

طراحی اتاق احتراق و افشانه سوخت سازگار در موتورهای دیزلی پردور

Dr.Soheil.Hosseini@Gmail.com

دکتر سهیل سید حسینی

چکیده

اکنون کاهش مصرف سوخت و نشر آلاینده های موتورهای دیزلی با پاشش مستقیم یکی از اهداف مهم در تحقیقات موتورهای دیزلی بشمار می آید. جهت دستیابی به اهداف فوق، اختلاط بهتر و سریعتر سوخت و هوا یکی از موثرترین ابزار می باشد. در این راستا حرکت گردبادی هوای داخل سیلندر و سازگاری آن با افشانه سوختی نقش مهمی را ایفاء می نماید. لذا طراحی مناسب شکل هندسی کاسه پیستون جهت افزایش آهنگ حرکت گردبادی هوای داخل آن در مراحل مکش و تراکم ضروری است. در این مقاله، ابعاد اولیه دو طرح اتاق احتراق مخروطی و امگا برای موتور دیزلی پردور OM-314 با استفاده از نتایج بهینه سازی الگوریتم ژنتیکی و توجه به تجربیات قبلی در موتورهای دیزلی ارائه شده است. در کاسه پیستون جدید محل برخورد افشانه سوختی به دیواره کاسه به زاویه مخروطی افشانه، زمان پاشش افشانه و سرعت موتور وابسته است. بنابراین با یک سازگاری ما بین این پارامترها در کاسه پیستون جدید، سعی شده زاویه پاشش بهینه انتخاب شود.

واژه های کلیدی: حرکت گرد بادی؛ کاسه پیستون؛ موتور دیزل

نمادها

d : قطر دهانه کاسه پیستون

D : قطر پیستون

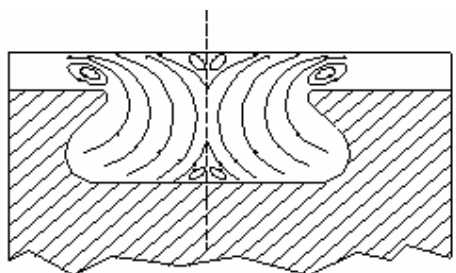
r : شعاع انحنای کف کاسه پیستون

C.r : نسبت تراکم

h : ارتفاع از تاج پیستون

V_{ch} : حجم کاسه پیستون

شکل (الف) خطوط جریان در مرحله تراکم



شکل (ب) خطوط جریان در مرحله انبساط

۲- طراحی اتاق احتراق با دهانه تنگ شده

بحث نظری اندازه حرکت زاویه ای نشان می دهد که اندازه حرکت زاویه ای هوای ورودی به سیلندر با ممان اینرسی و سرعت چرخشی هوای داخل سیلندر رابطه مستقیمی دارد. اندازه حرکت زاویه ای در غیاب اصطکاک مقدار ثابتی بوده و از رابطه زیر بدست می آید.

$$\Gamma_{c,i} = I_{c,i} \omega_{s,i} \quad (1)$$

که در رابطه (۱)، $\Gamma_{c,i}$ ؛ اندازه حرکت زاویه ای؛ $I_{c,i}$ ؛ ممان اینرسی و $\omega_{s,i}$ ؛ چرخش زاویه ای جریان سیال داخل سیلندر می باشد.

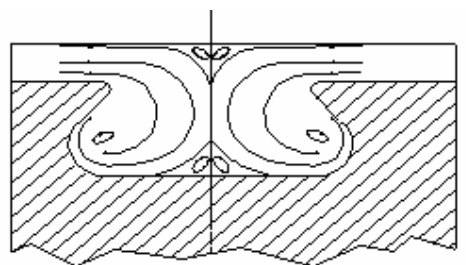
بنابر رابطه (۱) لازمه افزایش سرعت چرخشی هوای داخل سیلندر ($\omega_{s,i}$) اینست که مقدار $I_{c,i}$ کاهش داده شود. $I_{c,i}$ برای اتاق های احتراق کاسه ای در تاج پیستون از رابطه زیر بدست می آید.

