

NGHIÊN CỨU, LỰA CHỌN SỐ LÁ CÁNH MÁY BƠM LY TÂM CỘT ÁP THẤP VÀ SỐ LÁ CÁNH ĐỘNG CƠ GIÓ CHO HỆ THỐNG MÁY BƠM NƯỚC MẶN SỬ DỤNG NĂNG LƯỢNG GIÓ PHỤC VỤ SẢN XUẤT MUỐI CHO VÙNG VEN BIỂN

Nguyễn Thị Nhớ¹, Nguyễn Minh Tuấn², Nguyễn Văn Bày²

Tóm tắt: Bài báo này tập trung phân tích ảnh hưởng của số cánh bơm ly tâm và số cánh của động cơ gió đến các đặc tính thủy lực cho một hệ thống máy bơm ly tâm cột nước thấp chạy bằng động cơ gió (ký hiệu LTM 15 – 1,2kW), phục vụ bơm nước biển cho sản xuất muối. Đây là mô hình đã lắp đặt và ứng dụng tại Hòn Khói (Khánh Hòa). Năm phương án số cánh bơm bao gồm 2,3,4,5 và 6 cánh và hai phương án số cánh tuabin gió là 4 và 6 đã được khảo sát. Kết quả cho thấy số cánh bơm là 5 và số cánh tuabin gió là 6 cho hiệu suất tổ máy tuabin gió – máy bơm là tốt nhất, đảm bảo khả năng cung cấp nước mặn cho diện tích ruộng muối $F=(1÷2)$ ha. Các kết quả sau đó được kiểm chứng thực nghiệm tại hiện trường cho thấy máy bơm thiết kế đạt được các thông số thiết kế bao gồm: Cột nước $H=(1,1÷1,75)$ m, lưu lượng $Q=(15÷42)$ m³/h, hiệu suất máy bơm đạt $\eta_b=(27÷60)\%$, tốc độ gió $V=(3÷7)$ m/s.

Từ khóa: Bơm, tuabin, số cánh.

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Thị trường tiêu thụ và xuất khẩu muối ở nước ta hiện nay là rất lớn. Nghĩa là, nhu cầu cơ giới hóa, hiện đại hóa trong sản xuất muối là rất cần thiết, trong đó có các thiết bị phục vụ cấp nước mặn chạy bằng sức gió, phục vụ cho dây chuyền sản xuất muối. Tuy vậy, chúng ta đã không có sự quan tâm cần thiết cho việc nghiên cứu, thiết kế, chế tạo và sử dụng các thiết bị liên quan đến gió.

Đối với công nghệ sản xuất muối theo phương pháp phơi nước, dung tích nước mặn được tích trữ tại các khu ruộng với diện tích phổ biến khoảng $F=(1÷5)$ ha. Sau giai đoạn tích nước mặn từ trạm bơm cấp 1 (bơm nước biển vào ô chứa) sẽ sử dụng các máy bơm nước mặn để bơm nước lên, chiều cao địa hình đến mặt ô thường nhỏ, dao động từ $(0,5÷1,0)$ m. Nghĩa là, nhu cầu sử dụng các máy bơm hút và cấp nước mặn thường dùng là các tổ máy công suất nhỏ, cột áp thấp. Trên cơ sở khảo sát nhu cầu cấp nước mặn và địa hình ruộng muối

ở một số đơn vị sản xuất muối hiện nay tại các vùng ven biển miền Trung (Nguyễn Minh Tuấn và nnk, 2020), nhóm tác giả nhận thấy, chỉ cần sử dụng máy bơm nước có công suất $N \geq 1,0$ kW sẽ đảm bảo bơm với lưu lượng $Q=(10÷15)$ m³/h, cột áp $H=(1÷1,5)$ m đáp ứng đầy đủ yêu cầu thực tế đặt ra. Khi đó, động cơ gió chỉ cần có công suất $N \geq 1$ kW để lắp đặt với máy bơm nước mặn nêu trên là đạt yêu cầu.

Khi thiết kế tổ máy bơm – động cơ gió, một trong những thông số quan trọng ảnh hưởng nhiều đến hiệu suất làm việc của máy là số cánh và tỷ lệ giữa số cánh bơm và số cánh động cơ gió. Đã có nhiều nghiên cứu liên quan đến vấn đề này được công bố trong các tài liệu (Sujoy Chakraborty et al, 2012). Các nghiên cứu trên đã tìm ra được các phương án thiết kế tối ưu bao gồm số cánh tối ưu và các thông số hình học của bánh công tác. Tuy nhiên, rất khó áp dụng cho các dạng máy khác do các thông số tính toán và các điều kiện áp dụng chưa được công bố rõ ràng và đầy đủ. Trong nước, đã có một số công trình nghiên cứu về động cơ điện gió (Nguyễn M. T., 2014; Trịnh & Lê,

¹ Trường Đại học Thủy lợi

² Trung tâm nghiên cứu tư vấn và chuyển giao công nghệ máy thủy khí

2006). Tuy vậy, kết quả nghiên cứu đạt được của các công trình nghiên cứu còn rất hạn chế. Cho đến nay, vẫn chưa có thiết bị điện gió nào đạt mức là sản phẩm hàng hoá, cho phép sản xuất hàng loạt phục vụ nhu cầu đời sống trong nước.

