

بررسی اثر سرعت و کارکرد موتور XU7JP/L3 روی پدیده نشتی در حالت موتورگردانی با سوخت

ابراهیم عبدی اقدم

افشین زمزم*

دانشیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه محقق اردبیلی، اردبیل، ایران

دانشجوی کارشناسی ارشد، گروه مهندسی مکانیک، دانشکده فنی مهندسی گلپایگان، گلپایگان، ایران

چکیده

وجود لقی بین سیلندر و پیستون و اختلاف فشار بین بالا و پایین پیستون، جریان از میان شکاف‌های بین آنها را سبب می‌شود که به آن نشتی می‌گویند. این پدیده سبب افت فشار و دمای سیلندر شده و استقرار مقداری مخلوط نسوخته در این شکاف‌ها می‌تواند باعث عدم استفاده مناسب از آن در سیکل احتراقی شود و تأثیر منفی روی عملکرد موتور بگذارد. در کار حاضر از یک مدل شبیه‌ساز ترمودینامیکی نشتی موتور که قبلاً در حالت موتورگردانی تأیید شده است برای پیشگویی و بررسی نشتی موتور XU7JP/L3 با تغییر سرعت و کارکرد موتور استفاده شده است. برای اعمال تغییرات هندسه نشتی با کارکرد به مدل، اندازه-گیری‌هایی در دو کارکرد 70000km و 200000km موتور انجام و پس از اصلاحات لازم استفاده شد. نتایج حاصله نشان می‌دهد که ابعاد هندسی نشتی با افزایش دما و کارکرد آن بیشتر می‌شود. همچنین با افزایش کارکرد موتور میزان نشتی سیلندر افزایش چشمگیری می‌یابد، به طوری که در کارکرد 200000km میزان نشتی به بیش از ۴ برابر موتور نو می‌رسد و مقدار جرم نشتی از رینگ دوم تراکم در کارکردهای 70000km و 200000km به ترتیب تقریباً ۷ و ۱۵ برابر مقدار مربوط به موتور نو می‌شود.

واژه‌های کلیدی: نشتی، موتورگردانی، XU7JP/L3، کارکرد، موتور.

Study of the Effect of Engine Speed and the Operating life on Blowby in Fueled Motoring for XU7JP/L3 Engine

E. Abdi aghdam

Department of Mechanical Engineering, University of Mohaghegh Ardabili, Ardabil, Iran

A. Zamzam

Department of Mechanical Engineering, Golpayegan University of Technology, Golpayegan, Iran

Abstract

Clearances between cylinder and piston, and pressure difference between top and bottom of piston causes a flow through the crevices termed blowby. This phenomenon results in cylinder pressure and temperature drops; some unburned mixture remains in the crevices leading to inconvenient usage of the mixture in firing cycle and reduction in engine performance. In the current work a thermodynamic blowby simulation code validated in motoring condition has been used to study and predict the blowby of XU7JP/L3 engine in terms of engine speed and engine working life. Some geometrical measurements of cylinder-piston-ring pack were performed in two engine operations, 70000km and 200000km, to apply the code after required corrections. The obtained results showed that the values of the blowby geometry increased with enhancement of engine life and engine temperature. Increasing engine life enhanced cylinder leakage significantly so the leaking value of 200000km reached to 4 times greater than that for new engine life. Also the mass lost through second compression ring at 70000km and 200000km working durations increased to about 7 and 15 times of that for new engine one, respectively.

Keywords: Blowby, Motoring, XU7JP/L3, Engine life, Engine speed.

مقدار گاز داخل سیلندر، تغییرات دما و فشار داخل سیلندر، راندمان و گازهای خروجی تأثیر بگذارد. نشتی همچنین می‌تواند سبب افزایش دمای روغن و در نتیجه کاهش لزجت و افزایش سایش رینگ‌ها شود. از زمان ساخت اولین خودرو تاکنون تلاش‌های فراوانی در جهت بهبود عملکرد موتورهای احتراق داخلی و کاهش میزان آلاینده‌های آن صورت گرفته است. هاواس و مونر [۱] برای برآورد جریان نشتی گازها از یک موتور، از یک مدل نیمه تجربی استفاده کردند. آنها با توسعه برنامه کامپیوتری، برای دو حالت سه و پنج پیستون نشان دادند که اکثر نشتی در طول 30°bTDC تا 50°aTDC رخ می‌دهد. آنها نشان دادند با افزایش تعداد رینگ‌ها از سه به پنج نسبت نشتی کاهش می‌یابد. همچنین آنها دریافتند که نسبت جریان نشتی یک تابع هذلولی از

۱- مقدمه

سازوکار رفت و برگشتی موتورهای احتراق داخلی ایجاب می‌کند که شکاف‌هایی بین پیستون، سیلندر و رینگ‌ها تشکیل شود. وجود لقی بین سیلندر و پیستون و اختلاف فشار بین بالا و پایین پیستون، جریان از میان شکاف‌های بین آنها را سبب می‌شود که به آن نشتی می‌گویند. این پدیده سبب افت فشار و دمای سیلندر شده و استقرار مقداری مخلوط نسوخته در این شکاف‌ها می‌تواند باعث عدم استفاده مناسب از آن در سیکل احتراقی شود و تأثیر منفی روی عملکرد موتور بگذارد. این جریان عمدتاً به تغییرات و اختلاف فشارها در قسمت‌های مختلف شکاف‌ها مربوط می‌شود. وجود نشتی از درون سیلندر می‌تواند روی

* نویسنده مکاتبه کننده، آدرس پست الکترونیکی: afshin.zamzam@gmail.com

اهمیت پدیده نشتی در موتورهای احتراق داخلی پرداختند. آنها برای تعیین توزیع دمای سرپیستون از مفهوم رسانش گرمای وارون استفاده کردند. آنها همچنین به بررسی تأثیر پارامترهای شکاف روی نشتی پرداختند و نتیجه گرفتند که تغییر ارتفاع شیار رینگ در پیستون نقش زیادی را روی میزان نشتی ایفا می‌کند.

در کار حاضر هدف بر این است که با استفاده از زیرمدل نشتی و تئوری جریان از میان شکاف با کد شبیه‌ساز ترمودینامیکی توسعه یافته [۶ و ۹] در حالت موتورگردانی، برای موتور XU7JP/L3 با کارکردهای مختلف تأثیر فرسایش قطعات رینگ، پیستون، سیلندر و همچنین سرعت موتور در فشار، جرم خالص نشتی و دمای داخل سیلندر بررسی و جرم نشتی از روزه‌ها و تغییرات فشار شکاف‌ها در حالت‌ها و شرایط مختلف تجزیه و تحلیل شود.

۲- شبیه‌ساز ترمودینامیکی

در این بخش پس از تشریح معادلات حاکم، روند شبیه‌سازی و فرضیات بیان و در نهایت اعتبارسنجی کد شبیه‌ساز ترمودینامیکی ارائه می‌شود.

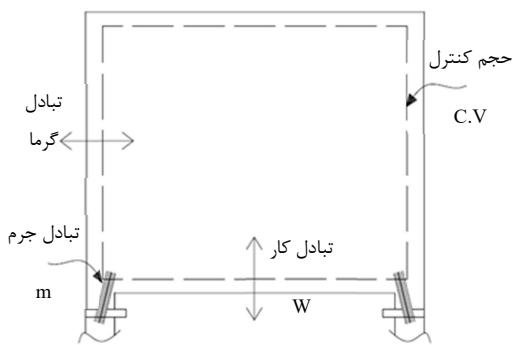
۲-۱- معادلات حاکم

در این قسمت به برخی از معادلات مهم که در کد شبیه‌ساز ترمودینامیکی استفاده شده اشاره و در قسمت بعد به تشریح کد پرداخته می‌شود.

