

شبیه‌سازی عددی فرآیند احتراق مخلوط‌های بیودیزل و گازوئیل در موتور احتراق تراکمی

بهمن نجفی*

استادیار گروه مهندسی مکانیک ماشینهای کشاورزی، دانشگاه محقق اردبیلی
Najafib@uma.ac.ir

محمد خانی

دانش‌آموخته کارشناسی ارشد مهندسی مکانیک ماشینهای کشاورزی، دانشگاه محقق اردبیلی
Mohammadxani62@yahoo.com

* نویسنده مسئول تاریخ دریافت: ۸۸/۱۰/۰۸ پذیرش نهایی مقاله: ۸۹/۰۶/۰۱

چکیده

در این تحقیق فرآیند احتراق سوخت بیودیزل و مخلوط‌های آن با گازوئیل با استفاده از الگوی ترمودینامیکی، در موتور دیزل پائین مستقیم در محیط نرم افزاری Visual C، شبیه‌سازی گردید. برای اعتبار سنجی الگو، مخلوط‌های مختلف بیودیزل و گازوئیل (B۰+، B۲۰، B۴۰، B۶۰، B۸۰ و B۱۰۰) در سرعت دورانی کاری موتور ۱۴۰۰ rpm و در شرایط بار کامل (Full Load) به صورت تجربی بر روی موتور ۲۴۴-MT۴ آزمایش شد. نرخ‌های گرما توسط تابع وایب دوتایی و نرخ انتقال حرارت با الگوی تجربی وُشنی (Woschni) پیش‌بینی گردید. گرماهای ویژه ترکیب‌های موجود در سوخت بیودیزل (اتیل استئارات، اتیل پالمیتات، اتیل اولئات و اتیل لینولات) از طریق محاسبات شیمی کوانتومی و با استفاده از نرم‌افزار Gaussian۹۸ و Gaussian۰۳ در محدوده دمایی محفظه احتراق موتور تخمین زده شد. نتایج نظری و تجربی نرخ‌های گرما و همچنین فشار داخل استوانه با یکدیگر مقایسه شد و توافق خوبی بین آنها مشاهده گردید.

کلید واژه‌ها: بیودیزل، شبیه‌سازی عددی، الگوی تک‌منطقه‌ای، تابع وایب دوتایی، رهای گرما

۱- مقدمه

برای درک فرآیند احتراق هر سوختی، باید تأثیر آن بر متغیرهای مختلف عملکرد موتور، به صورت تجربی آزمون شود ولی چنین آزمون‌های بسیار هزینه‌بر و وقت‌گیر می‌باشد. شبیه‌سازی عددی فرآیند احتراق با استفاده از الگوهای نظری، می‌تواند راه حل مناسبی باشد. با تأیید اعتبار چنین الگوهایی با داده‌های تجربی حاصل از آزمون موتور، می‌توان داده‌های حاصل از الگو را به شرایط مختلف سوخت تعمیم داد. الگوهایی که بدین منظور استفاده می‌شوند عموماً به دو دسته الگوهای دینامیک سیالات (ابعادی) و الگوهای ترمودینامیکی (شبه بعدی) تقسیم می‌شوند.

الگوهای ابعادی بر اساس حل معادلات بقای جرم، اندازه حرکت و انرژی و معادلات اجزای تشکیل دهنده بنا شده‌اند و حل تمام این معادلات با فن‌آوری رایانه‌ای حاضر، مستلزم صرف زمان طولانی می‌باشد [۳]. در الگوهای ترمودینامیکی فضای داخل محفظه احتراق را می‌توان به چند قسمت تقسیم کرد که در این صورت فرض می‌شود محتویات داخل هر ناحیه همگن است و با نواحی دیگر در مرزها، تبادل جرم و حرارت دارند. هر چند الگوهای چندمنطقه‌ای در تشریح فرآیند احتراق سوخت توانا هستند ولی نسبتاً پیچیده و زمان‌برند [۴]. اگر فرض شود که دما، فشار و ترکیبات داخل محفظه احتراق همگن است الگوی تک‌منطقه‌ای نامیده می‌شود، که توانایی پیش‌بینی نرخ‌های گرما را دارد ولی قادر به تحلیل ابعادی منطقه احتراق نمی‌باشند [۱-۳]. الگوی تک‌منطقه‌ای

آزمون موتور بر مبنای استاندارد ۸ مد ۹۶-ECER با استفاده از لگام ترمز مغناطیسی E400 ساخت شرکت PMID CO، زاویه‌سنج AVL333 حسگر فشار برقی ۶۲۱ Indi modul، حسگر فشار خط پاشش SL31D-3000، آلاسنج AVL Dicom4000 نوع A-8020 انجام گرفت.

۲-۱- معادله انرژی و نرخ‌های گرما

برای موتور دیزل محتویات داخل استوانه، سامانه باز می‌باشد. تنها جرمی که از مرز سامانه (در هنگام بسته بودن دریچه‌های ورودی هوا و خروجی گاز) عبور می‌کند، سوخت و جریان نشتی می‌باشد که با صرف نظر کردن از جریان نشتی خواهیم داشت:

$$\frac{dQ}{dt} - P \frac{dV}{dt} + \dot{m}_f h_f = \frac{dU}{dt} \quad (1)$$

که $\frac{dQ}{dt}$ نرخ انتقال حرارت از مرز سامانه، $P \frac{dV}{dt}$ کار انجام شده در اثر جابجایی مرز سامانه، $\dot{m}_f h_f$ نرخ جریان جرمی سوخت عبوری از مرز سامانه، h_f آنتالپی سوخت ورودی به سامانه و U انرژی مواد موجود در مرز سامانه می‌باشد. اگر U و h_f بترتیب انرژی داخلی محتویات استوانه و آنتالپی سوخت پاشیده شده باشند، بنابراین $\frac{dQ}{dt}$ اختلاف بین انرژی شیمیایی یا حرارت رها شده احتراق و انتقال حرارت از مرز سامانه خواهد بود. چرا که $h_f \approx 0$ می‌باشد:

$$\frac{dQ_n}{dt} = \frac{dQ_{ch}}{dt} - \frac{dQ_w}{dt} = P \frac{dV}{dt} + \frac{dE_s}{dt} \quad (2)$$

که $\frac{dQ_n}{dt}$ نرخ‌های گرما خالص که اختلاف بین نرخ‌های گرما ناخالص $\frac{dQ_{ch}}{dt}$ و نرخ انتقال حرارت به دیواره‌های استوانه $\frac{dQ_w}{dt}$ است و برابر با کار انجام شده روی سمیه بعلاوه نرخ تغییرات انرژی داخلی محتویات استوانه $\frac{dE_s}{dt}$ می‌باشد. اگر محتویات درون استوانه را به‌عنوان گاز کامل در نظر بگیریم معادله (۲) را چنین می‌توان نوشت:

$$\frac{dQ_n}{dt} = P \frac{dV}{dt} + mc_v \frac{dT}{dt} \quad (3)$$

از قانون گاز کامل می‌دانیم $PV = mRT$ که R ثابت فرض می‌شود. بنابراین:

$$\frac{dP}{dt} + \frac{dV}{dt} = \frac{dT}{dt} \quad (4)$$

با جایگذاری معادله (۴) در معادله (۳) داریم:

به لحاظ سادگی و زمان پاسخگویی کوتاه، کاربرد فراوانی یافته است. در تحقیقی رامداز و همکاران، الگویی تک‌منطقه‌ای را برای تحلیل خصوصیات عملکردی موتورهای اشتعال تراکمی ارائه کردند. در این الگو از تابع وایب، برای پیش‌بینی نرخ‌های گرما مخلوط بیودیزل و گازوئیل استفاده گردید. آن‌ها الگو را برای مطالعه تأثیر تغییراتی که اعمال آنها در شرایط آزمون موتور غیر ممکن یا بسیار مشکل می‌باشد (مانند تأثیر نسبت تراکم)، بکار بردند [۱]. در تحقیقی دیگری نجفی، الگوی تک‌منطقه‌ای Whitehouse برای پیشگویی فرآیند احتراق مخلوط سوخت بیودیزل حاصل از روغن پسماند با گازوئیل ارائه کرد. مقادیر پیشگویی شده فشار داخل استوانه و آهنگ گرمای رها شده برای موتور دیزل با این الگو با مقادیر تجربی مقایسه شد و توافق خوبی را نشان داد [۱۲]. در این تحقیق با توجه به سادگی از الگوی ترمودینامیکی تک‌منطقه‌ای برای پیش‌بینی نرخ‌های گرما سوخت بیودیزل و ترکیبات مختلف آن با گازوئیل در موتور استفاده گردید.

۲-۲ مواد و روش‌ها

سوخت بیودیزل موردنیاز این تحقیق به روش ترانس‌استریفیکاسیون از روغن آفتابگردان (اتیل‌استر روغن آفتابگردان) تولید گردید. برای مقایسه خروجی الگو با داده‌های عملی، نمونه‌های سوخت حاوی ۰٪ تا ۱۰۰٪ حجمی بیودیزل و مابقی گازوئیل در بار کامل و در سرعت دورانی گشتاور بیشینه بر روی موتور دیزل پاشش مستقیم MT4-244 مجهز به پرخوران ساخت شرکت موتورسازان تبریز و در واحد تحقیقات مهندسی کارخانه سازنده، آزمایش شد. مشخصات فنی این موتور در جدول (۱) آورده شده است.

جدول ۱ مشخصات فنی موتور دیزل MT4-244

| واحد | مقدار | مشخصات موتور |
|------|----------|---|
| - | ۴ | تعداد استوانه |
| mm | ۱۰۰ | قطر سمبه |
| mm | ۱۲۷ | طول مسیر سمبه |
| mm | ۲۱۹ | طول دسته سمبه |
| Lit | ۳٫۹۹ | حجم جابجایی |
| - | ۱ : ۱۷٫۵ | نسبت تراکم |
| CAD | ۱ ATDC | زاویه شروع پاشش در سرعت دورانی ۱۴۰۰ rpm |
| bar | ۲۵۰ | فشار پاشش سوخت در سرعت دورانی ۱۴۰۰ rpm |
| CAD | ۱۴۵ BTDC | زاویه بسته شدن دریچه ورودی |

$$\begin{cases} h_j(T) = \int \frac{c_{pj}(T)}{dt} = u_{j1}t + u_{j2} \frac{t^2}{2} + u_{j3} \frac{t^3}{3} \\ + u_{j4} \frac{t^4}{4} + u_{j5} \frac{t^5}{5} + h_j(T_s) \end{cases} \quad (10)$$

که $h_j(T_s)$ آنتالپی تشکیل اتیل استر j ام بر حسب $cal/mol.K$ می‌باشد. قبلاً درصد جرمی و درصد مولی هریک از اسیدهای چرب موجود در بیودیزل اندازه‌گیری شده است، لذا برای محاسبه گرما و آنتالپی مخصوص بیودیزل کافی است که نسبت مولی هرکدام از اتیل استرهای موجود در بیودیزل n_j در مقدار گرما و آنتالپی مخصوص متناظر با آن اتیل استر ضرب می‌شود و مجموع کل $c_{pB}(T)$ محاسبه می‌گردد:

$$c_{pB}(T) = \sum_j n_j c_{pj}(T) \quad (11)$$

$$V_d = (\pi/4)B^2S \quad (12)$$

و برای محاسبه گرماهای ویژه و انرژی داخلی مخلوط سوخت بیودیزل و گازوئیل، نسبت مولی گازوئیل a_D و بیودیزل a_B در مقادیر متناظر آن ضرب شد و مجموع کل $c_p(T)$ محاسبه گردید:

$$c_p(T) = a_D \cdot c_{pD}(T) + a_B \cdot c_{pB}(T) \quad (13)$$

۲-۳- محاسبه حجم استوانه در هر گام

در موتورهای با قطر سمبه B ، طول مسیر سمبه S و طول دسته سمبه L برحسب متر، نسبت تراکم CR و زاویه میل لنگ θ (از نقطه مکث بالا برحسب درجه) داریم:

$$V_c = \left(\frac{V_d}{CR-1} \right) \quad (14)$$

$$s(\theta) = \frac{1}{2}S \cos \theta + \sqrt{L^2 - \frac{1}{4}S^2 \sin^2 \theta} \quad (15)$$

$$V(\theta) = V_c + \left(\frac{1}{4} \pi B^2 \right) \left(L + \frac{S}{2} - s(\theta) \right) \quad (16)$$

که V_d حجم جابجایی سمبه، V_c حجم فضای مرده، $s(\theta)$ طول جابجایی سمبه به ازای هر درجه از میل لنگ برحسب متر و $V(\theta)$ حجم استوانه به ازای هر درجه از میل لنگ برحسب m^3 می‌باشد.

$$\frac{dQ_n}{dt} = \left(1 + \frac{c_v}{R} \right) P \frac{dV}{dt} + \frac{c_v}{R} V \frac{dP}{dt} \quad (5)$$

یا

$$\frac{dQ_n}{dt} = \left(\frac{\gamma}{\gamma-1} \right) P \frac{dV}{dt} + \left(\frac{1}{\gamma-1} \right) V \frac{dP}{dt} \quad (6)$$

که γ نسبت گرماهای ویژه، $\frac{c_p}{c_v}$ می‌باشد. محدوده مناسب برای تحلیل رهایی گرما در موتور دیزل ۱,۳ تا ۱,۳۵ می‌باشد. اگر نمودار فشار داخل استوانه معلوم باشد با تبدیل گام زمانی dt ، به گام زاویه‌ای برحسب درجه میل لنگ $d\theta$ ، می‌توان از معادله (۶) برای تحلیل رهایی گرما در موتور دیزل استفاده نمود:

$$\frac{dQ_n}{d\theta} = \left(\frac{\gamma}{\gamma-1} \right) P \frac{dV}{d\theta} + \left(\frac{1}{\gamma-1} \right) V \frac{dP}{d\theta} \quad (7)$$

$$d\theta = 360 \times N_{rpm} dt \quad (8)$$

که N_{rpm} سرعت دورانی میل لنگ موتور بر حسب دور بر ثانیه می‌باشد [۵].

