

## اثرات نسبت سوخت‌های ایزواکتان به هپتان نرمال بر عملکرد و آلاینده‌های موتورهای اشتعال تراکمی با واکنش‌های پایش شده - بخش ۱

حمیدرضا فجزری<sup>۱\*</sup>، امیر حسین شامخی<sup>۲</sup>، سید علی جزایری<sup>۳</sup>

<sup>۱</sup> دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، تهران، ایران، [hr\\_fajri@mail.kntu.ac.ir](mailto:hr_fajri@mail.kntu.ac.ir)

<sup>۲</sup> دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، تهران، ایران، [Shamekhi@kntu.ac.ir](mailto:Shamekhi@kntu.ac.ir)

<sup>۳</sup> دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، تهران، ایران، [Jazayeri@kntu.ac.ir](mailto:Jazayeri@kntu.ac.ir)

\* نویسنده مسئول، شماره تماس: ۰۹۱۲۰ ۱۳۷۱۲۶

### اطلاعات مقاله

تاریخچه مقاله:

دریافت: ۲۹ آبان ۱۳۹۴

پذیرش: ۲۰ بهمن ۱۳۹۴

کلیدواژه‌ها:

موتورهای RCCI

موتورهای HCCI

ایزواکتان

هپتان نرمال

### چکیده

موتورهای اشتعال تراکمی با واکنش‌های پایش شده امروزه به عنوان یکی از زیر مجموعه‌های HCCI به شمار می‌رود که توانسته است با استفاده از دو نوع سوخت، احتراق و آلاینده‌ها را در این نوع از موتورهای پایش کند. احتراق در این نوع از موتورها با استفاده از تنوع سوخت و تغییر واکنش‌پذیری سوخت در سرعت‌ها و بارهای مختلف شروع می‌شود. به همین دلیل نسبت استفاده از دو سوخت در این نوع از موتورها اهمیت ویژه‌ای دارد. تغییر واکنش‌پذیری سوخت در داخل محفظه احتراق، بر مقدار تولید آلاینده‌ها نیز اثر گذار است. در احتراق این نوع از موتورها، سوخت با واکنش‌پذیری کمتر در داخل راهگاه ورودی پاشیده می‌شود و سوخت با واکنش‌پذیری بیشتر به صورت مستقیم داخل محفظه احتراق پاشیده می‌شود، سوخت با واکنش‌پذیری کمتر به سبب بازده بهتر و امکان احتراق عادی در نسبت تراکم‌های بیشتر و سوخت با واکنش‌پذیری بیشتر به منظور پایش نرخ واکنش شیمیایی و همچنین کاهش اکسیدهای نیتروژن و ذرات دوده استفاده می‌شود. در این تحقیق، برای شبیه‌سازی نرخ واکنش‌های شیمیایی از سازوکارهای شیمیایی توسعه داده شده برای سوخت‌های ایزواکتان و هپتان نرمال استفاده شده است. سوخت ایزواکتان به عنوان یک سوخت با واکنش‌پذیری کمتر و سوخت هپتان نرمال به عنوان یک سوخت با واکنش‌پذیری بیشتر استفاده شد. در ابتدا اثر سوخت ایزواکتان و هپتان نرمال معرفی می‌شود و سپس با تغییر نسبت این دو سوخت، متغیرهای مهم احتراق، از قبیل آلاینده‌ها، شدت کوبش و احتراق ناقص بررسی می‌شوند.



تمامی حقوق برای انجمن علمی موتور ایران محفوظ است.

## ۱- مقدمه

امروزه با توجه به اهميت مصرف سوخت و همچنين قوانين سخت‌گیرانه‌ای که برای آلاینده‌های اکسیدهای نیتروژن و ذرات معلق وجود دارد، باعث شده است که احتراق موتورهای دیزل به سمت احتراق با دمای خنکتر، توام با تولید کمتر آلاینده اکسید ازت و بازدهی بیشتر پیش برود تا بتواند با مصرف سوخت کمتر، آلاینده کمتر و توان قویتری را تولید کند.

موتور با احتراق دما خنک در سال‌های گذشته نشان داده است که در کنار بازدهی خوب، می‌تواند تولید آلاینده‌های اکسید ازت و ذرات معلق را به سبب دمای خنک آن و مخلوط شدن بهتر هوا و سوخت کاهش دهد [۱].

تحقیقات متعددی در زمینه احتراق‌های دما خنک انجام شده است که در این تحقیقات از سوخت‌های مختلف و راهبردهای مختلف برای کاهش آلاینده‌ها و همچنین افزایش بازده موتور استفاده شده است، از این راهبردها می‌توان به راهبرد موتورهای HCCI و PCCI<sup>۱</sup> اشاره کرد که توانسته‌اند همزمان با افزایش توان، آلاینده‌ها را نیز کاهش دهند [۲، ۳].

یکی از راهبردهایی که برای پایش احتراق در موتورهای نوع HCCI استفاده می‌شود استفاده از دو سوخت با نرخ واکنش‌پذیری-های مختلف است تا علاوه بر پایش احتراق، بتواند مقدار آلاینده‌ها و بازده موتور را در سطح قابل قبولی قرار دهد. دستاوردهای محققان نشان داده اند که این نوع از احتراق، علاوه بر دارا بودن توانایی رسیدن به بازده قوی، قادر است با کم کردن سطح آلاینده‌ها، پایش خوبی بر روی احتراق موتور داشته باشد [۴، ۵].

تحقیقات فراوانی در زمینه راهبرد احتراق RCCI به بررسی متغیرهای مختلف اثرگذار بر روی پایش احتراق و تولید آلاینده‌ها پرداخته است. در این تحقیقات از تغییر زاویه پاشش، مقدار پاشیده شدن سوخت گازوئیل در هر پاشش، تغییر مقدار سوخت بنزین نسبت به گازوئیل، استفاده از گازهای برگشتی، استفاده از سوخت‌های جایگزین برای بنزین، گازوئیل و... بررسی شد.

پژوهش‌ها نشان می‌دهند تغییر زاویه پاشش، اثرات زیادی را بر روی احتراق و نرخ آزادسازی گرما دارد و به تأخیر انداختن پاشش باعث افزایش نسبت هم‌ارزی‌های موضعی شده در نتیجه باعث زیاد شدن نرخ افزایش فشار و نرخ تولید اکسید ازت خواهد شد [۶، ۷].

ما<sup>۲</sup> و همکاران اثرات پاشش چندگانه بر روی احتراق، آلاینده‌ها، مقدار مصرف سوخت و محدوده عملکرد این نوع از احتراق در مناطقی با بازده قوی و آلاینده کم را بررسی نمودند. آنها اثرات پاشش تکى و دوگانه بر روی آلاینده‌ها و بازده موتور را نیز مطالعه کردند. این

تحقیق نشان داد که پاشش دوم می‌تواند محدوده عملکرد موتور را تا بارهای بیشتر افزایش دهد [۸].

کاران<sup>۳</sup> و همکاران بازده، آلاینده‌ها و مشخصات احتراق RCCI در محدوده عملکرد وسیعی از سرعت و بار را بررسی کردند. نتایج نشان می‌دهد که بازده گرمایی ترمزی در موتورهای RCCI در بار ضعیف و سرعت‌های کُند، کمتر از موتورهای دیزل معمولی است ولی در بار قوی و سرعت‌های تند، بازده گرمایی ترمزی به اندازه ۵ درصد بیشتر از موتورهای دیزل معمولی خواهد شد، همچنین مقدار اکسید ازت و ذرات معلق خروجی به مراتب کمتر از موتور دیزل معمولی است، ولی مقدار هیدروکربن نسوخته و مونوکسیدکربن بیشتر از موتور دیزل خواهد بود. در این تحقیق نقشه‌های عملکردی برای سرعت و بارهای مختلف موتور RCCI به دست آمده است [۱].

