

TÍNH TOÁN, MÔ PHỎNG DÒNG CHẢY TRONG PHẦN DẪN DÒNG MÁY BƠM LY TÂM CỘT NƯỚC THẤP CHẠY BẰNG SỨC GIÓ, PHỤC VỤ BƠM NƯỚC BIỂN CHO SẢN XUẤT MUỐI

Nguyễn Minh Tuấn¹, * Đặng Vũ Đình²

¹ Khoa Cơ – Điện, Trường Đại học Mở -Địa chất, Hà Nội, Việt Nam, *E-mails : nguyenminhtuan@humg.edu.vn;

² Khoa Cơ – Điện, Trường Đại học Mở -Địa chất, Hà Nội, Việt Nam, E-mails : dangvudinh@humg.edu.vn;

TÓM TẮT

Trong sản xuất muối, vấn đề bơm nước biển từ các kênh, mương, hồ chứa lên các ô bay hơi được xem là khâu quan trọng. Theo phương thức truyền thống, các tổ máy bơm này sử dụng năng lượng điện, xăng hoặc dầu để hoạt động. Tuy nhiên, để tiết kiệm năng lượng, giảm chi phí vận hành, có thể tận dụng hiệu quả nguồn năng lượng gió rất phong phú ở các vùng ven biển làm quay tuabin gió, dẫn động cho máy bơm hoạt động. Nói chung, các máy bơm cấp nước mặn cho các cánh đồng muối ven biển trên phạm vi cả nước, thường làm việc với cột nước thấp, khoảng $H = (0,5 - 1,5)$ m. Nghiên cứu thiết kế, chế tạo máy bơm ly tâm cột áp thấp ($H < 2,0$ m), chạy bằng sức gió, phù hợp với điều kiện thực tế nêu trên là rất cần thiết, chắc chắn sẽ đóng góp tốt cho nhu cầu rất lớn của sản xuất. Sử dụng phương pháp tính toán lý thuyết truyền thống để xác định các thông số hình học cơ bản của bánh công tác, sau đó sử dụng chương trình phần mềm mô phỏng Pumpal để mô phỏng dòng chảy qua phần dẫn dòng với số lá cánh bánh công tác đã xác định theo lý thuyết. Trên cơ sở kết quả mô phỏng, có thể đánh giá độ chính xác của phương pháp tính toán lý thuyết truyền thống để áp dụng cho việc tính toán, thiết kế máy bơm ly tâm cột áp thấp, đáp ứng các yêu cầu của thực tế trong sản xuất muối với các quy mô khác nhau. Bài báo trình bày kết quả tính toán, thiết kế phần dẫn dòng của bơm ly tâm cột áp thấp $H = (0,5-1,5)$ m, công suất 1,0 kW, trên cơ sở lý thuyết truyền thống kết hợp với phần mềm mô phỏng số.

Từ khóa: Máy bơm ly tâm cột áp thấp, phần dẫn dòng, sức gió, năng lượng gió, động cơ gió.

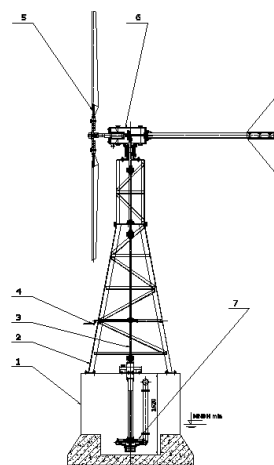
1. Mở đầu

Trong máy bơm ly tâm nói chung và bơm ly tâm cột nước thấp nói riêng, các chi tiết chính phần dẫn dòng (bánh công tác, buồng xoắn, miệng loe,...) sẽ quyết định hiệu suất, chất lượng làm việc của bơm. Tính toán, thiết kế bộ phận dẫn dòng của bơm ly tâm cột áp thấp vẫn dựa trên cơ sở lý thuyết tính toán của máy bơm ly tâm thông thường, tuy nhiên, có một số điều chỉnh để phù hợp với điều kiện cột nước thấp.

