

Sự biến đổi áp suất trong các khoang bơm của bơm bôi trơn động cơ đốt trong hypogerotor

Pressure Change in the Chambers of the Hypogerotor Pump Applied in Lubrication of the Combustion Engines

Nguyễn Hồng Thái^{1*}, Trương Công Giang^{1,2}

¹Trường Đại học Bách khoa Hà Nội – Số 1, Đại Cồ Việt, Hai Bà Trưng, Hà Nội

²Trường Cao đẳng Kinh tế - Kỹ thuật Vĩnh Phúc, Hội Hợp, Vĩnh Yên, Vĩnh phúc, Việt Nam

Đến Tòa soạn: 29-5-2018; chấp nhận đăng: 27-9-2019

Tóm tắt

Bơm hypogerotor là một loại máy thủy lực thể tích rotor kiểu bánh răng ăn khớp trong, có biên dạng là họ đường cong hypocycloid. Loại bơm này mới được đề xuất trong những năm gần đây và đã được một số nhà khoa học nghiên cứu về: điều kiện hình thành biên dạng rotor, hiện tượng trượt biên dạng, lưu lượng v.v.. Tuy nhiên, vấn đề xác định sự biến đổi áp suất trong các khoang bơm tại thời điểm bất kỳ trong một chu kỳ làm việc của máy dưới dạng giải tích theo đường ăn khớp và các thông số thiết kế đặc trưng chưa được đề cập mà thường giải bằng phương pháp số thông qua phân tích phần tử hữu hạn. Để giải quyết vấn đề này nhóm tác giả kết hợp định luật Bernoulli với lý thuyết ăn khớp của bánh răng hypocycloid, để từ đó đưa ra biểu thức giải tích xác định áp suất trong khoang bơm bất kỳ. Kết quả này có ý nghĩa quan trọng trong việc tối ưu các thông số thiết kế cũng như xác định tổn thất và xung lực gây ra rung động của bơm trong quá trình làm việc.

Từ khóa: Bơm hypogerotor, sự biến đổi áp suất, bánh răng hypocycloid, bơm bôi trơn.

Abstract

Hypogerotor pump is a hydraulic machine based on internal mating gears with hypocycloidal profile. This type of pumps has just been presented in recent time with researching works on condition for profile generation, slippage of the tooth profile, flow rate of the pump etc. In order to determine the change of pressure in pump chambers at arbitrary time during one working period, the numerical methods with finite element analysis have usually been used. On the other hand, the analytical method using the line of action and the characteristic design parameters has never been presented. In this paper, the authors combine Bernoulli's principle with gearing theory of hypocycloidal gears to propose an analytical formula for calculating pressure in pump chambers. The outcome of this research can help to optimize the design parameters as well as to determine losses and impulse force causing vibration when the pump is running.

Keywords: Hypogerotor pump, pressure change, hypocycloid gear, lubricating pumps.

1. Đặt vấn đề

Bơm thủy lực thể tích bánh răng hypogerotor được đề xuất bởi Hwang và Hsieh vào năm 2007 [1]. Trong nghiên cứu này Hwang và Hsieh đã đề cập đến việc thiết lập phương trình biên dạng bánh răng hypôxiclôit và đưa ra các điều kiện hình thành biên dạng răng nhằm tránh hiện tượng cắt lẹm chân răng. Tiếp đó năm 2009 [2] Kwon và cộng sự lại tiếp tục nghiên cứu bổ sung miền giới hạn chân răng của bánh răng trong, ăn khớp đối tiếp với bánh răng hypôxiclôit. Đến năm 2011 [3] trên cơ sở đánh giá ảnh hưởng của vận tốc trượt tương đối tại điểm ăn khớp của cặp biên dạng đối tiếp đến hiện tượng mòn biên dạng, nhóm tác giả đã sử dụng giải thuật di truyền để

tối ưu kích thước theo điều kiện giảm thiểu quá trình mòn không đều ở hai bánh răng trong quá trình làm việc. Bản chất là tìm đồng thời hai thông số thiết kế R_1, r_{cl} dựa trên phương pháp đánh giá ảnh hưởng của kích thước thiết kế đến hiện tượng trượt biên dạng mà Ivanović và Josifović (2006) đã trình bày trong [4] để sao cho, vận tốc trượt tương đối giữa hai biên dạng tại điểm ăn khớp là nhỏ nhất. Ngoài ra cũng có một số nghiên cứu khác trong nước [5 - 9] với mục đích: xác định các thông số thiết kế nhằm đảm bảo điều kiện hình thành biên dạng; xác định vận tốc trượt biên dạng; xác định lưu lượng bơm của bơm đã được thiết kế hay thiết kế mới; chế tạo bánh răng hypôxiclôit thay thế các loại bánh răng khác để tạo thành bơm hypogerotor phục vụ các hệ thống bôi trơn, còn nghiên cứu về biến đổi áp suất trong các khoang bơm thì hầu như chưa được đề cập đến. Trong khi đó, theo tài liệu [10] trong quá trình chế tạo luôn có sai số chế

