

توسعه مدل احتراق مثلثی جهت شبیه سازی احتراق در موتور اشتعال جرقه‌ای

پدرام خزائی^۱، محمدرضا مدرس رضوی^۲

اصفهان، خیابان شریف واقفی، کوچه بهزاد، بن بست سعادت، پلاک ۹-۷
ped_khazaie@yahoo.com

چکیده

در این مقاله از یک مدل نرخ سوختن مثلثی توسعه داده شده برای تخمین نرخ حرارت آزاد شده در موتور استفاده می‌شود. متغیرهای این مدل عبارتند از: مدت زمان تاخیر در اشتعال، مدت زمان سوختن، ماکزیمم نرخ سوختن، و زاویه‌ای که در آن ماکزیمم نرخ سوختن رخ می‌دهد. در این تحقیق تابع بهینه برای هر یک از این متغیرها برای یک موتور چهار سوپاپه تک سیلندر معرفی شده است. نتایج تخمینی از مدل توسعه داده شده و نتایج آزمایشگاهی نشان می‌دهد، این مدل می‌تواند به خوبی نرخ سوختن را در شرایط عملکردی مختلف موتور پیش بینی نماید.

واژه‌های کلیدی: مدل مثلثی - نرخ سوختن - زمان احتراق - تاخیر در احتراق - ماکزیمم نرخ سوختن.

۱- مقدمه

مدل سازی احتراق یکی از بخشهای مهم کدهای شبیه سازی موتور می باشد. در فرآیند احتراق انرژی شیمیایی سوخت در مدت زمان نسبتاً کوتاهی آزاد می‌شود و گاز با دمای بالا و فشار بالا را تولید می‌کند. با تخمین نرخ سوختن می‌توان دمای سرسیلندر (برای تحلیل تنش های حرارتی و طراحی سیستم خنک کننده)، دمای دیواره های سیلندر (برای بررسی اصطکاک)، میزان آلاینده ها، بازده موتور، و عملکرد موتور را تحت شرایط کارکردی مختلف پیش‌بینی نمود. برای تخمین نرخ سوختن جرم دو روش عمده وجود دارد: یکی استفاده از توابع آشنایی که شکل منحنی سوختن جرم بدست آمده از نتایج آزمایشگاهی را شبیه سازی می‌کند، مانند تابع مثلثی، تابع وایب، تابع سینوسی و ... و دیگری محاسبه نرخ سوختن بر اساس سرعت مغشوش شعله و مساحت لحظه‌ای شعله.

روش دوم توسط بیلزارد (Bilzard) و کک (Keck) [۱] در سال ۱۹۷۴ مورد استفاده قرار گرفت. این روش توسط هایرز (Hires)، تباژینسکی (Tabaczynski) و نوواک (Novak) [۲] در سال ۱۹۷۸، و همچنین تباژینسکی، ترینکر (Trinker)، و شنن (Shannon) [۳] در سال ۱۹۸۰ توسعه داده شد. در این روشها، به علت وجود ناشناخته های زیاد در فرایند های آشفته، ساده سازی های متعددی (از قبیل آیزنروپیک بودن جریان و...) صورت می‌گیرد و در نهایت به یکسری معادلات می‌رسیم که این معادلات خود، دارای ضرایبی هستند که می‌باید از روی نمودارهای تجربی بدست آیند. با توجه به اینکه روش دوم نیز برای بهینه سازی ضرایب از نمودار فشار آزمایشگاهی استفاده می‌کند، لذا استفاده از توابع ذکر شده در روش اول ساده تر بنظر می‌رسد.

۱- دانشجوی کارشناسی ارشد تبدیل انرژی دانشگاه فردوسی مشهد

۲- استاد گروه مکانیک دانشگاه فردوسی مشهد

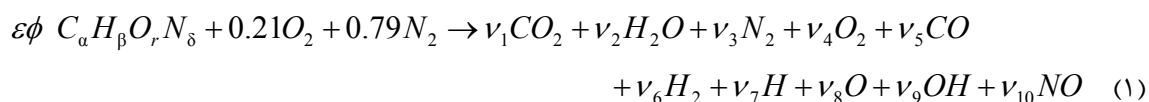
تابع وایب در سال ۱۹۷۷ برای بدست آوردن نرخ سوختن توسط میموتو (Miymoto) و همکارانش [۴] در یک موتور دیزل به خدمت گرفته شد. آرزومندی [۵] از این مدل برای تحلیل احتراق در موتور اشتعال جرقه‌ای CFR استفاده نمود. منحنی نرخ سوختن جرم بر حسب زاویه میل لنگ تقریباً شکل مثلثی دارد به این معنا که نرخ سوختن جرم در سیلندر از یک مقدار بسیار کم در زمان جرقه زنی شروع می شود، کم کم افزایش می یابد تا در نیمه های فرایند احتراق به مقدار ماکزیمم خود می رسد. سپس دوباره کم می شود تا در انتهای احتراق به حدود صفر می رسد. با توجه به مطالب ذکر شده، در این تحقیق از مدل مثلثی برای تخمین نرخ سوختن جرم استفاده شده است. مدل مثلثی در ابتدا توسط لین (lyn) در سال ۱۹۶۰ مورد استفاده قرار گرفت [۶]. سپس آوستن (Austen) از این مدل برای تحلیل احتراق در موتور دیزل استفاده نمود [۷]. بلر (Blair) و فلک (Fleck) در سال ۱۹۷۷ از این مدل برای تحلیل احتراق در یک موتور با پیستون دوار استفاده کردند [۸]. در این مقاله مدل نرخ سوختن مثلثی به خدمت گرفته شده و ضرایب این مدل به کمک نتایج آزمایشگاهی بهینه سازی می گردد. اطلاعات آزمایشگاهی مندرج در این مقاله با استفاده از نتایج آزمایشگاهی موجود در مرجع [۹] بدست آمده اند. نتایج این بررسی نشان می دهد، مدل نرخ سوختن مثلثی به خوبی می تواند نرخ سوختن در موتور اشتعال جرقه‌ای را پیشگویی کند.

۲- ترمودینامیک بار درون سیلندر

برای محاسبه مشخصات ترمودینامیکی بار درون سیلندر فرض می کنیم بار درون سیلندر از دو قسمت گازهای سوخته و نسوخته تشکیل شده است که هر قسمت در تعادل ترمودینامیکی قرار دارد و دما و فشار در سرتاسر هر ناحیه یکنواخت می باشد.

