

الگوسازی^۱ و بررسی تجربی موتور گازسوز

تنفس طبیعی و پرخورانی

سیدحسین هاشمی*

دانشجوی کارشناسی ارشد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی شریف
hhashemigh@gmail.com

علی حاجیلو

دانشیار دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی شریف

علی اصغر مظفری

دانشیار دانشکده مهندسی مکانیک دانشگاه صنعتی شریف

* نویسنده مسئول

پذیرش نهایی مقاله: ۱۳۸۷/۰۸/۲۵

چکیده

کاربرد سوخت گاز طبیعی به عنوان سوخت جایگزین، در دهه‌های اخیر بیشتر مطرح شده است. به علت خواص احتراقی مناسب و آلودگی کم، گاز طبیعی می‌تواند انتخاب مناسبی برای نسل آینده باشد. در این مقاله الگوسازی موتور گازسوز تنفس طبیعی M355G انجام شده و با استفاده از آن تطابق موتور و پرخوران صورت گرفته و منحنی‌های آن به دست آمده است. در بخش دیگر این پژوهش، تحقیقات تجربی روی موتور در دو حالت تنفس طبیعی و پرخورانی انجام شده و نتایج به دست آمده برای ارزیابی نتایج الگوسازی به کار رفته است که رضایت‌بخش است.

واژه‌های کلیدی: موتور، پرخوران، گاز طبیعی، تطابق، الگوسازی

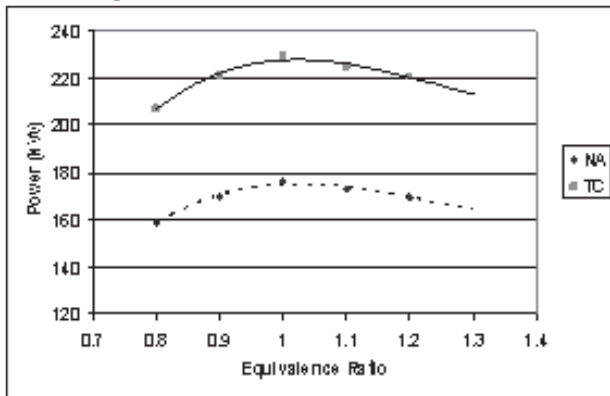
۱- مقدمه

شهری است. این موتور پس از اعمال تغییراتی گازسوز شده و نام آن به M355G تغییر یافته است. در پی تغییر سوخت این موتور از گازوییل به گاز طبیعی تغییر چرخه قدرت آن از دیزل به اتو از قدرت آن کاسته شده؛ بنابراین مدنظر است که قدرت این موتور با به‌کارگیری پرخوران تا حدود ۲۵٪ افزایش یابد و نقصان حاصل شده از گازسوز شدن آن جبران شود. در تحقیق حاضر ابتدا الگوسازی روی این موتور گازسوز انجام شد. سپس محاسبات تطابق برای تعیین پرخوران مناسب صورت گرفت و پرخوران مناسب انتخاب شد. همچنین تحقیقات تجربی روی موتور در دو حالت تنفس طبیعی و پرخورانی انجام شده و نتایج به دست آمده برای ارزیابی نتایج الگوسازی به کار رفته است.

کاربرد سوخت گاز طبیعی به عنوان سوخت جایگزین در دهه‌های اخیر بیشتر مطرح بوده است. به علت خواص احتراقی مناسب و آلودگی کم، گاز طبیعی می‌تواند انتخاب مناسبی برای نسل آینده به شمار آید. در کشور ما نیز به علت وفور این منبع طبیعی در سال‌های اخیر تلاش‌هایی برای کاربرد گاز طبیعی در صنعت حمل و نقل انجام شده است. کاربرد سوخت گاز طبیعی علاوه بر مزایای فراوان مانند احتراق کامل‌تر و کاهش آلاینده‌ها، معایبی نیز دارد. از آن جمله می‌توان به ایجاد دمای بالاتر و امکان به وجود آمدن ضربه در موتورها اشاره کرد. در نتیجه در این چرخه‌ها برای جلوگیری از این مشکلات تغییراتی انجام می‌پذیرد. از آن جمله می‌توان به ایجاد تغییرات هندسی در محفظه احتراق و استفاده از پرخوران به همراه رقیق کردن مخلوط سوخت و هوا اشاره کرد.

موتور دیزل OM355 در کارخانه ایدم تولید می‌شود و بیشتر کاربرد آن در اتوبوس‌های

1- Modeling



شکل ۴- نمودار تغییرات توان برحسب نسبت هم‌ارزی در دو حالت تنفس طبیعی و پرخورانی

۱-۲- تعادل جرم و انرژی

برای حجم کنترل مخلوط هوا و سوخت، نرخ تغییرات جرم کل سامانه با برابر است با مجموع جرم‌های ورودی و خروجی موتور که در شکل (۱) نشان داده شده است.