مطابق شکل ۱ با انتخاب محتویات داخل سیلندر به‌عنوان حجم کنترل، سطح مرز مربوط به سطح پیستون به‌عنوان مرز برای تبادل کاری مرزی مطرح می‌شود. معادلات بقای جرم و بقای انرژی برای این حجم کنترل را می‌توان بکار گرفت. با توجه به اصل بقای جرم، تغییرات جرمی داخل سیلندر طی کورس تراکم و انبساط را می‌توان به‌صورت آهنگ زمانی بیان کرد:

$$\frac{dm}{dt} = \sum \dot{m}_i - \sum \dot{m}_e \quad (1)$$

که در آن $\sum \dot{m}_i$ و $\sum \dot{m}_e$ به‌ترتیب آهنگ‌های جرم ورودی به حجم کنترل و خروجی از آن است. معمولاً طی مرحله تراکم بخاطر نشتی فقط جمله دوم از طرف ثانی رابطه ظاهر خواهد شد و پس از وقوع قله فشار سیلندر فقط جمله اول طرف ثانی بخاطر جریان وارون غالب خواهد بود.



شکل ۱- حجم کنترل برای تحلیل بقای جرم و انرژی

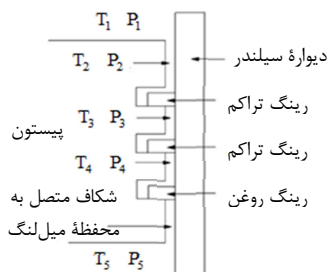
تعداد رینگ‌ها است. بررسی‌های آنها برای یک موتور فرضی تطابق قابل قبولی با مقدار داده‌های تجربی از یک موتور دیزل داشت. ایرمسکو و همکارانش [۲] با استفاده از تحلیل فشار موتورگردانی یک موتور تک-سیلندر اشتعال جرقه‌ای پژوهشی-نوری نسبت تراکم متغیر که معمولاً شکاف‌های بزرگی نسبت به موتورهای متداول تجاری دارد، آهنگ‌های نشتی و نسبت‌تراکم را برآورد کردند، برآورد نشتی آنها برای موتور مذکور از ۹ تا ۱۸٪ در زمان بازشدن سوپاپ خروجی در گستره سرعت 600 تا 2000rpm بود. لینگریچ [۳] با انجام آزمایش‌هایی روی یک موتور تحقیقاتی با محفظه دیسک شکل و استفاده از تئوری حجم-روزنه سه رنگی نشان داد که میزان نشتی در حالت موتورگردانی برای نسبت تراکم ۱۰٫۲ و سرعت 1500rpm حدود ۲۷٪ می‌باشد. ضمناً او هیچگونه بازگشت جرمی به داخل سیلندر را پیش‌بینی نکرد. لیوبارسکی و بارتل [۴] یک مدل دو بعدی CFD را برای تحلیل انتقال-جرم از میان شکاف‌های پیستون و سیلندر موتور دیزلی استفاده کردند. آنها برای در نظر گرفتن جریان جرمی از روزه‌ها رینگ‌ها یک روش تحلیلی را در مدل مذکور بکار گرفتند و نتیجه‌گیری کردند که از مدل فوق می‌توان در مطالعه تأثیر پارامترهای طراحی بسته رینگ روی اصطحاک رینگ، نشتی و انتقال روغن استفاده کرد. محمود [۵] با انجام آزمایش‌هایی روی یک موتور تحقیقاتی با محفظه دیسک شکل و استفاده از تئوری حجم-روزنه با فرض فقط یک روزه، نشان داد که میزان نشتی در حالت موتورگردانی برای نسبت تراکم ۱۰٫۲ و سرعت 1500rpm حدود ۳۰٪ است. ضمناً او ۱۰٪ بازگشت جرم به داخل سیلندر در مرحله انبساط را پیش‌بینی نمود.

عبدی‌ا قدم و کبیر [۶] به بررسی زیرمدل نشتی و جریان از میان شکاف‌ها در حالت موتورگردانی با استفاده از تئوری حجم-روزنه در یک موتور تحقیقاتی دو زمانه پرداختند که نتایج حاصله انطباق بسیار خوبی را بین فشار داده‌های تجربی و مدل ترمودینامیکی در سه نسبت تراکم مورد آزمایش ۰٫۷۶، ۱۰٫۲ و ۱۲٫۴ نشان داد. همچنین در این بررسی آنها نشان دادند که حداکثر افت جرم سیلندر در حدود 4%aTDC اتفاق می‌افتد و با افزایش نسبت تراکم این افت بیشتر می‌شود. لیو و همکارانش [۷] با فرض دما ثابت محفظه احتراق و صرف‌نظر کردن از اثر تغییر فشار سیلندر روی نشت‌گاز و با استفاده از تئوری جریان از روزه و شکاف، نشتی بسته رینگ-پیستون یک موتور دیزلی را تحلیل کردند. کزالکا [۸] به مطالعه تجربی تأثیر فضای خالی بین رینگ‌ها بر نشتی و مصرف روغن پرداخت. او مقدار فضای خالی بین رینگ‌ها را با اصلاح ارتفاع بالاترین شیار رینگ تغییر داد و دریافت که افزایش مقدار فضای خالی موجب افزایش قابل توجهی در مصرف روغن می‌شود. نظری‌جویی و عبدی‌ا قدم [۹] به بررسی زیرمدل نشتی و جریان از میان شکاف‌ها در حالت موتورگردانی با استفاده از تئوری حجم-روزنه در یک موتور تحقیقاتی نسبت تراکم متغیر چهار زمانه پرداختند که نتایج حاصله انطباق خوبی بین فشار داده‌های تجربی و نتایج مدل ترمودینامیکی با زیرمدل نشتی در چهار نسبت تراکم مورد آزمایش ۰٫۸۷، ۰٫۹۸، ۱۱٫۳ و ۱۲٫۹ نشان داد و تأثیر نسبت تراکم روی مقدار نشتی را مشخص نمودند. گارگیت و همکارانش [۱۰] با انجام آزمون‌های عملی روی سه موتور دیزل سنگین و با استفاده از تکنیک شبیه‌سازی و دسته‌بندی پارامترهای موثر بر نشتی فرمولی را برای محاسبه مقدار نشتی ارائه دادند. وانبو و همکارانش [۱۱] به مطالعه

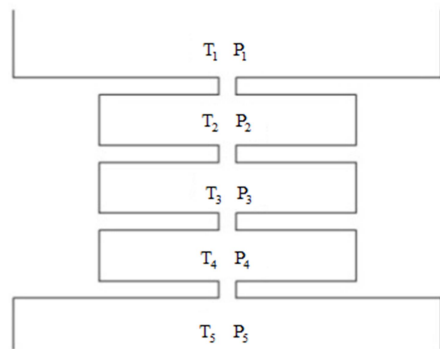
در ابتدا می‌توان γ را در دمای T_1 برای مخلوط تعیین کرد و پس از محاسبه T_{2a} می‌توان محاسبات تراکم را با استفاده از γ حاصله از $(T_{2a} + T_1)/2$ اصلاح کرد. همچنین با توجه به روابط ترمودینامیکی فوق برای مرحله انبساط نیز می‌توان، این مراحل را تکرار نمود [۶ و ۹].

اگرچه در کار حاضر بررسی نشتی در حالت موتورگردانی مورد توجه قرار گرفته است، اما در محاسبات ترمودینامیکی مربوط به قانون اول ترکیب مخلوط لازم است مشخص شود. برای استخراج ترکیب محتویات داخل سیلندر، مخلوط سوخت- هوا در نظر گرفته شد. در مطالعه جاری ایزوکتان (C_8H_{18}) به‌عنوان سوخت در موتورگردانی استفاده شده است و همچنین، نسبت هم‌ارزی مخلوط استوکیومتریک ($\phi=1$) فرض شده است و در فرآیند تراکم و انبساط آیزنتروپیک مخلوط، تعیین خواص ترمودینامیکی گونه‌ها و نسبت گرمای ویژه مخلوط لازم می‌شود که تغییرات گرمای ویژه در فشار ثابت هر یک از گونه‌های حاضر با دما، طی برازش داده‌ها به‌شکل توابع چندجمله‌ای مورد توجه قرار گرفته است و برای مشخص کردن خواص سوخت ایزوکتان و سایر گونه‌ها از جدول پیشنهادی پرتو و چندجمله‌ای پیشنهادی هیوود استفاده شده است [۱۲ و ۱۳].

