



آنالیز انرژی، انرژی-اقتصادی و انرژی-زیست محیطی نیروگاه سیکل ترکیبی با آب شیرین کن

مجید مهران^۱، فریور فا ضلپور^{۲*} و علیرضا سرایی^۳

۱- دانشجوی دکترا تخصصی، گروه مهندسی سیستم انرژی، واحد تهران جنوب، دانشگاه آزاد اسلامی، تهران، ایران.

۲- دانشیار، گروه مهندسی سیستم انرژی، واحد تهران جنوب، دانشگاه آزاد اسلامی، تهران، ایران.

۳- استادیار، گروه مهندسی سیستم انرژی، واحد تهران جنوب، دانشگاه آزاد اسلامی، تهران، ایران.

دریافت: ۱۴۰۰/۰۳/۰۵، بازنگری: ۱۴۰۰/۰۵/۳۱، پذیرش: ۱۴۰۰/۰۶/۰۱

چکیده

افزایش جمعیت در جهان و تغییر سبک زندگی در جوامع بشری، منجر به بالا رفتن نیاز به آب شیرین مصرفی و انرژی شده است که استفاده از تأسیسات صنعتی آب شیرین کن، یکی از روش های حل این چالش می باشد. نوآوری در این پژوهش، امکان سنجی تلفیق نیروگاه سیکل ترکیبی فعلی نکا با تأسیسات آب شیرین کن MED-RO از طریق تحلیل های جامع عادی و پیشرفته انرژی، انرژی-اقتصادی و انرژی-زیست محیطی است. در ابتدا، مدل سازی ترمودینامیک CCPP با استفاده از شیوه برنامه نویسی ریاضیاتی انجام می شود. سپس، برای تلفیق CCPP موجود با تأسیسات MED و آب شیرین کن RO، مدلی ریاضیاتی ارائه می شود. در انتها، تحلیل های عادی و پیشرفته فوق الذکر به منظور ارزیابی پارامترهای عملکردی اصلی سیستم یکپارچه CCPP و آب شیرین کن MED-RO، و شناسایی پیشرفت های بالقوه فنی، اقتصادی و زیست محیطی صورت می گیرد. نتایج نشان از افزایش ۳۷۹٪ مصرف سوخت پس از تلفیق CCPP و تأسیسات آب شیرین کن دارند. بازدهی انرژی سیستم پیشرفته ۴۲٫۷ درصد و بالاترین هزینه تخریب انرژی محیط حفظه احتراق ۱۰٫۹ دلار در هر ثانیه است. تحلیل های اقتصادی و زیست محیطی سیستم یکپارچه همچنین نشان می دهد که توربین های گازی بالاترین هزینه سرمایه گذاری (۰٫۰۴۷ دلار در هر ثانیه) را دارند. در عین حال، سیستم MED بیشترین نرخ پیامد زیست محیطی، یعنی ۰٫۰۲۵ نقطه در ثانیه، را داراست.

* عهده دار مکاتبات :

کلمات کلیدی: مدل سازی ریاضیاتی و شبیه سازی؛ آب شیرین کن؛ آب و تولید برق، نیروگاه سیکل ترکیبی (CCPP)؛ تقطیر با تأثیر چندگانه (MED)؛ اسمز معکوس (RO)؛ تحلیل انرژی پیشرفته؛ تحلیل انرژی-اقتصادی؛ تحلیل انرژی-زیست محیطی..

۱- مقدمه

نیاز مبرم جوامع بشری به انرژی، توأم با محدودیت منابع انرژی و قیمت های افزایش یافته، بسیاری از کارشناسان و دانشمندان را به این سمت سوق داده است که راهی برای بهینه سازی مصرف انرژی پیدا کنند. به همین جهت، امروزه طراحی نیروگاهی با بیشترین بازدهی به لحاظ مصرف انرژی به چالشی مهم مبدل شده است. گذشته از این، تأمین مطمئن آب شیرین، به خصوص در کشورهای دچار کمبود آب، مسئله ای جدید نیز محسوب می شود. بدین ترتیب، پیاده سازی نیروگاه های جدید چندمنظوره، و تقویت نیروگاه های تک منظوره جدید برای تولید برق و آب، در بین پژوهش های چند سال اخیر با اقبال بیشتری روبرو بوده است. یک راه تبدیل نیروگاه های تک منظوره فعلی به نیروگاه های چندمنظوره، بازیابی و مصرف مجدد حرارت اتلافی است این حرارت

نحوه استناد به این مقاله: مجید مهران، فریور فا ضلپور و علیرضا سرایی. آنالیز انرژی، انرژی-اقتصادی و انرژی-زیست محیطی نیروگاه سیکل ترکیبی با آب شیرین کن. مهندسی مکانیک تبدیل انرژی. ۱۴۰۲؛ ۱۰ (۲): ۶۵-۹۶.
DOR: [20.1001.1.20089813.1402.10.2.3.3](https://doi.org/10.2309/1.20089813.1402.10.2.3.3)

اتلافی را می توان برای گرمایش و سرمایش داخلی، و در قالب بخار برای تولید آب شیرین در تأسیسات صنعتی آب شیرین کن به کار گرفت. طراحی نیروگاه های یکپارچه با سیستم های آب شیرین کن بسیار پیچیده است که معمولاً نیازمند بهینه سازی همزمان خصوصیات متعدد ترمودینامیکی، اقتصادی و زیست محیطی است. در این درباره، نجفی و همکاران [۱] پژوهش جامعی درباره هزینه های ترمودینامیکی، اقتصادی و زیست محیطی کوپل سیستم ترکیبی توربین گازی و سلول سوخت با تأسیسات آب شیرین کن ارائه کرده اند. این محققین دو تابع هدف متفاوت را برای بهینه سازی سیستم یکپارچه در نظر گرفتند. بنابراین، بازدهی انرژی و نرخ کلی هزینه ها از طریق روشی مبتنی بر الگوریتم ژنتیک بهینه می شود که ضمن افزایش بازدهی انرژی، هزینه کلی را می کاهش دهد. این محققین همچنین نرخ بازگشت سرمایه را بررسی کردند و به این نتیجه رسیدند که می توان هزینه سرمایه گذاری را پس از ۹ سال کاملاً بازپرداخت کرد. وزینی و همکاران [۲] مطالعه ای درباره کوپلینگ بهینه شبکه بخار تأسیسات سایت با تأسیسات آب شیرین کن از طریق آنالیز کلی سایت و بهینه سازی انرژی- اقتصادی انجام دادند. آن ها نشان دادند شبکه بخاری که در فرایندهای مختلفی در سایت بکار می رود، علاوه بر تأمین بخار مورد نیاز برای هر جزء، می تواند بخار مورد نیاز برای تأسیسات آب شیرین کن را نیز تأمین کند. آن ها کوپلینگ احتمالی تأسیسات نیروگاه با تأسیسات تقطیر با تأثیر چندگانه (MED) و تأسیسات آب شیرین کن به روش اسمز معکوس (RO) را با ارزیابی مصرف سوخت، انرژی و گرمای خروجی بررسی کردند. الظهرانی و همکاران [۳] سیستمی ترکیبی متشکل از توربین گازی، تأسیسات آب شیرین کن غشایی و حرارتی را به صورت تئوریک مطالعه کردند. این محققین یک روش مدل سازی برای سیستم MED-RO کوپل شده با سیکل توربین گازی با در نظر گرفتن بازدهی انرژی و انرژی برای تجهیزات مختلف درون سیستم یکپارچه پیشنهاد کردند. در این پژوهش، همچنین آثار پارامترهای اصلی توربین گازی، نظیر دمای ورودی و نرخ فشار بر تولید آب شیرین بررسی شد. علاوه بر این، سطح تخریب انرژی را برای اجزای مختلف سیستم سنجیدند. صدری و همکاران [۴] یک مدل ترمودینامیکی برای پیش بینی عملکرد تأسیسات آب شیرین کن بخار با تأثیر چندگانه ارائه کردند. آن ها آنالیز جامع بازدهی انرژی تأسیسات آب شیرین کن به روش RO را انجام دادند. علاوه بر این، مدلی برای بهینه سازی برگشت ناپذیری و تخریب انرژی سیستم با استفاده از الگوریتم های ژنتیک ارائه کردند.

بلانکو- ماریگوتا و همکاران [۵] آنالیز انرژی- زیست محیطی را برای دستگاه نمایش غشایی در جزایر قناری ارائه کردند. آن ها برای سنجش پارامترهای زیست محیطی اصلی، آنالیز انرژی و آنالیز چرخه عمر را انجام دادند. این محققین به این نتیجه رسیدند که بیشترین تخریب انرژی در دستگاه اسمز معکوس و پمپ های پرفشار اتفاق می افتد. علاوه بر این، می توان با کاهش میزان تخریب انرژی این اجزاء، پیامدهای زیست محیطی آن را تقلیل داد. کالیس و همکاران [۶] سیستم مولد چندگانه ای برپایه انرژی های تجدیدپذیر متشکل از فیلد خورشیدی، چیلر جذبی، هیترهای بایومس و تأسیسات آب شیرین کن MED را بررسی کردند. آن ها آنالیز انرژی و آنالیز انرژی- اقتصادی را برای شناسایی دستگاه هایی که بیشترین تأثیر را روی بازدهی انرژی دارند، انجام دادند.

مختاری و همکاران [۷] درباره تلفیق همزمان توربین گازی با دستگاه های آب شیرین کن MED و RO در شهر بشارگرد تحقیق کردند. این محققین به این نتیجه رسیدند که این سیستم تلفیقی می تواند نیازهای برق و آب شیرین این منطقه را تأمین کند. المطیری و همکاران [۸] روش جامعی برای سیستم همزایی براساس آنالیزهای انرژی و انرژی داده های واقعی پیشنهاد کردند. آن ها برای ترکیب تأسیسات آب شیرین کن MED با کمپرسور حرارتی از نرم افزار IPSEPRO استفاده کردند. این محققین عملکرد این سیستم را تحت شرایط متفاوت ترمودینامیکی و زیست محیطی ارزیابی کردند. آن ها دریافتند که بالاترین نرخ برگشت ناپذیری با اثرات کمپرسور حرارتی و تأسیسات آب شیرین کن ارتباط دارد. علاوه بر این، به این نتیجه رسیدند که می توان با تغییر برخی شرایط فرایند، از جمله دمای محیط، افزایش نرخ فشار و افزایش دمای آب ورودی، بازدهی سیستم را بالا برد. شهزاد و همکاران [۹] روش جدیدی برای دسته بندی هزینه های سوخت سیستم یکپارچه نیروگاه سیکل ترکیبی و تأسیسات آب شیرین کن ابداع کردند. آن ها پارامتر تخریب انرژی را فاکتور مهمی برای دسته بندی هزینه های سوخت برشمردند. نتایج آنها نشان داد که توربین های برق عمده تاً از تغییرات انرژی آنتالپی بخار در فشارها و دماهای بالا استفاده می کنند، اما تأسیسات

آب شیرین کن (به خصوص تأسیسات با تأثیر چندگانه) تنها به حرارت نهفته بخار وابسته‌اند. علاوه بر این، میزان تخریب انرژی در دستگاه‌های آب شیرین کن حدود ۲ تا ۷ درصد تخریب انرژی کل است. اولوی و همکاران [۱۰] سیستمی متشکل از سلول سوخت اکسید جامد، توربین گازی و تأسیسات آب شیرین کن به روش اسمز معکوس را بررسی کردند. آن‌ها این سیستم یکپارچه را از حیث ترمودینامیکی و اقتصادی بررسی نمودند، و سیالات مختلفی را در سیکل ارگانیک رانکین در نظر گرفتند. نتایج بررسی آن‌ها نشان داد که توان خروجی نیروگاه سیکل ترکیبی، بسته به سیال ارگانیک انتخابی بین ۱٫۲ تا ۲٫۴ مگاوات تغییر می‌کند. نتایج آن‌ها همچنین نشان داد که می‌توان بین ۸ تا ۲۱ میلیون دلار در سال در هزینه‌های آب و گاز صرفه‌جویی کرد. آن‌جی و همکاران [۱۱] یک روش بهینه‌سازی برای بهبود بازدهی انرژی تأسیسات آب شیرین کن بزرگ پیشنهاد کردند. آرانی و همکاران [۱۲] با توجه به آنالیزی اقتصادی به این نتیجه رسیدند که سهولت دسترسی یکی از مهمترین عوامل در افزایش هزینه تأسیسات در طی گذشت زمان است. این محققین با ارزیابی رابطه بین هزینه تأسیسات و سهولت دسترسی آن، مدل تازه‌ای برای آنالیز اقتصادی ارائه کردند. این محققین تلفیق سیکل ترکیبی توربین‌های گازی و تأسیسات آب شیرین کن را در آنالیزشان بررسی کردند. افزون بر این، پارامترهای اقتصادی مختلفی از جمله ارزش خالص فعلی و مدت بازپرداخت در دو تأسیسات دارای دسترسی ثابت و متغیر با زمان بررسی شد. این محققین اشاره داشتند که دسترسی‌پذیری فاکتوری مهم در سیستم‌های با تخریب جدی و پیاده‌سازی طولانی است. سلیمی و عمیدپور [۱۳] تحقیقی درباره تلفیق تأسیسات مختلف آب شیرین کن و تأسیسات هم‌زایی انجام دادند. آن‌ها از دیاگرام R-CURVE برای آنالیز تلفیق تأسیسات آب شیرین کن MED و RO با سیستم‌های هم‌زایش برای کاهش هزینه کلی سیستم بهره گرفتند. این محققین دریافتند که این دیاگرام می‌تواند ابزاری سودمند و قدرتمند برای بررسی آثار یکپارچه‌سازی تأسیسات بر عملکرد کل سیستم باشد.

عامری و همکاران [۱۴] آنالیز انرژی نیروگاه سیکل ترکیبی ۴۲۰ مگاواتی نکا را بررسی کردند. آن‌ها بازدهی حرارتی و انرژی این نیروگاه را نیز ارزیابی کردند. وزینی و خوش‌گفتار منش [۱۵] در پژوهشی به بهینه‌سازی تأسیسات آب شیرین کن آب تلفیق‌شده با نیروگاه تولید برق و آب قشمر پرداختند. این محققین براساس الگوریتم‌های ژنتیک به مدلی چندمنظوره رسیدند. در این مدل، توابع هدف برای حداکثرسازی بازدهی انرژی انتخاب شدند، اما پارامترهای عملکرد اقتصادی و زیست‌محیطی در روش بهینه‌سازی چندمنظوره آن‌ها حداقل‌سازی شدند. آن‌ها در برنامه متلب، مدل‌سازی و شبیه‌سازی ترمودینامیکی را انجام دادند و نتایج را با استفاده از نرم‌افزار ترموفلکس و نتایج واقعی سایت قشمر اعتبارسنجی کردند. نتایج آن‌ها افزایش تقریبی ۲۴ درصدی بازدهی انرژی و کاهش محسوس هزینه‌ها و پیامدهای زیاده سیستم را نشان می‌دهد. مقیمی و همکاران [۱۶] درباره سیستم یکپارچه‌ای برای سرمایش، گرمایش، تولید برق و آب شیرین برای مصرف خانگی تحقیق کردند. آن‌ها این سیستم را براساس انرژی و انرژی مصرفی در شرایط مختلف عملیاتی ارزیابی کردند. نتایجشان نشان داد که سیستم پیشنهادی می‌تواند حدود ۸۶ کیلوگرم آب شیرین را در هر ثانیه تأمین کند. همچنین، این سیستم قادر است ۳۰ مگاوات برق، ۲ مگاوات برق برای سیستم سرمایشی و ۱٫۱ مگاوات برق برای سیستم گرمایشی تولید کند. تخریب انرژی این سیستم حدود ۵۶ مگاوات بود، اما بازدهی انرژی و انرژی آن به ترتیب معادل ۳۶ و ۳۹ درصد بود.

در این پژوهش، تلفیق سیستم CCPP با تأسیسات آب شیرین کن MED و RO براساس آنالیزهای عادی و پیشرفته انرژی، انرژی-اقتصادی و انرژی-زیست‌محیطی بررسی شد. مدل‌سازی ترمودینامیکی برای این سیستم یکپارچه در برنامه «متلب» انجام و نتایج آن از طریق نرم‌افزار «ترموفلکس» اعتبارسنجی شد. در انتها، آنالیزهای عادی و پیشرفته فوق‌الذکر به منظور ارزیابی پارامترهای عملکردی اصلی سیستم، و شناسایی پیشرفت‌های بالقوه فنی، اقتصادی و زیست‌محیطی انجام شدند.

