

TỔNG HỢP MỘT SỐ VẤN ĐỀ TRONG THỰC TẾ THIẾT KẾ BƠM HƯỚNG TRỤC n_s CAO

Trương Việt Anh

Trường Đại học Bách khoa Hà Nội

Đỗ Hồng Vinh

Viện Bơm và Thiết bị thủy lợi

Tóm tắt: Các bơm hướng trục n_s cao thường có số vòng quay đặc trưng $n_s > 1000$ v/ph. Hầu hết các nước tư bản ít quan tâm nghiên cứu đến bơm n_s cao. Các gam bơm thông dụng của Liên Xô cũ trước đây cũng chỉ có n_s trong khoảng từ 500 v/ph đến 900v/ph. Ở Việt Nam, việc nghiên cứu bơm n_s cao trong những năm gần đây đã đạt được một số kết quả nhất định. Hầu hết các bơm n_s cao này đều tham khảo một số thông số và đặc tính của bơm OP6 với $n_s = 900$ v/ph của Liên Xô cũ. Qua phân tích ảnh hưởng của các thông số chính đến đặc tính bơm hướng trục n_s cao, tác giả bài báo đã tổng hợp các vấn đề cần lưu ý trong thực tế thiết kế, đồng thời nêu bật các kết quả nghiên cứu bơm n_s cao đã đạt được ở nước ta trong những năm gần đây.

Từ khóa: bơm hướng trục, n_s cao, đường kính cánh, $\bar{d}$, L/T.

Summary: High n_s axial pumps usually have the specific speed $n_s > 1000$ rev/min. Most of capitalist countries are less interested in high n_s pumps. The n_s of popular pumps of the former Soviet Union were only in the range of 500 rev/min to 900 rev/min. In Vietnam, the research on high n_s pumps in recent years has achieved certain results. Most of these high n_s pumps have the reference of some parameters and characteristics of OP6 pump with $n_s = 900$ rev/min of the former Soviet Union. Through the analysis of the influence of the main parameters on the axial pumping characteristics, the article summarizes the issues to be noted in the actual design, and highlights the results of high n_s pumps researching in our country in recent years.

Key words: axial flow pump, high n_s , impeller's diameter, $\bar{d}$, L/T.

1. TỔNG QUAN VỀ BƠM HƯỚNG TRỤC n_s CAO VÀ CÁC PHƯƠNG PHÁP THIẾT KẾ

1.1. Tổng quan về bơm hướng trục n_s cao

Bơm hướng trục là bơm mà tâm khối lượng của dòng chảy ở trong phần dẫn dòng chuyển động theo chiều hướng trục.

Các bơm hướng trục được nghiên cứu và thiết kế chế tạo hiện nay thường có cột nước từ 2m đến 20m, với lưu lượng lớn đến 100000 m³/h. Để phân biệt các loại bơm người ta dựa vào số vòng quay đặc trưng n_s , Những bơm hướng trục được nghiên cứu thiết kế và chế tạo sử dụng

hiện nay thường có n_s nằm trong phạm vi từ 450 v/ph đến 1000 v/ph. Những bơm có n_s lớn hơn 1000 v/ph thường gọi là bơm có tỷ tốc cao hay bơm n_s cao (xem hình 1).

Bơm hướng trục được sử dụng rộng rãi trong mọi lĩnh vực của nền kinh tế, đặc biệt là vấn đề tiêu thoát nước ở các đô thị, ở các khu công nghiệp, các khu vực đồng bằng ven biển, bơm để chuyển nước các lưu vực... Các gam bơm đã được Liên Xô cũ trước đây nghiên cứu đã phủ khá đầy ở các vùng làm việc của cột nước từ 2,5m đến 20m và lưu lượng từ 1800m³/h đến 100000 m³/h. Tuy nhiên, các gam bơm có n_s

Ngày nhận bài: 09/11/2020

Ngày thông qua phản biện: 04/12/2020

Ngày duyệt đăng: 16/12/2020

>1000 v/ph gần như không được công bố trong thực tiễn cũng như trong các tài liệu thiết kế.

