

بررسی تأثیر تزریق مستقیم بنزین (GDI) روی موتور XU7 JP/L3 و مقایسه آن با حالت MPFI

محمود شادگهراز

مهندس مکانیک - فارغ التحصیل دانشگاه آزاد اسلامی - واحد تهران جنوب
gahraz@yahoo.com

دکتر حسین قماش

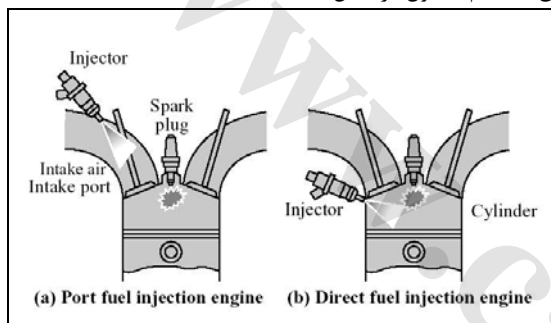
عضو هیئت علمی دانشگاه آزاد اسلامی - واحد تهران جنوب
mjgh2004@gmail.com

چکیده

نو در موتورها باعث توجه بیشتر به موتورهای احتراق داخلی شده است. از جمله مهمترین تغییراتی که در سالهای اخیر در موتورهای احتراق داخلی بنزینی اعمال شده، استفاده از تکنولوژی تزریق مستقیم بنزین به داخل سیلندر می باشد.

تئوری عملکرد

ساختمان یک موتور تزریق در ورودی (تزریق غیر مستقیم) و یک موتور تزریق مستقیم متداول در شکل (۱) مقایسه شده است. [۱]



شکل (۱) - ساختمان یک موتور تزریق غیر مستقیم و موتور تزریق مستقیم

در موتور MPFI انژکتور سوخت روی سر سیلندر، بالای سوپاپ هوا و یا بر روی منیفولد ورودی، نزدیک سرسیلندر قرار داده شده است. در این نوع موتور سوخت در منیفولد ورودی، پشت سوپاپ هوا زمانی که سوپاپ بسته است پاشیده می شود. در طی استارت سرد فیلم گذرایی از سوخت مایع در اطراف سوپاپ ورودی ایجاد می شود بنابراین مقدار سوخت تحویلی به هر سیلندر به وسیله انژکتور متفاوت می باشد، همچنین موجب تأخیر در تحویل سوخت گردیده و یک خطای ذاتی در اندازه گیری مقدار سوخت تحویلی به موتور به علت چسبیدن بخشی از سوخت به سوپاپ ورودی به وجود می آید، در نتیجه لازم است سوخت اضافی برای زمان استارت سرد تدارک دیده شود که مقدار مخلوط سوخت استوکیومتریک مختل گردیده و موجب افزایش مصرف سوخت و افزایش هیدروکربن های نسوخته و آلاینده های خروجی از موتور می شود. [۲]

همانطور که عنوان شد در موتور GDI در کورس مکش فقط هوا وارد سیلندر می شود، سپس سوخت مستقیماً به درون سیلندر موتور تزریق می گردد و مخلوط سوخت و هوا در داخل محفظه احتراق تشکیل می شود بنابراین زمان تزریق و توزیع شدن سوخت درون سیلندر می تواند بدون محدودیت تحت کنترل قرار گیرد. این موضوع امکان افزایش نسبت تراکم و صرفه جویی در مصرف سوخت و همچنین افزایش قدرت خروجی را فراهم نموده است.

علاوه بر این موتورهای GDI دارای درجه آزادی بالایی در کنترل می باشند. بنابراین خصوصیات اصلی موتور از جمله کوبش، خام سوزی و گردش مجدد گازهای اگزوز را می توان به طور قابل توجهی در مقایسه با موتورهای

تزریق مستقیم بنزین یا GDI^۱ یک گونه متفاوت از تزریق سوخت می باشد که در موتورهای مدرن دو زمانه و چهار زمانه بنزینی استفاده می شود. در موتور GDI در کورس مکش فقط هوا وارد سیلندر می شود سپس بنزین که تحت فشار بالا قرار داده شده، از طریق ریل مشترک سوخت مستقیماً به داخل محفظه احتراق هر سیلندر تزریق شده و مخلوط سوخت و هوا در درون محفظه احتراق شکل می گیرد بنابراین زمان تزریق و توزیع شدن سوخت درون سیلندر می تواند بدون محدودیت تحت کنترل قرار گیرد. اما در موتور تزریق غیر مستقیم یا MPFI^۲، انژکتور سوخت روی سر سیلندر، بالای سوپاپ هوا و یا بر روی منیفولد ورودی، نزدیک سرسیلندر قرار داده شده است که در موتورهای چهار زمانه پاشش سوخت در منیفولد هوا، پشت سوپاپ ورودی و در موتورهای دو زمانه تزریق در درجه سیلندر رخ می دهد.

در این مقاله موتور XU7 JP/L3 در حالت GDI و MPFI بر مبنای محاسبات ترمودینامیک بررسی شده و پارامترهایی از قبیل توان، گشتاور، راندمان حجمی، راندمان مکانیکی، راندمان مفید و کاهش مصرف سوخت در دو حالت GDI و MPFI با هم مقایسه شده است که نتایج بدست آمده نشانگر افزایش توان، گشتاور و راندمان حجمی، کاهش مصرف سوخت و کاهش آلاینده های خروجی از موتور GDI نسبت به موتور MPFI مشابه می باشد.

