

مطالعه اثر پارامترهای کلیدی در کنترل زمان احتراق و عملکرد موتور HCCI

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

دانشگاه خواجه نصیرالدین طوسی

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

چکیده

موتورهای HCCI پتانسیل بالایی در رسیدن به راندمان بالا و آلاینده‌گی کم از خود نشان داده اند. اما یکی از اصلی ترین چالش ها در موتورهای HCCI، کنترل زمان احتراق برای رسیدن بالا و آلاینده‌گی کم می باشد. بنابراین برخی سیستم های کنترلی، برای مثال سیستم دریچه متغییر (VVT) و یا نسبت تراکم متغییر پیشنهاد شده اند که این سیستم ها سنگین و پیچیده می باشند. برای شناختن روش های کنترل زمان احتراق بررسی تاثیر پارامترهای مختلف در زمان احتراق و عملکرد موتور بسیار حیاتی می باشد. با توجه به این چالش در این مطالعه برای درک و توسعه روش های کنترل زمان احتراق، سعی شده تا اثرات پارامترهای مختلف بر زمان احتراق و عملکرد موتور بررسی شود. 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 که دقت قابل قبولی در تخمین شروع زمان احتراق و محاسبه پارامترهای عملکردی موتور دارد استفاده شده است. موتور مورد بررسی، یک موتور Volvo – TD 100 می باشد که آزمایشات متعددی بر روی آن انجام شده است. این مدل سازی توسط یک برنامه کامپیوتری به زبان MATLAB نوشته شده است. برای انجام محاسبات ترمودینامیکی و سینیتیکی از توابع تعریف شده در بسته CANTERA استفاده شده است. با استفاده از این مدل تاثیر پارامترهای دمای ورودی، غلظت مخلوط، نسبت تراکم، بر پیش بینی زمان احتراق و پارامترهای عملکردی موتور بررسی شده است.

کلمات کلیدی: احتراق تراکمی مخلوط همگن HCCI، رقیق سازی، نسبت تراکم، گاز طبیعی، زمان احتراق، عملکرد موتور، NOx

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

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

شعله، به وقوع می پیوندد. در همان سال آقای ناگوچی^۱ یک احتراق خودبخودی را در موتورهای بنزینی دو زمانه مطرح نمود که فرآیند احتراق آن به نام احتراق تویوتا-سوکن^۲ 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 گازوییل، 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^۳ 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. مدل سازی می تواند باعث کاهش هزینه های تجربی شود و اطلاعات با ارزشی را برای درک بهتر فرایندهای موتور فراهم می کند. بنابراین مدل سازی می تواند مسیرهای راهنمایی برای طراحی موتور ترسیم کند و منجر به کاهش زمان نتیجه گیری شود.

¹ Naguchi

² Toyota_Soken

³ knock

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 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

متدولوژی 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 :

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

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

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

^۱ acevec

^۲ easley

برای $m = 1, \dots, M$ 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 :

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

با جایگذاری رابطه ۴ در رابطه ۵ خواهیم داشت :

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

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

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

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.

۲-۲- مدل انتقال حرارت

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 دریچه هوا و اتاق احتراق، کمتر یا بیشتر می شود، رخ می دهد. به علاوه مساحت سطح اتاق احتراق در هر چرخه نیز تغییر می کند. شار حرارتی به دلیل تغییر در دمای گاز اتفاق می افتد. این تاخیر بین شار حرارتی و تفاوت دمای متغیر به وضوح قابل درک است اما دقت اندازه گیری های امروز فقط به یک تخمین تقریبی از شدت آن کفایت می کند. به طور کلی این نتیجه منطقی است که فرضیه شبه پایدار بودن انتقال حرارت برای اغلب اهداف محاسبه ای درست می باشد. 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 می باشد 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 می شود:

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

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

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 می آید:

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

پس از محاسبه h مقدار نرخ انتقال حرارت به سادگی قابل محاسبه می باشد. همان طور که توضیح داده شد در قسمت قبل مساله تشریح شد و حل معادلات ۴ و ۸ به طور همزمان مورد نظر می باشد. 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 می باشد (با فرض اینکه مخلوط M گونه شیمیایی داشته باشد) در نتیجه در مجموع $M+1$ معادله را به طور همزمان می بایست حل نمود.

هم چنین به منظور انجام محاسبات ترمودینامیکی به دسته ای از متغیرها و یا مجموعه ای از کدهای از پیش آماده شده که گونه های شیمیایی، ثابت های خواص ترمودینامیکی آنها، واکنشها و ثابت های نرخ واکنش را در خود جای دهد نیاز می باشد 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 مقیاس های زمانی در محدوده گسترده ای تغییر می کند، 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 قابلیت های فراوان نرم افزار MATLAB در حل معادلات دیفرانسیل و همچنین وجود توابع ترمودینامیکی نرم افزار

^۱ Stroke

^۲ Connecting rod

^۳ Bore

CANTERA که در محیط ++C و یا MATLAB قابل اجرا می باشد 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 می باشد برای حل دستگاه معادلات استفاده نموده ایم.