Bài báo này kết hợp giữa tính toán lý thuyết với mô phỏng số 3D và có kiểm chứng thực nghiệm để phân tích và đánh giá ảnh hưởng của số cánh bơm và số cánh động cơ gió đến hiệu suất của tổ máy bơm – tuabin gió. Qua đó đã xác định được bộ thông số tối ưu về số cánh bơm và số cánh động cơ cho một mô hình cụ thể được ứng dụng tại Hòn Khói (Khánh Hòa). Đây là lần đầu tiên ở Việt Nam đã tự thiết kế, chế tạo được máy bơm ly tâm cột nước thấp sử dụng động cơ gió phục vụ bơm nước biển cho sản xuất muối.

2. CƠ SỞ LÝ THUYẾT VÀ PHƯƠNG PHÁP NGHIÊN CỨU

Đối với khu vực duyên hải miền Trung (Khánh Hòa, Ninh Thuận, Bình Thuận), vận tốc gió trung bình trong khoảng $V_{gió, tb} = (6 \div 8)$ m/s, do đó, có thể chọn loại động cơ gió có số cánh là 3. Khi đó, hệ số công suất của máy sẽ đạt trị số cao nhất $C_{p, tb} = 0,49$ (Nguyễn Ngọc, 2012). Tuy nhiên, đối với các động cơ gió dùng để chạy máy bơm nước, cách lựa chọn số cánh có nhiều khác biệt. Nguyên nhân chính dẫn đến sự khác biệt là các động cơ gió làm việc tại các cánh đồng muối với số vòng quay không ổn định, phụ thuộc hoàn toàn vào tình hình gió của nơi lắp đặt tổ máy bơm – tuabin gió. Ngoài ra, một đặc điểm rất quan trọng của bơm ly tâm là tại điểm làm việc, với số vòng quay của rôto ($n_b = 0$), lưu lượng bơm ($Q_b = 0$), công suất thủy lực ($N_{tl, b} = 0$). Các trị số Q_b và $N_{tl, b}$ sẽ tăng dần theo tỉ lệ với sự gia tăng của số vòng quay rôto. Đối với vận tốc gió ở cánh đồng muối Hòn Khói (Khánh Hòa) nói riêng và các vùng duyên hải miền Trung nói chung, vận tốc gió trung bình cũng nằm trong khoảng $V_{gió, tb} = (6 \div 8)$ m/s, có thể chọn số vòng quay định mức của bơm nước mặn là $n_b = (150 \div 300)$ v/ph (Nguyễn Minh Tuấn và nnk, 2020). Để duy trì được sự hoạt động ổn định của bơm nước mặn với việc dùng năng lượng gió kéo

bơm, cần đặc biệt chú ý đến trị số mô men tạo ra của rôto tại thời điểm ban đầu. Nghĩa là, tuabin gió của nghiên cứu cần khởi động ở tốc độ gió thấp $V \geq 2$ m/s. Để đảm bảo được điều này, số lá cánh của tuabin gió phải chọn số lá cánh lớn hơn, tức là $Z_{tb} = (4 \div 16)$ lá cánh. Tuy nhiên, nếu Z càng lớn thì tỷ lệ tốc độ đầu cánh λ_p càng thấp dẫn đến đường kính bánh công tác càng lớn, kết cấu cồng kềnh. Vì vậy, bài báo này sẽ đi sâu nghiên cứu ảnh hưởng của số lá cánh bơm và số cánh động cơ gió trực ngang với các phương án số lá cánh động cơ gió là $Z_{tb} = 4$ và 6 và số cánh bơm Z thay đổi từ 2 đến 6.

Trong nghiên cứu này, hệ thống máy bơm ly tâm – tuabin gió được thiết kế gắn liền giữa lý thuyết tính toán truyền thống, kết hợp với phần mềm mô phỏng hiện đại và được kiểm nghiệm thông qua các kết quả thí nghiệm hiện trường. Phần mềm CFD (Computational Fluid Dynamics) – tính toán động lực học chất lưu có sự trợ giúp của máy tính được lựa chọn để mô phỏng. CFD là một công cụ hiệu quả để dự đoán hiệu suất, đánh giá phân bố vận tốc, áp suất và dễ dàng hiệu chỉnh thiết kế (Massinissa et al, 2011). Trong quá trình thiết lập bài toán mô phỏng, mô hình rối $k-\varepsilon$ được lựa chọn để tính toán vì đây là mô hình đầy đủ và tương đối đơn giản với độ chính xác khá tốt. Đây là mô hình bán thực nghiệm dựa trên các phương trình chuyển động rối với năng lượng động học rối k và tỷ lệ khuếch tán của nó ε . Mô hình $k-\varepsilon$ sử dụng hai giả thiết quan trọng là dòng chảy rối hoàn toàn và bỏ qua ảnh hưởng của độ nhớt phân tử. Lưới có cấu trúc được sử dụng cho toàn miền tính toán và được kiểm tra hội tụ cho các phương án. Điều kiện biên “velocity inlet” được sử dụng tại cửa vào của ống hút và điều kiện biên “pressure outlet” được sử dụng tại cửa ra của buồng xoắn với áp suất tĩnh được áp đặt bằng không ($P = 0$ Pa). Điều kiện biên lán không trượt được áp đặt tại các tường rắn và hàm biên rắn tiêu chuẩn (standard wall function) được sử dụng để tính toán năng lượng động năng dòng rối và tần số tiêu tán dòng rối tại biên tường rắn. Liên kết vận

tốc – áp suất được giải thông qua thuật toán SIMPLE. Hạng tử đối lưu được xấp xỉ bởi sai phân tiến (upwind), và hạng tử khuếch tán được xấp xỉ bởi sai phân trung tâm bậc 2.