۲-۲- محاسبه انرژی داخلی و گرمای ویژه ترکیبات

بیودیزل

در این تحقیق ابتدا درصد هر یک از اسیدهای چرب موجود در سوخت بیودیزل (اتیل استئارات ۱۲,۴٪، اتیل پالمیتات ۵,۱٪، اتیل اولئات ۲۵,۹٪ و اتیل لینولات ۵۴,۶٪) با استفاده از آزمون رنگ‌نگاری (کروماتوگرافی (GC-mass)) تعیین گردید و سپس ضرایب معادله چند جمله‌ای برای تعیین گرمای ویژه (در فشار ثابت) هر یک از این اسیدهای چرب برحسب دما، با استفاده از داده‌های حاصل از نرم‌افزار تخصصی Gaussian ۹۸ و Gaussian ۰۳ [۶] استخراج شد، گرمای ویژه در فشار ثابت برای اتیل استر ام بدین صورت بدست می‌آید:

$$c_{pj}(T) = u_{j1} + u_{j2}t + u_{j3}t^2 + u_{j4}t^3 + u_{j5}t^4 \quad (9)$$

ضرایب u_{j1} الی u_{j5} ثابت‌های معادله چند جمله‌ای متعلق به اتیل استر j ام می‌باشند و با انگرال‌گیری از آن، آنتالپی مخصوص اتیل استر j ام به دست می‌آید:

۴-۲- محاسبه کار انجام شده در هر گام

یکی از متغیرهای عملکردی موتور، کاری است که موتور تولید می‌کند و فشار گازهای درون محفظه احتراق تولید می‌کند، برای محاسبه مقدار کار داخلی (اندیکاتور) انجام شده در هر گام dW می‌توان از معادله (۱۷) استفاده کرد [۷]:

$$dW = \frac{1}{2} (P_1 + P_2) (V_2 - V_1) \quad (17)$$

که P_1 و P_2 فشار داخل استوانه در ابتدا و انتهای گام و V_1 و V_2 حجم درون استوانه در ابتدا و انتهای گام می‌باشد.

۴-۵- محاسبه انتقال حرارت در هر گام

برای محاسبه انتقال حرارت بین گازهای داخل استوانه و دیواره‌ها از الگوی وُسنی استفاده گردید. در این الگو فرض بر اینست که انتقال حرارت تنها از طریق دیواره‌های محفظه احتراق صورت می‌گیرد و به شکل جابجایی و تشعشی منتقل می‌گردد:

$$dQ_w = hA(T_g - T_w) \quad (18)$$

$$h = 0.00326 P^{0.8} \frac{(v_{mot} + v_{comb})^{0.8}}{B^{0.2} T^{0.58}} \quad (19)$$

$$v_{mot} = c_1 \times v_{pis} \quad (20)$$

$$v_{pis} = 2S.N_{rps} \quad (21)$$

$$v_{comb} = c_2 \times \frac{v_d T_2}{(P_2 V_2)(P - P_{mot})} \quad (22)$$

که dQ_w نرخ انتقال حرارت لحظه‌ای از طریق دیواره‌ها برحسب (J)، h ضریب انتقال حرارت از طریق جابجایی گازهای مجاور دیواره‌های استوانه، A مساحت سطحی که حرارت از طریق آن منتقل می‌شود و تابعی از موقعیت سمبه می‌باشد بر حسب (m^2)، T_w دمای دیواره‌های استوانه، T_g دمای گازهای داخل استوانه در هر گام زمانی برحسب درجه کلونین، فشار داخل محفظه احتراق در هر گام زمانی، T_r ، V_r و P_r به ترتیب دمای گازهای داخل استوانه، حجم استوانه و فشار داخل استوانه در زمان بسته شدن دریچه هوا، زمان شروع پاشش و در زمان شروع احتراق، v_{pis} سرعت متوسط سمبه برحسب (m/s)، P_{mot} فشار موتورگردانی در هر گام زمانی و c_1 و c_2 ضرایب ثابت الگوی انتقال حرارت وُسنی

می‌باشند، که در حالت بهینه با تطبیق مقادیر محاسباتی فشار محاسبه شده از الگوی با مقادیر تجربی آن در مرحله تراکم به ترتیب برابر ۲۲،۲۸ و ۰،۰۰۱۲ محاسبه گردید. با تبدیل گام زمانی به گام زاویه‌ای نرخ انتقال حرارت برای یک گام برابر است با:

$$\left\{ \begin{aligned} dQ_w &= A(\theta)[h(\theta)(T_g(\theta) - T_w) \\ &+ c(T_g^4(\theta) - T_w^4)] \times \left(\frac{d\theta}{360 \times N_{rps}} \right) \end{aligned} \right. \quad (23)$$

برای محاسبه A در هر گام محاسباتی از معادله (۲۴) استفاده می‌گردد:

$$A(\theta) = \frac{\pi B^2}{4} + (S(\theta) + \frac{4V_c}{\pi B^2})\pi B \quad (24)$$

۴-۶- محاسبه نرخ جرمی سوخت پاشیده شده

با معلوم بودن فشار پاشش سوخت می‌توان مقدار جرم سوخت پاشیده به داخل استوانه در هر گام را محاسبه نمود برای این کار باید ابتدا سرعت سوخت خروجی از افشانه را محاسبه نمود:

$$\frac{1}{2} m_f v_f^2 = P_{inj} V_f - P V_f \quad (25)$$

که m_f و V_f به ترتیب جرم و حجم سوخت پاششی، P_{inj} فشار سوخت پاششی برحسب (P)، P فشار متوسط داخل استوانه برحسب (Pa) می‌باشد، بنابراین:

$$v_f = c_d \sqrt{2 \frac{P_{inj} - P}{\rho_f}} \quad (26)$$

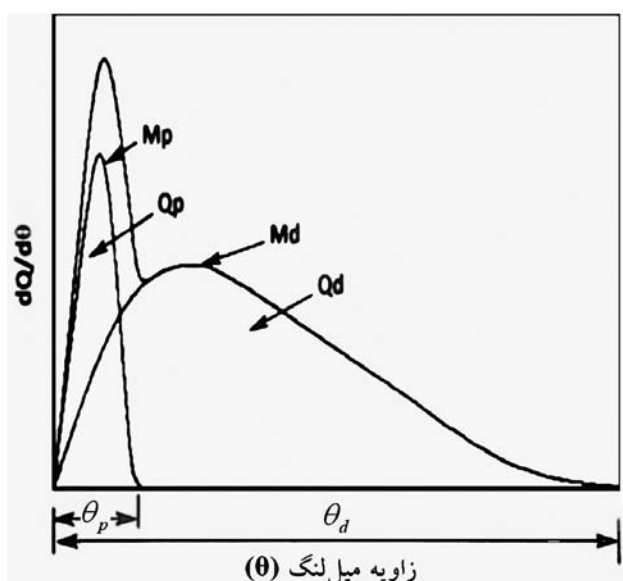
که v_f سرعت سوخت پاشیده شده برحسب (m/s)، c_d ضریب تخلیه و ρ_f چگالی سوخت برحسب (kg/m^3) می‌باشد. اگر قطر d_n سوراخهای افشانه بر حسب متر و N_n تعداد سوراخهای افشانه باشد، شار جرمی سوخت پاششی بر حسب (kg/deg) به صورت (۲۷) تعیین می‌گردد:

$$dm_f = \left(\frac{\pi}{4} \right) d_n^2 v_f \rho_f N_n \times \left(\frac{d\theta}{360 \times N_{rps}} \right) \quad (27)$$

