

NGHIÊN CỨU ĐẶC TÍNH DÒNG CHẢY KHÔNG KHÍ TRONG QUÁ TRÌNH NẠP ĐỘNG CƠ XĂNG DỰA TRÊN MÔ PHỎNG CFD

STUDY ON CHARACTERISTIC OF AIR FLOW IN INTAKE MANIFOLD SPARK-IGNITED ENGINE USING CFD SIMULATION

Nguyễn Phụ Thượng Lưu

Khoa Công nghệ động lực, Trường Cao đẳng Kỹ thuật Lý Tự Trọng Thành Phố Hồ Chí Minh.

TÓM TẮT

Động cơ đốt trong hiện đại được thiết kế, phát triển trong mục đích hội tụ cả hai tiêu chí: hiệu suất nhiên liệu tối đa trong khi giảm thiểu các khí thải độc hại. Nghiên cứu quá trình nạp động cơ chỉ ra được sự phân bố của hỗn hợp không khí-nhiên liệu, là cơ sở cho những cải tiến, tối ưu quá trình cháy; từ đó nâng cao hiệu suất nhiệt và giảm ô nhiễm môi trường. Trong nghiên cứu này, quá trình nạp của động cơ xăng từ thời điểm piston ở điểm chết trên (ĐCT) đến khi đóng van nạp hoàn toàn (220° Crank Angle-CA) để xem xét đặc tính của dòng khí nạp trong xy lanh. Do sự hòa trộn giữa khí sót và không khí nạp mới và sự truyền nhiệt với vách xy lanh, diễn biến của các thông số nhiệt động học cho quá trình nạp cũng được xem xét. Hơn nữa, ảnh hưởng của van nạp lên sự xoáy lốc và nhào lộn của khí nạp đã được thể hiện rõ trong nghiên cứu này.

Từ khóa: CFD, dòng chảy khí nạp, động cơ xăng 4 kỳ, hệ thống nạp, mô phỏng.

ABSTRACT

Modern internal combustion engines are designed and developed for the purpose of convergence both criteria: the maximum fuel efficiency and reducing harmful emissions. Research on processing of intake stroke is the distribution of the rate of air-fuel and is the basis for improvements, optimized combustion engine; thereby improving thermal efficiency and reducing environmental pollution. In this study, the intake process of the gasoline engine are calculated from the time of piston at top dead center (TDC) until closed intake valve (220° Crank Angle-CA) to survey the characteristics of the intake air flow in the cylinder engine. Due to the excessive gas mixture with a new intake air and the heat transfer to the cylinder walls, the evolution of the thermodynamic parameters for process intake also are considered. Moreover, the effect of the intake valve to the swirl of the intake air acrobatics was demonstrated in this study.

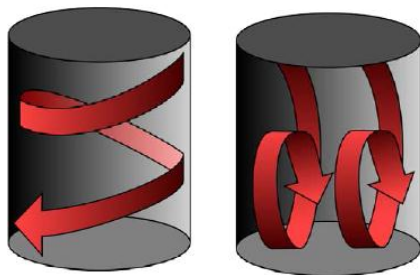
Key words: CFD, intake air flow, intake manifold, simulation, 4 strokes engine.

Email: luunguyenphuthuong@gmail.com

1. GIỚI THIỆU TỔNG QUAN

Dòng chảy của khí nạp trong xy lanh là chủ đề chính trong việc nghiên cứu, cải thiện đặc tính động cơ hơn 40 năm qua vì chúng có ảnh hưởng đáng kể đến đặc tính động cơ và khí xả^[1]. Khi động cơ làm việc, vận tốc dòng chảy^[2] của lưu chất trong xy lanh rất cao và hình thành hiện tượng rối của dòng chảy. Sự hình thành của dòng chảy rối trong xy lanh có tính chu kỳ và phụ thuộc vào không gian-thời gian^[3]. Sự chuyển động rối của dòng chảy khí nạp mới trong xy lanh có lợi ích trong việc cải thiện quá trình truyền năng lượng, hòa trộn nhiên liệu và bay hơi. Hơn nữa, sự hiện diện của chuyển động rối có ảnh hưởng đáng kể đến chất lượng cháy bởi vì chúng quyết định sự phân bố của hỗn hợp nhiên liệu chi phối động lực học dòng chảy trong xy lanh.

