

مطالعه عددی تاثیر استفاده از ریزسوراخ‌ها برای انژکتور موتور دیزل سواری روی خصوصیات افشانه سوخت

علیرضا حاجی علی محمدی^۱، داود فلاحی^۲ و سید مصطفی میرسلیم^۳

۱- استادیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه سمنان، سمنان (نویسنده مخاطب)، ahajiali@semnan.ac.ir

۲- کارشناس ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی امیرکبیر، تهران، davood.falahi@aut.ac.ir

۳- استادیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی امیرکبیر تهران، mirsalim@csr.ir

(تاریخ دریافت: ۱۳۹۴/۳/۱۳، دریافت آخرین اصلاحات: ۹۴/۱۰/۱۰، پذیرش: ۹۴/۱۰/۱۷)

چکیده: مصرف و آلاینده‌گی کم موتورهای دیزل، امروزه، آن‌ها را برای کاربرد خودروهایی سواری مناسب کرده است و مفاهیم مختلفی برای بهبود شکل‌گیری مخلوط، که نقش مهمی در بهبود بازده احتراق و کاهش مصرف سوخت دارد، ارائه شده است. یکی از این مفاهیم استفاده از ریزسوراخ‌های گروهی است. در صورت استفاده از ریزسوراخ‌ها برای انژکتور موتور دیزل، مشخصه‌های قطره‌سازی سوخت بسیار بهبود خواهد یافت که از این حیث تأثیر بسزایی در بالابردن کیفیت مخلوط سوخت و هوای تشکیل‌شده خواهد داشت و به تبع آن، آلاینده‌گی ایجادشده نیز به مقدار زیادی کاهش خواهد یافت. در این تحقیق نیز، تأثیر استفاده از این نوع سوراخ‌ها برای نازل انژکتور موتور دیزل به روش عددی و با استفاده از نرم‌افزار AVL fire مطالعه شده است. برای شبیه‌سازی، ابتدا الگوهای مربوط به شبیه‌سازی برخورد، ایجاد و گسترش ریزقطره‌ها و شرایط مرزی موجود در نرم‌افزار با استفاده از داده‌های تجربی کارهای مشابه صحنه‌گذاری شده و سپس تأثیر افزایش زاویه بین ریزسوراخ‌ها در مشخصه‌های افشانه نظیر عمق نفوذ، قطر متوسط قطرات و مقدار جرم تبخیرشده در دو نوع چیدمان سوراخ‌های یک‌صفحه‌ای (α) و دوصفحه‌ای (β) بررسی شده است. نتایج شبیه‌سازی‌ها نشان داد در افشانه با ریزسوراخ گروهی، با افزایش زاویه بین دو سوراخ، مقدار عمق نفوذ و جرم تبخیرشده افشانه افزایش و قطر ریزقطرات کاهش می‌یابد.

کلیدواژگان: دیزل، انژکتور، ریزسوراخ گروهی، شبیه‌سازی عددی

مقدمه

سختگیرانه‌تر شدن قوانین آلاینده‌گی بهره‌گیری از فناوری‌های نوین و کارا در موتورهای دیزل تزریق مستقیم را اجتناب‌ناپذیر ساخته است. در موتورهای دیزل، تبخیر ریزقطره‌ها و شکل‌گیری مخلوط تأثیر مهمی بر آلاینده‌های خروجی از موتور دارند. چون فشار پاشش و قطر سوراخ خروجی انژکتور اثر مهمی روی این متغیرها دارند، تحقیقات گسترده‌ای در زمینه به‌کارگیری فشارهای پاشش بزرگ‌تر از ۲۰۰۰ اتمسفر و قطرهای کوچک‌تر سوراخ خروجی انژکتور در حال انجام است. با کاهش قطر سوراخ‌های خروجی انژکتور، قطره‌سازی^۱ بهبود می‌یابد و هیدروکربن‌های نسوخته کمتری در اثر احتراق تولید می‌شود که این تأثیر در دوره‌های کند و بارهای جزئی موتور بیشتر است [۱-۵]. یکی از فناوری‌هایی که به‌تازگی برای رفع این مشکل مطرح شده است استفاده از سوراخ‌های گروهی میکرونی (ریزسوراخ‌ها) است. در این فناوری از تعداد سوراخ بیشتر با قطر کمتر برای

1. Atomization

نازل انژکتور استفاده می‌شود که در آن سوراخ‌ها با زوایا و فاصله کمی نسبت به هم به صورت دوبه‌دو قرار می‌گیرند. چیدمان این سوراخ‌ها به شکلی است که افشانه‌های خروجی با هم برخورد می‌کنند و تبادل اندازه حرکت بین افشانه‌ها باعث افزایش عمق نفوذ افشانه نسبت به ریزسوراخ‌های تکی می‌شود [۷،۸].

تلفیق تزریق مستقیم سوخت و سامانه‌های سوخت‌رسانی فشارقوی چندراهه^۱ مشترک تأثیر بسیار زیادی بر بهبود بازده و آلاینده‌گی در موتورهای دیزلی امروزه گذاشته است. بخش زیادی از تحقیقات در حال حاضر در زمینه تأثیر قطر سوراخ‌های نازل در نحوه شکل‌گیری مخلوط سوخت و فرآیند احتراق صورت می‌پذیرد که نتایج آنها نشان‌دهنده بهبود در تشکیل مخلوط و کاهش چشمگیر مقدار هیدروکربن‌های نسوخته در محفظه احتراق در صورت استفاده از سوراخ‌هایی با قطرهای کوچک‌تر است [۱۲-۹،۳-۱]. تحقیقات پیشین نشان‌دهنده این واقعیت است که تزریق سوخت فشار قوی از طریق سوراخ‌های کوچک در شرایط عملکردی بار جزئی^۲ در موتور دیزل بسیار مؤثرتر است [۵-۱]، با این حال نفوذ کوتاه افشانه سوخت در فشارهای قوی و از طریق سوراخ‌های کوچک در سرعت‌های تند موتور و در شرایط تمام بار^۳ به‌عنوان اشکال بروز خواهد کرد. در این شرایط، به‌علت برخورد سوخت با محفظه احتراق در سرعت‌های تند، توزیع سوخت در اتاق احتراق و مخلوط‌شدن با هوا تضعیف خواهد شد که این مسئله خود مقدار هوای نفوذیافته به درون افشانه سوخت را در کاسه احتراق کاهش می‌دهد و موجب افزایش دوده می‌شود [۵،۶]. حالتی بهینه برای طراحی فرآیند احتراق حالتی است که در آن هم مقدار تبخیرشدن افشانه سوخت و هم عمق نفوذ آن در حد مطلوبی باشند.

هدف استفاده از نازل‌هایی با سوراخ‌های بسیار ریز و بسیار نزدیک به هم بهبودبخشیدن به روند تبخیر سوخت، بدون لطمه‌زدن به مقدار عمق نفوذ انژکتور، از طریق برخورد دو افشانه با هم است [۷،۸]. نسبت سوخت تبخیری در نازل‌های چندسوراخه نسبت بین جرم تبخیرشده و کل جرم پاشیده‌شده است، که اگر یک نازل را با سطح مقطعی مشخص به دو نازل تقسیم کنیم، نسبت سوخت تبخیری نیز افزایش خواهد یافت؛ اگرچه این مقدار در مقایسه با نازل با ریز سوراخ به‌صورت تکی کوچک‌تر است. طول نفوذ انژکتور در نازل با ریزسوراخ گروهی^۴ نسبت به نازل‌های تک‌سوراخه کوچک‌تر است، اما به مقدار زیادی از نازل با ریز سوراخ تکی بیشتر است [۷،۸].

با توجه به مرور مقالاتی که بدان اشاره شد، مطالعه عددی تأثیر متغیرهای نوع چیدمان و زوایای ریزسوراخ‌ها روی عمق نفوذ، قطر ریزقطرات و جرم تبخیری تاکنون انجام نشده است؛ به همین دلیل، در این مقاله، شبیه‌سازی عددی افشانه خروجی از این گونه چیدمان سوراخ‌ها با در نظر گرفتن چیدمان دوسوراخه با زوایای مختلف انجام شده است. در تحقیق حاضر، به‌منظور بررسی دقیق‌تر شکل‌گیری افشانه سوخت و اثر عوامل مختلف بر روی آن، مطالعه پاشش سوخت در محفظه احتراق موتورهای احتراق داخلی بدون در نظر گرفتن اثرات ناشی از مراحل تنفس، احتراق و تخلیه مطالعه و بررسی شده است. اما شایان ذکر است که نمونه مورد مطالعه و شرایط مرزی استفاده‌شده عیناً مطابق با شرایط کاری موتورهای دیزل امروزی است. در ابتدا، صحت‌گذاری الگوی عددی در نرم‌افزار AVL Fire با استفاده از نتایج تجربی دیگران انجام شده است و در ادامه مطالعه اثر قطر سوراخ خروجی و زاویه بین ریزسوراخ‌ها روی عمق نفوذ انژکتور انجام شده است. در این مقاله، ابتدا، الگوهای مورد استفاده، با استفاده از نتایج تجربی کارهای مشابه، به‌دقت صحت‌گذاری شده است و در شبیه‌سازی ریزسوراخ‌های گروهی، نحوه‌ای از چیدمان سوراخ‌ها بررسی شده است که بتوان به‌خوبی محاسن و معایب استفاده از چیدمان‌های مختلف را درک کرد و به معیاری برای انتخاب درست این چیدمان‌ها دست یافت.

