



بررسی تأثیر زاویه قرارگیری انژکتور و شروع پاشش سوخت بر تعامل اسپری- دیواره در موتور پاشش مستقیم بنزینی

سپیده سرمست¹، امیرحسین شامخی^{2*}، مسعود ضیا بشارح²، امیرحسین پریور³

1- دانشجوی کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، تهران

2- دانشیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، تهران

3- دانش‌آموخته کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، شرکت تحقیق، طراحی و تولید موتور ایران خودرو (IPCO)، تهران

* صندوق پستی 1999143344، Shamekhi@kntu.ac.ir

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل

دریافت: 17 آبان 1395

پذیرش: 25 آذر 1395

ارائه در سایت: 15 دی 1395

کلید واژگان:

اسپری

پاشش دو مرحله‌ای

زاویه انژکتور

ضخامت فیلم سوخت

موتور پاشش مستقیم بنزینی

چکیده

مصرف سوخت، انتشار آلاینده‌ها و توان خروجی از جمله عواملی هستند که برای طراحی موتور خودرو از اهمیت بالایی برخوردار است. از آن‌جا که بازده احتراق به کیفیت مخلوط سوخت و هوا و آن نیز به پارامترهای تزریق سوخت وابسته است، بررسی ویژگی‌های اسپری همواره هدفی کلی در موتورهای پاشش مستقیم است. در این مقاله، ابتدا اسپری موتور بنزینی پاشش مستقیم در محفظه حجم ثابت، شامل گاز نیتروژن و در چهار فشار پاشش مختلف با استفاده از نرم‌افزار آی‌وی‌ال فایر شبیه‌سازی و به منظور صحت‌سنجی، با نتایج تجربی ارائه شده توسط انستیتو موتوری ایتالیا مقایسه شده است. به منظور تخمین قطر اولیه قطرات از توزیع لگاریتمی نرمال و از مدل ها-گاسمن به‌عنوان مدل فروپاشی ثانویه استفاده شده است. سپس احتراق موتور EF7 با شرایط کارکرد پاشش مستقیم مورد مطالعه و ضخامت فیلم سوخت تشکیل شده روی دیواره در فشارهای مختلف پاشش و زوایای مختلف قرارگیری انژکتور در محفظه احتراق مقایسه شده است. همچنین تأثیر دمای دیواره و پاشش تک مرحله‌ای و دو مرحله‌ای سوخت با نسبت‌های مختلف جرم سوخت پاشش شده بر تشکیل فیلم سوخت مورد ارزیابی قرار گرفته است. از آن‌جا که در موتورهای پاشش مستقیم بنزینی باتوجه به شرایط کاری موتور، سوخت می‌تواند در هر دو مرحله مکش و تراکم به درون محفظه احتراق پاشش شود، شبیه‌سازی به صورت سیکل باز انجام شده است.

The Effect of Injector Angle and Start of Injection on Spray-Wall Interaction in Gasoline Direct Injection Engine

Sepideh Sarmast¹, AmirHossein Shamekhi^{1*}, Masoud Zia Basharhagh¹, AmirHossein Parivar²

1- Department of Mechanical Engineering, K. N. Toosi University of Technology, Tehran, Iran

2- Mechanical Engineering, Combustion Development Department, IPCO, Tehran, Iran

* P.O.B. 1999143344, Tehran, Iran, Shamekhi@kntu.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper
Received 07 November 2016
Accepted 15 December 2016
Available Online 04 January 2017

Keywords:

Gasoline Direct Injection Engine
Injector Angle
Spray
Two-Stage Fuel Injection
Wall Film Thickness

ABSTRACT

Fuel consumption, emissions and output power are some of the very important factors for automotive engine design. Since the combustion efficiency depends on the quality of the air-fuel mixture and mixture quality depends on the fuel injection parameters, the investigation of spray features is an overall goal in direct injection engines. In this paper, simulation of GDI spray is carried out in a constant volume chamber that contains nitrogen in four different injection pressures using the AVL Fire software. The results are validated against the Istituto Motori-CNR experimental data. The log-normal probability distribution as an initial droplet diameter and Huh-Gosman model as secondary breakup were used. Then the combustion of EF7 Engine with direct injection was studied and wall film thickness was compared at different injection pressures and injector angles. Also, the effects of wall temperature and single-stage and two-stage fuel injection with different ratios of injected fuel mass were evaluated on the wall film. Since the fuel can be injected into the combustion chamber in intake or compression stroke according to engine operating conditions in gasoline direct injection engines, the simulation was done for open cycle engine.

1- مقدمه

نسبت سوخت به هوای آن از حالت استوکیومتری کمتر است رخ می‌دهد [1]. از آن‌جا که موتورهای پاشش راهگامی¹ در نسبت هوا به سوخت استوکیومتری کار می‌کند و امکان ایجاد احتراق لایه‌ای² در آن‌ها وجود ندارد،

چالش اصلی در تحقیق و توسعه موتورهای احتراق داخلی، بهینه‌سازی سیستم احتراق موتور به منظور افزایش قدرت خروجی، کاهش مصرف سوخت و آلاینده‌ها به‌طور همزمان است. حداقل مقدار مصرف سوخت با مخلوطی که

¹ Port Fuel Injection (PFI)

² Stratified

Please cite this article using:

S. Sarmast, A. Shamekhi, M. Zia Basharhagh, A. Parivar, The Effect of Injector Angle and Start of Injection on Spray-Wall Interaction in Gasoline Direct Injection Engine, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 17, No. 1, pp. 95-105, 2017 (in Persian)

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

میکرومتر و حداکثر مقدار آن سه میکرومتر است. در سال 2015، آلوکا و همکارانش تشکیل فیلم سوخت روی پیستون یک موتور پاشش مستقیم را به دو روش آزمایشگاهی و عددی بررسی و بهترین مدل برای پیش‌بینی ضخامت فیلم سوخت را مدل برخورد کانکه⁷ معرفی کردند [13]. در این مطالعه، زمان پاشش به‌عنوان مهم‌ترین پارامتر در شکل‌گیری مخلوط و توسعه احتراق شناخته شده‌است. در سال 2008، جزایری و همکارانش شکل‌گیری مخلوط سوخت و هوا را در موتور بنزینی پاشش مستقیم مورد مطالعه قرار دادند [14]. نتایج نشان داد که روند تهیه مخلوط در فشارهای مختلف پاشش مشابه است اما با افزایش فشار پاشش، سوخت پیشروی بهتری به سمت شمع دارد. آن‌ها نشان دادند که با تأخیر در پاشش سوخت پایداری احتراق افزایش می‌یابد. در سال 2014، زمانی و همکارانش احتراق پاشش مستقیم موتور EF7 را مورد بررسی قرار دادند [15]. آن‌ها انژکتور را با زاویه 30 درجه در قسمت جانبی محفظه قرار دادند. نتایج نشان داد که زاویه شروع پاشش 470 درجه میل‌لنگ بهترین زمان پاشش یک مرحله‌ای سوخت برای دور 3000 دور بر دقیقه و فشار مؤثر متوسط ترمزی⁸ 1 بار می‌باشد.

در مطالعه پیش‌رو، ابتدا اسپری موتور پاشش مستقیم بنزینی با استفاده از نرم‌افزار ای‌وی‌ال فایر⁹ شبیه‌سازی و نتایج حاصل با نتایج تجربی کاستا و همکارانش در انستیتو موتوری ایتالیا صحت‌گذاری شده است. سپس تأثیر پاشش مستقیم سوخت و تشکیل فیلم سوخت روی دیواره (با در نظر گرفتن مدل کانکه برای ترشدن دیواره) در موتور EF7 بررسی شده‌است. مدل کانکه به‌دلیل در نظر گرفتن دمای دیواره امکان بررسی فیلم سوخت را در شروع به-کار سرد موتور امکان‌پذیر می‌کند. در این مقاله نشان داده شده است که زاویه قرارگیری انژکتور در محفظه تأثیر به‌سزایی بر تشکیل مخلوط سوخت و هوا و جرم فیلم سوخت در فشارهای پاشش پایین دارد. همچنین تأثیر فشار پاشش، دمای محفظه و احتراق سرد (شروع سرد) و گرم، زمان پاشش سوخت و پاشش دو مرحله‌ای بر فیلم سوخت تشکیل شده روی دیواره بررسی شده-است.

2- شبیه‌سازی عددی اسپری

اندازه قطرات و شکل آن‌ها هنگام ترک نازل از مهمترین عوامل پیش‌بینی رفتار اسپری می‌باشد. معمولاً قطرات با ابعاد مختلف نازل را ترک می‌کنند و تبخیر، چگالش، به‌هم پیوستگی¹⁰ و شکست¹¹ قطرات باعث تغییر شکل آن‌ها می‌شود. "شکل 1" خصوصیات اصلی اسپری شامل فروپاشی اولیه و ثانویه، زاویه مخروطی، تبخیر، شکست و برخورد قطرات و برخورد اسپری با دیواره را نشان می‌دهد. به‌منظور مدل‌سازی اسپری معمولاً از توابع توزیع احتمال حول یک قطر مشخص و یا مدل‌های فروپاشی اولیه استفاده می‌شود. قطر میانگین (d_{mn}) از فرمول (1) قابل محاسبه است [17].

$$d_{mn} = \frac{\int_0^{\infty} f(d) d^m dd}{\int_0^{\infty} f(d) d^n dd} \quad (1)$$

که d قطر قطرات، $f(d)$ تابع توزیع و m و n اعدادی ثابت است. معمولاً از قطر میانگین ساتر¹² (d_{32}) و یا روابط تجربی برای تخمین قطر میانگین استفاده می‌شود. قطر اولیه قطرات نیز معمولاً با استفاده از توابع مختلف چگالی احتمال تخمین زده می‌شود. یافتن تابع چگالی احتمال مناسب که

دستیابی به مصرف سوخت کمتر در این موتورها بدون تغییر توان خروجی موتور غیرممکن است. برای دستیابی به اهداف فوق، برخی از فن‌آوری‌های جدید مانند تزریق مستقیم سوخت¹، استفاده از توربوشارژر² و زمان‌بندی متغیر سوپاپ‌ها³ به‌کار گرفته شده‌اند [2]. امروزه موتور تزریق مستقیم با کاهش مصرف سوخت و آلاینده‌گی در شرایط کاری بار جزئی (با مخلوط فقیر و احتراق لایه‌ای) و افزایش قدرت خروجی در شرایط بار کامل (با احتراق همگن و سوخت استوکیومتری یا کمی غنی‌تر) جایگزین خوبی برای موتورهای پاشش راهگاهی به‌شمار می‌روند. در این موتورها، تبخیر سوخت در محفظه منجر به کاهش دمای مخلوط پیش از احتراق می‌شود. در نتیجه نسبت تراکم حجمی این موتورها تا 12 و حتی بیشتر نیز می‌تواند افزایش یابد [3] که در کوچک‌تر کردن ابعاد موتور حائز اهمیت است.

