

PGS. TS. VÕ SỸ HUỖNH
TS. NGUYỄN THỊ XUÂN THU

Tua bin nước



NHÀ XUẤT BẢN
KHOA HỌC VÀ KỸ THUẬT

PGS. TS. VÕ SỸ HUỲNH, TS. NGUYỄN THỊ XUÂN THU

TUABIN NƯỚC

**NHÀ XUẤT BẢN KHOA HỌC VÀ KỸ THUẬT
HÀ NỘI**

Lời nói đầu

Sách Tuabin nước là tài liệu chuyên khảo cho các kỹ sư, trung cấp làm việc trong lĩnh vực tư vấn, thiết kế chế tạo, lắp đặt vận hành tuabin trong nhà máy thủy điện và hệ thống điện. Nó là tài liệu phục vụ cho nghiên cứu khoa học và giảng dạy chuyên ngành Máy và tự động thủy khí.

Sách Tuabin nước giới thiệu:

- Nguyên lý, tính năng các loại tuabin nước làm việc trong nhà máy thủy điện.
- Phạm vi sử dụng của các loại tuabin nước và phương pháp chọn tuabin nước cho nhà máy thủy điện.
- Tính toán thủy lực, xác định kích thước hình dạng phần dẫn dòng tuabin nước, buồng dẫn, bánh công tác và buồng hút.
- Tính bền một số chi tiết tuabin nước.
- Nguyên lý làm việc của bộ điều tốc và các sơ đồ của các bộ điều tốc.

Để phát triển thủy điện ở nước ta, nhất là thủy điện nhỏ, sách đã đề cập tới các phương pháp thiết kế bánh công tác, buồng dẫn và buồng hút của các loại tuabin. Các kỹ sư thiết kế có thể sử dụng sách này cho việc lựa chọn tuabin, xác định các kích thước cơ bản của tuabin cho nhà máy thủy điện. Cán bộ và công nhân vận hành có thể tham khảo tài liệu này nắm vững các tính năng của tuabin để khai thác tối ưu và an toàn nhà máy thủy điện.

Sách chuyên khảo Tuabin nước cho chuyên ngành thủy điện ra đời chắc chắn còn có nhiều thiếu sót. Mong bạn đọc góp ý cho lần tái bản sau. Thư góp ý xin gửi về Bộ môn Kỹ thuật hàng không và thủy khí - Khoa Cơ khí - Trường Đại học Bách khoa Hà Nội hoặc Nhà xuất bản Khoa học và Kỹ thuật, 70 Trần Hưng Đạo, Hà Nội.

Xin chân thành cảm ơn bạn đọc.

CÁC TÁC GIẢ

Chương I: KHÁI NIỆM CƠ BẢN VỀ TUABIN NƯỚC

1.1. TUABIN NƯỚC VÀ SỰ PHÁT TRIỂN CỦA NÓ

Hiện nay ngành năng lượng học đang phát triển mạnh. Người ta tích cực tìm kiếm những nguồn năng lượng khác nhau để sử dụng cho các ngành kinh tế. Trong đó năng lượng truyền thống: than, dầu, khí đốt, hạt nhân, thủy điện được coi là các dạng năng lượng cơ bản; còn năng lượng Mặt trời, năng lượng gió, năng lượng thủy triều và năng lượng thủy điện cực nhỏ... là những dạng năng lượng mới.

Ở nước ta có ba nguồn năng lượng chính đã được khai thác là than, dầu khí và năng lượng các dòng sông, suối lớn. Còn các nguồn năng lượng khác như năng lượng hạt nhân, gió, thủy triều, sóng biển, Mặt trời... đang được nghiên cứu sử dụng.

Năng lượng của các dòng chảy trong sông, suối (thủy năng) của nước ta rất phong phú, đứng hàng thứ 22 trên thế giới về tiềm năng thủy điện. Nguồn năng lượng này được phân bố khắp đất nước. Trữ năng lý thuyết của thủy điện trên cả nước ước tính là 270-300 tỷ kWh/năm, với công suất khoảng 32.10⁶ kW. Nhưng trữ năng thủy điện kỹ thuật (khai thác với hiệu quả kinh tế) chỉ có khoảng 80 tỷ kWh, với công suất lắp máy 17.438 MW. Tiềm năng kinh tế kỹ thuật thủy điện nhỏ khoảng 60 tỷ kWh/năm, với công suất lý thuyết 10.000 MW.

Thủy năng là một dạng năng lượng tái tạo được. Đây là đặc tính ưu việt nhất của nguồn năng lượng này, các nguồn năng lượng khác như nguyên tử, than, dầu... không thể tái tạo được. Trong quá trình biến đổi năng lượng, chỉ có thủy năng sau khi biến đổi thành cơ năng và nhiệt năng lại được tái tạo thành dạng thủy năng, còn các dạng năng lượng khác trong quá trình biến đổi không tự tái tạo được trong tự nhiên. Con người sử dụng nguồn thủy năng để phục vụ cho đời sống và sản xuất, đặc biệt là để phát điện.

Tuabin nước - còn gọi là tuabin thủy lực là một thiết bị động lực biến đổi năng lượng của dòng chảy (thủy năng) thành cơ năng để quay máy phát điện và máy công cụ.

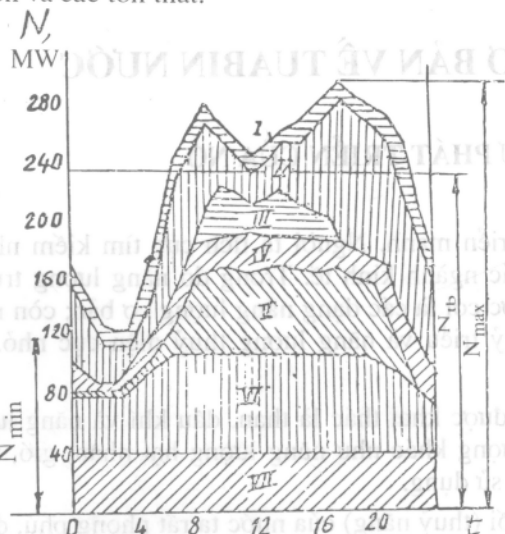
Nhà máy thủy điện có hàng loạt ưu điểm:

- Hiệu suất của nhà máy thủy điện có thể đạt được rất cao so với nhà máy nhiệt điện.
- Thiết bị đơn giản, dễ tự động hoá và có khả năng điều khiển từ xa.
- Ít sự cố và cần ít người vận hành.
- Có khả năng làm việc ở phần tải thay đổi.
- Thời gian mở máy và dừng máy ngắn.
- Không làm ô nhiễm môi trường.

Mặt khác, nếu khai thác thủy năng tổng hợp, kết hợp với tưới tiêu, giao thông và phát điện thì giá thành điện sẽ giảm xuống, giải quyết triệt để hơn vấn đề của thủy lợi và môi trường sinh thái của một vùng rộng lớn quanh đó.

Vốn đầu tư xây dựng nhà máy thủy điện đòi hỏi lớn hơn so với vốn xây dựng nhà máy nhiệt điện. Nhưng giá thành một kWh của thủy điện rẻ hơn nhiều so với nhiệt điện nên tính kinh tế chung vẫn là tối ưu hơn. Tuy nhiên, người ta cũng không thể khai thác nguồn năng lượng này bằng bất cứ giá nào. Xây dựng công trình thủy điện thực chất là thực hiện một sự chuyển đổi

điều kiện tài nguyên và môi trường. Sự chuyển đổi này có thể tạo ra các điều kiện mới, giá trị mới sử dụng cho các lợi ích kinh tế xã hội nhưng nó cũng có thể gây ra những tổn thất về xã hội và môi trường mà chúng ta khó có thể đánh giá được hết. Người ta chỉ khai thác thủy năng tại các vị trí công trình cho phép về điều kiện kỹ thuật, có hiệu quả kinh tế sau khi đã so sánh giữa lợi ích và các tổn thất.



Hình 1.1. Biểu đồ công suất điện sử dụng theo ngày

Các thông số đặc trưng của biểu đồ:

N_{max} - công suất lớn nhất trong ngày, tính bằng MW, còn gọi là đỉnh của biểu đồ.

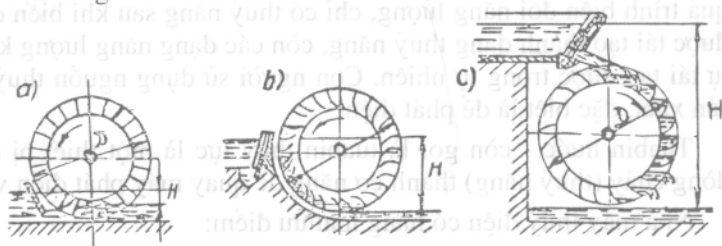
N_{min} - công suất nhỏ nhất trong ngày, tính bằng MW.

N_{tb} - công suất trung bình ngày, tính bằng MW.

Trong biểu đồ, phần nằm dưới giá trị N_{min} là vùng cơ bản, phần nằm giữa N_{min} và N_{tb} là vùng trung bình, phần nằm giữa N_{tb} và N_{max} là vùng đỉnh. Vùng cơ bản do các nhà máy điện nguyên tử và nhiệt điện cung cấp. Vùng đỉnh do nhà máy thủy điện cung cấp. Còn vùng trung bình do sự điều tiết của từng địa phương. Ở những nơi có trạm thủy điện tích năng thì vùng đỉnh là vùng trung bình do trạm thủy điện tích năng đảm nhiệm.

Tuabin nước là loại máy thủy lực đầu tiên loài người dùng để sử dụng nguồn năng lượng thiên nhiên phục vụ đời sống và sản xuất, trước tiên là trong việc lấy nước và chế biến lương thực.

Tuabin nước đầu tiên là những bánh xe nước đơn giản sử dụng động năng của dòng chảy. Cho tới nay lịch sử chưa xác định được ở đâu và ai là người đầu tiên phát minh ra bánh xe nước (hình 1.2). Người ta biết rằng hàng nghìn năm trước công nguyên ở Ai Cập, Ấn Độ và Trung Quốc đã sử dụng bánh xe nước dưới dạng thiết bị biến đổi năng lượng. Đến nay ở nước ta bánh xe nước vẫn còn được sử dụng trên các suối vùng núi và trung du.



Hình 1.2. Sơ đồ bánh xe nước

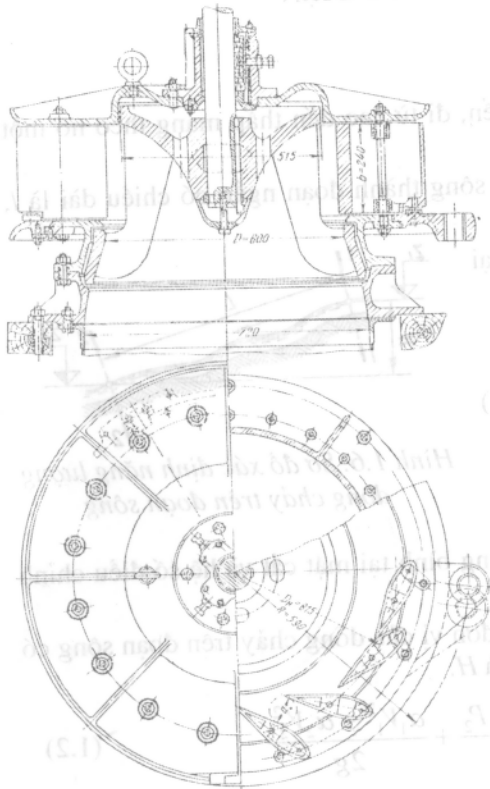
Ở những thành phố và khu công nghiệp lớn thường phải sử dụng kết hợp nhiều nhà máy nhiệt điện, điện nguyên tử và thủy điện. Chúng cần làm việc đồng bộ với nhau và sao cho đạt hiệu quả cao nhất. Người ta thành lập những biểu đồ công suất điện sử dụng theo năm, tháng, ngày. Ví dụ trên hình 1.1 là biểu đồ công suất điện sử dụng trong một ngày đêm.

Biểu đồ bao gồm những vùng chính:

I- điện cho những thiết bị dùng điện của các nhà máy phát điện. II- điện sinh hoạt, dân dụng. III- điện cho các cơ quan làm việc giờ hành chính. IV- điện cho các phương tiện giao thông. V- điện cho các cơ sở làm việc 2 ca. VI- điện cho các cơ sở làm việc 3 ca.

Ở Pháp từ thế kỷ IV đã có máy xay xát chạy bằng năng lượng của nước. Tuy nhiên mãi tới thế kỷ XVI với sự phát triển của chủ nghĩa tư bản thì việc sử dụng năng lượng nước mới tương đối rộng rãi và bánh xe nước mới có những cải tiến lớn. Nhưng từ bánh xe nước đến tuabin nước loài người phải trải qua tìm kiếm và nghiên cứu khá dài.

Năm 1834 kỹ sư Pháp là Fuaray đã chế tạo thành công tuabin nước đầu tiên (hình 1.3).



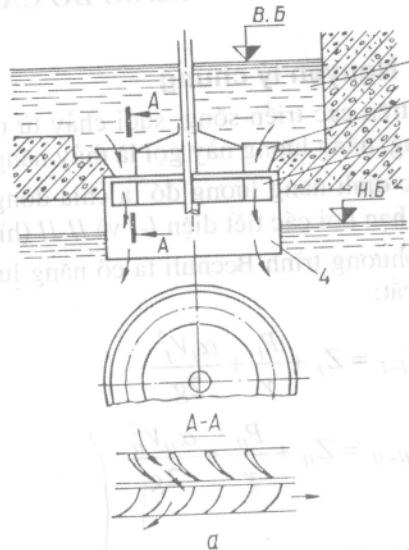
Hình 1.4. Sơ đồ tuabin Franxic

Năm 1847-1849 một kỹ sư Mỹ là Dran Franxic đã cải tiến tuabin Hopd thành tuabin tâm trục có hiệu suất cao hơn. Ngày nay người ta gọi tuabin tâm trục là tuabin Franxic (hình 1.4).

Năm 1837-1841 Ghensen (Đức) và Jonvan (Pháp) đã chế tạo tuabin hướng trục cánh cố định. Sau đó năm 1912-1924 một giáo sư người Tiệp Khắc cũ là Kaplan cải tiến tuabin hướng trục cánh cố định thành tuabin hướng trục cánh điều chỉnh và gọi là tuabin Kaplan. Do điều chỉnh cánh làm tăng hiệu suất trong một phạm vi điều chỉnh công suất rộng.

Năm 1880 Penton (Mỹ) đã cải tiến bánh xe nước và phát minh ra tuabin gáo. Vì thế tuabin gáo còn gọi là tuabin Penton (hình 1.5).

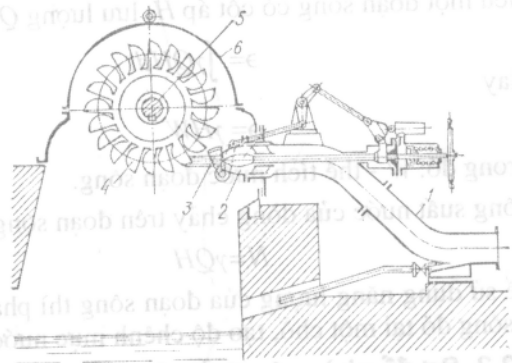
Ngày nay các loại tuabin nước kể trên đã được cải tiến và hoàn thiện ở mức độ cao. Nhiều kiểu tuabin đã được ra đời như tuabin hướng chéo, tuabin dòng thẳng (Capsun), tuabin bơm (máy thủy lực thuận nghịch dùng trong các trạm thủy điện tích năng).



Hình 1.3. Sơ đồ tuabin đầu tiên

Sau đó ít năm, vào khoảng năm 1837 người thợ mộc Nga tên là Xaphon cũng chế tạo một loại tuabin nước kiểu li tâm.

Năm 1838 Hopd (Mỹ) đã cải tạo tuabin li tâm trên thành tuabin hướng tâm.



Hình 1.5. Sơ đồ tuabin Penton

1- ống dẫn; 2- mũi phun; 3- hướng tia nước; 4- cánh gáo; 5- trục; 6- vỏ tuabin

Hiện nay ở nước ta đã có nhiều cơ sở đầu tư tiến bộ khoa học kỹ thuật cho việc chế tạo tuabin nước. Chúng ta đã chế tạo một số tuabin nhỏ (đến hàng ngàn kW). Trong tương lai chúng ta sẽ chế tạo tuabin loại lớn hơn, góp phần cho việc điện khí hoá và phục vụ sản xuất ở các địa phương xa lưới điện quốc gia.

1.2. SƠ ĐỒ CÁC NHÀ MÁY THỦY ĐIỆN

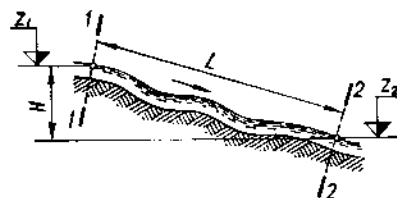
1.2.1. Nguyên lý chung

Nước trên các triền sông, suối chảy từ nguồn ra biển, đi từ cao đến thấp mang theo nó một năng lượng, năng lượng này gọi là thủy năng.

Để xác định năng lượng đó ta chia dòng chảy trên sông thành đoạn ngắn có chiều dài là l , được giới hạn bởi các tiết diện $I-I$ và $II-II$ (hình 1.6).

Theo phương trình Bernouli ta có năng lượng riêng tại từng mặt cắt:

$$\begin{aligned} E_{I-I} &= Z_I + \frac{P_I}{\gamma} + \frac{\alpha_I V_I^2}{2g} \\ E_{II-II} &= Z_{II} + \frac{P_{II}}{\gamma} + \frac{\alpha_{II} V_{II}^2}{2g} \end{aligned} \quad (1.1)$$



Hình 1.6. Sơ đồ xác định năng lượng dòng chảy trên đoạn sông

Trong đó: P/γ , Z , V , α – áp năng, vị năng, vận tốc trung bình tại mặt cắt và hệ số điều chỉnh động năng.

Hiệu năng lượng riêng của hai mặt cắt là năng lượng đơn vị của dòng chảy trên đoạn sông có chiều dài l và được gọi là cột áp của đoạn sông, ký hiệu là H .

$$H = E_I - E_{II} = Z_I - Z_{II} + \frac{P_I - P_{II}}{\gamma} + \frac{\alpha_I V_I^2 - \alpha_{II} V_{II}^2}{2g} \quad (1.2)$$

Nếu một đoạn sông có cột áp H , lưu lượng Q thì năng lượng dòng chảy trên đoạn sông đó là:

$$\begin{aligned} \Rightarrow \int_l \gamma Q H dt \\ \text{Hay} \\ \Rightarrow \gamma H W \end{aligned} \quad (1.3)$$

Trong đó: W - thể tích nước đoạn sông.