Hiện nay, trước ảnh hưởng của biến đổi khí hậu và nước biển dâng, việc nghiên cứu mở rộng phạm vi ứng dụng bơm hướng trục với các gam bơm có n_s cao hơn 1000 v/ph để chế tạo được các bơm có cột nước thấp hơn, lưu lượng cao hơn, hiệu suất cao, đáp ứng nhu cầu thực tế, tăng hiệu quả đầu tư, tạo điều kiện mở rộng các loại hình nhà trạm phù hợp với các mô hình canh tác hiện nay của nông nghiệp và thủy lợi cũng như các ngành kinh tế biển và tiêu thoát nước, xử lý nước thải, có kết cấu nhỏ gọn, thuận tiện trong vận hành khai thác... là nhu cầu quan trọng và cấp thiết không chỉ giai đoạn hiện nay mà còn là sự nghiệp lâu dài của chuyên ngành máy thủy lực cánh dẫn.

n_s Hệ Nga	n_s Hệ ISO	n_s Hệ ANSI	Loại bơm			
50	106	707	Li tâm	Hướng chéo	Hướng trục	
100	212	1415				
200	424	2830				
300	637	4245				
400	849	5660				
500	1061	7075				
600	1273	8490				
700	1486	9905				
800	1698	11320				
900	1910	12734				
1000	2122	14149	Hướng trục	Hướng trục		
1100	2334	15564				
1200	2547	16979				
1300	2759	18394				
1400	2971	19809				
1500	3183	21224				
1600	3395	22639				
1700	3608	24054				
1800	3820	25469				

Hình 1: Phân loại máy bơm theo n_s

1.2. Tổng quan các phương pháp thiết kế bơm hướng trục n_s cao

Để tính toán thiết kế bơm hướng trục nói chung cũng như bơm hướng trục n_s cao nói riêng, hiện nay chúng ta có các phương pháp thiết kế sau đây:

* Phương pháp tương tự hình học.

Đây là phương pháp đơn giản nhất, dựa vào bơm mẫu hoặc các bơm mô hình có n_s tương tự. Theo phương pháp này chỉ cần nhân các kích thước của bơm mẫu với một hệ số xác định dựa vào các thông số làm việc của bơm thực và bơm mẫu.

Để tính toán thiết kế theo phương pháp này thì cần phải có bản thiết kế chuẩn của bơm mẫu hoặc mô hình kết hợp với các đường đặc tính năng lượng để xác định hệ số chuyển đổi nếu không có bản thiết kế chuẩn thì bản thiết kế mới sẽ không đạt được các thông số làm việc của bơm. Tuy nhiên hiện nay số lượng các mẫu cánh được công bố không nhiều, đa phần là tài liệu chép tay của các cán bộ nghiên cứu chuyển từ nước ngoài về theo các mẫu OP của Liên Xô trước đây, các mẫu cánh của bơm hướng trục n_s cao hầu như không có.

* Phương pháp một tọa độ.

Ưu điểm của phương pháp này là phương pháp thiết kế đơn giản có hiệu quả. Profil cánh đảm bảo góc vào góc ra của cánh phù hợp với với đặc tính dòng chảy nên được sử dụng khá rộng rãi. Tuy nhiên phương pháp này đòi hỏi người thiết kế phải có kinh nghiệm trong việc lựa chọn các thông số hình học ban đầu của lưới cánh. Không những vậy việc thiết kế lưới cánh chỉ có thể thực hiện bằng phương pháp thủ công khó lập trình.

* Phương pháp lực nâng.

Đây là phương pháp sử dụng rộng rãi ở nhiều nước trên thế giới. Bánh công tác được tính toán cho một số tiết diện từ bầu cánh đến vỏ bơm. Phương pháp này có đặc điểm là khối lượng tính toán đơn giản, sử dụng các profil tin cậy có hiệu suất cao.

Trên thực tế mỗi tiết diện là một profil, các profil khác nhau sẽ có hệ số lực nâng khác nhau, nếu chọn các profil khí động thỏa mãn hệ số lực nâng, lực cản tối ưu thì các tiết diện có profil khác nhau. Khi khâu cánh khó đạt được đảm bảo sự suôn đều của cánh, chính vì vậy trong quá trình thiết kế phải vẽ và điều chỉnh các thông số này nhiều lần gây khó khăn cho việc lập trình.

* Phương pháp XTZF.

Là phương pháp dựa trên giả thiết là độ cong của đường nhân profil có ảnh hưởng quyết định tới lưu số vận tốc hay cột áp do cánh tạo nên,

do vậy cũng ảnh hưởng quyết định đến lưu số vận tốc hay cột áp cũng như lực nâng tác dụng lên profil cánh. Dựa vào quan hệ của hệ số lực nâng C_y với lưu số vận tốc bao quanh profil và quan hệ đặc trưng của hệ số lực nâng C_y với góc đặc trưng cho độ cong của profil β_0 ta xác định được góc β_0 theo các thông số hình học và động học của cánh. Trong trường hợp này profil là một cung tròn. Đây là một phương pháp khá khó, nó được sử dụng rộng rãi trong các nhà máy chế tạo cánh ở Liên xô.