۲-۱- ترمودینامیک گازهای سوخته

در حالت کلی فرمول شیمیایی سوخت را به صورت $C_a H_\beta O_\gamma N_\delta$ در نظر می گیریم. برای مشخص شدن خواص ترمودینامیکی گازهای سوخته باید معادله احتراق و نسبت مولی اجزا مشخص باشد. با در نظر گرفتن ۱۰ گونه برای محصولات احتراق معادله احتراق به صورت زیر نوشته می شود:



در رابطه بالا ε تعداد مول سوخت به تعداد مول هوا در حالت استیکیومتری، و ϕ نسبت هم ارزی می باشد. با موازنه آنها چهار معادله زیر را خواهیم داشت:

$$C \quad \varepsilon\phi\alpha = (y_1 + y_2)N \quad (2)$$

$$H \quad \varepsilon\phi\beta = (2y_2 + 2y_6 + y_7 + y_9)N \quad (3)$$

$$O \quad \varepsilon\phi\gamma + 0.42 \quad (4)$$

$$= (2y_1 + y_2 + 2y_4 + y_5 + y_8 + y_9 + y_{10})N$$

$$N \quad \varepsilon\phi\delta + 1.58 = (2y_3 + y_{10})N \quad (5)$$

که y_i کسر مولی گونه i ام و $N = \sum_{i=1}^{10} \nu_i$ تعداد کل مولها می باشد. طبق تعریف خواهیم داشت:

$$\sum_{i=1}^{10} y_i - 1 = 0 \quad (6)$$

در حل معادلات بالا از شش ثابت تعادلی برای بدست آوردن یازده مجهول (شامل ده کسر مولی y_i و تعداد مولها N) مطابق روابط زیر استفاده می شود:

$$\frac{1}{2}H_2 \Leftrightarrow H \quad K_1 = \frac{y_7 P^{\frac{1}{2}}}{y_6^{\frac{1}{2}}} \quad (7)$$

$$\frac{1}{2}O_2 \Leftrightarrow O \quad K_2 = \frac{y_8 P^{\frac{1}{2}}}{y_4^{\frac{1}{2}}} \quad (8)$$

$$\frac{1}{2}H_2 + \frac{1}{2}O_2 \Leftrightarrow OH \quad K_3 = \frac{y_9}{y_4^{\frac{1}{2}} y_6^{\frac{1}{2}}} \quad (9)$$

$$\frac{1}{2}O_2 + \frac{1}{2}N_2 \Leftrightarrow NO \quad K_4 = \frac{y_{10}}{y_4^{\frac{1}{2}} y_3^{\frac{1}{2}}} \quad (10)$$

$$H_2 + \frac{1}{2}O_2 \Leftrightarrow H_2O \quad K_5 = \frac{y_2}{y_4 y_6 P^{\frac{1}{2}}} \quad (11)$$

$$CO + \frac{1}{2}O_2 \Leftrightarrow CO_2 \quad K_6 = \frac{y_1}{y_5 y_4^{\frac{1}{2}} P^{\frac{1}{2}}} \quad (12)$$

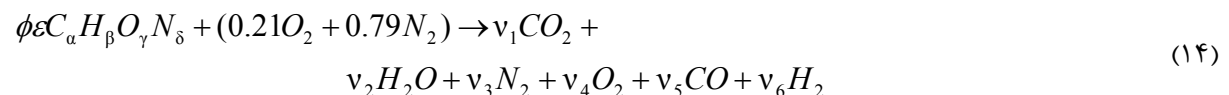
واحد فشار در روابط (۷) تا (۱۲) اتمسفر می باشد. اولیکا (Olikora) و برمن (Borman) رابطه زیر را برای محاسبه ثابت تعادل ارائه نمودند:

$$\text{Log}K_i = A_i \text{Ln}(T/1000) + B_i/T + C_i + D_i T + E_i T^2 \quad (13)$$

که در آن T دما بر حسب کلوین است. مقادیر ثابت A تا E در مرجع [۱۰] آورده شده است. اکنون ۱۱ مجهول و ۱۱ معادله غیر خطی داریم. با حل همزمان معادلات (۲) تا (۱۲) بر اساس روش نیوتون-رافسون کسر مولی اجزا محاسبه می شود. با مشخص شدن کسر مولی هر گونه، خواص ترمودینامیکی مخلوط را می توان محاسبه کرد.

۲-۲- ترمودینامیک گازهای نسوخته

گازهای نسوخته شامل مخلوطی از سوخت و هوای تازه و گازهای باقیمانده از سیکل قبل می باشد. از آنجایی که دمای گازهای خروجی برگشتی پس از مخلوط شدن با مخلوط سوخت و هوای تازه پایین می آید در این دما تنها مقادیر اجزاء $N_2, O_2, H_2, CO, H_2O, CO_2$ قابل بررسی هستند (در اثر واکنشهای معکوس اجزاء تجزیه شده، مجدداً ترکیب می شوند). لذا برای تعیین ترکیب گازهای باقیمانده می توان چنین فرض کرد احتراقی با معادله زیر رخ داده است که محصولات آن اجزاء ششگانه بالا می باشند. در واقع نیز چنین است زیرا مخلوط گازهای سوخته نشده در انتهای مسیر واکنشهای معکوس قرار گرفته است.



در احتراق های غنی شده و رقیق شده بعضی از گونه ها که در معادله (۱۴) تولید شده اند حذف خواهند شد یعنی:

$$\begin{aligned} \phi < 1 & \quad v_5 = v_6 = 0 \\ \phi > 1 & \quad v_4 = 0 \end{aligned}$$

برای حالت رقیق یا استوکیومتری، معادلات بالانس اتمی بر محاسبه ضرایب محصولات احتراق کافی می باشد (چهار معادله چهار مجهول). برای حالت غنی، از ثابت تعادل واکنش زیر بعنوان معادله پنجم برای تعیین ضرایب استفاده می شود.



$$K = \frac{v_2 v_5}{v_1 v_6} \quad (16)$$

با مشخص شدن ترکیب گازهای باقیمانده می توان ترکیب گازهای نسوخته درون سیلندر را تعیین نمود. محتویات گازهای نسوخته (شامل سوخت، هوا و گازهای باقیمانده) را می توان به صورت زیر نوشت:

$$v_0' C_\alpha H_\beta O_\gamma N_\delta + v_4' O_2 + v_3' N_2 + v_1'' CO_2 + v_2'' H_2O + v_3'' N_2 + v_4'' O_2 + v_5'' CO + v_6'' H_2 \quad (17)$$

v_i' = تعداد مول گونه i در مخلوط سوخت و هوا

v_i'' = تعداد مول گونه i در مخلوط گازهای باقیمانده

کسر مولی هر جزء از طریق زیر بدست می آید.

$$y_i = (1 - y_r) y_i' + y_r y_i'' \quad (18)$$

در رابطه بالا y_r کسر مولی گازهای باقیمانده می باشد. با مشخص شدن کسر مولی هر گونه، خواص ترمودینامیکی مخلوط را می توان محاسبه کرد.

۳-۲- محاسبه گرمای ویژه و آنتالپی مخصوص گونه ها

گرمای ویژه C_p و آنتالپی مخصوص h هر جزء از طریق رابطه زیر بدست می آید:

$$\frac{C_p}{R} = a_1 + a_2 T + a_3 T^2 + a_4 T^3 + a_5 T^4 \quad (19)$$

$$\frac{h}{RT} = a_1 + \frac{a_2 T}{2} + \frac{a_3 T^2}{3} + \frac{a_4 T^3}{4} + \frac{a_5 T^4}{5} + \frac{a_6}{T} \quad (20)$$

در روابط بالا R ثابت گازها می باشد و a_1 تا a_6 نیز اعداد ثابتی هستند که از طریق منطبق کردن منحنی ها با اطلاعات موجود در جدول جنف (JANAF) با استفاده از روش حداقل مجموع مربعات بدست می آیند. مقدار عددی a_1 تا a_6 برای هر گونه در مرجع [۱۰] آورده شده است.

