Amirkabir Journal of Mechanical Engineering

Amirkabir J. Mech. Eng., 52(4) (2020) 211-214
DOI: 10.22060/mej.2018.14433.5859

# Investigation of the Effect of Spray Fuel Injection Pattern on Evaporation of Droplets in the Gas Turbine Pre-mixer

A. Kazemi Fard[1], H. Khaleghi[1]* , R. Ebrahimi[2]

[1]Mechanical Engineering Department, Tarbiat Modares University, Tehran, Iran.
[2]Aerospace Engineering Department, K.N. Toosi University of Technology, Tehran, Iran..

**ABSTRACT:** In a liquefied gas turbine combustor, due to the limited length of the premix tube, the evaporation process of fuel droplets is not completely carried out inside the tube, and the droplets enter the combustion chamber. The presence of droplets in the combustor causes the reactions to occur in the non-premix mode and the emission of NOx increases as a result. To avoid the emission of this pollutant, it is necessary that the droplets are evaporated completely in a limited space. Herein, a mechanism is proposed for spraying the droplets, in which, fuel droplets are injected to form a hollow-cone spray pattern in the opposite of the gas flow direction. In this type of injection, due to the relative velocity of droplets and subsequent enhancement of the droplet break-up and evaporation processes, it is possible to achieve this goal. To verify this matter, various patterns of injected n-heptane droplets into nitrogen gas passing through a premix tube have been simulated at the temperature of 800 K and the pressure of 20 bar using the Eulerian-Lagrangian approach. The validation of heat and mass transfer models, as well as the influence of gas molecules penetration into fuel droplets, has been evaluated. The results showed that using this type of injection, in addition to full evaporation of droplets in the limited space, the distribution of the temperature and the fuel vapor mass fraction in the tube outlet are more evenly distributed

**Review History:**

Received: 12 May 2018
Revised: 15 July 2018
Accepted: 17 July 2018
Available Online: 23 July 2018

**Keywords:**

Premix tube
Droplet evaporation
High pressure
Fuel injection
Gas turbine.

## 1. Introduction

In recent decades, the use of the Lean premixed system has been developed to reduce the nitrogen oxides emissions in gas turbines. However, in liquefied gas turbines, the premixing of fuel droplets with air does not help in reducing these emissions. Therefore, it is essential that the spray droplets should be evaporated and mixed completely with the air before entering into a combustor. Besides, due to the limitations, the premix tube should have a compact length. In this regard, several researchers have investigated the effect of various patterns of injection in the premix tube including co-flow and cross-flow [1-4]. The results showed that with these kinds of injection patterns, the complete evaporation of spray droplets is not possible in a compact tube. In the direction of increasing the evaporation rate, on the one hand, to attain the most relative velocity of the droplets, the spray should be injected in the opposite direction. On the other hand, in order to use more space in the tube, the droplets should be sprayed from a point on the tube centerline symmetrically. Therefore, in this study, the effect of this pattern of injection is investigated by simulating of the n-heptane droplets sprayed in a premix tube.

## 2. Methodology

### 2.1. Governing equations

The Lagrangian-Eulerian approach is used to account for the variation in mass, momentum, energy, and mass of each species exchanges between gas and liquid phases. The governing equations for the gas phase can be written as [5]:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u}) = S_m \tag{1}$$

$$\frac{\partial \rho \mathbf{u}}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u}\mathbf{u}) = -\nabla P + \nabla \cdot \{2(\mu + \mu_t) [\boldsymbol{S} - \frac{1}{3}(\nabla \cdot \mathbf{u})\mathbf{I}] - \frac{2}{3}\rho k \mathbf{I})\} + \rho \mathbf{g} + \mathbf{S_u} \tag{2}$$

$$\frac{\partial \rho h}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u} h) = \frac{\mathrm{D}P}{\mathrm{D}t} + \nabla \cdot [(\alpha + \alpha_t)\nabla h] + S_h \tag{3}$$

$$\frac{\partial \rho Y_i}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u} Y_i) = \nabla \cdot [(\mu + \mu_t)\nabla Y_i] + S_{Y_i} \tag{4}$$

The turbulent viscosity $\mu_t$ is estimated from Launder-Sharma turbulence model, a low Reynolds k-ε model [6]. The governing equations for each droplet's position, $\mathbf{r}_d$, velocity, $\mathbf{u}_d$, mass, $m_d$, and temperature $T_d$ are set by Ref. [5]:

$$\boldsymbol{u}_d = \frac{d\boldsymbol{r}_d}{dt} \tag{5}$$

$$\frac{d\boldsymbol{u}_d}{dt} = \frac{\boldsymbol{u} - \boldsymbol{u}_d}{\tau_u} + \boldsymbol{g} \tag{6}$$

*Corresponding author's email: khaleghi@modares.ac.ir

Copyrights for this article are retained by the author(s) with publishing rights granted to Amirkabir University Press. The content of this article is subject to the terms and conditions of the Creative Commons Attribution 4.0 International (CC-BY-NC 4.0) License. For more information, please visit https://www.creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/legalcode.

$$\dot{m}_d = -2\pi\rho d D_{diff}(Y_s - Y_\infty)Sh \tag{7}$$

$$\frac{dT_d}{dt} = \frac{T - T_d}{\tau_h} f - \frac{h_{fg}}{C_{p,d}\tau_e} \tag{8}$$

Also, the effect of the gas solubility at the droplet surface and the real gas behavior in the gas phase is examined by considering the Peng-Robinson equation and the Van der Waals mixing rule in the governing equations [7].

## 2.2. Numerical method

The governing equations are solved numerically using SprayFoam solver in OpenFOAM CFD Package [8]. The effect of the gas solubility at the droplet surface is applied in this code to simulate the spray evaporation correctly in high-pressure environments.

## 3. Results and Discussion

To validate the heat and mass transfer models, the evaporation history of one n-heptane droplet is simulated in the nitrogen gas with the pressure of 20 bar and the temperature of 748 K. The result is in agreement with Nomura experimental data [9].

Before injecting the fuel droplets, the gas flow in a tube with a diameter of 18 mm, the length of 44 mm and the inlet velocity of 15 m/s is simulated. The gas in the tube is nitrogen with 20 bar pressure and 800 K temperature. By injecting a fully atomized spray in different patterns, as specified in Table 1, the two-phase flow is performed in the tube. In each case, the droplets are injected from a point on the tube centerline, 20 mm far from the inlet section. The density function of the droplets is the Rosin-Rammler with Sauter Mean Diameter (SMD) of 0.075 mm. The mass flow rate and initial velocity of the droplets are 0.0066 kg/s and 100 m/s respectively.

**Table 1. Different patterns of the fuel injection in the pre-mixer**

| Cases | Injection direction | Spray angle (°) |
|---|---|---|
| 1 | Counter-Flow | 30-80 |
| 2 | Counter-Flow | 0-80 |
| 3 | Co-Flow | 30-80 |
| 4 | Co-Flow | 0-80 |

Fig. 1 shows the flow field in the longitudinal section of the tube for all cases. By comparing these results, it could be realized that by the injecting of the fuel droplets in the opposite direction, the droplets are evaporated completely.

In these conditions, when the droplets are injected with a hollow-cone spray in the interval of 30 to 80 degrees, the evaporation process occurs in a compact space. Moreover, in Fig. 2, the profile of the fuel vapor mass fraction at the outlet is indicated for all cases. In this figure as shown, the mass fraction distribution of the vaporized liquid fuel is almost uniform at the outflow in the counter-flow cases.

**Fig. 1. The longitudinal section of the flow field in the pre-mixer for different spray patterns**

**Fig. 2. The distribution of the fuel vapor mass fraction at the outlet for different spray patterns**

## 4. Conclusions

In this study, to evaporate the fuel droplets in a compact premix tube, an injection pattern is presented, in which the

fuel droplets are injected in the opposite direction of the gas flow. The results showed that by injecting the fuel droplets in the opposite direction, full evaporation of the droplets within the tube is provided due to the increase of relative velocity of droplets and subsequent acceleration in break-up processes. In order to reduce the length of the spray penetration and limit the length of the pre-mixer, the spray pattern of the hollow cone with internal and external angles of 30 and 80 degrees is provided. In this pattern, in addition to full evaporation of the droplets in a limited space, the uniform distribution of the gas temperature and the fraction of the fuel vapor at the tube outlet can be obtained.

## References

[1] X. Gu, S. Basu, R. Kumar, Vaporization and collision modeling of liquid fuel sprays in a co-axial fuel and air pre-mixer, International Journal of Heat and Mass Transfer, 55(19–20) (2012) 5322-5335.

[2] X. Gu, S. Basu, R. Kumar, Correlations of vaporization performance of conventional and biofuel sprays in a crossflow heated chamber, International Communications in Heat and Mass Transfer, 39(10) (2012) 1478-1486.

[3] ] H. Zhang, B. Bai, L. Liu, H. Sun, J. Yan, Droplet dispersion characteristics of the hollow cone sprays in crossflow, Experimental Thermal and Fluid Science, 45(0) (2013) 25-33.

[4] A. Sinha, R.S. Prakash, A.M. Mohan, R.V. Ravikrishna, Airblast spray in crossflow–structure, trajectory and droplet sizing, International Journal of Multiphase Flow, 72 (2015) 97-111.

[5] T.A. Abul Kalam Azad, Computational Modeling of Turbulent Ethanol Spray Flames in a Hot Diluted Coflow using OpenFOAM, Delft University of Technology 2015.