** Phương pháp phương trình tích phân của Vozonhexenkin - Pêkin.*

Là phương pháp được sử dụng phổ biến ở Liên Xô cũ để thiết kế bơm hướng trục phương pháp Vozonhexenkin - Pêkin coi đường nhân là một cung tròn, khi đó có thể giải được phương trình tích phân của hàm dòng của đường dòng tạo ra hàm song phẳng không nhiễu và dòng xoáy tạo bởi các liên hợp phân tử trên đường nhân của các profil trong lưới theo phương pháp này, tác động của profil lên dòng chất lỏng được thay thế bởi xoáy phân bố dọc đường nhân theo 1 quy luật xác định. Dòng chảy tổng hợp được xác định bằng tổng dòng song phẳng và dòng xoáy tạo bởi các xoáy dọc theo đường nhân profil, do đó profil có chiều dày mỏng vô cùng. Để xác định chiều dày profil ta đắp độ dày trên đường nhân theo một quy luật xác định bằng cách chọn các profil thực nghiệm có đặc tính khí động tốt rồi lấy quy luật phân bố độ dày của nó để làm mẫu chuẩn cho profil thiết kế mới.

** Phương pháp phân bố xoáy của Lexokhin-Simonov.*

Phương pháp này coi đường nhân của profil là một cung cong bất kỳ. Theo phương pháp này, tác động của các profil lên dòng chất lỏng được thay thế bởi các xoáy phân bố dọc theo đường nhân theo một quy luật xác định. Dòng chảy tổng hợp được xác định bằng tổng của dòng song phẳng không nhiễu và dòng cảm ứng tạo bởi các xoáy phân bố trên các đường nhân của profil. Bằng cách xác định đường dòng tổng

hợp này ta sẽ xác định đường nhân của profil, đó cũng là profil cánh có chiều dày mỏng vô cùng.

Để xác định profil có chiều dày hữu, ta đắp độ dày trên đường nhân profil theo một qui luật xác định bằng cách chọn các profil thực nghiệm có đặc tính khí động tốt rồi lấy qui luật phân bố độ dày của nó để làm mẫu chuẩn cho profil thiết kế mới.

** Phương pháp các điểm kì dị của Lêxôkhin.*

Là phương pháp tính toán cánh có độ dày hữu hạn tương tự phương pháp Lexokhin-Simonov. Theo phương pháp này, tác động của các profil cánh có chiều dày hữu hạn lên dòng chất lỏng được thay thế bởi các xoáy, nguồn và tụ phân bố trên đường nhân profil. Đường dòng khép kín của dòng tổng hợp bởi dòng song phẳng không nhiễu và các dòng phụ tạo bởi xoáy, nguồn và tụ sẽ là chu tuyến profil.

Trong thực tế thiết kế với các bơm thông dụng, phương pháp này ít được sử dụng vì nó khá phức tạp, khối lượng tính toán lớn.

2. CÁC VẤN ĐỀ NGHIÊN CỨU TRONG THIẾT KẾ BƠM HƯỚNG TRỤC N_s CAO

2.1. Các thông số ảnh hưởng chính

2.1.1 Đường kính cánh bánh công tác D và số vòng quay n

Với cùng một thông số H và Q , có thể thiết kế cánh bánh công tác của bơm với các đường kính D và số vòng quay n khác nhau và chúng sẽ có hiệu suất thủy lực khác nhau.

Như vậy, việc lựa chọn thông số D và số vòng quay n là rất quan trọng. D và n không chế bởi vận tốc v_z , vận tốc v_z cao tương ứng với n lớn nếu ta không tăng D , điều này làm tăng tổn thất trong cánh bánh công tác và ngược lại.

Thường các máy móc công nghiệp nói chung và bơm nói riêng, xu hướng cần phải cố gắng để kích thước càng nhỏ, càng gọn thì càng tốt. Vậy D không thể tăng mà cố gắng giảm, để giảm D thì n phải tăng.

Khảo sát các mối quan hệ sau:

Số vòng quay được xác định dựa theo hệ số xâm thực tỷ tốc C:

$$C = \frac{5,62[n]\sqrt{Q.A}}{(H_{hd})^{3/4}} \quad (1-1)$$

$$[n] = \frac{C(H_{hd})^{3/4}}{5,62[n]\sqrt{Q.A}} \quad (1-2)$$

Đối với bơm hướng trục thông thường: $C \approx 1000$; $H_{hd} \approx 10m$; A: Hệ số dự trữ lấy 1.07

Khi tính toán thiết kế cánh bánh công tác, nhiệm vụ của chúng ta là chọn và kiểm tra n thỏa mãn nhỏ hơn [n] theo công thức (1-2).

