



بررسی سیکل فرابحرانی دی اکسید کربن با تراکم مجدد: مقایسه از دیدگاه تحلیل انرژی پیشرفته و ترموآکونومیک

محسن فلاح^{*} ۱، زهرا محمدی جهانگیر^۲، سید محمد سید محمودی^۲

۱- دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه شهید مدنی آذربایجان، تبریز، ایران

۲- دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، تبریز، ایران

تاریخچه داوری:

دریافت: ۱۳۹۸/۰۹/۰۴

بازنگری: ۱۳۹۸/۱۲/۲۹

پذیرش: ۱۳۹۹/۰۲/۱۴

ارائه آنلاین: ۱۳۹۹/۰۳/۱۶

کلمات کلیدی:

ترموآکونومیک
نابودی انرژی درونزا
نابودی انرژی برونزا
نابودی انرژی اجتناب پذیر
نابودی انرژی اجتناب ناپذیر.

خلاصه: در این مقاله، سیکل فرابحرانی دی اکسید کربن با تراکم مجدد از دیدگاه تحلیل انرژی پیشرفته و ترموآکونومیک، برای شناخت پتانسیل‌های واقعی و اولویت‌بندی مناسب بهبود اجزاء سیکل مورد بررسی و مقایسه قرار گرفته است. در تحلیل انرژی پیشرفته، علاوه بر محاسبه نابودی انرژی برونزای کل برای جزء مورد نظر، سهم و تأثیر هر یک از دیگر اجزاء و ترکیب آن‌ها در ایجاد این ناکارآمدی نیز مشخص شده است. در تحلیل ترموآکونومیک سیستم نیز هزینه واحد محصول، هزینه سرمایه‌گذاری و هزینه نابودی انرژی برای اجزاء سیستم محاسبه شده است. اولویت بهبود براساس تحلیل انرژی پیشرفته، به ترتیب به بازیاب دما بالا، توربین، کمپرسور ۱، پیش‌خنک‌کن، بازیاب دما پایین، کمپرسور ۲ و رآکتور به دلیل دارا بودن بیشترین نرخ نابودی انرژی اجتناب پذیر درونزا اختصاص می‌یابد. که این اولویت‌بندی با نتایج تحلیل انرژی معمولی متفاوت است. همچنین، بر اساس تحلیل ترموآکونومیک، بهبود توربین و رآکتور، توجیه اقتصادی ندارد. با این حال نتایج نشان می‌دهد که حتی با صرف نظر کردن از بهبود این دو جزء، به دلیل بالا بودن هزینه اقتصادی آن‌ها و با بهبود سایر اجزای سیکل براساس اولویت بندی تحلیل انرژی پیشرفته امکان افزایش بازده انرژی سیکل از ۴۷/۲۹٪ به ۶۳/۴۷٪ و بازده انرژی سیکل از ۳۴/۱۵٪ به ۴۵/۸۴٪ وجود دارد.

۱- مقدمه

مورد مطالعه قرار دادند. تساتسارونیس و پارک [۲] توانستند نابودی انرژی اجتناب پذیر و اجتناب ناپذیر و هزینه‌های سرمایه‌گذاری کمپرسورها، توربین‌ها، مبدل‌های حرارتی و محفظه‌های احتراق را برای سیستم تولید هم‌زمان بیان کنند. کلی [۳] تحلیل انرژی پیشرفته را به روش‌های مختلف برای سیستم‌های تبدیل انرژی انجام داد و به این نتیجه رسید که روش چرخه‌های ترمودینامیکی را برای تمام سیستم‌های تبرید می‌توان اعمال کرد. همچنین روش مهندسی، روش بسیار دقیقی برای مطالعه سیستم‌های حرارتی است اما ناتوانی این روش در تعیین نابودی انرژی اجزاء اتلاف‌کننده همچون شیر خانگی است. تساتسارونیس و مرسوک [۴] یک سیکل تبرید جذبی را مورد بررسی انرژی پیشرفته قرار دادند. آن‌ها چهار روش تحلیل انرژی پیشرفته برای تعیین بخش‌های درونزا و برونزای نابودی انرژی را معرفی کردند. کلی و همکاران [۵] در کار دیگر چهار روش برای محاسبه بخش درونزای نابودی انرژی را معرفی کردند. نتایج مطالعه آن‌ها نشان داد که روش چرخه‌های ترمودینامیکی مناسب‌ترین نتایج را برای سیستم‌ها می‌دهد. در روش ترمودینامیکی فرآیند

در سال‌های اخیر، در تحلیل سیستم‌های تبدیل انرژی، مفهوم انرژی مورد توجه محققین قرار گرفته است. چرا که با به کارگیری انرژی در این تحلیل‌ها، منابع اصلی اتلاف کارآمدی سیستم تعیین می‌شود. علی‌رغم پرمعنی بودن دیدگاه انرژی، تحلیل انرژی متداول قادر به تفکیک و تعیین میزان برهم‌کنش بین اجزای سیستم و نیز تعیین بخش قابل کاهش نابودی انرژی نمی‌باشد که این نقص را می‌توان با تحلیل انرژی پیشرفته برطرف نمود [۱-۵]. تحلیل انرژی پیشرفته برای روش بالقوه تعیین پتانسیل واقعی بهبود اجزای یک سیستم می‌باشد. در واقع در روش تحلیل انرژی پیشرفته با تقسیم نابودی انرژی به بخش‌های درونزا/برونزا و اجتناب پذیر/اجتناب ناپذیر و نیز ترکیب آن‌ها، مسیر برای مطالعات جزئی و دقیق‌تر انرژی سیستم‌های ترمودینامیکی هموارتر می‌شود. ایده تحلیل انرژی پیشرفته برای اولین بار توسط تساتسارونیس [۱] مطرح گردید. تساتسارونیس و همکارانش سیکل‌های مختلفی را از دیدگاه تحلیل انرژی پیشرفته

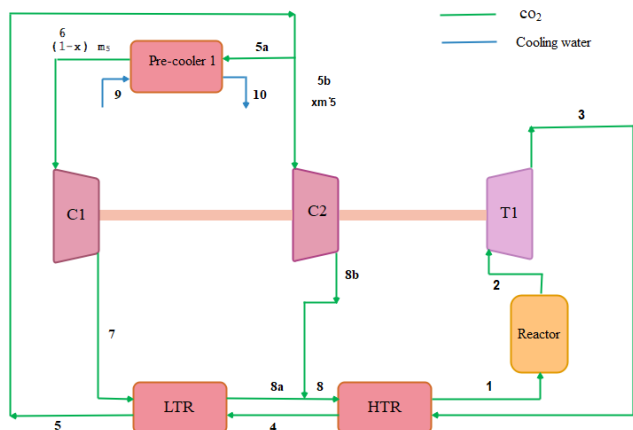
* نویسنده عهده‌دار مکاتبات: mfallah@azaruniv.ac.ir



انبساط واقعی (فرآیند خفانشی) با منبسط‌کننده تئوری جایگزین می‌شود. فلاح و همکاران سیکل کالینا مورد استفاده در منابع زمین گرمایی دما پایین [۶]، سیکل توربین گاز [۷]، پیل سوختی اکسید جامد [۸] و پیل سوختی اکسید جامد با بازخوران جریان آند [۹] را از دیدگاه تحلیل انرژی پیشرفته مورد بررسی قرار دادند و پتانسیل واقعی بهبود اجزاء سیکل‌های مذکور را تعیین کردند. انصاری‌نسب و همکاران [۱۰] فرایند مایع سازی هیدروژن را مورد مطالعه انرژی پیشرفته و انرژی اکتونومیک پیشرفته قرار دادند. آن‌ها نشان دادند که علی‌رغم بالا بودن سهم ناپودی انرژی اجتناب‌ناپذیر در اجزاء این سیکل، پتانسیل قابل توجهی برای بهبود وجود دارد. وانگ و همکارانش [۱۱] با انجام تحلیل انرژی معمولی و پیشرفته بر روی سیستم ذخیره‌ساز هوای فشرده زیر آب نشان دادند که با وجود تفاوت بین نتایج حاصل از انرژی پیشرفته و معمولی، آخرین مرحله کمپرسور بیشترین پتانسیل برای بهبود را داراست. بررسی سیکل تحتانی رانکین آلی کوپل شده با موتور احتراق داخلی، توسط گالیندو و همکارانش [۱۲] نشان داد که اجزاء این سیکل دارای پتانسیل بهبود بالایی می‌باشند و می‌توان نرخ ناپودی انرژی سیکل را تا ۳۶/۵٪ کاهش داد. غلامیان و همکارانش [۱۳] سیستم تبرید آبشاری آمونیاک- کربن دی‌اکسید را با استفاده از تحلیل انرژی پیشرفته مورد مطالعه قرار دادند. نتایج انرژی پیشرفته حاکی از پتانسیل بهبود بالای سیکل می‌باشد و اولویت بهبود را به ترتیب به شیر خفانش و کمپرسور سیکل دی‌اکسیدکربن و مبدل حرارتی آبشاری می‌دهد. همچنین نتایج تحلیل انرژی پیشرفته نشان می‌دهد که بهبود اجزاء سیکل باعث افزایش بازده در حدود ۴۲/۱۳٪ می‌شود و نرخ ناپودی انرژی به ۲۳/۸۱ kW کاهش می‌یابد. اخیراً تحلیل انرژی پیشرفته فرآیندهای بازیابی اتان اصلاح شده با چرخه‌های مختلف تبرید توسط ژانگ [۱۴] و در کار دیگر تحلیل انرژی پیشرفته سیستم تبرید تراکمی اجکتوری سری و موازی توسط ژو و همکارانش [۱۵] انجام گرفته است. وانگ و همکارانش [۱۶] نیز یک سیکل انتقال گرمای جذبی آبشاری را برای استفاده از گرمای اتلافی دما پایین ارائه دادند و آن را از نظر تحلیل انرژی معمولی و پیشرفته و همچنین تحلیل اقتصادی پیشرفته مورد بررسی قرار دادند. آن‌ها نشان دادند که فقط ۲۱/۲۸٪ ناپودی انرژی اجتناب‌پذیر است. نتایج تحلیل اقتصادی پیشرفته نیز نشان می‌دهد که اولویت بهبود اجزاء نسبت به تحلیل

انرژی معمولی متفاوت است. همچنین تحلیل انرژی پیشرفته و اقتصادی بر روی یک سیستم ذخیره انرژی دی‌اکسیدکربن مایع توسط لیو و همکارانش [۱۷] انجام گرفته است. آن‌ها بیان کردند که از دیدگاه انرژی معمولی، کمپرسور بیشترین تأثیر را در نرخ ناپودی انرژی کل دارد. در حالی که نتایج حاصل از انرژی پیشرفته، منبسط‌کننده را به عنوان جزئی که باید در اولویت بهبود قرار گیرد معرفی می‌کند.

