مدل شبه بعدی برای پیشگوئی احتراق و آلایندگی موتورهای دیزلی دوگانه سوز

وهاب پیروزپناه استاد دانشکده مهندسي مکانیک، دانشگاه تبریز
صمد جعفرمدار دانشجوي دورة دکتراي دانشکده مهندسي مکانیک، دانشگاه تبریز

چکیده

در مقاله حاضر یک مدل شبه بعدی احتراق ارائه شده که در آن برای پیشگوئی فرآیند احتراق و آلایندگی موتورهای دوگانه سوز (دیزل-گاز) پاشش مستقیم از مدل سینتیک شیمیائی مفصل برای سوخت گازی استفاده شده است. مکانیسم سینتیکی شامل ۳۲۵ واکنش و ۵۳ گونه شیمیائی میباشد (GRI3)[1]. انرژی آزاد شده توسط سوخت آتشزای دیزلی به صورت توابع وبب در نظر گرفته شده است. مقادیر پیشگوئی شده برای فشار سیلندر در این مدل برای موتور دوگانه سوز (گاز طبیعی-گازوئیل) با مقادیر تجربی مقایسه شده و توافق خوبی را نشان می‌دهد.

کلمات کلیدی: دوگانه سوز، موتورهای دیزلی، احتراق، سینتیک شیمیائی، آلایندگی، مدلسازی، سوخت آتشزا.

Quasi-Dimensional Combustion Model for Predicting Combustion and Emission of Dual Fuel Diesel Engines

V. Pirouzpanah and S. Jafarmadar
Mechanical Engineering Department, University of Tabriz, Tabriz, Iran

Abstract

The present work includes a quasi-dimensional combustion model to predict the combustion of direct injection dual fuel diesel engines by a detailed chemical kinetic model for gaseous fuel combustion. Chemical kinetic model consist of 325 reactions with 53 species (GRI3). Heat release rate of pilot fuel at this model is considered by two Wiebe functions. Predicted values of cylinder pressure for dual fuel operation show good agreement with corresponding previous experimental data.

Key words: Dual fuel, Diesel engines, Combustion modeling, Emission, Chemical kinetics, Pilot fuel.

1-GRI (Gas Research Institution)

۱- مقدمه

در آینده قوانین محدود کننده سطح آلایندهها سختتر خواهد شد و این قوانین براي موتورهاي دیزلي کاهش همزمان NO_x و دوده را دربر مي‌گیرد. یکی از راههای مناسب و کم هزینه برای اینکار، دوگانه سوز کردن موتورهاي دیزلي است که توسط پژوهشگران براي جایگزیني عمدة گازوئیل با گاز طبیعی وکاهش آلودگي در موتورهاي دیزلي پیشنهاد شده است [۱]. در این موتورها گاز طبیعي با هواي تازه در مجراي ورودي پیش آمیخته شده و به صورت همگن به داخل محفظه احتراق هدایت مي‌شود یا به کمك افشانه به داخل محفظه احتراق پاشیده مي‌شود، سپس در معرض اشتعال چند نقطه‌اي ناشي از اشتعال تراکمي سوخت آتش‌زا قرار گرفته و نهایتاً شعله از نقاط اشتعال شروع شده و در داخل مخلوط همگن گاز طبیعي و هوا انتشار مي‌یابد. دوگانه سوز کردن موتورهاي دیزلي دوده را به مقدار چشمگیري کاهش مي‌دهد و بازده گرمائی موتور دوگانه سوز در اطراف شرایط تمام بار با موتور دیزلي یکسان، حتي بیشتر از آن است. طبق تحقیقات پروفسور Karim مشکل موتورهاي دوگانهسوز در نزدیکي تمام بار، غلظت زیاد NO_x و در بارهاي جزیي غلظت زیاد CO، UHC و افت شدید بازده گرمائی است و این امر عمدتاً ناشي از فقیرتر شدن مخلوط کلي هوا و سوخت و استفاده کمتر از سوخت دیزل است [۲ و ۳].

نتایج تحقیقاتي Takashi و همکاران [۴] نشان مي‌دهد که براي کاهش NO_x در نزدیکي بار کامل استفاده از EGR سرد همراه با اندازه حداقل آن و براي بهبود بازده و کاهش آلایندگي در بارهاي جزئي استفاده از EGR گرم همراه با اندازة حداکثر و گرمایش هواي ورودي به عنوان بهترین راهحل مي‌باشند.

سالهای متوالی است که مدلهای شبه بعدی برای مدل کردن و مطالعه دقیق احتراق در موتورهای احتراق داخلی و اثرات EGR برفرایند احتراقی آنها، به عنوان راهحل مناسب و اصلی پذیرفته شدهاند. مدلهای شبهبعدی برای شبیهسازی فرایند احتراق موتورهای دیزلی دوگانه سوز نیز به کار میروند [۹-۵].