[6] S. Gorji, M. Seddighi, C. Ariyaratne, A.E. Vardy, T. O'Donoghue, D. Pokrajac, S. He, A comparative study of turbulence models in a transient channel flow, Computers & Fluids, 89 (2014) 111-123.

[7] L. Zhang, S.-C. Kong, High-pressure vaporization modeling of multi-component petroleum–biofuel mixtures under engine conditions, Combustion and Flame, 158(9) (2011) 1705-1717.

[8] OpenFoam, The Open Source CFD Toolbox, User Guide, Version, 1(9) (2008).

[9] H. Nomura, Y. Ujiie, H.J. Rath, J.i. Sato, M. Kono, Experimental study on high-pressure droplet evaporation using microgravity conditions, Symposium (International) on Combustion, 26(1) (1996) 1267-1273.

This page intentionally left blank

نشریه مهندسی مکانیک امیرکبیر

نشریه مهندسی مکانیک امیرکبیر، دوره ۵۲، شماره ۴، سال ۱۳۹۹، صفحات ۸۳۳ تا ۸۴۶
DOI: 10.22060/mej.2018.14433.5859

# بررسی تأثیر الگوی پاشش اسپری سوخت بر تبخیر قطرات در لوله پیش مخلوط توربین گاز

احمد کاظمی فرد[۱]، حسن خالقی[۱*] رضا ابراهیمی[۲]

[۱] دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت مدرس، تهران، ایران.
[۲] دانشکده مهندسی هوافضا، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، تهران، ایران.

**خلاصه:** در سیستم احتراق یک توربین گاز سوخت مایع، به دلیل محدودیت طول لوله پیش مخلوط، فرآیند تبخیر قطرات سوخت به طور کامل انجام نمی‌گیرد و قطرات وارد محفظه احتراق می‌شوند. وجود این قطرات در محفظه احتراق باعث می‌گردد که اشتعال در حالت غیر پیش‌مخلوط انجام شود و متعاقب آن میزان نشر اکسیدهای نیتروژن افزایش یابد. برای جلوگیری از نشر این آلاینده‌ها، می‌بایست قطرات اسپری در یک فضای محدود به طور کامل تبخیر گردد. بدین منظور در این جا، یک مکانیزم برای پاشش قطرات سوخت در لوله پیش مخلوط ارائه شده است. در این مکانیزم، قطرات اسپری با الگوی مخروط توخالی در خلاف جهت جریان هوا تزریق می‌شود. بنابراین در این نوع پاشش، به دلیل افزایش سرعت نسبی قطرات و تسریع در فرآیندهای شکست و تبخیر آنها، دستیابی به این هدف امکان‌پذیر می‌باشد. در بررسی صحت این موضوع، الگوهای مختلفی از پاشش قطرات ان-هپتان در گاز ازت عبوری از لوله پیش مخلوط با دمای ۸۰۰ کلوین و فشار ۲۰ بار در سیستم اویلری - لاگرانژی شبیه‌سازی شده است. اعتبار مدل‌های توربولانس، انتقال جرم و حرارت و نیز اثر نفوذ مولکول‌های گاز به داخل قطرات سوخت در فشار بالای محیط ارزیابی شده است. نتایج حاصل نشان می‌دهد که با تزریق قطرات اسپری با الگوی اشاره شده، علاوه بر تبخیر کامل قطرات در فضای محدود، توزیع دما و کسر جرمی بخار سوخت در خروجی لوله نیز یکنواخت می‌گردد.

**تاریخچه داوری:**
دریافت: ۱۳۹۷/۰۲/۲۲
بازنگری: ۱۳۹۷/۰۴/۲۴
پذیرش: ۱۳۹۷/۰۴/۲۶
ارائه آنلاین: ۱۳۹۷/۰۵/۰۱

**کلمات کلیدی:**
لوله پیش مخلوط
تبخیر قطره
فشار بالا
پاشش سوخت
توربین گاز

## ۱- مقدمه

در چند دهه‌ی اخیر برای کاهش انتشار اکسیدهای نیتروژن در توربین‌های گازی، استفاده از مکانیزم پیش مخلوط رقیق[۱] سوخت و هوا در حال گسترش می‌باشد. در این مکانیزم با مخلوط کردن سوخت و هوا با نسبت‌های هم‌ارزی کمتر از یک، ماکزیمم دما و نشر اکسیدهای نیتروژن کاهش می‌یابد. زمانی که از سوخت‌های مایع استفاده می‌شود، پیش مخلوط قطرات سوخت و هوا کمک چندانی در کاهش مقدار اکسیدهای نیتروژن نمی‌کند. در احتراق این پیش مخلوط جزئی، اگرچه با ریز شدن اندازه قطرات و در نتیجه یکنواخت‌تر شدن مخلوط سوخت و هوا، مقدار اکسیدهای نیتروژن کاهش می‌یابد [۱]، ولی به دلیل وجود قطرات و انجام فرآیند احتراق در شرایط نزدیک به استوکیومتری، دمای موضعی از ۱۷۰۰ کلوین افزایش یافته، سبب نشر اکسیدهای نیتروژن می‌گردد [۲ و ۳]. بنابراین ضروری است که قطرات اسپری، قبل از ورود به محفظه احتراق، به طور کامل تبخیر و مخلوط گردد. لذا استفاده از این روش، که به مکانیزم پیش تبخیر و پیش مخلوط رقیق[۲] معروف است، می‌تواند به عنوان راه حل اساسی در کاهش این آلاینده‌ها در توربین‌های گازی سوخت مایع مطرح باشد. با توجه به محدودیت‌ها، لوله پیش مخلوط می‌بایست به گونه‌ای طراحی گردد تا علاوه بر تبخیر کامل قطرات و اختلاط با هوا، طول آن نیز کوچک باشد. برای رسیدن به این هدف، تحقیقات زیادی با الگوهای مختلف پاشش قطرات در لوله پیش مخلوط انجام شده است [۴-۱۰]. گو[۳] و همکاران [۴-۶] با مدل‌سازی اسپری سوخت در لوله پیش مخلوط، پخش و تبخیر قطرات را در شرایط محیطی با فشار یک اتمسفر را بررسی کردند. در حالت تزریق قطرات در راستای جریان، نتایج آن‌ها نشان داد که با انتخاب زاویه پاشش اسپری و سرعت تزریق قطرات به ترتیب ۱۲۹ درجه و ۵ متر بر ثانیه، میزان پراکندگی و تبخیر قطرات بهبود می‌یابد [۴] و در حالت تزریق قطرات در جهت عمود بر جریان، زاویه بهینه پاشش ۱۰۰ درجه می‌باشد [۵]. با این

1 Lean Premixed (LP)
2 Lean Premixed Prevaporized (LPP)
3 Gu

* نویسنده عهده‌دار مکاتبات: khaleghi@modares.ac.ir

حقوق مؤلفین به نویسندگان و حقوق ناشر به انتشارات دانشگاه امیرکبیر داده شده است. این مقاله تحت لیسانس آفرینندگی مردمی (Creative Commons License) در دسترس شما قرار گرفته است. برای جزئیات این لیسانس، از آدرس https://www.creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/legalcode دیدن فرمائید.

وجود، آن‌ها تأثیر فشار بالای گاز در لوله پیش مخلوط بر شکست و تبخیر قطرات را در نظر نگرفته‌اند. زنگ[1] و همکاران [۱۱] به طور تجربی، تأثیر راستای محور انژکتور نسبت به محور لوله بر میزان پراکندگی قطرات اسپری با الگوی مخروط توخالی را بررسی کردند. بر پایه این تحقیقات، زمانی که پاشش قطرات در خلاف جریان گاز و با زاویه ۶۰ درجه بین این محورها باشد، میزان پراکندگی قطرات در میدان جریان افزایش می‌یابد. همچنین نتایج تحقیقات سینها[2] و همکاران [۱۲] نشان داد که قطرات تزریق شده عمود بر جریان گاز، با توجه به اندازه قطرشان، از یکدیگر جدا می‌شوند. قطرات بزرگتر به خاطر داشتن نسبت نیروی مومنتم به نیروی درگ[3] بیشتر، در عمق بیشتری در جریان نفوذ می‌کند؛ در صورتی که قطرات کوچکتر در ارتفاع کمتری پرتاب می‌شود و سریع‌تر با جریان گاز هم‌مسیر می‌شود.

قابل ذکر است که در این مطالعات، برای حالت پاشش قطرات اسپری عمود بر جریان گاز، تزریق از نقطه‌ای روی دیواره انجام شده است و قطرات اسپری به طور نامتقارن در جریان گاز توزیع می‌گردد. بنابراین انتظار می‌رود که برای اختلاط و تبخیر کامل قطرات، به لوله بلندتری نیاز باشد. هرچند که برای داشتن یک مخلوط یکنواخت‌تر در خروجی لوله، استفاده از دو یا چند انژکتور با این نوع پاشش گزارش شده است [۱۳ و ۱۴]. برای حالت تزریق قطرات در جهت جریان نیز، به دلیل کاهش سرعت قطرات نسبت به گاز اطراف و وابستگی فرآیندهای شکست و تبخیر قطرات با این سرعت نسبی، امکان تبخیر کامل قطرات در یک لوله کوتاه فراهم نمی‌باشد. بنابراین از یک طرف برای دستیابی به بیشترین سرعت نسبی قطرات، لازم است که پاشش در خلاف جهت جریان صورت گیرد. از طرف دیگر به منظور استفاده بیشتر از تمام فضای داخل لوله، لازم است که تزریق از نقطه‌ای روی محور لوله و به صورت متقارن انجام شود. بنابراین در این مطالعه سعی شده است که این نوع پاشش قطرات سوخت در لوله پیش مخلوط بررسی گردد و همچنین از ان-هپتان، به دلیل عدد ستان[4] آن، به عنوان یک مرجع برای سوخت دیزل انتخاب شده است.