* Địa chỉ liên hệ: Tel: (+84) 913530121
Email: thai.nguyenhong@hust.edu.vn

tạo và lắp ráp, dẫn đến có tồn thất lưu lượng do hiện tượng rò rỉ lưu lượng qua khe hở (*cạnh răng, mặt đầu*) dưới tác dụng của áp suất. Mặt khác, theo tài liệu [11] mặc dù bơm Gerotor có cặp bánh răng hình thành bơm là bánh răng epicycloid (*biên dạng được hình thành từ đường cong cùng họ với bánh răng hypocycloid*) đã được nghiên cứu lâu đời từ năm 1920 [12] nhưng cho tới nay nghiên cứu về sự biến đổi áp suất trong các khoang bơm cũng chưa được đề cập nhiều. Trong [11] các tác giả đã nghiên cứu ảnh hưởng của biến đổi áp suất trong các khoang bơm của bơm Geroto đến tồn thất lưu lượng, từ đó lựa chọn bộ thông số thiết kế cho cặp bánh răng epyxclôit nhằm giảm biên độ áp suất trong các khoang bơm thông qua biểu thức tính chênh lệch áp suất giữa bên trong bơm và bên ngoài mà Mancò [13] đã thiết lập. Với mục đích như trên để đánh giá ảnh hưởng của các thông số thiết kế đặc trưng (R_l, r_{cl}) tới sự biến đổi áp suất trong các khoang bơm của bơm hypogerotor để làm cơ sở cho việc tiếp tục nghiên cứu sâu hơn về loại bơm này. Trong bài báo này nhóm tác giả tiến hành thiết lập biểu thức giải tích xác định sự biến đổi áp suất của khoang bơm bất kỳ, trên cơ sở áp dụng định luật Bernoulli cho dòng chất lỏng chảy từ cửa hút đến cửa đẩy của bơm. Từ đó tiến hành khảo sát ảnh hưởng của hai tham số thiết kế đặc trưng là R_l và r_{cl} đến sự biến đổi áp suất trong bơm. Để giải quyết vấn đề này các giả thiết được đặt ra đó là: bơm không có khe hở (*khe hở cạnh răng, khe hở mặt đầu*); không xét đến tồn thất cục bộ trong dòng chất lỏng cũng như chảy qua bơm và dòng chất lỏng chảy qua bơm là liên tục, không chịu nén trong bơm và hệ thống bôi trơn. Ngoài ra, với mục đích như trên nên các tham số như độ nhớt động học, nhiệt độ của dầu bôi trơn v.v.. cũng không được xét đến.

2. Thiết lập phương trình xác định sự biến đổi áp suất trong khoang bơm bất kỳ theo góc quay của trục dẫn động

Nếu gọi: $b, S_j(\gamma)$ lần lượt là chiều dày khoang bơm và diện tích tiết diện khoang bơm (*theo mặt cắt ngang vuông góc với trục bơm*) khi đó thể tích khoang bơm thứ j bất kỳ (*khoang được tạo thành từ răng thứ i và $i + 1$*) theo góc quay của trục dẫn động γ được cho bởi:

$$V_j(\gamma) = bS_j(\gamma) \tag{1}$$

Giả thiết trong một chu kỳ làm việc của bơm nếu gọi t, v lần lượt là thời gian và vận tốc để dòng chất lỏng điền đầy khoang hút và đẩy ra hết khỏi khoang đẩy khi đó:

$$b = vt \tag{2}$$

Thay (2) vào (1) sau khi biến đổi, ta có:

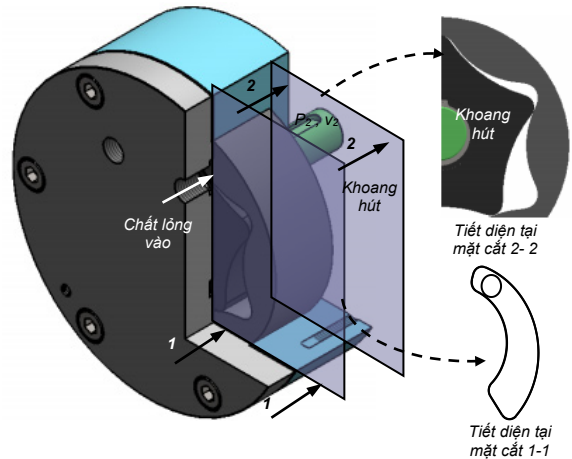
$$v = \frac{1}{S_j(\gamma)} \frac{dV_j(\gamma)}{dt} \tag{3}$$

2.1. Thiết lập phương trình biến đổi áp suất trong khoang hút (chất lỏng đi từ cửa hút vào khoang hút)

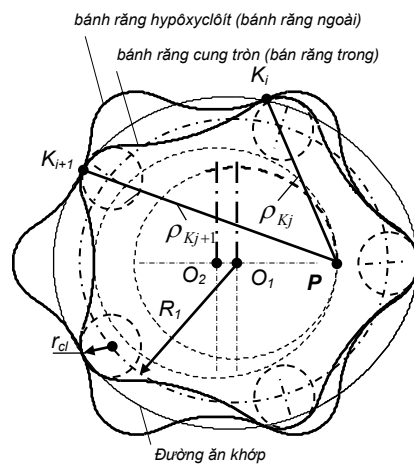
Trước hết xét hai mặt cắt đó là mặt cắt 1-1 (*tại cửa vào*) và mặt cắt 2-2 (*trong khoang hút*) (xem hình 1) (*hai mặt cắt này vuông góc với vận tốc dòng chất lỏng chảy vào bơm*), áp dụng định luật Bernoulli ta có:

$$h_1 + \frac{P_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = h_2 + \frac{P_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} \tag{4}$$

Trong đó: h_1, P_1, v_1 lần lượt là chiều cao, áp suất, vận tốc dòng chất lỏng tại mặt cắt 1 - 1; h_2, P_2, v_2 lần lượt là chiều cao, áp suất, vận tốc dòng chất lỏng tại mặt cắt 2 - 2; ρ là khối lượng riêng của chất lỏng; g là gia tốc trọng trường.



Hình 1. Vận tốc dòng chảy và áp suất tại cửa hút



Hình 2. Bán kính ăn khớp xét tại khoang thứ j bất kỳ

Trong trường hợp này, do $h_1 = h_2$ và vận tốc dọc trục tại cửa vào là rất nhỏ, nên $v_1 \approx 0$ vì vậy phương trình (4) được viết lại:

$$P_2 - P_1 = -\rho \frac{v_2^2}{2} \quad (5)$$

Nếu gọi: $\Delta P_h(\gamma)$ là độ chênh áp ở bên trong khoang bơm so với cửa vào theo góc quay của trục dẫn động, khi đó thay (3) vào (5) ta có:

$$\Delta P_h(\gamma) = P_2 - P_1 = -\frac{\rho}{2S_2^2(\gamma)} \left(\frac{dV_j(\gamma)}{dt} \right)^2 \quad (6)$$

Mặt khác, từ tài liệu [5] ta có:

$$\frac{dV_j(\gamma)}{dt} = \frac{b\omega_1}{2(z_1 + 1)} [\rho_{K_{i+1}}^2(\gamma) - \rho_{K_i}^2(\gamma)] \quad (7)$$

Trong đó: ω_1 vận tốc góc của bánh răng trong hay vận tốc góc của trục dẫn động; còn $\rho_{K_i}(\gamma)$, $\rho_{K_{i+1}}(\gamma)$ lần lượt là khoảng cách từ tâm ăn khớp P đến hai điểm ăn khớp K_i và K_{i+1} của hai bánh răng để tạo thành khoang bơm thứ j bất kỳ (xem hình 2) trong quá trình ăn khớp và giá trị được xác định bởi [6]:

$\rho_j(\gamma) = \left(\begin{bmatrix} \underline{r}_{K_j}(\gamma) & \underline{r}_P \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \underline{r}_{K_j}(\gamma) & \underline{r}_P \end{bmatrix} \right)^{0,5}$ với ($j = i$ và $j = i+1$), còn $\underline{r}_{K_j}(\gamma) = \begin{bmatrix} x_{K_j}(\gamma) & y_{K_j}(\gamma) \end{bmatrix}^T$ và \underline{r}_P lần lượt là tọa độ điểm K_j và P trong hệ quy chiếu gắn liền với giá, γ là góc quay của trục dẫn động theo thời gian t .
Nhu vậy, thay (7) vào (6) ta có:

$$\Delta P_h(\gamma) = -\frac{\rho b^2 \omega_1^2}{8S_2^2(\gamma)(z_1 + 1)} [\rho_{K_{i+1}}^2(\gamma) - \rho_{K_i}^2(\gamma)]^2 \quad (8)$$

