

بررسی تجربی تاثیر مقدار سوخت آتش‌زا در فرآیند احتراق، عملکرد و آلاینده‌گی موتورهای دوگانه‌سوز با پاشش غیر مستقیم

اسداله محمدی کوشا
 وهاب پیروزپناه
 رحیم خوش‌بختی‌سرای
 مصطفی سلسبیلی

دانشجوی دکترا دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز
 استاد دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز
 استادیار دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی سهند تبریز
 دانشجوی کارشناسی ارشد دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز

چکیده

در موتورهای دوگانه‌سوز، مقدار سوخت آتش‌زا تاثیر قابل توجهی بر عملکرد و آلاینده‌گی آنها دارد. به منظور بررسی تاثیر مقادیر مختلف سوخت آتش‌زا بر روی فرآیند احتراق، عملکرد و آلاینده‌گی این موتورها در تمامی شرایط باری، آزمایش‌های تجربی بر روی یک موتور دوگانه‌سوز از نوع پاشش غیرمستقیم انجام شده است. در کار حاضر، پیروید تأخیر در اشتعال و فرآیند احتراق و شکل‌گیری آلاینده‌ها در موتور دوگانه‌سوز به دو صورت بررسی شده است. در حالت اول سوخت آتش‌زا ثابت نگه داشته شده و با اضافه کردن سوخت گازی بار موتور افزایش یافته و در حالت دوم برای بار جزئی ۲۵٪ بار کامل، با کاهش سوخت آتش‌زا، سوخت گازی بیشتری جایگزین شده است. این نتایج نشان می‌دهند که در بارهای کامل، افزایش سوخت گازی و کاهش سوخت آتش‌زا باعث کوتاه‌تر شدن دوره احتراق شده و آلاینده‌های CO و TUHC را کاهش می‌دهد. ولی در بارهای جزئی با افزایش سوخت گازی و کاهش سوخت آتش‌زا دوره احتراق طولانی‌تر شده و آلاینده‌های CO و TUHC شدیداً افزایش می‌یابند. کلمات کلیدی: موتور دوگانه‌سوز، احتراق، آهنگ ظاهری گرمای آزاد شده، گاز طبیعی، سوخت آتش‌زا.

An Experimental Investigation of Effect of Pilot-Fuel Quantity on the Combustion, Performance and Emission of an I.D.I Dual Fuel Engine

A. Mohammadi Kousha Department of Mechanical Engineering,
 and V. Piroozpanah University of Tabriz
 R. Khoshbakhti Saray Faculty of Mechanical Engineering, Sahand
 University of Technology
 M. Salsabili Department of Mechanical Engineering,
 University of Tabriz

Abstract

In dual fuel engines, pilot fuel quantity has significant effects on performance and emissions. To investigate combustion, performance and emissions of these engines at different loads, experimental studies have been carried out on a dual fuel engine. In this work, ignition delay, combustion process and pollutant formation were analyzed in two ways. In the first method, amount of the pilot fuel was kept constant, while gaseous fuel quantity and the engine load were increasing. In the second method, for 25% load by decreasing pilot fuel, more gaseous fuel was substituted. The results indicate that at full load condition, increasing gaseous fuel and decreasing pilot fuel quantities, decrease combustion duration and concentration of CO, TUHC pollutants. But at part load (25%), increasing gaseous fuel and decreasing pilot fuel, increase combustion process duration, concentration of CO, TUHC pollutants increase and at last, performance parameters deteriorate.

Key words: Dual fuel engine, Combustion, Heat release rate, Natural gas, Pilot fuel.

۱- مقدمه

کرده‌اند و پیشنهاد کرده‌اند که برای حل مشکل افزایش CO و TUHC در بارهای جزئی در این موتورها باید تدابیری اندیشیده شده و کنترل‌هایی صورت گیرد.

از بررسی پیشینه پژوهش مشاهده می‌شود که مطالعات انجام شده عمدتاً در راستای بررسی تأثیر مقدار سوخت آتش‌زا بر پارامترهای عملکردی و آلاینده‌گی این موتورها بوده است و به بررسی فرآیند احتراق چندان پرداخته نشده است. در مطالعه تجربی حاضر تأثیر میزان سوخت آتش‌زا در فرآیند احتراق، با به دست آوردن نمودار فشار اندیکاتوری درون سیلندر مورد توجه قرار گرفته است. با حصول نمودار تغییرات فشار درون سیلندر برحسب زاویه میل لنگ و به دنبال آن به دست آوردن مشتق اول و دوم فشار می‌توان پیروید زمانی تأخیر در اشتعال را تعیین کرد [۲ و ۱۰]. همچنین با استفاده از نمودار فشار لحظه‌ای، آهنگ ظاهری گرمای آزاد شده به دست می‌آید که از این طریق می‌توان چگونگی فرآیند احتراق و پارامترهای مهم آن را مورد بررسی قرار داد.

۲- موتور و تجهیزات آزمون

آزمایش‌ها بر روی یک موتور تک سیلندر اشتعال تراکمی با پاشش غیر مستقیم (IDI) مدل LISTER(8-1) انجام شده است. محفظه احتراق فرعی از نوع چرخشی^۱ است. مشخصات موتور مورد استفاده در جدول (۱) آورده شده است.

سوخت گازی در چندراه ورودی توسط سوخت آمای گازی با هوا مخلوط شده و به داخل سیلندر هدایت می‌گردد. دبی حجمی هوای ورودی با استفاده از روش مخزن و روزنه به دست می‌آید؛ دبی گاز طبیعی و سوخت دیزل در هر لحظه به صورت حجمی اندازه‌گیری می‌شد.

برای اندازه‌گیری میزان آلاینده‌های خروجی از دستگاه آلاینده‌سنج AVL مدل Dicom4000-class1 استفاده شده است. این دستگاه می‌تواند به طور همزمان غلظت پنج گاز CO، CO₂، O₂ و TUHC را در گازهای خروجی از موتور اندازه‌گیری نماید. در ضمن این دستگاه آلاینده دود سیاه (Smoke) را نیز با روش کدرسنجی در واحد هارتریج (Hartridge) با مقیاس ۱۰۰-۱ اندازه می‌گیرد.

