک چرخه رانکین آلی با هدف تولید همزمان توان و گرما، با منابع انرژی گوناگون در شرایط استان اردبیل پرداخته شده است. ضمن ارزیابی فنی پارامترهای اثرگذار بر چرخه‌ی رانکین آلی مورد مطالعه، اهمیت و میزان اثرگذارای هر یک از پارامترهای موثر نیز مورد توجه قرار گرفته است. استفاده از منبع‌های گوناگون انرژی شامل خورشیدی، زیست توده و زمین‌گرمایی به عنوان منبع‌های تجدیدپذیر بر اساس شرایط استان اردبیل، در کنار گاز طبیعی به عنوان سوخت فسیلی مورد بررسی قرار گرفته و قیمت توان تولیدی در حالت‌های گوناگون مقایسه شده است. همچنین با هدف استفاده از گرمای جریان خروجی از چگالنده، با پیشنهاد به کارگیری یک چگالنده‌ی دو مرحله‌ای تلاش برای بالا نگه‌داشتن دمای این جریان تا جای ممکن شده است تا شرایط جریان خروجی از چگالنده به لحاظ دمایی جریانی قابل انطباق با تولید گرما در کنار تولید توان باشد. با مقایسه راندمان‌های انرژی و اکسرژی در دو حالت تولید توان و همچنین تولید همزمان توان و گرما دیده شد که با استفاده بهینه از منابع انرژی در حالت تولید همزمان توان و گرما، از دیدگاه انرژی ۵/۷۱٪ و از دیدگاه اکسرژی ۵/۴۵٪، افزایش بهره‌وری به دست می‌آید. همچنین از دیدگاه زیست‌محیطی، می‌توان برآورد نمود که به طور کلی با تولید همزمان توان و گرما از انرژی‌های تجدیدپذیر و پاک، سالانه $3,297 \times 10^6$ دلار، از نظر هزینه‌های خارجی تحمیل نشده صرفه‌جویی صورت خواهد گرفت.

واژه‌های کلیدی: چرخه رانکین آلی؛ تولید هم‌زمان توان و گرما؛ خورشیدی؛ زیست توده؛ زمین‌گرمایی.

KEYWORDS: Organic Rankine cycle; Cogeneration of power and heat; Solar; Biomass; Geothermal.

مقدمه

چرخه‌های رانکین آلی یا ارگانیک^(۱)، از جمله چرخه‌های مطرح در تولید توان هستند که در آن‌ها از سیال آلی یا ارگانیک به عنوان سیال عامل استفاده می‌شود. این چرخه‌ها دارای دمای عملکرد پایین و یا متوسط بوده و به این دلیل در موردهایی که منبع‌های انرژی از بازیافت گرمایی و یا منابع تجدیدپذیر مانند خورشیدی، زمین‌گرمایی و زیست‌توده می‌باشد، پرکاربرد هستند. چرخه رانکین آلی ساده از چهار بخش چگالنده، پمپ، تبخیرکننده و توربین تشکیل شده است. شکل ۱ چرخه رانکین آلی را که برای طراحی ترمودینامیکی در نظر گرفته شده است به همراه نمودار دما - آنترپی آن نشان می‌دهد [۱].

در این چرخه، سیال در چگالنده گرمای خود را از دست داده و چگالیده می‌شود. فشار این سیال در پمپ افزایش یافته و سیال با فشار بالا به تبخیرکننده وارد می‌شود. سیال با گرفتن گرما، در دما و فشار بالا وارد توربین شده و پس از تولید توان، به چگالنده تخلیه می‌شود. با تکرار چنین چرخه‌ای، تولید توان در چرخه رانکین آلی تداوم می‌یابد.

از اهداف این مطالعه، طراحی چرخه رانکین آلی با تولید همزمان برق و گرما و با فرض استفاده از گرمای خروجی چگالنده می‌باشد؛ در نتیجه در این طراحی تلاش شده است دمای خروجی از چگالنده تا حد ممکن بالا نگه داشته شود. به این منظور یک چگالنده دو مرحله‌ای پیشنهاد شده است که بخشی از جریان آب خنک کاری، پس از رسیدن جریان به اختلاف پینچ تعریف شده در حین خنک کاری از چگالنده خارج شود تا با کاهش نرخ جریان، دمای بالاتری در خروجی چگالنده به دست آید و در همان حال سامانه از نظر آنالیز پینچ دچار مشکل نشود.

در این رابطه، کیو و همکاران^(۲) [۲] به‌طور تجربی یک سامانه تولید همزمان توان و گرما بر اساس چرخه رانکین آلی زیست‌توده‌سوز ۵۰ کیلوواتی را برای کاربری خانگی بررسی کردند. در این مطالعه، آن‌ها از آب خنک‌کننده خروجی چگالنده با دمای ۴۶ درجه سلسیوس برای شستشوی خانگی و گرمایش از کف استفاده کردند. نتیجه‌های آن‌ها نشان داده است که سامانه طراحی شده، ۸۶۱ وات توان با بازدهی ۱/۴۱٪ و ۴۷/۲۶ کیلووات گرما با بازدهی ۷۸/۶۹٪ تولید نموده است. آستولفی و همکاران^(۳) [۳]

به بررسی فنی - اقتصادی یک سامانه ترکیبی متمرکز خورشیدی و یک نیروگاه زمین‌گرمایی دوگانه بر اساس سیکل رانکین سیال آلی پرداختند. آن‌ها برای بهره‌برداری بهینه از منبع زمین‌گرمایی آنتالپی متوسط از سیکل رانکین سیال آلی فوق بحرانی و همچنین برای افزایش تولید برق در نیروگاه از یک مزرعه خورشیدی با صفحه‌های سهموی به عنوان منبع دما بالای چرخه استفاده کردند. آن‌ها هزینه‌ی توان تولیدی را بسته به محل نیروگاه ۱۴۵ تا ۲۸۰ دلار به ازای هر مگاوات ساعت برآورد کردند و به عنوان گزینه‌ای قابل رقابت با نیروگاه‌های برق خورشیدی متمرکز بزرگ و مستقل پیشنهاد نمودند. فرخی و همکاران [۴] پژوهش‌های تجربی در زمینه‌ی یک سامانه تولید همزمان توان و گرما با سوخت گاز طبیعی (در دمای منبع ۶۵ تا ۸۵ سلسیوس) برای ساختمان‌های مسکونی و بر اساس چرخه رانکین آلی با سیال ایزوپنتان را با دیدگاه فنی انجام دادند. از آنجا که توربین‌های اندازه کوچک به صورت تجاری موجود نیستند نوع خاصی از توربین توسط نویسندگان ساخته و پیشنهاد داده شده است که دارای ساختاری ساده و قیمتی پایین می‌باشد. عملکرد این توربین در چرخه رانکین آلی در دماهای گوناگون، مورد آزمایش و ارزیابی قرار گرفته است. در این پژوهش جریان آب خروجی از چگالنده، در دمای حدود ۲۵ درجه سلسیوس، به عنوان فرآورده‌ی جانبی (گرما) در نظر گرفته شده است. در کار آن‌ها بیش‌ترین توان الکتریکی خروجی از چرخه رانکین سیال آلی، ۷۷/۴ وات، با دمای آب ورودی ۸۴/۱ درجه سلسیوس و راندمان الکتریکی خالص ۱/۶۶٪ گزارش شده است. پرپیبنگر و همکاران^(۴) [۵] با انتخاب سیال عامل و سطح فشار مناسب، یک چرخه رانکین سیال آلی دومرحله‌ای زیست‌توده‌سوز را برای تولید همزمان توان و گرما با تمرکز بر بهینه‌سازی بازده انرژی بررسی ترمودینامیکی کردند. تمپستی^(۵) و همکاران [۶] به بررسی ترمودینامیکی دو سامانه تولید همزمان برق و گرمای میکرو^(۶) با انرژی‌های زمین‌گرمایی (۸۰ تا ۱۰۰ درجه سلسیوس) و خورشیدی پرداخته‌اند. سامانه مرجع برای تولید ۵۰ کیلووات توان طراحی شده است. به کارگیری سامانه خورشیدی در دو طرح گوناگون با آرایش‌های یک مرحله‌ای و دو مرحله‌ای ارایه شده است. سامانه یک مرحله‌ای از یک میدان خورشیدی شامل کلکتورهای خورشیدی لوله خلاء تشکیل شده و توان توسط یک توربین تولید می‌شود.

(1) ORC: Organic Rankine Cycle

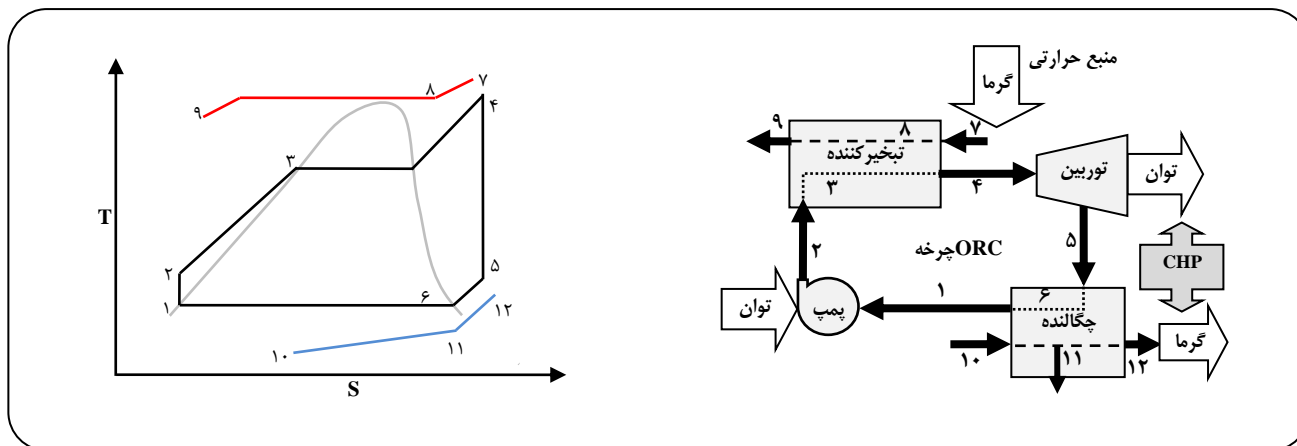
(2) Qiu, et al

(3) Astolfi, et al

(4) Preibinger, et al

(5) Tempesti, et al

(6) Micro CHP: Micro Combined Heat and Power



شکل ۱- الف) چرخه رانکین آلی مورد مطالعه، ب) نمودار T-S چرخه‌ی مورد نظر.

چنین طرحی از لحاظ اقتصادی برای بیش‌تر منطقه‌های مدیترانه با دوره بازگشت سرمایه‌ی حدود ۱۰ سال قابل اجراست. هابکا و اچیب^(۴) [۱۰] عملکرد مجموعه‌ای از مخلوط‌های زئوتروپیک را به عنوان سیال عامل در چرخه رانکین آلی مطالعه و همچنین پتانسیل استفاده از آب زمین‌گرمایی دما پایین را بررسی کردند. نتیجه‌های پژوهش آن‌ها نشان داده‌است که در حالت ORC مستقل، مخلوط‌های R438A، R422A و R22M نسبت به سیال‌های خالص کارآمدتر هستند و با استفاده از جریان زمین‌گرمایی به‌ترتیب در دماهای ۸۰، ۱۰۰ و ۱۲۰ دارای راندمان‌های انرژی و اکسرژی بالاتری می‌باشند و R407A و R22D نیز به ترتیب در دماهای منبع ۸۰ و ۱۰۰ درجه سلسیوس عملکرد قابل قبولی دارند.

در جدول ۱، چکیده‌ای از سایر پژوهش‌های اخیر که در این راستا انجام شده‌اند، گردآوری شده‌است.

