Amirkabir Journal of Mechanical Engineering

Amirkabir J. Mech. Eng., 53(1) (2021) 3-6
DOI: 10.22060/mej.2019.15465.6128

Effect of Start of Injection Timing on Waste Heat Recovery Capacity in a Reactivity Controlled Compression Ignition Engine

M. Nazemian, E. Neshat , R. Khoshbakhti Saray

Department of Mechanical Engineering, Sahand University of Technology, Sahand New Town, Tabriz, Iran

ABSTRACT: It is noteworthy that about one-third of the input energy to the cylinder of an internal combustion engine becomes useful work and the rest of the energy is lost by various factors. Therefore, providing solutions that can recover waste heat is remarkable and useful. In the current study, the effect of the start of injection timing on the reactivity controlled compression ignition engine on the waste heat recovery capacity has been investigated. After verifying the results, diesel fuel start of injection timing has been changed and their effects on exergy destruction, waste heat recovery capacity, power output and emissions have been investigated. The results showed that the advanced start of injection timing increases engine efficiency and decreases carbon monoxide and unburned hydrocarbons emissions. In addition, heat transfer exergy has increased due to the higher in cylinder temperature, and the higher temperature has led to an increase in irreversibility due to the increased number of reactions. Advanced fuel injection timing has improved utilization.

Review History:

Received: 2018-12-17
Revised: 2019-02-24
Accepted: 2019-03-11
Available Online: 2019-05-11

Keywords:

Reactivity controlled engine
Compression ignition engine
Waste heat recovery
Injection timing
Utilization factor

1. INTRODUCTION

With the idea of low temperature combustion, the technology of internal combustion engines based on low temperature combustion is developed. Low temperature combustion leads to higher fuel economy and lower exhaust nitrogen oxides and particulate matter emissions. There are some studies focusing on the applicability of low temperature combustion engines in power, heating and cooling cycles. Khaljani et al. [1] utilized the waste heats from the homogeneous charge compression ignition engine cooling water and exhaust gases to drive two organic Rankine.

Reactivity controlled compression ignition engines are the new type of internal combustion engines that work based on low temperature combustion [2].

Because of low exhaust emission and high fuel economy, reactivity controlled compression ignition engines can be used in combined cooling, heating and power cycles. Li et al. [3] studied the exergy destruction in diesel engine, homogeneous charge compression ignition combustion engine and reactivity controlled compression ignition engine and showed exergy destruction in reactivity controlled compression ignition engines is lower than two other engines.

The main purpose of the current study is the investigation of the effect of injection timing on the capacity of waste heat recovery from exhaust gases and coolant of reactivity controlled compression ignition engines.

2. METHODOLOGY

In the current study reactivity controlled compression ignition engine is simulated utilizing a computational fluid dynamics code. The effects of injection timing on engine performance, emissions, exergy destruction and the capacity of waste heat are investigated.

2.1. Model validation

Two cases with different injection strategies are used for model validation. Table 1 shows the characteristics of the cases. Fig. 1 indicates both numerical and experimental in-cylinder pressure and heat release rates for both cases.

Table 1. Operating conditions for the light duty reactivity controlled compression ignition engine

Parameters	Case 1	Case 2
Speed (rpm)	1300	1500
BMEP (bar)	4	5
Diesel flow rate (gr/s)	0.071	0.107
NG flow rate (gr/s)	0.5	0.56
Air flow rate (kg/h)	60.736	55.95
SOI1- SOI2 (BTDC)	Single - 20	55-20
Split type (%/%)	Single	70/30
T_IVC (K)	380	378
Common Rail Pressure (bar)	400	400
BR %	89	85
EGR%	0%	20%

*Corresponding author's email: e_neshat@sut.ac.ir

Copyrights for this article are retained by the author(s) with publishing rights granted to Amirkabir University Press. The content of this article is subject to the terms and conditions of the Creative Commons Attribution 4.0 International (CC-BY-NC 4.0) License. For more information, please visit https://www.creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/legalcode.

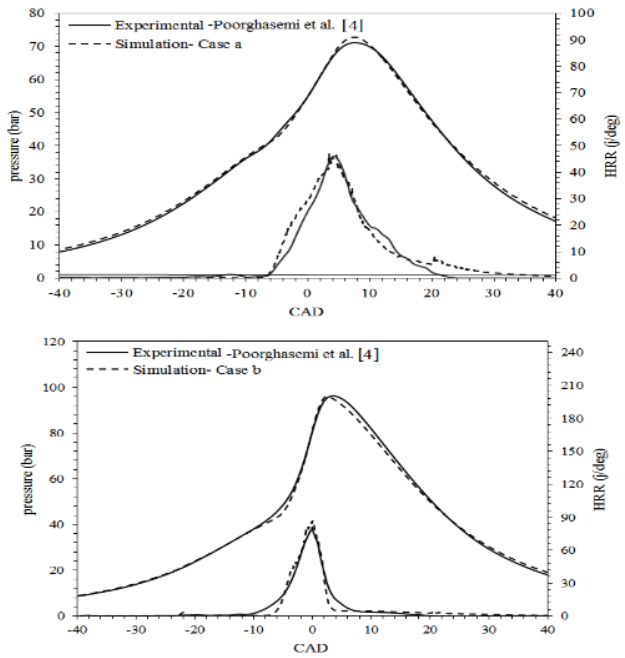


Fig. 1. The validation of in-cylinder pressure and heat release rate for both cases [4].

3. RESULTS AND DISCUSSION

Fig. 2 shows the exergy of engine exhaust gases. As it has been shown, the maximum exergy has occurred when the injection is started at 5 crank angle degree before top dead center. The minimum value of exergy of exhaust gases has occurred with the early start of injection timing at 25 crank angle degrees before top dead center. When the injection is started earlier the exergy of exhaust gases is increased again because of higher heat transfer to the cylinder wall and lower chemical reactions and incomplete combustion of hydrocarbons.

The results of the first and second law efficiencies are shown in Fig. 3. The figure shows that the lowest first and second law efficiencies have occurred when fuel injection is started at 5 crank angle degrees before top dead center. When the start of injection is delayed combustion is not complete

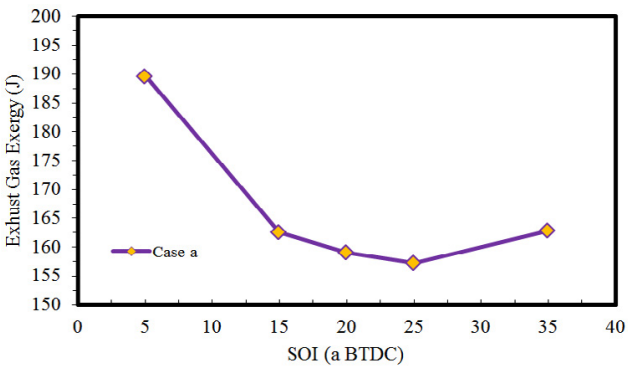


Fig. 2. Effects of the start of injection timing on Exhaust Gas Exergy

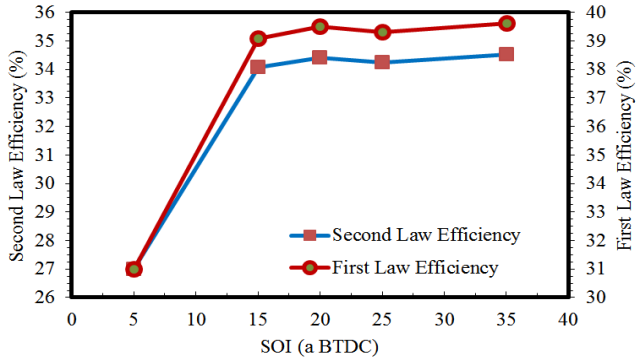


Fig. 3. Effects of the start of injection timing on first and second low Efficiency

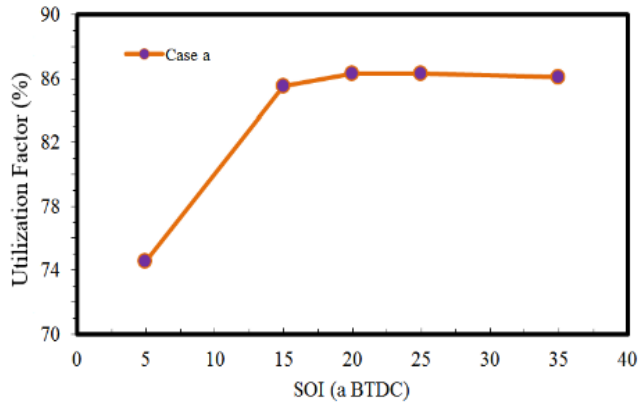


Fig. 4. Effects of the start of injection timing on utilization factor

and the work production is reduced.

