

## بررسی تاثیر زمان پاشش بر اگزرژی در یک موتور اشتعال تراکمی کنترل واکنشی

دانشجوی کارشناسی ارشد، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی سهند، تبریز، ایران  
 استادیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی سهند، تبریز، ایران  
 دانشیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی سهند، تبریز، ایران  
 استادیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه آزاد شبستر، شبستر، ایران

مهرداد ناظمیان

الهه نشاط\*

رحیم خوشبختی سرای

کامران پورقاسمی

### چکیده

هدف از این مطالعه بررسی تاثیر زمان شروع تزریق بر جملات مختلف اگزرژی موتور اشتعال تراکمی کنترل واکنشی (RCCI) با سوخت گاز طبیعی و هپتان نرمال که به ترتیب سوخت با واکنش پذیری پایین و بالا در نظر گرفته شده‌اند، می‌باشد. موتور با استفاده از یک مدل سه بعدی شبیه سازی شده و داده های به دست آمده با داده های تجربی روش عددی مقایسه شده و صحت مدل مورد ارزیابی قرار گرفته است. اگزرژی ترمومکانیکی، اگزرژی شیمیایی، کار، اگزرژی انتقال یافته در اثر انتقال گرما و مقدار بازگشت ناپذیری در هر گام زمانی محاسبه شده اند. نتایج به دست آمده نشان می‌دهند که با زود هنگام کردن زمان شروع پاشش سوخت، به دلیل وجود زمان بیشتر اختلاط سوخت و هوا، سوخت کاملتر می‌سوزد. همین امر باعث می‌شود تا دمای بار داخل سیلندر بالا باشد که موجب می‌شود تا اگزرژی انتقال گرما به دلیل افزایش انتقال گرما زیاد شود. به علاوه بالا بودن دما در حالتی که زمان شروع پاشش زود هنگام شده است، باعث می‌شود که بازگشت ناپذیری به دلیل افزایش تعداد واکنش‌های شیمیایی، افزایش یابد.

واژه‌های کلیدی: موتورهای اشتعال تراکمی کنترل واکنشی، اگزرژی، گاز طبیعی، هپتان نرمال، زمان تزریق.

### Investigation on the effect of injection timing on Exergy Terms in an RCCI engine

M. Nazemian

E. Neshat

R. Khoshbakhti Saray

K. Poorghasemi

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

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

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

Department of Mechanical Engineering, Islamic Azad University of Shabestar

### Abstract

The purpose of this study is to investigate the effect of injection timing on various exergy terms of reactivity control combustion ignition with natural gas fuels and n-heptane, which are considered low and high fuel reactivity, respectively. The engine is simulated using a three-dimensional model and the numerical results are compared with the experimental data and the accuracy of model is validated. Thermomechanical exergy, chemical exergy, work, exergy of heat transfer and the amount of irreversibility are calculated in each times step. The results show that fuel burns more perfectly by advanced start of injection due to more fuel and air mixing time. This causes the in cylinder temperature charge to be high enough to increase the heat transfer exergy due to increased heat transfer. In addition, the high temperature in the case when the start of injection is too advanced leads to an increase in irreversibility due to an increase in the number of chemical reactions.

**Keywords:** Reactivity control combustion ignition, exergy, natural gas, n-heptane, injection timing.

از این رو، برای بهینه کردن هزینه‌های زیست محیطی و اقتصادی، پژوهش‌های انجام یافته جهت کاهش همزمان آلاینده‌ها و حفظ بازده بالای موتور، منجر به توسعه استراتژی‌های پیشرفته احتراقی بر پایه احتراق دما پایین بدون نیاز به سیستم کاتالیستی شده است. این استراتژی‌های پیشرفته معمولاً بر مبنای کنترل شروع احتراق جهت بهبود اختلاط سوخت و هوا می‌باشند که منجر به کاهش نسبت هم ارزی محلی یا دما و یا هر دوی آنها می‌شود [۲، ۳] و بنابراین به عنوان استراتژی‌های احتراق دما پایین شناخته می‌شوند. یکی از این استراتژی‌ها، استراتژی احتراق تراکمی کنترل واکنشی هست که به طور هم زمان راندمان حرارتی بالا و تولید بسیار اندک آلاینده‌های اکسیدهای نیتروژن و ذرات دوده را به همراه دارد. در این نوع موتورها سوخت با واکنش پذیری پایین به صورت پیش آمیخته از طریق دریچه ورودی به داخل محفظه احتراق فرستاده می‌شود و سوخت با واکنش پذیری بالا به صورت مستقیم به داخل محفظه احتراق تزریق می‌شود. این امر موجب می‌شود تا به طور قابل ملاحظه‌ای فاز احتراق، نرخ افزایش