در سال‌های اخیر، سیکل فرابحرانی دی‌اکسیدکربن به دلیل خواص مطلوب سیال عامل آن در نقطه بحرانی، توجه زیادی را به خود جلب کرده است. فهر [۱۸] یکی از اولین محققانی بود که اطلاعات ارزشمندی در رابطه با خواص و کاربردهای سیکل فرابحرانی دی‌اکسید کربن ارائه کرده است. بازده حرارتی بالا، نسبت حجم به توان پایین، عدم فرسایش پره‌های توربین و عدم ایجاد کواپتاسیون در پمپ از جمله خواصی است که فهر به آن‌ها اشاره کرده است. همچنین نتایج تحقیقات آنجلینو نشان داد که سیکل دی‌اکسیدکربن با تراکم مجدد کارآمدتر از سایر انواع سیکل‌های دی‌اکسیدکربن است [۱۹]. از دیگر کارهایی که بر روی این سیکل انجام گرفته است، بهبود سیکل فرابحرانی دی‌اکسیدکربن با تراکم مجدد، توسط سرکار [۲۰] می‌باشد. او به نتایج مهمی از جمله برگشت‌ناپذیری بالای مبدل‌های حرارتی نسبت به توربوماشین‌ها در این سیکل اشاره کرد. دوستال و همکارانش [۲۱] تأثیر بازگرمایش تک مرحله ای و دومرحله ای بر بازده سیکل دی‌اکسیدکربن را مورد مطالعه قرار دادند و به این نتیجه رسیدند که تأثیر بازگرمایش تک مرحله ای بر افزایش بازده این سیکل بیشتر است. ساین و همکارانش [۲۲] یک سیکل فرابحرانی دی‌اکسیدکربن را در نیروگاه‌های حرارتی خورشیدی مدل‌سازی کرده و عملکرد آن را مورد بررسی قرار دادند. آن‌ها نتیجه گرفتند که دبی جرمی دی‌اکسیدکربن باید در فصل تابستان کنترل شود. یک سیکل ترکیبی توربین گاز به همراه سیکل برایتون دی‌اکسیدکربن و یک سیکل رانکین آلی توسط نامی و همکارانش [۲۳] مورد مطالعه انرژی اکتونومیک قرار گرفت. نتایج این مطالعه نشان می‌دهد که بیشترین ناپودی انرژی به ترتیب به محفظه احتراق، کمپرسور هوا و توربین گاز مربوط می‌شود. وانگ و همکارانش [۲۴] تجزیه و تحلیل انرژی و انرژی چرخه آبشاری دی‌اکسیدکربن با انرژی خورشیدی و زیست توده را انجام دادند و به این نتیجه رسیدند که سیکل



شکل ۱. پیکربندی سیکل فرابحرانی دی‌اکسیدکربن با تراکم مجدد

Fig. 1. Schematic diagram for the recompression supercritical carbon dioxide

۲- توصیف سیستم

طرح شماتیک سیکل فرابحرانی دی‌اکسیدکربن با تراکم مجدد در شکل ۱ و نمودار دما-آنترپوی تحت شرایط عملکردی واقعی چرخه نیز در شکل ۲ نشان داده شده است. در این سیکل، گاز دی‌اکسیدکربن در رآکتور گرما دریافت کرده و از آن با بیشینه دمای سیکل خارج می‌شود (۲). جریان سیال وارد توربین شده و با انبساطش انرژی چرخشی تولید می‌کند (۳-۲) که توسط ژنراتور به انرژی الکتریکی تبدیل می‌شود. جریان خروجی از توربین ابتدا وارد بازیاب دما بالا (۴-۳) و سپس بازیاب دما پایین می‌شود (۵-۴) و گرمای خود را از دست داده و دمای آن کاهش می‌یابد. جریان خروجی از بازیاب دما پایین به دو قسمت تقسیم می‌شود (حالت ۵). جریان a5 با دبی جرمی بالا و جریان b5 با دبی جرمی پایین. جریان a5 قبل از ورود به کمپرسور ۱ در پیش‌خنک‌کن (۶-۵) گرمای خود را از دست داده و دمایش کاهش می‌یابد و سپس در کمپرسور ۱ تا فشار بالای سیکل فشرده می‌گردد (۷-۶). این جریان پس از خروج از کمپرسور ۱ در بازیاب دما پایین حرارت داده می‌شود و دمای آن افزایش می‌یابد (۷-۸). قسمت دیگر جریان در کمپرسور ۲ تا فشار بالای سیکل فشرده شده (۸-۷) و بعد از خروج از کمپرسور ۲ با جریان اصلی خروجی از بازیاب دما پایین مخلوط می‌شود و سپس وارد بازیاب دما بالا می‌گردد (۸). در بازیاب دما بالا جریان تا دمای ورودی رآکتور حرارت داده می‌شود (۱-۸).

شبیه‌سازی‌ها با استفاده از نرم‌افزار حل معادلات مهندسی

پیشنهادی‌شان یک گزینه مناسب برای استفاده کارآمد از منابع زیست توده و خورشیدی است. سانگ و همکارانش [۲۵] از سیکل دی‌اکسیدکربن برای بازیافت گرمای اتلافی از یک موتور دیزل استفاده کردند. نتایج تحقیقات آن‌ها نشان می‌دهد که بیشترین توان تولیدی سیستم پیشنهادی ۷/۴٪ بیشتر از حالتی است که موتور دیزل به تنهایی مورد استفاده قرار می‌گیرد. اکبری و سیدمحمودی [۲۶] سیکل ترکیبی تولید توان فرابحرانی دی‌اکسیدکربن با سیکل رانکین آلی را ارائه کرده و آن را از نظر انرژی و اکونومیکی مورد بررسی قرار دادند. آن‌ها همچنین عملکرد سیالات مختلف مورد استفاده در سیکل رانکین آلی را مورد مقایسه قرار دادند و به این نتیجه رسیدند که در بین سیالات مورد مطالعه به ترتیب، RC_{318} و ایزوبوتان پایین‌ترین واحد محصول هزینه و بالاترین بازده انرژی سیکل را امکان‌پذیر می‌سازد. محمدی و همکاران [۲۷] مقایسه تحلیل انرژی سیکل با تراکم مجدد را انجام دادند، اما تاثیر عملکرد هر جزء را بر دیگر اجزاء به صورت مجزا بررسی ننمودند. در واقع میزان نابودی انرژی برونزای هر جزء که ناشی از ناکارآمدی دیگر اجزای سیکل می‌باشد را مشخص کردند اما این که سهم هر یک از دیگر اجزاء در این نابودی انرژی چقدر است را مشخص ننمودند.

تحلیل انرژی پیشرفته اطلاعات دقیق‌تری از تاثیر عملکرد اجزاء سیستم بر یکدیگر و پتانسیل واقعی بهبود سیکل را فراهم می‌سازد؛ از سوی دیگر تحلیل ترمودینامیکی، اطلاعات مورد نیاز طراحان در زمینه طراحی و ساخت سیستم‌های ترمودینامیکی مقرون به صرفه را فراهم می‌سازد. مقایسه نتایج حاصل از تحلیل هم‌زمان سیستم‌های ترمودینامیکی از دیدگاه اکونومیک و انرژی پیشرفته، کمک شایانی در انتخاب اجزاء کارآمدتر سیستم، به منظور به حداقل رساندن هزینه‌های اقتصادی و نابودی انرژی را فراهم می‌سازد. سیکل فرابحرانی دی‌اکسیدکربن با تراکم مجدد تاکنون به طور هم‌زمان از دیدگاه تحلیل انرژی پیشرفته و اکونومیک مورد بررسی و مقایسه قرار نگرفته است. در کار حاضر این خلأ اطلاعاتی مرتفع شده است تا اطلاعات مورد نیاز در انتخاب اجزاء کارآمدتر با حداقل هزینه‌های ممکن را در اختیار طراحان قرار دهد. علاوه بر آن، در تحلیل انرژی پیشرفته تاثیر مثبت یا منفی ناکارآمدی هر جزء بر ناکارآمدی دیگر اجزای سیکل، به طور مجزا مورد بررسی قرار گرفته است.

در روابط فوق، $\sum m_i h_i$ نرخ آنتالپی ورودی به حجم کنترل، $\sum m_e h_e$ نرخ آنتالپی خروجی از حجم کنترل می‌باشد. نرخ انرژی ورودی به حجم کنترل و $\sum m_e e_e$ نرخ انرژی خروجی از حجم کنترل است. E_D نرخ نابودی انرژی و E_Q نرخ انرژی مربوط به انتقال گرماست که به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$E_Q = \sum \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \dot{Q} \quad (4)$$

به دلیل عدم وجود تغییرات شیمیایی و با صرف نظر از قابلیت کاردهی انرژی جنبشی و پتانسیل، انرژی جریانی فقط شامل انرژی فیزیکی می‌باشد:

بازده قانون اول و بازده انرژی به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$e_{ph} = (h - T_0 s) - (h_0 - T_0 s_0) \quad (5)$$

معادله مورد استفاده در بررسی انرژی برای جزء k به صورت

زیر می‌باشد:

$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_R} \quad (6)$$

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{E}_{QR}} \quad (7)$$

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

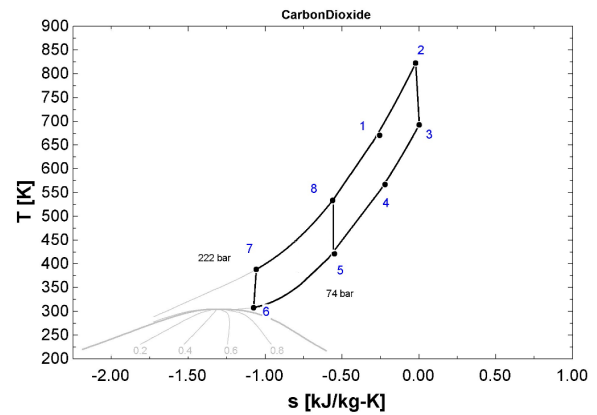
$$\varepsilon_k = \frac{\dot{E}_{P,k}}{\dot{E}_{F,k}} = 1 - \frac{\dot{E}_{D,k}}{\dot{E}_{F,k}} \quad (9)$$

در این معادلات $\dot{E}_{P,k}$ ، $\dot{E}_{F,k}$ ، $\dot{E}_{D,k}$ به ترتیب نرخ نابودی انرژی، نرخ انرژی سوخت و نرخ انرژی محصول جزء k می‌باشد. ε_k نشانگر بازده انرژی می‌باشد.

۳-۲- تحلیل انرژی پیشرفته

تحلیل انرژی پیشرفته به عنوان مفهوم جدید در تحلیل انرژی سیکل‌های ترمودینامیکی بیان می‌کند که نابودی انرژی در یک جزء فقط ناشی از برگشت‌ناپذیری خود جزء نمی‌باشد بلکه بخشی از این نابودی انرژی به دلیل تأثیر برگشت‌ناپذیری سایر اجزاء سیکل بر جزء مورد نظر است.

در تحلیل انرژی پیشرفته، نرخ



شکل ۲. نمودار دما-آنتروپی سیکل فرابحرانی دی‌اکسیدکربن با تراکم مجدد
Fig. 2. The T-s diagram for the recompression supercritical carbon dioxide cycle

مدل‌سازی^۱ شده است. فرضیاتی که در شبیه‌سازی استفاده شده است در ذیل آمده است [۲۶، ۲۸]:

- کلیه اجزاء در شرایط پایا کار می‌کند.
- از تغییرات انرژی جنبشی و پتانسیل چشم‌پوشی شده است.
- انتقال گرما به محیط فقط در پیش‌خنک‌کن صورت می‌گیرد.
- توربین و کمپرسورها دارای بازده ایزنتروپیک می‌باشند.
- کارآمدی^۲ مبدل حرارتی برای بازیاب دما بالا و بازیاب دما پایین تعریف شده است.
- کم‌ترین اختلاف دما در پیش‌خنک‌کن ۱۰ درجه سلسیوس گرفته شده است.

