

ارائه یک مدل ریاضی برای محاسبه انتقال حرارت تشعشی در سیلندر یک موتور احتراق جرقه‌ای

مهدی حمزه ای^۱، خالد کریمی^۲، حسن رحیم زاده^۳، خسرو جعفرپور^۴، جعفر زرین چنگ^۵

دانشگاه آزاد اسلامی - واحد سمنان، گروه مهندسی مکانیک
mahdi_hamzei@cic.aut.ac.ir

چکیده

در این پژوهش به بررسی و محاسبه انتقال حرارت تشعشی در سیلندر یک موتور احتراق داخلی بنزینی پرداخته و با ارائه یک مدل ساده ریاضی، مقدار تشعشع به روش عددی در طول زمان کارکرد موتور محاسبه شده است. هندسه مسئله یک استوانه فرض گردید که سطح بالایی آن سرسیلندر، سطح پایینی آن، تاج پیستون و سطوح جانبی آن مربوط به جداره سیلندر می باشد. پس از شبیه سازی سیکل موتور و محاسبه دما و فشار گاز داخل سیلندر بر حسب زاویه گردش میل لنگ و همچنین تعیین نحوه تغییر آن با فاصله از مرکز سیلندر، با توجه به مشخصات هندسی موتور، کلیه پارامترها و ضرایب شکل محاسبه گردید. سپس با بررسی کامل واکنش شیمیایی احتراق، محاسبه اجزای واکنش پس از احتراق، تعیین مقدار و فشار جزئی هر یک از اجزای واکنش، ضریب صدور و جذب گاز داخل سیلندر بدست آمد. آنگاه با در نظر گرفتن المانهای گاز به صورت غیر هم دما، از روش ناحیه ای و با استفاده از رابطه تعادل انرژی در هر المان سطح و هر المان گاز و حل دستگاه معادلات حاصله، میزان انتقال حرارت ناشی از پدیده تشعشع در سطوح مختلف محفظه سیلندر محاسبه گردید. ضمناً جهت تحلیل دقیق، با در نظر گرفتن حرکت پیستون در هنگام احتراق و تغییر حجم فضای بالای سیلندر در ضمن گردش میل لنگ، تعداد المانهای متفاوتی در هر زاویه از میل لنگ در نظر گرفته شده است. نتایج نشان می دهد که ۵ تا ۸ درصد کل انتقال حرارت داخل سیلندر مربوط به تشعشع می باشد و نتایج بدست آمده با نتایج مراجع دیگر و موتورهای مشابه تطابق خوبی دارد.

واژه‌های کلیدی: موتور جرقه اشتعال - احتراق - انتقال حرارت تشعشی - ضریب شکل - مدل ریاضی.

۱- مقدمه

در سیلندر موتور احتراق داخلی تمام اشکال انتقال حرارت یعنی هدایت، جابجایی و تشعشع وجود دارد. چون دمای قسمتهای مختلف پیستون، سرسیلندر و جداره داخلی سیلندر یکسان نمی باشد و دمای گاز داخل سیلندر نیز در نقاط مختلف متفاوت می باشد بنابراین اختلاف دمای گاز و بخشهای مختلف سطوح سیلندر باعث انتقال بخشی از حرارت به صورت تشعشع می گردد. متوسط ضریب انتقال حرارت تشعشع نسبت به ضرایب هدایت و جابجایی کمتر می باشد و به دلیل پیچیدگی بسیار آن بخصوص در موتور احتراق جرقه ای، از محاسبه آن معمولاً صرف نظر می شود ولی برای مطالعه کامل انتقال حرارت در

۱- مدرس دانشگاه آزاد اسلامی - واحد سمنان و دانشجوی دکترای دانشگاه صنعتی امیر کبیر

۲- کارشناس ارشد مهندسی مکانیک

۳- دانشیار دانشکده مهندسی مکانیک دانشگاه صنعتی امیر کبیر

۴- استادیار دانشکده مهندسی مکانیک دانشگاه شیراز

۵- دانشیار دانشکده مهندسی مکانیک دانشگاه شیراز

موتور، محاسبه انتقال حرارت ناشی از تشعشع هر چند با ساده سازی، به عنوان بخشی از انتقال حرارت سیلندر مهم می باشد لذا در این مقاله ضمن ارائه یک مدل ریاضی، به محاسبه انتقال حرارت ناشی از پدیده تشعشع در سیلندر یک موتور جرقه اشتعال به روش ناحیه ای پرداخته شده است.