کلمات کلیدی: موتور تزریق مستقیم، موتور تزریق غیر مستقیم

مقدمه

در جهان امروز نقش فن آوری در توسعه اقتصادی و اجتماعی غیر قابل انکار می باشد. اطلاعات موجود مبین آن است که توسعه فن آوری در زمینه های مختلف از جمله صنعت خودرو رابطه مستقیمی با اقتصاد انرژی و مسائل زیست محیطی در جامعه دارد. این واقعیت را نمی توان نادیده پنداشت که فقدان توجه به مسائل اقتصاد انرژی و مشکلات محیط زیست که ناشی از عملکرد ناصحیح سیستم قوای محرکه خودروها می باشد مخاطرات قابل ملاحظه ای را برای زندگی بشر از دیدگاه اقتصادی و زیست محیطی فراهم می نماید. این موضوع اهمیت استفاده از روشها و الگوهای مناسب برای حل معضلات موجود در صنعت خودروسازی و بکارگیری آنها در خودروهای ساخت داخل را آشکار می سازد. یک طرح مناسب با استفاده از فن آوری های جدید توأم با نگاه به آینده و تمرکز روی موضوعهای اساسی می تواند بسیاری از مشکلات را حل نماید.

تلاش بشر در چند سال اخیر برای توسعه موتورهای احتراق داخلی در جهت افزایش توان، کاهش مصرف سوخت و کاهش آلاینده های آنها بوده است. اصلاح سامانه سوخت رسانی، اصلاح سامانه جرقه زنی، بکارگیری مدیریت هوشمند و ... همه در راستای دستیابی به اهداف بالا هستند. کاهش منابع سوخت های فسیلی و عدم پیشرفت سریع فناوری به کارگیری انرژی های

یکی از مهمترین فرآیندها که مقدار توان و راندمان قابل دستیابی از یک موتور احتراق داخلی را تعیین می کند، حداکثر مقدار هوای ورودی به داخل سیلندر در طی هر سیکل است. هوای بیشتر به معنی سوخت بیشتری است که می تواند به طور کامل سوخته و انرژی بیشتری به توان خروجی تبدیل شود. [۵] سیستم ورود هوا (فیلتر هوا- دریچه گاز- منیفولد ورودی- دریچه ورودی- سوپاپ ورودی) مقدار هوایی که می تواند وارد موتور شود را محدود می کند پارامتر مؤثر مورد استفاده برای سنجش کورس مکش موتور راندمان حجمی است. راندمان حجمی فقط در موتورهای چهار زمانه که فرآیند مکش مشخصی دارند استفاده می شود که از رابطه زیر بدست می آید:

$$\eta_v = \frac{m_a}{\rho_a V_d} \quad (1)$$

در شرایط استاندارد:

$$P_o = 1.01 / 35 \text{ kPa} \quad (2)$$

$$T_o = 25^\circ \text{C} = 298 \text{ K} \quad (3)$$

چگالی هوا در شرایط استاندارد:

$$\rho_a = \frac{P_o}{RT_o} = \frac{1.01 / 35}{298} = \frac{1.01 / 35}{85 / 526} = 1 / 1185 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad (4)$$

در موتور MPFI به علت عبور هوا از اطراف موتور گرم و نیز بدلیل برخورد با دیواره چند راهه ورودی و سوپاپ ورودی دمای هوا افزایش می یابد. همچنین به علت عبور هوا از سیستم ورودی (فیلتر هوا- دریچه گاز- منیفولد ورودی- دریچه ورودی- سوپاپ ورودی) باعث افت فشار می گردد [۵] با توجه به توضیحات فوق می توان فشار هوای ورودی را ۹۵ کیلو پاسکال و دمای هوای ورودی را ۶۰ درجه سانتیگراد فرض نمود.

$$P_o = 95 \text{ KPa} \quad (5)$$

$$T_o = 60^\circ \text{C} = 333 \text{ K} \quad (6)$$

$$\rho_a = \frac{P_o}{RT_o} = \frac{95}{333} = 0.994 \text{ kg} / \text{m}^3 \quad (7)$$

$$m_a = \rho_a V_{BDC} = (0.994)(0.004932) = 4.92 \times 10^{-3} \text{ kg} \quad (8)$$

$$\eta_v = \frac{m_a}{\rho_a V_d} = \frac{4.92 \times 10^{-3}}{(1/1185)(4.932 \times 10^{-3})} = 4.92 \times 10^{-3} / 5.844 \times 10^{-3} = 0.843 = 84.3\% \quad (9)$$

اما در موتور GDI، دو پدیده اساسی در تزریق مستقیم بنزین به داخل سیلندر وجود دارد که این نوع موتور را از موتور MPFI متمایز می کند. نخست منبع حرارتی تبخیر سوخت در موتور تزریق مستقیم اشتعال جرقه ای یا GDI با موتور MPFI متفاوت است. گرمای نهان سوخت می تواند جهت کاهش دمای مخلوط سوخت و هوا استفاده شود که می تواند در کاهش میل به کوبش و افزایش راندمان حجمی موتور مؤثر باشد. در موتور MPFI سوخت در پشت سوپاپ ورودی پاشیده می شود، همانطور که در شکل ۲ نشان داده شده است بیشتر سوخت تزریق شده به سطح فلز دریچه و سوپاپ ورودی برخورد می کند بنابراین در تمام حالت ها تبخیر سوخت به علت انتقال حرارت از سطوح داغ دریچه و سوپاپ ورودی به فیلم سوخت

بهبود بخشید. با توجه به خصوصیات اصلی ارائه شده، سیستم های جدیدی در این موتورها توسعه یافته که شامل سیستم زمانبندی متغیر سوپاپ، سیستم هیبرید و سیستم سوپر شارژر می باشد که پوشش دهنده قوانین سخت تر آلاینده نیز هستند. [۱][۲]

عمده برتری های یک موتور GDI افزایش راندمان سوخت، قدرت خروجی بالا و کاهش مقدار آلاینده های خروجی از موتور هستند. این کار بوسیله کنترل دقیق بر روی میزان سوخت و تایمینگ پاشش که مطابق با شرایط مختلف بار موتور است، انجام می شود. بعلاوه در موتور GDI در مقایسه با موتور MPFI یا موتور کاربراتور عمل تلفات (تلفات دریچه گاز) وجود ندارد که راندمان حجمی موتور را به شدت افزایش می دهد. در موتور GDI سیستم مدیریت موتور بطور پیوسته از بین شش حالت عملکردی مختلف موتور، یکی از حالت های احتراق زیر را انتخاب می کند:

- حالت همگن^۱؛
- حالت همگن و احتراق رقیق^۲؛
- حالت همگن / بدون کوبش^۳؛
- حالت پر کردن لایه بندی شده^۴؛
- حالت همگن و پر کردن لایه بندی شده^۵؛
- حالت پر کردن لایه بندی شده / گرم کردن کاتالیست^۶؛

هر حالت به وسیله نسبت مخلوط سوخت و هوا متمایز شده در نتیجه سوخت کمتر، نسبت هوا و سوخت بیشتری ایجاد می کند. میزان اختلاط سوخت و هوا در نسبت استوکیومتریک ۱ واحد بنزین در مقابل ۱۴/۷ واحد هوا می باشد، اما در حالت احتراق رقیق این نسبت باید بیش از ۱ به ۴۰ باشد. این نسبت اختلاط، رقیقتر از آن مقداری می باشد که همیشه در موتورهای معمولی در نظر بوده است در نتیجه میزان مصرف سوخت را به مقدار قابل توجهی کاهش می دهد. [۱][۲][۳][۴]

همچنین تزریق مستقیم می تواند با روشهای قدیمی مانند زمانبندی متغیر سوپاپها^۷، منیفولد ورودی با طول متغیر^۸ VLIM هماهنگ گردد که در حالت های استوکیومتریک و حداکثر قدرت کنترل الگوهای چرخش جریان هوا را فراهم می کند. وقتی که احتراق مخلوط در حالت خیلی رقیق رخ می دهد پاشش آب یا EGR می تواند به کاهش ذرات اجتناب ناپذیر آلاینده NO_x کمک کند. [۴]

در موتورهای GDI سه نوع تزریق استفاده می شود:

- تزریق یک مرحله ای
- تزریق دو مرحله ای
- تزریق سه مرحله ای

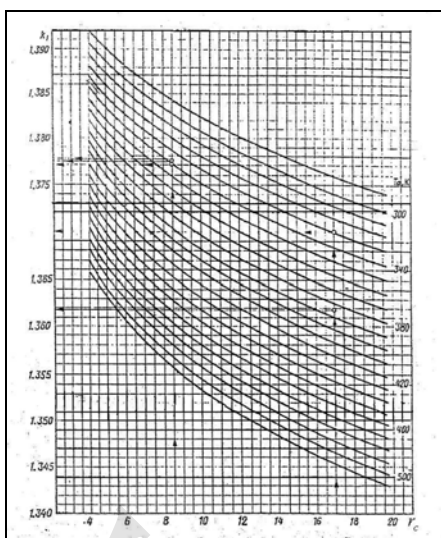
راندمان حجمی

مشخصات موتور XU7 JP/L3 در جدول (۱) نشان داده شده است.

جدول (۱) - مشخصات موتور XU7 JP/L3

۸۳ mm	قطر داخلی سیلندر
۸۱/۴ mm	کورس پیستون
۱۵۰/۱۵ mm	طول شاتون
۹/۳:۱	نسبت تراکم

- 1 - Homogeneous mode
- 2 - Homogeneous and lean-burn mode
- 3 - Homogeneous/anti knock mode
- 4 - Stratified-charge mode
- 5 - Homogeneous and stratified-charge mode
- 6 - Stratified-charge/cat-heating
- 7 - Variable Valve Timing
- 8 - Variable Length Intake Manifold

شکل (۳) - نمودار تعیین نسبت گرمای ویژه تراکم (k_1) [۸]

با استفاده از نمودار تعیین نسبت گرمای ویژه تراکم (k_1) برای موتور MPFI در دمای $k = 333$ و نسبت تراکم λ : ۹/۳ خواهیم داشت:

$$k_1 = 1/3775 \quad (15)$$

تغییرات ضریب پلی‌تروپیک n_1 نسبت به k_1 در محدود زیر می‌باشد [۸]:

$$(16) \quad (k_1 - 0.04) \text{ تا } (k_1 - 0.00): \text{ در موتورهای بنزینی}$$

برای ضریب پلی‌تروپیک n_1 فرض می‌شود:

$$n_1 = k_1 - 0.02 = 1/3575 \quad (17)$$

درجه حرارت در انتهای کورس تراکم:

$$T_c = T_a r_c^{n_1-1} = (333)(9/3)^{-1/3575} = 739 K = 466^\circ C \quad (18)$$

فشار در انتهای کورس تراکم:

$$P_c = P_a r_c^{n_1} = (0.10135)(9/3)^{1/3575} = 2.09189 MPa \quad (19)$$

میانگین فشار اندیکه تئوری:

$$P'_i = \frac{P_c}{r_c - 1} \left[\frac{\beta}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{r_c^{n_1-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{r_c^{n_1-1}} \right) \right] \quad (20)$$

مقدار متوسط نمای پلی‌تروپیک بین $1/23$ تا $1/3$ می‌باشد که در اینجا $1/26$ فرض شده است [۸]:

$$n_r = 1/26 \quad (21)$$

ضریب افزایش فشار:

$$\beta = 3/7 \quad (22)$$

در نتیجه برای میانگین فشار اندیکه خواهیم داشت:

$$P'_i = \frac{2.09189}{9/3-1} \left[\frac{3/7}{1/26-1} \left(1 - \frac{1}{(9/3)^{-1/26}} \right) - \frac{1}{1/26-1} \left(1 - \frac{1}{(9/3)^{-1/26}} \right) \right] = \quad (23)$$

$$1/190.73 MPa$$

با محاسبه افت فشار حاصل از مکش هوا، ورود سوخت و راندن گازهای سوخته به بیرون از سیلندر توسط پیستون، میانگین فشار اندیکه واقعی از میانگین فشار اندیکه تئوری کمی کوچکتر می‌شود. ضریب نشان دهنده این نسبت در سیکل اتو ϕ_r می‌باشد که اختلاف میانگین فشار اندیکه واقعی و تئوری بوده و در حدود $0.97 - 0.94$ می‌باشد. با فرض 0.5% تلفات فشار نتیجه زیر حاصل می‌شود [۸]:

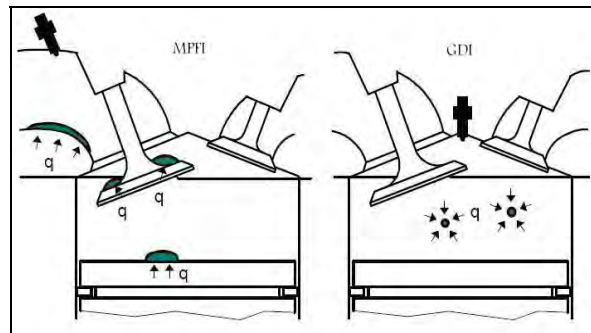
$$\phi_r = 0.95 \quad (24)$$

میانگین فشار اندیکه واقعی:

$$P_i = \phi_r P'_i = (0.95)(1/190.73) = 1/131194 MPa \quad (25)$$

توان اندیکه:

افزایش می‌یابد که اساساً این تبخیر سوخت نمی‌تواند هوای ورودی را خنک کند. در مقابل در موتور DISI همانطور که در شکل (۲) نشان داده شده است سوخت با قطرات ریز به داخل سیلندر تزریق می‌شود در نتیجه سوخت با جذب انرژی حرارتی از هوا تبخیر شده و هوای داخل محفظه احتراق را خنک می‌کند که در کاهش میل به کوبش و افزایش راندمان حجمی موتور تأثیر گذار است.



شکل (۲) - تزریق سوخت در موتور MPFI و GDI [۶]

دوم زمانبندی تزریق سوخت در مقدار انتقال حرارت از سطح محفظه احتراق به هوای وارد شده به سیلندر مؤثر است. جهت افزایش راندمان حجمی لازم است که سوخت قبل از بسته شدن سوپاپ ورودی به داخل سیلندر تزریق شده و تبخیر شود (در کورس مکش) در مقابل، پیش نیاز کاهش دمای مخلوط برای افزایش نسبت تراکم این است که سوخت تا حد ممکن دیر تزریق شود (در کورس تراکم) که این دو حالت مخالف هم هستند. یک استراتژی جایگزین جهت دستیابی به راندمان حجمی بالا و تمایل به کوبش پایین برای حداکثر IMEP، تزریق دو مرحله ای است. مطابق با این استراتژی جهت دستیابی به راندمان حجمی بالا بخشی از سوخت در طی کورس مکش تزریق شده سپس باقیمانده سوخت جهت کاهش میل به کوبش و افزایش نسبت تراکم در کورس تراکم تزریق می‌شود. در نهایت با بهبود راندمان حجمی و کاهش تمایل به کوبش، توان و گشتاور خروجی موتور افزایش می‌یابد. [۶][۳]

در واقع در موتور GDI، تزریق مستقیم سوخت به داخل سیلندر باعث کاهش دمای هوای داخل محفظه احتراق نسبت به موتور MPFI می‌شود که این اختلاف دما حدود $30^\circ C$ درجه کلون می‌باشد. با این کاهش دما می‌توان نسبت تراکم را بدون احتمال شروع زود هنگام کوبش و احتراق زودرس با استفاده از سوخت با عدد اکتان بالا، تا $12:1$ افزایش داد در نتیجه می‌توان به راندمان بیشتری از موتور دست یافت. [۷] با فرض اینکه فشار هوای ورودی معادل 95 کیلو پاسکال و دمای هوای ورودی $30^\circ C$ درجه سانتیگراد نتایج زیر بدست می‌آید:

$$P_o = 95 KPa \quad (10)$$

$$T_o = 30^\circ C = 303 K \quad (11)$$

$$\rho = \frac{P}{R.T} = \frac{95}{86/961} = 1/0.9 kg/m^3 \quad (12)$$

$$m_a = \rho.V_{BDC} = (1/0.9)(0.004932) = 5/38 \times 10^{-4} kg \quad (13)$$

برای راندمان حجمی موتور GDI خواهیم داشت:

$$\eta_v = \frac{m_a}{\rho_a.V_{BDC}} = \frac{5/38 \times 10^{-4}}{(1/185)(4/922 \times 10^{-4})} = \quad (14)$$

$$0.9205 = 92/0.5\%$$

توان و گشتاور

برای بدست آوردن فشار و درجه حرارت در انتهای کورس تراکم از نمودار تعیین نسبت گرمای ویژه تراکم (شکل ۳) استفاده می‌شود.

$$n_r = 1/26 \quad (41)$$

$$\beta = 3/7 \quad (42)$$

در نتیجه برای میانگین فشار اندیکه خواهیم داشت:

$$P'_i = \frac{2/96 \cdot 41}{12-1} \left[\frac{3/7}{1/26-1} \left(1 - \frac{1}{12^{3/7}} \right) - \frac{1}{0.358} \left(1 - \frac{1}{12^{3/258}} \right) \right] = \quad (43)$$

$$0.269128 [6/77244 - 1/6457] = 1/379735 MP_a$$

با محاسبه افت فشار حاصل از مکش هوا، ورود سوخت و راندن گازهای سوخته به بیرون از سیلندر توسط پیستون، میانگین فشار اندیکه واقعی از میانگین فشار اندیکه تئوری کمی کوچکتر می‌شود. ضریب نشان دهنده این نسبت در سیکل اتو ϕ_r می‌باشد که اختلاف میانگین فشار اندیکه واقعی و تئوری بوده و در حدود $0.97 - 0.94$ می‌باشد. با فرض 5% تلفات فشار نتیجه زیر حاصل می‌شود [۸]:

$$\phi_r = 0.95 \quad (44)$$

میانگین فشار اندیکه واقعی:

$$P_i = \phi_r P'_i = (0.95)(1/379735) = 1/31074 MP_a \quad (45)$$

توان اندیکه:

$$N_i = \frac{P_i V_d \dot{n}}{30 \tau} = \frac{(1/31074)(0.44025)(4)(6000)}{30(4)} = \quad (46)$$

$$\frac{13849/278}{120} = 115/41 kW = 154/765 hp$$

راندمان اندیکه:

$$\eta_i = \frac{P_i t_o \lambda}{Q_{HV} \rho_a \eta_v} = \frac{(1/31074)(14/95)(1)}{(43)(1/92)(0.9205)} = \frac{19/5955}{43/2229} \quad (47)$$

$$= 0.4522 = \% 45 / 22$$

میانگین افت فشار مکانیکی:

$$P_m = 0.049 + 0.0152 S_p = 0.307852 MP_a \quad (48)$$

$$S_p = 2LN = 2(0.0814) \left(\frac{6000}{60} \right) = 16/28 \frac{m}{s} \quad (49)$$

میانگین فشار مؤثر:

$$P_e = P_i - P_m = 1/31074 - 0.307852 = 1/0.288 MP_a \quad (50)$$

راندمان مکانیکی:

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i} = \frac{1/0.288}{1/31074} = 0.76997 = \% 76 / 517 \quad (51)$$

توان مفید:

$$N_e = N_i \eta_m = (115/41)(0.76517) = 88/308 kW \quad (52)$$

$$N_e = 88/308 kW = 118/421 hp$$

راندمان مفید [۸]:

$$\eta_e = \eta_i \eta_m = (0.4522)(0.76517) = 0.3468 = \% 34 / 68 \quad (53)$$

در موتور GDI به علت افزایش نسبت تراکم، mep بصورت میانگین 21% بیشتر از موتور MPFI مشابه است [۹] در نتیجه برای محاسبه گشتاور در موتور GDI خواهیم داشت:

$$mep = (1/21)(1090) = 1318 / 9 kPa \quad (54)$$

$$T = \frac{mep V_d}{6/28 n_R} = \frac{(1318/9)(1/761)}{(6/28)(2)} = \frac{2322/58}{12/56} = 182/9 Nm \quad (55)$$

مصرف سوخت

سوخت مورد استفاده، بنزین با مشخصات زیر می‌باشد:

$$C_8 H_{16} \quad \text{فرمول شیمیایی} \quad (56)$$

$$111 \text{ (kg/kmole)} \quad \text{وزن مولکولی} \quad (57)$$

$$Q_{HV} = 47300 \text{ (kJ/kg)} \quad \text{انرژی حرارتی} \quad (58)$$

$$Q_{LV} = 4300 \text{ (kJ/kg)}$$

$$N_i = \frac{P_i V_d \dot{n}}{30 \tau} = \frac{(1/131194)(0.44025)(4)(6000)}{30(4)} = \frac{11952/1965}{120} \quad (26)$$

$$= 99/60 kW = 133/5641 hP$$

$$N_i = 99/60 kW = 133/5641 hP$$

در موتورهای چهار زمانه $\tau = 4$ می‌باشد.

راندمان اندیکه:

$$\eta_i = \frac{P_i t_o \lambda}{Q_{HV} \rho_a \eta_v} = \frac{(1/131194)(14/95)(1)}{(43)(0.994)(0.8388)} = \frac{16/91125}{35/851} \quad (27)$$

$$= 0.4725 = \% 47 / 25$$

میانگین افت فشار مکانیکی:

$$P_m = 0.049 + 0.0152 S_p \quad (28)$$

سرعت پیستون در دور موتور 6000 RPM از رابطه زیر بدست می‌آید:

$$S_p = 2LN = 2(0.0814) \left(\frac{6000}{60} \right) = 16/28 \frac{m}{s} \quad (29)$$

در نتیجه برای میانگین افت فشار مکانیکی خواهیم داشت:

$$P_m = 0.049 + 0.0152(16/28) = 0.307852 MP_a \quad (30)$$

میانگین فشار مؤثر:

$$P_e = P_i - P_m = 1/131194 - 0.307852 = 0.823344 MP_a \quad (31)$$

راندمان مکانیکی:

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i} = \frac{0.823344}{1/131194} = 0.7278 = \% 72 / 78 \quad (32)$$

توان مفید:

$$N_e = N_i \cdot \eta_m = (99/60)(0.727) = 72/489 kW \quad (33)$$

$$N_e = 72/489 kW = 97/2 hP$$

راندمان مفید:

$$\eta_e = \eta_i \eta_m = (0.4725)(0.727) = 0.3446 = \% 34 / 46 \quad (34)$$

در دور موتور 6000 RPM، $mep = 1090 kPa$ ، 4500 RPM

موتور MPFI بصورت زیر محاسبه می‌گردد [۸]:

$$T = \frac{mep V_d}{6/28 n_R} = \frac{(1090)(1/761)}{(6/28)(2)} = \frac{1919/49}{12/56} = 152/82 Nm \quad (35)$$

اما در موتور GDI همانطور که عنوان شد تزریق مستقیم سوخت به داخل محفظه احتراق باعث می‌شود که سوخت با جذب انرژی حرارتی از هوا، تبخیر شده و هوای داخل محفظه احتراق را خنک کند که این کاهش دما نسبت به موتور MPFI مشابه در حدود 30 درجه کلون می‌باشد. با این کاهش دما می‌توان نسبت تراکم را بدون احتمال شروع زود هنگام کوبش و احتراق زودرس تا نسبت $12:1$ افزایش داد [۷] در نتیجه می‌توان این نسبت تراکم را برای این موتور GDI فرض نمود.

