

بررسی عددی تاثیر استفاده از دو انژکتور در راهگاه ورودی بر برخی مشخصه‌های احتراقی یک موتور احتراق جرقه‌ای پرخوران

آرمان رستم‌پور^{۱*} و عطیه صفائی عرشی^۲

۱- دانشجوی دکتری، مهندسی خودرو، دانشگاه علم و صنعت ایران، تهران، arostampour@auto.iust.ac.ir

۲- دانشجوی کارشناسی ارشد، مهندسی خودرو، دانشگاه علم و صنعت ایران، تهران، at_safaei@auto.iust.ac.ir

* نویسنده مخاطب

تاریخ دریافت: ۹۷/۲/۱۲، دریافت آخرین اصلاحات: ۹۷/۲/۳۰، پذیرش: ۹۷/۳/۱۲

چکیده: امروزه، با وجود مزیت‌های استفاده از فناوری تزریق مستقیم در موتورهای احتراق داخلی، این فناوری، همچنان، با چالش‌های مختلفی، نظیر هزینه‌های زیاد توسعه احتراق در این موتورها و آلاینده‌گی، همراه است. این چالش‌ها منجر به ادامه روند تولید موتورهای تزریق در راهگاه ورودی شده است، به طوری که تولید این موتورها در برخی بازارهای بزرگ جهان رو به افزایش است. با توجه به وضع قوانین سختگیرانه مربوط به آلاینده‌گی، موتورهای تزریق در راهگاه ورودی نیازمند بازنگری و استفاده از فناوری‌های نوین است. یکی از فناوری‌های معرفی شده برای بهبود عملکرد این موتورها فناوری APFI است. در طرح APFI، با تزریق سوخت در حالت دریچه‌باز، امکان استفاده از مزایای اصلی فناوری تزریق مستقیم با هزینه و چالش کم‌تر مهیا می‌شود. با توجه به لزوم معرفی و استفاده از فناوری‌های جدید در زمینه بهبود عملکرد موتور و کاهش آلاینده‌گی آن، در این پژوهش، به بررسی تاثیر استفاده از دو انژکتور در راهگاه ورودی بر میزان خیس‌شدگی دیواره، نحوه توزیع سوخت درون محفظه احتراق و توان خروجی موتور پرداخته شده است. مطالعات نشان داد استفاده از این طرح میزان لایه سوخت تشکیل شده در سامانه تنفس موتور نسبت به موتور PFI پایه را ۷۵ درصد کاهش می‌دهد. از طرفی، توزیع سوخت درون محفظه احتراق و در اطراف شمع کاملاً همگن می‌شود، که منجر به بهبود فرایند احتراق و افزایش بیشینه فشار محفظه احتراق می‌شود. بررسی‌ها نشان داد که عملکرد مطلوب موتور APFI به شدت وابسته به زمان شروع تزریق است. لذا، بهترین زمان تزریق سوخت نیز، به عنوان نقطه بهینه کارکرد مشخص شد.

کلیدواژگان: APFI، لایه سوخت، توزیع سوخت، فشار محفظه احتراق، تزریق در راهگاه ورودی

مقدمه

امروزه، با توجه به نگرانی‌های موجود در زمینه استفاده از سوخت‌های با پایه نفت و وضع قوانین سختگیرانه توسط دولت‌ها برای کنترل انتشار آلاینده‌های آن‌ها، بررسی و بهینه‌سازی فرایندهای احتراقی در موتورهای احتراق داخلی به یکی از اولویت‌های اصلی مراکز تحقیقاتی تبدیل شده است [۱]. لذا، تغییر فناوری‌های سنتی برای بهبود عملکرد آن‌ها بسیار مورد توجه است و سعی بر این است که با توسعه و بهبود فناوری‌های موجود، مصرف سوخت و میزان تولید آلاینده‌ها کاهش یابد [۲].

در حال حاضر، استفاده از فناوری تزریق مستقیم بنزین^۱ امری رایج در صنعت خودروسازان است. با وجود این، استفاده از این فناوری چالش‌های بسیاری برای خودروسازان دارد، که از مهم‌ترین آن‌ها بحث توسعه احتراق در این موتورهاست. مدیریت بین بیشینه بازدهی احتراق و کمینه‌کردن میزان آلاینده‌گی موتورهای تزریق مستقیم چالش بزرگی است [۳، ۴]. این موارد در کنار

1. Gasoline Direct Injection (GDI)

قیمت تمام‌شده موتور باعث شده است که تولید موتورهای تزریق در راهگاه ورودی^۱ در بازارهای بزرگ مانند بزریل، چین و کشورهای آسیایی همچنان در حال رشد باشد [۵]. چالش‌های موجود در استفاده از فناوری تزریق مستقیم زمینه‌ساز تلاش برای توسعه فناوری جایگزینی برپایه فناوری تزریق در راهگاه ورودی و با مزیت فناوری تزریق مستقیم بنزین به نام APFI^۲ شده است.

طرح مفهومی^۳ APFI، برای اولین بار، توسط شرکت بوش^۴ معرفی شد [۶]. هدف از معرفی این طرح ارائه راهکاری میانی و کم‌هزینه به‌منظور بهینه‌سازی موتورهای تزریق در راهگاه ورودی است. در این طرح، به‌جای استفاده از یک انژکتور^۵ در راهگاه ورودی هوا، از دو انژکتور برای هر استوانه استفاده می‌شود. استفاده از دو انژکتور امکان کاهش مدت زمان تزریق سوخت و تزریق در حالت دریچه‌باز را فراهم می‌کند. با توجه به اینکه در این طرح سوخت در حالتی پاشیده می‌شود که دریچه ورودی هوا کاملاً باز است، امکان افزایش زمان همپوشانی دریچه‌ها (به‌ویژه در دورهای کم) به‌منظور بهبود بازده حجمی و افزایش جاروب^۶ محفظه احتراق بدون نگرانی از اتلاف سوخت فراهم می‌شود [۶، ۷].

در سال ۲۰۰۷، مرولا و همکارانش به‌بررسی تاثیر لایه سوخت^۷ بر روی فرایند احتراق در موتور پرخوران تزریق در راهگاه ورودی هوا^۸ پرداختند. آن‌ها در پژوهش خود تاثیر میزان لایه سوخت بر میزان آلاینده‌گی و بازدهی احتراق موتور را ارائه کردند [۸].

در سال ۲۰۱۲، آناند و همکارش نتایج کار خود در زمینه مدل‌سازی نحوه تشکیل مخلوط سوخت و هوا در یک موتور تزریق در راهگاه ورودی کوچک را ارائه کردند. آن‌ها در مطالعات خود زاویه هدف تزریق (انژکتور) و میزان بار موتور را در حالت‌های مختلف کاری، به‌منظور بررسی اثر هر عامل، تغییر دادند. به‌صورت کلی، نتایج این مطالعه نشان داد که توزیع سوخت در داخل محفظه احتراق با هدایت مسیر پاشش^۹ به‌سمت سوپاپ ورودی بهبود یافته است. در واقع، هدف‌گیری پاشش تاثیر مهمی در تزریق در حالت دریچه‌باز دارد، در حالی که قطر ذرات پاشش تاثیر به‌مراتب کمتری دارد. همچنین، مشاهده شد که با هدایت پاشش به‌سمت سوپاپ ورودی، جرم لایه کمتری، نسبت به‌حالتی که هدف دیواره مجرای ورودی است، تشکیل شده است و گرم‌شدن دیواره منجر به کاهش ضخامت لایه می‌شود [۹].

در سال ۲۰۱۳، هاوکس و همکارانش به مطالعه اثر پاشش اتانول در مجرای ورودی یک موتور دیزل و تاثیر آن بر احتراق و آلاینده‌های خروجی از موتور پرداختند. در واقع، آن‌ها بر مبنای کارهای قبلی، که بررسی اثر پاشش اتانول در مجرای ورودی موتورهای احتراق جرقه‌ای بود، به بررسی اثر تغییر مکان انژکتور در مجرای ورودی به‌عنوان یک عامل مهم و تاثیرگذار در احتراق و انتشار آلاینده‌ها در موتور دیزل مورد مطالعه خود پرداختند. آن‌ها برای این کار دو مکان را برای انژکتور تزریق‌کننده اتانول تعیین و نتایج حاصل از هر موقعیت را بررسی و مقایسه کردند. در بررسی‌های آن‌ها، مکان اول نزدیک سطح داغ سوپاپ ورودی و مکان دوم در موقعیتی دورتر نسبت به سوپاپ ورودی قرار دارد. قرار گرفتن انژکتور در موقعیت اول موجب تبخیر بهتر و در نتیجه کاهش خیس‌شدگی دیواره^{۱۰} می‌شود. نتایج این پژوهش نشان داد که هیدروکربن‌های نسوخته و کربن مونواکسید کمتری، با قرارگیری انژکتور در موقعیت اول، از موتور انتشار یافته است [۱۰].

چنگ و همکارانش، در سال ۲۰۱۴، به‌بررسی و اندازه‌گیری ضخامت لایه سوخت بر روی دیواره چندراهه ورودی هوا در موتور تزریق در راهگاه ورودی پرداختند. در این پژوهش، تاثیر زمان شروع تزریق، مدت تزریق و موقعیت انژکتور بر میزان لایه

1. Port Fuel Injection (PFI)
 2. Advanced Port Fuel Injection
 3. Concept
 4. Bosch
 5. Injector
 6. Scavenging
 7. Fuel Film
 8. Turbocharged Port Fuel Injection
 9. Spray
 10. Wall Wetting

سوخت بررسی شده است. نتایج این پژوهش نشان می‌دهد که افزایش مدت تزریق باعث افزایش سطح لایه سوخت و ضخامت آن شده و کاهش زاویه انژکتور باعث گسترش ناحیه لایه سوخت می‌شود [۱۱].

