

PHÂN TÍCH ẢNH HƯỞNG CỦA BIÊN DẠNG ROTOR KIỂU CUNG TRÒN TỚI QUÁ TRÌNH LÀM VIỆC CỦA BƠM THÙY

ANALYZING CIRCULAR ROTOR PROFILE'S EFFECTS TO PERFORMANCE OF LOBE PUMP

Nguyễn Thanh Tùng^{1,*}, Phạm Đức Thiên¹,
Lê Quang Lâm²

TÓM TẮT

Bài báo tập trung phân tích ảnh hưởng của biên dạng rotor tới khả năng làm việc của bơm thùy. Dựa trên đặc điểm biên dạng hình học rotor và mô hình toán học của cung tròn, nhóm tác giả đã xây dựng được mô hình toán và biên dạng hình học rotor kiểu cung tròn với 6 trường hợp khác nhau ứng với tỉ lệ khoảng cách (e) khác nhau. Kết quả phân tích cho thấy tỉ lệ khoảng cách ảnh hưởng đáng kể tới hình dáng rotor và quá trình làm việc của bơm thùy. Cột áp và vận tốc dòng chảy đầu ra có xu hướng tăng lên khi tăng tỉ lệ khoảng cách. Tỉ lệ khoảng cách trong khoảng 0,9 tới 0,95 có nhiều ưu điểm hơn so với các trường hợp còn lại về hiệu quả làm việc. Nghiên cứu cũng chỉ ra rotor kiểu 3 cánh không làm tăng hiệu suất bơm nhưng cung cấp dòng chảy ổn định hơn rotor kiểu 2 cánh.

Từ khóa: Bơm thùy, tỉ lệ thể tích, biên dạng cung tròn.

ABSTRACT

The paper is mainly focused on analysis characteristics of lobe pump with circular rotor profile. Based on the geometric analysis and mathematical circular model, the tooth profile is generated with six different distance ratio (e). The results shows that distance ratio affects significantly to the shape of tooth profile and pump performance. The output pressure and velocity increase when the distance ratio increases. Distance ratio between 0.9 and 0.95 provides a much advantage than each others. The study also illustrates that three lobe rotor does not increase pump performance but it provides a more stable flow than two lobe rotor.

Keywords: Lobe pump, volumetric efficiency, circular profile.

¹Trường Đại học Mở - Địa chất

²Trường Đại học Công nghiệp Hà Nội

*Email: nguyenthanhtung@humg.edu.vn

Ngày nhận bài: 01/11/2017

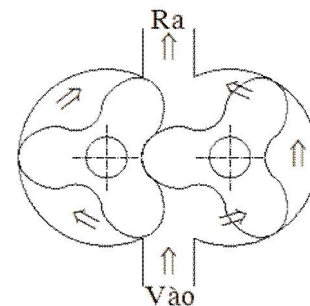
Ngày nhận bài sửa sau phản biện: 11/12/2017

Ngày chấp nhận đăng: 26/02/2018

1. MỞ ĐẦU

Bơm thùy (Lobe Pump) thuộc dòng bơm thể tích như bơm bánh răng, bơm cánh gạt. Cấu tạo cơ bản của bơm thùy (hình 1) bao gồm 2 rotor, vỏ bơm, cửa vào và cửa ra. Kết cấu bơm đơn giản, bơm làm việc ổn định, hiệu suất và tuổi thọ cao. Hai rotor nhận truyền động trực tiếp từ cặp bánh ăn khớp ngoài nên chúng quay độc lập ngược chiều

n nhau với tỉ số truyền bằng 1. Điểm đặc biệt của bơm thùy là hai rotor không tiếp xúc với nhau và luôn đảm bảo khe hở biên dạng nhỏ. Do vậy, nó cho phép làm việc ổn định trong điều kiện bề mặt làm việc không được bôi trơn hoặc bôi trơn khó khăn. Bơm thùy được sử dụng chủ yếu để vận chuyển dòng chất lỏng sệt, chất lỏng độ nhớt cao, chất lỏng pha rắn, vận chuyển bùn, vận chuyển khí,... trong công nghiệp thực phẩm, hóa chất, ngành y dược, khai thác dầu khí,...