۲-۳- مدل سینتیکی

برای مدل سینتیکی، مکانیزم استفاده شده یک مکانیزم مفصل (با جزئیات) با نام GRI 30 در نظر گرفته شده است که قابلیت متصل شدن به مدل ترمودینامیکی را از طریق برخی زیر مسیرهای نوشته شده دارد. این مکانیزم که به مکانیزم سوختن گاز طبیعی نیز مشهور است شامل ۵۳ گونه شیمیایی و ۳۲۵ واکنش می باشد. [۱۷]

هم چنین به منظور انجام محاسبات ترمودینامیکی به دسته ای از متغیرها و یا مجموعه ای از کدهای از پیش آماده شده که گونه های شیمیایی، ثابت های خواص ترمودینامیکی آنها، واکنشها و ثابت های نرخ واکنش را در خود جای دهد نیاز می باشد تا در صورت لزوم در برنامه از آنها استفاده شود.

در ذیل به واکنش های اساسی سوختن متان اشاره می کنیم:



واکنش (۱۸) یک واکنش شاخه ای زنجیری لازمست. بنابراین غلظت های فرمالدئید بایستی قبل از آنکه هر گونه شاخه ای شدن مهمی در زنجیر صورت پذیرد، بالا رود و باعث افزایش تجمع رادیکال می گردد.

برای دسترسی به قابلیت برای محاسبه خواص ترمودینامیکی - ترموسینتیکی نیز از کتابخانه دینامیک (فعال) Cantera تحت نرم افزار MATLAB استفاده شده است. 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]

¹ Object oriented

² Open-source

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

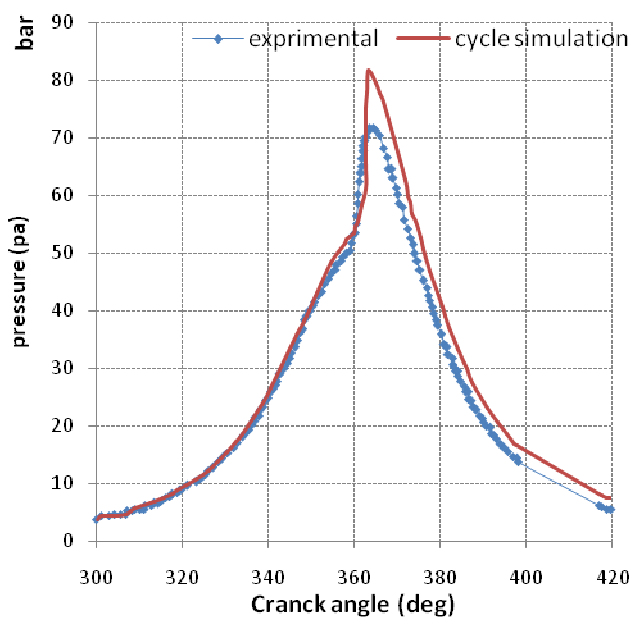
نسبت تعادلی	۰.۳
دور موتور (دور در دقیقه)	۱۰۰۰
فشار منیوفیلد ورودی (بار)	۱

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

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]

