

تایید الگوی نشتی موتور با استفاده از نتایج

تجربی در حالت موتورگردانی

ابراهیم عبدی اقدم*

استادیار گروه مکانیک دانشکده فنی و مهندسی دانشگاه محقق اردبیلی
eaaghdam@uma.ac.ir

مصطفی رحیمی

استادیار گروه مکانیک دانشکده فنی و مهندسی دانشگاه محقق اردبیلی

محمد مهدی کبیرنجفی

دانشجوی کارشناسی ارشد مکانیک، گرایش تبدیل انرژی، دانشکده فنی و مهندسی دانشگاه محقق اردبیلی

* نویسنده مسئول

پذیرش نهایی مقاله: ۱۳۸۷/۰۸/۰۲

چکیده

گازهای نشتی و جریان از میان شکاف‌های^۱ محفظه^۲ استوانه^۳ موتور از پدیده‌هایی هستند که روی کارکرد موتور و میزان آلاینده‌های خروجی آن اثر می‌گذارند. همچنین این پدیده‌ها روی فشار، دما و مقدار بار درون استوانه در طول چرخه^۴ مؤثرند. مطالعه و تأیید زیر الگوی این پدیده‌ها در غیاب احتراق می‌تواند از اثرات پدیده‌های توام با احتراق روی آن جلوگیری کند. در این بررسی، به زیر الگوی نشتی و جریان از میان شکاف‌ها در حالت موتورگردانی با استفاده از نظریه^۵ حجم - روزه در یک موتور تحقیقاتی دو زمانه توجه شده است. دمای دیواره^۶ استوانه، دمای ورودی، فشار داخل استوانه و ابعاد هندسی درزها و شکاف‌های بین استوانه - سمیه^۷ - حلقه^۸ اندازه‌گیری شده است. فشار داخل استوانه در طول چرخه به وسیله حسگر فشار پیزوالکتریک و بخش فشار ضعیف چرخه به کمک حسگر فشار پیزورزستیو به منظور انتقال صحیح ثبت فشار حسگر پیزوالکتریک در نمودار $P-\theta$ است. نتایج به دست آمده، انطباق بسیار خوبی را بین فشار داده‌های تجربی و الگو در سه نسبت تراکم مورد آزمایش ۱۰/۲، ۷/۶ و ۱۲/۴ نشان می‌دهد، به طوری که بیشینه انحراف مورد تایید حدود ۳٪ است. همچنین بیشینه افت جرم استوانه در حدود $4^{\circ}aTDC$ اتفاق می‌افتد و با افزایش نسبت تراکم این افت بیشتر می‌شود. پس از وقوع بیشینه افت، جریان معکوس از شکاف بالا به داخل استوانه صورت می‌گیرد.

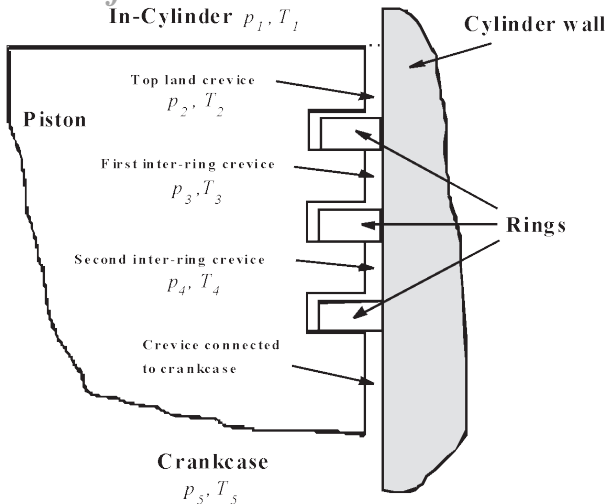
واژه‌های کلیدی: نشتی، جریان از شکاف‌ها، الگوی ترمودینامیکی، فشار استوانه‌ای، جریان گاز

مقدمه

قسمت‌های مختلف مربوط می‌شود. پژوهشگران برای روشن کردن این پدیده در موتورهای احتراقی پژوهش‌های بسیاری انجام داده‌اند [۱، ۲، ۳-۶ و ۱۹-۱۵]. تینگ^۷ و مایر^۸ از الگوی حجم - روزه برای برآورد فشار پشت حلقه‌ها در مطالعه^۹ سایش استوانه و از همین

اهمیت توسعه^{۱۰} شبیه‌سازهای موتور با استفاده از الگوسازی پدیده‌های پیچیده موجود در چرخه کاری موتور احتراق داخلی بر همه پژوهشگرانی که در این زمینه کار می‌کنند، روشن است. فرآیندهای تراکم یا انبساط، انتقال گرما، نشتی، تلاطم جریان، احتراق، اختلاط، انبساط گازهای سوخته و ... که گاهی هم‌زمان روی می‌دهند و بر همدیگر اثر می‌گذارند، از موارد پیچیده در چرخه کاری موتورها هستند. پدیده نشتی و جریان از شکاف‌ها از مواردی است که در طول کل چرخه روی می‌دهد و عمدتاً به تغییرات و اختلاف فشارها در