2. Kết cấu máy bơm ly tâm cột nước thấp chạy bằng động cơ gió

Máy bơm ly tâm cột nước thấp dùng bơm nước biển được dẫn động bằng sức gió, thông qua bộ hộp số tăng tốc bánh răng côn, chuyển từ chuyển động quay theo phương ngang của trục tuabin gió (tuabin gió trục ngang) sang phương thẳng đứng của trục máy bơm, từ đó, giúp cho

bơm vận chuyển nước lên bể xả. Kết cấu của tổ hợp máy bơm nước mặn kiểu ly tâm cột nước thấp – tua bin gió được trình bày trên hình 1.



Hình 1. Kết cấu tổ hợp máy bơm ly tâm cột nước thấp – tua bin gió

Chú thích:

1. Bệ móng bê tông cốt thép
2. Tháp đỡ dạng khung
3. Trục máy bơm
4. Hệ thống phanh hãm
5. Bánh công tác tuabin gió
6. Hộp số tăng tốc bánh răng côn
7. Máy bơm ly tâm cột nước thấp

3. Tính toán, thiết kế lựa chọn thông số tối ưu của bánh công tác máy bơm ly tâm

a. Thông số đầu vào [3]

Từ yêu cầu thực tế sản xuất, lựa chọn các thông số kỹ thuật chính của máy bơm như sau:

- Công suất động cơ gió: $N_{dc} = 1.0 \text{ kW}$
- Số vòng quay trục bơm: $n = 250 \text{ v/ph}$
- Hiệu suất cơ cấu truyền động ở chế độ

tối ưu: $\eta_{td} = 0,35$

- Cột nước tính toán thiết kế của máy bơm: $H_{tk} = 1,2 \text{ m}$

- Hệ số dự trữ an toàn: $K = 1,20$

- Lưu lượng máy bơm tính toán:

$Q_{tt} = 20 \text{ m}^3/\text{h} = 0,0056 \text{ m}^3/\text{s}$.

- Trong quá trình tính toán, lấy trọng lượng nước biển $\rho_{nb} = 1.000 \text{ kg/m}^3$ để tính toán (trọng lượng riêng thực tế của nước biển $\rho_{nb} = (1.020 - 1.030) \text{ kg/m}^3$).

Trên cơ sở thông số ban đầu, nhóm tác giả tiến hành tính toán, thiết kế và lựa chọn các thông số tối ưu về thông số hình học, dạng cánh (cánh trục hay cong hai chiều), số lá cánh, biên dạng của các lá cánh... trên cơ sở lý thuyết tính toán truyền thống, sau khi đã tính toán, xác định các kết cấu thông số hình học, biên dạng của máy bơm sẽ tiến hành mô phỏng để kiểm tra các thông số kỹ thuật đặc biệt là hiệu suất của máy bơm, sẽ tiến hành điều chỉnh các thông số kết cấu bánh công tác nếu cần thiết.

a) Số vòng quay đặc trưng

Số vòng quay đặc trưng của máy bơm ly tâm cột nước thấp được xác định theo công thức (1) [1, 2, 4]:

$$n_s = \frac{3,65n\sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad (1)$$

Trong đó:

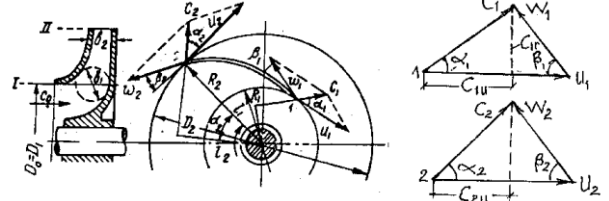
$n = 250 \text{ v/ph}$ – số vòng quay của trục máy bơm;
 $Q_{tt} = 20/3.600 = 0,0056 \text{ m}^3/\text{s}$ – Lưu lượng tính toán của bơm;

$H_{tk} = 1.2 \text{ m}$ – Cột nước thiết kế của bơm.

Thay số vào biểu thức (1), giá trị của số vòng quay đặc trưng của bơm là: $n_s = 59,3$.

b) Xác định các thông số kết cấu bánh công tác

Các thông số cơ bản bánh công tác máy bơm ly tâm cột nước thấp được xác định tương tự đối với máy bơm ly tâm thông thường (hình 2).



Hình 2. Các kích thước cơ bản phần dẫn dòng của bơm ly tâm

+ Xác định dạng lá cánh của máy bơm

Với số vòng quay đặc trưng $n_s = 59,3$ ($n_s < 100$), biên dạng lá cánh bánh công tác có dạng hình trụ [1, 4].