در این نوع از موتورها به علت اینکه زمان احتراق با استفاده از تغییر واکنش‌پذیری مخلوط سوخت و هوا پایش می‌شود و سوخت گازوئیل به عنوان عاملی برای تغییر واکنش‌پذیری مخلوط بررسی می‌شود، تغییر نسبت سوخت ایزواکتان به هپتان نرمال می‌تواند شرایط احتراق را در مقادیر مختلف سوخت تغییر دهد و این تأثیرات می‌تواند احتراق را از نقاطی با تولید آلاینده‌های بیشتر به سمت نقاطی با آلاینده کمتر و همچنین عملکرد بهتر پیش ببرد.

تغییر نسبت ایزواکتان به هپتان نرمال در تحقیقات محققان انجام شده است ولی در کار حاضر سعی بر این است که بتوان این تغییرات را در یک نمودار به صورت جامع به نمایش درآورد.

## ۲- نتایج آزمایشگاهی

در این تحقیق به منظور صحت‌گذاری نتایج حاصل از شبیه‌سازی از نتایج آزمایشگاهی به دست آمده در مرکز تحقیقات موتور دانشگاه ویسکانسین مدیسین<sup>۴</sup> استفاده شده است.

آزمایش‌ها بر روی یک موتور تک استوانه دیزل سنگین انجام شده است که مشخصات این موتور را در جدول ۱ مشاهده می‌کنید. این موتور از دو افشانه سوخت استفاده می‌کند، یک افشانه در راهگاه ورودی، سوخت اولیه را در داخل هوا می‌پاشد و افشانه دوم، سوخت ثانویه را به داخل مخلوط درون استوانه پاشش می‌کند که مشخصات این دو افشانه در جداول ۲ و ۳ آورده شده است.

فشار درون استوانه توسط حسگر فشار کیسلر نوع 6067C1<sup>۵</sup> اندازه‌گیری می‌شود، جهت بهبودی و دقت عمل، ۵۰۰ چرخه کاری موتور متوسط‌گیری شده است. نرخ هوای ورودی توسط یک روزنه جریان خفکان<sup>۶</sup> اندازه‌گیری شده و هردو محفظه هوای ورودی و

<sup>3</sup> Curran

<sup>4</sup> University of Wisconsin - Madison

<sup>5</sup> Kistler Model

<sup>6</sup> Choked Flow

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

<sup>2</sup> Ma

شرایط آزمون موتور در جدول ۷ ارائه شده است، همان طور که مشاهده می کنید پاشش موتور به صورت دو مرحله ای صورت گرفته که نتایج این آزمون را می توان در جدول ۸ مشاهده نمود. طبق نتایج آزمایشگاهی مقدار آلایندة اکسید ازت کمتر از حد استاندارد اروپا (اروپا ۶) قرار دارد.

جدول ۵: مشخصات سوخت بنزین [۹]

سوخت بنزین	CH <sub>1.88</sub>
نقطه جوش اولیه (درجه سانتیگراد)	۳۸٫۹
ارزش حرارتی بزرگ <sup>۵</sup> (مگاژول بر کیلوگرم)	۴۶٫۱
ارزش حرارتی کوچک <sup>۶</sup> (مگاژول بر کیلوگرم)	۴۳٫۲
عدد اکتان تحقیقاتی <sup>۷</sup>	۹۵٫۶
عدد اکتان موتوری <sup>۸</sup>	۸۷٫۸
نسبت هیدروژن به کربن سوخت	۱٫۸۸

جدول ۶: مشخصات سوخت گازوئیل [۹]

علامت شیمیایی سوخت گازوئیل	CH <sub>1.74</sub>
وزن مخصوص (در ۱۵٫۵ درجه سانتیگراد)	۰٫۸۵۶
گرانروی در ۴۰ درجه سانتیگراد (سانتی استوک)	۲٫۷۱
ارزش حرارتی بزرگ (مگاژول بر کیلوگرم)	۴۵٫۲
ارزش حرارتی کوچک (مگاژول بر کیلوگرم)	۴۲٫۵۲
عدد ستان	۴۶٫۱
نسبت هیدروژن به کربن سوخت	۱٫۷۴

جدول ۷: شرایط آزمون موتور [۹]

متغیرهای آزمون موتور	مقدار
سرعت موتور (دور بر دقیقه)	۱۳۰۰
نرخ گازهای برگشتی	%۰
نسبت هم‌ارزی	۰٫۳۴
دمای هوای ورودی (درجه سانتیگراد)	۳۲
دمای دود خروجی (درجه سانتیگراد)	۱۹۵
فشار ورودی (بار)	۱٫۳۷
کل سوخت مصرفی (میلی گرم بر چرخه)	۶۰٫۱
درصد بنزین از سوخت کل	%۶۸
فشار پاشش سوخت گازوئیل (بار)	۸۰۰
شروع پاشش اول سوخت گازوئیل	۵۸ درجه قبل از TDC
مدت زمان پاشش اول سوخت گازوئیل	۵٫۰۷ درجه میل لنگ
مقدار سوخت گازوئیل در پاشش اول	۶۸٫۴
شروع پاشش دوم سوخت گازوئیل	۳۷ درجه قبل از TDC
مدت زمان پاشش دوم سوخت گازوئیل	۲٫۳۴ درجه میل لنگ

خروجی مجهز به یک پایش کننده PID است، همچنین ذرات معلق در گازهای خروجی نیز توسط دستگاه AVL دازه گیری شده است [۹].

جدول ۱: مشخصات موتور دیزل سنگین دانشگاه ویسکانسین [۹]

نوع موتور	کترپیلر ۳۴۰۱ اسکات
حجم جابجایی (لیتر)	۲٫۴۴
قطر استوانه (سانتی متر)	۱۳٫۷۲
طول مسیر سمبه (سانتی متر)	۱۶٫۵۱
طول بازوی لنگ (سانتی متر)	۲۱٫۱۶
نسبت تراکم هندسی	۱۶٫۱
نسبت تراکم مؤثر	۱۵٫۱
نوع تاج سمبه	استاک (کلاه مکزیک) <sup>۱</sup>
تعداد دریچه در هر استوانه	۴
زمان باز شدن دریچه هوا	۳۸۵ درجه قبل از TDC
زمان بسته شدن دریچه هوا	۱۴۳ درجه قبل از TDC
زمان باز شدن دریچه دود	۱۳۰ درجه بعد از TDC
زمان بسته شدن دریچه دود	۳۶۵ درجه بعد از TDC

جدول ۲: مشخصات افزایش فشار ضعیف (پاشش بنزین) [۹]

نرخ پاشش در فشار ۳ بار (لیتر بر دقیقه)	۰٫۷۵
فشار پاشش (بار)	۵٫۱۷

جدول ۳: مشخصات افزایش فشار قوی (پاشش گازوئیل) [۹]

تعداد دهانه های افشانه	۶
قطر دهانه (میکرومتر)	۲۵۰
زاویه افشانه با محور عمودی (درجه)	۷۲٫۵
فشار پاشش (بار)	۸۰۰

در جدول ۴ می توان اطلاعات تکمیلی را از دستگاه های اندازه گیری مقدار گازهای خروجی که برای اجرای آزمایش ها استفاده شده است را مشاهده نمود.

