

# مدل‌سازی و ارزیابی آگزژی، آگزژی اقتصادی و محیطی پیشرفته‌ی یک چرخه‌ی جدید کالینای تولید سه‌گانه‌ی یکپارچه با ذخیره‌کننده‌ی سهموی خطی خورشیدی

منا رحمتیان (کارشناسی ارشد)

فاطمه احمدی بویاغچی\* (دانشیار)

محبوبه صباغیان (کارشناس ارشد)

گروه مهندسی مکانیک، دانشکاه الزهرا (س)

مهندسی مکانیک شریف، (پاییز ۱۳۹۷)  
دوره ۳-۳۳، شماره ۲، ص. ۹۳-۸۱

در این پژوهش یک سیستم کالینای متصل به ذخیره‌کننده‌های خورشیدی از نوع تشتک سهموی، برای تولید توان - سرمایه و توان - گرمایش به ترتیب برای دو فصل تابستان زمستان پیشنهاد و مدل‌سازی شده است. بر اساس مدل‌سازی آگزژی، در تابستان ذخیره‌کننده و در زمستان بویلر کمکی بدترین اجزاء بشمار می‌روند که با توجه به تحلیل پیشرفته‌ی آگزژی، مقدار تخریب آگزژی بیرونی اجتناب‌پذیر در این دو جزء در هر دو فصل چشم‌گیر است. از دیدگاه اقتصادی، در هر دو فصل تانک حرارتی با کمترین هزینه‌ی سرمایه‌گذاری ( $13/24\$/h$ )، بیشترین هزینه‌ی تخریب را به خود اختصاص داده است. نتایج تحلیل پیشرفته‌ی اقتصادی نشان می‌دهد، هزینه‌ی تخریب آگزژی اجتناب‌پذیر درونی تانک حرارتی صفر است که بیانگر عدم کاهش هزینه‌ی تخریب با بهبود جزء است. به‌طور مشابه در تحلیل آگزژی محیطی، بویلر کمکی با کمترین تأثیر زیست‌محیطی سرمایه‌گذاری، بیشترین تأثیر زیست‌محیطی تخریب آگزژی را به علت صفر بودن بخش اجتناب‌پذیر درونی در هر دو فصل دارد.

واژگان کلیدی: چرخه‌ی کالینا، تحلیل پیشرفته، آگزژی اقتصادی، آگزژی محیطی، انرژی خورشیدی.

m\_rahmatian69@yahoo.com  
fahmadi@alzahra.ac.ir  
mah.sabaghian@gmail.com

## ۱. مقدمه

ارائه کرد. سپس در سال ۱۹۸۹ کالینا و لیبویتر<sup>[۴]</sup> چرخه‌ی کالینای قدرت را برای انرژی زمین‌گرمایی مورد ارزیابی ترمودینامیکی قرار دادند. در سال ۲۰۰۹ لولس و همکاران<sup>[۴]</sup> نیز یک چرخه‌ی کالینا با منبع گرمایی دما پایین را که برای تولید قدرت به کار می‌رود ارزیابی کردند. در این تحقیق قسمت اعظم گرمای مورد نیاز سیستم پیشنهادی از طریق ذخیره‌کننده‌های صفحه تخت تأمین، و ۱۰٪ از انرژی گرمایی کل سیستم نیز توسط یک منبع گرمایی خارجی فراهم می‌شود. در سال‌های بعد چرخه‌های کالینا با تجهیزات کمکی بیشتر مورد بررسی قرار گرفت. در سال ۲۰۱۳ یک چرخه‌ی کالینا مجهز به افشانک توسط لی و همکاران انتخاب شد.<sup>[۵]</sup> در این چرخه از یک افشانک به جای شیر فشار شکن و جاذب در چرخه‌ی کالینا استفاده شده است. وانگ و همکاران<sup>[۶]</sup> در سال ۲۰۱۳ یک چرخه‌ی کالینای خورشیدی با کاربرد تأثیر انرژی خورشیدی بر تنوع دمای تبخیر مخلوط آب - آمونیاک را ارزیابی کردند. برای متعادل کردن و پیوسته بودن عملکرد سیستم، از یک مخزن ذخیره انرژی گرمایی جهت ذخیره‌ی انرژی در زمان‌های کمبود تابش و عدم تناسب میزان بار تقاضا

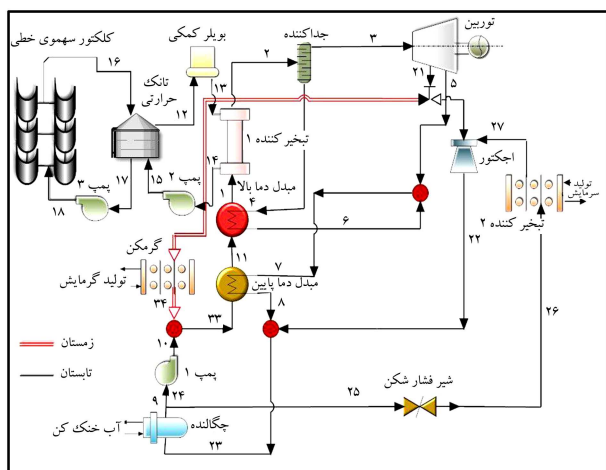
سیستم‌های تولید سه‌گانه‌ی توان، گرمایش و سرمایه‌ی به علت صرفه‌جویی در مصرف انرژی، امنیت عرضه‌ی انرژی و کاهش اتلافات ناشی از نقل و انتقالات انرژی الکتریکی از اهمیت به‌سزایی برخوردارند. بنابراین اگر انرژی اولیه‌ی این سیستم‌ها از انرژی‌های نو، مانند خورشید، تأمین شود باعث کاهش تأثیر زیست‌محیطی<sup>(۱)</sup>، صرفه‌جویی بیشتر و تولید مطمئن‌تر می‌شود.

چرخه‌ی کالینا اولین بار توسط یک مهندس روسی به نام الکساندر کالینا<sup>[۱]</sup> در حدود سال ۱۹۸۰ اختراع شد. وی با کمک سیال عامل آب - آمونیاک با هدف «تولید قدرت با استفاده از منابع دما پایین»، این سیستم را معرفی کرد. سید و همکاران<sup>[۲]</sup> در سال ۱۹۸۵ عملکرد ترمودینامیکی چرخه‌ی کالینا و رانکین را با هم مقایسه کردند. الکساندر کالینا در ابتدا این چرخه را به عنوان یک چرخه‌ی ترکیبی با چرخه‌ی رانکین

\* نویسنده مسئول

تاریخ: دریافت ۱۳۹۵/۱۲/۱۸، اصلاحیه ۱۳۹۶/۴/۳، پذیرش ۱۳۹۶/۵/۳۰.

DOI: 10.24200/J40.2018.6407



شکل ۱. نمای از چرخه‌ی کالینا.

خورشیدی، چرخه‌ی تانک ذخیره‌ی حرارتی برای تثبیت دما، و چرخه‌ی تولید همزمان کالینا. در این زیرسیستم ابتدا مخلوط آب - آمونیاک در اوپراتور ۱ توسط روغن داغ گرم می‌شود و در نقطه‌ی ۲ مخلوط بخار و مایع از اوپراتور ۱ خارج می‌شود. سپس با استفاده از جداکننده‌ی فاز مایع و بخار جداسازی می‌شوند. در نقطه‌ی ۳ مخلوط آب - آمونیاک به صورت بخار غلیظ آب - آمونیاک از جداکننده خارج و وارد توربین می‌شود. بخشی از این مخلوط توسط یک زیرکس و در یک فشار معین در نقطه‌ی ۴ از توربین خارج می‌شود و قسمت دیگر آن با عبور کامل از توربین تولید قدرت می‌کند. از طرفی، در نقطه‌ی ۴ خروجی جداکننده که شامل مخلوط رقیق آب - آمونیاک است و دما و فشار بالایی دارد، بخشی از انرژی خود را هنگام عبور از مبدل گرمایی دمابالا، به سیال ورودی به اوپراتور ۱ می‌دهد و سپس در نقطه‌ی ۶ وارد محفظه‌ی اختلاط ۱ می‌شود و با جریان خروجی از توربین (نقطه‌ی ۵) مخلوط می‌شود. خروجی محفظه‌ی اختلاط ۱ در نقطه‌ی ۷ با عبور از مبدل گرمایی دمابالین انرژی حرارتی خود را به سیال خارج شده از پمپ می‌دهد و در نقطه‌ی ۸ از مبدل گرمایی خارج می‌شود.

سیال خروجی از زیرکس توربین در نقطه‌ی ۲۱ در تابستان به عنوان سیال اولیه برای تولید سرمایش وارد افشانک، و در زمستان برای تولید گرمایش وارد گرمکن می‌شود؛ این جریان توسط یک شیر کنترل می‌شود. در تابستان خروجی افشانک (نقطه‌ی ۲۲) توسط محفظه‌ی اختلاط ۲ با سیال در نقطه‌ی ۸ ترکیب می‌شود و خروجی آن در نقطه‌ی ۲۳ وارد چگالنده می‌شود؛ سیال پس از خنک‌سازی توسط جریان آب در نقطه‌ی ۹ از چگالنده خارج می‌شود و قبل از ورود به پمپ، مقداری از این سیال توسط یک شیر جدا می‌شود (نقطه‌ی ۲۵) که به عنوان سیال ثانویه با عبور از شیر فشارشکن و اوپراتور ۲ به سمت افشانک مکش شود. باقی‌مانده‌ی سیال در نقطه‌ی ۲۴، به سمت مبدل دمابالین و سپس مبدل دمابالا پمپ می‌شود و با جذب گرما در این دو مبدل، به شرایط دما و فشار نقطه‌ی ۱ می‌رسد و مجدداً مخلوط آب - آمونیاک وارد اوپراتور ۱ می‌شود و بدین‌سان چرخه تکرار می‌شود. در زمستان سیال زیرکس بعد از عبور از گرمکن (نقطه‌ی ۳۴) وارد یک محفظه‌ی اختلاط می‌شود و پس از مخلوط با سیال خروجی از پمپ (نقطه‌ی ۱۰) برای تبادل حرارت وارد مبدل دما پایین می‌شود.