در پژوهش منتشرشده در سال ۲۰۱۵، پوسلت و همکارانش به بررسی تاثیر APFI بر میزان مصرف سوخت، آلایندگی و عملکرد موتورهای تزریق در راهگاه ورودی پرداختند. طبق یافته‌های این پژوهش، استفاده از این طرح، به‌همراه پرخوران کردن موتور، ۱۲ درصد مصرف سوخت و ۲۰ درصد ^1HC خروجی موتور را کاهش می‌دهد [۵]. هرچند در این پژوهش به جزئیات و نحوه دست‌یابی به‌هیچ‌یک از نتایج اشاره نشده است.

در سال ۲۰۱۷، شیباتا و همکارانش نتایج کار خود بر روی توسعه طرح مفهومی جدید از پاشش سوخت در سیستم‌های تزریق دوگانه را ارائه کردند. آن‌ها سیستم پاشش چندنقطه‌ای دوگانه^۲، که علاوه بر مزایای سیستم تزریق در راهگاه ورودی تا حدودی دارای مزایای سیستم تزریق مستقیم است، را معرفی کردند. در واقع، آن‌ها در کار خود، با بهینه‌سازی عددی الگوی پاشش و بهبود پودرشدن سوخت^۳ در حالت دریچه‌باز و بررسی جریان پاشش در مجرای ورودی و سیلندر، حالت بهینه پاشش و موقعیت انژکتور برای هر دریچه را تعیین کردند و به این ترتیب مزایای تزریق در شرایط دریچه‌باز را بررسی کردند [۱۲].

همان‌طور که اشاره شد، تحقیقات گسترده‌ای در زمینه تأثیر موقعیت انژکتور در راهگاه ورودی هوا بر عملکرد و آلایندگی موتور صورت گرفته است. از طرفی، پژوهش‌های منتشرشده نشان می‌دهد که استفاده از طرح APFI منجر به کاهش مصرف سوخت و آلایندگی موتور می‌شود، اما تاکنون هیچ پژوهشی به تحلیل دقیق دلیل این بهبودها نپرداخته است. لذا، در این پژوهش، با بررسی و تحلیل برخی مشخصه‌های احتراقی مانند میزان لایه سوخت تشکیل شده در راهگاه ورودی و توزیع سوخت درون محفظه احتراق، دلایل کاهش مصرف سوخت مطالعه شده است. همچنین، زمان بهینه تزریق سوخت در طرح APFI، با رویکرد بهبود توزیع سوخت درون محفظه احتراق، تعیین شده است.

شبیه‌سازی و شبکه‌بندی

در سال‌های اخیر، با توجه به قدرتمند شدن هرچه بیشتر مدل‌سازی‌های عددی، دینامیک سیالات محاسباتی^۴ به‌طور گسترده برای طراحی و بهینه‌سازی موتور احتراق داخلی استفاده می‌شود. در میان طیف گسترده‌ای از نرم‌افزارهای موجود برای شبیه‌سازی‌های موتورهای احتراق داخلی، یکی از نرم‌افزارهایی که به‌صورت تخصصی در زمینه شبیه‌سازی احتراق مورد استفاده قرار می‌گیرد، نرم‌افزار Converge CFD است، که توسط فارغ‌التحصیلان دانشگاه ویسکانزین^۵ توسعه داده شده است. با توجه به قابلیت‌های این نرم‌افزار، در این پژوهش، برای شبیه‌سازی موتور در هر دو حالت پایه و APFI از نرم‌افزار کانورج نسخه ۲/۳ استفاده شده است.

موتور مورد مطالعه در این پژوهش موتور پرخوران EF7 است که مشخصات فنی آن در جدول ۱ آمده است. یکی از ویژگی‌های اصلی نرم‌افزار Converge CFD قابلیت تهیه خودکار شبکه‌بندی هندسه براساس نیازمندی‌های کاربر است [۱۳]. با بهره‌مندی از این قابلیت، شبکه‌بندی برای هر دو موتور با در نظر گرفتن ابعاد سلولی مناسب ایجاد شد. شبکه‌بندی دو موتور PFI و APFI در شکل ۱ نمایش داده شده است. تعداد سلول‌های پایه برای موتورهای PFI و APFI در نقطه مرگ پایین به ترتیب برابر با ۹۴۱۸۴ و ۹۴۸۹۸ است.

1. Hydrocarbons
2. Dual Multi Point Injection System
3. Fuel Atomization
4. Computational Fluid Dynamics
5. Wisconsin University

بررسی استقلال از شبکه برای شبکه‌بندی موتور پایه توسط رستم‌پور و نصیری در سال ۲۰۱۵ بررسی و منتشر شده است [۱۴]. در این پژوهش، از هندسه و ابعاد شبکه^۱ یکسان استفاده شده است که در مرجع ۱۴ مشخصات ابعادی سلول‌ها و استقلال از شبکه به‌طور کامل بررسی و ارائه شده است.

جدول ۱- مشخصات موتور EF7-TC
Table 1- EF7-TC engine specifications

Bore×stroke	7.86 cm×8.5 cm
Length of connecting rod	13.45 cm
Compression ratio	9.5
Displacement volume	457.9 cm ³
No. of cylinders	4
Intake valve opening time	694 CA
Intake valve closing time	234 CA
Exhaust valve opening time	485 CA
Exhaust valve closing time	23 CA

همان‌طور که در شکل ۱ نشان داده شده است، هندسه و شبکه‌بندی هر دو موتور دقیقاً یکسان است و تنها تفاوت موجود مربوط به موقعیت‌های جدید قرارگیری انژکتورهاست، که برای تزریق سوخت در موتور APFI تعبیه شده است. توضیح این نکته لازم است که زاویه پاشش انژکتورها در این پژوهش بررسی نشده است و براساس پژوهش‌های گذشته بهترین موقعیت انتخاب شده است. بهترین زاویه پاشش انژکتور به گونه‌ای است که هدف و راستای پاشش، مرکز دریچه‌ها باشد [۹، ۱۰].

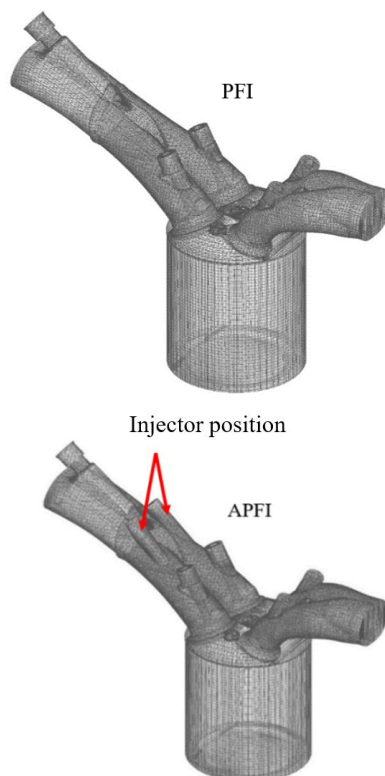


Figure 1- Computational grid at BDC
شکل ۱- هندسه شبکه‌بندی شده موتور

1. Grid Size

معادلات مورد استفاده

در این بخش، معادلات مورد استفاده در پژوهش شامل پویایی جریان سیال، انتقال گونه‌ها، آشفستگی و احتراق ارائه شده است. با توجه به حجم بالای معادلات، امکان ارائه تمام آن‌ها وجود ندارد. تمامی معادلات در مرجع ۱۳ به صورت کامل آورده شده است.

معادلات حاکم بر جریان سیال

بقای جرم:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i}{\partial x_i} = S \quad (1)$$

بقای تکانه:

$$\frac{\partial \rho u_i}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i u_j}{\partial x_i} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial \sigma_{ij}}{\partial x_i} + S_i \quad (2)$$

$$\sigma_{ij} = \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) + \left(-\frac{2}{3} \mu_t \right) \left(\frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right) \quad (3)$$

در معادلات بالا، u سرعت سیال، ρ چگالی، S عبارت چشمه، P فشار، σ_{ij} تانسور نیروهای لزج و μ_t گرانیوی آشفستگی است که توسط رابطه (۴) بیان می‌شود.

$$\mu_t = \mu + c_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (4)$$

در رابطه (۴)، μ گرانیوی، c_μ ثابت مدل آشفستگی که برای هر جریان خاص قابل تنظیم است، ε اتلاف انرژی جنبشی آشفستگی و k انرژی جنبشی آشفستگی است.

بقای انرژی:

$$\frac{\partial \rho I}{\partial t} + \frac{\partial u_j \rho I}{\partial x_j} = -P \frac{\partial u_j}{\partial x_j} + \sigma_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(K_t \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\rho D \sum_m h_m \frac{\partial Y_m}{\partial x_j} \right) + S \quad (5)$$

در رابطه (۵)، I انرژی داخلی مخصوص، T دمای سیال، h_m آنالپی مختص گونه m ، Y_m کسر جرمی گونه m ، D ضریب نفوذ جرم و K_t ضریب هدایت حرارت آشفستگی است و توسط رابطه (۶) بیان می‌شود.

$$K_t = \left(\frac{1}{Pr_t} \right) \mu_t c_p \quad (6)$$

در رابطه (۶)، Pr_t عدد پرانتل آشفستگی، μ_t گرانیوی آشفستگی و c_p گرمای ویژه در فشار ثابت است.