### ۱- مقدمه

امروزه با توجه به گسترش بیماری‌های تنفسی و اهمیت کاهش گازهای گلخانه‌ای نیاز به دستیابی به موتورهای احتراق داخلی با بازده بیشتر کاملاً محسوس می‌باشد. این نیاز به افزایش بازده، باعث شده است تولید کنندگان خودروهای سبک و سنگین بیش از پیش به موتورهای احتراق تراکمی کنترل واکنشی<sup>۱</sup> به دلیل بازده احتراقی بیشتر، توجه نمایند. با این وجود کنترل آلاینده‌های دوده و اکسیدهای نیتروژن یکی از چالش‌های بزرگ موتورهای اشتعال تراکمی می‌باشد. علاوه بر این، در سال‌های اخیر قوانین سخت گیرانه‌ای در راستای کاهش تولید کربن دی‌اکسید<sup>۲</sup> و کاهش مصرف سوخت در خودروهای دیزلی سبک و سنگین وضع شده است [۱].

<sup>۱</sup> Reactivity controlled compression ignition

<sup>۲</sup> CO<sub>2</sub>

جملات مختلف آگزروی مورد ارزیابی قرار گرفته است.

## ۱-۲- مشخصات موتور انتخابی

موتور مورد استفاده در مطالعه حاضر یک موتور سیک فولکس واگن ۱/۹ لیتری TDI موجود در مرکز تحقیقات سیستمهای توان پیشرفته<sup>۲</sup> در دانشگاه تکنولوژی میشیگان<sup>۳</sup> می باشد. موتور VWTDI یک موتور<sup>۴</sup> سیلندر دیزلی مجهز به توربوشارژر هندسه متغیر می باشد که مشخصات آن در جدول ۱ ارائه شده است. جهت پاشش سوخت هپتان نرمال به داخل سیلندر از انژکتور CRDI ساخت شرکت بوش مطابق جدول ۲ برای هر سیلندر استفاده شده است. شکل (۱) محل کاسه پیستون، سرسیلندر و هندسه فضای داخل سیلندر را در نرم افزار Converge نشان می دهد.

## ۲-۲- الگوها و شبیه سازی

در این مطالعه از نرم افزار Converge 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 کاملا همگن و یکنواخت در نظر گرفته شد. سوخت پاشش شده به داخل محفظه احتراق سوخت هپتان نرمال مایع با فرمول شیمیایی C7H16 می باشد که برای شبیه سازی فرآیند پاشش، مدل کردن اسپری سوخت، قطره قطره شدن سوخت و تبخیر آن از مشخصات ترموفیزیکی سوخت تترادکان (C14H30) استفاده شده است. پس از تبخیر سوخت هپتان نرمال مایع بصورت هپتان نرمال گازی در آمده و فرآیند احتراق با استفاده از یک مکانیزم سینتیک شیمیایی شبه توسعه یافته شبیه سازی شده است.

الگوهای استفاده شده از قبیل شکست قطرات، آشفنگی، انتقال گرما و ... در جدول ۳ نمایش داده شده است. همچنین از شبکه دکارتی با اندازه پایه شبکه ۵ میلی متر استفاده شده است. شبیه سازی چرخه بسته بر روی کل محفظه احتراق صورت گرفته که علت این امر، خارج از مرکز بودن کاسه پیستون محفظه احتراق می باشد. شبکه بندی محفظه احتراق با استفاده از شبکه بندی محاسباتی تطبیقی<sup>۴</sup> (AMR) صورت گرفته است. در مدل AMR از شبکه بندی متغیر برای شبکه بندی محفظه احتراق استفاده می شود. در ابتدا بزرگترین اندازه تعیین شده برای شبکه استفاده می شود و در هر گام زمانی و در هر حجم کنترل ایجاد شده، گرادیان متغیرهای موجود شامل سرعت، دما، نسبت جرمی گونه ها محاسبه شده و در صورت بالا بودن گرادیان ها اندازه شبکه کوچکتر می شود. این روند تا جایی ادامه می یابد که گرادیان متغیرهای مورد بحث از مقدار بحرانی کمتر شود. جهت تعیین گام زمانی از الگوریتم گام زمانی متغیر<sup>۵</sup> استفاده شده است. بیشینه گام زمانی انتخاب شده ۰/۱ زاویه میل لنگ می باشد. با توجه به گرادیان متغیرهای مختلف گام زمانی کاهش می یابد. گام زمانی در حین انجام

فشار و نرخ آزاد سازی حرارت کنترل شود [۴].

