



دانشگاه صنعتی امیرکبیر
(پلی تکنیک تهران)

سال چهل و پنج، شماره ۱، تابستان ۱۳۹۲، صفحه ۱۰۹ تا ۱۲۳
Vol. 45, No.1, Summer 2013, pp. 109-123



نشریه علمی - پژوهشی امیرکبیر (مهندسی مکانیک)
Amirkabir Journal of Science & Research (Mechanical Engineering)
(AJSR - ME)

شبیه‌سازی چرخه‌ی بسته‌ی موتور دیزل پاشش مستقیم به کمک یک روش احتراقی ۶ ناحیه‌ای

علی فیروزی^۱، سید علی جزایری^{۲*}

۱ کارشناس ارشد دانشکده مهندسی مکانیک دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی
۲ دانشیار دانشکده مهندسی مکانیک دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی

چکیده

در این مطالعه با استفاده از یک مدل ۶ ناحیه‌ای توسعه داده‌شده به شبیه‌سازی چرخه‌ی بسته‌ی موتور دیزل پاشش مستقیم در مراحل تراکم، پاشش سوخت، احتراق و انبساط پرداخته شده‌است. به دلیل ماهیت شبه‌ابعادی این مدل از امکان اتصال آن به مدل‌های آلاینده‌ی نیز سود برده شده و در محدوده‌ی وسیعی از شرایط عملکردی، پیش‌بینی‌هایی نیز برای مقادیر دوده و NO خروجی از موتور ارائه شده‌است. این مدل با تفکیک محفظه‌ی احتراق به ۶ ناحیه‌ی متفاوت، اطلاعات محلی مطلوبی همچون دما، نسبت هم‌ارزی و ترکیب شیمیایی را در هر ناحیه به‌دست می‌دهد. مدل ۶ ناحیه‌ای حاضر بر مبنای مدل مفهومی دک و با فرضیات باربا و میبوم گسترش یافته و برای هندسه‌ی اسپری، نفوذ هوا به اسپری و پیشروی اسپری از مدل‌های سایبرس بهره گرفته‌است. برای محاسبه‌ی آلاینده‌ی NO، علاوه بر یک مدل تعادلی از مدل سینتیکی زلدویچ توسعه یافته استفاده شده‌است. برای بررسی درستی کارکرد مدل‌های گفته‌شده از چهار موتور مختلف در محدوده‌ی عملکردی وسیعی استفاده شده و تغییرات زمان پاشش، نرخ EGR و پاشش دومرحله‌ای بررسی شده‌است.

کلمات کلیدی

دیزل، احتراق، آلاینده‌ی، مدل شبه‌ابعادی، دوده، اکسید نیتروژن

* نویسنده مسئول وعهده دار مکاتبات Email:jazayeri@kntu.ac.ir

۱- مقدمه

در حال حاضر موتورهای دیزل به دلیل مشخصه‌های عملکردی مناسب مانند احتراق به نسبت فقیر، فشار، دما و نسبت تراکم بالای احتراق که باعث افزایش بازده حرارتی و کاهش نسبی مصرف سوخت می‌شود و همچنین امکان استفاده در محدوده‌ی وسیع از شرایط آب و هوایی، بار و نوع سوخت، بسیار مورد توجه هستند. همین‌طور در صورت بهینه‌سازی نسبت فشار و استفاده از سامانه‌های پرخوران خارجی^۱ و بدون محدودیت کوبش، چگالی توان موتورهای اشتعال تراکمی پاشش مستقیم^۲ نسبت به موتورهای اشتعال جرقه‌ای قابل رقابت است.

در عین حال احتراق دیزل سطح نامطلوبی از اکسیدهای نیتروژن و دوده را تولید می‌نماید. اجرای قوانین سختگیرانه مربوط به آلاینده‌ی در شرایطی که نیاز به حفظ و یا حتی بهبود کارایی موتورهای دیزل باشد، چالش اساسی محسوب می‌شود. علاوه بر این کاهش همزمان برخی آلاینده‌ها از جمله دوده و NOx عواملی هستند که بر دشواری کار می‌افزایند. برای مثال به تأخیر انداختن زمان پاشش^۳ که باعث کاهش آلاینده‌ی موتور می‌شود [۲] و از جمله راه حل‌های ارائه شده در بحث آلاینده‌ی است، خود منجر به افت کارایی نیز خواهد شد. این روش باعث کاهش احتراق پیش‌آمیخته^۴ و کاهش حداکثر دمای داخل سیلندر و به دنبال آن کاهش NOx می‌شود. متأسفانه این عمل، نرخ اکسیداسیون دوده را کاهش داده و سبب افزایش دوده‌ی خروجی نیز می‌شود. بنابراین کنترل همزمان NOx و دوده^۵ که به معمای دیزل شهرت دارد، در حال حاضر بسیار مورد توجه قرار گرفته‌است.

برای بررسی کمی و کیفی فرایند احتراق، تولید آلاینده‌ها و عملکرد موتور دیزل فهم کامل فرایند احتراق مورد نیاز است. فرایند احتراق از نظر فیزیکی و شیمیایی فرایندی است پیچیده، مغشوش، سه بعدی و چند فازی که در دما و فشار بالا اتفاق می‌افتد و این فرایند پیچیده توسط فرایندهای متعددی از جمله اتمیزه شدن و تبخیر سوخت، اختلاط گازهای داخل سیلندر و سوخت، خوداشتعالی و اکسیداسیون سوخت، تولید تلاطم به وسیله‌ی هوا و جت سوخت، امکان برهم‌کنش جت با دیواره‌ی سیلندر یا جت‌های مجاور، انتقال حرارت بین نواحی در حال سوخت و گازهای محیط و بین دیواره و گازهای محیط، کنترل می‌شود.

در حال حاضر ایجاد مدل‌هایی که عملکرد موتور را به وسیله‌ی معادلات اساسی حاکم پیش‌بینی نمایند غیر ممکن است [۳]. به همین منظور از روش‌های شبیه‌سازی برای مطالعه‌ی فرایند احتراق استفاده می‌شود. در همین راستا در

مطالعه‌ی حاضر از آنجایی که هدف نهایی پیش‌بینی کمی و کیفی آلاینده‌های دوده و NO است نیاز به انتخاب مدلی مناسب برای بررسی دقیق عملکرد موتور دیزل در فرایند احتراق احساس می‌شود.

۲- مدل‌سازی احتراقی

برخی محققین مانند دک و همکارانش [۴] با استفاده از روش‌های نوری زیادی مانند تصویر برداری پرسرعت^۶، تصویربرداری پراکندگی کشسان سوخت مایع^۷، تصویربرداری افروختگی القاء لیزری^۸ و تصویربرداری سطحی فلوروسنس القاء لیزری^۹ به مشاهده‌ی جزئیات احتراق و جت سوخت در موتور دیزل پاشش مستقیم پرداختند و یک مدل مفهومی احتراق را ارائه نموده‌اند که اساس مدل حاضر را تشکیل می‌دهد. بر این مبنا احتراق دیزل پاشش مستقیم از لحظه‌ی شروع پاشش تا پایان پاشش به مراحل گذرا تقسیم می‌شود که عبارتند از [۵]:

توسعه‌ی اولیه‌ی جت: جت سوخت مایع تا حداکثر طول خود یعنی جایی که همه‌ی مایع تبخیر شود نفوذ می‌نماید و در ادامه فاز گازی نیز به نحوی که هوای داغ وارد آن شود به پیشروی ادامه می‌دهد.

خود اشتعالی: نقطه‌ی اشتعال چه از نظر مکانی و چه از نظر زمانی به صورت دقیق تعریف نشده‌است، به نظر می‌رسد که احتراق ابتدا در ناحیه‌ی بخار در راستای کناره‌ی جت و نزدیک به حداکثر طول جت مایع اتفاق می‌افتد [۴] که علت آن را در غنی بودن این ناحیه می‌توان جستجو نمود.

بخش اول فاز احتراق پیش‌آمیخته^{۱۰}: مخلوط سوخت و هوا به صورت تقریباً یکنواخت در بخش اصلی اسپری یعنی جایی که نسبت هم‌ارزی در آن تقریباً بین ۲ تا ۴ است شکل می‌گیرد و این مرحله در نمودار نرخ آزادسازی حرارت طبق افزایش آنی نمودار است.

شروع شعله‌ی دیفیوژن: یک شعله‌ی دیفیوژن باریک در اطراف جت شکل می‌گیرد و محصولات احتراق پیش‌آمیخته غنی را از هوای پیرامون جدا می‌نماید.

آخرین بخش فاز احتراق پیش‌آمیخته^{۱۱}: جت به نفوذ خود در محفظه‌ی احتراق ادامه داده و آخرین مقادیر مخلوط پیش‌آمیخته مصرف می‌شود.

بخش اول احتراق کنترل‌شده‌ی اختلاطی^{۱۲}: جت سوخت شبه‌پایدار می‌شود، اولین ذرات دوده ظاهر شده و محیطی ایده‌آل برای شکل‌گیری دوده به وجود می‌آید. همین‌طور یک شعله‌ی دیفیوژن که محصولات پیش‌آمیخته غنی را می‌سوزاند شکل می‌گیرد.

توسط هیگینز^{۱۶} [۸] در سانديا توسعه داده شده‌است به صورت رابطه‌ی (۳) است:

$$\frac{LL}{d_o} = k \cdot \bar{\rho}^\alpha \cdot B^\beta \quad (3)$$

که در آن LL طول جت مایع، $\bar{\rho}$ نسبت چگالی سوخت به چگالی گازهای سیلندر و d_o قطر اوریفیس است. B نیز که نسبت انرژی مخصوص است به صورت زیر ارائه شده‌است:

$$B = \frac{C_{p,dig}(T_b - T_f) + h_{vap}}{C_{p,air}(T_{air} - T_b)} \quad (4)$$

ناحیه‌ی واکنش‌دهنده‌ی جت سوخت دیزل پاشش مستقیم در موقعیت خاصی که به آن طول برخاستگی می‌گویند در پایین‌دست انژکتور تثبیت می‌شود. این فاصله از مهم‌ترین عوامل در بحث احتراق و آلاینده‌گی، به‌خصوص در تولید دوده است [۶]، [۱۲] و [۱۳].