- | | |
|-------------|-----------|
| 1- Blowby | 5- Piston |
| 2- Crevices | 6- Ring |
| 3- Cylinder | 7- Ting |
| 4- Cycle | 8- Mayer |



شکل (۱) - آرایش سه حلقه سمبۀ استوانه استفاده شده در موتور مورد آزمایش

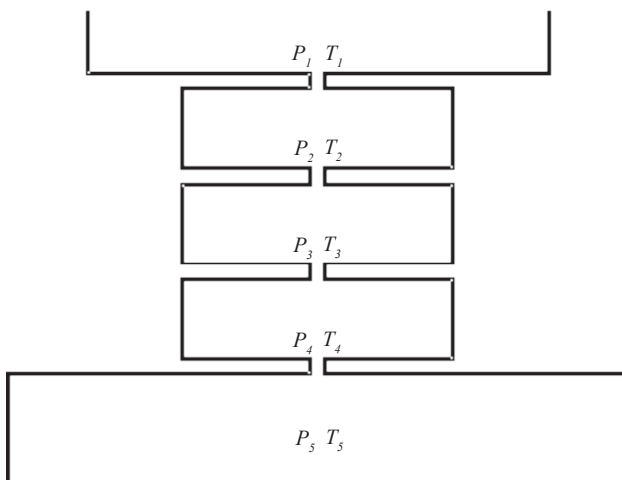
الگوی نمازیان و هیوود^[۱، ۲] در تخمین آلاینده‌های هیدروکربنی برآخته از موتورهای استفاده کردند. پان^۳، لنگریج^۴ و محمود^۵ در تحقیقات تجربی‌شان روی پدیده کوبش در موتور تحقیقاتی نیاز به برآورد دمای گازهای نسوخته در طول احتراق پیدا کردند^[۳، ۴ و ۵]. لنگریج از الگوی حجم-روزنه سه حلقه‌ای و محمود از الگوی حجم-روزنه با فرض فقط یک روزنه استفاده کرد. لنگریج در کار الگویی خود با استفاده از مشخصات موتور استفاده شده در کار جاری، در حالت موتورگردانی برای CR=10.2 در 1500rpm حدود ۲۷٪ نشتی جرم از استوانه بدون بازگشت جرم به داخل آن پیش‌بینی و محمود در الگوی خود برای همین شرایط ۳۰٪ نشتی جرم از استوانه با ۱۰٪ بازگشت به استوانه پیش‌بینی کرد. تغییرات چرخه‌ای احتراق در عملکرد موتورهای از مهمترین پیچیدگی‌هاست که بیشتر به میدان جریان و آهنگ سوختن مربوط می‌شود، در حالی که مطالعه نشتی و جریان از شکاف‌ها، عمدتاً به اختلاف فشارها وابسته است. در کار جاری با استفاده از الگوی کامل حجم-روزنه سه حلقه‌ای توسعه یافته به وسیله عبدی‌اقدم^[۶] و نتایج تجربی در حالت موتورگردانی، نشتی موتور مطالعه و مقایسه شد.

۲- تجهیزات استفاده شده برای استخراج نتایج تجربی

نتایج تجربی با استفاده از یک موتور تحقیقاتی با محفظه دیسکی شکل با تغذیه سوخت- هوای قابل پایش^۵ تحت فشار استخراج شد. قطر استوانه و طول پیمایش مؤثر سمبۀ آن بترتیب 80 mm و 53 mm با زمان بندی باز و بسته شدن دریچه ورودی 115.7°b/aTDC (قبل و بعد از نقطه مرگ بالا) بود. برای مطالعه اثر فشار داخل استوانه روی پدیده نشتی از تعویض و یا تغییر بستار استفاده شد. این عمل، امکان دسترسی به نسبت تراکم‌های موثر ۷/۶، ۱۰/۲ و ۱۲/۴ را به وجود آورد. هوای متراکم شده از میان دو لوله گرم شده با گرم کننده می‌گذرد و با تزریق سوخت ایزواکتان به مسیر جریان، مخلوط سوخت و هوای مناسب از دریچه‌های جانبی وارد استوانه می‌شود. برای روشن تر شدن وضعیت کاری موتور، دمای مخلوط ورودی، دمای دیواره استوانه (در سه موقعیت طولی استوانه) و دمای بستار در حین آزمایش، پایش و اندازه‌گیری شدند. این موتور با تعدیل‌های پی‌درپی روی موتور JLO که دو زمانه خنک کاری با هوا بود، توسعه یافته است^[۷، ۸، ۹، ۱۰، ۱۱]. فشار دینامیک داخل استوانه با استفاده از دو ترانسدیوسر فشار پیزوالکتریک کیسلر^۶ 601A که قادر به اندازه‌گیری سریع فشار متغیر در گستره ۱۰۰-۱۰۰۰ bar بود، اندازه‌گیری شد. یک ترانسدیوسر پیزورزستو نوع کیسلر 4045A50 نیز برای اندازه‌گیری فشار مطلق در قسمت کم فشار چرخه برای ارجاع دادن فشار ترانسدیوسر دینامیک به کار گرفته شد. سیگنال بار این ترانسدیوسرها به وسیله آمپلی‌فایرهای مربوطه، تقویت و سپس به سامانه اخذ داده‌ها منتقل شد. برای اندازه‌گیری زاویه میل‌لنگ از شفت انکودر نوع هونر^۷ 3202 که به انتهای بدون تورک میل‌لنگ وصل شده بود و وضعیت میل‌لنگ را در هر 0.2°CA مشخص می‌کرد، استفاده شد. سیگنال الکتریکی این شفت انکودر به سامانه پایش موتور منتقل شده بود که علاوه بر زاویه میل‌لنگ، سیگنال‌های BDC، TDC و اشتعال جرقه را فراهم می‌کرد.

