

شبیه‌سازی احتراق در موتور تزریق مستقیم با استفاده از محیط متخلخل

آرش محمدی*، علی جزایری* و مسعود ضیا بشرق***

دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، دانشکده مهندسی مکانیک

(دریافت: ۱۳۹۰/۱۲/۲۵، دریافت آخرین اصلاحات: ۹۱/۵/۱۶، پذیرش: ۹۱/۶/۱۸)

محیط‌های متخلخل در مشعل‌ها به منظور پایداری احتراق با مخلوط‌های رقیق، افزایش توان خروجی، گسترش محدوده اشتعال‌پذیری و کاهش آلاینده‌های حاصل از احتراق کاربرد زیادی دارند. مشخصه موتورهای احتراق داخلی آینده میزان آلاینده‌گی بسیار کم به همراه کمترین مقدار مصرف سوخت تحت تمام شرایط کارکرد موتور است و این متغیرها وابسته به فرایند تشکیل مخلوط و احتراق است. این هدف با همگن کردن فرایند احتراق امکان‌پذیر است که کنترل آن‌ها در موتورهای احتراق داخلی بسیار مشکل است. در این مقاله، شبیه‌سازی یک موتور تزریق مستقیم انجام گرفته که در سر سیلندر آن فضایی نیم‌کره‌ای برای محیط متخلخل ایجاد شده که تنها نقش بازیاب را دارد و از لحاظ شیمیایی بی‌اثر است. مطالعه سه‌بعدی جریان و احتراق داخل سیلندر و محیط متخلخل همزمان با یکدیگر با استفاده از کد تصحیح‌شده کیوا انجام شده است. به دلیل نبود نتایج آزمایشگاهی منتشر شده برای موتورهای محیط متخلخل، برای اعتبار نتایج، پخش موج احتراقی گذرا با نتایج آزمایشگاهی مخلوط هوا و متان رقیق در بستر متخلخل مقایسه شده است. سوخت متان داخل موتور محیط متخلخل پاشیده می‌شود و مخلوط رقیقی تشکیل شده و احتراق به طور حجمی اتفاق می‌افتد. تشکیل مخلوط، تغییرات فشار و دما در هر دو فاز جامد و سیال محیط متخلخل و سیال داخل سیلندر به همراه تولید آلاینده‌های مونوکسید کربن و مونوکسید نیتروژن بررسی شده است. همچنین، اثر زمان پاشش روی توزیع فشار و دمای محیط متخلخل و سیال داخل سیلندر در یک سیکل بسته بررسی شده است.

کلیدواژه: موتور تزریق مستقیم، محیط متخلخل، احتراق همگن

مقدمه

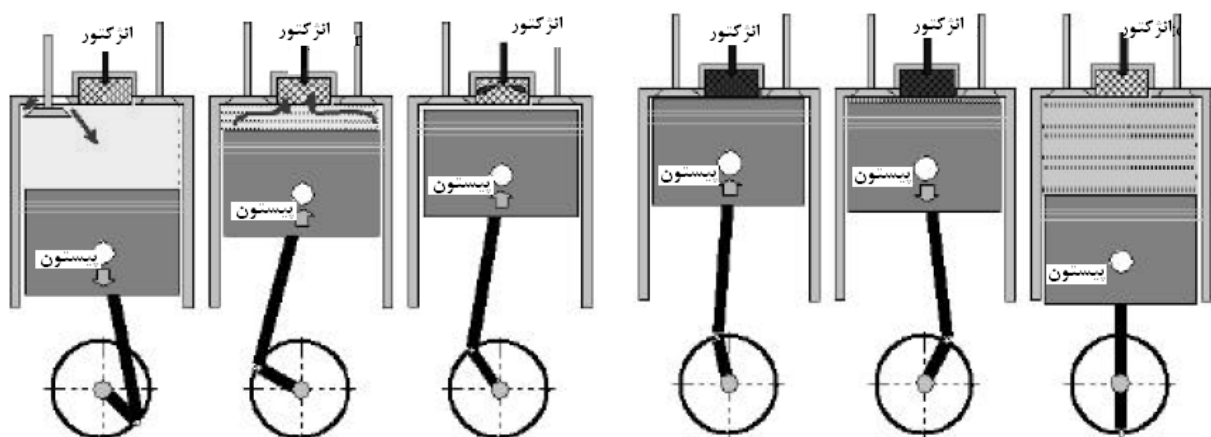
هدف اصلی موتورهای احتراق داخلی آینده حذف اثرهای زیان‌آور آن روی محیط زیست است. بزرگ‌ترین مشکل موتورهای احتراق داخلی در حال حاضر وجود ناهمگنی مخلوط سوخت و هوا درون محفظه احتراق است که باعث آزاد شدن ناهمگن انرژی حرارتی و گرادیان بالای دما در داخل محفظه احتراق و در نتیجه تولید آلاینده‌هایی مثل اکسیدهای نیتروژن، هیدروکربن نسوخته، مونوکسید کربن، دوده و ذرات معلق می‌شود [۱]. در حال حاضر کنترل آلاینده‌های گازهای خروجی موتور به وسیله کاتالیست انجام می‌شود که هزینه زیادی دارد. برای اجتناب از ناهمگنی دمای ناشی از احتراق در موتورهای احتراق داخلی، موتور HCCI به عنوان راه حل پیشنهاد شده است، ولی مشکلاتی با کنترل زمان احتراق و آزاد شدن انرژی و همچنین میزان بالای تولید مونوکسید کربن و هیدروکربن نسوخته در این نوع موتورها وجود دارد [۲]. روش‌های مختلفی برای کاهش آلاینده‌های موتور احتراق داخلی استفاده می‌شود. به طور مثال می‌توان به پاشش الکترونیکی سوخت با فشار بالا، زمان متغیر برای باز شدن سوپاپ، بازگردانی گازهای خروجی حاصل از احتراق به درون محفظه احتراق و روش‌های کنترل فازی یا تطبیقی

* دانشجوی دکترا- نویسنده مخاطب (ایمیل: amohammadi@dena.kntu.ac.ir)

** دانشیار (ایمیل: jazayeri@kntu.ac.ir)

*** دانشیار (ایمیل: mzia@kntu.ac.ir)

برای تنظیم نسبت سوخت به هوا اشاره کرد، اما ترکیبی از این روش‌ها نیز نمی‌تواند مشکل آلاینده‌های احتراق را تحت تمامی شرایط کارکرد موتور به طور کامل حل کند. استفاده از تکنولوژی‌های دیگر مانند پیل‌های سوختی در حال حاضر، به دلیل هزینه بالای تولید و نگهداری و ابعاد آن، مقرون به صرفه نیست. بنابراین، باید از تکنولوژی‌های دیگر استفاده شود تا زمان استفاده از پیل‌های سوختی فرا برسد. بنابراین سوال این است که روش احتراق همگن در موتورهای احتراق داخلی در شرایط کارکرد متغیر موتور (بار و سرعت) با چه روشی می‌تواند به تحقق برسد. این کار تنها با تشکیل مخلوط همگن و احتراق سه‌بعدی سوخت و هوا که بتواند از تشکیل جبهه شعله و گرادیان دما در محفظه احتراق جلوگیری کند، امکان‌پذیر است [۴،۳]. در مشعل‌های پایا، بهره‌گیری از محیط متخلخل، برای پایداری شعله با سوخت‌های مایع و گازی و مخلوط‌های رقیق و غنی همراه با کاهش قابل توجه آلاینده‌های احتراق و افزایش بازده احتراق، اثبات شده است [۵،۶]. مشخصات قابل توجه محیط متخلخل برای کاربرد آن در تکنولوژی احتراق عبارت‌اند از: مساحت ویژه بالا، خواص انتقال حرارت بسیار عالی، ظرفیت حرارتی بالا، شفافیت برای جریان، مقاومت حرارتی و مکانیکی و خواص الکتریکی. موتور محیط متخلخل به عنوان موتوری با فرایند احتراق همگن در حجم محیط متخلخل تعریف می‌شود. فرایندهایی که به طور مجزا در موتور محیط متخلخل اتفاق می‌افتد عبارت‌اند از: بازیابی انرژی در سیکل، تزریق سوخت در محیط متخلخل، تبخیر سوخت در محیط متخلخل (برای سوخت‌های مایع)، مخلوط‌شدن سوخت با هوا و احتراق سه‌بعدی خودبه‌خود و همگن سوخت و هوا. موتورهای محیط متخلخل با توجه به زمان بازیابی حرارت به دو دسته تقسیم می‌شوند: موتور با تماس تناوبی بین محیط متخلخل و سیلندر و موتور با تماس دائمی بین محیط متخلخل و سیلندر. در این مقاله، کاربرد نوع دوم آن مطالعه می‌شود. طرحواره موتور تماس دائمی بین محیط متخلخل و گازهای داخل سیلندر در شکل ۱ نشان داده شده است. در هنگام مکش و زمان شروع تراکم، اثر محیط متخلخل روی جریان داخل سیلندر بسیار کم است. در انتهای تراکم تمامی هوا به طور تقریبی داخل حجم محیط متخلخل جمع می‌شود و دمای آن بالا می‌رود و در نزدیکی نقطه مرگ بالا سوخت داخل محیط متخلخل تزریق می‌شود و به دلیل دمای بالای محیط متخلخل، که بیش از دمای احتراق خودبه‌خودی سوخت است، احتراق داخل ساختار سه‌بعدی محیط متخلخل به طور حجمی با توزیع دمای یکنواخت اتفاق می‌افتد. به این ترتیب همه شرایط لازم برای احتراق همگن داخل محفظه احتراق محیط متخلخل فراهم می‌شود.



