



دانشکده مهندسی مکانیک و مکاترونیک
رساله دکتری مهندسی تبدیل انرژی

توسعه یک سیستم تولید سه گانه نوین و تحلیل ترموآکونومیک و بهینه سازی آن

نگارنده: امیر ابراهیمی مقدم

اساتید راهنما:

دکتر علی جباری مقدم

دکتر محمود فرزانه گرد

بهمن ۱۳۹۹

شماره: ۲۱/۲۹۹/۱۴۳
تاریخ: ۹۹/۱۲/۱۶
ویرایش:

باسمه تعالی



مدیریت تحصیلات تکمیلی

فرم شماره ۱۱: صورت جلسه نهایی دفاع از رساله دکتری (Ph.D)

بدینوسیله گواهی می‌شود آقای امیر ابراهیمی مقدم دانشجوی دکتری رشته مهندسی مکانیک-تبدیل انرژی به شماره دانشجویی ۹۵۱۶۸۸۵ ورودی مهر ماه سال ۱۳۹۵ در تاریخ ۱۳۹۹/۱۱/۱۹ از رساله نظری / عملی خود با عنوان: توسعه یک سیستم تولید سه‌گانه نوین و تحلیل ترموگنومیک و بهینه‌سازی آن دفاع و با اخذ نمره۱۹/۶۷ به درجه: عالی نائل گردید.

جدول تعیین درجه نمره رساله برای ورودیه‌های ۹۴ و ماقبل

<input type="checkbox"/> الف) درجه عالی: نمره ۲۰-۱۹	<input type="checkbox"/> ب) درجه خیلی خوب: نمره ۱۸/۹۹-۱۷
<input type="checkbox"/> ج) درجه خوب: نمره ۱۶/۹۹-۱۵	<input type="checkbox"/> د) مردود: کمتر از ۱۵

جدول تعیین درجه نمره رساله برای ورودیه‌های ۹۵ و مابعد

<input checked="" type="checkbox"/> الف) درجه عالی: نمره ۲۰-۱۹	<input type="checkbox"/> ب) درجه خیلی خوب: نمره ۱۸/۹۹-۱۸
<input type="checkbox"/> ج) درجه خوب: نمره ۱۷/۹۹-۱۶	<input type="checkbox"/> د) مردود: کمتر از ۱۶

ردیف	هیئت داوران	نام و نام خانوادگی	مرتبه علمی	اعضاء
۱	دکتر علی جباری مقدم	استاد راهنما	دانشیار	۱۹ بهمن ۱۳۹۹
۲	دکتر محمود فرزانه گرد	استاد راهنما	استاد	
۳	دکتر محمود چهارطاقی	استاد مدعو داخلی	دانشیار	
۴	دکتر محمد ضامن	استاد مدعو داخلی	استادیار	
۵	دکتر حمید نیازمند	استاد مدعو خارجی	استاد	
۶	دکتر رامین ذاکری	سرپرست (نماینده) تحصیلات تکمیلی دانشکده	استادیار	

مدیر محترم تحصیلات تکمیلی دانشگاه:

ضمن تأیید مراتب فوق مقرر فرمائید اقدامات لازم در خصوص انجام مراحل دانش آموختگی آقای امیر ابراهیمی مقدم بعمل آید. نام و نام خانوادگی رئیس دانشکده: دکتر مهدی گردویی

تاریخ و امضاء و مهر دانشکده:




تقدیم به خدایی که آفرید انسان را، عقل را، معرفت را، عشق را و کسانی که عشقشان را در وجودم دید.

تقدیم بابوسه بردستان پدر و مادر گرامی و مهربانم که زندگیم را دیون مهر و عطف آن‌ها می‌دانم و در تمام مراحل زندگی و تحصیل همیشه پشتیبان و مشوقم بوده و پا به پای مرا یاری می‌نمایند و کاری جز کوتاهی برایشان انجام نادم.

تقدیم به همسر عزیز و مهربانم که سایه مهربانش سایه ساز زندگیم است و دل گرمی‌هایش همواره آرامش بخش قلبم بوده است.

و با تشکر از اساتید ارجمندم:

جناب آقای دکتر علی جباری مقدم و جناب آقای دکتر محمود فرزانه‌گرد که خالصانه در تمام مراحل انجام و تدوین این رساله مرا یاری نمودند.

تعمیرنامه

اینجانب **امیر ابراهیمی مقدم** دانشجوی دوره دکتری تخصصی رشته **مهندسی مکانیک** گرایش **تبدیل انرژی** دانشکده **مهندسی مکانیک و مکاترونیک** دانشگاه صنعتی شاهرود نویسنده رساله **توسعه یک سیستم تولید سه گانه نوین و تحلیل ترموآکونومیک و بهینه سازی آن** تحت راهنمایی آقایان **دکتر علی جباری مقدم** و **دکتر محمود فرزانه گرد** متعهد می شوم:

- 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 می باشد 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 می گردد.
- 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 ۱۳۹۹/۱۱/۱۹
امضای دانشجو

مالکیت نتایج و حق نشر

کلیه حقوق معنوی این اثر و محصولات آن (مقالات مستخرج ، کتاب ، برنامه های رایانه ای ، نرم افزار ها و تجهیزات ساخته شده است) متعلق به دانشگاه صنعتی شاهرود می باشد . 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 نمی باشد.

چکیده

سیستم‌های تولید هم‌زمان سرمایش، گرمایش و قدرت (CCHP) واحدهایی هستند که بر اساس ترکیب سیکل‌های مختلف ترمودینامیکی (به‌عنوان یک سیستم یکپارچه)، از انواع مختلف انرژی به بهترین حالت استفاده می‌کنند. استفاده از حرارت اتلافی از یک سیکل برای به‌کار انداختن سیکلی دیگر، در این سیستم‌ها متداول است. به‌همین دلیل، این سیستم‌های ترکیبی، نسبت به سیستم‌های پایه متشکل، دارای بازده بالاتر و سطح انتشار آلاینده‌های پایین‌تری هستند. از این‌رو، توجه محققان بسیاری به تحلیل این سیستم‌ها معطوف شده است.

بر اساس موارد یاد شده، در پژوهش حاضر، ضمن ارائه یک پیکربندی جدید از یک سیستم CCHP، در نظر گرفته شده است که با انجام یک مطالعه پارامتریک، تحلیل جامع انرژی، انرژی، اقتصادی، زیست‌محیطی، انرژی-اقتصادی و انرژی-زیست‌محیطی سیستم پیشنهادی انجام پذیرد. در انتها، به منظور نیل به شرایط بهینه سیستم، مقادیر بهینه پارامترهای مختلف تأثیرگذار بر مسأله ارائه خواهد شد. پیکربندی سیستم پیشنهادی متشکل از سیکل‌های برایتون به‌همراه بازیاب حرارتی و کالینا به‌همراه بازیاب حرارتی (جهت تولید قدرت) و سیکل تبرید اجکتوری (جهت تولید سرمایش) بوده و یک مبدل حرارتی نیز در میان سیکل‌های برایتون و کالینا تعبیه شده است (جهت تولید گرمایش). در سیستم پیشنهادی، استفاده از بازیاب حرارتی در سیکل برایتون دو مزیت به‌همراه دارد: در درجه اول باعث افزایش بازده سیکل برایتون می‌شود و علاوه بر آن، با کاهش دمای گازهای اتلافی، اختلاف دمای گازهای اتلافی و سیال عامل سیکل کالینا را به حداقل می‌رساند (که این امر موجب کاهش تولید انرژی می‌شود). مدل‌سازی مسأله در نرم‌افزار EES انجام شده و بهینه‌سازی آن از طریق ترکیب الگوریتم ژنتیک با مرتب‌سازی نامغلوب-II (NSGA-II) و شبکه عصبی مصنوعی (ANN) در نرم‌افزار Matlab انجام شده است.

نتایج نشان دهنده این است که بیشترین نرخ تخریب انرژی و هزینه ناشی از آن در محفظه احتراق سیکل برایتون اتفاق می‌افتد (به دلیل افت فشار و تغییرات دمای بسیار زیاد در محفظه احتراق). در نقطه مقابل، پمپ ۲ موجود در سیکل کالینا کمترین نرخ تخریب انرژی و هزینه تخریب انرژی را دارد. همچنین، مدل‌سازی انرژی نشان دهنده این است که سهم سیکل کالینا از کل تخریب انرژی سیستم رقم بسیار پایینی است که علت آن مربوط به ماهیت سیال عامل این سیکل است (پروپیل

دمای آب-آمونیاک به دلیل متغیر بودن می‌تواند با پروفیل دمای منبع گرم تطبیق پیدا کند و در نتیجه همپوشانی بهتری صورت می‌گیرد و مقدار تخریب انرژی کاهش می‌یابد).

نتایج مطالعه پارامتریک بیانگر این است که بیشترین و کمترین حساسیت شاخص‌های ارزیابی، به ترتیب مربوط به تغییرات نسبت فشار کمپرسور و دمای خروجی از اواپراتور است. همچنین، به دلیل اثرات متقابلی که با ایجاد تغییرات پارامترهای طراحی در شاخص‌های ارزیابی سیستم ایجاد می‌شود، نیاز به بهینه‌سازی چندهدفه را برای دستیابی به شرایطی که همه شاخص‌ها به‌طور هم‌زمان در وضعیت مطلوبی قرار داشته باشند ضروری به نظر می‌رسد.

با اعمال بهینه‌سازی چندهدفه، مقادیر بهینه چهار شاخص ارزیابی مهم سیستم، به صورت مقابل حاصل شد: بازده بهره‌برداری انرژی $EUE_{opt}=71.41\%$ ، بازده انرژی $\eta_{ex,opt}=31.53\%$ ، شاخص انرژی-اقتصادی $\dot{E}x_{eco,opt}=8.30 \text{ \$/GJ}$ و شاخص انرژی-زیست‌محیطی $\dot{E}x_{env,opt}=156.53 \text{ kg/GJ}$ در این شرایط، مقادیر بهینه بارهای سرمایشی، گرمایشی و الکتریسیته به ترتیب 215.49 kW ، 1250.93 kW و 1042.02 kW حاصل شد.

کلمات کلیدی: سیکل ترکیبی، سیستم تولید هم‌زمان سرمایش گرمایش و قدرت، تحلیل انرژی-اقتصادی-زیست‌محیطی، بهینه‌سازی چندهدفه

لیست مقالات مستخرج از رساله

الف - مقالات چاپ شده در مجلات معتبر بین‌المللی

نام مجله و سال انتشار	عنوان مقاله
Energy Conversion and Management, 2020	Proposal and assessment of a novel combined heat and power system: Energy, exergy, environmental and economic analysis
Journal of Cleaner Production, 2020	Comprehensive techno-economic and environmental sensitivity analysis and multi-objective optimization of a novel heat and power system for natural gas city gate stations
Sustainable Energy Technologies and Assessments, 2021	Performance investigation of a novel hybrid system for simultaneous production of cooling, heating, and electricity
Energy Conversion and Management, 2021	Design and multi-criteria optimisation of a trigeneration district energy system based on gas turbine, Kalina, and ejector cycles: Exergoeconomic and exergoenvironmental evaluation

ب - مقالات چاپ شده در کنفرانس‌های معتبر بین‌المللی

نام کنفرانس، سال انتشار، محل برگزاری	عنوان مقاله
هجدهمین کنفرانس دینامیک شاره‌ها، شهر یور ۱۳۹۸، دانشگاه فردوسی مشهد	تحلیل ترمودینامیکی و زیست‌محیطی یک سیستم تولید هم‌زمان قدرت و گرمایش بر مبنای بازیافت حرارت از سیکل توربین گاز

فهرست علائم، نمادها و اختصارات

علائم، نمادها و اختصارات			
		GTC	سیکل توربین گاز
		KC	سیکل کالینا
	علائم انگلیسی	LMTD	اختلاف دمای متوسط لگاریتمی
A	مساحت سطح [m ²]	MOP	مسأله بهینه‌سازی چندهدفه
c	هزینه بر واحد انرژی [\$/GJ]	RGTC	سیکل توربین گاز با بازیاب حرارتی
\dot{C}	نرخ هزینه [\$/year]	ERC	سیکل تبرید اجکتوری
CRF	ضریب بازیابی سرمایه [-]		
e	انرژی مخصوص [kJ/kg]		
\dot{E}	نرخ انرژی [kW]		زیرنویس‌ها و بالانویس‌ها
EUE	بازده بهره‌برداری انرژی [%]		
\dot{E}_{eco}	شاخص انرژی-اقتصادی [\$/GJ]	0	شرایط مرجع ترمودینامیکی
\dot{E}_{env}	شاخص انرژی-زیست‌محیطی [kg/GJ]	1 – 33	شماره جریان‌ها
FA	نسبت سوخت به هوای جرمی [-]	B	پایه (در مخلوط آب-آمونیاک)
g	شتاب جاذبه [m/s ²]	c	سرمایش
h	انتالپی مخصوص [kJ/kg]	CC	محفظه احتراق
IR	نرخ بهره [%]	COM	کمپرسور
IWE	بازده وزن‌دهی شده یکپارچه [%]	CON	کندانسور
LHV	ارزش حرارتی پایین سوخت [kJ/kg]	CO	کربن مونواکسید
m	میزان انتشار آلاینده بر واحد سوخت سوزانده شده [gpollutant/kgfuel]	CO ₂	کربن دی‌اکسید
\dot{m}	دبی جرمی [kg/s]	D	دیفیوزر اجکتور
M	وزن مولکولی [kg/kmol]	EJ	اجکتور
n	تعداد مول‌ها [kmol]	EV	شیر انبساط
N	طول عمر عملکرد سیستم [year]	EVA	اوپراتور
P	فشار [MPa]	ex	انرژی
PR _{COM}	نسبت فشار کمپرسور [-]	f	سوخت تزریق شده به محفظه احتراق
\dot{Q}	نرخ انتقال حرارت [kW]	F	سوخت (در آنالیز انرژی)
s	انترپی مخصوص [kJ/(kg.K)]	GT	توربین گاز
t_{year}	میزان ساعات عملکرد سالیانه سیستم [h]	h	گرمایش
T	دما [K]	H ₂ O	آب
V	سرعت [m/s]	HEX	مبدل حرارتی
w_1, w_2	ضرایب وزنی استفاده شده در بهینه‌سازی [-]	in	ورودی
\dot{W}	توان الکتریکی [kW]	is	آیزنتروپیک
X	کسر جرمی آمونیاک در مخلوط آب-آمونیاک [%]	M	محفظه اختلاط اجکتور

z	ارتفاع [m]	MF	جریان مخلوط شده
Z	هزینه خرید اجزاء [\$]	MIX	مخلوط کننده (در سیکل کالینا)
\dot{Z}	نرخ خرید هزینه اجزاء [\$/year]	N	نازل اجکتور
نمادهای یونانی		N_2	نیتروژن
		Net	مقدار خالص
		NH_3	آمونیاک
η	بازده [%]	NOx	نیتروژن اکسید
Φ	ضریب تعمیر و نگهداری [-]	O_2	اکسیژن
\emptyset	نسبت هم‌ارزی احتراق [-]	OM	تعمیر و نگهداری
$\bar{\lambda}$	نسبت سوخت به هوای مولی [-]	out	خروجی
$\Pi=P_3/P_0$	فشار بی‌بعد محفظه احتراق [-]	p	توان الکتریکی
T	مدت زمان اقامت سوخت و هوا در محفظه احتراق [s]	P	محصول (در آنالیز اگزوزی)
$\Theta=T_3/T_0$	دمای بی‌بعد محفظه احتراق [-]	PF	جریان اولیه ورودی به اجکتور
Ψ	نسبت اتمی کربن به هیدروژن در سوخت	PP	نقطه پینچ مبدل حرارتی
اختصارات		PU	پمپ
ANN	شبکه عصبی مصنوعی	PZ	بخش اولیه محفظه احتراق
AWM	مخلوط آب-آمونیاک	RG	بازیاب حرارتی
CHP	تولید هم‌زمان گرمایش و قدرت	SEP	جداکننده
CCHP	تولید هم‌زمان سرمایش، گرمایش و قدرت	SF	جریان ثانویه ورودی به اجکتور
		tot	کل

فهرست مطالب

فصل اول: مقدمه و معرفی مسأله.....	۱
۱-۱ مقدمه.....	۲
۲-۱ سیکل‌های ترمودینامیکی، عملکرد آن‌ها و لزوم ترکیب آن‌ها.....	۲
۳-۱ تشریح عملکرد سیکل تولید قدرت برایتون.....	۷
۴-۱ تشریح عملکرد سیکل تولید قدرت کالینا.....	۱۱
۵-۱ تشریح عملکرد سیکل تولید سرمایه‌ش اجکتوری.....	۱۵
۶-۱ معرفی فصول آتی رساله.....	۱۸
فصل دوم: پیشینه تحقیق.....	۲۱
۱-۲ مقدمه.....	۲۲
۲-۲ پیشینه تحقیقات انجام شده پیرامون سیکل برایتون.....	۲۲
۳-۲ پیشینه تحقیقات انجام شده پیرامون سیکل کالینا.....	۲۴
۴-۲ پیشینه تحقیقات انجام شده پیرامون سیکل سرمایه‌ش اجکتور.....	۲۷
۵-۲ پیشینه تحقیقات انجام شده پیرامون سیکل‌های تولید هم‌زمان.....	۲۹
۱-۵-۲ سیکل‌های تولید هم‌زمان سرمایه‌ش-قدرت (CCP).....	۲۹
۲-۵-۲ سیکل‌های تولید هم‌زمان گرمایش-قدرت (CHP).....	۳۲
۳-۵-۲ سیکل‌های تولید هم‌زمان سرمایه‌ش-گرمایش-قدرت (CCHP).....	۳۶
فصل سوم: شرح مسأله پیشنهادی و مدل‌سازی.....	۳۹
۱-۳ ضرورت انجام تحقیق.....	۴۰
۲-۳ تعریف مسأله پیشنهادی و نوآوری.....	۴۱
۳-۳ شرح سیستم و نحوه عملکرد آن.....	۴۳
۴-۳ فرمول‌بندی مسأله.....	۴۷

۴۸	مدل سازی انرژی و انرژی-اگرژی	۱-۴-۳
۶۴	مدل سازی زیست محیطی	۲-۴-۳
۶۷	مدل سازی اقتصادی	۳-۴-۳
۷۴	مدل سازی انرژی-اقتصادی و انرژی-زیست محیطی	۴-۴-۳
۷۶	بهینه سازی	۵-۳
۷۸	شبکه عصبی مصنوعی	۱-۵-۳
۸۱	بهینه سازی چندهدفه پیشنهادی	۲-۵-۳
۸۳	روش تصمیم گیری جواب های بهینه	۳-۵-۳
۸۴	فرآیند و جزئیات حل مسأله	۶-۳
۸۹	فصل چهارم: نتایج و بحث	
۹۰	اعتبارسنجی مسأله	۱-۴
۹۰	اعتبارسنجی مدل توسعه داده شده	۱-۱-۴
۹۲	اعتبارسنجی شبکه عصبی مصنوعی	۲-۱-۴
۹۴	نتایج مربوط به سیستم پایه	۲-۴
۹۹	نتایج مربوط به آنالیز حساسیت	۳-۴
۱۰۰	تأثیر پارامترهای طراحی سیکل برایتون	۱-۳-۴
۱۰۴	تأثیر پارامترهای طراحی سیکل های کالینا و اجکتور	۲-۳-۴
۱۱۱	نتایج مربوط به بهینه سازی	۴-۴
۱۱۹	فصل پنجم: نتیجه گیری و پیشنهادات	
۱۲۰	نتیجه گیری	۱-۵
۱۲۲	پیشنهادات آینده و چشم انداز مسأله	۲-۵
۱۲۴	مراجع	

فهرست اشکال

- شکل ۱-۱ طرح‌واره فرآیندهای طی شده در یک سیکل ترمودینامیکی..... ۳
- شکل ۲-۱ طرح‌واره طبقه‌بندی انواع سیکل‌های ترمودینامیکی..... ۴
- شکل ۳-۱ طرح‌واره فرآیندهای طی شده در یک سیکل ترمودینامیکی ترکیبی..... ۵
- شکل ۴-۱ طرح‌واره انواع سیستم‌های تولید هم‌زمان..... ۶
- شکل ۵-۱ سیکل پایه توربین گاز..... ۸
- شکل ۶-۱ نمودارهای فشار-حجم مخصوص و دما-انترپی سیکل ایده‌آل برای تون..... ۱۰
- شکل ۷-۱ سیکل توربین گاز به‌همراه مبدل بازیافت حرارت..... ۱۱
- شکل ۸-۱ مقایسه نمودار دما-انترپی سیکل‌های رانکین (سمت چپ) و کالینا (سمت راست)..... ۱۳
- شکل ۹-۱ طرح‌واره سیکل کالینا [۲۰]..... ۱۵
- شکل ۱۰-۱ طرح‌واره اجکتور و تغییرات سرعت و فشار در آن..... ۱۷
- شکل ۱۱-۱ طرح‌واره سیکل سرمایه‌ش اجکتوری..... ۱۷
- شکل ۱-۳ طرح‌واره سیستم تولید هم‌زمان مورد مطالعه..... ۴۶
- شکل ۲-۳ طرح‌واره اجکتور و نمودارهای تغییرات فشار و سرعت در طول آن..... ۴۷
- شکل ۳-۳ طرح‌واره کمپرسور مورد استفاده در سیستم مورد مطالعه..... ۵۳
- شکل ۴-۳ طرح‌واره پیش‌گرمکن هوا مورد استفاده در سیستم مورد مطالعه..... ۵۳
- شکل ۵-۳ طرح‌واره محفظه احتراق مورد استفاده در سیستم مورد مطالعه..... ۵۴
- شکل ۶-۳ طرح‌واره توربین گازی (در سیکل برای تون) مورد استفاده در سیستم مورد مطالعه..... ۵۵
- شکل ۷-۳ طرح‌واره مبدل حرارتی ۱ مورد استفاده در سیستم مورد مطالعه..... ۵۵
- شکل ۸-۳ طرح‌واره مبدل حرارتی ۲ مورد استفاده در سیستم مورد مطالعه..... ۵۶
- شکل ۹-۳ طرح‌واره مولد بخار مورد استفاده در سیستم مورد مطالعه..... ۵۶
- شکل ۱۰-۳ طرح‌واره جداکننده مورد استفاده در سیستم مورد مطالعه..... ۵۷
- شکل ۱۱-۳ طرح‌واره بازیاب حرارتی (در سیکل کالینا) مورد استفاده در سیستم مورد مطالعه..... ۵۸
- شکل ۱۲-۳ طرح‌واره توربین بخار (در سیکل کالینا) مورد استفاده در سیستم مورد مطالعه..... ۵۸
- شکل ۱۳-۳ طرح‌واره شیر انبساط ۲ (در سیکل تبرید اجکتوری) مورد استفاده در سیستم مورد مطالعه..... ۵۹

- شکل ۳-۱۴ طرح‌واره شیر انبساط ۱ (در سیکل کالینا) مورد استفاده در سیستم مورد مطالعه ۵۹
- شکل ۳-۱۵ طرح‌واره مخلوط‌کننده ه مورد استفاده در سیستم مورد مطالعه ۵۹
- شکل ۳-۱۶ طرح‌واره پمپ ۱ مورد استفاده در سیستم مورد مطالعه ۶۰
- شکل ۳-۱۷ طرح‌واره پمپ ۲ مورد استفاده در سیستم مورد مطالعه ۶۰
- شکل ۳-۱۸ طرح‌واره اواپراتور مورد استفاده در سیستم مورد مطالعه ۶۱
- شکل ۳-۱۹ طرح‌واره کندانسور مورد استفاده در سیستم مورد مطالعه ۶۱
- شکل ۳-۲۰ طرح‌واره‌ای از مبدل‌های حرارتی فشرده با صفحات موج‌دار ۷۱
- شکل ۳-۲۱ طرح‌واره‌ای از یک مسأله بهینه‌سازی با الگوریتم ژنتیک ۷۸
- شکل ۳-۲۲ طرح‌واره‌ای از مقایسه مدل‌های بیولوژیکی و ریاضیاتی سلول عصبی ۷۹
- شکل ۳-۲۳ طرح‌واره‌ای از یک مسأله بهینه‌سازی چندهدفه ۸۱
- شکل ۳-۲۴ طرح‌واره‌ای از فرآیند بهینه‌سازی در پژوهش حاضر ۸۶
- شکل ۴-۱ مقایسه خروجی‌های مدل‌سازی پژوهش حاضر و پژوهش‌های مرجع برای سیکل تبرید اجکتوری ۹۱
- شکل ۴-۲ مقایسه داده‌های واقعی حاصل از مدل‌سازی سیستم مورد مطالعه و خروجی‌های پیش‌بینی شده توسط شبکه عصبی برای شاخص‌های ارزیابی ۹۳
- شکل ۴-۳ دیاگرام گردش جریان آگرژی در سیستم پایه ۹۶
- شکل ۴-۴ سهم تمام کمیت‌های اقتصادی و زیست‌محیطی تأثیرگذار بر نرخ هزینه‌های سیستم ۹۷
- شکل ۴-۵ تغییرات ارزش حال خالص سیستم پایه در سال‌های مختلف عملکرد سیستم ۹۸
- شکل ۴-۶ تغییرات شاخص‌های ارزیابی سیستم برحسب نسبت فشار کمپرسور ۱۰۱
- شکل ۴-۷ تغییرات شاخص‌های ارزیابی سیستم برحسب دمای ورودی به توربین گاز ۱۰۳
- شکل ۴-۸ تغییرات شاخص‌های ارزیابی سیستم برحسب فشار خروجی از مولد بخار ۱۰۶
- شکل ۴-۹ تغییرات شاخص‌های ارزیابی سیستم برحسب غلظت آمونیاک پایه ۱۰۷
- شکل ۴-۱۰ تغییرات شاخص‌های ارزیابی سیستم برحسب تغییر دمای ورود و خروج کندانسور ۱۰۸
- شکل ۴-۱۱ تغییرات شاخص‌های ارزیابی سیستم برحسب دمای خروجی از اواپراتور ۱۰۹
- شکل ۴-۱۲ تغییرات شاخص‌های ارزیابی سیستم برحسب تغییر دمای ورود و خروج مبدل حرارتی ۲ ۱۱۰
- شکل ۴-۱۳ نماهای مختلف جبهه پارتو مربوط به جواب‌های بهینه ۱۱۲
- شکل ۴-۱۴ تغییرات ارزش حال خالص سیستم بهینه در سال‌های مختلف عملکرد سیستم ۱۱۳
- شکل ۴-۱۵ توزیع پراکندگی مقادیر بهینه پارامترهای طراحی برحسب جمعیت بهینه‌سازی ۱۱۴

- شکل ۴-۱۶ مقایسه شاخص‌های ارزیابی سیستم در حالت‌های پایه، بهینه تک‌هدفه و بهینه چندهدفه ۱۱۵
- شکل ۴-۱۷ اثر دبی جرمی سیال عامل سیکل کالینا بر عملکرد سیستم‌های ترکیبی متشکل از (الف) سیکل برایتون بهینه+سیکل کالینای پایه، (ب) سیکل برایتون بهینه+ سیکل کالینای پایه+سیکل تبرید اجکتوری پایه ($m_{12}=0.5 \text{ kg/s}$)..... ۱۱۷
- شکل ۴-۱۸ اثر دبی جرمی سیال عامل سیکل تبرید اجکتوری بر عملکرد سیستم‌های ترکیبی متشکل از (الف) سیکل برایتون بهینه+سیکل تبرید اجکتوری پایه، (ب) سیکل برایتون بهینه+ سیکل کالینای پایه+سیکل تبرید اجکتوری پایه ($m_{20}=0.5 \text{ kg/s}$)..... ۱۱۸

فهرست جداول

- جدول ۱-۲ نیروگاه‌های به بهره‌برداری رسیده بر اساس سیکل توان کالینا [۵۴]..... ۲۶
- جدول ۱-۳ خلاصه فرم نهایی پایداری انرژی و انرژی‌های سوخت و محصول برای اجزای سیستم مورد مطالعه ۶۲
- جدول ۲-۳ خلاصه فرم نهایی روابط لازم برای مدل‌سازی انرژی اجکتور ۶۳
- جدول ۳-۳ ثوابت موردنیاز برای مدل‌سازی زیست‌محیطی [۱۱۶]..... ۶۷
- جدول ۴-۳ جزئیات محاسبه هزینه سرمایه‌های اجزاء مختلف سیستم مورد مطالعه [۶۹، ۱۲۰، ۱۲۱]..... ۶۹
- جدول ۵-۳ هزینه آسیب ناشی از انتشار هر واحد از آلاینده‌ها [۱۰۸، ۱۲۳، ۱۲۴] ۷۰
- جدول ۶-۳ جزئیات معادله موازنه هزینه‌ها برای اجزای سیستم مورد مطالعه ۷۵
- جدول ۷-۳ تنظیمات در نظر گرفته شده برای بهینه‌سازی NSGA-II در پژوهش حاضر ۸۳
- جدول ۸-۳ پارامترهای اولیه ورودی به مسأله ۸۶
- جدول ۹-۳ مقدار پایه پارامترهای طراحی مورد بررسی به همراه بازه مورد بررسی آن‌ها در آنالیز حساسیت و بهینه‌سازی ۸۷
- جدول ۱-۴ مقایسه خروجی‌های مدل‌سازی پژوهش حاضر و پژوهش‌های مرجع برای سیکل‌های برایتون و کالینا..... ۹۱
- جدول ۲-۴ نتایج ارزیابی خروجی‌های پیش‌بینی شده توسط شبکه عصبی بر اساس معیارهای استاتیکی مختلف ۹۳
- جدول ۳-۴ خواص ترمودینامیکی جریان‌های مختلف در سیستم پایه ۹۴
- جدول ۴-۴ نرخ‌های تخریب انرژی، هزینه و هزینه تخریب انرژی در اجزاء مختلف سیستم مورد مطالعه..... ۹۸
- جدول ۵-۴ خروجی‌های اصلی و شاخص‌های ارزیابی سیستم پایه ۹۹
- جدول ۶-۴ خروجی‌های اصلی و شاخص‌های ارزیابی سیستم بهینه ۱۱۲

۱- فصل اول: مقدمه و معرفی مسأله

۱-۱ مقدمه

یکی از اهداف اساسی مهندسی مکانیک در شاخه تبدیل انرژی، استفاده از انرژی حرارتی در جهت تولید انرژی الکتریکی به صورت مؤثر، ارزان و سازگار با محیط زیست می باشد. از طرفی، انرژی مورد نیاز جهان به صورت پیوسته در حال افزایش است. به منظور تأمین اهداف ذکر شده، به کارگیری روش های نوین در این زمینه لازم است. بخش قابل توجهی از انرژی الکتریکی جهان از طریق سیکل های قدرت ترمودینامیکی فراهم می شود. جهت ایجاد سرمایه های نیز تاکنون روش های مختلفی بر روی سیستم های تبرید ارائه شده است. از مهم ترین و کاربردی ترین آن ها، سیکل های تراکم بخار، اجکتوری و جذبی می باشند. سیستم تبرید جذبی یک روش قدیمی برای ایجاد سرمایه در مکان های مورد نیاز می باشد. امروزه سیستم های جذبی به صورت عمده در مقیاس های بزرگ صنعتی به کار می روند، علت آن در دسترس بودن منبع ارزان حرارتی آن برای انجام فرآیندهای صنعت نفت و گاز می باشد. یکی از این سیال عامل ها آمونیاک است. آمونیاک به عنوان یک ماده اولیه شیمیایی در بسیاری از صنایع مورد استفاده قرار می گیرد و بعد از اسیدسولفوریک بیشترین مصرف را در صنایع شیمیایی دارد [۱-۴].

۲-۱ سیکل های ترمودینامیکی، عملکرد آن ها و لزوم ترکیب آن ها

در کاربردهای مهندسی و ترمودینامیکی، موتور حرارتی^۱ سیستمی است که حرارت یا انرژی حرارتی را به انرژی مکانیکی تبدیل می کند که پس از آن می تواند برای انجام کار مکانیکی استفاده شود. کار مکانیکی برای تأمین قدرت یک مولد (ژنراتور)^۲ مورد استفاده قرار می گیرد که انرژی مکانیکی را به انرژی الکتریکی تبدیل می کند. انرژی حرارتی که موتور حرارتی از آن کار تولید می کند، ناشی از اختلاف دمای بین دو منبع حرارتی می باشد. حرارت از طریق موتور حرارتی از منبع دما-بالا (مانند انرژی خورشیدی، راکتور هسته ای و غیره) به چاه دما-پایین (مانند محیط اطراف، دریاچه و غیره) منتقل شده و در حین این انتقال مقداری از انرژی حرارتی به کار تبدیل می شود. اگر فرآیند اشاره شده به صورت معکوس انجام بگیرد، سیستم مورد نظر پمپ حرارتی^۳ نامیده می شود.

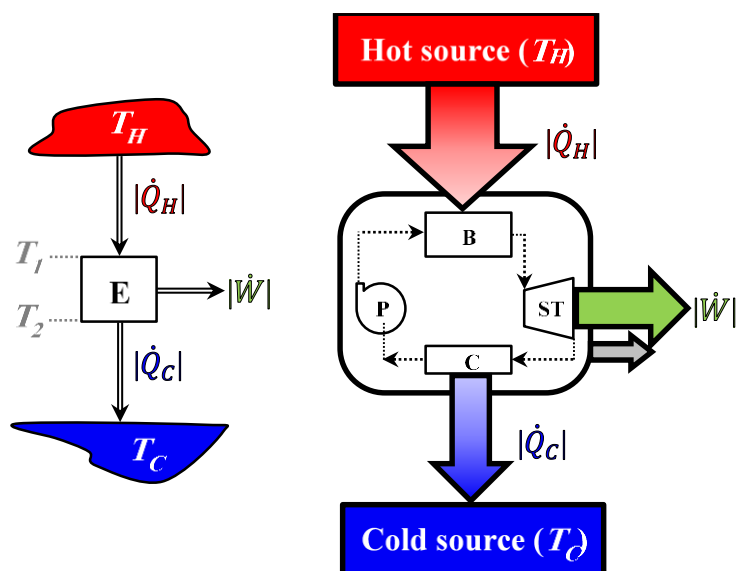
موتورهای حرارتی اغلب با سیکل هایی که می خواهند اجرا کنند اشتباه می شوند. عبارت ”موتور حرارتی“ برای دستگاه فیزیکی مورد استفاده قرار گرفته و ”سیکل“ در واقع شامل مجموعه ای از

¹ Heat engine

² Generator

³ Heat pump

فرآیندها است که برای مدل موتور حرارتی مورد استفاده قرار می‌گیرد. یک "سیکل ترمودینامیکی"^۱ متشکل از دنباله‌ای از فرآیندهای ترمودینامیکی است که شامل انتقال حرارت و کار به داخل و خارج از سیستم است، که با تغییر فشار، دما و دیگر متغیرها در داخل سیستم همراه شده و در نهایت سیستم را به حالت اولیه باز می‌گرداند. در فرآیند عبور از یک سیکل، سیال عامل (سیستم) ممکن است حرارت را از یک منبع گرم به کار مفید تبدیل کند و حرارت باقی‌مانده را به یک چاه سرد منتقل کند، در نتیجه به‌عنوان موتور حرارتی عمل می‌کند. شکل ۱-۱ نشان‌دهنده طرز کار یک موتور حرارتی و سیکل ترمودینامیکی می‌باشد. برعکس، سیکل ممکن است معکوس شود و از کار برای انتقال حرارت از منبع سرد استفاده کند و آن را به یک چاه گرم منتقل کند، بنابراین به‌عنوان یک پمپ حرارتی عمل می‌کند. این در حالی است که عبارت موتور حرارتی گاهی اوقات به معنای وسیع‌تر به کار می‌رود که شامل دستگاه‌های تولید کار است که در یک سیکل ترمودینامیکی کار نمی‌کنند.

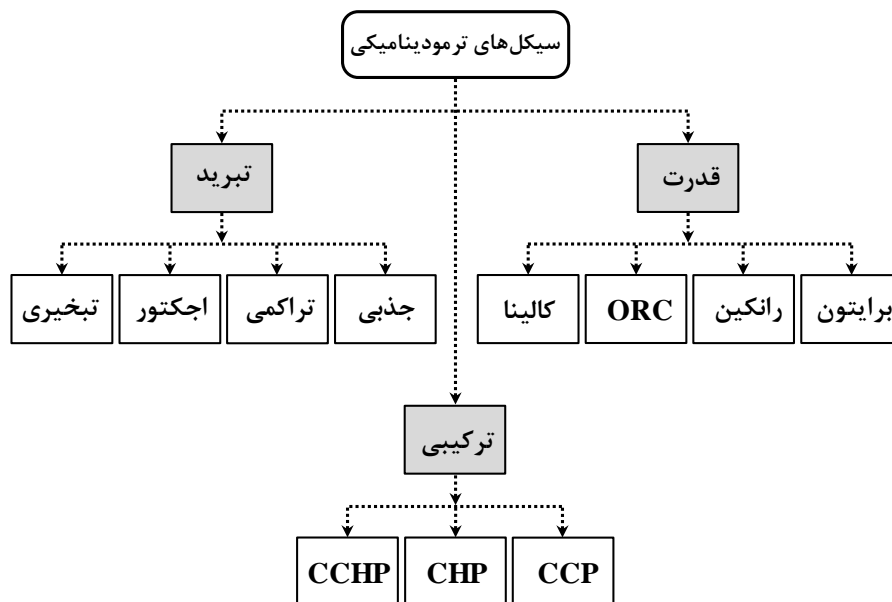


شکل ۱-۱ طرح‌واره فرآیندهای طی شده در یک سیکل ترمودینامیکی

به‌طور کلی، سیکل‌های ترمودینامیکی شامل سیکل‌های تولید قدرت^۲، تولید سرمایش^۳ و ترکیبی^۴ می‌باشند. شکل ۲-۱ نشان‌دهنده طبقه‌بندی انواع سیکل‌های ترمودینامیکی می‌باشد. همانطور که در این دیاگرام مشخص است، سیکل‌های برایتون^۵، رانکین^۶، رانکین آلی^۷ و کالینا^۸ می‌توانند به‌عنوان

¹ Thermodynamic cycle
² Power cycles
³ Refrigeration cycles
⁴ Combined cycles
⁵ Brayton cycle
⁶ Rankin cycle
⁷ Organic Rankin cycle (ORC)
⁸ Kalina cycle

نمونه‌های پرکاربردتر سیکل‌های تولید قدرت در نظر گرفته شوند و برای سیکل‌های تبرید نیز می‌توان به سیکل‌های جذبی^۱، تراکمی^۲، اجکتور^۳ و تبخیری^۴ اشاره نمود.



شکل ۱-۲ طرح‌واره طبقه‌بندی انواع سیکل‌های ترمودینامیکی

در سال‌های اخیر توجه زیادی به مسئله افزایش بازدهی سیکل‌های ترمودینامیکی معطوف شده و تحقیقات بسیار زیادی پیرامون آن انجام شده است. یکی از روش‌های بهبود بازده کلی تولید قدرت بین دو منبع حرارتی، استفاده از دو موتور است. به‌عنوان مثال یک توربین گاز و توربین بخار را می‌توان به‌طور سری قرار داد به‌گونه‌ای که مؤثرترین استفاده را از افت دمای موجود به عمل آورد. چنین نیروگاهی به‌عنوان سیکل ترکیبی^۵ شناخته می‌شود. با انجام این کار، بازده حرارتی کلی سیکل افزایش یافته، میزان انرژی تولیدی در فرآیند کاهش یافته و به دنبال آن شاهد بهبود بازده انرژی خواهیم بود.

تولید هم‌زمان سرمایه‌ش، گرمایش و برق در حقیقت تولید متوالی چند صورت مفید انرژی از یک منبع تولید انرژی (سوخت) است. در اغلب کاربردهای سیستم‌های تولید هم‌زمان، انرژی شیمیایی سوخت به انرژی مکانیکی و گرمایی تبدیل می‌گردد. معمولاً انرژی مکانیکی برای تولید برق و انرژی گرمایی

¹ Absorption refrigeration cycle (ARC)

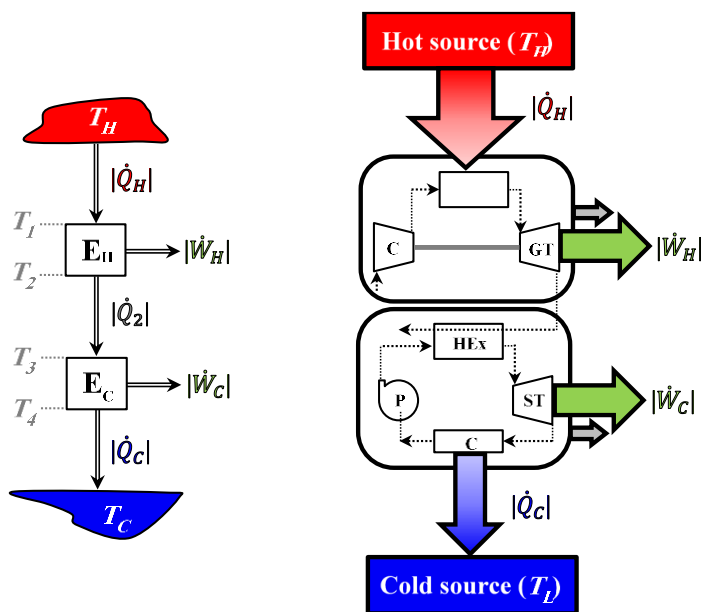
² Compression refrigeration cycle

³ Ejector refrigeration cycle (ERC)

⁴ Evaporative refrigeration cycle

⁵ Combined cycle

برای تولید گرمایش و سرمایش مورد استفاده قرار می‌گیرد. در شکل ۳-۱ طرح‌واره‌ای از یک سیکل ترکیبی نشان داده شده است.



شکل ۳-۱ طرح‌واره فرآیندهای طی شده در یک سیکل ترمودینامیکی ترکیبی

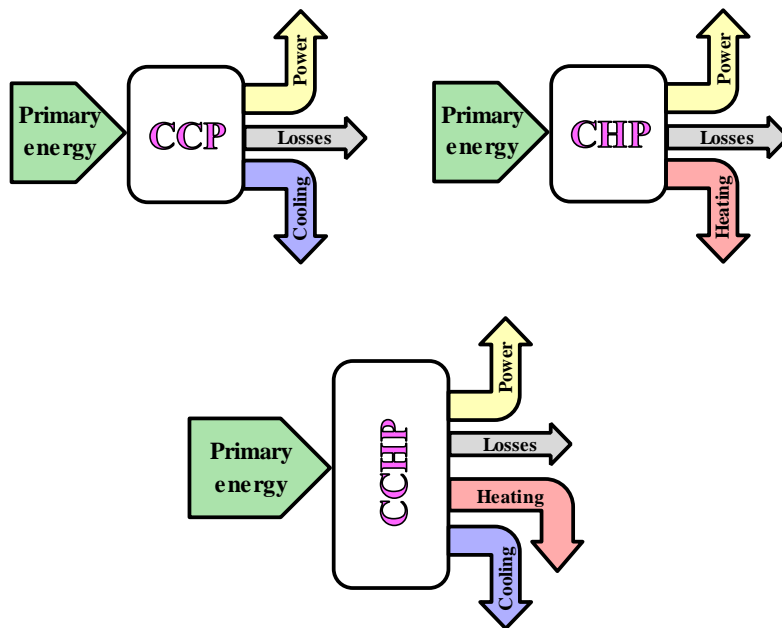
در مبحث سیستم‌های سیکل ترکیبی، مفهوم تولید هم‌زمان کاربرد فراوانی دارد. در سیستم‌های تولید چندگانه^۱ می‌توان سه شکل متفاوت از انرژی شامل انرژی الکتریکی، حرارتی و برودتی را هم‌زمان تولید کرد. در واقع CCHP^۲ تولید هم‌زمان توان مکانیکی (اغلب به الکتریسیته تبدیل می‌شود)، گرمایش و سرمایش از یک منبع سوخت اولیه است و یک توسعه از تولید هم‌زمان برق و گرما (CHP)^۳ و تولید هم‌زمان برق و سرما (CCP)^۴ می‌باشد. منابع انرژی اولیه شامل فرآورده‌های نفتی، گاز طبیعی، زغال‌سنگ، زیست‌توده و هیدروژن و انرژی مفید تولیدی نیز شامل حرارت، برودت و کار مکانیکی است که انرژی کار مکانیکی غالباً جهت راه‌اندازی ژنراتور تولید برق به کار می‌رود. [۵]. در شکل ۴-۱ طرح‌واره‌ای از انواع حالت‌های سیستم‌های تولید هم‌زمان نشان داده شده است.

^۱ Polygeneration

^۲ Combined Cooling, Heating and Power (CCHP)

^۳ Combined Heating and Power (CHP)

^۴ Combined Cooling and Power (CCP)



شکل ۴-۱ طرح‌واره انواع سیستم‌های تولید هم‌زمان

به‌طور کلی مزایای سیستم‌های هم‌زمان را می‌توان به‌صورت زیر دسته‌بندی نمود :

- افزایش بازده انرژی
- کاهش هزینه‌های تأمین انرژی اولیه برای مصرف‌کننده
- تأمین انرژی الکتریکی با کیفیت بسیار بالاتر
- کاهش آلاینده‌های زیست‌محیطی
- امکان فروش برق تولید شده اضافی به شبکه

هدف از انجام پژوهش حاضر، ارائه، بررسی جامع و بهینه‌سازی یک سیستم سیکل ترکیبی تولید هم‌زمان-زمان نوین می‌باشد. سیستم مورد بررسی در پژوهش حاضر، یک سیکل تولید هم‌زمان بر مبنای ترکیب سیکل‌های قدرت برایتون و کالینا و سیکل تبرید اجکتور می‌باشد. به دلیل تنوع و تعدد سیکل‌های ترمودینامیکی موجود، تشریح کامل تمام آن‌ها خارج از حوصله موضوع این رساله می‌باشد. بر این اساس و به منظور آشنایی کامل با سیکل‌های مرتبط با رساله حاضر، در ادامه این فصل تنها به تشریح سیکل‌های برایتون، کالینا و اجکتور بسنده خواهد شد.

۳-۱ تشریح عملکرد سیکل تولید قدرت برایتون

سیکل‌های توربین گازی یکی از پرکاربردترین سیکل‌های قدرت در صنعت بوده که سیکل برایتون پایه کار توربین‌های گاز است. سیکل برایتون به دو صورت باز و بسته کاربرد داشته و سیکل برایتون باز در حالت پایه متشکل از سه جزء اصلی کمپرسور، محفظه احتراق و توربین بوده و از سه فرآیند تشکیل شده است. آخرین قسمت از سیکل‌های توربین گاز، تخلیه آگزوز توربین به محیط می‌باشد که باعث هدر رفت مقدار قابل ملاحظه‌ای حرارت با دمای بالا می‌باشد؛ به همین دلیل، به منظور استفاده مفید از این حرارت و بالا بردن بازده، سیکل‌های توربین گاز یکی از انتخاب‌های مناسب به عنوان کاربرد در سیکل‌های ترکیبی می‌باشند. روش‌های دیگری نیز برای افزایش بازده این سیکل‌ها وجود دارد که از جمله متداول‌ترین آن‌ها می‌توان به استفاده از خنک‌کن میانی و بازیاب در سیکل پایه اشاره نمود [۶،۷].

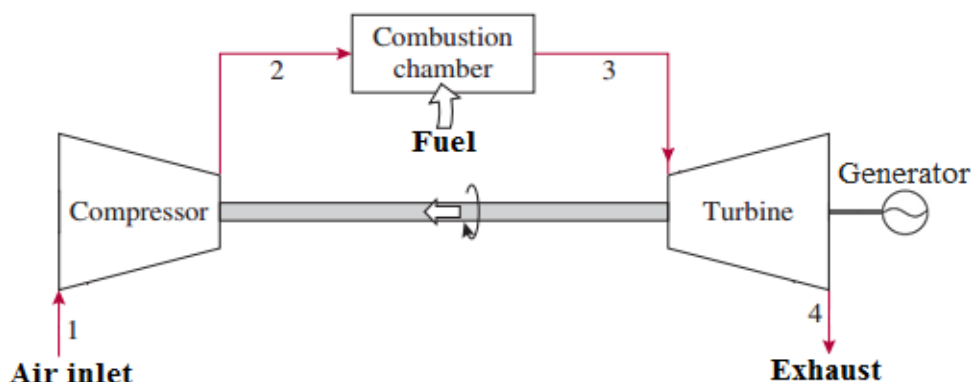
رایج‌ترین سیکل نیروگاه گازی، سیکل ساده توربین گاز است. اجزای اصلی سیکل ساده عبارت‌اند از کمپرسور، محفظه احتراق و توربین که در شکل ۱-۵ نشان داده شده است. سیال عامل سیکل تا قبل از احتراق، هوا و بعد از آن محصولات داغ حاصل از احتراق است. هوا دو وظیفه عمده را بر عهده دارد؛ یکی اینکه مقدار اکسیژن لازم برای سوزاندن سوخت را فراهم می‌کند و دیگر اینکه با مکش آن مقداری بیش از مقدار موردنیاز، هم شانس احتراق کامل افزایش یافته و هم دمای محصولات احتراق کنترل می‌شود تا از حد مجازی که توسط خواص حرارتی توربین محدود می‌شود بالاتر نرود [۸].

وظیفه تأمین هوا در سیکل بر عهده کمپرسور می‌باشد. هوای محیط در شرایط ۱ وارد کمپرسور شده و پس از متراکم شدن در شرایط ۲ با دما و فشار بالا آن را ترک می‌کند. هوای متراکم خروجی به محفظه احتراق که قبل از توربین و بعد از کمپرسور واقع شده، وارد می‌شود و به همراه سوخت تزریق می‌سوزد.

محفظه احتراق وظیفه اختلاط سوخت و هوا، سوزاندن مخلوط و تهیه جریان داغ گازهای حاصل از احتراق تا دمای موردنظر را بر عهده دارد. در سیکل‌های گازی معمولاً از دو نوع محفظه احتراق استفاده می‌شود. بسیاری از نیروگاه‌های گازی از محفظه احتراق سیلوشکل استفاده می‌کنند. این محفظه به صورت استوانه‌ای عمود بر محور سیکل قرار گرفته، هوای متراکم از طریق مسیری به داخل آن هدایت شده و پس از اختلاط با سوخت و احتراق، جریان گاز به طرف توربین برگردانده می‌شود. نیروگاه‌ها می‌توانند از یک و یا دو محفظه سیلوشکل استفاده کنند که در حالت دوم، دو محفظه در دو طرف محور قرار می‌گیرند.

قسمت آخر موتور توربین گاز، بخش توربین است که وظیفه تولید توان را بر عهده دارد. جریان گازهای داغ حاصل از سوختن مخلوط (سوخت و هوا) در محفظه به سمت توربین هدایت شده و در آنجا انرژی آن به انرژی مکانیکی محوری تبدیل می‌شود. قسمتی از توان تولیدی توربین برای به حرکت درآوردن کمپرسور که توسط محوری به آن کوپل شده، صرف می‌گردد و مابقی به صورت توان خالص خروجی برای به حرکت درآوردن ژنراتور مورد استفاده قرار می‌گیرد.

اگرچه موتورهای توربین گاز حاوی مقدار قابل توجهی انرژی حرارتی با کیفیت بالا است که به صورت انرژی هدر رفت به محیط تخلیه می‌شود؛ با بازیابی این انرژی می‌توان بازده کلی سیکل را بهبود بخشید. از انرژی گازهای داغ خروجی برای پیش گرم کردن هوای ورودی به اتاق احتراق و یا تولید بخار مافوق گرم مورد نیاز برای توربین بخار در قالب سیکل ترکیبی استفاده می‌کنند. همچنین از این انرژی در یک مبدل بازیافت حرارت تولیدکننده بخار برای تولید بخار و یا آب گرم مورد نیاز مصارف مختلف صنعتی استفاده می‌کنند. استفاده از انرژی جریان گازهای خروجی، امروزه در بسیاری از سیکل‌های توربین گازی متداول می‌باشد.



شکل ۱-۵ سیکل پایه توربین گاز

نیروگاه‌های گازی یکی از پاک‌ترین راه‌های تولید الکتریسیته محسوب می‌شوند. از عمده آلودگی‌های موتور توربین گاز می‌توان به اکسیدهای نیتروژن NO_x ، مونواکسید کربن CO ، در اثر ناقص بودن احتراق و در مقیاس کم، ذرات معلق در توربین‌هایی که از سوخت مایع استفاده می‌کنند اشاره کرد. این نیروگاه‌ها در مقایسه با سایر تکنولوژی‌های تولید توان که از سوخت فسیلی استفاده می‌کنند، دی‌اکسید کربن کمتری به ازای کیلووات ساعت تولیدی ساعت می‌کنند. از دیگر مزایای نیروگاه‌های گازی می‌توان به موارد زیر اشاره کرد [۹-۱۱]:

- هزینه سرمایه‌گذاری اولیه و نصب و راه‌اندازی کمتری دارند؛ هزینه ساختمانی نیروگاه‌های گازی به دلیل پیچیدگی کمتر در مقایسه با نیروگاه‌های بخار تقریباً، نصف می‌باشند.

- به فونداسیون چندان قوی نیاز ندارند و اغلب به صورت بسته‌بندی می‌باشد. کلیه قطعات کمپرسور و توربین و سایر اجزای سیکل در کارخانه بسته‌بندی شده و آماده مونتاژ در محل می‌گردد. حمل و نقل آسان‌تر و زمان نصب و راه‌اندازی آن کمتر است. از نظر ساختمانی پیچیدگی کمتری داشته و به فضای کمتری نیاز دارد.
- راه‌اندازی و توقف توربین‌های گازی ساده بوده و سریعاً در عرض چند دقیقه در مدار قرار می‌گیرند. همچنین می‌توان آن‌ها را از راه دور کنترل و راه‌اندازی کرد و در نتیجه زیاد به کنترل محلی نیاز ندارند.
- قابلیت استفاده از چند نوع سوخت را دارند. یکی از راه‌های تمیز تولید انرژی بوده و از آلودگی کمتری تولید می‌کنند.

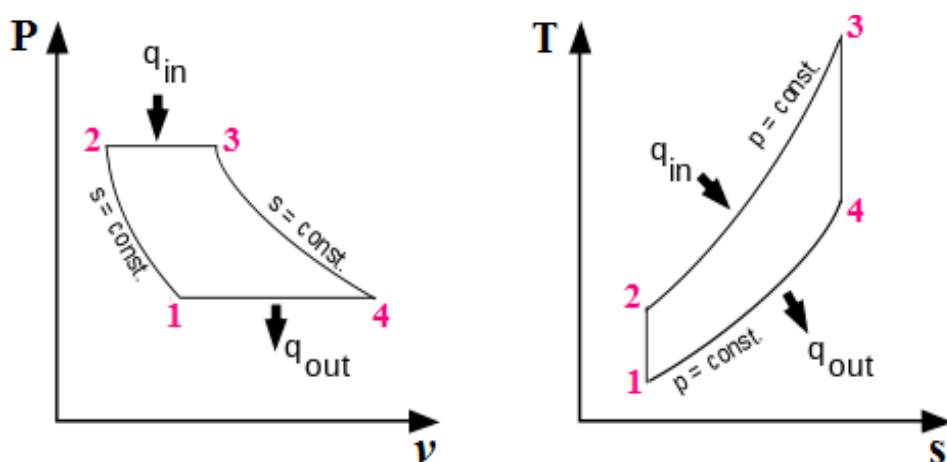
با وجود مزایای ذکر شده، نیروگاه‌های گازی دارای معایبی نیز می‌باشند. از مهم‌ترین عیب‌های نیروگاه‌های توربین گاز می‌توان به بالا بودن میزان کار مصرفی در کمپرسور هوا و همچنین وابستگی عملکرد نیروگاه به شرایط محیطی از جمله دمای هوای ورودی سیکل اشاره کرد. در نیروگاه‌های گازی، نسبت کار مصرفی کمپرسور به کار تولیدی توربین که نسبت کار بازگشتی نامیده می‌شود، مقدار زیادی است. تقریباً نیمی از توان تولیدی توربین برای به حرکت درآوردن کمپرسور صرف می‌گردد که به نوبه خود سبب کاهش توان خالص تولیدی و بازده نیروگاه می‌شود. این مسئله با تغییر شرایط محیطی به ویژه با افزایش دمای هوا اهمیت بیشتری می‌یابد.

