

بررسی تأخیر در اشتعال موتور دوسوخته (گازوئیل-گاز طبیعی) در بارها، نسبت ها و زوایای مختلف پاشش سوخت آتش زن

عبوض اکبری^۱

دانشجوی دکترا

تأخیر در اشتعال سوخت در موتورهای احتراق داخلی عامل مهمی در طراحی، آلاینده‌گی و عملکرد این گونه موتورها می باشد. در این تحقیق تأخیر در اشتعال موتور دوسوخته شده دیزل با پاشش مستقیم و دور ثابت 1500 rpm و توان 44 kW مورد بررسی قرار گرفت. ابتدا تست‌های تجربی در حالت‌های مختلف بار و زاویه آوانس پاشش سوخت در موتور دیزل انجام شد و بعد از تبدیل موتور دیزل به موتور دوسوخته (گازوئیل-گاز شهری) تست‌ها در بارهای مختلف 10% ، 25% ، 50% ، 75% و 100% بار کامل و در زوایای آوانس پاشش سوخت آتش زن 14° ، 17° و 20° درجه قبل از نقطه مرگ بالا و نسبت‌های سوخت آتش زن به سوخت گازی 50% ، 40% و 30% انجام شدند و سپس نتایج حاصله تحلیل شدند. نتایج نشان داد که با افزایش بار موتور تأخیر در اشتعال هم در حالت دیزل و هم در حالت دوسوخته کاهش می‌یابد و تأخیر در اشتعال در حالت دیزل در مقایسه با حالت دوسوخته در همه شرایط تست کمتر می باشد. همچنین افزایش زاویه آوانس میزان تأخیر در اشتعال در موتور دوسوخته را تا حدودی کاهش می‌دهد ولی در موتور دیزل اختلاف چندانی وجود ندارد. شبیه سازی عددی برای پیش بینی تأخیر در اشتعال در حالت‌های مختلف تست موتور دوسوخته، انجام شد و نتایج شبیه سازی نشان داد که مدل پیشنهادی توانایی تعیین تأخیر در اشتعال در موتور دوسوخته را دارد و توافق قابل قبولی را با نتایج تجربی داشت.

بهمن نجفی^۲

دانشیار

واژه‌های راهنما: تأخیر در اشتعال، موتور دوسوخته، زاویه آوانس، سوخت آتش زن، سوخت گازی

۱- مقدمه

به منظور کاهش آلاینده‌گی و انتشار گازهای گلخانه‌ای و همچنین به علت کاهش منابع نفتی در دهه‌های اخیر سوخت‌های جایگزین برای موتورهای احتراق داخلی تراکمی (مانند موتور دیزل) به طور گسترده‌ای مورد بحث و بررسی قرار گرفته است [۱]. تأخیر در اشتعال سوخت‌ها در محفظه احتراق جزء مهمی برای توسعه و ارزیابی مدل‌های احتراقی بوده و این مدل‌ها برای ارزیابی ترکیب‌های مختلف سوخت‌ها و طراحی موتورهای دیزل حائز اهمیت بوده و مورد استفاده قرار می‌گیرد [۲].

^۱ دانشجوی دکترای مکانیک ماشین‌های کشاورزی، دانشگاه محقق اردبیلی a.akbarian@uma.ac.ir

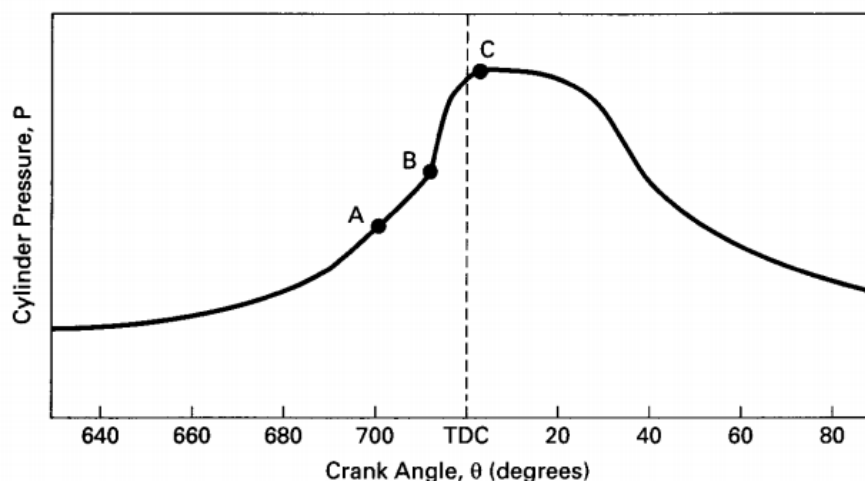
^۲ نویسنده مسئول، دانشیار، گروه مهندسی بیوسیستم، دانشگاه محقق اردبیلی najafib@uma.ac.ir

سازمان پشتیبان: گروه تراکتورسازی ایران شرکت موتورسازان، بخش مهندسی کاربردی و تحقیقات مهندسی

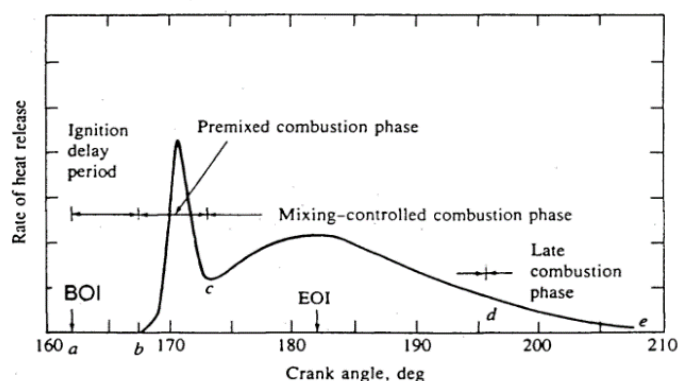
تاریخ دریافت: ۹۵/۱۱/۱۸، تاریخ پذیرش: ۹۶/۰۸/۲۰

تاخیر در اشتعال خصوصیات شیمیایی و فیزیکی مخلوط سوخت و هوا را از قبیل نسبت حرارت ویژه، در دسترس بودن اکسیژن، واکنش احتراق در آتش زنی اولیه، آزاد سازی انرژی و همچنین ترکیب گونه‌های فعال در طول دوره احتراق را تحت تاثیر قرار می دهد [۳]. موتورهای دیزل به خاطر طبیعت احتراقی که دارند تاخیر در اشتعال سوخت پاشیده شده به محفظه احتراق در ذات این گونه موتورها می باشد [۴].

تاخیر در اشتعال در موتور دیزل به صورت فاصله زمانی از آغاز پاشش سوخت تا شروع احتراق تعریف می شود (شکل ۱) [۵]. تاخیر در اشتعال را می توان به صورت مینیمم مشتق اول فشار بعد از آغاز پاشش سوخت تعریف کرد. یا به صورت مشتق دوم فشار داخل سیلندر که در آن نقطه صفر گردد و مشتق سوم آن مثبت باشد بیان کرد [۱]. بنابراین آغاز احتراق به صورت زاویه ای از میل لنگ که نرخ آزادسازی حرارت صفر می شود و سپس به سمت مثبت شدن میل می کند تعریف می شود. [۳] یا اینکه به صورت حداقل مقدار آزادسازی حرارت تجمعی تعریف می شود (شکل ۲) [۴]. تاخیر در اشتعال در موتور دیزل یا موتور دوسوخته شده دیزل تفاوت عمده ای دارد و سوخت های گازی تحت تاثیر فرآیند پیش احتراقی به یک روش نامشخص قرار دارند [۵].



شکل ۱- نمودار فشار داخل سیلندر در یک موتور دیزل نوعی. نقشه A آغاز پاشش سوخت دیزل و از A تا B تاخیر در اشتعال و نقطه C اتمام پاشش سوخت را نشان می دهد [۲].



شکل ۲- نرخ انتقال حرارت در یک موتور دیزل نوعی [۵]

تأخیر در اشتعال را می‌توان به فاصله زمانی مابین آغاز پاشش سوخت به محفظه احتراق و اولین فشار قابل مشاهده در داخل سیلندر در نتیجه آزاد سازی انرژی سوخت تعریف کرد [۶]. در طی دوره تأخیر در اشتعال یک فرآیند فیزیکی-شیمیایی در همه تبدیلات به صورت آنی اتفاق می‌افتد. در موتور دوسوخته شده دیزل با سوخت گازی تأخیر در اشتعال تحت تأثیر دما، فشار و غلظت گونه‌ها قرار دارد [۳].

