

تحلیل ترمودینامیکی و مطالعه‌ی پارامتری یک سیستم تولید همزمان با ترکیب چرخه‌ی توربین گاز و چرخه‌ی کالینا

حسین نامی
 دانشجوی دکتری، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، تبریز، ایران

سیامک جمالی
 دانشجوی دکتری، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، تبریز، ایران

سید فرامرز رنجبر*
 دانشیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، تبریز، ایران

مرتضی یاری
 استاد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، تبریز، ایران

چکیده

تحلیل ترمودینامیکی چرخه‌ی تولید همزمان و ترکیبی توربین گازی با سوخت متان و چرخه‌ی کالینا به منظور استفاده از گرمای تلف شده ارائه شده است. به منظور شناسایی منابع برگشت‌ناپذیری در چرخه، برای تک تک اجزای چرخه راندمان اگزورزی و نیز تخریب اگزورزی محاسبه شده است. در نهایت یک مطالعه‌ی جامع پارامتری برای نشان دادن اثر پارامترهای مهمی همچون نسبت فشار کمپرسور هوا، راندمان آیزنتروپیک کمپرسور هوا، راندمان آیزنتروپیک توربین گازی، بیشینه فشار چرخه‌ی کالینا و غلظت آمونیاک در سیال کاری چرخه‌ی آمونیاک بر راندمان انرژی و اگزورزی چرخه‌ی پیشنهادی ارائه شده است. نتایج نشان می‌دهد که راندمان انرژی و اگزورزی چرخه در یک مقدار مشخص نسبت فشار کمپرسور هوا بیشینه می‌شود که این مقدار نسبت فشار به پارامترهای دیگر نیز بستگی دارد. برای چرخه‌ی پیشنهادی بیشینه راندمان انرژی و اگزورزی به ترتیب ۸۵/۸ و ۵۲/۵٪ در نسبت فشار ۱۵/۲۶ محاسبه شده است. مقدار بیشینه توان تولیدی چرخه کالینا حدود ۹۴۰ kW است که در فشار ۴۵ bar رخ می‌دهد و افزایش غلظت آمونیاک منجر به افزایش توان خالص تولیدی چرخه می‌گردد. **واژه‌های کلیدی:** انرژی؛ اگزورزی، چرخه‌ی ترکیبی، چرخه‌ی کالینا، چرخه‌ی تولید همزمان.

Thermodynamic Analysis and Parametric Study of a Cogeneration System Through Combination of a Gas Turbine with Kalina Cycle

H. Nami Department of Mechanical Engineering, University of Tabriz, Tabriz, Iran
S. Jamali Department of Mechanical Engineering, University of Tabriz, Tabriz, Iran
F. Ranjbar Department of Mechanical Engineering, University of Tabriz, Tabriz, Iran
M. Yari Department of Mechanical Engineering, University of Tabriz, Tabriz, Iran

Abstract

A thermodynamic analysis of a novel combined cycle which is combination of methane fired gas turbine cogeneration system (CGAM) with a Kalina cycle system (KCS) is reported In order to waste heat recovery. With the aim of detect irreversibility distribution in the cycle, exergy destructions and exergy efficiencies are calculated for components. Finally, a comprehensive parametric study is performed to investigate the effects of some important parameters i.e. air compressor pressure ratio, air compressor and gas turbine isentropic efficiency, maximum pressure of Kalina cycle and ammonia concentration of working fluid on energy and exergy performance of the proposed system. The results showed that, the cycle efficiency is maximized at a particular air compressor pressure ratio and its value depends on several operating parameters of the system. Maximum energy and exergy efficiencies are determined to be 85.8% and 52.5%, respectively, for the proposed system in air compressor pressure ratio of 15.26. The maximum net output power of Kalina cycle is 940 kW which occurs in 45 bar and increase of ammonia concentration leads to net output power increasing.

Keywords: Energy, Exergy, Combined cycle, Kalina cycle, cogeneration cycle.

۱- مقدمه

می‌توان از انرژی اتلافی آن استفاده کرد سیستم CGAM است که یک سیستم تولید همزمان بوده و توانایی تولید همزمان ۳۰ MW انرژی برق و ۱۴ kg/s بخار را دارد [۲]. سلطانی و همکاران به بررسی یک سیستم تولید همزمان همزمان پرداختند که ترکیبی از CGAM و انرژی خورشیدی بود. آنها سیستم پیشنهاد شده را بطور اقتصادی بررسی کرده و نتایج بدست آمده را بهینه‌سازی کردند که مطابق نتایج بدست آمده آنها سیستم پیشنهاد شده منجر به بالا رفتن هزینه تولید انرژی و کاهش آلاینده‌ی دی اکسید کربن می‌گردد [۳]. بررسی اگزورژواکونومیک و بهینه سازی ساختاری سیستم CGAM توسط

تبدیل انرژی یکی از اساسی‌ترین نیازهای بشر در راستای توسعه جوامع می‌باشد. با توجه به محدودیت منابع انرژی، استفاده بهینه از انرژی یکی از مهمترین چالشهای پیش روی مهندسی انرژی می‌باشد. یکی از راهکارهایی که در سالهای اخیر بیشتر مورد توجه قرار گرفته است، بازیابی انرژی تلف شده از صنایع است که محققین روشهای نوینی برای تولید توان بیشتر از منابع اتلافی دما متوسط و دما پایین پیشنهاد داده‌اند [۱]. یکی از شناخته شده ترین سیستم‌هایی که

* نویسنده مکاتبه کننده، آدرس پست الکترونیکی: s.ranjbar@tabrizu.ac.ir

سیدی و همکاران انجام گرفت که طبق نتایج بدست آمده از این تحقیق می‌تواند برای پیش بینی نحوه کاهش هزینه تولید توان مورد استفاده قرار گیرد [۴]. خلجانی و همکاران یک بررسی کلی بر روی بازیاب تلفات انرژی از سیستم CGAM توسط یک چرخه رانکین آلی انجام دادند. آنها نتیجه گرفتند که کمک چرخه رانکین آلی می‌تواند از انرژی اتلافی از گازهای خروجی حدود 580 kW توان بیشتر تولید کرد [۵]. خان محمدی و همکاران از ترکیب سیستم CGAM، رانکین آلی و سیستم گاز ساز با سوخت زیست توده استفاده کردند. نتایج قسمت بهینه سازی چند هدفه آنها نشان داد که راندمان انرژی سیستم قابلیت ارتقا از $15/6\%$ به $17/9\%$ را دارد [۶]. صالح زاده و همکاران یک سیستم تولید همزمان بر مبنای سیستم CGAM ارائه کردند. سیستم ترکیبی آنها متشکل از سیستم تولید توان توربین گاز، واحد تولید بخار و قسمت تبرید می‌باشد. نتایج آنها نشان داد که با افزایش دبی جرمی هوای سیستم مصرف سوخت و تخریب انرژی کاهش می‌یابد که باعث بهبود راندمان قانون اول و دوم ترمودینامیک می‌شود [۷].