¹ Fiveland

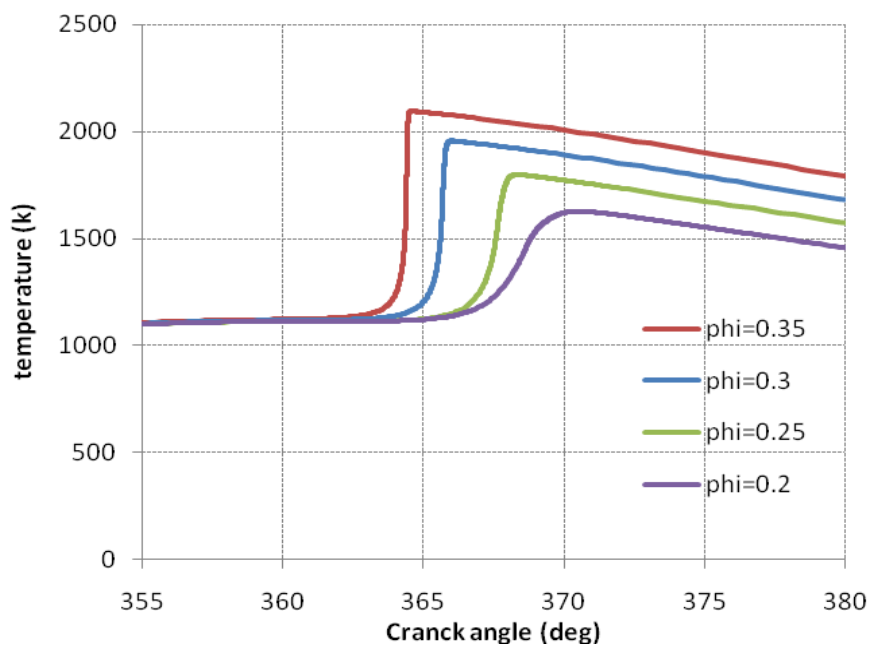


شکل ۱- نمودار تغییرات فشار بر حسب زاویه میل لنگ برای سیکل تجربی و مدل سازی شده

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.

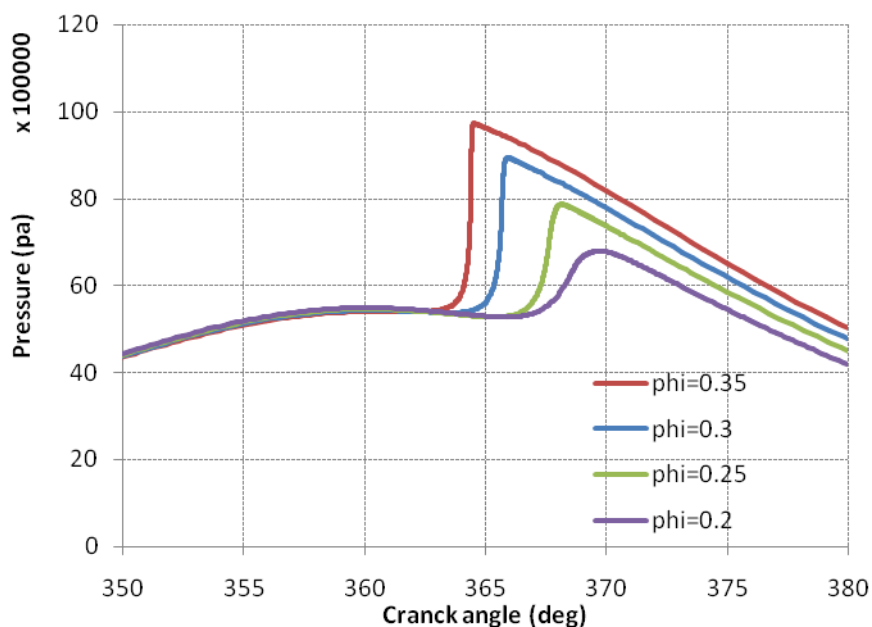
۵- نتایج

در اولین بررسی به منظور کنترل زمان احتراق به مطالعه مقایسه ای اثر رقیق سازی مخلوط بر روی زمان احتراق بررسی می شود. شکل ۴ نمودار تغییرات دما بر حسب زاویه میل لنگ را نشان می دهد. در این بررسی مخلوط هوا و سوخت متان با نسبت های هم ارزی مختلف و در فشار اولیه ۱۰۰ kpa و دمای ۴۰۰ درجه کلونین با هم مقایسه شده اند.



شکل ۲- نمودار تغییرات دما بر حسب زاویه میل لنگ

در ادامه برای مثال مورد نظر نمودار تغییرات فشار بر حسب زاویه میل لنگ برای نسبت های هم ارزی متفاوت ارائه شده است.



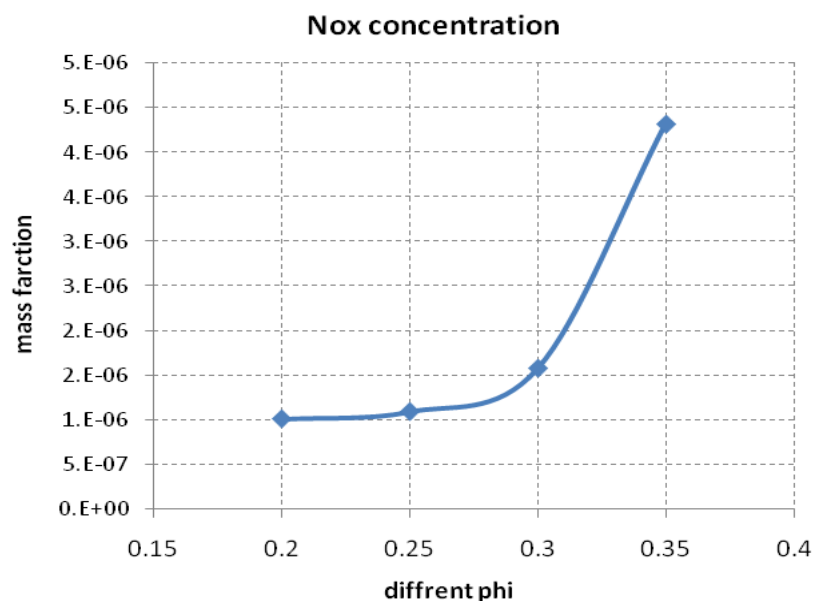
شکل ۳- نمودار تغییرات فشار بر حسب زاویه میل لنگ برای غلظت های مختلف