$$\dot{m} = \sum_j \dot{m}_j \quad (1)$$

بنابراین قانون اول ترمودینامیک به صورت زیر خواهد بود:

$$\dot{E} = \dot{Q} - \dot{W} + \sum_j \dot{m}_j h_j \quad (2)$$

با مشتق‌گیری از معادلات (۱) و (۲) نسبت به تغییرات زاویه لنگ، تغییرات جرم و انرژی بر حسب زاویه لنگ به دست می‌آید.

$$\frac{dm}{d\theta} = \sum_j \frac{dm_j}{d\theta} \quad (3)$$

$$\frac{d(mu)}{d\theta} = \frac{dQ}{d\theta} - p \frac{dV}{d\theta} + \sum_j h_j \frac{dm_j}{d\theta} \quad (4)$$

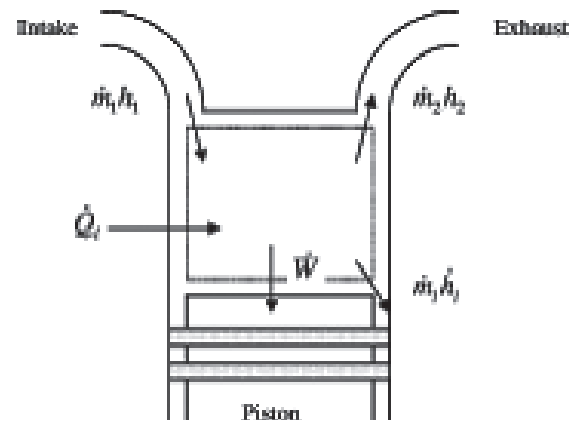
در قانون اول ترمودینامیک از قسمت انرژی جنبشی و پتانسیل صرف‌نظر شده است [۴].

۲-۲- انتقال حرارت

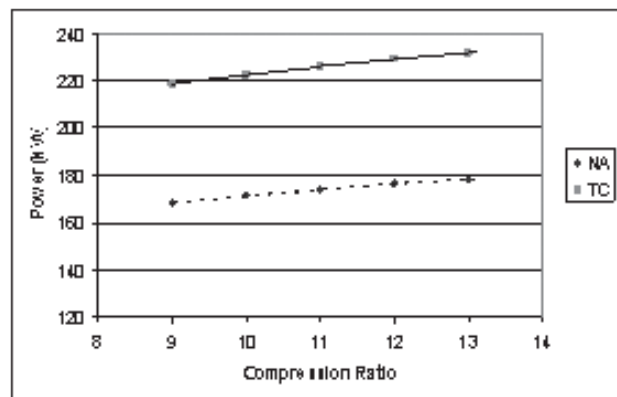
انتقال حرارت بین سیال عامل و دیواره استوانه عمدتاً به دو صورت تشعشی و جابه‌جایی صورت می‌گیرد که البته بسته به نوع موتور سهم هر کدام از این دو روش می‌تواند متفاوت باشد. در موتورهای احتراق جرقه‌ای محصولات احتراق گازی شکل هستند بنابراین تشعشع محدودی دارند. این انتقال حرارت به گفته آنانند [۲] می‌تواند به ۲۰ درصد هم برسد؛ اما در بسیاری از موارد، تاثیر آن به صورت ضریب در بخش جابه‌جایی ارایه شده است. اما در موتورهای احتراق تراکمی به علت تشکیل دوده بخش تشعشی مهم‌تر در نظر گرفته می‌شود. یکی از معتبرترین روابط را آنانند پیشنهاد کرده است.

$$q = - \left[a \left(\frac{k}{D} \right) \text{Re}^b (T_g - T_w) + c (T_g^4 - T_w^4) \right] \quad (5)$$

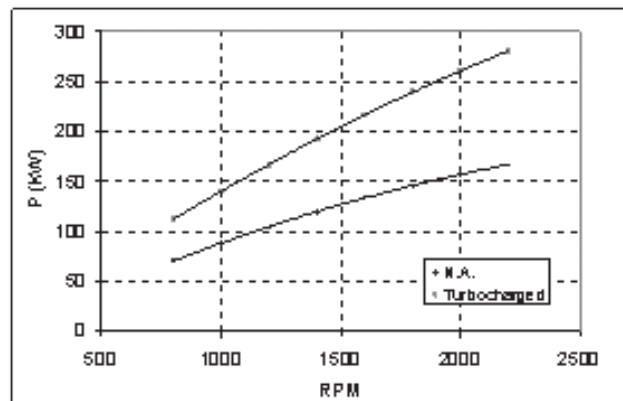
که در این معادله q بر حسب $\frac{J}{m^2 \cdot s}$ ضرایب ثابت آن بر اساس آزمایش به دست می‌آید و به صورت زیر ارایه می‌شود.