در این پژوهش ضمن طراحی صحیح یک سیکل رانکین آلی از دیدگاه ترمودینامیکی به مطالعه‌ی دقیق پارامتریک چرخه‌ی طراحی شده و میزان اثرگذاری هریک از پارامترهای مؤثر بر عملکرد آن پرداخته خواهد شد. در یک بررسی جامع، استفاده از انواع منابع انرژی موجود در استان اردبیل شامل خورشیدی، زیست توده و زمین‌گرمایی به عنوان منابع تجدیدپذیر (بر اساس شرایط استان) و گاز طبیعی به عنوان سوخت فسیلی مورد بررسی قرار گرفته و قیمت توان تولیدی در حالت‌های گوناگون مقایسه خواهد شد. همچنین با پیشنهاد یک چگالنده‌ی دومرحله‌ای، تلاش شده‌است که شرایطی فراهم شود تا از انرژی خروجی چگالنده که به طور معمول

در سامانه دو مرحله‌ای، ابتدا یک میدان کلکتورهای خورشیدی لوله خلاء، سیال عامل را تا دمای متوسط گرم می‌کند و سپس بخشی از نرخ جریان سیال در میدان خورشیدی دوم، متشکل از کلکتورهای خورشیدی سهموی^(۱) تولید کننده بخار، تا بیش‌ترین دمای چرخه گرم می‌شود. سپس کار مکانیکی در دو توربوآکسپندر به صورت سری تولید می‌شود. تمیستی و فیاسچی [۷] در ادامه کار پیشین خود، به بررسی فنی - اقتصادی سامانه تولید همزمان برق و گرمای میکرو با منبع انرژی خورشیدی و زمین‌گرمایی و با هدف تعیین هزینه‌ی نیروگاه تولید همزمان برق و گرما و همچنین تعیین مناسب‌ترین سیال عامل با ارزیابی فنی - اقتصادی سامانه‌ها پرداخته‌اند. سامانه براساس داده‌های آب و هوای یک شهر در مرکز ایتالیا، طراحی شده‌است. نتیجه‌های به دست آمده از تجزیه و تحلیل فنی - اقتصادی نشان داده‌است که R245fa قیمت پایین تولید برق و کمترین هزینه کل نیروگاه تولید همزمان برق و گرما را دارد. رازنتی و همکاران^(۲) [۸] به بررسی فنی و زیست‌محیطی چرخه رانکین آلی با تولید همزمان توان و گرما و منابع انرژی زمین‌گرمایی و خورشیدی در دماهای ۹۰ تا ۹۵ درجه سلسیوس، پرداختند یکی از هدف‌های آن‌ها ارایه طرحی برای بهره‌برداری از چاه‌های زمین‌گرمایی آنتالپی پایین رها شده و یا به طور کامل توسعه نیافته بود. کالیس و همکاران^(۳) [۹] چرخه رانکین آلی با سیال عامل ان - پنتان و با منبع انرژی خورشیدی را با هدف تولید توان و گرما در دمای ۱۸۰ تا ۲۳۰ بررسی فنی کردند. آن‌ها به راندمان الکتریکی ۹ تا ۱۰٪ دست یافته و نتیجه گرفتند که به‌کارگیری

(۱) PTCs: Parabolic Thermal Collectors

(۲) Ruzzenenti, et al

(۳) Calise, et al

(۴) Habka, et al

جدول ۱- پیشینه نمونه پژوهش‌های مرتبط با تولید همزمان توان و گرما بر مبنای چرخه ی رانکین آلی با منابع گوناگون انرژی.

پژوهش‌گر	سال	مطالعه	نوع ارزیابی	منبع انرژی	دمای منبع (°C)	محصول	سایر اطلاعات و نتایج
Liu, et al [۱۱]	۲۰۱۱	پژوهشی	فنی	زیست‌توده	۱۰۰ تا ۱۴۰	توان و گرما	راندمان الکتریکی: ۱۶٪ - راندمان گرمایی: ۶۳٪ - راندمان کل: ۸۰٪ سیال عامل: HFE7000, HFE7100, n-pentane
Marvela, et al [۱۲]	۲۰۱۲	پژوهشی	فنی، اقتصادی	زیست‌توده	۱۸۰ تا ۴۲۰	توان، گرما، برودت و آب شیرین	راندمان الکتریکی: ۱۸٪ - راندمان گرمایی: ۸۰٪ سیال عامل: انواع گوناگون سیالات آلی (۳۳ سیال)
Taljan, et al [۱۳]	۲۰۱۲	پژوهشی	فنی، اقتصادی	زیست‌توده	۷۰ تا ۵۰۰	توان و گرما	راندمان الکتریکی: ۱۵٪ - راندمان گرمایی: ۶۵٪ - راندمان کل: ۸۰٪
Qiu, et al [۱۴]	۲۰۱۲	تجربی	فنی	سوخت گاز طبیعی	۵۰۰ تا ۶۰۰	توان و گرما	راندمان الکتریکی: ۱۳٪ - راندمان گرمایی: ۴٪ - سیال عامل: R245fa
Fanczuk, et al [۱۵]	۲۰۱۳	پژوهشی	فنی	زیست‌توده	۹۵۰ تا ۱۰۰۰	توان و گرما	راندمان الکتریکی: ۱۵٪ - راندمان گرمایی: ۷۸٪
Habka, et al [۱۶]	۲۰۱۴	پژوهشی	فنی	زمین گرمایی	۱۰۰	توان و گرما	راندمان چرخه رانکین: ۴۰/۷۸ - راندمان قسمت گرمایی: ۴۸/۸۴ راندمان کل در حالت سری: ۶۰/۹۵
Algieri, et al [۱۷]	۲۰۱۴	پژوهشی	فنی	زیست‌توده	۲۵۰ تا ۴۰۰	توان و گرما	راندمان الکتریکی: ۱۴/۶۱ - راندمان کل: ۶۰/۷۹٪ سیال‌های عامل: تولوئن، دکان، سیکلوهگزان
Wu, et al [۱۸]	۲۰۱۴	پژوهشی	فنی، اقتصادی	شبکه‌ی توزیع گرما	۱۸۰ تا ۳۸۰	توان، گرما و برودت	صرفه جویی هزینه انرژی در حالت بخار: ۷۲٪ - در حالت آب گرم: ۹۸٪ COP در حالت سرمایش با آب گرم: ۱۱/۴ - سرمایش با بخار: ۵/۷
Li, et al [۱۹]	۲۰۱۴	پژوهشی	فنی	-	۱۰۰ تا ۱۴۰	توان و گرما	راندمان الکتریکی: ۴-۶٪ سیال‌های عامل: R123 pentane R141b butane R245fa
Peris, et al [۲۰]	۲۰۱۵	تجربی	فنی	سوخت گاز طبیعی	۹۰ تا ۱۵۰	توان و گرما	راندمان الکتریکی: ۸٪ - راندمان گرمایی: ۲۰/۳۹٪ - سیال عامل: R245fa
Prando, et al [۲۱]	۲۰۱۵	تجربی	فنی	زیست‌توده	۳۱۰	توان و گرما	راندمان الکتریکی: ۷ تا ۲۰٪ - راندمان گرمایی: ۶۶٪ - سیال عامل: MDM
Peris, et al [۲۲]	۲۰۱۵	تجربی	فنی	سوخت گاز طبیعی	۱۷۰	توان و گرما	راندمان الکتریکی: ۴ تا ۱۰٪ - راندمان گرمایی: ۲۰ تا ۷۰٪ سیال عامل: R245fa
Soltani, et al [۲۳]	۲۰۱۵	تجربی	فنی	زیست‌توده	۱۴۰۰	توان و گرما	راندمان انرژی: ۴۵ تا ۷۰٪ - سیال عامل: n-octane

مدل‌سازی ترمودینامیکی

اشاره شد که در چرخه رانکین با سیال آلی، می‌توان از منابع انرژی دما پایین استفاده نمود و مطابق شکل ۲، افزون بر توان، از خروجی‌های دیگر این چرخه نیز بهره جست [۲۴]. در طراحی ترمودینامیکی یک چرخه رانکین آلی پارامترهای گوناگونی مؤثرند. نرخ جریان‌ها، دماها و فشارهای عملکردی چرخه از مهمترین پارامترها هستند و تعیین این پارامترها برای نقطه‌های عملکردی گوناگون، کار ساده‌ای نیست؛ زیرا بررسی نقطه به نقطه چرخه، منبع گرمایشی و منبع سرمایشی و تعامل این سه با یکدیگر مسئله‌ی پیچیده‌ای است. به‌طوری‌که هیچ یک

بدون استفاده به محیط تخلیه می‌شود، استفاده شده و در کنار تولید توان، بتوان از منبعی که به طور معمول اهمیتی به آن داده نمی‌شود گرمای قابل استفاده‌ای به دست آورد. از این رو به طراحی چرخه رانکین آلی با هدف تولید همزمان برق و گرما و با فرض استفاده از گرمای خروجی چگالنده برای تأمین مصرف‌های آب گرم عمومی نیروگاه و یا منطقه‌های مسکونی اطراف، پرداخته می‌شود. به‌طور کلی چرخه‌ی مورد مطالعه با رویکردی همه جانبه از چهار دیدگاه انرژی، اکسرژی، اقتصادی و زیست‌محیطی (4E) و همچنین منابع و فرآورده‌های مورد مطالعه قرار می‌گیرد.

از این سه بخش نباید با هم تداخلی داشته باشند و اختلاف دماهای پینچ در آن‌ها باید با توجه به اهداف مدنظر به درستی تعیین شوند [۲۵]. از این رو با انجام بررسی‌های فراوان، شرایط چرخه مینا به منظور انجام محاسبه‌ها به شرح جدول ۲ در نظر گرفته شد. در چرخه‌ی مورد مطالعه تولوئن به عنوان سیال عامل انتخاب شده است که از نوع سیال‌های خشک بوده به دلیل عدم چگالش در توربین دارای عملکرد بهتری در چرخه‌ی مورد مطالعه است. به طور کلی الگوریتم طراحی ترمودینامیکی چرخه رانکین آلی مورد مطالعه را می‌توان مطابق شکل ۳ جمع‌بندی نمود.

آنالیز قانون اول ترمودینامیک [۲۶]

مقدار گرمای دریافتی از طریق منبع انرژی با استفاده از معادله (۱) قابل محاسبه است.

$$\dot{Q}_{\text{source}} = \dot{m}_{\text{source}} (h_v - h_g) \quad (1)$$

همچنین مقدار گرمای دریافتی چرخه در تبخیرکننده را می‌توان از معادله (۲) تعیین نمود.

$$\dot{Q}_{\text{in}} = \dot{m}_{\text{cycle}} (h_f - h_g) \quad (2)$$

دو معادله‌ی (۱) و (۲) را می‌توان معادل هم فرض نمود؛ به عبارت دیگر $Q_{\text{source}} = Q_{\text{in}}$. مقدار جذب گرمای چرخه توسط سیال خنک‌کاری در چگالنده با استفاده از معادله (۳) قابل محاسبه است.

$$\dot{Q}_{\text{cond}} = \dot{m}_{\text{cooling}} (h_{12} - h_{11}) \quad (3)$$

همچنین مقدار دفع گرما از جریان سیال عامل در چگالنده را می‌توان با استفاده از معادله (۴) تعیین کرد که می‌توان معادل با گرمای جذب شده توسط سیال خنک‌کاری در نظر گرفت.

$$\dot{Q}_{\text{out}} = \dot{m}_{\text{cycle}} (h_8 - h_1) \quad (4)$$

مقدار توان توربین از معادله‌ی (۵) به دست می‌آید.

$$\dot{W}_{\text{turb}} = \dot{m}_{\text{cycle}} (h_f - h_g) \quad (5)$$

و مقدار توان پمپ نیز از معادله (۶) تعیین می‌شود.