The system utilization factor is the sum of the used (like work) and the recoverable exergy over the total chemical exergy of fuel. In the current study, the system utilization factor is calculated to achieve the conditions that lead to the best performance of the reactivity controlled compression ignition engine. Fig. 4 shows the effect of the time of the start of injection on the engine utilization factor. As shown in the figure, the system utilization factor is reduced by delaying the start of injection timing too much and by the start of injection timing too early. The best system utilization Factor is 20 crank angle degree before top dead center.

The combustion process in reactivity controlled compression ignition engines is controlled by chemical reactions; therefore it is important to find the reactions that play a critical role in the combustion process in these engines. The chemical reactions performed are the most important factor in controlling the performance and emissions of the engine and affect the waste heat recovered. Table 2 shows the important reactions at crank angle degree 50 when 50% of the total chemical energy of the fuel is released. According to the table, it can be concluded that the time of the start of injection, affects the rank and rate of important reactions. The time of the start of injection

Table 2. Important reaction at crank angle degree 50 for different start of injection timing

Rank	SOI= 5 BaTDC	SOI= 20 BaTDC	SOI= 35 BaTDC
1	OH+CH4<=>CH3+H2O	OH+CH4<=>CH3+H2O	OH+CH4<=>CH3+H2O
2	OH+CH2O<=>HCO+H2O	O+H+M<=>OH+M	O+H+M<=>OH+M
3	CH3+HCO=CH2O+CH2	OH+H2O2<=>HO2+H2O	OH+H2O2<=>HO2+H2O
4	CH3O2H=CH3O+OH	OH+CH2O<=>HCO+H2O	OH+CH2O<=>HCO+H2O
5	O+CH4<=>OH+CH3	H+O2+H2O<=>HO2+H2O	H+O2+H2O<=>HO2+H2O

changes the rate of heat transfer and chemical reactions in the combustion chamber and changes the in-cylinder temperature and leads to different rank and rate of chemical reactions.

4. CONCLUSIONS

In the present study, a computational fluid dynamics model coupled to a detailed chemical kinetics mechanism is applied to investigate the capacity of waste heat recovery from exhaust gases and coolant of reactivity controlled compression ignition engines. The results showed that with the advanced injection timing of fuel, both first and second law efficiencies are increased and the utilization factor of the engine is increased too.

REFERENCES

[1] M. Khaljani, R.K. Saray, K. Bahlouli, Evaluation of a combined cycle based on an HCCI (Homogenous Charge Compression Ignition) engine heat recovery employing two organic Rankine cycles, Energy, 107 (2016) 748-760.

[2] S. Kokjohn, R. Hanson, D. Splitter, J. Kaddatz, R. Reitz, Fuel reactivity controlled compression ignition (RCCI) combustion in light-and heavy-duty engines, SAE International Journal of Engines, 4(1) (2011) 360-374.

[3] Y. Li, M. Jia, Y. Chang, S.L. Kokjohn, R.D. Reitz, Thermodynamic energy and exergy analysis of three different engine combustion regimes, Applied Energy, 180 (2016) 849-858.

[4] K. Poorghasemi, R.K. Saray, E. Ansari, B.K. Irdmousa, M. Shahbakhti, J.D. Naber, Effect of diesel injection strategies on natural gas/diesel RCCI combustion characteristics in a light duty diesel engine, Applied energy, 199 (2017) 430-446.

HOW TO CITE THIS ARTICLE

M. Nazemian, E. Neshat, R. Khoshbakhti Saray, Effect of Start of Injection Timing on Waste Heat Recovery Capacity in a Reactivity Controlled Compression Ignition Engine, Amirkabir J. Mech Eng., 53(1) (2021) 3-6.

DOI: 10.22060/mej.2019.15465.6128

This page intentionally left blank

نشریه مهندسی مکانیک امیرکبیر

نشریه مهندسی مکانیک امیرکبیر، دوره ۵۳ شماره ۱، سال ۱۴۰۰، صفحات ۳ تا ۱۶
DOI: 10.22060/mej.2019.15465.6128

بررسی تأثیر زمان شروع پاشش در موتور احتراق تراکمی کنترل واکنشی بر ظرفیت بازیافت حرارت هدر رفته

مهرداد ناظمیان، الهه نشاط*، رحیم خوشبختی سرای

دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی سهند، تبریز، ایران

خلاصه: این موضوع قابل توجه می‌باشد که حدود یک سوم از انرژی ورودی به سیلندر یک موتور احتراق داخلی به کار مفید تبدیل می‌گردد و مابقی انرژی به روش‌های مختلفی تلف می‌شود. بنابراین ارائه راه‌حل‌هایی که بتواند بخشی از انرژی تلف شده موتور را بازیابی کند قابل توجه و مفید می‌باشد. در این مطالعه به بررسی تأثیر زمان شروع پاشش در موتور اشتعال تراکمی کنترل واکنشی بر ظرفیت حرارت هدر رفتی بازیافتی پرداخته شده است. پس از صحت‌سنجی نتایج، زمان شروع پاشش سوخت دیزل تغییر داده شده و اثرات آنها بر روی نابودی اگزرژی، ضریب بهره‌وری، توان خروجی از موتور و آلاینده‌های تولیدی مورد مطالعه قرار گرفته است. نتایج نشان دادند که با زودهنگام کردن زمان شروع پاشش سوخت پارامترهای همانند بازده قانون اول ترمودینامیک و آلاینده‌هایی از قبیل هیدروکربن‌های‌نسوخته و کربن‌مونواکسید به ترتیب افزایش و کاهش پیدا کرده‌اند. به علاوه اگزرژی حاصل از انتقال حرارت به دلیل بالا بودن انتقال حرارت در اثر بالا بودن دمای بار داخل سیلندر، افزایش یافته و همچنین بالا بودن دما باعث شده است که بازگشت‌ناپذیری به دلیل افزایش تعداد واکنش‌های شیمیایی افزایش یابد. زودهنگام کردن زمان آغاز پاشش سوخت، ضریب بهره‌وری سیستم را افزایش داده است.

تاریخچه داوری:
دریافت: ۲۶-۰۹-۱۳۹۷
بازنگری: ۰۵-۱۲-۱۳۹۷
پذیرش: ۲۰-۱۲-۱۳۹۷
ارائه آنلاین: ۲۱-۰۲-۱۳۹۸

کلمات کلیدی:
موتورهای اشتعال تراکمی کنترل واکنشی
بازیافت حرارت هدر رفت
زمان شروع پاشش
نابودی اگزرژی
ضریب بهره‌وری

۱- مقدمه

موتورهای احتراق داخلی به صورت گسترده در چرخه‌های تولید توان ، گرمایش و سرمایش مورد استفاده قرار می‌گیرند. زیرا بخش قابل ملاحظه‌ای از انرژی احتراق مخلوط سوخت و هوا برای تولید کار مورد استفاده قرار نمی‌گیرد و به عنوان حرارت زائد توسط سیستم خنک کاری و گازهای خروجی به محیط هدایت می‌شود. بنابراین تبدیل حرارت اتلافی از موتورهای احتراق داخلی به کار مفید موجب مدیریت انرژی می‌شود [۱ و ۲]. طالبی و همکاران [۳] برای به حرکت درآوردن واحد تبرید جذبی از گازهای خروجی موتور دیزل استفاده کردند. نتایج نشان دادند که پیکربندی[1] چرخه و پارامترهای عملکردی بر روی مصرف سوخت و بازده چرخه ترکیبی[2] تاثیرگذار است. ابیوزی‌گولی و همکاران [۴] یک سیستم تولید هم زمان گرما و برق کوپل شده با موتور دیزل را بر اساس قانون اول و دوم ترمودینامیک آنالیز کردند. آن‌ها نابودی اگزرژی را برای هر یک از اجزاء را محاسبه کردند. سرینیواسن و همکاران [۵] پتانسیل بازیافت حرارت هدر رفت[3] خروجی موتور یک موتور دو سوخته بازده بالا را با استفاده از یک چرخه رانکین[4] بررسی کردند. عملکرد بازیافت حرارت هدر رفت با یک چرخه رانکین دوبل[5] برای موتور دیزل تحت شرایط عملکردی مختلف توسط یانگ و همکاران [۶] مورد تجزیه و تحلیل قرار گرفت. یه و یانگ [۷] تجزیه و تحلیل مشابه‌ای را با استفاده از

1 Configuration

2 Combined Cycle
3 Waste Heat Recovery (WHR)
4 Rankine
5 Organic Rankine Cycle (ORC)

* نویسنده عهده‌دار مکاتبات: E_neshat@sut.ac.ir

حقوق مؤلفین به نویسندگان و حقوق ناشر به انتشارات دانشگاه امیرکبیر داده شده است. این مقاله تحت لیسانس آفرینندگی مردمی (Creative Commons License) در دسترس شما قرار گرفته است. برای جزئیات این لیسانس، از آدرس https://www.creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/legalcode دیدن فرمائید.