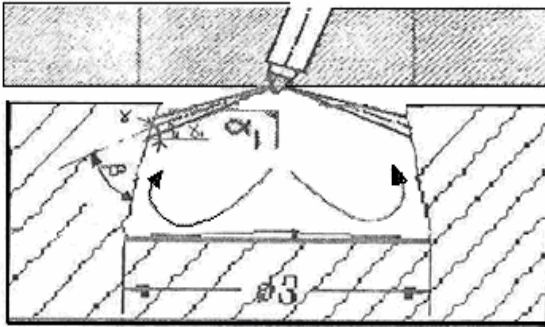
$$I_c = [(z/h_B) + (d/B)^4] / [(z/h_B) + (d/B)^2]$$

۱- مقدمه

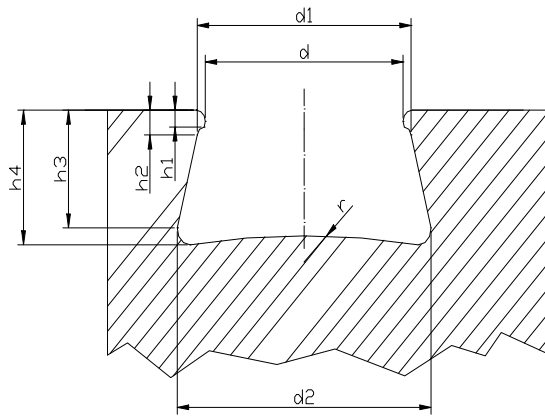
موتور دیزلی پردور OM-314 که بر روی مینی بوسها نصب می گردد، زمانی طراحی شده که مسئله آلودگی هوا امر مهمی نبوده است. با استفاده از هماهنگی مجموعه پاشش سوخت و بویژه طراحی اتاق های احتراق و افشانه های پاشش سوخت این موتورها می توانند برای توان ویژه بالا، مصرف سوخت پائین و انتشار آلاینده های کم بهینه سازی شوند. در این گزارش طراحی اتاق احتراق جدید و انتخاب افشانه سوخت مناسب برای موتور دیزلی OM-314 ارائه گردیده است.

تاثیر اتاق های احتراق با دهانه تنگ شده بر روی خطوط جریان هوا جهت اختلاط بهتر به صورت نمونه در شکل های زیر نشان داده شده است. شکل (الف) خطوط جریان را در مرحله تراکم و شکل (ب) در مرحله انبساط، هنگامی که پیستون رو به پایین حرکت می کند، نشان می دهند. با طراحی مناسب اتاق های احتراق با دهانه تنگ شده جریان های چرخشی ورودی به اتاق احتراق در مرحله تراکم و خروجی از اتاق احتراق در مرحله انبساط شدت یافته و به اختلاط سریع و یکنواخت هوا با افشانه سوخت منجر شده و احتراق کاملتری را نتیجه خواهد داد.





شکل (۲) طرح نمونه اتاق احتراق مخروطی



شکل (۳) تقسیم شکل هندسی اتاق احتراق به چهار ناحیه

ابعاد زیر از روی بهینه سازی الگوریتم ژنتیکی، کارهای تحقیقاتی قبل و اتاق احتراق موتورهای دیزلی هم خانواده از جمله موتور دیزلی OM-364 معلوم شده است.

$$\frac{d}{D} = 0.45 \quad h_1 = 3 \text{ mm}$$

$$h_4 - h_3 = 1/62 \text{ mm}$$

$$\alpha < 15^\circ$$

اگر حجم ناحیه‌ها با هم دیگر جمع شده و مساوی حجم کاسه تاج پیستون قرار داده شود رابطه‌های زیر نتیجه خواهد شد:

$$V_1 = \pi d^2 \times \frac{h}{4} \quad (1)$$

که در آن d : قطر کاسه؛ B : قطر سیلندر؛ Z : فاصله پیستون از سرسیلندر و h_B : عمق کاسه است. رابطه فوق با استفاده از روش بهینه سازی الگوریتم ژنتیکی حل شده و مقادیر بهینه d و h_B تعیین شده است.