معادلات حالت:

$$I(T) = \sum_m \left(\frac{\rho_m}{\rho} \right) I_m(T)$$

$$c_p(T) = \sum_m \left(\frac{\rho_m}{\rho} \right) c_{pm}(T)$$

$$h_m(T) = I_m(T) + \frac{R_0 T}{W_m} \quad (7)$$

$$p = R_0 T \sum_m \left(\frac{\rho_m}{\rho} \right) \quad (8)$$

در رابطه (۷) و (۸)، I انرژی داخلی مخصوص، c_p گرمای ویژه در فشار ثابت، R_0 ثابت جهانی گازها و W_m وزن مولکولی گونه m و ρ_m چگالی گونه شیمیایی m است.

سازگاری جرم:

$$\sum_{m=1}^{N_c} \frac{\rho_m}{\rho} = 1 \quad (9)$$

بقای جرم برای اجزای گونه شیمیایی m :

$$\frac{\partial \rho_m}{\partial t} + \frac{\partial \rho_m u_j}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\rho D \frac{\partial Y_m}{\partial x_j} \right) + S_m \quad (10)$$

در رابطه (۱۰)، u سرعت، ρ چگالی، ρ_m چگالی گونه m کسر جرمی گونه m Y_m کسر جرمی گونه m D ضریب نفوذ جرم و S_m عبارت چشمه است.

مدل احتراق

برای شبیه‌سازی احتراق در این پژوهش، از حل واکنش‌های سینتیک شیمیایی دقیق ایزواکتان، شامل ۴۸ گونه و ۱۵۲ واکنش، بر مبنای مدل احتراقی SAGE استفاده شده است [۱۳]. این حلگر امکان مدل‌سازی هر تعداد گونه و واکنش شیمیایی را داراست [۱۵]. با توجه به اینکه حل کامل تمامی واکنش‌های سینتیک با امکانات معمولی بسیار دشوار و زمان‌بر است، نرم‌افزار Converge CFD به تعدادی الگوریتم برای افزایش سرعت حل معادلات و واکنش‌ها مجهز است [۱۳].

در مدل احتراقی SAGE، برای حل سینتیک شیمیایی دقیق، از فایل‌های ورودی با فرمت CHEMKIN استفاده می‌شود، که در آن همه عناصر و گونه‌های موجود در شبیه‌سازی و اطلاعات واکنش‌ها ذکر شده است. در این مدل، نرخ واکنش برای هر واکنش اولیه^۱ موجود در مکانیزم شیمیایی محاسبه می‌شود.

یک مکانیزم شیمیایی چندمرحله‌ای با رابطه (۱۱) نشان داده می‌شود.

$$\sum_{m=1}^M v'_{m,r} X_m \Leftrightarrow \sum_{m=1}^M v''_{m,r} X_m \quad r = 1, 2, \dots, R \quad (11)$$

در رابطه (۱۱)، $v'_{m,r}$ و $v''_{m,r}$ به ترتیب ضرایب استوکیومتریک برای واکنش دهنده‌ها و محصولات برای گونه m و واکنش r هستند، R تعداد کل واکنش‌ها و X_m نماد شیمیایی گونه m است. نرخ خاص تولید گونه m به صورت زیر بیان می‌شود.

$$\dot{\omega}_m = \sum_{r=1}^R v_{m,r} q_r \quad m = 1, 2, \dots, M \quad (12)$$

در رابطه (۱۲)، M تعداد کل گونه‌هاست و $v_{m,r}$ توسط رابطه (۱۳) تعریف می‌شود.

$$v_{m,r} = v''_{m,r} - v'_{m,r} \quad (13)$$

برای واکنش‌های سینتیک، نرخ واکنش $\dot{\omega}_r$ برای واکنش r ام به صورت زیر تعیین می‌شود.

$$q_r = k_{fr} \prod_{m=1}^M [X_m]^{v'_{m,r}} - k_{br} \prod_{m=1}^M [X_m]^{v''_{m,r}} \quad (14)$$

در رابطه (۱۴)، $[X_m]$ غلظت مولی گونه m و k_{fr} و k_{br} به ترتیب ضرایب نرخ‌های واکنش‌های رفت و برگشت واکنش r ام هستند و به صورت زیر تعریف می‌شوند.

$$\begin{aligned} k_{fr} &= A_{fr} T^{\xi_{fr}} e^{-E_{fr}/T} \\ k_{br} &= A_{br} T^{\xi_{br}} e^{-E_{br}/T} \end{aligned} \quad (15)$$

در رابطه (۱۵)، A_{br} و A_{fr} ثابت‌ها، ξ_{br} و ξ_{fr} توان دما، E_{br} و E_{fr} دماهای فعال‌سازی^۱ برای واکنش r ، به ترتیب، برای ضرایب واکنش‌های رفت و برگشت است. ثابت‌های A_{br} و A_{fr} و عبارت‌های $T^{\xi_{br}}$ و $T^{\xi_{fr}}$ برای هر واکنش r معلوم است [۱۳].

مدل آشفستگی

مدل آشفستگی مورد استفاده در این پژوهش مدل RANS^۲ است. برای مدل k- ϵ RNG، تنش رینولدز به صورت زیر بیان می‌شود.

$$\tau_{ij} = -\bar{\rho} \widetilde{u'_i u'_j} = 2\mu_t S_{ij} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \left(\rho k + \mu_t \frac{\partial \widetilde{u}_i}{\partial x_i} \right) \quad (16)$$

در رابطه (۱۶)، k انرژی جنبشی آشفستگی و μ_t لزجت آشفستگی، به ترتیب، توسط رابطه‌های (۱۷) و (۱۸) بیان می‌شوند.

$$k = \frac{1}{2} \widetilde{u'_i u'_i} \quad (17)$$

$$\mu_t = c_\mu \rho \frac{k^2}{\epsilon} \quad (18)$$

در رابطه بالا، c_μ ثابت مدل و برای هر جریان خاص قابل تنظیم است و ϵ اتلاف انرژی جنبشی آشفستگی است. در رابطه (۱۶)، تانسور S_{ij} به صورت زیر بیان می‌شود.

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial \widetilde{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \widetilde{u}_j}{\partial x_i} \right) \quad (19)$$

این مدل از عبارت‌های نفوذ و انتشار آشفستگی برای لحاظ کردن آشفستگی در انتقال جرم و انتقال انرژی استفاده می‌کند. عبارت‌های نفوذ و انتشار آشفستگی به صورت زیر بیان می‌شوند.

$$D_t = \left(\frac{1}{Sc_t} \right) \mu_t \quad (20)$$

$$K_t = \left(\frac{1}{Pr_t} \right) \mu_t c_p \quad (21)$$

در رابطه‌های (۲۰) و (۲۱)، Sc_t عدد اشمیت آشفستگی، Pr_t عدد پرانتل آشفستگی، D_t نفوذ آشفستگی و K_t انتشار آشفستگی است.

برای استخراج لزجت آشفستگی ارائه شده توسط رابطه (۱۸)، دو معادله انتقال انرژی جنبشی آشفستگی و اتلاف انرژی جنبشی آشفستگی به ترتیب توسط روابط (۲۲) و (۲۳) تعریف می‌شوند.

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i k}{\partial x_i} = \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu}{Pr_k} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) - \rho \epsilon + \frac{c_s}{1.5} S_s \quad (22)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial \rho \epsilon}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u_i \epsilon)}{\partial x_i} &= \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\mu}{Pr_\epsilon} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_i} \right) + c_{\epsilon 3} \rho \epsilon \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \\ &+ \left(c_{\epsilon 1} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \tau_{ij} - c_{\epsilon 2} \rho \epsilon + c_s S_s \right) \frac{\epsilon}{k} + S - \rho R \end{aligned} \quad (23)$$

در روابط بالا، S عبارت چشمه و S_s عبارت چشمه مربوط به تزریق است. $c_{\epsilon i}$ ثابت‌های مدل اند که برای تراکم و انبساط در نظر گرفته می‌شوند و R توسط رابطه (۲۴) بیان می‌شود.

$$R = \frac{C_\mu \eta^3 (1 - \eta/\eta_0) \epsilon^2}{(1 + \beta \eta^3) k} \quad (24)$$

عبارت η در رابطه (۲۴) به صورت زیر بیان می‌شود.

$$\eta = \frac{k}{\epsilon} |S_{ij}| = \frac{k}{\epsilon} \sqrt{2 S_{ij} S_{ij}} \quad (25)$$

1. Activation
2. Reynolds Averaged Navier-Stokes

اعتبارسنجی شبیه‌سازی

به‌منظور اطمینان از صحت شبیه‌سازی‌های انجام‌شده در این پژوهش، نتایج شبیه‌سازی به‌کمک داده‌های تجربی فشار محفظه احتراق در دو دور ۳۰۰۰ rpm و ۵۵۰۰ rpm صحه‌گذاری شده است. ذکر این نکته لازم است که تمامی آزمون‌های تجربی در اتاق‌های آزمون شرکت تحقیق، طراحی و تولید موتور ایران خودرو (ایپکو) صورت گرفته است. شکل ۲ و ۳ مقایسه داده‌های شبیه‌سازی و تجربی فشار درون محفظه احتراق موتور تزریق در راهگاه ورودی را نشان می‌دهد. شرایط مرزی و عملکردی این داده‌ها در جدول ۲ آورده شده است.