با توجه به پایین بودن قیمت جهانی گاز طبیعی در مقابل سوخت‌های متداول و از طرفی وجود منابع عظیم گاز طبیعی در کشورمان، همچنین با توجه به تولید کمتر آلاینده CO₂ که به عنوان عامل اصلی تولید گازهای گلخانه‌ای در جهان شناخته می‌شود و به علاوه در احتراق گاز طبیعی آلاینده‌های SOx و PM تا حدود صفر کاهش می‌یابند. لذا، در دو دهه اخیر تحقیقات بسیار وسیعی برای استفاده از گاز طبیعی در موتورهای درونسوز در حال انجام است. در این میان، یکی از روش‌های تبدیل موتورهای دیزلی به گازسوز، دوگانه سوز کردن آن‌ها می‌باشد [۶ و ۷]. در این موتورها قسمت اعظم فرآیند احتراق توسط سوخت گازی مانند گاز طبیعی صورت می‌گیرد ولی حدود ۱۰ درصد آن بسته به شرایط کارکرد توسط سوخت مایع آتش‌زا، مانند گازوئیل انجام می‌شود.

وجود سوخت آتش‌زا، حتی به میزان بسیار کم برای شروع احتراق ضروری است؛ در موتورهای دیزلی با پاشش غیر مستقیم به علت وجود محفظه احتراق فرعی حساسیت زیادی به چگونگی پاشش سوخت آتش‌زا وجود ندارد و می‌توان با مقادیر بسیار کم سوخت آتش‌زا مخلوط هوا و سوخت بسیار همگنی ایجاد کرد [۳]. ولی به هر حال در بارهای جزئی، مخلوط هوا و سوخت گاز ورودی به سیلندر بسیار فقیر می‌باشد از آنجا که در مخلوط‌های فقیر انتشار شعله به سختی صورت می‌گیرد لذا فرآیند احتراق دچار مشکلاتی شده و آلاینده‌های CO، TUHC شدیداً افزایش یافته و مصرف سوخت ویژه ترمزی نیز بسیار زیاد می‌شود [۶].

Abd Alla و همکاران [۴] بر روی تأثیر میزان سوخت آتش‌زا بر عملکرد موتور دوگانه‌سوز تحقیقاتی انجام داده‌اند که نشان می‌دهد با افزایش سهم سوخت آتش‌زا عملکرد موتور در تمامی بارها بهبود می‌یابد.

Karim و همکاران [۳ و ۵] نیز طی آزمایش‌هایی، تأخیر در اشتعال، پدیده کوبش و نشر آلاینده‌های خروجی از موتور دوگانه‌سوز را مورد بررسی قرار داده‌اند. نتایج نشان می‌دهد کاهش سوخت آتش‌زا، احتراق و عملکرد موتور دوگانه‌سوز را ناپایدارتر می‌کند و احتمال وقوع پدیده کوبش و بدسوزی در موتور دوگانه‌سوز بیشتر می‌شود.

Papagiannakis و Hountalas [۸] نیز با بررسی آلاینده‌ها و عملکرد موتور دوگانه‌سوز، این موتورها را برای کاهش هم زمان آلاینده‌های NOx و دوده بسیار مناسب معرفی

1- Swirl chamber

۳- روش انجام آزمون‌ها

برای انجام آزمون‌ها باید موتور به شرایط پایداری برسد؛ شرایط پایداری زمانی است که دمای گازهای خروجی و غلظت آلاینده‌های خروجی ثابت شود. علاوه بر این دو مورد برای موتور دوگانه‌سوز دبی حجمی سوخت گازی مصرفی نیز باید به شرایط پایداری برسد. در این آزمون‌ها تمامی آزمایش‌ها در دور ۷۳۰ rpm انجام شده است. در این دورگشتاور بیشینه در حالت دیزل پایه به دست می‌آید. آزمون‌ها در دو حالت سوخت آتش‌زا ثابت و بار ثابت انجام شده است.

در حالت اول با ثابت نگه داشتن سوخت آتش‌زا در سه مقدار ۰/۱۲۱ kg/hr و ۰/۲۴۳ و ۰/۳۵۶، سوخت گازی از کمترین مقدار تا بیشترین مقدار خود برای تحمل کمترین گشتاور تا بیشترین گشتاور موتور تغییر می‌کند. در واقع با سه میزان سوخت آتش‌زای ثابت مخلوط هوا و گاز از فقیرترین حد تا غنی‌ترین حد خود در بارهای مختلف تغییر می‌کند. در این حالت تأثیر اضافه شدن مقدار سوخت گازی بر روی فرآیند احتراق برای سه مقدار سوخت آتش‌زای ثابت ذکر شده در بالا، مورد بررسی قرار گرفته است.

در حالت دوم بار موتور ثابت است (بار جزئی ۲۵ درصد بار کامل)، طی پنج آزمایش میزان سوخت آتش‌زا کاهش یافته و گاز طبیعی جایگزین آن شده است به طوری که موتور گشتاور ثابتی را در دور ثابت تحویل دهد و نسبت هم‌ارزی کل هم تقریباً ثابت باشد.

۴- مدل ریاضی آنالیز

با بررسی داده‌های فشار درون سیلندر برحسب زاویه میل لنگ طی مراحل تراکم، احتراق و انبساط سیکل عملکرد موتور (از ابتدای بسته شدن سوپاپ ورودی، IVC، تا باز شدن سوپاپ خروجی، EVO)، اطلاعات زیادی درباره فرآیند احتراق موتور می‌توان بدست آورد. با داشتن منحنی تغییرات فشار درون سیلندر می‌توان منحنی آهنگ گرمای آزاد شده برای یک سیکل کاری موتور را بدست آورد. با حصول منحنی‌های مشتق اول و دوم فشار نسبت به زاویه میل لنگ نیز می‌توان شروع اشتعال و پیروید تأخیر در اشتعال را بدست آورد.