۴-۷- محاسبه مهلت اشتعال

معادلات زیادی برای تخمین مهلت اشتعال وجود دارد که از این میان، معادله‌ای را بدین صورت واتسون پیشنهاد کرده است:

می‌باشد که در طول مهلت اشتعال در محفظه احتراق جمع می‌گردد و در هنگام احتراق پیش‌آمیخته رها می‌شود و Q_d مابقی انرژی سوخت است که در هنگام احتراق آرام رها می‌گردد (شکل ۱). M_f کل سوختی است که در هر چرخه موتور محترق می‌شود برحسب (kg) ، LHV ارزش حرارتی پایین سوخت برحسب (J/kg) و q_p نیز ضریب احتراق پیش‌آمیخته می‌باشد. مقادیر متغیرهای q_p ، θ_p ، M_p و M_d برای سوخت‌ها و موتورهای مختلف متفاوت می‌باشند [۹ و ۱۰]. بنابراین برای مخلوط‌های مختلف بیودیزل و گازوئیل هر کدام از این ضرایب بسته به شرایط عملکردی موتور دارای مقدار مشخصی می‌باشند.



شکل ۱ نمایش نرخ رهایی گرما در یک موتور دیزل پاشش مستقیم به کمک تابع وایب دوتایی

۹-۲- شبیه‌سازی محصولات احتراق

در این تحقیق برای پیشگویی محصولات احتراق، از الگوی تعادل شیمیایی بر اساس ثابت تعادل که قابلیت تخمین تعداد ۱۰ گونه از محصولات احتراق (H_2O ، O_2 ، CO_2 ، H_2 ، CO ، NO ، OH ، H ، N و O) را دارد، استفاده گردید. این روش را اولیکارا و بورمان برای گونه‌های فاز گازی احتراق سوخت هیدروکربنی در سال ۱۹۷۵ میلادی ارائه کردند. این روش بر مبنای استفاده از ثابت‌های تعادل بر اساس به حداقل رساندن انرژی رها گیبس استوار می‌باشد. با در نظر گرفتن ۱۰ گونه برای محصولات احتراق مخلوط سوخت بیودیزل و گازوئیل ($C_\alpha H_\beta O_\gamma$) واکنش شیمیایی احتراق به این صورت نوشته می‌شود:

$$\tau_{id} = 3.5 \times P^{-1.02} \exp\left(\frac{2100}{T}\right) \quad (28)$$

که در این معادله τ_{id} مدت مهلت اشتعال برحسب میلی‌ثانیه، P فشار داخل محفظه احتراق در مدت مهلت اشتعال برحسب (bar) و T دمای داخل محفظه احتراق در مدت مهلت اشتعال برحسب (K) می‌باشد. معادله (۲۹) را اسانیز و همکاران و با اضافه کردن نسبت هم‌ارزی ϕ به آن توسعه داده‌اند. مهلت اشتعال برای محدوده وسیعی از شرایط عملکردی از بار ۵ تا ۱۰۰٪ و از سرعت دورانی ۹۰۰ الی ۲۱۰۰ دور بر دقیقه تایید گردیده است [۸]:

$$\tau_{id} = 2.4 \times \phi^{0.2} P^{-1.02} \exp\left(\frac{2100}{T}\right) \quad (29)$$

۸-۲- تابع وایب دوتایی

برای تشریح احتراق پیش‌آمیخته و آرام در موتورهای دیزل، از تابع وایب دوتایی بدین صورت استفاده می‌گردد:

$$\frac{dQ}{d\theta} = 6.9 \frac{Q_p}{\theta_p} (M_p + 1) \left(\frac{\theta}{\theta_p}\right) \exp\left(-6.9 \left(\frac{\theta}{\theta_p}\right)^{M_p+1}\right) + 6.9 \frac{Q_d}{\theta_d} (M_d + 1) \left(\frac{\theta}{\theta_d}\right) \exp\left(-6.9 \left(\frac{\theta}{\theta_d}\right)^{M_d+1}\right) \quad (30)$$

$$Q_t = M_f LHV \quad (31)$$

$$Q_p = q_p Q_t \quad (32)$$

$$Q_d = Q_t - Q_p \quad (33)$$

$$\theta_d = 0.93 Q_d + 24.5 \quad (34)$$

که $dQ/d\theta$ رهایی گرما در هر گام زاویه‌ای بر حسب (J/deg) ، زیرنویس‌های p و d بترتیب به احتراق پیش‌آمیخته و آرام برمی‌گردد، θ_p و θ_d به ترتیب مدت رهایی انرژی در احتراق پیش‌آمیخته و آرام برحسب زاویه میل‌لنگ و M_p و M_d به ترتیب متغیرهای شکل وابسته به احتراق پیش‌آمیخته و آرام می‌باشند، Q انرژی شیمیایی کل سوختی است که در فرآیند احتراق رها می‌گردد و Q_p و Q_d نیز بترتیب رهایی انرژی در احتراق پیش‌آمیخته و آرام می‌باشند. Q_p کسری از انرژی سوختی

برای تعیین ۶ مجهول دیگر از معادلهٔ تعادل (۴۲) استفاده گردید.

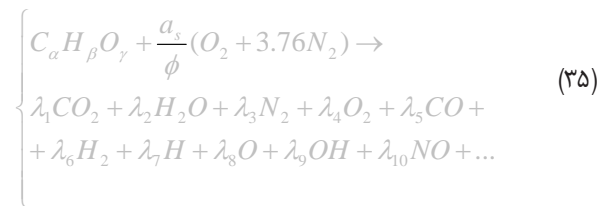
$$\text{Log}K_p(T) = A_p \ln\left(\frac{T}{1000}\right) + \frac{B_p}{T} + C_p + D_p T + E_p T^2 \quad (44)$$

توضیحات بیشتر در این زمینه در مرجع [۱۱] ذکر شده است. با حل دستگاه معادلات شامل ۱۰ معادله و ۱۰ مجهول به کمک روش تکرار نیوتن-رافسون، کسر مولی هر کدام از محصولات احتراق محاسبه گردید.

