

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ



دانشکده مهندسی مکانیک

پایان نامه کارشناسی ارشد

تحلیل انرژی، انرژی و انرژی و انرژی و انرژی و بهینه سازی عملکرد یک سیستم ترکیبی تولید سرمایش، گرمایش و توان براساس ذخیره انرژی هوا فشرده در مقیاس کوچک

سیاوش رسولزاده دربندی قدیم

استاد راهنما

دکتر سید مجید هاشمیان

استاد مشاور

دکتر محمدحسین احمدی

تیر ۱۴۰۰

تقدیم بہ

پدرو مادر مہربانم کہ زندگیم را دیون مہر و عطوفت آن ہامی دانم

تقدیر و تشکر

سپاس بی کران ایندمنان را که راه علم و دانش را بر ما هموار ساخت.

بر خود لازم می دانم تا از تمام عزیزانی که در این راه دشوار هدم و همراه من بودند سپاسگزاری نمایم. از پدر و مادر دلسوز و خداکارم سپاسگزارم

که همواره محیطی سرشار از عشق و آسایش را برایم فراهم آورده اند.

از استاد گرامی جناب آقای دکتر محمد حسین احمدی که علیرغم مشغله بسیار از پیچ کلمی در این عرصه بر من دریغ ننمودند کمال تشکر و

قدردانی را دارم. از استاد بزرگوار جناب آقای دکتر سید مجید هاشمیان در کمال سعه صدر، زحمت راهنمایی این رساله را بر عهده گرفتند

کمال تشکر و قدردانی را دارم.

تعهد نامه

اینجانبسیاوش رسولزاده..... دانشجوی دوره کارشناسی ارشد رشته.....سیستم‌های انرژی..... دانشکدهمهندسی مکانیک..... دانشگاه صنعتی شاهرود نویسنده پایان نامه تحلیل انرژی، انرژی و انرژی و انرژی و بهره‌سازی عملکرد یک سیستم ترکیبی تولید سرمایه‌گذاری و گرمایش و توان براساس ذخیره انرژی هوا فشرده در مقیاس کوچک تحت راهنمایی.....دکتر سید مجید هاشمیان.....متعهد می‌شوم .

- تحقیقات در این پایان نامه توسط اینجانب انجام شده است و از صحت و اصالت برخوردار است.
- در استفاده از نتایج پژوهشهای محققان دیگر به مرجع مورد استفاده استناد شده است.
- مطالب مندرج در پایان نامه تاکنون توسط خود یا فرد دیگری برای دریافت هیچ نوع مدرک یا امتیازی در هیچ جا ارائه نشده است.
- کلیه حقوق معنوی این اثر متعلق به دانشگاه صنعتی شاهرود می‌باشد و مقالات مستخرج با نام « دانشگاه صنعتی شاهرود » و یا « **Shahrood University of Technology** » به چاپ خواهد رسید.
- حقوق معنوی تمام افرادی که در به دست آمدن نتایج اصلی پایان نامه تأثیرگذار بوده اند در مقالات مستخرج از پایان نامه رعایت می‌گردد.
- در کلیه مراحل انجام این پایان نامه، در مواردی که از موجود زنده (یا بافتهای آنها) استفاده شده است ضوابط و اصول اخلاقی رعایت شده است.
- در کلیه مراحل انجام این پایان نامه، در مواردی که به حوزه اطلاعات شخصی افراد دسترسی یافته یا استفاده شده است اصل رازداری، ضوابط و اصول اخلاق انسانی رعایت شده است.

تاریخ

امضای دانشجو

مالکیت نتایج و حق نشر

- کلیه حقوق معنوی این اثر و محصولات آن (مقالات مستخرج، کتاب، برنامه‌های رایانه‌ای، نرم‌افزارها و تجهیزات ساخته شده است) متعلق به دانشگاه صنعتی شاهرود می‌باشد. این مطلب باید به نحو مقتضی در تولیدات علمی مربوطه ذکر شود.
- استفاده از اطلاعات و نتایج موجود در پایان نامه بدون ذکر مرجع مجاز نمی‌باشد.

ترمودینامیکی و همچنین هزینه سرمایه‌گذاری موتور گازسوز را مورد توجه قرار داد. از سوی دیگر، بیشترین میزان فاکتور اگزرژیواکونومیک مربوط به توربین و کمترین میزان آن مربوط به مبدل حرارتی ۱ می‌باشد. بنابراین، برای کاهش هزینه سیستم، می‌بایست هزینه سرمایه‌گذاری توربین را کاهش داد.

در میان پارامترهای موثر، نسبت فشار کمپرسور، فشار ورودی توربین، دمای ورودی توربین و راندمان مبدل‌های حرارتی دارای بیشترین تاثیر بر عملکرد سیستم می‌باشند. طبق نتایج بدست آمده، افزایش نسبت فشار کمپرسور، افزایش فشار و دمای ورودی توربین و افزایش راندمان مبدل‌های حرارتی منجر به بهبود عملکرد سیستم شده است.

با توجه به نتایج بدست آمده از بهینه‌سازی چندهدفه، دو مقدار بهینه برای هزینه واحد کلی محصول برابر با $12/801$ سنت بر کیلووات‌ساعت و راندمان اگزرژی برابر با $59/06\%$ محاسبه شد که به ترتیب $15/3\%$ و $5/7\%$ بهبود برای هر کدام بدست آمد.

کلید واژه: اگزرژی، اگزرژیواکونومیک، سیستم توان، سرمایش و گرمایش ترکیبی، ذخیره ساز هوای فشرده، بهینه سازی چندهدفه

فهرست

فصل اول.....	۱
۱-۱ مقدمه	۲
۲-۱ انرژی‌های تجدیدپذیر و انرژی‌های تجدیدناپذیر	۳
۱-۲-۱ سوخت‌های فسیلی	۳
۱-۲-۲ انرژی‌های تجدیدپذیر	۴
۱-۲-۲-۱ انرژی زیست‌توده	۵
۱-۲-۲-۲ انرژی آب	۶
۱-۲-۲-۳ انرژی زمین‌گرمایی	۷
۱-۲-۲-۴ انرژی باد	۸
۱-۲-۲-۵ انرژی خورشیدی	۹
۳-۱ سیستم‌های ذخیره‌ساز انرژی	۱۰
۱-۳-۱ سیستم ذخیره‌ساز هوای فشرده	۱۱
۴-۱ سیستم‌های ترکیبی توان، گرمایش و سرمایش (CCHP)	۱۳
فصل دوم.....	۱۵
۱-۲ مقدمه	۱۶
۲-۲ بیان موضوع مورد مطالعه	۲۲
فصل سوم.....	۲۳
۱-۳ مقدمه	۲۴
۲-۳ معادلات ترمودینامیکی و مفروضات مسئله	۲۶
۳-۲-۱ مدل ترمودینامیکی و آنالیز انرژی هر یک از اجزا	۲۶
۳-۳ آنالیز انرژی	۳۱
۴-۳ اجزای سیکل CCHP مورد بررسی	۳۳

۳-۵	معادلات ترمودینامیکی سیکل CCHP مورد بررسی برای هر کدام از اجزا	۳۵
۳-۶	تحلیل اگزرژیواکونومیک	۳۹
۳-۶-۱	هزینه خرید تجهیزات CCHP	۴۰
۳-۶-۲	موازنه هزینه‌ها	۴۳
۳-۷	بهینه‌سازی چندهدفه	۴۵
۳-۷-۱	بهینه‌سازی با روش الگوریتم ژنتیک	۴۶
۳-۷-۲	توابع هدف	۴۹
۳-۷-۳	متغیرهای تصمیم	۴۹
۳-۸	جمع‌بندی	۵۰
	فصل چهارم	۵۱
۴-۱	مقدمه	۵۲
۴-۲	اعتبارسنجی	۵۲
۴-۳	نتایج آنالیز انرژی	۵۳
۴-۵	نتایج تحلیل اگزرژیواکونومیک	۵۸
۴-۶	آنالیز حساسیت	۵۹
۴-۶-۱	تاثیر نسبت فشار کمپرسور بر عملکرد سیستم	۶۰
۴-۶-۲	تاثیر فشار ورودی توربین بر عملکرد سیستم	۶۲
۴-۶-۳	تاثیر دمای ورودی توربین بر عملکرد سیستم	۶۵
۴-۶-۴	تاثیر راندمان مبدل‌های حرارتی بر عملکرد سیستم	۶۸
۴-۶-۵	تاثیر دمای کندانسور بر عملکرد سیستم	۷۱
۴-۷	نتایج بهینه‌سازی چندهدفه	۷۴
	فصل پنجم	۷۷
۵-۱	نتیجه‌گیری	۷۸

۵-۲ پیشنهادات ادامه کار ۸۰

مراجع ۸۱

فهرست شکل‌ها

- شکل (۱-۱): مصرف سالیانه سه نوع سوخت فسیلی از سال ۱۷۷۶ تا ۲۰۱۸ در ایالات متحده آمریکا [4] ۴
- شکل (۲-۱): میزان مصرف انرژی به ازای هر یک از منابع تجدیدپذیر و تجدیدناپذیر در سال ۲۰۱۹ [۵] ۵
- شکل (۳-۱): میزان تولیدات و سهم از کل تولیدات انرژی برق‌آبی در ایالات متحده از سال ۱۹۵۰ تا ۲۰۱۹ [5] ۶
- شکل (۴-۱): ده کشور پیشگام در نصب و راه‌اندازی تجهیزات جدید انرژی برق‌آبی در سال ۲۰۲۰ بر حسب مگاوات [6] ۷
- شکل (۵-۱): وضعیت نیروگاه‌های زمین‌گرمایی مورد احداث تا سال ۲۰۱۹ [7] ۸
- شکل (۶-۱): ظرفیت نصب شده الکتریسیته فتوولتائیک در کل جهان [7] ۱۰
- شکل (۷-۱): شماتیکی از یک سیستم ذخیره‌ساز هوای فشرده ساده ۱۱
- شکل (۸-۱): نمایی از نیروگاه هانتورف آلمان با دو مخزن ذخیره هوای فشرده ۱۲
- شکل (۱-۳): شماتیک سیکل CCHP بر مبنای CAES مورد بررسی ۲۴
- شکل (۲-۳): روندنمای فرایند بهینه‌سازی الگوریتم ژنتیک [50] ۴۷
- شکل (۱-۴): نمودار میله‌ای تخریب انرژی اجزای سیکل CCHP ۵۶
- شکل (۲-۴): نمودار میله‌ای تخریب انرژی اجزای سیکل CCHP به جز موتور گازسوز ۵۶
- شکل (۳-۴): نمودار گراسمن انرژی اجزای سیکل CCHP ۵۷
- شکل (۴-۴): تاثیر نسبت فشار کمپرسور بر توان سیستم ۶۰
- شکل (۵-۴): تاثیر نسبت فشار کمپرسور بر راندمان سیستم ۶۱
- شکل (۶-۴): تاثیر نسبت فشار کمپرسور بر هزینه واحد کلی محصول سیستم ۶۲
- شکل (۷-۴): تاثیر فشار ورودی توربین بر توان سیستم ۶۳
- شکل (۸-۴): تاثیر فشار ورودی توربین بر راندمان سیستم ۶۴
- شکل (۹-۴): تاثیر فشار ورودی توربین بر هزینه واحد کلی محصول سیستم ۶۵
- شکل (۱۰-۴): تاثیر دمای ورودی توربین بر توان سیستم ۶۶
- شکل (۱۱-۴): تاثیر دمای ورودی توربین بر راندمان سیستم ۶۷
- شکل (۱۲-۴): تاثیر دمای ورودی توربین بر هزینه واحد کلی محصول سیستم ۶۸
- شکل (۱۳-۴): تاثیر راندمان مبدل‌های حرارتی بر توان سیستم ۶۹

شکل (۴-۱۴): تاثیر راندمان مبدل‌های حرارتی بر راندمان سیستم	۷۰
شکل (۴-۱۵): تاثیر راندمان مبدل‌های حرارتی بر هزینه واحد کلی محصول سیستم	۷۱
شکل (۴-۱۶): تاثیر دمای کندانسور بر توان سیستم	۷۲
شکل (۴-۱۷): تاثیر دمای کندانسور بر راندمان سیستم	۷۳
شکل (۴-۱۸): تاثیر دمای کندانسور بر هزینه واحد کلی محصول سیستم	۷۴
شکل (۴-۱۹): نمودار پارتو-فرانت بهینه‌سازی چندهدفه	۷۵

فهرست جداول

جدول (۳-۱): مفروضات و مقادیر اولیه برای سیکل CCHP مورد مطالعه	۳۴
جدول (۳-۲): پارامترها و فرضیات اگزرژیواکونومیک	۴۳
جدول (۳-۳): معادلات بالانس هزینه‌ها و معادلات کمکی برای اجزای سیکل CCHP	۴۴
جدول (۳-۴): پارامترها و ضرایب مورد استفاده در بهینه‌سازی چندهدفه	۴۸
جدول (۳-۵): متغیرهای تصمیم و محدوده تغییرات هر کدام	۵۰
جدول (۴-۱): اعتبارسنجی نتایج پارامترهای سیستم با مراجع [۳۵] و [۳۱]	۵۳
جدول (۴-۲): نتایج اولیه آنالیز انرژی سیکل CCHP مورد بررسی	۵۴
جدول (۴-۳): نتایج اولیه آنالیز اگزرژی سیکل CCHP مورد بررسی	۵۴
جدول (۴-۴): پارامترهای تحلیل اگزرژیواکونومیک برای سیکل CCHP مورد بررسی	۵۸
جدول (۴-۵): مقادیر بهینه توابع هدف و متغیرهای تصمیم نقطه C پارتو-فرانت	۷۶

فهرست علائم و اختصارات

نماد	تعریف	واحد
A	مساحت	m^2
AFR	نسبت هوا به سوخت	-
$\dot{C}$	شماره روز	$cent/MJ$
c	هزینه بر واحد انرژی	$\$/h$
CC	هزینه سرمایه گذاری	$\$$
$CAES$	ذخیره ساز هوای فشرده	-
$CCHP$	سیستم ترکیبی سرمایش، گرمایش و توان	-
$CELf$	ضریب تراز افزایش ثابت	-
COP	ضریب عملکرد	-
CRF	ضریب بازگشت سرمایه	-
$\dot{E}$	نرخ انرژی	kW
e	انرژی مخصوص	kJ/kg
ESR	نرخ صرفه جویی انرژی	-
f	فاکتور انرژی و اکونومیک	-
FC	هزینه سوخت	$\$$
h	انتالپی مخصوص	kJ/kg
LHV	ارزش حرارتی پایین	kJ/kg
$\dot{m}$	دبی جرمی	kg/s
n	تعداد مول	$kmol$
OMC	هزینه تعمیر و نگهداری	$\$$
PEC	هزینه خرید تجهیزات	$\$$
$\dot{Q}$	نرخ انتقال حرارت	kW
R	ثابت جهانی گاز	$kJ\backslash kmol.k$
r	اختلاف هزینه نسبی	-
s	آنتروپی مخصوص	$kJ\backslash kg.k$
T	دما	$^{\circ}C$
TCI	هزینه اولیه کلی	$\$$
U	ضریب کلی انتقال حرارت	$kW\backslash m^2.k$
$\dot{W}$	توان	kW

-	کسر مولی	x
$\$/h$	نرخ هزینه تراز شده	$\dot{Z}$

فهرست علائم یونانی

-	راندمان انرژی	ε
-	راندمان انرژی	η
-	ضریب آدیاباتیک	κ
-	نسبت فشار	π
-	نسبت جرمی اجکتور	ω

فهرست اندیس‌ها

	کمپرسور	COMP
	کندانسور	COND
	اجکتور	EJEC
	اوپراتور	EVAP
	موتور گازسوز	GE
	مبدل حرارتی	HEX
	پمپ	PUMP
	مخزن ذخیره هوا	SV
	توربین	TURB
	شیر اختناق	TV
	مولد بخار	VG
	محیط	0
	سیال سرد	c
	تخریب (انرژی)	D
	سوخت (انرژی)	F
	سیال گرم	h
	محصول (انرژی)	P
	آب	w

فصل اول:

مقدمه

فصل اول

۱-۱ مقدمه

امروزه، مصرف انرژی و انتشار کربن دی اکسید، بیش از پیش به مسائل مورد بحث و با اهمیتی تبدیل شده است. تقاضای چندگانه انرژی برای کاربران، سبب شده است تا دانشمندان تلاش و کوشش بسیاری را وقف ادغام سیستم‌های چندگانه انرژی برای دستیابی به راندمان بالاتر نمایند. در این شرایط، سیستم ترکیبی همزمان توان، گرمایش و سرمایش^۱، به عنوان روشی کارآمد برای دستیابی به صرفه جویی در مصرف انرژی و صرفه جویی اقتصادی و همچنین کاهش انتشار آلاینده‌ها اثبات شده است [۱].

با کاهش روزافزون سوخت‌های فسیلی سنتی، توسعه فناوری‌های تجدیدپذیر^۲ به عنوان مثال، انرژی باد و انرژی خورشیدی، توجه روزافزونی را به خود جلب کرده است. با این حال، طبیعت تصادفی و ادواری انرژی‌های تجدیدپذیر، برای استفاده از آنها در مقیاس بزرگ و عمدتاً برای تولید برق، محدودیت و چالش محسوب می‌گردد. تولید برق در مقیاس بزرگ برای دسترسی به مصرف‌کنندگان، نیازمند حمل و نقل شبکه‌ای است؛ در حالی که متناوب بودن انرژی‌های تجدیدپذیر در مقیاس بزرگ ممکن است منجر به مشکلات جدی در شبکه سراسری برق، به عنوان مثال، برق‌گرفتگی و ناپایداری شود. بنابراین، فناوری‌های ذخیره انرژی برای حفظ اطمینان از استفاده مداوم و پایدار از انرژی‌های تجدیدپذیر با ذخیره انرژی‌های تجدیدپذیر اضافی و آزاد کردن آن برای ایجاد تعادل بین عرضه و تقاضای انرژی ضروری است [۲]. بنابراین در این بخش، در ابتدا، منابع انرژی‌های تجدیدپذیر و سوخت‌های فسیلی و وضعیت مصرف انرژی در دنیا از لحاظ این منابع مورد بحث و بررسی قرار می‌گیرند و سپس به انواع سیستم‌های ذخیره‌ساز انرژی پرداخته خواهد شد.

^۱ combined cooling, heating and power (CCHP)

^۲ renewable energy

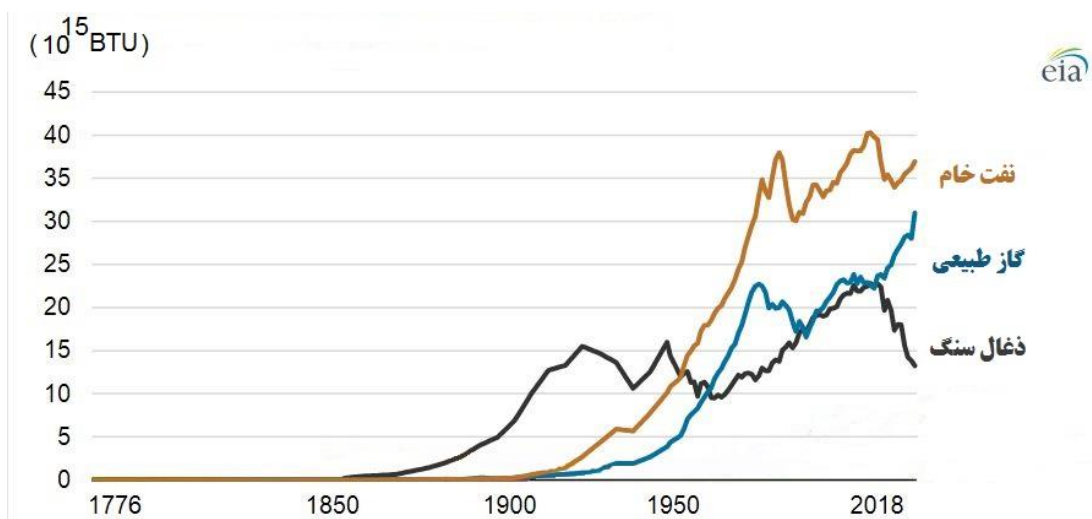
۲-۱ انرژی‌های تجدیدپذیر و انرژی‌های تجدیدناپذیر

انرژی تجدیدپذیر به نوعی از انرژی اطلاق می‌شود که توسط منابع طبیعی مانند نور خورشید، باد، باران، امواج دریا، جزر و مد و زمین گرمایی تولید شود و به طور طبیعی در مدت زمان مصرف به عنوان مثال پس از چند سال مجدداً جایگزین می‌شود. انرژی تجدیدپذیر شامل فناوری‌هایی است که منابع طبیعی را به خدمات انرژی مفید تبدیل می‌کند. در مقابل این نوع انرژی، انرژی تجدیدناپذیر است که در مدت دوره مذکور جایگزین نمی‌گردد و یا به عبارتی دیگر جایگزینی آن در مقایسه با میزان مصرف آنها قابل صرف‌نظر است. سوخت‌های فسیلی، سوخت‌های هسته‌ای و کانی‌های زمین از جمله مهم‌ترین منابع تجدیدناپذیر به شمار می‌آیند [۳]. در ابتدا به بررسی مختصری از سوخت‌های فسیلی، مهم‌ترین منبع انرژی تجدیدناپذیر می‌پردازیم.

۱-۲-۱ سوخت‌های فسیلی

منابع انرژی سوخت‌های فسیلی، از جمله نفت، ذغال سنگ و گاز طبیعی، منابع تجدیدناپذیری هستند که در اثر مرگ گیاهان و حیوانات ماقبل تاریخ تشکیل و به تدریج در بین لایه‌های سنگ‌ها مدفون شده‌اند. در طول میلیون‌ها سال، انواع مختلفی از سوخت‌های فسیلی، بسته به اینکه از چه مواد آلی تشکیل شده، چه مدت دفن شده و یا با گذر زمان تحت چه شرایط دما و فشاری بوده‌اند، شکل گرفته است.

امروزه صنایع مربوط به سوخت‌های فسیلی، با حفاری یا ایجاد معادن برای دستیابی به این منابع انرژی، از آنها برای تولید برق یا برای استفاده به عنوان سوخت برای گرمایش یا حمل و نقل استفاده می‌کنند. در طول بیست سال گذشته، تقریباً سه‌چهارم تولید گازهای گلخانه‌ای ناشی از سوزاندن سوخت‌های فسیلی مورد استفاده بشر بوده است. با توجه به آلودگی و تجدیدناپذیر بودن این سوخت‌ها، مسئولان و نهاد مرتبط با انرژی در اکثر کشورهای جهان در جهت محدود کردن استفاده از این منابع تلاش می‌کنند. مهم‌ترین سوخت‌های فسیلی عبارتند از گاز طبیعی، نفت و ذغال‌سنگ. در شکل (۱-۱) سهم مصرف سالیانه سه نوع سوخت فسیلی از سال ۱۷۷۶ تا ۲۰۱۸ در ایالات متحده آمریکا نشان داده شده است [۴].



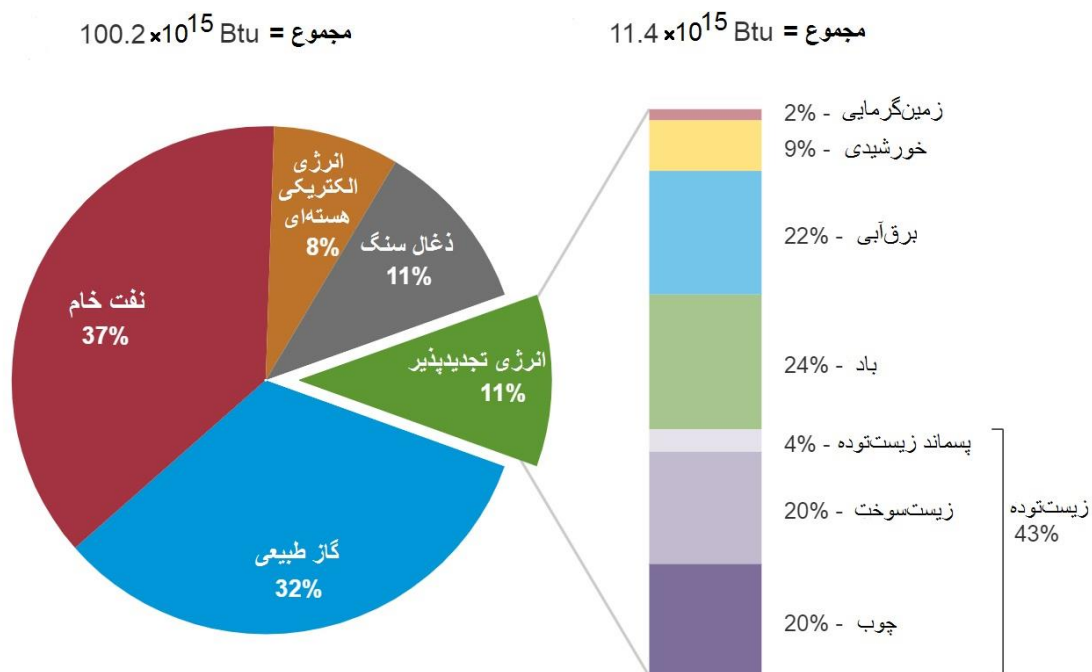
شکل (۱-۱): مصرف سالیانه سه نوع سوخت فسیلی از سال ۱۷۷۶ تا ۲۰۱۸ در ایالات متحده آمریکا [4]

۲-۲-۱ انرژی‌های تجدیدپذیر

انرژی‌های تجدیدپذیر در مقابل، به انرژی‌هایی گفته می‌شود که به طور طبیعی در حال جایگزین شدن هستند و در طول دوره مصرف تمام نمی‌شوند، اما محدود به جریان هستند. منابع تجدیدپذیر تقریباً در طول زمان مصرف، تمام‌نشدنی هستند، اما در میزان انرژی موجود در واحد زمان دارای محدودیت می‌باشند. منابع عمده تجدیدپذیر شامل موارد زیر می‌باشد [۵]:

- انرژی زیست‌توده
- انرژی آب
- انرژی زمین‌گرمایی
- انرژی باد
- انرژی خورشیدی

شکل (۲-۱) میزان مصرف انرژی به ازای هر یک از منابع تجدیدپذیر و تجدیدنپذیر در سال ۲۰۱۹ را نشان می‌دهد:



شکل (۲-۱): میزان مصرف انرژی به ازای هر یک از منابع تجدیدپذیر و تجدیدناپذیر در سال ۲۰۱۹ [۵]

۱-۲-۲-۱ انرژی زیست‌توده

زیست‌توده^۱ به مواد آلی تجدیدپذیر گفته می‌شود که از گیاهان و حیوانات تولید می‌گردد. زیست‌توده بزرگترین منبع مصرف انرژی سالانه ایالات متحده تا اواسط دهه ۱۸۰۰ میلادی بوده است که تاکنون نیز به عنوان سوختی عمده در بسیاری از کشورها به ویژه برای پخت و پز و گرمایش در کشورهای در حال توسعه به شمار می‌رود. استفاده از این سوخت برای حمل و نقل و تولید برق در بسیاری از کشورهای پیشرفته به منظور جلوگیری از انتشار دی‌اکسیدکربن در اثر استفاده از سوخت‌های فسیلی، در حال افزایش است. در سال ۲۰۱۹، زیست‌توده تقریباً ۵ کوادریلیون^۲ واحد حرارتی انگلیس (Btu) و حدود ۵٪ کل انرژی اولیه را در ایالات متحده را تامین کرده است.

زیست‌توده دارای محتوای انرژی شیمیایی ذخیره شده از انرژی خورشید است. گیاهان از طریق فتوسنتز زیست‌توده را تولید می‌کنند. این سوخت را می‌توان مستقیماً برای گرما سوزاند و یا طی فرآیندهای مختلف

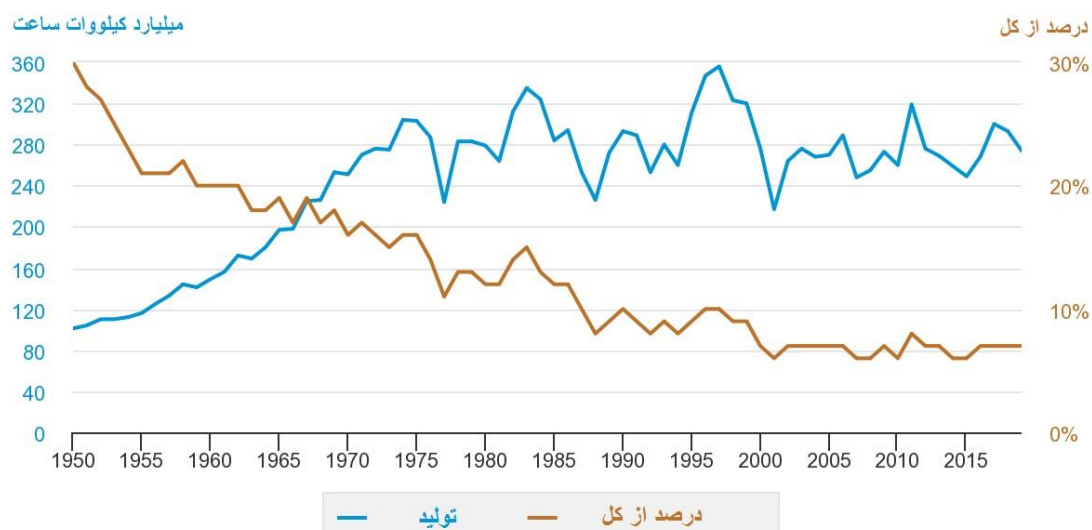
^۱ biomass

^۲ quadrillion

به سوخت مایع و گازی تجدیدپذیر تبدیل کرد. از منابع این انرژی می‌توان پسماند زیست‌توده، زیست‌سوخت^۱، چوب و ... را نام برد [۵].