۱- تحقیقات و پژوهشهای قبلی

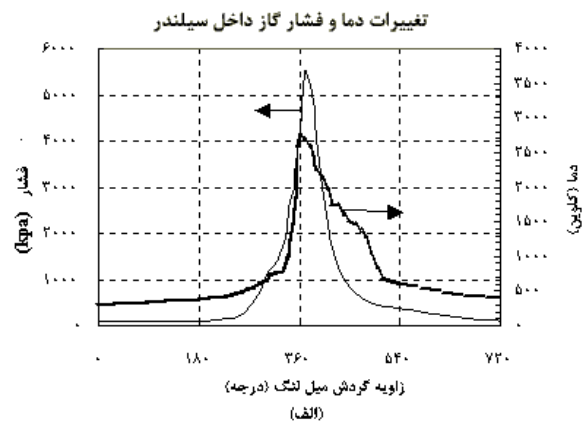
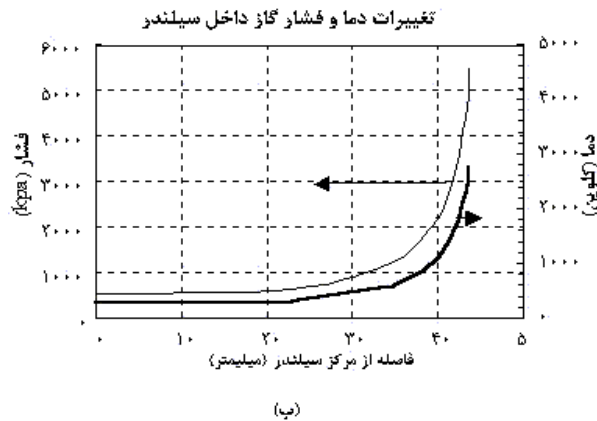
در مرجع [۱] به محاسبه انتقال حرارت تشعشی در یک موتور دیزل پاشش مستقیم پرداخته شده است. در این مقاله با تقسیم محفظه احتراق به سه ناحیه هوا، بخش پاشش سوخت و ناحیه مخلوط سوخته، با توجه به اینکه دوده در ناحیه سوم تشکیل می شود، ابتدا ضریب صدور دوده در یک موتور دیزل در زوایای مختلف میل لنگ با استفاده از تابع پلانک محاسبه گردیده و با حل معادله بقای انرژی، انتقال حرارت تشعشی مورد بررسی قرار گرفته است. ضمناً تاثیر دمای هوا و سوخت، میزان غلظت هوا و عایق کاری سطوح در تشکیل دوده مورد ارزیابی قرار گرفته است و نشان داده شده که حداکثر غلظت دوده و حداکثر ضریب صدور دوده در انتهای احتراق بدست می آید. در مرجع [۲] نیز ضمن محاسبه میزان انتقال حرارت تشعشی در موتور دیزل، اثر کیفیت سوخت، افزایش زمان احتراق و دمای سیال در نحوه تشکیل دوده مورد بررسی قرار گرفته است. در مرجع [۳] با فرض مشخص بودن دمای گاز داخل سیلندر به بررسی انتقال حرارت تشعشع در سیلندر یک موتور احتراق داخلی دیزلی به روش چند ناحیه ای، روش ناحیه ای هاتل و روش مونت کارلو پرداخته شده و مقدار آن در سرعتهای مختلف بدست آمده است. نتایج نشان می دهد که با افزایش دور موتور ضرایب انتقال حرارت افزایش می یابد. در مراجع [۴-۸] تاثیر پارامترهایی نظیر سرعت موتور، نسبت تراکم، میزان بار موتور، نسبت تعادلی سوخت و هوا، زمان پاشش سوخت، شکل محفظه احتراق، چرخش جریان، میزان رسوب در سطوح و دمای سیال خنک کاری روی میزان انتقال حرارت تشعشع و تشکیل دوده مورد بررسی قرار گرفته است. در اکثر مقالات موجود، انتقال حرارت تشعشع در موتور دیزل محاسبه گردیده و از تشعشع در موتورهای احتراق جرقه ای بدلیل کم بودن مقدار آن و پیچیدگی بسیار، صرف نظر شده است همچنین در این مقالات، حجم سیلندر ضمن احتراق ثابت فرض شده و لذا از حرکت پیستون ضمن احتراق صرف نظر گردیده و نیز در کل دوره کاری موتور از تعداد المانهای یکسانی استفاده شده است ولی در این مقاله ضمن ارائه یک مدل نسبتاً ساده ریاضی و محاسبه انتقال حرارت تشعشع در موتور نمونه بنزینی به روش عددی، با در نظر گرفتن حرکت پیستون در هنگام احتراق، جهت دقیق تر بودن تحلیل، در هر زاویه میل لنگ تعداد المانهای متفاوتی در نظر گرفته شده است به طوری که با حرکت پیستون از نقطه مرگ بالا تا نقطه مرگ پایین به دلیل افزایش فضای بالای سیلندر، تعداد المانهای سطوح و تعداد المانهای گاز افزایش می یابد.

۲- بررسی سیکل کاری موتور

مشخصات موتور مورد بررسی که محاسبه انتقال حرارت تشعشی در محفظه سیلندر آن انجام شده است در جدول (۱) مشاهده می گردد. چون برای محاسبه انتقال حرارت ناشی از تشعشع نیاز به دما و فشار گاز داخل سیلندر در زوایای مختلف میل لنگ می باشد لذا ابتدا به بررسی کامل ترمودینامیکی سیکل کاری موتور پرداخته و با استفاده از روابط ترمودینامیکی موتورهای احتراق داخلی و نمودارهای سوخت و احتراق، دما و فشار گاز داخل سیلندر در حالت توان ماکزیمم برای چهار مرحله عملکرد موتور بدست آمده است همچنین با بررسی حرکت پیستون، تعیین معادله جابجایی و سرعت پیستون و محاسبه نحوه تغییر حجم داخل سیلندر، نمودار دما و فشار گاز بر حسب زاویه گردش میل لنگ رسم شد شکل (۱-الف)، آنگاه با استفاده از تئوری دو ناحیه ای و تقسیم محفظه سیلندر به دو استوانه که شامل ناحیه نسوخته (ترکیبات واکنش قبل از احتراق) و ناحیه سوخته (محصولات احتراق) می باشد، با فرض اینکه جرقه در مرکز استوانه اعمال شود و ناحیه سوخته در مرکز و ناحیه نسوخته در کنار آن شکل گیرد، با استفاده از رابطه پلی تروپیک با ثابت متغیر با دما و روابط حاکم، نمودار تغییر دما و فشار گاز داخل سیلندر به صورت تابعی از فاصله از مرکز سیلندر به دست آمد (شکل ۲-ب) که به کمک آن می توان دمای متوسط گاز در هر ناحیه (المان گاز) را تخمین زده و از آن در محاسبه انتقال حرارت تشعشی استفاده نمود.