Trong thiết kế động cơ, tối ưu dòng chảy khí nạp với mong muốn để có sự phân bố hỗn hợp hợp lý phải kết hợp sự hình thành xoáy và nhào lộn bên trong xy lanh động cơ thúc đẩy sự hình thành dòng chảy rối có cường độ cao tại cuối quá trình nén và dẫn đến hiệu quả rất tốt cho sự cháy tiếp diễn sau đó. ^[4]



Hình 1. Minh họa sự xoáy (trái) và nhào lộn (phải) của khí nạp trong xy lanh.

Việc xác định đặc tính dòng chảy của khí nạp có thể được thực hiện bằng phương pháp thực nghiệm hoặc mô phỏng số. Phương pháp mô phỏng số tỏ ra hiệu quả khi cần tìm hiểu chi tiết về đặc tính dòng chảy và cho kết quả trực quan. Vì vậy, nghiên cứu này sử dụng

phương pháp mô phỏng số để nghiên cứu dòng khí nạp đi vào trong xy lanh động cơ xăng trong quá trình nạp bằng phần mềm AVL-

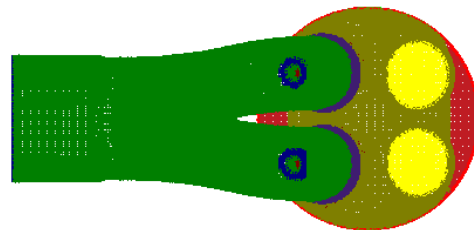
FIRE ^{[4][5]} với mô hình rối được chọn (k- ϵ). ^{[6][7]}

2. MÔ HÌNH MÔ PHỎNG ĐỘNG CƠ

Trong nghiên cứu này đặc tính dòng chảy khí nạp tại cửa nạp và trong xy lanh động cơ được xác định bằng phương pháp mô phỏng CFD (Computational Fluid Dynamics). Phần mềm AVL-Fire được sử dụng mà sự mô phỏng số dựa trên phương pháp thể tích hữu hạn để xác định các giá trị áp suất, vận tốc, nhiệt độ...dựa trên các phương trình toán học như phương trình liên tục, phương trình bảo toàn động lượng, phương trình năng lượng. Mô hình 3D động cơ được xây dựng từ phần mềm Solidworks, sau đó mô hình được đưa vào AVL cho việc xây dựng vùng tính toán số.

2.1. Mô hình động cơ

Mô hình động cơ trong nghiên cứu này là động cơ xăng với các thông số như ở bảng 1 và hình ảnh động cơ được xây dựng từ Solidworks như trong hình 2.



Hình 2. Mô hình động cơ cho nghiên cứu quá trình nạp.

Bảng 1: Các thông số động cơ.

Thông số động cơ	Giá trị
Loại động cơ	Xăng, xi lanh đơn
Đường kính xi lanh[mm]	80
Hành trình piston[mm]	81.4
Chiều dài thanh truyền[mm]	137
Tỉ số nén	12.5
Tốc độ[vòng/phút]	2000
Thể tích xi lanh[dm ³]	0.42

Mô hình động cơ được xem xét là động cơ một xy lanh đơn, 2 van nạp với 2 đường gió nạp đi vào và phân bố đều đến mỗi van nạp. Bán kính cong của van nạp là 45°. Động cơ xăng phun nhiên liệu trên đường ống nạp được sử dụng phổ biến hiện nay và hầu hết chúng đều có piston đỉnh phẳng. Vì vậy, đỉnh piston dạng phẳng cũng được xây dựng trong mô hình động cơ mô phỏng. Mô phỏng được thực hiện trong 220° của góc quay trục khuỷu bao gồm từ lúc piston tại điểm chết trên [0°CA] đến khi van nạp đóng hoàn toàn [220°CA].