در این مدلها سوخت آتشزا به عنوان چشمه حرارتی در نظر گرفته شده و از اثرات سینیتیکی سوخت آتشزا بر سوخت گازی صرفنظر شده است. در برخی مدلها از مدل تک منطقهای استفاده شده [۷-۵] و در برخی دیگر برای مطالعه سرعت انتشار شعله در داخل مخلوط هوا و سوخت، مدل دو منطقهای برای احتراق سوخت گازی اعمال شده است [۸ و ۹]. در حالت کلی این مدلها بر اهمیت نرخ پاشش سوخت و تشریح مراحل فرآیند احتراق به صورت ریاضی تأکید میکنند. از طرف دیگر براي پیشگوئي فرایند احتراق موتورهای دوگانه سوز از مدلهای چند بعدي CFD نیز استفاده شده است که شامل مدلهاي تک بعدی، دو بعدي و سه بعدي مي‌باشند [۱۰ و ۱۱]. مبنای کار آنها براساس حل عددی معادلات بقاء جرم، انرژی، مومنتوم و گونهها میباشد که از طریق آنها میتوان به مطالعه میدان جریان در داخل محفظه احتراق پرداخت. در حالت کلي نتایج حاصل از مدلهای شبهبعدي به دلیل اینکه جزئیات دینامیك جریان را در نظر نمي‌گیرد، قابلیت کمي در ارائه نتایج دقیق دارند ولي نتایج کلي این مدلها در مقایسه با مدلهای چند بعدي مورد قبول بوده و حجم کار رایانهاي نیز در این مدلها کمتر است. در سالهای اخیر مدل کردن سینتیک شیمیائی یکی از ابزارهای قوی برای مطالعه سیستمهای احتراقی مطرح شده است. مدل کردن شیمیائی برای مطالعه دقیق نرخ واکنش گونههای مهم، توزیع محصولات احتراق، نرخ انرژی آزاد شده، راندمان احتراق و دیگر پارامترهای شیمیائی احتراق اهمیت فراوان دارند. در دسترس بودن کامپیوترهای با قدرت و سرعت بالا، فهمیدن و حل مسائل پیچیده موجود در موتور های دوگانهسوز از جمله احتراق در بارهای کلی، واکنشهای پیش اشتعالی، آلایندگی، احتراق در بارهای جزئی و پیشگوئی کوبش با استفاده از حل معادلات سینتیک، را ممکن میسازد [۱۴-۱۲] .

۲-تشریح مدل

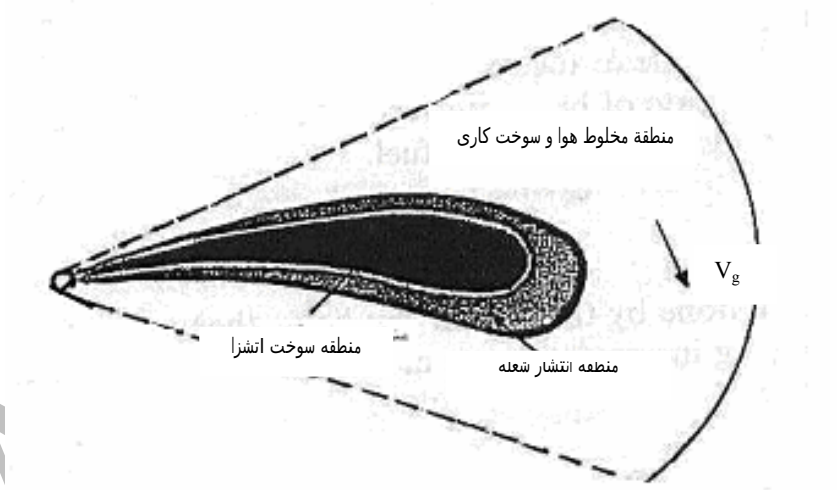
در این مدل مخلوط هوا و سوخت به عنوان مدل تک منطقهای فرض شده است که در معرض تغییرات دما و فشار حاصل از حرکت پیستون و واکنشهای پیش اشتعالی قرار میگیرد. سوخت آتشزای دیزلی به عنوان چشمه حرارتي و منبع اشتعال برای سوخت گازی عمل میکند و باعث آزاد شدن انرژی سوخت گازی میشود. در طول مراحل تراکم، احتراق، انبساط سینیتیک کامل مخلوط هوا و سوخت گاز طبیعی برای پیشگوئی محصولات احتراق و سایر پارامترها اعمال میشود. مکانیسم سینتیکی مورداستفاده شامل ۳۲۵ واکنش و۵۳ گونه شیمیائی میباشد که در مرجع [۱۵] واکنشهای مربوطه آورده شده است. این مکانیسم کلیه ترکیبات گاز طبیعی را شامل نبوده و به دلیل پیچیدگی بیش از حد مسئله و بیشتر شدن واکنشهای مربوطه،

فقط ترکیبات متان، اتان،پروپان، دی اکسیدکربن و نیتـــروزن در نظر گرفتـــه شـــده است. به همین دلیل نمی تواند آلاینـدهـا را به صورت دقیق پیشگوئی کند. لذا در این مقاله به مطالعـه رفتـار آلایندهها بـه صـورت کیفـی و پـارامتري پرداختـه خواهـد شـد. ترکیب گاز مورد استفاده در جدول (۱) آورده شده است.