یکی از بهترین چرخه‌های تولید توان دما پایین که می‌تواند برای بازیابی تلفات حرارتی مورد استفاده قرار گیرد، چرخه کالینا است که اولین بار در سال ۱۹۸۰ توسط دانشمندی به نام کالینا پیشنهاد شد. سیال عامل این چرخه مخلوط آب و آمونیاک می‌باشد که غلظت آمونیاک در قسمتهای مختلف چرخه متفاوت است (۸-۱۰). جانسون [۱۱] در پایان‌نامه دکتری خود به بررسی چرخه کالینا به عنوان چرخه زیرین موتورهای گازسوز و دیزلی پرداخت. طبق یافته‌های وی تمام پیکربندی‌های چرخه کالینا، توان بیشتری نسبت به چرخه‌های بخار تولید می‌کنند به جز یک پیکربندی خاص که مقدار توان تولیدی آن در مقایسه با چرخه بخار دوفشاره پایین‌تر است. همچنین یک چرخه زیرین کالینا می‌تواند حدود ۶ الی ۸٪ راندمان موتورهای گازی را افزایش دهد در حالی که یک زیرچرخه بخار فقط حدود ۵٪ می‌تواند این راندمان را افزایش دهد. به خصوص در محدوده دماهای متوسط پایین‌تر از 537°C درجه سلسیوس، چرخه کالینا می‌تواند حدود ۱۰ الی ۲۰٪ بیشتر از چرخه تولید توان بخار راندمان قانون دوم را افزایش دهد [۱۲]. یکی از مزیت‌های دیگر کالینا نسبت به چرخه‌های رانکین آلی، وجود یک درجه آزادی بالاتر است که همان غلظت آمونیاک در مخلوط آب-آمونیاک است که با تغییر مقدار غلظت می‌توان تغییرات اساسی در پارامترهای عملکردی چرخه ایجاد کرد [۱۳]. ولی در عوض یکی از مشکلات کالینا نسبت به چرخه‌های رانکین آلی محدوده بالای فشار کاری برای چرخه کالینا می‌باشد که منجر به افزایش هزینه نصب این چرخه می‌گردد [۱۴].

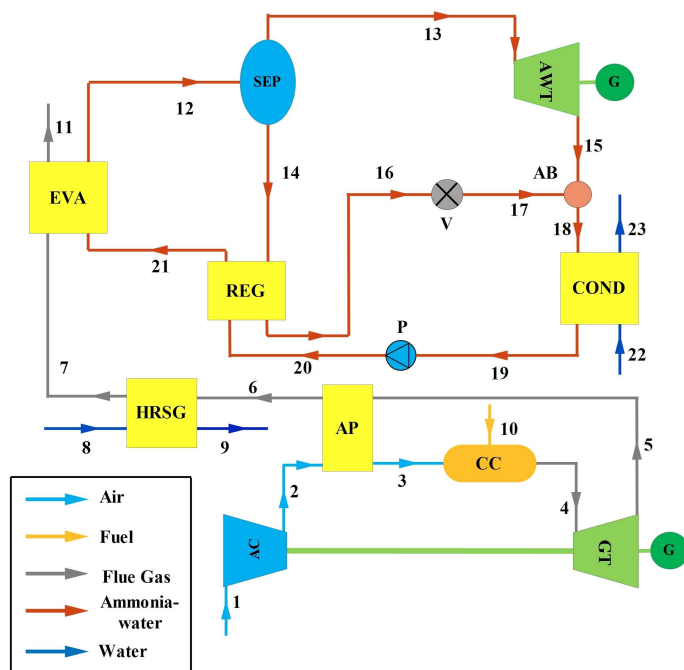
با مروری بر پیشینه تحقیقات انجام شده می‌توان نتیجه گرفت در مورد بازیابی انرژی اتلافی CGAM تحقیقات جامع و کاملی انجام نگرفته است و نیازمند بررسی بیشتر است. بدین منظور در کار حاضر، چرخه ترکیبی تولید همزمان CGAM و کالینا مدل‌سازی و از لحاظ قانون اول و دوم ترمودینامیک بررسی شده است. برای محاسبه‌ی خواص ترمودینامیکی مواد و نیز حل همزمان مجموعه معادلات مورد نیاز برای تحلیل چرخه از نرم‌افزار EES استفاده شده است. ابتدا مدل-سازی انجام شده اعتباردهی می‌شود و عوامل اصلی بازگشت‌ناپذیری تعیین می‌گردد. در مرحله بعد بررسی پارامتریک جامع و کاملی روی

چرخه انجام می‌گیرد که پارامترهای کلیدی در نظر گرفته شده شامل پارامترهای سیستم CGAM و چرخه کالینا می‌باشد.

۲- تشریح چرخه ترکیبی پیشنهادی و فرضیات در نظر گرفته شده

شکل ۱ نشان‌دهنده طرح‌واره چرخه ترکیبی پیشنهادی است که ترکیبی از سیستم CGAM و چرخه کالینا می‌باشد. نقاط ۱ تا ۱۱ تشکیل دهنده سیستم CGAM بوده و نقاط ۱۲ تا ۲۳ چرخه کالینا را تشکیل می‌دهند. در قسمتهای مختلف چرخه سیال عامل متفاوت وجود دارد که در شکل با رنگهای مختلف نشان داده شده است. رنگ آبی روشن بیانگر هوای خالص، رنگ نارنجی نشان‌دهنده سوخت، رنگ خاکستری نماینده محصولات احتراق، رنگ قرمز بیانگر مخلوط آب-آمونیاک و رنگ آبی تیره نشانگر آب می‌باشد.

