

بررسی اثر اصلاحات سوخت بر توسعه احتراق HCCI

فرشاد نیکسای پورمهرام^{۱*}، سید علی جزایری^۲، امید جهانیان^۳

دانشگاه خواجه نصیرالدین طوسی

(* فرشاد نیکسای پورمهرام: niksai.farshad@gmail.com)

چکیده

احتراق تراکمی مخلوط همگن که با نام اختصاری HCCI شناخته می شود یک احتراق جالب پیشرفته است که پتانسیل قابل توجهی را برای کاهش آلایندگی دارد، درحالی که هم چنان راندمان بالای دیزل را حفظ می کند. بطور ساده می توان گفت که این سیستم آمیزه ای از موتورهای بنزینی و دیزلی می باشد و از مزایای هر دو آنها برخوردار است. این موتورها مانند موتورهای دیزل از مزیت نسبت تراکم بالا استفاده می کنند که به همین دلیل دارای بازده حرارتی بالایی هستند و همچنین مانند موتورهای بنزینی NOx پایینی دارند. اما یکی از معضلات مهم، کنترل زمان احتراق خود به خودی در این گونه موتورها می باشد. در این تحقیق سعی شده تا با درک صحیحی از احتراق HCCI و با مطالعه اثر تغییر ترکیبات سوخت (اصلاحات سوخت) به بررسی تغییرات زمان احتراق و عملکرد موتور بپردازیم که در نتیجه اثر اضافه نمودن اتان و پروپان به سوخت گاز طبیعی برای کنترل احتراق خود به خودی بررسی شده است. برای این منظور از یک مدل ترمودینامیکی احتراق تک ناحیه ای بر پایه سینیتیک شیمیایی مفصل برای پیش بینی زمان احتراق و محاسبه پارامترهای عملکردی موتور استفاده شده است. این مدل توسط یک برنامه کامپیوتری در نرم افزار MATLAB تهیه شده است. برای انجام محاسبات ترمودینامیکی و سینیتیکی از توابع تعریف شده در بسته CANTERA استفاده شده است. برای حصول اطمینان از صحت مدل بدست آمده، نتایج حاصل از این شبیه سازی با نتایج آزمایشگاهی مقایسه شده است و در ادامه بر روی چگونگی تاثیر عوامل ذکر شده در بالا بر روی این نتایج بحث شده است.

واژه های کلیدی: موتورهای احتراق تراکمی مخلوط همگن HCCI، گاز طبیعی، پروپان، زمان شروع احتراق، عملکرد موتور

۱- مقدمه

امروزه تکنولوژی طراحی موتورهای احتراق داخلی به سمتی میل می کند که از مقدار مشخصی سوخت حداکثر استفاده را بنماید و آلودگی را نیز تا حد ممکن کاهش دهد. در این راستا موتورهای مختلفی طراحی و ارائه شده اند که در این بین موتورهای HCCI طرح نوین و کارآمدی است که نظر محققین زیادی را به خود جلب کرده است. اولین تجربه در زمینه موتورهای HCCI به سال ۱۹۷۹ بر می گردد که آقای انیشی^۴ یک رفتار احتراقی شبیه موتورهای SI و CI ارائه نمود؛ این موتور که یک موتور بنزینی دو زمانه با خاصیت کارکرد در شرایط مخلوط سوخت و هوای رقیق بود، ATAC^۵ نامید. عکسبرداریهایی با سرعت بالا نشان داد که در احتراق ATAC چند نقطه اشتعال خود بخودی بدون انتشار شعله، به وقوع می پیوندد. در همان سال آقای ناگوچی^۶ یک احتراق خودبخودی را در موتورهای بنزینی دو زمانه مطرح نمود

۱- کارشناس ارشد، شرکت راه آهن جمهوری اسلامی ایران

۲- دکترا، دانشگاه خواجه نصیرالدین طوسی

۳- دکترا، دانشگاه خواجه نصیرالدین طوسی

⁴ Onishi

⁵ Active Thermo Atmosphere Combustion

⁶ Naguchi

که فرآیند احتراق آن به نام احتراق تویوتا-سوکن^۱ معروف گشت. در این احتراق نیز نقاط زیادی در مرکز محفظه احتراق شروع به اشتعال خودبه خودی می نمود و سپس یک انتشار سریع شعله در پی آن صورت می گرفت. در سال ۱۹۹۴ این مدلها پیشرفت زیادی نمود و تحقیقات در مورد آن در بازه های مختلف کارکردی انجام پذیرفت و به نام HCCI شهرت یافت.

در حال حاضر موتورهای HCCI تحت بررسی و مطالعه گسترده ای قرار گرفته اند، به این دلیل که با وجود کاهش قابل ملاحظه در میزان NOx و ذرات معلق، همچنان راندمان بالایی دارند. [۲۱]

انواع موتورها از دو زمانه تا ۴ زمانه دسته بندی شده اند، به طوری که با محدوده وسیعی از سوختها مانند گازوئیل، بنزین، متان، گاز طبیعی و هیدروژن راه اندازی می شوند. فرآیند HCCI لزوماً شامل یک مخلوط از پیش آماده شده که به سمت سیلندر هدایت می شود، می باشد. این مخلوط می تواند از نسبت استوکیومتریک تا نسبت های رقیق تر تغییر کند. شعله ور شدن منجر به فاز احتراقی سریعی می شود که تمام گرما تقریباً در ۵ تا ۱۵ درجه آزاد می شود.

اگرچه تحقیقات و مطالعات مشکلات و معایبی را نیز در راه توسعه این موتورها آشکار نموده است. [۳ و ۴ و ۵ و ۶ و ۷ و ۸ و ۹] اما بیشتر مشکلات از دو ناحیه ناشی می شوند. ابتدا، زمان احتراق کنترل شده نیست، نه به وسیله پاشش مستقیم سوخت در DICI و نه به صورت جرقه در موتورهای SI (احتراق خود به خودی). دوم، نرخ آزاد شدن انتقال حرارت نیز کنترل شده نمی باشد، نه به وسیله نرخ تزریق سوخت در DICI و نه به وسیله انتشار آشفته شعله در موتورهای SI. علاوه بر اینکه کنترل زمان احتراق بستگی به شرایط ابتدایی مخلوط نیز دارد. عدم کنترل مستقیم بر روی زمان احتراق، همانند CI و SI، نگرانی های بسیاری را درباره کنترل زمان احتراق به وجود می آورد.

شیمی سوخت و دمای مخلوط به عنوان دو فاکتور عمده ای که فرآیند احتراق خود به خودی را معین می کنند، شناخته شده اند. شیمی سوخت نقش مهمی در کنترل احتراق خود به خودی بازی می کند چرا که رفتار محترق شدن خود به خودی یک سوخت به مقدار زیادی وابسته به ترکیباتش می باشد. اندازه گیری کنترل دمای گاز، شامل گرم کردن هوای ورودی، نسبت تراکم بالا و به دام انداختن گازهای خروجی می باشد.

گرم کردن هوای ورودی در تحقیقات گذشته استفاده شده است [۱۰ و ۱۱] که دمای هوای ورودی تا بیشتر از ۱۵۰ درجه سانتیگراد به وسیله هیترهای الکتریکی گرم می شود. اگرچه این روش موثر بوده اما نیازمند یک منبع قوی برای یک موتور چند سیلندر می باشد. و برای کاربرد در وسایل نقلیه غیر عملی به نظر می رسد مگر اینکه گرمای مورد نظر از طریق گازهای خروجی به دست آید.