Công suất nước của dòng chảy trên đoạn sông là:

$$N = \gamma Q H \quad (1.4)$$

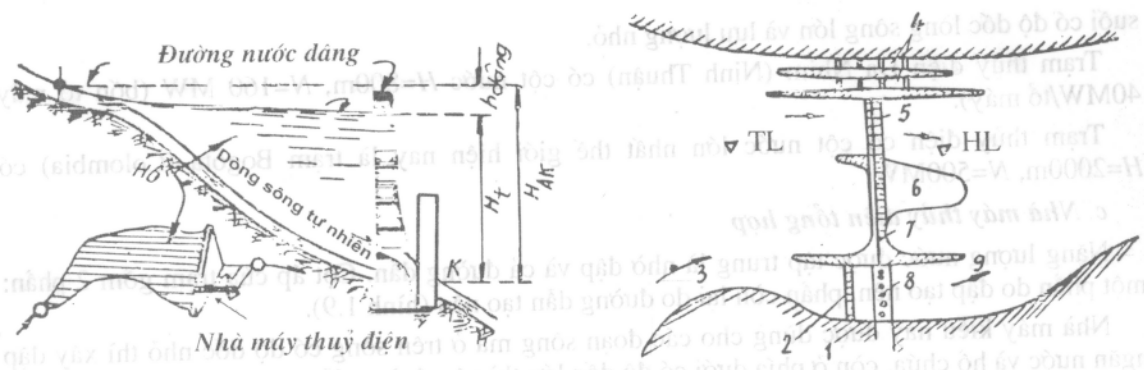
Để sử dụng năng lượng của đoạn sông thì phải tập trung năng lượng dòng nước phân bố trên đoạn sông đó tại một chỗ, tạo độ chênh mực nước thượng và hạ lưu nghĩa là phải tạo nên cột áp.

1.2.2. Sơ đồ nhà máy thủy điện

Trong thực tế có 3 phương pháp tập trung năng lượng của dòng nước tương ứng với ba sơ đồ nhà máy thủy điện (hình 1.7, 1.8, 1.9): Nhà máy thủy điện kiểu lòng sông, nhà máy thủy điện đường dẫn và nhà máy thủy điện kiểu tổng hợp.

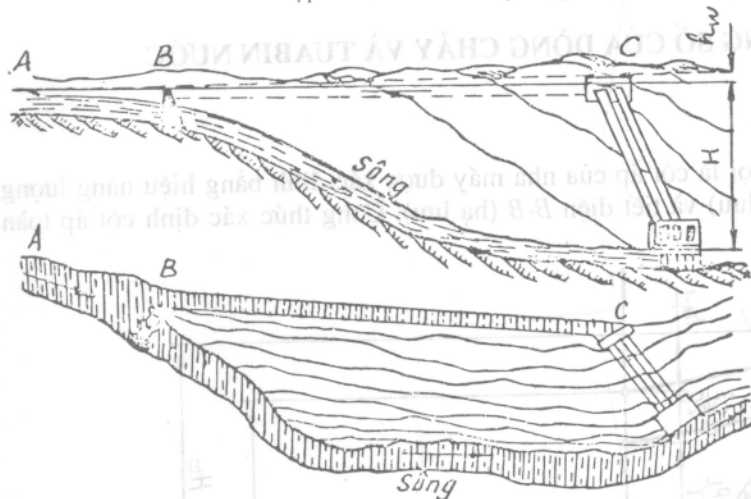
a. Nhà máy thủy điện kiểu lòng sông (hay sau đập)

Để tập trung năng lượng người ta dùng đập cột áp H là độ chênh mực nước trước và sau đập (tương ứng thượng và hạ lưu). Đập có hồ chứa nước lớn để điều tiết lưu lượng dòng sông.



Hình 1.7. Sơ đồ nhà máy thủy điện kiểu lòng sông

1- bờ sông; 2- lưới chắn rác; 3- dòng thượng lưu; 4- âu thuyền; 5- cửa xả nước không tải; 6-7- đập đất; 8- nhà máy thủy điện; 9- dòng chảy hạ lưu



Hình 1.8. Sơ đồ nhà máy thủy điện kiểu đường dẫn

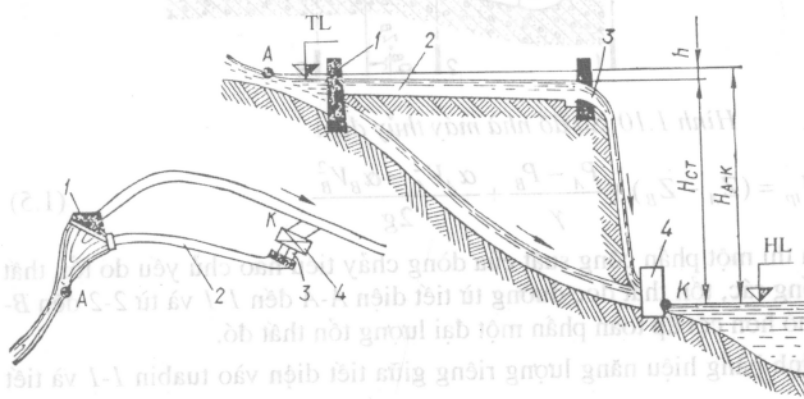
$H=300\text{m}$ là nhà máy thủy điện Nurec ở Liên Xô (cũ).

Nhà máy thủy điện Thác Bà trên sông Chảy là nhà máy thủy điện lòng sông có cột áp $H=37\text{m}$, $N=40\text{MW}$, ba tổ máy.

Nhà máy thường đặt sau đập đối với cột nước lớn, hoặc là một bộ phận của đập đối với cột nước nhỏ. Các trạm thủy điện với phương pháp tập trung năng lượng bằng đập gọi là nhà máy kiểu lòng sông hay sau đập. Nó áp dụng cho các con sông ở đồng bằng, trung du nơi có độ dốc lòng sông nhỏ, lưu lượng sông lớn. Trong thực tế, chiều cao của đập bị hạn chế bởi kỹ thuật đắp đập và diện tích bị ngập. Cột áp ở các trạm thủy điện này không lớn, thông thường không lớn hơn $30\div 40\text{m}$. Tuy nhiên, nhà máy thủy điện kiểu này đã đạt cột áp cao nhất

b. Nhà máy thủy điện đường dẫn

Nước được ngăn bởi một đập thấp rồi chảy theo đường dẫn (kênh, máng, tuy - nen, ống dẫn) đến nhà máy thủy điện. Ở đây cột áp cơ bản là do đường dẫn tạo nên, còn đập chỉ để ngăn nước lại để đưa vào đường dẫn. Đường dẫn có độ dốc nhỏ hơn độ dốc lòng sông. Kiểu trạm này thường dùng ở các sông



Hình 1.9. Sơ đồ nhà máy thủy điện kiểu tổng hợp.

sưởi có độ dốc lòng sông lớn và lưu lượng nhỏ.

Trạm thủy điện Đa Nhim (Ninh Thuận) có cột nước $H=800\text{m}$, $N=160\text{ MW}$ (bốn tổ máy 40MW/tổ máy).

Trạm thủy điện có cột nước lớn nhất thế giới hiện nay là trạm Bogota (Colombia) có $H=2000\text{m}$, $N=500\text{MW}$.

c. Nhà máy thủy điện tổng hợp

Năng lượng nước được tập trung là nhờ đập và cả đường dẫn. Cột áp của trạm gồm 2 phần: một phần do đập tạo nên, phần còn lại do đường dẫn tạo nên (hình 1.9).

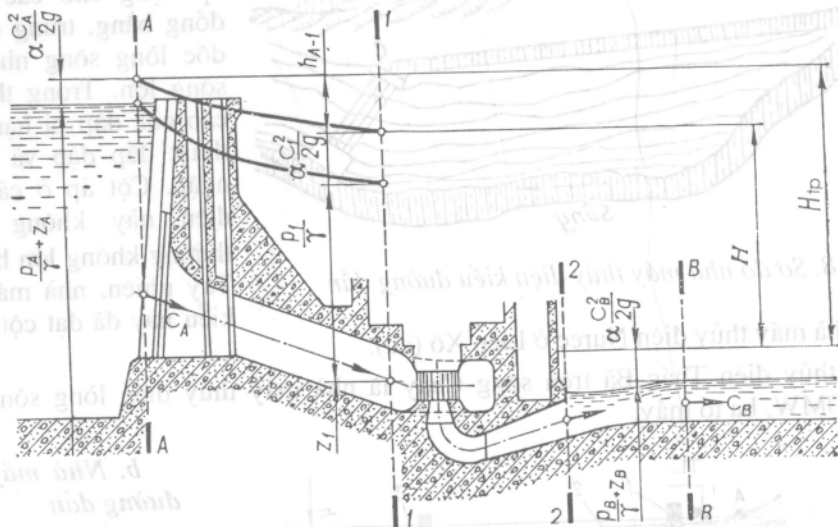
Nhà máy kiểu này được dùng cho các đoạn sông mà ở trên sông có độ dốc nhỏ thì xây đập ngăn nước và hồ chứa, còn ở phía dưới có độ dốc lớn thì xây đường dẫn.

Nhà máy thủy điện Hoà Bình ($H=88\text{m}$, $N=220\text{MW}$, 8 tổ máy) và Trị An ($H=50\text{m}$, $N=100\text{MW}$, 3 tổ máy) là trạm kiểu tổng hợp.

1.3. CÁC THÔNG SỐ CỦA DÒNG CHẢY VÀ TUABIN NƯỚC

1.3.1. Cột áp

- Cột áp toàn phần hay còn gọi là cột áp của nhà máy được xác định bằng hiệu năng lượng riêng của tiết diện A-A (thượng lưu) và tiết diện B-B (hạ lưu). Công thức xác định cột áp toàn phần như sau:



Hình 1.10. Sơ đồ nhà máy thủy điện

$$H_{tp} = (Z_A - Z_B) + \frac{P_A - P_B}{\gamma} + \frac{\alpha_A V_A^2 - \alpha_B V_B^2}{2g} \quad (1.5)$$

Khi dòng chảy vào tuabin thì một phần công suất của dòng chảy tiêu hao chủ yếu do tổn thất cột áp qua cửa ngăn, cửa chống rác, tổn thất dọc đường từ tiết diện A-A đến 1-1 và từ 2-2 đến B-B. Vì thế cột áp của tuabin nhỏ hơn cột áp toàn phần một đại lượng tổn thất đó.

Cột áp tuabin được xác định bằng hiệu năng lượng riêng giữa tiết diện vào tuabin 1-1 và tiết diện ra 2-2 (hình 1.10).

Cột áp tuabin xác định theo công thức:

$$H = (Z_1 - Z_2) + \frac{P_1 - P_2}{\gamma} + \frac{\alpha_1 V_1^2 - \alpha_2 V_2^2}{2g} \quad (1.6)$$

Cột áp tuabin là một trong những thông số quan trọng để thiết kế tuabin.

1.3.2. Lưu lượng

Lưu lượng của tuabin là lượng nước chảy qua tuabin trong một đơn vị thời gian. Ký hiệu là Q , đơn vị đo m^3/s .

Lưu lượng tuabin khác với lưu lượng của dòng chảy vì có thể có một phần lưu lượng của dòng chảy không đi qua tuabin mà đi qua đập tràn hoặc âu thuyền.

Lưu lượng tuabin cũng là một trong những thông số chính để thiết kế tuabin.

1.3.3. Công suất

Công suất của tuabin được xác định theo cột áp và lưu lượng qua tuabin theo công thức:

$$N = \frac{\gamma Q H}{102} \text{ (kW)}$$

$$\text{hay} \quad N = 9,81 Q H \quad (1.7)$$

Công suất hữu ích là công suất trên trục tuabin xác định theo công thức:

$$N_h = N \eta_T \quad (1.8)$$

Công suất hữu ích luôn nhỏ hơn công suất xác định theo công thức (1.7), vì trong quá trình biến đổi năng lượng luôn có tổn thất.

1.3.4. Hiệu suất

- Hiệu suất tuabin:

Từ biểu thức (1.7) và (1.8), ta suy ra hiệu suất tuabin η_T

$$\eta_T = \frac{N_h}{9,81 Q H} \quad (1.9)$$

Hiệu suất của tuabin là tích của 3 hiệu suất:

$$\eta_T = \eta_l \cdot \eta_o \cdot \eta_{ck} \quad (1.10)$$

Trong đó: η_l - hiệu suất thủy lực - do tổn thất thủy lực;

η_o - hiệu suất thể tích - do tổn thất rò rỉ;

η_{ck} - hiệu suất cơ khí - do tổn thất cơ khí.

Hiệu suất tuabin phụ thuộc chủ yếu vào cấu tạo, kích thước, và chế độ làm việc của nó.

- Hiệu suất tổ máy:

Nếu nối trực tiếp thì hiệu suất tổ máy là tích của hiệu suất tuabin và hiệu suất máy phát:

$$\eta_{t,m} = \eta_T \cdot \eta_{mf} \quad (1.11)$$

Nếu nối gián tiếp qua cơ cấu truyền động thì cần tính thêm hiệu suất truyền động:

$$\eta_{t,m} = \eta_T \cdot \eta_{mf} \cdot \eta_{td} \quad (1.12)$$

Như vậy công suất tổ máy sẽ là:

$$N_{t,m} = 9,81 \cdot Q \cdot H \cdot \eta_{t,m} \quad (1.13)$$

1.3.5. Đường kính bánh công tác và số vòng quay tuabin

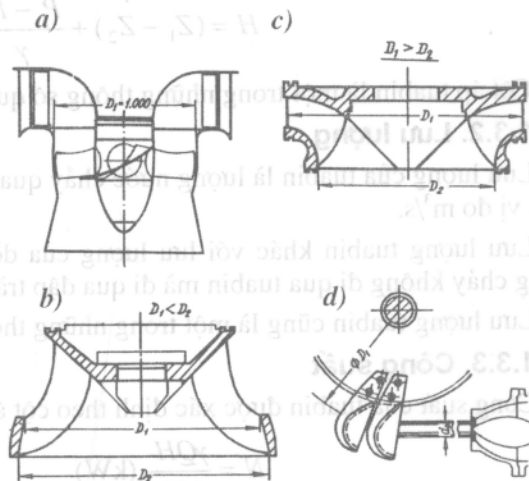
- Kích thước hình học của bánh công tác đặc trưng bởi đường kính D_1 được quy ước đối với những loại tuabin chính như hình vẽ 1.11.

- Số vòng quay của tuabin thông thường chính là số vòng quay của máy phát (nếu nối trực tiếp), vì vậy khi chọn số vòng quay của tuabin cần chú ý đến số vòng quay đồng bộ của máy phát:

$$n = \frac{6000}{2P} \tag{1.14}$$

Trong đó: $2P$ – số đôi cực của máy phát ứng với tần số $f = 50\text{Hz}$.

Có thể chọn số vòng quay đồng bộ theo bảng sau:



Hình 1.11. Quy ước đường kính bánh công tác D_1 đối với các loại tuabin

a. hướng trục; b, c. tâm trục; d. gáo

Bảng 1.1

Số đôi cực $2P$	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
n , vòng/ph	3000	1500	1000	750	600	500	428,6	375	333	300	273	250

Hai đại lượng này đặc trưng cho kích thước và cỡ tuabin. Chúng có quan hệ mật thiết với nhau và được xác định bởi cột áp và lưu lượng của tuabin. Thường tuabin có công suất lớn thì đường kính lớn. Nhưng tuabin có cột áp càng lớn thì số vòng quay càng lớn và kích thước càng nhỏ.

1.3.6. Số vòng quay đặc trưng của tuabin

Thông thường các thông số cơ bản cho trước khi thiết kế tuabin là cột áp H , lưu lượng Q (hoặc công suất N) và số vòng quay n . Trong ngành máy thủy lực nói chung và chế tạo tuabin nói riêng để biểu thị tổng hợp cho các thông số nói trên, người ta dùng một hệ số gọi là số vòng quay đặc trưng ký hiệu là n_s .

Số vòng quay đặc trưng là số vòng quay của một tuabin làm việc với cột áp $H=1\text{m}$, phát ra công suất $N=1\text{kW}$. Số vòng quay đặc trưng của một tuabin được xác định theo công thức:

$$n_s = \frac{n\sqrt{N}}{H^4\sqrt{H}} \tag{1.15}$$

Cần chú ý rằng số vòng quay đặc trưng là hệ số tổng hợp có tính chất đặc trưng chứ không phải là số vòng quay thực tế của tuabin. Mỗi kiểu tuabin do phạm vi sử dụng về công suất và cột áp khác nhau nên số vòng quay đặc trưng cũng khác nhau. Chúng tôi sẽ trở lại phân tích kỹ hơn về n_s của tuabin ở phần sau.

1.4. PHÂN LOẠI VÀ PHẠM VI SỬ DỤNG CỦA TUABIN

1.4.1. Phân loại theo dạng năng lượng của dòng chảy qua tuabin

Để phân loại tuabin, người ta đưa ra nhiều những chỉ tiêu khác nhau. Ở đây ta chỉ xét phân loại theo dạng năng lượng của dòng chảy qua bánh công tác tuabin và phân loại theo số vòng quay đặc trưng n_s .

Ta khảo sát các thành phần năng lượng của dòng chảy. Năng lượng đơn vị của dòng chảy truyền cho bánh công tác tuabin bằng độ chênh năng lượng riêng giữa hai tiết diện trước và sau đó:

$$H = (Z_1 - Z_2) + \frac{P_1 - P_2}{\gamma} + \frac{\alpha_1 V_1^2 - \alpha_2 V_2^2}{2g} \quad (1.16)$$

Thế năng

Động năng

Vậy năng lượng riêng gồm hai phần: động năng và thế năng.

Tùy thuộc vào dạng năng lượng này mà chia tuabin nước thành hai hệ khác nhau: tuabin xung lực và tuabin phản lực.

Trong tuabin xung lực, chỉ có phần động năng của dòng chảy tác dụng lên bánh công tác còn phần thế năng bằng không. Hệ tuabin này phát ra công suất nhờ động năng của dòng chất lỏng, còn áp suất ở cửa vào và cửa ra của tuabin là áp suất khí trời.

Tuabin phản lực là loại tuabin làm việc nhờ cả hai phần thế năng và động năng, mà chủ yếu là thế năng của dòng chảy. Trong hệ tuabin này, áp suất ở cửa vào luôn lớn hơn ở cửa ra. Dòng chảy qua tuabin là dòng liên tục điền đầy toàn bộ máng dẫn cánh. Trong vùng bánh công tác tuabin, dòng chảy biến đổi cả động năng và thế năng. Trong đó vận tốc dòng chảy qua tuabin tăng dần, áp suất giảm dần. Máng dẫn của cánh hình côn nên gây ra độ chênh áp mặt cánh, từ đó tạo ra momen quay.

Tuabin phản lực và xung lực có tính năng và phạm vi sử dụng khác nhau. Tuabin phản lực dùng cho trạm có cột nước thấp, lưu lượng lớn còn tuabin xung lực dùng cho trạm có cột nước cao, lưu lượng nhỏ.

1.4.2. Tuabin phản lực

Tuabin phản lực là hệ tuabin được sử dụng rộng rãi nhất, bao gồm phạm vi cột nước từ 1,5m đến 600m.