یک موتور دیزل زیردریایی انجام دادند. اسیکالپ و همکاران [۸] آنالیز اگزرژی اقتصادی را روی یک سیستم تولید سه‌گانه[1] با محرک موتور دیزل انجام دادند.

با پیدایش ایده احتراق دما پایین، ایده استفاده از این موتورها در چرخه‌های تولید همزمان نیز مورد توجه قرار گرفت. سرابچی و همکارانش [۹] از حرارت اتلافی گازهای خروجی موتور اشتعال تراکمی مخلوط همگن[2] به عنوان محرک یک سیستم تولید سه گانه استفاده کرده است. خلجانی و همکاران [۱۰] از حرارت اتلافی آب خنک کننده و گاز خروجی موتور اشتعال تراکمی مخلوط همگن به عنوان محرک دو چرخه رانکین استفاده کردند.

موتور احتراق تراکمی کنترل واکنشی[3] یک نوع موتور احتراق داخلی می‌باشد که بر اساس احتراق دما پایین کار می‌کند. در این نوع استراتژی دو سوخت، یکی با واکنش‌پذیری کم و دیگری با واکنش‌پذیری بالا مورد استفاده قرار می‌گیرند. سوخت با واکنش‌پذیری کم به صورت همگن با هوا به داخل محفظه احتراق از طریق دریچه ورودی و سوخت با واکنش‌پذیری بالا توسط انژکتور به داخل محفظه احتراق پاشش می‌شود [۱۱ و ۱۲]. در سالهای اخیر موتورهای احتراق تراکمی کنترل واکنشی مورد توجه محققان قرار گرفته و مطالعات متعددی جهت ارتقاء این موتورها انجام شده است. تعدادی از مطالعات تأثیر پارامترهای مختلف موتور احتراق تراکمی کنترل واکنشی را برروی عملکرد و آلاینده‌ها بررسی کردند [۱۷-۱۳].

از آنجا که موتور احتراق تراکمی کنترل واکنشی دارای مزیت آلاینده کم و بازده مصرف سوخت بالای می‌باشد، از همین رو می‌توان از این موتور در چرخه‌های تولید همزمان استفاده کرد. لی و همکاران [۱۸] در مطالعه‌ای به آنالیز قانون اول و دوم برای سه رژیم احتراقی موتور دیزل معمولی ، احتراق اشتعال تراکمی مخلوط همگن و احتراق تراکمی کنترل واکنشی پرداختند. در این مطالعه نشان داده شد که دمای داخل سیلندر، نسبت هم ارزی در طول فرآیند احتراق، دمای احتراق، نرخ واکنش‌پذیری شیمیایی و مدت زمان احتراق نقش مهمی را در نابودی اگزرژی ایفا می‌کنند. نتایج به دست آمده نشان می‌دهد که از بین این سه رژیم، بیشترین نابودی اگزرژی در موتور دیزل مرسوم ایجاد می‌شود. در مطالعه دیگری که توسط لی و همکاران [۱۹] انجام یافت، تأثیر سوخت متانول و بنزین در نابودی اگزرژی موتور احتراق تراکمی کنترل واکنشی با استفاده از مدل چند بعدی و مکانیزم سینتیک شیمیایی کاهش یافته بررسی شد. نتایج این بررسی نشان داد که با استفاده از سوخت دیزل- متانول، دمای احتراق بالاتری ایجاد می‌شود که این امر سبب افزایش نابودی اگزرژی در طی واکنش‌های شیمیایی می‌شود. محبی و همکاران [۲۰] به بررسی تأثیر بازخورانی گازهای خروجی[4] و افزودن هپتان نرمال به سوخت با واکنش‌پذیری کم بر روی یک موتور احتراق تراکمی کنترل واکنشی پرداختند. در این مطالعه نشان داده شد که با افزایش بازخورانی گازهای خروجی، نابودی اگزرژی کل افزایش و به دلیل کاهش دمای احتراق در اثر خاصیت جذب گرمای بالای گازهای خروجی بازخورانی شده، اگزرژی ترمومکانیکی کاهش یافته است. اما با افزایش درصد هپتان نرمال به ایزواکتان که به عنوان سوخت با واکنش‌پذیری کم در این مطالعه مورد استفاده قرار گرفته است، اگزرژی انتقال حرارت به شدت افزایش یافته است و علت افزایش انتقال حرارت، واکنش‌پذیری بالای مخلوط ورودی در اثر افزودن هپتان نرمال می‌باشد.

هدف اصلی این مطالعه بررسی تأثیر زمان پاشش سوخت یک موتور احتراق تراکمی کنترل واکنشی با ترکیب سوختی گاز طبیعی و دیزل بر ظرفیت بازیافت حرارت تلف شده می‌باشد. جهت نیل به هدف مذکور در ابتدا موتور با استفاده از یک مدل سه بعدی شبیه سازی شده و سپس صحت آن با استفاده از داده‌های تجربی ارزیابی شده است. در نهایت زمان‌های مختلف پاشش، به مدل تهیه شده اعمال گردیده و اثرات زمان پاشش بر ظرفیت بازیافت حرارت هدر رفته سنجیده شده است.

۲- روش شناسی

همان گونه که بیان شد در مطالعه حاضر از یک مدل سه بعدی برای شبیه سازی موتور استفاده شده است. در ابتدا مدل با استفاده از داده‌های تجربی صحت سنجی شده و سپس زمان شروع پاشش سوخت[5] دیزل تغییر داده شده و اثرات آن‌ها بر روی نابودی اگزرژی، ظرفیت بازیافت حرارت هدر رفته، توان خروجی و آلاینده‌ها مورد بررسی قرار گرفته است.

1 Trigeneration
2 Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI)
3 Reactivity Controlled Compression Ignition (RCCI)
4 Exhaust Gas Recirculation (EGR)
5 Start Of Injection (SOI)

جدول ۱. مشخصات موتور [۲۱]
Table 1. Engine specifications

عناوین	مشخصات
مدل موتور	Volks Wagon TDI
تعداد سیلندر/ سیستم خنک	چهار سیلندر/ آب خنک
شکل کاسه پیستون	کلاه مکزیکی
قطر سیلندر	۷۹/۵ mm
نسبت تراکم	۱۷/۱
طول کورس	۹۵/۵ mm
حجم جابجایی	۱۹۰۰cc
زمان بسته شدن راهگاه ورودی	۱۶۹° BTDC
زمان باز شدن راهگاه خروجی	۱۶۲°ATDC

جدول ۲. مشخصات انژکتور پاشش مستقیم [۱۷]
Table 2. Direct injection injector specifications

عناوین	مشخصات
نوع انژکتور	CRDI
نوع اسپری	مخروط توپر
زاویه اسپری	۱۴۴°
فشار پاشش (bar)	۴۰۰
تعداد نازل	شش
زاویه بین نازل‌ها	۶۰°

۱-۲- مشخصات موتور انتخابی

موتور مورد استفاده در مطالعه حاضر یک موتور سبک فولکس واگن ۱/۹ لیتری موجود در مرکز تحقیقات سیستم‌های توان پیشرفته در دانشگاه تکنولوژی میشیگان می‌باشد. موتور یک موتور ۴ سیلندر دیزلی مجهز به توربوشارژر هندسه متغیر می‌باشد که مشخصات آن در جدول ۱ ارائه شده است. جهت پاشش سوخت دیزل به داخل سیلندر از یک انژکتور ساخت شرکت بوش مطابق جدول ۲ برای هر سیلندر استفاده شده است.

۲-۲- الگوها و شبیه‌سازی‌ها

در این مطالعه از نرم افزار کانورج جهت شبیه سازی فرآیندهای سیالاتی و احتراقی رخ داده در داخل سیلندر استفاده شده است. چرخه عملکردی موتور به صورت چرخه بسته شبیه سازی شده و در هنگام بسته شدن دریچه ورودی مخلوط داخل سیلندر بصورت کاملاً همگن و یکنواخت در نظر گرفته شد. همچنین از یک مکانیزم شیمیایی جزئی که شامل ۷۶ گونه و ۴۶۴ واکنش جهت شبیه‌سازی فرآیند احتراق استفاده شده است [۲۲].