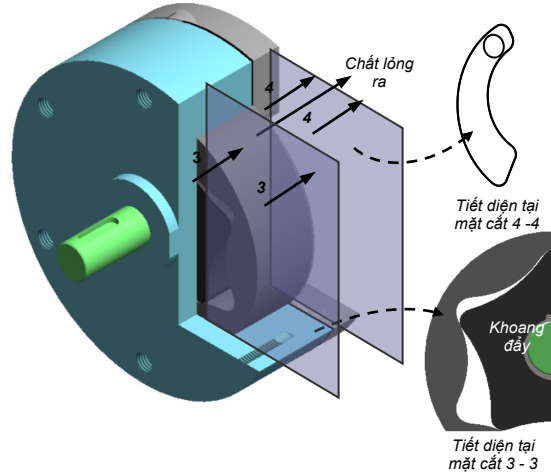
Từ phương trình (8) ta nhận thấy áp suất trong khoang hút của bơm luôn nhỏ hơn so với bên ngoài cửa bơm để tạo áp suất hút chất lỏng vào khoang bơm.

2.2. Thiết lập phương trình biến đổi áp suất trong khoang đẩy (chất lỏng đi từ trong khoang bơm ra cửa đẩy)

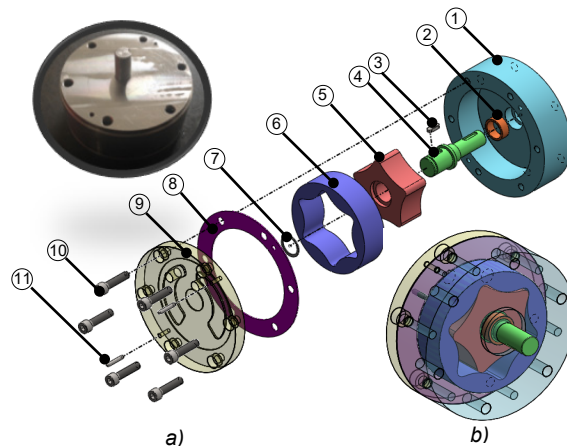
Tương tự như trên viết phương trình Bernoulli tại hai mặt cắt 3 - 3 (trong khoang đẩy) và 4 - 4 (tại cửa đẩy) (xem hình 3), trong trường hợp này vận tốc chất lỏng trong khoang đẩy rất nhỏ do đó có thể coi $v_3 \approx 0$. Sau khi biến đổi ta có sự chênh lệch áp suất trong khoang đẩy và cửa ra được cho bởi:

$$\Delta P_d(\gamma) = \frac{\rho b^2 \omega_1^2}{8S_2^2(\gamma)(z_1 + 1)} [\rho_{K_{i+1}}^2(\gamma) - \rho_{K_i}^2(\gamma)]^2 \quad (9)$$

Từ phương trình (9) cho thấy áp suất trong khoang đẩy luôn lớn hơn bên ngoài cửa đẩy để tạo áp lực đẩy hết chất lỏng trong khoang bơm ra ngoài. Trước khi xét ví dụ áp dụng từ (8 và 9) ta nhận thấy áp suất trong khoang bơm tỷ lệ nghịch với số khoang bơm (tức tăng z_1 thì sự chênh áp giảm đi)



Hình 3. Vận tốc dòng chảy và áp suất tại cửa đẩy



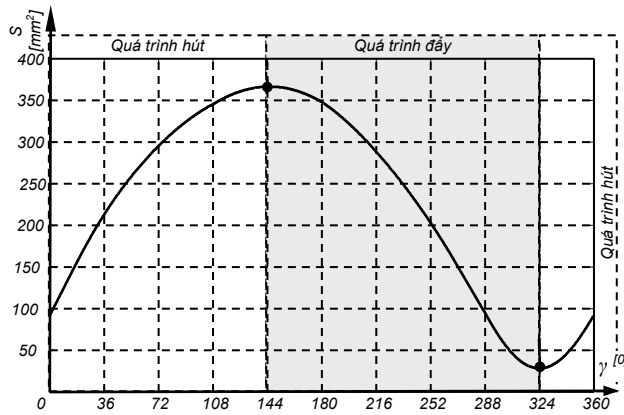
Hình 4. Ảnh chụp bơm chế tạo và bản vẽ thiết kế
Trong đó: 1 - Vỏ bơm; 2 - ổ trượt; 3 - then bằng; 4 - trục bơm; 5 - rôto 1; 6 - rôto 2; 7 - khóa chặn; 8 - đệm a-meang; 9 - nắp bơm; 10 - vít M8x15; 11 - chốt định vị $\phi 3 \times 10$

