

Tỷ số bầu – Một thông số kết cấu có ảnh hưởng không nhỏ đến hiệu suất máy bơm hướng trục

Tóm tắt: Trong thiết kế bơm hướng trục, việc lựa chọn các thông số kết cấu là yếu tố quan trọng, ảnh hưởng trực tiếp đến hiệu suất của cánh. Cho đến nay có rất nhiều công trình nghiên cứu đến sự ảnh hưởng của các thông số này. Bài báo giới thiệu tóm tắt ảnh hưởng của tỷ số bầu tới hiệu suất của cánh

Abstract: In design of axial pump the selection of the structural is important. These dimensions directly effect on perfomance of pump blade. Up to now there are many researches on effect of pump blade dimension. This article discribes briefly the effect of ratio of round coefficient to blade perfomance.

Trước khi vào cánh công tác dòng chảy là dòng thế và $v_{u1} = 0$. Sự không đổi của cột nước dọc theo bán kính sẽ làm tăng góc đặt cánh α và độ cong β khi giảm bán kính. Kích thước bầu cánh công tác cần phải lấy càng nhỏ càng tốt. Tuy nhiên sự giảm nhỏ tỷ số bầu bị hạn chế bởi hai nguyên nhân:

Nguyên nhân thứ nhất là làm tăng góc α và β quá mức nên dòng chảy dễ bị tách dòng

Về kết cấu, đường kính bầu phải đủ để lớn hơn đường kính trục; đủ lớn để lắp lá cánh và sự cần thiết phải đặt cơ cấu quay cánh trong bầu ở cánh quay.

Ta xét các quan hệ của tỷ số bầu với các thông số kết cấu khác của bơm: Thành phần hướng trục của vận tốc tuyệt đối theo hình.1-1 là:

$$v_z = \left(u - \frac{v_u}{2}\right) \operatorname{tg} \beta_{\infty}. \quad (1)$$

Với $v_{u1} = 0$

Vận tốc quay ở tiết diện gốc

$$u = r_b \cdot \omega = \frac{d_b}{D} \cdot \frac{D}{2} \cdot 2\pi n$$

$$u = \bar{d} \pi D n. \quad (2)$$

Từ phương trình làm việc cơ bản của bơm

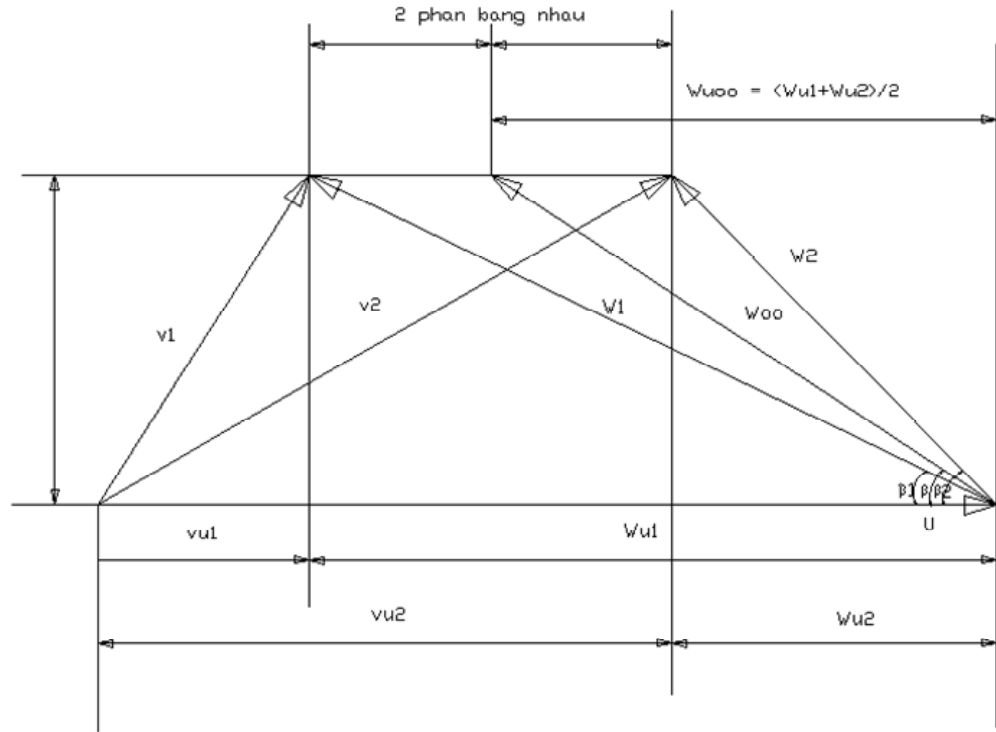
$$\frac{v_u}{2} = \frac{gH}{2\eta_{tl} \bar{d} \pi D n} \quad (3)$$