در زیرسیستم تثبیت دما روغن ترمینول - وی ۱ پس از کسب حرارت از انرژی خورشیدی، وارد تانک ذخیره‌سازی انرژی می‌شود. در تانک حرارتی سیال خنک‌تر در بخش‌های پایینی تانک و سیال داغ در بخش‌های بالایی قرار می‌گیرد. روغن

و انرژی خورشیدی موجود، استفاده شده است. یک مدل ریاضی برای شبیه‌سازی چرخه‌ی کالینای خورشیدی در شرایط حالت پایا ارائه شده است. این سیستم از دو چرخه‌ی نگهداری و جمع‌آوری انرژی خورشیدی و چرخه‌ی کالینا تشکیل شده است. چرخه‌ی کالینا علاوه بر سیستم‌های تولید توان، برای سیستم‌های تولید همزمان نیز به کار گرفته می‌شود. زارع و همکاران<sup>[۲]</sup> در سال ۲۰۱۲ یک چرخه‌ی تولید همزمان قدرت و سرمایش را از نظر ترمودینامیکی و ترموآکونومیک برای تخمین عملکرد ترمودینامیکی و برآورد قیمت محصولات تحلیل کردند و پارامترهای ترمودینامیکی مهم را جهت محاسبه‌ی مقدار بهینه‌ی بازده حرارتی و آگرژی ارزیابی کردند. در سال ۲۰۱۲ زارع و همکاران<sup>[۸]</sup> عملکرد یک چرخه‌ی تولید همزمان سرمایش و توان، مذکور را بهینه‌سازی کردند. چن و همکاران<sup>[۹]</sup> در سال ۲۰۱۴ انرژی و آگرژی یک سیستم تولید همزمان بر پایه‌ی میکروتوربین را تحلیل کردند. این سیستم شامل یک توربین گاز مقیاس کوچک، چپار جذبی دو منظوره و یک مبدل حرارتی است که از گازهای خروجی توربین برای تولید سرمایش و گرمایش استفاده می‌کند. این سیستم از نظر ترمودینامیکی و زیست‌محیطی بررسی، و نشان داده شد که اگر این سیستم در ۳۰٪ بار کامل کار کند از لحاظ مصرف انرژی به صرفه است و تمامی حالت‌ها دوستدار محیط زیست است. در سال ۲۰۱۱، شائولین‌ما و همکاران<sup>[۱۰]</sup> یک چرخه‌ی تولید سه‌گانه‌ی سرمایش، گرمایش و توان با سیال کاری آب - آمونیاک را که منبع انرژی آن پیل سوختی اکسید جامد است مورد ارزیابی ترمودینامیکی قرار دادند. این سیستم برای بازیابی حرارت اتلافی از پیل سوختی اکسید جامد و توربین گازی به کار گرفته شد. برای شبیه‌سازی این سیستم تولید سه‌گانه در شرایط حالت پایا از یک مدل ریاضی بهره گرفته شد و برای تخمین تأثیر پارامترهای ترمودینامیکی کلیدی بر عملکرد سیستم نیز از تحلیل پارامتری استفاده شد. در کنار تحلیل آگرژی<sup>۲</sup> و آگرژی اقتصادی<sup>۳</sup>، تحلیل آگرژی محیطی<sup>۴</sup> به کار گرفته شده است که ترکیبی از تحلیل آگرژی و نظریه‌ی ارزیابی چرخه‌ی حیات<sup>۵</sup> (LCA) است و روش جدیدی برای بررسی تأثیرات زیست‌محیطی سیستم‌های تبدیل انرژی است. از جمله‌ی این سیستم‌ها، پیل‌های سوختی اکسید جامد دما بالا<sup>[۱۱]</sup>، فرایند تغییر فاز متان برای تولید هیدروژن<sup>[۱۲]</sup>، نیروگاه اکسایش سوخت<sup>۶</sup> با/بدون کربن دی‌اکسید<sup>[۱۳]</sup>، سیستم هدایت گرمایی الکتریکی هیبریدی<sup>[۱۵]</sup>، نیروگاه بخار گازساز<sup>[۱۶]</sup>، سیستم گرمایشی زمین‌گرمایی<sup>[۱۷]</sup>، سیستم تولید همزمان بر پایه‌ی چرخه‌ی رنگین آلی در صنایع سیمان<sup>[۱۸]</sup> و یک سیستم تهویه مطبوع<sup>[۱۹]</sup> هستند.

در این پژوهش یک چرخه‌ی جدید کالینای خورشیدی با هدف تولید توان - سرمایش و توان - گرمایش به ترتیب برای دو فصل تابستان و زمستان پیشنهاد شده است. از ذخیره‌کننده‌های خورشیدی نوع تشتک سهموی برای تأمین انرژی حرارتی مورد نیاز سیستم استفاده شده است. ابتدا هر دو سیستم پیشنهادی به طور جداگانه در محیط نرم‌افزار EES مدل‌سازی شده است و سپس عملکرد آنها از نظر آگرژی، آگرژی اقتصادی و آگرژی محیطی قراردادی<sup>۷</sup> و پیشرفته برای اولین بار مورد بررسی و ارزیابی قرار گرفته است.

## ۲. شرح چرخه

در شکل ۱ چرخه‌ی پیشنهادی در این پژوهش نشان داده شده است که بر اساس آن، سیستم پیشنهادی از سه زیرسیستم تشکیل شده است: چرخه‌ی ذخیره‌کننده‌ی

که در آن:  $\dot{C}_p$ : نرخ هزینهی محصول،  $\dot{C}_F$ : نرخ هزینهی سوخت و  $\dot{Z}$ : نرخ هزینهی سرمایه‌گذاری کل - شامل نرخ هزینهی سرمایه‌گذاری اولیه ( $\dot{Z}^{CI}$ ) و نرخ هزینهی نگهداری و تعمیر ( $\dot{Z}^{OM}$ ) است.<sup>[۲۲]</sup> هزینهی سرمایه‌گذاری کل برای هر جزء مطابق رابطه‌ی ۴ محاسبه می‌شود:<sup>[۲۲]</sup>

$$\dot{Z}_k = TCI \times CRF \quad (4)$$

که در آن TCI ضریبی از قیمت در سال پایه<sup>[۲۲]</sup> و CRF ضریب بازگشت سرمایه است و مطابق رابطه‌ی ۶ محاسبه می‌شود:

$$TCI = \rho_{۳۲} \times C_B \quad (5)$$

$$CRF = \frac{i(1+i)^N}{(1+i)^N - 1} \quad (6)$$

که در آن:  $i$ : نرخ سود سالانه یا نرخ تورم برابر با ۱۲٪ و  $N$ : تعداد سال طول عمر سیستم و برابر با ۳۰ سال در نظر گرفته شده است.<sup>[۲۲]</sup> یکی از معیارهای سنجش تحلیل اقتصادی، پارامتر اختلاف هزینهی نسبی است که عبارت است از: افزایش نسبی هزینهی متوسط بین سوخت و محصول. برای بهینه‌سازی هزینهی جزء باید اختلاف هزینهی نسبی را کمینه کرد.<sup>[۲۲]</sup>

### ۳.۳. تحلیل اگزرژی محیطی

تحلیل اگزرژی محیطی ترکیبی از تحلیل اگزرژی و ارزیابی چرخه‌ی حیات (LCA) است. تحلیل اگزرژی محیطی به عنوان یکی از ابزارهای خیلی مهم برای ارزیابی فرایند تبدیل انرژی با نقطه نظر زیست محیطی در نظر گرفته می‌شود.<sup>[۲۳]</sup> ارزیابی چرخه‌ی حیات معمولاً برای بررسی آثار زیست محیطی در یک فرایند به کار می‌رود. برای تحلیل اگزرژی محیطی k امین جزء از رابطه‌ی موازنه‌ی ۷ استفاده می‌شود:

$$\dot{B}_{P,k} = \dot{B}_{F,k} + (\dot{Y}_k + \dot{B}_k^{PF}) \quad (7)$$

که در آن:  $\dot{B}^{PF}$ : تأثیر زیست محیطی آلودگی،  $\dot{B}_p$ : تأثیر زیست محیطی محصول،  $\dot{B}_F$ : تأثیر زیست محیطی سوخت و  $\dot{Y}$ : تأثیر زیست محیطی سرمایه‌گذاری کل، و برابر است با مجموع سه عبارت ساخت  $\dot{Y}^{CO}$ ، عملکرد و نگه داری  $\dot{Y}^{OM}$  و دفع  $\dot{Y}^{DI}$ ، که بر اساس رابطه‌ی ۸ نوشته می‌شود:

$$\dot{Y}_k = \dot{Y}_k^{CO} + \dot{Y}_k^{OM} + \dot{Y}_k^{DI} \quad (8)$$

در رابطه‌ی ۷:  $\dot{B}_k^{PF}$ : تأثیر زیست محیطی آلودگی در جزء  $k$ ام، و بیانگر واکنش شیمیایی (احتراق) در جزء است. این پارامتر در تمامی اجزاء، به جز بویلر کمکی، صفر است.<sup>[۲۴]</sup> اما در بویلر کمکی این پارامتر از طریق رابطه‌ی ۹ محاسبه می‌شود:

$$\dot{B}_k^{PF} = \sum_i b_i (\dot{m}_{i,out} - \dot{m}_{i,in}) \quad (9)$$

که در آن:  $b_i$ : تأثیر زیست محیطی متوسط جریان آلودگی  $i$ ام و  $\dot{m}_{i,out}$  و  $\dot{m}_{i,in}$ : به ترتیب دبی جرم ورودی و خروجی جریان آلودگی  $i$ ام هستند.

### ۴. تحلیل پیشرفته اگزرژی، اگزرژی اقتصادی و اگزرژی محیطی

#### ۱.۴. تحلیل پیشرفته‌ی اگزرژی

از روش‌های مبتنی بر تحلیل قراردادی اگزرژی، برای تعیین دقیق مقدار بازگشت ناپذیری اجزا و فرایندها استفاده می‌شود.<sup>[۲۵]</sup> اما این روش فاقد نگرش دقیق و

داغ در نقطه‌ی ۱۲ از تانک خارج و وارد بویلر کمکی می‌شود. با توجه به این که تابش خورشید در تمام روزهای سال و در سراسر روز یکسان نیست، بویلر برای تأمین ضروری مابقی انرژی مورد نیاز سیستم به کار می‌رود. در صورتی که دمای سیال در نقطه‌ی ۱۳ کمتر از حد مورد نظر باشد، بویلر کمکی روشن می‌شود و تا زمانی که دمای سیال به دمای مورد نظر نرسد کار می‌کند. این سیال با عبور از میان اوبراتور ۱ انرژی خود را به مخلوط آب - آمونیاک می‌دهد و در نقطه‌ی ۱۴ از اوبراتور ۱ خارج می‌شود. روغنی که انرژی حرارتی خود را از دست داده است در نقطه‌ی ۱۵ وارد تانک ذخیره می‌شود.

زیرسیستم خورشیدی شامل ذخیره‌کننده‌های نوع ناودانی سهموی و پمپ برای تأمین فشار مورد نیاز زیرسیستم است. روغن با عبور از ذخیره‌کننده‌ها و دریافت انرژی خورشیدی گرم می‌شود و در نقطه‌ی ۱۶ وارد تانک ذخیره می‌شود و پس از گرم کردن سیال داخل تانک، حرارت خود را از دست داده و در نقطه‌ی ۱۷ از تانک خارج می‌شود و دوباره با کمک پمپ ۳ (نقطه‌ی ۱۸) وارد ذخیره‌کننده‌های خورشیدی می‌شود.

### ۳. تحلیل قراردادی اگزرژی، اگزرژی اقتصادی و محیطی

#### ۱.۳. اگزرژی

اگزرژی عبارت است از قابلیت انجام کار مفید سیستم، زمانی که دارای سطح مشخصی از انرژی است. در تحلیل اگزرژی و برای تعیین سطح آن نیاز به یک حالت مرجع است که آن را «حالت مرده» می‌نامند و بیشترین بازدهی زمانی حاصل می‌شود که فرایند به صورت بازگشت پذیر از حالت اولیه به حالت نهایی (همان حالت مرده) برسد. اگزرژی چهار نوع است که در این پژوهش از اگزرژی جنبشی و پتانسیل صرف نظر شده است. اگزرژی فیزیکی آب - آمونیاک از رابطه‌ی ۱ محاسبه می‌شود:<sup>[۲۰]</sup>

$$ex_k^{PH} = (h_k - h_0) - T_0 (s_k - s_0) \quad (1)$$

دما و فشار سیال و غلظت آمونیاک مخلوط در حالت مرده به ترتیب  $1 \text{ bar}$ ،  $50^\circ \text{C}$  و  $82\%$  در نظر گرفته شده است.<sup>[۲۱]</sup> برای تحلیل اگزرژی اجزای مختلف از معادلات موازنه‌ی اگزرژی (سوخت - محصول - اتلاف) استفاده شده است. در این حالت موازنه‌ی اگزرژی برای  $k$  امین جزء سیستم چنین بیان می‌شود:<sup>[۲۲]</sup>

$$\dot{E}_{XD,k} = \dot{E}_{XF,k} - \dot{E}_{XP,k} - \dot{E}_{XL,k} \quad (2)$$

که در آن:  $\dot{E}_{XP,k}$ : نرخ اگزرژی محصول،  $\dot{E}_{XF,k}$ : نرخ اگزرژی سوخت،  $\dot{E}_{XL,k}$ : نرخ اگزرژی اتلافی و  $\dot{E}_{XD,k}$ : نرخ اگزرژی تخریب است.