داده‌های ورودی برای شبیه‌سازی برای سیکل فرابحرانی دی‌اکسیدکربن تحت شرایط عملکردی واقعی نیز در جدول ۱ آورده شده است.

۳- تحلیل ترمودینامیکی سیستم

۳-۱- تحلیل انرژی و انرژی معمولی

برای تحلیل انرژی و انرژی سیستم‌های ترمودینامیکی از قانون بقای جرم و قانون اول و دوم ترمودینامیک استفاده می‌شود. با در نظر گرفتن حالت پایا و صرف نظر از انرژی جنبشی و پتانسیل، معادلات بالانس جرمی، بالانس انرژی و بالانس انرژی برای اجزاء سیکل در ادامه آمده است.

$$\sum \dot{m}_i = \sum \dot{m}_e \quad (1)$$

$$\dot{Q} + \sum \dot{m}_i h_i = \sum \dot{m}_e h_e + \dot{W} \quad (2)$$

$$\dot{E}_Q + \sum \dot{m}_i e_i = \sum \dot{m}_e e_e + \dot{W} + \dot{E}_D \quad (3)$$

1 Engineering Equation Solver (EES)

2 Effectiveness

جدول ۱. داده‌های ورودی برای شبیه‌سازی چرخه فرابحرانی دی‌اکسیدکربن با تراکم مجدد در شرایط عملکردی واقعی

Table 1. The input data assumed for the simulation the recompression supercritical carbon dioxide cycle under real operating condition

مقدار	نماد	پارامترها
۲۵ [۲۶]	T_0 (°C)	دمای محیط
۱/۰۱ [۲۶]	P_0 (bar)	فشار محیط
۷۴ [۲۹]	p_3 (bar)	فشار کمینه چرخه (نقطه ۳)
۳ [۲۶]	PR_C	نسبت فشار
۵۵۰ [۲۸]	T_{max} (°C)	دمای بیشینه سیکل
۳۵ [۲۹]	T_{min} (°C)	دمای کمینه سیکل
۸۰۰ [۲۰]	T_r (°C)	دمای سطح راکتور
۰/۹ [۲۰]	η_T (%)	بازده توربین
۰/۸۵ [۲۰]	η_C (%)	بازده کمپرسور ۱ و ۲
۰/۸۶ [۲۰]	$\mathcal{E}_{LTR\&HTR}$	ضریب کارایی بازیاب دما بالا و بازیاب دما پایین
۷/۴ [۳۰]	Fuel cost (\$/MWh)	هزینه سوخت
۶۰۰ [۲۸]	\dot{Q}_R (MW)	گرمای راکتور

نابودی انرژی جز k به دو قسمت درونزا^۱ و برونزا^۲ تقسیم می‌شود:

$$\dot{E}_{D,k} = \dot{E}_{D,k}^{EN} + \dot{E}_{D,k}^{EX} \quad (10)$$

نابودی انرژی برونزا در این جزء ($\dot{E}_{D,k}^{EX}$) نمی‌باشد. اختلاف این دو را نابودی انرژی ترکیبی^۳ می‌نامند و با $\dot{E}_{D,k}^{mex}$ نشان می‌دهند [۳۱]. این سهم از نابودی انرژی ناشی از تاثیر ناکارآمدی ترکیب دیگر اجزاء بر جزء k می‌باشد.

$$\dot{E}_{D,k}^{mex} = \dot{E}_{D,k}^{EX} - \sum_{\substack{r=1 \\ r \neq k}}^{n-1} \dot{E}_{D,k}^{EX,r} \quad (11)$$

همچنین با تقسیم کردن نابودی انرژی به دو قسمت اجتناب پذیر^۴ و اجتناب‌ناپذیر^۵ می‌توان فهم بهتری از پتانسیل بهبود بازده اجزاء سیکل داشت:

$$\dot{E}_{D,k} = \dot{E}_{D,k}^{AV} + \dot{E}_{D,k}^{UN} \quad (12)$$

نابودی انرژی اجتناب‌ناپذیر ($\dot{E}_{D,k}^{UN}$) بخشی از نابودی انرژی است که به علت محدودیت‌های فنی نمی‌توان آن را کاهش داد و

بخشی از نابودی انرژی جزء k که به علت برگشت‌ناپذیری داخلی خود جزء به وجود می‌آید و $\dot{E}_{D,k}^{EX}$ بخشی از نابودی انرژی است که ناشی از تأثیر برگشت‌ناپذیری سایر اجزاء سیکل بر عملکرد جزء k می‌باشد. بخش نابودی انرژی برونزا جزء k ناشی از تأثیر برگشت‌ناپذیری ($n-1$) جزء دیگر سیکل n جزئی را می‌توان با جزئیات بیشتر مورد بررسی قرار داد. در این صورت سهم هر جزء به تنهایی در نابودی انرژی جزء k با استفاده از سیکل هیبریدی Π مشخص می‌شود. در سیکل هیبریدی Π جزء k و r در شرایط واقعی و سایر اجزاء سیکل در شرایط ایده‌آل در نظر گرفته می‌شوند که بخش نابودی انرژی برونزا جزء k ناشی از ناکارآمدی جزء r ($\dot{E}_{D,k}^{EX,r}$) و همچنین، بخش نابودی انرژی برونزا جزء r ناشی از ناکارآمدی جزء k ($\dot{E}_{D,r}^{EX,k}$) به دست می‌آیند.

مجموع نابودی انرژی برونزا جزء k ناشی از برگشت‌ناپذیری جزء r که از سیکل هیبریدی Π به دست می‌آید ($\sum_{r=1, r \neq k}^{n-1} \dot{E}_{D,k}^{EX,r}$) برابر با

- 3 Mexogenous
- 4 Avoidable
- 5 Unavoidable

- 1 Endogenous
- 2 Exogenous

جدول ۲. فرضیات حاکم بر اجزاء سیکل فرابحرانی دی‌اکسیدکربن با تراکم مجدد تحت شرایط واقعی، ایده‌آل و اجتناب‌ناپذیر [۶، ۷، ۲۷]

Table 2. The main assumptions for the components of the recompression supercritical carbon dioxide cycle under real, ideal and unavoidable conditions [6, 7, 27].

اجتناب‌ناپذیر	ایده‌آل	واقعی	متغیر	اجزاء چرخه
۰/۹۵	۱	۰/۹	η_s	توربین
۰/۰۱	صفر	۰/۰۲	Δp	راکتور
۰/۹۵	۱	۰/۸۶	ε	بازیاب دما بالا
۰/۰۱	صفر	۰/۰۳	Δp	
۰/۹۵	۱	۰/۸۶	ε	بازیاب دما پایین
۰/۰۱	صفر	۰/۰۲	Δp	
۰/۹۵	۱	۰/۸۵	η_s	کمپرسور ۱
۰/۹۵	۱	۰/۸۵	η_s	کمپرسور ۲
۳	صفر	۱۰	ΔT_{min}	پیش‌سردکن
۰/۰۰۵	صفر	۰/۰۱	Δp	

است که به دلیل محدودیت‌های فنی غیرقابل کاهش است.

روش‌های مختلفی در تحلیل اگزرژی پیشرفته ارائه شده است که عبارتند از: روش چرخه‌های ترمودینامیکی، روش مهندسی، روش بالانس اگزرژی، روش اجزاء معادل و روش نظریه ساختاری [۳]. در کار حاضر روش چرخه‌های ترمودینامیکی به دلیل دقت و تطابق بالایی که دارد مورد استفاده قرار گرفته است.

فرضیات حاکم در تحلیل سیکل فرابحرانی دی‌اکسید کربن با تراکم مجدد تحت شرایط واقعی، ایده‌آل و اجتناب‌ناپذیر در جدول ۲ آورده شده است.

علاوه بر فرضیات ذکر شده در جدول فوق باید توجه کرد که در تحلیل سیکل در شرایط ایده‌آل و اجتناب‌ناپذیر توان خالص کل سیستم برابر با توان خالص کل سیستم در شرایط واقعی در نظر گرفته شده است.

۳-۳- تحلیل ترموآکونومیک

ترموآکونومیک ترکیبی از تجزیه و تحلیل اگزرژی و اکونومیک است. هدف از تحلیل ترموآکونومیک، شناسایی محل و مقدار اتلافات انرژی در یک سیستم ترمودینامیکی است. همچنین تحلیل ترموآکونومیک در محاسبه هزینه سرمایه‌گذاری (Z)، هزینه مربوط به نابودی اگزرژی (C_D) و هزینه واحد محصول تولیدی ($C_{P,tot}$) و در نتیجه در بهبود عملکرد سیستم‌های ترمودینامیکی روش بسیار مناسبی است.

جدول ۲: فرضیات حاکم بر اجزاء سیکل فرابحرانی دی‌اکسیدکربن با تراکم مجدد تحت شرایط واقعی، ایده‌آل و اجتناب‌ناپذیر [۶، ۷، ۲۷]

نابودی اگزرژی اجتناب‌پذیر ($\dot{E}_{D,k}^{EN,UN}$) بخشی است که با ارتقاء و بهبود اجزاء سیکل قابل کاهش می‌باشد. نابودی اگزرژی اجتناب‌ناپذیر زمانی قابل حصول است که اجزاء سیکل با بازده اگزرجتیکی اجتناب‌ناپذیر واقعی (ε_k^{UN}) خود عمل کنند. باید اشاره کرد که بازده اگزرجتیکی اجتناب‌ناپذیر همان بیشترین بازده قابل دستیابی با در نظر گرفتن محدودیت‌های صنعتی است.