برای موتور GDI در دمای $303 K$ و نسبت تراکم $12:1$ از نمودار تعیین نسبت گرمای ویژه (k_1) (شکل ۳) خواهیم داشت:

$$k_1 = 1/378 \quad (36)$$

تغییرات ضریب پلی‌تروپیک:

$$n_1 = k_1 - 0.2 = 1/358 \quad (37)$$

درجه حرارت در انتهای کورس تراکم:

$$T_C = T_a r_c^{n_1-1} = (303)(12)^{-1/358} = 737/546 K = 464/546^\circ C \quad (38)$$

فشار در انتهای کورس تراکم:

$$P_c = P_a r_c^{n_1} = (0.10135)(12)^{1/358} = 2/96.41 MP_a \quad (39)$$

میانگین فشار اندیکه:

$$P'_i = \frac{P_c}{r_c - 1} \left[\frac{\beta}{n_r - 1} \left(1 - \frac{1}{r_c^{n_r-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{r_c^{n_1-1}} \right) \right] \quad (40)$$

فرض می‌شود مقدار متوسط نمای پلی‌تروپیک و ضریب افزایش فشار بصورت زیر باشد:

نسبت هوا و سوخت استفاده نمود که این موضوع امکان صرفه جویی بیشتر در مصرف سوخت را ایجاد می‌کند. با توجه به شکل (۴) و مرجع [۹] احتراق در موتور GDI در سه حالت مختلف احتراق در حالت همگن (احتراق با ۱۰۰٪ هوای تئوری)، احتراق در حالت لایه‌لایه شده (احتراق با ۳۰۰٪ هوای اضافی) و احتراق در حالت رقیق (احتراق با ۴۰۰٪ هوای اضافی) بررسی شده است.

در احتراق بنزین در حالت همگن (احتراق با ۱۰۰٪ هوای تئوری) خواهیم داشت:

$$C_8 H_{16} + 12 O_2 + 12(3/76)N_2 \rightarrow \quad (۶۷)$$

$$\lambda CO_2 + \lambda H_2O + 12(3/76)N_2$$

$$AF = \frac{m_a}{m_f} = \frac{N_a M_a}{N_f M_f} = \frac{[(12)(4/76)(29)]}{[(1)(11)]} = 14/92 \quad (۶۸)$$

$$FA = \frac{m_f}{m_a} = \frac{1}{AF} = \frac{1}{14/92} = 0.067 \quad (۶۹)$$

$$m_f = \left(\frac{1}{14/92}\right)(0.93)(0.0005731) = 0.0003347 \text{ kg} \quad (۷۰)$$

احتراق در حالت لایه‌لایه شده (احتراق با ۳۰۰٪ هوای اضافی):

$$C_8 H_{16} + (12)(3)O_2 + (12)(3)(3/76)N_2 \rightarrow \quad (۷۱)$$

$$\lambda CO_2 + \lambda H_2O + 12(2)O_2 + (12)(3)(3/76)N_2$$

$$AF = \frac{m_a}{m_f} = \frac{N_a M_a}{N_f M_f} = \frac{[(12)(2)(4/76)(29)]}{[(1)(11)]} \quad (۷۲)$$

$$= \frac{2312/92}{11} = 29/846$$

$$FA = \frac{1}{AF} = \frac{1}{29/846} = 0.0335 \quad (۷۳)$$

λ در حالت لایه‌لایه شده:

$$\lambda = \frac{AF_{ac.}}{AF_{te.}} = \frac{29/846}{14/92} = 2 \quad (۷۴)$$

$$m_f = \left(\frac{1}{29/846}\right)(0.93)(0.0005731) = 0.0001785 \text{ kg} \quad (۷۵)$$

احتراق در حالت رقیق (احتراق با ۴۰۰٪ هوای اضافی):

$$C_8 H_{16} + (12)(4)O_2 + (12)(4)(3/76)N_2 \rightarrow \quad (۷۶)$$

$$\lambda CO_2 + \lambda H_2O + 12(3)O_2 + (12)(4)(3/76)N_2$$

$$AF = \frac{m_a}{m_f} = \frac{[(12)(3)(4/76)(29)]}{[(1)(11)]} = \frac{4969/44}{11} = 44/769 \quad (۷۷)$$

$$FA = \frac{1}{AF} = \frac{1}{44/769} = 0.0223 \quad (۷۸)$$

λ در حالت رقیق:

$$\lambda = \frac{AF_{ac.}}{AF_{te.}} = \frac{44/769}{14/92} = 3 \quad (۷۹)$$

$$m_f = \left(\frac{1}{44/769}\right)(0.93)(0.0005731) = 0.00011905 \text{ kg} \quad (۸۰)$$

جهت محاسبه مصرف سوخت ویژه مفید موتور GDI باید از تفاوت بین شرایط مختلف عملکردی موتور استفاده شود. همانطور که بیان شد موتور GDI توانایی عملکرد در حالت‌های مختلف را دارد که این حالتها با توجه به شرایط مختلف کاری موتور در دوره‌های مختلف و مشخصی رخ می‌دهد که مصرف سوخت ویژه مفید موتور GDI باید با توجه به دور موتور، دبی جرمی سوخت و حالت عملکردی موتور محاسبه گردد. در شکل ۴ یک نمونه از شرایط مختلف عملکردی موتور GDI برحسب دور موتور نشان داده شده است. همانطور که در شکل (۴) نشان داده شده تقریباً از دور موتور ۶۰۰ RPM تا ۳۰۰۰ RPM حالت احتراق لایه بندی شده، از دور موتور ۳۰۰۰ RPM تا ۴۰۰۰ RPM حالت احتراق رقیق و از دور موتور ۴۰۰۰ RPM به بالا حالت احتراق همگن می‌باشد که این تغییر شرایط

همچنین هوای اتمسفر دارای شرایط زیر می‌باشد:

نیترژن: ۷۸٪

اکسیژن: ۲۱٪

آرگون و سایر گازها: ۱٪

(۵۹) وزن مولکولی (kg/kmole): ۲۸/۹۷

برای سادگی از آرگون و سایر گازهای موجود در هوا صرف نظر کرده و مقدار نیترژن موجود در هوا ۷۹٪ فرض می‌شود.