شکل ۱- طرحواره محفظه احتراق به عنوان یک سامانه باز



شکل ۲- نمودار تغییرات توان برحسب نسبت تراکم در دو حالت تنفس طبیعی و پرخورانی



شکل ۳- نمودار تغییرات توان برحسب دور در دو حالت تنفس طبیعی و پرخورانی

۲- الگوسازی موتور

مدل چرخه‌ای صفر بعدی با احتراق دومنطقه‌ای برای الگوسازی در نظر گرفته شد تا دما و فشار استوانه^۱ در طول چرخه و دمای منطقه سوخته و نسوخته در طول احتراق، کار انجام شده، افت حرارتی موتور و میزان سوخت و هوای مصرفی موتور و ... به دست آید. این مدل صفر بعدی بر پایه قانون اول ترمودینامیک است و به صورت گام به گام با تغییر زاویه میل لنگ نوشته می‌شود. در الگوی دو بعدی احتراق فرض بدین گونه است که استوانه در طول احتراق در هر لحظه به دو بخش سوخته و نسوخته با جبهه شعله بسیار باریک تقسیم می‌شود. در هر پله محاسباتی دو ناحیه سوخته و نسوخته در تعادل ترمودینامیکی هستند و فشار یکسان دارند.

1- Cylinder

2- System

۳-۲- سرعت شعله

پیچیدگی شعله، استفاده از معادلات تجربی برای محاسبه سرعت شعله را ضروری می‌سازد. برای سرعت آرام (لامینار) شعله معادلات تجربی مختلفی موجود است که از آن جمله می‌توان به معادله (۷) اشاره کرد [۱].

$$S_L = \frac{7784(P_0/P)^X}{\left[\frac{10000}{T_b} + \frac{900}{T_u}\right]^{4.938}} \quad (7)$$

که در آن P_0 فشار استاندارد، P فشار لحظه ای استوانه، T_b دمای محدوده سوخته شده، T_u دمای محدوده سوخته نشده و X ضریب تجربی است.

۴-۲- شعله آشفته

شعله آشفته بر خلاف شعله آرام، توام با سروصدا و نوسان سریع سطح است. به طور کلی شعله آشفته نسبت به شعله آرام دارای خصوصیتی است که عبارت است از:

- ۱- سطح آن بسیار پیچیده است.
- ۲- سرعت شعله نسبت به شعله آرام بسیار بیشتر است.
- ۳- سرعت شعله با افزایش رینولدز زیاد می‌شود.
- ۴- ناحیه واکنش نسبت به شعله آرام بیشتر است [۶].
- ۵- در مورد شعله آشفته تحقیقات بسیاری صورت گرفته است؛ اما به طور کلی پارامتری به عنوان ضریب شعله به صورت زیر مطرح می‌شود [۱].

$$f_f = \frac{S_t}{S_L} \quad (8)$$

$$S_t = (1 + b \times rpm) \times S_L$$

۵-۲- احتراق

مرحله احتراق موتور به دو قسمت تقسیم می‌شود:

- ۱- از زمان جرقه تا مری شدن شعله (زمان تاخیر اشتعال)
- ۲- تشکیل جبهه شعله و پیشرفت شعله تا پایان مرحله احتراق

۶-۲- تاخیر اشتعال

پس از جرقه، شعله بلافاصله پیشرفت نمی‌کند و نیاز به زمانی دارد تا هسته اولیه شعله شکل بگیرد و نخستین نقطه نوری دیده شود که به این زمان، زمان تاخیر اشتعال می‌گویند. فرآیندهای موثر بر زمان تاخیر اشتعال پیچیده هستند؛ اما می‌توان با فرض‌های ساده زمان تاخیر اشتعال را محاسبه کرد.

بنسون [۱] پیشرفت شعله را در زمان تاخیر اشتعال، یک هزارم حجم استوانه نموده این فرض در این تحقیق استفاده شده است. زمان تاخیر اشتعال از رابطه زیر به دست می‌آید.

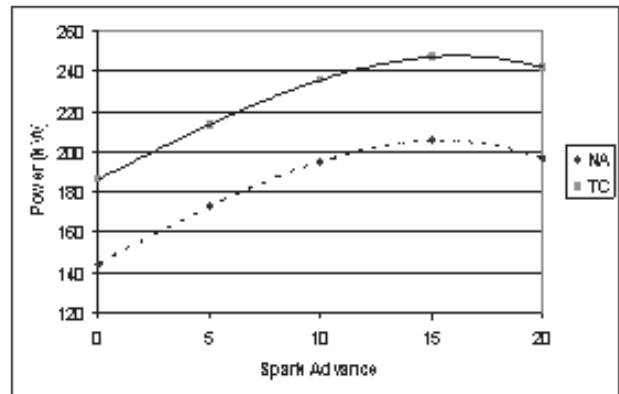
$$\Delta t = \frac{r_{ID}}{S_t} \quad (9)$$

که شعاع نیم‌کره از این رابطه:

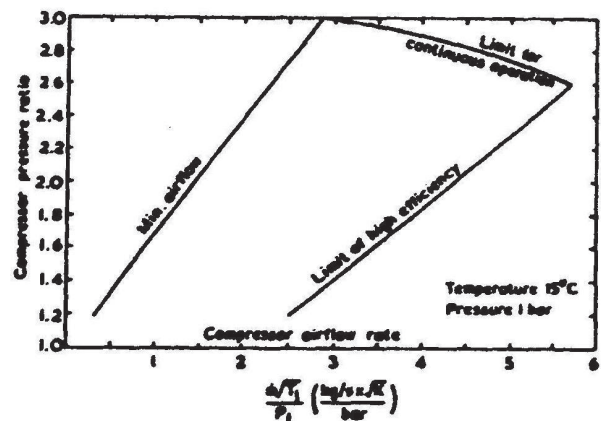
$$r_{ID} = \left(\frac{V_{ID}/1000}{\frac{2}{3} \pi} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (10)$$