تغییر نسبت تراکم برای موتورهای HCCI محدود به مشکل ضربه^۲ نمی باشد چراکه با نبودن انتشار شعله ای نیز در فرآیند احتراق نخواهد بود. اما مشکل در زیاد کردن نسبت تراکم هنگامی است که موتور برای شرایط بارگذاری کامل به حالت معمولی SI بر می گردد. در این زمان برای جلوگیری از ضربه می بایست نسبت تراکم کاهش یابد. بنابراین نسبت تراکم های متفاوت مورد نظر می باشد.

برای پی بردن به این مطلب که چگونه آماده سازی مخلوط و شرایط ترمودینامیکی داخل سیلندر، کینتیک شیمیایی را تحت تاثیر قرار می دهند، مدل های متفاوتی با دقت های مختلف در مقالات متعددی ارائه شده اند. [۱۲ و ۱۳ و ۱۴] این مدل سازی ها پایه و اساس خوبی را برای درک بهتر احتراق HCCI فراهم آوردند.

مدلسازی می تواند باعث کاهش هزینه های تجربی شود و اطلاعات با ارزشی را برای درک بهتر فرایندهای موتور فراهم می کند. بنابراین مدلسازی می تواند مسیرهای راهنمایی برای طراحی موتور ترسیم کند و منجر به کاهش زمان نتیجه گیری شود.

با توجه به مطالب گفته شده مدل نمودن یک موتور HCCI به طور موازی یا حتی قبل از تجربه عملی به شدت مطلوب می باشد. مدلسازی موتورهای HCCI بحث تازه ای می باشد و هنوز مدل کاملی از موتور به همراه سینتیک جزئی احتراق

^۱ Toyota_Soken

^۲ knock

HCCI هنوز در دسترس نمی باشد. اگرچه حلگرهای شیمیایی HCT و CHEMKIN، به وسیله محققین برای احتراق مخلوط یکنواخت در موتورها استفاده شده اند. یک مدلسازی با جزییات بسیار توسط آسوس^۱ [۱۵] انجام شده است. آنها از یک مدل چند ناحیه ای که بر پایه HCT و KIVA بود برای مدل سازی استفاده کردند. ایزلی^۲ [۱۶] مدل احتراق تک ناحیه ای و چند ناحیه ای را بر پایه CHEMKIN II توسعه داد. آنها نتیجه گرفتند که مدل تک ناحیه ای برای پیش بینی زمان احتراق در شرایط وسیع کارکردی مناسب می باشد و مدل چند ناحیه ای برای محاسبه آلایندهای مناسب تر است.

در این مقاله با مدلسازی احتراق HCCI به بررسی تاثیر افزودن گاز مایع در شروع زمان احتراق و عملکرد موتور توسط یک مدل تک ناحیه ای پرداخته شده است. تغییرات توان موتور و میزان آلایندهای NOx به عنوان پارامترهای عملکردی موتور محاسبه و بررسی شده اند. این تحقیق می تواند باعث فراهم نمودن درک بهتری از فرایندها در موتورهای HCCI شود به طوری که نتایج آن می تواند به عنوان پشتیبانی برای طراحی موتور تجربی باشد. روش مدل سازی که در این تحقیق به کار رفته است در قسمت بعدی تشریح می شود. نتایج و بحث ها در قسمت بعدی ارائه می شود.

۲- مدل سازی

متدلوژی مدل سازی مورد استفاده در این پروژه بر اساس قانون پایداری جرم و گاز های کامل می باشد. با بکار بردن قانون اول ترمودینامیک برای یک سیستم بسته خواهیم داشت :

$$\frac{dU}{dt} + p \frac{dV}{dt} = \dot{Q} \quad (1)$$

به طوری که U انرژی داخلی، P فشار، V حجم محفظه احتراق، و \dot{Q} نرخ انتقال حرارت و t زمان می باشد. ترم انرژی داخلی را می توان برای یک مخلوط به صورت زیر نمایش داد:

$$U = m_c u = m_c \left(\sum Y_m u_m \right) \quad (2)$$

در رابطه بالا m_c جرم محتویات سیلندر، u انرژی داخلی ویژه مخلوط می باشد که توسط ترم $\sum Y_m u_m$ محاسبه می شود. u_m انرژی داخلی ویژه جز m ام می باشد. (مخلوط از m گونه شیمیایی تشکیل شده است) با جاگذاری رابطه ۲ در ۱ خواهیم داشت :

$$\sum (Y_m \frac{du_m}{dt} + u_m \frac{dY_m}{dt}) = \frac{\dot{Q}}{m_c} - \frac{P}{m_c} \frac{dV}{dt} \quad (3)$$

نرخ تغییر نسبت جرمی هر گونه شیمیایی نیز با توجه به قانون بقای جرم گونه ها از رابطه زیر قابل دسترسی می باشد.

$$\frac{dY_m}{dt} = \frac{\dot{\omega}_m W_m}{\rho} \quad (4)$$

$m = 1, \dots, M$ برای توضیح بیشتر رابطه فوق، $\dot{\omega}_m$ نرخ مولی تولید گونه های شیمیایی، W_m وزن مولکولی هر گونه شیمیایی، ρ چگالی محتویات داخل محفظه می باشد و M تعداد مجموع گونه های شیمیایی در نظر گرفته می شوند. با جاگذاری رابطه ۴ در رابطه ۳ و تنظیم مجدد آن خواهیم داشت :

^۱ acevec

^۲ easley

$$\sum Y_m \frac{du_m}{dt} = -\sum u_m \frac{dY_m}{dt} - \frac{p}{m_c} \frac{dV}{dt} + \frac{\dot{Q}}{m_c} \quad (5)$$

با جایگذاری رابطه ۴ در رابطه ۵ خواهیم داشت :

$$\sum Y_m \frac{du_m}{dt} = -\sum u_m \frac{\dot{\omega} W_m}{\rho} - \frac{p}{m_c} \frac{dV}{dt} + \frac{\dot{Q}}{m_c} \quad (6)$$

سمت چپ معادله ۶ را می توان به شکل دیگری نیز بیان کرد :

$$= \bar{C}_V \frac{dT}{dt} = (\sum Y_m C_{V_m}) \frac{dT}{dt} \sum Y_m \frac{du_m}{dt} = \sum Y_m C_{V_m} \frac{dT}{dt} \quad (7)$$

با جاگذاری رابطه ۷ در رابطه ۶ خواهیم داشت :

$$\bar{C}_V \frac{dT}{dt} = -\frac{1}{\rho} \sum u_m \dot{\omega}_m W_m - \frac{P}{m_c} \frac{dV}{dt} + \frac{\dot{Q}}{m_c} \quad (8)$$

معادلات ۴ و ۸ معادلات دیفرانسیلی هستند که بر سیستم حاکم می باشند، که با یکدیگر و به همراه شرایط اولیه، مساله ما را تشکیل می دهند. حل معادلات ۴ و ۸ به طور همزمان مورد نظر می باشد در حالیکه معادله ۴ خود M معادله مجزا می باشد. (M تعداد مجموع گونه های شیمیایی) در نتیجه در مجموع M+1 معادله را به طور همزمان می بایست حل نمود. برای بدست آوردن تغییرات دما بر حسب زمان بر اساس معادله به دست آمده در رابطه ۸ می بایست نرخ تغییرات حجم کنترلی و نرخ انتقال حرارت را نیز محاسبه کنیم.

