تایید الگوی نشتی[،] موتور با استفاده از نتایج تجربی در حالت موتورگردانی

ابراهیم عبدی اقدم* استادیار گروه مکانیک دانشکدهٔ فنی و مهندسی دانشگاه محقق اردبیلی eaaghdam@uma.ac.ir

مصطفی رحیمی استادیار گروه مکانیک دانشکدهٔ فنی و مهندسی دانشگاه محقق اردبیلی

محمدمهدی کبیرنجفی دانشجوی کارشناسیارشد مکانیک، گرایش تبدیل انرژی، دانشکدهٔ فنی و مهندسی دانشگاه محقق اردبیلی

نویسندهٔ مسئول
پذیرش نهایی مقاله: ۱۳۸۷/۰۸/۰۲

چکیدہ

گازهای نشتی و جریان از میان شکافهای^۲ محفظهٔ استوانه^۲ 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^۲ 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 نظریهٔ حجم – روزنه در یک موتور تحقیقاتی دو زمانه توجه شده است. دمای دیوارهٔ استوانه، دمای ورودی، فشار داخل استوانه و ابعاد هندسی درزها و شکافهای بین استوانه– سمبه⁶ – حلقه² اندازه گیری شده است. فشار داخل استوانه در طول چرخه به وسیلهٔ حسگر فشار پیزوالکتریک و بخش فشار ضعیف چرخه به کمک حسگر فشار پیزورزستیو به منظور انتقال صحیح ثبت فشار حسگر پیزوالکتریک در نمودار θ–1 است. نتایج به دست آمده، انطباق بسیار خوبی را بین فشار دادهای تجربی و الگو در سه نسبت تراکم مورد آزمایش ۶/۲، ۲۰/۲ و ۱۲/۴ نشان میدهد، به طوری که بیشینهٔ انحراف مورد تایید حدود ۳٪ است. همچنین بیشینهٔ افت جرم استوانه در حدود عماکه⁴ اتفاق میافتد و با افزایش نسبت تراکم این افت بیشتر میشود. پس از وقوع بیشینهٔ انحراف مورد تاید حدود ۳٪ بالا به داخل استوانه صورت میگیرد.

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

مقدمه

اهمیت توسعهٔ شبیهسازهای موتور با استفاده از الگوسازی پدیدههای پیچیدهٔ موجود در چرخهٔ کاری موتور احتراق داخلی بر همهٔ پژوهشگرانی که در این زمینه کار می کنند، روشن است. فرآیندهای تراکم یا انبساط، انتقال گرما، نشتی، تلاطم جریان، احتراق، اختلاط، انبساط گازهای سوخته و ... که گاهی همزمان روی می دهند و بر همدیگر اثر می گذارند، از موارد پیچیده در چرخهٔ کاری موتورها هستند. پدیدهٔ نشتی و جریان از شکاف ها از مواردی است که در طول کل چرخه روی می دهد و عمدتاً به تغییرات و اختلاف فشارها در

قسمتهای مختلف مربوط می شود. پژوهشگران برای روشن کردن این پدیده در موتورهای احتراقی پژوهش های بسیاری انجام دادهاند[۱ ، ۲، ۶-۴ و ۱۹–۱۵]. تینگ^۷ و مایر^۸ از الگوی حجم- روزنه برای بر اَورد فشار پشت حلقه ها در مطالعهٔ سایش استوانه و از همین

