

تحلیل انرژی پیشرفته‌ی سیستم تبرید آبشاری انبساط اجکتوری فوق بحرانی کربن دی‌اکسید

مرتضی یاری*
شیدا رونقی

استاد، دانشگاه تبریز، دانشکده فنی و مهندسی مکانیک
کارشناسی ارشد، دانشگاه محقق اردبیلی، دانشکده فنی مهندسی

چکیده

در این مقاله، به شناسایی محل ناکارآمدی سیستم تبدیل انرژی مورد مطالعه، جهت تلفات و بهبود عملکرد پرداخته می‌شود. یک تحلیل انرژی مرسوم دارای محدودیت‌هایی است که قادر به این شناسایی نیست و این شناسایی با تحلیل پیشرفته انرژی انجام می‌گردد. نقش اصلی تحلیل انرژی پیشرفته این است که با فراهم کردن اطلاعات به مهندسان کمک می‌کند تا در طراحی و عملکرد سیستم بهبود ایجاد کنند. این فراهم‌سازی اطلاعات با جداسازی تخریب انرژی انجام می‌شود. جداسازی تخریب انرژی به بخش‌های درون‌زا/برون‌زا و اجتناب‌ناپذیر/اجتناب‌پذیر یک پیشرفت جدید در تحلیل انرژی سیستم‌های تبدیل انرژی را ارائه می‌دهد که در این مقاله به ترکیبی از هر دو مفهوم پرداخته شده است. این جداسازی دقت تحلیل انرژی را بالا برده و بهبود یک سیستم را تسهیل می‌کند. روش استفاده شده در این مقاله جهت جداسازی، روش چرخه‌ی ترمودینامیکی است که بر مبنای تعیین سطوح دمایی برای چرخه‌های ایده‌آل و برگشت‌ناپذیر است. سیستم تبرید آبشاری اجکتوری فوق بحرانی مورد تحلیل انرژی پیشرفته قرار گرفته است که ترکیبی از دو سیستم تبرید تراکمی است. در نتایج حاصل از تحلیل می‌توان دید با وجود اینکه بالاترین تخریب انرژی مربوط به اجکتور است اما برای بهبود باید از خنک‌کن فشاربالا شروع شود. متراکم‌کننده اول، اجکتور و تبخیرکننده به دلیل دارا بودن بیشترین مقدار اتلاف انرژی درون‌زای اجتناب‌پذیر در گام‌های بعدی برای بهبود قرار دارند.

واژه‌های کلیدی: تحلیل انرژی پیشرفته، تخریب انرژی، سیستم تبرید آبشاری، اجکتور، کربن دی‌اکسید.

Advanced Exergy Analysis of an Ejector-expansion TRCC (Trans-critical CO₂) Cascade Refrigeration System

M. Yari Professor, University of Tabriz, Faculty of Mechanical Engineering
Sh. Ronaghi M.S.c., University of Mohaghegh Ardabili, Faculty of Engineering

Abstract

This paper identifies the inefficiencies of a proposed energy conversion system to improve its performance. The conventional exergy analysis is unable to identify these inefficiencies because it does not consider the interactions among the system components. The advanced exergy analysis does this however. The main role of advanced exergy analysis is to provide engineers with additional useful information for improving the design and operation of energy conversion systems. The information is achieved by splitting the exergy destruction into endogenous/exogenous and unavoidable/avoidable parts. In the present paper both the conventional and advanced exergy analyses are employed. The splitting raises the accuracy of exergy analysis and facilitates the system improvement. The used method in this paper for splitting is thermodynamic cycle method which considers hybrid cycles in each of which only one of the component operates on the real condition and the rest operate under ideal condition.

Advanced exergy analysis of ejector-expansion trans-critical CO₂ cascade refrigeration system consisting of two refrigeration systems, is discussed. The results indicate that although the conventional exergy analysis shows the highest exergy destruction for the ejector, the advanced exergy analysis suggests improving the gas cooler performance first. The compressor, ejector and evaporator are in the next stages for improvement because of their maximum value of endogenous avoidable exergy destructions.

Keywords: Advanced Exergy Analysis, Exergy Destruction, Cascade refrigeration system, Ejector, Carbon Dioxide.

۱- مقدمه

۱-۱- تحلیل مرسوم

استفاده از سیستم‌های تبريد تراکمی بخار تک مرحله‌ای^۱ برای کاربرد در دمای پایین به دلیل دمای انجماد، فشار عملیاتی پایین برای مبرد و دشواری استفاده از متراکم کننده‌های عامل که برای تراکم مبرد با حجم ویژه بسیار بزرگ مورد نیاز است، عملی نیست [۲ و ۱]. می‌توان با اتخاذ سیستم‌های تبريد تراکمی بخار آبشاری^۲ بر این مشکلات غلبه کرد که در آن دو یا چند سیستم تبريد تراکمی بخار مجزا، به گونه‌ای با یکدیگر در ارتباط هستند که تبريدکننده‌ی^۳ سیستم مرحله بالاتر، به عنوان محیط سرمایشی برای سیستم مرحله پایین‌تر عمل می‌کند. سخت‌کاری فولاد آلیاژ خاص^۴، ذخیره سازی خون و مایع سازی بخار نفت و گازهای اتمسفری برخی از کاربردهای صنعتی سیستم تبريد تراکمی بخار آبشاری است [۲]. لی و همکاران [۳] با تحلیل ترمودینامیکی سیکل تبريد آبشاری با جفت مبرد^۵ CO₂/NH₃ با توجه به پارامترهای طراحی مثل درجه حرارت تبريد، درجه حرارت چگالش، اختلاف حرارت در مبدل حرارتی به تعیین دمای چگالش بهینه در چگالنده جهت بهینه‌سازی ضریب عملکرد^۶ سیکل و کمینه‌سازی اتلاف انرژی^۷ پرداختند. بهاتاچاریا و همکارانش [۴] به تحلیل یک چرخه آبشاری دو مرحله‌ای پرداخته و درجه حرارت میانی بهینه را برای حداکثر انرژی و اثر تبريد بدست آورده‌اند. همچنین از یک مدل جامع عددی برای سیستم آبشاری فوق گرم^۸ CO₂-C₃H₈ با هدف بررسی نتایج نظری استفاده کرده است. دوپازو و همکاران [۵] به تحلیل تئوری سیستم تبريد آبشاری CO₂-NH₃ برای کاربردهای سرمایشی در دماهای پایین پرداخته‌اند. آنها CO₂ را بعنوان یک مبرد طبیعی و بی‌ضرر برای محیط زیست دانستند و به بررسی اثر بازده آیزنتروپیک متراکم کننده‌ها بر بازده سرمایشی سیستم پرداخته‌اند. کلیکارسلان و همکارش [۶] با استفاده از یک کد کامپیوتری توسعه یافته به تحلیل انرژی و برگشت ناپذیری یک سیستم تبريد آبشاری با زوج مبردهای مختلف پرداخت. رضائیان و همکارش [۷] به بررسی بهینه‌سازی ترمودینامیکی و تحلیل انرژی سیستم‌های تبريد آبشاری با جفت مبرد CO₂/NH₃ پرداختند. ظرفیت سرمایشی، دمای محیط، و دمای فضای سرد محدودیت‌های بهینه‌سازی است و دمای

چگالش آمونیاک و دی‌اکسیدکربن، دمای تبريد دی اکسید کربن و اختلاف دما در مبدل حرارتی چهار پارامتر مدنظر جهت بهینه‌سازی هستند.

دی اکسید کربن به عنوان یک مبرد به دلیل ویژگی‌های گرمایی منحصر به فردش، مانند ویسکوزیته پایین، ضریب انتقال حرارت بسیار عالی، غیر سمی بودن و عدم اشتعال‌زایی نظر محققان را جلب کرده است. ضمناً، کربن‌دی‌اکسید دارای پتانسیل تقلیل اوزون^{۱۰} صفر و پتانسیل گرمایش جهانی^{۱۱} ناچیز و بسیار کم هزینه است [۸]. از آنجایی که دمای بحرانی کربن-دی‌اکسید معمولاً کمتر از دمای گرمای دفع شده از سیستم‌های تهویه مطبوع و پمپ حرارتی است، چرخه‌ی تراکمی بخار یک سیستم فوق بحرانی می‌شود. یک ویژگی خاص این چرخه اختلاف فشار نسبتاً بزرگتر در سراسر متراکم کننده آن است که منجر به بازده پایین‌تر قانون اول و دوم می‌شود [۹]. تلاش‌های بسیاری به منظور ارتقاء عملکرد این چرخه‌ها مخصوصاً با تمرکز بر کاهش تلفات انرژی از طریق شیر خفانشی اختصاص داده شده است. یکی از این روش‌ها استفاده از اجکتور بجای شیرانبساط است. طبق بررسی صورت گرفته [۱۰] استفاده از اجکتور سبب افزایش در ضریب عملکرد و بازده قانون دوم و کاهش در مقدار تلفات انرژی می‌شود.

۱-۲- تحلیل پیشرفته

جداسازی اتلاف انرژی در داخل جز k-م به بخش‌های درون‌زا^{۱۲} و برون‌زا^{۱۳} این توانایی را ایجاد می‌کند تا بصورت جداگانه اتلاف انرژی که معلول ناکارآمدی خود جز و معلول ناکارآمدی سایر اجزا است تخمین زده شود. اتلاف انرژی درون‌زا فقط به سبب برگشت‌ناپذیری در جز k-م رخ می‌دهد. این اتلاف انرژی زمانی اتفاق می‌افتد که سایر اجزا در حالت ایده‌آل و جز مورد نظر با بازده دقیق خود عمل می‌کند.