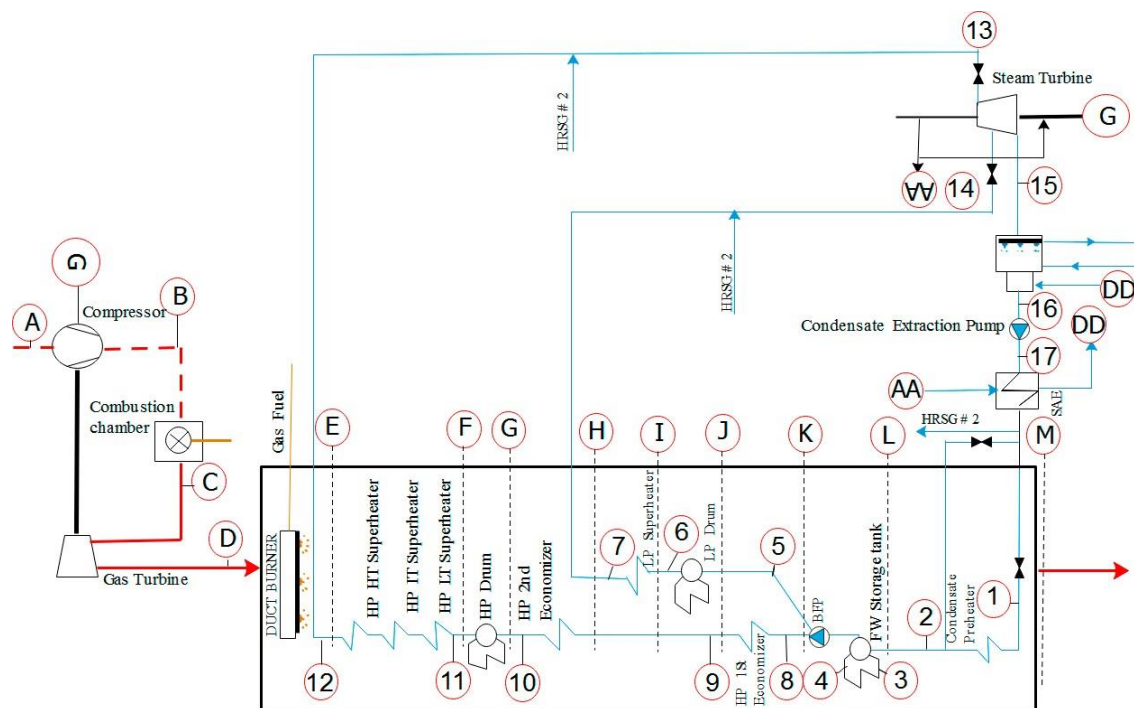
بدین ترتیب، نرخ تخریب انرژی تأسیسات با آنالیز عادی انرژی محاسبه شد. بدین طریق، شناسایی اجزایی که پتانسیل بیشتری برای پیشرفت داشتند براساس نرخ تخریب انرژی‌شان ممکن شد. ازسوی دیگر، انجام آنالیز انرژی پیشرفته دید جامع‌تری حاصل می‌کند. در آنالیز پیشرفته، نرخ تخریب انرژی به دو بخش تقسیم می‌شود: (۱) تخریب انرژی اجتناب‌پذیر یا اجتناب‌ناپذیر؛ (۲) تخریب انرژی درونی یا برونی [۱۷]. در آنالیز انرژی پیشرفته، پتانسیل بهسازی اجزای فرایند براساس سهم تخریب انرژی اجتناب‌پذیر و درونی آن‌ها ارزیابی می‌شود. بنابراین، آنالیز انرژی پیشرفته می‌تواند پتانسیل بهسازی واحدهای مختلف سیستم را به‌شکلی دقیق‌تر شناسایی کند. مطالعه‌ای موردی در مورد نیروگاه برق شهید سلیمی نکا واقع در شمال ایران

در راستای دریای خزر انجام شده است. براساس اطلاعات موجود، این اولیه مطالعه‌ای است که آنالیز انرژی پیشرفته را برای بررسی تلفیق سیستم آب شیرین کن MED-RO با نیروگاه سیکل ترکیبی نکا انجام می‌دهد. بدین ترتیب، از خصوصیات مبتکرانه این پژوهش می‌توان به ارزیابی اثرات تلفیق تأسیسات آب شیرین کن و نیروگاه، شناسایی پتانسیل‌های بهسازی سیستم با انجام آنالیزهای عادی و پیشرفته انرژی، انرژی- اقتصادی و انرژی- زیست محیطی اشاره کرد.

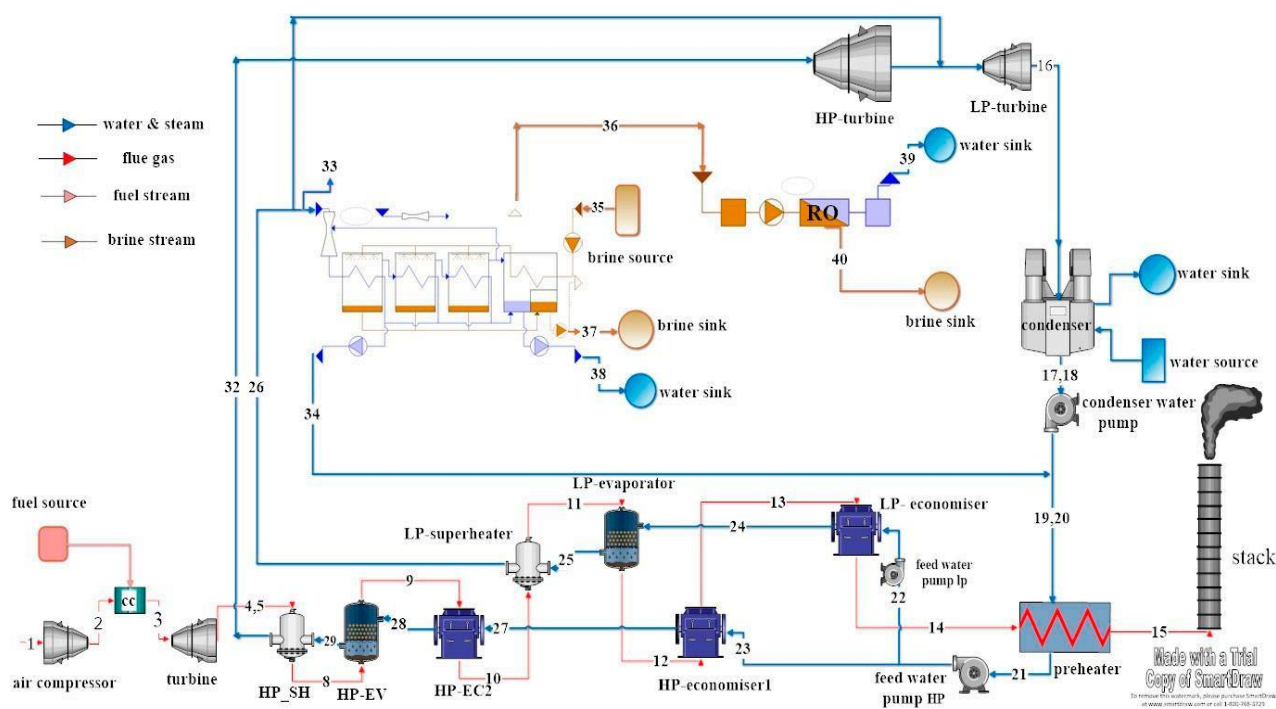
۲) توضیحات فرایند

نیروگاه سیکل ترکیبی (CCPP) از ترکیب سیکل توربین بخار و توربین گازی تشکیل می‌شود. در فرایند سیکل ترکیبی، ژنراتورهای توربین گازی برق تولید می‌کنند، اما حرارت اتلافی حاصل از فرآورده‌های احتراق توربین گازی (GT) برای تولید بخار مورد نیاز جهت راه‌اندازی توربین بخار (ST) مصرف می‌شود. فرایند نهایی به برق بیشتری نیاز دارد. آرایش نیروگاه سیکل ترکیبی ممکن است بسته به نوع توربین‌ها، بویلرهای ویژه بازیابی حرارت و دستگاه‌های بازیابی مورد استفاده تغییر کند. بازدهی نیروگاه را می‌توان با ترکیب سیکل توربین گازی و توربین بخار بالا برد. بازدهی الکتریکی نیروگاهی ساده بدون بازیابی حرارت اتلافی معمولاً بین ۲۵-۴۰ درصد است، اما بازدهی CCPP حدود ۶۰ درصد است. نیروگاه برق شهید سلیمی نکا (که ازین پس نیروگاه برق نکا نامیده می‌شود) یک نیروگاه سیکل ترکیبی در مجاورت شهر نکا و دریای خزر در شمال ایران است. نیروگاه نکا از دو توربین گازی، دو کمپرسور هوا ((AC، دو مولد بخار با قابلیت بازیابی گرما (HRSGs)، یک محفظه احتراق (CC) و یک چگالنده صفحه‌ای مجهز به سیستم سرمایشی بر پایه آب شور تشکیل می‌شود. توربین‌های گازی مورد استفاده در این سیکل از نوع V94.2 هستند و ظرفیت تولیدشان ۱۳۲,۱۵ مگاوات است. چون توربین‌های گازی در سال ۱۹۸۲ نصب شدند، پارامترهای عملیاتی‌شان با توربین گازی جدید متفاوت است. گازهای خروجی از توربین‌های گازی در دمای محیط وارد بویلری با فشار دابل می‌شوند و به ترتیب بخاری با دماهای ۵۲۰ و ۲۳۰ درجه سانتیگراد در مقاطع پرفشار و کم‌فشار تولید می‌کنند. ظرفیت تولید توربین بخار در این تأسیسات حدود ۱۶۰,۸ مگاوات است، و ظرفیت کل نیروگاه سیکل ترکیبی ۴۲۰ مگاوات است [۱۴]. دیاگرام شماتیک نیروگاه برق نکا در شکل ۱ نشان داده شده است.

این پژوهش، قابلیت کوپل ترمودینامیکی تأسیسات تقطیر با اثر چندگانه (MED) و تأسیسات آب شیرین کن به روش اسمز معکوس (RO) با نیروگاه فعلی نکا را بررسی می‌کند. دیاگرام شماتیک نیروگاه برق پیشنهادی و تأسیسات تولید آب شیرین در شکل ۲ نشان داده شده است. طبق این دیاگرام شماتیک، گردش هوا ابتدا با دمای ۲۰ درجه سانتیگراد وارد کمپرسور هوا می‌شود. فرایند فشرده‌سازی فشار جریان هوا را تقریباً ۱۰,۸ برابر افزایش می‌دهد. سپس، هوای کمپرس شده در محفظه احتراق با سوخت ترکیب می‌شود و دمای خروجی‌اش به حدود ۹۷۰ درجه می‌رسد. در مرحله بعد، جریان خروجی داغ و فشرده‌ای با انرژی قابل توجه وارد مقطع توربین گازی می‌شود. توربین گازی بخشی از این انرژی را صرف جابجایی کمپرسور می‌کند، و مابقی را به عنوان توان خالص خود مصرف می‌کند. فرآورده‌های احتراق حاصل از توربین‌های گازی پتانسیل گرمایی مناسبی دارند.

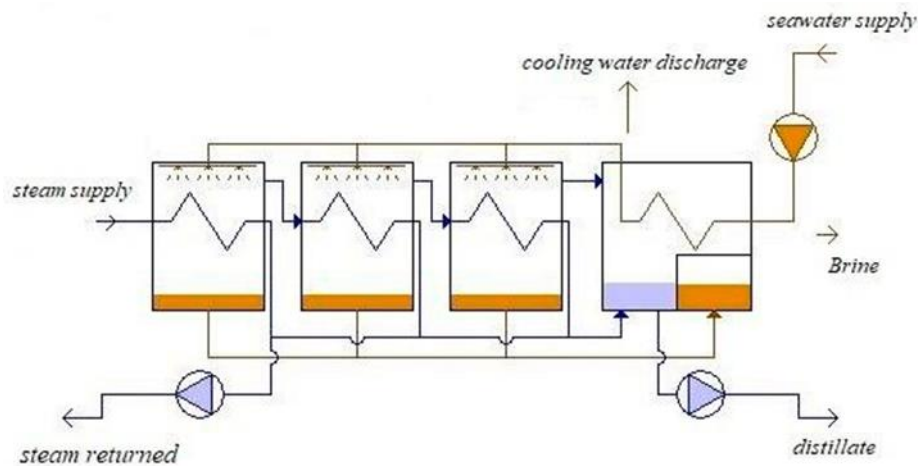


شکل ۱. دیاگرام شماتیک نیروگاه برق شهید سلیمی نکا HRSG، مولد بخار با قابلیت بازیابی گرما، پیشنهاد عامری و همکاران [۱۴]
 بازچاپ تصویر با اخذ مجوز از عامری، م، احمدی، پ، خان محمدی، س، آنالیز انرژی نیروگاه سیکل ترکیبی ۴۲۰ مگاواتی. ۲۰۰۸، ۳۲، ۱۷۵-۱۸۳



شکل ۲. دیاگرام شماتیک سیستم یکپارچه جدید نیروگاه سیکل ترکیبی (CCPP) با تأسیسات تقطیر با تأثیر چندگانه (MED) و سیستم آب شیرین کن اسمز معکوس (RO) LP، کم فشار؛ HP، پر فشار

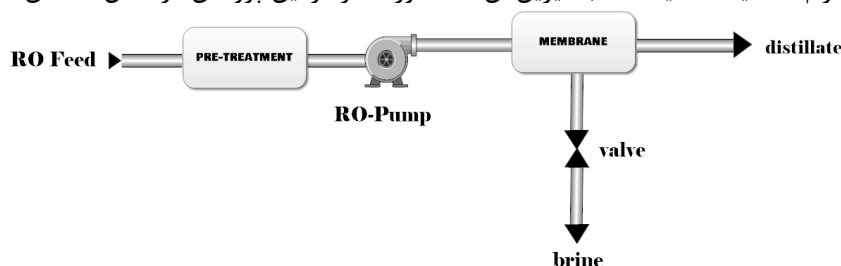
در سیکل‌های ترکیبی، می‌توان با عبور فرآورده‌های احتراق از اجزای مختلف فرایند برای تولید بخار پرفشار و استفاده از آن برای تولید برق در توربین بخار، از اتلاف حرارت جلوگیری کرد. باید توجه داشت که فرآورده‌های احتراق حاصل از توربین گازی وارد سوپرهیتر پرفشار (HP) می‌شوند. این اولین تجهیزات در تأسیسات HRSG است. با عبور فرآورده‌های احتراق از سوپرهیتر HP، دمای بخار باید به ۵۳۳ درجه سانتیگراد برسد تا شرایط لازم برای استفاده از آنها در توربین بخار فراهم شود. در مرحله بعدی، فرآورده‌های احتراق وارد اوپراتور کم‌فشار (LP) می‌شوند. اوپراتور LP از حرارت فرآورده‌های احتراق برای تبدیل فاز آبی از حالت مایع به حالت بخار استفاده می‌کند، و آن را برای ورود به سوپرهیتر HP آماده می‌کند. اکنون‌مایز مبدلی است که حرارت اتلاfi را برای افزایش دمای آب ورودی تا دمای اشباع در فشاری یکسان بکار می‌گیرد که سپس اوپراتور می‌تواند بخار موردنیاز را تولید کند. سپس، فرآورده‌های احتراق پیش از اینکه به دودکش و مقطع روباز برسند، وارد پری‌هیتر آب ورودی (تغذیه) می‌شوند. در مقطع کم‌فشار HRSG، و پس از سوپرهیتر کم‌فشار، جریان بخار کم‌فشار به دو بخار تقسیم می‌شود. یکی از آنها وارد مقطع کم‌فشار توربین بخار می‌شود که در آنجا با بخار خروجی از HP-ST مخلوط می‌شود. بخار دیگر وارد تأسیسات MED می‌شود که در آنجا بخار مورد نیاز برای نمک‌زدایی و حصول اولین تأثیر این فرایند را تأمین می‌کند. دیاگرام شماتیک تأسیسات آب‌شیرین‌کن MED در شکل ۳ نشان داده شده است.



شکل ۳. دیاگرام تأسیسات آب‌شیرین‌کن با تأثیر چندگانه (MED).