۳- الگوی ترمودینامیکی

برنامه شبیه‌سازی زیر الگوی نشتی به صورت یک زیر روال به یک الگوی ترمودینامیکی شبیه‌ساز احتراق موتور توسعه یافت و به وسیله نویسنده این مقاله الحاق شد. در کار جاری از بخش‌های تراکم و انبساط این الگو استفاده شده است. این الگوی ترمودینامیکی قادر به محاسبه خواص محتویات استوانه از روی دما، فشار، نوع سوخت و نسبت اکی والانس است. برای در نظر گرفتن انتقال گرما از محتویات استوانه این الگو بسته به انتخاب، قادر است از فرمول‌های پیشنهادی و شنی^۸ و اناند^۹ استفاده کند^[۱۲، ۱۳] خلاصه فلوجارت این کد در پیوست (الف) آمده است.



شکل (۲) - الگو حجم-روزنه ساده شده برای آرایش سه حلقه سمبۀ

۴- نظریه حجم-روزنه نشتی

فوراها^۱ و تادا^{۱۱} [۱۴ و ۱۵] از نخستین پژوهشگرانی هستند که روی جریان از میان شکاف‌های موجود بین استوانه، سمبۀ و حلقه‌ها کار کرده‌اند. آن‌ها بر اساس جریان آیزنتروپیک از میان یک روزنه، آهنگ جریان جرم را برحسب فشارهای بالادست و پایین دست روزنه بیان کردند. در شکل (۱) آرایش سه حلقه سمبۀ استفاده شده در موتور و در شکل (۲) الگو حجم-روزنه ساده شده مربوطه، نشان داده شده است. آهنگ جریان جرمی از روزنه واقع بین حجم‌های ۱ ام و (۱+۱) ام بر اساس نسبت فشار به شرح زیر تعیین می‌شود^[۲، ۶، ۱۵ و ۲۰]:

جریان از میان روزنه به اختلاف فشار دو حجم متصل به روزنه بستگی دارد. اگر $p_{i+1} < p_i$ باشد جهت جریان روزنه از حجم ۱ ام به حجم (۱+۱) ام خواهد شد که عبارت مربوطه به دو حالت زیر قابل بیان است:

(الف) اگر $\frac{p_i}{p_{i+1}} < \left(\frac{\gamma_i+1}{2}\right)^{\gamma_i/(\gamma_i-1)}$ باشد در آن صورت آهنگ جریان جرمی از رابطه زیر به دست می‌آید:

$$\frac{dm_{i,i+1}}{dt} = C_{d,i+1} A_{i,i+1} \left[\frac{2\gamma_i}{(\gamma_i-1)RT_i} \right]^{1/2} \left(\frac{p_{i+1}}{p_i} \right)^{1/\gamma_i} \left[1 - \left(\frac{p_{i+1}}{p_i} \right)^{2/\gamma_i} \right]^{1/2} p_i \quad (۱)$$

1- Heywood	4- Mahmud	7- Hohner	10- Furuham
2- Pan	5- Control	8- Woschni	11- Tada
3- Langridge	6- Kistler	9- Annand	

و سمبه، با دمای کاری موتور تصحیح شدند. این اندازه‌گیری و تصحیح مربوطه در تعیین حجم شکاف‌های بین استوانه، سمبه و حلقه‌ها مهم بودند. مقادیر اندازه‌گیری شده در 20°C و تصحیح شده به شرایط گرم موتور و مقادیر ترجیحی با توجه به نکات هندسی طرح موتور استفاده شده در الگو در جدول (۱) آمده است.

پس از موتورگردانی و تنظیم دبی ورودی و کسب شرایط پایدار موتور در دور اسمی 1500 rpm و نسبت اکی‌والانس $\phi = 1.0$ با استفاده از سوخت ایزواکتان، دماهای ورودی، دیواره استوانه و بستار ثبت شدند. در همین حال فشار داخل استوانه برای چندین چرخه پشت سر هم ضبط شد. با تعویض بستار در سه نسبت تراکم موثر 7.6 ، 10.2 و 12.4 این عمل تکرار گردید و پس از انجام فرآیندهای لازم روی داده‌های خام، فشار داخل استوانه بر حسب زاویه میل لنگ در حالت موتورگردانی برای سه حالت مذکور به دست آمد.