با توجه به مطالب ذکر شده در فوق، نابودی اگزرژی اجتناب‌پذیر و اجتناب‌ناپذیر را می‌توان به دو قسمت زیر تقسیم کرد:

$$\dot{E}_{D,k}^{AV} = \dot{E}_{D,k}^{EX,AV} + \dot{E}_{D,k}^{EN,AV} \quad (13)$$

$$\dot{E}_{D,k}^{UN} = \dot{E}_{D,k}^{EX,UN} + \dot{E}_{D,k}^{EN,UN} \quad (14)$$

همچنین با تقسیم نابودی اگزرژی درونزا و برونزا به دو قسمت اجتناب‌پذیر و اجتناب‌ناپذیر داریم:

$$\dot{E}_{D,k}^{EN} = \dot{E}_{D,k}^{EN,AV} + \dot{E}_{D,k}^{EN,UN} \quad (15)$$

$$\dot{E}_{D,k}^{EX} = \dot{E}_{D,k}^{EX,AV} + \dot{E}_{D,k}^{EX,UN} \quad (16)$$

در روابط فوق، $\dot{E}_{D,k}^{EN,UN}$ اشاره به نابودی اگزرژی درونی جزء k در شرایط اجتناب‌ناپذیر دارد که غیرقابل کاهش می‌باشد و $\dot{E}_{D,k}^{EN,AV}$ اشاره به نابودی اگزرژی درونی جزء k دارد که با بهبود آن کاهش می‌یابد. همچنین نابودی اگزرژی برونزای اجتناب‌پذیر ($\dot{E}_{D,k}^{EX,AV}$) آن بخش از نابودی اگزرژی برونزا است که با بهبود ساختار سایر اجزاء سیکل کاهش می‌یابد و ($\dot{E}_{D,k}^{EX,UN}$) نابودی اگزرژی برونزا اجتناب‌ناپذیر

با توجه به این که هزینه اجزاء سیستم در هر سال تغییر می‌کند، بنابراین هزینه‌ها باید با استفاده از رابطه زیر بر اساس سال مورد نظر در نظر گرفته شود [۲۶، ۳۳]:

$$\text{Cost at reference year} = \text{Original Cost} \times \frac{\text{cost index for the reference year}}{\text{cost index for the Original year}} \quad (26)$$

فاکتور اگزورژواکونومیک، از تقسیم هزینه سرمایه‌گذاری در مجموع هزینه سرمایه‌گذاری و هزینه نابودی اگزورژی به دست می‌آید:

$$f_k = \frac{Z_k}{Z_k + \dot{C}_{D,k}} \quad (27)$$

واحد هزینه محصولات از فرمول زیر محاسبه می‌شود:

$$\dot{C}_{P, \text{tot}} = \frac{\sum_{k=1}^{n_k} Z_k + \dot{C}_{fuel}}{\sum_{i=1}^{n_p} \dot{E}_{P_i}} \quad (28)$$

معادلات انرژی، اگزورژی و ترموآکونومیک سیکل فرابحرانی دی‌اکسیدکربن با تراکم مجدد در جدول ۴ ارائه شده است. در این جدول، \dot{C}_{Fuel} هزینه سوخت گرمای مورد نیاز رآکتور می‌باشد. \dot{C}_{16} ، \dot{C}_{17} و \dot{C}_{18} به ترتیب اشاره به هزینه کار تولیدی توربین و کار مصرفی کمپرسور ۱ و ۲ دارد.

۴- اعتبار سنجی نتایج

مدل ترمودینامیکی چرخه فرابحرانی دی‌اکسیدکربن با تراکم مجدد با نتایج منتشر شده توسط سرکار [۲۸] مورد مقایسه و اعتبارسنجی قرار گرفته و در جدول ۵ نشان داده شده است. با توجه به جدول زیر کاملاً مشخص است که نتایج مدل ترمودینامیکی کار حاضر با نتایج موجود در مرجع ذکر شده دارای مطابقت بسیار خوبی

برای جزئی که گرما دریافت کرده و کار تولید می‌کند معادله بالانس اگزورژی به صورت زیر می‌باشد [۲۶، ۳۳]:

$$\sum \dot{C}_{e,k} + \sum \dot{C}_{w,k} = \sum \dot{C}_{i,k} + \sum \dot{C}_{q,k} + \dot{Z}_k \quad (\dot{C} = c \dot{E}) \quad (17)$$

c هزینه واحد اگزورژی جریان، \dot{C} هزینه اگزورژی جریان و \dot{Z}_k ترکیبی از هزینه سرمایه‌گذاری (\dot{Z}_k^{CI}) و هزینه تعمیر و نگهداری (\dot{Z}_k^{OM}) است که از روابط زیر به دست می‌آیند [۳۳]:

$$\dot{Z}_k = \dot{Z}_k^{CI} + \dot{Z}_k^{OM} \quad (18)$$

$$\dot{Z}_k^{CI} = \left(\frac{CRF}{\tau} \right) Z_k \quad (19)$$

$$\dot{Z}_k^{OM} = \left(\frac{Y_k}{\tau} \right) Z_k \quad (20)$$

$$CRF = \frac{i_r (1+i_r)^n}{(1+i_r)^n - 1} \quad (21)$$

در روابط فوق CRF و τ به ترتیب ضریب بازگشت سرمایه و ساعات کاری نیروگاه در سال (ساعت = ۸۰۰۰) است. نرخ بهره (۱۲٪)، هزینه‌های ثابت (۰/۱) و n تعداد سال‌های مفید عملیات نیروگاه (۲۰ سال) می‌باشد [۲۶، ۳۳]. برای اجزاء مختلف سیکل از روابط موجود در جدول ۳ قابل محاسبه است.

برای محاسبه مساحت انتقال حرارت در مبدل‌های حرارتی از رابطه زیر استفاده می‌شود. که در آن A_k (m²) سطح انتقال حرارت مبدل، U_k (W/m²°C) ضریب انتقال حرارت کلی، میانگین دمای لگاریتمی است:

$$q_k = U_k A_k \Delta T_k^{LM} \quad (22)$$

$$\Delta T_k^{LM} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad (23)$$

$$\Delta T_1 = T_{h,i} - T_{c,i} \quad (24)$$

$$\Delta T_2 = T_{h,o} - T_{c,o} \quad (25)$$

جدول ۳. توابع هزینه برای مدل سازی اقتصادی [۳۳]

Table 3. Cost functions for the economic modeling

تابع هزینه سرمایه‌گذاری	اجزاء سیستم
$Z_R = 283 \times \dot{Q}_R$	رآکتور
$Z_T = 479.34 \times \dot{m}_{in} \left[\frac{1}{0.93 - \eta_T} \right] \times \ln(PR_C) \times \left(1 + e^{(0.036 \times T_2 - 54.4)} \right)$	توربین
$Z_{C1\&2} = 71.1 \times \dot{m}_{in} \left[\frac{1}{0.92 - \eta_c} \right] \times PR_C \times \ln(PR_C)$	کمپرسورها
$Z_k = 2681 \times A_k^{0.59}$	بازیاب دما بالا و پایین پیش‌خنک‌کن

جدول ۴. معادلات انرژی و اگزرژی و ترمو اکونومیکی

Table 4. Energy, exergy and Thermo economic balance equations

اجزاء	معادلات انرژی	معادلات ترمو اکونومیکی	معادلات اگزرژی
توربین	$\dot{W}_{T1} = \dot{m}_2 (h_2 - h_3)$ $\eta_{T1} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_{3s}}$	$\dot{C}_3 + \dot{C}_{16} = \dot{C}_2 + \dot{Z}_T$ $\frac{\dot{C}_2}{\dot{E}_2} = \frac{\dot{C}_3}{\dot{E}_3}$	$\dot{E}_{D,T1} = \dot{E}_2 - \dot{E}_3 - \dot{W}_T$
راکتور	$\dot{Q}_R = \dot{m}_1 (h_2 - h_1)$	$\dot{C}_2 = \dot{C}_{Fuel} + \dot{C}_1 + \dot{Z}_R$	$\dot{E}_{D,R} = \dot{E}_1 - \dot{E}_2 + \dot{E}_{QR}$
کمپرسور ۱	$\dot{W}_{C1} = \dot{m}_7 (h_7 - h_6)$ $\eta_{C1} = \frac{h_{7s} - h_6}{h_7 - h_6}$	$\dot{C}_6 + \dot{C}_{17} + \dot{Z}_{C1} = \dot{C}_7$	$\dot{E}_{D,C1} = \dot{E}_6 - \dot{E}_7 + \dot{W}_{C1}$
کمپرسور ۲	$\dot{W}_{C2} = \dot{m}_{5b} (h_8 - h_5)$ $\eta_{C2} = \frac{h_{8s} - h_5}{h_8 - h_5}$	$\dot{C}_{5b} + \dot{C}_{18} + \dot{Z}_{C2} = \dot{C}_{8b}$	$\dot{E}_{D,C2} = \dot{E}_{5b} - \dot{E}_{8b} + \dot{W}_{C2}$
بازیاب دما بالا	$\varepsilon_{HTR} = \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_8}$ $(h_3 - h_4) = (h_1 - h_8)$	$\dot{C}_8 + \dot{C}_3 + \dot{Z}_{HTR} = \dot{C}_1 + \dot{C}_4$ $\frac{\dot{C}_3}{\dot{E}_3} = \frac{\dot{C}_4}{\dot{E}_4}$	$\dot{E}_{D,HTR} = \dot{E}_8 + \dot{E}_3 - \dot{E}_1 - \dot{E}_4$
بازیاب دما پایین	$\varepsilon_{LTR} = \frac{T_4 - T_5}{T_4 - T_7}$ $\dot{m}_4 (h_4 - h_5) = \dot{m}_7 (h_{8a} - h_7)$	$\dot{C}_4 + \dot{C}_7 + \dot{Z}_{LTR} = \dot{C}_{8a} + \dot{C}_5$ $\frac{\dot{C}_5}{\dot{E}_5} = \frac{\dot{C}_4}{\dot{E}_4}$	$\dot{E}_{D,LTR} = \dot{E}_4 + \dot{E}_7 - \dot{E}_{8a} - \dot{E}_5$
پیش‌خنک‌کن	$\dot{m}_{5a} (h_5 - h_6) = \dot{m}_9 (h_{10} - h_9)$	$\dot{C}_{5a} + \dot{C}_9 + \dot{Z}_{PC} = \dot{C}_6 + \dot{C}_{10}$ $\frac{\dot{C}_6}{\dot{E}_6} = \frac{\dot{C}_{5a}}{\dot{E}_{5a}}$	$\dot{E}_{D,pc} = \dot{E}_{5a} + \dot{E}_9 - \dot{E}_6 - \dot{E}_{10}$
معادلات کمکی در تحلیل ترمو اکونومیکی		$\frac{\dot{C}_{16}}{\dot{E}_{16}} = \frac{\dot{C}_{17}}{\dot{E}_{17}} = \frac{\dot{C}_{18}}{\dot{E}_{18}}$ $\dot{C}_{5a} = (1-x)\dot{C}_5, \dot{C}_{5b} = x\dot{C}_5$ $\dot{C}_8 = \dot{C}_{8a} + \dot{C}_{8b}$ $\dot{C}_9 = \dot{C}_{10} = 0$	

می‌باشد. همان‌طور که اشاره شده اتلاف و انتقال گرما یکی از عوامل مهم برگشت‌ناپذیری می‌باشد. دور از انتظار نیست که نابودی اگزرژی در اجزائی که اتلاف گرما در آنها بالاست و در دماهای بالاتر منبع گرم اتفاق می‌افتد، بیشتر از سایر اجزاء سیکل باشد. بنابراین نابودی اگزرژی در رآکتور بیشتر از سایر اجزاء سیکل است زیرا مقدار اتلاف گرما در این جزء بیشتر از سایر اجزاست. در مورد اجزای متحرک مثل توربین، کمپرسور ۱ و کمپرسور ۲، راندمان که بیشتر ناشی از اصطکاک می‌باشد، نقش اساسی در تعیین میزان نابودی اگزرژی در این اجزاء دارد.

در تحلیل اگزرژی پیشرفته با تقسیم نابودی اگزرژی به بخش‌های

است.