امروزه مشخص شده است که بررسی قانون اول برای تعیین کارایی یک سیستم کافی نبوده و جهت تعیین شرایط بهینه عملکردی، میزان ناپودی آگزروی در سیستم نیز باید مورد توجه قرار گیرد. آنالیز آگزروی بر روی احتراق دما پایین توسط امجد و همکاران مورد توجه قرار گرفت [۵]. در مطالعه مذکور روند تغییرات آگزروی در داخل محفظه احتراق یک موتور HCCI که با سوخت ترکیبی گاز طبیعی و هپتان نرمال تغذیه می شد، مورد بررسی قرار گرفت. آنالیز آگزروی برای احتراق دما پایین در مطالعات دیگری نیز مورد توجه قرار گرفته و تاثیر پارامترهای مختلف عملکردی بر جملات مختلف آگزروی در حین احتراق دما پایین بررسی شده است [۶، ۷]. خالق و همکاران به آنالیز آگزروی یک موتور اشتعال تراکمی مخلوط همگن<sup>۱</sup> با سوخت های اتانول و هیدروژن پرداختند [۸، ۹]. مدل مورد استفاده در مطالعات مذکور یک مدل ساده ترمودینامیکی بود که از یک مکانیزم سینتیک شیمیایی کلی استفاده کرده است، با توجه به اینکه ماهیت احتراق دما پایین وابسته به شیمی احتراق سوخت می باشد، نتایج بدست آمده از مطالعات مورد نظر نتایج مطلوبی درباره آگزروی شیمیایی ارائه نمی کند.

اگر چه مطالعات مربوط به آنالیز آگزروی در مورد موتورهای HCCI قابل توجه است اما مطالعات کافی درباره آنالیز آگزروی در موتورهای RCCI و تاثیر پارامترهای مختلف در ناپودی آگزروی در این موتورها وجود ندارد. لی و همکاران در مطالعه ای به آنالیز قانون اول و دوم برای سه رژیم احتراقی موتور دیزل معمولی، احتراق اشتعال تراکمی مخلوط همگن و احتراق تراکمی کنترل واکنشی پرداختند [۱۰]. در این مطالعه نشان داده شد که دمای داخل سیلندر، نسبت هم ارزی در طول فرآیند احتراق، دمای احتراق، نرخ واکنش پذیری شیمیایی و مدت زمان احتراق نقش مهمی را در ناپودی آگزروی ایفا می کنند. نتایج به دست آمده نشان می دهد که از بین این سه رژیم، بیشترین ناپودی آگزروی در موتور دیزل مرسوم اتفاق می افتد. در مطالعه دیگری که توسط لی و همکاران انجام یافت، تاثیر سوخت متانول و بنزین در ناپودی آگزروی 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 هپتان نرمال- متانول، دمای احتراق بالاتری ایجاد می شود که این امر سبب افزایش ناپودی آگزروی در طی واکنش های شیمیایی می شود [۱۱].

با توجه به محدودیت مطالعات انجام یافته در زمینه آنالیز آگزروی در موتورهای RCCI، مطالعه حاضر با هدف بررسی تاثیر زمان تزریق سوخت بر جملات مختلف آگزروی در موتورهای RCCI انجام می شود تا بتوان شناخت بیشتری از تاثیر زمان تزریق بر عملکرد این موتورها از دیدگاه آگزروی بدست آورد.

## ۲- مواد و روش

در مطالعه حاضر از یک مدل سه بعدی برای شبیه سازی موتور استفاده شده است. در ابتدا مدل با استفاده از داده های تجربی صحت سنجی شده و سپس زمان تزریق تغییر داده شده و اثرات آنها بر روی

<sup>2</sup> Advanced Power Systems

<sup>3</sup> Michigan Technological University

<sup>4</sup> Adaptive mesh refinement

<sup>5</sup> Variable time step algorithm

<sup>1</sup> Homogeneous charge compression ignition

ترموشیمیایی نام دارد [۱۳-۱۵].

جدول ۱- مشخصات موتور [۱۶]

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

جدول ۲- مشخصات انژکتور پاشش مستقیم [۱۷]

CRDI	نوع انژکتور
مخروط توپر	نوع اسپری
۱۴۴°	زاویه اسپری
۴۰۰ بار	فشار پاشش
شش	تعداد نازل
۶۰°	زاویه بین نازلها

جدول ۳- خلاصه ای از زیرمدل های مورد استفاده در شبیه سازی

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

جدول ۴- شرایط عملکردی موتور آزمایشی

A	پارامترها
۱۳۰۰	سرعت موتور (RPM)
۴	BMEP (bar)
۰/۰۷۱	نرخ جریان سوخت هپتان نرمال (gr/s)
۰/۵۰	نرخ جریان سوخت گاز طبیعی (gr/s)
۶۰/۷۳	نرخ جریان هوای ورودی (kg/h)
۲۰	(bTDC)SOI1/ SOI2
۳۴۸	دمای IVC (K)
۴۰۰	فشار پاشش دیزل (bar)
۸۹	BR (%)
۰	EGR (%)

فرآیند احتراق کوچکتر از گام زمانی در حین فرایند تراکم است. در نهایت در این مطالعه، AMR برای اصلاح شبکه بر مبنای گرادیان دمای ۳ درجه سلسیوس با حداقل اندازه شبکه ۰/۵ میلیمتر انتخاب شده است. لذا حداکثر تعداد سلولهای محاسباتی تا ۱۵۰۰۰۰ شبکه محاسباتی رسیده است.