1. Manifold
2. Part load
3. Full load
4. Group micro hole

حل عددی

با توجه به اینکه دقت الگوهای موجود برای پیش‌بینی تجزیهٔ افشانه^۱، برهم‌کنش ریزقطره‌ها و آشفستگی در نرم‌افزار ۲۰۱۰ AVL Fire v، برای شبیه‌سازی رفتار افشانهٔ سوخت، قبلاً توسط مؤلفان دیگر به‌خوبی اثبات شده است، از این نرم‌افزار برای حل عددی استفاده شد. برای شبیه‌سازی افشانهٔ سوخت، ابتدا الگوهای مورد استفاده و تنظیمات حلگر با نتایج تجربی موجود اعتبارسنجی شده و پس از حصول اطمینان از درست‌بودن الگوهای مورد استفاده، به بررسی حالت‌های مورد نظر در هدف تحقیق پرداخته شد.

شبکه بندی

میدان حل در شبیه‌سازی افشانه، یک استوانه به ارتفاع ۱۰ cm و قطر ۶ cm در نظر گرفته شد که مرکز آن یک مکعب مستطیل بود. دلیل استفاده از این نوع میدان حل امکان ایجاد شبکه‌بندی منظم و یکنواخت در آن بود. انژکتور هم در مرکز میدان حل قرار گرفت. مرکز این استوانه به‌صورت سازمان‌یافته شبکه‌بندی شد که در نواحی نزدیک به محور انژکتور و در نواحی نزدیک به سوراخ خروجی انژکتور، به‌دلیل سرعت زیاد افشانهٔ سوخت، شبکه‌ها به مقدار بیشتری ریز شدند. شبکهٔ مورد نظر اولیه، پس از تطابق با کار آزمایشگاهی هدف، با شبکه‌های درشت‌تر و ریزتر نیز بررسی شد تا استقلال از شبکه نتایج عددی مطالعه شود. در نهایت، شبکه‌بندی بهینه‌ای به‌دست آمد که ریزتر کردن شبکه بیش از آن تأثیری در نتایج به‌دست آمده نداشت. در شبکه‌بندی بهینه، کوچک‌ترین حجم (سلول) به مقدار $1\text{ mm} \times 1\text{ mm} \times 1\text{ mm}$ بود. تعداد کل سلول‌ها، در حجم محاسباتی، ۴۸۰۰۰۰ بود. شبکهٔ مورد استفاده در شکل ۱ نشان داده شده است.

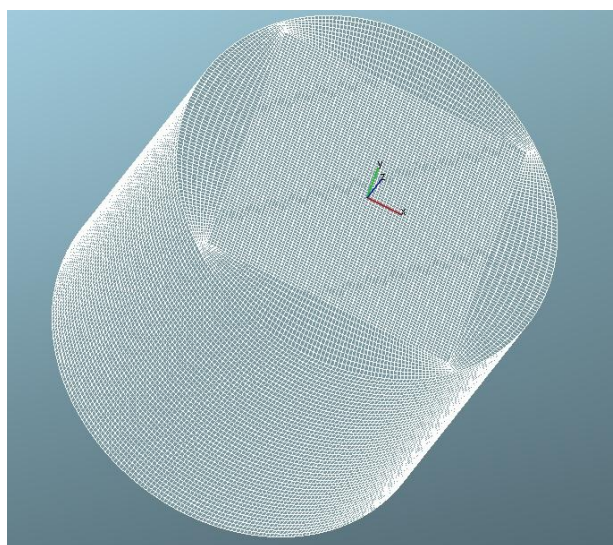


Figure 1- Meshing geometry for modeling of diesel fuel spray
شکل ۱- شبکه مورد استفاده برای شبیه‌سازی افشانه سوخت دیزل

تنظیمات حلگر و شرایط مرزی و اولیه

تفاوت نرم‌افزار AVL Fire با دیگر نرم‌افزارهای دینامیک سیالات محاسباتی مرسوم در این است که این نرم‌افزار علاوه بر این که می‌تواند به‌طور عام به‌عنوان یک نرم‌افزار دینامیک سیالاتی به‌کار برده شود، به‌طور خاص برای شبیه‌سازی فرآیندهای درون

1. Spray break-up

موتورهای احتراقی می‌تواند استفاده شود. از این رو، نحوه تعریف مسئله و شرایط مرزی و اولیه نیز کمی با نرم‌افزارهای مرسوم متفاوت بوده و بیشتر بر جنبه‌های واقعی (شرایط واقعی موتور) استوار است. پس از تعریف هندسه مورد نظر و شبکه‌بندی مناسب آن، نوبت به تنظیمات حلگر و تعریف شرایط مرزی و ابتدایی می‌رسد.

مسئله مورد نظر در فضایی خارج از موتور و در یک محفظه حجم ثابت تعریف شد. شرایط اولیه در این محفظه به صورت هوای ساکن با دمای هوای اتاق (۲۰ درجه سانتی‌گراد) در نظر گرفته شد. چگالی هوای اطراف، البته در حالتی که فشار محفظه برابر فشار هواست (۱ بار)، برابر $1/19 \frac{kg}{m^3}$ در نظر گرفته شد. شایان ذکر است که در این نرم‌افزار هرگاه نیاز به تغییر فشار محفظه باشد، چگالی هوای محفظه نیز باید از معادله گاز کامل و با توجه به دمای مورد نظر محاسبه و جایگزین شود. در مورد هندسه مورد نظر تمامی مرزهای آن با شرط مرزی دیواره تعریف شدند. برای دیگر تنظیمات حلگر در این نرم‌افزار از الگوی استاندارد $k - \epsilon$ برای شبیه‌سازی آشفتگی استفاده شد. الگوهای تجزیه اولیه قطرات روش حساب^۱، تجزیه ثانویه قطرات کلونین-هلمهلتز^۲، الگوی تبخیری داکوویکز^۳ و الگوی برخورد/درهم‌آمیزش اورورک^۴ در نظر گرفته شدند. از جمله قسمت‌های مهم در تنظیمات حلگر تنظیمات متعلق به قسمت انژکتور است. برای تعریف انژکتور در این نرم‌افزار، علاوه بر مشخصات هندسی انژکتور از قبیل موقعیت سوراخ خروجی انژکتور، راستای سوراخ، تعداد سوراخ‌ها، قطر سوراخ خروجی، ضریب تخلیه C_D ، مشخصات دیگری مانند نرخ جرمی جریان انژکتور، سرعت خروجی از سوراخ‌های انژکتور، مقدار کل جرم پاشیده شده در مدت زمان تزریق، مدت زمان تزریق و قطر قطرات خروجی به عنوان تنظیمات ورودی برای حل در نظر گرفته شدند.

ساده‌ترین و متداولترین روش تعریف قطرات اولیه خروجی از سوراخ نازل در افشانه‌های تماماً مخروطی روش حساب نامیده می‌شود. این روش به وسیله ریتز و دیواکار گسترش داده شد [۱۴، ۱۳]. این روش بر این اساس شکل گرفته است که فرآیند قطره‌سازی و تجزیه قطرات در داخل افشانه چگال، نزدیک خروجی نازل فرآیندی غیر قابل تشخیص است و تجزیه و تحلیل دقیق می‌تواند با این فرض جایگزین شود که قطرات در خروجی نازل در ابعاد یکسان و بزرگ خارج می‌شوند که این قطرات در ادامه توسط مدل ثانویه تجزیه‌ی قطرات تحت تاثیر قرار می‌گیرند (شکل ۲).

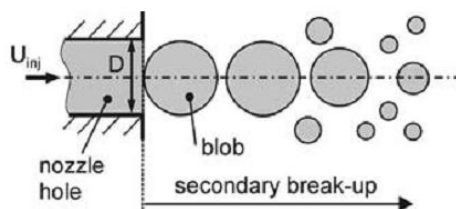


Figure 2- Blob model

شکل ۲- روش حساب [۱۳]

قطر قطرات خروجی برابر با قطر خروجی سوراخ نازل است و تعداد قطرات در واحد زمان به وسیله نرخ جرمی جریان قابل محاسبه است. اگرچه این قطرات در حال برهم‌کنش با فاز گازی‌اند، اما این ناحیه ناحیه‌ای است که در آن قطرات در ابعاد بزرگ و به صورت پراکنده وجود دارند و می‌توان این ناحیه را به صورت هسته‌ای متراکم در نظر گرفت، از این رو، به دلیل استفاده از روش حساب به عنوان الگوی تجزیه اولیه، قطر قطرات خروجی برابر با قطر سوراخ خروجی انژکتور در نظر گرفته شده است. در شکل ۳، نمونه نتایج به دست آمده از شبیه‌سازی، به صورت توسعه زمانی و مکانی افشانه سوخت، نشان داده شده است.

1. blob method
2. Kelvin-Helmholtz
3. Dukowicz
4. O'Rourke Droplet Collisions/Coalescence model

الگوی کلوین-هلمهلتز (KH)، که اولین بار توسط ریتز پیشنهاد شد [۱۴]، براساس تجزیه و تحلیل مرتبه اول رشد ناپایداری کلوین-هلمهلتز روی سطح افشانه استوانه‌ای مایع با قطر اولیه r_0 عمل می‌کند که در یک محیط گازی ساکن پیش می‌رود و گاز پیرامون غیرلرزش در نظر گرفته می‌شود. علاوه بر این، با توجه به ناپایداری‌های ایجاد شده درون سوراخ نازل، سطح افشانه به وسیله امواج با طیف سینوسی به همراه یک نامتقارنی جزئی پوشانده می‌شوند که این نامتقارنی دلیل نوسانات فشار نامتقارن به صورت شعاعی و محوری در دو جزء مایع و گاز است. این امواج سطحی، به دلیل نیروهای آیرودینامیکی ناشی از سرعت نسبی بین جزء مایع و گاز، افزایش می‌یابند (شکل ۴). حرکت جزء مایع و گاز به وسیله معادلات ناویر استوکس خطی شده برای هر دو حالت توصیف می‌شوند.