سایبرس و همکارانش با اندازه‌گیری طول برخاستگی شعله در محفظه‌ی احتراق ساکن حجم ثابت، اثر عوامل فوق را بصورت رابطه‌ی تجربی (۵) بیان نموده‌اند [۶][۱۱]:

$$H[mm] = c_H \cdot T_a^{-3.74} \cdot \rho_a^{-0.85} \cdot d_o^{0.34} \cdot u_f \cdot Z_{st}^{-1} \quad (5)$$

که در رابطه‌ی (۵) T_a و ρ_a دما و چگالی گازهای محیط و d_o قطر اوریفیس است. u_f سرعت سوخت در انتهای نازل است.

نسبت هم‌ارزی در محل برخاستگی شعله و همین‌طور کل اسپری و در راستای محور اسپری را می‌توان از رابطه‌ی (۶) به‌دست آورد [۷]:

$$\phi(\tilde{s}) = \frac{2 \cdot f_s}{\sqrt{1 + 16 \cdot \tilde{s}^2} - 1} \quad (6)$$

جزئیات بیشتر راجع به مدل پاشش را می‌توان در مراجع گفته‌شده یافت.

۲-۲- مدل ۶ ناحیه‌ای

در این بخش به توصیف جزئیات مدل ۶ ناحیه‌ای نرخ آزاد شدن گرما پرداخته خواهد شد. در این مدل که بر مبنای مدل مفهومی دک [۴]، مدل صفر بعدی باربا [۱۴] و فرضیات میبوم [۵][۱۵][۱۶] گسترش یافته‌است محفظه‌ی احتراق به ۶ ناحیه مجزا تقسیم می‌شود که در شکل (۱) قابل مشاهده است.

بر همین مبنا مدل احتراقی مورد استفاده در این مطالعه از زیرمدل‌هایی که در ادامه به آن‌ها پرداخته خواهد شد تشکیل می‌شود.

۱-۲- مدل پاشش

مدل پاشش برای محاسبه‌ی هندسه‌ی اسپری سوخت و تعیین مقدار گازهای ورودی به اسپری که در مدل‌سازی برای تعیین نواحی متمایز استفاده می‌شود کاربرد دارد. مدل پاشش استفاده شده در این مطالعه بر مبنای مدل‌های اسپری مربوط به سایبرس^{۱۳} گسترش یافته است [۱۱ - ۱۶]. زیرمدل‌های مربوط به مدل پاشش عبارتند از: حداکثر نفوذ سوخت در فاز مایع، نفوذ سوخت در فاز گاز، زاویه‌ی پخش اسپری، طول برخاستگی شعله و نسبت هم‌ارزی.

زیرمدل نفوذ اسپری که میزان نفوذ سوخت در فاز گازی را نشان می‌دهد در آزمایشگاه‌های ملی سندیا^{۱۴} [۷] توسعه داده شده‌است و روابط آن بر مبنای توازن جرم و مومنتوم برای اسپری غیرتبخیری با سرعت، دما و ترکیب یکنواخت است. رابطه‌ی (۱) زمان بی‌بعد شده‌ی نفوذ \tilde{t} را بر حسب تابعی از مسافت بی‌بعد شده‌ی نفوذ \tilde{s} بیان می‌نماید [۷]:

$$\tilde{t} = \frac{\tilde{s}}{2} + \frac{\tilde{s}}{4} \sqrt{1 + 16\tilde{s}^2} + \frac{1}{16} \ln(4\tilde{s} + \sqrt{1 + 16\tilde{s}^2}) \quad (1)$$

از آنجایی که در توسعه‌ی مدل اسپری از فرض پروفیل سرعت یکنواخت استفاده شده‌است بنابراین اسپری حقیقی با اندازه حرکتی معادل با اندازه حرکت اسپری مدل‌سازی شده، زاویه‌ی مخروط بزرگتری دارد. زاویه‌ی حقیقی مخروط اسپری به کمک یک روش تصویربرداری خاص^{۱۵} و رابطه‌ی تجربی (۲) به‌دست می‌آید [۹]:

$$\tan(\theta/2) = 0.26 \left[\left(\frac{\rho_a}{\rho_f} \right)^{0.19} - 0.0043 \sqrt{\frac{\rho_f}{\rho_a}} \right] \quad (2)$$

زیرمدل طول مایع جت سوخت حداکثر میزان نفوذ سوخت به صورت مایع به درون محفظه‌ی احتراق را پیش‌بینی می‌نماید. این فاصله یکی از مهم‌ترین عوامل در طراحی موتورهای اشتعال تراکمی است. پیشروی بیش از اندازه‌ی جت مایع باعث برخورد سوخت مایع به دیواره‌ها شده و افزایش آلاینده‌گی را به همراه خواهد داشت [۸].

حداکثر نفوذ فاز مایع سوخت تابعی از مشخصات سوخت، شرایط ترمودینامیکی داخل سیلندر و مشخصه‌های پاشش است [۸]. برای مثال هر چقدر دما و چگالی محتویات سیلندر بالاتر باشد، میزان نفوذ هوا به درون اسپری افزایش می‌یابد و یا به عبارت دیگر طول مایع جت سوخت کاهش می‌یابد. رابطه‌ای که

محفظه‌ی احتراق، وجود ندارد. همین‌طور فرض شده‌است که هیچ‌گونه اثری بین پاشش اصلی و پاشش پایلوت وجود ندارد. جرم سوخت در نواحی ۱ و ۲ به صورت زیر محاسبه می‌شود [۱۵]:

$$\frac{dm_{f,1}}{dt}(t) = \frac{dm_{inj}}{dt}(t) - \frac{dm_{inj}}{dt}(t - \Delta t_{evap}) \quad (7)$$

$$\frac{dm_{f,2}}{dt}(t) = \frac{dm_{inj}}{dt}(t - \Delta t_{evap}) - \frac{dm_{inj}}{dt}(t - \Delta t_{comb}) \quad (8)$$

که در آن Δt_{evap} مدت زمان لازم برای رسیدن اسپری به حداکثر نفوذ فاز مایع و Δt_{comb} مدت زمان لازم برای رسیدن اسپری به طول برخاستگی است.

بعد از شروع احتراق جرم بخار سوخت در دسترس در نواحی ۳ و ۴ به کمک روابط (۹) و (۱۰) به دست می‌آید:

$$\frac{dm_{f,3}}{dt}(t) = -\frac{dm_{f,b,pre}}{dt}(t) \quad (9)$$

$$\frac{dm_{f,4}}{dt}(t) = \frac{dm_{inj}}{dt}(t - \Delta t_{comb}) - \frac{dm_{f,b,diff}}{dt}(t) \quad (10)$$

میزان گازهای ورودی از محیط (ناحیه‌ی ۶) به داخل نواحی مختلف اسپری نیز با نتیجه‌گیری از مدل سایبرس تحلیل می‌شود. بنابراین مقدار گاز در دسترس در هر ناحیه عبارت است از [۱۵]:

$$m_{a,1}(t) = n_N \left(\int_{x=0}^{x=L} \rho_a S_{spray}(x) \frac{f_s}{f_s + \phi(x)} dx \right)_{(t)} \quad (11)$$

$$m_{a,2}(t) = n_N \left(\int_{x=L}^{x=H} \rho_a S_{spray}(x) \frac{f_s}{f_s + \phi(x)} dx \right)_{(t)} \quad (12)$$

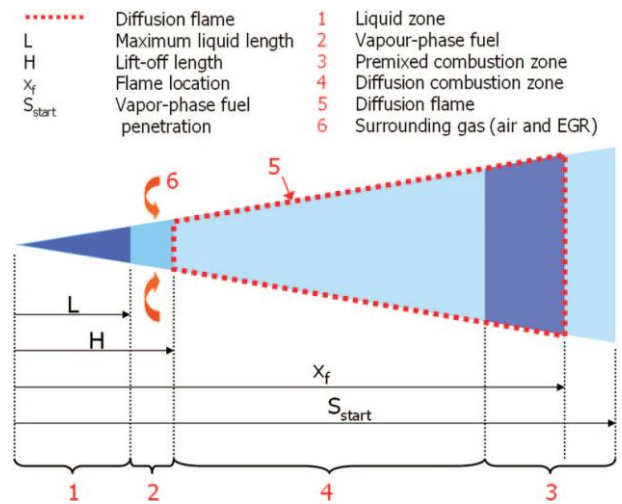
$$m_{a,3}(t) = n_N \left(\int_{x=S_{diff}}^{x=S_{start}} \rho_a S_{spray}(x) \frac{f_s}{f_s + \phi(x)} dx \right)_{(t)} - f_s m_{f,b,pre}(t) \quad (13)$$

$$m_{a,4}(t) = n_N \left(\int_{x=S_{end}}^{x=S_{diff}} \rho_a S_{spray}(x) \frac{f_s}{f_s + \phi(x)} dx \right)_{(t)} - f_s m_{f,b,diff}(t) \quad (14)$$

$$m_{a,6}(t) = m_{a,cyl} - \sum_{i=1}^4 m_{a,i}(t) \quad (15)$$

$$S_{spray} = \pi \left(\frac{d_f}{2} + x \cdot \tan(\alpha/2) \right)^2 \quad (16)$$

روابط اخیر با این دیدگاه به دست آمدند که چگالی هوا در نواحی مختلف ثابت است و با داشتن حجم نواحی و نسبت هم‌ارزی در



شکل (۱): شش ناحیه‌ی مجزا در محفظه‌ی احتراق [۱۵]

این نواحی عبارتند از [۱۵]:
 ناحیه‌ی یک: ناحیه‌ی جت مایع که از سوراخ نازل تا حداکثر نفوذ فاز مایع در محفظه‌ی احتراق ادامه می‌یابد. مختصات این ناحیه به وسیله‌ی طول مایع جت سوخت محاسبه می‌شود.