در رابطه با مدل احتراق استفاده شده برای شبیه سازی موتور RCCI در نرم افزار Converge، به صورت مستقیم روش های دقیق شیمی به وسیله کد Converge و حلگر SAGE با هم ادغام شده اند. مدل SAEG از حلگر CVODE (حل معادلات دیفرانسیل مرتبه اول) استفاده می کند. مدل SAEG به همراه AMR و یک مکانیزم دقیق می تواند برای مدل سازی بسیاری از رژیم های احتراقی (اشتعال، پیش- آمیخته و مخلوط کنترل) استفاده شود. به علاوه برای سرعت بخشیدن به زمان اجرا برای تمام موارد، شبیه سازی با استفاده از حلگر شیمی چند منطقه ای<sup>۱</sup> انجام شده است. حلگر چند منطقه ای سرعت محاسبات احتراق را به وسیله گروه بندی کردن سلول های مشابه درون مناطق در هنگام محاسبات شیمیایی را افزایش می دهد. یک مکانیزم شیمیایی جزئی که شامل ۷۶ گونه و ۴۶۴ واکنش [۱۲] با مدل CFD جهت محاسبه دما، فشار و ترکیب برای هر گام زمانی، استفاده شده است.

جهت صحت گذاری نتایج حاصل از شبیه سازی، یک حالت کارکردی برای موتور مطابق جدول ۴ در نظر گرفته شده است. شکل ۲ پیش بینی فشار داخل سیلندر و نرخ آزاد شدن گرما<sup>۲</sup> توسط کد Converge را در مقایسه با مقادیر تجربی در شرایط کارکردی ارائه شده در جدول ۴ نشان می دهد که در توافق خوبی با مقادیر فشار داخل سیلندر اندازه گیری شده است.

### ۳- روش شناسی

#### ۳-۱- آنالیز قانون دوم ترمودینامیک

قابلیت کاردهی به بیشینه کار تولیدی یک سیستم گفته می شود در صورتی که طی یک فرایند بازگشت پذیر سیستم به تعادل گرمایی و مکانیکی با محیط رسیده باشد در حالیکه فقط در حال تبادل گرما با محیط باشد [۷]. به طور کلی موازنه قابلیت انجام کار یک سیستم بسته توسط معادله (۱) انجام می گردد. عبارات دیگر معادله مذکور توسط معادلات (۱۰-۲) تعیین می شوند. اگرژی حاصل از انتقال گرما در معادله (۲)، اگرژی کار در معادله (۳)، اگرژی شیمیایی در معادله (۴) و اگرژی ترمومکانیکی در معادله (۱۰) نشان داده شده اند. با توجه به این که سوخت هپتان نرمال در ابتدا وجود ندارد و بعد از گذشت مدت زمانی تزریق می شود، به همین دلیل در رابطه شماره (۴)، در ابتدا اگرژی مربوط به سوخت هپتان نرمال صفر در نظر گرفته می شود. در همین معادله  $a_{F,C_7H_{16}}$  و  $a_{F,CH}$  اگرژی سوخت های متان و هپتان را معرفی می کنند. به طور کلی اگرژی سوخت شامل دو بخش است. اولین بخش ترمومکانیکی نام دارد که در معادله (۵) مشخص شده است. دومین بخش که در معادله (۶) نمایش داده شده است،

<sup>1</sup> Multizone modeling

<sup>2</sup> HRR

$$\varepsilon = \frac{(\alpha + \frac{\beta}{4} \frac{\gamma}{2})}{0.21} \quad (8)$$

$$\zeta = 0.79\varepsilon + \alpha + \frac{\beta}{2} \quad (9)$$

برای محاسبه اگزوزی ترمومکانیکی از معادله (۱۰) استفاده می‌کنیم.

$$A_{tm} = (U - U^0) + P_0(V - V^0) - T_0(S - S^0) \quad (10)$$

در معادلات فوق A نشان دهنده قابلیت کاردهی هر سیستم می باشد. پانویس های w, q و ch اشاره به اگزوزی های کار، گرما و اگزوزی شیمیایی و ترمومکانیکی سوخت دارد. در معادلات مذکور بالانویس 0 اشاره به حالت مرده محدود داشته و پایین نویس 0 شرایط محیط را نشان می دهد. P, T, V دما، فشار و حجم مخلوط مورد نظر را نشان می دهد. U انرژی داخلی ماده بوده و g انرژی آزاد گیبس آن است.