الگوهای استفاده شده از قبیل شکست قطرات، آشفتگی، انتقال حرارت و ... در جدول ۳ نمایش داده شده است. جهت صحه گذاری نتایج حاصل ازشبیه سازی، دو حالت کارکردی برای موتور مطابق جدول ۴ در نظر گرفته شده است.

شکل ۱ پیش بینی فشار داخل سیلندر و نرخ آزاد شدن حرارت توسط کد کانورج را در مقایسه با مقادیر تجربی بدست آمده برای موتور فولکس واگن موجود در دانشگاه میشگان تکنولوژی، که مشخصات آن پیش از این ذکر شد، برای شرایط کارکردی ارائه شده در جدول ۴ نشان می‌دهد. با توجه به شکل مشخص می‌شود که داده‌های به دست آمده از روش عددی دارای توافق مطلوبی با داده‌های تجربی هستند. همچنین، جدول ۵ پیش بینی آلاینده‌ها و مقایسه آن‌ها با مقادیر

جدول ۳. خلاصه‌ای از زیرمدل های مورد استفاده در شبیه سازی
Table 3. Summary of utilized models in simulation

نام روش	نوع روش
شکست قطرات	KH-RT
کشش قطرات	مدل کشش دینامیکی
تصادم قطرات	NTC
پراکندگی قطرات آشفته	O'Rourke
برخورد قطرات با دیواره	فیلم دیواره
آشفتگی	RNG K-ε
انتقال حرارت	Han & Reitz

جدول ۴. شرایط عملکردی موتور آزمایشی
Table 4. Operating conditions for the light duty reactivity controlled compression ignition engine

پارامترها	a	b
سرعت موتور (rpm)	۱۳۰۰	۱۵۰۰
(bar) BMEP	۴	۵
نرخ جریان سوخت دیزل(gr/s)	۰/۰۷۱	۰/۱۰۷
نرخ جریان سوخت گاز طبیعی (gr/s)	۰/۵۰	۰/۵۶
نرخ جریان هوای ورودی (kg/h)	۶۰/۷۳	۵۹/۹۵
زمان شروع پاشش اول- پاشش دوم (bTDC)	۲۰	-۵۵ ۲۰
دمای IVC (K)	۳۴۸	۳۷۸
فشار پاشش دیزل (bar)	۴۰۰	۴۰۰
نسبت گاز طبیعی به دیزل[1] (٪)	۸۹	۸۵
گاز بازخورانی شده (٪)	۰	٪۲۰

[1] Blend Ratio (BR)

تجربی را نشان می‌دهد. تمامی نتیجه‌گیری‌ها برای حالت a انجام شده است.

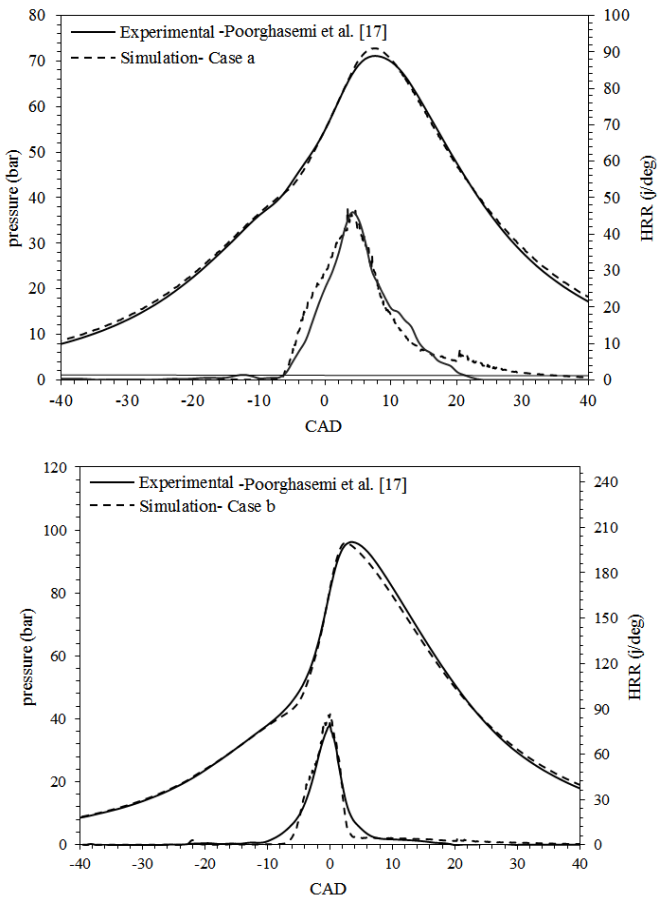
۳-۲- آنالیز قانون دوم ترمودینامیک

بیشینه کار مفیدی که یک سیستم می‌تواند در شرایطی که به تعادل دمایی، مکانیکی و شیمیایی با محیط رسیده باشد، تولید کند را قابلیت کاردهی گویند [۲۳]. به طور کلی موازنه اگزرژی یک سیستم بسته با استفاده از معادله (۱) انجام می‌گردد. اگزرژی تلف شده در نتیجه انتقال حرارت با استفاده از معادله (۲) محاسبه می‌شود. در معادله مذکور، T دمای متوسط مخلوط داخل محفظه احتراق و T_0 دمای محیط می‌باشد. مقدار حرارت اتلافی از حل معادلات حاکم بدست آمده است.

$$\frac{dA}{d\theta}=\frac{dA_w}{d\theta}-\frac{dA_q}{d\theta}-\frac{dI}{d\theta}+\frac{dA_{ch}}{d\theta} \quad (۱)$$

$$\frac{dA_q}{d\theta}=\left(1-\frac{T_0}{T}\right)\frac{dQ}{d\theta} \quad (۲)$$

رابطه (۳) برای محاسبه اگزرژی کار استفاده شده است. اگزرژی



شکل ۱. تغییرات فشار و نرخ آزاد سازی انرژی داخل سیلندر بر حسب زاویه میل لنگ

Fig. 1. The validation of in-cylinder pressure and heat release rate for both of cases

جدول ۵. مقایسهٔ نتایج آلایندگی شبیه سازی شده با نتایج تجربی

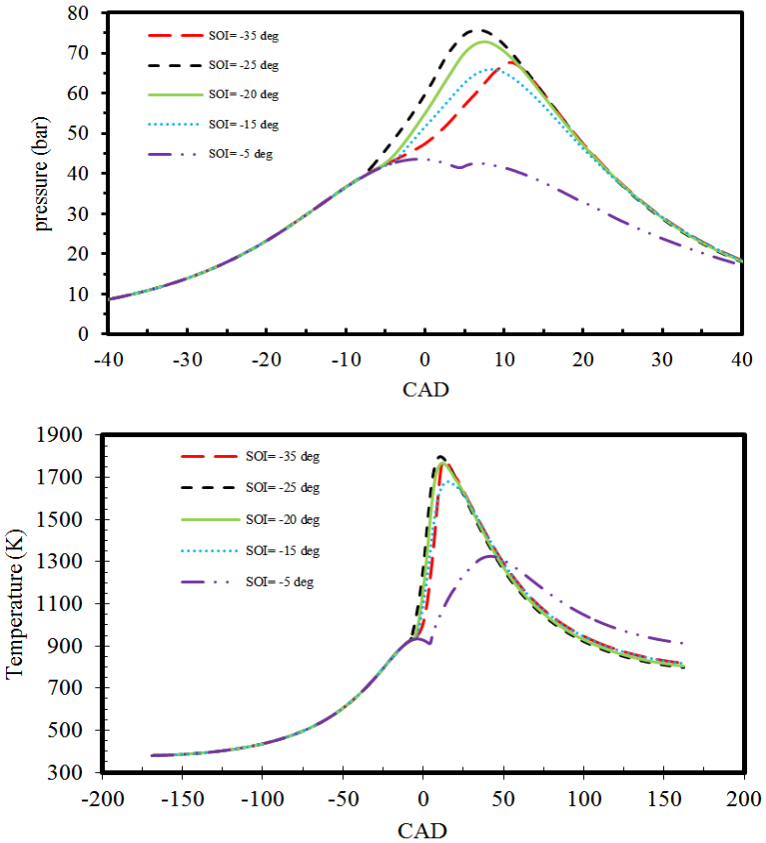
Table 5. Validation of Emissions for two examined cases

آلایندگی	حالت b		حالت a	
	شبیه‌سازی	تجربی	شبیه‌سازی	تجربی
NOx (ppm)	۱۷۲۸	۶۷۰	۷۲۳	۸۶۰
HC (ppm)	۳۳۱۴	۵۳۰۰	۴۱۶۵	۷۸۰۰
CO (ppm)	۵۶۳	۱۱۰۰	۶۳۷	۱۳۸۰

کار برابر با کار خالص انجام یافته است بنابراین از تفاضل کار انجام شده بر روی سیستم و کار انجام شده بر روی محیط به دست می‌آید.

$$\frac{dA_w}{d\theta} = \left(P - P_0\right)\frac{dV}{d\theta} \qquad (۳)$$

رابطه (۴) برای محاسبه تغییرات اگزرژی شیمیایی مخلوط داخل محفظه احتراق به کار می‌رود. تغییرات اگزرژی شیمیایی مخلوط، شامل مجموع تغییرات اگزرژی شیمیایی سوخت متان و تغییرات اگزرژی سوخت دیزل می‌باشد. از تغییرات اگزرژی شیمیایی سایر



شکل ۲. تأثیر زمان شروع پاشش سوخت بر فشار و دمای بار داخل سیلندر.