فرض می‌شود احتراق بنزین در موتور MPFI با ۱۰۰٪ هوای تئوری ($\lambda=1$) انجام شود. در نتیجه خواهیم داشت:

$$C_8 H_{16} + 12 O_2 + 12(3/76)N_2 \rightarrow \lambda CO_2 + \lambda H_2O + 12(3/76)N_2 \quad (۶۰)$$

$$AF = \frac{m_a}{m_f} = \frac{N_a M_a}{N_f M_f} = \frac{[(12)(3)(4/76)(29)]}{[(1)(11)]} = 14/92 \quad (۶۱)$$

$$FA = \frac{m_f}{m_a} = \frac{1}{AF} = \frac{1}{14/92} = 0.067 \quad (۶۲)$$

در شرایط استاندارد:

$$m_a = 0.0005844 \text{ kg}$$

$$AF = \frac{m_a}{m_f} \Rightarrow m_f = \frac{m_a}{AF} = \frac{0.0005844}{14/92} = 3/916 \times 10^{-3} \text{ kg} \quad (۶۳)$$

$$m_f = 3/916 \times 10^{-3} \text{ kg}$$

به علت استفاده از سیستم مدیریت موتور در موتورهای MPFI، همیشه نسبت هوا و سوخت در این موتورها در حالت استوکیومتریکی نگه داشته می‌شود. مصرف سوخت ویژه مفید بر حسب $\frac{g}{kw.h}$ توسط روابط زیر محاسبه می‌گردد که نتایج آن برای موتور MPFI در جدول (۲) آورده شده است.

$$\dot{m}_f = \frac{m_f \cdot i \cdot N}{2} \quad (۶۴)$$

$$N_e = \frac{P_e \cdot V_d \cdot i \cdot N}{3 \cdot \tau} \quad (۶۵)$$

$$bsfc = \frac{\dot{m}_f}{N_e} \quad (۶۶)$$

جدول (۲) - مصرف سوخت ویژه مفید در موتور MPFI

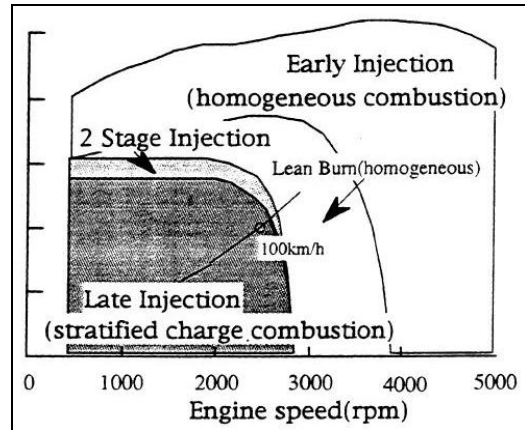
\dot{m}_f Kg/s	bsfc $\frac{g}{kw.h}$	توان kw	دور موتور RPM
0.001109	388/7	10/27	850
0.001305	388/9	12/08	1000
0.001957	388/8	18/12	1500
0.00261	388/9	24/16	2000
0.003262	388/8	30/2	2500
0.003915	388/9	36/24	3000
0.004567	388/8	42/28	3500
0.00522	388/8	48/33	4000
0.005872	388/8	54/37	4500
0.006525	388/8	60/41	5000
0.007177	388/8	66/45	5500
0.00783	388/9	72/48	6000

اما احتراق در موتور GDI با موتور MPFI متفاوت است. همانطور که بیان شد، به علت تزریق مستقیم سوخت به داخل سیلندر، زمان تزریق و توزیع شدن سوخت درون سیلندر می‌تواند بدون محدودیت تحت کنترل قرار گیرد که با توجه به شرایط کاری موتور، می‌توان از چندین حالت مختلف عملکرد و تغییر λ باعث کاهش چشمگیر مصرف سوخت می‌شود. [۹]

نتیجه مقایسه موتور XU7 JP/L3 در حالت MPFI و GDI در جدول (۴) نشان داده شده است.

جدول (۴) - مقایسه موتور XU7 JP/L3 در حالت MPFI و GDI

GDI	MPFI	موتور JP/L3 XU7
۸۸kw = ۱۱۸hp	۷۲kw = ۹۷hp	توان
۱۸۲/۹N m	۱۵۲/۸۲N m	گشتاور
% ۹۲	% ۸۳	راندمان حجمی
% ۷۶	% ۷۲	راندمان مکانیکی
% ۳۴	% ۳۴	راندمان مفید
۲۰ الی ۲۵٪ نسبت به موتور MPFI مشابه	-	کاهش مصرف سوخت



شکل (۴) - حالات مختلف عملکرد موتور GDI بر حسب دور موتور [۹]

مصرف سوخت ویژه مفید موتور GDI بر حسب $\frac{g}{kw.h}$ توسط روابط (۶۴) (۶۵) و (۶۶) محاسبه می‌گردد که نتایج آن در جدول (۳) آورده شده است.