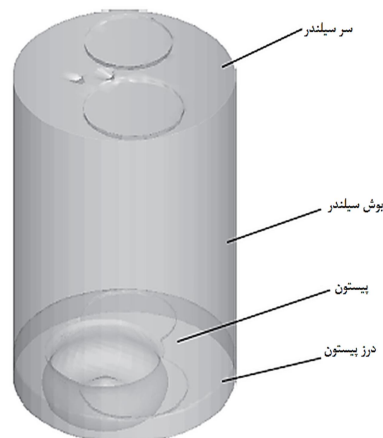
#### ۴- بحث بر روی نتایج

##### ۴-۱- تاثیر زمان شروع تزریق بر اگزوزی ترمومکانیکی

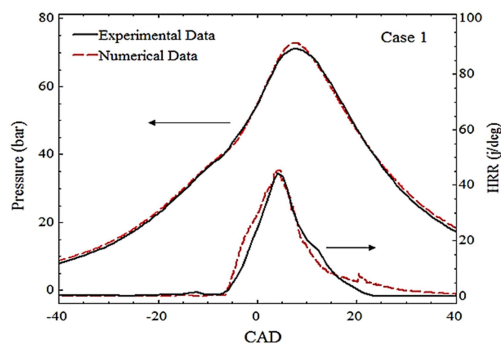
با توجه به شکل ۳ می‌توان دید که در حالتی که زمان شروع تزریق ۲۵ درجه قبل از نقطه مرگ بالا<sup>۱</sup> است، دمای متوسط داخل سیلندر بیشینه بوده و در زمان‌های شروع تزریق ۲۰ درجه قبل از نقطه مرگ بالا و ۵ درجه قبل از نقطه مرگ بالا این دما کاهش می‌یابد. با توجه به اینکه اگزوزی ترمومکانیکی تابعی از دما است روند مشابهی برای آن نیز مشاهده می‌شود. از آنجا که دمای داخل سیلندر یکی از عوامل تاثیر گذار بر اگزوزی ترمومکانیکی است، پس در زمان شروع تزریق ۲۵ درجه قبل از نقطه مرگ بالا بیشترین اگزوزی ترمومکانیکی و در زمان شروع تزریق ۵ درجه قبل از نقطه مرگ بالا کمترین مقدار برای آن حاصل می‌شود که در شکل ۴ نمایش داده شده است. علت زیاد بودن دما در زمان‌های شروع تزریق زود هنگام شده این است که در این حالت، سوخت زودتر تزریق شده و زمان بیشتری برای اختلاط هر چه بهتر سوخت و هوا وجود دارد که این اختلاط بهتر موجب می‌شود تا احتراق با دمای بالاتر ایجاد شود.

##### ۴-۲- تاثیر زمان شروع تزریق بر اگزوزی شیمیایی

شکل ۵ نشان می‌دهد که با وجودی که مقدار کلی سوخت ثابت است در شرایطی که زمان تزریق ۵ درجه قبل از نقطه مرگ بالا بوده، مقدار گرمای تجمعی آزاد شده کمتر از سایر نمونه هاست که مؤید وجود سوخت نسوخته بیشتر است. علت این اتفاق کم بودن زمان کافی برای اختلاط سوخت و هوا است که باعث می‌شود تا احتراق ضعیف‌تر رخ دهد. شکل ۶ نشان می‌دهد که اگر چه در ابتدا به دلیل وجود مقدار سوخت یکسان، اگزوزی شیمیایی برای تمامی نمونه ها یکسان است،



شکل ۱- هندسه محفظه احتراق استفاده شده در شبیه‌سازی



شکل ۲- تغییرات فشار و HRR داخل محفظه بر حسب زاویه میل لنگ

$$\frac{dA}{d\theta} = \frac{dA_w}{d\theta} - \frac{dA_q}{d\theta} - \frac{dI}{d\theta} + \frac{dA_{ch}}{d\theta} \quad (1)$$

$$\frac{dA_q}{d\theta} = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \frac{dQ}{d\theta} \quad (2)$$

