

DỰ ĐOÁN ĐẶC TÍNH THỦY LỰC BƠM VẬN HÀNH NGƯỢC TRONG CHẾ ĐỘ TUABIN TỪ DỮ LIỆU THỰC NGHIỆM CỦA BƠM

Nguyễn Thị Nhó

Trường Đại học Thủy lợi

Tóm tắt: Nghiên cứu này đề xuất một quy trình dự báo 10 bước nhằm xây dựng nhanh các đường đặc tính $H(Q)$ và $P(Q)$ của bơm khi vận hành ở chế độ tuabin (Pump as Turbine – PAT), dựa trên dữ liệu thực nghiệm của bơm. Phương pháp sử dụng hệ số chuyển đổi cột nước (C_H), lưu lượng (C_Q) và các đồ thị đã được chuẩn hóa từ bộ dữ liệu thực nghiệm của 80 bơm ly tâm. Mẫu bơm KL-ISO 80×65–160 được lựa chọn để kiểm chứng độ tin cậy. Kết quả cho thấy, tại điểm thiết kế ($Q_{T,BEP}$), mô hình dự báo hiệu suất đạt 75%, thấp hơn 2,8% so với giá trị thực nghiệm (77,8%). Trong dải $(0,8 \div 1,2)Q_{T,BEP}$, sai số cột nước chỉ 1,8÷3,3% và sai số công suất trong khoảng 6,1÷9,7%. Tuy vậy, mô hình còn hạn chế trong việc mô tả đường cong hiệu suất $\eta(Q)$ trên toàn dải và độ chính xác suy giảm tại các biên lưu lượng. Do đó, bài báo khuyến nghị nên kết hợp thêm mô phỏng số CFD và thử nghiệm nhằm nâng cao độ tin cậy và mở rộng phạm vi ứng dụng.

Từ khóa: Pump as Turbine (PAT); điểm thiết kế (BEP); hệ số chuyển đổi C_H , C_Q ; dự báo đường đặc tính.

Summary: This study proposes a ten-step predictive procedure for rapidly constructing the characteristic curves $H(Q)$ and $P(Q)$ of a pump operating in turbine mode (Pump as Turbine – PAT), based on experimental pump data. The method employs conversion coefficients for head (C_H) and discharge (C_Q), together with standardized charts derived from an experimental dataset of 80 centrifugal pumps. The KL-ISO 80×65–160 pump was selected as a case study to verify model reliability. Results indicate that, at the best efficiency point ($Q_{T,BEP}$), the predicted efficiency is 75%, only 2.8% lower than the measured value of 77.8%. Within the range of $(0.8 \div 1.2)Q_{T,BEP}$, the prediction error for head remains between 1.8% and 3.3%, while the power error lies between 6.1% and 9.7%. Nevertheless, the model shows limitations in reproducing the efficiency curve $\eta(Q)$ over the entire operating range, with reduced accuracy at flow rate boundaries. Therefore, this paper recommends integrating computational fluid dynamics (CFD) simulations with experimental validation to enhance reliability and extend the scope of application.

Keywords: Pump as Turbine (PAT); Best Efficiency Point (BEP); conversion coefficients C_H , C_Q ; characteristic curve prediction.

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Việc sử dụng các bơm ly tâm sẵn có vận hành ngược chiều như tuabin (Pump as Turbine – PAT) được xem như giải pháp thay thế khả thi cho tuabin truyền thống trong các hệ thống thủy điện nhỏ và siêu nhỏ [1, 2]. Ưu điểm nổi bật của PAT là chi phí đầu tư thấp, tính sẵn có cao và khả năng ứng dụng linh hoạt [3]. Tuy

nhien, thách thức lớn nhất trong thực tiễn là thiếu các đường đặc tính thủy lực tiêu chuẩn khi bơm hoạt động ở chế độ tuabin, gây ra khó khăn trong việc lựa chọn, thiết kế và vận hành. Ngoài ra, việc dự báo và đánh giá hiệu quả làm việc khi bơm vận hành trong chế độ tuabin còn rất hạn chế [4, 5].

Không có một công thức chung nào có thể dự đoán chính xác đặc tính vận hành của mọi loại máy PAT. Điều này là do đặc tính của PAT phụ thuộc vào từng mô hình cụ thể, đặc biệt là số vòng quay đặc trưng (specific speed – n_q)

Ngày nhận bài: 08/10/2025

Ngày thông qua phản biện: 21/11/2025

Ngày duyệt đăng: 28/11/2025

và các yếu tố tổn thất trong hệ thống [6, 7]. Phương pháp phổ biến hiện nay là dự đoán hiệu suất tối ưu trong chế độ tuabin (*Best Efficiency Point* - BEP_T) từ điểm hiệu suất tối ưu của bơm (BEP_P) hoặc từ các thông số hình học và các đặc tính thủy lực có sẵn [4, 8]. Cơ sở khoa học cho các phương pháp này là giả định về mối quan hệ giữa hiệu suất của bơm và tuabin trong cùng một mô hình, với yếu tố trung gian là n_q .

Để so sánh giữa các mô hình khác nhau, nghiên cứu sử dụng các chỉ số tương đối (hệ số chuyển đổi) gồm cột nước (C_H) và lưu lượng (C_Q), được thể hiện như phương trình (1).

$$C_H = \frac{H_T}{H_P}; C_Q = \frac{Q_T}{Q_P} \quad (1)$$

Trong đó Q, H lần lượt là lưu lượng và cột nước tại điểm thiết kế (điểm BEP). Các chỉ số T và P tương ứng với tuabin và bơm.