## ۲- معادلات حاکم

جریان گاز در لوله پیش مخلوط همراه با قطرات تزریق شده، یک جریان دو فازی است که شامل فرآیندهای گرم و تبخیر قطرات و نیز اختلاط بخار حاصل با گاز ورودی می‌باشد. در مدل‌سازی این نوع جریان، اثر بر هم کنش این دو فاز بسیار مهم است. در چند دهه اخیر، به جهت کاهش حجم محاسبات، دیدگاه اویلری - لاگرانژی معرفی شده است [۱۵]. یکی از مهمترین روش‌ها در این دیدگاه، مدل قطرات مجزا[5]است [۱۶] که در آن فاز گاز در سیستم اویلری و فاز مایع در سیستم لاگرانژی به صورت محدود بسته‌هایی از قطرات یکسان به نام پارسل در نظر گرفته می‌شود. هر پارسل شامل قطراتی است که از نظر قطر، سرعت، موقعیت، درجه حرارت و زمان سپری شده پس از تزریق، برابر می‌باشد. مشخصات هر بسته از قطرات تا زمانی که تبخیر نشده است به وسیله معادلات لاگرانژی محاسبه می‌گردد. در این مدل، اثرات متقابل دو فاز از طریق افزودن جملات چشمه در معادلات بقای فاز گاز و مایع لحاظ شده، نرخ تبادل بین فازها از طریق روابط تجربی محاسبه می‌شود. در این تحقیق به دلیل ویژگی‌های منحصر به فرد و دقت بالای مدل قطرات مجزا، از این مدل در شبیه‌سازی جریان دو فازی استفاده شده است [۱۷]. بنابراین در این بخش، معادلات حاکم برای هر دو فاز قطرات و گاز ارائه شده، سپس مدل‌های به کار گرفته شده در محاسبات به طور مختصر تشریح شده است. همچنین به منظور در نظر گرفتن اثر نفوذ مولکول‌های گاز به داخل قطرات سوخت در فشارهای محیطی بالا، جزئیات محاسبات آورده شده است.

### ۲-۱- معادلات فاز گاز

معادلات بقای جرم، مومنتوم، انرژی و گونه‌ها برای فاز گاز را می‌توان به ترتیب زیر نوشت [۱۸]:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u}) = S_m \quad (۱)$$

$$\frac{\partial \rho \mathbf{u}}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u}\mathbf{u}) = -\nabla P + \nabla \cdot \{2(\mu + \mu_t) [\boldsymbol{S} - \tfrac{1}{3}(\nabla \cdot \mathbf{u})\mathbf{I}] - \tfrac{2}{3}\rho k \mathbf{I})\} + \rho \mathbf{g} + \mathbf{S_u} \quad (۲)$$

$$\frac{\partial \rho h}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u} h) = \frac{\mathrm{D}P}{\mathrm{D}t} + \nabla \cdot [(\alpha + \alpha_t)\nabla h] + S_h \quad (۳)$$

$$\frac{\partial \rho Y_i}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u} Y_i) = \nabla \cdot [(\mu + \mu_t)\nabla Y_i] + S_{Y_i} \quad (۴)$$

در این رابطه $\rho$، $\mathbf{u}$، h و $Y_i$ به ترتیب جرم حجمی، بردار سرعت،

1 Zhang
2 Sinha
3 Drag
4 Cetane number
5 Discrete Droplet Model (DDM)

آنتالپی ترموشیمیایی و کسر جرمی گونه i می‌باشد. همچنین P فشار، S کرنش برشی، g شتاب گرانش، μ لزجت دینامیکی، α ضریب پخش حرارتی و $\mathbf{I}$ ماتریس واحد است. جملات $S_m$، $\mathbf{S_u}$، $S_h$ و $S_{Y_i}$ نیز به ترتیب مولد جرم، مومنتوم، انرژی و گونه i ناشی از تبادل فاز مایع با فاز گاز می‌باشد که به صورت زیر تعیین می‌شود [۱۹-۲۲]:

$$S_m = -\frac{1}{\Delta V}\sum_{N_P} \dot{m}_d \tag{۵}$$

$$\mathbf{S_u} = -\frac{1}{\Delta V}\sum_{N_P}[m_d(\frac{\mathbf{u}-\mathbf{u}_d}{\tau_u}) + \dot{m}_d\mathbf{u}_d] \tag{۶}$$

$$S_h = -\frac{1}{\Delta V}\sum_{N_P} \begin{matrix}[m_d\left(\frac{\mathbf{u}-\mathbf{u}_d}{\tau_u}+\mathbf{g}\right)\cdot\mathbf{u}_d + \\ \dot{m}_d(\frac{1}{2}\mathbf{u}_d\cdot\mathbf{u}_d + h_v) + \dot{q}_d]\end{matrix} \tag{۷}$$

$$S_{Y_i} = -\frac{1}{\Delta V}\sum_{N_P} \dot{m}_d \tag{۸}$$

در این روابط، $\Delta V$ حجم سلول محاسباتی مورد نظر و $h_v$ آنتالپی بخار سوخت می‌باشد. همچنین $\dot{q}_d$، نرخ انتقال حرارت منتقل شده از فاز گاز به قطره است که نحوه محاسبه آن در بخش بعدی ارائه شده است.

به توجه به نتایج تحقیقات گرجی[1] [۲۳]، از میان مدل‌های مختلف $k$-$\varepsilon$، مدل لاندر - شارما برای مدل‌سازی جریان توربولانس داخل لوله انتخاب گردید. معادلات این مدل به صورت زیر می‌باشد.

$$\begin{matrix}\frac{\partial\rho k}{\partial t} + \nabla\cdot(\rho k\mathbf{u}) = \nabla\cdot\left(\left(\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\nabla k\right) + \\ \rho G - \frac{2}{3}\rho k\nabla\cdot\mathbf{u} - \rho\varepsilon - 2\mu\left|\nabla\sqrt{k}\right|^2\end{matrix} \tag{۹}$$

$$\begin{matrix}\frac{\partial\rho\varepsilon}{\partial t} + \nabla\cdot(\rho\varepsilon\mathbf{u}) = \nabla\cdot\left(\left(\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}\right)\nabla\varepsilon\right) + c_1 f_1\rho G\frac{\varepsilon}{k} - \\ (\frac{2}{3}c_1 + c_3)\rho\varepsilon\nabla\cdot\mathbf{u} - c_2 f_2\rho\frac{\varepsilon^2}{k} + 2\mu\mu_t\frac{|\Delta\mathbf{u}|^2}{\rho}\end{matrix} \tag{۱۰}$$

در این روابط k انرژی جنبشی توربولانس، ε تلفات انرژی توربولانس و G جمله تولید انرژی جنبشی توربولانس می‌باشد. همچنین لزجت توربولانس از رابطه $\mu_t = c_\mu f_\mu \rho\frac{k^2}{\varepsilon}$ بدست می‌آید. مقادیر دیگر ضرایب به شرح زیر می‌باشد:

$$f_\mu = exp[\frac{-3.4}{(1+R_t/50)^2}]$$
$$f_1 = 1$$
$$f_2 = 1 - 0.3\,exp(-{R_t}^2), \qquad R_t = \frac{\rho k^2}{\mu\varepsilon}$$
$$\sigma_k = 1$$
$$\sigma_\varepsilon = 1.3$$
$$c_\mu = 0.09$$
$$c_1 = 1.44$$
$$c_2 = 1.92$$
$$c_3 = -0.33$$

## ۲-۲- معادلات فاز قطرات

معادله مومنتوم حاکم بر حرکت یک قطره مطابق قانون دوم نیوتن به دست می‌آید. با لحاظ کردن نیروهای درگ و گرانش وارد بر قطره و نیز به دلیل کوچک بودن نسبت جرم حجمی هوا به جرم حجمی قطره و با صرف نظر کردن از نیروهای جرم مجازی، باست[2] و سافمن[3] [۱۹]، این معادله به صورت زیر در می‌آید:

$$\frac{d\mathbf{u}_d}{dt} = \frac{\mathbf{u}-\mathbf{u}_d}{\tau_u} + \mathbf{g} \tag{۱۱}$$

که $\boldsymbol{u}$ بردار سرعت گاز، $\boldsymbol{u}_d$ بردار سرعت قطره و $\tau_u$ زمان سکونت مومنتم مطابق زیر تعریف می‌گردد:

$$\tau_u = \frac{4}{3}\frac{d\rho_d}{\rho C_d|\mathbf{u}-\mathbf{u}_d|} \tag{۱۲}$$

ضریب درگ $C_d$ نیز بر حسب عدد رینولدز $Re_d = \frac{\rho d\left|\mathbf{u}-\mathbf{u}_d\right|}{\mu_g}$ از رابطه ذیل قابل محاسبه می‌باشد.

$$C_d = \begin{cases}\frac{24}{Re_d}\left(1+0.15Re_d^{\frac{2}{3}}\right) & ;\ Re_d < 1000 \\ 0.424 & ;\ Re_d \geq 1000\end{cases} \tag{۱۳}$$