$$\frac{dA_w}{d\theta} = (P - P_0) \frac{dV}{d\theta} \quad (3)$$

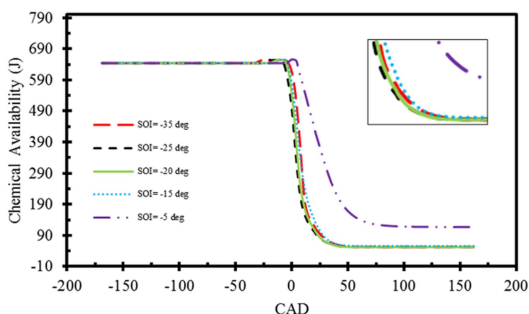
$$\frac{dA_{ch}}{d\theta} = \left(\frac{dm_{CH_4}}{d\theta} \times a_{fv,CH_4}\right) + \left(\frac{dm_{C_7H_{16}}}{d\theta} \times a_{fv,C_7H_{16}}\right) \quad (4)$$

$$a_{fv} = a_{fv,thermomechanical} + a_{fv,chemical} \quad (5)$$

$$a_{fv,thermomechanical} = h_{fv} - T_0 S_{fv} - g_{fv}^0 \quad (6)$$

$$a_{fv,chemical} = g_{fv}^0 - \alpha g_{CO_2}^0 - \left(\frac{\beta}{2}\right) g_{H_2O}^0 + \left(\alpha + \frac{\beta}{4} - \frac{\gamma}{2}\right) g_{O_2}^0 - RT_0 \ln\left(\frac{\alpha^{\alpha} \left(\frac{\beta}{2}\right)^{\frac{\beta}{2}} \varepsilon^{\varepsilon}}{\zeta^{\zeta} \left(\alpha + \frac{\beta}{4} - \frac{\gamma}{2}\right)^{\alpha + \frac{\beta}{4} - \frac{\gamma}{2}}}\right) \quad (7)$$

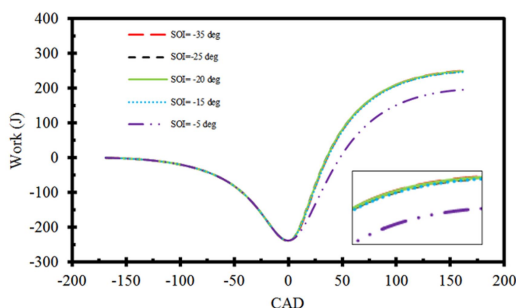
<sup>1</sup> Top dead center (TDC)



شکل ۶- تاثیر زمان شروع تزریق بر اگزرژی شیمیایی

### ۳-۴- تاثیر زمان شروع تزریق بر کار

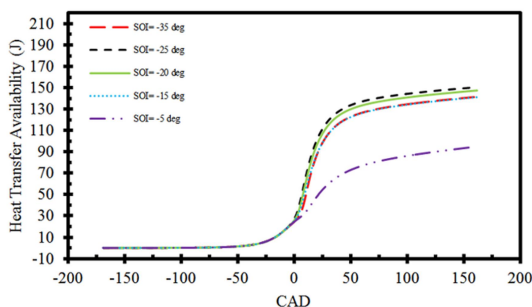
با توجه به شکل ۷، این موضوع مشاهده می‌شود که در زمان شروع تزریق ۵ درجه قبل از نقطه مرگ بالا، به دلیل اینکه احتراق دیرتر انجام می‌شود، بخشی از کار در کورس انبساط افتاده و به همین دلیل اگزرژی کار کاهش می‌یابد.



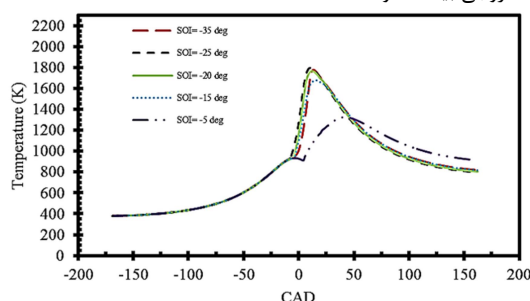
شکل ۷- تاثیر زمان شروع تزریق بر اگزرژی کار

### ۴-۴- تاثیر زمان شروع تزریق بر اگزرژی انتقال گرما

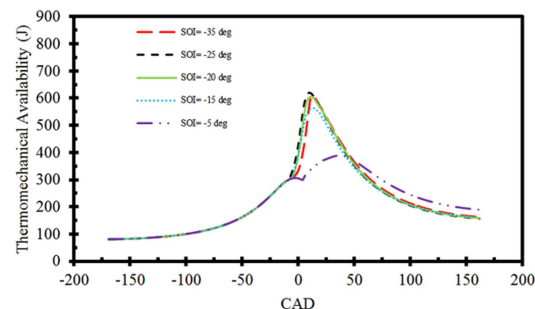
شکل ۸ اگزرژی انتقال گرما را در زمان‌های مختلف شروع تزریق نشان می‌دهد. با توجه به این شکل می‌توان نتیجه گرفت که با زود هنگام کردن زمان شروع تزریق به دلیل فراهم شدن زمان بیشتر فرآیند اختلاط، زمان بیشتری هم برای انتقال گرما فراهم می‌شود. در نتیجه این امر موجب می‌شود تا اگزرژی انتقال گرما با زود هنگام کردن زمان شروع تزریق افزایش یابد. اما مشاهده می‌شود که در زمان شروع تزریق ۵ درجه قبل از نقطه مرگ بالا به دلیل اینکه زمان کافی برای اختلاط وجود ندارد و احتراق با کیفیت پایین رخ می‌دهد در نتیجه دما احتراق کم شده و موجب کاهش انتقال گرما می‌شود.