#### ۲.۳. اگزرژی اقتصادی

ترمواکونومیک شاخه‌ی مهندسی است که از ترکیب علم ترمودینامیک و علم اقتصاد ایجاد شده و اطلاعاتی در خصوص طراحی و اجرای سیستم‌های به صرفه‌ی اقتصادی ارائه می‌دهد. در این تحلیل امکان شناسایی اجزای پرهزینه و بهینه‌سازی آن‌ها به منظور افزایش بازدهی سیستم وجود دارد. در تحلیل اقتصادی، موازنه‌ی هزینه برای هر جزء عبارت خواهد بود از:<sup>[۲۲]</sup>

$$\dot{C}_{P,k} = \dot{C}_{F,k} + \dot{Z}_k \quad (3)$$

جدول ۱. شرایط اجتناب ناپذیر آگزرژی. [۲۷، ۲۵]

جزء	پارامتر	شرایط واقعی	شرایط غیر قابل اجتناب	شرایط ایده آل
اوپراتور	$\Delta P$	۰	۰	۰
	$\Delta T_{Min}$	۶	۱	۰
توربین	$\eta_{is}$	۸۰٪	۹۷٪	۱۰۰٪
مبدل دما بالا و دما پایین	$\Delta P$	۰	۰	۰
	$\Delta T_{Min}$	۵	۳	۰
چگالنده	$\Delta P$	۰	۰	۰
	$\Delta T_{Min}$	۳	۱	۰
پمپ	$\eta_{is}$	۸۰٪	۹۵٪	۱۰۰٪
افشانک	$\eta_n$	۹۵٪	۹۷٪	۱۰۰٪
	$\eta_d$	۸۵٪	۹۵٪	۱۰۰٪
	$\eta_m$	۸۵٪	۹۵٪	۱۰۰٪
گرهمن	$\Delta P$	۰	۰	۰
	$\Delta T_{Min}$	۵	۱	۰
بویلر کمکی	$\eta_{is}$	۸۰٪	۹۹٫۵٪	۱۰۰٪
تانک حرارتی	$U$	۰٫۰۱۸	۰	۰

برای محاسبه‌ی مقدار هزینه‌ی سرمایه‌گذاری اجتناب‌ناپذیر ( $\dot{Z}_k^{UN}$ ) از فرضیات ارائه شده در مقاله پتراکوپولو و همکاران<sup>[۱۳]</sup> استفاده شده است. در جدول ۲ شرایط اجتناب‌ناپذیر اقتصادی، به منظور محاسبه‌ی مقادیر ارائه شده است. پس از محاسبه‌ی  $\dot{Z}_k^{UN}$ ، هزینه‌ی سرمایه‌گذاری اجتناب‌ناپذیر  $\dot{Z}_k^{AV}$  مطابق رابطه‌ی ۱۷ محاسبه می‌شود<sup>[۱۳]</sup>

$$\dot{Z}_{D,k}^{AV} = \dot{Z}_{D,k} - \dot{Z}_{D,k}^{UN} \quad (17)$$

هزینه‌ی سرمایه‌گذاری درونی و بیرونی نیز همانند هزینه‌ی تخریب آگزرژی تعریف می‌شود و در نهایت هزینه‌ی سرمایه‌گذاری اجتناب‌ناپذیر درونی و بیرونی و همچنین اجتناب‌پذیر درونی و بیرونی به ترتیب مطابق روابط ۱۸ تا ۲۱ محاسبه می‌شود.<sup>[۱۳]</sup>

$$\dot{Z}_{D,k}^{UN,EN} = \dot{E}x_{P,k}^{EN} \left( \frac{\dot{Z}_k^{UN}}{\dot{E}x_{P,k}^{Real}} \right)_k \quad (18)$$

$$\dot{Z}_{D,k}^{UN,EX} = \dot{Z}_{D,k}^{UN} - \dot{Z}_{D,k}^{UN,EN} \quad (19)$$

$$\dot{Z}_{D,k}^{AV,EN} = \dot{Z}_{D,k}^{EN} - \dot{Z}_{D,k}^{UN,EN} \quad (20)$$

$$\dot{Z}_{D,k}^{AV,EX} = \dot{Z}_{D,k}^{EX} - \dot{Z}_{D,k}^{UN,EX} \quad (21)$$

موشکافانه است. بنابراین لازم است تحلیل آگزرژی پیشرفته صورت گیرد تا ناکارآمدی اجتناب‌ناپذیر محدودیت‌های تکنولوژی و امثال آن را محاسبه کند. در تحلیل آگزرژی پیشرفته، تخریب آگزرژی هر یک از اجزاء به چهار جزء اجتناب‌پذیر،<sup>۷</sup> اجتناب‌ناپذیر،<sup>۸</sup> دررونی<sup>۹</sup> و بیرونی<sup>۱۰</sup> تقسیم می‌شود.<sup>[۲۶]</sup> آن بخش از تخریب‌ها که مربوط به عملکرد خود جزء است، «نرخ تخریب آگزرژی درونی» ( $\dot{E}x_{D,k}^{EN}$ ) نامیده می‌شود. در این حالت جزء مورد نظر تحت شرایط واقعی و سایر اجزاء تحت شرایط ایده آل مطابق جدول ۱ کار می‌کنند. نرخ تخریب آگزرژی بیرونی ( $\dot{E}x_{D,k}^{EX}$ ) نیز تخریب جزء مورد نظر به دلیل بازگشت ناپذیری سایر اجزاء است و با استفاده از رابطه‌ی ۱۰ محاسبه می‌شود.<sup>[۲۶]</sup>

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

آن دسته از تخریب‌ها که حتی با توجه به توسعه‌ی فنی و استفاده از تجهیزات پربازده باز هم از این نمی‌رود «نرخ تخریب آگزرژی اجتناب‌ناپذیر» ( $\dot{E}x_{D,k}^{UN}$ ) نامیده می‌شود و با استفاده از فرضیات ارائه شده در جدول ۱ محاسبه می‌شود؛ باقی‌مانده را که نشان‌گر امکان بهبود سیستم در اثر استفاده از تکنولوژی‌های پیشرفته است «نرخ تخریب آگزرژی اجتناب‌پذیر»  $\dot{E}x_{D,k}^{AV}$  می‌نامند و با استفاده از رابطه‌ی ۱۱ محاسبه می‌شود:

$$\dot{E}x_{D,k}^{AV} = \dot{E}x_{D,k} - \dot{E}x_{D,k}^{UN} \quad (11)$$

بدین ترتیب نرخ تخریب آگزرژی در یک المان به چهار قسمت نرخ تخریب آگزرژی اجتناب‌ناپذیر درونی ( $\dot{E}x_{D,k}^{UN,EN}$ )، نرخ تخریب آگزرژی اجتناب‌ناپذیر بیرونی ( $\dot{E}x_{D,k}^{UN,EX}$ )، نرخ تخریب آگزرژی اجتناب‌پذیر بیرونی ( $\dot{E}x_{D,k}^{AV,EX}$ ) و نرخ تخریب آگزرژی اجتناب‌پذیر درونی ( $\dot{E}x_{D,k}^{AV,EN}$ ) تقسیم می‌شود.

## ۲.۴. تحلیل پیشرفته آگزرژی اقتصادی

در روش متداول آگزرژی اقتصادی، تحلیل اقتصادی و آگزرژی با هم ترکیب می‌شوند تا هزینه‌ی سوخت، تولید و تخریب آگزرژی را تعیین کنند. اما این روش‌ها، رابطه‌ی بین پارامترهای اقتصادی را نشان نمی‌دهند. بنابراین مطالعات آگزرژی اقتصادی پیشرفته برای رفع این نواقص و بررسی دقیق‌تر سیستم به کار می‌رود. در تحلیل پیشرفته می‌توان روابط بین پارامترهای اقتصادی و ناکارآمدی آن‌ها را تحلیل و بررسی کرد. برای بررسی بهتر سیستم‌ها می‌توان هزینه‌ی سرمایه‌گذاری و هزینه‌ی تخریب آگزرژی را به صورت جزئی‌تر بررسی کرد. در تحلیل پیشرفته آگزرژی اقتصادی هزینه‌ی تخریب آگزرژی درونی و بیرونی و همچنین اجتناب‌پذیر و اجتناب‌ناپذیر مطابق روابط ۱۲ تا ۱۵ تعریف می‌شود.<sup>[۲۶]</sup>

$$\dot{C}_{D,k}^{EN} = c_{F,k} E \dot{x}_{D,k}^{EN} \quad (12)$$

$$\dot{C}_{D,k}^{EX} = c_{F,k} E \dot{x}_{D,k}^{EX} \quad (13)$$

$$\dot{C}_{D,k}^{UN} = c_{F,k} E \dot{x}_{D,k}^{UN} \quad (14)$$

$$\dot{C}_{D,k}^{AV} = c_{F,k} E \dot{x}_{D,k}^{AV} \quad (15)$$

هزینه‌ی سرمایه‌گذاری نیز قابل تقسیم به هزینه‌ی سرمایه‌گذاری اجتناب‌ناپذیر و اجتناب‌پذیر (رابطه‌ی ۱۶) است:

$$\dot{Z}_k^{UN} = \left( \frac{C_O^{UN}}{C_O^{Real}} \right)_k \times \dot{Z}_k^{Real} \quad (16)$$

جدول ۲. شرایط اجتناب ناپذیر هزینه‌ی سرمایه‌گذاری. [۱۳]

اجزاء	$(\dot{Z}_k/\%)z^{UN}$	اجزاء	$(\dot{Z}_k/\%)z^{UN}$
اوپراتور ۱	$\Delta T = T_{13} - T_7 = 5^\circ K$	پمپ ۱	$6^\circ\%$
توربین	$9^\circ\%$	گرمنک	$\Delta T_{Min} = T_{24} - T_{25} = 5^\circ K$
مبدل دمابالا	$\Delta T_{Min} = T_6 - T_{11} = 5^\circ K$	پمپ ۲	$6^\circ\%$
مبدل دمابا پایین	$\Delta T_{Min} = T_7 - T_{11} = 5^\circ K$	پمپ ۳	$6^\circ\%$
چگالنده	$\Delta T_{Min} = T_8 - T_{20} = 5^\circ K$	بویلرکمکی	$8^\circ\%$
اوپراتور ۲	$\Delta T_{Min} = T_{26} - T_{29} = 5^\circ K$	تانک حرارتی ۳	$U = 1$