۳- مدل احتراق

در این تحقیق از مدل ترمودینامیکی دو ناحیه ای برای تحلیل احتراق استفاده شده است. در مدل دو ناحیه ای محفظه احتراق به دو ناحیه سوخته و نسوخته تقسیم می شود. فشار در هر لحظه در سر تا سر سیلندر یکنواخت فرض می شود ولی ترکیبات و دمای گازهای سوخته و نسوخته با یکدیگر متفاوت در نظر گرفته می شود. در این مدل همچنین از حجم اشتغال شده توسط شعله و از انتقال حرارت بین دو ناحیه سوخته شده و سوخته نشده صرف نظر می شود. قانون اول ترمودینامیک برای کل محتویات داخل سیلندر به صورت زیر می باشد.

$$m \frac{du}{d\theta} + u \frac{dm}{d\theta} = \frac{dQ}{d\theta} - P \frac{dV}{d\theta} - \frac{\dot{m}_l h_l}{\omega} \quad (21)$$

که در آن u انرژی مخصوص سیستم، m جرم سیستم، $dQ/d\theta$ نرخ انتقال حرارت به دیواره ها، P فشار، V حجم، ω سرعت زاویه ای موتور، θ زاویه میل لنگ، h آنتالپی مخصوص، و اندیس l بیانگر نشتی از سیلندر می باشد. دومین معادله از بررسی قانون اول ترمودینامیک برای گازهای نسوخته بدست می آید.

$$m_u \frac{du_u}{d\theta} + u_u \frac{dm_u}{d\theta} = \frac{dQ_u}{d\theta} - p \frac{dV_u}{d\theta} + h_u \frac{dm_{u,R}}{d\theta} - h_u \frac{dm_{u,l}}{d\theta} \quad (22)$$

اندیس b ، u در معادلات به خدمت گرفته شده به ترتیب نمایانگر خواص مربوط به گازهای سوخته شده و سوخته نشده می‌باشد. جمله سوم در سمت راست معادله بالا اشاره به شار آنتالپی (از ناحیه سوخته به ناحیه سوخته) در نتیجه انجام واکنش می‌کند و چهارمین جمله سمت راست معادله بالا اشاره به شار آنتالپی از ناحیه سوخته به بیرون سیلندر می‌کند.
برابر است با: $dm_{u,R}/d\theta$

$$\frac{dm_{u,R}}{d\theta} = \frac{dm_u}{d\theta} + \frac{dm_{u,l}}{d\theta} \quad (23)$$

معادله سومی که از آن استفاده می‌کنیم رابطه مربوط به حجم مخصوص می‌باشد. اگر v_b حجم مخصوص گازهای سوخته شده و v_u حجم مخصوص گازهای سوخته باشند، برای v حجم مخصوص محتویات سیلندر خواهیم داشت:
 $v = V/m = x v_b + (1-x) v_u$ (24)

در رابطه بالا x کسر جرمی گازهای سوخته شده می‌باشد.

نشتی از سیلندر (ترم دوم در سمت چپ معادله (۲۱)) به صورت زیر حساب می‌شود [۱۰]:

$$\frac{dm}{d\theta} = \frac{-\dot{m}_l}{\omega} = -\frac{Cm}{\omega} \quad (25)$$

که C ثابت نشتی می‌باشد. این ثابت به طرح رینگها، تعداد رینگها و عوامل دیگر بستگی دارد. آنتالپی نشتی از سیلندر، h_l ، به صورت زیر محاسبه می‌شود [۱۰]:

$$h_l = (1-x^2)h_u + x^2 h_b \quad (26)$$

رابطه بالا یک رابطه تجربی می‌باشد. همانگونه که دیده می‌شود، بخش اعظم نشتی مربوط به گازهای سوخته نشده می‌باشد.

ضریب انتقال حرارت جابجایی در این پژوهش با استفاده از معادله آناند محاسبه شده است و سطوح مربوط به انتقال حرارت از محفظه احتراق به صورت زیر محاسبه می‌شوند [۱۰]:

$$A_b = A_t x^{1/2} \quad (27)$$

$$A_u = A_t (1-x)^{1/2} \quad (28)$$

با توجه به اینکه چگالی گازهای سوخته بیش از چگالی گازهای سوخته شده می‌باشد، بنابراین کسر حجمی گازهای سوخته شده بیش از کسر حجمی گازهای سوخته می‌باشد. این مسئله باعث می‌شود کسر بیشتری از محفظه احتراق در تماس با گازهای سوخته باشد. لذا در رابطه (۲۷) فرض شده است A_b متناسب با جذر کسر جرمی گازهای سوخته شده باشد. با بسط روابط (۲۱)، (۲۲)، و (۲۴) و جایگزینی مشتقات لگاریتمی برای انرژی داخلی و حجم مخصوص گازهای سوخته شده و سوخته به دستگاه معادلات زیر خواهیم رسید:

$$a_1 \frac{dT_b}{d\theta} + a_2 \frac{dT_u}{d\theta} + a_3 \frac{dp}{d\theta} + a_4 \frac{dx}{d\theta} = a_5 \quad (29)$$

$$b_1 \frac{dT_b}{d\theta} + b_2 \frac{dT_u}{d\theta} + b_3 \frac{dp}{d\theta} + b_4 \frac{dx}{d\theta} = b_5 \quad (30)$$

$$c_2 \frac{dT_u}{d\theta} + c_3 \frac{dp}{d\theta} = c_5 \quad (31)$$

که در آن

$$a_1 = mx \left(C_{pb} - \frac{pv_b}{T_b} \frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln T_b} \right) \quad (32)$$

$$a_2 = m(1-x) \left(C_{pu} - \frac{pv_u}{T_u} \frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln T_u} \right) \quad (33)$$

$$a_3 = -mxv_b \left(\frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln T_b} + \frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln p} \right) - m(1-x)v_u \left(\frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln T_u} + \frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln p} \right) \quad (34)$$

$$a_4 = m(u_b - u_u) \quad (35)$$

$$a_5 = \frac{dQ}{d\theta} - p \frac{dV}{d\theta} + \frac{dm}{d\theta} (h_l - u) \quad (36)$$

$$b_1 = x \frac{v_b}{T_b} \frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln T_b} \quad (37)$$

$$b_2 = (1-x) \frac{v_u}{T_u} \frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln T_u} \quad (38)$$

$$b_3 = x \frac{v_b}{p} \frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln p} + (1-x) \frac{v_u}{p} \frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln p} \quad (39)$$

$$b_4 = v_b - v_u \quad (40)$$

$$b_5 = \frac{1}{m} \frac{dV}{d\theta} - \frac{V}{m^2} \frac{dm}{d\theta} \quad (41)$$

$$c_2 = m(1-x)C_{pu} \quad (42)$$

$$c_3 = -m(1-x)v_u \frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln T_u} \quad (43)$$

$$c_4 = \frac{dQ_u}{d\theta} \quad (44)$$

جزئیات نحوه بدست آمدن این معادلات در مرجع [۱۱] آورده شده است. همانطور که در روابط (۲۹)، (۳۰)، و (۳۱) دیده می شود، این دستگاه معادلات شامل سه معادله و چهار مجهول $\left(\frac{dT_u}{d\theta}, \frac{dT_b}{d\theta}, \frac{dP}{d\theta}, \frac{dx}{d\theta} \right)$ می باشد. در صورت معلوم بودن فشار می توان نرخ سوختن جرم را محاسبه کرد و بالعکس، اگر نرخ سوختن جرم مشخص باشد می توان نمودار فشار را بدست آورد.

