



## بررسی تأثیر توزیع قطر قطرات در پیش‌بینی طول نفوذ مایع و بخار در اسپری دیزل

احسان محمدیان اصفهانی<sup>1</sup>، کیومرث مظاهری<sup>2\*</sup>، هادی پاسدارشهری<sup>3</sup>

1- دانشجوی کارشناسی ارشد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت مدرس، تهران

2- استاد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت مدرس، تهران

3- استادیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت مدرس، تهران

\* تهران، صندوق پستی 111-14155، kiumars@modares.ac.ir

### اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل

دریافت: 30 آبان 1394

پذیرش: 26 دی 1394

ارائه در سایت: 25 بهمن 1394

کلید واژگان:

سوخت دیزل

توزیع قطر قطرات

طول نفوذ

قطر متوسط ساتر

### چکیده

هدف تحقیق حاضر بررسی عددی اسپری تبخیری و غیر واکنشی دیزل در یک محفظه‌ی احتراق حجم ثابت با شرایط دمایی و فشاری بالا، به‌عنوان گام اولیه‌ی مهم در شبیه‌سازی احتراق سوخت مایع است. بدین منظور اثر توزیع قطر قطرات در محاسبه دو مشخصه کلیدی اسپری یعنی طول نفوذ مایع و طول نفوذ بخار به کمک نرم‌افزار متن‌باز این فوم بررسی شده است. جهت تعیین تأثیر توزیع قطر قطرات، سه توزیع مختلف با قطرهای در محدوده‌ی 100 الی 0.25 میکرومتر در نظر گرفته شده و طول نفوذ مایع و بخار برای هر حالت جداگانه محاسبه شده است. جهت صحت‌سنجی نتایج از داده‌های تجربی منتشر شده توسط آزمایشگاه ملی سندیا استفاده شده است. نتایج شبیه‌سازی نشان می‌دهد که توزیع قطر قطرات اثر بسیار قابل‌توجهی بر پیش‌بینی طول نفوذ مایع دارد، به‌نحوی که باعث پیش‌بینی بیش از دو برابری طول نفوذ مایع می‌گردد، درحالی‌که اثر آن بر روی طول نفوذ گاز ناچیز است. همچنین استفاده از توزیع قطر قطرات هم‌اندازه با قطر نازل سبب پیش‌بینی غیرفیزیکی طول نفوذ مایع می‌شود. این امر می‌تواند منجر به پیش‌بینی غیرفیزیکی برخورد اسپری به پیستون و دیواره‌ی سیلندر شده و در محاسبه‌ی غلظت هیدروکربن‌های نسوخته و همچنین بازده موتور تأثیر بگذارد.

## Investigation of droplet size distribution effect in prediction of liquid and vapor penetration length in the diesel spray

Ehsan Mohammadian Esfahani, Kiumars Mazaheri\*, Hadi Pasdar Shahri

Department of Mechanical Engineering, Tarbiat Modares University, Tehran, Iran.

\* P.O.B. 14115-111, Tehran, Iran, kiumars@modares.ac.ir

### ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper  
Received 21 November 2015  
Accepted 16 January 2016  
Available Online 14 February 2016

### Keywords:

Diesel fuel  
Droplet diameter distribution  
Penetration length  
Sauter mean diameter

### ABSTRACT

The aim of this study is numerical investigation of an evaporating and non-reacting diesel spray operating in a high pressure and high temperature constant volume combustion chamber, as an essential step in simulation of liquid fuels combustion. To this end, the impact of droplets diameter distribution on estimating two critical characteristic parameters, i.e., liquid and vapor penetration lengths is studied using the open-source OpenFOAM code. In order to determine droplets diameter distribution effect, three different distributions ranging from 0.25-100 micron are chosen and the liquid and vapor penetration lengths are individually calculated for each distribution. The results are validated against the experimental data published by Sandia National Laboratory. The results show that, while the droplets diameter distribution has a remarkable effect on the predicted value of the liquid length, it leads to overestimating liquid penetration lengths up to more than two times; its effect on the vapor length prediction is negligible. Also, assuming a nozzle diameter distribution leads to non-physical increase in the value of liquid length. This non-physical prediction may lead to the misleading prediction of spray impingement to piston and the cylinder walls resulting in an error in unburnt hydrocarbons concentration as well as the engine efficiency estimation.

### 1- مقدمه

بنزینی، بنزین است اما در 15 سال اخیر به سبب قیمت پایین‌تر سوخت دیزل نسبت به بنزین و بیشتر بودن بازده و طول عمر موتورهای دیزلی نسبت به بنزینی تعداد موتورهای دیزلی در کشورهای توسعه‌یافته به‌طور گسترده‌ای در کاربردهای صنعتی و حمل‌ونقل گسترش یافته‌اند [1,2]. از این رو به‌منظور کاهش آلودگی ناشی از احتراق در موتورهای دیزل و همچنین به‌منظور داشتن موتوری با شرایط بهینه‌تر، مطالعات گسترده‌ای در زمینه‌ی فرآیندهای مرتبط با این موضوعات در حال انجام است. اسپری سوخت به‌عنوان یکی از

عمده‌ی تحقیقات اولیه پیرامون موتورهای احتراق داخلی، معطوف به افزایش توان، بازده، کاهش ابعاد و روش‌های بهبود کیفیت سوخت بوده است؛ اما امروزه غالب پژوهش‌ها در این زمینه، بر کاهش آلاینده‌های خروجی با حفظ بازدهی، ابعاد و توان موتورهای احتراق داخلی متمرکز است. هرچند کماکان، رایج‌ترین سوخت مصرفی در موتورهای جرقه‌ای و موتورهای پاشش مستقیم

Please cite this article using:

E. Mohammadian Esfahani, K. Mazaheri, H. Pasdar Shahri, Investigation of droplet size distribution effect in prediction of liquid and vapor penetration length in the diesel spray, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 16, No. 2, pp. 189-198, 2016 (in Persian)

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

سبب کاهش زاویه‌ی مخروط پاشش و قطر متوسط ستر در همه‌ی سوخت‌های مورد بررسی می‌گردد. یکی از مواردی که در اکثر کارهای عددی گزارش نشده است، چگونگی مدل‌سازی شکست اولیه‌ی قطرات است. در صورتی که شکست اولیه قطرات مدل نگردد، می‌بایست توزیع قطر قطرات به‌عنوان شرط اولیه‌ی برای شکست ثانویه منظور گردد. در این راستا آرانگوئز و همکاران [1] در سال 2012 در مطالعه‌ی عددی با هدف بررسی طول نفوذ مایع و بخار سوخت دودکان ( $C_{12}H_{24}$ ) با صرف‌نظر از شکست اولیه‌ی قطرات و فرض کردن توزیع قطرات به‌عنوان نتیجه‌ی شکست اولیه قطرات، توانست نتایجی با حداکثر 5.77 درصد خطا از طول نفوذ گاز بدست آورد. این در حالی است که طول نفوذ مایع در همه‌ی موارد شبیه‌سازی شده دارای خطای بسیار بالایی است. ایشان بروز خطای زیاد در محاسبه‌ی طول نفوذ مایع را در نظر گرفتن توزیع قطر قطرات نامناسب و عدم مدل‌سازی شکست اولیه اعلام کرده است.

با مروری بر کارهای انجام شده مشاهده می‌شود که علی‌رغم وجود پارامترهای تأثیرگذاری همچون دما و فشار محفظه، دما و فشار پاشش و ترکیب سوخت در پیش‌بینی طول نفوذ مایع و بخار، استفاده از توزیع قطر قطرات مناسب نیز یکی از عوامل مهم در پیش‌بینی طول نفوذ مایع و بخار است؛ بنابراین با توجه به مطالعات انجام شده توسط نگارندگان، تاکنون در تحقیقات عددی به بررسی تأثیر توزیع قطر قطرات پرداخته نشده است و تنها در مرجع [1] به تأثیر قطر قطرات در پیش‌بینی طول نفوذ مایع و بخار اشاره شده است؛ بنابراین هدف کار حاضر بررسی تأثیر توزیع قطر قطرات بر روی پیش‌بینی طول نفوذ مایع و گاز است. برای اعتبارسنجی برنامه‌ی استفاده شده و تطبیق آن با نتایج تجربی، از داده‌های تجربی آزمایشگاه ملی سندبا استفاده شده است [6,7].

## 2- مطالعه موردی کار حاضر

شکل 1 محفظه‌ی احتراق نمونه‌ی آزمایشگاهی مورد بررسی را نشان می‌دهد. این محفظه دارای شکلی مکعب مانند، به ابعاد 108 میلی‌متر است که هر طرف محفظه‌ی احتراق دارای یک قسمت دایره‌ای شکل با قطر 105 میلی‌متر وجود دارد. موارد قابل مشاهده در نمای داخلی محفظه شامل جرقه‌زن‌ها، فن اختلاط، نازل، دریچه‌های ورود هوا و خروج محصولات احتراق و ترموکوپل است [7]. در نمونه‌ی آزمایشگاهی، قبل از شروع انجام آزمایش تجربی بر روی اسپری سوخت هپتان، محفظه در یک چگالی مشخص با یک مخلوط قابل احتراق پیش آمیخته پر شده است. سپس مخلوط مشتعل شده و یک محیط دما و فشار بالا ایجاد می‌گردد. به سبب انتقال حرارت محصولات احتراق اولیه با دیواره‌های محفظه، باگذشت زمان تقریباً یک ثانیه، فشار درون محفظه به آرامی کاهش می‌یابد. هنگامی که دسترسی به شرایط مطلوب جهت مطالعه‌ی تجربی اسپری سوخت هپتان حاصل شد، سوخت هپتان به درون محفظه تزریق می‌گردد [8].