شکل ۱- عملکرد موتور محیط متخلخل تماس دائمی بین سیلندر و محیط متخلخل [۸]

اولین ایده برای استفاده از محیط متخلخل در موتورهای احتراق داخلی توسط درست و وکلاس در سال ۲۰۰۱ ارائه شد، که نتایج بسیار خوبی برای افزایش بازده موتور و کاهش آلاینده‌ها داشت. آن‌ها عملکرد محیط متخلخل را روی یک موتور دیزل تک‌سیلندر-تزریق مستقیم، که با هوا خنک می‌شد، بدون استفاده از کاتالیست بررسی کردند. محیط متخلخل مورد استفاده از

جنس سیلیکن کاربرد بود که در فضای سرسیلندر بین سوپاپ‌های ورودی و خروجی کار گذاشته شده بود. برای این منظور فضایی از سر سیلندر بین سوپاپ ورودی و خروجی را خالی کردند و چون نیازی به افزایش تلاطم جریان نبود، کاسه پیستون را حذف کردند. نتایج نشان داد که دمای میانگین سیلندر از حدود ۲۲۰۰ درجه کلوین، در حالت کارکرد عادی بدون محیط متخلخل، به ۱۵۰۰ درجه کلوین با وجود محیط متخلخل افت کرد و در حین احتراق نیز تغییر قابل توجهی نکرد. مقدار آلاینده‌های موتور نزدیک به صفر بود و مقدار نسبت غنای هوا به سوخت را می‌توان تا حدود ۲/۳ بدون خاموش شدن شعله افزایش داد [۷،۸]. در سال ۲۰۰۲، پارک و کاویانی اثر یک محیط متخلخل از جنس سیلیکن کاربرد که با حرکت پیستون در سیلندر موتور دیزل حرکت می‌کرد را با شبیه‌سازی عددی مطالعه کردند. آن‌ها از مدل دوناچی‌های احتراق با در نظر گرفتن واکنش یک مرحله‌ای برای احتراق متان استفاده کردند و نشان دادند که فشار سیلندر در حین احتراق افزایش پیدا می‌کند و در نتیجه کار بیشتری انجام می‌شود. همچنین، بازده موتور افزایش می‌یابد، ولی به دلیل دمای بالای محیط متخلخل، که از دمای آدیاباتیک بالاتر است، مقدار اکسیدهای نیتروژن نسبت به حالت عادی افزایش پیدا می‌کند، در حالی که مقدار دوده و هیدروکربن نسوخته کاهش پیدا می‌کند [۹]. در سال ۲۰۰۳، ماسک و همکارش شبیه‌سازی موتور احتراق داخلی را با محیط متخلخل با سوخت متان و هیدروژن انجام دادند و در مورد کاربرد عملی آن توضیحاتی دادند [۱]. در سال ۲۰۰۶، هان و همکاران محیط متخلخل را روی پیستون یک موتور دیزل تک‌سیلندر نصب کردند و مشاهده کردند که توان افزایش پیدا می‌کند و صدای حاصل از کارکرد موتور، به دلیل کاهش بیشینه فشار، کم می‌شود. همچنین، مقدار اکسیدهای نیتروژن به طور چشمگیری کاهش پیدا می‌کند، در حالی که مقدار هیدروکربن نسوخته و دوده افزایش می‌یابد [۱۰]. در سال ۲۰۰۷، وکلاس و همکارش پاشش سوخت مایع به درون یک محیط متخلخل (که به صورت چیدمان شبکه‌ای از استوانه‌ها بود که روی یک صفحه نصب شده بود) را بررسی کردند و تغییر چیدمان مکان و قطر استوانه‌ها و همچنین اثر تغییر مکان افشانه^۱ را روی مقدار نفوذ سوخت مایع به درون محیط متخلخل با زمان بررسی کردند [۱۱]. در سال ۲۰۰۸، زیگو و همکارش احتراق همگن در یک موتور احتراق داخلی تراکمی دوبعدی را با محیط متخلخل با استفاده از کد KIVA شبیه‌سازی کردند. سوخت متان به طور مستقیم داخل محیط متخلخل داغ پاشیده شد و اثر دمای اولیه محیط متخلخل، اثر زمان پاشش سوخت روی دما و فشار میانگین سیلندر بررسی شد. نتایج محاسباتی آن‌ها نشان داد که دمای اولیه محیط متخلخل عامل کلیدی در شروع احتراق است و اگر از مقدار معینی کمتر باشد، احتراق انجام نمی‌شود. همچنین، توزیع دما در سیال را به دست آوردند [۱۲]. در سال ۲۰۰۸، مازاهو و همکارش اثر پاشش سوخت مایع روی محیط متخلخل تقارن محوری را با استفاده از کد KIVA بررسی کردند و اثر زاویه پاشش و فشار اولیه پاشش را روی محیط متخلخل داغ بررسی کردند [۱۳]. در سال ۲۰۰۸، مازاهو و همکاران فرایند احتراق و انبساط را با استفاده از مدل دوناچی‌های احتراق، که پخش جرم، انتقال حرارت از دیوار سیلندر، تبادل جرم بین ناحیه‌ها و انتقال حرارت در محیط متخلخل را در نظر می‌گرفت، بررسی کردند و اثر متغیرهای کارکرد موتور مثل دمای هوا و فشار ورودی، نسبت تراکم و هوای اضافی روی احتراق را بررسی کردند و نشان دادند که دمای اولیه محیط متخلخل و نسبت تراکم عامل‌های کلیدی برای کنترل دما در انتهای مرحله تراکم و اشتعال مخلوط‌اند [۱۴]. در سال ۲۰۰۹، مازاهو و همکاران اثر محیط متخلخل درون یک موتور احتراق داخلی را با مدلسازی ترمودینامیکی بازیاب و محفظه بررسی کردند و اثر دمای اولیه را روی بازده موتور محاسبه کردند و نشان دادند که بازده سیکل دیزل را به همراه محیط متخلخل می‌توان افزایش داد [۱۵].

در این مقاله، شبیه‌سازی سه‌بعدی دینامیک سیالات محاسباتی موتور محیط متخلخل با تماس دایم با استفاده از کد تصحیح‌شده KIVA-3V انجام شده است. سوخت متان به طور مستقیم داخل محیط متخلخل نیمکره‌ای، که مکان آن داخل سر سیلندر فرض شده، پاشیده می‌شود. هیچ‌گونه بهینه‌سازی در مورد ساختار محیط متخلخل هنوز صورت نگرفته است. احتراق با تاخیر زمانی بسیار کمی اتفاق می‌افتد که علت آن دمای بالای محیط متخلخل است و دیده می‌شود که شعله با استفاده از محیط متخلخل، با وجود مخلوط بسیار رقیق، پایدار می‌ماند ولی کمبود اکسیژن در مراحل انتهایی احتراق درون

محیط متخلخل دیده می‌شود. به دلیل نبود نتایج آزمایشگاهی منتشر شده برای موتورهای محیط متخلخل، پخش موج احتراقی گذرا، با نتایج آزمایشگاهی معتبر مقایسه شده است که تطابق خوبی با هم دارند. زمان پاشش متان روی توزیع فشار و دمای داخل سیلندر و دمای دو فاز جامد و سیال محیط متخلخل و کسر جرمی میانگین متان، مونوکسید کربن و مونوکسید نیتروژن، با زاویه لنگ بررسی شده است.