+ Xác định các thông số chính của lá bánh công tác

Các thông số của bánh công tác được tính toán theo phương pháp truyền thống, từ các thông số đó, nhóm tác giả sẽ lựa chọn phương án tối ưu nhằm đảm bảo máy bơm hoạt động đúng các thông số kỹ thuật theo yêu cầu và hiệu suất tốt.

- Tốc độ dòng chảy ở cửa vào của bánh công tác (V_o):

Tốc độ dòng chảy ở cửa vào của bánh công tác có ảnh hưởng rất lớn đến chất lượng xâm thực và hiệu suất thủy lực của bơm. Tốc độ dòng chảy ở cửa vào xác định theo (2) [1]:

$$V_o = (0,06 \div 0,08) \cdot \sqrt[3]{Q_{tt} \cdot n^2} \quad (2)$$

Thay các giá trị tương ứng vào biểu thức (2) ta có: $V_o = (0,478 - 0,637) \text{ m/s}$.

- Đường kính ngoài của cửa vào của bánh công tác (D_o):

Đối với máy bơm có Konson ta có [2]:

$$D_o = \sqrt{\frac{4Q_{tt}}{\pi V_o} + d_b^2} \quad (3)$$

Ở đây: $Q_{tt} = 0,0056 \text{ m}^3/\text{s}$; $V_o = (0,478 - 0,637) \text{ m/s}$; $d_b = 65 \text{ mm}$ [3].

Thay số vào (3) ta có:

$D_o = (129 - 151,6) \text{ mm}$, chọn $D_o = 150 \text{ mm}$ để tính toán.

- Trị số bán kính trung bình của mép vào cánh bánh công tác (R_1):

Trị số R_1 được xác định theo công thức sau [1]:

$$R_1 = (0,7 \div 1,0) \times \frac{D_o}{2} = (0,053 \div 0,075) \text{ m} \quad (4)$$

Chọn $R_1 = 0,075 \text{ m} = 75 \text{ mm}$

- Tính lại tốc độ dòng chảy ở tiết diện cửa vào bánh công tác sau khi hiệu chỉnh kích thước:

$$V_0 = \frac{4Q_{tt}}{\pi(D_0^2 - d_0^2)} = 0,35 \text{ m/s} \quad (5)$$

Ở đây: do = 0,03 mm [3] – đường lỗ trục bánh công tác.

- *Chiều rộng rãnh ở tiết diện kinh tuyến cửa vào bánh công tác (b_1):*

Chiều rộng b_1 được xác định theo công thức sau [1]:

$$b_1 = (1 \div 2,5) \cdot \left[\frac{D_0}{4} \cdot \left(1 - \frac{d_b^2}{D_0^2} \right) \right] \quad (6)$$

Thay số tương ứng vào (6) ta có:

$b_1 = (30,0 \div 76) \text{ mm}$. Chọn: $b_1 = 60,0 \text{ mm}$.

- *Xác định vận tốc vòng ở cửa vào bánh công tác máy bơm*

Để triệt tiêu thành phần vận tốc ($V_{u1} = 0$), phải thiết kế tiết diện kinh tuyến của bánh công tác sao cho vận tốc (V_0) thay đổi đều ở thành phần cửa vào bánh công tác. Vận tốc vòng ở cửa vào bánh công tác (U_1) [1]:

$$U_1 = \omega \times R_1 = \frac{\pi n}{30} \cdot R_1 = 1,96 \text{ m/s} \quad (7)$$

- *Xác định thành phần kinh tuyến của vận tốc có tính tới sự lệch dòng (V_{m1}):*

$$V_{m1} = k_1 \times V'_{m1} = k_1 \times V_0 = 0,406 \text{ m/s} \quad (8)$$

- *Xác định góc nghiêng lá cánh*

Chiều dày lá cánh bánh công tác và số lượng cánh hữu hạn làm lệch dòng chảy nhưng không làm thay đổi mômen động lực của chất lỏng. Khi đó, ta có $V_{u1.0} = V'_{u1}$ và $V_{1.0} = V_{m1}$ (ở đây “0” chỉ rõ vận tốc tương ứng với điều kiện dòng chảy không va ở cửa vào bánh công tác).