شکل 2 فرآیند احتراق پیش مخلوط و همچنین خنک شدن محفظه تا رسیدن به شرایط دمایی 1000 کلون، چگالی 14/8 کیلوگرم بر مترمکعب و 21 درصد اکسیژن و در ادامه تزریق سوخت هپتان را نشان می‌دهد. نرخ پاشش سوخت که توسط یک عدد انژکتور کامان‌ریل<sup>6</sup> به محفظه اعمال می‌شود در شکل 3 نشان داده شده است. آزمایشگاه به‌منظور شبیه‌سازی‌های

عوامل تأثیرگذار در احتراق هرچه بهتر و سطح آلاینده‌ی پایین‌تر با حفظ بازدهی همواره مورد توجه بوده است. در مطالعه‌ی حاضر فرآیند اسپری سوخت، به‌منظور درک بهتر تعاریف و مفاهیم پایه‌ی انتخاب گردیده است. در میان پارامترهای کلیدی اسپری، دو پارامتر طول نفوذ مایع<sup>1</sup> و طول نفوذ گاز<sup>2</sup> به سبب نقش مستقیم بر روی پارامترهای احتراقی از جمله زمان تأخیر<sup>3</sup> در احتراق و طول بلندشدگی شعله<sup>4</sup> بخصوص در سیلندرهای موتورهای دیزل با ابعاد کوچک، از اهمیت زیادی برخوردار است؛ زیرا با افزایش محسوس طول نفوذ، احتمال آن است که سوخت پاشش شده به پیستون و یا دیواره‌های سیلندر برخورد کند و در نتیجه‌ی آن مقدار هیدروکربن‌های نسوخته افزایش و بازده موتور کاهش یابد. تاکنون تحقیقات زیادی بر روی عوامل تأثیرگذار بر طول نفوذ مایع و بخار از جمله: فشار و دمای محفظه، دما و فشار سوخت پاشش شده و ترکیب سوخت، توسط پژوهشگران صورت گرفته است که در ذیل به چند مورد از آن‌ها اشاره می‌شود. آگودلو و همکاران [3] در سال 2009 به بررسی عددی فشار اولیه‌ی محفظه و فشار پاشش در پیش‌بینی طول نفوذ بخار در دو سوخت هپتان ( $C_7H_{16}$ ) و بیومتیل بوتان ( $C_5H_{10}O_2$ ) پرداختند. آن‌ها به این نتیجه رسیدند که کاهش فشار محفظه و افزایش فشار پاشش، سبب افزایش جرم تبخیر شده و افزایش طول نفوذ بخار می‌شود. آن‌ها همچنین گزارش کردند که در شرایط محیطی و پاششی یکسان، سوخت دیزل به سبب داشتن قطر متوسط ستر<sup>5</sup>، چگالی و کشش سطحی کوچک‌تر در مقایسه با متیل بوتان، دارای نرخ تبخیر و طول نفوذ بیشتری است. آقایی و همکاران [4] در سال 2012 در یک محفظه‌ی مکعب شکل به بررسی عددی تأثیر دما و فشار محیط و همچنین دما و فشار پاشش بر روی طول نفوذ بخار سوخت هگزادکان ( $C_8H_{20}$ ) پرداختند. آن‌ها با به‌کارگیری مدل توربولانسی کی- $\epsilon$  پسولون به این نتیجه رسیدند که افزایش فشار پاشش و کاهش فشار محیط سبب افزایش طول نفوذ بخار و از طرف دیگر افزایش دمای محیط و افزایش دمای سوخت پاشش شده سبب افزایش طول نفوذ بخار می‌گردد. در نهایت نیز دمای 700 و 320 کلون به‌عنوان دمای محیط و دمای سوخت بهینه که بیشترین طول نفوذ مایع در آن حاصل می‌شود، معرفی گردیده است. در زمینه‌ی سوخت‌های ترکیبی، پارک و همکاران [5] در سال 2012 به بررسی خصوصیات پاشش و احتراق در سوخت‌های ترکیبی بیواتانول و دیزل پرداختند. آن‌ها به این نتیجه رسیدند که هر چند بیواتانول سبب افزایش تأخیر اشتعال و کاهش بازده می‌شود اما به دلیل خاصیت خنک‌کنندگی اتانول مقدار اکسیدهای نیتروژن تولیدی کاهش پیدا می‌کند و مقدار مونوکسید کربن تولیدی و هیدروکربن‌های نسوخته نیز کاهش پیدا می‌کند. همچنین با افزودن بیواتانول به سوخت، طول نفوذ پاشش تغییری نمی‌کند اما قطر ستر کاهش و در نتیجه اتمیزاسیون بهبود می‌یابد. در مطالعه‌ی دیگر نقی‌زاده و همکاران [2] در سال 2015 به بررسی عددی رفتار پاشش بیواتانول در یک محفظه احتراق پرداختند. نتایج مدل‌سازی آن‌ها نشان داد که افزایش مقدار بیواتانول موجود در ترکیب با بنزین، سبب افزایش جرم سوخت بخار شده، زاویه مخروطی اسپری، مساحت اسپری و کاهش قطر متوسط ستر می‌شود. این در حالی است که طول نفوذ اسپری تقریباً ثابت باقی می‌ماند. همچنین افزایش فشار تزریق سوخت از یک‌سو سبب افزایش جرم بخار شده‌ی سوخت، طول نفوذ پاشش و مساحت آن و از سوی دیگر

1- Liquid penetration length  
2- Vapor penetration length  
3- Ignition delay time  
4- Lift of length  
5- Sauter Mean Diameter (SMD)

6- Common Rail

عددی، استفاده از مقادیر توصیه شده را پیشنهاد داده که در کار حاضر نیز از این مقادیر استفاده شده است [9].

### 3- معادلات حاکم

شبیه‌سازی اسپری تبخیری و غیر واکنشی سوخت مایع با به‌کارگیری دیدگاه اولری- لاگرانژی و با روش تصادفی انجام شده است که با عنوان مدل جریان مجزای تصادفی<sup>1</sup> نیز شناخته می‌شود. در این مدل در محاسبه پدیده‌هایی همچون برخورد قطرات و اغتشاش آن‌ها از توزیع‌های آماری و تصادفی استفاده می‌شود [11]. در این بخش معادلات حاکم در دیدگاه اولری- لاگرانژی به دو دسته معادلات در فاز اولری و در فاز لاگرانژی تقسیم شده و ارتباط بین دو فاز از طریق جملات چشمه و چاه توضیح داده می‌شود.

### 3-1- معادلات حاکم در فاز اولری

در این فاز برای شبیه‌سازی جریان، معادلات ناور-استوکس به همراه معادلات بقای انرژی، بقای گونه‌ها و معادله‌ی حالت گاز کامل حل می‌شوند. معادلات حاکم به صورت رابطه‌ی (1) تا (5) بیان می‌شوند.

- معادله پیوستگی

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u) = \dot{\rho}^s \quad (1)$$

که در این رابطه  $\dot{\rho}^s$  ترم چشمه مربوط به جرم تبخیر شده قطرات است که با توجه به زیر مدل‌های تبخیر بدست می‌آید.

- معادله بقای مومنتم

$$\rho \frac{Du}{Dt} = \rho g - \nabla p + \mu \nabla^2 u + \dot{F}^s \quad (2)$$

در معادله بقای مومنتوم  $p$  فشار است و  $\mu$  و  $g$  ثابت و  $\dot{F}^s$  عبارت از ترم چشمه‌ی مومنتم اسپری است.

- معادله بقای انرژی

$$\rho C_p \left( \frac{\partial T}{\partial t} + u \cdot \nabla T \right) = \nabla \cdot (\lambda \nabla T) \rho g + \dot{Q}^s \quad (3)$$

در این رابطه  $C_p$  و  $\lambda$  به ترتیب ظرفیت حرارتی و ضریب رسانش حرارتی مخلوط هستند. در نهایت  $\dot{Q}^s$  عبارت چشمه‌ی ناشی از گرمای آزاد شده قطرات است.

- معادله بقای گونه

$$\rho \left( \frac{\partial Y_i}{\partial t} + u \cdot \nabla Y_i \right) = -\nabla \cdot (\rho Y_i V_i) + \dot{\rho}^s \quad (4)$$

در معادله‌ی بقای گونه،  $Y_i$  و  $V_i$  به ترتیب کسر جرمی و سرعت نفوذی گونه نام هستند.

- معادله حالت گاز ایده‌آل

$$\rho = \frac{PMW_{mix}}{R_u T} \quad (5)$$

در معادله حالت گاز ایده‌آل،  $MW_{mix}$  و  $R_u$  به ترتیب جرم مولکولی مخلوط و ثابت جهانی گازها هستند.

در کار حاضر با توجه به دایروی بودن محفظه، غیر چرخشی بودن جریان و بالا بودن عدد رینولدز از مدل دو معادله‌ای  $k - \varepsilon$  به‌منظور مدل‌سازی توربولانس استفاده شده و مقدار ضریب  $C_1$  با توجه به مقادیر تجربی اندازه‌گیری شده برای جت‌های دوار، طبق پیشنهاد مرجع [12] برابر  $C_1 = 1.52$  در نظر گرفته شده است.

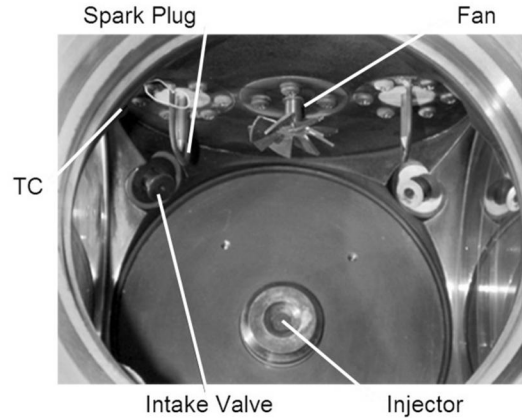


Fig. 1 Experimental sample of case study [7]

شکل 1 نمونه‌ی آزمایشگاهی مورد مطالعه [7]

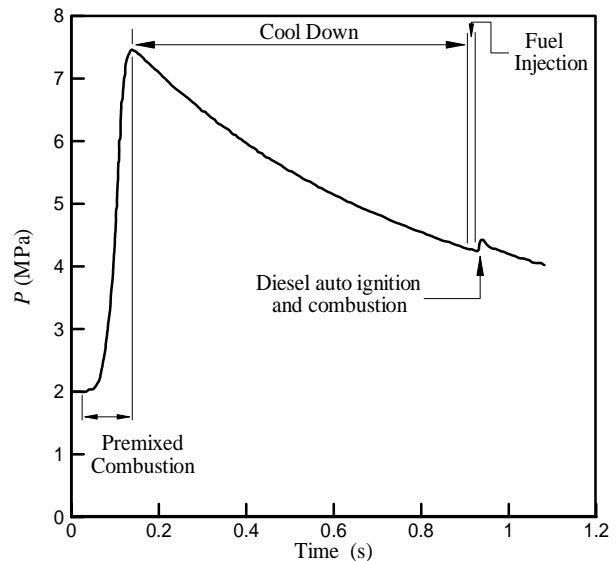


Fig. 2 Simulation to product core ambient of 1000 K, density 14.8 kg/m<sup>3</sup>, 21% O<sub>2</sub> at the time of diesel fuel injection [8]