فوروهاما و تادا [۱۴ و ۱۵] از اولین کسانی هستند که روی جریان از میان روزنه بین سیلندر، پیستون و رینگ‌های پیستون کار کردند. برطبق این نظریه اگر جریان عبوری از روزنه آیزنتروپیک در نظر گرفته شود، می‌توان آهنگ جریان جرم عبوری از روزنه را برحسب فشارهای بالادست و پایین‌دست روزنه به دست آورد. شکل ۳ نحوه قرارگیری سه رینگ و پیستون استفاده شده در موتور مورد مطالعه و شکل ۴ مدل حجم- روزنه مربوطه را نشان می‌دهند.



شکل ۳- آرایش سه رینگ پیستون استفاده شده در موتور XU7JP/L3

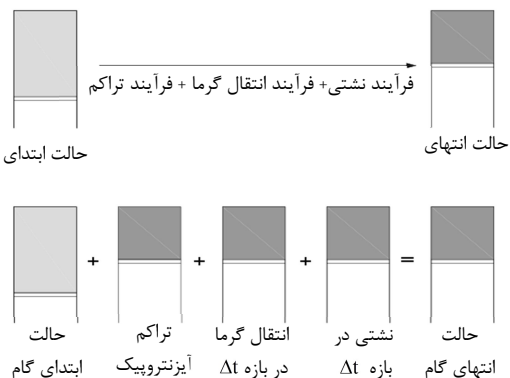


شکل ۴- مدل حجم- روزنه برای آرایش سه رینگ پیستون

اصل بقای انرژی در قالب قانون اول ترمودینامیک به‌شکل آهنگ زمانی برای حجم کنترل به‌صورت رابطه (۲) قابل بیان است:

$$\frac{\delta Q}{dt} - P \frac{dV}{dt} + \sum_i \dot{m}_i h_i - \sum_e \dot{m}_e h_e = \frac{d(U)}{dt} \quad (2)$$

که در آن h_i (kJ/kg) و h_e (kJ/kg) به‌ترتیب آنتالپی‌های ویژه ورودی و خروجی، \dot{m}_i (kg/s) و \dot{m}_e (kg/s) به‌ترتیب آهنگ‌های جریان جرم ورودی و خروجی می‌باشد. در معادله (۲) جمله اول سمت چپ معادله مبین آهنگ انتقال گرما به محتویات سیلندر از دیواره، جمله دوم نشانگر کار تحویلی و مابقی نمایش آهنگ تبادل انرژی از طریق جریان جرم به و یا از حجم کنترل است. در مرحله تراکم حرکت پیستون سبب کاهش حجم و تراکم محتویات داخل سیلندر می‌شود و در عین حال پدیده نشتی و انتقال گرما نیز اتفاق می‌افتد. در اثنای تغییر حالت سه فرآیند اشاره شده بطور هم‌زمان ظاهر می‌شوند. در محاسبات گام‌به‌گام با گام کوچک تغییرات دما و فشار بین ابتدا و انتهای گام کوچک است، فرآیند کلی در این مرحله را می‌توان مجموع سه فرآیند پشت سر هم تراکم آیزنتروپیک، انتقال گرما و نشتی در نظر گرفت. بررسی‌های اولیه نشان می‌دهد که اگر گام محاسباتی کوچک باشد، ترتیب انتخاب فرآیندها تأثیر زیادی روی نتیجه نمی‌گذارد. در شکل ۲ فرآیند کلی با نموداری در مرحله تراکم نمایش داده شده است.



شکل ۲- نمایش روند گامی حالت کلی و حالت تجزیه فرآیندهای کلی

برای به دست آوردن فشار و دمای حالت انتهای گام از فرآیند آیزنتروپیک گاز ایده‌آل به‌عنوان حدس اولیه از روابط (۳) و (۴) می‌توان استفاده کرد:

$$P_{2a} = P_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^\gamma \quad (3)$$

$$T_{2a} = T_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{\gamma-1} \quad (4)$$

که γ نسبت گرمای ویژه و V_1 و V_2 حجم سیلندر در ابتدا و انتهای گام است که با استفاده از هندسه موتور از رابطه (۵) به‌ترتیب در زاویه θ_1 و $\theta_1 + \Delta\theta$ قابل محاسبه است:

$$\frac{V}{V_C} = 1 + \frac{Rc-1}{2} \left[R + 1 - \cos \theta - (R^2 - \sin^2 \theta)^{1/2} \right] \quad (5)$$

داخلی انتقال گرما بین گازهای داخل و دیواره سیلندر می‌تواند به دو طریق همرفت و تابش صورت گیرد. یکی از پرستفاده‌ترین عبارات برای محاسبه شار گرمای مورد نظر، $q(kW/m^2)$ ، فرمول آناند است که با رابطه (۱۲) ارائه شده است [۱۶]:

$$q = a \frac{k}{B} Re^{0.7} (T_g - T_w) + b(T_g^4 - T_w^4) \quad (12)$$

$T_g(K)$ و $T_w(K)$ به ترتیب دماهای گاز سیلندر و دیواره است، $k(kW/m.K)$ رسانایی گرمایی گاز، $B(m)$ قطر سیلندر و a مقدار ثابت در گستره $0.35-0.8$ (بسته به میدان جریان داخل سیلندر) و b مقدار ثابت $3.4 \times 10^{-12} (kW/m^2.K^4)$ برای موتورهای اشتعال جرقه-ای است. عدد رینولدز (Re) به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$Re = \frac{\rho \bar{S}_p B}{\mu} \quad (13)$$

که در آن $\rho(kg/m^3)$ و $\mu(kg/m.s)$ به ترتیب چگالی و لزجت گاز داخل سیلندر است و $\bar{S}_p(m/s)$ سرعت متوسط پیستون می‌باشد.

۲-۲- روند شبیه‌سازی و فرضیات

برنامه شبیه‌سازی مدل نشتی که در کار حاضر از آن استفاده شده است به صورت یک زیرروال جامع به الگوی ترمودینامیکی شبیه‌ساز برای حالت موتورگردانی الحاق شده است. به دلیل اهمیت فشار سیلندر در مطالعه نشتی، این الگو از زمان بسته شدن سوپاپ ورودی (IVC) تا زمان باز شدن سوپاپ خروجی (EVO) عمل می‌کند. این شبیه‌ساز ترمودینامیکی قادر به محاسبه تغییرات فشار و دمای محفظه احتراق و همچنین تغییرات فشار و میزان نشتی در شکاف‌ها و روزنه‌ها با استفاده از دما و فشار زمان بسته شدن سوپاپ ورودی، نوع سوخت، سرعت موتور، نسبت هم‌ارزی و ابعاد هندسی نشتی است. برای در نظر گرفتن انتقال گرما از محتویات سیلندر، این الگو از فرمول آناند استفاده می‌کند، خلاصه فلوجارت این کد در شکل ۵ نشان داده شده است.

ابتدا خواص ترمودینامیکی محتویات داخل سیلندر در زمان IVC با استفاده از داده‌های اولیه ابعاد هندسی موتور و رابطه گاز ایده‌آل برآورد می‌شود و بطور کلی حالت ابتدای گام محاسباتی معلوم می‌گردد. با انتخاب گام محاسباتی، حجم انتهای گام، از رابطه هندسه موتور محاسبه، فشار و دمای انتهای گام از روابط آیزنتروپیک تخمین زده می‌شود. در این مرحله نسبت گرماهای ویژه لازم می‌شود که از روی دما و ترکیب مخلوط تعیین می‌گردد. با استفاده از دما و فشار متوسط تخمینی گام تا این مرحله، انتقال گرما در طول گام از فرمول آناند محاسبه و تبادل جرم بین سیلندر و شکاف بالا با احضار زیرروال نشتی محاسبه می‌شود. سپس با استفاده از اصل بقای جرم، قانون اول ترمودینامیک، معادله حالت گاز ایده‌آل و حالت ابتدای گام، دما و فشار انتهای گام محاسبه می‌شود. مقادیر برآورد شده با دقت اختیار شده کنترل می‌شود که در صورت غیرقابل قبول بودن، این مقادیر جایگزین مقادیر قبلی شده و محاسبات طی حلقه‌ای تکرار می‌گردد تا رضایت دقت حاصل شود.