Trên hình 1.12 là sơ đồ phân dẫn dòng của các loại tuabin phản lực chính. Trong tuabin phản lực dòng chảy đi từ thượng lưu, qua ống dẫn vào buồng dẫn, đi vào bánh công tác (nơi làm nhiệm vụ biến đổi thủy năng thành cơ năng) rồi theo ống hút đi ra hạ lưu. Phụ thuộc vào hướng dòng chảy của dòng nước đi qua bánh công tác mà chia tuabin phản lực thành nhiều loại: tuabin hướng trục (hình 1.12 a,b), tuabin tâm trục (hình 1.12 d), tuabin hướng chéo (hình 1.12.c).

a. Tuabin hướng trục

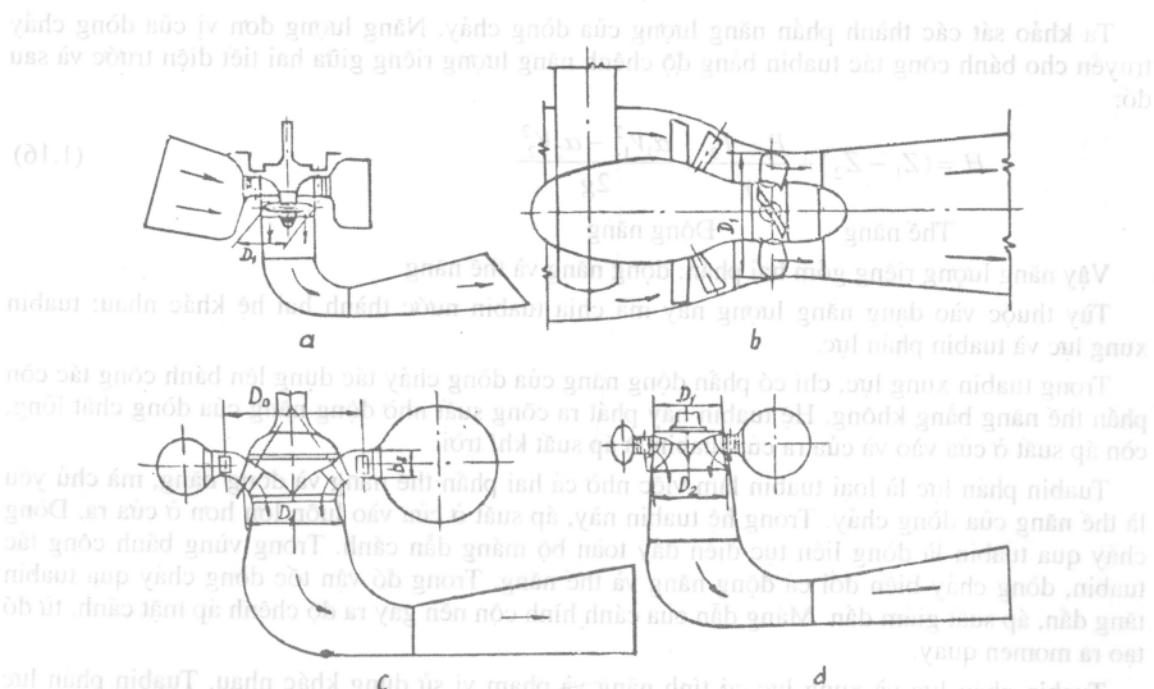
Tuabin hướng trục là loại tuabin trong đó hướng chuyển động của dòng chảy trong phạm vi bánh công tác song song với trục quay tuabin (hình 1.12 a,b).

Tuabin hướng trục có thể là loại cánh cố định hoặc là loại cánh điều chỉnh bánh công tác gồm nhiều cánh được gắn với bầu. Nếu cánh được gắn chặt với bầu thì gọi là tuabin hướng trục cánh cố định (tuabin chong chóng). Nếu cánh có thể quay quanh trục cánh gắn thì gọi là tuabin hướng trục cánh điều chỉnh. Cánh có hình cong không gian, số cánh có thể từ 3 đến 9. Loại tuabin này có thể làm việc với cột nước $H = 1,5-40\text{m}$. Tuabin hướng trục cánh cố định thường dùng cho các trạm cỡ nhỏ và trung bình. Tuabin hướng trục cánh điều chỉnh được sử dụng cho cỡ trung bình và lớn. Tuabin hướng trục cánh điều chỉnh có hiệu suất cao trong phạm vi điều chỉnh rộng. Tuy nhiên kết cấu của loại cánh điều chỉnh phức tạp vì cơ cấu điều chỉnh cánh nằm trong bầu bánh công tác.

b. Tuabin tâm trục

Trong tuabin tâm trục, hướng của dòng chảy ở vùng bánh công tác ban đầu theo phương hướng tâm, sau đó chuyển sang phương song song với trục.

Tuabin này còn gọi là tuabin Franxic. Nó được sử dụng rộng rãi trong các trạm có cột nước cao: $H = 30-600\text{m}$. Đối với các trạm nhỏ tuabin này có thể làm việc với cột nước $H > 4\text{ m}$.



Hình 1.12. Sơ đồ phân dẫn dòng của các loại tuabin phản lực

Bánh công tác của loại tuabin này hoàn toàn khác với loại tuabin hướng trục. Bánh công tác gồm hệ thống cánh gắn chặt với hai vành đĩa trên và dưới thành một khối cứng. Cánh có dạng cong không gian và số cánh có từ 12 đến 22.

Tuabin tâm trục có hiệu suất cao nhưng cánh cố định nên chỉ thích hợp với trạm có cột nước ít thay đổi (hình 1.12 d).

Tuabin tâm trục có cột nước cao nhất thế giới $H = 620\text{m}$ ở Khot-xen-van (Đức).

Ở nước ta các nhà máy thủy điện: Trị An, Hòa Bình, YaLy, Thác Mơ dùng tuabin tâm trục cỡ lớn và trung bình, còn trạm Ta Sa, Na Ngân, Suối Cùn... dùng tuabin tâm trục cỡ nhỏ.

c. Tuabin hướng chéo

Để kết hợp ưu điểm của cả hai loại tuabin tâm trục và hướng trục cánh điều chỉnh, năm 1950 giáo sư Kviacopski (Liên Xô) và sau đó 2 năm, kỹ sư Derat (Anh) đã sáng chế ra một loại tuabin mới gọi là tuabin hướng chéo (hình 1.12d)

Dòng chảy qua vùng bánh công tác của tuabin loại này có hướng tạo với trục quay một góc nào đó. Bầu cánh là hình nón. Bầu cánh chứa toàn bộ cơ cấu điều chỉnh cánh như bầu cánh của tuabin hướng trục cánh điều chỉnh.

Loại tuabin này làm việc trong phạm vi cột nước $H = 30-150\text{m}$. Nó có thể điều chỉnh cánh nên phạm vi điều chỉnh công suất có hiệu suất cao tương đối rộng so với tuabin tâm trục.

Ở Liên xô cũ, loại tuabin này chưa được sử dụng rộng rãi nhưng ở các nước khác, nhất là Nhật Bản thì loại tuabin này rất phát huy tác dụng.

1.4.3. Tuabin xung lực

Tuabin xung lực gồm có những loại chủ yếu sau:

- Tuabin gáo (hình 1.5)
- Tuabin tia nghiêng (hình 8.7)
- Tuabin tác dụng kép (hình 8.8)

a. Tuabin gáo

Tuabin gáo là loại tuabin xung lực được sử dụng nhiều nhất. Phần dẫn dòng của nó gồm bánh công tác và vòi phun. Bánh công tác gồm nhiều cánh hình gáo được gắn chặt lên đĩa bánh công tác. Bánh công tác gắn liền trên trục tuabin, trục này nối với trục máy phát. Thông thường tuabin gáo đặt ngang, chỉ có một số tuabin cỡ lớn có tổ máy đặt đứng. Vòi phun gồm có ống hình côn nối với ống dẫn, trong ống hình côn có kim điều chỉnh lưu lượng ra của vòi phun. Ở đây dòng chảy theo ống dẫn vào vòi phun, từ đó dòng chảy ra khỏi vòi phun với vận tốc đủ lớn tác dụng vào các cánh gáo và tạo thành momen quay. Ngoài ra vòi phun làm nhiệm vụ điều chỉnh lưu lượng qua bánh công tác.

Tuabin gáo làm việc với cột nước $H = 40-3000\text{m}$ và lớn hơn nữa. Ở nước ta trạm thủy điện Đa Nhim dùng tuabin gáo có công suất một tổ máy $N = 40\text{MW}$.

b. Tuabin tia nghiêng

Trên hình 8.7 là sơ đồ tuabin tia nghiêng.

Tuabin này khác với tuabin gáo là dòng chảy từ vòi phun hướng vào bánh công tác dưới một góc nghiêng. Bánh công tác gồm các cánh cong gắn chặt lên hai đĩa bên bánh công tác có hình dạng đơn giản hơn dạng gáo nên dễ chế tạo. Vòi phun của loại này tương tự như vòi phun của tuabin gáo.

Tuabin tia nghiêng được lắp cho những trạm thủy điện nhỏ. Hiệu suất của tuabin này thường nhỏ hơn hiệu suất của tuabin gáo.

c. Tuabin tác dụng kép

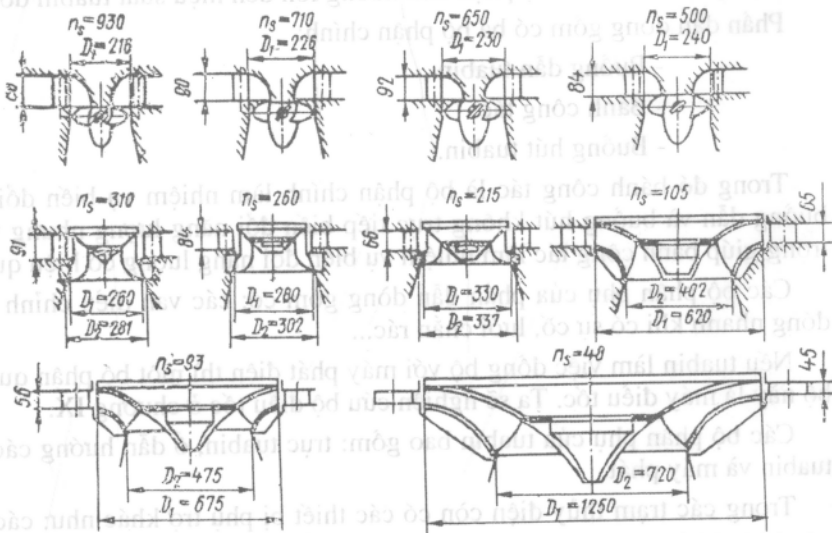
Trên hình 8.8 là sơ đồ tuabin tác dụng kép. Ở đây dòng chảy từ vòi phun tác dụng lên cánh bánh công tác hai lần: dòng chảy đi từ ngoài vào tâm sau đó lại hướng từ tâm ra ngoài, nên gọi loại này là tuabin tác dụng kép. Vòi phun của tuabin này có tiết diện chữ nhật chứ không phải tiết diện tròn. Ở đây thay đổi lưu lượng bằng cách thay đổi một thành trong để thay đổi tiết diện vòi phun.

Tuabin tác dụng kép còn có tên gọi là tuabin xung kích hai lần, hay tuabin Banki. Nó được dùng cho các trạm thủy điện cỡ nhỏ $N = 5-100\text{kW}$.

1.4.4. Phân loại tuabin theo số vòng quay đặc trưng

Trong máy thủy lực nói chung, người ta đưa ra khái niệm về các máy tương tự và số vòng quay đặc trưng n_s . Các khái niệm này có thể áp dụng cho tuabin. Như vậy các tuabin tương tự thì đều có số vòng quay đặc trưng giống nhau, không phụ thuộc vào đường kính và các thông số lưu lượng.

Mỗi hệ tuabin phụ thuộc vào số vòng quay đặc trưng mà chia thành 3 nhóm: số vòng quay đặc trưng cao, trung bình và thấp.



Hình 1.13. Phân loại tuabin theo n_s

Trên hình 1.13 là hình dạng phân dẫn dòng của các loại tuabin ứng với giá trị các số vòng quay đặc trưng khác nhau n_s .

Bảng 1.2

n_s	930	650	500	310	215	93	48
h_a	96	92	84	91	66	56	45
D_f	216	230	240	260	330	675	1250

Dùng cách phân loại theo n_s , người ta dễ dàng lựa chọn loại tuabin thích hợp nhất cho một trạm thủy điện nếu cho trước cột áp H , công suất tổ máy N và số vòng quay máy phát n .

Có thể chọn sơ bộ loại tuabin dựa vào cột áp H và số vòng quay đặc trưng n_s theo bảng 1.3

Bảng 1.3

TT	Loại tuabin	Giới hạn theo n_s	Giới hạn theo H, m
1	Hướng trục cánh quay và chong chóng có n_s cao	950-759	5-12
2	Hướng trục cánh quay và chong chóng có n_s trung bình	750-550	12-22
3	Hướng trục cánh quay và chong chóng có n_s thấp	550-350	22-40
4	Tâm trục n_s cao	400-250	20-50
5	Tâm trục n_s trung bình	250-150	50-120
6	Tâm trục n_s thấp	150-70	120-3000
7	Gáo	50-10	200-2000

1.5. CÁC BỘ PHẬN CHÍNH CỦA TUABIN NƯỚC

Trong tuabin nước, bộ phận ảnh hưởng lớn đến hiệu suất tuabin đó là phần dẫn dòng.

Phần dẫn dòng gồm có ba bộ phận chính:

- Buồng dẫn tuabin.
- Bánh công tác.
- Buồng hút tuabin.

Trong đó bánh công tác là bộ phận chính làm nhiệm vụ biến đổi năng lượng. Hai bộ phận buồng dẫn và buồng hút không trực tiếp biến đổi năng lượng nhưng vai trò của chúng rất quan trọng giúp bánh công tác làm nhiệm vụ biến đổi năng lượng có hiệu quả tốt.

Các bộ phận phụ của phần dẫn dòng gồm có: các van điều chỉnh lưu lượng dòng chảy, van đóng nhanh khi có sự cố, lưới chắn rác...

Nếu tuabin làm việc đồng bộ với máy phát điện thì một bộ phận quan trọng giúp cho sự đồng bộ này là máy điều tốc. Ta sẽ nghiên cứu bộ điều tốc ở chương IX.

Các bộ phận phụ của tuabin bao gồm: trục tuabin, ổ dẫn hướng các thiết bị bôi trơn cho trục tuabin và máy phát.

Trong các trạm thủy điện còn có các thiết bị phụ trợ khác như: các tổ máy bơm, các tổ máy nén khí, thiết bị nâng hạ, hệ thống điện... Ở đây chúng ta chỉ xét bộ phận chính của phần dẫn dòng tuabin.

1.5.1. Phần dẫn dòng của tuabin phản lực

a. Buồng dẫn tuabin

- Làm nhiệm vụ dẫn nước từ ống nước hoặc kênh dẫn đến bánh công tác.

- Yêu cầu: buồng dẫn đưa nước đến bánh công tác với tổn thất nhỏ nhất, và sự phân bố vận tốc đi vào bánh công tác phải đều (đối xứng qua trục).

- Cấu tạo: buồng dẫn của tuabin cỡ nhỏ thường là buồng hở (hình 1.14a) hay là hộp tròn (hình 1.14b) tiết diện không thay đổi với các cánh hướng nằm cách đều nhau trên một đường tròn.

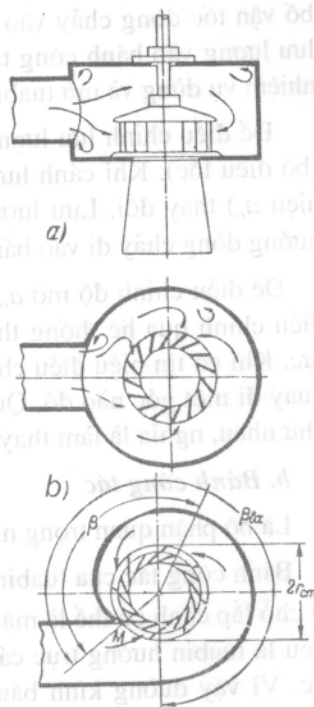
Buồng dẫn của tuabin cỡ trung bình và lớn gồm có: buồng xoắn, cột trụ và cánh hướng nước.

Buồng xoắn tuabin có tiết diện ngang (tiết diện cắt chứa trục tuabin) giảm dần từ tiết diện vào đến tiết diện cuối. Nhờ sự thay đổi tiết diện này mà kích thước buồng xoắn nhỏ hơn so với các loại buồng có tiết diện ngang không đổi (hình 1.14 a,b) và đảm bảo việc dẫn dòng chất lỏng vào bánh công tác đều hơn (đối xứng qua trục tuabin), tạo điều kiện dòng ổn định qua bánh công tác.

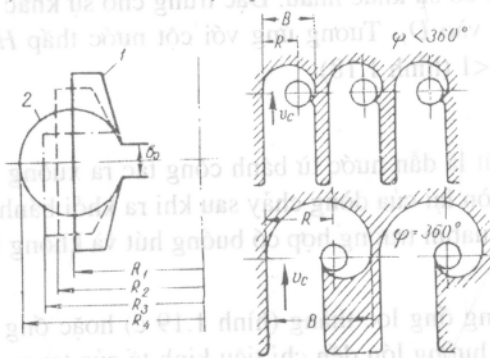
Đối với tuabin có cột nước cao (tâm trục) buồng xoắn thường làm bằng vật liệu kim loại (hình 1.15 a). Tiết diện kinh tuyến buồng xoắn kim loại thường là hình tròn hay hình elip. Đối với tuabin cột nước thấp (hướng trục) thường làm buồng xoắn bê tông. Buồng xoắn bê tông có tiết diện hình thang đối xứng hoặc không đối xứng (hình 1.15 b). Thường buồng xoắn bê tông có lớp trong bằng kim loại.

Cột trụ, còn gọi là stato tuabin, có nhiệm vụ chính là truyền tải trọng phía trên tuabin xuống móng nhà máy. Các tải trọng gồm có: trọng lượng các phần quay và không quay của tổ máy, áp lực thủy động dọc trục của dòng nước lên bánh công tác, trọng lượng nền và bệ máy.

Stato phải đủ bền và không làm ảnh hưởng đến dòng chảy. Cánh của stato có tiết diện khí động và làm từ gang chịu nén, đối với tuabin cột áp cao thì cánh và vành stato làm bằng thép.



Hình 1.14. Các kiểu buồng dẫn của tuabin



Hình 1.15. Tiết diện của buồng xoắn

1- tiết diện hình thang; 2- tiết diện tròn

Cánh hướng nước hay còn gọi là bộ phận hướng dòng nằm sau stato gồm nhiều cánh có tiết diện khí động nằm cách đều nhau.

Cánh hướng làm nhiệm vụ hướng dòng chảy vào bánh công tác ở một góc thích hợp và phân bố vận tốc dòng chảy vào bánh công tác đều. Ngoài ra cánh hướng còn làm nhiệm vụ thay đổi lưu lượng vào bánh công tác cho phù hợp với phụ tải của máy phát điện. Cánh hướng cũng làm nhiệm vụ dừng và mở tuabin.

Để điều chỉnh lưu lượng, cánh hướng quay xung quanh trục cố định nhờ thiết bị điều khiển (bộ điều tốc). Khi cánh hướng quay thì khoảng cách giữa chúng (gọi là độ mở cánh hướng, ký hiệu a_n) thay đổi. Lưu lượng qua cánh hướng vào bánh công tác thay đổi và thay đổi luôn cả hướng dòng chảy đi vào bánh công tác.

Để điều chỉnh độ mở a_n , người ta dùng cơ cấu điều chỉnh cánh hướng. Cơ cấu này gồm vành điều chỉnh qua hệ thống thanh truyền. Vành điều chỉnh được dẫn động bằng các xy lanh thủy lực. Khi có tín hiệu điều chỉnh, các xy lanh thủy lực chuyển động tịnh tiến, kéo vành điều chỉnh quay đi một góc nào đó. Qua hệ thống thanh truyền dẫn tới quay tất cả cánh hướng với một góc như nhau, nghĩa là làm thay đổi độ mở cánh hướng a_n .

b. Bánh công tác

Là bộ phận quan trọng nhất làm nhiệm vụ biến đổi thủy năng thành cơ năng.