3. CÁC THÔNG SỐ CỦA MÔ HÌNH TÍNH TOÁN

Một hệ thống máy bơm ly tâm lắp với động cơ gió phục vụ cấp nước mặn cho sản xuất muối

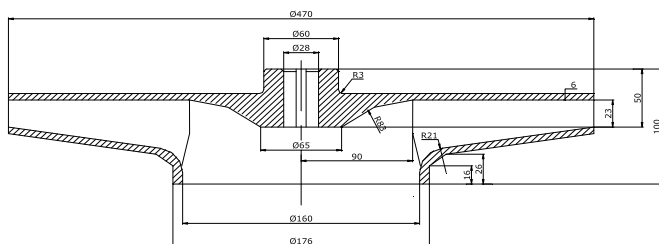
có các thông số đã được khảo sát và lựa chọn phù hợp với tình hình thực tế các tỉnh miền Trung Việt Nam (Nguyễn Minh Tuấn và nnk, 2020) như bảng 1. Sau khi tính toán và thiết kế theo lý thuyết (Lê Danh Liên, 2011), các thông số kỹ thuật chính của bánh công tác máy bơm ly tâm LTM 20-1,2 được cho như bảng 2, hình 1, hình 2 và hình 3.

Bảng 1. Các thông số đầu vào tính toán

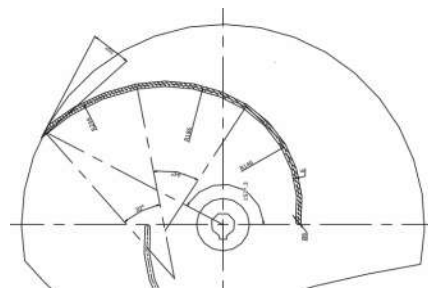
Thông số	Đơn vị	Giá trị
Cột nước H	m	$1 \div 1,5$
Lưu lượng Q	m^3/h	$10 \div 15$
Số vòng quay trục bơm n_b	v/ph	$150 \div 300$
Công suất động cơ gió N	kW	1,2

Bảng 2. Các thông số hình học chính của máy đã thiết kế

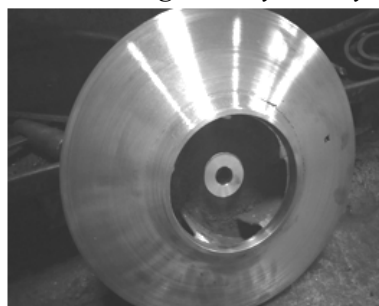
Thông số	Đơn vị	Giá trị
Đường kính ngoài cửa vào bánh công tác D_0	mm	150
Đường kính mép vào bánh công tác D_1	mm	160
Đường kính mép ra bánh công tác D_2	mm	470
Chiều rộng tiết diện kinh tuyến tại cửa vào b_1	mm	60
Chiều rộng tiết diện kinh tuyến tại cửa ra b_2	mm	23
Góc nghiêng lá cánh $\beta_{1,0}$		12°
Góc dòng chảy bao lá cánh β_1		17°



Hình 1. Kích thước cơ bản của bánh công tác máy bơm ly tâm nước mặn, trục đứng LTM 20-1,2



Hình 2. Biên dạng pôphin cánh bánh công tác máy bơm ly tâm nước mặn



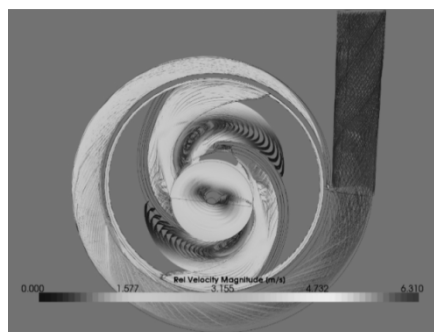
Hình 3. Sản phẩm bánh công tác bơm ly tâm LTM 20-1,2 đã thiết kế

4. KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

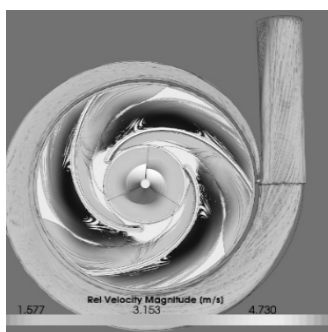
4.1 Kết quả xác định số cánh bơm Z

Với máy bơm ly tâm sử dụng động cơ gió công suất $N = 1,2\text{kW}$, tiến hành mô phỏng cho

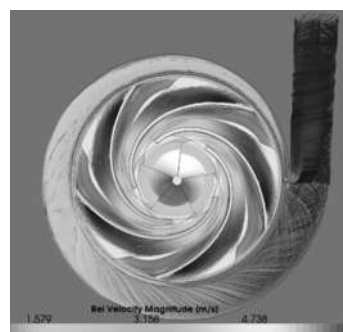
các trường hợp máy bơm có số lá cánh: $Z = 2, 3, 4, 5$ và 6 cánh. Một số kết quả điển hình cho dưới hình 4, hình 5 và hình 6.