شکل 2 فرآیند منجر به تولید دمای محیطی 1000 K، چگالی 14.8 kg/m<sup>3</sup> و 21% O<sub>2</sub> در لحظه پاشش سوخت [8]

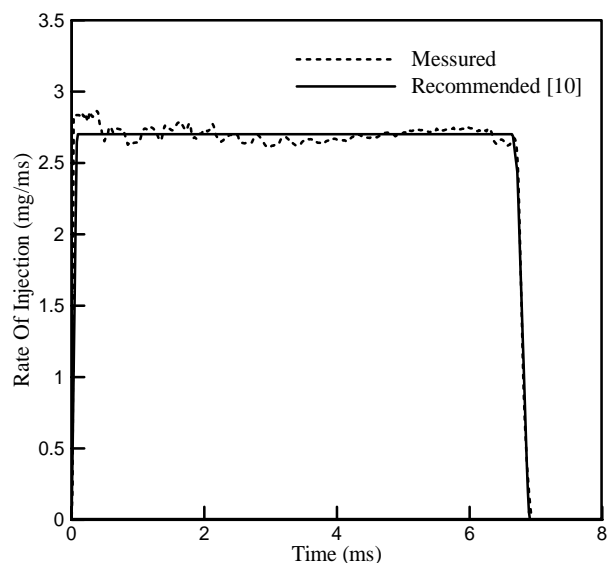


Fig. 3 Recommended and measured rate of injection in the constant volume vessel [10]

شکل 3 نرخ پاشش اندازه‌گیری و توصیه شده در محفظه‌ی حجم ثابت [10]

1- Stochastic Separated Flow (SSF)

در این روابط  $v$  و  $I_1$ ،  $C_1$  به ترتیب گرمای ویژه تبخیر قطره، انرژی داخلی قطره، سرعت فاز اولری و  $v'$  نیز نوسانات فاز اولری است که فرض می‌شود با واریانس  $\frac{2}{3}k^{17}$  توزیع شده است [13].

در عمل حل معادله‌ی انتقال اسپری به‌شدت پیچیده است به‌طوری که امروزه مستقیماً نمی‌توان آن را حل کرد. دیدگاهی که امروزه برای بدست آوردن تقریب رضایت بخشی نسبت به جواب دقیق مسئله وجود دارد، استفاده از تکنیک پارسل‌های تصادفی<sup>3</sup> است که بر پایه‌ی روش مونت کارو<sup>4</sup> است [14]. در روش مونت کارو، به‌منظور محاسبات اسپری که شامل میلیون‌ها قطره می‌شود، فقط رفتار تعداد محدودی از قطرات با جزییات بررسی می‌گردد و فرض می‌شود که خواص و رفتار تمامی قطرات موجود در اسپری، می‌تواند توسط تعداد محدودی از قطرات که در جزییات محاسبه شده‌اند، تقریب زده شود. از طرفی به‌عنوان مثال، برای داشتن مقدار صحیح جرم سوخت در سیلندر، می‌بایست جرم همگی قطرات در نظر گرفته شود. به همین خاطر است که هر قطره، نماینده‌ی تعداد زیادی از قطرات با اندازه، دما و سرعت یکسان می‌شود که دقیقاً رفتار و خواص مشابه نماینده را دارا هستند. به این گروه از قطرات، پارسل<sup>5</sup> گفته می‌شود؛ بنابراین، اسپری به‌وسیله‌ی یک سیستم آماری با تعداد محدودی از پارسل‌ها نمایش داده می‌شود [15].

### 3-3- معادلات حاکم در فاز لاگرانژی

معادلات حاکم در دیدگاه لاگرانژی، در واقع بیان‌کننده‌ی ترم‌ها و جملات موجود در معادله‌ی انتقال اسپری (رابطه‌ی 9) هستند که در این قسمت به آن‌ها پرداخته می‌شود.

#### • معادله حرکت قطرات

کلی‌ترین شکل معادله‌ی حرکت ذرات مایع در فاز لاگرانژی طبق تلاش‌های صورت گرفته توسط باست (1988)، بوزینسک (1903)، اوسین (1927)، بیان می‌شود. این معادله شامل کلیه‌ی نیروهای وارد بر قطره از جمله: نیروی جرم مجازی و یا جرم افزوده<sup>6</sup>، نیروی گرادیان فشار<sup>7</sup>، نیروی باست<sup>8</sup>، اثرات مگنس<sup>9</sup>، نیروی سافمن<sup>10</sup>، نیروی فاکسن<sup>11</sup>، نیروی پسا و نیروی گرانش است؛ که در کار حاضر از کلیه‌ی نیروهای جرم مجازی، گرادیان فشار، سافمن و فاکسن به‌علت اختلاف چگالی بالای بین دو فاز (به علت وجود ضریب  $1 \ll \frac{\rho_d}{\rho_a}$  در تمامی نیروها) صرف‌نظر می‌شود. نیروی برای مگنس نیز به علت مهم نبودن چرخش قطرات صرف‌نظر می‌گردد [16]، بنابراین آنچه به‌عنوان نیرو بر قطرات اعمال می‌شود، نیروی دراگ و نیروی گرانش است که طبق رابطه‌ی (14) بیان می‌گردد.

$$\frac{\partial u_d}{\partial t} = \frac{1}{\tau_u} (u_d - u) + g \quad (14)$$

که پارامتر  $\tau_u$ ، زمان پاسخ مومنتم<sup>12</sup> است و طبق رابطه‌ی (15) بدست می‌آید. گام زمانی انتخاب شده برای حل می‌بایست از  $\tau_u$  کمتر باشد. در کار حاضر با توجه به مقدار پاسخ زمانی مومنتم ( $\tau_u = 5.6 \times 10^{-6}$  s)، گام زمانی یک میکروثانیه انتخاب شده است.

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G - \rho \varepsilon \quad (6)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \varepsilon u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + 1.5 \frac{\varepsilon}{k} \dot{W}^s + \frac{\varepsilon}{k} (C_1 G - C_2 \rho \varepsilon) \quad (7)$$

در معادلات (6) و (7)،  $G$  معرف تولید انرژی جنبشی اغتشاشی، ناشی از گرادیان سرعت متوسط،  $C_1, C_2, \sigma_k, \sigma_\varepsilon$  ضرایب تجربی ثابت،  $\dot{W}^s$  جمله‌ی چشمه‌ی ناشی از اسپری و  $\mu_t$  نیز ویسکوزیته‌ی اغتشاشی است.

### 3-2- توصیف فاز گسسته و معادله‌ی انتقال اسپری

شبیه‌سازی فرآیند اسپری شامل محاسبات تغییرات شعاع، سرعت و دمای قطره برای هر زمان، در همه‌ی موقعیت‌ها است. یک توصیف استاتیکی از اسپری می‌تواند با استفاده از تابع توزیع احتمال<sup>1</sup> به‌صورت رابطه‌ی زیر بیان شود.

$$f = f(x, u, r, T, y, \dot{y}, t) du dr dt dy d\dot{y} \quad (8)$$

رابطه‌ی بالا شامل 11 متغیر ازجمله، سه مؤلفه مکانی قطره  $x$ ، سه مؤلفه سرعت قطره  $u$ ، شعاع  $r$ ، دما  $T$ ، تغییر شکل از حالت کره‌ی  $y$ ، نرخ تغییر شکل  $\dot{y}$  و زمان  $t$  است. تغییرات زمانی این رابطه در شکل دیفرانسیلی به‌وسیله‌ی معادله‌ی انتقال<sup>2</sup> آن‌که معادله اسپری نامیده می‌شود، طبق رابطه‌ی (9) بیان می‌شود [13].

$$\frac{\partial f}{\partial t} + \nabla_x \cdot (fu) + \nabla_v \cdot (fv) + \frac{\partial}{\partial r} (fr) + \frac{\partial}{\partial T} (fT) + \frac{\partial}{\partial y} (f\dot{y}) + \frac{\partial}{\partial \dot{y}} (f\ddot{y}) = \dot{f}_{\text{Collision}} + \dot{f}_{\text{Breakup}} \quad (9)$$

$F, R, \dot{T}, \dot{y}$  و  $\ddot{y}$  به ترتیب نرخ تغییرات سرعت، شعاع، دما، تغییر شکل و سرعت نوسانی قطره هستند که در بخش‌های بعدی تحت عنوان‌های معادله‌ی حرکت قطرات، معادله‌ی انرژی قطرات و معادله‌ی تبخیر قطرات به آن‌ها پرداخته می‌شود. دو ترم سمت راست معادله‌ی (9) نیز جملات چشمه‌ی ناشی از برخورد قطرات و شکست قطرات می‌باشند که می‌بایست مدل شوند.

اندراکنش بین اسپری و فاز گاز که در معادلات (1) تا (4) از طریق عبارات  $\dot{\rho}^s, \dot{F}^s, \dot{Q}^s$  و  $\dot{W}^s$  به‌عنوان جملات چشمه در معادلات فاز گازی ظاهر شدند، به‌وسیله‌ی مجموع نرخ تغییرات جرم، تکانه انرژی و توربولانس از تمام قطرات در موقعیت  $x$  و زمان  $t$ ، طبق روابط زیر بدست می‌آیند [13].

$$\dot{\rho}^s = - \int f \rho 4\pi r^2 R du dr dT dy d\dot{y} \quad (10)$$

$$\dot{F}^s = - \int f \rho \left[ \frac{4}{3} \pi r^3 (F - g) + 4\pi r^2 Ru \right] du dr dT dy d\dot{y} \quad (11)$$

$$\dot{Q}^s = - \int f \rho \left\{ 4\pi r^2 R \left[ I_1 + \frac{1}{2} (u - v)^2 \right] \right\} + f \rho \frac{4}{3} \pi r^3$$

$$\left\{ \left[ c_1 \frac{\partial T}{\partial t} + (F - g)(u - v - v') \right] \right\} du dr dT dy d\dot{y} \quad (12)$$

$$\dot{W}^s = - \int f \rho + \frac{4}{3} \pi r^3 (F - g) v' du dr dT dy d\dot{y} \quad (13)$$

1- Probability distribution function (PDF)

2- Transport Equation

3- Stochastic-Parcel Technique

4- Monte-Carlo Method

5- Parcel

6- Virtual Mass (Added Mass) force

7- Pressure Gradient force

8- Basset force

9- Magnus effect

10- Saffman force

11- Faxén force

12- Momentum Relaxation Time (Response Time)

همکاران انجام گرفته است، اندازه هسته‌ی مایع برای فشارهای پاشش متوسط 19-32 میکاپاسگال کمتر از 25-30 برابر قطر نازل گزارش شده است [19]. علاوه بر این، مدل‌های ارائه شده برای شکست اولیه جدید و نیازمند تنظیم ثوابت تجربی هستند و استفاده از این مدل‌ها عدم دقت اجتناب‌ناپذیری را به دنبال خواهند داشت؛ بنابراین در کار حاضر با توجه به دلایل فوق‌الذکر، بالا بودن فشار پاشش و همچنین پیشنهاد مراجع [20,16,1] شکست اولیه‌ی قطرات مدل نمی‌گردد بلکه توزیع قطر متوسط قطرات به‌صورت مستقیم بیان و به‌عنوان شرط اولیه برای شکست ثانویه‌ی قطرات در نظر گرفته می‌شود.