در نقطه ۱ هوا وارد کمپرسور می‌گردد تا فشار آن افزایش یابد و به نقطه ۲ برسد. از نقطه ۲ تا ۳ هوا داخل پیش‌گرمکن گرم می‌شود تا آماده ورود به محفظه احتراق گردد. در نقطه ۱۰ سوخت متان وارد محفظه احتراق شده و با هوای پیش‌گرم شده (نقطه ۳) واکنش می‌دهد. محصولات ناشی از احتراق که دمای بالایی دارند در نقطه ۴ محفظه احتراق را در دمای 1520 K ترک می‌کنند و وارد توربین گاز می‌شوند تا توان تولید کنند. هوا و محصولات احتراق بصورت مخلوط گازهای ایده‌آل در نظر گرفته شده‌اند. گازهای خروجی از توربین در نقطه ۵ وارد پیش‌گرمکن هوا می‌شوند تا مقداری از انرژی خود را صرف پیش‌گرم کردن هوا نمایند. گازهای خروجی از پیش‌گرمکن که همچنان دارای دمای بالایی هستند در نقطه ۶ وارد مبدل حرارتی تولید بخار می‌شوند تا آب ورودی به این مبدل در موقعیت ۸ را به بخار اشباع در نقطه ۹ تبدیل کنند. گازهای خروجی از این مبدل در نقطه ۷ همچنان دارای دمای حدود 429 K هستند که قابلیت بالقوه برای استفاده به عنوان منبع حرارتی در چرخه کالینا را دارند. از این رو گازهای گرم ورودی به اواپراتور در نقطه ۷ انرژی مورد نیاز چرخه کالینا را تامین کرده و در نقطه ۱۱ در دمای پایین از اواپراتور خارج شده و وارد محیط می‌گردند. در نقطه ۱ هوا وارد کمپرسور می‌گردد تا فشار آن افزایش یابد و به نقطه ۲ برسد. از نقطه ۲ تا ۳ هوا داخل پیش‌گرمکن گرم می‌شود تا آماده ورود به محفظه احتراق گردد. در نقطه ۱۰ سوخت متان وارد محفظه احتراق شده و با هوای پیش‌گرم شده (نقطه ۳) واکنش می‌دهد. محصولات ناشی از احتراق که دمای بالایی دارند در نقطه ۴ محفظه احتراق را در دمای 1520 K ترک می‌کنند و وارد توربین گاز می‌شوند تا توان تولید کنند. هوا و محصولات احتراق بصورت مخلوط گازهای ایده‌آل در نظر گرفته شده‌اند. گازهای خروجی از توربین در نقطه ۵ وارد پیش‌گرمکن هوا می‌شوند تا مقداری از انرژی خود را صرف پیش‌گرم کردن هوا نمایند. گازهای خروجی از پیش‌گرمکن که همچنان دارای دمای بالایی هستند در نقطه ۶ وارد مبادله کن حرارتی تولید بخار می‌شوند تا آب ورودی به این مبادله کن در موقعیت ۸ را به بخار اشباع در نقطه ۹ تبدیل کنند. گازهای خروجی از این مبادله کن در نقطه ۷ همچنان دارای دمای حدود 429 K هستند که قابلیت بالقوه برای استفاده به عنوان منبع



شکل ۱- طرحواره‌ی چرخه‌ی ترکیبی پیشنهادی

غلظت پایین آمونیاک است. سیال خروجی از جداکننده در نقطه ۱۳ وارد توربین می‌شود تا توان تولید کند و در نقطه ۱۵ در فشار پایین‌تر از توربین خارج می‌گردد. مخلوط آب-آمونیاک در موقعیت ۱۴ در دمای بالایی قرار دارد که می‌توان از این دما برای پیش‌گرم کردن سیال خروجی از پمپ در بازیاب استفاده کرد. سیال خروجی از بازیاب در نقطه ۱۶ دارای فشار بالایی است و برای آنکه بتوان آن را با سیال خروجی از توربین در نقطه ۱۵ مخلوط کرد باید فشار آن را در یک شیر فشارشکن کاهش داد. سیال خروجی از شیر فشار شکن (نقطه ۱۷) که فشاری برابر با نقطه ۱۵ دارد در داخل جاذب با سیال خروجی از توربین ترکیب شده و در نقطه ۱۸ از جاذب خارج شده و وارد چگالنده می‌گردد تا توسط آب خنک کن سرد شده و آماده ورود به پمپ بصورت مایع اشباع در نقطه ۱۹ گردد. مخلوط آب-آمونیاک پس از خروج از پمپ در نقطه ۲۰ وارد بازیاب شده و پس از گرم شدن در نقطه ۲۱ از بازیاب خارج می‌گردد و بدین ترتیب چرخه کالینا کامل می‌شود.

فرضیاتی که در تحقیق حاضر در نظر گرفته شده‌اند شامل موارد زیر هستند:

- سیستم در شرایط پایا کار می‌کند.
- افت فشار در مسیر ناچیز فرض شده است.
- آب خنک کن در دمای محیط وارد چگالنده می‌گردد.
- احتراق سوخت متان در محفظه احتراق کامل فرض شده است.
- دما و فشار محیط به ترتیب $298/15\text{ K}$ و 1 bar فرض شده‌اند.
- برای تحلیل اواپراتور چرخه کالینا ۵ درجه اختلاف دما به عنوان اختلاف دمای نقطه تنگش (pinch point) در نظر گرفته شده است.

گرمایی در چرخه کالینا را دارند. در نقطه ۱ هوا وارد کمپرسور می‌گردد تا فشار آن افزایش یابد و به نقطه ۲ برسد. از نقطه ۲ تا ۳ هوا داخل پیش‌گرمکن گرم می‌شود تا آماده ورود به محفظه احتراق گردد. در نقطه ۱۰ سوخت متان وارد محفظه احتراق شده و با هوای پیش‌گرم شده (نقطه ۳) واکنش می‌دهد. محصولات ناشی از احتراق که دمای بالایی دارند در نقطه ۴ محفظه احتراق را در دمای 1520 K ترک می‌کنند و وارد توربین گاز می‌شوند تا توان تولید کنند. هوا و محصولات احتراق بصورت مخلوط گازهای ایده‌آل در نظر گرفته شده‌اند. گازهای خروجی از توربین در نقطه ۵ وارد پیش‌گرمکن هوا می‌شوند تا مقداری از انرژی خود را صرف پیش‌گرم کردن هوا نمایند. گازهای خروجی از پیش‌گرمکن که همچنان دارای دمای بالایی هستند در نقطه ۶ وارد مبدل حرارتی تولید بخار می‌شوند تا آب ورودی به این مبدل در موقعیت ۸ را به بخار اشباع در نقطه ۹ تبدیل کنند. گازهای خروجی از این مبدل در نقطه ۷ همچنان دارای دمای حدود 429 K هستند که قابلیت بالقوه برای استفاده به عنوان منبع حرارتی در چرخه کالینا را دارند. از این رو گازهای گرم ورودی به اواپراتور در نقطه ۷ انرژی مورد نیاز چرخه کالینا را تامین کرده و در نقطه ۱۱ در دمای پایین از اواپراتور خارج شده و وارد محیط می‌گردند.