۲-۲-۲-۱ انرژی آب

استفاده انسان از نیروی آب جاری در رودخانه‌ها و نهرها برای تولید انرژی مکانیکی دارای سابقه طولانی می‌باشد. انرژی برق‌آبی^۲ یکی از اولین منابع انرژی مورد استفاده برای تولید الکتریسیته بود و تا سال ۲۰۱۹، این انرژی به بزرگترین منبع کل تولید توان سالانه تجدیدپذیر در ایالات متحده تبدیل گردید. در سال ۲۰۱۹، انرژی برق‌آبی حدود ۶/۶ درصد از کل تولید برق در مقیاس کلان ایالات متحده و ۳۸ درصد از کل تولید برق تجدیدپذیر در مقیاس کلان را به خود اختصاص داده است. سهم این انرژی از تولید کلی برق ایالات متحده با گذشت زمان کاهش یافته است که عمدتاً به دلیل افزایش تولید برق از منابع دیگر می‌باشد [۵]. در شکل (۱-۳)، میزان تولیدات و سهم از کل تولیدات بر اساس انرژی برق‌آبی در ایالات متحده از سال ۱۹۵۰ تا ۲۰۱۹ نمایش داده شده است.

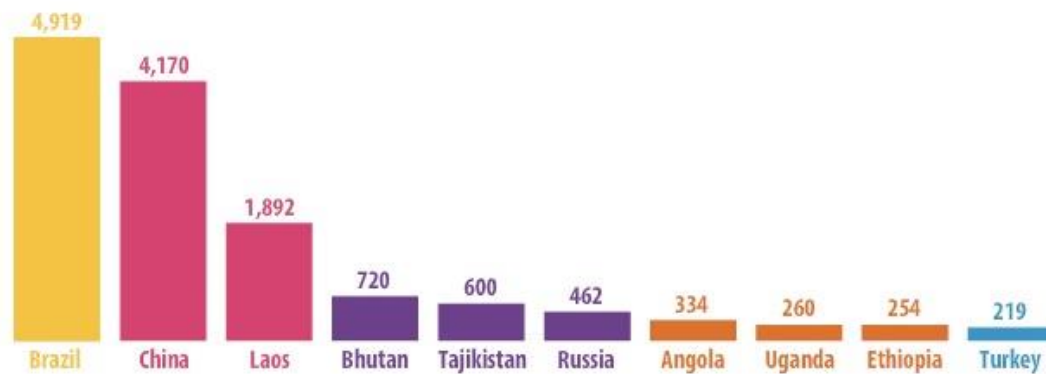


شکل (۱-۳): میزان تولیدات و سهم از کل تولیدات انرژی برق‌آبی در ایالات متحده از سال ۱۹۵۰ تا ۲۰۱۹ [۵]

^۱ biofuel

^۲ hydroelectricity

شکل (۴-۱)، ده کشور پیشگام در نصب و راه‌اندازی تجهیزات جدید جهت بهره‌برداری از انرژی برق‌آبی را در سال ۲۰۲۰ بر حسب مگاوات نشان می‌دهد [۶].



شکل (۴-۱): ده کشور پیشگام در نصب و راه‌اندازی تجهیزات جدید انرژی برق‌آبی در سال ۲۰۲۰ بر حسب مگاوات [6]

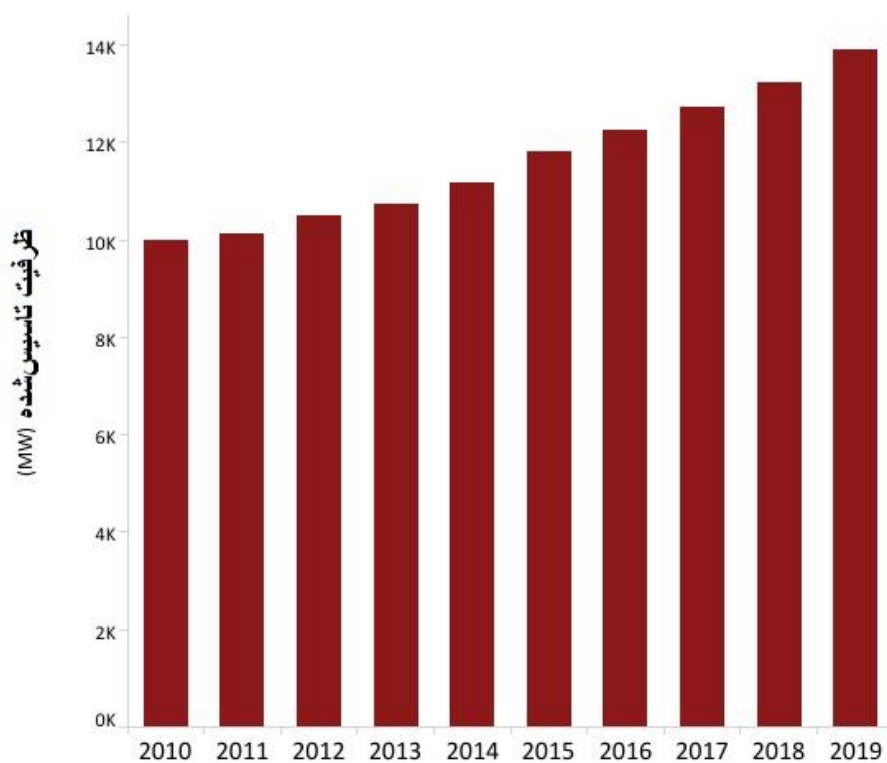
۳-۲-۱-۲-۳ انرژی زمین‌گرمایی

انرژی زمین‌گرمایی^۱، گرمای حاصل از سطح زیر زمین است. آب و یا بخار آب به عنوان سیال عامل، انرژی زمین‌گرمایی را به سطح زمین می‌رساند. بسته به ویژگی‌های آن، انرژی زمین‌گرمایی می‌تواند برای اهداف گرمایش و سرمایش و یا برای تولید الکتریسیته مورد استفاده قرار گیرد. شایان ذکر است که برای تولید الکتریسیته، به منابع تولید دمای بالا یا متوسط نیاز است که معمولاً در نزدیکی مناطق فعال زمین‌ساختی قرار دارد.

این منبع مهم تجدیدپذیر، سهم قابل توجهی از تقاضای الکتریسیته در کشورهایی مانند ایسلند، السالوادور، نیوزیلند، کنیا، فیلیپین و بیش از ۹۰٪ تقاضای گرمایش در ایسلند را پوشش می‌دهد. مزایای اصلی این انرژی این است که به شرایط آب و هوایی بستگی ندارد و دارای معیارهایی با ظرفیت بسیار بالا می‌باشد. به همین دلایل، نیروگاه‌های زمین‌گرمایی قادر به تامین بار پایه الکتریسیته و همچنین تامین خدمات جانبی برای تغییرات کوتاه‌مدت و بلندمدت در برخی موارد هستند.

¹ geothermal

فناوری‌های زمین‌گرمایی مختلفی با سطح تکامل یافتگی مشخص وجود دارد. فناوری‌های استفاده مستقیم مانند گرمایش منطقه‌ای، پمپ‌های حرارتی زمین گرمایی، گلخانه‌ها و سایر کاربردها به طور گسترده‌ای مورد استفاده قرار می‌گیرند و می‌توان آنها را تکامل‌یافته در نظر گرفت. فناوری تولید الکتریسیته از مخازن هیدروترمال با نفوذپذیری زیاد طبیعی نیز فناوری تکامل‌یافته با قابلیت اطمینان بالایی به شمار می‌رود که از سال ۱۹۱۳ شروع به کار کرده است. در شکل (۵-۱) وضعیت نیروگاه‌های مورد احداث تا سال ۲۰۱۹ نشان داده شده است [۷].



شکل (۵-۱): وضعیت نیروگاه‌های زمین‌گرمایی مورد احداث تا سال ۲۰۱۹ [۷]

۴-۲-۱ انرژی باد

انرژی باد یکی از سریع‌ترین رشد فناوری‌های انرژی تجدیدپذیر را به خود اختصاص داده است. استفاده از این انرژی در سراسر جهان در حال افزایش است؛ بخشی از این امر به دلیل کاهش هزینه‌هاست. ظرفیت نصب

شده جهانی تولید توان با انرژی باد طی دو دهه گذشته تقریباً ۷۵ برابر شده است؛ طبق آخرین داده‌های Irena^۱، این مقدار از ۷/۵ گیگاوات در سال ۱۹۹۷ به حدود ۵۶۴ گیگاوات در سال ۲۰۱۸ رسیده است. تولید الکتریسیته با انرژی باد بین سال‌های ۲۰۰۹ و ۲۰۱۳ دو برابر شده است و در سال ۲۰۱۶ انرژی باد ۱۶٪ از الکتریسیته تولید شده توسط انرژی‌های تجدیدپذیر را تشکیل داده است.

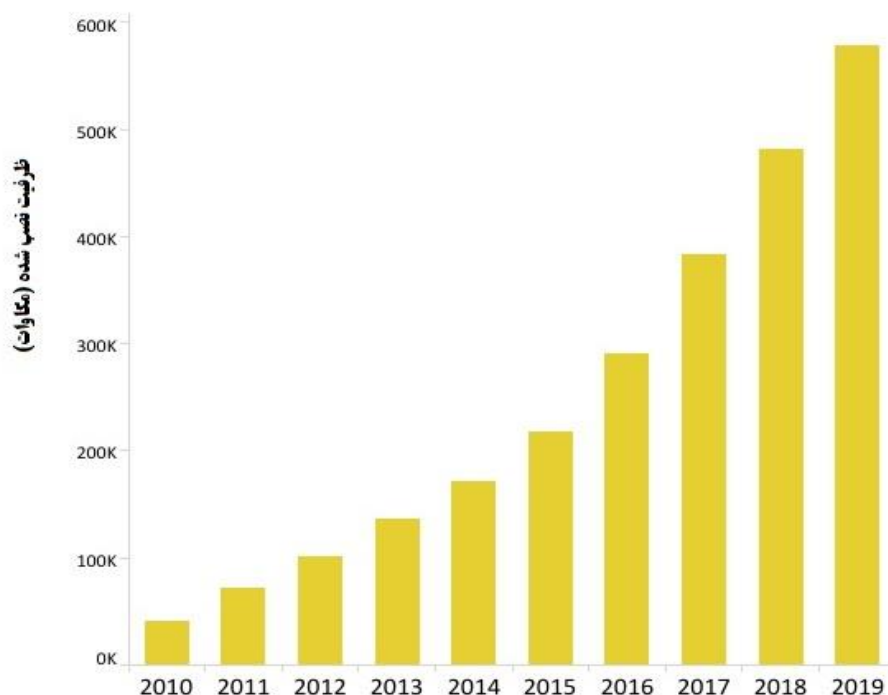
بسیاری از مناطق جهان دارای سرعت باد شدیدی هستند؛ اما بهترین مکان‌ها برای تولید نیروی باد گاهی اوقات در مناطق دورافتاده قرار می‌گیرد. نیروی باد ساحلی پتانسیل فوق العاده‌ای را برای این کار ارائه می‌دهد [۷].

۵-۲-۱ انرژی خورشیدی

علاوه بر منابع انرژی تجدیدپذیری که پیشتر در خصوص آنها صحبت شد، می‌توان از خورشید نیز به عنوان یک منبع انرژی تجدیدپذیر بهره گرفت. این انرژی را می‌توان مستقیماً از خورشید، حتی در هوای ابری نیز دریافت نمود. این انرژی در سراسر جهان مورد استفاده قرار می‌گیرد و دارای محبوبیت فزاینده‌ای برای تولید الکتریسیته، گرمایش، سرمایش و نمک‌زدایی آب است. انرژی خورشیدی به دو روش اصلی سیستم‌های فتوولتائیک^۲ و سیستم‌های حرارتی خورشیدی تولید می‌شود. سیستم‌های فتوولتائیک با نام دیگر سلول‌های خورشیدی، دستگاه‌های الکترونیکی هستند که نور خورشید را مستقیماً به الکتریسیته تبدیل می‌کنند. امروزه، این فناوری دارای یکی از سریع‌ترین رشد فناوری انرژی‌های تجدیدپذیر است و آمادگی کامل برای ایفای نقش مهمی را برای تولید جهانی الکتریسیته در آینده دارا می‌باشد. شکل (۱-۶) ظرفیت نصب شده الکتریسیته فتوولتائیک در کل جهان را نشان می‌دهد [۷].

¹ International Renewable Energy Agency

² Photovoltaics (PV)



شکل (۱-۶): ظرفیت نصب شده الکتریسیته فتوولتائیک در کل جهان [7]

در نوع دوم سیستم‌های خورشیدی، یعنی سیستم‌های حرارتی خورشیدی، حرارت خورشید برای استفاده از انرژی خورشید در دماهای بالا جمع‌آوری می‌شود. سازوکار آن برخلاف توان فتوولتائیک است که بخشی از تابش الکترومغناطیسی خورشید را مستقیماً به الکترون و الکتریسیته تبدیل می‌کند. سیستم‌های حرارتی خورشیدی تولید الکتریسیته، نور خورشید را جمع‌آوری و متمرکز می‌کنند تا دمای بالای مورد نیاز برای تولید الکتریسیته را فراهم کند [۵].

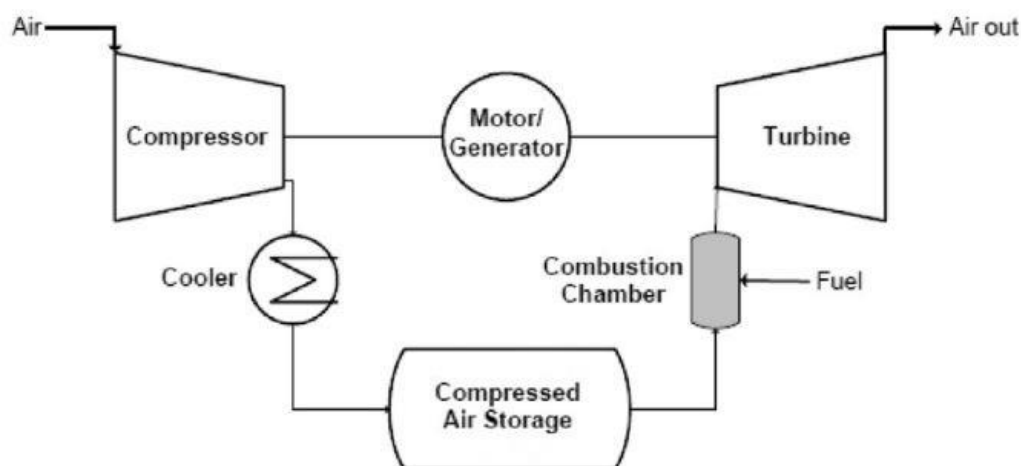
۳-۱ سیستم‌های ذخیره‌ساز انرژی

همانطور که گفته شد، هدف از سیستم‌های ذخیره‌ساز انرژی، حفظ اطمینان از استفاده مداوم و پایدار از انرژی‌های تجدیدپذیر با ذخیره انرژی‌های تجدیدپذیر اضافی و آزاد کردن آن برای ایجاد تعادل بین عرضه و تقاضای انرژی است.

انواع مختلفی از سیستم‌های ذخیره‌ساز انرژی وجود دارد؛ این سیستم‌ها عبارتند از: ذخیره‌ساز انرژی هوای فشرده^۱، ذخیره‌ساز انرژی برق آبی پمپاژ شده^۲، ذخیره‌ساز انرژی حرارتی^۳، انواع مختلف باتری و غیره [۸]. در حال حاضر به طور عمده دو نوع سیستم ذخیره‌ساز انرژی هوای فشرده (CAES) و ذخیره‌ساز برق آبی پمپاژ شده (PHES) برای کاربردهای ذخیره‌سازی انرژی در مقیاس بزرگ بسیار مناسب هستند [۳،۴]. ذخیره‌ساز CAES در مقایسه با PHES به دلیل داشتن مزایایی از جمله هزینه‌های سرمایه‌گذاری پایین، زمان ساخت سریع و محدودیت‌های جغرافیایی کم، دارای کاربرد و نویدبخشی بیشتری می‌باشد [۱۱].

۱-۳-۱ سیستم ذخیره‌ساز هوای فشرده

سیستم‌های ذخیره‌ساز هوای فشرده همانطور که گفته شد، یکی از بهترین فناوری‌های ذخیره‌سازی انرژی در مقیاس‌های کوچک و بزرگ است. همانطور که در شکل (۷-۱) ملاحظه می‌شود، در مدت زمانی که مصرف انرژی کم است، انرژی اضافی باد برای فشرده‌سازی هوا مورد استفاده قرار می‌گیرد. هوای فشرده شده سپس در یک مخزن ذخیره‌سازی هوا ذخیره می‌گردد. در طول دوره مصرف در زمان اوج مصرف، هوای فشرده شده از مخزن ذخیره هوا برای تولید برق، پیش گرم و منبسط می‌شود. [۱۲].



شکل (۷-۱): شماتیکی از یک سیستم ذخیره‌ساز هوای فشرده ساده

^۱ compressed air energy storage (CAES)

^۲ pumped hydro energy storage (PHES)

^۳ thermal energy storage

به طور کلی، دو نوع مختلف از سیستم CAES وجود دارد: ذخیره‌ساز هوای فشرده دیاباتیکی (D-CAES) و ذخیره‌ساز هوای فشرده آدیاباتیکی (A-CAES). نواح اول (D-CAES) با احتراق توسط هوای فشرده شده، گاز طبیعی اضافی و یا سوخت دیگری را برای افزایش دمای هوای فشرده قبل از انبساط مصرف می‌کند [۱۳]. از سوی دیگر سیستم‌های A-CAES با استفاده مجدد از گرمای فشرده‌سازی ذخیره‌شده در فرایند شارژ، هوای فشرده در فرایند دشارژ را گرم می‌نمایند [۱۴].

در حال حاضر، دو نیروگاه CAES در دنیا ساخته شده است. یکی نیروگاه هانتورف^۱ با ظرفیت ۲۹۰ مگاوات از سال ۱۹۷۸ در آلمان و دیگری نیروگاه مکینتاش^۲ با ظرفیت ۱۱۰ مگاوات از سال ۱۹۹۱ در ایالات متحده آمریکا مورد بهره برداری قرار گرفته‌اند. در شکل (۸-۱)، نمایی از نیروگاه هانتورف با دو مخزن ذخیره هوا نشان داده شده است [۱۵]. در سال‌های اخیر، مفاهیم جدیدی درباره این سیستم‌های ذخیره‌ساز انرژی معرفی شده است که در فصل دوم مورد بررسی قرار می‌گیرد.



شکل (۸-۱): نمایی از نیروگاه هانتورف آلمان با دو مخزن ذخیره هوای فشرده

^۱ Huntorf

^۲ McIntosh

۴-۱ سیستم‌های ترکیبی توان، گرمایش و سرمایش (CCHP)

در سیستم‌های سنتی و جداگانه انرژی، الکتریسیته به طور جداگانه از شبکه برق، انرژی حرارتی با استفاده از بویلرها و سرمایش توسط چیلرهای الکتریکی تامین می‌شد. در مقابل، سیستم‌های ترکیبی توان، گرمایش و سرمایش که با نام تولید سه‌گانه^۱ یا تولید همزمان^۲ نیز شناخته می‌شوند، به سیستم‌هایی گفته می‌شود که با مصرف منابع انرژی علاوه بر بازیابی حرارت اضافی، سرمایش، گرمایش و الکتریسیته را به صورت یکپارچه تولید می‌کنند. فناوری‌های تولید یکپارچه توانایی کاهش مصرف سوخت به میزان ۲۰ تا ۳۰ درصد در مقایسه با سیستم‌های غیر یکپارچه و جداگانه را دارا می‌باشند.

با این حال، یک سیستم CCHP سنتی به سادگی نمی‌تواند حداکثر مزایای مربوط به صرفه‌جویی مصرف انرژی و کاهش آلاینده‌ها را به همراه داشته باشد. علاوه بر این، توسعه وسیع فناوری تولید انرژی‌های تجدیدپذیر، رویکرد مهمی برای مقابله با بحران انرژی سوخت‌های فسیلی و مشکلات ناشی از آلودگی محیط زیست به شمار می‌رود. بنابراین، یک سیستم ترکیبی CCHP با انرژی‌های تجدیدپذیر می‌تواند علاوه بر کاهش انتشار گازهای گلخانه‌ای، راندمان انرژی را به میزان قابل توجهی بهبود بخشد. با توجه به تحقیقات انجام شده، ادغام سیستم‌های تولید همزمان با سیستم‌های ذخیره‌ساز انرژی، به خصوص ذخیره‌ساز هوای فشرده، تا حد زیادی می‌تواند باعث افزایش راندمان انرژی و راندمان ذخیره‌سازی گردد [۱۶].

در فصل بعد شرح مختصری از تحقیقات انجام شده در زمینه تولید همزمان و ذخیره‌سازهای هوای فشرده ارائه و موضوع مورد مطالعه معرفی خواهد شد.

^۱ trigeneration

^۲ cogeneration

فصل دوم:

مروری بر فعالیت‌های انجام شده

این بررسی، سیستم ذخیره‌ساز در فشار متغیر محیط و حالت فشار ثابت ورودی توربین عمل می‌کند؛ در حالی که ذخیره‌ساز چرخ فلاپویل توسط رویکرد توان ثابت کنترل می‌شد. یک تحلیل پارامتری برای بررسی تأثیرات چندین پارامتر بر عملکرد سیستم، از جمله شرایط محیط، دمای ورودی کمپرسور، دمای ذخیره‌ساز، حداکثر و حداقل فشار ذخیره‌سازی انجام شد. این مفهوم نه تنها به خوبی توانست پاسخگوی بار مورد نیاز باشد بلکه قادر به مدیریت کارآمد انرژی برای به کارگیری نیروی باد بود [۱۸]. در بررسی که توسط هی و همکارانش^۱ انجام شد، یک سیستم ترکیبی مبتنی بر CAES با یک سیستم فرعی تولید توان یکپارچه توربین گاز و یک سیستم فرعی بازیابی حرارت برای تأمین و ذخیره انرژی حرارتی ارائه گردید. با ذخیره انرژی گرمایی و سرمای، سیستم پیشنهادی توانست با راندمان بالایی تحت شرایط تأمین انرژی مورد نیاز کاربران کار کند. برای به حداقل رساندن مصرف سوخت و به حداکثر رساندن بازده انرژی در مقابل تقاضای انرژی، سیستم مورد نظر بهینه‌سازی گردید و عملکرد ترمودینامیکی و اثرات پارامترهای کلیدی آن مورد ارزیابی قرار گرفت. در نتیجه این بررسی، توان توربین گاز سیستم جدید ۳۰/۴ درصد کمتر از CCHP معمولی با کاهش ۲۹/۴ درصدی نرخ صرفه جویی در مصرف انرژی سوخت^۲ بدست آمد. این مطالعه با ترکیب CAES به سیستم CCHP معمولی، گزینه قابل توجهی برای سیستم تولید همزمان فراهم نمود [۱۹].

سیستم‌های CAES به تنهایی دارای راندمان ذخیره‌سازی پایینی، به طور کلی در حدود ۴۲٪ هستند [۲۰]. برای رفع این محدودیت، سیستم‌های ترکیبی سرمایه‌گذاری، گرمایش و توان (CCHP) با CAES ادغام می‌شوند؛ زیرا CCHP نسبت به سیستم‌های معمولی یا غیر CCHP به طور کلی کارآمدتر، مقرون به صرفه‌تر و دارای سازگاری بیشتری با محیط زیست است [۲۱]. مفهوم سرمایه‌گذاری، گرمایش و توان ترکیبی (CCHP) به طور گسترده‌ای برای بهبود راندمان انرژی و کاهش انتشار گازهای گلخانه‌ای استفاده می‌شود. با توجه به اهمیت و جایگاه بالای سیستم‌های CCHP در سال‌های اخیر مورد توجه تحلیل‌گران بسیاری قرار گرفته است [۱۸].

^۱ He et al.

^۲ fuel energy saving ratio (FESR)

وانگ و همکارانش^۱ یک سیستم ترکیبی از CCHP و CAES را ارائه دادند. در این بررسی، برای پیش گرم کردن هوای خروجی از مخزن ذخیره هوا، انرژی خورشیدی مورد استفاده قرار گرفت و تاثیر پارامترهای موثر بر عملکرد سیستم از جمله دمای ورودی مخزن و نسبت فشار کمپرسور بررسی گردید. طبق نتایج به دست آمده از سیستم مورد بررسی در ساختمان هتلی در جنوب چین، مصرف انرژی به میزان ۱۲۴/۷۸، ۶۲/۱ و ۳۳/۸۲ گیگاژول به ترتیب در فصل تابستان، زمستان و فصل تغییر از تابستان به زمستان کاهش یافت [۲۲].

بادامی و پورتورارو^۲ یک سیستم CCHP نوآورانه گاز طبیعی با ظرفیت‌های الکتریکی، گرمایشی و سرمایشی به ترتیب ۱۲۶، ۲۲۰ و ۲۱۰ کیلووات را ارائه دادند. سیکل تولید همزمان مورد بررسی از یک مولد تشکیل گردید که از موتور احتراق داخلی با سوخت گاز طبیعی همراه با یک سیستم تبرید جذبی لیتیم کلرید مایع و آب که حرارت مورد نیاز خود را از حرارت احتراق و از آب خنک‌کننده موتور بازیابی می‌کند. در این مقاله، تحلیل انرژی و اقتصادی نیروگاه و برخی ارزیابی‌های اثرات هزینه‌های سوخت، الکتریسیته و نیروگاه بر شاخص‌های اقتصادی سیستم انجام شده است [۲۳].

لی و همکارانش^۳ یک سیستم تولید همزمان در مقیاس کوچک مبتنی بر ذخیره‌ساز هوای فشرده (CAES) را ارائه دادند که در آن علاوه بر CAES، ذخیره‌ساز حرارتی نیز مورد استفاده قرار گرفت. در این سیستم، حرارت فشرده‌سازی برای گرمایش فضا یا پیش گرم کردن هوای با فشار بالا هنگام تخلیه استفاده می‌شود. توان سرمایش در این سیستم، به طور منحصر به فردی از یک سیستم با انبساط مستقیم هوای فشرده به جای استفاده از فناوری خنک‌کننده جذبی تولید می‌شود. پارامتر جدیدی با عنوان راندمان جامع برای ارزیابی عملکرد سیستم تولید سه‌گانه ارائه شده است. در این بررسی، انرژی مورد نیاز یک ساختمان اداری کوچک واقع در شیکاگو برای ارزیابی مورد استفاده قرار گرفته است. نتایج نشان داد که راندمان جامع سیستم در ماه‌های سرد زمستان که هیچگونه خنک‌سازی مورد نیاز نیست، بسیار زیاد است (۵۰٪). در تابستان، به دلیل مصرف زیاد الکتریسیته در فرآیند فشرده‌سازی هوا و انبساط ناکارآمد هوای فشرده (برای

¹ Wang et al.

² Badami and Portoraro

³ Li et al.

تولید توان خنک‌کاری)، راندمان جامع تا حدود ۳۰٪ کاهش می‌یابد [۲۴]. ژانگ و همکارانش^۱ یک سیکل تولید همزمان بر اساس انرژی زمین‌گرمایی و ذخیره‌ساز هوای فشرده را از لحاظ ترمودینامیکی و اقتصادی مورد ارزیابی قرار دادند. طبق نتایج بدست آمده، راندمان انرژی سیکل برابر با ۳۱/۵۲٪ و هزینه کلی سرمایه‌گذاری تجهیزات برابر با ۹۰۸۰۰۸ دلار و زمان بازگشت سرمایه برابر با ۳/۰۳۲ سال بدست آمد. همچنین تاثیر پارامترهای موثر بر عملکرد سیستم از جمله دمای ورودی توربین و فشار خروجی مخزن ذخیره هوا مورد ارزیابی قرار گرفت [۲۵].