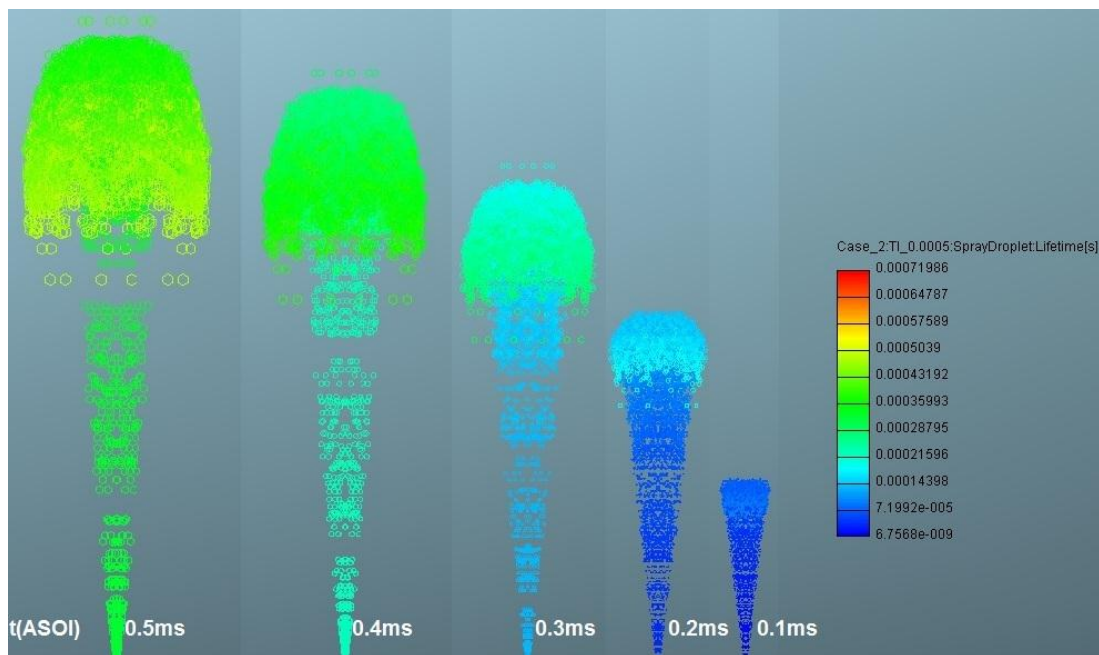


Figure 3- Spray development in AVL fire software for 0.5ms after start of injection

شکل ۳- نمونه شبیه‌سازی افشانه در نرم‌افزار AVL Fire و توسعه فضایی و زمانی افشانه تا 0.5 ms بعد از شروع پاشش

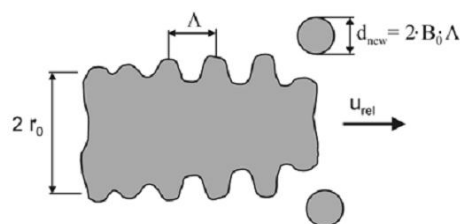


Figure 4- Kelvin-Helmholtz secondary breakup model

شکل ۴- تجزیه ثانویه قطرات به روش کلوین-هلمهلتز

ریتز این فرضیه را برای الگوی تجزیه قطرات مایع با شعاع r و براساس رشد امواج روی سطح قطرات با نرخ رشد Ω و طول موج Λ به کار برد [۱۳]. چون قطرات کوچک جدا شده از قطره اصلی به وسیله امواج روی سطح قطرات ایجاد می‌شوند، این فرضیه وجود دارد که اندازه این قطرات در تناسب با طول موج Λ باشند.

$$r_{new} = C_1 \cdot \Lambda \quad (1)$$

C_1 در این رابطه عددی ثابت است که برای محاسبه قطر جدید (r_{new}) تعریف می‌شود. قطره اصلی اولیه نه تنها یک تجزیه کامل را انجام می‌دهد، بلکه همزمان با کاهش جرم آن به صورت پیوسته در داخل جزء گازی پیش خواهد رفت. براساس نتایج ناشی از تجزیه قطرات، نرخ کاهش شعاع قطره در زمان t به تفاوت بین مقدار فعلی شعاع قطرات و اندازه تعادلی قطر قطرات (که به اندازه قطر قطرات کوچک است) و همچنین مشخصه زمانی τ_{bu} وابسته است ([۱۳، ۱۴])

$$\frac{dr}{dt} = -\frac{r-r_{new}}{\tau_{bu}}, \quad \tau_{bu} = 3.788.C_2 \frac{r}{\Lambda.\Omega} \quad (2)$$

برای شبیه‌سازی برخورد و ائتلاف قطرات با یکدیگر^۱، از الگوی اصلاح‌شده اورورک [۱۵] استفاده شده است که تنها الگوی ارائه‌شده برای مدلسازی برخورد قطرات در نرم‌افزار AVL Fire است. این مدل محدودیت‌هایی نیز دارد که یکی از آن‌ها وابستگی آن به شبکه محاسباتی است. کاهش اندازه سلول‌های شبکه دو اثر خواهد داشت؛ یکی اینکه احتمال برخورد ذراتی که داخل سلول قرار دارند بیشتر می‌شود و از طرف دیگر، احتمال حضور ذرات در هر سلول کاهش می‌یابد و اگر دو ذره در یک سلول نباشند، برخوردی بین آن‌ها صورت نخواهد گرفت و افزایش احتمال برخوردی با کوچک کردن شبکه، اهمیتی نخواهد داشت و در صورتی که ابعاد شبکه به گونه‌ای باشد که درون هر سلول فقط یک ذره بتواند قرار بگیرد، دیگر برخوردی بین ذرات صورت نخواهد گرفت.

محدودیت دیگر این الگو در این است که جهت حرکت ذرات، تاثیری در احتمال برخوردی آن‌ها به یکدیگر ندارد. از دیگر محدودیت‌های مدل اورورک، می‌توان به کامل نبودن رژیم‌های برخوردی در این مدل اشاره کرد. امروزه، تحقیقات جدیدی [۱۶] در زمینه توسعه بهبود مدل برخوردی بین ذرات صورت گرفته است که براساس آن‌ها رژیم‌های به‌کاررفته در برخورد و ائتلاف قطرات بسیار کامل‌تر از مدل اورورک است و مدل پیشنهادی آن‌ها محدودیت‌های اورورک در مدلسازی برخورد را نخواهند داشت. همان‌طور که گفته شد، مدل اورورک تنها مدل ارائه‌شده در نرم‌افزار AVL است و این الگو در مراجع [۱۷-۲۰] نیز مورد استفاده قرار گرفته است که نتایج آن‌ها در مقایسه با نتایج تجربی نشان‌دهنده این واقعیت است که مدل اورورک، علی‌رغم داشتن محدودیت‌هایی در مدلسازی برخورد و ائتلاف بین ذرات، همچنان می‌تواند به‌عنوان یکی از مدل‌های نسبتاً مناسب در این زمینه به‌کار گرفته شود.

اعتبارسنجی نتایج حل عددی

نتایج تجربی عمق نفوذ برحسب زمان برای افشانه دیزل در دو حالت نشان داده‌شده در جدول ۱، که از مراجع [۲۱ و ۲۲] استخراج شده‌اند، برای اعتبارسنجی حل عددی استفاده شد. در این تحقیق، از نازل افشانه تک‌سوراخه استفاده شده بود که قطر سوراخ آن 0.2 میلی‌متر بود و سوراخ در مرکز و در نوک انژکتور قرار داشت. نسبت طول به قطر این سوراخ نازل برابر ۶ و ضریب C_D آن 0.8 بود. در این کار آزمایشگاهی دو حالت بررسی شد که این دو حالت به صورت فشار تزریق 1000 اتمسفر و فشار محفظه ۱ و 10 اتمسفر، و افشانه غیرتبخیری^۲ بود؛ بدین معنا که دمای سوخت و دمای محیط با یکدیگر برابر بوده و شرط همدمابودن رعایت شده است. پاشش سوخت هم در یک محفظه حجم ثابت انجام شد. چون شبیه‌سازی به صورت گذرا انجام شد، با استفاده از عدد کورانت (C)، حداکثر سرعت افشانه (u) و حداقل اندازه سلول (Δx)، گام زمانی (Δt) بدین صورت محاسبه می‌شود:

$$C = \frac{u\Delta t}{\Delta x} \quad (3)$$

1. Particle Interaction
2. Non Evaporating Spray

با توجه به اینکه در استفاده از الگوی آشفتهگی $\varepsilon - k$ عدد کورانت باید کمتر از 0.5 باشد، با فرض حداکثر سرعت برابر 15 متر بر ثانیه و حداقل اندازه سلول برابر 1 میلی متر، گام زمانی حل برابر است با:

$$\Delta t = 3 \times 10^{-6} \text{ s} \quad (4)$$

جدول ۱- شرایط آزمون‌های تجربی مرجع [۲۱] که برای اعتبارسنجی نتایج عددی استفاده شد

Table 1- Experimental conditions used for CFD validation

Fuel	Spray Angle (deg)	Nozzle Diameter (mm)	Chamber Temperature (°C)	Chamber Pressure (bar)	Injection Pressure (bar)	
Diesel	16	0.2	20	1	1000	۱
Diesel	16	0.2	20	10	1000	۲

یکی از ورودی‌های تأثیرگذار بر حل عددی الگوی پاشش افشانه است که با توجه به شرایط بازشدن انژکتور و حرکت سوزن آن تعیین می‌شود. معمولاً، با توجه به مدت‌زمان تزریق و کل جرم پاشیده‌شده، نرخ پاشش به‌صورت متوسط اندازه‌گیری می‌شود که به‌دلیل تأثیر بسیار زیاد نرخ پاشش بر نتایج حاصل از پدیده تزریق سوخت نمی‌توان، با استفاده از نرخ جرمی متوسط، افشانه را مورد بررسی دقیق قرار داد. از سوی دیگر، به‌دست آوردن نرخ پاشش به‌صورت لحظه‌ای کاری بسیار مشکل و نیازمند داشتن تجهیزات فراوان است [۱۸]؛ به همین دلیل، برای منحنی نرخ پاشش از الگوی پاشش، مطابق آنچه که در مرجع [۱۸] بیان شده است، استفاده شد. این منحنی در شکل ۵ نشان داده شده است. با توجه به اینکه این تعریف نرخ پاشش، نرخ پاششی مرسوم در اکثر انژکتورهای دیزل است، چنین الگویی را می‌توان به‌عنوان نرخ پاشش استفاده کرد. مطابقت این الگو با شرایط نتایج تجربی استفاده شده برای صحنه‌گذاری در این تحقیق به‌صورتی انجام گرفته است که انتگرال سطح زیر نمودار نرخ پاشش برحسب زمان باید برابر با کل جرم پاشیده‌شده در مدت زمان تزریق شود.