در مقطع MED، آب شور ابتدا در دمای معمول ۲۰ درجه وارد کندانسور دستگاه آب‌شیرین‌کن می‌شود. آب شور ورودی به عنوان آب خنک‌کننده کندانسور دستگاه آب‌شیرین‌کن استفاده می‌شود و بخار ورودی را به حالت مایع در می‌آورد. پس از گرمایشی جزئی، آب شور به دو جزء مختلف سیستم هدایت می‌شود. بخشی به عنوان آب ورودی وارد تأسیسات آب‌شیرین‌کن MED می‌شود، اما بخشی دیگر به عنوان آب خروجی خنک‌کننده از دستگاه کندانسور خارج می‌شود و به دریا باز می‌گردد (مشروط بر اینکه هیچ دستگاه RO در پائین‌دست وجود نداشته باشد). تأسیسات MED به وسیله بخار حاصل از مقطع کم‌فشار تأسیسات HRSG در نیروگاه سیکل ترکیبی به حرکت در می‌آید. آب ورودی از بالا بر روی لوله‌های حاوی بخار داغ پاشیده می‌شود و بخشی از آن در طی فرایند به دلیل فشار پائین فرآورده‌های تقطیر و دمای بالا تبخیر می‌شود. مابقی آب ورودی به صورت آب شور جابجا می‌شود که هر چه به خروجی تأسیسات آب‌شیرین‌کن نزدیک‌تر می‌شود، شوری آن بیشتر می‌شود. بخاری که از تبخیر آب شور حاصل می‌شود به صورت فرآورده ضلع محرک سیستم وارد تأسیسات می‌شود. پس از حصول اولین اثر تأسیسات MED، بخار ورودی به جهت اتلاف حرارت به حالت مایع در می‌آید و از تأسیسات آب‌شیرین‌کن خارج می‌شود. این جریان، که «بازگشت بخار» نامیده می‌شود، با جریان خروجی کندانسور CCPP ترکیب می‌شود تا به عنوان آب ورودی تأسیسات HRSG مصرف گردد. عصاره حاصل به صورت بخار آب شیرین از کندانسور آب‌شیرین‌کن استخراج می‌شود. در

تأسیسات MED، آب خنک کننده خروجی از کندانسور نسبت به آب دریا دمای بالاتری دارد. اما، شوری آن با آب دریا یکسان است. برای تولید آب شیرین بیشتر، می توان از بخار آب خنک کننده خروجی به عنوان آب شیرین برای تأسیسات آب شیرین کن RO استفاده کرد. دیاگرام شماتیک تأسیسات آب شیرین کن RO مورد نظر در این پژوهش در شکل ۴ نشان داده شده است.



شکل ۴. دیاگرام شماتیک تأسیسات آب شیرین کن به روش اسمز معکوس (RO)

مطابق شکل ۴، آب خنک کننده خروجی از سیستم MED، یا آب ورودی RO، برای جداسازی ذرات درشت و معلق وارد واحد پیش تصفیه می شود. سپس، این جریان تحت تأثیر فشار مکانیکی به داخل غشای RO پمپاژ می شود. غشاء نمک را از آب ورودی جدا می کند و آب شیرین را تولید می کند. قابل ذکر است که اساس فرایند نمک زدایی به روش اسمز معکوس، رفع اختلاف فشار اسمزی بین آب شیرین و آب دریا است.

جدول ۱. داده های ورودی تخصصی سیکل توربین گازی [۱۸]

پارامتر ورودی	نماد	مقدار (واحد)
دمای محیط	T°	۲۰ (C°)
دمای ورودی توربین	TIN_TURB	۹۷۱ (C°)
نسبت فشردگی AC	$r_{p,AC}$	۱۰
بازدهی ایزنتروپیک AC	η_{AC}	.
		$W_{Net,GC}$
		۰.۸۶
بازدهی ایزنتروپیک GT	η_{GT}	۰.۹۰
توان خالص خروجی		۱۳۲۰.۱۵۰ (kW)
حداقل مقدار گرمایش	LHV	۴۹.۴۳۴ (kJ/kg)
هزینه سوخت	cf uel	۴.۷ (GJ/\$)
هزینه هوا	cair	.
هزینه آب خنک کننده	ccw	.

AC، کمپرسور هوا؛ GT، توربین گازی

۳) روش پژوهش

۳-۱. مدل سازی ترمودینامیک سیستم یکپارچه MED-RO و CCPP

برای مدل سازی بهتر سیکل توربین گازی و توربین بخار در نیروگاه سیکل ترکیبی، مقادیر پیش فرض به عنوان داده های ورودی در نظر گرفته می شوند. این داده ها از اطلاعات عملیاتی نیروگاه برق نکا، و شرایط جوی پیرامون محل نیروگاه، بدست آمده اند. داده های ورودی سیکل های گاز و بخار به ترتیب در جداول ۱ و ۲ گردآوری شده اند.

جدول ۲. داده های ورودی تخصصی سیکل توربین بخار

پارامتر ورودی	نماد	مقدار (واحد)
تراز پرفشار	PHP	۹۶۰۰ (kPa)

تراز کم فشار	PLP	۱۰۰۰ (kPa)
فشار کندانسور	Pcond	۲۱,۳ (kPa)
افزایش دمای آب خنک کننده	$\Delta T_{cooling}$	۲۵ (C°)
اختلاف دمای گلوگاه HPEV	ΔT_{HPEV}	۳ (C°)
اختلاف دمای گلوگاه LPEV	ΔT_{LPEV}	۴۱,۸ (C°)
بازدهی ایزنتروپیک ST	η_{ST}	۰,۸۵
بازدهی ایزنتروپیک پمپ	η_{pump}	۰,۸

HPEV، اواپراتور پر فشار؛ LPEV، اواپراتور کم فشار؛ ST، توربین بخار.

سیستم های تقطیر با اثر چندگانه از چندین دستگاه تقطیر مشابه تشکیل می شوند. بنابراین، دستگاه های مشابه متعددی وجود دارند که بارها استفاده می شوند. برای مدل سازی، هر دستگاه را جداگانه مدل می کنند. سپس، مدل کلی سیستم با ارائه معادله ای مناسب برای اتصال اجزای مختلف، به لحاظ ترمودینامیکی آنالیز می شود. داده های ورودی مدل سازی ترمودینامیکی تأسیسات MED در جدول ۳ آمده است.

جدول ۳. داده های ورودی تخصصی سیستم تقطیر با تأثیر چندگانه با واحد فشرده سازی بخار حرارتی (MED) [۱۹]

پارامتر ورودی	نماد	مقدار (واحد)
تعداد تأثیرها سرعت تقطیر	n.	۶
دمای اشباع بخار شوری آب دریا	mD	۲۰ (kg/s)
اختلاف دمای پایانی	TS XSW TTER Δ	۷۰ (C°)
نسبت بازیابی	RR	۳۵ (g/kg)
دمای آخرین تأثیر	Te f f _n	۲ (C°)
افزایش دمای آب دریا	TSW Δ	۰,۳
فشار بازگشتی بخار کندانسور MED	PSr PD	۴۸ (C°)
فشار توزیع شده تقطیر		۲۴ (C°)
		۴۹۰ (kPa)
		۴۵۰ (kPa)

مفروضات زیر برای ساده سازی مدل سازی ریاضیاتی در نظر گرفته می شوند [۱۹]:

- ۱- شرایط عملیاتی تأسیسات آب شیرین کن در وضعیت پایا فرض می شوند.
 - ۲- صفحات انتقال حرارت به قدری بزرگ هستند که کل بخار را طبق فشار کارکرد در هر تأثیر به مایع اشباع تبدیل کنند.
 - ۳- آب دریا تراکم ناپذیر است، و می توان خصوصیات آن را به صورت تابعی از دما و شوری بیان کرد.
 - ۴- اتلافات انرژی در محیط ناچیز است.
 - ۵- دمای خروجی آب شور و آب شیرین حاصل از هر تأثیر سیستم آب شیرین کن MED معادل دمای اثر مربوطه است.
- تعداد معادلاتی که باید همزمان حل شوند بسیار زیاد است. افزون بر این، کاربر تعداد تأثیرها را تعیین می کند که اندازه دستگاه معادلات را تغییر می دهد. برای سهولت بیشتر، تأسیسات MED از طریق نرم افزار EES شبیه سازی می شود. با این حال، سایر اجزای سیستم یکپارچه CCPP و نمک زدایی MED-RO در نرم افزار متلب مدل و حل می شوند. معادلات حاکم ترمودینامیک در فرایندهای MED و RO به ترتیب در جداول A1 و A2 (پیوست A را ببینید) آمده اند. خصوصیات ترموفیزیکی جریان آب و بخار با استفاده از IAPWS تعیین شده است [۲۰]. خصوصیات جریانات گازی را می توان با استفاده از روابط

همبستگی دینسر و همکاران [۲۱] و والرو و همکاران [۲۲] بدست آورد. بعلاوه، بانک داده نرم افزار EES خصوصیات ترموفیزیکی جریانات آب شور را دارد.

۳-۲. آنالیز انرژی عادی

انرژی بخشی سودمند انرژی است که می تواند کار تولید کند. این پارامتر با کمیت یابی کیفیت انرژی مبنای مطالعات بسیاری است. جریان انرژی می تواند مقدار انرژی فراوانی داشته باشد، اما کیفیت آن محدود یا صفر است. بطور مثال، کیفیت حرارتی که در دما و فشار محیط تولید می شود به این جهت که نمی تواند کاری تولید کند صفر است. بنابراین، مفهوم انرژی دید ارزشمند و سودمندی به مطالعات ترمودینامیکی می دهد. هر جریان یا سیالی مقداری انرژی دارد. هر سیالی به جهت مواد اولیه و ماهیتش انرژی بالقوه دارد که انرژی شیمیایی نامیده می شود. در این پژوهش، مقادیر انرژی فیزیکی و شیمیایی هر جریانی به ترتیب از طریق معادلات (۱) و (۲) برآورد می شود.

انرژی شیمیایی ویژه متان را می توان از طریق معادله (۳) به صورت زیر محاسبه کرد [۱۸]:

$$ex^{PH} = (\square - \square_0) - T_0(s - s_0) \quad (1)$$

$$ex^{CH} = \sum x_j e\bar{x}_k^{CH} + \bar{R}T_0 \sum x_k \ln(x_k) \quad (2)$$

$$ex_{methane}^{CH} = 1.037 \times LHV_{methane} \quad (3)$$

انرژی شیمیایی جریانات آب شور برحسب kJ/kmol (مولار) از معادله (۴) بدست می آید [۲۳]:

$$e\bar{x}_{sw}^{CH} = n_s(\bar{\mu}_s - \bar{\mu}_s^0) - n_w(\bar{\mu}_w - \bar{\mu}_w^0) \quad (4)$$

در اینجا، n_s و n_w به ترتیب تعداد مول های نمک و آب موجود در آب دریا را نشان می دهند. بعلاوه، μ_s پتانسیل شیمیایی مولار نمک موجود در آب دریا (kJ/kmol)، و μ_w مقدار نظیر برای آب موجود در آب دریا است (kJ/kmol). صفر بالانویس بیانگر وضعیت مرده است که $\bar{\mu}^0 = f(p_0, T_0, \text{salinity}_0)$ و $\text{salinity}_0 = \text{salinity}_{feed}$.

انرژی شیمیایی جریانات آب دریا را می توان با معادله (۵) به صورت زیر (kJ/kg) برآورد کرد [۲۴-۲۳]:

$$e\bar{x}_{sw}^{CH} = m f_s(\mu_s^* - \mu_s^0) - m f_w(\mu_w^* - \mu_w^0) \quad (5)$$

در این رابطه، $m f_s$ و $m f_w$ به ترتیب درصد جرمی نمک و آب موجود در آب دریا هستند. علاوه بر این، μ_s^* و μ_w^* پتانسیل نمک و آب موجود در آب دریا برحسب kJ/kg هستند. بالانویس * نشانگر وضعیت مرده مقید است، چنان که $\mu^* = f(P_0, T_0, \text{salinity}_{i-thstream})$ است.

انرژی کلی هر جریان از رابطه زیر بدست می آید [۲۱-۱۸]:

$$ex_i ex_i^{CH} + ex_i^{PH} \quad (6)$$

نرخ انرژی هر جریان را می توان از معادله (۷) بدست آورد [۲۱-۱۸]:

$$\dot{Ex}_i = \dot{m}_i \cdot ex_i \quad (7)$$

یکی از مفاهیم مهم آنالیز انرژی، پارامتر تخریب انرژی است که نرخ برگشت پذیری سیستم تعریف می شود. در سیستم های ایده آل و برگشت پذیر، جریانات انرژی ورودی و خروجی سیستم یکسان اند. اما، در سیستم های واقعی که آثار برگشتناپذیری مانند واکنش های شیمیایی، گرمایش گذرا، اصطکاک و غیره در آنها مشاهده می شود، انرژی کلی جریانات خروجی از جریانات ورودی کمتر است، که به عنوان تخریب انرژی سیستم نام برده می شود. نرخ تخریب انرژی و بازدهی انرژی هر تأسیساتی را می توان به ترتیب با معادلات (۸) و (۹) بدست آورد [۲۱-۱۸].

$$\dot{Ex}_{D,k} = \dot{Ex}_{F,k} - \dot{Ex}_{P,k} \quad (8)$$

$$\varepsilon_k = \frac{\dot{Ex}_{P,k}}{\dot{Ex}_{F,k}} \quad (9)$$

رابطه ریاضی برای بدست آوردن تخریب انرژی هر جزء از سیستمی یکپارچه در جدول ۴ آمده است.

جدول ۴. رابطه تخریب انرژی برای اجزای مختلف سیستم

معادله تخریب انرژی	جزء سیستم
$\dot{W}_{AC} - EX_2 + EX_1$	AC
$EX_3 - EX_4 - \dot{W}_{GT}$	GT
$EX_{32} + EX_{26} - EX_{16} - \dot{W}_{ST}$	ST
$EX_F + EX_2 - EX_3$	CC
$EX_{16} - EX_{17} - EX_{CW_out} + EX_{CW_in}$	کندانسور
$EX_{33} + EX_{35} - EX_{34} - EX_{36} - EX_{37} - EX_{38}$	MED
$EX_{36} + \dot{W}_{RO_pump} - EX_{39}$	RO
$\dot{W}_{COND_pump} - EX_{19} + EX_{18}$	پمپ کندانسور

AC، کمپرسور هوا؛ CC، محفظه احتراق؛ GT، توربین گازی، MED تقطیر با تأثیر چندانگانه؛ RO، اسمز معکوس؛ ST، توربین بخار.

۳-۳. آنالیز انرژی-اقتصادی عادی

در مدل سازی و ارزیابی انرژی-اقتصادی، مخارج به همه جریان های انرژی مربوط می شوند. مقدار سرمایه گذاری ثابت هر جزء سیستم در جدول A3 (پیوست A) آمده است.

هزینه هر یک از تجهیزات را می توان از معادله (۱۰) بدست آورد [۲۱].

$$\dot{Z}_k = \frac{\Phi_k \cdot PEC_k \cdot CRF}{3600 \cdot N} \quad (10)$$

در اینجا، Φ_k نشانگر ضریب نگهداری (در این مورد مساوی ۱،۰۶ است) [۲۱-۱۸] است، اما N تعداد ساعات کاری سالیانه (۸۰۰۰ ساعت) [۲۱-۱۸] است، و CRF ضریب بازگشت سرمایه است که رابطه آن در زیر آمده است [۱۸]:

$$CRF = \frac{i \cdot (1+i)^{ny}}{(1+i)^{ny} - 1} \quad (11)$$

در معادله (۱۱)، i نشانگر نرخ بهره و ny طول عمر تأسیسات (۲۵ سال) است [۲۱-۱۸].

رابطه تعادل انرژی-اقتصادی به صورت زیر بیان می شود [۱۸].

$$\dot{C}_{P,k} = \dot{C}_{F,k} - \dot{C}_{L,k} + \dot{Z}_k \quad (12)$$

$$\sum_e \dot{C}_{e,k} + \dot{C}_{w,k} = \dot{C}_{q,k} - \sum_i \dot{C}_{i,k} + \dot{Z}_k \quad (13)$$

$$\dot{C}_i = c_i \cdot \dot{EX}_i \quad (14)$$

a هزینه تخریب انرژی هر جزء سیستم در زیر آمده است [۱۸].

$$\dot{C}_{D,k} = c_{F,k} \cdot \dot{EX}_{D,k} \quad (15)$$

ضریب انرژی-اقتصادی برای هر یک از تجهیزات را می توان از معادله (۱۶) برآورد کرد [۱۸].

$$f_k = \frac{\dot{Z}_k}{\dot{Z}_k + c_{f,k} \cdot \dot{EX}_{D,k}} \quad (16)$$

اختلاف هزینه نسبی را می توان از معادله زیر بدست آورد [۱۸].

$$r_k = \frac{c_{P,k} - c_{F,k}}{c_{F,k}} = \frac{1 - \varepsilon_k}{\varepsilon_k} + \frac{\dot{Z}_k}{c_{f,k} \cdot \dot{EX}_{P,k}} \quad (17)$$

۳-۴. آنالیز انرژی-زیست محیطی عادی

آنالیز انرژی-زیست محیطی عادی از سه فاز تشکیل می شود. اول، آنالیز انرژی برای هر جریان فرایند انجام می شود. سپس، پیامدهای زیست محیطی فرایند ساخت برای هر جزء برآورد می شود. در انتها، معادلات انرژی-زیست محیطی برای پیش بینی پیامد زیست محیطی هر جریان براساس آنالیز انرژی پیاده سازی می شوند. آنالیز انرژی-زیست محیطی برای هر یک از تجهیزات از رابطه زیر انجام می شود [۲۵].

$$\dot{B}_{P,k} = \dot{B}_{F,k} - \dot{B}_{L,k} + \dot{Y}_k \quad (18)$$

$$\sum_e \dot{B}_{e,k} + \dot{B}_{w,k} = \dot{B}_{q,k} - \sum_i \dot{B}_{i,k} + \dot{Y}_k \quad (19)$$

$$\dot{B}_i = b_i \cdot \dot{E}x_i \quad (20)$$

نرخ پیامد زیست محیطی ناشی از تخریب انرژی هر جزء سیستم از معادله (۲۱) بدست می آید [۲۵].

$$\dot{B}_{D,k} = b_{F,k} \cdot \dot{E}x_{D,k} \quad (21)$$

ضریب انرژی-زیست محیطی برای هر یک از تجهیزات را می توان از معادله (۲۲) محاسبه کرد [۲۵].

$$fb_k = \frac{\dot{Y}_k}{\dot{Y}_k + b_{f,k} \cdot \dot{E}x_{D,k}} \quad (22)$$

اختلاف نسبی پیامدهای زیست محیطی به صورت زیر تعیین می شود [۲۵].

$$rb_k = \frac{b_{P,k} - b_{F,k}}{b_{F,k}} = \frac{1 - \varepsilon_k}{\varepsilon_k} + \frac{\dot{Y}_k}{b_{f,k} \cdot \dot{E}x_{P,k}} \quad (23)$$

پیامد زیست محیطی هر یک از تجهیزات را می توان از معادله (۲۴) بدست آورد [۲۵].

$$y_k = w_k \cdot bm_k \quad (24)$$

در این رابطه، پیامد زیست محیطی تجهیزات برحسب نقطه (pts) است، اما w_k وزن تجهیزات برحسب تن، bm_k پیامد زیست محیطی هر واحد جرمی تجهیزات برحسب pts/ton است که تابعی از مواد اولیه ای است که در فرایند ساخت اجزای سیستم استفاده شده است. پارامتر اخیرالذکر را می توان از طریق شاخص ۹۹ پس از تعیین ترکیب مواد اولیه هر جزء بدست آورد [۲۶]. تابع وزن هر یک از تجهیزات در جدول ۵ آمده است.