تحلیل انرژی، انرژی و انرژی‌اقتصادیک^۲ کمک شایانی به شناسایی دقیق عملکرد سیکل‌های CCHP و همچنین پیشنهاد طرح‌های جدید با ترکیب مهارت‌های مهندسی می‌نماید. تحلیل انرژی‌اقتصادیک مبتنی بر تحلیل انرژی و تحلیل اقتصادی است. تحلیل انرژی می‌تواند موقعیت و میزان برگشت‌ناپذیری ترمودینامیکی رخ داده در سیستم را تشخیص دهد [۲۶]. با ترکیب این تحلیل با تحلیل اقتصادی، تحلیل انرژی‌اقتصادیک می‌تواند درک عمیقی از هزینه‌های مربوط به تجهیزات خریداری شده و ناکارآمدی‌های ترمودینامیکی را فراهم نماید که در نهایت می‌تواند منجر به بهبود عملکرد سیستم شود [۲۷]. بوف و همکارانش^۳ تحلیل انرژی‌اقتصادیک یک سیستم CAES آدیباتیک را انجام دادند. این سیستم شامل بازیابی حرارت از محل خنک‌کننده‌های میانی و ذخیره آن به عنوان حرارت محسوس در دو مخزن آب جداگانه (گرم / سرد) و گرمایش مجدد انبساط‌ها است. پارامترهای سیکل CAES متناسب با شرایط موجود (کمپرسورها، منبسط‌کننده‌ها و مبدل‌های حرارتی) تنظیم و تحلیل کامل انرژی سیکل انجام شد. هزینه نهایی واحد برق (کیلووات ساعت) تولید شده در حالت پیک بار محاسبه و سهم نسبی بین دو گروه مربوط به هزینه‌های اولیه و هزینه‌های مربوط به ناکارآمدی اجزا شناسایی گردید. در نهایت، آنها نتیجه‌گیری کردند که هزینه سرمایه مخزن تحت فشار و الکتریسیته بیش از همه بر افزایش هزینه سیستم موثر بوده است [۲۸].

¹ Zhang et al.

² exergoeconomic

³ Buffa et al.

باگدانانویسیوس و جنکینز^۱ تحلیل انرژی و انرژی‌های اگزرژواکونومیک دو سیستم CAES را همراه با ذخیره انرژی حرارتی و بدون آن انجام دادند. ماکزیمم خروجی CAES برابر ۱۰۰ مگاوات الکتریسیته و خروجی CAES همراه با ذخیره‌ساز حرارتی برابر ۱۰۰ مگاوات انرژی الکتریکی و ۱۰۵ مگاوات انرژی حرارتی بوده است. بازده انرژی سیستم CAES حدود ۴۸٪ و بازده انرژی CAES-TS (ذخیره‌ساز CAES همراه با ذخیره‌ساز حرارتی) حدود ۸۶٪ بود. تحلیل انرژی‌های اگزرژواکونومیک نشان داد که هزینه انرژی برق تولید شده در سیستم CAES برابر ۱۳/۸۹ سنت بر کیلووات ساعت و هزینه انرژی برق تولید شده در سیستم CAES-TS برابر ۱۱/۲۰ سنت بر کیلووات ساعت بوده است. همچنین، هزینه انرژی حرارت در سیستم برابر ۲۲/۲۴ سنت بر کیلووات ساعت بوده است. در این بررسی، مشاهده شد که راندمان انرژی با ذخیره‌سازی افزایش یافت (از ۵۰/۱٪ (CAES) به ۵۵/۸٪ (CAES-TS)). این مطالعه نشان می‌دهد که CAES-TS قابلیت استفاده به عنوان ذخیره انرژی و منبع حرارت را دارد و می‌تواند ابزاری مفید برای برقراری تعادل بین عرضه و تقاضای کلی انرژی باشد [۲۹].

برای طراحی سیستم‌های انرژی، راندمان و هزینه دو شاخص بسیار مهم هستند. این دو پارامتر معمولاً در اکثر سیستم‌های انرژی با یکدیگر در تضاد هستند. بنابراین، تعادل مناسب بین این دو عامل امکان تصمیم‌گیری بهتر و جامع‌تری را فراهم می‌کند. الگوریتم‌های مختلف بهینه‌سازی چندهدفه به طور گسترده‌ای برای کمک به طراحی سیستم‌های مختلف انرژی مورد استفاده قرار گرفته است. در مقاله‌ای توسط بویاقچی و حیدرنژاد^۲، بهینه‌سازی یک سیکل CCHP خورشیدی ادغام‌شده با چرخه ارگانیک رانکین (ORC)^۳ برای فصول تابستان و زمستان انجام شده است. بررسی این چرخه از نظر ترمودینامیکی و اقتصادی نیز اعمال شده است. پنج پارامتر اصلی، یعنی دمای ورودی توربین، فشار ورودی توربین، فشار برگشت توربین، دمای

¹ Bagdanavicius and Jenkins

² Boyaghchi and Heidarnajad

³ Organic Rankine Cycle

اوپراتور و دمای خروجی هیتر به عنوان متغیرهای تصمیم^۱ برای بررسی عملکرد سیستم کلی انتخاب شدند. بازده حرارتی، بازده انرژی و نرخ کل هزینه محصول به عنوان سه تابع هدف^۲ انتخاب و الگوریتم ژنتیک^۳ برای یافتن راه حل‌های نهایی برای بهینه‌سازی‌های تک‌هدفه و چندهدفه سیستم استفاده شد. نتایج نشان داد که در تابستان، بازده حرارتی، بازده انرژی و نرخ کل هزینه محصول در حالت مطلوب به ترتیب به ۲۸، ۲۷ و ۱۷ درصد بهبود یافت؛ در حالی که در زمستان، این مقادیر به ترتیب ۴، ۱۳ و ۴ درصد بوده است [۳۰].

تحقیقات بسیاری بر مبنای بهینه‌سازی چندهدفه بر مبنای تحلیل انرژی‌های اگزرواکونومیک انجام شده است. اما تحقیقات محدودی در زمینه تحلیل انرژی‌های اگزرواکونومیک و بهینه‌سازی چندهدفه سیستم‌های ترکیبی همزمان توان، گرمایش و سرمایش و ذخیره‌ساز هوای فشرده انجام شده است. یائو و همکارانش^۴ تحلیل انرژی‌های اگزرواکونومیک و بهینه‌سازی چندهدفه یک سیکل CCHP متشکل از یک توربین گاز، سیستم بازیابی حرارت، سیستم تبرید جذبی آب-آمونیاک و یک سیستم CAES را انجام دادند. هدف از بهینه‌سازی، ماکزیمم کردن راندمان انرژی و مینیمم کردن هزینه کلی محصول بود. اما در این بررسی تاثیر پارامترهای موثر بر عملکرد سیستم مشخص نگردیده است [۳۱].

برای تامین سرمایش سیکل‌های تولید توان، سیکل‌های تبرید اجکتور دارای پتانسیل خوبی برای استفاده از حرارت اتلافی سیکل هستند. تحلیل اقتصادی و بهینه‌سازی چندهدفه یک سیکل CCHP با سرمایش اجکتور و ذخیره‌ساز هوای فشرده توسط یائو و همکارانش انجام گردید. بهینه‌سازی چندهدفه بر اساس عملکرد ترمودینامیکی سیکل و هزینه سرمایه‌گذاری بر توان کل سیستم با چهار متغیر موثر انجام گردید. در این تحقیق، تحلیل اقتصادی تنها در بخش بهینه‌سازی انجام شد و تاثیر پارامترهای موثر بر عملکرد اقتصادی مورد بررسی قرار نگرفت [۳۲].

¹ decision variable

² objective function

³ Genetic Algorithm (GA)

⁴ Yao et al.

۲-۲ بیان موضوع مورد مطالعه

در تحقیق حاضر، یک سیستم جدید CCHP همراه با CAES در مقیاس کوچک و همراه با موتور گازسوز ارائه شده است. موتور گازسوز به دلیل قابلیت اطمینان عملیاتی مطلوب و راندمان بالا در بارهای جزئی، پرکاربردترین راه‌انداز اصلی در سیستم‌های CCHP در مقیاس کوچک است [۳۳]. موتور گازسوز در سیستم CCHP برای تولید توان استفاده می‌شود، در حالی که از گاز خروجی احتراق با دمای بالا برای پیش‌گرم کردن هوای پرفشار که از مخزن ذخیره هوا می‌آید استفاده می‌گردد. سیستم پیشنهادی CCHP می‌تواند از یک سو، توان خروجی سیستم CCHP را افزایش دهد و از سوی دیگر، به استفاده از انتقال انرژی تحقق ببخشد. همانطور که پیشتر گفته شد، تحقیقات کمی در زمینه تحلیل اگزروزاکونومیک و بهینه‌سازی چندهدفه سیکل تولید همزمان بر مبنای ذخیره‌ساز هوای فشرده انجام شده است که در این بررسی به آن پرداخته شده است. تاثیر پارامترهای موثر بر عملکرد ترمودینامیکی و اقتصادی سیستم نیز همانطور که در مرور مقالاتی ذکر شد و در موارد مشابه کمتر به چشم می‌خورد در این بررسی انجام شده است. در این تحقیق، ابتدا اجزا و مفاهیم سیستم پیشنهادی CCHP با جزییات در فصل بعدی شرح داده می‌شود. سپس، مدل ریاضی و معادلات حاکم مربوط به تمام اجزای سیستم ارائه می‌گردد. در فصول بعدی، تحلیل آنالیز حساسیت برای ارزیابی تاثیر برخی از متغیرهای کلیدی بر عملکرد سیستم انجام و بهینه‌سازی چندهدفه برای بررسی تعادل بین عملکرد ترمودینامیکی و اقتصادی اجرا می‌گردد. در پایان نیز، نتیجه‌گیری در بخش نهایی انجام می‌شود.

فصل سوم:

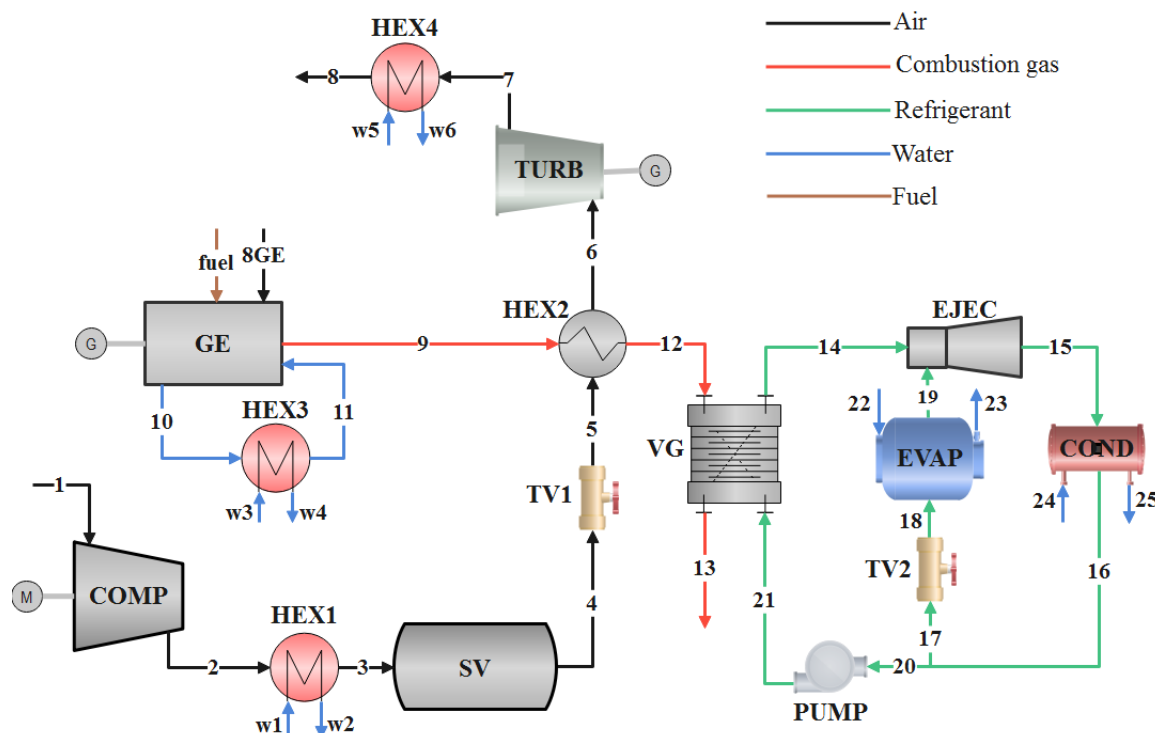
معادلات و فرضیات حاکم بر مسئله

فصل سوم

۳-۱ مقدمه

در این فصل، ابتدا اجزا و مفاهیم سیستم پیشنهادی CCHP با جزییات معرفی می‌شوند. سپس، مدل ریاضی، معادلات حاکم، شرایط و فرضیات مربوط به تمام اجزای سیستم ارائه می‌گردد. برای تحقیق حاضر، ابتدا آنالیز انرژی و اگزرژی و سپس تحلیل تحلیل اگزرژیواکونومیک انجام می‌گردد. در پایان نیز بهینه‌سازی چندهدفه سیستم انجام می‌شود. تحلیل انرژی و اگزرژی با استفاده از قوانین اول و دوم ترمودینامیک انجام می‌شود و برای قسمت‌های دیگر روش مورد بررسی معرفی می‌گردد.

ابتدا شماتیک سیکل مورد نظر مورد بررسی قرار گرفته می‌شود. شکل (۳-۱) شماتیک از سیکل CCHP بر مبنای CAES را نشان می‌دهد.



شکل (۳-۱): شماتیک سیکل CCHP بر مبنای CAES مورد بررسی

شکل (۳-۱) شماتیکی از سیستم CCHP بر مبنای CAES و یک موتور گازسوز را نمایش می‌دهد. در مدت زمان خارج از اوج مصرف، کمپرسور که مولد آن انرژی‌های تجدیدپذیر است برای فشرده‌سازی هوا از اتمسفر هدایت می‌شود (جریان ۱). سپس هوای فشرده (جریان ۲) برای خنک‌کاریِ میانی به مبدل حرارتی (مبدل حرارتی ۱) وارد می‌شود. گرمای خارج شده از هوای فشرده مستقیماً به مصرف‌کنندگان حرارت منتقل می‌گردد. هوای پرفشار و دماپایین (جریان ۳) پس از فشرده‌سازی در مخزن ذخیره هوا ذخیره می‌شود. در طول زمان اوج مصرف، هر دو توربین و موتور گازسوز برق تولید می‌کنند. هوای پرفشار (جریان ۴) از مخزن ذخیره هوا وارد شیر اختناق ۱ می‌شود تا فشار ثابت را در ورودی توربین حفظ کند. سپس هوای پرفشار و دماپایین توسط گاز خروجی از احتراق موتور گازسوز در مبدل حرارتی ۲ برای پیش‌گرم شدن گرم می‌شود. هوای پرفشار پیش‌گرم شده (جریان ۶) برای تولید الکتریسیته در توربین منبسط می‌گردد. برای استفاده از گرمای هدر رفته در هوا پس از انبساط، مبدل حرارتی ۴ پس از توربین قرار می‌گیرد تا برای اهداف حرارتی مورد استفاده قرار گیرد. در قسمت موتور گازسوز، هوا از اتمسفر (هوای نظری همراه با هوای اضافی که در بخش محاسبات مربوط به احتراق بررسی می‌شود) با سوخت گاز طبیعی ترکیب می‌شود و در موتور به عمل احتراق کمک می‌کند. حرارت آزاد شده توسط احتراق شامل گازهای حاصل از احتراق (جریان ۹) و آب خنک‌کننده چرخشی محفظه موتور (جریان ۱۰)، که از گرم شدن بیش از حد موتور گاز جلوگیری می‌کند، می‌شود. گرمای جذب‌شده توسط سیال (آب) خنک‌کننده توسط یک مبدل حرارتی اضافی خارجی ۳ به مصرف‌کنندگان گرما منتقل می‌شود. گاز حاصل از احتراق (جریان ۹) برای پیش‌گرم کردن هوای پرفشار و دماپایینی که از مخزن ذخیره هوا خارج می‌شود مورد استفاده قرار می‌گیرد. حرارت باقی‌مانده گاز احتراق نیز برای سیستم تبرید اجکتور متشکل از یک مولد بخار، یک اجکتور، یک اواپراتور، یک کندانسور، یک پمپ و یک شیر اختناق مورد استفاده قرار می‌گیرد. در زیرسیستم تبرید اجکتور، جریان اولیه مبرد فاز مایع با فشار بالا (جریان ۲۱) با جذب حرارت از گاز خروجی موتور گازسوز در مولد بخار تبخیر می‌شود. سپس جریان اولیه مبرد (جریان ۱۴) به درون اجکتور می‌ریزد تا موجب مکش جریان ثانویه مبرد فاز بخار کم‌فشار (جریان ۱۹) از اواپراتور شود. دو جریان مبرد در اجکتور مخلوط شده و سپس توسط محیط خنک‌کننده کندانسور به

فاز مایع متراکم شده و بازیاب می‌شود (جریان ۱۶). بخشی از این جریان به عنوان جریان اولیه مبرد (جریان ۲۰) به مولد بخار برگشت داده می‌شود، در حالی که بخش دیگر به عنوان جریان ثانویه مبرد در شیر انبساط منبسط می‌شود تا برای ایجاد برودت برای مصرف‌کنندگان وارد اواپراتور شود (جریان ۱۷). سیال عامل در سیستم تبرید اجکتور مبرد $R245fa$ انتخاب شده که این امر به دلیل عملکرد خوب و سازگاری آن با محیط زیست است [۲۷, ۲۸].

۳-۲ معادلات ترمودینامیکی و مفروضات مسئله

در این بخش، مدل‌سازی دقیق حالت پایدار سیستم پیشنهادی با فرضیات زیر ارائه شده است:

(۱) فرض بر این است که تغییرات انرژی جنبشی و پتانسیل در تمامی اجزا ناچیز است، بنابراین همه اجزا در حالت پایدار هستند.

(۲) دمای هوای فشرده‌شده در مخزن ذخیره هوا برابر با دمای محیط فرض می‌شود.

(۳) راندمان آدیاباتیک تمام اجزای موجود در سیستم CCHP ثابت است.

(۴) سوخت موتور گازسوز ۱۰۰٪ متان فرض شده و احتراق آن آدیاباتیک و با ۵۰ درصد هوای اضافی در نظر گرفته شده است.

(۵) افت فشار در کلیه مبدل‌های حرارتی و لوله‌ها بسیار ناچیز است.

۳-۲-۱ مدل ترمودینامیکی و آنالیز انرژی هر یک از اجزا

• کمپرسور و توربین

برای فرایند فشرده‌سازی، دمای هوای خروجی از کمپرسور T_2 را می‌توان به صورت زیر نوشت.

$$T_{out} = T_{in} \left(\frac{\pi_{COMP}^{(\kappa-1)/\kappa} - 1}{\eta_{COMP}} + 1 \right) \quad (۱-۳)$$

که T_{in} و T_{out} به ترتیب دمای هوا در ورودی و خروجی کمپرسور و K ضریب آدیاباتیک هوا می‌باشد. π_{COMP} و η_{COMP} به ترتیب بیانگر نسبت فشار و بازده آیزنتروپیک کمپرسور هستند. توان مصرف شده توسط کمپرسور $\dot{W}_{COMP}$ را می‌توان از طریق رابطه زیر بدست آورد.

$$\dot{W}_{COMP} = \dot{m}_{air}(h_{out} - h_{in}) \quad (2-3)$$

که $\dot{m}_{air}$ دبی جرمی جریان هوا است. h_{in} و h_{out} به ترتیب آنتالپی مخصوص جریان ورودی و خروجی می‌باشد.

دمای هوا در خروجی توربین در فرایند انبساط را می‌توان به صورت زیر نوشت.

$$T_{out} = T_{in}(1 - \eta_{TURB}(1 - \pi_{TURB}^{(\kappa-1)/\kappa})) \quad (3-3)$$

که در آن، π_{TURB} و η_{TURB} به ترتیب نسبت فشار و بازده آیزنتروپیک توربین را نشان می‌دهند.

توان خروجی توربین $\dot{W}_{TURB}$ را می‌توان با استفاده از رابطه زیر محاسبه نمود.

$$\dot{W}_{TURB} = \dot{m}_{air}(h_{in} - h_{out}) \quad (4-3)$$

• موتور گازسوز

توان خروجی موتور گازسوز را می‌توان به صورت تابعی از میزان مصرف سوخت $\dot{Q}_{fuel}$ و بازده توان موتور η_{GE} نوشت.

$$\dot{W}_{GE} = \dot{Q}_{fuel}\eta_{GE} \quad (5-3)$$

$\dot{Q}_{fuel}$ توسط رابطه زیر بدست می‌آید.

$$\dot{Q}_{fuel} = \dot{m}_{fuel}LHV \quad (6-3)$$

که در آن $\dot{m}_{fuel}$ دبی سوخت مصرفی موتور و LHV ارزش حرارتی پایین سوخت است.

دبی هوای مورد نیاز با توجه به نسبت مولی هوا به سوخت با توجه به معادله احتراق بدست می‌آید.

$$\dot{m}_{8,GE} = AFR_m \dot{m}_{fuel} \quad (۷-۳)$$

که $\dot{m}_{8,GE}$ برابر دبی هوای مورد نیاز موتور گازسوز برای عملیات احتراق می‌باشد و برابر هوای نظری به علاوه هوای اضافی می‌باشد. AFR_m نیز برابر نسبت مولی هوا به سوخت می‌باشد که از معادله احتراق بدست می‌آید.

$$AFR_m = \frac{n_{air}}{n_{fuel}} \quad (۸-۳)$$

• مخزن ذخیره هوا

دمای هوا در خروجی مخزن ذخیره هوا T_4 را می‌توان با توجه به اثر اتلاف حرارت برابر با دمای محیط T_0 در نظر گرفت.

$$T_4 = T_0 \quad (۹-۳)$$

• اجکتور

اجکتور^۱ نوعی پمپ است که از اثر ونتوری یک نازل همگرا-واگرا برای تبدیل انرژی مکانیکی (فشار) سیال محرک به انرژی جنبشی (سرعت) استفاده می‌کند تا یک ناحیه کم‌فشار برای مکش و جذب سیال ایجاد شود. مایع مخلوط‌شده پس از عبور از قسمت گلوئی اجکتور منبسط می‌شود؛ بنابراین سرعت آن کاهش می‌یابد و سپس با تبدیل مجدد سرعت به فشار سیالات مخلوط شده دوباره متراکم می‌گردد [۳۶]. فرایند انجام‌شده در اجکتور پایدار، یک‌بعدی و یکنواخت فرض می‌شود و در طی فرآیند هیچ کاری انجام نمی‌شود. علاوه بر این، سیال اولیه و سیال ثانویه تا زمانی که به محفظه مخلوط برسند در اجکتور مخلوط نمی‌شوند. عملکرد اجکتور معمولاً با نسبت جرمی ω ارزیابی می‌شود [۳۷].

$$\omega = \frac{\dot{m}_{19}}{\dot{m}_{14}} \quad (۱۰-۳)$$

^۱ Ejector

که در آن $\dot{m}_{19}$ دبی جرمی سیال ثانویه و $\dot{m}_{14}$ دبی جرمی سیال اولیه است.

بازده آیزنتروپیک پمپ را نیز می‌توان به صورت زیر نوشت.

$$\eta_{PUMP} = \frac{h_{21s} - h_{21}}{h_{21} - h_{20}} \quad (11-3)$$

که زیرنویس s مربوط به حالت آیزنتروپیک می‌باشد. توان مصرف شده توسط پمپ نیز از رابطه زیر بدست می‌آید.

$$\dot{W}_{PUMP} = \dot{m}_{20}(h_{21} - h_{20}) \quad (12-3)$$

• مبدل‌های حرارتی

تمام مبدل‌های حرارتی در سیستم CCHP از نوع پوسته و لوله هستند، به ویژه از نوع TEMA E مطابق مرجع [۳۸] با یک مسیر پوسته و ورودی و خروجی در انتهای پوسته با جهت مخالف. سیال عامل همواره در طرف پوسته با امکان تغییر فاز جریان دارد، در حالی که مایع سمت لوله همواره فقط در حالت تک فاز است. موازنه انرژی مبدل‌های حرارتی شامل مبدل‌های حرارتی $HEX1$ ، $HEX2$ ، $HEX3$ ، $HEX4$ ، اواپراتور، کندانسور و مولد بخار به صورت رابطه زیر بدست می‌آید.

$$\varepsilon_{HEX} \dot{m}_h (h_{h,in} - h_{h,out}) = \dot{m}_c (h_{c,out} - h_{c,in}) \quad (13-3)$$

که ε_{HEX} راندمان مبدل، $\dot{m}_h$ و $\dot{m}_c$ به ترتیب دبی جرمی جریان گرم و سرد می‌باشد.

برای هر یک از مبدل‌های حرارتی، رابطه زیر را برای محاسبه نرخ حرارت می‌توان محاسبه نمود.

$$\dot{Q} = U \cdot A \cdot \Delta T_{LMTD} \quad (14-3)$$

که در آن، $\dot{Q}$ برابر نرخ انتقال حرارت، U برابر با ضریب کلی انتقال حرارت مبدل، A برابر با سطح انتقال حرارت و ΔT_{LMTD} برابر با اختلاف دمای لگاریتمی می‌باشد که از رابطه زیر بدست می‌آید.

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{(T_{hot,in}-T_{cold,out})-(T_{hot,out}-T_{cold,in})}{\ln \left(\frac{T_{hot,in}-T_{cold,out}}{T_{hot,out}-T_{cold,in}} \right)} \quad (۱۵-۳)$$

که $T_{cold,out}$ و $T_{cold,in}$ ، $T_{hot,out}$ ، $T_{hot,in}$ به ترتیب برابر دمای گرم ورودی، دمای گرم خروجی، دمای سرد ورودی و دمای سرد خروجی می باشد.

برای ارزیابی انرژی سیستم پیشنهادی CCHP، راندمان کلی انرژی برابر با نسبت انرژی خروجی مفید (الکتریسیته، گرمایش و سرمایش) به انرژی ورودی (الکتریسیته و سوخت) تعریف شده است.

$$\eta = \frac{\dot{W}_{TURB} + \dot{W}_{GE} + \dot{W}_{heat} + \dot{W}_{cool}}{\dot{W}_{COMP} + \dot{Q}_{fuel} + \dot{W}_{PUMP}} \quad (۱۶-۳)$$

از آنجا که سیستم پیشنهادی شامل چندین ورودی (الکتریسیته و سوخت فسیلی) در هنگام شارژ و چندین خروجی (الکتریسیته، گرمایش و سرمایش) در هنگام تخلیه است، برای مقایسه عملکرد یک سیستم تولید همزمان و یک سیستم تولید سنتی جداگانه الکتریسیته، گرمایش و سرمایش، شاخصی تحت عنوان نرخ صرفه جویی انرژی یا ESR^۱ در نظر گرفته شده است [۳۹].

$$ESR = \frac{\dot{Q}_{fuel,con} - \dot{Q}_{fuel,CCHP}}{\dot{Q}_{fuel,con}} \quad (۱۷-۳)$$

که در آن $\dot{Q}_{fuel,con}$ و $\dot{Q}_{fuel,CCHP}$ به ترتیب بیانگر مصرف سوخت در سیستم سنتی و CCHP می باشد.

به طور کلی، سیستم های سنتی انرژی، الکتریسیته را به طور جداگانه از شبکه برق، انرژی حرارتی را با استفاده از بویلرها و برودت را توسط چیلرهای الکتریکی تامین می کنند. مصرف سوخت این سیستم ها را با استفاده از روابط زیر می توان محاسبه نمود.

$$ESR = \frac{P_e + \frac{\dot{Q}_{cooling}}{COP_{ec}}}{\eta_{grid}} + \frac{\dot{Q}_{heating}}{\eta_{boiler}} \quad (۱۸-۳)$$

^۱ energy saving ratio

که در این رابطه با توجه به مرجع [۲۱]، η_{grid} بیانگر راندمان تولید و توزیع برق برابر ۰/۳۳، η_{boiler} بیانگر راندمان بویلر گازسوز و برابر با ۰/۹ و COP_{ec} بیانگر ضریب عملکرد چیلر الکتریکی برابر با ۳/۲ در این بررسی در نظر گرفته شده است.