معادلات حاکم

فرضیاتی که برای مدلسازی محیط متخلخل در نظر گرفته می‌شود، عبارت‌اند از:

- ۱- جسم جامد همگن، ایزوتروپیک و بی‌اثر بر واکنش است و خواص آن با دما تغییر می‌کند.
- ۲- دمای گاز و جامد متفاوت فرض می‌شود و بنابراین معادلات انرژی برای هر دو فاز حل می‌شود و دو فاز از طریق انتقال حرارت جابه‌جایی به هم مرتبط‌اند.
- ۳- انتقال حرارت تشعشعی تنها برای فاز جامد در نظر گرفته شده است.

با توجه به فرضیات بالا، معادلات حاکم به صورت زیرند که این تصحیح‌ها در کد KIVA اعمال شده است [۱۷، ۱۶]:

معادله پیوستگی برای گونه i ام:

$$\frac{\partial(\rho_i \phi)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_i u \phi) = \nabla \cdot \left[\rho \phi D_{im} \nabla \left(\frac{\rho_i}{\rho} \right) \right] + \phi \dot{\rho}_i^c + \dot{\rho}^s \delta_{i1} \quad (1)$$

D_{im} ضریب دیفیوژن جزء i ام در مخلوط است که در کد KIVA با توجه به نظریه انرژی جنبشی گازها تصحیح شده است. به علاوه همه جمله‌های معادله به جز جمله آخر طرف دوم در درصد تخلخل ضرب شده است. ρ_i چگالی جزء i ام و ρ چگالی مخلوط، ϕ درصد تخلخل و u بردار سرعت است.

معادله تکانه فاز گاز:

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u u) = -\frac{1}{a^2} \nabla P - A_0 \nabla \left(\frac{2}{3} \rho k \right) + \nabla \cdot \sigma + F^s - \left(\frac{\Delta P}{\Delta L} \right) \quad (2)$$

جمله آخر در معادله (۲) به علت افت فشار در محیط متخلخل است که با توجه به معادله ارگان مدل شده است و این جمله در معادله اصلی کد اضافه شده است.

$$\left(\frac{\Delta P}{\Delta L} \right) = \left(\frac{\mu}{\alpha} u + c_2 \frac{1}{2} \rho |u| u \right) \quad (3)$$

α ضریب نفوذپذیری در محیط متخلخل و c_2 ضریب مقاومت اینرسی در محیط متخلخل است.

معادله انرژی فاز گاز:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\phi \rho c_p T_g) + \nabla \cdot (\phi \rho c_p T_g \vec{V}) + \phi \sum_i \dot{\omega}_i h_i W_i = -\phi P \nabla \cdot u + A_0 \rho \epsilon + \phi (1 - A_0) \sigma : \nabla + \phi \nabla \cdot ((k_g + \rho_g c_g D_{||}^d) \nabla T_g) - h_v (T_g - T_s) + \dot{Q}^s \quad (4)$$

که جمله چهارم سمت راست به ترتیب هدایت حرارتی و پخش حرارت به دلیل وجود محیط متخلخل و ترم پنجم انتقال حرارت جابه‌جایی بین فاز گاز و جامد در محیط متخلخل است. جمله‌های اول تا سوم طرف اول و دوم و جمله چهارم طرف دوم در درصد تخلخل ضرب شده است. همچنین، جمله چهارم طرف دوم برای نفوذ جرم به علت افزایش دما اصلاح شده است و جمله پنجم طرف دوم به عنوان یک منبع اضافه شده است که انتقال حرارت از فاز سیال به جامد را به علت انتقال حرارت جابه‌جایی نشان می‌دهد.

$$Nu_v = 2 + 1.1 Re^{0.6} Pr^{0.33} \quad (5)$$

$$h_v = \frac{6\phi}{a^2} k_g Nu_v \quad (6)$$

c_g گرمای ویژه مخلوط، T_g دمای گاز، Y_i کسر جرمی جزء i ام، $\dot{\omega}_i$ نرخ تغییرات مولی جزء i ام، h_i انتالپی جزء i ام، W_i جرم مولکولی جزء i ام، k_g ضریب هدایت حرارتی سیال، $D_{||}^d$ ضریب حرارتی پخش در امتداد طولی در اثر محیط متخلخل و h_v

ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی حجمی است. رابطه (۵) توسط واکائو و همکارش برای انتقال حرارت بین بسترهای متخلخل و سیال ارائه شده است [۱۸].
معادله انرژی فاز جامد:

$$((1 - \varphi) \rho_s c_s T_s) = \nabla \cdot [k_s (1 - \varphi) \nabla T_s] + h_v (T_g - T_s) - \nabla \cdot q_r \quad (6)$$

T_s دمای محیط جامد، ρ_s چگالی مخلوط، c_s گرمای ویژه محیط جامد، k_s ضریب هدایت حرارتی محیط جامد، q_r تشعشع حرارتی محیط جامد است. معادله انرژی فاز جامد به کد اصلی اضافه شده است.
معادله پیوستگی گونه‌های شیمیایی:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\varphi \rho_g Y_i) + \nabla \cdot (\varphi \rho_g Y_i u) + \nabla \cdot (\varphi \rho_g Y_i v_i) - \varphi \dot{\omega}_i W_i = 0 \quad (7)$$

$$v_i = -(D + D_{||m}^d) \frac{1}{X_i} \nabla X_i \quad (8)$$

$$Pe = \frac{\rho c_p |u| d}{k_g} \quad (9)$$

X_i جزء مولی گونه i ام، Pe عدد پکله، D_{im} ضریب نفوذ جزء i در مخلوط و v_i سرعت نفوذ جزء i ام و $D_{||m}^d$ پخش جرم در اثر محیط متخلخل و d قطر معادل حفره‌های محیط متخلخل است. جمله‌های این معادله در درصد تخلخل ضرب شده‌اند و همچنین نفوذ جرم به علت وجود محیط متخلخل در کد اصلی اصلاح شده است.
مدل متلاطم:

به دلیل اینکه تا کنون هیچ مدل جامعی در مورد مدلسازی جریان متلاطم درون محیط‌های متخلخل با جریان تراکم‌پذیر ارائه نشده است، مدل $\kappa - \epsilon$ بدون هیچ تغییری استفاده شده است [۱۶، ۱۷].
معادله حالت:

$$P = \rho_g RT / \bar{W} \quad (10)$$

R ثابت جهانی گازها و \bar{W} جرم مولکولی میانگین مخلوط است و P فشار درون محیط متخلخل و محفظه احتراق است.

مدل احتراق:

واکنش شیمیایی برای احتراق متان در نظر گرفته می‌شود، $\dot{\omega}_i$ نرخ تولید جزء شیمیایی است که از رابطه زیر به دست می‌آید و $V'_{k,i}$ و $V''_{k,i}$ ضرایب استوکیومتری‌اند.

$$\dot{\omega}_i = \sum_{k=1}^{NR} (V''_{k,i} - V'_{k,i}) \quad (11)$$

مدل احتراق شکست گردابه^۱ است. این مدل نرخ احتراق متلاطم لحظه‌ای و موضعی را به کسر جرمی سوخت و مشخصه زمانی تلاطم جریان مربوط می‌کند [۱۶].
مدلسازی تشعشع:

به دلیل دمای بالای ناحیه احتراق و گداختگی ماده جامد در این دما، لحاظ کردن تشعشع اهمیت می‌یابد. تشعشع فاز گاز در مقایسه با فاز جامد که ضریب جذب بالایی دارد صرف نظر شده است. رابطه‌های متعددی برای مدلسازی انتقال حرارت تشعشی و به دست آوردن شدت تابش ارائه شده است. در اینجا از مدل رزلند^۲ برای شبیه‌سازی انتقال حرارت تشعشع استفاده شده است [۱۹].

$$q_r = - \frac{16}{3} \frac{\sigma T_s^3}{\beta} \nabla T_s \quad (12)$$

σ ثابت بولتزمن و β ضریب برانگیختگی برای محیط متخلخل است.