2.2. Các phương trình mô hình toán học

Các phương trình chi phối động lực học cho dòng chảy chất khí được áp dụng để diễn tả sự bảo toàn của khối lượng, động lượng và năng lượng. Đặc tính của khí nạp trong xy lanh được xem xét đến đặc tính của lưu chất nhớt, nén được và khí lý tưởng. Hơn nữa, trong quá trình mô phỏng số, để xác định các thông số cường độ rối và độ tiêu tán rối, 2 phương trình của mô hình rối k- ε cho dòng chảy rối tại số Reynold cao được áp dụng và được trình bày như sau:

Phương trình bảo toàn khối lượng:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (1)$$

Phương trình bảo toàn động lượng:

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i u_j) \\ & + \frac{\partial p}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i}(\tau_{ij} + \tau_{ij}^R) + S_i \end{aligned} \quad (2)$$

Phương trình năng lượng

$$\frac{\partial \rho H}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i H}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i}((\tau_{ij} + \tau_{ij}^R) + q_i) +$$

$$\frac{\partial \rho H}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i H}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i}((\tau_{ij} + \tau_{ij}^R) + q_i) +$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} - \tau_{ij}^R \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \rho \varepsilon + S_i u_i + Q_H$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} - \tau_{ij}^R \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \rho \varepsilon + S_i u_i + Q_H \quad (3)$$

Trong các phương trình trên ρ là mật độ lưu chất [kg/m³], u là vận tốc của lưu chất [m/s], p là áp suất [Pa], τ_{ij} là tensor ứng suất tiếp nhớt,

S_i là lực tác dụng bên ngoài [N], τ_{ij}^R là tensor

ứng suất Reynolds, H là enthalpy nhiệt và Q_h là nguồn nhiệt.

Phương trình mô hình rối k- ε tiêu chuẩn:

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

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

$$\rho \frac{\partial k}{\partial t} + \rho u_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = P + G - \varepsilon +$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) \quad (4)$$

$$\rho \frac{D\varepsilon}{Dt} = \left(C_{\varepsilon 1} P + C_{\varepsilon 3} G + C_{\varepsilon 4} k \frac{\partial U_k}{\partial x_k} - C_{\varepsilon 2} \varepsilon \right) \frac{\varepsilon}{k} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right)$$

$$\rho \frac{D\varepsilon}{Dt} = \left(C_{\varepsilon 1} P + C_{\varepsilon 3} G + C_{\varepsilon 4} k \frac{\partial U_k}{\partial x_k} - C_{\varepsilon 2} \varepsilon \right) \frac{\varepsilon}{k} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right)$$

(5)

Trong đó P là lực căng bề mặt[N], G là lực vật thể[N], μ là độ nhớt rớt; $C_{\varepsilon 1}$, $C_{\varepsilon 2}$, $C_{\varepsilon 3}$, $C_{\varepsilon 4}$,

σ_k , σ_ε là các hệ số của phương trình mô hình

rối k- ε và chúng có giá trị như sau:

Bảng 2: Các giá trị hằng số.

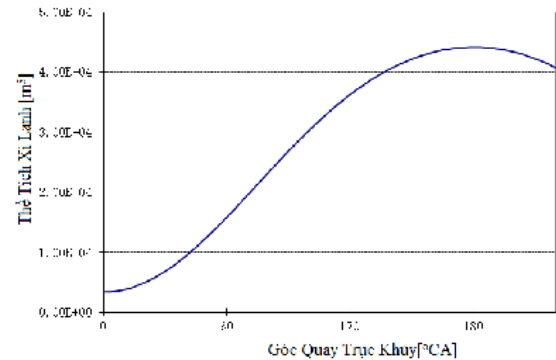
$C_{\varepsilon 1}$	$C_{\varepsilon 2}$	$C_{\varepsilon 3}$	$C_{\varepsilon 4}$	σ_k	σ_ε
1.44	1.92	0.8	0.33	1	1.3

3.KẾT QUẢ.