a) 2 cánh

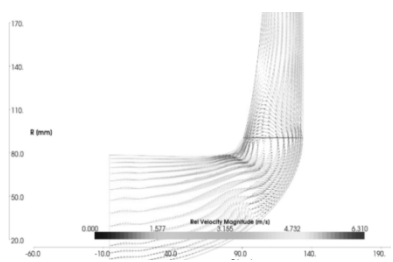


b) 3 cánh

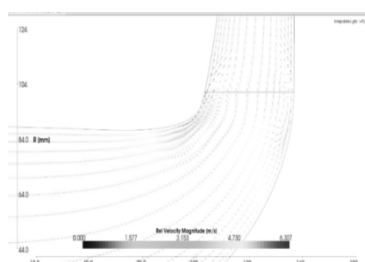


c) 5 cánh

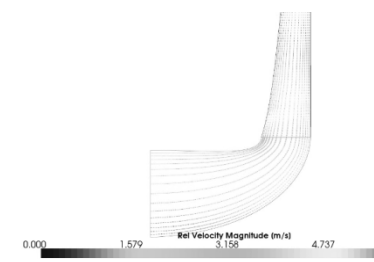
Hình 4. Trường phân bố vận tốc dòng chất lỏng trong hệ thống dẫn dòng



a) 2 cánh

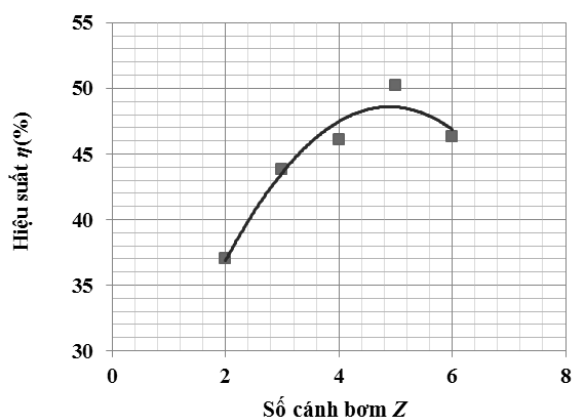


b) 3 cánh



c) 5 cánh

Hình 5. Trường phân bố vận tốc dòng chất lỏng trong hệ thống dẫn dòng theo mặt cắt kinh tuyến bán kính công tác



Hình 6. Kết quả mô phỏng hiệu suất máy bơm

Đối với trường hợp máy bơm ly tâm có 2 lá cánh (Hình 4a), thông qua hình ảnh mô phỏng cho thấy dòng chất lỏng phân bố không đều, có 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, $V < 0,5 \text{ m/s}$. Hình 5a cho thấy vùng xoáy rộng tại khu vực chuyển tiếp của dòng chảy, đây là nguyên nhân gây ra tổn thất trong máy bơm, dẫn đến hiệu suất máy bơm giảm. Đặc biệt, tại vị trí này sẽ dễ gây nên xâm thực trong bơm, dẫn đến độ bền giảm, máy bơm làm việc không ổn định, sau một thời gian sẽ bị rung, ồn. Kết quả Hình 6 cho thấy hiệu suất lớn nhất của máy bơm trong trường hợp 2 lá cánh đạt chỉ đạt $\eta_{b2\max} = 37\%$. Nói chung, đối với máy bơm ly tâm công suất nhỏ, cột áp thấp, hiệu suất này vẫn có thể chấp nhận được.

Đối với trường hợp máy bơm ly tâm có 3 lá cánh. Hình 4b cho thấy tình hình dòng chảy trong hệ thống dẫn dòng được cải thiện hơn so với trường hợp 2 lá cánh. Tại vị trí chuyển tiếp của

máng dẫn vẫn còn hiện tượng rối dòng, vận tốc tại góc dưới của máng dẫn cũng chỉ đạt $V < 0,5\text{m/s}$. Tuy nhiên, vùng rối không lan rộng như đối với trường hợp $Z = 2$, vận tốc dòng chảy tại miệng ra của buồng xoắn (thoát ra khỏi bánh công tác) (Hình 5b) tăng lên nhiều so với $Z = 2$, giá trị vận tốc đạt $V = (1,5 \div 2,5)\text{m/s}$. Hình 6 cho thấy hiệu suất lớn nhất của máy bơm trong trường hợp 3 lá cánh đạt $\eta_{b3\max} = 43,8\%$. Như vậy, trường hợp máy bơm sử dụng số lá cánh $Z = 3$, hiệu suất tăng lên đáng kể so với máy bơm có $Z = 2$ ở cùng chiều cao bơm.

Kết quả mô phỏng trường hợp số cánh $Z = 5$ về tình hình dòng chảy trong bộ phận dẫn dòng (Hình 4c và Hình 5c) cho thấy tại vị trí chuyển tiếp của dòng chảy trong máng dẫn không còn hiện tượng rối dòng như đối với 2 trường hợp trên. Tuy nhiên, tại vị trí mép ra của máng dẫn trong trường hợp này lại có hiện tượng dòng bị rối, nguyên nhân có thể do dòng lưu lượng dòng chảy tại vị trí miệng ra lớn hơn 2 trường hợp $Z = 2, 3$. Tuy vậy, bề rộng tại mép ra (b_2) không thay đổi so với 2 trường hợp trên. Đây cũng là