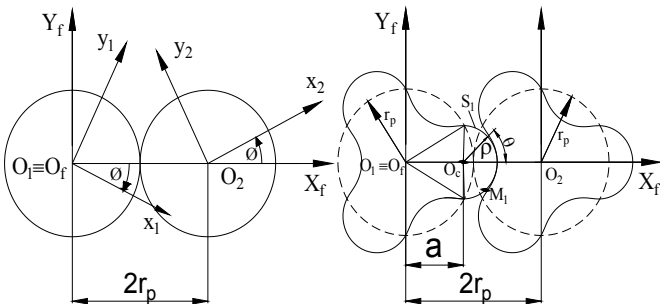
Hình 1. Sơ đồ nguyên lý của bơm thùy

Ưu điểm nổi bật của bơm thùy chủ yếu được hình thành từ biên dạng của cặp rotor. Trong các nghiên cứu gần đây, một số nhóm tác giả chủ yếu tập trung vào thiết kế biên dạng rotor và phân tích dòng chảy qua bơm. Tác giả Nguyễn Hồng Thái [1] đã đưa ra biên dạng rotor dựa trên lưu lượng riêng và đã xây dựng được chương trình để thiết kế biên dạng hình học rotor bơm trên cơ sở đường cong epicycloid. Litvin [2,3] đưa biên dạng rotor bơm thùy là cung tròn kết hợp với đường cong epicycloid. P-Y Wang, Z-H Fong, H S Fang [4] đưa ra kết cấu rotor được hình thành từ năm đoạn cung cong nhằm tối ưu hóa khe hở biên dạng rotor. Các nghiên cứu trên chủ yếu đề cập tới phương pháp thiết kế tổng thể biên dạng rotor, chưa đề cập rõ tới ảnh hưởng của vị trí cung tròn đỉnh tới sự hình thành biên dạng rotor bơm. Việc phân tích kết quả dòng chảy qua bơm chủ yếu dựa trên phân tích lý thuyết nên quá trình thực hiện phức tạp.

Trong nghiên cứu này, nhóm tác giả tập trung vào nghiên cứu ảnh hưởng của vị trí tâm cung tròn đỉnh rotor tới sự hình thành biên dạng rotor. Nghiên cứu có sử dụng phương pháp động lực học mô phỏng dòng chảy CFD

(Computational Fluid Dynamics) và modul FLUENT trong phần mềm ANSYS để phân tích dòng chảy qua bơm thủy, từ đó lựa chọn được biên dạng rotor tối ưu hơn.

2. THIẾT LẬP BIÊN DẠNG HÌNH HỌC ROTOR BƠM THỦY



Hình 2. Hệ tọa độ xây dựng biên dạng rotor

Trong quá trình làm việc phần đỉnh của rotor 1 sẽ đối tiếp với phần lõm của rotor 2 và ngược lại. Đỉnh rotor 1 là cung tròn có bán kính ρ , phần lõm trên biên dạng rotor 2 đối tiếp với phần đỉnh rotor 1 cũng có bán kính ρ . Chọn hệ trục tọa độ $O_1 X_1 Y_1$ và $O_2 X_2 Y_2$ (hình 2) gắn trên rotor 1 và rotor 2; chọn hệ trục tọa độ cố định $O_f X_f Y_f$ có tâm O_f trùng O_i ; gọi r_p là bán kính đường tròn chia; cung tròn đỉnh của rotor 1 có tâm O_c ; gọi $a = O_1 O_c$; gọi e là tỉ lệ khoảng cách $e = \frac{a}{r_p}$, theo [2]: $0,5 < e \leq 1,0$; n là số cánh hay số thùy của rotor. Các thông số ρ, a, r_p thỏa mãn phương trình [2]:

$$\rho^2 = r_p^2 + a^2 - 2a.r_p \cos \frac{\pi}{2n} \tag{1}$$

Điểm $M_1(x_1, y_1)$ trên cung tròn S_1 ở đỉnh rotor 1 có được xác định bởi phương trình:

$$\begin{cases} x_1 = a + \rho \cos \theta \\ y_1 = \rho \sin \theta \end{cases} \text{ hay } \begin{bmatrix} x_1 \\ y_1 \\ 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a + \rho \cos \theta \\ \rho \sin \theta \\ 1 \end{bmatrix} \tag{2}$$

Trong quá trình làm việc phần lõm của rotor 2 đối tiếp với phần đỉnh của rotor 1 nên tọa độ điểm $M_2(x_2, y_2)$ trên cung lõm S_2 được xác định thông qua ma trận chuyển đổi M_{21} , ta có:

$$M_2 = M_{21} \cdot M_1 = M_{2f} \cdot M_{f1} \cdot M_1 \tag{3}$$

Trong đó: M_{f1} là ma trận chuyển đổi từ hệ tọa độ $O_1 X_1 Y_1$ sang hệ tọa độ $O_f X_f Y_f$;

M_{2f} là ma trận chuyển đổi từ hệ tọa độ $O_f X_f Y_f$ sang hệ tọa độ $O_2 X_2 Y_2$.