نرخ پیامدهای زیست محیطی تأسیسات اسمز معکوس برحسب (۳mpts/h.m) از طریق معادله زیر برآورد می شود [۲۷]:

$$\dot{Y}_{RO} = 0.0195 \frac{\rho \cdot \dot{W}_{RO}}{3600 \cdot \dot{m}_{RO-distillate}} + 0.00595 \quad (25)$$

نرخ پیامد زیست محیطی برای تأسیسات MED برابر است با $\dot{Y}_{MED} = 1.277 \text{ mpts}/(\text{hm}^3)$. علاوه بر این، از آنجا که اطلاعات ورودی برای حل این مسئله لازم اند، پیامدهای زیست محیطی واحد وزن تجهیزات در جدول ۶ آمده است.

جدول ۵. تابع وزن هر یک از اجزای سیستم [۲۵]

جزء سیستم	معادله وزن (تن)
-----------	-----------------

$\frac{100.P_e.d_{AC}.FS_{AC}}{2.\sigma_{AC}}$	
AC	$FS_{AC} = 2$: ضریب اطمینان AC $\sigma_{AC} = 16$: تنش گسیختگی AC بر حسب MPA
$\frac{100.P_e.d_{CC}.FS_{CC}}{2.\sigma_{CC}}$	
CC	$d_{AC} = 15m/s$: قطر با احتساب m و سرعت $FS_{GT} = 2$: ضریب اطمینان GT $\sigma_{GT} = 6$: تنش گسیختگی GT بر حسب MPA
$\frac{100.P_e.d_{AC}.FS_{AC}}{2.\sigma_{AC}}$	
CC	$d_{GT} = 13m/s$: قطر با احتساب m و سرعت $FS_{GT} = 2$: ضریب اطمینان GT $\sigma_{GT} = 6$: تنش گسیختگی GT بر حسب MPA
$\frac{100.P_e.d_{CC}.FS_{CC}}{2.\sigma_{CC}}$	
سوپرهیتر	8.424.Q _{SH} , Q in MW
هواگیر	$2.49.m_w^{0.7}$
پمپ	0.0061.W _{Pump} ^{0.95} , W in KW
اوپراتور	13.91.Q _{EV} , Q in MW
اکونومایزر	2.989.Q _{EC} , Q in MW
MED	پیامد زیست محیطی MED را می توان مستقیماً و جدا از وزن آن محاسبه کرد
RO	پیامد زیست محیطی RO را می توان مستقیماً و جدا از وزن آن محاسبه کرد
ST	4.9.W, W in MW

AC، کمپرسور هوا؛ CC، محفظه احتراق؛ GT، توربین گازی، MED تقطیر با تأثیر چندگانه؛ RO، اسمز معکوس؛ ST، توربین بخار.

جدول ۶. پیامدهای زیست محیطی واحد وزن تجهیزات

جزء سیستم	ترکیب	bm _k (pts / ton)
AC	فولاد ۳۳،۳۳٪، آلیاژ کم فولاد ۴۴،۵٪، چدن ۲۲،۲۲٪	۷۱،۷
CC	فولاد ۳۳،۳۴٪، آلیاژ پرفولاد ۶۶،۶۶٪	۵۸۵،۰
GT	فولاد ۲۵٪، آلیاژ پرفولاد ۷۵٪	۶۴۵،۷
سوپرهیتر	فولاد ۲۶٪، آلیاژ پرفولاد ۷۴٪	۶۳۸،۰
اوپراتور	فولاد ۱۰۰٪	۲۸
اکونومایزر	فولاد ۱۰۰٪	۲۸
پمپ	فولاد ۳۵٪، چدن ۶۵٪	۱۳۲،۸
کندانسور	فولاد ۱۰۰٪	۲۸
ST	فولاد ۲۵٪، آلیاژ پرفولاد ۷۵٪	۶۴۶

AC، کمپرسور هوا؛ CC، محفظه احتراق؛ GT، توربین گازی، MED تقطیر با تأثیر چندگانه؛ RO، اسمز معکوس؛ ST، توربین بخار.

۳-۵. آنالیز انرژی پیشرفته

آنالیز انرژی دو شاخص مهم دارد که درکی نسبی از عملکرد انرژی هر فرایند حاصل می‌کنند: تخریب انرژی و بازدهی انرژی. این دو شاخص آنالیز انرژی، چگونگی عملکرد دستگاه برحسب کیفیت مصرف انرژی را نشان می‌دهند. علاوه بر این، تعیین تجهیزاتی را که عملکرد انرژی مناسبی ندارد و استفاده از اتلافات مفید در فرایند را ممکن می‌کنند. آنالیز انرژی پیشرفته بر پایه نتایج آنالیز انرژی است. بنابراین، داده‌های ورودی آنالیز پیشرفته برگشت‌ناپذیر و بازدهی تجهیزات مربوطه‌اند. اساس آنالیز انرژی پیشرفته، تقسیم برگشت‌ناپذیری سیستم است. برگشت‌ناپذیری در یک دستگاه تنها ناشی از نقض عملکرد ترمودینامیکی آن نیست، بلکه از عملکرد سایر اجزای وابسته به آن نیز نشأت می‌گیرد. گرچه آنالیز انرژی را می‌توان برای تعیین دقیق‌تر و ساده‌تر برگشت‌ناپذیری‌های یک دستگاه به کار گرفت، نمی‌توان این برگشت‌ناپذیری‌ها را با توجه به علتشان طبقه‌بندی کرد [۱۷].

به عبارتی دیگر، آنالیز انرژی عادی نمی‌تواند برگشت‌ناپذیری‌های یک دستگاه را که به دلایلی غیر از نقض عملکردی رخ داده‌اند تعیین کند. اما، این کار با آنالیز انرژی پیشرفته امکان‌پذیر است. در این نوع آنالیز، برگشت‌ناپذیری تجهیزات به دو بُعد تقسیم می‌شود: یکی ناشی از برگشت‌ناپذیری و دیگری ناشی از قابلیت رفع این نوع برگشت‌ناپذیری. از نظر علت بروز برگشت‌ناپذیری، می‌توان برگشت‌ناپذیری هر دستگاه را به دو دسته تقسیم کرد: برگشت‌ناپذیری درونی و برگشت‌ناپذیری بیرونی. اما، از نظر قابلیت رفع برگشت‌ناپذیری، برگشت‌ناپذیری هر دستگاه به دو دسته اجتناب‌پذیر و اجتناب‌ناپذیر تقسیم می‌شود [۲۸]. آنالیز انرژی پیشرفته در بخش‌های بعد ارائه می‌شود.

۳-۵-۱ برگشت‌ناپذیری درونی و بیرونی

در سیستمی با n المان، تخریب انرژی درونی المان k بخشی از تخریب انرژی است که به برگشت‌ناپذیری آن جزء وابسته است. تخریب انرژی درونی زمانی اتفاق می‌افتد که المان در شرایط واقعی کار کند، اما سایر المان‌ها در شرایط تئوریک و بدون برگشت‌ناپذیری کار کنند. رابطه بین تخریب انرژی درونی، بیرونی و واقعی برای جزء k در معادله (۲۶) نشان داده شده است [۲۹].

$$\dot{E}_{D,k}^{EX} = \dot{E}_{D,k}^{real} - \dot{E}_{D,k}^{EN} \quad (26)$$

۳-۵-۲ برگشت‌ناپذیری اجتناب‌پذیر و اجتناب‌ناپذیر

بخشی از تخریب انرژی که با تغییرات فناوری طراحی برای بهبود شرایط ترمودینامیکی و فیزیکی نمی‌توان از آن جلوگیری کرد، تخریب انرژی اجتناب‌ناپذیر نامیده می‌شود. این شرایط زمانی ایجاد می‌شود که تخریب به مقدار کمینه میل دارد و اختلافات دما و افت فشار در المان‌ها در کمترین حد ممکن است. در مطالعات بسیاری، شرایطی که برای وضعیت اجتناب‌ناپذیر اعمال می‌شود براساس دانش و تجربه محققین درباره احتمال حداکثرسازی بهبود پتانسیل المان است. پس از برآورد تخریب انرژی اجتناب‌ناپذیر، مقدار تخریب انرژی گریزناپذیر به صورت زیر محاسبه می‌شود [۲۹]:

$$\dot{E}_{D,k}^{AV} = \dot{E}_{D,k}^{real} - \dot{E}_{D,k}^{UN} \quad (27)$$

۳-۵-۳ ترکیب برگشت‌ناپذیری درونی و بیرونی و برگشت‌ناپذیری اجتناب‌پذیر و اجتناب‌ناپذیر

تخریب انرژی اجتناب‌پذیر به دو دسته درونی و بیرونی تقسیم می‌شود. تخریب انرژی اجتناب‌پذیر درونی بخشی از تخریب انرژی است که به دلیل برگشت‌ناپذیری خود المان‌ها رخ می‌دهد و اجتناب‌پذیر است. بنابراین، با بهبود بازدهی هر المان، مقدار تخریب انرژی بیرونی آن کاهش می‌یابد. تخریب انرژی اجتناب‌پذیر بیرونی به دلیل برگشت‌ناپذیری سایر المان‌ها نیز رخ می‌دهد، اما چون اجتناب‌پذیر است، می‌توان با بهبود بازدهی سایر المان‌های سیکل، مقدار تخریب انرژی اجتناب‌پذیر بیرونی را کاهش داد. از طرفی دیگر، تخریب انرژی اجتناب‌ناپذیر درونی و بیرونی به دلیل ضعف‌های فناوری المان، و اثر برگشت‌ناپذیر و ضعف‌های فناوری سایر المان‌ها رخ می‌دهد. تخریب انرژی اجتناب‌ناپذیر درونی و بیرونی المان‌ها به صورت زیر بدست می‌آید:

$$\dot{E}_{D,k}^{UN,EN} = \dot{E}_{p,k}^{EN} (\dot{E}_D / \dot{E}_P)_k^{UN} \quad (28)$$

$$\dot{E}_{D,k}^{UN,EN} = \dot{E}_{D,k}^{UN} - \dot{E}_{D,k}^{UN,EN} \quad (29)$$

تخریب اگزرژی اجتناب‌پذیر درونی و بیرونی با کسر تخریب اگزرژی اجتناب‌ناپذیر درونی و بیرونی از تخریب اگزرژی درونی و بیرونی به ترتیب به صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$\dot{E}_{D,k}^{AV,EN} = \dot{E}_{D,k}^{EN} - \dot{E}_{D,k}^{UN,EN} \quad (30)$$

$$\dot{E}_{D,k}^{AV,EX} = \dot{E}_{D,k}^{EX} - \dot{E}_{D,k}^{UN,EX} \quad (31)$$

بنابراین، می‌توان تخریب اگزرژی المان k را به صورت زیر نوشت:

$$\dot{E}_{D,k}^{real} = \dot{E}_{D,k}^{UN,EN} + \dot{E}_{D,k}^{UN,EX} + \dot{E}_{D,k}^{AV,EN} + \dot{E}_{D,k}^{AV,EX} \quad (32)$$

۳-۶. آنالیز اگزرژی-اقتصادی پیشرفته

مشابه توضیحات قبلی درباره آنالیز اگزرژی پیشرفته، در آنالیز اگزرژی-اقتصادی پیشرفته، هزینه تخریب اگزرژی هر جزء به چهار بخش تقسیم می‌شود: هزینه‌های درونی، بیرونی، اجتناب‌پذیر و اجتناب‌ناپذیر تخریب اگزرژی [۲۹].

۳-۶-۱. هزینه تخریب اگزرژی درونی و بیرونی

هزینه تخریب اگزرژی درونی بخشی از هزینه تخریب اگزرژی است که به عملکرد k امین المان، برگشت‌ناپذیری درونی آن و میانگین هزینه سوخت هر واحد اگزرژی از آن بستگی دارد. نرخ هزینه تخریب اگزرژی بیرونی نیز بخشی از هزینه تخریب اگزرژی است که ناشی از المان‌هایی به غیر از k امین المان است. نرخ تخریب اگزرژی درونی با پیاده‌سازی شرایط واقعی برای خود المان، و شرایط تئوریک برای سایر المان‌ها، بدست می‌آید. نرخ هزینه تخریب اگزرژی درونی و بیرونی از رابطه زیر بدست می‌آید [۳۰].

$$\dot{C}_{D,k}^{EN} = c_{F,k} \cdot \dot{E}_{D,k}^{EN} \quad (33)$$

$$\dot{C}_{D,k}^{EX} = c_{F,k} \cdot \dot{E}_{D,k}^{EX} \quad (34)$$

بنابراین، هزینه کل تخریب اگزرژی برای دو وضعیت درونی و بیرونی برابر هزینه کل تخریب اگزرژی است:

$$\dot{C}_{D,k}^{real} = c_{F,k} \cdot \dot{E}_{D,k}^{real} = \dot{C}_{D,k}^{EN} + \dot{C}_{D,k}^{EX} \quad (35)$$

۳-۶-۲. هزینه تخریب اگزرژی اجتناب‌پذیر و اجتناب‌ناپذیر

نرخ هزینه تخریب اگزرژی در شرایط اجتناب‌پذیر و اجتناب‌ناپذیر از معادلات زیر بدست می‌آید.

$$\dot{C}_{D,k}^{UN} = c_{F,k} \cdot \dot{E}_{D,k}^{UN} \quad (36)$$

$$\dot{C}_{D,k}^{AV} = c_{F,k} \cdot \dot{E}_{D,k}^{AV} \quad (37)$$

نرخ هزینه تخریب اگزرژی اجتناب‌ناپذیر، هزینه سوخت مورد نیاز برای تخریب اگزرژی اجتناب‌پذیر در یک جزء است، اما اگزرژی حاصل از هر جزء ثابت فرض می‌شود. علاوه بر این، مجموع نرخ هزینه تخریب اگزرژی اجتناب‌پذیر و اجتناب‌ناپذیر برابر نرخ هزینه کل تخریب اگزرژی جزء است، که به صورت زیر نشان داده می‌شود:

$$\dot{C}_{D,k}^{real} = c_{F,k} \cdot \dot{E}_{D,k}^{real} = \dot{C}_{D,k}^{UN} + \dot{C}_{D,k}^{AV} \quad (38)$$

۳-۶-۳. ترکیب برگشت‌ناپذیری درونی و بیرونی و برگشت‌ناپذیری اجتناب‌پذیر و اجتناب‌ناپذیر

می‌توان ترکیب هزینه تخریب اگزرژی با بخش‌های مختلف را به صورت نوشت:

$$\dot{C}_{D,k}^{EN,AV} = c_{F,k} \cdot \dot{E}_{D,k}^{EN,AV} \quad (39)$$

$$\dot{C}_{D,k}^{EN,UN} = c_{F,k} \cdot \dot{E}_{D,k}^{EN,UN} \quad (40)$$

$$\dot{C}_{D,k}^{EX,AV} = c_{F,k} \cdot \dot{E}_{D,k}^{EX,AV} \quad (41)$$

$$\dot{C}_{D,k}^{EX,UN} = c_{F,k} \cdot \dot{E}_{D,k}^{EX,UN} \quad (42)$$

در معادله (۳۹)، $\dot{C}_{D,k}^{EN,AV}$ نرخ هزینه تخریب انرژی اجتناب‌پذیر درونی k مین‌المان را نشان می‌دهد که به عملکرد خود المان وابسته است. بنابراین، می‌توان با بهینه‌سازی وضعیت این المان، مقدار آن را بهبود بخشید.