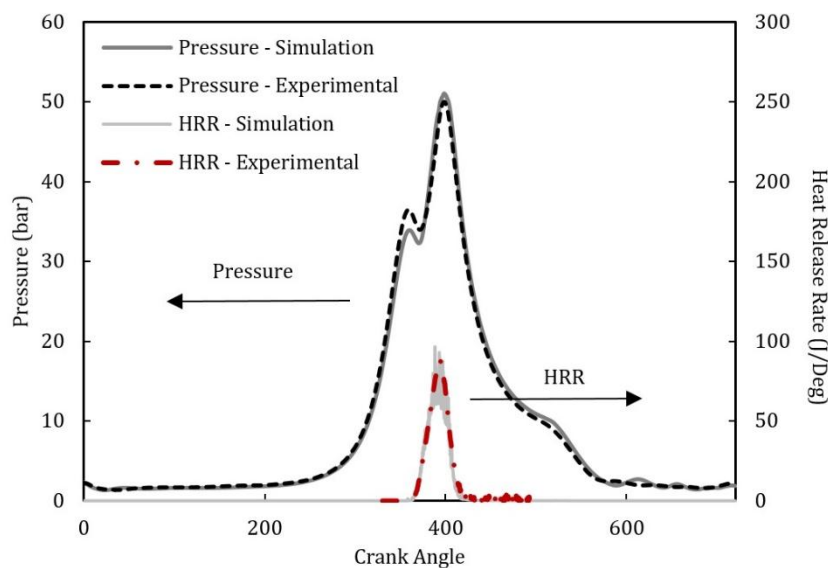


Figure 2- Validation of simulation results using in-cylinder pressure at 3000 rpm (PFI engine)

شکل ۲- اعتبارسنجی شبیه‌سازی به‌کمک نمودار فشار درون محفظه احتراق در دور موتور 3000 rpm موتور PFI

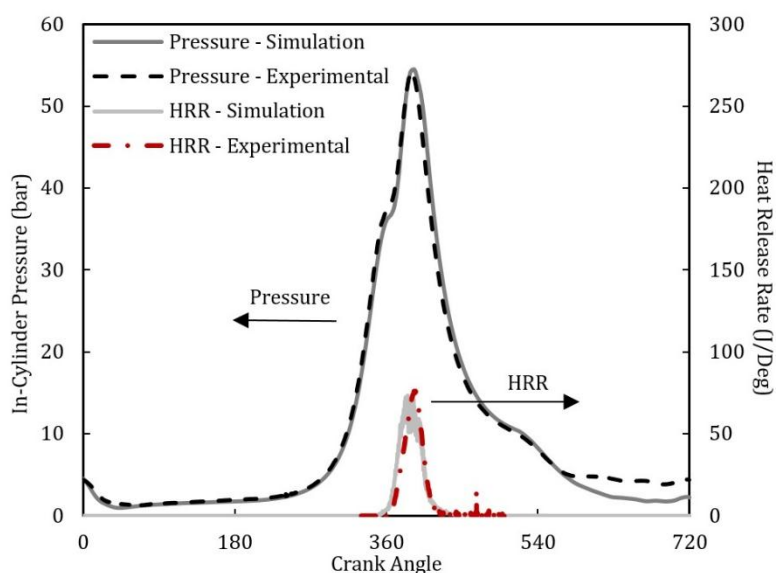


Figure 3- Validation of simulation results using in-cylinder pressure at 5500 rpm (PFI engine)

شکل ۳- اعتبارسنجی شبیه‌سازی به‌کمک نمودار فشار درون محفظه احتراق در دور موتور 5500 rpm موتور PFI

جدول ۲- شرایط کارکرد موتور PFI
Table 2- Operating conditions (PFI engine)

	3000 rpm	5500 rpm
Ignition timing	3 ° BTDC	12 ° BTDC
Duration of fuel injection	19.22 ms	21.81 ms
Start of fuel injection	-447.39 CA	0 CA
Fuel mass injected per cycle	0.06383 gr	0.0759 gr
Intake flow pressure	1.667 bar	1.666 bar
Intake flow temperature	27.75 ° C	39.6 ° C
Ambient pressure	0.87 bar	0.87 bar
Cylinder wall temperature	415 K	415 K
Cylinder head temperature	465 K	465 K
Piston crown temperature	555 K	555 K
Fuel	Iso octane	

همان‌طور که در شکل ۲ نشان داده شده است، در دور ۳۰۰۰ rpm داده‌های شبیه‌سازی بادقت بسیار خوبی بر داده‌های تجربی منطبق است، به‌طوری که بیشینه فشار در نتایج شبیه‌سازی ۵۱/۰۶ بار در زاویه ۳۹۸/۲CA است، که در مقایسه با نتایج تجربی (۵۰/۰۱ بار در زاویه ۳۹۸/۲CA) دارای ۲ درصد خطاست. این وضعیت در دور ۵۵۰۰ rpm نیز وجود دارد (شکل ۳). یکی از متغیرهای اصلی در احتراق نرخ آزادسازی انرژی است که گویای چگونگی انجام احتراق است. لذا، به‌منظور بهبود شبیه‌سازی و افزایش دقت اعتبارسنجی، نرخ انرژی آزادشده در شبیه‌سازی‌ها با داده‌های تجربی مقایسه شده است. شکل ۲ و ۳ نتایج انطباق بسیار خوب داده‌های تجربی و عددی را نشان می‌دهد.

نتایج شبیه‌سازی

لایه سوخت بر روی دیواره راهگاه ورودی هوا

یکی از مشکلات موتورهای تزریق در راهگاه ورودی تشکیل لایه سوخت بر روی دیواره‌های راهگاه ورودی و دریچه‌هاست. این مسئله، به‌ویژه در شرایط کارکرد سرد^۱، بیشتر مورد توجه است. سوخت تزریق‌شده بعد از برخورد با دیواره راهگاه ورودی تشکیل لایه می‌دهد. مقداری از این لایه سوخت بعد از بازشدن دریچه و در اثر جریان هوای درون راهگاه تبخیر می‌شود، اما مقداری از سوخت به‌صورت مایع وارد محفظه احتراق می‌شود و منجر به افزایش میزان آلاینده‌ی موتور و افزایش مصرف سوخت موتور می‌شود.

در موتورهای APFI، با توجه به اینکه سوخت در شرایط دریچه‌باز تزریق می‌شود، تشکیل لایه سوخت به‌شدت کاهش می‌یابد. شکل ۴ میزان نسبت جرمی^۲ سوخت مایع را در موتور PFI با شرایط کاری ذکرشده در جدول ۲ نشان می‌دهد. همان‌طور که در شکل مشخص است، از ۳۰۰ درجه قبل از نقطه مرگ^۳ تشکیل لایه سوخت بر روی دیواره‌های راهگاه آغاز می‌شود و رفته‌رفته لایه سوخت بر روی دریچه‌های ورودی نیز، تشکیل می‌شود، به‌طوری که بعد از پایان تزریق سوخت و قبل از بازشدن دریچه‌های هوا، مقدار قابل توجهی از سوخت به‌صورت لایه درآمده است.

شکل ۵ میزان نسبت جرمی سوخت مایع را در موتور APFI با شرایط کاری ذکرشده در جدول ۲ نشان می‌دهد. همان‌طور که در شکل مشخص است، در این طرح میزان لایه سوخت در مقایسه با موتور تزریق در راهگاه ورودی پایه به‌میزان قابل توجهی کاهش می‌یابد، به‌طوری که تا قبل از بسته‌شدن دریچه ورودی هوا هیچ لایه سوختی بر روی دیواره‌های راهگاه ورودی و محفظه احتراق تشکیل نشده است. بعد از بسته‌شدن دریچه ورودی، مقداری سوخت در راهگاه ورودی حبس می‌شود.