موقعیت قطرات $(\boldsymbol{r}_d)$ نیز با استفاده از معادله سینماتیک زیر به دست خواهد آمد.

$$\mathbf{u}_d = \frac{d\mathbf{r}_d}{dt} \tag{۱۴}$$

نرخ تبخیر قطرات با استفاده از مدل گرادیان پخش[4]، به صورت زیر به دست می‌آید:

$$\dot{m}_d = -2\pi\rho d D_{diff}(Y_s - Y_\infty)Sh \tag{۱۵}$$

1 Gorji

2 Basset

3 Saffman

4 Gradient diffuson model

در این رابطه، $Y_s$ و $Y_\infty$ به ترتیب کسر جرمی سوخت روی سطح قطره و در بی‌نهایت است و عدد شروود به صورت زیر محاسبه می‌گردد [۲۴].

$$Sh = 2 + 0.6Re_d^{1/2}Sc^{1/3} \quad (۱۶)$$

که $Sc$ عدد اشمیت است. همچنین تغییرات دمای یک قطره در حال تبخیر با زمان از موازنه انتقال حرارت هدایتی و سرمایش تبخیری قطره با گاز پیرامون به دست می‌آید. با فرض نامحدود بودن ضریب هدایت حرارتی قطره، دمای قطره در هر لحظه یکنواخت خواهد بود و معادله انرژی برای این قطره به صورت زیر در می‌آید:

$$\frac{dT_d}{dt} = \frac{T-T_d}{\tau_h} f - \frac{h_{fg}}{C_{p,d}\tau_e} \quad (۱۷)$$

که در آن ضریب $f = \frac{z}{e^z - 1}$، مقدار انتقال حرارت ورودی به یک قطره با قطر ثابت را نسبت به یک قطره در حال تبخیر تصحیح می‌کند [۲۵]. در این رابطه، زمان سکونت انتقال حرارت $\tau_h$ و زمان سکونت تبخیر $\tau_e$ به صورت زیر است

$$\tau_h = \frac{m_d C_{p,d}}{\pi d k_F Nu} \quad (۱۸)$$

$$\tau_e = \frac{m_d}{\pi \rho d D_{diff} ln(1+B) Sh} \quad (۱۹)$$

که $B = \frac{Y_s - Y_\infty}{1 - Y_s}$ ضریب انتقال جرم اسپالدینگ می‌باشد. همچنین عدد ناسلت روی سطح قطره به صورت زیر [۲۴]

$$Nu_d = 2 + 0.6Re_d^{1/2}Pr^{1/3} \quad (۲۰)$$

و عدد پرانتل به صورت $Pr = \frac{\mu C_p}{k_\infty}$ تعریف می‌شود که $k_\infty$ ضریب هدایت حرارتی توده گاز است.

همچنین مقدار نرخ انتقال حرارت $\dot{q}_d$ منتقل شده از فاز گاز به قطره از رابطه زیر به دست می‌آید:

$$\dot{q}_d = \frac{m_d C_{p,d}(T-T_d)f}{\tau_h} \quad (۲۱)$$

## ۲-۳- مدل‌های انتخاب شده در فرآیند اسپری

زمانی که پاشش سوخت در یک محیط گازی با فشار بالا صورت می‌گیرد ناحیه متراکم سوخت جلوی انژکتور بسیار کوچک می‌باشد و لحاظ نکردن این ناحیه منطقی به نظر می‌رسد و توزیع قطر اولیه قطرات پس از این ناحیه بر مبنای توابع تحلیلی توزیع چگالی احتمال انجام می‌گیرد [۲۶]. یکی از مهم‌ترین این توزیع‌ها، توزیع روزن - راملر[1] است که با توزیع قطرات خروجی از انژکتور توربین‌های گازی نزدیک‌تر می‌باشد [۲۷]. تابع این توزیع به صورت زیر است:

$$1 - Q = \exp\left[-\left(\frac{d}{X}\right)^q\right] \quad (۲۲)$$

در این رابطه، $Q$ نسبت حجم قطرات با قطر کمتر از $d$ به حجم کل قطرات می‌باشد. $X$ و $q$ نیز ثابت‌هایی هستند که به روش تجربی به دست می‌آید.

عوامل مختلفی بر ساختار اسپری مؤثر است که از آن جمله می‌توان به شکست قطرات و برخورد قطرات با یکدیگر اشاره نمود. قطرات با برخورد به گاز پیرامونی و ایجاد ناپایداری روی سطوح به قطرات ریزتری تقسیم می‌شوند. در این تحقیق از میان تمام مدل‌های مختلف شکست قطرات، مدل بهبود یافته رایلی تیلور - کلوین هلمهولتز[2] استفاده شده است [۲۸]. این مدل در شرایط محیطی دما و فشار بالای گاز، ساختار اسپری را بهتر پیشگویی می‌کند [۲۹ و ۳۰]. همچنین استفاده از مدل برخورد قطرات، باعث پیشگویی بهتر مشخصات کلی اسپری می‌شود [۴ و ۳۱]. در سال ۱۹۸۱ میلادی، اروركه[3] مدلی ارائه کرد که اثر برخورد قطرات در محاسبات را لحاظ می‌کرد. از معایب این مدل، محاسبه اثر برخورد قطرات موجود در هر سلول محاسباتی است که موجب می‌شود این مدل به اندازه سلول‌های شبکه وابسته باشد. مطابق این مدل، با کوچک شدن سلول‌های محاسباتی، از یک طرف احتمال برخورد پارسل‌ها در یک سلول افزایش می‌یابد و از طرف دیگر پارسل‌های اطراف آن سلول در مدل‌سازی برخورد قطرات با یکدیگر حذف می‌شوند. در سال ۲۰۰۱ نوردین [۳۲] مدل برخورد قطرات اروركه را با توجه به راستای حرکت قطرات و نیز زمان تلاقی آن‌ها بهبود داد که در این جا این مدل بهبود

1 Rosin-Rammler
2 Rayleigh Taylor – Kelvin Helmholtz
3 O'Rourke

یافته به کار گرفته شده است.

## ۲-۴- تعادل ترمودینامیکی بین فازهای مایع و گاز در فشارهای بالا

در مدل‌سازی تبخیر قطرات هیدروکربن در فشارهای محیطی پایین، کسر مولی جزء بخار سوخت در نزدیکی سطح قطره، با استفاده از قانون رائول، مطابق رابطه زیر محاسبه می‌گردد.

$$C_{i,s} = \frac{P_{sat}(T_d)}{RT_d} \quad (۲۳)$$

در این رابطه، $T_d$ دمای قطره و $P_{sat}(T_d)$ فشار اشباع بخار سوخت در این دما می‌باشد. استفاده از این قانون زمانی قابل قبول است که فشار گاز محیط حدود یک بار و یا کمتر باشد. با افزایش فشار گاز محیط، نفوذ مولکول‌های گاز پیرامون به داخل قطره افزایش می‌یابد، به طوری که فرض خالص بودن بخار سوخت روی سطح قطره دیگر صحیح نمی‌باشد و لازم است مقدار کسر مولی بخار سوخت در این ناحیه به طور دقیق محاسبه گردد.

از اوایل قرن اخیر، مدل‌سازی تبخیر یک قطره هیدروکربن با لحاظ کردن اثر نفوذ مولکول‌های گاز به داخل قطره، بیشتر مورد توجه محققین قرار گرفته است. این نوع مدل‌سازی با فرض تعادل ترمودینامیکی بین گونه‌ها روی سطح قطره انجام شده، در مقالات از آن با عنوان مدل فشار بالا نام برده شده است. زو[1] و آگاروال [۳۳] در سال ۲۰۰۲ برای محاسبه کسر مولی بخار سوخت روی سطح یک قطره ان-هپتان در محیط گازی نیتروژن فشار بالا، از معادلات حالت مختلف ردلیش - کوانگ[2]، سوآو - ردلیش - کوانگ[3] و پینگ - رابینسون[4] استفاده کردند و نتایج حاصل از تبخیر قطره را با یکدیگر مقایسه نمودند. نتایج تحقیقاتشان نشان می‌دهد که شدت تبخیر به دست آمده از معادله اول نسبت به دو معادله دیگر دارای بیشترین خطاست. آن‌ها علت آن را پیشگویی کمتر دمای بحرانی و آنتالپی تبخیر مخلوط نسبت به نتایج تجربی بیان کردند. ژنگ و کونگ [۳۴] در سال ۲۰۱۱ و نیز لانگ[5] و همکاران [۳۵] در سال ۲۰۱۵ با استفاده از معادله حالت پینگ - رابینسون توانستند فرآیند تبخیر قطرات سوخت در شرایط محیطی فشار بالا با دقت خوبی مدل‌سازی کنند. نتایج این پژوهش‌ها نشان می‌دهد که با افزایش فشار گاز محیط، اختلاف نتایج محاسبات حاصل از قانون رائول با نتایج تجربی به شدت افزایش می‌یابد، حال آن که با در نظر گرفتن اثر نفوذ مولکول‌های گاز به داخل قطرات سوخت، می‌توان این اختلاف را کاهش داد.