احتـراق هـر موتـور دوگانـه سـوز بـا ابعـاد، نـسبت تـراکم و زمانبندی سوپاپ مشخص را میتوان با این مدل شبیهسازی کرد. فرض می‌شود که مخلوط هوا و سوخت گاز طبیعی کاملاً همگـن بـوده و در طول کورس مکش با هم مخلوط شدهاند. بعد از بسته شدن سوپاپ ورودی، مخلوط متراکم و محترق شـده، تـا مرحلـه تخلیه منبسط مـی‌شود. در تمـامی مراحـل فـوقالـذکر معـادلات سینتیک شیمیائی گونهها، بقاء انرژی و حالت به صورت دسـتگاه معادلات دیفرانسیل کوپل هم برای پیشگوئی تغییرات در غلظـت گونهها، خواص ترمودینامیکی مخلوط و نرخ آزادسازی انـرژی بـه صورت دستگاه معـادلات غیرخطـی در مـی‌آینـد. در شـکل (۱) نمائی از مدل حاضر به صورت شماتیک نشان داده شده است.

جدول ۱- ترکیب گاز طبیعی مورد استفاده در تست موتور (گاز طبیعی کشور نیوزیلند) [۱۸]

Methane	Ethane	Propane	i-Butane	n-Butane
۸۴/۷۰۱۸	۷/۰۹۲۹	۲/۰۵۶۶	۰/۳۱۹	۰/۳۳۳۲
neo-pentane	i- pentane	n- pentane	Hexanes	Carbon Dioxide
۰/۰۰۵۳	۰/۰۰۶۸۹	۰/۰۴۴۵	۰/۰۲۲	۲/۵۶
Nitrogen	Heptanes	Octane		
۲/۷۸۰۱	۰/۰۱۳	۰/۰۰۲۶		



شکل ۱- نمائي از توزیع سوخت در سیلندر یک موتور دوگانه سوز [۷]

۳- پیشفرضها

در ایـــن مدل اثر سوخت دیـــزل بـــر سوخت گـازي را تنهـا به صورت چشمه حرارتي در نظر گرفته کـه مقـدار آن از طریـق منحني انرژي آزاد شده سوخت دیزل به دسـت مـي‌آیـد. (اثـرات شیمیائي سوخت دیزل بر سوخت گازي صرفنظر شده است).

همچنین فرض شده است که هیچگونه گرادیان دما و فشار، نشتی گاز از سیلندرها و سوپاپها وجود ندارد، اتلافات حرارتی از دیوارهای سیلندر به محیط اطراف صرفنظر شده است، تمام گونههای شیمیائی به صورت گاز ایدهال رفتار میکنند.

۴- فرمولبندی ریاضی مدل

۴-۱- مدل آزادسازی انرژي سوخت آتشزا

احتراق سوخت آتشزا همانطور که در زیرتشریح شـده اسـت در دو مرحله صورت می‌گیرد. مرحله اول از نـوع پـیش آمیختـه

می‌باشد که در طول مراحل اولیه احتراق اتفاق می‌افتد و همراه با نرخهای بالای آزادسازی انرژی در زمان خیلی کوتاه است. مرحله دوم احتراق پخشی است که بیشتر زمان احتراق را اشغال می‌کند و همراه با زمان طولانی و نرخهای پائین آزادسازی انرژی می‌باشد. این دو مرحله می‌توانند از طریق توابع ویب به صورت زیر تعریف شوند [۱۶]:

$$dQ/d\theta = a(\frac{Q_p}{\theta_p})m_p(\frac{\theta-\theta_s}{\theta_p})^{m_p-1}\exp(-a(\frac{\theta-\theta_s}{\theta_p}))^{m_p} + a(\frac{Q_d}{\theta_d})m_d(\frac{\theta-\theta_s}{\theta_d})^{m_d-1}\exp(-a(\frac{\theta-\theta_s}{\theta_d}))^{m_d} \quad (۱)$$

که در فرمول فوق اندیس" p" و" d" به ترتیب مربوط به احتراق پیش آمیخته و احتراق پخشی بوده، همچنین "θ_p"، "θ_d"، "Q_p"و "Q_d" به ترتیب زاویای احتراقی، انرژی آزاد شده در احتراق پیش آمیخته و احتراق پخشی می‌باشد.

۴-۲- مدل سینتیک شیمیائی

در این مدل سینتیکی برای تشریح واکنشهای پیش اشتعالی و احتراقی سوخت گازی از مکانیسمGRI۳ استفاده شده است که شامل گونههای شیمیائی زیر می‌باشد:

H2, H, O, O2, OH, H2O, HO2, H2O2, C, CH, CH2, CH2(S), CH3, CH4, CO, CO2, HCO, CH2O, CH2OH, CH3O, CH3OH, C2H, C2H2, C2H3, 2H4,C2H5,C2H6 , HCCO, CH2CO, HCCOH, N, NH ,NH2, NH3, NNH, NO, NO2, N2O, HNO, CN, HCN, H2CN, HCNN, HCNO, HOCN, HNCO, NCO, N2, AR, C3H7, C3H8, CH2CHO, CH3CHO .