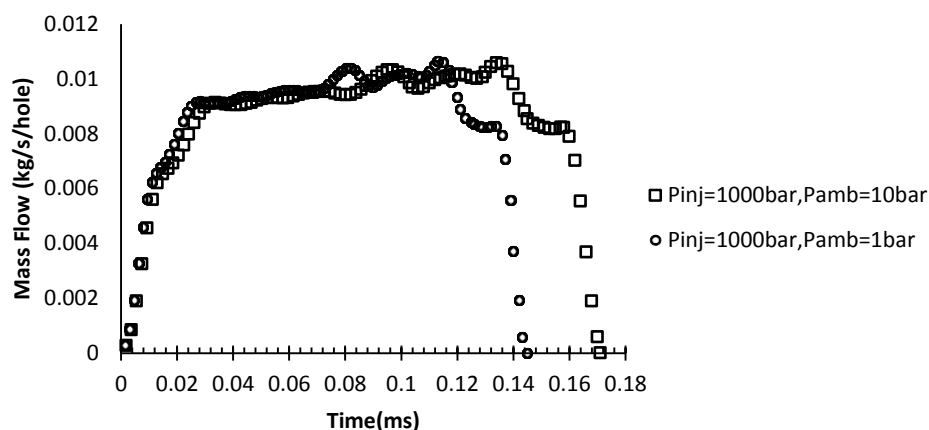


Figure 5- Mass Flow rate versus time base on injection rate diagram of [22] for Injection pressure of 1000 bar and Chamber pressure of 1 bar

شکل ۵- نرخ جرمی جریان محاسبه شده به‌ازای هر سوراخ برحسب زمان پاشش با توجه به الگوی نرخ جرمی ارائه شده در مرجع [۲۲] برای فشار پاشش 1000 بار و فشار محفظه 1 و 10 بار

توضیح این نکته لازم است که در مرحله صحنه‌گذاری، با توجه به در دسترس بودن دبی جرمی انژکتور و در اختیار نداشتن منحنی پاشش، از منحنی‌های پاشش مشابه استفاده شد. ولی، برای شبیه‌سازی‌های مربوط به انژکتور با ریزسوراخ گروهی، با توجه به اینکه مقادیر انتخاب‌شده برای قطر سوراخ، فشار پاشش و فشار محفظه فرضی بودند، نتایج تجربی دبی و منحنی پاشش در دسترس نبود و مقادیر دبی جرمی با استفاده از رابطه‌ای تحلیلی به‌صورت زیر محاسبه شد و از منحنی پاشش صحنه‌گذاری استفاده شد.

سرعت بیشینه خروجی از سوراخ نازل، با معلوم بودن اختلاف فشار بین سوخت و هوای اطراف، با استفاده از معادله (۵) به صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$U_b = \sqrt{2[P_f - P_a]/\rho_f} \quad (5)$$

که در آن فشار تزریق سوخت، P_a فشار محفظه و ρ_f چگالی سوخت تزریق شده است. پس از محاسبه سرعت بیشینه، با قراردادن آن در معادله (۶) نرخ جرمی متوسط جریان قابل محاسبه است:

$$\dot{m}_f = C_D \times A_f \times \rho_f \times U_b \quad (6)$$

که در آن C_D ضریب تخلیه جریان از انژکتور و A_f سطح مقطع خروجی سوراخ نازل است. پس از محاسبه \dot{m}_f ، با ضرب این مقدار در مدت زمان تزریق، کل جرم سوخت تزریق شده به دست خواهد آمد. با داشتن کل جرم تزریق شده و همچنین الگوی پاشش مبنا، نرخ جرمی متناسب با جریان به دست خواهد آمد. در شکل ۵، منحنی پاشش مورد استفاده، که با روش گفته شده به دست آمده است، نشان داده شده است.

همان طور که پیشتر گفته شد، از الگوی کلون-هلمهلتز برای تجزیه ثانویه قطرات استفاده شد. در این الگو ضریب C_1 به طور پیش فرض برابر ۰/۶۱ قرار داده شد، اما ضریب C_2 برابر ۳۰ در نظر گرفته شد. زیرا مقادیر بیشتر C_2 منجر به کاهش تجزیه قطرات و افزایش عمق نفوذ خواهد شد، در حالی که مقادیر کمتر آن در طرف مقابل باعث افزایش تجزیه قطرات خواهد شد و ورود سریع تر هوای اطراف به درون افشانه را سبب می‌شود. ضریب C_2 در الگوی کلون-هلمهلتز زمان تجزیه قطرات را تصحیح خواهد کرد که این ضریب از یک انژکتور به انژکتور دیگر متغیر است و برای هر انژکتور جدیدی این مقدار باید اعتبارسنجی شود. به دلیل مطابقت بهتر نتایج تجربی عمق نفوذ با نتایج عددی در مقدار ۳۰ برای ضریب C_2 ، از این مقدار تا پایان شبیه‌سازی‌ها استفاده شد. مقدار زاویه مخروط شکل گرفته توسط افشانه نیز از جمله داده‌های ورودی است؛ این زاویه نیز از نتایج مرجع [۲۱] استخراج شد. پس از انتخاب و بررسی الگوهای مورد استفاده و تنظیمات حلگر نرم‌افزار، نتایج عددی به دست آمده با نتایج تجربی مرجع [۲۱] مقایسه شد که نتیجه آن در شکل‌های ۶ و ۷ ارائه شده است.

همان گونه که از نتایج حل عددی، با استفاده از الگوهایی که در ابتدا شرح داده شدند، مشخص است، نتایج عددی از مطابقت خوبی با نتایج آزمایشگاهی مراجع [۲۱ و ۲۲] برخوردارند، به گونه‌ای که مقدار خطای بین نتایج عددی و تجربی از ۱۰ درصد تجاوز نمی‌کند.

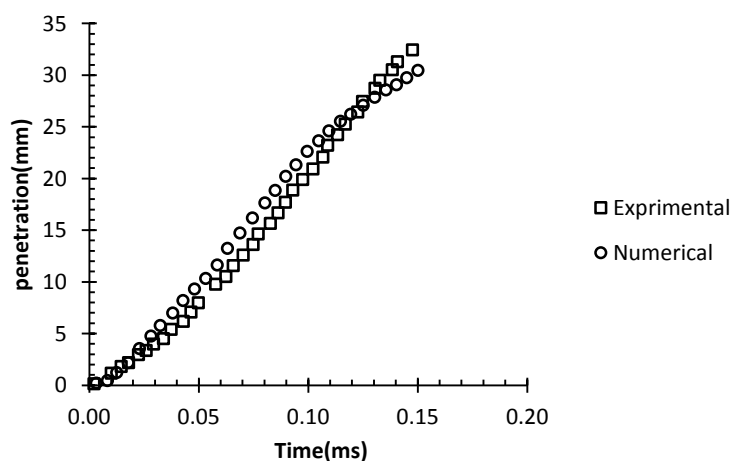


Figure 6- Comparison between CFD (present work) and Experimental [21,22] results for spray penetration for injection pressure of 1000 bar and chamber pressure of 1 bar

شکل ۶- مقایسه نتایج عددی تحقیق حاضر و تجربی [۲۱،۲۲] عمق نفوذ افشانه دیزل بر حسب زمان پاشش برای فشار تزریق ۱۰۰۰ بار و فشار محفظه ۱ بار

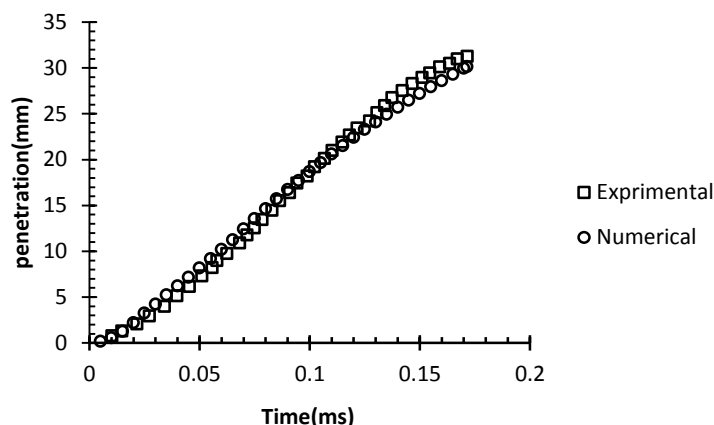


Figure 7- Comparison between CFD (present work) and Experimental ([21-22]) results for spray penetration for injection pressure of 1000 bar and chamber pressure of 10 bar

شکل ۷- مقایسه نتایج عددی تحقیق حاضر و تجربی [۲۱ و ۲۲] عمق نفوذ افشانه دیزل برحسب زمان پاشش برای فشار تزریق ۱۰۰۰ بار و فشار محفظه ۱۰ بار

تأثیر استفاده از ریزسوراخ‌های گروهی روی خصوصیات افشانه

مفهوم نازل با سوراخ‌های گروهی مفهوم جدیدی است که به نازل‌هایی با سوراخ‌هایی در ابعاد میکرون، که در فاصله بسیار کمی از هم قرار گرفته‌اند و قطر آنها کوچک‌تر از قطر سوراخ‌های خروجی در افشانه موتوره‌های دیزل سواری معمول امروزی است، اطلاق می‌شود، که علت اصلی استفاده از آنها رفع مشکلات ناشی از ریزسوراخ‌ها به صورت تکی است. شکل ۸ دو نازل را که یکی دوسوراخه و دیگری تک‌سوراخه است نشان می‌دهد. مجموع مساحت‌های سوراخ‌های نازل دوسوراخه برابر با مساحت سوراخ نازل تک‌سوراخه است.