جدول ۱- مشخصات موتور مورد بررسی

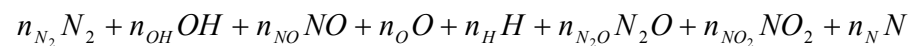
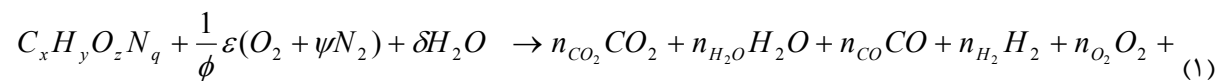
۴۰۰۰ rpm	دور در حداکثر توان	۴ تا و به صورت ردیفی	تعداد سیلندر
۲۰B.T.D.C	زمان جرقه شمع	۱۸۰۰cc	حجم جابجایی
C ₈ H ₁₈	نوع سوخت مصرفی	۸۶/۳۵ mm	قطر سیلندر
۰/۷۸۲	نسبت سوخت به هوای عملی	۷۶/۷ mm	
۰/۶۷۸	نسبت سوخت به هوای تئوری	۸/۶	نسبت تراکم
۰/۸۶۷	نسبت هوای اضافی	۳۹/۷ kw	حداکثر توان



شکل ۱ الف: نمودار دما و فشار گاز بر حسب زاویه گردش میل لنگ ب: نمودار تغییرات دما و فشار گاز بر حسب فاصله از مرکز سیلندر

۳- بررسی واکنش شیمیایی احتراق

اجزای اصلی محصولات احتراق در دماهای نسبتاً بالا سیزده گونه در نظر گرفته شده که شامل H₂، CO، H₂O، CO₂، O₂، N₂، OH، NO، O، H، N₂O، NO₂ و N می باشند و این اجزا به طور قابل توجهی با دما، فشار، نوع سوخت و نسبت سوخت به هوا تغییر می کنند. برای محاسبه ترکیبات پیچیده تعادل شیمیایی یک برنامه کامپیوتری بوسیله NASA در سال ۱۹۶۰ نوشته شده است [۹، ۱۰، ۱۱]. همچنین در مراجع [۱۲، ۱۳] دستورالعملی پیشنهاد شده که به صورت جبری، معادلات تعادل را ترکیب می کند معادلات ساده شده را برای بدست آوردن معادلات غیر خطی بکار می برد. معادله واکنش شیمیایی یک سوخت با ترکیب مولی C_xH_yO_zN_q با هوا که دارای مقدار معینی بخار آب می باشد به صورت زیر است:



δ : مقدار بخار آب موجود در هوا (Kmol)، ϕ : نسبت سوخت به هوای واقعی به سوخت به هوای استوکیومتریکی (نسبت تعادل)، ψ : نسبت نیتروژن به اکسیژن در هوا (۳/۷۷۳)، ϵ : نسبت مول اکسیژن به مول سوخت در مخلوط استوکیومتریکی ($\epsilon = x + \frac{y}{4} - \frac{z}{2}$) و n_i : مقادیر اجزای محصول احتراق (Kmol) می باشد.

برای بدست آوردن سیزده جزء فوق به سیزده معادله نیاز می باشد. چهار معادله را می توان از موازنه عناصر کربن، هیدروژن، اکسیژن و نیتروژن (C/H/O/N) در مخلوط قبل و بعد از احتراق بدست آورد، نه معادله دیگر که غیر خطی هستند از تعادل شیمیایی در اجزاء بدست می آیند. به طور مثال معادله موازنه عناصر هیدروژن و اکسیژن به ترتیب زیر می باشد:

$$2n_{H_2O} + 2n_{H_2} + n_{OH} + n_H - y - 2\delta = 0 \quad (2)$$

$$2n_{CO_2} + n_{H_2O} + n_{CO} + 2n_{O_2} + n_{OH} + n_{NO} + n_O + 2n_{NO_2} + n_{N_2O} - 2\frac{\epsilon}{\phi} - z - \delta = 0 \quad (3)$$

موازنه ازن و کربن نیز مشابه معادلات (۲) و (۳) است. دو معادله از ۹ معادله واکنشی تعادل نیز به صورت زیر می باشد:



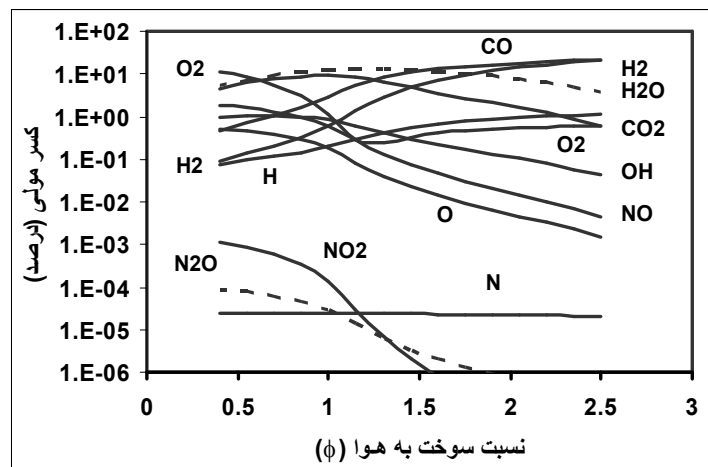
به طوریکه σ : مجموع اجزای محصولات احتراق (Kmol)، P : فشار (kPa) و P_0 فشار مرجع (۱۰۰ kPa) می باشد. ثابتهای تعادل K_1 و K_2 در معادلات فوق به ترتیب مربوط به واکنشهای تجزیه معادلات (۴) و (۵) می باشند. روش محاسبه ثابت تعادل برای واکنش j ام نیز بصورت زیر است:

$$K_j RT = T \sum_i a_{ij} s_i - \sum_i a_{ij} h_i \quad j=1, \dots, 9 \quad (۶)$$

$$h_i = h_{fi} + \int_{T_0}^T C_{pi} dT \quad (۷)$$

$$s_i = s_i^0 + \int_{T_0}^T C_{pi} \frac{dT}{T} \quad i=1, \dots, 13 \quad (۸)$$

