



تحلیل ترمودینامیکی چرخه ترکیبی تولید سه گانه با محرک موتور اشتعال تراکمی مخلوط همگن

نیلوفر سراچی^۱، سیدمحمد سید محمودی^{۲*}، رحیم خوشبختی سرای^۳

۱- دانشجوی کارشناسی ارشد مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، تبریز

۲- دانشیار مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، تبریز

۳- دانشیار مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی سهند، تبریز، تبریز

* تبریز، صندوق پستی ۱۴۷۶۶-۵۱۶۶۶، s_mahmoudi@tabrizu.ac.ir

چکیده- یک چرخه ترمودینامیکی تولید سه گانه متشکل از یک موتور اشتعال تراکمی مخلوط همگن (HCCI) و چرخه تولید همزمان توان-تبرید جذبی آب و آمونیاک معرفی و مورد مطالعه قرار می گیرد. در این چرخه از انرژی گازهای خروجی از موتور برای راه اندازی چرخه تولید همزمان استفاده می شود. همچنین از حرارت آب خنک کاری موتور می توان برای مصارف مسکونی استفاده کرد. به منظور مدل سازی ترمودینامیکی موتور HCCI از مدل احتراقی تک منطقه ای با سینتیک شیمیایی استفاده شده است. نتایج نشان می دهد که با افزایش نسبت فشار تلمبه در چرخه تولید همزمان، ظرفیت سرمایشی این چرخه کاهش یافته، بازده قانون اول آن افزایش یافته و مقدار بیشینه ای برای بازده قانون دوم به دست می آید. همچنین مشاهده می شود که در چرخه تولید سه گانه، موتور بیشترین سهم را در نابودی انرژی به خود اختصاص می دهد. در شرایط غلظت آمونیاک ۰/۴ در خروجی جذب چرخه تولید همزمان و در دمای محیط ۲۵°C، بیشینه مقدار بازده انرژی این چرخه در نسبت فشار تلمبه ۹/۴۸۶ رخ می دهد که در این شرایط نرخ صرفه جویی در مصرف انرژی و مقدار درصد کاهش نشر گاز گلخانه ای CO₂ به ترتیب برابر ۲۷/۹۷ درصد و ۴/۸ درصد است. نتایج همچنین نشان می دهند که بازده انرژی چرخه تولید سه گانه ارائه شده نسبت به بازده انرژی موتور ۵/۴ درصد افزایش می یابد. **کلیدواژه‌گان:** چرخه تولید سه گانه، موتور اشتعال تراکمی مخلوط همگن، تبرید جذبی، انرژی

Thermodynamic Analysis of a Tri-generation Cycle with HCCI Engine as Prime Mover

N. Sarabchi¹, S. M. S. Mahmoudi^{2*}, R. Khoshbakhti Saray³

1- MSc. Student, Mech. Eng., Tabriz Univ., Tabriz, Iran

2- Assoc. Prof., Mech. Eng., Tabriz Univ., Tabriz, Iran

3- Assoc. Prof., Mech. Eng., Sahand Univ. of Tech., Tabriz, Iran

* P.O.B. 51666-14766 Tabriz, s_mahmoudi@tabrizu.ac.ir

Abstract- A tri-generation cycle consisting of a homogeneous charge compression ignition (HCCI) engine and an ammonia-water absorption cogeneration cycle are proposed and analyzed. The energy of engine exhaust gases are utilized to run absorption cogeneration cycle. Also the energy of cooling water can be used in residential applications. A single zone model with capability to consider chemical kinetic calculations is developed for the HCCI engine. The results show that increasing the pump pressure ratio of the cogeneration cycle causes a decrease in the refrigeration output and an increase in first law efficiency. At a particular value of this pressure ratio the second law efficiency is maximized. It is shown that the contribution of engine in the total exergy destruction in the tri-generation system is much higher than those of the other components. With an ammonia concentration of 0.4 in the solution leaving the absorber and with an ambient temperature of 25°C, the maximum exergy efficiency occurs when the pump pressure ratio is 9.486. At this condition, the fuel energy saving ratio and CO₂ emission reduction are 27.97% and 4.8%, respectively. It is also shown that the second law efficiency of the tri-generation system is 5.4% higher than the second law efficiency of the HCCI engine.

Keywords: Tri-Generation System, Homogeneous Charge Compression Ignition, Absorption Refrigeration, Exergy

۱- مقدمه

همزمان در بار کامل موتور تا ۶۷/۳ درصد قابل حصول است. این محققان مقدار نشر گاز گلخانه‌ای CO₂ را در بار کامل موتور برای چرخه تولید سه‌گانه برابر ۰/۴۰۱ kg/kWh و برای فقط موتور ۱/۲۲ kg/kWh گزارش کردند.

استفاده از چرخه رانکین (ORC) با سیال‌های عامل مختلف برای بازیافت انرژی گازهای خروجی از موتور و انرژی اتلافی در نیروگاه هسته‌ای، در سیستم‌های تولید همزمان نیز مورد توجه محققین قرار گرفته است [۱۰،۹]. مائوگانگ و همکاران [۱۱] از حرارت اتلافی گازهای خروجی موتور احتراق داخلی تویوتا 8A-FE با سوخت گازوئیل برای راه‌اندازی چرخه کالینا با سیال عامل آب و آمونیاک استفاده کرده و حرارت اتلافی آب خنک‌کاری و روغن روانکاری موتور را برای راه‌اندازی چرخه ORC با سیال‌های عامل مختلف به کار بردند. آنها نشان دادند که تنها ۱/۳ انرژی شیمیایی سوخت به کار مفید تبدیل می‌شود و بقیه انرژی توسط آب خنک‌کاری، روغن روانکاری و گازهای خروجی تلف می‌گردد. نتایج آن‌ها نشان می‌دهد که بازده حرارتی چرخه ترکیبی به هنگام استفاده از مبرد سیکلوپنتان بیشترین است.

استفاده از موتور HCCI در سیستم‌های تولید همزمان یا سه‌گانه کمتر مورد توجه محققین قرار گرفته است در حالی که احتراق از نوع اشتعال تراکمی مخلوط همگن (HCCI) ^۲، کارایی خود را به عنوان روشی شناخته شده و کاربردی برای انواع مختلف موتورهای احتراق داخلی چه از نوع ساکن و چه از نوع متحرک نشان داده‌است. این نوع احتراق در اصل یک حالت ترکیبی از احتراق در موتورهای اشتعال جرقه‌ای و موتورهای اشتعال تراکمی می‌باشد. در موتورهای HCCI مخلوط پیش آمیخته سوخت در ابتدا به داخل سیلندر تغذیه می‌شود و مخلوط به وسیله فرآیند خود اشتعالی محترق می‌شود [۱۲]. این نوع موتورها به دلیل داشتن مزیت‌هایی همچون هزینه کم، بازده تبدیل انرژی زیاد، مقدار کم نشر آلاینده‌ها، انعطاف‌پذیری دمایی کارکرد و انعطاف‌پذیری در انتخاب نوع سوخت، می‌توانند گزینه‌ای جدید برای محرک چرخه‌های تولید همزمان باشند [۱].

سالوادور آسویس و همکاران [۱] سیستم تولید همزمان در مقیاس کوچک (کمتر از ۱ مگاوات) با محرک اولیه موتور HCCI را از نظر بازده گرمایی، بازده الکتریکی، مصرف سوخت

در طی چند دهه اخیر نگرانی‌ها در خصوص کاهش سطح منابع سوخت‌های فسیلی، اثرات مخرب گازهای خروجی از چرخه‌های تولید توان بر روی محیط زیست و نیز پدیده گرمایش زمین به طور فزاینده‌ای افزایش یافته است [۱]. در این راستا، طراحی سیستم‌های تولید سه‌گانه توان، گرما و سرما^۱ در مقیاس کوچک (کمتر از ۱ مگاوات) با محرک‌های اولیه‌ای همچون میکروتوربین‌ها، موتورهای اشتعال جرقه‌ای و سایر انواع موتورهای احتراق داخلی و پیل‌های سوختی بیشتر مورد توجه قرار می‌گیرند. سیستم‌های مذکور قابلیت تولید انواع مختلف انرژی از جمله توان، گرما و سرما را به صورت همزمان دارند که در مناطق مسکونی و تجاری به طور گسترده مورد استفاده قرار می‌گیرند.

سیستم‌های تولید همزمان توان-گرما برای اولین بار در سال ۱۸۸۲ میلادی در اروپا و در اوایل قرن بیستم در آمریکا مورد استفاده قرار گرفتند. پس از آن سیستم‌های تولید سه‌گانه توان، گرما و سرما به عنوان یک ایده جدید مطرح گردیدند [۲]. در بیشتر کارهای تحقیقاتی در این زمینه سیستم بالادستی توربین گاز می‌باشد [۴،۳] و در برخی از این سیستم‌ها از میکروتوربین استفاده شده است [۵]. تاکشیتا و همکاران [۶] چرخه پیشرفته تولید سه‌گانه، توربین گازی، چرخه رانکین بخار و چرخه تولید همزمان توان-تبرید جذبی آب و آمونیاک را پیشنهاد کردند. نتایج آن‌ها نشان می‌دهد که نسبت سهم چرخه آب و آمونیاک به بازده کل چرخه برابر ۷ درصد است به هر حال چرخه مورد نظر در این تحقیق از دیدگاه قانون دوم ترمودینامیک مورد بررسی قرار نگرفت. استفاده از موتورهای احتراق داخلی نیز در سیستم‌های تولید همزمان و سه‌گانه مورد توجه محققین قرار گرفته است. مستفوی و آگنیو [۷] مدل ترمودینامیکی چرخه ترکیبی موتور دیزل با چرخه تبرید جذبی ساده را بررسی کردند. آنها با استفاده از روابطی که به دست آوردند مقدار انرژی گرمایی قابل دسترس و انرژی قابل بازیافت از گازهای خروجی موتور دیزل را محاسبه نمودند. لین و همکاران [۸]، یک سیستم تولید سه‌گانه در مقیاس خانگی با ترکیب موتور دیزل و چرخه تبرید جذبی را به صورت تجربی بررسی کردند. آن‌ها نشان دادند که بازده حرارتی چرخه تولید

1. Combined Cooling Heat and Power (CCHP)

2. Homogeneous Charge Compression Ignition

و هزینه سوخت مصرفی با سایر محرک‌های اولیه همچون موتور اشتعال جرقه‌ای، موتور دیزل، میکروتوربین‌ها و پیل‌های سوختی مقایسه کردند. آن‌ها نشان دادند که استفاده از موتورهای HCCI در چرخه‌های تولید همزمان مانند موتورهای دیزل به بازده تبدیل انرژی بیشتری منجر می‌شود. مقدار صرفه جویی در مصرف انرژی در موتورهای دیزل و موتورهای HCCI نسبت به سایر محرک‌ها بیشتر بوده و موتورهای HCCI از لحاظ اقتصادی مقرون به صرفه‌تر هستند. در این تحقیق عملکرد چرخه‌ها از دیدگاه قانون دوم ترمودینامیک مورد بررسی قرار نگرفته است.

