

# Nghiên cứu ảnh hưởng của tốc độ và áp suất đến phân bố áp suất thủy động và thủy tĩnh trong màng dầu bôi trơn của bơm bánh răng ăn khớp trong

The Effect of Rotating Speed and Working Pressure on the Hydrodynamic and Hydrostatic Pressure Distribution of the Oil Lubrication Film in the Internal Gear Pump

**Phạm Trọng Hòa**

Trường Đại học Giao thông Vận tải - Số 3 Cầu Giấy, Láng Thượng, Đống Đa, Hà Nội, Việt Nam

Đến Tòa soạn: 17-8-2019; chấp nhận đăng: 25-9-2020

## Tóm tắt

Bài báo phân tích ảnh hưởng của tốc độ quay và áp suất dầu công tác đến tỷ lệ phân bố áp suất thủy tĩnh và áp suất thủy động trong màng dầu bôi trơn của bơm bánh răng ăn khớp trong. Phân bố áp suất thủy động được tính toán bằng cách giải phương trình Reynolds viết cho dòng chảy trong khe hẹp và được giải bằng phương pháp sai phân hữu hạn (FDM). Trong khi đó phân bố áp suất thủy tĩnh được tính toán trên cơ sở xây dựng mạng lưới sức cản thủy lực của dòng chảy ở trong bơm. Các kết quả tính toán chỉ ra rằng áp suất và vận tốc quay có ảnh hưởng rất lớn đến tỷ lệ phân bố áp suất thủy tĩnh và áp suất thủy động trong màng dầu bôi trơn của bơm bánh răng ăn khớp trong. Các kết quả nghiên cứu của bài báo là cơ sở để tiến hành các nghiên cứu chuyên sâu nhằm nâng cao độ ổn định, tăng hiệu suất làm việc cũng như tăng tuổi thọ cho bơm bánh răng ăn khớp trong.

Từ khóa: Bơm bánh răng ăn khớp trong, bôi trơn thủy động, bôi trơn thủy tĩnh, màng dầu bôi trơn.

## Abstract

The effect of rotating speed and working pressure on the hydrostatic and hydrodynamic pressure distribution of the oil lubrication film in the internal gear pump has been analysed in this paper. The hydrodynamic pressure distribution is calculated based on the Reynolds Equation which is solved by the finite difference method (FDM). Meanwhile, the hydrostatic pressure distribution is computed based on the hydraulic resistance network model. The calculation results pointed out that the rotating speed and working pressure have a great effect on the hydrostatic and hydrodynamic pressure distribution. These results are the background for further study to improve the stability, working efficiency, and lifespan of the internal gear pump.

Keywords: Internal gear pump, hydrostatic lubrication, hydrodynamic lubrication, oil lubrication film.

## 1. Đặt vấn đề

Bơm bánh răng ăn khớp trong là loại bơm có kết cấu đơn giản, dễ sửa chữa, lắp ráp và giá thành rẻ nên chúng được sử dụng rất rộng rãi trong các hệ thống truyền động thủy lực của các máy móc, thiết bị công nghiệp như máy xây dựng, máy nông nghiệp, turbine điện gió, ô tô, tàu thủy [1]. Cũng giống như các hệ thống máy quay khác, màng dầu bôi trơn là một trong những bộ phận quan trọng để bảo vệ bề mặt của các chi tiết có chuyển động quay tương đối với nhau. Hơn nữa, màng dầu bôi trơn giúp giảm ma sát, hấp thụ dao động và truyền nhiệt trong quá trình hoạt động [2].

Bôi trơn bằng màng dầu có hai phương pháp là bôi trơn thủy tĩnh và bôi trơn thủy động. Bôi trơn thủy tĩnh là phương pháp bôi trơn được thực hiện bằng cách bơm dầu bôi trơn có áp suất cao vào khe hở giữa các chi tiết có chuyển động quay tương đối

với nhau. Áp suất của dầu bôi trơn sẽ sinh ra lực chống lại các lực tác dụng lên chi tiết chuyển động quay nhờ đó các bề mặt này không tiếp xúc trực tiếp với nhau trong quá trình làm việc [3]. Khác với bôi trơn thủy tĩnh, bôi trơn thủy động là phương pháp bôi trơn dựa trên tốc độ quay của trục. Dưới tác dụng của các ngoại lực sẽ làm trục bị lệch tâm. Trục lệch tâm sẽ tạo ra nêm dầu. Khi trục quay sẽ kéo màng dầu chuyển động cùng. Khi màng dầu chuyển động trong nêm dầu sẽ sinh ra áp suất thủy động [3]. Áp suất thủy động sinh ra lực chống lại các lực tác dụng lên chi tiết chuyển động quay. Cả hai phương pháp bôi trơn này được sử dụng phổ biến trên hầu hết các loại máy, hệ thống trục có chuyển động quay. Việc sử dụng hình thức bôi trơn nào phụ thuộc vào đặc điểm làm việc và độ lớn của tải trọng bên ngoài tác dụng lên các chi tiết quay. Hình thức bôi trơn thủy tĩnh thường được sử dụng trên các hệ thống, máy quay có lực tác dụng lớn nhưng tốc độ quay chậm trong khi đó bôi trơn thủy động thường được áp dụng cho các máy có vận tốc quay lớn.