Đường kính D được chọn theo công thức:

$$v_z = (0,06 \div 0,08) \sqrt{n^2 Q} \quad (1-3)$$

Sau đó kiểm tra tích số nD theo công thức:

$$nD = 450 \div 560 \quad (1-4)$$

Trong quá trình tính toán thiết kế, việc lựa chọn hai thông số D và n theo các công thức (1-2), (1-3), (1-4) đều cho kết quả tốt. Vì vậy có thể sử dụng các công thức này để tính toán cho các

bơm có n_s lớn hơn 1000 v/ph.

2.1.2. Tỷ số bầu $\bar{d}$

Kích thước bầu bánh công tác lấy càng nhỏ càng tốt. Sự giảm nhỏ tỷ số bầu bị hạn chế bởi hai nguyên nhân:

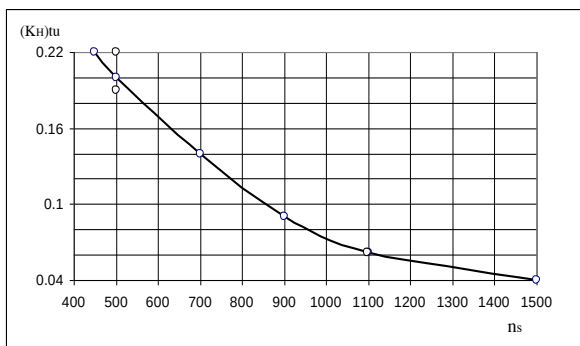
Nguyên nhân thứ nhất: Làm tăng góc α và β° quá mức nên làm cho dòng chảy dễ bị tách dòng.

Nguyên nhân thứ hai: 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 các bơm cánh quay.

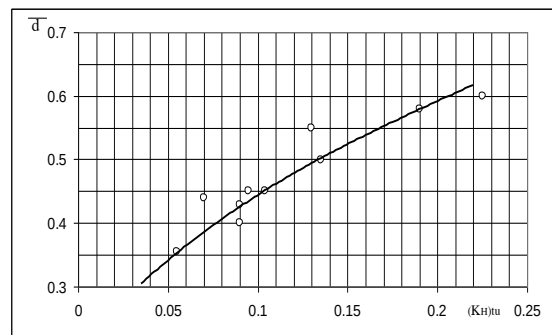
Việc giảm tỷ số bầu không mang lại sự thay đổi đáng kể về mặt hiệu suất.

Các bơm hướng trục cột nước thấp có hiệu suất cao của Liên Xô cũ đã cho thấy tỷ số bầu hiệu quả nhất nằm trong khoảng 0.4 – 0.6 [4].

“Khi giảm tỷ số bầu từ 0.35 xuống 0.32 thì...hiệu suất giảm không nhiều khoảng 0.5%, nhưng khi giảm tỷ số bầu xuống 0.28...hiệu suất cũng giảm đáng kể 1.1%” [5].



Hình 2: Đồ thị quan hệ $K_{Htu} = f(n_s)$



Hình 3: Đồ thị quan hệ $\bar{d} = f(K_{Htu})$

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:

$$\sigma_{gh} = \frac{0,38Q_1'^2}{(1-\bar{d})^2} \quad (1-5)$$

“Với cùng giá trị Q_1' , nếu $\bar{d}$ giảm thì σ_{gh}

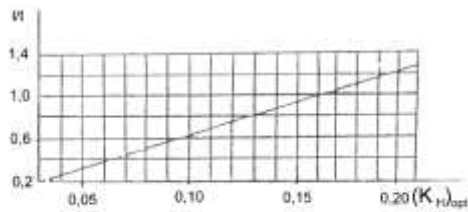
giảm... Nhưng tỷ số bầu quá nhỏ có thể sẽ gây ra hiện tượng tách thành của dòng chảy ở các tiết diện sát bầu làm tăng tổn thất... Ta thấy rằng khi giảm $\bar{d}$ thì hiệu suất có tăng nhưng không đáng kể.

Kết quả tính toán lý thuyết với bơm $n_s=1200$ v/ph cho thấy:

- Khi giảm tỷ số bầu $\bar{d}$ từ 0.41 xuống 0.38 thì hiệu suất thủy lực của cánh bánh công tác tăng từ 89.40% lên 89.46%.

- Khi giảm $\bar{d}$ xuống 0.35 và 0.32 thì hiệu suất tăng thêm lần lượt 0.05 và 0.04...” [5].

Như vậy, khi giảm $\bar{d}$, hiệu suất của bánh công



Hình 4: Biểu đồ xác định độ mau cho phép của lưới cánh ở tiết diện biên

Như vậy, giảm tỷ số bầu không mang lại hiệu quả đáng kể, hiệu suất tăng rất ít. Thường trong tính toán thiết kế người ta chọn tỷ số bầu $\bar{d}$ theo hình 7 và hình 8.