1. Eddy Breakup
2. Rosseland

مدل تزریق گاز:

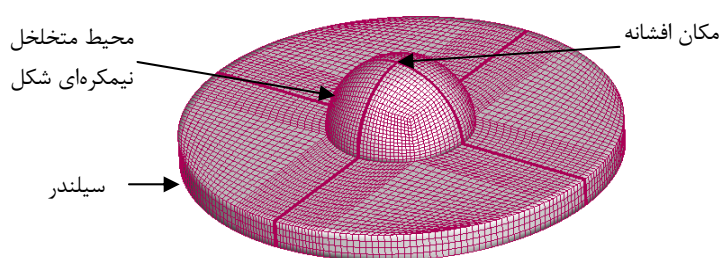
متان به عنوان سوخت گازی در راستای محور موتور و عمود بر سطح بالای محیط متخلخل پاشیده می‌شود. جزئیات مدلسازی پاشش سوخت گازی در مرجع [۲۰] آورده شده است. این مدل برای شبیه‌سازی گذرای تزریق مستقیم سوخت به درون محفظه احتراق ارائه شده است که نتایج خوبی در مقایسه با نتایج آزمایشگاهی به همراه داشته است. در این حالت تغییری در کد اصلی داده نشده و فقط از روش اشاره‌شده در مقاله استفاده شده است.

آماده‌سازی شبکه

مشخصات فنی موتور و داده‌های محیط متخلخل در جدول ۱ آورده شده است. برای شبیه‌سازی دینامیک سیالات محاسباتی، شبکه محاسباتی با نرم‌افزار ICEM-CFD ایجاد شده است. شکل ۲ هندسه محاسباتی استفاده‌شده را در نقطه مرگ بالا نشان می‌دهد. تعداد شبکه‌ها از ۲۳۸۱۴۴ (۷۷۴۰۰ در محیط متخلخل و ۲۳۰۴۰۰ در داخل سیلندر) در نقطه مرگ پایین به ۲۲۱۴۴ (۷۷۴۰۰ در محیط متخلخل و ۱۴۴۰۰ در داخل سیلندر) در نقطه مرگ بالا تغییر می‌کند. در جدول ۲ تغییرات بیشینه فشار در برابر تعداد شبکه‌ها آورده شده است. این جدول نشان می‌دهد که حل، مستقل از شبکه است، زیرا با افزایش شبکه از ۲۱۱۴۴ به ۲۲۶۸۶ تغییری در بیشینه فشار دیده نمی‌شود.

جدول ۱- مشخصات فنی موتور و محیط متخلخل

حجم سیلندر (تک‌سیلندر)	۰/۹۸۱ لیتر
قطر پیستون	۱۰۲ میلی‌متر
طول کورس پیستون	۱۲۰ میلی‌متر
نسبت تراکم نامی	۱۸
طول شاتون	۱۹۲ میلی‌متر
دور موتور	۲۰۰۰ دور در دقیقه
نسبت تعادلی سوخت	۰/۱۷۶
قطر محیط متخلخل	۱۷ میلی‌متر
درصد تخلخل	۰/۸



شکل ۲- شبکه محاسباتی در نقطه مرگ بالا

جدول ۲- بررسی استقلال از شبکه

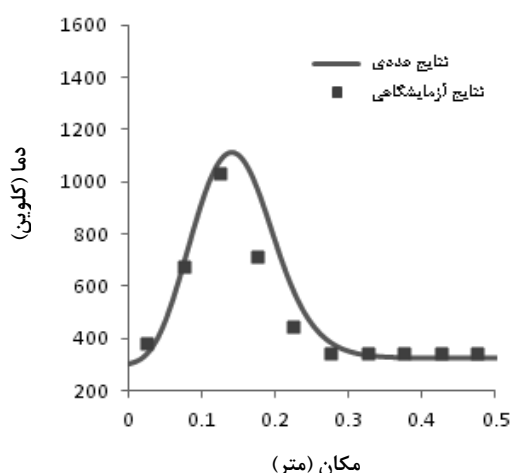
تعداد شبکه در نقطه مرگ بالا	بیشینه فشار	زاویه لنگ بیشینه فشار
۱۸۷۵۶	۵۵ بار	۳۶۰
۱۹۵۹۶	۵۱ بار	۳۶۰
۲۱۱۴۴	۴۹/۹ بار	۳۶۰
۲۲۶۲۸	۴۹/۹ بار	۳۶۰

شرایط مرزی و اولیه برای شبیه‌سازی دینامیک سیالات محاسباتی

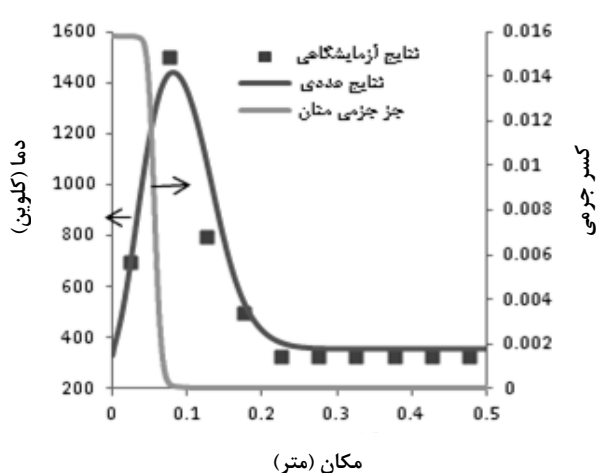
محاسبات در نقطه مرگ پایین شروع می‌شود. مدل استاندارد K-E استفاده شده و چرخش اولیه سیال صفر و گرادیان دما در همه سطوحها برای فاز جامد و سیال در محیط متخلخل صفر در نظر گرفته شده است. از آنجا که سیلیکیم کاربید نقطه ذوب بالایی (2987°C) و مقاومت مناسب در دمای بالا (1400°C) و مقاومت آن در برابر اکسیدشدن باعث شده که در محفظه احتراق موتور، که در دماها و فشارهای بالا کار می‌کند، قابل استفاده باشد [۲۱].

بحث روی نتایج

به منظور اعتبار نتایج عددی در موتور احتراق داخلی و به دلیل نبود نتایج تجربی منتشر شده برای موتور محیط متخلخل، کد تصحیح‌شده KIVA برای شبیه‌سازی احتراق ناپایا در یک لوله محیط متخلخل استفاده شده است. قسمت محاسباتی شبکه‌بندی شده یک لوله عمودی به قطر 0.076 متر و طول $1/3$ متر است، که با بستری از کره‌هایی با جنس آلومین و قطر 0.056 متر پر شده است. طول سیلندر در شبیه‌سازی 0.6 متر در نظر گرفته شده که دربرگیرنده تمام حسگرهای اندازه‌گیری دماست که داخل محیط متخلخل در آزمایشگاه کار گذاشته شده است. شرایط مرزی برای معادله تکانه و انرژی در محیط متخلخل در نظر گرفته شده است. در بالادست دمای مخلوط ورودی 300 کلوین و نسبت هم‌ارزی سوخت و هوای ورودی 0.15 است و گرادیان دمای صفر برای فاز جامد در نظر گرفته شده و در خروجی گرادیان‌های فاز جامد و سیال و جرم گونه‌ها صفر در نظر گرفته شده است. همچنین، رژیم جریان به علت سرعت کم جریان ورودی آرام در نظر گرفته شده است. در شکل ۳-الف) مقایسه‌ای بین نتایج عددی و آزمایشی [۲۲] ژدانوک در زمان 147 ثانیه برای سرعت موج احتراق انجام شده است که نتیجه خوبی را نشان می‌دهد و اولین زمانی است که نتایج آن گزارش شده است [۲۲]. همچنین، کسر جرمی میانگین متان در برابر محور محیط متخلخل دیده می‌شود و در جایی که متان به طور کامل مصرف می‌شود و مقدار آن به طور تقریبی به صفر می‌رسد، دما بیشترین مقدار است که با فیزیک مسئله سازگار است. در شکل ۳-ب) پخش موج حرارتی در محیط متخلخل در زمان 333 ثانیه آورده شده است. هوا با دمای 300 کلوین وارد محیط متخلخل شده است و برای توزیع دمای اولیه آن از مرجع [۲۲] استفاده شده است. در زمان 333 ثانیه موج حرارتی عددی با نتایج آزمایشگاهی مقایسه شده است که نتیجه تطبیق قابل قبولی را نشان می‌دهد.