با توجه به نتایج تحقیقات فوق، معادله حالت پینگ - رابینسون برای محاسبه پارامترهای مورد نیاز در مدل‌سازی تبخیر قطرات سوخت ان-هپتان انتخاب گردید. برای دستیابی به این هدف، ابتدا می‌بایست مدل تعادلی مایع - بخار چند جزئی گونه‌ها را به دست آورد. به طور کلی چهار روش مختلف برای تهیه منحنی‌های تعادل فاز مایع - بخار وجود دارد [۳۶]. با توجه به ثابت بودن فشار محیطی لوله پیش مخلوط، روش نقطه حباب[6] برای محاسبه منحنی‌های تعادل در نظر گرفته شد. در این روش با فرض داشتن کسر مولی مایع سوخت، پارامترهای دیگر منحنی تعادل، یعنی کسر مولی بخار سوخت و دمای تعادل به صورت زیر به دست می‌آید.

معادله حالت پینگ - رابینسون برای مخلوط چند جزئی گونه‌ها برابر است با:

$$p = \frac{RT}{v-b} - \frac{a_{mix}}{v^2+2bv-b^2} \quad (۲۴)$$

در این رابطه ضرایب $a$ و $b$ برای فاز گازی مخلوط از معادلات زیر به دست می‌آید [۳۶]:

$$a = \sum\sum y_i\, y_j a_{ij} \quad (۲۵)$$

$$b = \sum y_i b_i \quad (۲۶)$$

که $y_i$ کسر مولی بخار جزء i است. با داشتن ضریب عکس العمل دو گانه $k_{ij}$ از این دو جزء، مقدار ضریب $a_{ij}$ از رابطه زیر محاسبه می‌شود.

$$a_{ij} = \sqrt{a_i a_j}(1-k_{ij}) \quad (۲۷)$$

همچنین با داشتن دما، فشار بحرانی و ضریب خارج از مرکز $\omega_i$ مربوط به جزء i، ضریب $a_i$ به صورت زیر قابل محاسبه است:

$$a_i = \frac{0.45724R^2T_{C,i}^2}{P_{C,i}}\left[1+f(\omega_i)(1-\sqrt{T/T_{C,i}})\right]^2 \quad (۲۸)$$

1 Zhu
2 Redlich-Kwong
3 Soave-Redlich-Kwong
4 Peng-Robinson
5 Long
6 Bubble point

$$f(\omega_i) = 0.37464 + 1.54226\omega_i - 0.26992\omega_i^2 \quad (۲۹)$$

$$b_i = \frac{0.0778RT_{C,i}}{P_{C,i}} \quad (۳۰)$$

که $T_{C,i}$ و $P_{C,i}$ به ترتیب دما و فشار بحرانی جزء i است. با حذف پارامتر $v$ بین معادله (۲۲) و معادله کلی حالت $Pv = ZRT$ ، معادله جبری ضریب تراکم پذیری $Z$ با درجه سه به شکل زیر به دست می‌آید:

$$Z^3 - (1-B)Z^2 + (A - 2B - 3B^2)Z - (AB - B^2 - B^3) = 0 \quad (۳۱)$$

در این رابطه ضرایب $A$ و $B$ به صورت زیر قابل محاسبه است:

$$A = a\frac{P}{(RT)^2} \quad (۳۲)$$

$$B = b\frac{P}{RT} \quad (۳۳)$$

با محاسبه ضریب تراکم پذیری $Z$ می‌توان ضریب فوگاسیته جزء i را به صورت زیر محاسبه کرد [۳۶]:

$$\hat{\varphi}_i = exp\left\{\begin{matrix}\frac{B_i}{B}(Z-1) - ln(Z-B) + \\ \frac{A}{2\sqrt{2}B}\left[\frac{B_i}{B} - \frac{2}{a}\sum y_k a_{ik}\right] ln\left[\frac{Z+(1+\sqrt{2})B}{Z+(1-\sqrt{2})B}\right]\end{matrix}\right\} \quad (۳۴)$$

به همین ترتیب می‌توان محاسبات مربوط به فاز مایع را نیز تکرار نمود. با برابر بودن فوگاسیته فاز بخار و مایع جزء i، به راحتی می‌توان کسر مولی بخار جزء i مطابق رابطه زیر به دست آورد:

$$y_i = \frac{x_i\hat{\varphi}_i^l}{\hat{\varphi}_i^v} \quad (۳۵)$$

در این رابطه $\hat{\varphi}_i^v$ ، $\hat{\varphi}_i^l$ و $x_i$ به ترتیب ضریب فوگاسیته فاز بخار و مایع و کسر مولی فاز مایع جزء i است.

گرمای نهان تبخیر قطره نیز از رابطه زیر قابل محاسبه می‌باشد.

$$h_{fg} = \sum_i x_i(\bar{H}_{v,i} - \bar{H}_{l,i}) \quad (۳۶)$$

مقدار آنتالپی جزئی هر فاز از گونه i، $\bar{H}_i$، را می‌توان از معادله ترمودینامیکی زیر به دست آورد [۳۶]:

$$\bar{H}_i = H_i^o - RT^2\left(\frac{\partial ln\hat{\varphi}_i}{\partial T}\right)_{P,x_i} \quad (۳۷)$$

که $H_i^o$ آنتالپی گاز ایده‌آل جزء i است.

## ۳- روش حل عددی

در این تحقیق معادلات حاکم با استفاده از کد اسپری فوم از مجموعه کدهای متن باز[1] اوپن فوم همراه با تغییراتی در زیر مدل‌های آن حل شده است. کد اسپری فوم در سیستم اویلری - لاگرانژی نوشته شده است. با در نظر گرفتن جملات کوپل دو سویه، این کد قادر است که جریان دو فازی حاصل از اسپری سوخت در یک محیط توربولانس را شبیه سازی کند. در سیستم اویلری، فرم معادلات ناویر - استوکس به صورت سه بعدی و ناپایا است. گسسته سازی معادلات به روش حجم محدود[2] با المان‌های چند وجهی بی سازمان و با استفاده از شبکه هم‌مکان[3] انجام شده است [۳۷-۳۹]. در تبدیل معادلات حاکم به معادلات جبری، جملات زمانی به روش اویلری، جملات جابه‌جایی به روش ترکیبی بالادست و تفاضل مرکزی و جملات پخش به روش تفاضل مرکزی گسسته سازی شده است. کوپل شدن سرعت و فشار در معادلات بقای جرم و مومنتم، با استفاده از آلگوریتم پیزو[4] انجام شده است. همچنین معیار همگرایی برای تمام معادلات، $10^{-6}$ در نظر گرفته شده است. در سیستم لاگرانژی، حل معادلات به روش تحلیلی و تصحیح ضرایب با استفاده از تکرار محاسبات صورت گرفته است. با توجه به وجود مدل رائول در کد موجود اسپری فوم، مدل فشار بالای اشاره شده در بخش قبل، جایگزین این مدل گردید و از آن در حل معادلات حاکم استفاده شده است.

با توجه به مدل‌سازی تزریق قطرات سوخت در گاز عبوری از لوله پیش مخلوط، هندسه مورد نظر یک لوله به قطر ۱۸میلی‌متر و طول ۴۴ میلی‌متر انتخاب گردید. شرایط مرزی ورودی به لوله، سرعت و دما ثابت، خروجی از لوله، فشار ثابت و روی دیواره، دما ثابت در نظر گرفته شده است. ترسیم هندسه و شبکه بندی آن در مجموعه اوپن فوم انجام شده است. به منظور کاهش خطای محاسبات، هندسه مورد نظر با استفاده از سلول‌های سازمان یافته شش وجهی از نوع o شبکه بندی شده است. به منظور پیشگویی دقیق پروفیل سرعت

1 Open Source
2 Finite Volume
3 Collocated
4 Pressure Implicit Split Operator (PISO)

شکل ۱- نمای برش عرضی و طولی لوله شبکه بندی شده
.Fig. 1. Transverse and longitudinal cross-sectional view

در داخل لوله پیش مخلوط، سلول‌های نزدیک به دیواره بسیار ریز در نظر گرفته شده است. شکل ۱ نمایی از شبکه بندی هندسه مذکور با ۲۸۱۶۰۰ سلول را نمایش می‌دهد.

## ۴- نتایج مدل‌سازی

### ۴-۱- اعتبار سنجی نتایج

به منظور صحت سنجی نتایج به دست آمده در این تحقیق، داده تجربی یا عددی مناسبی برای مقایسه نتایج وجود ندارد. در عین حال به دلیل وجود برخی داده‌ها در شرایط نزدیک به مساله، اعتبار مدل‌های به کار گرفته شده در محاسبات جریان توربولانس، نفوذ گاز در قطرات و انتقال جرم و حرارت بین دو فاز بررسی شده است. همچنین در صحت سنجی مدل‌های نیروی درگ، شکست و برخورد قطرات انتخاب شده در محاسبات، به نتایج تحقیقات مراجع [۲۹ و ۳۰] بسنده شده است. در این مراجع، با به کارگیری مدل‌ها و روش‌های حل اشاره شده در بخش‌های ۲ و ۳، طول نفوذ اسپری در فشار یک اتمسفر پیشگویی شده و با داده تجربی مقایسه گردیده است. لذا با توجه به دقت مناسب نتایج، در این جا از تکرار این محاسبات خودداری شده است.