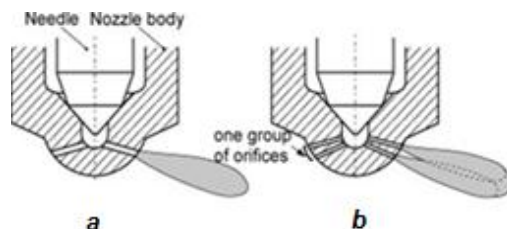


Figure 8- Types of diesel injector nozzles: a) single hole nozzle, b) micro hole nozzle

شکل ۸ - انواع نازل انژکتور دیزل: الف) نازل تک‌سوراخه، ب) نازل با دو ریزسوراخ

همان‌گونه که در شکل ۹ نشان داده شده است، چیدمان سوراخ‌ها در نازل با ریزسوراخ گروهی به دو صورت امکان پذیر است: حالت اول حالتی است که سوراخ‌ها در یک صفحه قرار دارند و خط واصل بین سوراخ‌های نازل و راستای افشانه‌های آنها یک صفحه را تشکیل می‌دهد که در این حالت زاویه بین سوراخ‌های نازل با α نمایش داده شده است؛ حالت دوم حالتی است که هر یک از سوراخ‌ها در صفحاتی جداگانه قرار دارند و فاصله بین دو سوراخ در واقع فاصله بین صفحاتی است که این سوراخ‌ها در آن قرار دارند که زاویه بین سوراخ‌های نازل در این حالت با β نمایش داده شده است.

در حل عددی صورت گرفته در تحقیق حاضر نیز هر دو نوع چیدمان بررسی شده‌اند که می‌توان شرایط این بررسی‌ها را در جدول ۲ و ۳ مشاهده کرد. به منظور متمایز کردن، ریزسوراخ‌های گروهی، که در آنها زاویه بین سوراخ‌ها α است، نوع یک‌صفحه‌ای و آن‌هایی که زاویه بین آنها β است نوع دو صفحه‌ای نامیده می‌شود.

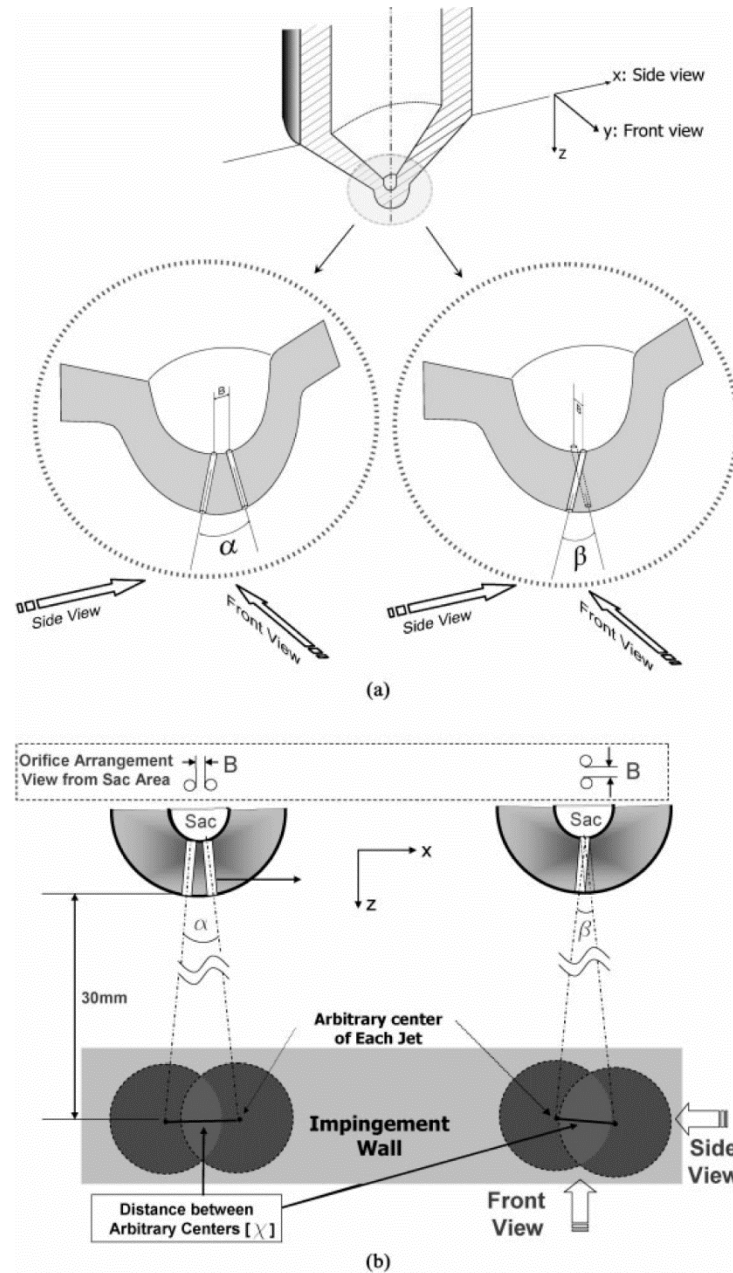


Figure 9- Geometrical factors of the group-hole nozzle: (a) definitions of included angles, α and β , and distance between orifices, B ; (b) definition of distance χ at wall-impinging condition
Improving diesel mixture preparation by optimization of orifice arrangements[9]

شکل ۹- خصوصیات هندسی نازل‌های چندسوراخه: الف) تعاریف زوایای α و β و فاصله بین دو سوراخ (B)، ب) تعریف فاصله بین مراکز سطح مقاطع برخورد افشانه‌ها با دیواره [۹]

جدول ۲- شرایط حل عددی انجام گرفته در بررسی تأثیر افزایش زاویه بین دو ریزسوراخ در چیدمان نوع یک صفحه‌ای (α)

Table 2- CFD conditions for spray modeling in micro hole nozzles (α type micro holes)

Fuel	Spray angle (deg)	Diameter nozzle (mm)	α (deg)	Hole distance B(mm)	Chamber Temperature (°C)	Chamber Pressure (bar)	Injection Pressure (bar)	
Diesel	16	0.2	5	0.194	20	10	1500	1
Diesel	16	0.2	10	0.194	20	10	1500	2
Diesel	16	0.2	15	0.194	20	10	1500	3

پس از تعیین مشخصات هندسی نازل و استفاده از دامنه حل و تنظیمات حلگر، نازل‌هایی با مشخصات جدول ۲ مورد ارزیابی قرار گرفت که نتایج متعلق به عمق نفوذ افشانه برای زوایای جدایش مختلف بین افشانه‌های ریزسوراخ گروهی در شکل ۱۰ ارائه شده است. مبنای محاسبه عمق نفوذ خط نیمساز زاویه بین راستای دو سوراخ است. همچنین، قابل ذکر است که نحوه محاسبه میزان عمق نفوذ در نرم‌افزار AVL Fire بدین گونه است که در هر لحظه، فاصله محل دورترین قطره مایع از محل تزریق به‌عنوان میزان عمق نفوذ در نظر گرفته خواهد شد و قطراتی که به فاز گازی تبدیل شده‌اند، تاثیری در میزان محاسبه عمق نفوذ نخواهند داشت.