جدول (۳) - مصرف سوخت ویژه مفید در موتور GDI

\dot{m}_f Kg/s	bsfc $\frac{g}{kw.h}$	توان kw	دور موتور RPM
۰/۰۰۰۳۷۵	۱۵۲/۸	۸/۸۳	۶۰۰
۰/۰۰۰۶۲۵	۱۵۲/۹	۱۴/۷۱	۱۰۰۰
۰/۰۰۰۹۳۷	۱۵۲/۹	۲۲/۰۷	۱۵۰۰
۰/۰۰۱۲۵	۱۵۲/۹	۲۹/۴۳	۲۰۰۰
۰/۰۰۱۴۸۷	۱۵۲/۹	۳۶/۷۹	۲۵۰۰
۰/۰۰۱۱۹	۹۷	۴۴/۱۵	۳۰۰۰
۰/۰۰۱۳۸	۹۷	۵۱/۵۱	۳۵۰۰
۰/۰۰۱۵۸	۹۷	۵۸/۸۶	۴۰۰۰
۰/۰۰۵۰۲	۲۷۲/۹	۶۶/۲۲	۴۵۰۰
۰/۰۰۵۵۷	۲۷۲/۹	۷۳/۵۸	۵۰۰۰
۰/۰۰۶۱۳۶	۲۷۲/۹	۸۰/۹۴	۵۵۰۰
۰/۰۰۶۶۹۴	۲۷۲/۹	۸۸/۳	۶۰۰۰

نتیجه‌گیری

- هدف از طراحی موتورهای GDI دستیابی همزمان به برتری‌های موتور بنزینی (راندمان حرارتی بالاتر و قدرت بیشتر) و برتری‌های موتور دیزل (مصرف سوخت کمتر و گشتاور بالاتر) است.
- در حال حاضر بطور متوسط مصرف بنزین کشور روزانه ۶۵ میلیون لیتر می‌باشد که در صورت جایگزینی موتورهای تزریق مستقیم به جای موتورهای تزریق غیر مستقیم فعلی، مصرف بنزین ۲۰ الی ۲۵٪ کاهش می‌یابد در نتیجه بطور میانگین روزانه ۱۶ میلیون لیتر در مصرف بنزین صرفه جویی می‌شود که بطور متوسط سالانه ۵ میلیارد و ۸۴۰ میلیون لیتر کاهش مصرف سوخت در کشور را به دنبال خواهد داشت که علاوه بر کاهش مصرف سوخت و کاهش واردات بنزین، باعث کاهش آلودگی هوای ناشی از کارکرد موتور وسایل نقلیه می‌شود.
- افزایش توان و افزایش گشتاور موتورهای تزریق مستقیم در مقایسه با موتورهای تزریق غیر مستقیم مشابه، موجب افزایش رضایت مصرف کنندگان می‌گردد.

درجه حرارت در انتهای کورس تراکم T_c

فهرست علائم	
AF	نسبت هوا به سوخت
bsfc	مصرف سوخت ویژه مفید
C_8H_{16}	فرمول شیمیایی بنزین
ϕ_r	اختلاف میانگین فشار اندیکه واقعی و تئوری
EGR	گردش مجدد گازهای اگزوز
FA	نسبت سوخت به هوا
GDI	تزریق مستقیم بنزین
i	تعداد سیلندر
IMEP	فشار متوسط مؤثر اندیکاتوری
k_v	نسبت گرمای ویژه
L	کورس پیستون
MPFI	تزریق چند نقطه ای سوخت
m_a	جرم هوا
\dot{m}_a	دبی جرمی هوا
m_f	جرم سوخت
\dot{m}_f	دبی جرمی سوخت
n_v	تغییرات ضریب پلی‌تروپیک
n_r	مقدار متوسط نمای پلی‌تروپیک
n_R	تعداد چرخش در هر سیکل
N	دور موتور
N_e	توان مفید
N_i	توان اندیکه
NO_x	اکسید نیتروژن
P_o	فشار اتمسفر
P_c	فشار در انتهای کورس تراکم
P_e	میانگین فشار مؤثر
P_i	میانگین فشار اندیکه واقعی
P'_i	میانگین فشار اندیکه تئوری
P_m	میانگین افت فشار مکانیکی
Q_{HV}	ارزش حرارتی پایین سوخت
R	ثابت جهانی گازها
r_c	نسبت تراکم
S_p	سرعت پیستون
T	گشتاور

T_o	دمای محیط
t_o	مقدار هوای مورد نیاز تئوری
V_d	حجم جابجایی پیستون
V_{BDC}	حجم سیلندر زمانی که پیستون در نقطه مرگ پایین قرار دارد
V_{TDC}	حجم سیلندر زمانی که پیستون در نقطه مرگ بالا قرار دارد
علائم یونانی	
β	ضریب افزایش فشار
ρ_a	چگالی هوا
λ	نسبت هوا - سوخت واقعی به هوا - سوخت استوکیومتریک
η_e	راندمان مفید
η_i	راندمان اندیکه
η_m	راندمان مکانیکی
η_v	راندمان حجمی

مراجع

1. M.Osuga, Y.Tanabe, Sh.Lgarashi, M.Zaitso, T.Shiraishi, M.Abe. "New Direct Fuel Injection Engine Control Systems for Meeting Future Fuel Economy Requirements and Emission Standards"
2. R.Rotondi, G.Bella - 2006" Gasoline direct injection spray simulation. "International Journal of Thermal Sciences".
3. F.Zhao, M.C.Lai, D.L.Harrington - 1999 "Automotive spark-ignited direct injection gasoline engines" PROGRESS IN ENERGY AND COMBUSTION SCIENCE.
4. <http://en.wikipedia.org/wiki/Gasoline-direct-injection>
5. Willard W.Pulkrabek "Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine" University of Wisconsin-Platteville.
6. Jialin Yang and Richard W. Anderson -1998 "Fuel Injection Strategies to Increase Full-Load Torque Output of a Direct-Injection SI Engine".
7. Lukasz P. Wyszynski and C. Richard Stone. Gautam T. Kalghatgi - 2002 "The Volumetric Efficiency of Direct and Port Injection Gasoline Engines with Different Fuels".
8. A.Kolchin, V.Demieon "Design of Automotive Engine".
9. Jun Harada, Tsutomu Tomita, Hiroyuki Mizuno, Zenichiro Mashiki, and Yasushi Ito - 1997 "Development of Direct Injection Gasoline Engine".