۵- تحلیل و بررسی نتایج

در این کار تحلیل اگزرژی پیشرفته و ترمو اکونومیکی برای سیکل فرابحرانی دی‌اکسیدکربن با تراکم مجدد انجام گرفته و نتایج حاصل از آن به ترتیب در جداول ۶ و ۷ ارائه شده است. ستون اول جدول ۶، مقادیر حاصل از نابودی اگزرژی حاصل از تحلیل اگزرژی متداول را بیان می‌کند. با توجه به این نتایج، در این سیکل بیشترین مقدار نابودی اگزرژی مربوط به رآکتور و سپس به ترتیب به پیش‌خنک‌کن، بازیاب دما پایین، بازیاب دما بالا، توربین، کمپرسور ۱ و کمپرسور ۲

(%) با ارتقای رآکتور قابل کاهش می‌باشد و $25/63 \text{ MW}$ (۳۳/۱۴%) مربوط به نابودی انرژی اگزرژی برونزا است که با بهبود سایر اجزاء سیکل، $19/05 \text{ MW}$ (۲۴/۶۴%) از آن را می‌توان کاهش داد. این نشان می‌دهد که بهبود سایر اجزای سیکل بیشتر از بهبود خود رآکتور بر کاهش نابودی انرژی اگزرژی این جزء تأثیر می‌گذارد. بنابراین برای بهبود عملکرد رآکتور، بهتر است بر روی بهبود دیگر اجزاء تمرکز نمود.

از $21/95 \text{ MW}$ نابودی انرژی اگزرژی بازیاب دما بالا، $9/22 \text{ MW}$ (۴۲%) در اثر بهبود جزء مورد نظر کاهش می‌یابد و امکان کاهش $3/01 \text{ MW}$ (۱۳/۷۱%) در اثر بهبود سایر اجزاء وجود دارد. بنابراین بهتر است برای ارتقاء بازیاب دما بالا بر بهبود خود جزء تمرکز گردد. مقدار نابودی انرژی اگزرژی بازیاب دما پایین $25/05 \text{ MW}$ است که بخش قابل ارتقای نابودی انرژی اگزرژی برونزا و برونزا به ترتیب $4/7 \text{ MW}$ (۱۸/۷۶%) و $13/13 \text{ MW}$ (۵۲/۴۱%) می‌باشد که نشان دهنده تأثیرپذیری بالای بازیاب دما پایین، از بهبود عملکرد سایر اجزای سیکل می‌باشد.

از $13/99 \text{ MW}$ نابودی انرژی اگزرژی کمپرسور ۱، امکان کاهش $5/42 \text{ MW}$ (۳۸/۷۴%) در اثر بهبود خود جزء و $5/76 \text{ MW}$ (۴۱/۱۷%) از آن در اثر بهبود سایر اجزاء وجود دارد. بنابراین بهبود خود جزء و سایر اجزاء، تقریباً تأثیر یکسانی در کاهش نابودی انرژی اگزرژی کمپرسور ۱ دارد. مقدار نابودی انرژی اگزرژی کمپرسور ۲ $7/09 \text{ MW}$ است که با بهبود خود جزء $3/28 \text{ MW}$ (۴۶/۲۶%) و با بهبود سایر اجزاء $2/29 \text{ MW}$ (۳۲/۳%) کاهش می‌یابد. بنابراین ناکارآمدی قابل بهبود خود جزء

درونزا و برونزا تأثیر اجزاء مختلف سیستم بر یکدیگر مشخص می‌شود. همچنین با تقسیم نابودی انرژی اگزرژی به بخش‌های اجتناب‌پذیر و اجتناب‌ناپذیر، بخشی از نابودی انرژی اگزرژی که با بهبود سیستم کاهش می‌یابد تعیین می‌شود.

در تحلیل انرژی اگزرژی پیشرفته، بخش اجتناب‌پذیر نابودی انرژی اگزرژی حائز اهمیت است؛ چرا که فقط این بخش از نابودی انرژی اگزرژی با بهبود خود جزء یا سایر اجزاء سیکل قابل کاهش است. همان‌طور که اشاره شد نابودی انرژی اگزرژی اجتناب‌پذیر در جزء k شامل دو بخش است: بخش درونزا $\dot{E}_{D,k}^{EX,AV}$ که با بهبود عملکرد خود جزء و بخش برونزا $\dot{E}_{D,k}^{EX,AV}$ با بهبود عملکرد سایر اجزاء کاهش می‌یابد. شکل ۳ بخش‌های مختلف نابودی انرژی اگزرژی را برای اجزاء مختلف سیکل نشان می‌دهد. توضیح مربوط به اجزای مهم چرخه در ادامه آمده است.

مقدار نابودی انرژی اگزرژی توربین $19/64 \text{ MW}$ می‌باشد که از آن مقدار، $15/36 \text{ MW}$ (۷۸/۲%) درونزا بوده که با بهبود توربین می‌توان $8/26 \text{ MW}$ (۴۲/۰۶%) را کاهش داد. همچنین مقدار نابودی انرژی اگزرژی برونزا $4/28 \text{ MW}$ (۲۱/۷۹%) است که با بهبود سایر اجزاء سیکل، $3/85 \text{ MW}$ (۱۹/۶%) از آن قابل کاهش است. بنابراین بیشترین بخش نابودی انرژی اگزرژی توربین در اثر ناکارآمدی خود جزء است که با ارتقای آن برگشت‌ناپذیری به طور قابل توجهی کاهش می‌یابد.

در بین اجزای سیکل، بیش‌ترین مقدار نابودی انرژی اگزرژی (۷۷/۳۲ MW) مربوط به رآکتور می‌باشد. مقدار نابودی انرژی اگزرژی برونزا $51/69$ (۶۶/۸۵%) می‌باشد که از این مقدار، $1/33 \text{ MW}$ (۱/۷۲)

جدول ۵. مقایسه نتایج شبیه‌سازی انجام گرفته با مرجع [۲۸]، برای چرخه فرابحرانی دی‌اکسیدکربن با تراکم مجدد

Table 5. Comparison between the present results and those of [28] for the recompression supercritical carbon dioxide cycle without reheating

پارامترهای بهینه سازی			PR_{opt}		x_{opt}		$\eta_{th} (\%)$	
$T_{min} (\text{°C})$	$T_{max} (\text{°C})$	$P_{max} (\text{bar})$	کار حاضر	مرجع	کار حاضر	مرجع	کار حاضر	مرجع
۳۲	۵۵۰	۲۰۰	۲/۶۴۱	۲/۶۴	۰/۳۳۳	۰/۳۳۴	۴۱/۱۸	۴۱/۱۸
۳۲	۵۵۰	۳۰۰	۳/۸۶۴	۳/۸۶	۰/۳۵۵۲	۰/۳۳۵	۴۳/۳۳	۴۳/۳۲
۳۲	۷۵۰	۲۰۰	۳/۰۸۷	۲/۶۵	۰/۱۴۸۶	۰/۲۲۳	۴۶/۱۲	۴۶/۰۷
۳۲	۷۵۰	۳۰۰	۳/۹۴۲	۳/۹۴	۰/۲۸۱۵	۰/۲۸۱	۴۹/۸۴	۴۹/۳۵
۵۰	۵۵۰	۲۰۰	۲/۳۹۲	۲/۴	۰/۱۱۸	۰/۱۸۴	۳۶/۷	۳۶/۷۱
۵۰	۵۵۰	۳۰۰	۲/۷۹۵	۲/۸	۰/۲۵۳۵	۰/۲۵۴	۳۸/۵	۳۸/۹۳
۵۰	۷۵۰	۲۰۰	۳/۰۷۶	۲/۸۸	۰/۱۱۱	۰/۱۰۹	۴۳	۴۳/۵
۵۰	۷۵۰	۳۰۰	۳/۱۰۲	۳/۰۸	۰/۱۷	۰/۱۷۵	۴۵/۲۸	۴۵/۲۸

$$\eta_{s,c1} = 0/89, \eta_{s,c2} = 0/89, \eta_{s,T} = 0/90, \varepsilon_{LTR} = 0/92, \varepsilon_{HTR} = 0/96$$

فرضیات:

جدول ۶. نتایج تحلیل انرژی پیشرفته چرخه فرابحرانی دی‌اکسیدکربن با تراکم مجدد

Table 6. Results of advanced exergy analysis for the recompression supercritical carbon dioxide

$\dot{E}_{D,k}^{EX,UN}$ (MW)	$\dot{E}_{D,k}^{EX,AV}$ (MW)	$\dot{E}_{D,k}^{EN,UN}$ (MW)	$\dot{E}_{D,k}^{EN,AV}$ (MW)	$\dot{E}_{D,k}^{UN}$ (MW)	$\dot{E}_{D,k}^{AV}$ (MW)	$\dot{E}_{D,k}^{EX}$ (MW)	$\dot{E}_{D,k}^{EN}$ (MW)	\dot{E}_D (MW)	اجزاء سیکل
۰/۴۲	۳/۸۵	۷/۱۲	۸/۲۶	۷/۵۳	۱۲/۱۱	۴/۲۸	۱۵/۳۶	۱۹/۶۴	توربین
۶/۵۸	۱۹/۰۵	۵۰/۳۶	۱/۳۳	۵۶/۹۵	۲۰/۳۷	۲۵/۶۳	۵۱/۶۹	۷۷/۳۲	راکتور
۰/۴۶	۳/۰۱	۹/۲۶	۹/۲۲	۹/۷۲	۱۲/۲۳	۳/۴۷	۱۸/۴۸	۲۱/۹۵	بازیاب دما بالا
۳/۰۷	۱۳/۱۳	۴/۱۵	۴/۷	۷/۲۲	۱۷/۸۴	۱۶/۲	۸/۸۵	۲۵/۰۵	بازیاب دما پایین
۰/۶۲	۵/۷۶	۲/۱۸	۵/۴۲	۲/۸	۱۱/۱۹	۶/۳۸	۷/۶۱	۱۳/۹۹	کمپرسور ۱
۰/۱۳	۲/۲۹	۱/۴	۳/۲۸	۱/۵۳	۵/۵۷	۲/۴۱	۴/۶۸	۷/۰۹	کمپرسور ۲
۶/۲۹	۲۲/۷۹	۱۵/۰۱	۴/۷۵	۲۱/۳۱	۲۷/۵۴	۲۹/۰۹	۱۹/۷۶	۴۸/۸۵	پیش خنک کن
۱۷/۵۸	۶۹/۸۹	۸۹/۴۸	۳۶/۹۶	۱۰۷/۰۶	۱۰۶/۸۵	۸۷/۴۷	۱۲۶/۴۴	۲۱۳/۹۱	کل سیستم

همچنین نتایج جدول ۶ نشان می‌دهد که در تمام اجزاء سیکل به غیر از پیش‌خنک‌کن و بازیاب دما پایین بخش درونزای نابودی انرژی بیشتر از برونزاست. بنابراین طراح باید جهت بهبود عملکرد در آن اجزاء، به برگشت‌ناپذیری داخلی خود جزء بیشتر تمرکز کند. در حالی که پیش‌خنک‌کن و بازیاب دما پایین بیشترین اثرپذیری را از ناکارآمدی سایر اجزاء دارند و بهبود در عملکرد سایر اجزاء، بیشترین اثر مثبت را بر بهبود عملکرد این دو جزء دارد.