در معادله (۴۱)، $\dot{C}_{D,k}^{EX,AV}$ نرخ هزینه توزیع انرژی اجتناب‌پذیر بیرونی k مین‌المان است که می‌توان با بهینه‌سازی شرایط سایر المان‌های سیکل آن را بهبود بخشید.

$\dot{C}_{D,k}^{EX,AV}$ و $\dot{C}_{D,k}^{EN,AV}$ به ترتیب نرخ هزینه تخریب انرژی اجتناب‌ناپذیر درونی و نرخ هزینه تخریب انرژی اجتناب‌ناپذیر بیرونی هستند.

۳-۷. آنالیز انرژی-زیست‌محیطی پیشرفته

مشابه توضیحات آنالیز انرژی پیشرفته، در آنالیز انرژی-زیست‌محیطی پیشرفته، هزینه تخریب انرژی هر جزء به چهار بخش تقسیم می‌شود: پیامدهای درونی، بیرونی، اجتناب‌پذیر و اجتناب‌ناپذیر تخریب انرژی [۳۱].

۳-۷-۱. پیامدهای زیست‌محیطی تخریب انرژی درونی و بیرونی

پیامد زیست‌محیطی تخریب انرژی درونی بخشی از پیامد زیست‌محیطی تخریب انرژی است که به عملکرد k مین‌المان، برگشت‌ناپذیری درونی آن و میانگین پیامدهای زیست‌محیطی سوخت هر واحد انرژی آن بستگی دارد. نرخ پیامد زیست‌محیطی تخریب انرژی بیرونی نیز بخشی از پیامد زیست‌محیطی تخریب انرژی است که ناشی از المان‌هایی به غیر از k مین‌المان است. نرخ تخریب انرژی درونی با پیاده‌سازی شرایط واقعی برای خود المان، و شرایط تئوریک برای سایر المان‌ها، بدست می‌آید. نرخ پیامد زیست‌محیطی انرژی درونی و بیرونی از رابطه زیر بدست می‌آید [۳۰].

$$\dot{B}_{D,k}^{EN} = b_{F,k} \cdot \dot{E}_{D,k}^{EN} \quad (43)$$

$$\dot{B}_{D,k}^{EX} = b_{F,k} \cdot \dot{E}_{D,k}^{EX} \quad (44)$$

بنابراین، کل پیامد زیست‌محیطی تخریب انرژی برای دو وضعیت درونی و بیرونی برابر کل پیامد زیست‌محیطی تخریب انرژی است.

$$\dot{C}_{D,k}^{real} = c_{F,k} \cdot \dot{E}_{D,k}^{real} = \dot{C}_{D,k}^{EN} + \dot{C}_{D,k}^{EX} \quad (45)$$

۳-۷-۲. پیامد زیست‌محیطی تخریب انرژی اجتناب‌پذیر و اجتناب‌ناپذیر

نرخ پیامد زیست‌محیطی تخریب انرژی در شرایط اجتناب‌پذیر و اجتناب‌ناپذیر از معادلات زیر بدست می‌آید:

$$\dot{B}_{D,k}^{UN} = b_{F,k} \cdot \dot{E}_{D,k}^{UN} \quad (46)$$

$$\dot{B}_{D,k}^{AV} = b_{F,k} \cdot \dot{E}_{D,k}^{AV} \quad (47)$$

نرخ پیامد زیست‌محیطی تخریب انرژی اجتناب‌ناپذیر، پیامد زیست‌محیطی سوخت مورد نیاز برای تخریب انرژی اجتناب‌پذیر در یک جزء است، اما انرژی حاصل از هر جزء ثابت فرض می‌شود. علاوه بر این، مجموع نرخ پیامد زیست‌محیطی انرژی اجتناب‌پذیر و اجتناب‌ناپذیر برابر کل پیامد زیست‌محیطی تخریب انرژی جزء است، که به صورت زیر نشان داده می‌شود:

$$\dot{B}_{D,k}^{real} = b_{F,k} \cdot \dot{E}_{D,k}^{real} = \dot{B}_{D,k}^{UN} + \dot{B}_{D,k}^{AV} \quad (48)$$

۳-۷-۳. ترکیب پیامد زیست‌محیطی درونی و بیرونی و پیامد زیست‌محیطی اجتناب‌پذیر و اجتناب‌ناپذیر تخریب انرژی

می‌توان ترکیب پیامد زیست‌محیطی تخریب انرژی با بخش‌های مختلف را به صورت نوشت:

$$\dot{C}_{D,k}^{EN,AV} = c_{F,k} \cdot \dot{E}_{D,k}^{EN,AV} \quad (49)$$

$$\dot{C}_{D,k}^{EN,UN} = C_{F,k} \cdot \dot{E}_{D,k}^{EN,UN} \quad (50)$$

$$\dot{C}_{D,k}^{EX,AV} = C_{F,k} \cdot \dot{E}_{D,k}^{EX,AV} \quad (51)$$

$$\dot{C}_{D,k}^{EX,UN} = C_{F,k} \cdot \dot{E}_{D,k}^{EX,UN} \quad (52)$$

در معادله (۴۹)، $\dot{C}_{D,k}^{EN,AV}$ نرخ پیامد زیست محیطی تخریب انرژی اجتناب پذیر درونی k امین المان را نشان می دهد که به عملکرد خود المان وابسته است. بنابراین، می توان با بهینه سازی وضعیت این المان، مقدار آن را بهبود بخشید. در معادله (۵۱)، $\dot{C}_{D,k}^{EX,AV}$ نرخ پیامد زیست محیطی تخریب انرژی اجتناب پذیر برونی k امین المان را نشان می دهد که با بهینه سازی شرایط سایر المان های سیکل قابل بهبود است. به ترتیب نرخ پیامد زیست محیطی انرژی اجتناب پذیر درونی و نرخ پیامد زیست محیطی تخریب انرژی اجتناب پذیر بیرونی هستند.

۴) نتایج و تشریح مطالب

۴-۱. اعتبارسنجی نتایج ترمودینامیکی

اعتبارسنجی نتایج شبیه سازی ترمودینامیکی برنامه متلب را که برای تأسیسات آب شیرین کن RO بدست آمده است در مقایسه با سایر منابع در جدول ۷ آمده است. نتایج نشان از مطابقت خوبی بین نتایج الظهرانی و همکاران [۳] و ژو و همکاران [۳۲] دارند. اعتبارسنجی نتایج شبیه سازی ترمودینامیکی که برای تأسیسات MED از طریق نرم افزار ترموفلکس بدست آمده است در جدول ۸ آمده است. بطور کلی، نتایج MED مطابقت خوبی با نتایج مدل سازی ترمودینامیک در نرم افزار ترموفلکس (که بر پایه داده های واقعی است) با خطایی کمتر از ۴٪ دارد. در جداول A4 و A5 (پیوست A را ببینید)، پارامترهای اصلی فرایند که از مدل سازی ترمودینامیکی در ترموفلکس بدست می آیند، و روش پیشنهادی مدل سازی MED برای جریان ها و اجزای مختلف سیستم به ترتیب ذکر شده اند. مطابق این جداول، نتایج شبیه سازی ترمودینامیکی در متلب و ترموفلکس با یکدیگر نیز مطابقت خوبی دارند.

جدول ۷. مقایسه نتایج شبیه سازی اسمز معکوس (RO) با منابع موجود

ترمودینامیکی پارامترها (واحد)	پژوهش فعلی (متلب)	پژوهش الظهرانی و همکاران [۳]	پژوهش ژو و همکاران [۳۲]
فشار ورودی (بار)	۵۰	۵۰	۵۰
شوری ورودی (٪)	۳	۳	۳
نسبت بازیابی	۰,۰۵۰۰۸	۰,۵۱	۰,۴۸۱

جدول ۸. اعتبارسنجی نتایج نمک زدایی با اثر چندگانه (MED) حاصل از روش پیشنهادی

ترمودینامیکی پارامترها (واحد)	پژوهش فعلی (متلب)	ترموفلکس	خطا (٪)
تعداد آثار	۶	۶	۰,۰۰/۰
GOR	۵,۴۱	۵,۳۲	۳,۶۹
SA.	۳۲۱,۸۹	۳۳۲,۱	۳,۰۷
msteam(kg/s).	۳,۲۸	۳,۲۲	۱,۸۶
mdistillate(kg/s)	۲۰,۰۰	۲۰,۰۰	۰,۰/۰

نتایج حاصل از مدل سازی ترمودینامیکی نیروگاه سیکل ترکیبی فعلی نکا نشان می دهد که این نیروگاه در هر ثانیه ۸,۴۳ کیلوگرم سوخت مصرف می کند و همزمان ۱۳۲,۱۵ مگاوات توان گازی و ۸۰ مگاوات توان بخار تولید می کند. برای تلفیق نیروگاه سیکل ترکیبی فعلی نکا با تأسیسات آب شیرین کن MED-RO، جریانی از مقطع کم فشار سیکل ترکیبی استخراج می شود تا بخار محرک حاصل از تقطیر با اثر چندگانه با نرخ جریان جرمی ۳,۶ کیلوگرم بر ثانیه را تأمین کند. علاوه بر این، نرخ جریان

جرمی خروجی مقطع آب خنک کننده در تأسیسات آب شیرین کن MED به عنوان جریان ورودی مقطع نمک زدایی به روش اسمز معکوس بکار می رود. تأسیسات آب شیرین کن حرارتی با تأثیر چندگانه حدود ۲۰ کیلوگرم آب شیرین را در هر ثانیه براساس نرخ جریان جرمی ورودی تقریبی ۱۲,۴۸ کیلوگرم بر ثانیه تولید می کند. تأسیسات آب شیرین کن RO می تواند در هر ثانیه ۶,۵۴ کیلوگرم آب شیرین تولید کند. افزون بر این، محاسباتی که در سیکل ترکیبی پیشنهادی آب و برق انجام شد، افزایش ۳,۷۹ درصدی مصرف سوخت را نسبت به شرایط قبل از یکپارچه سازی دو سیکل نشان می دهد. محاسبات ترمودینامیک سیکل تلفیقی پیشنهادی همچنین نشان می دهد که میزان تولید برق کل تأسیسات ۱۹٪ کاسته شده تا ۲۶,۵۴ کیلوگرم آب شیرین را در هر ثانیه تولید کند. تحت این شرایط، بازدهی انرژی نیروگاه نکا پس از تلفیق نیروگاه با تأسیسات آب شیرین کن، ۴۹,۲٪ (از ۴۷,۹۸ به ۴۵,۴۹ درصد) کاهش می یابد.

۴-۲. نتایج آنالیز انرژی، انرژی-اقتصادی و انرژی-زیست محیطی عادی

پس از مدل سازی سیستم یکپارچه و انجام آنالیزهای عادی انرژی، انرژی-اقتصادی و انرژی-زیست محیطی، پارامترهای مختلف برای هر جریان و جزء برآورد می شوند. نتایج آنالیزهای مذکور برای هر جریان در جدول A6 (پیوست A) آمده است. نتایج نظیر که برای هر جزء سیستم بدست آمده است در جدول ۹ آمده است. نتایج مندرج در جدول ۹ نشان می دهند که بازدهی انرژی تأسیسات آب شیرین کن MED (۳۱,۵۹٪) و RO (۱۹,۵۱٪) و کندانسورها از سایر اجزاء نسبتاً کمتر است. دستگاه توربین گازی بالاترین بازدهی انرژی (۹۵,۸۷٪) را دارد. بازدهی انرژی-اقتصادی محفظه احتراق (۱,۸۷٪) و کندانسور (۱,۴۶٪) نسبت به اجزاء نسبتاً کمتر است. زیرا تخریب انرژی در این دو جزء هزینه و پیامدهای زیست محیطی بالایی دارد. بدین ترتیب، این اجزاء پتانسیل بالایی برای بهبود عملکرد سیستم دارند، زیرا تخریب انرژی آن ها تأثیر نامطلوب قابل توجهی بر محیط زیست و هزینه ها دارد. بدیهی است که بهبود عملکرد این اجزاء سبب افزایش هزینه ها می شود. افزون بر این، تجهیزات HRSG (۲,۱۹) و کندانسور (۰,۰۳٪) فاکتورهای انرژی-زیست محیطی نسبتاً پائینی دارد، که نشان می دهد تخریب انرژی این اجزاء آثار مضر زیادی روی محیط زیست دارد. بنابراین، می توان تخریب انرژی این اجزاء را به منظور کاهش پیامدهای زیست محیطی کل سیستم کاهش داد. اما، صرف هزینه و بهبود عملکرد کندانسور به جهت ضرایب پائین انرژی-اقتصادی و انرژی-زیست محیطی یکی از طرح های پیشنهادی مؤثر برای کاهش هزینه ها و پیامدهای زیست محیطی تخریب انرژی این تأسیسات است.

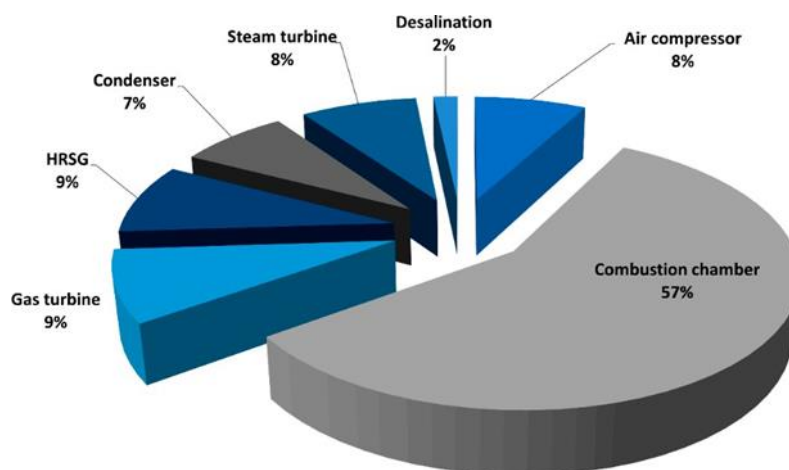
جدول ۹. نتایج آنالیز عادی انرژی، اقتصادی و زیست محیطی برای اجزای مختلف سیستم

AC، کمپرسور هوا؛ CC، محفظه احتراق؛ GT، توربین گازی؛ ST، توربین بخار؛ MED، آب شیرین کن با تأثیر چندگانه؛ RO، اسمز معکوس؛ PRE، پری هیتر؛ LPEC، اکونومایزر کم فشار؛ HPEC1، اکونومایزر پرفشار؛ LPEV، اواپراتور کم فشار؛ LPSH، سوپرهیتر کم فشار؛ HPEC2، اکونومایزر پرفشار؛ HPEV، اواپراتور پرفشار؛ HPSH، سوپرهیتر پرفشار؛ HRSG، مولد بخار با قابلیت بازیابی گرما.

System Component	Z (US\$/h)	f(%)	r(%)	$\dot{C}_D$ (US\$/h)	$\dot{Y}$ (mpts/h)	fb(%)	$\dot{B}_D$ (pts/h)	ε (%)
AC	140.33	27.73	10.43	365.76	288.94	84.69	0.05	92.99
CC	74.94	1.87	43.50	3925.62	1463.62	0.06	2352.76	70.08
GT	172.63	30.77	6.22	388.46	2944.96	96.75	0.10	95.87
Condenser	79.55	1.46	11.38	462.29	6.37	0.003	224.33	34.56
ST	6.85	15.97	189.35	418.66	1552.86	0.64	242.26	84.96
MED	12.15	7.18	237.73	117.54	92.937.26	56.91	52.75	31.59
RO	38.86	82.24	479.90	8.39	2823.66	36.49	4.91	19.51
PRE	39.58	31.68	113.22	85.36	31.65	0.06	50.88	56.38
LPEC	22.49	83.75	132.70	4.36	4.00	0.15	2.60	82.26
HPEC1	40.07	54.32	57.69	33.69	29.68	0.15	20.08	79.14
LPEV	35.45	46.84	38.12	40.23	65.17	0.27	23.98	83.15
LPSH	41.40	95.42	296.14	1.99	1559.06	56.84	1.18	88.06
HPEC2	87.99	67.54	26.88	42.29	94.19	0.37	25.20	91.98
HPEV	107.45	47.27	19.04	119.87	175.22	0.24	71.45	90.88
HPSH	57.58	50.96	15.89	55.40	3159.00	8.73	33.02	92.77
HRSG	432.01	52.99	25.09	383.19	5118	2.19	228.39	84.79

در جدول ۹، همچنین اختلاف هزینه نسبی سیستم MED (۲۳۷,۷۳٪) نسبت به تأسیسات آب شیرین کن RO (۴۷۹,۹٪) بسیار کمتر است. این مشاهده نشان می‌دهد که نسبت هزینه آب شیرین تولید شده به هزینه سوخت لازم برای تأسیسات MED از مقدار نظیر در تأسیسات آب شیرین کن RO کمتر است. اما، طبق جدول ۹، توربین‌های گازی بیشترین سرمایه‌گذاری ثابت معادل ۰,۰۴۷ دلار در ثانیه را نیاز دارند، اما تأسیسات MED بالاترین نرخ پیامدهای زیست‌محیطی را دارند که برابر ۰,۰۲۵ نقطه در ثانیه است. لازم به ذکر است که هزینه تخریب انرژی و پیامدهای زیست‌محیطی تخریب انرژی تجهیزات محفظه احتراق، توربین گازی و توربین بخار در مقایسه با سایر دستگاه‌ها بیشتر است. بنابراین، بهبود عملکرد این دستگاه‌ها می‌تواند تخریب انرژی را کاهش دهد، از هزینه‌ها جلوگیری کند و مانع از پیامدهای زیست‌محیطی تخریب انرژی شود. زیرا تخریب انرژی این اجزاء آثار اقتصادی و زیست‌محیطی نامطلوب بیشتری دارد. یکی از خروجی‌های مهم آنالیز انرژی، توزیع تخریب انرژی بین بخش‌های مختلف سیستم است. توزیع تخریب انرژی بین تجهیزات مختلف سیستم یکپارچه در شکل ۵ نمایش داده شده است.