Nhiều các nghiên cứu liên quan đến tính toán

\* Địa chỉ liên hệ: Tel: (+84) 2888599012

Email: hoagvt100@gmail.com,

phamhoamxd@utc.edu.vn

phân bố áp suất trong màng dầu bôi trơn ở chế độ thủy động [4]-[7] và bôi trơn thủy tĩnh [8]-[10] đã được thực hiện và công bố. Các công trình này tiến hành nghiên cứu màng dầu bôi trơn độc lập: hoặc ở chế độ thủy tĩnh hoặc ở chế độ thủy động. Ngoài ra, cũng có nhiều nghiên cứu đề cập đến tính toán phân bố áp suất kết hợp (hybrid) trong màng dầu bôi trơn như các nghiên cứu [11]-[13]. Các nghiên cứu này có xét đến sự xuất hiện đồng thời của cả hai thành phần áp suất thủy tĩnh và thủy động trong một hình thức bôi trơn. Thông thường được xét cho hình thức bôi trơn thủy tĩnh ở các hệ thống, máy quay có tốc độ quay trong dải rộng. Khi hoạt động ở dải tốc độ thấp thì chế độ bôi trơn chủ yếu là bôi trơn thủy tĩnh. Khi hệ thống, máy làm việc ở tốc độ cao thì thành phần áp suất thủy động do tốc độ quay đủ lớn sẽ có giá trị đáng kể và cần được xét đến. Khi đó người ta coi màng dầu hoạt động ở chế độ bôi trơn hỗn hợp (hybrid).

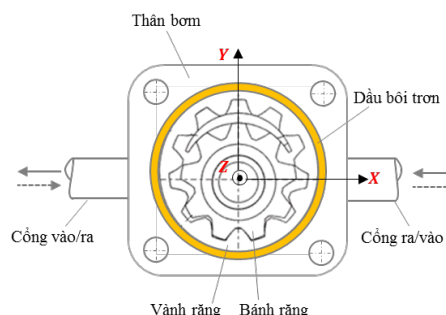
Màng dầu có vai trò quan trọng và không thể thiếu trong các chi tiết máy có chuyển động quay tương đối. Các nghiên cứu về phân bố áp suất thủy tĩnh, áp suất thủy động và hỗn hợp đã được một số tác giả công bố. Tuy nhiên, tất cả các nghiên cứu chủ yếu tập trung vào tính toán và phân tích phân bố áp suất trong ổ đỡ cho hệ thống trục quay. Theo Phạm [1], cho đến nay chưa có các nghiên cứu liên quan đến tính toán phân bố áp suất trong màng dầu bôi trơn của bơm bánh răng ăn khớp trong.

Phạm và các tác giả trong công trình [14], đề xuất phương pháp tính toán phân bố áp suất hỗn hợp trong màng dầu bôi trơn của bơm bánh răng bằng cách đưa thêm hệ số ảnh hưởng của áp suất dầu cung cấp vào phương trình Reynolds. Tuy nhiên ảnh hưởng của các thông số khai thác đến phân bố áp suất chưa được đề cập đến trong nghiên cứu này. Việc tính toán áp suất phân bố trong màng dầu bôi trơn là cần thiết. Trên cơ sở phân bố áp suất sẽ tính được độ cứng và giảm chấn của màng dầu làm cơ sở cho nghiên cứu động lực học hệ thống, máy quay. Khác với các hệ thống và máy khác, màng dầu bôi trơn trong bơm bánh răng ăn khớp trong luôn làm việc ở chế độ bôi trơn hỗn hợp. Vì dầu bôi trơn trong màng dầu cũng chính là dầu thủy lực công tác. Bài báo này tiến hành khảo sát và phân tích ảnh hưởng của hai thông số làm việc quan trọng nhất là áp suất dầu công tác và tốc độ quay đến phân bố áp suất thủy tĩnh và áp suất thủy động trong màng dầu bôi trơn. Các kết quả nghiên cứu cung cấp một bức tranh tổng thể về phân bố áp suất thủy tĩnh và thủy động ở các điểm làm việc khác nhau trong cùng một điều kiện làm việc của máy.