مدل‌های مختلف ریاضی همچون توزیع گوسی، توزیع روزین-رملر<sup>3</sup> و توزیع لگاریتمی برای توصیف توزیع قطر قطرات وجود دارد. کد متن‌باز این‌فوم از توزیع روزین-رملر برای توصیف توزیع قطر قطرات در جریان بهره می‌گیرد. رابطه‌ی (21) تابع توزیع تجمعی<sup>4</sup> روزین-رملر را نشان می‌دهد.

$$F(D) = 1 - \exp\left(-\left(\frac{D}{\delta}\right)^n\right) \quad (21)$$

با مشتق‌گیری از رابطه‌ی (21) تابع چگالی احتمال روزین-رملر طبق معادله‌ی (22) بدست می‌آید. در این رابطه  $n$  پارامتر پراکندگی است و با توجه به توزیع اولیه‌ی قطرات بین 1 تا 4 متغیر است.  $\delta$  نیز با توجه (23) محاسبه می‌گردد [21].

$$f(D) = \frac{n}{D} \left(\frac{D}{\delta}\right)^n \exp\left(-\left(\frac{D}{\delta}\right)^n\right) \quad (22)$$

$$\delta = \frac{D_M}{0.693^{\frac{1}{n}}} \quad (23)$$

که در آن  $D_M$  متناظر با قطری است که در آن مقدار  $F(D_M)$  برابر با 0.5 گردد.

شکست ثانویه‌ی قطرات مهم‌ترین مکانیزم شکست قطرات اسپری در فشار بالا است و برخلاف شکست اولیه متأثر از پدیده‌هایی است که امروزه به‌خوبی درک شده است. در شکست ثانویه، قطرات شکسته شده در اثر شکست هسته‌ی مایع، در اثر پدیده‌های آبرودینامیکی ناشی از سیال اطراف به قطرات ریزتری تبدیل می‌شوند. مدل‌های مختلفی در باب شکست ثانویه وجود دارد اما مدل شکست ثانویه بکار گرفته شده در کار حاضر مدل کولین-هلمهلتز<sup>5</sup> و رایلی-تیلور<sup>6</sup> ارائه شده توسط ریتز<sup>7</sup> و براکو<sup>8</sup> است [22]. این مدل یکی از مهم‌ترین مدل‌های پرکاربرد در شبیه‌سازی اسپری است و به علت کارایی بسیار بالایی که تحت شرایط کارکرد موتور دیزل دارد و همچنین به پیشنهاد مراجع [24,23,20,1] انتخاب شده است. در این مدل دو الگوی شکست پیش‌بینی می‌شود: الگوی شکست KH، که امواج در حال رشدی که در اثر اختلاف سرعت بین فاز مایع و گاز در جت مایع ایجاد می‌شود را پیش-بینی می‌کند و الگوی شکست RH، که به بررسی و پیش‌بینی امواج ناپایدار در حال رشد بر روی سطح قطره، ناشی از شتاب عمود بر سطح مشترک قطرات مایع و گاز می‌پردازد. جزئیات مربوط به معادلات و نحوه‌ی تبدیل شدن قطره به قطره‌ی کوچک‌تر در مراجع [14,16] به تفصیل پرداخته شده است. مجدداً گام زمانی انتخاب شده برای حل می‌بایست از مشخصه‌ی زمانی شکست کوچک‌تر باشد. در کار حاضر مشخصه‌ی زمانی شکست برای دو الگوی شکست KH و RH در بحرانی‌ترین حالت، به ترتیب برابر با  $2.28 \times 10^{-5}$  s و  $2.38 \times 10^{-6}$  s است. بنابراین گام زمانی انتخابی یک

$$\tau_u = \frac{4}{3} \frac{\rho_d D}{\rho_g C_D |u_d - u|} \quad (15)$$

پارامترهای  $C_D$ ،  $u_d$ ،  $\rho_d$  و  $D$  به ترتیب بیانگر ضریب دراگ قطره، سرعت قطره، چگالی جریان، چگالی قطره و قطر متوسط قطره هستند. ضریب دراگ قطره نیز با توجه به رابطه‌ی زیر بدست می‌آید.

$$C_D = \begin{cases} \frac{24}{Re} (1 + 0.15 Re^{\frac{2}{3}}) & , Re_d < 1000 \\ 0.424 & , Re_d > 1000 \end{cases} \quad (16)$$

• معادله انرژی قطرات

معادله‌ی انتقال گرما به قطره‌ی مایع طبق رابطه‌ی (17) بدست می‌آید.

$$m_a \frac{dh}{dt} = \pi D k Nu (T - T_d) f + \dot{m}_d h_v (T_d) \quad (17)$$

ترم اول سمت راست معرف انتقال حرارت به قطره است که  $f$  فاکتور تصحیح نرخ انتقال حرارت ناشی از وقوع انتقال و  $Nu$  عدد ناسلت است و طبق رابطه‌ی (18) محاسبه می‌گردد [17].

$$Nu = 2.0 + 0.6 Re^{\frac{1}{2}} Pr^{\frac{1}{3}} \quad (18)$$

ترم دوم نیز گرمای نهان ناشی از انتقال جرم را نشان می‌دهد و تحت عنوان معادله‌ی تبخیر قطرات به آن پرداخته می‌شود.

• معادله تبخیر قطرات

نرخ تبخیر برای یک قطره‌ی منفرد به‌صورت رایج نسبت به جرم یا قطر قطره بیان می‌گردد، معادله‌ی (19) نرخ تبخیر را براساس جرم، برای یک قطره‌ی منفرد توصیف می‌کند [17].

$$\frac{dm_d}{dt} = \dot{m}_d = -\pi D Sh D \rho_v \ln\left(\frac{p - p_{v,\infty}}{p - p_{v,s}}\right) \quad (19)$$

در این رابطه  $D$  نشانگر ضریب پخش،  $D$  قطر قطره،  $p_{v,s}$  فشار جزئی بخار در سطح قطره،  $p_{v,\infty}$  فشار جزئی بخار در ناحیه‌های دور از قطره و  $\rho_v$  چگالی بخار سوخت در نزدیک سطح قطره است که با قانون گاز ایده‌آل تخمین زده می‌شود.  $p$  فشار گاز است (همان  $p_{amb}$ ) که در نزدیک سطح قطره برابر با فشار بخار سوخت در نظر گرفته می‌شود. علاوه بر این عدد شرود  $Sh$  که اثرات سرعت نسبی در افزایش نرخ تبخیر را در نظر می‌گیرد و با استفاده از تصحیح رنز-مارشال<sup>1</sup> طبق رابطه‌ی (20) محاسبه می‌شود.

$$Sh = 2.0 + 0.6 Re^{\frac{1}{2}} Sc^{\frac{1}{3}} \quad (20)$$

تا این قسمت تمامی ترم‌های موجود در سمت چپ معادله‌ی (9) توضیح داده شد. در این بخش به نحوه‌ی مدل کردن دو ترم سمت چپ معادله که جملات چشمه‌ی ناشی از برخورد و شکست قطرات هستند پرداخته می‌شود.

• مدل شکست قطرات

شکست جت مایع در خروج از نازل را به دودسته‌ی شکست اولیه و ثانویه تقسیم‌بندی می‌کنند. با شکست اولیه و تبدیل جت پیوسته‌ی مایع به قطرات گسسته، شرایط آغازین برای شروع محاسبات شکست ثانویه تعیین می‌گردد. در واقع شکست اولیه، نمایانگر شرایط قطراتی است که از نازل خارج می‌شوند. این قطرات نتیجه‌ی شکست ناحیه‌ی هسته‌ی متراکم<sup>2</sup> مایع هستند. تأثیرات درون نازل (به‌عنوان مثال کاویتاسیون) و انتقال از درون نازل به یک ناحیه‌ی اسپری چگال، عمدتاً این نوع شکست را تحت تأثیر قرار می‌دهند [18]. حتی امروزه مکانیزمی که سبب شکست اولیه‌ی قطرات در شرایط مختلف می‌شود، به‌درستی درک نشده است، زیرا مطالعه‌ی جریان اطراف نازل در فشار پاشش بالا به علت کوچک بودن ابعاد هسته‌ی مایع و چگالی بالای آن بسیار دشوار است. به‌عنوان نمونه در مطالعه‌ی که توسط گروگوری و

3- Rosin-Rammler  
4- (CDF)  
5- Kelvin-Helmholtz  
6- Rayleigh-Taylor  
7- Reitz  
8- Bracco

1- Ranz-Marshall(or Frossling) Correction  
2- Dense core region

میکروثانیه می‌تواند جزئیات پدیده را دنبال کند.