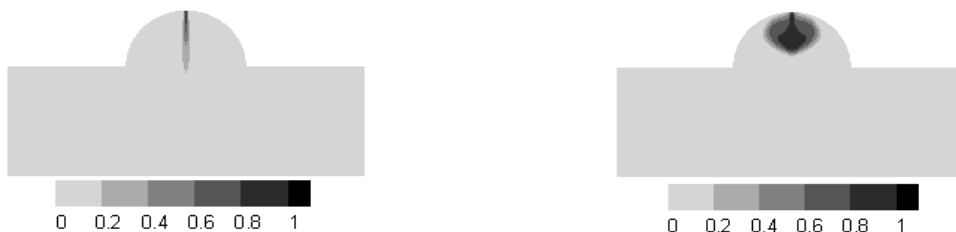


شکل ۳-ب) مقایسه موج دما با نتایج تجربی در زمان 333 ثانیه [۲۳]



شکل ۳-الف) مقایسه موج حاصل از احتراق با نتایج تجربی در زمان 147 ثانیه [۲۳]

در شکل ۴-الف توزیع کسر جرمی متان در محفظه احتراق، بدون در نظر گرفتن محیط متخلخل، در مدت زمان ۱۰ درجه بعد از پاشش (زاویه ۳۰۰ درجه لنگ) نشان داده شده است. افشانه مطابق شکل ۲ پاشش را در راستای محور موتور انجام می‌دهد. در این شکل تنها پاشش متان بدون احتراق مدل شده است تا اثر محیط متخلخل را بر تشکیل مخلوط نشان دهد. در شکل ۴-الف)، بعد از ۱۰ درجه از زمان پاشش، متان به سطح پیستون می‌رسد و در فضای سیلندر پخش می‌شود، ولی در شکل ۴-ب) توزیع کسر جرمی متان در محفظه احتراق با در نظر گرفتن محیط متخلخل، در شرایط یکسان با شکل ۴-الف)، آورده شده است. همان‌طور که دیده می‌شود، وجود محیط متخلخل باعث شده است که متان تنها درون محیط متخلخل پخش شود و وارد فضای داخل سیلندر نشود. مشکل این است که مخلوط غنی در فضای اطراف افشانه تشکیل می‌شود و این مسئله مهمی است که در احتراق سوخت باید به نوعی حل شود.



شکل ۴-الف) کسر جرمی متان در سطح مقطع $x=0$ با محیط متخلخل ۱۰ درجه بعد از پاشش
شکل ۴-ب) کسر جرمی متان در سطح مقطع $x=0$ بدون محیط متخلخل ۱۰ درجه بعد از پاشش

در شکل‌های ۵، ۶، ۷، ۸ و ۹ نتایج حاصل از احتراق به ترتیب برای توزیع متان، اکسیژن، دی اکسید کربن، و توزیع دما در فاز سیال و جامد در محیط متخلخل و جریان داخل سیلندر در زاویه‌های لنگ مختلف دیده می‌شود. شبیه‌سازی از نقطه مرگ پایین (۱۸۰ درجه زاویه لنگ) شروع شده و زمان پاشش، زاویه ۳۰۰ درجه لنگ و مدت زمان پاشش ۶۰ درجه است، اما مدت زمان پاشش بهینه هنوز به دست نیامده است.

در شکل ۵ کسر جرمی متان به ترتیب در زاویه‌های لنگ ۳۱۰ و ۳۶۰ و ۴۰۰ درجه در حالت احتراق در موتور محیط متخلخل دیده می‌شود. از شکل ۵ نتیجه‌گیری می‌شود که عمده سوخت تزریق شده به علت وجود محیط متخلخل در نزدیکی افشانه جمع می‌شود و مقداری از سوخت در انتهای احتراق (زاویه ۴۰۰ درجه) مصرف نمی‌شود و این به علت مصرف سریع اکسیژن اطراف افشانه و خلا نسبی وجود اکسیژن در مراحل انتهایی احتراق است (مطابق شکل ۶)، زیرا عامل شروع‌کننده احتراق دمای بالای محیط متخلخل است. از این رو بهتر است که در این مورد از افشانه تزریق هوا به سوخت^۱ استفاده شود تا بتواند هوای مورد نیاز احتراق سوخت را فراهم کند، زیرا تزریق زود هنگام سوخت در فشار بالا منجر به نفوذ سوخت داخل سیلندر می‌شود و در نتیجه احتراق داخل سیلندر هم اتفاق می‌افتد و محیط متخلخل نمی‌تواند دمای داخل سیلندر را کنترل کند. کسر جرمی متان بین ۰/۱ تا ۰/۹ در قسمت عمده احتراق تغییر می‌کند و در زاویه ۴۰۰ درجه بیشترین کسر جرمی متان ۰/۶۵ است. در شکل ۶ کسر جرمی اکسیژن در زاویه‌های لنگ ۳۱۰ و ۳۶۰ و ۴۰۰ درجه زاویه لنگ در هنگام احتراق دیده می‌شود. از شکل ۶ نتیجه‌گیری می‌شود که به علت مصرف سریع اکسیژن اطراف افشانه، متان نسوخته داخل سیلندر، در انتهای احتراق باقی می‌ماند و نمی‌تواند در واکنش شرکت کند.

در شکل ۷ کسر جرمی دی اکسید کربن در زاویه‌های لنگ ۳۱۰ و ۳۶۰ و ۴۰۰ درجه زاویه لنگ در هنگام احتراق دیده می‌شود. از شکل روشن است که احتراق در یک جبهه شعله با ضخامت زیاد نسبت به جبهه شعله در احتراق عادی، که ضخامت آن ناچیز است، در موتورهای تزریق مستقیم اتفاق می‌افتد و دی اکسید کربن در ناحیه بین افشانه و جبهه شعله جمع می‌شود.

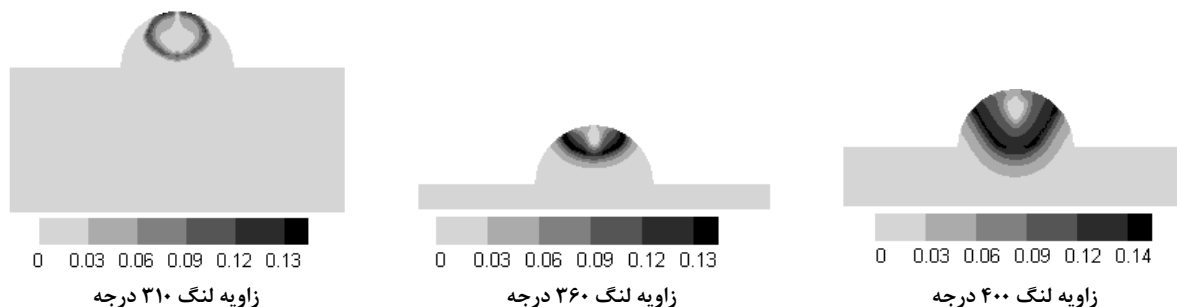
1. Air-assist



شکل ۵- کسر جرمی متان در چند زاویه لنگ



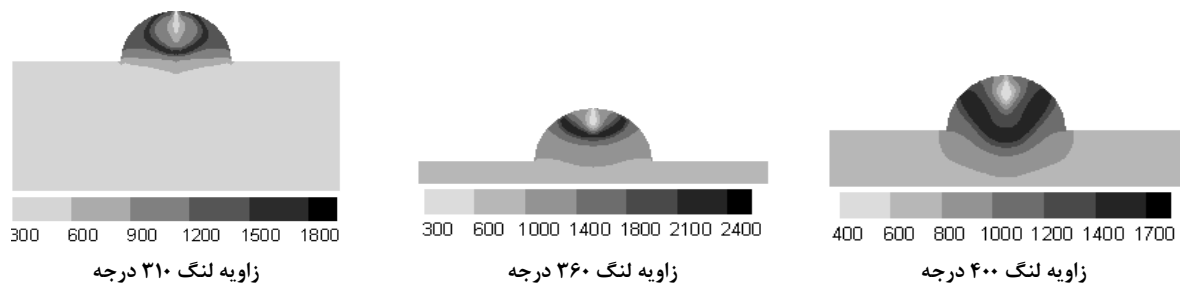
شکل ۶- کسر جرمی اکسیژن در چند زاویه لنگ



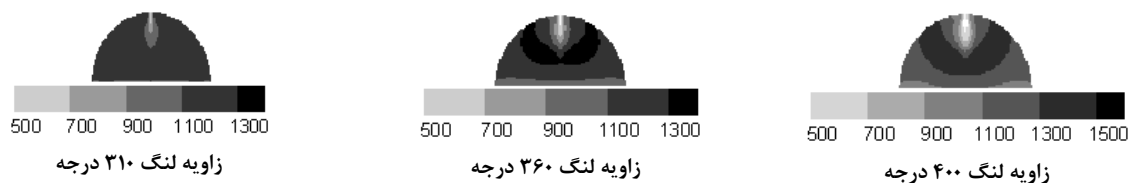
شکل ۷- کسر جرمی دی اکسید کربن در چند زاویه لنگ

در شکل ۸ توزیع دما در سیال در زاویه‌های لنگ ۳۰۰ و ۳۶۰ و ۴۰۰ در هنگام احتراق دیده می‌شود. جبهه شعله از ناحیه با دمای بالا در شکل واضح است. بیشینه دما در نقطه مرگ بالا حدود ۲۶۰۰ درجه کلوین است که مقدار آن موضعی است و بیشینه دمای میانگین سیال بسیار کمتر از این مقدار است و از این رو مقدار تولید مونوکسید نیتروژن بسیار کمتر از موتورهای عادی است. فاز جامد محیط متخلخل حرارت آزاد شده احتراق را جذب می‌کند و از گرادیان دمای بالا در سیال، که در موتورهای عادی وجود دارد، جلوگیری می‌کند.