2.1.3. Mật độ dây cánh L/T

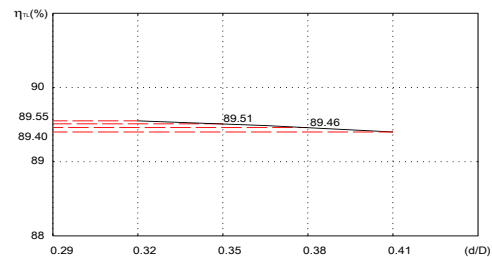
* Mật độ dây cánh L/T có ảnh hưởng lớn đến mức độ tổn thất năng lượng trong cánh bánh công tác. Khi tăng L/T thì tổn thất do ma sát sẽ tăng lên nhưng tổn thất do lốc thì lại giảm. Như vậy, phải có một giá trị L/T nào đó để tổng tổn thất năng lượng trong lưới là nhỏ nhất. Quan hệ $(L/T)_D = f(K_H)$ là kết quả khi giải phương trình vi phân tìm đại lượng tổn thất năng lượng tương đối nhỏ nhất ở trong lưới.

* Với mỗi lưới rôfin cho trước có một độ lệch giới hạn của dòng chảy $\Delta\beta$, đến giới hạn đó dòng chảy trong lưới không bị tách dòng. Và mỗi một góc ngoặt cho trước $\Delta\beta$ với các điều kiện khác đều giống nhau sẽ tương ứng với một giá trị nhỏ nhất của độ dày lưới L/T . Với giá trị đó dòng chảy chưa bị tách dòng.

Thực tế đã chứng minh rằng: Khi thiết kế bơm có thể lấy góc bằng 80% góc lớn nhất có thể có của lưới đã cho để làm góc ngoặt cho phép của

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 bánh công tác, nhất là đối với loại bơm cánh quay thì khả năng để giảm tỷ số bầu nhỏ hơn $\bar{d} = 0.35$ là không hiện thực.



Hình 5: Ảnh hưởng của tỷ số bầu đến hiệu suất thủy lực của bánh công tác bơm hướng trục $n_s=1200v/ph$

dòng chảy. Góc này gọi là góc bình thường và được ký hiệu $\Delta\beta_{bt}$. Góc $\Delta\beta_{max}$ và cả $\Delta\beta_{bt}$, phụ thuộc vào các thông số kết cấu của lưới: L/T và vào góc đặt α . Howell đã xây dựng được đồ thị xác định mật độ dây cánh L/T nhỏ nhất của lưới theo các giá trị $\Delta\beta$ và β_2 . Đồ thị này là công cụ để kiểm tra giới hạn dưới của mật độ dây cánh L/T đảm bảo cho dòng chảy trong lưới không bị tách dòng.

* L/T còn ảnh hưởng đến chất lượng xâm thực của dây cánh.

$$\sigma_{gh} = \frac{0,0555}{K_H} + 0,7351 \frac{T}{L} + 0,2419 K_H \left(\frac{T}{L} \right)^2 \quad (1-6)$$

Quan hệ (1-6) cho thấy sự ảnh hưởng của L/T đối với σ_{gh} , nghĩa là ảnh hưởng đến chất lượng xâm thực của dây cánh. Người ta đã xây dựng được quan hệ $\sigma_{gh} = f(K_H)$. Đồ thị này cho phép đánh giá chất lượng xâm thực sẽ có của bơm đang thiết kế khi mật độ dây cánh L/T chọn theo đường cong $(L/T)_D = f(K_H)$. Tuy nhiên, đây chỉ là điều kiện bắt buộc để đảm bảo cánh không bị xâm thực. Nếu chúng ta chỉ tính đến ma sát thì L/T càng nhỏ càng có lợi.

Nhưng giảm L/T từ thông số nào? Thường

trong thiết kế, người ta hay lấy các giá trị L/T của các mẫu có hiệu suất cao hiện có để thiết kế cánh mới, hoặc lấy L/T từ biểu đồ quan hệ $(L/T)_D = f(K_H)$ là biểu đồ quan hệ tổn thất năng lượng nhỏ nhất trong dãy cánh. Ngoài ra, việc lấy L/T theo các mẫu có hiệu suất cao cũng hạn chế, vì các mẫu này không phải dễ có, đặc biệt các mẫu bơm có n_s trên 1000v/ph thì hiện nay không có.

Một số các công trình nghiên cứu khoa học trong nước khi nghiên cứu về thông số L/T của bơm và tuabin hướng trục đã khẳng định:

1. Giảm L/T khoảng 12% cho mẫu cánh được chọn vẫn chưa xảy ra xâm thực, khi giảm L/T 6% và 12%, hiệu suất lớn nhất giảm đều 2%, từ 84,2% xuống 82% và 80,1%.