#### • مدل برخورد قطرات

مدل کردن برخورد قطرات مستلزم آگاهی از رقیق<sup>1</sup> بودن و یا چگال<sup>2</sup> بودن جریان است. در جریان رقیق حرکت ذرات تحت کنترل نیروهای وارد بر ذرات (نیروی پسا و نیروی برآ) است اما در جریان چگال، حرکت ذرات تحت تأثیر برخورد و تماس‌های پی‌درپی ذرات به یکدیگر است. یک برآورد کیفی از رقیق و یا چگال بودن جریان را می‌توان با مقایسه‌ی نسبت پاسخ زمانی مومنتم ذرات ( $\tau_{II}$ ) به زمان بین برخورد قطرات ( $\tau_c$ ) بدست آورد. در صورتی که این نسبت کمتر از یک باشد، جریان رقیق و در صورت بزرگ‌تر از یک بودن جریان چگال است. در حالت رقیق، ذرات تا قبل از برخورد به اندازه‌ی کافی زمان برای واکنش نسبت به تغییرات جریان دارند اما در حالت چگال، ذره زمان کافی برای واکنش به تغییرات نداشته و برخورد اتفاق می‌افتد [14]. اگرچه جریان در همهی موتورهای دیزل پاشش مستقیم در لحظه‌ی آغاز اسپری، چگال است اما در فواصل دور از نازل و همچنین به علت تبخیری بودن قطرات مورد مطالعه، می‌توان از برخورد قطرات صرف‌نظر نمود. از طرفی دیگر، مقدار تقریبی بدست آمده برای تحقیق حاضر، حاکی از رقیق بودن جریان دارد که با پیشنهاد مراجع [1,20] مبنی بر رقیق بودن جریان اسپری و عدم نیاز به مدل کردن برخورد قطرات نیز همخوانی دارد.

### 3-4- روش حل عددی

کار حاضر، با به‌کارگیری قابلیت‌های کد متن‌باز این‌فوم صورت پذیرفته است. شبیه‌سازی اسپری سوخت هپتان درون محفظه‌ی حجم ثابت، به‌صورت دوبعدی متقارن محوری و با استفاده از حل‌گر IsatDieselFoam انجام شده است [25]. این حل‌گر بر پایه‌ی حل‌گر DieselFoam موجود در نرم‌افزار توسعه داده شده است و قابلیت شبیه‌سازی اسپری و احتراق غیر پیش‌آمیخته‌ی سوخت‌های مایع با استفاده از مدل احتراقی واکنش‌گاه نیمه مخلوط<sup>3</sup> و با در نظر گرفتن تشعشع را داراست. در حل‌گر توسعه داده شده، روش جدول‌سازی در جای تطبیق‌پذیر در شبیه‌سازی احتراق سوخت‌های مایع با سینتیک‌های بزرگ به‌عنوان کتابخانه‌ی به‌حل‌گر اضافه شده است، علاوه بر این مدل‌سازی انتقال حرارت تشعشعی و همچنین تابع محاسبه‌گر طول نفوذ مایع نیز فراخوانی و به حل‌گر اضافه شده است. لازم به ذکر است که در تحقیق حاضر چون به اسپری تبخیری و غیر واکنشی سوخت هپتان پرداخته می‌شود، از تمامی قابلیت‌های حل‌گر استفاده نشده است. در شبیه‌سازی انجام شده از روش‌های گسسته‌سازی مختلفی بهره گرفته شده است. گسسته‌سازی ترم‌های زمانی از روش اولر مرتبه یک، گسسته‌سازی سایر جملات از روش گاوس با دقت مرتبه‌ی دوم و کلیه‌ی میان‌یابی‌های انجام گرفته نیز به‌صورت خطی صورت پذیرفته است. در نهایت تصحیح فشار با استفاده از الگوریتم پیزو<sup>4</sup> انجام گرفته که در این روش فشار یک‌بار پیش‌بینی و دوبار تصحیح می‌شود.

### 4- نتایج و بحث

در این شبیه‌سازی محفظه‌ی حجم ثابت نمونه‌ی آزمایشگاهی به ابعاد 108 در 108 میلی‌متر، به‌صورت دوبعدی متقارن محوری و مطابق شکل 4 در نظر گرفته شده است. شرایط دمایی و فشاری محفظه در لحظه‌ی اسپری سوخت

که در اثر احتراق پیش مخلوط ایجاد شده، دمای 1000 درجه‌ی کلون و فشار 4.33 مگاپاسگال است. درصد مولی محصولات ایجاد شده ناشی از احتراق پیش مخلوط در جدول 1 و شرایط محیطی در هنگام پاشش سوخت به همراه مشخصات سوخت پاشیده شده نیز در جدول 2 آورده شده است. قطر ماکزیمم و مینیمم قطرات که در واقع تعیین‌کننده‌ی توزیع قطر قطرات به روش روزین-مرملر است به ترتیب برابر 75 و 0.5 میکرومتر در نظر گرفته شده است. مدل‌های استفاده شده در این شبیه‌سازی عبارت‌اند از مدل اغتشاشی کی-اپسیلون با ضرایب تصحیح شده طبق مرجع [12]، مدل شکست ثانویه‌ی کلون هلمهولتر-رایلی تیلور و مدل تبخیر قطرات رنز-مارشال.

برای حل مسئله در ابتدا عدم وابستگی حل عددی به شبکه‌ی محاسباتی بررسی شده است. شکل 5 نتایج استقلال حل عددی از شبکه‌ی

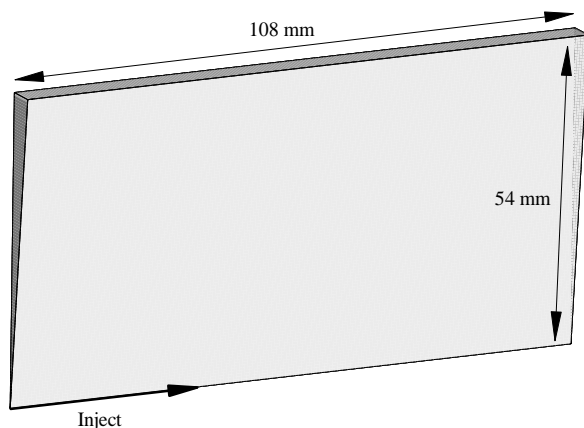


Fig. 4 Dimensions of geometry in present study

شکل 4 ابعاد هندسی در نظر گرفته شده در کار حاضر

جدول 1 درصد مولی گازها در محفظه‌ی احتراق در لحظه‌ی پاشش سوخت [8]

Table 1 Molar percent of gaseous in combustion chamber at injection time [8]

گونه	مقدار (درصد مولی)
اکسیژن	0
نیتروژن	89.71
کربن دی‌اکسید	6.52
آب	3.77

جدول 2 شرایط اولیه‌ی محیطی و مشخصات سوخت پاشش شده [8]

Table 2 Initial ambient condition and characteristic of injected fuel [8]

مشخصه	مقدار	واحد
دمای اولیه محفظه	1000	کلون
فشار اولیه محفظه	4.33	مگاپاسگال
فشار پاشش	150	مگاپاسگال
دمای پاشش	373	کلون
مدت زمان پاشش	6.894	ثانیه
جرم پاشش شده	17.8	میلی‌گرم
قطر نازل	0.1	میلی‌متر
ویسکوزیته سوخت	0.00021	ثانیه/پاسگال
چگالی سوخت	613.236	مترمکعب/کیلوگرم
کشش سطحی سوخت	0.01248	متر/نیوتن

1- Dilute Flow  
2- Dense Flow  
3- Partially Stirred Reactor (PaSR)  
4- Piso

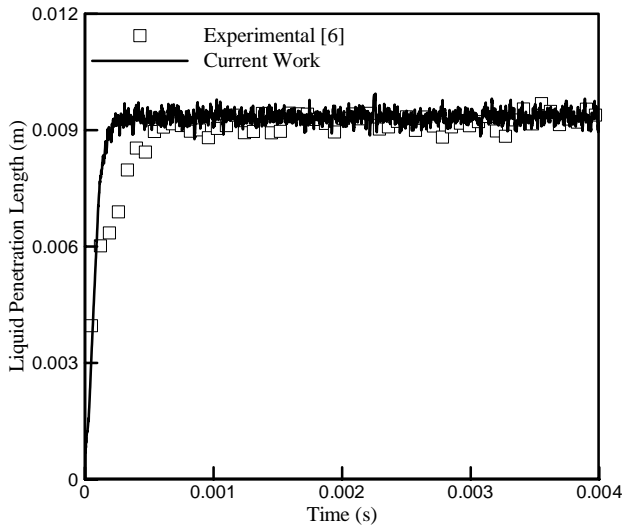


Fig. 6 Current study and experiment results comparison for liquid penetration length

شکل 6 مقایسه نتایج مطالعه حاضر با نتایج تجربی برای طول نفوذ مایع

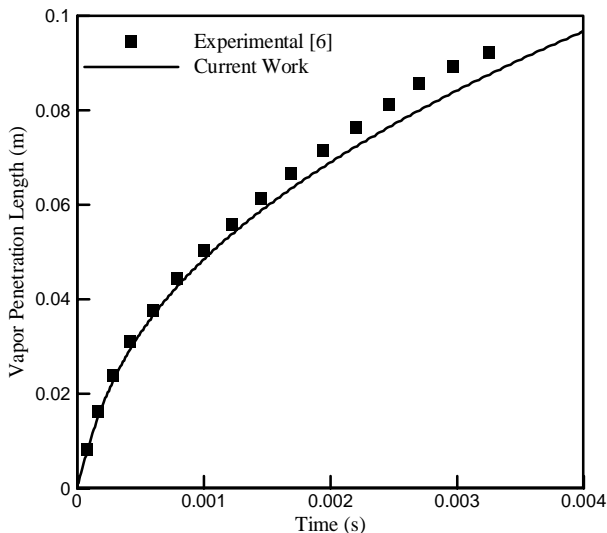


Fig. 7 Current study and experiment results comparison for vapor penetration length

شکل 7 مقایسه نتایج مطالعه حاضر و نتایج تجربی برای طول نفوذ بخار

دو فاصله‌ی 20 و 40 میلی‌متری از سر نازل و در زمان 113 میلی‌ثانیه را نشان می‌دهد. به‌منظور بررسی دقت جواب‌ها، نتایج عددی شبیه‌سازی حاضر و همچنین نتایج عددی انجام شده توسط نوولا و همکاران [20] در سال 2011 با داده‌های تجربی مرجع [6] مقایسه شده‌اند که حاکی از دقت قابل‌قبول نتایج عددی کار حاضر است. ملاحظه می‌گردد که مقدار کسر جرمی سوخت در محور مرکزی، ماکزیمم مقدار است و به سبب نفوذ سوخت در جهات شعاعی و محوری، از مقدار آن در نواحی دورتر از نازل (شکل 9-b) کاسته می‌شود.