برای برآورد آهنگ ظاهری گرمای آزاد شده (H.R.R) با استفاده از قانون اول ترمودینامیک، از ابتدای بسته شدن سوپاپ ورودی تا باز شدن سوپاپ خروجی برای یک سیستم بسته که

جدول ۱- مشخصات موتور دوگانه‌سوز IDI

نوع چرخه	چهار زمانه
تعداد سیلندر	۱
نوع پاشش	IDI
قطر سیلندر	۱۱۴/۱ mm
کورس پیستون	۱۳۹/۷ mm
نسبت طول شاتون به شعاع لنگ (L/s/2)	۴
حجم جابجایی سیلندر	۱/۴۳ Lit
نسبت تراکم	۱۷/۵ : ۱
قدرت در rpm ۸۵۰	۸ hp
قدرت در rpm ۶۵۰	۶ hp
فشار پاشش	۹۱/۷ Kg/cm ²
زاویه شروع پاشش	20° BTDC
زمانبندی سوپاپها	IVO = 5° BTDC
	IVC = 15° ABDC
	EVO = 55° BBDC
	EVC = 20° ATDC

دستگاه آلاینده‌سنج مورد استفاده، گازهای CO، CO₂ و UHC را از روش NDIR (آنالیز با اشعه مادون قرمز غیر پخشی) و برای اندازه‌گیری NO_x و O₂ از روش الکتروشیمیایی استفاده می‌کند.

برای اندازه‌گیری فشار درون سیلندر برحسب زاویه میل لنگ از اسیلوسکوپ دیجیتالی TNM-DS20080 استفاده شده که از طریق دو کانال فشار درون محفظه احتراق را برحسب موقعیت زاویه میل لنگ می‌خواند. خروجی ترانسدیوسر فشار پیزوالکتریک و انکودر زاویه میل لنگ پس از تقویت توسط آمپلی فایرهای مربوطه، توسط اسیلوسکوپ به شکل ولتاژ خوانده شده و به شکل داده به کامپیوتر برای ذخیره‌سازی تحویل می‌شد. برای اندازه‌گیری فشار از ترانسدیوسر پیزوالکتریک Kistler-6123 استفاده شده است.

۴-۱- هموارسازی داده‌های فشار و مشتقات آن

برای محاسبه مشتق اول و دوم فشار، باید منحنی فشار هموار^۱ شود [۱۰] در غیر این صورت خطای بسیار زیادی در محاسبه مشتقات فشار ایجاد می‌شود. لذا با استفاده از رابطه (۴) فشار و مشتق اول را در دو مرحله هموار گردیده است.

$$(P_k)_{smooth} = \sum_{i=n}^{i=n} \frac{P_{k+i}}{2n+1} \quad (4)$$

در رابطه بالا، n تعداد نقاط قبل و بعد از نقطه k ام است و n برحسب فاصله نقاط نمونه‌برداری از هم تعیین می‌شود. Rakopoulos و همکاران [۹] برای هموارسازی ملایم، یک درجه میل‌لنگ قبل و بعد از هر نقطه و برای هموارسازی شدید چهار درجه میل‌لنگ قبل و بعد از هر نقطه را پیشنهاد می‌کند. در کار تحقیقاتی حاضر با توجه به اینکه فاصله بین نقاط 0.2 درجه میل‌لنگ است و هموارسازی بر اساس دو درجه میل‌لنگ قبل و بعد از هر نقطه است، فلذا n برابر با 10 است.

۴-۲- حجم محفظه احتراق و مشتق آن

برای محاسبه حجم محفظه احتراق در هر درجه میل‌لنگ از رابطه زیر استفاده می‌کنیم.

$$V(\theta) = V_C + \frac{\pi D^2}{4} \left(\frac{S}{2} \right) \cdot \left[1 + n - (n^2 - \sin^2(\theta))^{1/2} - \cos(\theta) \right] \quad (5)$$

در رابطه بالا V_C حجم فضای مرده، D قطر سیلندر، S کورس پیستون و $n = \frac{2L}{S} = 4$ است. برای مشتق حجم نیز از رابطه زیر استفاده شده است.

$$\frac{dV(\theta)}{d\theta} = \frac{\pi D^2}{4} \left(\frac{S}{2} \right) \cdot \left[\frac{1}{2} \sin(2\theta) (n^2 - \sin^2(\theta))^{-1/2} + \sin(\theta) \right] \quad (6)$$

شرایط آن شبه پایا است (یعنی دما و فشار در هر لحظه در تمام سیستم یکپارچه و یکسان است) رابطه زیر را برای آهنگ گرمای آزاد شده خالص داریم [۱].

$$\frac{dQ_n}{d\theta} = \frac{\gamma}{\gamma-1} P \frac{dV}{d\theta} + \frac{1}{\gamma-1} V \frac{dP}{d\theta} \quad (1)$$

در رابطه (۱)، γ نسبت گرمای ویژه است $(\gamma = \frac{c_p}{c_v})$.

برای موتورهای دیزلی با مخلوط سوخت و هوای فقیر، Egnell [۱۱] رابطه زیر را برای نسبت گرمای ویژه پیشنهاد می‌کند.

$$\gamma = 1.38 - 0.2 \exp(-900/T(K)) \quad (2)$$

و برای موتورهای با مخلوط‌های نزدیک استوکیومتریک نیز Brunt [۱۲] رابطه زیر را پیشنهاد می‌نماید.

$$\gamma = 1.338 - 6.0 \times 10^{-5} T + 1.0 \times 10^{-8} T^2 \quad (3)$$

γ خود تابعی از نسبت هم‌ارزی و دما می‌باشد ولی در این کار از تأثیر نسبت هم‌ارزی تا حدودی چشم‌پوشی شده است. چرا که با توجه به نتایج موجود در ادبیات فن مشاهده می‌شود که نسبت هم‌ارزی فقط از لحاظ مقداری بر آهنگ ظاهری آزادسازی انرژی تأثیر می‌گذارد و رفتار آن را چندان تحت تأثیر قرار نمی‌دهد. از آنجا که هدف عمده کار حاضر مطالعه رفتار آهنگ ظاهری آزادسازی انرژی می‌باشد از اینرو، از روابطی برای توصیف γ استفاده شده است که فقط تابع دما بوده و برای دو مرز نسبت هم‌ارزی فقیر و استوکیومتریک توسعه یافته‌اند.

برای محاسبه γ در این مقاله با استفاده از کد کامپیوتری که به زبان Fortran با فرض مدل ایده‌آل تک منطقه‌ای نوشته شده و برای شرایط احتراق دوگانه‌سوز (سوخت دیزل+گاز طبیعی) نیز توسعه داده شده است، دمای لحظه‌ای درون سیلندر برای یک سیکل کاری موتور به دست آمده است و سپس با استفاده از رابطه (۳) برای حالت دوگانه سوز و رابطه (۲) برای حالت دیزل خالص، نسبت گرمای ویژه در هر زاویه میل‌لنگ محاسبه شده و برای محاسبه آهنگ گرمای آزاد شده مورد استفاده قرار گرفته است.