### ۳.۴. تحلیل پیشرفته‌ی آگزرژی محیطی

در روش تحلیل قراردادی آگزرژی محیطی فقط میزان تأثیر زیست محیطی تخریب آگزرژی المان‌ها محاسبه می‌شود که به کمک آن می‌توان مشخص کرد در یک سیستم کدام المان تأثیر تخریبی بیشتری بر محیط زیست دارد، اگرچه این تحلیل نشان نمی‌دهد که چه بخشی از آن قابل اجتناب و چه بخشی اجتناب‌ناپذیر است. بنابراین با کمک تحلیل پیشرفته آگزرژی محیطی می‌توان بررسی دقیق‌تری از سیستم ارائه کرد. بنابر توضیحات ارائه شده می‌توان گفت که تأثیر زیست محیطی تخریب آگزرژی درونی یک جزء نشان‌دهنده‌ی بخشی از تأثیر زیست محیطی تخریب آگزرژی است که به دلیل بازگشت ناپذیری‌های درون همان جزء به وجود آمده است و تأثیر زیست محیطی تخریب آگزرژی بیرونی، به دلیل بازگشت ناپذیری سایر اجزای سیستم در جزء مورد نظر به وجود آمده است. [۲۸] به همین ترتیب تأثیر زیست محیطی تخریب آگزرژی اجتناب‌پذیر ( $\dot{B}_{D,k}^{UN}$ ) و تأثیر زیست محیطی تخریب آگزرژی اجتناب‌ناپذیر ( $\dot{B}_{D,k}^{AV}$ ) مطابق روابط ۲۲ تا ۲۵ تعریف می‌شود که هرکدام به ترتیب به دو دسته‌ی بیرونی و درونی تقسیم می‌شود: [۲۹]

$$\dot{B}_{D,k}^{EN} = b_{F,k} E \dot{x}_{D,k}^{EN} \quad (22)$$

$$\dot{B}_{D,k}^{EX} = b_{F,k} E \dot{x}_{D,k}^{EX} \quad (23)$$

$$\dot{B}_{D,k}^{UN} = b_{F,k} E \dot{x}_{D,k}^{UN} \quad (24)$$

$$\dot{B}_{D,k}^{AV} = b_{F,k} E \dot{x}_{D,k}^{AV} \quad (25)$$

### ۵. نتایج

مدل ترمودینامیکی سیستم پیشنهادی برای تابش شهر ایلام و بر اساس پارامترهای ورودی در محیط نرم‌افزار EES برنامه نویسی شده است. با توجه به اطلاعات هواشناسی که از سایت ناسا برای شهر ایلام گرفته شده، بیشترین تابش خورشیدی در یازدهم ماه ژوئن و کمترین تابش در دهم ماه دسامبر است. تابش کل روزانه روی سطح افقی برای تابستان در یازدهم ماه ژوئن و برای زمستان در دهم ماه دسامبر به ترتیب  $7.86 \text{ kWh/m}^2 \cdot \text{day}$  و  $2.62$  است. میزان سطح ذخیره‌کننده‌ی مورد نیاز برای این سیستم در فصل تابستان محاسبه شده و برابر با  $250^\circ m^2$  است که این سیستم توانایی تولید توان  $1624 \text{ kW}$  و بار گرمایشی  $7527 \text{ kW}$  در زمستان و همچنین توان  $1671 \text{ kW}$  و بار سرمایشی  $6915 \text{ kW}$  در تابستان را دارد.

### ۱.۵. نتایج تحلیل قراردادی آگزرژی، آگزرژی اقتصادی و آگزرژی محیطی

#### محیطی

نتایج حاصل از تحلیل‌های قراردادی آگزرژی، آگزرژی اقتصادی و آگزرژی محیطی برای فصل تابستان و زمستان در جدول ۳ نشان داده شده است.

چنان که ملاحظه می‌شود، در فصل تابستان ذخیره‌کننده‌ی خورشیدی با  $\text{kW}$   $19626$  دارای بیشترین تخریب آگزرژی نسبت به سایر اجزاء است. دلیل این تخریب آگزرژی بالا اختلاف بین میزان تابش خورشید به ذخیره‌کننده و دمای سیال خروجی از آن است. همچنین برای فصل زمستان دیده می‌شود بویلرکمکی با  $\text{kW}$   $11561$  دارای بیشترین تخریب آگزرژی است. دلیل این تخریب بالا هم اختلاف بین دمای خروجی و دمای احتراقی است که درون بویلرکمکی رخ می‌دهد. نتایج حاصل از تحلیل آگزرژی اقتصادی نشان می‌دهد که در هر دو فصل تانک حرارتی بیشترین نرخ هزینه‌ی تخریب آگزرژی را دارد که برای تابستان و زمستان به ترتیب برابر با مقدار  $1724 \text{ \$/h}$  و  $1783 \text{ \$/h}$  است. از سوی دیگر ذخیره‌کننده بیشترین هزینه‌ی نسبی با مقدار بی‌نهایت در هر دو فصل را به خود اختصاص داده است، بعد از ذخیره‌کننده، پمپ ۲، پمپ ۳ و بویلرکمکی، بیشترین میزان هزینه‌ی نسبی را به خود اختصاص داده‌اند که در فصل تابستان به ترتیب برابر با  $691/6 \text{ \$/h}$ ،  $652/4 \text{ \$/h}$  و  $536/3 \text{ \$/h}$  در زمستان به ترتیب برابر با  $679/4 \text{ \$/h}$ ،  $644/3$  و  $615/5$  است. بنابراین هزینه‌ی افزایش آگزرژی در این اجزاء نسبت به سایر اجزاء بیشتر است و در نتیجه برای بالا بردن کارایی اقتصادی سیستم باید روی این اجزاء تمرکز کرد. چنان که ملاحظه می‌شود در هر دو فصل نرخ تأثیر زیست محیطی تخریب آگزرژی بویلرکمکی بیش از سایر اجزاء است که در تابستان برابر با مقدار  $\text{Pts/h}$   $242/1$  و در زمستان برابر با مقدار  $\text{Pts/h}$   $306/9$  هستند. دلیل آن این است که سوخت ورودی به بویلرکمکی که همان گاز طبیعی است باعث بیشترین آلاینده‌ی می‌شود. از طرفی در ذخیره‌کننده خورشیدی اثر تخریب زیست محیطی برابر صفر است و دلیل آن این است که ذخیره‌کننده از خورشید انرژی می‌گیرد و هیچ تأثیری روی محیط زیست ندارد.

### ۲.۵. نتایج تحلیل پیشرفته

تحلیل پیشرفته‌ی سیستم پیشنهادی به منظور بررسی قابلیت بهبود سیستم با استفاده از روابط ۲۱ تا ۴۰ انجام گرفته است.

### ۱.۲.۵. تحلیل پیشرفته‌ی آگزرژی

در جداول ۴ و ۵ مقادیر تخریب آگزرژی کل، درونی، بیرونی، قابل اجتناب، اجتناب‌ناپذیر،

جدول ۳. نتایج تحلیل قراردادی انرژی، اکونومیک و محیطی.

تحلیل قراردادی زمستان			تحلیل قراردادی تابستان			
$\dot{B}_D$	$\dot{C}_D$	$E\dot{x}_D$	$\dot{B}_D$	$\dot{C}_D$	$E\dot{x}_D$	
(Pts/h)	(\$/h)	(KW)	(Pts/h)	(\$/h)	(KW)	
۱۹,۰۵	۱۵۲,۴	۱۴۷,۶	۱۸,۲	۱۶۹,۲	۱۷۴,۲	اوپراتور ۱
۵۴,۴۹	۴۲۹,۹	۳۲۱,۵	۲۰,۴۵	۱۸۷	۱۴۲,۱	توربین
۲۳,۹۵	۱۸۸,۸	۱۴۱,۲	۲۳,۲۵	۲۱۲,۳	۱۶۱,۳	میدل دمابالا
۵,۷۳۳	۴۵,۱۳	۳۳,۲	۵,۸۴۷	۵۳,۴۶	۳۸,۳	میدل دمابالین
۱۴,۰۹	۱۰۱,۸	۱۲۶,۹	۶۵,۹	۶۰۱,۳	۳۴۳,۴	چگالنده
			۰,۰۶۴۴	۰,۵۸	۰,۳۲۷۳	اوپراتور ۲
۰,۴۷۸	۱۲,۶۴	۷,۲۶۲	۲,۳۴۱	۲۳,۴	۱۴,۹۴	پمپ ۱
			۳۵,۶۶	۳۲۵,۱	۲۳۴,۲	افشانک
۲۹,۰۶	۲۲۹,۳	۱۷۱,۵		-	-	گرمکن
۱۲,۴۶	۱۰۶,۵	۶۱,۲	۹,۵۹۲	۹۵,۸۷	۶۱,۲۳	پمپ ۲
۳۶,۶۴	۳۱۳,۴	۱۸۰	۲۸,۲۱	۲۸۲	۱۸۰,۱	پمپ ۳
۰	۰	۱۰۷۹۹	۰	۰	۱۹۶۲۹	ذخیره‌کننده
۳۰۶,۹	۵۸,۱۹	۱۱۵۶۱	۲۴۲,۱	۴۵,۸۹	۹۱۱۹	بویلرکمکی
۹۷,۳۳	۱۷۸۳	۶۹۴,۱	۷۸,۵۵	۱۷۲۴	۶۸۹,۳	تانک حرارتی

جدول ۴. نتایج تحلیل پیشرفته انرژی برای تابستان.

$\dot{E}x_{D,k}^{UN,EN}$	$\dot{E}x_{D,k}^{UN,EX}$	$\dot{E}x_{D,k}^{AV,EN}$	$\dot{E}x_{D,k}^{AV,EX}$	جزء
(KW)	(KW)	(KW)	(KW)	
۱۳۹,۳۴	۴,۳۳	۰	۳۰,۵۲	اوپراتور ۱
۲۶۴,۵۹	۰	-۱۰,۹۲	-۲۱۱,۵۸	توربین
۷۶,۳	۴,۲۸	-۵,۶	۸۶,۳۲	میدل دمابالا
۸۱,۲۷	-۴,۷۲	-۲,۰۴	-۳۶,۲۱	میدل دمابالین
۲۴۹,۷۳	۱۷,۳۱	۶,۱۳	۷۰,۲۴	چگالنده
۰,۲۲	۰,۰۱	۰,۰۱۱	۰,۰۹	اوپراتور ۲
۱۱,۰۳	۰,۴۹	۰	۳,۴۲	پمپ ۱
۴۱,۲۴	۱,۱۶	۹,۲۶	۱۸۲,۵۴	افشانک
۴۵,۲۱	۲,۰۰۲	۰	۱۴,۰۱۵	پمپ ۲
۱۳۲,۹۸	۵,۸۹	۰	۴۱,۲۲	پمپ ۳
۱۴۴۹۴,۰۶	۶۴۲,۱	۰	۴۴۹۲,۸۴	ذخیره‌کننده
۶۷۶۵,۲۲۴	۲۹۹,۷۱	۰	۲۰۵۴,۰۷۱	بویلرکمکی
۵۰۸,۹۸	۲۲,۵۵	۰	۱۵۷,۷۷	تانک حرارت