اتلاف انرژی برون‌زا در داخل جز k-م به سبب برگشت‌ناپذیری سایر اجزا اتفاق می‌افتد.

$$\dot{E}_{D,k} = \dot{E}_{D,K}^{EX} + \dot{E}_{D,K}^{EN} \quad (1)$$

تعیین اتلاف انرژی درون‌زا و برون‌زا در داخل جز k-م راهی برای بهینه‌سازی جزء و کل سیستم نمایان می‌سازد. کاهش مقدار اتلاف انرژی درون‌زای جز k-م سبب کاهش اتلاف انرژی برون‌زا در داخل سایر اجزا سیستم می‌شود یعنی بطور خودکار در سایر اجزا نیز اتلاف انرژی کاهش می‌یابد.

ایده‌ی تقسیم بندی نابودی انرژی به بخش‌های درون‌زا و برون‌زا در مرجع [۱۲] مطرح شده است و در مرجع [۱۱] برای

¹ Single stage vapour compression refrigeration system

² Compressor

³ Vapour compression cascade refrigeration system

⁴ Evaporator

⁵ precipitation hardening of special alloy steel

⁶ Refrigerant

⁷ Coefficient of performance (COP)

⁸ Exergy Destruction

⁹ Superheat

¹⁰ Ozone depletion potential (ODP)

¹¹ Global warming potential (GWP)

¹² Endogenous

¹³ Exogenous

سیستم‌های انرژی در این مقاله به این موضوع پرداخته شده و یکی از چرخه‌های پیشنهادی در [۱۰] برای اولین بار مورد تحلیل پیشرفته قرار گرفته‌اند.

۲- توصیف سیستم

هنگامیکه اختلاف درجه حرارت محیط و فضای سرد شده بسیار زیاد باشد می‌توان از سیکل‌های ترکیبی در سیستم‌های تبرید نیز استفاده کرد. چنین سیستم تبریدی را سیستم آبشاری گویند (شکل ۱).

سیستم تبرید آبشاری متشکل از دو سیستم تبرید تراکمی بخار تک مرحله‌ای است که از طریق یک مبدل حرارتی^۶ با یکدیگر در ارتباط هستند. مزیت تبرید آبشاری به تبرید عادی در این است که می‌توان فضایی سردتر ساخت و گرما را در فضایی با دمای بالاتر دفع کرد بدون اینکه به طرز چشمگیری هزینه برای ساخت سیستم تبرید افزایش یابد. چرخه تحتانی^۷ سردتر است و جهت سرمایه‌گذاری فضای مورد نظر، گرما را جذب می‌کند. این چرخه گرما را از طریق مبدل حرارتی میانی به چرخه بالادست^۸ دفع می‌کند. در واقع مبدل حرارتی برای چرخه تحتانی بعنوان چگالنده^۹ و برای چرخه بالادست بعنوان تبخیرکننده عمل می‌کند. چرخه بالادست گرم‌تر است و می‌تواند گرما را به یک مخزن بسیار گرم دفع کند.

پیکربندی‌های مختلفی از سیستم‌های تبرید آبشاری برای استفاده بهینه از انرژی ورودی به متراکم کننده برای تولید تبرید پیشنهاد شده است. طرح ارائه شده در شکل ۲ یکی از این پیکربندی‌های پیشنهادی در [۱۰] است که چرخه بالا یک چرخه فوق بحرانی^{۱۰} انبساط اجکتوری و چرخه پایینی یک چرخه CO₂ زیر بحرانی^{۱۱} است که برای اولین بار تحلیل انرژی و انرژی مرسوم برای این سیستم انجام شده است. این چرخه در شرایط کاری یکسان، ضریب عملکرد و بازده قانون دوم بهتر و مقدار تخریب انرژی کمتری در اجزا خود با یک مقدار بسیار کمتر از دمای تخلیه متراکم کننده در مقایسه با چرخه‌های مرسوم مثل چرخه تبرید آبشاری معمولی نمایش داده شده در شکل ۱ یا چرخه اجکتوری معمولی ارائه می‌دهد. چون مبرد کربن‌دی‌اکسید دمای بحرانی پایینی نسبت به دمای گرمای دفع شده دارد استفاده از چرخه با مبرد کربن‌دی‌اکسید در حالت زیر بحرانی مرقون به صرفه نیست. با پیشرفت تکنولوژی و ساخت تجهیزات با قابلیت بالا از چرخه در حالت فوق بحرانی استفاده می‌شود. به دلیل تلفات چشمگیر ناشی از

دستگاه تبرید تراکمی بخار ساده، در مرجع [۱۱،۱۳] برای یک سیستم قدرت توربین گازی، مورد استفاده قرار گرفته است. یکی از روش‌ها برای جداسازی اتلاف انرژی به بخش‌های درون‌زا و برون‌زا، موسوم به تحلیل‌های چرخه‌ی ترمودینامیکی است.

جداسازی اتلاف انرژی به بخش‌های اجتناب‌ناپذیر^۱ و اجتناب‌پذیر^۲ در جزء k-ام یک اندازه‌گیری واقع بینانه از قابلیت بهبود راندمان ترمودینامیکی یک جز را فراهم می‌کند. نرخ نابودی انرژی که با توجه به محدودیت‌های تکنولوژیکی مانند در دسترس بودن و هزینه‌ی مواد و روش‌های تولید نمی‌توان کاهش داد بخش اجتناب‌ناپذیر است. بخش باقیمانده جزء اجتناب‌پذیر نابودی انرژی است.

$$\dot{E}_{D,k} = \dot{E}_{D,K}^{UN} + \dot{E}_{D,K}^{AV} \quad (2)$$

نظریه جداسازی اتلاف انرژی به بخش‌های اجتناب‌ناپذیر و اجتناب‌پذیر در مرجع [۱۲] ارائه شده و برای سیستم قدرت در [۱۵،۱۴] بحث شده است. مبنای نظری تقسیم بندی نابودی انرژی به اجتناب‌ناپذیر و اجتناب‌پذیر با استفاده از تحلیل چرخه‌های ترمودینامیکی برای دستگاه تبرید در [۱۶،۱۵] مورد ارزیابی قرار گرفته است.

ترکیب دو رویکرد جداسازی اتلاف انرژی دانشمندان را قادر می‌سازد به محاسبه‌ی بخشی از نابودی انرژی کل بپردازند که بستگی به ناکارآمدی در جزء k-ام دارد و به دلیل محدودیت‌های فنی برای جزء نمی‌توان کاهش داد یعنی بخش اجتناب‌ناپذیر درون‌زا^۳ از نابودی انرژی را محاسبه کرد.

بخش اجتناب‌پذیر درون‌زا^۴ نابودی انرژی را می‌توان از طریق تغییر در جزء مورد نظر کاهش داد، درحالی‌که بخش اجتناب‌پذیر برون‌زا^۵ از نابودی انرژی بخشی از نابودی انرژی در جزء k-ام را شرح می‌دهد است که می‌تواند از طریق بهبود بهره‌وری اجزای باقیمانده و یا از طریق بهبود ساختار کلی سیستم نیز کاهش یابد.

در مرجع [۱۷] یک سیستم تبرید اجکتوری مورد تحلیل مرسوم و پیشرفته انرژی قرار گرفته است. تحلیل انرژی اجزای اجتناب‌ناپذیر که بر اساس تحلیل پیشرفته انرژی صورت می‌گیرد در مرجع [۱۸] برای سیستم‌های چند مرحله‌ای با مبرد مرکب و در مرجع [۱۹] برای فرآیندهای مایع‌سازی گاز طبیعی با مبرد مرکب ارائه شده است.

با توجه به اهمیت جداسازی تخریب انرژی و تعیین عوامل قابل اجتناب جهت صرفه جویی‌های اقتصادی در

⁶ Cascade Heat Exchanger (CHE)

⁷ Bottom Cycle

⁸ Top Cycle

⁹ Condenser

¹⁰ Super critical

¹¹ Sub critical

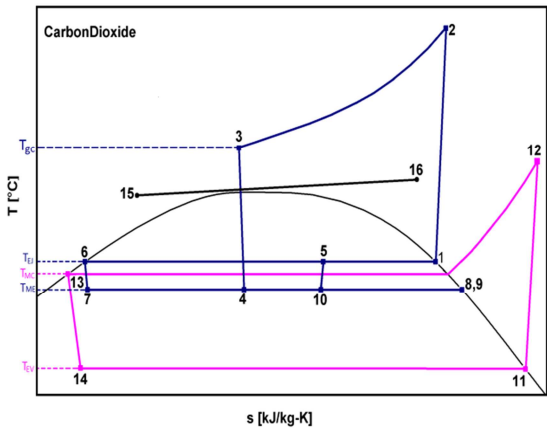
¹ Unavoidable

² Avoidable

³ Endogenous unavoidable

⁴ Endogenous avoidable

⁵ Exogenous avoidable



شکل ۳- نمودار T-s چرخه تبرید آبشاری پیشنهادی

۳- مدل سازی

۱-۳- تحلیل انرژی و انرژی مرسوم

در یک تحلیل مرسوم انرژی از K-م یک سیستم، متغیرهای زیر استفاده می‌شود:
نرخ اتلاف انرژی: که بستگی به نرخ جریان جرمی و تولید آنتروپی ویژه در داخل جز دارد.

$$\dot{E}_{D,K} = T_0 \dot{m}_K \dot{s}_{gen,K} \quad (3)$$

بازده انرژی:

$$\epsilon_K = \frac{\dot{E}_{P,K}}{\dot{E}_{F,K}} = 1 - \frac{\dot{E}_{D,K}}{\dot{E}_{F,K}} \quad (4)$$

معادلات اساسی برای تحلیل انرژی از K-م و کل سیستم یکسان هستند، اما یک اختلاف در مورد زوال انرژی وجود دارد: فرض می‌شود که مرزهای استفاده شده سیستم برای همه موازنه‌های انرژی در دمای محیط مرجع هستند، و بنابراین هیچ زوال انرژی وابسته به جز K-م وجود ندارد. زوال انرژی فقط در سطح سیستم کلی ظاهر می‌شود. بدینسان موازنه انرژی برای جز K-م و کل سیستم با معادلات به ترتیب (۵) و (۶) ارائه می‌شود:

$$\dot{E}_{F,K} = \dot{E}_{P,K} + \dot{E}_{D,K} \quad (5)$$

$$\dot{E}_{F,tot} = \dot{E}_{P,tot} + \sum \dot{E}_{D,K} + \dot{E}_{l,tot} \quad (6)$$