و تغییر زاویه میل لنگ از رابطه زیر به دست می‌آید:

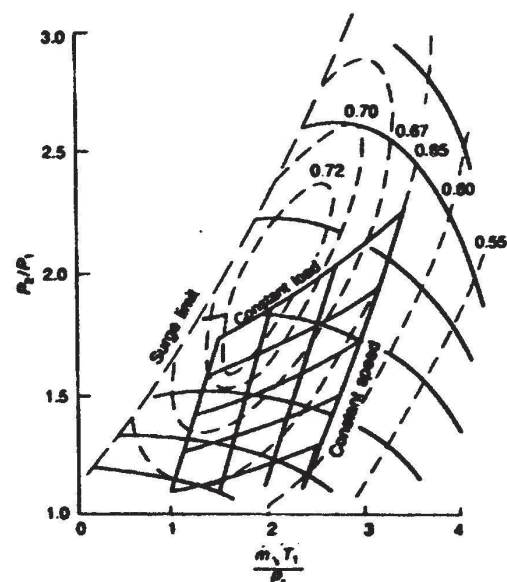
$$\Delta \alpha = 60 \times N \cdot t \quad (11)$$



شکل ۵- نمودار تغییرات توان برحسب زمان جرقه در دو حالت تنفس طبیعی و پرخورانی



شکل ۶- محدوده‌های طراحی تنجار [۳]



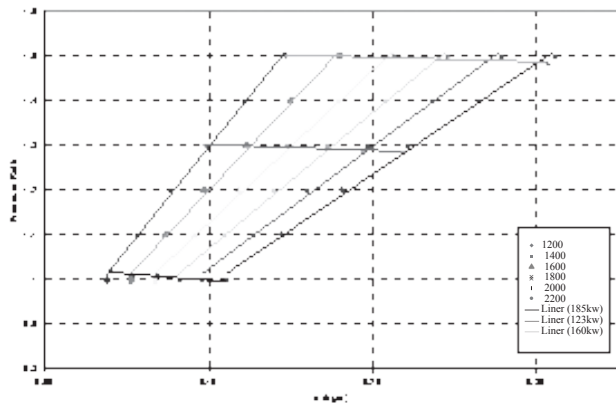
شکل ۷- انطباق محدوده‌های کاری موتور با تنجار [۳]

$$a = 0/35 \quad \text{تا} \quad 0/8$$

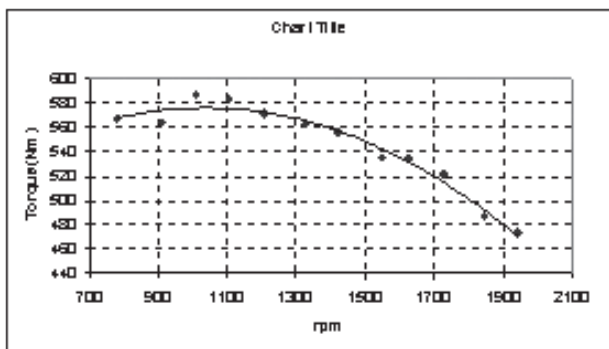
$$b = 0/7$$

$$c = 0/42928 \times 10^{-8}$$

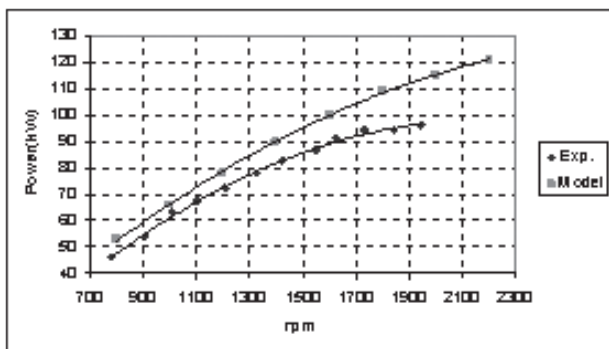
(۶)



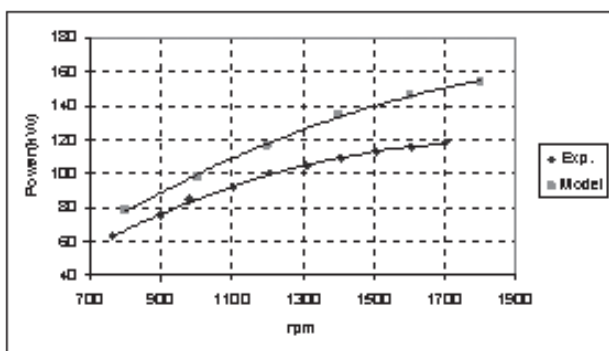
شکل ۸- محدوده کاری موتور



شکل ۹- تغییرات گشتاور نسبت به دور در حالت تنفس طبیعی



شکل ۱۰- مقایسه نتایج الگوسازی و تجربی تغییرات توان موتور نسبت به دور در حالت تنفس طبیعی