۳- نتایج و بحث

۳-۱- محاسبه ضرایب تابع وایب

همان‌طور که از معادلهٔ تابع وایب (۴۳) مشخص است این تابع دارای شش متغیر قابل تنظیم می‌باشد که عبارتند از: $q_p, \theta_d, \theta_p, M_d, M_p$ و Q_d ، با توجه به معادلات (۳۱) تا (۳۳) تنها چهار متغیر θ_p, M_p, M_d, M_p کمک تابع وایب و تطابق نتایج آن با داده‌های تجربی، مقادیر این چهار متغیر با سعی و خطا به ازای هر مخلوط سوخت بیودیزل و گازوئیل، تعیین گردد. علاوه بر نرخ‌های گرما، فشار داخل استوانه نیز با مقادیر تجربی قیاس می‌گردید. یادآوری: که با توجه به مقادیر $(P - \theta)$ اندازه‌گیری شده، منحنی نرخ‌های گرما نیز محاسبه گردید. در نهایت برای هر نمونه مخلوط سوخت بیودیزل و گازوئیل، مقادیر بهینه چهار متغیر θ_p, M_d, M_p, M_p و q_p تعیین گردید و برای سهولت استفاده در الگو، معادله‌ای بین مقادیر بهینه و درصد حجمی بیودیزل بدست آمد (شکل‌های ۲، ۳، ۴ و ۵).



با توجه درصد مولی سوخت بیودیزل D_B و گازوئیل D_D ، فرمول کلی مخلوط سوخت بیودیزل $C_{z0} H_{39} O_z$ با گازوئیل $C_{16} H_{30}$ به صورت سوخت بیودیزل و گازوئیل به صورت حجمی $\%V_B$ و $\%V_D$ با هم ترکیب شده‌اند لذا با توجه به چگالی و جرم مولی سوخت بیودیزل خالص و گازوئیل خالص، درصد مولی هر یک بدین صورت بدست می‌آید:

$$D_B = \frac{\%V_B \times \rho_B \times WM_B}{\%V_B \times \rho_B \times WM_B + \%V_D \times \rho_D \times WM_D} \quad (36)$$

$$D_D = \frac{\%V_D \times \rho_D \times WM_D}{\%V_B \times \rho_B \times WM_B + \%V_D \times \rho_D \times WM_D} \quad (37)$$

$$\phi = \frac{(F/A)_{act}}{(F/A)_{st}} \quad (38)$$

در معادلات ϕ غنای مخلوط، λ_i که $i=1,2,3,\dots,10$ است، تعداد مول‌های محصولات احتراق به ازای واکنش یک مول سوخت با a_s/ϕ مول هوا، $(F/A)_{act}$ نسبت سوخت به هوای واقعی و $(F/A)_{st}$ نسبت سوخت به هوای استوکیومتریکی می‌باشد. برای تعیین λ_i معادلهٔ واکنش شیمیایی (۳۵) به ۱۰ معادله نیاز است تا با حل همزمان آنها این ضرایب را بدست آورد. با موازنه اتم‌ها، این معادلات حاصل می‌شود:

$$\alpha = (y_1 + y_s)Y \quad (39)$$

$$\beta = (2y_1 + 6y_6 + y_7 + y_9)Y \quad (40)$$

$$\gamma + \frac{2a_s}{\phi} = (2y_1 + y_2 + 2y_4 + y_5 + y_8 + y_9 + y_{10})Y \quad (41)$$

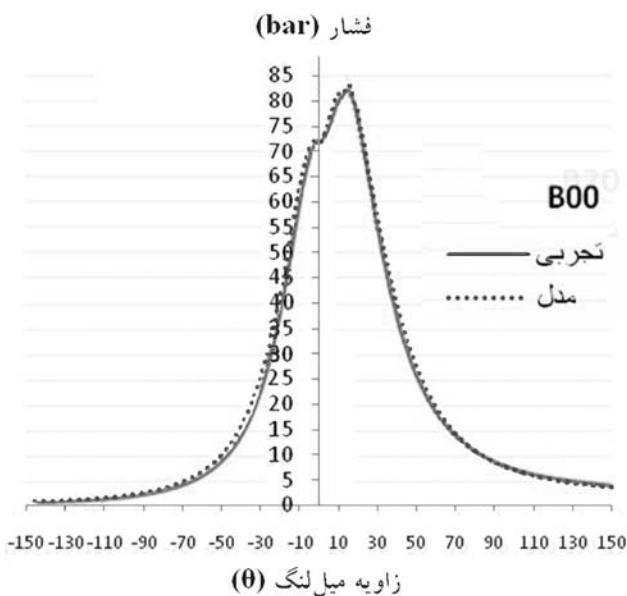
$$\frac{3.75a_s}{\phi} = (2y_1 + y_{100})Y \quad (42)$$

که Y تعداد کل مول‌ها و y_i درصد مولی گاز i در برابر کل مول‌ها می‌باشد. بنابراین می‌توان نوشت:

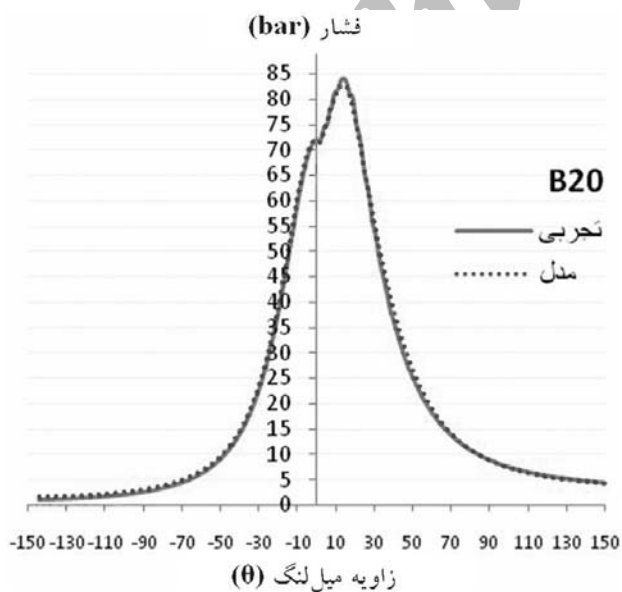
$$\sum_{i=0}^{10} y_i - 1 = 0 \quad (43)$$

۳-۲- قابلیت پیش‌بینی فشار محفظه احتراق

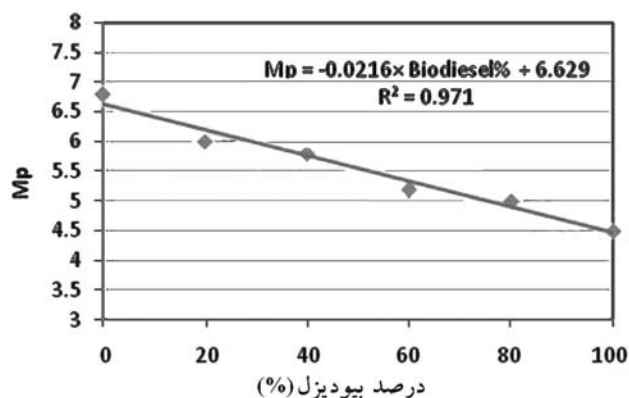
نمودارهای حاصل از شبیه‌سازی و آزمون‌های تجربی برای مخلوط‌های مختلف بیودیزل و گازوئیل نشان می‌دهد که انطباق خوبی بین مقادیر محاسباتی و تجربی فشار داخل استوانه وجود دارد (شکل ۶ تا ۱۱).