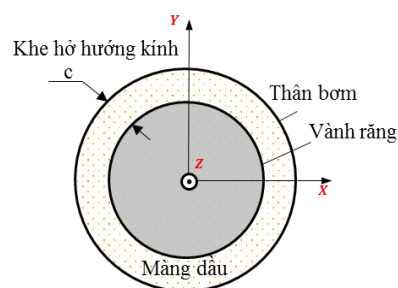
## 2. Phương pháp tính

Các bộ phận cơ bản của bơm bánh răng ăn khớp trong được thể hiện như Hình 1, gồm có ba bộ phận chính là thân bơm, bánh răng nhỏ bên trong làm

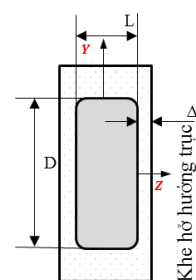
nhiệm vụ dẫn động được liên kết với trục và ăn khớp với vành răng. Thân bơm cố định trong khi đó vành răng quay trong quá trình làm việc. Giữa vành răng và thành trong của thân bơm được ngăn cách với nhau bằng một lớp màng dầu mỏng như trên Hình 2. Chiều dày lớp màng dầu bôi trơn là rất nhỏ, từ 10  $\mu\text{m}$  đến 150  $\mu\text{m}$  tùy theo kích thước bơm. Lớp dầu bôi trơn này được cung cấp trực tiếp từ khoang dầu cao áp của bơm và được chảy qua khe hở hướng trục giữa vành răng và thành trong của bơm như trên Hình 3.



Hình 1. Các bộ phận của bơm bánh răng



Hình 2. Khe hở hướng kính

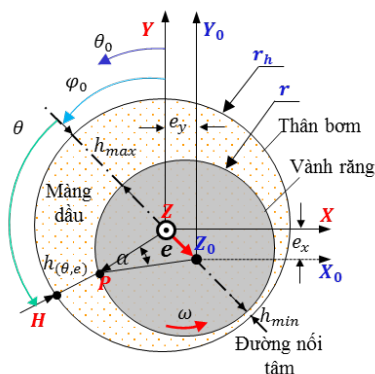


Hình 3. Khe hở hướng trục

Trong quá trình làm việc, áp lực dầu trong khoang dầu cao áp sẽ sinh ra lực hướng kính tác động lên vành răng làm vành răng dịch chuyển lệch tâm so với tâm của thân bơm. Vành răng lệch tâm sẽ làm cho chiều dày màng dầu tại các điểm dọc theo chu vi phân bố không đều như trên Hình 4. Dựa vào mối quan hệ hình học giữa vành răng và thành trong của thân bơm, chiều dày màng dầu được xác định theo công thức sau [15],

$$h_{(\theta, \varepsilon)} = c(1 + \cos \theta) \quad (1)$$

trong đó:  $\varepsilon$  là độ lệch tâm tương đối, là tỷ số giữa độ lệch tâm và khe hở hướng tâm ( $e/c$ );  $\theta$  là góc vị trí tính toán chiều dày màng dầu;  $c$  khe hở hướng tâm. Chiều dày màng dầu là thông số quan trọng ảnh hưởng đến phân bố áp suất thủy tĩnh và thủy động.



**Hình 4.** Chiều dày màng dầu khi làm việc

*Phân bố áp suất thủy động:*

Phân bố áp suất thủy động trong màng dầu bôi trơn có thể xác định thông qua phương trình dòng chảy Reynold như sau [2]:

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6U\mu \frac{\partial h}{\partial \theta} \quad (2)$$

trong đó:  $h$  là chiều dày màng dầu bôi trơn [m];  $\mu$  độ nhớt động lực của dầu bôi trơn [Pas];  $p$  là áp suất thủy động [Pa];  $\theta, z$  là phương chu vi và phương dọc trục [m].  $U$  là vận tốc dài,  $U = 2r\pi n / 60$ ,  $n$  là tốc độ quay,  $r$  là bán kính của vành răng. Để giải phương trình Reynolds cho dòng chảy trong khe hẹp người ta có thể sử dụng các phương pháp như phương pháp phần tử hữu hạn, phương pháp sai phân hữu hạn hay phương pháp thể tích hữu hạn. Trong đó, phương pháp sai phân hữu hạn dễ sử dụng và thời gian tính toán nhanh hơn các phương pháp. Điều kiện biên của phương trình Reynolds theo điều kiện biên của Sommerfeld không xét tới hiện tượng gián đoạn màng dầu. Các điểm trên biên có áp suất bằng không. Số phần tử chia theo phương chu vi là  $i = 50$  và theo phương chiều dài là  $j = 50$ , chi tiết thuật giải và các bước biến đổi được tác giả trình bày trong nghiên cứu [1].

*Áp suất thủy tĩnh:*

Áp suất thủy tĩnh trong màng dầu bôi trơn được tính toán dựa trên sức cản thủy lực trong bơm bánh răng ăn khớp trong. Sức cản thủy lực hay còn gọi là điện trở thủy lực được xác định giống như điện trở trong hệ thống mạch điện [1].

$$R = \frac{p}{Q} \quad (3)$$

trong đó,  $R$  là sức cản thủy lực;  $p$  là áp suất;  $Q$  là lưu lượng.