Bánh công tác của tuabin hướng trục gồm bầu cánh hình trụ và nhiều cánh được gắn với bầu. Ở chỗ lắp cánh có thể là mặt cầu hay mặt trụ. Cánh hình cong không gian có thể từ 3 đến 9 cánh. Nếu là tuabin hướng trục cánh điều chỉnh thì cơ cấu điều chỉnh cánh nằm trong bầu bánh công tác. Vì vậy đường kính bầu phải đủ lớn. Điều này hạn chế rất nhiều cho việc thiết kế tuabin hướng trục cánh điều chỉnh cột nước lớn (hình 1.17).

Tuabin chong chóng thì kết cấu đơn giản, nhưng hiệu suất cao chỉ ứng với một chế độ làm việc. Vì thế loại tuabin này không được dùng cho trạm công suất lớn vì không kinh tế.

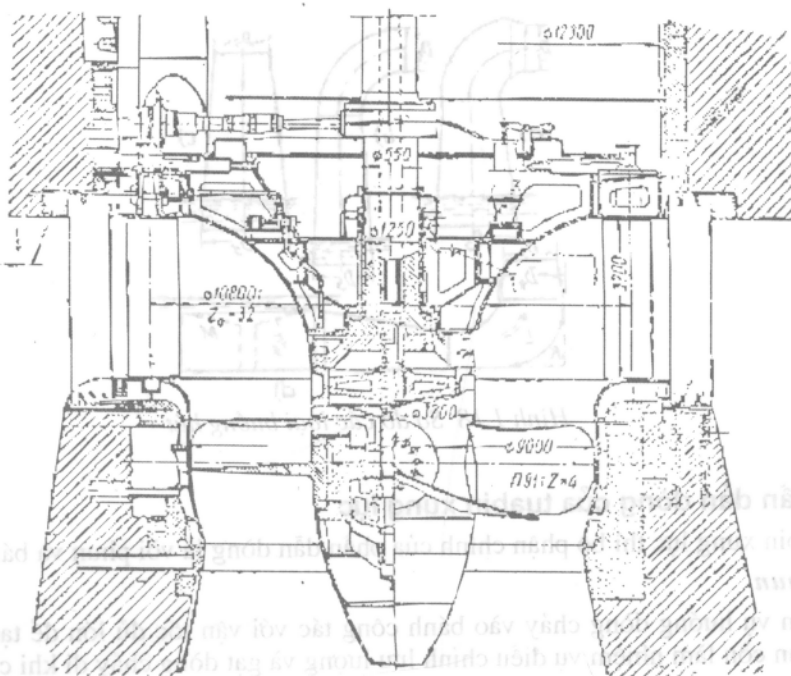
Đặc trưng cho sự khác nhau của tuabin này tương ứng với cột nước là tỷ số d_2/D_1 . Cột nước càng lớn thì tỷ số này càng lớn.

Bánh công tác của tuabin tâm trục gồm các cánh gắn trên hai vành đĩa. Cánh có dạng cong không gian và số cánh từ 12 đến 22 cánh. Người ta thường chế tạo cánh và hai vành đĩa sau đó hàn thành một chi tiết. Nếu trường hợp đường kính bánh công tác quá lớn thì người ta chế tạo thành hai nửa và khi lắp ráp tại trạm thì hàn hai khối đó thành một chi tiết. Tùy thuộc cột nước của trạm mà bánh công tác có sự khác nhau. Đặc trưng cho sự khác nhau đó là tỷ số giữa đường kính ra D_2 và đường kính vào D_1 . Tương ứng với cột nước thấp $H < 80\text{m}$ thì $D_2/D_1 > 1$, nếu cột nước cao $H > 80\text{m}$ thì $D_2/D_1 < 1$ (hình 1.18).

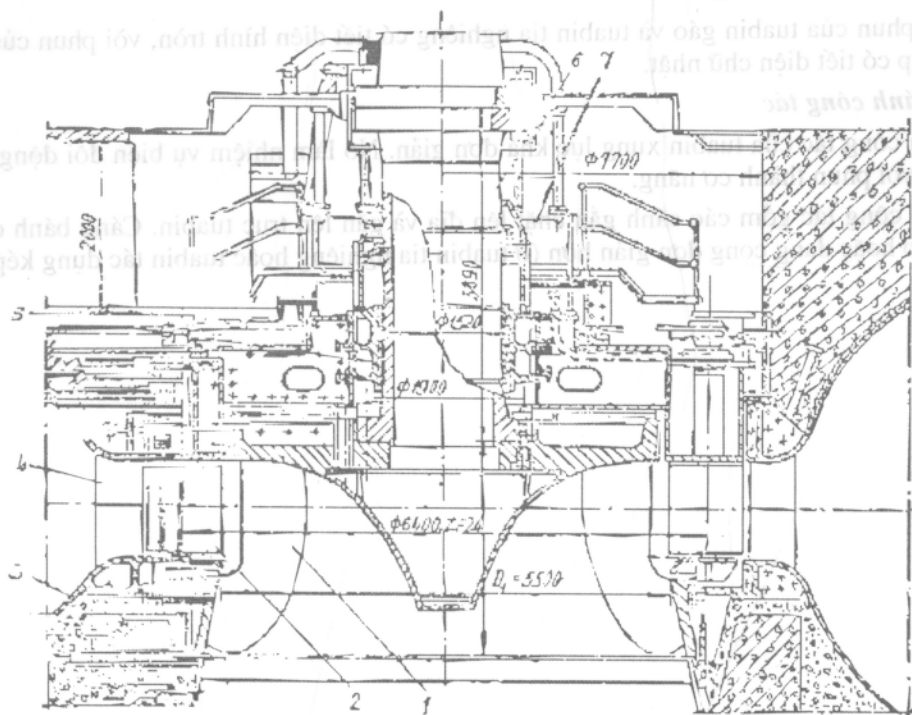
c. Buồng hút

Nhiệm vụ của buồng hút là dẫn nước từ bánh công tác ra xuống hạ lưu. Buồng hút cho phép sử dụng phần năng lượng còn lại của dòng chảy sau khi ra khỏi bánh công tác. Trong chương VI ta sẽ so sánh giá trị cột áp tuabin trường hợp có buồng hút và không buồng hút để thấy rõ vai trò của buồng hút.

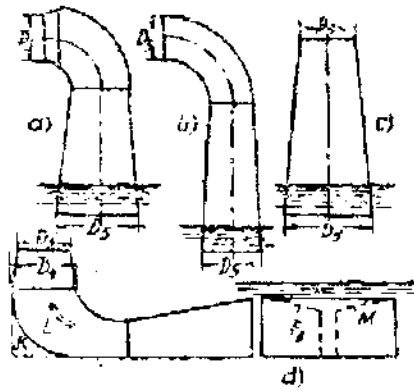
Buồng hút có thể có dạng ống lọc thẳng (hình 1.19 c) hoặc ống lọc cong (hình 1.19 a,b,d). Độ cao của ống lọc có ảnh hưởng lớn đến chỉ tiêu kinh tế của trạm vì nó quyết định khối lượng đào sâu của công trình, tức là số vốn đầu tư xây dựng trạm. Vì vậy trong thực tế ít sử dụng ống lọc thẳng. Người ta thường dùng buồng hút lọc cong.



Hình 1.16 Tuabin hướng trục cánh xoay



Hình 1.17 Tuabin tâm trục



Hình 1.18 Sơ đồ các loại bướng hút

1.5.2. Phần dẫn dòng của tuabin xung lực

Trong tuabin xung lực thì bộ phận chính của phần dẫn dòng là vòi phun và bánh công tác.

a. Vòi phun

Làm nhiệm vụ hướng dòng chảy vào bánh công tác với vận tốc đủ lớn để tạo thành momen quay. Vòi phun còn làm nhiệm vụ điều chỉnh lưu lượng và gạt dòng chảy đi khi cần dừng tuabin.

Vòi phun gồm: kim phun, ống côn và cơ cấu hướng nước. Nó là bộ phận tiếp theo của đường ống dẫn nước vào tuabin.

Vòi phun của tuabin gáo và tuabin tia nghiêng có tiết diện hình tròn, vòi phun của tuabin tác dụng kép có tiết diện chữ nhật.

b. Bánh công tác

Bánh công tác của tuabin xung lực khá đơn giản. Nó làm nhiệm vụ biến đổi động năng dòng chảy từ vòi phun thành cơ năng.

Bánh công tác gồm các cánh gắn chặt lên đĩa và gắn lên trục tuabin. Cánh bánh công tác có dạng gáo hoặc dạng cong đơn giản hơn (ở tuabin tia nghiêng hoặc tuabin tác dụng kép).

Chương II: QUÁ TRÌNH LÀM VIỆC CỦA TUABIN NƯỚC

2.1. DÒNG CHẢY TRONG TUABIN NƯỚC

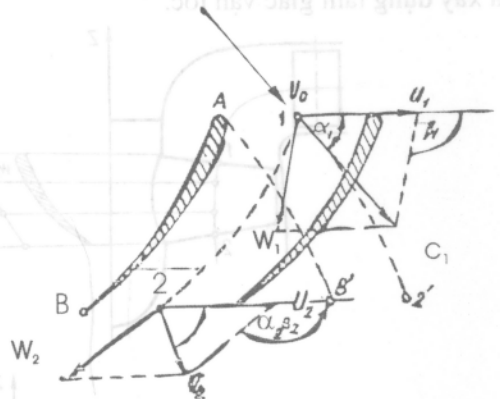
Để xét quá trình biến đổi năng lượng trong bánh công tác ta làm quen với dòng chảy trong bánh công tác.

2.1.1. Tính chất dòng chảy

Quỹ đạo chuyển động của các phần tử chất lỏng trong vùng bánh công tác rất phức tạp. Để đơn giản hóa vấn đề người ta đưa ra các giả thiết sau:

- Dòng chảy qua bánh công tác gồm các lớp tương ứng với các mặt dòng, không xét đến sự qua lại giữa các mặt dòng với nhau. Có nghĩa là dòng chảy trong vùng bánh công tác là dòng không gian nhưng được đơn giản hóa thành dòng chảy trên các bề mặt của dòng.
- Dòng chảy qua tuabin là dòng chất lỏng lý tưởng, không nén được, chuyển động dừng.

Tất cả các phần tử chất lỏng trong vùng bánh công tác đều tuân theo hai chuyển động: chuyển động tương đối theo biên dạng cánh và chuyển động theo vận tốc quay.



Hình 2.1. Tam giác vận tốc của dòng chảy trong vùng bánh công tác

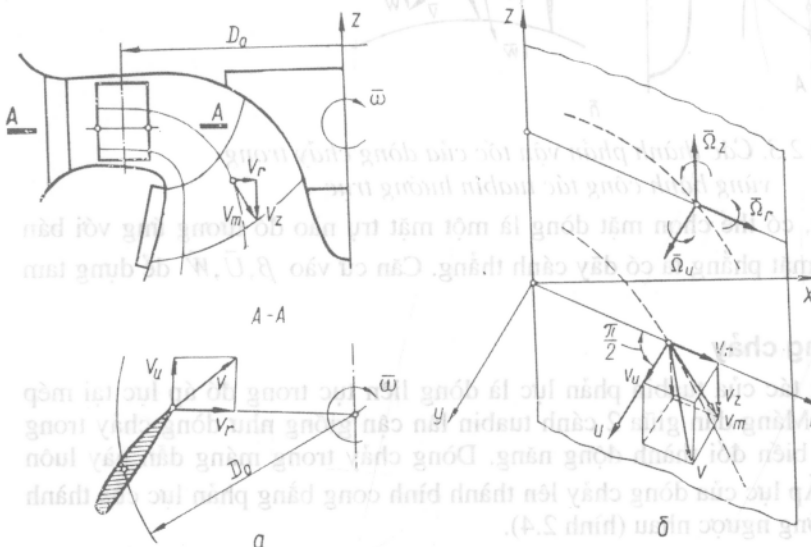
Như vậy chuyển động tuyệt đối của phần tử chất lỏng là tổng vector vận tốc của hai chuyển động đó (hình 2.1).

Ta gọi $\vec{U}$ là vận tốc theo, $\vec{W}$ là vận tốc tương đối, thì vận tốc $\vec{C}$ là vận tốc tuyệt đối xác định theo công thức:

$$\vec{C} = \vec{U} \pm \vec{W}$$

Ba vectơ này về mặt hình học tạo thành tam giác nên ta gọi là tam giác vận tốc (hình 2.1).

Góc α tạo với hai vectơ $\vec{U}$ và $\vec{C}$. Góc β



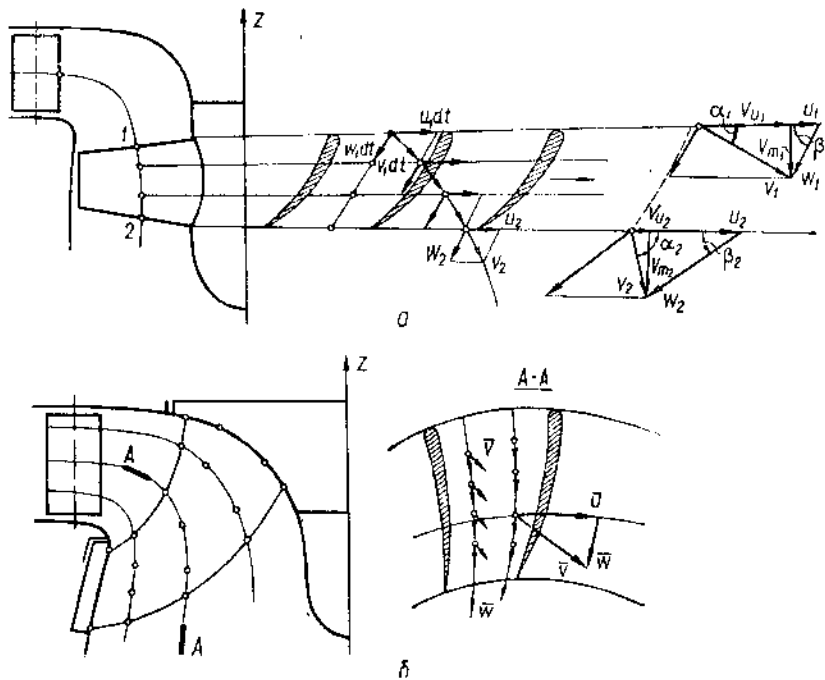
Hình 2.2. Các thành phần vận tốc của dòng chảy trong vùng bánh công tác tuabin tâm trục

tạo bởi vectơ $\vec{U}$ và $\vec{W}$. Góc β còn gọi là góc nghiêng của biên dạng cánh. Thành phần vận tốc tuyệt đối theo phương vuông góc với vectơ $\vec{U}$ gọi là vận tốc kinh tuyến ký hiệu là C_m . Nó phụ thuộc vào lưu lượng dòng chảy và diện tích tiết diện. Còn thành phần vận tốc tuyệt đối chiếu theo phương $\vec{U}$ gọi là vận tốc vòng, ký hiệu là C_u . Nó đặc trưng cho cột áp tuabin.

Góc nghiêng của biên dạng cánh ảnh hưởng lớn đến thông số của tuabin, nhất là góc β ở mép vào và mép ra của cánh, ký hiệu là β_1 và β_2 .

Đặc trưng cho các thông số của dãy cánh là các tam giác vận tốc ở mép vào và mép ra. Ta ký hiệu mép vào là "1", mép ra là "2" và có 2 tam giác vận tốc tương ứng.

Để xây dựng tam giác vận tốc cho dòng chảy trong tuabin tâm trục tại một mặt dòng nào đó, ví dụ mặt dòng A-A (hình 2.2) ta chiếu dãy cánh nằm trên mặt dòng A-A xuống mặt phẳng và thu được dãy cánh tròn. Căn cứ vào góc nghiêng của biên dạng cánh và giá trị của vận tốc $\vec{U}, \vec{W}$ mà xây dựng tam giác vận tốc.



Hình 2.3. Các thành phần vận tốc của dòng chảy trong vùng bánh công tác tuabin hướng trục

Đối với tuabin hướng trục, có thể chọn mặt dòng là một mặt trụ nào đó tương ứng với bán kính R . Trải dãy cánh trụ lên mặt phẳng ta có dãy cánh thẳng. Căn cứ vào $\beta, \vec{U}, \vec{W}$ để dựng tam giác vận tốc (hình 2.3)

2.1.2. Phản lực của dòng chảy

Dòng chảy qua bánh công tác của tuabin phản lực là dòng liên tục trong đó áp lực tại mép vào cánh lớn hơn tại mép ra. Máng dẫn giữa 2 cánh tuabin lân cận giống như dòng chảy trong bình cong, trong đó áp năng biến đổi thành động năng. Dòng chảy trong máng dẫn này luôn biến đổi về hướng và giá trị. Áp lực của dòng chảy lên thành bình cong bằng phản lực của thành bên lên dòng chảy và theo hướng ngược nhau (hình 2.4).

a. Trường hợp bình đứng yên

Phản lực của thành bình lên dòng chảy là:

$$\vec{R}dt = \frac{\gamma Q}{g}(\vec{C}_2 - \vec{C}_1)dt$$

Lực của dòng chảy tác động lên thành bình là:

$$\vec{P} = -\vec{R} = \frac{\gamma Q}{g}(\vec{C}_2 - \vec{C}_1) \quad (2.1)$$

Trị số lực P tỷ lệ thuận với trị số hiệu vectơ vận tốc vào $\vec{C}_1$ và $\vec{C}_2$, còn hướng trùng với hướng của hiệu 2 vectơ đó.

b. Trường hợp bình chuyển động:

Nếu bình chuyển động với vận tốc U theo phương x ta có vận tốc tuyệt đối:

$$\vec{C} = \vec{U} + \vec{W}$$

Hình chiếu của lực P của dòng chảy tác dụng lên thành bình theo phương x là:

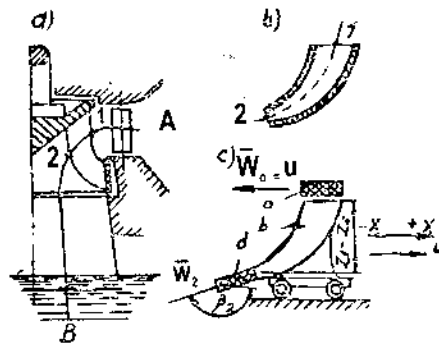
$$P_x = \frac{\gamma Q}{g}(C_{1x} - C_{2x})$$

trong đó: $C_{1x} = U + W_1 \cos \beta_1$, $C_{2x} = U + W_2 \cos \beta_2$

$$\text{vậy:} \quad P_x = \frac{\gamma Q}{g}(W_1 \cos \beta_1 - W_2 \cos \beta_2) \quad (2.2)$$

Công suất do lực P_x sinh ra khi bình chuyển động với vận tốc U là:

$$N = P_x U = \frac{\gamma Q}{g}(W_1 \cos \beta_1 - W_2 \cos \beta_2)U$$



Hình 2.4. Phản lực của dòng chảy

Nếu gọi cột áp tĩnh của bình cong là H_t :

$$H_t = \left(\frac{P_1}{\gamma} + Z_1\right) - \left(\frac{P_2}{\gamma} + Z_2\right)$$

Cột áp, nếu tính cả động năng ở cửa vào $\frac{C_1^2}{2g}$ là: $H_1 + \frac{C_1^2}{2g}$

Công suất của dòng chảy qua bình sẽ là:

$$N_u = \gamma Q \left(H_1 + \frac{C_1^2}{2g}\right)$$

Vậy, hiệu suất thủy lực sẽ là:

$$\eta_{II} = \frac{N}{N_o} = \frac{\gamma Q (W_1 \cos \beta_1 - W_2 \cos \beta_2) U}{g \gamma Q (H_1 + \frac{C_1^2}{2g})} = \frac{(W_1 \cos \beta_1 - W_2 \cos \beta_2) U}{g (H_1 + \frac{C_1^2}{2g})} \quad (2.3)$$

Xét ảnh hưởng các thông số trong tam giác vận tốc lên hiệu suất thủy lực qua hai trường hợp sau:

1- Trường hợp $C_1 = 0$

Lúc đó $\overline{W_1} = -\overline{U}$

$$P_s = \frac{\gamma Q}{g} (U + W_2 \cos \beta_2)$$

$$\eta_{II} = - \frac{(U + W_2 \cos \beta_2) U}{g H_1}$$

Tìm vận tốc của bình U tối ưu để hiệu suất thủy lực đạt cực đại trong trường hợp này:

$$\frac{d\eta_{II}}{du} = \frac{2U + W_2 \cos \beta_2}{g H_1} = 0$$

$$\eta_{II} = \frac{W_2 \cos \beta_2}{2}$$

$$\eta_{II \max} = \frac{(W_2 \cos \beta_2)^2}{4 g H_1}$$

Nếu $W_2 = \sqrt{2gH_1}$, $\beta_2 = 180^\circ$ thì $\eta_{II \max} = 1/2$.