مطابق شکل ۵، محفظه احتراق بیشترین سهم تخریب انرژی (۵۷٪) را داراست. توربین گازی و تأسیسات HRSG هر کدام ۹٪ سهم دارند، اما تأسیسات آب شیرین کن MED-RO تنها ۲٪ از تخریب انرژی را به خود اختصاص می‌دهند. بدین ترتیب، این نتایج نشان می‌دهند که بیشترین نرخ تخریب انرژی مربوط به سیکل توربین گازی در نیروگاه سیکل ترکیبی است. بنابراین، کاهش سهم تخریب انرژی سیکل توربین گازی می‌تواند تأثیر مثبتی روی کاهش تخریب انرژی کل نیروگاه داشته باشد.

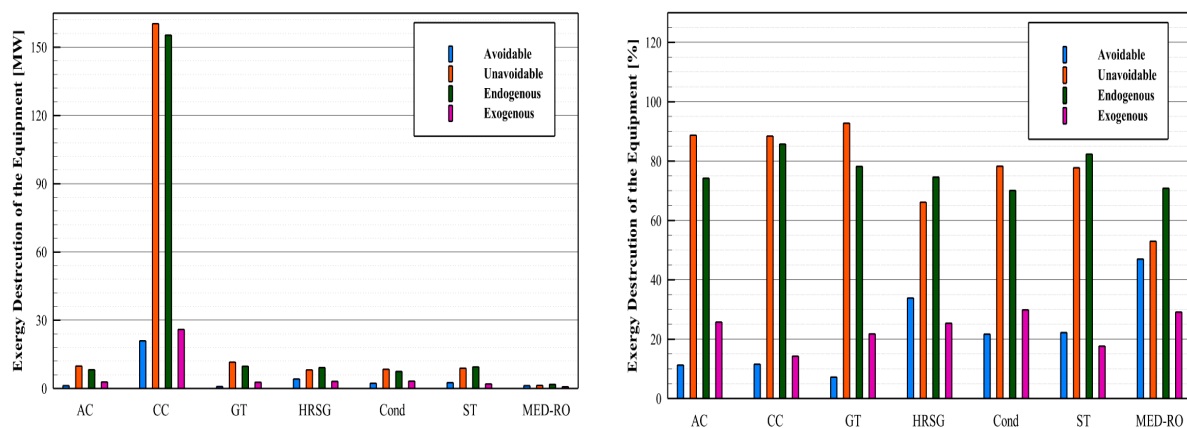


شکل ۵. توزیع تخریب انرژی بین اجزای اصلی سیستم HRSG، مولد بخار با قابلیت بازیابی گرما

۳-۴. نتایج آنالیز انرژی، انرژی- اقتصادی و انرژی- زیست‌محیطی پیشرفته

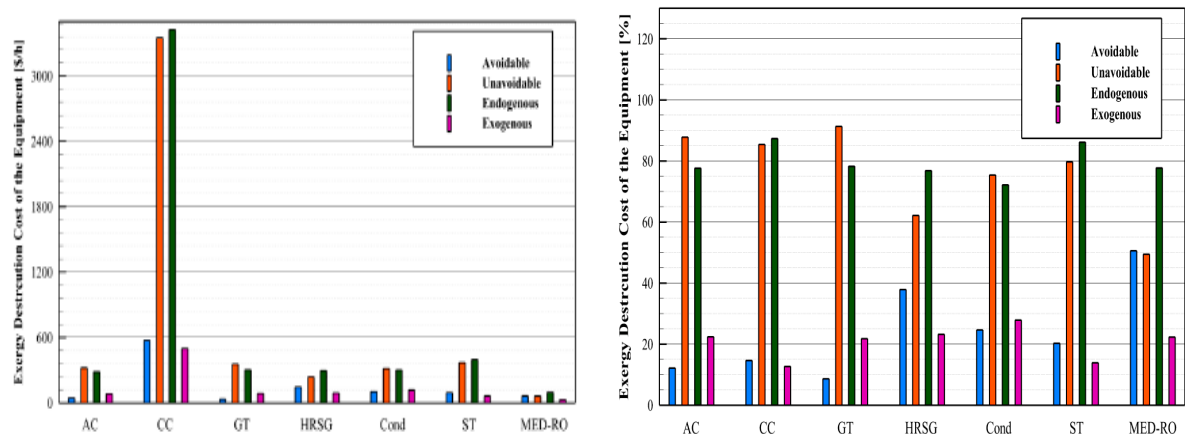
نتایج آنالیزهای پیشرفته انرژی، انرژی- اقتصادی و انرژی- زیست‌محیطی در این بخش ارائه می‌شود. توزیع تخریب انرژی اجتناب‌پذیر و اجتناب‌ناپذیر و درونی و بیرونی برای اجزای مختلف برحسب مقادیر نسبی و کمی در شکل ۶ نمایش داده شده است. مطابق شکل ۶، بالاترین سهم تخریب انرژی اجتناب‌پذیر مربوط به تأسیسات آب شیرین کن MED-RO (۴۷٪)، و پس از آن، تأسیسات HRSG (۳۳,۸۷٪)، توربین بخار (۲۲,۲۶٪) و کندانسور (۲۱,۶۹٪) است. در نتیجه، این اجزاء پتانسیل بهبود بیشتری برای کاهش تخریب انرژی سیستم دارند. علاوه بر این، بالاترین تخریب انرژی درونی به ترتیب به محفظه احتراق (۸۵,۶۹٪) و توربین بخار (۸۲,۳۶٪) تعلق دارد. بنابراین، این اجزاء بالاترین ظرفیت را برای کاهش تخریب انرژی دارند و مناسب‌ترین گزینه برای کاهش تخریب انرژی در بین اجزای سیستم هستند. شکل ۶ همچنین نشان می‌دهد که، حداکثر درصد اجتناب‌پذیر (مقدار نسبی) و حداکثر مقدار اجتناب‌پذیر (مقدار کمی) ممکن است در تجهیزات مختلف متفاوت باشد (مثلاً،

تأسیسات آب‌شیرین‌کن MED-RO دارای بیشترین مقدار نسبی اجتناب‌پذیر تخریب انرژی است، اما محفظه احتراق بیشترین مقدار کمی تخریب انرژی را دارد. به همین صورت، تجهیزاتی که بالاترین مقدار نسبی تخریب انرژی اجتناب‌ناپذیر را دارد، الزاماً بالاترین مقدار کمی آن را ندارد. مطابق با شکل ۶، حداکثر مقدار تخریب انرژی اجتناب‌ناپذیر و درونی به محفظه احتراق تعلق دارد. بنابراین، بهبود عملکرد این بخش می‌تواند تخریب انرژی کل سیستم را بطور معناداری کاهش دهد. توزیع هزینه‌های تخریب انرژی اجتناب‌پذیر و اجتناب‌ناپذیر و درونی و بیرونی هزینه برای اجزای مختلف برحسب مقادیر نسبی و کمی در شکل ۷ نمایش داده شده است. مطابق شکل ۷الف، بالاترین سهم هزینه تخریب انرژی اجتناب‌پذیر مربوط به تأسیسات آب‌شیرین‌کن MED-RO (۵۸/۵۰)، و پس از آن، تأسیسات HRSG (۸۷/۳۷٪)، توربین بخار (۶۵/۲۴٪) و توربین بخار (۳۲/۲۰٪) است. در نتیجه، اجزای فوق‌الذکر پتانسیل بهبود بالایی برای کاهش هزینه تخریب انرژی بخش‌های مختلف سیستم دارند. علاوه بر این، بالاترین هزینه تخریب انرژی درونی به ترتیب به محفظه احتراق (۳۲/۸۷٪) و توربین بخار (۱۲/۸۶٪) تعلق دارد. بدین ترتیب، دو بخش محفظه احتراق و توربین بخار مناسبترین گزینه‌ها برای کاهش هزینه نسبی تخریب انرژی در بین اجزای سیستم محسوب می‌شوند. شکل ۷ همچنین نشان می‌دهد که، حداکثر درصد اجتناب‌پذیر (مقدار نسبی) و حداکثر مقدار نسبی تخریب انرژی اجتناب‌پذیر ممکن است با حداکثر مقدار کمی اجتناب‌پذیر تفاوت معناداری داشته باشد (مثلاً، تأسیسات آب‌شیرین‌کن MED-RO دارای بیشترین مقدار نسبی اجتناب‌پذیر تخریب انرژی است، اما محفظه احتراق بیشترین مقدار کمی تخریب انرژی را دارد). به همین صورت، تجهیزاتی که بالاترین مقدار نسبی تخریب انرژی اجتناب‌ناپذیر را دارد، الزاماً بالاترین مقدار کمی آن را ندارد.



شکل ۶. توزیع‌های تخریب انرژی اجتناب‌پذیر و اجتناب‌ناپذیر و تخریب انرژی درونی و بیرونی برای اجزای مختلف سیستم برحسب (الف) مقادیر نسبی، و (ب) مقادیر کمی. AC، کمپرسور هوا؛ CC، محفظه احتراق؛ GT، توربین گازی؛ HRSG، مولد بخار با قابلیت بازیابی گرما؛ Cond، کندانسور؛ ST، توربین بخار؛ MED-RO، سیستم تقطیر با تأثیر چندگانه و اسمز معکوس.

شکل ۷. ب. نشان می‌دهد که بیشترین هزینه تخریب انرژی اجتناب‌پذیر مربوط به محفظه احتراق (۱/۵۷۵ دلار در ساعت)، و پس از آن، تأسیسات HRSG (۱۴۵،۱ دلار در ساعت)، کندانسور (۱۰۳،۲ دلار در ساعت) و توربین بخار (۹۳،۹۴ دلار در ساعت) است. علاوه بر این، محفظه احتراق (۳۴۲۷،۸ دلار در ساعت)، توربین بخار (۳۹۸،۱۳ دلار در ساعت)، کندانسور (۳۰۱،۹۴ دلار در ساعت) و HRSG (۲۹۴،۳۵ دلار در ساعت) بالاترین سهم از هزینه‌های تخریب انرژی را به خود اختصاص می‌دهند. بنابراین، بهبود عملکرد در این بخش‌ها بیشترین پتانسیل را برای کاهش هزینه تخریب انرژی در کل سیستم دارد.

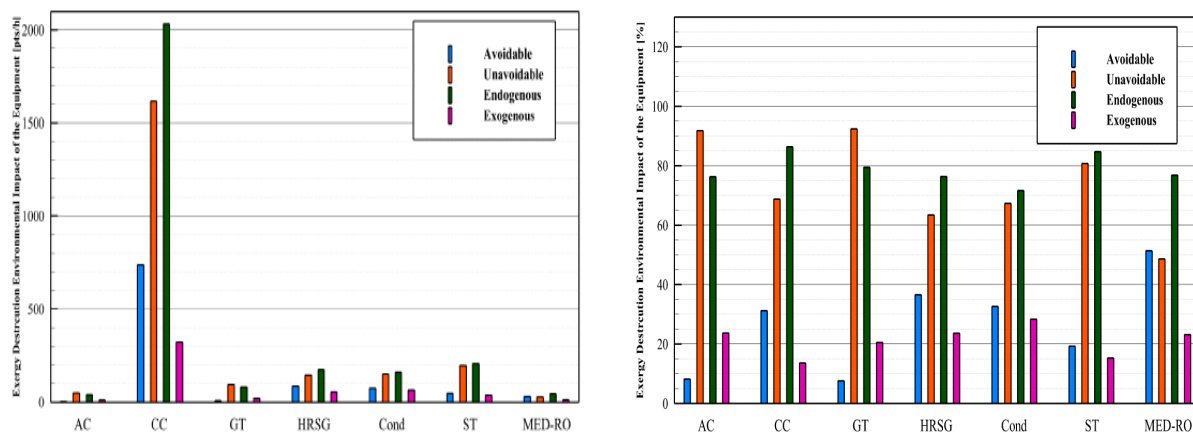


شکل ۷. توزیع‌های هزینه تخریب اگزرژی اجتناب‌پذیر و اجتناب‌ناپذیر و تخریب اگزرژی درونی و بیرونی برای اجزای مختلف سیستم برحسب (الف) مقادیر نسبی، و (ب) مقادیر کمی. AC، کمپرسور هوا؛ CC، محفظه احتراق؛ GT، توربین گازی؛ HRSG، مولد بخار با قابلیت بازیابی گرما؛ Cond، کندانسور؛ ST، توربین بخار؛ MED-RO، سیستم تقطیر با تأثیر چندگانه و اسمز معکوس.

توزیع پیامدهای زیست‌محیطی تخریب اگزرژی اجتناب‌پذیر و اجتناب‌ناپذیر و درونی و بیرونی برای اجزای مختلف برحسب مقادیر نسبی و کمی در شکل ۸ نمایش داده شده است. مطابق شکل ۸.الف، بالاترین سهم پیامدهای زیست‌محیطی اگزرژی اجتناب‌پذیر مربوط به تأسیسات آب‌شیرین‌کن MED-RO (۵۱٫۳۷٪)، و پس از آن، تأسیسات HRSG (۳۶٫۵۸٪)، توربین بخار (۶۵٫۳۲٪) و توربین بخار (۲۶٫۳۱٪) است. در نتیجه، اجزای فوق‌الذکر پتانسیل بهبود بالایی برای کاهش پیامدهای زیست‌محیطی تخریب اگزرژی بخش‌های مختلف سیستم دارند. علاوه بر این، بالاترین پیامدهای زیست‌محیطی تخریب اگزرژی درونی به ترتیب به محفظه احتراق (۸۶٫۳۵٪)، توربین بخار (۸۴٫۶۹٪) و توربین گازی (۴۳٫۷۹٪) تعلق دارد. بدین ترتیب، محفظه احتراق، توربین بخار و توربین گازی مناسبترین گزینه‌ها برای کاهش پیامدهای زیست‌محیطی نسبی تخریب اگزرژی در بین اجزای سیستم محسوب می‌شوند.

شکل ۸ همچنین نشان می‌دهد که، حداکثر پیامدهای زیست‌محیطی نسبی اجتناب‌پذیر تخریب اگزرژی ممکن است در هر تجهیزاتی با حداکثر مقدار کمی اجتناب‌پذیر تفاوت معناداری داشته باشد (مثلاً، تأسیسات آب‌شیرین‌کن MED-RO دارای بیشترین مقدار نسبی اجتناب‌پذیر تخریب اگزرژی است، اما محفظه احتراق بیشترین مقدار کمی تخریب اگزرژی اجتناب‌پذیر را دارد). به همین صورت، تجهیزاتی که بالاترین مقدار نسبی پیامدهای زیست‌محیطی تخریب اگزرژی اجتناب‌ناپذیر را دارد، الزاماً بالاترین مقدار کمی آن را ندارد.

شکل ۸.ب نشان می‌دهد که بیشترین پیامدهای زیست‌محیطی تخریب اگزرژی اجتناب‌پذیر مربوط به محفظه احتراق (۷۳۵٫۴۷ نقطه در ساعت)، و پس از آن، تأسیسات HRSG (۸۳٫۵۵ نقطه در ساعت)، کندانسور (۴۶٫۵۹ نقطه در ساعت) و توربین بخار (۲۹٫۵۸ نقطه در ساعت) است. علاوه بر این، محفظه احتراق (۶۱٫۲۰۳۱ نقطه در ساعت)، توربین بخار (۱۷٫۲۰۵ نقطه در ساعت)، HRSG (۱۷۴/۳۸ نقطه در ساعت) و کندانسور (۷۳/۱۶۰ نقطه در ساعت) بالاترین پیامدهای زیست‌محیطی تخریب اگزرژی را به خود اختصاص می‌دهند. بنابراین، بهبود عملکرد در محفظه احتراق، توربین بخار و تأسیسات HRSG، بیشترین پتانسیل را برای کاهش پیامدهای زیست‌محیطی تخریب اگزرژی در کل سیستم دارد.