1- Blowby5- Piston2- Crevices6- Ring3- Cylinder7- Ting4- Cycle8- Mayer

الگوی نمازیان و هیوود⁽[۱، ۲] در تخمین آلایندههای هیدرو کربنی برخاسته از موتورها استفاده کردند. پان^۲، لنگریچ^۲ و محمود^۲ در تحقیقات تجربی شان روی پدیدهٔ کوبش در موتور تحقیقاتی نیاز به برآورد دمای گازهای نسوخته در طول احتراق پیدا کردند[۳، ۴ و ۵]. لنگریچ از الگوی حجم–روزنهٔ سه حلقهای و محمود از الگوی حجم – روزنه با فرض فقط شده در کار جاری، در حالت موتورگردانی برای CR=10.2 در T500rpm حدود ۲۷٪ نشتی جرم از استوانه بدون بازگشت جرم به داخل آن پیش بینی و محمود در الگوی خود برای همین شرایط ۳۰٪ نشتی جرم از استوانه با ۱۰٪ بازگشت به استوانه پیش بینی کرد. تعییرات چرخهای احتراق در عملکرد موتورها از مهمترین پیچیدگیهاست که بیشتر به میدان جریان و آهنگ سوختن مربوط می شود، در حالی که مطالعهٔ نشتی و جریان از شکافها، عمدتاً به اختلاف فشارها وابسته است. در کار جاری با استفاده از الگوی کامل میدان حریان و زهنگ سوختن مربوط می شود، در حالی که مطالعهٔ نشتی و جریان از میدان جریان و زهنگ سوختن مربوط می شود، در حالی که مطالعهٔ نشتی و حریان از

۲- تجهیزات استفاده شده برای استخراج نتایج تجربی

نتايج تجربى با استفاده از يک موتور تحقيقاتى با محفظة ديسكى شكل با تغذية سوخت- هوای قابل پایش^ه تحت فشار استخراج شد. قطر استوانه و طول پیمایش مؤثر سمبة آن بترتيب mm 80 و mm 53 با زمان بندى باز و بسته شدن دريچة ورودى 115.7°b/aTDC (قبل و بعد از نقطهٔ مرگ بالا) بود. برای مطالعهٔ اثر فشار داخل استوانه روی پدیدهٔ 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 متراکمشده از میان دو لولهٔ گرمشده با گرمکننده می گذرد و با تزریق سوخت ایزواکتان به مسیر جریان، مخلوط سوخت و هوای مناسب از دریچههای جانبی وارد استوانه می شود. برای روشن تر شدن وضعیت کاری موتور، دمای مخلوط ورودی، دمای دیوارهٔ استوانه (در سه موقعیت طولی استوانه) و دمای بستار در حین آزمایش، پایش و اندازهگیری شدند. این موتور با تعدیل.های پیدرپی روی موتور JLO که دو زمانهٔ خنککاری با هوا بود، توسعه یافته است[۷، ۸، ۹، ۸، ۱۱،]. فشار دینامیک داخل استوانه با استفاده از دو ترانسدیوسر فشار پیزوالکتریک کیسلر⁵ 601A که قادر به اندازه گیری سریع فشار متغیر در گسترهٔ bar ۱۰۰-۰ بود، اندازه گیری شد. یک ترانسدیوسر پیزورزستیو نوع کیسلر 4045A50 نیز برای اندازهگیری فشار مطلق در قسمت کم فشار چرخه برای ارجاع دادن فشار ترانسدیوسر دینامیک به کارگرفته شد. سیگنال بار این ترانسدیوسرها به وسیلهٔ آمپلیفایرهای مربوطه، تقویت و سپس به سامانهٔ اخذ دادهها منتقل شد. برای اندازهگیری زاویهٔ میللنگ از شفت انکودر نوع هونر (3202 که به انتهای بدون تورک میللنگ وصل شده بود و وضعیت میللنگ را در هر CA 0.2°CA مشخص می کرد، استفاده شد. سیگنال الکتریکی این شفت انکودر به سامانهٔ پایش موتور منتقل شده بود که علاوه بر زاویهٔ میللنگ، سیگنالهای TDC ، BDC و اشتعال جرقه را فراهم می کرد.