T : دمای مخلوط، T_0 دمای مرجع ($298/15 \text{ } ^\circ K$)، K_j : ثابت تعادل برای معادله j ام، h_i انتالپی و h_{fi} انتالپی تشکیل برای جزء i ام (kJ/kmol)، s_i انتروپی و s_i^0 انتروپی حالت استاندارد برای جزء i ام (kJ/kmol K) ضرایب استوکیومتریکی، C_{pi} گرمای ویژه جزء i ام (kJ/kmol K) و R ثابت جهانی گازها ($8/314334 \text{ kJ/kmol K}$) می باشد. با توجه به اینکه سوخت مصرفی اکتان (C_8H_{18}) بوده و $\phi = 0/867$ (جدول ۱) می باشد. با حل دستگاه غیر خطی معادلات ۱۳ گانه حاصله از روش نیوتن-رافسون، ۱۳ مجهول n_{CO_2} تا n_N بدست آمده است. با محاسبه مجهولات واکنش، درصد هر یک از اجزای حاصل از احتراق و نیز فشار جزئی هر یک از اجزا تعیین گردید. شکل (۲) مقادیر و نحوه تغییرات اجزای حاصل احتراق سوخت C_8H_{18} را در دمای 2500 درجه کلوین و فشار 100 کیلو پاسکال برای نسبتهای سوخت به هوای مختلف که از حل دستگاه معادلات حاصله بدست آمده را نشان می دهد. با توجه به اینکه CO_2 ، H_2O ، CO بیشترین اثر را در پدیده تشعشع داشته و تاثیر سایر اجزا ناچیز می باشد [۱۴، ۱۵] لذا از اثر اجزای دیگر احتراق صرف نظر می شود. با در نظر گرفتن ترکیب گاز در هر قسمت از محفظه سیلندر، تئوری دو ناحیه ای و با توجه به نمودار تغییرت دما و فشار گاز در هر المان (شکل ۱)، با استفاده از نمودارهای ضریب صدور CO_2 ، H_2O ، CO [۱۶، ۱۷] ضریب صدور کلی گاز در هر المان (هر قسمت از سیلندر) بدست آمده است (شکل ۳).



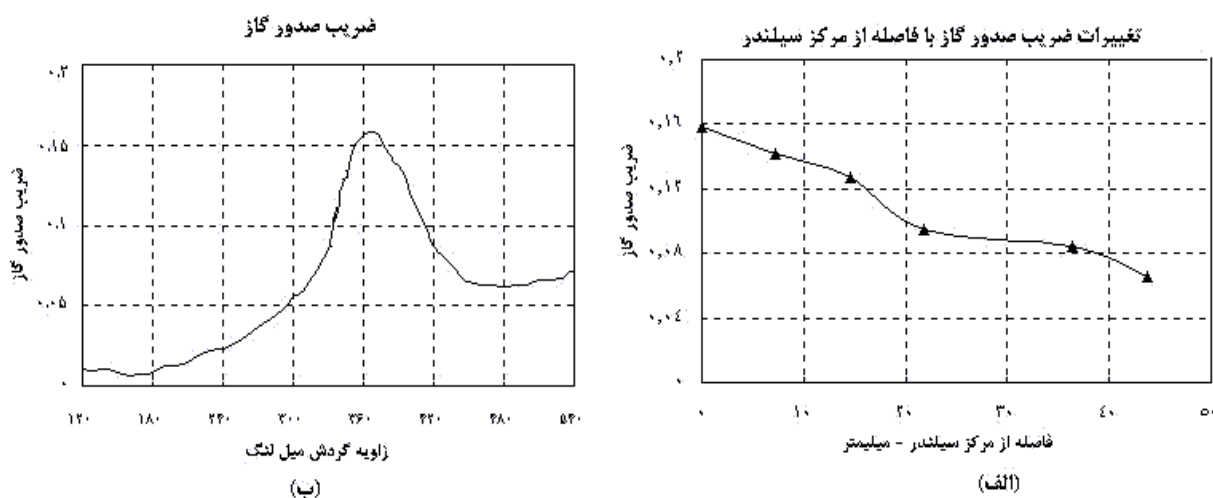
شکل ۲- درصد مولی اجزای حاصل احتراق بر حسب نسبت سوخت به هوا برای سوخت C_8H_{18} در دمای 2500 K و فشار 100 کیلو پاسکال

۴- محاسبه گرمای آزاد شده از احتراق

با استفاده از نمودارهای سوخت و احتراق و محاسبه میزان تغییر انرژی داخلی گاز داخل سیلندر، انرژی حاصل از احتراق در یک سیکل کاری، برابر ۱۲۴۸ کیلو ژول بدست می آید. آنگاه با استفاده از از تابع وایب (wiebe) که بیانگر نسبت انرژی آزاد شده به کل انرژی در هر زاویه میل لنگ می باشد، می توان تغییرات انرژی آزاد شده بر حسب زاویه گردش میل لنگ را بدست آورد.

$$x_b = 1 - \exp \left[-a \left(\frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta} \right)^{m+1} \right] \quad (9)$$

x_b نسبت حرارت آزاد شده به انرژی کل که در انتهای مرحله احتراق آزاد می شود، θ زاویه میل لنگ، θ_0 زمان آغاز احتراق که برای موتور مورد بررسی ۲۰ درجه قبل از نقطه مرگ بالا می باشد، $\Delta\theta$ مدت زمانی است که احتراق طول می کشد و ۴۲ درجه در نظر گرفته، a, m ضرایب ثابت می باشند که برای موتورهای بنزینی $m=2, a=5$ فرض می شوند [۱۹,۲۰]



شکل ۳- الف: تغییرات ضریب صدور گاز با فاصله از مرکز سیلندر در زمان پیشروی شعله
ب: تغییرات ضریب صدور گاز با زاویه گردش میل لنگ

۵- فرضیات و مدل بکار رفته

فضای داخل سیلندر به صورت یک استوانه که سطح بالای آن سرسیلندر، سطح پایین آن، تاج پیستون و دیواره جانبی آن، جداره داخلی سیلندر می باشد در نظر گرفته شده است اما حجم این استوانه با زاویه گردش میل لنگ تغییر می کند. ضمناً برای سادگی و قابل حل بودن مسئله از سایر انحناها صرف نظر می گردد. اجزای گاز داخل سیلندر در محدوده طول موج ۱/۲ تا ۱۵ میکرومتر می باشند که با توجه به تحقیقات مشابه انجام شده [۸-۱] می توان گاز و سطوح محفظه احتراق را به صورت خاکستری (Gray) فرض نمود و از تغییرات خواص تشعشعی سطوح و گاز با طول موج صرف نظر کرد. ضمناً اثر پخش ذرات گاز (Scattering) نادیده گرفته شده و ضریب جذب گاز نیز در هر المان ثابت فرض شده است.