شکل ۸. توزیع‌های تخریب انرژی اجتناب‌پذیر و اجتناب‌ناپذیر و تخریب انرژی درونی و بیرونی برای اجزای مختلف سیستم برحسب (الف) مقادیر نسبی، و (ب) مقادیر کمی. AC، کمپرسور هوا؛ CC، محفظه احتراق؛ GT، توربین گازی؛ HRSG، مولد بخار با قابلیت بازیابی گرما؛ Cond، کندانسور؛ ST، توربین بخار؛ MED-RO، سیستم تقطیر با تأثیر چندگانه و اسمز معکوس.

(۵) نتیجه‌گیری

با توجه به نیاز جوامع مختلف به برق و آب شیرین، آنالیز و بهینه‌سازی وضعیت تبدیل نیروگاه‌های برق به سیستم‌های هم‌زایش (تولید برق و آب شیرین) حائز اهمیت است. از این جهت، آنالیزهای جامع ترمودینامیکی، اقتصادی و زیست‌محیطی به منظور ارزیابی تبدیل بالقوه نیروگاه‌های سیکل ترکیبی به تأسیسات تولید همزمان برق و آب انجام شدند. برای این منظور، یک روش مدل‌سازی ترمودینامیکی برای نیروگاه سیکل ترکیبی یکپارچه با تأسیسات آب‌شیرین‌کن و اسمز معکوس پیشنهاد شد. علاوه بر این، آنالیزهای عادی و پیشرفته انرژی، انرژی-اقتصادی و انرژی-زیست‌محیطی به منظور ارزیابی پارامترهای عملکردی اصلی سیستم یکپارچه CCPP و تأسیسات آب‌شیرین‌کن MED-RO، و شناسایی پیشرفت‌های بالقوه فنی، اقتصادی و زیست‌محیطی انجام شدند. مطالعه‌ای موردی نیز در مورد نیروگاه برق شهید سلیمی نکا واقع در شمال ایران در راستای دریای خزر ارائه شد.

در مدل‌سازی انرژی نیروگاه برق نکا و سیکل یکپارچه پیشنهادی، نتایج نشان دادند که بازدهی انرژی برای سیکل ترکیبی فعلی ۴۵٫۷٪ و برای سیکل پیشنهادی تولید همزمان ۴۲٫۷٪ است. بالاترین هزینه تخریب انرژی محفظه احتراق ۱٫۰۹ دلار در ثانیه است. بدین ترتیب، این نتایج نشان می‌دهند که بازدهی انرژی نیروگاه پس از یکپارچه‌سازی با تأسیسات آب‌شیرین‌کن حدود ۳٪ کاسته شده است. نتایج تخریب انرژی سیستم یکپارچه نشان می‌دهد که محفظه احتراق، کمپرسور هوا و توربین گازی بیشترین سهم را در تخریب انرژی دارند. بنابراین، این واحدها بالاترین پتانسیل پیشرفت را دارند تا بدین طریق تخریب انرژی کل سیستم کاهش پیدا کند. در مورد بازدهی انرژی سیستم یکپارچه پیشنهادی، توربین‌های گازی و کمپرسورهای هوا به ترتیب بالاترین مقدار ۹۵ و ۹۲ درصد را داشتند، اما تأسیسات اسمز معکوس (۱۹٪)، آب‌شیرین‌کن با تأثیر چندگانه (۳۱٪) و کندانسورها (۳۴٪) کمترین بازدهی انرژی را داشتند. در ارزیابی اقتصادی سیستم یکپارچه پیشنهادی، نتایج نشان می‌دهند که می‌توان هزینه‌های سرمایه‌گذاری و عملیاتی سیستم را با افزایش سهم تأسیسات آب‌شیرین‌کن به روش اسمز معکوس در تخریب انرژی کاهش داد. علت این اتفاق، ضریب انرژی-اقتصادی بالای تأسیسات اسمز معکوس است. گذشته از این، نتایج ارزیابی اقتصادی نشان می‌دهد که هزینه تولید برق برای سیستم یکپارچه پیشنهادی حدود ۰٫۰۳۶ دلار در هر کیلووات-ساعت است، اما هزینه تولید آب شیرین از طریق تأسیسات آب‌شیرین‌کن با تأثیر چندگانه و اسمز معکوس به ترتیب ۲٫۵ و ۱٫۷۵ دلار در هر متر مکعب است.

در آنالیز زیست محیطی سیکل پیشنهادی، نتایج نشان دادند که تأسیسات آب شیرین کن با تأثیر چندگانه (با ۹۰ نقطه در ساعت) و مولد بخار با قابلیت بازیابی گرما (۵,۰۴ نقطه در ساعت) بیشترین پیامدهای زیست محیطی را روی سیکل پیشنهادی دارند.

بالاترین پیامدهای زیست محیطی ناشی از تخریب اگزرژی به محفظه احتراق (۲۳۴۰ نقطه در ساعت) تعلق دارد، در حالی که کمپرسور هوا کمترین مقدار (۰,۰۵ نقطه در ساعت) را داراست. این اتفاق ناشی از تخریب اگزرژی هر یک از تجهیزات است. کمترین مقادیر فاکتور اگزرژی-زیست محیطی به محفظه احتراق و کندانسور، و بیشترین مقادیر آن به توربین گازی (۹۶٪) و کمپرسور هوا (۸۴٪) مربوط می شود. در نهایت، نتایج آنالیزهای پیشرفت اگزرژی، اگزرژی-اقتصادی و اگزرژی-زیست محیطی نشان داد که تأسیسات آب شیرین کن دارای بیشترین مقادیر نسی تخریب اگزرژی اجتناب پذیر، هزینه تخریب اگزرژی و پیامدهای زیست محیطی تخریب اگزرژی هستند. محفظه احتراق بیشترین مقادیر کمی اجتناب پذیر را برای پارامترهای یکسان دارد. علاوه بر این، آنالیزهای پیشرفته نشان می دهند که بهبود عملکرد در تجهیزات مختلف می تواند تخریب اگزرژی، هزینه تخریب اگزرژی و آثار زیست محیطی تخریب اگزرژی کل سیستم را بطور معناداری کاهش دهد.

آنالیز اگزرژی پیشرفته که در این پژوهش انجام می شود، شناسایی پتانسیل بهبود اقتصادی، فنی و زیست محیطی بخش های مختلف سیستم را ممکن می سازد. اجزایی را که در آنالیز قبلی شناسایی شدند می توان مناسب ترین گزینه ها برای بهبود بازدهی کلی در نظر گرفت. کاهش تخریب اگزرژی در این بخش ها امکان بهبود عملکردشان را فراهم می کند که منجر به بهبود بازدهی کل سیستم و کاهش آثار مضرشان بر هزینه ها و پیامدهای زیست محیطی سیستم می شود. از آنجایی که این بخش ها بیشترین تأثیر را روی سیستم دارند، بهبودشان تأثیر چشمگیری دارد. برای بهبود عملکرد و کاهش تخریب اگزرژی بخش های انتخابی، باید اقداماتی برای هر بخش انجام داد. تحقیقات آتی می توانند به عنوان موضوعی جذاب به روش های عملی جلوگیری از برگشت ناپذیری بخش های مختلف سیستم یکپارچه پردازند.

پیوست A

جدول A1. معادلات مدلسازی برای سیستم تقطیر با اثر چندگانه (MED)

معادلات مدلسازی	جزء
$PR = \frac{\dot{m}_D}{\dot{m}_s}, RR = \frac{\dot{m}_D}{\dot{m}_F}$ عملکرد: $FX_F = BX_B, FX_F = B_e.X_{B_e}$ اثر نام تعادل جرم: $D_c \Delta h_{D_c} = D h_D + B h_B - F h_F$ اثر نام تعادل انرژی: $BPE_D = T_D - T_{D_{sat}}$ تراز ارتفاعی نقطه جوش: $D_c \Delta h_{D_c} = A_e U_e (T_{D_{sat}}^{preu} - T_e)$ مساحت: $U_e = 10^{-3} [1939.1 + 1.40562(T_{D_{sat}}^{preu} - 273.15) - 0.0207525(T_{D_{sat}}^{preu} - 273.15)^2 + 0.0023186(T_{D_{sat}}^{preu} - 273.15)^3]$ اختلاف دمای ترمینال: $\Delta T_{TER} = T_c - T_e$ فلش بکس اُمین تعادل جرمی: $D_{bd} + D_{fb} = D_{bd}^{in} + D_c$ فلش بکس i مین تعادل انرژی: $D_{bd} \cdot h_{D_{bd}} + D_{fb} \cdot h_{D_{fb}} = D_{bd}^{in} \cdot h_{D_{bd}^{in}} + D_c \cdot h_{D_c}$ فیدهیتر: $Q_{fh} = D_c (h_{D_c}^{in} - h_{D_c}^{out}) = \dot{m}_F (h_{m_F}^{out} - h_{m_F}^{in})$ $Q_{fh} = A_{fh} U_{fh} \frac{T_{m_F}^{in} - T_{m_F}^{out}}{\ln \left(\frac{T_{D_{c,sat}} - T_{m_F}^{out}}{T_{D_{c,sat}} - T_{m_F}^{in}} \right)}$ $U_{fh} = 10^{-3} [1617.5 + 0.1537(T_{D_{c,sat}} - 273.15) + 0.1825(T_{D_{c,sat}} - 273.15)^2 - 0.00008026(T_{D_{c,sat}} - 273.15)^3]$	MED
$Q_{cond} = D_c (h_{D_c}^{in} - h_{D_c}^{out}) = \dot{m}_{cond} (h_{sw}^{out} - h_{sw}^{in})$ $Q_{cond} = A_c U_c \frac{T_{sw}^{in} - T_{sw}^{out}}{\ln \left(\frac{T_D - T_{sw}^{in}}{T_D - T_{sw}^{out}} \right)}$ $U_c = 10^{-3} [1617.5 + 0.1537(T_D - 273.15) + 0.1825(T_D - 273.15)^2 - 0.00008026(T_D - 273.15)^3]$ $\dot{m}_D = \sum_{i=1}^n D(i)$ $\dot{m}_S = D_c(1)$ $\dot{m}_F = F(1)$ $\dot{m}_B = B(n)$ $SA = \frac{\sum A_e + \sum A_{fh} + A_c}{\dot{m}_D}$ مساحت ویژه:	کندانسور

جدول A2. معادلات مدل سازی برای تأسیسات آب شیرین کن RO

$$RR = \frac{\dot{m}_D}{\dot{m}_F}$$

$$RR = RR|_{T=25} \cdot \frac{J_w}{J_w|_{T=25}}$$

$$\dot{m}_F = \dot{m}_D + \dot{m}_B$$

$$\dot{m}_F = \dot{m}_{cwb, MED}$$

$$\dot{W}_{RO} = \frac{\dot{m}_{F(PFeed-P37)} \cdot 100}{\rho \cdot \eta_{pump}}$$

$$J_w = \frac{D_w C_w V_w}{RTe[k]} \{ (p_F - p_D) - (\pi_F - \pi_D) \}$$

$$\pi_i = \frac{385 \cdot sal_i \cdot T_i}{0.14507 (1000 - 10sal_i)}$$

T: میانگین دمای RO

R: ثابت عمومی گازها

e: ضخامت غشاء

V_w : حجم مولی آب

C_w : غلظت آب

$$D_w = \frac{k \cdot T [^0K]}{3\pi_F \mu_w d_s}$$

$$\mu_w = 4.23 \times 10^{-5} + [0.157(T_F + 64.993)^2 - 91.296]^{-1}$$

$$d_s = 0.076 MW_w$$

d_s : قطر استاکس

MW : وزن مولکولی

$$sal_B = \frac{sal_F}{1 - RR}$$

$$h_{distilate} = \frac{h_{feed} - RR \cdot h_{brine}}{1 - RR}$$

جدول A3. سرمایه‌گذاری ثابت برای اجزای مختلف سیستم

مرجع	معادله هزینه (دلار)	جزء
[۲۱]	$44.71 \cdot m_a \cdot r_{p,AC} \cdot \ln(r_{p,AC}) \frac{1}{0.95 - \eta_{AC}}$	AC
[۲۱]	$\frac{28.98 m_a}{0.995 - \left(\frac{p_{out}}{p_{in}}\right)} (1 + e^{(0.015(T_{out} - 1540))})$	CC
[۳۳]	$479.34 \frac{m_{fg}}{0.93 - \eta_{GT}} \ln(r_{p,GT}) (1 + e^{(0.036 T_{in} - 54.4)})$	GT
[۳۳]	$6570 \left[\left(\frac{Q_{EC}}{\Delta T_{EC}} \right)^{0.8} + \left(\frac{Q_{EV}}{\Delta T_{EV}} \right)^{0.8} + \left(\frac{Q_{SH}}{\Delta T_{SH}} \right)^{0.8} \right] + 21276 \cdot m_w + 1184.4 \cdot m_{fg}^{1.2}$	HRSG
[۲۵]	$6570 \left(\frac{Q_{DEA}}{\Delta T_{DEA}} \right)^{0.8}$	هواگیر
[۳۴]	$3540 \cdot W_{pump}^{0.71}$	پمپ
[۲۵]	$\sum PEC_{effects} + \sum PEC_{feed-heaters} + \sum PEC_{flash-boxes} + PEC_{condenser}$ $PEC_{HX} = 12.000 \left(\frac{Area}{100} \right)^{0.6}$ $PEC_{membrane} + PEC_{pretreat} + PEC_{RO-pump} + PEC_{RO-valve}$ $PEC_{membrane} = NO_{membrane} \cdot PEC_{one-membrane}$	MED
[۳۵، ۳۶]	$PEC_{one-membrane} = 7846$ $PEC_{pretreat} = 996 \cdot \xi_1 \left(\frac{\dot{m}_{RO-feed}}{\rho} \cdot 24.3600 \right)^{0.8}$ $\xi_1 = 1.399 : \text{inf lation factor}$ $PEC_{RO-pump} = 393.000 \xi_1 + 701.19.14.5 \cdot P_{RO-feed}$ $PEC_{RO-valve} = 8.07 \cdot 0.989 \dot{m} \left(\frac{T_i}{P_i} \right)^{0.05} P_e^{-0.75}$	RO
[۳۴]	$\frac{\eta_{ST}}{0.85} \times 10^{(2.6259 + 1.4398 \cdot \log_{10}(W_{ST}) - 0.1776(\log_{10}(W_{ST}))^2)}$	ST

AC، کمپرسور هوا؛ CC، محفظه احتراق؛ GT، توربین گازی؛ HRSG، مولد بخار با قابلیت بازیابی گرما؛ MED تقطیر با تأثیر چندگانه؛ RO، اسمز معکوس؛ ST، توربین بخار.