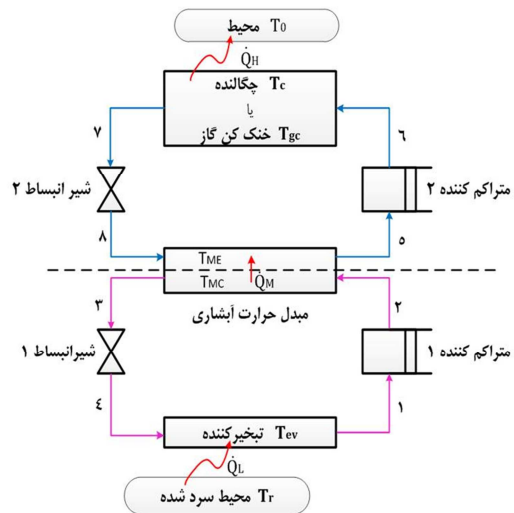
موازنه جرم، انرژی و انرژی (به ترتیب) برای تمام اجزا به صورت زیر خواهد بود:

$$\sum_{in} \dot{m} = \sum_{out} \dot{m} \quad (7)$$

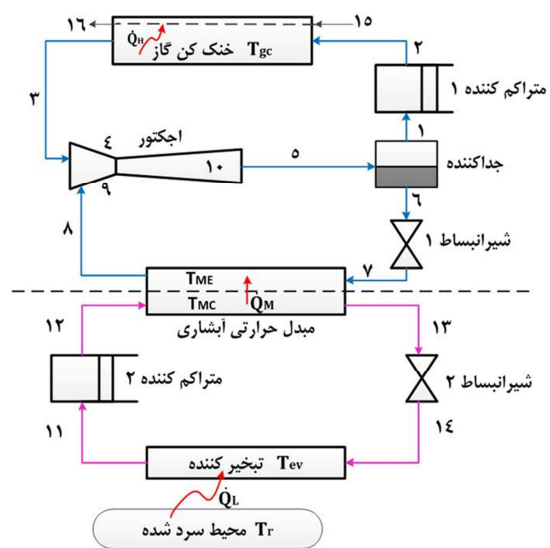
$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum_{out} \dot{m} \cdot h - \sum_{in} \dot{m} \cdot h \quad (8)$$

$$\dot{E}_D = \sum_{out} \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \cdot \dot{Q}_j - \dot{W} + \sum_{in} \dot{m} \cdot e - \sum_{out} \dot{m} \cdot e \quad (9)$$

وجود شیر انبساط در چرخه، جهت بهبود عملکرد از اجکتور به عنوان بهترین جایگزین برای این وسیله استفاده شده است. در این مقاله از دی اکسید کربن به عنوان سیال عامل در چرخه‌های بالادست و تحتانی استفاده می‌شود. تکامل تدریجی برای چرخه‌ها در نمودار T-S نشان داده شده است (شکل ۳).



شکل ۱- سیستم تبرید آبشاری



شکل ۲- پیکربندی پیشنهادی برای چرخه تبرید آبشاری

$$e = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (10)$$

ضریب عملکرد سیستم از رابطه زیر محاسبه می‌شود:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{ev,CO_2}}{\dot{W}_{c1} + \dot{W}_{c2}} \quad (11)$$

اطلاعات ترمودینامیکی حاصل از تحلیل سیکل تبرید واقعی در جدول ۲ ارائه شده است.

۳-۲- تحلیل اگزرژی پیشرفته

برای جداسازی تخریب اگزرژی به بخش‌های درون‌زا/برون‌زا و اجتناب‌ناپذیر/اجتناب‌پذیر با استفاده از روش چرخه‌ی ترمودینامیکی، در اولین گام ایجاد چرخه‌ی تئوری نیاز است. شرایط عملکردی تئوری برای هر جزء باید با در نظر گرفتن مفروضات زیر باشد:

در صورت ممکن ($\dot{E}_{D,K}^{th} = 0$)، در غیر اینصورت، (کمترین مقدار $\dot{E}_{D,K}^{th}$). این روش بر روی سیکل تبرید تراکمی بخار تک مرحله‌ای (شکل ۴الف) شرح داده شده و برای سیکل آبشاری تعمیم داده می‌شود. سیکل واقعی ماشین تبرید تراکمی بخار $1R, 2R, 3R, 4R$ (شکل ۴ب) است. در این حالت همه برگشت‌ناپذیری‌ها لحاظ شده است. در سیکل تئوری ($1T, 2T, 3T, 4T$ در شکل ۴ب) شرایط عملکردی برای هر جزء یا $\dot{E}_{D,K}^{th} = 0$ است یا کمترین مقدار $\dot{E}_{D,K}^{th}$ است (برای مثال در مبدل حرارتی با سیال عامل‌هایی که نرخ ظرفیت گرمایی متفاوتی دارند رابطه $\Delta T_{min} = 0$ برقرار است).

رسم این نمودارها (تئوری و اجتناب‌ناپذیر) برای چرخه‌ی مورد نظر و توضیح عوامل برگشت‌ناپذیری در پیوست ارائه شده است.

بخش درون‌زای اتلاف اگزرژی در جز K -ام از طریق تحلیل‌های سیکل مرکب محاسبه می‌شود. سیکل مرکب، سیکل نظری با برگشت‌ناپذیری‌ها فقط در جز K -ام را نمایش می‌دهد. تعداد سیکل‌های مرکبی که برای تحلیل‌ها باید خلق شود برابر با تعداد اجزا در سیستم کل است.

برای تقسیم نابودی اگزرژی به بخش‌های اجتناب‌ناپذیر/اجتناب‌پذیر، لازم است چرخه‌ای ایجاد شود که در آن تنها نابودی اگزرژی اجتناب‌ناپذیر در هر جزء رخ می‌دهد: $1RU-2RU$ (شکل ۴ب). این چرخه مبتنی بر روش چرخه‌ی واقعی است با این تفاوت که باید برگشت‌ناپذیری‌های اجتناب‌ناپذیر هر جزء در چرخه اعمال شود. فرضیات مدنظر برای چرخه‌ی واقعی با برگشت‌ناپذیری اجتناب‌ناپذیر در جدول ۳ ارائه شده است:

معادلات انرژی و اگزرژی مربوط به هر جز از سیستم در جدول ۱ ارائه شده است.

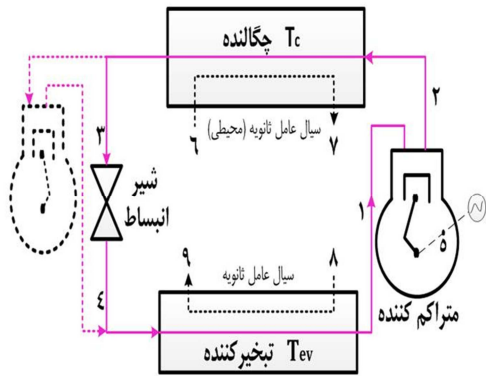
جهت مدل‌سازی فرضیات زیر در نظر گرفته می‌شود:

- ۱- سیستم در شرایط پایا شبیه‌سازی می‌شود.
 - ۲- از افت فشار ایجاد شده در کلیه‌ی اتصالات و مبدل‌های حرارتی صرف‌نظر می‌شود.
 - ۳- متراکم‌کننده‌ها و اجکتور به صورت آدیاباتیک در نظر گرفته می‌شوند.
 - ۴- بازده متراکم‌کننده‌ها همواره به صورت خطی و تابعی از فشار متراکم‌کننده مربوطه در نظر گرفته می‌شود.
 - ۵- دی‌اکسید کربن در خروج از تبخیرکننده به صورت بخار اشباع و جریان بخار خروجی از جداکن^۱ به صورت بخار اشباع و مایع خروجی از آن به صورت مایع اشباع در نظر گرفته می‌شود.
 - ۶- عمل انبساط در شیر انبساط به صورت آنتالپی ثابت در نظر گرفته می‌شود.
 - ۷- جریان در اجکتور یک بعدی فرض شده و فشار اختلاط در اجکتور معادل فشار تبخیرکننده در نظر گرفته می‌شود. همچنین از انرژی جنبشی مبرد در ورودی و خروجی اجکتور صرف‌نظر می‌شود.
 - ۸- دبی جرمی دی‌اکسیدکربن در خروجی اجکتور ۱ کیلوگرم بر ثانیه در نظر گرفته می‌شود.
 - ۹- دمای تبخیرکننده ۲۵- درجه سلسیوس فرض می‌گردد.
 - ۱۰- دمای سیال عامل خروجی از خنک‌کن گاز برابر ۴۵ درجه سلسیوس مفروض است.
 - ۱۱- فشار بالای چرخه که همان فشار خنک‌کن گاز است و دمای مبدل حرارت آبشاری در حالت بهینه در نظر گرفته می‌شود.
 - ۱۲- بازده دیفیوژر ۸۰٪ و نازل ۸۵٪ فرض می‌شود.
 - ۱۳- بازده اختلاط در قسمت میانی اجکتور برابر ۹۵٪ در نظر گرفته می‌شود.
 - ۱۴- دمای محیط برابر ۲۵ درجه سلسیوس و فشار محیط برابر ۰/۱۰۱ مگاپاسکال فرض می‌شود.
 - ۱۵- در محاسبات $DT = 5^\circ C$ فرض شده است.
 - ۱۶- از هوا جهت خنک‌کاری در خنک‌کن گاز استفاده می‌شود که در دمای $30^\circ C$ وارد شده و در دمای $35^\circ C$ خارج می‌شود.
- چون سیال عامل‌ها یک جزئی هستند فقط اگزرژی فیزیکی مورد نیاز است که از رابطه (۱۰) محاسبه می‌شود:

¹ Separator

جدول ۱- معادلات انرژی و انرژی مربوط به هر جز از سیستم

| جز | انرژی | انرژی |
|-------------------|--|---|
| متراکم کننده ۱ | $\dot{W}_{c1} = \frac{(h_2 - h_1)}{1 + \mu}$, $\eta_{c1} = 0.9343 - 0.04478 \times \frac{P_2}{P_1}$ | $\dot{W}_{c1} = \frac{(h_2 - h_1)}{1 + \mu}$, $\eta_{c1} = 0.9343 - 0.04478 \times \frac{P_2}{P_1}$ |
| گاز کولر | $\dot{W}_{D,gc} = \frac{(e_2 - e_3)}{1 + \mu} - \dot{m}_{15} \times (e_{16} - e_{15})$ | $\frac{(h_2 - h_3)}{1 + \mu} = \dot{m}_{15} \times (h_{16} - h_{15})$ |
| اجکتور | $\dot{E}_{D,ej} = \left(\frac{e_3}{1 + \mu} + \frac{\mu e_8}{1 + \mu} \right) - e_5$ | $\eta_m = \frac{h_4 - h_3}{h_{4s} - h_3}$, $h_3 = h_4 + \frac{(u_4)^2}{2}$ $u_{10} = \frac{u_4}{1 + \mu}$, $\eta_m = \frac{(\dot{u}_{10})^2}{(u_{10})^2}$, $h_5 = \frac{h_3}{1 + \mu} + \frac{\mu h_8}{1 + \mu}$ $h_5 = h_{10} + \frac{(\dot{u}_{10})^2}{2}$, $\eta_d = \frac{h_{5s} - h_{10}}{h_5 - h_{10}}$, $x_5 = \frac{1}{1 + \mu}$ |
| شیر انبساط ۱ | $\dot{E}_{D,exp1} = \frac{\mu(e_6 - e_7)}{1 + \mu}$ | $h_6 = h_7$ |
| مبدل حرارت آبشاری | $\dot{E}_{D,CHE} = \frac{\mu(e_7 - e_8)}{1 + \mu} - \dot{m}_{12} \times (e_{13} - e_{12})$ | $\frac{\mu(h_8 - h_7)}{1 + \mu} = \dot{m}_{12}(h_{12} - h_{13})$, $\Delta T = T_{mc} - T_{me} = 5$ |
| متراکم کننده ۲ | $\dot{E}_{D,c2} = \dot{W}_{c2} - \dot{m}_{12}(e_{12} - e_{11})$ | $\dot{W}_{c2} = \dot{m}_{12}(h_{12} - h_{11})$, $\eta_{c2} = 0.9343 - 0.04478 \times \frac{P_{12}}{P_{11}}$ |
| شیر انبساط ۲ | $\dot{E}_{D,exp2} = \dot{m}_{13}(e_{13} - e_{14})$ | $h_{13} = h_{14}$ |
| تبخیر کننده | $\dot{E}_{D,ev} = \dot{m}_{14}(e_{14} - e_{11}) - \left(\frac{T_0}{T_F} - 1 \right) \dot{Q}_{ev}$ | $\dot{Q}_{ev} = \dot{m}_{14}(h_{11} - h_{14})$ |

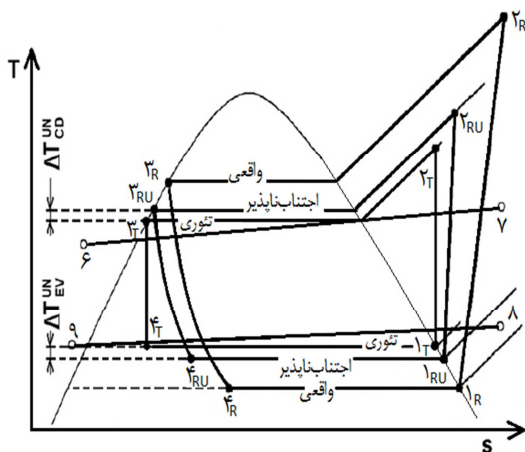


(الف)

جدول ۲- اطلاعات ترمودینامیکی سیکل تبرید واقعی

| \dot{m} (kg/s) | e (kJ/K) | S (kJ/K-k) | H (kJ/K) | P (MPa) | T (°C) | |
|---------------------|---------------|-----------------|------------|--------------|-------------|----|
| ۰.۶۷۹۵ | ۲۰۰.۹ | -۰.۹۴۸ | -۸۳.۰۳ | ۴.۴۱ | ۹.۱۷ | ۱ |
| ۰.۶۷۹۵ | ۲۳۶.۱ | -۰.۹۲۸ | -۴۱.۶۳ | ۱۰.۹۶ | ۸۲.۵۳ | ۲ |
| ۰.۶۷۹۵ | ۲۲۱.۷ | -۱.۳۴۷ | -۱۸۰.۸ | ۱۰.۹۶ | ۴۵ | ۳ |
| ۰.۶۷۹۵ | ۲۰۲.۸ | -۱.۳۳۶ | -۱۹۶.۶ | ۳.۵۱۶ | ۰.۳۳۱ | ۴ |
| ۱ | ۲۰۴.۵ | -۱.۱۷۶ | -۱۴۷.۲ | ۴.۴۱ | ۹.۱۷ | ۵ |
| ۰.۳۲۰۵ | ۲۱۲.۱ | -۱.۶۵۸ | -۲۸۳.۳ | ۴.۴۱ | ۹.۱۷ | ۶ |
| ۰.۳۲۰۵ | ۲۱۰.۶ | -۱.۶۵۳ | -۲۸۳.۳ | ۳.۵۱۶ | ۰.۳۳۱ | ۷ |
| ۰.۳۲۰۵ | ۱۹۱.۹ | -۰.۸۹۵ | -۷۶.۰۸ | ۳.۵۱۶ | ۰.۳۳۱ | ۸ |
| ۰.۳۲۰۵ | ۱۹۱.۹ | -۰.۸۹۵ | -۷۶.۰۸ | ۳.۵۱۶ | ۰.۳۳۱ | ۹ |
| ۱ | ۱۹۹ | -۱.۱۸۱ | -۱۵۴.۲ | ۳.۵۱۶ | ۰.۳۳۱ | ۱۰ |
| ۰.۲۴۸ | ۱۵۹.۶ | -۰.۷۶۶ | -۶۹.۷۲ | ۱.۶۸۳ | -۲۵ | ۱۱ |
| ۰.۲۴۸ | ۱۹۶.۵ | -۰.۷۴۱ | -۲۵.۵۹ | ۴.۰۰۳ | ۴۰.۹ | ۱۲ |
| ۰.۲۴۸ | ۲۱۲.۳ | -۱.۶۹۳ | -۲۹۳.۴ | ۴.۰۰۳ | ۵.۳۳۱ | ۱۳ |
| ۰.۲۴۸ | ۲۰۴.۷ | -۱.۶۶۷ | -۲۹۳.۴ | ۱.۶۸۳ | -۲۵ | ۱۴ |
| ۱۸.۸۲ | ۰.۳۵۷ | ۵.۷۱۶ | ۳۰.۳۶ | ۰.۱ | ۳۰ | ۱۵ |
| ۱۸.۸۲ | ۰.۱۵۰۴ | ۵.۷۳۲ | ۳۰.۸۶ | ۰.۱ | ۳۵ | ۱۶ |

(ب)



شکل ۴- (الف) شکل شماتیک سیکل تبرید تراکمی (ب) نمودار T-s

سیکل واقعی و تئوری

جدول ۳- مفروضات لازم برای چرخه واقعی با

| برگشت ناپذیری اجتناب ناپذیر | | | | |
|------------------------------|-----------------------------|-----------------------------|-------------|-------------|
| η_n | η_m | η_d | η_{c1} | η_{c2} |
| ۰.۹۵ | ۰.۹۸ | ۰.۹۵ | ۰.۹۵ | ۰.۹۵ |
| $\Delta T_{min,CHE}$ (°C) | $\Delta T_{min,gc}$ (°C) | $\Delta T_{min,ev}$ (°C) | | |
| ۲ | ۱ | ۱ | | |

برای محاسبه جزء اجتناب ناپذیر درونزا (UN-EN) یکی از اعضای چرخه کافی است در چرخه ایده آل به جای

مدل سازی دیده می شود که این نتایج به ترتیب در جداول ۴ و ۵ ارائه شده است.

نتایج

نتایج به دست آمده از جداسازی نابودی اگزوزی با استفاده از تقریب سیکل ترمودینامیکی در راستای تحلیل پیشرفته اگزوزی در جدول ۶ ارائه شده است. همچنین نتایج این

بیشتر است و عامل برونزا منفی است و این یعنی برای بهبود در اجزا از نظر اگزوزی و کاهش برگشتناپذیریها در آن باید تخریب اگزوزی اجزای دیگر چرخه افزایش یابند که این خود سبب افزایش تخریب اگزوزی کل چرخه خواهد شد. به ترتیب اجکتور، خنک کن فشاربالا و متراکم کننده ۱ بیشترین تاثیر پذیری را از ناکارآمدی سایر اجزا دارد چون بالاترین مقادیرهای برونزا مربوط به این اجزاء است.

همچنین در متراکم کننده های ۱ و ۲، خنک کن فشاربالا، مبدل حرارت آبشاری و تبخیرکننده سهم عامل اجتناب پذیر در تخریب اگزوزی بیشتر است و بخش عمده ای از تخریب اگزوزی را می توان از بین برد. در اجکتور، شیر انبساط ۱ و ۲ سهم عامل اجتنابناپذیر بیشتر است یعنی در مقایسه با سایر اجزاء از پتانسیل کمتری برای کاهش برگشتناپذیریها برخوردارند. اجکتور دارای بیشترین مقدار اجتناب پذیر برونزا است. این یعنی اینکه اجکتور بیشترین اثر پذیری را از ناکارآمدی سایر اجزاء دارند و بهبود در سایر اجزاء بیشترین اثر مثبت را بر آن دارد.