Bảng 1 tổng hợp các kết quả dự báo hệ số C_H và C_Q từ những nghiên cứu tiêu biểu trên thế giới. Sau đó, Williams (2015) [9] đã tiến hành so sánh các lý thuyết này bằng bộ dữ liệu thử nghiệm của 35 loại bơm khác nhau. Kết quả cho thấy công thức của Sharma cho kết quả tốt nhất, trong khi các phương pháp của Alatorre-Frenk, Stepanoff, Hergt và Hancock vẫn đảm bảo mức sai số chấp nhận được. Tuy nhiên, khoảng 20% trường hợp vẫn vượt ngưỡng sai số cho phép, từ đó nhấn mạnh khuyến nghị nên tiến hành thử nghiệm thực tế trước khi lắp đặt, nhằm đảm bảo lựa chọn thiết bị và dự đoán đường đặc tính với độ tin cậy cao.

Bảng 1: Tổng hợp các kết quả nghiên cứu để dự đoán hệ số C_H và C_Q [6, 5, 3]

Tên tác giả	Tiêu chuẩn	C_H	C_Q
Stepanoff	BEP	$\frac{1}{\eta_P}$	$\frac{1}{\sqrt{\eta_P}}$
Childs	BEP	$\frac{1}{\eta_P}$	$\frac{1}{\eta_P}$
Hancock	BEP	$\frac{1}{\eta_T}$	$\frac{1}{\eta_T}$
Grover	n_q	$2,693 - 0,0229n_q$	$2,379 - 0,0264n_q$
Hergt	n_q	$1,3 - \frac{6}{n_q - 3}$	$1,3 - \frac{1,6}{n_q - 5}$
Sharma	BEP	$\frac{1}{\eta_P^{1,2}}$	$\frac{1}{\eta_P^{0,8}}$
Schmiedl	BEP	$-1,4 + \frac{2,5}{\eta_P}$	$-1,5 + \frac{2,4}{\eta_P^2}$
Alatorre-Frenk	BEP	$\frac{1}{0,85\eta_P^5 + 0,385}$	$\frac{0,85\eta_P^5 + 0,385}{2\eta_P^{9,5} + 0,205}$
Yang	BEP	$\frac{1,2}{\eta_P^{1,1}}$	$\frac{1,2}{\eta_P^{0,55}}$
McClaskey	BEP	$\frac{1}{\eta_P}$	$\frac{1}{\eta_P}$
Williams	BEP	1,65	2

Nguyễn Thị Nhó (2020) [10] và Gülich (2010) [11] đã đưa ra mô hình dự báo lý thuyết dựa trên quan hệ giữa các thông số hình học của cánh và các mô hình tổn thất trong từng chế độ bơm và tuabin. Kết quả được kiểm chứng thực

nghiệm cho thấy sai số dưới 10%, tuy nhiên phương pháp này đòi hỏi một lượng lớn các tham số kỹ thuật, dẫn đến khó khăn trong thu thập dữ liệu và giảm tính khả thi khi áp dụng trong thực tế. Các nghiên cứu [6, 7] đã sử dụng

các kỹ thuật mô phỏng số CFD kết hợp với thử nghiệm nhưng vẫn chưa khắc phục được hạn chế trên.

Trong bối cảnh đó, nghiên cứu này được thực hiện nhằm xây dựng một **quy trình dự báo 10 bước** có tính minh bạch và dễ áp dụng, cho phép ước lượng đặc tính vận hành của PAT trực tiếp từ dữ liệu bơm gốc. Cơ sở dữ liệu sử dụng bao gồm 80 bơm ly tâm thương mại đã được thử nghiệm ở cả hai chế độ bơm và tuabin, bao quát dải thông số điển hình cho thủy điện nhỏ và siêu nhỏ: lưu lượng $0,005 \div 0,35 \text{ m}^3/\text{s}$, cột nước $5 \div 120 \text{ m}$, hiệu suất lớn nhất $0,55 \div 0,88$, số vòng quay đặc trưng n_q trong khoảng $10 \div 80$. Từ cơ sở dữ liệu này cho phép xây dựng nên các bảng tra từ Hình 3 đến Hình 8 [1, 4, 6]. Sau đó, để kiểm chứng mô hình, bơm KL-ISO 80×65–160 được lựa chọn làm mẫu đối chiếu nhờ có sẵn dữ liệu đo ở cả hai chế độ.

2. PHƯƠNG PHÁP NGHIÊN CỨU

2.1. Nguyên tắc tính toán

- Bơm và tuabin vận hành theo nguyên lý đảo ngược: bơm chuyển cơ năng thành thủy năng, tuabin chuyển thủy năng thành cơ năng. Do đó, cần quy đổi các thông số thiết kế giữa hai chế độ này để lựa chọn thiết bị phù hợp.

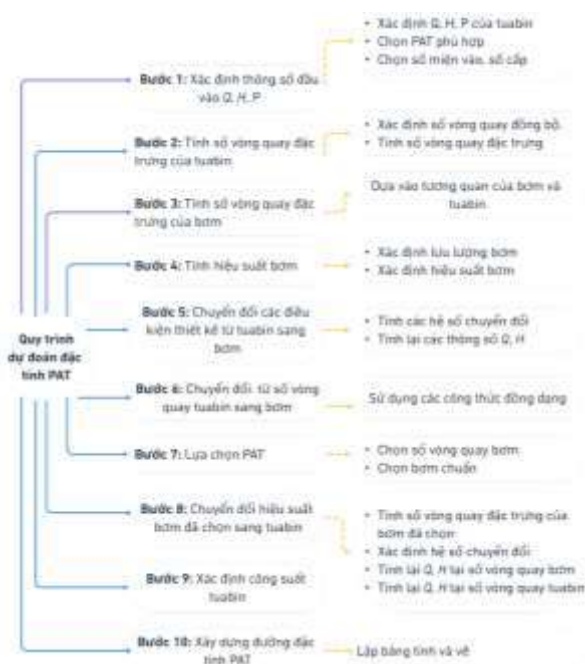
- Quy đổi được thực hiện qua các hệ số hiệu chỉnh lưu lượng C_Q và cột áp C_H , cho phép

chuyển từ điều kiện thiết kế tuabin sang điều kiện thiết kế bơm, và ngược lại.