۵- نتایج آزمون‌ها

۵-۱- نتایج مرحله اول (سوخت آتش‌زای ثابت)

در حالت اول با ثابت نگه داشتن سوخت آتش‌زا در سه مقدار 0.121 ، 0.243 و 0.365 kg/hr سوخت گازی از کمترین مقدار تا بیشترین مقدار خود برای تحمل کمترین گشتاور تا بیشترین گشتاور موتور، معادل با گشتاور موتور دیزلی پایه تغییر می‌کند. در واقع برای سه میزان سوخت آتش‌زا، با افزایش سوخت گازی مخلوط سوخت گازی و هوا به تدریج غنی‌تر شده و در بارهای مختلف مورد آزمایش قرار گرفته و نمودارهای فشار، مشتق اول و دوم آن و آهنگ گرمای آزاد شده برای سوخت آتش‌زا به میزان 0.243 kg/hr در شکل‌های (۱) تا (۴) آورده شده است.

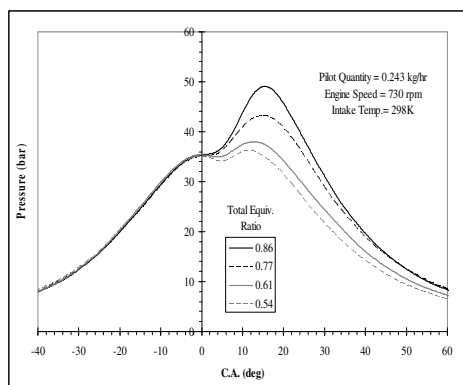
شکل (۱)، تغییرات فشار داخل سیلندر برحسب زاویه میل لنگ به ازای سوخت آتش‌زای ثابت برابر با 0.243 kg/hr را برای مخلوط‌های مختلف سوخت گازی و هوا نشان می‌دهد. چنانچه مشاهده می‌شود با افزایش قوت مخلوط سوخت گازی و هوا و به تبع آن نسبت هم‌ارزی، فشار داخل سیلندر افزایش می‌یابد.

شکل‌های (۲) و (۳)، به ترتیب تغییرات مشتق اول و دوم فشار داخل سیلندر برحسب زاویه میل لنگ به ازای سوخت آتش‌زای ثابت برابر با 0.243 kg/hr را برای مخلوط‌های مختلف سوخت گازی و هوا نشان می‌دهد. با توجه به این که موقعیت کمینه مشتق اول بعد از شروع پاشش می‌تواند شروع احتراق را نشان دهد در صورتی که در آن موقعیت کمینه، مشتق دوم فشار برابر صفر و مشتق سوم مثبت باشد. نتایج نشان می‌دهند که با افزایش قوت مخلوط سوخت گازی و هوا به علت غنی‌تر شدن مخلوط، احتراق زودتر شروع می‌شود و در مخلوط‌های فقیرتر، شروع احتراق دیرتر صورت می‌گیرد.

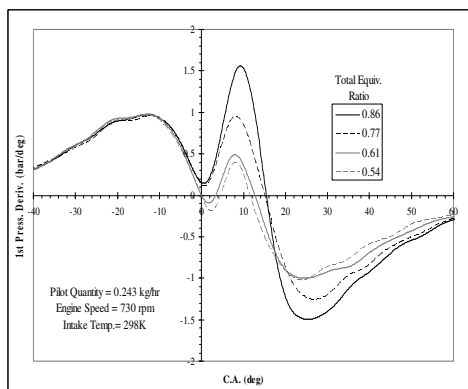
شکل (۴)، تغییرات آهنگ گرمای آزاد شده برحسب زاویه میل لنگ به ازای سوخت آتش‌زای ثابت برابر با 0.243 kg/hr را برای مخلوط‌های مختلف سوخت گازی و هوا نشان می‌دهد. چنانچه مشاهده می‌شود با افزایش قوت مخلوط سوخت گازی و هوا و به تبع آن نسبت هم‌ارزی، آهنگ آزادسازی انرژی افزایش یافته و پریود احتراق کوتاه‌تر می‌گردد. با توجه به این نمودار مشاهده می‌شود که با افزایش بیشتر سوخت گازی و غنی‌تر شدن بیشتر مخلوط سوخت گازی و هوا، انتشار شعله در آن بهتر

انجام می‌شود. از این رو علاوه بر افزایش میزان انرژی آزاد شده، پایان احتراق نیز زودتر رخ می‌دهد.

در واقع مخلوط‌های فقیرتر سوخت گازی و هوا باید توسط کشیده شدن به درون قطرات سوخت آتش‌زا محترق شوند و در این مخلوط‌ها انتشار شعله وجود ندارد ولی در مخلوط‌هایی که از حد مشخصی غنی‌تر باشند انتشار شعله نیز وجود دارد و این امر باعث می‌شود که در مخلوط‌های فقیرتر، با افزایش سوخت گازی دوره احتراق و پایان آن طولانی‌تر شود ولی در مخلوط‌های غنی‌تر، با افزایش سوخت گازی به علت سریع‌تر شدن انتشار شعله، دوره احتراق کوتاه‌تر و پایان احتراق زودتر رخ دهد.



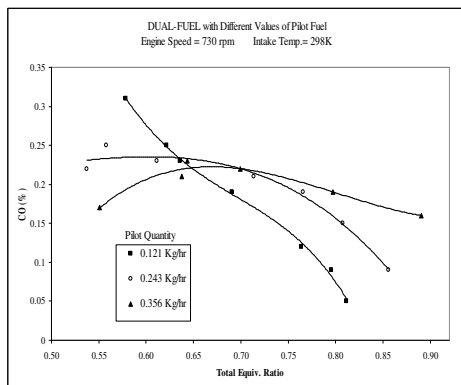
شکل ۱- تغییرات فشار داخل سیلندر برحسب زاویه میل لنگ به ازای سوخت آتش‌زای ثابت برابر با 0.243 kg/hr