Theo [2]: $M_{2f} = \begin{bmatrix} \cos \phi & \sin \phi & -2r_p \cos \phi \\ -\sin \phi & \cos \phi & 2r_p \sin \phi \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$

Và $M_{f1} = \begin{bmatrix} \cos \theta & \sin \theta & 0 \\ -\sin \theta & \cos \theta & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$

$$\Rightarrow M_{21} = M_{2f} \cdot M_{f1} = \begin{bmatrix} \cos 2\phi & \sin 2\phi & -2r_p \cos \phi \\ -\sin 2\phi & \cos 2\phi & 2r_p \sin \phi \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \tag{4}$$

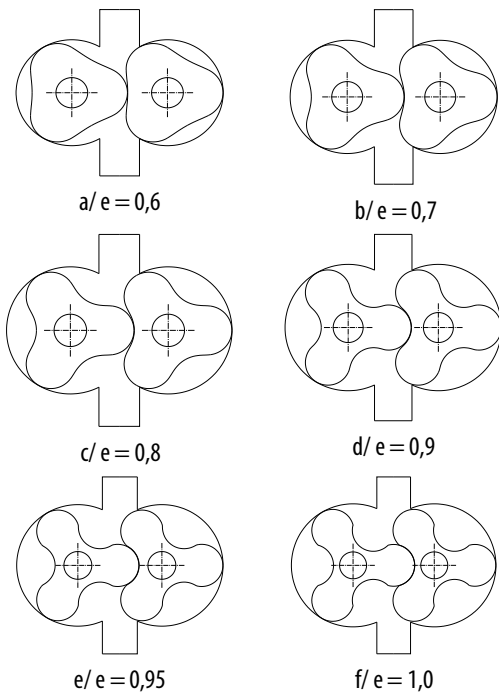
Tọa độ điểm M_2 trên cung lõm của rotor 2 được xác định theo phương trình:

$$\begin{bmatrix} x_2 \\ y_2 \\ 1 \end{bmatrix} = M_{21} \begin{bmatrix} x_1 \\ y_1 \\ 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \rho \cos(\theta - 2\phi) + a \cos 2\phi - 2r_p \cos \phi \\ \rho \sin(\theta - 2\phi) - a \sin 2\phi + 2r_p \sin \phi \\ 1 \end{bmatrix} \tag{5}$$

Trong đó: ϕ là tham số chuyển động của hệ tọa độ; θ là tham số hình học của đường cong. Mối quan hệ giữa ϕ và θ thỏa mãn phương trình [3]:

$$f(\theta, \phi) = r_p \sin(\theta - \phi) - a \cdot \sin \theta = 0 \tag{6}$$

Dựa trên phương trình (2), (5) và điều kiện (1), (6) tác giả viết chương trình xây dựng biên dạng rotor trên phần mềm Matlab. Dữ liệu thu được từ quá trình chạy chương trình được chuyển thành dữ liệu điểm để hình thành biên dạng rotor trong phần mềm AutoCAD. Kết quả thu được 6 mô hình biên dạng rotor biên dạng bơm kiểu 3 cánh (hình 3) với 6 trường hợp khác nhau của tỉ lệ khoảng cách.



Hình 3. 6 kiểu biên dạng hình học của bơm thủy

3. THIẾT LẬP MÔ PHỎNG CFD, KẾT QUẢ VÀ PHÂN TÍCH

Dựa trên mô hình biên dạng 2D của bơm thủy kết hợp với lý thuyết mô phỏng CFD, tác giả tiến hành thiết lập các điều kiện để mô phỏng dòng chảy qua bơm.