2. Nếu giữ nguyên tỷ số bầu $\bar{d}$, thay đổi L/T , chiều cao hút sẽ thay đổi theo, kết quả này được thể hiện trong bảng 1.

3. Trên cơ sở phân tích cả hai khía cạnh hiệu suất và xâm thực như trên đây, ta nhận thấy là độ giảm L/T (lấy theo mẫu OP6) nên giới hạn tối đa ở khoảng 10%. Nếu độ giảm L/T tăng đến 15% và lớn hơn thì chiều sâu đặt bơm tăng rất nhanh và có giá trị rất lớn.

4. Mỗi một loại bơm chỉ có một giá trị L/T tối ưu, khi tăng L/T so với giá trị tối ưu, hiệu suất bơm sẽ giảm đi và độ dốc của đường cong cột áp sẽ lớn hơn. Khi giảm L/T so với giá trị tối ưu, hiệu suất của bơm cũng giảm đi, và độ dốc đường cong cột áp cũng thoải hơn.

Bảng 1: Chiều cao hút của bơm $n_s=1200$ v/ph khi thay đổi L/T

TT	Phương án tính toán	$H_{hd}(m)$	$[Z_h](m)$
1	$\bar{d} = 0.35$, L/T không đổi	0.192	- 1.49
2	$\bar{d} = 0.35$, L/T giảm 05%	0.202	- 2.06
3	$\bar{d} = 0.35$, L/T giảm 10%	0.211	- 2.63
4	$\bar{d} = 0.35$, L/T giảm 15%	0.23	- 3.78
5	$\bar{d} = 0.35$, L/T giảm 20%	0.24	- 4.36

Những phân tích trên đây cho thấy mối quan hệ lẫn nhau và ảnh hưởng của các thông số kết cấu cánh của các loại máy thủy lực hướng trục đến đặc tính năng lượng và hiệu suất của chúng. Những phân tích này cho phép ta đi đến các kết luận sau:

- Để nâng cao hiệu suất của các bơm hướng trục cần phải chú ý khi tính toán, lựa chọn các thông số kết cấu. Tùy theo tính năng mà lựa chọn các thông số này theo hướng tăng hay giảm so với các bảng biểu tham khảo hay các bơm có hiệu suất cao tương tự.

- Trong các thông số kết cấu, L/T là thông số quan trọng có ảnh hưởng chính đến chất lượng thủy lực và xâm thực, và do đó đến hiệu suất của bộ cánh. Những bơm thiết kế không tham khảo được thông số L/T của bơm mẫu tương tự

thì nên chọn mẫu có vòng quay đặc trưng gần nhất để định hướng trong bước chọn đầu tiên, sau đó hiệu chỉnh theo cách:

+ Bơm thiết kế có n_s cao hơn bơm mẫu thì chọn L/T như bơm mẫu rồi giảm theo tỷ lệ từ 10% đến 20% và thử dần bằng mô hình toán hoặc bằng mô hình vật lý

+ Bơm thiết kế có n_s nhỏ hơn bơm mẫu thì chọn L/T như bơm mẫu rồi tăng dần theo tỷ lệ từ 10% đến 20% và thử dần bằng mô hình toán hoặc bằng mô hình vật lý.

- Lựa chọn n_D theo hướng D càng nhỏ càng tốt trên cơ sở đảm bảo $[n]$.

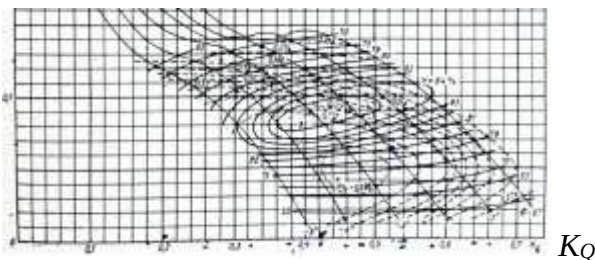
- Trong bơm hướng trục, tỷ số bầu càng nhỏ càng tốt. Tùy thuộc vào kết cấu để chọn và thông số này không ảnh hưởng nhiều đến hiệu

suất và khả năng xâm thực của bộ cánh.