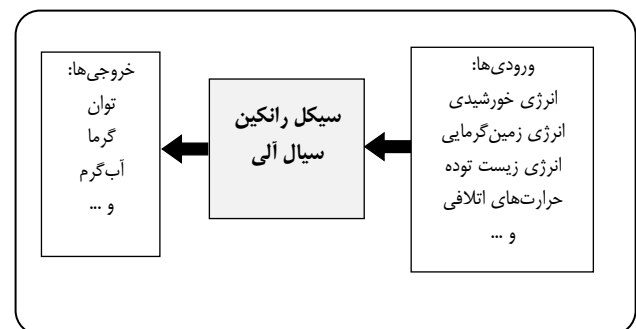
$$\dot{W}_{\text{pump}} = \dot{m}_{\text{cycle}} (h_1 - h_f) \quad (6)$$

در نتیجه می‌توان توان خالص را از معادله (۷) محاسبه نمود.

$$\dot{W}_{\text{net}} = \dot{W}_{\text{turb}} - \dot{W}_{\text{pump}} \quad (7)$$

جدول ۲- شرایط ترمودینامیکی چرخه‌ی مینا.

مفروضات	موارد
تولوئن	سیال عامل چرخه
آب	سیال عامل منبع انرژی
آب	سیال عامل خنک‌کاری
۱۴۰ (°C)	دمای ورودی منبع گرم (بخار فوق گرم)، T ₇
۱۲۰ (°C)	دمای خروجی منبع گرم (مایع اشباع)، T ₉
۱ (kg/s)	نرخ جریان منبع انرژی
۲۷۰ (kPa)	فشار سیال منبع انرژی
۱۳۵ (°C)	دمای سطح بالای چرخه رانکین آلی، T ₄
۱۲۰ (°C)	دمای اشباع سطح بالای چرخه رانکین آلی، T ₃
۳۵ (°C)	دمای سطح پایین چرخه رانکین آلی، T ₁
۱۳۲/۱ (kPa)	فشار سطح بالای چرخه رانکین آلی، P ₂
۲۰ (°C)	دمای سیال خنک‌کاری ورودی، T ₁₀
۵ (°C)	اختلاف دمای پینچ بین منبع انرژی و چرخه رانکین
۵ (°C)	اختلاف دمای پینچ بین جریان خنک‌کاری و چرخه رانکین
۲۵ (°C)	دمای محیط
۱۰۰ (kPa)	فشار محیط
٪۸۰	راندمان پمپ
٪۸۰	راندمان توربین
٪۹۰	راندمان میدل گرمایی واحد CHP



شکل ۲- ورودی‌ها و خروجی‌های گوناگون چرخه رانکین آلی.

و سرانجام می‌توان برای تعیین راندمان انرژی چرخه، معادله (۸) را به کار گرفت.

$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}_{turb}}{\dot{Q}_{in}} \quad (8)$$

آنالیز قانون دوم ترمودینامیک [۲۷]

برای تعیین بازده اکسرژی چرخه، تحلیل قانون دوم ترمودینامیک ضروری است. به طور کلی مقدار اکسرژی از معادله (۹) قابل محاسبه است.

$$ex_i = (h_i - h_o) - T_o (s_i - s_o) \quad (9)$$

در یک نرخ جریان مشخص مقدار اکسرژی چرخه تابع معادله (۱۰) است.

$$\dot{E}x_i = \dot{m}_i ex_i \quad (10)$$

اکسرژی ورودی به چرخه و خروجی از آن به ترتیب از معادله‌های (۱۱ - الف) و (۱۱ - ب) قابل محاسبه است.

$$\dot{E}x_{in} = \dot{E}x_{eva} + \dot{W}_{pump} \quad (11 - الف)$$

$$\dot{E}x_{out} = \dot{E}x_{cond} + \dot{W}_{turb} \quad (11 - ب)$$

در نتیجه تغییر کل اکسرژی چرخه از معادله (۱۲) به دست می‌آید.

$$\Delta \dot{E}x_{tot} = \dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} \quad (12)$$

که از ترکیب معادله‌های (۱۱) و (۱۲)، نرخ تغییر کل اکسرژی طبق معادله (۱۳) به دست می‌آید.

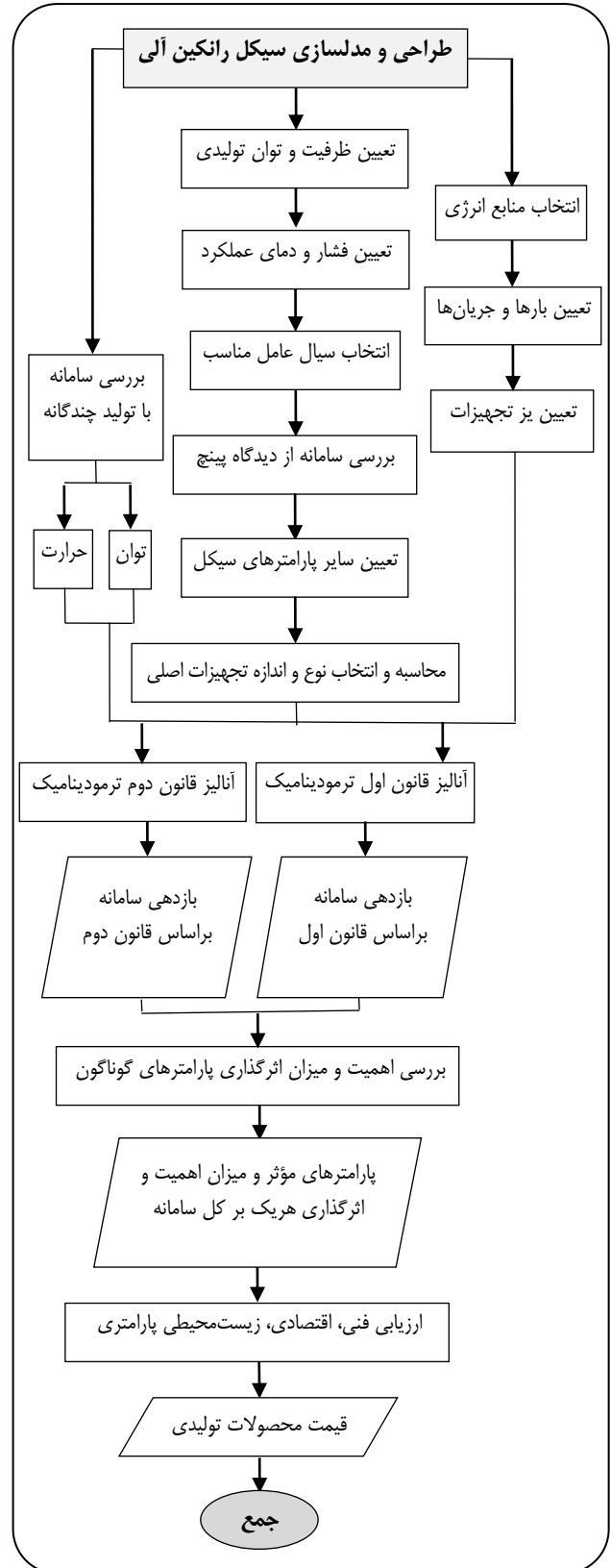
$$\Delta \dot{E}x_{tot} = (\dot{E}x_{eva} + \dot{W}_{pump}) - (\dot{E}x_{cond} + \dot{W}_{turb}) \quad (13)$$

سرانجام برای تعیین راندمان اکسرژی چرخه، می‌توان معادله (۱۴) را به کار گرفت.

$$\eta_{Ex} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{E}x_{in}} \quad (14)$$

انواع منبع‌های انرژی

انواع منبع‌های انرژی که برای استفاده در چرخه مورد بررسی قرار خواهند گرفت عبارتند از انرژی‌های خورشیدی، زیست توده و زمین‌گرمایی به عنوان منابع تجدیدپذیر و گاز طبیعی به عنوان سوخت فسیلی که در ادامه به بررسی آن‌ها پرداخته می‌شود.



شکل ۳ - الگوریتم مرحله‌های کار به صورت تفصیلی.

جدول ۳- شرایط انرژی خورشیدی در استان اردبیل.

شدت تابش (Wh/m ²)	میزان تابش روزانه (Wh/m ² /day)	فصل
۸۰۰-۵۰۰	۵۱۰۰	بهار
۹۰۰-۶۰۰	۵۲۰۰	تابستان
۶۰۰-۳۰۰	۳۵۰۰	پاییز
۴۰۰-۲۰۰	۳۱۰۰	زمستان

انرژی خورشیدی

بر اساس گزارش‌های منتشر شده توسط از سازمان انرژی‌های نو ایران، شرایط تابشی انرژی خورشیدی برای استان اردبیل در چهار فصل سال دارای مقدارهای بیش‌تری در بازه‌ای به شرح ارایه شده در جدول ۳ می‌باشد. بنابراین با فرض شار تابشی خورشیدی متوسط سالانه (W/m²) ۵۲۰ برای استان اردبیل مدل‌سازی سامانه خورشیدی انجام می‌شود [۲۸،۲۹].

برای تجزیه و تحلیل حرارتی کلی کلکتورهای خورشیدی، لازم است فاکتور راندمان کلکتور F_R ، ضریب اتلاف U_L و عامل گرمای حذف شده F_R به صورت مناسبی بیان شود. به طور معمول برای کاهش تلفات حرارتی، لوله شیشه‌ای متحدالمرکز در اطراف دریافت‌کننده به کار گرفته می‌شود. فاصله بین دریافت‌کننده و شیشه به طور معمول خلاء است، که در این صورت تلفات حرارتی ناچیز است [۲۱]. در چنین مواقعی، U_L بر اساس مساحت دریافت‌کننده، با معادله‌ی (۱۵) معادل است.

$$U_L = \left[\frac{A_{rec}}{(h_w + h_{r,c-a})A_{cover}} + \frac{1}{h_{r,r-c}} \right]^{-1} \quad (15)$$

که در آن A_{cover} مساحت پوشش شیشه‌ای، A_{rec} سطح خارجی دریافت‌کننده، $h_{r,c-a}$ ضریب تابش خطی از پوشش به محیط و $h_{r,r-c}$ ضریب تابش خطی از دریافت‌کننده به پوشش که عبارت است از معادله‌ی (۱۶).

$$h_{r,r-c} = \frac{\sigma(T_{rec}^4 + T_{cover}^4)(T_{rec} + T_{cover})}{\frac{1}{\epsilon_r} + \frac{A_{rec}}{A_{cover}} \left(\frac{1}{\epsilon_c} - 1 \right)} \quad (16)$$

در معادله‌های پیشین، برای برآورد شرایط پوشش شیشه‌ای، دمای پوشش شیشه‌ای یعنی T_{cover} ، مورد نیاز است. این دما از دمای دریافت‌کننده به دمای محیط نزدیک‌تر است. بنابراین،

با نادیده گرفتن تابش جذب شده توسط پوشش، T_{cover} می‌تواند از تعادل انرژی به صورت معادله‌ی (۱۷) به دست آید.

$$(h_{r,c-a} + h_w)(T_{cover} - T_a) = A_{rec} h_{r,r-c} (T_{rec} - T_{cover}) \quad (17)$$

با حل معادله برای T_{cover} ، بر اساس معادله‌ی (۱۷)، معادله‌ی (۱۸) را داریم

$$T_{cover} = \frac{A_{rec} h_{r,r-c} T_{rec} + A_{cover} (h_{r,c-a} - h_w) (T_a)}{A_{rec} h_{r,r-c} T_{rec} + A_{cover} (h_{r,c-a} - h_w)} \quad (18)$$

روش پیدا کردن T_{cover} با تکرار است، به عنوان نمونه، برآورد U_L از معادله (۱۵) با در نظر گرفتن یک T_{cover} انتخابی؛ که اگر T_{cover} به دست آمده از معادله (۱۸) با مقدار اولیه متفاوت بود، این عمل با انتخاب T_{cover} جدید تکرار شود و به طور معمول بیش از دو تکرار مورد نیاز است. در مرحله بعد، نیاز به برآورد ضریب انتقال حرارت کلی U_o است، که باید دیواره لوله را شامل شود، چرا که شار گرمایی در یک کلکتور سهموی بالاست. بر اساس قطر خارجی لوله، معادله‌ی (۱۹) را به صورت زیر داریم.