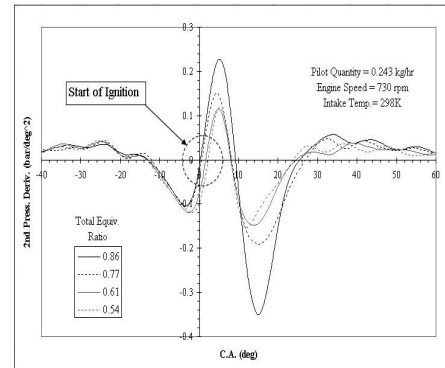
شکل ۲- تغییرات مشتق اول فشار داخل سیلندر برحسب زاویه میل لنگ به ازای سوخت آتش‌زای ثابت برابر با 0.243 kg/hr

مخلوط سوخت گازی و هوا، آلاینده‌های مونوکسیدکربن و هیدروکربن‌های نسوخته به دلیل احتراق ناقص‌تر افزایش می‌یابند. اکسیدهای نیتروژن در صورتی که هوای اضافی وجود داشته باشد با افزایش دما افزایش می‌یابند. از آنجا که در تمامی نقاط آزمایش، نسبت هم‌ارزی کل کمتر از حالت استوکیومتریکی است و هوای اضافی وجود دارد با افزایش مقدار گاز طبیعی و بهبود احتراق دما افزایش یافته و اکسیدهای نیتروژن بیشتری تشکیل می‌شود. هم‌چنین، با کاهش سهم سوخت آتش‌زا و فقیرتر شدن مخلوط سوخت گازی و هوا دمای پیک احتراق کاهش یافته و به تبع آن اکسیدهای نیتروژن کاهش می‌یابند.

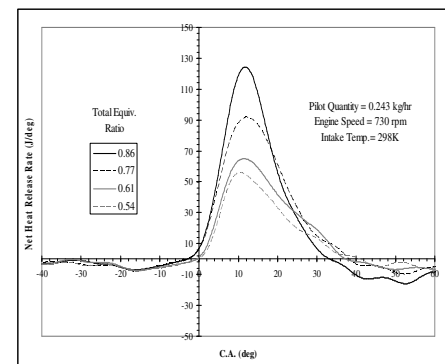
علیرغم اینکه با افزایش سوخت گازی آلاینده‌های CO و TUHC کاهش می‌یابند و آلاینده NOx افزایش می‌یابد ولی این روند، همان‌طور که در شکل‌های (۵، ۶ و ۷) نشان داده شده است، برای سه مقدار سوخت آتش‌زا ثابت نیست. به این ترتیب که به ازای سوخت آتش‌زای ۰/۳۵۶ kg/hr، افزایش میزان سوخت گازی تأثیر کمتری در تغییر آلاینده‌ها دارد. تغییرات آلاینده‌ها برای سوخت آتش‌زای ۰/۱۲۱ kg/hr، بین بارهای جزئی و کامل بسیار بیشتر است. با افزایش سوخت آتش‌زا، تغییرات آلاینده‌ها بین بارهای جزئی و کامل، کمتر می‌شود. علت این امر، از احتراق یکنواخت و پایدارتر در مقادیر بیشتر سوخت آتش‌زا ناشی می‌شود.



شکل ۵- تغییرات آلاینده مونوکسیدکربن برحسب نسبت‌های هم‌ارزی مختلف به ازای مقادیر مختلف سوخت آتش‌زا



شکل ۳- تغییرات مشتق دوم فشار داخل سیلندر برحسب زاویه میل لنگ به ازای سوخت آتش‌زای ثابت برابر با ۰/۲۴۳ kg/hr.



شکل ۴- آهنگ گرمای آزاد شده در تغییرات فشار داخل سیلندر برحسب زاویه میل لنگ به ازای سوخت آتش‌زای ثابت برابر با ۰/۲۴۳ kg/hr

شکل‌های (۵ الی ۷)، به ترتیب تغییرات آلاینده‌های CO، TUHC و NOx را برحسب نسبت‌های هم‌ارزی مختلف به ازای مقادیر مختلف سوخت آتش‌زا نشان می‌دهند. با توجه به نمودارهای تغییرات آلاینده‌ها مشاهده می‌شود که در کل با افزایش مقدار گاز طبیعی و غنی‌تر شدن مخلوط سوخت گازی و هوا، آلاینده‌های CO و TUHC کاهش می‌یابند ولی آلاینده NOx افزایش می‌یابد. این روند در هر سه مقدار سوخت آتش‌زا وجود دارد. در واقع با غنی‌تر شدن مخلوط سوخت گازی و هوا، انتشار شعله فراگیرتر شده و احتراق کامل‌تری شکل می‌گیرد که باعث کاهش مونوکسیدکربن و هیدروکربن‌های نسوخته می‌شود. از طرفی دیگر، با کاهش سهم سوخت آتش‌زا و فقیرتر شدن

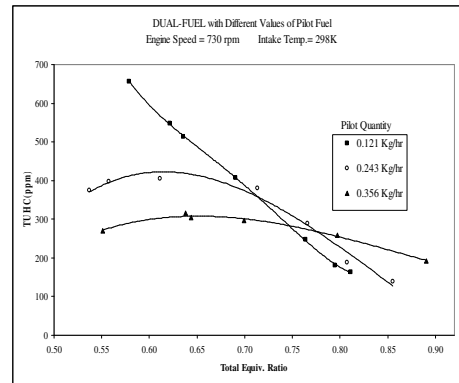
۵-۲- نتایج مرحله دوم (بار جزئی ثابت)

در حالت دوم در شرایط بار جزئی (یک چهارم بار کامل)، طی پنج آزمایش میزان سوخت آتش‌زا کاهش یافته و گاز طبیعی جایگزین آن شده است به طوری که موتور گشتاور ثابتی را در دور ثابت تحویل دهد و نسبت هم‌ارزی کل هم تقریباً ثابت بماند. نتایج این بخش به بررسی فرآیند احتراق در شرایط مذکور خواهد پرداخت.

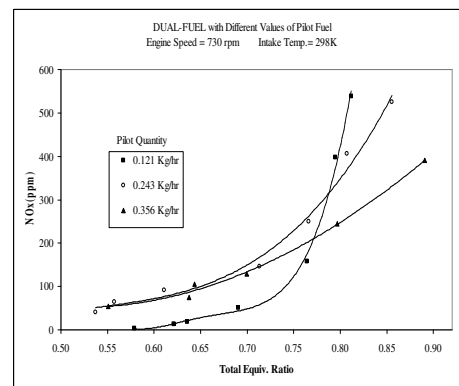
شکل (۹)، تغییرات فشار داخل سیلندر برحسب زاویه میل لنگ به ازای مقادیر مختلف سوخت آتش‌زا برای مخلوط‌های مختلف سوخت گازی و هوا با نسبت هم‌ارزی کل ثابت را نشان می‌دهد. چنانچه مشاهده می‌شود با افزایش سهم سوخت آتش‌زا، فشار داخل سیلندر افزایش می‌یابد و رفتار آن با افزایش سهم سوخت آتش‌زا به رفتار موتور دیزلی پایه نزدیک می‌شود.