گاز طبیعی به عنوان سوختی ارزان و در دسترس چندین مزیت نسبت به گازوئیل دارد. گاز طبیعی به نسبت گازوئیل پاکتر می‌سوزد و بقایای حاصل از احتراق کمتری دارد و در نتیجه موجب طول عمر موتور می‌شود. همچنین انتشار گازهای سمی (CO و HC و NO_x و PM) در آگزوز موتور با این سوخت کمتر از گازوئیل می‌باشد. عدد اکتان گاز طبیعی در حدود ۱۲۰ می‌باشد که به موتور اجازه می‌دهد تا در نسبت‌های تراکم بالاتری کار کند [۷-۹].

تحقیقات اخیر در موتورهای دوسوخته نشان داده است که دمای هوای داخل سیلندر، مقدار سوخت آتش زن و جریان گازهای قابل احتراق، بیشترین تأثیر را در تأخیر در اشتعال موتور دیزل دوسوخته شده دارد. همچنین مشاهده شده است که هیدروژن مانع قویتری نسبت به دی‌اکسید کربن در تأخیر در اشتعال می‌باشد [۱۰، ۱۱]. مشاهده شده است که مقدار سوخت آتش زن با عدد ستان بالا برای آتش زدن سوخت گازی در موتورهای دوسوخته می‌تواند کاهش یابد [۱۲].

طول مدت زمان اشتعال در موتورهای اشتعال تراکمی متغیر مهم عملکردی می‌باشد که بر فرآیند احتراق و در نتیجه بر کارکرد موتور و میزان آلاینده‌های خروجی از آن تأثیر گذار است و به صورت فاصله زمانی بین تزریق سوخت به درون سیلندر و وقوع اولین افزایش فشار قابل مشاهده در درون سیلندر در اثر آزادسازی انرژی مخلوط سوخت و هوا تعریف می‌شود و معمولاً در حدود ۰/۴ تا ۳ میلی ثانیه است [۱۳]. همچنین می‌توان تأخیر در اشتعال را بر اساس منحنی کسر جرمی به صورت زاویه بین زمان پاشش و زمانی که ۱٪ از کسر جرمی سوخت می‌سوزد، در نظر گرفت [۱۴]. زمان پاشش را می‌توان زمانی در نظر گرفت که سوزن انژکتور تا حدود ۱۰٪ ماکزیمم مقدار خود بلند شود [۴].

Gana و همکاران دریافتند که برای احتراق سوخت گازی مخلوط شده با هوا مقدار کمی از سوخت آتش زن با عدد ستان بالا، می‌تواند کافی باشد. همچنین در کار آنها تأثیر عدد ستان گازوئیل بر روی تأخیر در اشتعال در موتور دوسوخته شده با پروپان و ترکیب متان با گازهایی با ارزش حرارتی پایین از قبیل نیتروژن و دی‌اکسید کربن در مقادیر مختلف سوخت آتش زن مورد بررسی قرار گرفت [۱۵].

نجفی تأثیر عدد ستان، چگالی و گرانی سوخت بیودیزل بر مهلت اشتعال موتور دیزل را در یک موتور تک سیلندر لیستر با دور ثابت ۸۵۰ دور در دقیقه مورد بررسی قرار داد و الگوی ریاضی برای تعیین تأخیر در اشتعال سوخت بیودیزل در نسبت‌های مختلف ترکیب آن با سوخت گازوئیل را ارائه داد. در این تحقیق تأخیر فیزیکی و شیمیایی اشتعال محاسبه شد [۷].

Misra و Lata تأخیر در اشتعال موتور دیزل دوسوخته شده با هیدروژن و LPG به عنوان سوخت ثانویه را مورد بررسی قرار دادند. نتایج کار آنها معلوم کرد که رابطه تأخیر در اشتعال آنها که مبتنی بر فشار، دما و غلظت اکسیژن داخل سیلندر بود برای حالت دوسوخته نتیجه خوبی ارائه می‌دهد [۱۶].

Javed و همکاران تاخیر در اشتعال هپتان سبک را داخل لوله آزمایش و دستگاه تراکم سریع^۱ (RCM) اندازه گیری کردند و مدلی را بر اساس آنالیز سینتیک شیمیایی مفصل ارائه دادند و نتایج مدل آنها رفتار هپتان سبک در احتراق را تا حد قابل قبولی پیش بینی می‌کرد [۱۷].

Huang و همکاران تاثیر مختلف سوخت‌ها را در تاخیر در اشتعال موتور دیزل با استفاده از روابط دینامیک سیالات محاسباتی^۲ شبیه سازی کردند [۱۸].

Zhang و همکاران احتراق خود به خودی هپتان نرمال و هوا را با استفاده از مشخصه‌های مخلوط و حرارتی در شرایط یک موتور اشتعال تراکمی با سوخت از قبل مخلوط شده، مورد بررسی قرار دادند. نتایج آنها نشان داد که مشخصه‌های فشار مخلوط و دمای نواحی مختلف تاثیر مهمی در تاخیر در اشتعال سوخت دارد [۱۲].

Dohle و همکاران در کارهای خود به این نتیجه رسیدند که در موتور دوسوخته، تاخیر در اشتعال نه تنها به نوع سوخت‌های گازی و مقدار آنها در محفظه احتراق بستگی دارد بلکه به دما و فشار و مقدار اکسیژن داخل محفظه احتراق نیز بستگی دارد [۱۹].

در این مقاله از یک موتور دیزل با پاشش مستقیم استفاده شده است که با ابزارها و تنظیمات لازم به موتور دوسوخته تبدیل شد و سپس تست‌های تجربی بر روی آن انجام گرفت. این موتور در دور ثابت ۱۵۰۰ rpm برای کاربرد ژنراتور و پمپ آب در نظر گرفته شده بود. تاخیر در اشتعال موتور دوسوخته در بارها، نسبت‌های مختلف سوخت آتش زن به سوخت گازی و زوایای مختلف پاشش سوخت آتش زن مورد بررسی قرار گرفت.

۲- مواد و روش‌ها

در این تحقیق از یک موتور دیزلی ۳ سیلندر با پاشش مستقیم (موتور MN 440A دور ثابت ساخت شرکت موتورسازان تراکتورسازی ایران برای کاربرد ژنراتور) استفاده شد. مشخصات موتور استفاده شده در جدول (۱) آمده است. ابتدا موتور در حالت دیزل تست شد و بعد از تبدیل به موتور دوسوخته، تست‌های تجربی در حالت دوسوخته انجام شدند. تست‌ها در سلول تست امور تحقیقات مهندسی شرکت موتورسازان انجام گرفت.

تست موتور در زوایای مختلف زاویه آوانس پاشش سوخت آتش زن ۱۴ و ۱۷ و ۲۰ در بارهای مختلف ۱۰٪، ۲۵٪، ۵۰٪ و ۷۵٪ و ۱۰۰٪ بار کامل و نسبت‌های مختلف سوخت آتش زن به سوخت گازی (۵۰٪، ۴۰٪ و ۳۰٪) انجام شد. موتور در همه حالت‌های تست در دور ثابت ۱۵۰۰ rpm قرار داشت و میزان بار موتور توسط دینامومتر کنترل می‌شد. میزان سوخت آتش زن نیز توسط اهرم کنترل سوخت تنظیم می‌شد.