۳-۳ آنالیز انرژی

انرژی به عنوان پتانسیل کار یک سیستم زمانی که سیستم به تعادل با محیط می‌رسد تعریف می‌شود که این وضعیت تعادل با عنوان حالت مرجع یا حالت مرده^۱ شناخته می‌شود. آنالیز انرژی^۲ می‌تواند موقعیت و میزان ناکارآمدی‌های ترمودینامیکی درون سیستم را نشان دهد و ارزیابی جامع و منطقی برای سیستم ارائه دهد.

انرژی یک جریان ماده i ، مجموع انرژی فیزیکی E_i^{PH} ، انرژی شیمیایی E_i^{CH} ، انرژی جنبشی E_i^{KN} و انرژی پتانسیل E_i^{PT} است. با توجه به فرض چشم‌پوشی از انرژی جنبشی و پتانسیل، در این بررسی تنها انرژی فیزیکی و شیمیایی در نظر گرفته شده است [۴۰].

$$E_i = E_i^{PH} + E_i^{KN} + E_i^{PT} + E_i^{CH} \quad (۱۹-۳)$$

انرژی فیزیکی جریان به صورت زیر تعریف می‌شود.

$$E_i^{PH} = m(h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (۲۰-۳)$$

که h_0 و s_0 به ترتیب مربوط به آنتالپی و آنتروپی حالت مرده می‌باشد که معمولاً شرایط حالت مرده برابر با دمای 298 K و فشار 1 atm در نظر گرفته می‌شود.

انرژی شیمیایی جریان نیز با توجه به مرجع [۴۱] به صورت زیر تعریف می‌شود.

^۱ dead state

^۲ Exergy analysis

$$E_i^{CH} = m[\sum_j x_j E_j^0 + R T_0 \sum_j x_j \ln x_j] \quad (21-3)$$

که در آن x_j کسر مولی، E_j^0 انرژی استاندارد جز شیمیایی درگیر و R ثابت جهانی گاز است.

انرژی سوخت نیز طبق مرجع [42] از رابطه زیر قابل محاسبه است.

$$E_F = \lambda_F \cdot LHV \quad (22-3)$$

که در آن λ_F برای گاز طبیعی برابر ۱/۰۳۸ می باشد.

برای هر جزیی از سیستم، معادله موازنه انرژی به صورت زیر خواهد بود.

$$\dot{E}_{F,k} = \dot{E}_{P,k} + \dot{E}_{D,k} \quad (23-3)$$

که در این رابطه $\dot{E}_{F,k}$ ، $\dot{E}_{P,k}$ و $\dot{E}_{D,k}$ به ترتیب برابر با انرژی سوخت، انرژی محصول و تخریب انرژی می باشد. انرژی سوخت و محصول هر کدام می تواند در اثر کار، حرارت و یا انرژی جریان باشد.

عملکرد کلی انرژی توسط راندمان کلی انرژی ε_{total} و عملکرد هر جز k از سیستم توسط راندمان انرژی^۱ جز k به صورت ε_k با استفاده از روابط زیر ارزیابی می گردد.

$$\varepsilon_k = \frac{\dot{E}_{P,k}}{\dot{E}_{F,k}} \quad (24-3)$$

$$\varepsilon_{total} = \frac{\dot{E}_{P,total}}{\dot{E}_{F,total}} \quad (25-3)$$

¹ Exergy efficiency

۴-۳ اجزای سیکل CCHP مورد بررسی

اجزای تشکیل دهنده‌ی سیکل CCHP مورد بررسی به صورت زیر است:

- کمپرسور
- مبدل حرارتی ۱
- مخزن ذخیره هوا
- مبدل حرارتی ۲
- توربین
- مبدل حرارتی ۳
- مبدل حرارتی ۴
- موتور گازسوز
- مولد بخار
- اجکتور
- کندانسور
- اواپراتور
- پمپ

سایر مفروضات و مقادیر اولیه برای سیکل CCHP مورد مطالعه در جدول (۱-۳) زیر آورده شده است.

جدول (۱-۳): مفروضات و مقادیر اولیه برای سیکل CCHP مورد مطالعه

پارامتر	نماد	مقدار
راندمان مبدل‌های ۱ تا ۴	ε_{HEX}	0.9
راندمان کندانسور	ε_{COND}	0.8
راندمان اواپراتور	ε_{EVAP}	0.8
راندمان آیزنتروپیک کمپرسور	η_{COMP}	0.8
راندمان آیزنتروپیک توربین	η_{TURB}	0.85
راندمان مولد بخار	ε_{VG}	0.9
راندمان آیزنتروپیک پمپ	η_{PUMP}	0.75
دمای ورودی به کمپرسور	T_1	T_0
فشار ورودی به کمپرسور	P_1	P_0
دبی جرمی هوا	$\dot{m}_{air}$	1 kg/s
دبی جرمی سوخت	$\dot{m}_{fuel}$	0.023 kg/s
راندمان حرارتی موتور	η_{GE}	0.3
ضریب آدیاباتیک هوا	κ	1.4
ارزش حرارتی پایین سوخت	LHV_{fuel}	36.12 MJ/Nm ³
دمای خروجی موتور	T_9	500 °C
دمای اواپراتور	T_{18}	8 °C
گرمای ویژه آب	C_{water}	4200 J/KgK

سایر مشخصات با استفاده از قوانین اول و دوم ترمودینامیک محاسبه می‌شود.

۵-۳ معادلات ترمودینامیکی سیکل CCHP مورد بررسی برای هر کدام از اجزا

- کمپرسور

از موازنه انرژی خواهیم داشت:

$$\dot{W}_{COMP} = \dot{m}_{air}(h_2 - h_1) \quad (۲۶-۳)$$

موازنه انرژی:

$$\dot{E}_{D,COMP} = \dot{W}_{COMP} - \dot{m}_{air}(e_2 - e_1) \quad (۲۷-۳)$$

- مبدل حرارتی ۱

موازنه انرژی:

$$\varepsilon_{HEX1} \dot{m}_{air}(h_3 - h_2) = \dot{m}_{w,HEX1}(h_{w,2} - h_{w,1}) \quad (۲۸-۳)$$

موازنه انرژی:

$$\dot{E}_{D,HEX1} = \dot{m}_{air}(e_2 - e_3) - \dot{m}_{w,HEX1}(e_{w,2} - e_{w,1}) \quad (۲۹-۳)$$

- مخزن ذخیره هوا

موازنه انرژی:

$$h_4 = h_3 \quad (۳۰-۳)$$

موازنه انرژی:

$$\dot{E}_{D,SV} = \dot{m}_{air}(e_3 - e_4) \quad (۳۱-۳)$$

- مبدل حرارتی ۲

موازنه انرژی:

$$\varepsilon_{HEX2} \dot{m}_9(h_9 - h_{12}) = \dot{m}_{air}(h_6 - h_5) \quad (۳۲-۳)$$

موازنه انرژی:

$$\dot{E}_{D,HEX2} = \dot{m}_9(e_9 - e_{12}) - \dot{m}_{air}(e_6 - e_5) \quad (33-3)$$

• توربین

موازنه انرژی:

$$\dot{W}_{TURB} = \dot{m}_{air}(h_6 - h_7) \quad (34-3)$$

موازنه انرژی:

$$\dot{E}_{D,TURB} = \dot{m}_{air}(e_6 - e_7) - \dot{W}_{TURB} \quad (35-3)$$

• مبدل حرارتی ۳

موازنه انرژی:

$$\varepsilon_{HEX3} \dot{m}_{10}(h_{10} - h_{11}) = \dot{m}_{w,HEX3}(h_{w,6} - h_{w,5}) \quad (36-3)$$

موازنه انرژی:

$$\dot{E}_{D,HEX3} = \dot{m}_9(e_{10} - e_{11}) - \dot{m}_{w,HEX3}(e_{w,6} - e_{w,5}) \quad (37-3)$$

• مبدل حرارتی ۴

موازنه انرژی:

$$\varepsilon_{HEX4} \dot{m}_{air}(h_7 - h_8) = \dot{m}_{w,HEX4}(h_{w,4} - h_{w,3}) \quad (38-3)$$

موازنه انرژی:

$$\dot{E}_{D,HEX4} = \dot{m}_{air}(e_7 - e_8) - \dot{m}_{w,HEX4}(e_{w,4} - e_{w,3}) \quad (39-3)$$

• موتور گازسوز

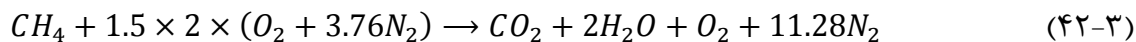
موازنه انرژی:

$$\dot{W}_{GE} = \dot{Q}_{fuel} \eta_{GE} \quad (40-3)$$

$\dot{Q}_{fuel}$ توسط رابطه زیر بدست می‌آید.

$$\dot{Q}_{fuel} = \dot{m}_{fuel} LHV \quad (41-3)$$

معادله احتراق با احتساب ۵۰ درصد هوای اضافی به صورت زیر خواهد بود.



میزان هوای مورد نیاز برای احتراق از رابطه زیر محاسبه می‌شود.

$$\dot{m}_{8,GE} = AFR_m \dot{m}_{fuel} \quad (43-3)$$

موازنه انرژی:

$$\dot{E}_{D,GE} = \dot{E}_{8,GE} + \dot{E}_{fuel} - \dot{E}_9 - \dot{m}_{10}(e_{10} - e_{11}) - \dot{W}_{GE} \quad (44-3)$$

که در این رابطه انرژی شیمیایی مربوط به رابطه (۳-۲۱) محاسبه شده است.

• مولد بخار

موازنه انرژی:

$$\varepsilon_{VG} \dot{m}_9(h_{12} - h_{13}) = \dot{m}_{21}(h_{14} - h_{21}) \quad (45-3)$$

موازنه انرژی:

$$\dot{E}_{D,VG} = \dot{m}_9(e_{12} - e_{13}) - \dot{m}_{21}(e_{14} - e_{21}) \quad (46-3)$$

• اجکتور

موازنه انرژی:

$$\dot{m}_{14}h_{14} + \dot{m}_{19}h_{19} = \dot{m}_{15}h_{15} \quad (47-3)$$

موازنه انرژی:

$$\dot{E}_{D,EJEC} = \dot{m}_{14}e_{14} + \dot{m}_{19}e_{19} - \dot{m}_{15}e_{15} \quad (48-3)$$

• کندانسور

موازنه انرژی:

$$\varepsilon_{COND} \dot{m}_{15} (h_{15} - h_{16}) = \dot{m}_{w,COND} (h_{25} - h_{24}) \quad (49-3)$$

موازنه انرژی:

$$\dot{E}_{D,COND} = \dot{m}_{15} (e_{15} - e_{16}) - \dot{m}_{w,COND} (e_{25} - e_{24}) \quad (50-3)$$

• اواپراتور

موازنه انرژی:

$$\varepsilon_{EVAP} \dot{m}_{w,EVAP} (h_{22} - h_{23}) = \dot{m}_{18} (h_{19} - h_{18}) \quad (51-3)$$

موازنه انرژی:

$$\dot{E}_{D,EVAP} = \dot{m}_{w,EVAP} (e_{22} - e_{23}) - \dot{m}_{18} (e_{19} - e_{18}) \quad (52-3)$$

• پمپ

موازنه انرژی:

$$\dot{W}_{PUMP} = \dot{m}_{20} (h_{21} - h_{20}) \quad (53-3)$$

موازنه انرژی:

$$\dot{E}_{D,PUMP} = \dot{W}_{PUMP} - \dot{m}_{20} (e_{21} - e_{20}) \quad (54-3)$$

۶-۳ تحلیل اگزرژیواکونومیک

واژه اگزرژیواکونومیک^۱ ترکیبی از دو واژه اگزرژی و اکونومیک و تحلیل اگزرژیواکونومیک ترکیبی از تحلیل اگزرژی و تحلیل اقتصادی برای ارائه اطلاعات مفیدی در مورد بهبود سیستم از لحاظ کارایی اقتصادی است که نمی‌توان از تحلیل سنتی به دست آورد [۳۰]. از میان روش‌های مختلف تحلیل اگزرژیواکونومیک، بیش از همه روش سیستماتیک و آسانی با عنوان روش هزینه ویژه اگزرژی (SPECO)^۲، در این تحقیق مورد استفاده قرار گرفته است. روش SPECO بر مبنای اگزرژی ویژه و هزینه بر واحد اگزرژی، راندمان اگزرژی و معادلات هزینه کمکی برای اجزای سیستم انرژی است [۴۳].

برای جز k ام، معادله بالانس هزینه‌ها را می‌توان با توجه به مرجع [۴۱] به صورت زیر نوشت.

$$\sum \dot{C}_{in,k} + \dot{C}_{in,W,k} + \dot{C}_{in,Q,k} + \dot{Z}_k = \sum \dot{C}_{out,k} + \dot{C}_{out,W,k} + \dot{C}_{out,Q,k} \quad (۵۵-۳)$$

که در آن $\dot{C}_{in,k}$ و $\dot{C}_{out,k}$ به ترتیب نرخ‌های هزینه مربوط به اگزرژی ورودی و اگزرژی خروجی جز k می‌باشد. $\dot{C}_{in,W,k}$ و $\dot{C}_{in,Q,k}$ نیز به ترتیب نرخ‌های هزینه مربوط به توان ورودی و انرژی حرارتی ورودی به جز k است. $\dot{C}_{out,W,k}$ و $\dot{C}_{out,Q,k}$ مربوط به نرخ‌های هزینه مربوط به توان خروجی و انرژی حرارتی خروجی از جز k می‌باشد. نرخ‌های هزینه به صورت زیر بیان می‌گردد.

$$\dot{C}_k = c_k \dot{E}_k \quad (۵۶-۳)$$

$$\dot{C}_w = c_w \dot{W} \quad (۵۷-۳)$$

$$\dot{C}_q = c_q \dot{E}_q \quad (۵۸-۳)$$

که نمادهای c_k ، c_w و c_q برابر هزینه بر واحد اگزرژی می‌باشند.

^۱ Exergoeconomic

^۲ specific exergy costing (SPECO)

در این رابطه، $\dot{Z}_k$ نرخ هزینه تراز شده مربوط به هزینه سرمایه‌گذاری و هزینه تعمیر و نگهداری جز k ام برای تحلیل اگزرژواکونومیک می‌باشد که به صورت زیر تعریف می‌شود [۴۴]:

$$\dot{Z}_k = \frac{CC_L + OMC_L}{36N \cdot \omega} \frac{PEC_k}{\sum PEC_k} \quad (۵۹-۳)$$

در این رابطه، ابتدا به معرفی هزینه خرید تجهیزات^۱ PEC می‌پردازیم که برای هر جز k به صورت PEC_k تعریف می‌شود. از آنجا که هزینه خرید مربوط به شیرهای TV_1 و TV_2 بسیار کم است، در این بررسی از مقادیر مربوط به آنها صرف‌نظر شده است.

۱-۶-۳ هزینه خرید تجهیزات CCHP

- هزینه‌ی کمپرسور [۴۰]:

$$PEC_{COMP} = \frac{71.1 \times \dot{m}_{in}}{0.92 - \eta_{COMP}} \times \pi_{COMP} \times \ln(\pi_{COMP}) \quad (۶۰-۳)$$

- هزینه‌ی مبدل‌ها [۴۵]:

$$PEC_{HEX} = 130 \times (A_{HEX} / 0.93)^{0.78} \quad (۶۱-۳)$$

که در آن A_{HEX} برابر با سطح انتقال حرارت مبدل حرارتی (m^2) می‌باشد.

- هزینه‌ی مخزن ذخیره هوا [۳۰]:

$$PEC_{SV} = 4042 \times V_{ST}^{0.506} \quad (۶۲-۳)$$

که در آن V_{SV} برابر با حجم مخزن ذخیره هوا (m^3) می‌باشد که در این تحقیق برابر با ۱۲ متر مکعب می‌باشد.

¹ Purchased-equipment cost

- هزینه‌ی توربین [۴۶]:

$$PEC_{TURB} = 6000 \times \dot{W}_{TURB}^{0.7} \quad (۶۳-۳)$$

- هزینه‌ی موتور گازسوز [۴۷]:

$$PEC_{GE} = \dot{W}_{GE} \times (0.65 \times 16137 \times \dot{W}_{GE}^{-0.3799}) \quad (۶۴-۳)$$

- هزینه‌ی مولد بخار [۴۵]:

$$PEC_{VG} = 130 \times (A_{VG}/0.93)^{0.78} \quad (۶۵-۳)$$

که در آن A_{VG} برابر با سطح انتقال حرارت مولد بخار (m^2) می‌باشد.

- هزینه‌ی اجکتور [۴۸]:

$$PEC_{EJEC} = 989 \times 16.4 \times \left(\frac{T_{in}}{P_{in}}\right)^{0.05} \times P_{in}^{-0.75} \quad (۶۶-۳)$$

که در آن P_{in} ، T_{in} ، $\dot{m}_f$ و P_{out} به ترتیب دبی جریان، دمای ورودی، فشار ورودی و فشار خروجی اجکتور می‌باشد.

- هزینه‌ی کندانسور [۴۵]:

$$PEC_{COND} = 8000 \times (A_{COND}/100)^{0.6} \quad (۶۷-۳)$$

که در آن A_{COND} برابر با سطح انتقال حرارت کندانسور (m^2) می‌باشد.

- هزینه‌ی اواپراتور [۴۵]:

$$PEC_{EVAP} = 16000 \times (A_{EVAP}/100)^{0.6} \quad (۶۸-۳)$$

که در آن A_{EVAP} برابر با سطح انتقال حرارت اواپراتور (m^2) می‌باشد.

• هزینه‌ی پمپ [۴۸]:

$$PEC_{PUMP} = 705.48 \times \dot{W}_{PUMP}^{0.71} \left(1 + \frac{0.2}{1 - \eta_{PUMP}}\right) \quad (۶۹-۳)$$

با محاسبه مقادیر PEC تمام اجزا، هزینه سرمایه‌گذاری کلی^۱ TCI بدست می‌آید [۴۴].

$$TCI = \gamma \sum PEC_k \quad (۷۰-۳)$$

با توجه به مرجع [۴۴]، ضریب γ برابر با ثابتی با مقدار ۴/۷۵ است. سپس، مقادیر تراز شده سالانه CC_L

^۲(مخارج ملک) و OMC_L ^۳(هزینه تعمیر و نگهداری) را می‌توان به صورت زیر محاسبه کرد [۴۴].

$$CC_L = TCI \cdot CRF \quad (۷۱-۳)$$

$$OMC_L = \varphi \cdot TCI \cdot CELF \quad (۷۲-۳)$$

در این روابط، CRF برابر با ضریب بازگشت سرمایه^۴ و $CELF$ برابر با ضریب تراز افزایش ثابت^۵ هستند و به صورت زیر محاسبه می‌گردند [۴۴].

$$CRF = \frac{i_{eff}(1+i_{eff})^{n-1}}{(1+i_{eff})^n - 1} \quad (۷۳-۳)$$

$$CELF = \frac{1+r_n}{i_{eff}-r_n} \left(1 - \left(\frac{1+r_n}{1+i_{eff}}\right)^n\right) \cdot CRF \quad (۷۴-۳)$$

در این روابط، φ ، r_n و i_{eff} به ترتیب برابر با ثابت نگهداری و برابر با ۰/۰۶، نرخ افزایش اسمی و برابر با ۳٪، نرخ بهره موثر سالانه و برابر با ۱۰٪ و عمر اقتصادی سیکل و برابر با ۲۰ سال در این بررسی در نظر گرفته شده‌اند.

¹ Total capital cost

² carrying charge

³ operation and maintenance cost

⁴ capital recovery factor

⁵ constant-escalation levelization factor

در فرمول $\dot{Z}_k$ (رابطه ۳-۵۹)، دو پارامتر N و ω به ترتیب برابر با تعداد ساعات عملکرد سالیانه و ضریب ظرفیت سالانه می‌باشند که در این بررسی، به ترتیب برابر با ۶۹۰۰ ساعت و ۰/۸ در نظر گرفته شده‌اند. تمامی ضرایب و پارامترهای این بخش در جدول (۳-۲) مشخص شده‌اند.

جدول (۳-۲): پارامترها و فرضیات اگزورژواکونومیک

پارامتر	نماد	مقدار	واحد
ثابت نگهداری	φ	0.06	-
نرخ افزایش اسمی	r_n	3	%
نرخ بهره موثر سالانه	i_{eff}	10	%
عمر اقتصادی سیکل	n	20	year
تعداد ساعات عملکرد سالیانه	N	6900	hour
ضریب ظرفیت سالانه	ω	0.8	-
ضریب TCI	γ	4.75	-

۲-۶-۳ موازنه هزینه‌ها

با توجه به مطالبی که پیشتر ذکر شد، معادله بالانس هزینه‌ها برای هر k را مطابق رابطه (۳-۵۵) مجدد بازنویسی می‌کنیم.

$$\sum \dot{C}_{in,k} + \dot{C}_{in,W,k} + \dot{C}_{in,Q,k} + \dot{Z}_k = \sum \dot{C}_{out,k} + \dot{C}_{out,W,k} + \dot{C}_{out,Q,k} \quad (۳-۵۵)$$

برای هر یک از اجزای سیکل، رابطه فوق را می‌نویسیم. علاوه بر معادلات بالانس هزینه، تعدادی معادلات کمکی برای هر جز نیز می‌توان در نظر گرفت که با استفاده از این معادلات، یک دستگاه معادلات خطی برای محاسبه ضرایب هزینه بر واحد اگزورژی مجهول بدست می‌آید. برای هر جز k ، اگر n جریان خروجی داشته باشیم، لازم است $n - 1$ معادله کمکی نوشته شود تا دستگاه معادلات خطی قابل حل باشد. شایان ذکر

است که تمام شیرهای اختناق اجزای اتلاف‌کننده هستند که انرژی محصول را نمی‌توان برای آنها تعریف نمود. اما از آنجا که این شیرها همراه با اجزای خاصی کار می‌کنند، شیر و آن جز با هم به عنوان یک جز محصول در تحلیل در نظر گرفته می‌شوند. علاوه بر این، آب خنک‌کننده به عنوان یک منبع آزاد مستقیماً از اتمسفر (25°C) در نظر گرفته می‌شود. در جدول (۳-۳)، معادلات بالانس هزینه‌ها و معادلات کمکی برای اجزای سیکل CCHP ارائه شده است.

جدول (۳-۳): معادلات بالانس هزینه‌ها و معادلات کمکی برای اجزای سیکل CCHP

معادله کمکی	معادله بالانس هزینه‌ها	جز مورد بررسی
$c_1 = 0$	$\dot{C}_2 = \dot{C}_1 + \dot{C}_{W,COMP} + \dot{Z}_{COMP}$	کمپرسور
$c_2 = c_3, c_{w,1}=0$	$\dot{C}_3 + \dot{C}_{w,2} = \dot{C}_2 + \dot{C}_{w,1} + \dot{Z}_{HEX1}$	مبدل حرارتی ۱
-	$\dot{C}_4 = \dot{C}_3 + \dot{Z}_{SV}$	مخزن هوا
$c_9 = c_{12}$	$\dot{C}_6 + \dot{C}_{12} = \dot{C}_4 + \dot{C}_9 + \dot{Z}_{HEX2}$	مبدل حرارتی ۲
$c_6 = c_7$	$\dot{C}_7 + \dot{C}_{W,TURB} = \dot{C}_6 + \dot{Z}_{TURB}$	توربین
$c_{10} = c_{11}, c_{w,5}=0$	$\dot{C}_{11} + \dot{C}_{w,6} = \dot{C}_{10} + \dot{C}_{w,5} + \dot{Z}_{HEX3}$	مبدل حرارتی ۳
$c_7 = c_8, c_{w,3}=0$	$\dot{C}_8 + \dot{C}_{w,4} = \dot{C}_7 + \dot{C}_{w,3} + \dot{Z}_{HEX4}$	مبدل حرارتی ۴
$\frac{\dot{C}_{W,GE}}{\dot{W}_{GE}} = \frac{\dot{C}_{10} - \dot{C}_{111}}{\dot{E}_{10} - \dot{E}_{111}}$ $\dot{m}_9 c_9 = \dot{m}_{8,GE} c_{8,GE} + \dot{m}_{fuel} c_{fuel}$	$\dot{C}_9 + \dot{C}_{W,GE} + \dot{C}_{10} = \dot{C}_{8,GE} + \dot{C}_{fuel} + \dot{C}_{11} + \dot{Z}_{GE}$	موتور گازسوز
$c_{12} = c_{13}$	$\dot{C}_{13} + \dot{C}_{14} = \dot{C}_{12} + \dot{C}_{21} + \dot{Z}_{VG}$	مولد بخار
-	$\dot{C}_{15} = \dot{C}_{14} + \dot{C}_{19} + \dot{Z}_{EJEC}$	اجکتور
$c_{15} = c_{16}, c_{24}=0$	$\dot{C}_{25} + \dot{C}_{16} = \dot{C}_{15} + \dot{C}_{24} + \dot{Z}_{COND}$	کندانسور
$c_{17} = c_{19}, c_{22}=0$	$\dot{C}_{23} + \dot{C}_{19} = \dot{C}_{22} + \dot{C}_{18} + \dot{Z}_{EVAP}$	اوپراتور
-	$\dot{C}_{21} = \dot{C}_{20} + \dot{C}_{W,PUMP} + \dot{Z}_{PUMP}$	پمپ

با توجه به معادلات و مجهولات، با حل دستگاه معادلات خطی در نرم‌افزار متلب، تمامی ضرایب C به دست می‌آید. این ضرایب برای محاسبه شاخص‌های اقتصادی مهم هر جز به کار گرفته می‌شوند. این شاخص‌ها

عبارتند از هزینه مخصوص سوخت $c_{F,k}$ و محصول $c_{P,k}$ ، نرخ هزینه تخریب انرژی $\dot{C}_{D,k}$ ، اختلاف هزینه نسبی r_k و فاکتور f_k انرژی واکونومیک، که این شاخص‌ها را می‌توان به صورت زیر محاسبه کرد [۴۰]:

$$c_{F,k} = \frac{\dot{C}_{F,k}}{\dot{E}_{F,k}} \quad (۷۵-۳)$$

$$c_{P,k} = \frac{\dot{C}_{P,k}}{\dot{E}_{P,k}} \quad (۷۶-۳)$$

$$\dot{C}_{D,k} = c_{F,k} \dot{E}_{D,k} \quad (۷۷-۳)$$

$$r_k = \frac{c_{P,k} - c_{F,k}}{c_{F,k}} \quad (۷۸-۳)$$

$$f_k = \frac{\dot{Z}_k}{\dot{Z}_k + \dot{C}_{D,k}} \quad (۷۹-۳)$$

شاخص r_k ، بسته به نرخ هزینه تخریب انرژی و هزینه سرمایه گذاری، تفاوت میان هزینه‌های مخصوص محصول و سوخت برای هر جز را مشخص می‌کند. شاخص f_k نیز اهمیت نسبی هزینه تخریب انرژی و هزینه سرمایه‌گذاری را نشان می‌دهد.

۷-۳ بهینه‌سازی چندهدفه

سیستم‌های تولید هم‌زمان معمولاً از نقطه‌نظرهای مختلفی از جمله نقطه‌نظر انرژی، اقتصادی، محیط زیستی و ... مورد بررسی قرار می‌گیرند. هر کدام از این معیارها به تنهایی قادر به بررسی همه‌جانبه عملکرد سیستم نخواهد بود. بنابراین، پس از بررسی وضعیت سیستم از نقطه‌نظرهای مختلف، معمولاً ایجاد یک تعادل یا سبک و سنگینی کردن میان این معیارها مورد نیاز است. بهینه‌سازی چندهدفه با استفاده از مدل‌های ریاضی و روش‌های هوشمند، امکان برقراری این تعادل را مهیا می‌سازد.

تفاوت بهینه‌سازی چندهدفه و بهینه‌سازی تک‌هدفه که در آن به دنبال بیشینه کردن یا کمینه کردن یک تابع هدف^۱ هستیم در این است که در بهینه‌سازی چندهدفه، یک مجموعه جواب یا به اصطلاح جواب‌های بهینه پارتو^۲ بدست می‌آید که هیچ کدام از این پاسخ‌ها به اصطلاح یکدیگر را مغلوب نمی‌کند. مقادیر بهینه توابع هدف با استفاده از تغییرات متغیرهای تصمیم^۳ بدست می‌آید.

روش‌های مختلفی برای انجام بهینه‌سازی چندهدفه وجود دارد و الگوریتم‌های ریاضی برای حل مسائل بهینه‌سازی بسیار مورد استفاده قرار گرفته‌اند. در مقایسه با سایر روش‌های بهینه‌سازی، الگوریتم ژنتیک می‌تواند در حل انواع مختلفی از مسائل بهینه‌سازی به طرز موثری عمل کند، توابع هدف را کنترل نماید و به حدس‌های اولیه راه حل تکیه نکند. الگوریتم ژنتیک با ارزیابی عملکرد توابع هدف با گروهی از اعضا، که به عنوان جمعیت شناخته می‌شوند، به مقادیر بهینه دست پیدا می‌کند. در چند دهه گذشته، محققان انواع پیشرفته‌تر و جدیدتری از الگوریتم ژنتیک را ایجاد کرده‌اند [۴۹].