ناحیه‌ی دو: مخلوط سوخت و هوا که بین حداکثر نفوذ فاز مایع و طول برخاستگی شعله قرار دارد. اگر $H > LL$ باشد ناحیه‌ی ۲ شامل سوخت کاملاً تبخیرشده‌ای است که در پایین دست طول مایع جت سوخت قرار دارد و اگر $H < LL$ باشد ناحیه‌ی ۲ شامل سوخت مایعی است که در پایین دست طول برخاستگی شعله قرار دارد.

ناحیه‌ی سه: ناحیه‌ی احتراق پیش‌آمیخته است که از احتراق بخار سوخت و هوا که در مدت تأخیر در احتراق مهیا شده‌است تشکیل می‌شود.

ناحیه‌ی چهار: ناحیه‌ی احتراق دیفیوژن است که در حالت گذرا از طول برخاستگی تا انتهای شعله پیش‌آمیخته و در حالت شبه‌پایا از طول برخاستگی تا محل نفوذ فاز گازی اسپری ادامه دارد.

ناحیه‌ی پنج: شعله‌ی دیفیوژن که ناحیه‌ی ۳ و ۴ را احاطه نموده است.

ناحیه‌ی شش: گازهای محیطی که از هوا و احتمالاً EGR تشکیل شده‌اند.

در توسعه‌ی این مدل از یک سری فرضیات ساده‌کننده استفاده شده‌است که عبارتند از [۱۵][۱۶]:

جت‌های مختلف یکسان و مستقل هستند و فرض بر آن است که هیچ‌گونه برهم‌کنشی بین جت‌های مختلف (که در انژکتورهای چند نازله موجود است) و بین جت‌ها و دیواره‌های

اختلاطی f_{mix} که به صورت تابعی از چگالی انرژی سینتیک متلاطم، k ، بیان می‌شود به شکل رابطه‌ی (۲۱) ارائه شده‌است:

$$f_{mix}(k) = \frac{V_{mix}}{l_{mix}} = K_{diff} \frac{\sqrt{c_G \cdot c_m^2 + c_k \cdot k}}{\sqrt[3]{\frac{V_{cyl}}{n_N}}} \quad (21)$$

با داشتن فرکانس اختلاطی بر حسب تابعی از چگالی انرژی سینتیک متلاطم و عوامل محدودکننده نرخ سوختن در ناحیه‌ی ۴ با نگرش کنترل اختلاطی به صورت روابط (۲۲) و (۲۳) بیان می‌شود:

$$\frac{dm_{f,b,diff}}{dt}(t) = f_{mix}(k) \frac{m_{a,4}(t)}{f_s} \quad \text{if } m_{f,4}(t) \geq \frac{m_{a,4}(t)}{f_s} \text{ (fuel excess)} \quad (22)$$

$$\frac{dm_{f,b,diff}}{dt}(t) = f_{mix}(k) m_{f,4}(t) \quad \text{if } m_{f,4}(t) < \frac{m_{a,4}(t)}{f_s} \text{ (air excess)} \quad (23)$$

پس از اینکه نرخ سوختن در هر فاز به‌دست آمد با جمع این دو نرخ و استفاده از ارزش حرارتی پایین سوخت^{۱۸}، نرخ کلی آزادسازی حرارت به‌دست می‌آید:

$$\frac{dQ}{dt}(t) = LHV \left(\frac{dm_{f,b,pre}}{dt} + \frac{dm_{f,b,diff}}{dt} \right) \quad (24)$$

۳-۲- زیرمدل‌های جانبی

زمانی که مدل حاضر به صورت ابزاری برای پیش‌بینی کلی موتور استفاده شود نیاز به روابط کلی برای پیش‌بینی زمان تأخیر در احتراق وجود دارد، البته در حالتی که از این مدل در جهت تفسیر رفتار کلی موتور استفاده شود می‌توان مدت تأخیر در احتراق را به صورت یک ورودی معلوم که از اطلاعات آزمایشگاهی به‌دست آمده‌است در اختیار مدل قرار داد.

در هر صورت زیر مدل تأخیر در احتراق مطالعه‌ی حاضر با استفاده از روابط مورد استفاده توسط پیکت^{۱۹} [۱۱] گسترش یافته‌است. تأخیر در احتراق، تابعی پیچیده از دمای مخلوط، فشار، نسبت هم‌ارزی و خواص سوخت است:

$$\tau_{ID} = A \cdot \exp\left(\frac{E}{R \cdot T_a}\right) \cdot \rho_a^n \cdot Z_{st}^m \quad (25)$$

پس از اینکه توزیع جرمی به‌دست آمد می‌توان به کمک قانون اول ترمودینامیک که برای نواحی مختلف نوشته می‌شود دماهای مورد نظر را به‌دست آورد. البته فرض بر این است که محتویات نواحی مختلف مانند گاز ایده‌آل عمل می‌نمایند و

هر گام زمانی که از رابطه‌ی (۶) به‌دست می‌آید و در نتیجه داشتن کسر جرمی هوا در هر ناحیه می‌توان از رابطه‌ی ساده شده‌ی $\rho_a \cdot V_i \cdot X_i$ جرم هوا در هر ناحیه را محاسبه نمود.

۲-۲-۱- زیرمدل احتراق پیش‌آمیخته

این زیرمدل بر مبنای مدل صفربعدی باربا [۱۴] استوار است. در مدل باربا احتراق پیش‌آمیخته به دو قسمت تقسیم می‌شود. مرحله‌ی اول آن به وسیله‌ی نفوذ شعله متلاطم در ناحیه‌ی پیش‌آمیخته (ناحیه‌ی ۳) کنترل می‌شود. بعد از شروع احتراق و قبل از اینکه شعله به حداکثر نفوذ اسپری در فاز گازی (S_{start}) برسد، نرخ سوختن در فاز پیش‌آمیخته به وسیله‌ی شعله و نسبت هم‌ارزی در محل شعله کنترل می‌شود (مرحله‌ی اول احتراق پیش‌آمیخته):

$$\frac{dm_{f,b,pre}}{dt}(t) = k_{eff} n_N \rho_a S_{spray}(x_f) \frac{1}{f_s + \phi(x_f)} S_t(t) \quad \text{if } \phi(x_f) \geq 1 \text{ (fuel excess)} \quad (17)$$

$$\frac{dm_{f,b,pre}}{dt}(t) = k_{eff} n_N \rho_a S_{spray}(x_f) \frac{\phi(x_f)}{f_s + \phi(x_f)} S_t(t) \quad \text{if } \phi(x_f) \geq 1 \text{ (air excess)} \quad (18)$$

وقتی که شعله به حداکثر نفوذ فاز گازی اسپری می‌رسد یعنی $x_f = S_{start}$ که مطابق است با حداکثر میزان نرخ آزادسازی حرارت در نمودار احتراق پیش‌آمیخته، این شعله‌ی دیفیوژن کل ناحیه‌ی ۳ و ۴ را در بر می‌گیرد. بنابراین سوخت باقی‌مانده در ناحیه‌ی ۳ به صورت کنترل اختلاطی یا به عبارت دیگر به صورت دیفیوژن می‌سوزد و مرحله‌ی دوم فاز پیش‌آمیخته را تشکیل می‌دهد. فرض بر این است که نرخ سوختن متناسب است با سوخت در دسترس (در شرایط هوای اضافی) یا هوای در دسترس (در شرایط سوخت اضافی).

$$\frac{dm_{f,b,pre}}{dt}(t) = k_{pre} \frac{m_{a,3}(t)}{f_s} \quad \text{if } m_{f,3}(t) \geq \frac{m_{a,3}(t)}{f_s} \text{ (fuel excess)} \quad (19)$$

$$\frac{dm_{f,b,pre}}{dt}(t) = k_{pre} m_{f,3}(t) \quad \text{if } m_{f,3}(t) < \frac{m_{a,3}(t)}{f_s} \text{ (air excess)} \quad (20)$$

۲-۲-۲- زیرمدل احتراق دیفیوژن

این فاز از احتراق با رویکرد فرکانس اختلاطی^{۱۷} و بر مبنای مدل‌های صفر بعدی باربا [۱۴] گسترش یافته‌است. فرکانس

واکنش‌های تعادلی بیست‌ویک جزئی مورد استفاده در این مطالعه، مدلی است که بر اساس مدل ارائه‌شده توسط اولیکارا و برمن [۲۰] توسعه یافته‌است. اسی برای تعیین اجزای مهمی که اهمیت بیشتری طی فرایند احتراق موتور دیزل دارند از برنامه‌ی تعادلی ناسا-لویس استفاده نمود. وی برنامه‌ی ناسا-لویس را در نسبت‌های هم‌ارزی بالا اجرا نمود. اسی بر اساس نتایج حاصل از اجرای برنامه‌ی ناسا-لویس، اجزایی را که در فرایند احتراق دارای کسر مولی قابل توجهی بودند به اجزای مورد نظر در برنامه‌ی تعادلی اولیکارا و برمن افزود.