در سال‌های اخیر، چرخه‌های تولید همزمان توان-تبرید جذبی با سیال عامل آب و آمونیاک، با توجه به ویژگی کم‌بودن تلفات برگشت‌ناپذیری در انتقال حرارت و نیز سازگاری با محیط، مورد توجه قرار گرفته‌اند [۱۳]. از مزایای دیگر این چرخه استفاده از انرژی منبع حرارتی با دمای کم مانند انرژی خورشیدی، زمین گرمایی (انرژی‌های تجدید پذیر) و همچنین حرارت اتلافی چرخه‌های تولید توان متداول می‌باشد. علی‌رغم این که چرخه‌های تبرید جذبی در مقایسه با سیستم‌های تبرید تراکمی دارای بازده کمتری بوده ولی، در صورت استفاده از حرارت اتلافی به عنوان منبع حرارتی، این سیستم‌ها مقرون به صرفه می‌باشند. مزیت دیگر این سیستم‌ها کم سروصدا بودن آن‌هاست و در صورت استفاده از مخلوط آب و آمونیاک مشکل پدیده کریستالیزاسیون از بین می‌رود [۱۴]. به هر حال به علت سمی بودن و اشتعال پذیر بودن آمونیاک در سیستم‌های فوق، لازم است که در استفاده از این سیستم‌ها اقدامات ایمنی لازم در نظر گرفته شود. یکی از راه‌کارهای افزایش کارایی سیستم‌های تبرید جذبی استفاده از اجکتور می‌باشد [۱۴].

از زمان معرفی چرخه تولید همزمان توان-تبرید آب و آمونیاک توسط گسوامی [۱۵] در سال ۱۹۹۵ محققان زیادی در این زمینه کارهای تحقیقاتی انجام داده‌اند. چرخه مذکور، که به چرخه گسوامی نیز معروف است، ترکیبی از دو چرخه توان رانکین و چرخه تبرید جذبی است. این چرخه در مقیاس کیلووات تا مگاوات طراحی می‌شود.

ژنگ و همکاران [۱۶] یک سیستم آب و آمونیاکی جدید طراحی نمودند. در این پژوهش تأثیر عوامل کلیدی چرخه مانند دمای ورودی توربین، غلظت مخلوط آب و آمونیاک و

فشار در ورودی یکسوساز^۱ بر روی بازده چرخه مورد بررسی قرار گرفت. آن‌ها به این نتیجه رسیدند که اگر برای تولید توان-تبرید مورد نظر دو چرخه جدا از هم توان و تبرید در نظر گرفته شود، مقدار مصرف انرژی در چرخه توان ۲۶ درصد و در چرخه تبرید ۹ درصد بیشتر از مقادیر متناظر در چرخه ترکیبی خواهد بود. ونگ و همکاران [۱۳] چرخه تولید همزمان توان-تبرید جدیدی را طراحی نمودند. آن‌ها از طریق بهینه‌سازی به این نتیجه رسیدند که وقتی فشار، دما و غلظت آب و آمونیاک در ورودی توربین به ترتیب ۱،۷۰۶ Mpa، ۲۸۰،۴°C و ۰،۳۰۵ باشد بازده قانون دوم به بیشترین مقدار خود یعنی ۴۳،۰۶ درصد خواهد رسید. در این تحقیق میزان صرفه‌جویی در مصرف انرژی که یکی از عامل‌های مهم در تحلیل عملکرد چرخه‌های تولید همزمان است، مورد بررسی قرار نگرفته است. دمیرکایا و همکاران [۱۷] بر روی چرخه پیشنهادی گسوامی یک مطالعه پارامتریک انجام دادند و گزارش کردند که در صورت استفاده از منبع خنک‌کاری داخلی برای یکسوساز، چرخه دارای بازده بیشتری خواهد بود.

از آنجا که موتور HCCI از مزایای مصرف سوخت کمتر و آلاینده‌های خروجی اکسیدهای نیتروژن (NO_x) و ذرات معلق^۲ کمتر نسبت به موتورهای احتراق داخلی مرسوم برخوردار است، در کار حاضر قوای محرکه چرخه تولید سه‌گانه، موتور HCCI در نظر گرفته می‌شود. در این چرخه ترکیبی حرارت اتلافی گازهای خروجی موتور به عنوان منبع حرارتی چرخه تولید همزمان توان-تبرید با سیال عامل آب و آمونیاک و از حرارت اتلافی آب خنک‌کاری موتور برای تولید بخار استفاده می‌شود. این چرخه تولید سه‌گانه، که به قرار اطلاع تا به حال مورد بررسی قرار نگرفته است، از دیدگاه‌های قوانین اول و دوم ترمودینامیک تحلیل شده و انتظار می‌رود که نتایج به دست آمده اطلاعات مفیدی را در طراحی سیستم‌های تولید سه‌گانه با قوای محرکه موتور HCCI ارائه کنند.

۲- توصیف چرخه

در شکل ۱، چرخه تولید سه‌گانه پیشنهاد شده در این مقاله نمایش داده شده است. همانطور که مشاهده می‌شود این چرخه از ترکیب موتور HCCI به‌عنوان چرخه بالادستی و چرخه تولید

1. Rectifier
2. Particulate Matter (PM)

در این چرخه، مخلوط آب و آمونیاک در حالت اشباع از جاذب خارج شده و به بخش پر فشار چرخه تلمبه می‌شود. با حرارت دادن مخلوط در مولد و استفاده از ستون یکسوساز و چگالنده تعبیه شده در دفلاگماتور^۵، بخار آمونیاک با غلظت آمونیاک ۰/۹۹ و نیز محلول مایع ضعیف آب و آمونیاک (با غلظت کمتر) در حالت اشباع از هم تفکیک می‌شوند [۱۴].

بخار آمونیاک سپس با عبور از چگالنده چگالش یافته و قبل از ورود به تبخیرکننده به فاز مایع تبدیل می‌شود. بخار کم فشار آمونیاک خروجی از تبخیرکننده وارد جاذب می‌شود. از طرف دیگر، مخلوط مایع آب و آمونیاک ضعیف خروجی از مولد وارد دیگ شده و در آنجا با دریافت گرما از گازهای خروجی موتور به صورت بخار اشباع درآمده و سپس وارد فراگرمن می‌شود و پس از عبور از توربین ۲ منبسط شده و توان تولید می‌کند. مخلوط ضعیف آب و آمونیاک در نهایت وارد جاذب شده و با جذب بخار آمونیاک خروجی از تبخیرکننده به تلمبه می‌رود و به این ترتیب چرخه کامل می‌گردد.

۳- مدل سازی

۳-۱- مدل سازی موتور اشتعال تراکمی مخلوط همگن

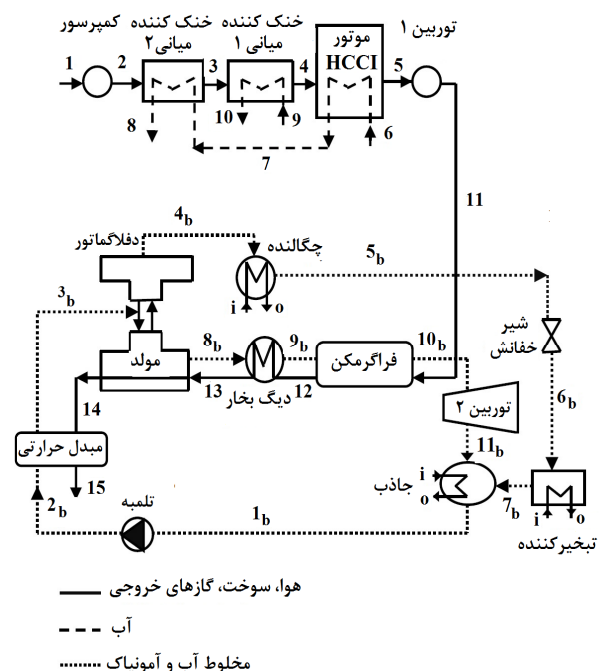
احتراق در موتورهای HCCI با سینتیک شیمیایی تنظیم می‌گردد. در کار حاضر، برای ایجاد مصالحه‌ای میان دقت، حجم و هزینه‌های محاسباتی از مدل احتراقی تک منطقه‌ای با سینتیک شیمیایی استفاده شده است. شایان ذکر است که بدنه اصلی مدل و تمامی زیر مدل‌ها در زبان برنامه نویسی فرترن نوشته شده است به طوری که توانایی استفاده از داده‌های سازوکار سینتیک شیمیایی در قالب کمکین^۶ [۱۹] را دارد. در تحقیق حاضر از سازوکار سینتیک شیمیایی GRIMECH 3.0 [۲۰] که یکی از معروف‌ترین و معتبرترین سازوکارهای شیمیایی برای گاز طبیعی است، استفاده شده است. این سازوکار شیمیایی مفصل شامل ۵۳ گونه شیمیایی و ۳۲۵ واکنش شیمیایی است.