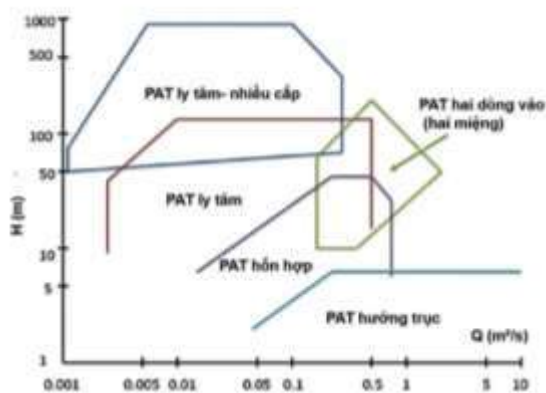
- Quy trình tính toán đảm bảo lựa chọn bơm hoạt động gần điểm hiệu suất tối ưu (BEP) trong chế độ tuabin, đồng thời kiểm tra tốc độ lồng để đảm bảo an toàn cơ học.

2.2. Các bước tính toán

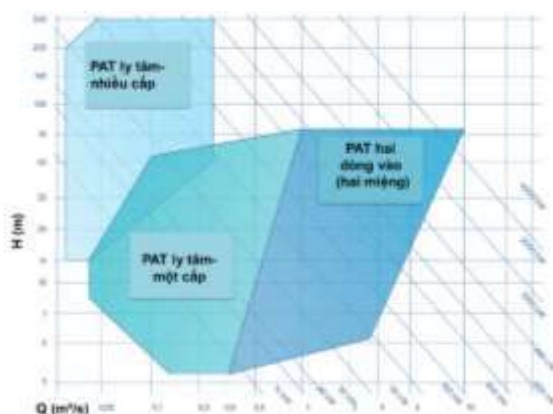
Quy trình dự báo $P(Q)$ và $H(Q)$ của PAT gồm 10 bước, minh họa trong Hình 1.



Hình 1: Quy trình các bước dự đoán đặc tính của bơm khi vận hành trong chế độ tuabin



a)



b)

Hình 2: Phạm vi làm việc của các loại PAT [9, 11]

Bước 1: Xác định các thông số thiết kế

- Xác định lưu lượng thiết kế Q_T và cột áp thiết kế H_T trong chế độ tuabin.
- Sử dụng biểu đồ Hình 2 để lựa chọn loại bơm phù hợp, có thể hấp thụ Q và H này trong chế độ tuabin. Nếu Hình 2 chỉ ra rằng cần sử dụng một bơm nhiều cấp (đối với cột nước cao) hoặc một bơm dòng kép, thì cột nước thiết kế và lưu lượng phải được quy đổi về một bánh công tác đơn cấp và đơn dòng, sau đó tính lại số vòng quay đặc trưng của tuabin cho một bánh công tác như bước 2.

Bước 2: Xác định số vòng quay đặc trưng trong chế độ tuabin

$$n_{q,T} = n_T \frac{\sqrt{Q_T}}{H_T^{3/4}} \quad (2)$$

Trong đó: n – số vòng quay (vòng/phút).

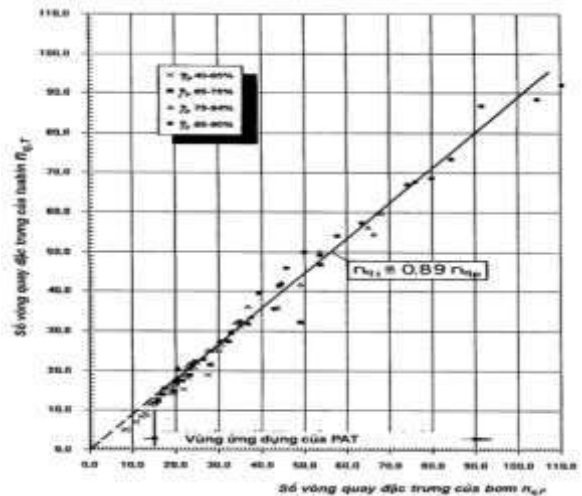
Lưu ý khi chọn số vòng quay n_T : n_T nên được chọn càng cao càng tốt để giảm kích thước PAT. Tuy nhiên, cần lưu ý trong chế độ tuabin, PAT có thể đạt tốc độ quay lỏng, dễ vượt quá giới hạn cơ học và gây hư hỏng. Vì vậy, phải đảm bảo tốc độ lỏng không vượt quá tốc độ tối đa cho phép của bơm, thường được quy định trong thông số kỹ thuật. Ngoài ra, nếu kết hợp với máy phát điện, nên chọn tốc độ đồng bộ phù hợp (750, 1000, 1500 hoặc 3000 vòng/phút). Trong thực tế, tốc độ tối đa phổ biến là 3000÷3600 vòng/phút.

Bước 3. Xác định số vòng quay đặc trưng trong chế độ bơm

Kết quả thử nghiệm cho thấy tỷ lệ số vòng quay đặc trưng của tuabin so với bơm khá ổn định, khoảng 0,89 (Hình 3). Do đó:

$$n_{q,P} = \frac{n_{q,T}}{0,89} \quad (3)$$

Lưu ý rằng các bơm có $n_{q,P} < 15$ không nên dùng làm tuabin do hiệu suất thấp, cánh hẹp gây tổn thất lớn, và khó dự đoán chính xác hiệu suất ở chế độ tuabin.