Sức cản thủy lực cho dòng chảy trong khe hẹp của màng dầu có chiều cao  $h$  được xác định như sau:

$$R_t = \frac{1}{[c(1 + \varepsilon \cos \theta)]^3} \quad (4)$$

Sức cản thủy lực của dòng chảy qua khe hở hướng trục được xác định như sau,

$$R_r = \frac{12\mu L}{\left( D\Delta^3 \left( 1 - 0.63 \frac{D}{\Delta} \right) \right)} \quad (5)$$

trong đó,  $D$  là chiều rộng;  $L$  là chiều dài.  $\Delta$  là chiều cao.

*Khả năng chịu tải của màng dầu:*

Phân bố áp suất trong màng dầu bôi trơn sẽ sinh ra lực chống lại ngoại lực tác dụng lên vành răng. Khả năng chống lại ngoại lực tác dụng lên gọi là khả năng chịu tải của màng dầu bôi trơn. Khả năng chịu tải được xác định như sau:

$$F = \sqrt{(F^e)^2 + (F^\varphi)^2} \quad (6)$$

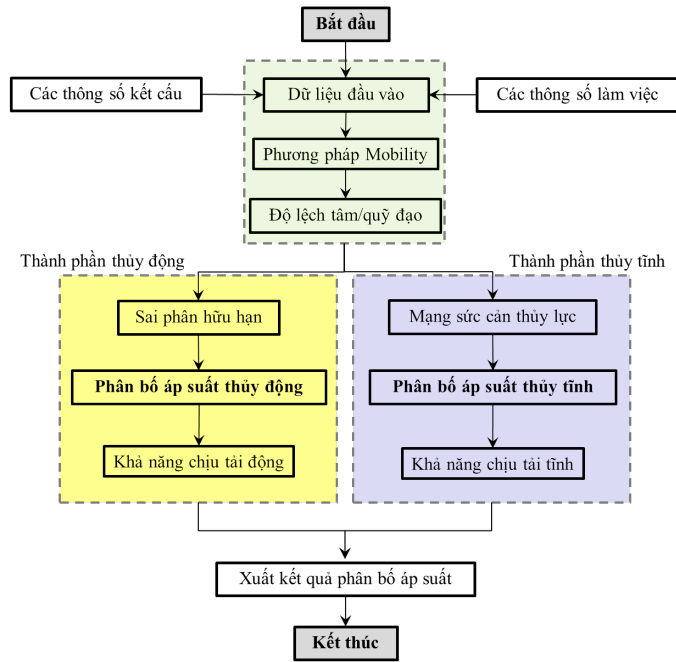
trong đó,  $F^e$  và  $F^\varphi$  là hai thành phần lực theo phương hướng tâm và phương tiếp tuyến. Hai thành phần lực này được xác định như sau:

$$F^e = - \int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} \int_{\frac{\theta_1}{2}}^{\frac{\theta_2}{2}} pR \cos \theta d\theta dz \quad (7)$$

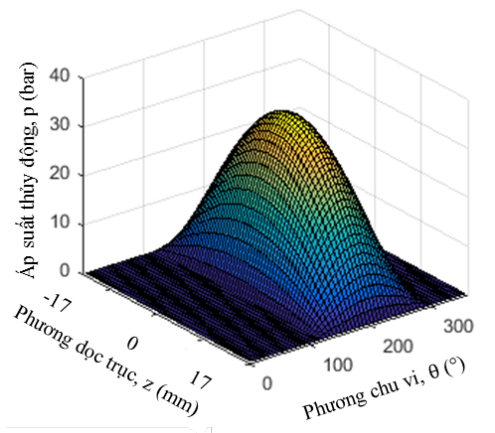
$$F^\varphi = - \int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} \int_{\frac{\theta_1}{2}}^{\frac{\theta_2}{2}} pR \sin \theta d\theta dz \quad (8)$$

**Bảng 1.** Thông số chính của bơm bánh răng ăn khớp trong

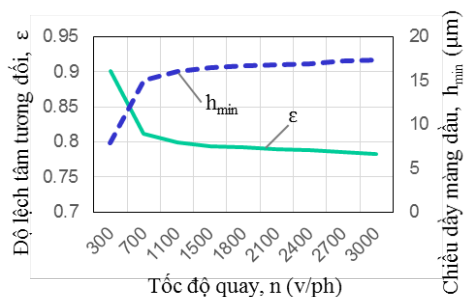
Thông số	Ký hiệu	Giá trị	Đơn vị
Lưu lượng riêng	$V$	63.5	cm <sup>3</sup> /vòng
Áp suất lớn nhất	$p$	320	Bar
Tốc độ quay lớn nhất	$n$	3000	v/ph
Đường kính của vành răng	$D$	0.115	m
Bề rộng của vành răng	$L$	0.034	m
Khe hở hướng tâm	$c$	80.10 <sup>-6</sup>	μm
Khe hở hướng trục	$\Delta$	30.10 <sup>-6</sup>	μm
Dầu thủy lực công tác/ dầu bôi trơn	-	HLP 46	-
Độ nhớt của động lực của dầu	$\mu$	0.041	Pas
Nhiệt độ dầu	$T$	40	°C