Fig. 2. Effects of start of injection timing on in-cylinder Pressure and Temperature

گونه‌ها به دلیل مقادیر ناچیز آنها صرفنظر شده است. اگزرژی شیمیایی سوخت بیشینه کار تولید شده در اثر سوختن سوخت و تبدیل آن به محصولات احتراق کامل شامل کربن دی اکسید و آب می‌باشد. معادلات به کار رفته به شرح زیر می‌باشند [۲۶-۲۴].

مجموع اگزرژی ترمومکانیکی و اگزرژی شیمیایی سیستم را اگزرژی کلی یک سیستم می‌نامند. اگزرژی ترمومکانیکی کار مفید سیستم است وقتی که از دما و فشار عملکردی به دما و فشار محیط می‌رسد. به این حالت، حالت مرده محدود گفته می‌شود. اگزرژی شیمیایی کار مفید سیستم است وقتی که سیستم از ترکیب پایه خود به ترکیب متداول موجود در محیط می‌رسد [۲۶-۲۴].

$$\frac{dA_{ch}}{d\theta}=\left(\frac{dm_{CH4}}{d\theta}\times a_{fv,CH4}\right)+\left(\frac{dm_{C_7H_{16}}}{d\theta}\times a_{fv,C_7H_{16}}\right) \quad (۴)$$

$$a_{fv}=a_{fv,thermomechanical}+a_{fv,chemical} \quad (۵)$$

$$a_{fv,thermomechanical}=h_{fv}-T_0 s_{fv}-g^0_{fv} \quad (۶)$$

$$a_{fv,chemical}=g^0_{fv}-\alpha g^0_{CO2}-\left(\frac{\beta}{2}\right)g^0_{H2O}\left(\alpha+\frac{\beta}{4}-\frac{\gamma}{2}\right)g^0_{O2}-RT_0\ln(Z) \quad (۷)$$

$$Z=\frac{\alpha^{\alpha}\left(\frac{\beta}{2}\right)^{\frac{\beta}{2}}\varepsilon^{\varepsilon}}{\zeta^{\zeta}\left(\alpha+\frac{\beta}{4}-\frac{\gamma}{2}\right)^{\alpha+\frac{\beta}{4}-\frac{\gamma}{2}}} \quad (۸)$$

$$\varepsilon=\frac{\left(\alpha+\frac{\beta}{4}-\frac{\gamma}{2}\right)}{0.21} \quad (۹)$$

$$\zeta=0.79\varepsilon+\alpha+\frac{\beta}{2} \quad (۱۰)$$

برای محاسبه اگزرژی ترمومکانیکی از معادله (۱۱) استفاده می‌کنیم.

$$A_{tm}=\left(U-U^0\right)+P_0\left(V-V^0\right)-T_0\left(S-S^0\right) \quad (۱۱)$$

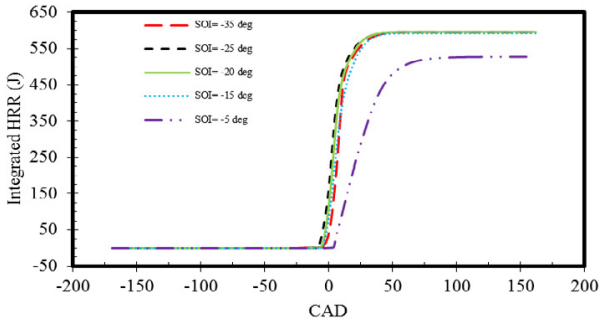
۳- بحث بر روی نتایج

شکل ۲ فشار و دمای متوسط سیال داخل محفظه احتراق را به ازای زمان‌های مختلف پاشش نشان می‌دهد. با توجه به شکل ۲ مشخص می‌شود که در حالتی که زمان شروع پاشش ۲۵ درجه قبل از نقطه مرگ بالا باشد، بیشترین فشار و دما در داخل محفظه احتراق حاصل می‌شود و نیز این نتیجه قابل رویت است که با انتخاب زمان شروع پاشش سوخت دیزل در ۵ درجه قبل از نقطه مرگ بالا کمترین دما در داخل محفظه احتراق ایجاد شده است. این نتایج ایجاد شده در دمای داخل سیلندر در زمان احتراق به دلیل مدت زمان مختلف اختلاط سوخت با هوا در حالات مختلف می‌باشد.

همانطور که مشاهده شد دما در زمان‌های شروع پاشش ۲۵، ۳۵ و ۲۰ قبل از نقطه مرگ بالا بیشینه شده‌اند که علت رخ دادن این اتفاق وجود زمان بیشتر برای اختلاط هر چه بهتر سوخت و هوا در زمان‌های شروع پاشش سوخت زودهنگام می‌باشد که باعث احتراق با دمای بالاتر شده و در نتیجه سوخت به صورت کامل‌تر بسوزد که این نتایج در شکل ۳ نشان داده شده‌اند. به علاوه همانطور که دیده می‌شود با به تأخیر انداختن پاشش سوخت به دلیل این که زمان اختلاط سوخت و هوا کاهش می‌یابد، سوخت به صورت ناقص سوخته که در شکل ۳ نمایش داده شده و در نهایت دمای احتراق کاهش یافته است.

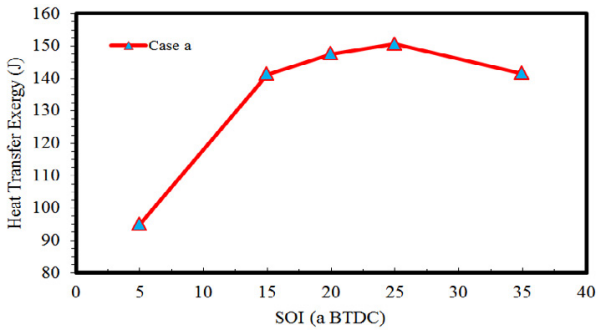
شکل ۴ نشان دهنده اگزرژی حاصل از انتقال حرارت می‌باشد. همانطور که مشاهده می‌شود هر چه دمای بیشینه محفظه احتراق بیشتر باشد مقدار حرارت انتقال یافته به دیواره‌ها افزایش یافته و اگزرژی حرارت اتلافی نیز افزایش می‌یابد. شکل ۵ دمای گازهای خروجی از موتور را در زمان‌های مختلف پاشش نشان می‌دهد. با توجه به شکل، مشخص می‌شود که در صورت شروع پاشش ۵ درجه قبل از نقطه مرگ بالا، به دلیل کم بودن زمان انتقال حرارت و تأخیر در آغاز احتراق دمای گازهای خروجی افزایش قابل توجهی یافته است. با پیش افتادن زمان آغاز احتراق مدت زمان برای انتقال حرارت نیز افزایش یافته و دمای گازهای خروجی از اگزوز کاهش می‌یابد.

