

DAO ĐỘNG LƯU LƯỢNG VÀ ĐỘNG LỰC HỌC LƯU CHẤT TRONG BƠM BÔI TRƠN GEROTOR CỦA MÁY NÔNG NGHIỆP

FLOW FLUCTUATIONS AND FLUID DYNAMICS IN GEROTOR LUBRICATION PUMPS OF AGRICULTURAL MACHINERY

Nguyễn Duy Long^{1,*},
Nguyễn Thùy Dương¹, Trương Công Giang²

TÓM TẮT

Bơm bôi trơn Gerotor là một loại máy thủy lực thể tích bánh răng xyclôit ăn khớp trong. Loại bơm này có ưu điểm lưu lượng lớn hơn các loại bơm khác cùng kích thước và kết cấu cơ khí đơn giản. Do đó, loại máy này được sử dụng phổ biến trong hệ thống bôi trơn của động cơ đốt trong. Trong nghiên cứu này các tác giả tiến hành đánh giá dao động lưu lượng và động lực học lưu chất khi bơm hoạt động. Mô hình toán học thiết kế biên dạng rôto và biểu thức xác định lưu lượng tức thời đã được thiết lập. Một bơm Gerotor bôi trơn động cơ D20 của máy nông nghiệp đã được thiết kế trên Solidworks. Trên cơ sở đó tiến hành tính toán động lực học dòng lưu chất qua bơm bằng phương pháp số thông qua mô đun CFX của phần mềm Ansys.

Từ khóa: Máy thủy lực thể tích, bơm Gerotor, đường cong epicycloit, tính toán số, biên dạng rôto, lưu lượng, dao động lưu lượng.

ABSTRACT

The Gerotor lubricating pump is a type of internal cycloid gear hydraulic machine. This pump has an enormous flow rate advantage over other pumps of the same size and simple mechanical structure. Therefore, this type of machine is an ordinary application in the lubrication system of internal combustion engines. In this study, the authors evaluate the flow fluctuations and fluid dynamics when the pump is operating. The mathematical model for the rotor profile design and the expression for determining instantaneous flow has established. A Gerotor pump for lubrication of the D20 engine of the agricultural machine has designed on Solidworks. On that basis, calculate the fluid dynamics through the pump by the numerical method through the CFX module of Ansys software.

Keywords: Positive displacement blower, Gerotor pumps, epicycloid curve, computational, profile of rotor, massflow, fluctuating flow.

¹Viện Cơ khí, Trường Đại học Bách khoa Hà Nội

²Trường Cao đẳng Kinh tế - Kỹ thuật Vĩnh Phúc

*Email: ngduylong9797@gmail.com

Ngày nhận bài: 20/8/2021

Ngày nhận bài sửa sau phản biện: 25/9/2021

Ngày chấp nhận đăng: 25/10/2021

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Máy thủy lực thể tích kiểu rôto xyclôit là loại máy thể tích bánh răng có biên dạng xyclôit. Tùy thuộc vào đặc điểm của ăn khớp và cấu tạo của bánh răng được dùng làm

rôto của máy mà có tên gọi khác nhau. Bơm rôto xyclôit ăn khớp trong được phân làm hai loại đó là: (i) Gerotor nếu biên dạng bánh răng làm rôto là đường epicycloit [1, 2] và (ii) Hypogerotor nếu biên dạng bánh răng là đường hypocyloit [3-7]. Máy thủy lực thể tích rôto xyclôit ăn khớp ngoài được chia theo số răng trên rôto: (i) Máy thủy lực thể tích kiểu Roots nếu bánh răng làm rôto chỉ có 2 răng [8-9] và (ii) Máy thủy lực thể tích kiểu Lobe nếu bánh răng làm rôto có từ 3 răng trở lên [10, 11]. Ngoài ra, loại máy này còn được phân loại theo kết cấu của rôto là loại máy trục thẳng [12, 13] và trục xoắn vít [14]. Cho đến gần đây, ngoài việc ứng dụng các bánh răng xyclôit trụ tròn là rôto của máy còn có các nghiên cứu về bánh răng không tròn biên dạng xyclôit [15] và bánh răng elíp để dẫn động và làm biên dạng rôto của máy thủy lực [16, 17]. Tuy nhiên, đa phần các nghiên cứu trước đây mới chỉ quan tâm đến hình động học và lưu lượng mà chưa nghiên cứu đến động học, động lực học dòng lưu chất chảy qua máy. Chính vì vậy mà trong nghiên cứu này các tác giả đặt ra vấn đề nghiên cứu đặc tính động lực học dòng lưu chất chảy qua máy thủy lực thể tích Gerotor và dao động lưu lượng trong hệ thống bôi trơn của máy nông nghiệp. Để đạt được mục tiêu trên nội dung nghiên cứu này bao gồm: (1) Mô hình toán học thiết kế hình học của bơm Gerotor được thiết lập; (2) Tính toán mô phỏng số động lực học lưu chất chảy qua máy bằng mô đun CFX của phần mềm Ansys.