$$U_o = \left[\frac{1}{U_L} + \frac{D_{o,rec}}{(h_{fi} D_{i,rec})} + \frac{D_o \ln(D_{o,rec}/D_{i,rec})}{2k_{rec}} \right] \quad (19)$$

که در آن $D_{i,rec}$ قطر داخلی لوله دریافت‌کننده، $D_{o,rec}$ قطر خارجی لوله دریافت‌کننده، h_{fi} ضریب انتقال گرمای همرفتی در داخل لوله دریافت‌کننده است. بازه‌ی آنی یک کلکتور متمرکزکننده می‌تواند از تعادل انرژی دریافت‌کننده آن محاسبه شود. انرژی مفید تحویلی از متمرکزکننده عبارت است از معادله‌ی (۲۰).

$$Q_u = I_T \eta_o A_c - A_{rec} U_L (T_{rec} - T_a) \quad (20)$$

با جایگزینی T_{rec} توسط T_{inf} و استفاده از فاکتور گرمای حذف شده معادله‌ی (۲۱) را داریم.

$$\dot{Q}_{gen} = \dot{m}_{bio} (h_{bio} - h_o) \quad (27)$$

با فرض راندمان کل احتراق ۸۰ درصد و راندمان ۹۰ درصد برای بویلر زیست‌توده‌سوز، گرمای منتقل شده به بویلر بر اساس معادله‌ی (۲۸) است.

$$\dot{Q}_{boiler} = 0.8 \times 0.9 \times \dot{Q}_{gen} \quad (28)$$

گرمای منتقل شده به چرخه را می‌توان به صورت معادله‌ی (۲۹) تخمین زد.

$$\dot{Q}_{boiler} = \dot{Q}_{source} \quad (29)$$

سرانجام گرمای منتقل شده به سیال مطابق معادله‌ی (۳۰) خواهد بود.

$$\dot{Q}_{source} = \dot{m}_{source} (h_v - h_a) \quad (30)$$

بر اساس بررسی‌های صورت گرفته، شرایط منابع زیست‌توده قابل استفاده در استان اردبیل به شرط آمده در جدول ۵ می‌باشند.

انرژی زمین گرمایی

ایران از جمله کشورهایی است که دارای پتانسیل زمین گرمایی است. بر اساس مطالعه‌های ساخت نیروگاه زمین گرمایی در کشور توسط سازمان انرژی‌های نو ایران، منطقه‌هایی مانند مشکین‌شهر، بوشلی و سرعین در سیلان اردبیل از منطقه‌های دارای پتانسیل انرژی زمین گرمایی تشخیص داده شده‌اند [۳۵، ۳۶]. گرمای قابل دریافت از جریان زمین گرمایی را می‌توان از معادله‌ی (۳۱) محاسبه نمود.

$$\dot{Q}_{geo} = \dot{m}_{geo} (h_{geo,in} - h_{geo,out}) \quad (31)$$

با فرض راندمان ۹۰ درصد برای مبدل حرارتی زمین گرمایی، گرمای منتقل شده به چرخه را می‌توان بر اساس معادله‌ی (۳۲) تخمین زد.

$$\dot{Q}_{source} = \eta_{heatexchanger} \dot{Q}_{geo} \quad (32)$$

آنالیز اقتصادی و زیست محیطی

با توجه به این امر که از جمله مسئله‌های اقتصادی مهم در نیروگاه‌ها، برآورد قیمت تمام شده برق تولیدی است، در نتیجه به منظور برآورد آن، تحلیل فنی - اقتصادی چرخه نیاز است. بر اساس قوانین تحلیل فنی - اقتصادی، معادله‌ی (۳۳) بیان کننده

$$Q_{u,c} = F_R [I_T \eta_o A_c - A_{rec} U_L (T_{rec} - T_a)] \quad (21)$$

بازده انرژی تحلیلی کلکتور را می‌توان به صورت معادله‌ی (۲۲) بیان نمود.

$$\eta_{en,cal} = F_R \left[\eta_o - U_L \left(\frac{T_{f,in} - T_a}{I_T C} \right) \right] \quad (22)$$

که در آن C نسبت تمرکز است و برای آن معادله‌ی (۲۳) را داریم.

$$C = \frac{A_p}{A_{rec}} \quad (23)$$

F_R فاکتور گرمای حذف شده است که از معادله‌ی (۲۴) قابل محاسبه است.

$$F_R = \frac{\dot{m} c_p}{A_c U_L} \left(1 - \exp \left(- \frac{F' U_L A_c}{\dot{m} c_p} \right) \right) \quad (24)$$

F' فاکتور راندمان کلکتور و به صورت معادله‌ی (۲۵) است.

$$F' = \frac{1}{U_L} \frac{1}{\frac{1}{U_L} + \frac{D_o}{h_{fi} D_i} + \left(\frac{D_o}{2k} \ln \frac{D_o}{D_i} \right)} \quad (25)$$

بازده انرژی تحلیلی در حالت پایدار به صورت معادله‌ی (۲۶) خواهد بود.

$$\eta_{en,classady} = (\tau \alpha)_e - \frac{U_L (T_{pm} - T_a)}{U_{TC}} \quad (26)$$

به منظور تکمیل مدل‌سازی سامانه خورشیدی نیاز به تعدادی داده‌های اولیه برای به کارگیری در مدل مورد مطالعه است که با توجه به مطالعه‌های همانند، به صورت آورده شده در جدول ۴ در نظر گرفته شده است [۳۰]. همان گونه که پیش تر اشاره شد، میزان شار تابشی خورشیدی متوسط سالانه (W/m^2) ۵۵۰ برای استان اردبیل در نظر گرفته شده است

انرژی زیست توده [۳۱]

در به کارگیری زیست توده، دورریزها بر پایه‌ی مواد زیستی در دیگ بخار یا بویلر سوخته و بخار آب تولید می‌شود. گرمای آزاد شده کل از زیست توده را می‌توان از معادله‌ی (۲۷) محاسبه نمود.

جدول ۴- داده‌های اولیه مربوط به کلکتورهای سهموی سامانه‌های خورشیدی.

فرضیات	موارد
۲۰ (°C)	دمای محیط
۱۰۰ (kPa)	فشار محیط
۱۲۵ (°C)	دمای سیال ورودی به مزرعه‌ی خورشیدی
۲۰۰ (°C)	دمای سیال خروجی از مزرعه‌ی خورشیدی
۵ (°C)	اختلاف دمای پینچ در مبدل حرارتی
۲۰۰ (°C)	دمای سیال خروجی
۴×۱۲ (m)	اندازه‌های متمرکز کننده
۰٫۰۹ (m)	قطر خارجی پوشش
۰٫۰۸ (m)	قطر داخلی پوشش
۰٫۰۵ (m)	قطر خارجی دریافت کننده
۰٫۰۴ (m)	قطر داخلی دریافت کننده
۱۰	تعداد ردیف کلکتورها
روغن حرارتی	سیال عامل
۱۹۰۰ (kJ/kg.K)	گرمای ویژه‌ی فشار ثابت سیال (c_p)
۳۰۰ (W/m ² .K)	ضریب انتقال حرارت جابه جایی سیال داخل لوله‌ها (h_{fi})
۳۸۵ (W/m.K)	رسانندگی حرارتی پوشش (k_{cover})
۱۵ (W/m.K)	رسانندگی دریافت کننده (k_{rec})
۰٫۹۲	ساطع‌کنندگی پوشش (ϵ_{cover})
۰٫۸۷	ساطع‌کنندگی دریافت کننده (ϵ_{rec})
۵ (m/s)	سرعت وزش باد
٪ ۹۰	راندمان مبدل گرمایی

جدول ۵ - شرایط منابع زیست توده قابل استفاده در استان اردبیل.

قیمت (\$/ton)	ارزش گرمایی (kJ/kg)	نوع زیست توده
۳۰	۱۷۰۰۰	دورریز گندم [۳۲]
۶۰	۱۶۰۰۰	دورریز سیب زمینی [۳۳]
۲۰	۲۵۰۰۰	دورریز گوجه فرنگی و رب سازی (تفاله‌های جامد) [۳۴]

به منظور بررسی اقتصادی منابع انرژی مفروضات اقتصادی به صورت مندرج در جدول ۶ در نظر گرفته شده‌اند [۴۱ - ۳۹]. در ارتباط با کلکتورهای سهموی خورشیدی هزینه‌ی متوسطی بر اساس مساحت کلکتورها فرض شده‌است که در برگیرنده کل هزینه‌های بخش‌های گوناگون آن باشد [۲۸، ۲۹]. در ارتباط با سامانه زیست‌توده هزینه تجهیزات ثابت در مقیاس مطالعه (کم‌تر از یک مگاوات) به علاوه هزینه‌ی متغیر با عملکرد چرخه‌ی رانکین به عنوان هزینه‌ی منبع گرمایی در نظر گرفته شده‌است. در مورد سامانه زمین گرمایی هزینه تجهیزات اولیه مورد نیاز بر اساس مقیاس چرخه به همراه هزینه متغیر با عملکرد چرخه‌ی رانکین برای پمپاژ در نظر گرفته شده‌است.

برای هر واحد نیروگاه، مجموع هزینه‌های خصوصی و خارجی بیان‌کننده هزینه اجتماعی آن است. هزینه‌های خصوصی تولید برق شامل هزینه‌های سرمایه‌گذاری، تعمیر و نگهداری، هزینه‌های مربوط به کارکنان و هزینه‌های مربوط به سوخت است. هزینه خارجی یک اثر بیرونی است که در اثر فعالیت اقتصادی و یا اجتماعی یک گروه از افراد یا شخص ایجاد می‌شود و روی گروه دیگر اثر می‌گذارد در حالی که این اثرها به طور کامل محاسبه نمی‌شوند و یا غرامتی به وسیله گروه اول پرداخت نمی‌شود. اثرهای ناشی از آلاینده‌های زیست‌محیطی را می‌توان موجب تحمیل هزینه‌های خارجی دانست [۴۲].

وارد کردن هزینه‌های خارجی به هزینه‌های تولید برق رویکردی است که می‌توان آن را به عنوان عاملی برای ارزش‌گذاری اقتصادی عامل‌های زیست‌محیطی و سلامتی انسان‌ها در نظر گرفت. در صورتی که فرض شود منابع انرژی چرخه رانکین آلی مورد طراحی از منبع‌های تجدیدپذیری مانند انرژی خورشیدی باشد، می‌توان عنوان نمود که توان تولیدی این چرخه، به دلیل داشتن منبع‌های انرژی پاک، صرفه‌جویی‌های در زمینه هزینه‌های خارجی نیروگاه در مقایسه با یک نیروگاه سوخت فسیلی به دنبال خواهد داشت. برای بررسی اقتصادی و زیست‌محیطی مدل نیاز به یک سری داده‌های مبنایی است. این داده‌ها از مستندات شرکت گاز ایران و ترازنامه انرژی سال ۱۳۹۱ ایران استخراج شده و به صورت جدول ۷ است.