۳- الگوی ترمودینامیکی

برنامهٔ شبیه سازی زیر الگوی نشتی به صورت یک زیر روال به یک الگوی ترمودینامیکی شبیه ساز احتراق موتور توسعه یافت و به وسیلهٔ نویسندهٔ این مقاله الحاق شد. در کار جاری از بخش های تراکم و انبساط این الگو استفاده شده است. این الگوی ترمودینامیکی قادر به محاسبهٔ 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 فرمول های پیشنهادی وشنی^و اناند^ه استفاده کند.[۱۲،۲۳] خلاصهٔ فلوچارت این کد در پیوست (الف) آمده است.



شکل (۱) – آرایش سه حلقه سمبهٔ استوانه استفاده شده در موتور مورد آزمایش



شکل (۲)- الگو حجم- روزنهٔ ساده شده برای آرایش سه حلقه سمبه

۴- نظریهٔ حجم- روزنهٔ نشتی

فوراهاما^{۱۰} و تادا^{۱۱} [۱۴ و ۱۵] از نخستین پژوهشگرانی هستند که روی جریان از میان شکافهای موجود بین استوانه، سمبه و حلقهها کار کردهاند. آنها بر اساس جریان آیزنتروپیک از میان یک روزنه، آهنگ جریان جرم را برحسب فشارهای بالادست و پاییندست روزنه بیان کردند. در شکل (۱) آرایش سه حلقه سمبهٔ استفاده شده در موتور و در شکل (۲) الگو حجم– روزنهٔ ساده شدهٔ مربوطه، نشان داده شده است.

آهنگ جریان جرمی از روزنهٔ واقع بین حجمهای i ام و (۱+۱) ام بر اساس نسبت فشار به شرح زیرتعیین میشود[۲، ع. ۱۵ و ۲۰]:

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

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

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

که در آن $C_{d_{i,i+1}}$ و $A_{i,i+1}$ بترتیب ضریب تخلیه و سطح مقطع روزنه و \mathbf{g}_i نسبت گرماهای 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 (ب) اگر رابطهٔ زیر تعیین میگردد:

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

با توجه به بالابودن نسبت سطح به حجم شکافهای مورد نظر، میتوان دمای گاز داخل شکافها را ثابت و برابر با دمای دیوارهٔ 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]:

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

داخل پرانتز تغییر زمانی جرم حجم j ام را نشان میدهد که جملهٔ اول آن دبی جرمی ورودی از حجم i j + ۱ به j و جملهٔ دوم دبی جرمی خروجی از حجم j به i j + ۱ است. از توسعهٔ معادلهٔ فوق برای سه حجم شکاف (j=2،3,4)، سه معادله نتیجه می شود. این معادلات زمان – مبنا را می توان با استفاده از سرعت موتور به آسانی به زاویهٔ میل لنگ – مبنا تبدیل کرد که به این صورت خلاصه می شود:

$$\frac{d}{d\theta} \begin{bmatrix} p_2 \\ p_3 \\ p_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} f_1[\hat{\theta}, p_2, p_3, p_4] \\ f_2[\hat{\theta}, p_2, p_3, p_4] \\ f_3[\hat{\theta}, p_2, p_3, p_4] \end{bmatrix}$$
(*)

که در آن $f_1 \circ f_2 \circ f_1$ از طریق معادلات (۱ تا ۳) تعیین می شوند که با تعریف بردار $P_1 \circ f_2 \circ f_1$ که در آن $P(p_1, p_2, p_3)$

$$\frac{dP}{d\theta} = F(\theta, P) \tag{(a)}$$

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

۵– اندازه گیریهای 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 شدهٔ موتور، در دمای محیط اندازه گیری شد و به خاطر اختلاف ضرایب انبساط حرارتی مواد استوانه

و سمبه، با دمای کاری موتور تصحیح شدند. این اندازه گیری و تصحیح مربوطه در تعیین حجم شکاف های بین استوانه، سمبه و حلقه ها مهم بودند. مقادیر اندازه گیری شده در $^{\circ}$ 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 موتـورگردانی و تنظیم دبـی ورودی و کسب شـرایط پایدار موتور در دور اسمی $\phi = 1.0$ و نسبت اکیوالانس $0.1 = \phi$ با استفاده از سوخت ایزواکتان، دماهای ورودی، دیوارهٔ استوانه و بستار ثبت شدند. در همین حال فشار داخل استوانه برای چندین چرخهٔ 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 زاویهٔ میل لنگ در حالت موتورگردانی برای سه حالت مذکور به دست آمد.