بخش اجتناب‌پذیر نابودی انرژی در تمام اجزاء سیکل به جز راکتور بزرگ‌تر از بخش اجتناب‌ناپذیر است. به عبارت دیگر بهبود بازده این اجزاء با اعمال تغییرات فنی و تکنولوژی جدید، و یا جایگزینی این اجزاء با اجزاء کارآمدتر امکان‌پذیر است.

با اشاره به جدول ۶، نابودی انرژی درونزای اجتناب‌پذیر در توربین، بازیاب دما پایین، بازیاب دما بالا، کمپرسور ۱ و کمپرسور ۲ بزرگ‌تر از بخش درونزای اجتناب‌ناپذیر است ($\dot{E}_{D,k}^{EN,UN} > \dot{E}_{D,k}^{EN,AV}$). این مطلب می‌تواند نتیجه گرفت که بهبود عملکرد این اجزاء می‌تواند بازده آن‌ها و در نتیجه بازده کل سیکل را افزایش دهد. اولویت بهبود اجزاء سیکل بر اساس بالا بودن $\dot{E}_{D,k}^{EN,AV}$ باید ابتدا به بازیاب دما بالا، توربین، کمپرسور ۱، پیش‌خنک‌کن و سپس به بازیاب دما پایین، کمپرسور ۲ و راکتور داده شود. در نهایت پس از تمامی تمهیدات لازم برای ارتقا بازده چرخه، نمی‌توان نابودی انرژی را به کمتر از MW

بیشترین تأثیر را بر این جزء دارد.

مقدار نابودی انرژی در پیش‌خنک‌کن MW ۴۸/۸۵ است. بهبود سایر اجزاء سیکل در ارتقاء عملکرد این جزء تأثیرگذارتر از بهبود خود جزء است چرا که مقدار نابودی انرژی اجتناب‌پذیر درونزا و برونزا به ترتیب MW ۴/۷۵ (۹/۷۲٪) و MW ۲۲/۷۹ (۴۶/۶۵٪) است. از مطالعه صورت گرفته می‌توان به این نکته اشاره کرد که در اجزائی که بیشترین مقدار نابودی انرژی را دارند (راکتور، پیش‌خنک‌کن و بازیاب دما پایین) بخش درونزای نابودی انرژی اجتناب‌پذیر بزرگتر از بخش برونزاست. این مطلب نشان می‌دهد که ارتقاء سایر اجزاء سیکل بر کاهش ناکارآمدی این اجزاء و نهایتاً کاهش ناکارآمدی کل سیکل و در نتیجه افزایش بازده سیکل بسیار تأثیرگذار است.

با توجه به جدول ۶ مقدار نابودی انرژی این سیکل MW ۲۳۱/۹۱ بوده که حدوداً ۴۶/۹۵٪ از آن اجتناب‌پذیر است. این در حالی است که ۳۴/۵۹٪ از بخش اجتناب‌پذیر (MW ۳۶/۹۶) مربوط به بخش اجتناب‌پذیر درونی و ۶۵/۴٪ (MW ۶۹/۸۹) از آن مربوط به بخش اجتناب‌پذیر بیرونی است. از طرفی مقدار نابودی انرژی اجتناب‌ناپذیر (MW ۱۰۷/۰۶) اندکی بیشتر از مقدار اجتناب‌پذیر است ولی با توجه به اینکه اختلاف آن دو کم است، می‌توان گفت این سیکل پتانسیل بهبود بالایی دارد.

جدول ۷. جزئیات تقسیم‌بندی تخریب انرژی برونزا اجزای مختلف سیکل

Table 7. Detailed splitting on the exogenous exergy destruction within the system components

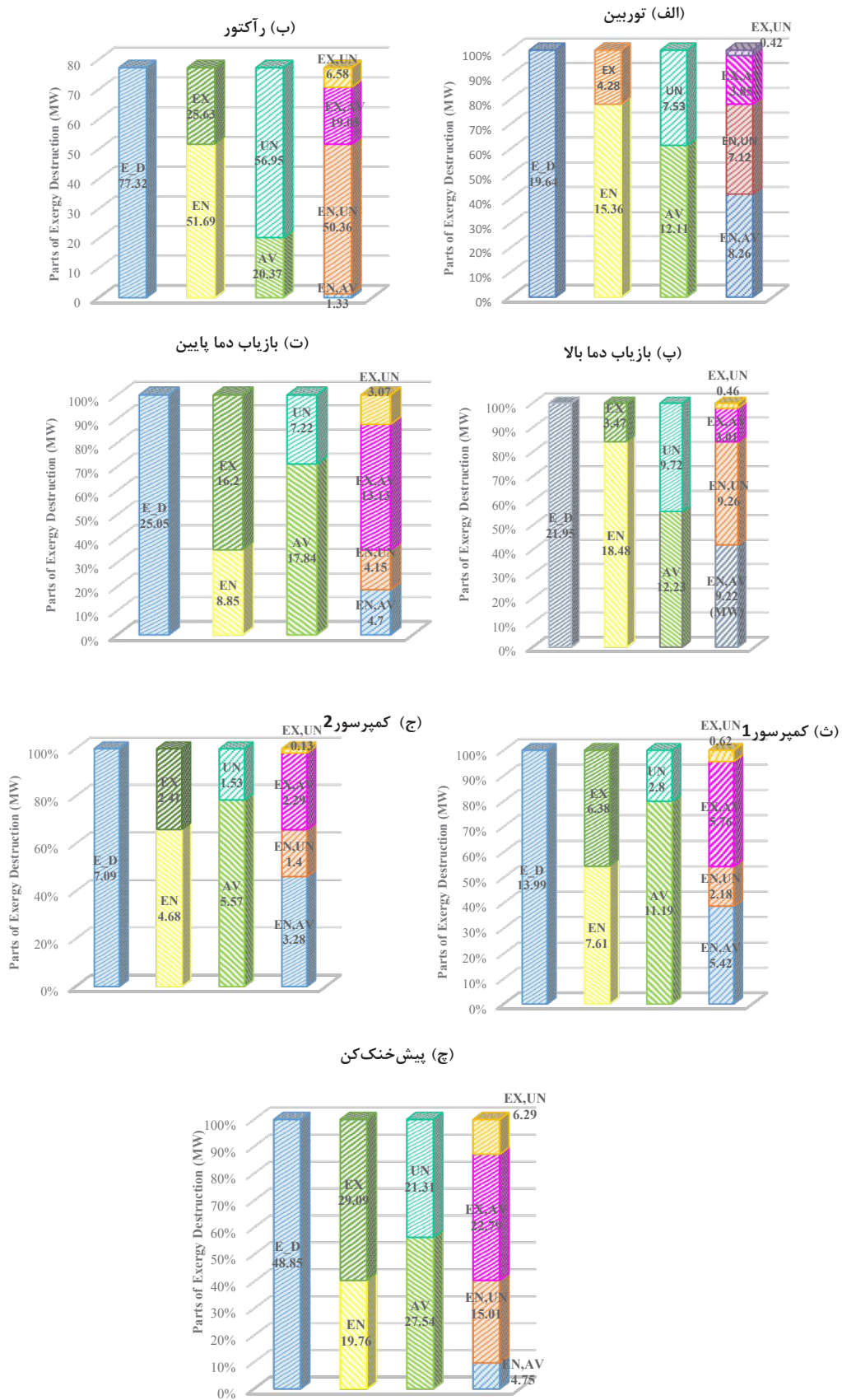
$\dot{E}_{D,k}^{k,r}$ (MW)	جزء r	$\dot{E}_{D,k}^{MEX}$ (MW)	$\dot{E}_{D,k}^{EX}$ (MW)	جزء k	$\dot{E}_{D,k}^{k,r}$ (MW)	جزء r	$\dot{E}_{D,k}^{MEX}$ (MW)	$\dot{E}_{D,k}^{EX}$ (MW)	جزء k
۰/۸۵	توربین	۱/۳۹	۲/۴۱	کمپرسور ۲	۰/۱	راکتور	۱/۶۶	۴/۲۸	توربین
۰/۱۳	راکتور				۰/۸۸	کمپرسور ۱			
۰/۱۳	کمپرسور ۱				۰/۶۳	کمپرسور ۲			
-۲/۶	بازياب دما بالا				-۰/۶۷	بازياب دما بالا			
۲/۵۳	بازياب دما				۱/۵۴	بازياب دما پايين			
-۰/۰۲	پايين پيش خنک کن				۰/۱۴	پيش خنک کن			
۴/۵۵	توربین	۰/۹۵	۳/۴۷	بازياب دما بالا	۲/۹۸	توربین	۸/۲۳	۲۵/۶۳	راکتور
۰/۷۴	راکتور				۲/۲۳	کمپرسور ۱			
۰/۵۱	کمپرسور ۱				۱	کمپرسور ۲			
-۱/۲۳	کمپرسور ۲				۸/۷۸	بازياب دما بالا			
-۱/۸۹	بازياب دما				۲/۱۹	بازياب دما پايين			
-۰/۱۷	پايين پيش خنک کن				۰/۲۲	پيش خنک کن			
۱/۶۹	توربین	۴/۵۱	۱۶/۲	بازياب دما پايين	۱/۳۸	توربین	۱/۲	۶/۳۸	کمپرسور ۱
۰/۲۵	راکتور				۰/۲	راکتور			
۰/۳۵	کمپرسور ۱				۰/۳۸	کمپرسور ۲			
۱/۸	کمپرسور ۲				۲/۷۸	بازياب دما بالا			
۷/۵۸	بازياب دما بالا				۰/۱۲	بازياب دما پايين			
۰/۰۲	پيش خنک کن				۰/۳۲	پيش خنک کن			
					۲/۷۸	توربین	۱۰/۷۸	۲۹/۰۹	پيش خنک کن
					۰/۴۲	راکتور			
					۲/۲۲	کمپرسور ۱			
					۰/۷۸	کمپرسور ۲			
					۵/۵۷	بازياب دما بالا			
					۶/۵۴	بازياب دما پايين			

عملکرد توربین می‌شود.

۱۰۷۰۶ رساند.