ساده‌ترین مدل برای آنالیز ترمودینامیکی سیکل ساده توربین گاز، مدل سیکل ایده‌آل برایتون است. با توجه به فرضیات، این سیکل مربوط به سیکل استاندارد هوا است که به کمک آن می‌توانیم به صورت کیفی تأثیر برخی از متغیرها را بر عملکرد سیکل‌های واقعی بررسی کنیم. نتایج کمی حاصل از سیکل‌های استاندارد، مانند بازده حرارتی و قدرت خروجی، قطعاً با نتایج مربوط به حالت واقعی تفاوت دارد. بنابراین در مطالعه سیکل استاندارد هوا عمدتاً جنبه‌های کیفی مدنظر می‌باشد. سیکل ایده‌آل برایتون شامل فرآیندهای زیر است:

۱. فرآیند تراکم بی‌دررو و بازگشت پذیر (آیزنتروپیک)
۲. فرآیند انتقال حرارت در فشار ثابت برای رسیدن به ماکزیمم دمای سیکل
۳. فرآیند انبساط آیزنتروپیک تا فشار محیط
۴. فرآیند خنک کاری در فشار ثابت تا دمای محیط

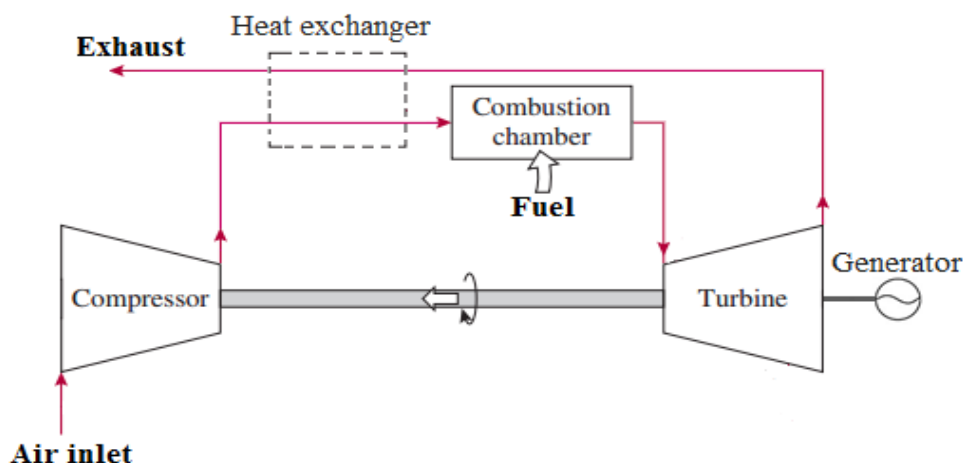
در شکل ۶-۱ نمودار دما-انتروپی (T-s) و فشار-حجم مخصوص (P-v) مربوط به سیکل ایده‌آل برای تون نشان داده شده است:

سیکل استاندارد برای تون شامل این فرضیات است که کمپرسور و توربین به صورت آیزنتروپیک عمل کرده و هیچ‌گونه افت فشاری در سیستم وجود ندارد. این فرضیات برای یک سیکل عملی توربین گاز چندان مناسب نیستند. در عمل در یک سیکل واقعی، به دلیل وجود اصطکاک در کمپرسور و توربین فرآیندهای تراکم و انبساط بازگشت‌پذیر نبوده و با افزایش انتروپی همراه هستند که این بازگشت‌ناپذیری‌ها با تعریف بازده آیزنتروپیک کمپرسور و توربین لحاظ می‌شوند.



شکل ۶-۱ نمودارهای فشار-حجم مخصوص و دما-انتروپی سیکل ایده‌آل برای تون

در صنعت ساختارهای متعددی از موتور توربین گاز که دارای تغییراتی نسبت به سیکل ساده می‌باشند برای تولید توان و یا تولید هم‌زمان توان و حرارت مورد بهره‌برداری قرار می‌گیرند. از جمله این تغییرات می‌توان به سیکل‌های توربین گاز همراه مبدل حرارتی بازیافت انرژی، سیکل همراه خنک‌کن میانی، سیکل بازگرمایش و یا استفاده از سیکل ساده توربین گاز در قالب سیکل ترکیبی که در آن موتور توربین گاز با واحد بخار مولد انرژی کوپل می‌شود اشاره کرد. اساس کار شبیه سیکل ساده است با این تفاوت که استفاده از این تغییرات و بهبود کننده‌های جانبی سبب بهبود عملکرد و افزایش میزان سودمندی توربین گاز می‌شود. یکی از این تغییرات، استفاده از مبدل حرارتی در سیکل ساده می‌باشد که در شکل ۷-۱ نشان داده شده است.



شکل ۱-۷ سیکل توربین گاز به همراه مبدل باز یافت حرارت

۴-۱ تشریح عملکرد سیکل تولید قدرت کالینا

سیکل کالینا، یکی دیگر از سیکل‌های قدرت بوده که به دلیل کاربردهای دما-پایین، توجه بسیار زیادی در سال‌های اخیر به بررسی آن معطوف شده است. سیال عامل مورد استفاده در این سیکل مخلوط آب-آمونیاک می‌باشد. به دلیل استفاده از سیال عامل دوجزئی، این امکان فراهم می‌آید که در قسمت‌های مختلف سیکل از نسبت‌های متفاوت درصد جرمی آب و آمونیاک استفاده نمود. مزیت دیگر این سیکل این است که برخلاف سیالات خالص تک‌جزئی که دارای دمای جوشش و چگالش ثابتی هستند، مخلوط آب-آمونیاک در یک محدوده دمایی به جوش آمده و چگالیده می‌شود. به عبارت دیگر، این سیال در هنگام جوشش دچار تغییر دما می‌گردد و همین موضوع باعث می‌شود که به هنگام تبادل حرارت با سیال دیگر (در اجزائی همانند دیگ بخار و کندانسور) که خود تغییر دما می‌دهد، بازگشت‌ناپذیری کمتری ایجاد شده و بازده انرژی افزایش یابد. علاوه بر موارد ذکر شده، با مطالعات انجام‌شده پیرامون مقایسه سیکل کالینا و رانکین مشخص شده است که سیکل کالینا عملکرد بهتری نسبت به سیکل رانکین خواهد داشت و نشان داده شده است که بازده حرارتی این سیکل نسبت به سیکل بخار و در محدوده دمایی یکسان، ۱۰ تا ۲۰ درصد بالاتر است [۱۲، ۱۳].

در اوایل دهه ۸۰ میلادی الکساندر کالینا سیکل تولید توانی را ارائه کرد که از مخلوط آب-آمونیاک به‌عنوان سیال عامل استفاده می‌کند. این سیکل برای جایگزینی سیکل رانکین به‌عنوان سیکل زیرین در سیکل ترکیبی و همچنین برای استفاده از منبع حرارتی دما-پایین طراحی شده است. بازده این سیکل ۱/۶ تا ۱/۹ برابر بازده سیکل رانکین در شرایط کارکردی مشابه می‌باشد. هر چیدمان سیکل کالینا در یک خانواده از طرح‌ها دارای کاربرد خاص است و با یک شماره واحد سیستم معرفی می‌شود. به‌عنوان مثال سیستم کالینا ۵ (KCS5) به‌طور اختصاصی برای نیروگاه حرارتی مستقیم (سوختی)،

سیستم کالینا ۶ (KCS6) برای سیکل‌های ترکیبی نیروگاه با توربین گازی و سیستم کالینا ۱۱ (KCS11) برای نیروگاه زمین‌گرمایی دما-پایین به کار می‌روند. گروه دیگری از سیستم‌ها نیز برای منابع حرارتی و سوختی دیگر مثل زباله‌های شهری، جریان‌های گاز خروجی در کارخانه‌های فرآوری، خورشیدی و یا هسته‌ای کاربرد دارند. تا کنون بیش از ۳۰ سیستم کالینا معرفی شده است [۱۴، ۱۵].

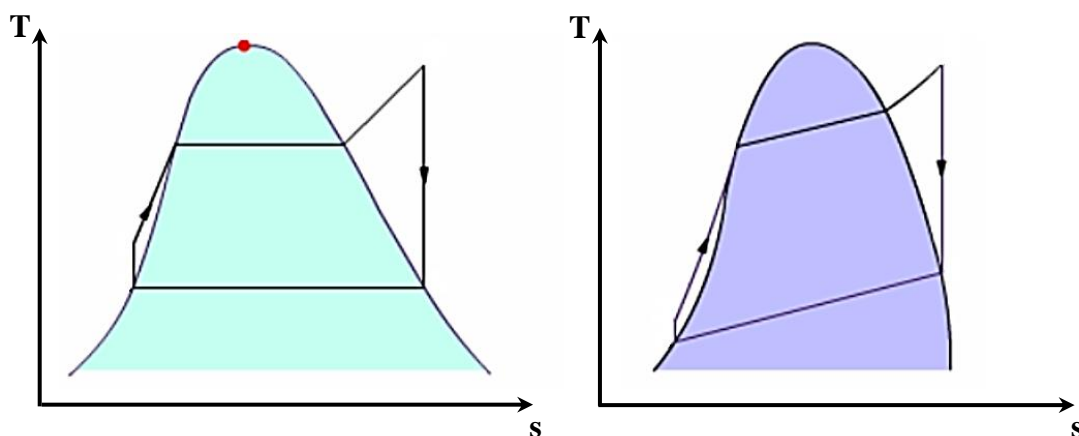
آب در دمای 100°C و آمونیاک در دمای $33/34^{\circ}\text{C}$ در فشار ۱ اتمسفر به جوش می‌آیند. مخلوط آب-آمونیاک دارای نقطه جوش واحدی نمی‌باشد و در یک بازه دمایی به جوش می‌آید. در نتیجه در اکثر مواقع که دمای منبع گرم متغیر است مخلوط آب-آمونیاک برای تبادل دما می‌تواند با پروپیل دمای منبع گرم تطبیق پیدا کند، در نتیجه همپوشانی بهتری صورت می‌گیرد و مقدار گرمای منتقل شده افزایش می‌یابد. پس با استفاده از مخلوط دوجزئی آب-آمونیاک میزان انتقال حرارت افزایش یافته و همچنین تلفات انرژی ناشی از اختلاف دمای دو سیال تبادل کننده‌ی حرارت کاهش می‌یابد، که این عوامل بازده کلی سیکل را افزایش می‌دهند. مخلوط دوگانه به ما اجازه می‌دهد با دادن حرارت به صورت افزایشی، ازدیاد دمای افزایشی داشته باشیم درحالی‌که در سیال یگانه این افزایش به صورت تغییر فاز خودنمایی می‌کند. این مخلوط را در سیکل‌هایی که از منبع حرارتی سوخت فسیلی، انرژی زمین‌گرمایی، انرژی خورشیدی و انرژی هسته‌ای استفاده می‌کنند، می‌توان به کار برد [۱۶].

سیال عامل به کار گرفته شده در سیکل کالینا مخلوط آب-آمونیاک است. مخلوط آب-آمونیاک خواص متفاوتی با آب خالص یا آمونیاک خالص دارد. مخلوط این دو سیال رفتاری کاملاً جدید دارد. چهار تفاوت اصلی بدین شرح می‌باشد [۱۷، ۱۸]:

۱. دمای جوشش و چگالش آب خالص و آمونیاک خالص یک مقدار ثابت بوده و در یک دمای معین جوشیده و چگالیده می‌گردند. اما برخلاف آن‌ها، مخلوط آب-آمونیاک دارای دمای جوشش و چگالش متغیر بوده و در یک بازه دمایی جوشیده و چگالیده می‌شود.
۲. خواص ترموفیزیکی مخلوط آب-آمونیاک با تغییر غلظت آمونیاک تغییر می‌کنند. درحالی‌که خواص ترموفیزیکی آب و آمونیاک خالص ثابت هستند.
۳. خواص ترموفیزیکی مخلوط آب-آمونیاک باعث می‌شود بدون تغییر در حجم گرمای دمای سیال افزایش یا کاهش یابد. این در حالی است که دمای آب یا آمونیاک خالص بدون تغییر در انرژی تغییر نمی‌کند.

۴. آب خالص در دمای نسبتاً بالای 0°C یخ زده و آمونیاک خالص در دمای 98°C یخ می زند. مخلوط آب-آمونیاک دارای دمای انجماد پایینی است.

هدف استفاده کردن از مخلوط آب-آمونیاک در سیکل کالینا استفاده از ویژگی جوشش و چگالش در یک بازه دمایی می باشد. در شکل ۸-۱ نمودارهای T-s مربوط به سیکل رانکین (سمت چپ) و سیکل کالینا (سمت راست) به صورت طرحواره مقایسه شده اند. همان طور که در این شکل مشاهده می شود، در ناحیه دوفازی مربوط به سیال عامل سیکل رانکین (که معمولاً آب می باشد) تغییر دمایی رخ نمی دهد؛ اما در سیکل کالینا، سیال عامل برخلاف سیالات تک جزئی دمای متغیر دارد. با توجه به این نکته، این مخلوط هنگام جذب حرارت از منبع حرارتی در یک دمای ثابت به جوش نمی آید. به همین جهت پروفیل دمای آب-آمونیاک می تواند با پروفیل دمای منبع گرم تطبیق پیدا کند و در نتیجه همپوشانی بهتری صورت می گیرد و مقدار گرمای منتقل شده افزایش می یابد. لذا با استفاده از مخلوط دوجزئی آب-آمونیاک میزان انتقال حرارت افزایش یافته و همچنین تلفات انرژی ناشی از کاهش اختلاف دمای دو سیال تبادل کننده حرارت کاهش می یابد. دقیقاً همین حالت برای چگالش نیز اتفاق می افتد و مخلوط آب-آمونیاک با از دست دادن حرارت در کندانسور در دمای متغیری چگالیده می گردد.



شکل ۸-۱ مقایسه نمودار دما-انتروپی سیکل های رانکین (سمت چپ) و کالینا (سمت راست)

دلیل دیگر استفاده از این مخلوط دمای جوش پایین آن است. همچنین در قسمت های مختلف سیکل کالینا می توان از مخلوط آب-آمونیاک با غلظت های مختلف استفاده کرد. در سیکل کالینا، با قرار دادن جداکننده، مخلوط اصلی به دو قسمت با غلظت کمتر و بیشتر تقسیم شده و از آن ها در قسمت های مختلف سیکل استفاده می گردد. آمونیاک دارای دمای جوشش و چگالش پایینی در مقایسه با آب است، بنابراین در مخلوط با آب، جزء فرارتر است [۱۹]. این بدان معنا است که هنگامی که به مایع

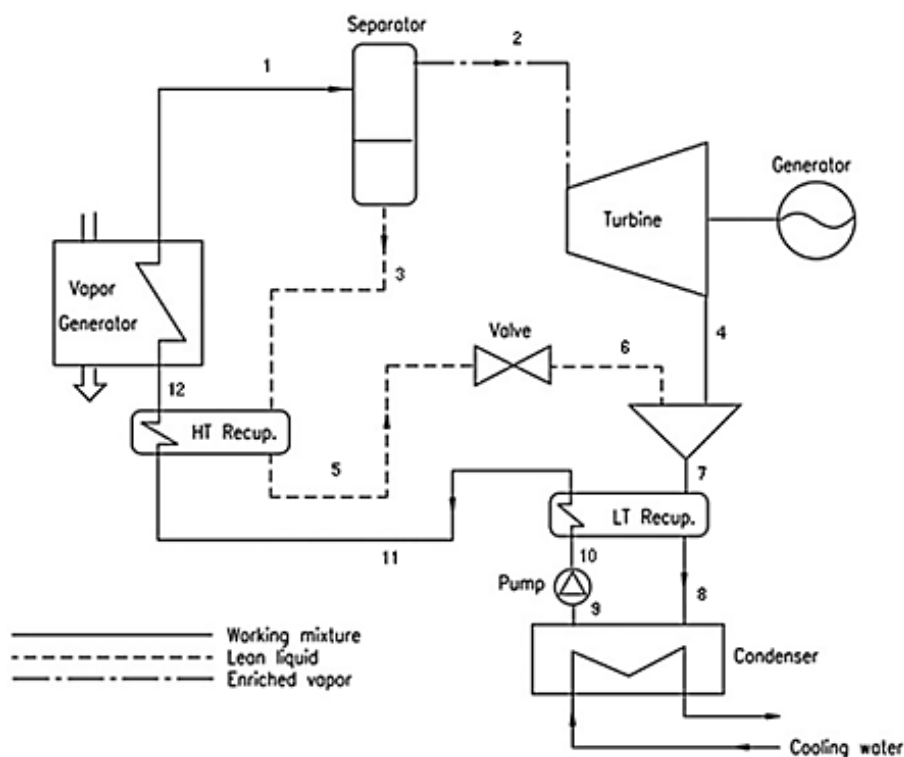
آب-آمونیاک گرما داده می‌شود ابتدا آمونیاک می‌جوشد و فرآیند تبخیر شروع می‌شود. بالعکس وقتی بخار آمونیاک-آب سرد می‌شود، ابتدا آب شروع به چگالش می‌کند. جداکننده نیز بر همین اساس کار می‌کند.

در شکل ۹-۱ طرح‌واره فرآیندهای مختلف یک سیکل کالینا نشان داده شده است. سیال عامل آب-آمونیاک با غلظت پایه وارد مبدل بخار شده (۱۲) و حرارت موردنیاز را از منبع حرارتی (می‌تواند حرارت بازیافتی، منابع انرژی تجدیدپذیر و غیره باشد) دریافت می‌کند. سیال اشباع وارد جداکننده (سپری‌تور) شده (۱) و به دو قسمت بخار اشباع غلیظ (آمونیاک زیاد) و مایع اشباع رقیق تقسیم می‌گردد.

بخار اشباع غلیظ (۲) وارد توربین شده، منبسط می‌شود و کار تولید می‌نماید. مایع اشباع رقیق وارد بازیاب حرارتی شده (۳) و حرارت از دست می‌دهد سپس در یک فرآیند آیزنتروپیک در شیر فشارشکن (۵) منبسط شده و فشارش کاهش می‌یابد. جریان غلیظ خروجی از توربین (۴) توسط جریان رقیق و هم‌فشار خروجی از شیر فشارشکن (۶) در جاذب جذب می‌شود. سپس جریان مخلوط شده در بازیاب (۷) حرارت از دست داده وارد کندانسور شده (۸) با از دست دادن مابقی گرما به محیط به مایع اشباع تبدیل می‌شود و به سطح فشار بالاتر پمپ می‌گردد (۹). سیال عامل با غلظت پایه پس از گرفتن حرارت در دو بازیاب حرارتی (۱۰ و ۱۱) وارد مولد بخار شده تا سیکل بدین شکل تکمیل گردد.

استفاده از سیکل کالینا مزایای زیر را به همراه خواهد داشت [۲۱-۲۳]:

۱. استفاده از مخلوط آب-آمونیاک با محدوده جوش پایین که سیکل را قادر می‌سازد از اتلافات حرارتی دما-پایین استفاده کند.
۲. دمای متغیر جوشش و میعان سیال عامل باعث بازیابی بهتر حرارتی شده، اختلاف دمای موجود در مبدل‌ها میان دو جریان کاهش یافته و در نتیجه بازگشت‌ناپذیری‌های سیکل کاهش می‌یابد.
۳. به دلیل امکان تغییر غلظت آب-آمونیاک در طول سیکل، انعطاف‌پذیری سیکل افزایش می‌یابد.
۴. هزینه‌ی عملیاتی و نگهداری پایین‌تری نسبت به سیکل رانکین ارگانیک دارد.
۵. در این سیکل استفاده از توربین‌های بخار معمولی ممکن می‌باشد.
۶. آمونیاک به‌سادگی در دسترس بوده و ارزان است.



شکل ۹-۱ طرح‌واره سیکل کالینا [۲۰]

۵-۱ تشریح عملکرد سیکل تولید سرمایش اجکتوری

سیکل تبرید تراکمی یکی از محبوب‌ترین سیکل‌های تبرید است و محبوبیت سیکل تبرید تراکمی در تجهیزات سرمایشی به حدی است که تقریباً تمام تجهیزات سرمایشی امروزی شامل انواع کولرهای گازی (اسپلیت)، انواع چیلرهای تراکمی و داکت اسپلیت‌ها از این نوع سیکل بهره می‌برند. سیکل تبرید تراکمی در حالت پایه از چهار جزء، کمپرسور، کندانسور، شیر اختناق و اواپراتور تشکیل شده است. سیکل‌های تبرید اجکتوری نیز نوعی دیگر از سیکل‌های سرمایش می‌باشند که در واقع آن‌ها را نیز می‌توان در دسته سیکل‌های تراکمی قرار داد. در حال حاضر، سیکل‌های تبرید اجکتوری به دلیل استفاده از منابع حرارتی دما-پایین مورد توجه بسیاری قرار گرفته‌اند. سادگی، اقتصادی بودن و عدم وجود قسمت‌های متحرک از مزایای سیستم‌های تبرید اجکتوری می‌باشند. از مشکلات این سیستم‌ها نیز می‌توان به پایین بودن بازده اشاره نمود [۲۴-۲۶].

اجکتورها یکی از دستگاه‌های مهم و پرکاربرد در صنایع مختلف می‌باشند. اجکتور وسیله‌ای است که از انرژی جنبشی یک سیال برای افزایش فشار سیال دیگر استفاده می‌کند. وظیفه اصلی اجکتور ایجاد خلأ، تخلیه گازها و مخلوط کردن سیالات می‌باشد. اجکتورها در صنایع کاربرد وسیعی دارند، به‌عنوان مثال، در صنایع غذایی برای بهبود کیفیت کنستانت‌ر میوه و همچنین افزایش ظرفیت واحد از شرایط

تحت خلأ استفاده می‌شود و نیز در پالایشگاه‌ها برای جدا کردن مواد نفتی سنگین که دمای جوش بالایی دارند از تقطیر تحت خلأ استفاده می‌کنند که برای ایجاد خلأ می‌توان از اجکتور استفاده کرد. در برخی موارد از اجکتور برای مخلوط مایعات و مخلوط گازها و مایعات استفاده می‌شود، همچنین برای جدا کردن ذرات معلق در گازها آن‌ها را با مایعات مخلوط می‌کنند که برای این منظور از اجکتور استفاده می‌شود. اخیراً اجکتورها کاربردهای نوینی پیدا کرده‌اند که به‌عنوان مثال، می‌توان به جایگزینی اجکتور با کمپرسور در یک سیکل تبرید اشاره کرد. علاوه بر این اجکتورها کاربردهای وسیعی در صنعت و فرآیندهای متفاوت در بخش غذا، فلزات، فیلتر کردن، سیستم‌های جذبی، بسته‌بندی، خشک کردن از طریق انجماد، رطوبت‌زدایی و ... دارند [۲۷،۲۸].

هدف از استفاده اجکتور در سیکل تولید سرمایش، افزایش فشار بخار اشباع خروجی از اواپراتور (سیال ثانویه^۱ یا مکشی) به کمک افزایش سرعت سیال اولیه (محرک)^۲ تا سرعت فراصوت^۳ می‌باشد. شکل ۱-۱۰ طرح‌واره‌ای از یک اجکتور را به‌همراه نمودارهای تغییرات سرعت و فشار در راستای طول آن نشان می‌دهد. همان‌طور که مشاهده می‌شود، سیال محرک با فشار بالا وارد نازل همگرا-واگرا^۴ شده (حالت pf)، هد فشاری به هد جنبشی تبدیل شده و به سرعتی بیشتر از سرعت صورت می‌رسد و در نتیجه فشاری کمتر از فشار سیال ثانویه به‌دست می‌آورد. این کاهش فشار (خلأ نسبی) باعث مکش جریان ثانویه به داخل اجکتور شده (حالت sf) و این دو جریان در محفظه اختلاط در فشار ثابت با یکدیگر مخلوط می‌گردند. مخلوط حاصل، در قسمت گلویی^۵ (ناحیه قطر ثابت) دچار چوک شده و فشارش افزایش می‌یابد و سرعتش به حالت مادون‌صوت^۶ می‌رسد. در نهایت در دیفیوزر^۷ هد سرعتی به هد فشاری تبدیل شده و سیال از اجکتور خارج می‌شود. در طی این فرآیند، اجکتور به کمک یک سیال اولیه با فشار بالا توانست فشار پایین سیال ثانویه را بدون نیاز کار ورودی، افزایش دهد.

در شکل ۱-۱۱ یک نمونه سیکل تبرید اجکتوری نمایش داده شده است. در این سیکل قسمتی از مبرد R۱۳۴a در حالت مایع اشباع (۲) به‌وسیله پمپ افزایش فشار یافته، وارد مولد حرارتی شده (۳) و حرارت موردنیاز برای تبدیل شدن به بخار فوق اشباع را دریافت می‌کند. بخار فوق اشباع به‌عنوان جریان اصلی (۴) وارد اجکتور شده و با تبدیل شدن هد فشاری به هد سرعت در نازل همگرا-واگرا

¹ Primary (motive) fluid: PF

² Secondary (suction) fluid: SF

³ Supersonic

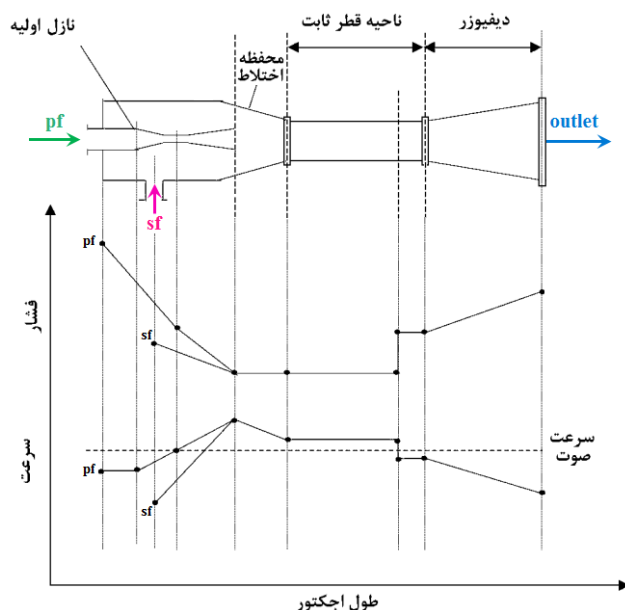
⁴ Converging-diverging nozzle

⁵ Throttle

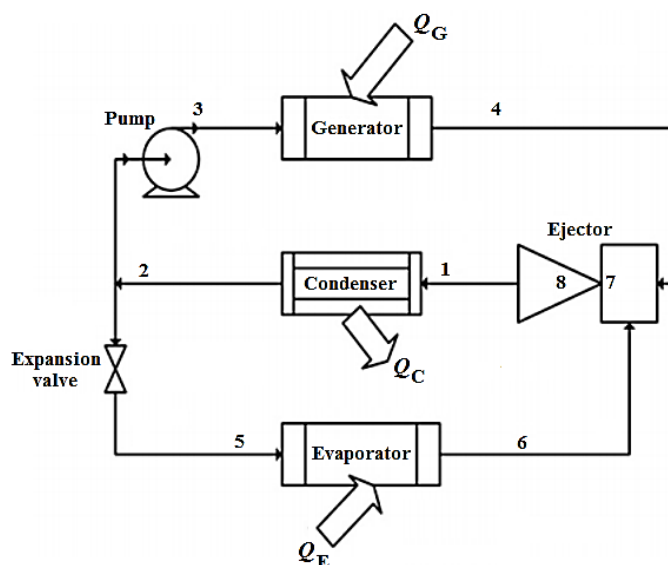
⁶ Subsonic

⁷ Diffuser

باعث مکش جریان کم فشار ثانویه می گردد (۷)، پس از افزایش فشار در دیفیوزر (۸) حرارت خود را در کندانسور (۱) از دست داده و به مایع اشباع تبدیل می گردد (۲)، قسمت دیگر مبرد وارد شیر فشارشکن شده و با از دست دادن فشار در یک فرآیند آیزنتروپیک به دمای پایینی می رسد (۵)، با گرفتن حرارت در اواپراتور سبب ایجاد سرمایش شده و به عنوان جریان ثانویه (۶) توسط جریان اولیه به داخل اجکتور مکیده می شود.



شکل ۱۰-۱ طرحواره اجکتور و تغییرات سرعت و فشار در آن



شکل ۱۱-۱ طرحواره سیکل سرمایش اجکتوری

اجکتورها محاسن متعددی دارند که عبارتند از [۲۹-۳۱]:

۱. هزینه اندک: اجکتورها در مقایسه با کاری که انجام می‌دهند، بسیار ارزان قیمت بوده و همچنین در مقایسه با سایر لوازم نیز از قیمت پایینی برخوردار می‌باشند.
 ۲. عدم وجود قطعات متحرک: این واحدها هیچ قطعه متحرکی ندارند و لذا تعمیر و تنظیم آسانی دارند.
 ۳. مقاومت در برابر خوردگی و سایش: اجکتور را می‌توان از هر ماده‌ای که در برابر سایش و خوردگی مقاوم است ساخت.
 ۴. سادگی در ساخت: ساختمان اجکتورها بسیار ساده است. یک اجکتور تنها از سه بخش نازل انبساط، بدنه و یک ونتوری یا دیفیوزر ساخته شده است.
 ۵. بازده مکش بالا: اجکتورها قادرند فشار هوا یا سایر گازها را تا ۳ میکرومتر جیوه مطلق کاهش دهند.
 ۶. اعتمادپذیری: به دلیل سادگی ذاتی این پمپ‌ها کاملاً قابل اعتماد می‌باشند و نگهداری آن‌ها بسیار ساده و کم دردسر است.
 ۷. نصب ساده: وزن سبک اجکتورها امکان نصب آسان آن‌ها را فراهم کرده و لذا نیاز به فونداسیون ندارند.
 ۸. امنیت: می‌توان از اجکتورها در محل گازهای قابل انفجار که خطر انفجار توسط جرقه را دارند، استفاده کرد.
 ۹. کاربری ساده: به جز تنظیم فشار ورودی، نیازی به تنظیم دیگری ندارند.
 ۱۰. عدم مصرف انرژی: برای راه‌اندازی اجکتور نیازی به مصرف انرژی نداریم.
- در مورد معایب اجکتورها نیز می‌توان موارد زیر را برشمرد [۲۹-۳۱]:

۱. ایجاد صدای زیاد

۲. حساسیت زیاد به شرایط خارج از طرح

نیاز به سیال اصلی با فشار ورودی بالا

۶-۱ معرفی فصول آتی رساله

در فصل حاضر، مقدمه‌ای در مورد سیکل‌های ترمودینامیکی و ترکیب آن‌ها (در قالب یک سیستم تولید هم‌زمان) جهت دستیابی به کارایی بالاتر بیان شد. در این قسمت، به شرح فصول بعدی پرداخته می‌شود. ادامه فصول بعدی رساله، شامل چهار فصل دیگر به شرح ذیل می‌باشد:

در فصل دوم، به معرفی پیشینه تحقیقات انجام شده در مورد سیکل‌های توان و تبرید و ترکیب آن‌ها پرداخته می‌شود. همانطور که در معرفی سیکل‌های توان و تبرید مشخص گردید، تنوع بسیار زیادی برای این سیکل‌ها وجود دارد و لذا شرح کامل و بیان پیشینه تحقیق همگی آن‌ها امکان‌پذیر نمی‌باشد. بنابراین فقط به معرفی و بیان پیشینه تحقیقات انجام شده در مورد سیکل‌های مرتبط با پژوهش حاضر پرداخته خواهد شد. فصل سوم در ابتدا به بیان مسأله مورد بررسی، ضرورت انجام آن و نوآوری کار می‌پردازد و در ادامه آن، جزئیات کامل فرآیند مدل‌سازی مسأله و فرمول‌بندی آن ارائه خواهد شد. در ادامه، در فصل چهارم به ارائه نتایج و بحث و تحلیل آن‌ها تمرکز می‌شود. در انتها، در فصل پنجم به جمع‌بندی رساله و نتیجه‌گیری پرداخته خواهد شد. همچنین، ضمن معرفی چشم‌انداز موضوع مورد بررسی در رساله پیش‌رو، پیشنهادهای جهت بررسی در تحقیقات آتی ارائه می‌شوند.

۲- فصل دوم: پیشینه تحقیق

۱-۲ مقدمه

همانطور که در فصل گذشته بیان شد، به طور کلی می‌توان سیکل‌های ترمودینامیکی را به سه دسته توان، تبرید و ترکیبی تقسیم‌بندی کرد. انواع بسیار مختلفی از سیکل‌های ترمودینامیکی و ترکیب آن‌ها با یکدیگر وجود دارد که در این تحقیق یک سیکل ترکیبی نوین متشکل از سیکل‌های برایتون، کالینا و اجکتور به‌عنوان سیستم مورد بررسی پیشنهاد شده است. بر این اساس، پیشینه تحقیق بر اساس این سه سیکل ترمودینامیکی و ترکیب آن‌ها (به‌منظور تولید هم‌زمان قدرت، سرما و یا گرما) بیان خواهد شد. به‌منظور ایجاد دسته‌بندی برای بیان پژوهش‌های مرتبط پیشین، ابتدا کارهای گذشته انجام‌شده پیرامون هر این از این سه سیکل به‌تنهایی بیان شده و سپس انواع حالت‌های CCP، CHP و CCHP حاصله از ترکیب این سیکل‌ها بررسی خواهند شد.

۲-۲ پیشینه تحقیقات انجام شده پیرامون سیکل برایتون

تاکنون تحقیقات بسیاری در زمینه تجزیه و تحلیل و بهینه‌سازی سیکل‌های توربین گازی صورت گرفته که در زیر به برخی از آن‌ها اشاره می‌گردد. این تلاش‌ها عمدتاً در دو گروه دسته‌بندی می‌شوند. گروه اول شامل مطالعات مربوط به مدل‌سازی ترمودینامیکی سیکل‌های توربین گازی می‌باشد. در اغلب این مطالعات توان تولیدی و بازده حرارتی سیکل به‌عنوان معیار بهینه‌سازی انتخاب شده و اثر پارامترهای محیط همچون شرایط محیطی، نسبت فشار و ماکزیمم دمای سیکل و استفاده از مبدل حرارتی و ... در بهبود عملکرد سیکل مورد مطالعه قرار گرفته است.

دسته دوم، تحقیقاتی است که با استفاده از روش‌هایی به افزایش تولید توان تولیدی و بهبود عملکرد سیکل‌های گازی می‌پردازند. از جمله این متدها افزایش توان ارائه شده و کاهش دمای ورودی به سیکل می‌باشد.

کاوشیک و همکاران^۱ در سال ۲۰۰۳، اثر تغییرات بازده آیزنتروپیک توربین و کمپرسور را بر نرخ قدرت خروجی و نیز بازده حرارتی یک موتور حرارتی برایتون بازگشت‌ناپذیر به همراه بازیاب بررسی کردند. نتایج تحقیق آن‌ها بیانگر این بود که تأثیر بازده توربین بر نرخ قدرت خروجی و همچنین بازده حرارتی سیکل بیشتر از تأثیر بازده کمپرسور می‌باشد [۳۲]. در سال ۲۰۰۹، تحلیل و بهینه‌سازی (بر مبنای قانون دوم ترمودینامیک) یک سیکل برایتون کربن‌دی‌اکسید فوق بحرانی تراکم مجدد توسط

^۱ Kaushik et al.

سرکار^۱ انجام شد. او در مطالعات خود، اثر شرایط کاری را بر مقدار بهینه نسبت فشار، مقدار بازگشت- ناپذیری هر یک از اجزاء سیکل و همچنین بازده‌های قانون اول و قانون دوم بررسی نمود [۳۳]. در یکی از جدیدترین تحقیقات صورت گرفته پیرامون تحلیل ترمودینامیکی سیکل برایتون، ایدریسا و بولاما^۲ (۲۰۱۹)، به تحلیل پیشرفته‌تر اگزرژی یک سیکل نوین متشکل از دو سیکل برایتون به صورت موازی (برایتون/برایتون) را مورد بررسی قرار داده است. بدین صورت که حرارت اتلافی از سیکل برایتون فوقانی، به‌عنوان گرمایش سیکل برایتون پایین‌دستی مورد استفاده قرار گرفت. نتایج بررسی- های آن‌ها نشان داد که با تغییر دمای احتراق از 1000 K تا 1600 K باعث کاهش تخریب اگزرژی کل گردید [۳۴].

نجار (۱۳۸۶) تحلیل ترمودینامیکی و بهینه‌سازی یک سیکل باز توربین گاز مولد انرژی به همراه بازیاب را مورد مطالعه قرار داد. او برای این منظور به روش تحلیلی رابطه بین پارامترهای عملکردی سیکل و متغیرهای ترمودینامیکی تأثیرگذار با در نظر گرفتن وجود افت فشار در مسیر سیال عامل در قسمت‌های مختلف سیکل، را استخراج کرد. به‌منظور بهینه‌سازی، متغیرهای در نظر گرفته‌شده شامل پارامترهای ترمودینامیکی حاکم بر سیکل بوده و قدرت خروجی و بازده حرارتی سیکل به‌عنوان توابع موردنظر برای بهینه‌سازی در نظر گرفته شده‌اند [۳۵].

در پژوهشی دیگر، نیک‌آئین (۱۳۸۵)، یک سیکل توربین گاز به همراه بازیاب، خنک‌کن میانی و همراه با تزریق بخار را از لحاظ ترمودینامیکی بهینه نمود. در این تحقیق پارامترهای مهم مؤثر بر بازده سیکل از جمله نسبت فشار کمپرسور، درصد هوای اضافی، دمای ورودی به سیکل، دمای ورودی به توربین گاز، رطوبت نسبی هوای ورودی و نسبت جرمی بخار آب تزریقی به محفظه احتراق به‌عنوان پارامترهای بهینه‌سازی در نظر گرفته شده و با استفاده از قضیه گویا-استودلا^۳ و با کمک قیود، تابع هدف بهینه می‌گردد [۳۶].

در سال‌های اخیر، برخی محققان تحقیقاتی در مورد به کار بردن انرژی خورشیدی در سیکل‌های توربین گاز انجام داده‌اند. در سال ۲۰۰۶، شوارزبزل و همکارانش^۴ به معرفی و مرور برخی از سیستم- های توربین گاز خورشیدی پرداختند [۳۷]. هلر و همکاران^۵ در سال ۲۰۰۶ به تست و ارزیابی اولین نمونه سیستم توربین گاز راه‌اندازی شده توسط انرژی خورشیدی (که از سال ۲۰۰۲ در اسپانیا کار

¹ Sarkar

² Idrissa and Boulama

³ Gouy-Stodola theorem

⁴ Schwarzbözl et al.

⁵ Heller et al.

می‌کرد) پرداختند. هدف اصلی آن‌ها در آن پژوهش این بود که بتوانند دمای هوای تحت فشار را در خروجی از سیستم خورشیدی به 1000°C برسانند [۳۸]. در تحقیقی دیگر، بلوس و همکاران^۱ (۲۰۱۷) به تحلیل پارامتریک و بهینه‌سازی یک سیستم توربین گاز هیبریدی خورشیدی-فسیلی پرداختند. به‌منظور کاهش مصرف گاز طبیعی، حرارت موردنیاز برای سیکل پیشنهادی خود را با ترکیب کلکتورهای خورشیدی سهموی و احتراق گاز طبیعی تأمین نمودند. آن‌ها تحقیقات خود را در دو مرحله انجام دادند؛ در مرحله اول، هر یک از سیستم‌های خورشیدی و توربین گاز را به‌تنهایی مورد بررسی قرار داده و در مرحله دوم به تحلیل سیکل ترکیبی پیشنهادی خود پرداختند [۳۹].

۳-۲ پیشینه تحقیقات انجام شده پیرامون سیکل کالینا

مارستون^۲ در سال ۱۹۹۰ بهینه‌سازی‌ای بر روی سیکل ساده اولیه کالینا انجام داد و با نسخه پیشرفته سیکل مقایسه کرد، همچنین پارامترهای کلیدی سیکل را مورد بررسی قرار داد [۱۶]. روگداکیس و آنتونوپولوس^۳ در سال ۱۹۹۱ سیکل تولید توانی را ارائه دادند که مانند سیکل کالینا از آب و آمونیاک به‌عنوان سیال عامل استفاده می‌کرد و از فرآیند جذب مانند فرآیند جذب سرمایشی درون سیکل بهره می‌گرفت. برتری این سیکل نسبت به سیکل کالینا ساده‌سازی قطعات، ساختمان، کارکرد و تعمیر و نگهداری سیکل بود. این سیکل جدید در دمای جوش بالا حدود ۲۰ درصد بازده بالاتری نسبت به سیکل رانکین داشت، همچنین این برتری در دمای جوش پایین‌تر بیشتر نیز می‌شد [۴۰]. ابراهیم و کوچ^۴ (۱۹۹۳) سیکل کالینایی را مورد بررسی قرار دادند که از آگزوز توربین گاز به‌عنوان منبع حرارتی استفاده می‌کند [۴۱]. تحلیل ترمودینامیکی سیکل اولیه کالینا نیز توسط ابراهیم و کلین^۵ (۱۹۹۵) صورت گرفته است [۴۲]. لولوس و روگداکیس^۶ در سال ۲۰۰۹ از کلکتورهای خورشیدی به‌عنوان منبع حرارتی دما-پایین برای سیکل کالینا استفاده کردند، همچنین منبع حرارتی خارجی نیز به این سیستم متصل است تا ۵-۱۰ درصد از حرارت موردنیاز را تأمین نماید. سیکل در فشار پایین (۰/۲-۴/۵ bar) و دمای پایین (130°C) کار می‌کند [۴۳]. سان و همکاران^۷ سیکل (۲۰۱۲) کالینای خورشیدی ارائه کردند که از یک سوپرهیتر اضافی برای فراهم کردن حرارت کافی استفاده می‌کند. در این پژوهش پارامترهای تأثیرگذار بر روی سیکل مورد بررسی قرار گرفته است [۴۴].

¹ Bellos et al.

² Marston

³ Rogdakis and Antonopoulos

⁴ Ibrahim and Kovach

⁵ Ibrahim and Klein

⁶ Lolos and Rogdakis

⁷ Sun et al.

هونگ و همکاران^۱ در سال ۲۰۱۷ به تحلیل ترمودینامیکی یک سیکل کالینای خورشیدی دما-متوسط پرداختند. حرارت موردنیاز سیکل کالینا در پژوهش آن‌ها توسط کلکتور خورشیدی سهموی تأمین شده و اثر تغییر سطح مقطع کلکتور را مورد بررسی قرار دادند [۴۵]. در تحقیقی دیگر در سال ۲۰۱۷، زارع و پلیده^۲ یک مولد ترموالکتریک به سیکل پایه کالینا اضافه نمودند تا از تلفات حرارتی سیکل استفاده نموده و کارایی آن را بهبود ببخشند. لازم به ذکر است که محرک سیکل کالینای مورد بررسی آن‌ها منبع زمین‌گرمایی دما-پایین بود [۴۶]. مهرپویا و موسوی^۳ (۲۰۱۸) در ابتدا یک سیکل کالینا با محرک انرژی خورشیدی را توسط نرم‌افزار اسپن پلاس شبیه‌سازی نموده و سپس به آنالیز پیشرفته^۴ انرژی-اقتصادی آن پرداختند [۴۷].

به دلیل شباهت زیاد کاربری میان سیکل کالینا و ORC در سال‌های اخیر پژوهش‌های مختلفی برای مقایسه میان این دو سیکل صورت گرفته است. ژانگ و همکاران در سال ۲۰۱۲ مروری جامع بر روی انواع مختلف سیکل کالینا و همچنین مقایسه‌ای میان سیکل کالینا و ORC انجام دادند. آنالیز انرژی و انرژی نیز بر روی سیکل کالینا در این پژوهش صورت گرفت [۱۳]. در سال ۲۰۱۳، رودریگز و همکاران مقایسه اقتصادی و انرژی میان دو سیکل کالینا و ORC برای منابع زمین‌گرمایی در برزیل انجام دادند. طبق این مقایسه سیکل کالینا ۱۸٪ توان بیشتری از ORC تولید می‌کند و همچنین سیکل کالینا هزینه تولید برق کمتری دارد [۲۰]. لی و همکاران (۲۰۱۳) سیکل نوین کالینای با اجکتور ارائه دادند که در آن اجکتور جایگزین شیر فشارشکن و جاذب شده است. در این سیکل فشار خروجی توربین به‌وسیله اجکتور کاهش می‌یابد که این امر سبب افزایش اختلاف فشار ورودی و خروجی توربین و افزایش توان تولیدی توربین می‌گردد. به همین جهت سیکل کالینای اجکتوری بازده بالاتری نسبت به سیکل ساده کالینا دارد [۴۸].

دسته‌ای دیگر از تحقیقات پیرامون سیکل کالینا، در مورد بهینه‌سازی آن از دیدگاه‌های مختلف انجام شده است. وانگ و همکاران (۲۰۱۳) و سان و همکاران (۲۰۱۴) به آنالیز انرژی و بهینه‌سازی سیکل کالینای خورشیدی پرداختند [۴۹، ۵۰]. لارسن و همکاران (۲۰۱۴) آنالیز و بهینه‌سازی‌ای بر روی سیکل کالینا که منبع حرارتی آن گازهای داغ خروجی از موتورهای دیزل می‌باشد، انجام دادند [۵۱]. مودی و همکارانش در سال ۲۰۱۶ از یک سیکل کالینای دما-بالا به‌منظور تولید الکتریسیته در یک

¹ Hong et al.

² Zare and Palideh

³ Mehrpooya and Mousavi

⁴ Exergoeconomic

نیروگاه خورشیدی استفاده نموده و به بهینه‌سازی ترمو-اقتصادی^۱ آن پرداختند. همچنین، آن‌ها به مقایسه سیستم مورد بررسی خود با یک سیستم ORC (در شرایط مشابه) پرداختند. نتایج پژوهش آن‌ها حاکی از آن است که استفاده از سیکل کالینا در نیروگاه خورشیدی دما-بالا بازدهی ترمودینامیکی بالاتری نسبت به ORC داشته اما هزینه تولید الکتریسیته در آن بالاتر است [۵۲]. در پژوهشی دیگر، کائو و همکاران (۲۰۱۸) به بهینه‌سازی تک‌هدفه و چندهدفه سیکل کالینا-فلش^۲ پرداختند. آن‌ها از دو روش الگوریتم‌های ژنتیک و ژنتیک با مرتب‌سازی نامغلوب نسخه ۳ برای بهینه‌سازی استفاده نمودند [۵۳].

در سال ۱۹۹۲ اولین نیروگاه کالینا در یک سایت آزمایشگاهی در پارک کانوگو کالیفرنیا به‌وسیله مخترع و دانشمند استرالیایی رونالد وایز ساخته شد، که می‌توانست انرژی الکتریکی موردنیاز بیش از هزار خانوار را فراهم کند. دومین نمونه احداثی در هیوساویک در ایسلند بود که با استفاده از آب شور در دمای °C ۱۲۰ در ورودی و °C ۸۰ در خروجی کار می‌کند. همچنین چند نمونه آزمایشگاهی دیگر در ژاپن به‌وسیله گروه مطالعاتی آمانو و همکاران ساخته شده است که از یک سیکل سه‌گانه به‌صورت یک توربین گازی در بالا، یک سیکل بخار رانکین در وسط و یک سیکل آب-آمونیاک رانکین در انتها تشکیل شده است. در این نمونه دمای منبع ورودی °C ۱۸۵-۱۶۰ و غلظت بهینه برای عملکرد بهتر عددی در محدوده ۰/۴-۰/۷ می‌باشد. در جهان تا کنون چند نمونه از سیکل نیروگاهی کالینا به بهره‌برداری رسیده است که در جدول ۱-۲ آورده شده است.

جدول ۱-۲ نیروگاه‌های به بهره‌برداری رسیده بر اساس سیکل توان کالینا [۵۴]

نام نیروگاه	کشور	سال راه‌اندازی	توان خروجی (MW)	منبع حرارتی
پارک تحقیقاتی کانوگو	آمریکا	۱۹۹۲	۶/۵	خروجی توربین گازی با دمای °C ۵۱۵
شهر فوکوکا	ژاپن	۱۹۹۸	۴	اتلاف کوره
صنایع فولاد سامیتومو	ژاپن	۱۹۹۹	۳/۵	آب با دمای °C ۹۸، گرمای اتلافی تولید
هیوساویک	ایسلند	۲۰۰۰	۲	زمین‌گرمایی با دمای °C ۱۲۴
فوجی اویل	ژاپن	۲۰۰۵	۴	اتلاف حرارت با دمای °C ۱۱۶
بروشکال	آلمان	۲۰۰۹	۰/۶	زمین‌گرمایی
انترهاخینگ	آلمان	۲۰۰۹	۳/۴	زمین‌گرمایی

¹ Thermo-economic

² Kalina-Flash

³ Non-dominated Sorting Genetic Algorithm-II (NSGA-II)

آب گرم خورشیدی	۰/۰۵	۲۰۱۰	چین	شانگهای اکسپو
زمین گرمایی	۰/۰۵	۲۰۱۱	تایوان	کوینگشای
اتلاف حرارت	۸/۶	۲۰۱۳	پاکستان	دی جی خان
اتلاف حرارت	۴/۷۵	۲۰۱۳	امارات	سیمان استار

۴-۲ پیشینه تحقیقات انجام شده پیرامون سیکل سرمایش اجکتوری

سیستم پایه تک اجکتوری ساده‌ترین حالت این فناوری است و به‌طور گسترده‌ای در سرتاسر جهان مورد استفاده قرار می‌گیرد. تحقیقات در زمینه سیستم تبرید اجکتوری به‌طور کلی به اضافه یا حذف کردن اجزاء مختلف در سیستم پایه تک اجکتور و مقایسه نحوه عملکرد سیستم پس از این تغییرات با حالت پایه، اشاره دارد. البته در این زمینه، تحقیقاتی نیز بر روی تأثیر مبردها، هندسه اجکتور و ... انجام می‌گیرد.

یکی از کاربردهای سیکل‌های تبرید اجکتوری، سیکل مبرد جت بخار^۱ می‌باشد. نخستین سیستم تبرید جت بخار به سال ۱۹۰۱ میلادی باز می‌گردد که توسط شرکت‌های لبلانک^۲ فرانسه و پارسونز^۳ انگلیس طراحی شد [۵۵]. بعد از آن، تحقیقات مختلفی پیرامون این سیستم انجام گرفت به‌طوری‌که در سال ۱۹۷۷، یک تئوری جدید به سیستم تبرید جت بخار توسط موندی و باگستر^۴ اعمال شد [۵۶]. در سال ۱۹۹۵ نیز تحقیقاتی توسط ایمز و همکارانش^۵ در زمینه استفاده از تلفات حرارتی صنایع برای به کار بردن در سیکل تبرید جت بخار صورت پذیرفت. آن‌ها مزایای مدل پیشنهادی خود را نسبت به سایر سیکل‌های تبرید، آلاینده‌گی بسیار پایین (به علت استفاده از بخار بجای هالوکربن‌ها^۶ بجای مبرد) و همچنین کاهش هزینه‌ها (به علت استفاده از تلفات حرارتی صنایع) معرفی نمودند [۵۵،۵۷].

در سال ۱۹۸۵، هوانگ و همکاران^۷ یک سیستم تبرید اجکتوری را با سیال R۱۱۳ بررسی کردند و نشان دادند پدیده خفگی در سیال ثانویه ورودی به اجکتور تأثیر بسیاری بر عملکرد سیستم دارد. پدیده خفگی زمانی رخ می‌دهد که فشار پشت اجکتور از فشار بحرانی کمتر باشد [۵۸]. در سال

¹ Steam-jet refrigerator cycle

² LeBlanc

³ Parsons

⁴ Munday and Bagster

⁵ Eames et al.

⁶ Halocarbon

⁷ Huang et al.

۱۹۹۵، دُرانتس و لالمند^۱ با استفاده از سیال‌های کاری R۱۱، R۲۲، R۱۱۴، R۱۲۳، R۱۳۳a، R۱۴۱b، R۱۴۲b، R۱۵۲a، RC۳۱۸ و مواد ترکیبی غیرآزوتروپیک^۲ برای سیکل پیشنهادشده توسط هوانگ و همکاران نشان دادند دمای منبع حرارتی عاملی تأثیرگذار برای انتخاب سیال کاری است و میزان COP به شدت تحت تأثیر سیال کاری است. آن‌ها همچنین سیالات R۱۲۳، R۱۴۱b و RC۳۱۸ را به عنوان سیال کاری با میزان کارایی بالا معرفی کردند [۵۹]. دُرانتس و همکاران همچنین در سال ۱۹۹۶ به مدل‌سازی ریاضی سیستم پایه تبرید اجکتوری پرداختند که منبع حرارتی آن توسط انرژی خورشیدی تأمین می‌گردد. اجزای اصلی بخش خورشیدی سیستم پیشنهادی آن‌ها شامل یک کلکتور خورشیدی لوله تخلیه و یک مخزن ذخیره بود [۶۰]. یو و لی^۳ در سال ۲۰۰۷ با ایجاد تغییراتی در سیکل پایه تبرید اجکتوری، یک سیکل نوین تبرید اجکتوری ارائه کردند. سیال عامل سیکل موردبررسی آن‌ها R۱۴۱b بوده و برای بهبود کارایی سیستم، یک پمپ جت کمکی و یک بازیاب به سیکل تبرید اجکتوری اضافه نمودند [۶۱]. در تحقیقی دیگر، ونگ و همکاران^۴ (۲۰۱۵) به بررسی اثر مبردهای مختلف بر کارایی سیکل تبرید اجکتوری پرداختند. آن‌ها مبردهای مختلفی همچون R۱۲۷۰، R۳۲، R۱۴۳a، R۱۲۵ و R۱۱۵ را بررسی کرده و نتیجه گرفتند که از بین این مبردها، مبرد R1270 بالاترین ضریب کارایی^۵ را داشته (به ازای شرایط یکسان منبع حرارتی و در فشارهای کاری متوسط) و یکی از سیال‌های عامل محیط دوستانه^۶ می‌باشد [۶۲]. در یکی از پژوهش‌هایی که اخیراً در این حوزه انجام شده است، رشیدی و همکاران^۷ در سال ۲۰۱۷ به تحلیل ترمودینامیکی و بهینه‌سازی سیکل تبرید اجکتوری با استفاده از شبکه‌های عصبی مصنوعی و الگوریتم PSO^۸ پرداخته‌اند. آن‌ها در پژوهش خود شبکه عصبی را به گونه‌ای آموزش داده بودند که با دریافت فشار مولد و اختلاف دمای مبدل‌ها (اوپراتور، کندانسور و مولد) به عنوان پارامترهای ورودی، قادر به تخمین ضریب کارایی، حرارت کندانسور و مولد، کار پمپ و نسبت دبی جرمی جریان‌های ورودی به اجکتور به عنوان پارامترهای خروجی باشد [۶۳].

¹ Dorantes and Lallmand

² Non-azeotropic

³ Yu and Li

⁴ Wang et al.

⁵ COP: coefficient of performance

⁶ Environment-friendly

⁷ Rashidi et al.

⁸ Particle Swarm Optimization

۲-۵ پیشینه تحقیقات انجام شده پیرامون سیکل‌های تولید هم‌زمان

روش معمول برای تأمین نیاز الکتریکی و حرارتی مصرف‌کنندگان، خرید برق از شبکه و تولید حرارت از طریق سوزاندن سوخت در کوره‌ها و دیگ‌های بخار است. اما با به‌کارگیری فناوری، تولید دوگانه^۱ و تولید سه‌گانه^۲، می‌توان مصرف سوخت و به‌طور کلی مصرف انرژی را تا حد قابل ملاحظه‌ای کاهش داد. بنا به تعریف، تولید دوگانه و سه‌گانه عبارت است از: تولید دو یا چند شکل انرژی مفید از یک منبع انرژی اولیه. یا به عبارت دیگر تولید هم‌زمان انرژی الکتریکی (مکانیکی)، حرارت و برودت با استفاده از یک منبع انرژی اولیه را تولید هم‌زمان گویند. سیستم‌های تولید چنین انرژی‌هایی را، اصطلاحاً CHP، CCP یا CCHP می‌نامند.

در این بخش به بیان پیشینه تحقیقات انجام‌گرفته پیرامون ترکیب سیکل‌های توان و تبریدی که در بخش‌های گذشته معرفی شدند (سیکل‌های توربین گاز، کالینا و اجکتور) پرداخته خواهد شد.