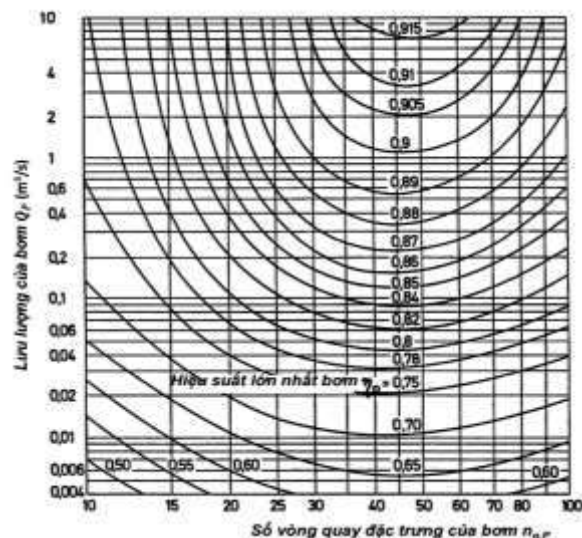
Hình 3: Tương quan về số vòng quay đặc trưng của tuabin và bơm [1]

Bước 4. Xác định hiệu suất của bơm

Việc chuyển đổi các điều kiện thiết kế của tuabin thành điều kiện thiết kế của bơm phụ thuộc vào hiệu suất của máy. Hình 4 minh họa hiệu suất bơm tối đa có thể đạt được đối với các điều kiện cột nước và lưu lượng nhất định. Từ Q_P và $n_{q,P}$, tra đồ thị được $\eta_{P,max}$.

Vì lưu lượng định mức này vẫn chưa được xác định, nên ta có thể ước tính sơ bộ theo phương trình 4:

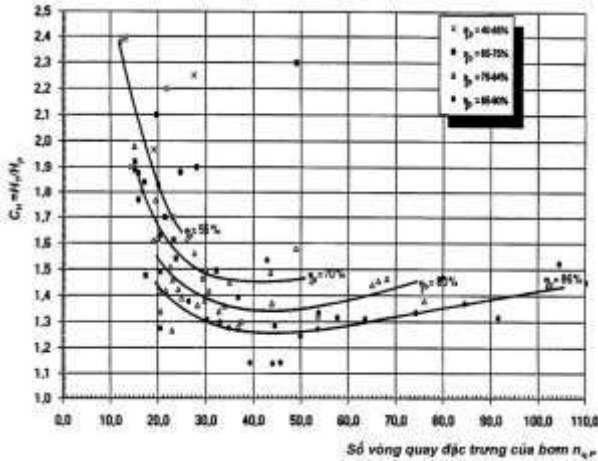
$$Q_P = \frac{Q_T}{1,3} \quad (4)$$



Hình 4: Xác định hiệu suất lớn nhất của bơm [1]

Bước 5. Chuyển đổi điều kiện thiết kế tuabin sang điều kiện thiết kế bơm

Hệ số chuyển đổi cột nước C_H và lưu lượng C_Q



Hình 5: Hệ số chuyển C_H [1]

Khi áp dụng các hệ số chuyển đổi này, cột nước và lưu lượng thiết kế bơm ở tốc độ tuabin n_t được xác định như phương trình 5:

$$H_{P(n_T)} = \frac{H_T}{C_H}; \quad Q_{P(n_T)} = \frac{Q_T}{C_Q} \quad (5)$$

Bước 6. Chuyển đổi điều kiện thiết kế bơm từ tốc độ tuabin sang tốc độ của bơm

Thông thường, số vòng quay đồng bộ (tốc độ

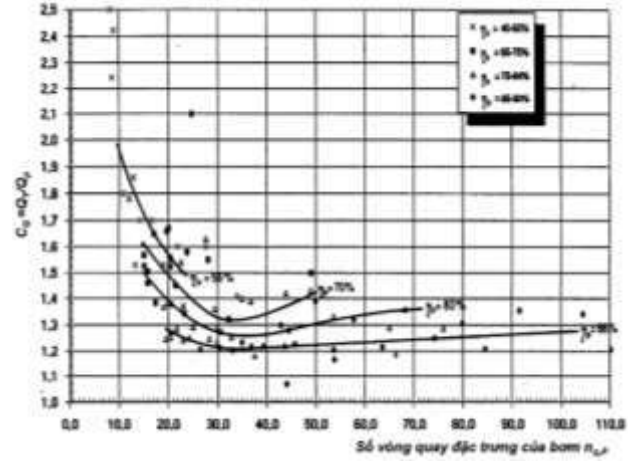
$$H_{P(n_P)} = H_{P(n_T)} \left(\frac{n_P}{n_T}\right)^2; \quad Q_{P(n_P)} = Q_{P(n_T)} \left(\frac{n_P}{n_T}\right) \quad (6)$$

Bước 7. Khuyến nghị lựa chọn PAT

Dựa trên các thông số Q và H tính được ở bước 6, lựa chọn bơm tiêu chuẩn có thông số gần nhất yêu cầu thiết kế. Nếu không có bơm phù hợp ở tốc độ định danh, cần tính toán lại từ bước 2 với tốc độ tuabin khác hoặc chọn bơm có số tầng cánh hoặc cửa vào khác.

Khi dùng bơm như tuabin, nên để nó vận hành vượt nhẹ so với tải dự kiến, tức Q thực tế lớn hơn giá trị tính toán tại BEP. Nguyên nhân là trong chế độ tuabin, hiệu suất không suy giảm nhanh khi lưu lượng tăng, do cột áp cũng tăng theo. Vì vậy, điểm vận hành nên nằm trong

được định nghĩa như phương trình 1 và được biểu thị theo $n_{q,P}$ và hiệu suất lớn nhất của bơm như hình 5 và 6.



Hình 6: Hệ số chuyển đổi C_Q [1]

danh định) của bơm n_p không trùng với số vòng quay của tuabin n_t . Do đó, các giá trị cột nước và lưu lượng theo công thức (5) phải được chuyển đổi theo tốc độ danh định của bơm n_p .