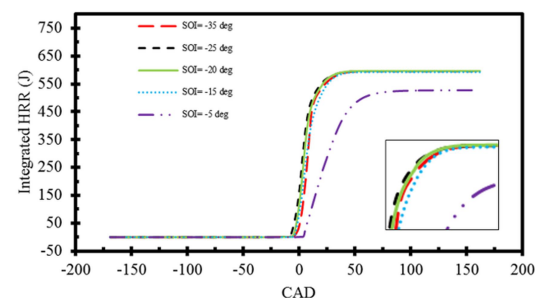
اما بیشینه اگزرژی شیمیایی در لحظه باز شدن سوپاپ خروجی<sup>۱</sup> در زمان تزریق ۵ درجه قبل از نقطه مرگ بالا مشاهده می‌شود. همانطور که بیان شده است شروع تزریق دیر هنگام و طبیعتاً سوخت دیرتر تزریق شده است که این امر موجب می‌شود تا شروع احتراق هم به تاخیر بیفتد که در شکل ۳ این رخداد قابل رویت است. این اتفاق موجب شده است که دمای متوسط داخل محفظه احتراق در زمان شروع احتراق، همانطور که در شکل ۳ نشان داده شده است، کمینه شود. ولی از همان شکل می‌توان دید که هرچه به انتهای احتراق و به خصوص به زمان باز شدن سوپاپ خروجی نزدیک می‌شویم، دمای داخل محفظه احتراق و به ویژه دمای خروجی در زمان تزریق ۵ درجه قبل از نقطه مرگ بالا نسبت به دیگر زمان‌های شروع پاشش سوخت (زمان‌های شروع پاشش سوخت زود هنگام شده)، بالاتر شده است. همین عوامل باعث می‌شود تا اگزرژی شیمیایی در لحظه باز شدن سوپاپ خروجی بیشینه شود.



شکل ۳- تاثیر زمان شروع تزریق بر دمای داخل سیلندر



شکل ۴- تاثیر زمان شروع تزریق بر اگزرژی ترمومکانیکی



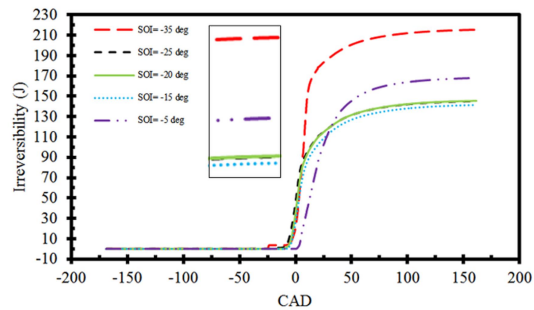
شکل ۵- تاثیر زمان شروع تزریق بر نرخ آزاد سازی تجمعی

<sup>۱</sup> Exhaust Valve open

شکل ۸- تاثیر زمان شروع تزریق بر اگزورژی انتقال گرما

۴-۵- تاثیر زمان شروع تزریق بر بازگشت ناپذیری

شکل ۹ مقدار بازگشت ناپذیری را برای نمونه های مختلف نشان می دهد. همانگونه که در این شکل نشان داده شده است در حین انجام احتراق، به دلیل انجام مقدار قابل توجه واکنش های شیمیایی، تولید آنتروپی افزایش یافته و بازگشت ناپذیری بطور قابل توجهی افزایش می یابد. شکل مذکور نشان می دهد که با زود هنگام کردن شروع تزریق، مقدار بازگشت ناپذیری افزایش می یابد. این امر به دلیل افزایش دما که سبب افزایش تعداد واکنش های شیمیایی انجام یافته می گردد و نیز به سبب افزایش انتقال گرما است.