جدول ۴: مشخصات دستگاه های اندازه گیری گازهای خروجی [۹]

دستگاه اندازه گیری	CO و NO <sub>2</sub> خروجی
کالیفرنیا <sup>۲</sup>	CO <sub>2</sub> و ورودی
دستگاه زیمنس <sup>۴</sup>	CO <sub>2</sub> خروجی و هیدروکربن های نسوخته

جدول های ۵ و ۶ مشخصات سوخت بنزین و گازوئیل را که در این آزمون استفاده شده است را نشان می دهند.

<sup>5</sup> High Heating Value

<sup>6</sup> Lower Heating Value

<sup>7</sup> Research Octane Number

<sup>8</sup> Motor Octane Number

<sup>1</sup> Stock (Mexican hat)

<sup>2</sup> Nozzle

<sup>3</sup> California Analytic Instruments

<sup>4</sup> Siemens

در معادله بقای جرم،  $m$  بیانگر گونه های واکنش است، عبارت اول سمت راست بیانگر نفوذ<sup>۸</sup> شعله و عبارت دوم و سوم سمت راست معادله بقای جرم عبارت منبع نامیده می شود که به ترتیب ناشی از فواره و احتراق است.  $x_i$  بیانگر مختصات  $x, y, z$  است. بالانویس  $S$  نشانگر فواره و  $C$  بیانگر احتراق است.  $u$  بیانگر سرعت و  $D$  ضریب نفوذ نامیده می شود.

معادله بقای اندازه حرکت:

$$\frac{\partial(\rho v_j)}{\partial t} + v_j \frac{\partial(\rho v_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_j} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_i} + \rho F_j^s + \rho g_j$$

$$j = 1, 2, 3 \quad (2)$$

عبارت اول سمت راست بیانگر تغییرات فشار و عبارت دوم جدول تنش را نشان می دهد. عبارت سوم سمت راست معادله بقای اندازه حرکت ناشی از افزایش اندازه حرکت گاز به علت ورود فواره است.  $\tau$  بیانگر تنش،  $F$  بیانگر نیروی خارجی است. معادله بقای انرژی:

$$\rho c_p \left[ \frac{\partial T}{\partial t} + v_i \frac{\partial T}{\partial x_i} \right] = k \frac{\partial^2 T}{\partial x_i^2} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \rho D \sum_m h_m \frac{\partial(\rho_m/\rho)}{\partial x_i} \right] + \rho \varepsilon + \dot{Q}^s + \dot{Q}^c \quad (3)$$

در این معادله،  $k$  رسانندگی گرمایی،  $T$  دما،  $C_p$  گرمای ویژه،  $h$  آنتالپی است. عبارت دوم سمت راست بیانگر آنتالپی منتقل شده به واسطه نفوذ جرم گونه  $m$  ام است. عبارت سوم، اتلاف انرژی جنبشی تلاطم<sup>۱۰</sup> را محاسبه می کند و دو عبارت آخر سمت راست معادله بقای انرژی، انرژی ورودی از فواره و احتراق را نشان می دهد.

در شکل ۱ می توان نمایی از تجزیه کامل سوخت خروجی از یک فواره را مشاهده نمود، برای شبیه سازی فواره نیاز است که فروپاشی اولیه<sup>۱۱</sup> سوخت و فروپاشی ثانویه<sup>۱۲</sup> سوخت شبیه سازی شود، در طی زمان تجزیه سوخت پاشیده شده، امکان برخورد قطرات سوخت با یکدیگر و همچنین بهم پیوستگی قطرات نیز وجود دارد که باید با استفاده از الگوهای برخورد قطرات سوخت<sup>۱۳</sup> و همچنین

جدول ۸: نتایج آزمایشگاهی [۹]

شاخص	درست ناخالص <sup>۱</sup>
توان (کیلووات)	۱۳,۶۳
مصرف سوخت ویژه (گرم بر کیلووات ساعت)	۱۷۲,۳۲
فشار مؤثر متوسط <sup>۲</sup> (بار)	۵,۱۶
اکسیدهای نیتروژن (گرم بر کیلووات ساعت)	۰,۰۱۵۴۷
ذرات معلق (گرم بر کیلووات ساعت)	۰,۰۰۵۱۶
هیدروکربن های نسوخته (گرم بر کیلووات ساعت)	۴,۵۹۷
مونوکسید کربن (گرم بر کیلووات ساعت)	۱۴,۱۹
دی اکسید کربن خروجی (گرم بر کیلووات ساعت)	۵۵۰

### ۳- شبیه سازی و صحنه گذاری نتایج

شبیه سازی احتراق با استفاده از نرم افزار کانورج<sup>۴</sup> انجام شده است، این نرم افزار با استفاده از حل CFD به بررسی احتراق در موتورهای احتراق داخلی می پردازد.

حل CFD نشان دهنده یک حل عددی از یک جریان چند بعدی است که می تواند به صورت غیر پایا<sup>۵</sup> و مغشوش<sup>۶</sup> باشد. معادلات اندازه حرکت، جرم و انرژی، معادلات حاکم بر یک جریان چند بعدی هستند که در بسیاری از مواقع برای ساده بودن حل این مسائل جریان را تک حالت و تک جزئی فرض می کنند، ولی وقتی این مسائل را در زمینه احتراق و موتور به کار می بریم، یک مخلوطی از چندین جزء مختلف خواهیم داشت، همچنین زمانی که در موتور دیزل به کار برود، دو حالت مایع و گاز به صورت همزمان در موتور خواهیم داشت که معادلات بقای جرم و بقای اندازه حرکت و انرژی در حالت چند جزئی و چند حالتی حل می شوند.

در این معادلات به علت وجود چند جزء و چند حالت، بخشهای انتقال و منبع<sup>۷</sup> وارد معادلات می شوند تا بتوانند آزاد شدن انرژی و تغییرات غلظت گونه ها را ناشی از احتراق و همچنین فعل و انفعالات بین حالت گاز و مایع و نرخ واکنش های شیمیایی را محاسبه کنند. معادلات آتی بقای جرم، اندازه حرکت و انرژی را در حالت چند جزئی و چند حالتی نشان می دهند [۱۰].

معادله بقای جرم:

$$\frac{\partial \rho_m}{\partial t} + \frac{\partial(\rho_m v_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \rho D \frac{\partial(\rho_m/\rho)}{\partial x_i} \right] + \dot{\rho}_m^s + \dot{\rho}_m^c \quad (1)$$

<sup>1</sup> Gross Indicated

<sup>2</sup> Specific Fuel Consumption (SFC)

<sup>3</sup> Mean Effective Pressure (MEP)

<sup>4</sup> Converge

<sup>5</sup> Unsteady

<sup>6</sup> Turbulence

<sup>7</sup> Source

<sup>8</sup> Diffusion

<sup>9</sup> Tensor

<sup>10</sup> Dissipation of turbulent kinetic energy

<sup>11</sup> Primary Breakup

<sup>12</sup> Secondary Breakup

<sup>13</sup> Collision



#### ۴- معادلات حاکم

##### ۴-۱- کار و توان درست<sup>۱</sup>

زمانی که شبیه‌سازی به صورت چرخه بسته انجام شود، تنها می‌توان با محاسبه سطح زیر نمودار P-V کار درست ناخالص را محاسبه کرد، کار و توان درست ناخالص از روابط ۵ و ۶ محاسبه می‌شوند. عبارت Open-valve مربوط به کار در زمان BDC تا IVC و EVO تا BDC است [۲۶].

$$Work_{gross} \left[ \frac{kJ}{cycle} \right] = \int_{-143}^{130} PdV + Work_{open-valve} \quad (5)$$

$$Power_{gross} [kW] = Work_{gross} \times \frac{Speed[rpm]}{120} \quad (6)$$

##### ۴-۲- شدت کوبش

در موتورهای HCCI به علت اینکه مخلوط همگن هوا و سوخت زمینه را برای احتراق مهیا می‌کند، نرخ شدید افزایش فشار حاصل می‌شود، به همین علت یکی از متغیرهای مهم، بیشینه نرخ افزایش آزادسازی گرما<sup>۲</sup> در نتیجه بیشینه نرخ افزایش فشار<sup>۳</sup> در این نوع از موتورها است.