سبب روید مین مد ر حت مو ر رعی برای ساخت مو ر برای با عند مای ورودی، دمای دیواره شرایط کاری موتور از قبیل نسبت اکیوالانس، نوع سوخت، دمای ورودی، دمای دیواره و بستار، فشار در وضعیت بسته شدن دریچهٔ خروجی جانبی با حرکت سمبه (آغاز مرحلهٔ تراکم) و متغیرهای هندسی نشتی به الگوی ترمودینامیکی اعمال گردید و نتایج به دست آمده، برای مقایسه با نتایج تجربی جمع بندی شد. شکل (۳)، تغییرات فشار داخل استوانه بر حسب زاویهٔ میل لنگ به دست آمده از نتایج تجربی و الگو در دو حالت با نشتی و بدون نشتی را نشان می دهد. انطباق بسیار خوبی بین نتایج تجربی و نتایج الگوی بدون نشتی در نشتی مشاهده می شود. بیشینهٔ اختلاف بین نتایج تجربی و نتایج الگوی بدون نشتی در وضعیت اوج فشار حدود and // است. در شکل (۴)، درصد انحراف نتایج دو حالت الگو از نتایج تجربی بر حسب زاویهٔ میل لنگ نمایش داده شده که در محدودهٔ حساس چرخهٔ موتور (از 40– تا 24°-40) انحراف الگو با نشتی کمتر از ۲٪ است، در حالی که برای موتور (از 40– تا 40°-40) انحراف الگو با نشتی کمتر از ۲٪ است، در حالی که برای حالت بدون نشتی به بیش از ۱۵٪ می سد.

بدون تغییر متغیرهای هندسی نشتی و ضریب تخلیهٔ روزنه، با اعمال شرایط کاری موتور در دو نسبت تراکم CR=10.2 و 12.4 الگوی رایانهای در حالت با نشتی و موتور در دو نسبت تراکم CR=10.2 و 10.2 الگوی رایانهای در حالت با نشتی و بدون نشتی اجرا شد و همراه با نتایج تجربی جمع،ندی گردید. شکل (۵) تغییرات فشار داخل استوانه برحسب زاویهٔ میللنگ را برای نتایج تجربی و الگو و شکل (۶) درصد انحراف مربوطه را در وضعیت CR=10.2 نشان میدهد. در قسمت فشار بالای انحراف مربوطه را در وضعیت CR=10.2 نشان میدهد. در قسمت فشار بالای نمودار θ - η تجربی حالت ناصافی در منحنی دیده میشود و درصد انحراف نتایج الگو با نشتی در گسترهٔ حساس چرخه از 00 تا CR OP تقریباً 0.2

در شکلهای (۷) و (۸) تغییرات فشار داخل استوانه برحسب زاویهٔ 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 می شود؛ به طوری که بیشینهٔ انحراف کمتر از ۲۳٪ در طول چرخه است؛ در حالی که این انحراف در حالت بدون نشتی به بیش از ۲۵٪ می رسد.

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

مقادیر ترجیحی برای استفاده در الگو	تصحیح شده به شرایط گرم موتور ۲۲ [°] C	محاسبه شده از اندازهگیری در ۲۰ ^۰ C	متغیرهای هندسی نشتی
۵۵/۹	۵۵/۹	87/8	مساحت سطح مقطع شكاف بالا[mm²]
17	٨٨٩	٩٧.	حجم شکاف بالا[mm³]
•/٩٩	•/٩٩	۰/۹۵	مساحت سطح مقطع روزنهٔ حلقه[mm²]
۳۳۸	۲۳۸	۳۵۳	حجم بین دو حلقه[mm³]