2. MÔ HÌNH TOÁN HỌC THIẾT KẾ KÍCH THƯỚC HÌNH HỌC CỦA BƠM GEROTOR

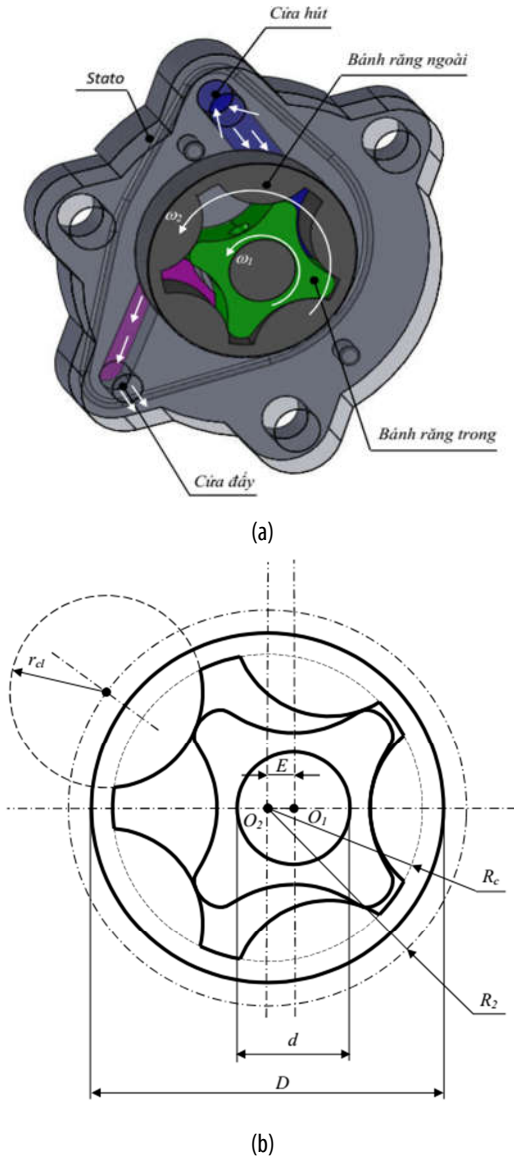
2.1. Nguyên lý hình thành bơm Gerotor

Bơm Gerotor được hình thành trên cơ sở một cặp bánh răng xyclôit ăn khớp trong. Trong đó bánh răng trong là bánh răng có biên dạng răng là đường Epicycloit, còn bánh răng ngoài là bánh răng có biên dạng cung tròn. Cặp bánh răng trên kết hợp với Stato hình thành các buồng bơm như được mô tả trên hình 1a. Trong đó bánh răng trong đóng vai trò là bánh răng dẫn động còn bánh răng ngoài là bánh răng bị động.

Từ hình 1b ta có các thông số thiết kế của bơm bao gồm: Độ lệch tâm E giữa tâm quay của bánh răng trong và bánh răng ngoài; Đường kính bánh răng ngoài D; Bán kính

tâm cung tròn đỉnh răng bánh răng ngoài R_2 ; Bán kính cung tròn đỉnh răng bánh răng ngoài r_{cl} ; Bán kính đường tròn chân răng của bánh răng ngoài R_c . Các thông số thiết kế này có mối quan hệ như sau:

$$R_c = E + R_2 - r_{cl} \tag{1}$$

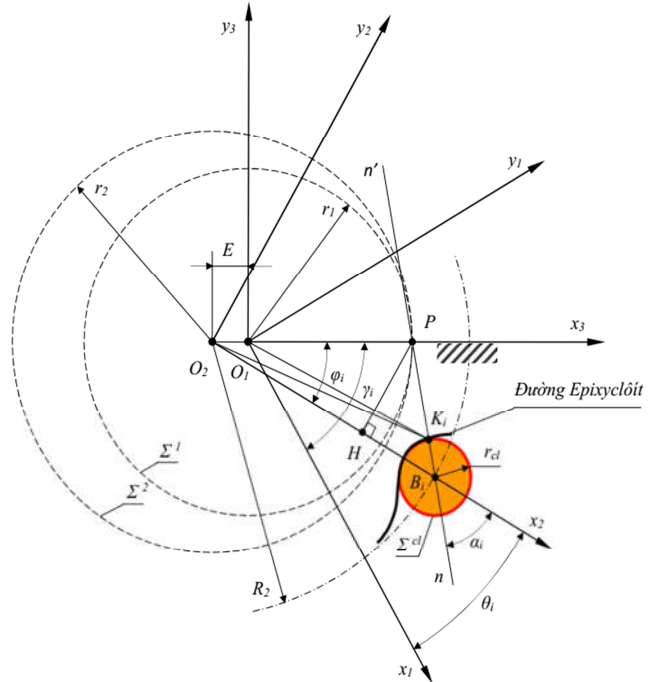


Hình 1. Bơm Gerotor

- a) Nguyên lý hình thành bơm Gerotor
- b) Các thông số thiết kế của bơm Gerotor

2.2. Mô hình toán học thiết kế hình dáng hình học của bơm Gerotor

Để thiết lập phương trình toán học thiết kế kích thước hình học của bơm. Gọi $\vartheta_3(O_3x_3y_3)$ là hệ quy chiếu cố định gắn liền với giá (Stato), $\vartheta_1(O_1x_1y_1)$ là hệ quy chiếu động gắn trên bánh răng trong biên dạng Epixyclôit (rôto trong), $\vartheta_2(O_2x_2y_2)$ là hệ quy chiếu động gắn trên bánh răng ngoài có biên dạng răng là cung tròn (rôto ngoài), (Γ_1, Γ_2) là cặp biên dạng răng đối tiếp; K_i là điểm tiếp xúc của cặp (Γ_1, Γ_2) như được mô tả trên hình 2.