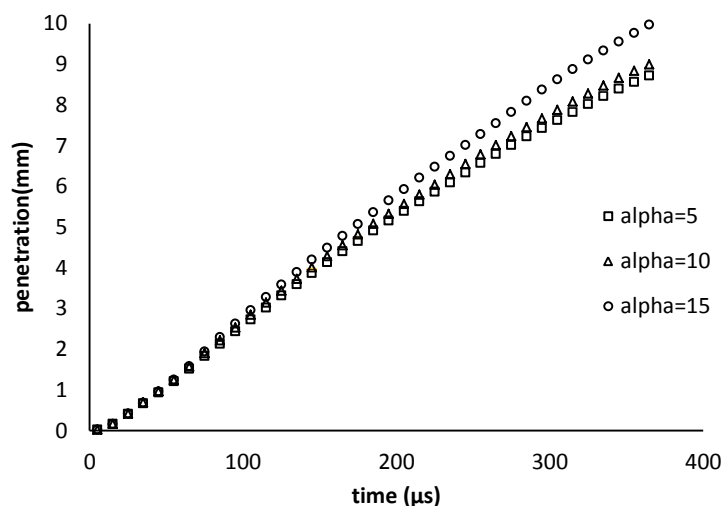


Figure 10- Penetration versus time for different micro hole angles for α type micro hole configuration
شکل ۱۰- عمق نفوذ برحسب زمان پاشش برای زوایای جدایش مختلف بین ریزسوراخ‌ها در چیدمان یک صفحه‌ای

در ابتدای تزریق قطرات با یک تکانه^۱ یکسان وارد محفظه خواهند شد، اما به تدریج همزمان با پیشرفت در عمق محفظه، به دلیل ایجاد پدیده‌های تجزیه اولیه و ثانویه، قطرات جدید با قطر کوچک‌تر ایجاد خواهند شد. علاوه بر این، قطرات ابتدایی همزمان با افزایش عمق نفوذ دچار تبخیر سطحی خواهند شد که این امر سبب تغییر فاز قطرات از مایع به گاز خواهد شد و ابری از فاز گازی سوخت به همراه هوا در جبهه جلویی تشکیل خواهد شد. بنابراین، قطرات ابتدایی اگرچه با تکانه یکسان وارد محفظه حل شده‌اند، اما وقوع پدیده‌های تجزیه قطرات و همچنین تبخیر سطحی، قطراتی با تکانه‌های غیریکسان را نتیجه خواهد داد. از طرف دیگر، قطرات جدیدی که وارد محفظه خواهند شد در ابری از قطرات قبلی پیش خواهند رفت. اگر مخلوط هوا و سوخت به‌عنوان هوای اطراف و قطرات جدید به‌عنوان افشانه در نظر گرفته شود، هوای اطراف افشانه چگال‌تر از هوای محیط خواهد بود (به دلیل چگال‌تر بودن مخلوط گازی هوا و سوخت). بنابراین، با توجه به رابطه زیر [۲۳] خواهیم داشت:

$$SMD = A(\Delta P_{inj})^{-0.135} (\rho_g)^{0.121} (Q)^{0.131} \quad (A)$$

که در آن A ضریب ثابت، ΔP اختلاف فشار تزریق و فشار هوای محفظه، ρ_g چگالی هوای محفظه و Q کل جرم پاشیده توسط انژکتور تا مدت زمان t است. قطر متوسط قطرات در افشانه دوم (با در نظر گرفتن مخلوط هوا و سوخت به‌عنوان محیط اطراف و قطرات جدید به‌عنوان افشانه) افزایش خواهد یافت.

از طرف دیگر، با سرعت گرفتن جریان مخلوط سوخت و هوا، گردابه‌هایی در هوای اطراف ایجاد خواهد شد که باعث ایجاد فشار نسبی منفی خواهد شد که این فشار نسبی منفی موجب انحراف قطرات از راستای مسیر مستقیم حرکت خود خواهند شد. بنابراین، فشار نسبی منفی، علاوه بر انحراف قطرات، موجب افزایش نیروی مقاوم در برابر حرکت آنها نیز خواهد شد که

1. Momentum

سبب کاهش تکانه قطرات جدید می‌شود. انحراف قطرات از یکدیگر به دلیل وجود این نیروی مقاوم فشاری، موجب کاهش تعداد برخوردها و یا ائتلاف قطرات می‌شود.

بنابراین، در دو افشانه درهم‌آمیزنده دو پدیده زیر تعیین‌کننده عمق نفوذ است:

۱- برخورد و یا ائتلاف قطرات و در نتیجه آن انتقال تکانه بین آنها

۲- ایجاد فشار نسبی منفی و به تبع آن افزایش نیروی مقاوم فشاری

منحنی‌های فشار نسبی برای انژکتور با ریزسوراخ گروهی در شکل ۱۱ آمده است.

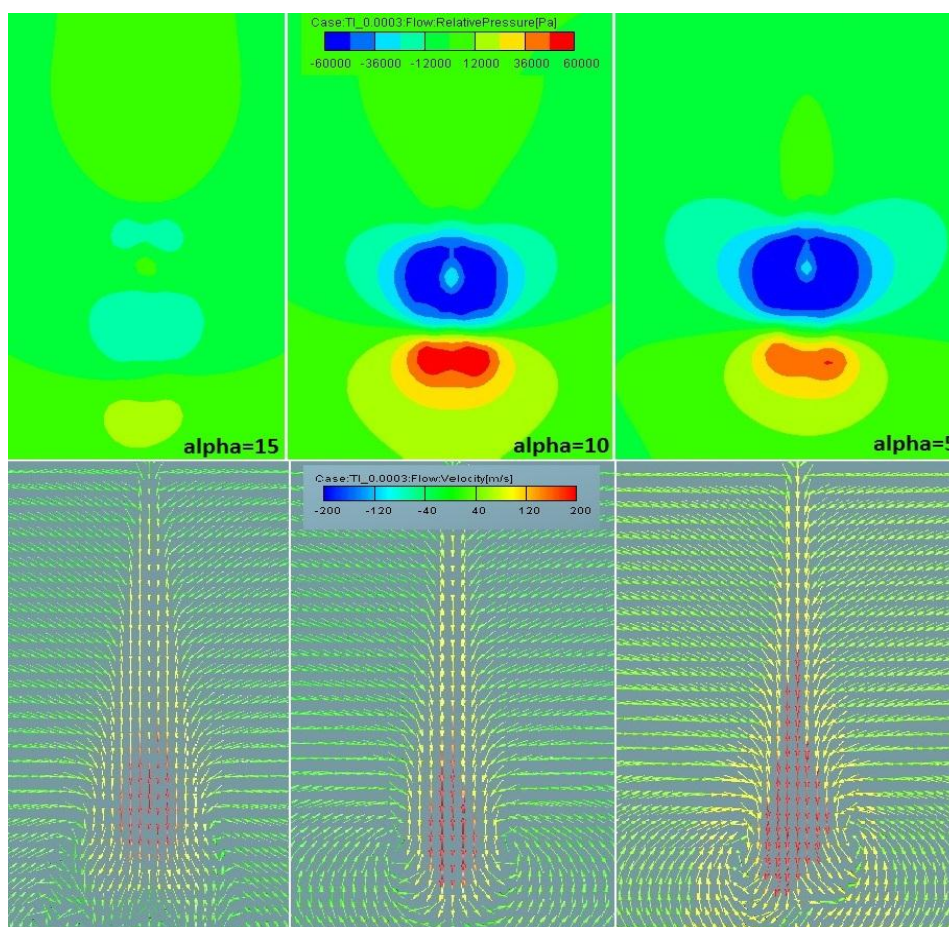


Figure 11- Contours for pressure and velocity filed of environment air and spray for micro hole nozzle of α configuration. 0.3 ms after start of injection and for 3 angles of 5, 10 and 15 degrees

شکل ۱۱- منحنی‌های فشار نسبی و میدان‌های سرعت هوای درون محفظهٔ متناظر آن‌ها در انژکتور با ریزسوراخ‌های گروهی در چیدمان نوع یک‌صفحه‌ای، 0.3ms پس از شروع پاشش برای زوایای بین ریزسوراخ برابر با ۵، ۱۰ و ۱۵ درجه

همان‌گونه که در شکل ۱۱ مشخص است، در حالی که زاویهٔ بین ریزسوراخ‌ها برابر ۵ درجه است، فشار منفی ایجادشده به دلیل زیادبودن سرعت جریان در مرکز افشانه بسیار زیاد است و با افزایش زاویهٔ بین ریزسوراخ‌ها، از مقدار فشار منفی کاسته می‌شود. شایان ذکر است که افزایش فشار منفی سبب افزایش مقدار هوای ورودی به درون فوارهٔ سوخت می‌شود و موجب اختلاط بهتر سوخت و هوا می‌شود. بنابراین، میزان عمق نفوذ و همچنین میزان اختلاط هوا و سوخت به چیدمان ریزسوراخ‌ها و همچنین فاصلهٔ بین ریزسوراخ‌ها بستگی خواهد داشت. نتایج جرم تبخیرشدهٔ ریزسوراخ‌های گروهی برای زوایای جدایش مختلف در شکل ۱۲ آمده است.

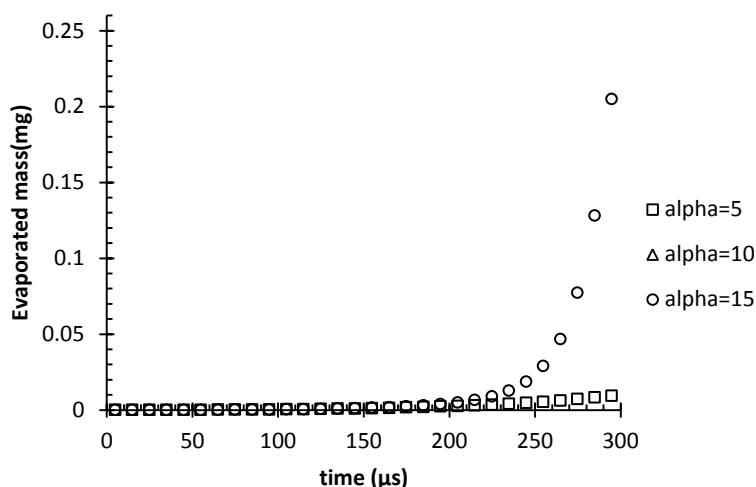


Figure 12- Evaporated mass versus time for various micro holes angles (for α type micro hole configuration)

شکل ۱۲- جرم تبخیر شده بر حسب زمان پاشش برای زوایای مختلف بین ریزسوراخ‌ها در چیدمان یک صفحه‌ای

همان‌گونه که از شکل ۱۲ مشخص است، افزایش زاویه بین ریزسوراخ‌های گروهی سبب افزایش جرم تبخیرشده فواره سوخت به مقدار زیادی خواهد شد. روند کاهشی قطر متوسط قطرات^۱ با افزایش زاویه بین ریزسوراخ‌ها در شکل ۱۳ آمده است.