با معرفی موتورهای پاشش مستقیم بنزینی، بسیاری از مدل‌ها و مفاهیم مورد استفاده برای پیش‌بینی اسپری موتور دیزل در مورد این موتور نیز به‌کار گرفته‌شد که این امر به دلیل تفاوت عمده انژکتور موتور دیزل با موتور بنزینی در هندسه و فشار پاشش سوخت می‌تواند مشکل‌ساز باشد. در نتیجه، مطالعه‌ی بیشتر در مورد مدل‌های فروپاشی اسپری موتور بنزینی پاشش مستقیم امری ضروری و اجتناب‌ناپذیر است. در موتورهای پاشش مستقیم بنزینی امروزی از انژکتورهای چندسوراخه⁴ به‌دلیل استحکام، انعطاف‌پذیری و عملکرد مناسب استفاده می‌شود. این انژکتورها می‌توانند با الگوی متقارن یا نامتقارن سوراخ‌ها باشند. موقعیت خروج از مرکز سوراخ‌ها در این انژکتور باعث می‌شود اسپری نزدیک نازل به غیر از جریان آرام محوری به‌شدت تحت تأثیر جریان گردابی درون حجم زائده⁵ قرار گیرد [4].

در سال 2007، ساختار جریان گردابی و کاویتاسیون توسط گیاناداکیس و همکارانش روی نازل‌های انژکتور چندسوراخه موتور دیزل مورد مطالعه قرار گرفت [5]. نتایج نشان داد که جریان گردابی تشکیل شده در داخل سوراخ نازل به‌شدت بر توسعه اسپری نزدیک نازل تأثیر می‌گذارد. به‌طور کلی، امروزه پذیرفته شده است که برای جت سرعت بالا مانند انژکتور پاشش مستقیم موتور دیزل یا بنزینی، عوامل مختلفی از جمله آشفتگی (ریتز و همکارش در سال 1982 [6]، وو و همکارانش در سال 1995 [7])، کاویتاسیون (چاوس و همکارانش در سال 1995 [8]، آرکومانیس و همکارانش در سال 2000 [9]) و گردابه (شی و همکارانش در سال 2010 [10])، بر فروپاشی اولیه مؤثر است.

در سال‌های اخیر، روش‌های دینامیک سیالات محاسباتی سه‌بعدی جایگزینی مناسب برای روش‌های آزمایشگاهی در مطالعه شکل‌گیری مخلوط و برخورد اسپری با دیواره است. در سال 2001، کارلسن و هیوود با استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی، به بررسی برخورد اسپری با پیستون پرداختند [11]. نتایج نشان داد که بسته به دمای اولیه پیستون، یک تا چهار درصد از سوخت پاشش شده روی پیستون قرار می‌گیرد. نتایج تجربی نیز به نتایج حاصل از شبیه‌سازی اعتبار بخشیدند با این تفاوت که مقدار سوخت کمتری را به‌صورت تشکیل فیلم سوخت روی پیستون نشان داد. در سال 2003، دریک و همکارانش فیلم سوخت تشکیل‌شده روی پیستون موتورهای پاشش مستقیم را به روش تطبیق ضریب شکست⁶ اندازه‌گیری کردند [12]. این روش نوری معمولاً برای سنجش و اندازه‌گیری زمانی و مکانی فیلم سوخت استفاده می‌شود. نتایج پژوهش نشان داد که میانگین ضخامت فیلم سوخت حدود یک

⁷ Kuhnke

⁸ Break Mean Effective Pressure (BMEP)

⁹ AVL Fire

¹⁰ Coalescence

¹¹ Shattering

¹² Sauter Mean Diameter (SMD)

¹ Gasoline Direct Injection (GDI)

² Turbocharge

³ continues variable valve Timing(CVVT)

⁴ Multi Hole

⁵ Sac

⁶ Refractive Index Matching (RIM)

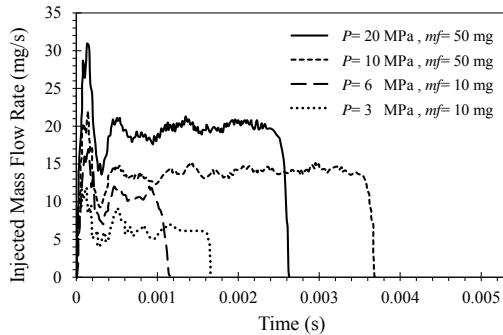


Fig. 3 Fuel Injection rates in different pressure [19]

شکل 3 دبی جرمی در فشارهای مختلف پاشش [19]

اتلاف از مرتبه $e-06$ و انرژی جنبشی از مرتبه $e-015$ است. معادلات حاکم بر مسئله شامل معادلات پیوستگی، مومنتوم، گرمایش ویسکوز، کار فشاری و انتقال جرم می‌باشد. به دلیل مقارن نبودن جهت جت‌ها طول نفوذ اسپری با در نظر گرفتن هر شش جت بررسی شده‌است. از آنجاکه اندازه قطرات در پایین دست جریان نتیجه توازن بین شکست و بهم پیوستگی قطرات است، تعیین مدل برخورد قطرات بهم و مدل فروپاشی ثانویه از اهمیت بالایی برخوردار است. برای فروپاشی ثانویه از مدل ها-گاسمن [18]، برای تخییر مدل داکوویکز² [20] و برای برخورد قطرات مدل نوردین³ [21] استفاده شده است. در شبیه‌سازی پاشش سوخت در موتورهای پاشش مستقیم، برای انهدام قطرات معمولاً دو مدل TAB و ها-گاسمن پیشنهاد می‌شود. از آنجا که مدل ها-گاسمن برای پاشش انژکتورهای چندسوراخه و مدل TAB برای نازل-های مخروطی مناسب است [18]، در این پژوهش از مدل ها-گاسمن استفاده شده است. در مورد برخورد قطرات نیز مزیت مدل نوردین به مدل ارونکه⁴ عدم وابستگی به اندازه‌ی شبکه‌بندی و در نظر گرفتن برخورد تک به تک قطرات می‌باشد [21]. جهت بررسی استقلال از شبکه، طول نفوذ برای چهار شبکه مختلف در "شکل 4" نشان داده شده است.

3- نتایج شبیه‌سازی اسپری

با توجه به شرایط اولیه و مدل‌های تعیین شده برای فروپاشی اسپری، طول نفوذ اسپری برای چهار فشار مختلف پاشش شبیه‌سازی شده است. "شکل 5" فشار نسبی محفظه را پس از گذشت 2.6 میلی‌ثانیه نشان می‌دهد. در تعیین

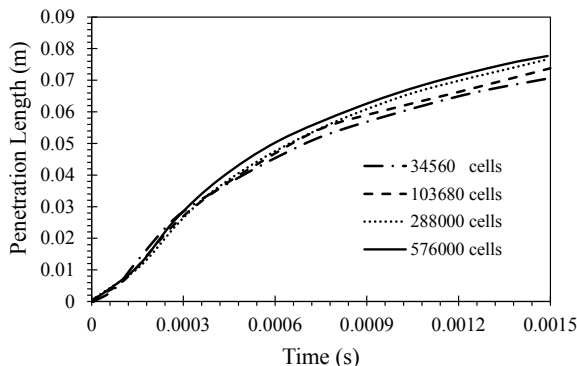


Fig. 4 The dependency on the grid size ($P=10$ MPa)

شکل 4 بررسی استقلال از شبکه ($P=10$ MPa)

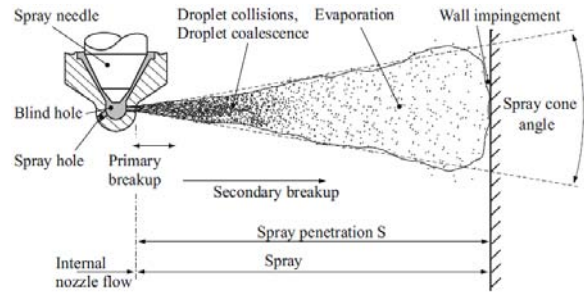


Fig. 1 Schematic representation of spray breakup [16]

شکل 1 طرحواره‌ای از فروپاشی اسپری [16]

طول نفوذ اسپری را به‌خوبی پیش‌بینی کند نیازمند بررسی‌های دقیق است. در پژوهش حاضر، از یک انژکتور شش‌سوراخه متعلق به شرکت بوش¹ با قطر نازل 0.193 میلی‌متر که داده‌های آزمایشگاهی آن، شامل نرخ جرمی پاشش در فشارهای مختلف، زاویه مخروطی اسپری، میانگین قطر اولیه قطرات در فروپاشی اولیه و جهت پاشش هر نازل از مقالات موجود استخراج شده [19,18]، استفاده شده است. در "شکل 2" جهت‌گیری جت‌ها در صفحه نازل‌ها و در فاصله 30 میلی‌متری از سر نازل‌ها نشان داده شده است. سوخت پاششی بنزین با چگالی 740 kg/m^3 است.