جدول (۱) مشخصههای هندسی نشتی موتور پژوهشی







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



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



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



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











داخل استوانه آمده است. اختلاف فشار بین داخل استوانه و شکاف بالا به دلیل بزرگی سطح مقطع روزنهٔ بین آنها کمتر است؛ اما اختلاف آن با شکافهای بین حلقهای می تواند بیشتر باشد. در این دیاگرام ثبت فشار مطلق به وسیلهٔ ترانسدیوسر پیزو رزیستیو نصب شده روی دیوارهٔ استوانه و همچنین بازههای زاویهای که در آنها مجرای کوچک موجود در محل نصب این ترانسدیوسر با شکافهای بین حلقهای مرتبط می شود، مشخص شده است. در شکل (۱۰) نسبت جرم استوانه به جرم آن در زمان بسته شدن دریچهٔ خروجی بر حسب زاویهٔ میل لنگ از نتایج الگو نشان داده شده است. ملاحظه می شود که کمترین جرم استوانه حدود ۳ درجه بعد از نقطهٔ مرگ بالا اتفاق می افتد و حدود ۱۸٪ از جرم استوانه به شکافها جاری شده است. حدود ۷٪ از آن تا ۷۲ درجه بعد از نقطهٔ مرگ بالا (زمان رسیدن پایین ترین حلقه به دریچهٔ خروجی) به داخل استوانه بازگشت می کند.

۶- نتیجه گیری کلی

در این مطالعه، نشتی در حالت موتورگردانی بررسی شد تا از اثر پدیدههای مربوط به احتراق و گازهای باقیماندهٔ روی آن جلوگیری شود.

نتایج به دست آمده از الگوی نشتی، انطباق خوبی را با نتایج تجربی نشان میدهد و الگوی حجم- روزنهٔ یک بعدی برآورد خوبی را از پدیدهٔ بسیار پیچیدهٔ نشتی نتیجه میدهد.

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 می دهد که بیشینهٔ جرم خارج شده از استوانه با افزایش بیشینهٔ فشار داخل استوانه بیشتر می شود؛ به طوری که در CR=12.4 بیشینهٔ فشار حدود 24.5 bar و بیشینهٔ جرم خروجی از استوانه حدود ۱۵٪ است. این نکته تاکید بر اهمیت پدیدهٔ نشتی در آزمون گرم دارد که در آن بیشینهٔ فشار به چند برابر مربوط به موتورگردانی آن می رسد.

اگرچه نزدیک به نصف بیشینهٔ جرم نشتیافته به شکافها پس از بیشینهٔ فشار در طول مرحلهٔ انبساط به داخل استوانه باز می گردد، وقوع چنین پدیدهای در آزمون گرم که بیشینهٔ فشار با مقدار بزرگتر از مقدار مربوط به موتور گردانی در داخل محدودهٔ انبساط رخ میدهد، میتواند سبب احتراق ناقص گازهای بازگشته به استوانه در نیمهٔ دوم مرحلهٔ انبساط شود، روی بازدهٔ 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 نقطهٔ مرگ بالا BDC: نقطهٔ مرگ پايين bTDC: قبل از نقطهٔ مرگ بالا b/aTDC: قبل و بعد از نقطهٔ مرگ بالا CR: نسبت تراكم ريب تخليه. C deg: درجه EPC: زمان بسته شدن دریچهٔ خروجی F: تابع برداری f: تابع . i: شمارنده : شمارنده m: جرم R: ثابت گاز ایدهآل rpm: دور بر دقيقه P: برداری که مولفههای آن فشار شکافهاست p: فشار T: دمای گاز t: زمان TDC: نقطهٔ مرگ بالا V: حجم

نشانههای یونانی

Φ: نسبت اکی والانس سوخت به هوا
γ: نسبت گرمای ویژه
θ: زاویهٔ میل لنگ

پيوست (الف)



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.

 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. Furuhama, 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. Furuhama, 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.

 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.