۲-۱- مدل سازی نرخ تغییرات حجم کنترلی

همان گونه که در معادله ۸ مشاهده می شود یکی از ترم های مورد نیاز برای حل معادله اصلی $\frac{dV}{dt}$ می باشد. لذا به مدلی برای تعیین نمودن تغییرات حجمی نیاز است. به این منظور حجم داخل سیلندر و مشتق آن که در رابطه اصلی مورد نیاز می باشد به وسیله رابطه آشنای لغزنده لنگی مدل شده است .

$$V = V_C + \frac{\pi B^2}{4} (1 - a - a \cos \theta - \sqrt{L^2 - a^2 \sin^2 \theta}) \quad (9)$$

با توجه به رابطه بالا و نیاز به داشتن \dot{V} خواهیم داشت :

$$\dot{V} = \frac{\pi B^2}{4} a \theta \sin \theta \left(1 + a \frac{\cos \theta}{\sqrt{L^2 - a^2 \sin^2 \theta}} \right) \quad (10)$$

در معادله بالا a نصف طول کورس^۱ و L طول شاتون^۲ می باشد، B قطر^۳ و V_C حجم لقی در نقطه مرگ بالا می باشد.

^۱ Stroke

^۲ Connecting rod

^۳ Bore

در موتورهای احتراق داخلی در هر چرخه موتور، انتقال حرارت تحت شرایط دما و فشار گاز متغیر و همچنین با سرعت‌های محلی که بسته به وضعیت درجه هوا و اتاق احتراق، کمتر یا بیشتر می‌شود، رخ می‌دهد. به علاوه مساحت سطح اتاق احتراق در هر چرخه نیز تغییر می‌کند. شار حرارتی به دلیل تغییر در دمای گاز اتفاق می‌افتد. این تاخیر بین شار حرارتی و تفاوت دمای متغیر به وضوح قابل درک است اما دقت اندازه‌گیری‌های امروز فقط به یک تخمین تقریبی از شدت آن کفایت می‌کند. به طور کلی این نتیجه منطقی است که فرضیه شبه پایدار بودن انتقال حرارت برای اغلب اهداف محاسبه‌ای درست می‌باشد. در این حالت برای استفاده از یک رابطه انتقال حرارت، نیازمند مدل کردن انتقال حرارت متوسط مکانی در هر لحظه هستیم.

وشنی تلاش نمود تا در طی احتراق و انبساط در مورد سرعت گاز کاهش یافته به علت تغییر در چگالی که در نتیجه احتراق می‌باشد به طور مستقیم توضیح دهد که با سرعت متوسط پیستون قابل مقایسه باشند. بنا براین یک عبارت متناسب با افزایش فشار به دلیل احتراق اضافه شد. در نهایت رابطه بالا با توجه به نمای $m = 0.8$ به صورت زیر نوشته می‌شود:

$$h = 129.8B^{-0.2}P^{0.8}T^{-0.55}(2.28S_p + f(p))^{0.85} \quad (11)$$

$$f(p) = 3.34 * 10^{-4} \frac{V_d T_r}{P_r V_r} (P - P_{mot}) \quad (12)$$

در برخی از مقالات ضریب $3.34 * 10^{-4}$ برای موتورهای اشتعال تراکمی مخلوط همگن برای تقریب بهتر انتقال حرارت اصلاح شده است. فشار موتورگردانی نیز که در رابطه فوق با زیر نویس mot مشخص شده است با فرض یک فرآیند پلی تروپیک توسط رابطه دیفرانسیلی زیر به دست می‌آید:

$$\frac{dF_{mot}}{dt} = \frac{(V_{mot}-v) dq_{ht,mot}}{V} - V_{mot} \frac{P_{mot} dv}{V dt} \quad (13)$$

پس از محاسبه h مقدار نرخ انتقال حرارت به سادگی قابل محاسبه می‌باشد. همان طور که توضیح داده شد در قسمت قبل مساله تشریح شد و حل معادلات ۴ و ۸ به طور همزمان مورد نظر می‌باشد. برای حل این دستگاه معادلات دیفرانسیل به یک حلگر معادلات دیفرانسیل غیر خطی نیاز است که این معادلات را به طور همزمان حل کند. با توجه به این مطلب که معادله (۴) خود M معادله مجزا می‌باشد (با فرض اینکه مخلوط M گونه شیمیایی داشته باشد) در نتیجه در مجموع $M+1$ معادله را به طور همزمان می‌بایست حل نمود.

هم چنین به منظور انجام محاسبات ترمودینامیکی به دسته‌ای از متغیرها و یا مجموعه‌ای از کدهای از پیش آماده شده که گونه‌های شیمیایی، ثابت‌های خواص ترمودینامیکی آنها، واکنشها و ثابت‌های نرخ واکنش را در خود جای دهد نیاز می‌باشد تا در صورت لزوم در برنامه از آنها استفاده شود.

نکته حائز اهمیت دیگر توجه به این مطلب است که چون معادلات دیفرانسیل حاکم بر سیستم، یک دسته معادلات دیفرانسیل غیر خطی هستند که در آنها مقیاس‌های زمانی در محدوده گسترده‌ای تغییر می‌کند، این معادلات باید از روش ضمنی استفاده شود تا از مشکلات ناشی در پایداری حل و یا زمان طولانی تحلیل پرهیز شود. به همین منظور با توجه به قابلیت‌های فراوان نرم افزار MATLAB در حل معادلات دیفرانسیل و همچنین وجود توابع ترمودینامیکی نرم افزار CANTERA که در محیط ++C و یا MATLAB قابل اجرا می‌باشند برای حل دستگاه معادلات مربوطه در این پایان نامه از نرم افزار MATLAB استفاده شده است.

با توجه به شرایط مساله و نوع دستگاه معادلات حاکم بر مساله، از حلگر ode 15s که مختص حل معادلات دیفرانسیل غیر منعطف می‌باشد برای حل دستگاه معادلات استفاده نموده ایم. برای دسترسی به قابلیت‌های محاسبه خواص ترمودینامیکی - ترموسینتیکی نیز از کتابخانه دینامیک(فعال) Cantera تحت نرم افزار MATLAB استفاده شده است.

FCCI2010-3106

Cantera یک بسته نرم افزاری شی گرا^۱ و منبع آزاد^۲ می باشد و برای مسائلی که شامل سینتیک شیمیایی، ترمودینامیک و فرآیند انتقال حرارت می باشند مورد استفاده قرار می گیرد. این بسته نرم افزاری همچنان در حال توسعه می باشد. برای مدل سینتیکی، مکانیزم استفاده شده یک مکانیزم مفصل با نام GRI 30 در نظر گرفته شده است که قابلیت متصل شدن به مدل ترمودینامیکی را از طریق نرم افزار CANTERA دارد. این مکانیزم که به مکانیزم سوختن گاز طبیعی نیز مشهور است شامل ۵۳ گونه شیمیایی و ۳۲۵ واکنش می باشد. [۱۷]

۳- مشخصات موتور

موتور مورد مطالعه از موتور ولوو TD - 100 برداشته شده است. تا به حال این موتور در آزمایشات زیادی مورد استفاده قرار گرفته است. مشخصات مورد نیاز موتور در جدول زیر ارائه شده است. [۱۸]

جدول ۱- مشخصات هندسی موتور

Bore (mm)	۱۲۰	IVC (deg)	۱۹۳
Stroke (mm)	۱۴۰	EVO (deg)	۵۰۱
Vd (Lit)	۱.۶	CR	۱۹.۸
Vc (m3)	۰.۰۰۰۰۸۴	Connecting Rod (mm)	۲۶۰

تحلیل انجام شده بر روی این موتور بر روی سرعت ثابت ۱۰۰۰ دور بر دقیقه انجام شده است. با توجه به سرعت کاری و زاویه باز و بسته شدن سوپاپ، زمان مورد نظر برای بازه معادلات محاسبه شده است. موتور در بررسی اولیه انجام شده مطابق جدول زیر می باشد.