با به کار گرفتن این مدل می‌توان تغییرات غلظت تمام گونهها، نرخ آزادسازی انرژي در طول کورسهای تراکم و انبساط توأم با احتراق را مطالعه کـرد. در این مکانیسم مراحل کلی واکنشها به صورت زیر نشان داده است:

$$\sum_{i=1}^{53}\alpha_{ijf}A_i \underset{k_{jb}}{\overset{k_{jf}}{\Leftrightarrow}} \sum_{i=1}^{53}\alpha_{ijb}A_i \qquad j=۱,....,۳۲۵ \quad (۲)$$

که در آن α_{ijf} و α_{ijb} ضرائب استوکیومتري می‌باشند. برای واکنش j ام، ثابت پیشروی مستقیم k_{jf} با عبارت آرنیوسی به صورت زیر نمایش داده میشود:

$$k_{jf} = A_{jf}T^{\beta}\exp(\frac{-E_{jf}}{T\overline{R}}) \qquad j=۱,....,۳۲۵ \quad (۳)$$

ثابت پیشروی در جهت معکوس k_{jb} یا با عبارت آرنیوسی مشابه و یا با استفاده از ثابت تعادلی k_{jc} به صورت زیر محاسبه مي شود [۵]:

$$k_{jb} = \frac{k_{jf}}{k_{jc}} \qquad j=۱,....,۳۲۵ \quad (۴)$$

نرخهای پیشروی واکنشها در جهت مستقیم و معکوس به صورت زیر می‌باشند:

$$R_{jf} = k_{jf}\prod_{i=1}^{53}(\rho x_i)^{\alpha_{ijf}} \qquad j=۱,....,۳۲۵ \quad (۵)$$

$$R_{jb} = k_{jb}\prod_{i=1}^{53}(\rho x_i)^{\alpha_{ijb}} \qquad j=۱,....,۳۲۵ \quad (۶)$$

با دانستن حجم پیستون به صورت تابع زمان [۱۷] و جرم داخل آن، جرم مخصوص مخلوط داخل سیلندر به صورت زیر بیان می‌شود:

$$V = f(t) = \frac{M}{\rho} \quad (۷)$$

۴-۳- معادله گونهها

نرخ خالص تولید هرگونه برای تمامی واکنشها به صورت زیر می‌باشد:

$$-\rho\frac{dx_i}{dt} = \sum_{j=1}^{325}(\alpha_{ijf}-\alpha_{ijb})(R_{jf}-R_{jb}) \qquad i=۱,....,۵۳ \quad (۸)$$

۴-۴- معادله حالت

فرض شده است که مخلوط داخل سیلندر به صورت گاز ایدهال عمل می‌کند پس داریم:

$$PV = MRT \quad (۹)$$

که در آن M جرم، P فشار، T دمای داخل سیلندر و R ثابت عمومی گازها میباشند.

۴-۵- معادله بقاء انرژی

معادله بقاء انرژی برای سیستم مخلوط واکنشی همگن با فرض گاز ایدهال به صورت زیر بیان می‌شود:

$$\sum_{i=1}^{53} x_i \bar{R}T \times \frac{f'(t)}{f(t)} + \sum_{i=1}^{53} \left\{ \left(\int_{T_0}^{T} C_{Vi} dT + \Delta U_{fi} \right) \frac{dx_i}{dt} + x_i C_{Vi} \frac{dT}{dt} \right\} = \dot{Q}_p \quad (۱۰)$$

که در معادله فوق $\dot{Q}_p$ آهنگ انرژی آزاد شده سوخت آتشزای دیزل می‌باشد که از طریق توابع ویب به دست می‌آید. مجموعه معادلات (۸)، (۹) و (۱۰) تشکیل (۵۳+۱+۱) عدد معادله دیفرانسیل غیرخطي و کوپل هم را داده که در آن غلظت ۵۳ گونه، دما و فشار مجهولات می‌باشندکه با نرمافزار ChemkinII حل و به دست آمدند.

۵- بحث در نتایج

همانطوریکه قبلاً تشریح شده، در مقاله حاضر یک مدل شبهبعدی تک منطقهای برای پیشگوئی احتراق و آلایندگی موتورهای دوگانه سوز دیزل گاز با پاشش مستقیم ارائه شده است. مشخصات موتور مورد تست در جدول (۲) آورده شده است. مقدار آهنگ سوخت آتشزای دیزلی ۲/۴۳ kg/h، دور موتور ۱۴۰۰ rpm و زمان پاشش سوخت آتشزا ۱۹ درجه قبل از نقطه مرگ بالا می‌باشد. نتایج تجربی مورد استفاده از مرجع [۱۸] به دست آمده است.

در شکل (۲) تغییرات آهنگ گرمای آزاد شدهٔ سوخت آتشزا برحسب زاویه میل لنگ داده شده است،که شامل دو قسمت می‌باشد اولی احتراق پیش آمیخته که همراه با نرخهای بالا در مدت زمان کوتاه و دومی احتراق پخشی با نرخهای پائین در مدت زمان طولاني می‌باشد.