در اعتبارسنجی جریان توربولانس در داخل لوله، از داده تجربی ریچ و بیر[1] [۴۰] برای پروفیل سرعت در خروجی لوله و از داده تجربی وارد-اسمیت[2] [۴۱] برای توزیع سرعت روی خط تقارن لوله با رینولدز ورودی ۵۰۰۰۰ استفاده شده است. با توجه به این که این داده‌ها مربوط به جریان توسعه یافته است، در مدل‌سازی جریان، طول لوله ۹۰۰ میلی‌متر و قطر آن ۱۸ میلی‌متر در نظر گرفته شده است. همچنین به دلیل حجم بالای محاسبات، بجز نزدیک دیواره، این لوله با سلول‌های ۲ میلی‌متری شبکه بندی شده است. سپس با به تأخیر انداختن تزریق قطرات سوخت، جریان دائمی داخل لوله به دست آمد. نتایج این مدل‌سازی در شکل ۲ ارائه و با داده‌های تجربی مقایسه شده است. قابل توجه است که در چنین شبکه درشتی، ماکزیمم خطای سرعت حدود ۶ درصد می‌باشد. در ادامه خواهیم دید که با کوچک‌ترکردن اندازه سلول‌های شبکه، این خطا نیز کاهش می‌یابد.

با توجه به ثابت بودن فشار در لوله پیش مخلوط و فرض تعادل ترمودینامیکی بین دو جزء ان-هپتان و نیتروژن روی سطح قطرات سوخت، پارامترهای کسر مولی بخار سوخت، آنتالپی تبخیر و ضریب تراکم پذیری (مورد نیاز در محاسبات فرآیند انتقال جرم و حرارت بین قطره وگاز)، فقط تابعی از دمای سطح قطره است که با حل معادلات

شکل ۲. جریان توسعه یافته داخل لوله با رینولدز ورودی ۵۰۰۰۰ الف- پروفیل سرعت در خروجی لوله ب- توزیع سرعت روی خط تقارن لوله
Fig. 2. Fully developed flow in the pipe with Re= 50000 a) Out-
.let velocity profile b) Velocity distribution on the centerline

1 Reich & Beer
2 Ward-Smith

(۳۱)، (۳۴)، (۳۵) و (۳۶) به دست می‌آید. از آنجا که در فشار ۲۰ بار منحنی این پارامترها با دما در دسترس نبود، صحت سنجی محاسبات کسر مولی سوخت، مطابق با داده‌های زانگ [۴۲] و در فشار ۵۴/۸ بار انجام شده است. شکل ۳ مقایسه این نتایج برای دو فاز مایع و گاز را نشان می‌دهد. مشاهده می‌گردد که نتایج پیشگویی شده با داده‌های زانگ یکی است. در این شرایط، دمای نقطه بحرانی سوخت حدود ۵۳۶ کلوین می‌باشد.

برای ارزیابی مدل‌های به کار رفته در فرآیندهای انتقال جرم و حرارت، تبخیر یک قطره ان-هپتان تحت شرایط مختلف آزمایش

شکل ۳. منحنی دمای تعادل فاز بخار - مایع مخلوط ان-هپتان و نیتروژن بر حسب کسر مولی در فشار ۸/۵۴ بار

Fig. 3. Vapor-liquid equilibrium phase of n-heptane and Nitrogen mixture versus molar fraction at the pressure 54.85 bar

نومورا[1] و همکاران [۴۳] و نزدیک به شرایط مساله پیش رو شبیه‌سازی شد و نتایج حاصل با این داده‌های تجربی مقایسه گردید. برای انجام این کار، یک قطره با قطر ۷۰۰ میکرون، دمای ۳۰۰ کلوین و سرعت اولیه بسیار ناچیز در یک محفظه حاوی گاز ازت با فشار ۲۰ بار تزریق گردید و فرآیند تبخیر این قطره در شرایط میکرو گرانش در دو دمای مختلف ۷۴۸ و ۴۵۲ کلوین مدل‌سازی گردید. شکل ۴ نتایج منحنی مجذور قطر قطره بر حسب زمان در این دماها را نمایش می‌دهد. از مقایسه این نتایج با داده‌های تجربی می‌توان ملاحظه نمود که با افزایش دمای گاز محیطی، شدت تبخیر قطره نسبت به مقادیر تجربی کمی کاهش یافته است. علت این کاهش را باید در مدل‌های انتقال جرم و حرارت انتخاب شده و نادیده گرفتن اثر توزیع دما داخل این

1 Nomura

شکل ۴. مقایسه منحنی‌های تبخیر یک قطره ساکن با نتایج تجربی در فشار محیطی ۲۰ بار

Fig. 4. Comparison between the simulation and experimental data for the evaporation of a stationary droplet at ambient pressure 20 bar

قطره بزرگ جستجو کرد. در عین حال، پیش‌بینی می‌شود که با کاهش قطر قطره، این خطا کاهش یابد.

## ۴-۲- نتایج مدل‌سازی اسپری در شبکه‌های مختلف

همان‌طور که در مقدمه اشاره گردید، با پاشش قطرات اسپری در خلاف جهت جریان، انتظار می‌رود که سرعت نسبی بین قطرات و گاز پیرامون در مقایسه با پاشش در جهت جریان افزایش یابد. به دنبال این افزایش سرعت نسبی، زمان شکسته شدن و تبخیر قطرات کاهش می‌یابد. همچنین با فرض متعامد بودن راستای تزریق قطرات با راستای جریان گاز، قطره‌های با قطر بزرگ‌تر در عمق بیشتری از جریان نفوذ می‌کنند؛ در حالی که قطره‌های کوچک‌تر مومنتوم خود را زودتر از دست داده و سریع‌تر با جریان گاز هم‌مسیر می‌شوند. بنابراین با انتخاب الگوی اسپری مخروط توخالی و پاشش آن در خلاف جهت جریان در لوله پیش مخلوط، می‌توان از دو ویژگی جریان فوق بهره برد. در این مکانیزم، با انتخاب الگوی اسپری مخروط توخالی، می‌توان به مسیر کل قطرات تزریق شده نظم داد و طول نفوذ اسپری در جریان را کم کرد. این پراکندگی قطرات در فضای شعاعی لوله، سبب می‌شود که فرآیند تبخیر و اختلاط اسپری تسریع گردد. بنابراین در این تحقیق، پاشش بهینه با الگوی اسپری مخلوط توخالی به ترتیب با زوایای داخلی و خارجی ۳۰ و ۸۰ درجه بررسی شده، با حالت‌های متداول پاشش قطرات مقایسه گردیده است. برای این منظور، در

ابتدا جریان گاز ازت داخل لوله پیش مخلوط به قطر ۱۸ میلی‌متر و طول۴۴ میلی‌متر با دما و سرعت ورودی به ترتیب ۸۰۰ کلوین و ۱۵ متر بر ثانیه و فشار خروجی ۲۰ بار برای حالت دائم شبیه سازی گردید. علت انتخاب گاز ازت، نزدیکی خواص ترمودینامیکی این گاز با هوا و جلوگیری از خود اشتعالی بخار سوخت با هوا می‌باشد. برای بررسی عدم وابستگی نتایج به اندازه شبکه، این جریان با اندازه‌های مختلف سلول محاسباتی مطابق جدول ۱ مدل‌سازی گردید.

جدول ۱- اندازه‌های مختلف شبکه محاسباتی لوله پیش مخلوط
Table 1. Various cell sizes in the pre-mixed tube

| حالت | اندازه سلول سلول(mm) | تعداد سلول |
|---|---|---|
| ۱ | ۲ | ۶۳۳۶ |
| ۲ | ۱ | ۵۰۶۶۸ |
| ۳ | ۰/۵ | ۲۸۱۶۰۰ |
| ۴ | ۰/۲۵ | ۲۰۷۲۵۷۶ |

نتایج این محاسبات نشان می‌دهد که با ریز کردن اندازه سلول‌های محاسباتی، نتایج به مقدار معینی همگرا می‌شود (شکل ۵).

پس از تعیین جریان دائمی در لوله پیش مخلوط، قطرات ان-هپتان به طور پیوسته از نقطه‌ای روی خط تقارن لوله به فاصله ۲۰ میلی‌متر از دهانه ورودی با سرعت ۱۰۰متر بر ثانیه ولی در خلاف جهت جریان لوله با دبی جرمی ۰/۰۰۶۶ کیلوگرم بر ثانیه با نرخ $10^{7}$ پارسل در ثانیه تزریق شده است. این قطرات دارای توزیع روزن - راملر با قطرهای کمتر از ۱۵۰ میکرون و قطر میانگین ۸۵ میکرون می‌باشد. پس از بررسی حساسیت نتایج با گام‌های زمانی مختلف و انتخاب بهینه گام زمانی $10^{-6}$ ثانیه، تأثیر اندازه سلول محاسباتی شبکه بر نتایج مطابق شکل ۶ بررسی گردید.

این شکل، توزیع سرعت، دمای گاز و کسر جرمی بخار سوخت در حالت دائمی جریان روی محور تقارن لوله را نمایش می‌دهد. مشاهده می‌شود که با ریز کردن سلول‌های شبکه، بجز در نزدیکی انژکتور، وابستگی نتایج به شبکه کاهش می‌یابد. در نواحی نزدیک به انژکتور، چگالی قطرات بسیار زیاد است و فرض پیوسته بودن فاز گاز دیگر قابل قبول نمی‌باشد. از میان کمیت‌های اشاره شده، در این ناحیه سرعت گاز بیشتر به اندازه شبکه وابسته است.