Ví dụ áp dụng:

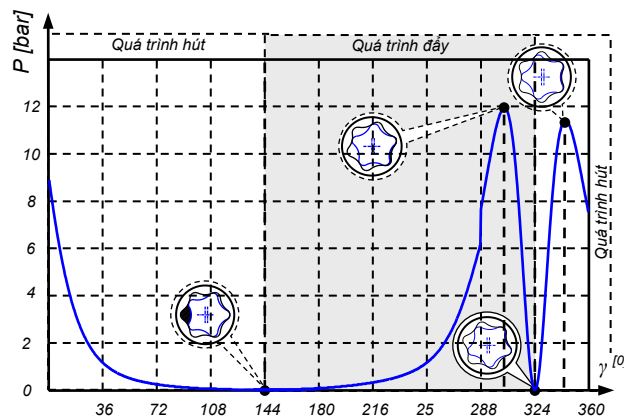
Áp dụng phương trình (8) và (9) cho bơm bôi trơn đã được nhóm tác giả chế tạo và có bản thiết kế mô tả trên hình 4 với bộ thông số thiết kế: $R_l = 34$ mm, số khoang bơm là 5 ($z_1 = 5$), khoảng cách tâm quay hai bánh răng $E = 3$ mm, bán kính đỉnh răng bánh răng trong $r_{cl} = 8$ mm, chiều dày khoang bơm $b = 10$ mm, trục bơm quay với vận tốc góc $\omega_1 = 10\pi$ rad/s, chất lỏng chảy qua bơm là loại dầu bôi trơn có khối lượng riêng $\rho = 890$ kg/m³. Để thuận tiện so sánh trong cùng một đồ thị trong trường hợp này xét $\Delta P(\gamma) = |P_h(\gamma)| + P_d(\gamma)$. Như vậy, với bộ thông số đã

cho hình 5 là đồ thị mô tả sự biến đổi diện tích tiết diện khoang bơm theo góc quay trục dẫn động (*trong mặt cắt vuông góc với trục bơm*) và được tính theo phương pháp giải tích mà nhóm tác giả đã thiết lập được trình bày chi tiết trong [14], còn hình 6 là đồ thị mô tả sự chênh áp ở trong khoang bơm so với bên ngoài (*cửa hút và cửa đẩy của bơm*).

Từ hình 5 và hình 6 ta dễ dàng nhận thấy trong một vòng quay làm việc của trục dẫn động, quá trình hút diễn ra khi góc quay trục bơm $\gamma \in [0^\circ \div 144^\circ] \cup [324^\circ \div 360^\circ]$ còn quá trình đẩy diễn ra khi góc quay trục bơm $\gamma \in [144^\circ \div 324^\circ]$. Tại vị trí $\gamma = 144^\circ$ thì khoang bơm ở giữa cửa hút và cửa đẩy, đây là vị trí thể tích khoang bơm lớn nhất – chất lỏng bị nhốt giữa khoang hút và đẩy, không cho chất lỏng rò rỉ từ khoang hút sang khoang đẩy (*khoảng trống nằm giữa B và C*) (hình 7), còn tại vị trí $\gamma = 324^\circ$ là vị trí khoang bơm gần với tâm ăn khớp P (*vị trí D và A*) (xem hình 2 và hình 7).