از آنجا که جریان از ناحیه پرفشار به سمت ناحیه کم‌فشار صورت می‌گیرد، با فرض $P_i > P_{i+1}$ جهت جریان روزنه از حجم i ام به حجم $i+1$ ام خواهد بود که دو حالت می‌تواند داشته باشد:

الف اگر $\frac{P_i}{P_{i+1}} < \left(\frac{\gamma_i + 1}{2}\right)^{\frac{\gamma_i}{\gamma_i - 1}}$ باشد در آن صورت آهنگ جریان جرمی از رابطه (۶) تعیین می‌شود،

$$\frac{dm_{i,i+1}}{dt} = C_{d_{i,i+1}} A_{i,i+1} \left[\frac{2\gamma_i}{(\gamma_i - 1)RT_i} \right]^{1/2} \left(\frac{P_{i+1}}{P_i} \right)^{1/\gamma_i} \times \left[1 - \left(\frac{P_{i+1}}{P_i} \right)^{\gamma_i - 1/\gamma_i} \right]^{1/2} P_i \quad (6)$$

که در آن $C_{d_{i,i+1}}$ و $A_{i,i+1}$ به ترتیب ضریب تخلیه و سطح مقطع روزنه در جریان از حجم i ام به حجم $i+1$ ام و γ_i نسبت گرمای ویژه در حجم i ام است، P_i و T_i به ترتیب فشار و دمای حجم i ام و R ثابت گاز ایده‌آل‌اند.

ب اگر $\frac{P_i}{P_{i+1}} > \left(\frac{\gamma_i + 1}{2}\right)^{\frac{\gamma_i}{\gamma_i - 1}}$ باشد، جریان خفه شده و آهنگ جریان جرمی از رابطه (۷) تعیین می‌شود:

$$\frac{dm_{i,i+1}}{dt} = C_{d_{i,i+1}} A_{i,i+1} \left[\frac{\gamma_i}{RT_i} \right]^{1/2} \left(\frac{2}{\gamma_i + 1} \right)^{(\gamma_i + 1)/2(\gamma_i - 1)} P_i \quad (7)$$

باتوجه به بالا بودن نسبت سطح به حجم شکاف‌های مورد نظر، می‌توان دمای گاز داخل شکاف‌ها را ثابت و برابر با دمای دیواره شکاف در نظر گرفت. با فرض تبعیت گاز داخل شکاف‌ها از قانون گاز ایده‌آل، می‌توان تغییرات زمانی فشار در حجم i ام را که از جریان جرمی ناشی می‌شود، به صورت رابطه (۸) بیان نمود:

$$\frac{dm_{i,i+1}}{dt} = C_{d_{i,i+1}} A_{i,i+1} \left[\frac{\gamma_i}{RT_i} \right]^{1/2} \left(\frac{2}{\gamma_i + 1} \right)^{(\gamma_i + 1)/2(\gamma_i - 1)} P_i \quad (8)$$

این معادله وابسته به زمان را می‌توان با استفاده از سرعت موتور به سادگی برحسب زاویه میل‌لنگ بیان کرد که به صورت رابطه (۹) خلاصه می‌شود:

$$\frac{dP_j}{dt} = \frac{RT_j}{V_j} \left(\frac{dm_{j-1,j}}{d\theta} - \frac{dm_{j,j+1}}{d\theta} \right) \frac{d\theta}{dt} \quad (9)$$

از توسعه معادله (۹)، سه معادله برای سه حجم شکاف به صورت رابطه (۱۰) نتیجه می‌شود:

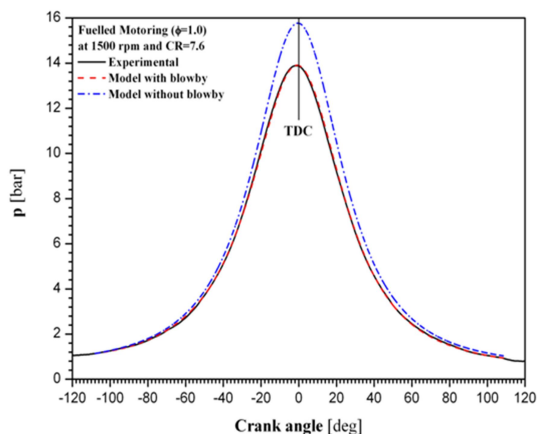
$$\frac{d}{d\theta} \begin{bmatrix} P_2 \\ P_3 \\ P_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} f_1[\theta, P_2, P_3, P_4] \\ f_2[\theta, P_2, P_3, P_4] \\ f_3[\theta, P_2, P_3, P_4] \end{bmatrix} \quad (10)$$

که در آن f_1, f_2, f_3 از طریق معادلات (۶) و (۷) تعیین می‌شوند. با تعریف بردار $P(P_1, P_2, P_3)$ می‌توان معادله (۱۰) را به صورت رابطه (۱۱) ساده‌نویسی کرد:

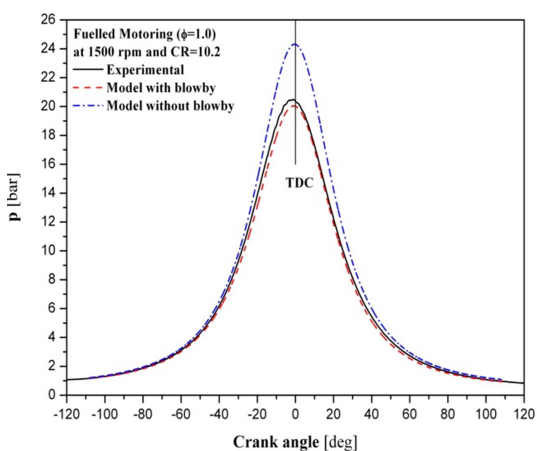
$$\frac{dP}{d\theta} = F(\theta, P) \quad (11)$$

که یک دستگاه معادله دیفرانسیل مرتبه اول است و در مدل حاضر با استفاده از روش رانگ-کوتای مرتبه دو حل شده است.

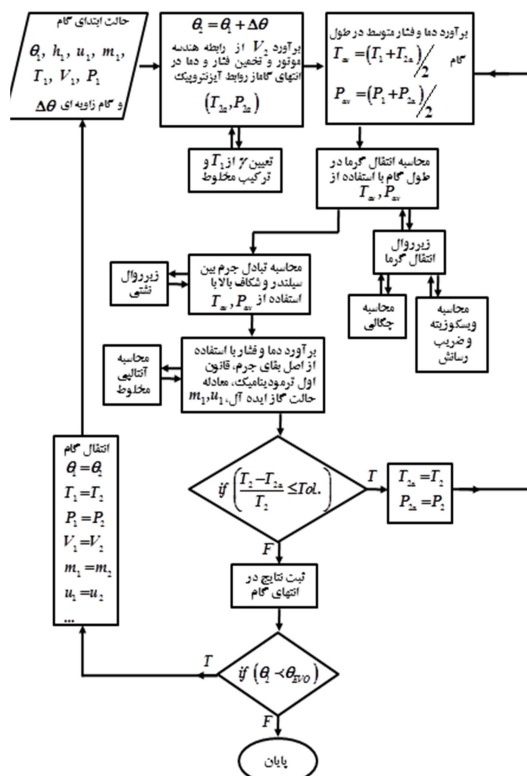
در محاسبات گام‌به‌گام، به هنگام اجرای قانون اول بین ابتدا و انتهای گام، محاسبه انتقال گرما نیز ضروری است. در موتورهای احتراق



شکل ۶- تغییرات فشار داخل سیلندر برحسب زاویه میل لنگ [۶]



شکل ۷- تغییرات فشار داخل سیلندر برحسب زاویه میل لنگ [۶]



شکل ۵- خلاصه فلوچارت کد شبیه‌ساز ترمودینامیکی

برای ادامه کار، حالت و نتایج انتهای گام ثبت و ذخیره می‌شود و با کنترل زاویه میل‌لنگ که کمتر از EVO باشد، نتایج حاصله به‌صورت ابتدای گام فرض می‌شود و محاسبات با تکرار روند فوق برای گام بعدی دنبال می‌گردد.