شرایط کاری موتور از قبیل نسبت اکی‌والانس، نوع سوخت، دمای ورودی، دمای دیواره و بستار، فشار در وضعیت بسته‌شدن درجه خروجی جانبی با حرکت سمبه (آغاز مرحله تراکم) و متغیرهای هندسی نشتی به الگوی ترمودینامیکی اعمال گردید و نتایج به دست آمده، برای مقایسه با نتایج تجربی جمع‌بندی شد. شکل (۳)، تغییرات فشار داخل استوانه بر حسب زاویه میل لنگ به دست آمده از نتایج تجربی و الگو در دو حالت با نشتی و بدون نشتی را نشان می‌دهد. انطباق بسیار خوبی بین نتایج تجربی و نتایج الگو در حالت نشتی مشاهده می‌شود. بیشینه اختلاف بین نتایج تجربی و نتایج الگوی بدون نشتی در وضعیت اوج فشار حدود $1/8\text{ bar}$ است. در شکل (۴)، درصد انحراف نتایج دو حالت الگو از نتایج تجربی بر حسب زاویه میل لنگ نمایش داده شده که در محدوده حساس چرخه موتور (از -40 تا 40°CA) انحراف الگو با نشتی کمتر از 2% است، در حالی که برای حالت بدون نشتی به بیش از 15% می‌رسد.

بدون تغییر متغیرهای هندسی نشتی و ضریب تخلیه روزنه، با اعمال شرایط کاری موتور در دو نسبت تراکم $CR=10.2$ و 12.4 الگوی رایانه‌ای در حالت با نشتی و بدون نشتی اجرا شد و همراه با نتایج تجربی جمع‌بندی گردید. شکل (۵) تغییرات فشار داخل استوانه بر حسب زاویه میل لنگ را برای نتایج تجربی و الگو و شکل (۶) درصد انحراف مربوطه را در وضعیت $CR=10.2$ نشان می‌دهد. در قسمت فشار بالای نمودار $p-\theta$ تجربی حالت ناصافی در منحنی دیده می‌شود و درصد انحراف نتایج الگو با نشتی در گستره حساس چرخه از -40 تا 40°CA تقریباً 5% است.

در شکل‌های (۷) و (۸) تغییرات فشار داخل استوانه بر حسب زاویه میل لنگ برای نتایج تجربی و الگو و درصد انحراف نتایج در $CR=12.4$ نمایش داده شده است. انطباق خوبی بین نتایج تجربی و نتایج الگوی با نشتی دیده می‌شود؛ به طوری که بیشینه انحراف کمتر از 3% در طول چرخه است؛ در حالی که این انحراف در حالت بدون نشتی به بیش از 25% می‌رسد.

از نتایج خروجی الگو می‌توان به فشار در شکاف‌ها اشاره کرد که در شکل (۹) به همراه فشار

که در آن $C_{d,i+1}$ و $A_{i,i+1}$ بترتیب ضریب تخلیه و سطح مقطع روزنه و G_i نسبت گرمای ویژه در حجم i ام است.

(ب) اگر $\frac{p_i}{p_{i+1}} > \left(\frac{g_i+1}{2}\right)^{g_i/(g_i-1)}$ باشد، جریان خفه شده و آهنگ جریان جرمی از رابطه زیر تعیین می‌گردد:

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

با توجه به بالا بودن نسبت سطح به حجم شکاف‌های مورد نظر، می‌توان دمای گاز داخل شکاف‌ها را ثابت و برابر با دمای دیواره استوانه گرفت. با فرض تبعیت گاز داخل شکاف‌ها از قانون گاز ایده‌آل، می‌توان تغییرات زمانی فشار در حجم j ام را که از جریان جرمی ناشی می‌شود به صورت زیر بیان نمود [۶]:

$$\frac{dp_j}{dt} = \frac{RT_j}{V_j} \left(\frac{dm_{j-1,j}}{dt} - \frac{dm_{j,j+1}}{dt} \right) \quad (3)$$

داخل پراکنش تغییر زمانی جرم حجم j ام را نشان می‌دهد که جمله اول آن دبی جرمی ورودی از حجم $j-1$ و جمله دوم دبی جرمی خروجی از حجم j به $j+1$ است. از توسعه معادله فوق برای سه حجم شکاف ($j=2,3,4$)، سه معادله نتیجه می‌شود. این معادلات زمان-مبنا را می‌توان با استفاده از سرعت موتور به آسانی به زاویه میل لنگ-مبنا تبدیل کرد که به این صورت خلاصه می‌شود:

$$\frac{d}{d\theta} \begin{bmatrix} p_2 \\ p_3 \\ p_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} f_1(\theta, p_2, p_3, p_4) \\ f_2(\theta, p_2, p_3, p_4) \\ f_3(\theta, p_2, p_3, p_4) \end{bmatrix} \quad (4)$$