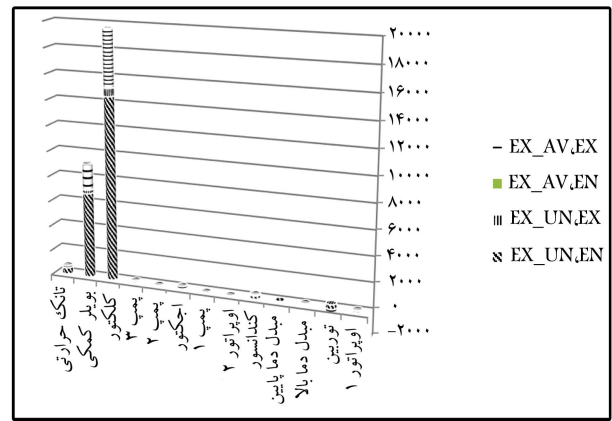
صفر است. اما مطابق شکل ۲، مقدار تخریب انرژی بیرونی اجتناب‌پذیر ذخیره‌کننده بسیار زیاد و برابر با ۴۴۹۲,۸۴ kW و بیشتر از سایر اجزاء است. این امر نشان می‌دهد که با بهبود کارایی سایر اجزای سیستم می‌توان تخریب انرژی ذخیره‌کننده را کاهش داد. بعد از ذخیره‌کننده بیشترین تخریب انرژی مربوط به بویلر کمکی است، که برابر ۹۱۱۹ kW است. با این که تخریب انرژی بیرونی بویلر بالاست و با بهبود کارایی آن می‌توان تخریب را کاهش داد، تخریب انرژی بیرونی این جزء نیز نسبت به بقیه اجزاء عدد قابل ملاحظه‌ی (۲۳۵۳/۷۸ kW) است. از سوی دیگر تقریباً نیمی از تخریب انرژی بویلر کمکی مربوط به تخریب انرژی بیرونی اجتناب‌پذیر است که نشان می‌دهد با ارتقاء تکنولوژی سایر اجزای سیستم می‌توان

اجتناب‌پذیر انرژی بیرونی و اجتناب‌ناپذیر انرژی بیرونی برای هر جزء به ترتیب برای دو فصل تابستان و زمستان نشان داده شده است. چنان که در جدول ۴ و شکل ۲ مشاهده می‌شود، ذخیره‌کننده با بیشترین مقدار تخریب انرژی برابر با ۱۹۶۲۹ kW بدترین جزء به شمار می‌رود که سهم اعظم تخریب انرژی آن مربوط به تخریب انرژی بیرونی است؛ بنابراین بالا بردن کارایی ذخیره‌کننده می‌تواند در کاهش تخریب انرژی کل سیستم نقش مؤثری داشته باشد، البته این مسئله منوط به بالا بودن تخریب انرژی بیرونی اجتناب‌پذیر ذخیره‌کننده است و چنان که در جدول مشاهده می‌شود، این امر محقق نیست زیرا تخریب انرژی بیرونی اجتناب‌پذیر نسبت به تخریب انرژی بیرونی اجتناب‌ناپذیر بسیار پایین است و مقدار آن برابر

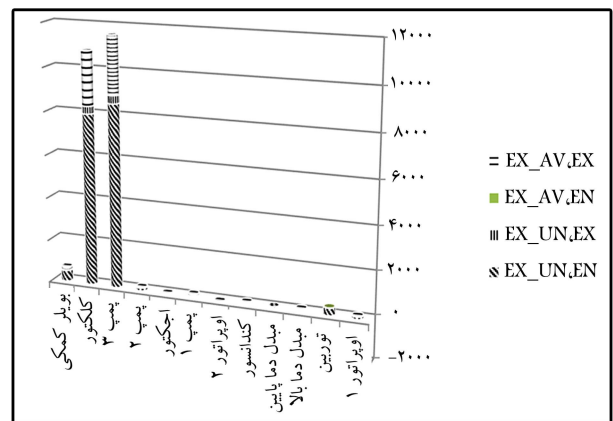
مقدار تخریب انرژی بیرونی اجتناب‌پذیر بویلر کمکی با مقدار  $2676.31 \text{ kW}$  بیشتر از سایر اجزاء است و این نشان می‌دهد که با بهبود کارایی سایر اجزای سیستم می‌توان تخریب بویلر کمکی را کاهش داد. بعد از بویلر کمکی بیشترین تخریب انرژی مربوط به ذخیره‌کننده با مقدار  $1962.9 \text{ kW}$  است. با این که تخریب انرژی درونی ذخیره‌کننده بالاست و با بهبود کارایی آن می‌توان تخریب را کاهش داد اما تخریب انرژی بیرونی این جزء نیز عدد قابل ملاحظه‌ای است. از سوی دیگر سهم زیادی از تخریب انرژی بیرونی اجتناب‌پذیر مربوط به تخریب انرژی بیرونی اجتناب‌پذیر است که حدود  $23\%$  از تخریب انرژی کل ذخیره‌کننده است؛ همین امر نشان می‌دهد که با ارتقاء تکنولوژی سایر اجزای سیستم می‌توان مقداری از تخریب انرژی ذخیره‌کننده را کاهش داد. سومین رتبه تخریب انرژی مربوط به تخریب انرژی درونی تانک است، و تنها  $23\%$  از تخریب انرژی درونی تانک قابل اجتناب است. از طرفی چون سهم تخریب انرژی بیرونی در این جزء زیاد نیست، بهبود تکنولوژی سایر اجزای سیستم، به میزان ناچیزی از تخریب انرژی این جزء می‌کاهد. با توجه به نتایج، تخریب انرژی درونی اجتناب‌پذیر چگالنده از دیگر اجزا بیشتر است و این بدان معناست که چگالنده نسبت به بقیه اجزاء با بهبود عملکردش، پتانسیل بالاتری برای کاهش تخریب انرژی دارد.

### ۲.۲.۵. تحلیل پیشرفته انرژی اقتصادی

برای تعیین قابلیت کاهش هزینه‌های تخریب در سیستم، مدل‌سازی ترمودینامیک پیشرفته آن انجام شده است و نتایج در جداول ۶ و ۷ به ترتیب برای فصل تابستان و زمستان نمایش داده شده است. چنان که مشاهده می‌شود، در هر دو جدول هزینه تخریب انرژی ذخیره‌کننده خوردشیدگی به علت رایگان بودن انرژی خوردشیدگی برابر صفر است. بیشترین هزینه تخریب انرژی در هر دو فصل مربوط به تانک ذخیره‌کننده حرارتی است که برای تابستان  $1724.13 \text{ \$/h}$  و برای زمستان  $1783.37 \text{ \$/h}$  است. بخش اعظم این هزینه تخریب را هزینه تخریب انرژی درونی به خود اختصاص داده است؛ اما چنان که در شکل‌های ۴ و ۵ نیز مشاهده می‌شود، چون سهم هزینه قابل اجتناب درونی صفر است نمی‌توان توقع داشت با ارتقاء تکنولوژی تانک ذخیره‌کننده حرارتی از هزینه تخریب انرژی آن کاسته شود. اما با توجه به جداول ۶ و ۷ و همچنین شکل‌های ۴ و ۵ می‌توان دریافت که ارتقاء تکنولوژی سایر اجزاء نقش مؤثرتری در کاهش هزینه تخریب انرژی تانک ذخیره‌کننده حرارتی خواهد داشت؛ زیرا مقدار هزینه تخریب انرژی بیرونی قابل اجتناب از هزینه تخریب انرژی درونی قابل اجتناب آن برای تابستان و زمستان به ترتیب با مقادیر  $394.63 \text{ \$/h}$  و  $411.42 \text{ \$/h}$  بیشتر است. پس از تانک ذخیره‌کننده حرارتی، چگالنده در تابستان با مقدار  $1/31 \text{ \$/h}$  و توربین در زمستان با مقدار  $229.74 \text{ \$/h}$  بالاترین مقدار هزینه تخریب انرژی را دارند که بیشتر آن مربوط به هزینه تخریب درونی است. چنان که مشاهده می‌شود سهم هزینه تخریب اجتناب‌ناپذیر درونی در چگالنده برای تابستان و توربین برای زمستان بالاست، از طرفی برای چگالنده در تابستان هزینه تخریب اجتناب‌پذیر بیرونی نیز عدد قابل ملاحظه‌ای است ( $122.99 \text{ \$/h}$ ) که می‌توان نتیجه گرفت با ارتقای عملکرد سایر اجزاء می‌توان هزینه تخریب انرژی را در آن کاهش داد. برای توربین در زمستان هزینه تخریب انرژی درونی اجتناب‌پذیر نسبت به بقیه اجزاء عدد قابل قبولی است ولی هزینه تخریب انرژی بیرونی اجتناب‌پذیر آن منفی است، در نتیجه برای کاهش هزینه تخریب در توربین فقط می‌توان روی کاهش تخریب انرژی خود توربین تمرکز کرد. با استناد به جدول ۷ و شکل ۵ می‌توان گفت که چگالنده در



شکل ۲. نتایج تحلیل انرژی پیشرفته برای تابستان.



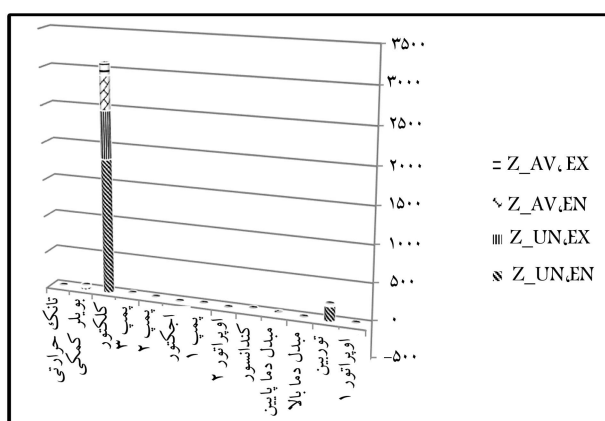
شکل ۳. نتایج تحلیل انرژی پیشرفته برای زمستان.

نیمی از تخریب انرژی بویلر کمکی را کاهش داد. با مشاهده شکل ۲ و جدول ۴ سومین رتبه تخریب انرژی با مقدار  $689.3 \text{ kW}$  به تانک حرارتی اختصاص دارد، که بخش اعظم این تخریب مربوط به تخریب انرژی درونی تانک است، که تنها  $22\%$  آن قابل اجتناب است. از طرفی چون سهم تخریب انرژی بیرونی در این جزء زیاد نیست، بهبود تکنولوژی سایر اجزای سیستم به میزان ناچیزی از تخریب انرژی این جزء می‌کاهد. نتایج نشان می‌دهد که بعضی از اجزاء دارای تخریب اجتناب‌پذیر درونی یا بیرونی منفی هستند، این امر بدان علت است که با بهبود کارایی خود جزء یا اجزاء دیگر نه تنها تخریب انرژی جزء مورد نظر کاهش نمی‌یابد بلکه تخریب آن افزایش می‌یابد. چنان که ملاحظه می‌شود، تخریب انرژی درونی اجتناب‌پذیر افسانک با مقدار  $9.26 \text{ kW}$  از تمام اجزای دیگر بیشتر است و این بدان معناست که افسانک نسبت به بقیه اجزاء با بهبود عملکردش، پتانسیل بالاتری برای کاهش تخریب انرژی دارد.