۳-۱-۱- فرض‌ها و معادلات حاکم بر مدل احتراقی تک منطقه‌ای

در مدل تک منطقه‌ای فرض‌ها به قرار زیر است:

- مخلوط سوخت و هوا به صورت همگن وارد محفظه احتراق می‌شود.

همزمان توان-تبرید به عنوان چرخه پایین دستی تشکیل شده است. در این تحقیق موتور شش سیلندر نوع ولوو TD100^۱ با توان ترمزی ۹۳ کیلووات و بازده اندیکاتوری ۴۸/۴۲ درصد با استفاده از داده‌های مرجع [۱۸] مدلسازی شده است. دمای هوای ورودی به موتور ۷۰°C بوده و فشار مطلق بار ورودی که به کمک کمپرسور پرخورانی^۲ شده، ۳ bar است. برای کاهش دمای هوا تا دمای ورودی مورد نظر از دو خنک‌کن میانی مطابق شکل ۱ استفاده شده است. همان‌طور که در این شکل نشان داده می‌شود، گرمای آب خنک‌کاری موتور برای تولید بخار اشباع ۱۲۰°C (وضعیت ۸)، بازیافت می‌شود [۱]. محصولات احتراق پس از خروج از محفظه احتراق در توربین ۱ منبسط شده و کار موردنیاز کمپرسور را تأمین می‌کنند. گازهای گرم در خروج از توربین که دارای دمایی در حدود ۲۵۲°C هستند به‌عنوان منبع حرارتی چرخه پایین دستی با عبور از فراگرمن^۳، دیگ بخار^۴ و مولد، انرژی لازم برای تولید توان و برودت را در چرخه تولید همزمان توان-تبرید فراهم می‌سازند. در چرخه تولید همزمان توان-تبرید چرخه رانکین و چرخه تبرید جذبی باهم ترکیب شده‌اند.



شکل ۱ طرحواره چرخه تولید سه گانه پیشنهاد شده در این مطالعه

1. Volvo TD 100
2. Supercharge
3. Superheater
4. Boiler

5. Dephlegmator
6. CHEMKIN

برای محاسبه ثابت‌های واکنش شیمیایی ابتدا باید ثابت تعادل شیمیایی واکنش مربوطه محاسبه شود:

$$K_{ci} = \exp\left(\frac{\Delta S_i^o}{R_u} - \frac{\Delta H_i^o}{R_u T}\right) \left(\frac{P}{R_u T}\right)^{\sum_{k=1}^k (v_{ki}'' - v_{ki}')}$$
 (۷)

ΔH_i^o و ΔS_i^o به ترتیب تغییر آنتالپی و آنتروپی را در طی واکنش نشان می‌دهند. ثابت واکنش رفت بر پایه تئوری آرنیوس به دست می‌آید [۲۱، ۱۹]:

$$K_{fi} = A_i T^{\beta_i} \exp\left(\frac{-E_i}{R_u T}\right)$$
 (۸)

$$K_{ri} = \frac{k_{fi}}{k_{ci}}$$
 (۹)

معادله‌ی حالت به عنوان یکی از معادلات اصلی در مدل‌سازی مورد استفاده قرار می‌گیرد:

$$PV = \frac{m_{tot} R_u T}{MW}$$
 (۱۰)

معادله تغییر حجم محفظه احتراق نسبت به زمان به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$\frac{dV}{dt} = V_{TDC} \left[\frac{1}{2}(r-1)(\sin \theta \frac{d\theta}{dt} - \frac{1}{2}(R^2 - \sin^2 \theta)^{\frac{1}{2}}(-\sin 2\theta) \frac{d\theta}{dt}) \right]$$
 (۱۱)

$$R = \frac{2rod}{stroke}$$
 (۱۲)

معادله بقاء جرم، معادله بقاء انرژی مخلوط هوا و سوخت و نرخ تولید خالص گونه‌ها به صورت روابط زیر بیان می‌شوند:

$$\frac{dm_{tot}}{dt} = 0$$
 (۱۳)

$$m_{tot} C_v \frac{dT}{dt} = - \sum_{i=1}^{N_s} u_i \frac{dY_i}{dt} - P \frac{dV}{dt} - \frac{dQ}{dt}$$
 (۱۴)

$$\frac{dY_i}{dt} = \dot{\omega}_i MW_i V$$
 (۱۵)

برای محاسبه انتقال حرارت میان سیال و دیواره محفظه از رابطه اصلاح شده وشنی^۲ [۲۲] استفاده شده است. بر اساس این رابطه، انتقال حرارت میان گاز داخل سیلندر و سطح داخلی محاسبه می‌شود:

$$\frac{dQ}{dt} = h_c(t) A (T - T_w)$$
 (۱۶)

• جرم کل داخل محفظه ثابت در نظر گرفته می‌شود؛ یعنی مدل‌سازی در قسمت بسته‌ی چرخه صورت خواهد گرفت. (محفظه‌ی احتراق موتور HCCI از نقطه بسته شدن دریچه ورودی تا باز شدن سوپاپ خروجی را می‌توان یک سیستم بسته تلقی کرد).

• انتقال حرارت فقط میان سیال داخل محفظه و دیواره محفظه در نظر گرفته می‌شود.

• در هر لحظه فشار، دما و کلیه خواص مخلوط داخل محفظه احتراق یکنواخت است.

• مخلوط درون محفظه احتراق گاز ایده‌آل در نظر گرفته می‌شود.

معادله‌های حاکم برای مدل‌سازی ترمودینامیکی و سینتیک شیمیایی موتور مورد نظر به صورت زیر است.

خواص ترمودینامیکی بر اساس چند جمله‌ای مرتبه شش ناسا^۱ مطابق روابط زیر محاسبه می‌شوند [۲۰]:

$$\frac{\bar{C}_p}{R_u} = a_1 + a_2 T + a_3 T^2 + a_4 T^3 + a_5 T^4$$
 (۱)

$$\frac{\bar{H}}{R_u T} = a_1 + a_2 T + \frac{a_3}{3} T^2 + \frac{a_4}{4} T^3 + \frac{a_5}{5} T^4 + \frac{a_6}{T}$$
 (۲)

$$\frac{\bar{S}}{R_u} = a_1 \ln T + a_2 T + \frac{a_3}{3} T^2 + \frac{a_4}{4} T^3 + \frac{a_5}{5} T^4 + a_7$$
 (۳)

\bar{C}_p ، \bar{H} و \bar{S} به ترتیب گرمای ویژه، آنتالپی مطلق و آنتروپی مطلق بر پایه واحد مولی می‌باشند.

اگر یک واکنش شیمیایی را به صورت زیر در نظر بگیریم:

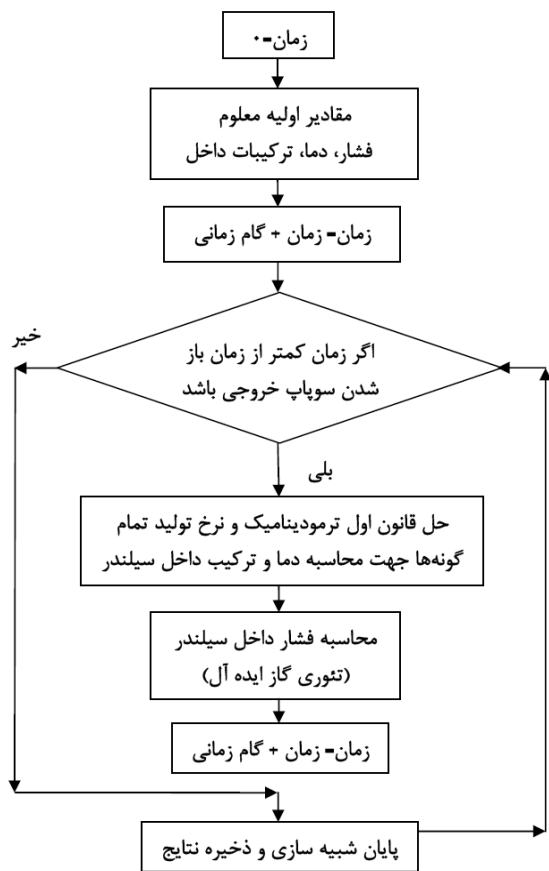
$$\sum_{k=1}^k v_{ki}' X_k \Leftrightarrow \sum_{k=1}^k v_{ki}'' X_k$$
 (۴)

نرخ تغییر غلظت کلی یک گونه شیمیایی خاص از رابطه زیر به دست می‌آید [۲۱]:

$$\dot{\omega}_K = \sum_{i=1}^{N_R} (v_{ki}'' - v_{ki}') q_i$$
 (۵)

$$q_i = k_{fi} \prod_{k=1}^k [X_k]^{v_{ki}'} - K_{ri} \prod_{k=1}^k [X_k]^{v_{ki}''}$$
 (۶)

در روابط بالا، v_{ki}' نمایانگر ضرایب استوکیومتریکی واکنش‌دهنده‌های k و v_{ki}'' ، نمایانگر ضرایب استوکیومتریکی محصولات k در واکنش i می‌باشند.