شکل‌های (۱۰ و ۱۱)، به ترتیب تغییرات مشتق اول و دوم فشار داخل سیلندر برحسب زاویه میل لنگ به ازای مقادیر مختلف سوخت آتش‌زا برای مخلوط‌های مختلف سوخت گازی و هوا با نسبت هم‌ارزی کل ثابت را نشان می‌دهند. از آنجا که با افزایش سهم سوخت آتش‌زا، سهم سوخت گازی کاهش یافته و از این رو ظرفیت گرمایی ویژه مخلوط سوخت گازی و هوا کاهش می‌یابد که این امر باعث افزایش دمای انتهای فرآیند تراکم و کاهش پریود تأخیر در اشتعال سوخت دیزل می‌شود. لذا اشتعال و به دنبال آن احتراق زودتر شروع می‌شود. همان‌طوری که مشاهده می‌شود زودترین موعد شروع احتراق به حالت دیزل پایه مربوط می‌شود.

شکل (۱۲)، تغییرات آهنگ گرمای آزاد شده برحسب زاویه میل لنگ به ازای مقادیر مختلف سوخت آتش‌زا برای مخلوط‌های مختلف سوخت گازی و هوا با نسبت هم‌ارزی کل ثابت را نشان می‌دهد. چنانچه مشاهده می‌شود با افزایش سهم سوخت آتش‌زا، آهنگ آزادسازی گرما افزایش یافته و پریود احتراق کوتاه‌تر می‌گردد. از آنجا که بار روی موتور ثابت است با افزایش مقدار سوخت گازی، سوخت آتش‌زا کاهش می‌یابد و در بارهای جزئی به دلیل وجود مخلوط‌های رقیق، انتشار شعله بسیار کم است. از آنجا که، احتراق مخلوط‌های رقیق با کشیده شدن به درون قطرات سوخت آتش‌زا صورت می‌گیرد. بنابراین هرچه میزان سوخت آتش‌زا کمتر باشد، احتراق به کندی صورت گرفته و دوره احتراق طولانی‌تر می‌شود.

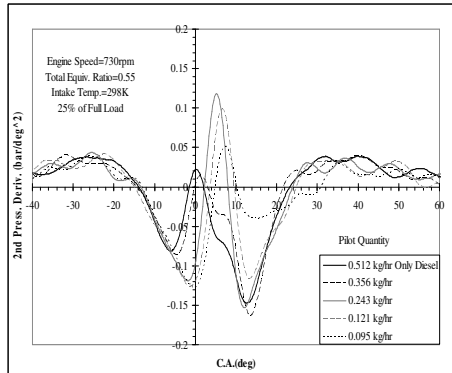


شکل ۶- تغییرات آلاینده هیدروکربن‌های نسوخته برحسب نسبت‌های هم‌ارزی مختلف به ازای مقادیر مختلف سوخت آتش‌زا

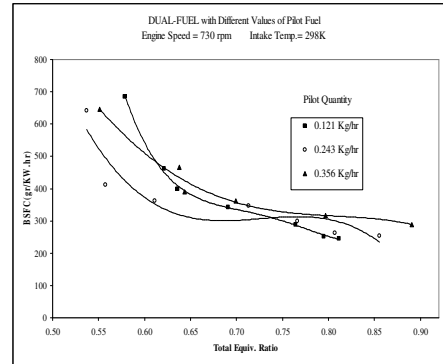


شکل ۷- تغییرات آلاینده اکسیدهای نیتروژن برحسب نسبت‌های هم‌ارزی مختلف به ازای مقادیر مختلف سوخت آتش‌زا

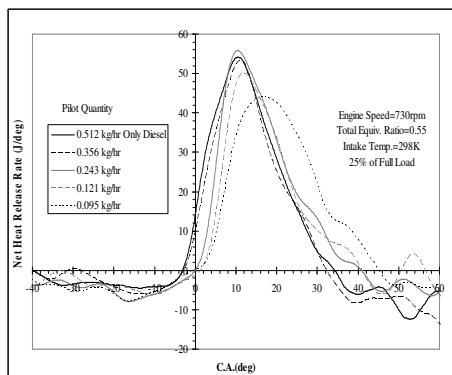
شکل (۸)، تغییرات مصرف سوخت ویژه ترمزی برحسب نسبت هم‌ارزی کل به ازای مقادیر مختلف سوخت آتش‌زا را نشان می‌دهد. مشاهده می‌شود که با افزایش مقدار سوخت گازی، BSFC به ازای هر سه مقدار سوخت آتش‌زا کاهش می‌یابد. همچنین، در نسبت‌های هم‌ارزی کمتر از ۰/۶۵، این کاهش بسیار شدید است ولی برای نسبت‌های هم‌ارزی بیشتر از ۰/۶۵، کاهش BSFC محسوس نبوده و تا حدودی مقدار BSFC ثابت باقی می‌ماند.



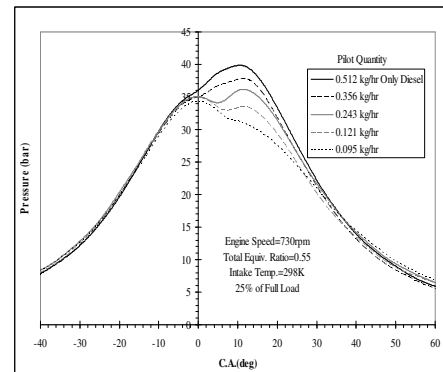
شکل ۱۱- تغییرات مشتق دوم فشار داخل سیلندر برحسب زاویه میل لنگ به ازای مقادیر مختلف سوخت آتش‌زا در شرایط بار جزئی ۲۵٪ بار کامل



شکل ۸- تغییرات مصرف سوخت ویژه ترمزی برحسب نسبت هم‌ارزی کل به ازای مقادیر مختلف سوخت آتش‌زا