شکل ۶ مقدار بازگشت‌ناپذیری را برای نمونه‌های مختلف نشان می‌دهد. همانگونه که در این شکل نشان داده شده است در حین انجام احتراق، به دلیل انجام واکنش‌های شیمیایی، تولید آنتروپی



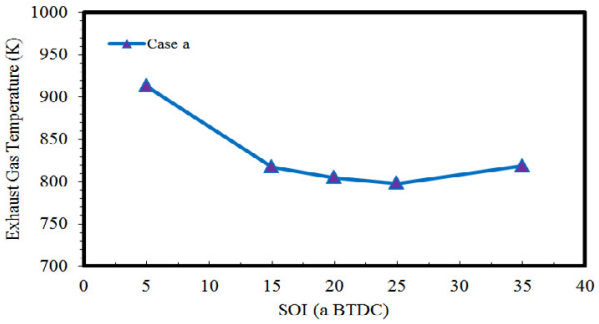
شکل ۳. تأثیر زمان شروع پاشش سوخت بر حرارت آزاد شده تجمعی

Fig. 3. Effects of start of injection timing on integrated heat release rate



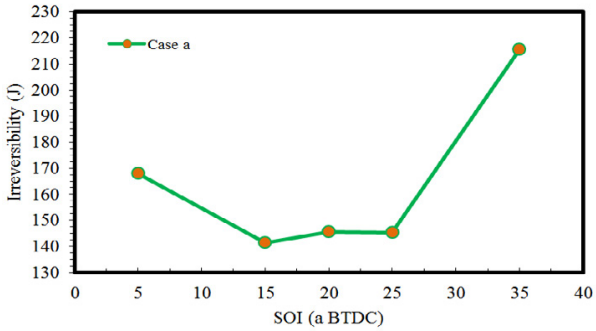
شکل ۴. تأثیر زمان شروع پاشش سوخت بر اگزرژی انتقال حرارت

Fig. 4. Effects of start of injection timing on Heat Transfer Exergy



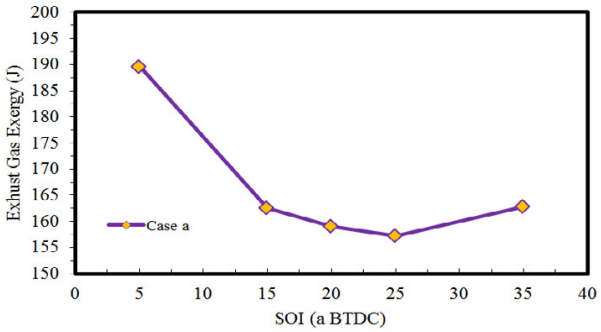
شکل ۵. تأثیر زمان شروع پاشش سوخت بر دمای گاز خروجی

Fig. 5. Effects of start of injection timing on Exhaust Gas Temperature



شکل ۶. تأثیر زمان شروع پاشش سوخت بر بازگشت‌ناپذیری

Fig. 6. Effects of start of injection timing on Irreversibility

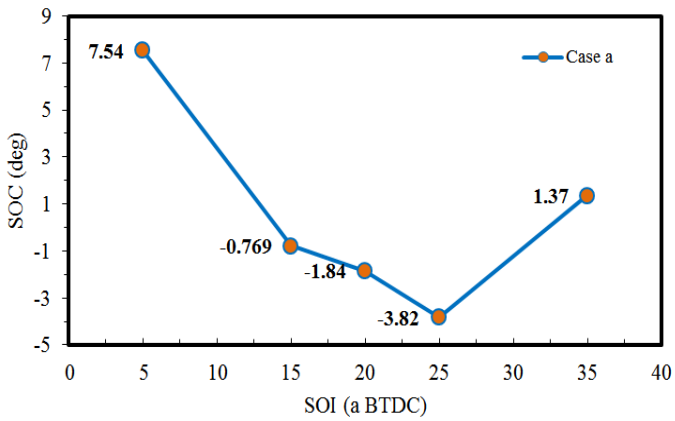


شکل ۷. تأثیر زمان شروع پاشش سوخت بر اگزرژی گاز خروجی

Fig. 7. Effects of start of injection timing on Exhaust Gas Exergy

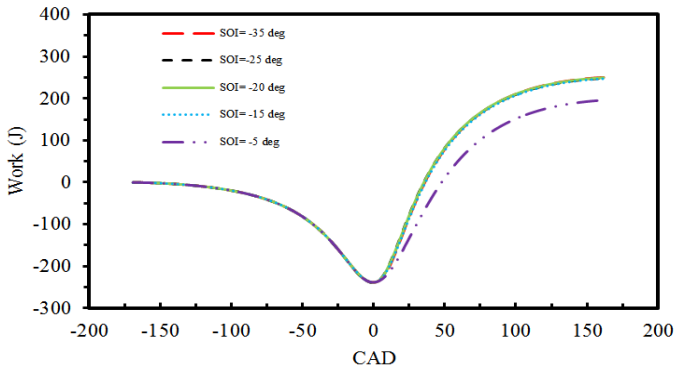
افزایش یافته و بازگشت‌ناپذیری به طور قابل توجهی افزایش می‌یابد. شکل مذکور نشان می‌دهد که با زودهنگام کردن شروع پاشش، مقدار بازگشت‌ناپذیری افزایش می‌یابد. این امر به دلیل افزایش دما، افزایش تعداد واکنش‌های شیمیایی انجام یافته و نیز افزایش انتقال حرارت است.

شکل ۷ اگزرژی گازهای خروجی از موتور را نشان می‌دهد. همانگونه که مشخص است بیشینه اگزرژی گاز خروجی در حالتی رخ داده است که زمان شروع پاشش ۵ درجه قبل از نقطه مرگ بالا باشد و با زودهنگام کردن شروع زمان پاشش سوخت تا ۲۵ درجه قبل از نقطه مرگ بالا این اگزرژی کاهش یافته و پس از آن در زمان شروع پاشش ۳۵ درجه قبل از نقطه مرگ بالا، اگزرژی گاز خروجی افزایش یافته است که این افزایش به سبب آغاز دیرتر فرآیند احتراق



شکل ۸. تأثیر زمان شروع پاشش سوخت بر زمان آغاز احتراق

Fig. 8. Effects of start of injection timing on Start of Combustion



شکل ۹. تأثیر زمان شروع پاشش سوخت بر کار تولیدی موتور

Fig. 9. Effects of start of injection timing on Work

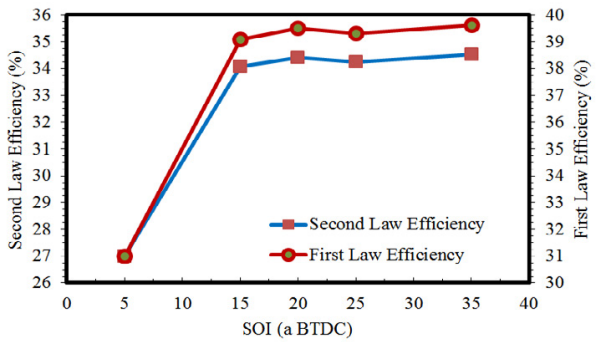
برای نمونه مورد نظر است. روند ایجاد شده در اگزرژی گاز خروجی تابع دمای گاز خروجی از موتور می‌باشد که در شکل ۷ نمایش داده شده است. شکل ۸ تغییرات زمان آغاز احتراق را به ازای زمانهای پاشش مختلف نشان می‌دهد همانگونه که ذکر شد شکل مذکور نشان می‌دهد که در زاویه پاشش ۳۵ درجه احتراق دیرتر آغاز شده است که دلیل این امر انتقال حرارت به بیرون بوده است. شایان ذکر است که در این شکل زاویه‌ای که در آن ۱۰ درصد از کل انرژی شیمیایی تجمعی سوخت آزاد شده باشد به عنوان زمان آغاز احتراق در نظر گرفته شده است.

شکل ۹ تأثیر زمان پاشش را بر کار تولیدی موتور احتراق تراکمی کنترل واکنشی نشان می‌دهد. همانگونه که در شکل مشخص است اگرچه تغییرات زمان پاشش سوخت منجر به تغییرات مشهود در بیشینه دما و فشار داخل محفظه شده است ولی اثر چندانی بر کار تولیدی موتور نداشته و فقط در صورت پاشش با تأخیر زیاد به دلیل احتراق ناقص سبب کاهش توان تولیدی موتور می‌گردد.

بازده‌های قانون اول و دوم ترمودینامیک در شکل ۱۰ نشان داده شده‌اند. شکل ۱۰ نشان می‌دهد که کمترین بازده قانون اول و دوم در حالتی رخ داده است که زمان شروع پاشش سوخت ۵ درجه قبل از نقطه مرگ بالا می‌باشد، که دلیل آن پدیدار شدن احتراق ناقص می‌باشد.