شکل ۲ نمودار گردش مدل احتراق تک‌منطقه‌ای

۳-۲-۱- فرض‌ها و معادلات حاکم بر مدل‌سازی ترمودینامیکی چرخه تولید سه‌گانه

فرض‌های در نظر گرفته شده برای تحلیل عملکرد چرخه تولید سه‌گانه عبارت‌اند از:

- چرخه در شرایط پایا کار می‌کند.
- از افت فشار در لوله‌ها صرف‌نظر شده است.
- از تغییرات انرژی‌های جنبشی و پتانسیل صرف‌نظر می‌شود.
- دما و فشار محیط 25°C و 1 bar در نظر گرفته شده است.
- ارزش حرارتی پایین گاز طبیعی متان برابر 50000 kJ/kg و اگرژی شیمیایی سوخت 824348 kJ/kmol منظور شده است [۲۵].
- بازده هم‌آنتروپی^۱ توربین و کمپرسور در چرخه بالا دستی 80% است [۱۸].
- بازده احتراق (η_{cc}) برابر $91/3\%$ درصد است [۱۸].

$$h_c(t) = \beta \text{Stroke}(t)^{-0.2} P(t)^{0.8} T(t)^{-0.73} v(t)^{0.8} \quad (17)$$

در این رابطه A ، $h_c(t)$ و T_w به‌ترتیب نمایانگر ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی، مساحت و دمای دیواره سیلندر هستند. $v(t)$ سهم سرعت حرکت گاز در داخل سیلندر است که واحد آن m/sec است. شایان ذکر است که رابطه اصلی وشنی [۲۳] برای موتورهای دیزل با پاشش مستقیم سوخت که در آن‌ها دوده تولید می‌شود، توسعه یافته است. بنابراین محققین برای به‌کارگیری رابطه وشنی در موتورهای HCCI با دوده کم و مخلوط فقیر پیش‌آمیخته، اصلاحاتی را در این رابطه انجام داده‌اند. شایان ذکر است که فشار درون سیلندر به شدت به ضریب تصحیح وشنی β وابسته است که این ضریب با توجه به نوع موتور (شکل هندسی موتور) متغیر است. بنابراین، در کار حاضر تغییر ضریب تصحیح وشنی β به نحوی بوده است که بیشترین تطابق با داده‌های آزمایشگاهی را داشته باشد. برای انجام این کار یک بهینه‌سازی بر روی ضریب β انجام شده است که در این بهینه‌سازی تابع هدف سه عامل کار یک چرخه موتور، فشار بیشینه و زاویه متناظر با 50% انرژی آزاد شده (CA50) در نظر گرفته شده است. مقدار به دست آمده برای β برابر $3/2216$ است.

در هر بازه‌ی زمانی، برنامه توسعه یافته برای مدل احتراقی تک‌منطقه‌ای، با حل همزمان معادلات دیفرانسیلی، مقادیر دما، فشار مخلوط داخل سیلندر و جرم گونه‌های شیمیایی را محاسبه می‌کند. گام زمانی مورد استفاده در مدل‌سازی برای مراحل تراکم، احتراق و انبساط به اندازه $0/1$ زاویه میل لنگ تنظیم شده است. شکل ۲ نمودار گردش مربوط به الگوریتم حل در برنامه تک‌منطقه‌ای را نشان می‌دهد.

۳-۲-۲- مدل‌سازی ترمودینامیکی چرخه تولید سه‌گانه

طرحواره چرخه تولید سه‌گانه (ترکیب موتور HCCI با چرخه تولید همزمان توان-تبرید جذبی) در شکل ۱ نشان داده شده است. در کار حاضر ضمن توسعه مدل احتراق تک‌منطقه‌ای در نرم افزار فرترن، مدل‌سازی ترمودینامیکی چرخه تولید همزمان توان-تبرید جذبی، با استفاده از نرم‌افزار EES [۲۴] انجام گرفته است. با ترکیب این دو مدل عملکرد چرخه تولید سه‌گانه مدل‌سازی می‌شود.

بازده قانون اول چرخه تولید همزمان توان- تبرید به صورت زیر تعریف می شود:

$$\eta_I = \frac{\dot{W}_{net,AWCC} + \dot{Q}_{evap}}{\dot{Q}_{in}} \quad (26)$$

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_{engine} + \dot{W}_{net,AWCC} \quad (27)$$

برای بیان کارایی چرخه تولید سه گانه می توان از معیار ضریب بهره‌وری انرژی استفاده کرد [26]:

$$EUF = \frac{\dot{W}_{net} + \dot{Q}_H + \dot{Q}_{evap}}{\dot{Q}_{fuel}} \quad (28)$$

به هر حال، این معادله برای تولید کار و حرارت ارزشی برابر در نظر می‌گیرد که یک نقطه ضعف تلقی می‌شود. معیار دیگر برای ارزیابی عملکرد این چرخه نرخ صرفه‌جویی در مصرف انرژی است که در واقع معیاری برای نشان دادن مقدار صرفه جویی در مصرف سوخت در تولید سه‌گانه توان، برودت و گرمایش به جای تولید جداگانه این محصولات است. اگر بازده‌های کلی سیستم‌های جداگانه متداول تولید توان، برودت و حرارت به ترتیب با η_e ، COP_{sp} و η_H نشان دهیم، نرخ صرفه‌جویی در مصرف انرژی برابر خواهد بود با [26]:

$$FESR = \frac{\Delta F}{\frac{\dot{Q}_H}{\eta_H} + \frac{\dot{W}_{net}}{\eta_e} + \frac{\dot{Q}_{evap}}{\eta_e COP_{sp}}} \quad (29)$$

$$\Delta F = \frac{\dot{Q}_H}{\eta_H} + \frac{\dot{W}_{net}}{\eta_e} + \frac{\dot{Q}_{evap}}{\eta_e COP_{sp}} - \dot{Q}_{fuel} \quad (30)$$

$$\dot{Q}_H = \dot{m}_{cw} (h_8 - h_6) \quad (31)$$

سیستم‌های تولید سه‌گانه می‌تواند راهکاری مناسب برای کاهش نشر گاز گلخانه‌ای در مقایسه با سیستم‌های جداگانه تولید توان، گرما و سرما باشد. بنابراین درصد کاهش نشر گاز گلخانه‌ای CO₂ طبق رابطه زیر محاسبه می‌شود [26]:

$$ER_{CO_2} = 1 - \frac{(\varepsilon_{CO_2}) \eta_H}{\eta_H \eta_w + (\varepsilon_{CO_2}) \eta_Q + (\eta_H \dot{Q}_{evap} / COP_{sp}) \dot{Q}_{fuel}} \quad (32)$$

$$\eta_Q = \frac{\dot{Q}_H}{\dot{Q}_{fuel}} \quad (33)$$

$$\eta_w = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_{fuel}} \quad (34)$$

- ضریب کارایی خنک‌کن میانی ۰٫۸ فرض شده است [۱].
- دمای محلول در خروج از جاذب و دمای مایع آمونیاک خارج شده از چگالنده ۵ درجه بیشتر از دمای محیط اطراف در نظر گرفته شده است [۱۳].
- کیفیت مخلوط آب و آمونیاک در خروج از توربین ۲ حداقل ۰٫۸۵ بوده و بازده هم آنتروپی توربین محلول ۸۵ درصد در نظر گرفته شده است [۱۳].
- دمای ورودی سیال خنک‌کاری به تبخیرکننده، جاذب و چگالنده برابر دمای محیط فرض شده است.
- نقطه تنگش^۱ در خروجی فراگرمگن اتفاق می‌افتد و اختلاف دما در آنجا ۱۵ درجه سلسیوس فرض شده است [۱۳].
- معادلات بقای جرم و انرژی (قانون اول ترمودینامیک) به کار رفته در مدلسازی چرخه تولید سه گانه به قرار زیر است:

$$\Delta_{out}^{in} \left(\sum_i \dot{m}_i \right) = 0 \quad (18)$$

$$\Delta_{out}^{in} \left(\sum_i \dot{m}_i h_i \right) + \Delta_{out}^{in} \left(\sum_j \dot{Q}_j \right) + \Delta_{out}^{in} \left(\sum_k \dot{W}_k \right) = 0 \quad (19)$$

معادله بقاء جرمی مخلوط آب و آمونیاک به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$\Delta_{out}^{in} \left(\sum_i x_i \dot{m}_i \right) = 0 \quad (20)$$

قانون اول ترمودینامیک برای موتور به صورت زیر است:

$$\dot{Q}_{fuel} = \dot{W}_{engine} + \dot{Q}_{exhaust} + \dot{Q}_{cw} + (1 - \eta_{cc}) \dot{Q}_{fuel} \quad (21)$$

$$\dot{Q}_{fuel} = \dot{m}_{fuel} LHV \quad (22)$$

مدلسازی خنک‌کننده میانی براساس تعریف ضریب کارایی است، که به صورت زیر بیان می‌شود [25]:

$$\varepsilon_{intercooler} = \frac{q_{act}}{q_{max}} = \frac{C_{cool} \Delta T}{C_{min} \Delta T_{max}} = \frac{T_2 - T_3}{T_2 - T_7} \quad (23)$$

ظرفیت سرمایه‌گذاری در تبخیرکننده و توان خالص در چرخه تولید همزمان توان- تبرید به صورت زیر است:

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_{evap} (h_{7_b} - h_{6_b}) \quad (24)$$

$$\dot{W}_{net,AWCC} = \dot{W}_{turb2} - \dot{W}_p \quad (25)$$

1. Pinch point

جدول ۲ موازنه انرژی اجزای چرخه تولید سه گانه

معادله موازنه انرژی	اجزای چرخه
(۴۳) $\dot{E}_1 + \dot{W}_{comp} = \dot{E}_2 + \dot{E}_{D,comp}$	کمپرسور
(۴۴) $\dot{E}_2 + \dot{E}_7 = \dot{E}_8 + \dot{E}_3 + \dot{E}_{D,intercooler}$	خنک کننده میانی ۱
(۴۵) $\dot{E}_4 + \dot{E}_6 = \dot{E}_5 + \dot{W}_{engine} + \dot{E}_{D,engine}$	موتور HCCI
(۴۶) $\dot{E}_5 = \dot{E}_{11} + \dot{W}_{Turb} + \dot{E}_{D,Turb}$	توربین ۱
$\dot{E}_{7b} + \dot{E}_{11b} + \dot{E}_{i,absorber} = \dot{E}_{1b}$	جاذب
(۴۷) $+ \dot{E}_{o,absorber} + \dot{E}_{D,absorber}$	
(۴۸) $\dot{E}_{6b} + \dot{E}_{i,evap} = \dot{E}_{7b} + \dot{E}_{o,evap} + \dot{E}_{D,evap}$	تبخیر کننده
(۴۹) $\dot{E}_{2b} + \dot{E}_{14} = \dot{E}_{3b} + \dot{E}_{15} + \dot{E}_{D,HEX}$	مبدل حرارتی
(۵۰) $\dot{E}_{4b} + \dot{E}_{i,cond} = \dot{E}_{5b} + \dot{E}_{o,cond} + \dot{E}_{D,cond}$	چگالنده
(۵۱) $\dot{E}_{11} + \dot{E}_{9b} = \dot{E}_{10b} + \dot{E}_{12} + \dot{E}_{D,sup}$	فراگرمکن
(۵۲) $\dot{E}_{8b} + \dot{E}_{12} = \dot{E}_{13} + \dot{E}_{9b} + \dot{E}_{D,boiler}$	دیگ بخار
(۵۳) $\dot{E}_{1b} + \dot{W}_p = \dot{E}_{2b} + \dot{E}_{D,p}$	تلمبه

با در نظر گرفتن انرژی آزاد شده از احتراق سوخت در موتور، بازده قانون دوم ترمودینامیک برای چرخه تولید سه گانه به صورت زیر تعریف می شود:

$$\eta_{II,TRIGEN} = \frac{\dot{W}_{net} + \dot{E}_H + \dot{E}_{evap}}{\dot{E}_{CH,fuel}} \quad (۵۴)$$

$$\dot{E}_H = \dot{E}_9 - \dot{E}_6 \quad (۵۵)$$

همچنین نابودی نسبی انرژی در هر یک از اجزای چرخه ترکیبی ملاکی برای تعیین نقاط ضعف سیستم می باشد:

$$Y_{D,i} = \frac{\dot{E}_{D,i}}{\dot{E}_{D,tot}} \quad (۵۶)$$

۴- نتایج

در این تحقیق موتور مورد مطالعه، موتور شش سیلندر نوع ولوو TD 100 می باشد که مشخصات و شرایط کارکردی آن در جدول ۳ ارائه شده است.

۴-۱- اعتباردهی مدل احتراق تک منطقه ای موتور اشتعال تراکمی مخلوط همگن

در جدول ۴ نتایج به دست آمده از مدل ارائه شده در کار حاضر با بخشی از نتایج کار تجربی یوهانسون و همکاران [۱۸] مقایسه شده است که نتایج حاصل تطابق خوبی با داده های تجربی دارد.

در کار حاضر نسبت مشخصه نثر CO₂ (ϵ_{CO_2}) برابر ۰٫۵۶ در نظر گرفته شده است [۲۶].

برای تحلیل چرخه ها از دیدگاه قانون دوم از مفهوم انرژی استفاده می شود. انرژی جریانی ویژه هر نقطه از سیستم ترمودینامیکی مجموع انرژی های فیزیکی و شیمیایی می باشد که به صورت زیر تعریف می شود:

$$e_i = e_{PH,i} + e_{CH,i} \quad (۳۵)$$

$$e_{PH,i} = (h_i - h_0) - T_0(s_i - s_0) \quad (۳۶)$$

انرژی شیمیایی مخلوط گازها با رابطه انرژی نفوذی^۱ محاسبه می شود [۲۵]:

$$e_{CH,i} = -R_u T_0 \sum y_k \ln \frac{y_{0,k}}{y_k} \quad (۳۷)$$

در رابطه بالا y_k و $y_{0,k}$ به ترتیب کسر مولی گونه k در حالت مرده محدود و حالت مرده واقعی (محیط) است. درصد حجمی ترکیب گونه ها در شرایط محیط مطابق جدول ۱ انتخاب شده است.

برای تعیین تخریب انرژی، از موازنه انرژی برای هر جز استفاده می شود:

$$\dot{E}_{in} + \sum (1 - \frac{T_0}{T_i}) \dot{Q}_i = \dot{E}_{out} + \dot{W} + \dot{E}_D \quad (۳۸)$$

در اینجا T_i دمایی است که در آن انتقال حرارت رخ می دهد. در جدول ۲ موازنه انرژی اجزای چرخه تولید سه گانه ارائه شده است.

بازده انرژی برای موتور و چرخه تولید همزمان توان تبرید به صورت زیر بیان می شود [۲۵، ۱۳]:

$$\eta_{II,engine} = \frac{\dot{W}_{engine}}{\dot{E}_{CH,fuel}} \quad (۳۹)$$

$$\eta_{II,AWCC} = \frac{\dot{E}_{evap} + \dot{W}_{net,AWCC}}{\dot{E}_{in}} \quad (۴۰)$$

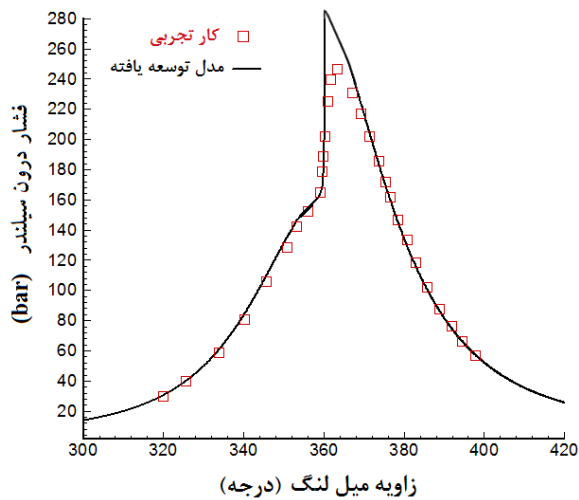
$$\dot{E}_{evap} = \dot{m}_{evap} [(h_{i,evap} - h_{o,evap}) - T_0(s_{i,evap} - s_{o,evap})] \quad (۴۱)$$

$$\dot{E}_{in} = \dot{m}_{exhaust} [(h_{10} - h_0) - T_0(s_{10} - s_0)] \quad (۴۲)$$

جدول ۱ ترکیب گونه ها در شرایط محیط [۲۵]

جز	N ₂	O ₂	H ₂ O	CO ₂	$y_{0,k} (%)$
	۷۵٫۶۷	۲۰٫۳۵	۳٫۰۳	۰٫۳	

1. Diffusion exergy



شکل ۳ مقایسه نمودار فشار درون سیلندر حاصل از مدل توسعه یافته با نمودار تجربی [۱۸]

جدول ۳ مشخصات و شرایط کارکردی موتور مورد مطالعه

مشخصات	شرایط کارکردی موتور	نوع موتور
ولوو TD 100		سوخت
گاز طبیعی	-	دور موتور
۱۰۰۰	(rpm)	نسبت تراکم
۱۷	-	حجم جابه‌جایی
۱۶۰۰	(cm ³)	شعاع سیلندر
۶,۰۳۲۵	(cm)	کورس پیستون
۱۴	(cm)	طول شاتون
۲۶	(cm)	زاویه بسته شدن سوپاپ ورودی
۱۹۳	(deg)	زاویه باز شدن سوپاپ تخلیه
۵۰۱	(deg)	دمای ورودی
۷۰	(°C)	فشار ورودی
۳	(bar)	نسبت هم‌ارزی هوا به سوخت ^۱
۳,۲	-	دمای آب خنک‌کاری
۸۶	(°C)	

جدول ۴ مقایسه نتایج تئوری مدل مورد مطالعه با نتایج تجربی [۱۸]

پارامتر	مرجع [۱۸]	مدل حاضر	خطای نسبی (%)
کار موتور (J/cycle)	۲۰۵۸,۳۲۳	۲۰۲۰,۹۹۴	-۱,۸۱
فشار بیشینه (bar)	۲۵۰	۲۸۰	۱۲
زاویه ۵۰٪ انرژی آزادشده (CA50)	۳۶۰°	۳۶۰,۷°	۰,۱۹

جدول ۵ فرضیات اصلی چرخه تولید همزمان توان- تبرید [۱۳]

پارامتر	واحد	مقدار
دمای محیط	(°C)	۲۰
دمای ورودی توربین	(°C)	۲۸۵
فشار ورودی توربین	(bar)	۲۵
دمای اولیه منبع حرارتی	(°C)	۳۰۰
دبی جرمی منبع حرارتی	(kg/sec)	۲۰
دمای سرمایش	(°C)	-۵

جدول ۶ بررسی صحت مدل‌سازی چرخه تولید همزمان توان- تبرید

پارامتر	واحد	مرجع [۱۳]	مدل حاضر
آهنگ گرمای ورودی	kW	۴۰۹۱,۸	۴۰۵۸
آهنگ انرژی ورودی	kW	۱۸۴۶,۳	۱۸۳۶
ظرفیت تبرید	kW	۲۲۴,۶	۲۲۱
توان خالص چرخه	kW	۶۱۲,۱	۶۰۸,۵
بازده قانون اول (%)	-	۲۰,۴۵	۲۰,۴۴
بازده قانون دوم (%)	-	۳۵,۵۴	۳۵,۵۷

۴-۳- مطالعه پارامتریک

در تحقیق حاضر عامل‌های تأثیرگذار بر عملکرد چرخه تولید همزمان توان- تبرید جذبی مورد مطالعه قرار گرفته‌اند. از جمله این عوامل می‌توان به نسبت فشار تلمبه، دمای محیط، غلظت مخلوط پایه خروجی از جاذب، اختلاف دمای نقطه تنگش و دمای تبخیرکننده اشاره کرد.