الگوریتم ژنتیکی در بهینه سازی اتاقهای احتراق به این طریق به کار رفته که ابتدا با حدس یکی از عوامل h_B و d دیگری را از رابطه حجم کاسه تاج پیستون و با توجه به اینکه در نسبت تراکم ثابت این حجم ثابت می ماند، حساب کرده و I_C مربوطه را حساب می کند. I_C تابع ارزش الگوریتم بوده و الگوریتم از توانایی خود در یافتن بهینه تابع ارزش پیش می رود تا مقادیر بهینه d و h_B تعیین گردد.

۲-۱- طراحی اتاق احتراق با دهانه تنگ شده مخروطی

بهینه سازی رابطه فوق و تحقیقات قبلی نشان می دهند که در اتاق احتراق با دهانه تنگ شده عوامل زیر صادق می باشند.

- ۱- نسبت قطر دهانه اتاق احتراق به قطر پیستون $0.34/0.45$ تا $\frac{d}{D} = 0.45$ می باشد. [۲]

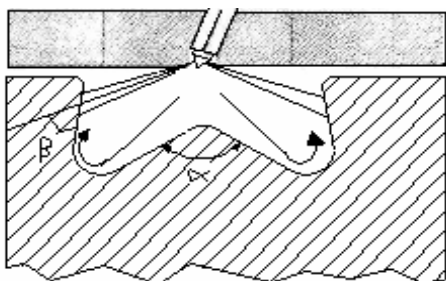
۲- زاویه بین دیوارهای اطراف اتاق احتراق و محور افشانه سوخت؛ 60° تا $50^\circ = \beta$ می باشد. (شکل (۲)) با تحقیق بر روی موتورهای دیزلی مدرن دیده می شود که طرح اتاق احتراق موتور عمدتاً از نوع مخروطی بوده و نسبت قطر دهانه اتاق احتراق به قطر سیلندر آن $0.45/0.45$ می باشد. [۲] بنابراین در این طرح برای موتور OM-314 از همین نسبت استفاده شده است. برای طراحی، شکل هندسی اتاق احتراق مطابق شکل (۳) به چهار ناحیه تقسیم شده است.

OM-314

بهینه سازی الگوریتم ژنتیکی ممان اینرسی جریان
چرخشی و تحقیقات قبلی نشان می‌دهند که در اتاق
احتراق با دهانه تنگ شده امگا پارامترهای زیر صادق
می‌باشند.

۱- نسبت قطر دهانه اتاق احتراق به قطر پیستون ۰/۵ تا ۰/۶ $\frac{d}{D}$ می‌باشد. [۲]

۲- زاویه بین دیوارهای اطراف اتاق احتراق با شیب کم و محور افشانه سوخت 70° تا 60° می‌باشد. (شکل ۵)) با تحقیق بر روی موتورهای دیزلی مدرن دیده می‌شود که طرح اتاق احتراق موتورهای پیشرفته امروزی عمدتاً از نوع امگا بوده و نسبت قطر دهانه اتاق احتراق به قطر سیلندر آن $0/5$ تا $0/6$ می‌باشد. [۲]



برای طراحی شکل هندسی اتاق احتراق مطابق شکل (۶) به چند ناحیه تقسیم شده است. حجم این ناحیه ها که از دوران حول محور مرکزی به دست می آید؛ با همدیگر جمع شده و مساوی حجم کل کاسه پیستون قرار داده می شود تا مشخصات دیگر طرح مانند طرح مخروطی در آورده شود.