Áp dụng định luật đồng dạng (Affinity Laws), khi đó cột nước H_P và lưu lượng Q_P của bơm tại tốc độ n_p là:

vùng hiệu suất ổn định, thay vì đúng tại BEP lý thuyết. Ngược lại, nếu lưu lượng và cột áp thực tế thấp hơn dự đoán, hiệu suất vẫn không giảm nhiều, thậm chí có thể gần hơn BEP.

Bước 8. Chuyển đổi điểm hiệu suất tốt nhất của bơm đã chọn sang chế độ tuabin

a) *Tính toán số vòng quay đặc trưng của bơm đã chọn*

Sau khi đã chọn được bơm chuẩn, tính toán số vòng quay đặc trưng của bơm:

$$n_{q,P} = n_P \frac{\sqrt{Q_P}}{H_P^{3/4}} \quad (7)$$

Lưu ý là tính toán $n_{q,P}$ của một bánh công tác của máy bơm đã chọn (lưu lượng, cột nước và hiệu suất tốt nhất của một cấp và một cửa vào).

b) *Xác định các hệ số chuyển đổi cho cột nước và lưu lượng*

Tra cứu Hình 5 và 6 để lấy hệ số chuyển đổi cho cột áp (C_H) và lưu lượng (C_Q) dựa trên hiệu suất tối đa của bơm đã chọn. Tuy nhiên, độ chính xác của quá trình chuyển đổi hiệu suất bơm sang chế độ tuabin bị giới hạn. Hiệu suất thực tế của PAT có thể không hoàn toàn khớp với giá trị tính toán được. Để ước tính

phạm vi hiệu suất có thể có trong chế độ tuabin, cần thực hiện chuyển đổi hai lần, điều này giúp đưa ra khoảng dự đoán hợp lý hơn trong quá trình vận hành.

- + Sử dụng hệ số chuyển đổi nhỏ nhất
- + Sử dụng hệ số chuyển đổi lớn nhất

Các hệ số phân tán được đề xuất:

- + Hệ số chuyển đổi cho cột nước: $\pm 10\%$
- + Hệ số chuyển đổi cho lưu lượng: $\pm 7,5\%$

Khi đó hệ số chuyển đổi cột nước và lưu lượng là:

$$C_{Hmax} = 1,1C_H; C_{Hmin} = 0,9C_H \tag{8}$$

$$C_{Qmax} = 1,075C_Q; C_{Qmin} = 0,925C_Q$$

c) *Tính toán điểm hiệu suất tốt nhất của tuabin (BEP_T) cho cả hệ số tối đa và tối thiểu Cột nước và lưu lượng tuabin tại tốc độ bơm n_p*

$$H_{Tmax(n_p)} = C_{Hmax}H_P; H_{Tmin(n_p)} = C_{Hmin}H_P \tag{9}$$

$$Q_{Tmax(n_p)} = C_{Qmax}Q_P; Q_{Tmin(n_p)} = C_{Qmin}Q_P$$

d) *Chuyển đổi điều kiện BEP_T này sang tốc độ tuabin n_T*

Áp dụng định luật đồng dạng để chuyển đổi cột nước và lưu lượng từ tốc độ bơm n_p sang tốc độ tuabin n_T :

$$H_{T(n_T)} = H_{T(n_p)} \left(\frac{n_T}{n_p} \right)^2; \quad Q_{T(n_T)} = Q_{T(n_p)} \left(\frac{n_T}{n_p} \right) \tag{10}$$

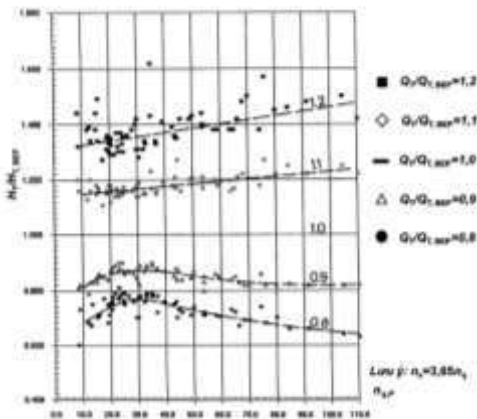
Bước 9. Xác định công suất đầu ra trong chế độ tuabin tại điểm hiệu suất tốt nhất

Các kết quả thử nghiệm trên 70 bơm hoạt động trong chế độ tuabin đã chỉ ra rằng hiệu suất tối đa trong chế độ tuabin thường thấp hơn một chút so với chế độ bơm, khoảng 3% [4].

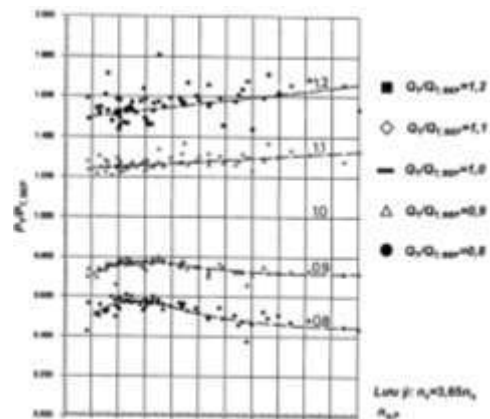
Khi đó, công suất đầu ra của PAT là:

$$P_{T(n_T)} = \rho g Q_T H_T (\eta_{P,max} - 0,03) \tag{11}$$

Bước 10: Dự đoán hiệu suất PAT khi vận hành ngoài điểm hiệu suất tốt nhất (BEP_T)



Hình 7: Đường cong quan hệ $\frac{H_T}{H_{T,BEP}}$ [1]



Hình 8: Đường cong quan hệ $\frac{P_T}{P_{T,BEP}}$ [1]

Dựa trên các kết quả thử nghiệm, các Hình 7 và Hình 8 thể hiện một phương pháp xấp xỉ các đường đặc tính về cột nước và công suất của PAT trong chế độ tuabin dưới dạng hàm

của số vòng quay đặc trưng. Từ $Q_{T,BEP}$ và $H_{T,BEP}$ và n_q đã có, tiến hành tính toán và xây dựng các quan hệ $H(Q)_T$, $P(Q)_T$ như Bảng 2.