زیادبودن نرخ افزایش فشار در این نوع موتورها باعث به وجود آمدن صدای بیش از حد در این نوع از موتورها خواهد شد. برای داشتن یک معیار مناسب در جهت محاسبه حد نرخ افزایش فشار می‌توان از معادله ۷ که توسط انگ<sup>۴</sup> توسعه داده شده استفاده کرد. این معادله، معیاری برای داشتن حد نرخ افزایش فشار در موتورهای نوع HCCI است [۲۷].

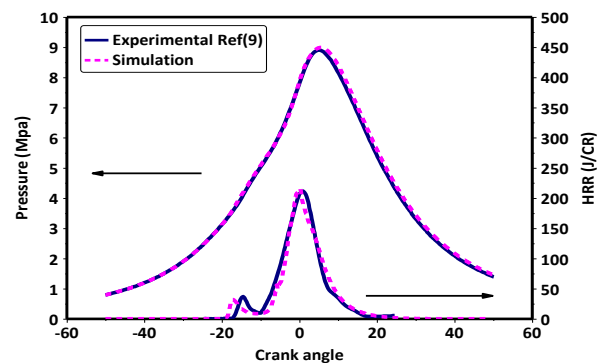
در آزمایشاتی که دک و یانگ<sup>۵</sup> انجام داده‌اند، مقدار  $5 \frac{MW}{m^2}$  برای داشتن حد قابل قبول ارتعاش در موتور را پیشنهاد کرده‌اند، که در این تحقیق، این مقدار به عنوان معیاری برای حد شدت ارتعاش در نظر گرفته می‌شود [۲۸].

$$Ringing Intensity(RI) \left[ \frac{kW}{m^2} \right] = \frac{1}{2\gamma} \left( \beta \frac{dP}{dt} \Big|_{max} \right)^2 \sqrt{\gamma RT_{max}} \quad (7)$$

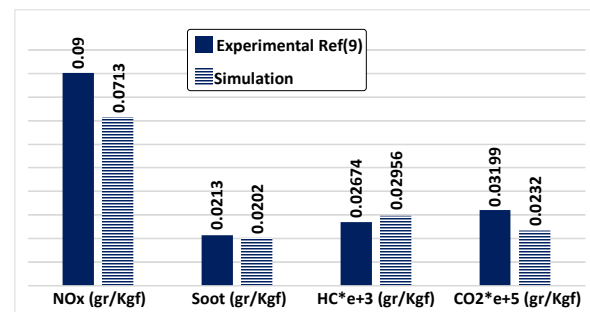
در معادله ۶،  $\gamma$  نسبت گرماهای ویژه،  $dP/dt$  نرخ افزایش فشار بر حسب  $kPa/ms$  ثابت گاز آرمانی،  $T_{max}$  بیشینه دمای درون استوانه بر حسب کلونین و ثابت  $\beta$  برابر با ۰٫۵ میلی‌ثانیه است.

سوخت‌های مرجع دارای ارزش حرارتی کوچک بزرگتری نسبت به سوخت‌های گازوئیل و بنزین هستند، همچنین عدد اکتان سوخت ایزواکتان بیشتر از سوخت بنزین بوده و نیز عدد ستان سوخت هپتان نرمال بیشتر از سوخت گازوئیل است.

به همین علت اختلاف‌هایی در تشکیل و از بین رفتن گونه‌ها در طی واکنش‌ها خواهیم داشت که اثرات خود را در نمودارهای فشار، آزادسازی گرما و آلاینده‌ها می‌گذارد، ولی می‌توان با دقت خوبی این دو سوخت مرجع پایه را به عنوان سوخت گازوئیل و بنزین در تحقیقات به کار برد.



شکل ۳: نتایج آزمایشگاهی و شبیه‌سازی شده فشار درون استوانه و آزادسازی گرما



شکل ۴: نتایج آزمایشگاهی و شبیه‌سازی شده آلاینده‌ها و بازده ناخالص موتور

همان‌طور که مشاهده می‌شود شبیه‌سازی در پیش‌بینی آلاینده‌ها، نمودار فشار و نرخ آزادسازی گرما خوب عمل کرده که این قضیه می‌تواند در پیش‌بینی رفتار موتور در نقاطی که نتایج آزمایشگاهی وجود ندارد مؤثر باشد.

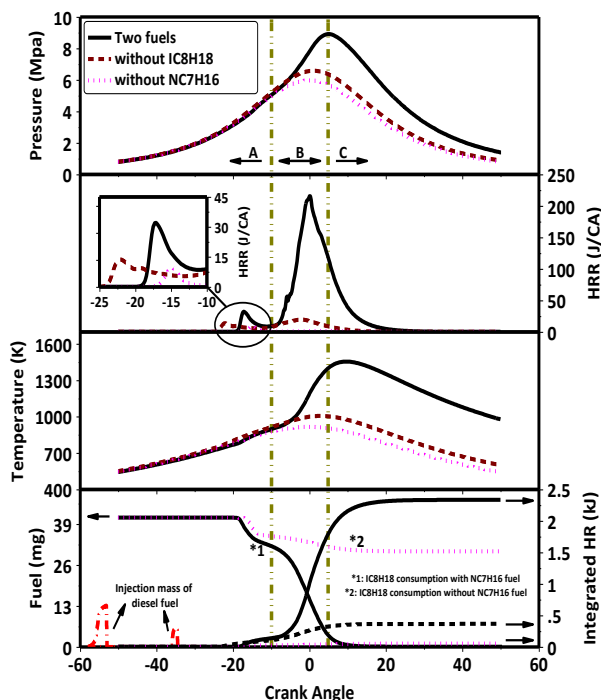
<sup>1</sup> Indicated Power & Work

<sup>2</sup> Maximum Heat Release Rise Rate

<sup>3</sup> Maximum Pressure Rise Rate

<sup>4</sup> Heat release

<sup>5</sup> Dec and Yang



شکل ۵: بررسی اثرات سوخت هپتان نرمال بر عملکرد موتورهای RCCI

از آنجائی که شروع احتراق حداقل ۱۵ درجه بعد از اتمام پاشش صورت می‌گیرد فرآیند شروع احتراق مانند موتورهای دیزل نخواهد بود بلکه سوخت هپتان نرمال به عنوان یک ابزار برای تغییر واکنش‌پذیری مخلوط هوا و بنزین استفاده شده تا بتواند حالت احتراق اصلی موتورهای RCCI را در زمان قابل قبول قرار بدهد.

در مرحله‌ای که سوخت ایزواکتان بدون سوخت هپتان نرمال در موتور استفاده شده است، به علت زیادبودن عدد اکتان سوخت ایزواکتان و همچنین زیادبودن دمای خوداشتعالی این سوخت نسبت به سوخت هپتان نرمال، به طور کلی هیچ احتراقی در موتور انجام نشده است.