2.2. Về đặc tính năng lượng và đặc tính xâm thực

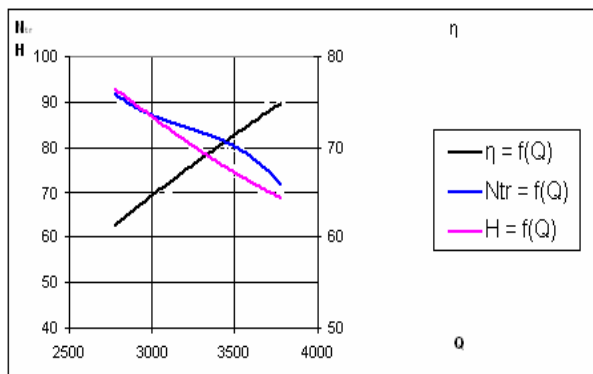
Trong những năm qua, chúng ta đã có một số công trình nghiên cứu về bơm cột nước thấp, n_s cao. Tuy nhiên phần nghiên cứu thực nghiệm của các công trình này chỉ dừng lại ở bước xây dựng đặc tính làm việc, còn vấn đề xâm thực chỉ được nghiên cứu bằng mô phỏng trên mô hình toán, thực tế chưa thí nghiệm xâm thực với các mẫu n_s cao này.

K_H



Hình 6: Đặc tính tổng hợp bơm OP6

Hầu hết các nghiên cứu này đều tham khảo một phần các thông số của mẫu OP6 (chủ yếu là L/T , $\bar{d}$ và $\delta_{\max}$) và được hiệu chỉnh trên cơ sở các kết luận có được từ các nghiên cứu như đã nêu ở



Hình 7: Đặc tính năng lượng bộ dẫn dòng bơm HT3600-5, $n_s=1000$ v/ph

phần 2.1. Cho đến nay mẫu OP6 vẫn là mẫu thông dụng nhất và được tham khảo nhiều nhất trong các công trình nghiên cứu về bơm hướng trục n_s cao tại Việt Nam.

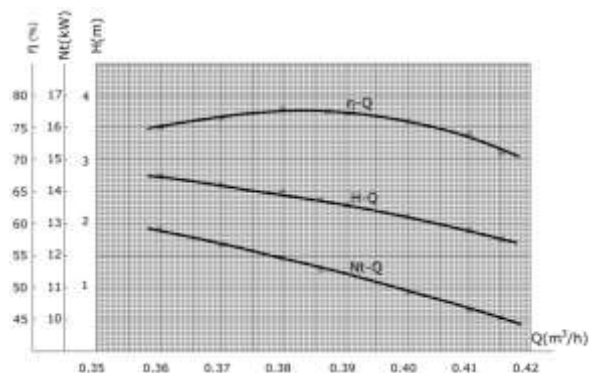
Dựa vào đặc tính tổng hợp của bơm OP6, có thể xác định được cột áp dự trữ chống xâm thực của bơm tại các vị trí góc xoay và các điểm làm việc khác nhau. Khi tính toán thiết kế bơm n_s cao có tham khảo mẫu OP6, có thể tham khảo các giá trị này để tính toán ra được chiều cao hút của bơm đảm bảo không xảy ra xâm thực.

Dưới đây là đặc tính năng lượng một số bơm hướng trục n_s cao được nghiên cứu thành công và ứng dụng vào thực tiễn tại Việt Nam trong những năm gần đây:

*/ Bơm HT3600-5: $H=5$ m, $Q=3600$ m³/h; $n_s=1000$ v/ph

Đây là bơm hướng trục kiểu buồng xoắn được nghiên cứu phù hợp để thay thế các tổ máy bơm loại 4000m³/h trục ngang cũ 30HTN-90.

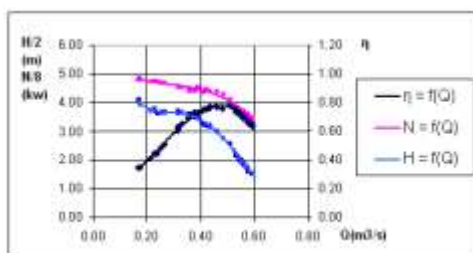
*/ Bơm HT9050-3.25: $H=3.25$ m, $Q=9050$ m³/h; $n_s=1200$ v/ph



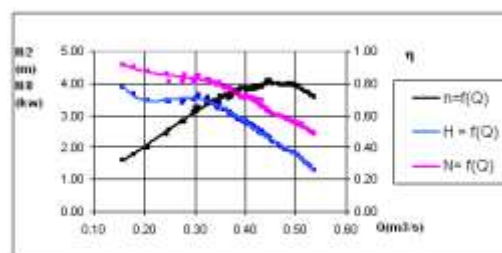
Hình 8: Đặc tính năng lượng bộ dẫn dòng bơm HT9050-3.25, $n_s=1200$ v/ph