برای شبیه‌سازی اسپری شش‌سوراخه در نرم‌افزار فایر، یک استوانه به شعاع 80 و ارتفاع 120 میلی‌متر حاوی گاز نیتروژن با دمای 298 کلون و فشار 1 اتمسفر و با حجم ثابت (مطابق شرایط آزمایشگاهی [19]) و با شبکه‌بندی 576000 سلول به‌عنوان دامنه محاسباتی در نظر گرفته شده‌است. دبی جرمی سوخت در فشارهای مختلف پاشش در "شکل 3" نشان داده شده است. برای تخمین اندازه اولیه قطرات، می‌توان از تابع توزیع لگاریتمی نرمال استفاده کرد. در این توزیع، قطر میانگین و انحراف از معیار باید معلوم باشد. رابطه نیمه‌تجربی (2) برای یافتن قطر میانگین و رابطه (3) انحراف از معیار را برحسب فشار تعیین می‌کند [18]. رابطه (4) نیز تابع توزیع لگاریتمی نرمال را نشان می‌دهد.

$$d_{avg} = C \frac{2\pi\sigma\lambda^*}{\rho_g u_{rel}^2} \quad (2)$$

$$s = 0.1(0.1P_{inj} - 1) + 0.5 \quad (3)$$

$$f(d) = \frac{1}{d\sqrt{2\pi}s} \exp\left(-\frac{(\log(d) - \log(d_{avg}))^2}{2s^2}\right) \quad (4)$$

که σ کشش سطحی، λ^* طول موج بی‌بعد ناپایدارترین موج در سطح تماس مایع-گاز، ρ_g چگالی فاز بخار، u_{rel} سرعت نسبی جت مایع با گاز پیرامون، P_{inj} فشار پاشش سوخت، s انحراف از معیار و d_{avg} قطر میانگین قطرات است. در شبیه‌سازی از مدل توربولانسی $k-\epsilon$ استفاده و حد همگرایی مومنتوم و نرخ

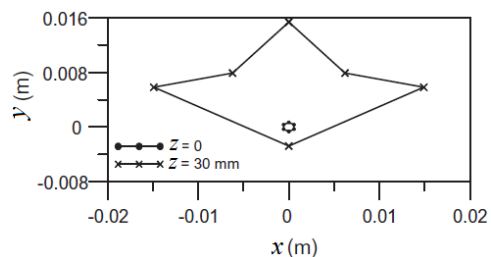


Fig. 2 Holes distribution and spray footprint on a plane placed at 30 mm from the injector tip [18]

شکل 2 توزیع سوراخ‌ها و تصویر جت‌ها در فاصله 30 میلی‌متری از سر نازل [18]

¹ BOSCH-HDEV 5.1 Injector

² Dukowicz

³ Nordin

⁴ O'Rourke

جدول 1 ثابت C_1 در مدل ها-گاسمن

P_{inj} (MPa)	20	10	6	3
C_1	6	4	4	3.2

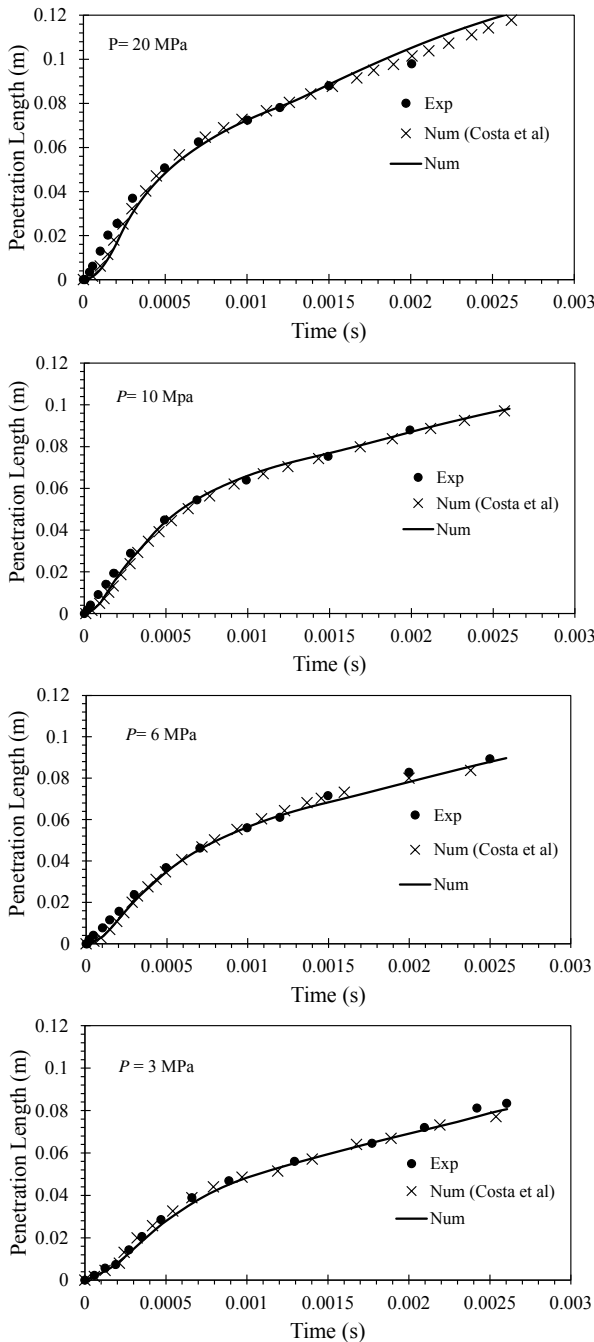


Fig. 7 The spray penetration length in different injection pressure
 شکل 7 طول نفوذ اسپری در فشارهای مختلف پاشش



Fig. 8 The cylinder head of EF7 engine

شکل 8 سرسیلندر موتور EF7

طول نفوذ همواره سه عامل اندازه قطرات، فشار پاشش سوخت و مقاومت سیال (نیروهای فشاری) نقش اساسی دارد. افزایش مقاومت سیال باعث کاهش طول نفوذ و افزایش اندازه قطرات باعث افزایش طول نفوذ می‌شود. همانطور که در "شکل 5" مشاهده می‌شود مقاومت فشاری سیال برای فشار پاشش 20 مگاپاسکال بیشتر است. همچنین قطر قطرات اسپری در فشار 20 مگاپاسکال به دلیل تمیز شدن بهتر سوخت کمتر است. در نتیجه انتظار می‌رود طول نفوذ در فشار 20 مگاپاسکال کمتر باشد. اما با توجه به نتایج شبیه‌سازی با افزایش فشار پاشش طول نفوذ اسپری افزایش می‌یابد. این موضوع نشان می‌دهد که افزایش فشار پاشش به دلیل افزایش سرعت جت هنگام ترک نازل، بسیار در تعیین طول نفوذ اسپری مؤثر است و بر دو عامل اندازه قطرات و مقاومت سیال غلبه می‌کند.

در "شکل 6" عمر قطرات پس از 2.6 میلی‌ثانیه نشان داده شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود، با افزایش فشار پاشش طول نفوذ و سطح ترشدن دیواره افزایش می‌یابد. همچنین ضریب عددی مدل ها-گاسمن جهت کالیبره کردن اسپری در جدول 1 ارائه شده است. "شکل 7" نیز طول نفوذ اسپری را در فشارهای پاشش مختلف نشان می‌دهد.

4- شبیه‌سازی احتراق پاشش راهگامی

برای مطالعه تشکیل فیلم سوخت بر روی دیواره، یکی از سیلندرها موتور ملی EF7 در شرایط کاری دور 3000 دور بر دقیقه بار جزئی مورد مطالعه قرار گرفته است. "شکل 8" نمایی از سرسیلندر موتور EF7 و "شکل 9" مدل شبیه‌سازی شده را نشان می‌دهد.

مشخصات موتور EF7 در جدول 2 و شرایط تست موتور نیز در جدول 3 آمده است. به‌منظور بدست آوردن جرم هوای ورودی لحظه‌ای به راهگام هوا، از شبیه‌سازی یک‌بعدی موتور در نرم‌افزار جی‌تی‌پاور¹ استفاده شده است. در این نرم‌افزار دینامیک سیالات محاسباتی، اگرچه شبیه‌سازی با فرض جریان کاملاً توسعه‌یافته درون راهگام هوا انجام می‌شود، اما نتایج حاصل از دقت قابل‌قبولی برخوردار است.

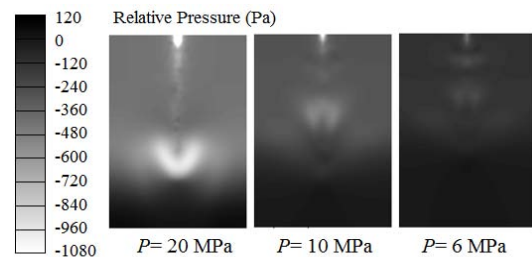


Fig. 5 Comparison of relative pressure (Pa) at 2.6 ms
 شکل 5 مقایسه فشار نسبی (پاسکال) در زمان 2.6 میلی‌ثانیه

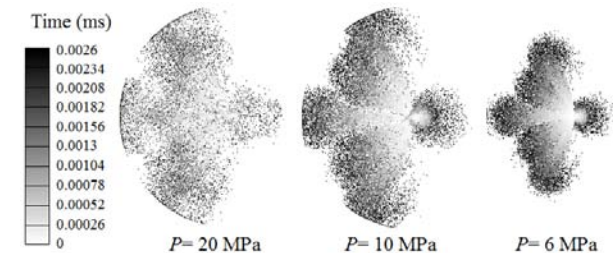


Fig. 6 Life time of droplets (ms)
 شکل 6 طول عمر قطرات (میلی‌ثانیه)

¹ GT-Power

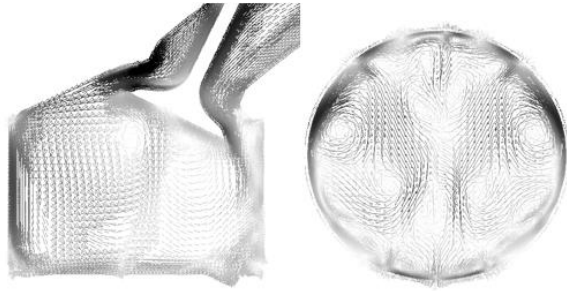


Fig. 10 Simulated swirl and tumble flows

شکل 10 جریان‌های چرخشی محوری (چپ) و شعاعی (راست) شبیه‌سازی شده

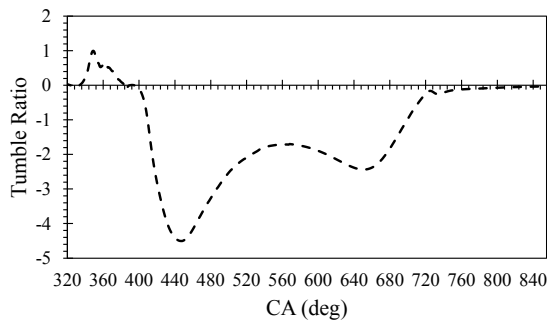


Fig. 11 Tumble ratio

شکل 11 نسبت چرخش محوری

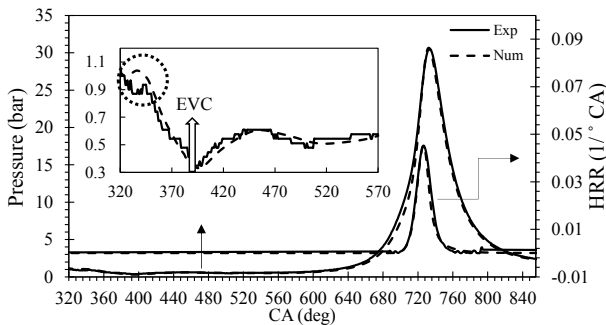


Fig. 12 Variation of combustion chamber pressure and heat release rate
شکل 12 فشار محفظه و کسر مطلق گرمای آزاد شده

ورود جریان به محفظه در زوایای هم‌پوشانی سوپاپ‌ها مشاهده می‌شود. این اختلاف به این دلیل است که در شبیه‌سازی سیکل باز معمولاً از فشار متوسط به‌عنوان شرط مرزی خروجی راهگاه دود استفاده می‌شود. این خطا می‌تواند با در اختیار داشتن فشار و یا دبی جرمی لحظه‌ای کاهش یابد.