Hình 5. Trình tự tính toán



Hình 6. Phân bố áp suất thủy động tại điểm làm việc 100 bar và 3000 vòng/phút



Hình 7. Ảnh hưởng của tốc độ quay đến độ lệch tâm và chiều dày màng dầu nhỏ nhất

Sơ đồ trình tự tính toán như trên Hình 5. Chương trình tính toán được xây dựng bằng phần

mềm Matlab R2018a. Tất cả các thông số kết cấu và thông số khai thác là những thông số đầu vào của quá trình tính toán và khảo sát. Phương pháp Mobility được sử dụng để tính toán độ lệch tâm của vành răng [15]. Đây sẽ là thông số đầu vào để tính toán phân bố áp suất thủy động và áp suất thủy tĩnh. Sau khi tính toán được phân bố áp suất, khả năng chịu tải thủy động và thủy tĩnh được xác định. Trên cơ sở đó sẽ xác định được tỷ lệ áp suất thủy tĩnh và áp suất thủy động trong màng dầu bôi trơn. Tỷ lệ phân bố của áp suất thủy tĩnh và áp suất thủy động theo phần trăm được tính trên cơ sở khả năng chịu tải tương ứng. Dầu thủy lực công tác cũng chính là dầu bôi trơn loại HLP 46. Đây là loại dầu phổ biến trong các hệ thống truyền động trên các hệ thống máy. Các thông số của bơm và dầu công tác như trong Bảng 1.

### 3. Kết quả và thảo luận

#### 3.1. Ảnh hưởng của tốc độ quay

Tốc độ quay là một trong những thông số quan trọng và có ảnh hưởng lớn nhất đến phân bố áp suất thủy động. Ví dụ tính toán phân bố áp suất thủy động được thể hiện như trên Hình 6. Ảnh hưởng của tốc độ quay đến độ lệch tâm và chiều dày màng dầu nhỏ nhất được thể hiện như Hình 7. Ở cùng điều kiện áp suất làm việc không đổi, khi tốc độ làm việc tăng lên thì độ lệch tâm tương đối giảm đi, trong khi đó chiều dày màng dầu nhỏ nhất tăng lên. Mức độ thay đổi của độ lệch tâm và chiều dày màng dầu nhỏ nhất ở dải tốc độ nhỏ hơn 800 vòng/phút là đáng kể. Khi tốc độ quay lớn hơn 800 vòng/phút thì mức độ thay đổi là không đáng kể.

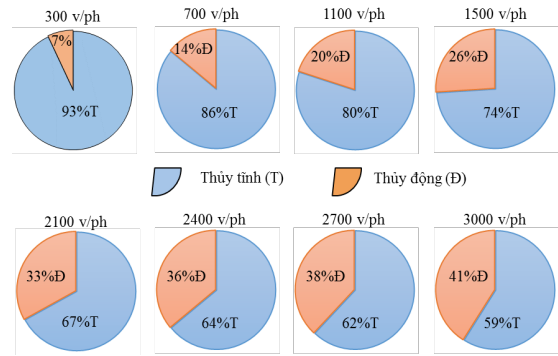
Ảnh hưởng của tốc độ quay đến tỷ lệ phân bố áp suất thủy tĩnh và thủy động được thể hiện như trên Hình 8. Ở điều kiện làm việc xác định, khi tốc độ tăng lên thì áp suất thủy động cũng tăng lên, khi đó tỷ lệ phân bố áp suất thủy tĩnh sẽ giảm đi. Ví dụ như ở tốc độ quay 300 vòng/phút thì áp suất thủy động chiếm 7%, áp suất thủy tĩnh chiếm tỷ lệ rất lớn, 93%. Nếu tốc độ tăng lên 3000 vòng/phút thì tỷ lệ áp suất thủy động tăng lên đến 41% trong khi đó tỷ lệ áp suất thủy tĩnh giảm xuống còn 59%. Điều đó có nghĩa là khi bơm bánh răng ăn khớp trong làm việc ở điều kiện tốc độ quay càng cao thì khả năng chịu tải của màng dầu sẽ phụ thuộc nhiều vào áp suất thủy động sinh ra trong màng dầu bôi trơn.