۱-۳- مدل نرخ سوختن مثلثی

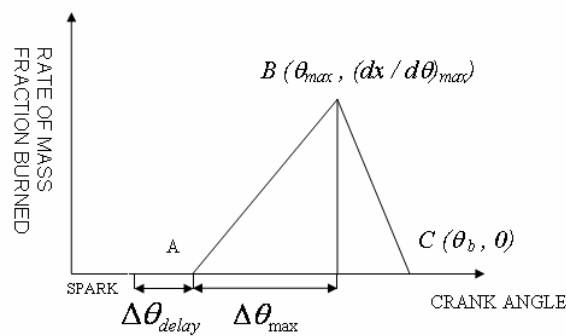
توابع متعددی برای بدست آوردن نرخ سوختن جرم بر حسب زاویه میل لنگ ارائه شده است. یکی از این توابع، تابع مثلثی می باشد. معادله تابع مثلثی به صورت زیر می باشد.

$$\frac{dx}{d\theta} = \left(\frac{dx}{d\theta} \right)_{\max} \frac{\theta - \theta_{delay}}{\theta_{\max} - \theta_{delay}} \quad \theta_{delay} \leq \theta \leq \theta_{\max} \quad (45)$$

$$\frac{dx}{d\theta} = \left(\frac{dx}{d\theta} \right)_{\max} \frac{\theta_b - \theta}{\theta_b - \theta_{delay}} \quad \theta_{delay} \leq \theta \leq \theta_b \quad (46)$$

همانگونه که مشخص است این معادله، معادله یک مثلث است که مختصات رئوس آن به صورت زیر می باشد.

شکل (۱) این مثلث را نشان می دهد. $A(\theta_{delay}, 0)$, $B(\theta_{\max}, (dx/d\theta)_{\max})$, $C(\theta_b, 0)$



شکل ۱- مدل نرخ سوختن مثلثی

در روابط بالا x کسر جرمی سوخته شده، θ_{delay} زاویه تأخیر در اشتعال^۱، θ_b زاویه پایان احتراق^۲، $(dx/d\theta)_{max}$ بیشترین نرخ کسر جرمی سوخته شده، و θ_{max} زاویه ای است که بیشترین نرخ سوختن جرم را در آن شاهد هستیم. اصلاحی که در این پروژه بر روی مدل مثلثی انجام گرفته، در نحوه بدست آوردن رئوس مثلث می باشد. در اینجا با استفاده از نتایج نرخ سوختن آزمایشگاهی موتور تحقیقاتی ریکاردو هیدرا (Ricardo Hydra research engine) نقاط سمت چپ قله نرخ سوختن (از $x=0.01$ تا $(dx/d\theta)_{max}$) و نقاط سمت راست قله نرخ سوختن (از $(dx/d\theta)_{max}$ تا $(dx/d\theta)=0.001$) هر کدام یا یک خط راست بهینه تقریب زده شده اند. معادله این خطوط با استفاده از روش حداقل مجموع مربعات بدست می آید. محل برخورد خطوط بهینه با محور افقی، معرف زاویه تأخیر در اشتعال و زاویه پایانی احتراق می باشد. همچنین محل برخورد این خطوط با یکدیگر راس سوم مثلث را تشکیل می دهد. باید توجه کرد این محل برخورد دیگر معرف ماکزیمم نرخ سوختن آزمایشگاهی نمی باشد، بلکه معرف ماکزیمم نرخ سوختن در تابع مثلثی اصلاح شده می باشد. بنابر این در ادامه بحث منظور از ماکزیمم نرخ سوختن، ماکزیمم تابع مثلثی اصلاح شده می باشد، نه ماکزیمم نرخ سوختن آزمایشگاهی. یکی از مزایای روش اصلاح شده این است که زمان شروع و پایان احتراق، از طریق معادلات ریاضی بدست می آید. با استفاده از روش اصلاح شده، کسر جرمی سوخته شده در زمان تأخیر در اشتعال بین ۱ تا ۲ درصد، و کسر جرمی سوخته شده در پایان احتراق نیز بین ۹۰٪ تا ۱۰۰٪ می باشد.

مشخصات اصلی هندسه موتور ریکاردو به صورت زیر می باشد [۹]:

نسبت تراکم	۹/۵ : ۱	زمان بسته شدن سوپاپ ورودی	۱۳۲° BTDC
کورس	۸۱/۰ mm	زمان باز شدن سوپاپ ورودی	۶° BTDC
طول شاتون	۱۵۸/۰ mm	زمان بسته شدن سوپاپ خروجی	۶° ATDC
قطر سیلندر	۹۶/۰ mm	زمان باز شدن سوپاپ خروجی	۱۳۲° ATDC

سوخت مورد استفاده در این موتور بنزین بدون سرب با عدد اکتان 91IRON می باشد. فرمول شیمیایی معادل که برای این سوخت در نظر گرفته ایم به صورت C_7H_{17} می باشد. آزمایشات بر روی این موتور برای حالت نیمه بار در دور 2400 rpm برای نسبتهای هم ارزی مختلف و درصد گازهای برگشتی مختلف انجام شده است. اطلاعات مربوط به شرایط آزمایش این موتور در جدول (۱) و (۲) آورده شده است.

۱- مدت زمان تأخیر در اشتعال به مدت زمانی گفته می شود که در آن مقدار کم اما موثر از جرم داخل سیلندر سوخته می شود. این مقدار موثر، در مراجع مختلف ۱، ۵ و ۱۰ درصد در نظر گرفته شده است [۱۲].
۲- تخمین زاویه پایان احتراق به راحتی امکان پذیر نیست، چون در این مرحله نرخ حرارت آزاد شده قابل مقایسه با نرخ انتقال حرارت می باشد. در بعضی از مراجع معیار پایان احتراق، زمانی است که ۹۰ درصد از جرم داخل سیلندر سوخته باشد [۱۲].

۳-۱-۱- نحوه تخمین متغیرهای مدل نرخ سوختن مثلثی اصلاح شده

در این قسمت می خواهیم توابع بهینه ای که می توان به کمک آنها متغیرهای مدل مثلثی اصلاح شده را تخمین زد بدست آوریم. متغیرهای مدل مثلثی عبارتند از: مدت زمان تاخیر در اشتعال، مدت زمان سوختن، ماکزیمم نرخ سوختن، و زاویه ای که در آن ماکزیمم نرخ سوختن رخ می دهد.