Bảng 2: Bảng quan hệ $H(Q)$ và $P(Q)$ của bơm khi vận hành trong chế độ tuabin

$\frac{Q_T}{Q_{T,BEP}}$	$\frac{H_T}{H_{T,BEP}}$	$\frac{P_T}{P_{T,BEP}}$	Q_T	H_T	P_T
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)
1,2	Tra đồ thị Hình 7	Tra đồ thị Hình 8			
1,1					
1,0					
0,9					
0,8					

3. KẾT QUẢ ÁP DỤNG

Mẫu bơm KL-ISO 80×65–160 được lựa chọn từ tài liệu thực nghiệm của Heng (1992) [12], trong đó đã công bố đầy đủ các thông số kỹ thuật và các đường cong năng lượng ở cả hai chế độ bơm và tuabin. Bộ dữ liệu này là cơ sở để so sánh và đánh giá độ tin cậy của mô hình dự báo lý thuyết của nghiên cứu.

Bước 1: Xác định thông số đầu vào chế độ tuabin

- Lưu lượng thiết kế tuabin:

$$Q_{T,BEP} = 0,03 \text{ m}^3/\text{s}$$

- Cột nước thiết kế tuabin: $H_{T,BEP} = 76 \text{ m}$

Khi đó, công suất thủy lực của PAT là:

$$P = \rho g Q_T H_T = 1.9,81.0,03.76 = 22,36 \text{ kW}$$

Bước 2. Tính số vòng quay đặc trưng của tuabin

- Số vòng quay định mức theo điều kiện thực nghiệm của PAT là 3000 vòng/phút [12]. Khi đó, số vòng quay đặc trưng của tuabin là:

$$C_H = \frac{H_T}{H_P} = 1,6$$

Cột nước và lưu lượng thiết kế của bơm ở tốc độ tuabin n_t

$$H_{P(n_T)} = \frac{H_T}{C_H} = \frac{76}{1,6} = 47,5 \text{ m}$$

$$n_{q,T} = n_T \frac{\sqrt{Q_T}}{H_T^{3/4}} = 3000 \cdot \frac{\sqrt{0,03}}{76^{3/4}} = 20,19$$

- Cột nước và lưu lượng như bài ra (hình 2), chọn một tầng cánh.

Bước 3: Số vòng quay đặc trưng trong chế độ bơm

$$n_{q,P} = \frac{n_{q,T}}{0,89} = \frac{20,19}{0,89} = 22,68$$

Bước 4: Hiệu suất của bơm

- Lưu lượng của bơm

$$Q_P = \frac{Q_T}{1,3} = \frac{0,03}{1,3} = 0,023 \text{ m}^3/\text{s}$$

- Từ Q_P và n_{qP} , tra đồ thị Hình 4, được $\eta_P = 0,7$

Bước 5: Chuyển đổi các điều kiện thiết kế tuabin sang các điều kiện thiết kế bơm

- Hệ số chuyển đổi cho cột nước và lưu (tra đồ thị Hình 5 và 6).

$$C_Q = \frac{Q_T}{Q_P} = 1,46$$

$$Q_{P(n_T)} = \frac{Q_T}{C_Q} = \frac{0,03}{1,46} = 0,02 \text{ m}^3/\text{s}$$

Bước 6: Chuyển đổi các điều kiện thiết kế bơm ở số vòng quay định mức tuabin thành của bơm:

Trong điều kiện thực nghiệm, $n_T = n_P$; do đó H_P, Q_P tại n_P giữ nguyên các giá trị đã tính ở Bước 5.

Bước 7: Lựa chọn PAT

Với các thông số về Q và H của bơm như đã tính trong bước 6, bơm tiêu chuẩn được lựa chọn có các thông số sau:

Loại: KL-ISO 80×65–160 có $H_P = 43$ m; $Q_P = 0,021$ m³/s và $\eta_{P,max} = 0,72$

Bước 8: Chuyển đổi hiệu suất lớn nhất của bơm đã chọn sang chế độ tuabin

a) *Tính toán số vòng quay đặc trưng của máy bơm đã chọn:*

$$n_{q,P} = n_P \frac{\sqrt{Q_P}}{H_P^{3/4}} = 3000 \cdot \frac{\sqrt{0,021}}{43^{3/4}} = 25,89$$

b) *Xác định các hệ số chuyển đổi đổi:* từ

$$Q_{T,BEP} = 0,029 \text{ m}^3/\text{s} \quad H_{T,BEP} = 65,36 \text{ m} \quad P_{T,BEP} = 13 \text{ kW}$$

Hình 5 và 6 ở trên bằng cách sử dụng hiệu suất tối đa của máy bơm đã chọn, ta có:

$$C_H = 1,52; C_Q = 1,4$$

c) *Cột nước và lưu lượng tuabin tại tốc độ bơm n_P*

$$H_{T(n_P)} = C_H H_P = 1,52 \cdot 43 = 65,36 \text{ m}$$

$$Q_{T(n_P)} = C_Q Q_P = 1,4 \cdot 0,021 = 0,029 \text{ m}^3/\text{s}$$

- Trong điều kiện thực nghiệm, $n_T = n_P$; do đó H_P, Q_P tại n_P giữ nguyên.