#### 4-1- بررسی توزیع قطر قطرات

به‌منظور بررسی تأثیر توزیع قطر قطرات بر روی طول نفوذ مایع و بخار، سه توزیع قطر مطابق جدول 3 در نظر گرفته شده است. حالت 1 متناظر با حالتی است که در اطراف نازل قطراتی با قطر درشت و هم‌اندازه قطر نازل

محاسباتی را در فاصله‌ی 20 میلی‌متر از نازل در زمان 113 میلی‌ثانیه از حل، براساس کسر جرمی سوخت در راستای شعاع نشان می‌دهد. همان‌طور که ملاحظه می‌گردد نتایج دو شبکه‌ی 23328 و 93312 بر روی یکدیگر منطبق می‌باشند؛ بنابراین با توجه به هزینه‌ی محاسباتی بالاتر برای شبکه‌بندی ریزتر، شبکه‌ی 23328 با اندازه‌ی سلول 0.5 میلی‌متر به‌عنوان شبکه‌ی بهینه انتخاب شده است.

در شکل 6 و 7 نتایج بدست آمده برای طول نفوذ مایع و گاز با داده‌های تجربی مرجع [6] مقایسه شده است. طول نفوذ مایع طبق تعریف به حداکثر فاصله‌ی محوری از نازل که در هر لحظه‌ی زمانی دارای 95 درصد جرمی سوخت تزریق شده است، گفته می‌شود. در برخی مقالات، این طول، براساس درصد‌های متفاوتی از جرم سوخت تزریق شده نیز (95-97 درصد) تعریف و محاسبه شده است [1]. در کار حاضر طول نفوذ مایع، براساس 95 درصد جرمی سوخت تزریق شده محاسبه شده است. طول نفوذ بخار نیز، به حداکثر فاصله خروجی از نازل در هر لحظه‌ی زمانی که کسر جرمی سوخت به مقدار 0.1 درصد می‌رسد، گفته می‌شود. این طول نیز در برخی مقالات براساس درصد‌های متفاوتی از کسر جرمی سوخت (0.05-0.1) تعریف و محاسبه شده است [1]. در کار حاضر به‌منظور همخوانی با روش اندازه‌گیری شده توسط آزمایشگاه، کسر جرمی سوخت 0.1 درصد در نظر گرفته شده است [26]. همان‌طور که در شکل 6 و 7 ملاحظه می‌گردد نتایج از دقت خوبی برخوردار هستند به‌نحوی که مقدار خطای نسبی متوسط حاصل از شبیه‌سازی و داده‌های تجربی برای طول نفوذ مایع و گاز به ترتیب 2.53 و 4.91 درصد است. مطابق شکل 6 به علت دمای بالای محفظه، هسته‌ی مایع تشکیل شده در جلوی نازل، شروع به تبخیر کرده و مقدار طول آن (طول نفوذ مایع) در مقدار ثابتی باقی می‌ماند، این درحالی‌که است که باگذشت زمان و تبخیر هر چه بیشتر سوخت، مقدار نفوذ بخار سوخت که مقدار طول نفوذ آن، معرف طول نفوذ بخار است، روند افزایشی را نشان می‌دهد.

مقادیر طول نفوذ بخار براساس مدل‌های مختلف توربولانسی برحسب زمان در شکل 8 آورده شده است. مشاهده می‌گردد که استفاده از مدل کی-اِپسیلون استاندارد با ضریب ارائه شده برای جت‌های دوار توسط مرجع [12]، نسبت به سایر مدل‌ها از دقت بالاتری برخوردار است.

شکل 9 تغییرات کسر مولی سوخت در امتداد شعاع محفظه‌ی احتراق در

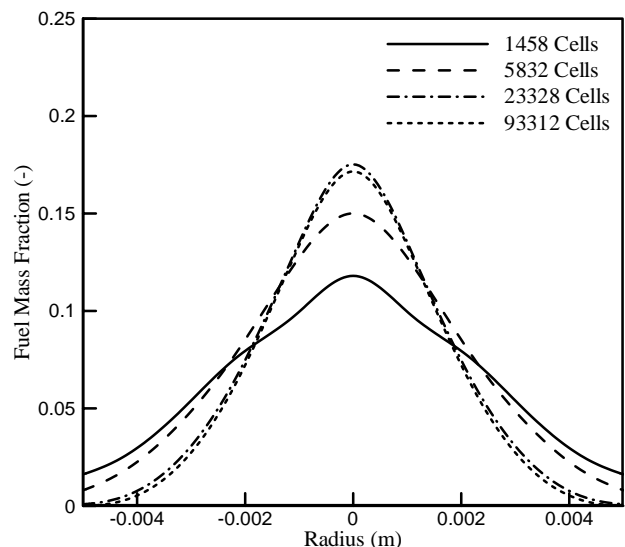


Fig. 5 Effect of grid resolution on spray characteristics

شکل 5 تأثیر دقت شبکه‌ی محاسباتی بر مشخصات اسپری

تشکیل گردد. حالت‌های 2 و 3 نیز نشان‌دهنده‌ی توزیع قطرات کوچک‌تر از قطر نازل هستند.

در شکل 10 توزیع قطر قطرات با توجه به سه حالت در نظر گرفته شده، طبق روابط (21) و (22) رسم گردیده است. همان‌طور که ملاحظه می‌گردد با کاهش قطر مینیمم و ماکزیمم در هر مرحله، توزیع قطر قطرات به سمت قطرات ریزتر میل کرده و تعداد قطرات ریزتر در توزیع افزایش می‌یابد.

با توجه به این‌که طول نفوذ مایع تحت تأثیر شکست ثانویه‌ی قطرات است و براساس 0.95 کسر جرمی سوخت در ناحیه‌ی محاسباتی محاسبه می‌گردد، استفاده از قطر متوسط ساتر برای تحلیل نتایج که به‌عنوان معیاری مناسب برای تخمینی از شکست قطره، محاسبه‌ی بازده و انتقال جرم در واکنش‌های شیمیایی شناخته شده است، لازم و ضروری به نظر می‌رسد. قطر متوسط ساتر، طبق تعریف معادل قطر قطره‌ای است که نسبت حجم به سطح آن برابر با نسبت حجم به سطح همه‌ی قطرات است [27]. در واقع هر چه

جدول 3 مقادیر توزیع قطر قطرات در نظر گرفته شده

Table 3 Considered droplet diameter distribution

مطالعه موردی	قطر مینیمم (میکرومتر)	قطر ماکزیمم (میکرومتر)	پارامتر پراکندگی
حالت 1	1	100	3
حالت 2	0.5	75	3
حالت 3	0.25	37.5	3

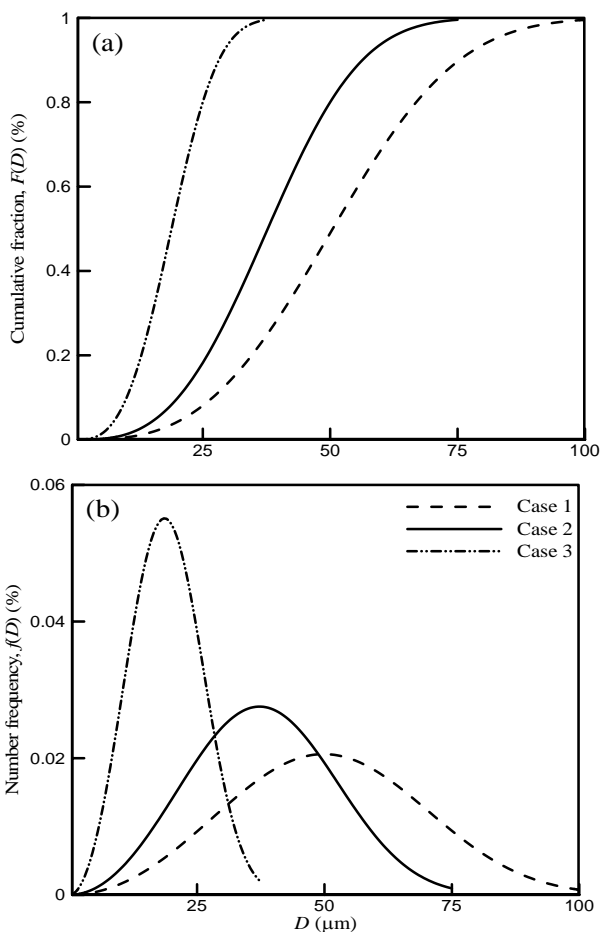


Fig. 10 Considered droplet diameter distribution: (a) Cumulative number distribution and (b) Number frequency distribution  
 شکل 10 مقادیر توزیع قطر قطرات در نظر گرفته شده: (a) توزیع عددی تجمعی و (b) توزیع فرکانسی عددی