نقشه این طرح نیز تهیه گردیده و در شکل (۷) برای موتور OM-314 آورده شده است.

$$V_2 = \frac{\pi}{12} (h_2 - h_1) [d^2 + d_1^2 + dd_1] \quad (2)$$

$$V_3 = \frac{\pi}{12} (h_3 - h_2) [d_1^2 + d_2^2 + d_2 d_1] \quad (r)$$

$$V_4 = \pi(h_4 - h_3) \frac{d_2^2}{4} - \pi \frac{(h_4 - h_3)^2}{3} (3r + h_3 - h_4) \quad (f)$$

$$r = \frac{\left[\frac{d_2^2}{4} + (h_4 - h_3)^2 \right]}{2 \times (h_4 - h_3)} \quad (\Delta)$$

$$\tan(75) = \frac{h_3 - h_2}{\frac{d_2 - d_1}{2}} \Rightarrow h_3 - h_2 = 1.866 \times (d_2 - d_1) \text{ (e)}$$

$$V_{ch} = V_1 + V_2 + V_3 + V_4 \quad (V)$$

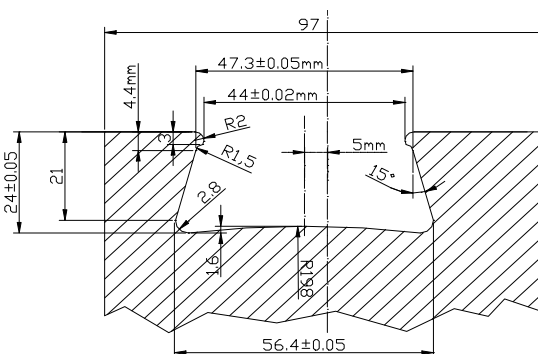
حال در موتور دیزلی OM-314 مشخصات زیر را داریم.

$$\frac{d}{D} = .4 \Delta \Rightarrow d = 9V \times .4 \Delta \Rightarrow d = 44 \text{ mm}$$

C.r. = 17:1 V_{ch} = 47516 mm³

با جایگذاری $V_1, V_2, V_3, V_4, V_{ch}$ در رابطه (۷) و حل آن و با استفاده از مشخصاتی که از کارهای تحقیقاتی قبلی وجود دارد اندازه های لازم برای طراحی بدست می آید که در نمودارهای مربوطه رسم گردیده است.

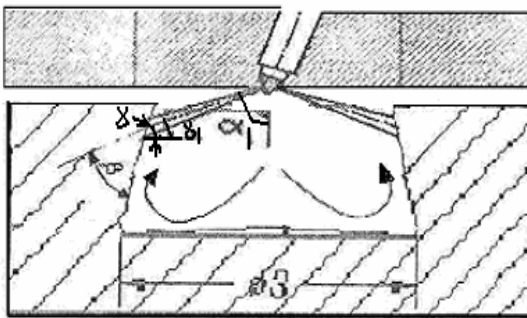
در شکل (۴) نقشه کاسه پیستون برای موتور OM-314 با قطر سیلندر ۹۷ mm و مشخصات کاسه پیستون مخروطی تهیه شده است.



۵) محل برخورد بهینه افشانه سوخت که باید در ۱/۳ ارتفاع کاسه پیستون باشد. [۳]

۳-۱- انتخاب افشانه های سوخت مناسب برای طرح اتاق احتراق جدید مخروطی

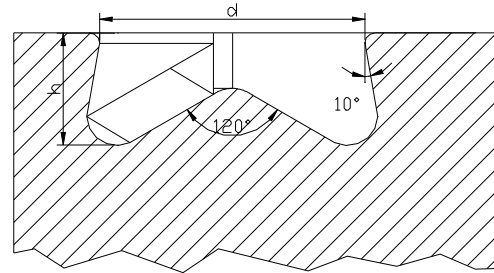
جهت تعیین زاویه افشانه سوخت در طرح مخروطی، مطابق شکل (۹) زاویه γ با در نظر گرفتن 15° برای دیواره ها مساوی 75° تعیین می گردد. حال اگر زاویه β را مساوی 52° انتخاب کنیم؛ $\gamma_1 = 23^\circ$ و از آنجا $\alpha_1 = 67^\circ$ خواهد شد که دو برابر آن 134° تعیین می گردد. [۲]