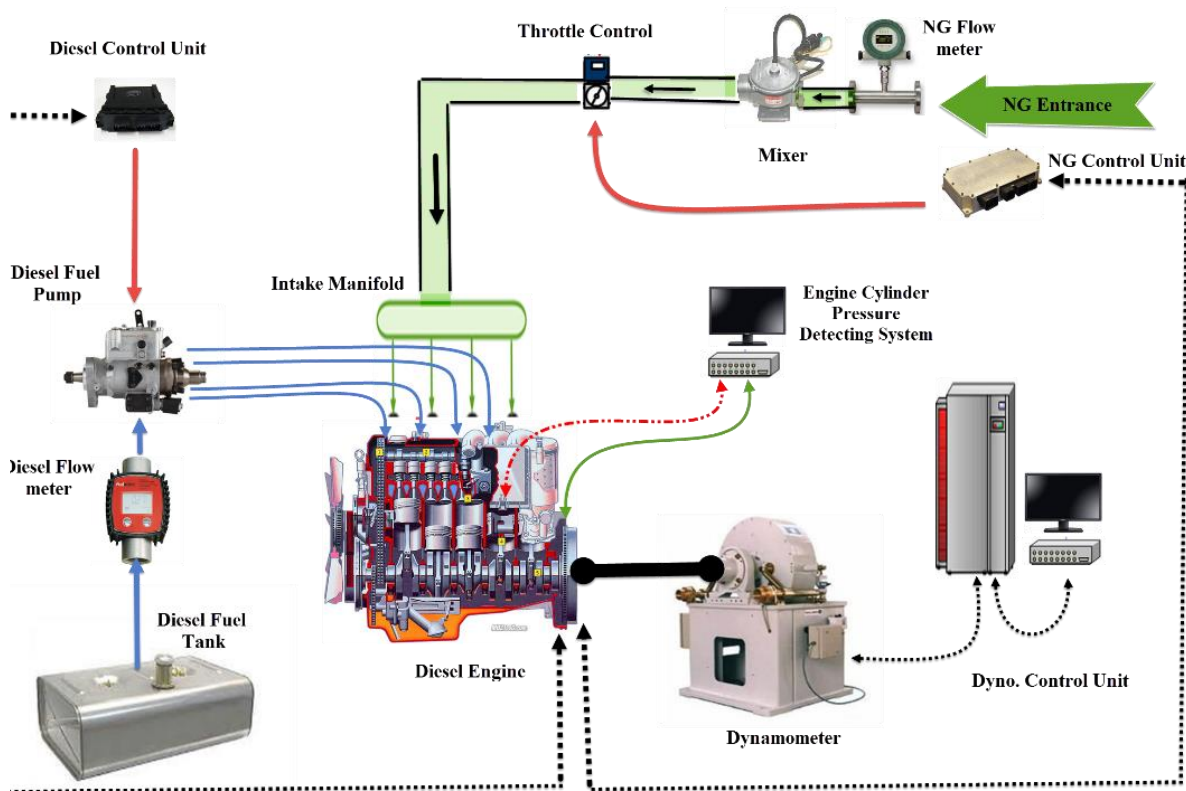
موتور در دو حالت دیزل و دوسوخته مورد تست واقع شد. بعد از وصل کردن موتور به دینامومتر (از نوع مغناطیسی ساخت شرکت SCHENCK، مدل W700، با دقت ۰/۱ N.m در اندازه گیری گشتاور و ۱ rpm در اندازه گیری دور موتور) ابتدا موتور در حالت دیزل در بارهای مختلف ۱۰٪، ۲۵٪، ۵۰٪، ۷۵٪ و ۱۰۰٪ مورد تست واقع شد و میزان مصرف سوخت و گشتاور موتور ثبت شدند. بعد از تست در حالت دیزل، موتور به حالت دوسوخته (گازوئیل با گاز شهر) تبدیل شد. گاز شهر توسط یک میکسچر با هوای ورودی به منیفولد هوا مخلوط می‌شد و سپس به داخل سیلندر وارد می‌شد. شکل (۳) نمای کلی تست موتور دوسوخته را نشان می‌دهد.

¹ Rapid Compression Machine

² CFD

جدول ۱- مشخصات موتور مورد استفاده

تعداد سیلندر	۴
سیکل	چهار زمانه
سیستم هوای ورودی	تنفس طبیعی
حجم موتور	۴ لیتر
قطر سیلندر	۱۰۰ میلیمتر
کورس پیستون	۱۲۷ میلیمتر
نسبت تراکم	۱۶:۱
سیستم احتراق	پاشش مستقیم
توان نامی	۴۴ kW @ ۱۵۰۰ rpm



شکل ۳- نمای کلی موتور دوسوخته

احتراق مخلوط آماده گاز طبیعی با گازوئیل در بارهای مختلف بر روی ۵۰٪، ۴۰٪ و ۳۰٪ مصرف گازوئیل در حالت دیزل خالص تنظیم شد. ابتدا مصرف گازوئیل توسط اهرم کنترل مقدار سوخت بر روی پمپ انژکتور به حالت ۵۰٪ دیزل تنظیم می‌شد و سپس با وارد کردن گاز شهری توسط میکسچر به داخل منیفولد هوا، توان موتور تا حالت دیزل خالص بالا برده شد. سپس میزان مصرف گاز توسط یک کنتور گاز (ساخت شرکت Gas Souzan، مدل AG 75.10، دقت در اندازه گیری $0/1 \text{ m}^3/\text{hr}$) قرائت می‌شد و مصرف سوخت دیزل و آلاینده ها ثبت می‌شدند. نحوه آزمون موتور در جدول (۲) آورده شده است.

زاویه آوانس پاشش سوخت آتش زن (گازوئیل) در سه حالت ۱۴، ۱۷ و ۲۰ درجه قبل از نقطه مرگ بالا با تغییر موقعیت دنده پمپ انژکتور حاصل شد و توسط دستگاه AVL (مدل DiTest GMBH) زاویه آوانس به دقت اندازه گیری شد. از یک مبدل فشار پیزو الکتریک با بلورهای کوارتز از نوع AVL GU 13G برای اندازه گیری فشار داخل سیلندر استفاده شد. در هر مرحله از حالت‌های مختلف بار و زوایای آوانس، فشار داخل سیلندر، پارامترهای عملکردی و همچنین میزان مصرف سوخت آتش زن و گاز شهر ثبت گردید. شکل (۴) موتور دو سوخته را در داخل سلول تست نشان می‌دهد. در هر مرحله به منظور ثابت شدن شرایط آزمایش، موتور در هر حالت ۵ دقیقه کار می‌کرد و سپس داده برداری صورت می‌گرفت. تست موتور بر اساس استاندارد ECE-R96 (سیکل Steady-state برای موتورهای دور ثابت) صورت گرفت (جدول ۳).

ابتدا موتور در حالت دیزل خالص و سپس تست‌های تجربی بر روی موتور دوسوخته انجام شد. در موتور دوسوخته در همه حالت‌ها، بار موتور همانند موتور دیزل بود. در حالت دوسوخته، مصرف سوخت دیزل طوری تنظیم شد که مقدار مصرف سوخت آتش زن (گازوئیل) ۵۰٪، ۴۰٪ و ۳۰٪ مصرف گازوئیل در حالت دیزل باشد. میزان نسبت سوخت گازی به سوخت دیزل از رابطه (۱) محاسبه شد [۲۰].

$$Z(\%) = 100 \times \frac{\dot{m}_g}{\dot{m}_g + \dot{m}_{PF}} \quad (1)$$

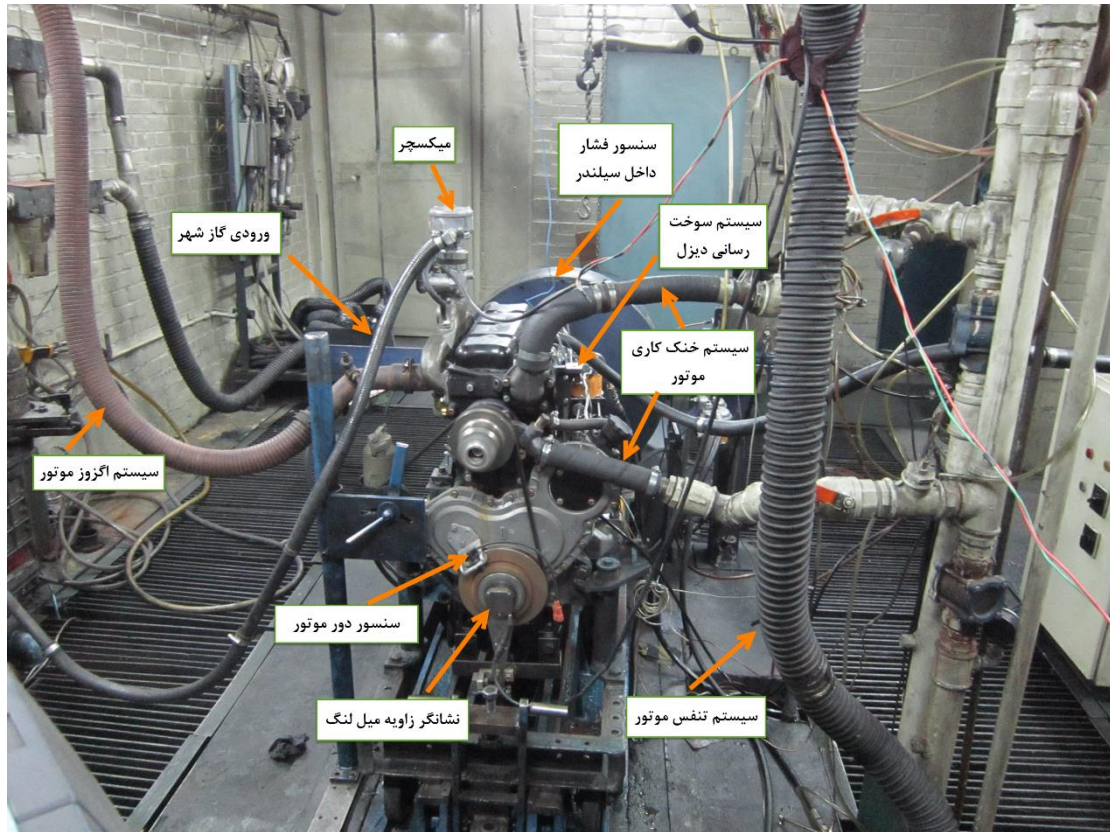
که در آن \dot{m}_g نرخ جریان جرمی گاز شهر و \dot{m}_{PF} نرخ جریان جرمی سوخت آتش زن بر حسب g/h می‌باشد.

