

## مقایسه اثر دود برگشتی و بخار آب تزریقی بر کنترل دمای احتراق موتور اشتعال تراکمی با

### سوخت همگن

محمدرضا قریب<sup>۱</sup>، علی حیدری<sup>۲</sup> مسعود گوهری منش<sup>۳</sup> علی کوچی<sup>۴</sup>

#### چکیده

با توجه به انبوه منابع گاز طبیعی در حوضه خلیج فارس و دریای خزر، همچنین از آنجایی که گاز طبیعی یک سوخت کم آلاینده و کم هزینه است استفاده از خودروهای دوگانه‌سوز در ایران رو به فزونی است. با توجه به این که تمام خودروها بر اساس سوخت پایه بنزین کار می‌کنند و سوخت گاز با چند کیت الکتریکی به خودرو اضافه شده است و در خودروهای جدید حتی با وجود ECU مخصوص گاز، هنوز هم مشکلات زیادی در خصوص استفاده از آن‌ها وجود دارد. در این مقاله به بررسی عددی یک موتور اشتعال تراکمی سوخت همگن پرداخته شده است. با توجه به اینکه این موتورها راندمان بالایی دارند و تنها مشکل آن‌ها کنترل شروع احتراق است که با کنترل دما قابل کنترل است. در این کار به مقایسه برگشت دود خروجی و اضافه کردن بخار آب برای کنترل دمای احتراق و همچنین آلاینده‌ها پرداخته شده است. نتایج نشان داده است که با اضافه کردن تنها ۸ درصد بخار آب می‌توان به دمای ۲۰ درجه سلسیوس کمتر از حالت دود برگشتی با مقدار ۳۰ درصد رسید. در دمای یکسان اگر از بخار آب استفاده شود موتور توان بیشتری دارد و با توجه به اینکه می‌توان بخار آب را به صورت زیاد و بدون هزینه در خودرو بکار برد، استفاده از آن خیلی به‌صرفه‌تر از دود برگشتی است. همچنین برای ساختن یک سیستم برگشت دود، با توجه به اینکه هوای مورد استفاده دارای حجم زیادی است می‌بایست از لوله و سیستم انتقال بزرگی استفاده کرد. درحالی‌که برای بخار آب می‌توان از حجم خیلی کم برای اضافه کردن به سیستم استفاده کرد.

#### واژگان کلیدی

موتور اشتعال تراکمی، سوخت همگن، کنترل احتراق، دمای احتراق، آلاینده‌گی

<sup>۱</sup> استادیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تربت حیدریه، ایمیل نویسنده مسوول: [m.gharib@torbath.ac.ir](mailto:m.gharib@torbath.ac.ir)

<sup>۲</sup> استادیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تربت حیدریه

<sup>۳</sup> استادیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تربت حیدریه

<sup>۴</sup> استادیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تربت حیدریه

## ۱- مقدمه

موتورهای سوخت همگن اشتعال تراکمی که بدون جرقه‌زنی کار می‌کند ترکیبی از موتور جرقه زن (SI) و موتور بدون جرقه (CI) است. اشتعال در موتورهای  $HCCI^5$  مانند همان موتورهای معمول  $SI^6$  و  $CI^7$  می‌باشد. در موتورهای احتراق جرقه‌ای سوخت و هوا قبل از احتراق با هم مخلوط می‌شوند؛ و مخلوط سوخت و هوا وارد سیلندر می‌گردد. موتورهای احتراق همگن  $HCCI$  از شمع جرقه زن برای ایجاد احتراق استفاده نمی‌کنند و مخلوط سوخت و هوا توسط افزایش درجه حرارت فشرده می‌گردد که انرژی اولیه احتراق تأمین می‌گردد. قبل از رسیدن پیستون به نقطه مرگ بالا عمل خود اشتعالی در سیلندر صورت می‌گیرد. سوخت مخلوط شده در چند ناحیه مختلف جرقه می‌زنند که باعث کاهش انتقال حرارت در منطقه جرقه‌زنی می‌گردد و حرارت پایین باعث کاهش گاز  $NOx$  و دیگر آلاینده‌ها می‌گردد و تنها برای کنترل احتراق باید دما کنترل شود.