۳-۱-۱-۱- نحوه تخمین مدت زمان احتراق و مدت زمان تاخیر در اشتعال

توابع مختلفی برای تخمین مدت زمان احتراق و مدت زمان تاخیر در اشتعال معرفی شده اند. از جمله این روابط، رابطه هایرز [۱۳] می باشد. در رابطه هایرز فرض شده است، زاویه طی شده در مدت زمان احتراق و مدت زمان تاخیر در احتراق با دور موتور به توان $\frac{1}{3}$ نسبت مستقیم و با سرعت آرام شعله (هنگامی که ۵۰ درصد از سوخت محترق شده باشد) به توان $\frac{2}{3}$ رابطه معکوس دارد. سرعت آرام شعله بنزین با استفاده از روابط زیر قابل محاسبه می باشد [۱۲].

$$S_L = S_{L,0} \left(\frac{T_u}{T_{u,0}} \right)^\alpha \left(\frac{P}{P_0} \right)^\beta (1 - 2.06 y_r^{0.77}) \quad (47)$$

y_r در رابطه بالا کسر مولی گازهای باقیمانده، $T_{u,0} = 298K$ ، $P_0 = 1 atm$ فشار و دمای مرجع می باشد. a ، b و $S_{L,0}$

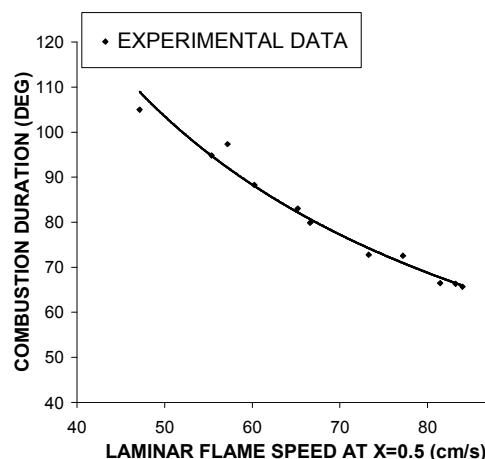
از طریق روابط زیر بدست می آیند.

$$\alpha = 2.4 - 0.271\phi^{3.51} \quad (48)$$

$$\beta = -0.357 + 0.14\phi^{2.77} \quad (49)$$

$$S_{L,0} = 30.5 - 54.9(\phi - 1.21)^2 \quad (50)$$

در روابط بالا ϕ نسبت هم ارزی و سرعت شعله بر حسب cm/s می باشد. شکل (۲) زاویه میل لنگ طی شده در مدت زمان احتراق $(\theta_b - \theta_s)$ را بر حسب سرعت آرام شعله در $x=0.5$ نشان می دهد. نقاط روی شکل معرف مقادیر آزمایشگاهی می باشند^۱ و معادله منحنی نشان داده شده (که از طریق بهینه سازی به روش حداقل مجموع مربعات بدست آمده است) به صورت زیر می باشد:



شکل ۲- مدت زمان احتراق بر حسب سرعت آرام شعله در $X=0.5$

^۱ - اطلاعات آزمایشگاهی در شکل های ۲، ۳، ۴ و ۵ با استفاده از نمودارهای کسر جرمی سوخته شده آزمایشگاهی بدست آمده اند.

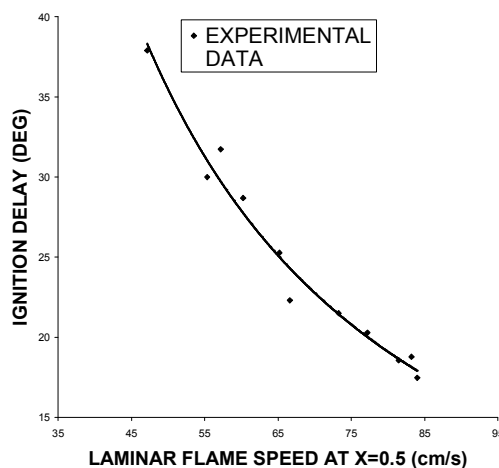
$$\Delta\theta_b = 3106.19S_L^{-0.86973} \quad (51)$$

همانگونه که در رابطه فوق مشخص است بهینه توان سرعت آرام شعله برای تخمین مدت زمان احتراق، برای موتور ریکاردو، برابر ۰/۸۶۹۷۳ می باشد.

شکل (۳) زاویه میل لنگ طی شده در مدت زمان تاخیر در اشتعال را بر حسب سرعت آرام شعله در $x=0.5$ نشان می دهد. نقاط روی شکل معرف مقادیر آزمایشگاهی می باشند و معادله منحنی نشان داده شده (که از طریق بهینه سازی به روش حداقل مجموع مربعات بدست آمده است) بصورت زیر می باشد:

$$\Delta\theta_d = 6165.61S_L^{-1.31994} \quad (52)$$

همانگونه که در رابطه فوق مشخص است بهینه توان سرعت آرام شعله برای تخمین تاخیر در اشتعال، برای موتور ریکاردو، برابر ۱/۳۱۹۹۴- می باشد. این عدد از عدد هایرز ($-\frac{2}{3}$) بسیار بزرگتر است. علت این امر می تواند وجود اختلاف در نحوه تعریف مدت زمان تاخیر در اشتعال باشد. همانگونه که گفته شد، کسر جرمی سوخته شده در مدت زمان تاخیر در اشتعال در تعریف های مختلف می تواند بین ۱ تا ۱۰ درصد تغییر کند. کسر جرمی سوخته شده در مدت زمان تاخیر احتراق در این پژوهش بین ۱ تا ۲ درصد می باشد. این مسئله باعث می شود تا مدت زمان تاخیر در اشتعال در مقایسه با حالتی که کسر جرمی سوخته شده در مدت زمان تاخیر احتراق ۱۰ درصد در نظر گرفته می شود، کوتاهتر گردد. بزرگتر بودن توان در رابطه بالا نیز همین مسئله را نشان می دهد.



شکل ۳- مدت زمان تاخیر در احتراق بر حسب سرعت آرام شعله در $X=0.5$

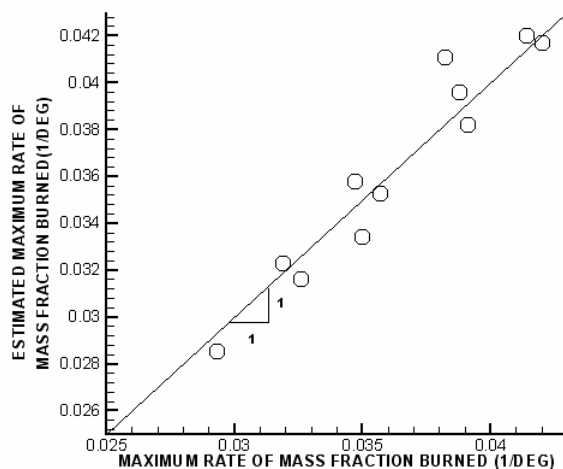
۲-۱-۳- نحوه تخمین ماکزیمم نرخ کسر جرمی سوخته شده تابع مثلثی $(dx/d\theta)_{max}$

مساحت زیر نمودار نرخ کسر جرمی سوخته شده بر حسب زاویه میل لنگ باید تقریباً برابر یک باشد. بنابراین می توان ماکزیمم نرخ کسر جرمی سوخته شده را توسط رابطه زیر بدست آورد:

$$\left(\frac{dx}{d\theta}\right)_{max} = \frac{S \times 2}{\Delta\theta_b} \quad (53)$$

در رابطه بالا S مساحت مثلث و $\Delta\theta_b$ مدت زمان احتراق یا همان قاعده مثلث می باشد. S در رابطه بالا برابر ۱/۱۱ در نظر گرفته شده است. نتایج استفاده از معادله (۵۳) برای شرایط مختلف آزمایشگاهی در جدول (۱) و (۲) و به صورت ترسیمی در شکل (۴) آورده شده است. در شکل (۴) محور عمودی نشان دهنده $(dx/d\theta)_{max}$ بدست آمده از طریق رابطه بالا و محور افقی نشان دهنده $(dx/d\theta)_{max}$ بدست آمده از طریق تقاطع خطوط بهینه می باشد. همانگونه که دیده می شود، معادله (۵۳)

می تواند به خوبی مقدار $(dx/d\theta)_{max}$ را پیش بینی کند.