۲-۵-۱ سیکل‌های تولید هم‌زمان سرمایه‌ش-قدرت (CCP)

وانگ و همکاران^۳ در سال ۲۰۰۹ یک سیکل نوین ترکیبی ارائه نموده و به آنالیز پارامتریک سیکل پیشنهادی خود پرداختند. سیکل پیشنهادی آن‌ها متشکل از یک سیکل توان با سیال عامل آب-آمونیاک بود که با به‌کارگیری یک اجکتور، کارایی آن را بهبود بخشیدند [۶۴]. زارع و همکاران (۲۰۱۳) باز یافت انرژی هدر رفت GT-MHR^۴ به‌منظور تولید توان و تبرید با استفاده از یک سیکل با سیال عامل آب-آمونیاک را مورد بررسی قرار دادند. در این تحقیق از یک سیکل آب-آمونیاک به نام گسوامی^۵ استفاده کردند. سیکل ترکیبی هم از لحاظ ترمودینامیکی و هم اقتصادی مورد تجزیه و تحلیل و بهینه‌سازی قرار گرفت. نتایج حاصل از این تحقیق نشان می‌دهد فاکتور بهره‌برداری انرژی^۶ بر پایه بهینه‌سازی قانون اول ترمودینامیک ۱۱/۱٪ افزایش می‌یابد و بازده اجزرژتیک ۵/۹٪ افزایش می‌یابد و بر اساس بهینه‌سازی اجزرژی-اقتصادی، هزینه واحد توان تولیدی در سیکل ترکیبی به‌طور قابل توجهی (۱۷/۴٪) کمتر از GT-MHR است [۶۵]. سروردین و همکاران در سال ۲۰۱۳ حرارت اتلافی یک سیکل GT-MHR را برای راه‌اندازی سیکل‌های ORC و اجکتور، در سه پیکربندی مختلف استفاده

¹ Cogeneration

² Trigeneration

³ Wang et al.

⁴ Gas turbine-modular helium reactor (GT-MHR)

⁵ Goswami

⁶ Energy utilization factor

نمودند. در پژوهش مذکور، کارآیی سیستم از هر دو منظر قانون اول و دوم ترمودینامیک مورد بررسی قرار گرفت و یکی از این پیکربندی‌ها به‌عنوان حالت بهینه در هر یک از این دو منظر انتخاب گردید. نتایج تحقیقات آن‌ها نشان‌دهنده آن است که بازده قانون اول آن پیکربندی که از منظر قانون اول ترمودینامیک بهینه است، $15/86\%$ بالاتر از سیکل پایه GT-MHR است؛ همچنین بازده اگزرژی سیستمی که از منظر قانون دوم ترمودینامیک بهینه‌ترین است، حدود $2/6\%$ بالاتر از سیکل GT-MHR می‌باشد [۶۶]. در پژوهشی دیگر، ژیا و همکارانش^۱ در سال ۲۰۱۶، با بازیابی اتلاف حرارتی یک موتور احتراق داخلی، سه سیکل برایتون (کربن‌دی‌اکسید)، ORC و اجکتور را به‌صورت آبشاری برای تولید هم‌زمان سرما و الکتریسیته، راه‌اندازی نمودند. پس از مدل‌سازی ترمودینامیکی و اگزرژی-اقتصادی سیستم پیشنهادی، اثر نسبت فشار کمپرسور، دمای ورودی کمپرسور، دمای ورودی توربین سیکل برایتون، فشار ورودی توربین ORC و فشار جریان اولیه اجکتور را بر کارآیی سیستم بررسی نمودند. در انتها، با انتخاب کارآیی سیستم به‌عنوان تابع هدف، یک بهینه‌سازی تک-هدفه با استفاده از الگوریتم ژنتیک انجام دادند. بررسی‌های آن‌ها حاکی از این است که کاهش نسب فشار کمپرسور، کاهش دمای ورودی کمپرسور، افزایش دمای ورودی توربین سیکل برایتون، افزایش فشار ورودی توربین ORC و افزایش فشار جریان اولیه اجکتور باعث بهبود بازده‌های ترمودینامیکی و اگزرژی سیستم خواهد شد [۶۷]. در سال ۲۰۱۷، برخورداریان و همکارانش^۲ یک سیکل ترکیبی جدید متشکل از سیکل قدرت کالینا و سیکل تبرید اجکتور، برای تولید توان و سرمایه‌اش ارائه دادند. آن‌ها کارآیی سیستم پیشنهادی خود را با پارامترهایی نظیر بازده اگزرژی و میزان خروجی خالص توان و سرمایه‌اش سیکل، بررسی نمودند. نتایج حاصل از تحقیق آن‌ها بیانگر این است که بازده حرارتی، بازده اگزرژی و بازده اگزرژی مؤثر سیکل پیشنهادی آن‌ها به ترتیب برابر 19% ، $38/97\%$ و $42/75\%$ می‌باشد [۶۸]. غائبی و همکاران^۳ در سال ۲۰۱۷ تحلیل ترمودینامیکی، ترموآکونومیکی و بهینه‌سازی یک سیکل ترکیبی نوین اجکتور-کالینا را مورد بررسی قرار دادند. در این تحقیق آن‌ها پارامترهای فشار مولد بخار، دمای اواپراتور، دمای نقطه پینچ کندانسور، دمای منبع حرارتی، غلظت آمونیاک و نسبت انبساط را به‌عنوان متغیرهای بهینه‌سازی در نظر گرفتند. نتایج تحقیق آن‌ها نشان داد که مقادیر بهینه پارامترهای مذکور برای سیستم پیشنهادی آن‌ها به ترتیب برابر $17/5 \text{ bar}$ ، 285 K ، 8 K ، 473 K ، 15% و $2/5$ می‌باشد [۶۹]. همچنین، غائبی و همکارانش (۲۰۱۸) در تحقیقی دیگر به تحلیل انرژی و اگزرژی سیکل ترکیبی سرمایه‌اش اجکتوری و توان کالینا با منبع دما-پایین زمین‌گرمایی پرداختند.

¹ Xia et al.

² Barkhordarian et al.

³ Ghaebi et al.

آن‌ها با در نظر گرفتن بازده حرارتی (بازده قانون اول) و بازده انرژی (بازده قانون دوم) به‌عنوان توابع هدف، با استفاده از الگوریتم ژنتیک به بهینه‌سازی تک‌هدفه و چندهدفه سیکل پیشنهادی خود پرداختند. مقادیر بهینه توان و سرمایه‌ی خالص خروجی و همچنین بازده‌های حرارتی و انرژی بهینه در پژوهش آن‌ها به ترتیب برابر 2319 kW ، 1133 kW ، 15% و $47/8\%$ گزارش داده شد [۷۰]. در پژوهشی دیگر، رستم‌زاده و همکاران در سال ۲۰۱۸ به بررسی فنی-اقتصادی یک سیکل ترکیبی CCP پرداختند. پیکربندی سیستم مورد مطالعه آن‌ها شامل یک سیکل کالینا و یک سیکل اجکتور بود که این دو سیکل به‌عنوان یک سیستم یکپارچه عمل می‌کردند. توان الکتریکی در سیکل کالینا و بار سرمایشی در سیکل تبرید اجکتوری تولید می‌شد. نتایج پژوهش آن‌ها نشان داد که سیستم ترکیبی آن‌ها در حالت بهینه قابلیت تولید $33/65 \text{ kW}$ توان الکتریکی و $160/6 \text{ kW}$ بار سرمایشی دارد [۷۱].

بین و همکاران^۱ (۲۰۱۸) یک سیستم تولید دوگانه توان/سرمایش بر اساس ترکیب سیکل قدرت آب-آمونیاک و سیکل تبرید اجکتوری پیشنهاد دادند. نتایج آن‌ها نشان داد که بازده‌های حرارتی و انرژی این سیستم به ترتیب برابر $21/34\%$ و $38/95\%$ می‌باشد. همچنین، آن‌ها در انتها از الگوریتم NSGA-II استفاده نموده و به بهینه‌سازی چندهدفه سیستم پیشنهادی خود پرداختند [۷۲]. دو و دای^۲ در سال ۲۰۱۸ به تحلیل کارایی یک سیستم تولید دوگانه توان-تبرید متشکل از ترکیب سیکل‌های کالینا و اجکتور پرداختند. بررسی‌های آن‌ها حاکی از آن است که میزان خالص قدرت و سرمایش سیکل پیشنهادی در شرایط طراحی به ترتیب برابر $619/74 \text{ kW}$ و $71/28 \text{ kW}$ است [۷۳]. رشیدی و یوو^۳ در سال ۲۰۱۸ یک مدل‌سازی ترمودینامیکی و تحلیل پینچ از سیستم تولید دوگانه توان-تبرید بر مبنای سیکل کالینا ارائه دادند. آن‌ها دو چینش متفاوت از سیستم تولید دوگانه را ارائه دادند که در حالت اول بدون اجکتور و در حالت دوم با استفاده از یک اجکتور بود. نتایج پژوهش آن‌ها نشان داد که در یک سطح توان تولیدی یکسان، خروجی تبرید و بازده حرارتی چینش دوم (با اجکتور) به ترتیب $13/5\%$ و 17% بیشتر از چینش اول (بدون اجکتور) است [۷۴]. در سال ۲۰۲۰، هوانگ و همکاران^۴ ضمن معرفی یک پیکربندی جدید از یک سیستم هیبریدی (بازیافت حرارت سیکل برایتون جهت راه‌اندازی سیکل تبرید جذبی دو اثره)، به بررسی عملکرد آن پرداختند. در پژوهش مذکور، خود سناریوهای مختلفی جهت تأمین تقاضای انرژی تعریف کرده و به مقایسه آن‌ها پرداختند [۷۵]. کائو و

¹ Yin et al.

² Du and Dai

³ Rashidi and Yoo

⁴ Huang et al.

همکاران^۱ (۲۰۲۱) دو سیستم ترکیبی جهت بازیافت حرارت از یک سیکل برایتون بسته با احتراق خارجی ارائه دادند. در پیکربندی اول، حرارت اتلافی سیکل برایتون جهت راه‌اندازی یک ORC و در پیکربندی دوم جهت راه‌اندازی یک سیکل تبرید جذبی مورد استفاده قرار گرفت. نتایج آن‌ها نشان دهنده این است که در بین تمام شرایط عملکرد مورد بررسی، سیستم دوم از دیدگاه ترموآکونومیک عملکرد بهتری دارد. به‌طوریکه در حالت بهینه، سیستم دوم ۱۱/۲٪ بازده انرژی بالاتر و ۱۲/۳٪ هزینه تولید الکتریسیته پایین‌تر دارد [۷۶]. در یکی از جدیدترین پژوهش‌های انجام شده در این زمینه، یوان و همکارانش^۲ (۲۰۲۱) یک آرایش جدید از سیستم CCP متشکل از سیکل برایتون تراکم مجدد (به‌عنوان محرک اولیه) و سیکل تبرید اجکتوری ارائه دادند. پس از انجام بهینه‌سازی ترموآکونومیک دو هدفه، مقادیر بهینه بازده انرژی و هزینه تولیدات سیستم پیشنهادی آن‌ها به ترتیب برابر ۶۰/۹۷٪ و ۹/۶۶۸ \$/GJ بدست آمد [۷۷].

۲-۵-۲ سیکل‌های تولید هم‌زمان گرمایش-قدرت (CHP)

هپنستال^۳ در سال ۱۹۸۸ مطالعه‌ای روی تولید توان از سیکل‌های توربین گازی پیشرفته انجام داد. این مطالعه عمدتاً به مطالعه بازیافت حرارتی از جریان‌های خروجی سیکل توربین گازی برای استفاده در تولید توان در مقیاس بزرگ می‌پردازد. در این نوع از سیکل توربین گازی، بیش از ۶۰٪ انرژی خروجی کل به صورت حرارت در جریان خروجی است. علاوه بر این دمای گازهای خروجی در حدود ۵۰۰ درجه سانتی‌گراد است و در نتیجه یک میزان قابل‌توجه از انرژی، برای کاربردهای بازیافت حرارت وجود دارد. دو آرایش پایه‌ای بازیافت حرارت جهت بهبودی بازده سیکل می‌تواند مورد استفاده قرار بگیرد:

۱. Recuperation

۲. Bottoming cycle

همان‌طور که ذکر شد، یکی از سیکل‌هایی که می‌توان در سیکل پایین‌دستی سیکل‌های ترکیبی استفاده کرد، سیکل کالینا است. بازده حرارتی این سیکل در حدود ۵۸/۸٪ است که ۲٪ بیشتر از سیکل رانکین است. علاوه بر این، هزینه تولید این سیکل در سال^۲ هزینه تولید سیکل‌های ترکیبی متداول است [۷۸]. مارستون^۴ در سال ۱۹۹۵ دو نوع سیکل پایین‌دستی سیکل توربین گازی را

^۱ Cao et al

^۲ Yuan et al.

^۳ Heppenstall

^۴ Marston

مقایسه کرد، که شامل سیکل بخار سه فشاره و سیکل کالینا می‌شود. همچنین لازم به ذکر است که سیکل کالینا در دو حالت بررسی شده است، هم در حالتی که سیکل شامل یک توربین بوده و هم در شرایطی که شامل سه توربین است. برای بهینه‌سازی با هدف توان خالص خروجی و با متغیرهای تصمیم‌گیری دمای جداساز و غلظت سیال عامل، از روش مونت‌کارلو^۱ استفاده شده است که نتایج نشان می‌دهد که سیکل کالینا در هر دو حالت تک و سه مرحله‌ای از سیکل بخار سه مرحله‌ای بازده بالاتری دارد. اگر هزینه مرتبط با سطح اضافی مبدل حرارتی و تجهیزات اضافی شامل در زیرسیستم تقطیر زیاد نباشد، COE^۲ برای سیکل کالینا کمتر از سیکل متداول رانکین است [۱۶].

کالینا در سال ۱۹۸۴ مطالعه‌ای در زمینه سیکل ترکیبی با یک سیکل جدید ارائه داد. سیکل ترمودینامیکی جدید توسعه‌یافته، جهت جایگزینی با سیکل رایج رانکین، به‌عنوان سیکل پایین‌دستی سیکل ترکیبی، جهت تولید الکتریسیته از منابع حرارتی دما-پایین طراحی شده است. این سیکل از حرارت خروجی توربین گاز استفاده می‌کند که نتیجه‌اش افزایش بازده تا ۲۰٪ بیشتر از سیکل ترکیبی با استفاده از سیکل رانکین است. به‌عنوان نتیجه، بازده حرارتی بین ۵۰٪ الی ۵۲٪ قابل حصول است. همچنین بررسی هزینه بر واحد توان خروجی برای این سیکل کمتر از سیکل رانکین است [۱۴].

در یکی از تحقیقات انجام شده پیرامون تولید هم‌زمان قدرت و گرمایش، پیلواچی^۳ در سال ۲۰۰۰ به معرفی و مرور تولید هم‌زمان قدرت و گرما از سیکل‌های توربین گاز پرداخت [۷۹]. اوگریسک^۴ در سال ۲۰۰۹ یک سیستم CHP بر پایه سیکل کالینا معرفی کرد. سیستم مورد بررسی او یک نیروگاه بوده و نتایج تحقیق وی نشان دهنده این است که بسته به دمای آب خنک‌کن سیکل و محتوای آمونیاک موجود در سیال عامل، بازده سیکل تولید هم‌زمان پیشنهادی بین ۱۲/۳٪ تا ۱۷/۱٪ می‌باشد [۸۰]. در سال ۲۰۱۲ وانگ و همکاران^۵ مطالعه‌ای روی آنالیز ترمودینامیکی سیستم‌های تولید توان با استفاده از پیل‌های سوختی اکسید جامد^۶ انجام دادند. پیل‌های سوختی به خاطر این‌که انرژی شیمیایی را مستقیماً به انرژی الکتریسیته تبدیل می‌کنند، بازده بالایی دارند. پیل سوختی اکسید جامد یکی از فناوری‌هایی است که در دمای بالا عمل می‌کند با این حال خروجی آن هنوز دمای بالایی دارد و می‌توان آن را قبل از تخلیه به محیط، بازیافت کرد. از این رو سیکل توربین گازی به‌عنوان سیکل پایین‌دستی SOFC استفاده شده است. خروجی توربین گاز هنوز دمای بالایی دارد، در

¹ Mont carlo

² Cost of electricity

³ Pilavachi

⁴ Ogriseck

⁵ Wang et al.

⁶ Solid oxide fuel cell (SOFC)

نتیجه می‌توان آن را بازیافت کرد. جهت بازیافت آن، محققان پیشنهادهای زیادی ارائه دادند. با توجه به ویژگی‌های سیال عامل آب-آمونیاک، سیکل کالینا گزینه مناسبی است. نتایج بیانگر افزایش نسبت فشار کمپرسور و بازده الکتریسیته SOFC است. بازده قانون اول و دوم به ترتیب ۷۰٪ و ۶۷٪ می‌باشند. با افزایش نسبت فشار بازده قانون اول بهبود می‌یابد. یک مقدار بهینه نسبت فشار کمپرسور وجود دارد که در آن، مقدار بازده قانون اول و دوم افزایش می‌یابند. بیشترین مقدار نابودی انرژی در SOFC و توربین گازی و پس‌سوز، رخ می‌دهد. نسبت فشار کمپرسور و دبی جرمی هوا روی میزان نابودی انرژی تأثیر می‌گذارد [۸۱]. در سال ۲۰۱۳، سینگ و کواشیک^۱ مطالعه‌ای بر روی کاهش آلاینده CO₂ و بهبود بازده انرژی در یک سیکل ترکیبی توربین گازی و سیکل کالینا انجام دادند. با مطالعات انجام‌یافته مشاهده نمودند که گازهای خروجی سیکل ترکیبی توربین گازی و سیکل رانکین مقدار زیادی حرارت دارد که می‌توان از آن جهت تولید توان استفاده کرد. از این رو از سیکل کالینا برای این منظور استفاده شده است. در این مطالعه سیکل کالینای KCS-۳۴ با سیکل ترکیبی برایتون-رانکین ترکیب شده است. آنالیز انرژی و انرژی نشان داده است که با ترکیب سیکل کالینا، کار خالص خروجی حدود ۱/۲۷٪، بازده قانون اول ۰/۵۴٪ و بازده قانون دوم حدود ۰/۵۱٪ افزایش یافته است. بعلاوه طبق نتایج، مشاهده شده است که میزان انتشار آلاینده CO₂ به اتمسفر حدود ۱/۲۴٪ کاهش پیدا کرده است [۸۲]. نیکپی و همکاران^۲ (۲۰۱۳) از داده‌های آزمایشگاهی یک نمونه توربین گاز استفاده نموده و با طراحی یک شبکه عصبی مصنوعی^۳ به بررسی کاربرد سیکل توربین گاز برای تولید هم‌زمان توان و گرما پرداختند [۸۳]. در پژوهشی دیگر، کائو و همکاران در سال ۲۰۱۴ یک سیستم تولید هم‌زمان بر پایه سیکل کالینا با بازیافت ارائه دادند که از طریق یک بویلر زیست‌توده^۴ راه‌اندازی شده است. آن‌ها هم‌چنین از الگوریتم ژنتیک استفاده نموده و به بهینه‌سازی پارامتریک سیستم پیشنهادی خود پرداختند [۸۴]. در سال ۲۰۱۵، زارع و محمودی^۵ بازیافت حرارت تلف‌شده راکتور توربین گاز هلیوم مدولار^۶ را به‌وسیله سیکل کالینا از دیدگاه انرژی-اقتصادی بررسی کردند. آنالیز ترمودینامیکی و انرژی-اقتصادی جهت بررسی عملکرد سیکل توسعه داده شده و سپس هزینه محصولات ارزیابی شد. نتایج بهینه‌سازی سیکل نشان می‌دهد که بازده و کل هزینه محصولات سیکل ترکیبی به ترتیب ۸/۲٪ بیشتر و ۸/۸٪ کمتر از مقادیر مذکور در سیکل GT-MHR است. هم‌چنین نکته‌ای که حائز اهمیت است این است که نرخ کل هزینه سرمایه‌گذاری برای سیکل ترکیبی کمی

¹ Singh and Kuashik

² Nikpey et al.

³ Artificial neural network (ANN)

⁴ Biomass boiler

⁵ Zare and Mahmoudi

⁶ Gas Turbine-Modular Helium Reactor (GT-MHR)

بیشتر از GT-MHR تنهاست [۸۵]. همین نویسندگان، در تحقیقی دیگر در سال ۲۰۱۵ به مقایسه به کارگیری سیکل‌های کالینا و ORC جهت بازیافت حرارت تلف‌شده از سیکل GT-MHR پرداختند. در پژوهش آن‌ها فقط به مقایسه ترمودینامیکی این دو سیستم پرداخته شده بود و با در نظر گرفتن این معیار، نتایج پژوهش آن‌ها نشان‌دهنده این است که استفاده از سیکل ORC، برای بازیافت حرارت اتلافی چرخه GT-MHR (که دارای دمای بالایی است) مناسب‌تر از استفاده از سیکل کالینا می‌باشد [۸۶].

نعمتی و همکاران^۱ (۲۰۱۷) نیز در پژوهشی به مقایسه‌ای بین سیکل‌های کالینا و ORC برای بازیافت تلفات حرارتی سیکل CGAM (به‌عنوان نمونه مطالعاتی) از منظر ترمودینامیکی پرداختند. در سیستم پیشنهادی آن‌ها، سیکل برایتون با بازیاب حرارتی به‌عنوان محرک اولیه سیستم در نظر گرفته شده بود. یافته‌های آن‌ها بیانگر این است که هر یک از سیکل‌های کالینا و ORC دارای مزایا و معایبی هستند که بستگی به شرایط حاکم بر سیستم مورد بررسی دارد [۸۷].

در پژوهشی دیگر، لیو و همکاران^۲ یک پیکربندی جدید از سیستم‌های CHP با کوپل کردن یک پمپ حرارتی اجکتوری با یک سیکل رانکین گذربحرانی CO₂ توسعه دادند. پس از بررسی و بهینه‌سازی ترموآکونومیک، شرایط بهینه عملکرد سیستم مورد مطالعه آن‌ها شامل بازده انرژی ۳۷/۱۷٪ و هزینه واحد تولیدات ۲۳/۵۳ \$/GJ بود [۸۸]. ژانگ و همکارانش^۳ در سال ۲۰۲۰ یک سیستم ترکیبی بر پایه سیکل‌های برایتون و کالینا ارائه کرد و به بهینه‌سازی سیستم مورد بررسی خود پرداختند. نتایج پژوهش آن‌ها نشان‌دهنده این بود که محفظه احتراق سیکل برایتون با تخریب انرژی معادل ۲۷۱۴۱ kW، بالاترین سهم را در کل تخریب انرژی سیستم دارد. همچنین، کل میزان تخریب انرژی زیرسیکل کالینا در سیستم مورد مطالعه آن‌ها برابر ۶۹۳۲ kW بود [۸۹]. شکوهی تبریزی و همکاران^۴ (۲۰۲۰) یک سیستم CHP به‌منظور کاربرد در ایستگاه‌های تقلیل فشار گاز طبیعی معرفی کردند. محرک اولیه سیستم مورد بررسی آن‌ها سیکل برایتون S-CO₂ خورشیدی با یک مرحله تراکم مجدد بود و با بازیابی حرارت اتلافی آن، نیازهای گرمایشی ایستگاه‌های تقلیل فشار گاز طبیعی را برای پیش‌گرم کردن گاز طبیعی تأمین نمودند. نتایج آن‌ها شامل ۴/۸۷ میلیون مترمکعب کاهش مصرف سالیانه سوخت در ایستگاه‌ها، ۲/۸۶ MW تولید الکتریسیته و دوره بازگشت سرمایه ۸ ساله بود [۹۰]. در یکی از جدیدترین تحقیقات این حوزه، موشارواتی و همکاران^۵ (۲۰۲۱) یک سیستم هیبریدی تولید

¹ Nemati et al.

² Liu et al.

³ Zhang et al.

⁴ Shokouhi et al.

⁵ Musharavati et al.

همزمان قدرت و گرمایش متشکل از سیکل برایتون (به‌عنوان سیکل بالادستی) و دو سیکل ORC و کالینا (به‌عنوان سیکل‌های پایین‌دستی) معرفی نمودند. با استفاده از آنالیز انرژی-اقتصادی جهت ارزیابی سیستم مورد بررسی، نتایج کار آن‌ها شامل 1255 kW تولید قدرت و $613/6 \text{ kW}$ تولید گرمایش بود [۹۱].

۳-۵-۲ سیکل‌های تولید هم‌زمان سرمایه‌ش-گرمایش-قدرت (CCHP)

به‌منظور افزایش بازدهی سیکل توربین گاز، اینورنیززی و ایورا^۱ (۲۰۰۵) حرارت اتلافی سیکل میکرو-توربین^۲ گاز را در یک سیکل تبرید اجکتوری به کار بردند. آن‌ها سیکل میکرو-توربین گاز را به‌عنوان سیکل مبنا قرار داده و سه سناریوی مختلف را برای استفاده از حرارت اتلافی آن مدل‌سازی نمودند [۹۲]. عامری و همکاران^۳ (۲۰۱۰) یک پیکربندی جدید از سیکل‌های توان-تبرید تولید دوگانه و سه-گانه را معرفی کردند. سیستم مورد بررسی آن‌ها متشکل از یک سیکل تبرید اجکتوری بود که از اتلاف حرارتی سیکل میکرو-توربین گاز به‌عنوان منبع حرارتی استفاده می‌کرد. نتایج بررسی‌های آن‌ها حاکی از آن است که اگر این پیکربندی جدید سیکل ترکیبی بجای هر یک از زیر سیکل‌های مربوطه (به‌طور مجزا) استفاده شود، حدود ۲۳٪ و ۳۳٪ کاهش مصرف سوخت در فصل‌های تابستان و زمستان اتفاق خواهد افتاد [۹۳].

در تحقیقی دیگر پیرامون ترکیب سیکل قدرت توربین گاز و سیکل تبرید اجکتور، وانگ و همکاران^۴ (۲۰۱۲) یک مدل ریاضی از سیکل نوین تولید هم‌زمان سرمایه‌ش، گرمایش و توان توسعه دادند. به‌منظور کاهش مصرف سوخت‌های فسیلی، منبع حرارتی سیکل برایتون را از انرژی خورشید تأمین نموده و از کربن‌دی‌اکسید به‌عنوان مبرد سیکل سرمایه‌ش استفاده نمودند. نتایج تحقیق آن‌ها نشان داد که افزایش فشار ورودی توربین و دمای ورودی اجکتور بازدهی سیستم را کاهش می‌دهد. همچنین افزایش پس‌فشار توربین و دمای ورودی توربین باعث افزایش بازدهی سیستم می‌شود [۹۴]. جمالی و همکاران^۵ در سال ۲۰۱۴ به بهینه‌سازی یک سیکل تولید دوگانه با استفاده از شبکه عصبی مصنوعی و الگوریتم ژنتیک پرداختند. سیکل ترکیبی آن‌ها متشکل از سیکل برایتون کربن‌دی‌اکسید و سیکل تبرید اجکتوری بود. نتایج مدل‌سازی آن‌ها بیانگر این است که استفاده از سیکل ترکیبی بجای هر

¹ Invernizzi and Iora

² Micro-gas turbine cycle

³ Ameri et al.

⁴ Wang et al.

⁵ Jamali et al.

استفاده جداگانه هر یک از زیرسیکل‌ها منجر به ذخیره‌سازی ۴۶ درصدی انرژی خواهد شد [۹۵]. ژو و همکارانش^۱ (۲۰۱۵) در تحقیقی یک سیستم تغییریافته CCHP متشکل از سیکل‌های قدرت برایتون و تبرید اجکتوری گذربرحرائی^۲ ارائه نمودند. تحلیل انرژی و انرژی سیستم تغییریافته پیشنهادی آن‌ها نشان‌دهنده آن است بازده انرژی این سیستم نسبت به سیستم پایه مربوطه، ۱۰/۴ الی ۲۲/۵ درصد بهبود داشته است [۹۶]. در سال ۲۰۱۶، پادیللا و همکاران^۳ به تحلیل ترمودینامیکی و بهینه‌سازی کامل سیکل برایتون کربن‌دی‌اکسید فوق بحرانی^۴ پرداختند. برای بهینه کردن بازده حرارتی سیکل، آن‌ها سیکل S-CO₂ را در سه پیکربندی متفاوت با اجکتور ترکیب نموده و عملکرد آن‌ها را با سیکل برایتون S-CO₂ متعارف مقایسه کردند. بررسی‌های آن‌ها حاکی از آن است که با افزایش فشار خروجی اجکتور، بازده حرارتی پیکربندی‌های پیشنهادی به سیستم برایتون S-CO₂ متعارف نزدیک خواهد شد [۹۷]. ابراهیمی و آهوخوش^۵ (۲۰۱۶) یک سیستم CCHP در مقیاس میکرو ارائه دادند که متشکل از ترکیب دو سیکل قدرت برایتون (هوا) و ORC در مقیاس میکرو و سیکل تبرید اجکتوری است. آن‌ها از الگوریتم ژنتیک استفاده کردند تا یک بهینه‌سازی انرژی-انرژی را ارائه دهند. بر اساس نتایج این تحقیق، بهینه‌سازی انرژی-انرژی کارآمدتر از بهینه‌سازی‌هایی است که فقط بر مبنای انرژی یا انرژی انجام شوند. همچنین، در سیستم پیشنهادی آن‌ها، ری‌کوپریتور و محفظه احتراق با داشتن نرخ تخریب انرژی ۸۰٪ و ۹۲٪، بالاترین تخریب انرژی را در بین اجزاء سیستم داشتند [۹۸]. محمدی و مهرپویا (۲۰۱۷) یک سیستم نوین تولید هم‌زمان قدرت، سرمایش و گرمایش با بهره‌گیری از انرژی تجدیدپذیر زمین‌گرمایی ارائه نموده و در سیکل پیشنهادی خود را با یک آب شیرین‌کن کوپل کردند. سیستم پیشنهادی آن‌ها توانایی تولید ۴۶/۷۷ kW قدرت، ۴۵۱ kW گرمایش، ۵۲ kW سرمایش و ۰/۷۹ kg/s آب شیرین را دارد [۹۹]. در سال ۲۰۱۹، وانگ و همکارانش^۶ یک سیستم CCHP متشکل از یک سیکل برایتون با بازیاب حرارتی، یک مبدل گرمایشی و یک سیکل چیلر جذبی ارائه دادند. در سیکل برایتون، از یک کلکتور خورشیدی سهموی به‌منظور پیش‌گرم کردن هوا و از گاز طبیعی به‌عنوان سوخت تزریق شده به محفظه احتراق استفاده کردند. با مقایسه نتایج حاصل از سیستم پیشنهادی و سیستم مشابه بدون پیش‌گرمکن خورشیدی نتیجه گرفتند که انتشار کربن بر واحد انرژی تولیدی در سیستم پیشنهادی، تقریباً ۴۱٪ کاهش می‌یابد [۱۰۰]. چهارطاقی و بقائی^۷ (۲۰۲۰) به بررسی عملکرد فنی و اقتصادی یک سیستم ترکیبی برای تأمین نیازهای سرمایشی،

¹ Xu et al.

² Transcritical ejector refrigeration cycle

³ Padilla et al.

⁴ Supercritical CO₂ (S-CO₂) Brayton

⁵ Ebrahimi and Ahookhosh

⁶ Wang et al.

⁷ Chahartaghi and Baghaee

گرمایشی و الکتریکی ساختمان‌های مسکونی پرداختند. سیستم مورد بررسی آن‌ها شامل یک سیکل برایتون خورشیدی (جهت تولید الکتریسیته)، یک چیلر جذبی (جهت تولید سرمایش) و تعدادی مبدل حرارتی (جهت تولید گرمایش) بود. آن‌ها هزینه تولید الکتریسیته سطح‌بندی شده را به‌عنوان تابع اقتصادی تعریف کرده و در شرایط اقتصادی مختلف سیستم پیشنهادی خود را ارزیابی کردند. همچنین، در اکثر نمونه‌های مورد ارزیابی، بازده الکتریکی و بازده سیکل ترکیبی پیشنهادی آن‌ها به ترتیب ۲۰٪ و ۵۵٪ بود [۱۰۱]. در پژوهشی دیگر، ال-ستار و همکارانش^۱ در سال ۲۰۲۰ یک سیستم تولید سه‌گانه مبتنی بر یک سیکل برایتون (با سوخت بیوگاز)، یک ORC و یک سیکل چیلر جذبی معرفی نمودند. آن‌ها در پژوهش خود اثر سیال‌های عامل مختلفی برای ORC (شامل سیکلوپنتان، بنزن، تولوئن و R113) را مورد ارزیابی فنی قرار دادند. نتایج بررسی‌های آن‌ها حاکی از این است که تولوئن بهترین عملکرد را ایجاد کرده و با استفاده از آن، مقادیر تولید الکتریسیته و بار سرمایشی سیستم به ترتیب ۱۷۷/۵۶ kW (۱۴۲/۹۲ kW از سیکل برایتون و ۳۴/۶۴ kW از ORC) و ۳۸/۵۰ خواهند بود [۱۰۲]. فان و همکاران^۲ (۲۰۲۰) یک آنالیز حساسیت ترموآکونومیک برای یک سیستم ترکیبی CCHP توسعه داده و در انتها شرایط بهینه عملکرد سیستم پیشنهادی خود را با استفاده از الگوریتم NSGA-II ارائه دادند. سیستم مورد مطالعه آن‌ها شامل سیکل S-CO₂ به‌عنوان سیکل بالادستی و سیکل‌های ORC و تبرید اجکتوری به‌عنوان سیکل‌های پایین‌دستی بود. مقایسه نتایج حالت بهینه سیستم CCHP معرفی شده با سیستم پایه S-CO₂، بیانگر افزایش ۹/۱۷ درصدی بازده انرژی و کاهش ۵/۰۵ درصدی هزینه واحد کل تولیدات سیستم بود [۱۰۳].

¹ El-Sattar et al.

² Fan et al.

۳- فصل سوم: شرح مسأله پیشنهادی و

مدل سازی

۳-۱- ضرورت انجام تحقیق

همانطور که در فصل‌های پیشین نیز اشاره گردید، ترکیب سیکل‌های ترمودینامیکی به منظور تولید هم‌زمان گونه‌های مختلف انرژی یکی از راهکارهای اساسی برای حصول بازده بالاتر (اعم از بازده انرژی و بازده انرژی)، کاهش انتشار آلاینده‌ها و نیز کاهش هزینه‌های اقتصادی می‌باشد.

یکی از روش‌های بهبود کارایی برخی از سیکل‌های ترمودینامیکی، استفاده از حرارت ائتلافی آن‌ها است. در این میان، در سیکل تولید قدرت برایتون، اگزوز خروجی دارای دمای بالایی می‌باشد و در حالتی که این سیکل به تنهایی به کار برده شود، این حرارت به محیط تخلیه می‌شود. از سویی دیگر، به دلیل نگرانی‌های فزاینده در خصوص کاهش سطح منابع سوخت‌های فسیلی و همچنین افزایش بهای سوخت، به کارگیری پتانسیل حرارتی گازهای ائتلافی سیکل برایتون جهت راه‌اندازی سیکل‌هایی برای تولید انرژی مازاد از آن یکی از راه‌کارهای کارآمد حصول بازده بالاتر، کاهش هزینه‌ها و کاهش انتشار آلاینده‌ها به نسبت میزان تولیدات سیستم است. استفاده از حرارت ائتلافی یک سیکل جهت راه‌اندازی سیکل‌های دیگر در قالب ارائه یک سیستم یک‌پارچه تولید چندگانه انرژی یکی از راه‌کارهای اصلی جهت حصول بازده بالاتر، کاهش میزان انتشار آلاینده‌ها و کاهش هزینه‌های تولید هر واحد انرژی است. همچنین، بررسی و تحلیل‌های مبتنی بر مدل‌های انرژی-اقتصادی و انرژی-زیست‌محیطی آنالیزهایی هستند که اطلاعات با ارزشی را در اختیار هزینه‌های تولید انرژی و هزینه‌های آثار زیست‌محیطی در اختیار پژوهشگران قرار می‌دهند تا پس از آن بتوان اقداماتی در راستای کاهش این هزینه‌ها انجام داد. خلاء عمده موجود در ادبیات فن، عدم وجود تحقیقاتی پیرامون آنالیزهای انرژی-اقتصادی و انرژی-زیست‌محیطی است که در آن‌ها مدل‌سازی اولیه سیستم بر پایه فرضیات دقیق و نزدیک به واقعیت باشد. بررسی تحقیقات پیشین حاکی از آن است که سیکل کالینا یک سیکل جدید برای بازیابی حرارت‌های دما-پایین تا متوسط است که تحقیقات کمی پیرامون آن انجام شده است. بر اساس موارد یاد شده و با توجه به مزایای سیکل کالینا نسبت به سایر سیکل‌های دما-متوسط (که در فصل قبل این مزایا به طور کامل معرفی شدند)، در رساله حاضر، ضمن ارائه یک سیستم تولید هم‌زمان انرژی کوچک-مقیاس با پیکربندی جدید، تأمین کلیه نیازهای سرمایشی، گرمایشی و الکتریسیته در مجتمع‌های مسکونی بر مبنای ترکیب سیکل‌های قدرت برایتون و کالینا و سیکل تبرید اجکتوری انجام خواهد شد. استفاده از چنین سیستمی، در کنار تأمین کارآمد انرژی موردنیاز مجتمع‌های مسکونی، مزایایی شامل کاهش مصرف سوخت، کاهش انتشار آلاینده‌ها و کاهش هزینه‌های تولید انرژی را به دنبال خواهد داشت.

۲-۳ تعریف مسأله پیشنهادی و نوآوری

پیشینه کاملی از پژوهش‌های مرتبط به موضوع رساله پیش‌رو در فصل گذشته مورد بحث و بررسی قرار گرفت. با مطالعه پیشینه تحقیق می‌توان دریافت که علی‌رغم اینکه پیکربندی‌های گوناگونی از سیستم‌های ترکیبی تولید هم‌زمان با آنالیزهای مختلف تا کنون معرفی و بررسی شده‌اند، اما ضعف‌های بسیاری در روند مدل‌سازی و فرضیات مربوط به آن هنوز به چشم می‌خورد. لذا در پژوهش حاضر، ضمن ارائه یک پیکربندی جدید از یک سیستم تولید هم‌زمان سرمایه‌گذاری، گرمایش و قدرت، تحلیل همه‌جانبه سیستم مورد مطالعه از دیدگاه‌های انرژی، انرژی، اقتصادی، زیست‌محیطی، انرژی-اقتصادی و انرژی-زیست‌محیطی با انجام یک مطالعه پارامتریک (آنالیز حساسیت) جامع در نرم‌افزار EES^۱ انجام خواهد شد. همچنین، در انتها، به منظور نیل به شرایط بهینه سیستم مورد مطالعه، مقادیر بهینه پارامترهای مختلف تأثیرگذار بر مسأله، با توسعه یک کد محاسباتی در نرم‌افزار متلب^۲ ارائه خواهند شد. به‌طور خلاصه و شفاف، نوآوری‌های پژوهش حاضر را می‌توان به‌صورت زیر معرفی نمود:

- **نوآوری در پیکربندی سیستم مورد مطالعه:** همانطور که در فصول قبل اشاره گردید، استفاده از بازیاب حرارتی یکی از راه‌های افزایش کارایی سیکل پایه برایتون می‌باشد. استفاده از بازیاب حرارتی در کنار مزایایی که دارد باعث این می‌شود که حرارت گازهای اتلافی سیکل برایتون کاهش یابد. از سویی دیگر سیکل تولید قدرت کالینا به‌منظور استفاده از منابع حرارتی دما-پایین و دما-متوسط پیشنهاد شده است. بر این اساس، ترکیب سیکل برایتون به-همراه بازیاب حرارتی و سیکل کالینا می‌تواند پیشنهاد بسیار مناسبی برای افزایش کارایی این دو سیکل شود. از سویی دیگر، تحقیقات پیشین بیانگر این هستند که اگر تولید هم‌زمان قدرت و سرمایه‌گذاری بر مبنای سیکل کالینا مدنظر باشد، سیکل تبرید اجکتوری بهترین سیکل تبرید پیشنهادی برای ترکیب با سیکل کالینا می‌باشد. طبق بررسی‌های انجام شده، تا کنون هیچ پیکربندی بر مبنای ترکیب سیکل‌های قدرت برایتون و کالینا و سیکل تبرید اجکتوری برای تولید هم‌زمان سرمایه‌گذاری، گرمایش و قدرت مورد بررسی قرار نگرفته است. لذا، در پژوهش حاضر به بررسی این پیکربندی نوین پرداخته خواهد شد.
- **نوآوری در فرآیند مدل‌سازی و شاخص‌های ارزیابی سیستم:** از آنجائی که تا کنون تحقیقات بسیار زیادی در حوزه تحلیل سیستم‌های ترکیبی تولید هم‌زمان انرژی انجام شده است، ضرورت دارد در رساله پیش‌رو، در متدولوژی مسأله نیز نوآوری‌هایی در نظر گرفته

^۱ Engineering Equation Solver (EES)

^۲ Matlab software

شود. در واقع، پس از معرفی یک پیکربندی نوین، مهم‌ترین نوآوری در تحلیل چنین سیستم‌هایی، پارامترهای ورودی به مسأله، فرضیات اتخاذ شده و نحوه مدل‌سازی آن است. نخستین نوآوری پژوهش حاضر نسبت به اکثر مطالعات پیشین این است که در فرآیند مدل‌سازی این مسأله، هیچ کدام از دبی‌های جرمی سیال‌های عامل موجود در بخش‌های مختلف سیستم پیشنهادی، در هیچ یک از سه زیرسیکل تشکیل دهنده سیستم، به‌عنوان پارامتر اولیه ورودی به مسأله در نظر گرفته نشده است. به عبارت دیگر، سیستم مورد مطالعه، با یک سائزینگ (یعنی دبی‌های جرمی سیال‌های عامل) معین و ثابت عمل نکرده و دبی جرمی سیال‌های عامل، متناسب با شرایط عملکرد متفاوتی که در آنالیز حساسیت با تغییر پارامترها ایجاد می‌شود، تعیین خواهد شد. این در حالی است که در بسیاری از تحقیقات پیشین، برای ساده‌سازی فرآیند مدل‌سازی انرژی (تحلیل ترمودینامیکی) مسأله، دبی‌های جرمی سیال‌های عامل به‌عنوان داده‌های ورودی به مسأله داده شده و در واقع سیستم با یک دبی جرمی ثابت عمل می‌کند. برای دستیابی به این امر، لازم است که فرآیند محاسبه دبی جرمی سیال‌های عامل با استفاده از الگوریتم‌های تکرار شونده و با فرآیند سعی و خطا انجام شود (توضیحات در این خصوص، در بخش ۳-۶ انتهای همین فصل ارائه خواهد شد).

دیگر نوآوری پژوهش حاضر در این حوزه، فرضیات بسیار دقیق و جزئیات کاملی است که در فرآیند مدل‌سازی زیست‌محیطی و اقتصادی اتخاذ شده است. در بخش مدل‌سازی زیست‌محیطی، بسیاری از تحقیقات پیشین، یک مقدار ثابت و مشخص برای انتشار آلاینده‌ها به‌ازای هر واحد تولید انرژی در سیستم در نظر گرفته بودند. این در حالی است که میزان انتشار آلاینده‌ها در سیکل برایتون بسیار وابسته به شرایط ترمودینامیکی محفظه احتراق می‌باشد. به دلیل تغییر شرایط عملکرد سیستم با تغییر پارامترهای طراحی در آنالیز حساسیت، ثابت فرض کردن مقادیر انتشار آلاینده‌ها خطای محاسباتی قابل توجهی را به دنبال خواهد داشت. لذا در پژوهش حاضر برای برطرف نمودن این نقص، مدل‌سازی فرآیند احتراق با اتخاذ فرضیات واقعی انجام شده و سپس مقدار انتشار آلاینده‌ها با استفاده از روابط آزمایشگاهی معتبری بر حسب شرایط احتراق محاسبه خواهند شد. همچنین، در حوزه مدل‌سازی اقتصادی، یک مدل بسیار دقیق و جامع با اعمال اثر کلیه شاخص‌های اقتصادی تأثیرگذار بر مسأله توسعه داده خواهد شد که جزئیات کامل آن در ادامه فصل ارائه خواهد شد.

سومین نوآوری در متدولوژی پژوهش حاضر، توسعه مدل‌های اگزرژی-اقتصادی و اگزرژی-زیست‌محیطی و تعریف شاخص‌های جدیدی برای ارزیابی سیستم مورد مطالعه در این حوزه است. این دو مدل، آنالیزهای قدرتمندی هستند که مزایایی نسبت به آنالیزهای متداول اگزرژی، اقتصادی و زیست‌محیطی متداول دارند. لذا در تحقیقات اخیر مورد توجه محققان بسیاری قرار گرفته‌اند. جزئیات این دو مدل و برتری‌های آن‌ها نسبت به آنالیزهای متداول، در این فصل و فصل پنجم به‌طور کامل مورد بحث و بررسی قرار خواهد گرفت.

در انتها، به منظور کاربردی بودن مدل‌سازی و تحلیل‌های ارائه شده در پژوهش حاضر، با تغییر دبی جرمی سیال عامل هر کدام از زیرسیکل‌های تشکیل دهنده سیستم مورد مطالعه، اثر بخشی استفاده از هر یک از آن‌ها را به‌طور مجزا نسبت به سیستم CHP پایه محرک اولیه (سیکل برایتون+مبدل گرمایشی) مورد بحث قرار خواهد گرفت.

- **نوآوری در فرآیند بهینه‌سازی مسأله:** بر خلاف پژوهش‌های پیشین که غالباً از افزونگی الگوریتم ژنتیک موجود در نرم‌افزار متلب برای بهینه‌سازی استفاده کرده‌اند، در پژوهش حاضر یک کد کامپیوتری در نرم‌افزار متلب و بر اساس الگوریتم ژنتیک با مرتب‌سازی نامغلوب-II (NSGA-II)¹ توسعه داده شده است. همچنین، از آنجائی که مدل‌سازی مسأله در نرم‌افزار EES انجام شده است، پس از انتقال داده‌های خروجی نرم‌افزار EES به نرم‌افزار متلب، یک شبکه عصبی مصنوعی² جهت فرموله کردن خروجی‌های مسأله در نرم‌افزار متلب طراحی و آموزش داده شده است. جزئیات کامل این فرآیند در بخش بهینه‌سازی ارائه شده است.

۳-۳ شرح سیستم و نحوه عملکرد آن

شکل ۳-۱ نشان‌دهنده طرح‌واره و نمودار دما-انترپوی ($T-s$) سیستم مورد مطالعه در پژوهش حاضر می‌باشد. در این سیستم مورد مطالعه، سعی شده است که از تمام پتانسیل حرارتی اگزوز سیکل برایتون به‌عنوان سیکل فوقانی، مورد استفاده قرار گیرد. بدین منظور، گازهای اتلافی سیکل برایتون در ابتدا با به‌کارگیری یک مبدل حرارتی برای اهداف گرمایشی (تولید گرمایش) استفاده شده و سپس برای تأمین حرارت مورد نیاز یک سیکل کالینا مورد استفاده قرار گرفته است (تولید توان مازاد). همچنین، با به‌کارگیری یک سیکل تبرید اجکتوری، امکان تولید سرمایش وجود خواهد داشت (تولید سرمایش). در نظر گرفته شده است که سیستم مورد مطالعه، برای تأمین انرژی مورد نیاز کاربردهای

¹ Non dominated sorting genetic algorithm II (NSGA-II)

² Artificial neural network (ANN)

مجتمع مسکونی بزرگ مورد استفاده قرار بگیرد و لذا سطح تولیدات سیستم متناسب با همین کاربرد طراحی شده است.

همانطور که در مشاهده می‌شود، سیستم مورد مطالعه شامل یک سیکل برای تون با بازیاب حرارتی، یک مبدل حرارتی تولید گرمایش، یک سیکل کالینا و یک سیکل تبرید اجکتوری می‌باشد. اجزای تشکیل دهنده این سه سیکل عبارتند از: کمپرسور هوا (COM)، پیش‌گرمکن هوا (AP)، محفظه احتراق (CC)، توربین گاز (GT)، مولد بخار (VG)، جداکننده (SEP)، توربین بخار (ST)، مخلوط‌کننده (MIX)، بازیاب حرارتی (RG)، شیرهای انبساط (EV₁ و EV₂)، مبدل‌های حرارتی (HEX₁ و HEX₂)، پمپ‌ها (PU₁ و PU₂)، اجکتور (EJ)، اواپراتور (EVA) و کندانسور (CON).

سیکل برای تون به عنوان سیکل محرک اولیه (یا سیکل بالادستی)^۱ سیستم است. در این سیکل، هوا با شرایط محیطی (حالت ۱) وارد کمپرسور شده و پس از عبور از آن، با یک نسبت فشار مشخص به فشار بالاتری فشرده می‌شود (حالت ۲). برای داشتن یک فرآیند احتراق با بازدهی بهتر، یک پیش‌گرمکن هوا، قبل از محفظه احتراق، به سیکل پایه برای تون اضافه می‌شود. لذا هوای فشرده خروجی از کمپرسور قبل از ورود به محفظه احتراق، وارد پیش‌گرمکن شده و مقداری حرارت از گازهای اتلافی خروجی از توربین گاز (حالت ۵) دریافت می‌کند. هوای گرم‌شده خروجی از پیش‌گرمکن (حالت ۳) و سوخت (حالت ۱۰) به محفظه احتراق تزریق شده و پس از انجام فرآیند احتراق در آن، گازهای حاصل از احتراق (حالت ۴) به توربین گاز هدایت می‌شوند. با عبور این گازهای داغ از توربین گاز، مقداری توان تولید شده و سپس این گازها وارد پیش‌گرمکن می‌شوند تا عمل پیش‌گرم کردن هوای خروجی از کمپرسور را انجام دهند. در ادامه مسیر، جریان گازهای اتلافی خروجی از سیکل برای تون (حالت ۶) که هنوز به اندازه کافی داغ هستند، وارد مبدل حرارتی ۱ می‌شوند تا در آنجا بخشی از حرارت آن‌ها برای کاربردهای گرمایشی مورد استفاده قرار بگیرد. در نهایت، جریان خروجی از مبدل حرارتی ۱ (حالت ۷) وارد مولد بخار سیکل کالینا شده تا پس از تأمین گرمای لازم برای راه‌اندازی این سیکل، به محیط تخلیه شود (حالت ۱۱).

در سیکل کالینا، مخلوط آب-آمونیاک^۲ به عنوان سیال عامل جریان داشته و در قسمت‌های مختلف سیکل کسر جرمی آمونیاک در سیال عامل متفاوت می‌باشد. در مولد بخار، مخلوط آب-آمونیاک دارای غلظت پایه^۳ پایه بوده و این جریان به صورت دوفازی از مولد بخار خارج شده (حالت ۲۰) و سپس به

¹ Primary mover cycle (or topping cycle)

² Ammonia-water mixture (AWM)

³ Base AWM

داخل جداکننده جریان پیدا می‌کند تا به فازهای تشکیل دهنده آن جداسازی شود: فاز بخار اشباع (مخلوط غنی آب-آمونیاک)^۱ و فاز مایع اشباع (مخلوط آب-آمونیاک رقیق)^۲. بخش غنی مخلوط از قسمت فوقانی جداکننده خارج شده و به سمت توربین بخار هدایت می‌شود (حالت ۲۱) و در با عبور از آن منبسط شده (حالت ۲۲) تا مقداری توان تولید شود. در سوی دیگر سیکل کالینا، بخش رقیق مخلوط از قسمت زیرین جداکننده، به سمت بازیاب حرارتی خارج می‌شود (حالت ۲۳) و پس از عبور از آن وارد شیر انبساط ۲ می‌گردد (حالت ۲۴). جریان اختناق یافته خروجی از شیر انبساط ۲ (حالت ۲۵) و جریان خروجی از توربین بخار در نهایت در مخلوط‌کننده با یکدیگر مخلوط می‌شوند تا مجدداً مخلوط آب-آمونیاک با غلظت پایه تشکیل شود (حالت ۲۶). جریان خروجی از مخلوط‌کننده وارد مبدل حرارتی ۲ شده و در آنجا ظرفیت حرارتی خود را به سیال عامل سیکل تبرید اجکتوری تخلیه کرده تا سیکل تبرید اجکتوری راه‌اندازی شود. مخلوط آب-آمونیاک خروجی از مبدل حرارتی ۲ (حالت ۲۷) توسط پمپ ۲ به سمت بازیاب حرارتی پمپاژ شده (حالت ۲۸) و در بازیاب حرارتی گرمایش مجدد شده و به مولد بخار باز می‌گردد (حالت ۲۹) تا سیکل کالینا تکمیل شود.

در سیکل تبرید اجکتوری، آمونیاک به‌عنوان سیال عامل جریان دارد (برای انتخاب سیال عامل سیکل تبرید اجکتوری، سیالات مختلف بررسی شد و علت انتخاب آمونیاک این است که در کنار داشتن کارایی قابل قبول، با بررسی خروجی‌های حاصل از مدل‌سازی مشخص شد که دامنه تغییرات ممکن برای پارامترهای طراحی، با انتخاب این سیال در رنج‌های وسیع‌تری می‌تواند بررسی شود). در این سیکل، اجکتور مهم‌ترین جزء سیکل است که دو جریان سیال ورودی دارد: جریان اولیه و جریان ثانویه. این دو جریان، توسط پارامتری به‌نام نسبت جذب جرم اجکتور مرتبط می‌شوند (جزئیات بیشتر در خصوص این پارامتر، در بخش فرمول‌بندی مسأله ارائه می‌شود). شکل ۳-۲ نشان دهنده ساختار اجکتور و تغییرات سرعت و فشار در طول آن می‌باشد. اجکتور خود از چهار جزء (شامل نازل^۳، محفظه اختلاط^۴، گلوگاه^۵ و دیفیوزر^۶) تشکیل شده و وظیفه آن تبدیل انرژی مکانیکی (یعنی فشار) جریان اولیه به انرژی جنبشی (یعنی سرعت) می‌باشد. بنابراین مدل‌سازی آن، به‌نسبت پیچیده‌تر از سایر اجزاء سیستم می‌باشد. مطابق شکل ۳-۲، در اجکتور، از طریق کاهش فشار جریان اولیه، سرعت جریان ثانویه به یک سرعت مافوق صوت افزایش می‌یابد. این فرآیند بدین صورت انجام می‌شود که در ابتدا جریان اولیه وارد نازل شده و در آن انبساط پیدا کرده و فشار آن به میزان قابل توجهی کاهش

¹ Rich AWM

² Lean AWM

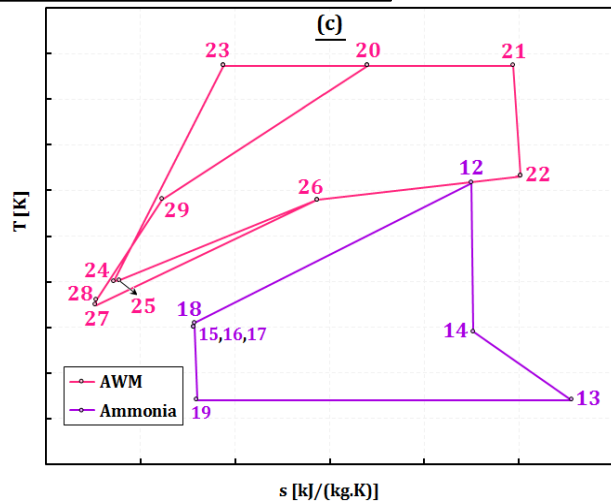
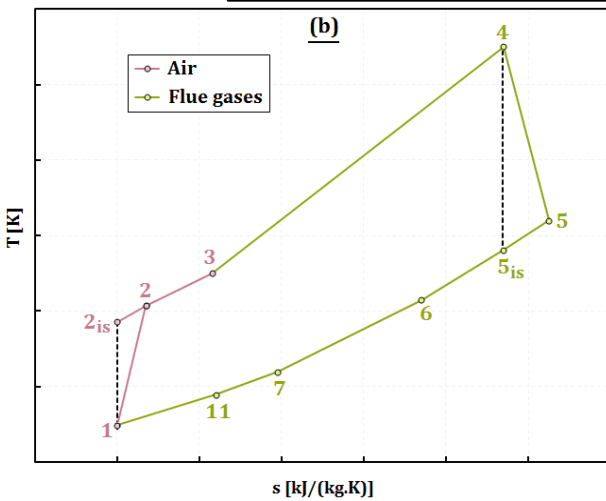
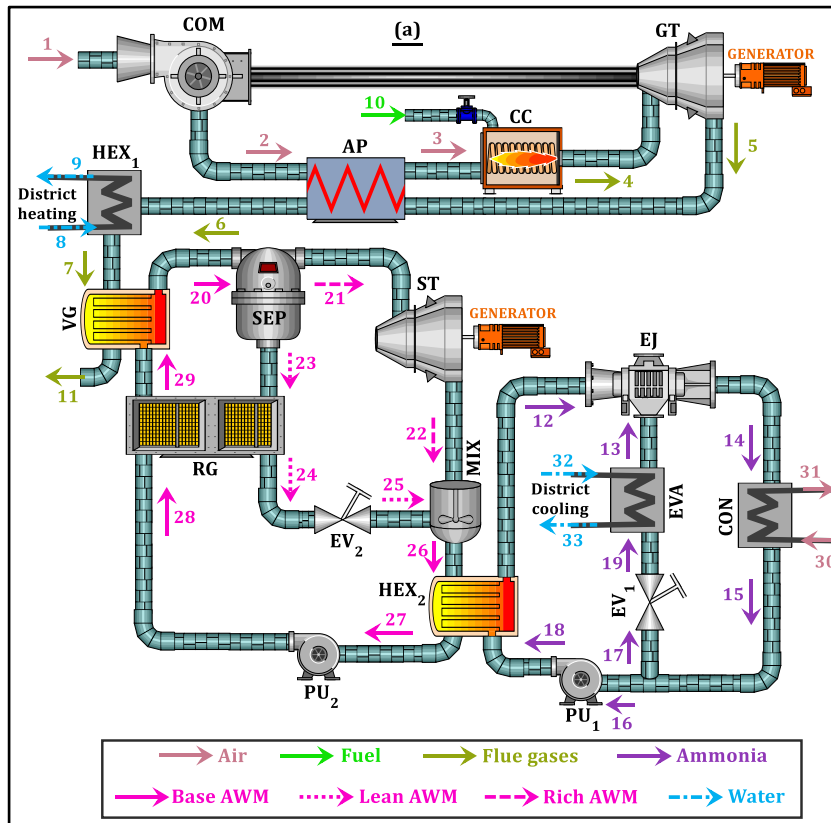
³ Nozzle

⁴ Mixing chamber

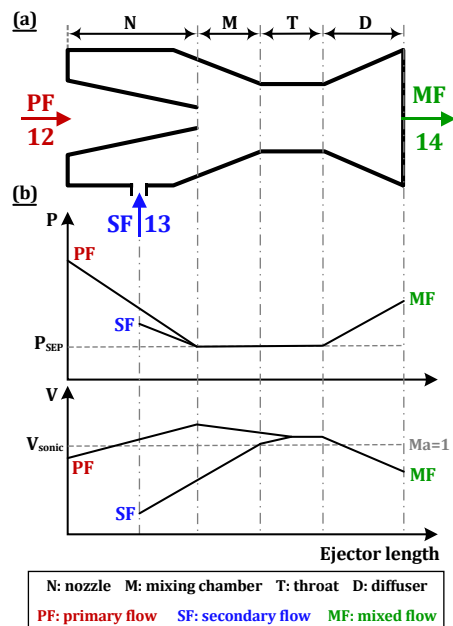
⁵ Throat

⁶ Diffuser

می‌یابد. این فرآیند کاهش فشار یک مکش ایجاد کرده که منجر به ورود جریان ثانویه به درون اجکتور می‌شود. در ادامه مسیر، این دو جریان در فشار ثابت با یکدیگر مخلوط شده و ضمن عبور از بخش گلوگاه، سرعت جریان مخلوط‌شده به سرعت صوت می‌رسد. در نهایت، با عبور این جریان از بخش دیفیوزر، فشار آن بازیابی شده و سرعت آن به میزان قابل توجهی کاهش می‌یابد. جریان خروجی از اجکتور، پس از عبور از کندانسور، به دو بخش تقسیم می‌شود تا سیکل اجکتور تکمیل شود. بخش جریان ثانویه، قبل از ورود به اجکتور از اواپراتور عبور کرده و در آنجا بار سرمایشی تولیدی سیستم حاصل می‌شود.