وان هاو<sup>۸</sup> [۱] در سال ۲۰۰۶ به‌اندازه‌گیری زمان تأخیر احتراق ۵ مخلوط سوخت‌های معمولی سوپر شارژر پرداخت. مطالعات آنها شامل طیف گسترده‌ای از پارامترهای موتورهای  $HCCI$  از جمله عملکرد در حد کم‌بار در مقایسه با موتورهای معمولی بود. در نهایت او پیشنهاد استفاده از یک سیستم اشتعالی عادی همراه با احتراق  $HCCI$  برای شرایطی که در آن احتراق  $HCCI$  غیر قابل اعتماد است را داد.

کونگ<sup>۹</sup> [۲] در سال ۲۰۰۷ احتراق گاز طبیعی همراه با  $DMI$  را بر عمل کرد موتورهای دوگانه‌سوز با استفاده از مدل چندبعدی سینتیک شیمیایی که یک مکانیسم شامل ۸۳ گونه شیمیایی و ۳۰۸ واکنش‌گر است را مورد بررسی قرارداد. او به این نتیجه رسید که شروع احتراق با  $DMI$  و پس‌از آن با گاز طبیعی بهتر است و افزایش بیش‌ازحد به معنای احتراق ضعیف است که باعث احتمال پدیده ناک می‌گردد.

فتحی<sup>۱۰</sup> و همکاران [۳] در سال ۲۰۱۱ تأثیر گاز خروجی اگزوز (EGR) در آلاینده‌گی احتراق هپتان نرمال گاز طبیعی در موتورهای اشتعال تراکمی سوخت همگن  $HCCI$  بررسی کردند.

پور قاسمی<sup>۱۱</sup> و همکاران [۵] در سال ۲۰۱۵ یک احتراق سه‌بعدی با CFD، یک موتور احتراق داخلی  $HCCI$  و یک مکانیزم کاهشی را شبیه‌سازی کردند.

اگرچه کارهای زیادی در این خصوص انجام شده است ولی اثر بخار آب تاکنون بررسی نگردیده است. لذا در این کار به بررسی هم‌زمان بخار آب و برگشت دود می‌پردازیم.

<sup>5</sup> Homogeneous charge compression ignition

<sup>6</sup> Spark-ignition

<sup>7</sup> compression-ignition

<sup>8</sup> Vanhove

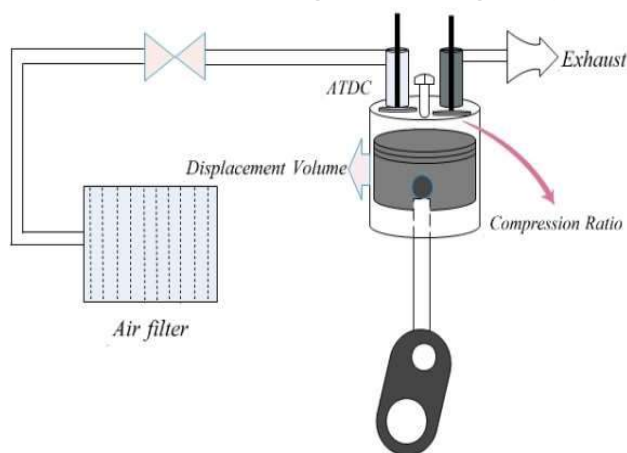
<sup>9</sup> Kong

<sup>10</sup> Fathi

<sup>11</sup> Poorghasemi

## ۲- تعریف مسئله

شکل ۱ یک طرح شماتیک از محفظه احتراق مورد بررسی در این مقاله را نشان می‌دهد. در این کار موتور اشتعال تراکمی سوخت همگن، با سوخت متان مورد بررسی قرار گرفته است. در این مقاله، دریچه گاز به صورت کامل باز است (WOT). در جدول ۱ تمام پارامترهای موتور مشخص شده است این کار عددی شامل دو بخش است اول به بررسی اثر بخار آب می‌پردازیم و بخش دوم بررسی اثر دود برگشتی است.