۳-۲- موتور XU7JP/L3

تولید موتور XU7JP/L3 در داخل کشور که محصول شرکت پژو است، از سال ۱۳۸۱ در شرکت ایران خودرو شروع شد و در حال حاضر یک موتور راهبردی و ارزان قیمت ایران خودرو به‌حساب می‌آید. این موتور روی محصولات پژو پارس، سمند و پژو ۴۰۵ مورد استفاده قرار می‌گیرد. در این پژوهش هدف بررسی پدیده نشتی در حالت موتورگردانی برای موتور پژو XU7JP/L3 با استفاده از مشخصات فنی مربوط است که روی اتومبیل سواری پژو پارس نصب شده است. مشخصات فنی این موتور در جدول ۱ خلاصه شده است.

۴-۲- استخراج و بررسی ابعاد هندسی نشتی

ابعاد هندسی نشتی برای کد شبیه‌ساز ترمودینامیکی در پیشگویی نشتی حائز اهمیت است. برای نیل به این ابعاد، به کمک ابزارهای دقیق از جمله کولیس، دماسنج، میکرومتر و ساعت‌داخل‌سنج طول‌ها، قطر‌ها و شیارهای لازم در دمای محیط برای سه کارکرد 0.0km، 70000km و 200000km اندازه‌گیری گردید. برای کارکرد موتور 0km ابعاد هندسی مورد نیاز با استفاده از کاتالوگ‌های کارخانه سازنده و برای موتورهای کارکرده با هماهنگی‌های به‌عمل آمده با نمایندگی‌های رسمی گروه صنعتی ایران خودرو طی تعمیرات اساسی و جزئی ابعاد مورد نیاز

۳-۲- اعتبارسنجی کد شبیه‌ساز ترمودینامیکی

عبدی‌مقدم و کبیر [۶] به بررسی زیرمدل نشتی و جریان از میان شکاف‌ها در حالت موتورگردانی با استفاده از تئوری حجم-روزنه در یک موتور تحقیقاتی پرداختند آنها در سرعت 1500rpm و نسبت هم‌ارزی هوا به سوخت یک، فشار داخل استوانه در طول چرخه به وسیله حسگر فشار پیزوالکتریک و بخش فشار ضعیف چرخه به کمک حسگر فشار پیزورزستيو به‌منظور انتقال صحیح ثبت فشار حسگر پیزوالکتریک در نمودار P-θ اندازه‌گیری کردند که نتایج حاصله انطباق قابل قبولی را بین فشار داده‌های تجربی و مدل شبیه‌ساز ترمودینامیکی دارد و همانگونه که در شکل ۶ ملاحظه می‌شود، بیشینه فشار داخل سیلندر کمتر از ۱٪ انحراف موجود است.

در شکل ۷ بیشینه فشار داخل سیلندر کمتر از ۱.۵٪ انحراف وجود دارد که نشان‌دهنده انطباق بسیار خوبی در نتایج حاصله از مدل شبیه‌ساز ترمودینامیکی و تجربی است.

جدول ۲- هندسه نشتی برای هر سه کارکرد در دمای محیط 25°C

پارامترهای نشتی	0km	70000km	200000km
سطح مقطع شکاف بالا cm ²	۰,۶۷۵	۰,۸	۰,۸۷۲
حجم شکاف بالا (cm ³)	۱,۳۳۷	۱,۴۸۴	۱,۶۱۶
سطح مقطع روزنه رینگ اول (cm ²)	۰,۰۰۰۵۴	۰,۰۰۱۳۶	۰,۰۰۱۸۵
حجم بین دو رینگ (cm ³)	۱,۱۳۹	۱,۲۶۰	۱,۳۵۰
سطح مقطع روزنه رینگ دوم (cm ²)	۰,۰۰۰۷۸	۰,۰۰۲۲۴	۰,۰۰۴۲

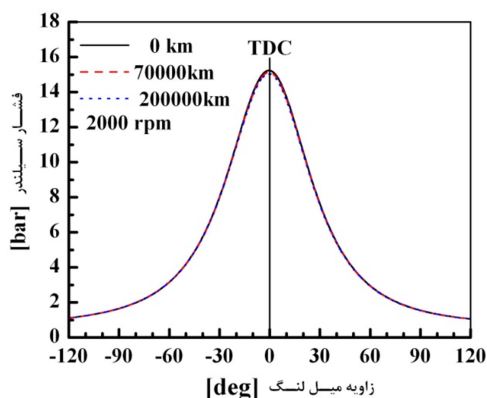
جدول ۳- هندسه نشتی برای سه کارکرد در شرایط کاری موتور

پارامترهای نشتی	0km	70000km	200000km
سطح مقطع شکاف بالا (cm ²)	۰,۳۵۳	۰,۴۵۷	۰,۵۴۹
حجم شکاف بالا (cm ³)	۱,۰۹۲	۱,۲۴۱	۱,۳۷۶
سطح مقطع روزنه رینگ اول (cm ²)	۰,۰۰۰۲۷	۰,۰۰۰۸	۰,۰۰۱۲
حجم بین دو رینگ (cm ³)	۰,۹۶۷	۱,۰۹	۱,۱۸
سطح مقطع روزنه رینگ دوم (cm ²)	۰,۰۰۰۴۷	۰,۰۰۱۴	۰,۰۰۲۷

۳- تغییرات دمای سیلندر و فشار شکافها و جرم

نشتی از روزنه‌ها برحسب زاویه میل لنگ

شکل ۸ تغییرات فشار شکاف بالا برحسب زاویه میل لنگ را برای سه کارکرد 0km، 70000km و 200000km در سرعت موتور 2000rpm نشان می‌دهد.



شکل ۸- تغییرات فشار شکاف اول سیلندر برحسب زاویه میل لنگ

چنانکه مشاهده می‌شود، فشار شکاف بالای کارکرد 0km از دو کارکرد 70000 km و 200000km بیشتر است و دلیل آن فرسایش قطعات و بزرگتر شدن ابعاد هندسی نشتی و در نتیجه نشت زیادتر محتویات داخل سیلندر به شکاف‌های مربوطه است. برای کارکرد 0km، بیشینه فشار شکاف بالا حدود 15.2bar در موقعیت 0.5°bTDC و برای دو کارکرد 70000km و 200000km به ترتیب حدود 15.1bar و 15bar در موقعیت 0.5°bTDC است و به ترتیب مقدار 0.7٪ و 1.3٪ کاهش

قطعات داخل سیلندر، با اندازه‌گیری مستقیم استخراج شد. لازم به ذکر است که در حین اندازه‌گیری ابعاد مورد نظر دمای به‌هنگام محیط با یک دماسنج ثبت گردید که مقادیر ابعاد به اختصار در جدول ۲ نمایش داده شده است. ابعاد هندسی نشتی با استفاده از ضرایب انبساط حرارتی قطعات و همچنین شرایط کاری موتور برآورد گردید و همچنین دمای دیواره سیلندر و پیستون در شرایط کاری موتور به ترتیب 120C و 200C منظور شد و دمای رینگ‌ها، میانگین دمای دیواره سیلندر و پیستون 160C لحاظ گردید [۱۷]. مطابق جدول ۳ تغییر ابعاد هندسی نشتی با فرسایش قطعات نمایش داده شده است، چنانچه مشاهده می‌شود، ابعاد هندسی نشتی در شرایط کاری موتور نسبت به اندازه‌گیری در دمای محیط تغییر یافته است و همچنین باتوجه به کارکرد موتور و فرسایش قطعات، ابعاد نشتی بزرگتر شده است.