شکل ۱۱- مقایسه نتایج الگوسازی و تجربی تغییرات توان موتور نسبت به دور در حالت پر خورانی

1- Maximum

۷-۲- احتراق دومنطقه‌ای

از این لحظه، شعله شروع به پیشرفت می‌کند. بنابراین ابتدا باید در هر لحظه حجم منطقه سوخته و نسوخته مشخص گردد و سپس محاسبات روی مناطق انجام شود. انرژی داخلی استوانه را در این مرحله می‌توان به صورت مجموع انرژی منطقه سوخته و نسوخته نوشت.

$$E = m_b e_b + m_{ub} e_{ub} \quad (۱۲)$$

با مشتق‌گیری از معادله (۱۰) نسبت به زاویه میل لنگ خواهیم داشت.

$$\frac{dE}{d\theta} = m_b \frac{de_b}{d\theta} + m_{ub} \frac{de_{ub}}{d\theta} + e_b \frac{dm_b}{d\theta} + e_{ub} \frac{dm_{ub}}{d\theta} \quad (۱۳)$$

که در آن m_b جرم سوخته و m_{ub} جرم نسوخته است که به صورت فیزیکی نشان دهنده تغییر انرژی داخلی منطقه سوخته و نسوخته و تغییر جرم منطقه سوخته در اثر پیشرفت شعله است. مقدار dm_b به سرعت شعله و سطح آن بستگی دارد.

$$\frac{dm_b}{d\theta} = - \frac{dm_{ub}}{d\theta} = \frac{\rho_{ub} S_t A_F}{60N} \quad (۱۴)$$

که در آن A_F سطح شعله و ρ_{ub} چگالی گازهای نسوخته است [۵].

$$m_b c_{vb} \frac{dT_b}{d\theta} + m_{ub} c_{vub} \frac{dT_{ub}}{d\theta} + \quad (۱۵)$$

$$(e_b - e_{ub}) \frac{dm_b}{d\theta} + p \frac{dV}{d\theta} - \frac{dQ}{d\theta} = 0$$

با نوشتن معادله حالت برای دو منطقه سوخته و نسوخته و جداسازی، معادلاتی برای تغییرات دمای منطقه سوخته و نسوخته و فشار استوانه نسبت به تغییرات زاویه میل لنگ به دست می‌آید.

$$\frac{dT_{ub}}{d\theta} = \frac{V_{ub}}{m_{ub} c_{Pub}} \frac{dP}{d\theta} + \frac{\gamma}{m_{ub} c_{Pub}} \frac{dQ_{ub}}{d\theta} \quad (۱۶)$$

$$\frac{dT_b}{d\theta} = \frac{\gamma}{m_b R_b} \left[\frac{P}{c_{Pub}} \frac{dV}{d\theta} - (R_b T_b - R_{ub} T_{ub}) \frac{dm_b}{d\theta} - \left[\frac{R_{ub} V_{ub}}{c_{Pub}} \frac{dP}{d\theta} - \frac{R_{ub}}{c_{Pub}} \frac{dQ_{ub}}{d\theta} + V \frac{dP}{d\theta} \right] \right] \quad (۱۷)$$

$$\frac{dP}{d\theta} = \frac{\left(\gamma + \frac{c_{vb}}{R_b} \right) P \frac{dV}{d\theta} + \left((e_b - e_{ub}) - c_{vb} \left(T_b - \frac{R_{ub}}{R_b} T_{ub} \right) \right) \frac{dm_b}{d\theta} + \left(\frac{c_{vub}}{c_{Pub}} - \frac{c_{vb}}{R_b} \frac{R_m}{c_{Pub}} \right) \frac{dQ_{ub}}{d\theta} - \frac{dQ}{d\theta}}{\left[\frac{c_{vb}}{c_{Pub}} \frac{R_{ub}}{R_b} V_{ub} - \frac{c_{vub}}{c_{Pub}} V_{ub} - \frac{c_{vb}}{R_b} V \right]} \quad (۱۸)$$

نتایجی از الگوسازی در شکل‌های (۲) تا (۵) ارائه شده است. در شکل (۲) نمودار تغییرات توان موتور بر حسب تغییرات نسبت تراکم در دو حالت تنفس طبیعی و پر خورانی ارائه شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود با افزایش نسبت تراکم توان موتور افزایش یافته است. در شکل (۳) نمودار تغییرات توان موتور بر حسب تغییرات دور در دو حالت تنفس طبیعی و پر خورانی ارائه شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود با افزایش دور، توان موتور افزایش یافته است. افزایش خطی دور موتور به علت در نظر نگرفتن افت‌های اصطکاکی است. در شکل (۴) نمودار تغییرات توان موتور بر حسب تغییرات نسبت هم‌ارزی در دو حالت تنفس طبیعی و پر خورانی ارائه شده است. همان‌طور که مشاهده