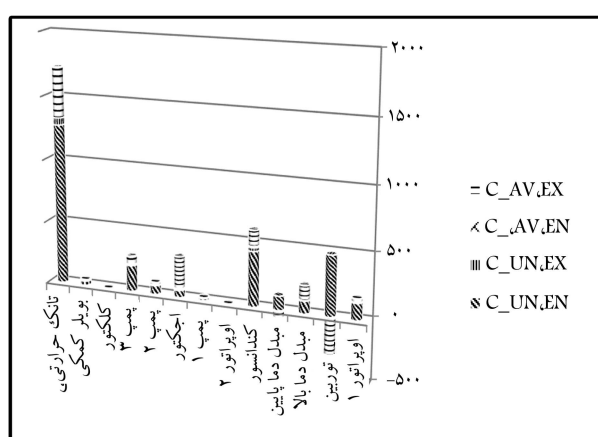
نتایج حاصل از تحلیل پیشرفته چرخه در فصل زمستان در جدول ۵ و شکل ۳ ارائه شده است. چنان که مشاهده می‌شود، بیشترین مقدار تخریب انرژی مربوط به بویلر کمکی ( $1156.1 \text{ kW}$ ) است که سهم اعظم تخریب انرژی آن مربوط به تخریب انرژی درونی با مقدار  $850.93 \text{ kW}$  است، بنابراین با بالا بردن کارایی آن می‌توان در کاهش تخریب انرژی کل سیستم نقش مؤثری داشت. البته این مسئله منوط به بالا بودن تخریب انرژی درونی اجتناب‌پذیر بویلر کمکی است و مطابق شکل ۳، این امر امکان‌پذیر نیست زیرا تخریب انرژی درونی اجتناب‌پذیر نسبت به تخریب انرژی درونی اجتناب‌ناپذیر بسیار پایین و معادل صفر است. اما

جدول ۵. نتایج تحلیل آگزروی پیشرفته برای زمستان.

$\dot{E}x_{D,k}^{UN,EN}$ (KW)	$\dot{E}x_{D,k}^{UN,EX}$ (KW)	$\dot{E}x_{D,k}^{AV,EN}$ (KW)	$\dot{E}x_{D,k}^{AV,EX}$ (KW)	جزء
۱۱۸,۰۸	۳,۶۶	۰	۲۵,۸۶	اوپراتور ۱
۳۴۸,۰۳	۰	۸,۰۷۴	-۳۴,۶۰	توربین
۶۴,۶۵	۴,۰۶۲	-۴,۶۵	۷۷,۱۳	مبیل دما بالا
۷۸,۲۸	-۴,۲۵	-۰,۵۱	-۴۰,۳۳	مبیل دما پایین
۷۹,۰۴	۱۹,۸۲	۱۹,۳۶	۱۵,۶۸	چگالنده
۵,۲۱	۰,۲۵۴	-۰,۰۰۱	۱,۸	پمپ ۱
۶۰,۵۹	-۰,۸۷	-۲,۹۷	۱۱۴,۷۶	گرمکن
۴۵,۰۷	۲,۰۰۷	۰	۱۴,۱۲	پمپ ۲
۱۳۲,۵۷	۵,۹۱	۰	۴۱,۵۳	پمپ ۳
۸۵۰۵,۹۳	۳۷۸,۷۶	۰	۲۶۷۶,۳۱	بویلر کمکی
۷۹۵۳,۵۵	۳۵۴,۱۶۱	۰	۲۴۹۱,۲۹	ذخیره‌کننده
۵۱۱,۲۱	۲۲,۷۶	۰	۱۶۰,۱۳	تانک ذخیره حرارت



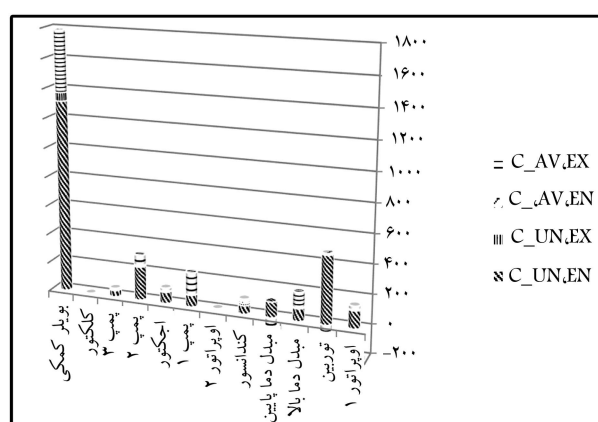
شکل ۶. هزینه‌ی سرمایه‌گذاری در تحلیل اقتصادی پیشرفته برای تابستان.



شکل ۴. نرخ هزینه‌ی تخریب آگزروی برای تابستان.

فصل زمستان هزینه‌ی اجتناب‌پذیر درونی بالایی را نسبت به تمام اجزای سیستم به خود اختصاص داده است، پس می‌توان نتیجه گرفت که ارتقاء تکنولوژی چگالنده در فصل زمستان نقش بسیار مؤثری در کاهش هزینه‌ی تخریب آگزروی دارد. در تحلیل ترموآکونومیک سیستم علاوه بر بررسی هزینه‌ی تخریب آگزروی باید هزینه‌ی سرمایه‌گذاری را نیز در نظر گرفت. جداول ۸ و ۹ و همچنین شکل‌های ۶ و ۷ به منظور مطالعه‌ی هزینه‌ی سرمایه‌گذاری سیستم در فصل تابستان و زمستان ارائه شده‌اند.

چنان که مشاهده می‌شود در هر دو فصل بیشترین مقدار هزینه‌ی سرمایه‌گذاری سیستم مربوط به ذخیره‌کننده خورشیدی است که برای هر دو فصل برابر  $3089 \$/h$  است. از طرف دیگر ذخیره‌کننده بیشترین مقدار هزینه‌ی سرمایه‌گذاری قابل اجتناب درونی با مقدار  $646465 \$/h$  برای تابستان و مقدار  $455015 \$/h$  برای زمستان را به خود اختصاص داده است و این بدان معناست که در صورت استفاده از ذخیره‌کننده‌ی



شکل ۵. نرخ هزینه‌ی تخریب آگزروی برای زمستان.



جدول ۶. نتایج هزینه‌ی تخریب آگزری در تحلیل اقتصادی پیشرفته برای تابستان.

جزء	$\dot{C}_{D,k}^{AV,EX}$ (\$/h)	$\dot{C}_{D,k}^{AV,EN}$ (\$/h)	$\dot{C}_{D,k}^{UN,EX}$ (\$/h)	$\dot{C}_{D,k}^{UN,EN}$ (\$/h)
اوپراتور ۱	۲۹,۶۶	۰	۴,۲۱	۱۳۵,۳۹
توربین	-۲۷۸,۴۷	-۱۴,۳۶	۰	۴۷۹,۸۶
مبدل دما بالا	۱۱۳,۶	-۷,۳۶	۵,۶۴	۱۰۰,۴۲
مبدل دما پایین	-۵۰,۵۴	-۲,۸۵	-۶,۵۸	۱۱۳,۴۴
چگالنده	۱۲۲,۹۹	۱۰,۷۳	۳۰,۳۱	۴۳۷,۲۸
اوپراتور ۲	۰,۱۶	۰,۱۹	۰,۱۷	۰,۳۸
پمپ ۱	۵,۳۶	۰	۰,۷۶	۱۷,۲۷
افشانک	۲۵۳,۴	۱۲,۸۶	۱,۶۱	۵۷,۲۴
پمپ ۲	۲۱,۹۴	۰	۳,۱۴	۷۰,۷۹
پمپ ۳	۶۴,۵۴	۰	۹,۲۲	۲۰۸,۲۱
ذخیره‌کننده	۰	۰	۰	۰
بویار کمکی	۱۰,۳۴	۰	۱,۵۱	۳۴,۰۵
تانک حرارتی	۳۹۴,۶۳	۰	۵۶,۴	۱۲۷۳

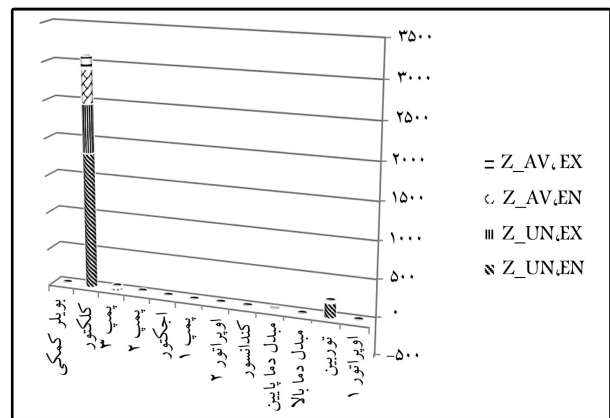
جدول ۷. نتایج هزینه‌ی تخریب آگزری در تحلیل اقتصادی پیشرفته برای زمستان.

جزء	$\dot{C}_{D,k}^{AV,EX}$ (\$/h)	$\dot{C}_{D,k}^{AV,EN}$ (\$/h)	$\dot{C}_{D,k}^{UN,EX}$ (\$/h)	$\dot{C}_{D,k}^{UN,EN}$ (\$/h)
اوپراتور ۱	۲۶,۷	۰	۳,۷۸	۱۲۱,۹۲
توربین	-۴۶,۲۵	۱۰,۷۹	۰	۴۶۵,۲
مبدل دما بالا	۱۰۳,۱	-۶,۲۱	۵,۴۳	۸۶,۴۲
مبدل دما پایین	-۵۴,۹۲	-۰,۶۹	-۵,۷۸	۱۰۶,۶۲
چگالنده	۱۲,۵۸	۱۵,۵۳	۱۵,۸۹	۵۷,۷۸
پمپ ۱	۳,۱۳	-۰,۰۰۲	۰,۴۴	۹,۰۷
گرمکن	۱۵۳,۳۹	-۳,۹۷	-۱,۱۷	۸۰,۹۸
پمپ ۲	۲۴,۵۷	۰	۳,۴۹	۷۸,۴۴
پمپ ۳	۷۲,۲۶	۰	۱۰,۲۷	۲۳۰,۷۱
بویار کمکی	۱۳,۴۷	۰	۱,۹	۴۲,۸۱
ذخیره‌کننده	۰	۰	۰	۰
تانک حرارتی	۴۱۱,۴۲	۰	۵۸,۴۹	۱۳۱۳,۴۶

خورشیدی با بازده بالاتر، هزینه‌ی سرمایه‌گذاری آن نیز کاهش خواهد یافت. پس از ذخیره‌کننده در تابستان و زمستان بیشترین هزینه‌ی سرمایه‌گذاری به ترتیب با مقدار  $23/02 \text{ $/h}$  و  $225/6 \text{ $/h}$  به توربین اختصاص دارد که بخش اعظم این هزینه، غیر قابل اجتناب است و بخش اجتناب‌پذیر برای تابستان  $23/02 \text{ $/h}$  و برای زمستان  $22/56 \text{ $/h}$ ، مربوط به هزینه‌ی سرمایه‌گذاری درونی است که با بهبود تکنولوژی توربین می‌توان این هزینه را کاهش داد.

### ۳.۲.۵. تحلیل پیشرفته‌ی آگزری محیطی

برای تعیین قابلیت کاهش آثار زیست‌محیطی تخریب در سیستم، مدل‌سازی آگزری محیطی پیشرفته برای دو فصل تابستان و زمستان انجام شده است و نتایج به ترتیب در جداول ۱۰ و ۱۱ و همچنین شکل‌های ۸ و ۹ نمایش داده شده است. چنان‌که مشاهده می‌شود، تأثیر زیست‌محیطی تخریب آگزری در ذخیره‌کننده‌ی خورشیدی



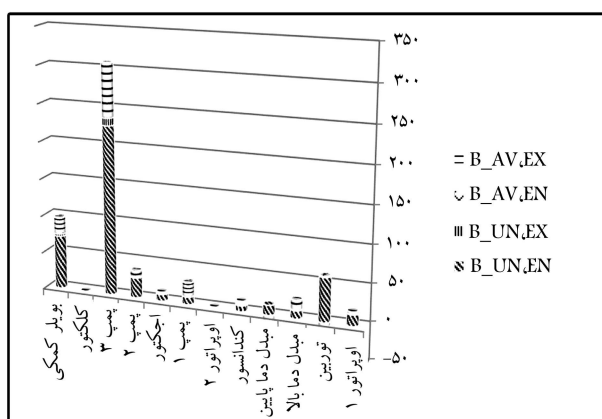
شکل ۷. هزینه‌ی سرمایه‌گذاری در تحلیل اقتصادی پیشرفته برای زمستان.