1. Cold Start
2. Mass Fraction
3. Before Top Dead Center

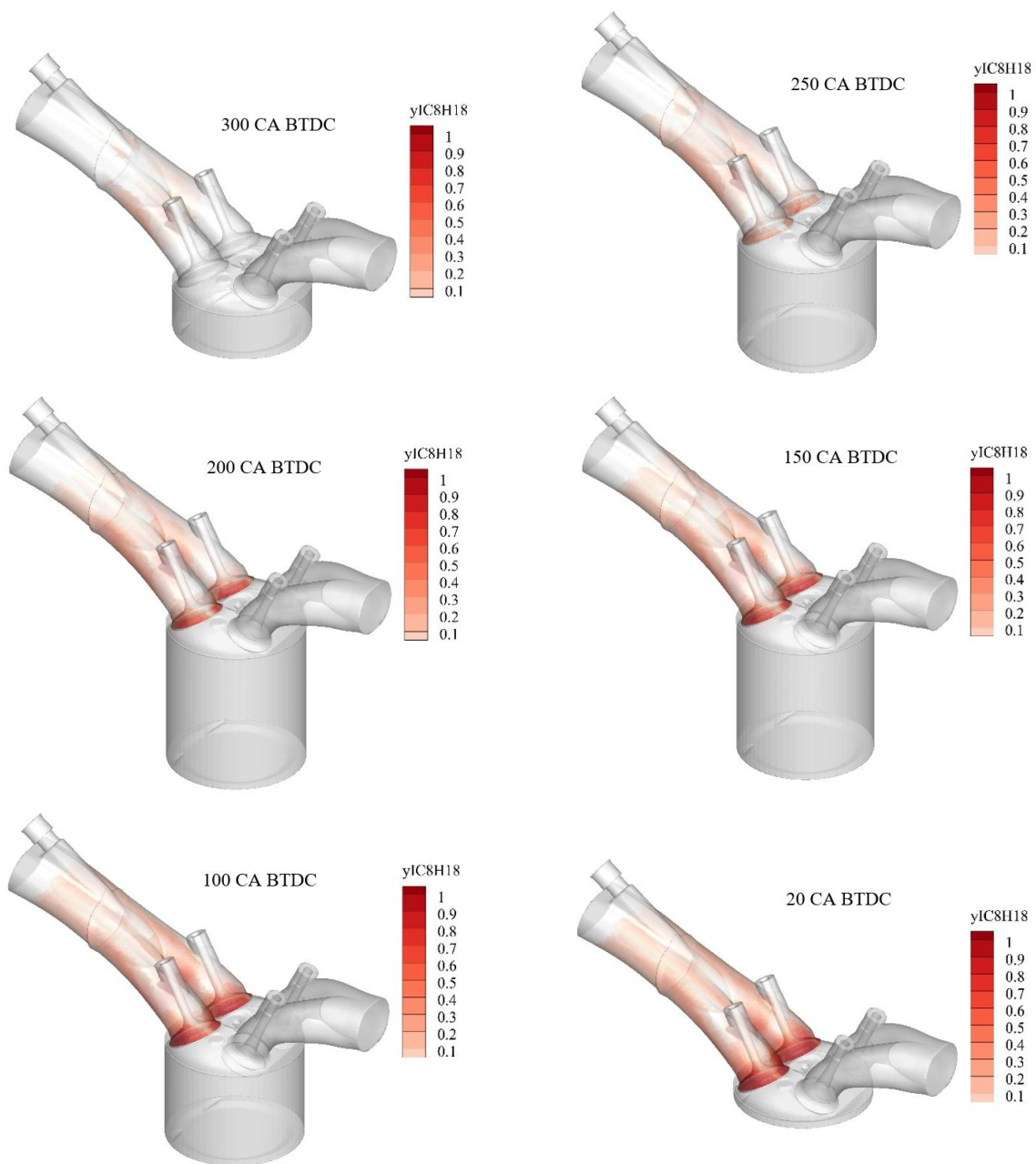


Figure 4- mass fraction of fuel on the intake port walls (PFI engine)
شکل ۴- نسبت جرمی سوخت (بنزین) در راهگاه ورودی هوای موتور PFI

در موتور تزریق در راهگاه ورودی، سوخت، در زمان بسته‌بودن دریچه ورودی هوا و ساکن‌بودن جریان، تزریق می‌شود. سوخت تزریق شده با اینرسی تزریق به سمت دریچه ورودی و دیواره‌ها حرکت کرده و با توجه به حجم بالای سوخت تزریق شده، سوخت پشت دریچه ورودی جمع و تشکیل لایه می‌دهد. از طرفی، با توجه به ساکن‌بودن جریان، در زمان بسته‌بودن دریچه، برخی از ذرات مایع سوخت، که فرصت کافی و شرایط مناسب برای تبخیر شدن را ندارند، با دیواره‌های راهگاه ورودی برخورد کرده که منجر به خیس شدن (تشکیل لایه) دیواره‌ها می‌شود. این روند به خوبی در شکل ۴ مشخص است. در موتور APFI شرایط به کلی متفاوت است. در این موتورها، سوخت در شرایط دریچه‌باز تزریق می‌شود. لذا، فرصت و شرایط کافی برای

تبخیر شدن را دارد. از طرفی، در شرایط دریچه‌باز، هوا به سمت محفظه احتراق در جریان است. لذا، ذرات سوخت با جریان همراه شده و فرصت برای تشکیل لایه بر روی دیواره‌ها و دریچه را ندارند (شکل ۵).

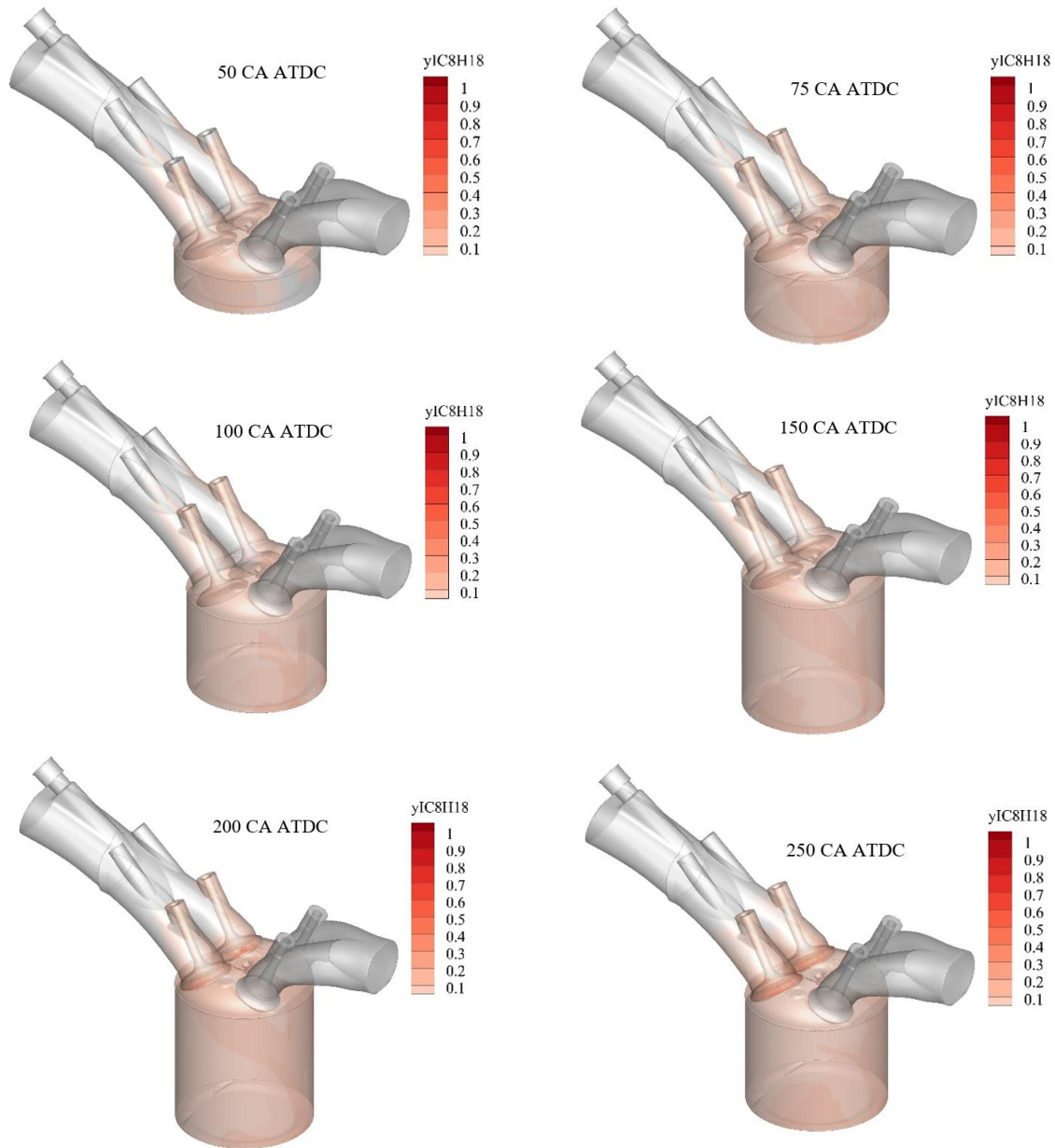


Figure 5- mass fraction of fuel on the intake port walls (APFI engine)
 شکل ۵- نسبت جرمی سوخت (بنزین) در راهگاه ورودی هوای موتور APFI

به‌منظور مقایسه دقیق‌تر میزان لایه سوخت تشکیل شده بر روی دیواره‌های راهگاه و دریچه ورودی در هر دو موتور، نمودار جرم لایه سوخت تشکیل شده تا قبل از باز شدن دریچه ورودی، برای هر دو موتور، در شکل‌های ۶ و ۷، ارائه شده است. در شکل ۶، میزان لایه سوخت تشکیل شده بر روی دیواره‌های سامانه ورودی هوا در موتور تزریق در راهگاه ورودی نشان داده شده است. میزان بیشینه لایه سوخت تشکیل شده بر روی راهگاه ورودی در این موتور حدود 0.0219 گرم است. این بدان معناست که در موتور PFI، در حالت بیشینه، حدود $3/5$ درصد از کل سوخت پاشیده شده در یک چرخه در حالت تمام‌بار بر روی دیواره‌های

راهگاه ورودی ایجاد لایه می‌کند. میزان بیشینه لایه سوخت تشکیل شده بر روی دریچه ورودی در موتور تزریق در راهگاه ورودی حدود $0/000925$ گرم است (حدود $1/5$ درصد از کل سوخت).