در احتراق اصلی این موتور که همزمان با دو سوخت رخ می‌دهد، سوخت گازوئیل با تغییر واکنش‌پذیری و تغییر دمای مخلوط هوا و بنزین موجود در محفظه احتراق، باعث به وجودآوردن زمینه‌ای برای ایجاد حالت اصلی احتراق (که همزمان از دو سوخت ایزواکتان و هپتان نرمال استفاده می‌شود) می‌شود.

این نوع راهبرد به طور کلی با موتورهای دوگانه‌سوز (دیزل گاز) متفاوت بوده، چون در آن موتورها، همزمان با پاشش سوخت گازوئیل، حالت اصلی احتراق بعد از یک مرحله گذار (تأخیر در اشتعال<sup>۳</sup>) ایجاد می‌شود، ولی در این نوع از موتورها، سوخت گازوئیل در طی یک مرحله طولانی با ایجاد واکنش‌هایی، باعث تغییر در شرایط دما و فشار درون اتاق احتراق شده که این عامل سبب به وجود آوردن حالت اصلی احتراق می‌شود.

### ۴-۳-۴ PRF سوخت

در این مقاله برای بیان نسبت استفاده از دو سوخت، از معیار زیر استفاده شده است.

$$PRF = \frac{m_{Iso-Octane}}{m_{Iso-Octane} + m_{N-Heptane}} \quad (۸)$$

نسبت هم‌ارزی محاسبه شده برای هر دو سوخت نیز از معادله ۹ محاسبه می‌شود.

$$\begin{aligned} \phi &= \frac{(Fuel/Air)_{act}}{(Fuel/Air)_{sto}} \\ &= \frac{(Fuel/Air)_{act}}{\left(\frac{IC_8H_{18} + NC_7H_{16}}{Air}\right)_{sto}} \\ &= \frac{(Fuel/Air)_{act}}{\left(\frac{15M_C + 34M_H}{Air}\right)_{sto}} \quad (۹) \end{aligned}$$

### ۵- جمع‌بندی نتایج

#### ۵-۱- اثر ترکیب سوخت‌های ایزواکتان و هپتان نرمال

در این تحقیق تأثیر وجود سوخت‌های ایزواکتان و هپتان نرمال بر احتراق موتورهای RCCI بررسی شده است، به همین خاطر شبیه‌سازی هم با سوخت هپتان نرمال به صورت جداگانه و هم با سوخت ایزواکتان به صورت جداگانه انجام شده است. در این بررسی مقدار این سوخت‌ها تغییری نکرده است، به همین دلیل می‌توان تأثیر هریک را به صورت جداگانه بر احتراق بررسی نمود و سپس به بررسی تأثیر تغییر PRF سوخت پرداخته شده است.

همان‌طور که در شکل ۵ مشاهده می‌شود متغیرهای احتراق سوخت هپتان نرمال بدون ایزواکتان و ایزواکتان بدون هپتان نرمال به نمایش درآمده است.

در این بررسی، هیچ یک از متغیرهای شبیه‌سازی تغییری نکرده و همچنین دما و فشار اولیه برای هر دو نتیجه ثابت است. همان‌طور که مشاهده می‌شود سوخت هپتان نرمال به علت اینکه مقاومت آن در برابر خوداشتعالی بسیار کم است و همچنین دمای خوداشتعالی<sup>۲</sup> آن نسبت به سوخت ایزواکتان بسیار کمتر است، زمانی که پاشیده می‌شود به علت دما و فشار زیاد اتاق احتراق شروع به واکنش کرده و قبل از نقطه TDC، مقدار کمی از خود انرژی آزاد می‌کند.

<sup>1</sup> Primary Reference Fuel

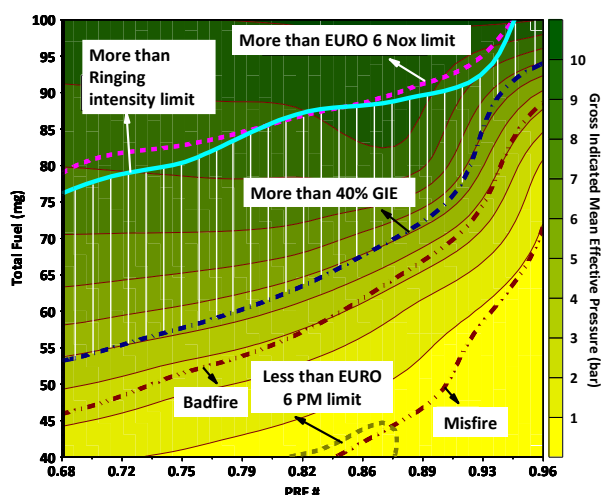
<sup>2</sup> Auto-ignition temperature

<sup>3</sup> Ignition delay

درصد سوخت به صورت نسخته را معیاری برای خاموشی شعله<sup>۲</sup> در نظر گرفته شده است.

همان‌طور که مشاهده می‌شود با کاهش مقدار کل سوخت و افزایش درصد سوخت ایزواکتان نسبت به هپتان نرمال به سمت احتراق ناقص و خاموشی شعله پیش می‌رویم، دلیل این امر نیز در شکل ۵ به نمایش درآمده است، با کاهش مقدار سوخت هپتان نرمال، امکان تغییر واکنش‌پذیری سوخت داخل اتاق احتراق وجود نخواهد داشت، بنابراین سوخت ایزواکتان موجود در استوانه، امکان احتراق را پیدا نخواهد کرد و به سمت احتراق ناقص پیش می‌رود.

وقتی مقدار سوخت افزایش می‌یابد، به خصوص در قسمت‌هایی که مقدار سوخت هپتان نرمال بیشتر می‌شود، واکنش‌پذیری سوخت موجود در داخل استوانه افزایش یافته، در نتیجه احتراق به جلو کشیده می‌شود و طول احتراق کاهش می‌یابد، در نتیجه نرخ تولید اکسیدهای نیتروژن افزایش می‌یابد به همین دلیل در مقادیر زیاد سوخت و مقادیر زیاد سوخت هپتان نرمال، مقدار تولید آلاینده اکسیدهای نیتروژن به فراتر از حد استاندارد اروپا رسیده است و عملاً از شرایط عملکردی مناسب خارج می‌شود.



شکل ۶: بررسی ۳۵ نقطه کاری موتور با تغییر مقدار کل سوخت و نسبت سوخت ایزواکتان به هپتان نرمال

مکانی از نمودار که به صورت خط چین نشان داده شده است، از نقطه نظر متغیرهای عملکردی از قبیل کم‌بودن شدت کوبش، آلاینده‌های اکسیدهای نیتروژن و ذرات دوده و بزرگ‌بودن بازده ناخالص موتور در بهترین شرایط خود قرار دارد.

همان‌طور که از این نمودار مشاهده می‌شود زمانی که مقدار کل سوخت افزایش می‌یابد باید مقدار هپتان نرمال کاهش یابد، با زیادبودن مقدار هپتان نرمال در این نقاط واکنش‌پذیری مخلوط شدیداً تحت تأثیر قرار گرفته است و حالت احتراق به جلو کشیده خواهد شد و

با توجه به شکل ۵، ماهیت موتورهای RCCI را می‌توان به وضوح مشاهده کرد، احتراق در این نوع از موتورها باید به سبب خوداشتعالی مخلوط هوا و سوخت اتفاق افتد و پاشش سوخت گازوئیل نباید عامل شروع کننده احتراق باشد، که در این شکل می‌توان پاشش سوخت هپتان نرمال و نرخ آزادشدن گرما را در موتورهای RCCI مشاهده نمود.