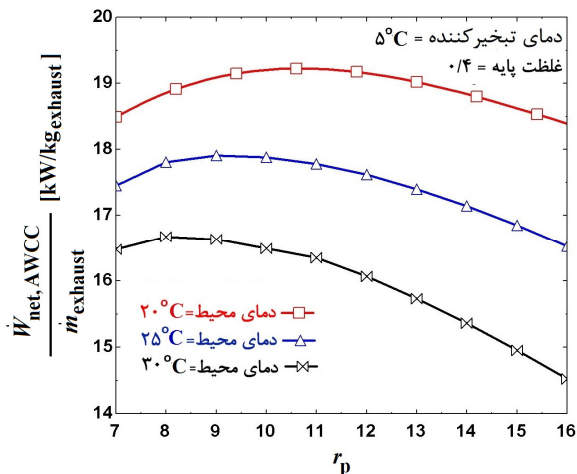
با توجه به این جدول مشاهده می‌شود که در مدل احتراقی تک‌منطقه‌ای به دلیل تک‌منطقه‌ای در نظر گرفته شدن و صرف‌نظر از گرادیان‌های دمایی، تأثیرات لایه مرزی درون محفظه احتراق، فشار بیشینه بیشتر از مقدار واقعی پیش‌بینی می‌شود. در نتیجه این مقدار خطای به دست آمده برای فشار بیشینه در مدل‌های تک‌منطقه‌ای قابل قبول است. در مدل احتراق تک‌منطقه‌ای مراحل تراکم و انبساط با دقت قابل قبولی مدل‌سازی می‌شود که شکل ۳ مؤید این مطلب است.

۴-۲- اعتباردهی مدل ترمودینامیکی چرخه تولید

همزمان توان- تبرید جذبی

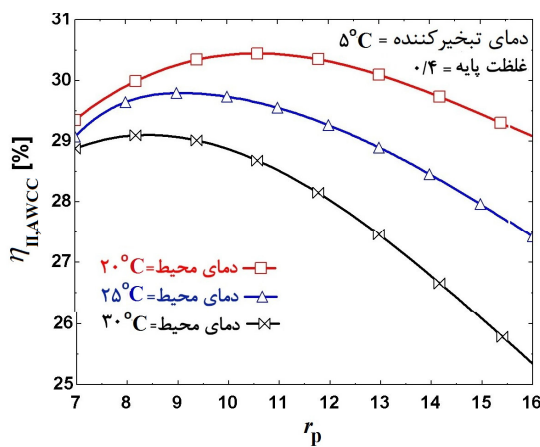
برای اعتباردهی مدل ترمودینامیکی، نتایج به دست آمده از تحلیل چرخه تولید همزمان توان- تبرید، با فرض‌های در نظر گرفته شده در جدول ۵، با نتایج تئوری موجود در ادبیات فن [۱۳] مقایسه شد. نتیجه در جدول ۶ ارائه شده است که نشان دهنده توافق خوبی بین آنها است.

1. Air-fuel equivalence ratio



شکل ۵ تغییرات توان خالص ویژه چرخه تولید همزمان توان-تبرید جذبی برحسب نسبت فشار تلمبه در دماهای مختلف محیط

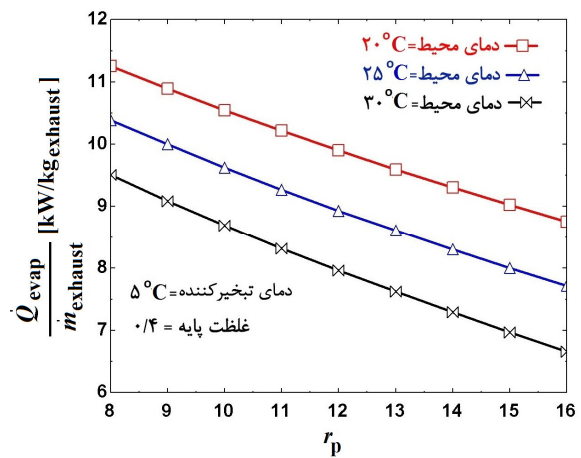
در شکل ۶، بازده قانون دوم ترمودینامیک چرخه تولید همزمان توان-تبرید برحسب نسبت فشار تلمبه در دماهای مختلف محیط نشان داده شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود با افزایش نسبت فشار، بازده قانون دوم ابتدا تا یک نقطه بیشینه افزایش و سپس کاهش می‌یابد. علت این تغییرات را می‌توان چنین توضیح داد که با افزایش نسبت فشار تلمبه، آگرزوری ورودی به چرخه ثابت مانده، اثر تبرید یافته و توان خروجی طبق شکل ۵ ابتدا افزایش و سپس کاهش می‌یابد. شکل‌های ۷ و ۸ به ترتیب تغییرات بازده قانون اول و بازده قانون دوم چرخه تولید همزمان توان-تبرید برحسب نسبت فشار تلمبه، در غلظت‌های مختلف مخلوط پایه آب و آمونیاک را نمایش می‌دهد.



شکل ۶ تغییرات بازده قانون دوم چرخه تولید همزمان توان-تبرید جذبی برحسب نسبت فشار تلمبه در دماهای مختلف محیط

در شکل ۴، تغییرات ظرفیت سرمایشی به ازای واحد جرم گازهای خروجی را برحسب نسبت فشار تلمبه در دماهای مختلف محیط می‌توان مشاهده کرد. همان‌طور که پیداست، با افزایش نسبت فشار و یا دمای محیط، ظرفیت تبرید کاهش می‌یابد. چرا که دبی جرمی آمونیاک عبوری از تبخیرکننده در نتیجه افزایش نسبت فشار کاهش یافته و دمای ورودی تبخیرکننده در نتیجه افزایش دمای محیط افزایش می‌یابد.

شکل ۵ تغییرات توان خروجی ویژه در چرخه توان-تبرید را برحسب نسبت فشار تلمبه در دماهای مختلف محیط نشان می‌دهد. همان‌طور که مشاهده می‌شود با افزایش نسبت فشار تلمبه، توان خالص چرخه تولید همزمان توان-تبرید جذبی به ازای واحد جرم گازهای خروجی ابتدا تا یک نقطه بیشینه افزایش سپس کاهش می‌یابد، این امر را به این شکل می‌توان توجیه کرد که با افزایش نسبت فشار، افت آنتالپی در گذر از توربین زیاد شده و دبی جرمی عبوری از توربین کاهش می‌یابد. تغییرات این دو به شکلی صورت می‌گیرد که توان خروجی ویژه مقدار بیشینه‌ای پیدا می‌کند. همچنین با افزایش دمای محیط، دمای جاذب افزایش یافته که باعث افزایش فشار جاذب می‌شود و در نتیجه افت آنتالپی در توربین محلول کاهش می‌یابد. کاهش آنتالپی در توربین محلول موجب کاهش توان خروجی خالص ویژه چرخه تولید همزمان می‌شود. نکته قابل توجه دیگری که در شکل ۵ دیده می‌شود، کاهش نسبت فشار مربوط به توان خالص بیشینه با افزایش دمای محیط است که از نظر اقتصادی حائز اهمیت است.



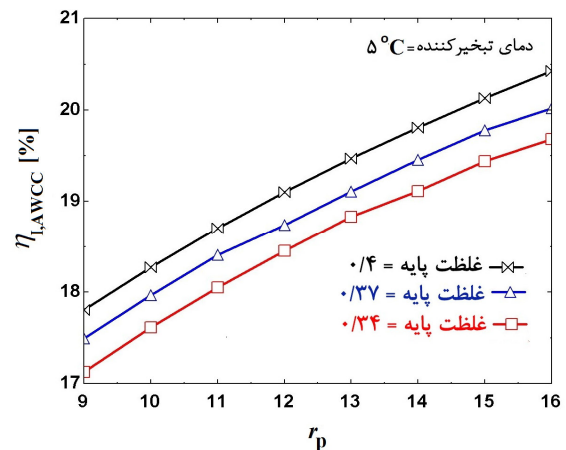
شکل ۴ تغییرات ظرفیت سرمایشی چرخه تولید همزمان توان-تبرید جذبی برحسب نسبت فشار تلمبه در دماهای مختلف محیط

بخش یکسوساز چرخه نیز افزایش می‌یابد. تغییرات فشار و غلظت در ورود و خروج توربین به نحوی صورت می‌گیرد که افت آنتالپی ویژه مخلوط آب و آمونیاک در گذر از توربین کاهش یافته و در نتیجه توان ویژه چرخه تولید همزمان کمتر می‌شود. شایان ذکر است که دمای ورودی به توربین ثابت در نظر گرفته شده است. از طرفی دیگر با افزایش غلظت مخلوط خروجی از جاذب، ظرفیت سرمایشی افزایش یافته و گرمای ورودی به چرخه کاهش می‌یابد. نرخ تغییر این دو عامل در مقایسه با نرخ کاهش توان ویژه بیشتر بوده به طوری که در نهایت بازده قانون اول با افزایش غلظت مخلوط پایه آب و آمونیاک بیشتر می‌شود.