Góc nghiêng của cánh tương ứng với dòng chảy không va tại cửa vào bánh công tác [4]:

$$\tan \beta_{1,0} = \frac{V_{m1}}{U_1} = K_1 \times \frac{V'_{m1}}{U_1} \quad (9)$$

Thay các giá trị tương ứng ta có: $\beta_{1,0} \approx 12^\circ$

- *Xác định góc dòng chảy bao lá cánh*

Dòng liên tục bao quanh các lá cánh với vận tốc tương đối W_1 của dòng chảy sau khi vào khu vực cánh sẽ có hướng trùng với tiếp tuyến của lá cánh tại cửa vào ngược chiều với vận tốc vòng (U_1) tạo thành góc (β_1) (hình 2):

$$\beta_1 = \beta_{1,0} + \delta \quad (10)$$

$\delta = (3^\circ - 5^\circ)$: Góc tới tại cửa vào.

Chọn $\delta = 5^\circ$.

Ta có: $\beta_1 = 17^\circ$

- *Xác định đường kính mép vào của bánh công tác*

Với máy bơm ly tâm $n_s = 59,3$. Do vậy, đường kính mép vào bánh công tác được xác định theo công thức sau [2]:

$$D_1 = (1-1,05)D_0 \quad (11)$$

Chọn $D_1 = 160 \text{ mm}$.

Trên đây là những thông số cơ bản và quan trọng của mép vào bánh công tác. Cần tiếp tục tính toán thông số tại mép ra của bánh công tác.

- *Đường kính tại cửa ra bánh công tác [1]*

$$D_2 = \frac{2U_2}{\omega} = 19,1 \left(\frac{\sqrt{2gH_{lt}}}{n} \right) \quad (12)$$

Thay các giá trị tương ứng ta có: $D_2 = 473 \text{ mm}$.

Chọn $D_2 = 470 \text{ mm}$.

- *Vận tốc dòng chảy ở cửa ra*

Thành phần kinh tuyến của vận tốc tuyệt đối ở cửa ra của bánh công tác không tính ảnh hưởng của sự lệch dòng do có số cánh hữu hạn (V'_{m2}) được xác định theo (13)/ [1]:

$$V'_{m2} = 0,8V'_{m1} \quad (13)$$

Với $V'_{m1} = 0,353 \text{ m/s}$ ta có: $V'_{m2} = 0,28 \text{ m/s}$

- *Thành phần kinh tuyến có ảnh hưởng do lệch dòng*

$$V_{m2} = k_2 V'_{m2} = 1,1 \cdot 0,28 = 0,31 \text{ (m/s)} \quad (14)$$

- *Xác định kích thước bề rộng cửa ra bánh công tác*

$$b_2 \approx 0,09 D_2 \left(\frac{n_s}{100} \right)^{4/3} \quad (15)$$

Thay các giá trị vào (15) ta chọn $b_2 = 23 \text{ mm}$.

- *Góc ra của cánh bánh công tác (β_2)*

Góc ra (β_2) của lá cánh bánh công tác được xác định tối ưu phụ thuộc vào n_s .

Với $n_s = 59,3$ để đảm bảo tổn thất nhỏ, ta lấy: $\beta_2 = 20^\circ$ [1]

- *Xác định số lá cánh bánh công tác*

$$Z_1 \leq 6,5 \times \frac{R_1 + R_2}{R_2 - R_1} \times \sin \frac{\beta_1 + \beta_2}{2} \quad (16)$$

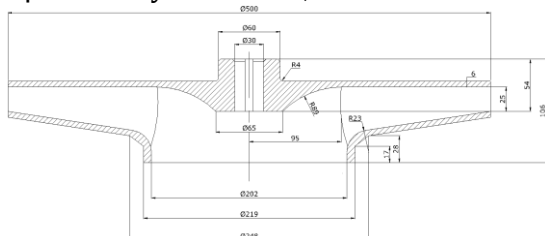
Thay các giá trị đã biết vào công thức (16), ta có: $Z_1 \leq 5,96$ lá cánh.