Hình 5. Diện tích tiết diện khoang bơm theo góc quay của trục dẫn động γ



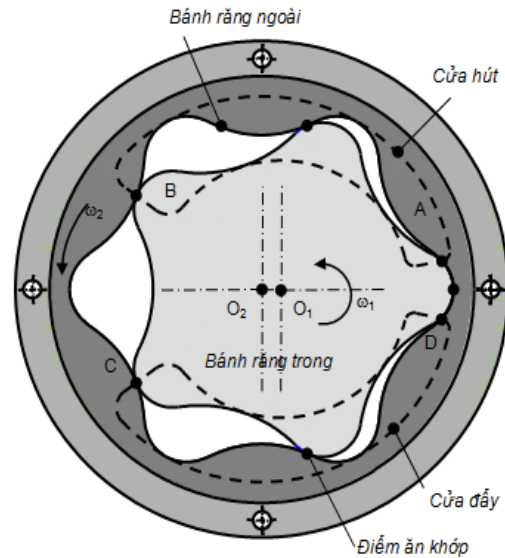
Hình 6. Sự biến đổi áp suất trong khoang bơm bất kỳ theo góc quay γ của trục dẫn động

Khi về gần tâm ăn khớp áp suất trong khoang đẩy giảm rất nhanh từ P_{max} về 0, sau đó khoang bơm chuyển sang phía cửa hút làm áp suất trong khoang hút cũng tụt xuống rất nhanh, tạo ra sự chênh áp giữa bên trong khoang hút và ngoài cửa hút làm cho dầu chảy từ bên vào buồng hút. Lý do khi khoang j chỉ cần lệch ra khỏi vị trí tâm ăn khớp một vài độ là ngay lập tức khoang j được thông với khoang thứ $(j + 1)$ phía sau nó bởi kết cấu của cửa hút – từ điểm A tới điểm B (hình 7) làm áp suất giảm rất nhanh tạo sự chênh lệch áp suất so với bên ngoài.

3. Ảnh hưởng của tham số thiết kế đến sự biến đổi áp suất trong các khoang bơm

3.1. Ảnh hưởng của tham số thiết kế R_1 đến sự biến đổi áp suất trong các khoang bơm

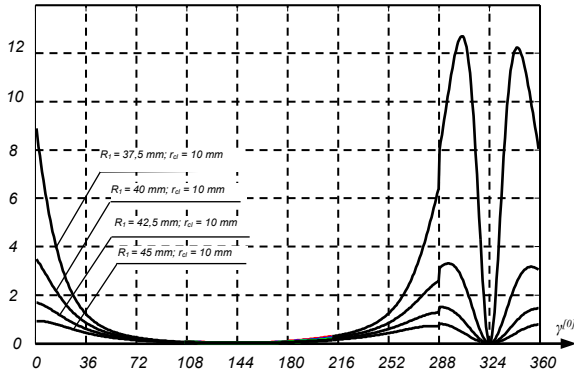
Để đánh giá ảnh hưởng của tham số thiết kế R_1 tới sự thay đổi áp suất trong các khoang bơm. Chúng tôi xét với bộ thông số thiết kế $z_1 = 5, E = 5 \text{ mm}, r_{cl} = 10 \text{ mm}$ theo điều kiện hình thành biên dạng roto ngoài (*bánh răng hypocycloid*) [2, 6] thì $R_1 \geq 25.78 \text{ mm}$. Cho trục dẫn động quay với vận tốc góc $\omega_1 = 10\pi \text{ rad/s}$, dầu bôi trơn có $\rho = 890 \text{ kg/m}^3$ và lấy gia số khâu sát $\Delta R_1 = 2,5 \text{ mm}$ cho bốn trường hợp với $R_{1,i+1} = R_{1,i} + \Delta R_1$ ($i = 1 \div 3, R_{1,1} = 37,5 \text{ mm}$).



Hình 7. Vị trí của hút của đẩy

Với bộ số liệu như trên hình 8 là đồ thị mô tả sự biến đổi áp suất trong các khoang bơm theo trục dẫn động. Từ đồ thị hình 8 cho thấy khi tăng bán kính R_1 , thì sự biến đổi áp suất trong các khoang bơm giảm đi rất nhanh. Điều đó có nghĩa, muốn giảm biên độ của sự biến đổi áp suất trong các khoang bơm thì tăng bán kính R_1 . Nhưng đổi lại kích thước hướng kính lại

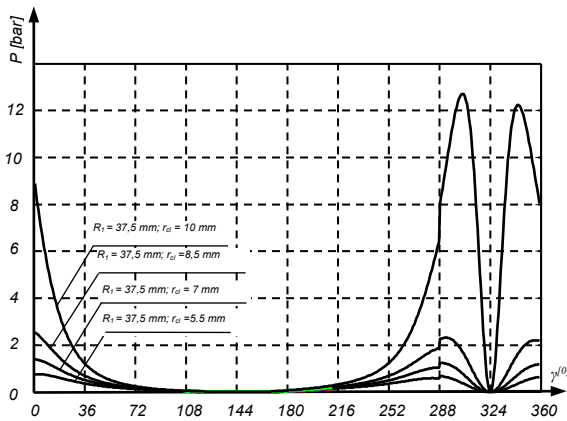
tăng lên đáng kể do đó cần xem xét lưu ý trường hợp này.