۶- محاسبه ضرایب شکل

شش نوع ضریب شکل در یک سطح استوانه‌ای وجود دارد که سه تا مربوط به سطح با سطح (سطح بالایی با سطح پایینی استوانه، سطح بالایی یا پایینی با سطح جانبی استوانه، دیواره جانبی با دیواره جانبی) و دو تا مربوط به گاز با سطح (گاز با

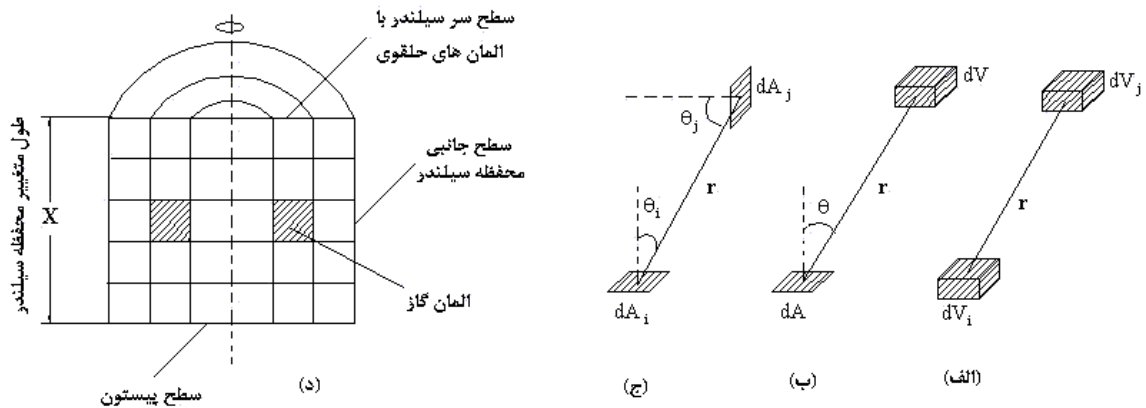
دیواره جانبی، گاز با سطح بالا یا پایین استوانه) و یک ضریب مربوط به گاز با گاز می باشد. با توجه به شکل (۴) این ضرایب به صورت زیر تعریف می گردند [۱۶، ۱۷].

$$\overline{s_j s_k} = \frac{\tau(r) \cos \theta_j \cos \theta_k dA_j dA_k}{\pi r^2} \quad (۱۰) \quad (\text{ضریب شکل مربوط به دو المان سطح، طبق شکل ۴- الف})$$

منظور از $\overline{s_j s_k}$ کسری از انرژی است که سطح A_j را ترک کرده و با عبور از محیطی با ضریب جذب a به سطح A_k می رسد

$$\overline{s_j g_\gamma} = \frac{a \tau(r) \cos \theta_k dA_k dv_\gamma}{\pi r^2} \quad (۱۱) \quad (\text{ضریب شکل یک المان سطح با یک المان گاز، طبق شکل ۴- ب})$$

$$\overline{g_\gamma^* g_\gamma} = \frac{a^2 \tau(r) dv_\gamma^* dv_\gamma}{\pi r^2} \quad (۱۲) \quad (\text{ضریب شکل مربوط به دو المان گاز، طبق شکل ۴- ج})$$



شکل ۴- ضرایب شکل موجود در مختصات استوانه ای (الف: دو المان حجم، ب: المان سطح با یک المان حجم، ج: دو المان سطح، د: المانهای انتخاب شده برای استوانه فرضی)

که در آن $\tau(r)$ کسری از انرژی می باشد که از مسیر r در محیطی که از گاز با ضریب جذب a پر شده عبور می کند

$$\tau(r) = \exp[-\int a(r) dr] \quad (۱۳)$$

که با فرض ثابت بودن ضریب جذب گاز

اگر معادله (۱۰) تا (۱۲) برای کلیه المانهای سطح و حجم که در شکل (۵) مشخص شده نوشته شود، کلیه ضرایب شکل بدست می آید. اگر گاز داخل سیلندر به صورت خاکستری (Gray) فرض شود در این صورت

$$\overline{s_k g_\gamma} = \overline{g_\gamma s_k} \quad \overline{s_j s_k} = \overline{s_k s_j} \quad \overline{g_\gamma g_\gamma^*} = \overline{g_\gamma^* g_\gamma} \quad (۱۴)$$

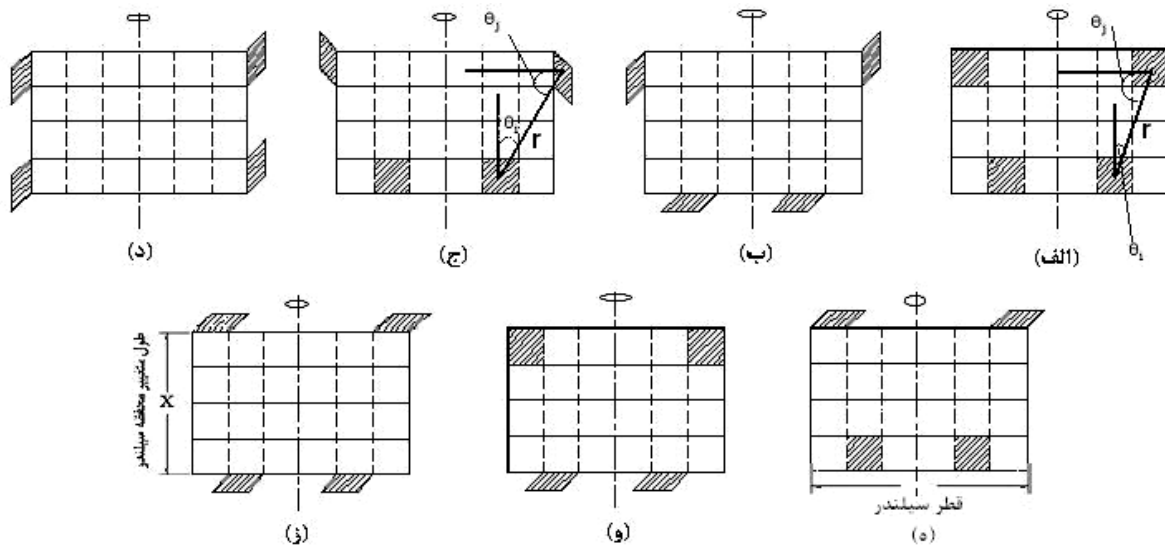
و از بالانس انرژی در هر المان سطح و هر المان گاز :

$$\sum_i \overline{s_i s_j} + \sum_i \overline{g_i s_j} = A_j \quad (۱۵)$$

$$\sum_i \overline{g_i g_j} + \sum_i \overline{g_j s_i} = \epsilon V_j \quad (۱۶)$$