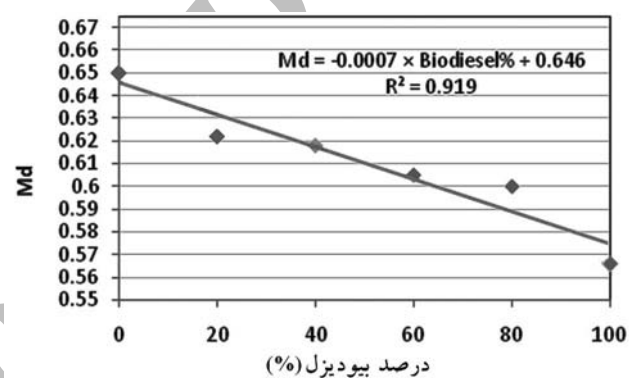
شکل ۶ پیش‌بینی فشار داخل محفظه احتراق برای گازوئیل خالص



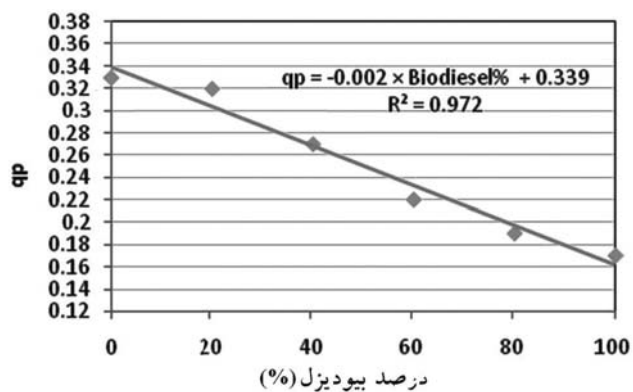
شکل ۷ پیش‌بینی فشار داخل محفظه احتراق برای B۲۰



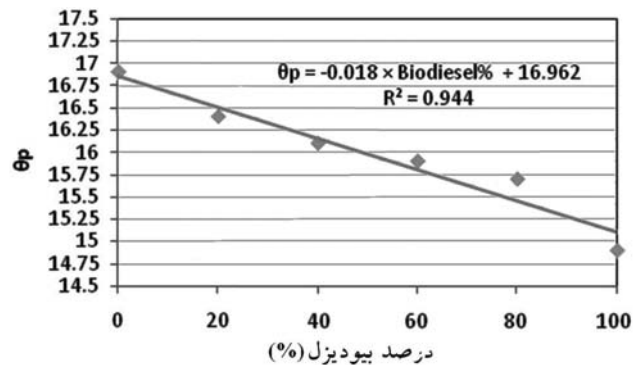
شکل ۲ تأثیر افزایش بیودیزل بر متغیر شکل



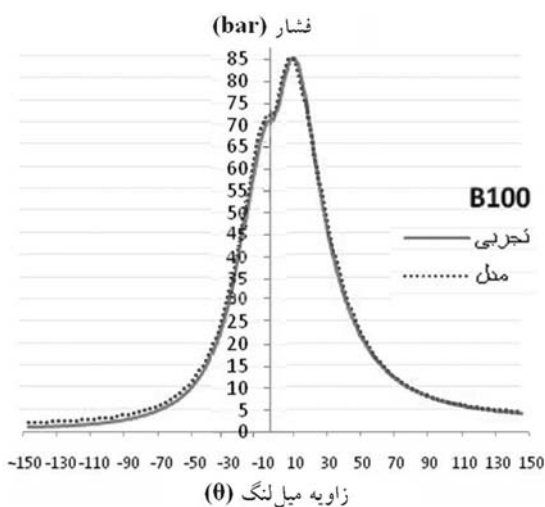
شکل ۳ تأثیر افزایش بیودیزل بر متغیر شکل



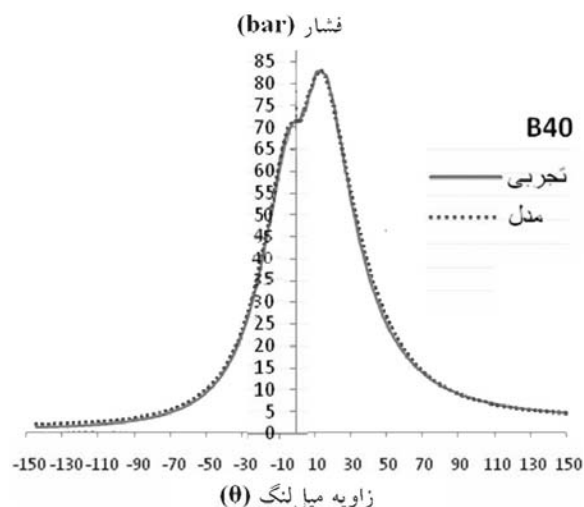
شکل ۴ تأثیر افزایش بیودیزل بر ضریب احتراق پیش‌آمیخته



شکل ۵ تأثیر افزایش بیودیزل بر مدت زمان احتراق پیش‌آمیخته



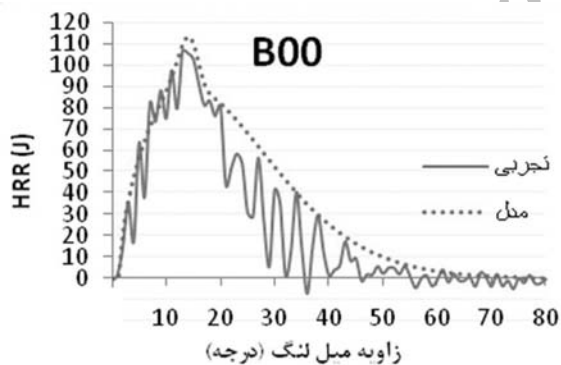
شکل ۱۱ پیش‌بینی فشار داخل محفظه احتراق بیودیزل خالص



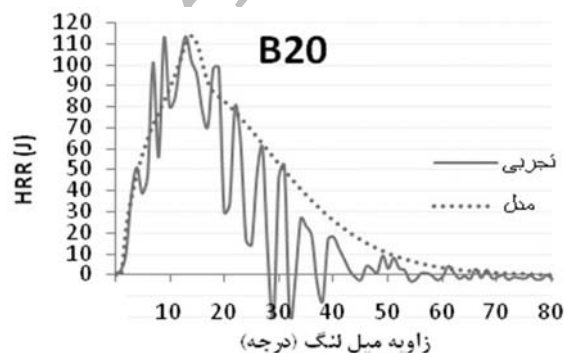
شکل ۸ پیش‌بینی فشار داخل محفظه احتراق برای B40