Hình 8. Sự biến đổi áp suất trong khoang bơm theo thông số thiết kế R_1

3.2. Ảnh hưởng của tham số thiết kế r_{cl} đến sự biến đổi áp suất trong các khoang bơm

Tương tự trên để đánh giá ảnh hưởng của tham số thiết kế r_{cl} đến sự biến đổi áp suất trong các khoang bơm. Chúng tôi cũng chọn trước các tham số: $z_1 = 5$; $E = 5 \text{ mm}$; $R_1 = 37,5 \text{ mm}$, để đảm bảo điều kiện không có hiện tượng giao thoa cạnh răng [6] thì $r_{cl} \in [0 \div 44,9]$, dầu bôi trơn có $\rho = 890 \text{ kg/m}^3$, trục dẫn động quay với vận tốc góc $\omega_1 = 10\pi \text{ rad/s}$. Lấy gia số khảo sát $\Delta r_{cl} = 1,5 \text{ mm}$ và khảo sát cho 4 trường hợp: $r_{cl,i+1} = r_{cl,i} + \Delta r_{cl}$ với ($r_{cl,1} = 5,5 \text{ mm}$, còn $i \in [1 \div 3]$). Như vậy, ta có đồ thị mô tả sự biến đổi áp suất trong các khoang bơm theo góc quay trục dẫn động được cho trên hình 9.



Hình 9. Sự biến đổi áp suất trong khoang bơm theo thông số thiết kế r_{cl}

Từ hình 9 ta cũng thấy khi giảm r_{cl} thì sự biến đổi áp suất cũng giảm đi đáng kể. Do đó, để giảm biên độ của sự biến đổi áp suất trong các khoang bơm

thì ta có thể giảm thông số thiết kế r_{cl} hơn là tăng R_1 ở trường hợp trên, vì khi đó kích thước hướng kính bơm nhỏ hơn. Tuy nhiên, cần lưu ý khi giảm kích thước r_{cl} lại gặp vấn đề hiện tượng mòn do trượt biên dạng tăng lên vì thế phải xét thêm điều kiện này trong bài toán tối ưu thiết kế để cân nhắc lựa chọn thiết kế hơn.

4. Kết luận

Bài báo đã thiết lập được biểu thức giải tích xác định được sự biến đổi áp suất trong các khoang bơm theo đường ăn khớp và các thông số thiết kế R_1 và r_{cl} (phương trình 8 và 9), đây cũng là một trong những kết quả chính vì theo như nhóm nghiên cứu tìm hiểu thì các nghiên cứu đã có về loại bơm này chưa đề cập đến mà hầu hết đều dựa vào phương pháp số để tính toán và một điều bất tiện là mỗi lần hiệu chỉnh tham số thiết kế, lại thiết kế lại mô hình 3D để xét các điều kiện biên. Với kết quả này cho phép thiết lập một phần mềm tự động hóa thiết kế riêng. Ngoài ra còn cho phép người thiết kế đánh giá ảnh hưởng của các thông số thiết kế R_1 và r_{cl} đến sự biến đổi áp suất trong các khoang bơm từ đó lựa chọn các thông số thiết kế hợp lý cho từng ứng dụng khác nhau đó là:

- Khi khoảng cách đặt bơm lớn thì cần chọn bộ thông số R_1 và r_{cl} lớn. Điều đó có nghĩa kích thước hướng kính của bơm sẽ tăng lên theo $R_d = R_1 + r_{cl} - E$ [6]. Tuy nhiên, trong trường hợp này cần xét thêm điều kiện điền đầy chất lỏng để tránh hiện tượng xâm thực xảy ra.

- Khi khoảng cách đặt bơm nhỏ thì tăng số khoang bơm (z_1) hoặc giảm r_{cl} hơn là tăng R_1 vì khi tăng R_1 sẽ làm kích thước hướng kính tăng.