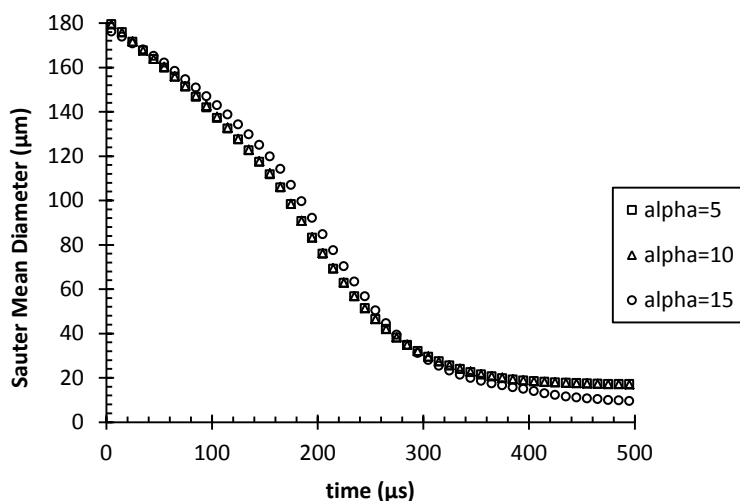


Figure 13- Sauter Mean Diameter versus time for various micro holes angles (for α type micro hole configuration)

شکل ۱۳- قطر متوسط قطرات بر حسب زمان پاشش برای زوایای مختلف بین ریزسوراخ‌ها در چیدمان یک صفحه‌ای

با توجه به شکل ۱۳، مشخص است که هرچه مقدار زاویه بین دو سوراخ افزایش پیدا کند، قطر متوسط قطرات در پایان مدت زمان تزریق کمتر می‌شود. تاثیر افزایش زاویه بر میزان جرم تبخیری را باید در زمانی بررسی کرد که مدت زمان زیادی از توسعه افشانه گذشته است و زمان لازم برای تجزیه اولیه و ثانویه و همچنین برخورد و ائتلاف به قطرات داده شده است و در آن زمان می‌توان تحلیل درستی از میزان قطر متوسط قطرات ارائه داد. پس از بررسی تاثیر افزایش زاویه بین ریزسوراخ‌های گروهی در چیدمان نوع یک صفحه‌ای، تاثیر افزایش زاویه در چیدمان نوع دو صفحه‌ای بررسی شد. جدول ۳ شرایط این بررسی‌ها را نشان می‌دهد.

۱. منظور از قطرهای داده شده تحت عنوان قطر متوسط قطرات در همه جای مقاله، قطر متوسط ساوتر (SMD=Sauter Mean Diameter) است.

جدول ۳- شرایط حل عددی انجام گرفته در بررسی تأثیر افزایش زاویه بین دو ریزسوراخ در چیدمان نوع دوصفحه‌ای (β)Table 3- CFD conditions for spray modeling in micro hole nozzles (β type micro holes)

Fuel	Spray angle (deg)	Diameter nozzle (mm)	β (deg)	Hole distance B(mm)	Chamber Temperature (°C)	Chamber Pressure (bar)	Injection Pressure (bar)	
Diesel	16	0.2	5	0.194	20	10	1500	1
Diesel	16	0.2	10	0.194	20	10	1500	2
Diesel	16	0.2	15	0.194	20	10	1500	3

تأثیر افزایش زاویه بین ریزسوراخ‌های گروهی در چیدمان دوصفحه‌ای بر مقدار عمق نفوذ در شکل ۱۴ آمده است. همان‌طور که در شکل ۱۴ مشخص است، در نتایج چیدمان نوع دوصفحه‌ای، برخلاف نتایج چیدمان نوع یک‌صفحه‌ای، عمق نفوذ در زاویه ۱۰ درجه بین ریزسوراخ‌ها بیشترین مقدار را داراست که البته مقادیر عمق نفوذ برای زوایای ۱۰ و ۱۵ درجه تفاوت چندانی نمی‌کند. در شکل ۱۵ توزیع قطر قطرات در ریز سوراخ گروهی نوع دوصفحه‌ای آمده است.

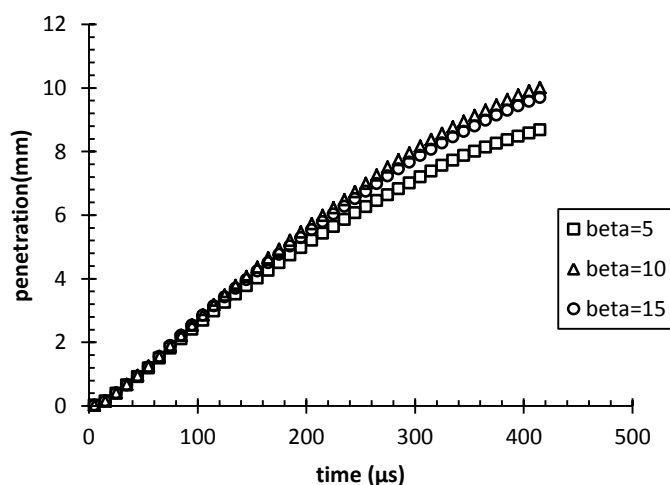


Figure 14- Penetration versus time for different micro hole angles for β type micro hole configuration
 شکل ۱۴- عمق نفوذ بر حسب زمان پاشش برای زوایای مختلف بین ریز سوراخ‌ها در چیدمان دوصفحه‌ای

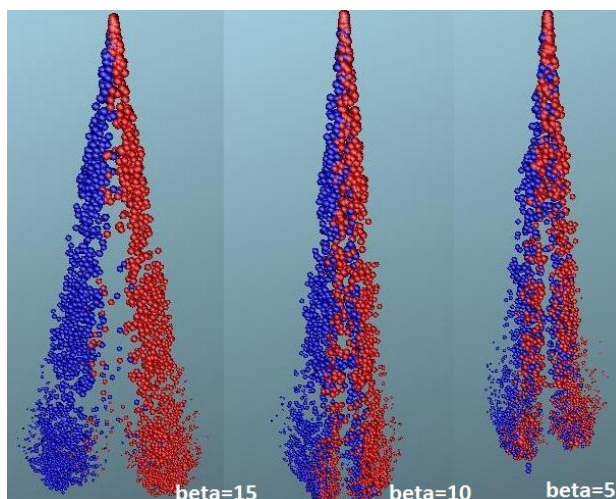


Figure 15- Droplet distribution based on CFD results for for β type micro hole configuration 0.2ms after start of injection (red and blue droplets are emanating from first and second holes respectively)

شکل ۱۵- توزیع قطر قطرات خروجی از ریزسوراخ‌های گروهی در چیدمان نوع دوصفحه‌ای ۰/۲ میلی‌ثانیه پس از شروع پاشش (قطره‌های قرمز رنگ از سوراخ اول و قطره‌های آبی از سوراخ دوم خارج شده‌اند).

همان‌گونه که در شکل ۱۵ مشخص است، در چیدمان دوصفحه‌ای در زوایای ۱۰ و ۱۵ درجه بین راستای دو سوراخ، میزان درهم‌آمیزش^۱ دو افشانه برخلاف زاویه ۵ درجه بالا نیست و نیروی مقاوم ایجادشده و همچنین پخش عرضی در راستای عمود بر مسیر حرکت بالا نبوده و همین عامل سبب افزایش عمق نفوذ شده است. در شکل ۱۶ میزان جرم تبخیرشده در چیدمان دوصفحه‌ای قابل مشاهده است.

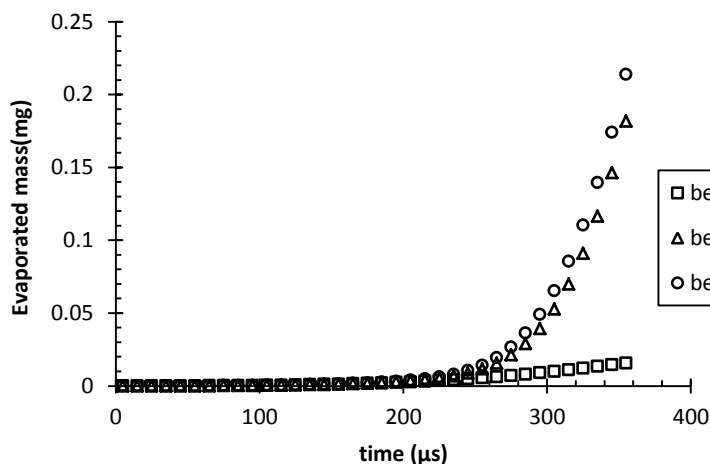


Figure 16- Evaporated mass versus time for various micro holes angles (for β type micro hole configuration)

شکل ۱۶- جرم تبخیرشده برحسب زمان پاشش برای زوایای مختلف بین ریزسوراخ‌ها در چیدمان دوصفحه‌ای

همان‌طور که در شکل ۱۶ مشخص است، کاهش میزان درهم‌آمیزش دو افشانه سبب افزایش میزان جرم تبخیری در زوایای ۱۰ و ۱۵ درجه شده است. تغییرات قطر متوسط قطرات با افزایش زاویه ریزسوراخ‌های گروهی در شکل ۱۷ آمده است. همان‌طور که توزیع قطر قطرات در شکل ۱۷ نشان می‌دهد، قطر متوسط قطرات در هر سه حالت تفاوت چندانی با یکدیگر ندارد و این بدان معناست که حتی در زاویه ۵ درجه، که میزان درهم‌آمیزش دو افشانه با یکدیگر زیاد است، برخورد و یا ائتلاف چندانی صورت نگرفته است.