به طوری که A_j مساحت المان j ام، V_j حجم المان گاز و ϵ ضریب صدور هر المان گاز می باشد

لذا ماتریس حاصل از کلیه ضرایب شکل یک ماتریس متقارن می گردد. با توجه به شکل (۵) و با محاسبه پارامترهای θ_j ، θ_k و r برای هر المان سطح و هر المان حجم می توان کلیه ضرایب را بدست آورد. اما نکته مهم در این مرحله تشخیص مختصات هر المان برای برنامه می باشد. ضمناً از آنجائیکه سطح سرسیلندر و سطح تاج پیستون (سطح بالا و پایین استوانه) مسطح فرض شده اند پس المانهای هر یک از این سطوح با خود تبادل تشعشع ندارند و ضرایب مربوط به آنها صفر می گردد ولی المانهای سطح دیواره جانبی به دلیل انحنا با خود نیز تبادل تشعشع دارند.



شکل ۵ - ضرایب شکل موجود در مختصات استوانه ای (الف: المان گاز با المان گاز، ب: المان سطح پیستون با سطح جانبی سیلندر، ج: المان سطح جانبی سیلندر با المان گاز، د: دو المان سطح جانبی سیلندر، ه: المان سطح سر سیلندر با المان گاز، و: المان سطح پیستون با المان گاز، ز: المان سطح سر سیلندر با المان گاز)

با توجه به حرکت پیستون و معادله جابجایی آن و در نظر گرفتن ارتفاع محفظه احتراق موتور مورد بررسی برابر ۸/۸۷ میلیمتر، طول استوانه طبق رابطه زیر با زاویه گردش میل لنگ تغییر می کند.

$$x = 8.77 + 33.35(1 - \cos\theta) + 3.81\sin^2\theta \quad (\text{mm}) \quad (17)$$

حال با توجه به اینکه در زوایای مختلف میل لنگ، طول استوانه متفاوت می باشد لذا در هر زاویه از میل لنگ تعداد المان متفاوتی استفاده می شود تا محاسبات از دقت بالایی برخوردار باشند.

۷- استخراج معادله های حاکم

میزان انرژی که هر یک از المانهای سطح دریافت می کنند برابر مجموع انرژی دریافتی از کلیه المانهای سطوح (سطح بالا و پایین استوانه و سطح جانبی آن) و انرژی دریافتی از المانهای گاز می باشد [۱۶، ۱۷].

$$q_{i,k} = q_{i,k} \Big|_{\text{from-Gases}} + q_{i,k} \Big|_{\text{from-Surfaces}} \quad (18)$$

انرژی رسیده از المان گاز به حجم V_γ به المان سطح A_k (شامل هر یک از المانهای سر سیلندر، جداره سیلندر و سطح پیستون) عبارت است از :

$$q_{i,\gamma-k} = \frac{1}{A_k} \overline{g_\gamma s_k} \sigma T_\gamma^4 \quad (19)$$

اگر استوانه به عنوان یک محفظه بسته دارای N المان سطح باشد مقدار انرژی رسیده از N المان سطح به سطح k ام برابر است با:

$$q_{i,k-j} \Big|_{\text{from-Surfaces}} = \frac{1}{A_k} \sum_{j=1}^N s_j s_k q_{o,j} \quad (20)$$

که در آن $q_{o,j}$ انرژی خارج شده از هر المان سطح می باشد که این انرژی شامل مجموع انرژی خارج شده از طریق صدور و بازتاب می باشد.

$$q_{o,j} = \varepsilon_j \sigma T_j^4 + \rho_j q_{i,j} = \varepsilon_j \sigma T_j^4 + (1 - \varepsilon_j) q_{i,j} \quad (21)$$

حرارت خالص مربوط به هر المان سطح برابر است با اختلاف حرارت خارج شده از سطح و حرارت رسیده به سطح :

$$Q_k = A_k q_k = (q_{o,k} - q_{i,k}) A_k \quad (22)$$

با استفاده از رابطه (۲۱)

$$Q_k = \frac{\epsilon_k A_k}{1 - \epsilon_k} (\sigma T_k^4 - q_{o,k}) \quad (23)$$

همچنین از روابط (۲۰) و (۱۹)

$$Q_k = A_k q_{o,k} - \sum_{j=1}^N s_j s_k q_{o,j} - \sum_{\gamma=1}^{\Gamma} g_{\gamma} s_k \sigma T_{\gamma}^4 \quad (24)$$

با مساوی قرار دادن دو رابطه (۲۴) و (۲۳)

$$\left(A_k + \frac{\epsilon_k A_k}{1 - \epsilon_k} \right) q_{o,k} - \sum_{j=1}^N s_j s_k q_{o,j} = \frac{\epsilon_k A_k}{1 - \epsilon_k} \sigma T_k^4 + \sum_{\gamma=1}^{\Gamma} g_{\gamma} s_k \sigma T_{\gamma}^4 \quad (25)$$

اگر رابطه (۲۵) برای N المان سطح (کلیه المانهای سطح پیستون، سر سیلندر و جداره سیلندر) نوشته شود N معادله بدست می آید که به کمک آن می توان N مجهول $q_{o,k}$ (حرارت خارج شده از هر المان سطح بر اثر تشعشع) را بدست آورد. T_{γ} (دمای هر المان گاز) و T_k (دمای هر المان سطح) بوده و ϵ_k ضریب صدور هر المان سطح می باشد که به دلیل متفاوت بودن دما در هر المان سطح، هر المان سطح می تواند دارای ضریب صدور متفاوتی باشد. دمای هر المان سطح با بررسی انتقال حرارت و تعیین نحوه توزیع دمایی در سطوح مختلف بدست می آید. اما در این پژوهش توزیع دمایی پیستون از روش آزمایشگاهی تعیین گردیده و توزیع دمایی سایر سطوح از نتایج شبیه سازی با نرم افزارهای اجزا محدود محاسبه گردید و دمای هر المان گاز نیز از شبیه سازی سیکل موتور (شکل ۱) بدست آمد.