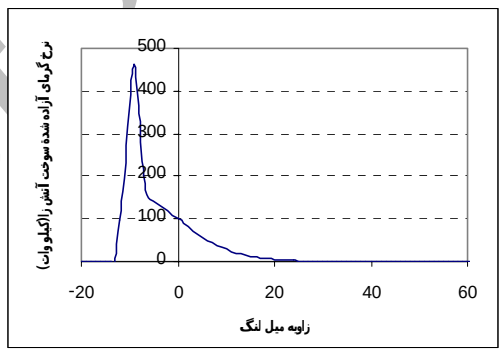
شکل (۳) تغییرات آهنگ گرمای آزاد شدهٔ سوخت گازی برحسب زاویه میللنگ داده شده است. همانطورکه از معادلهٔ (۱۰) (معادلهٔ انرژی) پیدا است جمع مقدار نرخ گرمای آزاد شدهٔ سوخت آتشزا که از طریق توابع ویب به دست می‌آید، در هر لحظه در کل محفظهٔ احتراق توزیع یافته و در حجمهای بیشماری تقسیم می‌شود که در حقیقت این انرژی موجود در حجمهای کوچک داخل محفظهٔ احتراق به عنوان مراکز اشتعال عمل نموده و تعدّد این مراکز (ناشی از پاشش سوخت آتشزا) در این موتورها سبب می‌شود که مسیر حرکت شعله نسبت به موتورهای اشتعال جرقهای کوتاهتر شده و در نتیجه زمان احتراق نیز کوتاهتر شده و فرایند احتراق گاز خیلی سریع و حالتی شبیه به خود اشتعالی خواهد بود و به همین دلیل نرخهای بالای آزادسازی گرما در این نمودار آشکار شده است.

جدول ۲- مشخصات موتور دوگانه سوز تست شده

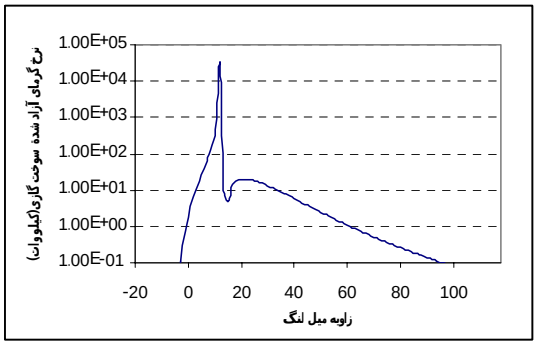
ساخت و مدل موتور	مرسدس-بنز OM355
تعداد حفرههای انژکتور	۴ عدد
فشار پاشش	۱۹۵ بار
حداکثر توان خروجی	۲۴۰ اسب بخار
دور موتور در حداکثر گشتاور	۱۴۰۰ rpm
حداکثر گشتاور خروجی	۸۲۴ N.m
دور موتور در حداکثر توان	۲۲۰۰ rpm
نوع موتور	موتور دیزلی سنگین پاشش مستقیم چهار زمانه
سیلندرها:	۶سیلندر، به صورت سری وحالت عمودی
قطرپیستون*کورس	۱۵۰ *۱۲۸ برحسب میلیمتر
گنجایش	۱۱/۵۸ (liter)
نسبت تراکم	۱۶:۱

همچنین نمودار مذکور با منحنی گرمای آزاد شدهٔ سوخت آتشزا کاملاً همخوانی داشته و از نحوه احتراق سوخت آتشزا تبعیت می‌کند. شکل (۴) نیز تغییرات آهنگ گرمای آزاد شدهٔ کل (آهنگ گرمای آزاد شدهٔ سوخت آتشزا + آهنگ گرمای آزاد شدهٔ سوخت گازی) را نشان میدهدکه شامل سه اوج می‌باشد، که اولی ناشی از احتراق پیش آمیخته سوخت آتشزا، دومی از احتراق سوخت گازی در مجاورت هستههای سوخت آتشزا و سومی از انتشار شعله در داخل بقیه مخلوط هوا و سوخت ناشی می‌شود.

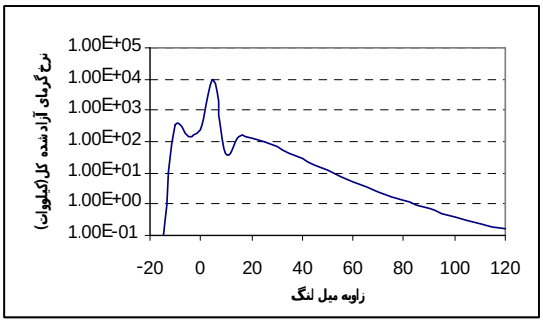
در شکل (۵) نیزمقادیر تجربي فشار با مقادیر پیشگوئي شده آن توسط مدل با هم مقایسه شده است. همانطورکه در این شکل نشان داده شده مدل میتواند احتراق موتور دوگانهسوز را با دقت خوبی پیشگوئي کند.