که در آن f_1 ، f_2 و f_3 از طریق معادلات (۱ تا ۳) تعیین می‌شوند که با تعریف بردار $P(p_1, p_2, p_3)$ می‌توان معادله فوق را به صورت زیر بیان کرد:

$$\frac{dP}{d\theta} = F(\theta, P) \quad (5)$$

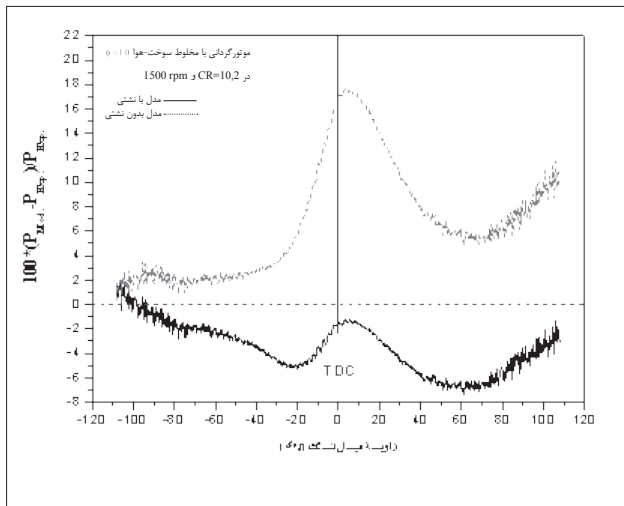
که یک دستگاه معادله دیفرانسیل مرتبه اول است و در الگو به روش رانگ کوتای مرتبه دو حل شده است.

۵- اندازه‌گیری‌های تجربی

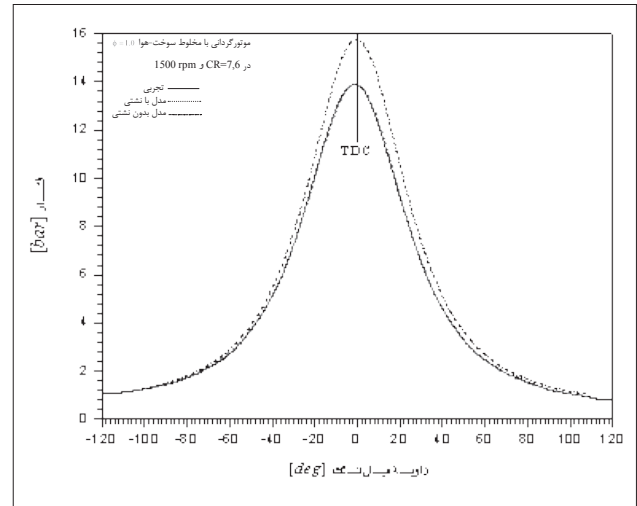
قبل از راه‌اندازی موتور پژوهشی تشریح شده در قسمت ۲، ابعاد هندسی کلیدی نشتی شامل قطر سمبه، قطر استوانه، شیار حلقه‌ها و درز حلقه از روی قطعات باز شده موتور، در دمای محیط اندازه‌گیری شد و به خاطر اختلاف ضرایب انبساط حرارتی مواد استوانه

جدول (۱) مشخصه‌های هندسی نشتی موتور پژوهشی

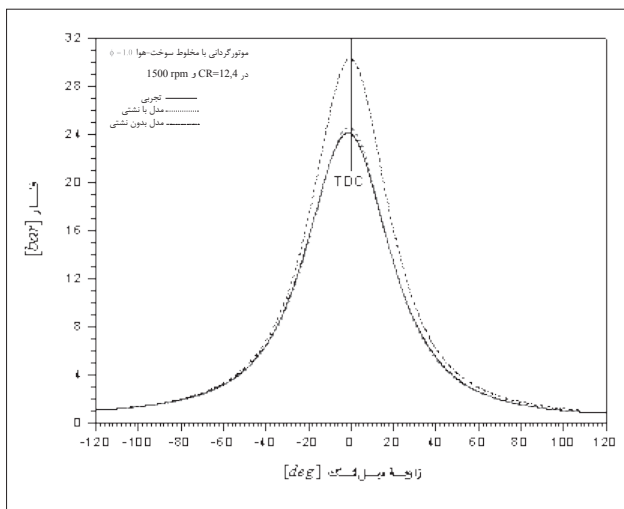
متغیرهای هندسی نشتی	محاسبه شده از اندازه‌گیری در 20°C	تصحیح شده به شرایط گرم موتور 72°C	مقادیر ترجیحی برای استفاده در الگو
مساحت سطح مقطع شکاف با $\text{TLC} [\text{mm}^2]$	۶۲/۶	۵۵/۹	۵۵/۹
حجم شکاف با $[\text{mm}^3]$	۹۷۰	۸۸۹	۱۲۰۰
مساحت سطح مقطع روزنه حلقه $[\text{mm}^2]$	۰/۹۵	۰/۹۹	۰/۹۹
حجم بین دو حلقه $[\text{mm}^3]$	۳۵۳	۳۳۸	۳۳۸



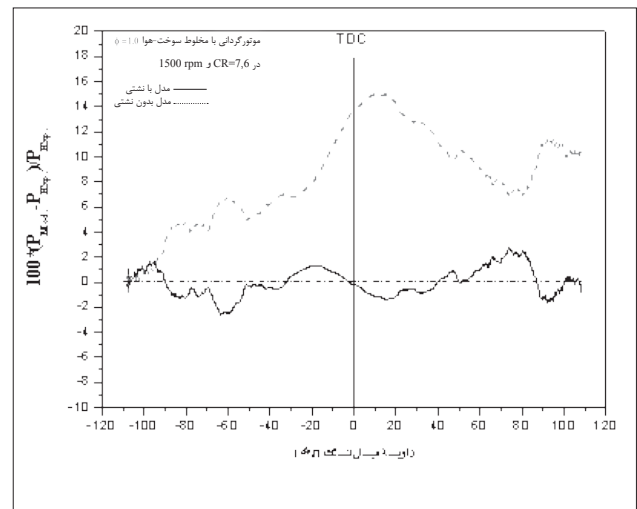
شکل (۶) - درصد انحراف نتایج دو حالت الگو با نشتی و بدون نشتی از نتایج تجربی در $CR=10.2$