شکل ۱-۳ طرح‌واره سیستم تولید هم‌زمان مورد مطالعه



شکل ۳-۲ طرح‌واره اجکتور و نمودارهای تغییرات فشار و سرعت در طول آن

برای تحلیل بخش‌های مختلف سیستم مورد مطالعه فرضیاتی در نظر گرفته شده است که عبارتند از:

- سیستم در حالت پایا کار می‌کند
- انرژی جنبشی در ورودی و خروجی تمام اجزاء (به جز اجکتور) صرف‌نظر شده است
- تغییرات انرژی پتانسیل صرف‌نظر شده است
- افت‌های ناشی از اصطکاک و اختلاط در قسمت‌های نازل، دیفیوزر و محفظه اختلاط مربوط به اجکتور، با تعریف بازده برای هر یک از آن‌ها در نظر گرفته می‌شود
- فرآیند اختلاط جریان‌های اولیه و ثانویه ورودی به اجکتور درون محفظه اختلاط انجام شده و قبل از محفظه اختلاط هیچ‌گونه اختلاطی بین دو جریان رخ نمی‌دهد. همچنین، اختلاط در فشار ثابت انجام می‌شود

۳-۴ فرمول‌بندی مسأله

در این بخش از پژوهش، جزئیات فرمول‌بندی مسأله به‌طور کامل ارائه می‌شود. در پژوهش حاضر آنالیزهای انرژی، انرژی، زیست‌محیطی و اقتصادی (آنالیز متداول 4E) برای ارزیابی سیستم مورد مطالعه انجام می‌شود. همچنین، به‌منظور کاربردی‌تر نمودن آنالیزهای متداول 4E، آنالیزهای انرژی-زیست‌محیطی و انرژی-اقتصادی نیز به‌صورت جامع ارائه خواهند شد. بنابراین می‌توان گفت که ارزیابی سیستم مورد مطالعه بر پایه آنالیز 6E انجام می‌پذیرد.

۳-۴-۱ مدل سازی انرژی و انرژی

معادلات اساسی و اولیه لازم برای تحلیل ترمودینامیکی سیستم‌های تولید انرژی شامل معادلات پایستگی جرم، تکانه و انرژی است. طبق قانون پایستگی جرم، جرم خاصیت زوال ناپذیر ماده است که در تغییرات شیمیایی ماده همواره ثابت می ماند و تنها از ماده‌ای به ماده دیگر منتقل می شود. قانون پایستگی انرژی نیز بیانگر این است که انرژی نه تولید می شود و نه نابود می گردد؛ بلکه همواره از صورتی به صورت دیگر تبدیل می شود.

خاطر نشان می شود از آنجائی که سیال عامل سیکل کالینا به صورت مخلوط دوجزئی (مخلوط آب و آمونیاک) می باشد، علاوه بر پایستگی جرم، معادله پایستگی کسر جرمی (غلظت) آمونیاک در مخلوط نیز باید برای جریان های سیال عامل سیکل کالینا اعمال شود.

فرم کلی معادلات پایستگی جرم، غلظت، تکانه و انرژی، در حالت جریان دائم به ترتیب به صورت روابط ۳-۱ تا ۳-۴ نوشته می شوند [۱۰۶-۱۰۴].

$$\sum_{in} \dot{m}_{in,k} - \sum_{out} \dot{m}_{out,k} = 0 \quad 1-3$$

$$\sum_{in} (\dot{m}X)_{in,k} - \sum_{out} (\dot{m}X)_{out,k} = 0 \quad 2-3$$

$$\sum_{in} (\dot{m}V)_{in,k} - \sum_{out} (\dot{m}V)_{out,k} = 0 \quad 3-3$$

$$\left(\sum_{in} \left[\dot{m} \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right) \right]_{in,k} \right) - \left(\sum_{out} \left[\dot{m} \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right) \right]_{out,k} \right) + \sum \dot{Q}_k - \sum \dot{W}_k = 0 \quad 4-3$$

در روابط فوق، \dot{m} ، X ، V ، h ، g ، z و \dot{Q} و \dot{W} به ترتیب بیانگر دبی جرمی، غلظت آمونیاک در مخلوط آب-آمونیاک، سرعت، انتالپی، شتاب جاذبه، ارتفاع، توان حرارتی و توان مکانیکی می باشد. همچنین، زیرنویس های in و out به ترتیب مربوط به جریان های ورودی و خروجی به جزء (حجم کنترل) دلخواه k می باشند.

همانطور که اشاره شد، در پژوهش حاضر به تحلیل انرژی سیستم مورد مطالعه نیز پرداخته خواهد شد. فرم کلی رابطه نرخ تخریب انرژی برای هر یک از اجزا به صورت رابطه ۳-۵ بیان می شود.

$$\left(\sum_{in} \dot{E}_{in,k} \right) - \left(\sum_{out} \dot{E}_{out,k} \right) + \sum \dot{E}_{Q,k} - \sum \dot{E}_{W,k} = \dot{E}_{D,k} \quad 5-3$$

که در این رابطه، $\dot{E}_{D,k}$ نشان دهنده نرخ تخریب انرژی برای جزء k می‌باشد. عبارات \dot{E}_Q و \dot{E}_W انرژی‌های مربوط به انتقال حرارت و کار عبوری از مرزهای سیستم می‌باشند که به صورت روابط ۳-۶ و ۳-۷ تعریف می‌شوند. همچنین، در حالت کلی، هر یک از عبارات نرخ انرژی ورودی و خروجی مربوط به جزء k به صورت رابطه ۳-۸ تعریف شده و عبارتست از مجموع نرخ انرژی‌های فیزیکی، شیمیایی، جنبشی و پتانسیل.

$$\dot{E}_{Q,k} = \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right) \dot{Q}_k \quad ۳-۶$$

$$\dot{E}_{W,k} = \dot{W}_k \quad ۳-۷$$

$$\dot{E}_k = (\dot{m}e)_k = \dot{E}_{Ph,k} + \dot{E}_{Ch,k} + \dot{E}_{Ki,k} + \dot{E}_{Po,k} \quad ۳-۸$$

که ترم فیزیکی و شیمیایی برای یک ترکیب به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$\dot{E}_{Ph,k} = [\dot{m}((h - h_0) - T_0(s - s_0))]_k \quad ۳-۹$$

$$\dot{E}_{Ch,i} = \begin{cases} \dot{m} \left[\sum_k Y_k e_{Ch,k} + R_{univ} T_0 \sum_k Y_k \ln Y_k \right]_i, & \text{for streams } 1 - 9, 11 - 19, 30 - 33 \\ Y \times (\dot{m}_{10} \times \text{LHV}) & \text{for stream 10 (fuel)} \\ \dot{m}_{AWM} \left[\left(\frac{X}{M_{NH_3}} \right) \bar{e}_{Ch,NH_3}^0 + \left(\frac{1-X}{M_{H_2O}} \right) \bar{e}_{Ch,H_2O}^0 \right] & \text{for streams } 20 - 29 \end{cases} \quad ۳-۱۰$$

برای آنالیز انرژی هر یک از اجزای سیستم، دو مفهوم مفید می‌توان تعریف نمود و تعاریف نرخ تخریب انرژی و بازده انرژی هر یک از اجزاء را بر اساس این دو مفهوم بازنویسی نمود. این دو مفهوم، نرخ انرژی‌های "سوخت" و "محصول" نام دارند که به ترتیب مربوط به جریان انرژی تغذیه و تولید شده در جزء مورد بررسی می‌باشند. این مفاهیم با نرخ تخریب انرژی و بازده انرژی هر یک از اجزاء به صورت روابط زیر مرتبط می‌شوند.

$$\dot{E}_{D,k} = \dot{E}_{F,k} - \dot{E}_{P,k} \quad ۳-۱۱$$

$$\eta_{ex,k} = \frac{\dot{E}_{P,k}}{\dot{E}_{F,k}} \quad ۳-۱۲$$

در ادامه این بخش، پس از نوشتن معادله پایستگی جرم، غلظت، تکانه و قانون اول ترمودینامیک، فرم ساده شده روابط پایستگی جرمی، انرژی و انرژی هر یک از اجزاء سیکل ارائه خواهد شد. لازم به ذکر است که به دلیل ماهیت جریان سیال در سیکل‌های ترمودینامیکی، تغییرات انرژی جنبشی و پتانسیل در تمام اجزای سیستم قابل چشم‌پوشی است (بجز تغییرات انرژی جنبشی در اجزای تشکیل دهنده اجکتور که در سیکل تبرید اجکتوری به کار رفته است).

اجکتور

پیش از نوشتن روابط پایستگی جرم و انرژی اجکتور، ابتدا به معرفی یک پارامتر مهم اجکتور به نام نسبت جذب جرم اجکتور^۱ پرداخته می‌شود. این پارامتر با نماد μ نشان داده شده و عبارتست از نسبت دبی جرمی جریان ثانویه (\dot{m}_{SF}) به دبی جرمی جریان اولیه (\dot{m}_{PF}). از آنجائی که مدل‌سازی ترمودینامیکی اجکتور بر پایه پارامتر نسبت جذب جرم اجکتور انجام می‌شود، لازم است روابط حاکم بر آن، برحسب این پارامتر بازنویسی شود. نسبت جذب جرم اجکتور به صورت رابطه ۳-۱۳ تعریف می‌شود.

$$\mu = \frac{\dot{m}_{SF}}{\dot{m}_{PF}} \quad ۱۳-۳$$

به ازای هر کیلوگرم از مخلوط درون اجکتور، دبی جرمی جریان‌های اولیه و ثانویه برحسب μ عبارتند از:

$$\dot{m}_{PF} = \frac{1}{1 + \mu} \quad ۱۴-۳$$

$$\dot{m}_{SF} = \frac{\mu}{1 + \mu} \quad ۱۵-۳$$

با نوشتن پایستگی انرژی برای مقطع جریان اولیه ورودی اجکتور تا ابتدای محفظه اختلاط، خواهیم داشت:

$$\dot{m}_{PF,N_{in}} \left(h_{PF,N_{in}} + \frac{V_{PF,N_{in}}^2}{2} \right) = \dot{m}_{PF,N_{out}} \left(h_{PF,N_{out}} + \frac{V_{PF,N_{out}}^2}{2} \right) \quad ۱۶-۳$$

به دلیل ماهیت جریان عبوری در تمام بخش‌های سیستم مورد مطالعه، تغییرات سرعت بین مقاطع ورودی و خروجی تمام اجزاء، به جز اجزاء تشکیل دهنده داخلی اجکتور، قابل صرف نظر است. لذا سرعت جریان‌های اولیه و ثانویه ورودی به اجکتور، نسبت به تغییرات سرعت در طی فرآیندهای داخلی اجکتور قابل اغماض هستند (یعنی $V_{PF,N_{in}}, V_{SF,N_{in}} \approx 0$).

بر این اساس، رابطه ۳-۱۶ به صورت زیر بازنویسی می‌شود:

$$V_{PF,N_{out}} = \sqrt{2(h_{PF,N_{in}} - h_{PF,N_{out}})} \quad ۱۷-۳$$

با نوشتن پایستگی انرژی برای مقطع جریان ثانویه ورودی اجکتور تا ابتدای محفظه اختلاط، خواهیم داشت:

^۱ Mass entrainment ratio of ejector

$$\dot{m}_{SF,N_{in}} \left(h_{SF,N_{in}} + \frac{V_{SF,N_{in}}^2}{2} \right) = \dot{m}_{SF,N_{out}} \left(h_{SF,N_{out}} + \frac{V_{SF,N_{out}}^2}{2} \right) \quad 18-3$$

با توجه به قابل اغماض بودن مقدار سرعت جریان ثانویه ورودی، نسبت به سرعت آن پس از ورود به اجکتور، رابطه ۱۸-۳ به صورت زیر بازنویسی می‌شود:

$$V_{SF,N_{out}} = \sqrt{2(h_{SF,N_{in}} - h_{SF,N_{out}})} \quad 19-3$$

با نوشتن پایستگی تکانه بین مقاطع ورودی و خروجی محفظه اختلاط، خواهیم داشت:

$$\dot{m}_{PF} V_{PF,N_{out}} + \dot{m}_{SF} V_{SF,N_{out}} = (\dot{m}_{PF} + \dot{m}_{SF}) V_{MF,is} \quad 20-3$$

که در این رابطه، $V_{MF,is}$ سرعت جریان مخلوط‌شده خروجی از محفظه اختلاط، بدون در نظر گرفتن افت‌های ناشی از فرآیند اختلاط است:

$$V_{MF,is} = \frac{\dot{m}_{PF}}{\dot{m}_{PF} + \dot{m}_{SF}} V_{PF,N_{out}} + \frac{\dot{m}_{SF}}{\dot{m}_{PF} + \dot{m}_{SF}} V_{SF,N_{out}} \quad 21-3$$

با ترکیب روابط ۱۳-۳ تا ۱۵-۳ با رابطه ۲۱-۳، رابطه اخیر به صورت زیر بازنویسی می‌شود:

$$V_{MF,is} = \frac{V_{PF,N_{out}} + \mu V_{SF,N_{out}}}{1 + \mu} \quad 22-3$$

به منظور اعمال افت‌های ناشی از فرآیند اختلاط، مقدار واقعی سرعت جریان خروجی از محفظه اختلاط با استفاده از تعریف بازده اختلاط، به صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$\eta_M = \frac{V_{MF}^2}{V_{MF,is}^2} \Rightarrow V_{MF} = \sqrt{\eta_M} \times V_{MF,is} \quad 23-3$$

حال پایستگی انرژی را برای محفظه اختلاط بررسی می‌کنیم:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{PF} \left(h_{PF,N_{out}} + \frac{V_{PF,N_{out}}^2}{2} \right) + \dot{m}_{SF} \left(h_{SF,N_{out}} + \frac{V_{SF,N_{out}}^2}{2} \right) \\ = (\dot{m}_{PF} + \dot{m}_{SF}) \left(h_{MF} + \frac{V_{MF}^2}{2} \right) \end{aligned} \quad 24-3$$

با انجام ساده‌سازی‌های موردنیاز، انتالپی جریان مخلوط‌شده خروجی از محفظه اختلاط، به صورت رابطه زیر تعیین می‌شود:

$$h_{MF} = \frac{h_{PF,N_{out}} + \mu h_{SF}}{1 + \mu} - \frac{V_{MF}^2}{2} \quad 25-3$$

در نهایت، با در نظر گرفتن کل اجکتور، مقدار نسبت جذب جرم اجکتور بر حسب پارامترهای اجکتور، بر اساس رابطه ۳-۲۶ قابل محاسبه است.

$$\mu = \sqrt{\eta_{N,is} \eta_M \eta_{D,is} (h_{PF,N_{in}} - h_{PF,N_{out,is}}) / (h_{D,is} - h_{MF})} - 1 \quad ۲۶-۳$$

در طی فرآیند مدل‌سازی اجکتور، افت‌های جریان به‌هنگام عبور از بخش‌های نازل و دیفیوزر، با تعریف بازده آیزنتروپیک هر یک از آن‌ها در محاسبات اعمال می‌شود:

$$\eta_{N,is} = \frac{h_{PF,N_{in}} - h_{PF,N_{out}}}{h_{PF,N_{in}} - h_{PF,N_{out,is}}} \quad ۲۷-۳$$

$$\eta_{D,is} = \frac{h_{D,is} - h_{MF}}{h_D - h_{MF}} \quad ۲۸-۳$$

که در روابط فوق، مقاطع PF، SF، N، M، D، in و out به‌ترتیب مربوط به جریان اولیه ورودی به اجکتور، جریان ثانویه ورودی به اجکتور، انتهای نازل (ابتدای محفظه اختلاط)، انتهای محفظه اختلاط، انتهای دیفیوزر (خروجی اجکتور)، ورودی و خروجی بوده و اندیس‌های PF، SF و MF به‌ترتیب مربوط به جریان اولیه، جریان ثانویه و جریان مخلوط‌شده می‌باشند. همچنین، V_{MF} و $V_{MF,is}$ سرعت جریان مخلوط‌شده بدون در نظر گرفتن تلفات اختلاط جریان و فرم اصلاح شده سرعت با در نظر گرفتن تلفات بخش اختلاط است.

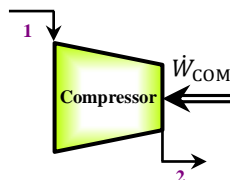
برای تعیین دبی جرمی سیال عامل سیکل تبرید اجکتوری، یک فرآیند سعی و خطا لازم است. این فرآیند با در نظر گرفتن یک فرض اولیه برای نسبت جذب جرم اجکتور انجام شده و با استفاده از روابط فوق، شرایط ترمودینامیکی جریان خروجی از اجکتور تعیین شده و در نهایت یک مقدار جدید برای نسبت جذب جرم اجکتور با استفاده از رابطه ۳-۲۶ محاسبه می‌شود. با تعریف خطای نسبی از مرتبه 10^{-5} و مقایسه فرض اولیه و مقدار جدید محاسبه شده نسبت جذب جرم اجکتور، مدل‌سازی ترمودینامیکی اجکتور انجام می‌شود (توضیحات بیشتر در بخش ۳-۷ ارائه خواهد شد).

در نهایت، فرم نهایی و ساده شده رابطه تخریب انرژی برای اجکتور به‌صورت رابطه زیر خواهد بود:

$$\dot{E}_{D,EJ} = (\dot{E}_{12} + \dot{E}_{13}) - \dot{E}_{14} \quad ۲۹-۳$$

کمپرسور هوا

کمپرسورها وظیفه فشرده‌سازی سیال را بر عهده دارند که در سیستم مورد مطالعه پژوهش حاضر، کمپرسور در سیکل برایتون جهت فشرده سازی هوا مورد استفاده قرار گرفته است. شکل زیر طرح‌واره این کمپرسور و جریان‌های ورودی و خروجی آن را نشان می‌دهد.



شکل ۳-۳ طرح‌واره کمپرسور مورد استفاده در سیستم مورد مطالعه

فرم ساده‌شده و نهایی روابط پایستگی جرم و انرژی و نرخ تخریب انرژی برای کمپرسور هوا به صورت روابط زیر می‌باشد. همچنین، برای مدل‌سازی ترمودینامیکی کمپرسورها، یک رابطه کمکی مورد استفاده قرار می‌گیرد که تعریف بازده آیزنتروپیک کمپرسور می‌باشد.

$$\dot{W}_{COM} = \dot{m}_1(h_2 - h_1) \quad ۳۰-۳$$

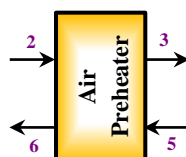
$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_a \quad ۳۱-۳$$

$$\eta_{COM,is} = \frac{h_{2,is} - h_1}{h_2 - h_1} \quad ۳۲-۳$$

$$\dot{E}_{D,COM} = \dot{W}_{COM} - (\dot{E}_2 - \dot{E}_1) \quad ۳۳-۳$$

پیش‌گرمکن هوا

پیش‌گرمکن هوا یک نوع بازیاب حرارتی می‌باشد. این بازیاب در سیکل برایتون استفاده شده است و استفاده از آن دو مزیت دارد. به طور کلی، استفاده از پیش‌گرمکن هوا یکی از راه‌های بهبود کارایی سیکل برایتون پایه (به تنهایی) می‌باشد. از سویی، با عبور جریان گازهای اتلافی سیکل برایتون از این پیش‌گرمکن، دمای گازهای اتلافی کاهش می‌یابد. از آنجایی که سیکل کالینا برای کاربردهای دما-پایین و متوسط پیشنهاد شده است، این کاهش دما برای سیستم مورد مطالعه مزیت به‌شمار می‌آید. فرم ساده‌شده و نهایی روابط پایستگی جرم و انرژی و نرخ تخریب انرژی برای پیش‌گرمکن هوا، به صورت روابط زیر می‌باشد.



شکل ۴-۳ طرح‌واره پیش‌گرمکن هوا مورد استفاده در سیستم مورد مطالعه

$$\dot{Q}_{AP} = \dot{m}_3(h_3 - h_2) \quad ۳۴-۳$$

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_2 = \dot{m}_a \quad ۳۵-۳$$

$$\dot{Q}_{AP} = \dot{m}_5(h_5 - h_6) \quad ۳۶-۳$$

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 = \dot{m}_a + \dot{m}_f \quad ۳۷-۳$$

$$\dot{E}_{D,AP} = (\dot{E}_5 - \dot{E}_6) - (\dot{E}_3 - \dot{E}_2) \quad ۳۸-۳$$

محفظه احتراق

وظیفه اصلی محفظه احتراق در سیکل برایتون، دریافت هوای فشرده از خروجی کمپرسور و انجام عمل احتراق بر روی سوخت ورودی به آن می‌باشد. در پژوهش حاضر، از گاز طبیعی به‌عنوان سوخت ورودی به محفظه احتراق استفاده شده است و از آنجائی که بخش عمده گاز طبیعی را متان تشکیل می‌دهد، متان خالص به‌عنوان سوخت در مدل‌سازی مسأله در نظر گرفته شده است.



شکل ۳-۵ طرح‌واره محفظه احتراق مورد استفاده در سیستم مورد مطالعه

فرم ساده‌شده و نهایی روابط پایستگی جرم و انرژی و نرخ تخریب انرژی و همچنین مقدار افت فشار در محفظه احتراق، به‌صورت روابط زیر می‌باشد.

$$\dot{m}_3 h_3 + \dot{m}_{10} \times \text{LHV} = \dot{m}_4 h_4 + \overbrace{(\dot{m}_{10} \times \text{LHV})}^{\dot{Q}_{L,CC}} (1 - \eta_{CC}) \quad ۳۹-۳$$

$$\dot{m}_3 + \dot{m}_{10} = \dot{m}_4 \quad ۴۰-۳$$

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_a \quad , \quad \dot{m}_{10} = \dot{m}_f \quad ۴۱-۳$$

$$\frac{P_4}{P_3} = 1 - \Delta P_{CC} \quad ۴۲-۳$$

$$\dot{E}_{D,CC} = (\dot{E}_3 + \dot{E}_{10}) - \dot{E}_4 - \left(1 - \frac{T_0}{T_{CC}}\right) \dot{Q}_{L,CC} \quad ۴۳-۳$$

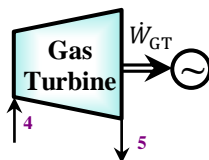
که در این روابط، اندیس‌های a و f مربوط به هوا و سوخت می‌باشد. نماد LHV نشان‌دهنده ارزش حرارتی پایین سوخت است. همچنین، پارامترهای $\dot{Q}_{L,CC}$ و T_{CC} به‌ترتیب بیانگر مقدار تلفات حرارتی و دمای محفظه احتراق هستند.

به دلیل حفظ انسجام در ارائه فرمول‌بندی مسأله، در این بخش تنها به روابط مورد نیاز مربوط به مدل‌سازی انرژی محفظه احتراق پرداخته شده و جزئیات مربوط به فرآیند احتراق و اثرات زیست‌محیطی، در بخش‌های پیش‌رو به‌طور کامل مورد بررسی قرار خواهد گرفت.

توربین گاز

توربین‌ها در واقع چرخ‌پره‌های موتوری چرخنده هستند که می‌توانند از یک سیال انرژی (الکتریسیته) به‌دست آورند. در پژوهش حاضر، توربین گازی در سیکل برایتون به‌کار رفته است.

فرم ساده‌شده و نهایی روابط پایستگی جرم و انرژی و نرخ تخریب انرژی برای توربین گازی به‌صورت روابط زیر می‌باشد. همچنین، برای مدل‌سازی ترمودینامیکی توربین‌ها، یک رابطه کمکی مورد استفاده قرار می‌گیرد که تعریف بازده آیزنتروپیک توربین می‌باشد.



شکل ۳-۶ طرح‌واره توربین گازی (در سیکل برایتون) مورد استفاده در سیستم مورد مطالعه

$$\dot{W}_{GT} = \dot{m}_4(h_4 - h_5) \quad 44-3$$

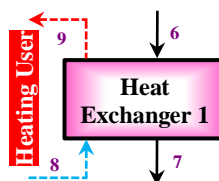
$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 = \dot{m}_a + \dot{m}_f \quad 45-3$$

$$\eta_{GT,is} = \frac{h_4 - h_5}{h_4 - h_{5,is}} \quad 46-3$$

$$\dot{E}_{D,GT} = (\dot{E}_4 - \dot{E}_5) - \dot{W}_{GT} \quad 47-3$$

مبدل‌های حرارتی ۱ و ۲

همانطور که اشاره شد، علاوه بر تولید هم‌زمان سرمایه‌ش و قدرت، در سیستم مورد مطالعه تحقیق پیش‌رو، از حرارت اتلافی سیکل برایتون برای کاربردهای گرمایشی نیز استفاده می‌شود. برای این منظور، از یک مبدل حرارتی باید استفاده گردد. فرم ساده‌شده و نهایی روابط پایستگی جرم و انرژی و نرخ تخریب انرژی برای مبدل حرارتی ۱ به‌صورت روابط زیر می‌باشد.



شکل ۳-۷ طرح‌واره مبدل حرارتی ۱ مورد استفاده در سیستم مورد مطالعه

$$\dot{Q}_{\text{HEX}_1} = \dot{m}_7(h_6 - h_7) \quad 48-3$$

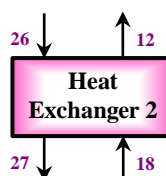
$$\dot{m}_6 = \dot{m}_7 \quad 49-3$$

$$\dot{Q}_{\text{HEX}_1} = \dot{m}_8(h_9 - h_8) \quad 50-3$$

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_9 \quad 51-3$$

$$\dot{E}_{D,\text{HEX}_1} = (\dot{E}_6 - \dot{E}_7) - (\dot{E}_9 - \dot{E}_8) \quad 52-3$$

همچنین، برای کوپلینگ سیکل‌های کالینا و اجکتور از مبدل حرارتی ۲ استفاده شده است. در واقع، در سیکل ترکیبی مورد مطالعه در پژوهش حاضر، مبدل حرارتی ۲ نقش کندانسور در سیکل پایه کالینا و نقش مولد بخار در سیکل پایه اجکتور را ایفا می‌کند.



شکل ۳-۸ طرح‌واره مبدل حرارتی ۲ مورد استفاده در سیستم مورد مطالعه

$$\dot{Q}_{\text{HEX}_2} = \dot{m}_{26}(h_{26} - h_{27}) \quad 53-3$$

$$\dot{m}_{26} = \dot{m}_{27} \quad 54-3$$

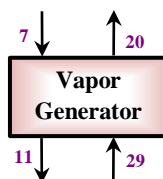
$$\dot{Q}_{\text{HEX}_1} = \dot{m}_{18}(h_{12} - h_{18}) \quad 55-3$$

$$\dot{m}_{18} = \dot{m}_{12} \quad 56-3$$

$$\dot{E}_{D,\text{HEX}_2} = (\dot{E}_{26} - \dot{E}_{27}) - (\dot{E}_{12} - \dot{E}_{18}) \quad 57-3$$

مولد بخار

مولد بخار ابزاری است که با دریافت حرارت، برای تبخیر یک سیال به کار می‌رود. برای راه‌اندازی سیکل کالینا مقداری حرارت نیاز است که در پژوهش حاضر، این حرارت از طریق اگزوز سیکل برایتون تأمین می‌شود. فرم ساده‌شده و نهایی روابط پایستگی جرم و انرژی و نرخ تخریب انرژی برای مولد بخار به صورت روابط زیر می‌باشد.



شکل ۳-۹ طرح‌واره مولد بخار مورد استفاده در سیستم مورد مطالعه

$$\dot{Q}_{\text{VG}} = \dot{m}_{11}(h_7 - h_{11}) \quad 58-3$$

$$\dot{m}_{11} = \dot{m}_7 \quad ۵۹-۳$$

$$\dot{Q}_{VG} = \dot{m}_{20}(h_{20} - h_{29}) \quad ۶۰-۳$$

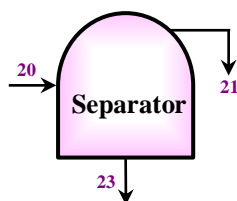
$$\dot{m}_{20} = \dot{m}_{29} \quad ۶۱-۳$$

$$\dot{E}_{D,VG} = (\dot{E}_7 - \dot{E}_{11}) - (\dot{E}_{20} - \dot{E}_{29}) \quad ۶۲-۳$$

جداکننده

خروجی مولد بخار در سیستم مورد مطالعه به صورت دوفازی می‌باشد که پس از ورود به جداکننده، فازهای بخار و مایع آن جداسازی می‌گردند. هر دو خروجی جداکننده به صورت اشباع بوده و فاز بخار (که مخلوط غنی یا غلیظ^۱ نامیده می‌شود) از قسمت فوقانی جداکننده وارد توربین بخار سیکل کالینا شده و فاز مایع (که مخلوط رقیق^۲ نامیده می‌شود) از قسمت زیرین آن وارد بازیاب حرارتی می‌شود.

فرم ساده‌شده و نهایی روابط پایستگی جرم و انرژی و نرخ تخریب انرژی برای جداکننده، به صورت روابط زیر می‌باشد.



شکل ۳-۱۰ طرح‌واره جداکننده مورد استفاده در سیستم مورد مطالعه

$$\dot{m}_{20}h_{20} = \dot{m}_{21}h_{21} + \dot{m}_{23}h_{23} \quad ۶۳-۳$$

$$\dot{m}_{20} = \dot{m}_{21} + \dot{m}_{23} \quad ۶۴-۳$$

$$\dot{m}_{20}X_{20} = \dot{m}_{21}X_{21} + \dot{m}_{23}X_{23} \quad ۶۵-۳$$

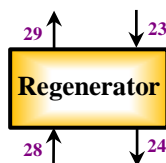
$$\dot{E}_{D,SEP} = \dot{E}_{20} - (\dot{E}_{21} + \dot{E}_{23}) \quad ۶۶-۳$$

بازیاب حرارتی

بازیاب حرارتی یک نوع مبدل حرارتی می‌باشد. بازیاب حرارتی مورد استفاده در سیستم مورد مطالعه، مربوط به سیکل کالینا است. فرم ساده‌شده و نهایی روابط پایستگی جرم و انرژی و نرخ تخریب انرژی برای بازیاب حرارتی، به صورت روابط زیر می‌باشد.

^۱ Rich mixture

^۲ Lean mixture



شکل ۳-۱۱ طرح‌واره بازیاب حرارتی (در سیکل کالینا) مورد استفاده در سیستم مورد مطالعه

$$\dot{Q}_{RG} = \dot{m}_{28}(h_{29} - h_{28}) \quad ۶۷-۳$$

$$\dot{m}_{28} = \dot{m}_{29} \quad ۶۸-۳$$

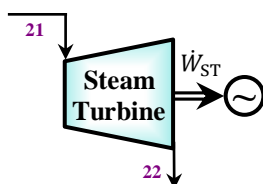
$$\dot{Q}_{RG} = \dot{m}_{23}(h_{23} - h_{24}) \quad ۶۹-۳$$

$$\dot{m}_{23} = \dot{m}_{24} \quad ۷۰-۳$$

$$\dot{E}_{D,RG} = (\dot{E}_{23} - \dot{E}_{24}) - (\dot{E}_{29} - \dot{E}_{28}) \quad ۷۱-۳$$

توربین بخار

به‌طور مشابه آنچه برای توربین گازی داشتیم، برای توربین بخار نیز فرم ساده‌شده و نهایی روابط پایستگی جرم و انرژی و نرخ تخریب انرژی به‌صورت زیر خواهد بود:



شکل ۳-۱۲ طرح‌واره توربین بخار (در سیکل کالینا) مورد استفاده در سیستم مورد مطالعه

$$\dot{W}_{ST} = \dot{m}_{22}(h_{21} - h_{22}) \quad ۷۲-۳$$

$$\dot{m}_{21} = \dot{m}_{22} \quad ۷۳-۳$$

$$\eta_{ST,is} = \frac{h_{21} - h_{22}}{h_{21} - h_{22,is}} \quad ۷۴-۳$$

$$\dot{E}_{D,ST} = (\dot{E}_{21} - \dot{E}_{22}) - \dot{W}_{ST} \quad ۷۵-۳$$

شیرهای انبساط ۱ و ۲

وظیفه شیر انبساط کاهش فشار سیال عبوری از آن است و فرض می‌شود که این فرآیند در انتالپی ثابت انجام می‌پذیرد. در هر یک از سیکل‌های تبرید اجکتوری و کالینا یک شیر انبساط به‌کار رفته است که در سیستم مورد مطالعه به‌ترتیب با شماره‌های ۱ و ۲ متمایز شده‌اند.

فرم ساده‌شده و نهایی روابط پایستگی جرم و انرژی و نرخ تخریب انرژی برای شیر انبساط ۱، به صورت روابط زیر می‌باشد.



شکل ۳-۱۳ طرح‌واره شیر انبساط ۲ (در سیکل تبرید اجکتوری) مورد استفاده در سیستم مورد مطالعه

$$h_{19} = h_{17} \quad ۷۶-۳$$

$$\dot{m}_{19} = \dot{m}_{17} \quad ۷۷-۳$$

$$\dot{E}_{D, EV_1} = \dot{E}_{17} - \dot{E}_{19} \quad ۷۸-۳$$

به روش مشابه، برای شیر انبساط ۲ خواهیم داشت:



شکل ۳-۱۴ طرح‌واره شیر انبساط ۱ (در سیکل کالینا) مورد استفاده در سیستم مورد مطالعه

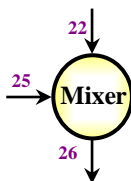
$$h_{25} = h_{24} \quad ۷۹-۳$$

$$\dot{m}_{25} = \dot{m}_{24} \quad ۸۰-۳$$

$$\dot{E}_{D, EV_2} = \dot{E}_{24} - \dot{E}_{25} \quad ۸۱-۳$$

مخلوط‌کننده

جریان‌های مخلوط‌های غنی و رقیق سیال عامل سیکل کالینا در محلی باید با یکدیگر ترکیب شوند تا مجدداً مخلوط با غلظت پایه در این سیکل تشکیل شود. بدین منظور از یک مخلوط‌کننده باید استفاده شود. فرم ساده‌شده و نهایی روابط پایستگی جرم و انرژی و نرخ تخریب انرژی برای مخلوط‌کننده، به صورت روابط زیر می‌باشد.



شکل ۳-۱۵ طرح‌واره مخلوط‌کننده ه مورد استفاده در سیستم مورد مطالعه

$$\dot{m}_{26}h_{26} = \dot{m}_{25}h_{25} + \dot{m}_{22}h_{22} \quad ۸۲-۳$$

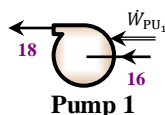
$$\dot{m}_{26} = \dot{m}_{25} + \dot{m}_{22} \quad ۸۳-۳$$

$$\dot{m}_{26}X_{26} = \dot{m}_{25}X_{25} + \dot{m}_{22}X_{22} \quad ۸۴-۳$$

$$\dot{E}_{D,MIX} = (\dot{E}_{22} + \dot{E}_{25}) - \dot{E}_{26} \quad ۸۵-۳$$

پمپ‌های ۱ و ۲

پمپ‌ها تجهیزاتی هستند که برای افزایش فشار سیال به کار می‌روند. در سیستم مورد مطالعه، دو پمپ (یک پمپ در سیکل کالینا و یک پمپ در سیکل تبرید اجکتوری) استفاده شده است. فرم ساده شده و نهایی روابط پایستگی جرم و انرژی و نرخ تخریب انرژی برای پمپ‌های ۱ و ۲ به صورت روابط زیر می‌باشد. همچنین، برای مدل‌سازی ترمودینامیکی پمپ‌ها، یک رابطه کمکی مورد استفاده قرار می‌گیرد که تعریف بازده آیزنتروپیک پمپ می‌باشد.



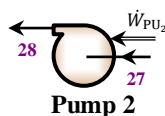
شکل ۱۶-۳ طرح‌واره پمپ ۱ مورد استفاده در سیستم مورد مطالعه

$$\dot{W}_{PU_1} = \dot{m}_{16}(h_{18} - h_{16}) \quad ۸۶-۳$$

$$\dot{m}_{16} = \dot{m}_{18} \quad ۸۷-۳$$

$$\eta_{PU_1,is} = \frac{h_{18,is} - h_{16}}{h_{18} - h_{16}} \quad ۸۸-۳$$

$$\dot{E}_{D,PU_1} = \dot{W}_{PU_1} - (\dot{E}_{18} - \dot{E}_{16}) \quad ۸۹-۳$$



شکل ۱۷-۳ طرح‌واره پمپ ۲ مورد استفاده در سیستم مورد مطالعه

$$\dot{W}_{PU_2} = \dot{m}_{27}(h_{28} - h_{27}) \quad ۹۰-۳$$

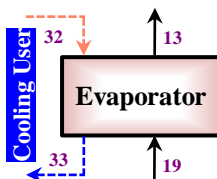
$$\dot{m}_{27} = \dot{m}_{28} \quad ۹۱-۳$$

$$\eta_{PU_2,is} = \frac{h_{28,is} - h_{27}}{h_{28} - h_{27}} \quad ۹۲-۳$$

$$\dot{E}_{D,PU_2} = \dot{W}_{PU_2} - (\dot{E}_{28} - \dot{E}_{27}) \quad ۹۳-۳$$

اوپراتور

اوپراتور ابزاری است که با دریافت حرارت، برای تبخیر یک سیال به کار می‌رود. تولید بار سرمایشی در سیستم مورد مطالعه توسط اوپراتور انجام می‌پذیرد. فرم ساده‌شده و نهایی روابط پایستگی جرم و انرژی سیال عامل و آب تبادل‌کننده حرارت و همچنین تخریب انرژی برای اوپراتور، به صورت روابط زیر می‌باشد.



شکل ۳-۱۸ طرح‌واره اوپراتور مورد استفاده در سیستم مورد مطالعه

$$\dot{Q}_{EVA} = \dot{m}_{13}(h_{13} - h_{19}) \quad ۹۴-۳$$

$$\dot{m}_{13} = \dot{m}_{19} \quad ۹۵-۳$$

$$\dot{Q}_{EVA} = \dot{m}_{32}(h_{32} - h_{33}) \quad ۹۶-۳$$

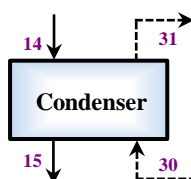
$$\dot{m}_{32} = \dot{m}_{33} \quad ۹۷-۳$$

$$\dot{E}_{D,EVA} = (\dot{E}_{19} - \dot{E}_{13}) - (\dot{E}_{33} - \dot{E}_{32}) \quad ۹۸-۳$$

کندانسور

یکی از اجزای اصلی که در سیکل تبرید اجکتور وجود دارد، کندانسور می‌باشد. کندانسورها نیز یکی از تجهیزاتی هستند که برای انتقال حرارت میان سیال‌ها مورد استفاده قرار گرفته و وظیفه خنک‌سازی سیال عامل را بر عهده دارند. در این پژوهش، به منظور کاهش مصرف حامل‌های انرژی اولیه در سیستم مورد مطالعه، سیالی که عمل تبادل حرارت را با سیال عامل در کندانسور انجام می‌دهد، هوا انتخاب شده است.

فرم ساده‌شده و نهایی روابط پایستگی جرم و انرژی و نرخ تخریب انرژی برای سیال عامل و هوای خنک‌کن و همچنین پایستگی انرژی کندانسور، به صورت روابط زیر می‌باشد.



شکل ۳-۱۹ طرح‌واره کندانسور مورد استفاده در سیستم مورد مطالعه

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{CON} &= \dot{m}_{14}(h_{14} - h_{15}) && 99-3 \\ \dot{m}_{14} &= \dot{m}_{15} && 100-3 \\ \dot{Q}_{CON} &= \dot{m}_{30}(h_{31} - h_{30}) && 101-3 \\ \dot{m}_{30} &= \dot{m}_{31} && 102-3 \\ \dot{E}_{D,CON} &= (\dot{E}_{14} - \dot{E}_{15}) - (\dot{E}_{31} - \dot{E}_{30}) && 103-3 \end{aligned}$$

به منظور جمع‌بندی فرآیند مدل‌سازی انرژی و انرژی، فرم نهایی معادلات مربوط به آن‌ها در جدول ۱-۳ لیست شده است.

جدول ۱-۳ خلاصه فرم نهایی پایستگی انرژی و انرژی‌های سوخت و محصول برای اجزای سیستم مورد مطالعه

جزء	پایستگی انرژی	انرژی‌های سوخت و محصول	
		انرژی سوخت (\dot{E}_F)	انرژی محصول (\dot{E}_P)
COM	$\dot{W}_{COM} = \dot{m}_1(h_2 - h_1), \eta_{COM,is} = \frac{h_{2,is} - h_1}{h_2 - h_1}$	\dot{W}_{COM}	$\dot{E}_2 - \dot{E}_1$
AP	$\dot{Q}_{AP} = \dot{m}_2(h_3 - h_2) = \dot{m}_5(h_5 - h_6)$	$\dot{E}_5 - \dot{E}_6$	$\dot{E}_3 - \dot{E}_2$
CC	$\dot{m}_3 h_3 + \dot{m}_{10} \times LHV = \dot{m}_4 h_4 + (1 - \eta_{CC}) \dot{m}_{10} \times LHV$	$\dot{E}_3 + \dot{E}_{10}$	\dot{E}_4
GT	$\dot{W}_{GT} = \dot{m}_5(h_4 - h_5), \eta_{GT,is} = \frac{h_4 - h_5}{h_4 - h_{5,is}}$	$\dot{E}_4 - \dot{E}_5$	\dot{W}_{GT}
HEX ₁	$\dot{Q}_{HEX_1} = \dot{m}_7(h_6 - h_7) = \dot{m}_8(h_9 - h_8)$	$\dot{E}_6 - \dot{E}_7$	$\dot{E}_9 - \dot{E}_8$
EJ	به مراجعه شود جدول ۲-۳	$\dot{E}_{12} + \dot{E}_{13}$	\dot{E}_{14}
EVA	$\dot{Q}_{EVA} = \dot{m}_{13}(h_{13} - h_{19}) = \dot{m}_{32}(h_{32} - h_{33})$	$\dot{E}_{19} - \dot{E}_{13}$	$\dot{E}_{33} - \dot{E}_{32}$
CON	$\dot{Q}_{CON} = \dot{m}_{14}(h_{14} - h_{15}) = \dot{m}_{30}(h_{31} - h_{30})$	$\dot{E}_{14} - \dot{E}_{15}$	$\dot{E}_{31} - \dot{E}_{30}$
EV ₁	$h_{19} = h_{17}$	\dot{E}_{17}	\dot{E}_{19}
PU ₁	$\dot{W}_{PU_1} = \dot{m}_{16}(h_{18} - h_{16}), \eta_{PU_1,is} = \frac{h_{18,is} - h_{16}}{h_{18} - h_{16}}$	\dot{W}_{PU_1}	$\dot{E}_{18} - \dot{E}_{16}$
VG	$\dot{Q}_{VG} = \dot{m}_{11}(h_7 - h_{11}) = \dot{m}_{20}(h_{20} - h_{29})$	$\dot{E}_7 - \dot{E}_{11}$	$\dot{E}_{20} - \dot{E}_{29}$
SEP	$\dot{m}_{20} h_{20} = \dot{m}_{21} h_{21} + \dot{m}_{23} h_{23}$	\dot{E}_{20}	$\dot{E}_{21} + \dot{E}_{23}$
RG	$\dot{Q}_{RG} = \dot{m}_{28}(h_{29} - h_{28}) = \dot{m}_{23}(h_{23} - h_{24})$	$\dot{E}_{23} - \dot{E}_{24}$	$\dot{E}_{29} - \dot{E}_{28}$
EV ₂	$h_{25} = h_{24}$	\dot{E}_{24}	\dot{E}_{25}
MIX	$\dot{m}_{26} h_{26} = \dot{m}_{25} h_{25} + \dot{m}_{22} h_{22}$	$\dot{E}_{22} + \dot{E}_{25}$	\dot{E}_{26}
ST	$\dot{W}_{ST} = \dot{m}_{22}(h_{21} - h_{22}), \eta_{ST,is} = \frac{h_{21} - h_{22}}{h_{21} - h_{22,is}}$	$\dot{E}_{21} - \dot{E}_{22}$	\dot{W}_{ST}
HEX ₂	$\dot{Q}_{HEX_2} = \dot{m}_{26}(h_{26} - h_{27}) = \dot{m}_{18}(h_{12} - h_{18})$	$\dot{E}_{26} - \dot{E}_{27}$	$\dot{E}_{12} - \dot{E}_{18}$
PU ₂	$\dot{W}_{PU_2} = \dot{m}_{27}(h_{28} - h_{27}), \eta_{PU_2,is} = \frac{h_{28,is} - h_{27}}{h_{28} - h_{27}}$	\dot{W}_{PU_2}	$\dot{E}_{28} - \dot{E}_{27}$

جدول ۲-۳ خلاصه فرم نهایی روابط لازم برای مدل‌سازی انرژی اجکتور

نام معادله	فرمولاسیون
نسبت جذب جرم اجکتور	$\mu = \frac{\dot{m}_{SF}}{\dot{m}_{PF}}$
پایستگی انرژی در نازل برای جریان اولیه	$V_{PF,Nout} = \sqrt{2(h_{PF,Nin} - h_{PF,Nout})}$
بازده آیزنتروپیک نازل	$\eta_{N,is} = \frac{h_{PF,Nin} - h_{PF,Nout}}{h_{PF,Nin} - h_{PF,Nout,is}}$
پایستگی انرژی در نازل برای جریان ثانویه	$V_{SF,Nout} = \sqrt{2(h_{SF,Nin} - h_{SF,Nout})}$
پایستگی تکانه در محفظه اختلاط	$V_{MF,is} = \frac{V_{PF,Nout} + \mu V_{SF,Nout}}{1 + \mu}$
بازده محفظه اختلاط	$\eta_M = \frac{V_{MF}^2}{V_{MF,is}^2}$
پایستگی انرژی در محفظه اختلاط	$h_{MF} = \frac{h_{PF,Nout} + \mu h_{SF}}{1 + \mu} - \frac{V_{MF}^2}{2}$
بازده آیزنتروپیک دیفیوزر	$\eta_{D,is} = \frac{h_{D,is} - h_{MF}}{h_D - h_{MF}}$
مقدار جدید نسبت جذب جرم اجکتور برحسب پارامترهای اجکتور	$\mu = \sqrt{\eta_{N,is} \eta_M \eta_{D,is} (h_{PF,Nin} - h_{PF,Nout,is}) / (h_{D,is} - h_{MF})} - 1$

شاخص‌های ارزیابی کلیدی اولیه هر سیستم تولید هم‌زمان عبارتند از نرخ خالص سرمایه‌گذاری و گرمایش تولیدی، توان خالص تولیدی و انواع بازده‌های سیستم. در حوزه قانون اول ترمودینامیک (مدل‌سازی انرژی)، در بسیاری از پژوهش‌های پیشین در زمینه سیستم‌های CCHP، نسبت کل انرژی خروجی از سیستم به انرژی ورودی به سیستم $(\frac{\dot{W}_{net} + \dot{Q}_{cooling} + \dot{Q}_{heating}}{\dot{m}_f \times LHV})$ را به عنوان بازده حرارتی سیستم معرفی نموده‌اند [۱۰۷-۱۰۹]. این در حالی است که طبق تعریف، بازده چنین سیستم‌هایی شامل بخش‌های حرارتی و الکتریکی می‌باشد. در پژوهش حاضر، دو شاخص مجزا برای ارزیابی سیستم تعریف شده است که شامل بازده الکتریکی (نسبت توان الکتریکی خالص تولیدی سیستم به انرژی ورودی به آن $(\frac{\dot{W}_{net}}{\dot{m}_f \times LHV})$) و بازده حرارتی (نسبت توان حرارتی خالص تولیدی سیستم به انرژی ورودی به آن $(\frac{\dot{Q}_{cooling} + \dot{Q}_{heating}}{\dot{m}_f \times LHV})$) می‌باشد. در نهایت، برای ایجاد تمایز میان این تعاریف، شاخصی تحت عنوان بازده بهره‌برداری انرژی^۱ نیز تعریف شده است که از نسبت کل انرژی خالص تولیدی سیستم به انرژی ورودی به آن بدست می‌آید. همچنین برای ارزیابی سیکل تبرید اجکتوری، از ضریب عملکرد سرمایه‌گذاری^۲ استفاده شده است.

¹ Energy utilization efficiency (EUE)

² Coefficient of performance (COP)

در حوزه قانون دوم ترمودینامیک (مدل سازی انرژی)، از دو شاخص شامل بازده انرژی و ضریب توسعه پایدار^۱ به عنوان شاخص های ارزیابی سیستم مورد مطالعه استفاده شده است. ضریب توسعه پایدار، توسط کُنلی و کُشلند [۱۱۰]، به صورت نسبت نرخ کل تخریب انرژی سیستم به نرخ انرژی ورودی به سیستم تعریف شده است. در حقیقت، ضریب توسعه پایدار، نشان می دهد که چگونه کاهش میزان تخریب های انرژی، سازگاری با محیط زیست یک سیستم را بهبود می بخشد.

$$\dot{W}_{net} = (\dot{W}_{GT} - \dot{W}_{COM}) + \dot{W}_{ST} - \dot{W}_{PU_1} - \dot{W}_{PU_2} \quad 104-3$$

$$\dot{Q}_c = \dot{Q}_{EVA} = \dot{m}_{32}(h_{32} - h_{33}) \quad 105-3$$

$$\dot{Q}_h = \dot{Q}_{HEX_1} = \dot{m}_8(h_9 - h_8) \quad 106-3$$

$$COP = \frac{\dot{Q}_{EVA}}{\dot{Q}_{HEX_2}} \quad 107-3$$

$$\eta_{elec} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{m}_f \times LHV} \quad 108-3$$

$$\eta_{th} = \frac{\dot{Q}_c + \dot{Q}_h}{\dot{m}_f \times LHV} \quad 109-3$$

$$EUE = \frac{\dot{W}_{net} + \dot{Q}_c + \dot{Q}_h}{\dot{m}_f \times LHV} \quad 110-3$$

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{W}_{net} + (\dot{E}_9 - \dot{E}_8) + (\dot{E}_{33} - \dot{E}_{32})}{\overbrace{\dot{E}_{in}}^{\dot{E}_1 + \dot{E}_{10}}} \quad 111-3$$

$$SI = \frac{1}{D_p}, \quad D_p = \frac{\dot{E}_{D,tot}}{\dot{E}_{in}} \quad 112-3$$

که در این روابط، \dot{W}_{net} ، \dot{Q}_c ، \dot{Q}_h ، η_{elec} ، η_{th} ، EUE، η_{ex} و SI به ترتیب معرف توان خالص تولیدی، بار سرمایشی تولیدی، بار گرمایشی تولیدی، بازده الکتریکی، بازده حرارتی، بازده بهره برداری انرژی، بازده انرژی و ضریب توسعه پایدار هستند. همچنین، در رابطه اخیر، پارامتر D_p ضریب تقلیل انرژی^۲ نام دارد. [۱۱۰].

۲-۴-۳ مدل سازی زیست محیطی

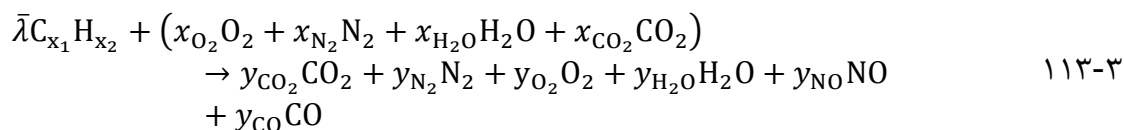
بررسی و تحلیل آثار زیست محیطی سیستم های تولید چندگانه انرژی یکی دیگر از مهم ترین گام های ارزیابی آنها می باشد. این تحلیل در صورتی که سیستم مورد بررسی مبتنی بر تولید انرژی از سوخت های فسیلی باشد اهمیت بیشتری پیدا می کند. زیرا عملکرد چنین سیستم هایی همراه با انتشار

^۱ Sustainability index (SI)

^۲ Depletion factor

آلاینده‌ها و گازهای گلخانه‌ای می‌باشد. در پژوهش حاضر، سیکل برایتون (به‌عنوان محرک اولیه سیستم) عامل انتشار این گازها بوده و میزان انتشار تمام گازهای آلاینده و گلخانه‌ای مهمی که توسط سیکل برایتون منتشر می‌گردد (شامل کربن مونواکسید CO، نیتریک اکسید NOx و کربن دی‌اکسید CO₂) به‌طور دقیق محاسبه می‌گردد. بر خلاف اکثر تحقیقات پیشین که یک مقدار ثابت برای انتشار آلاینده‌ها بر حسب هر واحد تولید انرژی در نظر می‌گیرند، در پژوهش حاضر برای محاسبه آلاینده‌ها ابتدا فرآیند احتراق مدل‌سازی شده و سپس با بهره‌گیری روابط دقیقی که بر حسب داده‌های آزمایشگاهی در تحقیقات پیشین توسعه داده شده‌اند، میزان انتشار آلاینده‌ها محاسبه خواهد شد.