جدول A4. اعتبارسنجی نتایج شبیه سازی ترمودینامیکی جریانات مختلف فرایند

P(bar)			T(°C)			$\dot{m}(\text{kg/s})$			
خطا (%)	ترموفلکس	متلب	خطا (%)	ترموفلکس	متلب	خطا (%)	ترموفلکس	متلب	
0.00	1.010	1.010	0.00	20.00	20.00	0.92	491.10	495.60	1
0.00	10.800	10.800	2.08	344.40	337.25	0.92	491.10	495.60	2
2.90	10.300	10.001	0.01	970.90	971.00	1.08	498.90	504.30	3
1.94	1.030	1.010	4.97	528.40	502.12	1.08	498.90	504.30	4
1.94	1.030	1.010	4.97	528.40	502.12	1.08	498.90	504.30	5
1.94	1.030	1.010	1.14	441.30	436.26	1.08	498.90	504.30	6
1.94	1.030	1.010	2.41	318.70	311.01	1.08	498.90	504.30	7
0.98	1.020	1.010	1.94	257.90	252.89	1.08	498.90	504.30	8
1.98	1.020	1.010	1.83	255.60	250.93	1.08	498.90	504.30	9
1.98	1.010	1.010	4.07	231.10	221.69	1.08	498.90	504.30	10
0.00	1.010	1.010	2.91	206.40	200.39	1.08	498.90	504.30	11
0.00	1.010	1.010	2.76	202.60	197.02	1.08	498.90	504.30	12
0.00	1.010	1.010	0.18	168.20	168.50	1.08	498.90	504.30	13
0.00	0.213	0.213	0.04	61.45	61.43	1.08	498.90	504.30	14
3.76	0.213	0.221	2.86	61.45	63.21	1.08	498.90	504.30	15
3.76	0.213	0.221	2.86	61.45	63.21	3.80	60.72	63.03	16
0.77	4.938	4.900	2.75	61.54	63.21	3.80	60.72	63.03	17
0.77	4.938	4.900	4.03	60.78	63.21	3.80	60.72	63.03	18
0.77	4.938	4.900	0.55	126.70	63.23	4.33	63.93	66.70	19
4.31	10.450	10.000	2.20	128.90	63.23	4.33	63.93	66.70	20
2.93	98.900	96.000	1.58	128.90	126.00	4.33	63.93	66.70	21
4.31	10.450	10.000	1.05	181.80	126.06	2.17	9.18	8.98	22
3.29	10.340	10.000	1.05	181.80	126.87	1.81	54.75	55.74	23
3.29	10.340	10.000	0.21	236.50	179.89	2.17	9.18	8.98	24
1.94	97.900	96.000	2.70	185.00	179.89	2.17	9.18	8.98	25
0.93	96.900	96.000	0.22	308.70	236.00	2.17	9.18	8.98	26
0.93	96.900	96.000	0.22	308.70	180.00	1.81	54.75	55.74	27
0.00	96.000	96.000	0.19	522.00	308.01	1.81	54.75	55.74	28
3.29	10.340	10.000	0.21	236.50	523.00	1.81	54.75	55.74	29
0.61	4.930	4.900	0.16	70.11	236.00	1.86	3.22	3.28	32
0.00	1.010	1.010	0.00	20.00	20.00	4.49	82.86	79.14	33
0.39	1.014	1.010	1.10	44.49	44.00	0.88	13.60	13.48	34
0.39	1.014	1.010	0.84	47.60	48.00	4.29	48.75	46.66	35
0.00	4.500	4.500	2.04	46.54	47.49	0.00	20.00	20.00	36
0.00	1.010	1.010	4.62	46.13	44.00	0.87	6.90	6.84	39
0.00	1.010	1.010	1.97	47.69	46.75	0.91	6.90	6.54	40

جدول A5. اعتبارسنجی نتایج شبیه‌سازی ترمودینامیکی اجزای مختلف سیستم

اجزای سیستم	متلب (مگاوات)	ترموفلکس (مگاوات)	خطا(%)
$W_{GT\text{ Pack}}$	132.15	132.02	0.10
W_{AC}	158.02	159.63	1.01
W_{GT}	290.16	291.65	0.51
Q_{HPSH}	40.76	42.05	3.07
Q_{LPSH}	18.1	18.23	0.71
Q_{HPEV}	77.51	73.82	5.00
Q_{LPEV}	18.11	18.55	2.37
Q_{HPEC2}	35.97	34.39	4.59
Q_{HPEC1}	13.18	13.31	0.98
Q_{LPEC}	2.09	2.05	1.95
Q_{PRE}	17.65	17.86	1.18
W_{ST}	64.78	62.76	3.22
Q_{cond}	140.27	138.58	1.22
PR_{MED}	5.41	5.32	1.69
RR_{RO}	0.5242	0.512	2.38

جدول A6. نتایج آنالیز عادی انرژی، اقتصادی و زیست محیطی برای جریانهای مختلف فرایند

B (pts / h)	b (pts / GJ)	$\dot{C}$ US\$ / min	C US\$ / GJ	$\dot{E}_x$ (MW)	P(bar)	T(° C)	$\dot{m}$ (kg / s)	جریانهای فرایند
0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	1.010	20.00	495.60	1
3055.32	5.78	89.29	10.13	146.94	10.800	337.25	495.60	2
7865.85	5.15	219.95	8.63	424.59	10.001	971.00	504.30	3
2258.82	5.15	63.16	8.63	121.93	1.010	502.12	504.30	4
2258.82	5.15	63.16	8.63	121.93	1.010	502.12	504.30	5
1802.13	5.15	50.39	8.63	97.28	1.010	436.26	504.30	8
1019.06	5.15	28.50	8.63	55.01	1.010	311.01	504.30	9
704.94	5.15	19.71	8.63	38.05	1.010	252.89	504.30	10
695.02	5.15	19.43	8.63	37.52	1.010	250.93	504.30	11
552.70	5.15	15.45	8.63	29.83	1.010	221.69	504.30	12
456.42	5.15	12.76	8.63	24.64	1.010	200.39	504.30	13
441.75	5.15	12.35	8.63	23.85	1.010	197.02	504.30	14
325.10	5.15	9.09	8.63	17.55	1.010	168.50	504.30	15
345.52	5.80	10.75	10.83	16.54	0.213	61.43	63.03	16
271	5.80	0.08	10.83	0.13	0.221	63.21	63.03	17
271	5.80	0.08	10.83	0.13	0.221	63.21	63.03	18
3.47	6.05	0.13	13.10	0.16	4.900	63.23	66.70	19
3.67	6.05	0.13	13.10	0.17	4.900	63.23	66.70	20
120.35	8.99	4.05	18.17	3.72	4.900	126.00	66.70	21
16.32	8.97	0.55	18.28	0.51	10.000	126.06	8.98	22
117.76	8.65	4.07	17.94	3.78	96.000	126.87	55.74	23
30.99	7.44	1.34	19.30	1.16	10.000	179.89	8.98	24
173.38	6.38	5.91	13.06	7.54	10.000	179.89	8.98	25
184.85	6.41	6.88	14.30	8.02	10.000	236.00	8.98	26
214.07	7.53	7.43	15.69	7.89	96.000	180.00	55.74	27
528.28	6.25	17.68	12.55	23.49	96.000	308.01	55.74	28
1311.53	5.89	41.37	11.14	61.90	96.000	308.01	55.74	29
1771.38	5.80	55.10	10.83	84.77	96.000	523.00	55.74	32
77.10	6.41	2.87	14.30	3.34	10.000	236.00	3.28	33
1.71	6.41	0.06	14.30	0.07	4.900	70.00	3.28	34
0.00	0.00	0.00	0.00	0.20	1.010	20.00	79.14	35
0.00	0.00	0.00	0.00	0.08	1.010	44.00	13.48	36
0.00	0.00	0.00	0.00	0.81	1.010	48.00	46.66	37
168.33	295.28	3.01	316.89	0.16	4.500	47.49	20.00	38
5.48	36.42	0.72	288.32	0.04	1.010	44.00	6.84	39
0.00	0.00	0.00	0.00	0.22	1.010	46.75	6.54	40

فهرست منابع

1. Najafi, B.; Shirazi, A.; Aminyavari, M.; Rinaldi, F.; Taylor, R. A Exergetic, economic and environmental analyses and multiobjective optimization of an SOFC-gas turbine hybrid cycle coupled with an MSF desalination system. *Desalination* 2014, 334, 46–59. [CrossRef]
2. Modabber, H.V.; Manesh, M.H.K. Optimal Exergetic, Exergoeconomic and Exergoenvironmental Design of Polygeneration System based on Gas Turbine-Absorption Chiller-Solar Parabolic Trough Collector Units Integrated with Multi-Effect Desalination Thermal Vapor Compressor- Reverse Osmosis Desalination Systems. *Renew. Energy* 2020, 165, 533–552.
3. Al-Zahrani, A.; Orfi, J.; Al-Suhaibani, Z.; Salim, B.; Al-Ansary, H. Thermodynamic Analysis of a Reverse Osmosis Desalination Unit with Energy Recovery System. *Procedia Eng.* 2012, 33, 404–414. [CrossRef]
4. Sadri, S.; Ameri, M.; Khoshkhoo, R.H. Multi-objective optimization of MED-TVC-RO hybrid desalination system based on the irreversibility concept. *Desalination* 2017, 402, 97–108. [CrossRef]
5. Blanco-Marigorta, A.M.; Masi, M.; Manfrida, G. Exergo-environmental analysis of a reverse osmosis desalination plant in Gran Canaria. *Energy* 2014, 76, 223–232. [CrossRef]
6. Calise, F.; d'Accadia, M.D.; Piacentino, A. Exergetic and exergoeconomic analysis of a renewable polygeneration system and viability study for small isolated communities. *Energy* 2015, 92, 290–307. [CrossRef]
7. Mokhtari, H.; Sepahvand, M. Thermoeconomic and exergy analysis in using hybrid systems (GT + MED + RO) for desalination of brackish water in Persian Gulf. *Desalination* 2016, 399, 1–15. [CrossRef]
8. Almutairi, A.; Pilidis, P.; Al-Mutawa, N.; Al-Weshahi, M. Energetic and exergetic analysis of cogeneration power combined cycle and ME-TVC-MED water desalination plant: Part-1 operation and performance. *Appl. Therm. Eng.* 2016, 103, 77–91. [CrossRef]
9. Shahzad, M.W.; Ng, K.C.; Thu, K. An improved cost apportionment for desalination combined with power plant: An exergetic analyses. In *Applied Mechanics and Materials*; Trans Tech Publications Ltd.: Stafa-Zurich, Switzerland, 2016.
10. Eveloy, V.; Rodgers, P.; Qiu, L. Integration of an atmospheric solid oxide fuel cell-gas turbine system with reverse osmosis for distributed seawater desalination in a process facility. *Energy Convers. Manag.* 2016, 126, 944–959. [CrossRef]
11. Ng, K.C.; Shahzad, M.W.; Son, H.S.; Hamed, O. A An exergy approach to efficiency evaluation of desalination. *Appl. Phys. Lett.* 2017, 110, 184101. [CrossRef]
12. Arani, A.M.A.; Zamani, V.; Behbahaninia, A. Economic analysis of a combined power and desalination plant considering availability changes due to degradation. *Desalination* 2017, 414, 1–9. [CrossRef]
13. Salimi, M.; Amidpour, M. Investigating the integration of desalination units into cogeneration systems utilizing R-curve tool. *Desalination* 2017, 419, 49–59. [CrossRef]
14. Ameri, M.; Ahmadi, P.; Khanmohammadi, S. Exergy analysis of a 420 MW combined cycle power plant. *Int. J. Energy Res.* 2008, 32, 175–183.
15. Vazini Modabber, H.; Manesh, M.H.K. Exergetic Exergoeconomic and Exergoenvironmental Multi-Objective Genetic Algorithm Optimization of Qeshm Power and Water Cogeneration Plant. *Gas Process.* 2019, 7, 1–28.
16. Moghimi, M.; Emadi, M.; Akbarpoor, A.M.; Mollaei, M. Energy and exergy investigation of a combined cooling, heating, power generation, and seawater desalination system. *Appl. Therm. Eng.* 2018, 140, 814–827. [CrossRef]

17. Petrakopoulou, F.; Tsatsaronis, G.; Morosuk, T. Advanced Exergoeconomic Analysis of a Power Plant with CO₂ Capture. *Energy Procedia* 2015, 75, 2253–2260. [CrossRef]
18. Bejan, A.; Tsatsaronis, G.; Moran, M.J. *Thermal Design and Optimization*; Wiley: New York, NY, USA, 1996.
19. Mistry, K.H.; Antar, M.A.; Lienhard, J.H. An improved model for multiple effect distillation. *Desalination Water Treat.* 2013, 51, 807–821. [CrossRef]
20. Wagner, W.; Kretzschmar, H.J. *International Steam Tables—Properties of Water and Steam based on the Industrial Formulation IAPWSIF97: Tables, Algorithms, Diagrams, and CD-ROM Electronic Steam Tables—All of the Equations of IAPWS-IF97 Including a Complete Set of Supplementary Backward Equations for Fast Calculations of Heat Cycles, Boilers, and Steam Turbines*; Springer: Berlin/Heidelberg, Germany, 2007.
21. Dincer, I.; Rosen, M.A.; Ahmadi, P. *Optimization of Energy Systems*; Wiley: New York, NY, USA, 2017.
22. Valero, A.; Lozano, M.A.; Serra, L.; Tsatsaronis, G.; Pisa, J.; Frangopoulos, C.; von Spakovsky, M.R. CGAM problem: Definition and conventional solution. *Energy* 1994, 19, 279–286. [CrossRef]
23. Dincer, I.; Rosen, M.A. Chapter 3—Chemical Exergy, in *Exergy*, 2nd ed.; Dincer, I., Rosen, M.A., Eds.; Elsevier: Amsterdam, The Netherlands, 2013; pp. 31–49.
24. Sharqawy, M.H.; Zubair, S.M.; Lienhard, J.H. Second law analysis of reverse osmosis desalination plants: An alternative design using pressure retarded osmosis. *Energy* 2011, 36, 6617–6626. [CrossRef]
25. Cavalcanti, E.J.C. Exergoeconomic and exergoenvironmental analyses of an integrated solar combined cycle system. *Renew. Sustain. Energy Rev.* 2017, 67, 507–519. [CrossRef]
26. Goedkoop, M.; Effting, S.; Collignon, M. *The Eco-indicator 99: A Damage Oriented Method for Life-cycle Impact Assessment : Manual for Designers*; PRé, Product Ecology Consultants: Amersfoort, The Netherlands, 2000.
27. Raluy, G.; Serra, L.; Uche, J. Life cycle assessment of MSF, MED and RO desalination technologies. *Energy* 2006, 31, 2361–2372. [CrossRef]
28. Petrakopoulou, F.; Tsatsaronis, G.; Morosuk, T.; Carassai, A. Advanced exergoeconomic analysis applied to a complex energy conversion system. *J. Eng. Gas Turbines Power* 2012, 134, 031801. [CrossRef] *Processes* 2021, 9, 59 29 of 29
29. Tsatsaronis, G.; Park, M.-H. On avoidable and unavoidable exergy destructions and investment costs in thermal systems. *Energy Convers. Manag.* 2002, 43, 1259–1270. [CrossRef]
30. Anvari, S.; Saray, R.K.; Bahlouli, K. Conventional and advanced exergetic and exergoeconomic analyses applied to a tri-generation cycle for heat, cold and power production. *Energy* 2015, 91, 925–939. [CrossRef]
31. Boyano, A.; Morosuk, T.; Blanco-Marigorta, A.M.; Tsatsaronis, G. Conventional and advanced exergoenvironmental analysis of a steam methane reforming reactor for hydrogen production. *J. Clean. Prod.* 2012, 20, 152–160. [CrossRef]
32. Zhou, W.; Song, L.; Guan, T.K. A numerical study on concentration polarization and system performance of spiral wound RO membrane modules. *J. Membr. Sci.* 2006, 271, 38–46. [CrossRef]
33. Ghaebi, H.; Saidi, M.H.; Ahmadi, P. Exergoeconomic optimization of a trigeneration system for heating, cooling and power production purpose based on TRR method and using evolutionary algorithm. *Appl. Therm. Eng.* 2012, 36, 113–125. [CrossRef]
34. Boyaghchi, F.A.; Heidarnajad, P. Thermoeconomic assessment and multi objective optimization of a solar micro CCHP based on Organic Rankine Cycle for domestic application. *Energy Convers. Manag.* 2015, 97, 224–234. [CrossRef]

35. Park, C.; Park, P.K.; Mane, P.P.; Hyung, H.; Gandhi, V.; Kim, S.H.; Kim, J.H. Stochastic cost estimation approach for full-scale reverse osmosis desalination plants. J. Membr. Sci. 2010, 364, 52–64. [CrossRef]
36. El-Sayed, Y.M. The Thermoeconomics of Energy Conversions; Elsevier Science: Amsterdam, The Netherlands, 2013.

Analysis of exergy, exergy-economic and exergy-environmental of combined cycle power plant with desalination water

Majid Mehran¹, Farivar Fa Zalpour², Alir Za Saraei³

Technical Department of Energy System Engineering. South Tehran Branch, Islamic Azad university, Tehran, Iran.

Received: October 2023

Accepted: March 2023

Abstract

The global population growth and human lifestyle transformation have escalated the need for fresh water and energy, a challenge which can be tackled by using industrial desalination facilities. The research innovation of this study is to determine the feasibility of integrating Shahid Salimi Neka Combined Cycle Power Plant (CCPP) (Neka County, Mazandaran Province, Iran) with multiple-effect distillation and reverse osmosis (MED-RO) facilities through a conventional comprehensive analysis as well as advanced analyses of exergy, economic exergy, and environmental exergy. For this purpose, mathematical programming is first used for thermodynamic CCPP modeling. After that, a mathematical model is proposed to integrate the existing CCPP into MED-RO facilities. Finally, the foregoing conventional and advanced analyses are conducted to evaluate the primary performance parameters of the integrated CCPP–MED-RO system and identify potentially technical, economic, and environmental advances. The results indicated a 3.79% increase in fuel consumption after the CCPP was integrated with desalination facilities. The exergy efficiency of the advanced system was reported 42.7%, and the maximum cost of the combustion chamber exergy destruction was estimated at \$1.09 per second. According to economic and environmental analyses of the integrated system, gas turbines would have the highest investment cost (*i.e.*, \$0.047 per second), whereas the MED system would have the maximum environmental impact factor (*i.e.*, 0.025 points per second).

Keywords: mathematical modeling and simulation, desalination, water and electricity generation, combined cycle power plant (CCPP), multiple-effect distillation (MED), reverse osmosis (RO), advanced exergy analysis, economic exergy analysis, environmental exergy analysis

*corresponding author: F_fazelpour@azad.ac.ir

Cite this article as: Majid Mehran, Farivar Fa Zalpour, Alir Za Saraei, Analysis of exergy, exergy-economic and exergy-environmental of combined cycle power plant with desalination water. Journal of Energy Conversion, 2023, 10(2), 65-96. **DOR:** [20.1001.1.20089813.1402.10.2.3.3](https://doi.org/10.1001.1.20089813.1402.10.2.3.3)