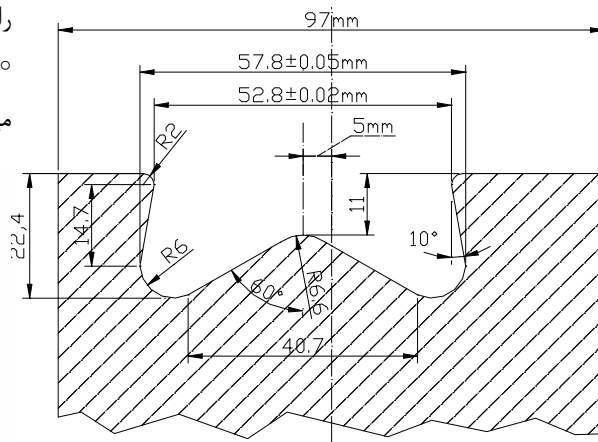
شکل (۹) زاویه محور افشانه سوخت با دیواره اتاق احتراق طرح مخروطی

۳-۲- انتخاب افشانه های سوخت مناسب برای طرح اتاق احتراق جدید امگا

جهت تعیین زاویه افشانه سوخت در طرح امگا، مطابق شکل (۱۰) زاویه γ با در نظر گرفتن 10° برای دیواره ها 75° تعیین می گردد. حال اگر زاویه β را مساوی 61° انتخاب کنیم؛ $\gamma_1 = 19^\circ$ و از آنجا $\alpha_1 = 71^\circ$ که دو برابر آن 142° تعیین می گردد.



شکل (۶) تقسیم شکل هندسی اتاق احتراق به چند ناحیه



شکل (۷) مشخصات اتاق احتراق امگای موتور OM-314

۳- انتخاب افشانه های سوخت مناسب برای طرح اتاق احتراق جدید

در اتاق احتراق با دهانه تنگ شده افشانه ها جهت اهداف زیر طراحی می شوند :

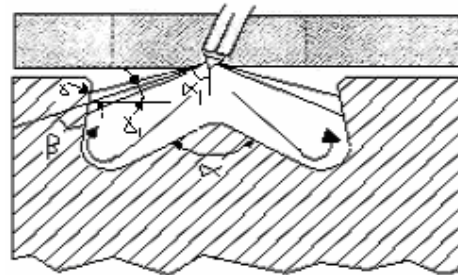
(۱) برای جلوگیری از برخورد افشانه سوخت به فضای

بالای پیستون بویژه سطح چلانشی (squish)

(۲) برای ایجاد ارتفاع مساوی نقاط برخورد افشانه به دیواره

(۳) تا حد ممکن ایجاد طول یکسان برای هر افشانه سوختی

(۴) کمینه کردن نیاز به فشار پاشش سوخت بالا



شکل (۱۰) زاویه محور افشانه سوخت با دیواره اتاق احتراق
طرح امگا

۳- به کارگیری یک پرخوران مناسب همراه با طراحی مناسب اتاق احتراق (ترجیحا با دهانه تنگ شده) و افشانه های پاشش سوخت سازگار با آن موجب کاهش مصرف سوخت، کاهش آلاینده های خروجی اگزوز و افزایش توان موتور می شود.

امید است با تأمین امکانات ساخت و نصب طرحهای جدید مورد آزمون قرار گرفته و نتایج آن نیز مورد توجه علاقه مندان طرح قرار گیرد.

۷) مراجع

۱- علی میر محمدی، "بررسی نحوه کاهش آلایندگی موتور دیزلی OM-355 تا سطح استاندارد Euro1"، پایان نامه کارشناسی ارشد، ۱۳۸۰. گروه مهندسی مکانیک دانشگاه تبریز.