نتایج همچنین نشان می‌دهد مقدار نابودی انرژی برونزا در راکتور (۲۵/۶۳ MW) به شدت تحت تأثیر بازياب دما بالا (۲/۲۳ MW) و (۸/۷۸) و سپس توربین (۲/۹۸ MW)، کمپرسور ۱ (۲/۲۳ MW) و بازياب دما پايين (۲/۱۹ MW) می‌باشد. بهبود ضريب کارايی بازياب دما بالا، دمای سیال ورودی به راکتور را افزایش داده و در نتیجه انتقال گرما در راکتور به سیال عامل با اختلاف دمای کمتری اتفاق می‌افتد؛ که این خود موجب کاهش برگشت‌ناپذیری راکتور می‌گردد. در بازياب دما بالا، بهبود سه جزء توربین (۴/۵۵ MW)، راکتور (MW)

جدول ۷، سهم هریک از اجزاء سیکل در نابودی انرژی برونزا جزء مورد نظر را نشان می‌دهد. در مطالعه نابودی انرژی ترکیبی، تأثیر جزء r در نابودی انرژی جزء k با $\dot{E}_{D,k}^{EX,r}$ نشان داده شده است. مطابق نتایج ارائه شده در جدول ۷، بیشترین سهم در نابودی انرژی برونزای توربین به ترتیب مربوط به بازياب دما پايين، کمپرسور ۱ و کمپرسور ۲ با مقادیر ۱/۵۴ MW، ۰/۸۸ MW و ۰/۶۳ MW می‌باشد. بنابراین بهبود در بازياب دما پايين، کمپرسور ۱ و کمپرسور ۲، منجر به دما و فشار بالاتر سیال عامل ورودی به توربین و در نتیجه بهبود



شکل ۳. نمودار بخش‌های مختلف نابودی انرژی برای اجزاء سیکل فرابرجانی دی‌اکسید کربن با تراکم مجدد

Fig. 3. Diagram of the different parts of the exergy destruction for the recompression supercritical carbon dioxide cycle

جدول ۸. نتایج تحلیل ترموآکونومیکی چرخه فرابحرانی دی اکسیدکربن با تراکم مجدد

Table 8. The results of Thermo-economic analysis of the recompression supercritical carbon dioxide

f (%)	ε (%)	$(\dot{C}_D + \dot{Z})$ (\$/h)	\dot{C}_D (\$/h)	\dot{Z} (\$/h)	اجزاء سیکل
۸۲/۰۹	۹۵/۴۷	۲۲۶۹/۵	۴۰۶/۵	۱۸۶۳	توربین
۸۸/۰۱	۸۲/۱۶	۴۴۰۱/۲	۵۲۷/۲	۳۸۷۴	راکتور
۲/۳۲	۹۱/۸۷	۴۶۴/۶۱	۴۵۴/۳	۱۰/۳۱	بازیاب دما بالا
۱/۸۶	۸۷/۹۶	۵۲۸/۴۶	۵۱۸/۶	۹/۸۶	بازیاب دما پایین
۴۲/۹	۸۸/۷	۶۱۷/۳	۳۵۲/۵	۲۶۴/۸	کمپرسور ۱
۳۳/۶	۹۱/۷	۲۶۹/۴۴	۱۷۸/۹	۹۰/۵۴	کمپرسور ۲
۱/۵۴	۲۲/۸۹	۱۰۲۶/۹	۱۰۱۱	۱۵/۹	پیش‌خنک‌کن

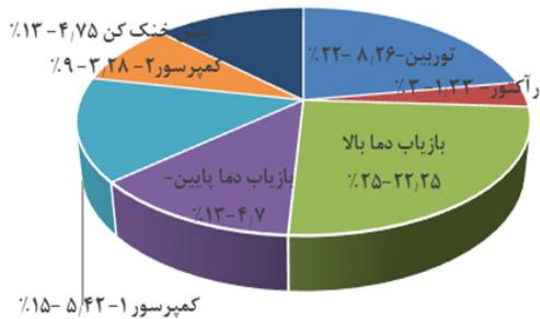
کاهش نابودی انرژی در چرخه فرابحرانی دی اکسیدکربن با تراکم مجدد، کمپرسور ۱، پیش‌خنک‌کن، بازیاب دما پایین، کمپرسور ۲ و راکتور داده می‌شود. اما با توجه به این که بر اساس نتایج حاصله از تحلیل ترموآکونومیک (شکل ۵)، هزینه سرمایه‌گذاری راکتور و توربین نسبت به هزینه نابودی انرژی بالاست، بنابراین می‌توان نتیجه گرفت که اگرچه از دیدگاه انرژی پیشرفته با اعمال تغییرات فنی و استفاده از فناوری به روز می‌توان نابودی انرژی را در دو جزء راکتور و توربین کاهش داد و با این کار باعث افزایش بازده سیکل شد. اما از دیدگاه ترموآکونومیک با توجه به این که هزینه سرمایه‌گذاری راکتور و توربین بالاست، برای کاهش نابودی انرژی این دو جزء استفاده از فناوری گران‌قیمت از نظر اقتصادی مقرون به صرفه نیست. مضاف بر این که، نتایج تحلیل انرژی پیشرفته در مورد بهبود عملکرد راکتور نشان داد که بهتر است برای ارتقای عملکرد راکتور، بهبود سایر اجزاء به‌ویژه بازیاب دما بالا، کمپرسور ۱ و بازیاب دما پایین مورد توجه قرار گیرد. این در حالی است که برای کاهش نابودی انرژی در سایر اجزاء سیکل می‌توان از فناوری بالاتری استفاده کرد. در نتیجه با صرف نظر از بهبود

کمپرسور ۱ (۰/۷۴ MW) و کمپرسور ۲ (۰/۵۱ MW) دارای تأثیر مثبت و کمپرسور ۲ (۰/۲۳ MW)، بازیاب دما پایین (۱/۸۹ MW-) و پیش‌خنک‌کن (۰/۱۷ MW-) تأثیر منفی در کاهش نابودی انرژی برونزای بازیاب دما بالا دارند. به ازای توان خالص ثابت سیکل، بهبود عملکرد توربین باعث کاهش دبی سیال عامل و در نتیجه بازیاب طول ثابت مبدل بازیاب دما بالا، اختلاف دمای سیال سرد و گرم کاهش و عملکرد بازیاب بهبود می‌یابد. نتایج همچنین نشان می‌دهد که بازیاب دما بالا بیشترین تأثیرگذاری بر نابودی انرژی دیگر اجزاء سیکل، به جز کمپرسور ۲، دارد.

ستون سوم جدول ۷ مقدار نابودی انرژی ناشی از تأثیر ناکارآمدی ترکیب دیگر اجزاء بر جزء k ($\dot{E}_{D,k}^{MEX}$) را برای اجزاء مختلف سیکل نشان می‌دهد. این مقدار از تفاضل $\dot{E}_{D,k}^{EX}$ و $\sum_{r=1, r \neq k}^{n-1} \dot{E}_{D,k}^{EX,r}$ حاصل می‌شود.

نتایج تحلیل ترموآکونومیک برای هر یک از اجزاء سیکل فرابحرانی دی اکسیدکربن با تراکم مجدد در جدول ۸ ارائه شده است. هزینه کل واحد محصول برای این سیکل ۳۵\$/h می‌باشد. با توجه به جدول ۸ بیشترین مقدار هزینه نابودی انرژی در بین اجزاء سیکل به ترتیب به پیش‌خنک‌کن، راکتور، بازیاب دما پایین، بازیاب دما بالا، توربین، کمپرسور ۱ و کمپرسور ۲ تعلق دارد. همچنین بیشترین هزینه سرمایه‌گذاری به ترتیب به راکتور، توربین، کمپرسور ۱، کمپرسور ۲، پیش‌خنک‌کن بازیاب دما پایین و بازیاب دما بالا مربوط می‌شود. در نتیجه فاکتور انرژی ترموآکونومیک برای توربین و راکتور بزرگتر می‌باشد. بنابراین با انتخاب این دو جزء با فناوری پایین‌تر می‌توان هزینه سرمایه‌گذاری سیکل را کاهش داد.

همان‌طور که در شکل ۴ قابل مشاهده است، نتایج تحلیل انرژی پیشرفته نشان می‌دهد که اولویت بهبود سیکل براساس پتانسیل



شکل ۴. نمودار نابودی انرژی اجزای مختلف سیکل

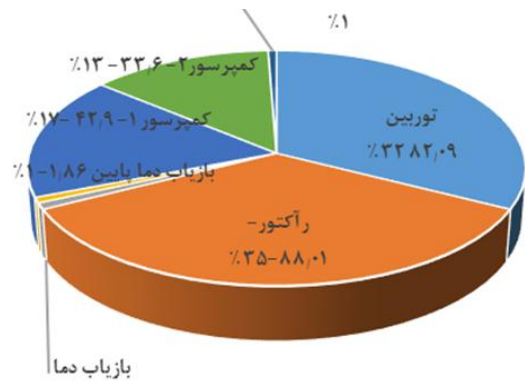
Fig. 4. diagram of endogenous avoidable exergy destruction for different components of the cycle

توربین (%۴/۳۱)، ۸/۲۶ MW (۳/۸۶%)، کمپرسور ۱ MW ۵/۴۲ (%۲/۵۳)، پیش خنک‌کن، ۴/۷۵ MW (۲/۲۲%)، بازیاب دما پایین ۴/۷ MW (۲/۲%)، کمپرسور ۲ MW ۳/۲۸ (%۱/۵۳) و رآکتور ۱/۳۳ MW (۰/۶۲%) می‌دهد.

محاسبه سهم ناکارآمدی هر یک از دیگر اجزاء و ترکیب آنها در نابودی انرژی $\dot{E}_{D,k}^{EX,r}$ ، یعنی k ، در $\dot{E}_{D,k}^{EX,r}$ و $\dot{E}_{D,k}^{EX}$ در انتخاب اولویت‌های بهبود اجزاء، بسیار موثر است؛ چرا که به وضوح نشان می‌دهد که در صورت بهبود هر یک از اجزای سیکل، چه میزان کاهش یا افزایش در ناکارآمدی جزء مورد نظر حاصل می‌گردد.

مقدار نابودی انرژی درونزای اجتناب‌پذیر در رآکتور، بازیاب دما پایین و پیش‌خنک‌کن بیشتر از مقدار نابودی انرژی درونزای اجتناب‌پذیر می‌باشد؛ از این رو می‌توان نتیجه گرفت ارتقاء عملکرد دیگر اجزای سیکل، تاثیر چشمگیری در بهبود عملکرد این اجزاء دارد. بازیاب دما بالا، بیشترین تاثیر بر نابودی انرژی درونزای رآکتور و بازیاب دما پایین را به ترتیب با مقادیر ۸/۷۸ MW و ۷/۵۸ MW دارد. بازیاب دما پایین و بالا، بیشترین تاثیر بر ناکارآمدی پیش‌خنک‌کن را به ترتیب با مقادیر ۶/۵۴ MW و ۵/۵۷ MW داراست.

اگرچه نابودی انرژی در رآکتور و توربین مقدار قابل توجهی است و از دیدگاه تحلیل انرژی پیشرفته پتانسیل کاهش نابودی انرژی در توربین بالاست و این جزء مستعد سرمایه‌گذاری برای ارتقاء تکنولوژی و نتیجتاً بهبود عملکرد می‌باشد؛ ولی با در نظر گرفتن نتایج تحلیل ترمودینامیک، با توجه به بالا بودن هزینه سرمایه‌گذاری نسبت به هزینه نابودی انرژی در این دو جزء، سرمایه‌گذاری برای بهبود آنها توجیه اقتصادی ندارد. با این حال، حتی اگر از بهبود این دو جزء به دلیل بالا بودن هزینه اقتصادی آنها صرف نظر شود و بهبود سایر اجزاء سیکل براساس اولویت‌بندی تحلیل انرژی پیشرفته صورت گیرد بازده سیکل ۲۶/۶% افزایش می‌یابد.



شکل ۵. نمودار فاکتور انرژی برای اجزاء مختلف سیکل

Fig. 5. Exergetic factor diagram for different components of cycle

توربین و رآکتور، به دلیل هزینه اقتصادی بالا، و با در نظر گرفتن ترتیب اولویت بهبود سایر اجزاء سیکل بر اساس نتایج حاصل از تحلیل انرژی پیشرفته مقدار نابودی انرژی کل سیکل ۲۷/۲% کاهش و بازده سیکل ۲۶/۶% افزایش می‌یابد.