جدول ۲- مشخصات کارکردی موتور

نسبت تعادلی	۰.۳
دور موتور (دور در دقیقه)	۱۰۰۰
فشار منیوفیلد ورودی (بار)	۱

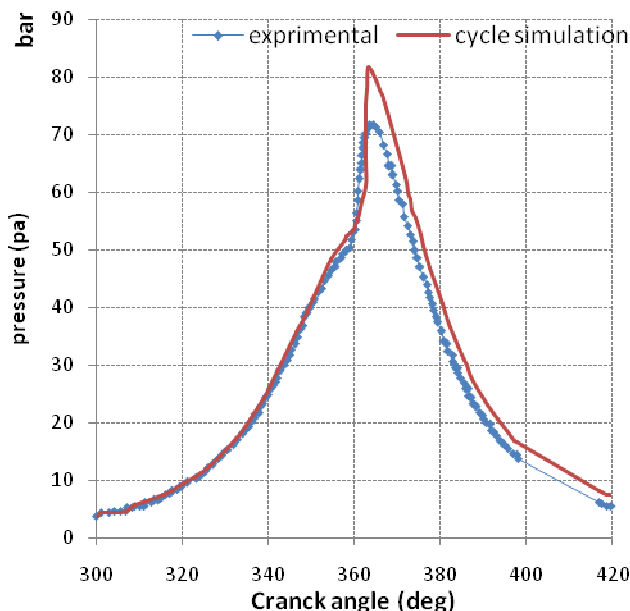
با در نظر گرفتن نسبت هم ارزی ($\Phi = 0.3$)، غلظت متان $CH_4 = 0.15$ مول می باشد. دمای اولیه ۳۰۰ درجه کلون و فشار اولیه یک بار می باشد.

¹ Object oriented

² Open-source

۴- صحنه گذاری مدل

نتایج اولیه که با تحلیل ساده موتور با سوخت متان حاصل شد در ذیل ارائه می شود. سپس به منظور اطمینان از صحت مدل به بررسی درستی آن طی مقایسه با نتایج تجربی می پردازیم. برای تایید صحت این نمودار از نتایج تجربی که تحت آزمایش توسط فایولند^۱ به دست آمده استفاده شده است. [۱۸]



شکل ۱- نمودار تغییرات فشار بر حسب زاویه میل لنگ برای سیکل تجربی و مدل سازی شده

نکته اصلی در متفاوت بودن مقدار حداکثر فشار، فرض همگن بودن دمایی مخلوط است که منجر به تیز شدن نمودار فشار می گردد. بنابراین می توان گفت که برای تحلیل اثر پارامترهای اساسی بر روی خودسوزی و تعیین محدوده عملکردی، مدل صفر بعدی تک ناحیه ای، یک مدل مناسب است.

۵- نتایج

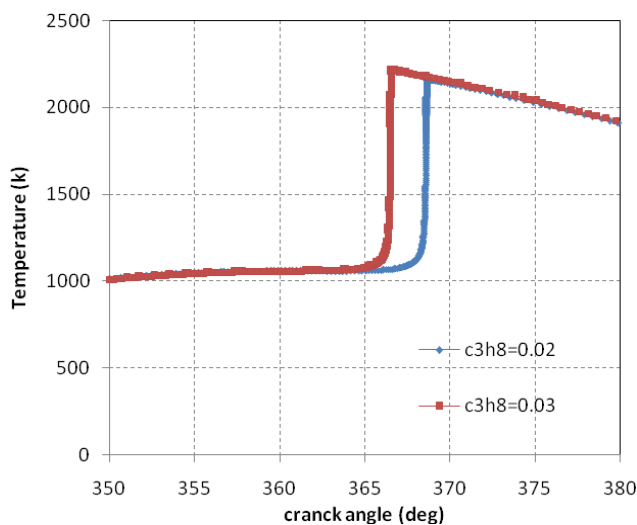
با توجه به کارهای انجام شده در مقالات گذشته این نتیجه گرفته شد که سوخت متان نمی تواند به تنهایی سوخت مناسبی برای موتورهای HCCI باشد، اما از آنجاییکه گاز طبیعی منبع ارزانی از انرژی محسوب می شود و قابلیت مخلوط شدن بالایی نیز دارد که یکی از نیازمندی های مهم HCCI می باشد هم چنان یکی از سوخت های مورد بررسی در تمام دنیا می باشد. در این قسمت سعی شده تا تاثیرات افزودن اتان و پروپان را بر متان با بررسی دمای اولیه، میزان رقیق سازی سوخت تجزیه و تحلیل نماییم تا در صورت مطلوب بودن نتایج از آن به عنوان مکملی برای سوخت استفاده شود. پروپان به همراه بوتان عمده ترین اجزای گاز مایع می باشند. نسبت پروپان و بوتان در گاز مایع در نقاط مختلف دنیا مقدار متفاوتی است اما در کشورهای اروپایی به طور وسیعی از پروپان استفاده می شود.

¹ Fiveland

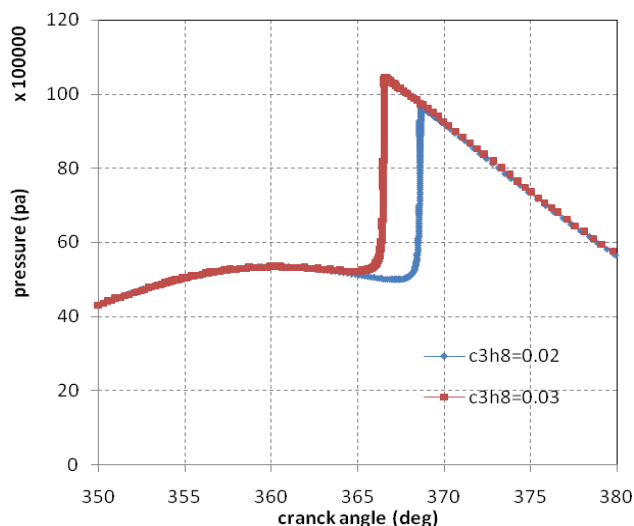
۵-۱- تاثیر افزایش غلظت های مختلف پروپان در زمان احتراق

برای بررسی بهتر تاثیر پروپان در زمان احتراق به مقایسه دو حالت بررسی شده در بالا به صورت همزمان در دما های یکسان پرداخته شده است. در حالت اول در دمای $390^{\circ} K$ دو نسبت حجمی مختلف $C_3H_8 = 13.3\%$ و $C_3H_8 = 20\%$ را در یک نمودار مشاهده می نماییم. به خاطر داریم که متان خالص در این دما دچار از دست دادن احتراق می شد بنابراین متان خالص را در این نمودار بررسی نمی کنیم.