۲- وهاب پیروپناه و علی میرمحمدی، "تأثیر تغییر در شکل کاسه پیستون بر نشر آلایندگی موتورهای دیزلی با پاشش مستقیم"، مجموعه مقالات یازدهمین کنفرانس سالانه-بین المللی مهندسی مکانیک ایران، اردیبهشت ۱۳۸۱.

۳- وهاب پیروپناه و مجید عباسعلی زاده، "تأثیر بازخورانی گازهای خروجی (EGR) در آلایندگی موتورهای دیزلی باپاشش مستقیم خودرو"، مجموعه مقالات هفتمین کنفرانس سالانه مهندسی مکانیک ایران صفحه ۲۱-۲۸، ۱۳۷۸.

3- Kowalewicz, A., "Combustion System of High Speed Piston I.C.E. Engines", MCGRAW, NEW YORK., 1984.

4-Yong Chen and David B. Kittelson, "Geometric Optimization of Nozzles for Inclined Injectors for DI Diesel Engines", University of Innesota., SAE., 96086, 1996.

5- Heywood, J.B, "Fundamentals of Internal Combution Engine", Book, 1988.

6- Schafer, F. and R. van huysen, "Reduced Emission and Fuel Combution in

۶- نتیجه گیری کلی

در این مقاله طرحهای اتاق احتراق و افشانه های سوخت سازگار با طرحهای جدید اتاق احتراق برای موتور دیزلی OM-314 طراحی شده که در متن مقاله آورده شده اند.

طرحهای فوق الذکر باید بر روی پیستونهای موتور OM-314 اجرا شده و پس از تهیه نازلهای افشانه سوخت سازگار با طرح جدید روی موتور نصب و مورد آزمون عملکردی و آلایندگی قرار گیرد.

عوامل زیر موقع اجرای طرحهای اتاق احتراق با دهانه تنگ شده باید رعایت گردد:

۱- ریتارد کردن پاشش سوخت موتور در طرح اتاق احتراق دهانه تنگ شده؛ باعث بهبود آلایندگی خروجی خواهد شد. زیرا از یک طرف زمان تأخیر در اشتعال کاهش یافته و شرایط تشکیل NO_x کاهش می یابد. از طرف دیگر حرکت توربولانس ایجاد شده در زمان احتراق دیفوزیونی اختلاط هوا و سوخت را بهبود بخشیده و سایر آلاینده های خروجی اگزوز را کاهش می دهد.

۲- اتاق احتراق با دهانه تنگ شده در سرعتهای بالای موتور عملکرد بهتری خواهد داشت. بنابراین باید با تأمین هوای در دسترس داخل سیلندر در سرعتهای پایین موتور احتراق در سرعتهای پایین را بهبود بخشید که با به کارگیری یک پرخوران مناسب این مساله حل خواهد شد.

Automobile Engines” , ASE
publishing, 1995.

7- Thomas W. Ryan III and S.M. Shahed ,“Injection Pressure and Intake Air Density Effects on Ignition and Combustion in a 4-valve Diesel Engine” , Southwest Institute ., SAE.,941919, 1994.

8-Rahman M. Montajir , H. Tsunemoto and H. Ishitani, “ Fuel Spray Behavior in a Small DI Diesel Engine : Effect of Combustion Chamber Geometry ” , Isuzu Motor Co- Ltd. , SAE , 2000 - 01-0946, 2000.

9- Yoshiyuki Kidoguchi, Changlin Yang and Kei Miwa, “ Effect of High Squish Combustion Chamber on Simultaneous Reduction of NO_x and Particulate From a Direct-Injection Diesel Engine” , The University of Tokushima., SAE, 1999-01-1502, 1999.

10- kazutoshi Mori, Hiroshi Jyoutaki , Kenji Kawai and Kenji Sakai , “New Quiescent Combustion System for Heavy Duty Diesel Engines to Overcome Exhaust Emissions and Fuel Consumption Trade – off ”, SAE , 2000 –01-1811, 2000