برای حل معادله‌ی تعادلی، اسی یک دستگاه معادلات بیست و یک معادله بیست‌ویک مجهولی تشکیل داد. پنج معادله‌ی اول تشکیل‌دهنده‌ی این دستگاه، معادلاتی هستند که از موازنه‌ی اجزاء کربن، هیدروژن، اکسیژن، نیتروژن و آرگون حاصل می‌شوند. شانزده معادله‌ی دیگر تشکیل دهنده‌ی این دستگاه، معادلاتی هستند که از واکنش‌های تعادلی ارائه‌شده در جدول (۱) منتج می‌شوند.

جدول (۱): واکنش‌های مورد نظر در توسعه‌ی مدل تعادلی اسی [۱۷]

$H_2 \Leftrightarrow 2H$	$CH_3 + H \Leftrightarrow CH_4$
$2CO + H_2 \Leftrightarrow C_2H_2 + O_2$	$N_2 \Leftrightarrow 2N$
$H_2 + O_2 \Leftrightarrow 2OH$	$N + H_2 \Leftrightarrow NH_2$
$NH_2 + H \Leftrightarrow NH_3$	$2H_2 + O_2 \Leftrightarrow 2H_2O$
$2CO + O_2 \Leftrightarrow 2CO_2$	$CO + H \Leftrightarrow HCO$
$2CO + H \Leftrightarrow C_2H + O_2$	$O_2 \Leftrightarrow 2O$
$C_2H_2 + H_2 \Leftrightarrow C_2H_4$	$O_2 + N_2 \Leftrightarrow 2NO$
$CH_3 + N \Leftrightarrow HCN + H_2$	$CO + 2H_2 \Leftrightarrow CH_3 + OH$

۳- مدل تشکیل NO

عبارت NOx به‌طور معمول اکسیدنیتروژن و دی‌اکسیدنیتروژن را شامل می‌شود ولی می‌توان دیگر اکسیدهای نیتروژن مانند اکسیددی‌نیتروژن، تتراکسیددی‌نیتروژن و پنتاکسیددی‌نیتروژن را نیز در این گروه قرار داد [۲۱]. اغلب در احتراق دیزل، افزایش غلظت NO به مقدار قابل ملاحظه‌ای نسبت به دیگر اکسیدهای

خواص ترمودینامیکی آن‌ها به صورت تابعی از دما، فشار و نسبت هم‌ارزی است. با نوشتن موازنه‌ی انرژی در کل محفظه‌ی احتراق، دمای متوسط لحظه‌ای به‌دست خواهد آمد [۱۷]:

$$\frac{dU}{dt} = \dot{m}_f (h_{Tmj} - h_{fg}) - P \frac{dV}{dt} - \dot{Q}_w + \dot{Q} \quad (26)$$

$$H = U + PV \quad (27)$$

با برقراری یک توزیع وزنی بین اجزاء سوخته که از زیر مدل تعادلی به‌دست می‌آیند و اجزاء نسوخته، می‌توان دمای متوسط را به‌دست آورد. حال با توجه به تغییرات فشار، نسبت هم‌ارزی و جرم و خواص ترمودینامیکی در هر ناحیه و با استفاده از قانون اول به روش مرجع [۱۸] می‌توان دما در غلاف شعله، هسته‌ی اسپری و اطراف اسپری را به‌دست آورد:

$$\dot{T}_i = \left(\dot{m}_i h_i + \dot{Q}_i + (V_i - C_{Ti}) \dot{P} - \dot{m}_i C_{\phi i} \dot{\phi}_i - \dot{m}_i h_i \right) / \dot{m}_i C_{Pi} \quad (28)$$

برای محاسبه‌ی انتقال حرارت لحظه‌ای بین جرم محبوس درون سیلندر و دیواره‌های اطراف آن از مدل انتقال حرارت وشنی^{۲۰} [۱] استفاده شده‌است.

برای تبدیل مشخصه‌های عملکردی اندیکاتوری موتور^{۲۱} به مشخصه‌های عملکردی ترمزی موتور^{۲۲}، به تخمینی از میزان تلفات اصطکاکی موتور نیازمندیم. بر اساس منابع تلفات اصطکاکی موتور می‌توان رابطه‌ی (۲۹) را برای محاسبه‌ی تلفات اصطکاکی موتور ارائه داد:

$$F = A + BN + CN^2 \quad (29)$$

که در رابطه‌ی فوق F بیانگر تلفات اصطکاکی موتور، N بیانگر سرعت دورانی موتور و A ، B و C به ترتیب ثوابتی هستند که مقدار دقیق آن‌ها برای هر موتور توسط آزمون موتورینگ تعیین می‌شود.

میلینگتن^{۲۳} و هارتلس^{۲۴} [۱۹] مقادیر تقریبی ثوابت A ، B و C را بر اساس آزمون‌های موتورینگ فراوانی که بر روی موتورهای دیزلی مختلف انجام دادند، تعیین کردند.

$$F = (CR - 4) + 7 \frac{N}{1000} + 1.5 \left(\frac{V}{1000} \right)^2 \quad (30)$$

۲-۴- زیرمدل تعادلی

برای حل معادلات واکنش‌های تعادلی احتراق، یک مدل بیست‌ویک جزئی تعادلی مورد استفاده قرار می‌گیرد [۱۷]. مدل

بسیار کمتر از سایر اجزاء است $\left(\frac{d[N]}{dt} \approx 0\right)$ استفاده نمود. بنابراین عبارت (۳۴) تغییرات NO سینتیکی را ارائه می‌دهد:

$$\frac{d[NO]}{dt} = \frac{2R_1 \{1 - ([NO]/[NO]_e)^2\}}{1 + ([NO]/[NO]_e) R_1 / (R_2 + R_3)} \quad (34)$$

R_i ها نرخ واکنش هستند.

در جدول (۲) می‌توان ثابت‌های نرخ سه واکنش زلدویج را

یافت.

جدول (۲): ثابت نرخ برای فرایند تشکیل NO در روش زلدویج [۳]

واکنش	ثابت نرخ $[cm^3/mol.s](k_i)$	محدوده‌ی دمایی [K]
$(R_1^+) O + N_2 \rightarrow NO + N$	$7.6 \times 10^{13} \exp[-38,000/T]$	۲۰۰۰ - ۵۰۰۰
$(R_1^-) N + NO \rightarrow N_2 + O$	1.6×10^{13}	۳۰۰ - ۵۰۰۰
$(R_2^+) N + O_2 \rightarrow NO + O$	$6.4 \times 10^9 T \exp[-31500/T]$	۳۰۰ - ۳۰۰۰
$(R_2^-) O + NO \rightarrow O_2 + N$	$1.5 \times 10^9 T \exp[-19,500/T]$	۱۰۰۰ - ۲۰۰۰
$(R_3^+) N + OH \rightarrow NO + H$	4.1×10^{13}	۳۰۰ - ۲۵۰۰
$(R_3^-) H + NO \rightarrow OH + N$	$2.0 \times 10^{14} \exp[-23,650/T]$	۲۲۰۰ - ۴۵۰۰

۴- نتایج مدل‌سازی

در این بخش به ارائه نتایج حاصل از مدل‌سازی و بحث راجع به آن‌ها پرداخته خواهد شد.

جدول (۳) مشخصات موتور شماره‌ی یک را که برای بررسی نتایج حاصل از تغییر بار و سرعت موتور مورد استفاده قرار گرفته است نشان می‌دهد.

نیترژن بیشتر است و افزایش NO₂ در رتبه‌ی بعدی قرار دارد [۳] که همین NO₂ خود در اصل از NO به‌دست می‌آید [۲۲]. بقیه‌ی اکسیدهای نیترژن که به آن‌ها اشاره شد مقادیر بسیار ناچیزی را اختیار می‌نمایند، بنابراین در ادامه‌ی بحث می‌توان عبارت NO_x را همان NO تلقی نمود.

اغلب NO در تمام انواع احتراق تولید می‌شود و نحوه‌ی تشکیل آن به سه روش مختلف تقسیم می‌شود. این سه روش عبارتند از: NO سوختی^{۲۵}، NO سریع^{۲۶} و NO حرارتی^{۲۷}.

نوع حرارتی NO گونه‌ی با اهمیت و اساسی در بین فرایندهای تولید NO می‌باشد. این نوع از NO از تجزیه اکسیژن و نیترژن دو اتمی به O و N و شرکت در یک سری واکنش‌های زنجیره‌ای به‌دست می‌آید. این فرایند در مراحل مختلف به طور کامل مورد بررسی قرار گرفته‌است. نوع حرارتی NO در دماهای بسیار بالا تشکیل می‌شود و به صورت نمایی به دما وابسته است. هنگام تشکیل NO حرارتی نقاطی با دماهای بالاتر از دمای میانگین می‌توانند اثر بسیار بیشتری در مقدار NO تولیدی داشته‌باشند. بنابراین این نسبت دمای حداکثر به دمای میانگین اهمیت زیادی دارد و مدل‌سازی را دشوارتر می‌نماید [۲۱].

اغلب فرض می‌شود که تشکیل NO یک فرایند غیرتعادلی است که به وسیله‌ی سینتیک شیمیایی کنترل می‌شود. فقط به کمک تعادل شیمیایی نمی‌توان به درستی غلظت NO را پیش‌بینی نمود [۲۳][۲۴]. مفهوم احتراق استوکیومتریک نیز باعث تخمین بیش از واقعیت دما و NO می‌شود [۱۸].

فرایند تشکیل NO حرارتی در اصل توسط ۳ واکنش زیر که معروف به فرایند زلدویج توسعه یافته است، کنترل می‌شود.