FCCI2010-3107

همان گونه که در شکل قابل مشاهده می باشد با رقیق سازی سوخت که با کاهش غلظت متان CH_4 حاصل می شود تغییرات قابل توجهی در جابه جایی زمان احتراق پدیدار نمی شود. با تغییر نسبت هم ارزی از ۰.۳۵ تا ۰.۲ زمان احتراق از ۳۶۳.۹ درجه تا ۳۶۷.۴ درجه کاهش می یابد.

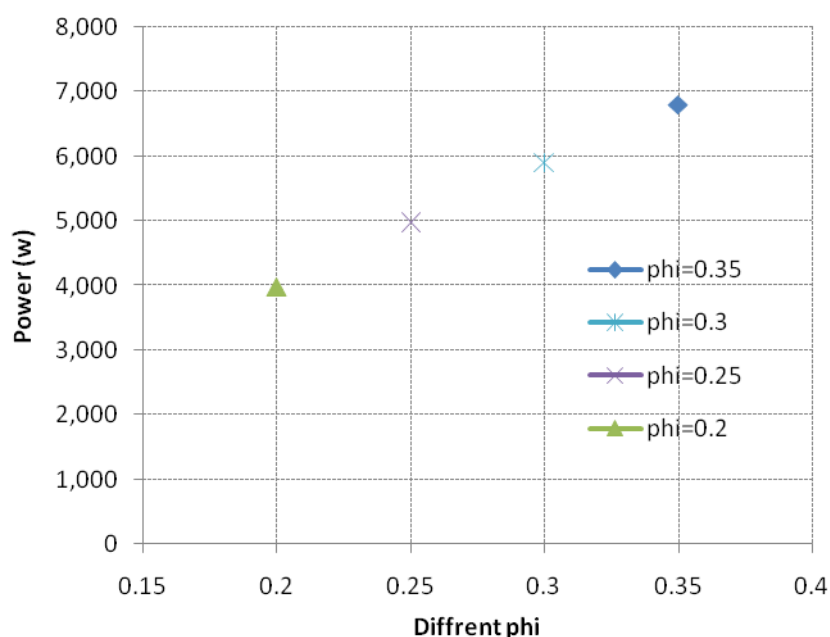
از نتایج ارائه شده این گونه برمی آید که رقیق سازی مخلوط زمان شروع احتراق خود به خودی را به میزان کمی به تاخیر می اندازد. اما با زیاد نمودن نسبت هم ارزی (غنی سازی مخلوط) دمای ماکزیمم احتراق نیز افزایش می یابد که نشان دهنده افزایش نرخ آزادسازی انرژی حرارتی می باشد. این امر سبب می شود تا در نسبت های هم ارزی بالاتر کنترل احتراق خود به خودی عملاً امکان پذیر نباشد. اما از سوی دیگر رقیق سازی بیش از اندازه نیز سبب خواهد شد تا دمای ماکزیمم احتراق کاهش یافته و باعث افزایش آلاینده گی CO شود.

در ادامه برای مقایسه به بررسی عملکرد موتور پرداخته شده که در این میان به بررسی تغییرات توان و میزان آلاینده گی NO_x اشاره شده است. همان گونه که بحث شد با زیاد نمودن نسبت هم ارزی (غنی شدن مخلوط) دمای ماکزیمم احتراق نیز افزایش می یابد که نشان دهنده افزایش نرخ آزادسازی انرژی حرارتی می باشد. این امر می تواند به افزایش توان موتور بیانجامد. همان گونه که در نمودار مشاهده می شود با افزایش غلظت سوخت توان ماکزیمم موتور نیز افزایش می یابد اما همچنان مشکل احتراق کنترل نشده در نسبت های هم ارزی بالا مانع از افزایش بی رویه آن می باشد. در این میان افزایش نسبت هم ارزی باعث افزایش دمای ماکزیمم احتراق شده که این امر باعث افزایش آلاینده NO_x می شود.