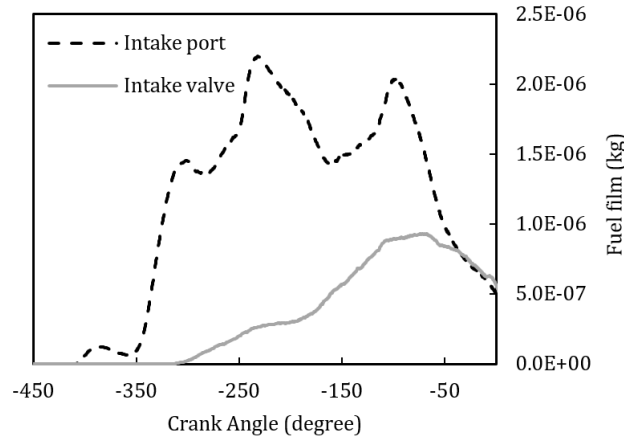


Figure 6- fuel film formed on the walls of the air inlet system (PFI engine)
 شکل ۶- لایه سوخت تشکیل شده بر روی دیواره‌های سامانه ورودی هوای موتور PFI

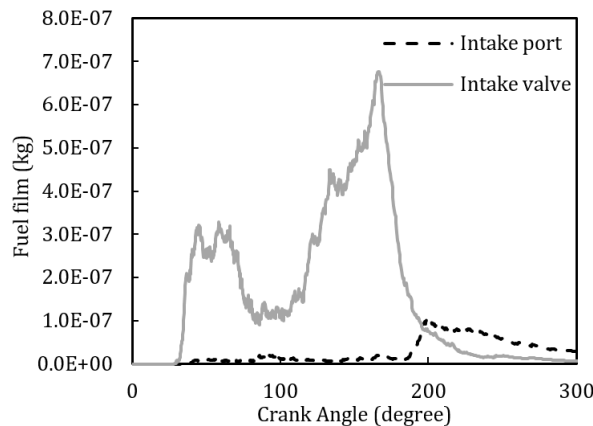


Figure 7- fuel film formed on the walls of the air inlet system (APFI engine)
 شکل ۷- لایه سوخت تشکیل شده بر روی دیواره‌های سامانه ورودی هوای موتور APFI

شکل ۷ میزان لایه سوخت تشکیل شده بر روی دیواره‌های سامانه ورودی هوا در موتور APFI را نشان می‌دهد. بیشینه لایه سوخت تشکیل شده بر روی راهگاه ورودی در موتور APFI $0/000102$ گرم است، که بیش از 95 درصد کم‌تر از موتور تزریق در راهگاه ورودی است، که با توجه به موقعیت انژکتورها قابل پیش‌بینی است. مقدار لایه سوخت تشکیل شده بر روی دریچه‌های ورودی هوا $0/000667$ گرم است، که در مقایسه با موتور پایه حدود 27 درصد کاهش داشته است. با توجه به نتایج ارائه شده، استفاده از طرح APFI باعث کاهش میزان لایه سوخت تشکیل شده بر روی دیواره‌های سامانه تنفس^۱ موتور از $0/003115$ گرم به $0/000779$ گرم شده است، که معادل 75 درصد کاهش جرم لایه سوخت است. این میزان کاهش می‌تواند تاثیر بسزایی بر روی نحوه تشکیل مخلوط سوخت و هوا، احتراق و در نهایت میزان آلاینده‌های موتور داشته باشد، که در ادامه به بررسی برخی از آن‌ها می‌پردازیم.

1. Intake System

لایه سوخت بر روی دیواره راهگاه ورودی هوا- کارکرد سرد

همان‌طور که در قسمت قبل به آن اشاره شد، در موتور PFI، به علت ماهیت عملکردی آن، مشکل تشکیل لایه سوخت بر روی دیواره‌های سامانه تنفس وجود دارد. از آنجا که این مشکل در شرایط کارکرد سرد بحرانی‌تر می‌شود، در این قسمت به بررسی تاثیر دمای دیواره بر میزان لایه سوخت تشکیل شده بر روی دیواره راهگاه ورودی هوا در دو موتور PFI و APFI برای بررسی عملکرد آن‌ها در این حالت کاری پرداخته شده است.

در این پژوهش، دمای دیواره چندراهه ورودی هوا با الگوبرداری از سایر پژوهش‌ها و در نظر گرفتن شرایط اقلیمی ایران، برای شرایط کارکرد سرد ۱۰- درجه سانتی‌گراد، در نظر گرفته شد [۱۶].

مطابق شکل ۸، در کارکرد سرد، حدود ۰/۰۳۵ گرم از کل سوخت تا قبل از نقطه مرگ بالا بر روی دیواره‌ها لایه سوخت تشکیل می‌دهد. به عبارت دیگر، حدود ۵۵ درصد از کل سوخت تزریق شده به دیواره راهگاه ورودی چسبیده و لایه سوخت تشکیل می‌دهد. این شرایط افزایش بیش از ۱۷ برابری جرم لایه سوخت نسبت به کارکرد عادی موتور را نشان می‌دهد. در چنین شرایطی، با باز شدن دریچه ورودی هوا، بخشی از لایه سوخت تبخیر می‌شود، اما بخشی از آن نیز به صورت قطرات بزرگ سوخت وارد محفظه احتراق می‌شود. این امر منجر به برهم خوردن توزیع سوخت درون محفظه احتراق می‌شود، به طوری که در بخشی از محفظه احتراق تجمع سوخت وجود دارد و در بخش دیگر سوخت به شدت رقیق است. سخت روشن شدن موتورهای PFI در شرایط کارکرد سرد و آلودگی بالا از نتایج این موضوع است.

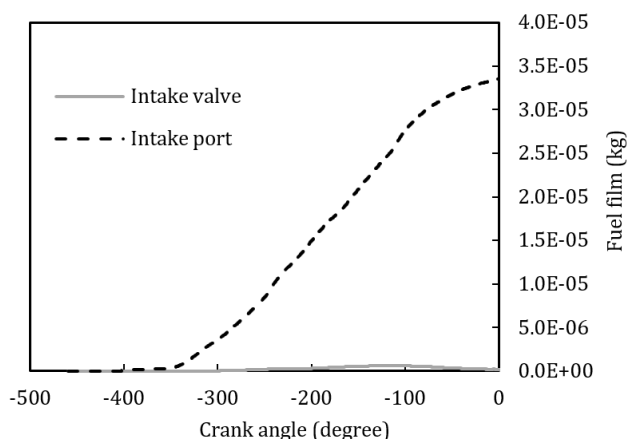


Figure 8- fuel film formed on the walls of the air inlet system (PFI engine), cold start conditions, wall temperature -10°C

شکل ۸- لایه سوخت تشکیل شده بر روی دیواره‌های سامانه ورودی هوای موتور PFI در شرایط کارکرد سرد (دمای دیواره ۱۰- درجه سانتی‌گراد)

در طرح APFI، سوخت در شرایط دریچه‌باز و بدون برخورد به دیواره‌های راهگاه ورودی تزریق می‌شود. این مسئله منجر به کاهش قابل ملاحظه میزان لایه سوخت در راهگاه ورودی می‌شود. همان‌طور که در شکل ۹ نشان داده شده است، میزان لایه سوخت تشکیل شده بر روی دیواره راهگاه ورودی در موتور APFI (کارکرد سرد) حدود ۰/۰۰۰۹ گرم است که نسبت به موتور PFI در شرایط مشابه کاهش چشمگیری را نشان می‌دهد.

با مقایسه نمودار ۷ و ۹ به خوبی مشخص است که طرح APFI برخلاف طرح PFI وابستگی ناچیزی به دمای دیواره راهگاه ورودی هوا دارد، به طوری که کاهش دمای دیواره تا ۱۰- درجه سانتی‌گراد تنها منجر به افزایش ۰/۰۰۰۱ گرم لایه سوخت شده است. لذا، می‌توان از طرح APFI، در شرایط کارکرد سرد، عملکرد (آلاینده‌گی، مصرف سوخت و ...) بسیار بهتری را نسبت به موتور PFI انتظار داشت.

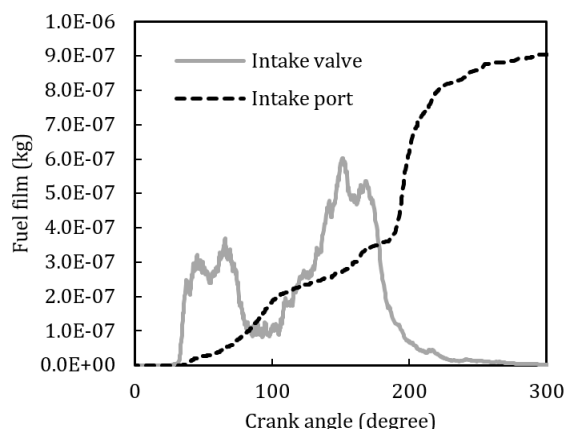


Figure 9- fuel film formed on the walls of the air inlet system (APFI engine), cold start conditions, wall temperature -10°C
 شکل ۹- لایه سوخت تشکیل شده بر روی دیواره‌های سامانه ورودی هوای موتور APFI در شرایط کارکرد سرد (دمای دیواره ۱۰- درجه سانتیگراد)

فشار و دمای محفظه احتراق

به منظور مقایسه بهتر عملکرد دو موتور، نمودار فشار محفظه احتراق دو موتور PFI و APFI در شکل ۱۰ ارائه شده است. توضیح این نکته لازم است که هر دو موتور شرایط ورودی و عملکردی کاملاً یکسانی دارند. شرایط عملکردی موتور APFI در جدول ۳ ارائه شده است. همان‌طور که از نمودار شکل ۱۰ مشخص است، بیشینه فشار در موتور APFI ۶/۶ بار است، در حالی که با همان شرایط اولیه این مقدار در موتور PFI ۵/۰۶ بار است، که به معنای افزایش ۲۱ درصدی بیشینه فشار محفظه احتراق است. یکی از دلایل این افزایش تغییر نحوه تشکیل مخلوط سوخت و هوا و در نتیجه تغییر دمای محفظه احتراق است. همان‌طور که در شکل ۶ و ۷ نشان داده شد، در موتور APFI، در مقایسه با موتور PFI، لایه سوخت بسیار کمتری تشکیل می‌شود که این امر موجب می‌شود تا در این موتور سوخت به صورت گاز و تبخیر شده وارد محفظه احتراق شود، در حالی که در موتور PFI، با توجه به مقدار زیاد لایه سوخت، مقداری از سوخت به صورت لایه وارد محفظه احتراق و در آنجا تبخیر می‌شود. تأثیر این موضوع بر توزیع سوخت درون محفظه احتراق در قسمت بعد به تفصیل شرح داده شده است. این امر بازدهی احتراق در موتور APFI را افزایش می‌دهد.