*/ Bơm capsule, tỷ tốc cao có $n_s = 1200$ v/ph, $H=2$ m, $Q=12000$ m³/h

*/ Bơm capsule, tỷ tốc cao có $n_s = 1100$ v/ph, $H=2$ m, $Q=7000$ m³/h



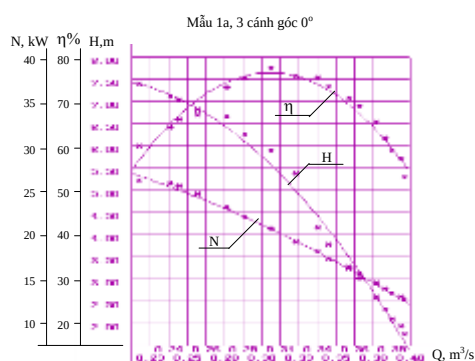
Hình 9: Đặc tính năng lượng bộ dẫn dòng bơm mẫu loại hướng trục capsule, $n_s = 1200 \text{ v/ph}$, $H=2\text{m}$, $Q=12000 \text{ m}^3/\text{h}$



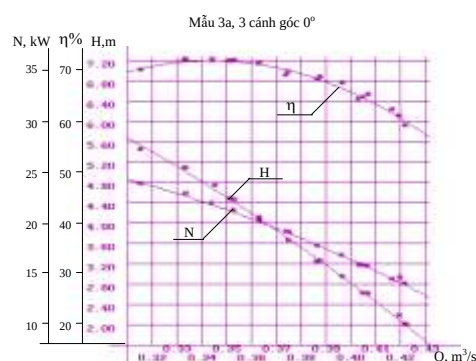
Hình 10: Đặc tính năng lượng bộ dẫn dòng bơm loại hướng trục capsule, $n_s = 1100 \text{ v/ph}$, $H=2\text{m}$, $Q=7000 \text{ m}^3/\text{h}$

*/ Bơm hướng trục $Q=8000 \text{ m}^3/\text{h}$; $H=1,8\text{m}$; $n=490 \text{ v/ph}$; $n_s=1715 \text{ v/ph}$

*/ Bơm hướng trục $Q=8000 \text{ m}^3/\text{h}$; $H=1,9\text{m}$; $n=590 \text{ v/ph}$; $n_s=2065 \text{ v/ph}$



Hình 11: Đặc tính bơm hướng trục $n_s=1715 \text{ v/ph}$, $Z=3$



Hình 12: Đặc tính bơm hướng trục $n_s=2065 \text{ v/ph}$, $Z=3$

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] Hoàng Thị Bích Ngọc (2012), *Máy thủy khí cánh dẫn Bơm ly tâm và bơm hướng trục- Lý thuyết - tính toán - thiết kế*, NXB Khoa học và Kỹ thuật.
- [2] Lê Danh Liên (2014), *Bơm quạt cánh dẫn*, NXB Khoa học và Kỹ thuật.
- [3] GS.TS Lê Danh Liên, ThS. Nguyễn Quang Minh, KS. Vũ Đình Hưng, ThS. Kiều Tiến Mạnh (2013). “Nghiên cứu thực nghiệm mô hình bơm hướng trục chìm trục ngang tỷ tốc cao ($n_s=1715 \text{ v/ph}$ và 2065 v/ph)”. *Tạp chí Khoa học và Công nghệ thủy lợi*, số 21, trang từ 41 đến 46.
- [4] A.A. LOMAKIN, Người dịch: Lê Phú, Lê Duy Tùng, Đặng Xuân Thi (1971), *Bơm ly tâm và bơm hướng trục*, NXB khoa học kỹ thuật.
- [5] Đỗ Hồng Vinh (2005), *Nghiên cứu ảnh hưởng của các thông số kết cấu của bánh công tác đến đặc tính làm việc lý thuyết của bơm hướng trục có $n_s=1200 \text{ v/ph}$* , Luận văn thạc sỹ kỹ thuật, Trường ĐHBK Hà Nội.
- [6] Phạm Văn Thu (2008), *Nghiên cứu quan hệ giữa thông số l/t và số lá cánh bánh công tác z cho bơm hướng trục có số vòng quay đặc trưng từ 1000 v/ph - 1200 v/ph để phục vụ tưới tiêu cho điều kiện cột nước thấp ở Việt Nam*, Luận án Tiến sỹ kỹ thuật, Trường ĐHBK Hà Nội.
- [7] Nguyễn Vũ Việt (2004), *Nghiên cứu mô hình tua bin hướng trục để mở rộng phạm vi làm việc của tua bin hướng trục cột nước thấp ứng dụng cho các trạm thủy điện nhỏ ở Việt Nam*, Luận án tiến sỹ kỹ thuật, Trường ĐHBK Hà Nội.