**3.2. Ảnh hưởng của áp suất dầu công tác**

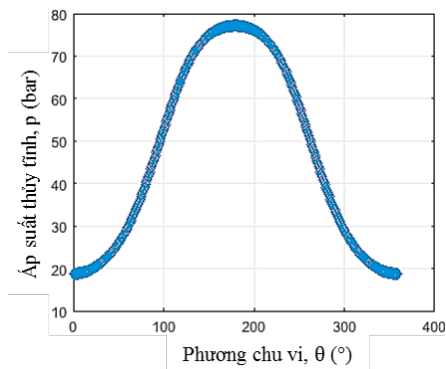
Khác với áp suất thủy động, áp suất thủy tĩnh phụ thuộc chủ yếu vào áp suất của dầu công tác. Ví dụ tính toán phân bố áp suất thủy tĩnh tại điều kiện làm việc 100 bar và 3000 vòng/phút được thể hiện như trên Hình 9. So sánh với áp suất thủy động trong cùng điều kiện làm việc chúng ta thấy rằng áp suất thủy tĩnh lớn nhất (78 bar) lớn hơn so với áp suất thủy động lớn nhất (26 bar). Áp suất thủy tĩnh phân bố trên toàn bộ chiều dài chu vi ( $0^\circ - 360^\circ$ ) trong khi đó áp suất thủy động chỉ phân bố trong khoảng từ  $110^\circ$  đến  $290^\circ$ . Áp suất thủy động phân bố không hết toàn bộ chu vi là do điều kiện giải bài toán Reynolds chỉ được xét trong khoảng từ  $0 - \pi$ .

Ảnh hưởng của áp suất dầu công tác đến độ lệch tâm và chiều dày màng dầu nhỏ nhất được thể hiện như Hình 10. Ở cùng điều kiện tốc độ quay không đổi, khi áp suất dầu công tác tăng lên thì độ lệch tâm tương đối tăng lên, trong khi đó chiều dày màng dầu nhỏ nhất giảm đi. Mức độ thay đổi của độ lệch tâm và chiều dày màng dầu nhỏ nhất ở dải áp suất nhỏ lớn hơn mức độ thay đổi ở dải áp suất lớn. Nguyên nhân có thể được giải thích theo Phạm [14] là do khi áp suất làm việc càng cao thì khả năng tải của màng dầu ở chế độ hỗn hợp càng tốt do đó mức độ giảm của độ lệch tâm sẽ nhỏ.

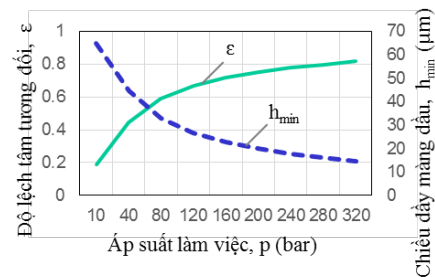
Ảnh hưởng của áp suất dầu công tác đến tỷ lệ phân bố áp suất thủy tĩnh và thủy động được thể hiện như trên Hình 11. Chúng ta thấy rằng khi áp suất dầu công tác tăng lên thì tỷ lệ áp suất thủy tĩnh cũng tăng lên trong khi đó tỷ lệ áp suất thủy động sẽ giảm đi. Khi áp suất làm việc của dầu công tác là 10 bar, thì tỷ lệ áp suất thủy tĩnh là rất nhỏ, chỉ chiếm 18% trong khi đó tỷ lệ áp suất thủy động là 82%. Nếu áp suất dầu công tác tăng lên 320 bar, thì tỷ lệ áp suất thủy tĩnh tăng chiếm tới 64% trong khi đó tỷ lệ áp suất thủy động giảm xuống còn 36%. Điều đó có nghĩa là khi bơm bánh răng ăn khớp trong làm việc ở điều kiện áp suất cao thì khả năng chịu tải của màng dầu phần lớn là do áp suất thủy tĩnh.



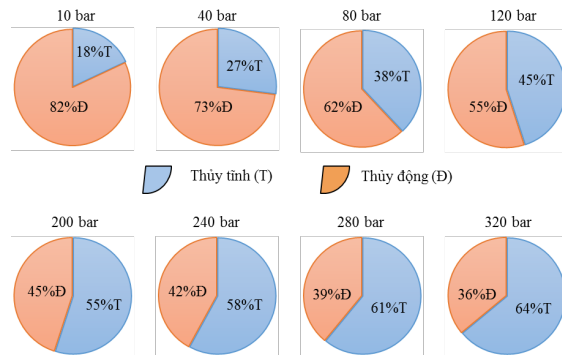
**Hình 8.** Ảnh hưởng của tốc độ quay đến phân bố áp suất ở điều kiện làm việc 250 bar



**Hình 9.** Phân bố áp suất thủy tĩnh tại điểm làm việc 100 bar và 3000 vòng/phút



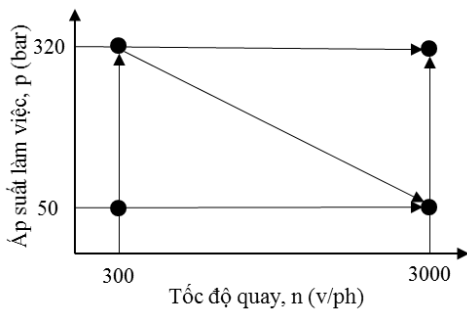
**Hình 10.** Ảnh hưởng của áp suất làm việc đến độ lệch tâm và chiều dày màng dầu nhỏ nhất