3.1. Thiết lập mô phỏng CFD cho bơm thủy

3.1.1. Cơ sở toán học của phương pháp CFD và mô hình lưới 2D

CFD là phương pháp động lực học dòng chảy dựa trên cơ sở năng lượng là định luật bảo toàn khối lượng, bảo

toàn năng lượng và định luật Newton II. Dòng chảy qua bơm được xây dựng từ phương trình liên tục và phương trình động lượng [5]:

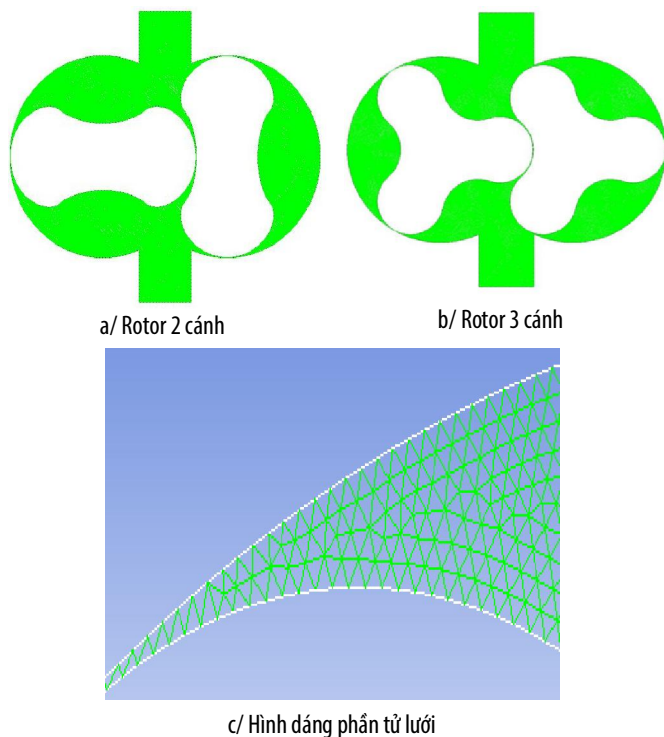
$$\text{Phương trình liên tục: } \frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot \rho \vec{V} = 0 \quad (7)$$

Phương trình động lượng:

$$\rho \left[\frac{\partial (\vec{V})}{\partial t} + (\nabla \cdot \vec{V}) \vec{V} \right] \nabla p + (\nabla \cdot \vec{\tau}) = \rho \cdot \vec{g} + \vec{f} \quad (8)$$

Trong đó: p là áp suất tĩnh; $\vec{\tau}$ là ứng suất căng; $\rho \cdot \vec{g}$ là trọng lực; \vec{V} là véc tơ vận tốc; \vec{f} là lực căng bề mặt.

Rotor bơm thùỳ có đường sinh thẳng nên kết quả trên mô hình 3D và 2D tương tự nhau. Do vậy, tác giả sử dụng mô hình rotor 2D để phân tích dòng chảy qua bơm thùỳ. Chia lưới phần tử 2D là lưới tam giác có kích thước cạnh 0,4 mm (hình 4).



Hình 4. Mô hình lưới

3.1.2. Thiết lập điều kiện mô phỏng

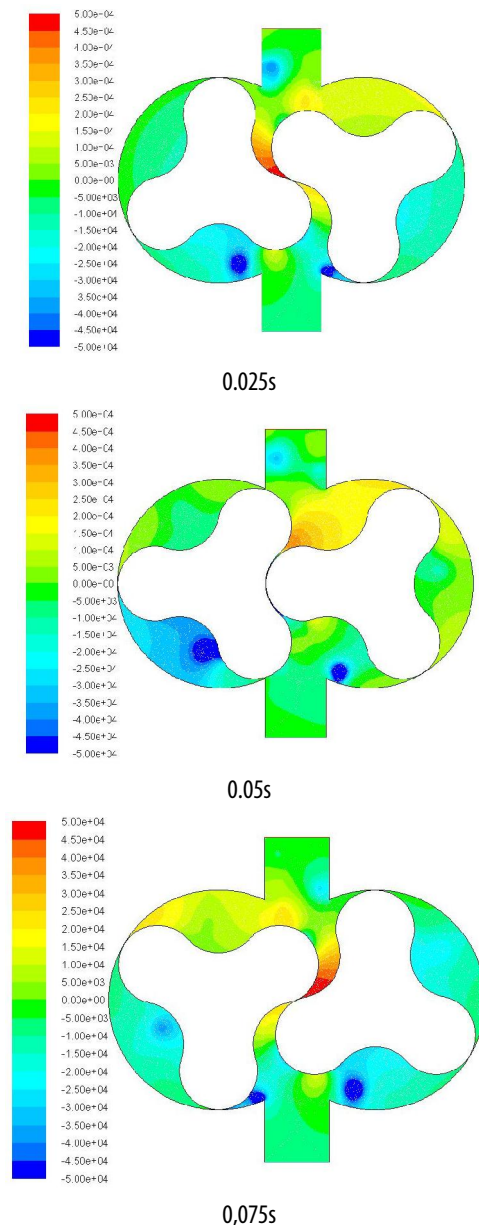
Sau khi chia lưới cho biên dạng bơm, tác giả sử dụng phần mềm FLUENT để mô phỏng dòng chảy qua bơm. FLUENT là phần mềm có độ tin cậy cao để thực hiện phương pháp mô phỏng CFD khi phân tích dòng chảy qua bơm, nó được ứng dụng rộng rãi trong nghiên cứu khoa học và thực tế. Thông số hình học cơ bản của bơm trong mô phỏng như sau: kích thước cửa vào $\phi 25\text{mm}$; kích thước cửa ra $\phi 25\text{mm}$; bán kính vòng chia rotor $r_p = 30\text{mm}$; khoảng cách tâm hai rotor 60mm; khe hở biên dạng hai rotor 0,2mm; khe hở đỉnh rotor với thành trong của vỏ bơm 0,1mm; kích thước vỏ bơm trong các trường