۱-۷-۳ بهینه‌سازی با روش الگوریتم ژنتیک

شکل (۲-۳) روندنمایی از فرایند بهینه‌سازی با روش الگوریتم ژنتیک را نشان می‌دهد. با توجه به شکل (۲-۳)، بهینه‌سازی با تولید یک جمعیت اولیه^۴ آغاز می‌شود. الگوریتم ژنتیک، جمعیت را با توجه به توابع هدف برای محاسبه ارزش برازندگی هر فرد ارزیابی خواهد کرد. بر اساس نظریه انتخاب طبیعی، یک فرآیند رتبه‌بندی^۵ مورد استفاده قرار می‌گیرد. یک جفت راه حل برای دو شرط زیر انتخاب و مقایسه می‌شود:

(۱) پاسخ اول در تمام اهداف از پاسخ دوم بدتر نباشد.

(۲) پاسخ اول حداقل در یک هدف مطلقاً بهتر از پاسخ دوم باشد.

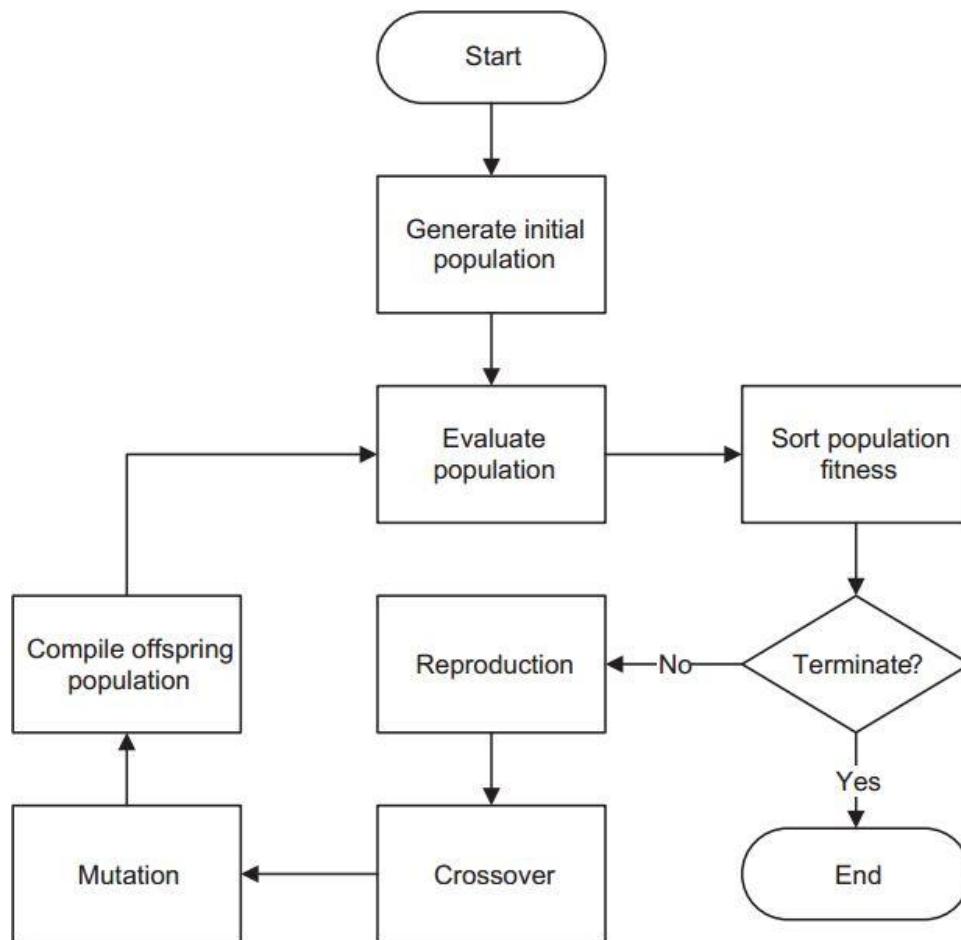
¹ Objective function

² Pareto optimal solutions

³ Decision variables

⁴ Initial population

⁵ sorting



شکل (۳-۲): روندنمای فرایند بهینه‌سازی الگوریتم ژنتیک [50]

اگر هر دو شرط درست باشد، می‌توان گفت که پاسخ اول پاسخ دوم را مغلوب می‌کند. فرآیند رتبه‌بندی برای تعیین جواب‌هایی که مغلوب نمی‌شوند تمامی جواب‌ها را مورد ارزیابی قرار می‌دهد. سپس، شرایط خاتمه^۱ بررسی می‌شود تا مشخص گردد آیا تکرارهای دیگری مورد نیاز است یا خیر. این شرایط می‌تواند شامل محدودیت‌ها در برازندگی^۲، زمان، نسل‌ها و ... باشد. در صورتیکه هیچ یک از شروط خاتمه برقرار نباشد، الگوریتم ژنتیک تولید یک فرزند^۳ از جمعیت فعلی را آغاز می‌کند. در غیر این صورت، بهینه‌سازی پاسخ‌های

¹ termination

² fitness

³ offspring

مغلوب نشده را اعلام می کند که به آنها پاسخ های بهینه پارتو گفته می شود. به مجموعه ای از جواب های بهینه پارتو با عنوان جبهه بهینه پارتو^۱ یا به اختصار پارتو-فرانت یاد می شود.

جمعیت فرزندان با اعضای جدید با استفاده از عملیات ژنتیکی تولید مجدد^۲، تقاطع^۳ و جهش^۴ تولید می شود. در تولید مجدد، بهترین پاسخ ها برای جمعیت جدید تکرار می شود، در حالی که در تقاطع، از یک جفت والدین در جمعیت فعلی یک پاسخ واحد تولید می گردد. در جهش نیز، پاسخ های فرزندان با جایگزینی مقدار یک متغیر تصمیم در یک عضو با امید به بهبود آن عضو جدید ایجاد می شود [۵۰].

در این بررسی، الگوریتم تکاملی مشهور NSGA-II با اندازه جمعیت ۱۰۰ (population size=100)، تعداد نسل ۲۰۰ (generation number=200)، ضریب تکرار ۰/۰۵ (mutation factor=0.05) و ضریب تقاطع ۰/۸ (crossover factor=0.8) برای روش بهینه سازی انتخاب گردید. پارامترهای و ضرایب بهینه سازی چندهدفه در جدول (۳-۴) مشخص شده اند.

جدول (۳-۴): پارامترها و ضرایب مورد استفاده در بهینه سازی چندهدفه

پارامتر	عنوان لاتین	مقدار
اندازه جمعیت	population size	100
تعداد نسل	Generation number	200
ضریب تکرار	Mutation factor	0.05
ضریب تقاطع	Crossover factor	0.8

¹ Pareto-optimal front

² reproduction

³ crossover

⁴ mutation

۲-۷-۳ توابع هدف

برای بهینه‌سازی چندهدفه سیستم حاضر، دو تابع هدف در نظر گرفته شده است که بهینه‌سازی را دوهدفه می‌نماید. تابع هدف اول، راندمان انرژی سیستم ε_{total} که نماینده عملکرد سیستم از نقطه‌نظر انرژی و می‌بایست ماکزیمم شود.

تابع هدف دوم، هزینه واحد کلی محصول $c_{p,total}$ بیانگر عملکرد سیستم از نقطه‌نظر اقتصادی می‌باشد که باید مینیمم گردد. معادله تابع هدف اول در رابطه (۳-۲۵) بیان شد. معادله $c_{p,total}$ به صورت زیر تعریف می‌گردد [۵۱].

$$c_{p,total} = 3.6 \frac{\sum_{i=1}^{n_k} \dot{Z}_k + FC}{\sum_{i=1}^{n_p} \dot{E}_{P_i}} \quad (۳-۸۰)$$

که FC بیانگر هزینه سوخت است که از رابطه زیر بدست می‌آید.

$$FC = \dot{m}_{fuel} \cdot c_{fuel} \cdot LHV_{fuel} \cdot CELF \quad (۳-۸۱)$$

تمامی متغیرهای روابط (۳-۸۰) و (۳-۸۱) در بخش تحلیل انرژی و اکونومیک معرفی شده است.

۳-۷-۳ متغیرهای تصمیم

با توجه به نتایج آنالیز حساسیت^۱ که نتایج آن در فصل بعد نشان داده خواهد شد، برای سیستم مورد بررسی، پنج متغیر تصمیم در نظر گرفته شد. این متغیرها عبارتند از نسبت فشار کمپرسور، فشار ورودی توربین، دمای ورودی توربین، راندمان مبدل‌های حرارتی و دمای کندانسور. عنوان و محدوده تغییرات هر کدام در جدول (۳-۵) نشان داده شده است.

¹ Sensitivity analysis

جدول (۳-۵): متغیرهای تصمیم و محدوده تغییرات هر کدام

متغیر تصمیم	نماد	بازه تغییرات	واحد
نسبت فشار کمپرسور	π_{COMP}	[3,10]	—
فشار ورودی توربین	$P_{TURB,in}$	[300,600]	kPa
دمای ورودی توربین	$T_{TURB,in}$	[200,350]	°C
راندمان مبدل‌های حرارتی	ε_{HEX}	[0.6,0.95]	—
دمای کندانسور	T_{COND}	[30,50]	°C

۸-۳ جمع‌بندی

در این فصل، معادلات و فرضیات حاکم بر مسئله برای تحلیل انرژی، انرژی، انرژی، انرژی و انرژی و بهینه‌سازی چندهدفه سیکل CCHP مبتنی بر ذخیره‌ساز هوای فشرده مورد بررسی قرار گرفت. در فصل چهارم، نتایج تحلیل‌ها و بهینه‌سازی سیکل مورد نظر ارائه خواهد شد.

فصل چہارم:

تحلیل و بررسی نتائج

جدول (۴-۱): اعتبارسنجی نتایج پارامترهای سیستم با مراجع [۳۵] و [۳۱]

زیرسیستم	پارامتر	مقدار پارامتر در تحقیق حاضر	مقدار پارامتر در تحقیق مرجع	درصد خطا
توان شامل CAES [۳۱]				
	دبی جرمی سیال عامل [kg/s]	1	1	0
	نسبت فشار کمپرسور [-]	6	6	0
	دمای ورودی توربین [$^{\circ}C$]	270	250	7.4
	فشار ورودی توربین [kPa]	530	500	5.66
	دمای خروجی موتور [$^{\circ}C$]	500	500	0
تبرید اجکتور [۳۵]				
	دمای اواپراتور [$^{\circ}C$]	8	8	0
	فشار اواپراتور [kPa]	76.22	76.22	0
	نسبت جرمی اجکتور [-]	0.435	0.46	5.75
	دمای کندانسور [$^{\circ}C$]	35	35	0
	فشار کندانسور [kPa]	210	213.02	1.44

۳-۴ نتایج آنالیز انرژی

با توجه به معادلاتی که در فصل گذشته بیان شد، خواص ترمودینامیکی از جمله دما و فشار نقاط نامشخص، آنتالپی، آنتروپی و تمامی خواص مورد نیاز برای تمامی نقاط سیکل CCHP مورد بررسی محاسبه شد. سپس، معادلات مربوط به قانون اول ترمودینامیک برای تمامی اجزای سیکل مورد بررسی حل گردید.

نتایج اولیه مربوط به پارامترهای تحلیل انرژی از جمله توان کلی، گرمایش، سرمایش و راندمان کلی انرژی در جدول (۴-۲) مشخص شده است.

جدول (۴-۲): نتایج اولیه آنالیز انرژی سیکل CCHP مورد بررسی

پارامتر	نماد	مقدار	واحد
توان	$\dot{W}$	553.97	kW
گرمایش	$\dot{Q}_H$	300.32	kW
سرمایش	$\dot{Q}_C$	62.64	kW
راندمان انرژی	η_{CCHP}	0.6029	-
نرخ صرفه جویی انرژی	ESR	0.3882	-

۴-۴ نتایج آنالیز انرژی

در بخش تحلیل انرژی، با توجه به معادلات فصل قبل، انرژی تمامی جریان‌ها محاسبه گردید و سپس تمامی انرژی‌های سوخت، انرژی‌های محصول، تخریب‌های انرژی و راندمان‌های انرژی برای کل اجزای سیکل بدست آمد. با محاسبه میزان تخریب انرژی، اجزا با بیشترین میزان تخریب انرژی شناسایی گردید و مشخص شد کدام اجزا دارای عملکرد مناسب‌تری هستند.

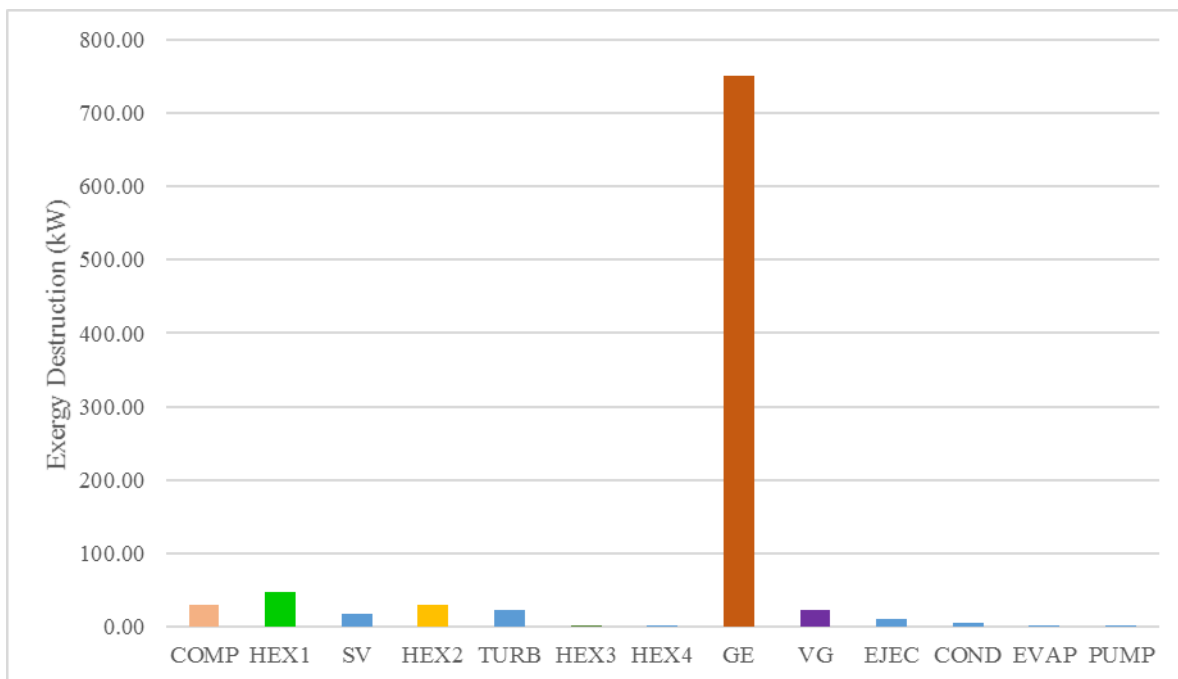
سپس در قسمت آنالیز حساسیت، تاثیر پارامترهای موثر بر راندمان انرژی مشخص گردید. نتایج اولیه آنالیز انرژی شامل انرژی سوخت، تخریب انرژی و راندمان انرژی برای هر کدام از اجزای سیکل در جدول (۴-۳) ارائه شده است.

جدول (۴-۳): نتایج اولیه آنالیز انرژی سیکل CCHP مورد بررسی

جز مورد بررسی	$\dot{E}_F(kW)$	$\dot{E}_P(kW)$	$\dot{E}_D(kW)$	$\varepsilon(\%)$
کمپرسور	253.80	223.14	30.67	87.92
مبدل حرارتی ۱	66.08	18.74	47.34	28.36
مخزن ذخیره هوا	157.06	140.05	17.01	89.17

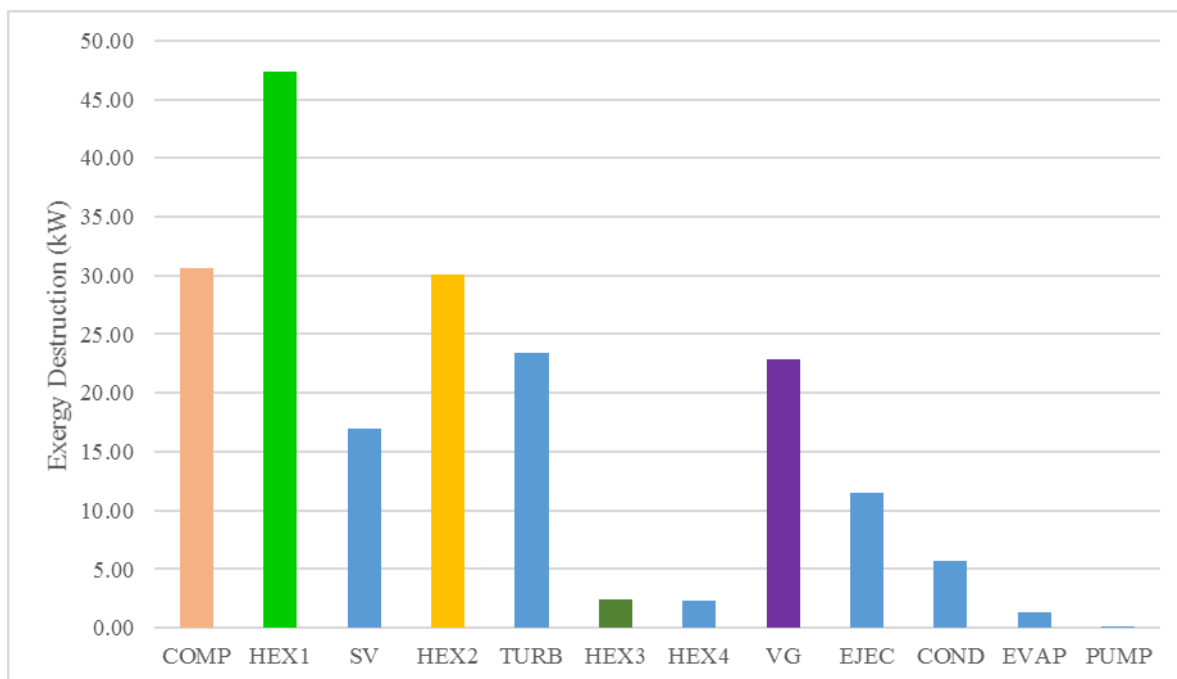
69.31	30.05	67.88	97.93	مبدل حرارتی ۲
88.17	23.36	174.05	197.41	توربین
63.45	2.45	4.25	6.69	مبدل حرارتی ۳
70.94	2.36	5.76	8.12	مبدل حرارتی ۴
34.01	750.08	386.62	1136.69	موتور گازسوز
50.70	22.87	23.53	46.40	مولد بخار
55.65	11.53	14.46	25.99	اجکتور
19.46	5.70	1.38	7.08	کندانسور
37.47	1.35	0.81	2.15	اوپراتور
75.85	0.14	0.45	0.60	پمپ

همانطور که مشاهده می‌شود، بیشترین تخریب انرژی مربوط به موتور گازسوز (حدود ۳۵٪ کل تخریب انرژی سیستم) است که به تنهایی حدود ۷۵۰ کیلووات را به خود اختصاص داده است. همانطور که در جدول (۳-۴) مشاهده می‌شود، تخریب انرژی بالای موتور منجر به راندمان انرژی پایینی در حدود ۳۴٪ شده است. کمترین راندمان انرژی مربوط به کندانسور است (کمتر از ۲۰٪) که این امر به دلیل پایین بودن اختلاف دمای ورودی و خروجی آب خنک‌کننده کندانسور می‌باشد. پس از کندانسور، کمترین راندمان انرژی مربوط به مبدل حرارتی ۱ می‌باشد (حدود ۲۸٪) که از نظر تخریب انرژی هم پس از موتور گازسوز دارای رتبه دوم است. دلیل این موضوع، بالا بودن اختلاف دمای جریان هوای ورودی به مبدل (جریان ۲) و آب خنک‌کننده است. نمودار میله‌ای مربوط به تخریب انرژی اجزای سیکل CCHP در شکل (۴-۱) نمایش داده شده است.



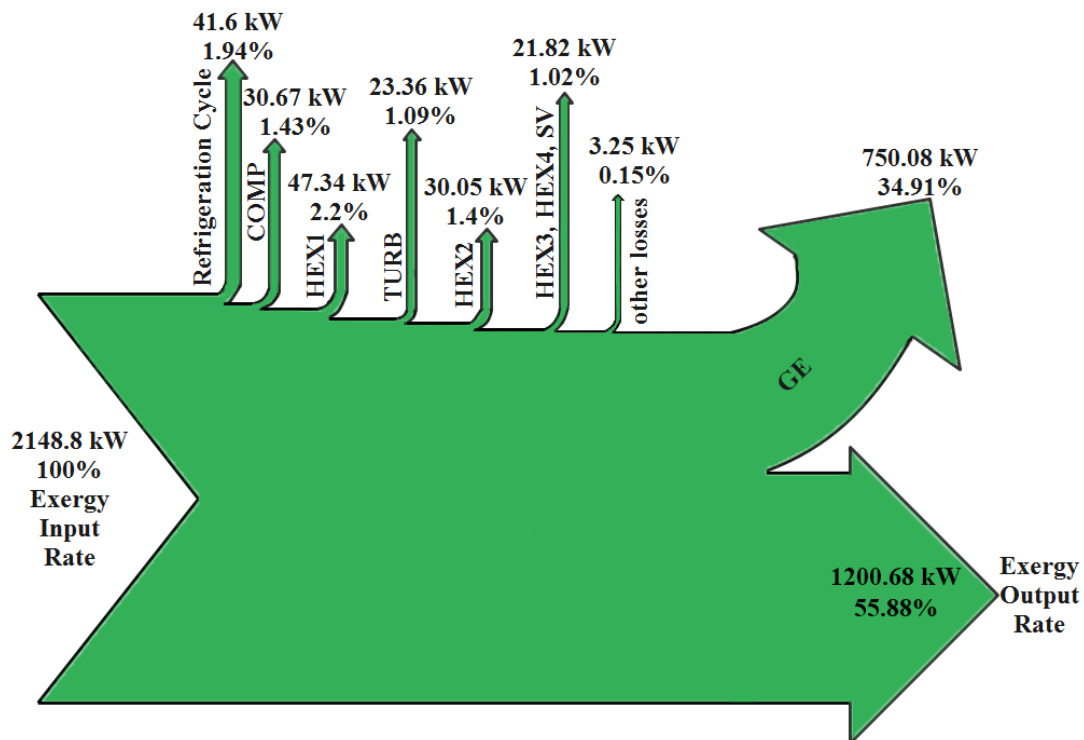
شکل (۴-۱): نمودار میله‌ای تخریب انرژی اجزای سیکل CCHP

با توجه به این موضوع که اختلاف تخریب انرژی موتور گازسوز با سایر اجزا زیاد است، در شکلی جداگانه (شکل (۴-۲))، تخریب انرژی تمامی اجزا به جز موتور گازسوز مشخص شده است.



شکل (۴-۲): نمودار میله‌ای تخریب انرژی اجزای سیکل CCHP به جز موتور گازسوز

علاوه بر نمودارهای رسم شده برای تخریب انرژی، نمودار گراسمن^۱ نیز برای تحلیل انرژی سیکل‌های تولید توان مشهور است. این نمودار جریان انرژی از سوخت تا محصول را به خوبی نمایش می‌دهد. در شکل (۳-۴)، این نمودار مشاهده می‌شود.



شکل (۳-۴): نمودار گراسمن انرژی سیکل CCHP

در نمودار گراسمن شکل (۳-۴) با توجه به اینکه ظرفیت سرمایه‌گذاری سیکل از کار و ظرفیت گرمایی کوچکتر است و تخریب انرژی اجزای سیکل تبرید کم است، تخریب انرژی کل سیکل تبرید در نمودار مشخص شده است.

تأثیر پارامترهای موثر بر راندمان انرژی در بخش آنالیز حساسیت مورد بررسی قرار خواهد گرفت.

¹ grassmann diagram

۵-۴ نتایج تحلیل اگزروزاکونومیک

با توجه به روابط (۳-۵۵) تا (۳-۷۹) که در فصل قبل ارائه شد، تمامی پارامترها و ضرایب مربوط به تحلیل اگزروزاکونومیک محاسبه گردید و در جدول (۴-۴) قابل مشاهده می‌باشد.

جدول (۴-۴): پارامترهای تحلیل اگزروزاکونومیک برای سیکل CCHP مورد بررسی

جز مورد بررسی	$c_F(\text{cent/Mj})$	$c_P(\text{ent/Mj})$	$\dot{C}_D(\$/h)$	$\dot{Z}(\$/h)$	$\dot{C}_D + \dot{Z}(\$/h)$	f	r
کمپرسور	1.53	1.87	1.68	1.06	2.74	0.39	0.22
مبدل حرارتی ۱	6.31	23.59	10.75	0.91	11.66	0.08	2.74
مخزن ذخیره هوا	1.87	2.62	1.14	2.65	3.79	0.70	0.40
مبدل حرارتی ۲	6.77	10.13	7.32	0.89	8.21	0.11	0.50
توربین	2.73	5.00	2.29	11.95	14.24	0.84	0.83
مبدل حرارتی ۳	9.64	26.39	0.85	1.71	2.56	0.67	1.74
مبدل حرارتی ۴	7.95	17.99	0.68	2.96	3.64	0.81	1.26
موتور گازسوز	1.76	10.17	47.57	69.41	116.98	0.59	4.77
مولد بخار	3.88	6.15	3.20	0.96	4.16	0.23	0.58
اجکتور	2.16	4.53	0.90	0.34	1.23	0.27	1.10
کندانسور	9.25	65.42	1.90	0.89	2.79	0.32	6.08
اوپراتور	4.48	55.83	0.22	1.06	1.27	0.83	11.47
پمپ	46.31	68.62	0.24	0.12	0.36	0.34	0.48

همانطور که در فصل گذشته پارامترهای مربوط به تحلیل اگزروزاکونومیک مورد بررسی قرار گرفتند، گفته شد که پارامتر $\dot{Z}_k$ برابر با نرخ هزینه تراز شده مربوط به هزینه سرمایه‌گذاری و هزینه تعمیر و نگهداری و پارامتر $\dot{C}_{D,k}$ برابر با نرخ هزینه تخریب اگزروزی جز k ام می‌باشد. در جدول (۴-۴) این دو پارامتر در ستونی

از جدول با یکدیگر جمع شده‌اند. میزان $\dot{C}_D + \dot{Z}$ بیانگر اهمیت هزینه اجزای سیستم می‌باشد و برای بهبود طراحی سیستم، اجزا با بیشترین میزان $\dot{C}_D + \dot{Z}$ می‌بایست مورد توجه قرار بگیرند.

همانطور که مشاهده می‌شود، بیشترین میزان $\dot{C}_D + \dot{Z}$ مربوط به موتور (حدود ۱۱۷ دلار بر ساعت) و پس از آن مربوط به ابتدا توربین (حدود ۱۴ دلار بر ساعت) و پس از آن مبدل حرارتی ۱ (حدود ۱۲ دلار بر ساعت) می‌باشد. دلیل بالا بودن این پارامتر برای موتور همانطور که مشاهده می‌شود هم بالا بودن میزان تخریب انرژی و هم هزینه خرید و سرمایه‌گذاری می‌باشد. اما شایان ذکر است که بالا بودن مقدار پارامتر $\dot{C}_D + \dot{Z}$ برای توربین به دلیل بالا بودن هزینه خرید و سرمایه‌گذاری ($\dot{Z}_k$) و برای مبدل حرارتی ۱ بالا بودن میزان تخریب انرژی ($\dot{C}_D$) بوده است. با وجود آن که میزان تخریب انرژی توربین از مبدل حرارتی ۱ کمتر است اما هزینه سرمایه‌گذاری توربین باعث شده تا هزینه کلی توربین بالاتر باشد.