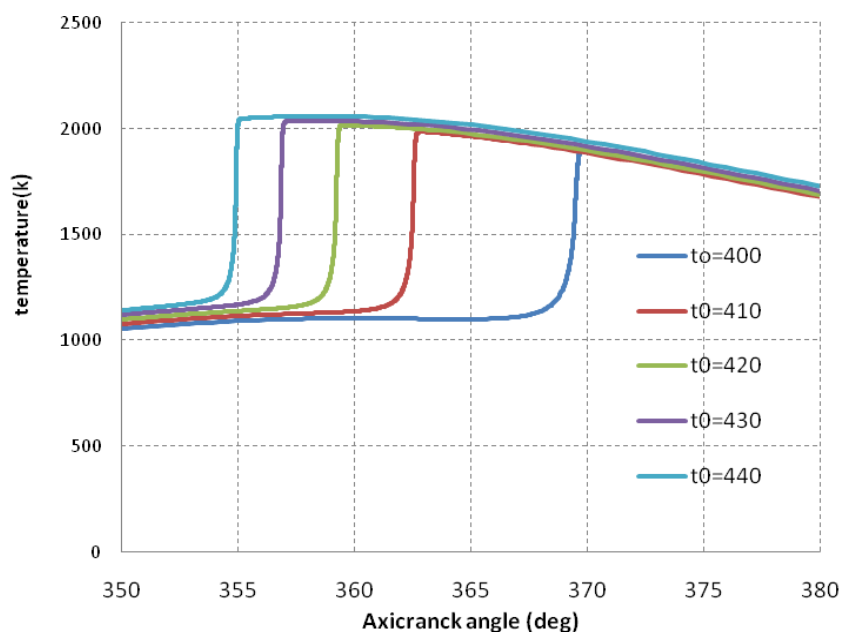
شکل ۴- نمودار تغییرات نسبت جرمی آلاینده NO_x با تغییر غلظت

با توجه به نمودارهای ۶-۷ و ۶-۸ می بینیم که با غنی شدن مخلوط توان موتور بیشتر شده اما به علت افزایش دمای احتراق میزان NOx تولیدی نیز افزایش می یابد که نامطلوب می باشد. با این وجود به نظر می رسد که با توجه به میزان توان و آلایندگی NOx، نسبت هم ارزی ۰.۳ در این تحلیل بهینه می باشد.

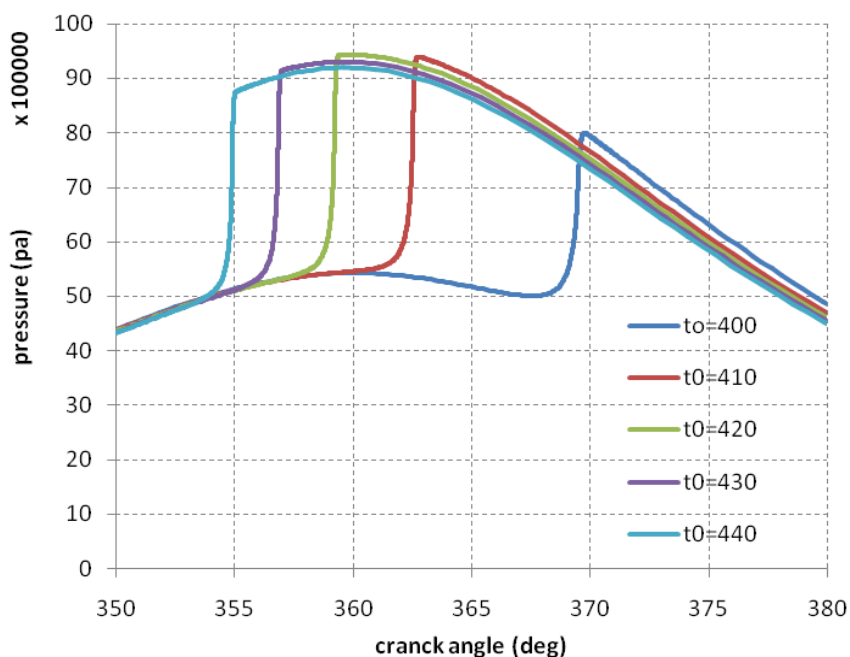


شکل ۵- نمودار تغییرات توان بر حسب غلظت سوخت

می توان مشاهده نمود که با کاهش ۴۰ درصدی در غلظت سوخت کاهش تقریبی ۴۰ درصدی در توان عملکردی موتور را در پیش رو خواهیم داشت. اما یکی دیگر از عوامل مهم و تاثیرگذار بر زمان احتراق دمای ورودی مخلوط می باشد. در تحلیل بعدی به بررسی اثر دما بر روی گستره شرایط کارکردی موتور خواهیم پرداخت. به این منظور تحلیل مخلوط هوا و سوخت متان با نسبت هم ارزی ۰.۳ و در فشار اولیه ۱۰۰ kpa می باشد و مانند بررسی قبلی برای درک اثر دمای ورودی بر زمان احتراق و عملکرد موتور نمودارهای دما بر حسب زاویه میل لنگ، فشار بر حسب زاویه میل لنگ، نمودار تغییرات شروع زمان احتراق بر حسب دمای ورودی متفاوت، نمودار تغییرات توان بر حسب دمای ورودی متفاوت، نمودار تغییرات نسبت جرمی آلایندگی NOx بر حسب دمای ورودی متفاوت ارائه شده و به بررسی نکات و نتایج حاصله خواهیم پرداخت. همان طور که انتظار داریم افزایش دمای اولیه باعث افزایش دمای تراکم و سریع تر شدن نرخ واکنش های شیمیایی می شود که در نتیجه باعث پیش رسی در احتراق می شود.