اعتبارسنجی مدل‌ها

در این بخش به اعتبار سنجی مدل در بخش‌های گوناگون سامانه مورد مطالعه می‌پردازیم. اعتبار سنجی مدل ترمودینامیکی

تبادل هزینه جریان اکسرژی ورودی و خروجی چرخه می‌باشد و در دو طرف تساوی عباراتی معادل دلار در ثانیه خواهیم داشت [۳۷].

$$\sum_{i=1}^n \dot{C}_{i,in} + \dot{Z}_k = \sum_{j=1}^n \dot{C}_{j,out} \quad (33)$$

\dot{Z}_k هزینه سرمایه‌گذاری تجهیزات است که برای تخمین آن می‌توان از مدل‌های موجود استفاده نمود. مقدارهای مربوط به \dot{C} را می‌توان از معادله (۳۴) محاسبه نمود. که در آن c هزینه‌ی واحد جریان اکسرژی و $\dot{E}x$ مقدار جریان اکسرژی می‌باشند.

$$\dot{C} = c \cdot \dot{E}x \quad (34)$$

با اعمال روابط فوق بر چرخه مورد طراحی، معادله‌ی (۳۵) را خواهیم داشت [۳۴].

$$\dot{C}_{source,in} + \dot{C}_{pump} + \dot{C}_{cooling,in} + \dot{Z}_{k,ORC} = \dot{C}_{source,out} + \dot{C}_{turb} + \dot{C}_{cooling,out} \quad (35)$$

هزینه تجهیزات شامل تبخیرکننده، پمپ، توربین و چگالنده عبارت خواهند بود از معادله‌ی (۳۶).

$$\dot{Z}_{k,ORC} = \dot{Z}_{eva} + \dot{Z}_{pump} + \dot{Z}_{tur} + \dot{Z}_{cond} \quad (36)$$

که هزینه‌ی تک تک آنها از چهار بخش معادله‌ی (۳۷) به دست می‌آید [۳۸].

$$\dot{Z}_{eva} = 30914 (A_{eva})^{0.85} \quad (\text{الف - 37})$$

$$\dot{Z}_{pump} = 20 \cdot (\dot{W}_{pump})^{0.65} \quad (\text{ب - 37})$$

$$\dot{Z}_{tur} = 475 \cdot (\dot{W}_{tur})^{0.75} \quad (\text{ج - 37})$$

$$\dot{Z}_{cond} = 51662 (A_{cond})^{0.6} \quad (\text{د - 37})$$

هزینه‌ی مربوط به منبع انرژی در $c_{source,in}$ اثر داده می‌شود. سرانجام قیمت برق تولیدی را از معادله (۳۸) می‌توان به دست آورد.

$$c_{power} = \frac{c_{source,in} \times \dot{E}x_{solar,in}}{\dot{W}_{turb}} + \quad (38)$$

$$\frac{c_{pumping} \dot{W}_{pump}}{\dot{W}_{turb}} + \frac{c_{cooling,in} \dot{E}x_{cooling,in}}{\dot{W}_{turb}} + \frac{\dot{Z}_{k,ORC}}{\dot{W}_{turb}} -$$

$$\frac{(c_{source,out} \times \dot{E}x_{source,out} + c_{cooling,out} \times \dot{E}x_{cooling,out})}{\dot{W}_{turb}}$$

جدول ۶ - داده‌های اقتصادی منابع گوناگون انرژی.

موارد	فرضیات
متوسط هزینه کلکتور سهموی خورشیدی	۱۷۰ (\$/m ²)
هزینه تجهیزات ثابت سیستم زیست توده	۸۰۰۰ (\$)
هزینه تجهیزات ثابت سیستم زمین گرمایی	۱۵۰۰ (\$/kW)
قیمت گاز طبیعی	۰٫۰۵ (\$/m ³)

جدول ۷ - داده‌های اولیه جهت آنالیز زیست‌محیطی [۴۳، ۴۴].

نوع گاز	CO	CO ₂	NO _x	SO ₂
مقدار تولیدی (kg/m ³ NG)	۰٫۰۱۳۴۴	۱٫۹۲	۰٫۰۰۴۴۸	۰٫۰۰۰۰۰۹۶
مقدار تولیدی (g/kWh)	۱٫۶۶۷	۸۶۴٫۴۵۸	۲٫۴۹۳	۸٫۵۳۴
هزینه اجتماعی (\$/kg)	۱	۰٫۰۲۷	۳۰۰	۸۶

جدول ۸ - اعتبار سنجی مدل کلکتورهای سهموی.

درصد خطا (%)	مطالعه‌ی حاضر η_{en_cal}	مرجع [۴۵]		T _{in} (K)	T _a (K)	V _{wind} (m/s)	I _T (W/m ²)
		η_{en_exp}	η_{en_cal}				
۰٫۰۱۸	۷۳٫۶۸	۷۲٫۵۱	۷۲٫۳۷	۱۰۲٫۲	۲۱٫۱	۲٫۶	۹۳۳٫۷
۰٫۰۱۶	۷۲٫۹۹	۷۰٫۹۰	۷۱٫۸۰	۱۵۱٫۰	۲۲٫۴	۳٫۷	۹۶۸٫۲
۰٫۰۱۶	۷۲٫۱۷	۷۰٫۱۷	۷۱٫۰۱	۱۹۷٫۵	۲۴٫۳	۲٫۵	۹۸۲٫۳
۰٫۰۱۷	۷۰٫۶۸	۷۰٫۲۵	۶۹٫۴۷	۲۵۰٫۷	۲۶٫۲	۳٫۳	۹۰۹٫۵
۰٫۰۱۹	۶۹٫۱۶	۶۷٫۹۸	۶۷٫۸۵	۲۹۷٫۸	۲۸٫۸	۱٫۰	۹۳۷٫۹
۰٫۰۳۲	۶۹٫۵۳	۶۸٫۹۲	۶۷٫۳۶	۲۹۹٫۰	۲۷٫۵	۲٫۹	۸۸۰٫۶
۰٫۰۲۶	۶۵٫۷۴	۶۳٫۸۲	۶۴٫۰۴	۳۵۵٫۹	۳۱٫۱	۴٫۲	۹۰۳٫۲
۰٫۰۱۸	۶۳٫۶۹	۶۲٫۳۴	۶۲٫۵۴	۳۷۹٫۵	۲۹٫۵	۲٫۶	۹۲۰٫۹

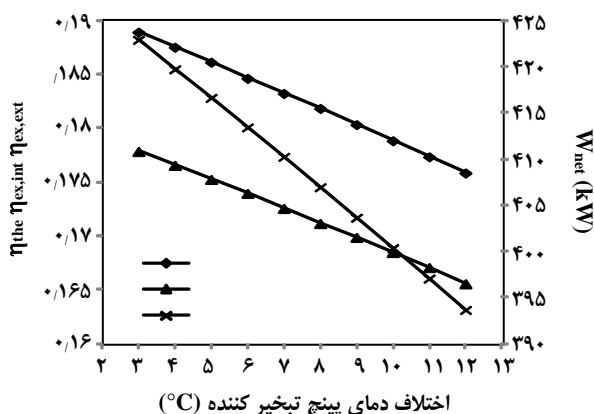
نتیجه‌ها

نتیجه‌های به دست آمده از بررسی ترمودینامیکی چرخه رانکین مورد مطالعه به صورت مندرج در جدول ۹ می‌باشد. مقدار گرمای لازم برای تبدیل جریان از شرایط اولیه‌ی ورود به چگالنده در مرحله‌ی اول، به جریان با شرایط خروج از چگالنده در مرحله‌ی دوم به عنوان گرمای بازیافت شده برای تولید آب‌گرم می‌باشد و در واقع بخش مفید گرمای بازیافتی که در محاسبه‌های صرفه‌جویی نیز محاسبه شده‌است مربوط به این بخش از گرمای چگالنده است.

چرخه‌ی رانکین آلی، پیشتر توسط نویسنده انجام شده است [۴۵]. به منظور اعتبار سنجی مدل مربوط به سامانه کلکتورهای خورشیدی سهموی از مطالعه‌ی یلماز و همکاران [۴۶] استفاده شده‌است. نتیجه‌های به دست آمده از مدل حاضر بر اساس شرایط و ورودی‌های مطالعه‌ی مرجع در جدول ۸ ارایه شده‌است. از آنجا که بیش‌ترین اختلاف میان داده‌های مرجع‌ها و نتیجه‌های مطالعه حاضر کمتر از چهار درصد می‌باشد، می‌توان اظهار نمود که مدل مورد مطالعه از اعتبار قابل قبولی برخوردار است.

جدول ۹- نتیجه‌های فنی مدل‌سازی چرخه بر اساس قانون‌های ترمودینامیک.

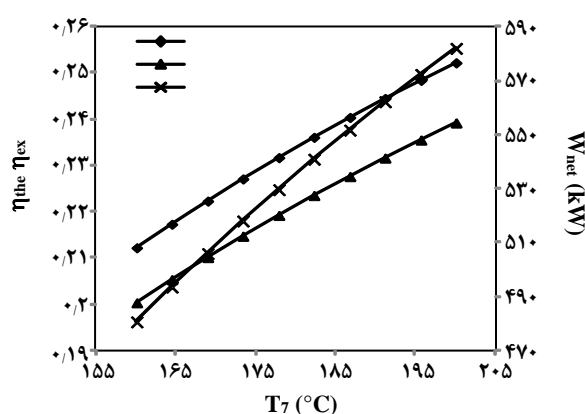
نتیجه	پارامتر مدل‌سازی
۴,۱۶۲ (kg/s)	نرخ جریان سیال عامل چرخه رانکین
۵۵,۱۶ (°C)	دمای سیال خنک‌کاری خروجی از چگالنده
۴۰,۴۹ (kg/s)	نرخ جریان سیال خنک‌کاری در مرحله اول چگالنده
۱,۲۱۴ (kg/s)	نرخ جریان سیال خنک‌کاری در مرحله دوم چگالنده
۳۹,۲۷۶ (kg/s)	نرخ جریان سیال خنک‌کاری حذف شده از سیستم
۱۶۹۴ (kW)	مقدار گرمای خروجی از چگالنده در مرحله اول
۱۲۷,۸ (kW)	مقدار گرمای خروجی از چگالنده در مرحله دوم
۱۷۸,۶ (kW)	گرمای بازیافت شده برای تولید آب گرم
۴۱۶,۷ (kW)	کار خالص چرخه رانکین
٪۱۸,۶۲	راندمان انرژی چرخه رانکین
٪۱۷,۴۶	راندمان اکسرژی چرخه رانکین
۱۹۶۹ (kW)	اکسرژی نابود شده کل



شکل ۵ - نمودار تغییر راندمان‌های انرژی و اکسرژی و توان خالص تولیدی بر اساس اختلاف دمای پینچ تبخیرکننده.

تولیدی خالص بر اساس دمای ورودی منبع انرژی به صورت نشان داده شده در شکل ۴ می‌باشد. دیده می‌شود که با افزایش دمای ورودی منبع گرمایی به دلیل افزایش گرمای قابل جذب در چرخه، توان تولیدی خالص و راندمان‌های انرژی و اکسرژی روند افزایشی دارند.

نمودار تغییرهای راندمان‌های انرژی و اکسرژی و توان خالص تولیدی بر اساس اختلاف دمای پینچ تبخیرکننده در شکل ۵ نشان داده شده است.



شکل ۴ - نمودار تغییر راندمان‌های انرژی و اکسرژی و توان خالص تولیدی بر اساس دمای ورودی منبع انرژی.

به منظور مطالعه‌ی پارامتریک چرخه‌ی طراحی شده، پارامترهای دمای ورودی منبع گرم، اختلاف دمای پینچ تبخیرکننده و نرخ جریان چرخه به عنوان پارامترهای مؤثر در نظر گرفته شده است. برای مطالعه اثر هر پارامتر روی چرخه، سایر مشخصه‌های چرخه معادل با مقدارهای مربوطه در شرایط چرخه مینا (جدول ۲) در نظر گرفته شده و پارامتر مورد نظر تغییر داده شده است. نمودار تغییرهای راندمان‌های انرژی و اکسرژی و توان

جدول ۱۰- تغییر پارامتریک لازم جهت افزایش یک واحدی راندمان یا توان.