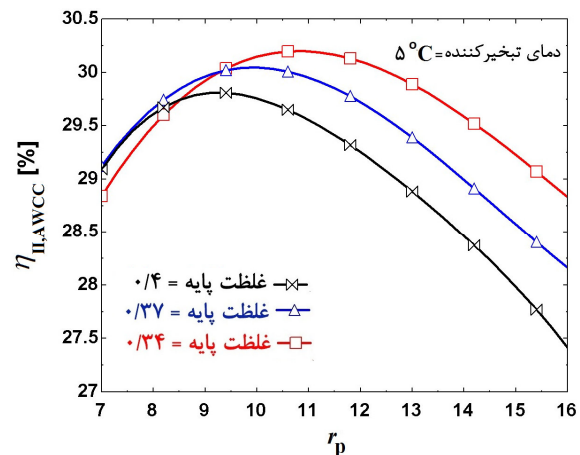
در شکل ۸ مشاهده می‌شود که با افزایش غلظت در نسبت فشارهای بالا، بازده قانون دوم کاهش می‌یابد زیرا با افزایش غلظت، آگرزوری ورودی به چرخه توان-تبرید ثابت بوده ولی آگرزوری مفید خروجی در تبخیرکننده افزایش و نیز توان ویژه کاهش می‌یابد که در نهایت این تغییرات منجر به کاهش بازده قانون دوم می‌شود. نکته قابل توجه دیگری که در این شکل می‌توان یافت این است که در غلظت‌های مخلوط پایین، بازده قانون دوم بیشتر است ولی مقدار بیشینه این بازده (در مقایسه با موقعی که غلظت بیشتر است) در نسبت فشار بالاتری اتفاق می‌افتد. این موضوع از نظر اقتصادی حائز اهمیت بوده و نیاز به بررسی بیشتر دارد.

در شکل ۹ تغییرات ظرفیت سرمایشی ویژه را نسبت به دمای تبخیرکننده به ازای مقادیر مختلف اختلاف دمای نقطه تنگش می‌توان مشاهده کرد. در این شکل با افزایش دمای تبخیرکننده ظرفیت تبرید افزایش یافته چرا که دبی عبوری از تبخیرکننده و شرایط ورودی تبخیرکننده ثابت بوده و دمای خروجی تبخیرکننده افزایش می‌یابد. همچنین با افزایش اختلاف دما در نقطه تنگش دبی محلول آمونیاک عبوری از تبخیرکننده کاهش یافته و در نتیجه ظرفیت سرمایش کاهش می‌یابد.

در جدول ۷ نتایج عملکردی به‌دست آمده برای موتور HCCI و چرخه تولید سه‌گانه به ازای شرایط بهینه بازده آگرزوری در غلظت ۰/۴، دمای محیط ۲۵ °C و نسبت فشار تلمبه ۹/۴۸۶ ارائه شده است. در این جدول مقدار نرخ صرفه‌جویی ۲۷/۹۷ درصد است که قابل مقایسه با مقدار گزارش شده توسط مانکارلا و چیکو [۲۶] (۱۵ درصد تا ۳۰ درصد) می‌باشد.



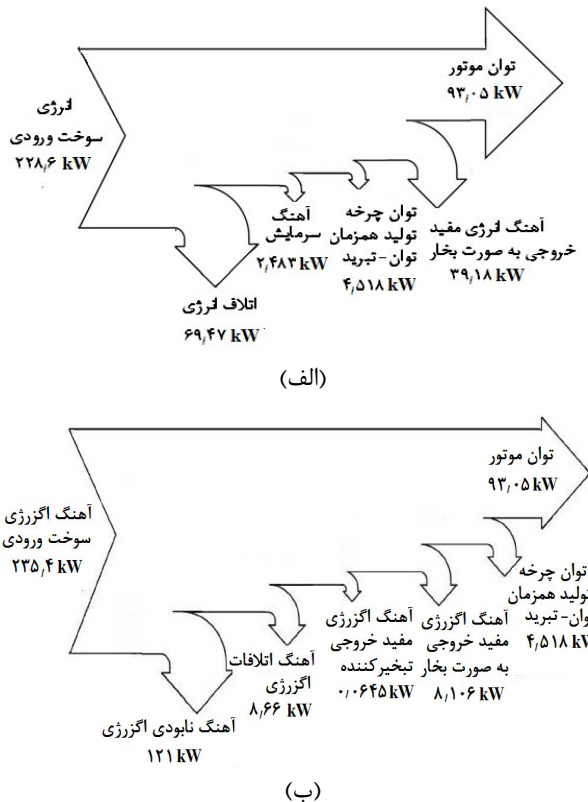
شکل ۷ تغییرات بازده قانون اول چرخه تولید همزمان توان-تبرید جذبی برحسب نسبت فشار تلمبه در غلظت‌های مختلف مخلوط پایه آب و آمونیاک



شکل ۸ تغییرات بازده قانون دوم چرخه تولید همزمان توان-تبرید جذبی برحسب نسبت فشار تلمبه در غلظت‌های مختلف مخلوط پایه آب و آمونیاک

همانطور که در شکل ۷ مشاهده می‌شود، با افزایش نسبت فشار و غلظت مخلوط آب و آمونیاک خروجی از جاذب (غلظت مخلوط پایه)، بازده قانون اول افزایش می‌یابد. تغییر نسبت فشار باعث تغییرات توان ویژه خالص خروجی، ظرفیت تبرید ویژه و گرمای ورودی به چرخه تولید همزمان توان-تبرید می‌شود که دو مورد اول در شکل‌های ۴ و ۵ نشان داده شده‌اند. به هر حال تغییرات فوق به گونه‌ای صورت می‌گیرد که تغییرات بازده قانون اول ارائه شده در شکل ۷ را موجب می‌شود. همچنین با افزایش غلظت مخلوط پایه آب و آمونیاک در یک نسبت فشار مشخص، غلظت مخلوط ضعیف آب و آمونیاک جدا شده در

این نسبت برای موتور ۸۲/۷۳ درصد بوده که به دلیل طبیعت برگشت ناپذیر فرایند احتراق است. همچنین مشاهده می‌گردد که بیشترین اتلافات انرژی در چرخه تحتانی در جذب اتفاق می‌افتد. شایان ذکر است که استفاده از سیال دوجزئی در چرخه تحتانی به دلیل داشتن نقطه جوش متغیر موجب کاهش برگشت‌ناپذیری در دیگ، فراگرمکن و مبدل‌های حرارتی می‌شود. شکل ۱۱ درصد توزیع نرخ انرژی و انرژی را در چرخه تولید سه‌گانه به ازای شرایط غلظت ۰/۴، دمای محیط ۲۵ °C و نسبت فشار تلمبه ۹/۴۸۶ نشان می‌دهد. همانگونه که از شکل پیداست از کل انرژی و انرژی ورودی (۲۲۸/۶ kW و ۲۳۵/۶ kW) به ترتیب مقادیر ۶۹/۴۷ kW و ۱۲۹/۶۶ kW مفید واقع نمی‌شود.

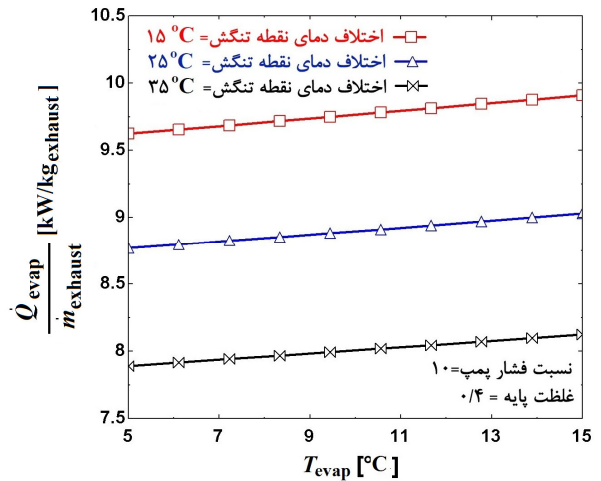


شکل ۱۱ (الف) توزیع انرژی چرخه تولید سه‌گانه (ب) توزیع انرژی چرخه تولید سه‌گانه

۵- نتیجه‌گیری

در این مقاله با ترکیب یک موتور HCCI و چرخه تولید همزمان توان-تبرید جذبی یک چرخه تولید سه‌گانه پیشنهاد و مورد بررسی ترمودینامیکی قرار گرفت. مشخص شد که با این

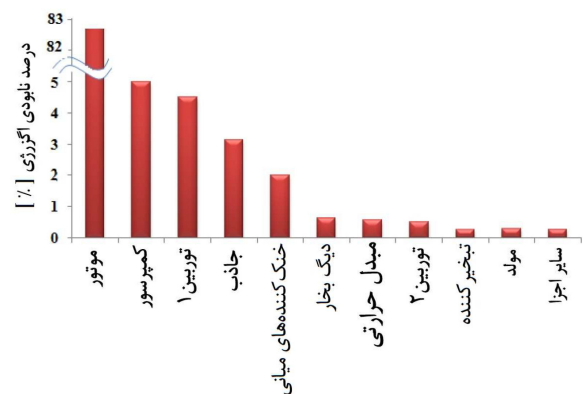
در شکل ۱۰ درصد ناپودی انرژی در هر یک از اجزای چرخه تولید سه‌گانه نمایش داده شده است. شایان ذکر است که بخش اعظم ناپودی انرژی در موتور رخ می‌دهد.