Tuy nhiên, trong bài toán thiết kế tối ưu đối với loại bơm này thì cần xét tới nhiều điều kiện khác nữa đó là lưu lượng, dao động lưu lượng, điều kiện mòn v.v.. Vì vậy, tùy thuộc vào từng ứng dụng cụ thể để lựa chọn phương án thiết kế, trong đó kết quả của bài báo này là một trong những yếu tố để lựa chọn. Kết quả nghiên cứu này sẽ là cơ sở cho nghiên cứu tiếp theo về vấn đề tổn thất lưu lượng dưới tác dụng của áp suất qua các khe hở (*cạnh răng và mặt đầu bánh răng với vỏ bơm*), cũng như đánh giá về dao động áp suất gây ra xung lực tuần hoàn làm bơm rung động. Những vấn đề này đang được nhóm tác giả nghiên cứu và sẽ công bố trong một dịp tới đây.

Lời cảm ơn

Bài báo này được hỗ trợ bởi đề tài nghiên cứu khoa học cấp Bộ, Bộ Giáo dục và Đào tạo, Mã số: B2016-BKA-21.

Tài liệu tham khảo

- [1] Y.-W. Hwang and C.-F. Hsieh, Geometry design using hypotrichoid and nonundercutting conditions for an internal cycloidal gear, *Transactions of the ASME, Journal of Mechanical Design* 129 (2007) 413-420.
- [2] Kwon Soon-man, Kim Chang-Hyun, Shin Joong-ho, Rotor profile design in a hypogenerator pump, *Journal of Mechanical Science and Technology* 23 (2009) 3459-3470, 10.1007/s12206-009-1007-y.
- [3] Kwon Soon-man, Kim Chang-Hyun, Shin Joong-ho, Optimal rotor wear design in hypotrochoidal gear pump using genetic algorithm, *J. Cent. South Univ. Technol.* (2011) 718-725, DOI: 10.1007/s11771-011-0753-z.
- [4] Lozica Ivanović, Danica Josifović, Specific Sliding of Trochoidal Gearing Profile in the Gerotor Pumps, *FME Transactions* (2006) 34, 121-127.
- [5] Trương Công Giang, Nguyễn Hồng Thái, Thiết kế chế tạo bơm hypogenerator ứng dụng trong các hệ thống bôi trơn của động cơ ô tô xe máy. Hội nghị Cơ học kỹ thuật toàn quốc, Đà Nẵng 2015, 290 – 295.
- [6] Trương Công Giang, Nguyễn Hồng Thái, Ảnh hưởng của các thông số kích thước hình học đến đường ăn khớp và lưu lượng của bơm thủy lực thể tích bánh răng ăn khớp trong hypocycloid. Hội nghị Cơ học kỹ thuật toàn quốc, Đà Nẵng (2015) 280 - 289.
- [7] Nguyễn Hồng Thái, Trần Hoài Nam, Thiết kế cặp bánh răng ăn khớp trong hypocycloid thay thế cho cặp bánh răng epicycloit của bơm bôi trơn động cơ đốt trong, Hội nghị Khoa học và Công nghệ toàn quốc về Cơ khí- Động lực (2016) 363 – 372.
- [8] Nguyễn Hồng Thái, Trương An Duy, Thiết kế chế tạo bơm hy pô ge rô to trong hệ thống bôi trơn của động cơ ô tô Hyundai – Tucson 2.0, Hội nghị Khoa học toàn quốc lần thứ 2 về Cơ kỹ thuật và tự động hóa (2016), 489 – 493.
- [9] Nguyen Hong Thai, Truong Cong Giang, The influence of the design parameter on the profile sliding in an internal hypocycloid gear pair, *VietNam Journal of Science and Technology* (2018).
- [10] Lozica Ivanovic, Danica Josifovic, Andreja Ilic, Blaza Stojanovic, Analytical model of the pressure variation in the gerotor pump chambers, *technics technologies education management*, Vol 8, Number 1 (2013) 323- 331.
- [11] Vũ Duy Quang, Phạm Đức Nhuận, Giáo trình kỹ thuật thủy khí, Nhà xuất bản Khoa học và Kỹ thuật (2013).
- [12] M. F. Hill, *The Kinematics of Machinery*, Dover, New York (1921).
- [13] G. Mancò, S. Mancò, M. Rundo, N. Nervegna, Computerized Generation of Novel Gearings for Internal Combustion Engines Lubricating Pumps, *International Journal of Fluid Power*, (2000) 49-58.
- [14] Nguyễn Hồng Thái, Trương Công Giang, Thuật toán xác định bán kính chân răng bánh răng trong của bơm hypogenerator khi biết trước lưu lượng và tốc độ quay. Tạp chí Khoa học và Công nghệ các trường Đại học kỹ thuật (2018)