از بالانس انرژی در هر المان گاز مشخص می گردد که حرارت صادر شده از هر المان گاز برابر است با :

(حرارت رسیده از سایر المانهای گاز) + (حرارت خارج شده از سایر المانهای سطح که به آن المان گاز رسیده است) + (حرارت تولید شده در آن المان گاز) - (حرارت انتقال یافته از طریق انتقال حرارت جابجایی به تمام المانهای سطح) (رابطه ۲۶)

$$\epsilon_{\gamma} \sigma T_{\gamma}^4 V_{\gamma} = \sum_{\gamma^*=1}^{\Gamma} \sigma T_{\gamma^*}^4 g_{\gamma^*} g_{\gamma} + \sum_{k=1}^N q_{o,k} g_{\gamma} s_k + q_{\gamma}^{\circ} V_{\gamma} - \sum_{k=1}^N h_k A_k (T_{\gamma} - T_k) \quad (26)$$

که در آن ϵ_{γ} ضریب صدور هر المان گاز، h_k ضریب انتقال حرارت جابجایی گاز در هر المان و q_{γ}° حرارت تولید شده در واحد حجم برای هر المان گاز می باشد q_{γ}° تنها در مرحله احتراق وجود دارد که از محاسبه گرمای آزاد شده در مرحله احتراق بدست آمد (رابطه ۹) و در سایر مراحل عملکرد موتور مقدار آن برابر صفر است. h_k از رابطه وشنی (معادله ۲۷) بدست می آید [۱۹].

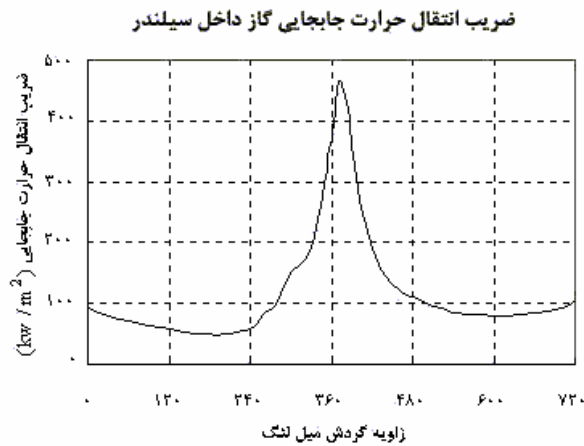
$$h_k = 3.26 B^{-0.2} P^{-0.8} T^{-0.55} w^{0.8} \quad (27)$$

که در آن B قطر داخلی سیلندر بر حسب متر، P فشار گاز داخل سیلندر بر حسب کیلو پاسکال، T دمای گاز در واحد کلوین (با استفاده از نمودار ۱) و w سرعت متوسط گاز در واحد متر بر ثانیه می باشد، سرعت متوسط گاز نیز به صورت زیر بدست می آید

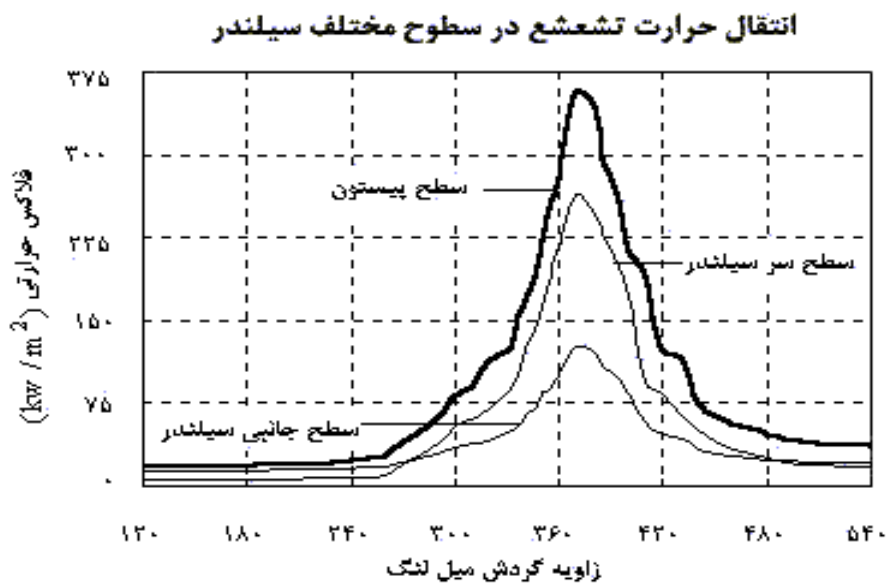
$$w = C_1 \bar{S}_p \quad (28)$$

به طوری که \bar{S}_p سرعت متوسط پیستون و C_1 ضریب ثابت است که مقدار آن برای مرحله مکش و تخلیه، $6/18$ و برای سایر مراحل، $2/28$ می باشد [۲۰، ۲۱]. بنابراین نمودار تغییرات ضریب انتقال حرارت جابجایی بر حسب زاویه گردش میل لنگ طبق شکل (۶) بدست می آید. اگر معادله (۲۶) برای Γ المان گاز نوشته شود Γ معادله بدست می آید که با حل همزمان آنها می توان Γ مجهول T_{γ} (دما در هر المان گاز) را بدست آورد. که اگر دمای بدست آمده برای هر المان گاز با دمای المان گاز که در رابطه (۲۵) استفاده گردید، متفاوت باشد رابطه (۲۵) مجددا در هر المان سطح و با دمای جدید برای هر المان گاز

نوشته شده و $q_{0,k}$ در هر المان سطح بدست می آید که این کار تا رسیدن به یک دمای یکسان برای گاز داخل سیلندر تکرار می شود. در اصل این مرحله برنامه برای کنترل مقادیر بدست آمده و تصحیح مقادیر تقریبی اعمال شده برای دمای گاز (شکل ۱) انجام می شود. با جمع کردن $q_{0,k}$ مربوط به کلیه المانهای هریک از سطوح پیستون، سر سیلندر و جداره جانبی سر سیلندر به طور جداگانه، انتقال حرارت تشعشع در هر یک از این سطوح بدست می آید (شکل ۷).