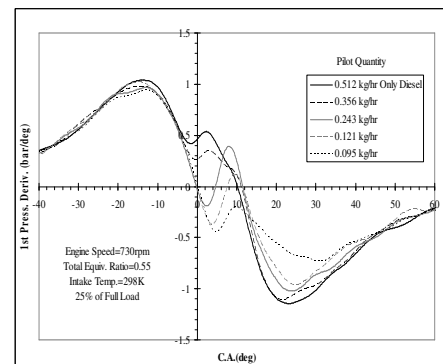
شکل ۱۲- تغییرات آهنگ انرژی آزاد شده برحسب زاویه میل لنگ به ازای مقادیر مختلف سوخت آتش‌زا در شرایط بار جزئی ۲۵٪ بار کامل



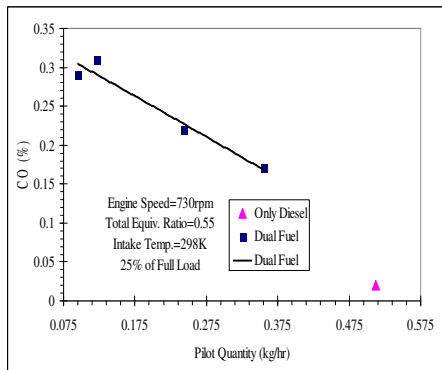
شکل ۹- تغییرات فشار داخل سیلندر برحسب زاویه میل لنگ به ازای مقادیر مختلف سوخت آتش‌زا در شرایط بار جزئی ۲۵٪ بار کامل

در شکل‌های (۱۳ الی ۱۵) آلاینده‌های CO، TUHC و NOx تولید شده برای موتور در بار جزئی ۲۵٪ در حالت دیزل پایه و دوگانه‌سوز با مقادیر متفاوت سوخت آتش‌زا آورده شده است.

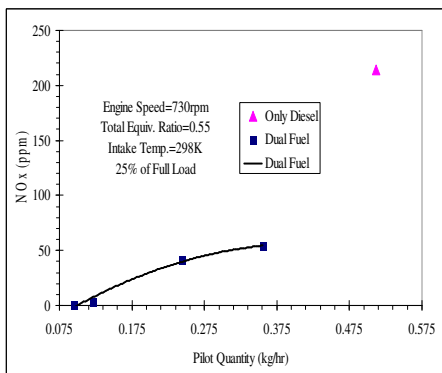
با بررسی نمودارهای تغییرات آلاینده‌ها در بارهای جزئی متوجه می‌شویم که با کاهش سوخت آتش‌زا و افزایش سوخت گازی آلاینده‌های CO و TUHC برخلاف بار کامل افزایش می‌یابند. در احتراق موتورهای دوگانه‌سوز در بار کامل انتشار شعله موثرتر از کشیده شدن مخلوط سوخت گازی و هوا به درون قطرات سوخت آتش‌زا است ولی در بارهای جزئی انتشار شعله تأثیر کمی روی روند احتراق دارد و مخلوط فقیر سوخت گازی و



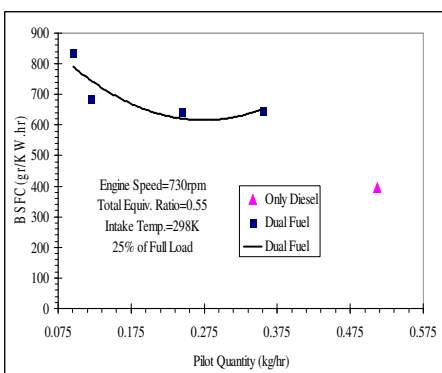
شکل ۱۰- تغییرات مشتق اول فشار داخل سیلندر برحسب زاویه میل لنگ به ازای مقادیر مختلف سوخت آتش‌زا در شرایط بار جزئی ۲۵٪ بار کامل



شکل ۱۴- تغییرات آلاینده مونوکسیدکربن برحسب مقادیر مختلف سوخت آتش‌زا در شرایط بار جزئی ۲۵٪ بار کامل



شکل ۱۵- تغییرات آلاینده اکسیدهای نیتروژن برحسب مقادیر مختلف سوخت آتش‌زا در شرایط بار جزئی ۲۵٪ بار کامل

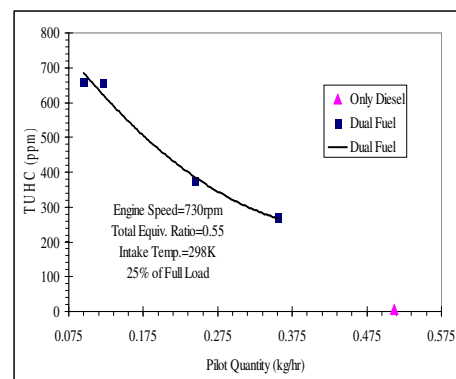


شکل ۱۶- تغییرات مصرف سوخت ویژه ترمزی برحسب مقادیر مختلف سوخت آتش‌زا در شرایط بار جزئی ۲۵٪ بار کامل

هوا باید به درون قطرات سوخت آتش‌زا کشیده شود تا محترق شود. بنابراین در بارهای جزئی با کاهش سوخت آتش‌زا و افزایش سوخت گازی احتراق ناقصی شکل گرفته و آلاینده CO افزایش می‌یابد. همچنین، در این شرایط با کاهش سوخت آتش‌زا مقداری از سوخت گازی نسوخته باقی مانده و TUHC افزایش می‌یابد.

آلاینده NOx با افزایش سوخت آتش‌زا، افزایش می‌یابد. در بارهای جزئی هرچه مقدار سوخت آتش‌زا بیشتر باشد احتراق کامل‌تری شکل می‌گیرد و دمای محفظه احتراق افزایش می‌یابد. علاوه بر بار ثابت با افزایش سوخت آتش‌زا، سوخت گازی کاهش می‌یابد. با کاهش سوخت گازی، هوای بیشتری وارد محفظه احتراق می‌شود که در مجموع باعث می‌شود هوای اضافی بیشتری موجود باشد و این دو عامل به افزایش NOx کمک می‌کند.