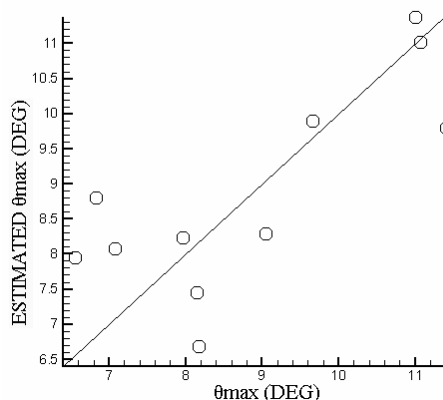
شکل ۴- ماکزیمم نرخ کسر جرمی سوخته شده بدست آمده از طریق رابطه (۵۳) بر حسب ماکزیمم نرخ کسر جرمی سوخته شده بدست آمده از طریق تقاطع خطوط بهینه

۳-۱-۱-۳- نحوه تخمین زاویه ماکزیمم نرخ سوختن θ_{max}

با توجه به نتایج آزمایشگاهی می توان نتیجه گرفت که فاصله θ_{max} از زمان شروع جرقه زنی $(\theta_{max} - \theta_s)$ نسبت به فاصله پایان احتراق تا شروع جرقه زنی $(\theta_b - \theta_s)$ عدد ثابتی می باشد. بنابراین برای بدست آوردن θ_{max} از رابطه زیر استفاده می کنیم:

$$\frac{\theta_{max} - \theta_s}{\theta_b - \theta_s} = 0.6451 \quad (54)$$

نتایج استفاده از معادله (۵۴) برای شرایط مختلف آزمایشگاهی در جدول (۱) و (۲) و به صورت ترسیمی در شکل (۵) آورده شده است. در شکل (۵) محور عمودی نشان دهنده θ_{max} بدست آمده از طریق رابطه بالا و محور افقی نشان دهنده θ_{max} بدست آمده از طریق تقاطع خطوط بهینه می باشد.



شکل ۵- نمودار θ_{max} بدست آمده از طریق رابطه (۵۴) و θ_{max} بدست آمده از طریق تقاطع خطوط بهینه

۴- نتایج مدل نرخ سوختن مثلثی توسعه داده شده

اکنون می‌توان مدل مثلثی توسعه داده شده را برای پیش‌بینی نرخ سوختن ارائه نمود. در این مدل مدت زمان احتراق از رابطه (۵۱)، مدت زمان تاخیر در اشتعال از رابطه (۵۲)، ماکزیمم نرخ کسر جرمی سوخته شده از رابطه (۵۳)، و زاویه‌ای که در آن ماکزیمم نرخ سوختن رخ می‌دهد از رابطه (۵۴) بدست می‌آید. نتایج شبیه سازی توسط این مدل برای درصد گازهای برگشتی مختلف در جدول (۱) و اشکال (۶) تا (۱۰) آورده شده است. در این جدول Tint دمای بار داخل سیلندر در زمان بسته شدن سوپاپ ورودی، Ign. زاویه جرقه زنی، EGR (%) درصد گازهای برگشتی، Vol. Eff. بازده حجمی، و Res.Fr. کسر جرمی گازهای باقیمانده می‌باشد. همچنین exp اشاره به نتایج آزمایشگاهی و sim اشاره به نتایج شبیه سازی می‌کند. در شکلها خط توپر مربوط به نتایج حاصل از تابع مثلثی می‌باشد و نقاط اشاره به نتایج آزمایشگاهی می‌کند. همانگونه که دیده می‌شود نمودار فشار بدست آمده توسط تابع مثلثی به خوبی با فشار آزمایشگاهی^۱ مطابقت دارد. خطای ماکزیمم فشار این سری از نمودارها کمتر از ۴/۳ درصد می‌باشد.

در جدول (۲) و اشکال (۱۱) تا (۱۶) نتیجه شبیه سازی برای نسبت‌های مختلف سوخت به هوا نشان داده شده است. تطابق خوبی بین نمودارهای حاصل از تابع مثلثی و نتایج آزمایشگاهی وجود دارد. در این سری از نمودارها خطای ماکزیمم فشار کمتر از ۵/۵ درصد می‌باشد.

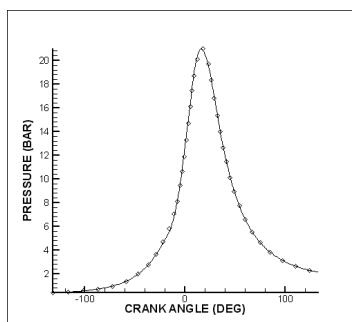
جدول ۱- نتایج شبیه سازی برای درصد گازهای برگشتی مختلف

شرایط آزمایش	۱	۲	۳	۴	۵
Tint (K)	۳۲۰/۰	۳۲۶/۰	۳۴۶/۰	۳۵۲/۰	۳۶۸/۰
Ign. (⁰ CA BTDC)	۳۴/۵	۳۹/۵	۴۵/۵	۴۹/۰	۵۴/۰
EGR (%)	۰/۰	۴/۰۶	۹/۲۷	۱۲/۹۴	۱۶/۳۰
A/F Ratio	۱۴/۵۳	۱۴/۵۳	۱۴/۴۳	۱۴/۴۴	۱۴/۳۵
Vol. Eff (%)	۳۳/۵۸	۳۳/۰۶	۳۲/۱۹	۳۲/۷۷	۳۲/۶۹
Res.Fr. (%)	۹/۲۷	۱۲/۵۹	۱۶/۳۱	۱۸/۲۱	۱۹/۹۵
COV (%)	۱/۴۸	۱/۵	۱/۳۳	۱/۹۴	۲/۴۳
Comb. duration (deg) exp	۶۶/۳۲	۷۲/۷۸	۸۳/۰۴	۸۸/۲۷	۹۷/۳۴
Comb. duration (deg) sim	۶۶/۴۸	۷۴/۲۴	۸۲/۱۹	۸۸/۰۳	۹۲/۱۱
Ign. delay (deg) exp	۱۸/۷۱	۲۱/۳۶	۲۵/۷۸	۲۹/۰۵	۳۱/۵۸
Ign. delay (deg) sim	۱۸/۰۱	۲۱/۳۰	۲۴/۸۵	۲۷/۵۸	۲۹/۵۵
$(dx/d\theta)_{max}$ (1/deg) exp	۰/۰۴۲۰۵	۰/۰۳۹۱۵	۰/۰۳۵۷۴	۰/۰۳۵۰۵	۰/۰۳۱۹۳
$(dx/d\theta)_{max}$ (1/deg) sim	۰/۰۴۱۷۱	۰/۰۳۸۱۹	۰/۰۳۵۲۶	۰/۰۳۳۴۴	۰/۰۳۲۳۱
θ_{max} (deg) exp	۹/۰۵	۸/۱۵	۷/۰۸	۶/۵۶	۶/۸۳
θ_{max} (deg) sim	۸/۲۹	۷/۴۵	۸/۰۷	۷/۹۵	۸/۸
Pmax (bar) exp.	۲۱/۰۸	۲۰/۷۷	۲۱/۴۴	۲۰/۸۰	۲۰/۴۶
Pmax (bar) sim.	۲۰/۹۸	۲۰/۲۹	۲۰/۹۹	۱۹/۹۲	۲۰/۵۹
Pmax ERROR (%)	۰/۴۷	۲/۳۱	۲/۰۱	۴/۲۳	۰/۶۴