۶- نتیجه‌گیری

در مقاله حاضر، سیکل فرابحرانی دی‌اکسیدکربن با تراکم مجدد از دیدگاه ترمودینامیک و تحلیل انرژی پیشرفته مورد مطالعه قرار گرفته است. در واقع تحلیل انرژی پیشرفته با تقسیم نابودی انرژی به بخش‌های درونزا/برونزا و اجتناب‌پذیر/اجتناب‌ناپذیر و ترکیب آنها، موجب شناسایی مقدار و منبع اصلی برگشت‌ناپذیری‌ها در یک سیستم می‌شود و هم‌چون تحلیل ترمودینامیک کمک شایانی در انتخاب اجزاء کارآمدتر سیستم می‌کند. نتایج حاصل از این بررسی به شرح زیر می‌باشد:

- نابودی انرژی کل سیکل ۲۱۳/۹۱ MW می‌باشد. از دیدگاه تحلیل انرژی معمولی، بیشترین نابودی انرژی اجزاء مربوط به رآکتور ۷۷.۳۲ MW (۳۶.۱۴%) و سپس به ترتیب به پیش‌خنک‌کن ۴۸/۸۵ MW (۲۲.۸۴%)، بازیاب دما پایین ۲۵/۰۵ MW (۱۱.۷۱%)، بازیاب دما بالا ۲۱/۹۵ MW (۱۰.۲۶%)، توربین ۱۹/۶۴ MW (۹.۱۸%)، کمپرسور ۱ ۱۳/۹۹ MW (۶.۵۴%) و کمپرسور ۲ ۷/۰۹ MW (۳.۳۱%) می‌باشد.
- با لحاظ سهم قابل بهبود (اجتناب‌پذیر) درونزای نابودی انرژی حاصل از تحلیل انرژی پیشرفته، اولویت واقعی بهبود اجزاء به ترتیب به بازیاب دما بالا ۹/۲۲ MW

into endogenous and exogenous parts, Energy, 34(3) (2009) 384-391.

- [6] M. Fallah, S.M.S. Mahmoudi, M. Yari, R.A. Ghiasi, Advanced exergy analysis of the Kalina cycle applied for low temperature enhanced geothermal system, Energy conversion and management, 108 (2016) 190-201.
- [7] M. Fallah, H. Siyahi, R.A. Ghiasi, S. Mahmoudi, M. Yari, M. Rosen, Comparison of different gas turbine cycles and advanced exergy analysis of the most effective, Energy, 116 (2016) 701-715.
- [8] M. Fallah, S.M.S. Mahmoudi, M. Yari, A comparative advanced exergy analysis for a solid oxide fuel cell using the engineering and modified hybrid methods, Energy conversion and management, 168 (2018) 576-587.
- [9] M. Fallah, S. Mahmoudi, M. Yari, Advanced exergy analysis for an anode gas recirculation solid oxide fuel cell, Energy, 141 (2017) 1097-1112.
- [10] H. Ansarinassab, M. Mehrpooya, A. Mohammadi, Advanced exergy and exergoeconomic analyses of a hydrogen liquefaction plant equipped with mixed refrigerant system, Journal of cleaner production, 144 (2017) 248-259.
- [11] Z. Wang, W. Xiong, D.S.-K. Ting, R. Carriveau, Z. Wang, Conventional and advanced exergy analyses of an underwater compressed air energy storage system, Applied energy, 180 (2016) 810-822.
- [12] J. Galindo, S. Ruiz, V. Dolz, L. Royo-Pascual, Advanced exergy analysis for a bottoming organic rankine cycle coupled to an internal combustion engine, Energy conversion and management, 126 (2016) 217-227.
- [13] E. Gholamian, P. Hanafizadeh, P. Ahmadi, Advanced exergy analysis of a carbon dioxide ammonia cascade refrigeration system, Applied Thermal Engineering, 137 (2018) 689-699.
- [14] S. Zhang, J. Jing, H. Jiang, M. Qin, D. Chen, C. Chen, Advanced exergy analyses of modified ethane recovery processes with different refrigeration cycles, Journal of Cleaner Production, (2020) 119982.
- [15] H. Zhao, T. Yuan, J. Gao, X. Wang, J. Yan, Conventional and advanced exergy analysis of parallel and series compression-ejection hybrid refrigeration system for a

۷- فهرست علائم

نمادها		
C	هزینه واحد انرژی جریان $(\frac{\$}{GJ})$	نابودی D
C_D	نرخ هزینه نابودی انرژی $(\frac{\$}{h})$	خروجی E
e	انرژی ویژه (kJ/kg)	سوخت F
\dot{E}	نرخ انرژی (MW)	سوخت $Fuel$
f	فاکتور انرژی و اکونومیک	گرم h
h	انتالپی (kJ/kg)	ورودی I
HTR	بازتاب دما بالا	جزء k
LTR	بازتاب دما پایین	کل Net
\dot{m}	دبی جرمی (kg/s)	پیش‌خنک‌کن pc
PR	نسبت فشار	محصول P
P	فشار (kPa)	راکتور R
\dot{Q}	نرخ انتقال گرما (kW)	آیزتروپیک S
S	انتروپی (kJ/kg K)	توربین T
T	دما (K)	شرایط محیط 0
T_0	دمای محیط (°C)	بالا نویس‌ها
\dot{W}	نرخ کار (kW)	اجتناب‌پذیر AV
x	نسبت جریان جرمی	سرمایه‌گذاری CI
\dot{Z}	نرخ هزینه سرمایه‌گذاری $(\frac{\$}{h})$	برونزا EX
علائم یونانی		درونزا EN
ε	ضریب کارایی بازتاب	درونزا اجتناب‌پذیر EN, AV
η_{th}	بازده قانون اول	برونزا اجتناب‌پذیر EX, AV
η_{ex}	بازده قانون دوم	درونزا اجتناب‌ناپذیر EN, UN
زیرنویس‌ها		برونزا اجتناب‌ناپذیر EX, UN
C	کمپرسور	تعمیر و نگهداری OM
c	سرد	اجتناب‌ناپذیر UN

۸- منابع

- [1] G. Tsatsaronis, Strengths and limitations of exergy analysis, in: Thermodynamic optimization of complex energy systems, Springer, 1999, pp. 93-100.
- [2] G. Tsatsaronis, M.-H. Park, On avoidable and unavoidable exergy destructions and investment costs in thermal systems, Energy conversion and management, 43(9-12) (2002) 1259-1270.
- [3] S. Kelly, Energy systems improvement based on endogenous and exogenous exergy destruction, (2008).
- [4] T. Morosuk, G. Tsatsaronis, A new approach to the exergy analysis of absorption refrigeration machines, Energy, 33(6) (2008) 890-907.
- [5] S. Kelly, G. Tsatsaronis, T. Morosuk, Advanced exergetic analysis: Approaches for splitting the exergy destruction

- procedia, 105 (2017) 445-452.
- [25] J. Song, X.-s. Li, X.-d. Ren, C.-w. Gu, Performance improvement of a preheating supercritical CO₂ (S-CO₂) cycle based system for engine waste heat recovery, *Energy Conversion and Management*, 161 (2018) 225-233.
- [26] A.D. Akbari, S.M. Mahmoudi, Thermo-economic analysis & optimization of the combined supercritical CO₂ (carbon dioxide) recompression Brayton/organic Rankine cycle, *Energy*, 78 (2014) 501-512.
- [27] Z. Mohammadi, M. Fallah, S.S. Mahmoudi, Advanced exergy analysis of recompression supercritical CO₂ cycle, *Energy*, 178 (2019) 631-643.
- [28] J. Sarkar, S. Bhattacharyya, Optimization of recompression S-CO₂ power cycle with reheating, *Energy Conversion and Management*, 50(8) (2009) 1939-1945.
- [29] M. Yari, M. Sirousazar, A novel recompression S-CO₂ Brayton cycle with pre-cooler exergy utilization, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 224(7) (2010) 931-946.
- [30] V. Zare, S. Mahmoudi, M. Yari, An exergoeconomic investigation of waste heat recovery from the Gas Turbine-Modular Helium Reactor (GT-MHR) employing an ammonia-water power/cooling cycle, *Energy*, 61 (2013) 397-409.
- [31] O. Balli, Advanced exergy analyses of an aircraft turboprop engine (TPE), *Energy*, 124 (2017) 599-612.
- [32] T. Bai, J. Yu, G. Yan, Advanced exergy analysis on a modified auto-cascade freezer cycle with an ejector, *Energy*, 113 (2016) 385-398.
- [33] A. Bejan, G. Tsatsaronis, M.J. Moran, *Thermal design and optimization*, John Wiley & Sons, 1995.
- household refrigerator with R290, *Energy*, 166 (2019) 845-861.
- [16] Y. Wang, Y. Liu, X. Liu, W. Zhang, P. Cui, M. Yu, Z. Liu, Z. Zhu, S. Yang, Advanced exergy and exergoeconomic analyses of a cascade absorption heat transformer for the recovery of low grade waste heat, *Energy Conversion and Management*, 205 (2020) 112392.
- [17] Z. Liu, Z. Liu, X. Yang, H. Zhai, X. Yang, Advanced exergy and exergoeconomic analysis of a novel liquid carbon dioxide energy storage system, *Energy Conversion and Management*, 205 (2020) 112391.
- [18] E.G. Feher, The supercritical thermodynamic power cycle, *Energy conversion*, 8(2) (1968) 85-90.
- [19] G. Angelino, Carbon dioxide condensation cycles for power production, (1968).
- [20] J. Sarkar, Second law analysis of supercritical CO₂ recompression Brayton cycle, *Energy*, 34(9) (2009) 1172-1178.
- [21] V. Dostal, M.J. Driscoll, P. Hejzlar, A supercritical carbon dioxide cycle for next generation nuclear reactors, Massachusetts Institute of Technology, Department of Nuclear Engineering, 2004.
- [22] R. Singh, S.A. Miller, A.S. Rowlands, P.A. Jacobs, Dynamic characteristics of a direct-heated supercritical carbon-dioxide Brayton cycle in a solar thermal power plant, *Energy*, 50 (2013) 194-204.
- [23] H. Nami, S. Mahmoudi, A. Nemati, Exergy, economic and environmental impact assessment and optimization of a novel cogeneration system including a gas turbine, a supercritical CO₂ and an organic Rankine cycle (GT-HRSG/SCO₂), *Applied Thermal Engineering*, 110 (2017) 1315-1330.
- [24] X. Wang, Q. Liu, Z. Bai, J. Lei, H. Jin, Thermodynamic analysis of the cascaded supercritical CO₂ cycle integrated with solar and biomass energy, *Energy*

برای ارجاع به این مقاله از عبارت زیر استفاده کنید:

M. Fallah, Z. Mohammadi, S. M. S. Mahmoudi, *Advanced Exergy and Thermo-economic Analysis of the Supercritical Carbon Dioxide Recompression Cycle: a Comparative Study*, *Amirkabir J. Mech. Eng.*, 53(5) (2021) 2967-2982.

DOI: [10.22060/mej.2020.17424.6595](https://doi.org/10.22060/mej.2020.17424.6595)