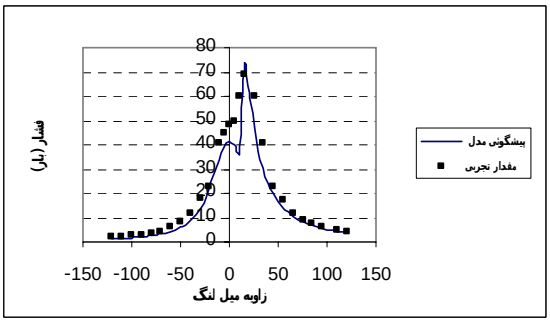
شکل۲- تغییرات آهنگ گرمای آزاد سوخت آتشزا برحسب زاویه لنگی در حالت بار کامل و دور موتور1400 rpm



شکل۳- تغییرات آهنگ گرمای آزاد سوخت گازی برحسب زاویه لنگی در حالت بار کامل و دور موتور1400 rpm



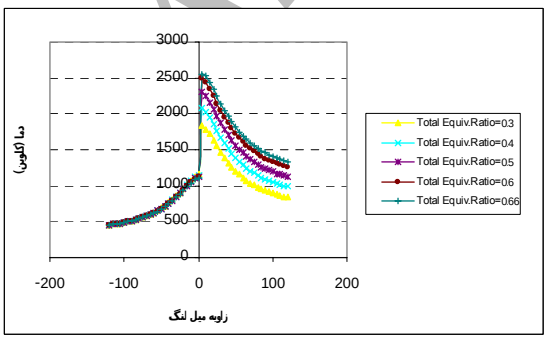
شکل۴- تغییرات آهنگ گرمای آزاد کل سوخت برحسب زاویه لنگی در حالت بار کامل و دور موتور 1400 rpm



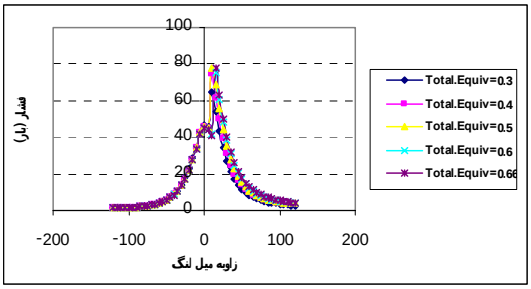
شکل۵- مقایسه مقادیر تجربي فشار با مقادیر پیشگوئی شده توسط مدل برحسب زاویه لنگی در حالت بار کامل و دور موتور 1400 rpm

۶- مطالعات پارامتریک

در شکلهای (۶ و ۷) تغییرات دما و فشار برای نسبتهای هم ارزی مختلف با نرخ سوخت آتشزای ۲/۴۳kg/hو دور ۱۴۰۰rpm در حالت بار کامل، نشان داده شده است.



شکل۶- تغییرات دما برحسب زاویه لنگی برای نسبتهای مختلف هم ارزی



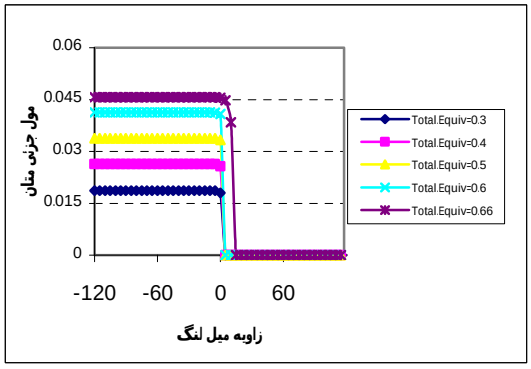
شکل۷- تغییرات فشار برحسب زاویه لنگی برای نسبتهای مختلف هم ارزی

طبق نمودارهای فوق با کاهش مقدار سوخت گازی به ازاء مقدار ثابت سوخت آتشزا، دما و فشار به صورت تدریجی کاهش یافته و نهایتاً در صورت ادامه روند فوق به محدوده اشتعال پائین و بالای سوخت گازی نزدیک شده، که به علت عدم وجود احتراق و انتشار شعله در داخل مخلوط هوا و سوخت گازی، دما و فشار به حالت موتورینگ نزدیک خواهند شد. در شکلهای (۸)، (۹)، (۱۰) به ترتیب تغییرات مول جزئی آلایندههای UHC، CO، NO برای نسبتهای مختلف همارزی برحسب زاویه لنگی ارائه شده است. همانطورکه در نمودارها آمده است درحالت کلی با افزایش مقدار سوخت گازی مقادیر آلایندهها نیز افزایش یافته است.

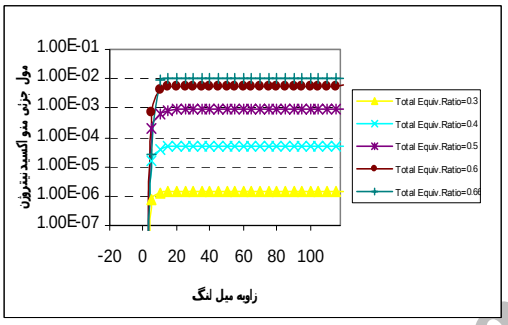
در شکل(۸) مشخص است که با افزایش نسبت هم ارزی، غلظت متان در داخل مخلوط افزایش یافته و در نتیجه پریود تأخیر در اشتعال نیز طولانی شده و احتراق دیرتر شروع خواهد شده و نهایتاً متان در پریود کوتاهی پس از احتراق مصرف خواهد شد.

در شکل (۹) نیز تنها عامل مؤثر در تشکیل NO به ازاء مقدار معین هوای موجود در داخل سیلندر، دمای پیک محفظه احتراق میباشد. چون با کاهش نسبت هم ارزی همانطورکه در شکل (۶) نشان داده شده دمای پیک نیز کاهش یافته است. در نتیجه غلظت NO نیز کاهش مییابد.