در حالت کلی، فرآیند احتراق یک هیدروکربن در حضور هوا به‌صورت ذیل می‌باشد [۱۱۱]:



از آنجائی که رطوبت‌زنی به هوا یکی از راه‌کارهای کاهش انتشار آلاینده‌ها در فرآیند احتراق است، برای کاهش میزان انتشار آلاینده‌ها، هوای مرطوب در پژوهش حاضر در نظر گرفته شده است. آنالیز درصد مولی اجزای تشکیل دهنده هوای ورودی به سیستم، شامل 77.48% N₂، 20.59% O₂، 1.90% H₂O و 0.03% CO₂ فرض شده است [۱۱۲]. همچنین، $\bar{\lambda}$ نسبت سوخت به هوا بر مبنای مولی بوده و به‌صورت زیر تعریف می‌شود:

$$\bar{\lambda} = \frac{n_{10}}{n_1} \quad 114-3$$

با انجام موازنه اتمی در معادله احتراق، خواهیم داشت [۱۱۱]:

$$\begin{aligned} y_{CO_2} &= \bar{\lambda} x_1 + x_{CO_2} - y_{CO} \\ y_{N_2} &= x_{N_2} - y_{NO} \\ y_{H_2O} &= x_{H_2O} + \frac{\bar{\lambda} x_2}{2} \\ y_{O_2} &= x_{O_2} - \bar{\lambda} x_1 - \frac{\bar{\lambda} x_2}{4} - \frac{y_{NO}}{2} - \frac{y_{CO}}{2} \end{aligned} \quad 115-3$$

یکی از پارامترهای بسیار مهم در فرآیند احتراق، نسبت هم‌ارزی (اکیووالانس)^۱ می‌باشد که از نسبت سوخت به هوا (بر مبنای مولی و یا جرمی) در حالت احتراق استوکیومتری^۲ به حالت واقعی^۳ به‌دست می‌آید. همچنین، مقدار درصد هوای اضافی^۴ بر حسب نسبت هم‌ارزی به‌صورت زیر می‌باشد.

¹ Equivalence ratio

² Stoichiometric

³ Actual

⁴ Excess air (EA)

$$\phi = \frac{(FA)_{\text{actual}}}{(FA)_{\text{stoichiometric}}} \quad 116-3$$

$$EA = \frac{1 - \phi}{\phi} \times 100 \quad 117-3$$

پس از مدل‌سازی فرآیند احتراق، با استفاده از روابط زیر، مقدار انتشار گازهای آلاینده (کربن مونواکسید و نیتریک اکسید) تعیین می‌شوند. این روابط بر اساس داده‌های آزمایشگاهی و بر مبنای سیستم‌های توربین گاز کوچک مقیاس توسعه داده شده‌اند. همانطور که مشاهده می‌شود، در این روابط تمام پارامترهای تأثیرگذار بر فرآیند احتراق حضور دارند. این پارامترها شامل دمای بخش اولیه محفظه احتراق (دمای آدیباتیک شعله) T_{PZ} ، فشار هوای ورودی به محفظه احتراق P_3 ، افت فشار در محفظه احتراق ΔP_{CC} و مدت زمان اقامت سوخت و هوا در محفظه T می‌باشند [۱۱۳].

لازم به ذکر است که برای محاسبه مقدار انتشار گاز گلخانه‌ای کربن دی‌اکسید، از موازنه کربن در معادله واکنش احتراق استفاده می‌شود. این کار با علم بر اینکه تمام کربن موجود در سوخت، به کربن مونواکسید و کربن دی‌اکسید تبدیل می‌گردد، انجام می‌شود. بدین صورت که پس از محاسبه میزان مولی انتشار گاز کربن مونواکسید، با استفاده از موازنه کربن در واکنش احتراق، میزان مولی انتشار گاز کربن دی‌اکسید محاسبه خواهد شد [۱۱۴].

$$m_{CO} = \frac{0.179 \times 10^9 \exp(7800/T_{PZ})}{P_3^2 T (\Delta P_{CC}/P_3)^{0.5}} \quad 118-3$$

$$m_{NOx} = \frac{0.15 \times 10^{16} T^{0.5} \exp(-71100/T_{PZ})}{P_3^{0.05} (\Delta P_{CC}/P_3)^{0.5}} \quad 119-3$$

در این روابط، m_{CO} و m_{NOx} مقدار گرم کربن مونواکسید و نیتریک اکسید منتشر شده به ازای هر کیلوگرم سوختی که در محفظه احتراق سوزانده می‌شود را نشان می‌دهند (یعنی $\text{g}_{\text{pollutant}}/\text{kg}_{\text{fuel}}$). لذا برای محاسبه دبی جرمی هر یک از این گازها، می‌توان از روابط زیر استفاده نمود.

$$\dot{m}_{NOx} = m_{NOx} \times 10^{-3} \times \dot{m}_{10}, \quad \dot{m}_{CO} = m_{CO} \times 10^{-3} \times \dot{m}_{10} \quad 120-3$$

مقدار دمای بخش اولیه محفظه احتراق بر حسب پارامترهای احتراق نیز با استفاده از رابطه زیر قابل محاسبه است [۱۱۵]:

$$T_{PZ} = C \delta^{\kappa} \exp(\vartheta(\delta + \varepsilon)^2) \Pi^{x^*} \Theta^{y^*} \Psi^{z^*} \quad 121-3$$

در رابطه اخیر، پارامترهای $\Pi = P_3/P_{\text{ref}}$ و $\Theta = T_3/T_{\text{ref}}$ به ترتیب فشار و دمای بی‌بعد شده می‌باشند (که در آن‌ها، فشار و دمای مرجع برابر $P_{\text{ref}} = 1.013 \text{ bar}$ و $T_{\text{ref}} = 300 \text{ K}$ می‌باشد) و پارامتر Ψ نسبت اتمی

¹ Primary zone of combustion chamber

هیدروژن به کربن H/C در سوخت است. همچنین، در این روابط پارامترها و ثابت‌هایی وجود دارند که مقدار آن‌ها با استفاده از روابط و جدول زیر تعیین می‌گردد [۱۱۶]:

$$\delta = \begin{cases} \emptyset & ; \quad \emptyset < 1 \\ \emptyset - 0.7 & ; \quad \emptyset \geq 1 \end{cases} \quad ۱۲۲-۳$$

$$\begin{cases} x^* = a_1 + b_1\delta + c_1\delta^2 \\ y^* = a_2 + b_2\delta + c_2\delta^2 \\ z^* = a_3 + b_3\delta + c_3\delta^2 \end{cases} \quad ۱۲۳-۳$$

جدول ۳-۳ ثوابت موردنیاز برای مدل‌سازی زیست‌محیطی [۱۱۶]

ثابت	0.3≤∅<1		1≤∅≤1.6	
	0.92≤∅<2	2≤∅≤3.2	0.92≤∅<2	2≤∅≤3.2
<i>C</i>	2361.7644	2315.752	916.8261	1246.1778
<i>κ</i>	0.1157	-0.0493	0.2885	0.3819
<i>∅</i>	-0.9489	-1.1141	0.1456	0.3479
<i>ε</i>	-1.0976	-1.1807	-3.2771	-2.0365
<i>a</i> ₁	0.0143	0.0106	0.0311	0.0361
<i>b</i> ₁	-0.0553	-0.045	-0.078	-0.085
<i>c</i> ₁	0.0526	0.0482	0.0497	0.0517
<i>a</i> ₂	0.3955	0.5688	0.0254	0.0097
<i>b</i> ₂	-0.4417	-0.55	0.2602	0.502
<i>c</i> ₂	0.141	0.1319	-0.1318	-0.2471
<i>a</i> ₃	0.0052	0.0108	0.0042	0.017
<i>b</i> ₃	-0.1289	-0.1291	-0.1781	-0.1894
<i>c</i> ₃	0.0827	0.0848	0.098	0.1037

۳-۴-۳ مدل‌سازی اقتصادی

علاوه بر تحلیل ترمودینامیکی یک سیستم تولید انرژی، تحلیل آن از نقطه‌نظر اقتصادی نیز امروزه مورد توجه بسیاری قرار گرفته است. در واقع، امکان‌سنجی پیاده‌سازی هر پروژه‌ای نیازمند یک تحلیل اقتصادی قابل اتکا می‌باشد. تحلیل اقتصادی شامل برآورد هزینه‌های مختلف ثابت و جاری مربوط به پروژه می‌باشد. در این بخش، یک آنالیز جامع و دقیق بر پایه تمام متغیرهای اقتصادی تأثیرگذار بر ارزیابی یک پروژه سیستم تولید انرژی ارائه خواهد شد.

همانطور که اشاره شد، هزینه‌های سیستم مورد مطالعه در پژوهش حاضر به دو بخش هزینه‌های ثابت و جاری تقسیم‌بندی می‌شوند. هزینه‌های ثابت شامل هزینه سرمایه‌گذاری (خرید) تجهیزات و نصب آن‌ها می‌باشد.

در پژوهش حاضر به تحلیل اقتصادی جامع سیستم مورد مطالعه نیز پرداخته می‌شود؛ به‌گونه‌ای که کل هزینه‌های مربوط به سیستم مورد مطالعه مورد بررسی قرار خواهد گرفت (این هزینه‌ها شامل هزینه سرمایه‌ای هر یک از اجزاء^۱ و هزینه تعمیر و نگهداری آن‌ها^۲، هزینه سوخت و هزینه تأثیرات زیست‌محیطی می‌باشد). بر این اساس، نرخ هزینه کل عبارتست از [۱۱۷-۱۱۹]:

$$\dot{C}_{tot} = \dot{Z} + \dot{C}_f + \dot{C}_{env} \quad ۱۲۴-۳$$

که در این رابطه، \dot{C}_{tot} ، \dot{Z} ، \dot{C}_f و \dot{C}_{env} به ترتیب بیانگر نرخ کل هزینه‌های سیستم مورد مطالعه، مجموع نرخ هزینه سرمایه‌ای اجزاء و هزینه تعمیر/نگهداری، نرخ هزینه سوخت و نرخ هزینه تأثیرات زیست‌محیطی می‌باشد. این پارامترها به صورت روابط زیر تعریف می‌شوند:

$$\dot{Z} = \left(\sum_k \dot{Z}_k^{CI} \right) + \dot{Z}^{OM} = \left(\sum_k Z_k \right) \times CRF \times \Phi \quad ۱۲۵-۳$$

$$\dot{C}_f = (C_f \times \dot{m}_{10} \times LHV) \times 3600 \times t_{year} \quad ۱۲۶-۳$$

$$\dot{C}_{env} = (C_{CO} \times \dot{m}_{CO} + C_{NOx} \times \dot{m}_{NOx} + C_{CO_2} \times \dot{m}_{CO_2}) \times 3600 \times t_{year} \quad ۱۲۷-۳$$

که در روابط فوق، CRF ضریب بازیابی سرمایه^۳ بوده و به صورت رابطه ۱۲۸-۳ تعریف می‌شود.

پارامتر Z_k هزینه خرید^۴ جزء k -ام از سیستم بوده و برای هر یک از اجزاء سیستم بر اساس روابط جدول ۴-۳ محاسبه می‌شود.

پارامترهای C_{CO} ، C_{NOx} و C_{CO_2} جریمه ناشی از انتشار آلاینده‌های کربن مونواکسید، نیتریک اکسید و کربن دی‌اکسید (هزینه آسیب زیست‌محیطی) بوده که مقادیر آن‌ها در جدول ۳-۵ لیست شده است. همچنین، Φ ، C_f و t_{year} به ترتیب ضریب تعمیر/نگهداری^۵، هزینه سوخت و مدت زمان کارکرد سیستم در یک سال می‌باشد.

^۱ Capital investment (CI) cost

^۲ Operating and maintenance (OM) cost

^۳ Capital recovery factor

^۴ Purchase cost

^۵ Maintenance factor

لازم به ذکر است توابعی که در جدول ۳-۴ برای محاسبه هزینه خرید اجزاء سیستم ارائه شده است برای همان سال مرجع^۱ مربوطه می‌باشند. لذا این هزینه‌ها باید بر اساس رابطه ۳-۱۲۹ برای سال مورد بررسی^۲ به‌روزرسانی شوند [۱۲۰، ۱۲۱]. بدین منظور، در پژوهش حاضر از ضریبی تحت عنوان "شاخص هزینه نیروگاهی مهندسی شیمی"^۳ استفاده شده است. مقادیر ضریب اصلاح هزینه در سال‌های مرجع، در جدول ۳-۴ ارائه شده است. همچنین، جدیدترین ضریب CEPCI ارائه شده، مربوط به سال ۲۰۱۹ می‌باشد که مقدار آن $CEPCI_{2019}=607.5$ است.

جدول ۳-۴ جزئیات محاسبه هزینه سرمایه‌ای اجزاء مختلف سیستم مورد مطالعه [۶۹، ۱۲۰، ۱۲۱]

جزء	تابع هزینه خرید [\$]	سال توسعه	CEPCI
COM	$Z_{COM} = \left(\frac{39.5 \times \dot{m}_1}{0.9 - \eta_{COM, is}} \right) \left(\frac{P_2}{P_1} \right) \left[\ln \left(\frac{P_2}{P_1} \right) \right]$	1994	368.1
AP	$Z_{AP} = 2290 \times (A_{RG_1})^{0.6}$	1994	368.1
CC	$Z_{CC} = \left(\frac{25.6 \times \dot{m}_3}{0.995 - \frac{P_4}{P_3}} \right) [1 + \exp(0.018T_4 - 26.4)]$	1994	368.1
GT	$Z_{GT} = \left(\frac{266.3 \times \dot{m}_4}{0.92 - \eta_{GT, is}} \right) \left[\ln \left(\frac{P_4}{P_5} \right) \right] [1 + \exp(0.036T_4 - 54.4)]$	1994	368.1
HEX ₁	$Z_{HEX_1} = 130 \times \left(\frac{A_{HEX_1}}{0.093} \right)^{0.78}$	2000	394.1
EJ	$Z_{EJ} = 1000 \times 16.14 \times 0.989 \times \dot{m}_{12} \times \left(\frac{T_{12}}{0.1P_{12}} \right)^{0.05} \times (0.1P_{14})^{-0.75}$	2001	394.3
EVA	$Z_{EVA} = 16000 \times \left(\frac{A_{EVA}}{100} \right)^{0.6}$	2000	394.1
CON	$Z_{CON} = 8000 \times \left(\frac{A_{CON}}{100} \right)^{0.6}$	2000	394.1
EVS	$Z_{EV} = 114.5 \times \dot{m}_{EV}$	2000	394.1
PU _S	$Z_{PU} = 2100 \left(\frac{\dot{W}_{PU}}{10} \right)^{0.26} \times \left(\frac{1 - \eta_{PU, is}}{\eta_{PU, is}} \right)^{0.5}$	2000	394.1
VG	$Z_{VG} = (309.143 \times A_{VG}) + 231.915$	2000	394.1
Separator	$Z_{SEP} = 114.5 \times (\dot{m}_{20})^{0.67}$	2000	394.1
RG	$Z_{RG} = 12000 \times \left(\frac{A_{RG_2}}{100} \right)^{0.6}$	2000	394.1
MIX	$Z_{MIX} = 114.5 \times (\dot{m}_{26})^{0.67}$	2000	394.1
ST	$Z_{ST} = 3880.5 \times \dot{W}_{ST}^{0.7} \left(1 + \left(\frac{0.05}{1 - \eta_{ST, is}} \right) \right) \left[1 + 5 \exp \left(\frac{T_{21} - 866}{10.42} \right) \right]$	2003	402
HEX ₂	$Z_{HEX_2} = 12000 \left(\frac{A_{HEX_2}}{100} \right)^{0.6}$	2000	394.1

¹ Reference year

² Original year

³ Chemical engineering plant cost index (CEPCI)

جدول ۳-۵ هزینه آسیب ناشی از انتشار هر واحد از آلاینده‌ها [۱۰۸،۱۲۳،۱۲۴]

هزینه [\$/kg]	نام آلاینده
۰/۰۲۰۸۶	کربن مونواکسید (CO)
۶/۸۵۳	نیتریک اکسید (NOx)
۰/۰۲۴	کربن دی‌اکسید (CO ₂)

$$CRF = IR \times \left[\frac{(1 + IR)^N}{(1 + IR)^N - 1} \right] \quad ۱۲۸-۳$$

$$Z_{2019} = Z_{\text{Reference year}} \times \left[\frac{CEPCI_{2019}}{CEPCI_{\text{Reference year}}} \right] \quad ۱۲۹-۳$$

که در این روابط، IR نرخ بهره مؤثر سالانه^۱ و N تعداد سال‌هایی است که انتظار می‌رود سیستم کار کند (طول عمر سیستم).

در توابع هزینه مربوط به مبدل‌های حرارتی، سائیزینگ مبدل (محاسبه سطح موردنیاز مبدل) بر اساس رابطه ۳-۱۳۰ انجام می‌شود.

$$A_k = \frac{\dot{Q}_k}{U_k \times (LMTD)_k} \quad ۱۳۰-۳$$

$$LMTD = \frac{\Delta T_{\max} - \Delta T_{\min}}{\ln \left(\frac{\Delta T_{\max}}{\Delta T_{\min}} \right)} \quad ۱۳۱-۳$$

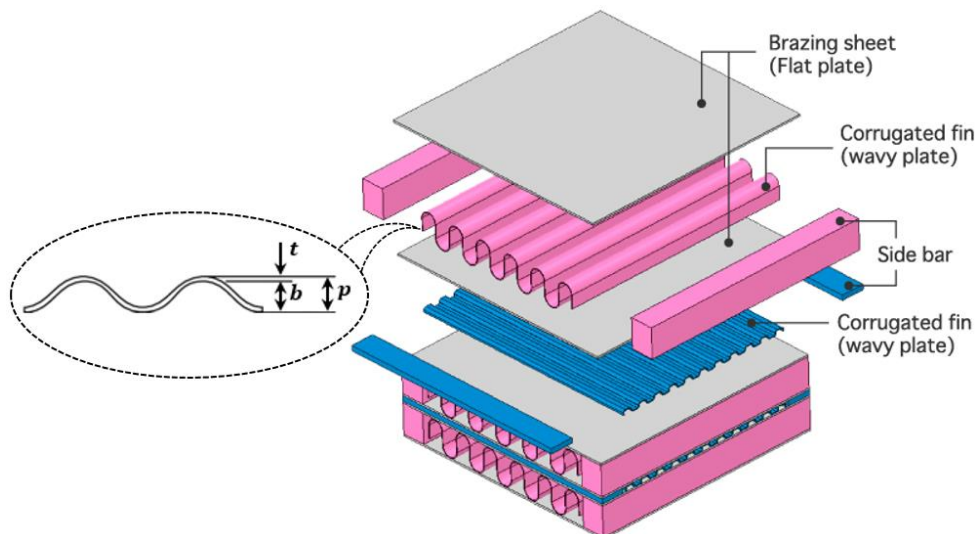
که در این رابطه، U_k و $(LMTD)_k$ به ترتیب نشان دهنده ضریب انتقال حرارت کلی^۲ و اختلاف دمای متوسط لگاریتمی^۳ مربوط به مبدل حرارتی k هستند. در پژوهش حاضر، به دلیل بازدهی بالا، تعمیر و نگهداری راحت‌تر، فضای اشغال‌کننده کمتر و قابل استفاده بودن برای فازهای مختلف سیالات، کلیه مبدل‌های حرارتی از نوع مبدل حرارتی صفحه‌ای فشرده انتخاب شده‌اند. مهم‌ترین پارامتر موجود در این رابطه، ضریب انتقال حرارت کلی U نام دارد که مقدار آن، بسته به نوع و فاز سیال عامل و سیال تبادل‌کننده حرارت بستگی داشته و با در نظر گرفتن این دو فاکتور، جزئیات محاسبات آن در ادامه ارائه می‌شود.

شکل ۳-۲۰ نشان دهنده طرح‌واره‌ای از این نوع مبدل‌های حرارتی است. پارامترهای هندسی مبدل حرارتی شامل طول صفحات (L)، عرض صفحات (w)، ضخامت صفحات (t) و عمق موج صفحات (b) می‌باشند.

¹ Effective annual interest

² Overall heat transfer coefficient

³ Logarithmic mean temperature difference (LMTD)



شکل ۳-۲ طرح‌واره‌ای از مبدل‌های حرارتی فشرده با صفحات موج‌دار

ضریب انتقال حرارت کلی، با استفاده از رابطه زیر قابل محاسبه است:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_h} + \frac{t}{k_{\text{plate}}} + \frac{1}{h_c} \quad ۱۳۲-۳$$

که در این رابطه، پارامترهای t و k_{plate} نشان دهنده ضخامت و ضریب هدایت حرارتی صفحات تشکیل دهنده مبدل حرارتی می‌باشند. همچنین، h_h و h_c به ترتیب ضرایب انتقال حرارت جابجائی سمت گرم و سرد بوده و هر یک از آن‌ها با استفاده از تعریف عدد ناسلت، بر اساس رابطه زیر قابل محاسبه هستند:

$$h = \frac{k_{\text{fluid}} \times \text{Nu}}{D_H} \quad , \quad D_H = \frac{4A_{\text{channel}}}{\mathcal{P}} = \frac{4wb}{2(w+b)} \quad ۱۳۳-۳$$

که در رابطه اخیر، k_{fluid} ضریب هدایت حرارتی سیال و D_H قطر هیدرولیکی کانال جریان سیال می‌باشد. همچنین، \mathcal{P} و A_{channel} به ترتیب سطح مقطع کانال جریان و محیط تر شده آن می‌باشد.

برای محاسبه عدد ناسلت، بر حسب شرایط عملکرد سیستم دو حالت پیش می‌آید:

(۱) جریان تک‌فاز:

در این شرایط، معادله Chisholm-Wanniarachchi برای محاسبه شاخص‌های حرارتی مورد استفاده قرار گرفته است:

$$\text{Nu} = 0.724 \left(\frac{6\beta}{\pi} \right)^{0.646} \text{Re}^{0.583} \text{Pr}^{1/3} \quad ۱۳۴-۳$$

که در آن، عدد رینولدز Re و عدد پرانتل Pr به صورت زیر تعریف می شود:

$$Re = \frac{GD_H}{\mu} \quad ۱۳۵-۳$$

$$Pr = \frac{C_p \mu}{k} \quad ۱۳۶-۳$$

که در این روابط، پارامترهای C_p ، μ و k به ترتیب نشان دهنده ظرفیت حرارتی، لزجت و ضریب رسانایی حرارتی هر یک از جریان های سمت سرد و گرم می باشد. لازم به ذکر است که تمام خواص ترموفیزیکی مورد نیاز برای جریان های سرد و گرم در دمای متوسط هر یک از آنها مطابق رابطه ۱۳۸-۳ تعیین می شوند. همچنین، سرعت جرمی در کانال جریان توسط رابطه ۱۳۷-۳ محاسبه می شود.

$$G = \frac{\dot{m}}{N_{ch} b w} \quad ۱۳۷-۳$$

$$T_{m,h} = \frac{T_{in,h} + T_{out,h}}{2}, \quad T_{m,c} = \frac{T_{in,c} + T_{out,c}}{2} \quad ۱۳۸-۳$$

(۲) جریان دوفاز:

این حالت در طی فرآیندهای چگالش یا تبخیر اتفاق می افتد. بر حسب شرایط، اگر فرآیند چگالش (که در سمت گرم اتفاق می افتد) یا تبخیر (که در سمت سرد اتفاق می افتد) باشد، یک سمت از مبدل حرارتی دارای فرآیند دوفازی بوده و سمت دیگر در حالت تک فاز قرار دارد. در سمتی که جریان تک فاز باشد، عدد ناسلت جریان سیال مربوط به آن سمت، از روابطی که در بخش قبل ارائه شد، قابل محاسبه است. اما برای سمت دیگر که دچار فرآیند تغییر فاز می شود، عدد ناسلت، بسته به نوع فرآیند، با بهره گیری یکی از روابط زیر محاسبه می شود:

$$Nu_h = 4.118 Re_{eq}^{0.4} Pr_l^{1/3} ; \text{ for condensation process} \quad ۱۳۹-۳$$

$$Nu_c = 1.926 Re^{0.5} Pr_l^{1/3} Bo_{eq}^{0.3} \left[1 - x_m + x_m \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0.5} \right] ; \text{ for evaporation process} \quad ۱۴۰-۳$$

که در این روابط، Re_{eq} ، Bo_{eq} و Pr_l به ترتیب بیانگر عدد رینولدز معادل، عدد جوشش معادل و عدد پرانتل مایع اشباع بوده و با استفاده از روابط زیر محاسبه می شوند. همچنین، پارامترهای x_m ، ρ_l و ρ_v به ترتیب کیفیت بخار، چگالی مایع اشباع و چگالی بخار اشباع هستند.

$$Re_{eq} = \frac{G_{eq} D_H}{\mu_l} \quad ۱۴۱-۳$$

$$Bo_{eq} = \frac{q}{G_{eq} r_{fg}} \quad ۱۴۲-۳$$

$$Pr_l = \left(\frac{C_p \mu}{k} \right)_l \quad ۱۴۳-۳$$

$$G_{eq} = G \left[1 - x_m + x_m \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0.5} \right] \quad ۱۴۴-۳$$

علاوه بر شاخص‌های اقتصادی معرفی شده در فوق، دو روش اقتصادی پرکاربرد شامل روش دوره بازگشت سرمایه^۱ و روش ارزش حال خالص^۲ برای ارزیابی اقتصادی سیستم مورد مطالعه به کار گرفته شده است. بر طبق تعریف، دوره بازگشت سرمایه به تعداد سال‌های موردنیاز برای بازگشت هزینه سرمایه‌گذاری اولیه سیستم اطلاق می‌شود و بعد از سپری شدن این مدت زمان، سیستم به سوددهی می‌رسد.

روش PBP به‌عنوان ساده‌ترین و سریع‌ترین روش ارزیابی اقتصادی پروژه‌ها شناخته می‌شود، که تنها می‌تواند جهت برآورد سریع و مقدماتی یک پروژه مورد استفاده قرار بگیرد. در حالیکه بعنوان یک شاخص دقیق، روش NPV فاکتورهای اقتصادی بیشتری را در محاسبات در نظر می‌گیرد. این فاکتورها شامل نرخ تورم، نرخ بهره و نرخ تنزیل سرمایه می‌باشد. جزئیات کامل نحوه محاسبات و ارزیابی توسط هر یک از این دو روش در روابط ۳-۱۴۵ تا ۳-۱۵۲ ارائه شده است [۱۲۲].

$$PBP = \frac{FC}{AS} \quad ۱۴۵-۳$$

$$NPV = -(FC \times IF_0 \times RDF_0) + \sum_{i=1}^N (AS \times IF_i \times RDF_i) \quad ۱۴۶-۳$$

$$FC = \sum_k Z_k \quad ۱۴۷-۳$$

$$OC = \dot{Z}^{OM} + \dot{C}_f + \dot{C}_{env} \quad ۱۴۸-۳$$

$$AS = AI - OC \quad ۱۴۹-۳$$

$$IF_i = \left(1 + \frac{R}{100} \right)^{-i} \quad ۱۵۰-۳$$

$$RDF_i = \left(1 + \frac{RIR}{100} \right)^{-i} \quad ۱۵۱-۳$$

$$RIR = DR - R \quad ۱۵۲-۳$$

^۱ Payback period (PBP) approach

^۲ Net present value (NPV) approach

که در روابط فوق، PBP و NPV دوره بازگشت سرمایه و ارزش حال خالص در انتهای دوره طول عمر در نظر گرفته شده برای سیستم می‌باشد. همچنین، پارامترهای FC, OC, AI, AS, R, DR, IF, RDF و RIR به ترتیب بیانگر هزینه‌های ثابت^۱، هزینه‌های متغیر^۲، درآمدهای سالیانه^۳، پس‌انداز خالص سالیانه^۴، نرخ تورم^۵، نرخ تنزیل^۶، فاکتور تورم^۷، فاکتور تنزیل واقعی^۸ و نرخ بهره واقعی^۹ می‌باشند.

۴-۴-۳ مدل‌سازی اگزرژی-اقتصادی و اگزرژی-زیست‌محیطی

به منظور کاربردی‌تر کردن مدل‌سازی‌های ترمودینامیکی و اقتصادی متداول، آنالیز اگزرژی-اقتصادی سیستم مورد مطالعه نیز در این پژوهش انجام خواهد شد. آنالیز اگزرژی-اقتصادی یک روش قدرتمند است که اطلاعات مفیدی در خصوص هزینه‌های تولیدات سیستم ارائه می‌دهد. این آنالیز بر اساس ترکیب آنالیزهای اگزرژی و اقتصادی متداول است و شامل معادله موازنه هزینه برای هر یک از اجزای سیستم است. بر اساس این معادله، هزینه ناشی از جریان‌های اگزرژی خروجی برابر مجموع هزینه‌های اگزرژی جریان‌های ورودی، هزینه سرمایه‌گذاری و سایر هزینه‌ها می‌باشد [۱۱۱].

$$\left(\sum_{in} \dot{C}_{in,k}\right) - \left(\sum_{out} \dot{C}_{out,k}\right) + \left(\sum \dot{C}_{Q,k}\right) - \left(\sum \dot{C}_{W,k}\right) + \dot{Z}_k = 0 \quad 153-3$$

که در این رابطه:

$$\dot{C}_k = c_k \dot{E}_k = c_k (me)_k \quad 154-3$$

با ترکیب دو رابطه اخیر، رابطه زیر حاصل خواهد شد:

$$\left(\sum_{in} [c_{in} \dot{E}_{in}]_k\right) - \left(\sum_{out} [c_{out} \dot{E}_{out}]_k\right) + \left(\sum [c_Q \dot{E}_Q]_k\right) - \left(\sum [c_W \dot{E}_W]_k\right) + \dot{Z}_k = 0 \quad 155-3$$

برای انجام آنالیز اگزرژی-اقتصادی، معادله موازنه هزینه‌ها برای تمام اجزاء سیستم باید نوشته شده و سپس با حل هم‌زمان این معادلات (یک دستگاه n-معادله، n-مجهول) مقادیر نرخ هزینه بر واحد اگزرژی تمام جریان‌ها به همراه نرخ هزینه بر واحد اگزرژی سرمایه‌اش، گرمایش و توان به دست خواهند آمد. نکته قابل توجه در انجام این فرآیند این است که برای آن اجزائی از سیستم که دارای بیش از یک جریان اگزرژی خروجی هستند، معادله (یا معادلات) کمکی نیاز است. به طور کلی، اگر جزء

¹ Fixed costs

² Operating costs

³ Annual incomes

⁴ Annual saving

⁵ Inflation rate

⁶ Discount rate

⁷ Inflation factor

⁸ Real discount factor

⁹ Real interest rate

سیستم دارای n جریان انرژی خروجی باشد، تعداد $n-1$ معادله کمکی برای آن جزء نیاز است. پس از انجام ساده‌سازی روابط، فرم نهایی معادله موازنه هزینه‌ها و معادله کمکی انرژی-اقتصادی به صورت جدول ۳-۶ خلاصه می‌شود.

جدول ۳-۶ جزئیات معادله موازنه هزینه‌ها برای اجزای سیستم مورد مطالعه

جزء	معادله انرژی-اقتصادی	معادله انرژی-اقتصادی کمکی
COM	$\dot{C}_2 = \dot{C}_1 + \dot{C}_{W,COM} + \dot{Z}_{COM}$	$c_{W,COMP} = c_{W,GT}$ $c_1 = 0$
AP	$\dot{C}_3 + \dot{C}_6 = \dot{C}_2 + \dot{C}_5 + \dot{Z}_{AP}$	$c_5 = c_6$
CC	$\dot{C}_4 = \dot{C}_3 + \dot{C}_{10} + \dot{Z}_{CC}$	$\dot{C}_{10} = \dot{C}_f = (C_f \times m_{10} \times LHV) \times 3600 \times t_{year}$
GT	$\dot{C}_5 + \dot{C}_{W,GT} = \dot{C}_4 + \dot{Z}_{GT}$	$c_5 = c_4$
HEX ₁	$\dot{C}_7 + \dot{C}_9 = \dot{C}_6 + \dot{C}_8 + \dot{Z}_{HEX_1}$	$c_7 = c_6$ $c_8 = 0$
EJ	$\dot{C}_{14} = \dot{C}_{12} + \dot{C}_{13} + \dot{Z}_{EJ}$	-
EVA	$\dot{C}_{13} + \dot{C}_{33} = \dot{C}_{19} + \dot{C}_{32} + \dot{Z}_{EVA}$	$c_{13} = c_{19}$ $c_{32} = 0$
CON	$\dot{C}_{15} + \dot{C}_{31} = \dot{C}_{14} + \dot{C}_{30} + \dot{Z}_{CON}$	$c_{15} = c_{14}$ $c_{30} = 0$
EV ₁	$\dot{C}_{19} = \dot{C}_{17} + \dot{Z}_{EV_1}$	-
PU ₁	$\dot{C}_{18} = \dot{C}_{16} + \dot{C}_{W,PU_1} + \dot{Z}_{PU_1}$	$c_{W,PU_1} = c_{W,ST}$
VG	$\dot{C}_{11} + \dot{C}_{20} = \dot{C}_7 + \dot{C}_{29} + \dot{Z}_{VG}$	$c_{11} = c_7$
SEP	$\dot{C}_{21} + \dot{C}_{23} = \dot{C}_{20} + \dot{Z}_{SEP}$	$\frac{\dot{C}_{21} - \dot{C}_{20}}{\dot{E}_{21} - \dot{E}_{20}} = \frac{\dot{C}_{23} - \dot{C}_{20}}{\dot{E}_{23} - \dot{E}_{20}}$
RG	$\dot{C}_{24} + \dot{C}_{29} = \dot{C}_{23} + \dot{C}_{28} + \dot{Z}_{RG}$	$c_{24} = c_{23}$
EV ₂	$\dot{C}_{25} = \dot{C}_{24} + \dot{Z}_{EV_2}$	-
MIX	$\dot{C}_{26} = \dot{C}_{22} + \dot{C}_{25} + \dot{Z}_{MIX}$	-
ST	$\dot{C}_{22} + \dot{C}_{W,ST} = \dot{C}_{21} + \dot{Z}_{ST}$	$c_{22} = c_{21}$
HEX ₂	$\dot{C}_{27} + \dot{C}_{12} = \dot{C}_{26} + \dot{C}_{18} + \dot{Z}_{HEX_2}$	$c_{27} = c_{26}$
PU ₂	$\dot{C}_{28} = \dot{C}_{27} + \dot{C}_{W,PU_2} + \dot{Z}_{PU_2}$	$c_{W,PU_2} = c_{W,ST}$
Division point	$\dot{C}_{15} = \dot{C}_{16} + \dot{C}_{17}$	$c_{16} = c_{17}$

در حوزه ترکیب قوانین ترمودینامیک و آنالیزهای اقتصادی و زیست‌محیطی، دو شاخص جدید تحت عنوان شاخص‌های انرژی-اقتصادی $\dot{E}x_{eco}$ ^۱ و انرژی-زیست‌محیطی $\dot{E}x_{env}$ ^۲ تعریف شده است. این شاخص‌ها به ترتیب بیانگر "نرخ هزینه کل تولیدات سیستم بر واحد انرژی خالص تولیدی سیستم" و "میزان انتشار آلاینده‌های سیستم بر واحد انرژی خالص تولیدی سیستم" می‌باشند. همانطور که می‌دانیم، تغییر پارامترهای طراحی سیکل‌های پایین‌دستی، تأثیری بر هزینه‌های سیستم بالادستی و میزان انتشار آلاینده‌ها ندارند؛ این در حالی است که تغییر این پارامترها بر انرژی خالص

^۱ Exergoeconomic index

^۲ Exergoenvironmental index

سیستم و تولیدات کل سیستم تأثیرگذار هستند. لذا ارزیابی سیستم‌های ترکیبی تولید هم‌زمان فقط بر مبنای آنالیزهای متداول را می‌توان به‌عنوان گام‌های اولیه ارزیابی در نظر گرفت و زمانی ارزشمند خواهند شد که ارزیابی بر مبنای آنالیزهای انرژی-اقتصادی و انرژی-زیست‌محیطی صورت بپذیرد. در واقع، سودمندی این آنالیزها نسبت به آنالیزهای انرژی، اقتصادی و زیست‌محیطی متداول این است که مقدار هزینه‌ها و انتشار آلاینده‌ها، به نسبت میزان تولیدات سیستم سنجیده می‌شود. توضیحات بیشتر در این خصوص، به‌هنگام تحلیل نتایج ارائه خواهد شد.

$$\dot{E}x_{eco} = \frac{\dot{C}_{W,net} + \dot{C}_9 + \dot{C}_{33}}{\dot{W}_{net} + (\dot{E}_9 - \dot{E}_8) + (\dot{E}_{33} - \dot{E}_{32})} \quad 156-3$$

$$\dot{E}x_{env} = \frac{\dot{m}_{CO} + \dot{m}_{NOx} + \dot{m}_{CO_2}}{\dot{W}_{net} + (\dot{E}_9 - \dot{E}_8) + (\dot{E}_{33} - \dot{E}_{32})} \quad 157-3$$

هم‌چنین، نرخ هزینه هر یک از تولیدات سیستم به‌صورت مجزا (یعنی سرمایه‌ش، گرمایش و قدرت) بر واحد انرژی خالص تولیدی مربوط به آن‌ها با استفاده از روابط زیر قابل محاسبه هستند:

$$c_c = \frac{\dot{C}_{33}}{\dot{E}_{33} - \dot{E}_{32}} \quad 158-3$$

$$c_h = \frac{\dot{C}_9}{\dot{E}_9 - \dot{E}_8} \quad 159-3$$

$$c_p = \frac{\dot{C}_{W,net}}{\dot{W}_{net}} \quad 160-3$$

۳-۵ بهینه‌سازی

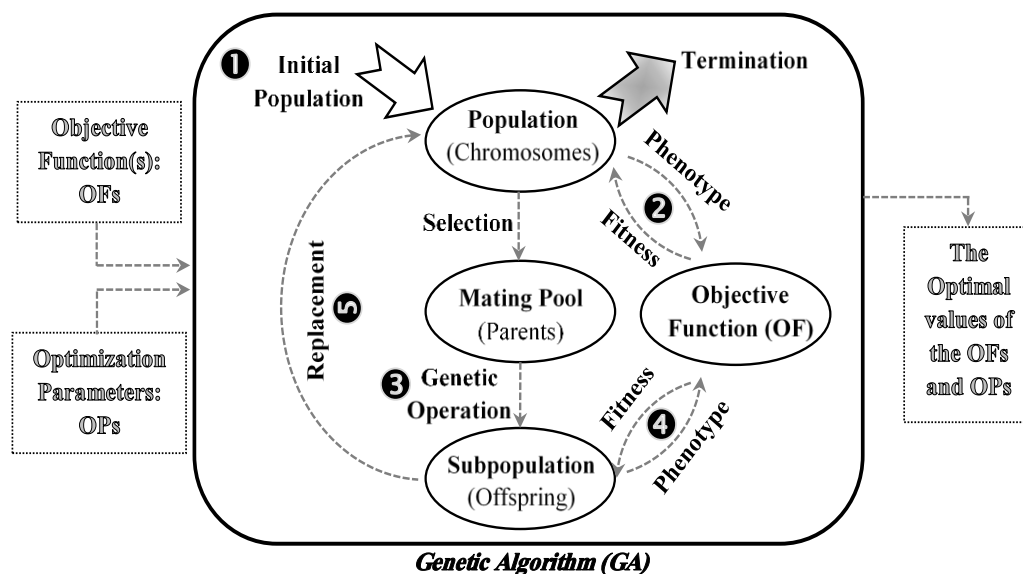
از ابتدای پیدایش سیستم‌های انرژی همواره تلاش برای بهینه‌سازی عملکرد آن‌ها صورت گرفته است. هدف از بهینه‌سازی سیستم‌های انرژی، افزایش میزان سودمندی آن‌ها است. سودمندی می‌تواند شامل افزایش توان تولیدی، افزایش راندمان و یا کاهش هزینه‌های مربوطه شود. دو فاکتور دستیابی به توان بیشتر و راندمان بالاتر از جمله مواردی هستند که در دهه‌های اخیر توجه بسیاری را در زمینه بهینه‌سازی به خود اختصاص داده‌اند. انتخاب معیار مناسب بهینه‌سازی برای یافتن شرایط عملکرد بهینه، برحسب هدف و شرایط کاری متفاوت می‌باشد [۱۲۵]. تغییر پارامترهای مختلف سیستم‌های انرژی به‌منظور بهبود عملکرد آن‌ها لزوماً منجر به بهبود کلی آن‌ها نمی‌شود و ممکن است که بهبود وضعیت یکی از پارامترهای عملکرد بر میزان ریسک در پارامترهای دیگر افزایش دهد. اساساً فرآیند بهینه‌سازی شامل پیدا کردن مجموعه‌ای از مقادیر برای متغیرهای طراحی می‌باشد که در نهایت منجر به مقدار بهینه شوند و معمولاً بهبود در یکی از توابع هدف باعث بدتر شدن تابع یا توابع هدف دیگر

می‌شود. این دسته از مسائل را مسائل بهینه‌سازی چندهدفه می‌نامیم. در مسائل بهینه‌سازی چندهدفه، مجموعه‌ای از بردارهای طراحی بهینه به‌عنوان جواب مسئله معرفی می‌گردند که اصطلاحاً جبههٔ پارتو^۱ خوانده می‌شوند. طراح با توجه به نیاز خود و درجه اهمیت که برای توابع هدف در نظر می‌گیرد یکی از این بردارها را برمی‌گزیند. با رشد و پیشرفت روش‌های تکامل تدریجی، استفاده از این روش‌ها در حل مسائل چندهدفه نیز رو به افزایش است. الگوریتم ژنتیک یکی از کامل‌ترین و کاراترین الگوریتم‌های تکاملی است که در حل مسائل بهینه‌سازی کاربرد وسیعی پیدا کرده است. طرح‌واره‌ای از مراحل مختلف یک مسأله بهینه‌سازی با استفاده از الگوریتم ژنتیک در شکل ۳-۲۱ ترسیم شده است. همچنین به دلیل عملکرد مطلوب در فضاهای جستجوی نامعین و استفاده مستقیم از مقادیر تابع و عدم نیاز به مشتق آن، رشد فزاینده‌ای در حل مسائل بهینه‌سازی داشته و در حل مسائل تک‌هدفه و چندهدفه کاربرد وسیعی پیدا کرده است. در بسیاری از موارد، پارامترهای مؤثر بر عملکرد سیستم‌های انرژی، خود پارامتری معین نبوده و برحسب شرایط کارکردی سیستم دارای مقادیر مختلفی می‌باشند. این متغیرهای ورودی که به صوت پارامترهای تصادفی می‌باشند سبب پراکندگی مقادیر عملکردی سیستم و دوری از شرایط مطلوب کارکردی می‌گردند. در سال‌های اخیر تحلیل احتمالاتی به‌منظور در نظر گرفتن اثر نامعینی ناشی از تغییرات پارامترهای تصادفی ورودی موردتوجه قرار گرفته است. به کمک این روش می‌توان میزان پراکندگی داده‌های عملکردی سیستم‌های انرژی را در ازای تغییرات شرایط ورودی ارزیابی کرد. با معلوم بودن این پراکندگی می‌توان مقادیر مناسب تغییرات طراحی را به دست آورد. همچنین با استفاده از منحنی پارتوی مربوطه می‌توان مصالحه‌ای بین توابع هدف ایجاد نمود. قبل از بهینه‌سازی و به‌منظور بررسی اثر پارامترهای مختلف بر عملکرد سیکل ارائه مدلی مناسب برای تحلیل ترمودینامیک آن لازم است. به‌منظور دستیابی به شرایط واقعی‌تر، لحاظ کردن محدودیت‌های واقعی موجود در یک سیکل واقعی (همچون بازگشت‌ناپذیری‌ها)، ضروری به نظر می‌رسد.

بر اساس مطالب اشاره شده و در نظر گرفتن تحقیقات پیشین در این زمینه مطالعاتی، جهت انجام بهینه‌سازی در پژوهش حاضر روش NSGA-II انتخاب شده است. همانطور که در بخش‌های قبل اشاره شد، مدل‌سازی مسأله با نرم‌افزار EES انجام می‌شود. از سوی دیگر، بهینه‌سازی مسأله با توسعهٔ یک کد محاسباتی قدرتمند در نرم‌افزار Matlab انجام می‌شود. در این شرایط، لازم است که از یک ابزار میانی، برای ارتباط بین خروجی‌های مسأله در نرم‌افزار EES جهت بهینه‌سازی در Matlab

^۱ Pareto frontier

استفاده شود. در پژوهش حاضر، این کار با به‌کارگیری یک ANN انجام می‌شود. در ادامه، جزئیات و فرضیات بهینه‌سازی مسأله ارائه خواهد شد.



شکل ۳-۲۱ طرح‌واره‌ای از یک مسأله بهینه‌سازی با الگوریتم ژنتیک

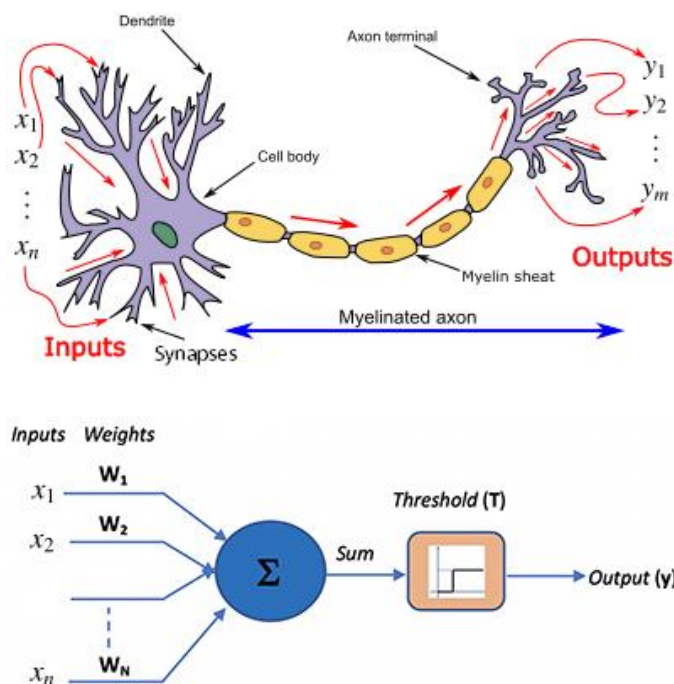
۳-۵-۱ شبکه عصبی مصنوعی

همانطور که اشاره شد، روش بهینه‌سازی در پژوهش حاضر، ترکیب NSGA-II و یک ANN است. در این روش، ابتدا با انجام آنالیز حساسیت، یک پایگاه داده کامل و جامع شامل اثر پارامترهای مورد بررسی بر روی توابع هدف در نرم‌افزار EES تهیه می‌شود. سپس با آموزش دادن یک ANN، مسأله مدل‌سازی مجدد شده و در تمام نقاط دامنه تعریف شده برای پارامترهای طراحی، مقادیر شاخص‌های ارزیابی پیش‌بینی می‌شوند و یک پایگاه داده ایجاد می‌شود. در واقع وظیفه ANN یادگیری رابطه بین ورودی‌ها (در اینجا، پارامترهای طراحی سیستم) و خروجی‌های آن (در اینجا، شاخص‌های ارزیابی سیستم)، بر اساس این پایگاه داده است.

شبکه‌های عصبی مصنوعی یا به زبان ساده‌تر شبکه‌های عصبی، سیستم‌ها و روش‌های محاسباتی نوین برای یادگیری ماشینی، نمایش دانش و در انتها اعمال دانش به‌دست آمده در جهت پیش‌بینی پاسخ‌های خروجی از سامانه‌های پیچیده هستند. ایده اصلی این گونه شبکه‌ها تا حدودی الهام گرفته از شیوه کارکرد سیستم عصبی زیستی برای پردازش داده‌ها و اطلاعات به منظور یادگیری و ایجاد دانش می‌باشد. عنصر کلیدی این ایده، ایجاد ساختارهایی جدید برای سامانه پردازش اطلاعات است. این سیستم از شمار زیادی عناصر پردازشی فوق‌العاده بهم‌پیوسته با نام نورون^۱ تشکیل شده که برای حل

^۱ Neuron

یک مسئله با هم هماهنگ عمل می‌کنند و توسط سیناپس‌ها (ارتباطات الکترومغناطیسی)^۱ اطلاعات را منتقل می‌کنند. در این شبکه‌ها اگر یک سلول آسیب ببیند بقیه سلول‌ها می‌توانند نبود آن را جبران کرده، و نیز در بازسازی آن سهیم باشند. این شبکه‌ها قادر به یادگیری‌اند. شکل ۳-۲۲ نشان دهنده طرح‌واره‌ای از سلول عصبی بیولوژیکی و مدل ریاضیاتی آن است. در حالت کلی، یک ANN متشکل از یک لایه ورودی^۲، یک یا چند لایه مخفی^۳ و یک لایه خروجی^۴ است. در ابتدا، هر کدام از پارامترهای طراحی سیستم، با یک نورون در لایه ورودی مرتبط شده و پس از اعمال یک وزن، به نورون‌های جدیدی در اولین لایه مخفی مرتبط می‌شوند. در ادامه، مجموع این مقادیر وزن‌دهی شده تحت اثر تابع انتقال^۵ قرار گرفته و به خروجی مرتبط می‌شوند. در هر ANN، دو نوع تابع انتقال وجود دارد که یکی از آن‌ها مربوط به لایه(ها)ی مخفی و دیگری مربوط به لایه خروجی می‌باشد: در پژوهش حاضر، اولین تابع انتقال با نام تابع فعال‌سازی^۶ نام‌گذاری شده است (که برای لایه‌های مخفی می‌باشد) و دومین آن، با نام تابع خروجی^۷ مشخص شده است (که مربوط به لایه خروجی می‌باشد).



شکل ۳-۲۲ طرح‌واره‌ای از مقایسه مدل‌های بیولوژیکی و ریاضیاتی سلول عصبی

^۱ Synapse
^۲ Input layer
^۳ Hidden layer(s)
^۴ Output layer
^۵ Transfer function
^۶ Activation function (AF)
^۷ Output function (OF)

بر حسب شرایط و پارامترهای مسأله، معماری ANN مورد استفاده در پژوهش حاضر شامل ۷ ورودی (به تعداد پارامترهای طراحی مسأله) و ۴ خروجی (به تعداد شاخص‌های ارزیابی سیستم) است. در اکثر تحقیقات، برای صرفه‌جویی در زمان محاسبات، عموماً یک شبکه عصبی برای تمام خروجی‌های مسأله آموزش داده می‌شود. اما در پژوهش حاضر، برای افزایش دقت، چهار شبکه عصبی مجزا (با ساختار یکسان) برای آموزش هر یک از شاخص‌های ارزیابی طراحی شده‌اند. همچنین، بررسی‌ها خروجی‌های مسأله در پژوهش حاضر نشان داد که شبکه‌های پیش‌خور^۱ دقت بالاتری نسبت به سایر معماری‌ها دارد. همچنین، خروجی‌های ANN برای تعداد مختلفی از لایه‌های مخفی (از یک الی سه لایه مخفی) بررسی شده و مقایسه آن‌ها با نتایج EES نشان داد که تعداد ۲ لایه مخفی مناسب‌ترین پاسخ‌ها را ارائه می‌دهد. بر اساس توضیحات مذکور، معماری ANN پژوهش حاضر شامل ۴ شبکه پیش‌خور مجزا است که در هر یک از آن‌ها ۷ نورون در لایه ورودی وجود دارد، تعداد لایه‌های مخفی برابر ۲ لایه است و لایه خروجی شامل یک خروجی است (هر یک از این شبکه‌ها برای پیش‌بینی یک شاخص ارزیابی طراحی شده‌اند). همچنین، الگوریتم پیش‌تکثیر لونیبرگ-مارکوارت^۲ برای آموزش این چهار شبکه استفاده شده است.

فرمول‌بندی ANN طراحی شده در پژوهش حاضر به صورت روابط زیر است. همانطور که مشاهده می‌شود، توابع لگاریتم-سیگموئید^۳ و خطی^۴ به ترتیب به عنوان توابع فعال‌سازی و خروجی در نظر گرفته شده‌اند. لازم به ذکر است که یک پایگاه داده بزرگ و جامع شامل 32140 داده به عنوان ورودی جهت طراحی ANN تهیه شده است که از این تعداد داده‌ها، به ترتیب 70%، 15% و 15% جهت مراحل آموزش، اعتبارسنجی و تست شبکه‌ها استفاده شده است. این تعداد داده مورد استفاده جهت طراحی ANN در پژوهش حاضر، نسبت به پژوهش‌های پیشین در این زمینه تحقیقاتی رقم بسیار قابل توجهی است که دقت و کارایی شبکه‌های طراحی شده را تضمین خواهد کرد.

$$\hat{M}_j = g_{AF} \left(\sum_{t=1}^6 \sum_{j=1}^4 m_{j,t} \hat{I}_t + b_{1,j} \right) \quad ۱۶۱-۳$$

$$\hat{N}_j = g_{AF} \left(\sum_{t=1}^4 \sum_{j=1}^4 n_{j,t} \hat{M}_t + b_{2,j} \right) \quad ۱۶۲-۳$$

^۱ Feed-forward network

^۲ Levenberg-Marquardt backpropagation

^۳ Log-sigmoid (logsig)

^۴ Linear (purelin)

$$\hat{O}_j = g_{OF} \left(\sum_{t=1}^4 o_t \hat{N}_t + b_3 \right) \quad ۱۶۳-۳$$

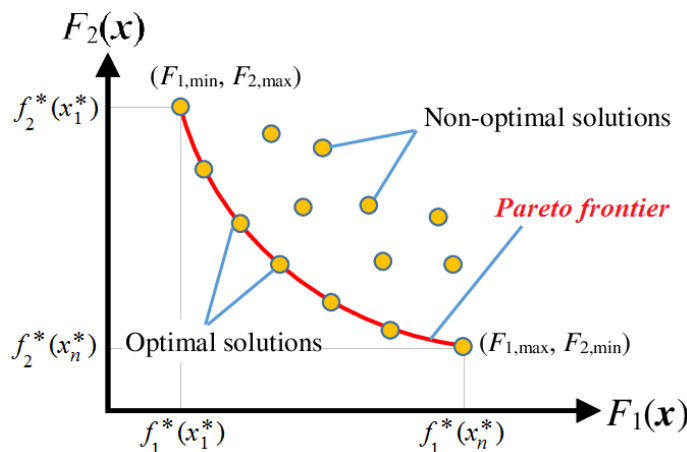
$$AF = g(a) = \text{logsig}(a) = \frac{1}{1 + e^{-a}} ; [-1, 1] \quad ۱۶۴-۳$$

$$OF = g(a) = \text{purelin}(a) = a ; (-\infty, \infty) \quad ۱۶۵-۳$$

که در این روابط، بردارهای \hat{I} ، \hat{M} ، \hat{N} و \hat{O} به ترتیب مربوط به پارامترهای طراحی مسأله (لایه ورودی)، خروجی‌های اولین لایه مخفی، خروجی‌های دومین لایه مخفی و شاخص‌های ارزیابی (لایه خروجی) می‌باشد. همچنین، پارامترهای $m_{j,t}$ ، $n_{j,t}$ و o_t بیانگر وزن‌های داخلی بوده و پارامترهای $b_{1,j}$ ، $b_{2,j}$ و $b_{3,j}$ بایاس‌های لایه‌های مختلف می‌باشند.

۲-۵-۳ بهینه‌سازی چندهدفه پیشنهادی

در بهینه‌سازی چندهدفه پژوهش حاضر، به دلیل تعدد پارامترهای طراحی (یعنی ورودی‌ها) و شاخص‌های ارزیابی سیستم (یعنی توابع هدف)، اندرکنش‌های مختلفی بین اهداف متناقض وجود دارد. به عبارت دیگر، در مسائل بهینه‌سازی چندهدفه بیش از یک تابع هدف وجود دارد و برخی از توابع هدف مسأله با یکدیگر در تضاد هستند. یعنی تلاش برای بهبود یکی از آنها ممکن است بر میزان ریسک در توابع دیگر افزایش دهد. لذا در این نوع بهینه‌سازی، مفهوم بهینه بودن با مفهوم کارایی یا بهینه‌سازی پارتو^۱ جایگزین می‌شود. در حالت کلی، یک مسأله بهینه‌سازی چندهدفه را می‌توان به صورت شکل ترسیم کرده و به صورت زیر فرمول‌بندی نمود:



شکل ۳-۲۳ طرح‌واره‌ای از یک مسأله بهینه‌سازی چندهدفه

$$\begin{aligned} \text{Maximise or Minimise } F(x) &= [f_1, f_2, \dots, f_c]^T, \hat{x} \\ &= (x_1, x_2, \dots, x_d) \end{aligned} \quad ۱۶۶-۳$$

^۱ Pareto optimality

$$\text{subject to: } H(x) = 0;$$

$$G(x) \leq 0;$$

که بردارهای F و \hat{x} به ترتیب شامل شاخص‌های ارزیابی سیستم و پارامترهای طراحی بوده و معیارهای G و H محدودیت‌های در نظر گرفته شده برای بهینه‌سازی می‌باشند.