جدول ۲- ماتریس آزمون موتور

زاویه آوانس	میزان بار (٪ بار کامل)	میزان سوخت آتش زن (٪ حالت دیزل)	ثبت پارامترهای مربوط موتور
۱۴	۱۰۰	۱۰۰	گشتاور
۱۷	۷۵	۵۰	دور موتور
۲۰	۵۰	۴۰	مصرف سوخت دیزل
	۲۵	۳۰	مصرف سوخت گاز شهری
	۱۰		فشار داخل سیلندر

جدول ۳- استاندارد ECE-R96 برای تست موتور

ردیف	گشتاور (درصد)	دور موتور	ضریب تاثیر
۱	۱۰۰	توان نامی	۰/۰۵
۲	۷۵	توان نامی	۰/۲۵
۳	۵۰	توان نامی	۰/۳
۴	۲۵	توان نامی	۰/۳
۵	۱۰	توان نامی	۰/۱



شکل ۴- نمایی از موتور MN440A دوسوخته شده داخل سلول تست

۳- روش تعیین مهلت اشتعال

در دوره تاخیر اشتعال، عملاً احتراقی صورت نمی‌گیرد و لذا سوخت پاشیده شده در پایان این دوره انباشته شده و در نهایت با شدت بیشتری محترق می‌شود و فشار داخل محفظه به سرعت افزایش می‌یابد. به منظور تعیین تاخیر در اشتعال، نمودار $\Delta P-\theta$ نسبت به هر زاویه از میل لنگ رسم شد و در نقطه‌ای که بیشترین مقدار را داشت به عنوان انتهای زمان مهلت اشتعال (تأخیر در اشتعال) در نظر گرفته شد.

فاصله زمانی بین تزریق سوخت به درون سیلندر و وقوع اولین افزایش فشار بر اثر آزادسازی انرژی تعریف می‌شود [۱۳]. هاردنبرگ و هنس [۲۱] برای موتور تنفس طبیعی و توربوشارژر (پرخوران) دیزل رابطه (۲) را پیشنهاد کردند.

$$\tau_{i(CA)} = (0.36 + 0.22M_{PS}) \exp \left[E_A \left(\frac{1}{RT_m(r_c)^{n-1}} - \frac{1}{17190} + \left(\frac{21.2}{P_m(r_c)^{n-12.4}} \right)^{0.63} \right) \right] \quad (2)$$

که در آن $\tau_{i(CA)}$ تاخیر در اشتعال بر حسب درجه میل لنگ و M_{PS} سرعت متوسط پیستون بر حسب m/s و R ثابت جهانی گاز و T_m دمای هوای در منیفلد هوا بر حسب درجه کلون و r_c نسبت تراکم و P_m فشار داخل منیفلد هوا بر حسب بار و n ضریب پلی تروپیک می‌باشد و انرژی فعال سازی به صورت رابطه (۳) بر حسب J/mole تعریف می‌شود.

$$E_A = \frac{618840}{CN+25} \quad (۳)$$

که در آن CN عدد ستان سوخت دیزل می باشد. در رابطه (۱) تاثیر گازهای موجود در داخل محفظه احتراق در نظر گرفته نشده است و لذا جواب به دست آمده در حالت‌های مختلف کاری موتور و همچنین موتور دوسوخته می‌تواند متفاوت باشد.

پراکاش و همکاران [۲۲] رابطه (۴) را برای موتور دوسوخته با سوخت گازی بیوگاز با توسعه رابطه (۲) پیشنهاد دادند به طوری که غلظت اکسیژن موجود در محفظه احتراق را در میزان تاخیر در اشتعال وارد کردند.

$$\tau_{i(CA)} = C(O_{df})^k (0.36 + 0.22M_{PS}) \exp \left[E_A \left(\frac{1}{RT_m(r_c)^{n-1}} - \frac{1}{17190} + \left(\frac{21.2}{P_m(r_c)^n - 12.4} \right)^{0.63} \right) \right] \quad (۴)$$

که در آن C و K و O_{df} به ترتیب ضریب بهینه شده و ضریب ثابت و غلظت اکسیژن در موتور دوسوخته می‌باشند و

$$O_{df} = \frac{(O_f)_{dualfuel}}{(O_f)_{diesel}} \quad (۵)$$

که در آن $(O_f)_{dualfuel}$ کسر مولی اکسیژن در محفظه احتراق در حالت دوسوخته و $(O_f)_{diesel}$ کسر مولی اکسیژن در حالت دیزل است. کسر مولی اکسیژن به صورت رابطه (۶) تعریف شد.

$$[O] = \frac{M_a}{4.76 \times M_{mixture}} = \frac{M_a}{4.76 \times (M_a + M_{NG} + M_{exh.gas})} \quad (۶)$$

که در آن M_a و $M_{exh.gas}$ و M_{NG} به ترتیب کسر مولی هوا، گازهای حاصل از احتراق باقیمانده در محفظه احتراق از چرخه قبل و سوخت گازی موجود در محفظه احتراق می‌باشند.

بخش تراکم موتور که هنوز پاشش سوخت و احتراق در آن صورت نگرفته است به صورت فرآیند پلی تروپیک در نظر گرفته می‌شود و می‌توان PV^n را عدد ثابتی در نظر گرفت و ضریب پلی تروپیک n را می‌توان شیب نمودار $\log P - \log V$ در این قسمت فرض کرد [۳]. در رابطه اصلاح شده توسط پراکاش و همکاران نوع سوخت گازی در موتور دوسوخته در نظر گرفته نشده است و فقط وجود آن در محفظه احتراق که باعث کاهش میزان اکسیژن می‌باشد تاثیر داده شده است.

زاویه آوانس پاشش سوخت آتش زن در موتور دوسوخته و یا در موتور دیزل یکی از پارمترهای تاثیر گذار در میزان تاخیر در اشتعال می‌باشد لذا به منظور پیش بینی صحیح تر تاخیر در اشتعال در موتور دوسوخته رابطه (۷) پیشنهاد شد که در آن میزان زاویه آوانس و غلظت سوخت گازی در آن تاثیر داده شده است.

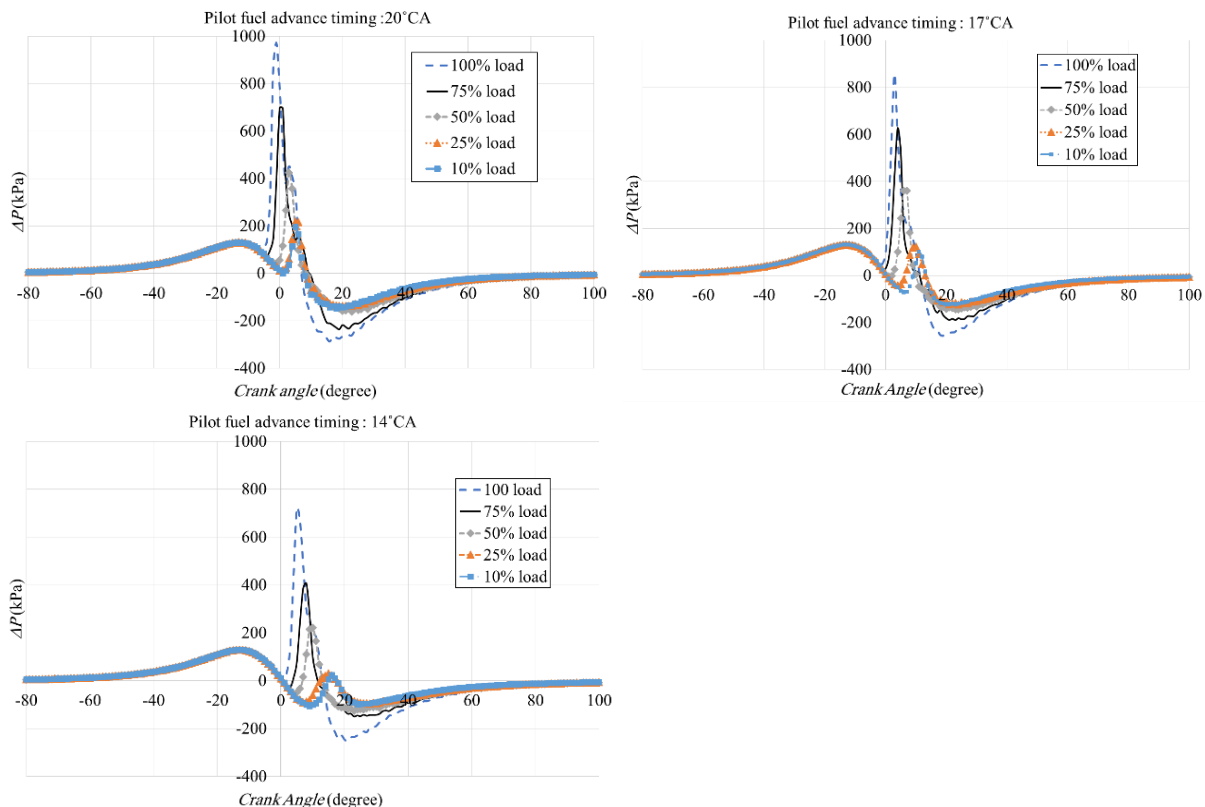
$$\tau_{i(CA)} = \left(\frac{AP_f}{G_f} \right)^b C(O_{df})^k (0.36 + 0.22M_{PS}) \exp \left[E_A \left(\frac{1}{RT_m(r_c)^{n-1}} - \frac{1}{17190} + \left(\frac{21.2}{P_m(r_c)^n - 12.4} \right)^{0.63} \right) \right] \quad (۷)$$