جدول ۱- مشخصات موتور تجاری XU7JP/L3

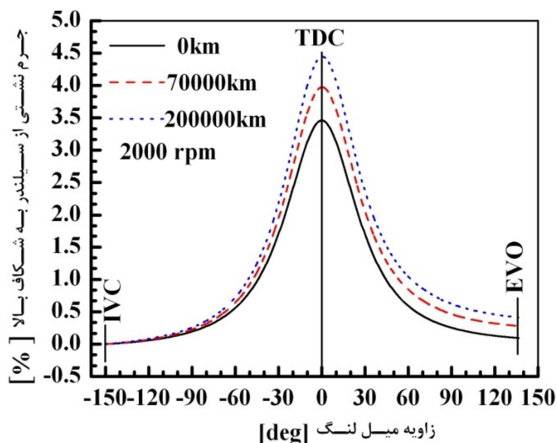
مقادیر	مشخصه
۸۳	قطر سیلندر (mm)
۸۲,۵	قطر پیستون (mm)
۱۵,۰۵	طول شاتون (cm)
۸۱,۳	کورس پیستون (mm)
۱۷۶۱	حجم نامی (cc)
۹,۳	نسبت تراکم
۸	تعداد سوپاپ
۴	تعداد سیلندر
آب و هوا	سیستم خنک‌کاری
فشاری با حالت پاششی	سیستم روغن‌کاری
۸,۵	زمان باز شدن سوپاپ ورودی IVO (°bTDC)
۲۹,۳	زمان بسته شدن سوپاپ خروجی IVC (°aBDC)
۴۳,۳	زمان باز شدن سوپاپ ورودی EVO (°bBDC)
۵,۵	زمان باز شدن سوپاپ خروجی EVC (°aTDC)

¹ before Top Dead Centre

² after Bottem Dead Centre

³ before Bottem Dead Centre

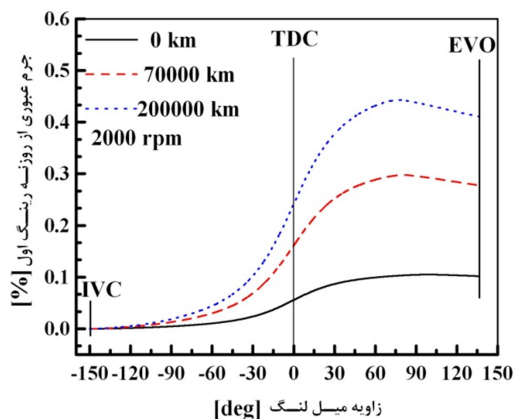
⁴ after Top Dead Centre



شکل ۱۰- تغییرات جرم خالص ناشی از سیلندر به شکاف بالا برحسب زاویه میل لنگ

شکل ۱۱ تغییرات جرم خالص ناشی از روزنه رینگ اول برحسب زاویه میل لنگ را برای سه کارکرد مورد نظر موتور نشان می‌دهد. در زمان EVO جرم خالص ناشی از روزنه رینگ اول در کارکردهای 0km، 70000km و 200000km به ترتیب ۰.۱۰۲٪، ۰.۲۷۸٪ و ۰.۴۱۱٪ است.

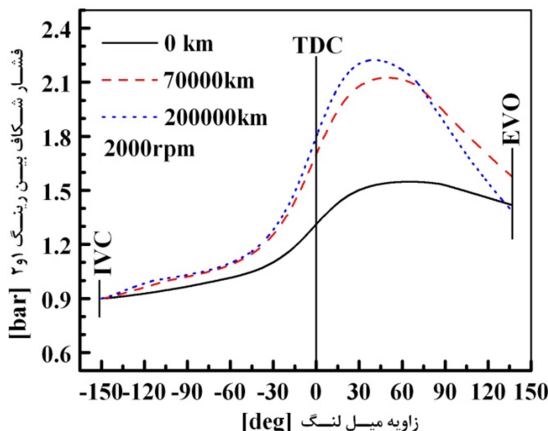
شکل ۱۲ تغییرات جرم خالص ناشی از روزنه رینگ دوم به محفظه میل لنگ را برحسب زاویه میل لنگ برای سه کارکرد مورد نظر در سرعت 2000rpm نشان می‌دهد. با توجه به اینکه فشار در موقعیت θ_{IVC} کمتر از فشار محفظه میل لنگ است، ابتدا جریان معکوس از روزنه رینگ دوم اتفاق می‌افتد که این پدیده برای رینگ کارکرد 200000km بخاطر سطح مقطع روزنه‌های بزرگتر محسوس‌تر است. همانگونه که ملاحظه می‌شود، بیشینه جرم خالص ناشی به محفظه میل لنگ در زمان EVO اتفاق می‌افتد و در این موقعیت، بر مبنای جرم سیلندر در وضعیت θ_{IVC} بیشینه درصد جرم خالص ناشی از روزنه رینگ دوم برای کارکرد 0km معادل ۰.۰۱۸٪ و برای دو کارکرد دیگر



شکل ۱۱- تغییرات جرم ناشی از روزنه رینگ اول برحسب زاویه میل لنگ

به ترتیب ۰.۱۲۶٪ و ۰.۲۶۵٪ است. با برآورد فوق میزان ناشی

فشار را نسبت به 0km نشان می‌دهد. شکل ۹ تغییرات فشار بین دو رینگ برحسب زاویه میل لنگ را برای سه کارکرد مورد نظر نشان می‌دهد. مشاهده می‌شود در کارکرد 0km بیشینه فشار بین دو رینگ 1.4bar در موقعیت $77^\circ aTDC$ اتفاق می‌افتد و برای کارکردهای 70000km و 200000km به ترتیب 1.9bar در موقعیت $56^\circ bTDC$ و 2bar در موقعیت $47.5^\circ bTDC$ رخ می‌دهد.

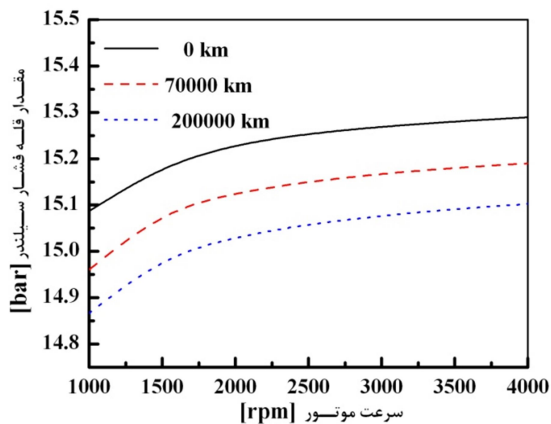


شکل ۹- تغییرات فشار بین دو رینگ برحسب زاویه میل لنگ

باتوجه به نتایج حاصله مشخص می‌شود که بیشینه فشار بین دو رینگ با افزایش مدت کارکرد بیشتر و در موقعیتی نزدیکتر به TDC اتفاق می‌افتد. دلیل آن می‌تواند بزرگتر شدن ابعاد هندسی ناشی از فرسایش قطعات باشد.

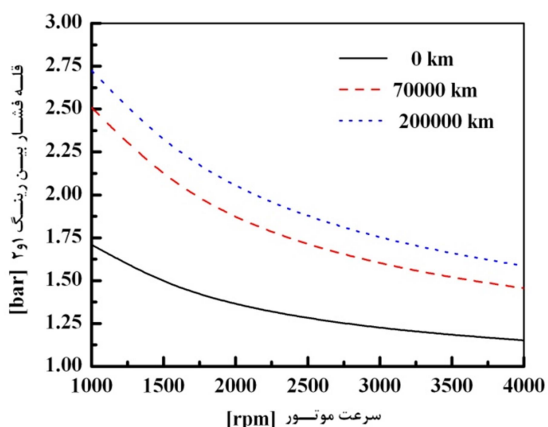
۴- تغییرات جرم ناشی از روزنه‌ها برحسب زاویه میل لنگ

این بررسی در گستره IVC تا EVO انجام شده است که در آن هر دو سوپاپ ورودی و خروجی بسته است و بازه مهمی در سیکل کاری موتور به حساب می‌آید. شکل ۱۰ تغییرات جرم ناشی از سیلندر به شکاف بالا را برحسب زاویه میل لنگ برای سه کارکرد 0km، 70000km و 200000km در سرعت موتور 2000rpm نشان می‌دهد. این تغییرات به صورت درصد جرم داخل سیلندر در زمان IVC بیان شده است. مشاهده می‌شود که بیشینه جرم ناشی از سیلندر به شکاف بالا برای 0km حدود $3/46\%$ در موقعیت $0^\circ TDC$ و برای کارکردهای 70000km و 200000km به ترتیب $3/98\%$ در موقعیت $0^\circ TDC$ و $4/45\%$ در موقعیت $0.5^\circ bTDC$ اتفاق می‌افتد. مقدار ناشی در زمان EVO برای سه کارکرد 0km، 70000km و 200000km به ترتیب $0/94\%$ ، $0/28\%$ و $0/41\%$ حاصل شده است و در چنین موقعیتی مقدار جرم ناشی در دو کارکرد 70000km و 200000km به ترتیب حدود ۳ و $4/4$ برابر مقدار مربوط به 0km است.