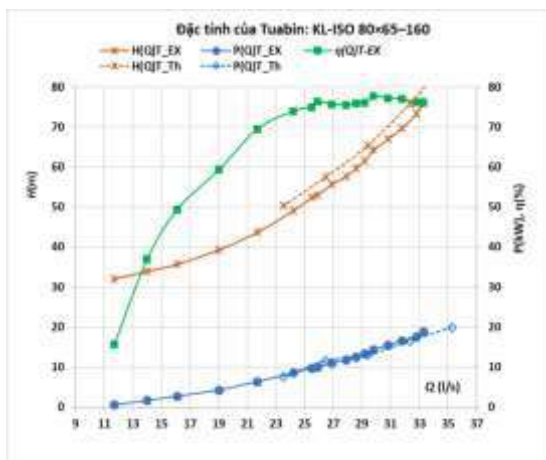
Bước 9: Xác định công suất tuabin tại điểm BEP

$$P_T = \rho g Q_{T(n_T)} H_{T(n_T)} (\eta_{P,max} - 0,03) = 1 \cdot 9,81 \cdot 65,36 \cdot 0,029 \cdot (0,72 - 0,03) = 13 \text{ kW}$$

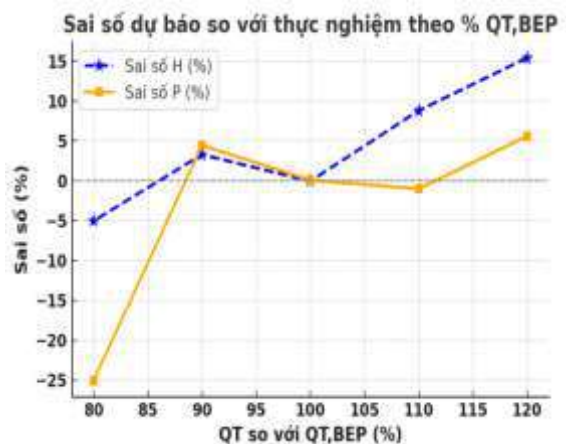
Bước 10: Dự đoán đường cong năng lượng

Bảng 3: Đường cong năng lượng

$\frac{Q_T}{Q_{T,BEP}}$	$\frac{H_T}{H_{T,BEP}}$	$\frac{P_T}{P_{T,BEP}}$	Q_T (l/s)	H_T (m)	P_T (kW)
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)
1,2	1,34	1,53	35,28	87,58	19,90
1,1	1,16	1,27	32,34	75,82	16,52
1,0	1,00	1,00	29,40	65,36	13,01
0,9	0,88	0,89	26,46	57,52	11,58
0,8	0,77	0,58	23,52	50,33	7,54



Hình 9: So sánh đường cong dự báo với các kết quả thực nghiệm



Hình 10: Sai số của đường cong dự báo với các kết quả thực nghiệm

Các đường nét liền biểu diễn dữ liệu thực nghiệm của mẫu KL-ISO 80×65–160 [12], trong khi các đường nét đứt biểu diễn kết quả dự báo lý thuyết từ mô hình đề xuất.

Tại điểm hiệu suất tối ưu ($Q_{T,BEP} = 30 \text{ l/s}$), mô hình dự báo hiệu suất 75%, thấp hơn 2,8% so với thực nghiệm 77,8%; đồng thời cho $H = 65,36 \text{ m}$ và $P = 13,01 \text{ kW}$ so với giá trị đo được $H = 64,2 \text{ m}$ và $P = 14,4 \text{ kW}$, tương ứng sai số 1,8% về cột nước và 9,7% về công suất.

Trong dải vận hành $0,8 \leq Q_T/Q_{T,BEP} \leq 1,2$ (tương ứng 23,5÷35,3 l/s), mô hình lý thuyết và thực nghiệm thể hiện sự tương hợp về xu hướng và giá trị: sai số cột nước H nằm trong khoảng 1,8%÷3,3% và sai số công suất P trong khoảng 6,1%÷9,7%. Đây là vùng tin cậy cao nhất của mô hình, phù hợp với cơ sở lý thuyết rằng cấu trúc dòng chảy lân cận điểm BEP ít biến thiên, nhờ đó các hệ số chuyển đổi và luật đồng dạng được mô tả chính xác nhất.

Ngược lại, khi ra khỏi vùng này, sai số tăng đáng kể: ở biên dưới (nhỏ hơn $0,8Q_{T,BEP}$), sai số H đạt khoảng 5,0% và sai số P tăng tới 35,1%, phản ánh rõ rệt các tổn thất do ma sát, nhiễu loạn và hiện tượng tách dòng gây ra bởi góc tới bất lợi trong chế độ non tải. Ở biên trên (lớn hơn $1,2Q_{T,BEP}$), sai số H tăng tới 15,4% trong khi sai số P khoảng 5,3%. Những kết quả này cho thấy mô hình dự báo kém tin cậy khi rời xa điểm BEP.

Về mặt thủy lực, khi bơm vận hành ở chế độ tuabin, hướng dòng chảy và trường vận tốc bị đảo chiều, dẫn đến sự thay đổi đáng kể trong phân bố tổn thất so với chế độ bơm [13, 14]. Hasatuchi (2012) [15] cho thấy hiện tượng tách dòng xuất hiện tại cửa vào máng dẫn bánh công tác khi thiết bị hoạt động ngoài vùng thiết kế. Ở các chế độ xa điểm BEP, dòng tuần

hoàn thứ cấp và xoáy cục bộ phát sinh trong máng cánh [16, 17]. Các nghiên cứu mô phỏng số cũng khẳng định sự hình thành và lan truyền xoáy cục bộ từ máng dẫn ra vùng khoảng trống [18, 19]. Gần đây, Andrej và cộng sự (2016) [20] phân tích chi tiết cấu trúc xoáy tại mép vào, quá trình hình thành xoáy giữa các cánh, cũng như sự biến đổi phân bố vận tốc tại cửa vào bánh công tác dưới các chế độ vận hành ngoài điểm thiết kế.

Các cơ chế thủy lực phức tạp nêu trên chưa được xem xét trong nghiên cứu này, dẫn đến sai số đáng kể khi dự báo ngoài vùng thiết kế. Để cải thiện độ chính xác và năng lực dự báo, mô hình có thể được mở rộng thông qua tích hợp mô phỏng CFD, cho phép phân tích chi tiết trường dòng và các vấn đề thủy lực.