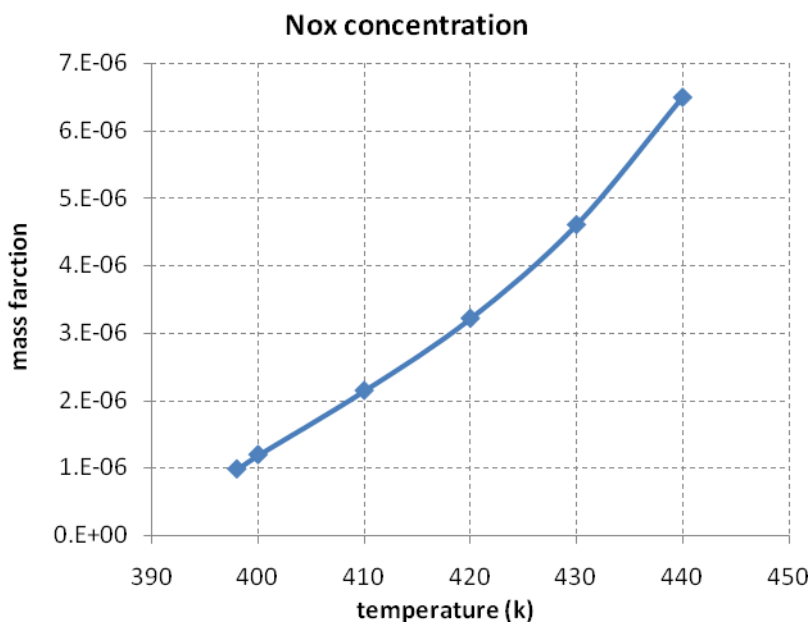


شکل ۶- نمودار تغییرات دما بر حسب زاویه میل لنگ

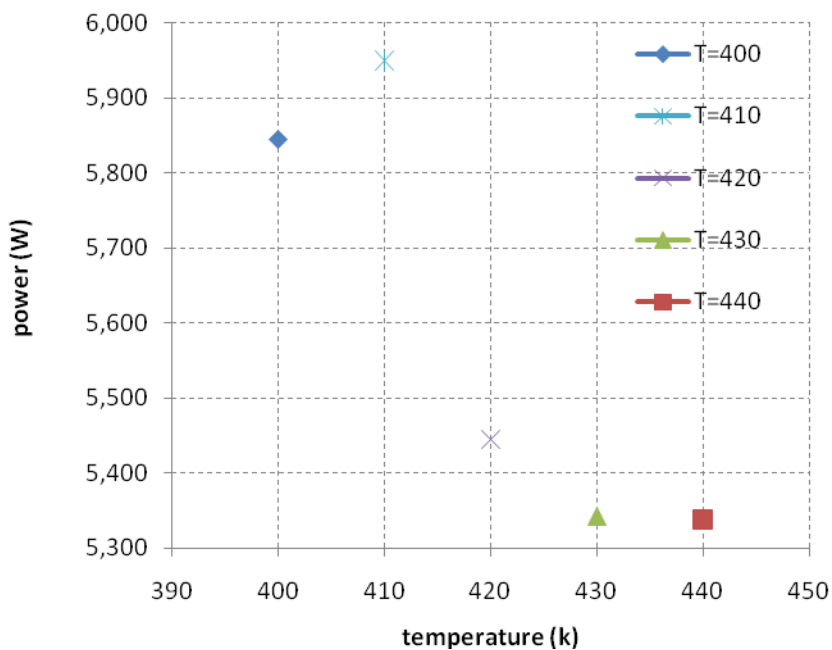


شکل ۷. نمودار تغییرات فشار بر حسب زاویه میل لنگ

بدیهی است با افزایش دمای ورودی، دمای ماکزیمم احتراق افزایش می یابد که این امر منجر به افزایش میزان آلاینده‌گی NOx می شود. نمودار این تغییرات در شکل زیر مشاهده می شود.