3.1 Thể tích xilanh

Trong quá trình nạp, piston di chuyển từ ĐCT đến ĐCD và thể tích trong xy lanh tăng dần. Vùng thể tích mà piston đi qua sẽ được điền đầy bởi không khí nạp mới. Khi động cơ làm việc, thể tích xilanh khi piston tại ĐCT được xem là nhỏ nhất và lưu chất trong xy lanh lúc này là khí đã cháy của chu trình trước đó. Thông qua mô phỏng, thể tích trong xy lanh

khi piston tại ĐCT trên là $3.46E-05[m^3]$ và thể tích lớn nhất trong xy lanh đạt được khi piston đi xuống của piston tại ĐCT là $4.2E-04[m^3]$. Quan hệ bậc hai giữa thể tích xy lanh và góc quay trục khuỷu được thể hiện trên hình 3.



Hình 3. Thể tích trong xy lanh trong quá trình nạp theo góc quay trục khuỷu

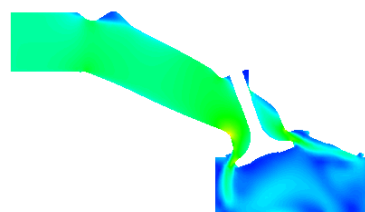
3.2. Vận tốc dòng chảy khí nạp

Hình 4 trình bày vận tốc dòng chảy của khí nạp đi vào xy lanh trong quá trình nạp động cơ. Tốc độ dòng chảy không có sự chuyển biến rõ rệt tại vị trí piston của ĐCT khi mà độ nâng van nạp nhỏ. Sau đó dòng khí nạp đi vào trong xy lanh động cơ với vận tốc tăng dần theo sự chuyển động đi xuống của piston. Tuy nhiên vận tốc trung bình dòng chảy khí nạp đạt cực đại khi piston đi được khoảng nửa hành trình của quá trình nạp và tại thời điểm này cũng tương đương với vận tốc piston là lớn nhất.