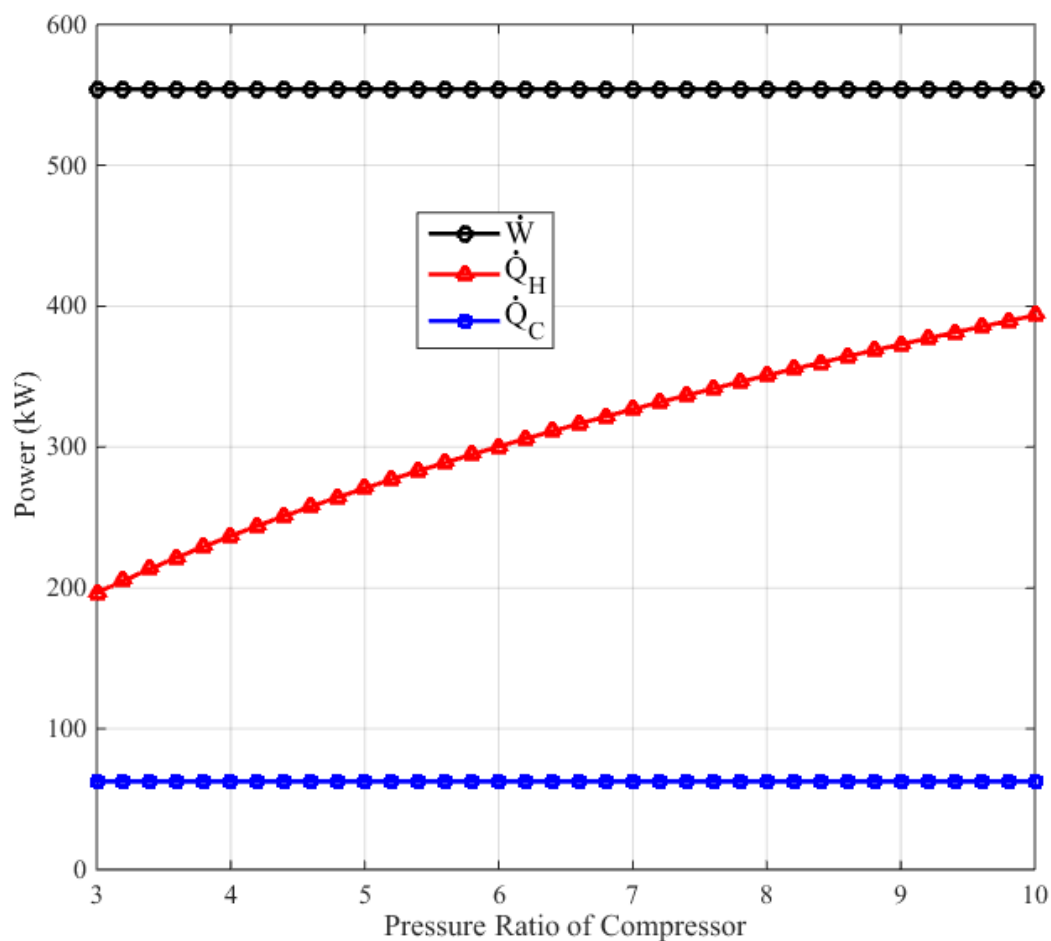
همانطور که در فصل گذشته گفته شد، فاکتور انرژی‌واکنش f اهمیت نسبی هزینه تخریب انرژی و هزینه سرمایه‌گذاری را بیان می‌کند. بالا بودن فاکتور انرژی بیانگر غلبه کردن هزینه سرمایه‌گذاری بر تخریب انرژی است و برای کاهش هزینه سیستم، می‌بایست هزینه سرمایه‌گذاری را کاهش داد. همانطور که در جدول (۳-۴) مشاهده می‌شود، بیشترین میزان فاکتور انرژی‌واکنش مربوط به توربین و کمترین میزان آن مربوط به مبدل حرارتی ۱ می‌باشد.

۴-۶ آنالیز حساسیت

در این بخش، تاثیر پارامترهای موثر بر عملکرد سیستم مورد بررسی قرار می‌گیرد. تاثیر پنج متغیر نسبت فشار کمپرسور، فشار ورودی توربین، دمای ورودی توربین، راندمان مبدل‌های حرارتی و دمای کندانسور بر عملکرد سیستم از جمله توان سیستم، راندمان انرژی، راندمان انرژی، نرخ صرفه‌جویی انرژی و هزینه واحد کلی محصول مورد بحث و بررسی قرار می‌گیرد. با توجه به برنامه شبیه‌سازی که در نرم‌افزار متلب نوشته شده است، با تغییر پارامترهای ذکر شده و ثابت نگاه داشتن سایر پارامترها، تاثیر پارامترهای ذکر شده را می‌توان مشاهده نمود که در ادامه به صورت مجزا به آن پرداخته خواهد شد.

۴-۶-۱ تاثیر نسبت فشار کمپرسور بر عملکرد سیستم

در این قسمت، تاثیر نسبت فشار کمپرسور (π_{COMP}) بر عملکرد سیستم مورد بررسی قرار می‌گیرد. در نمودار شکل (۴-۴)، اثر نسبت فشار فشار کمپرسور بر توان خروجی، شامل توان مربوط به کار، توان گرمایش و توان سرمایش سیستم نمایش داده شده است.

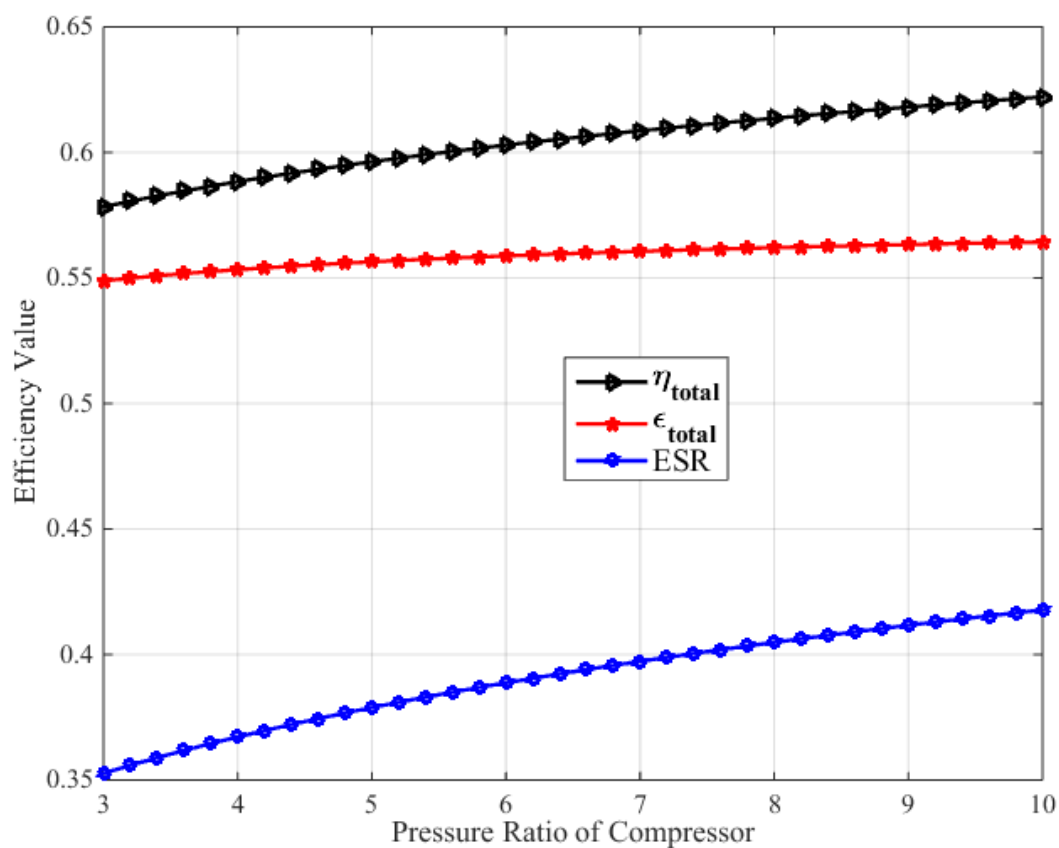


شکل (۴-۴): تاثیر نسبت فشار کمپرسور بر توان سیستم

با توجه به شکل (۴-۴)، افزایش نسبت فشار کمپرسور تا حد زیادی بر توان گرمایشی موثر است، اما توان سرمایشی و توان مربوط به کار خروجی سیستم مستقل از نسبت فشار کمپرسور می‌باشد. با افزایش نسبت فشار کمپرسور، با ثابت ماندن فشار ورودی کمپرسور، فشار و دمای خروجی آن افزایش می‌یابد و بازیابی

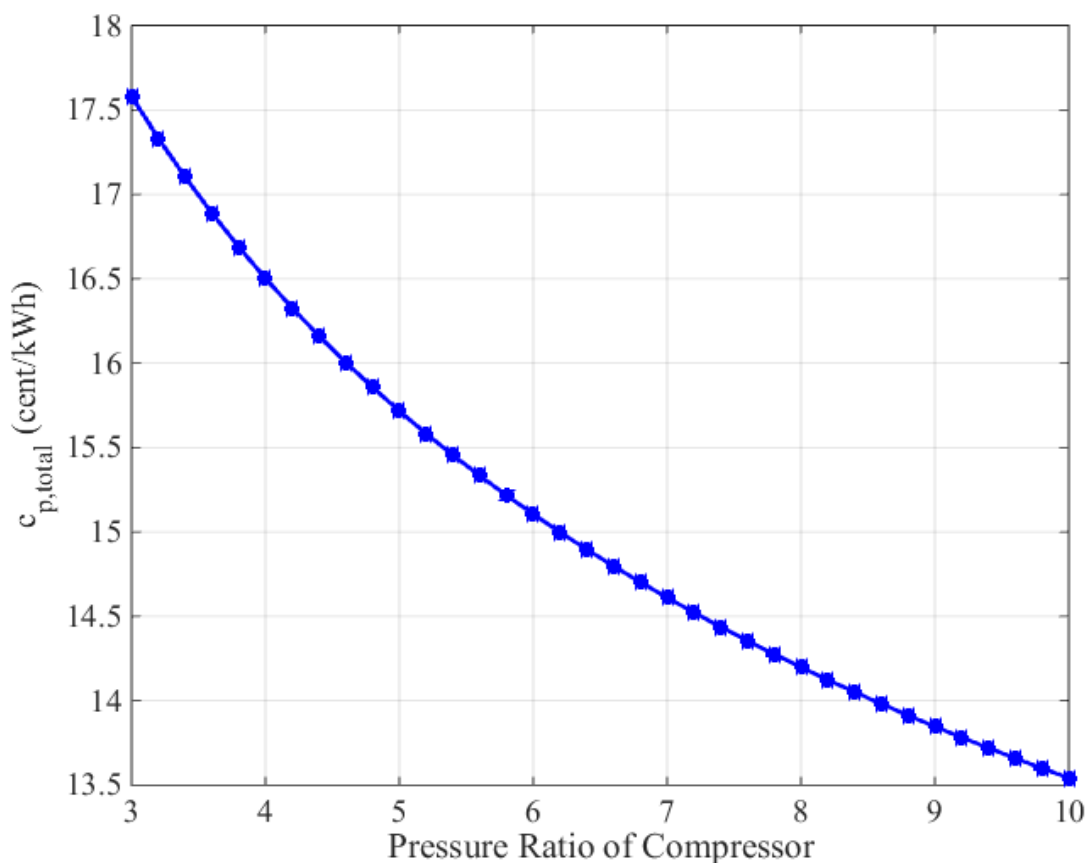
حرارت در مبدل حرارتی ۱ به طرز چشمگیری افزایش می‌یابد. با توجه به این موضوع که کار خروجی سیستم وابسته به موتور گازسوز و توربین است، افزایش نسبت فشار کمپرسور بر توان مربوط به کار خروجی بی‌تاثیر است و توان سرمایشی سیستم نیز با تاثیرپذیری از مبدل حرارتی ۲ و مولد بخار، با افزایش نسبت فشار کمپرسور تغییر محسوسی نخواهد کرد.

اثر نسبت فشار کمپرسور (π_{COMP}) بر راندمان انرژی، راندمان اگزرژی و ESR سیستم در نمودار شکل (۴-۵) نشان داده شده است. همانطور که مشاهده می‌شود، افزایش نسبت فشار کمپرسور موجب افزایش هر سه پارامتر و در نتیجه بهبود عملکرد سیستم می‌گردد.



شکل (۴-۵): تاثیر نسبت فشار کمپرسور بر راندمان سیستم

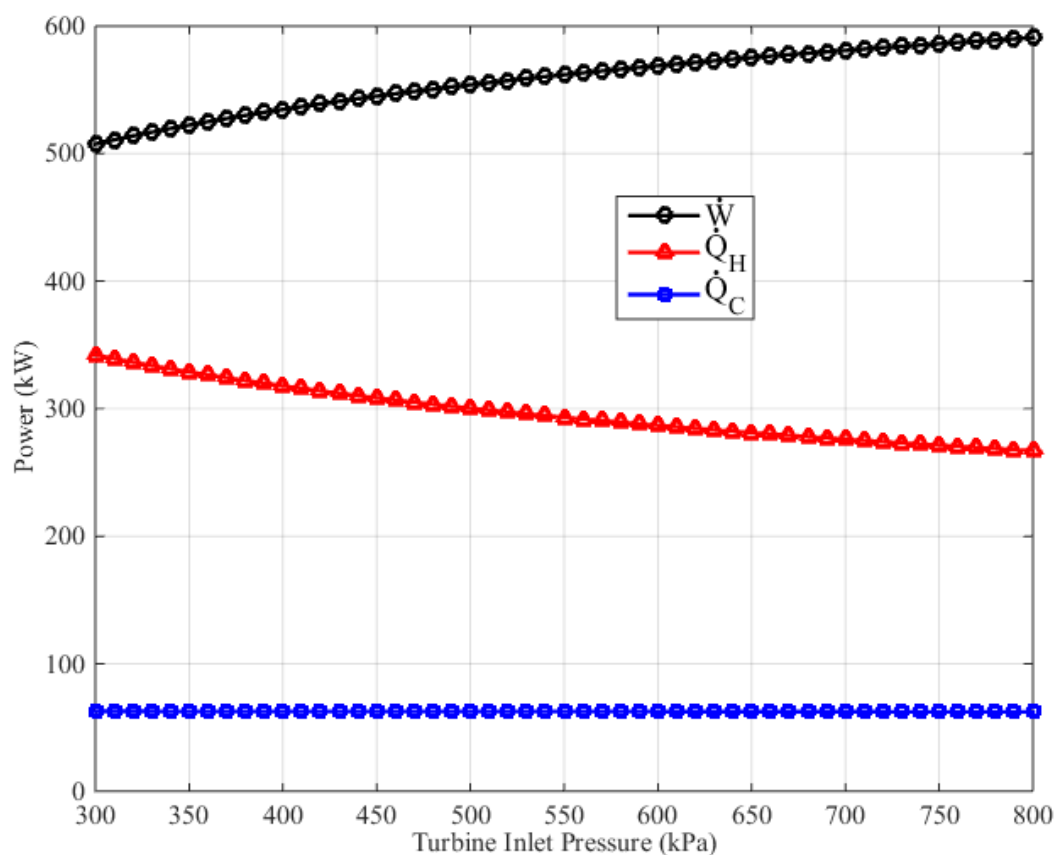
در بخش تحلیل اگزرجواکونومیک لازم است تاثیر پارامترهای موثر بر هزینه واحد کلی محصول نیز مورد بررسی قرار گیرد. در نمودار شکل (۴-۶) اثر نسبت فشار کمپرسور بر هزینه واحد کلی محصول نشان داده شده است. با توجه به نمودار شکل (۴-۶)، افزایش نسبت فشار کمپرسور باعث کاهش هزینه واحد کلی محصول می‌گردد.



شکل (۴-۶): تاثیر نسبت فشار کمپرسور بر هزینه واحد کلی محصول سیستم

۲-۶-۴ تاثیر فشار ورودی توربین بر عملکرد سیستم

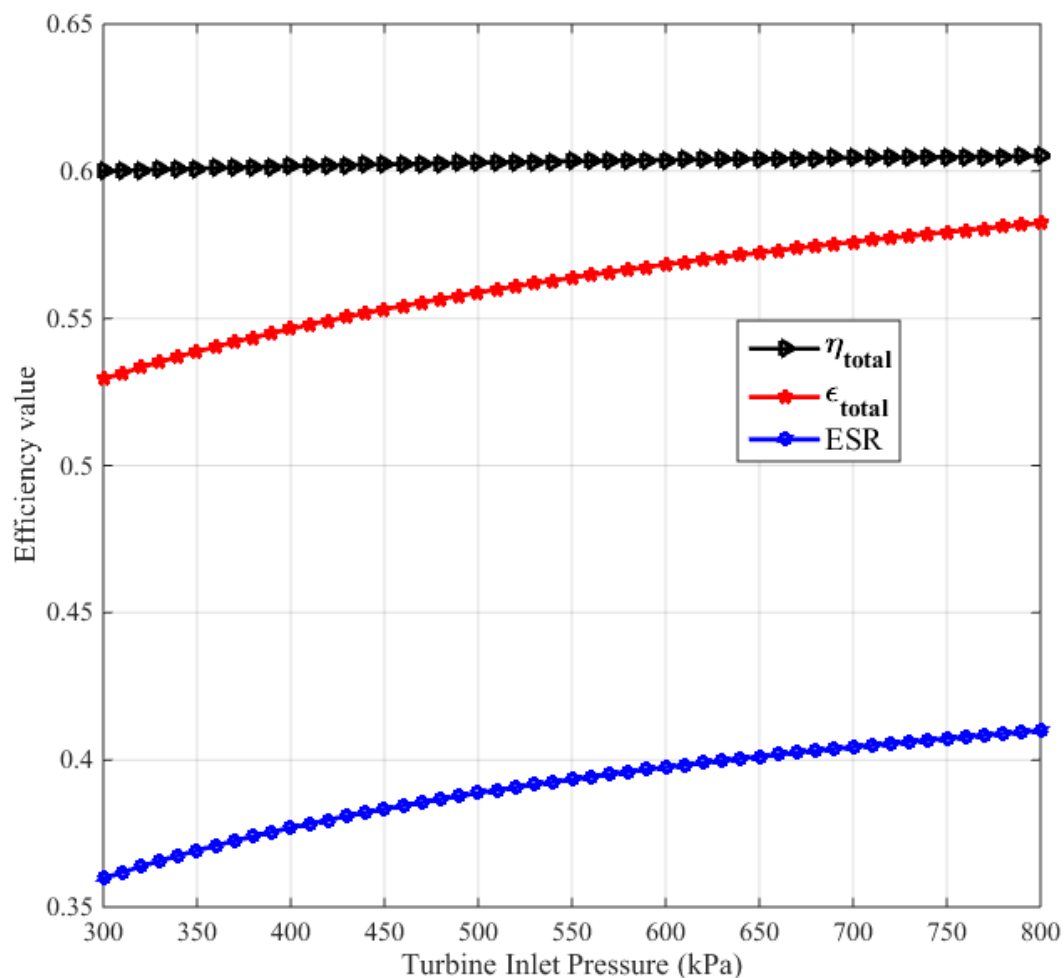
در این بخش، تاثیر فشار ورودی توربین (P_6) بر عملکرد سیستم مورد بررسی قرار می‌گیرد. اثر فشار ورودی توربین بر توان خروجی، شامل توان مربوط به کار، توان گرمایش و توان سرمایش سیستم در نمودار شکل (۴-۷) نشان داده شده است.



شکل (۴-۷): تاثیر فشار ورودی توربین بر توان سیستم

همانطور که پیشتر گفته شد هوای پرفشار خارج شده از مخزن ذخیره هوا ابتدا در مبدل حرارتی ۲ توسط گاز خروجی از احتراق موتور گازسوز پیش گرم می شود. بنابراین، با ثابت ماندن دمای ورودی توربین، افزایش فشار ورودی توربین باعث افزایش نسبت فشار توربین شده و توانایی تولید توان را بهبود می بخشد. این موضوع منجر به کاهش دمای خروجی توربین و در نتیجه کاهش گرمای قابل بازیابی از هوای خروجی توربین می گردد. از سوی دیگر، با افزایش فشار ورودی توربین، حرارت داده شده به مولد بخار ثابت می ماند و در نتیجه توان سرمایشی بدون تغییر در سیستم باقی می ماند. با توجه به شکل (۴-۷)، افزایش فشار ورودی توربین باعث افزایش کار خروجی و کاهش توان گرمایشی سیستم می گردد، اما توان سرمایشی ثابت می ماند.

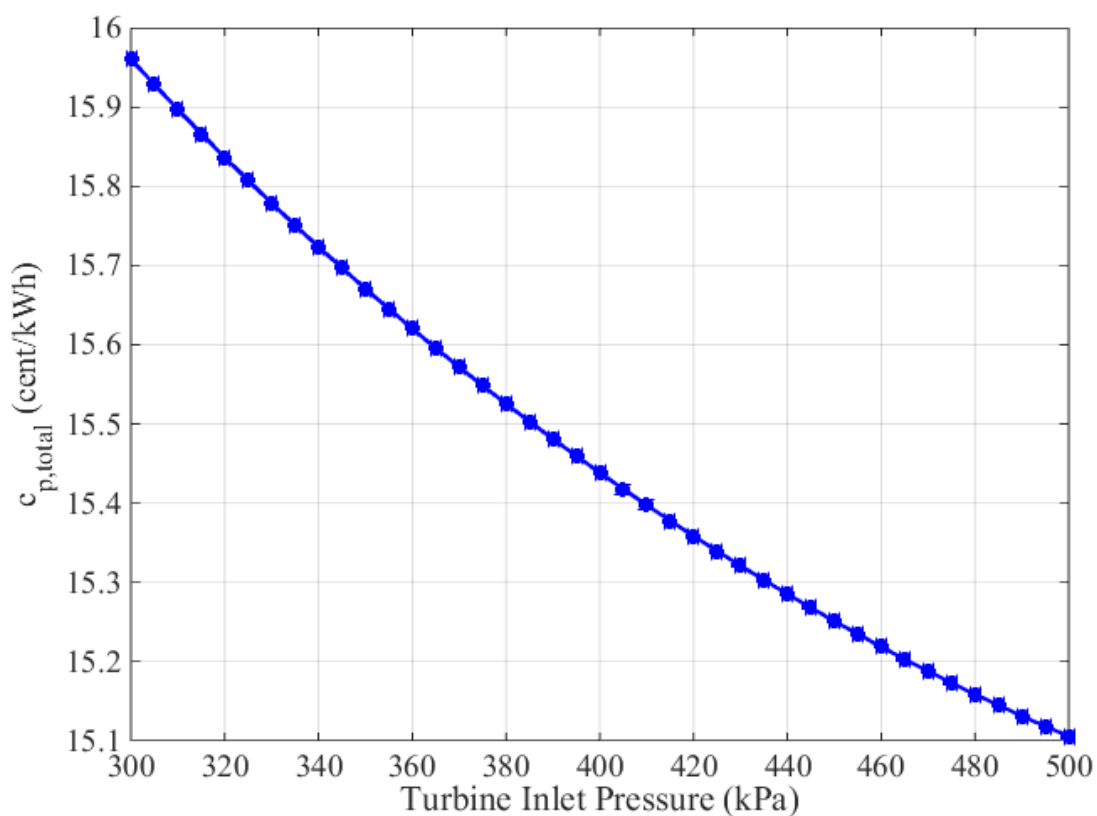
اثر فشار ورودی توربین (P_6) بر راندمان انرژی، راندمان اگزرژی و ESR سیستم در نمودار شکل (۴-۸) نشان داده شده است.



شکل (۸-۴): تاثیر فشار ورودی توربین بر راندمان سیستم

همانطور در شکل (۸-۴) مشاهده می‌شود، افزایش فشار ورودی توربین تاثیر مثبتی بر راندمان انرژی، راندمان اگزرژی و ESR دارد.

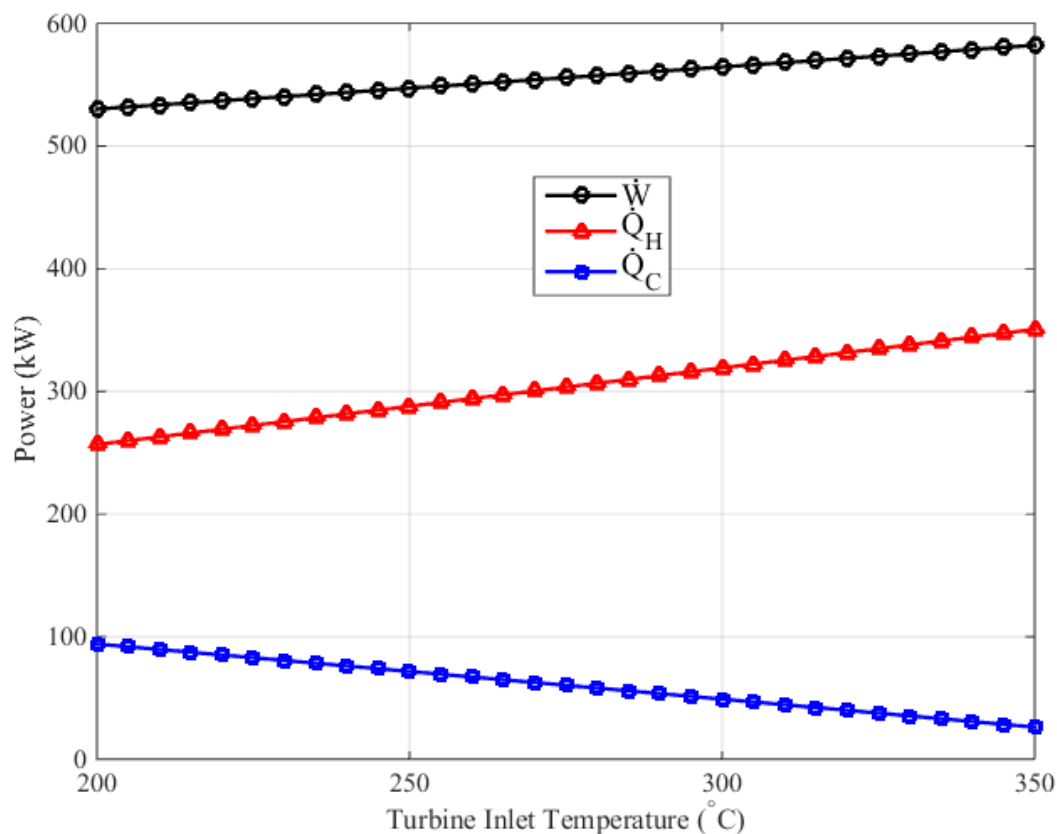
برای تحلیل اگزرژیواکونومیک، اثر فشار ورودی توربین بر هزینه واحد کلی محصول در نمودار شکل (۹-۴) نشان داده شده است. با توجه به نمودار شکل (۹-۴)، هزینه واحد کلی محصول با افزایش فشار ورودی توربین کاهش می‌یابد. با افزایش فشار تا ۵۰۰ کیلوپاسکال مقدار هزینه واحد کلی محصول برابر با ۱۵/۱ سنت بر کیلووات‌ساعت می‌باشد که نشان‌دهنده انتخاب مناسب فشار ورودی توربین برای سیستم CCHP پیشنهادی می‌باشد.



شکل (۴-۹): تاثیر فشار ورودی توربین بر هزینه واحد کلی محصول سیستم

۳-۶-۴ تاثیر دمای ورودی توربین بر عملکرد سیستم

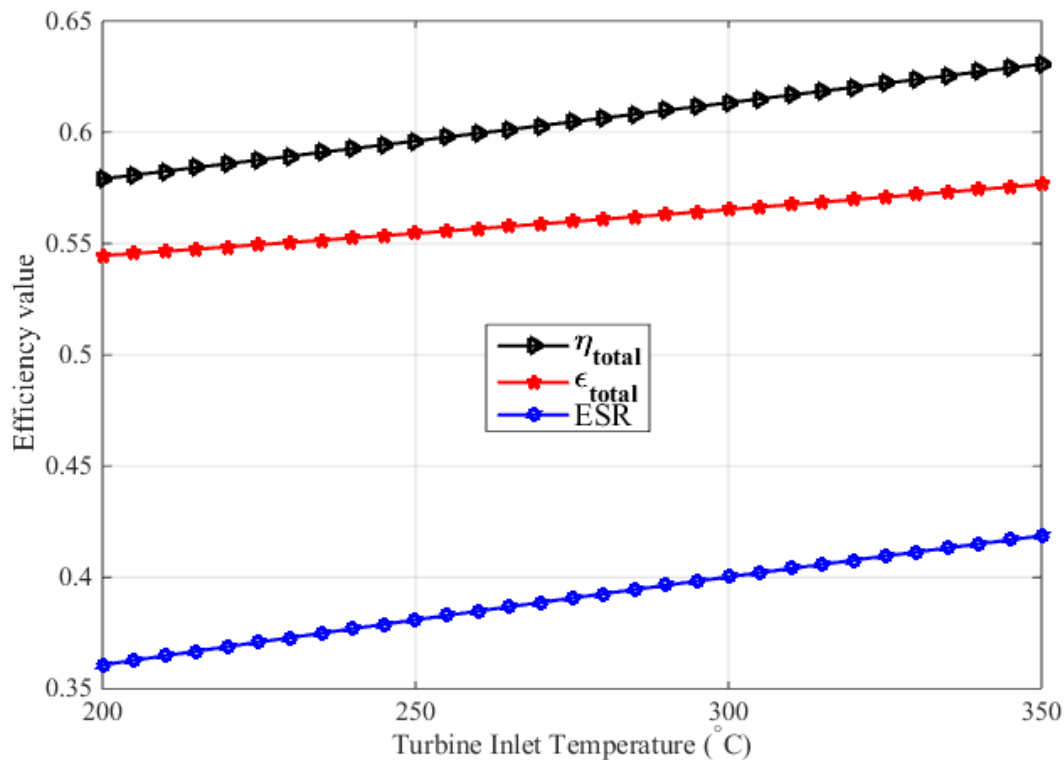
در این قسمت، تاثیر دمای ورودی توربین (T_6) بر عملکرد سیستم مورد بررسی قرار می‌گیرد. اثر دمای ورودی توربین بر توان خروجی، شامل توان مربوط به کار، توان گرمایش و توان سرمایش سیستم در نمودار شکل (۴-۱۰) نشان داده شده است.