شکل ۱- شماتیک مسئله مورد بررسی.

جدول ۱- مشخصات موتور.

مشخصات موتور	مقادیر	مشخصات موتور	مقادیر
قطر داخلی سیلندر (mm)	۷۸/۶۰	زمان باز شدن سوپاپ گاز	BTDC۵CA
کورس پیستون (mm)	۷۲/۰	زمان بسته شدن سوپاپ دود	ATDC۷CA
حجم سیلندر (cm <sup>۳</sup> )	۳۴۹/۲	زمان بسته شدن سوپاپ گاز	ABDC۳۴CA
نسبت تراکم	۱۶.۵	نسبت هم ارزی	۰.۴
زمان باز شدن سوپاپ دود	BBDC۵۷CA	سرعت موتور (rpm)	۱۵۰۰
نرخ ورود بخار آب	۰.۳—۰.۰۱ درصد	نرخ EGR	۰.۳—۰.۰۱ درصد

## ۳- معادلات و مفروضات مدل

معادله انرژی این معادله را برای مخلوطی از چندگونه شیمیایی، می‌توان به صورت زیر نوشته شده:

$$\delta Q - p dv = m d_a + m \sum_{i=1}^N u_i dy_i, \quad (1)$$

Q به عنوان تنها به علت انتقال حرارت به دیواره سیلندر و مخلوط گاز کامل است.

با جدا کردن ضریب درجه حرارت، اولین معادله دیفرانسیل از مدل به صورت زیر به دست آمده است [۶]

$$\frac{dT}{dt} = \frac{\frac{1}{v}(\frac{dy}{dt} - p \frac{dv}{dt}) - \rho \sum_{i=1}^N U_i \frac{dy_i}{dt}}{\rho C_v} \quad (2)$$

این معادله نشان می دهد که در سیلندر تغییرات درجه حرارت از دو منبع است:

- انتقال انرژی از طریق مرز حجم کنترل.
- تغییرات ترکیب شیمیایی در سیستم.

بقاء جرم به صورت نرخ تغییرات کسر مولی در دستگاه های واکنش شیمیایی بصورت ذیل تعریف می شود.

$$\frac{dy_i}{dt} = \frac{M_i \omega_i}{\rho} \quad (3)$$

معادله (۳) باید برای هر جزء شیمیایی نوشته شده و این مجموعه ای از معادلات باید به طور هم زمان با معادله (۲) حل شود. همچنین یک مکانیزم سینتیک شیمیایی دقیق برای تعیین میزان تولید مصرف هر یک از مؤلفه ها شیمیایی مورد نیاز است. در ادامه نیاز به معادله دیفرانسیل دیگر برای بستن سیستم معادلات دیفرانسیل می باشد. این معادله نرخ تغییرات محفظه احتراق از طریق یک فرمول slider-crank تعریف می کند:

$$V = v_c \left[ 1 + \frac{r_c - 1}{2} (R + 1 - \cos \theta) - \sqrt{R^2 - \sin^2 \theta} \right] \quad (4)$$

که در فرمول بالا  $v_c$  حجم محفظه احتراق و  $R$  طول شاتون و  $\theta$  زاویه شاتون است

مفروضات معمول برای مدل های موتور دوگانه سوز عبارت اند از [۷]

۱. موتور دیزل (تزریق انژکتوری) تک سیلندر چهارزمانه است.
۲. تنها چرخه بسته ای که از IVC به EVO تبدیل شده است در مدل در نظر گرفته شده است.
۳. تمام سیلندر به عنوان یک منطقه با دما و فشار یکنواخت فرض شده است.
۴. مخلوط در سیلندر به عنوان یک گاز ایده آل در نظر گرفته شده است.
۵. ضربه های ناشی از فعل و انفعال شیمیایی نادیده گرفته شده است.
۶. مخلوط در IVC به طور کامل همگن است.