در چرخه کالینا در نقطه ۲۱ مخلوط آب-آمونیاک بصورت مایع متراکم وارد اواپراتور شده و در نقطه ۱۲ بصورت مخلوط دوفازی اواپراتور را ترک می‌کند. قبل از ورود مخلوط آب-آمونیاک به توربین یک جداکننده قرار می‌گیرد که مخلوط دوفازی را به دو قسمت مجزای مایع و گاز جدا کند. بدین ترتیب مخلوط آب-آمونیاک در نقطه ۱۳ با غلظت بالا و بصورت بخار اشباع از جداکننده خارج می‌شود در حالی که سیال کاری در نقطه ۱۴ بصورت مایع اشباع و با

• هوا به عنوان ترکیبی از گازهای ایده آل با درصد های مولی ۷۷/۴۸٪ نیتروژن، ۲۰/۵۹٪ اکسیژن، ۰/۰۳٪ دی اکسید کربن و ۱/۹٪ بخار آب در نظر گرفته شده است [۲].

۳- تحلیل انرژی

از جمله اولین قوانین ترمودینامیک، قانون بقای انرژی یا همان قانون اول ترمودینامیک است. در تحلیل انرژی چرخه‌ها، هر جزء را یک حجم کنترل در نظر گرفته و روابط مربوط به بقای انرژی را برای هر یک به طور مستقل به کار می‌بریم. به عنوان مثال برای یک جزء مولد توان مانند توربین، رابطه بقای انرژی طبق رابطه (۱) است که در آن از تلفات حرارتی صرف نظر شده است.

$$\sum \dot{n}_i h_i = \sum \dot{n}_o h_o + \dot{W}_{produced} \quad (1)$$

در رابطه فوق، اندیس i مربوط به جریان ورودی و اندیس o مربوط به جریان خروجی است. برای اجزاء مصرف کننده توان نیز قانون اول ترمودینامیک طبق رابطه (۲) بیان می‌شود.

$$\sum \dot{n}_i h_i + \dot{W}_{consumed} = \sum \dot{n}_o h_o \quad (2)$$

برای اجزاء دیگر چرخه که مولد یا مصرف کننده توان نیستند، از روابط بقای جرم و بقای انرژی در حالت پایا استفاده می‌کنیم.

$$\sum \dot{n}_i = \sum \dot{n}_o \quad (3)$$

$$\sum \dot{n}_i h_i = \sum \dot{n}_o h_o \quad (4)$$

پس از اعمال قانون اول ترمودینامیک برای تمامی اجزای چرخه، راندمان انرژی چرخه از رابطه (۵) بدست می‌آید که در آن \overline{LHV}_{fuel} ارزش حرارتی پایین سوخت و \dot{Q}_{HRSG} گرمای مبادله شده در مولد بخار می‌باشد.

$$\eta_{thermal} = \frac{\sum \dot{W}_{produced} - \sum \dot{W}_{consumed} + \dot{Q}_{HRSG}}{\dot{n}_{fuel} \overline{LHV}_{fuel}} \quad (5)$$

۴- تحلیل انرژی

روابط مربوط به موازنه انرژی برای هر سیستمی که با تبادل جرم و انرژی سروکار دارد به قرار رابطه (۶) است.

$$\sum_{in} \dot{E}_i = \sum_{out} \dot{E}_o + \sum \dot{E}_d \quad (6)$$

که در آن $\sum_{in} \dot{E}_i$ و $\sum_{out} \dot{E}_o$ به ترتیب بیانگر مجموع انرژی

جریانی خروجی و ورودی سیستم است که اختلاف این دو مورد نشان دهنده مجموع انرژی تلف شده و هدر شده در سیستم است. انرژی مخصوص جریانی قابل تقسیم به انرژی ترمومکانیکی یا انرژی فیزیکی (e_{ph}) و انرژی شیمیایی (e_{ch}) است [۱۵].

$$e = e_{ph} + e_{ch} \quad (7)$$

انرژی مخصوص ترمومکانیکی در هر نقطه به دما و فشار محیط بستگی دارد و قابل محاسبه از رابطه زیر است [۱۵]:

$$e_{ph} = h_i - h_o - T_0(s_i - s_o) \quad (8)$$

همچنین انرژی شیمیایی مخصوص برای ترکیب یک گاز ایده آل از رابطه زیر قابل محاسبه است [۱۵]:

$$e_{mix}^{ch} = \sum x_i e_{0,i}^{ch} + \overline{RT}_0 \sum x_i \ln x_i \quad (9)$$

که در آن x_i کسر مولی و $e_{0,i}^{ch}$ انرژی شیمیایی استاندارد i امین جز می‌باشد.

راندمان انرژی یا راندمان قانون دوم نیز نسبت مجموع کار خالص تولیدی در چرخه و انرژی مفید در مولد بخار به کل انرژی ورودی به چرخه است که از رابطه (۱۰) بدست می‌آید [۱۶].

$$\varepsilon = \frac{\dot{W}_{net} + \dot{E}_9 - \dot{E}_8}{\dot{E}_{in}} \quad (10)$$

جدول ۱ روابط استفاده شده برای محاسبه تخریب انرژی و راندمان انرژی اجزای چرخه ترکیبی پیشنهادی را نشان می‌دهد.

۵- نتایج

۵-۱- اعتباردهی مدل

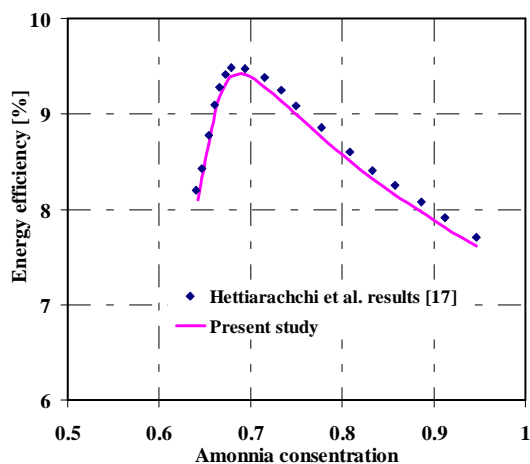
برای ارائه نتایج تحلیل انرژی و انرژی، توان تولیدی در توربین‌ها و نیز توان مصرفی در کمپرسور و پمپ محاسبه شده‌اند. به منظور اعتباردهی برای محاسبات، جدول ۲ مقایسه نتایج تحلیل انجام شده در مورد منبع [۲] را نشان می‌دهد که بیانگر دقت قابل قبولی از محاسبات است. لازم به توضیح است ارزش حرارتی پایین برای متان، به عنوان سوخت چرخه، ۸۰۲۳۶۱ kJ/kmol در محاسبات لحاظ شده است [۱۶]. برای اعتبار دهی نتایج چرخه کالینا از نتایج منبع [۱۷] استفاده شده است. شکل ۲ بیانگر مقایسه بین بازده انرژی چرخه کالینا در مدل حاضر و منبع [۱۷] می‌باشد و همانطور که مشاهده می‌شود تطابق خوبی بین نتایج مدل حاضر و نتایج ارائه شده در منبع فوق الذکر وجود دارد.