شکل ۹ توزیع دمای فاز جامد محیط متخلخل را نشان می‌دهد. در ناحیه نزدیک افشانه دما بسیار پایین و حدود ۵۰۰ درجه کلوین است، زیرا سوخت با دمای ۳۰۰ درجه کلوین داخل محیط متخلخل داغ تزریق می‌شود و حرارت فاز جامد محیط متخلخل به وسیله متان جذب می‌شود و در فاصله کمی از افشانه دمای متان افزایش پیدا می‌کند و به دمای احتراق خودبه-خود، با تاخیر زمانی کمی، می‌رسد. بر اثر ظرفیت حرارتی بالای فاز جامد محیط متخلخل، تغییرات دمای بسیار کمی در فاز جامد اتفاق می‌افتد.



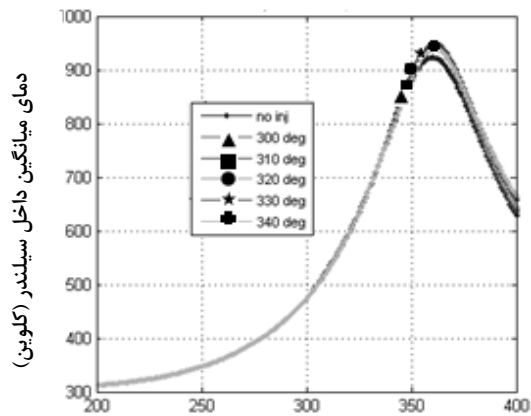
شکل ۸- توزیع دما در سیال در چند زاویه لنگ



شکل ۹- توزیع دما در فاز جامد محیط متخلخل در چند زاویه لنگ

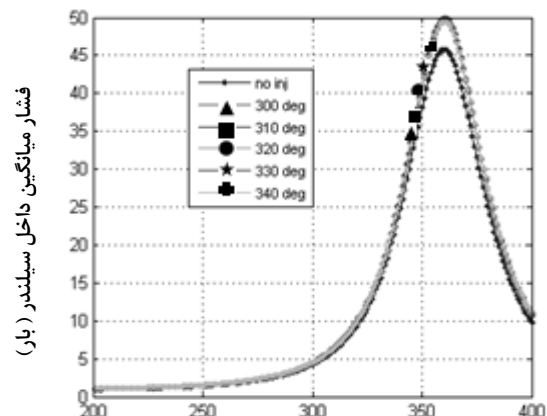
در شکل‌های ۱۰ و ۱۱ نتایج عددی برای توزیع فشار و دمای میانگین در محفظه احتراق (سیلندر به علاوه محیط متخلخل) نشان داده شده است. شبیه‌سازی در نقطه مرگ پایین شروع می‌شود. در شرایط بدون احتراق، هیچ سوختی درون محیط متخلخل تزریق نمی‌شود و تنها تبادل حرارت بین محیط متخلخل و جریان داخل سیلندر وجود دارد. بیشینه فشار داخل سیلندر در حالت بدون احتراق حدود ۴۵ بار است که در نقطه مرگ بالا اتفاق می‌افتد. برای پنج زمان پاشش (۳۰۰، ۳۱۰، ۳۲۰، ۳۳۰ و ۳۴۰ درجه زاویه لنگ) با مدت زمان پاشش ۶۰ درجه، فشار میانگین داخل سیلندر بر حسب زاویه لنگ در حین احتراق آورده شده است. از شکل روشن است که توزیع فشار وابسته به زمان پاشش نیست و بیشینه آن حدود ۵۰ بار در نقطه مرگ بالاست که برای همه زمان‌های پاشش، ثابت است. بیشینه دما (دمای میانگین کل سیال داخل سیلندر و محیط متخلخل) در شرایط بدون احتراق حدود ۹۲۰ درجه کلوین است. برای پنج زمان پاشش داده شده در شکل ۱۳، دمای میانگین داخل سیلندر آورده شده است، که وابسته به زمان پاشش نیست و بیشینه آن حدود ۹۵۰ درجه کلوین است و برای همه زمان‌های پاشش، ثابت است و بیشینه دما در زاویه پاشش ۳۶۰ درجه به ۹۵۰ کلوین می‌رسد. یادآوری این نکته لازم است که با این نسبت هم‌ارزی بسیار کم ($\Phi=0.17$)، که احتراق در موتورهای معمولی اتفاق نمی‌افتد، با استفاده از تکنولوژی محیط متخلخل، قابل کاربرد برای احتراق‌های بسیار رقیق داخل سیلندر است و هدف این مقاله این است که توانمندی محیط متخلخل در احتراق‌های رقیق را نشان دهد.

شکل‌های ۱۲ و ۱۳ نتایج توزیع دما برای هر دو فاز جامد و سیال محیط متخلخل را برای پنج زمان پاشش نشان داده است. شبیه‌سازی در نقطه مرگ پایین شروع شده و دمای اولیه سیال ۳۰۰ درجه کلوین و دمای اولیه فاز جامد ۱۲۰۰ کلوین در نظر گرفته شده، ولی دمای بهینه برای محیط متخلخل هنوز تعیین نشده است. از شکل‌ها مشخص است که دمای هر دو فاز محیط متخلخل، با تغییر زمان پاشش بین ۳۰۰ تا ۳۲۰ درجه، تغییر زیادی نمی‌کند. بیشینه دما در محیط متخلخل حدود ۱۴۶۰ کلوین در فاز سیال و در زاویه ۳۷۰ درجه زاویه لنگ و ۱۲۸۰ کلوین در فاز جامد است که در زاویه ۳۹۰ درجه اتفاق می‌افتد و در زمان‌های پاشش بین ۳۳۰ تا ۳۶۰ درجه بیشینه دمای فاز سیال و جامد محیط متخلخل کاهش پیدا می‌کند و در پاشش در نقطه مرگ بالا تغییر قابل توجهی در افزایش دما دیده نمی‌شود که علت آن احتراق ناقص است. همان‌طور که در فرایند احتراق دیده می‌شود، دمای فاز سیال بالاتر از فاز جامد است و حرارت به وسیله فاز جامد، به علت ظرفیت حرارتی بالای آن، جذب می‌شود و از این رو از افزایش دمای زیاد سیال جلوگیری می‌کند. در تزریق سوخت در نقطه مرگ بالا افزایش قابل توجهی در مقدار دما انجام نمی‌گیرد.



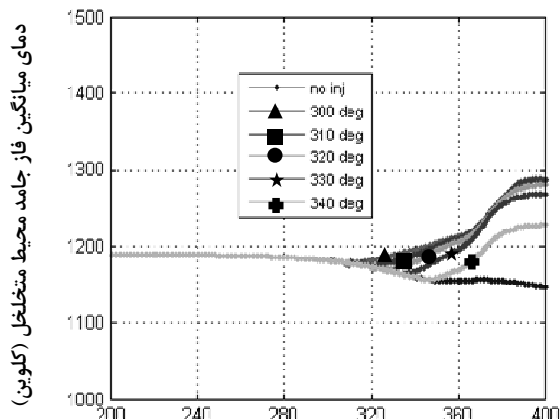
زاویه لنگ (درجه)

شکل ۱۱- توزیع دمای میانگین (سیلندر و محیط متخلخل) بر حسب زاویه لنگ



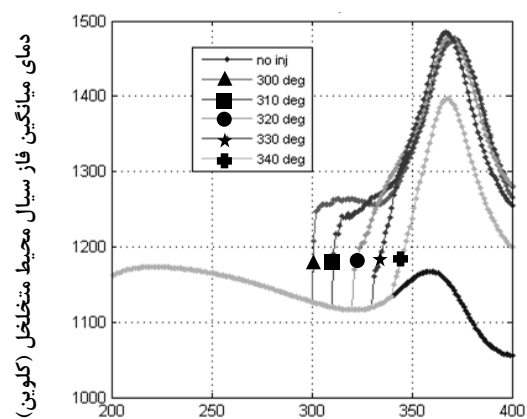
زاویه لنگ (درجه)