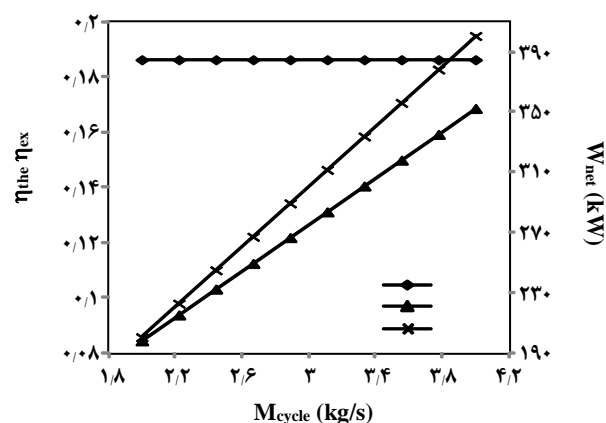
پارامتر	P_4 (kPa)	T_1 (°C)	T_4 (°C)	T_7 (°C)	DT_{4-7}	m_{cycle} (kg/s)
η_{th}	۲۹,۶۷۳	-۴,۸۷۸	۷,۳۵۲	۱۰,۱	-۶,۸۷۰	۰
η_{ex}	۳۱,۵۴۵	-۵,۱۸۱	۷,۶۶۳	۱۰,۲۸۲	-۷,۳۱۷	۰,۲۳۷
W_{net}	۱,۳۲۴	-۰,۲۱۹	۰,۳۰۱	۰,۳۹۴	-۰,۳۰۷	۰,۰۰۱

رسیدن آن به مقدار جریان طراحی، بیانگر عملکرد سامانه در حالت بار کامل می‌باشد که سامانه نیز با آن هدف طراحی شده‌است. به منظور مطالعه اهمیت و میزان اثرگذاری هریک از پارامترهای مؤثر، این امر که افزایش یک درصد راندمان انرژی، راندمان اکسرژی و یک کیلووات توان تولیدی نیازمند چه مقدار تغییر یک پارامتر مؤثر است، بررسی شده و نتیجه‌های به دست آمده در جدول ۱۰ آمده‌است. به این منظور، لازم است که پارامترهای مثبت افزایش و پارامترهای منفی کاهش داشته باشند.

هر چه مقدار عدد کم‌تر باشد به این معناست که اعمال این تغییر کوچک، افزایش یک درصد راندمان یا یک وات توان تولیدی در پی داشته و پارامتر مورد نظر اثرگذاری بالایی بر عملکرد چرخه دارد. با مقایسه‌ی سه دمای مدنظر دیده می‌شود که در شرایط مطالعه‌ی حاضر، دمای ورودی پمپ (دمای سطح پایین چرخه) پارامتر مؤثرتری است. برای مقایسه بهتر، این مقادارها در شکل‌های ۷ و ۸ نشان داده شده‌اند.

نتیجه‌های به دست آمده از مدل‌سازی فنی منابع انرژی در جدول ۱۱ داده شده‌اند.

نتیجه‌های اقتصادی شامل قیمت توان تولیدی بر اساس منبع انرژی در حالت‌های گوناگون در جدول ۱۲ داده شده‌اند. دیده می‌شود که در مقیاس طراحی و بر اساس شرایط استان اردبیل، هزینه‌ی توان تولیدی با استفاده از انرژی خورشیدی، از سایر منابع‌ها بالاتر بوده (به دلیل روزهای آفتابی کم در طول سال) و سامانه با منبع انرژی زیست‌توده بسته به نوع ماده‌ی زیست‌توده گزینه‌ی قابل رقابتی با سامانه براساس انرژی زمین‌گرمایی از نظر قیمت توان تولیدی می‌باشد، به طوری که به کارگیری دورریزهای گوجه فرنگی و گندم نسبت به انرژی زمین‌گرمایی به صرفه‌تر می‌باشد. سامانه با منبع انرژی گاز طبیعی کم‌ترین قیمت توان تولیدی را داشته اما از سوی دیگر شامل تولید آلاینده‌های زیست محیطی و هزینه‌های خارجی می‌باشد.



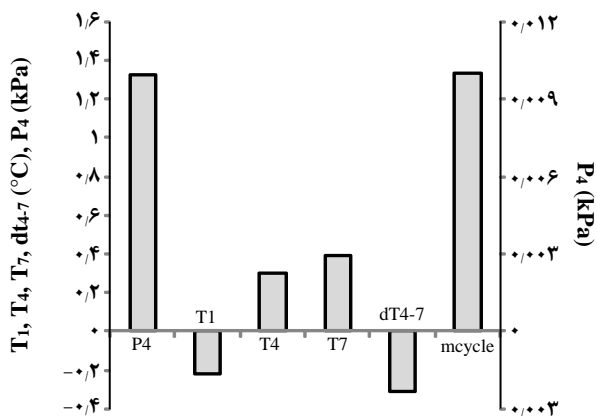
شکل ۶- نمودار تغییر راندمان‌های انرژی و اکسرژی و توان خالص بر اساس نرخ جریان سیال عامل چرخه.

دیده می‌شود که با افزایش اختلاف دمای پینچ در تبخیرکننده به دلیل کاهش گرمای قابل جذب در چرخه، توان تولیدی خالص و راندمان‌های انرژی و اکسرژی روند کاهشی دارند.

با توجه به اهمیت پارامتر نرخ جریان چرخه و تأثیرهای چشمگیر آن در ساینز تجهیزات، هزینه اولیه تجهیزات و عملکرد کل چرخه، نمودار تغییرهای راندمان انرژی، راندمان اکسرژی و توان خالص بر اساس نرخ جریان چرخه رسم شده‌است که به صورت نشان داده شده در شکل ۶ می‌باشد. دیده می‌شود که با افزایش نرخ جریان چرخه، راندمان گرمایی آن تغییری نمی‌کند، اما به دلیل افزایش قابلیت انتقال آنتالپی و انرژی، مقدار توان خالص افزایش می‌یابد، هرچند که این امر ممکن است سبب افزایش اندازه برخی تجهیزات و هزینه‌های عملکردی آن‌ها شود. همچنین بر اساس معادله‌ی (۱۴) با افزایش توان خالص تولیدی و به دلیل بهره‌برداری بیش‌تر از اکسرژی ثابت موجود در جریان منبع حرارتی (با دریافت بیش‌تر اکسرژی، توسط نرخ جریان بیش‌تر چرخه در نرخ جریان پابت و مشخص منبع گرمایی)، مقدار راندمان اکسرژی چرخه نیز افزایش می‌یابد. در واقع افزایش نرخ جریان چرخه و

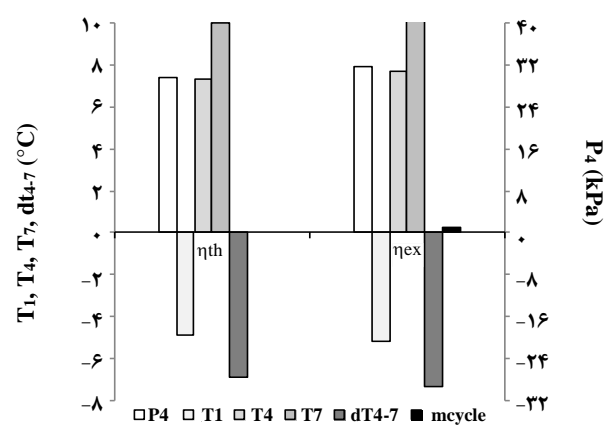
جدول ۱۱- نتیجه‌های فنی مدل‌سازی منابع انرژی.

نتیجه	پارامتر مدل‌سازی
۱۷٫۴۵ (kg/s)	نرخ جریان سیال در کلکتورها
۱۷۴٫۵ (kg/s)	نرخ جریان سیال کل
۲۲	تعداد کلکتور در هر ردیف
۲۱۵	تعداد کل کلکتور سهموی مورد نیاز
۴۰۴٫۸ (m ²)	مساحت کل دریافت کننده ها
۱۰۰۷۷ (m ²)	مساحت کل متمرکز کننده ها
%۵۷٫۳۷	بازده انرژی محاسباتی
%۶۹٫۴۷	بازده انرژی محاسباتی در حالت پایدار
%۱۷٫۸۴	بازده اکسرژی
۰٫۱۸۳ (kg/s)	بویلر زیست‌توده‌سوز دورریز گندم
۰٫۱۹۴ (kg/s)	بویلر زیست‌توده‌سوز دورریز سیب‌زمینی
۰٫۱۲۴ (kg/s)	بویلر زیست‌توده‌سوز دورریز گوجه فرنگی
۰٫۹۸۳ (kg/s)	نرخ جریان سیال زمین‌گرمایی
۲۳۵٫۶ (m ³ /h)	نرخ جریان حجمی گاز طبیعی



شکل ۸- تغییر پارامتریک لازم برای افزایش یک واحدی توان تولیدی خالص.

نمودار تغییر هزینه‌ی تولید توان با منابع انرژی گوناگون براساس دمای منبع گرمایی در شکل ۱۰ نشان داده شده است. دیده می‌شود که با افزایش دمای منبع گرمایی به دلیل عملکرد چرخه در سطح بالاتری از دما که منجر به افزایش تولیدی خواهد شد، هزینه‌ی توان تولیدی با شیب ملایمی کاهش می‌یابد.

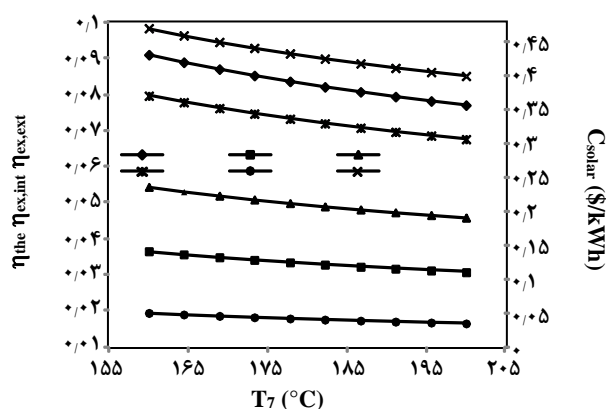


شکل ۷- تغییر پارامتریک لازم جهت افزایش یک واحدی راندمان‌ها.

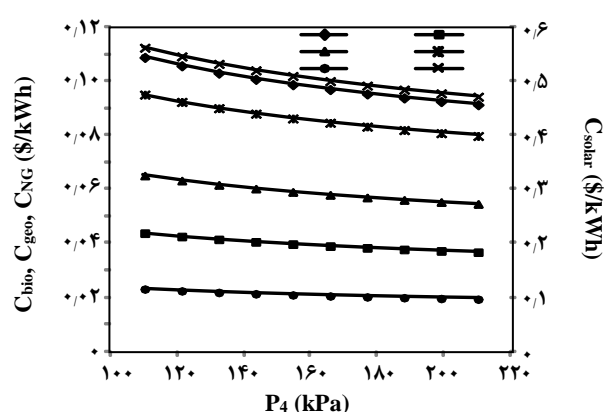
از آنجا که فشار ورودی توربین از پارامترهای مؤثر چرخه می‌باشد، نمودار تغییر هزینه‌ی تولید توان با منابع انرژی گوناگون بر اساس فشار ورودی توربین در شکل ۹ نشان داده شده است. دیده می‌شود که با افزایش فشار ورودی توربین، به دلیل عملکرد بهتر چرخه، هزینه‌ی توان تولیدی کاهش می‌یابد.

جدول ۱۲ - قیمت توان تولیدی بر اساس منبع انرژی (\$/kWh).

نوع منبع انرژی	تجهیزات تبدیل انرژی	قیمت واحد توان تولیدی
خورشیدی	کلکتور سهموی (شدت تابش متوسط $550 \text{ (W/m}^2\text{)}$)	۰/۵۳۳
زیست توده	بویلر زیست توده سوز دورریز گندم	۰/۰۶۲
زیست توده	بویلر زیست توده سوز دورریز سیب زمینی	۰/۱۰۳
زیست توده	بویلر زیست توده سوز دورریز گوجه فرنگی	۰/۰۴۲
زمین گرمایی	استخراج بخار از چاه زمین گرمایی	۰/۰۹۰
گاز طبیعی	بویلر گازسوز	۰/۰۲۲



شکل ۱۰ - تغییر هزینه تولید توان با منبع‌های انرژی گوناگون بر اساس دمای ورودی منبع گرمایی.