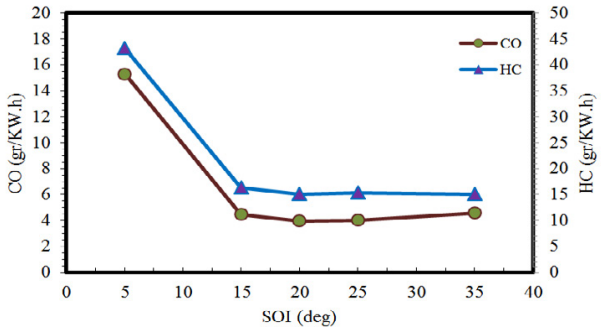
شکل ۱۱ نشان دهنده‌ی تأثیر زمان‌های شروع پاشش مختلف بر آلاینده هیدروکربن‌های نسوخته[1] و کربن مونواکسید[2] می‌باشد. همانطور که مشاهده می‌شود بیشترین آلاینده هیدروکربن‌های نسوخته و کربن مونواکسید در زمان شروع پاشش سوخت برابر با ۵ درجه قبل از نقطه مرگ بالا ایجاد شده است. که دلیل آن وقوع احتراق ناقص است. همچنین همانطور که دیده می‌شود هر چه زمان

1 Unburned HydroCarbons (UHC)
2 Carbon onoxide (CO)



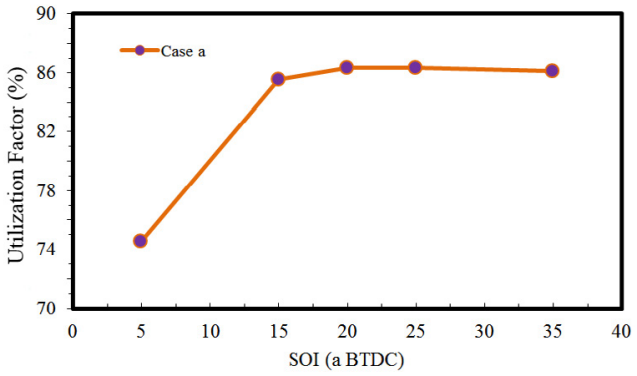
شکل ۱۰. تأثیر زمان شروع پاشش سوخت بر بازده قانون اول و دوم ترمودینامیک

Fig. 10. Effects of start of injection timing on first and second low efficiency



شکل ۱۱. تأثیر زمان شروع پاشش سوخت بر آلاینده‌های هیدروکربن‌های نسوخته و کربن مونواکسید

Fig. 11. Effects of start of injection timing on unburned hydrocarbonsand carbon monoxide Emissions



شکل ۱۲. تأثیر زمان شروع پاشش سوخت بر ضریب بهره وری

Fig. 12. Effects of start of injection timing on Utilization Factor

شروع پاشش زودهنگام‌تر شود آلاینده هیدروکربن‌های نسوخته و کربن مونواکسید کاهش یافته است. علت این اتفاق، بالا بودن دما در داخل سیلندر و زمان اختلاط کافی می‌باشد که باعث می‌شود احتراق به صورت کامل رخ دهد.

در نهایت برای دستیابی به شرایطی که منجر به بهترین کارایی سیستم می‌گردد، ضریب بهره‌وری سیستم محاسبه گردیده است. ضریب بهره‌وری سیستم عبارتست از مجموع اگزرژی مورد استفاده (مانند کار) و اگزرژی‌های قابل بازیافت مانند اگزرژی حرارت اتلافی و اگزرژی گازهای خروجی از اگزوز نسبت به کل اگزرژی شیمیایی سوخت‌های مورد استفاده در هر چرخه. شکل ۱۲ تأثیر زمان پاشش

جدول ۶. واکنش‌های مهم در هنگام آغاز احتراق برای زمان‌های پاشش مختلف

Table 6. Important reaction at start of combustion for different start of injection timing

رتبه	زمان پاشش ۵-	زمان پاشش ۲۰-	زمان پاشش ۳۵-
۱	OH+CH4<=>CH3+H2O	OH+CH4<=>CH3+H2O	OH+CH4<=>CH3+H2O
۲	O+CH4<=>OH+CH3	H+O2+N2<=>HO2+N2	O+CH4<=>OH+CH3
۳	OH+CH2O<=>HCO+H2O	O+CH4<=>OH+CH3	H+2O2<=>HO2+O2
۴	H+O2+N2<=>HO2+N2	H+2O2<=>HO2+O2	OH+CH2O<=>HCO+H2O
۵	H+O2+H2O<=>HO2+H2O	OH+CH2O<=>HCO+H2O	2OH(+M)<=>H2O2(+M)

جدول ۷. واکنش‌های مهم در هنگام آزاد شدن ۵۰٪ درصد انرژی شیمیایی سوخت برای زمان‌های پاشش مختلف

Table 7. Important reaction at crank angle degree 50 for different start of injection timing

رتبه	زمان پاشش ۵-	زمان پاشش ۲۰-	زمان پاشش ۳۵-
۱	OH+CH4<=>CH3+H2O	OH+CH4<=>CH3+H2O	OH+CH4<=>CH3+H2O
۲	OH+CH2O<=>HCO+H2O	O+H+M<=>OH+M	O+H+M<=>OH+M
۳	CH3+HCO=CH2O+CH2	OH+H2O2<=>HO2+H2O	OH+H2O2<=>HO2+H2O
۴	CH3O2H=CH3O+OH	OH+CH2O<=>HCO+H2O	OH+CH2O<=>HCO+H2O
۵	O+CH4<=>OH+CH3	H+O2+H2O<=>HO2+H2O	H+O2+H2O<=>HO2+H2O

را بر ضریب بهره‌وری موتور احتراق تراکمی کنترل واکنشی نشان می‌دهد. همانگونه که در شکل مشخص است با به تأخیر انداختن بیش از حد زمان پاشش و نیز با پاشش بسیار زود هنگام ضریب بهره وری دچار کاهش می‌گردد. بهترین ضریب بهره‌وری در زاویه پاشش ۲۰ درجه پیش از نقطه مرگ بالا مشاهده می‌گردد.

نکته قابل تأمل در احتراق احتراق تراکمی کنترل واکنشی توجه به واکنش‌های شیمیایی موجود می‌باشد. واکنش‌های شیمیایی انجام یافته مهمترین عامل کنترل عملکرد و آلایندگی موتور بوده و گرمای هدر رفته بازیافتی را نیز تحت تأثیر قرار می‌دهند. برای بررسی اثرات تغییر زمان پاشش بر فرآیندهای شیمیایی انجام یافته در موتورهای احتراق تراکمی کنترل واکنشی، داده‌های خروجی از نرم افزار کانورج توسط یک کد فرترن بازخوانی شده و با استفاده از زیر مدلهای برنامه کمکین[1]، واکنش‌های مهم شناسایی شده‌اند. جدول ۶ واکنش‌های مهم موجود در داخل محفظه احتراق را در زمان شروع احتراق برای زمانهای پاشش مختلف نشان می‌دهد.

جدول ۷ واکنش‌های مهم را در زمانی که ۵۰٪ از انرژی شیمیایی کلی آزاد شده است، نشان می‌دهد. با توجه به دو جدول ۶ و ۷ مشخص می‌گردد که رتبه بندی واکنش‌های مهم برای دو نمونه زمان پاشش ۲۰- و ۳۵- بسیار مشابه می‌باشد. در حالیکه برای زمان پاشش ۵- نتایج متفاوت‌تری کسب شده است. دلیل این امر تفاوت دمایی نمونه‌های مورد بحث می‌باشد که روند انجام واکنش‌ها را تغییر داده و در نمونه پاشش ۵- درجه به دلیل دمای پایین‌تر به طرف واکنش‌هایی با وابستگی کمتر به دما کشیده شده است. شایان ذکر است که رتبه بندی واکنش‌ها با توجه به نرخ پیشرفت واکنش‌ها بر حسب مول بر

1 Chem.Kin

سانتی متر مکعب بر ثانیه صورت گرفته است. با توجه به دو جدول مذکور می‌توان نتیجه گرفت که زمان آغاز پاشش به دلیل ایجاد تغییر در دمای محفظه احتراق، نرخ پیشرفت واکنش‌ها را تغییر داده و به سبب تغییر مسیر انجام واکنش‌ها می‌گردد.