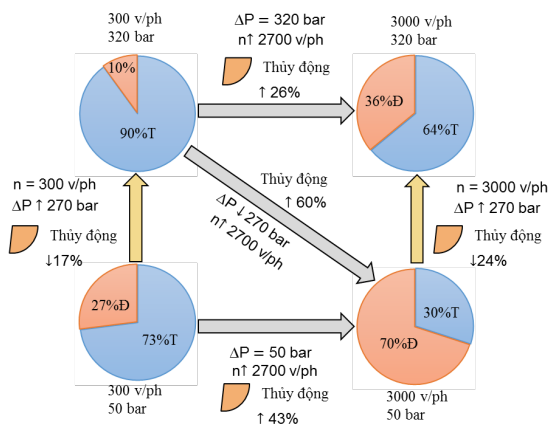
**Hình 11.** Ảnh hưởng của áp suất dầu đến phân bố áp suất ở tốc độ quay 1500 vòng/phút

**3.3. So sánh ảnh hưởng của tốc độ quay và áp suất dầu công tác**

Nhìn vào Hình 13 chúng ta thấy rằng mức độ ảnh hưởng của tốc độ quay và áp suất dầu đến tỷ lệ phân bố áp suất thủy động và áp suất thủy tĩnh là khác nhau ở các điều kiện làm việc khác nhau. Mức độ thay đổi áp suất thủy tĩnh là khác nhau ở các mức tốc độ quay khác nhau. Tương tự như vậy mức độ thay đổi của áp suất thủy động cũng khác nhau khi áp suất dầu công tác ở mức khác nhau. Khi áp suất dầu công tác tăng 270 bar thì ở tốc độ quay 300 vòng/phút áp suất thủy tĩnh tăng lên 17%, nhưng ở tốc độ quay 3000 vòng/phút thì mức tăng của áp suất thủy tĩnh là 24%. Khi tốc độ quay tăng lên 2700 vòng phút thì tỷ lệ áp suất thủy động tăng lên 26% ở mức áp suất dầu công tác là 320 bar, trong khi đó tỷ lệ áp suất thủy động tăng lên 43% khi áp suất dầu công tác là 50 bar.



**Hình 12.** Các điểm khảo sát và so sánh



**Hình 13.** So sánh ảnh hưởng của tốc độ quay và áp suất dầu đến phân bố áp suất

Mức độ thay đổi áp suất thủy động lớn nhất xảy ra khi tốc độ tăng lên trong khi áp suất dầu công tác giảm đi. Ở điều kiện làm việc 300 vòng phút và áp suất dầu là 320 bar thì tỷ lệ áp suất thủy động chỉ chiếm 10%. Tuy nhiên khi bơm làm việc ở tốc độ 3000 vòng/phút và áp suất dầu là 50 bar thì tỷ lệ áp suất thủy động tăng lên tới 70%. Khi đó, khả năng chịu tải của màng dầu phần lớn phụ thuộc vào áp suất thủy động. Ngược lại, khi bơm làm việc ở tốc độ

thấp, ví dụ tốc độ quay là 300 vòng/phút thì tỷ lệ áp suất thủy tĩnh chiếm tới 73% trong khi đó tỷ lệ áp suất thủy động là 27%, khi đó khả năng chịu tải của màng dầu phần lớn lại phụ thuộc vào áp suất thủy tĩnh.

Các kết quả cung cấp bức tranh tổng quan về mức độ ảnh hưởng của hai thông số làm việc quan trọng nhất là tốc độ quay và áp suất làm việc đến tỷ lệ phân bố áp suất thủy tĩnh và thủy động trong màng dầu bôi trơn của bơm bánh răng ăn khớp trong. Biết được mức độ phân bố áp suất của hai thành phần trong màng dầu ở chế độ bôi trơn hỗn hợp sẽ là cơ sở cho việc nghiên cứu, tính toán và đưa ra các giải pháp... phù hợp với bơm bánh răng ăn khớp trong trong từng điều kiện làm việc cụ thể.

**4. Kết luận**

Trên cơ sở các kết quả nghiên cứu, một số kết luận được rút ra như sau:

- Tốc độ quay có ảnh hưởng rất lớn đến tỷ lệ phân bố áp suất thủy động. Khi bơm làm việc ở tốc độ quay lớn thì khả năng chịu tải của màng dầu sẽ phụ thuộc lớn vào áp suất thủy động.
- Áp suất dầu công tác là thông số ảnh hưởng quyết định đến tỷ lệ phân bố áp suất thủy tĩnh trong màng dầu bôi trơn của bơm bánh răng ăn khớp trong. Do vậy khi bơm hoạt động ở áp suất càng cao thì tỷ lệ phân bố áp suất thủy tĩnh càng lớn.