۵-۲- موازنه انرژی چرخه ترکیبی

شکل ۳ نمودار مربوط به راندمان انرژی اجزای چرخه ترکیبی را نشان می‌دهد. که بیشترین راندمان انرژی به ترتیب مربوط به توربین گاز، کمپرسور هوا و توربین آب‌آمونیاک می‌باشد و همچنین کمترین راندمان انرژی به ترتیب مربوط به بازیاب، چگالنده ۱ و مولد بخار می‌باشد.

شکل ۴ نیز درصد تخریب انرژی اجزای مهم را نسبت به کل انرژی تخریب شده در چرخه ترکیبی نشان می‌دهد. با توجه به شکل، ۶۳٪ تخریب انرژی مربوط به محفظه احتراق می‌باشد که علی‌رغم پایین نبودن راندمان انرژی آن نشان می‌دهد که بخش عمده تخریب انرژی در محفظه احتراق قابل کنترل نمی‌باشد و همواره بدلیل وجود هر سه عامل برگشت‌ناپذیری (احتراق، اختلاف دمای بالا و اختلاط) عامل اصلی تخریب انرژی می‌باشد [۱۶]. عامل اصلی بعد از محفظه احتراق، مولد بخار می‌باشد که ۱۶٪ انرژی تخریب شده را سبب می‌شود و همواره نیازمند بهبود بیشتر از دیدگاه انرژی می‌باشد.

۸٪ تخریب انرژی کل چرخه نیز مربوط به توربین بازیاب، ۶٪ مربوط به پیش‌گرمکن هوا، ۵٪ مربوط به کمپرسور هوا و ۲٪ نیز در اثر تخریب بقیه اجزای چرخه است.



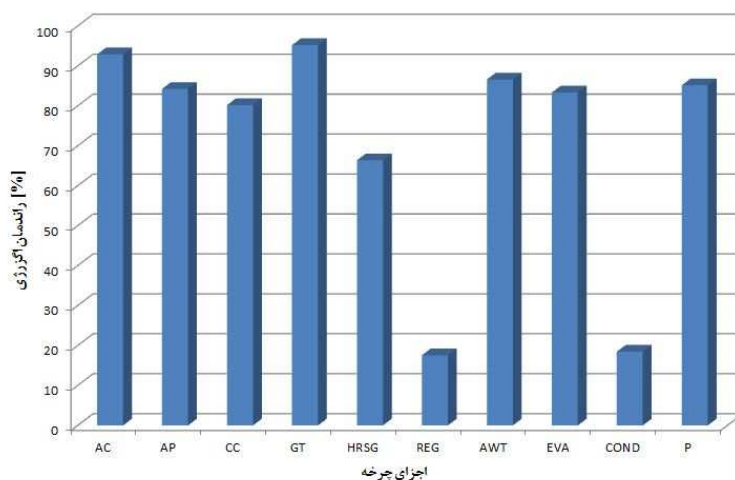
شکل ۲- اعتباردهی نتایج مدل برای چرخه کالینا در فشار ۲۵ bar

جدول ۱- روابط موازنه انرژی و راندمان اجزای چرخه ترکیبی پیشنهادی

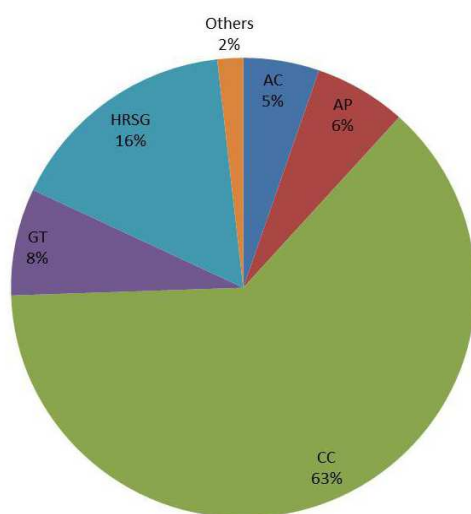
اجزای چرخه	تخریب انرژی	راندمان انرژی
AC	$\dot{W}_{AC} + n_1 \bar{e}_1 - n_2 \bar{e}_2$	$(n_2 \bar{e}_2 - n_1 \bar{e}_1) / \dot{W}_{AC}$
AP	$n_2 \bar{e}_2 + n_5 \bar{e}_5 - n_3 \bar{e}_3 - n_6 \bar{e}_6$	$(n_3 \bar{e}_3 - n_2 \bar{e}_2) / (n_5 \bar{e}_5 - n_6 \bar{e}_6)$
CC	$n_3 \bar{e}_3 + n_{10} \bar{e}_{10} - n_4 \bar{e}_4$	$n_4 \bar{e}_4 / (n_3 \bar{e}_3 + n_{10} \bar{e}_{10})$
GT	$n_4 \bar{e}_4 - n_5 \bar{e}_5 - \dot{W}_{GT}$	$\dot{W}_{GT} / (n_4 \bar{e}_4 - n_5 \bar{e}_5)$
HRSG	$n_6 \bar{e}_6 + n_8 \bar{e}_8 - n_7 \bar{e}_7 - n_9 \bar{e}_9$	$(n_9 \bar{e}_9 - n_8 \bar{e}_8) / (n_6 \bar{e}_6 - n_7 \bar{e}_7)$
EVA	$n_7 \bar{e}_7 + n_{20} \bar{e}_{20} - n_{11} \bar{e}_{11} - n_{12} \bar{e}_{12}$	$(n_{12} \bar{e}_{12} - n_{20} \bar{e}_{20}) / (n_7 \bar{e}_7 - n_{11} \bar{e}_{11})$
AWT	$n_{13} \bar{e}_{13} - n_{15} \bar{e}_{15} - \dot{W}_{AWT}$	$\dot{W}_{AWT} / (n_{13} \bar{e}_{13} - n_{15} \bar{e}_{15})$
COND	$n_{17} \bar{e}_{17} + n_{21} \bar{e}_{21} - n_{18} \bar{e}_{18} - n_{22} \bar{e}_{22}$	$(n_{22} \bar{e}_{22} - n_{21} \bar{e}_{21}) / (n_{17} \bar{e}_{17} - n_{18} \bar{e}_{18})$
P	$\dot{W}_P + n_{18} \bar{e}_{18} - n_{19} \bar{e}_{19}$	$(n_{19} \bar{e}_{19} - n_{18} \bar{e}_{18}) / \dot{W}_P$
REGEN	$n_{19} \bar{e}_{19} + n_{14} \bar{e}_{14} - n_{20} \bar{e}_{20} - n_{16} \bar{e}_{16}$	$(n_{20} \bar{e}_{20} - n_{19} \bar{e}_{19}) / (n_{14} \bar{e}_{14} - n_{16} \bar{e}_{16})$