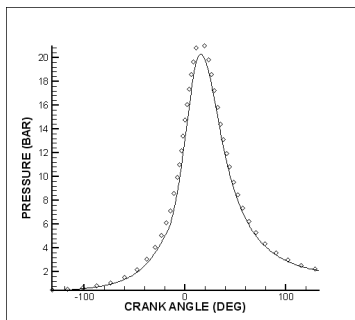
^۱ - نمودار فشار آزمایشگاهی با استفاده از نمودار کسر جرمی سوخته شده آزمایشگاهی بدست آمده است. ماکزیمم فشار آزمایشگاهی بدست آمده از این روش با ماکزیمم فشار آزمایشگاهی اندازه گیری شده در آزمایشگاه برابر می‌باشد.

جدول ۲- نتایج شبیه سازی برای نسبتهای سوخت به هوای مختلف

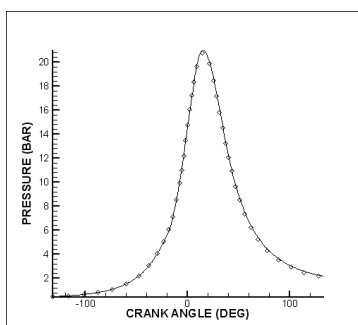
شرایط آزمایش	۱	۲	۳	۴	۵	۶
Tint (K)	۳۲۰/۰	۳۲۰/۰	۳۲۰/۰	۳۲۰/۰	۳۲۰/۰	۳۲۰/۰
Ign. (OCA BTDC)	۳۱/۰	۳۳/۰	۳۷/۰	۴۰/۵	۵۴/۵	۵۹/۵
EGR (%)	۰/۰	۰/۰	۰/۰	۰/۰	۰/۰	۰/۰
A/F Ratio	۱۳/۰۸	۱۴/۶۶	۱۵/۶۶	۱۷/۶۹	۱۹/۵۶	۲۱/۲۶
Vol. Eff (%)	۳۳/۰۰	۳۳/۶۲	۳۴/۵۳	۳۷/۹۷	۴۱/۷۱	۴۵/۱۵
Res.Fr. (%)	۹/۳۶	۹/۲۴	۹/۲۶	۸/۸۷	۸/۵۵	۸/۱۱
COV (%)	۱/۴۴	۱/۶۱	۱/۶۵	۲/۱۷	۲/۸۴	۵/۲۳
Comb. duration (deg) exp	۶۵/۶۹	۶۶/۴۹	۷۲/۵۳	۷۹/۸۶	۹۴/۸۴	۱۰۵/۰۰
Comb. duration (deg) sim	۶۵/۹۳	۶۷/۷۱	۷۰/۹۵	۸۰/۶۷	۹۴/۷۷	۱۰۸/۹۴
Ign. delay (deg) exp	۱۷/۳۵	۱۸/۱۸	۱۹/۶۹	۲۲/۴۴	۲۹/۸۲	۳۶/۸۱
Ign. delay (deg) sim	۱۷/۷۹	۱۸/۵۲	۱۹/۸۸	۲۴/۱۶	۳۰/۸۵	۳۸/۱۲
$(dx/d\theta)_{max}$ (1/deg) exp	۰/۰۴۱۳۸	۰/۰۳۸۲۰	۰/۰۳۸۷۹	۰/۰۳۴۷۱	۰/۰۳۲۵۹	۰/۰۲۹۲۵
$(dx/d\theta)_{max}$ (1/deg) sim	۰/۰۴۱۹۹	۰/۰۴۱۱۰	۰/۰۳۹۵۸	۰/۰۳۵۷۷	۰/۰۳۱۶۳	۰/۰۲۸۵۵
θ_{max} (deg) exp	۱۱/۰۰	۹/۶۶	۱۱/۴۱	۱۱/۰۷	۸/۱۷	۷/۹۷
θ_{max} (deg) sim	۱۱/۳۸	۹/۸۹	۹/۷۹	۱۱/۰۲	۶/۶۸	۸/۲۴
Pmax (bar) exp.	۲۰/۲۶	۱۹/۷۷	۲۰/۹۷	۱۹/۸۴	۲۱/۵۲	۲۰/۸۵
Pmax (bar) sim.	۱۹/۵۸	۲۰/۳۹	۲۱/۰۷	۱۹/۴۰	۲۰/۹۴	۱۹/۹۰
Pmax ERROR (%)	۳/۳۶	۳/۱۴	۰/۴۸	۲/۲۲	۲/۷۰	۴/۵۶



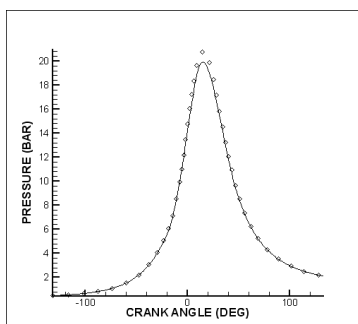
شکل ۶- مقایسه فشار محاسبه شده توسط مدل مثلثی توسعه داده شده و نتایج آزمایشگاهی.
جدول (۱) وضعیت (۱)



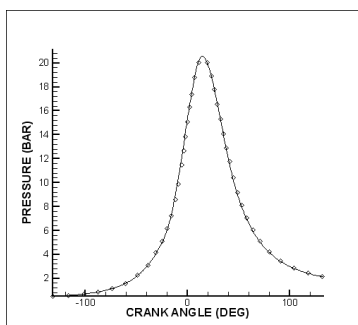
شکل ۷- مقایسه فشار محاسبه شده توسط مدل مثلثی توسعه داده شده و نتایج آزمایشگاهی.
جدول (۱) وضعیت (۲)



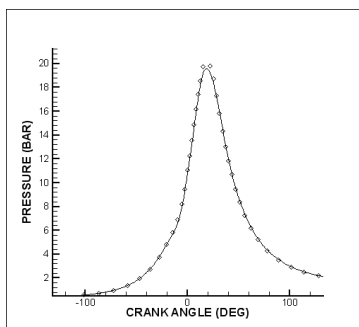
شکل ۸- مقایسه فشار محاسبه شده توسط مدل مثلثی توسعه داده شده و نتایج آزمایشگاهی.
جدول (۱) وضعیت (۳)



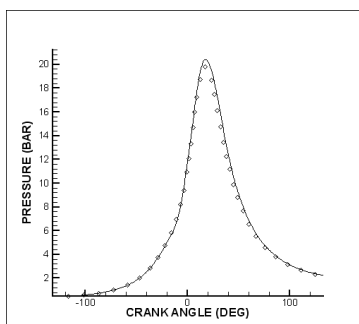
شکل ۹- مقایسه فشار محاسبه شده توسط مدل مثلثی توسعه داده شده و نتایج آزمایشگاهی.
جدول (۱) وضعیت (۴)