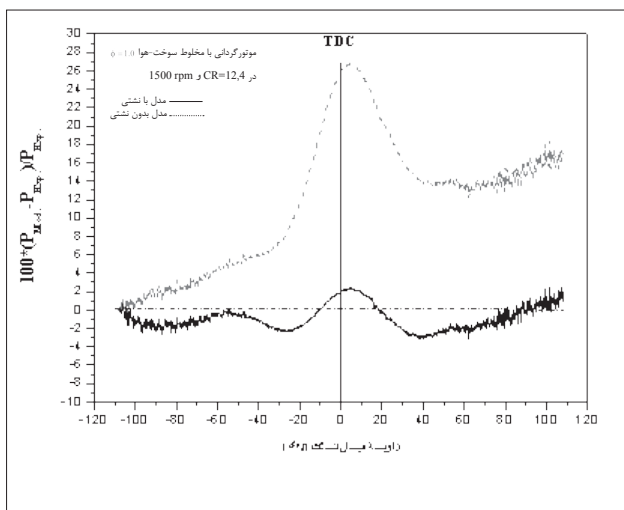
شکل (۳) - تغییرات فشار داخل استوانه بر حسب زاویه میل لنگ مربوط به نتایج تجربی و الگو در دو حالت با نشتی و بدون نشتی در $CR=7.6$



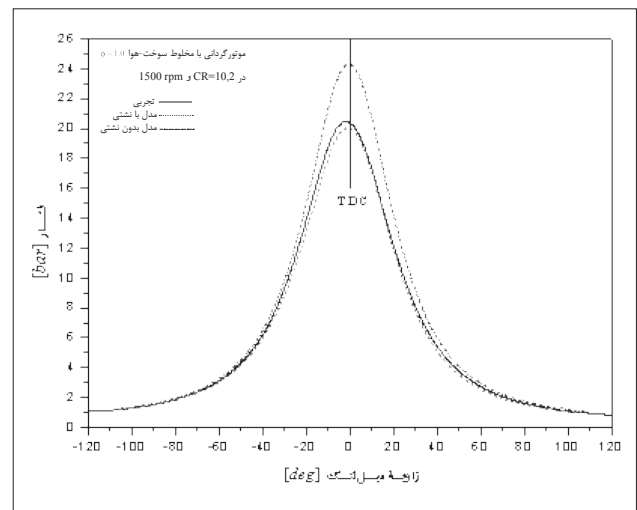
شکل (۷) - تغییرات فشار داخل استوانه بر حسب زاویه میل لنگ به دست آمده، از نتایج تجربی و الگو در دو حالت با نشتی و بدون نشتی برای $CR=12.4$



شکل (۴) - درصد انحراف نتایج دو حالت الگو با نشتی و بدون نشتی از نتایج تجربی در $CR=7.6$



شکل (۸) - درصد انحراف نتایج دو حالت الگو با نشتی و بدون نشتی از نتایج تجربی در $CR=12.4$



شکل (۵) - تغییرات فشار داخل استوانه بر حسب زاویه میل لنگ به دست آمده، از نتایج تجربی و الگو در دو حالت با نشتی و بدون نشتی برای $CR=10.2$

ضریب تخلیه در منابع از ۰.۶ تا ۰.۸۶ استفاده شده که در این مطالعه ۰.۸۶ بهترین نتیجه را نشان داد.

نتایج به دست آمده، نشان می‌دهد که بیشینه جرم خارج شده از استوانه با افزایش بیشینه فشار داخل استوانه بیشتر می‌شود؛ به طوری که در $CR=12.4$ بیشینه فشار حدود 24.5 bar و بیشینه جرم خروجی از استوانه حدود ۱۵٪ است. این نکته تاکید بر اهمیت پدیده نشتی در آزمون گرم دارد که در آن بیشینه فشار به چند برابر مربوط به موتورگردانی آن می‌رسد.