که در آن A ، P_f و G_f به ترتیب زاویه آوانس (قبل از TDC) برحسب درجه میل لنگ (deg)، مقدار سوخت آتش زن پاشیده شده برحسب gr/deg ، مقدار سوخت گازی موجود در محفظه برحسب gr و b ضریب ثابت است.

۴- بحث و بررسی

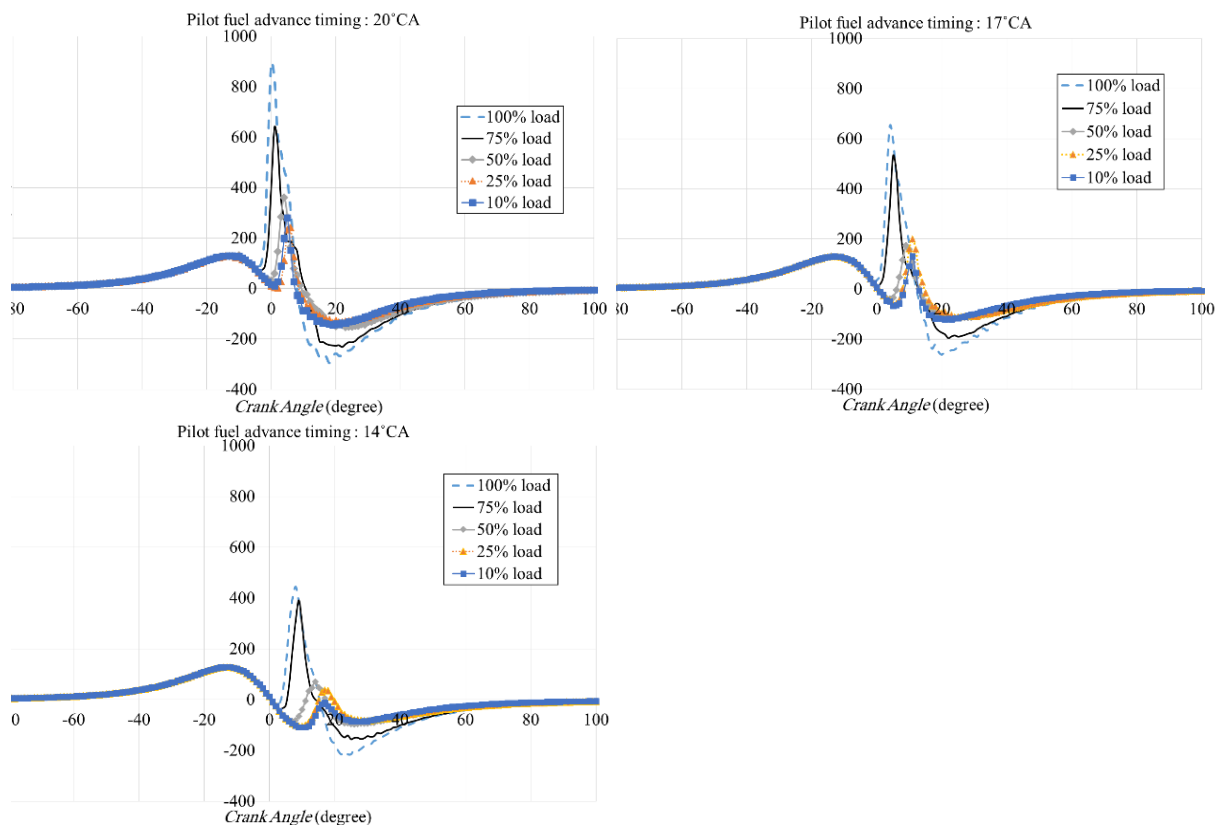
بعد از استحصال نتایج حاصل از داده های تجربی در مورد فشار داخل سیلندر، نمودار $\Delta P-\theta$ در زوایای مختلف پاشش سوخت آتش زن و بارهای مختلف در نرم افزار Microsoft Excel ترسیم شدند.

با توجه به نمودارهای $\Delta P-\theta$ در شکل (۵) مشخص می شود که نرخ افزایش فشار در محفظه احتراق با افزایش بار موتور افزایش می یابد و همچنین آغاز احتراق با افزایش بار موتور زودتر اتفاق می افتد. کاهش نرخ افزایشی فشار در لحظه پاشش سوخت آتش زن تا آغاز احتراق به تبخیر سوخت آتش زن در داخل محفظه مربوط می شود و رفتار منحنی تا آغاز احتراق در همه حالتها مشابه هم می باشد. بعد از تبخیر سوخت و افزایش دمای داخل محفظه، احتراق آغاز می شود و نرخ افزایش فشار، روند افزایشی به خود می گیرد. با افزایش سوخت آتش زن پاشیده شده به محفظه احتراق و افزایش سوخت گازی (افزایش بار موتور) نرخ آزادسازی حرارت^۱ نیز افزایش می یابد [۲] و نمودار $\Delta P-\theta$ شیب بیشتری به خود می گیرد.

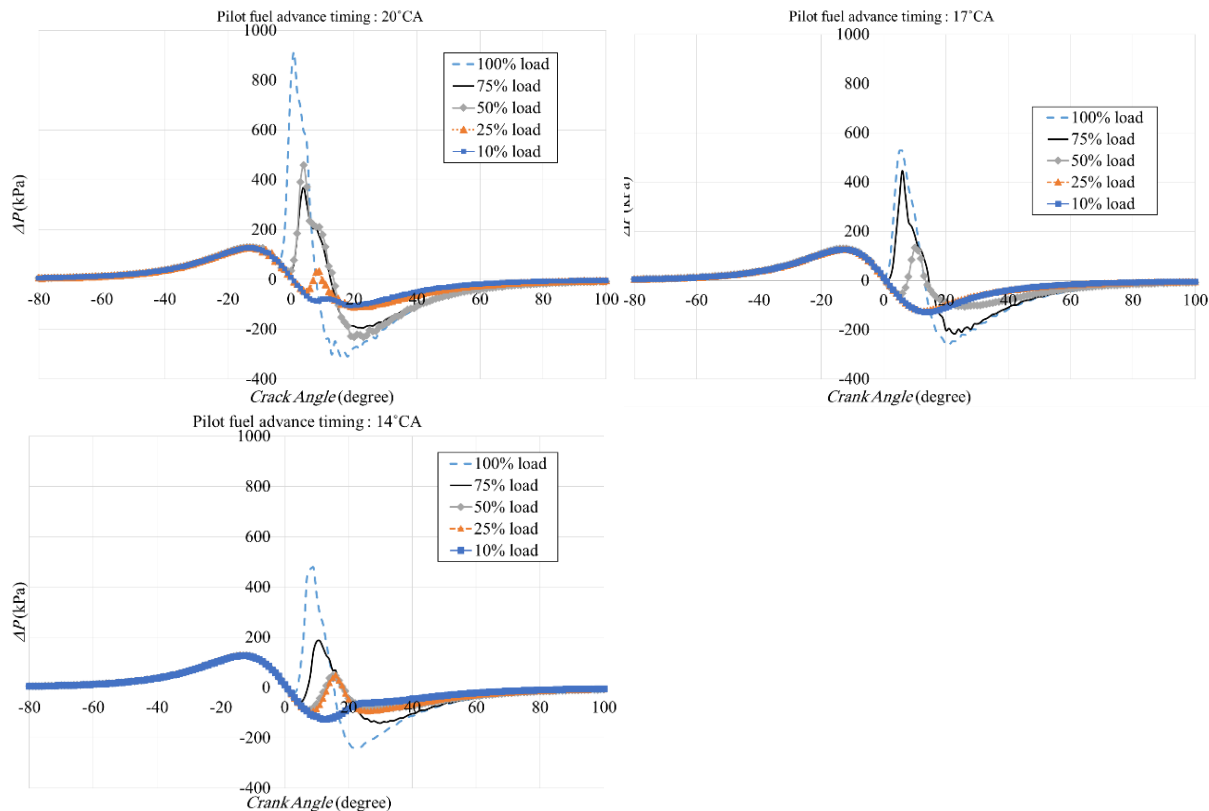


شکل ۵- نمودار $\Delta P - \theta$ در نسبت سوخت آتش زن ۵۰٪ و زوایای آوانس و بارهای مختلف در موتور دوسوخته