2- Trường hợp $C_1 = U$

Lúc đó:

$$W_1 = 0;$$

$$P_s = - \frac{\gamma Q}{g} (W_2 \cos \beta_2)$$

$$\eta_{II} = - \frac{W_2 \cos \beta_2 \cdot U}{g (H_1 + \frac{U^2}{2g})}$$

$$\frac{d\eta_{II}}{du} = - \frac{W_2 \cos \beta_2 (H_1 + \frac{U^2}{2g} - \frac{U^2}{g})}{g (H_1 + \frac{U^2}{2g})^2} = 0$$

$$\eta_{II \max} = \frac{W_2 \cos \beta_2}{\sqrt{2gH_1}}$$

Rút ra: khi $\beta_2 = 180^\circ$ và $W_2 = \sqrt{2gH_1}$, thì $\eta_{II \max} = 1$.

Qua khảo sát trên ta thấy: phản lực của dòng chảy tác dụng lên cánh bánh công tác (thành bình) là do vận tốc dòng trong máng luôn thay đổi cả về hướng và trị số. Trong đó thay đổi giá trị đóng một vai trò quan trọng.

Trong trường hợp 1, nếu dẫn nước vào bình sao cho $C_1 = 0$, thì hiệu suất thủy lực lớn nhất cũng chỉ đạt 1/2, còn lại là tổn thất. Trường hợp 2 là trường hợp lý tưởng với $\eta_{II} = 1$.

Vậy ta có thể kết luận rằng trường vận tốc tại cửa vào của bánh công tác có ảnh hưởng rất lớn đến hiệu suất thủy lực của tuabin. Cần phải đảm bảo những yêu cầu về dòng chảy trước bánh công tác. Đó cũng là cơ sở lý thuyết về việc dùng cánh hướng dòng trong tuabin nước. Cơ sở này do nhà bác học vĩ đại Ole đưa ra.

2.2. PHƯƠNG TRÌNH CƠ BẢN CỦA TUABIN NƯỚC

Ta nhận thấy khi dòng chảy qua máng dẫn của bánh công tác thì giữa cánh và dòng chảy xuất hiện lực tương hỗ. Chính lực này gây ra momen trên trục bánh công tác. Cần xác định quan hệ giữa momen với các thành phần vận tốc của dòng chảy trong bánh công tác.

Để đơn giản, xét một dòng nguyên tố của dòng chảy trong tuabin ở chế độ làm việc ổn định. Từ đó suy ra chung cho toàn bộ dòng chảy trong phạm vi bánh công tác với các giả thiết sau:

- Số cánh của bánh công tác nhiều vô cùng, nghĩa là góc của dòng ra khỏi bánh công tác bằng góc đặt cánh ở mép ra β_{2r} .

- Cánh mỏng vô cùng, nghĩa là không tính đến hiện tượng chèn dòng.

- Momen và cột áp tương ứng là momen và cột áp lý thuyết, không tính đến tổn thất thủy lực.

2.2.1. Phương trình momen động lượng – phương trình cơ bản của tuabin

Xét một dòng nguyên tố của phần dẫn dòng tuabin tâm trục, biểu thị trên hình 2.5. Lấy hệ tọa độ là (r, u, z) cho 2 tiết diện là 1-1 và 2-2. Ta có thể vẽ được tam giác vận tốc ở hai tiết diện này. Phân tích theo hệ tọa độ trên ta có thành phần vận tốc $C_{1r}, C_{1u}, C_{1z}, C_{2r}, C_{2u}, C_{2z}$.

Theo luật biến thiên momen động lượng tương ứng với trục quay Z viết cho dòng nguyên tố ta có:

$$d(\delta m \cdot C \cdot r) = \delta M_z dt \quad (2.4)$$

Trong đó δm - phần tử khối lượng của dòng nguyên tố;

δM_z - phần tử của momen ngoại lực tác động lên dòng nguyên tố đối với trục Z.

Cần lưu ý rằng các thành phần C_{1r} và C_{2r} không gây ra momen động lượng đối với trục Z, vì vậy ở phương trình (2.4) chỉ viết thành phần C_{1u} .

Khai triển phương trình (2.4) cho hai tiết diện 1-1 và 2-2 ta có:

$$d(\delta m \cdot C_{1u} \cdot r) = \delta m(C_{2u} r_2 - C_{1u} r_1) = \delta M_z dt$$

Xét đến các thành phần của của momen ngoại lực ta thấy các ngoại lực tác dụng lên dòng nguyên tố gồm: phản lực của cánh bánh công tác, áp lực P tác dụng lên các tiết diện 1-1 và 2-2, trọng lực G .

Tương ứng với 3 phần tử ngoại lực này là các momen, vậy ta có:

$$\delta M_z = -\delta M_c + \delta M_p + \delta M_G$$

Trong đó dấu (-) biểu thị phản lực của cánh luôn ngược dấu với lực của dòng chảy tác dụng lên bánh công tác.

Ta nhận thấy tổng hợp lực của áp lực lên mặt cắt 1-1 và 2-2 có hướng vuông góc với trục Z còn trọng lực G thì có hướng song song với trục Z.

Vậy chỉ còn tổng hợp lực của phản lực cánh là gây ra momen với trục Z. Ta có:

$$\frac{\gamma}{g} dt \sum \delta Q(C_{2u} r_2 - C_{1u} r_1) = dt \sum \delta M_{cz}$$

Ký hiệu $\sum \delta M_{cz} = M_c$ là momen của dòng chảy tác dụng lên cánh, thì:

$$M_c = \frac{\gamma}{g} \sum Q(C_{2u}r_2 - C_{1u}r_1)$$

Nếu giả thiết momen vận tốc vòng $C_{2u}r_2$ và $C_{1u}r_1$ là những đại lượng không đổi, hoặc thay chúng bằng giá trị trung bình theo tích phân, ký hiệu là $\overline{C_{2u}r_2}$ và $\overline{C_{1u}r_1}$ ta có:

$$M_c = \frac{\gamma}{g} \sum Q(\overline{C_{2u}r_2} - \overline{C_{1u}r_1}) \quad (2.5)$$

Phương trình (2.5) là phương trình cơ bản của tuabin. Nó biểu hiện quan hệ giữa momen lý thuyết với các thông số động học và hình học tại cửa vào và cửa ra của tuabin.

Công suất của dòng chảy không tính đến tổn thất thủy lực có thể xác định bằng công thức:

$$N_H = \gamma Q H_H$$

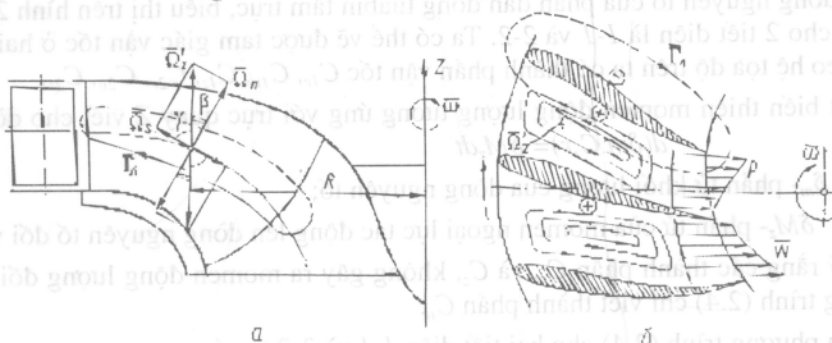
Trong đó: H_H - cột áp lý thuyết không tính đến tổn thất thủy lực.

Mặt khác, có thể xác định công suất qua momen:

$$N_H = M_H \cdot \omega$$

Từ đó ta xác định cột áp lý thuyết:

$$H_H = \frac{\omega}{g} \sum (\overline{C_{2u}r_2} - \overline{C_{1u}r_1}) = \frac{1}{g} (U_1 C_{1U} - U_2 C_{2U}) \quad (2.6)$$



Hình 2.5. Xoáy trong lòng máng dẫn

Phương trình (2.6) cũng gọi là phương trình cơ bản của tuabin, biểu hiện quan hệ giữa cột áp lý thuyết với các thông số động học dòng chảy trước và sau bánh công tác.

Phương trình (2.6) còn gọi là phương trình cột áp.

Phương trình cơ bản của tuabin được rút ra từ điều kiện dòng chảy phù hợp với những giả thiết đã nêu ở trên, tức là điều kiện dòng chảy qua tuabin có số cánh nhiều vô hạn. Trong thực tế, số cánh là một số hữu hạn, máng dẫn cũng có kích thước nhất định. Vận tốc dòng chảy trong máng dẫn thay đổi từ phía trước của cánh này đến phía sau của cánh kia (hình 2.5 b). Sự thay đổi vận tốc tạo thành xoáy hướng trục trong lòng máng dẫn (hình 2.5 a).

Để xác định cột áp lý thuyết đối với số cánh hữu hạn người ta dùng ảnh hưởng số cánh hữu hạn. Ta xét đến công thức Maidera.

Maidera coi khoảng không gian giới hạn bởi máng dẫn là một chu tuyến kín, trong đó xuất hiện xoáy phẳng của dòng tương đối (hình 2.5) với đại lượng ΔW_{max} nằm ở giữa chu tuyến. Ông giả thiết rằng ΔW luôn hướng theo phương U và phân bố đều theo giá trị trung bình ΔW_{th} .

Để xác định ΔW_{th} tác giả xây dựng tam giác cong ABC trong đó AC và BC là góc vuông. Dùng công thức Stok để xác định lưu số theo chu tuyến kín ABC . Lưu số này được tính bằng tích giữa cường độ xoáy với diện tích tam giác cong ABC (ký hiệu F_{ABC}).

$$\Gamma_{ABC} = F_{ABC}$$

Mặt khác $\Gamma_{AB} = \Gamma_{AB} + \Gamma_{AC} + \Gamma_{BC}$

Trong đó: $\Gamma_{AC} = \Gamma_{BC} = 0$ vì các đường cong AC, BC vuông góc với đường dòng, còn Γ_{AB} xác định theo công thức:

$$\Gamma_{AB} = t_2 \Delta W_{ib}$$

Vậy:

$$\Delta W_{ib} = \frac{2\omega F_{ABC}}{t_2}$$

Trong đó: t_2 - bước cánh tại mép ra, $t_2 = \frac{2\pi r_2}{Z}$.

Tính diện tích của tam giác cong ABC, có thể coi F_{ABC} gần đúng như tam giác thẳng

$$F_{ABC} = \frac{1}{2} t_2 \cos \frac{\beta_2}{2} \cdot \frac{1}{2} t_2 \sin \frac{\beta_2}{2} = \frac{1}{4} t_2^2 \sin \beta_2$$

suy ra:

$$\Delta W_{ib} = \frac{2\omega t_2^2 \sin \beta_2}{4t_2} = \frac{\omega \pi r_2 \sin \beta_2}{z} = \frac{\pi \sin \beta_2 U_2}{z}$$

Từ tam giác vận tốc ở cửa ra ta có thể xác định được vận tốc C_{U2} với số cánh hữu hạn Z nếu tính theo ΔW_{ib} .

$$C_{U2} = C_{U2\infty} + \frac{\Delta \sin \beta_2 U_2}{Z} = U_2 - \frac{C_{m2}}{\tan \beta_2} + \frac{\pi \sin \beta_2}{Z} U_2$$

$$C_{U2} = U_2 \left(1 + \frac{\pi \sin \beta_2}{Z}\right) - \frac{C_{m2}}{\tan \beta_2} = U_2 \varepsilon - \frac{C_{m2}}{\tan \beta_2}$$

Thay đại lượng C_{U2} này vào phương trình cơ bản tuabin:

$$H_H = \frac{\omega}{g} \left[C_{u1} r_1 - \left(U_2 \varepsilon - \frac{C_{m2}}{\tan \beta_2} \right) r_2 \right] \quad (2.7)$$

$$\text{Trong đó:} \quad \varepsilon = 1 + \frac{\pi \sin \beta_2}{Z} \quad (2.8)$$

Z- số cánh hữu hạn của bánh công tác.

2.2.2. Phương trình Becnuli viết cho dòng tương đối của tuabin

Phương trình Becnuli viết cho dòng chảy qua bình đứng yên có dạng như sau:

$$Z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{C_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{C_2^2}{2g} + h_{1-2}$$

Trường hợp bình chuyển động với vận tốc quay U thì chuyển động quay này sẽ sinh ra một công của lực quán tính.

Cơ học lý thuyết đã chứng minh được rằng trong trường hợp chuyển động tương đối có vận tốc W , chuyển động theo có vận tốc là U thì phương trình cân bằng năng lượng cho một đơn vị khối lượng chất lỏng sẽ có dạng:

$$Z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{W_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{W_2^2}{2g} + h_{W1-2} + H_U$$

Trong đó: H_U - công của lực quán tính do một đơn vị khối lượng chất lỏng sinh ra.

Khi máng dẫn quay với vận tốc quay đều thì gia tốc góc sẽ là $\omega^2 R$. Lực quán tính của một đơn vị khối lượng chất lỏng sẽ là $\omega^2 R/g$. Nếu một đơn vị chất lỏng dịch chuyển được một đoạn dR từ điểm 1 đến 2 thì công của lực quán tính do một đơn vị khối lượng chất lỏng sinh ra sẽ là:

$$H_U = \int_{R_1}^{R_2} \frac{\omega^2 R dR}{g} = \frac{\omega^2}{g} (R_2^2 - R_1^2) = \frac{U_1^2}{2g} - \frac{U_2^2}{2g}$$

Vậy, phương trình cân bằng năng lượng cho một đơn vị khối lượng chất lỏng sẽ có dạng:

$$Z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{W_1^2}{2g} - \frac{U_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{W_2^2}{2g} - \frac{U_2^2}{2g} + h_{w1-2}$$

Đó là phương trình Bernoulli viết cho dòng tương đối. Phương trình này được sử dụng cho dòng chảy qua máng dẫn tuabin với vận tốc tương đối W và vận tốc theo là U

2.2.3. Phương trình điều chỉnh lưu lượng tuabin

Khi tuabin làm việc trong trạm thủy điện thì công suất tiêu thụ (phụ tải) của trạm thay đổi, còn cột áp trong ngày coi như không đổi. Để thay đổi công suất tuabin phù hợp với phụ tải chỉ có thể bằng cách thay đổi lưu lượng qua tuabin.

Dựa vào phương trình cột áp tuabin (2.6) ta có: $gH_t = U_1 C_{U1} - U_2 C_{U2}$

Có thể rút ra phương trình điều chỉnh lưu lượng với các giả thiết sau:

a. Dòng chảy từ cánh hướng đến mép vào bánh công tác không có tổn thất. Nghĩa là momen vận tốc vòng ở tiết diện ra của cánh hướng: $\Gamma_1 C_{U1}$ bằng momen vận tốc vòng ở cửa vào bánh công tác $\Gamma_2 = r_2 C_{U2}$.

b. Vận tốc kinh tuyến ở tiết diện ra của cánh hướng và tiết diện ra của bánh công tác xác định theo công thức sau:

$$C_{m0} = \frac{Q}{2\pi r_0 b_0}$$

$$C_{m2} = \frac{Q}{F_2}$$

Trong đó: b_0 - chiều cao cánh hướng;

F_2 - diện tích của tiết diện ra bánh công tác.

Từ 2 cột trụ trên và theo tam giác vận tốc tại tiết diện ra cánh hướng ta có:

$$C_{U1} = \frac{r_0}{r_1} C_{U0} = C_{m0} \frac{r_0}{r_1} \operatorname{ctg} \alpha_0 = \frac{Q}{2\pi b_0 r_1} \operatorname{ctg} \alpha_0$$

Từ tam giác vận tốc ở lối ra bánh công tác ta có:

$$C_{U2} = U_2 - C_{m2} \operatorname{ctg} \beta_2 = U_2 - \frac{Q}{F} \operatorname{ctg} \beta_2$$

Thay C_{U1} và C_{U2} vào phương trình cột áp ta có:

$$\eta_t g H = U_1 - \frac{Q \operatorname{ctg} \alpha_0}{2\pi b_0 r_1} - U_2 \left(U_2 - \frac{Q}{F} \operatorname{ctg} \beta_2 \right)$$

Rút ra:

$$Q = \frac{\eta_t g H + U_2^2}{\frac{U_1 \operatorname{ctg} \alpha_0}{2\pi r_1 b_0} + \frac{U_2}{F} \operatorname{ctg} \beta_2}$$

Hay:
$$Q = \frac{\frac{\eta_H g H}{\omega} + \omega r_2^2}{\frac{1}{2\pi b_0} \operatorname{ctg} \alpha_0 + \frac{r_2}{F_2} \operatorname{ctg} \beta_2} \quad (2.9)$$

Từ biểu thức (2.9) ta phân tích những khả năng điều chỉnh lưu lượng qua tuabin.

Trong thực tế trạm thủy điện cần phải phát điện với tần số không đổi, nghĩa là $\omega = \text{const}$. Như vậy lưu lượng thực tế có thể thay đổi nếu thay đổi một trong ba đại lượng: b_0 , α_0 , β_2 :

- Chiều cao cánh hướng b_0 .
- Góc ra của cánh hướng α_0 .
- Góc ra đặt cánh bánh công tác β_2 .

Điều chỉnh lưu lượng bằng cách thay đổi b_0 có thể thực hiện nhờ một van chụp. Cách điều chỉnh này có thể ứng dụng cho tuabin cỡ nhỏ. Đối với tuabin cỡ trung bình và cỡ lớn thì điều chỉnh b_0 rất khó, phức tạp về mặt kết cấu và gây nên tổn thất thủy lực nhiều.

Điều chỉnh lưu lượng bằng cách thay đổi góc ra của cánh hướng α_0 được dùng phổ biến nhất. Đối với cả 3 loại tuabin (hướng trục, hướng chéo và tâm trục) người ta thay đổi lưu lượng nhờ hệ thống cánh hướng. Khi các cánh hướng quay thì độ mở cánh hướng α_0 thay đổi và lưu lượng qua nó thay đổi. (xem mục buồng dẫn).