شکل ۹ - تغییر هزینه تولید توان با منبع‌های انرژی گوناگون بر اساس فشار ورودی توربین.

تولید توان افزایش بهره‌وری به دست آمده است. به منظور مقایسه‌ی بهتر، راندمان‌های انرژی و اکسرژی برای دو حالت چرخه رانکین تولید توان و حالت تولید همزمان توان و گرما در شکل ۱۲ آورده شده است. مشاهده می‌شود که در صورت تولید همزمان توان و گرما، افزایش حدود شش درصدی در راندمان‌ها را نسبت به حالت تولید توان خواهیم داشت.

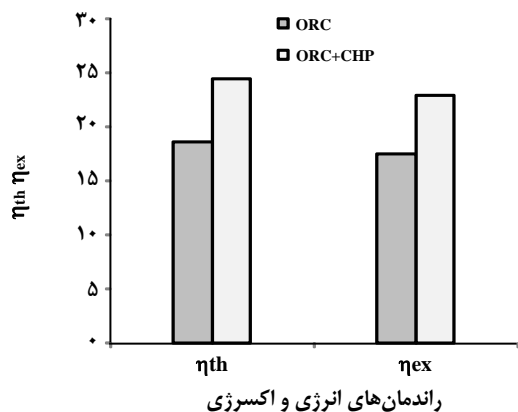
نتیجه‌های به دست آمده از آنالیز اقتصادی واحد گرمایی تولید همزمان توان و گرما، به صورت آورده شده در جدول ۱۳ می‌باشند. هر چند که این امر (افزودن بخش تولید گرما)، نیازمند سرمایه‌گذاری اولیه به منظور تغییر چگالنده‌ی معمولی به چگالنده‌ی دو مرحله‌ای است، اما برآورد می‌شود با صرف هزینه‌ی اولیه‌ی ۶۰۰ دلار تغییر ساختار چگالنده از حالت یک مرحله‌ای به دو مرحله‌ای انجام شود و در این صورت سالانه ۱۰۴۶۸ دلار به دلیل بازیافت انرژی (با استفاده از گرمای جریان خروجی از چگالنده در مرحله‌ی دوم)،

نمودار تغییر هزینه تولید توان با منبع‌های انرژی گوناگون بر اساس نرخ جریان چرخه در شکل ۱۱ نشان داده شده است. دیده می‌شود که با افزایش نرخ جریان چرخه، به دلیل عملکرد چرخه در مقیاس بالاتر، هزینه‌ی توان تولیدی کاهش می‌یابد.

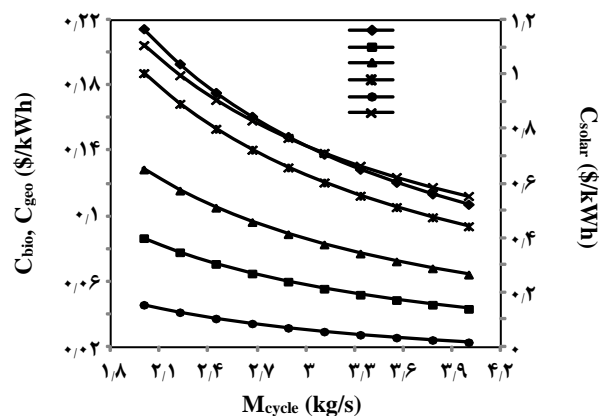
همان‌گونه که در طراحی چرخه اشاره شد، با پیشنهاد یک چگالنده‌ی دو مرحله‌ای، دمای خروجی سیال خنک‌کاری چگالنده تا حد ممکن بالا نگه داشته شد تا بتوان از جریان خروجی از چگالنده‌ی دو مرحله‌ای به طور مستقیم به عنوان جریان آب گرم استفاده نمود. روشن است با به‌کارگیری این نوع چگالنده در چرخه‌ی طراحی شده، نسبت به حالت به‌کارگیری کندانسورهای متداول، بهره‌وری کل سامانه افزایش خواهد یافت. بر اساس نتیجه‌های به دست آمده از آنالیز چرخه در حالت تولید همزمان توان و حرارت چرخه رانکین، راندمان انرژی ۲۴/۳۳٪ و راندمان اکسرژی ۲۲/۹۱٪ می‌باشد که بیش از پنج درصد نسبت به حالت

جدول ۱۳- نتیجه‌های به دست آمده از آنالیز اقتصادی.

واحد	هزینه انرژی صرفه‌جویی شده (\$/yr)	گاز طبیعی معادل صرفه‌جویی شده (m ³ /yr)
واحد گرمایی CHP	۱۰۴۶۸	۲۰۹۳۵۶



شکل ۱۲- مقایسه راندمان‌های ORC با ORC-CHP.



شکل ۱۱- تغییر هزینه تولید توان با منبع‌های انرژی متفاوت براساس نرخ جریان چرخه.

طبیعی قیمت واحد توان تولیدی از ۰/۰۲۲ به ۰/۹۳۱ دلار بر کیلووات ساعت افزایش خواهد یافت که با این دیدگاه در مقایسه با انرژی‌های تجدیدپذیر (با هزینه‌ی تولید توان ۰/۵ دلار بر کیلووات ساعت برای انرژی خورشیدی، ۰/۱ دلار بر کیلووات ساعت و کمتر برای انواع زیست توده و ۰/۰۹ دلار بر کیلووات ساعت برای انرژی زمین‌گرمایی) به‌کارگیری این منبع انرژی اقتصادی توجیه پذیر نمی‌باشد.

نتیجه‌گیری

در این پژوهش به مدلسازی ترمودینامیکی و مطالعه فنی-اقتصادی یک چرخه رانکین سیال آلی با انواع منابع انرژی گوناگون در شرایط استان اردبیل پرداخته شد. همچنین با پیشنهاد یک چگالنده‌ی دو مرحله‌ای دو حالت تولید توان و همچنین تولید همزمان توان و گرما مورد بررسی قرار گرفت. با مطالعه میزان اثرگذاری پارامترهای موثر بر عملکرد چرخه، فشار ورودی توربین، دمای ورودی توربین، دمای ورودی منبع انرژی، دمای ورودی پمپ، اختلاف دمای پینچ منبع گرمایی و نرخ جریان سیال عامل در چرخه از جمله پارامترهای مهم و مؤثر در عملکرد چرخه و قیمت تمام شده برق تولیدی شناخته شدند؛ که در این بین دمای ورودی پمپ پارامتر اثرگذارتری بود. دیده شد که بر اساس

صرفه جویی صورت خواهد گرفت. به منظور این محاسبه‌های قیمت واحد گاز طبیعی ۰/۱۰۵ دلار به ازای هر متر مکعب و راندمان ۹۰٪ در قسمت احتراق و راندمان ۸۰٪ در قسمت انتقال گرما در تولید آب گرم توسط گاز طبیعی در نظر گرفته شده است. از این رو پیشنهاد به‌کارگیری چگالنده‌ی دو مرحله‌ای با داشتن زمان بازگشت سرمایه‌ی ۲۱ روز به لحاظ اقتصادی مقرون به صرفه می‌باشد.

نتیجه‌های به دست آمده از آنالیز زیست‌محیطی برای سه حالت تولید توان، تولید گرما و تولید همزمان توان و گرما در جدول ۱۴ آمده‌اند. داده‌های جدول، بیان‌کننده هزینه خارجی مربوط به چهار جزء آلاینده در سه حالت تولید توان به تنهایی (ORC)، معادل تولید گرما به تنهایی (بخش گرمایی ORC) و تولید همزمان توان و گرما بر مبنای چرخه رانکین آلی (ORC-CHP) در مقیاس و شرایط مطالعه می‌باشد (هزینه‌ی تحمیلی غیر مستقیم سالانه به ازای مقدار توان و گرمای مورد مطالعه)، که با توجه به شرایط چرخه، در صورت استفاده از انرژی‌های پاک به عنوان منبع انرژی چرخه، با جلوگیری از تولید این مقدار آلاینده‌ها در واقع به نوعی صرفه‌جویی در هزینه‌های خارجی تحمیل نشده ایجاد خواهد شد. می‌توان عنوان نمود که در صورت استفاده اعمال هزینه‌های خارجی در حالت تولید توان با استفاده از گاز

جدول ۱۴- هزینه تولید آلاینده‌ها بر اساس مراجع [۴۳] و [۴۴] (\$/yr).

حالت/اجزاء	CO	CO ₂	NO _x	SO ₂	مجموع
ORC	۲۲۴	۴۳۰۴۷	۲,۸۸۰×۱۰ ^۶	۸۰۶۰۱	۳,۰۰۴×۱۰ ^۶
بخش گرمایی CHP	۲۸۱	۱۰۸۵۳	۲۸۱۳۷۴	۱۷۳	۲۹۲۶۸۱
مجموع ORC-CHP	۵۰۵	۵۳۹۰۰	۳,۱۷۲×۱۰ ^۶	۸۰۷۷۴	۳,۲۹۷×۱۰ ^۶

T	دما، °C
U _L	ضریب کلی اتلاف حرارت، J/m ² .K
W	توان یا کار، kJ
Z	هزینه تجهیزات، \$

نمادهای یونانی

η	راندمان
δ	ضخامت صفحه کلکتور، m

زیرنویس‌ها

a	محیط
cal	محاسباتی
cond	چگالنده
cooling	خنک‌کاری
cover	پوشش شیشه‌ای
cycle	چرخه
eva	تبخیرکننده
f	سیال عامل
in	ورودی
out	خروجی
power	برق تولیدی
pump	پمپ
rec	دریافت‌کننده
solar	خورشیدی
source	منبع انرژی
th	گرمایی
tot	کل
turb	توربین
u	انرژی مفید

شرایط استان اردبیل در سامانه تولید توان با استفاده از انرژی خورشیدی، هزینه‌ی توان تولیدی بالاتر از سایر منابع بوده و سامانه با منبع انرژی زیست‌توده بسته به نوع ماده‌ی زیست‌توده گزینه‌ی قابل رقابتی با سامانه براساس انرژی زمین‌گرمایی از نظر قیمت توان تولیدی می‌باشد. سامانه با منبع انرژی گاز طبیعی کم‌ترین قیمت توان تولیدی را داشته اما از سوی دیگر شامل تولید آلاینده‌های زیست محیطی و هزینه‌های خارجی می‌باشد. با مقایسه‌ی راندمان‌های گرمایی و اکسرژی در دو حالت تولید توان و تولید هم‌زمان توان و گرما دیده شد که با استفاده بهینه از منابع انرژی در حالت تولید هم‌زمان توان و گرما، از دیدگاه گرمایی ۵/۷۱٪ و از دیدگاه اکسرژی ۵/۴۵٪ افزایش بهره‌وری کل ایجاد می‌شود. در مقایسه اقتصادی حالت تولید توان با حالت تولید هم‌زمان توان و گرما، سالانه ۱۰۴۶۸ دلار در مصرف انرژی صرفه جویی صورت خواهد گرفت. همچنین از دیدگاه زیست محیطی، می‌توان برآورد نمود که با تولید هم‌زمان توان و حرارت از انرژی‌های پاک و تجدیدپذیر، سالانه ۳/۲۹۷×۱۰^۶ ریال از نظر هزینه‌های خارجی تحمیل نشده صرفه‌جویی صورت خواهد گرفت.