شکل ۱۳- تغییرات قله فشار داخل سیلندر بر حسب سرعت موتور

شکل ۱۴ حداکثر فشار بین دو رینگ را برای سه کارکرد بر حسب سرعت موتور نمایش می‌دهد. همان‌طور که مشاهده می‌شود، حداکثر فشار در کارکرد 200000km تحت سرعت موتور 1000rpm و حداقل فشار بین دو رینگ برای کارکرد 0km در سرعت 4000rpm حاصل می‌شود که گویای تأثیر همزمان سطح مقطع روزنه رینگ‌ها و مدت زمان نشی است.



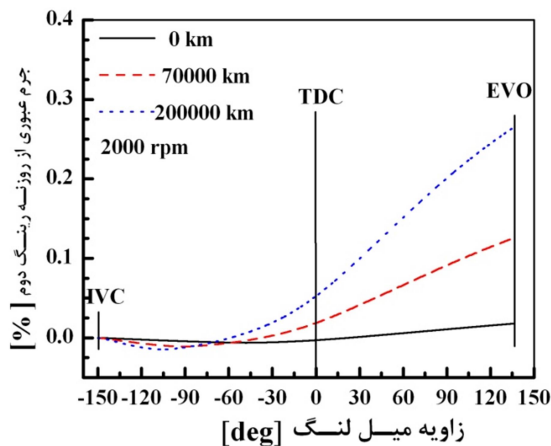
شکل ۱۴- تغییرات قله فشار بین دو رینگ بر حسب سرعت موتور

۶- تغییرات جرم خالص نشی از روزه‌ها در سرعت-

های مختلف

شکل ۱۵ تغییرات بیشینه جرم نشی از سیلندر به شکاف بالا را بر حسب سرعت موتور برای کارکردهای 0km, 70000km و 200000km نمایش می‌دهد. ملاحظه می‌شود که با افزایش سرعت موتور بیشینه جرم نشی تا سرعت 2000rpm با شیب تندی کاهش می‌یابد و بعد آن کاهش با شیب ملایم دارد. کارکرد 200000km در سرعت موتور 1000rpm مقدار بیشینه نشی معادل را ۰.۱٪ است و در سرعت 4000rpm برابر ۰.۳۱٪ می‌باشد که تقریباً کاهش ۱۴ درصدی را در اثر تغییر سرعت از 1000rpm به 4000rpm نشان می‌دهد. در این شرایط بیشینه نشی در کارکرد 0km و سرعت 4000rpm حدود ۰.۳۹٪ است.

کارکردهای 70000km و 200000km به ترتیب ۷ و ۱۴٫۷ برابر مقدار نشی 0km است که اگر مسیر محفظه میل‌لنگ به محیط باز باشد، چنین پدیده‌ای می‌تواند سهم جدی در آلاینده‌گی هیدروکربن نسوخته محیط زیست داشته باشد.



شکل ۱۲- تغییرات جرم نشی از روزه رینگ دوم بر حسب زاویه میل لنگ

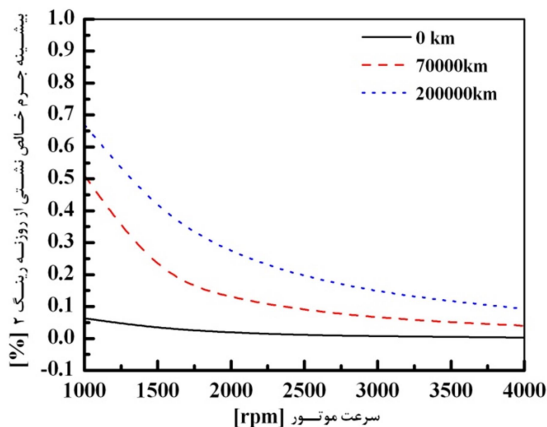
۵- تغییرات قله فشارهای سیلندر و شکاف بین دو

رینگ با سرعت موتور

در این بخش تغییرات قله فشارهای سیلندر و شکاف بین دو رینگ بر حسب سرعت موتور در سرعت‌های 1000rpm تا 4000rpm با گام 500rpm برای سه کارکرد مختلف موتور 0km, 70000km و 200000km مورد بررسی قرار گرفته است. لازم به ذکر است در تمامی حالت‌های بررسی شده فشار داخل سیلندر در زمان بسته شدن سوپاپ ورودی یکسان در نظر گرفته شده است، اگرچه در عمل این فشار با افزایش سرعت موتور معمولاً اندکی تقلیل می‌یابد.

در شکل ۱۳ تغییرات قله فشار داخل سیلندر بر حسب سرعت موتور برای سه کارکرد ذکر شده نشان داده شده است. همانگونه که مشاهده می‌شود، بیشترین مقدار قله فشار در گستره سرعت مورد نظر در کارکرد 0km و سرعت 4000rpm حاصل می‌شود و کمترین قله فشار داخل سیلندر در کارکرد 200000km و سرعت 1000rpm اتفاق می‌افتد. دلیل اصلی چنین وضعیتی وابستگی میزان نشی به مدت زمان نشی علاوه بر ابعاد هندسی شکاف‌ها و روزه‌هاست. با افزایش سرعت موتور، مدت‌زمان مربوط به طول زاویه میل‌لنگ مورد بررسی (از θ_{IVC} تا θ_{EVO}) بطور معکوس کاهش می‌یابد، بطوری که این مدت زمان در سرعت 1000rpm چهار برابر زمان مربوط به 4000rpm است.

شکل ۱۷ تغییرات بیشینه جرم نشتی از روزنه رینگ دوم برحسب سرعت موتور برای سه کارکرد مورد نظر را نشان می‌دهد. لازم بذکر است که بیشینه جرم نشتی در این روزنه در موقعیت θ_{EVO} رخ می‌دهد و جرم نشتی از این روزنه به محفظه میل‌لنگ راه پیدا می‌کند. همانگونه که ملاحظه می‌شود، برای کارکرد 0km در سرعت 1000rpm برمینای جرم سیلندر در وضعیت θ_{IVC} بیشینه جرم نشتی حدود 0.063% و در سرعت 4000rpm تقریباً 0.03% است. با توجه به نتایج حاصله، با افزایش سرعت میزان نشتی ۹۵٪ کاهش می‌یابد. برای کارکرد 200000km در سرعت 1000rpm نشتی حدود 0.067% و در سرعت 4000rpm معادل 0.093% می‌شود که با توجه به افزایش سرعت مقدار نشتی ۸۶٪ تقلیل می‌یابد. این کاهش نشتی چشمگیر با افزایش سرعت موتور به ازای هر سیکل صورت می‌گیرد که اگر برحسب زمان بیان شوند، کاهش مربوط به کارکرد 0km تقریباً 81% و برای کارکرد 200000km حدود 44% برآورد می‌شود.