مقایسه دو نسبت مختلف حجمی از میزان پروپان در دمای $390^{\circ} K$



شکل ۲- نمودار تغییرات دما بر حسب زاویه میل لنگ

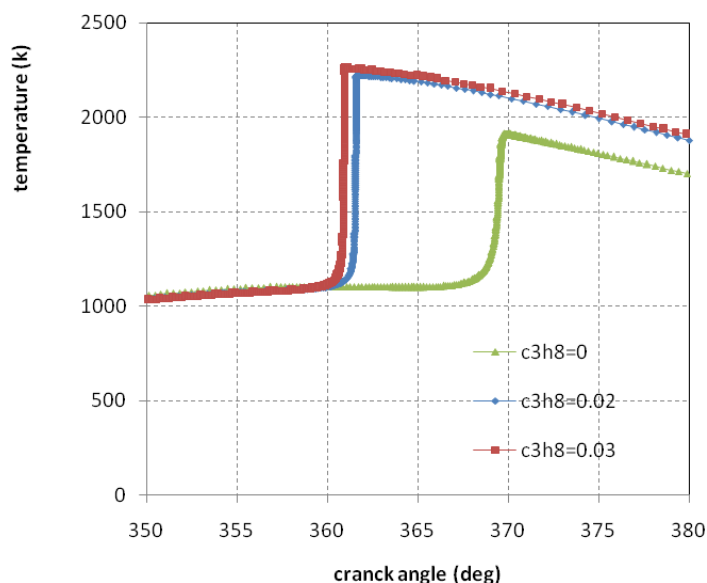


شکل ۳- نمودار تغییرات فشار بر حسب زاویه میل لنگ

FCCI2010-3106

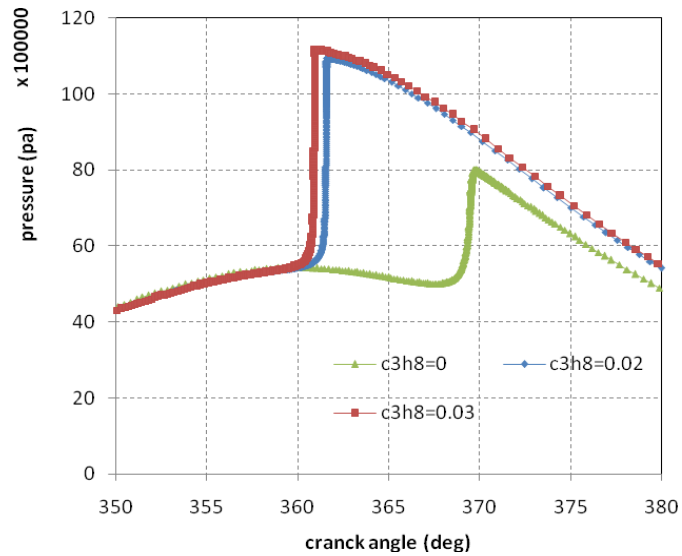
مشاهده می شود که با افزایش غلظت پروپان زمان احتراق خود به خودی پیش رس می شود و علاوه بر آن ماکزیمم فشار و دمای احتراق نیز افزایش می یابد. بدیهی است که با پیش رس شدن زمان احتراق توان کارکردی موتور افزوده می شود اما با افزایش غلظت پروپان دمای ماکزیمم احتراق نیز افزایش می یابد که باعث افزایش میزان NOx می شود. لذا محدودیت آلاینده‌گی مانع از افزایش بی رویه غلظت پروپان می باشد.

مقایسه دو نسبت مختلف از میزان پروپان در در دمای 400°K



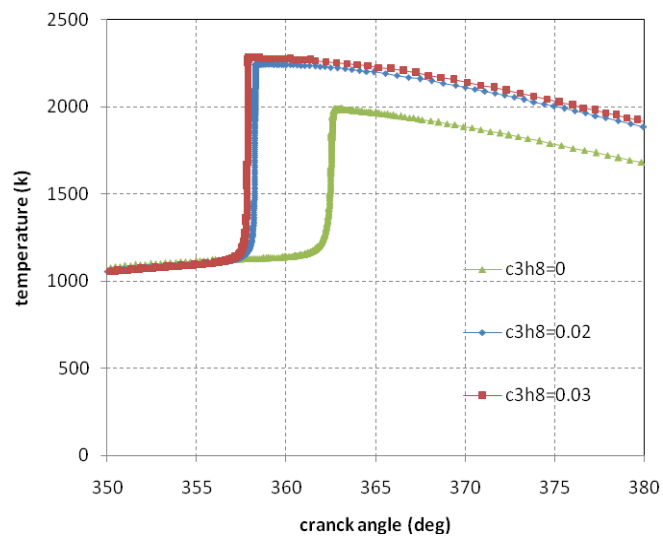
شکل ۴- نمودار تغییرات دما بر حسب زاویه میل لنگ

در این قسمت با افزایش دمای ورودی به 400°K احتراق خود به خودی متان را نیز خواهیم داشت. پیش رس شدن احتراق، بالا رفتن دمای ماکزیمم احتراق و تندتر شدن شیب احتراق از اثرات افزودن پروپان به متان می باشد.