بررسی ها نشان می دهد که ناکارآمدی قابل اجتناب کمپرسورها، خنک کن گاز، مبدل حرارتی آبشاری و اواپراتور تاثیر بیشتری در تخریب اگزوزی جزء دارد، در حالی که در اجکتور و شیر انبساطها بهبود سایر اجزاء تاثیر بیشتری بر کاهش تخریب اگزوزی جزء نسبت به بهبود خود جزء دارد چون در این اجزاء عامل اجتناب پذیر برونزا بیشتر از عامل اجتناب پذیر درونزا است.

برگشتناپذیری واقعی از برگشتناپذیری اجتنابناپذیر استفاده شود و در حقیقت چرخه هیبرید با برگشتناپذیری اجتنابناپذیر تشکیل می شود.

۳-۳- تعیین اعتبار مدل سازی

جهت اطمینان از صحت مدل سازی ترمودینامیکی و اعتبارسنجی، روش شرح داده شده را بر روی چرخه ی تبرید تراکمی بخار تک مرحله ای شکل ۴ الف اجرا شد و تطابق خوبی بین نتایج ارائه شده در مقاله ی [۱۹] و نتایج حاصل از جداسازی برای هر جز در شکل ۵ و ۶ به ترتیب برای چرخه واقعی و ایده آل ترسیم شده است.

در شکل های ۷ تا ۱۴ تقسیم بندی درونزا و یا برونزا بودن و اجتناب پذیر و اجتنابناپذیر اجزای چرخه برای هشت جزء چرخه نشان داده شده است.

بعنوان نمونه شکل ۷ که مربوط به متراکم کننده اول است مورد آنالیز قرار می گیرد. تحلیل سایر اجزاء نیز بدین صورت است. بخش اجتناب پذیر درونزا با ۴۷٪ که مربوط به ناکارآمدی خود جزء است و با فن آوری روز قابل کاهش است. بخش اجتنابناپذیر درونزا با ۱۵٪ که مربوط به ناکارآمدی خود جزء است و با فن آوری روز قابل کاهش نیست. بخش اجتناب پذیر- برونزا با ۳۶٪ که مربوط به ناکارآمدی سایر اجزاء است و با فن آوری روز قابل کاهش است. بخش اجتنابناپذیر برونزا با ۲٪ که مربوط به ناکارآمدی سایر اجزاء است و با فن آوری روز قابل کاهش نیست.

همانطوری که از بحث مشخص است تقسیم تخریب اگزوزی به عامل درونزا و برونزا و اجتناب پذیر و اجتنابناپذیر درک و فهم محققین را از معنای تخریب اگزوزی بیشتر می کند و به محقق نشان می دهد برای بهبود چرخه با کاهش برگشتناپذیریها باید روی کدام اجزا کار شود و عوامل برگشتناپذیریها کدامند. با توجه به نتایج بدست آمده می توان گفت در تمام اجزاء سهم عامل درونزا بیشتر است یعنی ناکارآمدی خود جزء بیشتر مسبب تخریب اگزوزی در جزء است و ناکارآمدی سایر اجزاء تاثیر کمتری دارد. در مورد تبخیرکننده و شیرانبساط ۱ مقدار عامل درونزا از تخریب اگزوزی کل جزء

جدول ۴- نتایج موجود در مرجع [۱۹]

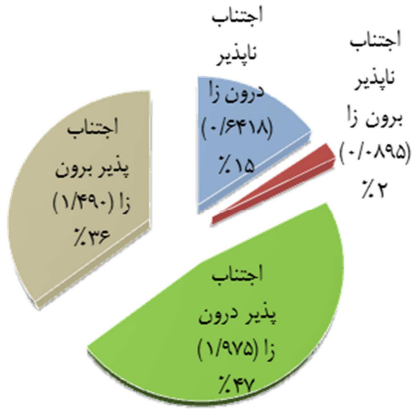
| $\dot{E}_{D,K}^{AV}$ (kW) | | $\dot{E}_{D,K}^{UN}$ (kW) | | $\dot{E}_{D,K}^{EX}$ (kW) | $\dot{E}_{D,K}^{EN}$ (kW) | $\dot{E}_{D,K}^{AV}$ (kW) | $\dot{E}_{D,K}^{UN}$ (kW) | Y_K (%) | ϵ_K (%) | $\dot{E}_{D,K}$ (kW) | $\dot{E}_{P,K}$ (kW) | $\dot{E}_{F,K}$ (kW) | اجزاء |
|---------------------------------|---------------------------------|---------------------------------|---------------------------------|------------------------------|------------------------------|------------------------------|------------------------------|--------------|---------------------|-------------------------|-------------------------|-------------------------|-------------|
| $\dot{E}_{D,K}^{AV,EX}$ (kW) | $\dot{E}_{D,K}^{AV,EN}$ (kW) | $\dot{E}_{D,K}^{UN,EX}$ (kW) | $\dot{E}_{D,K}^{UN,EN}$ (kW) | | | | | | | | | | |
| ۲,۸۴۶ | ۳,۵۶۶ | ۰,۰۴۸ | ۰,۹۶۶ | ۲,۸۹۴ | ۴,۵۳۱ | ۶,۴۱۲ | ۱,۰۱۳ | ۱۶,۵ | ۸۳,۴ | ۷,۴۲۵ | ۳۷,۴۴ | ۴۴,۸۷ | |
| ۲,۲۶۹ | ۴,۲۱۵ | ۰,۰۳۴ | ۲,۱۳۵ | ۲,۳۰۳ | ۶,۳۵ | ۶,۴۸۴ | ۲,۱۶۹ | ۱۹,۳ | ۲۱,۸ | ۸,۶۵۳ | ۲,۴۱۶ | ۱۱,۰۷ | چگالنده |
| ۴,۶۸۴ | ۰ | ۰,۱۶۸ | ۳,۳۸۳ | ۴,۸۵۲ | ۳,۳۸۳ | ۴,۶۸۴ | ۳,۵۵۱ | ۱۸,۳ | ۷۰,۷ | ۸,۳۳۵ | ۱۹,۸۷ | ۲۸,۱۱ | شیر انبساط |
| ۰ | ۴,۳۵۵ | ۰ | ۲,۳۷ | ۰ | ۶,۷۲۵ | ۴,۳۵۵ | ۲,۳۷ | ۱۵,۰ | ۶۲,۹ | ۶,۷۲۵ | ۱۱,۴۱ | ۱۸,۱۴ | تبخیر کننده |
| ۹,۷۹۹ | ۱۲,۱۳۶ | ۰,۲۵ | ۸,۸۵۴ | ۱۰,۰۴۹ | ۲۰,۹۸۹ | ۲۲,۲۹۹ | ۹,۱۰۳ | ۶۹,۲ | ۲۵,۴ | ۳۱,۰۴ | ۱۱,۴۱ | ۴۴,۸۷ | سیستم کلی |

جدول ۵- نتایج حاصله از مدل سازی

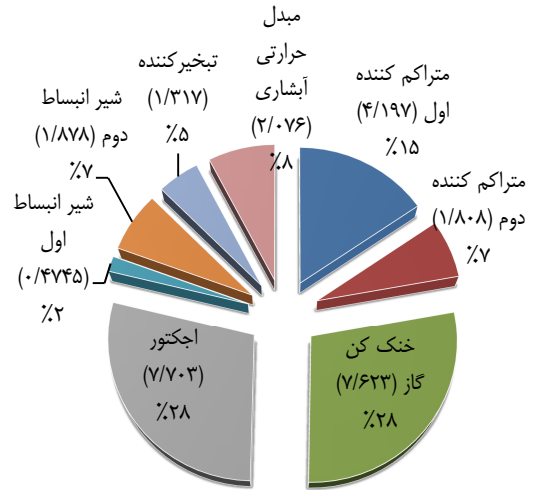
| $\dot{E}_{D,K}^{AV}$ (kW) | | $\dot{E}_{D,K}^{UN}$ (kW) | | $\dot{E}_{D,K}^{EX}$ (kW) | $\dot{E}_{D,K}^{EN}$ (kW) | $\dot{E}_{D,K}^{AV}$ (kW) | $\dot{E}_{D,K}^{UN}$ (kW) | Y_K (%) | ϵ_K (%) | $\dot{E}_{D,K}$ (kW) | $\dot{E}_{P,K}$ (kW) | $\dot{E}_{F,K}$ (kW) | اجزاء |
|---------------------------------|---------------------------------|---------------------------------|---------------------------------|------------------------------|------------------------------|------------------------------|------------------------------|--------------|---------------------|-------------------------|-------------------------|-------------------------|--------------|
| $\dot{E}_{D,K}^{AV,EX}$ (kW) | $\dot{E}_{D,K}^{AV,EN}$ (kW) | $\dot{E}_{D,K}^{UN,EX}$ (kW) | $\dot{E}_{D,K}^{UN,EN}$ (kW) | | | | | | | | | | |
| ۲,۸۲۸ | ۳,۵۶۵ | ۰,۰۵۵ | ۰,۹۶۵۹ | ۲,۸۸۳ | ۴,۵۳۱ | ۶,۳۹۳ | ۱,۰۲۱ | ۱۶,۵۲ | ۸۳,۴۸ | ۷,۴۱۴ | ۳۷,۴۶ | ۴۴,۸۷ | متراکم کننده |
| ۲,۱۹۷ | ۴,۳۳۱ | ۰,۲۸۹ | ۲,۱۵۷ | ۲,۴۸۷ | ۶,۴۷۷ | ۶,۵۱۷ | ۲,۴۴۶ | ۱۹,۹۸ | ۲۰,۱۶ | ۸,۹۶۴ | ۲,۲۶۴ | ۱۱,۲۳ | چگالنده |
| ۴,۴۷۶ | ۰ | ۰,۱۷۰ | ۳,۴۴۳ | ۴,۶۴۶ | ۳,۴۴۳ | ۴,۴۷۶ | ۳,۶۱۳ | ۱۸,۰۳ | ۷۰,۴۵ | ۸,۰۸۹ | ۱۹,۲۸ | ۲۷,۳۷ | شیر انبساط |
| ۰ | ۴,۳۵۵ | ۰ | ۲,۳۰۷ | ۰ | ۶,۶۶۲ | ۴,۳۵۵ | ۲,۳۰۷ | ۱۴,۸۵ | ۶۳,۳۷ | ۶,۶۶۲ | ۱۱,۴۸ | ۱۸,۱۴ | تبخیر کننده |
| ۹,۵۰۱ | ۱۲,۲۴ | ۰,۵۱۵۶ | ۸,۸۷۲ | ۱۰,۰۰۲ | ۲۱,۱۱ | ۲۱,۷۴ | ۹,۳۸۸ | ۶۹,۳۸ | ۲۵,۵۸ | ۳۱,۱۳ | ۱۱,۴۸ | ۴۵,۸۷ | سیستم کلی |