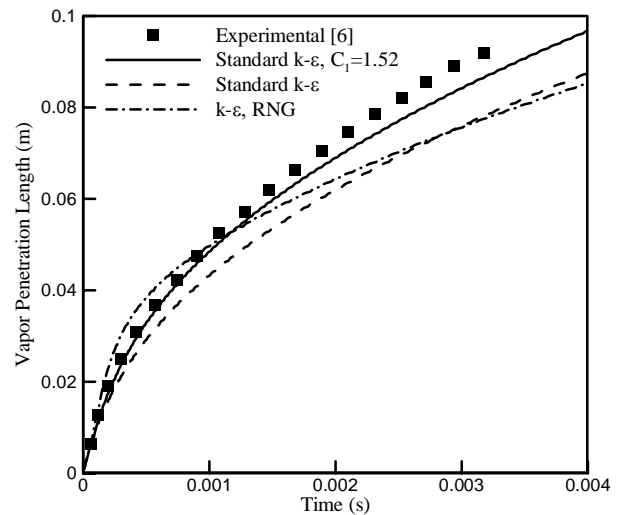


Fig. 8 Effect of turbulence model on spray characteristics

شکل 8 تأثیر مدل‌های توربولانسی بر خصوصیات اسپری

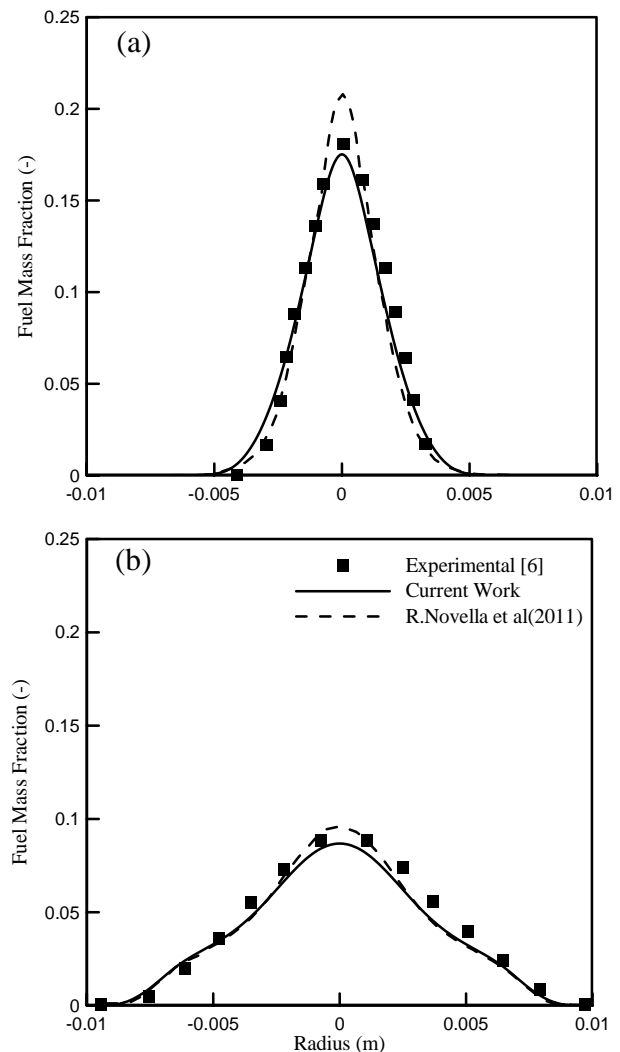


Fig. 9 Model validation. Radial fuel distribution profile at (a) 20 and (b) 40 mm from injector tip, 113 ms after start of injection

شکل 9 صحت‌سنجی نتایج، نمودار توزیع شعاعی سوخت به فاصله‌ی 20 و 40 میلی‌متری از سر نازل، 113 میلی‌ثانیه بعد از آغاز پاشش



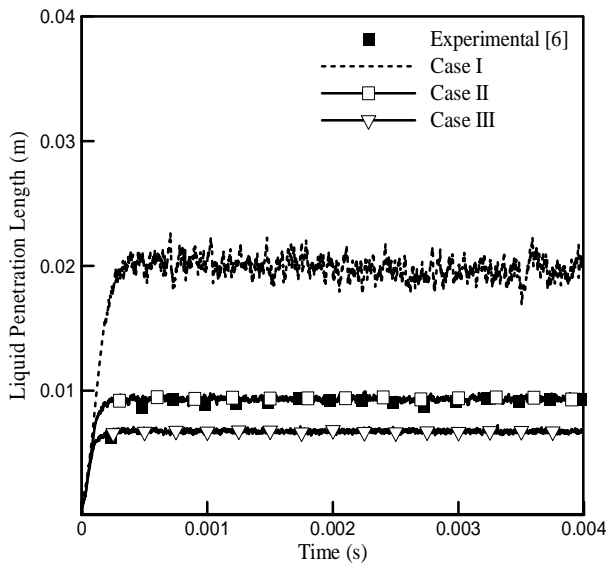


Fig. 12 Predicted liquid penetration length for three considered droplet diameter distribution

شکل 12 طول نفوذ مایع پیش‌بینی‌شده برای سه توزیع قطر قطرات در نظر گرفته‌شده

شکل 13 مقدار جرم تبخیر شده قطرات را برحسب زمان در سه توزیع در نظر گرفته شده نشان می‌دهد. مجدداً به علت قطر متوسط ساتر کوچک‌تر در حالت 3 و شکست زود هنگام قطرات، انتقال حرارت به مجموعه‌ی قطرات سبب تبخیر زود هنگام آن‌ها نسبت به سایر توزیع‌های در نظر گرفته شده و جرم بیشتری از سوخت تبخیر می‌گردد. با وجود این که جرم تبخیر شده در حالت 3 حدود 1.67 برابر بیشتر از حالت اول است (مطابق شکل 13)، در نگاه اول انتظار می‌رود که طول نفوذ گاز نیز در این حالت بیشترین مقدار باشد اما در شکل 14 مقدار طول نفوذ گاز رفتار کاملاً برعکسی را نشان می‌دهد. در توجیه این رفتار می‌توان این‌گونه اظهار داشت که اگرچه جرم تبخیر شده در حالت 3 بیشترین مقدار است اما به سبب این که طول نفوذ مایع در این حالت کمتر است، سوخت مایع در فاصله‌ی کمتری نسبت به نازل قرار گرفته و تبخیر قطرات و گسترش نفوذ بخار از فاصله‌ی کمتری به نازل آغاز شده و همین سبب کمتر پیش‌بینی شدن طول نفوذ گاز در حالت 3 نسبت به سایر حالت‌ها می‌شود. به‌منظور درک بهتر در شکل 15 فرآیند پاشش سوخت به محفظه پس از گذشت 113 میلی‌ثانیه از حل، برای دو حالت 1 و 3 آورده شده است. در این شکل مقدار اختلاف طول نفوذ مایع و بخار در هر دو حالت نشان داده شده است. مقدار اختلاف دو برابری در پیش‌بینی طول نفوذ مایع در به‌کارگیری دو توزیع مختلف به‌خوبی مشاهده می‌شود، این در حالی است که اختلاف بین طول نفوذ گاز در این دو حالت به‌مراتب کمتر است.

### 5- جمع‌بندی

در کار حاضر اثر توزیع قطر قطرات در پیش‌بینی طول نفوذ مایع و گاز در یک محفظه‌ی حجم ثابت به روش عددی بررسی شد. سه توزیع قطر قطرات از هم‌اندازه با قطر نازل و دو مورد کوچک‌تر در نظر گرفته شد. نتایج نشان می‌دهد توزیع قطر قطرات اثر قابل‌توجهی بر پیش‌بینی طول نفوذ مایع دارد درحالی‌که اثر آن بر روی طول نفوذ گاز ناچیز است. استفاده از توزیع قطر قطرات هم‌اندازه با قطر نازل به سبب داشتن عدد ساتر بزرگ‌تر و اتمیزاسیون دیرتر سبب پیش‌بینی بیش‌ازحد طول نفوذ مایع نسبت به مقادیر تجربی می‌گردد، این در حالی است که توزیع درشت‌تر حتی با داشتن نرخ تبخیر

مقدار قطر متوسط ساتر کوچک‌تر باشد، قطره راحت‌تر شکسته، حرارت بیشتری جذب و متعاقباً نرخ تبخیر بالاتری خواهد داشت [2]. شکل 11 مقادیر قطر متوسط ساتر را در هر لحظه از زمان برای سه توزیع در نظر گرفته شده، نشان می‌دهد.

همان‌طور که ملاحظه می‌گردد در حالت 1 که توزیع قطر قطرات درشت است، مقدار قطر متوسط ساتر بالاتر از دو حالت دیگر پیش‌بینی شده است. به‌نحوی که در این حالت، مقدار قطر متوسط ساتر بدست آمده بیش از 1.5 برابر دو حالت دیگر است. این در حالی است که در دو حالت دیگر قطر متوسط ساتر اختلاف ناچیزی با یکدیگر دارند. پدیده‌های مختلفی از قبیل نرخ شکست قطرات و نرخ تبخیر می‌تواند در بروز چنین رفتاری در حالت دوم و سوم تأثیرگذار باشد. در این دو حالت چون توزیع ریزتری وجود دارد، قطرات در فاصله‌ی کمی بعد از ورود تبخیر می‌شوند، این در حالی است که نرخ ورود جرم در هر گام زمانی در هر سه حالت یکسان است؛ بنابراین در حالت سوم در یک لحظه‌ی زمانی قطرات ریزتر بیشتری در مقایسه با حالت دوم تبخیر شده و آنچه باقی می‌ماند قطرات درشتی است که در اندازه تقریباً مشابه حالت دوم است و هنوز روند شکست و تبخیر آن‌ها ادامه دارد. به‌عبارت دیگر قطرات تشکیل دهنده‌ی مقدار طول نفوذ مایع، در حالت دوم و سوم از لحاظ قطر تقریباً یکسان بوده و همین سبب نزدیک پیش‌بینی شدن قطر متوسط ساتر در این حالت‌ها است. در نهایت حالت 3 که متناظر با کوچک‌ترین توزیع قطر قطرات است کمترین قطر متوسط ساتر را داراست؛ بنابراین آنچه انتظار می‌رود این است که قطرات در حالت 1 دیرتر از دو حالت دیگر شکسته شوند و طول نفوذ مایع بالاتری داشته باشند. با توجه به اختلاف اندک قطر ساتر در دو حالت دیگر نیز، انتظار می‌رود که طول نفوذ مایع در این دو حالت اختلاف کمتری داشته باشند و کمترین طول نفوذ مایع با توجه به عدد ساتر کوچک‌تر و شکست زود هنگام‌تر متعلق به حالت 3 باشد.

شکل 12 مقادیر طول نفوذ مایع برحسب زمان را با توجه به سه توزیع در نظر گرفته شده نشان می‌دهد. همان‌طور که ملاحظه می‌گردد در شکل 12 این انتظار به‌خوبی برآورده شده است. به‌نحوی که حالت 1 با توزیع قطر درشت‌تر دارای بیشترین طول نفوذ مایع و حالت 3 دارای کمترین طول نفوذ مایع است. ملاحظه می‌گردد که استفاده از توزیع قطر نامناسب قطرات سبب پیش‌بینی بیش از دو برابری طول نفوذ مایع نسبت به مقادیر تجربی می‌گردد.