شکل ۱۰- توزیع فشار میانگین (سیلندر و محیط متخلخل) بر حسب زاویه لنگ



زاویه لنگ (درجه)

شکل ۱۳- توزیع دمای میانگین در فاز جامد محیط متخلخل بر حسب زاویه لنگ



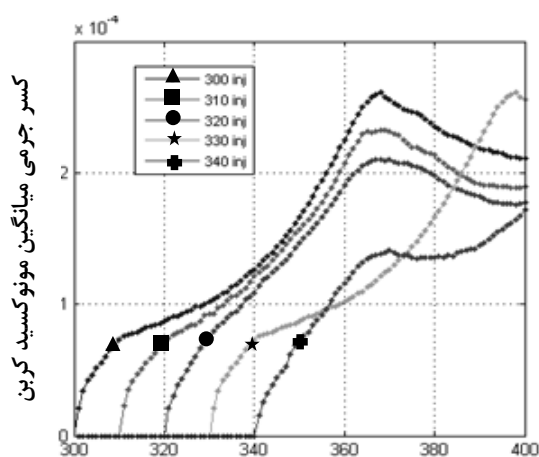
زاویه لنگ (درجه)

شکل ۱۲- توزیع دمای میانگین در فاز سیال محیط متخلخل بر حسب زاویه لنگ

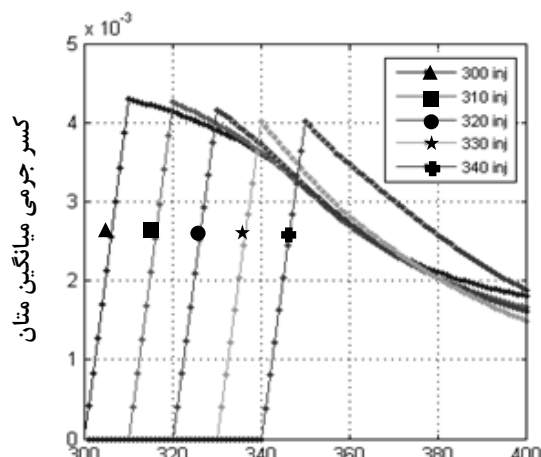
در شکل ۱۴ کسر جرمی میانگین متان در محفظه احتراق برای پنج زمان پاشش دیده می‌شود. کسر جرمی متان موجود در محفظه بعد از ۱۰ درجه بعد از زمان پاشش سوخت به بیشترین مقدار خود می‌رسد و بعد به علت کاهش شدید اکسیژن نرخ واکنش کاهش چشمگیری دارد. از نمودار نتیجه‌گیری می‌شود که سوخت خیلی سریع بعد از پاشش مصرف می‌شود، اما به دلیل نبود اکسیژن کافی مقداری از سوخت پاشیده شده داخل سیلندر باقی می‌ماند. این متان نسوخته داخل سیلندر مسئله مهمی است که باید به روشی احتراق آن حل شود. مقدار کسر جرمی متان باقی‌مانده داخل سیلندر در زاویه‌های پاشش بین ۳۰ تا ۳۳۰ درجه کمترین مقدار است (حدود ۰/۰۰۲)، ولی در زاویه پاشش ۳۴۰ درجه مقدار متان داخل سیلندر افزایش پیدا می‌کند. از این رو نتیجه‌گیری می‌شود که پاشش دیرهنگام سوخت مقدار هیدروکربن نسوخته را افزایش می‌دهد و از این رو مناسب نیست.

شکل ۱۵ و ۱۶ کسر جرمی میانگین CO و NO داخل سیلندر را بر حسب زاویه لنگ نشان می‌دهد. مونوکسید کربنی که در حین فرایند احتراق تولید می‌شود با شروع پاشش به طور یکنواخت افزایش پیدا می‌کند و به بیشترین مقدار خود می‌رسد و با کامل شدن احتراق، مونوکسید کربن به دی‌اکسید کربن تبدیل می‌شود که این پدیده در عملکرد مشعل‌ها با استفاده از محیط

متخلخل اتفاق می‌افتد. ولی بر اثر ماهیت ناپایای احتراق در محیط متخلخل در موتور احتراق داخلی، که مدت آن کوتاه است، زمان کافی برای تبدیل شدن تمامی مونوکسید کربن به دی اکسید کربن دیده نمی‌شود که این تفاوت عمده بین مشعل متخلخل و موتور با محیط متخلخل است. در فاصله پاشش بین ۳۰۰ تا ۳۲۰ درجه، مقدار تولید CO کمترین مقدار است و در زاویه پاشش ۳۴۰ درجه، به علت احتراق ناقص، مقدار CO کمتر شده و این نتایج با شکل ۱۳ سازگار است. از این رو زمان‌های پاشش دیرتر از این زمان مناسب نیست. به علت دمای پایین داخل سیلندر، مقدار NO در ابتدای شبیه‌سازی قابل صرف‌نظر است. با افزایش دمای داخل محفظه احتراق مقدار آن افزایش پیدا می‌کند، ولی به علت اینکه بیشینه دما خیلی کمتر از بیشینه دمای میانگین در موتورهای عادی است (کمتر از ۱۸۰۰ کلوین)، تولید اکسید نیتروژن خیلی کمتر از موتورهای عادی است و بعد از زمان ۳۷۰ درجه لنگ، که زمان بیشینه دما در فاز سیال محیط متخلخل است، تغییر زیادی نمی‌کند و رفتار آن مانند CO است. زمان پاشش دیرتر از ۳۲۰ درجه زاویه لنگ (۳۳۰ و ۳۴۰ درجه زاویه لنگ) منجر به افزایش زیاد NO نسبت به زمان‌های پاشش قبل از آن می‌شود که علت آن ناکافی بودن زمان تبادل حرارت بین فاز جامد و فاز گاز در محیط متخلخل است.



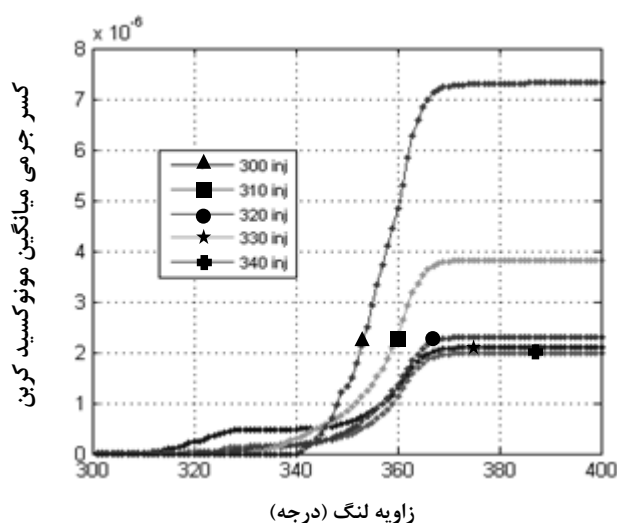
شکل ۱۳- توزیع کسر جرمی میانگین مونوکسید کربن در سیلندر برحسب زاویه لنگ (درجه)



شکل ۱۴- توزیع کسر جرمی میانگین متان در سیلندر برحسب زاویه لنگ (درجه)

شکل ۱۵- توزیع کسر جرمی میانگین مونوکسید کربن در سیلندر برحسب زاویه لنگ

شکل ۱۶- توزیع کسر جرمی میانگین نیتروژن داخل سیلندر برحسب زاویه لنگ



شکل ۱۶- توزیع کسر جرمی میانگین نیتروژن داخل سیلندر برحسب زاویه لنگ

نتیجه گیری

شبیه سازی سه بعدی دینامیک سیالات محاسباتی محیط متخلخل در موتور احتراق داخلی، با پاشش سوخت متان در محیط متخلخل داغ، با استفاده از کد تصحیح شده KIVA-3V انجام شده است. کانتورهای کسر جرمی متان، اکسیژن، دی اکسید کربن و توزیع دما در هر دو فاز جامد و سیال محیط متخلخل و داخل سیلندر نشان داده شده است. همچنین، اثر زمان پاشش روی فشار و دمای میانگین هر دو فاز محیط متخلخل و داخل سیلندر و کسر جرمی CO و NO در مقابل زاویه لنگ آورده شده است. نتایج زیر در انتها به دست آمده است:

- ۱) احتراق با مخلوط بسیار رقیق (نسبت هم‌ارزی ۰/۱۷) در موتورهای محیط متخلخل ممکن است، این در حالی است که در کارکرد موتور معمولی با چنین نسبت تعادلی احتراق امکان پذیر نیست.
- ۲) قسمتی از سوخت متان تزریق شده، به علت نبود اکسیژن کافی در دسترس متان، در احتراق شرکت نمی‌کند، ولی زمان پاشش بین ۳۰۰ تا ۳۳۰ درجه کمترین مقدار متان نسوخته را دارد و از این رو این محدوده پاشش مناسب است.
- ۳) توزیع فشار و دما داخل سیلندر به زمان پاشش بین ۳۰۰ تا ۳۴۰ درجه وابسته نیست، ولی تزریق دیرهنگام متان باعث افزایش CO و NO و یا احتراق ناقص می‌شود.
- ۴) بعد از زاویه لنگ ۴۰۰ درجه، مقداری از سوخت داخل سیلندر باقی می‌ماند که اشاره به مقدار متان نسوخته دارد.
- ۵) بعد از ۳۷۰ درجه زاویه لنگ، که در آن بیشینه دمای سیال در محیط متخلخل اتفاق می‌افتد، فاز جامد محیط متخلخل، با جذب حرارت آزاد شده، از افزایش دمای سیال و از این رو از تولید مونوکسید نیتروژن جلوگیری می‌کند.
- ۶) در محیط متخلخل با هندسه نیمکره‌ای، هوای داخل سیلندر آسان تر می‌تواند وارد فضای محیط متخلخل شود و با متان واکنش دهد و از این رو مقدار متان در پایان احتراق کمتر می‌شود.

فهرست علائم

BDC	نقطه مرگ پایین
c_p	گرمای ویژه مخلوط
c_s	گرمای ویژه فاز جامد محیط متخلخل
$D_{ }^d$	ضریب پخش حرارت در محیط متخلخل
D_{im}	ضریب نفوذ کسر جرمی i در مخلوط
h_i	انتالپی جزء i ام
h_v	ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی محیط متخلخل
k_g	ضریب هدایت حرارتی سیال
k_s	ضریب هدایت حرارتی فاز جامد
P	فشار
Pe	عدد پکلت
q_r	انتقال حرارت تشعشع در فاز جامد
R	ثابت گازهای مخلوط
T_g	دمای گاز
T_s	دمای فاز جامد
u	بردار سرعت
W_i	جرم مولکولی جزء i ام

جزء مولی گونه i	X_i
سرعت دیفیوژن جزء i ام	V_i
کسر جرمی جزء i	Y_i
چگالی مخلوط	ρ_g
پروزیته محیط متخلخل	ϕ
نرخ واکنش i ام	$\dot{\omega}_i$
چگالی محیط متخلخل	ρ_s
بردار تنش سیال	
لزجت دینامیکی	

منابع

1. M. Polasek and J. Macek, "Homogenization of Combustion in Cylinder of CI Engine using Porous Medium", *SAE Paper*, 2003-01-1085, 2003.
2. R. H. Stanglmaier and C. E. Roberts, "Homogeneous Charge Compression Ignition: Benefits, Compromises and Future Engine Applications", *SAE Paper*, 1999-01-3682, 1999.
3. M. Weclas, "Potential of Porous Medium Combustion Technology as Applied to Internal Combustion Engine", *MECA/AECC Meeting*, Nurnberg, 2001.
4. F. Durst and M. Weclas, "Strategy for Intelligent Internal Combustion Engine with Homogeneous Combustion in Cylinder", *MECA/AECC Meeting*, Nurnberg, 2003.
5. D. Trim and F. Durst, "Combustion in Porous Medium – Advances and Application", *Combust Sci. and Tech.*, 121, 1996, pp. 153-168.
6. A. A. Kamal and A. A. Mohammad, "Combustion in Porous Media", *Proc. IMechE*, 220, 2006, pp. 478-509.
7. F. Durst and M. Weclas, "A New Type of Internal Combustion Engine Based on the Porous Medium Technology", *Proc Inst Mech Eng*, 215, 2001, pp. 63-81.
8. F. Durst and M. Weclas, "A New Concept of I.C Engine with Homogeneous Combustion in a Porous Medium", *Fifth International Symposium on Diagnostic and Modeling of Combustion in Internal Combustion Engines*, Nagoya, 2001.
9. C. W. Park and M. Kaviani, "Evaporating Combustion Affected by in Cylinder, Reciprocating Porous Regenerator", *ASME J. Heat Transfer*, 124, 2002, pp. 184-194.
10. D. C. Le, C. J. Chein and Y. H. Kwak, "Improving Surface Characteristic of Porous Media Reactor in Diesel Engine by Plasma Technology", *FISTA*, F2006C27, 2006.
11. M. Weclas and R. Faltermeier, "Diesel Jet Impingement on Small Cylindrical Obstacles for Mixture Homogenization by Late Injection Strategy", *Int. J. Engine Res*, 8, 2007, pp. 399-413.
12. Z. Zhigou and X. Mahozhao, "Numerical Study on the Compression Ignition of a Porous Medium Engine", *Springer*, 51, No.3, 2008, pp. 277-287.
13. Z. Zhigou and X. Mahozhao, "Numerical Simulation about Interaction between Pressure Swirl Spray and Hot Porous Medium", *Energy Conversion & Management*, 49, 2008, pp. 1047-1055.
14. L. Hongsheng, X. Maozaho, C. Shi and L. Hong, "Simulation of Porous Media Engine using a Two-Zone Combustion Model", *SAE Paper*, 2008-01-1516, 2008.
15. L. Hongsheng, X. Maozaho, C. Shi and L. Hong, "Regenerative Cycle in Porous Medium Engine", *J. Energy Conversion and Management*, 59, 2009, pp. 273-303.
16. A. A. Amsden, P. J. O'Rourke, and T. D. Butler, "KIVA-II: A Computer Program for Chemically Reactive Flows with Sprays", Los Alamos National Laboratory Report LA-11560-MS, Los Alamos, 1989.
17. A. Mohammadi, *Numerical Simulation of Spark Ignition Engines, Numerical Simulations-Examples and Applications in Computational Fluid Dynamics*, InTech, Austria, 2010.
18. N. Wakao, and S. Kaguei, *Heat and Mass Transfer in Packed Beds*, Gordon and Breach Science Publications, New Yourk, 1982.
19. M. F. Modest, *Radiative Heat Transfer*, Academic Press, California, USA, 2003.
20. Y. Ra, S. C. Kong, R. D. Reitz, C. J. Rutland and Z. Han, "Multi Dimebsional Modeling of Transient Gas Jet Injection using Coarse Computational Grids", *SAE Paper*, 2005-01-0208.
21. A. Ferrenberg and B. E. Williams, "Progress in the Development of Regenerated Diesel Engine", *SAE*, 961677.
22. S. Zhdanok, "Super Adiabatic Combustion of Methane Air Mixture under Filtration in a Packed Bed", *Combustion and Flame*, 100, 1995, pp. 221-231.
23. A. Mohammadi, A. Jazayeri and M. Ziabasharhagh, "Simulation of Combustion with Lean Mixture in a Packed Bed", *Proceedings of the ASME 2012 Summer Heat Transfer Conference*, Puerto Rico, USA, 2012.

English Abstract

Simulation of Combustion in a Direct Injection Engine with Porous Media

A. Mohammadi , A. Jazayeri , M. Ziabasharhagh

Department of Mechanical Engineering, K. N. Toosi University of Technology

(Received: 2012.3.15, Received in revised form: 2012.8.6, Accepted: 2012.9.8)

Porous media (PM) combustion has interesting advantages compared with free flame burners due to raised burning rates, increased power ranges, extended lean flammability limits, and reduced pollutant emissions. In future internal combustion engines pollutant emissions and fuel consumption should be minimized under a wide range of speed and loads. These parameters strongly depend on mixture formation and combustion processes which are difficult to control in a conventional engine. This may be achieved by realization of a homogeneous combustion process in engine. This paper deals with the simulation of a direct injection internal combustion engine equipped with a chemically inert PM of hemispherical geometry used to homogenize and stabilize the combustion. A 3D numerical model for PM engine is presented in this study based on a modified version of the KIVA-3V code. Due to lack of any published data about the PM engine, numerical combustion wave propagation in the porous medium were compared with experimental data of methane-air mixture under filtration in a packed bed which showed very good agreement. Methane was injected directly inside the hot PM which was assumed to be mounted on the cylinder head. A lean mixture was formed and volumetric combustion occurred in the PM. The mixture formation, pressure and temperature distribution in both phases of PM and in-cylinder fluid, the production rates of CO and NO, and effect of injection time in the closed part of the cycle were studied.

Keywords: Direct injection engine, Porous media, Combustion