5- مدل‌های برخورد اسپری با دیواره

در حالت کلی، برخورد بین قطره و دیواره به پنج رژیم کلی تقسیم می‌شود: چسبیدن⁹ به دیواره، پخش شدن¹⁰، بازگشت¹¹، فروپاشی¹² و بازگشت همراه با فروپاشی¹³ (شکل 13) [22]. معمولاً در شبیه‌سازی برخورد اسپری به دیواره دو مدل موندو-سامرفیلد¹⁴ [13] و مدل کانکه [23] استفاده می‌شود که در مدل کانکه اثر دمای دیواره نیز در نظر گرفته می‌شود. در نرم‌افزار فایر تشکیل



Fig. 9 A simulated model of cylinder head of EF7 engine

شکل 9 مدل شبیه‌سازی شده از سرسیلندر موتور EF7

جدول 2 مشخصات موتور ملی EF7

Table 2 The EF7 engine specifications.

پارامتر	مقدار
تعداد سیلندر	4
تعداد سوپاپ	16
حجم موتور (سی‌سی)	1645
قطر داخلی سیلندر (میلی‌متر)	78.6
کورس پیستون (میلی‌متر)	85
طول بازوی لنگ (میلی‌متر)	134.5
نسبت تراکم حجمی	10.8

جدول 3 شرایط تست موتور EF7

Table 3 The test conditions of EF7 engine

پارامتر	مقدار
دور موتور (دور بر دقیقه)	3000
فشار مؤثر متوسط ترمزی (بار)	4.015
زاویه باز شدن سوپاپ هوا	57 درجه قبل TDC ¹
زاویه بسته شدن سوپاپ هوا	38 درجه بعد BDC ²
زاویه باز شدن سوپاپ دود	45 درجه قبل BDC
زاویه بسته شدن سوپاپ دود	32 درجه بعد TDC
زاویه جرقه‌زنی	34 درجه قبل TDC
جرم سوخت مصرفی (میلی‌گرم)	13.608
نسبت هم‌ارزی سوخت به هوا	1.001

از آن‌جا که وجود جریان‌های چرخشی محوری³ و شعاعی⁴ در محفظه احتراق منجر به انحراف جت مایع می‌شود، شبیه‌سازی به‌صورت سیکل باز از لحظه باز شدن سوپاپ هوا تا پایان مرحله احتراق با در نظر گرفتن اثر هم‌پوشانی سوپاپ هوا و دود انجام شده‌است. "شکل 10" جریان‌های چرخشی محوری و شعاعی را در زاویه 460° CA نشان می‌دهد. "شکل 11" مقدار جریان چرخشی محوری و "شکل 12" فشار و گرمای آزاد شده را برای احتراق پاشش راهگاهی نشان می‌دهد.

در این مقاله، برای شبیه‌سازی احتراق از مدل شعله منسجم⁵ و زیر ECFM-3z⁶ استفاده شده‌است. در نرم‌افزار فایر برای کالیبره کردن مدل احتراقی فوق باید دو متغیر ضریب کشیدگی⁷ و چگالی سطحی شعله اولیه⁸ به‌گونه‌ای تعیین شوند که فرآیند احتراق در دور و بار مربوطه پاسخی درست دهد. ضریب کشیدگی سرعت احتراق و چگالی سطحی شعله اولیه تأخیر در اشتعال را تعیین می‌کند. در "شکل 12" خطای کمی در شبیه‌سازی

¹ Top Dead Center

² Bottom Dead Center

³ Tumble

⁴ Swirl

⁵ Coherent Flame

⁶ Extended Coherent Flame Model-3 zone

⁷ Stretch Factor

⁸ Initial Flame Surface Density

⁹ Stick

¹⁰ Spread

¹¹ Rebound

¹² breakup

¹³ Splash

¹⁴ Mundo-Sommerfeld

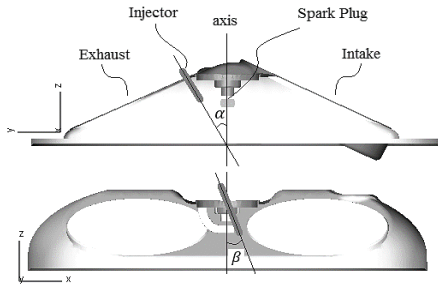


Fig. 14 The injector location in EF7 engine cylinder head
 شکل 14 محل قرارگیری انژکتور در سرسیلندر موتور EF7

1-6- تأثیر زاویه انژکتور (در صفحه $y-z$) بر تشکیل فیلم سوخت در فشارهای مختلف پاشش سوخت

از آنجا که وجود جریان‌های چرخشی در محفظه سوخت پاشش شده را به سمت دیواره متمایل می‌کند، تعیین زاویه مناسب پاشش جهت تشکیل مخلوط مناسب احتراق و جلوگیری از تجمع سوخت بر روی دیواره که انتشار هیدروکربن‌های نسوخته را افزایش می‌دهد امری مهم و اجتناب‌ناپذیر است. برای بررسی این موضوع، زاویه انژکتور نسبت به محور گذرنده از محفظه در صفحه $y-z$ (α)، 0° ، 25° ، 30° ، 35° ، 40° ، 45° و 60° انتخاب شده است. در تمامی حالت‌ها فشار پاشش سوخت 3 مگاپاسکال (زمان پاشش سوخت 42.8° CA) است. در "شکل‌های 15 و 16" به ترتیب تأثیر زاویه قرارگیری انژکتور بر جرم و مساحت فیلم سوخت نشان داده شده است.

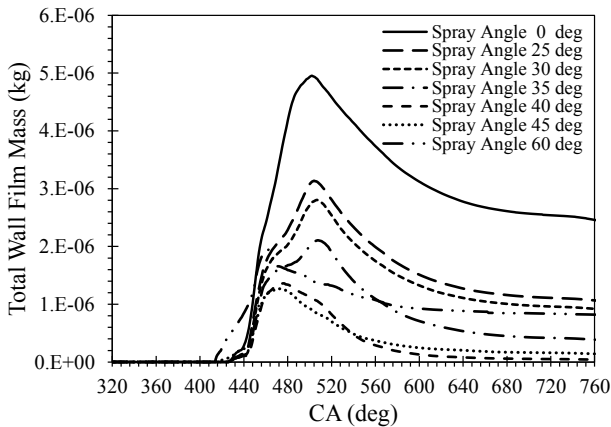


Fig. 15 The effect of injector angle on wall film mass
 شکل 15 تأثیر زاویه انژکتور بر جرم فیلم سوخت روی دیواره

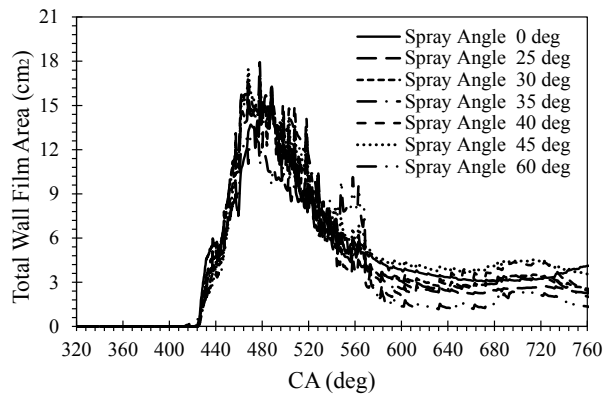


Fig. 16 The effect of injector angle on wall film area
 شکل 16 تأثیر زاویه انژکتور بر مساحت فیلم سوخت روی دیواره

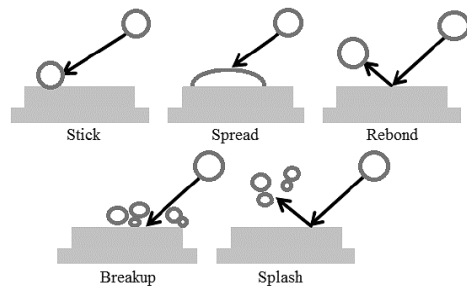


Fig. 13 The collision regimes of impinging droplet on wall [13]
 شکل 13 رژیم‌های برخورد قطره به دیواره [13]

فیلم سوخت روی دیواره با رویکرد اولری و با فرضیه ضخامت نازک مایع¹ شبیه‌سازی می‌شود. مهمترین بخش در تشکیل فیلم سوخت مایع، حل معادله مومنوم است. در نرم‌افزار فایر فرض می‌شود که تا زمانی که فیلم تشکیل شده روی دیواره نازک است در کسری از ثانیه و به سرعت شرایط پایدار می‌شود. اگر در برخورد سوخت به دیواره از انتقال حرارت بین فیلم سوخت و دیواره صرف‌نظر شود، رابطه (5) بین جرم سوخت باقیمانده روی دیواره پس از برخورد (m_{dep}) و جرم سوخت قبل و بعد از برخورد (به ترتیب m_a) و m_b) برقرار است [24].

$$\frac{m_{dep}}{m_a} = 1 - \frac{m_b}{m_a} \quad (5)$$

جدول 4 ویژگی‌های دو مدل موندو-سامرفیلد و کانکه را نشان می‌دهد. T^* نسبت دمای دیواره به دمای سطح قطره و $B = 0.2 + 0.6 \text{ rnd}(0.1)$ است. پارامتر K نیز از رابطه (6) به دست می‌آید [24].

$$K = We^{0.5} Re^{0.25} \quad (6)$$

6- شبیه‌سازی احتراق پاشش مستقیم

به‌طور کلی تعامل اسپری و دیواره نقشی اساسی در مقادیر آلاینده‌گی و شکل‌گیری مخلوط هوا و سوخت در محفظه دارد. در سیستم‌های احتراقی پاشش مستقیم، روش هدایت اسپری بهترین عملکرد را در کاهش آلاینده‌گی و مصرف سوخت دارد [25]. در این روش، معمولاً انژکتور در امتداد محور محفظه احتراق و شمع با زاویه مناسب در سمت راهگاه دود و در نزدیکی انژکتور قرار می‌گیرد. در این حالت، به‌منظور کاهش جرم فیلم سوخت پیستون، کاسه‌ای شکل ساخته می‌شود. در این پژوهش، سعی شده است تا بدون تغییر هندسه و شکل پیستون موتور EF7 و با قرارگیری مناسب انژکتور در نزدیکی شمع (از نظر زاویه) به‌مخلوطی مناسب در لحظه جرقه‌زنی دست یافت. قرارگیری انژکتور در نزدیکی شمع و در سمت راهگاه هوا به‌دلیل برخورد سوخت به سوپاپ هوا در پاشش‌های زود هنگام در مرحله مکش و همچنین نبود فضای کافی برای نصب آن امکان‌پذیر نیست. "شکل 14" محل قرارگیری انژکتور را در محفظه موتور EF7 نشان می‌دهد.