شکل ۸- نمودار تغییرات نسبت جرمی آلاینده NOx با تغییر دما



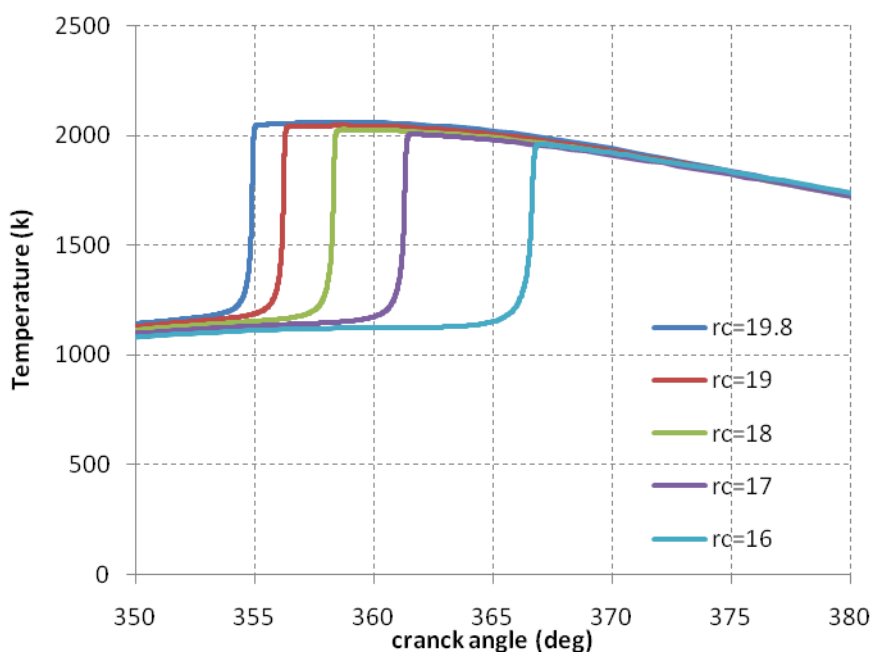
شکل ۹- نمودار تغییرات توان بر حسب دمای ورودی متفاوت

FCCI2010-3107

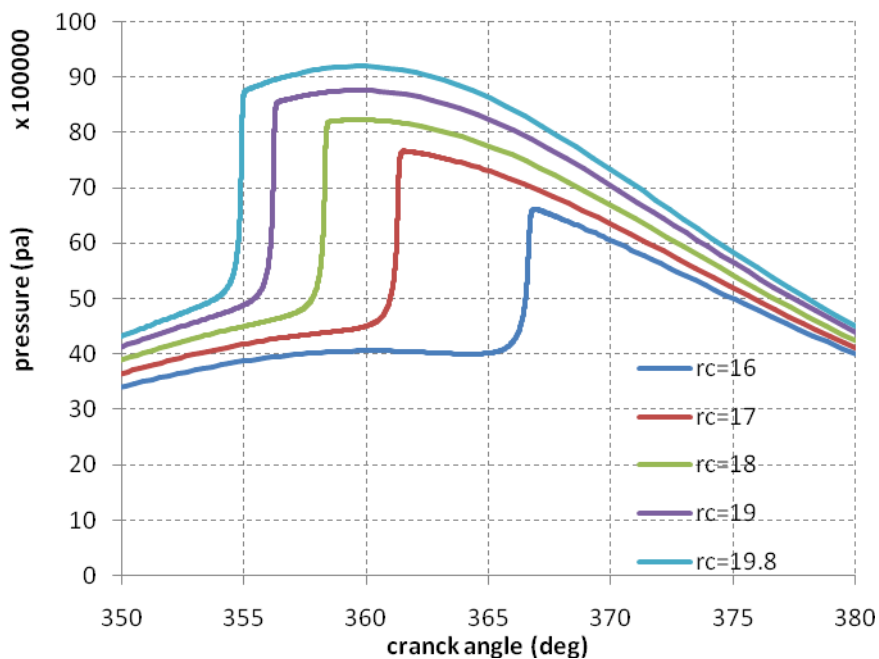
با توجه به مطالب بحث شده و نمودارهای تغییرات توان بر حسب دمای ورودی متفاوت و تغییرات نسبت جرمی آلاینده NOx مشاهده می شود که دمای ۴۱۰ درجه کلوین در این شرایط مناسب ترین دما برای کارکرد موتور می باشد. در کل می توان این گونه نتیجه گرفت که تغییر دادن دما در لحظه بسته شدن سوپاپها می تواند یکی از موثرترین روش ها برای کنترل احتراق خود به خودی باشد.

در این قسمت سعی شده تا با بررسی نسبت های تراکم متفاوت تاثیر این پارامتر بر روی زمان احتراق و عملکرد موتور بررسی شود. در تغییر نسبت تراکم، حجم محفظه احتراق در لحظه نقطه مرگ بالا ثابت در نظر گرفته شده و حجم جابجایی تغییر نموده است. با کاهش نسبت تراکم دمای لازم برای شروع خود اشتعالی نیز افزایش می یابد، به طوری که در نسبت تراکم ۱۶ دمای لازم برای شروع احتراق به ۴۴۰ درجه کلوین می رسد. با توجه به این مطلب و نیاز به مقایسه حالت های مختلف نسبت تراکم در دماهای یکسان، این تحلیل برای تمام حالت در دمای یکسان ۴۴۰ درجه کلوین تحلیل شده است.