جدول ۶- نتایج تحلیل انرژی پیشرفته در چرخه تبرید آبشاری و اجکتور انبساطی

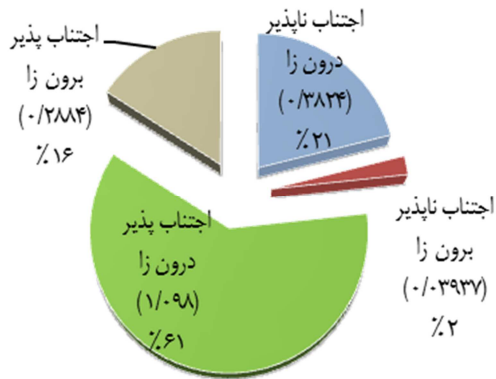
| $\dot{E}_{D,K}^{AV}$ (kW) | | $\dot{E}_{D,K}^{UN}$ (kW) | | $\dot{E}_{D,K}^{EX}$ (kW) | $\dot{E}_{D,K}^{EN}$ (kW) | $\dot{E}_{D,K}^{AV}$ (kW) | $\dot{E}_{D,K}^{UN}$ (kW) | Y_K (%) | ϵ_K (%) | $\dot{E}_{D,K}$ (kW) | $\dot{E}_{P,K}$ (kW) | $\dot{E}_{F,K}$ (kW) | اجزاء |
|---------------------------------|---------------------------------|---------------------------------|---------------------------------|------------------------------|------------------------------|------------------------------|------------------------------|--------------|---------------------|-------------------------|-------------------------|-------------------------|------------------|
| $\dot{E}_{D,K}^{AV,EX}$ (kW) | $\dot{E}_{D,K}^{AV,EN}$ (kW) | $\dot{E}_{D,K}^{UN,EX}$ (kW) | $\dot{E}_{D,K}^{UN,EN}$ (kW) | | | | | | | | | | |
| ۱,۴۹ | ۱,۹۷۵ | ۰,۰۸۹۵ | ۰,۶۴۱۸ | ۱,۵۸ | ۲,۶۱۷ | ۳,۴۶۵ | ۰,۷۳۱۳ | ۰ | ۸۵,۰۹ | ۴,۱۹۷ | ۲۳,۹۵ | ۲۸,۱۵ | متراکم کننده ۱ |
| ۲,۰۲۲۱ | ۲,۵۴۲ | ۰,۱۵۰۴ | ۲,۹۱ | ۲,۱۷۲ | ۵,۴۵۲ | ۴,۵۶۳ | ۳,۰۶۱ | ۲,۲۷۸ | ۲۲,۰۷ | ۷,۶۲۳ | ۲,۱۵۹ | ۹,۷۸۲ | خنک کن فشار بالا |
| ۲,۵۵۷ | ۱,۲۹۴ | ۰,۲۶۱۹ | ۳,۵۹ | ۲,۸۱۹ | ۴,۸۸۴ | ۳,۸۵۱ | ۳,۸۵۲ | ۲,۹۷ | ۹۶,۳۷ | ۷,۷۰۳ | ۲۰,۴۵ | ۲۱۲,۲ | اجکتور |
| ۰,۰۱۳۴۵ | ۰ | ۰,۰۵۴ | ۰,۵۱۱۲ | ۰,۰۴۰ | ۰,۵۱۱۲ | ۰,۰۱۳۵ | ۰,۴۵۶۹ | ۰,۴۷۳۲ | ۸۴,۹۶ | ۰,۴۷۰۴ | ۲,۶۵۸ | ۳,۱۲۸ | شیر انبساط ۱ |
| ۰,۱۲۷۸ | ۰,۹۲۰۴ | ۰,۰۷۳۲ | ۰,۹۵۴۴ | ۰,۲۰۱ | ۱,۸۷۵ | ۱,۰۴۸ | ۱,۰۲۸ | ۰,۳۵۶۵ | ۶۵,۳۷ | ۲,۰۷۶ | ۳,۹۱۸ | ۵,۹۹۴ | مدل حرارت آبشاری |
| ۰,۲۸۸۴ | ۱,۰۹۸ | ۰,۰۳۹۳ | ۰,۳۸۲۴ | ۰,۳۲۷۸ | ۱,۴۸۱ | ۱,۳۸۷ | ۰,۴۲۱۸ | ۰ | ۸۳,۴۹ | ۱,۸۰۸ | ۹,۱۴۴ | ۱۰,۹۵ | متراکم کننده ۲ |
| ۰,۳۴۶۱ | ۰ | ۰,۲۰۹۹ | ۱,۳۲۲ | ۰,۵۵۶۱ | ۱,۳۲۲ | ۰,۳۴۶۱ | ۱,۵۲۲ | ۱,۱۲۳ | ۸۱,۷۶ | ۱,۸۷۸ | ۸,۴۱۹ | ۱۰,۳ | شیر انبساط ۲ |
| ۰,۱۸۴۳ | ۱,۲۰۴ | ۰,۰۰۰۳ | ۰,۳۰۱۶ | ۰,۱۸۸ | ۱,۵۰۵ | ۱,۰۱۹۰ | ۰,۲۹۷۶ | ۰ | ۸۸,۲۲ | ۱,۳۱۷ | ۹,۸۶۷ | ۱۱,۱۸ | تبخیر کننده |
| ۶۶۶ | ۹,۰۳۲ | ۰,۷۶۶۱ | ۱,۰۶۱ | ۷,۴۳ | ۱۹,۶۵ | ۱۵,۶۹ | ۱۱,۳۸ | ۷,۳۰۱ | ۲۵,۲۴ | ۲۷,۰۷ | ۹,۸۶۷ | ۳۹,۱ | کل سیستم |



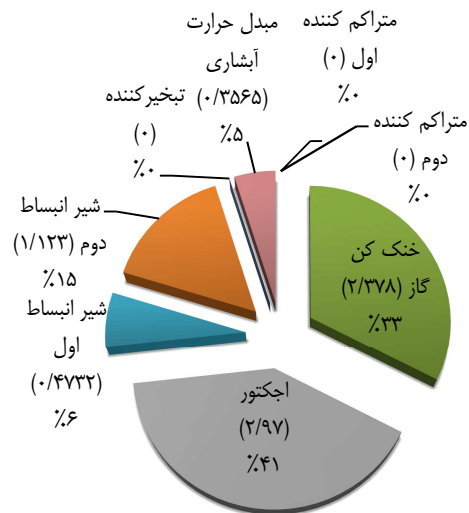
شکل ۷- تقسیم تخریب اگزوزی متراکم کننده اول



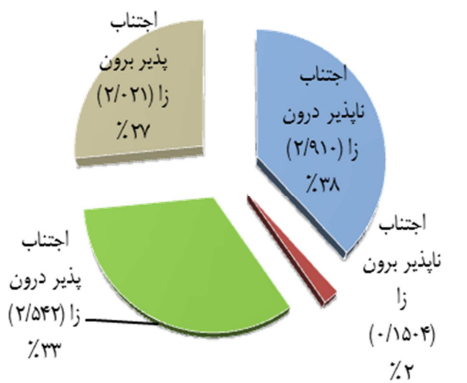
شکل ۵- تخریب اگزوزی اجزاء چرخه تبرید واقعی دی اکسید کربن فوق بحرانی و اجکتور انبساطی در شرایط مفروض



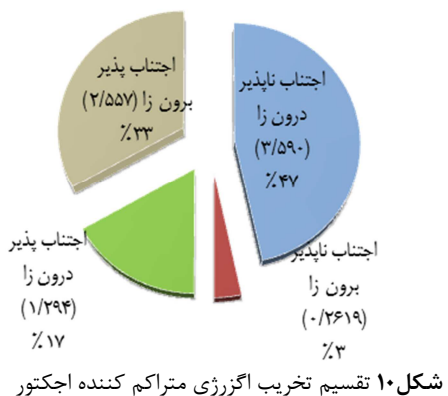
شکل ۸- تقسیم تخریب اگزوزی متراکم کننده دوم



شکل ۶- تخریب اگزوزی اجزاء چرخه تبرید ایده آل دی اکسید کربن فوق بحرانی و اجکتور انبساطی در شرایط مفروض



شکل ۹- تقسیم تخریب اگزوزی خنک کن فشار بالا



شکل ۱۰- تقسیم تخریب اگزوزی متراکم کننده اجکتور

با دقت در شکل ۵، می توان متوجه گمراه کننده بودن تحلیل مرسوم بدون در نظر گرفتن تحلیل پیشرفته شد. در واقع با توجه به نمودار در حالت واقعی فقط سهم اجزاء شناسائی می شود و جزئی که باید از آن شروع کرد را نمی توان یافت. با مراجعه به نمودار دایره ای حالت ایده آل هم نمی توان گفت که کدام جزء باید اول بهبود یابد. در این شرایط باید سراغ تحلیل پیشرفته رفت که تمامی این نواقص را برطرف می کند.