شکل ۹- تاثیر زمان شروع تزریق بر بازگشت ناپذیری

۵- نتیجه گیری

در مقاله حاضر تاثیر زمان شروع تزریق در موتور احتراق تراکمی کنترل واکنشی کارکرد سبک با سوخت گاز طبیعی و هپتان نرمال مورد بررسی قرار گرفته است. نتایج به دست آمده نشان می دهند که با زود هنگام کردن زمان شروع تزریق، به دلیل اینکه زمان کافی برای اختلاط مخلوط سوخت و هوا فراهم می شود احتراق با کیفیت بهتر رخ داده و سوخت به صورت کامل تر خواهد سوخت که این امر باعث می شود تا دمای داخل محفظه احتراق به صورت چشم گیری افزایش یابد. زیاد شدن دما موجب می شود اختلاف دما با محیط بیشتر شده و مدت زمان انتقال گرما نیز افزایش یافته و میزان اگزورژی انتقال گرما افزایش یابد. افزایش انتقال گرما و نیز افزایش دما که سبب افزایش تعداد واکنش های انجام یافته می شود، سبب افزایش بازگشت ناپذیری نیز شده است.

۶- نمادها

A	اگزورژی (J)
g	انرژی آزاد گیبس (J/kg)
h	آنتالپی (J/kg)
I	بازگشت ناپذیری (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 <sup>3</sup> )
W	کار (J)
θ	زاویه لنگ

علائم یونانی

ch	شیمیایی
fv	تبخیر سوخت
tm	ترمو مکانیکی

۷- مراجع

- [1] Charmley W. J. B., The Federal Government's Role in Reducing Heavy Duty Diesel Emissions, *SAE Paper 2004-0.1-2708*, 2004.
- [2] Caton J. A., Thermodynamic Advantages of Low Temperature Combustion (LTC) Engines Using Low Heat Rejection (LHR) Concepts, *SAE Paper 2011-0.1-0.312*, 2011.
- [3] Kamimoto T., Yokota H. and Kobayashi H., Effect of High Pressure Injection on Soot Formation Processes in a Rapid Compression Machine to Simulate Diesel Flames, *SAE Paper 871610*, 1987, 1987.
- [4] Li J., Yang W. and Zhou D., Review on the management of RCCI engines, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2017.
- [5] A. K. Amjad, et al, Availability analysis of nheptane and natural gas blends combustion in HCCI engines, *Energy*, 2011.
- [6] Feng H., et al, Availability analysis of n-heptane/iso-octane blends during low-temperature engine combustion using a single-zone combustion model, *Energy Conversion and Management*, 2014.
- [7] Neshat E., Saray R.K. and Hosseini V., Investigation of the effect of reformer gas on PRFs HCCI combustion based on exergy analysis, *International Journal of Hydrogen Energy*, 2016.
- [8] A. a. S. K. T. Khaliq, Second Law Assessment of a Wet Ethanol Fuelled HCCI Engine Combined With Organic Rankine Cycle, *ASME Journal of Energy Resources Technology*, 2012.
- [9] Khaliqa A., et al, Energetic and exergetic analyses of a hydrogen-fuelled HCCI engine for environmentally benign operation, *International Journal of Sustainable Energy*, 2014.
- [10] Li Y., et al, Thermodynamic energy and exergy analysis of three different engine combustion regimes, *Applied Energy*, 2016.
- [11] Li Y., et al, Comparing the Exergy Destruction of Methanol and Gasoline in Reactivity Controlled Compression Ignition (RCCI) Engine, *SAE Paper 2004-0.1-2708*, 2017.
- [12] Rahimi A., Fatehifar E., Saray R. K., Development of an optimized chemical kinetic mechanism for homogeneous charge compression ignition combustion of a fuel blend of n-heptane and natural gas using a genetic algorithm, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, Vol. 224, No. 9, pp. 1141-1159, 2010.
- [13] S. a. N. J. Jafarmadar, Exergy analysis of natural gas/DME combustion in homogeneous charge compression ignition engines (HCCI) using zerodimensional model with detailed chemical kinetics mechanism, *International journal of Exergy*, 2014.
- [14] S. a. P. N. Jafarmadar, Exergy analysis of diesel/biodiesel combustion in a homogenous charge

- compression ignition (HCCI) engine using three-dimensional model, *Renewable Energy*, 2016.
- [15] Rakopoulos C. D., et al, Availability analysis of hydrogen/natural gas blends combustion in internal combustion engines. *Energy*, 2008. .
- [16] Poorghasemi K., Saray R. K., Ansari E., Irdmousa B. K., Shahbakhti M., Naber J. D., Effect of diesel injection strategies on natural gas/diesel RCCI combustion characteristics in a light duty diesel engine, *Applied Energy*, Vol. 199, pp. 430-446, 2017.
- [17] Wang H., Yao M. and Reitz R.D., Development of a Reduced Primary Reference Fuel Mechanism for Internal Combustion Engine Combustion Simulations, *Energy & Fuels*, 2013.