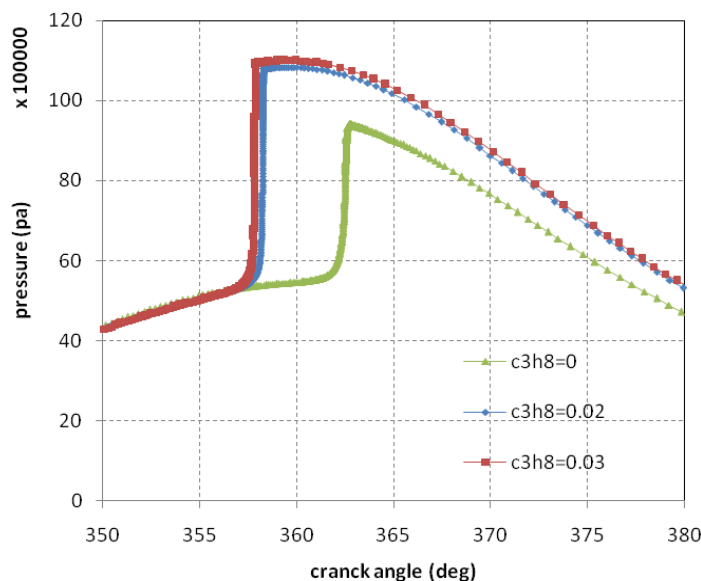


شکل ۵- نمودار تغییرات فشار بر حسب زاویه میل لنگ

مقایسه دو نسبت مختلف حجمی از میزان پروپان در دمای 410°K



شکل ۶- نمودار تغییرات دما بر حسب زاویه میل لنگ



شکل ۷- نمودار تغییرات فشار بر حسب زاویه میل لنگ

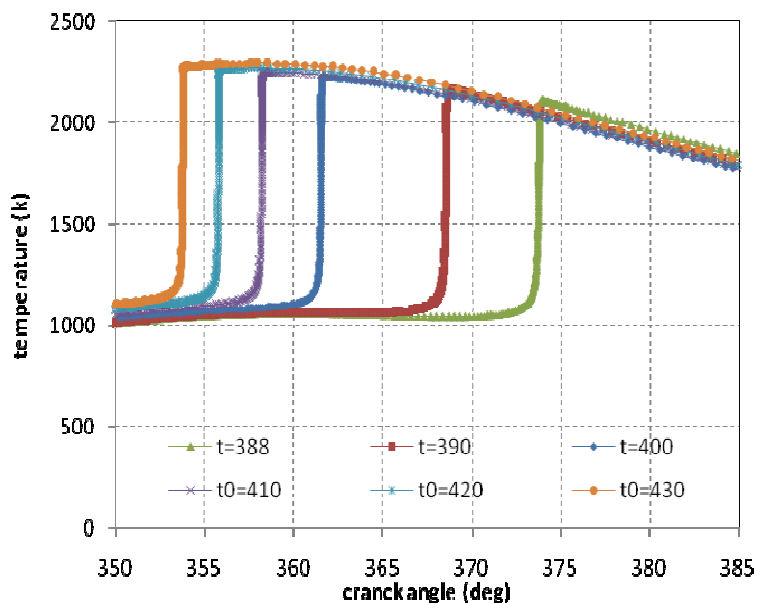
همان گونه که قبلاً بحث شد، افزودن پروپان باعث تاثیر چشمگیری در زمان احتراق فاز احتراقی و در نتیجه ماکزیمم دمای احتراقی می شود. اما مشاهده می شود که با زیاد شدن دما تاثیر پروپان در شروع احتراق کاهش می یابد به طوری که نمودارهای نسبت های حجمی مختلف پروپان در دمای ۴۱۰ درجه در لحظه احتراق کاملاً نزدیک به هم می باشند. در واقع افزودن پروپان به معنی فراهم نمودن شرایط برای وقوع احتراق خود به خودی است، در حالیکه با بررسی های تاثیر دما پی بردیم که افزایش دما نیز نقش مشابهی در وقوع احتراق خود به خودی دارد. پس با بالا رفتن دما به فراهم شدن شرایط کمک نموده ایم که این امر باعث می شود تا تاثیر افزودن پروپان کم رنگ شود.

از سوی دیگر زیاد شدن این نسبت که منجر به افزایش ماکزیمم دمای احتراق می شود باعث افزایش آلاینده گی NOx نیز می شود که می تواند مهمترین عامل در جلوگیری از افزایش پروپان محسوب شود. سپس برای بررسی دقیق تر عملکرد موتور و زمان احتراق به بررسی دو مثال با نسبت های حجمی متفاوت اتان و پروپان و تاثیر دماهای ورودی پرداخته شده است. کار انجام شده در طول سیکل بسته محاسبه شده و با استفاده از آن توان عملکردی برای یک سیکل محاسبه شده است که به عنوان معیاری برای مقایسه دو مثال با نسبت های حجمی متفاوت استفاده شده است. میزان آلاینده گی NOx نیز برای درک بهتری از چگونگی تاثیر اتان و پروپان بر روی متان ارائه شده است.

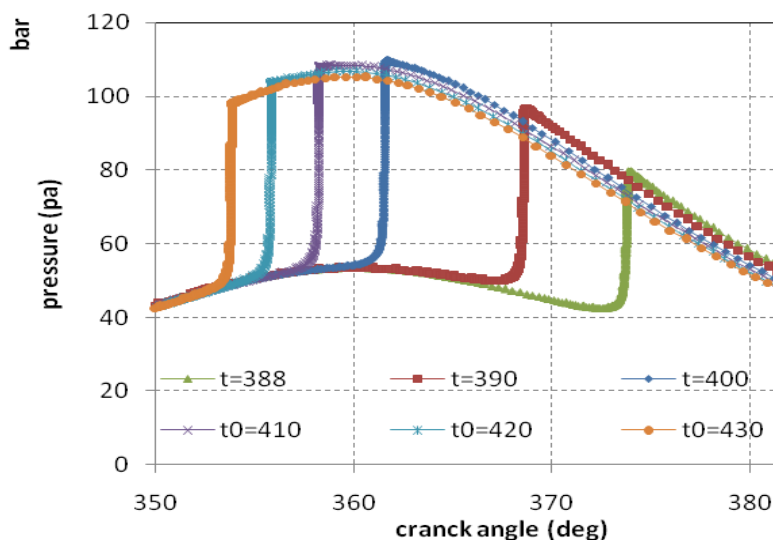
در تحلیل اول با نسبت های حجمی $CH_4 = 66.7\%$ ، $C_2H_6 = 20\%$ ، $C_3H_8 = 13.3\%$ به بررسی زمان احتراق و عملکرد موتور می پردازیم. اثر تغییرات در دمای ورودی بر زمان احتراق در نمودار زیر نشان داده شده است. با مقایسه نمودار های ۱ و ۲ با

FCCI2010-3106

نمودارهای ۴ و ۵ مشاهده می کنیم که زمان احتراق با افزایش دما پیش رس می شود. در مقایسه با حالتی که تنها گاز متان به عنوان سوخت مورد بررسی بود می توان چنین نتیجه گرفت که با افزودن پروپان و اتان احتراق خود به خودی زودتر اتفاق می افتد. ذکر این نکته حایز اهمیت است که با افزایش پروپان و اتان، ماکزیمم دمای احتراق افزایش می یابد که این امر می تواند محدودیت های خاص خود را به همراه داشته باشد.