Hình 2. Cặp biên dạng đối tiếp

Giả thiết cho trước tọa độ điểm K_{2i} trên Γ_2 và với các định nghĩa như trên. Khi đó chuyển tọa độ điểm K_{2i} từ hệ quy chiếu $\vartheta_2(O_2x_2y_2)$ về hệ quy chiếu $\vartheta_1(O_1x_1y_1)$ của bánh răng trong ta có phương trình biên dạng răng của bánh răng trong [15]:

$$\mathbf{r}_{K_{2i}} = \mathbf{M}_{13} \cdot (\mathbf{T}_{32} + \mathbf{M}_{32} \mathbf{r}_{K_{2i}}) \tag{2}$$

Trong đó:

$$\mathbf{M}_{32} = \begin{bmatrix} \cos \varphi_i & \sin \varphi_i & 0 \\ -\sin \varphi_i & \cos \varphi_i & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}; \mathbf{T}_{32} = [-E \ 0 \ 0]^T;$$

$$\mathbf{M}_{13} = \begin{bmatrix} \cos \gamma_i & -\sin \gamma_i & 0 \\ \sin \gamma_i & \cos \gamma_i & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}; \mathbf{r}_{K_{2i}} = [R_2 - r_{cl} \cos \alpha_i \quad r_{cl} \sin \alpha_i \quad 0]^T.$$

Sau khi khai triển và biến đổi phương trình (2) mô hình toán học biên dạng răng của bánh răng trong được cho bởi:

$$\mathbf{r}_{K_{1i}} = \begin{bmatrix} R_2 \cos(\gamma_i - \varphi_i) - r_{cl} \cos(\alpha_i - \gamma_i + \varphi_i) - E \cos \gamma_i \\ R_2 \sin(\gamma_i - \varphi_i) + r_{cl} \sin(\alpha_i - \gamma_i + \varphi_i) - E \sin \gamma_i \\ 0 \end{bmatrix} \tag{3}$$

Trong phương trình (3) mối quan hệ giữa φ_i và γ_i mô tả bởi [3]:

$$\varphi_i = \frac{r_1}{r_2} \gamma_i = \frac{z_1}{z_2} \gamma_i = \frac{z_1}{z_1 + 1} \gamma_i \tag{4}$$

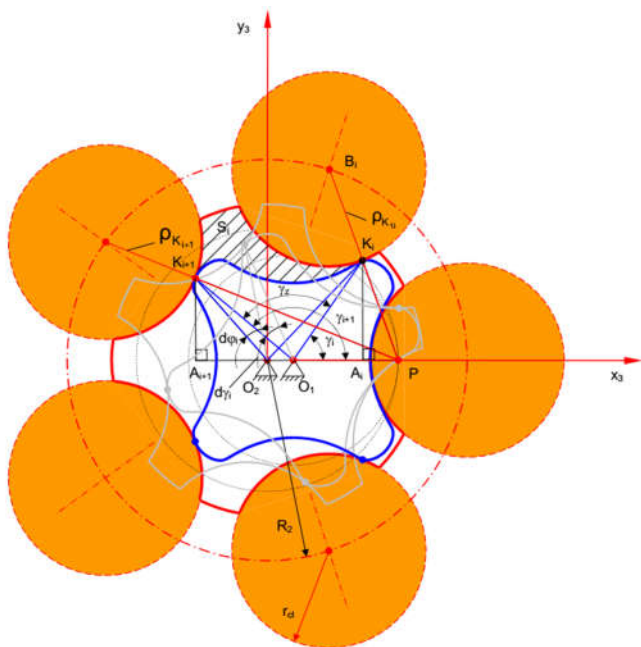
Với z_1, z_2 lần lượt là số răng của bánh răng trong và bánh răng ngoài, còn mối quan hệ giữa α và γ được thông qua động học ăn khớp đối tiếp $\vec{n}\vec{v} = 0$ [16, 17], sau khi giải ta có:

$$\alpha_i(\gamma_i) = \tan^{-1} \left[\frac{E(z_1 + 1) \sin \left(\frac{z_1}{z_1 + 1} \gamma_i \right)}{R_2 - E(z_1 + 1) \cos \left(\frac{z_1}{z_1 + 1} \gamma_i \right)} \right] \quad (5)$$

Trong đó, γ_i là góc quay của hệ $\mathcal{O}_1(O_1x_1y_1)$ so với hệ $\mathcal{O}_3(O_3x_3y_3)$.

2.3. Thiết lập biểu thức giải tích xác định lưu lượng của bơm Gerotor

Lưu lượng tức thời: là lượng lưu chất chảy qua bơm theo thời gian thực. Nếu giả thiết lượng chất lỏng luôn điền đầy buồng hút và không bị ảnh hưởng của các dòng xoáy thì khi đó lưu lượng tức thời của bơm là sự biến thiên thể tích của khoang bơm theo góc quay γ_i của trục dẫn động theo thời gian. Xét trên mặt cắt vuông góc với trục dẫn động của bơm như mô tả trên hình 3.



Hình 3. Tiết diện khoang bơm

Nếu gọi b là kích thước hướng trục của bơm, ω là vận tốc góc của trục dẫn động gắn với bánh răng trong, $S(\gamma_i)$ là diện tích tiết diện mặt cắt khoang bơm vuông góc với trục dẫn động thì lưu lượng tức thời của bơm được cho bởi [4, 5]:

$$q_i(\gamma_i) = \frac{b\omega}{2} \left[\{ (O_1K_{i+1})^2 - (O_1K_i)^2 \} - \frac{z_1}{z_2} \{ (O_2K_{i+1})^2 - (O_2K_i)^2 \} \right] \quad (6)$$