۴- نتیجه‌گیری

در این مطالعه از یک مدل دینامیک سیالات محاسباتی معتبر برای بررسی تأثیر زمان شروع پاشش در موتور احتراق تراکمی کنترل واکنشی بر ظرفیت حرارت هدر رفته بازیافتی، استفاده شده است. داده‌های محاسبه شده توسط مدل دینامیک سیالات محاسباتی توسط یک مدل ریاضی فراخوانی شده و جهت محاسبه مقادیر مختلف اگزرژی استفاده شده‌اند. نتایج به دست آمده نشان دادند که با پیش انداختن زمان آغاز پاشش سوخت، به دلیل وجود زمان بیشتر اختلاط سوخت و هوا، سوخت کاملتر می‌سوزد که باعث می‌شود تا آلاینده هیدروکربن‌های نسوخته و کربن مونواکسید کاهش یابند. همچنین در زمان‌های آغاز پاشش زودهنگام، به دلیل دمای بالاتر سیال داخل محفظه احتراق، اگزرژی انتقال حرارت به دلیل افزایش انتقال حرارت زیاد شود و همچنین باعث کاهش دمای گاز خروجی از موتور شود. به علاوه بالا بودن دما در حالتی که زمان شروع پاشش زودهنگام شده است، باعث می‌شود که بازگشت‌ناپذیری به دلیل افزایش تعداد واکنش‌های شیمیایی، افزایش یابد. همچنین نتایج نشان دادند که پیش انداختن زمان پاشش سوخت سبب افزایش بازده قانون دوم ترمودینامیک شده و ضریب بهره وری سیستم را نیز افزایش می‌دهد. بنابراین ظرفیت بازیافت حرارت هدر رفتی سیستم نیز افزایش می‌یابد. با توجه به نتایج به دست آمده مشخص می‌شود که موتور احتراق تراکمی کنترل واکنشی مورد مطالعه در زاویه آغاز پاشش ۲۰ درجه پیش از نقطه مرگ بالا دارای بیشترین بازده قانون دوم، بیشترین کار تولیدی، بیشترین ضریب بهره وری و کمترین آلایندگی است. در زوایای پاشش زودتر از زاویه مورد نظر به دلیل انتقال حرارت بیشتر و در زمان‌های پاشش دیر هنگام تر به دلیل عدم اختلاط مطلوب مخلوط سوخت و هوا، آلایندگی بیشتر و ضریب بهره وری کمتری حاصل شده‌اند.

فهرست علائم

علائم انگلیسی

A اگزرژی

G انرژی آزاد گیبس، J/kg

H آنتالپی، J/kg

I بازگشت‌ناپذیری، J

m جرم، kg

P فشار، Pa

Q حرارت، J

Ru ثابت جهانی گازها، J/mol.K

s انتروپی، J/K

T دما، K

V حجم، m^3

W کار، J

علائم یونانی

θ زاویه لنگ

زیرنویس

ch شیمیایی

Fv تبخیر سوخت

Tm ترمومکانیکی

منابع

[1] A.T. Hoang, Waste heat recovery from diesel engines based on Organic Rankine Cycle, Applied energy, 231 (2018) 138-166.

[2] J. Jadhao, D. Thombare, Review on exhaust gas heat recovery for IC engine, International Journal of Engineering and Innovative Technology (IJEIT) Volume, 2 (2013)

[3] M. Talbi, B. Agnew, Energy recovery from diesel engine exhaust gases for performance enhancement and air conditioning, Applied thermal engineering, 22(6) (2002) 693-702.

[4] A. Abusoglu, M. Kanoglu, First and second law analysis of diesel engine powered cogeneration systems, Energy Conversion and Management, 49(8) (2008) 2026-2031.

[5] K.K. Srinivasan, P.J. Mago, S.R. Krishnan, Analysis of exhaust waste heat recovery from a dual fuel low temperature combustion engine using an Organic Rankine Cycle, Energy, 35(6) (2010) 2387-2399

[6] F. Yang, X. Dong, H. Zhang, Z. Wang, K. Yang, J. Zhang, E. Wang, H. Liu, G. Zhao, Performance analysis of waste heat recovery with a dual loop organic Rankine cycle (ORC) system for diesel engine under various operating conditions, Energy Conversion and Management, 80 (2014) 243-255

[7] M.-H. Yang, R.-H. Yeh, Analyzing the optimization of an organic Rankine cycle system for recovering waste heat from a large marine engine containing a cooling water system, Energy conversion and management, 88 (2014) 999-1010.

[8] E. Açıkkalp, H. Aras, A. Hepbasli, Advanced exergoeconomic analysis of a trigeneration system using a diesel-gas engine, Applied thermal engineering, 67(1-2) (2014) 388-395..

[9] N. Sarabchi, R.K. Saray, S. Mahmoudi, Utilization of waste heat from a HCCI (homogeneous charge compression ignition) engine in a tri-generation system, Energy, 55 (2013) 965-976.

[10] M. Khaljani, R.K. Saray, K. Bahlouli, Evaluation of a combined cycle based on an HCCI (Homogenous Charge Compression Ignition) engine heat recovery employing two organic Rankine cycles, Energy, 107 (2016) 748-760.

[11] S. Kokjohn, R. Hanson, D. Splitter, J. Kaddatz, R. Reitz, Fuel reactivity controlled compression ignition (RCCI) combustion in light-and heavy-duty engines, SAE International Journal of Engines, 4(1) (2011) 360-374.

[12] R.D. Reitz, G. Duraisamy, Review of high efficiency and clean reactivity controlled compression ignition (RCCI) combustion in internal combustion engines, Progress in Energy and Combustion Science, 46 (2015) 12-71.

[13] Y. Li, M. Jia, Y. Liu, M. Xie, Numerical study on the combustion and emission characteristics of a methanol/diesel reactivity controlled compression ignition (RCCI) engine, Applied energy, 106 (2013) 184-197

[14] S. Curran, R. Hanson, R. Wagner, R.D. Reitz, Efficiency and emissions mapping of RCCI in a light-duty diesel engine, 0148-7191, SAE Technical Paper, 2013.

[15] A.-H. Kakaee, P. Rahnama, A. Paykani, Influence of fuel composition on combustion and emissions characteristics of natural gas/diesel RCCI engine, Journal of natural gas science and engineering, 25 (2015) 58-65.

[16] D. Splitter, M. Wissink, D. DelVescovo, R.D. Reitz, RCCI engine operation towards 60% thermal efficiency, 0148-7191, SAE Technical Paper, 2013.

[17] K. Poorghasemi, R.K. Saray, E. Ansari, B.K. Irdmousa, M. Shahbakhti, J.D. Naber, Effect of diesel injection strategies on natural gas/diesel RCCI combustion characteristics in a light duty diesel engine, Applied energy, 199 (2017) 430-446.

[18] Y. Li, M. Jia, Y. Chang, S.L. Kokjohn, R.D. Reitz, Thermodynamic energy and exergy analysis of three different engine combustion regimes, Applied Energy, 180 (2016) 849-858.

[19] Y. Li, M. Jia, Y. Chang, G. Xu, Comparing the exergy destruction of methanol and gasoline in reactivity controlled compression ignition (RCCI) engine, 0148-7191, SAE Technical Paper, 2017.

[20] M. Mohebbi, M. Reyhanian, I. Ghofrani, A.A. Aziz, V. Hosseini, Availability analysis on combustion of n-heptane and isooctane blends in a reactivity controlled compression ignition engine, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 232(11) (2018) 1501-1515

[21] H. Wang, M. Yao, R.D. Reitz, Development of a reduced primary reference fuel mechanism for internal combustion engine combustion simulations, Energy & Fuels, 27(12) (2013) 7843-7853.

[22] A. Amjad, R.K. Saray, S. Mahmoudi, A. Rahimi, Availability analysis of n-heptane and natural gas blends combustion in HCCI engines, Energy, 36(12) (2011) 6900-6909.

[23] E. Neshat, R.K. Saray, V. Hosseini, Investigation of the effect of reformer gas on PRFs HCCI combustion based on exergy analysis, International Journal of Hydrogen

Energy, 41(7) (2016) 4278-4295.

[24] C. Rakopoulos, M. Scott, D. Kyritsis, E. Giakoumis, Availability analysis of hydrogen/natural gas blends combustion in internal combustion engines, Energy, 33(2) (2008) 248-255.

[25] S. Jafarmadar, N. Javani, Exergy analysis of natural gas/DME combustion in homogeneous charge compression ignition engines (HCCI) using zero-dimensional model with detailed chemical kinetics mechanism, International Journal of Exergy, 15(3) (2014) 363-381.

[26] S. Jafarmadar, P. Nemati, Exergy analysis of diesel/biodiesel combustion in a homogenous charge compression ignition (HCCI) engine using three-dimensional model, Renewable energy, 99 (2016) 514-523.

چگونه به این مقاله ارجاع دهیم

M. Nazemian, E. Neshat, R. Khoshbakhti Saray, Effect of Start of Injection Timing on Waste Heat Recovery Capacity in a Reactivity Controlled Compression Ignition Engine, Amirkabir J. Mech Eng., 53(1) (2021) 3-16.

DOI: 10.22060/mej.2019.15465.6128