شکل ۷: هر ۴ جز از بخش‌های تخریب آگرژی را داراست که بیشترین سهم مربوط به اجتناب‌پذیر درون‌زا با ۴۷٪ است. یعنی ناکارآمدی قابل بهبود در خود جز بیشترین تاثیر را دارد. شکل ۸: هر ۴ جز از بخش‌های تخریب آگرژی را داراست که بیشترین سهم مربوط به اجتناب‌پذیر درون‌زا با ۶۱٪ است. یعنی ناکارآمدی قابل بهبود در خود جز بیشترین تاثیر را دارد. شکل ۹: هر ۴ جز از بخش‌های تخریب آگرژی را داراست که بیشترین سهم مربوط به بخش اجتناب‌ناپذیر درون‌زا است. یعنی ناکارآمدی خود جزء که قابل بهبود نیست بیشترین تاثیر را در تخریب آگرژی دارد.

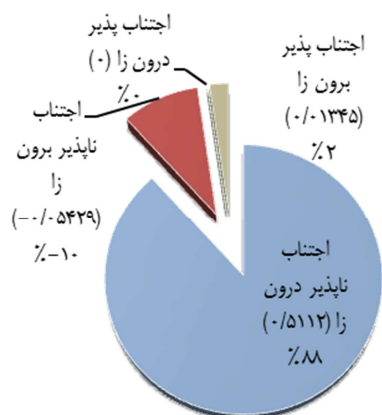
شکل ۱۰: هر ۴ جز از بخش‌های تخریب آگرژی را داراست که بیشترین سهم مربوط به بخش اجتناب‌ناپذیر درون‌زا است. یعنی ناکارآمدی خود جزء که قابل بهبود نیست بیشترین تاثیر را در تخریب آگرژی دارد.

شکل ۱۱: این جزء بخش اجتناب‌پذیر درون‌زا را ندارد یعنی امکانی برای کاهش تخریب آگرژی از طریق بهبود جزء وجود ندارد و بیشترین سهم تخریب آگرژی مربوط به ناکارآمدی خود جزء است. بهبود این جز از طریق بهبود سایر اجزاء خواهد بود. شکل ۱۲: این جزء بخش اجتناب‌پذیر درون‌زا را ندارد یعنی امکانی برای کاهش تخریب آگرژی از طریق بهبود جزء وجود ندارد و بیشترین سهم تخریب آگرژی مربوط به ناکارآمدی خود جزء است. بهبود این جز از طریق بهبود سایر اجزاء خواهد بود. شکل ۱۳: هر ۴ بخش از تخریب آگرژی را داراست که بیشترین سهم مربوط به بخش اجتناب‌ناپذیر درون‌زاست و سهم ۴۶٪ دارد. در گام بعدی اجتناب‌پذیر درون‌زا قرار دارد. برای این جزء می‌توان گفت که سهم بخش اجتناب‌پذیر درون‌زا و اجتناب‌ناپذیر درون‌زا برابر است.

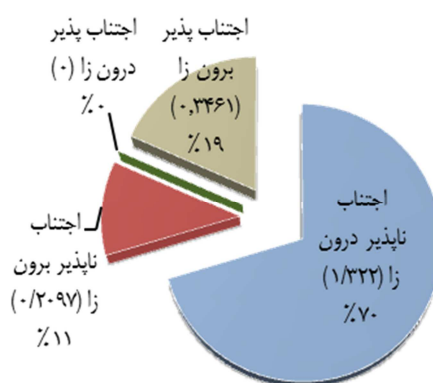
شکل ۱۴: در این جزء بیشترین سهم مربوط به اجتناب‌پذیر درون‌زاست و کاهش تخریب آگرژی با بهبود خود جزء میسر می‌شود. بخش اجتناب‌پذیر برون‌زا نیز منفی است یعنی تخریب آگرژی در جزء با بهبود در سایر اجزاء افزایش می‌یابد.

۵- نتیجه گیری و بحث

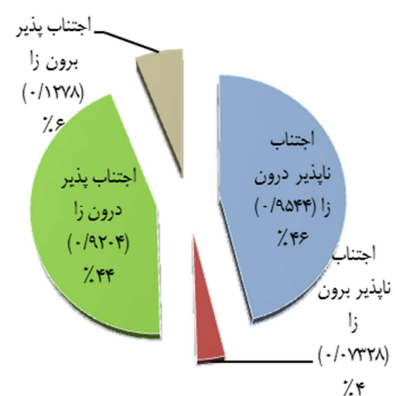
تحلیل آگرژی پیشرفته یکی از ابزارهای سودمند برای تحلیل‌های ترمودینامیکی است. تقسیم‌بندی تخریب آگرژی یک جزء در یک چرخه به قسمت‌های درون‌زا و برون‌زا و اجتناب‌ناپذیر و اجتناب‌پذیر می‌تواند برای تحلیل‌های ترمودینامیکی و برای کاهش برگشت‌ناپذیری‌ها و بهبود عملکرد چرخه بسیار مفید باشد. همچنین این تقسیم بندی دقت و درک از مفهوم آگرژی عمیق‌تر می‌کند. این تحلیل گویای میزان تخریب آگرژی در هر کدام از اجزای چرخه، یافتن عامل این نابودی آگرژی، میزان قابلیت و پتانسیل بهبود هر یک از اجزا و توانایی کاهش تخریب آگرژی اجزا است.



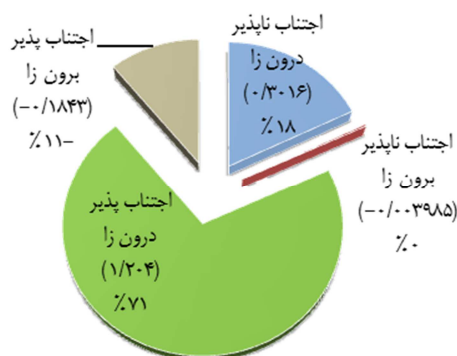
شکل ۱۱- تقسیم تخریب آگرژی شیرانبساط اول



شکل ۱۲- تقسیم تخریب آگرژی شیرانبساط دوم



شکل ۱۳- تقسیم تخریب آگرژی مبدل حرارتی



شکل ۱۴- تقسیم تخریب آگرژی تبخیرکننده

| | |
|---------------|----|
| تبخیرکننده | Ev |
| واقعی | R |
| اجتناب‌ناپذیر | RU |
| ایده‌آل | T |

برای بهبود عملکرد چرخه تبرید آبشاری دی اکسید کربن فوق بحرانی با تراکم دو مرحله‌ای و اجکتور انبساطی باید ابتدا از خنک‌کن فشاربالا به دلیل دارا بودن بیشترین مقدار عامل اجتناب‌پذیر درون‌زا شروع کرد. در مرحله بعد متراکم کننده ۱ به دلیل قابلیت بیشتر در کاهش تخریب آگرژی، قرار دارد. بعد از آن اجکتور و تبخیرکننده در مراحل بعدی قرار دارند.

پیوست

از عوامل برگشت‌ناپذیر موثر در این چرخه می‌توان به موارد زیر اشاره کرد:

- (۱) بازده کمپرسورها: این اجزا با اینکه حالت برگشت-ناپذیر با بازده بالا فرض شده‌اند ولی باز هم دلیلی برای اتلاف انرژی محسوب می‌شوند.
- (۲) ساختار اجکتور: به دلیل سه بخشی بودن اجکتور در این بخش نیز اتلافات اجتناب‌ناپذیری وجود خواهد داشت که با بهبود بازده هر بخش نیز قابل اجتناب نمی‌باشد.
- (۳) شیرهای فشارشکن: ساختار این شیرها به گونه‌ای است که در بهترین حالت هم اتلافات اجتناب‌ناپذیر دارند.
- (۴) خنک‌کن گاز فشاربالا: به دلیل فوق بحرانی بودن و امکان ساختن چنین تبدلی با ظرفیت تحملی بالا در مقابل این فشار و تبادل حرارت مورد نظر، این بخش جزء قسمت‌های اجتناب‌ناپذیر است.

فهرست علائم

| | |
|-----------|--|
| \dot{E} | نرخ آگرژی، برحسب کیلو وات |
| e | آگرژی ویژه، برحسب کیلو ژول بر کیلو گرم |
| \dot{m} | نرخ جریان جرمی، برحسب کیلو گرم بر ثانیه |
| T | دما، برحسب سانتی گراد |
| \dot{Q} | نرخ گرما، برحسب کیلو وات |
| \dot{W} | قدرت، برحسب کیلو وات |
| P | فشار، برحسب مگا پاسکال |
| H | آنتالپی، برحسب کیلو ژول بر کیلو گرم |
| S | آنتروپی، برحسب کیلو ژول بر کیلو گرم کلون |
| COP | بازده سرمایشی |

علائم یونانی

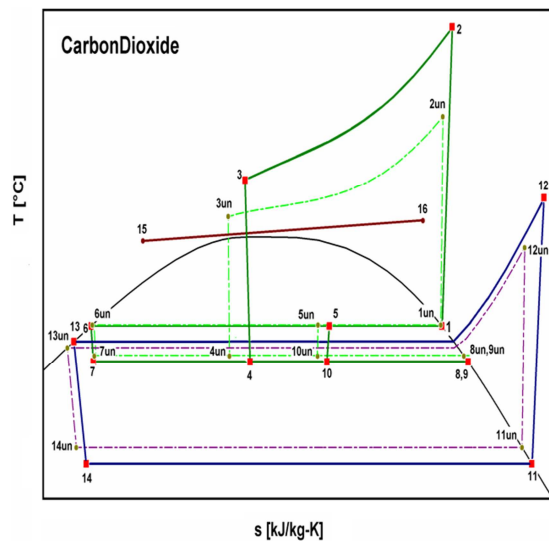
| | |
|---------------|-----------------|
| μ | نسبت مکش |
| ε | بازده قانون دوم |