بر اساس اهداف پژوهش حاضر و آنالیزهای ارائه شده در قسمت‌های پیشین، از بین شاخص‌های ارزیابی تعریف شده، شاخص‌های زیر به‌عنوان توابع هدف بهینه‌سازی انتخاب شده‌اند:

- بازده بهره‌برداری انرژی (EUE): باید حداکثر شود

- بازده انرژی (η_{ex}): باید حداکثر شود

- شاخص انرژی-اقتصادی ($\dot{E}x_{eco}$): باید حداقل شود

- شاخص انرژی-زیست‌محیطی ($\dot{E}x_{env}$): باید حداقل شود

از آنجائی که ترسیم جبهه پارتو با ۴ شاخص امکان‌پذیر نمی‌باشد، دو شاخص اول (که از نظر ماهیت همگن هستند) توسط روش جمع وزنی^۱، به صورت رابطه ۳-۱۶۷ با یکدیگر در یک تابع ادغام شده‌اند. این تابع جدید، بازده وزن‌دهی شده یکپارچه^۲ نام‌گذاری شده است و قابلیت بهینه‌سازی همزمان توابع EUE و η_{ex} را داشته و منجر به نتایج بهتری نسبت به بهینه‌سازی‌های مبتنی بر تنها آنالیزهای انرژی و انرژی خواهد شد.

$$IWE = w_1 EUE + w_2 \eta_{ex} \quad ۱۶۷-۳$$

در روش جمع وزنی، با در نظر گرفتن وزن‌هایی برای توابع هدف، مجموع توابع هدف وزن‌دهی شده، تحت عنوان تابع هدف نهایی مورد استفاده قرار می‌گیرد. در این روش، مجموع وزن‌ها باید برابر ۱ باشد. در پژوهش حاضر، سهم هر یک از شاخص‌های EUE و η_{ex} در تابع IWE یکسان در نظر گرفته شده است. برای دستیابی به این هدف، وزن‌های یکسان بایستی برای هر یک از شاخص‌ها در نظر گرفته شود. یعنی: $w_1 = w_2 = 0.5$.

همانطور که اشاره شد، در پژوهش حاضر از الگوریتم بهینه‌سازی NSGA-II برای بهینه‌سازی مسأله استفاده شده است که دقت به مراتب بالاتری نسبت به الگوریتم GA ساده دارد. بر خلاف بسیاری از تحقیقات پیشین که از ابزار بهینه‌سازی GA ارائه شده در نرم‌افزار Matlab برای بهینه‌سازی استفاده

¹ Weighted sum approach

² Integrated weighted efficiency (IWE)

می‌کنند، در پژوهش حاضر یک کد محاسباتی قدرتمند در نرم‌افزار Matlab بدین منظور توسعه داده شده است و تنظیماتی به صورت آنچه در جدول ۳-۷ ارائه شده است، برای آن در نظر گرفته شده است.

جدول ۳-۷ تنظیمات در نظر گرفته شده برای بهینه‌سازی NSGA-II در پژوهش حاضر

پارامتر	مقدار
تعداد افراد موجود در جمعیت ^۱	150
تعداد کروموزم‌های هر فرد ^۲	6
حداکثر تعداد تکرارها ^۳	200
احتمال جهش ^۴	0.7
احتمال ادغام ^۵	0.3

۳-۵-۳ روش تصمیم‌گیری جواب‌های بهینه

همانطور که اشاره شد، بر خلاف بهینه‌سازی تک‌هدفه، در بهینه‌سازی چندهدفه تنها یک جواب بهینه وجود ندارد که در آن همه توابع هدف همزمان در بهترین وضعیت خود قرار داشته باشند. در این حوزه، به جای وجود یک جواب بهینه مشخص، مجموعه‌ای از پاسخ‌های بهینه تحت عنوان جبهه پارتو وجود دارد که در آن، بهبود وضعیت یک تابع هدف باعث ایجاد نقصان در تابع هدف دیگر می‌شود. در واقع کلیه حل‌های موجود در جبهه پارتو به تنهایی می‌توانند به عنوان یک کاندید جواب بهینه انتخاب شوند و طراح متناسب با نیازهای مسأله باید اقدام به انتخاب بهترین جواب نماید. در این نوع مسائل، با استفاده از یک روش تصمیم‌گیری و بر اساس شرایط مطلوب موردنظر برای توابع هدف، یک نقطه از بین نقاط کاندید بهینه موجود در جبهه پارتو به عنوان نقطه بهینه مدنظر انتخاب می‌شود. با بررسی تحقیقات پیشین معتبر در زمینه تحقیقاتی مرتبط با پژوهش حاضر، روش LINMAP^۶ به عنوان روش تصمیم‌گیری در پژوهش حاضر استفاده می‌شود. در این روش:

گام نخست: برای هر پاسخ، یک مقدار بدون بعد باید بر اساس رابطه ۳-۱۶۸ برای هر یک از توابع هدف محاسبه شود.

¹ Individuals number of the population

² Chromosome number of each individual

³ Maximum iteration number

⁴ Mutation probability

⁵ Crossover probability

⁶ Linear Programming Technique for Multidimensional Analysis of Preference (LINMAP)

گام دوم: یک پاسخ ایده‌آل دست‌نیافتی باید بر اساس رابطه ۳-۱۶۹ در جبهه پارتو تعیین شود که در آن همه توابع هدف در بهترین وضعیت خود قرار داشته باشند $(f_{ideal,1}^*, f_{ideal,2}^*, f_{ideal,3}^*)$.

گام سوم: فاصله نرمالایز شده d_i کلیه پاسخ‌های موجود در جبهه پارتو تا پاسخ ایده‌آل (گام قبل) باید بر اساس رابطه ۳-۱۷۰ محاسبه شود.

گام چهارم: از میان تمام پاسخ‌ها، پاسخی که کمترین فاصله نرمالایز شده را داشته باشد، به‌عنوان نقطه بهینه مدنظر انتخاب می‌شود.

$$f_{i,j}^* = \frac{f_{i,j}}{\sqrt{\sum_{i=1}^N (f_{i,j})^2}}, \quad j = 1, 2, 3 \quad ۱۶۸-۳$$

$$f_{ideal,j}^* = \min_i f_{i,j}, \quad j = 1, 2, 3 \quad ۱۶۹-۳$$

$$d_i = \sqrt{\sum_{j=1}^3 w_j (f_{i,j}^* - f_{ideal,j}^*)^2} \quad ۱۷۰-۳$$

۳-۶ فرآیند و جزئیات حل مسأله

به‌عنوان جمع‌بندی این فصل، طرح‌واره فرآیندهای مدل‌سازی انرژی (ترمودینامیکی)، ANN طراحی شده در پژوهش و بهینه‌سازی مسأله در شکل ۳-۲۴ ترسیم شده است.

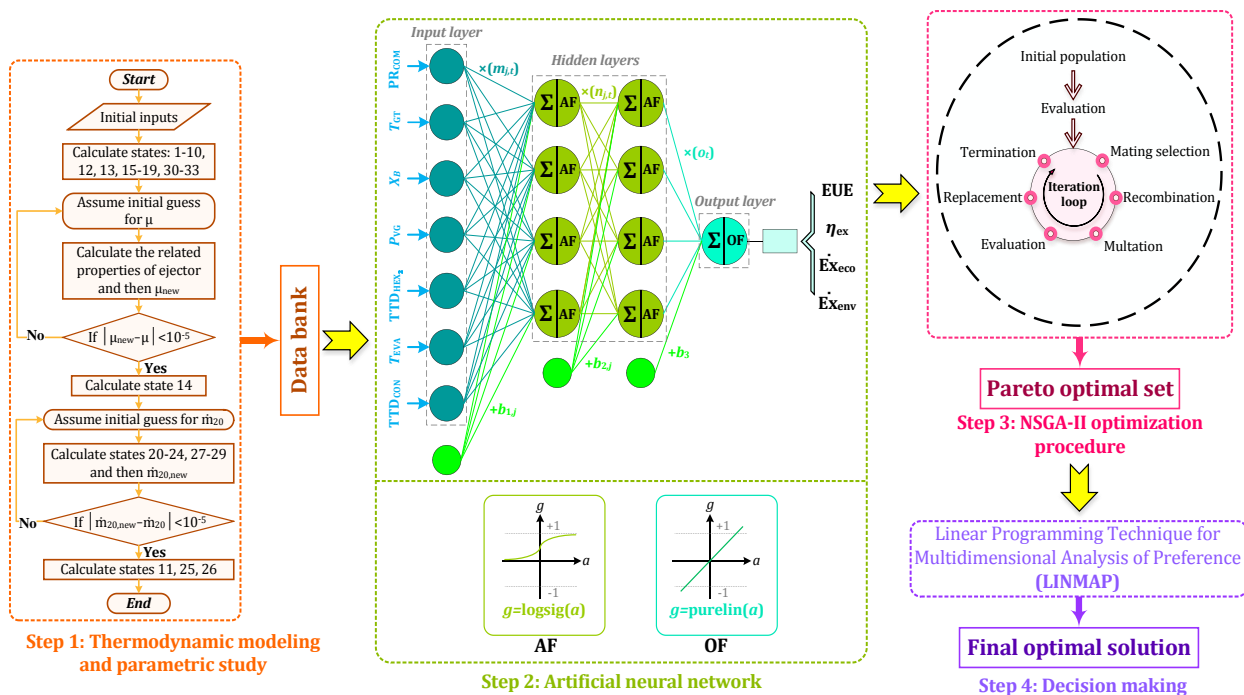
در نخستین گام، باید خواص ترمودینامیکی تمام جریان‌های سیال موجود در سیستم مورد مطالعه، محاسبه شوند. همانطور که در این شکل مشاهده می‌شود، پس از مدل‌سازی ترمودینامیکی، با انجام یک مطالعه پارامتریک، میزان حساسیت شاخص‌های ارزیابی به تغییر پارامترهای طراحی بررسی شده و یک بانک داده جامع گردآوری می‌شود. بدین منظور، بعد از مدل‌سازی انرژی مسأله، مدل‌های انرژی، اقتصادی، زیست‌محیطی، انرژی-اقتصادی و انرژی-زیست‌محیطی نیز توسعه داده شده و شاخص‌های ارزیابی سیستم تعریف می‌شوند و در انتها، با انجام یک آنالیز حساسیت جامع، تأثیر پارامترهای طراحی سیستم بر شاخص‌های ارزیابی مورد مطالعه قرار می‌گیرند. قبل از انجام آنالیز حساسیت، ابتدا باید یک سیستم در شرایط عملکرد پایه تعریف شود (تحت عنوان سیستم پایه) و سپس با ایجاد تغییر در مقدار پارامترهای طراحی نسبت به شرایط پایه، اثر آن‌ها را بر شاخص‌های ارزیابی سیستم بررسی نمود (پارامترهای ورودی مسأله و شرایط سیستم پایه در جدول ۳-۸ لیست شده‌اند). بر مبنای پارامترهای اولیه ورودی به مسأله، فلوچارتی از روند محاسبه خواص ترمودینامیکی

جریان‌های مختلف، در گام اول از شکل ۳-۲۴ ترسیم شده است. در فرآیند مدل‌سازی ترمودینامیکی این مسأله، هیچ کدام از دبی‌های جرمی سیال‌های عامل موجود در بخش‌های مختلف سیستم پیشنهادی، در هیچ یک از سه زیرسیکال تشکیل دهنده سیستم، به‌عنوان پارامتر اولیه ورودی به مسأله در نظر گرفته نشده است. به‌عبارت دیگر، سیستم مورد مطالعه، با یک ساینزینگ (یعنی دبی‌های جرمی سیال‌های عامل) معین و ثابت عمل نکرده و دبی‌های جرمی سیستم متناسب با شرایط عملکرد متفاوتی که در آنالیز حساسیت با تغییر پارامترها ایجاد می‌شود، تعیین خواهد شد. این در حالی است که در بسیاری از تحقیقات پیشین، برای ساده‌سازی فرآیند مدل‌سازی انرژی (تحلیل ترمودینامیکی) مسأله، دبی‌های جرمی سیال‌های عامل به‌عنوان داده‌های ورودی به مسأله داده شده و در واقع سیستم با یک دبی جرمی ثابت عمل می‌کند. برای دستیابی به این امر، لازم است که فرآیند محاسبه دبی جرمی سیال‌های عامل با استفاده از الگوریتم‌های تکرار شونده و با فرآیند سعی و خطا انجام شود. همانطور که در فلوچارت مدل‌سازی ترمودینامیکی مشاهده می‌شود، دقت محاسبات در الگوریتم تکرار شونده نوشته شده در کد محاسباتی، از مرتبه 10^{-5} در نظر گرفته شده است.

گام دوم به طراحی و آموزش شبکه عصبی اختصاص دارد. در این مرحله، بانک داده آماده شده در گام نخست به‌عنوان ورودی کد محاسباتی مربوط به شبکه عصبی عمل کرده و بر اساس آن، رابطه بین پارامترهای ورودی و شاخص‌های ارزیابی در درون کد شبکه عصبی مدل‌سازی مجدد می‌شوند. خروجی این فرآیند به‌عنوان ورودی گام سوم، در بهینه‌سازی مسأله توسط کد توسعه داده شده بر اساس الگوریتم NSGA-II مورد استفاده قرار می‌گیرد. در پایان، در گام چهارم با استفاده از روش تصمیم‌گیری LINMAP، جواب بهینه‌ای که باعث حداکثر شدن تابع IWE و حداقل شدن توابع $\dot{E}x_{env}$ و $\dot{E}x_{eco}$ شود، تعیین می‌گردد.

پارامترهای طراحی سیستم مورد مطالعه (یعنی، متغیرهای بررسی شده در آنالیز حساسیت و بهینه‌سازی) به‌همراه مقدار در نظر گرفته شده آن‌ها در سیستم پایه و همچنین بازه مورد بررسی آن‌ها در بخش‌های آنالیز حساسیت و بهینه‌سازی در جدول ۳-۹ ارائه شده است. لازم به ذکر است که به‌منظور تعیین دامنه تغییرات پارامترهای طراحی، ابتدا وسیع‌ترین دامنه امکان‌پذیر برای تغییر پارامترهای سیکل محرک (یعنی نسبت فشار کمپرسور و دمای ورودی به توربین گاز) بر مبنای محدودیت‌های طراحی این سیکل تعیین شدند. برای نسبت فشار کمپرسور، برحسب در دسترس بودن تکنولوژی ساخت کمپرسور، دامنه ۵ تا ۱۵ انتخاب شده و برای دمای ورودی به توربین گاز نیز به‌دلیل محدودیت‌های موجود در مواد سازنده پره‌های توربین، حداکثر مقدار 1400 K توصیه می‌شود.

دماهای بالاتر از این مقدار باعث ایجاد خوردگی در پره‌های توربین می‌شود). پس از تعیین بازه مورد بررسی مربوط به این دو پارامتر، دامنه تغییرات کلیه پارامترهای طراحی سیکل‌های پایین‌دستی با انجام سعی و خطا و تست کردن مقادیر مختلف، وسیع‌ترین رنج آن‌ها برای امکان‌پذیر بودن شرایط ترمودینامیکی سیال‌های عامل این دو سیکل بررسی و تعیین شد.



شکل ۳-۲۴ طرح‌واره‌ای از فرآیند بهینه‌سازی در پژوهش حاضر

جدول ۳-۸ پارامترهای اولیه ورودی به مسأله

پارامتر	نماد	مقدار	
دما/ فشار مرجع	T_0/P_0	289.15 K/ 0.101 MPa	
بازده آیزنتروپیک	کمپرسور	$\eta_{COM,is}$	86%
	توربین گاز	$\eta_{GT,is}$	86%
	توربین بخار	$\eta_{ST,is}$	90%
	پمپ‌ها	$\eta_{PU_1,is}, \eta_{PU_2,is}$	90%, 90%
افت فشار	پیش‌گرم‌کن هوا (سمت هوا)	$\Delta P_{AP,a}$	5%
	پیش‌گرم‌کن هوا (سمت گازهای اتلافی)	$\Delta P_{AP,g}$	3%
	محفظه احتراق	ΔP_{CC}	5%
	مبدل حرارتی ۱ (سمت گازهای اتلافی)	ΔP_{HEX_1}	5%
دمای ورودی به محفظه احتراق	T_3	700 K	

فصل سوم: شرح مسأله پیشنهادی و مدل‌سازی

بازده حرارتی محفظه احتراق	η_{CC}	98%
فشار تزریق سوخت به محفظه احتراق	P_{10}	1.2 MPa
توان خالص تولیدی سیکل برایتون	$\dot{W}_{net,GTC}$	1000 kW
دمای آب ورودی/ خروجی مبدل حرارتی ۱ (کاربرد گرمایشی)	T_9/ T_8	353.15 K/ 313.15 K
ضریب کارایی مبدل حرارتی ۱	ε_{HEX1}	60%
کسر جرمی آمونیاک در مخلوط آب-آمونیاک با غلظت پایه	X_B	0.6
اختلاف دمای نقطهٔ پینچ مولد بخار	$\Delta T_{PP,VG}$	10 K
اختلاف دمای ورود و خروج بازیاب حرارتی	TTD_{RG}	10 K
بازده آیزنتروپیک نازل اجکتور	$\eta_{N,is}$	85%
بازده محفظهٔ اختلاط اجکتور	η_M	90%
بازده آیزنتروپیک دیفیوزر اجکتور	$\eta_{D,is}$	85%
دمای آب ورودی/ خروجی اواپراتور (کاربرد سرمایشی)	T_{33}/ T_{32}	281.15 K/ 288.15 K
هزینه/ ارزش حرارتی پایین سوخت	C_f/ LHV	2.5 \$/GJ/ 50916.96 kJ/kg
قیمت الکتریسیته	C_e	30 €/ (MW.hr)
قیمت گرمایش	C_h	20 €/ (MW.hr)
قیمت سرمایش	C_c	25 €/ (MW.hr)
ساعات عملکرد سیستم در هر سال	t_{year}	7000 hours
تعداد سال‌های موردانتظار عملکرد سیستم	N	20 years
نرخ بهره	IR	8%
نرخ تنزیل	DR	8%
نرخ تورم	R	5%

جدول ۳-۹ مقدار پایهٔ پارامترهای طراحی مورد بررسی به همراه بازهٔ مورد بررسی آن‌ها در آنالیز حساسیت و بهینه‌سازی

پارامتر طراحی	مقدار در سیستم پایه	بازهٔ مورد بررسی
نسبت فشار کمپرسور (PR_{COM})	10	5-15
دمای ورودی به توربین گاز (T_{GT})	1300 K	1200 K-1400 K
فشار خروجی مولد بخار سیکل کالینا (P_{VG})	30 bar	25 bar-35 bar
کسر جرمی آمونیاک در مخلوط آب-آمونیاک پایه (X_B)	65%	50%-80%
اختلاف دمای ورود و خروج مبدل حرارتی ۲ (TTD_{HEX2})	10 K	5 K-15 K
اختلاف دمای ورود و خروج کندانسور (TTD_{CON})	20 K	10 K-30 K
دمای خروجی از اواپراتور (T_{EVA})	5 °C	0 °C-7 °C

۴- فصل چهارم: نتایج و بحث

در این فصل از پژوهش به ارائه و بررسی خروجی‌ها و نتایج حاصل از مدل‌سازی مسأله پرداخته می‌شود. همانطور که اشاره شد، در پژوهش حاضر ابتدا با انجام یک آنالیز حساسیت جامع، تأثیر پارامترهای طراحی سیستم بر شاخص‌های ارزیابی مورد مطالعه قرار می‌گیرند. در انتها برای دستیابی به شرایط عملکرد بهینه سیستم، با انجام یک بهینه‌سازی قدرتمند، مقادیر بهینه پارامترهای طراحی و شاخص‌های ارزیابی بررسی و ارائه می‌شوند. همچنین، به منظور کاربردی‌تر نمودن مسأله، اثر تغییر دبی جرمی سیال عامل سیکل‌های پایین‌دستی و افزودن هر یک از آنها (به صورت مجزا) به سیکل پایه CHP بالادستی بررسی خواهد شد. این اساس، مطالب این فصل را می‌توان به سه بخش اصلی تقسیم‌بندی نمود: نتایج مربوط به سیستم پایه، نتایج مربوط به آنالیز حساسیت و نتایج مربوط به بهینه‌سازی.

۴-۱-۱ اعتبارسنجی مسأله

جهت اعتبارسنجی نتایج پژوهش حاضر، صحت خروجی‌های فرآیند مدل‌سازی مسأله و همچنین اعتبار شبکه عصبی مصنوعی باید مورد بررسی قرار بگیرد. لذا بررسی صحت نتایج در دو زیربخش مجزا به صورت زیر انجام می‌شود:

۴-۱-۱-۱ اعتبار سنجی مدل توسعه داده شده

از آنجائی که هر سیستم ترکیبی تولید انرژی از تعدادی زیرسیکل تشکیل می‌شود، جهت اعتبارسنجی سیستم یکپارچه ترکیبی مورد مطالعه، صحت نتایج هر یک از زیرسیکل‌ها باید به طور مجزا اثبات شود. بر حسب سیستم مورد مطالعه، سه پژوهش معتبر برای اعتبارسنجی خروجی‌های مدل‌سازی سیکل برایتون با بازیاب حرارتی (مرجع [۸۷])، سیکل کالینا (مرجع [۷۰]) و سیکل تبرید اجکتوری (مرجع [۷۱]) انتخاب شده و نتایج حاصل از پژوهش حاضر با آنها مقایسه می‌شود. لازم به ذکر است که کلیه فرضیات و پارامترهای ورودی در این بخش، عیناً مشابه پژوهش‌های مرجع معرفی شده اتخاذ شده‌اند (شرح سیستم و فرضیات مهم اتخاذ شده هر یک از این سه مرجع، در فصل دوم: پیشینه تحقیق ارائه شده است). مقایسه نتایج سیکل‌های برایتون و کالینا در جدول ۴-۱ و سیکل تبرید اجکتوری در شکل ۴-۱ انجام شده است. جهت بررسی خطای محاسبات، درصد انحراف نسبی^{۱۸۲} نتایج پژوهش حاضر نسبت به پژوهش مرجع محاسبه شده است (رابطه ۴-۱). مقایسه نتایج نشان دهنده این است که مدل توسعه داده برای هر یک از زیرسیکل‌های سیستم مورد مطالعه، از دقت کافی برخوردار است. به طوریکه حداکثر درصد انحراف نسبی برای پارامترهای مورد بررسی در

¹⁸² Percentage of relative deviation (PRD)

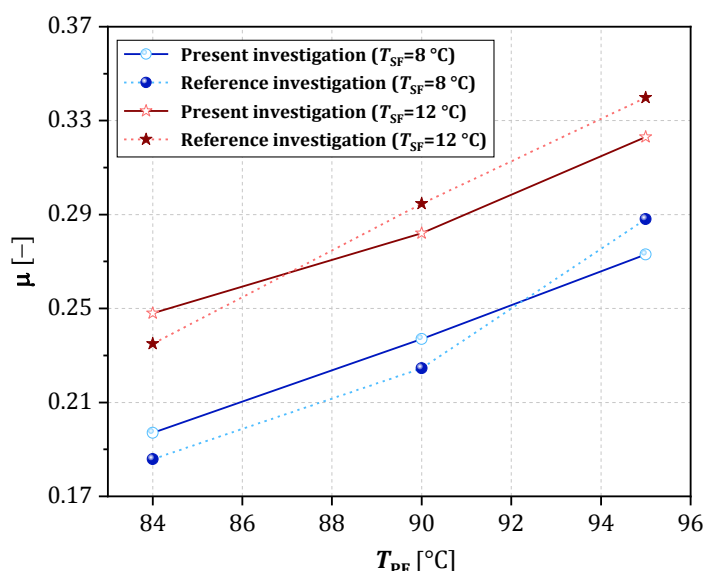
اعتبارسنجی برای سیکل‌های برایتون، کالینا و اجکتور به ترتیب برابر 4.89%، 3.88% و 5.97% می‌باشد. همچنین، متوسط درصد انحراف نسبی برای کلیه پارامترهای مورد بررسی، برای سیکل‌های برایتون، کالینا و اجکتور به ترتیب برابر 2.26%، 1.96% و 5.24% می‌باشد. لازم به ذکر است که علت بالاتر بودن درصد انحراف نسبی سیکل تبرید اجکتوری را می‌توان در پیچیدگی مدل‌سازی اجکتور جستجو کرد.

$$PRD = \left| \frac{\text{Present investigation} - \text{Reference investigation}}{\text{Reference investigation}} \right| \times 100 \quad 1-4$$

جدول ۱-۴ مقایسه خروجی‌های مدل‌سازی پژوهش حاضر و پژوهش‌های مرجع برای سیکل‌های برایتون و

کالینا

سیکل	پارامترهای خروجی	پژوهش حاضر	پژوهش مرجع	درصد انحراف نسبی
<i>Bejan et al. [112]</i>				
برایتون با بازیاب	نسبت سوخت به هوای مولی	0.03053	0.0321	4.89%
حرارتی	دمای خروجی از توربین گاز	995.88 K	1006.16 K	1.02%
	بازده انرژری	49.86%	50.30%	0.87%
<i>Ghaebi et al. [70]</i>				
کالینا	توان تولیدی	275.2 kW	286.3 kW	3.88%
	نرخ انتقال حرارت در مولد بخار	3967 kW	3964 kW	0.07%
	بازده انرژی	6.94%	7.22%	3.88%
	کسر جرمی آمونیاک در مخلوط غنی آب-آمونیاک	0.9997	0.9997	0



شکل ۱-۴ مقایسه خروجی‌های مدل‌سازی پژوهش حاضر و پژوهش‌های مرجع برای سیکل تبرید اجکتوری

۲-۱-۴ اعتبارسنجی شبکه عصبی مصنوعی

برای صحت‌گذاری خروجی‌های پیش‌بینی شده توسط شبکه عصبی، معیارهای استاتیکی مختلفی وجود دارد که در پژوهش حاضر سه معیاری که بسیار پرکاربردتر هستند محاسبه و ارائه خواهد شد. این سه معیار عبارتند از: انحراف جذر میانگین مربعات^{۱۸۳}، انحراف مطلق متوسط^{۱۸۴} و ضریب همبستگی^{۱۸۵}. مقدار هر یک از این سه معیار به ترتیب توسط روابط ۲-۴ تا ۴-۴ محاسبه می‌شود.

$$\text{RMSE} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N (y_{t,i} - y_{f,i})^2}{N}} \quad ۲-۴$$

$$\text{MAE} = \frac{\sum_{i=1}^N |y_{t,i} - y_{f,i}|}{N} \quad ۳-۴$$

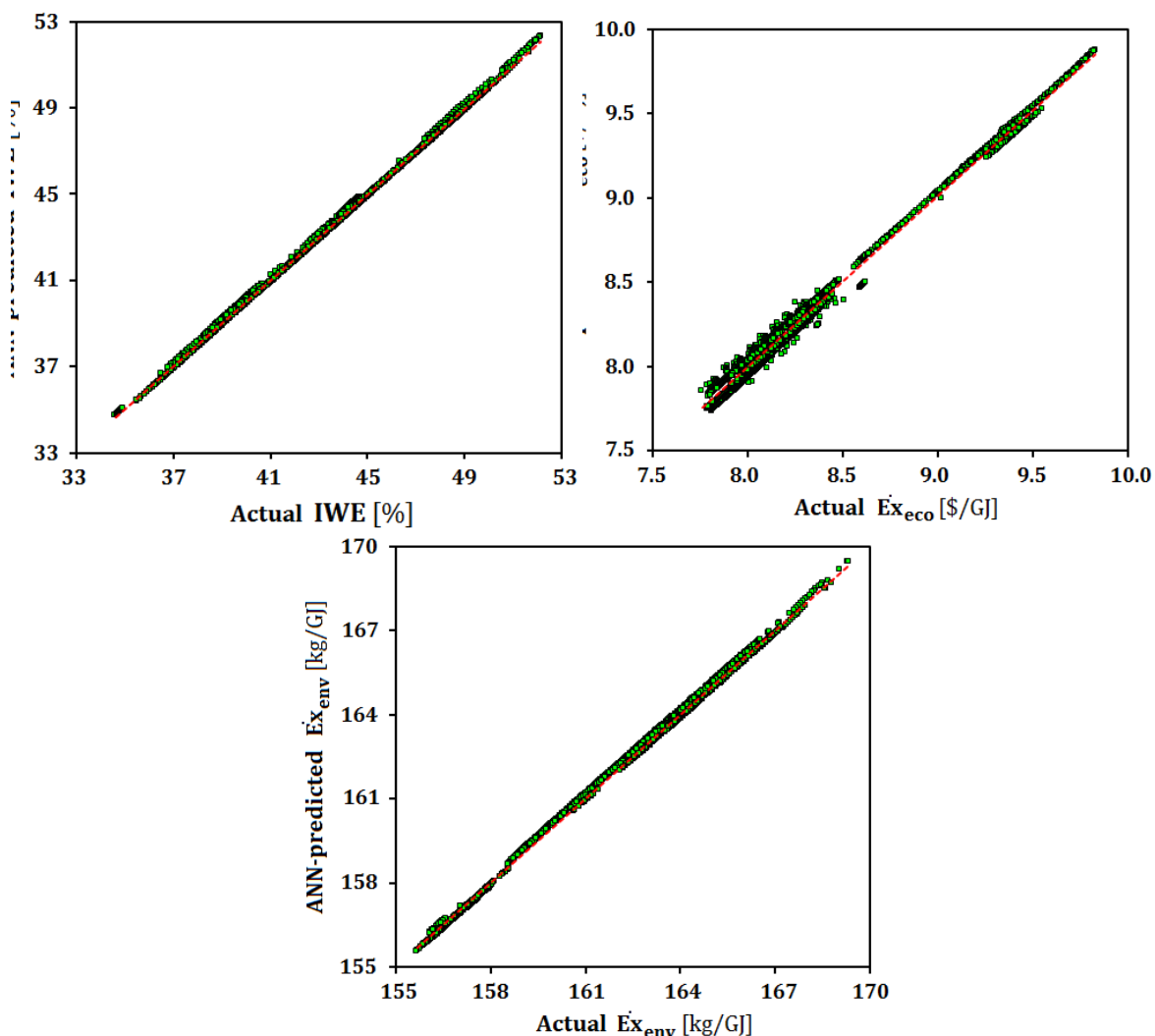
$$R = \frac{\sum_{i=1}^N (y_{t,i} - \bar{y}_t)(y_{f,i} - \bar{y}_f)}{\sqrt{(y_{t,i} - \bar{y}_t)^2} \sqrt{(y_{f,i} - \bar{y}_f)^2}} \quad ۴-۴$$

در شکل ۲-۴، مقایسه بین داده‌های واقعی حاصل از مدل‌سازی سیستم مورد مطالعه و خروجی‌های پیش‌بینی شده توسط شبکه عصبی برای شاخص‌های ارزیابی انجام شده است. همچنین، بر اساس داده‌های موجود در شکل ۲-۴ و با استفاده از روابط ۲-۴ تا ۴-۴، مقدار معیارهای استاتیکی ارزیابی شبکه عصبی برای هر یک از شاخص‌های ارزیابی سیستم محاسبه شده و در جدول ۲-۴ ارائه شده است. مطابق با این نتایج، هر چه داده‌ها به خط 45° نزدیک‌تر باشند، مقادیر پیش‌بینی شده توسط شبکه عصبی از دقت بالاتری برخوردار بوده و به دنبال آن، مقدار معیار R به 1 نزدیک‌تر می‌شود. با توجه به حجم بسیار بالای تعداد داده‌هایی که برای طراحی شبکه عصبی در پژوهش حاضر در نظر گرفته شده است، این نتایج دلالت بر این دارد که شبکه عصبی طراحی شده با دقت بسیار بالایی داده‌ها را پیش‌بینی کرده است.

¹⁸³ Root mean square deviation (RMSD)

¹⁸⁴ Mean absolute deviation (MAD)

¹⁸⁵ Correlation coefficient (R)



شکل ۲-۴ مقایسه داده‌های واقعی حاصل از مدل‌سازی سیستم مورد مطالعه و خروجی‌های پیش‌بینی شده توسط شبکه عصبی برای شاخص‌های ارزیابی

جدول ۲-۴ نتایج ارزیابی خروجی‌های پیش‌بینی شده توسط شبکه عصبی بر اساس معیارهای استاتیکی مختلف

معیار	مقدار معیار برای هر یک از شاخص‌های ارزیابی		
	IWE	$\dot{E}x_{eco}$	$\dot{E}x_{env}$
RMSE	0.1469	0.9652	0.2942
MAE	0.0963	0.3790	0.2036
R	0.9998	0.9940	0.9997

۲-۴ نتایج مربوط به سیستم پایه

در این بخش، نتایج سیستم پایه به صورت نمودارها و جداولی ارائه شده است. مدل سازی ترمودینامیکی، اولین گام در انجام آنالیزهای مختلف یک سیستم تولید انرژی بوده و این گام با تعیین خواص ترمودینامیکی سیال هایی که در نقاط مختلف سیستم در جریان هستند آغاز می شود. بر اساس ورودی هایی که در مدل سازی سیستم مورد مطالعه در نظر گرفته شده است، خواص ترمودینامیکی نقاط مختلف با به کارگیری الگوریتم تکرار شونده مطابق آنچه در شکل ۳-۴ ترسیم شده است، محاسبه می شوند. نتایج حاصل از این فرآیند (مدل سازی انرژی)، در جدول ۳-۴ ارائه شده است. بر اساس اطلاعات موجود در این جدول، خروجی های مهم مربوط به سایر مدل سازی های مختلف ارائه شده در فصل گذشته، در ذیل ارائه شده است.

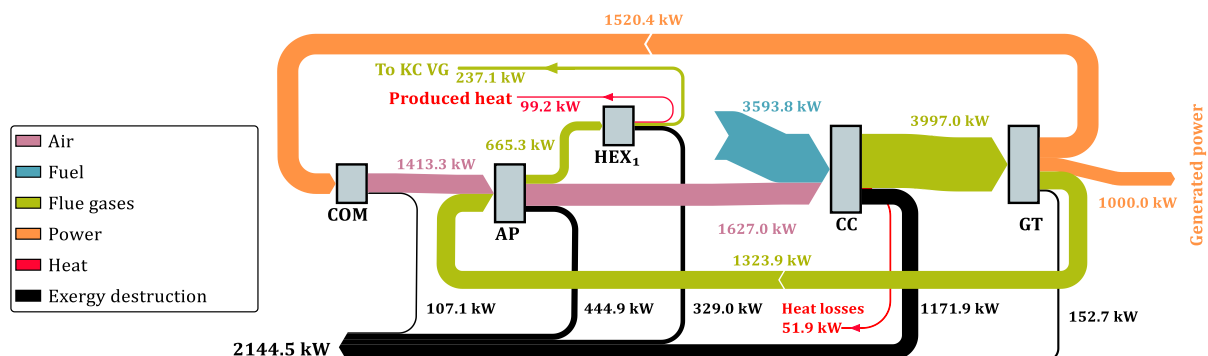
جدول ۳-۴ خواص ترمودینامیکی جریان های مختلف در سیستم پایه

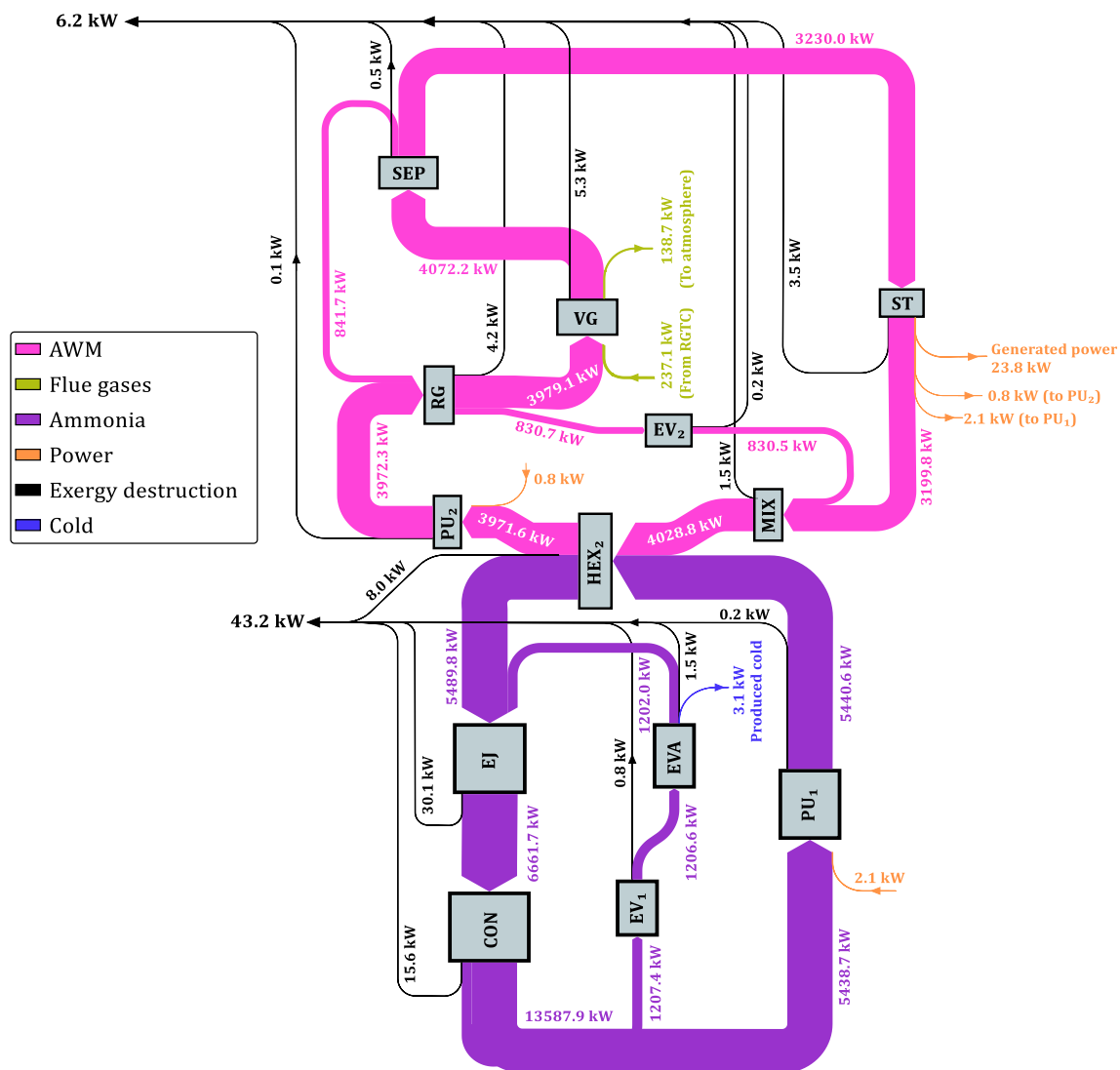
شماره جریان	سیال کاری	T [K]	P [bar]	h [kJ/kg]	s [kJ/(kg.K)]	X [%]
1	هوا	298.15	1.01	298.57	5.7	-
2	هوا	614.11	10.13	622.16	5.77	-
3	هوا	700	9.62	713.58	5.93	-
4	گازهای اتلافی	1300	9.14	1396.11	6.64	-
5	گازهای اتلافی	840.69	1.1	867.13	6.75	-
6	گازهای اتلافی	629.11	1.07	638	6.44	-
7	گازهای اتلافی	439.53	1.01	437.68	6.09	-
8	آب	313.15	12	168.56	0.57	-
9	آب	353.15	12	335.84	1.07	-
10	متان	298.15	12	-4649.72	10.33	-
11	گازهای اتلافی	372.59	1.01	373.53	5.92	-
12	آمونیاک	368.15	56.65	1448.97	4.56	-
13	آمونیاک	278.15	5.16	1467.38	5.56	-
14	آمونیاک	315.15	16.43	1272.67	4.44	-
15	آمونیاک	315.15	16.43	400.54	1.68	-
16	آمونیاک	315.15	16.43	400.54	1.68	-
17	آمونیاک	315.15	16.43	400.54	1.68	-
18	آمونیاک	316.59	56.65	408.28	1.68	-
19	آمونیاک	278.15	5.16	400.54	1.72	-
20	آب-آمونیاک	424.53	30	1198.08	3.69	65
21	آب-آمونیاک	424.53	30	1694.17	4.94	87.20
22	آب-آمونیاک	389.07	13.01	1563.02	4.98	87.20
23	آب-آمونیاک	424.53	30	481.9	1.88	32.95

فصل چهارم: نتایج و بحث

24	آب-آمونیاک	336.92	30	76.03	0.81	32.95
25	آب-آمونیاک	337.21	13.01	76.03	0.81	32.95
26	آب-آمونیاک	380.3	13.01	954.51	3.29	65
27	آب-آمونیاک	326.59	13.01	32.9	0.66	65
28	آب-آمونیاک	326.92	30	35.48	0.66	65
29	آب-آمونیاک	361.29	30	201.57	1.14	65
30	هوا	295.15	1.01	295.56	5.69	-
31	هوا	305.15	1.01	305.6	5.72	-
32	آب	288.15	1.01	63.01	0.22	-
33	آب	281.15	1.01	33.71	0.12	-

شکل ۳-۴ نمودار گردش جریان انرژی بین اجزای مختلف سیستم و نرخ تخریب انرژی در آن‌ها را نمایش می‌دهد. همانطور که در این شکل مشاهده می‌شود، کل انرژی ورودی به سیستم (انرژی سوخت) معادل 3593.8 kW می‌باشد و 50.52%، 9.15%، 0.17% و 1.20% از این مقدار به ترتیب در سیکل برایتون، مبدل حرارتی ۱، سیکل کالینا و سیکل اجکتور تخریب می‌شود. نرخ تخریب انرژی بسیار پایین در سیکل کالینا (که در فصل دوم نیز مورد بحث قرار گرفته بود)، یکی از مزایای سیکل کالینا نسبت به سایر سیکل‌های توان دما-پایین تا دما-متوسط است که در این نتایج به وضوح قابل مشاهده است (پروفیل دمای آب-آمونیاک به دلیل متغیر بودن می‌تواند با پروفیل دمای منبع گرم تطبیق پیدا کند و در نتیجه همپوشانی بهتری صورت می‌گیرد و مقدار تخریب انرژی کاهش می‌یابد). همچنین، نرخ انرژی مربوط به توان خالص، گرمایش و سرمایش تولیدی سیستم به ترتیب 1020.87 kW، 99.2 kW و 3.1 kW می‌باشد.



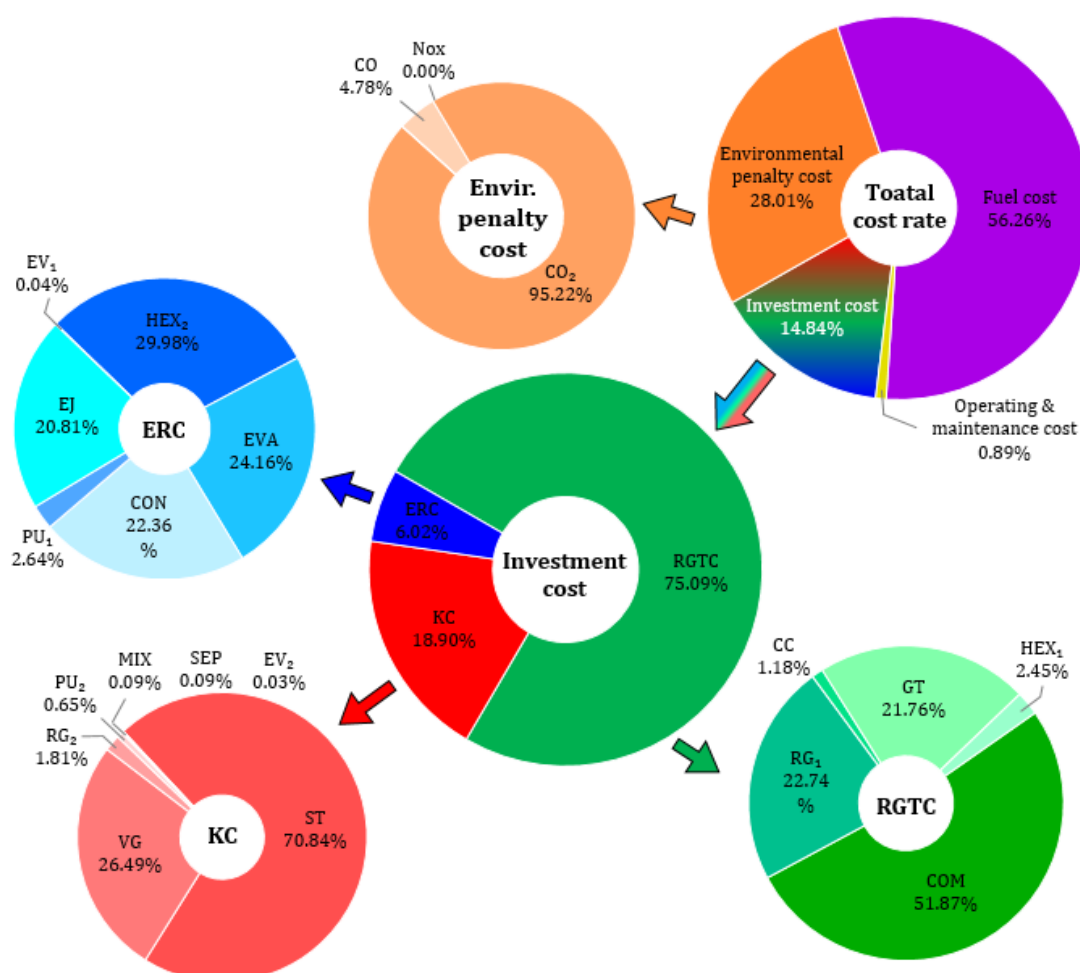


شکل ۴-۳ دیاگرام گردش جریان انرژی در سیستم پایه

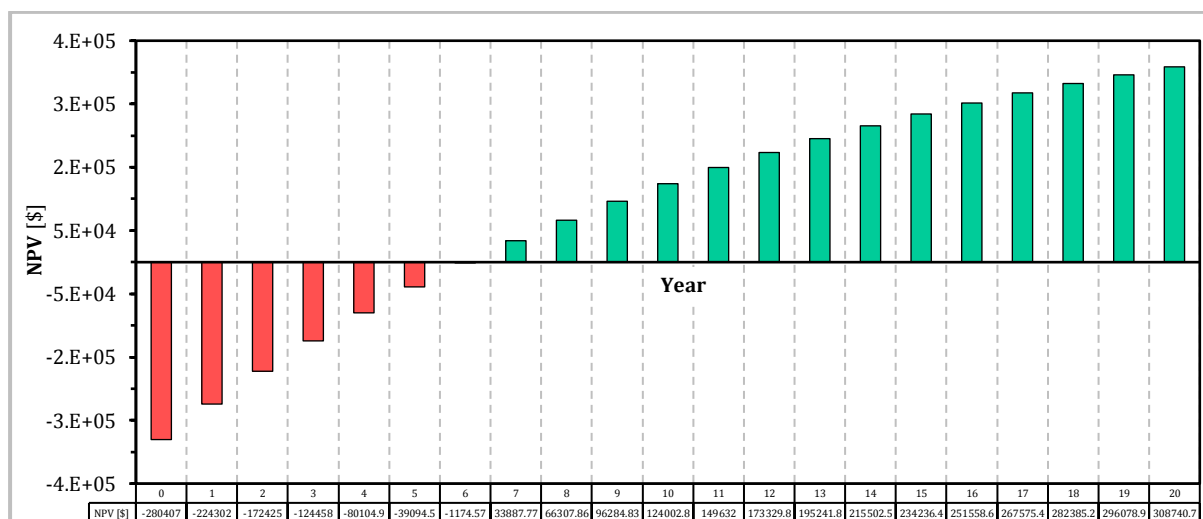
در شکل ۴-۴ و شکل ۵-۴ اطلاعاتی پیرامون نتایج مدل سازی های اقتصادی و زیست محیطی سیستم مورد مطالعه به تصویر کشیده شده است. شکل ۴-۴ نشان دهنده سهم هر یک از زیرسیکل ها و اجزای تشکیل دهنده آن ها از کل نرخ هزینه های سیستم است. مطابق این شکل، بیش از نیمی از کل نرخ هزینه های سیستم مربوط به هزینه سوخت بوده و 28.01% هزینه ها مربوط به جریمه ناشی از انتشار آلاینده ها می باشد. در میان گازهای آلاینده، کربن دی اکسید اصلی ترین عامل است. علی رغم اینکه جریمه ناشی از انتشار هر واحد نیتریک اکسید بسیار بالاتر از سایر آلاینده های مورد بررسی است (جدول ۳-۵)، جریمه ناشی از انتشار نیتریک اکسید در سیستم مورد مطالعه قابل چشم پوشی است (به دلیل کوچک بودن میزان انتشار آن به نسبت سایر آلاینده ها). یافته دیگر شکل ۴-۴ این است که سیکل اجکتور دارای هزینه سرمایه گذاری پایینی است (در فصل دوم نیز به عنوان مزیت این سیکل

اشاره گردید؛ به طوریکه تنها 6.02% از کل نرخ هزینه سرمایه‌گذاری سیستم مربوط به سیکل اجکتور است. شکل ۴-۵ بیانگر تغییرات ارزش حال خالص در سیستم پایه طی سال‌های عملکرد سیستم می‌باشد. مطابق با این نمودار، از سال هفتم، سیستم پایه شروع به سوددهی کرده و کل هزینه‌های سرمایه‌گذاری سیستم جبران می‌شود، که این مقدار قابل قبولی برای چنین سیستمی به‌شمار می‌آید.

جدول ۴-۴ اطلاعاتی در خصوص نتایج مدل‌سازی انرژی-اقتصادی سیستم مورد مطالعه ارائه می‌دهد. مطابق ارقام موجود در این جدول، حداکثر و حداقل نرخ تخریب انرژی و نرخ هزینه تخریب انرژی به ترتیب مربوط به محفظه احتراق ($\dot{E}_D=1171.9 \text{ kW}$ و $\dot{C}_D=18.53 \text{ \$/hr}$) و پمپ ۲ ($\dot{E}_D=0.1 \text{ kW}$ و $\dot{C}_D=0.0054 \text{ \$/hr}$) می‌باشد.



شکل ۴-۴ سهم تمام کمیت‌های اقتصادی و زیست‌محیطی تأثیرگذار بر نرخ هزینه‌های سیستم



شکل ۴-۵ تغییرات ارزش حال خالص سیستم پایه در سال‌های مختلف عملکرد سیستم

جدول ۴-۴ نرخ‌های تخریب انرژی، هزینه و هزینه تخریب انرژی در اجزاء مختلف سیستم مورد مطالعه

جزء	\dot{E}_D [kW]	\dot{Z} [\$/hr]	\dot{C}_D [\$/hr]
CC	1171.9	0.07091	18.5313
COM	107.1	3.1134	2.4064
GT	152.7	1.3061	3.1609
HEX ₁	329.0	0.1472	7.2218
AP	444.9	1.3651	9.2037
ST	3.5	1.0701	0.05691
VG	5.3	0.4001	0.1070
SEP	0.5	0.001412	0.01327
RG	4.2	0.02737	0.1174
MIX	1.5	0.001412	0.03961
PU ₂	0.1	0.009851	0.005443
EV ₂	0.2	0.0003911	0.006171
HEX ₂	8.0	0.1442	0.1952
CON	13.9	0.1076	1.1051
EJ	30.1	0.1001	2.3635
EV ₁	0.8	0.0001879	0.06483
PU ₁	0.2	0.01270	0.01493
EVA	1.5	0.1162	0.1240

در نهایت، خروجی‌های نهایی سیستم مورد مطالعه و مقادیر شاخص‌های ارزیابی آن در جدول ۴-۵ لیست شده‌اند. مقادیر چهار شاخص اصلی ارزیابی برای سیستم پایه شامل بازده بهره‌برداری انرژی EUE=60.59%، بازده انرژی $\eta_{ex}=31.25\%$ ، شاخص انرژی-اقتصادی $\dot{E}_{x_{eco}}=9.14$ \$/GJ و

شاخص اگزرژی-زیست‌محیطی $\dot{E}x_{env}=156.57 \text{ kg/GJ}$ می‌باشد. همچنین، با استفاده از روش دوره بازگشت سرمایه، پس از گذشت 4.62 سال از احداث پروژه، سیستم به سودآوری می‌رسد. این در حالی است که بر اساس روش ارزش حال خالص (شکل ۴-۵)، پروژه بعد از سال ششم به سودآوری می‌رسد. این تفاوت به این دلیل است که در محاسبات مربوط به روش دوره بازگشت سرمایه، فاکتورهایی نظیر نرخ تورم و نرخ تنزیل سرمایه لحاظ نمی‌شوند و این روش را می‌توان تنها به‌عنوان یک روش ساده و سریع برای تخمین امکان‌سنجی احداث پروژه در نظر گرفت.

جدول ۴-۵ خروجی‌های اصلی و شاخص‌های ارزیابی سیستم پایه

مقدار	نماد	شاخص ارزیابی
64.32 kW	\dot{Q}_c	بار سرمایشی تولیدی
954.48 kW	\dot{Q}_h	بار گرمایشی تولیدی
1020.87 kW	\dot{W}_{net}	توان خالص تولیدی
0.23	COP	ضریب عملکرد سرمایش
30.27%	η_{th}	بازده حرارتی
30.32%	η_{elec}	بازده الکتریکی
60.59%	EUE	بازده بهره‌برداری انرژی
31.25%	η_{ex}	بازده اگزرژی
1.58	SI	ضریب توسعه پایدار
156.57 kg/GJ	$\dot{E}x_{env}$	شاخص اگزرژی-زیست‌محیطی
9.14 \$/GJ	$\dot{E}x_{eco}$	شاخص اگزرژی-اقتصادی
4.62 yr	PP	دوره بازگشت سرمایه
308740.73 \$	NPV	ارزش حال خالص

۳-۴ نتایج مربوط به آنالیز حساسیت

در این بخش، نتایج آنالیز حساسیت به‌صورت نمودارها و جداولی ارائه خواهد شد. بدین منظور، ابتدا اثر پارامترهای طراحی سیکل محرک (سیکل برایتون) و سپس پارامترهای سیکل‌های پایین‌دستی (سیکل‌های کالینا و اجکتور) بر شاخص‌های تعریف شده در فصل گذشته مورد بحث و بررسی قرار می‌گیرند.