^۱ Heat release Rate (HRR)



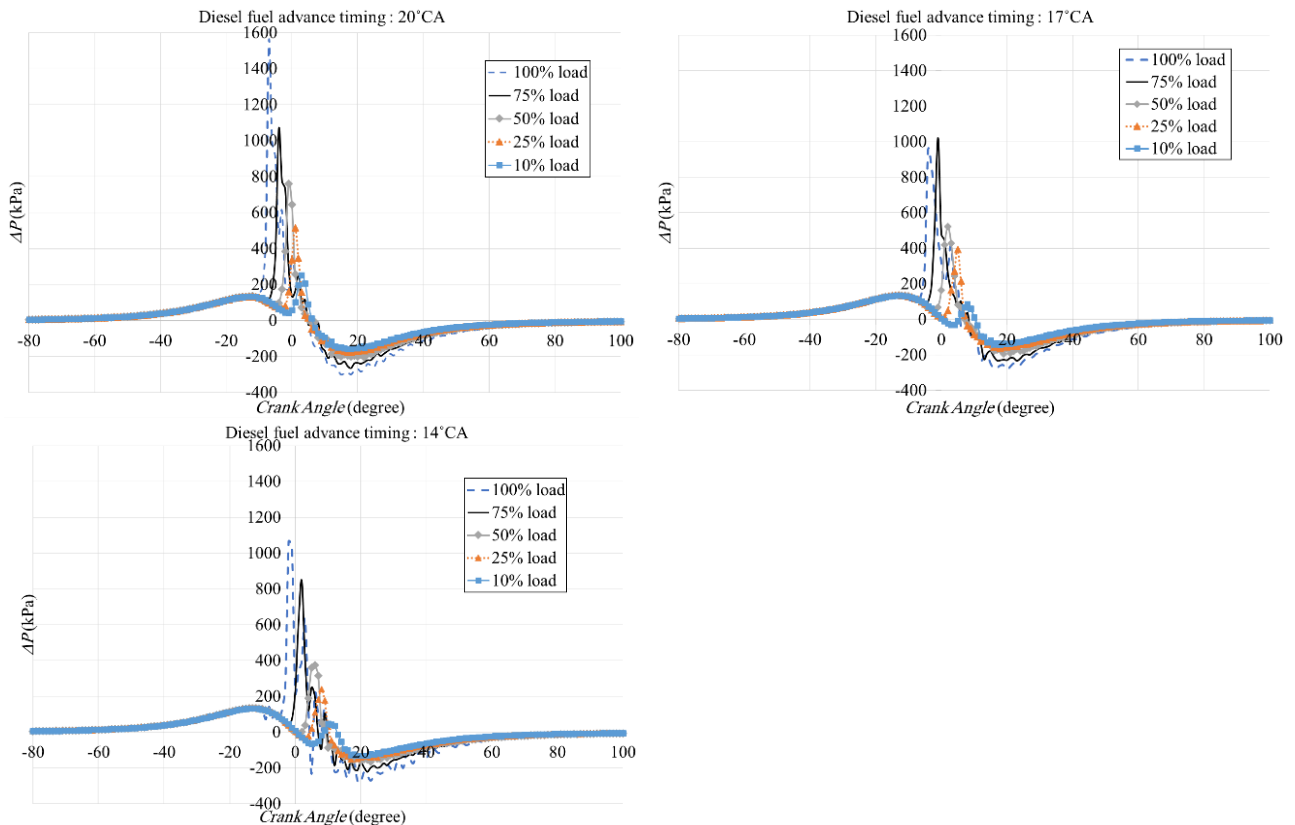
شکل ۶- نمودار $\Delta P - \theta$ در نسبت سوخت آتش زن ۴۰٪ و زوایای آوانس و بارهای مختلف در موتور دوسوخته



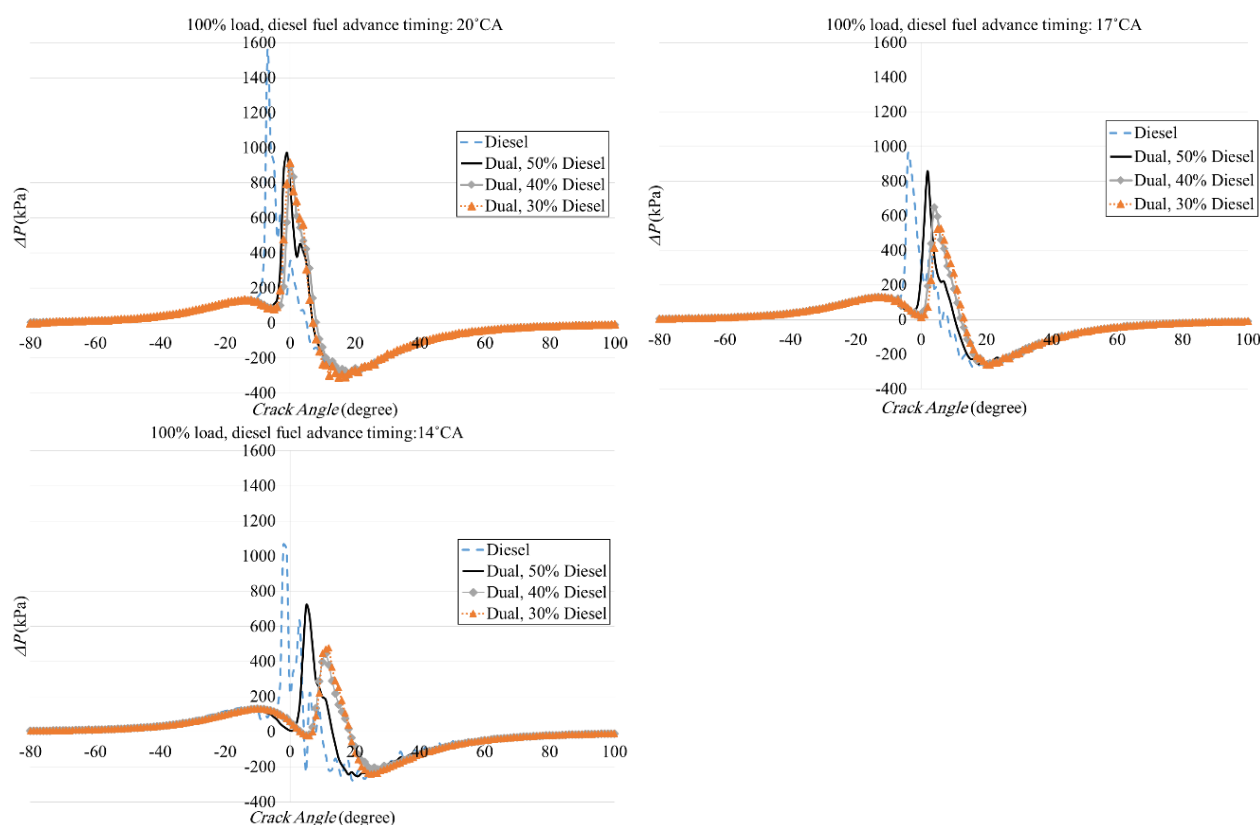
شکل ۷- نمودار $\Delta P - \theta$ در نسبت سوخت آتش زن ۳۰٪ و زوایای آوانس و بارهای مختلف در موتور دوسوخته

در مقایسه نمودارها در شرایط مختلف تست موتور دوسوخته (شکل ۵، ۶ و ۷) مشخص می‌شود که با افزایش سهم سوخت گازی آغاز احتراق به تاخیر افتاده و تاخیر در اشتعال افزایش پیدا می‌کند. تاخیر در اشتعال با افزایش زاویه آوانس در همه حالت‌های نسبت سوخت آتش زن به سوخت گازی کاهش می‌یابد و از الگوی مشابهی پیروی می‌کند. در حالت دیزل تاخیر در اشتعال در همه حالت‌های زاویه آوانس پاشش سوخت، کمتر از حالت دوسوخته می‌باشد. در حالت دیزل نسبت به حالت دوسوخته، اکسیژن بیشتری در محفظه احتراق حضور داشته و برخورد مولکولهای سوخت دیزل با اکسیژن بیشتر شده و احتراق، زودتر آغاز می‌شود و شیب تند تری در نمودار نرخ افزایش فشار قابل مشاهده خواهد بود (شکل ۸).