Vận tốc dòng chảy khí nạp[m/s]: 5°CA

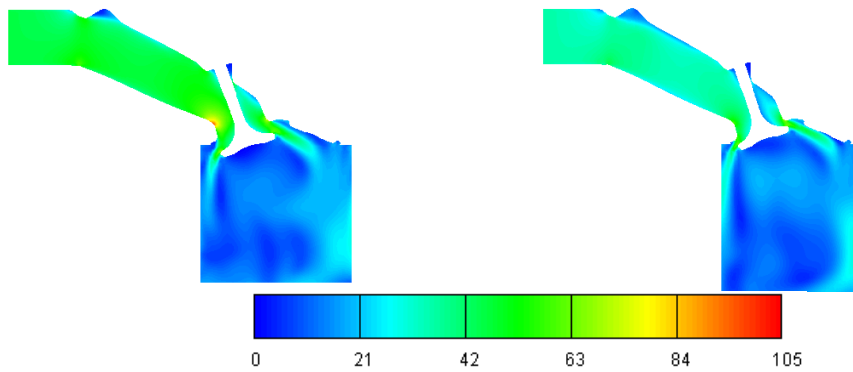


Vận tốc dòng chảy khí nạp[m/s]: 60°CA



Vận tốc dòng chảy khí nạp[m/s]: 120°CA

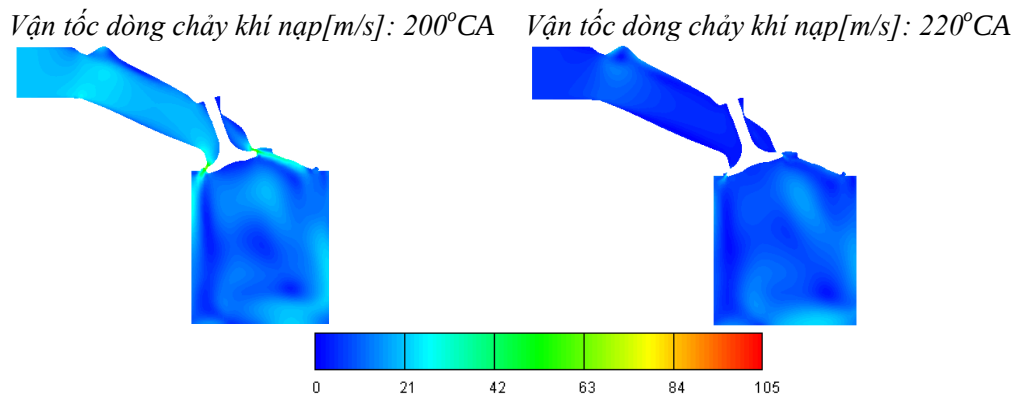
Vận tốc dòng chảy khí nạp[m/s]: 180°CA



Hình 4: Vận tốc dòng chảy khí nạp theo góc quay trục khuỷu.

Trong thực tế vận hành của động cơ đốt trong, thời điểm đóng van nạp được kéo dài sau ĐCD bởi góc đóng muộn van nạp. Chính yếu tố này đã hình thành giai đoạn nạp thêm của quá trình này. Hình 5 (trái) minh họa khí nạp vẫn tiếp

tục đi vào xy lanh khi piston đã đi qua ĐCD 20° góc quay trục khuỷu và quá trình nạp đã thật sự kết thúc tại 220° góc quay trục khuỷu khi mà van nạp đã gần như đóng hoàn toàn (phải)

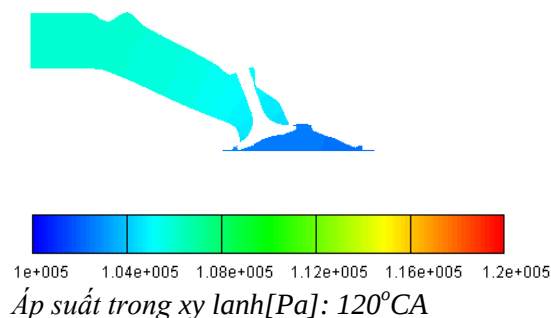


Hình 5. Vận tốc dòng chảy theo góc quay trục khuỷu trong giai đoạn đóng muộn van nạp.

3.3 Áp suất trong xy lanh

Áp suất trong xy lanh được theo các góc quay trục khuỷu được minh họa trong hình 6. Tại 5°CA đã có sự chênh lệch giữa áp suất