4. KẾT LUẬN

Bài báo đã xây dựng và kiểm chứng một quy trình dự báo 10 bước, cho phép dựng nhanh các đường đặc tính $P(Q)$ và $H(Q)$ của PAT từ dữ liệu thực nghiệm của bơm. Các kết quả này khẳng định tính khả thi, độ tin cậy và giá trị thực tiễn của mô hình dự báo lý thuyết trong lựa chọn thiết bị và thiết kế sơ bộ cho hệ thống thủy điện nhỏ và siêu nhỏ.

Tuy nhiên, nghiên cứu cũng chỉ ra các hạn chế: (i) chưa xây dựng được đường cong hiệu suất $\eta(Q)$ cho toàn dải vận hành; (ii) sai số tăng đáng kể tại các vùng lưu lượng biên; (iii) phạm vi áp dụng hiện mới giới hạn trong khoảng $(0,8 \div 1,2)Q_{BEP}$. Do đó, hướng nghiên cứu tiếp theo cần tập trung vào việc tích hợp mô phỏng số (CFD) với thực nghiệm, nhằm nâng cao khả năng dự báo các đặc tính thủy lực. Đồng thời, cần phát triển các giải pháp cải tiến thiết kế để mở rộng phạm vi ứng dụng và nâng cao hiệu suất của thiết bị trong điều kiện thực tế.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] J.-M. Chapallaz, Manual on Pumps Used as Turbines, Germany : Lengericher Handelsdruckerei, Lengerich, ISBN 3-528-02069-5, 1992.
- [2] M. A. Ismail, A. K. Othman, S. Islam and H. Zen, "End Suction Centrifugal Pump Operating in Turbine Mode for Microhydro Applications," *Advances in Mechanical Engineering*, pp. 1-7, 2014.

- [3] N. Abdulbasit, E. Dribssa and M. Girma, "The pump as a turbine: A review on performance prediction, performance improvement, and economic analysis," *Heliyon*, vol. 10, pp. 1-14, 2025.
- [4] A. Williams, "Pumps as turbines for low cost micro hydro power," *Renewable Energy*, vol. 9, no. 1-4, pp. 1227-1234, 1996.
- [5] T. Agarwal, "Review of Pump as Turbine (PAT) for Micro-Hydropower," 2012.
- [6] M. Amelio, S. Barbarelli and D. Schinello, "Review of Methods Used for Selecting Pumps as Turbines (PATs) and Predicting Their Characteristic Curves," *Energies*, vol. 13, no. 6341, pp. 1-20, 2020.
- [7] B. B. Jasmina, M. R. Dragica and S. M. Dragan, "Pumps used as turbines power recovery, energy efficiency, CFD analysis," *Thermal science*, vol. 18, no. 3, pp. 1030-1038, 2014.
- [8] J. Graciano-Urbe, J. Sierra and E. Torres-López, "Instabilities and Influence of Geometric Parameters on the Efficiency of a Pump Operated as a Turbine for Micro Hydro Power Generation: A Review," *Journal of Sustainable Development of Energy*, vol. 9, no. 4, pp. 1-23, 2021.
- [9] A. A. Williams, "The turbine performance of centrifugal pumps: a comparison of prediction methods," vol. 208, 2015.
- [10] N. T. Nhớ and T. V. Anh, "Theoretical approach to the performance analysis of a low-specific speed Pump as Turbine (PaT) based on hydraulic losses," *Journal of Science & Technology*, vol. 143, pp. 44-50, 2020.
- [11] F. J. Gülich, "Turbine operation, general characteristics," in *Centrifugal Pumps, Second edition*, Springer Heidelberg Dordrecht London New York, ISBN 978-3-642-12823-3, 2010, pp. 717-734.
- [12] S. S. Heng, "The design of a 5 kw microhydro generating set," A thesis submitted in fulfilment of the requirements for the degree of master of engineering (mechanical) , University of Canterbury, 1992.
- [13] Y. Xiao, W. Zhu, Z. Wang and J. Zhang, "Analysis of the internal flow behavior on S-shaped region of a Francis pump turbine on turbine mode," *International Journal for Computer - Aided Engineering and Software*, vol. 33, no. No, pp. 543-561, 2016.
- [14] L. S. Xia, Y. G. C. Cheng, X. Zhang and J. D. Yang, "Numerical analysis of rotating stall instabilities of a pumpturbine in pump mode," in *27th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems*, 2014.
- [15] V. Hasatuchi, Artist, *Hydrodynamics of a Pump-Turbine operating at off-design*. [Art]. University of Applied Sciences of Western Switzerland, 2012.
- [16] W.-G. Li, "Effects of viscosity on turbine mode performance and flow of a low specific speed centrifugal pump," *Applied Mathematical Modelling*, vol. 1, no. 23, pp. 5-20, 2015.
- [17] Y. SunSheng, C. Wang, K. Chen and X. Yu, "Research on blade thickness influencing Pump as Turbine," *Advances in Mechanical Engineering*, pp. 1-8, 2014.
- [18] S. Thomas, S. Florian and S. Manfred, "Instability of pump-turbines during start-up in the," in *Proceedings of Hydro 2008*, Ljubljana, 2008.
- [19] G. Olimstad, T. Nielsen and B. Børresen, "Dependency on Runner Geometry for Reversible-Pump Turbine Characteristics in Turbine Mode of Operation," *Journal of Fluids Engineering*, vol. 134, no. 12, pp. 1-7, 2007.
- [20] L. Andrej and M. Duško , "Numerical Prediction of Inlet Recirculation in Pumps," *International Journal of Fluid Machinery and Systems*, vol. 9, no. No 3, pp. 1-10, 2016.