شکل (۴-۱۰): تاثیر دمای ورودی توربین بر توان سیستم

همانطور که در شکل (۴-۱۰) مشاهده می‌شود، با افزایش دمای ورودی توربین، توان کلی خروجی و توان گرمایشی افزایش اما توان سرمایشی کاهش می‌یابد. وقتی که دمای ورودی توربین افزایش می‌یابد انتظار می‌رود که آنتالپی ورودی به توربین افزایش و در پی آن کار خروجی توربین نیز افزایش بیابد. با افزایش کار خروجی توربین، حرارت بازیابی شده از خروجی توربین (مبدل حرارتی ۴) نیز افزایش می‌یابد که در نمودار شکل (۴-۱۰) افزایش توان گرمایشی نیز قابل مشاهده است. از سوی دیگر، با توجه به اینکه حرارت مورد نیاز برای مولد بخار سیکل تبرید اجکتور از احتراق موتور گازسوز در مبدل حرارتی ۲ تامین می‌شود. بنابراین با ثابت ماندن حرارت احتراق، افزایش دمای ورودی توربین موجب کاهش حرارت ورودی به مولد بخار و در نتیجه آن کاهش توان سرمایشی می‌گردد.

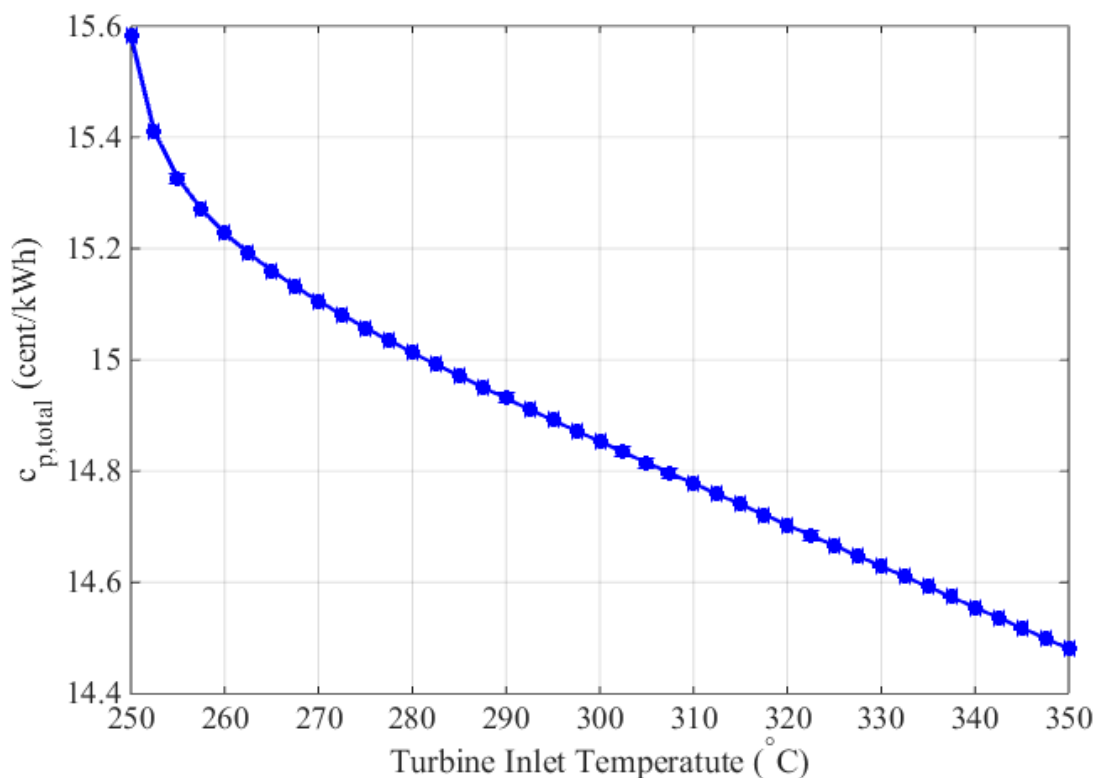
اثر دمای ورودی توربین (T_6) بر راندمان انرژی، راندمان اگزرژی و ESR سیستم در نمودار شکل (۱۱-۴) نشان داده شده است.



شکل (۱۱-۴): تاثیر دمای ورودی توربین بر راندمان سیستم

با توجه به نمودار شکل (۱۱-۴)، هر سه پارامتر راندمان انرژی، راندمان اگزرژی و ESR با افزایش دمای ورودی توربین افزایش می‌یابد. با افزایش دمای ورودی توربین تا ۲۷۰ درجه سانتیگراد، راندمان انرژی، راندمان اگزرژی و ESR برابر با ۶۰/۲۹٪، ۵۵/۸۸٪ و ۳۸/۸۸٪ می‌باشد که نشانگر کارایی سیستم CCHP پیشنهادی است.

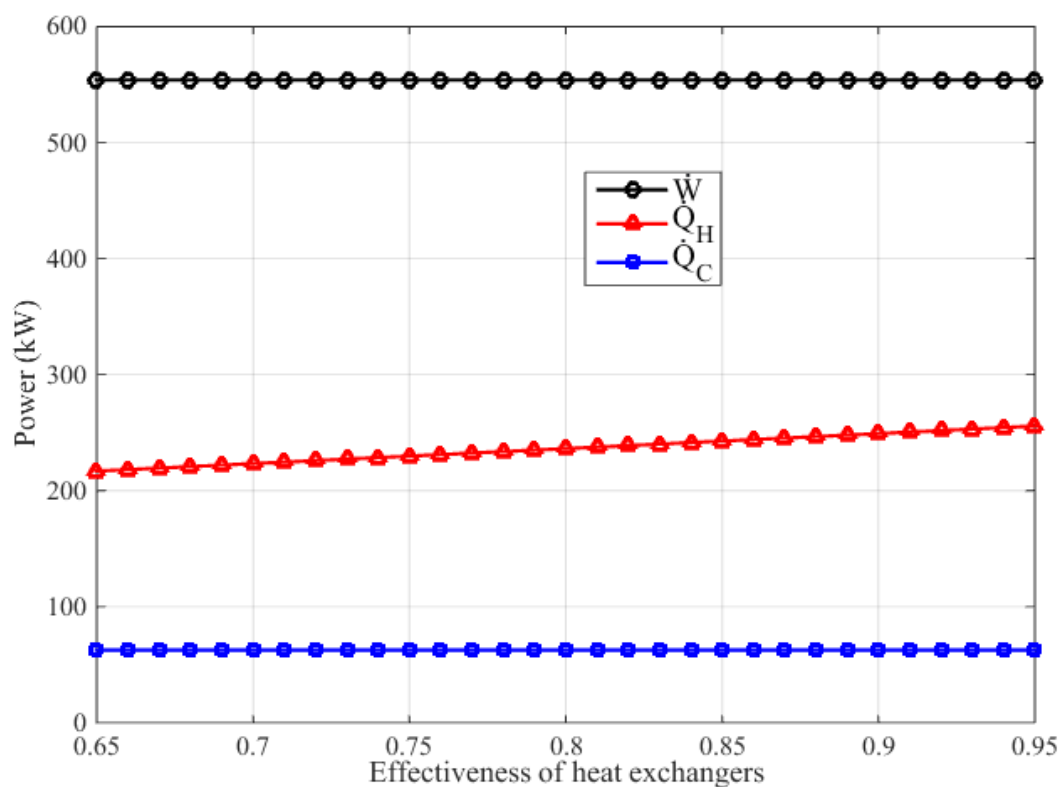
در نمودار شکل (۱۲-۴) تاثیر دمای ورودی توربین بر هزینه واحد کلی محصول نشان داده شده است. با توجه به نمودار شکل (۱۲-۴)، نمودار هزینه واحد کلی محصول بر حسب دمای ورودی توربین همانند آن چه در مورد فشار ورودی توربین مشاهده شد، یک نمودار نزولی می‌باشد.



شکل (۴-۱۲): تاثیر دمای ورودی توربین بر هزینه واحد کلی محصول سیستم

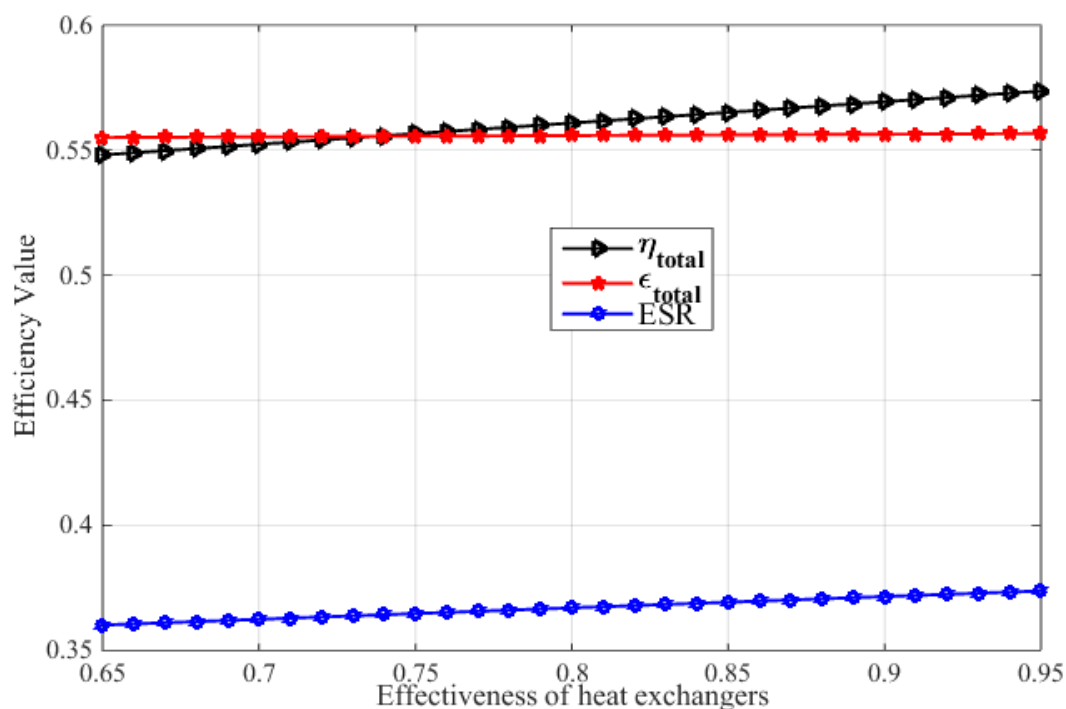
۴-۶-۴ تاثیر راندمان مبدل‌های حرارتی بر عملکرد سیستم

برای بررسی اثر راندمان مبدل‌های حرارتی بر عملکرد سیستم CCHP انتخابی، تاثیر راندمان مبدل‌های ۱، ۳ و ۴ برای این تحقیق مورد بررسی قرار گرفته است. هدف از هر سه مبدل ذکر شده به منظور بازیابی حرارت برای تولید توان گرمایشی می‌باشد. تاثیر راندمان مبدل‌های حرارتی مبدل‌های ۱، ۳ و ۴ بر توان سیستم در نمودار شکل (۴-۱۳) نشان داده شده است.



شکل (۴-۱۳): تاثیر راندمان مبدل‌های حرارتی بر توان سیستم

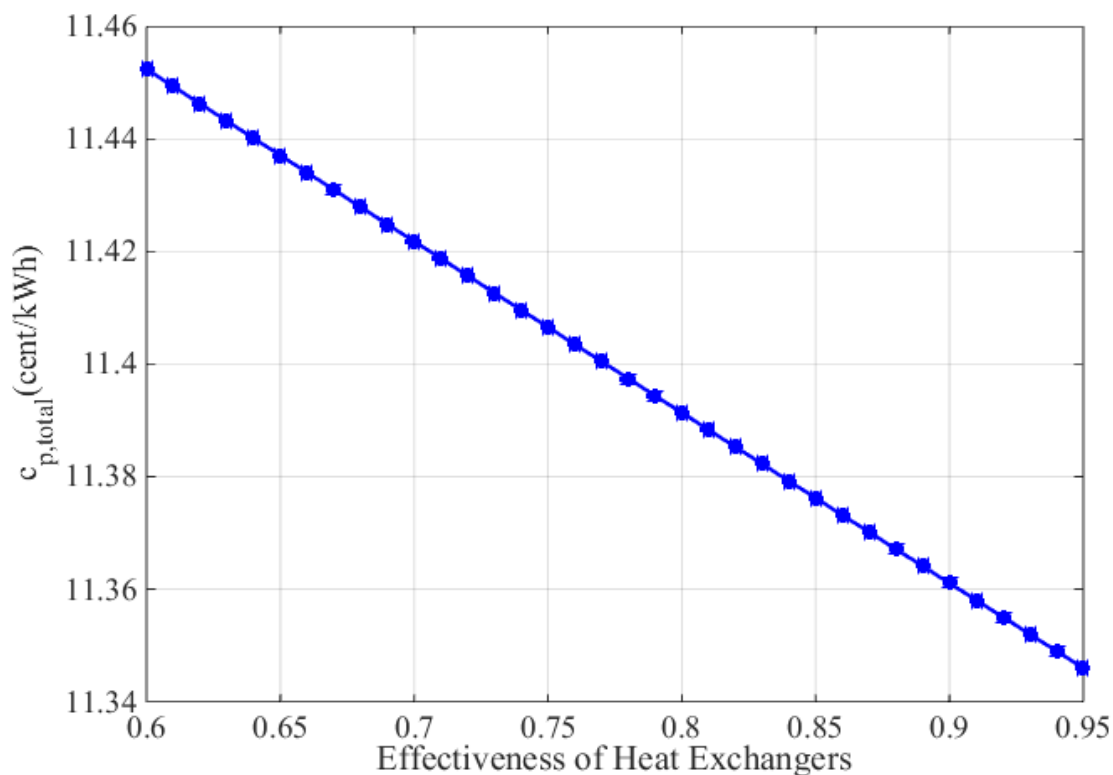
همانطور که در نمودار شکل (۴-۱۳) مشاهده می‌شود، راندمان مبدل‌های حرارتی تاثیر مثبتی بر توان گرمایشی سیستم دارد که این مطلب قابل پیش‌بینی است. اما توان خروجی و توان سرمایشی مستقل از راندمان مبدل‌های حرارتی می‌باشد و نمودار این دو پارامتر خطی موازی محور طولی است. دلیل این امر عدم تاثیرپذیری توربین، موتور گازسوز و سیکل تبرید از راندمان مبدل‌ها می‌باشد.



شکل (۴-۱۴): تاثیر راندمان مبدل‌های حرارتی بر راندمان سیستم

تاثیر راندمان مبدل‌های حرارتی مبدل‌های ۱، ۳ و ۴ بر راندمان سیستم در نمودار شکل (۴-۱۴) نشان داده شده است. با توجه به شکل (۴-۱۴)، همانگونه که انتظار می‌رفت افزایش راندمان مبدل‌های حرارتی تاثیر مثبتی بر راندمان انرژی، راندمان انرژی و ESR دارد. اما همانطور که ملاحظه می‌شود تاثیر راندمان مبدل‌های حرارتی بر راندمان انرژی بسیار کم است.

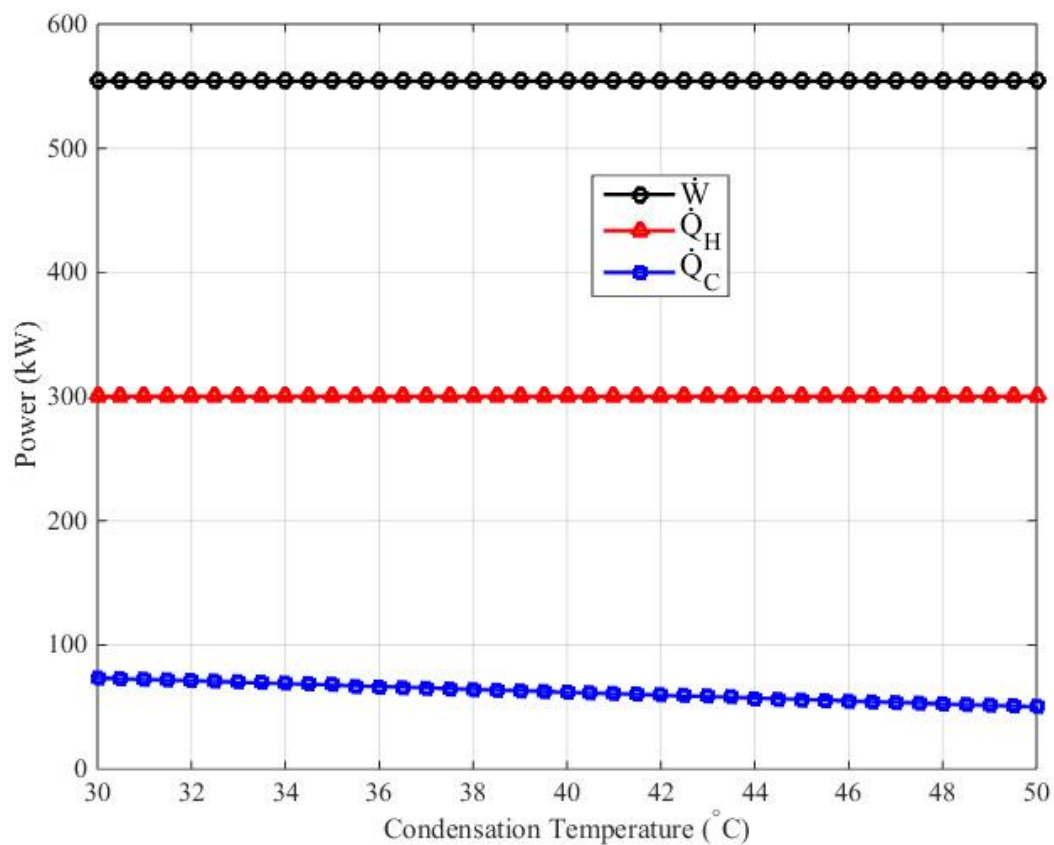
برای تحلیل انرژی و اکونومیک، تاثیر راندمان مبدل‌های حرارتی بر هزینه واحد کلی محصول در نمودار شکل (۴-۱۵) نشان داده شده است. همانطور که ملاحظه می‌شود با افزایش راندمان مبدل‌های حرارتی هزینه واحد کلی محصول مشابه آن چه در مورد دمای ورودی توربین ملاحظه گردید، کاهش می‌یابد، اما تاثیر این پارامتر بر هزینه واحد کلی محصول بسیار ناچیز است.



شکل (۴-۱۵): تاثیر راندمان مبدل‌های حرارتی بر هزینه واحد کلی محصول سیستم

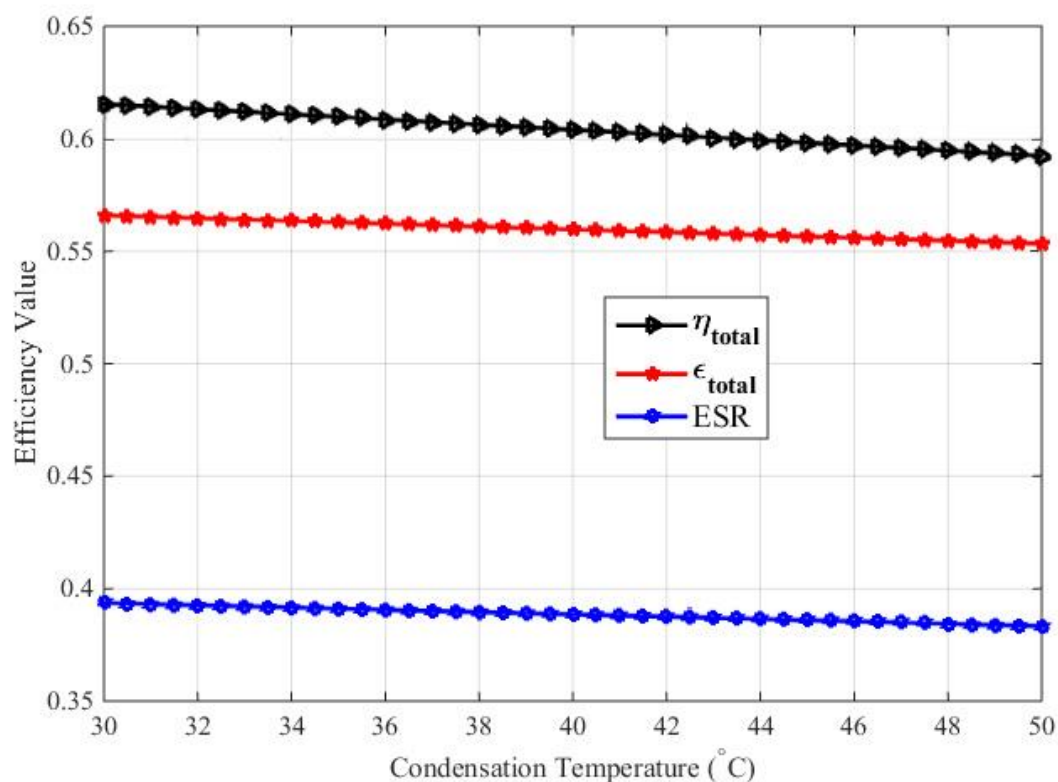
۵-۶-۴ تاثیر دمای کندانسور بر عملکرد سیستم

تاثیر دمای کندانسور بر توان سیستم در نمودار شکل (۴-۱۶) نشان داده شده است. همانطور که مشاهده می‌شود، دمای کندانسور بر توان خروجی و توان گرمایشی سیستم تاثیری ندارد و این دو پارامتر مستقل از دمای کندانسور هستند. اما توان سرمایشی تحت تاثیر دمای کندانسور است و با افزایش دمای کندانسور کاهش می‌یابد. زیرا با افزایش دمای کندانسور، فشار چگالش سیال عامل افزایش و در نتیجه دمای ورودی اواپراتور نیز افزایش می‌یابد. بنابراین، با ثابت نگاه داشتن دمای خروجی اواپراتور، توان سرمایشی کاهش می‌یابد. اما با توجه به اینکه توان سرمایشی در مقایسه با توان خروجی و توان گرمایشی کمتر است، شیب نمودار کوچک است.



شکل (۴-۱۶): تاثیر دمای کندانسور بر توان سیستم

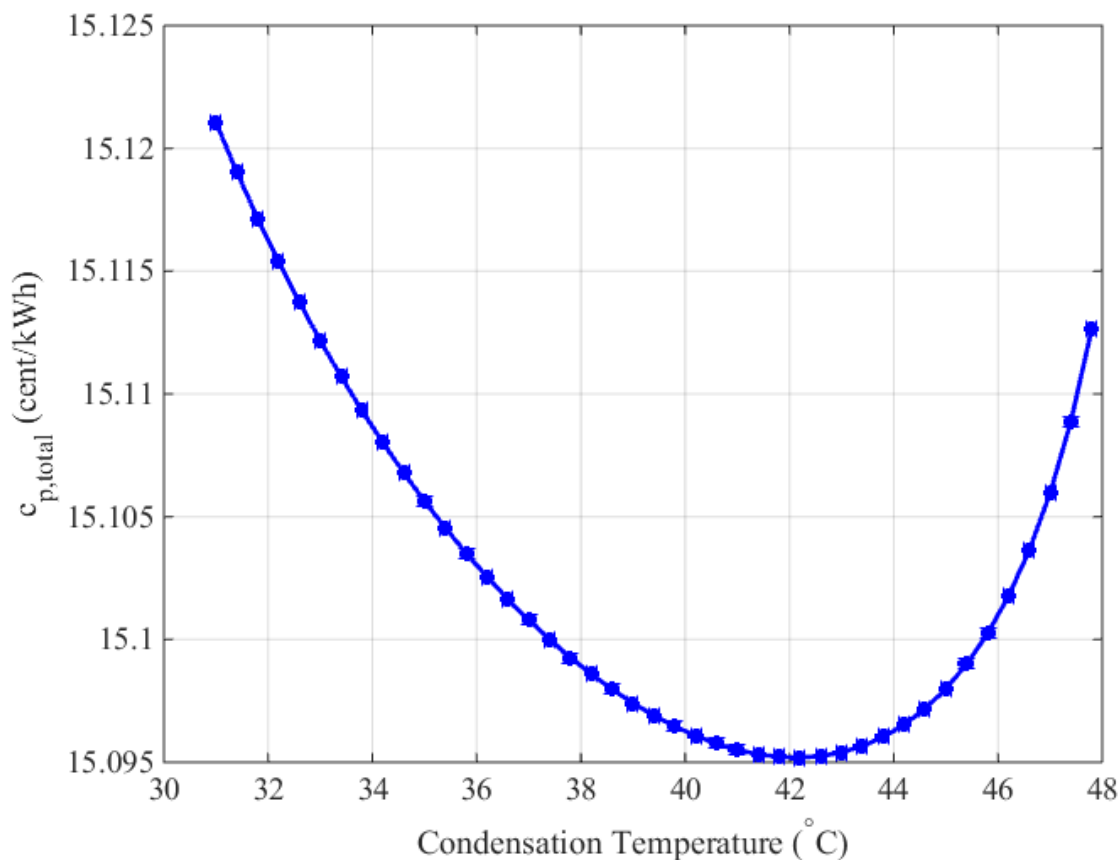
تاثیر دمای کندانسور بر راندمان سیستم در نمودار شکل (۴-۱۷) نشان داده شده است. همانگونه که ملاحظه می‌شود، با افزایش دمای کندانسور، راندمان انرژی، راندمان اگزرژی و ESR به آرامی کاهش می‌یابد. اما با توجه به اینکه توان سرمایشی در مقایسه با توان خروجی و توان گرمایشی کمتر است، دمای کندانسور تاثیر کمی بر پارامترهای مذکور دارد.



شکل (۴-۱۷): تاثیر دمای کندانسور بر راندمان سیستم

برای تحلیل بخش اگزورژواکونومیک، تاثیر دمای کندانسور بر هزینه واحد کلی محصول در نمودار شکل (۴-۱۸) قابل مشاهده است. همانطور که ملاحظه می‌شود تا حدود دمای ۴۲ درجه سانتیگراد، افزایش دمای کندانسور سبب کاهش هزینه واحد کلی محصول می‌شود اما از دمای ۴۲ درجه سانتیگراد به بعد، هزینه واحد کلی محصول افزایش می‌یابد. اما مشاهده می‌شود که میزان این تغییر ناچیز است.

پس از بررسی تاثیر پارامترهای موثر بر عملکرد سیستم، لازم است مقادیر بهینه این پارامترهای به صورت دوگانه مورد بررسی قرار گیرد. در بخش بعدی، نتایج بهینه‌سازی چندهدفه برای بدست آوردن مقادیر بهینه همزمان عملکرد ترمودینامیکی و اقتصادی سیکل CCHP مورد بحث و بررسی قرار خواهد گرفت.