فهرست نمادها

c	هزینه واحد، \$/unit
C	هزینه جریان، \$/flow
CHP	تولید هم‌زمان توان و گرما
D	قطر لوله‌ها
ex	اکسرژی در واحد جرم، kJ/kg
EX	اکسرژی کل، kW
h	انتالپی، kJ/kg
m	نرخ جریان، kg/s
P	فشار، kPa
Q	گرما، kJ
s	آنتروپی، kJ/kg.K

تاریخ دریافت: ۱۳۹۵/۵/۲۸ ؛ تاریخ پذیرش: ۱۳۹۵/۱۰/۲۰

مراجع

- [1] Borsukiewicz-Gozdur A., [Dual-fluid-hybrid Power Plant co-Powered by Low-Temperature Geothermal Water](#), *International Journal of Geothermics*, **30**:170- 176 (2010).
- [2] Qiu G., Shao Y., Li J., Liu H., Riffat S. B., 2012. [Experimental Investigation of a Biomass-Fired ORC-Based Micro-CHP for Domestic Applications](#). *Journal of Fuel*, **96**:374–382 (2010).
- [3] Astolfi M., Xodo L., Romano M., Macchi E., [Technical and Economical Analysis of a Solar–Geothermal Hybrid Plant Based on an Organic Rankine Cycle](#), *International Journal of Geothermics*, **40**:58-68 (2011).
- [4] Farrokhi M., Noie S.H., Akbarzadeh A. A., [Preliminary Experimental Investigation of a Natural Gas-Fired ORC-Based Micro-CHP System for Residential Buildings](#), *Journal of Applied Thermal Engineering*, **69**:221-229 (2014).
- [5] Preibinger M., Heberle F., Bruggemann D., [Thermodynamic Analysis of Double-Stage Biomass Fired Organic Rankine Cycle for Micro-Cogeneration](#), *International Journal of Energy Research*, **36**(8): 943-952 (2012). DOI: 10.1002/er.1952
- [6] Tempesti D., Manfrida G., Fiaschi D., [Thermodynamic Analysis of Two micro CHP Systems Operating with Geothermal and Solar Energy](#), *International Journal of Applied Energy*, **97**: 609- 617 (2012).
- [7] Tempesti D., Fiaschi D., [Thermo-Economic Assessment of a Micro CHP System Fuelled by Geothermal and Solar Energy](#), *International Journal of Energy*, **58**:45-51 (2013).
- [8] Ruzzenenti F., Bravi M., D. Tempesti, Salvatici E., Manfrida G., Basosi R., [Evaluation of the Environmental Sustainability of a Micro CHP System Fueled by Low-Temperature Geothermal and Solar Energy](#), *International Journal of Energy Conversion and Management*, **78**: 611–616 (2014).
- [9] Calise F., Dentice d'Accadia M., Vicidomini M., Scarpellino M., [Design and Simulation of a Prototype of a Small-Scale Solar CHP System Based on Evacuated Flat-Plate Solar Collectors and Organic Rankine Cycle](#), *International Journal of Energy Conversion and Management*, **90**:347-363 (2015).
- [10] Habka M., Ajib S., [Evaluation of Mixtures Performances in Organic Rankine Cycle When Utilizing the Geothermal Water with and without Cogeneration](#), *International Journal of Applied Energy*. **154**:567-576 (2015).
- [11] Liu H., Shao Y., Li J., [A Biomass-Fired Micro-Scale CHP System with Organic Rankine Cycle \(ORC\) e Thermodynamic Modelling Studies](#), *International Journal of Biomass and Bioenergy*, **35**:3985-3994 (2011).
- [12] Maraver D., Uche J., Royo J., [Assessment of High Temperature Organic Rankine Cycle Engine for Polygeneration with MED Desalination: A Preliminary Approach](#), *International Journal of Energy Conversion and Management*, **53**:108–117(2012).

- [13] Taljan G., Verbi G., Pantos M., Sakulin M., Fickert L., [Optimal Sizing of Biomass-Fired Organic Rankine Cycle CHP System with Heat Storage](#), *International Journal of Renewable Energy*, **41**:29-38 (2012).
- [14] Qiu K., Hayden A. C. S., [Integrated Thermoelectric and Organic Rankine Cycles for Micro-CHP Systems](#), *International Journal of Applied Energy*, **97**:667-672 (2012).
- [15] Tanczuk M., Ulbrich R., [Implementation of a Biomass-Fired co-Generation Plant Supplied with an ORC \(Organic Rankine Cycle\) as a Heat source for Small Scale Heat Distribution System - A Comparative Analysis under Polish and German Conditions](#), *International Journal of Energy*, **62**:132-141 (2013).
- [16] Habka M., Ajib S., [Studying Effect of Heating Plant Parameters on Performances of a Geothermal-Fuelled Series Cogeneration Plant Based on Organic Rankine Cycle](#), *International Journal of Energy Conversion and Management*, **78**:324-337 (2014).
- [17] Algieri A., Morrone P., [Energetic Analysis of Biomass-fired ORC Sstems for Micro-Scale Combined Heat and Power \(CHP\) Generation. A Possible Application to the Italian Residential Sector](#), *International Journal of Applied Thermal Engineering*, **71**:751-759 (2014).
- [18] Wu B., Wang L., [Comparable Analysis Methodology of CCHP Based on Distributed Energy System](#), *International Journal of Energy Conversion and Management*, **88**:863-871 (2014).
- [19] Li J., Pei G., Ji J., Bai X., Li P., Xia L., [Design of the ORC \(Organic Rankine Cycle\) Condensation Temperature with Respect to the Expander Characteristics for Domestic CHP \(Combined Heat and Power\) Applications](#), *International Journal of Energy*, **77**: 579-590 (2014).
- [20] Peris B., Navarro-Esbrí J., Molés F., Martí J. P., Mota-Babiloni A., [Experimental Characterization of an Organic Rankine Cycle \(ORC\) for Micro-Scale CHP Applications](#), *International Journal of Applied Thermal Engineering*, **79**:1-8 (2015).
- [21] Prando D., Renzi M., Gasparella A., Baratieri M., [Monitoring of the Energy Performance of a District Heating CHP Plant Based on Biomass Boiler and ORC Generator](#), *International Journal of Applied Thermal Engineering*, **79**: 98-107 (2015).
- [22] Peris B., Navarro-Esbrí J., Molés F., González M., A. Mota-Babiloni, [Experimental Characterization of an ORC \(Organic Rankine Cycle\) for Power and CHP \(Combined Heat and Power\) Applications from Low Grade Heat Sources](#), *International Journal of Energy*, **82**: 269-276 (2015).
- [23] Soltani R., Dincer I., Rosen M. A., [Thermodynamic Analysis of a Novel Multigeneration Energy System Based on Heat Recovery from a Biomass CHP Cycle](#), *International Journal of Applied Thermal Engineering*, **89**:90-100 (2015).
- [24] Ahmadi P., "Modeling, Analysis and Optimization of Integrated Energy Systems for Multigeneration Purposes", Thesis, Faculty of Engineering and Applied Science University of Ontario Institute of Technology (2013).

- [25] Chen Q., Xu J., Chen H., *A New Design Method for Organic Rankine Cycles with Constraint of Inlet and Outlet Heat Carrier Fluid Temperatures Coupling with the Heat Source*, *International Journal of Applied Energy*, **98**:562-573 (2012).
- [26] Li W., Feng X., Yu L. J., Xu J., *Effects of Evaporating Temperature and Internal Heat Exchanger on Organic Rankine Cycle*, *International Journal of Applied Thermal Engineering*, **31**(17-18):4014-4023 (2011).
- [27] Ameri M., Ahmadi P., Hamidi A., *Energy, Exergy and Exergoeconomic Analysis of a Steam Power plant: A Case Study*, *International Journal of energy research*, **33**:499-512 (2009).
- [۲۸] پاکدل، علی؛ جعفری نصر، محمدرضا؛ شبیه‌سازی و بررسی پارامتری چرخه تجمیعی متمرکز کننده‌های سهموی خورشیدی و چرخه آلی رانکین برای تولید توان الکتریکی، نشریه شیمی و مهندسی شیمی ایران، **۳۳**(۳): ۶۵ تا ۸۳ (۱۳۹۳).
- [29] Ferrara F., Gimelli A., Luongo A., *Small-scale Concentrated Solar Power (CSP) Plant: ORCs Comparison for Different Organic Fluids*, *International Journal of Energy Procedia*, **45**:217-226, (2014).
- [30] Mehrnia V., haghig K. R., *Solar Field Thermo-Economical Optimization of Yazd Integrated Solar Combined Cycle (ISCC)*, *Modares Mechanical Engineering*, **14**(2):117-127 (2014) (in Persian).
- [31] Mehmood S., Reddy B.V., Rosen M.A., *Energy Analysis of a Biomass Co-Firing Based Pulverized Coal Power Generation System*, *International Journal of Sustainability*, **4**:462-490 (2012).
- [32] Bhattacharyya S. C., *Viability of off-Grid Electricity Supply Using Rice Husk: A Case Study from South Asia*, *International Journal of Biomass and bio Energy*, **68**:44-54, (2014).
- [33] Obidzinski S., *Pelletization of Biomass Waste whith Potato Pulp Content*, *International Journal of Agrophysics*, **28**: 85-91 (2014).
- [34] Encinar J. M., Gonzalez J. F., Martinez G., *Energetic Use of Tomato Plant Waste*, *International Journal of Fuel Processing Technology*, **89**:1193-1200 (2008).
- [35] Zhou C., Doroodchi E., Moghtaderi B., *An in-Depth Assessment of Hybrid Solar–Geothermal Power Generation*, *International Journal of Energy Conversion and Management*, **74**:88-101 (2013).
- [36] www.Satba.gov.ir/fa/regions/ardebil/ Last Accessed Feb 17, (2016).
- [37] Bejan A., Tsatsaronis G., Moran M., *“Thermal Design and Optimization”*, Wiley-Interscience Publication (1996).
- [38] Khanmohammadi Sh., Atashkari K., Kouhikamali R., *Performance Assessment and Multi-Objective Optimization of a Trigeration System with Modified Biomass Gasification Model*, *Modares Mechanical Engineering*, **15**(9):209-222 (2015) (In Persian).
- [39] Vassilev S.V., Vassileva C.G., *A New Approach for the Combined Chemical and Mineral Classification of the Inorganic Matter in Coal*, *International Journal of Fuel*, **88**:235-245 (2009).

- [40] Larjol A., [Organic Rankine Cycle \(ORC\) Based Waste Heat/Waste Fuel Recovery Systems for Small Combined Heat and Power \(CHP\) Applications](#), *International Journal of Energy, A volume in Wood head Publishing Series in Energy*, 206-232 (2011).
- [41] Lecompte S., Huisseune H., De Broek M.V., Vanslambrouck B., De Paepe M., [Review of Organic Rankine Cycle \(ORC\) Architectures for Waste Heat Recovery](#), *International Journal of Renewable and Sustainable Energy Reviews*, **111**:871-881 (2015).
- [۴۲] ترکی، معصومه؛ عابدی، زهرا؛ هزینه‌های خارجی تولید برق از نیروگاه‌های فسیلی: به صورت موردی ایران، نشریه انسان و محیط زیست، (۴): ۹ تا ۳ (۱۳۹۰).
- [۴۳] [ترازنامه‌ی انرژی ایران در سال ۱۳۹۱](#)، معاونت امور برق و انرژی، دفتر برنامه‌ریزی کلان برق و انرژی (۱۳۹۲).
- [۴۴] [دستورالعمل زیست محیطی شرکت‌های گاز](#)، HSE شرکت ملی گاز ایران (۱۳۸۹).
- [45] Yari M., [Performance Analysis of the Different Organic Rankine Cycles \(ORCs\) Using Dry Fluids](#), *International Journal of Exergy*, **6**(3): 323-342 (2009).
- [46] Halil Yılmaz I., Sait Söylemez M., [Thermo-Mathematical Modeling of Parabolic Trough Collector](#), *International Journal Energy Conversion and Management*, **88**: 768-784 (2014).