شکل ۹ تغییرات ظرفیت سرمایشی چرخه تولید همزمان توان-تبرید نسبت به دمای تبخیرکننده به ازای مقادیر مختلف اختلاف دمای نقطه تنگش

جدول ۷ نتایج به دست آمده در شرایط بهینه

پارامتر	موتور HCCI	چرخه تولید سه‌گانه
ظرفیت سرمایشی ویژه (kW/kg _{exhaust})	-	۹/۸۱۳
توان خالص خروجی (kW)	۹۳/۰۵	۹۷/۵۷
بازده حرارتی ترمزی (%)	۴۴/۵۸	-
ضریب بهره‌وری انرژی چرخه تولید سه‌گانه (%)	-	۶۰/۹۱
بازده انرژی (%)	۳۹/۵۳	۴۴/۹۳
نرخ صرفه‌جویی در مصرف انرژی (%)	-	۲۷/۹۷
درصد کاهش نشر گاز گلخانه‌ای CO ₂	-	۴/۸



شکل ۱۰ نسبت ناپودی انرژی در اجزای چرخه تولید سه‌گانه

طول شاتون (m)	<i>rod</i>	ترکیب، بازده قانون دوم و نرخ صرفه‌جویی در مصرف انرژی به مقدار ۵/۴۱ درصد، ۲۷/۹۷ درصد بهبود می‌یابد. برای مدل‌سازی موتور HCCI از مدل احتراق تک‌منطقه‌ای استفاده شد. همچنین برای شبیه‌سازی عملکرد چرخه تولید همزمان توان-تبرید جذبی مدل ترمودینامیکی در نرم‌افزار EES توسعه داده شد. با ارتباط دادن این دو مدل امکان تحلیل ترمودینامیکی چرخه تولید سه‌گانه بوجود می‌آید. مطالعه پارامتریک روی چرخه تولید همزمان توان-تبرید جذبی نشان می‌دهد که:
ثابت جهانی گازها (kJ/kmolK)	R_u	• با افزایش نسبت فشار تلمبه بازده قانون اول این چرخه افزایش، ظرفیت سرمایشی کاهش و مقدار بهینه‌ای برای کار خالص خروجی چرخه و نیز بازده قانون دوم پیدا می‌شود.
آنتروپی ویژه (kJ/kg K)	<i>s</i>	• با افزایش دمای محیط ظرفیت سرمایشی، کار خالص خروجی و بازده قانون دوم چرخه توان-تبرید جذبی کاهش می‌یابد.
کورس پیستون (m)	<i>Stroke</i>	• با افزایش غلظت مخلوط پایه بازده انرژی کاهش، بازده قانون اول افزایش می‌یابد.
زمان (sec)	<i>t</i>	• بخش اعظم نابودی انرژی (۸۲/۷۳ درصد) در موتور رخ می‌دهد.
دما (°C)	<i>T</i>	• بیشترین بازده انرژی چرخه توان-تبرید جذبی با غلظت اولیه ۰/۴، دمای محیط ۲۵°C در نسبت فشار ۹/۴۸۶ به دست می‌آید که در این شرایط نشر گاز گلخانه‌ای CO ₂ به مقدار ۴/۸ درصد کاهش می‌یابد.
انرژی درونی (J/g)	<i>u</i>	
توان (kW)	\dot{W}	
غلظت گونه شیمیایی (mol/m ³)	<i>X</i>	
غلظت آمونیاک	<i>x</i>	
علائم یونانی		
بازده	η	
زاویه	θ	
نرخ تولید خالص گونه شیمیایی (mol/m ³ sec)	$\dot{\omega}$	
زیرنویس‌ها		
واقعی	act	
محیط	amb	
چرخه تولید همزمان توان-تبرید آب و آمونیاک	AWCC	
نشانه‌گر اینکه ثابت واکنش مبنی بر غلظت گونه‌های شیمیایی است.	ci	
شیمیایی	CH	
کمپرسور	comp	
آب خنک‌کاری موتور	cw	
نابودی انرژی	D	ظرفیت گرمایی حداقل (kJ/Ksec)
گازهای خروجی	exhaust	ظرفیت گرمایی سیال سرد (kJ/Ksec)
تبخیرکننده	evap	گرمای ویژه در حجم ثابت (kJ/kgK)
سوخت	fuel	آهنگ انرژی (kW)
محصول خروجی به صورت گرما	H	آنتالپی ویژه (kJ/kg)
مبدل حرارتی	HEX	ثابت واکنش
ورودی	in	ارزش حرارتی پایین سوخت (kJ/kg)
اتلاف	loss	وزن ملکولی (kg/kmol)
بیشینه	max	دبی (kg/s)
خالص	net	تعداد کل واکنش‌ها در سازوکار شیمیایی
تلمبه	P	فشار (Pa)
فیزیکی	PH	گرما (J)
فراگرمکن	sup	نسبت تراکم
		C_{min}
		C_{cool}
		C_v
		\dot{E}
		h
		K
		LHV
		MW
		\dot{m}
		N_R
		P
		Q
		r

۶- فهرست علائم

- Recovery of Internal Combustion Engine”, *Energy*, Vol. 36, 2011, pp. 1-9.
- [12] Amjad A. M., Khoshbakhti Saray R., Mahmoudi S. M., Rahimi A., “Availability Analysis of N-Heptane and Natural Gas Blends Combustion in HCCI Engines”, *Energy*, Vol. 36, 2011, pp. 6900-6909.
- [13] Wang J., Dai Y., Gao, L., “Parametric Analysis and Optimization for a Combined Power and Refrigeration Cycle”, *Applied Energy*, Vol. 85, 2008, pp. 1071-1085.
- [14] Kharagpur E. I., “40 Lessons on Refrigeration and Air Conditioning”, 2008, See also URL www.studytemple.com/47639.
- [15] Goswami D. Y., “Solar Thermal Power: Status of Thechnologies and Opportunities for Research”, *Proceedings of the 2nd ISHMT-ASME Heat and Mass Transaction Conference*, Tata McGraw Hill, New Delhi, 1995, pp. 57-60.
- [16] Zhang N., Lior N., “Development of a Novel Combined Absorption Cycle for Power Generation and Refrigeration”, *ASME, J. Energy Resour. Technol.*, Vol. 129, 2007, pp. 254-266.
- [17] Demirkaya G., Padilla R. v., Goswami D. Y., Stefanakos E., and M. Rahman M., “Analysis of a Combined Power and Cooling Cycle for Low Grade Heat Sources”, *International Journal of Energy Research*, VOL. 35, 2010, pp. 1145-1157.
- [18] Christensen M., Johansson B., “Supercharged Homogeneous Charge Compression Ignition”, 1998, SAE paper 980787.
- [19] Kee R. J., et al., CHEMKIN Collection, Release 3.6, Reaction Design, Inc., San Diego, CA, 2000.
- [20] Frenklach M., Bowman T., Smith G., Gardiner B., GRI-MECH 3.0. See also URL <http://www.me.berkeley.edu/gri-mech/>.
- [21] Zheng J., Caton, A. J., “Use of a Single-Zone Thermodynamic Model With Detailed Chemistry to Study a Natural Gas HCCI Engine”, *Energy Conversion and Management*, Vol. 53, 2012, pp. 298-304
- [22] Fathi M., Khoshbakhti Saray R., Checkel M. D., “Detailed Approach for Apparent Heat Release Analysis in HCCI Engines”, *Fuel*, Vol. 89, 2010, pp. 2323-2330.
- [23] Woschni G., “Universal Applicable Equation for the Instantaneous Heat Transfer Coefficient in the Internal Combustion Engine”, *SAE Paper 670931*, 1967.
- [24] Klein S. A., Alvarda F., Engineering Equation Solver (EES). WI: F-chart Software, 2007.
- [25] Bejan A., Tsatsaronis G., Moran M., “Thermal Design and Optimization”, New York, John Wiley, 1996.
- [26] Chicco G., Mancarella, P., “Assessment of the Greenhouse Gas Emissions from Cogeneration and Trigeration Systems, Part I & Part II”, *Energy*, Vol. 33, 2007, pp. 410-430.
- TDC
نقطه مرگ بالا
tot
کل
Turb
توربین
TRIGEN
تولید سه‌گانه
- ### ۷- مراجع
- [1] Aceves S. M., Martinez-Frias J., Reistad G. M., “Analysis of Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) Engines for Cogeneration Applications”, *Transactions of the ASME*, Vol. 128, 2006, pp. 16-27.
- [2] Onovwiona H. I., Ugursal V. I., “Residential Cogeneration Systems: Review of the Current Technology”, *Renewable & Sustainable Energy Reviews*, Vol. 10, 2006, pp. 389-431.
- [3] Khaliq A., “Exergy Analysis of Gas Turbine Trigeration System for Combined Production of Power Heat and Refrigeration”, *Int. J. Refrigeration*, Vol.32, 2009, pp. 534-545.
- [۴] جعفری هادی، بهبهانی نیا علی، انگارنویس امین، “بهبینه سازی دو هدفه تولید گرمایش از تلفات نیروگاه‌های سیکل ترکیبی”، *مجله مهندسی مکانیک مدرس*، دوره ۱۲، شماره ۴، ۱۳۹۱، صص ۱۲۰-۱۳۲.
- [5] Huicochea A., Rivera W., Gutiérrez G., “Thermodynamic Analysis of a Trigeration System Consisting of a Micro Gas Turbine and a Double Effect Absorption Chiller”, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 31, 2011, pp. 3347-3353.
- [6] K. Takeshita, Y. Amano, T. Hashizume, “Experimental Study of Advanced Cogeneration System with Ammonia-Water Mixture Cycles at Bottoming”, *Energy*, 2005, Vol. 30, pp. 247-60.
- [7] Mostafavi M., Agnew B., 1997, “Thermodynamic Analysis of Combined Diesel Engine And Absorption Refrigeration Unit-Naturally Aspirated Engine With Precooling”, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 6, pp. 593-599.
- [8] Lin L., Wang Y., Al-shemmeri T., “An Experimental Investigation of a Household Size Trigeration”, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 27, 2007, pp. 576-585.
- [9] E. H. Wang, H. G. Zhang , B. Y. Fan, “Study of Working Fluid Selection of Organic Rankine Cycle (ORC) for Engine Waste Heat Recovery”, *Energy*, Vol. 36, 2011, pp. 3406-3418.
- [10] Yari M., Mahmoudi S. M. S., “A Thermodynamic Study of Waste Heat Recovery from GT-MHR Using Organic Rankin Cycles”, *Heat Mass Transfer*, Vol. 47, 2011, pp. 181-196.
- [11] He M., Zhang X., Zeng K., “A Combined Thermodynamic Cycle Used for Waste Heat