مدل وسچینی<sup>۱۲</sup> اصلاح شده به منظور انتقال حرارت به دیواره سیلندر استفاده می شود.

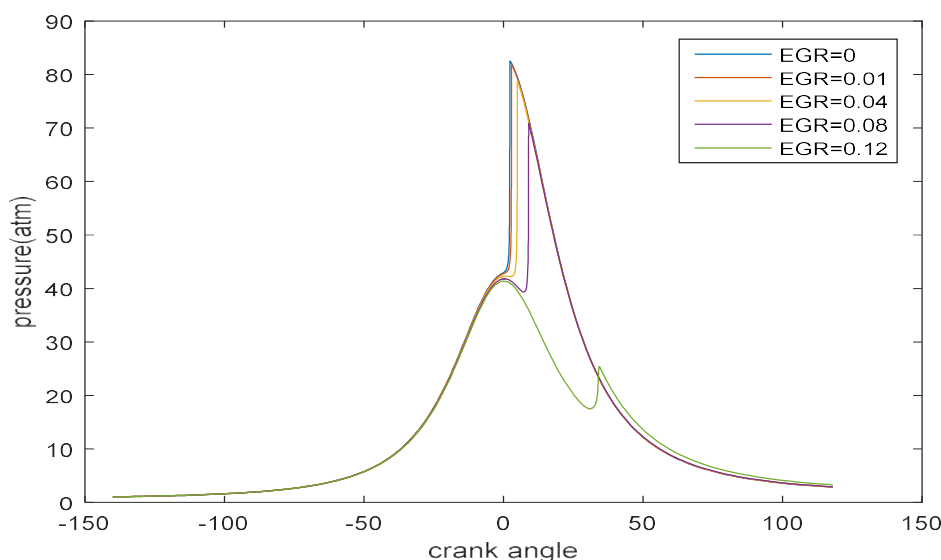
۷. محفظه احتراق به عنوان یک حجم کنترل در نظر گرفته شده و معادلات انرژی و بقا جرم باید به طور همزمان برای این سیستم حل گردد.

#### ۴- بررسی اثر بخار آب بر احتراق

در این مبحث به بررسی اضافه کردن بخار آب به مخلوط سوخت و احتراق با درصدهای مختلف پرداخته می شود. تمام مشخصات موتور و دامنهی تغییرات بخار آب در جدول ۱ مشخص شده است. برای محاسبه درصد بخار آب و دود برگشتی از فرمول ۱ استفاده شده است که با قرار دادن درصد بخار آب در فرمول زیر مقدار هوای ورودی به دست آمده است.

$$EGR \text{ or } H_2O = \frac{X_{EGR \text{ or } h_2o}}{(X_{EGR \text{ or } h_2o} + X_{air})} \quad (5)$$

در شکل ۱ مشخص است که با اضافه کردن درصدهای مختلف بخار آب به سوخت تا ۸ درصد، فشار احتراق افت چندانی نمی کند و بعد از ۸ درصد به بالا فشار با افت همراه است و مشخص است استفاده از بخار آب در دامنهی پایین قابل قبول است. در جدول ۲ همان طور مشخص است تغییرات دما با درصد بخار آب قابل ملاحظه است و مصرف سوخت ویژه، گشتاور و توان موتور در درصدهای پایین افت کمی دارد.



شکل ۲- نمودار اثر بخار آب بر فشار احتراق.

در شکل ۲ مشخص است که همواره احتراق در فشار ثابت انجام می شود و فقط اضافه کردن بخار آب موجب کاهش فشار احتراق می شود و در درصدهای بالای بخار آب، احتراق به تأخیر می افتد.