این نمودار از سه بخش کلی A, B, C تشکیل شده است. سوختن مخلوط در بخش A بیشتر به واسطه سوختن سوخت هپتان نرمال انجام می‌پذیرد به همین دلیل مقداری زیادی از آزادسازی گرما به سبب سوختن سوخت هپتان نرمال خواهد بود.

بخش B که قسمت اصلی احتراق موتورهای RCCI است، هر دو سوخت ایزواکتان و هپتان نرمال در آزادسازی گرما و تشکیل این مرحله از احتراق نقش دارند ولی اساساً سوخت ایزواکتان نقش اصلی این مرحله از احتراق را برعهده دارد ولی بدون ایجاد زمینه احتراق توسط سوخت هپتان نرمال، این مرحله اتفاق نخواهد افتاد.

بخش C که بخش پایانی احتراق است، اساساً توسط سوخت ایزواکتان ایجاد می‌شود و تقریباً تمام سوخت هپتان نرمال تا قبل از این مرحله سوخته شده است.

## ۵-۲- بررسی تغییر نسبت سوخت ایزواکتان به هپتان نرمال

در ادامه این تحقیق بررسی کاملی بر روی تغییرات نسبت سوخت ایزواکتان به هپتان نرمال انجام شده است، به همین منظور مقدار کل سوخت از ۴۰ میلی‌گرم در هر چرخه تا مقدار ۱۰۰ میلی‌گرم افزایش یافته است، همچنین نسبت سوخت ایزواکتان به هپتان نرمال از ۶۸ درصد تا ۹۶ درصد افزایش یافته است. مقدار هوای ورودی نیز در تمام حالات یکسان در نظر گرفته شده است.

در مجموع ۳۵ نقطه کاری موتور با توجه به تغییر بار و تغییر نسبت دو سوخت با سرعت یکسان انتخاب شده تا بتوان دید کاملی از شرایط موتور در وضعیت‌های مختلف بدست آورد.

در این نقاط هیچ یک از متغیرهای شبیه‌سازی تغییری نکرده و صرفاً با تغییر مقدار کل سوخت و تغییر نسبت دو سوخت، مدت زمان پاشش سوخت گازوئیل تغییر یافته است. در تمام نقاط مقدار گازهای برگشتی داخل استوانه صفر درصد در نظر گرفته شده است.

شکل ۶ نمای کاملی از ۳۵ نقطه کاری هدف را نشان می‌دهد در این نمودار فشار مؤثر متوسط درست به صورت کران‌نما به نمایش درآمده است، همچنین احتراق ناقص، خاموشی شعله، شدت کوبش، مقدار آلاینده اکسیدهای نیتروژن و ذرات دوده رسم شده است.

در این مقاله خروج ۵۰ تا ۸۵ درصد انرژی سوخت به صورت سوخت نسخته را معیاری برای احتراق ناقص<sup>۱</sup> و خروج بیشتر از ۸۵

<sup>۲</sup> Misfire

<sup>۱</sup> Badfire

در شکل ۸ می‌توان مصرف سوخت ویژه درست ناخالص را مشاهده نمود، آنچه که در این نمودار ملاحظه می‌شود، مصرف سوخت ویژه در مقادیر زیاد سوخت و قسمت‌هایی که مقدار سوخت هپتان نرمال افزایش یافته است کمترین مقادیر خود را دارد و در مقادیر کم سوخت به علت اینکه مقادیر زیادی از سوخت به صورت نسوخته از موتور خارج می‌شود، مصرف سوخت ویژه افزایش یافته است.

کران‌نمای<sup>۲</sup> تعدادی از نقاط در جدول ۹ به نمایش درآمده است، کران‌نمای نقاط با تغییر مقدار کل سوخت از ۴۰ تا ۱۰۰ میلی‌گرم با ۸۲٪ مقدار ایزواکتان و کران‌نمای نقاط با تغییر PRF سوخت از ۰٫۶۸ تا ۰٫۹۶ با مقدار کل سوخت ۷۰ میلی‌گرم در نقطه مکث بالا به نمایش درآمده است.

در کران‌نمای نشان داده شده، دمای داخل اتاق احتراق، کسر جرمی ایزواکتان و هپتان نرمال به نمایش درآمده است. همان‌طور که ملاحظه می‌شود با افزایش مقدار کل سوخت و ثابت ماندن نسبت سوخت ایزواکتان به هپتان نرمال، دما در نقطه مکث بالا شدیداً افزایش می‌یابد و بیشینه فشار درون اتاق احتراق و مصرف سوخت ایزواکتان و هپتان نرمال نیز به جلو کشیده می‌شود.

در ادامه کران‌نمای نشان داده شده در مقدار کل سوخت ۷۰ میلی‌گرم، نسبت سوخت ایزواکتان به هپتان نرمال در حال افزایش است، همان‌طور که ملاحظه می‌شود با افزایش این نسبت، زمان احتراق به عقب کشیده شده و به سمت خاموشی شعله پیش می‌رود و به دلیل عدم وجود احتراق در نسبت‌های زیاد، دمای درون اتاق احتراق کاهش می‌یابد.

## ۶- نتیجه‌گیری

موتورهای اشتعال تراکمی با واکنش‌های پایش شده توانسته از نقطه نظر عملکردی و تولید آلاینده‌های اکسیدهای نیتروژن و ذرات دوده نسبت به سایر موتورهای HCCI در وضعیت خوبی قرار گیرد، پایش بر روی احتراق به واسطه تغییر واکنش‌پذیری سوخت و همچنین کم‌بودن تولید آلاینده‌ها یکی از مزایای خوب این نوع از موتورهاست.

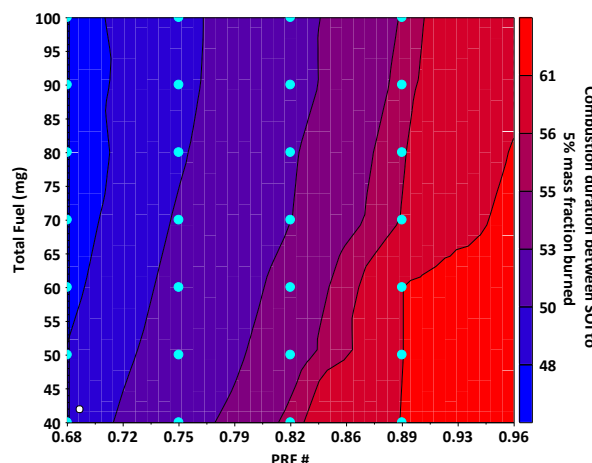
در این مقاله، نتایج حاصل از شبیه‌سازی ۳۵ نقطه عملکردی موتور در یک نمودار به نمایش درآمده است تا بتوان در یک دید کلی، وضعیت عملکردی موتور در بارهای مختلف با تغییر نسبت ایزواکتان به هپتان نرمال را به دست آورد.