Điều chỉnh lưu lượng bằng cách thay đổi góc β_2 được ứng dụng kết hợp với việc điều chỉnh độ mở cánh hướng α_0 tuabin hướng trục và chéo trục cánh xoay có thể điều chỉnh kép, cùng một lúc thay đổi hai đại lượng α_0 và β_2 . Nhờ điều chỉnh kép dòng đi ra khỏi cánh hướng luôn phù hợp với góc nghiêng của cánh bánh công tác. Hiệu suất lớn nhất ($\eta_{\max}$) của α_0 tuabin hướng trục và chéo trục cánh xoay không thay đổi trong phạm vi khá lớn khi thay đổi công suất. Đó là ưu điểm lớn của tuabin cánh xoay so với tuabin tâm trục hoặc chong chóng.

Ta tiếp tục khảo sát biểu thức (2.9), tìm quan hệ giữa lưu lượng và số vòng quay khi các đại lượng khác không đổi. Lấy vi phân theo ω :

$$\frac{dQ}{d\omega} = \frac{1}{\frac{\operatorname{ctg} \alpha_0}{2\pi b_0} + \frac{r_2 \operatorname{ctg} \beta_2}{F_2}} \left(-\frac{\eta_H g H}{\omega^2} + r_2^2 + \frac{d\eta_H g H}{\omega d\omega} \right)$$

Trong trường hợp ω thay đổi trong phạm vi nhỏ hiệu suất thủy lực coi như không đổi:

$$\frac{d\eta_H}{d\omega} = 0$$

Ký hiệu:
$$\frac{1}{\frac{\operatorname{ctg} \alpha_0}{2\pi b_0} + \frac{r_2 \operatorname{ctg} \beta_2}{F_2}} = A > 0$$

Ta có:
$$\frac{dQ}{d\omega} = A \cdot \frac{U_2^2 - \eta_H g H}{\omega^2} = 0$$

Đại lượng A luôn dương, có thể rút ra những nhận xét sau:

$$U_2^2 = \eta_H g H \text{ thì } \frac{dQ}{d\omega} = 0, \text{ lưu lượng không phụ thuộc vào số vòng quay}$$

$$U_2^2 > \eta_H g H \text{ thì } \frac{dQ}{d\omega} > 0, \text{ lưu lượng tăng thì số vòng quay tăng}$$

$$U_2^2 < \eta_{II} gH \text{ thì } \frac{dQ}{d\omega} < 0, \text{ lưu lượng tăng thì số vòng quay giảm.}$$

Trong thực tế điều chỉnh tuabin ta thấy khi phụ tải tăng thì số vòng quay của máy phát điện giảm. Ngược lại phụ tải giảm thì số vòng quay của máy phát điện tăng. Để giữ số vòng quay không đổi (tần số không đổi) cần điều chỉnh cánh hướng tuabin để tăng hoặc giảm lưu lượng, làm cho số vòng quay đạt giá trị định mức theo tần số điện.

2.3. LUẬT TƯƠNG TỰ VÀ CÁC ĐẠI LƯỢNG QUY DẪN CỦA TUABIN

Nghiên cứu và thiết kế tuabin không thể thực hiện được nếu không dựa vào thực nghiệm. Mặt khác tuabin nước là loại có kích thước lớn (tuabin nước lớn hiện nay có đường kính bánh công tác đến 10m). Vì vậy, nghiên cứu, thiết kế và xác định các đường đặc tính tuabin thường tiến hành bằng thực nghiệm với các tuabin thu nhỏ kích thước, gọi là mô hình tuabin. Để đảm bảo độ tin cậy giữa kết quả nghiên cứu trên mô hình và trên tuabin thực, ta cần có các điều kiện, các tiêu chuẩn về quan hệ tương tự giữa mô hình và nguyên hình.

2.3.1. Các điều kiện tương tự

Hai tuabin nước (máy thủy lực nói chung) tương tự phải thỏa mãn ba điều kiện tương tự: tương tự về hình học, về động học và về động lực học.

a. Tiêu chuẩn tương tự về hình học

Hình dạng của phần dẫn dòng tuabin (phần tiếp xúc với dòng chảy) của tuabin nguyên hình và mô hình phải đồng dạng. Các kích thước hình học của chúng phải theo một tỷ lệ nhất định.

$$\frac{D_M}{D_T} = \frac{b_M}{b_T} = \dots = \lambda_1 = \text{const}$$

Trong đó: ký hiệu (M) cho mô hình, (T) cho tuabin thực.

b. Tiêu chuẩn tương tự về động học

Sự phân bố vận tốc tại các điểm tương ứng trong phần dẫn dòng của hai tuabin phải tương tự, nghĩa là tỷ lệ giữa các vận tốc tương ứng bằng nhau, các tam giác vận tốc phải đồng dạng.

$$\frac{U_M}{U_T} = \frac{W_M}{W_T} = \frac{C_M}{C_T} \dots = \lambda_2 = \text{const}$$

c. Tiêu chuẩn tương tự về động lực học

Hai tuabin mô hình và thực tương tự thì tỷ lệ của các lực tác dụng lên các phần tử tương ứng phải bằng nhau.

$$\frac{P_M}{P_T} = \frac{F_M}{F_T} = \dots = \lambda_3 = \text{const}$$

d. Các chuẩn số

Từ những công thức suy diễn theo điều kiện của tiêu chuẩn tương tự động lực học người ta rút ra một số những chuẩn số: Raynon, Frut, Ôle.. Mỗi chuẩn số này đặc trưng cho một thành phần lực nào đó tác dụng lên dòng chảy trong tuabin. Chuẩn số Raynon (ký hiệu Re) đặc trưng cho lực nhớt của dòng chảy. Công suất Frut (ký hiệu Fr) đặc trưng cho lực trọng trường. Chuẩn số Ôle (ký hiệu Eu) đặc trưng cho áp lực. Ngoài ra còn nhiều loại chuẩn số khác, nhưng yêu cầu tối thiểu là hai chuẩn số Re và Fr sao cho:

$$Re_M = Re_T \text{ và } Fr_M = Fr_T.$$

Trong đó: $Re = \frac{Cd}{\nu}; Fr = \frac{C^2}{gl}$

2.3.2. Các quan hệ tương tự trong tuabin

Để lập quan hệ tương tự, ta xét mối quan hệ giữa vận tốc và cột áp. Từ tam giác vận tốc ta có:

$$\frac{C}{\sin \beta} = \frac{W}{\sin \beta} = \frac{U}{\sin(\beta - \alpha)}$$

Tương ứng với tam giác vận tốc ở cửa vào và cửa ra ta có:

$$C_1 = \frac{U_1 \sin \beta_1}{\sin(\beta_1 - \alpha_1)}; C_2 = \frac{U_2 \sin \beta_2}{\sin(\beta_2 - \alpha_2)}$$

$$C_{U1} = C_1 \cos \alpha_1 = \frac{U_1 \sin \beta_1 \cos \alpha_1}{\sin(\beta_1 - \alpha_1)}$$

$$C_{U2} = C_2 \cos \alpha_2 = \frac{U_2 \sin \beta_2 \cos \alpha_2}{\sin(\beta_2 - \alpha_2)}$$

Thay: $U_2 = U_1 k$; $k = D_2/D_1$ vào phương trình cột áp ta có:

$$\eta_H gH = U_1 C_{U1} - U_2 C_{U2} = \frac{U_1^2 \sin \beta_1 \cos \alpha_1}{\sin(\beta_1 - \alpha_1)} - \frac{U_1^2 k^2 \sin \beta_2 \cos \alpha_2}{\sin(\beta_2 - \alpha_2)}$$

Vậy

$$U_1 = \sqrt{\eta_H gH} \cdot \frac{\sin(\beta_1 - \alpha_1) \sin(\beta_2 - \alpha_2)}{\sin \beta_1 \cos \alpha_1 \sin(\beta_2 - \alpha_2) - k^2 \sin \beta_2 \cos \alpha_2 \sin(\beta_1 - \alpha_1)} = K_U \sqrt{\eta_H gH}$$

Bằng cách tương tự rút ra biểu thức:

$$C_1 = K_C \sqrt{\eta_H gH}$$

$$W_1 = K_W \sqrt{\eta_H gH}$$

Các hệ số K_U, K_C, K_W phụ thuộc vào góc của tam giác vận tốc và tỷ số D_2/D_1 .

Nếu hai tuabin tương tự thì các hệ số này không thay đổi (từ điều kiện tương tự hình học và động lực học). Vậy ta suy ra các công thức biểu thị quan hệ của những thông số chính tuabin giữa mô hình và thực.

a. Quan hệ lưu lượng

Lưu lượng lý thuyết có thể xác định theo công thức:

$$Q = Q_H \eta_0 = FC_m = FK_{cm} \sqrt{\eta_H gH}$$

Trong đó: $F = \Pi D b = \Pi a D^2$, ($a = b/D$)

F - diện tích tiết diện có đường kính D , chiều rộng b .

Vậy: $Q = \eta_0 Q_H = \pi a D^2 K_{cm} \sqrt{\eta_H gH}$

Quan hệ lưu lượng của hai tuabin tương tự có dạng sau:

$$\frac{Q_M}{Q_T} = \frac{\eta_{OM} Q_M}{\eta_{OT} Q_T} = \frac{D_M^2 \sqrt{\eta_{HM}}}{D_T^2 \sqrt{\eta_{HT}}} \cdot \frac{\sqrt{H_M}}{\sqrt{H_T}}$$

Hay:

$$\frac{Q_M}{Q_T} = \frac{D_M^2}{D_T^2} \frac{\sqrt{\eta_{lM}}}{\sqrt{\eta_{lT}}} \cdot \frac{\sqrt{H_M} \eta_{OT}}{\sqrt{H_T} \eta_{OM}} \quad (2.10)$$

b. Quan hệ số vòng quay

Số vòng quay của hai tuabin xác định từ công thức:

$$\begin{aligned} \frac{U_{lM}}{U_{lT}} &= \frac{D_M n_M}{D_T n_T \eta_{lT}} = \frac{\sqrt{\eta_{lM}} \sqrt{H_M}}{\sqrt{H_T}} \\ \frac{n_M}{n_T} &= \frac{D_T}{D_M} \frac{\sqrt{H_M}}{\sqrt{H_T}} \cdot \frac{\sqrt{\eta_{lM}}}{\sqrt{\eta_{lT}}} \end{aligned} \quad (2.11)$$

c. Quan hệ cột áp tuabin

$$\frac{H_M}{H_T} = \left(\frac{n_M}{n_T} \right)^2 \left(\frac{D_M}{D_T} \right)^2 \frac{\sqrt{\eta_{lM}}}{\sqrt{\eta_{lT}}} \quad (2.12)$$

d. Quan hệ công suất

$$\begin{aligned} \frac{N_M}{N_T} &= \frac{\eta_M Q_M H_M}{\eta_T Q_T H_T} = \left(\frac{D_M}{D_T} \right)^2 \frac{H_M \sqrt{H_M}}{H_T \sqrt{H_T}} \frac{\sqrt{\eta_{lM}}}{\sqrt{\eta_{lT}}} \frac{\eta_{OT}}{\eta_{OM}} \frac{\eta_M}{\eta_T} \\ \frac{N_M}{N_T} &= \left(\frac{D_M}{D_T} \right)^2 \frac{H_M \sqrt{H_M}}{H_T \sqrt{H_T}} \frac{\sqrt{\eta_{lM}}}{\sqrt{\eta_{lT}}} \frac{\eta_{OT}}{\eta_{OM}} \frac{\eta_M}{\eta_T} \end{aligned} \quad (2.13)$$

Trong thực tế, tính toán thiết kế người ta chọn tuabin ở bước ban đầu thường tính gần đúng, bỏ qua sự khác nhau về các dạng hiệu suất của mô hình và thực, và lấy tỷ lệ kích thước với đường kính D_i . Ta có quan hệ gần đúng sau:

$$\begin{aligned} \frac{Q_M}{Q_T} &= \left(\frac{D_{lM}}{D_{lT}} \right)^2 \frac{\sqrt{H_M}}{\sqrt{H_T}} \\ \frac{n_M}{n_T} &= \frac{D_{lT} \sqrt{H_M}}{D_{lM} \sqrt{H_T}} \\ \frac{N_M}{N_T} &= \left(\frac{D_{lM}}{D_{lT}} \right)^2 \frac{H_M \sqrt{H_M}}{H_T \sqrt{H_T}} \end{aligned} \quad (2.14)$$

2.3.3. Các đại lượng quy dẫn của tuabin

Trong việc thiết kế tuabin các thông số của tuabin (H, Q, n, N) không thể đặc trưng cho các tuabin cùng loại tương tự với nhau.

Để đặc trưng cho cùng một loại tuabin tương tự với nhau, người ta dùng các đại lượng quy dẫn. Các đại lượng này mang tính chất ước lệ, không phải là giá trị thực của một tuabin. Các đại lượng quy dẫn của tuabin là các trị số vòng quay, lưu lượng và công suất của một tuabin có đường kính bánh công tác $D_l = 1\text{m}$, làm việc với cột áp $H = 1\text{m}$.

Từ các công thức (2.10), (2.13) nếu $D_{lM} = 1\text{m}$, $H_{lM} = 1\text{m}$, gọi Q_M, n_M, N_M là Q', n', N' , và bỏ các chỉ số (T) tức là viết D_T, H_T, n_T, N_T thành ra D_l, H, Q, n, N . Ta có công thức tính các đại lượng quy dẫn:

$$\begin{aligned}
n'_I &= \frac{nD_I}{\sqrt{\eta_H H}} \\
Q'_I &= \frac{\eta_o Q}{D_I^2 \sqrt{\eta_H H}} \\
N'_I &= \frac{\eta_o N}{D_I^2 H \sqrt{\eta_H H}}
\end{aligned} \tag{2.15}$$

Như vậy các tuabin tương tự với nhau thì có cùng một đại lượng quy dẫn.

Nếu bỏ qua sự khác nhau về hiệu suất giữa các tuabin tương tự, ta có công thức:

$$n'_I = \frac{nD_I}{\sqrt{H}}; \quad Q'_I = \frac{\eta_o Q}{D_I^2 \sqrt{H}}; \quad N'_I = \frac{\eta_o N}{D_I^2 H \sqrt{H}} \tag{2.16}$$

Vậy khi thiết kế tuabin, nếu chọn được một mô hình nào đó có đường kính $D_{IM} = 1\text{m}$, $H_{IM} = 1\text{m}$ và các đại lượng quy dẫn n'_I , Q'_I , N'_I , thì có thể xác định các thông số tuabin sẽ thiết kế theo công thức sau:

$$\begin{aligned}
Q &= Q'_I \sqrt{H} D_I^2 \\
n &= \frac{n'_I \sqrt{H}}{D_I} \\
N &= N'_I D_I^2 H \sqrt{H} = 9,81 \eta_o Q'_I D_I^2 H \sqrt{H}
\end{aligned} \tag{2.17}$$

2.3.4. Số vòng quay đặc trưng của tuabin

Trong ngành máy thủy lực để biểu thị đặc trưng tổng hợp của các thông số cơ bản của máy H, Q, N, n , người ta dùng một hệ số gọi là số vòng quay đặc trưng, ký hiệu là n_s .

Đối với tuabin nước, số vòng quay đặc trưng n_s là số vòng quay của một tuabin làm việc với cột áp $H=1\text{m}$ và phát ra công suất $N=1\text{kW}$.

Từ các công thức (2.10)-(2.13) về quan hệ tương tự của các thông số. Nếu tuabin thực có thông số $n_I=n$, $H_I=H$, $N_I=N$, $D_{II}=D_I$, $Q_I=Q$, còn tuabin mô hình tương tự của nó có thông số $H_M=1\text{m}$, $N_M=1\text{kW}$, $n_M=n_s$, coi hiệu suất của hai tuabin bằng nhau, ta có công thức tính n_s :

$$n_s = \frac{n\sqrt{N}}{H^{\frac{3}{4}}\sqrt{H}} \tag{2.18}$$

Hay tính theo các thông số quy dẫn ta có:

$$\begin{aligned}
n_s &= \frac{n'_I \sqrt{H}}{D_I H^{\frac{3}{4}} \sqrt{H}} \sqrt{9,81 \eta_o Q'_I D_I^2 H \sqrt{H}} \\
n_s &= 3,65 n'_I \sqrt{Q'_I \eta}
\end{aligned} \tag{2.19}$$

Trong đó: Q'_I tính theo m^3/s .

Số vòng quay đặc trưng là hệ số tổng hợp có tính chất đặc trưng cho các thông số chính của tuabin. Nó không phải là số vòng quay thực tế của tuabin.

Nếu cho trước các thông số của tuabin H, Q, N, n và tính n_s theo công thức (2.18) thì giá trị n_s tính được sẽ là số vòng quay của mô hình tương tự với tuabin thực (sẽ thiết kế) làm việc với cột áp $H_M=1\text{m}$, phát ra công suất $N_M=1\text{kW}$.

Mỗi kiểu tuabin do phạm vi làm việc về cột áp và công suất khác nhau nên n_s cũng khác nhau. Loại tuabin hướng trục có cột áp thấp, công suất lớn, mặc dầu số vòng quay thực tế nhỏ

nhưng lưu lượng lớn nên số vòng quay đặc trưng cũng lớn ($n_s = 500-950$). Loại tuabin gáo làm việc với cột nước cao, công suất nhỏ, lưu lượng nhỏ nên số vòng quay đặc trưng cũng nhỏ ($n_s = 5-70$).

Các tuabin tương tự thì đều có chung một số vòng quay đặc trưng giống nhau không phụ thuộc vào đường kính và các thông số khác như H, Q, N . Vì vậy, người ta còn phân loại tuabin theo số vòng quay đặc trưng như đã đề cập ở phần trên.

2.3.5. Tính toán hiệu suất tuabin thực từ tuabin mô hình

Trong mục quan hệ tương tự, các công thức (2.10), (2.13) đều chứa các tỷ số hiệu suất tuabin mô hình và thực. Nếu tính gần đúng có thể bỏ qua các tỷ số này. Tuy nhiên thực tế cho thấy hai tuabin tương tự (thực và mô hình) cùng làm việc ở chế độ tương tự sẽ có hiệu suất tuabin khác nhau, phụ thuộc vào cột áp và đường kính bánh công tác của tuabin. Nguyên nhân là do sự khác nhau về tổn thất trong hai tuabin tương tự. Nhưng bản chất vấn đề tổn thất trong tuabin lại hết sức phức tạp, người ta chưa tìm ra những phương pháp tính chính xác các dạng tổn thất này.

Trong thực tế để xác định hiệu suất của tuabin nguyên hình theo hiệu suất mô hình thường phải dùng đến công thức thực nghiệm.

Khi cột áp $H \leq 150\text{m}$ dùng công thức sau:

$$\eta_{\max T} = 1 - (1 - \eta_{\max M})^5 \sqrt{\frac{D_{1M}}{D_{1T}}} \quad (2.20)$$

Khi cột áp $H > 150\text{m}$:

$$\eta_{\max T} = 1 - (1 - \eta_{\max M})^5 \sqrt{\frac{D_{1M}}{D_{1T}}} \cdot \sqrt{\frac{H_M}{H_T}} \quad (2.21)$$

Hai công thức (2.20) và (2.21) chỉ đúng ở chế độ tối ưu của tuabin. Còn các chế độ khác ngoài chế độ tối ưu thì việc hiệu chỉnh hiệu suất thực từ tuabin mô hình sẽ phức tạp hơn, cần đến những nghiên cứu đặc biệt về vấn đề này.

2.4. VẤN ĐỀ TỔN THẤT TRONG MÔ HÌNH HOÁ TUABIN

Tổn thất trong tuabin gồm có: tổn thất thủy lực, tổn thất thể tích (hay còn gọi tổn thất lưu lượng) và tổn thất cơ khí. Ở đây chỉ đánh giá sự khác nhau giữa hiệu suất của tuabin thực và tuabin mô hình do ảnh hưởng của các yếu tố tổn thất.