Trong đó: O_1K_{i+1} , O_1K_i , O_2K_{i+1} , O_2K_i lần lượt là bán kính ăn khớp O_1K_{i+1} , O_1K_i , O_2K_{i+1} , O_2K_i và được xác định:

$$O_1K_i = \sqrt{(PK_i)^2 - 2r_1PA_i + r_1^2} \quad (7)$$

$$O_2K_i = \sqrt{(PK_i)^2 - 2r_2PA_i + r_2^2} \quad (8)$$

$$O_1K_{i+1} = \sqrt{(PK_{i+1})^2 - 2r_1PA_{i+1} + r_1^2} \quad (9)$$

$$O_2K_{i+1} = \sqrt{(PK_{i+1})^2 - 2r_2PA_{i+1} + r_2^2} \quad (10)$$

Thay từ phương trình (7) đến (10) vào phương trình (6) và sau khi biến đổi thì công thức xác định lưu lượng tức thời được cho bởi:

$$q_i(\gamma_i) = \frac{b\omega}{2(z_1 + 1)} [(PK_{i+1})^2 - (PK_i)^2] \\ = \frac{b\omega}{2(z_1 + 1)} [\rho_{K_{i+1}}^2(\gamma_i) - \rho_{K_i}^2(\gamma_i)] \quad (11)$$

Lưu lượng trung bình của bơm: Nếu gọi n là số vòng quay của trục dẫn động gắn với bánh răng trong, z_1 là số răng của bánh răng trong, q_z là lưu lượng sau một vòng quay của bơm thì khi đó lưu lượng trung bình của bơm được cho bởi:

$$Q = nz_1q_z \quad (12)$$

Với lưu lượng trên một vòng quay của bơm q_z được cho bởi:

$$q_z(\gamma_i) = \int_{-\frac{\gamma_z}{2}}^{\frac{-\gamma_z + \pi}{2}} \frac{b}{2(z_1 + 1)} [\rho_{K_{i+1}}^2(\gamma_i) - \rho_{K_i}^2(\gamma_i)] d\gamma_i \quad (13)$$

3. THIẾT KẾ THỬ NGHIỆM VÀ TÍNH TOÁN ĐỘNG LỰC HỌC LƯU CHẤT CHẢY QUA BƠM

3.1. Thiết kế thử nghiệm bơm Gerotor

Từ những lập luận ở trên, một bơm Gerotor D20 trong máy nông nghiệp với lưu lượng trung bình $Q = 1389,25 \text{ cm}^3/\text{phút}$ tại tốc độ quay của trục dẫn động $n_1 = 250 \text{ vòng/phút}$, kích thước khe hở giữa đỉnh răng của bánh răng trong với lòng trong của bánh răng ngoài được chọn là $\Delta_r = 0,05 \text{ mm}$ theo [18], đã thiết kế trên Solidworks. Các thông số thiết kế sau khi tính toán lựa chọn được tổng hợp trong bảng 1.

Bảng 1. Các thông số thiết kế bơm Gerotor

Thông số thiết kế	Ký hiệu	Giá trị
Độ lệch tâm (mm)	E	3,0
Đường kính bánh răng ngoài (mm)	D	40,5
Bán kính tâm cung tròn đỉnh răng bánh răng ngoài (mm)	R_2	23,0
Bán kính con lăn (mm)	r_d	11,1
Bán kính đường tròn chân răng của bánh răng cung tròn (mm)	R_c	17,9
Số răng của bánh răng trong	z_1	4,0
Số răng của bánh răng ngoài	z_2	5,0
Chiều dày bánh răng (mm)	b	14,0
Đường kính trục (mm)	d	13,0

3.2. Thiết lập các điều kiện cho bài toán tính toán số

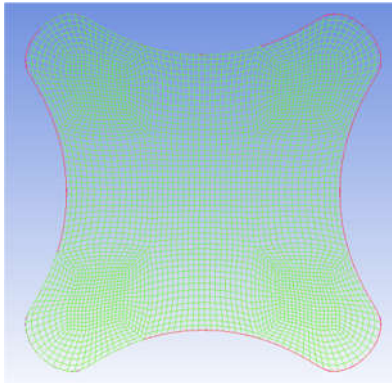
Phương pháp tính toán mô hình tính toán được nghiên cứu sử dụng là mô hình biên nhúng trong mô đun CFX của môi trường Ansys. Điều đó có nghĩa là bánh răng trong được coi là vật rắn quay trong môi trường chất lỏng điền đầy lòng trong của bánh răng ngoài.

Chia lưới mô hình tính toán để tăng độ chính xác kết quả tính toán mô hình tính toán số được chia lưới bằng

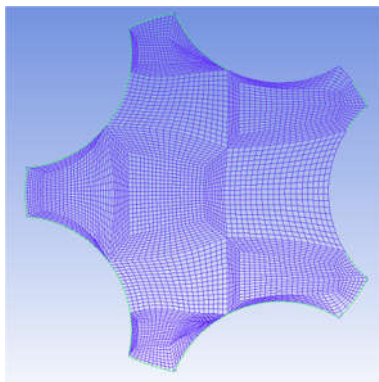
công cụ ICEM CFD với phần tử lưới là phần tử hình lục diện như mô tả trên hình 4. Số lượng nút lưới và phần tử lưới của mô hình tính toán số được tổng hợp trong bảng 2.