همان‌طور که ملاحظه شد در این نوع موتورها، نسبت تراکم موتور قادر به احتراق سوخت اولیه موتور نیست و پایش حالت احتراق به واسطه افزودن سوخت دوم با واکنش‌پذیری بیشتر به مخلوط سوخت و هوای اولیه صورت می‌گیرد که تغییر این نسبت دو سوخت

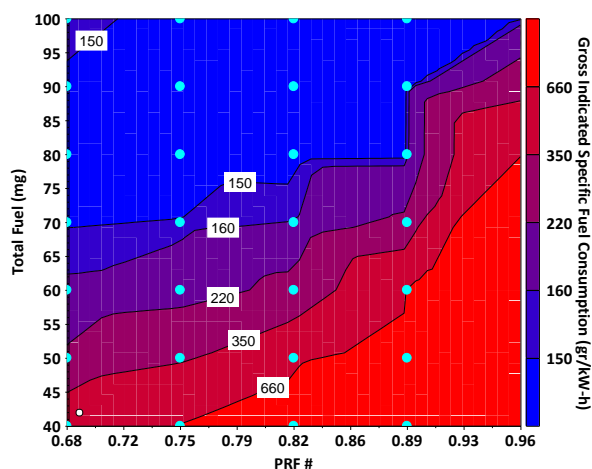
نرخ تولید اکسیدهای نیتروژن افزایش خواهد یافت و زمانی که مقدار کل سوخت کاهش می‌یابد، باید مقدار هپتان نرمال افزایش یابد، در مقادیر کمتر هپتان نرمال به علت کم بودن کل سوخت داخل اتاق احتراق، شرایط برای احتراق مناسب در موتور ایجاد نخواهد شد.

در شکل ۷ می‌توان مدت زمان بین شروع پایش سوخت هپتان نرمال تا CA5<sup>۱</sup> (مکانی که ۵ درصد از انرژی ورودی سوخت واکنش داده و محترق شده است) را مشاهده کرد، همان‌طور که مشاهده می‌شود در تمامی مقادیر سوخت‌ها، زمانی که مقدار سوخت هپتان نرمال افزایش می‌یابد واکنش‌پذیری مخلوط داخل استوانه افزایش یافته در نتیجه حالت احتراق به جلو کشیده خواهد شد و هرچقدر به سمت مقادیر بیشتر ایزواکتان پیش برویم، حالت احتراق به عقب کشیده خواهد شد.

این امر در مقادیر زیاد سوخت مزیت بوده و می‌تواند مقدار دمای داخل استوانه و همچنین تولید اکسیدهای نیتروژن را کاهش دهد، ولی در مقادیر کم سوخت مزیتی نخواهد داشت و با کاهش مقدار هپتان نرمال، امکان احتراق عادی از بین خواهد رفت.



شکل ۷: مدت زمان بین شروع پایش سوخت هپتان نرمال تا CA5



شکل ۸: مصرف سوخت ویژه درست ناخالص

<sup>۲</sup> Contour

<sup>۱</sup> Crank Angle 5%

وجود آوردن زمینه برای احتراق وجود نخواهد داشت و احتراق به سمت احتراق ناقص پیش خواهد رفت و در مقادیر زیاد سوخت، شرایط برای احتراق مناسب فراهم می‌شود، در این مناطق، تأثیر نسبت ایزواکتان به هپتان نرمال اهمیت بیشتری پیدا خواهد کرد.

در مقادیر زیاد سوخت هرچقدر که به سمت مقادیر زیادتر سوخت ایزواکتان پیش برویم به علت کم شدن واکنش پذیری سوخت، حالت احتراق به تأخیر افتاده و نرخ تولید آلاینده اکسیدهای نیتروژن کاهش می‌یابد و می‌تواند از نقطه نظر تولید آلاینده‌ها در شرایط مناسب‌تری قرار گیرد.

### فهرست علائم

D	قطر دهانه (m)
$D_1$	ضریب پخش جرمی سوخت بخار شده در هوا ( $m^2/s$ )
F	عبارت نیروی خارجی (N)
L	طول دهانه (m)
P	فشار (Pa)
$r_0$	قطر قطره سوخت پاشیده شده (m)
T	دما (k)
V	حجم ( $m^3$ )

### علائم یونانی

$\rho$	چگالی ( $kg/m^3$ )
$\gamma$	نسبت گرماهای ویژه

### زیر نویس‌ها

a	هوا
c	احتراق
l	سوخت
m	گونه m ام
s	فواره

### مراجع

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

[2] W. L. Hardy, R. D. Reitz, A study of the effects of high EGR, high equivalence ratio, and mixing time on emissions levels in a heavy-duty diesel engine for PCCI combustion. SAE Technical Paper, 2006

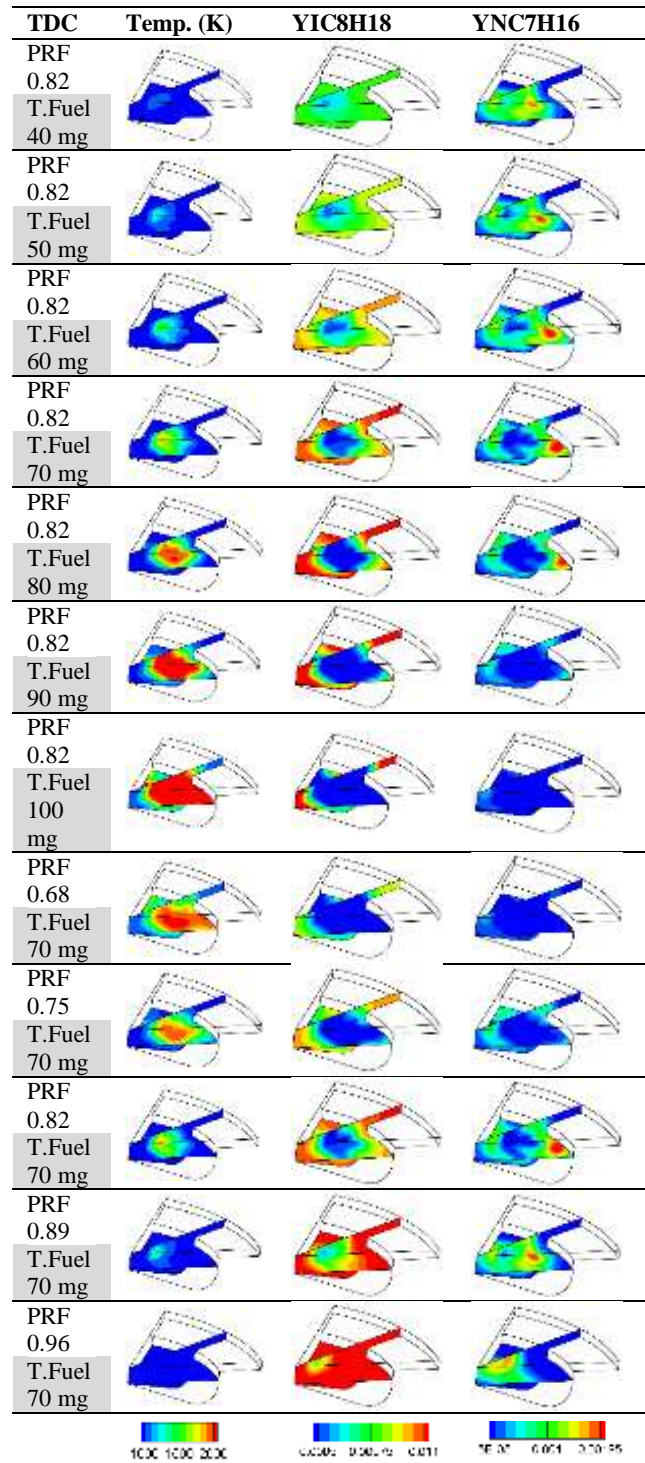
[3] M. Zheng, X. Han, U. Asad, J. Wang, Investigation of butanol-fuelled HCCI combustion on a high efficiency diesel engine. Energy Conversion and Management, Vol. 98, pp. 215-224, 2015

[4] S. Kokjohn, R. Hanson, D. Splitter, J. Kaddatz, R.D. Reitz, Fuel reactivity controlled compression ignition (RCCI) combustion in light-and heavy-duty engines.