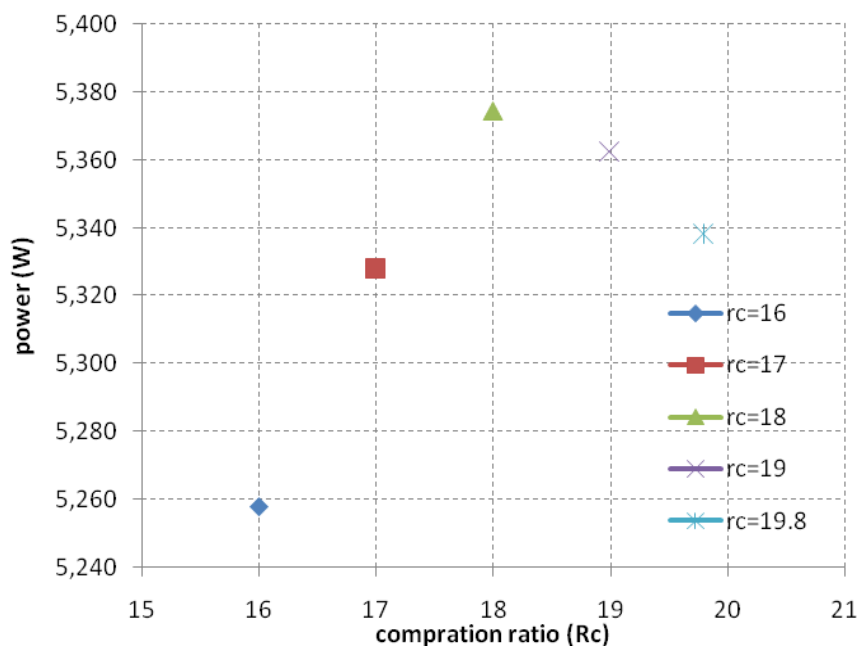
با توجه به شکل ذیل مشاهده می شود که کاهش نسبت تراکم باعث به تاخیر افتادن زمان احتراق و کاهش دمای ماکزیمم شود. در واقع کاهش نسبت تراکم پارامتر مطلوبی نمی باشد اما زیاد شدن نسبت تراکم نیز محدودیت های فیزیکی به همراه خواهد داشت.



شکل ۱۲- نمودار تغییرات دما بر حسب زاویه میل لنگ



شکل ۱۳- نمودار تغییرات فشار بر حسب زاویه میل لنگ



شکل ۱۴- نمودار تغییرات توان بر حسب تغییرات نسبت تراکم



FCCI2010-3107

مشاهده می نماییم که نسبت تراکم بالاتر می تواند دمای مخلوط را در طول فرآیند تراکم بالاتر ببرد و بنابراین به طور موثری به احتراق خود به خودی کمک کند. نسبت تراکم بالاتر منجر به دمای هوای ورودی پایین تر و چگالی ورودی بالاتر می شود. علاوه بر این نسبت تراکم بالاتر منجر به افزایش راندمان حرارتی می شود.

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. رقیق سازی سوخت تاثیر به سزایی در شروع زمان احتراق ندارد اما به شدت در نرخ آزادسازی انرژی تاثیر گذار است و باعث کاهش محسوس دمای احتراق می شود. در نتیجه رقیق سازی، کنترل احتراق خود به خودی را امکان پذیر می نماید. با کاهش دمای احتراق میزان آلاینده‌گی NOx نیز کاهش می یابد. اما کاهش توان عملکردی و حتی از دست دادن احتراق از محدودیت های رقیق سازی می باشد.

۳. 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 آلاینده‌گی 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.

۴. از تغییرات نسبت تراکم می توان به عنوان جایگزینی برای حرارت دادن هوای ورودی به عنوان یک روش موثر برای کنترل احتراق HCCI استفاده نمود. نسبت تراکم بالاتر می تواند دمای مخلوط را در طول فرآیند تراکم بالاتر ببرد و بنابراین به طور موثری به احتراق خود به خودی کمک کند. اما پیدا کردن مکانیسم کاربردی برای نسبت تراکم متغییر دشوار می باشد. نسبت تراکم بالاتر منجر به دمای هوای ورودی پایین تر و چگالی ورودی بالاتر می شود. علاوه بر این نسبت تراکم بالاتر منجر به افزایش راندمان حرارتی می شود.

مراجع

[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).



FCCI2010-3107

- [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.
- [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).