۳-۳- پیش‌بینی نرخ رهایی گرما

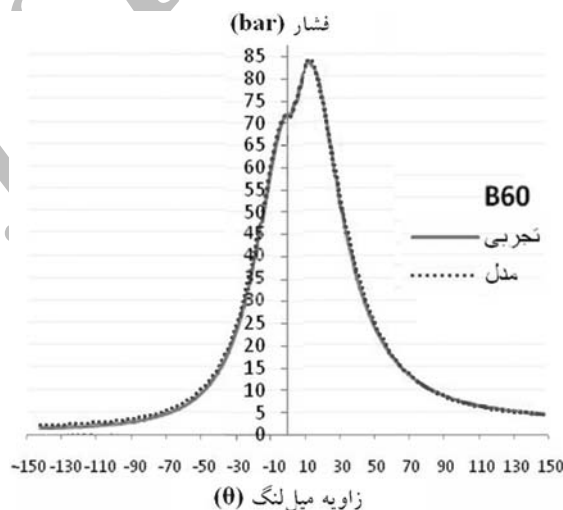
ملاحظه می‌گردد که انطباق خوبی بین مقادیر واقعی و محاسبه شده نرخ رهایی گرما وجود دارد. البته مقداری اختلافاتی نیز بین این منحنی‌ها دیده می‌شود که می‌تواند به دلیل وجود نوسان در مقادیر تجربی و در نظر گرفتن فرضیات ساده کننده باشد.



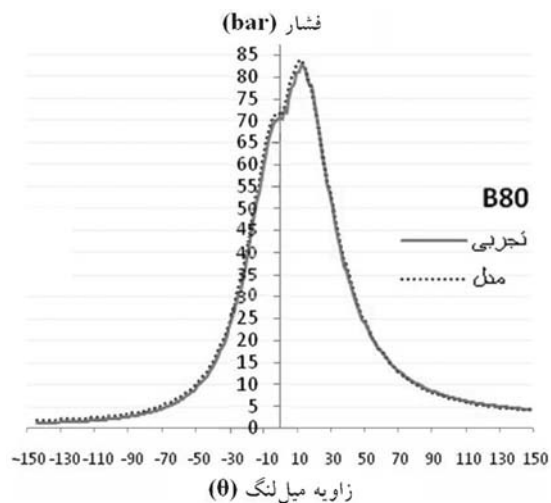
شکل ۱۲ پیش‌بینی نرخ رهایی گرما برای گازوئیل خالص



شکل ۱۳ پیش‌بینی نرخ رهایی گرما برای گازوئیل خالص



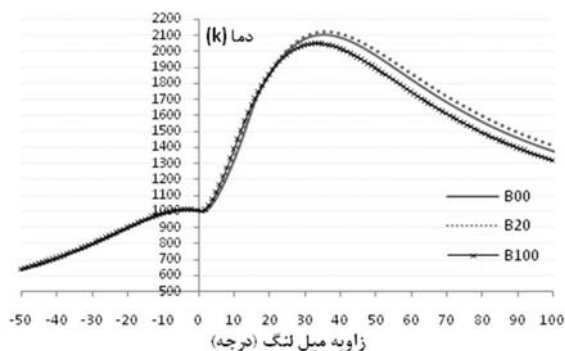
شکل ۹ پیش‌بینی فشار داخل محفظه احتراق برای B60



شکل ۱۰ پیش‌بینی فشار داخل محفظه احتراق برای B80

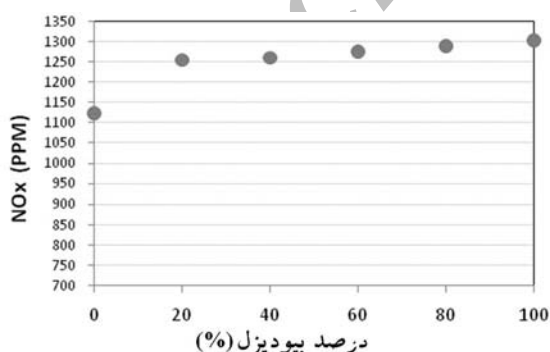
۳-۴- پیش‌بینی دمای محفظه احتراق

شکل ۱۸ مقادیر پیش‌بینی شده دمای داخل محفظه احتراق را در هر درجه از زاویه میل‌لنگ برای مخلوط‌های مختلف بیودیزل و گازوئیل نشان می‌دهد.



شکل ۱۸ پیش‌بینی دمای داخل محفظه احتراق

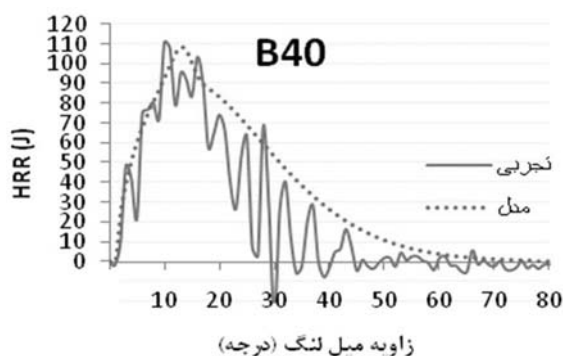
همان‌طوری که انتظار می‌رود، مقادیر پیش‌بینی شده دمای بیشینه داخل محفظه احتراق را برای مخلوط B20، بیشتر است که این امر با افزایش ناگهانی NOx اندازه‌گیری شده در این مخلوط سوخت مطابقت دارد. یادآوری: ساز و کار تولید در موتور احتراق داخلی علاوه بر دمای داخل محفظه احتراق به مقدار اکسیژن نیز بستگی دارد. با افزایش سهم بیودیزل از صفر درصد تا ۲۰ درصد دمای محفظه احتراق افزایش می‌یابد و مقدار NOx به صورت جهشی افزایش می‌یابد ولی بعد از آن وجود اکسیژن بیودیزل، بیشتر مؤثر است و موجب تجزیه نیتروژن دو اتمی و تولید بیشتر می‌شود (شکل ۱۹).



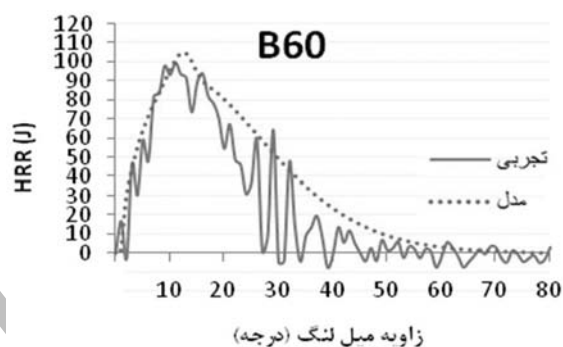
شکل ۱۹ انتشار آلاینده NOx اندازه‌گیری شده