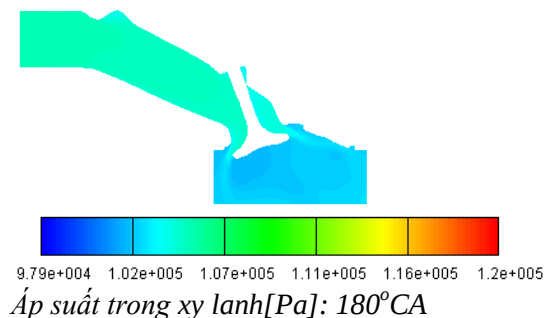
Áp suất trong xy lanh[Pa]: 5°CA



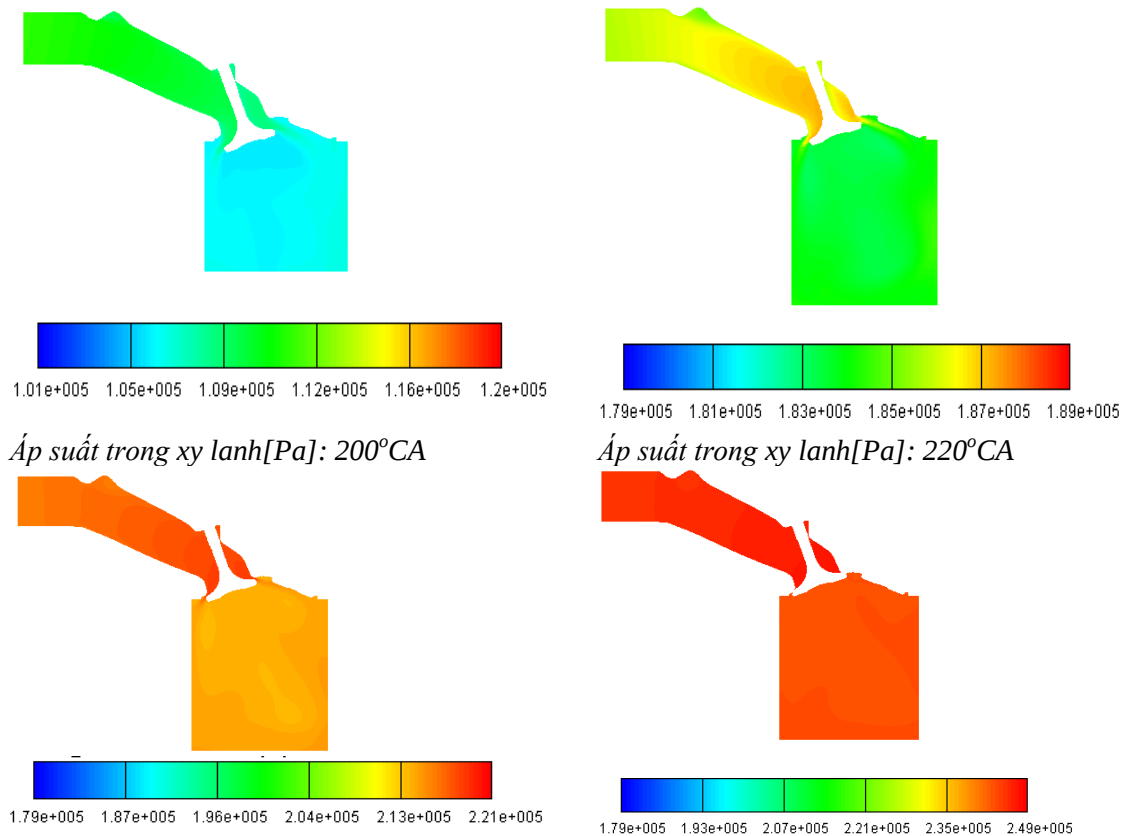
Áp suất trong xy lanh[Pa]: 120°CA

trong xy lanh và cửa nạp bởi sự chuyển động đi xuống của piston. Sự chênh lệch này tiếp tục tiếp diễn tại những vị trí thấp hơn của piston trong suốt quá trình nạp

Áp suất trong xy lanh[Pa]: 60°CA

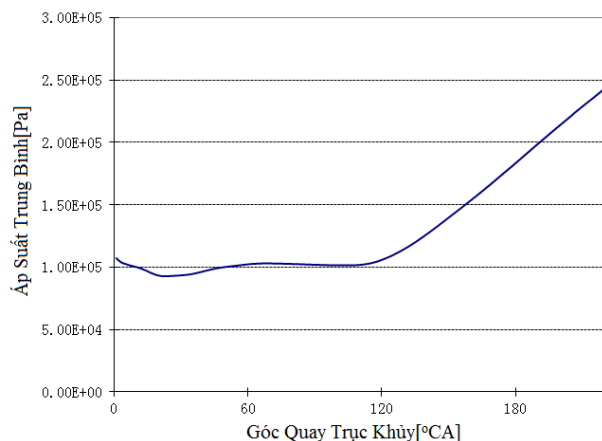


Áp suất trong xy lanh[Pa]: 180°CA



Hình 6. Áp suất trong xy lạnh trong quá trình nạp

Tại ĐCD của quá trình nạp, chênh lệch áp suất giữa trong xy lạnh và cửa nạp tăng lên bởi sự đóng dần của van nạp làm khe hở đi vào của dòng khí giảm dần. Giai đoạn đóng muộn van nạp đã minh họa và chứng minh hiệu quả của nó đối với việc tăng hiệu suất nạp trong động cơ đốt trong.



Hình 7. Áp suất trong xy lạnh trong quá trình nạp.

Minh họa áp suất trong xy lạnh trong suốt quá trình nạp được thể hiện qua hình 7. Sau 120°CA áp suất trong xy lạnh tăng dần một cách rõ rệt và lớn hơn áp suất môi trường. Tuy nhiên, sau 120°CA khí nạp vẫn tiếp tục đi vào trong xy lạnh như minh họa trên hình 5 & 6 bởi động năng của chúng.