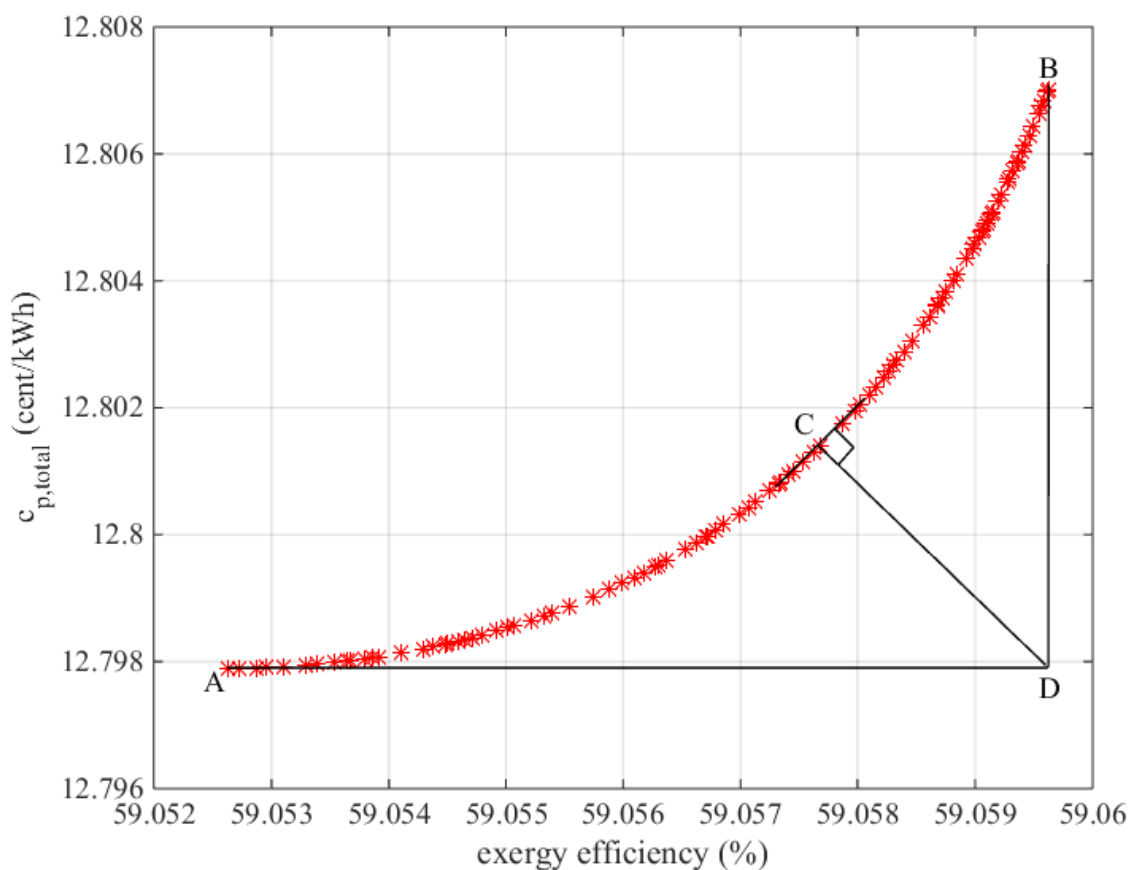
شکل (۴-۱۸): تاثیر دمای کندانسور بر هزینه واحد کلی محصول سیستم

۴-۷ نتایج بهینه‌سازی چندهدفه

با توجه به نتایجی که از بخش آنالیز حساسیت به دست آمد، تاثیر پارامترهای موثر بر عملکرد سیستم مشخص شد. همانطور که در فصل گذشته گفته شد، برای بهینه‌سازی چندهدفه سیستم مورد بررسی، دو تابع هدف در نظر گرفته شده است. تابع هدف اول، راندمان اگزرژی سیستم ε_{total} که نماینده عملکرد سیستم از نقطه‌نظر اگزرژی (ترمودینامیکی) که می‌بایست ماکزیمم شود. تابع هدف دوم، هزینه واحد کلی محصول $c_{p,total}$ بیانگر عملکرد سیستم از نقطه‌نظر اقتصادی می‌باشد که باید مینیمم گردد.

با توجه مطالب گفته شده در فصل قبل، برای بهینه‌سازی سیستم مورد بررسی، الگوریتم تکاملی مشهور NSGA-II با مشخصاتی که پیشتر به آن اشاره شد، انتخاب گردید. پاسخ‌های بهینه پارتو یا به اختصار پارتو-فرانت، همانطور که قبلاً توضیح داده شد، به مجموعه‌ای از پاسخ‌های بهینه گفته می‌شود که تمامی آنها

می‌تواند به عنوان راهکار بهینه پیشنهاد شود. نمودار پارتو-فرانت حاصل از بهینه‌سازی چندهدفه با استفاده از الگوریتم NSGA-II در شکل (۱۹-۴) نمایش داده شده است. همانگونه که ملاحظه می‌شود برای داشتن راندمان بالای اگزرژی می‌بایست هزینه واحد کلی محصول بیشتری نیز داشت و همچنین برای کاهش هزینه می‌بایست راندمان را کم کرد. به بیانی دیگر، این دو پارامتر یعنی راندمان و هزینه دارای اثر متقابل با یکدیگر هستند.



شکل (۱۹-۴): نمودار پارتو-فرانت بهینه‌سازی چندهدفه

در این بررسی، برای بدست آوردن یک مقدار بهینه از یک روش مرسوم در بهینه‌سازی چندهدفه استفاده شده است. همانطور که در نمودار شکل (۱۹-۴) مشاهده می‌شود، نقطه A دارای کمترین راندمان اگزرژی و کمترین هزینه واحد کلی محصول است. در مقابل نقطه B دارای بیشترین راندمان اگزرژی و بیشترین هزینه

واحد کلی محصول می‌باشد. هر کدام از این نقاط می‌تواند به عنوان یک جواب بهینه انتخاب شود اما در این تحقیق، این دو مقدار مدنظر نمی‌باشد. نقطه‌ای که هر دو ویژگی یعنی راندمان بیشینه و هزینه کمینه (نقطه D) را داشته باشد، در نمودار موجود نمی‌باشد. اما نزدیکترین نقطه به نقطه فرضی D می‌تواند به عنوان بهترین پاسخ بهینه انتخاب گردد. این نقطه، نقطه C می‌باشد. مقادیر بهینه توابع هدف مربوط به نقطه C به همراه مقادیر متغیرهای تصمیم مربوط به آن در جدول (۴-۵) ارائه شده است.

جدول (۴-۵): مقادیر بهینه توابع هدف و متغیرهای تصمیم نقطه C پارتو-فرانت

پارامتر	نماد	نوع متغیر	مقدار	واحد
هزینه واحد کلی محصول	$C_{P,total}$	تابع هدف	12.801	$cent/kWh$
راندمان اگزرژی	ε_{total}	تابع هدف	59.06	%
نسبت فشار کمپرسور	π_{COMP}	متغیر تصمیم	10	—
فشار ورودی توربین	$P_{TURB,in}$	متغیر تصمیم	600	kPa
دمای ورودی توربین	$T_{TURB,in}$	متغیر تصمیم	350	$^{\circ}C$
راندمان مبدل‌های حرارتی	ε_{HEX}	متغیر تصمیم	95	%
دمای کندانسور	T_{COND}	متغیر تصمیم	46.27	$^{\circ}C$

همانطور که ملاحظه می‌شود دو مقدار بهینه برای هزینه واحد کلی محصول برابر با ۱۲/۸۰۱ سنت بر کیلووات‌ساعت و راندمان اگزرژی برابر با ۵۹/۰۶٪ بدست آمده است. با مقایسه مقادیر بهینه با مقادیر قبلی می‌توان مشاهده کرد که هزینه واحد کلی محصول از مقدار ۱۵/۱۱ به مقدار ۱۲/۸۰۱ (حدود ۱۵/۳٪) کاهش پیدا کرده و راندمان اگزرژی سیکل از مقدار ۵۵/۸۸٪ به میزان ۵۹/۰۶٪ (حدود ۵/۷٪) رشد داشته که نشان‌دهنده پتانسیل بهبود برای سیستم مورد نظر بوده است.

فصل پنجم:

نتیجہ گیری و پیشہ ادا ادا کار

فصل پنجم

۱-۵ نتیجه گیری

در این پایان نامه، تحلیل انرژی، انرژی، انرژی، انرژی و بهینه سازی چندهدفه یک سیکل CCHP مبتنی بر ذخیره ساز هوای فشرده برای برقراری تعادل میان عرضه و نوسانات انرژی انجام گردید. آنالیز انرژی عملکرد سیستم را از نقطه نظر ترمودینامیکی و تحلیل انرژی و بهینه سازی وضعیت سیستم از نقطه نظر اقتصادی و انرژی سنجید. در قسمت آنالیز حساسیت، تاثیر پارامترهای موثر بر راندمان انرژی مشخص گردید و در بخش بهینه سازی سیستم مورد بررسی، الگوریتم تکاملی مشهور NSGA-II برای بدست آوردن مقادیر بهینه توابع هدف مورد استفاده قرار گرفت. نتایج به دست آمده از تحلیل انرژی، انرژی، انرژی و بهینه سازی چندهدفه این سیکل CCHP به صورت زیر ارائه می گردد.

(۱) بیشترین تخریب انرژی مربوط به موتور گازسوز (حدود ۳۵٪) است که به تنهایی حدود ۷۵۰ مگاوات را به خود اختصاص داده است. تخریب انرژی بالای موتور منجر به راندمان انرژی پایینی در حدود ۳۴٪ شده است.

(۲) کندانسور دارای کمترین راندمان انرژی (کمتر از ۲۰٪) می باشد که دلیل آن پایین بودن اختلاف دمای ورودی و خروجی آب خنک کننده کندانسور می باشد. مبدل حرارتی ۱ پس از کندانسور، کمترین راندمان انرژی (حدود ۲۸٪) را دارد و پس از موتور گازسوز دارای رتبه دوم تخریب انرژی نیز می باشد. علت پایین بودن راندمان انرژی مبدل حرارتی ۱، بالا بودن اختلاف دمای جریان هوای ورودی به مبدل (جریان ۲) و آب خنک کننده است.

(۳) مقدار $\dot{C}_D + \dot{Z}$ اهمیت هزینه اجزای سیستم را بیان می کند و اجزای دارای بیشترین مقدار $\dot{C}_D + \dot{Z}$ می بایست برای بهبود وضعیت سیستم مورد توجه قرار بگیرند. با توجه به نتایج به دست آمده از تحلیل انرژی و بهینه سازی، بیشترین میزان $\dot{C}_D + \dot{Z}$ مربوط به موتور گازسوز (حدود ۱۱۷ دلار بر ساعت) و پس از آن مربوط به ابتدا توربین (حدود ۱۴ دلار بر ساعت) و پس از آن مبدل حرارتی ۱

(حدود ۱۲ دلار بر ساعت) می‌باشد. بالا بودن میزان تخریب اگزرژی و هم هزینه خرید و سرمایه‌گذاری موتور گازسوز، دلیل بالا بودن این پارامتر برای موتور می‌باشد. اما می‌بایست توجه داشت که علت بالا بودن مقدار پارامتر $\dot{C}_D + \dot{Z}$ برای توربین بالا بودن هزینه خرید و سرمایه‌گذاری ($\dot{Z}_K$) و برای مبدل حرارتی ۱ بالا بودن میزان تخریب اگزرژی ($\dot{C}_D$) بوده است. اگرچه مقدار تخریب اگزرژی توربین از مبدل حرارتی ۱ کمتر است اما هزینه سرمایه‌گذاری توربین موجب شده تا هزینه کلی توربین بالاتر باشد.

(۴) با توجه به نتایجی که از تحلیل اگزژواکونومیک به دست آمد، بیشترین میزان فاکتور اگزژواکونومیک مربوط به توربین و کمترین میزان آن مربوط به مبدل حرارتی ۱ می‌باشد. با توجه به این موضوع که بالا بودن میزان فاکتور اگزرژی نشان‌دهنده غلبه کردن هزینه سرمایه‌گذاری بر تخریب اگزرژی است، برای کاهش هزینه سیستم، می‌بایست هزینه سرمایه‌گذاری توربین را کاهش داد.

(۵) نسبت فشار کمپرسور، فشار ورودی توربین، دمای ورودی توربین و راندمان مبدل‌های حرارتی دارای بیشترین تاثیر بر عملکرد سیستم می‌باشند.

(۶) افزایش نسبت فشار کمپرسور باعث افزایش توان گرمایشی، افزایش راندمان‌های انرژی و اگزرژی و افزایش ESR و کاهش هزینه واحد کلی محصول می‌شود.

(۷) افزایش فشار ورودی توربین باعث افزایش توان خروجی، افزایش راندمان‌های انرژی و اگزرژی و افزایش ESR و کاهش هزینه واحد کلی محصول می‌شود، اما توان گرمایشی با افزایش فشار ورودی توربین کاهش می‌یابد.

(۸) افزایش دمای ورودی توربین باعث افزایش توان خروجی، افزایش توان گرمایشی، افزایش راندمان‌های انرژی و اگزرژی و افزایش ESR و کاهش هزینه واحد کلی محصول می‌شود. اما توان گرمایشی با افزایش دمای ورودی توربین کاهش می‌یابد.

۹) افزایش راندمان مبدل‌های حرارتی موجب افزایش توان گرمایشی، افزایش راندمان‌های انرژی و اگزرژی و افزایش ESR و همچنین کاهش هزینه کلی واحد محصول می‌گردد.

۱۰) با توجه به نتایج بدست آمده از بهینه‌سازی چندهدفه، دو مقدار بهینه برای هزینه واحد کلی محصول برابر با ۱۲/۸۰۱ سنت بر کیلووات‌ساعت و راندمان اگزرژی برابر با ۵۹/۰۶٪ بدست آمده است.

۱۱) با توجه به مقادیر بدست آمده برای متغیرهای تصمیم، برای کاهش هزینه واحد کلی محصول و افزایش راندمان اگزرژی، می‌بایست نسبت فشار کمپرسور، دمای ورودی توربین، فشار ورودی توربین، و دمای کندانسور را افزایش داد. اما در میان متغیرهای تصمیم، افزایش نسبت فشار کمپرسور، افزایش دمای ورودی توربین و افزایش فشار ورودی توربین نقش مهمتری را ایفا می‌کند.

۲-۵ پیشنهادات ادامه کار

- تحلیل اگزرژی، اگزرواکونومیک و بهینه‌سازی چندهدفه یک سیکل مشابه با سیکل حاضر با تعویض زیرسیستم تبرید اجکتور با یک زیرسیستم تبرید جذبی
- پیشنهاد سایر روش‌های ذخیره‌سازی انرژی یا مقایسه سیستم ذخیره‌ساز هوای فشرده با سایر سیستم‌های ذخیره‌سازی انرژی
- مقایسه وضعیت اقتصادی سیستم با سایر شاخص‌های اقتصادی
- تغییر توابع هدف و متغیرهای تصمیم برای بخش بهینه‌سازی چندهدفه
- بهینه‌سازی سه‌هدفه با اضافه کردن معیار زیست‌محیطی با هدف کاهش انتشار دی‌اکسید کربن

- [1] K. XQ, W. RZ, and H. XH, "Energy efficiency and economic feasibility of CCHP driven by stirling engine," *Energy Convers. Manag.*, vol. 45, no. 9–10, pp. 1433–1442, 2004, doi: 10.1016/j.enconman.2003.09.009.
- [2] S. Linden, "Bulk energy storage potential in the USA, current developments and future prospects," *Energy*, vol. 31, pp. 3446–3457, Dec. 2006, doi: 10.1016/j.energy.2006.03.016.
- [3] H. Lund, "Chapter 1 - Introduction," H. B. T.-R. E. S. Lund, Ed. Boston: Academic Press, 2010, pp. 1–12.
- [4] "Department of Energy." <https://www.energy.gov/> (accessed Jan. 25, 2021).
- [5] "Homepage - U.S. Energy Information Administration (EIA)." <https://www.eia.gov/> (accessed Jan. 25, 2021).
- [6] "The voice of sustainable hydropower." <https://www.hydropower.org/> (accessed Jan. 25, 2021).
- [7] "IRENA – International Renewable Energy Agency." <https://www.irena.org/> (accessed Jan. 25, 2021).
- [8] T. M. I. Mahlia, T. J. Saktisahdan, A. Jannifar, M. H. Hasan, and H. S. C. Matseelar, "A review of available methods and development on energy storage; technology update," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 33, pp. 532–545, 2014, doi: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2014.01.068>.
- [9] M. Beaudin, H. Zareipour, A. Schellenberglabe, and W. Rosehart, "Energy Storage for Mitigating the Variability of Renewable Electricity Sources," *Energy Sustain. Dev.*, vol. 14, pp. 302–314, Dec. 2010, doi: 10.1016/j.esd.2010.09.007.
- [10] C.-J. Yang and R. Jackson, "Opportunities and barriers to pumped-hydro energy storage in the United States," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 15, pp. 839–844, Jan. 2011, doi: 10.1016/j.rser.2010.09.020.
- [11] D. Zafirakis, K. J. Chalvatzis, G. Baiocchi, and G. Daskalakis, "Modeling of financial incentives for investments in energy storage systems that promote the large-scale integration of wind energy," *Appl. Energy*, vol. 105, pp. 138–154, 2013, doi: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2012.11.073>.
- [12] H. Lund, G. Salgi, B. Elmegaard, and A. N. Andersen, "Optimal operation strategies of compressed air energy storage (CAES) on electricity spot markets with fluctuating prices," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 29, no. 5, pp. 799–806, 2009, doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2008.05.020>.
- [13] H. Chen, T. N. Cong, W. Yang, C. Tan, Y. Li, and Y. Ding, "Progress in electrical energy storage system: A critical review," *Prog. Nat. Sci.*, vol. 19, no. 3, pp. 291–312, 2009, doi: <https://doi.org/10.1016/j.pnsc.2008.07.014>.
- [14] G. Grazzini and A. Milazzo, "Thermodynamic analysis of CAES/TES systems for

- renewable energy plants,” *Renew. Energy*, vol. 33, no. 9, pp. 1998–2006, 2008, doi: <https://doi.org/10.1016/j.renene.2007.12.003>.
- [15] X. Wang, C. Yang, M. Huang, and X. Ma, “Multi-objective optimization of a gas turbine-based CCHP combined with solar and compressed air energy storage system,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 164, pp. 93–101, 2018.
 - [16] Y. Yan, C. Zhang, K. Li, and Z. Wang, “An integrated design for hybrid combined cooling, heating and power system with compressed air energy storage,” *Appl. Energy*, vol. 210, pp. 1151–1166, 2018, doi: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2017.07.005>.
 - [17] H. Ibrahim, R. Younès, T. Basbous, A. Ilinca, and M. Dimitrova, “Optimization of diesel engine performances for a hybrid wind–diesel system with compressed air energy storage,” *Energy*, vol. 36, no. 5, pp. 3079–3091, 2011, doi: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2011.02.053>.
 - [18] P. Zhao, Y. Dai, and J. Wang, “Design and thermodynamic analysis of a hybrid energy storage system based on A-CAES (adiabatic compressed air energy storage) and FESS (flywheel energy storage system) for wind power application,” *Energy*, vol. 70, Jun. 2014, doi: 10.1016/j.energy.2014.04.055.
 - [19] F. He, Y. Xu, X. Zhang, C. Liu, and H. Chen, “Hybrid CCHP system combined with compressed air energy storage,” *Int. J. Energy Res.*, vol. 39, no. 13, pp. 1807–1818, Oct. 2015, doi: <https://doi.org/10.1002/er.3303>.
 - [20] M. Budt, D. Wolf, R. Span, and J. Yan, “A review on compressed air energy storage: Basic principles, past milestones and recent developments,” *Appl. Energy*, vol. 170, pp. 250–268, May 2016, doi: 10.1016/j.apenergy.2016.02.108.
 - [21] J. Wu, J. Wang, and S. Li, “Multi-objective optimal operation strategy study of micro-CCHP system,” *Energy*, vol. 48, no. 1, pp. 472–483, 2012, doi: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2012.10.013>.
 - [22] X. Wang, C. Yang, M. Huang, and X. Ma, “Off-design performances of gas turbine-based CCHP combined with solar and compressed air energy storage with organic Rankine cycle,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 156, pp. 626–638, 2018.
 - [23] M. Badami, A. Portoraro, and G. Ruscica, “Analysis of trigeneration plants: engine with liquid desiccant cooling and micro gas turbine with absorption chiller,” *Int. J. Energy Res.*, vol. 36, no. 5, pp. 579–589, Apr. 2012, doi: <https://doi.org/10.1002/er.1817>.
 - [24] Y. Li, X. Wang, D. Li, and Y. Ding, “A trigeneration system based on compressed air and thermal energy storage,” *Appl. Energy*, vol. 99, no. C, pp. 316–323, 2012, [Online]. Available: <https://econpapers.repec.org/RePEc:eee:appene:v:99:y:2012:i:c:p:316-323>.
 - [25] X. Zhang *et al.*, “Energy, exergy and economic analysis of biomass and geothermal energy based CCHP system integrated with compressed air energy storage (CAES),” *Energy Convers. Manag.*, vol. 199, p. 111953, 2019.
 - [26] P. Fu, N. Wang, L. Wang, T. Morosuk, Y. Yang, and G. Tsatsaronis, “Performance

- degradation diagnosis of thermal power plants: A method based on advanced exergy analysis,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 130, pp. 219–229, 2016, doi: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2016.10.054>.
- [27] L. Wang, *Thermo-economic evaluation, optimization and synthesis of large-scale coal-fired power plants*. Technische Universitaet Berlin (Germany), 2016.
 - [28] F. Buffa, S. Kemble, G. Manfrida, and A. Milazzo, “Exergy and Exergoeconomic Model of a Ground-Based CAES Plant for Peak-Load Energy Production,” *Energies*, vol. 6, no. 2. 2013, doi: 10.3390/en6021050.
 - [29] A. Bagdanavicius and N. Jenkins, “Exergy and exergoeconomic analysis of a Compressed Air Energy Storage combined with a district energy system,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 77, pp. 432–440, 2014, doi: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2013.09.063>.
 - [30] F. A. Boyaghchi and P. Heidarnejad, “Thermoeconomic assessment and multi objective optimization of a solar micro CCHP based on Organic Rankine Cycle for domestic application,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 97, pp. 224–234, 2015, doi: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2015.03.036>.
 - [31] E. Yao, H. Wang, L. Wang, G. Xi, and F. Maréchal, “Multi-objective optimization and exergoeconomic analysis of a combined cooling, heating and power based compressed air energy storage system,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 138, pp. 199–209, 2017.
 - [32] E. Yao, H. Wang, L. Wang, G. Xi, and F. Maréchal, “Thermo-economic optimization of a combined cooling, heating and power system based on small-scale compressed air energy storage,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 118, pp. 377–386, 2016.
 - [33] J. Wang, J. Wu, and H. Wang, “Experimental investigation of a dual-source powered absorption chiller based on gas engine waste heat and solar thermal energy,” *Energy*, vol. 88, pp. 680–689, 2015, doi: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2015.05.103>.
 - [34] E. H. Wang, H. G. Zhang, B. Y. Fan, M. G. Ouyang, Y. Zhao, and Q. H. Mu, “Study of working fluid selection of organic Rankine cycle (ORC) for engine waste heat recovery,” *Energy*, vol. 36, no. 5, pp. 3406–3418, 2011, doi: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2011.03.041>.
 - [35] J. Chen, H. Havtun, and B. Palm, “Conventional and advanced exergy analysis of an ejector refrigeration system,” *Appl. Energy*, vol. 144, pp. 139–151, 2015, doi: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2015.01.139>.
 - [36] P. Ahmadi, I. Dincer, and M. A. Rosen, “Thermodynamic modeling and multi-objective evolutionary-based optimization of a new multigeneration energy system,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 76, pp. 282–300, 2013, doi: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2013.07.049>.
 - [37] T. Thongtip and S. Aphornratana, “An alternative analysis applied to investigate the ejector performance used in R141b jet-pump refrigeration system,” *Int. J. Refrig.*, vol. 53, pp. 20–33, 2015, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2015.01.017>.
 - [38] D. Walraven, B. Laenen, and W. D’haeseleer, “Optimum configuration of shell-and-

- tube heat exchangers for the use in low-temperature organic Rankine cycles,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 83, pp. 177–187, 2014, doi: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2014.03.066>.
- [39] J. L. Wang, J. Y. Wu, and C. Y. Zheng, “Simulation and evaluation of a CCHP system with exhaust gas deep-recovery and thermoelectric generator,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 86, pp. 992–1000, 2014, doi: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2014.06.036>.
- [40] A. Bejan, G. Tsatsaronis, and M. J. Moran, *Thermal design and optimization*. John Wiley & Sons, 1995.
- [41] L. Wang, Y. Yang, C. Dong, Z. Yang, G. Xu, and L. Wu, “Exergoeconomic Evaluation of a Modern Ultra-Supercritical Power Plant,” *Energies*, vol. 5, no. 9, 2012, doi: 10.3390/en5093381.
- [42] E. Açıkkalp, H. Aras, and A. Hepbasli, “Advanced exergoeconomic analysis of a trigeneration system using a diesel-gas engine,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 67, no. 1, pp. 388–395, 2014, doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.03.005>.
- [43] A. Lazzaretto and G. Tsatsaronis, “SPECOC: A systematic and general methodology for calculating efficiencies and costs in thermal systems,” *Energy*, vol. 31, no. 8, pp. 1257–1289, 2006, doi: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2005.03.011>.
- [44] L. Wang, Y. Yang, C. Dong, T. Morosuk, and G. Tsatsaronis, “Multi-objective optimization of coal-fired power plants using differential evolution,” *Appl. Energy*, vol. 115, pp. 254–264, 2014, doi: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2013.11.005>.
- [45] M. Sadeghi, A. Chitsaz, S. M. S. Mahmoudi, and M. A. Rosen, “Thermoeconomic optimization using an evolutionary algorithm of a trigeneration system driven by a solid oxide fuel cell,” *Energy*, vol. 89, pp. 191–204, 2015.
- [46] L. Pierobon, T.-V. Nguyen, U. Larsen, F. Haglind, and B. Elmegaard, “Multi-objective optimization of organic Rankine cycles for waste heat recovery: Application in an offshore platform,” *Energy*, vol. 58, pp. 538–549, 2013, doi: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2013.05.039>.
- [47] H. Li, “Environomic modeling and multi-objective optimisation of integrated energy systems for power and cogeneration,” EPFL, 2006.
- [48] S. Sanaye, M. Emadi, and A. Refahi, “Thermal and economic modeling and optimization of a novel combined ejector refrigeration cycle,” *Int. J. Refrig.*, vol. 98, pp. 480–493, 2019.
- [49] K. Deb, “Multi-objective optimization using evolutionary algorithms. John wiley& sons,” *Inc.*, New York, NY, 2001.
- [50] B. C. Cheung, R. Cariveau, and D. S. K. Ting, “Multi-objective optimization of an underwater compressed air energy storage system using genetic algorithm,” *Energy*, vol. 74, pp. 396–404, 2014, doi: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2014.07.005>.
- [51] V. Zare, S. M. S. Mahmoudi, and 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*, vol. 61, pp. 397–409, 2013, doi:
<https://doi.org/10.1016/j.energy.2013.09.038>.

Abstract

The increasing reduction of non-renewable energy resources has led to a growing need for developing renewable energy technology as clean and available energy. Nevertheless, the main drawback of renewable energy is the intermittent nature of such energy sources, resulting in serious problems in a large-scale power grid. Hence, energy storage systems have been found useful to overcome this issue. The compressed air storage system (CAES) has gained widespread popularity due to its great advantages. Furthermore, the integration of CAES and combined cooling, heating, and power (CCHP) systems can lead to more efficiency, cost-effectiveness, and more environmental benefits.

In this thesis, energy, exergy, and exergoeconomic analysis and multi-objective optimization of a novel CCHP system based on a small-scale compressed air storage were performed. The CCHP system consists of several components, including a gas engine and an ejector refrigeration subsystem.

According to the exergoeconomic results, the gas engine has the highest exergy destruction and the total cost. Therefore, both the thermodynamic characteristics and the investment cost of the gas engine have to be improved to reduce the total cost of the system. On the other hand, the turbine had the highest value of exoeconomic factor, highlighting the domination of investment costs. The pressure ratio of compressor, turbine inlet pressure and temperature, and the effectiveness of heat exchangers had major effects on the system performance. Based on the results of the sensitivity analysis, increasing these parameters improved both system efficiency and cost. Multi-objective optimization was performed using the NSGA-II evolutionary algorithm to determine the best trade-off between the total product unit cost and the total exergy efficiency. The optimum total product unit cost and the total exergy efficiency were calculated 12.801 cent/kWh and 59.06%, respectively. Therefore, the multi-objective optimization showed considerable potential for improvement so that the total product unit cost reduced by 15.3% and exergy efficiency increased by 5.7%.

Keywords: Exergy, Exergoeconomic, Combined Cooling, Heating and Power, Compressed air energy storage, Multi-objective optimization



Shahrood University of Technology

Faculty of Mechanical Engineering

**Energy, Exergy and Exergo-economic
Analysis and Optimization of Performance
of a combined cooling, heating and power
system based on small-scale compressed air
energy storage**

Siavash Rasoolzadeh

Supervisor:

Dr. Majid Hashemian

Advisor:

Dr. Mohamadhossein Ahmadi

**FOR THE DEGREE OF
MASTER OF SCIENCE**

July 2021