باشد و تنها در یک ناحیه کوچک از آن بیشترین بازده را خواهد داشت. ابعاد اصلی پرخوران به وسیله میزان هوای لازم برای موتور تعیین می‌شود. این متغیر تابع حجم جاروشده، سرعت، نرخ تغییر فشار، چگالی هوا در چندراهه ورودی، بازده حجمی و افت جریان است. به طور کلی برای یک موتور چهار استوانه دبی جرمی برابر است با:

$$\dot{m} \approx \frac{N}{2} \times V_{sw} \times \rho_m \times \eta_{vol} \quad (19)$$

با کمی همپوشانی^۱ در درجه‌ها^۲ بازده حجمی کمتر از ۱ خواهد بود. برای گاز ورودی می‌توان از قوانین گاز کامل استفاده نمود.

$$\rho_m = \frac{P_m}{RT_m} \quad (20)$$

P_m فشار هوای خروجی از کمپرسور است. با فرض معادله هم‌انرژی برای محاسبه دمای هوای ورودی به موتور داریم:

$$T_m = T_a + T_a \left[\left(\frac{P_m}{P_a} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] \quad (20)$$

با توجه به جدول‌های سازندگان سه محدوده برای طراحی وجود دارد (شکل ۶):

- ۱- حداقل دبی هوا (جلوگیری از پس‌زنی^۳ و تامین هوای لازم برای موتور)
- ۲- محدوده بازده بالا
- ۳- محدوده عملکرد پیوسته

برای تطابق پرخوران به موتور باید محدوده عملکردی پرخوران در محدوده درون شکل باشد. بر اساس خطوط سرعت ثابت و بار ثابت برای موتور می‌توان روی نمودار پرخوران محدوده عملکرد موتور را تعیین نمود. برای هماهنگی موتور و پرخوران باید تا حد امکان این محدوده را وارد ناحیه بیشینه بازده تنجار^۴ کرد و توجه داشت که از خط پس‌زنی بقدر کافی دور باشد (شکل ۷).

در شکل ۸ نمودار محدوده کاری موتور با استفاده از نتایج الگوسازی رسم شده که برای تطابق موتور و پرخوران استفاده می‌شود.

۴- مطالعات تجربی

در این تحقیق با توجه به مدنظر بودن افزایش بیشترین قدرت و گشتاور خروجی آزمایش‌ها در حالت درجه گاز کاملاً باز انجام گرفت و منحنی‌های عملکردی، همگی برای این حالت ترسیم گردید. در روند انجام آزمایش از حالت تنظیم ثابت درجه گاز و تنظیم سرعت به توسط دینامومتر استفاده شد.

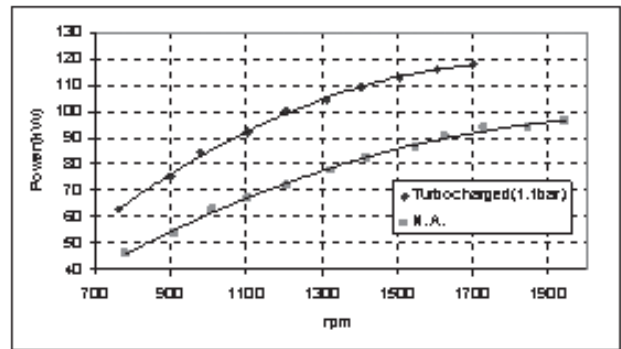
برای آزمایش‌های پرخورانی از پرخوران Holset 4LEV استفاده شد. برای نصب این پرخوران تغییرات در چندراهه مجرای دود^۵ موتور داده شد تا قابلیت نصب پرخوران دو ورودی را داشته باشد. آزمایش‌ها به صورت قدم به قدم انجام گرفت و فشار ورودی موتور در هر حالت اندازه‌گیری و در حد ۱/۱ بار محدود گردید. در شرایط مازاد بر این فشار، مقداری از جریان هوا تخلیه گردید.

۵- بررسی نتایج

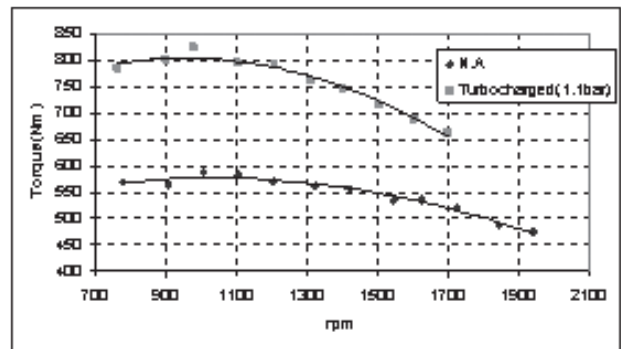
در این مرحله ابتدا نتایج آزمایش موتورتنفس طبیعی بررسی می‌شود. همان‌طور که در نمودار شکل (۹) می‌بینید، مقدار بیشینه گشتاور در حالت تنفس طبیعی در حدود دور ۱۱۰۰ دور در دقیقه است. با توجه به نتایج ارائه شده از طرف کارخانه سازنده این موتورها، بیشینه گشتاور موتور دیزل در حالت تنفس طبیعی در سرعت دورانی حدود