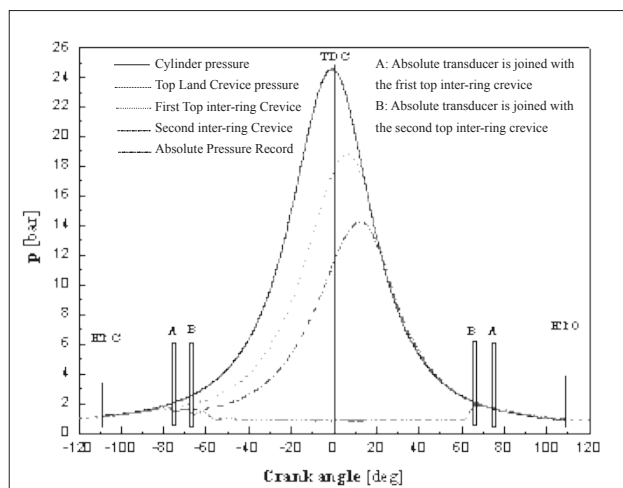
اگرچه نزدیک به نصف بیشینه جرم نشت یافته به شکاف‌ها پس از بیشینه فشار در طول مرحله انبساط به داخل استوانه باز می‌گردد، وقوع چنین پدیده‌ای در آزمون گرم که بیشینه فشار با مقدار بزرگ‌تر از مقدار مربوط به موتورگردانی در داخل محدوده انبساط رخ می‌دهد، می‌تواند سبب احتراق ناقص گازهای بازگشته به استوانه در نیمه دوم مرحله انبساط شود، روی بازده موتور تاثیر منفی بگذارد و میزان آلاینده‌های منتشر شده را افزایش دهد.

نمادها و نشانه‌ها

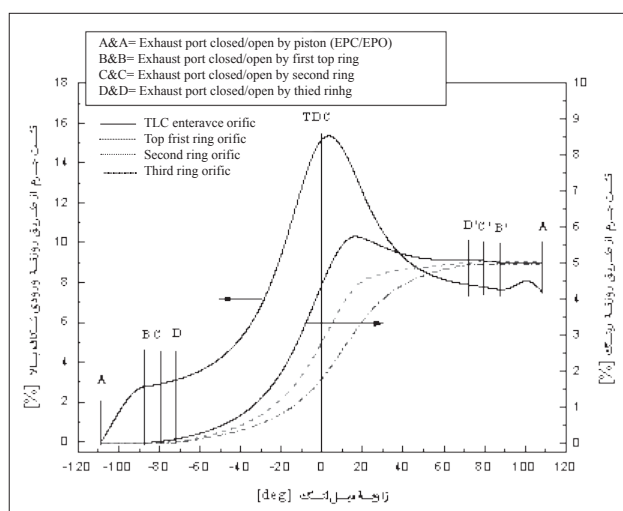
- A: سطح مقطع
- ADC: مبدل آنالوگ به دیجیتال
- aTDC: بعد از نقطه مرگ بالا
- BDC: نقطه مرگ پایین
- bTDC: قبل از نقطه مرگ بالا
- b/aTDC: قبل و بعد از نقطه مرگ بالا
- CR: نسبت تراکم
- C_d : ضریب تخلیه
- deg: درجه
- EPC: زمان بسته شدن دریچه خروجی
- F: تابع برداری
- f: تابع
- i: شماره‌دهنده
- j: شماره‌دهنده
- m: جرم
- R: ثابت گاز ایده‌آل
- rpm: دور بر دقیقه
- P: برداری که مولفه‌های آن فشار شکاف‌هاست
- p: فشار
- T: دمای گاز
- t: زمان
- TDC: نقطه مرگ بالا
- V: حجم

نشانه‌های یونانی

- ϕ : نسبت اکی والانس سوخت به هوا
- γ : نسبت گرمای ویژه
- θ : زاویه میل لنگ



شکل (۹) - فشار داخل استوانه و فشار در شکاف‌ها بر حسب زاویه میل لنگ در $CR=12.4$

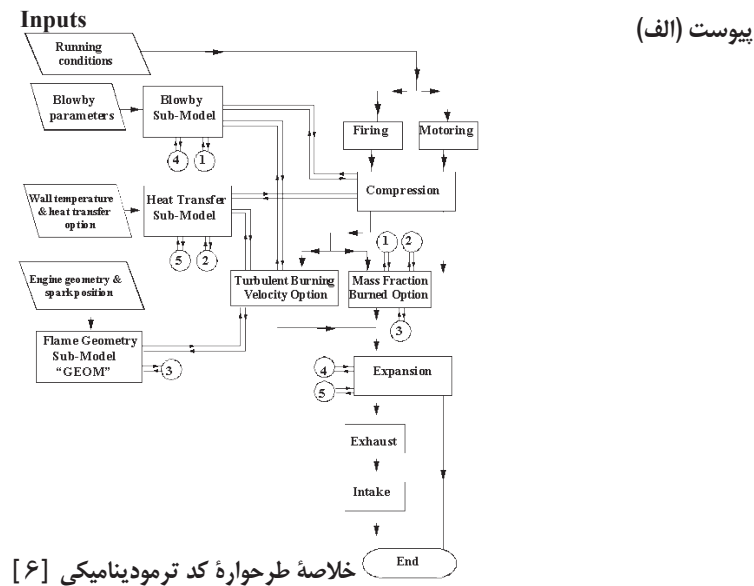


شکل (۱۰) - برآورد درصد جرم خالص عبوری از روزنه‌ها بر حسب زاویه میل لنگ بر اساس جرم استوانه در زمان بسته شدن دریچه خروجی به وسیله الگو در $CR=12.4$