زلدویج در سال ۱۹۴۶ اهمیت دو واکنش اول را آشکار نمود [۲۵] و پس از آن لاوی و هیوود [۲۶] در سال ۱۹۷۰ واکنش سوم را به دو واکنش اول افزودند. استفاده از معادلات بالا به روش تعادلی، کمکی به حل مسئله نخواهد کرد بنابراین باید روش‌های سینتیکی به‌کار گرفته شوند. البته برای استفاده از روش زلدویج یک روش تعادلی مناسب نیز مورد نیاز است که در اینجا همان روش ۲۱ جزئی شرح داده شده در بخش ۲-۴ مورد استفاده قرار گرفته‌است. برای ساده‌سازی عبارت مربوط به NO سینتیکی می‌توان از این واقعیت که غلظت نیترژن تک‌اتمی

جدول (۳): مشخصات مربوط به موتور شماره‌ی یک [۱۸]

نوع موتور	خطی - پرخوران - آب خنک
حجم جایجایی (لیتر)	۱۲/۷
تعداد سیلندر	۶
قطر داخلی سیلندر (میلی‌متر)	۱۳۰
طول کورس پیستون (میلی‌متر)	۱۶۰
طول شاتون (میلی‌متر)	۲۶۹/۳
نسبت تراکم	۱۵:۱
تعداد روزنه‌های نازل	۶
قطر روزنه‌ی نازل (میلی‌متر)	۰/۲۵۹

با افزایش بارگذاری، انرژی بیشتری در توربو شارژ برای بازیافت موجود خواهد بود بنابراین فشار به‌دست آمده افزایش می‌یابد. این افزایش فشار باعث افزایش دما و کاهش زمان تأخیر در احتراق خواهد شد، بنابراین کاهش مقدار سوخت و هوای پیش‌آمیخته را به همراه دارد. با توجه به موارد اشاره شده، با افزایش بارگذاری، همان‌طور که در شکل (۳) مشخص است سهم احتراق پیش‌آمیخته کاسته شده و اثر احتراق دیفیوژن برجسته‌تر خواهد بود.

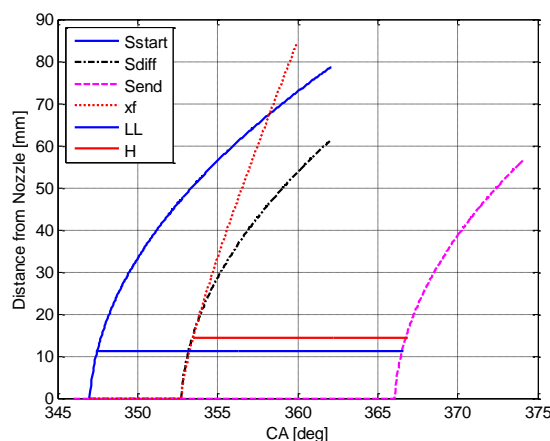
شکل (۴) سهم احتراق دیفیوژن و احتراق پیش‌آمیخته را به صورت مجزا در بارگذاری ۷۵٪ نشان می‌دهد.

با انتگرال‌گیری از پروفیل پاشش بر حسب حجم، مقدار فشار و کار متوسط اندیکاتوری محاسبه می‌شود. با استفاده از یک مدل تلفات اصطکاکی (مدل هارتلس و میلینگتون) [۱۹] می‌توان فشار متوسط اندیکاتوری را به فشار متوسط ترمزی تبدیل نمود. شکل (۵) فشار متوسط مؤثر حاصل از مدل‌سازی و همچنین اندازه‌گیری آزمایشگاهی را نشان می‌دهد. به جز در بارگذاری‌های بزرگ، دقت محاسبات بسیار بالا است. قابل پیش‌بینی است که با افزایش بارگذاری، فشار متوسط مؤثر ترمزی افزایش می‌یابد. شکل (۵) مصرف سوخت ویژه ترمزی موتور شماره‌ی یک که با افزایش بارگذاری، افزایش می‌یابد را نشان می‌دهد.

در ادامه برای آشکارتر ساختن محدوده‌ی عملکردی مدل ۶ ناحیه‌ای به تغییر سرعت موتور از ۱۸۰۰ rpm تا ۲۱۰۰ rpm در بارگذاری ثابت ۵۰٪ پرداخته خواهد شد. البته نتایج مربوط به دور ۱۸۰۰ rpm در قسمت قبل (تغییرات بارگذاری) آورده شده‌است. شکل (۶) فرایند ورود سوخت و تغییر مقدار آن و هوای داخل اسپری را در یک حالت خاص نسبت به زاویه‌ی لنگ نشان می‌دهد. همان‌طور که قابل پیش‌بینی است مقدار سوخت و هوای سوخته در انتهای احتراق تثبیت می‌شوند. از مقدار هوای سوخته نیز پس از شروع احتراق کاسته می‌شود ولی بعد از تثبیت مقادیر سوخته، به میزان آن افزوده خواهد شد.

شکل (۷) نرخ آزاد شدن گرمای حاصل از مدل ۶ ناحیه‌ای را با نرخ آزاد شدن گرمای به‌دست آمده در آزمایشگاه در ۹۰۰، ۱۲۰۰، ۱۵۰۰ و ۲۱۰۰ دور بر دقیقه مقایسه نموده و در پایان این چهار حالت را هم‌زمان بررسی نموده است. همان‌طور که دیده می‌شود برابری خوبی بین داده‌های آزمایشگاهی و نتایج مدل وجود دارد که محدوده‌ی عملکردی مدل حاضر را در دوره‌های متفاوت بیان می‌نماید.

در ابتدا تغییرات بارگذاری از ۲۵٪ تا ۱۰۰٪ روی این موتور بررسی می‌شود. در شکل (۲) با توجه به روابط ارائه شده در مدل اسپری و مدل احتراق، میزان نفوذ اسپری و دیگر مشخصه‌های مدل ۶ ناحیه‌ای برای حالت ۱۸۰۰ rpm و ۵۰٪ محاسبه گردیده است.

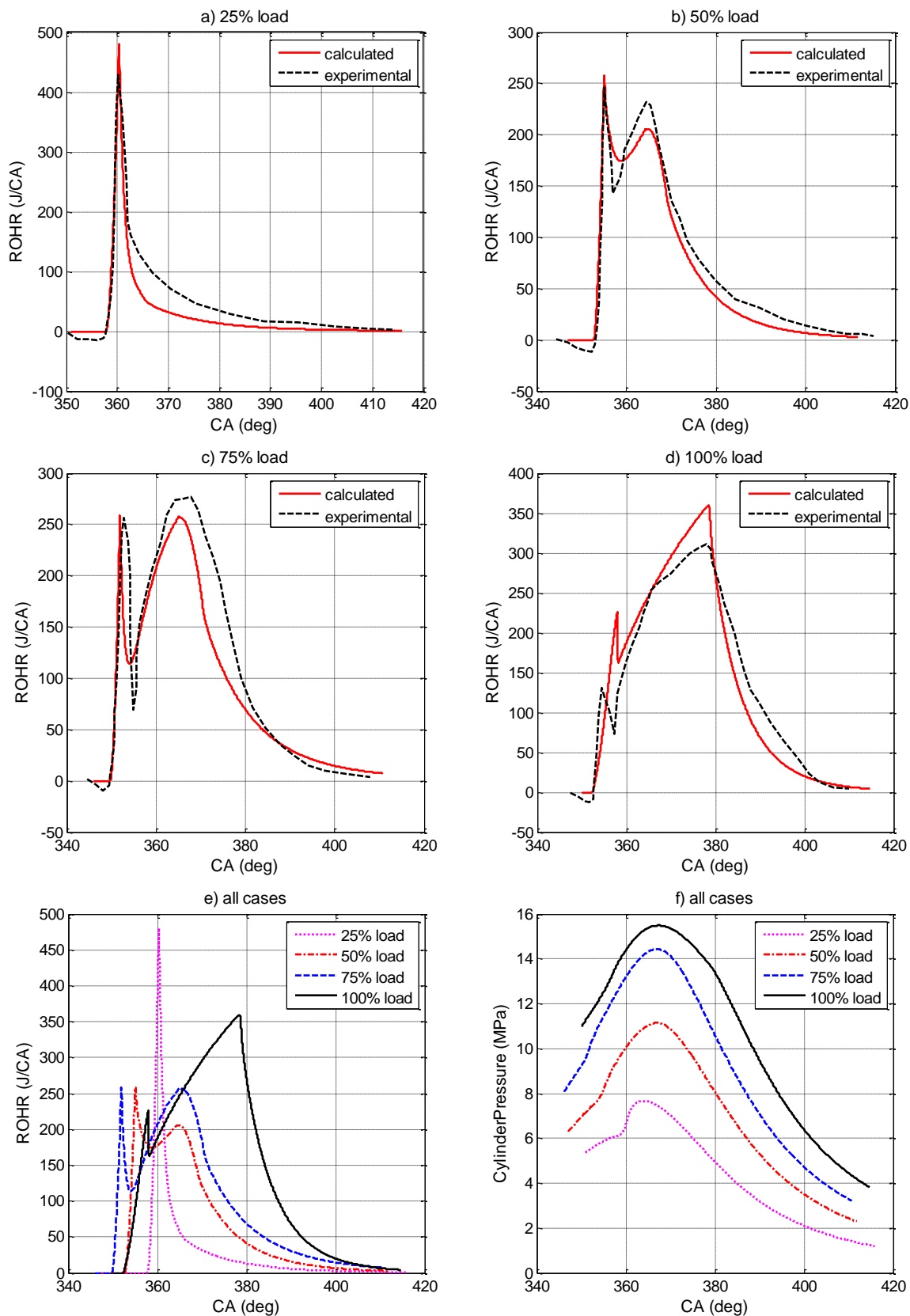


شکل (۲): نفوذ اسپری، مرز ناحیه‌ی ۳ و ۴، موقعیت شعله‌ی

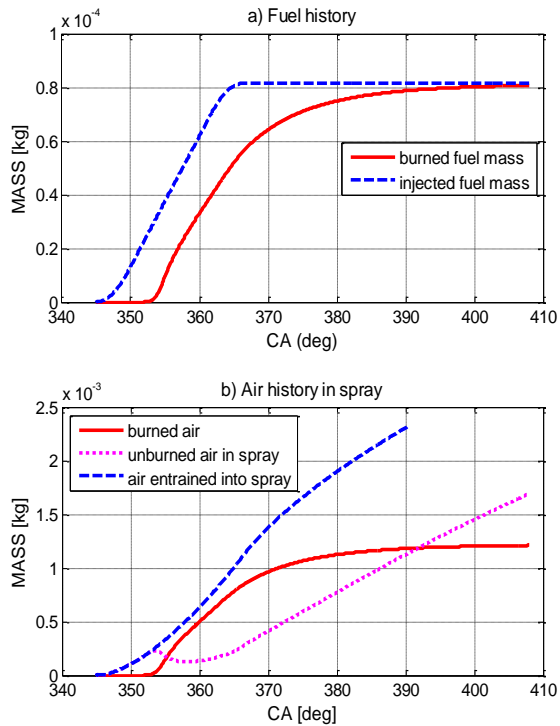
پیش‌آمیخته، انتهای پاشش، طول جت مایع سوخت و طول برخاستگی