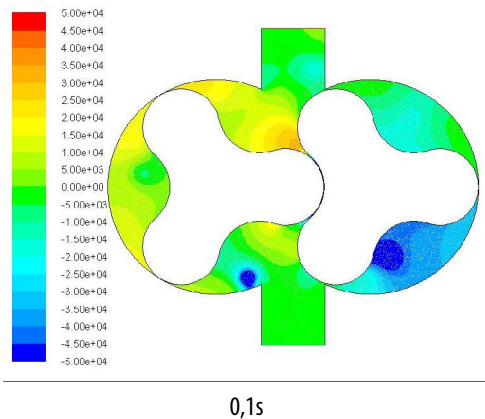
hợp đều tương tự nhau. Thông số của dòng vận chuyển: chất lỏng Newton không nén được; độ nhớt 0,001003kg/m-s; khối lượng riêng 998,2 kg/m³; tốc độ rotor quay từ 500 ÷ 1500 vòng/phút; bơm chạy ở chế độ không tải. Tác giả sử dụng hàm UDF (User Defined Function - hàm người dùng tự định nghĩa) để điều khiển tốc độ quay của hai rotor và lưới động. Mã CODE được viết trên ngôn ngữ lập trình C. Bước thời gian trong mô phỏng $t = 0,00001\text{s}$; số bước thời gian thực hiện 10000 bước.

3.2. Kết quả mô phỏng và phân tích

Sau khi thiết lập điều kiện biên và tiến hành mô phỏng theo phương pháp CFD. Kết quả mô phỏng dòng chảy được đánh giá thông qua hai chỉ tiêu chính là áp suất và vận tốc dòng chảy.

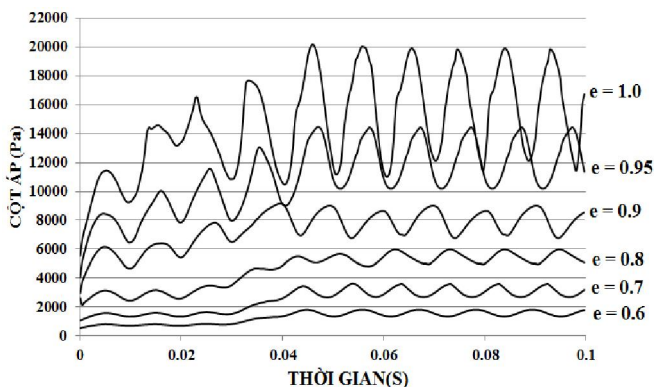
3.2.1. Phân tích ảnh hưởng của biên dạng rotor tới áp suất và vận tốc dòng chảy





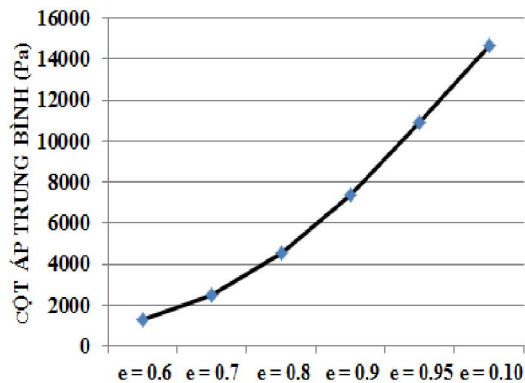
Hình 5. Phân bố áp suất bơm thùy với $e = 0,9$ ở tốc độ 1000 vòng/phút