شکل ۳- نمودار اثر دود برگستی بر فشار احتراق.

[illegible]

جدول ۵ - اثر اضافه کردن بخار آب بر پارامترهای مقادیر الایندگی.

درصد بخار آب	Mole_fraction_CO2	Mole_fraction_CO	Mole_fraction_NO
۰	۰.۰۴۰۱۲۱	۰.۰۰۰۰۰۰۰۶۳	۰.۰۰۰۰۵۲۱
۰.۰۱	۰.۰۴۰۵۲۲	۰.۰۰۰۰۰۰۰۶۳۲	۰.۰۰۰۰۵۰۳
۰.۰۴	۰.۰۴۱۷۲۵	۰.۰۰۰۰۰۰۰۶۳۷	۰.۰۰۰۰۴۵۲
۰.۰۸	۰.۰۴۳۳۳	۰.۰۰۰۰۰۰۰۶۴۴	۰.۰۰۰۰۳۹
۰.۱۲	۰.۰۴۴۹۳۵	۰.۰۰۰۰۰۰۰۶۵۲	۰.۰۰۰۰۳۳۴
۰.۱۶	۰.۰۴۶۵۴	۰.۰۰۰۰۰۰۰۶۶	۰.۰۰۰۰۲۸۳
۰.۳	۰.۰۵۲۱۵۶	۰.۰۰۰۰۰۰۰۷۰۳	۰.۰۰۰۰۱۳۹

## ۶- نتیجه گیری و جمع بندی

با هدف کنترل دمای احتراق، با اضافه کردن تنها ۸ درصد بخار آب می توان به دمای ۲۰ درجه سلسیوس کمتر از حالت ۳۰ درصد دود برگشتی رسید. همچنین در دمای یکسان اگر از بخار آب استفاده کنیم توان بیشتری بدست خواهیم آورد. همچنین به این نتیجه رسیدیم که اضافه کردن بخار آب به میزان کمتر از ۸ درصد تأثیر منفی کمی بر عملکرد موتور دارد. با توجه به اینکه بخار آب به صورت زیاد و بدون هزینه در خودرو در دسترس می باشد، استفاده از آن خیلی به صرفه تر از دود برگشتی می باشد.

## مراجع

- [1] Vanhove, G., Petit G., and Minetti, R., 2006. "Experimental study of the kinetic interactions in the low-temperature autoignition of hydrocarbon binary mixtures and a surrogate fuel," *Combust. Flame*, 145, pp. 521-532.
- [2] Kong, S. C., 2007. "A study of natural gas/DME combustion in HCCI engines using CFD with detailed chemical kinetics". *Fuel*, 86, pp. 1483-1489.
- [3] Fathi, M., Saray, R.K. and Checkel, M.D., 2011. "The influence of Exhaust Gas Recirculation (EGR) on combustion and emissions of n-heptane/natural gas fueled Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) engines". *Applied Energy*, 88(12), pp. 4719-4724.
- [4] Bahloul, K., Atikol, U., Saray, R.K., and Mohammadi, V., 2014. "A reduced mechanism for predicting the ignition timing of a fuel blend of natural-gas and n-heptane in HCCI engine". *Energy Conversion and Management*, 79, pp. 85-96.
- [5] Poorghasemi, K., Saray, R.K., Bahloul, K. and Zehni, A., 2016. "3D CFD simulation of a natural gas fueled HCCI engine with employing a reduced mechanism". *Fuel*, 182, pp.816-830.
- [6] Jahanian O., and Jazayeri S.A. 2011. "A numerical investigation on the effects of using formaldehyde as an additive on the performance of an HCCI engine fuelled with natural gas". *IJEE*, 1(3), pp.79-89.
- [7] Noguchi M., Tanaka T., and Takeuchi Y., 1979 "A Study on Gasoline Engine Combustion by Observation of Intermediate Reactive Products during Combustion," *SAE 790840*.