شعله برای حالت ۱۸۰۰rpm و بارگذاری ۵۰٪ از موتور ۱

شکل (۳) نرخ آزاد شدن گرمای حاصل از مدل ۶ ناحیه‌ای را با نرخ آزاد شدن گرمای به‌دست آمده در آزمایشگاه در بارگذاری‌های ۲۵٪، ۵۰٪، ۷۵٪ و ۱۰۰٪ مقایسه نموده و در پایان این چهار حالت را هم‌زمان مقایسه نموده است. همان‌طور که در این شکل دیده می‌شود محاسبات نرخ آزادسازی گرما دقت خوبی را در مقایسه با نتایج آزمایشگاهی در محدوده‌ی وسیعی از بارگذاری بدون تغییر در ضرایب میزان‌سازی نشان می‌دهد.



شکل (۳): مقایسه‌ی نرخ آزاد شدن گرمای حاصل از مدل ۶ ناحیه‌ای و شرایط آزمایشگاهی در بارگذاری‌های مختلف (شکل‌های a, b, c و d). شکل‌های e و f پروفیل فشار و نرخ آزاد شدن گرمای هر چهار حالت بارگذاری را با هم مقایسه می‌نمایند. دور موتور در تمام حالت‌ها ۱۸۰۰ rpm است

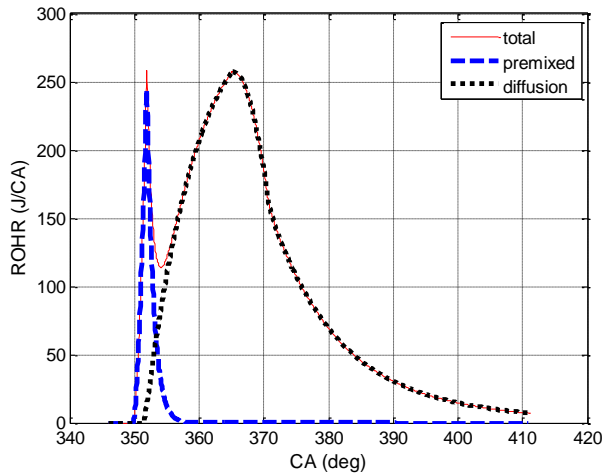


شکل (۶): مقایسه‌ی جرم سوخت و هوای سوخته و نسوخته در اسپری در دور ۲۱۰۰ rpm و بارگذاری ۵۰٪

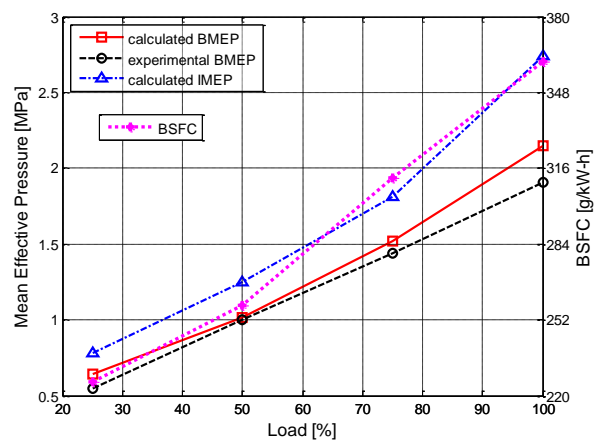
در حالت ۹۰۰ rpm اثر احتراق پیش‌آمیخته مشهودتر است. علت این امر بزرگتر بودن زمان تأخیر در احتراق و افزایش انتقال حرارت به سیلندر به دلیل افزایش زمان هر چرخه می‌باشد، بنابراین می‌توان گفت که در این سرعت فاز دیفیوژن بسیار ناچیز است.

در شکل (۸) فشار متوسط مؤثر ترمزی در دو وضعیت مدل‌سازی و آزمایشگاهی مقایسه شده‌است. به علاوه فشار مؤثر متوسط اصطکاکی و اندیکاتوری حاصل از مدل‌سازی نیز ارائه شده‌است. همان‌طور که آشکار است با افزایش سرعت، روند صعودی فشار مؤثر ترمزی ادامه نمی‌یابد چون تلفات اصطکاکی با سرعت رابطه‌ی مستقیم دارد و در سرعت‌های بالا تلفات بیشتر است. اختلاف در مقدار فشار مؤثر متوسط ترمزی در شرایط آزمایشگاهی و شبیه‌سازی را می‌توان به اختلاف اندک فشارهای محاسبه شده و اندازه‌گیری شده و همین‌چنین نقص در مدل اصطکاکی نسبت داد.

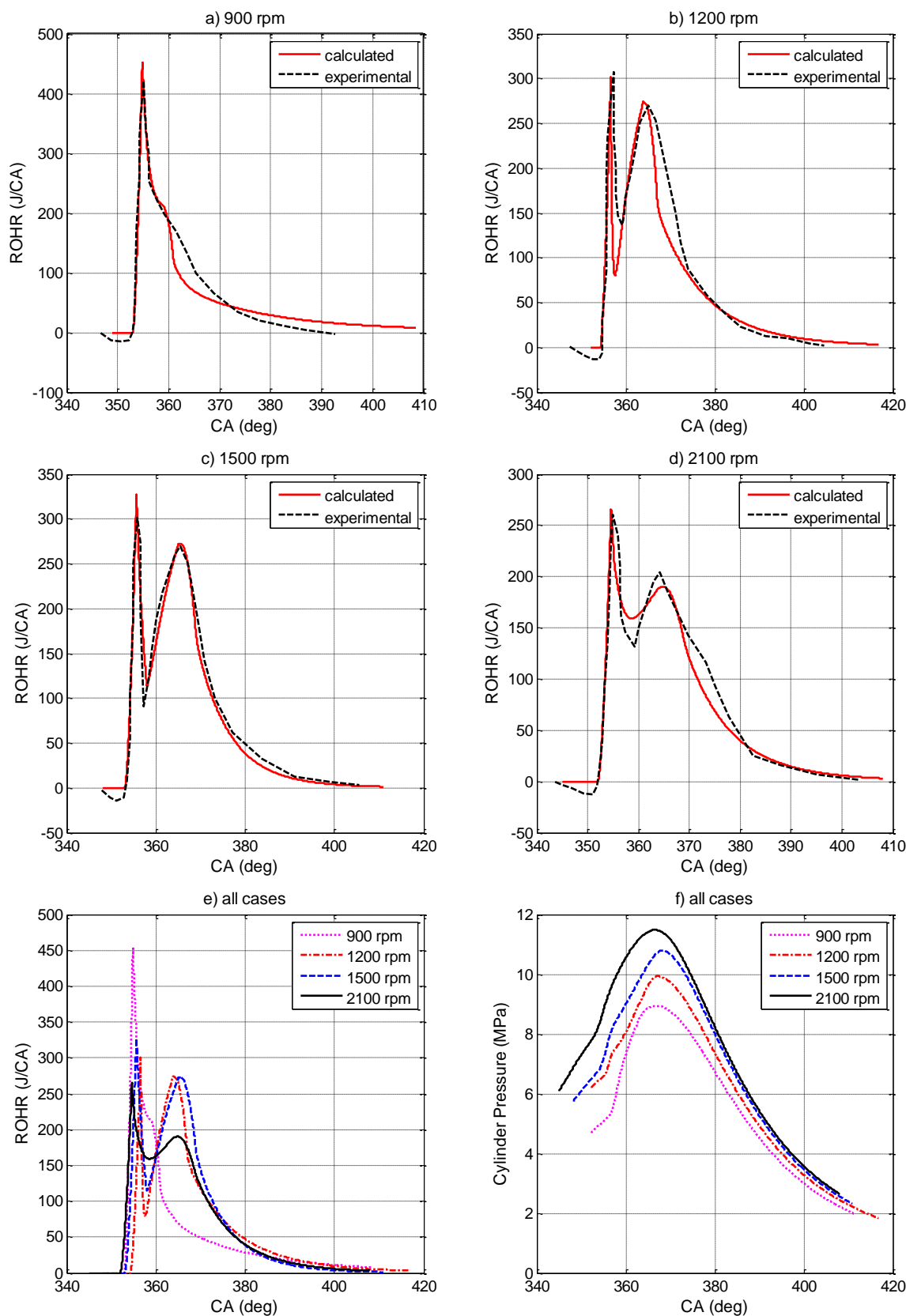
با توجه به شکل (۸) مصرف سوخت ویژه ترمزی برخلاف فشار مؤثر ترمزی، با افزایش دور موتور فقط روند افزایشی را نشان می‌دهد که علت آن را می‌توان در صعودی بودن فشار متوسط مؤثر اصطکاکی دانست.