Sau đây ta xét các dạng tổn thất chính:

2.4.1. Tổn thất thủy lực

Tổn thất thủy lực trong tuabin gồm có 2 dạng: tổn thất ma sát và tổn thất cục bộ (xoáy).

a. Tổn thất ma sát

Tổn thất ma sát trong tuabin cũng giống như tổn thất dọc đường trong đường ống mà ta đã xét trong phần thủy lực đại cương, tính theo công thức:

$$h_d = a \frac{LC^n}{R_m}$$

Trong đó: a - hệ số tính đến độ nhám tương đối của phần dẫn dòng;

R - bán kính thủy lực;

C - vận tốc dòng chảy;

L - chiều dài dòng.

Vì phân dẫn dòng của tuabin luôn thay đổi kích thước, hình dạng dọc theo chiều dài, nên phải tính tổn thất Δh_i cho từng đoạn ΔL .

$$\Delta h = a \frac{\Delta L C^n}{\Delta R_m}$$

Bán kính thủy lực R tỷ lệ bậc một với đường kính D_1 và các kích thước của phân dẫn dòng có thể quy theo tỷ lệ với D_1 , vì thế có thể viết biểu thức trên về dạng sau:

$$\Delta h = a \frac{\Delta L}{D_1} \cdot \frac{C^n}{D_1^{n-1}}$$

Theo tiêu chuẩn tương tự hình học ta có: $\frac{\Delta L}{D_1} = \text{const}$

Còn vận tốc C phụ thuộc vào cột áp theo công thức:

$$C = \varphi_i \sqrt{H}$$

Trong đó: φ_i - hệ số vận tốc tại từng đoạn i trên dòng chảy.

Ta thấy rằng độ nhám tương đối của phân dẫn dòng trong mô hình thu nhỏ thường không thể đảm bảo tỷ lệ tương tự hình học với tuabin thực. Độ nhám tương đối này cũng phụ thuộc vào đường kính bánh công tác D_1 và cột áp H .

b. Tổn thất cục bộ

Tổn thất cục bộ tính theo công thức: $h_c = \sum \xi_i \frac{C_i^2}{2g}$

Ta biểu thị vận tốc dòng chảy C theo lưu lượng và đường kính D_i : $C_i = \frac{Q}{F_i}$

Trong đó: $Q = Q_i D_1^2 \sqrt{H}$

$$F_i = m_i D_1 \quad (m_i \text{ - hệ số tỷ lệ})$$

Vậy:

$$C_i = \frac{Q_i D_1^2 \sqrt{H}}{m_i D_1^2} = Q_i \frac{\sqrt{H}}{m_i}$$

$$h_c = \sum \xi_i \frac{Q_i^2 H}{2 m_i^2 g}$$

Hiệu suất thủy lực của tuabin nếu chỉ tính tổn thất cục bộ là:

$$\eta_{tlc} = 1 - \sum \xi_i \frac{H - h_c Q_i^2}{2 g m_i^2}$$

Nếu ký hiệu: $k_c = \sum \xi_i \frac{1}{2 g m_i^2}$

thì: $\eta_{tlc} = 1 - k_c Q_i^2$ (2.22)

Hai tuabin tương tự cùng làm việc ở các chế độ giống nhau thì hệ số $k_c = \text{const}$ và chúng có cùng một thông số lưu lượng quy dẫn Q_i .

Vậy ta có thể kết luận rằng: đối với tuabin mô hình và nguyên hình tương tự thì hiệu suất thủy lực chỉ tính đến tổn thất cục bộ không thay đổi. Khi mô hình hóa tổn thất thủy lực chỉ còn lại sự khác nhau về tổn thất ma sát dọc đường, phụ thuộc vào D_I và H .

2.4.2. Tổn thất thể tích

Dòng chảy qua tuabin có một phần lưu lượng dò qua khe hở giữa rôto và stato. Phần lưu lượng này không tham gia vào việc biến đổi năng lượng.

Lưu lượng qua khe hở có thể xác định theo công thức: $\Delta Q = \mu F \sqrt{2gH}$

Trong đó: F - diện tích khe hở tính theo D_I , $F = m D_I^2$

μ - hệ số lưu lượng

Vậy: $\Delta Q = \mu m D_I^2 \sqrt{2gH} = K_Q D_I^2 \sqrt{H}$

Ký hiệu: $K_Q = \mu m D_I^2 \sqrt{2g}$

Hiệu suất thể tích sẽ là:

$$\eta = \frac{Q - \Delta Q}{Q} = 1 - K_Q \frac{1}{Q_I} \quad (2.23)$$

Từ biểu thức (2-23) ta thấy hiệu suất thể tích của tuabin mô hình và nguyên hình tương tự cùng làm việc ở các chế độ giống nhau thì không thay đổi. Vì rằng chúng có cùng hệ số K_Q và Q_I . Tuy nhiên khe hở giữa bánh công tác và vỏ của tuabin nguyên hình và mô hình không nhất thiết tương tự, nó phụ thuộc cấp gia công chính xác.

2.4.3. Tổn thất cơ khí

Tổn thất cơ khí là tổn thất năng lượng do ma sát cơ khí ở các ổ trượt, ổ đỡ, trong các đệm chống thấm giữa bộ phận chuyển động và bộ phận không chuyển động của tuabin, đồng thời do ma sát giữa các bộ phận quay với nước ở phần dẫn dòng (gọi là ma sát đĩa).

Tổn thất cơ khí do ma sát tại các ổ đỡ, ổ trượt:

$$\Delta N_{ms} = M_{ms} \cdot \omega = M_{ms} \frac{\pi n}{30}$$

Trong đó: M_{ms} - momen ma sát ở các ổ đỡ, ổ trượt.

Hiệu suất cơ khí tính đến tổn thất ma sát trong ổ đỡ, ổ trượt:

$$\eta_{ms} = \frac{N - \Delta N_{ms}}{N} = 1 - \frac{M_{ms} \pi n}{\gamma Q H \cdot 30}$$

Thay n, Q theo n_I, Q_I ta có:

$$\eta_{ms} = 1 - \frac{M_{ms} \pi n_I}{30 \gamma Q_I H \cdot D_I^3}$$

Ký hiệu: $k_{ms} = \frac{\pi}{30 \gamma D_I^3 H}$

Ta có: $\eta_{ms} = 1 - k_{ms} M_{ms} \frac{n_I}{Q_I} \quad (2.24)$

Từ biểu thức này ta nhận thấy hiệu suất cơ khí do tổn thất ma sát của tuabin mô hình và nguyên hình tương tự khác nhau. Đối với tuabin có công suất lớn thì hiệu suất cơ khí lớn hơn tuabin có công suất nhỏ.

Tuy nhiên trong cân bằng năng lượng tuabin thì tổn thất cơ khí tương đối nhỏ so với các dạng tổn thất khác. Thường hiệu suất cơ khí của tuabin chỉ nằm trong khoảng 96%-98%.

Vì hiệu suất cơ khí của tuabin khá cao nên việc đánh giá sự khác nhau của hiệu suất cơ khí của mô hình và nguyên hình tương tự cũng được bỏ qua. Vì vậy ta không xét đến tổn thất cơ khí do ma sát đĩa.

Qua những khảo sát và phân tích sự khác nhau của các dạng hiệu suất của tuabin mô hình và nguyên hình ta có thể rút ra kết luận sau: hiệu suất do tổn thất ma sát dọc đường của mô hình và tuabin nguyên hình tương tự thay đổi phụ thuộc vào đường kính bánh công tác và cột áp tuabin. Còn hiệu suất thủy lực do tổn thất cục bộ, hiệu suất thể tích của tuabin mô hình và nguyên hình tương tự giống nhau. Hiệu suất cơ khí cơ bản phụ thuộc vào công suất của tuabin.

Khi mô hình hóa tuabin cần chú ý sự khác nhau về hiệu suất thủy lực, phụ thuộc vào D_t và H . Điều này cũng là cơ sở lý giải cho hai công thức thực nghiệm (2.20), (2.21) đã nêu trên.

Chương III: HIỆN TƯỢNG XÂM THỰC TRONG TUABIN

3.1. HIỆN TƯỢNG XÂM THỰC VÀ TÁC HẠI CỦA NÓ

Xâm thực là một hiện tượng hoá lý phức tạp xảy ra trên bề mặt phần dẫn dòng khí dòng chảy qua tuabin. Chúng ta sẽ không đi sâu vào quá trình biến đổi tính vật lý và các phản ứng hoá học của hiện tượng xâm thực, mà chỉ quan sát hiện tượng, tác hại của nó và nghiên cứu phương pháp ngăn chặn hiện tượng này đối với tuabin thủy lực.

Vậy hiện tượng xâm thực là gì ?

Xâm thực là một chuỗi các chu trình xảy ra liên tiếp trong một khoảng thời gian cực ngắn khi có những phần tử chất lỏng trong dòng chảy biến đổi trạng thái từ lỏng sang hơi ở những vùng có áp suất nhỏ bằng áp suất bốc hơi.

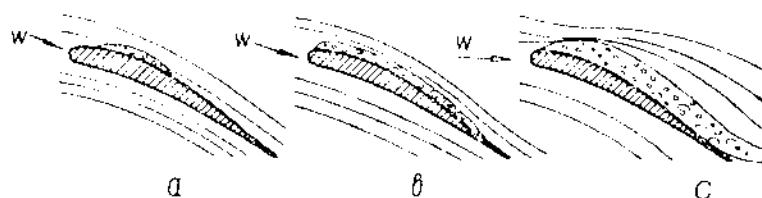
Ta đã biết chất lỏng có thể bốc hơi ở nhiệt độ bất kỳ nếu áp suất tại đó đạt giá trị áp suất bốc hơi. Ví dụ: nước có thể hoá hơi ở nhiệt độ 100°C nếu áp suất xung quanh là 10,33m cột nước. Nhưng nếu ở áp suất hạ xuống đến 1,26m cột nước thì nó có thể bốc hơi ở 50°C (bảng 3.1).

Bảng 3.1.

Nhiệt độ, $^{\circ}\text{C}$	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
Áp suất bốc hơi $P_{bh}/\gamma, \text{ m H}_2\text{O}$	0,06	0,12	0,24	0,43	0,72	1,26	2,03	3,18	4,18	7,12	10,33

Dòng chảy qua phần dẫn tuabin luôn thay đổi vận tốc và áp suất. Tại một số vùng nhất định áp suất sẽ hạ rất thấp đến giá trị áp suất bốc hơi. Dòng chảy đi qua tuabin, qua vùng áp suất đạt giá trị áp suất bốc hơi dưới dạng các bọt hơi nước và không khí. Các bọt đó bị cuốn vào vùng áp suất cao hơn áp suất bốc hơi, ở nơi đó hơi nước bị ngưng tụ đột ngột với thể tích nhỏ hơn rất nhiều so với thể tích của bọt khí, vì vậy các phần tử nước ở xung quanh tràn vào lấp chỗ trống với vận tốc cực lớn. Tại vùng trung tâm bọt khí các phần tử nước gặp nhau, va đập mạnh với nhau làm tăng áp suất ở trung tâm bọt khí. Theo thí nghiệm áp suất do các phần tử chất lỏng va đập ở trung tâm bọt khí đạt tới vài ngàn atmôphe và nhiệt độ do đó cũng tăng lên vào khoảng 230°C . Sau đó, vì sự va chạm mạnh ở trung tâm bọt khí các phần tử nước đó bị bắn trở ra làm cho áp suất ở trung tâm bọt khí lại giảm xuống và tạo ra khoảng trống ở đó. Các phần tử nước đã bắn ra, sau đó tiêu hao hết động năng và bị va đập với những phần tử xung quanh khác, lại quay trở lại trung tâm bọt khí lấp chỗ trống vừa tạo ra. Một chu kỳ kết thúc, chu kỳ tiếp theo lại lặp lại

như vậy: các phần tử nước va đập khi di chuyển vào trung tâm bọt khí, áp suất và nhiệt độ tăng... Các chu trình này lặp lại với tần số rất lớn, gần bằng tần số âm thanh. Dao động do hiện tượng xâm thực gây ra được truyền qua dòng



Hình 3.1. Xâm thực trên cánh bánh công tác tuabin

chảy và trực tiếp hoặc gián tiếp đến bề mặt các chi tiết kim loại của phần dẫn dòng. Ban đầu các bề mặt của chi tiết bị xói mòn do va đập, do dao động sóng tần số cực lớn. Sau đó bề mặt chi tiết bị lõm lõm lại càng tăng tốc độ phá hoại.

Ngoài ra trong quá trình xảy ra xâm thực luôn luôn kèm theo sự tăng nhiệt độ tức thời kèm theo các phản ứng hoá học tại các điểm bị công phá. Một trong những sản phẩm của các phản ứng hoá học là các loại axit. Các axit này làm tăng khả năng ăn mòn kim loại. Điều này được khẳng định bằng thực nghiệm. Nếu thay các chi tiết bằng gốm, thủy tinh đặc biệt thì sự phá hoại ít đi.

Hiện tượng xâm thực trong tuabin không những phá hoại các chi tiết mà còn làm giảm hiệu suất tuabin, dẫn tới giảm công suất tuabin một cách đột biến. Ngoài ra, hiện tượng này còn gây ra tiếng ồn lớn, gây ra dao động, rung máy dẫn đến cong trục, vỡ ổ bi và phá hoại sự làm việc của cả tổ máy.

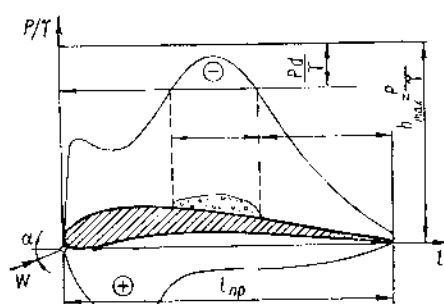
Trong kết cấu tuabin những vùng thường xảy ra xâm thực là những vùng có áp suất thấp: xâm thực xảy ra mạnh nhất vẫn là trên cánh bánh công tác (hình 3.1). Bảng thực nghiệm người ta đo được biểu đồ phân bố áp suất trên bề mặt cánh tuabin (hình 3.2). Vùng áp suất thấp là vùng gần mép ra về phía lưng cánh, nơi mà vận tốc tương đối W rất lớn.

Ngoài ra, còn có thể xảy ra xâm thực ổ đĩa dưới của tuabin tâm trục, ở phần vào của buồng hút tuabin, ở mép vòi phun của tuabin gáo.

Trên đây ta đã xét đến nguyên nhân và các tác hại của hiện tượng xâm thực. Để tránh hiện tượng này trong quá trình tuabin làm việc người ta phải có những biện pháp tăng khả năng chống xâm thực của tuabin.

- Khi thiết kế tuabin, người thiết kế cần tính biên dạng cánh bánh công tác và phần dẫn dòng sao cho sự phân bố vận tốc (phân bố áp suất) trong các vùng đó đều hơn, tránh tạo ra những vùng vận tốc quá lớn, áp suất quá thấp.

- Cao trình đặt tuabin trong trạm cũng ảnh hưởng rất lớn đến khả năng chống xâm thực của nó.



Hình 3.2- Phân bố áp suất trên cánh bánh công tác

3.2. ĐIỀU KIỆN XẢY RA XÂM THỰC VÀ HỆ SỐ XÂM THỰC CỦA TUABIN

Để thiết lập phương trình biểu thị điều kiện xảy ra xâm thực trong vùng bánh công tác của tuabin ta giả thiết sẽ có mặt cắt $x-x$ nào đó, gần mép ra 2-2 của bánh công tác, nơi sẽ xảy ra áp suất thấp. Xét một dòng nguyên tố của dòng chảy qua tuabin (hình 3-3).

Ta có thể viết phương trình Becnuli cho dòng tương đối, đi qua tiết diện $x-x$ và 2-2.

$$Z_x + \frac{P_x}{\gamma} + \frac{W_x^2}{2.g} - \frac{U_x^2}{2.g} = Z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{W_2^2}{2.g} - \frac{U_2^2}{2.g} + \sum h_{x-2} \quad (3.1)$$

Viết phương trình Becnuli cho dòng tuyệt đối với tiết diện ra của bánh công tác 2-2 và tiết diện ra của ống hút 5-5.

$$Z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{C_2^2}{2.g} = -Z_5 + \frac{P_5}{\gamma} + \frac{C_5^2}{2.g} + \sum h_{2-5} \quad (3.2)$$

Ngoài ra ta lưu ý: $\frac{P_5}{\gamma} - Z_5 = \frac{P_0}{\gamma} = B$ (B - áp suất khí trời)

Từ 3 biểu thức trên rút ra áp suất $\frac{P_x}{\gamma}$:

$$\begin{aligned}\frac{P_x}{\gamma} &= B - Z_x - \left(\frac{C_2^2 - C_5^2}{2.g} + \frac{W_x^2 - W_2^2}{2.g} + \frac{U_2^2 - U_x^2}{2.g} \right) - (\sum h_{x-2} + Zh_{2-5}) = \\ &= B - Z_x - \left(\frac{C_2^2 - C_5^2}{2.g} + \frac{W_x^2 - W_2^2}{2.g} + \frac{U_2^2 - U_x^2}{2.g} \right) + \sum h_{x-5}\end{aligned}\quad (3.3)$$

Trong đó: Z_x — khoảng cách từ tiết diện $x-x$, nơi có áp suất nhỏ nhất, đến mực nước hạ lưu
 Z , còn gọi là chiều cao hút lý thuyết.

Nhóm các số hạng:

$$\left(\frac{C_2^2 - C_5^2}{2.g} + \frac{W_x^2 - W_2^2}{2.g} + \frac{U_2^2 - U_x^2}{2.g} \right) - \sum h_{x-5}$$

gọi là độ chân không thủy động, ký hiệu là σH .

Độ chân không thủy động của tuabin σH phụ thuộc vào chế độ làm việc của tuabin. Rút ra:

$$\sigma = \frac{\frac{C_2^2 - C_5^2}{2.g} + \frac{W_x^2 - W_2^2}{2.g} + \frac{U_2^2 - U_x^2}{2.g} - \sum h_{x-5}}{H}\quad (3.4)$$

Trong đó: σ — hệ số xâm thực tuabin.

H — cột áp của tuabin.

Ta xét trường hợp xảy ra xâm thực thì áp suất tại điểm x bằng áp suất bốc hơi (P_{bh}/γ) có thể xác định chiều cao hút lý thuyết nhỏ nhất bằng biểu thức sau:

$$Z_x = B - \frac{P_{bh}}{\gamma} - \sigma H.\quad (3.5)$$

Hình 3.3. Sơ đồ tình điều kiện xảy ra xâm thực tuabin

Như vậy chiều cao hút cơ bản phụ thuộc vào hệ số xâm thực σ , cột áp H , áp suất khí trời B và nhiệt độ của nước.

Để nghiên cứu sự phụ thuộc của hệ số xâm thực vào chủng loại tuabin và vào chế độ làm việc của nó ta biến đổi đại lượng chân không thủy động như sau.

- Vận tốc ở cửa ra của ống hút C_5 rất nhỏ so với vận tốc tại cửa ra tuabin C_2 , coi $\frac{C_5^2}{2g} \approx 0$.