Theo lý thuyết về máy cánh dẫn, hiệu suất của máy cánh dẫn lớn nhất khi số lá cánh nhiều vô cùng và chiều dày lá cánh mỏng vô cùng. Do đó, với lý thuyết trên, chọn ưu tiên số lá cánh nhiều nhất với tính toán. Như vậy, để tối ưu hiệu suất, với máy bơm nước biển, chọn $Z_1 = 5$ lá cánh để nghiên cứu.

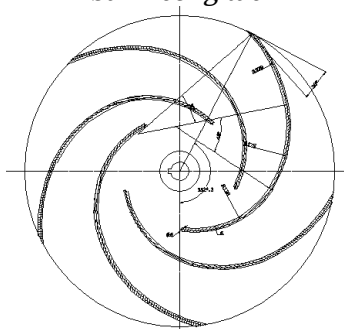
Như vậy, sau khi tính toán, lựa chọn các thông số tối ưu dựa lý thuyết và kinh nghiệm, ta có các thông số kết cấu chính của bánh công tác máy bơm ly tâm cột nước thấp như sau:

- Đường kính bầu mai ơ bánh công tác:
 $d_b = 65\text{mm}$
- Đường kính ngoài cửa vào bánh công tác:
 $D_0 = 150\text{mm}$
- Đường kính mép vào bánh công tác:
 $D_1 = 160\text{mm}$
- Đường kính mép ra bánh công tác:
 $D_2 = 470\text{mm}$
- Chiều rộng tiết diện kinh tuyến tại cửa vào:
 $b_1 = 60\text{mm}$
- Chiều rộng tiết diện kinh tuyến tại cửa ra:
 $b_2 = 23\text{mm}$
- Góc nghiêng lá cánh $\beta_{1,0} = 12^\circ$

Kết cấu bánh công tác và biên dạng lá cánh được trình bày trên hình 3, 4.



Hình 3. Kích thước cơ bản của bánh công tác



Hình 4. Biên dạng lá cánh bánh công tác 5 lá cánh cách đều

Hiện nay, với trình độ phát triển nhanh, đa dạng, với độ chính xác cao của các phần mềm mô phỏng dòng chảy trong máy cánh dẫn nói chung và máy bơm ly tâm nói riêng, kết quả mô phỏng phản ánh độ chính xác của thiết bị khi làm việc thực tế rất cao (sai đó dưới 5%), do đó, để đảm bảo máy bơm làm việc đảm bảo các thông số kỹ thuật theo tính toán cũng như thực tế ưu yêu cầu, giảm thiểu rủi ro sai số từ khâu thiết kế đến chế tạo ứng dụng sản phẩm vào thực tế. Xu hướng chung, sử dụng phần mềm để mô phỏng dòng chảy nhằm kiểm tra lại các thông số kết cấu của bánh công tác tính toán theo lý thuyết có đảm bảo hay không, từ kết quả mô phỏng sẽ tiến hành phân tích, điều chỉnh lại các thông số đã tính toán nếu cần thiết. Trong

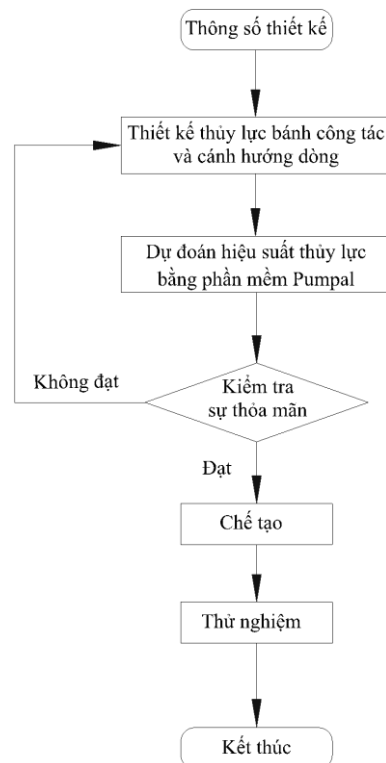
phạm vi nghiên cứu, nhóm tác giả sử dụng phần mềm Pumpal để thực hiện mục đích này.

4. Mô phỏng dòng chảy qua phần dẫn dòng máy bơm ly tâm cột nước thấp bằng phần mềm Pumpal

4.1. Giới thiệu về phần mềm mô phỏng Pumpal

Phần mềm Pumpal là một trong những phần mềm mô phỏng dòng chảy thủy lực của hãng Concept Nrec (Mỹ), chuyên dụng trong việc mô phỏng dòng chảy trong máy bơm trong đó có máy bơm ly tâm [3].