جدول ۲- اعتباردهی نتایج

پارامترهای طراحی		نتایج منبع [۲]	نتایج تحلیل حاضر در مورد منبع [۲]
مقادیر ورودی	نسبت فشار	۱۰	۱۰
	[K] دمای ورودی به محفظه احتراق	۸۵۰	۸۵۰
	[kg/s] دبی جرمی هوا	۹۱/۲۸	۹۱/۲۸
	[K] دمای گاز ورودی به مولد بخار	۷۸۰	۷۸۰
	[K] دمای ورودی به توربین	۱۵۲۰	۱۵۲۰
مقادیر خروجی	نسبت سوخت به هوا	۰/۰۳۲۱	۰/۰۳۳
	[%] راندمان انرژی	-	۸۶/۶۵
	[%] راندمان انرژی	۵۰/۳	۵۰/۲۱



شکل ۳- راندمان آگزروی اجزای چرخه ترکیبی پیشنهادی



شکل ۴- سهم اجزای اصلی چرخه در تخریب آگزروی کل چرخه ترکیبی

چرخه‌ی پیشنهادی و نیز چرخه‌ی پایه دارای مقدار بیشینه خواهد بود.

۵-۳-۲- اثر راندمان آیزنتروپیک کمپرسور هوا

از آنجا که بخش قابل توجهی از توان تولیدی چرخه توسط کمپرسور هوا برای متراکم کردن هوای لازم برای احتراق مصرف می‌شود، تغییر راندمان آیزنتروپیک آن اثر چشم‌گیری در راندمان انرژی و آگزروی چرخه خواهد داشت.

همانطور که در شکل ۶ نشان داده شده است، زمانیکه راندمان آیزنتروپیک کمپرسور از ۰/۸ تا ۰/۹ تغییر می‌کند، راندمان انرژی و آگزروی به ترتیب از ۷۸/۴۴ تا ۸۶/۵۳٪ و ۴۸/۶۴ تا ۵۳٪ افزایش می‌یابد.

۵-۳-۳- اثر راندمان آیزنتروپیک توربین گاز

با توجه به اینکه مولد اصلی توان در چرخه‌ی ترکیبی پیشنهادی، توربین گاز می‌باشد، تغییر راندمان آیزنتروپیک توربین اثر محسوسی در عملکرد چرخه خواهد داشت. شکل ۷ تغییر راندمان انرژی و

۵-۳-۲- مطالعه پارامتری

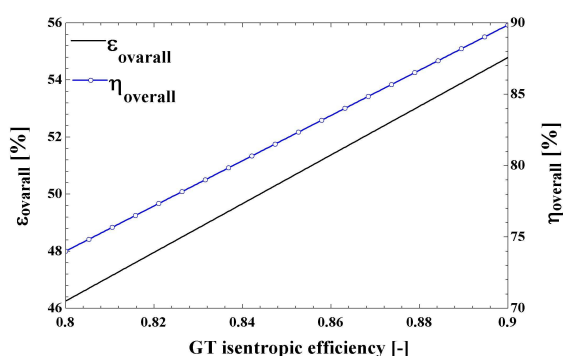
در این قسمت اثر پارامترهای تاثیرگذار و قابل تغییری همچون نسبت فشار کمپرسور هوا (r_p)، راندمان آیزنتروپیک کمپرسور هوا (η_{AC})، راندمان آیزنتروپیک توربین گازی (η_{GT})، بیشینه فشار چرخه‌ی آب‌آمونیاک (P_{20}) و غلظت آمونیاک چرخه‌ی آب‌آمونیاک (X_{18}) بر راندمان انرژی و آگزروی چرخه‌ی ترکیبی نشان داده شده است.

۵-۳-۱- اثر نسبت فشار کمپرسور هوا

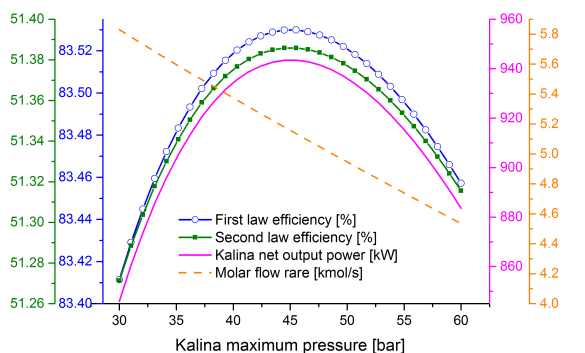
شکل ۵ رفتار راندمان انرژی و آگزروی چرخه پایه و چرخه ترکیبی را به ازای تغییر نسبت فشار کمپرسور هوا نشان می‌دهد. با افزایش نسبت فشار کمپرسور هوا، توان مصرفی در کمپرسور هوا و نیز توان تولیدی توربین گازی افزایش می‌یابد. افزایش توان مصرفی در کمپرسور سبب کاهش راندمان و افزایش توان تولیدی توربین سبب افزایش راندمان می‌شود و به همین دلیل راندمان انرژی و آگزروی

۵-۳-۵- اثر غلظت آمونیاک چرخه‌ی آب آمونیاک

تغییرات راندمان قانون اول و دوم، توان خالص خروجی چرخه کالینا و کیفیت مخلوط آب آمونیاک در ورودی جداکننده با تغییر غلظت آمونیاک در شکل ۹ نشان داده شده است. همانطور که مشاهده می‌شود با افزایش غلظت آمونیاک کیفیت مخلوط آب-آمونیاک در نقطه ۱۲ افزایش می‌یابد بنابراین درصد بیشتری از سیال وارد توربین می‌گردد که کار ویژه بالاتری در توربین تولید می‌کند. از طرف دیگر افزایش غلظت آمونیاک منجر به افزایش آنتالپی مخلوط در نقطه ۱۲ شده و دبی مولی جریان سیال در کالینا را کاهش می‌دهد. همانطور که در قسمت قبل نیز ذکر شد توان خالص خروجی چرخه کالینا از حاصل ضرب دبی مولی سیال و کار ویژه چرخه حاصل می‌گردد.