۱-۳-۴ تأثیر پارامترهای طراحی سیکل برایتون

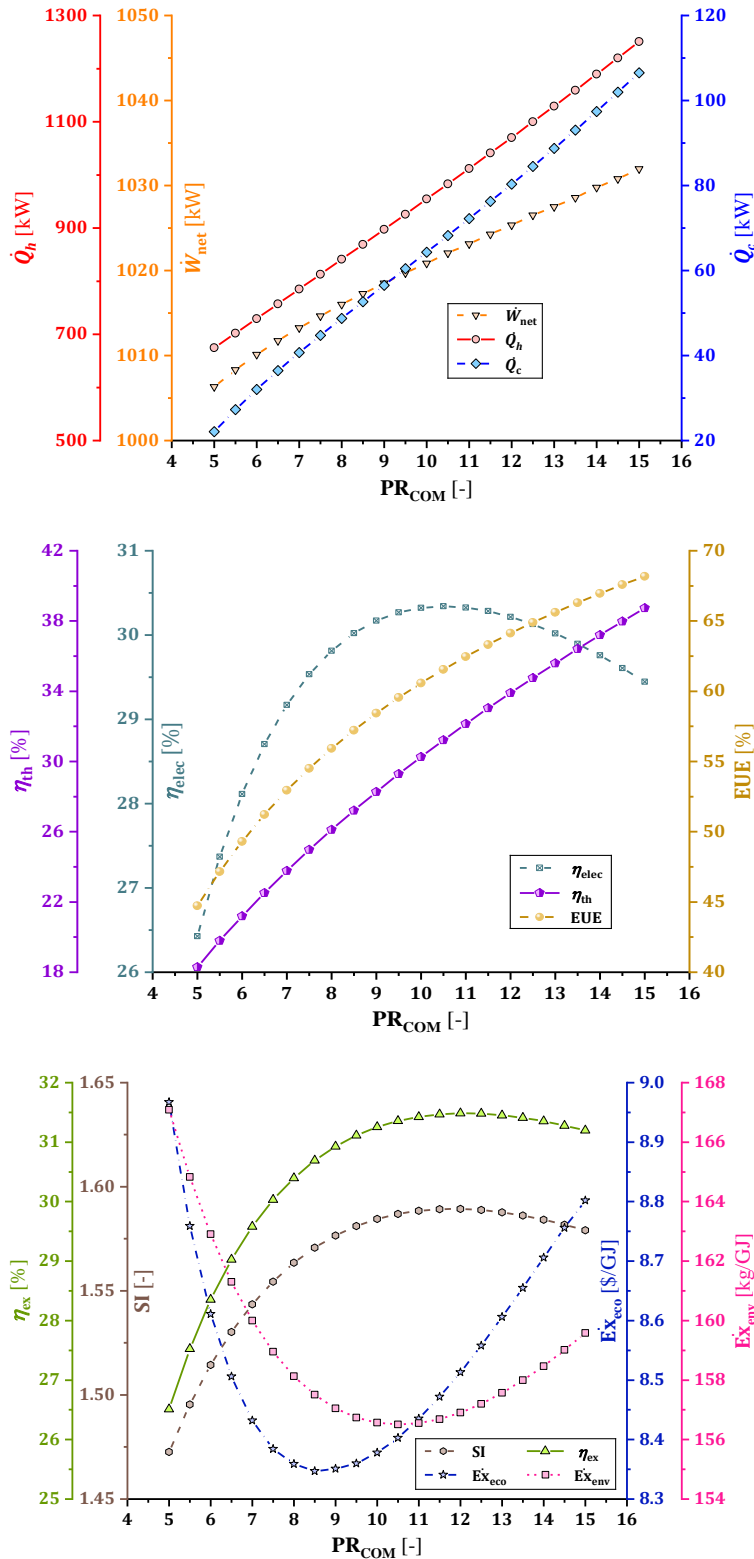
به طور کلی، پارامترهای سیکل محرک در سیستم‌های ترکیبی بیشترین اثر را بر شاخص‌های ارزیابی سیستم دارند. شکل ۴-۶ و شکل ۴-۷ به ترتیب نشان دهنده حساسیت شاخص‌های ارزیابی سیستم بر تغییرات نسبت فشار کمپرسور و دمای ورودی به توربین گاز است. نتایج بررسی‌ها در سیستم مورد مطالعه در پژوهش حاضر نیز نشان دهنده این است که پارامترهای طراحی سیکل برایتون اثر محسوسی بر نتایج دارند.

مطابق شکل ۴-۶، هر چه نسبت فشار کمپرسور بزرگتری انتخاب شود، میزان خالص تولید سرمایش، گرمایش و الکتریسیته در سیستم افزایش می‌یابد. از سوی دیگر، بررسی و تحلیل نتایج نشان دهنده این است که افزایش نسبت فشار کمپرسور، در ابتدا باعث افزایش دمای هوای خروجی از کمپرسور شده و این باعث می‌شود که هوای داغ‌تری وارد محفظه احتراق شود. بنابراین در این حالت مقدار سوخت کمتری لازم است به محفظه احتراق تزریق شود تا دمای مطلوب خروجی از محفظه احتراق (700 K) ایجاد شود. بنابراین، با افزایش نسبت فشار کمپرسور (تا مقدار مشخصی)، شاهد افزایش تمامی بازده‌ها هستیم. با افزایش بیشتر نسبت فشار کمپرسور، این روند صعودی تا انتهای دامنه تعریف شده برای نسبت فشار، برای شاخص‌های η_{th} و EUE ادامه پیدا می‌کند. اما برای شاخص‌های η_{elec} و η_{ex} روند متفاوتی ایجاد شده و پس از یک مقدار معینی از نسبت فشار کمپرسور، شاهد روند برعکس و کاهش این شاخص‌ها هستیم. لذا در مقدار مشخصی از نسبت فشار کمپرسور، یک مقدار ماکزیمم در گراف‌های مربوط به η_{elec} و η_{ex} ایجاد می‌گردد.

در نقطه مقابل بازده‌های سیستم، با افزایش نسبت فشار کمپرسور در محدوده تعریف شده آن، گراف‌های مربوط به شاخص‌های $\dot{E}x_{eco}$ و $\dot{E}x_{env}$ در ابتدا روند نزولی و سپس روند صعودی پیدا می‌کنند. بنابراین یک نقطه مینیمم در این دو شاخص ایجاد می‌شود.

همانطور که در مطالب فوق اشاره شد، تغییرات نسبت فشار کمپرسور باعث ایجاد نقاط بهینه‌ای در شاخص‌های ارزیابی می‌شود و با بررسی نمودارهای شکل ۴-۶ مشاهده می‌شود که این نقاط برای هر یک از شاخص‌های ارزیابی در نسبت فشارهای متفاوتی اتفاق می‌افتد. بنابراین انجام بهینه‌سازی چندهدفه برای تعیین نسبت فشار بهینه‌ای که در آن اثر تمام شاخص‌های ارزیابی به صورت هم‌زمان اعمال شود، می‌تواند نتیجه مفیدی ارائه دهد.

فصل چهارم: نتایج و بحث



شکل ۴-۶ تغییرات شاخص‌های ارزیابی سیستم بر حسب نسبت فشار کمپرسور

با بررسی خروجی‌های مدل‌سازی مشاهده شد که توان تولیدی توربین بخار و توان مصرفی هر دو پمپ موجود در سیستم نیز با افزایش دمای ورودی به توربین گاز کاهش می‌یابند. تحلیل نتایج بیانگر

این است که با ثابت بودن توان خالص تولیدی سیکل برایتون، مرتبه بزرگی^{۱۸۶} کاهش توان تولیدی توربین بخار، بسیار تأثیرگذارتر از کاهش توان مصرفی پمپها است. لذا دستاورد موارد ذکر شده، کاهش توان تولیدی کل سیستم با افزایش دمای ورودی به توربین گاز است. همچنین، همانطور که در شکل ۴-۷ مشاهده می شود افزایش دمای ورودی به توربین گاز، باعث کاهش سرمایش و گرمایش تولیدی در سیستم می گردد. از سوی دیگر، هر چه دمای ورودی به توربین گاز بزرگتر باشد، مقدار کمتری سوخت برای تولید توان خالص موردنظر در سیکل برایتون لازم است. حال با در نظر گرفتن توضیحات ذکر شده و توجه به فرمول بازدهای سیستم، می توان روند تغییرات آنها را به صورت زیر توجیه نمود:

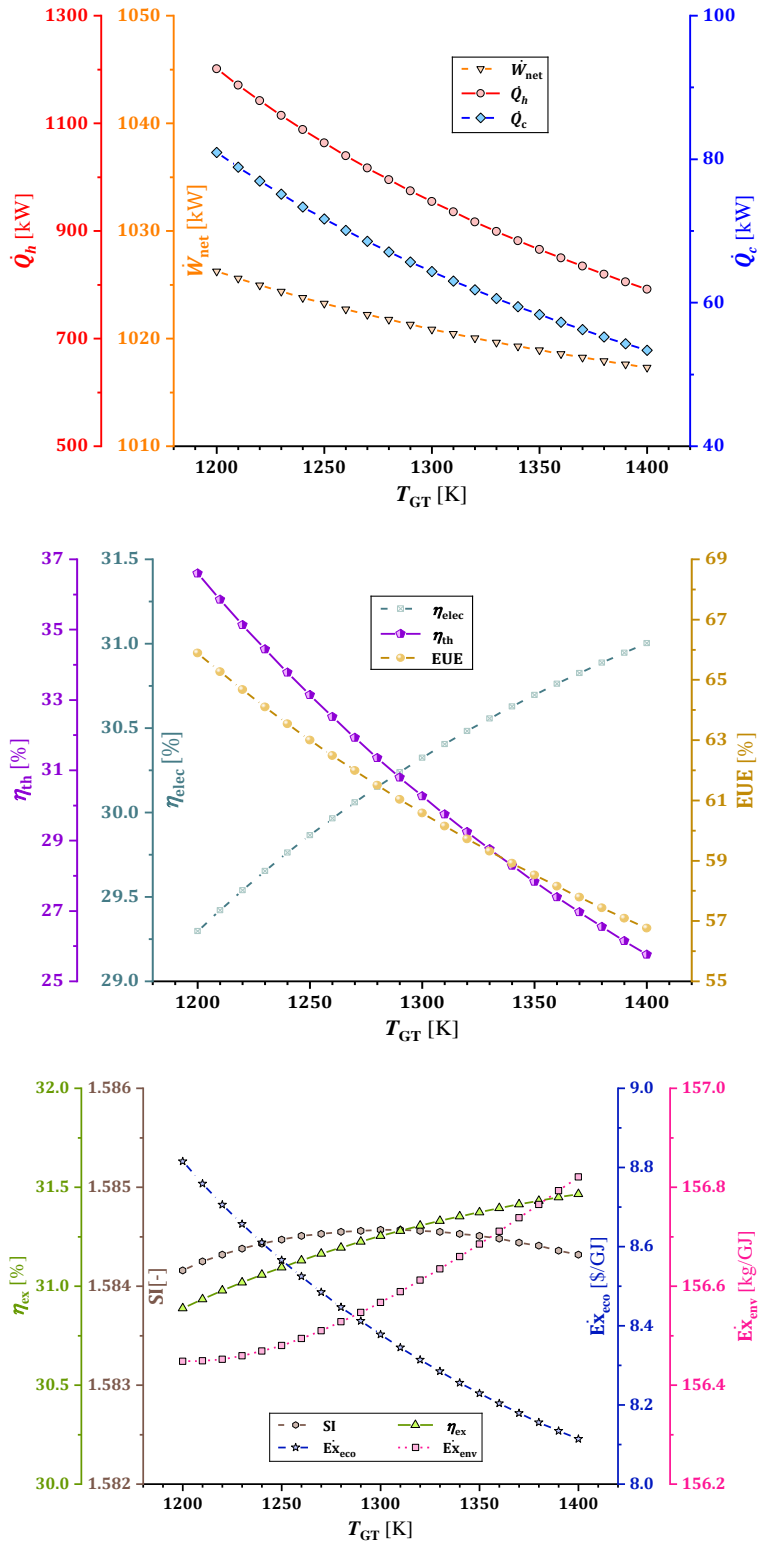
با دقت در نتایج موجود در شکل ۴-۷ می توان دریافت که مرتبه بزرگی در کاهش \dot{W}_{net} با افزایش یافتن T_{GT} ، به مراتب کوچکتر از \dot{Q}_c و \dot{Q}_h می باشد. بنابراین در رابطه ۳-۱۰۸، کاهش مخرج کسر اثر غالب تر از کاهش صورت کسر داشته و این باعث می شود که در نهایت η_{elec} با افزایش T_{GT} افزایش یابد. اما در نقطه مقابل، در روابط ۳-۱۰۹ و ۳-۱۱۰، کاهش مرتبه بزرگی کاهش صورت کسر بزرگتر از کاهش مخرج کسر بوده و این امر منجر به کاهش η_{ex} و EUE با افزایش T_{GT} افزایش یابد با افزایش T_{GT} می شود.

در خصوص شاخص های انرژی-اقتصادی و انرژی-زیست محیطی، نتایج شکل ۴-۷ نشان می دهد که افزایش T_{GT} از ۱۲۰۰ K تا ۱۴۰۰ K منجر به کاهش ۷.۹۵ درصدی و افزایش ۰.۲۵ درصدی $\dot{E}x_{eco}$ و $\dot{E}x_{env}$ می شود.

مطالب ارائه شده فوق حاکی از این است که تغییرات دمای ورودی به توربین گاز در کنار بهبود تعدادی شاخص های ارزیابی، باعث تخریب برخی دیگر از شاخص ها می شود. بنابراین انجام بهینه سازی چندهدفه برای تعیین دمای ورودی به توربین گاز بهینه ای که در آن اثر تمام شاخص های ارزیابی به صورت هم زمان اعمال شود، می تواند نتیجه مفیدی ارائه دهد.

¹⁸⁶ Order-of-magnitude

فصل چهارم: نتایج و بحث



شکل ۴-۷ تغییرات شاخص‌های ارزیابی سیستم برحسب دمای ورودی به توربین گاز

۲-۳-۴ تأثیر پارامترهای طراحی سیکل‌های کالینا و اجکتور

نتایج حاصل از میزان حساسیت شاخص‌های ارزیابی سیستم به پارامترهای طراحی سیکل‌های کالینا و اجکتور در شکل ۴-۸ تا شکل ۴-۱۲ ترسیم شده است. مهم‌ترین نتایج آنالیز حساسیت با تغییرات این پارامترها به صورت زیر ارائه می‌شود:

- همانطور که انتظار می‌رود، میزان بار گرمایشی تولیدی با تغییر پارامترهای طراحی سیکل‌های پایین‌دستی تغییری نکرده و فقط متأثر از پارامترهای طراحی سیکل برایتون است. نتایج نشان دهنده این است که افزایش فشار مولد بخار باعث افزایش توان خالص و کاهش بار سرمایشی تولیدی کل سیستم شده و بار گرمایشی ثابت باقی می‌ماند. به دلیل افزایش توان خالص تولیدی، بر اساس رابطه ۳-۱۰۸، بازده الکتریکی افزایش می‌یابد؛ همچنین، با توجه به ثابت بودن بار گرمایشی و کاهش بار سرمایشی، بازده حرارتی مطابق با رابطه ۳-۱۰۹ کاهش می‌یابد. از آنجائی‌که روند تغییرات توان خالص و بار سرمایشی بر خلاف یکدیگر هستند، نحوه تغییرات بازده بهره‌برداری انرژی به مرتبه بزرگی تغییرات این دو پارامتر بستگی دارد. افزایش فشار مولد بخار از 25 bar به 35 bar منجر به 0.46% افزایش توان خالص و 23.55% کاهش بار سرمایشی می‌شود و لذا می‌توان نتیجه گرفت که کاهش بار سرمایشی بسیار غالب‌تر از افزایش توان خالص بوده و دستاورد این فرآیند، کاهش بازده بهره‌برداری انرژی با افزایش فشار مولد بخار است.
 - با افزایش کسر جرمی آمونیاک پایه، توان‌های مصرفی پمپ‌های ۱ و ۲ به ترتیب همواره افزایش و کاهش می‌یابند. از سوی دیگر، توان تولیدی توربین بخار در ابتدای محدوده تغییرات کسر جرمی آمونیاک پایه روند صعودی داشته و پس از آن رفتار نزولی پیدا می‌کند. بررسی نتایج نشان دهنده آن است که دامنه تغییرات تولیدی توربین بخار بر توان‌های مصرفی پمپ‌های ۱ و ۲ غالب است. لذا در نمودار مربوط به بازده‌های الکتریکی و انرژی، شاهد ایجاد یک مقدار ماکزیمم هستیم.
- غلظت‌های بالاتر آمونیاک در مخلوط آب-آمونیاک پایه، باعث افزایش دبی جرمی سیکل اجکتور و به دنبال آن افزایش چشمگیر بار سرمایشی تولیدی می‌شود. لذا بازده‌های حرارتی و بهره‌برداری انرژی سیستم با افزایش کسر جرمی آمونیاک پایه افزایش می‌یابند. به طوریکه افزایش X_B از 50% تا 80%، منجر به ایجاد 1.24% و 1.15% افزایش در بازده‌های حرارتی و بهره‌برداری انرژی می‌شود.

نتایج بیانگر این است که افزایش کسر جرمی آمونیاک پایه باعث کاهش خالص اگزرژی مفید سیستم (اختلاف اگزرژی ورودی و کل تخریب اگزرژی سیستم) شده، در نمودار مربوط به نرخ کل هزینه‌های سیستم نیز یک قله با مقدار ماکزیمم نرخ کل هزینه‌ها ایجاد کرده و اثری بر مقدار انتشار آلاینده‌ها ندارد. با در نظر گرفتن این موارد، توضیحات فوق و با توجه به روابط ۳-۱۵۶ و ۳-۱۵۷، با تغییرات کسر جرمی آمونیاک پایه، یک نقطه ماکزیمم و یک نقطه مینیمم به ترتیب در نمودارهای شاخص اگزرژی-زیست‌محیطی و اگزرژی-زیست‌محیطی ایجاد می‌گردد.

- تغییر دمای خروجی از اواپراتور تأثیری بر بار گرمایشی و توان خالص سیستم نداشته اما افزایش آن باعث افزایش بار سرمایشی تولیدی می‌شود. لذا با افزایش دمای خروجی از اواپراتور، بازده الکتریکی ثابت بوده و بازده‌های حرارتی، بهره‌بردی انرژی و اگزرژی افزایش می‌یابد.

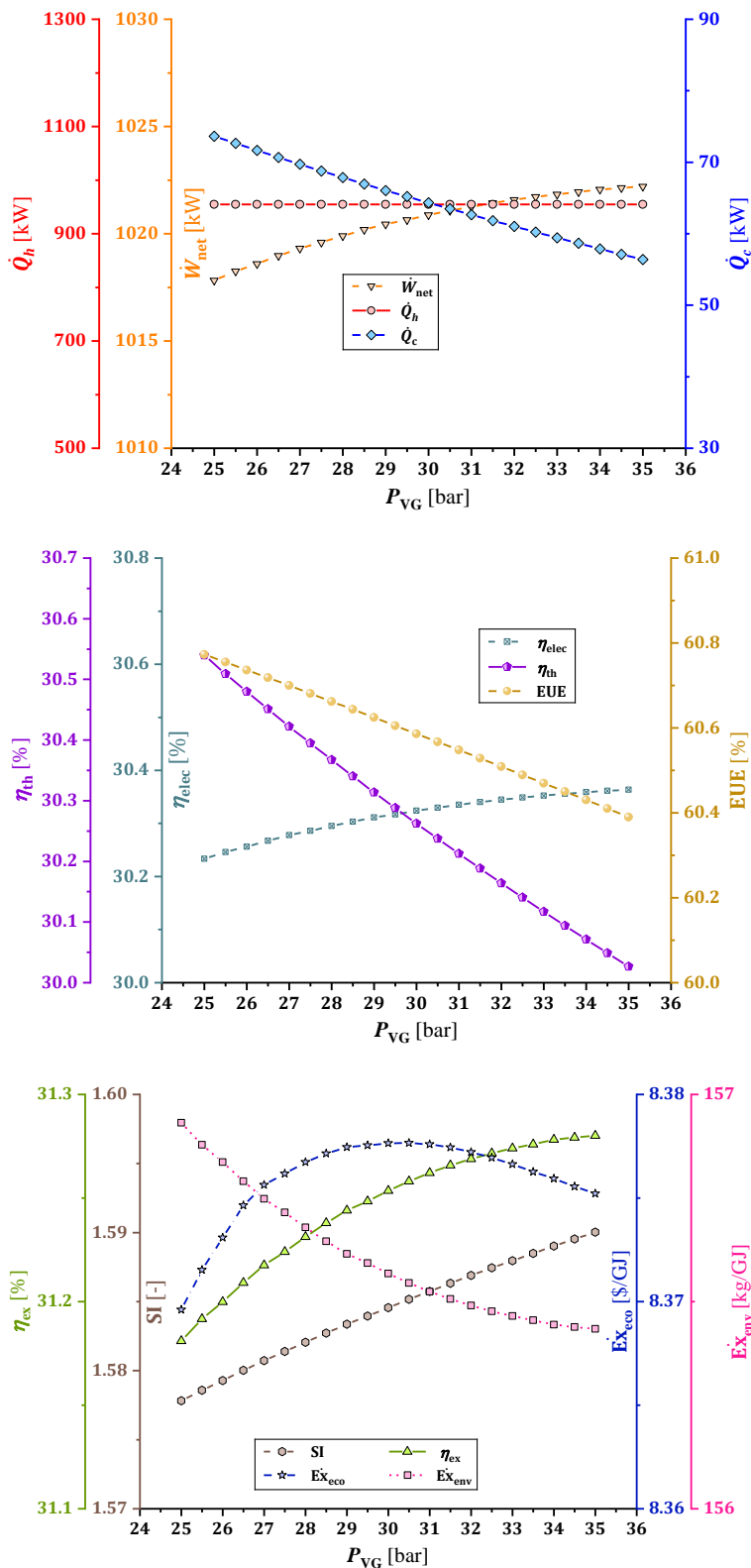
اثرات تغییر دمای خروجی از اواپراتور، بر شاخص‌های اگزرژی-اقتصادی و زیست‌محیطی کوچک است.

- میزان و نحوه حساسیت شاخص‌های ارزیابی سیستم با تغییرات اختلاف دمای ورود و خروج دو مبدل حرارتی مهمی که در سیستم به کار رفته‌اند (مبدل حرارتی ۲ و کندانسور) نیز بررسی شد و نتایج نشان دهنده این است که حساسیت شاخص‌ها بر روی اختلاف دمای ورود و خروج کندانسور به مراتب بیشتر از مبدل حرارتی ۲ بوده اما نحوه تغییرات شاخص‌ها با تغییر این دو پارامتر طراحی، یکسان است. به طوریکه افزایش هر یک از این دو پارامتر تمام شاخص‌های ارزیابی را کاهش داده و فقط شاخص اگزرژی-زیست‌محیطی را افزایش می‌دهد.

- میزان انتشار آلاینده‌ها در سیستم مورد مطالعه، ناشی از فرآیند احتراق در سیکل برایتون بوده و لذا پارامترهای طراحی سیکل‌های کالینا و اجکتور تأثیری بر میزان انتشار آلاینده‌ها و مدل‌سازی زیست‌محیطی ندارد. این در حالی است که تغییرات پارامترهای این دو سیکل بر شاخص اگزرژی-زیست‌محیطی اثر گذار است (زیرا آنالیز اگزرژی-زیست‌محیطی میزان انتشار آلاینده‌ها را بر واحد اگزرژی مفید کل سیستم بیان می‌کند). در واقع ارزیابی زیست‌محیطی یک سیستم تولید چندانگانه ترکیبی انرژی زمانی صحیح‌تر خواهد بود که میزان انتشار آلاینده‌ها به نسبت میزان تولیدات سیستم بیان و قیاس شود. این نقص موجود در آنالیزهای ترمودینامیکی و زیست‌محیطی متداول، با بکارگیری آنالیز اگزرژی-زیست‌محیطی برطرف شده و مزیت این آنالیز نسبت به آنالیزهای متداول می‌باشد. بررسی نتایج نشان دهنده این

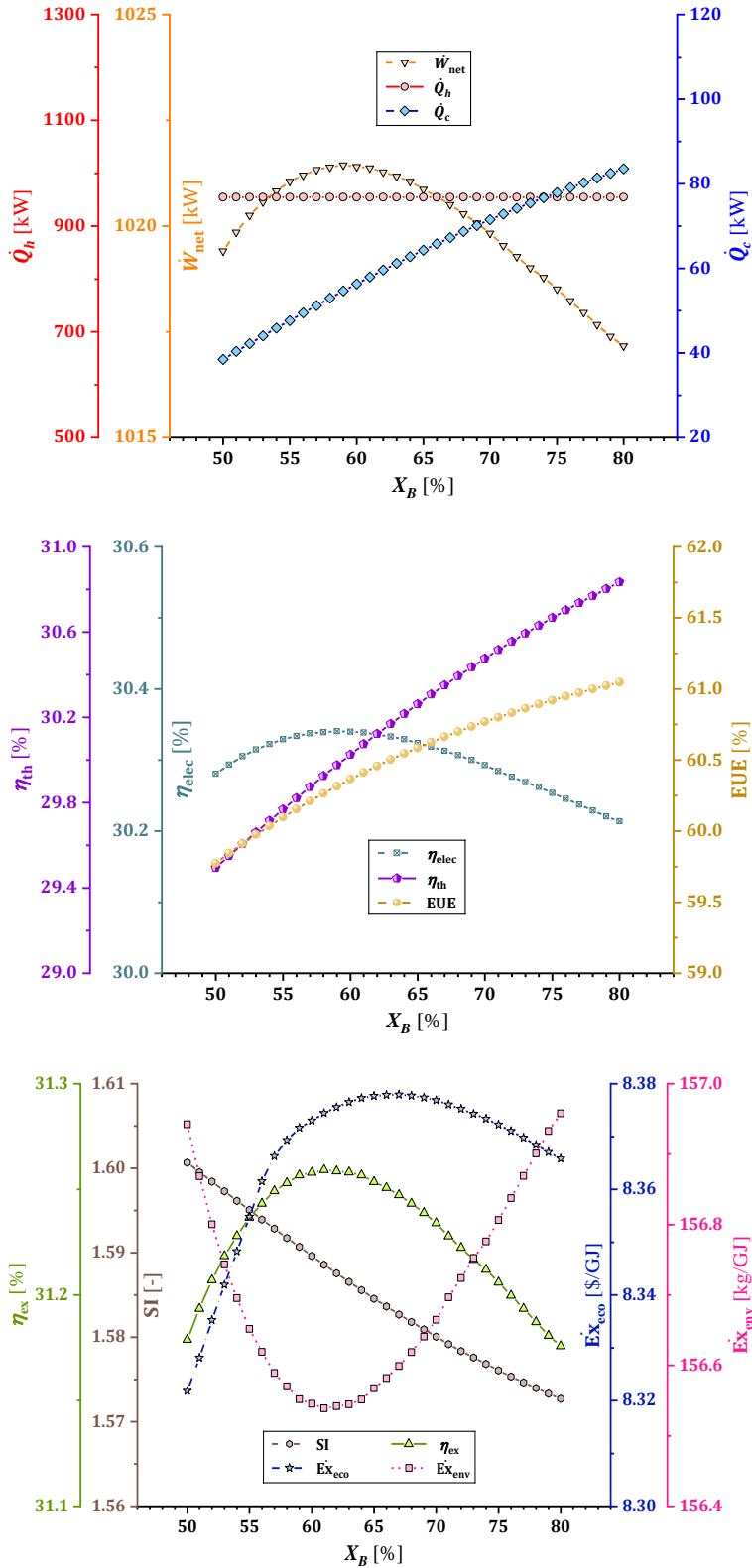
فصل چهارم: نتایج و بحث

است که تغییر P_{VG} ، X_B ، TTD_{CON} ، T_{EVA} و TTD_{HEX_2} در محدوده تعریف شده آنها، باعث می‌شود که شاخص انرژی-زیست‌محیطی تا 0.33%، 0.42%، 1.62%، 0.1% و 0.64% تغییرات داشته باشد.



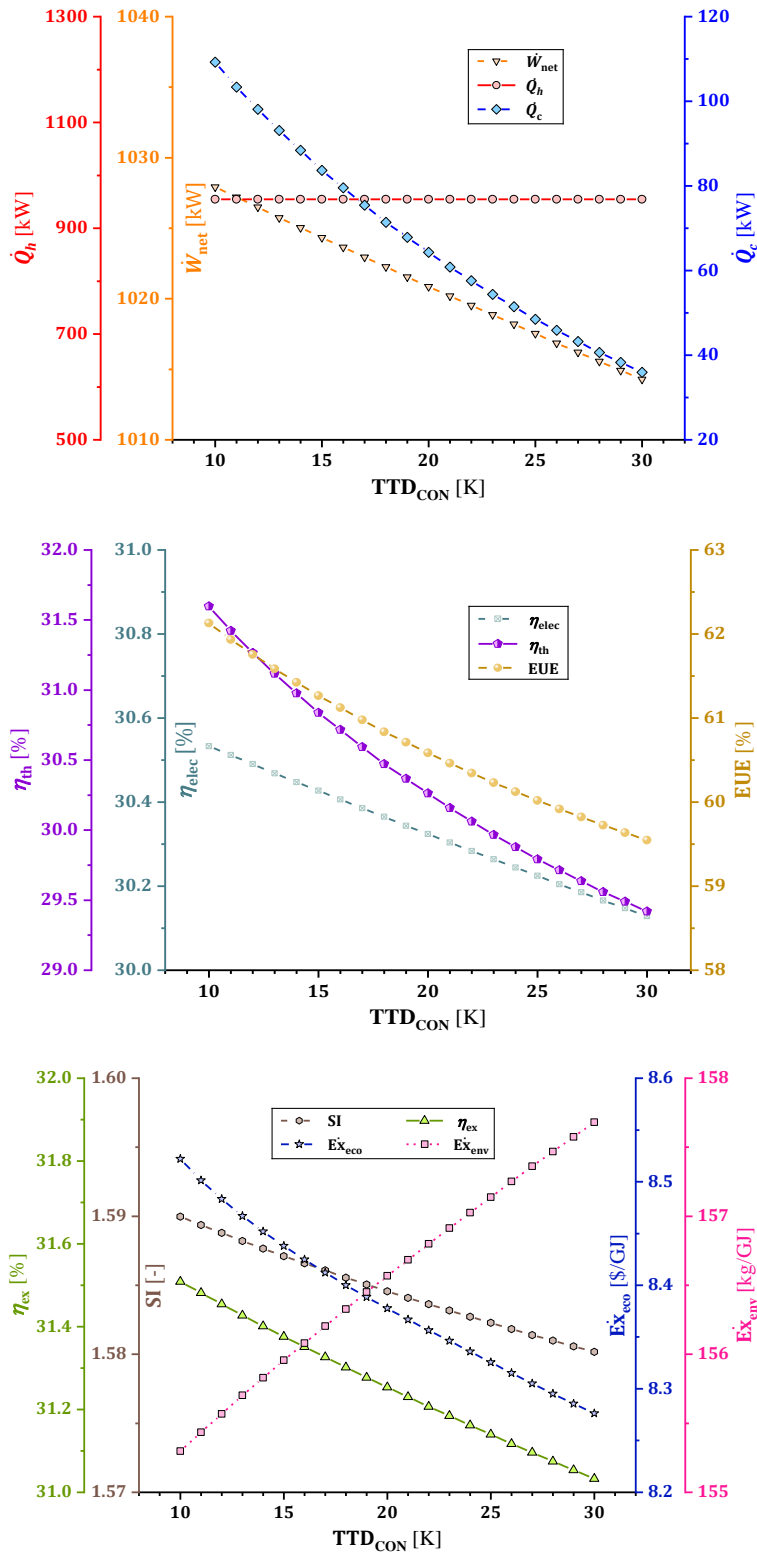
شکل ۴-۸ تغییرات شاخص‌های ارزیابی سیستم برحسب فشار خروجی از مولد بخار

فصل چهارم: نتایج و بحث



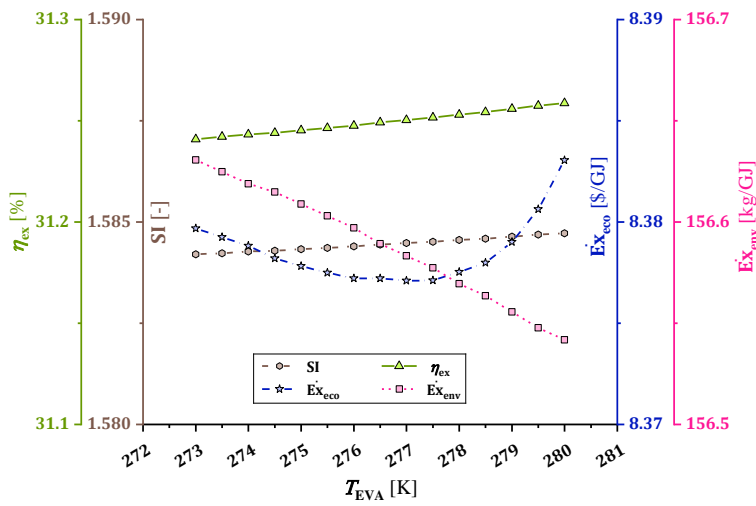
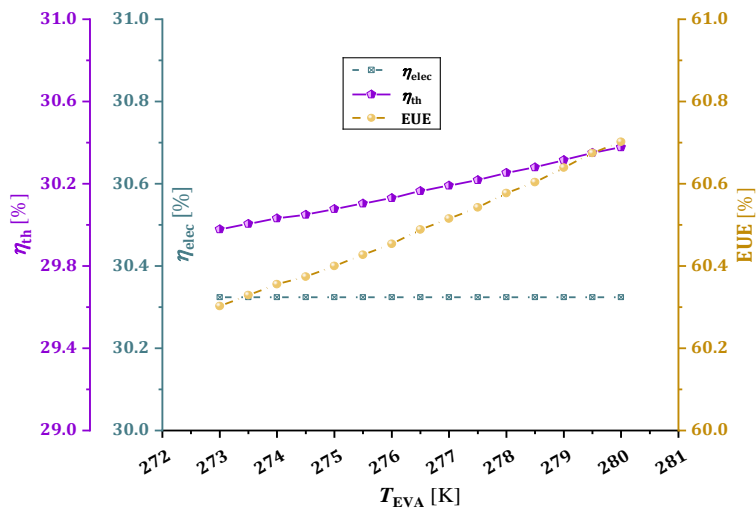
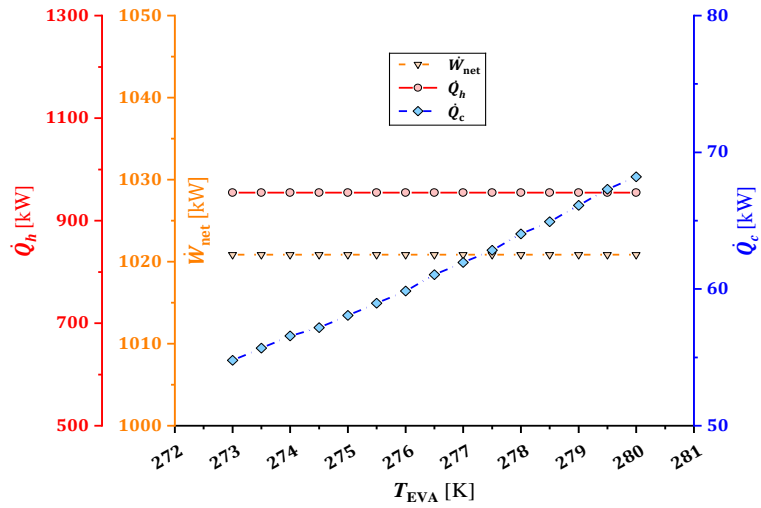
شکل ۹-۴ تغییرات شاخص‌های ارزیابی سیستم بر حسب غلظت آمونیاک پایه

فصل چهارم: نتایج و بحث



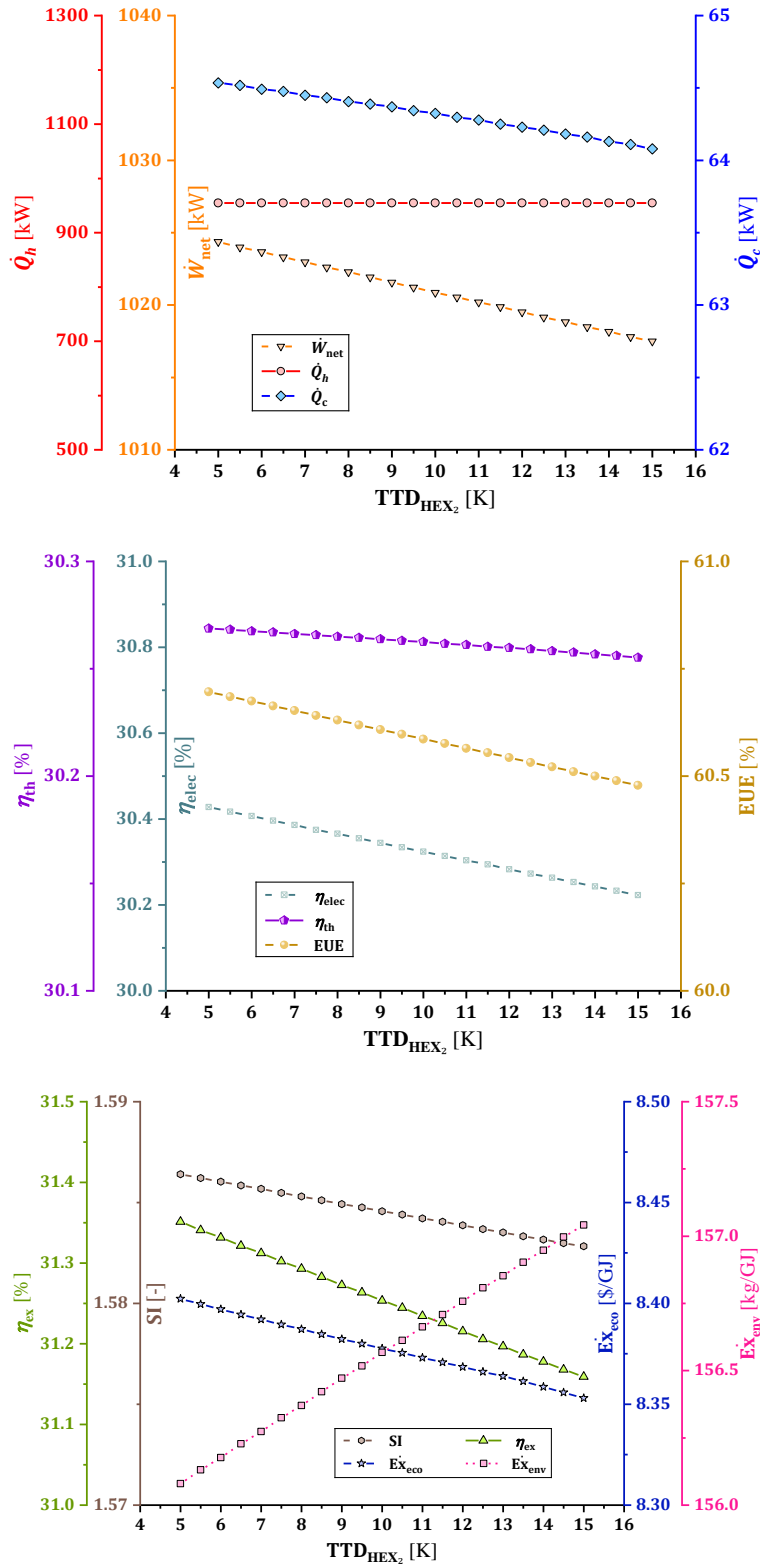
شکل ۴-۱ تغییرات شاخص‌های ارزیابی سیستم برحسب تغییر دمای ورود و خروج کندانسور

فصل چهارم: نتایج و بحث



شکل ۴-۱۱ تغییرات شاخص‌های ارزیابی سیستم برحسب دمای خروجی از اواپراتور

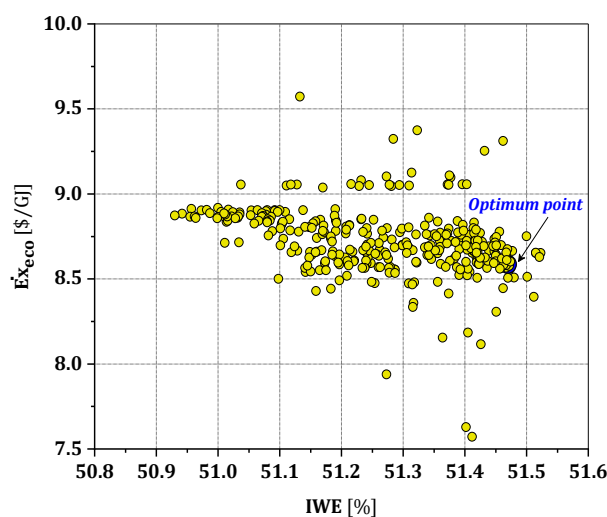
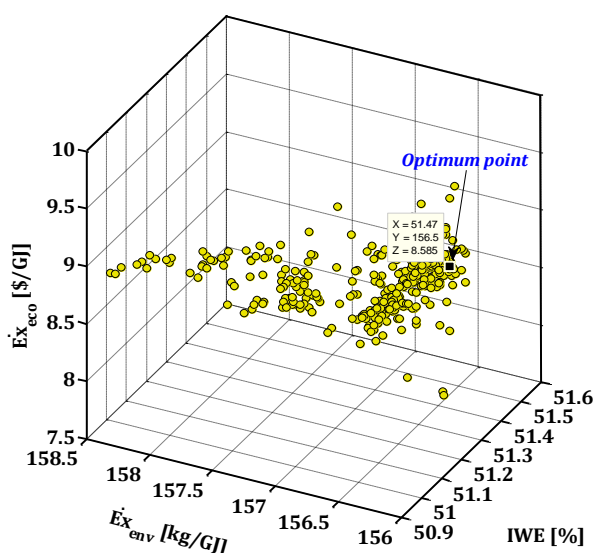
فصل چهارم: نتایج و بحث

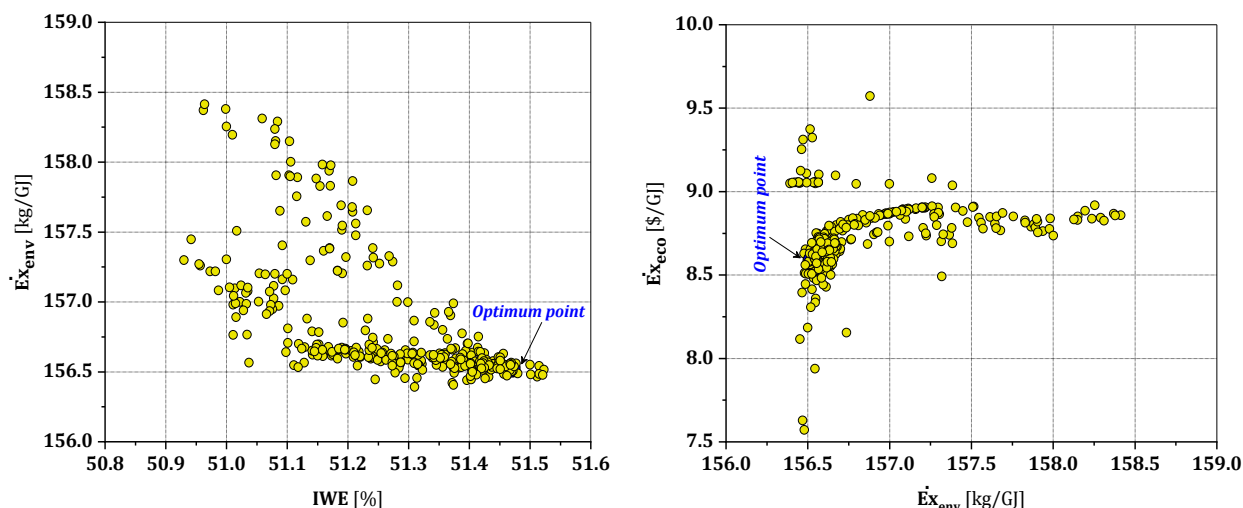


شکل ۴-۱۲ تغییرات شاخص‌های ارزیابی سیستم بر حسب تغییر دمای ورود و خروج مبدل حرارتی ۲

۴-۴ نتایج مربوط به بهینه‌سازی

در این بخش، نتایج بهینه‌سازی به صورت نمودارها و جداولی ارائه شده است. نمودار جبهه پارتو به دست آمده از بهینه‌سازی چندهدفه NSGA-II در شکل ۴-۱۳ رسم شده است. همانطور که در فصل سوم اشاره شد، چهار تابع هدف در فرآیند بهینه‌سازی تعریف شده است ($\dot{E}x_{eco}$, η_{ex} , EUE) و $\dot{E}x_{env}$ ؛ اما از آنجائی که رسم نمودار چهاربعدی برای جبهه پارتو میسر نیست، دو تابع هدف EUE و η_{ex} با یکدیگر ادغام شدند تا بتوان جبهه پارتو را به صورت نمودار سه‌بعدی ترسیم نمود (توضیحات کامل در بخش بهینه‌سازی چندهدفه پیشنهادی از فصل سوم ارائه شده است). همچنین، برای نمایش و فهم بهتر خروجی‌ها، تصویر دو به دو هر یک از سه شاخص ارزیابی، به صورت نمودارهای دوبعدی نیز ارائه شده است. همانطور که مشاهده می‌شود، هیچ یک از پاسخ‌های موجود در جبهه پارتو بر دیگری غالب نبوده و ارجعیت ندارند. در واقع این موضوع لزوم بهینه‌سازی چندهدفه را نسبت به بهینه‌سازی‌های تک و دوهدفه را به تصویر می‌کشد. زیرا هر کدام از این پاسخ‌ها می‌توانند به عنوان یک پاسخ بهینه احتمالی باشند و بسته به شرایط مطلوب مدنظر، باید با استفاده از یک روش تصمیم‌گیری، بهترین پاسخ مدنظر را انتخاب نمود. همانطور که اشاره شد، در پژوهش حاضر، با استفاده از روش LINMAP پاسخ بهینه مطلوب انتخاب می‌شود که در شکل ۴-۱۳ این پاسخ نسبت به سایر پاسخ‌ها متمایز شده است.





شکل ۴-۱۳ نماهای مختلف جبهه پارتو مربوط به جواب‌های بهینه

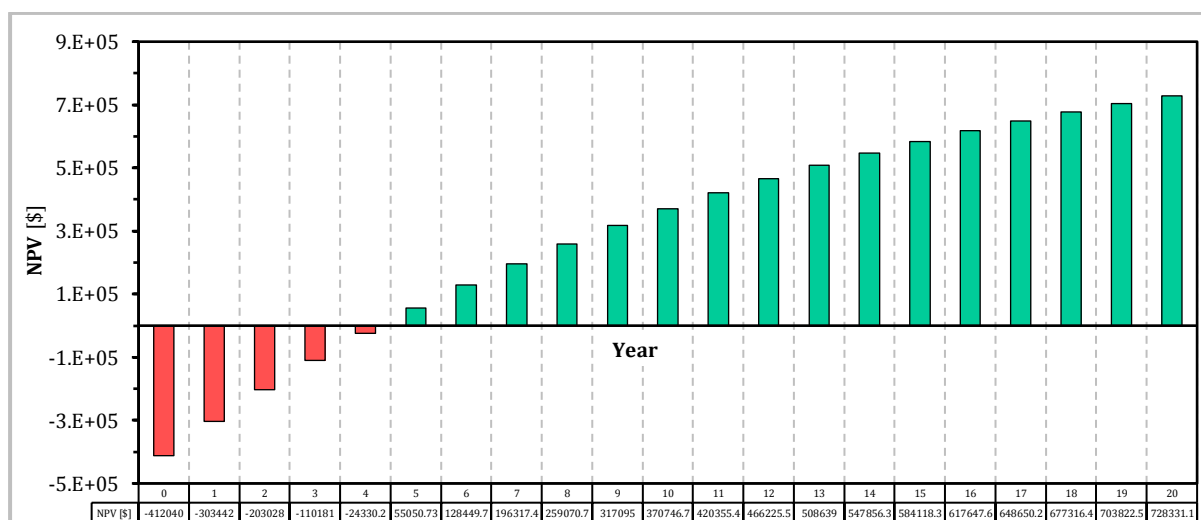
پس از بهینه‌سازی، خروجی‌های مسأله در حالت بهینه در جدول ۴-۶ و شکل ۴-۱۴ ارائه شده‌اند. با مقایسه این نتایج و نتایج سیستم پایه تعریف شده، مشاهده می‌شود که کلیه تولیدات سیستم افزایش چشمگیری داشته‌اند و این امر منجر به ایجاد 10.82% و 0.28% افزایش در شاخص‌های بازده بهره‌برداری انرژی و بازده انرژی می‌شود. همچنین، به ترتیب 9.19% و 0.03% بهبود در شاخص‌های انرژی-اقتصادی و انرژی-زیست‌محیطی حالت بهینه نسبت به سیستم پایه ایجاد شده است.

جدول ۴-۶ خروجی‌های اصلی و شاخص‌های ارزیابی سیستم بهینه

شاخص ارزیابی	نماد	مقدار
بار سرمایشی تولیدی	\dot{Q}_c	215.49 kW
بار گرمایشی تولیدی	\dot{Q}_h	1250.93 kW
توان خالص تولیدی	\dot{W}_{net}	1042.02 kW
ضریب عملکرد سرمایش	COP	0.41
بازده حرارتی	η_{th}	41.75%
بازده الکتریکی	η_{elec}	29.66%
بازده بهره‌برداری انرژی	EUE	71.41%
بازده انرژی	η_{ex}	31.53%
ضریب توسعه پایدار	SI	1.58
شاخص انرژی-زیست‌محیطی	$\dot{E}x_{env}$	156.53 kg/GJ
شاخص انرژی-اقتصادی	$\dot{E}x_{eco}$	8.30 \$/GJ
(هزینه کل تولیدات سیستم بر واحد انرژی مفید کل تولیدات سیستم)		
هزینه تولید سرمایش سیستم بر واحد انرژی مفید سرمایش	c_c	94.87 \$/GJ

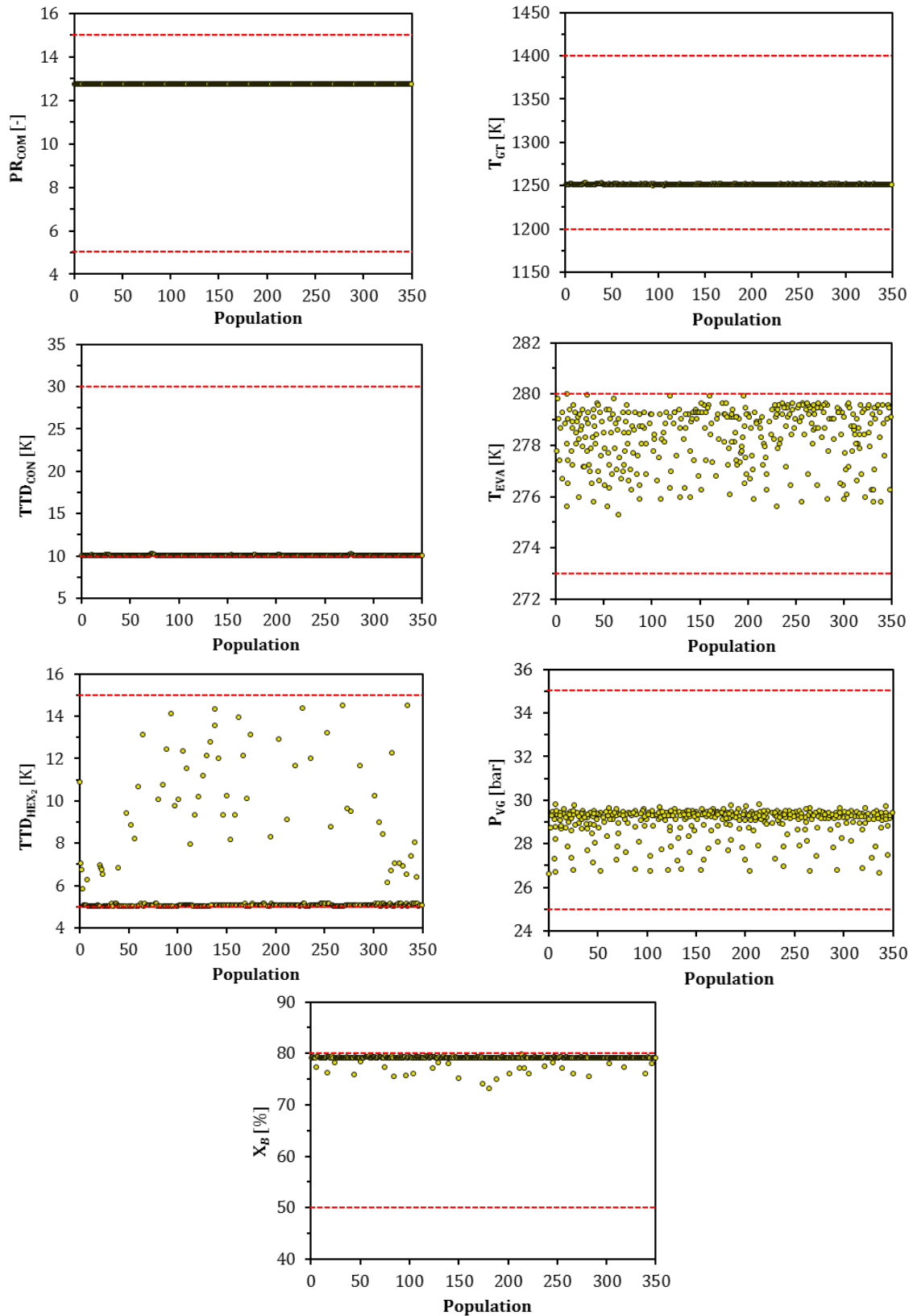
فصل چهارم: نتایج و بحث

هزینه تولید گرمایش سیستم بر واحد انرژی مفید گرمایش	c_h	26.72 \$/GJ
هزینه تولید الکتریسیته سیستم بر واحد انرژی مفید الکتریسیته	c_p	5.47 \$/GJ
دوره بازگشت سرمایه	PP	3.51 yr
ارزش حال خالص	NPV	728331.08 \$



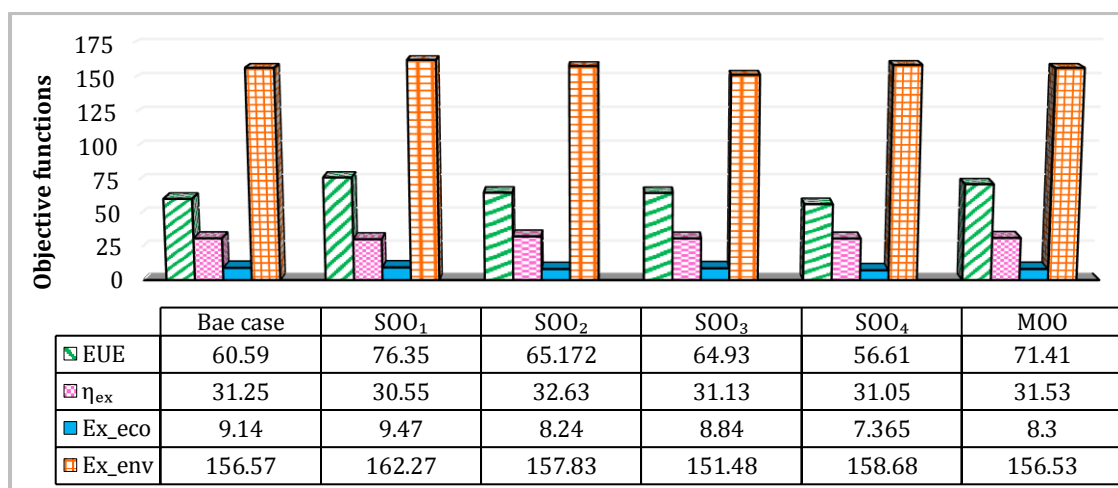
شکل ۴-۱۴ تغییرات ارزش حال خالص سیستم بهینه در سال‌های مختلف عملکرد سیستم

نحوه توزیع پراکندگی پارامترهای طراحی سیستم مطالعه بر حسب تعداد جمعیت در نظر گرفته شده در طی فرآیند بهینه‌سازی در شکل ۴-۱۵ رسم شده است. همانطور که مشاهده می‌شود، تعداد جمعیت برابر 350 در نظر گرفته شده است و پراکندگی کلیه پارامترهای طراحی در محدوده مجاز تعریف شده برای آن‌ها می‌باشد. هر چه نقاط موجود در این نمودار برای هر پارامتر طراحی پراکندگی بیشتری داشته باشند، حساسیت شاخص‌های بهینه‌سازی (توابع هدف) به آن پارامتر طراحی کمتر است. بالعکس، برای پارامترهای طراحی که نقاط موجود در نمودار متمرکز باشند، بهینه‌سازی مسأله نسبت به آن‌ها حساسیت بالاتری خواهد داشت. مطابق خروجی‌های این نمودار، شاخص‌های بهینه‌سازی بیشترین حساسیت را به پارامترهای T_{GT} ، PR_{COM} و TTD_{CON} دارند؛ و به دنبال آن پارامترهای X_B و TTD_{HEX_2} قرار می‌گیرند. مقدار بهینه پارامترهای TTD_{CON} و TTD_{HEX_2} نزدیک به مرز (کران) پایینی محدوده تغییرات آن‌ها بوده در حالی که برای پارامتر X_B به مرز بالایی نزدیک است. نکته دیگری که از این نمودار می‌توان برداشت نمود، این است که از بین کلیه پارامترهای طراحی، شاخص‌های بهینه‌سازی کمترین حساسیت را به پارامتر T_{EVA} دارند. این نتایج در تطابق با آنچه در آنالیز حساسیت مورد بحث قرار گرفت هستند و این موضوع به‌نوعی نشان دهنده صحت عملکرد فرآیند بهینه‌سازی مسأله می‌باشد.