به منظور مقایسه بهتر نتایج تجربی تاخیر در اشتعال نمودار $\Delta P - \theta$ در بار کامل در نسبت‌های سوخت مختلف سوخت آتش زن به سوخت گازی و زوایای مختلف پاشش سوخت آتش زن، ترسیم شدند. شکل (۹) نشان می‌دهد که تاخیر در اشتعال در موتور دیزل در همه حالت‌ها کمتر از حالت دوسوخته می‌باشد و همچنین افزایش سوخت گازی منجر به افزایش تاخیر در اشتعال می‌شود. لذا سوخت گازی باعث افزایش تاخیر در اشتعال می‌شود.



شکل ۸- نمودار $\Delta P - \theta$ در زوایای آوانس و بارهای مختلف در موتور دیزل

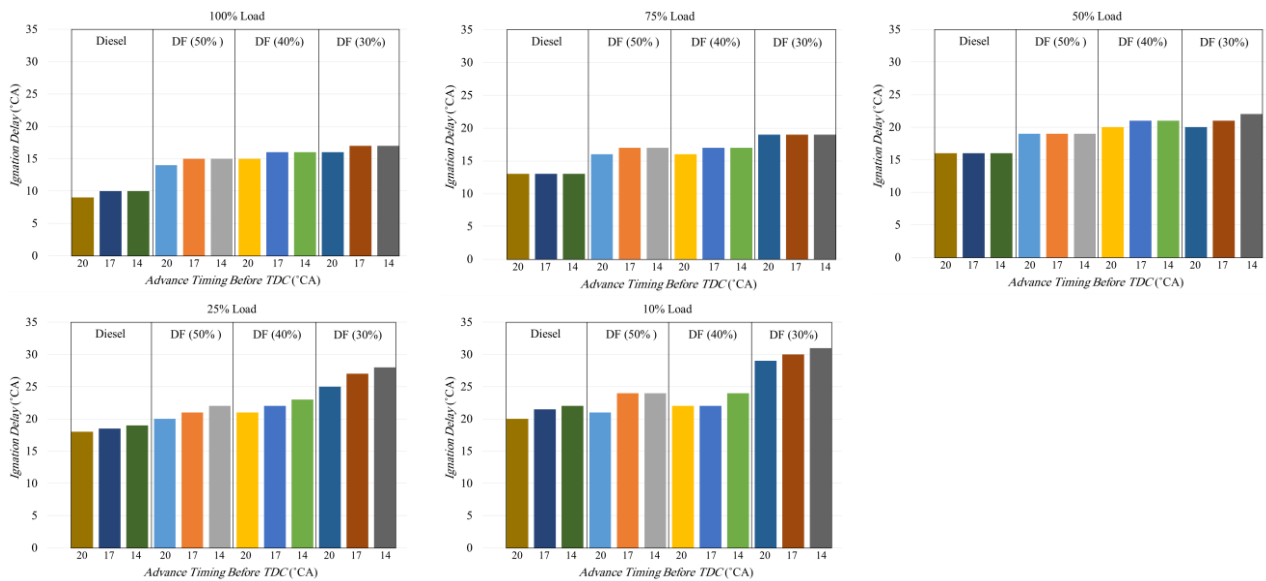


شکل ۹- نمودار $\Delta P - \theta$ در بار کامل و حالت های مختلف زوایای آوانس و نسبت های سوخت آتش زن در موتور دیزل و دوسوخته

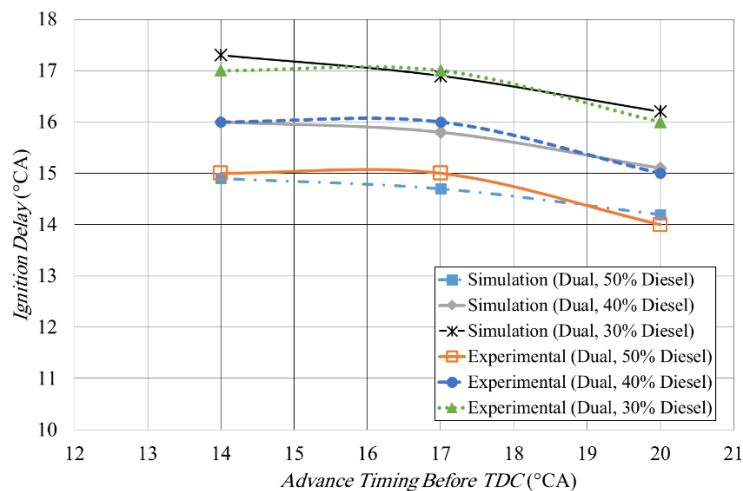
این موضوع را می توان با جایگیری مولکول های سوخت گازی به جای مولکول های اکسیژن در محفظه مرتبط دانست که منجر به واکنش دیرتر مولکول های سوخت دیزل با مولکول های اکسیژن در اثر کاهش برخورد می شود. به منظور تعیین تاخیر در اشتعال، زاویه ای از میل لنگ که پاشش سوخت دیزل در آن انجام می شود تا اولین افزایش فشار در نمودار $\Delta P - \theta$ محاسبه گردید (شکل ۱۰). با توجه به شکل (۱۰) مشاهده می شود که در بار کامل نسبت به بقیه حالت های بار، سوخت آتش زن سریعتر محترق شده و تغییرات فشار بیشتری در زمان احتراق در داخل سیلندر ایجاد می کند. نمودار شکل (۱۰) نشان می دهد که افزایش زاویه آوانس میزان تاخیر در اشتعال را در موتور دوسوخته و دیزل کاهش می دهد. همچنین مشاهده می شود که با افزایش بار موتور تاخیر در اشتعال کمتر شده و با افزایش زاویه آوانس این مقدار کمتر می شود.

با توجه به شکل (۱۰) ملاحظه می شود که افزایش بار موتور تاثیر بیشتری نسبت به زاویه آوانس در میزان تاخیر در اشتعال دارد. این موضوع را می توان با نتیجه کارهای لاتا و میسرا [۳] مرتبط دانست که تاخیر در اشتعال را به در دسترس بودن اکسیژن، احتراق اولیه سوخت آتش زن و ترکیب گونه های شرکت کننده در احتراق وابسته دانسته است. همچنین تاخیر در اشتعال در حالت دیزل در مقایسه با حالت دوسوخته در همه شرایط تست کمتر می باشد.

به منظور پیش بینی تاخیر در اشتعال در موتور دوسوخته از رابطه (۷) استفاده شد که در آن تاثیر زاویه آوانس بر تاخیر در اشتعال نیز در نظر گرفته شده است. ابتدا با توجه به نتایج تست های تجربی ضرایب ثابت C ، b و k با استفاده از رگرسیون غیر خطی استخراج شدند و به منظور بررسی صحت رابطه پیشنهادی نتایج شبیه سازی با نتایج تست های تجربی در حالت های مختلف مقایسه شدند (شکل ۱۱).
 نتایج شبیه سازی با نتایج تست های تجربی توافق خوبی را نشان می دهد. همبستگی الگوی پیشنهادی برای تعیین تاخیر در اشتعال مناسب بوده و در حدود $R^2 = 0.96$ می باشد.



شکل ۱۰- تاخیر در اشتعال موتور دیزل و دوسوخته در نسبت ها، بارها و زوایای مختلف پاشش سوخت آتش زن



شکل ۱۱- مقایسه نتایج شبیه سازی با نتایج تجربی تاخیر در اشتعال

۵- نتیجه گیری

- ۱- افزایش بار موتور هم در موتور دوسوخته (گازوئیل-گاز شهری) و هم در موتور دیزل باعث کاهش تاخیر در اشتعال می شود و تغییرات فشار بیشتری در داخل سیلندر ایجاد می کند.
- ۲- افزایش زاویه آوانس میزان تاخیر در اشتعال در موتور دوسوخته را تا حدودی کاهش می دهد ولی در موتور دیزل اختلاف چندانی وجود ندارد.
- ۳- تاخیر در اشتعال در موتور احتراق داخلی به نوع سوخت مورد استفاده بستگی دارد.
- ۴- تاخیر در اشتعال در موتور دیزل در همه حالت های بار و زاویای آوانس کمتر از موتور دوسوخته می باشد.
- ۵- شبیه سازی انجام شده برای تعیین تاخیر در اشتعال موتور دوسوخته پیش بینی قابل قبولی را ارائه می دهد.