yếu tố dẫn đến tổn thất của máy bơm. Vì vậy, nhóm tác giả đã xem xét và tính toán để tăng bề rộng b_2 nhằm nâng cao khả năng thoát của dòng chất lỏng tại mép ra, giảm thiểu dòng rối tại vị trí này, tăng hiệu suất của máy bơm. Theo kết quả mô phỏng Hình 6, hiệu suất lớn nhất của máy bơm trong trường hợp 5 lá cánh đạt $\eta_{b5\max} = 50,2\%$. Tiếp tục tăng số cánh Z lên 6 cánh thì hiệu suất bắt đầu giảm xuống còn 46,1%. Như vậy, trường hợp máy bơm sử dụng số lá cánh $Z = 5$ cho hiệu suất máy là cao nhất. Kết quả mô phỏng trên phù hợp với lý thuyết của máy cánh dẫn, nghĩa là, hiệu suất của máy bơm sẽ tăng khi tăng số lá cánh và đối với máy bơm lý tưởng, sẽ có số lá cánh nhiều vô cùng, chiều dày lá cánh vô cùng mỏng. Khi so sánh với nghiên cứu của (Sanjay et al, 2014) cho thấy với cùng giá trị về số vòng quay đặc trưng n_s thì thông số Z trong nghiên cứu đưa ra là phù hợp. Dựa vào kết quả trên, số cánh $Z = 5$ được lựa chọn để tính toán và thiết kế các bước tiếp theo.

4.2 Kết quả tính toán số cánh động cơ gió z_{tb}

Bảng 3. Kết quả tính toán 2 phương án số cánh của động cơ gió ($Z_{tb}=4$ và 6)

Mặt Cắt	r (m)	φ°	β°	$Z_{tb}=4$			$Z_{tb}=6$		
				λ_r	C (m)	λ_o	λ_r	C (m)	λ_o
1	0,25	53,77	47,27	0,40	0,7	4,0	0,30	0,60	3,0
2	0,475	34,30	27,80	0,76	0,66	4,0	0,57	0,63	3,0
3	0,7	24,46	17,96	1,12	0,54	4,0	0,84	0,56	3,0
4	0,925	18,83	12,33	1,48	0,45	4,0	1,11	0,48	3,0
5	1,15	15,26	8,76	1,84	0,38	4,0	1,38	0,42	3,0
6	1,375	12,81	6,31	2,20	0,32	4,0	1,65	0,36	3,0
7	1,6	11,03	4,53	2,56	0,28	4,0	1,92	0,32	3,0
8	1,825	9,68	3,18	2,92	0,27	4,0	2,19	0,29	3,0
9	2,05	8,62	2,12	3,28	0,25	4,0	2,46	0,26	3,0
10	2,50	7,77	1,27	3,64	0,23	4,0	2,73	0,23	3,0

r - bán kính; φ - góc tới; β - góc đặt cánh (góc giữa dây cung profil và mặt phẳng quay cánh); λ - là tỉ số vận tốc mút cánh; C – chiều dài dây cung profil cánh.

Một trong những ứng dụng phổ biến của động

cơ gió vào sản xuất và phục vụ đời sống dân sinh là sử dụng trực tiếp năng lượng cơ học của tuabin gió để chạy máy bơm nước. Trong trường hợp này, số cánh của tuabin gió thay đổi từ vài chục cánh ứng với những tuabin gió tốc độ thấp ứng

dụng trong việc khai thác nước ngầm đến các tuabin gió có số cánh phù hợp để kéo máy phát điện bắt đầu từ 3 cánh đến một cánh. Về mặt khí động học thì số cánh ít sẽ có tổn thất khí động ít hơn nhưng lại nảy sinh nhiều vấn đề khác như khả năng cân bằng và dao động của cánh. Trong nghiên cứu này, động cơ gió của nghiên cứu là loại động cơ gió trục ngang công suất nhỏ $(1\div3)\text{kW}$ với số lá cánh là $Z_{tb}=4$ và 6. Các kết quả cho dưới Bảng.

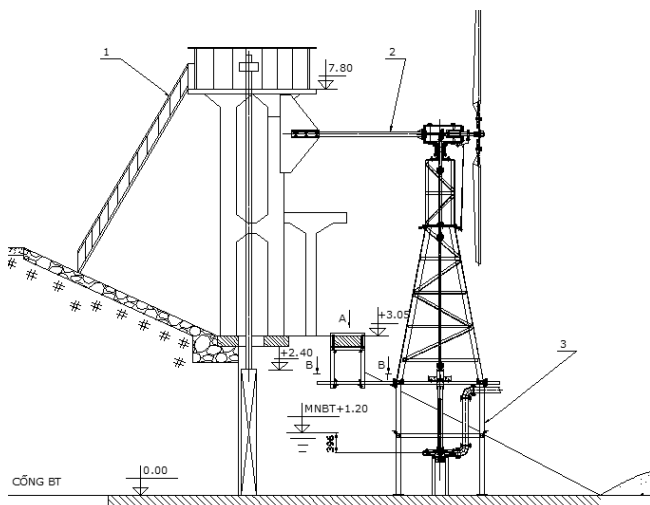
Bảng cho thấy các thông số động học của lá cánh bánh công tác trong hai trường hợp $Z_{tb}=4$ và $Z_{tb}=6$ sai khác nhau không nhiều, đặc biệt, góc tấn và góc đặt cánh trong hai trường hợp này là như nhau. Chính vì vậy, về nguyên tắc có thể sử dụng tùy ý trường hợp $Z_{tb}=4$ lá cánh và trường hợp $Z_{tb}=6$ lá cánh để nghiên cứu. Tuy nhiên, để đảm bảo khả năng bắt đầu làm việc với vận tốc gió thấp (vận tốc gió khởi động), tác giả lựa chọn phương án $Z_{tb}=6$ để nghiên cứu tiếp theo.