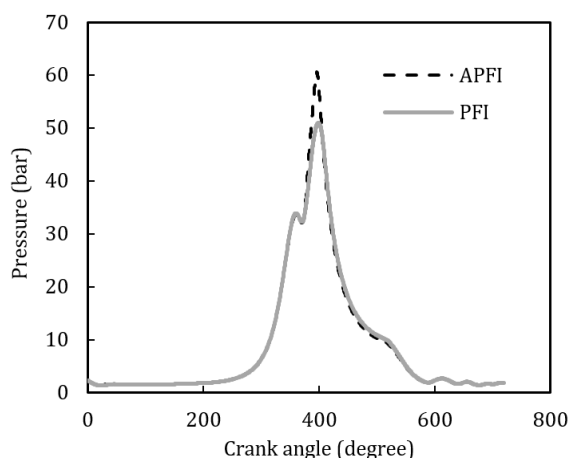


Figure 10- Comparison of the combustion chamber pressure between PFI and APFI engines under the same conditions
 شکل ۱۰- مقایسه فشار محفظه احتراق در موتور PFI و APFI در شرایط کاملاً یکسان

جدول ۳- شرایط کارکرد موتور APFI
Table 2- Operating conditions (APFI engine)

	3000 rpm
Ignition timing	3 ° BTDC
Duration of fuel injection (one injector)	9.61 ms
Start of fuel injection	4 CA ATDC
Fuel mass injected per cycle	0.06383 gr
Intake flow pressure	1.667 bar
Intake flow temperature	27.75 ° C
Ambient pressure	0.87 bar
Cylinder wall temperature	415 K
Cylinder head temperature	465 K
Piston crown temperature	555 K

طبق بررسی‌های انجام‌شده در این پژوهش، بهترین زمان شروع تزریق سوخت برای موتور APFI در زمان بازبودن دریچه ورودی هوا به‌میزان ۱ میلی‌متر است، که برای موتور مورد مطالعه در این پژوهش معادل ۴ CA ATDC است. به‌عبارتی، با شروع پاشش در این زاویه، موتور بیشترین بازدهی را خواهد داشت. در شکل ۱۱، تاثیر زمان شروع تزریق سوخت (در مدت زمان ثابت) بر فشار محفظه احتراق نشان داده شده است.

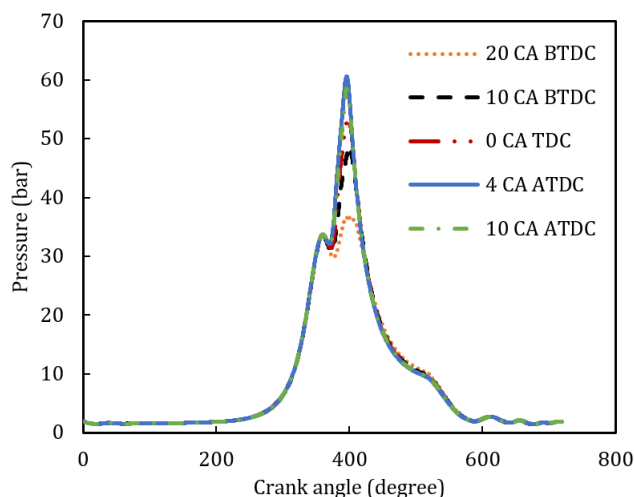


Figure 11- Effect of fuel injection start time (in fixed injection duration) on the combustion chamber pressure (APFI engine)
شکل ۱۱- تاثیر زمان شروع تزریق سوخت (در مدت زمان ثابت) بر فشار محفظه احتراق در موتور APFI

علت اختلاف‌های شدید فشار محفظه احتراق در زاویه پاشش‌های مختلف میزان و توزیع سوخت واردشده در محفظه احتراق است. همان‌طور که در شکل ۱۱ نشان داده شده است، نقطه بهینه برای پاشش ۴ درجه بعد از نقطه مرگ بالاست و پاشش سوخت قبل و بعد از این نقطه منجر به افت توان خروجی موتور (فشار محفظه احتراق) می‌شود. قبل از نقطه بهینه (۴ درجه بعد از نقطه مرگ بالا)، هنوز جریان سیال به‌سمت درون استوانه به‌طور کامل شکل نگرفته و حتی، در ابتدای باز شدن دریچه ورودی هوا، مقداری جریان برگشتی وجود دارد که باعث کاهش میزان سوخت واردشده به درون محفظه احتراق می‌شود. از طرفی، با تزریق سوخت بعد از نقطه بهینه، انتهای پاشش سوخت با بسته شدن دریچه ورودی هوا هم‌زمان می‌شود. این امر منجر به حبس شدن بخشی از سوخت پشت دریچه ورودی می‌شود و افت فشار درون سیلندر را به‌همراه دارد.

توزیع سوخت درون محفظه احتراق

با توجه به تاثیر زیاد این طرح بر روی فرایند تزریق سوخت و تشکیل سوخت و هوا درون محفظه احتراق، در این بخش، به بررسی تاثیر طرح APFI بر توزیع سوخت درون محفظه احتراق (قبل از جرقه زنی) پرداخته شده است. در شکل ۱۲، تاثیر زمان پاشش سوخت در طرح APFI بر توزیع سوخت و تشکیل مخلوط سوخت و هوا در داخل محفظه احتراق نشان داده شده است. همان طور که در شکل مشخص است، با شروع پاشش در ۴ درجه بعد از نقطه مرگ بالا بهترین اختلاط سوخت و هوا درون محفظه احتراق را شاهدیم، به طوری که مخلوط سوخت و هوا در اطراف شمع کاملاً همگن شده است. این ویژگی، علاوه بر بهبود کیفیت احتراق، منجر به افزایش کار خروجی موتور (شکل ۱۱) درازای مصرف سوخت ثابت و یا کاهش مصرف سوخت موتور درازای کار خروجی ثابت می شود.

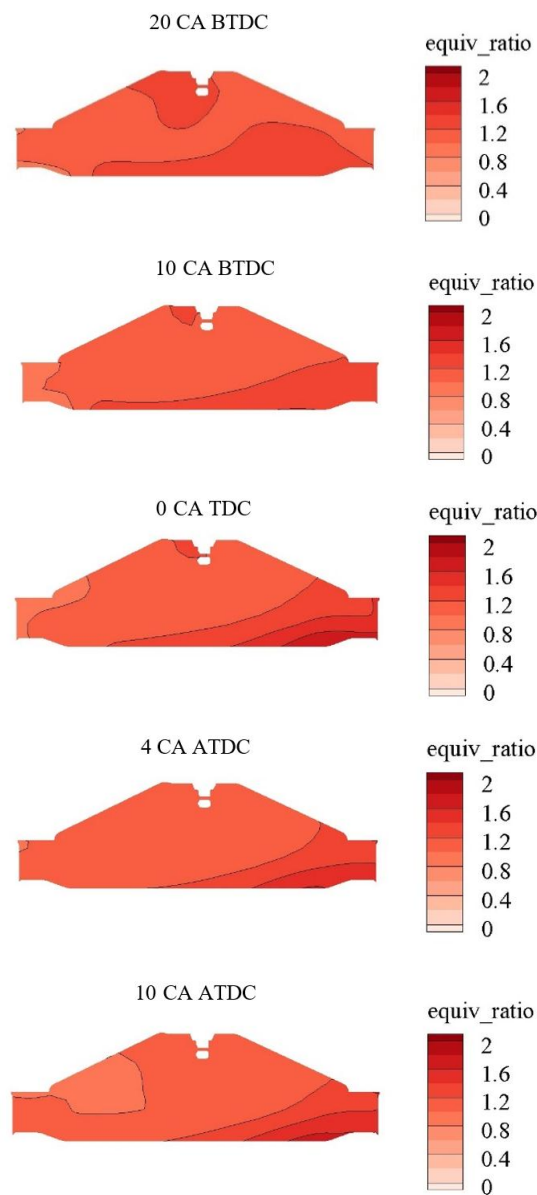


Figure 12- Effect of fuel injection time on the mixing of fuel and air in the combustion chamber (@330 CA)

شکل ۱۲- تاثیر زمان تزریق سوخت بر نحوه اختلاط سوخت و هوا در محفظه احتراق (در ۳۳۰ درجه)

در شکل ۱۳، توزیع سوخت داخل محفظه احتراق در موتور PFI و APFI با هم مقایسه شده است. بهبود نحوه تشکیل مخلوط سوخت و هوا در موتور APFI به وضوح مشخص است، به طوری که در موتور PFI مخلوط سوخت و هوا درون محفظه احتراق حالت لایه لایه دارد و نسبت سوخت به هوا از ۰/۷ تا ۲ متغیر است. در حالی که در موتور APFI یک مخلوط همگن از سوخت و هوا با نسبت هم‌ارزی نزدیک ۱ تشکیل می‌شود.