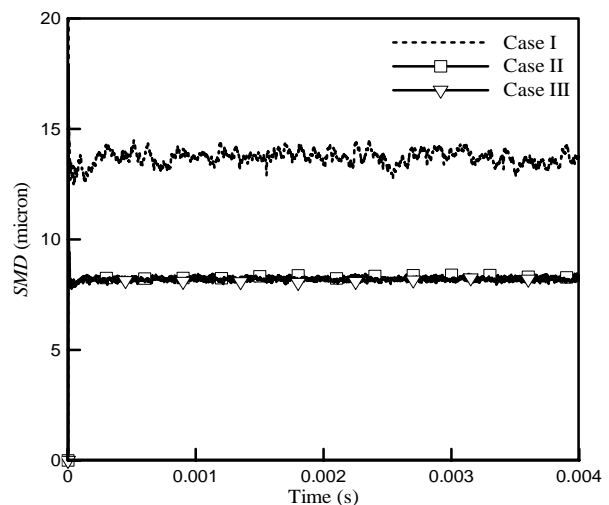


Fig. 11 Predicted sauter mean diameter for three droplet diameter distribution

شکل 11 قطر متوسط ساتر پیش‌بینی شده برای سه توزیع قطر قطرات

نفوذ بخار با به‌کارگیری توزیع قطرات درشت‌تر با نتایج تجربی همخوانی بهتری دارد اما به سبب بیشتر پیش‌بینی شدن طول نفوذ مایع، غیردقیق قلمداد شده و توزیع قطر قطرات ریزتر متناظر با حالت 2 به همراه مدل توربولانسی کی اسیلون استاندارد با ضرایب تصحیح شده، به‌عنوان حالت بهینه جهت شبیه‌سازی اسپری همراه با جریان واکنشی انتخاب می‌گردد.

### 6- مراجع

- [1] A. M. Aranguéz, *Non-reacting fuel spray simulations under direct injection diesel engine*, MSc Thesis, Lund University, Sweden, 2012.
- [2] M. M. Naghizadeh, A. Ghahremani, M. H. Saïdi, Numerical simulation of spray characteristics of bio-ethanol and its blend with gasoline in direct injection combustion chamber, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 15, No. 4, pp. 112–122, 2015. (in Persian فارسی)
- [3] J. Agudelo, P. Benjumea, Study of diesel sprays using computational fluid dynamics, *Universidad de Antioquia*, Vol. 1, pp. 61–69, 2009.
- [4] A. Aghaie, M. Kayhani, M. Razavi, Investigation of thermodynamics properties effects on spray tip penetration, *International journal of multidisciplinary sciences and engineering*, Vol. 3, No. 10, 2012.
- [5] S. H. Park, J. Cha, H. J. Kim, C. S. Lee, Effect of early injection strategy on spray atomization and emission reduction characteristics in bioethanol blended diesel fueled engine, *Energy*, Vol. 39, No. 1, pp. 375–387, 2012.
- [6] *Experimental data search*, Accessed on 29 December 2015; <http://www.sandia.gov/ecn/cvdata/dsearch/dsearch.php>.
- [7] *Combustion vessel geometry 2009 to present*, Accessed on 03 March 2015; <http://www.sandia.gov/ecn/cvdata/sandiaCV/vesselGeometry2009.php>.
- [8] *Ambient condition*, Accessed on 03 March 2015; <http://www.sandia.gov/ecn/cvdata/sandiaCV/ambientConditions.php>.
- [9] *Engine combustion network*, Accessed on 03 March 2015; <http://www.sandia.gov/ecn/>.
- [10] *Spray H recommended rate of injection*, Accessed on 09 November 2015; <http://www.sandia.gov/ecn/cvdata/sandiaCV/SprayHroi.php>.
- [11] M. Shafa, Numerical simulation of reduction in NO<sub>x</sub> emissions with selective non-catalytic reduction method in stack, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 15, No. 2, pp. 92–100, 2014. (in Persian فارسی)
- [12] J. Janicka, N. Peters, Prediction of turbulent jet diffusion flame lift-off using a pdf transport equation, *Nineteenth Symposium (International) on Combustion*, Vol. 19, No. 1, pp. 367–374, 1982.
- [13] B. Challen, R. Baranescu, *Diesel engine reference book*, Second Edition, pp. 156–158, United Kingdom: Butterworth-Heinemann, 1999.
- [14] C. Baumgarten, *Mixture Formation in Internal Combustion Engines*, Second Edition, pp. 99–101, New York: Springer, 2006.
- [15] T. Division, L. Alamos, J. K. Dukowicz, A particle-fluid numerical model for liquid sprays, *Journal of computational physics*, Vol. 35, No. 2, pp. 229–253, 1980.
- [16] F. Kärholm, *Numerical modelling of diesel spray injection, turbulence interaction and combustion*. PhD Thesis, Department of Applied Mechanics, Chalmers University of Technology, Sweden, 2008.
- [17] P. a. N. Nordin, *Complex chemistry modeling of diesel spray combustion*, PhD Thesis, No. 1689, pp. 1–55, Chalmers University of Technology, Sweden, 2001.
- [18] F. Payri, V. Bermúdez, R. Payri, F. J. Salvador, The influence of cavitation on the internal flow and the spray characteristics in diesel injection nozzles, *Fuel*, Vol. 83, No. 4–5, pp. 419–431, 2004.
- [19] G. J. Smallwood, Ö. L. Gülder, D. R. Snelling, The structure of the dense core region in transient diesel sprays, *Twenty-Fifth Symposium (International) on Combustion*, Vol. 25, No. 1, pp. 371–379, 1994.
- [20] R. Novella, A. García, J. M. M. Pastor, V. Domenech, The role of detailed chemical kinetics on CFD diesel spray ignition and combustion modelling, *Mathematical and Computer Modelling*, Vol. 54, No. 7–8, pp. 1706–1719, 2011.
- [21] S. E. Edi, T. I. On, C. T. Crowe, J. D. Schwarzkopf, M. Sommerfeld, Y. Tsuji, *Multiphase flows with droplets and particles*, Second Edition, pp. 47–50, New York: CRC press Taylor & Francis Group, 2011.
- [22] R. D. Reitz, Modeling atomization processes in high-pressure vaporizing sprays, *Atomisation Spray Technology*, Vol. 3, No. 4, pp. 309–337, 1987.
- [23] J-H. Lee, S. Goto, Comparison of spray characteristics in butane and diesel fuels by numerical analysis, *SAE Technical Paper*, Vol. 109, No. 2, pp. 105–115, 2000.
- [24] J. J. López, R. Novella, A. García, J. F. Winklinger, Investigation of the ignition and combustion processes of a dual-fuel spray under diesel-like conditions using computational fluid dynamics (CFD) modeling, *Mathematical and Computer Modelling*, Vol. 57, No. 7–8, pp. 1897–1906, 2013.
- [25] A. Shamouni, *Using in situ adaptive tabulation in simulation of mild combustion*, MSc Thesis, Tarbiat Modares University, Iran, 2012. (in Persian فارسی)
- [26] *Modeling standards and recommendations*, Accessed on 18 April 2015; <http://www.sandia.gov/ecn/cvdata/compMeth/modelStandards.php>.
- [27] R. j. Schick, spray technology reference guide understanding drop size, *Spray Analysis and Research Services*, Vol. 459, pp. 8–16, 1996.

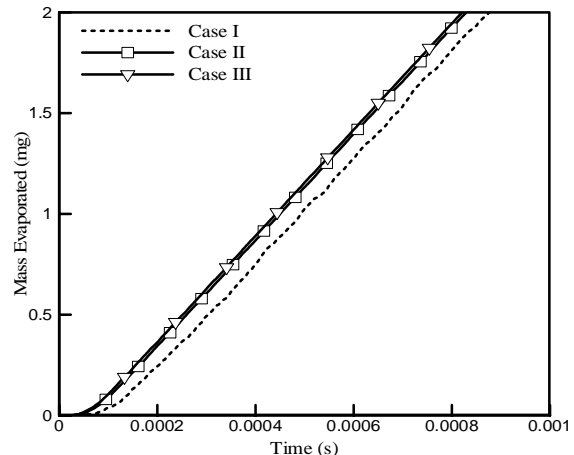


Fig. 13 Fuel mass evaporated for three droplet diameter distribution

شکل 13 جرم تبخیر شده‌ی سوخت براساس سه توزیع قطر قطرات

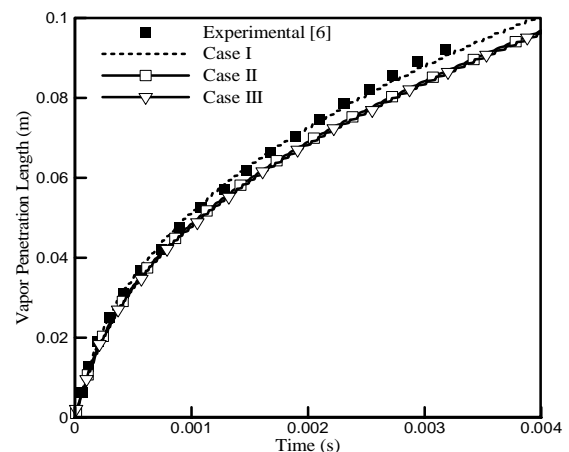


Fig. 14 Predicted vapor penetration length for three considered droplet diameter distribution

شکل 14 طول نفوذ گاز پیش‌بینی شده برای سه توزیع قطر قطرات

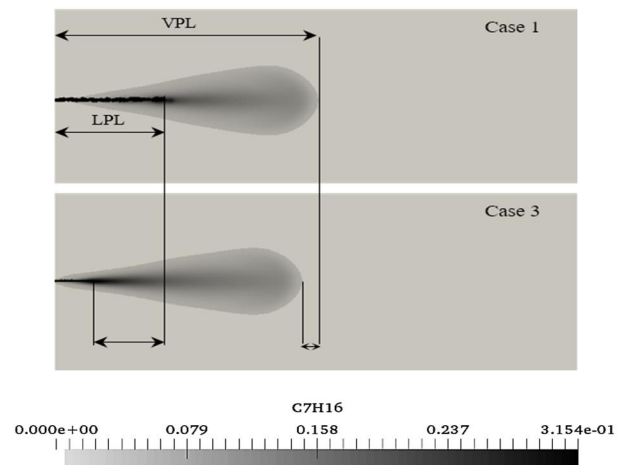


Fig. 15 Compare of liquid and vapor penetration length for case 1 and 3 after 113 ms after injection

شکل 15 مقایسه‌ی طول نفوذ مایع و بخار در حالت‌های 1 و 3، بعد از گذشت 113 میلی‌ثانیه از پاشش

پایین‌تر به سبب قرارگیری مایع در فاصله دورتر به نازل دارای طول نفوذ بخار بیشتری است و با نتایج تجربی همخوانی بهتری دارد؛ بنابراین اگرچه طول