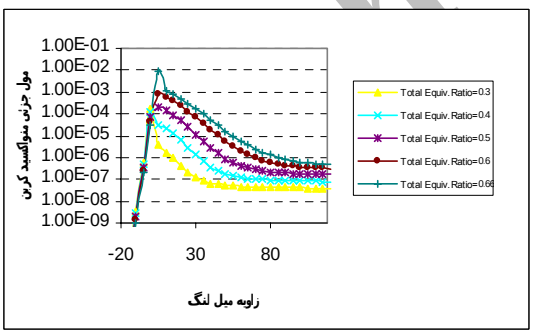
در مورد تغییرات غلظت آلاینده CO که رفتار مشابهی با UHC از خود نشان میدهند، دما، نسبت همارزی، انتشار شعله در داخل مخلوط همگن، نرخ اکسیداسیون در دمای بالا و دمای پائین، از جمله پارامترهای مهم میباشند. همانطورکه در شکل (۱۰) نشان داده شده است با افزایش نسبت همارزی تا ۰/۶۶ غلظت CO نیز افزایش مییابد. در حالت کلی دلایل اصلی برای تشکیل CO در موتورهای دوگانهسوز عبارتند از:



شکل۸- تغییرات مول جزئی UHC برحسب زاویه لنگی برای نسبتهای مختلف هم ارزی



شکل ۹- تغییرات مول جزئی NO برحسب زاویه لنگی برای نسبتهای مختلف هم ارزی



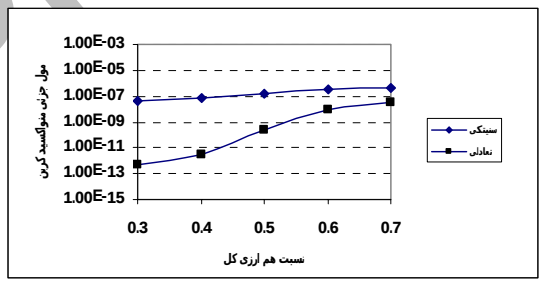
شکل۱۰- تغییرات مول جزئی CO برحسب زاویه لنگی برای نسبتهای مختلف هم ارزی

۱- در مخلوطهای فقیر به علت پائین بودن دما و نرخ واکنشها در مخلوط، در نتیجه وقوع اکسیداسیون ناقص در اطراف هستههای سوخت آتشزا منجر به تشکیل CO خواهد شد.در این حالت با

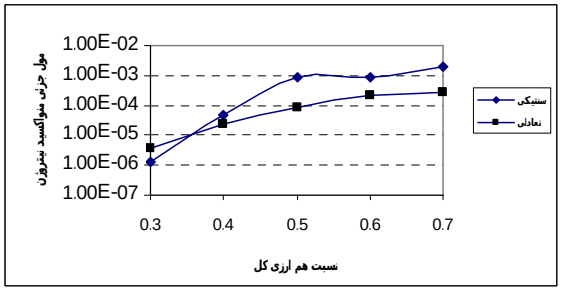
ورود بیشتر گاز طبیعی به داخل محفظه احتراق غلظت CO نیز افزایش می‌یابد [۸].

۲- در مخلوطهای غنی‌تر به علت بیشتر بودن دمای بار سیلندر و بالا بودن نرخ واکنشها در مخلوط، در نتیجه وقوع اکسیداسیون ناقص مهم نبوده، در این حالت بیشتر CO موجود در اگزوز از واکنشهای پیش اشتعالی در داخل مناطق نسوخته تشکیل خواهد شد. با ورود بیشتر گاز طبیعی به داخل محفظه احتراق اندازه مناطق احتراقی نیز بزرگتر شده در نتیجه غلظت CO کاهش می‌یابد [۸].

در نمودارهای (۱۱) و (۱۲) نیز مقادیر سینتیکی و تعادلی آلایندههای CO و NO با یکدیگر مقایسه شدهاند. همانطورکه در این شکلها دیده می‌شود با افزایش نسبت هم ارزی که با افزایش دمای گازهای خروجی موتور همراه می‌باشد، این مقادیر نیز تا حدی به یکدیگر نزدیک می‌شوند. همچنین مقادیر تعادلی هریک از این آلایندهها نیز زیاد می‌شود.



شکل ۱۱- تغییرات مول جزئی CO خروجی از موتور برحسب نسبتهای مختلف هم ارزی در حالت تعادلی و سینتیکی



شکل ۱۲- تغییرات مول جزئی NO خروجی از موتور برحسب نسبتهای مختلف هم ارزی در حالت تعادلی و سینتیکی

جدول (۳) نتایج آلایندگی موتور دوگانه سوز حاصله از مدل و تجربی را در دور گشتاور ماکزیمم مقایسه می‌نماید.