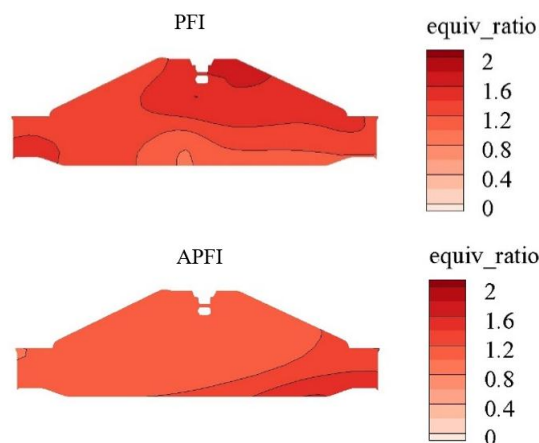


Figure 13- Comparison of fuel distribution in the combustion chamber between PFI and APFI engines

شکل ۱۳- مقایسه توزیع سوخت درون محفظه احتراق بین موتورهای APFI و PFI

نتیجه‌گیری و جمع‌بندی

یکی از معایب موتورهای تزریق در راهگاه ورودی هوا تشکیل لایه سوخت بر روی دیواره‌های راهگاه ورودی و دریچه‌هاست. استفاده از طرح APFI باعث کاهش ۷۵ درصدی جرم لایه سوخت می‌شود.

کاهش لایه سوخت بر روی دیواره‌های سامانه تنفس هوای موتور منجر به بهبود بازده حجمی و توزیع سوخت درون محفظه احتراق می‌شود، به طوری که در شرایط عملکردی کاملاً یکسان، بیشینه فشار محفظه احتراق در موتور APFI ۲۱ درصد بیشتر از موتور PFI است. به عبارت دیگر، استفاده از طرح APFI می‌تواند منجر به کاهش مصرف سوخت موتور شود. توضیح این نکته لازم است که اظهار نظر در مورد میزان تأثیر و پتانسیل طرح APFI بر کاهش مصرف سوخت صرفاً با مطالعه نحوه تشکیل لایه سوخت و توزیع آن قابل انجام نیست و لازم است تا دیگر پارامترهای موتور از قبیل زمان‌بندی دریچه‌ها (استفاده از جاروب محفظه احتراق به‌ویژه در دوره‌های کم)، زمان جرقه‌زنی و غیره برای این احتراق بهینه شود. اما، پژوهش حاضر نشان می‌دهد که این طرح پتانسیل بسیار خوبی برای کاهش مصرف سوخت و آلاینده‌گی خروجی موتور دارد.

طرح APFI حساسیت بسیار کمی نسبت به تغییرات دمای دیواره چندراهه ورودی هوا دارد، به طوری که کاهش دمای دیواره تا ۱۰- درجه سانتی‌گراد منجر به افزایش تنها ۰/۰۰۰۱ گرم لایه سوخت شد. این در حالی است که یکی از معایب و مشکلات موتورهای PFI کارکرد در شرایط سرد است.

طرح APFI به شدت نسبت به زمان تزریق سوخت حساس است، به طوری که استفاده از این طرح می‌تواند منجر به افت توان و گشتاور موتور شود (در صورت مناسب نبودن زمان تزریق سوخت). طبق بررسی‌های انجام‌شده، بهترین زمان برای شروع تزریق در موتورهای APFI زمانی است که دریچه ورودی هوا ۱ میلی‌متر باز شده است. هرچند این زمان متأثر از متغیرهایی مانند فشار تزریق و موقعیت انژکتورهاست و نمی‌توان آن را به تمام موتورهای تعمیم داد، اما در اکثر موارد زمان بهینه بسیار نزدیک به نقطه و زمان ذکر شده است.

از معایب اصلی طرح APFI محدودیت جانمایی انژکتورها در موقعیت جدید و نزدیک به دریچه‌های ورودی هواست. با توجه به نزدیک شدن سامانه دریچه‌ها و انژکتورها و جانمایی آن‌ها بر روی بستار^۱، قطعات بالایی موتور پیچیده و گران می‌شود. علی‌رغم تمام موارد ذکرشده، استفاده از طرح APFI دارای چالش‌های کمتری نسبت به طرح GDI است و می‌تواند به‌عنوان یک راه‌حل میانی مناسب برای خودروسازها به‌شمار آید.

تشکر و قدردانی

نویسندگان این مقاله مراتب تشکر و قدردانی خود از شرکت تحقیق، توسعه و تولید موتور ایران خودرو (ایپکو) به پاس همکاری و به‌اشتراک‌گذاری اطلاعات در بخش تجربی پژوهش را اعلام می‌کنند.

منابع

1. A. Y. Watson, R. R. Bates, D. Kennedy, *Air Pollution, the Automobile and Public Health*, Washington (DC), National Academies Press (US), 1988.
2. C. Stan, S. Guenther, L. Martorano and C. Tarantino, "Aspects mixture formation engines," *SAE Technical Paper* 2000-01-0648, 2000.
3. S. Ashley, "Attacking GDI engine particulate emissions," *SAE Articles*, No. 13624, 2014.
4. N. Docquier and S. Candel, "Combustion control and sensors," a review, *Progress in Energy and Combustion Science*, 28, 2002, pp. 107-150.
5. A. Posselt, A. Mai, M. Leder, R. Salvio and et al., "Advanced PFI: the economical, high-performance systems approach," *SAE Technical Paper*, 36-0392, 2015.
6. Gasoline port fuel injection (PFI), with Advanced PFI even more energy-efficient. In: Robert Bosch Website. Available in: http://products.bosch-mobilitysolutions.com/media/en/ubk_europe/db_application/downloads/pdf/antrieb/de_5/pfi_full_de.pdf. Access in April 2015.
7. M. Dufour, P. Asselin, B. Lorenzon, Y. Petillon and et al, "Advanced PFI system: twin injector on turbocharged engine," *SAE technical paper*, R-2013-06-02.
8. S. S. Merola, P. Sementa, C. Tornatore and et al, "Effect of fuel film deposition on combustion process in PFI SI engine," *Journal of KONES Powertrain and Technology*, 14, No. 3, pp. 395-402, 2007.
9. T. N. C. Anand and R. V. Ravikrishna, "Modelling of mixture preparation in a small engine with port fuel injection," *Progress in Computational Fluid Dynamics*, 12, No. 6, pp. 375-388, 2012.
10. S. Padala, S. Kook and E. R. Hawkes, "Effect of ethanol port-fuel-injector position on dual-fuel combustion in an automotive-size diesel engine," *Energy & Fuels*, 28, No. 1, pp. 340-348, 2013.
11. Y. Sh. Cheng, K. Deng and T. Li, "Measurement and simulation of wall-wetted fuel film thickness," *International Journal of Thermal Sciences*, 49, April 2014, pp. 733-739.
12. H. Shibata, T. Mizobuchi, M. Iwamuro, A. Koda and et al., "New spray concept development for dual injection system," *SAE Technical Paper* 2017-01-0835, 2017.
13. Converge CFD Software, "Converge Manual-ConvergeCFD 2.3," Jan. 2016.
14. A. Rostampour, A. Nassiri, "Numerical investigation of the effect of knock on heat transfer in a turbocharged SI engine," *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 137, No. 12, pp. 121502-8, June 2015.
15. P. K. Senecal, E. Pomraning and K. J. Richards, "Multi-dimensional modeling of direct-injection diesel spray liquid length and flame lift-off length using CFD and parallel detailed chemistry," *SAE Technical Paper* 2003-01-1043, 2003.
16. Y. Luan, N. Henein, and M. Tagomori, "Port-fuel-injection gasoline engine cold start fuel calibration," *SAE Technical Paper* 2006-01-1052, 2006.

English Abstract

Numerical investigation of the effect of APFI concept on some combustion characteristics of Turbo-Charged SI engine

Arman Rostampour^{1*} and Atieh Safaei Arshi²

1- Department of Automotive Engineering, Iran University of Science and Technology, Iran, arostampour@auto.iust.ac.ir

2- Department of Automotive Engineering, Iran University of Science and Technology, Iran, at_safaei@auto.iust.ac.ir

*Correspondent author

(Received: 2018.05.02, Received in revised form: 2018.05. 20, Accepted: 2018.06. 02)

Using GDI technology has a lot of challenges for automotive manufacturers such as a combustion development so PFI engines have been produced and even, in some markets, their production is increasing. Regarding to the strict emission legislations, PFI engines need improvement and using novel technologies. One of these technologies is APFI concept. This concept could approximately achieve the main advantages of GDI technology by less cost and challenges. In this study, the effect of APFI on the wall wetting, fuel distribution in combustion chamber and output power are investigated. It shows that using this concept could decrease fuel film mass on intake system about 75 percent. In the other hand, fuel distribution in combustion chamber (around spark plug) becomes homogenous which causes improvement in combustion progress and increases in-cylinder peak pressure. Investigations show that the APFI engines are sensitive to the injection timing so the optimum time for start of injection is investigated.

Keywords: APFI, Fuel film, fuel distribution, In-cylinder pressure, Port fuel injection