Phần mềm Pumpal dựa trên nền tảng CFD, có khả năng giải quyết các vấn đề liên quan đến các dòng 2D, 3D đối xứng, tọa độ trụ và dòng 3D, dòng tĩnh hay dòng tức thời, mô hình quạt, bơm nước, tuabin nước,... Bên cạnh các tính năng tương tự như phần mềm Ansys Fluent là mô phỏng và phân tích tình hình dòng chảy trong máy bơm, phần mềm Pumpal có khả năng tối ưu hóa để đưa ra thiết kế tối ưu nhất của phần dẫn dòng máy bơm (kích thước, hình dạng của miệng loe, buồng bánh công tác, profin lá cánh bánh công tác, cánh hướng dòng ...).



Hình 5. Sơ đồ khối quá trình tính toán, thiết kế, chế tạo và thử nghiệm máy bơm ly tâm

Phục vụ cho công tác mô phỏng cần chú ý:

+ Thông số đầu vào (input): Cột áp máy bơm H_{tk} (m), lưu lượng Q_{tt} (m^3/h), công suất N (kW), số vòng quay n (v/ph), số lá cánh bánh công tác (Z_1).

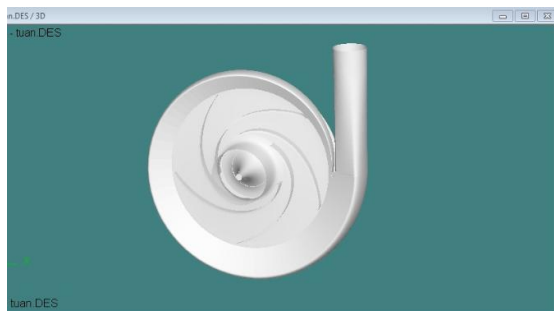
+ Thông số đầu ra (output): Hiệu suất của máy bơm η_b (%).

Tuy nhiên, để có được kết quả đầu ra (hiệu suất của máy bơm) của mỗi trường hợp, phải trải qua quá trình tính toán rất phức tạp với nhiều hệ số liên quan. Trong phạm vi bài báo này, nhóm tác giả trình bày về các tính năng, công dụng và thuật toán của phần mềm Pumpal.

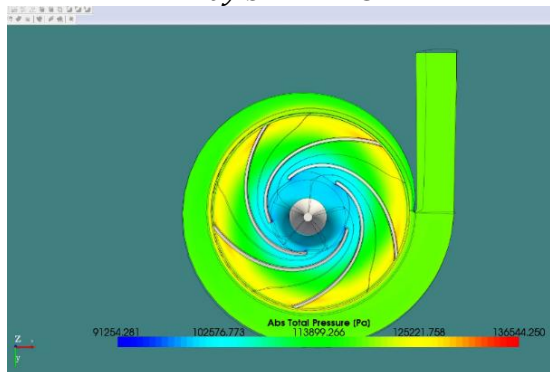
Sơ đồ khối quá trình tính toán, thiết kế, chế tạo và thử nghiệm hoàn chỉnh 1 máy bơm ly tâm được trình bày tại hình 5 [3].

4.2. Kết quả mô phỏng dòng chảy qua phần dẫn dòng máy bơm ly tâm cột nước thấp với số lá cánh $Z = 5$

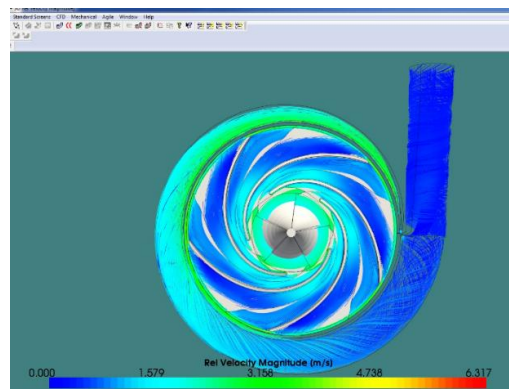
Từ kết quả tính toán theo lý thuyết, tiến hành sử dụng phần mềm pumpal để mô phỏng dòng chảy trong hệ thống dẫn dòng của máy bơm, kết quả cụ thể nhận được như sau:



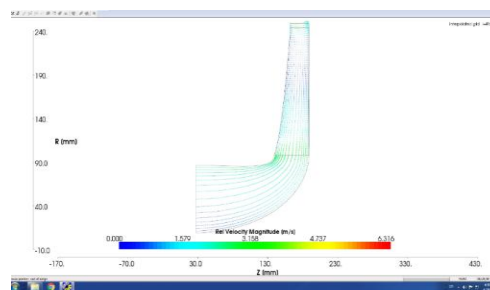
Hình 6. Mô hình 3D phần dẫn dòng của máy bơm $Z = 5$



Hình 7. Trường phân bố áp suất trong hệ thống dẫn dòng



Hình 8. Trường phân bố vận tốc dòng chất lỏng trong hệ thống dẫn dòng



Hình 9. Trường phân bố vận tốc dòng chất lỏng trong hệ thống dẫn dòng theo mặt cắt kinh tuyến bánh công tác

Nhận xét:

Đối với trường hợp máy bơm ly tâm có số lá cánh $Z_1 = 5$, thông qua kết quả hình ảnh mô phỏng, ta thấy rằng, dòng chất lỏng phân bố chưa đồng đều, vẫn xuất hiện hiện tượng rối dòng tại vị trí chuyển tiếp của máng dẫn, khi ấy, tại vị trí chuyển tiếp, vận tốc dòng chảy rất thấp, $v < 0,5$ m/s, tạo ra vùng xoáy rộng tại khu vực chuyển tiếp của dòng chảy (hình 9), cũng tương tự hình ảnh mô phỏng trên hình 8, cũng thấy rằng, trường vận tốc của dòng chảy giảm dần từ mép ra bánh công tác (vận tốc lúc này khoảng $v = 3,2$ m/s – vùng màu xanh lá cây) và giảm dần theo biên dạng buồng xoắn, trong phạm vi dòng chảy trong buồng xoắn, vận tốc dòng chảy đạt khoảng $v = 1,6$ m/s (vùng màu xanh lam), nhưng sau khi ra khỏi buồng xoắn vào miệng xả, vận tốc dòng chảy giảm nhanh chỉ đạt khoảng 0,5 m/s (màu xanh lục), cũng tương ứng với đó là trường vận tốc tốc trong cũng phân bố đều, hầu như không thay đổi trong phạm vi buồng xoắn cũng như ở phần miệng xả của máy bơm (hình 7). Từ kết quả này cho thấy rằng, với máy bơm sử dụng động cơ gió với tốc độ trục bơm rất thấp $n = 250$ v/ph

(nghĩa là vận tốc góc ω cũng thấp), dẫn đến vận tốc tuyệt (V) ở mép ra bánh công tác nhỏ, điều đó cũng đồng nghĩa với việc thành phần vận tốc V_u (hình chiếu của vận tốc V xuống phương của thành phần vận tốc U – vận tốc tuyến tuyến của bánh công tác) cũng giảm, mà thành phần V_u này quyết định tới cột áp của máy bơm. Đây là nguyên nhân chính dẫn đến cột áp của máy bơm ly tâm này có cột áp thấp hơn nhiều so với máy bơm sử dụng tốc độ vòng quay cao ($n = 1450\text{v/p}$ hay $n = 2900\text{v/ph}$) và từ đó cũng dẫn đến hiệu suất của máy bơm này thấp. Theo kết quả mô phỏng, hiệu suất lớn nhất của máy bơm trong trường hợp 5 lá cánh đạt $\eta_{b2} = 40,2\%$ (hình 10). Nói chung, đối với máy bơm ly tâm công suất nhỏ, cột áp thấp, số vòng quay thấp và đặc biệt không tiêu tốn điện năng thì hiệu suất này có thể chấp nhận được.