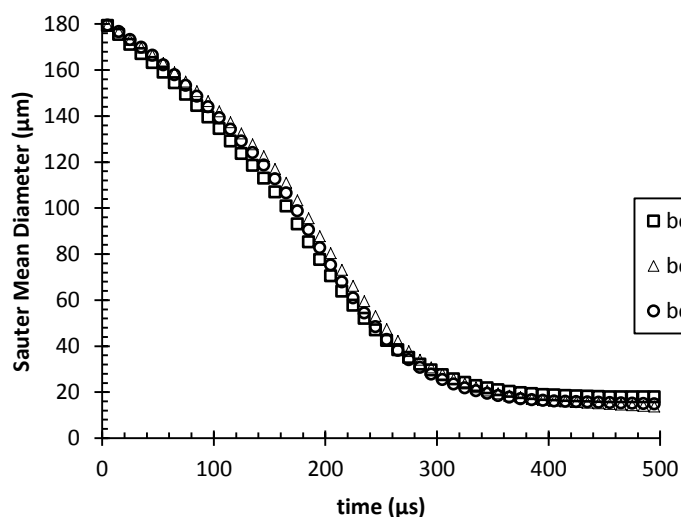


Figure 17- Sauter Mean Diameter versus time for various micro holes angles (for β type micro hole configuration)

شکل ۱۷- قطر متوسط قطرات برحسب زمان پاشش برای زوایای مختلف بین ریزسوراخ‌ها در چیدمان دوصفحه‌ای

نتیجه‌گیری

هدف تحقیق، در ابتدا، دستیابی به الگویی دقیق در شبیه‌سازی افشانه سوخت دیزل بود که این الگو پس از بررسی کارهای انجام‌گرفته مشابه و پس از اعتبارسنجی آن با کار تجربی مشابه، به‌دست آمد. متغیر زاویه بین راستای دو سوراخ در انژکتور با ریزسوراخ‌های گروهی در دو نوع چیدمان سوراخ‌ها بررسی شد. خصوصیات خروجی از حل عددی نیز شامل عمق نفوذ افشانه، مقدار جرم تبخیرشده و قطر متوسط قطرات بودند. نتایج نشان داد با افزایش زاویه بین ریزسوراخ‌های گروهی جرم تبخیرشده افزایش و قطر ریزقطرات کاهش می‌یابد. عمق نفوذ، قطر متوسط قطرات و میزان جرم تبخیرشده در افشانه‌های درهم‌آمیزنده متاثر از دو عامل خواهد بود که اولین عامل میزان برخورد و ائتلاف قطرات با یکدیگر و دومین عامل میزان ایجاد جریان‌های گردابه‌ای و به‌تبع آن افزایش و یا کاهش میزان نیروی مقاوم در برابر حرکت افشانه است که بسته به نوع چیدمان و آرایش سوراخ‌ها در هر چیدمان، می‌توان نتایج متفاوتی را در رفتار افشانه مشاهده کرد.

منابع

1. T. F. Su, C. T. Chang, R. D. Reitz, P. V. Farrell, A. D. Pierpont and T. C. Tow, "Effects of Injection Pressure and Nozzle Geometry on Spray SMD and DI Diesel Emissions," *SAE paper 952360*, 1995.
2. N. Iida, K. Wakimoto, S. Takahashi and D. Nikolic, "Effect of Nozzle Diameter and EGR Ratio on the Flame Temperature and Soot Formation for Various Fuels," *SAE paper 2001-01-1939*, 2001.
3. D. T. Montgomery, M. Chan, C. T. Chang, P.V. Farrell and R. D. Reitz, "Effect of Injector Nozzle Hole Size and Number on Spray Characteristics and the Performance of a Heavy-Duty DI Diesel Engine," *SAE paper 962002*, 1996.
4. S. Kobori, T. Kamimoto and H. Kosaka, "Ignition, Combustion and Emissions in a DI Diesel Engine Equipped with a Micro-Hole Nozzle," *SAE paper 960321*, 1996.
5. P. Bergstrand and I. Denbrant, "Diesel Combustion with Reduced Nozzle Orifice Diameter," *SAE paper 2001-01-2010*, 2001.
6. Y. Hotta, K. Nakakita, T. Fuyuto, M. Inayoshi, K. Fujiwara and I. Sakata, "Cause of Exhaust Smoke and its Reduction Methods in an HSDI Diesel Engine Under High-Speed and High-Load Conditions," *SAE paper 2002-01-1160*, 2002.
7. J. Gao, Y. Matsumoto and K. Nishida, "Experimental Study on Spray and Mixture Properties of the Group-Hole Nozzle for Direct-Injection Diesel Engines, Part I: A Comparative Analysis with the Single-Hole Nozzle," *Atomization and Sprays*, 19, No. 4, 2009, pp. 321-337.
8. J. Gao, Y. Matsumoto and K. Nishida, "Experimental Study on Spray and Mixture Properties of the Group-Hole Nozzle for Direct-Injection Diesel Engines, Part II: Effects of Included Angle and Interval Between Orifices," *Atomization and Sprays*, 19, No. 4, 2009, pp. 339-355.
9. K. Nishida, W. Zhang and T. Manabe, "Effects of Micro-Hole and Ultra-High Injection Pressure on Mixture Properties of DI Diesel Spray," *SAE Transactions*, 116, No. 4, 2008, pp. 421-429.
10. J. D. Naber and D. L. Siebers, "Effects of Gas Density and Vaporization on Penetration and Dispersion of Diesel Sprays," *SAE paper 960034*, 1996.
11. P. Bergstrand, M. Forsth and I. Denbrant, "The Influence of Orifice Diameter on Flame Lift-Off Length," *Proceedings of ILASS-Europe*, Zaragoza, Spain, 9-11 September 2002.
12. D. Siebers and B. Higgins, "Flame Lift-Off on Direct-Injection Diesel Sprays under Quiescent Conditions," *SAE paper 2001-01-0530*, 2001.
13. R. D. Reitz, "Modeling Atomization Processes in High-Pressure Vaporizing Sprays," *Atomization and Spray Technology*, 3, 1987, pp. 309-337.
14. R. D. Reitz and R. Diwakar, "Structure of High-Pressure Fuel Sprays," *SAE paper 870598*, 1987.
15. P. O'Rourke, "Collective Drop Effects on Vaporizing Liquid Sprays," PhD Thesis, Department of Mechanical and Aerospace Engineering, Princeton University, 1981.
16. G. H. Ko, H. Ryou, "Droplet Collision Processes in an Inter-Spray Impingement System," *Aerosol Science*, 36, 2005, pp. 1300-1321.
17. N. Nordin, "Complex Chemistry Modeling of Diesel Spray Combustion," *International Congress on Combustion Engines*, Copenhagen, 18-21 May 1998.
18. L. Postrioti, F. Mariani and M. Battistoni, "Experimental and Numerical Momentum flux Evaluation of High Pressure Diesel Spray," *Fuel*, 98, 2012, pp. 149-163.
19. M. Battistoni, C. N. Grimaldi, "Numerical Analysis of Injector Flow and Spray Characteristics from Diesel Injectors using Fossil and Biodiesel Fuels," *Applied Energy*, 97, 2012, pp. 656-666.
20. J. Gao, S. Moon, Y. Zhang, K. Nishida and Y. Matsumoto, "Flame Structure of Wall Impinging Diesel Fuel Sprays Injected by Group-Hole Nozzles," *Combustion Flame*, 156, 2009, pp. 1263-1277.

21. J. Kostas, D. Honnery and J. Soria, "Time Resolved Measurements of the Initial Stages of Fuel Spray Penetration," *Fuel*, 88, 2009, pp. 2225-2237.
22. J. Kostas, D. Honnery and J. Soria, "A Correlation Image Velocimetry Based Study of High-Pressure Fuel Spray Tip Evolution," *Experiments in Fluids*, 51, No. 3, 2011, pp. 667-678.
23. H. Hiroyasu and M. Arai, "Structures of Fuel Sprays in Diesel Engines," SAE paper 900475, 1990.

English Abstract

Numerical Investigation of using Micro-Hole Injector on Characteristics of Diesel Fuel Spray of High Speed Diesel Engine

Alireza Hajjalimohammadi¹, Davood Fallahi² and Seyed Mostafa Mirsalim²

1- Department of Mechanical Engineering, Semnan University, Iran

2- Department of Mechanical Engineering, AmirKabir University, Tehran, Iran

(Received: 2015.6.2, Received in revised form: 2015.12.30, Accepted: 2016.1.6)

Low exhaust emissions and fuel consumption, made diesel engines suitable for passenger car applications today and various concepts have been presented for mixture formation improvement that has very important influence on the combustion efficiency and fuel consumption. One of these concepts which is used recently is micro-hole group nozzle. Using of injector with micro hole nozzles, the atomization of fuel spray is improved and this leads to have better air fuel mixture and lower engine emissions. In the present research, effect of using this kind of injector nozzle holes has been studied numerically using AVL fire Software. For numerical simulation, spray break up and atomization models and problem boundary conditions have been validated using experimental results of similar works, then the effect of micro hole configuration and angle between holes on spray penetration, droplet size and vaporized mass were investigated for two configuration of α (one plane type) and β (two planes type). Results showed that for micro hole nozzle, increasing the angle between two holes would increase spray penetration and evaporated mass and decrease droplets Sauter mean diameter.

Keywords: Diesel, Injector, Group micro hole, Numerical investigation