جدول ۸. نتایج هزینه‌ی سرمایه‌گذاری در تحلیل اقتصادی پیشرفته برای تابستان.

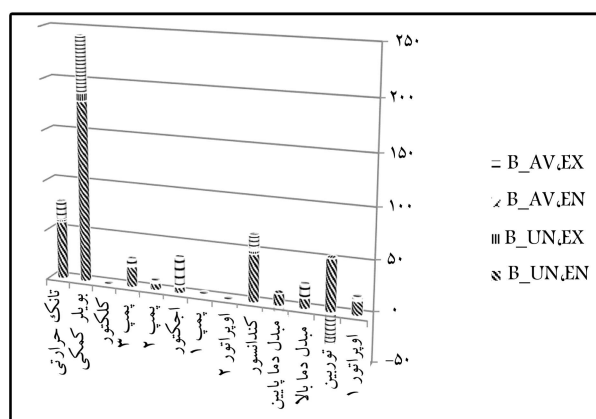
بخش	$\dot{Z}_{D,k}^{UN,EN} (\$/h)$	$\dot{Z}_{D,k}^{UN,EX} (\$/h)$	$\dot{Z}_{D,k}^{AV,EN} (\$/h)$	$\dot{Z}_{D,k}^{AV,EX} (\$/h)$	جزء
اوپراتور ۱	۱۲,۱۷	۳,۰۴۴	۳,۶۶۶	۰,۹۱۲	
توربین	۲۰۷,۱۸	۰	۲۳,۰۲	۰	
مبدل دما بالا	۰,۵۷۳	۰,۲۰۷	۵,۹۳۱	۲,۱۴۴	
مبدل دما پایین	۱۱,۷۹	-۷,۰۸	۱۴,۲۹۳	-۸,۵۷۷	
چگالنده	۱۶,۶۸	۸,۷۷۲	۷,۳۴۵	۳,۸۶۲	
اوپراتور ۲	۰,۷۶	۰,۲۷۱	۲,۵۲۱	۰,۸۹۳	
پمپ ۱	۷,۸۱	۲,۷۶۵	۵,۲۰۴	۱,۸۴۴	
پمپ ۲	۷,۳۴	۲,۵۹۹	۴,۸۹۱	۱,۷۳۳	
پمپ ۳	۱۳,۲۸	۴,۷۰۴	۸,۸۵۲	۳,۱۳۶	
ذخیره‌کننده	۱۸۲۴,۷۴	۶۴۶,۴۶۵	۴۵۶,۱۸۴	۱۶۱,۶۲	
بویلر کمکی	۳۳,۸۴	۱۱,۹۸۸	۸,۴۵۹	۲,۹۹۷	
تانک حرارتی	۹,۷۸	۳,۴۶۴	۰	۰	

جدول ۹. نتایج هزینه‌ی سرمایه‌گذاری در تحلیل اقتصادی پیشرفته برای زمستان.

بخش	$\dot{Z}_{D,k}^{UN,EN} (\$/h)$	$\dot{Z}_{D,k}^{UN,EX} (\$/h)$	$\dot{Z}_{D,k}^{AV,EN} (\$/h)$	$\dot{Z}_{D,k}^{AV,EX} (\$/h)$	جزء
اوپراتور ۱	۱۰,۳۹	۲,۵۹۸	۵,۶۶۴	۱,۴۲	
توربین	۲۰۳,۰۴	۰	۲۲,۵۶	۰	
مبدل دما بالا	۳,۳۴۸	۱,۴۲	۲,۹۵	۱,۲۵	
مبدل دما پایین	۱۱,۶۳	-۶,۹۶	۱۴,۴۱	-۸,۶۳	
چگالنده	۱۲,۵	۱,۶۷	۱,۷۱	۰,۲۳	
پمپ ۱	۶,۱۱۲	۲,۴۱	۴,۰۷۴	۱,۶۱	
گرمکن	۲,۳۷۷	۱,۲۳	۴,۴۸۷	۲,۳۱۲	
پمپ ۲	۷,۳۲	۲,۶۲	۴,۸۷۹	۱,۷۵	
پمپ ۳	۱۳,۲۴	۴,۷۴	۸,۸۳	۳,۱۵۹	
بویلر کمکی	۳۲,۳۸	۱۱,۵۹	۸,۰۹۶	۲,۸۹۶	
ذخیره‌کننده	۱۸۲۰,۰۵۸	۶۵۱,۱۴	۴۵۵,۰۱۵	۱۶۲,۷۸	
تانک حرارتی	۹,۷۵	۳,۴۸۹	۰	۰	



شکل ۹. نرخ تأثیر زیست محیطی تخریب آگزوزی در تحلیل پیشرفته محیطی برای زمستان.



شکل ۸. نرخ تأثیر زیست محیطی تخریب آگزوزی در تحلیل پیشرفته محیطی برای تابستان.

جدول ۱۰. نتایج محاسبات آثار زیست محیطی تخریب آگزروی در تحلیل محیطی پیشرفته اجزای سیستم در تابستان.

جزء	$\dot{B}_{D,k}^{UN,EX}$ (Pts/h)	$\dot{B}_{D,k}^{UN,EX}$ (Pts/h)	$\dot{B}_{D,k}^{AV,EX}$ (Pts/h)	$\dot{B}_{D,k}^{AV,EX}$ (Pts/h)
اوپراتور ۱	۱۴/۵۶	۰/۴۵	۰	۳/۱۹
توربین	۵۲/۴۸	۰	-۱/۵۷	-۳۰/۴۵
مبدل دمابالا	۱۱	۰/۶۱	-۰/۸۱	۱۲/۴۴
مبدل دماپایین	۱۲/۴۱	-۰/۷۲	-۰/۳۲	-۵/۵۳
چگالنده	۴۷/۹۳	۳/۳۲	۱/۱۸	۱۳/۴۸
اوپراتور ۲	۰/۴۳	۰/۰۰۲	۰/۰۰۳	۰/۰۱۸
پمپ ۱	۱/۷۳	۰/۰۷	۰	۰/۵۴
افشانک	۶/۲۸	۰/۱۷	۱/۴۲	۲۷/۸
پمپ ۲	۷/۰۸	۰/۳۱	۰	۲/۱۹
پمپ ۳	۲۰/۸۴	۰/۹۲	۰	۶/۴۶
ذخیره کننده	۰	۰	۰	۰
بویلر کمکی	۱۷۹/۶۱	۷/۹۵	۰	۵۴/۵۴
تانک حرارتی	۵۸/۰۱	۲/۵۷	۰	۱۷/۹۸

جدول ۱۱. نتایج محاسبات آثار زیست محیطی تخریب آگزروی در تحلیل محیطی پیشرفته اجزای سیستم در زمستان.

جزء	$\dot{B}_{D,k}^{UN,EX}$ (Pts/h)	$\dot{B}_{D,k}^{UN,EX}$ (Pts/h)	$\dot{B}_{D,k}^{AV,EX}$ (Pts/h)	$\dot{B}_{D,k}^{AV,EX}$ (Pts/h)
اوپراتور ۱	۱۵/۲۴	۰/۴۷	۰	۳/۳۴
توربین	۵۸/۹۷	۰	۱/۳۷	-۵/۸۶
مبدل دمابالا	۱۰/۹۶	۰/۶۹	-۰/۷۹	۱۳/۰۷
مبدل دماپایین	۱۳/۵۲	-۰/۷۳	-۰/۰۹	-۶/۹۶
چگالنده	۸	۲/۲	۲/۱۵	۱/۷۴
پمپ ۱	۱/۰۶	۰/۰۵۲	-۰/۰۰۰۲	۰/۳۷
گرمنک	۱۰/۲۷	-۰/۱۵	-۰/۵۱	۱۹/۴۵
پمپ ۲	۹/۱۷	۰/۴۱	۰	۲/۸۷
پمپ ۳	۲۶/۹۸	۱/۲	۰	۸/۴۵
بویلر کمکی	۲۲۵/۸۳	۱۰/۰۶	۰	۷۱/۰۶
ذخیره کننده	۰	۰	۰	۰
تانک حرارتی	۷۱/۶۸۲	۳/۱۹۲	۰	۲۲/۴۵

برای هر دو فصل صفر است زیرا انرژی ورودی به آن خورشید است که استفاده از تابش خورشید تأثیر مخربی بر محیط زیست ندارد. چنان که استنباط می شود آثار تخریبی زیست محیطی مربوط به بویلر کمکی برای هر دو فصل تابستان و زمستان زیاد است و به ترتیب برابر  $242/11$  Pts/h و  $306/95$  Pts/h است، زیرا بویلر کمکی از گاز طبیعی استفاده می کند و گازهای سوخته شده ی آن وارد محیط زیست

می شود. بخش اعظم این آثار را آثار زیست محیطی تخریب آگزروی درونی به خود اختصاص داده است که برای تابستان و زمستان به ترتیب  $43/61\%$  و  $49/77\%$  از آثار زیست محیطی تخریب درونی کل را شامل می شود. اما چون سهم آثار تخریبی بر محیط زیست قابل اجتناب درونی در هر دو فصل صفر است نمی توان توقع داشت با ارتقاء تکنولوژی بویلر کمکی آثار تخریبی بر محیط زیست کاهش یابد. اما با توجه به نتایج می توان دریافت ارتقاء تکنولوژی سایر اجزا نقش مؤثرتری در کاهش آثار تخریبی محیط زیستی این جزء خواهد داشت، زیرا تمام مقدار آثار زیست محیطی تخریب آگزروی اجتناب پذیر در بویلر کمکی برای هر دو فصل مربوط به آثار تخریبی زیست محیطی بیرونی قابل اجتناب است. پس از بویلر کمکی در هر دو فصل، تانک حرارتی به علت اتلاف حرارتی که دارد و گرمایی که به محیط می دهد بالاترین مقدار آثار تخریبی زیست محیطی را با مقدار  $78/56$  Pts/h و  $97/33$  Pts/h برای تابستان و زمستان دارد، که بیشتر آن مربوط به آثار تخریبی زیست محیطی درونی است که برای تابستان و زمستان به ترتیب  $58/01$  Pts/h و  $78/82$  Pts/h است. بنابراین می توان نتیجه گرفت که پتانسیل کاهش آثار تخریبی زیست محیطی در تانک ذخیره ی حرارتی بسیار پایین است. جزء دیگری که در هر دو فصل آثار تخریبی زیست محیطی قابل توجهی دارد، چگالنده است. این جزء توسط آب چاه سیال عامل را خنک می کند، سپس آب گرم شده را به محیط بازمی گرداند. در این جزء بیشترین مقدار آثار زیست محیطی تخریبی از نوع درونی است که در تابستان و زمستان به ترتیب  $11/92\%$  و  $2/24\%$  از آثار زیست محیطی تخریب آگزروی درونی را شامل می شود. از طرف دیگر آثار تخریبی زیست محیطی درونی اجتناب پذیر آن بیشتر از سایر اجزاء است، بنابراین بهبود کارایی چگالنده در هر دو فصل بیشترین تأثیر را بر کاهش آثار تخریبی زیست محیطی کل سیستم دارد.