شکل ۷- اثر راندمان توربین گازی بر راندمان چرخه‌ی پیشنهادی

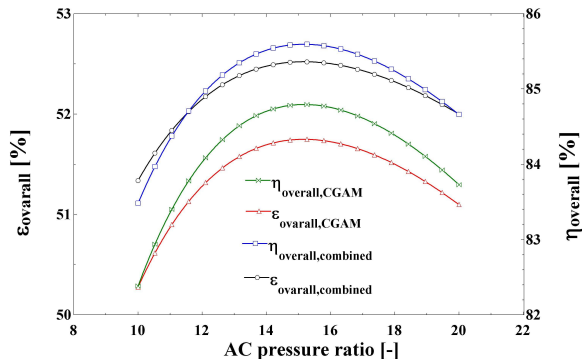


شکل ۸- تغییرات راندمان قانون اول و دوم ترمودینامیک، توان خالص خروجی کالینا و مقدار دبی مولی با تغییر فشار بیشینه چرخه کالینا

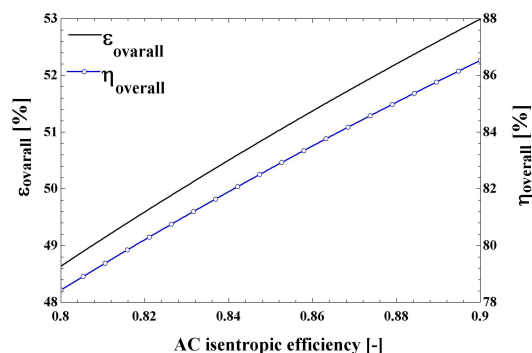
اگرزری چرخه را به ازای تغییر راندمان آیزنتروپیک توربین گاز نشان می‌دهد. زمانیکه راندمان توربین از ۰/۸ تا ۰/۹ تغییر می‌کند، راندمان انرژی و اگرزری به ترتیب از ۷۴/۰۱ تا ۸۹/۸۶٪ و ۴۶/۲۶ تا ۵۴/۷۹ تغییر می‌کند.

۵-۳-۴- اثر بیشینه فشار چرخه‌ی کالینا

شکل ۸ نشان‌دهنده تاثیر بیشینه فشار چرخه کالینا بر روی راندمان قانون اول و دوم ترمودینامیک، توان خالص خروجی چرخه کارنو و دبی مولی مخلوط آب-آمونیاک می‌باشد. همان طور که مشاهده می‌شود رفتار راندمان قانونهای اول و دوم دقیقاً مشابه توان خروجی کالینا می‌باشد. با افزایش بیشینه فشار چرخه کالینا، مقدار کار ویژه چرخه کالینا به علت افزایش اختلاف آنتالپی ورودی و خروجی توربین افزایش می‌یابد. ولی از طرف دیگر، مقدار دبی مولی مخلوط آب-آمونیاک در اواپراتور به علت افزایش آنتالپی خروجی اواپراتور در نقطه ۱۲ کاهش می‌یابد. از آنجایی که توان خالص خروجی کالینا با حاصل ضرب کار ویژه در دبی مولی برابر است و با افزایش بیشینه فشار چرخه از ۳۰ bar تا ۶۰ bar یکی از این دو پارامتر افزایش و دیگری کاهش می‌یابد، بنابراین توان خالص خروجی در فشار حدود ۴۵ bar به حداکثر مقدار خود می‌رسد. با توجه به روابط تعریف شده برای راندمان قانون اول و دوم، مقدار این راندمان‌ها رابطه مستقیم با خالص توان تولیدی در چرخه دارند و با توجه به این که توان چرخه CGAM هیچ تغییری نمی‌کند، رفتار راندمان‌های قانون اول و دوم مشابه رفتار توان خالص خروجی کالینا خواهد بود.

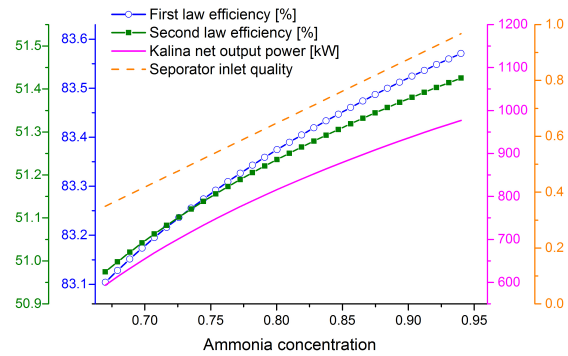


شکل ۹- اثر نسبت فشار کمپرسور هوا بر راندمان چرخه‌ی پیشنهادی و سیستم پایه



شکل ۱۰- اثر راندمان آیزنتروپیک کمپرسور هوا بر راندمان چرخه‌ی پیشنهادی

- با وجود تاثیر دوگانه غلظت آمونیاک بر روی دبی مولى و مقدار کار ویژه چرخه کالینا که هر دو پارامترهای موثر بر توان خالص خروجی کالینا هستند، میزان افزایشی که در مقدار کار ویژه ایجاد می‌گردد بسیار بیشتر از میزان کاهش دبی مولى بوده و این امر منجر به افزایش توان خروجی کالینا از ۵۹۳ kW تا ۹۷۷ kW، با تغییر غلظت از ۰/۶۷ تا ۰/۹۴ می‌گردد.



شکل ۹- تغییرات راندمان قانون اول و دوم ترمودینامیک، توان خالص خروجی کالینا و مقدار کیفیت مخلوط ورودی به جداکننده با تغییر غلظت آمونیاک

با توجه به کاهش دبی و افزایش کار ویژه باید انتظار ایجاد یک نقطه بهینه بیشینه برای توان خالص خروجی را داشته باشیم، در حالی که توان خالص روند افزایشی از خود نشان می‌دهد. علت این امر این است که میزان افزایش کار ویژه در اثر افزایش غلظت بیش از مقدار کاهش دبی مولى می‌باشد و به همین علت توان خالص خروجی کالینا رفتاری مشابه کار ویژه که روند افزایشی دارد از خود نشان می‌دهد.