- Khả năng chịu tải của màng dầu là đặc tính quyết định đến hiệu suất và độ ổn định cũng như tuổi thọ của bơm bánh răng ăn khớp trong. Nếu màng dầu bị phá hủy vì một lý do nào đó sẽ dẫn đến hiện tượng tiếp xúc trực tiếp giữa vành răng và thành trong của thân bơm làm giảm tuổi thọ của bơm rất nhanh. Việc tính toán, xác định và đánh giá được ảnh hưởng của các thông số khai thác, trong đó hai thông số quan trọng nhất là tốc độ quay và áp suất dầu công tác sẽ là cơ sở cho các nghiên cứu chuyên sâu nhằm nâng cao độ ổn định, tăng hiệu suất làm việc cũng như tăng tuổi thọ cho bơm bánh răng ăn khớp trong.

**Lời cảm ơn**

Nghiên cứu này được tài trợ bởi Quỹ phát triển Khoa học và Công nghệ Quốc gia Việt Nam (NAFOSTED) mã số 107.03-2019.17.

**Tài liệu tham khảo**

- [1] Trong Hoa Pham, Analysis of the Ring Gear Orbit, Misalignment, and Stability Phenomenon for Internal Gear Motors and Pumps, Shaker Verlag, Germany, 2018.
- [2] B. J. Hamrock and S. R. Schmid, Fundamental of Fluid Film Lubrication, Second Edition. 2004.
- [3] W. Brian Rowe DSc, FIMechE, Hydrostatic,

- Aerostatic, and Hybrid Bearing Design, Elsevier 2012.
- [4] S. Baskar, G. Sriram, and S. Arumugam, Fuzzy logic model to predict oil-film pressure in a hydrodynamic journal bearing lubricated under the influence of nano-based bio-lubricants, *Energy Sources, Part A Recover. Util. Environ. Eff.*, vol. 40, no. 13, (2018) 1583–1590.
- [5] K. G. Binu, K. Yathish, R. Mallya, B. S. Shenoy, D. S. Rao, and R. Pai, Experimental study of hydrodynamic pressure distribution in oil lubricated two-axial groove journal bearing, *Mater. Today Proc.*, vol. 2, no. 4–5, (2015) 3453–3462.
- [6] S. Baskar, G. Sriram, S. Arumugam, and J. P. Davim, Modelling and Analysis of the Oil-Film Pressure of a Hydrodynamic Journal Bearing Lubricated by Nano-based Biolubricants Using a D-Optimal Design, *Prog. Green Tribol.*, 2017.
- [7] M. A. Ahmad, S. Kasolang, and R. Dwyer-Joyce, Experimental Study of Oil Supply Pressure Effects on Bearing Friction in Hydrodynamic Lubrication, *Appl. Mech. Mater.*, vol. 315, (2013) 977–981.
- [8] A. Walicka and E. Walicki, Pressure distribution in a curvilinear hydrostatic bearing lubricated by a micropolar fluid in the presence of a cross magnetic field, *Lubr. Sci.*, vol. 17, no. 1, (2004) 45–52.
- [9] M. V. Makarov, Effect of the hydrostatic pressure on the vertical distribution of *Laminaria saccharina* (L.) lamouroux in the Barents Sea, *Oceanology*, vol. 51, no. 3, (2011) 457–464.
- [10] H. Aboshighiba, A. Bouzidane, M. Thomas, F. Ghezali, A. Nemchi, and A. Abed, Pressure distribution in orifice-compensated turbulent hydrostatic bearing with fluid inertia effects using numerical simulations via Navier-Stokes, *Tribol. - Mater. Surfaces Interfaces*, vol. 11, no. 1, (2017) 19–29.
- [11] N. Umehara, T. Kirtane, R. Gerlick, V. K. Jain, and R. Komanduri, A new apparatus for finishing large size/large batch silicon nitride (Si<sub>3</sub>N<sub>4</sub>) balls for hybrid bearing applications by magnetic float polishing (MFP), *Int. J. Mach. Tools Manuf.*, vol. 46, no. 2, (2006) 151–169.
- [12] M. Gronek, T. Rottenbach, and F. Worlitz, A contribution on the investigation of the dynamic behavior of rotating shafts with a Hybrid Magnetic Bearing Concept (HMBC) for blower application, *Nucl. Eng. Des.*, vol. 240, no. 10, (2010) 2436–2442.
- [13] Vijay, K.D., Chan, S., Pandey, K.N., Effect of number and size of recess on the performance of hybrid (hydrostatic/hydrodynamic) journal bearing, *Procedia Engineering* 51, (2013) 810 - 817.
- [14] Pham, T.H., Weber, J., Müller, L., Dinh Tu Nguyen, Numerical and Experimental Analysis of Hybrid Lubrication Regime for Internal Gear Motor and Pump, *Journal of Mechanical Science and Technology*, Vol. 33, No. 10. (2019).
- [15] Pham, T.H., Müller, L., Weber, J., Dynamically loaded the ring gear in the internal gear motor/pump: Mobility of solution, *Journal of Mechanical Science and Technology*, Vol. 32, No. 7, (2018) 3023-3035.
- [16] Trong Hoa Pham, Hybrid method to analysis the dynamic behavior of the ring gear for the internal gear motors and pumps, *Journal of Mechanical Science and Technology*, Vol. 33, No. 2, (2019) 602-612