## ۶. نتیجه گیری

در این پژوهش، یک چرخه ی کالینای خورشیدی تولید سه گانه برای دو فصل تابستان و زمستان پیشنهاد و مدل سازی شده است. در سیستم مورد نظر آگزروی، آگزروی اقتصادی و آگزروی محیطی قراردادی و پیشرفته مورد ارزیابی قرار گرفته است. نتایج کلی به دست آمده عبارت است از:

- با توجه به تحلیل آگزروی، در تابستان ذخیره کننده ی خورشیدی با  $19629$  kW و در زمستان بویلر کمکی با  $11561$  kW دارای بیشترین تخریب آگزروی هستند. سهم اعظم تخریب آگزروی آن مربوط به آگزروی تخریب درونی است، اما سهم اجتناب پذیر درونی برابر صفر است. از طرفی مقدار تخریب آگزروی بیرونی اجتناب پذیر ذخیره کننده برای تابستان و بویلر برای زمستان بسیار زیاد و به ترتیب برابر با  $4492/84$  kW و  $2676/31$  kW است. این نشان می دهد که با بهبود کارایی سایر اجزای سیستم می توان تخریب آگزروی این دو جزء را کاهش داد.
- بیشترین هزینه ی تخریب آگزروی در هر دو فصل مربوط به تانک ذخیره ی حرارتی است که برای تابستان  $1724/13$  \$/h و برای زمستان  $1783/37$  \$/h است، که بخش اصلی اجتناب پذیر آن مربوط به تخریب آگزروی بیرونی است. بنابراین ارتقاء تکنولوژی سایر اجزا نقش مؤثرتری در کاهش هزینه ی تخریب آگزروی تانک خواهد داشت. با توجه به نتایج مشاهده می شود که در هر دو فصل بیشترین مقدار هزینه ی سرمایه گذاری سیستم مربوط به ذخیره کننده ی خورشیدی است که بیشترین مقدار هزینه ی سرمایه گذاری قابل اجتناب درونی با مقدار

(\$/year)

$Z$  نرخ هزینه‌ی سرمایه‌گذاری  
 $\eta$  بازده (%)

\$/h ۶۴۶/۴۶۵ برای تابستان و مقدار \$/h ۴۵۵/۰۱۵ برای زمستان را به خود اختصاص داده است. بنابراین استفاده از ذخیره‌کننده‌ی خورشیدی با بازده بالاتر، باعث کاهش هزینه‌ی سرمایه‌گذاری می‌شود.

• چنان‌که از تحلیل زیست‌محیطی استنباط می‌شود، آثار تخریبی زیست‌محیطی مربوط به بویلر کمکی برای هر دو فصل تابستان و زمستان زیاد و به ترتیب برابر ۲۴۲/۱۱ Pts/h و ۳۰۶/۹۵ Pts/h است، زیرا استفاده از گاز طبیعی در بویلر سبب تولید و انتشار آلاینده در محیط زیست می‌شود. با توجه به تحلیل پیشرفته‌ی زیست‌محیطی، در هر دو فصل بویلر کمکی دارای بیشترین میزان تأثیر زیست‌محیطی تخریب انرژی اجتناب‌پذیر بیرونی است. یعنی بهبود تکنولوژی سایر اجزاء بیشترین تأثیر را بر کاهش تأثیر زیست‌محیطی بویلر کمکی دارد.

زیرنویس‌ها  
 ° حالت مرده  
 $B$  سال پایه  
 $D$  تخریب  
 $d$  دیفیوزر  
 $f$  تأثیر زیست‌محیطی سوخت طبیعی  
 $F$  سوخت

$is$  ایزنتروپیک

$L$  اتلافی

$m$  اختلاط

$n$  نازل

$p$  محصول

بالانویس‌ها

$AV$  اجتناب‌پذیر

$CI$  نگهداری

$CO$  ساخت

$DI$  دفع

$EN$  درونی

$EX$  بیرونی

$OM$  تعمیر و نگهداری

$PF$  شاخص آلودگی

$PH$  فیزیکی

$UN$  اجتناب‌ناپذیر.

## فهرست علائم

$b$  تأثیر زیست‌محیطی بر واحد انرژی

$\dot{B}$  تأثیر زیست‌محیطی انرژی

$c$  هزینه‌ی واحد انرژی

$\dot{C}$  قیمت

$CRF$  ضریب بازگشت سرمایه

$\dot{E}_x$  نرخ انرژی

$h$  آنتالپی مخصوص

$i$  نرخ تورم (%)

$\dot{m}$  دبی جرمی

$N$  سال کارکرد سیستم

$P$  فشار

$s$  آنتروپی

$T$  دما

$U$  ضریب انتقال حرارت

$\dot{Y}$  تأثیر زیست‌محیطی سرمایه‌گذاری

## پانویس‌ها

1. environmental impact
2. exergy
3. exergoeconomic
4. exergoenvironment
5. life cycle assessment
6. oxy-fuel
7. conventional
7. avoidable
8. unavoidable
9. endogenous
10. exogenous

## منابع (References)

1. Kalina, A. "Combined cycle system with novel bottoming cycle", *ASME J Eng Gas Turb Power*, **106**(4), pp. 737-742, (1984).
2. sayed, Y. and Tribus, M. "A theoretical comparison of Rankine and Kalina cycles", ASME publication, (1985).
3. Kalina, A. and Leibowitz, H. "Application of the Kalina cycle technology to geothermal power generation", *Geothermal Resources Council Transactions*, pp. 11-605, (1989).
4. Lolos, P.A. and Rogdakis, E.D, "A Kalina power cycle

- driven by renewable energy sources”, *Energy*, **34**, pp. 457-464, (2009).
5. Li, X, Zhang, Q. and Li, X. “A Kalina cycle with ejector”, *Energy*, **54**, pp. 212-219, (2013).
  6. Wang, J. and Yan, Z. and Zhou, E. “Parametric analysis and optimization of kalin cycle driven by solar energy”, *Applied Thermal Engineering*, pp. 408-415, (2013).
  7. Zare, V., Mahmoudi, S.M.S. Yari, M. and Amidpour, M. “Thermoeconomic analysis and optimization of an ammoniaewater power/cooling cogeneration cycle”, *Energy*, **13**, pp.271-283 (2012).
  8. Zare, V., Mahmoudi, S.S., Yari, M. and Amidpour, M. “Thermoeconomic analysis and optimization of an ammonia-water power/cooling cogeneration cycle”, *Energy*, **47**(1), (2012).
  9. Chen, Q., Han, W., Zheng, J., Sui, J. and Jin, H. “The exergy and energy level analysis of a combined cooling, heating and power system driven by a small scale gas turbine at off design condition”, *Applied Thermal Engineering*, **66**, pp. 590-602, (2014).
  10. Ma, S., Wang, J., Yan, Z., Dai, Y. and Lu, B. “Thermodynamic analysis of a new combined cooling, heat and power system driven by solid oxide fuel cell based on ammonia-water mixture”, *Journal of Power Sources*, **196**, pp. 8463-8471, (2011).
  11. Meyer, L., Tsatsaronis, G., Buchgeister, J. and Schebek, L. “Exergoenvironmental analysis for evaluation of the environmental impact of energy conversion systems”, *Energy*, **34**(1), pp. 75-89, (2009).
  12. Boyano, A., Blanco-Marigorta, A.M., Morosuk, T. and Tsatsaronis, G. “Exergoenvironmental analysis of a steam methane reforming process for hydrogen production”, *Energy*, **36**(4), pp. 2202-2214, (2011).
  13. Petrakopoulou, F., Tsatsaronis, G. and Morosuk, T. “Cost reduction strategies for an oxy-fuel power plant with CO<sub>2</sub> capture: application of an advanced exergoeconomic analysis to an advanced zero emission plant”, in ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, pp. 1063-1073, (2011).
  14. Petrakopoulou, F., Tsatsaronis, G., Morosuk, T. and Paitazoglou, C. “Environmental evaluation of a power plant using conventional and advanced exergy-based methods”, *Energy*, **45**(1), pp. 23-30, (2012).
  15. Hamut, H.S., Dincer, I. and Naterer, G.F. “Exergoenvironmental analysis of hybrid electric vehicle thermal management systems”, *Journal of Cleaner Production*, **67**, pp. 187-196, (2014).
  16. Khoshgoftar Manesh, M.H., Navid, P., Baghestani, M., Khamis Abadi, S., Rosen, M.A., Blanco, A.M. and et al. “Exergoeconomic and exergoenvironmental evaluation of the coupling of a gas fired steam power plant with a total site utility system”, *Energy Conversion and Management*, **77**, pp. 469-483, (2014).
  17. Kecebaş, A. “Exergoenvironmental analysis for a geothermal district heating system: An application”, *Energy*, **94**, pp. 391-400, (2016).
  18. Fergani, Z., Touil, D. and Morosuk, T. “Multi-criteria exergy based optimization of an organic rankine cycle for waste heat recovery in the cement industry”, *Energy Conversion and Management*, **112**, pp. 81-90, (2016).
  19. Mosaffa, A.a.L.G.F. “Exergoeconomic and environmental analyses of an air conditioning system using thermal energy storage”, *Applied Energy*, **162**, pp. 515-526, (2016).
  20. Misra, R.D., Sahoo, P.k. and Gupta, A. “Thermoeconomic evaluation and optimization of an aqua-ammonia vapour-absorption refrigeration system”, *International Journal of Refrigeration*, **29**(1), pp. 47-59, (2006).
  21. Ogriseck, S. “Integration of Kalina cycle in a combined heat and power plant, a case study”, *Applied Thermal Engineering*, **29**(14-15), pp. 2843-2848, (2009).
  22. Bejan, A., Tsatsaronis, G. and Moran, M.J., *Thermal Design and Optimization*, John Wiley & Sons, INC (1996).
  23. Campos Rodriguez, C.E., Escobar Palacio, J.C., Venturini, O.J., Silva Lora, E.E., Cobas, V.M., Marques, D. and Marques dos Santos, et al. “Exergetic and economic comparison of ORC and Kalina cycle for low temperature enhanced geothermal system in brazil”, *Applied Thermal Engineering*, **52**(1), pp. 109-119, (2012).
  24. Khoshgoftar Manesh, M.H., Navid, P., Blanco Marigorta, A.M., Amidpour, M. and Hamedi, M.H. “New procedure for optimal design and evaluation of cogeneration system based on advanced exergoeconomic and exergoenvironmental analyses”, *Energy*, **59**, pp. 314-333, (2013).
  25. Petrakopoulou, F., Tsatsaronis, G., Morosuk, T. and Carassai, A. “Conventional and advanced exergetic analyses applied to a combined cycle power plant”, *Energy*, **41**, pp. 146-152, (2012).
  26. Acıkkalp, E., Aras, H. and Hepbasli, A. “Advanced exergoeconomic analysis of an electricity-generating facility that operates with natural gas”, *Energy Conversion and Management*, **78**, pp. 452-460, (2014).
  27. Tsatsaronis, G. and Morosuk, T. “Advanced exergetic analysis of a refrigeration system for liquefaction of natural gas”, *International Journal of Energy and Environmental Engineering*, **1**, pp. 1-17, (2010).
  28. Boyano, A., Morosuk, T., Blanco -Marigorta, A.M. and Tsatsaronis, G. “Conventional and advanced exergoenvironmental analysis of a steam methane reforming reactor for hydrogen production”, *Journal of Cleaner Production*, **20**, pp. 152-160 (2012).
  29. Acıkkalp, E., Hepbasli, A. Yucer, C.T. and Karakoc, T.H. “Advanced exergoenvironmental assessment of a building from the primary energy transformation to the environment”, *Energy and Buildings*, **89**, pp. 1-8, 2/15/ (2015).