Nghiên cứu áp suất trong xy lạnh và ứng xử của khí nạp trong suốt quá trình nạp từ đó làm cơ sở cho việc đặt thời điểm đóng mở van nạp, van xả (góc đóng muộn van xả) hợp lý mà hạn chế sự thất thoát khí nạp là mục tiêu mong muốn.

4. KẾT LUẬN

Trong nghiên cứu này, đặc tính của dòng khí nạp trong quá trình nạp của mô hình động cơ xăng đã được trình bày bằng phương pháp mô phỏng số sử dụng chương trình mô phỏng AVL-Fire. Mô hình rối k-ε tiêu chuẩn, cho sự xác định vận tốc, áp suất tại các vùng thể tích

số cùng với những điều kiện dòng chảy nhớt, không đều của lưu chất nạp được áp dụng trong suốt quá trình mô phỏng. Nghiên cứu chỉ ra một số kết luận như sau:

- Thông qua phương pháp mô phỏng cho quá trình nạp động cơ, đặc tính của khí nạp thể hiện một cách trực quan và có ý nghĩa cao trong công tác nghiên cứu-tìm hiểu ứng xử phức tạp của khí nạp.
- Sự hình thành của những vùng xoáy lốc và nhào lộn khí nạp bởi ảnh hưởng của van nạp lên đặc tính dòng khí nạp.
- Phân bố nhiệt độ trong xy lanh trong suốt quá trình nạp mà kết quả từ sự hòa trộn của khí nạp mới với khí sót và sự truyền nhiệt giữa vách xy lanh, buồng đốt, piston với khí nạp mới.
- Diễn biến của quá trình khí nạp đi vào trong xy lanh và áp suất trong xy lanh theo độ mở của van nạp và chuyển động của piston.

Tuy nhiên, thực tế vận hành của động cơ đốt trong, quá trình nạp và đặc tính khí nạp bị ảnh hưởng của nhiều yếu tố khác nhau. Nghiên cứu có thể mở rộng cho sự xem xét ảnh hưởng của thời điểm đóng mở van nạp; hình dạng piston, cửa nạp và các tốc độ khác nhau để xem xét ảnh hưởng của chúng.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1]. Murali Krishna B., Bijucherian A., Mallikarjuna J.M, 2008, “effect of intake manifold inclination on intake valve flow characteristics of a single cylinder engine using particle image velocimetry”, *Proceedings of World Academy of Science, Engineering and Technology*, **Vol 46**, pp.853-860.
- [2]. Jakirlic S., Tropea C., Hadzic I., 2001, “computational study of joint effects of shear compression and swirl on flow and turbulence in a valveless piston-cylinder assembly”, *SAE Transactions*, **2001-01-1236**, pp.1402-1439.
- [3]. Basha S.A., Gopal K.R., 2009, “in-cylinder fluid flow, turbulence and spray models-a review”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, **Vol 13**, Issues 6-7, pp. 1620-1627.
- [4]. Heywood J.B, 1988, “internal combustion engine fundamentals”, *McGraw-Hill*, Singapore.
- [5]. Laimbock F.J., Meist G., Grilc S, 1998, “CFD application in compact engine development”, *SAE technical Paper*, No. 982016.
- [6]. Hori H., Ogawa T., Toshihiko K, 1985, “CFD in-cylinder flow simulation of an engine and flow visualization”, *SAE Technical Paper*, No. 950288.
- [7]. Payri F., Benajes J., Margot X., Gil A, 2004, “CFD modeling of the incylinder flow in direct-injection diesel engines”, *Journal Of Computers & Fluids*, **Vol 33**, pp.995-1021.
- [8]. Ahmadi-Befrui B.,Gosman A.D, 1989, “assesment of variants of the k-e turbulence model for engine flow applications”, *International Journal for numerical Methods In Fluids*, **Vol 9**, No.9, pp. 1073-1086.