جدول 4 مدل‌های برخورد اسپری با دیواره [24]

مدل	موندو- سامرفیلد	کانکه
$\frac{m_b}{m_a}$	صاف	
	$3.9869 \times 10^{-21} K^{9.2133}$	
	زبر	
	$8.0350 \times 10^{-11} K^{4.1718}$	
		$\min \left[1, \frac{T^* - 0.8}{1.1 - 0.8} (1 - B) + B \right]$

¹ hypothesis of thin liquid

همان‌طور که در "شکل‌های 15 و 16" مشاهده می‌شود اگرچه تفاوت چندانی در میزان سطح تر دیواره در زوایای مختلف قرارگیری انژکتور مشاهده نمی‌شود، اما تفاوت چشمگیری در میزان جرم فیلم سوخت تشکیل شده بر دیواره وجود دارد. بنابراین زاویه 40 درجه بهترین زاویه انژکتور برای پاشش مستقیم سوخت از جهت کمترین مقدار جرم سوخت قرارگرفته بر دیواره برای فشارهای پایین پاشش سوخت در محفظه موتور EF7 می‌باشد. "شکل 17" مقدار نسبت هم‌ارزی (در صفحه گذرنده از محور محفظه و در صفحه‌ای در فاصله 50 میلی‌متری از ناحیه اسکوییش) و دمای محفظه (در صفحه گذرنده از محور محفظه) را برای زوایای مختلف انژکتور در زاویه $460^\circ CA$ نشان می‌دهد. زاویه 60° برای انژکتور منجر به برخورد جت سوخت به شمع می‌شود. همچنین در این زاویه سوخت به سوپاپ هوا برخورد کرده که به دلیل برگشت سوخت و برخورد آن به سرسیلندر و سوپاپ‌های دود ممکن است موجب پدیده کوبش¹ گردد. در فشارهای بالای پاشش سوخت، به دلیل سرعت بالای جت هنگام ترک نازل جریان‌های چرخشی نقش زیادی در انحراف جت سوخت نداشته و زمان پاشش سوخت بسیار مهم است. پاشش زود هنگام یا دیر هنگام (قرارگیری پیستون در نزدیکی TDC) در فشارهای پاشش بالا به دلیل زمان بسیار کوتاه پاشش سبب افزایش شدید فیلم سوخت و تشکیل مخلوطی نامناسب در محفظه احتراق می‌شود. با این حال، با به‌کارگیری پاشش‌های چند مرحله‌ای و تقسیم جرم سوخت پاشش شده در دو یا سه مرحله، تاحدی از فیلم سوخت روی دیواره کاسته می‌شود.

تشکیل مخلوط لایه‌ای غنی حول شمع، سبب افزایش توان می‌شود. "شکل 18" اثر شروع پاشش سوخت را برای زوایای 35° و 40° انژکتور نشان می‌دهد. با توجه به نتایج، زاویه 410° بهترین زمان شروع پاشش یک مرحله‌ای سوخت در فشار پاشش 3 مگاپاسکال در شرایط کاری شبیه‌سازی شده می‌باشد. در پاشش زود هنگام تر به دلیل قرارگرفتن پیستون در نزدیکی نقطه مرگ مقدار جرم فیلم سوخت افزایش می‌یابد. در پاشش‌های دیر هنگام نیز اگرچه مقدار جرم فیلم سوخت به شدت کاهش می‌یابد، اما مخلوط سوخت و هوا زمان کافی برای اختلاط را نداشته و سبب احتراق ناقص می‌گردد. "شکل 19" نسبت هم‌ارزی سوخت به هوا را در لحظه جرقه‌زنی برای دو زمان مختلف شروع پاشش و زاویه انژکتور 35° نشان می‌دهد. پاشش در زاویه 470° سبب می‌شود مخلوط حول شمع در لحظه جرقه‌زنی به میزان کافی غنی نباشد و نسبت هم‌ارزی سوخت به هوا به کمتر از یک برسد. شکل 20 اثر شروع پاشش را در فشار 20 مگاپاسکال (زمان پاشش سوخت $12.24^\circ CA$) برای دو زاویه 30° و 45° انژکتور نشان می‌دهد. نسبت هم‌ارزی نیز در صفحه‌ای در فاصله 30 میلی‌متری از اسکوییش در زاویه $430^\circ CA$ نشان داده شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود با تأخیر $60^\circ CA$ در شروع پاشش سوخت، مقدار فیلم سوخت به شدت کاهش می‌یابد اما زاویه قرارگیری انژکتور برخلاف اثر بسیار مهم آن در فشارهای پاشش پایین، در فشارهای بالا تأثیر کمتری دارد.

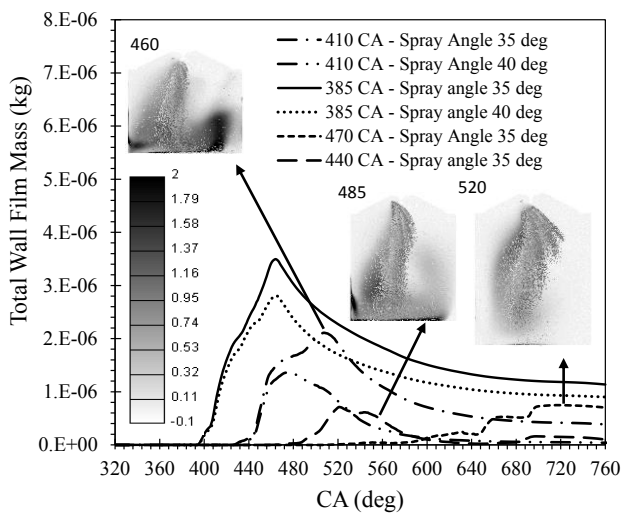


Fig. 18 The effect of SOI on wall film mass and equivalence ratio at the end of injection

شکل 18 تأثیر زمان پاشش بر جرم فیلم سوخت و نسبت هم‌ارزی در پایان پاشش سوخت



Fig. 19 Equivalence ratio of in-cylinder charge at ignition timing for SOI 410° CA and 470° CA

شکل 19 نسبت هم‌ارزی مخلوط درون سیلندر در لحظه جرقه‌زنی (زاویه انژکتور 35°) برای دو زاویه پاشش سوخت مختلف $410^\circ CA$ و $470^\circ CA$

2-6- تأثیر زمان شروع پاشش سوخت بر تشکیل فیلم سوخت روی دیواره

یکی دیگر از عوامل مؤثر بر تشکیل فیلم سوخت زمان شروع پاشش است. پاشش زود هنگام سبب اختلاط بهتر مخلوط و پاشش دیر هنگام به دلیل

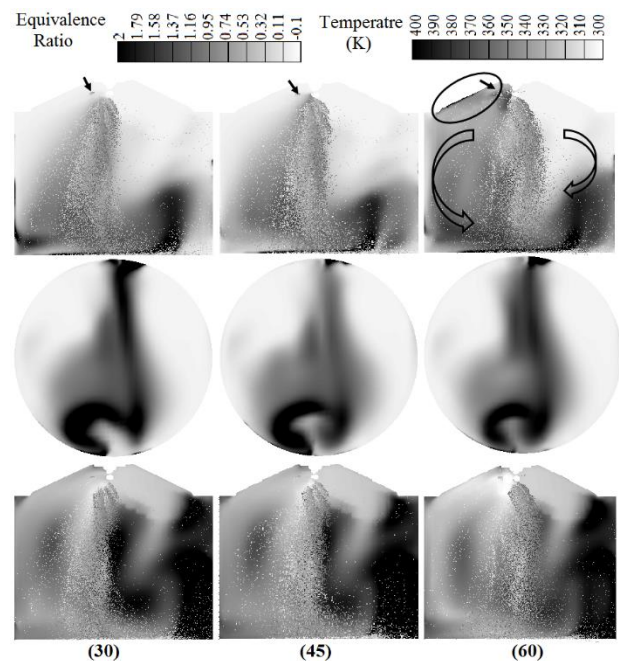


Fig. 17 Fuel-air equivalence ratio (top and middle) and in-cylinder gas temperature (bottom) for different injector angle at $460^\circ CA$

شکل 17 نسبت هم‌ارزی سوخت به هوا (ردیف بالا و وسط) و دمای گاز درون سیلندر (ردیف پایین) برای زوایای مختلف اسپری در زاویه 460 درجه میل‌لنگ

¹ Knocking

مشاهده می‌شود نمی‌توان اثر دو پارامتر فشار پاشش و زمان پاشش سوخت را به‌صورت دو پارامتر مجزا در نظر گرفت و مقدار جرم باقیمانده بر دیواره هم- زمان متأثر از هر دو پارامتر است. برای یافتن بهترین فشار و زمان شروع پاشش به‌جهت کاهش جرم فیلم سوخت، شبیه‌سازی برای چهار فشار پاشش و شش زمان مختلف شروع پاشش شبیه‌سازی و کانتور مقدار فیلم باقیمانده بر دیواره در زاویه 760° میل‌لنگ در "شکل 23" نشان داده شده است. در پاشش زودهنگام و دیرهنگام با فشارهای پاشش بالا، مقدار جرم سوخت روی دیواره به‌شدت افزایش می‌یابد. در زمان پاشش مناسب (450 تا 490 درجه میل‌لنگ)، سوخت کمتری روی دیواره قرار می‌گیرد. بنابراین می‌توان با بهینه‌سازی زمان مناسب پاشش از نازل فشار بالا استفاده کرد. باتوجه به "شکل 22"، در پاشش زودهنگام ماکزیمم مقدار جرم فیلم سوخت به سوخت پاشش شده تا آن زمان برحسب زاویه میل‌لنگ با افزایش فشار پاشش افزایش یافته و با گذشت زمان، پس از پایان احتراق تقریباً مقدار یکسانی سوخت بر دیواره باقی می‌ماند. با تأخیر در شروع پاشش سوخت ($SOI 510^\circ CA$)، اگرچه جرم فیلم سوخت پس از احتراق در هر سه فشار پاشش افزایش می‌یابد اما با افزایش فشار پاشش به‌دلیل اتمیزه شدن بهتر سوخت، مقدار فیلم سوخت روی دیواره با شیب بیشتری کاهش یافته و مقدار نهایی آن نسبت به فشارهای پاشش پایین‌تر کمتر است.