1- Overlap
2- Valves
3- Surge

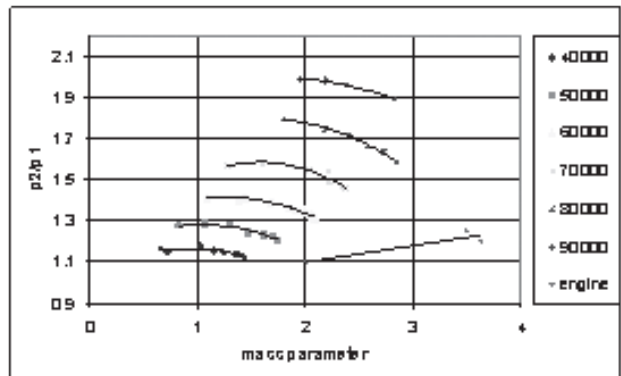
4- Compressor
5- Exhaust



شکل ۱۲- مقایسه نتایج تجربی تغییرات توان موتور نسبت به دور در دو حالت تنفس طبیعی و پرخورانی



شکل ۱۳- مقایسه نتایج تجربی تغییرات گشتاور موتور نسبت به دور در دو حالت تنفس طبیعی و پرخورانی



شکل ۱۴- منحنی محدوده کاری تنجار

می‌شود توان موتور در نسبت هم‌ارزی کمی بالاتر از یک، بیشینه^۱ می‌شود. در شکل (۵) نمودار تغییرات توان موتور بر حسب تغییرات زمان جرقه در دو حالت تنفس طبیعی و پرخورانی ارائه شده است. همان‌طور که در شکل دیده می‌شود توان موتور در زمان جرقه، حدود ۱۵ درجه، بیشینه می‌گردد و با پرخورانی کردن این بیشینه کمی تغییر می‌کند.

۳- تطابق

بازده توربوماشین‌ها بسیار وابسته به زوایای گاز ورودی به پره‌های متحرک و ساکن آن است. زوایای پره‌ها طوری تنظیم می‌شوند تا با این زوایای ورودی هماهنگ شوند؛ ولی هماهنگی کامل تنها زمانی انجام می‌شود که جرم ورودی مناسب برای هر سرعت توربوماشین فراهم شود. هر گونه دورشدن از نقطه نامی طراحی باعث افت شدیدی در بازده توربوماشین خواهد شد. تطابق پرخوران با موتور در واقع هماهنگ کردن یک پرخوران با موتور در بهترین بازده کلی است. بدیهی است که پرخوران نمی‌تواند در تمام محدوده کاری موتور بازده بالایی داشته

۶- نتیجه گیری

موتور دیزل OM355 تولید کارخانه ایدم است که بیشتر کاربرد آن در اتوبوس‌های شهری است. این موتور پس از اعمال تغییراتی از قبیل نصب سامانه کنترل الکترونیکی (ECU) و افشانه یا سوخت‌آما (کاربراتور)، نصب سامانه جرقه و تغییر نسبت تراکم، گازسوز شده و نام آن به M355G تغییر یافته است. در پی تغییر سوخت این موتور از گازوییل به گاز طبیعی و تغییر چرخه قدرت آن از دیزل به اتو از قدرت آن کاسته شده است. بررسی امکان افزایش قدرت این موتور با به‌کارگیری پرخوران تا حدود ۲۵٪ در مد نظر است تا نقصان حاصل شده از گازسوز شدن آن جبران شود.

الگوسازی روی موتور گازسوز انجام شد و این الگوسازی با نتایج تجربی به دست آمده از موتور مقایسه گردید. موتور گازسوز پس از نصب پرخوران مناسب، مورد آزمایش قرار گرفت و آزمایش‌ها با بیشینه فشار ورودی موتور ۱/۱ بار انجام گرفت که حدود ۳۳ درصد افزایش توان موتور در دور ۱۳۰۰ دور در دقیقه مشاهده گردید.

پیش‌بینی رفتار موتور با استفاده از الگوسازی انجام شده در حد قابل قبول است و بر مبنای آن تطابق موتور و پرخوران انجام گرفت و نتایج رضایت‌بخشی داشت.

با توجه به نتایج به دست آمده و با استفاده از پرخوران‌های مناسب‌تر و ادامه مراحل تطابق موتور و پرخوران می‌توان انتظار دستیابی به شرایط بهتر را نیز داشت.

سیاسگزاری

در انجام این پژوهش از پشتیبانی قطب علمی تبدیل انرژی دانشکده مهندسی مکانیک و معاونت پژوهشی دانشگاه صنعتی شریف و نیز طرح خودرو وزارت صنایع و شرکت ایدم برخوردار بودیم که نهایت سیاسگزاری را داریم.