Bảng 2. Số nút lưới và phần tử lưới của mô hình

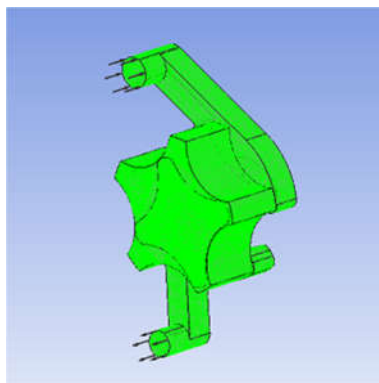
Thông số	Bánh răng trong	Bánh răng ngoài	Đường ống vào ra
Số nút	117040	157976	24238
Số phần tử	124033	167185	124368



a)



b)



c)

Hình 4. Chia lưới cho mô hình tính toán bằng công cụ ICEM CFD với a) chia lưới bánh răng trong, b) chia lưới bánh răng ngoài và c) dòng lưu chất trong bơm

Cài đặt đặc tính dòng lưu chất áp suất đặt tại cửa vào là $P_1 = 1\text{atm}$, áp suất đặt tại cửa ra là $P_2 = 2\text{atm}$, lưu chất được nghiên cứu sử dụng trong mô phỏng số có thông số: khối lượng riêng $d = 875\text{kg/m}^3$, độ nhớt động lực học

$\mu = 0,86\text{kg/ms}$, nhiệt dung riêng $c = 2625\text{J/kgK}$ tại nhiệt độ 40°C và áp suất 1atm . Mô hình chảy rối sử dụng là mô hình $k-\varepsilon$ với các hằng số $C_{\varepsilon 1} = 1,44$; $C_{\varepsilon 2} = 1,92$; $\sigma_k = 1,0$; $\sigma_\varepsilon = 1,3$.

Cài đặt thông số động học của mô hình tính toán: đặt tốc độ quay của trục dẫn động gắn với bánh răng trong là $n_1 = 250$ (vòng/phút), còn tốc độ quay của bánh răng ngoài n_2 được đặt theo mối quan hệ động học:

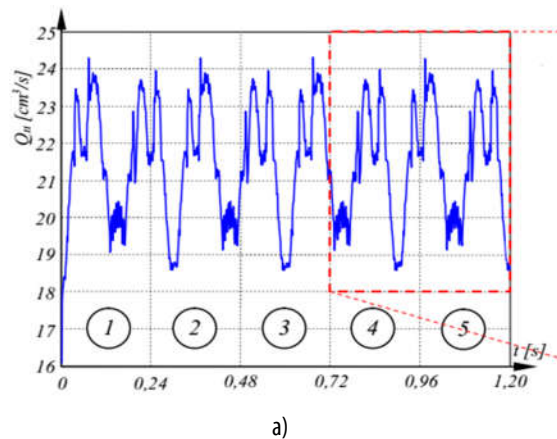
$$n_2 = \frac{z_1}{z_1 + 1} n_1 \tag{14}$$

Cài đặt thời gian tính và số điểm trích mẫu từ tốc độ quay của trục dẫn động là $n_1 = 250$ (vòng/phút) ta xác định được thời gian cho mỗi vòng quay của trục dẫn động là $t_1 = 60/n_1 = 60/250 = 0,24\text{s}$. Do đó, ta đặt thời gian trích mẫu cho mỗi vòng quay của trục dẫn động là $0,24\text{s}$ và mỗi vòng quay lấy 180 điểm tính.

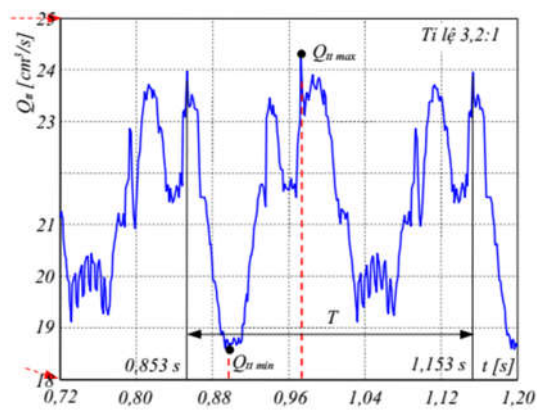
4. THẢO LUẬN ĐÁNH GIÁ KẾT QUẢ TÍNH TOÁN MÔ PHỎNG

4.1. Lưu lượng và áp suất

Từ các định nghĩa và thiết lập tính toán mô phỏng số ở trên, dưới đây là kết quả tính toán lưu lượng tức thời và áp suất tức thời của mô hình được mô tả trên hình 5 và 6. Trong đó, ta nhận thấy bắt đầu từ vòng quay thứ 4 trở đi thì bơm bắt đầu hoạt động ổn định.

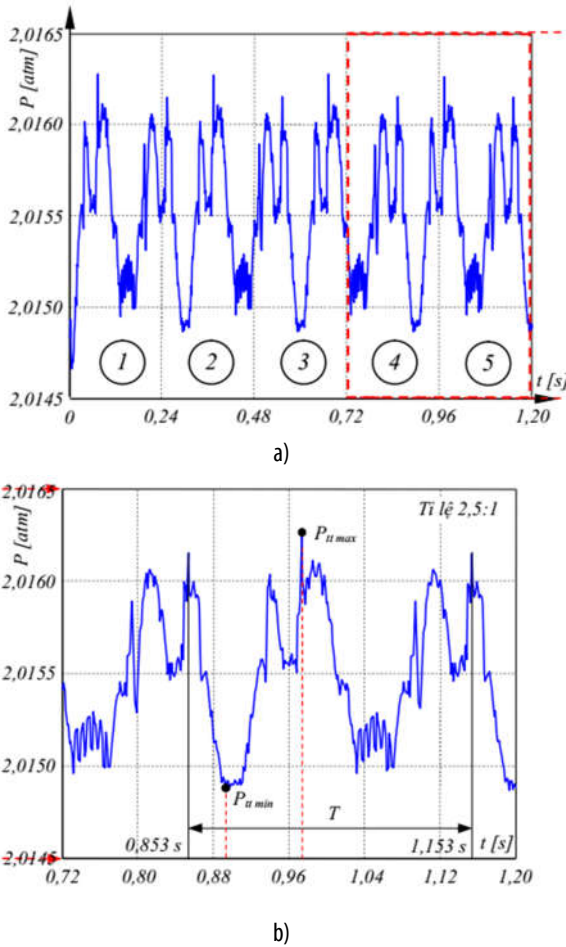


a)



b)