Bơm thùy thuộc dòng bơm thể tích nên biên dạng rotor ảnh hưởng nhiều tới khả năng hình thành cột áp bơm đặc biệt là khe hở giữa hai rotor và khe hở rotor với vỏ bơm. Hình 5 thể hiện ảnh phân bố áp suất trong bơm ở thời điểm $0,025s \div 0,1s$ của biên dạng cùng tròn với hệ số $e = 0,9$. Hình ảnh biểu thị sự biến đổi áp suất thông qua màu sắc. Tại vùng hai rotor bắt đầu vào đối tiếp có màu đỏ đậm chứng tỏ vùng này áp suất lớn, tại cửa ra áp suất khá ổn định và trong vùng diện tích khoang chứa có những vị trí bị tụt áp (những điểm xanh đậm). Điều này phù hợp với lý thuyết tạo áp suất của bơm thể tích. Hình 6 thể hiện sự biến đổi áp suất cửa ra khi tỉ lệ khoảng cách tăng từ 0,6 tới 1,0.



Hình 6. Sự biến đổi áp suất dòng chảy ở cửa ra

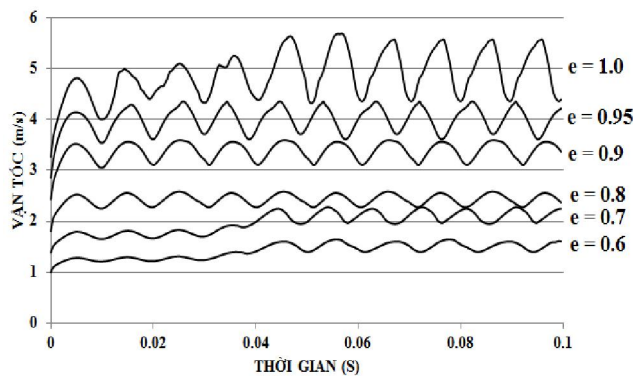
Trong giai đoạn đầu ($0 \div 0,04s$) thì áp suất biến đổi không ổn định ở hầu hết các trường hợp và sau đó nó ổn định dần với tần số tương tự nhau. Cột áp lớn nhất đạt khoảng 20 kPa và nhỏ nhất khoảng 5 kPa với $e = 1,0$. Đối với $e = 0,6$ thì giá trị tương ứng là khoảng 2,0 kPa và 1,4 kPa. Đồ thị cũng cho thấy biên độ dao động tỉ lệ với tỉ lệ khoảng cách, biên độ lớn nhất khi $e = 1,0$ và gấp khoảng 25 lần so với trường hợp $e = 0,6$. Khi tỉ lệ khoảng cách tăng thì cột áp trung bình tăng tuân theo quan hệ gần tuyến tính (hình 7). Cột áp trung bình lớn nhất khoảng 15000 Pa và nhỏ nhất khoảng 1300 Pa tương ứng với $e = 1,0$ và 0,6. Điều này được giải thích hợp lý khi tỉ số e tăng thì hiệu suất thể tích [6] tăng dẫn tới khả năng tạo áp suất tăng. Kết quả này có thể suy luận khe hở biên dạng được cải thiện theo hướng đều hơn.