در حالت کلی می‌توان گفت تغییرات جرم سوخت روی دیواره نسبت به زاویه میل‌لنگ برای فشارهای پاشش بالا بیشتر است و مقدار جرم فیلم سوخت سریعتر کاهش می‌یابد. بنابراین با انتخاب زمان مناسب پاشش و استفاده از فشارهای پاشش بالا، می‌توان هم‌زمان به اتمیزه مناسب سوخت، احتراق بهتر و کاهش فیلم سوخت روی دیواره دست یافت.

6-5- تأثیر پاشش دو مرحله‌ای بر تشکیل فیلم سوخت

در موتورهای پاشش مستقیم مدرن معمولاً سوخت در دو مرحله پاشش می‌شود. پاشش اولیه در مرحله مکش و زودهنگام است تا مخلوط سوخت و هوای همگن در محفظه ایجاد شود. پاشش ثانویه به‌منظور غنی‌کردن مخلوط حول شمع، دیرهنگام و در مرحله تراکم انجام می‌شود. پاشش چند مرحله‌ای علاوه بر تشکیل مناسب مخلوط در محفظه سبب کاهش جرم سوخت در هر مرحله پاشش و به‌دنبال آن کاهش طول نفوذ و جرم فیلم سوخت می‌شود. "شکل‌های 24 و 25" سوخت پاشش شده را در حالت‌های مختلف پاشش دو مرحله‌ای و تأثیر آن را بر جرم فیلم سوخت نشان می‌دهد.

6-6- تأثیر زاویه انژکتور نسبت به محور محفظه در صفحه $x-z$

از آن‌جا که جهت‌گیری جت‌های انژکتور و همچنین محل قرارگیری آن نسبت به هندسه محفظه احتراق متقارن نمی‌باشد، با تغییر کوچکی در زاویه انژکتور در صفحه $x-z$ (β) (مطابق شکل 14) می‌توان از تجمع سوخت در یک سمت محفظه جلوگیری کرد. "شکل 26" تأثیر زاویه انژکتور را در صفحه $x-z$ برای چهار زاویه مختلف β نشان می‌دهد. نتایج شبیه‌سازی نشان می‌دهد که 10 درجه انحراف انژکتور سبب می‌شود در زمان مناسب پاشش ($450^\circ CA$) فیلم سوخت روی دیواره به حداقل برسد و تقریباً اسپری در طول پاشش کمترین برخورد را به دیواره داشته باشد. همچنین در "شکل 26" نسبت هم‌ارزی مخلوط در صفحه‌ای در فاصله 70 میلی‌متری از ناحیه تخت سرسیلندر (اسکوئیش) در زاویه $CA 490^\circ$ نشان داده شده است. لازم به ذکر است زاویه انژکتور در صفحه $x-z$ ، 40° ، درجه است.

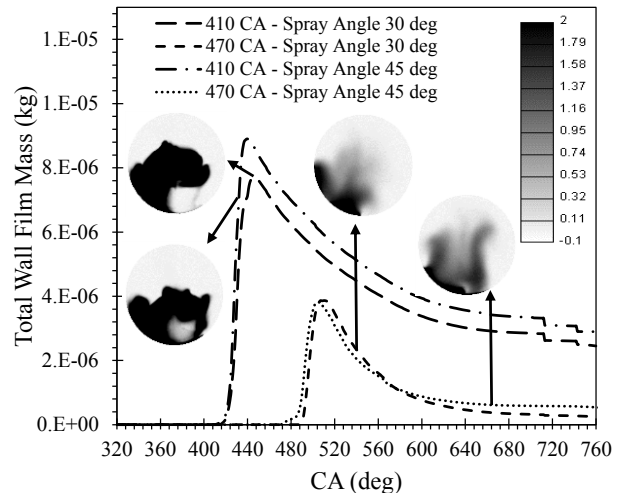


Fig. 20 The effect of SOI on wall film mass at high injection pressure

شکل 20 تأثیر زمان پاشش سوخت بر جرم فیلم سوخت روی دیواره در فشار پاشش بالا

6-3- تأثیر دمای دیواره بر تشکیل فیلم سوخت

اگرچه دمای بالای پیستون و دیواره‌ها در صورت برخورد سوخت ممکن است منجر به پدیده کوبش و خوداشتعالی گردد، اما دمای بالای دیواره‌ها سبب تشکیل یک لایه بخار سوخت روی دیواره می‌شود که به نوبه خود مدت زمان برخورد سوخت به دیواره را کاهش داده و سوخت بسیار سریع از سطح دیواره جدا می‌شود [13]. "شکل 21" تغییرات جرم فیلم سوخت را برای چهار دمای مختلف دیواره و فروپاشی فیلم مایع (پدیده بازگشت همراه با فروپاشی) را پس از برخورد به دیواره برای دمای دیواره 500 کلوین نشان می‌دهد. باتوجه به "شکل 21"، کاهش سطح تماس اسپری با دیواره برای شروع سرد بسیار حائز اهمیت است.

6-4- تأثیر فشار پاشش بر تشکیل فیلم سوخت

فشار پاشش سوخت یکی دیگر از عوامل مؤثر بر تشکیل فیلم سوخت روی دیواره است. پاشش زودهنگام در فشارهای بالای پاشش سبب برخورد مستقیم سوخت به دیواره می‌شود. "شکل 22" اثر سه فشار پاشش مختلف را بر تشکیل فیلم سوخت در سه زاویه شروع پاشش نشان می‌دهد. همان‌طور که

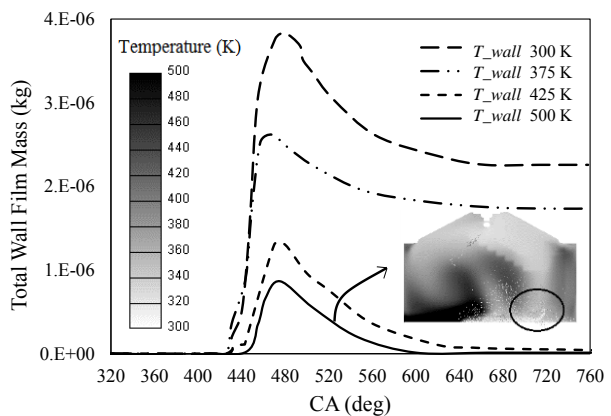


Fig. 21 The effect of wall temperature on wall film mass at injection pressure 3 MPa

شکل 21 تأثیر دمای دیواره بر جرم فیلم سوخت روی دیواره در فشار پاشش 3 مگاپاسکال

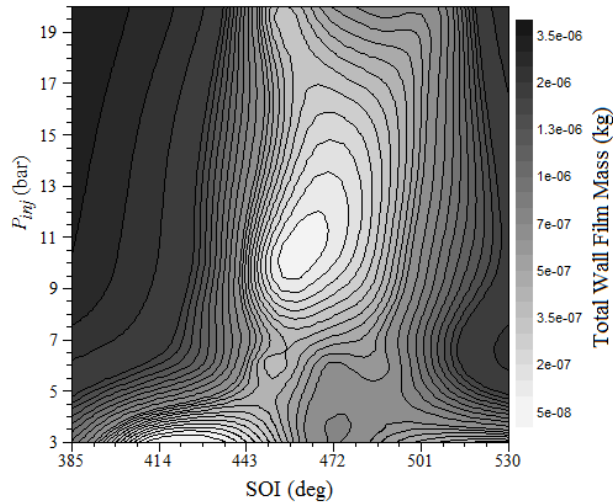


Fig. 23 The wall film mass variation contour according to SOI and injection pressure variation

شکل 23 کانتور تغییرات جرم فیلم سوخت با تغییر فشار پاشش و زمان پاشش

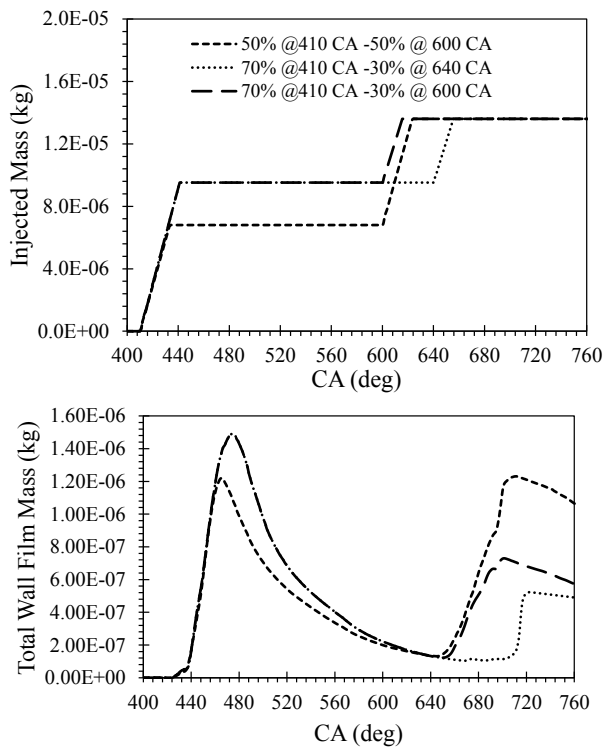


Fig. 24 The effect of double injection on total wall film mass (SOI @410 CA and injection pressure 3 MPa)

شکل 24 تأثیر پاشش دو مرحله‌ای بر مقدار جرم فیلم سوخت روی دیواره (شروع پاشش 410° و فشار پاشش 3 مگاپاسکال)

انسیتو موتوری ایتالیا استفاده شد. سپس اثر پاشش سوخت یک و دو مرحله‌ای در محفظه موتور EF7 مورد مطالعه قرار گرفته است. در ادامه به مهمترین نتایج به دست آمده اشاره شده است.