Với lưu lượng

$$Q = \frac{\pi D^2 (1 - \bar{d}^2)}{4} v_z \quad (4)$$

Đưa phương trình (2) và (3) vào công thức (1) và đưa biểu thức vừa nhận được vào công thức (4), sau khi thay lưu lượng Q và cột nước H theo công thức

:



Hình 1-1: Các tam giác vận tốc của lưới cánh

$$K_Q = \frac{Q}{nD^3} ; \quad K_H = \frac{H}{n^2 D^2} \quad (5)$$

Ta tìm được.

$$K_Q = \frac{\pi^2}{4} (1 - \bar{d}^2) \left(\bar{d} - \frac{gK_H}{2\eta_u \pi^2 \bar{d}} \right) \text{tg} \beta_\infty \quad (6)$$

Số vòng quay đặc trưng khi n tính bằng vg/s

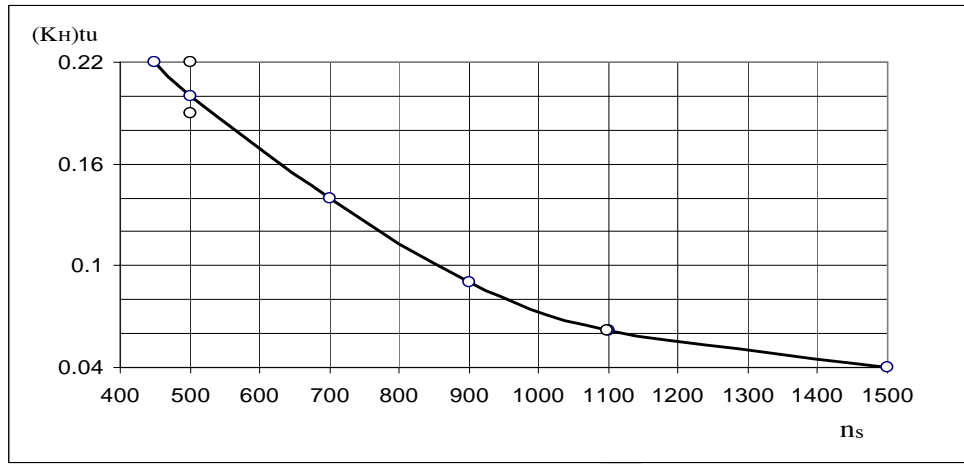
$$n_s = \frac{3,65.60n \sqrt{Q}}{H^{3/4}} = \frac{219 \cdot \sqrt{K_Q}}{(K_H)^{3/4}} \quad (7)$$

Thay công thức (6) và $K_H = \frac{H}{n^2 D^2}$ vào biểu thức (7) ta có

$$n_s = \frac{219\pi}{2} \frac{\sqrt{(1 - \bar{d}^2) \left(\bar{d} - \frac{gK_H}{2\eta_u \pi^2 \bar{d}} \right) \text{tg} \beta_\infty}}{(K_H)^{3/4}} \quad (8)$$