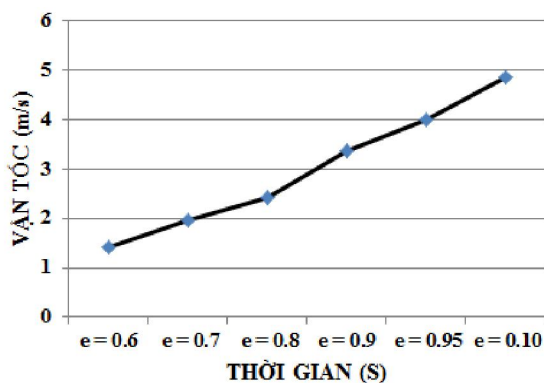
Hình 7. Cột áp trung bình ở cửa ra

Hình 8 biểu thị sự biến đổi vận tốc ở đầu ra của bơm ở tốc độ 1000 vòng/phút. Vận tốc dòng chảy biến đổi với tần số tương đương và biên độ tăng khi tỉ lệ khoảng cách tăng. Cũng như áp suất thì vận tốc biến đổi chưa ổn định ở giai đoạn đầu và sau đó nó ổn định hơn ở giai đoạn tiếp theo. Kết quả cũng thể hiện vận tốc biến đổi tương đối ổn định với giá trị lớn khi $e = 0,9$ và $e = 0,95$, kém ổn định trong các trường hợp còn lại. Giá trị vận tốc trung bình và tỉ lệ khoảng cách tuân theo quan hệ gần tuyến tính hình 9. Vận tốc trung bình đạt giá trị cao nhất khoảng 4,87 m/s

và thấp nhất 1,42 m/s ứng với $e = 1,0$ và $e = 0,6$. Tuy không tạo được áp suất và vận tốc lớn nhất nhưng với biên độ dao động của vận tốc nhỏ và áp suất ổn định nên dòng chảy qua bơm có nhiều ưu điểm khi $e = 0,9 \div 0,95$ so với các trường hợp còn lại.

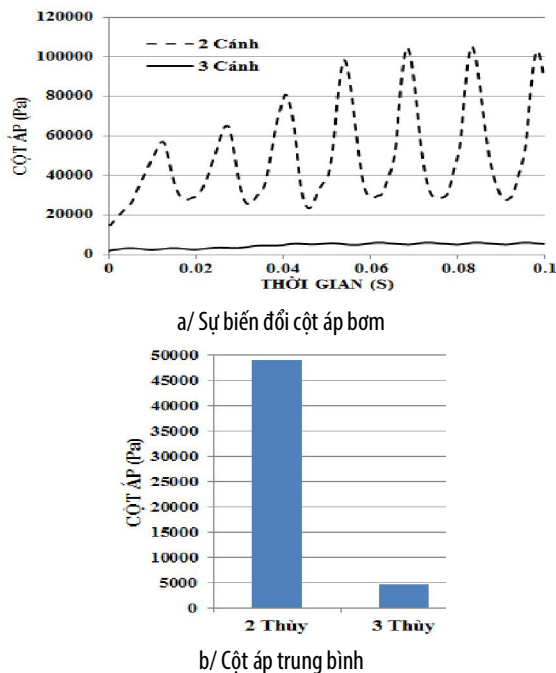


Hình 8. Sự biến đổi vận tốc dòng chảy ở cửa ra

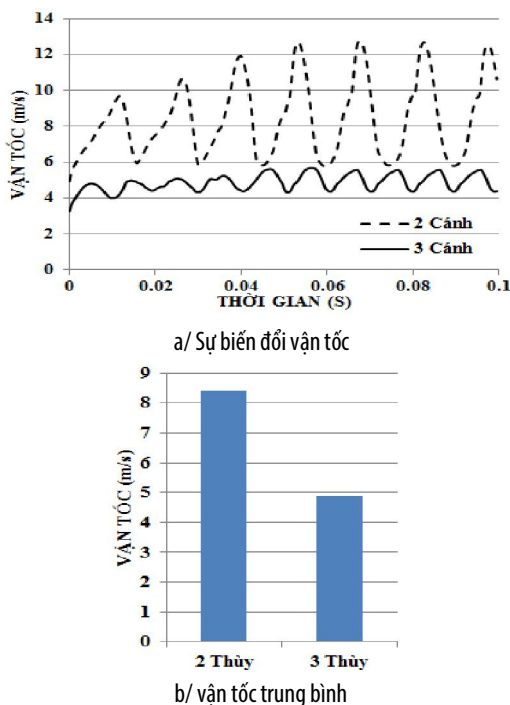


Hình 9. Vận tốc trung bình

3.2.2. Phân tích ảnh hưởng của số cánh của rotor (số thùy) tới vận tốc và áp suất dòng chảy



Hình 10. Sự biến đổi áp suất của bơm thùy 2 và 3 cánh



Hình 11. Sự biến đổi vận tốc của bơm thùy 2 và 3 cánh

Như đã phân tích ở trên, khi tỉ lệ khoảng cách $e = 1,0$ thì vận tốc và áp suất lớn nhất. Do vậy, tác giả tập trung phân tích ảnh hưởng của số cánh rotor bơm tới áp suất và vận tốc dòng chảy. Hình 10 thể hiện sự biến đổi tuần hoàn của cột áp bơm ở cửa ra với rotor kiểu 2 cánh và 3 cánh ở tốc độ 1000 vòng/phút. Rotor kiểu 3 cánh có cột áp dao động với tần số gấp khoảng 1,6 lần so với rotor kiểu 2 cánh và áp suất dao động với biên độ nhỏ nên cột áp ở cửa ra biến đổi