نمادها و نشانه‌ها

P_0	فشار استاندارد
P	فشار لحظه‌ای استوانه
T_b	دمای محدوده سوخته شده
T_u	دمای محدوده سوخته نشده
x	ضریب تجربی شعله
S_L	سرعت شعله آرام
S_T	سرعت شعله آشفته
T_g	دمای گاز
T_w	دمای دیواره
k	ضریب انتقال حرارت هدایتی
m_b	جرم سوخته
m_{ub}	جرم نسوخته
A_F	سطح جبهه شعله
ρ_{ub}	چگالی گازهای نسوخته
P_m	فشار هوای خروجی از کمپرسور

1- Piston

2- Injector

جدول ۱- مشخصات موتور M355G

تعداد استوانه	شش
چرخه کاری	چهارزمانه احتراق جرقه‌ای
حجم جابه‌جایی	۱۱،۵۸ لیتر
نسبت تراکم دیزلی	۱۶،۱:۱
نسبت تراکم گازسوز	۱۰،۵:۱
قطر استوانه	۱۲۸ میلی‌متر
طول پیمایش سمبه ^۱	۱۵۰ میلی‌متر
ترتیب احتراق	۱-۵-۳-۶-۲-۴
زمان جرقه	۱۴ BTDC
IVO	۳۱ BTDC
IVC	۶۰ ABDC
EVO	۶۲ BBDC
EVC	۲۵ AFTDC

۱۲۰۰-۱۳۰۰ دور در دقیقه است و پیش از این، سرعت گشتاور روند صعودی و بعد از آن، روند نزولی دارد. البته با توجه به این که این نتایج مربوط به موتور افشانه‌ای^۲ و دیزلی است، این تفاوت بین منحنی گشتاور دیزل با موتور گازسوز به چشم می‌خورد.

در شکل (۱۰) منحنی توان در برابر دور موتور در حالت تنفس طبیعی در دو حالت آزمایشگاهی و الگوسازی ارائه گردیده است.

همان‌گونه که در شکل می‌بینید با افزایش دور موتور توان خروجی نیز افزایش می‌یابد. از دیدگاه نظری با توجه به بازده حجمی مطلوب فرض شده در الگوسازی این افزایش توان به طور نامحدود ادامه می‌یابد، در صورتی که در حالت تجربی، افت بازده تنفسی در دورهای بالا، باعث کاهش توان می‌شود و همان‌گونه که در شکل مشاهده می‌شود، اختلاف نتایج الگوسازی و تجربی در دورهای پایین، کم و با افزایش دور اختلاف بین نتایج الگوسازی و تجربی افزایش می‌یابد.

در شکل (۱۱) منحنی توان موتور در حالت پرخورانی با فشار ورودی موتور ۱/۱ بار در برابر دور موتور در دو حالت آزمایشگاهی و الگوسازی ارائه گردیده است. همان‌گونه که در شکل دیده می‌شود با افزایش دور موتور، توان خروجی نیز افزایش می‌یابد. همچنین اختلاف بین نتایج الگوسازی و تجربی در حالت پرخورانی بیشتر از حالت تنفس طبیعی است که این اختلاف به علت افت ایجادشده در توربین است که در الگوسازی در نظر گرفته نشده است. در عین حال الگوسازی انجام شده حالت مطلوب را نشان می‌دهد که با هر چه نزدیک‌تر شدن به این نتیجه، پرخورانی کردن بهتری انجام شده که می‌توان در مراحل بعدی تطابق به حالت مطلوب نزدیک‌تر شد.

در شکل (۱۲) نمودار توان موتور در برابر دور آن در دو حالت تنفس طبیعی و پرخورانی بر مبنای نتایج تجربی ارائه شده است. مشاهده می‌شود توان موتور در فشار ورودی ۱/۱ بار افزایش خوبی دارد. نسبت به حالت تنفس طبیعی، حداکثر ۳۳ درصد افزایش توان رخ می‌دهد. این بیشینه رشد در میزان توان موتور در دور حدود ۱۳۰۰ دور در دقیقه صورت گرفته است.

در شکل (۱۳) نتایج تجربی نمودار گشتاور موتور در برابر دور آن در دو حالت تنفس طبیعی و پرخورانی ارائه شده است. افزایش گشتاور موتور نیز در بیشینه فشار ورودی موتور ۱/۱ بار به خوبی مشاهده می‌شود.

در شکل (۱۴) منحنی محدوده کاری تجار به کار رفته، ارائه شده است.

منابع

- 1- Benson, R. S., and Whitehouse, N. D. Internal Combustion Engines, Pergamon Press, 1983.
- 2- Annand, W. J. D. "Research Notes", J. Mech. Eng. Sci., Vol. 12, No. 2, (1970).
- 3- Watson, N., and Jonata, M. S. Turbocharging the Internal Combustion Engine, Macmillan Press LTD., 1982.
- 4- Mansour, Cheikh., Bounif, Abdelhamid., Aris, Abdelkader., and Gaillard, Françoise. "Gas-Diesel (Dual-Fuel) Modeling in Diesel Engine Environment", Int. J. Therm. Sci. 40, (2001): 409-424.
- 5- Siew, Hwa., and Chan, Zhu. "Modelling of Engine In-Cylinder Thermodynamics Under High Values of Ignition Retard", Int. J. Therm. Sci. 40, (2001): 94-103.
- 6- Gurney, D. C., and Sandal, P. "Experimental Validation of a 1-D Cycle Simulation Model of a Turbocharged SI Engine", IMechE C602/022/2002.