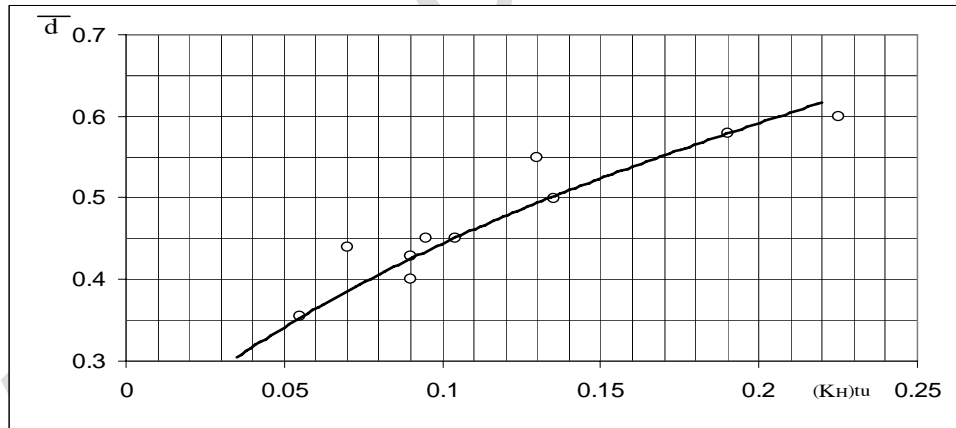
Như vậy n_s là hàm số của \bar{d} , K_H và β_∞ .

Theo dõi các bơm có chất lượng cao cho thấy rằng góc của hướng vận tốc trung bình hình học β_∞ ở tiết diện bầu thường trong khoảng $35^\circ - 38^\circ$.



Hình 1-2. Đồ thị quan hệ $((K_H)tu = f(n_s)$

Như đã biết, đối với tất cả các cánh hướng trục $K_Q \approx \text{const}$. Nghĩa là phải có sự phụ thuộc $n_s \approx f(K_H)$. Tổng hợp các đường đặc tính của những bơm có chất lượng cao đã xác nhận có sự phụ thuộc như vậy (hình 1-3), nếu như cả hai đại lượng lấy ở vùng lợi nhất của đường đặc tính tổng hợp.



Hình 1-3. Đồ thị quan hệ $\bar{d} = f((K_H)tu)$

Nếu lấy $\beta_\infty \approx \text{const} = 35^\circ - 38^\circ$ và $n_s \approx f(K_H)$ theo hình (hình.1-2) thì công thức (8) sẽ cho sự phụ thuộc đơn trị của tỷ số bầu \bar{d} vào số vòng quay đặc trưng n_s hay phụ thuộc vào hệ số cột nước K_H của bơm hướng trục. Kết quả được thể hiện trên hình.1-3. Có thể dùng kết quả này để tham khảo khi chọn tỷ số bầu.

- Trong luận án thạc sỹ của nghiên cứu viên Đỗ Hồng Vinh đã khẳng định :

“Tỷ số bầu ảnh hưởng đến cả đặc tính năng lượng và xâm thực thông qua khả năng thoát Q và hệ số xâm thực σ . Quan hệ giữa các yếu tố trên thể hiện