Trên thực tế, số lá cánh tuabin gió sẽ được lựa chọn theo tốc độ gió và số vòng quay của trục

tuabin gió. Điều đó có nghĩa là, tùy thuộc vào số vòng quay của trục ra của tuabin gió hoặc của đối tượng công tác (cụ thể ở đây là bơm ly tâm cột áp thấp, lưu lượng nhỏ) để quyết định số cánh bánh công tác của tuabin gió mà không liên quan đến số lá cánh bánh công tác của bơm.

4.3 Kết quả thử nghiệm hệ thống máy bơm ly tâm cột nước thấp chạy bằng động cơ gió

Cánh đồng muối Nghĩa Phú, huyện Nghĩa Hưng, tỉnh Nam Định được lựa chọn để thử nghiệm có các điều kiện gió phù hợp với địa điểm được ứng dụng sau này của nghiên cứu. Đối với máy bơm của nghiên cứu, lưu lượng thuộc cỡ nhỏ $Q=(10\div15)\text{m}^3/\text{h}$, do đó, nghiên cứu sử dụng phương pháp đo lưu lượng theo nguyên lý chiếm chỗ. Cột áp bơm $H=(1\div1,5)\text{m}$ được đo bằng phương pháp đo trực tiếp theo thực tế dòng chảy qua máy bơm. Thiết bị đo tốc độ gió cầm tay GM-8901, thiết bị đo số vòng quay laser không tiếp xúc đạt chuẩn EU. Thời gian lấy mẫu 0,5s (trên 120 vòng/phút). Sơ đồ lắp đặt thí nghiệm được thể hiện trên Hình 7.



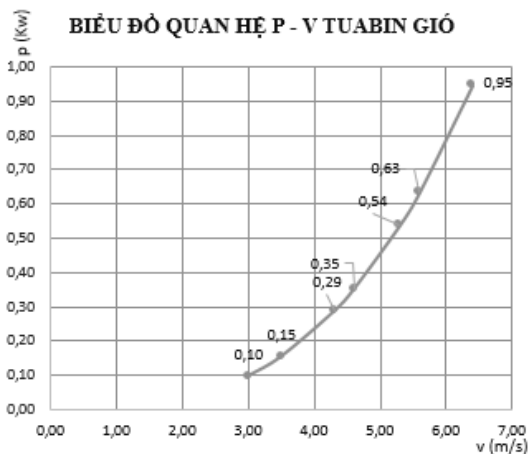
Hình 7. Sơ đồ lắp đặt hệ thống máy bơm ly tâm – tuabin gió tại xã Nghĩa Phú - huyện Nghĩa Hưng – tỉnh Nam Định (1. Cổng điều tiết nước biển, 2. Hệ thống tuabin gió, 3. Bơm ly tâm)

Đối với tổ máy tuabin gió – bơm ly tâm, đường đặc tính thể hiện thông qua hai phần: Đường đặc tính thể hiện mối quan hệ giữa vận tốc gió (V) và công suất tuabin gió (P) Đường đặc tính thể hiện của máy bơm: $N_{tr}(Q)$; $H(Q)$ và $\eta(Q)$. Các kết

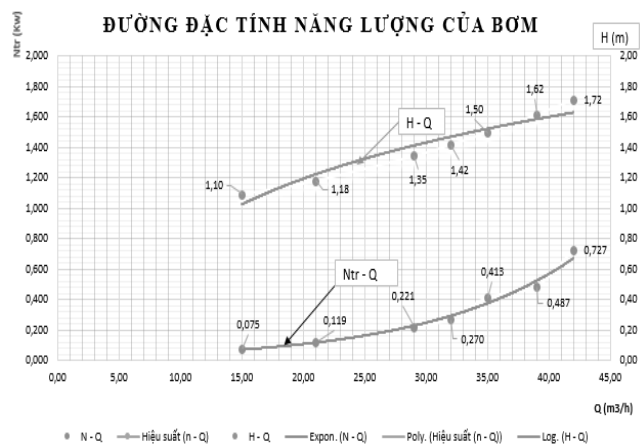
quả cho trên Hình 8, Hình 9 và Hình 10. Khác với các tổ máy bơm làm việc với động cơ điện có công suất và số vòng quay cố định, những máy bơm trong chế độ này có các thông số kỹ thuật gồm lưu lượng (Q), cột áp (H), hiệu suất η có mối

quan hệ chặt chẽ với nhau. Nghĩa là, với công suất N_{tr} cố định thì khi Q tăng, H sẽ giảm và sẽ tồn tại điểm làm việc ở đó cho hiệu suất cao nhất (điểm làm việc tối ưu). Tuy nhiên, đối với máy bơm chạy bằng năng lượng gió, mỗi quan hệ này không bị giàng buộc bởi vì công suất của máy bơm (thông qua công suất động cơ gió) sẽ thay đổi khi vận tốc gió thay đổi. Vận tốc gió tăng,