۳-۵- پیش‌بینی مخلوط بهینه بیودیزل و گازوئیل

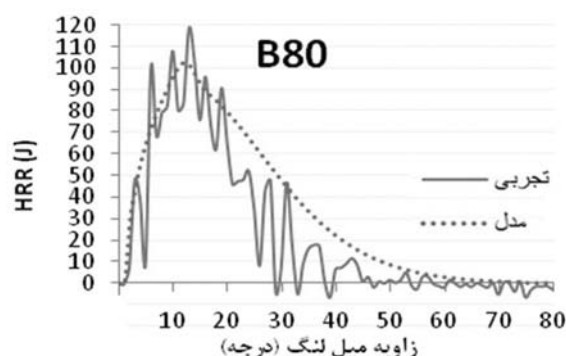
آزمونهای تجربی موتور فقط با استفاده از شش نوع مخلوط سوخت بیودیزل انجام گرفت و اگر مقدار کار داخلی (اندیکاتوری) به عنوان تابع



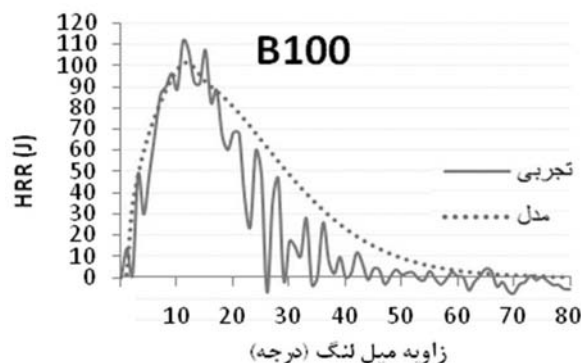
شکل ۱۴ پیش‌بینی نرخ‌های گرما برای B40



شکل ۱۵ پیش‌بینی نرخ‌های گرما برای B60



شکل ۱۶ پیش‌بینی نرخ‌های گرما برای B80

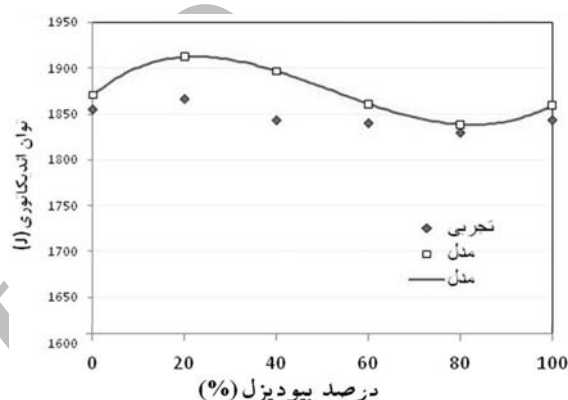


شکل ۱۷ پیش‌بینی نرخ‌های گرما گازوئیل خالص

References

- 1- Ramadhas, A.S., Jayaraj, S., Muraleedharan, C. "Theoretical modeling and experimental studies on biodiesel-fueled engine", *Renewable Energy*, 31, pp. 1813–1826, 2006.
- 2- Huang, C., Yao, M., Lu, C., Huang, Z. "Study of dimethyl ether homogeneous charge compression ignition combustion process using a multi-dimensional computational fluid dynamics model", *International Journal of Thermal Sciences*, 48, pp. 1814–1822, 2009.
- 3- Khadem, J. "Comparison of Combustion Models of Zero-Dimensional and Quasi-Dimensional in Simulation of Spark Ignition Engines", *Sixth International Conference on Internal Combustion Engines*, Nov. 17-19, 2009: Tehran-Iran.
- 4- Lamarinis, V.T., Hountalas, D.T. A general purpose diagnostic technique for marine diesel engines Application on the main propulsion and auxiliary diesel units of a marine vessel. *Energy Conversion and Management*, 51, pp. 740–753, 2010.
- 5- Heywood, J. B. "Internal Combustion Engine Fundamentals", International Edition, Printed in Singapore, McGraw-Hill, USA, 1988.
- 6- Osmont, A., Catoire, L., Gokalp, I. "Thermochemistry of Methyl and Ethyl Esters from Vegetable Oils", ICARE-CNRS and University of Orleans, France, 2007.
- 7- Woschni, G. A "Universally Applicable Equation for the Instantaneous Heat Transfer Coefficient in the Internal Combustion Engine. SAE Paper 670931, 1967.
- 8- Zheng, M., Mulenga, M.C., Reader, G.T., Reader, M., Ting, D., Tjong, J. "Biodiesel engine performance and emissions in low temperature combustion", *Fuels*, 87, pp. 714–722, 2008.
- 9- Ghajel, J. I. A "Study of Combustion Chamber Arrangements and Heat Release in D.I Diesel Engine", SAE Paper 821034, 1982.
- 10- Miyamoto, N., Chikhahisa, T., Murayama, T., Sawyer, R. Description and analysis of diesel engine rater of Combustion and Performance using Wieb's functions. SAE paper 850107, 1985.
- 11- Ferguson, C. R. *Internal Combustion Engine*. Printed in USA, John Wiley & Sons, USA. 2000.
- 12- Najafi B., Piroozpanah V. and Ghobadian B., 2007, "Experimental Investigation of Diesel Engine Performance Parameters and Pollution Using Biodiesel", *Modares Thechnical And Engineering, Special Issue on Mechanical Engineering*, 28, pp. 78–101, 2007.

هدف برای تعیین مخلوط بهینه سوخت بیودیزل با گازوئیل در نظر گرفته شود، سوخت B۲۰ انتخاب خواهد شد، در صورتیکه مقدار بهینه می‌تواند اعداد دیگری مابین B۰۰ تا B۲۰ یا مابین B۲۰ تا B۴۰ نیز باشد. برای این منظور ابتدا، قابلیت الگو در پیش‌بینی کار داخلی (اندیکاتور) از لحظه شروع احتراق تا زمان باز شدن دریچه خروجی (شروع مرحله تخلیه)، برای شش نوع مخلوط سوخت بیودیزل محاسبه شد و با نتایج تجربی مقایسه شدند. نتایج نشان داد که خروجی الگو معتبر است و روند تغییرات را درست پیش‌بینی می‌کند (شکل ۲۱).



شکل ۲۰ تأثیر بیودیزل بر میزان کار اندیکاتور

در نهایت، پس از آنکه خروجی الگو برای پیش‌بینی منحنی فشار، نرخ رهایی گرما، دمای محفظه احتراق و توان داخلی (اندیکاتور) تأیید شد، نرم‌افزار شبیه‌سازی، طوری برنامه‌ریزی شد که سهم بیودیزل را از ۰ تا ۱۰۰ درصد با گامهای ۱٪ به عنوان ورودی در نظر گیرد و توان داخلی را محاسبه کند و در خروجی نمایش می‌دهد. نتایج حاصل نشان داد که مخلوط حاوی ۲۲٪ بیودیزل و ۷۸٪ گازوئیل، بیشترین مقدار کار داخلی را تولید می‌کند و بهینه است.

۴- نتیجه‌گیری

نتایج شبیه‌سازی عددی و آزمون‌های تجربی، توافق خوبی را برای فشار داخل محفظه احتراق و نرخ رهایی گرما نشان می‌دهند. نتایج حاصل از شبیه‌سازی عددی نشان داد، مخلوط سوخت حاوی ۲۲٪ بیودیزل و مابقی گازوئیل حالت بهینه‌ای برای استفاده در موتور دیزل می‌باشد.