Hình 5. Lưu lượng tức thời của bơm Gerotor với a) năm vòng quay của trục dẫn động còn b) là phóng to vòng quay thứ 4 và thứ 5



Hình 6. Áp suất tại cửa ra của bơm Gerotor với a) năm vòng quay của trục dẫn động còn b) là phóng to vòng quay thứ 4 và thứ 5

Từ đồ thị hình 5b và 6b ta nhận thấy chu kỳ của biến đổi của lưu lượng tức thời và áp suất tức thời là $T = 1,153s - 0,853s = 0,3s$ khác với thời gian trên một vòng quay của trục dẫn động là $0,24s$. Bên cạnh đó, từ tốc độ quay của trục dẫn động $n_1 = 250$ (vòng/phút) ta xác định được tốc độ quay của bánh răng ngoài từ công thức (14) là $n_2 = 250 \cdot 4/5 = 200$ (vòng/phút) (trong nghiên cứu này $z_1 = 4$ được cho ở bảng 1) và thời gian trên một vòng quay của bánh răng ngoài là $t_2 = 60/200 = 0,3s$. Do vậy, chu kỳ biến đổi của lưu lượng tức thời T bằng với thời gian trên một vòng quay của bánh răng ngoài (bánh răng bị động).

Từ hình 5b nếu gọi Q_{ttmax} , Q_{ttmin} lần lượt là giá trị lưu lượng tức thời lớn nhất và nhỏ nhất được xác định từ đồ thị lưu lượng tức thời trên hình 4b và Q_{tb} là giá trị trung bình của thông số lưu lượng của bơm. Từ đó ta xác định được giá trị lưu lượng trung bình của bơm $Q_{tb} = (Q_{ttmax} + Q_{ttmin})/2 = 21,426cm^3/s = 1285,56cm^3/phút$. Ta thấy giá trị lưu lượng trung bình Q_{tb} của bơm được tính toán mô phỏng số nhỏ hơn $103,69cm^3/phút$ tương ứng với $7,46\%$ so với lưu lượng trung bình được tính toán thiết kế ở trên là $Q = 1389,25cm^3/phút$. Có sự chênh lệch là do trong tính toán lý thuyết thiết kế đã bỏ qua ảnh hưởng của khe hở trong bơm và ảnh hưởng của độ nhớt lưu chất so với tính toán mô phỏng số.

4.2. Hệ số dao động lưu lượng và áp suất

Để đánh giá chất lượng dòng chảy sau bơm ta xét đến hai hệ số đó là hệ số dao động lưu lượng δQ và hệ số dao động áp suất δP , theo [12] thì hệ số dao động lưu lượng và hệ số dao động áp suất được cho bởi:

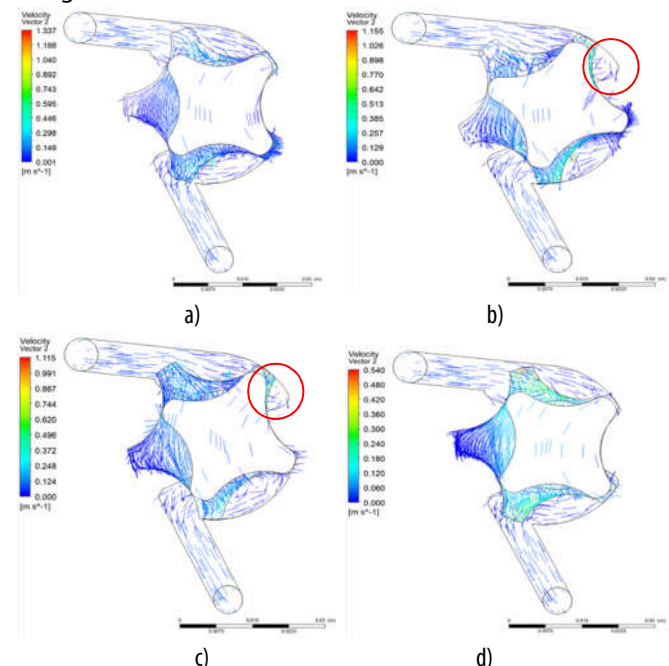
$$\begin{cases} \delta Q = \frac{Q_{ttmax} - Q_{ttmin}}{Q_{tb}} \\ \delta P = \frac{P_{ttmax} - P_{ttmin}}{P_{tb}} \end{cases} \quad (15)$$

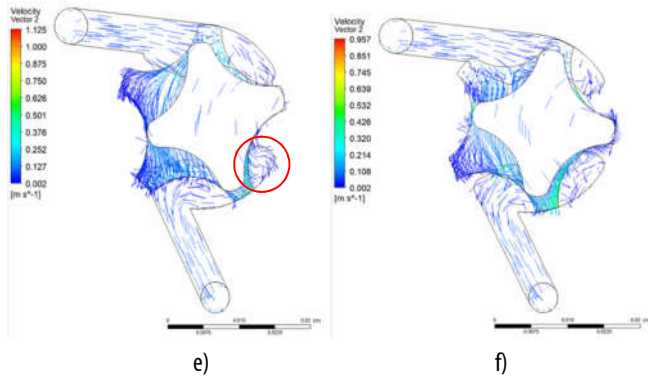
Trong đó: $Q_{tb} = (Q_{ttmax} + Q_{ttmin})/2$, $P_{tb} = (P_{ttmax} + P_{ttmin})/2$ với Q_{ttmax} , Q_{ttmin} lần lượt là giá trị lưu lượng tức thời lớn nhất và nhỏ nhất ở cửa đẩy của bơm được xác định từ hình 5b còn P_{ttmax} , P_{ttmin} lần lượt là giá trị áp suất tức thời lớn nhất và nhỏ nhất tại cửa đẩy của bơm được xác định từ hình 6b.