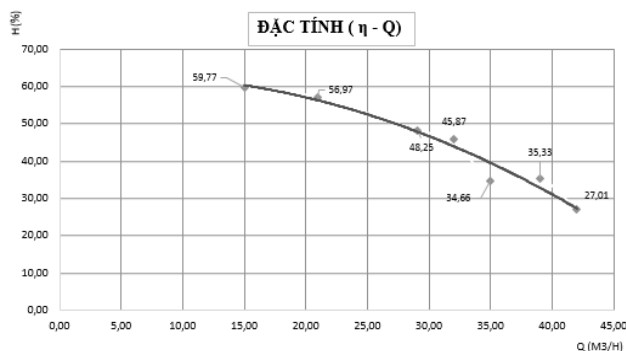
công suất động cơ gió sẽ tăng và ngược lại (Hình 8). Như vậy, với mỗi trị số của vận tốc gió, bơm sẽ làm việc ở một công suất tương ứng. Do đó, đường đặc tính của bơm $H(Q)$, $N_{tr}(Q)$, $\eta(Q)$ (Hình 9 và Hình 10) thực chất là đường quan hệ chỉ ra sự thay đổi của các thông số kỹ thuật của bơm trong điều kiện vận tốc gió thay đổi (hay công suất thay đổi).



Hình 8. Biểu đồ quan hệ $P(V)$ của tuabin gió



Hình 9. Đường đặc tính $H(Q)$ và $N_{tr}(Q)$ của máy bơm ly tâm



Hình 10. Đường đặc tính $\eta(Q)$ máy bơm ly tâm

Hình 9 trình bày mối quan hệ $N_{tr}(Q)$ cho thấy khi Q tăng thì N_{tr} cũng tăng. Với các giá trị công suất trên trục của tuabin N_{tr} đạt được khác nhau (do tuabin gió tạo ra theo từng trị số vận tốc gió), máy bơm sẽ có điểm làm việc khác nhau. Hình 10 trình bày mối quan hệ $\eta(Q)$ cho thấy máy bơm của nghiên cứu phù hợp với điều kiện làm việc với cột nước thấp. Khi cột nước càng cao (H), lưu lượng càng lớn (Q) thì hiệu suất bơm càng giảm. Kết quả thử nghiệm trong bảng 4 cũng khẳng định rằng,

máy bơm của đề tài phù hợp với điều kiện làm việc với các thông số kỹ thuật: $H = (1,1 \div 1,75)m$, $Q = (15 \div 42)m^3/h$, hiệu suất máy bơm đạt $\eta_b = (27 \div 60)\%$, tốc độ gió $V = (3 \div 7)m/s$. Với thông số này, máy bơm của nghiên cứu hoàn toàn đáp ứng được yêu cầu đề ra, nghĩa là, tổ máy tuabin gió – máy bơm ly tâm cột áp thấp đảm bảo các thông số kỹ thuật, hoàn toàn đủ điều kiện để ứng dụng vào thực tế sản xuất muối theo quy mô hợp tác xã, các xí nghiệp sản xuất vừa và nhỏ.

Bảng 4. Bảng thông số thử nghiệm tổ máy tuabin gió – máy bơm ly tâm

BẢNG THÔNG SỐ THỬ NGHIỆM TỔ MÁY BƠM TUABIN GIÓ - MÁY BƠM LY TÂM (ĐƯỜNG KÍNH BÁNH CÔNG TÁC TUABIN GIÓ $D_{tb} = 5m$, SỐ LÁ CÁNH $Z_{tb} = 6$ ĐƯỜNG KÍNH BÁNH CÔNG TÁC MÁY BƠM $D_1 = 470mm$, SỐ LÁ CÁNH $Z_b = 5$)																			
STT	THÔNG SỐ KỸ THUẬT PHẦN TUABIN GIÓ							THÔNG SỐ KỸ THUẬT PHẦN MÁY BƠM LY TÂM											
	Bán kính BCTR (m)	Vận tốc gió V (m/s)	Số vòng quay trực tuabin n (v/ph)	Hiệu suất máy (η _{tb})	Công suất tuabin gió P (kW)	Tỷ lệ tốc độ đầu mút cánh l/p	Tỷ số truyền hộp số i	số vòng quay trực tuabin n _b (v/ph)	Đường kính ống xả D _x (mm)	Vận tốc ống xả V _x (m/s)	Lưu lượng Q		Công suất trực bơm N _{tr} (kW)	Công suất thủy lực N _l (kW)	Cột áp địa hình h _{dh} (m)	Tổn thất cục bộ h _{wcb} (m)	Tổn thất đường h _{wđ} (m)	Cột áp máy bơm H (m)	HS bơm η _b (%)
											m ³ /s	m ³ /h							
1	2,5	3,00	34	0,3	0,10	3	3,15	108	75	0,94	0,0042	15,00	0,075	0,045	1,00	0,07	0,03	1,10	59,77
2	2,5	3,50	40	0,3	0,15	3	3,15	126	75	1,32	0,0058	21,00	0,119	0,068	1,00	0,13	0,05	1,18	56,97
3	2,5	4,30	49	0,3	0,29	3	3,15	155	75	1,82	0,0081	29,00	0,221	0,106	1,00	0,25	0,09	1,35	48,25
4	2,5	4,60	53	0,3	0,35	3	3,15	166	75	2,01	0,0089	32,00	0,270	0,124	1,00	0,31	0,11	1,42	45,87
5	2,5	5,30	61	0,3	0,54	3	3,15	191	75	2,20	0,0097	35,00	0,413	0,143	1,00	0,37	0,13	1,50	34,66
6	2,5	5,60	64	0,3	0,63	3	3,15	202	75	2,45	0,0108	39,00	0,487	0,172	1,00	0,46	0,16	1,62	35,33
7	2,5	6,40	73	0,3	0,95	3	3,15	231	75	2,64	0,0117	42,00	0,727	0,196	1,00	0,53	0,18	1,72	27,01