جدول۳- مقایسهٔ نتایج آلایندگی در دور موتور ۱۴۰۰ rpm و گشتاور ماکزیمم (مد ۶)

آلایندهها	مدل	تجربی
NO(ppm)	۸۰۰	۷۱۷
CO(%vol)	۰/۰۲	۰/۰۶
PM	-	-
UHC(ppm)	۱۰۰	۶۲۷

۶- نتیجهگیری

در اینکار تحقیقاتی یک مدل شبه بعدی برای پیشگوئی فرایند احتراق و آلایندهگی موتورهای دوگانهسوز (دیزل گاز) پاشش مستقیم همراه با سینتیک شیمیائی سوخت گازی، به کار برده شده و نتایج زیر حاصل شده است:

۱- مقایسه نتایج تئوری با نتایج تجربی برای فشار سیلندر نشان میدهد که مدلهای سینتیکی با دقت خوبی می‌توانند برای پیشگوئی احتراق موتورهای دوگانهسوز به کار گرفته شوند.

۲- تقریب سوخت آتشزا به عنوان چشمه حرارتی با استفاده از توابع وبب برای پیشگوئی احتراق موتورهای دوگانه سوز، تقریب خوبی می‌باشد.

۳- در محدوده تغییرات نسبت همارزی بحث شده، با افزایش نسبت همارزی غلظت آلایندهها نیز زیاد می‌شود.

۴- این مدل راندمان موتور را ۳۲ درصد پیشگوئی می‌کند که برای موتورهای دوگانه سوز دیزلی تقریب خوبی می‌باشد.

۵- این مدل تا حدی می‌تواند برای پیشگوئی آلایندههای موتور اعمال شود. برای پیشگوئی دقیق آلایندههای UHC و CO باید از مدلهای سینتیکی دقیقتر استفاده شود.

سپاسگزاریها

این پروژه با حمایت مالی شرکت ملی گاز ایران (منطقهٔ ۸ عملیات انتقال گاز تبریز) اجرا شده است. مؤلفین مقاله از حمایت شرکت مذکور قدردانی می‌نمایند.

نمادها

θ	زاویه میل لنگ
m	فاکتور شکل
Q	انرژی آزاد شده
a	عدد ثابت
x	غلظت گونه
A	گونه
α	ضریب استوکیومتري
k	ثابت واکنش
R	نرخ پیش روی واکنش یا ثابت عمومی گاز
ρ	چگالی مخلوط داخل سیلندر
M	جرم مخلوط داخل سیلندر
p	فشار داخل سیلندر
T	دمای داخل سیلندر
C_V	گرمای ویژه در حجم ثابت
ΔU	تغییرات انرژی داخلی

بالا و پائین نویسها

.i	شماره گونه ها
j	شماره واکنشها
f	جهت مستقیم واکنش
b	جهت معکوس واکنش
d	احتراق پخشی
p	احتراق پیش آمیخته
s	زاویه شروع پاشش
c	غلظت

مراجع

[1] T.J. Callan. “Dual fuel operation of automotive diesel engine.” M.Sc. Thesis, Department of Mechanical Eng. University of Auckland,1988.
[2] Raine. R. R. “A performance model of the Dual fuel engine” SAE 1990.G. A.
[3] G. A. Karim, N. P. W. Moore “Examination of Rich mixture operation of a Dual fuel engine” SAE 1990.
[4] Jinkusaka, Takashi “Combustion and exhaust gas emission dual fueled with natural gas” SAE 2000.
[5] Z. Liu, G. A. Karim “An analytical examination of the pre ignition process with in homogeneous mixtures of a gaseous fuel and Air in a motored engine” SAE 1994.
[6] G. A. Karim, Z. Liu, W. Jones “Exhaust emissions from dual fuel engines at light load” SAE 1993.
[7] G. H. Abd Alla, H. A. Soliman “A computational investigation of the effect of exhausts gas recirculation on the performance of a dual fuel engine” SAE 2000.
[8] Z. Liu, G.A. Karim “Simulation of combustion process in gas-fuelled diesel engines,” IMech1997.
[9] V. Pirouzpanah, B. O. Kashani “Prediction of major pollutant emission in Direct injection dual fuel diesel and natural gas engines” SAE 1999.
[10] Makame Mbarawa,et al. “Experimental and modeling of natural gas combustion ignited by a pilot diesel fuel spray.” Int. J. Therm. Sci. (2001) 40, 927-936.
[11] Jin. Kusaka et al. “A numerical study on combustion and exhaust gas emissions characteristics of a dual fuel natural gas engine using a multi-dimensional model combined with detailed kinetics.” SAE 2003-01-1939.
[12] Y. Zhaoda “Modeling of auto- ignition and knock in a compression ignition engine of the dual fuel type” Imech 1991.
[13] G. A. Karim, Y. Zhaoda “An analytical model for knock in dual fuel engines of the compression ignition type” SAE 1988.
[14] F.A. Williams, S.C. Li “ An reduced reaction mechanisms for predicting knock in dual-fuel engines” SAE paper 2000.
[15] http://www.me.berkeley.edu/gri_mech/.
[16] Miyanoto N,et al. “Description and analysis of diesel engine rate of combustion and performance using Wiebe’s function.” SAE, 1985.P.162.
[17] Heywood,J.B. “Eternal combustion Engine fundamental.” McGraw Hill Book company, NewYourk, 1988.
[18] Pirouzpanah.V et al, “Reduction of pollutants emissions of OM-355 Diesel Engine to Euro2 by converting to Dual-fuel Engine (Diesel + Gas).” Proceeding of first Conference of Automotive Fuel to CNG, 19-20 Jun 2003, Tehran, Iran, pp 84-94.