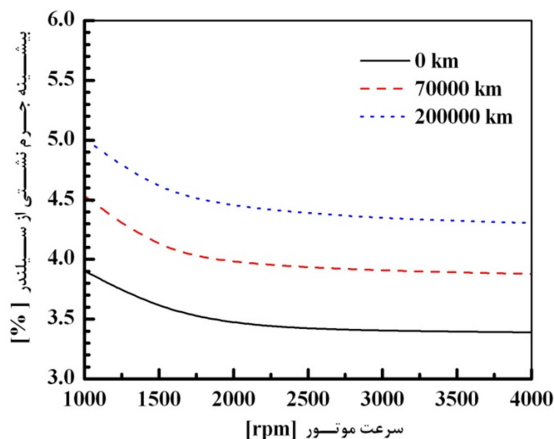
شکل ۱۷- تغییرات جرم نشتی از روزنه رینگ دوم برحسب سرعت موتور

۷- نتیجه‌گیری

در کار جاری پدیده نشتی روی موتور تجاری پژو XU7JP/L3 در حالت موتورگردانی باسوخت در سه موتور با کارکردهای 0km، 70000km و 200000km صورت گرفت و با اندازه‌گیری دقیق ابعاد هندسی نشتی در شرایط کاری سرد، ابعاد هندسی برای شرایط کاری موتور اصلاح و با اعمال آن به کد شبیه‌ساز ترمودینامیکی نتایج حاصله تجزیه و تحلیل شد، نتیجه‌گیری‌های به‌عمل آمده به‌شرح زیر خلاصه می‌شود.

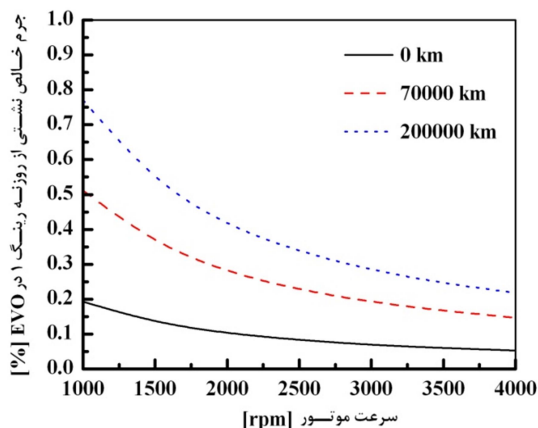
با افزایش کارکرد موتور میزان نشتی سیلندر افزایش چشمگیری می‌یابد بطوری که پیشگویی نشتی در کارکرد 200000km به بیش از ۴ برابر 0km رسید. مقدار جرم نشتی از روزنه رینگ تراکم دوم با افزایش کارکرد بیشتر شد و در کارکرد 70000km و 200000km پیشگویی میزان نشتی به‌ترتیب تقریباً ۷ و ۱۵ برابر مقدار مربوط به کارکرد 0km شد.

با افزایش سرعت موتور بدلیل اینکه مدت زمان نشتی در یک سیکل کاهش می‌یابد و مقدار نشتی آن کاهش پیدا می‌کند، از طرف تعداد سیکل در واحد زمان بیشتر می‌شود، بطوری که برای کارکرد



شکل ۱۵- تغییرات بیشینه جرم نشتی از سیلندر به شکاف بالا برحسب سرعت موتور

شکل ۱۶ تغییرات جرم خالص نشتی از روزنه رینگ اول در زمان EVO برحسب سرعت موتور را برای سه کارکرد مورد نظر نشان می‌دهد. گازی که از سیلندر به شکاف بالا نشت می‌کند، می‌تواند بدلیل اختلاف فشار موجود بین شکاف بالا و شکاف بین دو رینگ از طریق روزنه رینگ اول به پایین نشت بیابد و فشار شکاف بین دو رینگ را افزایش دهد. در عین حال پس از وقوع قله فشار سیلندر مقداری جرم از شکاف بالا امکان بازگشت به داخل سیلندر را پیدا می‌کند. اگرچه با تقلیل فشارهای سیلندر و شکاف بالا امکان بازگشت مقداری گاز بعد از EVO وجود دارد اما چنین بازگشتی چندان مفید نخواهد بود. چنانکه مشاهده می‌شود، با افزایش سرعت موتور مقدار نشت گاز کاهش می‌یابد، بطوری‌که برای کارکرد 0km در سرعت 1000rpm جرم خالص نشتی حدود 0.192% و در سرعت 4000rpm معادل 0.053% است که با افزایش سرعت به 4000rpm مقدار نشتی برای کارکرد ذکر شده 72% کاهش پیدا می‌کند و برای کارکرد 200000km مقدار نشتی در سرعت 1000rpm برابر 0.27% و در سرعت 4000rpm برابر 0.22% است که مشخص می‌کند، مقدار نشت گاز، تقریباً 71% با افزایش سرعت موتور، کاهش می‌یابد.



شکل ۱۶- تغییرات جرم نشتی از روزنه رینگ اول در زمان EVO برحسب سرعت موتور

0km با افزایش سرعت از 1000rpm به 4000rpm بیشینه جرم ناشی بر پایه سیکی حدود ۹۵٪ و بر پایه زمان ۸۱٪ کاهش می‌یابد. این کاهش برای کارکرد 200000km بر پایه سیکی ۸۶٪ و بر پایه زمان ۴۴٪ برآورد شد.

۸- مراجع

- [1] Hawas M. M., Muneer T., Mathematical model for calculating the blowby rate. *Energy conversion & management*, Vol. 21, pp. 213-2184, 1980.
- [2] Irimescu A., Cinzia T., Luca M., Simona M., Compression ratio and blow-by rates estimation based on motored pressure trace analysis for an optical spark ignition engine. *Applied Thermal Engineering*, 80125, 2013.
- [3] Langridge S., *Imaging and thermodynamic analysis of autoignition and knock in S.I. engines*, PhD. Thesis, Department of mechanical engineering, University of Leeds, 1995.
- [4] Barsky P., Bartel D., 2D CFD-model of the piston assembly in a diesel engine for the analysis of piston ring dynamics, mass transport and friction. *Tribology International*, Vol. 104, pp. 352-368, 2016.
- [5] Mahmud Z. A., *End gas autoignition and knock in spark ignition engines*, PhD. Thesis, Department of mechanical engineering, University of Leeds, 1999.
- [6] Abdi A. E., Kabir M. M., Validation of a blowby model using experimental results in motoring condition with the change of compression ratio. *Experimental thermal and fluid science*, Vol. 34, No.1, pp. 197-209, 2010.
- [7] Liu N., Zheng Z., Li G., Analysis of the Blow-by in Piston Ring Pack of the Diesel Engine. *CHEMICAL ENGINEERING TRANSACTIONS*, Vol. 46, pp. 1045-1050, 2015.
- [8] Koszalka G., Model of operational changes in the combustion chamber tightness of a diesel engine. *Eksplotacja i Niezawodnos Maintenance and Reliability*, Vol. 16, No.1, pp. 133-139, 2014.
- [9] نظری جوینی م؛ و عبدی اقدم ا.، مطالعه تئوری-تجربی پدیده ناشی در موتور تک سیلندر پژوهشی نسبت تراکم متغیر در حالت موتورگردانی. *اولین همایش ملی مکانیک کاربردی، تبریز، ایران، ۱۳۹۳.*
- [10] Gargate S., Aher R., Jacob R., Dambhare S., Estimation of blow-by in diesel engine: case study of a heavy duty diesel engine. *International Journal of Emerging Engineering Research and Technology*, Vol. 2, pp. 165-170, 2014.
- [11] Wanyou L., Yibin G., Interring Gas Dynamic Analysis of Piston in a Diesel Engine considering the Thermal Effect. *Hindawi Publishing Corporation Mathematical Problems in Engineering*, Article ID 176893, pp. 1-11, 2015.
- [12] Heywood J. B., *Internal Combustion Engine Fundamentals*. McGraw-Hil, 1988.
- [13] Prothero A., Computing with thermochemical data. *Shell Research Ltd, Thornton Research Centre*, Vol. 13, No.4, pp. 399-408, 1969.
- [14] Furuham S., Tada T., On the flow of gas through the Piston-Rings (2nd Report, the character of gas leakage). *Bulletin of JSME*, Vol. 4, pp. 691-698, 1961.
- [15] Furuham S., Tada T., On the flow of gas through the Piston-Rings (1st report, the discharge coefficient and temperature of leakage gas). *Bulletin of JSME*, Vol. 177, pp. 937-990, 1961.
- [16] Annand W. J. D., Heat transfer in the cylinder of reciprocating internal combustion engines. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, Vol. 177, pp. 973-990, 1963.
- [17] Li C-H., Piston Thermal Deformation and Friction Considerations. *SAE paper*, 820086, 1982.