tương đối ổn định. Tương tự như áp suất, vận tốc dòng chất lỏng ở cửa ra của bơm thùy rotor kiểu 3 cánh dao động với tần số lớn hơn và biên độ nhỏ hơn bơm thùy rotor kiểu 2 cánh (hình 11). Điều này được giải thích khi số cánh tăng từ 2 cánh lên 3 cánh thì vùng thể tích bơm được chia thành nhiều khoang hơn (từ 2 khoang lên 3 khoang), chu kỳ dao động của phần tử chất lỏng giảm dẫn tới tần số tăng. Thời gian và lực tương tác của cánh rotor lên các phần tử chất lỏng giảm dẫn tới biên độ dao động của phần tử giảm. Qua kết quả biến đổi dòng chảy qua bơm, ta thấy cột áp và vận tốc của bơm thùy rotor kiểu 3 cánh nhỏ hơn bơm thùy rotor kiểu 2 cánh nhưng tần số dao động lớn hơn, đồng thời biên độ dao động nhỏ hơn nên dòng chảy qua bơm ổn định, quá trình làm việc êm. Đây là ưu điểm nổi bật của bơm thùy kiểu 3 cánh.

4. KẾT LUẬN

Nghiên cứu sử dụng các công cụ biến đổi toán học kết hợp với phương pháp mô phỏng CFD để thiết lập biên dạng rotor và phân tích ảnh hưởng của biên dạng rotor bơm thùy tới áp suất, vận tốc dòng chảy qua bơm. Quá trình mô phỏng và phân tích dựa trên sáu mô hình biên dạng rotor kiểu 3 cánh và một mô hình biên dạng rotor kiểu 2 cánh. Kết quả của nghiên cứu được thể hiện ở các khía cạnh sau:

- Quá trình mô phỏng cung cấp nhiều thông tin về dòng chảy như dải biến đổi áp suất, vận tốc; thông tin về giá trị tức thời của áp suất, vận tốc dòng chảy ở các vị trí khác nhau trong vùng làm việc nhờ đó việc quan sát dòng chảy qua bơm được thực hiện dễ dàng;

- Ở tốc độ rotor 1000 vòng/phút đặc tính cột áp và vận tốc dòng chảy qua bơm tỉ lệ với tỉ lệ khoảng cách và đạt giá trị trung bình lớn nhất khi $e = 1,0$; kết quả nghiên cứu cũng cho thấy cột áp và vận tốc dòng chảy ổn định với độ lớn cao khi $e = 0,9$ và $e = 0,95$;

- Nghiên cứu cũng chỉ ra rotor kiểu 3 cánh cho cột áp và tốc độ dòng chảy thấp hơn rotor kiểu 2 cánh nhưng tần số dao động của cột áp, vận tốc lớn hơn và biên độ nhỏ hơn.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1]. Nguyen Hong Thai, Nguyen Thanh Trung, 2015. *Establishing formulas for design of Roots pump geometrical parameters with given specific flow rate*. Tạp chí Khoa học Công nghệ, Đại học Bách khoa Hà Nội, số 53, trang 533-542.
- [2]. F. L. Litvin, 1989. *Theory of gearing*. Washington DC: NASA Reference Publication.
- [3]. F.L. Litvin, A. Fuentes, 2004. *Gear Geometry and Applied Theory, the second edition*. Cambridge University Press.
- [4]. P.Y Wang, Z.H Fong, H. S Fang, 2006. *Design constraints of five-arc Roots vacuum pumps*. International Journal of Rotating Machinery Volume 2006, Part C.
- [5]. John F. Wendt, 2009. *Computational Fluid Dynamics, the third Edition*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg.
- [6]. Nguyen Thanh Tung, Bui Ngoc Tuyen, 2017. *Study on the effect of the lobe pump's rotor profile to the volume ratio*. Tạp chí Khoa học Công nghệ, Đại học Công nghiệp Hà Nội, số 39.