۶- نتیجه‌گیری

مدلسازی و تحلیل ترمودینامیکی چرخه ترکیبی تولید همزمان CGAM و کالینا از دیدگاه قوانین اول و دوم ترمودینامیک نشان می‌دهد که بیشینه تخریب انرژی در محفظه احتراق رخ می‌دهد که مقدار آن برابر با ۶۳٪ است. پس از محفظه احتراق، مولد بخار، توربین گازی، پیش گرم کن هوا و کمپرسور به ترتیب با ۱۶، ۸، ۶ و ۵٪ تخریب انرژی قرار گرفته‌اند. علاوه بر این با بررسی پارامتریک این سیستم می‌توان موارد زیر را نیز نتیجه گرفت:

- مقدار بیشینه برای راندمان انرژی برابر ۸۵/۵۹٪ و برای راندمان انرژی برابر ۵۲/۵۲٪ است که در نسبت فشار ۱۵/۲۶ رخ می‌دهد.
- با تغییر راندمان آیزنتروپیک کمپرسور از ۰/۸ تا ۰/۹، راندمان انرژی و انرژی به ترتیب از ۷۸/۴۴ تا ۸۶/۵۳٪ و ۴۸/۶۴ تا ۵۳٪ افزایش می‌یابند.
- افزایش راندمان آیزنتروپیک توربین گاز منجر به افزایش راندمان قانون اول و دوم می‌شود بطوری که با افزایش راندمان توربین از ۰/۸ تا ۰/۹، راندمان انرژی و انرژی به ترتیب از ۷۴/۰۱ تا ۸۹/۸۶٪ و ۴۶/۲۶ تا ۵۴/۷۹٪ تغییر می‌کند.
- بیشینه فشار چرخه کالینا تاثیر دوگانه‌ای بر پارامترهای موثر در توان خروجی این چرخه دارد که منجر به ایجاد یک نقطه بهینه برای توان خالص خروجی چرخه می‌گردد. مقدار بیشینه توان تولیدی چرخه کالینا حدود ۹۴۰ kW است که در فشار ۴۵ بار رخ می‌دهد. راندمان‌های قوانین اول و دوم نیز رفتاری مشابه توان خالص خروجی از خود نشان می‌دهند.

۷- نمادها

\bar{e}_i	انرژی مخصوص ترموفیزیکی مولى در نقطه‌ی
\bar{e}_{ch}	انرژی مخصوص شیمیایی مولى
\dot{E}	نرخ انرژی
\bar{h}	آنالتپی مخصوص مولى
\bar{s}	آنترپپی مخصوص مولى
T_i	دما در نقطه‌ی
\dot{W}	توان
AC	کمپرسور هوا
AP	پیش گرم کن هوا
CC	محفظه احتراق
COND	چگالنده
GT	توربین گازی
HRSG	مولد بخار
EVA	اواپراتور
SEP	جدا کننده
AWT	توربین آب‌آمونیاک
REG	بازیاب
P	پمپ
V	شیر خفانش
\dot{n}_i	دبی مولى در نقطه
η	راندمان انرژی
\mathcal{E}	راندمان انرژی

۸- مراجع

- [1] Wang JF, Dai YP, Gao L. Exergy analyses and parametric optimizations for different cogeneration power plants in cement industry. Appl Energy; 86:941-8, 2009.
- [2] Bejan A, Tsatsaronis G, Moran M. Thermal design and optimization. New York: Wiley; 436 1996.
- [3] Soltani R., Mohammadzadeh Keleshtery P, Vahdati M, KhoshgoftarManesh M.H, Rosen M.A, Amidpour M. Multi-objective optimization of a solar-hybrid cogeneration cycle: Application to CGAM problem. Energy Conversion and Management, 81: 60-71, 2014.
- [4] Seyyedi S.M, Ajam H, Farahat S. A new approach for optimization of thermal power plant based on the exergoeconomic analysis and structural optimization method: Application to the CGAM problem. Energy Conversion and Management, 51: 2202-11, 2010.
- [5] Khaljani M, Khoshbakhti Saray R, Bahlouli K. Comprehensive analysis of energy, exergy and exergo-economic of cogeneration of heat and power in a combined gas turbine and

- organic Rankine cycle. *Energy Conversion and Management*; 97: 154-65, 2015
- [6] Khanmohammadi S, Atashkari K, Kouhikamali R. Exergoeconomic multi-objective optimization of an externally fired gas turbine integrated with a biomass gasifier. *Applied Thermal Engineering*. Dec 5;91:848-59, 2015
- [7] Salehzadeh A, Saray RK, JalaliVahid D. Investigating the effect of several thermodynamic parameters on exergy destruction in components of a tri-generation cycle. *Energy*. 2013 Apr 1;52:96-109.
- [8] Kalina AI. Generation of energy by means of a working fluid, and regeneration of a working fluid. United States Patent 4346561. Filed date: Aug. 31, 1982.
- [9] Kalina AI. Combined cycle and waste heat recovery power systems based on a novel thermodynamic energy cycle utilizing low-temperature heat for power generation. American Society of Mechanical Engineers, New York, Paper No. 83-JPGC-GT-3, 1-5, 1983
- [10] Kalina AI. Combined-cycle system with novel bottoming cycle. *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*;106:737-42, 1984
- [11] Jonsson M. Advanced power cycles with mixtures as the working fluid (Doctoral thesis). Department of Chemical Engineering and Technology, Energy Processes, Royal Institute of Technology, Stockholm, Sweden, 2003.
- [12] El-Sayed YM, Tribus MA. Theoretical comparison of the Rankine and Kalina cycles. *ASME publication AES-Vol. 1*, 97-102,1985
- [13] Pall Valdimarsson P, Eliasson L. Factors influencing the economics of the Kalina power cycle and situations of superior performance. *International Geothermal Conference*, Reykjavik, Sept. 32-40, 2003
- [14] Bombarda P, Invernizzi CM, Pietra C. Heat recovery from diesel engines a thermodynamic comparison between Kalina and ORC cycles. *Applied Thermal Engineering*;30:212-9, 2010
- [15] Mohammadkhani F, Shokati N, Mahmoudi SMS, Yari M, Rosen MA. Exergoeconomic assessment and parametric study of a gas turbine-modular helium reactor combined with two organic rankine cycles. *Energy*; 65: 533-43, 2014
- [16] A. Bejan, *Advanced engineering thermodynamics*, 1997, Interscience, New York, 1996.
- [17] Hettiarachchi HM, Golubovic M, Worek WM, Ikegami Y. The performance of the Kalina cycle system 11 (KCS-11) with low-temperature heat sources. *Journal of Energy Resources Technology*. Sep 1;129(3):243-7, 2007.