شکل ۴-۱۵ توزیع پراکندگی مقادیر بهینه پارامترهای طراحی برحسب جمعیت بهینه‌سازی

علاوه بر بهینه‌سازی چندهدفه، جهت کاربردی‌تر بودن نتایج بهینه‌سازی برای شرایط طراحی مطلوب متفاوت، بهینه‌سازی تک‌هدفه بر اساس هر یک از شاخص‌های ارزیابی نیز انجام شده و نتایج آن ارائه می‌شود. شکل ۴-۱۶ به مقایسه بین خروجی‌های سیستم با شرایط عملکرد پایه (Base case) و سیستم بهینه در حالت‌های تک‌هدفه EUE (SOO_1)، تک‌هدفه η_{ex} (SOO_2)، تک‌هدفه $\dot{E}x_{env}$ (SOO_3)، تک‌هدفه $\dot{E}x_{eco}$ (SOO_4) و چندهدفه (MOO) می‌پردازد. حداکثر بازده بهره‌برداری انرژی، حداکثر بازده انرژی، حداقل شاخص انرژی-زیست‌محیطی و حداقل شاخص انرژی-اقتصادی به ترتیب معادل 76.35%، 32.63%، 151.48 kg/GJ و 7.365 \$/GJ بوده که در حالت‌های بهینه‌سازی SOO_1 ، SOO_2 ، SOO_3 و SOO_4 رخ می‌دهند. همچنین، با مقایسه خروجی‌های این نمودار می‌توان گفت که بهینه‌سازی چندهدفه به بهترین حالت ممکن توانسته است هر چهار شاخص ارزیابی را به صورت هم‌زمان بهینه نماید.



شکل ۴-۱۶ مقایسه شاخص‌های ارزیابی سیستم در حالت‌های پایه، بهینه تک‌هدفه و بهینه چندهدفه

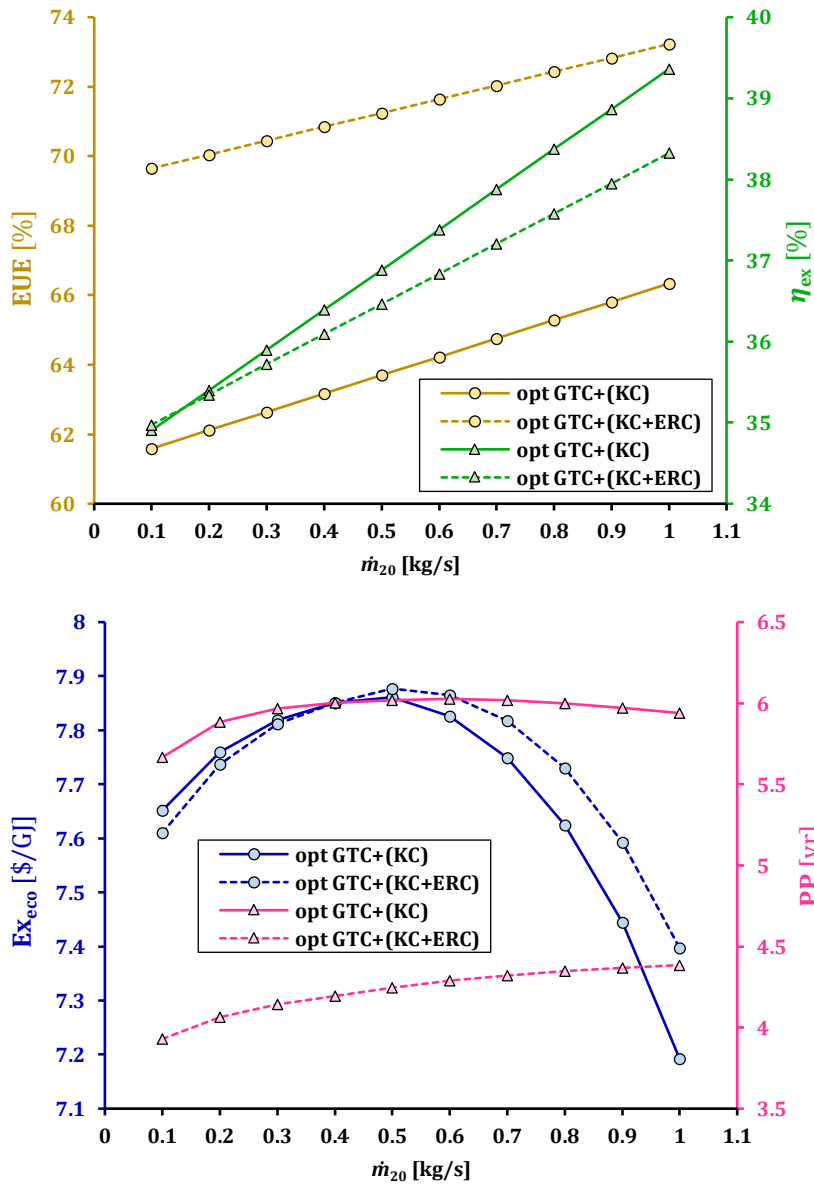
به‌عنوان یک نمونه کاربردی و نوآوری در رساله حاضر، در این بخش، کارآمدی افزودن هر یک از سیکل‌های پایین‌دستی (یعنی سیکل‌های کالینا و تبرید اجکتوری) به سیکل محرک اولیه (یعنی سیکل برایتون به همراه مبدل گرمایشی)، با دبی‌های جرمی مختلف این سیکل‌ها بررسی می‌شود. بدین منظور، ابتدا با انجام یک بهینه‌سازی چندهدفه، مناسب‌ترین شرایط عملکرد سیکل برایتون، با هدف داشتن حداکثر بازده و حداقل هزینه و آلاینده‌گی تعیین می‌شود (توابع هدف استفاده شده در این بخش نیز مشابه بخش‌های قبل است با این تفاوت که این توابع فقط برای سیکل برایتون توسعه داده شده‌اند در این بخش). پس از انجام این بهینه‌سازی، دبی جرمی بهینه سیکل محرک سیستم مورد مطالعه به دست می‌آید. در ادامه، با ثابت در نظر گرفتن یک سیکل محرک اولیه بهینه‌شده،

به ترتیب هر یک از سیکل‌های پایین‌دستی کالینا و تبرید اجکتوری به آن افزوده می‌شوند. خروجی این فرآیند، در شکل‌های زیر ترسیم شده است:

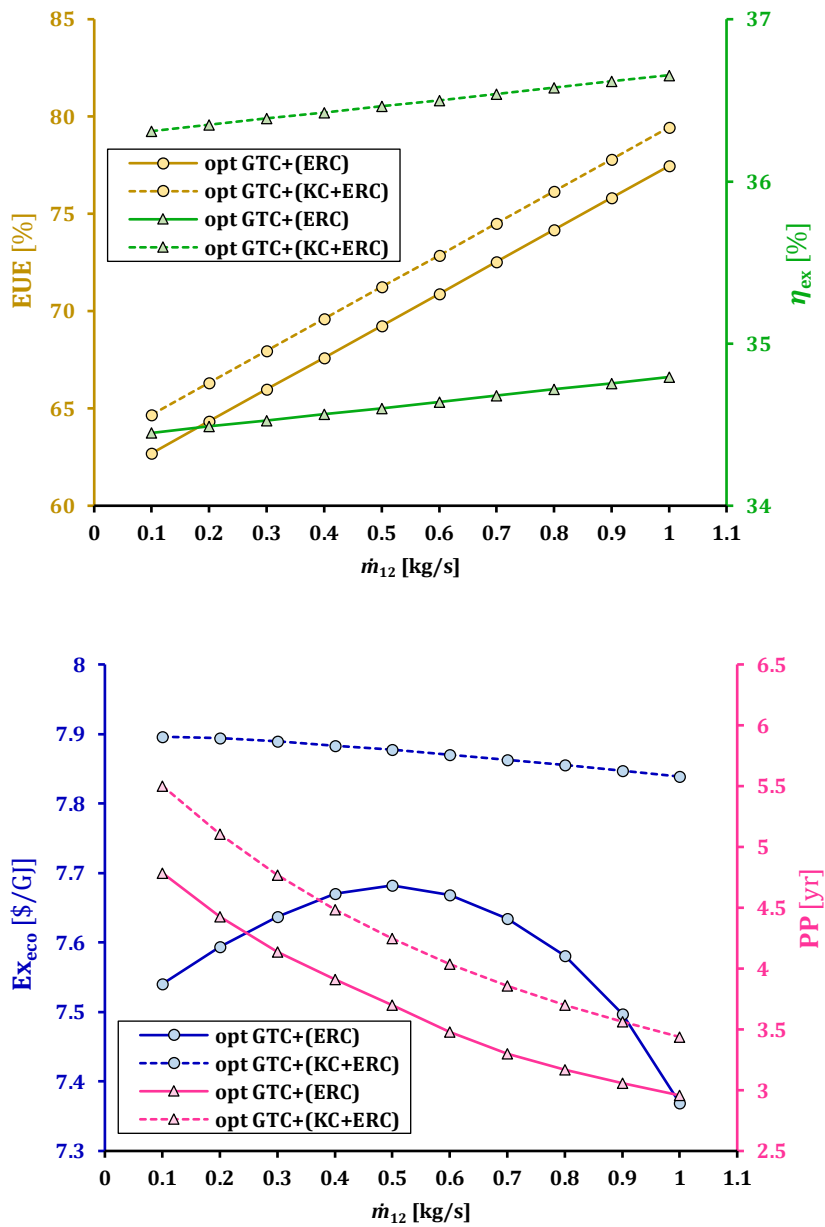
- سیستم شماره (۱): تنها سیکل کالینا به سیکل برایتون بهینه‌شده اضافه می‌شود و کارآمدی ایجاد این تغییر با مقادیر مختلف دبی جرمی سیال عامل سیکل کالینا مورد بررسی قرار می‌گیرد.
- سیستم شماره (۲): تنها سیکل تبرید اجکتوری به سیکل برایتون بهینه‌شده اضافه می‌شود و کارآمدی ایجاد این تغییر با مقادیر مختلف دبی جرمی سیال عامل سیکل تبرید اجکتوری مورد بررسی قرار می‌گیرد.
- سیستم شماره (۳): هر دو سیکل کالینا و تبرید اجکتوری به سیکل برایتون بهینه‌شده اضافه می‌شود (سیستم کامل CCHP مورد مطالعه) و کارآمدی ایجاد این تغییر با مقادیر مختلف دبی جرمی سیال عامل سیکل‌های کالینا و تبرید اجکتوری مورد بررسی قرار می‌گیرد.

استفاده از سیکل کالینا، نسبت به سیکل تبرید اجکتوری منجر به تولید توان الکتریکی بیشتری می‌شود. از سوی دیگر، استفاده از سیکل تبرید اجکتوری، منجر به تولید بار سرمایشی می‌شود. با مقایسه نتایج، می‌توان گفت که با تغییر دبی جرمی سیال عامل در محدوده تعریف شده، استفاده از سیکل کالینا، منجر به حصول حداکثر بازده انرژی بالاتری شده اما حداکثر بازده بهره‌برداری انرژی در حالتی که سیکل تبرید اجکتوری استفاده شود، بالاتر خواهد بود. علت این امر این است که مرتبه بزرگی بار سرمایشی تولید شده در سیکل تبرید اجکتوری از توان الکتریکی که در سیکل کالینا تولید می‌شود بالاتر است (حداکثر EUE بیشتر)؛ از سوی دیگر، همانطور که در بخش‌های قبل نیز مورد بحث و بررسی قرار گرفت، سیکل کالینا به واسطه سیال عامل خود، همواره عملکرد بسیار خوبی از منظر انرژی به‌عنوان سیکل پایین‌دستی دارد (حداکثر η_{ex} بیشتر). در حوزه اقتصادی، سیکل اجکتوری به دلیل اینکه هیچ جزء دواری ندارد، سیکل مقرون به صرفه‌ای شناخته می‌شود و لذا همانطور که انتظار می‌رود، شاخص انرژی-اقتصادی و دوره بازگشت سرمایه، در سیستم (۱) مقادیر کوچکتری نسبت به سیستم (۲) دارند.

در نهایت، به‌عنوان جمع‌بندی نتایج، استفاده از سیستم (۲) از منظر فنی-اقتصادی توجیه‌پذیرتر از سیستم (۱) می‌باشد. همچنین، با مقایسه نتایج مربوط به سه سیستم، همانطور که از قبل نیز انتظار می‌رود، استفاده از سیستم ترکیبی (۳) توجیه‌پذیرترین حالت می‌باشد.



شکل ۴-۱۷ اثر دبی جرمی سیال عامل سیکل کالینا بر بر عملکرد سیستم‌های ترکیبی متشکل از (الف) سیکل برایتون بهینه+سیکل کالینای پایه، (ب) سیکل برایتون بهینه+ سیکل کالینای پایه+سیکل تبرید اجکتوری پایه ($\dot{m}_{12}=0.5 \text{ kg/s}$)



شکل ۴-۱۸ اثر دبی جرمی سیال عامل سیکل تبرید اجکتوری بر عملکرد سیستم‌های ترکیبی متشکل از (الف) سیکل برایتون بهینه+سیکل تبرید اجکتوری پایه، (ب) سیکل برایتون بهینه+سیکل کالینای پایه+سیکل تبرید اجکتوری پایه ($\dot{m}_{20}=0.5 \text{ kg/s}$)

۵- فصل پنجم: نتیجه گیری و پیشنهادات

۵-۱ نتیجه‌گیری

در رساله حاضر، ضمن توسعه یک پیکربندی نوین از سیستم تولید سه‌گانه انرژی (سرمایش، گرمایش و قدرت) به مدل‌سازی جامع فنی-اقتصادی-زیست‌محیطی آن پرداخته شد. مدل‌سازی مسأله در نرم‌افزار EES انجام شد و شامل مدل‌های انرژی، انرژی، اقتصادی، زیست‌محیطی، انرژی-اقتصادی و انرژی-زیست‌محیطی است. در انتها، به‌منظور نیل به شرایط عملکرد بهینه سیستم مورد مطالعه، با توسعه کد محاسباتی در نرم‌افزار Matlab، بهینه‌سازی مسأله با ترکیب روش NSGA-II و یک شبکه عصبی مصنوعی انجام شد.

جهت صحت‌گذاری فرآیند مدل‌سازی، نتایج حاصل از هر یک از زیرسیکل‌های تشکیل دهنده سیستم مورد مطالعه با مطالعات پیشین که صحت آن مورد تأیید است مقایسه شد. تطابق قابل قبول نتایج حاصل شده از این پژوهش و مطالعات پیشین، گواه بر اعتبار خروجی‌های مدل‌سازی است. همچنین، دقت عملکرد پیش‌بینی نتایج شبکه عصبی نیز با تعریف شاخص‌های استاتیکی مربوطه، اثبات و تأیید شد.

به‌منظور بحث و بررسی نتایج، یک مطالعه پارامتریک (آنالیز حساسیت) جامع تهیه و اثر تغییر پارامترهای طراحی مهم سیستم مورد مطالعه بر روی شاخص‌های ارزیابی سیستم بررسی شد. در ارائه نتایج تلاش گردید که هر آنچه جهت واکاوی در ارتباط با فرآیند مذکور مورد نیاز است ارائه شود. بدین منظور شاخص‌های ارزیابی متنوعی تعریف گردید که خلاصه مهم‌ترین نتایج مربوط به چهار مورد از مهم‌ترین آن‌ها (شامل بازده بهره‌برداری انرژی EUE، بازده انرژی η_{ex} ، شاخص انرژی-اقتصادی EX_{eco} و شاخص انرژی-زیست‌محیطی EX_{env}) در ادامه ارائه می‌شود. همچنین، پارامترهای طراحی مورد بررسی شامل نسبت فشار کمپرسور PR_{COM} ، دمای ورودی به توربین گاز T_{GT} ، اختلاف دمای ورود و خروج کندانسور TTD_{CON} ، دمای خروجی از اواپراتور T_{EVA} ، اختلاف دمای ورود و خروج مبدل حرارتی ۲ TTD_{HEX_2} ، فشار خروجی از مولد بخار P_{VG} و غلظت آمونیاک در مخلوط آب-آمونیاک پایه X_B هستند. خلاصه نتایج و دستاوردهای مهم این رساله به‌صورت موارد زیر است:

- تحلیل جریان انرژی در سیستم مورد مطالعه بیانگر این است بیشترین و کمترین سهم تخریب انرژی به‌ترتیب مربوط به سیکل برایتون (به‌عنوان محرک اولیه سیستم) و سیکل کالینا می‌باشد. همچنین، در میان کلیه اجزای تشکیل دهنده سیستم، به‌دلیل افت فشار و تغییرات دمای بسیار زیاد در محفظه احتراق، این جزء بالاترین نرخ تخریب انرژی را داشته

و در نقطهٔ مقابل، پمپ ۲ موجود در سیکل کالینا کمترین نرخ تخریب انرژی را دارد. همچنین، مدل‌سازی انرژی نشان دهنده این است که سهم سیکل کالینا از کل تخریب انرژی سیستم رقم بسیار پایینی است که علت آن مربوط به ماهیت سیال عامل این سیکل است (پروفیل دمای آب-آمونیاک به دلیل متغیر بودن می‌تواند با پروفیل دمای منبع گرم تطبیق پیدا کند و در نتیجه همپوشانی بهتری صورت می‌گیرد و مقدار تخریب انرژی کاهش می‌یابد).

همچنین، نتایج مدل انرژی-اقتصادی دلالت بر این دارد که بیشترین و کمترین هزینهٔ تخریب انرژی به ترتیب اختصاص به محفظه احتراق و پمپ ۲ دارد.

- نتایج مطالعه پارامتریک بیانگر این است که بیشترین و کمترین حساسیت شاخص‌های ارزیابی، به ترتیب مربوط به تغییرات نسبت فشار کمپرسور و دمای خروجی از اواپراتور است. همچنین، تحلیل نتایج مطالعه پارامتریک حاکی از آن است که تغییرات پارامترهای طراحی اثرات مختلفی را بر شاخص‌های ارزیابی می‌گذارند. بدین معنا که تغییرات یک پارامتر ممکن است در عین بهبود یک شاخص باعث ایجاد نقصان شاخص دیگر شود. لذا این مورد ضرورت نیاز به بهینه‌سازی چندهدفه را برای دستیابی به شرایطی که همه شاخص‌ها به‌طور هم‌زمان در وضعیت مطلوبی قرار داشته باشند توجیه می‌کند.
- با اعمال بهینه‌سازی چندهدفه، مقادیر بهینهٔ چهار شاخص ارزیابی مهم فوق‌الذکر به صورت $\dot{E}x_{env,opt}=156.53$ و $\dot{E}x_{eco,opt}=8.30$ \$/GJ، $\eta_{ex,opt}=31.53\%$ ، $EUE_{opt}=71.41\%$ حاصل شد. در این شرایط، مطابق با روش ارزش حال خالص، دورهٔ بازگشت سرمایه ۴ سال پس از احداث سیستم خواهد بود و مقدار ارزش حال خالص در انتهای طول عمر در نظر گرفته شده برای عملکرد سیستم، معادل 0.728 میلیون دلار خواهد بود.
- به‌عنوان یک نمونهٔ کاربردی و نوآوری در رساله حاضر، کارآمدی افزودن هر یک از سیکل‌های پایین‌دستی (یعنی سیکل‌های کالینا و تبرید اجکتوری) به سیکل محرک اولیه (یعنی سیکل برایتون به‌همراه مبدل گرمایشی)، با مقادیر مختلف دبی جرمی سیال عامل این دو سیکل بررسی شدند. بدین‌منظور، ابتدا با انجام یک بهینه‌سازی چندهدفه، مناسب‌ترین شرایط عملکرد سیکل برایتون، با هدف داشتن حداکثر بازده و حداقل هزینه و آلاینده‌گی تعیین شده و سپس سیکل‌های پایین‌دستی کالینا و تبرید اجکتوری به سه حالت زیر به آن افزوده شدند:

- سیستم شماره (۱): تنها سیکل کالینا به سیکل برایتون بهینه‌شده اضافه گردید و کارآمدی ایجاد این تغییر با دبی‌های جرمی مختلف سیکل کالینا مورد بررسی قرار گرفت.
 - سیستم شماره (۲): تنها سیکل تبرید اجکتوری به سیکل برایتون بهینه‌شده اضافه گردید و کارآمدی ایجاد این تغییر با دبی‌های جرمی مختلف سیکل تبرید اجکتوری مورد بررسی قرار گرفت.
 - سیستم شماره (۳): هر دو سیکل کالینا و تبرید اجکتوری به سیکل برایتون بهینه‌شده اضافه می‌شود (سیستم کامل CCHP مورد مطالعه) و کارآمدی ایجاد این تغییر با دبی‌های جرمی مختلف سیکل‌های کالینا و تبرید اجکتوری مورد بررسی قرار می‌گیرد.
- نتایج ارزیابی این سه سیستم نشان داد که به ترتیب سیستم‌های شماره (۳)، (۲) و (۱) از نقطه نظر فنی-اقتصادی-زیست‌محیطی توجیه پذیر هستند.

۲-۵ پیشنهادات آینده و چشم‌انداز مسأله

بر اساس نتیجه‌گیری‌های عنوان شده در قسمت قبل، با توجه به سهم زیاد سیکل محرک اولیه در تخریب انرژی کل سیستم، تمرکز بر روی ایده‌هایی جهت کاهش تخریب انرژی سیستم مورد مطالعه می‌تواند به عنوان یکی از موضوعات پیشنهادی در تحقیقات آینده مورد بررسی قرار بگیرد. به عنوان یک پیشنهاد، ایجاد برخی تغییرات ساختاری در محفظه احتراق (به عنوان منبع اصلی برگشت ناپذیری سیستم مورد مطالعه) و ارزیابی تغییرات با استفاده از شبیه‌سازی‌های عددی می‌تواند در مطالعات آینده در نظر گرفته شود. به طور کلی، بهبود اجزاء سیکل محرک اولیه از دیدگاه‌های مختلف، همیشه به عنوان مطالعات احتمالی آینده در این زمینه برجسته خواهد بود. همچنین، بررسی مسأله پیشنهادی با سیکل‌های پایین‌دستی متفاوت (به عنوان مثال استفاده از سیکل رنکین آلی به جای سیکل کالینا و یا استفاده از سیکل تبرید جذبی به جای سیکل تبرید اجکتوری) و مقایسه عملکرد آنها با سیستم مورد مطالعه در این رساله، به عنوان موضوعات پیشنهادی دیگری در تحقیقات آتی پیشنهاد می‌گردد.

از آنجا که ماتریس انرژی جهانی در حال حرکت به سمت چنین سیستم‌های انرژی کاملاً یکپارچه و با قابلیت تولید انواع گونه‌های انرژی است، یافتن مناسب‌ترین ترکیب فناوری‌های تأمین‌کننده انرژی برای سیستم‌های انرژی مورد خاص براساس مقررات محلی انرژی، در دسترس بودن منابع و نیازهای

خاص از طریق تکنیک جامع تجزیه و تحلیل / بهینه سازی چندهدفه می تواند دسته بعدی مطالعات جذاب آینده در این زمینه باشد. علاوه بر این، بررسی میزان مشارکت سیستم انرژی پیشنهادی در مطالعه حاضر، بر بازار انرژی (از طریق استراتژی‌های اقتصادی-اجتماعی) یک موضوع چالش برانگیز و جالب برای کارهای آینده است.

مراجع

- [1] Afzali SF, Mahalec V. Novel performance curves to determine optimal operation of CCHP systems. *Appl Energy* 2018;226:1009–36. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2018.06.024>.
- [2] Chahartaghi M, Sheykhi M. Thermal modeling of a trigeneration system based on beta-type Stirling engine for reductions of fuel consumption and pollutant emission. *J Clean Prod* 2018;205:145–62. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2018.09.008>.
- [3] Varma GVP, Srinivas T. Power generation from low temperature heat recovery. *Renew Sustain Energy Rev* 2017;75:402–14. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.rser.2016.11.005>.
- [4] Chahartaghi M, Sheykhi M. Energy and exergy analyses of beta-type Stirling engine at different working conditions. *Energy Convers Manag* 2018;169:279–90. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.enconman.2018.05.064>.
- [5] Al Moussawi H, Fardoun F, Louahlia-Gualous H. Review of tri-generation technologies: Design evaluation, optimization, decision-making, and selection approach. *Energy Convers Manag* 2016;120:157–96. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.enconman.2016.04.085>.
- [6] Horlock JH. Chapter 3 - BASIC GAS TURBINE CYCLES. In: Horlock JHBT-AGTC, editor. *Adv. Gas Turbine Cycles*, Oxford: Pergamon; 2003, p. 27–46. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/B978-008044273-0/50004-3>.
- [7] De Paepe W, Montero Carrero M, Bram S, Contino F, Parente A. Waste heat recovery optimization in micro gas turbine applications using advanced humidified gas turbine cycle concepts. *Appl Energy* 2017;207:218–29. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2017.06.001>.
- [8] Chen L, Sun F, Wu C, Kiang RL. Theoretical analysis of the performance of a regenerative closed Brayton cycle with internal irreversibilities. *Energy Convers Manag* 1997;38:871–7. [https://doi.org/https://doi.org/10.1016/S0196-8904\(96\)00090-8](https://doi.org/https://doi.org/10.1016/S0196-8904(96)00090-8).
- [9] Goodarzi M. Comparative energy analysis on a new regenerative Brayton cycle. *Energy Convers Manag* 2016;120:25–31. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.enconman.2016.04.079>.
- [10] Ahn Y, Bae SJ, Kim M, Cho SK, Baik S, Lee JI, et al. Review of supercritical CO₂ power cycle technology and current status of research and development. *Nucl Eng Technol* 2015;47:647–61. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.net.2015.06.009>.
- [11] Goodarzi M, Kiasat M, Khalilidehkordi E. Performance analysis of a modified

- regenerative Brayton and inverse Brayton cycle. *Energy* 2014;72:35–43.
<https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.energy.2014.04.072>.
- [12] Omar A, Saghafifar M, Mohammadi K, Alashkar A, Gadalla M. A review of unconventional bottoming cycles for waste heat recovery: Part II – Applications. *Energy Convers Manag* 2019;180:559–83.
<https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.enconman.2018.10.088>.
- [13] Zhang X, He M, Zhang Y. A review of research on the Kalina cycle. *Renew Sustain Energy Rev* 2012;16:5309–18.
<https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.rser.2012.05.040>.
- [14] Kalina AI. Combined-Cycle System With Novel Bottoming Cycle. *J Eng Gas Turbines Power* 1984;106:737–42.
<https://doi.org/http://dx.doi.org/10.1115/1.3239632>.
- [15] Kalina AI. Combined Cycle and Waste Heat Recovery Power Systems Based on a Novel Thermodynamic Energy Cycle Utilizing Low-Temperature Heat for Power Generation. *ASME* 1983:1–5.
- [16] Marston CH. Parametric Analysis of the Kalina Cycle. *J Eng Gas Turbines Power* 1990;112:107–16.
- [۱۷] مؤمنی ا. بررسی تکنیکی تحلیل ترمودینامیکی و بهینه‌سازی سیکل کالینا. پایان‌نامه کارشناسی ارشد، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، ۱۳۸۹.
- [18] Zamfirescu C, Dincer I. Thermodynamic analysis of a novel ammonia-water trilateral Rankine cycle. *Thermochim Acta* 2008;477:7–15.
<https://doi.org/10.1016/j.tca.2008.08.002>.
- [19] El-Sayed YM, Tribus M. Thermodynamic properties of water–ammonia mixtures: theoretical implementation for use of power cycles analysis. *Am Soc Mech Eng Adv Energy Syst Div AES* 1985;1:89–95.
- [20] Campos Rodríguez CE, Escobar Palacio JC, Venturini OJ, Silva Lora EE, Cobas VM, Marques dos Santos D, et al. Exergetic and economic comparison of ORC and Kalina cycle for low temperature enhanced geothermal system in Brazil. *Appl Therm Eng* 2013;52:109–19.
<https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2012.11.012>.
- [21] Mehrpooya M, Ghorbani B, Mousavi SA. Integrated power generation cycle (Kalina cycle) with auxiliary heater and PCM energy storage. *Energy Convers Manag* 2018;177:453–67.
<https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.enconman.2018.10.002>.
- [22] Ghorbani B, Mehrpooya M, Sadeghzadeh M. Developing a tri-generation system of power, heating, and freshwater (for an industrial town) by using solar flat plate collectors, multi-stage desalination unit, and Kalina power generation cycle. *Energy Convers Manag* 2018;165:113–26.
<https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.enconman.2018.03.040>.
- [23] Ashouri M, Khoshkar Vandani AM, Mehrpooya M, Ahmadi MH, Abdollahpour

- A. Techno-economic assessment of a Kalina cycle driven by a parabolic Trough solar collector. *Energy Convers Manag* 2015;105:1328–39.
<https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.enconman.2015.09.015>.
- [24] Hu B, Wu D, Wang RZ. Water vapor compression and its various applications. *Renew Sustain Energy Rev* 2018;98:92–107.
<https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.rser.2018.08.050>.
- [25] Sarkar J. Ejector enhanced vapor compression refrigeration and heat pump systems—A review. *Renew Sustain Energy Rev* 2012;16:6647–59.
<https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.rser.2012.08.007>.
- [26] Besagni G, Mereu R, Inzoli F. Ejector refrigeration: A comprehensive review. *Renew Sustain Energy Rev* 2016;53:373–407.
<https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.08.059>.
- [27] Li D, Groll EA. Transcritical CO₂ refrigeration cycle with ejector-expansion device. *Int J Refrig* 2005;28:766–73.
<https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2004.10.008>.
- [28] Wang J, Dai Y, Sun Z. A theoretical study on a novel combined power and ejector refrigeration cycle. *Int J Refrig* 2009;32:1186–94.
<https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2009.01.021>.
- [29] Sankarlal T, Mani A. Experimental investigations on ejector refrigeration system with ammonia. *Renew Energy* 2007;32:1403–13.
<https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.renene.2006.05.008>.
- [30] Pianthong K, Seehanam W, Behnia M, Sriveerakul T, Aphornratana S. Investigation and improvement of ejector refrigeration system using computational fluid dynamics technique. *Energy Convers Manag* 2007;48:2556–64. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.enconman.2007.03.021>.
- [31] Yayıcı R. Experimental investigation of performance of vapor ejector refrigeration system using refrigerant R123. *Energy Convers Manag* 2008;49:953–61. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.enconman.2007.10.006>.
- [32] Kaushik SC, Tyagi SK, Singhal MK. Parametric study of an irreversible regenerative Brayton cycle with isothermal heat addition. *Energy Convers Manag* 2003;44:2013–25. [https://doi.org/https://doi.org/10.1016/S0196-8904\(02\)00221-2](https://doi.org/https://doi.org/10.1016/S0196-8904(02)00221-2).
- [33] Sarkar J. Second law analysis of supercritical CO₂ recompression Brayton cycle. *Energy* 2009;34:1172–8.
<https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.energy.2009.04.030>.
- [34] Mossi Idrissa AK, Goni Boulama K. Advanced exergy analysis of a combined Brayton/Brayton power cycle. *Energy* 2019;166:724–37.
<https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.10.117>.

[۳۵] نجارغ. بهینه‌سازی عملکرد یک سیکل باز توربین گاز مولد انرژی با بازیاب. پایان‌نامه کارشناسی ارشد، دانشگاه گیلان، ۱۳۸۶.

- [۳۶] نیک آئین م. بهینه‌سازی ترمودینامیکی سیکل نیروگاه گازی بر اساس آنالیز انرژی. پایان‌نامه کارشناسی ارشد، دانشگاه سیستان و بلوچستان، ۱۳۸۵.
- [37] Schwarzbözl P, Buck R, Sugarmen C, Ring A, Marcos Crespo MJ, Altwegg P, et al. Solar gas turbine systems: Design, cost and perspectives. *Sol Energy* 2006;80:1231–40. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.solener.2005.09.007>.
- [38] Heller P, Pfänder M, Denk T, Tellez F, Valverde A, Fernandez J, et al. Test and evaluation of a solar powered gas turbine system. *Sol Energy* 2006;80:1225–30. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.solener.2005.04.020>.
- [39] Bellos E, Tzivanidis C, Antonopoulos KA. Parametric analysis and optimization of a solar assisted gas turbine. *Energy Convers Manag* 2017;139:151–65. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.02.042>.
- [40] Rogdakis ED, Antonopoulos KA. A high efficiency NH₃/H₂O absorption power cycle. *Heat Recover Syst CHP* 1991;11:263–75. [https://doi.org/https://doi.org/10.1016/0890-4332\(91\)90072-C](https://doi.org/https://doi.org/10.1016/0890-4332(91)90072-C).
- [41] Ibrahim MB, Kovach RM. A Kalina cycle application for power generation. *Energy* 1993;18:961–9. [https://doi.org/https://doi.org/10.1016/S0360-5442\(06\)80001-0](https://doi.org/https://doi.org/10.1016/S0360-5442(06)80001-0).
- [42] Ibrahim OM, Klein SA. Absorption power cycles. *Energy* 1996;21:21–7. [https://doi.org/https://doi.org/10.1016/0360-5442\(95\)00083-6](https://doi.org/https://doi.org/10.1016/0360-5442(95)00083-6).
- [43] Lolos PA, Rogdakis ED. A Kalina power cycle driven by renewable energy sources. *Energy* 2009;34:457–64. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.energy.2008.12.011>.
- [44] Sun F, Ikegami Y, Jia B. A study on Kalina solar system with an auxiliary superheater. *Renew Energy* 2012;41:210–9. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.renene.2011.10.026>.
- [45] Hong H, Gao J, Qu W, Sun J, Kang Q, Li Q. Thermodynamic analyses of the solar-driven Kalina cycle having a variable concentration ratio. *Appl Therm Eng* 2017;126:997–1005. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.07.160>.
- [46] Zare V, Palideh V. Employing thermoelectric generator for power generation enhancement in a Kalina cycle driven by low-grade geothermal energy. *Appl Therm Eng* 2018;130:418–28. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.10.160>.
- [47] Mehrpooya M, Mousavi SA. Advanced exergoeconomic assessment of a solar-driven Kalina cycle. *Energy Convers Manag* 2018;178:78–91. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.enconman.2018.10.033>.
- [48] Li X, Zhang Q, Li X. A Kalina cycle with ejector. *Energy* 2013;54:212–9. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.energy.2013.03.040>.
- [49] Wang J, Yan Z, Zhou E, Dai Y. Parametric analysis and optimization of a Kalina

- cycle driven by solar energy. *Appl Therm Eng* 2013;50:408–15.
<https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2012.09.002>.
- [50] Sun F, Zhou W, Ikegami Y, Nakagami K, Su X. Energy–exergy analysis and optimization of the solar-boosted Kalina cycle system 11 (KCS-11). *Renew Energy* 2014;66:268–79.
<https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.renene.2013.12.015>.
- [51] Larsen U, Nguyen T-V, Knudsen T, Haglind F. System analysis and optimisation of a Kalina split-cycle for waste heat recovery on large marine diesel engines. *Energy* 2014;64:484–94.
<https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.energy.2013.10.069>.
- [52] Modi A, Kærn MR, Andreasen JG, Haglind F. Thermoeconomic optimization of a Kalina cycle for a central receiver concentrating solar power plant. *Energy Convers Manag* 2016;115:276–87.
<https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.enconman.2016.02.063>.
- [53] Cao L, Wang J, Chen L, Dai Y. Comprehensive analysis and optimization of Kalina-Flash cycles for low-grade heat source. *Appl Therm Eng* 2018;131:540–52. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.12.036>.
- [۵۴] برخورداریان ا. تولید همزمان توان، گرما و سرما با استفاده از سیکل کالینا. پایان نامه کارشناسی ارشد، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، ۱۳۹۴.
- [55] Eames IW, Aphornratana S, Sun D-W. The jet-pump cycle—A low cost refrigerator option powered by waste heat. *Heat Recover Syst CHP* 1995;15:711–21. [https://doi.org/https://doi.org/10.1016/0890-4332\(95\)00006-K](https://doi.org/https://doi.org/10.1016/0890-4332(95)00006-K).
- [56] Munday JT, Bagster DF. A new ejector theory applied to steam jet refrigeration. *Ind Eng Chem Process Des Dev* 1977;16:442–9.
<https://doi.org/10.1021/i260064a003>.
- [57] Eames IW, Aphornratana S, Haider H. A theoretical and experimental study of a small-scale steam jet refrigerator. *Int J Refrig* 1995;18:378–86.
[https://doi.org/https://doi.org/10.1016/0140-7007\(95\)98160-M](https://doi.org/https://doi.org/10.1016/0140-7007(95)98160-M).
- [58] Huang BJ, Jiang CB, Hu FL. Ejector Performance Characteristics and Design Analysis of Jet Refrigeration System. *J Eng Gas Turbines Power* 1985;107:792–802.
- [59] Dorantès R, Lallemand A. Prediction of performance of a jet cooling system operating with pure refrigerants or non-azeotropic mixtures. *Int J Refrig* 1995;18:21–30. [https://doi.org/https://doi.org/10.1016/0140-7007\(94\)P3708-9](https://doi.org/https://doi.org/10.1016/0140-7007(94)P3708-9).
- [60] Dorantes R, Estrada CA, Pilatowsky I. Mathematical simulation of a solar ejector-compression refrigeration system. *Appl Therm Eng* 1996;16:669–75.
[https://doi.org/https://doi.org/10.1016/1359-4311\(95\)00079-8](https://doi.org/https://doi.org/10.1016/1359-4311(95)00079-8).
- [61] Yu J, Li Y. A theoretical study of a novel regenerative ejector refrigeration cycle. *Int J Refrig* 2007;30:464–70.
<https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2006.08.011>.

- [62] Wang F, Li DY, Zhou Y. Theoretical research on the performance of the transcritical ejector refrigeration cycle with various refrigerants. *Appl Therm Eng* 2015;91:363–9.
<https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.08.036>.
- [63] Rashidi MM, Aghagoli A, Raofi R. Thermodynamic analysis of the ejector refrigeration cycle using the artificial neural network. *Energy* 2017;129:201–15.
<https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.energy.2017.04.089>.
- [64] Wang J, Dai Y, Zhang T, Ma S. Parametric analysis for a new combined power and ejector–absorption refrigeration cycle. *Energy* 2009;34:1587–93.
<https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.energy.2009.07.004>.
- [65] Zare V, Mahmoudi SMS, Yari M. An exergoeconomic investigation of waste heat recovery from the Gas Turbine-Modular Helium Reactor (GT-MHR) employing an ammonia–water power/cooling cycle. *Energy* 2013;61:397–409.
<https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.energy.2013.09.038>.
- [66] Soroureddin A, Mehr AS, Mahmoudi SMS, Yari M. Thermodynamic analysis of employing ejector and organic Rankine cycles for GT-MHR waste heat utilization: A comparative study. *Energy Convers Manag* 2013;67:125–37.
<https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.enconman.2012.11.015>.
- [67] Xia J, Wang J, Lou J, Zhao P, Dai Y. Thermo-economic analysis and optimization of a combined cooling and power (CCP) system for engine waste heat recovery. *Energy Convers Manag* 2016;128:303–16.
<https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.enconman.2016.09.086>.
- [68] Barkhordarian O, Behbahaninia A, Bahrampoury R. A novel ammonia-water combined power and refrigeration cycle with two different cooling temperature levels. *Energy* 2017;120:816–26.
<https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.energy.2016.11.127>.
- [69] Ghaebi H, Parikhani T, Rostamzadeh H, Farhang B. Thermodynamic and thermoeconomic analysis and optimization of a novel combined cooling and power (CCP) cycle by integrating of ejector refrigeration and Kalina cycles. *Energy* 2017;139:262–76.
<https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.energy.2017.07.154>.
- [70] Ghaebi H, Parikhani T, Rostamzadeh H, Farhang B. Proposal and assessment of a novel geothermal combined cooling and power cycle based on Kalina and ejector refrigeration cycles. *Appl Therm Eng* 2018;130:767–81.
<https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.11.067>.
- [71] Rostamzadeh H, Ghaebi H, Parikhani T. Thermodynamic and thermoeconomic analysis of a novel combined cooling and power (CCP) cycle. *Appl Therm Eng* 2018;139:474–87.
<https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.05.001>.
- [72] Yin J, Yu Z, Zhang C, Tian M, Han J. Thermodynamic analysis and multi-objective optimization of a novel power/cooling cogeneration system for low-grade heat sources. *Energy Convers Manag* 2018;166:64–73.

- <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.enconman.2018.04.028>.
- [73] Du Y, Dai Y. Off-design performance analysis of a power-cooling cogeneration system combining a Kalina cycle with an ejector refrigeration cycle. *Energy* 2018;161:233–50. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.07.106>.
- [74] Rashidi J, Yoo C. A novel Kalina power-cooling cycle with an ejector absorption refrigeration cycle: Thermodynamic modelling and pinch analysis. *Energy Convers Manag* 2018;162:225–38. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.enconman.2018.02.040>.
- [75] Huang ZF, Wan YD, Soh KY, Chua KJ. Hybrid operating method to improve the part-load performance of gas turbine based combined cooling and power system. *Energy Convers Manag* 2020;226:113506. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.enconman.2020.113506>.
- [76] Cao Y, Mihardjo LWW, Dahari M, Tlili I. Waste heat from a biomass fueled gas turbine for power generation via an ORC or compressor inlet cooling via an absorption refrigeration cycle: A thermoeconomic comparison. *Appl Therm Eng* 2021;182:116117. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.116117>.
- [77] Yuan J, Wu C, Xu X, Liu C. Proposal and thermoeconomic analysis of a novel combined cooling and power system using carbon dioxide as the working fluid. *Energy Convers Manag* 2021;227:113566. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.enconman.2020.113566>.
- [78] Heppenstall T. Advanced gas turbine cycles for power generation: a critical review. *Appl Therm Eng* 1998;18:837–46. [https://doi.org/https://doi.org/10.1016/S1359-4311\(97\)00116-6](https://doi.org/https://doi.org/10.1016/S1359-4311(97)00116-6).
- [79] Pilavachi PA. Power generation with gas turbine systems and combined heat and power. *Appl Therm Eng* 2000;20:1421–9. [https://doi.org/https://doi.org/10.1016/S1359-4311\(00\)00016-8](https://doi.org/https://doi.org/10.1016/S1359-4311(00)00016-8).
- [80] Ogriseck S. Integration of Kalina cycle in a combined heat and power plant, a case study. *Appl Therm Eng* 2009;29:2843–8. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2009.02.006>.
- [81] Wang J, Yan Z, Ma S, Dai Y. Thermodynamic analysis of an integrated power generation system driven by solid oxide fuel cell. *Int J Hydrogen Energy* 2012;37:2535–45. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2011.10.079>.
- [82] Singh OK, Kaushik SC. Reducing CO₂ emission and improving exergy based performance of natural gas fired combined cycle power plants by coupling Kalina cycle. *Energy* 2013;55:1002–13. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.energy.2013.04.015>.
- [83] Nikpey H, Assadi M, Breuhaus P. Development of an optimized artificial neural network model for combined heat and power micro gas turbines. *Appl Energy* 2013;108:137–48. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2013.03.016>.
- [84] Cao L, Wang J, Dai Y. Thermodynamic analysis of a biomass-fired Kalina cycle

- with regenerative heater. *Energy* 2014;77:760–70.
<https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.energy.2014.09.058>.
- [85] Zare V, Mahmoudi SMS, Yari M. On the exergoeconomic assessment of employing Kalina cycle for GT-MHR waste heat utilization. *Energy Convers Manag* 2015;90:364–74.
<https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.enconman.2014.11.039>.
- [86] Zare V, Mahmoudi SMS. A thermodynamic comparison between organic Rankine and Kalina cycles for waste heat recovery from the Gas Turbine-Modular Helium Reactor. *Energy* 2015;79:398–406.
<https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.energy.2014.11.026>.
- [87] Nemati A, Nami H, Ranjbar F, Yari M. A comparative thermodynamic analysis of ORC and Kalina cycles for waste heat recovery: A case study for CGAM cogeneration system. *Case Stud Therm Eng* 2017;9:1–13.
<https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.csite.2016.11.003>.
- [88] Liu Z, Yang X, Liu X, Yu Z, chen Y. Performance assessment of a novel combined heating and power system based on transcritical CO₂ power and heat pump cycles using geothermal energy. *Energy Convers Manag* 2020;224:113355.
<https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.enconman.2020.113355>.
- [89] Zhang B, Chen Y, Wang Z, Shakibi H. Thermodynamic, environmental, and optimization of a new power generation system driven by a gas turbine cycle. *Energy Reports* 2020;6:2531–48.
<https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.egy.2020.09.003>.
- [90] Shokouhi Tabrizi AH, Niazmand H, Farzaneh-Gord M, Ebrahimi-Moghadam A. Energy, exergy and economic analysis of utilizing the supercritical CO₂ recompression Brayton cycle integrated with solar energy in natural gas city gate station. *J Therm Anal Calorim* 2020. <https://doi.org/10.1007/s10973-020-10241-9>.
- [91] Musharavati F, Khanmohammadi S, Pakseresht A, Khanmohammadi S. Waste heat recovery in an intercooled gas turbine system: Exergo-economic analysis, triple objective optimization, and optimum state selection. *J Clean Prod* 2021;279:123428. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2020.123428>.
- [92] Invernizzi C, Iora P. Heat recovery from a micro-gas turbine by vapour jet refrigeration systems. *Appl Therm Eng* 2005;25:1233–46.
<https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2004.08.008>.
- [93] Ameri M, Behbahaninia A, Tanha AA. Thermodynamic analysis of a tri-generation system based on micro-gas turbine with a steam ejector refrigeration system. *Energy* 2010;35:2203–9.
<https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.energy.2010.02.006>.
- [94] Wang J, Zhao P, Niu X, Dai Y. Parametric analysis of a new combined cooling, heating and power system with transcritical CO₂ driven by solar energy. *Appl Energy* 2012;94:58–64.
<https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2012.01.007>.

- [95] Jamali A, Ahmadi P, Mohd Jaafar MN. Optimization of a novel carbon dioxide cogeneration system using artificial neural network and multi-objective genetic algorithm. *Appl Therm Eng* 2014;64:293–306.
<https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2013.11.071>.
- [96] Xu XX, Liu C, Fu X, Gao H, Li Y. Energy and exergy analyses of a modified combined cooling, heating, and power system using supercritical CO₂. *Energy* 2015;86:414–22. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.energy.2015.04.043>.
- [97] Padilla RV, Too YCS, Benito R, McNaughton R, Stein W. Thermodynamic feasibility of alternative supercritical CO₂ Brayton cycles integrated with an ejector. *Appl Energy* 2016;169:49–62.
<https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2016.02.029>.
- [98] Ebrahimi M, Ahookhosh K. Integrated energy–exergy optimization of a novel micro-CCHP cycle based on MGT–ORC and steam ejector refrigerator. *Appl Therm Eng* 2016;102:1206–18.
<https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.04.015>.
- [99] Mohammadi A, Mehrpooya M. Energy and exergy analyses of a combined desalination and CCHP system driven by geothermal energy. *Appl Therm Eng* 2017;116:685–94.
<https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.01.114>.
- [100] Wang J, Lu Z, Li M, Lior N, Li W. Energy, exergy, exergoeconomic and environmental (4E) analysis of a distributed generation solar-assisted CCHP (combined cooling, heating and power) gas turbine system. *Energy* 2019;175:1246–58. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.energy.2019.03.147>.
- [101] Chahartaghi M, Baghaee A. Technical and economic analyses of a combined cooling, heating and power system based on a hybrid microturbine (solar-gas) for a residential building. *Energy Build* 2020;217:110005.
<https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2020.110005>.
- [102] El-Sattar HA, Kamel S, Vera D, Jurado F. Tri-generation biomass system based on externally fired gas turbine, organic rankine cycle and absorption chiller. *J Clean Prod* 2020;260:121068.
<https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2020.121068>.
- [103] Fan G, Li H, Du Y, Zheng S, Chen K, Dai Y. Preliminary conceptual design and thermo-economic analysis of a combined cooling, heating and power system based on supercritical carbon dioxide cycle. *Energy* 2020;203:117842.
<https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.energy.2020.117842>.
- [104] Sonntag RE, Borgnakke C, Van Wylen GJ, Van Wyk S. *Fundamentals of thermodynamics*. vol. 6. Wiley New York; 1998.
- [105] Enayatizade H, Chahartaghi M, Hashemian SM, Arjomand A, Ahmadi MH. Techno-economic evaluation of a new CCHP system with a hydrogen production unit. *Int J Low-Carbon Technol* 2019;14:170–86.
<https://doi.org/10.1093/ijlct/ctz017>.

- [106] Ebrahimi-Moghadam A, Farzaneh-Gord M, Jabari Moghadam A, Abu-Hamdeh NH, Lasemi MA, Arabkoohsar A, et al. Design and multi-criteria optimisation of a tri-generation district energy system based on gas turbine, Kalina, and ejector cycles: Exergoeconomic and exergoenvironmental evaluation. *Energy Convers Manag* 2021;227:113581.
<https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.enconman.2020.113581>.
- [107] Mehrpooya M, Sayyad S, Zonouz MJ. Energy, exergy and sensitivity analyses of a hybrid combined cooling, heating and power (CCHP) plant with molten carbonate fuel cell (MCFC) and Stirling engine. *J Clean Prod* 2017;148:283–94.
<https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2017.01.157>.
- [108] Sanaye S, Amani M, Amani P. 4E modeling and multi-criteria optimization of CCHPW gas turbine plant with inlet air cooling and steam injection. *Sustain Energy Technol Assessments* 2018;29:70–81.
<https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.seta.2018.06.003>.
- [109] Ghaebi H, Amidpour M, Karimkashi S, Rezayan O. Energy, exergy and thermoeconomic analysis of a combined cooling, heating and power (CCHP) system with gas turbine prime mover. *Int J Energy Res* 2011;35:697–709.
<https://doi.org/10.1002/er.1721>.
- [110] Connelly L, Koshland CP. Two aspects of consumption: using an exergy-based measure of degradation to advance the theory and implementation of industrial ecology. *Resour Conserv Recycl* 1997;19:199–217.
[https://doi.org/https://doi.org/10.1016/S0921-3449\(96\)01180-9](https://doi.org/https://doi.org/10.1016/S0921-3449(96)01180-9).
- [111] Dincer I, Rosen MA, Ahmadi P. *Modeling and Optimization of Power Plants. Optim. Energy Syst.*, 2017, p. 275–316.
<https://doi.org/doi:10.1002/9781118894484.ch9>.
- [112] Bejan A, Tsatsaronis G, Moran M. *Thermal design and optimization*. John Wiley & Sons; 1996.
- [113] Moghimi M, Emadi M, Mirzazade Akbarpoor A, Mollaei M. Energy and exergy investigation of a combined cooling, heating, power generation, and seawater desalination system. *Appl Therm Eng* 2018;140:814–27.
<https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.05.092>.
- [114] Razak AMY. *Industrial Gas Turbines: Performance and Operability*. 1st ed. CRC Press; 2007.
- [115] Lazzaretto A, Toffolo A. Prediction of performance and emissions of a two-shaft gas turbine from experimental data. *Appl Therm Eng* 2008;28:2405–15.
<https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2008.01.021>.
- [116] Gülder OL. Flame Temperature Estimation of Conventional and Future Jet Fuels. *J Eng Gas Turbines Power* 1986;108:376–80.
- [117] Ebadollahi M, Rostamzadeh H, Pedram MZ, Ghaebi H, Amidpour M. Proposal and assessment of a new geothermal-based multigeneration system for cooling, heating, power, and hydrogen production, using LNG cold energy recovery.

- Renew Energy 2019;135:66–87.
<https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.renene.2018.11.108>.
- [118] Rostamzadeh H, Mostoufi K, Ebadollahi M, Ghaebi H, Amidpour M. Exergoeconomic optimisation of basic and regenerative triple-evaporator combined power and refrigeration cycles. *Int J Exergy* 2018;26:186–225.
<https://doi.org/10.1504/IJEX.2018.092513>.
- [119] Meratizaman M, Monadzadeh S, Tohidi Sardasht M, Amidpour M. Techno economic and environmental assessment of using gasification process in order to mitigate the emission in the available steam power cycle. *Energy* 2015;83:1–14.
<https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.energy.2015.01.112>.
- [120] Sanaye S, Emadi M, Refahi A. Thermal and economic modeling and optimization of a novel combined ejector refrigeration cycle. *Int J Refrig* 2019;98:480–93. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2018.11.007>.
- [121] Sanaye S, Ghazinejad M. Thermoeconomic Optimization of Gas Turbine Combined Heat and Power System in a Paper Mill 2007:613–20.
- [122] Beggs C. 6 - Project investment appraisal. In: Beggs Supply and Conservation CBT-EM, editor. *Energy Manag. Supply Conserv.*, Oxford: Butterworth-Heinemann; 2002, p. 92–102. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/B978-075065096-0/50023-5>.
- [123] Sanaye S, Ghafurian MM, Dastjerd FT. Applying Relative Net Present or Relative Net Future Worth Benefit and exergy efficiency for optimum selection of a natural gas engine based CCHP system for a hotel building. *J Nat Gas Sci Eng* 2016;34:305–17. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.jngse.2016.06.038>.
- [124] Barzegar Avval H, Ahmadi P, Ghaffarizadeh AR, Saidi MH. Thermo-economic-environmental multiobjective optimization of a gas turbine power plant with preheater using evolutionary algorithm. *Int J Energy Res* 2011;35:389–403.
<https://doi.org/10.1002/er.1696>.
- [125] Sanaye S, Khakpaay N, Chitsaz A. Thermo-economic and environmental multi-objective optimization of a novel arranged biomass-fueled gas engine and backpressure steam turbine combined system for pulp and paper mills. *Sustain Energy Technol Assessments* 2020;40:100778.
<https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.seta.2020.100778>.

Abstract

The combined cooling, heating and power (CCHP) systems are units that use different types of energy in the best possible manner based on a combination of different thermodynamic cycles. The use of waste heat from a cycle to make another cycle is common in these systems. For this reason, these hybrid systems have higher efficiency and lower emission levels than their base systems. Hence, many researchers have focused on analyzing these systems.

Based on the above, in the present study, while presenting a new configuration of a CCHP system, a comprehensive analysis is performed based on the energy, exergy, economic, environmental, exergoeconomic and exergoenvironmental models. Finally, the optimum value of the investigated parameters are sought for reaching the optimal operating conditions of the proposed system. The system configuration is based on combination of regenerative Brayton and Kalina cycles (for power generation), an ejector refrigeration cycle (for cooling uses), and a heat exchanger between Kalina and Brayton cycles (for heating uses). In the proposed system, the use of regenerator in the Brayton cycle has two advantages: first, it increases the efficiency of the Brayton cycle; furthermore, by reducing the temperature of the waste gases, it minimizes the temperature difference between waste gases and working fluid of the Kalina cycle (this causes the reduction of the entropy generation). The problem modeling is done in EES software and the optimization procedure is done in Matlab software based on the combination of NSGA-II approach and an AAN.

The results illustrate that the highest rate of exergy destruction and its related cost is occurred in the combustion chamber of Brayton cycle (due to significant pressure drop and severe temperature changes within it). On the contrary, pump 2 has the lowest rate of exergy destruction and its related cost. Also, exergy modeling shows that the contribution of Kalina cycle to the total exergy degradation of the system is very low due to the nature of the operating fluid of this cycle (water-ammonia temperature profile due to variability can match the hot source temperature profile. As a result, there is better overlap and the amount of exergy degradation is reduced).

The results of the parametric study indicate that the highest and lowest sensitivity of the evaluation criteria are related to changes in compressor pressure ratio and evaporator outlet temperature, respectively. Also, due to the interaction effects that occur with changes in design parameters in system evaluation indicators, the need for multi-objective optimization to achieve the conditions that all indicators are in good condition is necessary.

Applying the multi-objective optimization, the optimum value of the four important system evaluation criteria is obtained as follows: energy utilization efficiency $EUE_{opt}=71.41\%$, exergetic efficiency $\eta_{ex,opt}=31.53\%$, exergoeconomic criterion $\dot{E}x_{eco,opt}=8.30$ \$/GJ, and exergoenvironmental criterion $\dot{E}x_{env,opt}=156.53$ kg/GJ.

Keywords: Hybrid cycle; Combined cooling, heating, and power (CCHP); Exergo-economic analysis; Exergo-environmental analysis; Multi-objective optimization



Shahrood University of Technology

Faculty of Mechanical and Mechatronics Engineering

Ph.D. Thesis in Energy Conversion Engineering

Developing, thermoeconomic investigation and optimization of a novel trigeneration system

By: Amir Ebrahimi-Moghadam

Supervisors:

Dr. Ali Jabari Moghadam

Dr. Mahmood Farzaneh-Gord

February 2021