بالانویس‌ها

| | |
|-------|-----------------------|
| EN | درون‌زا |
| EX | برون‌زا |
| AV | اجتناب‌پذیر |
| UN | اجتناب‌ناپذیر |
| UN-EN | اجتناب‌ناپذیر درون‌زا |
| UN-EX | اجتناب‌ناپذیر برون‌زا |
| AV-EN | اجتناب‌پذیر درون‌زا |
| AV-EX | اجتناب‌پذیر برون‌زا |

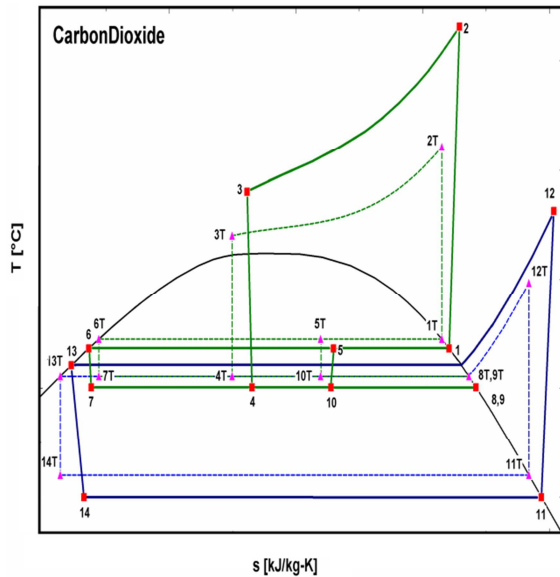
زیرنویس‌ها

| | |
|-----|---------------------|
| C | متراکم کننده |
| Gc | خنک‌کن گاز فشاربالا |
| Ej | اجکتور |
| N | نازل |
| M | محفظه‌ی اختلاط |
| D | دیفیوزر |
| Exp | شیر انبساط |
| CHE | مبدل حرارت آبشاری |



شکل ۱۵- نمودار T-s سیکل در حالت واقعی (خط ممتد) و حالت برگشت‌ناپذیر (خط و نقطه)

- (۵) مبدل حرارت آبشاری: هرگز نمی‌توان تبدلی ساخت که تمام گرمای دفع شده از سیالی را بتواند به سیال دیگر در حال جذب حرارت است منتقل کند. در واقع جنس مبدل به عنوان عامل برگشت‌ناپذیری مطرح می‌شود.



شکل ۱۶- نمودار T-s سیکل و در حالت واقعی (خط ممتد) و ایده‌آل (خط چین)

مراجع

- [1] I. Direct, Refrigeration systems and application. Englund: Wiley;2003.
- [2] Gupta K., "Numerical optimization of multi-stage cascade refrigeration-heat pump system", Heat RecovSyst, Vol. 5, Issue. 4, pp. 305-319, 1985.
- [3] Lee T., Liu C., Chen T., "Thermodynamic analysis of optimal condensing temperature of cascade-condenser in CO₂/NH₃ cascade refrigeration systems", Int. J. Refrigeration, Vol. 29, Issue. 7, pp. 1100-1108, 2006.
- [4] Bhattacharyya S., Bose S., Sarkar J., "Exergy maximization of cascade refrigeration cycles and its numerical verification for a transcritical CO₂-C₃H₈ system", Int. J. Refrigeration, Vol. 30, Issue. 4, pp. 624-632, 2007.
- [5] Dopazo J., Fernandez-Seara J., Sieres J., Uhiá J. F., "Theoretical analysis of a CO₂-NH₃ cascade refrigeration system for cooling applications at low temperatures", Applied Thermal Engineering, Vol. 29, Issues. 8-9, pp. 1577-1583, 2009.
- [6] Kilicarslan A., Hosoz M., "Energy and irreversibility analysis of a cascade refrigeration system for various refrigerant couples", Energy Conversion and management, Vol. 51, Issues. 12, pp. 2947-2954, 2010.
- [7] Rzayan O., Behbahaninia A., "Thermodynamic analysis of optimal condensing temperature of cascade-condenser in CO₂/NH₃ cascade refrigeration systems", Energy, Vol. 36, Issue. 2, pp. 888-895, 2011.
- [8] Tao Y. B., He Y.L., Tao W.Q., "Exergetic analysis of transcritical CO₂ residential airconditioning system based on experimental data", Applied Energy, Vol. 87, Issue. 10, pp. 3065-3072, 2010.

برای تعیین مفاهیم درون‌زا و برون‌زا در گام نخست باید حالت ایده‌آل تعریف گردد. در حالت ایده‌آل برای چرخه‌ی مورد نظر اختلاف دمای موجود در مبدل حرارت آبشاری برای چرخه‌ی بالادست و پایین‌دست صفر در نظر گرفته شده است. فرض بر این است که در این حالت دمای T_{me} به مقدار نصف اختلاف دمای مطرح شده در حالت واقعی افزایش و T_{mc} به همان مقدار کاهش پیدا خواهد کرد. طبق مفروضات چرخه‌ی ایده‌آل دمای سیال عامل خروجی از خنک‌کن فشار بالا با دمای هوای خنک‌کننده‌ی خروجی از این خنک‌کن یکسان است، همچنین دمای سیال عامل در تبخیرکننده با دمای محیطی که تلاش بر خنک کردن آن است، برابر است. اجزائی همچون متراکم‌کننده، نازل اجکتور و ... که دارای بازده هستند در حالت ایده‌آل با بازده ۱۰۰٪ عمل می‌کنند. بعد از این مرحله است که برای تک تک اجزاء، چرخه فقط با برگشت‌ناپذیری واقعی در جزء مورد نظر تشکیل می‌شود تا تخریب انرژی درون‌زا یافت شود، برای مثال اگر متراکم‌کننده‌ی اول را در نظر بگیریم کافی است فقط بازده واقعی این جزء را برای ورودی ایده‌آلش اعمال کنیم. در صورتی که برای تمامی اجزاء این نمودارها رسم شود شکلی بسیار پیچیده و درهم حاصل می‌شود. به همین دلیل است که از رسم نمودارهای این حالت خودداری می‌شود و فقط نمودار در حالت ایده‌آل را رسم می‌شود که در شکل ۱۶ نمایش داده می‌شود.

برای محاسبه مقدار اجتناب‌ناپذیر تخریب انرژی کافی است چرخه‌ی واقعی با برگشت‌ناپذیری‌های اجتناب‌ناپذیر برای اجزاء طرح شود. در این حالت اختلاف دما در مبدل حرارت آبشاری ۲°C در نظر گرفته می‌شود، بطوری که برای دماهای T_{me} و T_{mc} نسبت به حالت ایده‌آل ۱°C بترتیب کاهش و افزایش دما مفروض است. در این حالت دمای سیال عامل خروجی از خنک‌کن فشار بالا فقط ۱°C نسبت به هوای خنک‌کننده گرم‌تر و دمای سیال عامل در تبخیرکننده نسبت به دمای محیط داخلیش ۱°C سردتر است. اجزائی همچون متراکم‌کننده، نازل اجکتور و ... که دارای بازده هستند در این حالت با بازده‌هایی عمل خواهند کرد که دارای مقادیری مابین حالت ایده‌آل و واقعی هستند

- [9] Aprea C., Maiorino A., "Transcritical CO₂ refrigerator and sub-critical R134a refrigerator: a comparison of the experimental results", *Int. J. Energy Research*, Vol. 33, Issue. 12, pp. 1040-1047, 2009.
- [10] Yari M., Mahmodi S.M.S. "Thermodynamic analysis and optimization of novel ejector-expansion TRCC (transcritical CO₂) cascade refrigeration cycles (Novel transcritical CO₂ cycle)", *Energy*, Vol. 36, Issue. 12, pp. 6839-6850, 2011.
- [11] Kelly S., Tsatsaronis G., Morosuk, T., "Advanced exergetic analysis: Approaches for splitting the exergy destruction into endogenous and exogenous parts", *Int. J. Energy*, Vol. 34, Issue. 3, pp. 384-391, 2009.
- [12] Tsatsaronis G., "Strengths and limitations of exergy analysis", In: Bejan A, Mamut E, editors, *Thermodynamic optimization of complex energy systems*, Dordrecht: Kluwer Academic Publishers, pp.93-100, 1999.
- [13] Morosuk T., Tsatsaronis G., "How to calculate the parts of exergy destruction in an advanced exergetic analysis", *Proceedings of the 21th international conference on efficiency, costs, optimization, simulation and environmental impact of energy systems*, June 24–27; 2008, Cracow-Gliwice, Poland, Vol. 1, pp. 185–194, 2008
- [14] Tsatsaronis G., Park M.H., "On avoidable and unavoidable exergy destructions and investment costs in thermal systems", *Energy Convers Manag*, Vol. 43, Issue. 9-12, pp.1259–1270, 2002.
- [15] Czieszla F., Tsatsaronis G., Gao Z., "Avoidable thermodynamic inefficiencies and costs in an externally fired combined cycle power plant", *Int. J. Energy*, Vol. 31, Issue. 10-11, pp.1472–1489, 2006.
- [16] Morosuk T., Tsatsaronis G., "Advanced exergetic evaluation machines using different working fluids", *Int. J. Energy*, Vol. 34, Issue. 12, pp. 2248-2258, 2009.
- [17] Chen J., Havtun H., Palm B., "Conventional and advanced exergy analysis of ejector refrigeration system", *Applied Energy*, Vol. 144, pp. 139-151, 2015.
- [18] Mehrpooya M., Ansarinasab H., "Advanced exergoeconomic analysis of the multistage mixed refrigerant systems", *Energy conversion and management*, Vol. 103, pp. 705-716, 2015.
- [19] Mehrpooya M., Ansarinasab H., "Advanced exergoeconomic evaluation of single mixed refrigerant natural gas liquefaction processes", *Natural gas science and engineering*, Vol. 26, pp. 782-791, 2015.