5. Kết luận

a) Bơm ly tâm cột nước thấp chạy bằng sức gió có kết cấu tương tự như máy bơm ly tâm thông thường, tuy nhiên, vì làm việc ở chế độ số vòng quay thấp (số vòng quay trục bơm tại điểm thiết kế $n_b = 250\text{ v/ph}$, với tốc độ gió $v = 7\text{ m/s}$), cột nước thấp, do đó, hiệu suất bơm khá nhỏ $\eta_b = (25 - 35)\%$ (phụ thuộc vào vận tốc gió của từng thời điểm), hơn nữa, lý do

máy bơm ly tâm sử dụng động cơ gió có hiệu suất thấp hơn nhiều so với máy bơm dùng động cơ điện là do một phần là do hiệu suất truyền động từ tuabin gió qua các bộ phận khác như hộp số, khớp truyền động ... khá thấp ($\eta_{td} = 0,35$), bản thân tuabin gió theo định luật Betz, hiệu suất lý tưởng của một tuabin gió cũng chỉ đạt tối đa 59,3%. Tuy nhiên, máy bơm sử dụng năng lượng gió, có thể hoạt động suốt ngày đêm, chính vì vậy, với loại bơm nhỏ chạy bằng sức gió để dẫn động là chấp nhận được.

b) So sánh kết quả mô phỏng cho thấy, với thông số kết cấu của bánh công tác đã lựa chọn, hiệu suất của máy bơm có thể đạt $\eta_{mp} = 40,2\%$, qua đó thể thấy rằng, phương pháp tính toán lý thuyết phù hợp với máy bơm ly tâm cột nước thấp. Kết quả đạt được đã áp dụng tốt yêu cầu đề ra ban đầu của sản xuất muối, kết quả nghiên cứu đã được ứng dụng tại Xí nghiệp muối xuất khẩu Ninh Diêm, Ninh Hòa, Khánh Hòa. Nhóm tác giả sẽ tiếp tục thử nghiệm hệ thống bơm nước mặn – động cơ gió trên thực tế để có được những số liệu đầy đủ hơn với các trị số vận tốc gió khác nhau, phục vụ cho việc so sánh, đánh giá độ chính xác của tính toán lý thuyết, mô phỏng với kết quả thu được trên mô hình vật lý tại hiện trường.

STEP =====	R E S I D U E						MASS ERROR %	INLET		EXIT	
	RMS	MAX AT	I	J	K	BLK		MASS	Head(T)	ETT%	
600	2.18E-07	1.06E-02	8	61	2	6	9.80E+00	5.536E+00	2.071	40.2	
601	2.33E-07	1.08E-02	8	61	4	6	8.34E+00	5.536E+00	2.072	41.5	
602	2.48E-07	1.07E-02	8	61	2	6	6.74E+00	5.536E+00	2.074	42.7	
603	2.62E-07	1.21E-02	7	61	9	6	5.03E+00	5.536E+00	2.075	43.9	
604	2.77E-07	1.40E-02	7	61	7	6	4.66E+00	5.536E+00	2.076	45.1	
605	2.97E-07	1.61E-02	7	61	7	6	6.84E+00	5.536E+00	2.076	46.4	
606	3.21E-07	1.81E-02	7	61	7	6	9.06E+00	5.536E+00	2.077	47.6	
607	3.51E-07	1.98E-02	7	61	7	6	1.13E+01	5.536E+00	2.077	48.9	
608	3.83E-07	2.11E-02	7	61	7	6	1.36E+01	5.536E+00	2.077	50.2	

Hình 10. Kết quả mô phỏng số với hiệu suất máy bơm với $Z_1 = 5$

Tài liệu tham khảo

- [1]. Lê Danh Liên, (2011). *Bơm, quạt cánh dẫn*. Nhà xuất bản Bách khoa. Hà Nội.
- [2]. Nguyễn Đức Sướng, Vũ Nam Ngạn, (2012). *Giáo trình máy thủy khí*. Trường Đại học Mở - Địa chất.
- [3]. Nguyễn Minh Tuấn, (2020). *Báo cáo khoa học "Đề tài nghiên cứu cấp Bộ Nông nghiệp và PTNT: Nghiên cứu thiết kế, chế tạo máy bơm sử dụng*

động cơ gió bơm nước mặn phục vụ sản xuất muối cho các tỉnh ven biển miền Trung".

- [4]. A.J. Stepanoff, (2012). *Centrifugal and Axial flow pumps. Theory, design and application*. New York, John Wiley & sons, Inc. London Chapman & Hall, Ltd.