الف) در تعیین طول نفوذ اسپری سه عامل اندازه قطرات، فشار پاشش سوخت و مقاوت سیال (نیروهای فشاری) نقش اساسی دارد. افزایش مقاوت سیال باعث کاهش طول نفوذ و افزایش اندازه قطرات باعث افزایش طول نفوذ می‌شود. نتایج شبیه‌سازی اسپری نشان داد که در فشارهای پاشش بالا قطر

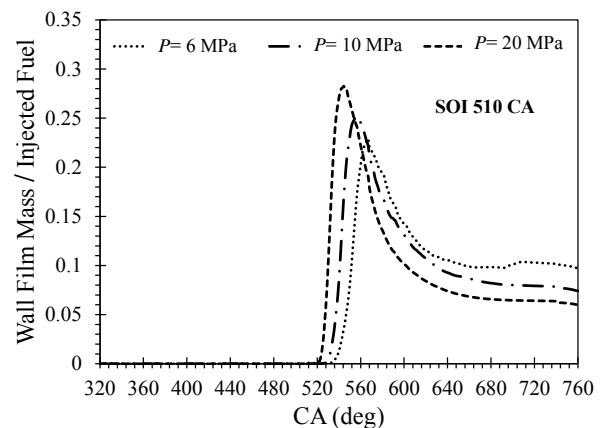
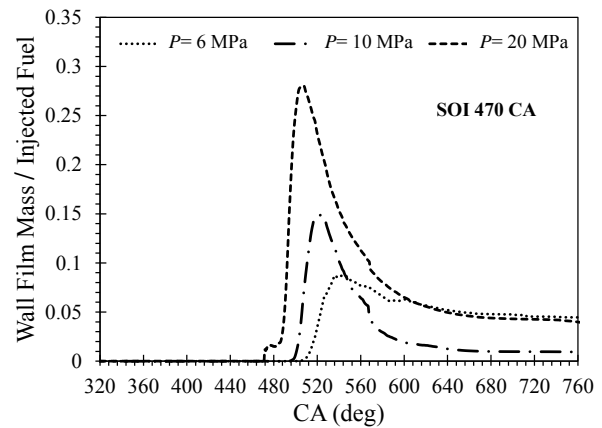
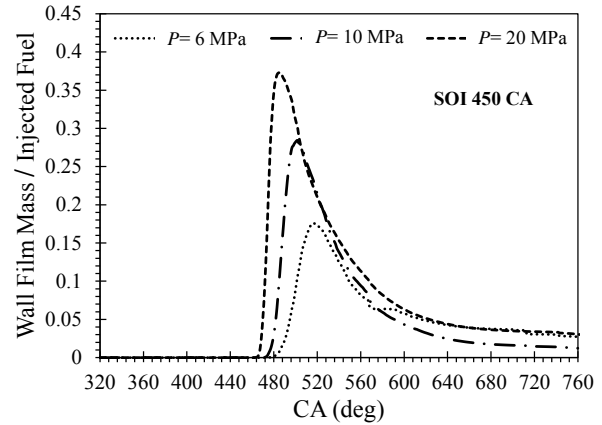


Fig. 22 The effect of injection pressure on total wall film mass

شکل 22 تأثیر فشار پاشش بر جرم فیلم سوخت روی دیواره

نتایج شبیه‌سازی نشان می‌دهد در صورت برخورد سوخت به دیواره بخاری از سوخت غنی در نزدیکی دیواره تشکیل می‌شود. این بخار سوخت با گذشت زمان بر اثر جریان‌های چرخشی محفظه و حرکت پیستون، بر روی سطح دیواره حرکت کرده و تنها بخشی از آن تا قبل از لحظه جرقه‌زنی از نزدیکی دیواره جدا می‌شود. بنابراین هرچه مقدار جرم فیلم سوخت کمتر باشد، احتراق کامل‌تری انجام می‌شود.

7- نتیجه‌گیری

در این مقاله سعی شده است تا به کمک شبیه‌سازی سه‌بعدی تأثیر پارامترهای مختلف پاشش سوخت بر تعامل اسپری-دیواره در موتور پاشش مستقیم بنزینی مطالعه شود. ابتدا اسپری شش‌سوراخه پاشش مستقیم بنزینی در چهار فشار مختلف پاشش شبیه‌سازی و به منظور صحت‌سنجی از نتایج تجربی

ب) در فشارهای پاشش بالا به دلیل سرعت بالای سوخت هنگام ترک نازل، جریان‌های چرخشی داخل محفظه موتور تأثیری بر انحراف جت مایع نداشته و زاویه قرارگیری انژکتور نمی‌تواند تأثیر به‌سزایی بر جرم فیلم سوخت داشته باشد. در فشارهای پاشش بالا، زمان شروع پاشش سوخت بسیار مهم است و پاشش زودهنگام (مرحله مکش و پیستون در نزدیکی نقطه مرگ بالا) و یا دیرهنگام (زمانی که در مرحله تراکم پیستون در نزدیکی نقطه مرگ بالا است) به شدت جرم فیلم سوخت را افزایش داده و منجر به احتراق ناقص می‌شود. در فشارهای پاشش پایین جریان چرخشی سبب انحراف جت سوخت می‌شود و زاویه انژکتور تأثیر زیادی بر تشکیل فیلم سوخت دارد. در این مقاله زاویه 40° و 10° نسبت به محور محفظه به ترتیب در صفحه‌های $y-z$ و $x-z$ (مطابق شکل 14) مناسب‌ترین زاویه برای نازل بدست آمد. همچنین باتوجه به کانتور شکل 23، زمان پاشش 410° در فشارهای پاشش پایین (3 مگاپاسکال) و 450° در فشارهای پاشش بالا (6، 10 و 20 مگاپاسکال) بهترین زمان پاشش یک مرحله‌ای برای دور 3000 دور بر دقیقه و بار ترمزی 4 بار موتور EF7 می‌باشد.

ج) دمای محفظه احتراق تأثیر زیادی بر جرم فیلم سوخت روی دیواره دارد. دمای بالای دیواره‌ها سبب تشکیل یک لایه بخار سوخت روی دیواره می‌شود که به نوبه خود مدت زمان برخورد سوخت به دیواره را کاهش داده و سوخت بسیار سریع از سطح دیواره جدا می‌شود. با توجه به این که نمی‌توان دمای دیواره را به دلیل احتمال پدیده کوبش و عمر قطعات افزایش داد، بهینه‌سازی پارامترهای پاشش سوخت به منظور کاهش جرم فیلم سوخت و سطح تماس اسپری با دیواره برای شروع به کار سرد موتور بسیار حائز اهمیت است.

د) در پاشش زودهنگام سوخت در فشارهای پاشش پایین، مقدار ماکزیمم جرم فیلم سوخت به شدت کاهش می‌یابد اما با گذشت زمان تقریباً مقدار جرم یکسانی از فیلم سوخت پس از احتراق در فشارهای مختلف پاشش روی دیواره باقی می‌ماند. این درحالی‌است که با تأخیر در زمان شروع پاشش (510° CA)، جرم فیلم سوخت در هر سه فشار مختلف 6، 10 و 20 مگاپاسکال افزایش می‌یابد و اختلاف کمی در ماکزیمم نمودار جرم فیلم سوخت مشاهده می‌شود، اما به دلیل متمیز شدن بهتر سوخت در فشارهای پاشش بالا، جرم فیلم سوخت روی دیواره با شیب بیشتری کاهش می‌یابد و مقدار آن پس از پیشروی بخشی از احتراق نسبت به فشارهای پاشش پایین‌تر کمتر است. بنابراین با انتخاب زمان مناسب شروع پاشش و استفاده از فشارهای پاشش بالا می‌توان هم‌زمان به متمیزه مناسب سوخت، احتراق بهتر و کاهش فیلم سوخت دست یافت.

د) استفاده از پاشش دو مرحله‌ای به دلیل کاهش طول نفوذ اسپری در هر مرحله پاشش می‌تواند تا حدی از تشکیل فیلم سوخت جلوگیری کند. با این حال پاشش ثانویه دیرهنگام خود سبب افزایش فیلم سوخت در لحظه جرقه‌زنی می‌شود. در این مقاله، بهترین زمان پاشش ثانویه در 640° برای دو فشار پاشش 3 و 6 مگاپاسکال با نسبت پاشش اولیه و ثانویه 70%-30% بدست آمد. در پاشش دو مرحله‌ای سوخت، زمان پاشش اولیه همان حالت بهینه در پاشش یک مرحله‌ای (450° CA) در نظر گرفته شده‌است. نتایج شبیه‌سازی نشان داد که در نسبت پاشش اولیه و ثانویه 50%-50% به دلیل افزایش جرم سوخت پاشش شده در مرحله پاشش ثانویه جرم فیلم سوخت به شدت افزایش یافته و فرصت تبخیر و اختلاط مناسب هوا و سوخت در محفظه وجود ندارد. بنابراین در پاشش دیرهنگام، بخش قابل‌توجهی از سوخت به صورت ناقص می‌سوزد.