Từ công thức (15) kết hợp với hình 5b ta xác định được hệ số dao động lưu lượng là $\delta Q = 0,266$ và từ hình 6b cũng xác định được hệ số dao động áp suất là $\delta P = 0,0006896$. Ta thấy rằng hệ số dao động áp suất của mô hình bơm Gerotor được thiết kế là rất nhỏ, điều đó cho thấy dòng chảy sau bơm có biên độ dao động áp suất là rất nhỏ. Do vậy, loại bơm này phù hợp với những ứng dụng yêu cầu áp suất đầu ra ổn định, dao động nhỏ.

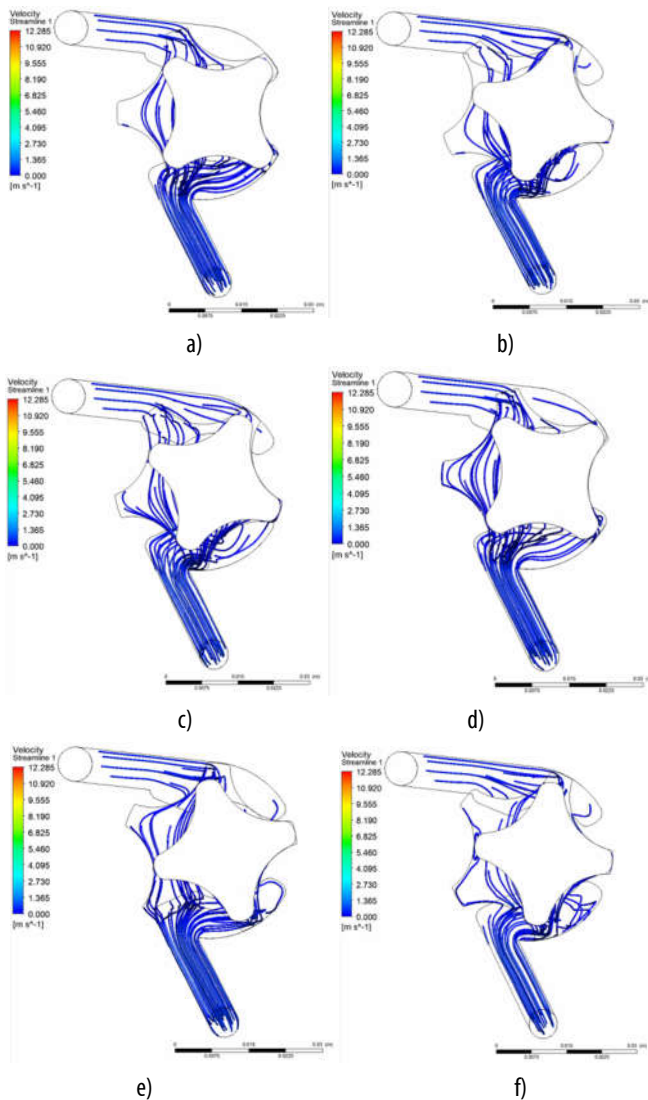
4.3. Trường véc tơ vận tốc và đường dòng

Trường véc tơ vận tốc và đường dòng là hai tính năng thể hiện chiều của dòng lưu chất chảy trong bơm. Để đánh giá cụ thể chi tiết hơn về đặc tính dòng chảy trong bơm, hình 7 và 8 thể hiện trường véc tơ vận tốc và đường dòng của lưu chất trong bơm với các vị trí được xét là các vị trí có áp suất tức thời đạt cực trị bắt đầu từ vòng quay thứ 4 của trục dẫn động cho đến hết một chu kỳ biến đổi áp suất trong bơm.





Hình 7. Trường véc tơ vận tốc của dòng lưu chất trong bơm



Hình 8. Đường dòng của dòng lưu chất trong bơm

Từ hình 7a và 8a là vị trí bắt đầu vòng quay thứ 4 của trục dẫn động là vị trí xuất hiện khoang đong trong bơm. Khi bơm tiếp tục quay đến vị trí hình 7b và 8b thì khoang đong thông với khoang đẩy, ở vị trí này thể tích khoang đẩy có xu hướng giảm dần tạo áp lực nén đẩy chất lỏng ra phía cửa đẩy và có xuất hiện xoáy ở vị trí đường ống vào (vùng khoanh tròn) do tại vị trí đó dòng chất lỏng đang có xu

hướng đi vào điển đầy thể tích tuy nhiên lại chịu ảnh hưởng của lực hút từ phía khoang hút dẫn đến xuất hiện xoáy và xoáy này tồn tại cho đến khi bơm quay đến vị trí hình 7d và 8d. Khi bơm quay đến vị trí hình 7e và 8e ta thấy xuất hiện xoáy ở phía đường ống ra (vùng khoanh tròn), nguyên nhân xuất hiện do chất lỏng tại vị trí đẩy luôn có xu hướng bị đẩy ra phía cửa ra tuy nhiên lúc đó khoang nén đẩy chất lỏng ra với áp lực cao hơn cản lại lượng chất lỏng đó dẫn đến xoáy.