داخل استوانه آمده است. اختلاف فشار بین داخل استوانه و شکاف بالا به دلیل بزرگی سطح مقطع روزنه بین آن‌ها کمتر است؛ اما اختلاف آن با شکاف‌های بین حلقه‌های می‌تواند بیشتر باشد. در این دیاگرام ثبت فشار مطلق به وسیله ترانسدیوسر پیزو رزیستیو نصب شده روی دیواره استوانه و همچنین بازه‌های زاویه‌ای که در آن‌ها مجرای کوچک موجود در محل نصب این ترانسدیوسر با شکاف‌های بین حلقه‌های مرتبط می‌شود، مشخص شده است. در شکل (۱۰) نسبت جرم استوانه به جرم آن در زمان بسته شدن دریچه خروجی بر حسب زاویه میل لنگ از نتایج الگو نشان داده شده است. ملاحظه می‌شود که کمترین جرم استوانه حدود ۳ درجه بعد از نقطه مرگ بالا اتفاق می‌افتد و حدود ۱۵٪ از جرم استوانه به شکاف‌ها جاری شده است. حدود ۷٪ از آن تا ۷۲ درجه بعد از نقطه مرگ بالا (زمان رسیدن پایین‌ترین حلقه به دریچه خروجی) به داخل استوانه بازگشت می‌کند.

۶- نتیجه گیری کلی

در این مطالعه، نشتی در حالت موتورگردانی بررسی شد تا از اثر پدیده‌های مربوط به احتراق و گازهای باقیمانده روی آن جلوگیری شود. نتایج به دست آمده از الگوی نشتی، انطباق خوبی را با نتایج تجربی نشان می‌دهد و الگوی حجم- روزنه یک بعدی برآورد خوبی را از پدیده بسیار پیچیده نشتی نتیجه می‌دهد.



منابع

1. Ting, L. L., and Mayer, J. E. "Piston Ring Lubrication and Cylinder Bore Wear Analysis", Part 1 – Theory, Journal of Lubrication Technology, pp 305-314. 1974.
2. Namazian, M. and Heywood, J. B. Flow in the Piston-Cylinder-Ring Crevices of a Spark-Ignition Engine: Effect on Hydrocarbon Emissions, Efficiency and Power, SAE Paper 820088, 1982.
3. Pan, J. End-Gas Autoignition Modes and Spark-Ignition Engine Knock Severity, PhD Thesis, Department of Mechanical Engineering, University of Leeds, 1994.
4. Langridge, S. Imaging and Thermodynamic Analysis of Autoignition and Knock in S.I. Engines, PhD Thesis, Department of Mechanical Engineering, University of Leeds, 1995.
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 Aghdam, E. Improvement and Validation of a Thermodynamic S.I. Engine Simulation Code, PhD Thesis, Department of Mechanical Engineering, University of Leeds, 2003.
7. Abdi Aghdam, E., Burluka, A. A., Liu, K., Sheppard, C. G. W., Neumeister, J. and Crundwel, N. "Study of Cyclic Variation in an SI Engine Using Quasi-Dimensional Combustion Model", SAE Paper 2007-01-0939, 2007.
8. Hicks, R. A. Turbulent Flame Structure and Autoignition in Spark Ignition Engines, PhD Thesis, Department of Mechanical Engineering, University of Leeds. 1994.
9. Lee, A. P. the Effects of Bulk Motions and Turbulence on Combustion in S.I. Engines, PhD Thesis, Department of Mechanical Engineering, University of Leeds, 1995.
10. Tindal, A. Autoignition and Knock in Spark Ignition Engines, PhD Thesis, Dep. of Mech. Eng., University of Leeds, 1997.
11. Buran, D. Turbulent Flame Propagation in a Methane Fuelled Spark Ignition Engine, PhD Thesis, Department of Mechanical Engineering, University of Leeds, 1998.
12. Gillespie, L. Imaging and Analysis of Turbulent Flame Development in Spark-Ignition Engines, PhD Thesis, Department of Mechanical Engineering, University of Leeds, 1998.
13. Woschni, G. A Universally Applicable Equation for the Instantaneous Heat Transfer Coefficient in the Internal Combustion Engine, SAE Paper 670931, 1967.
14. Annand, W. J. D. Heat Transfer in the Cylinder of Reciprocating Internal Combustion Engines, Proc. Instn. Mech. Engrs Vol.177, 36, pp. 973-990. 1963.
15. Furuham, S. and 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.4, No.16, pp 684-690, 1961.
16. Furuham, S. and Tada, T. On the Flow of Gas through the Piston-Rings (2nd Report, the Character of Gas Leakage), Bulletin of JSME, Vol.4, No.16, pp 691-698, 1961.
17. Wannatong, K., Chanchaona, S. and Sanitjai, S. Simulation Algorithm for Piston Ring Dynamics, Simulation Modelling Practice and Theory 16; 127–146, 2008.
18. Armas, O., Rodriguez J., Payri F., F. Martin and Agudelo, J. R. "Effect of the Trapped Mass and Its Composition on the Heat Transfer in the Compression Cycle of a Reciprocating Engine, Applied Thermal Engineering 25; 2842–2853. 2005.
19. Chang, H., Zhang, Y., Chen, L. and Gray. "Forecast of Diesel engine Performance Based on Wear", Applied Thermal Engineering 23; 2285–2292. 2003.
20. Heywood, J. B. Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill. 1988.