شکل (۱۶)، تغییرات مصرف سوخت ویژه ترمزی برحسب مقادیر مختلف سوخت آتش‌زا را در شرایط بار جزئی ۲۵٪ بار کامل نشان می‌دهد. مشاهده می‌شود که با افزایش سوخت آتش‌زا، مصرف سوخت ویژه ترمزی کاهش می‌یابد ولی با این حال در بالاترین میزان سوخت آتش‌زا نیز مقدار BSFC بیشتر از حالت دیزل پایه است. در مجموع افزایش سوخت آتش‌زا در بار جزئی به بهبود احتراق کمک می‌کند و به دنبال آن مصرف سوخت ویژه ترمزی نیز کاهش می‌یابد.



شکل ۱۷- تغییرات آلاینده هیدروکربنهای نسوخته برحسب مقادیر مختلف سوخت آتش‌زا در شرایط بار جزئی ۲۵٪ بار کامل

۶- نتیجه‌گیری

در موتورهای دوگانه‌سوز، مقدار سوخت آتش‌زا تأثیر قابل توجهی بر عملکرد و آلاینده‌گی آنها دارد. به منظور بررسی تأثیر مقادیر مختلف سوخت آتش‌زا روی فرآیند احتراق، عملکرد و آلاینده‌گی این موتورها در تمامی شرایط باری، آزمایش‌های تجربی بر روی موتور LISTER(8-1) دوگانه‌سوز از نوع پاشش غیرمستقیم انجام شد. نتایج حاصل از این کار نشان می‌دهند:

۱- از آنجا که شروع اشتعال در موتورهای دوگانه‌سوز برعهده سوخت آتش‌زا است در تمامی بارها با افزایش سوخت آتش‌زا، دوره تأخیر در اشتعال کاهش می‌یابد. بدیهی است که در هر باری کمترین دوره تأخیر در اشتعال برای حالت دیزل خالص است.

۲- با تغییر میزان سوخت آتش‌زا و جایگزینی آن با سوخت گازی، احتراق موتور دوگانه‌سوز در بارهای جزئی رفتاری متفاوت از بار کامل از خود نشان می‌دهد. در بار کامل با افزایش سوخت گازی و کاهش سوخت آتش‌زا دوره احتراق کاهش می‌یابد. در حالی که در بارهای جزئی با افزایش سوخت گازی و کاهش سوخت آتش‌زا دوره احتراق افزایش می‌یابد. علت این امر وجود انتشار شعله در بارهای کامل است که علی‌رغم کاهش سوخت آتش‌زا، با غنی‌تر شدن مخلوط گازی دوره احتراق کاهش می‌یابد ولی در بارهای جزئی به علت فقیر (احتمالاً قطرات مایع سوخت) بودن مخلوط سوخت گازی و هوا، این مخلوط باید توسط کشیده شدن به نقاط اشتعال سوخت آتش‌زا سوزانده شود. بنابراین، کاهش سوخت آتش‌زا دوره احتراق را طولانی می‌کند و افزایش سوخت گازی هم تأثیری در دوره احتراق برای بارهای جزئی ندارد.

۳- آلاینده‌های شکل گرفته و پارامترهای عملکردی نظیر مصرف سوخت ویژه نیز رفتاری متفاوت در بارهای کامل و جزئی از خود نشان می‌دهند. به این ترتیب که در بار کامل با افزایش سوخت گازی و کاهش سوخت آتش‌زا، مصرف سوخت ویژه و آلاینده‌های CO و TUHC کاهش یافته و NOx افزایش می‌یابد ولی در بارهای جزئی با افزایش سوخت گازی و کاهش سوخت آتش‌زا، مصرف سوخت ویژه و آلاینده‌های CO و TUHC افزایش یافته و NOx کاهش می‌یابد.

سپاس‌گزاری‌ها

از معاونت تحصیلات تکمیلی دانشگاه تبریز به خاطر پشتیبانی از کارهای تجربی این مقاله قدردانی می‌گردد.

مراجع

- [1] Heywood, J. B., 1988, Internal Combustion Engine Fundamentals. McGraw-Hill, New York.
- [2] R. Stone, 1999, Introduction to Internal Combustion Engines, MacMillan, London.
- [3] Chengke Liu, Ghazi A. Karim, Fuming Xiao and A. Sohrabi. An Experimental and Numerical Investigation of the Combustion Characteristics of a Dual Fuel Engine with a Swirl Chamber. SAE Paper No. 2007-01-0615, 2007.
- [4] G. H. Abd Alla, H.A. Soliman, O.A. Badr, M.F. Abd Rabbo, Effect of pilot fuel quantity on the performance of a dual-fuel engine, PERGAMON Energy Conversion & Management 41: 559-572, 2000.
- [5] G. A. Karim. Combustion in Gas Fueled Compression: Ignition Engines of the Dual Fuel Type. ASME J. Eng. Gas Turbines Power, 125, pp. 827-836, 2003.
- [6] G. A. Karim, Z. Liu, and W. Jones. Exhaust Emissions from Dual Fuel Engines at Light Load. SAE Paper No. 932822, 1993.
- [7] Wai Y. Wong, K. Clark Midkiff, and Stuart R. Bell. Performance and Emissions of a Natural Gas Dual-Fueled, Indirect Injected Diesel Engine. SAE Paper No. 911766, 1991.
- [8] R. G. Papagiannakis, D. T. Hountalas. Combustion and Exhaust Emission Characteristics of a Dual Fuel Compression Ignition Engine Operated with pilot Diesel Fuel and Natural Gas. Elsevier Energy Conversion and Management 45: 2971-2987, 2004.
- [9] C. D. Rakopoulos, K. A. Antonopoulos, D. C. Rakopoulos, E. G. Giakoumis. Study of Combustion in a Divided Chamber Turbocharged Diesel Engine by Experimental Heat Release Analysis in its Chambers. Elsevier Applied Thermal Engineering 26: 1611-1620, 2006.
- [10] C. D. Rakopoulos, K. A. Antonopoulos, D. C. Rakopoulos. Experimental Heat Release Analysis and Emissions of a HSDI Diesel

-
- [12] M. A. Ceviz , I. Kaymaz. Temperature and Air–Fuel Ratio Dependent Specific Heat Ratio Functions for Lean Burned and Unburned Mixture. Elsevier Energy Conversion and Management 46: 2387–2404, 2005.
- Engine Fueled with Ethanol–Diesel Fuel Blends. Elsevier Energy 32: 1791–1808, 2007.
- [11] Egnell R. Combustion Diagnostics by Means of Multizone Heat Release Analysis and NO Calculation. SAE Paper No: 981424, 1998.