شکل (۴): نرخ آزادسازی گرما با تفکیک سهم احتراق پیش‌آمیخته و احتراق دیفیوژن در بارگذاری ۷۵٪

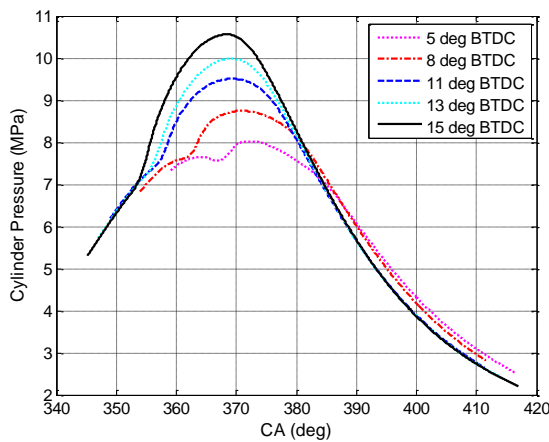


شکل (۵): مقایسه‌ی فشار مؤثر متوسط ترمزی اندازه‌گیری شده با نتایج حاصل از شبیه‌سازی در بارگذاری‌های مختلف و مصرف سوخت ویژه ترمزی متناظر با آن

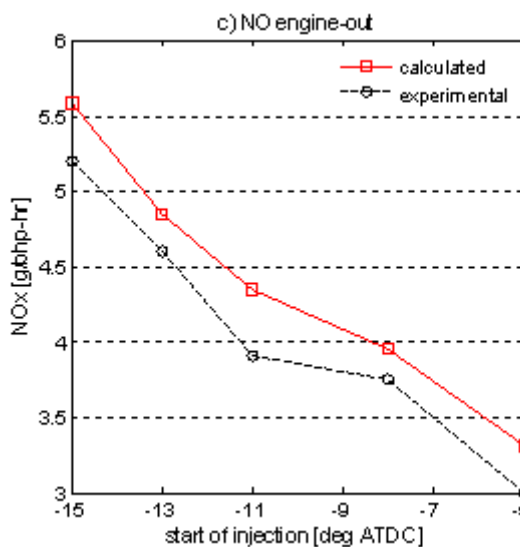
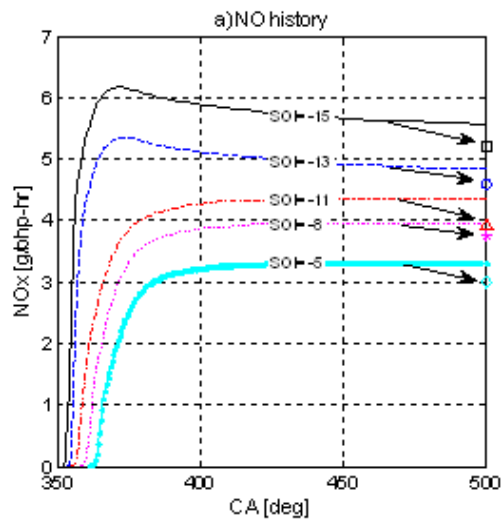


شکل (۷): مقایسه‌ی نرخ آزاد شدن گرمای حاصل از مدل ۶ ناحیه‌ای و شرایط آزمایشگاهی در سرعت‌های مختلف (شکل‌های a, b, c و d). شکل‌های e و f پروفیل فشار و نرخ آزاد شدن گرمای هر چهار سرعت را با هم مقایسه می‌نمایند. بارگذاری در تمام حالت‌ها ۵۰٪ است

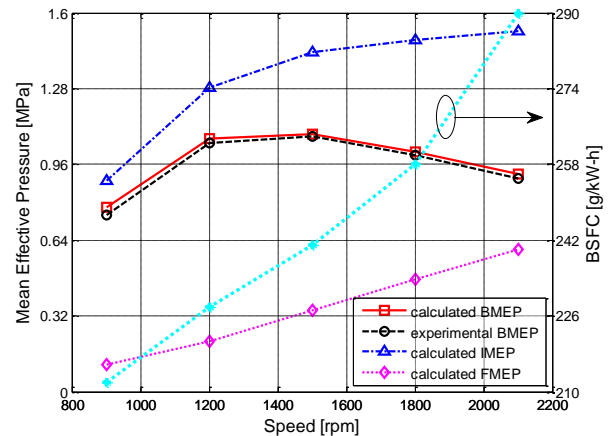
خروجی اندازه‌گیری شده بررسی شده و در انتهای شکل (۱۰)، پایان این روند تغییر که همان آلاینده‌گی خروجی موتور است با مقدار اندازه‌گیری شده‌ی آن در آزمایشگاه مقایسه شده‌است.



شکل (۹): مقایسه‌ی پروفیل فشار در پنج زمان پاشش متفاوت



شکل (۱۰): آلاینده‌گی NO روند تغییرات در سیلندر و آلاینده‌گی خروجی در زمان‌های پاشش مختلف



شکل (۸): فشار مؤثر متوسط ترمزی اندازه‌گیری شده و نتایج حاصل از شبیه‌سازی در سرعت‌های مختلف و مصرف سوخت ویژه و متناظر با آن

در ادامه به اعتبارسنجی مدل حاضر در زمینه‌ی عملکرد و آلاینده‌گی موتور شماره ۲ در محدوده‌ای از زمان‌های پاشش پرداخته خواهد شد. از آنجایی که تغییر زمان‌های پاشش یکی از روش‌های اساسی مورد استفاده برای کاهش آلاینده‌گی است، در این بخش کنترل درستی عملکرد مدل در زمینه‌ی آلاینده‌گی نیز مورد توجه واقع شده‌است. در جدول (۴) مشخصات هندسی و عملکردی موتور مورد استفاده در این بخش ارائه شده‌است.

جدول (۴): مشخصات مربوط به موتور شماره ۲ [۱۸][۲۷]

کاترپیلار ۳۴۰۶	نوع موتور
۲/۴۴	حجم جابجایی (لیتر)
۱	تعداد سیلندر
۱۳۷/۱۹	قطر داخلی سیلندر (میلی‌متر)
۱۶۵/۱	کورس پیستون (میلی‌متر)
۲۶۱/۶۲	طول شاتون (میلی‌متر)
۱۵:۱	نسبت تراکم (-)
۱۰ درجه بعد از نقطه مرگ پایین	زاویه‌ی بسته شدن سوپاپ ورودی
۱۹ درجه قبل از نقطه مرگ پایین	زاویه‌ی باز شدن سوپاپ خروجی
۶	تعداد روزنه‌های نازل انژکتور
۰/۲۵۹	قطر روزنه‌ی نازل انژکتور (میلی‌متر)

شکل (۹) پروفیل فشار با پنج زمان پاشش متفاوت را نشان

می‌دهد

شکل (۱۰) NO پیش‌بینی شده را با NO اندازه‌گیری شده در آزمایشگاه مقایسه می‌نماید. از آنجایی که امکان بررسی آزمایشگاهی روند تغییرات آلاینده‌ها در داخل سیلندر و در لحظات مختلف احتراق وجود ندارد بنابراین در شکل (۱۰) ابتدا فقط روند محاسبه شده‌ی تغییرات NO فقط در مقابل آلاینده‌گی

۵- نتایج کلی

مدل ۶ ناحیه‌ای حاضر، اطلاعات محلی مناسبی از شرایط سیلندر در اختیار قرار داده‌است اگرچه اختلافاتی بین نتایج محاسبه‌شده و اندازه‌گیری‌شده به خصوص در بخش آلاینده‌گی وجود دارد ولی می‌توان از این مدل در مواردی که تغییرات عمده در شرایط عملکردی موتور مانند بار، سرعت، فشار بوست، EGR و زمان پاشش به وجود می‌آید، استفاده نمود؛ به‌خصوص اگر هدف از مدل‌سازی تفسیر روندهای مشاهده‌شده باشد. زیر مدل نرخ آزاد شدن گرمای این شبیه‌سازی با تفکیک بین فازهای مختلف احتراق امکان تفسیر رفتار کلی موتور را در شرایط عملکردی متفاوت فراهم می‌نماید.

با افزایش بارگذاری از سهم احتراق پیش‌آمیخته کاسته شده و اثر احتراق دیفیوژن برجسته‌تر می‌شود. در اصل این افزایش بارگذاری باعث افزایش فشار مؤثر و مصرف سوخت ویژه‌ی ترمزی و آلاینده‌های دوده و NO می‌شود.

با کاهش دور موتور به دلیل زیاد شدن مدت تأخیر در احتراق، فاز پیش‌آمیخته‌ی احتراق مشهودتر خواهد بود به نحوی که در ۹۰۰ rpm بخش دیفیوژن به صفر میل می‌کند. با افزایش دور موتور، مصرف سوخت ویژه‌ی ترمزی افزایش می‌یابد ولی فشار مؤثر متوسط ترمزی در ابتدا زیاد و در آخر کم می‌شود.

با پیش‌آوردن زمان پاشش، اثر فاز پیش‌آمیخته چشمگیرتر شده و حداکثر فشار و دمای سیلندر نیز افزایش می‌یابد. همچنین کارایی بهبود یافته و مصرف سوخت ویژه‌ی ترمزی کاهش می‌یابد. این تغییر باعث کاهش دوده و افزایش NO می‌شود.

فهرست علائم اختصاری

c_H	ضریب تجربی مربوط به طول برخاستگی شعله
c_m	سرعت متوسط پیستون $[m.s^{-1}]$
d_o	قطر روزنه‌ی نازل $[m]$
d_f	قطر مؤثر روزنه‌ی نازل $[m]$
f_s	جرم گاز محیطی مورد نیاز برای احتراق ۱ کیلوگرم سوخت
f_{mix}	فرکانس اختلاطی $[Hz]$
h	آنتالپی ویژه $[J.kg^{-2}]$

۶- مراجع

- [۱] قربانیان، جعفر، "شبیه‌سازی احتراق و آلاینده‌های خروجی حاصل از سوخت دی‌متیل‌اتر در یک موتور دیزل پاشش مستقیم اصلاح‌یافته و مقایسه‌ی آن با یک موتور دیزل‌سوز"، پایان‌نامه‌ی کارشناسی ارشد، دانشکده‌ی مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه نصیر طوسی، ۱۳۸۶.