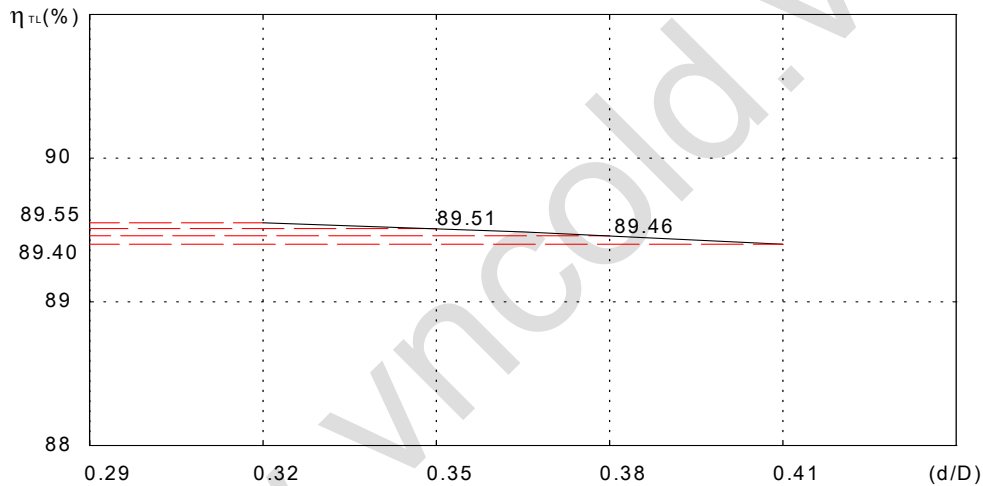
qua biểu thức: $\sigma_{gh} = \frac{0,038Q_1'^2}{(1-d_b)^2}$ ”, “...với cùng giá trị Q_1' , nếu \bar{d}_b giảm thì σ_{gh}

giảm, và ngoài ra tỷ số bầu quá nhỏ có thể sẽ gây ra hiện tượng tách thành của dòng chảy ở các tiết diện sát bầu làm tăng tổn thất.

Kết quả tính toán cho thấy rằng khi giảm \bar{d}_b thì hiệu suất có tăng nhưng không đáng kể.”

Kết quả tính toán này đã xây dựng được biểu đồ quan hệ $\eta_{TL} = f(\bar{d}_b)$ (Hình 1- 4).Như vậy, khi giảm tỷ số bầu, hiệu suất của bánh công tác sẽ tăng nhưng không đáng kể.

Mặt khác giảm \bar{d} đến bao nhiêu thì hoàn toàn phụ thuộc vào kết cấu của bầu cánh công tác, nhất là đối với loại cánh quay được thì khả năng để giảm tỷ



Hình 1-4. ảnh hưởng của tỷ số bầu đến hiệu suất thủy lực của bánh công tác

số đường kính bầu nhỏ hơn $\bar{d} = 0.35$ là không hiện thực .

“Với $n_s = 1200$ v/ph, nên chọn $\bar{d} = 0.35$. Điều này là hoàn toàn phù hợp khi ta so sánh với giá trị \bar{d} được chọn bằng các đồ thị $\bar{d} = f(K_H, n_s)$ “

- Luận án tiến sỹ kỹ thuật của nghiên cứu sinh Nguyễn Vũ Việt cũng kết luận : “ Để tăng khả năng thoát của tuabin có thể giảm tỷ số đường kính bầu \bar{d} tới trị số 0.32, khi đó lưu lượng quy dẫn tăng khoảng 1.5%, số vòng quay quy dẫn giảm không đáng kể và hiệu suất giảm khoảng 0.5%.

Khi giảm tỷ số bầu \bar{d} tới 0.28 thì số vòng quay quy dẫn và hiệu suất đều giảm , đặc biệt lưu lượng quy dẫn không những không tăng mà còn giảm mạnh...”

Kết luận: Như vậy trong tính toán thiết kế các loại cánh của bơm và

tuabin hướng trục, đặc biệt đối với các loại cánh có cột nước thấp, việc cố gắng để giảm tỷ số bầu xuống dưới 0.4 là không thật sự mang lại hiệu quả, nhất là khi chúng ta lại phải bố trí cơ cấu quay cánh đối với các loại bơm và tuabin cánh quay. Các loại mẫu cánh của bơm và tuabin có hiệu suất cao đa số có tỷ số bầu trong phạm vi từ 0.4-0.6.

Thạc sỹ : Phạm Văn Thu, Trung tâm bơm và máy xây dựng

www.vncold.vn