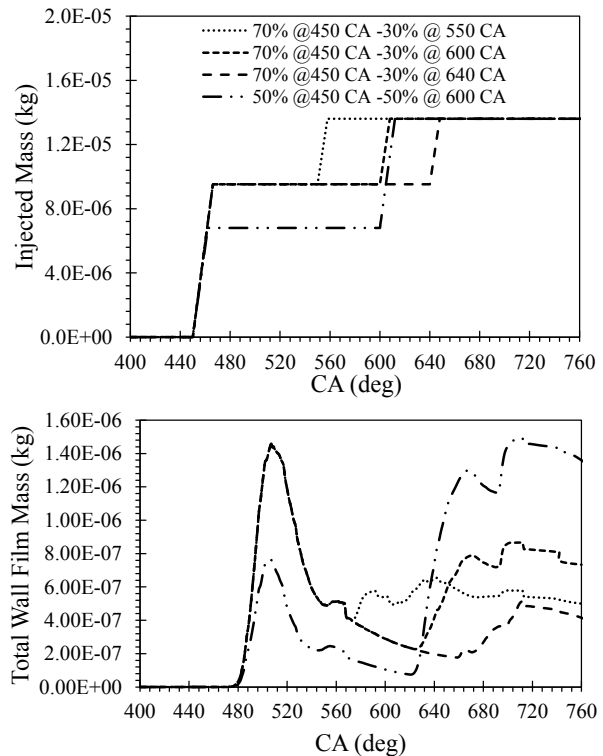


Fig. 25 The effect of double injection on total wall film mass (SOI @ 450 CA and injection pressure 6 MPa)

شکل 25 تأثیر پاشش دو مرحله‌ای بر مقدار جرم فیلم سوخت روی دیواره (شروع پاشش 450° و فشار پاشش 6 مگاپاسکال)

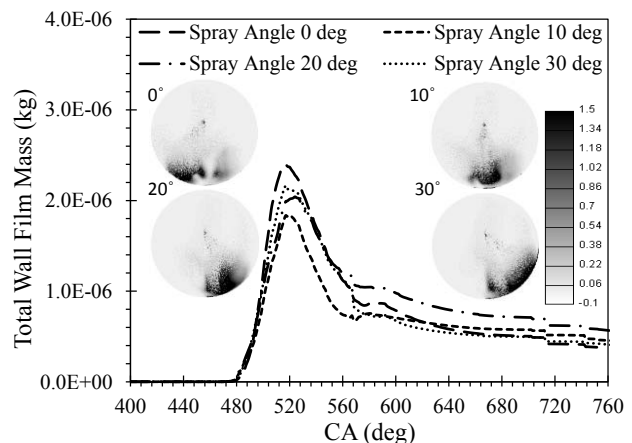


Fig. 26 The effect of injector angle in $x-z$ plane on total wall film mass (SOI @ 450 CA and injection pressure 6 MPa)

شکل 26 تأثیر زاویه انژکتور در صفحه $x-z$ بر مقدار جرم فیلم سوخت روی دیواره (شروع پاشش 450° و فشار پاشش 6 مگاپاسکال)

قطرات به دلیل متمیز شدن بهتر سوخت کمتر است. همچنین با افزایش فشار پاشش مقاومت فشاری در محفظه افزایش می‌یابد. بنابراین انتظار می‌رود که طول نفوذ اسپری در فشارهای پاشش بالا کمتر شود. اما نتایج شبیه‌سازی نشان داد با افزایش فشار پاشش طول نفوذ اسپری افزایش می‌یابد. این موضوع نشان می‌دهد که افزایش فشار پاشش به دلیل افزایش سرعت جت هنگام ترک نازل، بسیار در تعیین طول نفوذ اسپری مؤثر است و بر دو عامل اندازه قطرات و مقاومت سیال غلبه می‌کند.

Arbor, January 10-13, 1994.

[8] H. Chaves, M. Knapp, A. Kubitzek, F. Obermeier, Experimental study of cavitation in the nozzle hole of diesel injectors using transparent nozzles, *SAE Technical Paper*, No. 1995-02-90, 1995.

[9] C. Arcoumanis, M. Badami, H. Flora, M. Gavaises, Cavitation in real-size multi-hole diesel injector nozzles, *SAE Technical Paper*, No. 2000-01-1249, 2000.

[10] J. M. Shi, K. Wenzlawski, J. Helie, H. Nuglisch, J. Cousin, URANS & SAS analysis of Flow Dynamics in a GDI nozzle, *23rd Annual European Conference on Liquid Atomization and Spray Systems*, ILASS-Europe, Brno, September, 2010.

[11] R. Karlsson, J. Heywood, Piston Fuel Film Observations in an Optical Access GDI Engine, *SAE Technical Paper*, No. 2001-01-2022, 2001.

[12] M. Drake, T. Fansler, A. Solomon, G. Szekely, Piston fuel films as a source of smoke and hydrocarbon emissions from a wall-controlled spark-ignited direct-injection engine, *SAE Technical Paper*, No. 2003-01-0547, 2003.

[13] L. Allocca, M. Costa, A. Montanaro, U. Sorge, GDI spray impact characterization by optical techniques for the assessment of 3D numerical models, *Proceedings of the International Conference on Mechanical Engineering (ME 2015) and the International Conference on Theoretical Mechanics and Applied Mechanics (TMAM 2015)*, Vienna, March 15-17, 2015.

[14] A. Jazayeri, M. Zia Basharhagh, M. Bavandpor, M. Keshavarz, Analysis of air fuel mixture formation in gasoline direct injection SI engines, *The Journal of Engine Research*, Vol. 13, No 13, pp. 45-52, 2008. (in Persian فارسی)

[15] H. Zamani Haghighi, *Numerical Modelling of Spray and Combustion in Gasoline Direct Injection Engine*, PhD Thesis, Sharif University of Technology, 2014. (in Persian فارسی)

[16] G. P. Merker, C. Schwarz, G. Stiesch, F. Otto, *Simulating Combustion: Simulation of combustion and pollutant formation for engine-development*, First Edition, pp. 80, Springer: Verlag Berlin Heidelberg, 2004.

[17] W. A. Sirignano, *Fluid dynamics and transport of droplets and sprays*, Second Edition, pp. 4-6, Cambridge University Press, 1999.

[18] M. Costa, U. Sorge, L. Allocca, CFD optimization for GDI spray model tuning and enhancement of engine performance, *Advances in Engineering Software*, Vol. 49, No. 1, pp. 43-53, 2012.

[19] M. Costa, U. Sorge, L. Allocca, Numerical study of the mixture formation process in a four-stroke GDI engine for two-wheel applications, *Simulation Modelling Practice and Theory*, Vol. 19, No. 4, pp. 1212-1226, 2011.

[20] I. Semenov, P. Utkin, I. Akhmedyanov, P. Pasyukov, A. Popov, Mathematical models and numerical algorithm for the dynamics of gas-droplets flows investigations using high performance computing, *International Conference on Parallel and Distributed Computing Systems*, Kharkiv, Ukraine, March 13-14, 2013.

[21] M. M. Naghizadeh, A. R. Ghahremani, M. H. Saidi, Numerical simulation of spray characteristics of bio-ethanol and its blend with gasoline in a direct injection combustion chamber, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 15, No. 4, pp. 112-122, 2015. (in Persian فارسی)

[22] A. Adam, T. Yatsufusa, T. Gomi, N. Irie, Y. Kidoguchi, Analysis of Droplets Evaporation Process of Diesel Spray at Ignition Delay Period using Dual Nano-sprark Shadowgraph Photography Method, *SAE Technical Paper*, No. 2009-32-0017, 2009.

[23] D. Kuhnke, *Spray Wall Interaction Modeling by Dimensionless Data Analysis*, PhD Thesis, Technische Universität Darmstadt, Darmstadt, 2004.

[24] A. L. N. Moreira, M. R. O. Panaõ, *Spray-Wall Impact*, N. Ashgriz (Eds.), *Handbook of Atomization and Sprays: Theory and Applications*, First Edition, pp. 444-445, Springer: New York Dordrecht Heidelberg London, 2011.

[25] C. Run, *Characterization of Mixture Formation, Ignition and Combustion Processes of Ethanol-Gasoline Blends Injected by Hole-Type Nozzle for DISI Engine*, PhD Thesis, University of Hiroshima, Hiroshima, 2014.

8- فهرست علائم

زاویه میل لنگ	CA
قطر قطره (m)	d
قطر نازل (m)	D
جرم سوخت قبل از برخورد به دیواره (kg)	m_a
جرم بعد از برخورد به دیواره (kg)	m_b
جرم فیلم سوخت باقیمانده بر دیواره (kg)	m_{dep}
فشار ($\text{kgm}^{-1}\text{s}^{-2}$)	P
انحراف از معیار	s
شروع پاشش سوخت	SOI
نسبت دمای دیواره به دمای سطح قطره	T^*
سرعت (ms^{-1})	u

علائم یونانی

لزجت دینامیکی ($\text{kgm}^{-1}\text{s}^{-1}$)	μ
چگالی (kgm^{-3})	ρ
کشش سطحی (kgs^{-2})	σ
طول موج بی بعد ناپایدارترین موج در سطح تماس مایع-گاز	λ^*

زیرنویس‌ها

مقدار متوسط	Ave
بخار	g
پاشش	inj
نسبی	rel

9- تقدیر و تشکر

نویسندگان مقاله بدین وسیله تشکر خود را از مرکز تحقیق، طراحی و تولید موتور ایران خودرو و مرکز پردازش‌های فوق سریع دانشگاه‌های صنعتی امیرکبیر (پلی تکنیک تهران) و صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی ابراز می‌دارند.

10- مراجع

[1] D. Sperling, D. Gordon, *Two Billion Cars: Driving Toward Sustainability*, First Edition, pp. 4-13, New York: Oxford University Press, 2009.

[2] F. Q. Zhao, D. L. Harrington, M. C. Lai, *Automotive Gasoline Direct Injection Engines*, First Edition, pp. 1-10, Pittsburgh: Society of Automotive Engineers, 2002.

[3] M. Kusell, W. Moser, M. Philipp, Motronic MED7 for gasoline direct injection engines: Engine management system and calibration procedures, *SAE Technical Paper*, No. 1999-01-1284, 1999.

[4] S. Yamamoto, D. Tanaka, J. Takemura, O. Nakayama, H. Ando, Mixing control and combustion in gasoline direct injection engines for reducing cold-start emissions, *SAE Technical Paper*, No. 2001-01-0550, 2001.

[5] E. Giannadakis, D. Papoulias, M. Gavaises, C. Arcoumanis, Evaluation of the predictive capability of diesel nozzle cavitation models, *SAE Technical Paper*, No. 2007-01-0245, 2007.

[6] R. D. Reitz, F. V. Bracco, Mechanism of atomization of a liquid jet, *Physics of Fluids*, Vol. 25, No. 10, pp. 1730-1742, 1982.

[7] P. K. Wu, R. F. Miranda, G. M. Faeth, effects of initial flow conditions on primary breakup of nonturbulent and turbulent round liquid jets, *32nd Aerospace Sciences Meeting And Exhibit*, Ann