به منظور مقایسه عملکرد این نوع پاشش، پاشش قطرات با دیگر الگوهای متداول اسپری در لوله پیش مخلوط انجام گردیده است. کل

شکل ۵. تأثیر اندازه سلول محاسباتی شبکه بر الف) پروفیل سرعت خروجی ب) توزیع سرعت روی محور تقارن لوله.
Fig. 5. The effect of computational cell size on a) Outlet velocity profile b) Velocity distribution on the centerline

حالت‌های مختلف پاشش اسپری در جدول ۲ ارائه شده است.

شکل ۷ توزیع دمای جریان دو فازی در مقطع طولی لوله با حالت‌های مختلف پاشش را نمایش می‌دهد. مشاهده می‌گردد در حالت‌های ۱ و ۲، که پاشش اسپری سوخت در خلاف جهت جریان است، قطرات در لوله پیش مخلوط به طور کامل تبخیر می‌شود.

در شکل ۸، توزیع سرعت، دما و کسر جرمی بخار سوخت در

جدول ۲. حالت‌های مختلف پاشش قطرات شبیه‌سازی شده در لوله پیش مخلوط
Table 2. Different cases of fuel injection simulated in the premixed tube

| حالت پاشش | زوایای داخلی و خارجی اسپری (o) | جهت پاشش |
|---|---|---|
| ۱ | ۸۰-۳۰ | خلاف جهت جریان |
| ۲ | ۸۰-۰ | خلاف جهت جریان |
| ۳ | ۸۰-۳۰ | هم‌جهت جریان |
| ۴ | ۸۰-۰ | هم‌جهت جریان |

شکل ۶. تأثیر اندازه سلول‌های شبکه بر الف) سرعت خروجی گاز ب) دمای گاز ج) کسر جرمی بخار سوخت روی محور تقارن لوله

Fig. 6. The effect of computational cell size on a) Outlet gas velocity b) gas temperature c)fuel vapor mass fraction on the tube centerline

مقطع خروجی لوله ارائه داده شده است. مشاهده می‌شود که برای حالت‌های پاشش۱ و ۲، که تزریق در خلاف جهت جریان می‌باشد، قطرات علاوه بر اینکه به طور کامل تبخیر می‌شوند، توزیع سرعت، دما و کسر جرمی بخار سوخت نیز یکنواخت‌تر و نوسانات جریان دو فازی کمتر از حالت‌های پاشش در جهت جریان است. همچنین برای این حالت‌های پاشش در جهت خلاف جریان، می‌توان دید که طول نفوذ قطرات در الگوی اسپری با مخروط توپر بیشتر از الگوی با

شکل ۷. توزیع دمای گاز در سطح مقطع طولی لوله پیش مخلوط برای حالت‌های مختلف پاشش

Fig. 7. Gas temperature distribution in the longitudinal section of the premixed tube for different cases of injections

مخروط توخالی است. از آن جا که با کاهش فشار هوا، کاهش سرعت ورودی هوا و افزایش سرعت تزریق قطرات، این طول نفوذ افزایش می‌یابد، لذا اسپری با الگوی مخروط توپر نمی‌توان همواره در یک لوله پیش مخلوط با طول کوتاه به کار برد. بنابراین بهترین حالت پاشش اسپری، پاشش قطرات اسپری با الگوی مخروط توخالی و در خلاف جهت جریان است. نتایج محاسبات نشان داد که در شرایط محیطی با دمای ۸۰۰ کلوین و فشار ۲۰ بار، با پاشش قطرات ان-هپتان با الگوی مخروط توخالی با زوایای داخلی و خارجی به ترتیب حدود ۳۰ و ۸۰ درجه، توزیع یکنواخت‌تری از مخلوط بخار سوخت و هوا در خروجی لوله پیش مخلوط به دست می‌آید.

شکل ۸: تأثیر نوع الگوی پاشش قطرات سوخت بر توزیع الف) سرعت گاز ب) دمای گاز و ج) کسر مولی بخار سوخت در خروجی لوله

Fig. 8. The effect of spray pattern of the fuel injection on a) Outlet gas velocity b) gas temperature c) fuel vapor mass fraction on the tube centerline

## ۵- نتیجه‌گیری

در این تحقیق به منظور تبخیر کامل قطرات سوخت در لوله پیش مخلوط و پیش تبخیر توربین‌های گازی، مکانیزمی جهت پاشش قطرات سوخت در خلاف جهت جریان گاز ارائه شده است. به منظور بررسی رفتار این الگوی پاشش قطرات، جریان دو فازی اسپری قطرات در داخل یک لوله با روش اویلری - لاگرانژی مدل‌سازی گردید. دما و فشار بالای گاز داخل لوله پیش مخلوط، مطابق شرایط واقعی توربین‌های گازی در نظر گرفته شده است. با توجه به فشار بالای گاز، اثر نفوذ مولکول‌های گاز به داخل قطرات سوخت در شدت تبخیر قطرات محاسبه شده است. این الگوی پاشش قطرات، همراه با روش‌های متداول پاشش اسپری در لوله پیش مخلوط شبیه‌سازی شده است. نتایج حاصل را می‌توان به طور خلاصه به صورت زیر بیان نمود:

- با پاشش قطرات اسپری سوخت، هم جهت با جریان عبوری از یک لوله پیش مخلوط در شرایط واقعی، امکان تبخیر کامل قطرات در یک لوله کوتاه میسّر نمی‌باشد.

- با پاشش قطرات اسپری سوخت در خلاف جهت جریان، به دلیل افزایش سرعت نسبی قطرات و به دنبال آن تسریع در فرآیندهای شکست، تبخیر کامل قطرات در داخل لوله مهیا می‌باشد.

- برای حالت پاشش اسپری در خلاف جهت جریان، به منظور کاهش طول نفوذ اسپری و محدود کردن طول لوله پیش مخلوط، الگوی اسپری مخروط توخالی با زوایای داخلی و خارجی به ترتیب ۳۰ و ۸۰ درجه ارائه شده است. در این نوع پاشش، علاوه بر تبخیر کامل قطرات در یک فضای محدود، توزیع یکنواختی از دمای گاز و کسر جرمی بخار سوخت در خروجی لوله نیز به دست می‌آید.

## فهرست علائم

### علائم یونانی

| | |
|---|---|
| $\alpha$ | ضریب پخش حرارتی ($m^2s^{-1}$) |
| $\Delta V$ | حجم سلول محاسباتی ($m^3$) |
| $\varepsilon$ | تلفات انرژی توربولانس ($m^2s^{-1}$) |
| $\theta$ | زاویه اسپری (°) |
| $k$ | ضریب پخش حرارت هدایتی ($m^2s^{-1}$) |
| $\mu$ | لزجت دینامیکی |
| $v$ | حجم مخصوص ($m^3kg^{-1}$) |
| $\pi$ | عدد ثابت پی |
| $\rho$ | جرم حجمی ($kg/m^3$) |
| $\sigma$ | کشش سطحی قطره |
| $\tau_e$ | زمان سکونت تبخیر (S) |
| $\tau_h$ | زمان سکونت انتقال حرارت (S) |
| $\tau_u$ | زمان سکونت مومنتم قطره (S) |
| $\widehat{\varphi}$ | ضریب فوگاسیته |
| $\omega$ | ضریب خارج از مرکز در معادله حالت پنگ - رابینسون |

## علائم انگلیسی

| | |
|---|---|
| $a, a_i, a_j, a_{ij}$ | ضرایب موجود در معادله حالت پینگ - رابینسون ($m^2s^{-2}$) |
| $A$ | پارامتر تعریف شده در محاسبه ضریب فوگاسیته |
| $b, b_i$ | ضرایب موجود در معادله حالت پینگ - رابینسون ($m^3kg^{-1}$) |
| $B, B_i$ | پارامترهای تعریف شده در محاسبه ضریب فوگاسیته |
| $C$ | غلظت ($mole.m^{-3}$) |
| $C_d$ | ضریب نیروی درگ وارد بر قطره |
| $c_p$ | گرمای ویژه ($Jkg^{-1}K^{-1}$) |
| $c_1$-$c_3$ | ضرایب موجود در معادلات توربولانس لاندر - شارما |
| $d$ | قطر قطره (m) |
| $D_{diff}$ | ضریب نفوذ مولکولی گونه‌ها ($m^2s^{-1}$) |
| $f$ | ضریب تصحیح انتقال حرارت یک قطره در حال تبخیر |
| $f_1, f_2, f_\mu$ | ضرایب موجود در معادلات توربولانس لاندر - شارما |
| $g$ | نیروی گرانش ($ms^{-2}$) |
| $h$ | آنتالپی مخصوص ($Jkg^{-1}$) |
| $h_m$ | ضریب انتقال جرم ($ms^{-1}$) |
| $h_{fg}$ | آنتالپی نهان تبخیر ($Jkg^{-1}$) |
| $\bar{H}_i$ | آنتالپی جزئی گونه i ($Jkg^{-1}$) |
| $k$ | انرژی جنبشی توربولانس ($m^2s^{-2}$) |
| $k_{ij}$ | ضریب عکس العمل در معادله حالت پینگ - رابینسون |
| $m_d$ | جرم قطره (kg) |
| $M_w$ | جرم مولکولی ($kg.mole^{-1}$) |
| $N_P$ | تعداد پارسل ها در یک سلول |
| $Nu$ | عدد ناسلت |
| $P$ | فشار (pa) |
| q | ضریب ثابت در رابطه روزن - رامبلر |
| R | ثابت جهانی گازها ($Jkg^{-1}k^{-1}$) |
| Re | عدد رینولدز |
| Pr | عدد پرانتل |
| S | جملات در معادلات بقای ناشی از فاز مایع |
| Sc | عدد اشمیت |
| Sh | عدد شروود |
| t | زمان (s) |
| $T$ | دما (K) |
| $\mathbf{u}$ | بردار سرعت (m/s) |
| $U_c$ | سرعت در راستای خط مرکز لوله (m/s) |
| $x$ | کسر مولی |
| $X$ | ضریب ثابت در رابطه روزن - رامبلر |
| $y$ | کسر جرمی |
| $z$ | موقعیت محوری |
| $Z$ | ضریب تراکم پذیری |