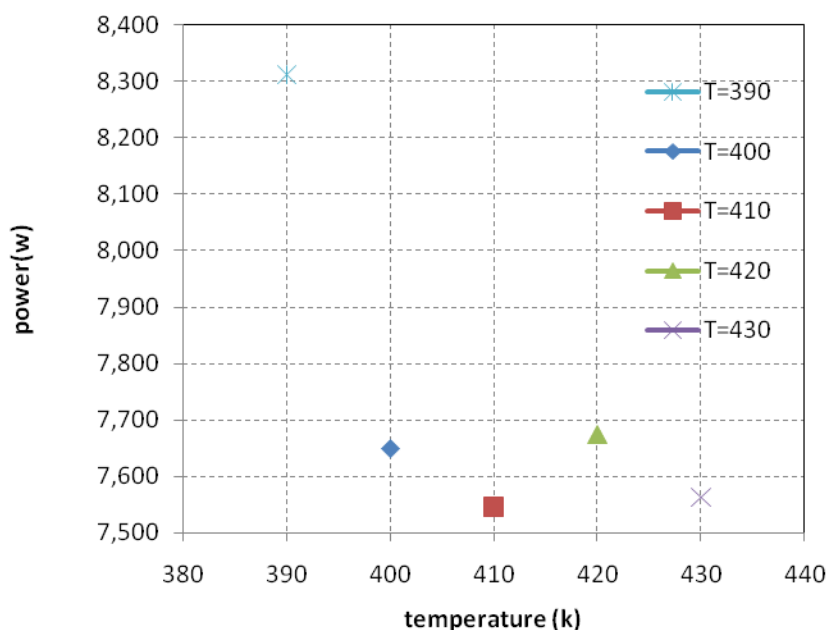


شکل ۸- نمودار تغییرات دما بر حسب زاویه میل لنگ برای دماهای ورودی متفاوت



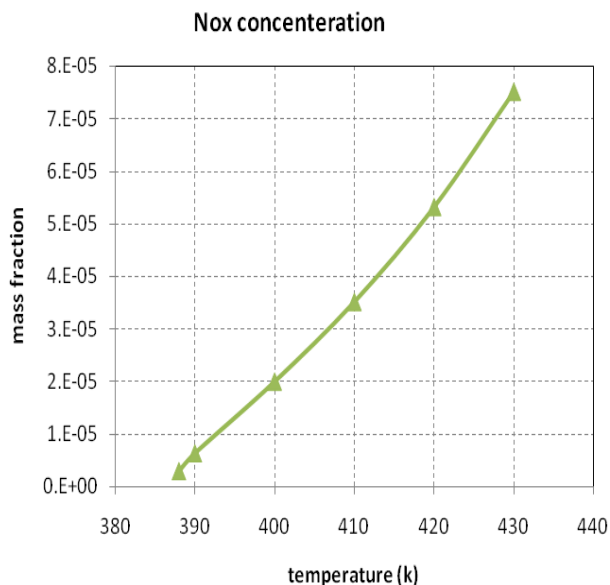
شکل ۹- نمودار تغییرات فشار بر حسب زاویه میل لنگ

یکی از تاثیرات مهم افزودن اتان و پروپان پایین آمدن دمای خود اشتعالی مخلوط می باشد به طوری که در مخلوط متان و هوا حداقل دمای لازم برای خود اشتعالی $398^{\circ}K$ گزارش شد اما در این حالت این میزان به $388^{\circ}K$ کاهش می یابد. برای بررسی عملکرد موتور می توان به توان کارکردی موتور اشاره نمود که در مقایسه با حالت های قبلی مورد بررسی مشاهده می نماییم که با ترکیب جدید پروپان و اتان توان محاسبه شده نیز رشد محسوسی دارد.



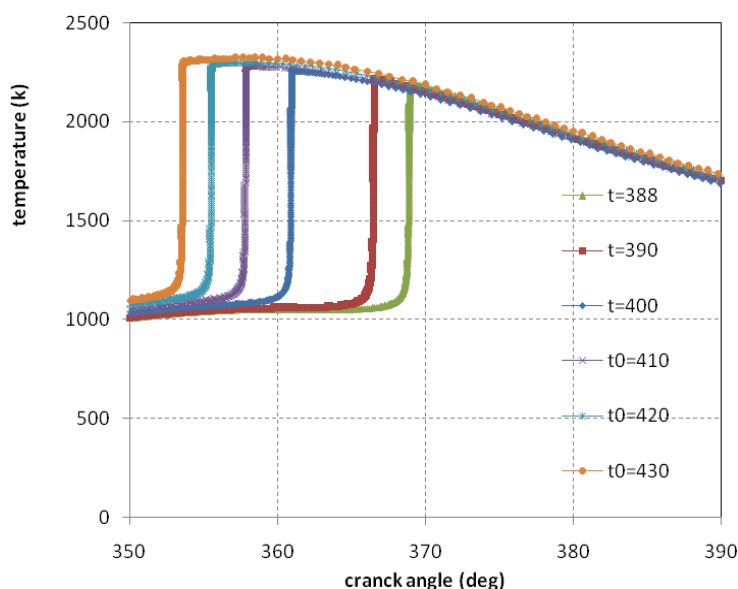
شکل ۱۰- نمودار تغییرات توان بر حسب دماهای متفاوت

میزان آلاینده NO_x نیز محاسبه شده که بدیهی است با افزایش دما شاهد افزایش میزان NO_x می باشیم. با توجه به نمودار به راحتی مشاهده می نماییم که میزان آلاینده NO_x به طرز چشمگیری به دمای ورودی وابسته می باشد. در مقایسه با حالتی که تنها گاز متان به عنوان سوخت مورد بررسی بود می توان چنین نتیجه گرفت که با افزودن پروپان و اتان باعث افزایش میزان آلاینده می شود.



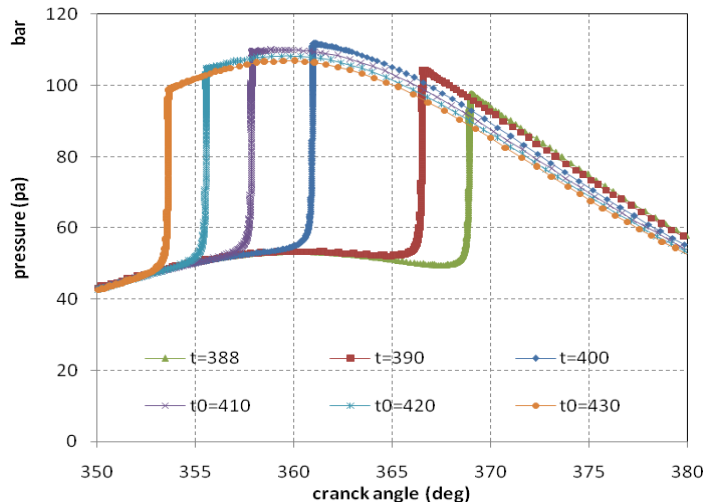
شکل ۱۱- نمودار تغییرات نسبت جرمی آلاینده NOx با تغییر دما

در تحلیل دوم برای بررسی تاثیر پروپان با نسبت های حجمی $CH_4 = 0.1$, $C_2H_6 = 0.02$, $C_3H_8 = 0.03$ به بررسی زمان احتراق و عملکرد موتور می پردازیم. در اولین تحلیل با بررسی دماهای اولیه متفاوت، همان گونه که انتظار می رود با افزایش دمای ورودی شاهد پیش رس شدن احتراق می باشیم.

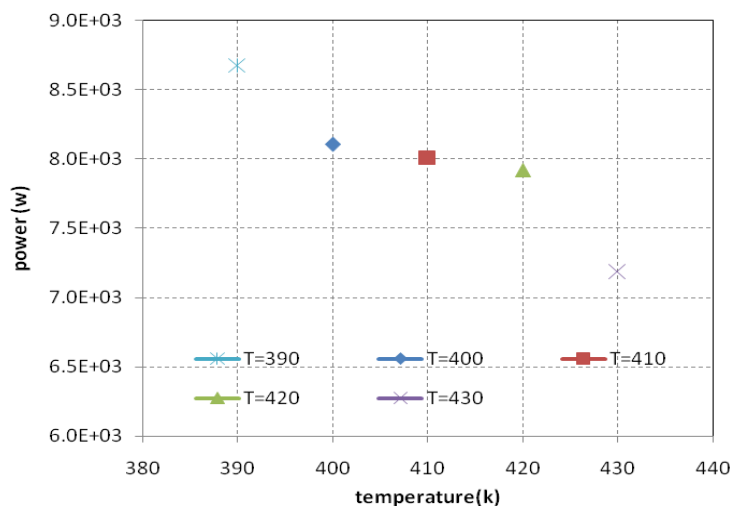


شکل ۱۴- نمودار تغییرات دما بر حسب زاویه میل لنگ

همانند حالت قبلی نمودار تغییرات فشار را در شکل زیر بر حسب زاویه میل لنگ مشاهده می نماییم که با افزایش دما شاهد پیش رس شدن زمان احتراق و افزایش فشار ماکزیمم می باشیم.