5. KẾT LUẬN

Từ những kết quả tính toán mô phỏng, thảo luận trên đây, nghiên cứu này đạt được một số kết quả sau:

- (1) Một chương trình tính toán số thiết kế biên dạng bằng Matlab đã được thiết lập.
- (2) Kết quả mô phỏng cho thấy: (i) phần trăm sai số lưu lượng trung bình giữa tính toán lý thuyết và tính toán mô phỏng số là 7,46%. Đây là sai số chấp nhận được, chứng tỏ những kết quả tính toán lý thuyết là đúng đắn phù hợp; (ii) dao động áp suất của bơm Gerotor này là rất nhỏ, điều đó cho thấy chất lượng dòng chảy sau bơm rất tốt về mặt áp suất phù hợp với những ứng dụng yêu cầu áp suất đầu ra ổn định, dao động nhỏ.

Những kết quả trên đây có ý nghĩa thực tiễn trong việc thiết kế và chế tạo các loại bơm bôi trơn kiểu Gerotor.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

[1]. Lozical Ivanovic, Danica Josinovic, Andreja Ilic, Blaza Stojanovic, 2011. *Specific sliding of trochoidal gearing at the gerotor pumps*. 12th International conference on Tribology, Faculty of Mechanical Engineering in Kragujevac. p.p 250-256.

[2]. Lozical Ivanovic, Danica Josinovic, 2006. *Specific sliding of trochoidal gearing profile in gerotor pumps*. Faculty of Mechanical Engineering, All rights reserved, FME Transactions. Vol. 34(3), p.p 121-127.

[3]. Nguyen Hong Thai, Truong Cong Giang, 2018. *The influence of the design parameters on the profile sliding in an internal hypocycloid gear pair*. Vietnam journal of Science and Technology, Vietnam Academy of Science and Technology. Vol. 56, No. 4, p.p 482-491.

[4]. Nguyen Hong Thai, Truong Cong Giang, 2019. *The Correction of the Addendum Radius of the Internal Gear in the Oil Hypocycloid Pump to Achieve Equal Wear Rates*. Journal of Science and Technology - Technical Universities, Vol. 132, p.p 051-055.

[5]. Nguyen Hong Thai, Truong Cong Giang, 2019. *Computation of the Root Dedendum of the Internal Gear in a Hypogertor Pump with Prescribed Flow Rate and Rotational Speed*. Journal of Science and Technology - Technical Universities. Vol. 133, p.p 021-027.

[6]. Tien T N, Thai N H, Long N D, 2019. *Effects of head gaps and rotor gap on flow rate and hydraulic leakage of a novel non-contact rotor blower*. Vietnam Journal of Science and Technology, Vietnam Academy of Science and Technology. Vol. 57(4A), p.p 125-140.

[7]. Soon Man Kwon, Han Sung Kang, Joong Ho Shin, 2009. *Rotor profile design in a hypogertor pump*. Journal of Mechanical Science and Technology. Vol. 23, p.p 3459-3470.

- [8]. Tien T. N., Thai N. H., 2019. *A novel design of the Roots blower*. Vietnam Journal of Science and Technology. Vol. 57(2), p.p 249-260.
- [9]. Chiu Fan Hsieh, Yii Wen Hwang, 2008. *Tooth profile of a Roots rotor with a variable trochoid ratio*. Mathematical and Computer Modelling. Vol. 48, p.p 19-33.
- [10]. Thai N. H., Trung N. T., 2015. *Establishing formulas for design of Roots pump geometrical parameters with given specific flow rate*. Vietnam Journal of Science and Technology. Vol. 53(4), p.p 533-542.
- [11]. Nguyen Hong Thai, Nguyen Duy Long, 2021. *A new design of the Lobe pump is based on the meshing principle of elliptical gear pairs*. Science & Technology Development Journal - Engineering and Technology, 4(2):861-871.
- [12]. Thai N. H., Tien T. N., Dung P. T., Huy N. Q., 2018. *Influence of the Designing Parameters on Flow Fluctuation and Pressure of the Improved Roots Blower*. International Conference of Fluid Machinery and Automation Systems - ICFMAS 2018. p.p 196 -203.
- [13]. Thai N H, Tien T N, 2018. *Influence of the designing parameters on the profile slippage and flow of the Roots blower*. Science & Technology Development Journal - Engineering & Technology, Vol. 1(1), p.p 13-19.
- [14]. Yuehua Li, Pucheng Pei, Ze Ma, Peng Ren, Hao Huang, 2020. *Analysis of air compression, progress of compressor and control for optimal energy efficiency in proton exchange membrane fuel cell*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 133(110304), p.p 1-21.
- [15]. Thai N H, Trung N T, Viet N H, 2021. *Research and manufacture of external non-circular gear-pair with improved cycloid profile of the ellipse*. Science and Technology Development Journal-Engineering and Technology, Vol. 4(2), p.p 835-845.
- [16]. Thai N. H., 2021. *Shaping the tooth profile of elliptical gear with the involute ellipse curve*. Science & Technology Development Journal-Engineering and Technology 24(3), pp. 1048-1056.
- [17]. Thai N.H., Thom P. V., Lam D, B., 2021. *Effects of pressure angle on uneven wear of a tooth profile of an elliptical gear generated by ellipse involute*. Science & Technology Development Journal-Engineering and Technology, 24(3), pp. 2031-2043.
- [18]. Rituraj Rituraj, Andrea Vacca, 2021. *Investigation of flow through curved constrictions for leakage flow modelling in hydraulic gear pumps*. Mechanical Systems and Signal Processing, Vol. 153, 107503, p.p 1-21.

AUTHORS INFORMATION

Nguyen Duy Long¹, Nguyen Thuy Duong¹, Truong Cong Giang¹

¹School of Mechanical Engineering, Hanoi University of Science and Technology

²Vinh phuc Technical and Economic College