سپاسگزاری

نویسندگان بدین وسیله از همکاری مسئولین امور مهندسی کاربردی و تحقیق و توسعه شرکت موتورسازان (شرکت تراکتورسازی ایران)، آقای مهندس روحانی، مفید، لشکرپور، غفارپور و جوادی که در آماده سازی، تهیه ابزار اندازه گیری و تست موتور کمک شایانی نمودند کمال تشکر را دارد.

مراجع

- [1] Heywood, J.B., "*Internal Combustion Engine Fundamentals*", McGraw-Hill, Vol. 1, pp. 117-125, New York, (1988).
- [2] Pulkrabek, W. W., "*Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine*", Printice Hall, Vol. 1, pp. 149-254, (2000).
- [3] Lata, D. B., and Misra, A., "Analysis of Ignition Delay Period of a Dual Fuel Diesel Engine with Hydrogen and LPG as Secondary Fuels", *International Journal of Hydrogen Energy*, Vol. 36, No. 5, pp. 3746-3756, (2011).
- [4] Stone, R., "*Introduction to Internal Combustion Engines*", Macmillan Press Ltd, Vol. 3, pp. 252-272, (1999).
- [5] Karim, J. W., and Raine, R., "An Examination of the Ignition Delay Period in Dual Fuel Engines", In: SAE Technical Paper, No. 892140, Vol. 3, pp. 331-340, (1989).
- [6] Tamour, E. F., Javeda, N., Ahfaz Ahmeda, Jihad Badrab, Khalil Djebbia, Mohamed Beshira, Weiqi Jia, S. Mani Sarathya and Aamir Farooq, "Ignition Delay Measurements of Light Naphtha: A Fully Blended Low Octane Fuel", *Proceedings of the Combustion Institute*, Vol. 1, pp. 1-8, (2016).
- [7] Karim, G.A., and Raine, R.R., "An Examination of the Ignition Delay Period in Dual Fuel Engines", SAE Technical Paper, Vol. 5, pp. 20-27, (1989).

- [8] Weaver, C. S., "Natural Gas Vehicle - A Review of the State of the Art, Society of Automotive Engineers", SAE Paper, No. 892133, Vol. 7, pp. 52-57, (1989).
- [9] Thiagarajan, S., "Investigation of Fuel Composition Effects on a Natural Gas Fuelled Spark-ignited Engine", Natural Gas and Alternative Fuels for Engines, American Society of Mechanical Engineers, Vol. 24, pp. 62-71, (1994).
- [10] Neilson, Q. B., and Sorenson, S., "Ignition Delay in the Dual Fuel Engine", SAE Technical Paper, No. 870589, Vol. 24, pp. 153-168, (1987).
- [11] Abagnale, C., Cameretti, M., Simio, L. De., Gambino, M., Iannaccone, S., and Tuccillo, R., "Numerical Simulation and Experimental Test of Dual Fuel Operated Diesel Engines", Applied Thermal Engineering, Vol. 65, No. 1-2, pp. 403-417, (2014).
- [12] Zhang, F., Liu, H. F., Yu, J., and Yao, M., "Direct Numerical Simulation of N-Heptane/Air Auto-ignition with Thermal and Charge Stratifications under Partially-premixed Charge Compression Ignition (PCCI) Engine Related Conditions", Applied Thermal Engineering, Vol. 104, pp. 516-526, (2016).
- [13] Najafi, B., "Simulation of Effect of Cetane, Density and Gravity of Bio Diesel in Ignition Delay in Diesel Engine", Engine Investigations, Vol. 16, pp. 13-21, (2010).
- [14] Ferguson, K., *"Internal Combustion Engines Applied Thermosciences"*, New York: John Wiley & Sons Inc, Vol. 2, pp. 120-145, (2001).
- [15] Gunea, R. R. C., and Karim, G.A., "The Effects of Pilot Fuel Quality on Dual Fuel Engine Ignition Delay", In: SAE Technical Paper 982453, Vol. 17, pp. 77-81, (1998).
- [16] Lata, D. B., Misra, A., and Medhekar, S., "Investigations on the Combustion Parameters of a Dual Fuel Diesel Engine with Hydrogen and LPG as Secondary Fuels", International Journal of Hydrogen Energy, Vol. 36, No. 21, pp. 13808-13819, (2011).
- [17] Javed, T., Lee, C., AlAbbad, M., Djebbi, K., Beshir, M., Badra, J., Curran, H., and Farooq, A., "Ignition Studies of N-Heptane/Iso-Octane/Toluene Blends", Combustion and Flame, Vol. 171, pp. 223-233, (2016).
- [18] Huang, M., Gowdagiri, S., Cesari, X. M., and Oehlschlaeger, M. A., "Diesel Engine CFD Simulations: Influence of Fuel Variability on Ignition Delay", Fuel, Vol. 181, pp. 170-177, (2016).
- [19] Dhole, A. E., Yarasu, R. B., and Lata D. B., "Investigations on the Combustion Duration and Ignition Delay Period of a Dual Fuel Diesel Engine with Hydrogen and Producer Gas as Secondary Fuels", Applied Thermal Engineering, Vol. 107, pp. 524-532, (2016).
- [20] Tarabet, L., Loubar, K., Lounici, M. S., Khiari, K., Belmrabet, T., and Tazerout, M., "Experimental Investigation of DI Diesel Engine Operating with Eucalyptus Biodiesel/Natural Gas under Dual Fuel Mode", Fuel, Vol. 133, pp. 129-138, (2014).
- [21] Hardenberg, H. F. HO., "An Empirical Formula for Computing the Pressure Rise Delay of a Fuel from its Cetane Number and from the Relevant Parameters of Direct-injection Diesel Engines", In: SAE Technical Paper 790493, Vol. 78, pp. 1823- 1834, (1979).

[22] Prakash, G., Ramesh, A., Shaik, A.B., "An Approach for Estimation of Ignition Delay in a Dual Fuel Engine", No. 1999-01-0232. SAE Technical Paper, (1999).

فهرست نمادهای انگلیسی

:A	زاویه آوانس قبل از TDC (°CA)
:b,C	ضرایب ثابت
:°CA	درجه میل لنگ
:DF	حالت دوسوخته
:CN	عدد ستان
:E _a	انرژی فعالسازی (J/mole)
:G _f	مقدار سوخت گازی موجود در محفظه ب (gr)
:ḡ	نرخ جریان جرمی (kg/hr)
:M _a	کسر مولی هوا
:M _{exh.gas}	کسر مولی گازهای احتراق باقیمانده در محفظه احتراق از چرخه قبل
:M _{NG}	کسر مولی سوخت گازی موجود در محفظه احتراق
:M _{PS}	سرعت متوسط پیستون (m/s)
:n	ضریب پلی تروپیک
:O _{df}	غلظت اکسیژن در حالت دوسوخته
:P _f	مقدار سوخت آتش زن پاشیده شده (gr/deg)
:P _m	فشار متوسط هوای داخل منیفلد (bar)
:r _c	نسبت تراکم
:T _m	دمای متوسط هوای داخل منیفلد (°K)
:Z	میزان نسبت سوخت گازی به سوخت دیزل

نمادهای یونانی

:τ_{i(CA)} تاخیر در اشتعال (درجه میل لنگ)

Abstract

Ignition delay time is an important factor in internal combustion engines design, performance and emissions. In this work, ignition delay time of dual fueled (Diesel – Natural Gas) diesel engine with constant speed in 1500 rpm and 44 kW was investigated. Experimental tests done with diesel in different loads and fuel injection timings primarily and then engine converted to dual mode and experimental tests continued in various loads (10%, 25%, 50%, 75% and 100 of full load) and different pilot advance timings (20, 17, 14 crank angle degree before TDC) and different pilot fuel to gaseous fuel ratios (50%, 40%, 30%). Results shown that by increasing engine load, ignition delay decreases in both diesel and dual mode. Ignition delay time in diesel mode was lower than dual mode in all of condition of the tests.

In dual mode increasing pilot injection timing decreases ignition delay time, although, in diesel mode it was non – significant. Numerical simulations done for estimating ignition delay time in different conditions of the tests. Simulations results shown that suggested model can estimate ignition delay time in dual fueled engine and have a good agreement with experimental results.