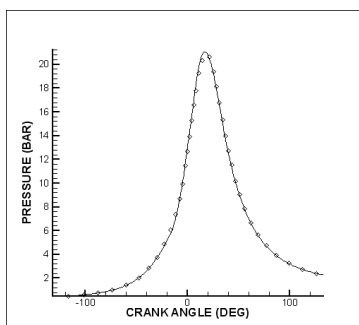
شکل ۱۰- مقایسه فشار محاسبه شده توسط مدل مثلثی توسعه داده شده و نتایج آزمایشگاهی.
جدول (۱) وضعیت (۵)



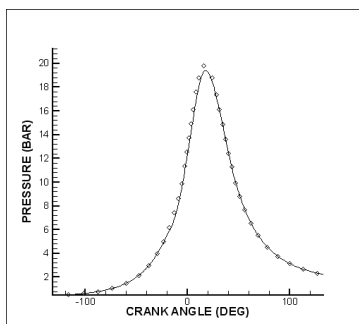
شکل ۱۱- مقایسه فشار محاسبه شده توسط مدل مثلثی توسعه داده شده و نتایج آزمایشگاهی.
جدول (۲) وضعیت (۱)



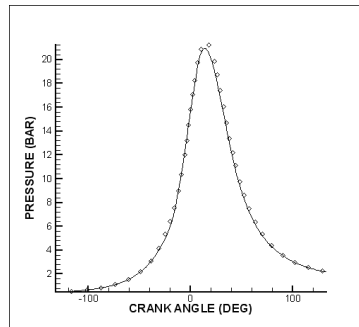
شکل ۱۲- مقایسه فشار محاسبه شده توسط مدل مثلثی توسعه داده شده و نتایج آزمایشگاهی.
جدول (۲) وضعیت (۲)



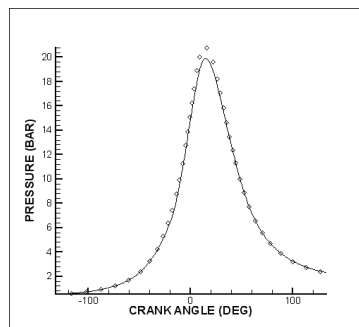
شکل ۱۳- مقایسه فشار محاسبه شده توسط مدل مثلثی توسعه داده شده و نتایج آزمایشگاهی.
جدول (۲) وضعیت (۳)



شکل ۱۴- مقایسه فشار محاسبه شده توسط مدل مثلثی توسعه داده شده و نتایج آزمایشگاهی.
جدول (۲) وضعیت (۴)



شکل ۱۵- مقایسه فشار محاسبه شده توسط مدل مثلثی توسعه داده شده و نتایج آزمایشگاهی. جدول (۲) وضعیت (۵)



شکل ۱۶- مقایسه فشار محاسبه شده توسط مدل مثلثی توسعه داده شده و نتایج آزمایشگاهی. جدول (۲) وضعیت (۶)

۵- نتیجه گیری

- ۱- توسعه مدل نرخ سوختن مثلثی با استفاده از نتایج آزمایشگاهی یک موتور اشتعال جرقه ای چهار سوپاپه، تک سیلندر انجام شده است. اطلاعات آزمایشگاهی این موتور شامل درصد های مختلف گازهای برگشتی (۰ تا ۱۶ درصد) و نسبتهای مختلف سوخت به هوا (۱۳ تا ۲۲ درصد) در حالت نیمه بار می باشد.
- ۲- مقایسه بین اطلاعات آزمایشگاهی و نتایج شبیه سازی توسط مدل مثلثی نشان داده است مدل نرخ سوختن مثلثی توسعه داده شده به خوبی می تواند فرایند احتراق در موتور را پیشگویی کند، و خطای ماکزیمم فشار محاسبه شده توسط این روش کمتر از ۵ درصد می باشد.
- ۳- لزوم بهینه سازی متغیرهای مدل نرخ سوختن مثلثی برای یک موتور مشخص جهت تخمین قابل قبول نرخ سوختن و در نتیجه پیشگویی عملکرد موتور نشان داده شده است.

مراجع

- 1- Bliazrd, N.C. and Keck, J.C. , "Experimetal and Theoretical Investigation of Turbulent Burning Model for Internal Combustion Engine", SAE Paper No. 740141, 1974.
- 2- Hires, S.D., Tabaczynski, R.J., and Novak, J.M., "The Prediction of Ignition Delay and Combustion Intervals for Homogeneous Charg, Spark Ignition Engine", SAE Paper No. 780232, 1978.
- 3- Tabaczynski, R.J., Trinker, F.H., and Shannon, B.A.S., "Further Rifinment and Validation of a Turbulent Flame Propagation Model for Spark Ignition Engine" Combustion and Flame, Vol. 39.
- 4- Miymoto, N., Chikahisa, T., Murayama, T., and Sawyer, R., "Description and Analysis of Diesel Engine Rate of Combustion and Performance Using Wiebe's Function", SAE Paper No. 850107, 1985.
- ۵- فردآرزومندی، ب.، "بهینه سازی ضرایب تابع وایب برای پیش بینی نرخ حرارت آزاد شده در موتور اشتعال جرقه ای"، پایان نامه کارشناسی ارشد مهندسی مکانیک (تبدیل انرژی)، دانشکده فنی مهندسی، دانشگاه فردوسی مشهد، ۱۳۸۴
- 6- Lyn, W.T., "Calculation of the Effect of Rate of Heat Release on the Shape of Cylinder-pressure Diagram and Cycle Efficiency", Proc. I.M.E. (Auto div.), No.1, 1960-61

- 7- Austen, A.E.W. and Lyn, W.T., "Relation Between Fuel Injection and heat Release in Direct Injection Engine and Nature of Combustion Processes", Institution of Mechanical Engineers, Automotive Division, no. 1, p. 1069-1082, 1962
- 8- Blair, G.P. and Fleck, P., "The Unsteady Gas Flow Behavior in a Charge Cooled Rotary Piston Engine", SAE Off-Highway Vehicle Meeting and Exhibition, Milwaukee, Wis., SAE Paper No. 770763, 1977.
- 9- Wahiduzzaman, S. and Morel, T. and Sheard, S., "Comparison of Measured and Predicted Combustion Characteristics of a Four-Valve S.I. Engine", SAE paper No. 930613, 1993
- 10- Ferguson, C.R. "Internal Combustion Engines Applied Thermo sciences", John Wiley & Sons, Inc. 1986
- ۱۱- خزائی، پ.، "مطالعه و بررسی مدل احتراق مثلثی جهت موتور اشتعال جرقه‌ای"، پایان نامه کارشناسی ارشد مهندسی مکانیک (تبدیل انرژی)، دانشکده فنی مهندسی، دانشگاه فردوسی مشهد، ۱۳۸۴
- 12- Heywood, J. B., "Internal Combustion Engine Fundamental", McGraw Hill, New York, 1988
- 13- Heywood, J. B. and Sher, E., "The Two-Stroke Cycle Engine", Taylor & Francis, London, 1999