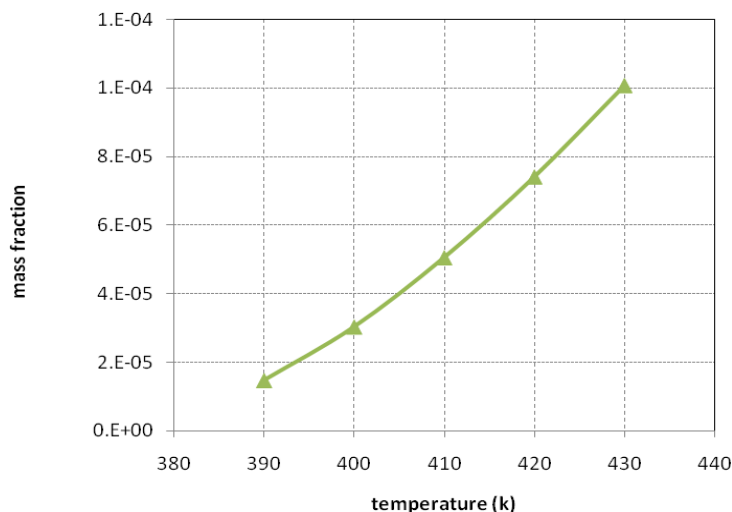


شکل ۱۵- نمودار تغییرات فشار بر حسب زاویه میل لنگ



شکل ۱۶- نمودار تغییرات توان بر حسب دماهای متفاوت

افزایش پروپان به همراه افزایش دما تاثیر به سزایی در افزایش میزان NOx دارند به طوری که هرچند استفاده از درصد حجمی بیشتر پروپان در این بررسی موجب افزایش توان می شود اما اثرات مطلوب آلاینده‌گی کم را در استفاده از موتورهای HCCI از بین می برد.



شکل ۱۷- نمودار تغییرات نسبت جرمی آلاینده NOx با تغییر دما

۶- نتیجه گیری

۱. کنترل زمان احتراق که یکی از معضلات مهم در موتورهای HCCI می باشد توسط پارامترهای دما، غلظت مخلوط، نسبت تراکم و تغییر ترکیب مخلوط قابل کنترل می باشد. بنابراین با کنترل دما و ترکیب و غلظت مخلوط در لحظه IVC می توان زمان بهینه شروع احتراق خود به خودی را بدست آورد.

۲. دمای مخلوط هوا و سوخت یکی از مهمترین پارامترها در کنترل زمان احتراق در موتورهای HCCI می باشد، چراکه تغییرات اندک در دما می تواند باعث تغییرات شدیدی در دمای احتراق و میزان آلایندهی شود. در مجموع افزایش دما باعث فراهم شدن شرایط احتراق خود به خودی می شود اما از سوی دیگر باعث افزایش چشمگیر آلاینده NOx نیز می شود که امری نامطلوب می باشد.

۳. با کمک مکانیسم GRI 30 این قابلیت وجود دارد که تاثیر افزودن پروپان و اتان بر متان بررسی شود.

۴. افزودن اتان و پروپان هر دو به کاهش دمای مورد نیاز برای احتراق خود به خودی کمک می کنند و باعث پیش رس شدن احتراق می شوند. پروپان تاثیر بیشتری در این امر نسبت به اتان دارد.

در واقع افزودن اتان و پروپان به فراهم نمودن شرایط برای وقوع احتراق خود به خودی کمک می کند در حالیکه با بررسی های تاثیر دما پی بردیم که افزایش دما نیز نقش مشابهی در وقوع احتراق خود به خودی دارد. پس با بالا رفتن دما به فراهم شدن شرایط کمک نموده ایم که این امر باعث می شود تا تاثیر افزودن پروپان کم رنگ شود.



- [1] Onishi, S., Hong Jo, S., Shoda, K., Do Jo, P., and Kato, S., "Active Thermo-Atmosphere Combustion (ATAC) - A New Combustion Process for Internal Combustion Engines", SAE Paper No.790501, (1979).
- [2] Noguchi, M., Tanaka, Y., Tanaka, T., and Takeuchi, Y., "A Study on Gasoline Engine Combustion by Observation of Intermediate Reactive Products during Combustion", SAE Paper No. 790840, (1979).
- [3] Pucher, G.R., Gardiner, D., Bardon, M. F., Battista, V., "Alternative combustion systems for piston engines involving homogeneous charge compression ignition concepts – A review of studies, " SAE 962063.
- [4] Christensen, M., Johansson, B., Einewall, P., "Homogeneous charge compression ignition (HCCI) using isoctane, ethanol and natural gas – A comparison with spark-ignition operation, " SAE paper 972874.
- [5] Kelly-Zion, and Dec, E.J, " A Computational Study of the Effect of Fuel-Type on Ignition Time in HCCI engines, " 28th Int. Combustion Symposium, 2000.
- [6] Li, J., Zhao, H, Ladommatos and Ma, T., "Research and Development of Controlled Auto-Ignition (CAI) Combustion in a 4-Stroke Multi-Cylinder Gasoline Engine, SAE paper 2001-01-3608.
- [7] Kemp, D. et al, "Advanced Internal EGR Promoted Combustion Facilitated with a Fully Flexible Valvetrain", submitted to COMODIA, 2001.
- [8] Stanglmaier, R.H., Roberts, C.E, "Homogeneous charge compression ignition (HCCI): Benefits, compromises, and future engine applications, " SAE paper 1999-01-3682.
- [9] Thring, R. H., "Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) engines", SAE paper 892068
- [10] Olsson, et al, "Experiments and Simulation of a Six- Cylinder Homogeneous Charge Compression Ignition Engine", SDAE paper 2000-04 212867.
- [11] Fiveland, S.B., Assanis, D.N., "A Four-stroke Homogeneous Charge Compression Ignition engine Simulation for Combustion and Performance Studies", SAE paper 2000-01-0332.
- [12] Najt, P. M.and Foster, D.E. "Compression-Ignited Homogenous Charge Combustion", SAE paper 830264, 1983.
- [13] Kaimai T. et al., effects of a Hybrid Fuel System with Diesel and Premixed DME/methane Charge on Exhaust Emission in a small DI Diesel Engine, SAE Technical Paper, No.1999-01-1509 (1999).
- [14] Westbrook, C.K, "Chemical Kinetics of Hydrocarbon Ignition in Practical Combustion Systems, " 28th Intentional Combustion Symposium, 2000.



انجمن احتراق ایران

سومین کنفرانس سوخت و احتراق ایران

تهران - دانشگاه صنعتی امیرکبیر - اسفند ماه ۱۳۸۸



دانشگاه صنعتی امیرکبیر

دانشکده مهندسی هوافضا

FCCI2010-3106

[15] Aceves, S. M.; Flowers, D. L.; Westbrook, C.K., Smith, J. R.; Pitz, W.; Dibble, R., Christensen, M., Johansson, B., "A multi-zone model for prediction of HCCI combustion and emissions", SAE paper 2000-01-0327.

[16] Easley, W et al, "Modeling of HCCI Combustion and Emissions Using Detailed Chemistry, " SAE paper 2001-01-1029.

[17]. "http://www.me.berkeley.edu/gri_mech/"

[18] Fiveland S. B. et al., Experimental and Simulated Results Detailing the Sensitivity of Natural Gas HCCI Engine to Fuel Composition, SAE Technical Paper, No. 2001-01-3609 (2001).