در مقادیر مختلف سوخت تأثیر زیادی بر عملکرد موتور داشته و می‌تواند در بعضی نقاط، موتور را به سمت احتراق ناقص و در بعضی نقاط، موتور را به سمت بهترین نقطه عملکرد هدایت کند.

جدول ۹: کران نمای دمای داخل اتاق احتراق، ایزواکتان، هپتان نرمال با

تغییر مقدار کل سوخت و تغییر مقدار PRF



در این نوع از موتورها، در مناطقی با مقدار کل سوخت کم و همچنین کم بودن نسبت سوخت هپتان نرمال به ایزواکتان، امکان به

- impingement. SAE Technical Paper, 1988
- [17] M. Gonzalez, Z. W. Lian, R. Reitz. Modeling diesel engine spray vaporization and combustion. SAE transactions, Vo. 101, pp. 1064-1076, 1992
- [18] R. Reitz, F.V. Braco. Mechanisms of breakup of round liquid jets, Encyclopedia of Fluid Mechanics, Gulf Pub, Houston, TX, p 233, 1986
- [19] R. D. Reitz. Modeling atomization processes in high-pressure vaporizing sprays. Atomisation Spray Technology Vol. 3, pp. 309-337, 1987
- [20] P. Senecal, E. Pomraning, K. Richards, T. Briggs, C. Choi, R. McDavid, et al. Multi-dimensional modeling of direct-injection diesel spray liquid length and flame lift-off length using CFD and parallel detailed chemistry. SAE Technical Paper, 2003
- [21] H. Wang, M. Yao, R.D. Reitz. Development of a reduced primary reference fuel mechanism for internal combustion engine combustion simulations, Energy & Fuels, Vol. 27, pp. 7843-53, 2013
- [22] Y. Ra, J. E. Yun, R. D. Reitz. Numerical simulation of gasoline-fuelled compression ignition combustion with late direct injection, International Journal of Vehicle Design, Vol. 50, pp. 3-34, 2009
- [23] Y. Sun. Diesel combustion optimization and emissions reduction using adaptive injection strategies (AIS) with improved numerical models. ProQuest, 2007
- [24] H. Hiroyasu, T. Kadota. Models for combustion and formation of nitric oxide and soot in direct injection diesel engines. SAE Technical Paper, 1976
- [25] G. A. Lavoie, J. B. Heywood, J. C. Keck. Experimental and theoretical study of nitric oxide formation in internal combustion engines. Combustion science and technology, Vol. 1, pp. 313-26, 1970
- [26] D. E. Nieman, A. B. Dempsey, R. D. Reitz. Heavy-duty RCCI operation using natural gas and diesel. SAE Technical Paper, 2012
- [27] J. Eng. Characterization of pressure waves in HCCI combustion. SAE Technical Paper, 2002
- [28] J. E. Dec, Y. Yang. Boosted HCCI for high power without engine knock and with ultra-low NOx emissions-using conventional gasoline. SAE International Journal of Engines, Vol. 3, pp. 750-67, 2010
- SAE International Journal of Engines. Vol. 4, pp. 360-374, 2011
- [5] D. Splitter, R. Hanson, S. Kokjohn, R.D. Reitz, Reactivity controlled compression ignition (RCCI) heavy-duty engine operation at mid-and high-loads with conventional and alternative fuels. SAE Technical Paper, 2011
- [6] R. M. Hanson, S. L. Kokjohn, D. A. Splitter, R. D. Reitz, An experimental investigation of fuel reactivity controlled PCCI combustion in a heavy-duty engine. SAE international journal of engines, Vol. 3, pp. 700-716, 2010
- [7] S. L. Kokjohn, R. M. Hanson, D. A. Splitter, R. D. Reitz, Experiments and modeling of dual-fuel HCCI and PCCI combustion using in-cylinder fuel blending. SAE Technical Paper, 2009
- [8] S. Ma, Z. Zheng, H. Liu, Q. Zhang, M. Yao, Experimental investigation of the effects of diesel injection strategy on gasoline/diesel dual-fuel combustion. Applied Energy, Vol.109, pp. 202-212, 2013
- [9] D. Splitter, Experimental investigation of fuel reactivity controlled combustion in a heavy-duty internal combustion engine, MS thesis in Mechanical Engineering, University of Wisconsin-Madison, 2010
- [10] G. Stiesch, Modeling engine spray and combustion processes, Springer Science & Business Media, 2013
- [11] H. Hiroyasu, M. Arai, Structures of fuel sprays in diesel engines. SAE Technical Paper, 1990
- [12] A. A. Amsden, P. O'rourke, T. Butler, KIVA-II: A computer program for chemically reactive flows with sprays. Los Alamos National Lab., NM (USA), 1989
- [13] C. Baumgarten, Mixture formation in internal combustion engines. Springer Science & Business Media, 2006
- [14] D.P. Schmidt, C. Rutland, A new droplet collision algorithm. Journal of Computational Physics, Vol. 164, pp. 62-80, 2000
- [15] S. L. Post, J. Abraham, Modeling the outcome of drop-drop collisions in diesel sprays. International Journal of Multiphase Flow, Vol. 28, pp. 997-1019, 2002
- [16] J. Naber, R. D. Reitz. Modeling engine spray/wall



## The effects of changing the Iso-Octane to N-Heptane ratio on the performance and emissions of RCCI engines – Part 1

H. Fajri<sup>1\*</sup>, A. Shamekhi<sup>2</sup>, S. A. Jazayeri<sup>3</sup>

<sup>1</sup> K.N. Toosi University of technology, Tehran, Iran, [hr\\_fajri@mail.kntu.ac.ir](mailto:hr_fajri@mail.kntu.ac.ir)

<sup>2</sup> K.N. Toosi University of technology, Tehran, Iran, [Shamekhi@kntu.ac.ir](mailto:Shamekhi@kntu.ac.ir)

<sup>3</sup> K.N. Toosi University of technology, Tehran, Iran, [Jazayeri@kntu.ac.ir](mailto:Jazayeri@kntu.ac.ir)

\*Corresponding Author, Telephone Number: +98-9120137126

### ARTICLE INFO

#### Article history:

Received: 20 November 2015

Accepted: 09 February 2016

#### Keywords:

RCCI engine

HCCI engine

Iso-Octane

N-Heptane

### ABSTRACT

Reactivity Controlled Compression Ignition engines are today considered as a subdivision of HCCI engines which can control and manage the combustion process and emission production with using two different types of fuels. Combustion process in these types of engines is initiated by varying the amount of different fuels; consequently, varying the reactivity of fuel in various speeds and loads. For this reason, the mixing ratio of the fuels is of great importance. Altering the fuel reactivity also affects the production of emissions. In these engines, fuel with lower reactivity is injected into intake manifold and fuel with higher reactivity is injected directly into the combustion chamber. The port injected less reactive fuel is used to achieve higher efficiency and better combustion in higher compression ratios while the fuel with higher reactivity is used to control the chemical reactions rate as well as to decrease the amount of produced nitrogen oxides and soot. In this work, previously developed chemical mechanisms for N-Heptane and Iso-Octane are used to simulate chemical reaction rates. Iso-Octane has been used to represent the fuel with lower reactivity while N-Heptane has been used as the fuel with higher reactivity. In the first step, the effects of Iso-Octane and N-Heptane existence are discussed and then important combustion parameters such as emission, knock and incomplete combustion are investigated in case of changing Iso-Octane and N-Heptane fuels.



© Iranian Society of Engine (ISE), all rights reserved.