H	طول برخاستگی شعله $[m]$
k_{diff}	ضریب تجربی برای احتراق دیفیوژن
k_{pre}	ضریب پیوستگی برای فاز دوم احتراق پیش‌آمیخته $[s^{-1}]$
k_{eff}	ضریب تجربی برای فاز اول احتراق پیش‌آمیخته
l_{mix}	طول مشخصه‌ی اختلاطی $[m]$
LL	طول جت سوخت مایع $[m]$
m	جرم $[kg]$
n_N	تعداد روزنه‌های نازل
P	فشار $[Pa]$
\tilde{s}	طول بی‌بعد نفوذ اسپری
S_{diff}	نفوذ اسپری در مرز ناحیه‌ی ۳ و ۴ $[m]$
S_{end}	نفوذ آخرین بسته از سوخت پاشش شده $[m]$
S_{start}	نفوذ اسپری در فاز گازی $[m]$
S_{spray}	مساحت مقطع اسپری $[m^2]$
S_{noz}	مساحت روزنه‌ی نازل $[m^2]$
S_t	سرعت شعله‌ی متلاطم $[m.s^{-1}]$
\tilde{t}	زمان بی‌بعد نفوذ اسپری
T_s	دمای اشباع $[K]$
U_f	سرعت سوخت در خروجی نازل $[m.s^{-1}]$
v_{mix}	سرعت اختلاط $[m.s^{-1}]$
V	حجم $[m^3]$
x_f	موقعیت شعله نسبت به نازل $[m]$
Z_{st}	کسر جرمی استوکیومتریک سوخت

حروف یونانی

θ	زاویه‌ی پخش اسپری در مدل $[deg]$
ρ	چگالی $[kg.m^{-3}]$
$\tilde{\rho}$	نسبت چگالی سوخت به هوا
Δt_{comb}	زمان مورد نیاز برای رسیدن سوخت به طول برخاستگی
Δt_{evap}	زمان مورد نیاز برای رسیدن سوخت به طول جت سوخت مایع
ϕ	نسبت هم‌ارزی سوخت به هوا

پایین‌نویس‌ها

a	گازهای محیطی (هوا+EGR)
b	سوخته
cyl	سیلندر
$diff$	دیفیوژن
f	سوخت
inj	پاشش شده
pre	پیش‌آمیخته

- [۲] Senecal, P. K., "Development of a Methodology for Internal Combustion Engine Design Using Multi-Dimensional Modeling with Validation through Experiments", PhD. Thesis, university of Wisconsin-Madison, 2003.
- [۳] Heywood, J. B. Internal Combustion Engine Fundamentals. McGraw-Hill, New York, 1988.

- SAE Paper 2007-01-1834, 2007.
- Asay, R. J., "A Five-Zone Model for Direct Injection Diesel Combustion", Master Thesis, Department of Mechanical Engineering, Brigham Young University, August, 2003. [۱۷]
- Jung, D., Assanis, D. N., "Multi-Zone DI Diesel Spray Combustion Model for Cycle Simulation Studies of Engine Performance and Emissions", SAE paper no.2001-01-1246, 2001. [۱۸]
- Millington, B. W., Hartles, E. R., "Frictional Losses in Diesel Engines", SAE Paper 680590, SAE Transactions, Vol. 77, 1968. [۱۹]
- Olikara, C., and Borman, G. L., "A Computer Program for Calculating Properties of Equilibrium Combustion Products with Some Applications to I.C. Engines", SAE paper 750468, 1975. [۲۰]
- Schwerdt, C., "Modelling NO_x-Formation in Combustion Processes", Master Thesis, Department of Automatic Control Lund University, June, Document Number: ISRN LUTFD/TFRT--5769—SE, 2006. [۲۱]
- Stenberg, M.; "Calibration and Validation of Phenomenological Emission Formation Model for Advanced Diesel Engine", MSc. Thesis, Luleå University of Technology, 2008. [۲۲]
- Gao, Z. and Schreiber, W. The use of a multizone model for prediction of soot and NO_x emission in a D.I. diesel engine as a function of intake air O₂ content, Proceedings of the ASME Heat Transfer Division (HTD-Vol. 366-5), 2000. [۲۳]
- C.D. Rakopoulos, D.C. Rakopoulos, E.G. Giakoumis, D.C. Kyritsis, "Validation and sensitivity analysis of a two-zone Diesel engine model for combustion and emissions prediction", Journal for Energy Conversion Management, vol. 45, pp.1471-1495, 2004. [۲۴]
- Zeldovich, Ya. B.; "The Oxidation of Nitrogen in Combustion and Fluids", ACTA Physicochimica, URRS, 21:577-628, 1946. [۲۵]
- Lavoie, G. A., Heywood, J. B., and Keck, J. C., "Experimental and Theoretical Investigation of Nitric Oxide Formation in Internal Combustion Engines," Combust. Sci. Technol., Vol. 1, pp. 313-326, 1970. [۲۶]
- Nehmer, D. A. and Reitz, R. D., "Measurement of the Effect of Injection Rate and Split Injections on Diesel Engine Soot and NO_x Emissions," SAE Paper 940668, 1994. [۲۷]
- Dec, J.E., "A Conceptual Model of DI Diesel Combustion Based on Laser-Sheet Imaging," Transactions of the SAE, Vol. 106, Sec. 3, pp. 1319-1348 (SAE970873), 1997. [۴]
- Maiboom, A.; Tauzia, X.; Hé'tet, J.-F.; Cormerais, M. A 5-zones phenomenological combustion model for DI diesel engine for a wide range of operating conditions. In the FISITA 2006 World Automotive Congress, 2006. [۵]
- Siebers D.L., Higgins, B.S., Pickett L.M., "Flame Lift-Off on Direct-Injection Diesel Fuel Jets: Oxygen Concentration Effects," SAE 2002-01-0890, 2002. [۶]
- J.D. Naber, D.L. Siebers, "Effects of gas density and vaporization on penetration and dispersion of Diesel sprays", SAE paper no.960034, pp.82-111, 1996. [۷]
- B.S. Higgins, C.J. Mueller, D.L. Siebers, "Measurements of Fuel Effects on Liquid-Phase Penetration in DI Sprays", SAE paper no. -01-0519, pp.630-643, 1999. [۸]
- D.L. Siebers, "Scaling liquid-phase fuel penetration in Diesel sprays based on mixing-limited vaporization", SAE paper no.1999-01-0528, pp.703-728, 1999. [۹]
- Siebers D.L. and Higgins, B.S., "Flame Lift-Off on Direct-Injection Diesel Sprays Under Quiescent Conditions," SAE2001-01-0530, 2001. [۱۰]
- L.M. Pickett, D.L. Siebers, C.A. Idicheria, "Relationship between ignition processes and the lift-off length of Diesel fuel jets", SAE paper no.2005-01-3843, pp.1-18, 2005. [۱۱]
- Pickett, L. M., Siebers, D. L., "Non-Sooting, Low Flame Temperature Mixing-Controlled DI Diesel Combustion," SAE Paper 2004-01-1399, 2004. [۱۲]
- D.L. Siebers, L.M. Pickett, "Aspects of soot formation in Diesel fuel jets", THIESEL 2004 Conference on Thermo- and Fluid Dynamic Processes in Diesel Engines", 2004. [۱۳]
- C. Barba, C. Burkhardt, K. Boulouchos, M. Bargende, "A phenomenological combustion model for heat release prediction in high-speed DI Diesel engines with common-rail injection", SAE paper no.2000-01-2933, 2000. [۱۴]
- Maiboom, A.; Tauzia, X.; Shah, S. R.; Hé'tet, J.-F.; "New Phenomenological Six-Zone Combustion Model for Direct-Injection Diesel Engines", Energy & Fuels 23, 690-703, 2009. [۱۵]
- Maiboom, A., Tauzia, X., Hé'tet, J.-F., Cormerais, M., Tounsi, M., Jaine, T., Blanchin, S.; "Various Effects of EGR on Combustion and Emissions on an Automotive DI Diesel Engine: Numerical and Experimental Study", JSAE Paper 20077221, [۱۶]

۷- پی نوشت

-
- ^۱ External turbo charging systems
 - ^۲ Compression Ignition Direct Injection (CIDI)
 - ^۳ Retarding injection timing
 - ^۴ Premixed combustion
 - ^۵ Soot/NO_x tradeoff
 - ^۶ high speed cinematography
 - ^۷ elastic - scatter liquid - fuel imaging
 - ^۸ laser - induced incandescence imaging
 - ^۹ planar laser - induced fluorescence imaging
 - ^{۱۰} first part of premixed burn spike
 - ^{۱۱} last part of premixed burn spike
 - ^{۱۲} first part of the mixing-controlled burn
 - ^{۱۳} Siebers
 - ^{۱۴} Sandia National Laboratories
 - ^{۱۵} schlieren imaging
 - ^{۱۶} Higgins
 - ^{۱۷} mixing-frequency approach
 - ^{۱۸} Low Heating Value (LHV)
 - ^{۱۹} Pickett
 - ^{۲۰} Woschni
 - ^{۲۱} Indicated engine performance quantities
 - ^{۲۲} Brake engine performance quantities
 - ^{۲۳} Millington
 - ^{۲۴} Hartles
 - ^{۲۵} fuel NO_x formation
 - ^{۲۶} prompt NO_x formation
 - ^{۲۷} thermal NO_x formation