شکل ۶- نمودار تغییرات ضریب انتقال حرارت جابجایی در زوایای مختلف میل لنگ



شکل ۷- تغییرات انتقال حرارت تشعشع بر حسب زاویه گردش میل لنگ در سطح پیستون، سر سیلندر و جداره جانبی سیلندر

۸- بحث و نتیجه گیری

- ضریب صدور گاز در طول سیکل موتور تغییر می کند و بیشترین مقدار آن در لحظاتی پس از شروع احتراق بدست می آید (شکل ۳- ب).
- ضریب صدور گاز با افزایش دما، کاهش و با افزایش فشار، افزایش می یابد از طرفی دما و فشار با فاصله از مرکز سیلندر، افزایش می یابند که در نهایت باعث می گردد که ضریب صدور گاز با فاصله از مرکز سیلندر کاهش یابد (شکل ۳- الف).

- انتقال حرارت ناشی از پدیده تشعشع، ۵ تا ۸ درصد کل انتقال حرارت موجود در سیلندر خودرو را به خود اختصاص می دهد شکل (۶) و (۷).
- مدل بکار رفته برای محاسبه انتقال حرارت تشعشع در سیلندر موتور جرقه اشتعال به دلیل سادگی و نتایج خوب آن، با کمی تغییرات برای خودروهای بنزینی و حتی دیزلی دیگر نیز قابل استفاده می باشد همچنین نتایج حاصله با نتایج مراجع [۱-۸] مطابقت دارد.

مراجع

- 1- Zhou, Q.B., Wei, X.Y., Zhu, T.Z., Wang, R.S., "The Study of Radiation Heat Transfer Process in Diesel Engines", Dalian Institute of Technology, 1989.
- 2- Chang, S.L., "Computation of Radiation Heat Transfer in Diesel Combustion", SAE, No: 831332, 1983
- 3- Collins, M.W., Stasiek, J., "The Application of Transformational Zone Method to The Calculation of Radiation Heat Transfer Inside a Piston-Cylinder System", INT-J-Heat-Fluid-Flow, Vol. 13, No. 4, pp 380-389, 1992
- 4- Morel, T., Keribar, R., "Heat Radiation in D.I. Diesel Engines", SAE, No: 860445, 1986
- 5- Yan, J., Borman, G., "A New Instrument for Radiation Flux Measurement in Diesel Engines", SAE, No: 891901, 1989
- 6- Blunsdon, C.A., Malalasekera, W.M.G., Dent, J.C., "Application of the Discrete Transfer Model of Radiation in a CFD Simulation of Diesel Engine Combustion and Heat Transfer", SAE, No: 922305, 1992
- 7- Blunsdon, C.A., Dent, J.C., Malalasekera, W.M.G., "Modelling Infrared Radiation From Combustion Products in a Spark Ignition Engine", Sae, No: 932699 1993
- 8- Wisniewski, T.S., Furmanski, P., Banaszek, J., "Radiation Heat Transfer in a Combustion Chamber of Diesel Engine With Partially Transparent Burnt Gas Zone", SAE, No: 980504 1998.
- 9- Svehla R. A., and McBride, B. J., 'Fortran IV Computer Program for Calculation Thermodynamic and Transport Properties of Complex Chemical Systems', NASA Technical Note TN D-7056, NASA Lewis Research Center, 1973.
- 10- Zeleznic F. J., and Gordon, S., 'A General IBM 704 or 7090 Computer Program for Computation of Chemical Equilibrium Composition', Rocket Performance, Detonation, NASA TN D-1454, 1962
- 11- Gordon S., and McBride, B. J., 'Computer Program for Calculation of Complex Chemical Equilibrium Composition', Rocket Performance, Incident and Reflected Shocks, and Chapman Jouguet Detonation, NASA SP-273, 1971
- 12- Olikara C., and Borman, A. L., 'A Computer Program for Calculating Properties of Equilibrium Combustion Products with Some Application to IC Engines', SAE Paper 750468 1975.
- 13- Meintjes K., and Morgan, A. P., 'Performance of Algorithms for Calculation of Equilibrium Composition of a Mixture of Gases', Journal of Computational Physics 60, 219, 1985.
- 14- Tsai, J.R., Özisik, M.N., "Transient, Combined Conduction and Radiation in an Absorbing, Emitting and Isotropically Scattering Solid Cylinder, J-Applied Physics", Vol. 64, No. 8, pp 3823-3824 1988.
- 15- Rashidi M., 'Calculation of equilibrium composition in combustion products.' Journal of applied thermal engineering. V18 No 3-4, pp 103-109, 1998.
- 16- Hottel, H.C., Sarofim, A.F., "Radiation Transfer", McGraw-Hill, 1967.
- 17- Siegel, R., Howell, J.R., "Thermal Radiation Heat Transfer", 1992.
- 18- Spalding, D.B., Afgan, N.H., "Heat and Mass Transfer in Gasoline and Diesel Engines", Hemisphere, 1989
- 19- Heywood, J.B., "Internal Combustion Engine Fundamentals", New York, McGraw-Hill, 1988.
- 20- Maleev, V.L., "Internal Combustion Engines", California, McGraw-Hill, 1975
- 21- Han, S.B., Chung, Y.J., Kwon, Y.J., Lee, S., "Empirical Formula for Instantaneous Heat Transfer Coefficient in Spark Ignition Engine", SAE No: 972995 1997