5. KẾT LUẬN

Bài báo đã phân tích và lựa chọn được số cánh bơm và số cánh của động cơ gió cho tổ máy tuabin gió – máy bơm ly tâm cột áp thấp đảm bảo khả năng cung cấp nước mặn cho diện tích ruộng muối $F=(1÷2)$ ha. Kết quả đã tính toán và xác định được số cánh bơm là 5 và số cánh động cơ tuabin là 6 cho hiệu suất tổ máy là lớn nhất. Các kết quả sau đó đã được kiểm chứng thực nghiệm tại hiện trường cho thấy máy bơm thiết kế đạt được các thông số bao gồm: $H=(1,1÷1,75)m$, $Q=(15÷42)m^3/h$, hiệu suất máy bơm đạt $\eta_b = (27÷60)\%$, tốc độ gió $V=(3÷7)m/s$.

Lần đầu tiên ở Việt Nam đã tự thiết kế, chế tạo được máy bơm ly tâm cột áp thấp sử dụng động cơ gió, phục vụ bơm nước biển cho sản xuất muối. Tổ máy này đã được triển khai lắp đặt vào thực tế sản xuất tại xí nghiệp muối xuất khẩu Hòn Khôi (Khánh Hòa) để phục vụ công đoạn bơm nước mặn lên ô bay hơi từ kênh dẫn nước. Tuy nhiên, nghiên cứu này vẫn còn mới ở Việt Nam, cần có thêm những nghiên cứu chuyên sâu hơn nữa để chúng ta có thể hoàn toàn làm chủ được công nghệ thiết kế, đặc biệt là các vấn đề kỹ thuật về biên dạng lá cánh bánh công tác và kết cấu máy bơm.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- Nguyễn, Tuấn Minh, et al., et al. *Nghiên cứu thiết kế, chế tạo và lắp đặt hệ thống máy bơm nước mặn sử dụng năng lượng gió phục vụ sản xuất muối cho vùng ven biển*. Hà Nội : Đề tài cấp bộ, 2020.
- Sujoy Chakraborty, K.M. Pandey, Bidesh Roy. *Numerical Analysis on Effects of Blade Number Variations on Performance of Centrifugal Pumps with Various Rotational Speeds*. 2012, International Journal of Current Engineering and Technology, pp. ISSN 2277 - 4106.
- Liu Houlin, Wang Yong, Yuan Shouqi, Tan Minggao. *Effects of Blade Number on Characteristics of Centrifugal Pumps*.. Jan-March 2012, Journal of Environmental Research And Development, pp. 863-867.
- K.M.Pandey, S.Chakraborty and. *Numerical Studies on Effects of Blade Number Variations*. International Journal of Engineering and Technology, Vol.3, No.4, August 2011, pp. 410-416.

- Nguyễn, Mịch Thế. *Nghiên cứu thiết kế và chế tạo hệ thống tua bin gió kiểu trục ngang có công suất trong dải từ 15-20kW*. Hà Nội : sn, 2014. Đề tài nghiên cứu khoa học cấp Nhà nước.
- Trịnh, Chất en Lê, Uyển. *Tính toán thiết kế hệ thống dẫn động cơ khí*. Hà Nội : NXB Giáo dục , 2006.
- Nguyễn, Ngọc. *Điện gió*. Hà Nội : Nhà xuất bản Lao Động, 2012.
- Massinissa, Djerroud, Guyh, Ngoma Dituba en Walid, Ghie. *Numerical identification of key design parameters enhancing the centrifugal pump performance: impeller, impeller-volute, and impeller-diffuser*. 2011, ISRN Mechanical Engineering, pp. 1-16.
- Lê, Liên Danh. *Tính toán thiết kế bánh công tác của bơm ly tâm. Bơm, quạt cánh dẫn*. Hà Nội : Nhà xuất bản Bách Khoa, Hà Nội, 2011, pp. 120-130.
- Sanjay, V Jain, et al., et al. *Effects of impeller diameter and rotational speed on performance*. 2014, Energy Conversion and Management.

Abstract:

STUDYING AND SELECTING THE BLADES NUMBER OF THE CENTRIFUGAL PUMP WITH LOW HEAD AND THE WIND ENGINE FOR A SYSTEM OF PUMP USING WIND TURBINE TO PRODUCE SALT FOR COASTAL AREAS

This paper focuses on analyzing the effects of the number of blades of pump and wind engine on the hydraulic characteristics of a centrifugal pump using engine wind (LTM 15 – 1,2kW), which is used for pumping the seawater to produce salt. This is a new model that was installed and applied in Hon Khoi (Khanh Hoa). Five options of the number of pump blades including 2,3,4,5 and 6 and two options of the number of wind turbine blades, 4 and 6 were investigated. The results show that the number of pump and wind turbine blades are 5 and 6 respectively for the maximum efficiency and this system ensures the ability to provide seawater for the salt field with area $F=(1\div 2)ha$. Then, the results are verified experimentally. The pump–wind turbine system has parameters: head $H=(1,1 \div 1,75)m$, rate $Q=(15\div 42)m^3/h$, efficiency $\eta_b=(27\div 60)\%$, wind speed $V=(3 \div 7) m/s$.

Keywords: Pump, Turbine, number of blades.

Ngày nhận bài: 17/12/2020

Ngày chấp nhận đăng: 19/3/2021