## زیرنویس‌ها

| | |
|---|---|
| C | نقطه بحرانی |
| d | قطره |
| F | لایه نازک فیلم اطراف قطره |
| h | مربوط به معادله بقای آنتالپی |
| i | گونه $i$ ام |
| l | فاز مایع |
| m | مربوط به معادله بقای جرم |
| s | سطح قطره |
| sat | حالت اشباع |
| t | توربولانس |
| u | مربوط به معادله بقای مومنتم |
| v | فاز بخار |
| $Y_i$ | مربوط به معادله بقای گونه $i$ |
| z | مؤلفه در راستای محور لوله |
| 0 | اولیه |
| ∞ | بین‌هایت |

## مراجع


[1] Y. Wang, C.J. Rutland, DNS study of the ignition of n-heptane fuel spray under high pressure and lean conditions, Journal of Physics: Conference Series, 16 (2005) 124-128.

[2] F. Wang, A.I. Sayma, Z.J. Peng, Y. Huang, A Multi-Section Droplet Combustion Model for Spray Combustion Simulation, in: ASME 2011 Turbo Expo: Turbine Technical Conference and Exposition, American Society of Mechanical Engineers, Vancouver, British Columbia, Canada, 2011, pp. 7-16.

[3] C.H. Beck, R. Koch, H.-J. Bauer, Investigation of the effect of incomplete droplet prevaporization on NOx emissions in LDI combustion systems, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 130(5) (2008) 051504.

[4] X. Gu, S. Basu, R. Kumar, Vaporization and collision modeling of liquid fuel sprays in a co-axial fuel and air pre-mixer, International Journal of Heat and Mass Transfer, 55(19–20) (2012) 5322-5335.

[5] X. Gu, S. Basu, R. Kumar, Correlations of vaporization performance of conventional and biofuel sprays in a crossflow heated chamber, International Communications in Heat and Mass Transfer, 39(10) (2012) 1478-1486.

[6] X. Gu, S. Basu, R. Kumar, Dispersion and vaporization of biofuels and conventional fuels in a

crossflow pre-mixer, International Journal of Heat and Mass Transfer, 55(1–3) (2012) 336-346.

[7] H. Zhang, B. Bai, L. Liu, H. Sun, J. Yan, Mixing of hollow-cone spray with a confined crossflow in rectangular duct, AIAA journal, 51(3) (2013) 615-622.

[8] M. Brandt, M. Rachner, G. Schmitz, An experimental and numerical study of kerosine spray evaporation in a premix duct for gas turbine combustors at high pressure, Combustion Science and Technology, 138(1-6) (1998) 313-348.

[9] S. Deshpande, J. Gao, M.F. Trujillo, Characteristics of hollow cone sprays in crossflow, Atomization and Sprays, 21(4) (2011).

[10] R. Surya Prakash, H. Gadgil, B.N. Raghunandan, Breakup processes of pressure swirl spray in gaseous cross-flow, International Journal of Multiphase Flow, 66(0) (2014) 79-91.

[11] H. Zhang, B. Bai, L. Liu, H. Sun, J. Yan, Droplet dispersion characteristics of the hollow cone sprays in crossflow, Experimental Thermal and Fluid Science, 45(0) (2013) 25-33.

[12] A. Sinha, R.S. Prakash, A.M. Mohan, R.V. Ravikrishna, Airblast spray in crossflow–structure, trajectory and droplet sizing, International Journal of Multiphase Flow, 72 (2015) 97-111.

[13] B. Bai, H. Sun, H. Zhang, L. Liu, Numerical study on turbulent mixing of spray droplets in crossflow, Journal of Propulsion and Power, 27(1) (2011) 132-143.

[14] W. Wang, H. Zhang, Z. Zhao, Q. Zheng, B. Bai, Mixing of hollow-cone water spray in a confined high-temperature gas crossflow, Computers & Fluids, (2017).

[15] C.T. Crowe, M.P. Sharma, D.E. Stock, The particle-source-in cell (PSI-CELL) model for gas-droplet flows, Journal of fluids engineering, 99(2) (1977) 325-332.

[16] S. Subramaniam, Lagrangian–Eulerian methods for multiphase flows, Progress in Energy and Combustion Science, 39(2) (2013) 215-245.

[17] K.K. Kuo, Principles of combustion, (1986).

[18] T. Poinsot, D. Veynante, Theoretical and Numerical Combustion, 2nd ed., Edwards, 2005.

[19] S.K. Aggarwal, A review of spray ignition phenomena: Present status and future research, Progress in Energy and Combustion Science, 24(6) (1998) 565-600.

[20] A. Omidvar, Numerical Modeling and Analysis of Turbulence Effect on Breakup Dynamic of Evaporating Spray Droplets, Ph.D Thesis, Tarbiat Modarres University, Tehran, 2009.

[21] D.D. Ganji, Three dimensional liquid spray modeling in internal combustion engines, Tarbiat Modarres University, Tehran, 2004.

[22] F. Mashayek, Droplet–turbulence interactions in low-Mach-number homogeneous shear two-phase flows, Journal of Fluid Mechanics, 367 (1998) 163-203.

[23] S. Gorji, M. Seddighi, C. Ariyaratne, A.E. Vardy, T. O'Donoghue, D. Pokrajac, S. He, A comparative study of turbulence models in a transient channel flow, Computers & Fluids, 89 (2014) 111-123.

[24] T.A. Abul Kalam Azad, Computational Modeling of Turbulent Ethanol Spray Flames in a Hot Diluted Coflow using OpenFOAM, Delft University of Technology 2015.

[25] M.M. El Wakil, O.A. Uyehara, A theoretical investigation of the heating-up period of injected fuel droplets vaporizing in air, University of North Texas, 1954.

[26] E. Babinsky, P.E. Sojka, Modeling drop size distributions, Progress in energy and combustion science, 28(4) (2002) 303-329.

[27] A.H. Lefebvre, D.R. Ballal, Gas Turbine Combustion Alternative Fuels and Emissions, CRC PressTaylor & Francis Group, 2010.

[28] M.A. Patterson, R.D. Reitz, Modeling the effects of fuel spray characteristics on diesel engine combustion and emission, 0148-7191, SAE Technical Paper, 1998.

[29] F.P. Kärrholm, Numerical modelling of diesel spray injection, turbulence interaction and combustion, Chalmers University of Technology, Goteborg, 2008.

[30] P. Ghadimi, M. Yousefifard, H. Nowruzi, Applying

Different Strategies within OpenFOAM to Investigate the Effects of Breakup and Collision Model on the Spray and in-Cylinder Gas Mixture Attribute, Journal of Applied Fluid Mechanics, 9(6) (2016).

[31] J.L. Santolaya, J.A. García, E. Calvo, L.M. Cerecedo, Effects of droplet collision phenomena on the development of pressure swirl sprays, International Journal of Multiphase Flow, 56 (2013) 160-171.

[32] N. Nordin, Complex chemistry modeling of diesel spray combustion, Chalmers University of Technology, Goteborg, 2001.

[33] G.S. Zhu, S.K. Aggarwal, Fuel droplet evaporation in a supercritical environment, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power(Transactions of the ASME), 124(4) (2002) 762-770.

[34] L. Zhang, S.-C. Kong, High-pressure vaporization modeling of multi-component petroleum–biofuel mixtures under engine conditions, Combustion and Flame, 158(9) (2011) 1705-1717.

[35] W. Long, P. Yi, M. Jia, L. Feng, J. Cui, An enhanced multi-component vaporization model for high temperature and pressure conditions, International Journal of Heat and Mass Transfer, 90 (2015) 857-871.

[36] M.D. Koretsky, Engineering and chemical thermodynamics, Wiley Hoboken, NJ, 2004.

[37] H. Jasak, Error analysis and estimation for the finite volume method with applications to fluid flows, Imperial College London London, 1996.

[38] H.G. Weller, G. Tabor, H. Jasak, C. Fureby, A tensorial approach to computational continuum mechanics using object-oriented techniques, Computers in physics, 12(6) (1998) 620-631.

[39] OpenFoam, The Open Source CFD Toolbox, User Guide, Version, 1(9) (2008).

[40] G. Reich, H. Beer, Fluid flow and heat transfer in an axially rotating pipe—I. Effect of rotation on turbulent pipe flow, International journal of heat and mass transfer, 32(3) (1989) 551-562.

[41] A.J. Ward-Smith, Internal fluid flow-the fluid dynamics of flow in pipes and ducts, NASA STI/Recon Technical Report A, 81 (1980).

[42] L. Zhang, Multicomponent drop vaporization modeling of petroleum and biofuel mixtures, Iowa State University, Ames, 2011.

[43] H. Nomura, Y. Ujiie, H.J. Rath, J.i. Sato, M. Kono, Experimental study on high-pressure droplet evaporation using microgravity conditions, Symposium (International) on Combustion, 26(1) (1996) 1267-1273.