- Biến đổi cụm số hạng $C_2^2 + U_2^2 - W_2^2$ như sau:

$$C_2^2 + U_2^2 - W_2^2 = C_{m2}^2 + U_{u2}^2 + U_2^2 - U_2^2 + 2C_{u2}U_2 - C_{u2}^2 - C_{m2}^2 = 2C_{u2}U_2$$

Thay vào biểu thức (3.4) ta có:

$$\sigma H = \frac{W_x^2 - U_x^2}{2.g} + \frac{U_2 C_{u2}}{g} - \sum h_{x-5}\quad (3.6)$$

Từ biểu thức (3.6) ta thấy: khi thay đổi chế độ làm việc của tuabin thì hệ số xâm thực tuabin σ thay đổi, phụ thuộc vào lưu lượng (đối với các tuabin thực làm việc ở trạm). Điều này thể hiện qua số hạng W_x . Khi lưu lượng tăng, hệ số xâm thực σ tăng. Mặt khác muốn giảm hệ số

xâm thực thì cần tăng tổn thất $h_{x,5}$ trong ống hút. Như vậy cùng một lúc không thể nâng cao chất lượng của tuabin về xâm thực và năng lượng.

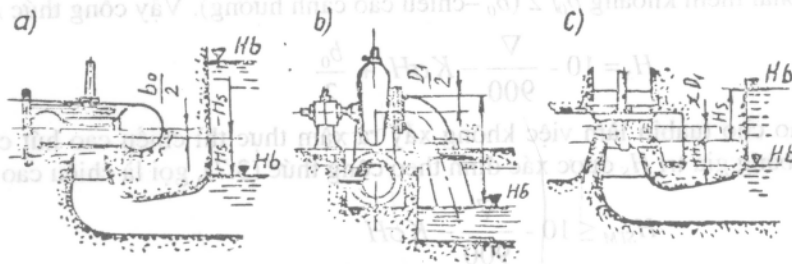
Hệ số xâm thực σ phụ thuộc vào loại tuabin, nghĩa là phụ thuộc vào số vòng quay đặc trưng. Đối với tuabin hướng trục thì σ lớn, tuabin tâm trục σ nhỏ hơn.

Trong quá trình thiết kế tuabin cần phải đánh giá được khả năng chống xâm thực của tuabin bằng lý thuyết. Nhưng việc tính toán σ có thể gần đúng cho chế độ tính toán, còn ở các chế độ khác thì không thể tính toán σ .

Để xác định hệ số xâm thực thì phải dựa vào kết quả thực nghiệm. Ta sẽ làm quen với bảng thử dùng thí nghiệm xâm thực và các phương pháp tính toán σ từ thực nghiệm ở chương sau.

3.3. CHIỀU CAO HÚT VÀ CÁC BIỆN PHÁP CHỐNG XÂM THỰC

3.3.1. Chiều cao hút



Hình 3.4. Chiều cao hút quy ước

Trong thực tế việc xác định vị trí tiết diện $x-x$ nơi có áp suất nhỏ nhất rất khó. Người ta quy ước vị trí có thể xảy ra áp suất nhỏ nhất và tại đó có tính đến một đại lượng dự trữ an toàn để không xảy ra xâm thực ở chế độ tính toán. Đối với mỗi loại tuabin thì chiều cao hút quy ước cũng khác nhau.

Đối với tuabin hướng trục và hướng chéo trục đặt đứng cánh xoay thì H_s là khoảng cách từ tâm xoay cánh đến mực nước hạ lưu.

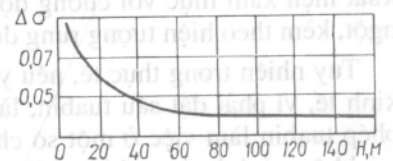
Đối với tuabin tâm trục đặt đứng thì H_s là khoảng cách từ mép dưới cánh hướng dòng đến mực nước hạ lưu.

Đối với tuabin nằm ngang H_s là khoảng cách từ điểm cao nhất của ống hút tới mực nước hạ lưu.

Nếu mực nước hạ lưu ∇^{hl} thấp hơn các điểm quy ước trên thì chiều cao hút dương ($+H_s$). Nếu mực nước hạ lưu cao hơn các điểm quy ước trên thì chiều cao hút âm ($-H_s$).

Chiều cao hút H_s tính toán cho các trạm như sau:

Trong điều kiện nhiệt độ bình thường ($15^\circ - 30^\circ$) thì áp suất bốc hơi nằm trong khoảng 0.18 đến 0.43m H₂O. Ta chọn $P_{bh}/\gamma = 0.33$ m H₂O. Áp suất khí trời là 10.33m H₂O, nó phụ thuộc vào độ cao công trình so với mực nước biển. Từ biểu thức (3.5), thay Z_v bằng H_s ta có:



Hình 3.5- Quan hệ $\Delta\sigma = f(H)$

$$H_s = 10.33 - 0.33 - \frac{\nabla}{900} - (\sigma + \Delta\sigma)H = 10 - \frac{\nabla}{900} - (\sigma + \Delta\sigma)H; \quad (3.7)$$

$$\text{Hay } H_s = 10 - \frac{\nabla}{900} - K\sigma H$$

Trong đó: ∇ – độ cao của công trình so với mực nước biển.

K và $\Delta\sigma$ – hệ số dự trữ (hệ số an toàn)

Chọn: $K = 1.05 \div 1.1$. Còn $\Delta\sigma$ chọn theo cột áp H tuabin (hình 3.5)

Khi tính toán chiều cao hút H_s cần chú ý đảm bảo đúng khoảng cách như đã quy ước ở hình 3.4. Trong một số tài liệu cũ có thể gặp sai lệch so với quy ước này. Ví dụ, có thể lấy chiều cao hút của tuabin đặt ngang là khoảng cách từ hạ lưu đến trục tuabin. Khi tính toán ta phải tính thêm khoảng $D_1/2$ là khoảng sai lệch so với quy ước. Vậy công thức lúc này sẽ là:

$$H_s = 10 - \frac{\nabla}{900} - K\sigma H - \frac{D_1}{2}$$

Hoặc, đối với tuabin đặt đứng nếu lấy H_s là khoảng cách từ tâm cánh hướng đến hạ lưu thì khi tính toán phải thêm khoảng $b_0/2$ (b_0 – chiều cao cánh hướng). Vậy công thức H_s sẽ là:

$$H_s = 10 - \frac{\nabla}{900} - K\sigma H + \frac{b_0}{2}$$

Để đảm bảo cho tuabin làm việc không xảy ra xâm thực thì chiều cao hút của tổ máy phải nhỏ hơn hoặc bằng giá trị H_s được xác định theo công thức (3.7), gọi là chiều cao hút cho phép.

$$H_{STM} \leq 10 - \frac{\nabla}{900} - K\sigma H \quad (3.8)$$

Từ công thức (3.8) này ta tính toán được hệ số xâm thực tổ máy:

$$\sigma_{TM} = \frac{10 - \frac{\nabla}{900} - H_{STM}}{H} \quad (3.9)$$

Hệ số xâm thực tổ máy phụ thuộc vào các thông số của trạm như: cao trình ∇ , cột áp tuabin H , và chiều cao hút thực tế của tổ máy H_{STM} .

Hệ số xâm thực tổ máy σ_{TM} khác với hệ số xâm thực của tuabin σ là σ_{TM} phụ thuộc vào chế độ kích thước, hình dáng của tuabin, hệ số xâm thực tổ máy σ_{TM} bao giờ cũng lớn hơn hệ số xâm thực σ của tuabin.

3.3.2. Biện pháp chống xâm thực

Hiện tượng xâm thực xuất hiện cùng với việc tăng vận tốc của dòng chảy tuabin. Đầu tiên chỉ là điểm, vùng nhỏ, sau đó phát triển thành vùng lớn hơn. Trong lúc vận hành không cho phép xuất hiện xâm thực với cường độ lớn. Bởi vì khi đó hiệu suất và công suất của tuabin giảm đột ngột, kèm theo hiện tượng rung động mạnh, ồn, các chi tiết ở vùng bị xâm thực bị phá hoại.

Tuy nhiên trong thực tế, nếu yêu cầu tuabin làm việc không xảy ra xâm thực có thể là không kinh tế, vì phải đặt sâu tuabin, làm tăng khối lượng đào đắp của công trình. Do đó, có thể cho phép tuabin làm việc ở một số chế độ có công suất lớn xảy ra xâm thực cho từng bộ phận nhỏ mà không ảnh hưởng nhiều đến hiệu suất của tuabin. Trong trường hợp này người thiết kế tuabin có thể tăng độ dày các chi tiết, hoặc dùng vật liệu tốt hơn, hoặc có kết cấu tháo lắp cho các chi tiết bị xâm thực để có thể hàn đắp trong khi sửa chữa.

Khi thiết kế tuabin cần chọn hệ số xâm thực của tuabin càng nhỏ càng tốt (để giảm tiền đầu tư xây dựng nhà máy). Mặt khác cần chọn vật liệu thích hợp có khả năng chống xâm thực.

Trong vận hành, nếu phát hiện thấy có hiện tượng xâm thực làm cho tuabin làm việc không bình thường có thể khắc phục bằng biện pháp:

Bơm không khí có áp suất lớn hơn áp suất khí trời vào buồng hút, càng gần mép ra của bánh công tác càng tốt.

Có thể tăng tổn thất trong buồng hút để nâng áp suất trong vùng bánh công tác.

Nói chung cả hai biện pháp trên đều không kinh tế, dẫn tới giảm hiệu suất tuabin.

3.4. HIỆN TƯỢNG MÀI MÒN TRONG TUABIN

Trong thực tế, dòng chảy trên các sông, suối đều mang lẫn tạp chất: các hạt phù sa, hạt khoáng, hạt cát... Các hạt này theo dòng chảy qua tuabin sẽ gây ra hiện tượng mài mòn chi tiết. Nó có ảnh hưởng lớn đến khả năng chống xan thực của tuabin. Sự mài mòn ngoài việc làm tổn hao bề mặt chi tiết, nó còn dẫn đến hậu quả làm giảm hiệu suất tổ máy. Các chi tiết bị mài mòn nhiều nhất là cánh bánh công tác, cánh hướng dòng, bề mặt trong của buồng bánh công tác và các gioăng làm kín. Các gioăng bị hư hỏng gây ra tổn thất cho tổ máy (có thể dẫn đến tổn thất năng lượng của tổ máy khoảng 6% một năm).

Các yếu tố quan trọng nhất trong hiện tượng mài mòn chi tiết là: kích thước, mật độ của hạt; vận tốc dòng chảy và kích thước vật liệu của chi tiết.

Sự ảnh hưởng của các yếu tố đến khả năng bị mài mòn của chi tiết được biểu diễn dưới dạng hàm số:

$$J = f(M, v^3, t, K_D, D_T).$$

Trong đó: M - mật độ các hạt (đã quy về một kích thước);

V - vận tốc dòng chảy tại tiết diện tính toán;

t - thời gian làm việc của tuabin;

K_D - hệ số chịu mài mòn của vật liệu;

D_T - đường kính bánh công tác tuabin.

Tính toán các yếu tố trên, người ta xác định được thời hạn bảo dưỡng các chi tiết.

Có thể áp dụng một số biện pháp làm giảm sự mài mòn các chi tiết do các hạt trong dòng chảy qua tuabin:

- Khi thiết kế công trình trạm hạn chế đến mức tối đa các vật thể rắn lẫn vào dòng nước: xây bể lắng, lưới chắn rác v. Tuy nhiên, ngay cả những hạt có kích thước nhỏ hơn 0,25 mm cũng vẫn gây ra sự mài mòn chi tiết.

- Khi thiết kế tuabin, chọn vật liệu chịu mài mòn. Các chi tiết cần thiết có thể tôi luyện hoặc phủ bề mặt 1 mm bằng những chất liệu bền. Tại những nơi dòng chảy có vận tốc lớn bề mặt cánh phải giảm độ cong. Tránh những ngoặt gấp hoặc co hẹp đột biến của dòng chảy. Đối với các trạm đặt ở nơi dòng chảy có nhiều dư lượng hạt, cần chọn tuabin có vận tốc giảm đi. Các chi tiết có thể bị mài mòn cần được thiết kế có khả năng tháo lắp, sửa chữa thuận tiện.

Chương IV: ĐƯỜNG ĐẶC TÍNH CỦA TUABIN

4.1. MÔ HÌNH VẬT LÝ VÀ HỆ THỐNG THÍ NGHIỆM

Tuabin nước là một loại thiết bị động lực có kích thước lớn. Thông thường ở các trạm thủy điện số vòng quay của tuabin không lớn, ngược lại đường kính bánh công tác tuabin có thể rất lớn. Hiện nay tuabin hướng trục cánh xoay có đường kính bánh công tác đạt đến 10,5m.

Việc xác định đường đặc tính năng lượng và xâm thực, cũng như việc nghiên cứu thiết kế tuabin thường được tiến hành trong phạm vi phòng thí nghiệm với kích thước nhất định, thu nhỏ nhiều lần so với kích thước tuabin thực.

Để đảm bảo quá trình vật lý xảy ra trong tuabin thực và tuabin trong phòng thí nghiệm thì cần phải đề cập đến mô hình vật lý của tuabin.

Trong chương II chúng ta đã đề cập đến vấn đề tương tự giữa tuabin thực và tuabin mô hình: Để đảm bảo việc thực nghiệm chính xác thì phải bảo đảm các tiêu chuẩn tương tự về hình học, động học và động lực học, đồng thời phải đảm bảo các chuẩn số Raynon, Frut và Öle...

Việc thực nghiệm tiến hành với môi trường chất lỏng là nước (H_2O) thì chủ yếu cần đảm bảo ba tiêu chuẩn tương tự và chuẩn số Raynon.

Để xác định đặc tính năng lượng và xâm thực của tuabin ta xây dựng những hệ thống thí nghiệm.

Hệ thống thí nghiệm tuabin bao gồm những bộ phận chính sau:

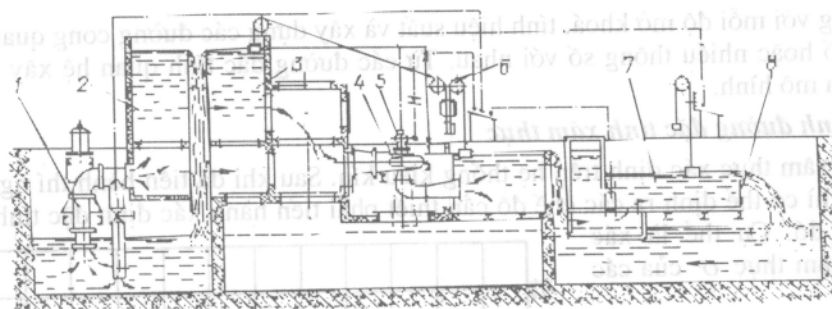
- Hai bể chứa có dung tích đủ lớn để đóng vai trò bể thượng lưu và bể hạ lưu.
- Mô hình tuabin.
- Máy bơm để bơm nước từ bể hạ lưu lên bể thượng lưu, tạo ra sự tuần hoàn của nước trong hệ thống và tạo ra cột áp cho mô hình.
- Thay thế máy phát điện là một thiết bị đo công suất trên trục tuabin mô hình.
- Các thiết bị đo các thông số cần thiết như lưu lượng, cột nước, vòng quay..., một số các đầu đo để khảo sát từng điểm cụ thể của tuabin.

Có hai loại hệ thống thí nghiệm: hệ thống hở và hệ thống kín.

4.1.1. Hệ thống hở

Đặc điểm của hệ thống kiểu này là mặt thoáng ở hai bể thượng và bể hạ lưu đều thông với khí trời. Cột áp tạo ra mô hình phụ thuộc vào cột áp hình học thực tế của bể thượng và bể hạ lưu. Vì vậy, cột áp mô hình ở hệ thống này thường nhỏ, rất khó tiến hành thí nghiệm xâm thực.

Trên hình 4.1 là sơ đồ của hệ thống thí nghiệm tuabin kiểu hở. Dòng chảy qua hệ thí nghiệm không tuần hoàn. Nước được bơm vào bể thượng lưu 2 bằng bơm 1. Nước từ bể thượng lưu đi qua đường ống 3 vào tuabin 4 xuống bể hạ lưu 7 qua đập tràn 8 thoát ra ngoài. Hệ thống thử này chỉ xác định được đường đặc tính năng lượng của tuabin. Trong thực tế người ta không thử nghiệm đặc tính xâm thực trên những hệ thống thử kiểu hở.



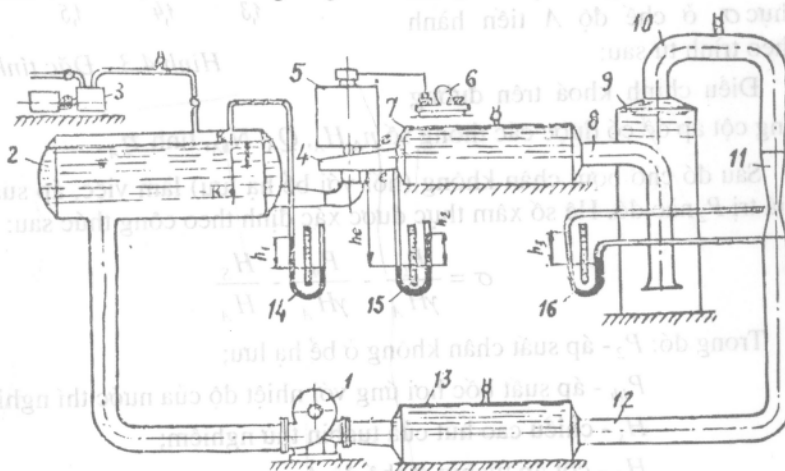
Hình 4.1. Sơ đồ hệ thống thí nghiệm tuabin kiểu hở

4.1.2. Hệ thống kín

Đặc điểm: bể thượng lưu và bể hạ lưu đóng kín, cột áp thí nghiệm do máy bơm tạo ra.

Trên hình 4.2 là sơ đồ hệ thống thử nghiệm mô hình tuabin kiểu kín. Hệ thống gồm nguồn tạo áp bơm 1, qua khoá 12 vào bình cao áp 13 theo đường ống, qua ống đo lưu lượng 11 đi vào bình ổn định vận tốc 8,9, đi vào tuabin 4, theo đường ống hút xuống bể hạ lưu kín 2 trở về máy bơm 1. Để tạo ra chân không, khi cần thí nghiệm đặc tính xâm thực, người ta dùng bơm chân không 3. Các thiết bị đo gồm có: đo vòng quay 5, đo công suất 6, các áp kế 14, 15.

Ưu điểm của hệ thống kín là cho phép thử nghiệm đặc tính xâm thực của mô hình tuabin. Tuy nhiên hệ thống này có kết cấu phức tạp, kích thước mô hình nhỏ, các thiết bị đo phức tạp hơn so với hệ thống kiểu hở.



Hình 4.2. Sơ đồ hệ thống thí nghiệm tuabin kiểu kín

4.2. XÁC ĐỊNH CÁC THÔNG SỐ CỦA TUABIN

4.2.1. Các bước tiến hành thí nghiệm mô hình

a. Thí nghiệm đặc tính năng lượng của tuabin

Để tiến hành thí nghiệm xác định đặc tính năng lượng của tuabin trên các băng thử được tiến hành theo trình tự sau đây:

Với độ mở cánh hướng không thay đổi $\alpha_0 = \text{const}$ và góc đặt cánh không đổi $\varphi = \text{const}$ (với tuabin cánh xoay), điều chỉnh khoá trên đường ống có áp của tuabin. Ứng với mỗi giá trị độ mở khoá ta đo các thông số của của tuabin: cột áp, số vòng quay, lưu lượng, công suất hữu ích của tuabin.

Sau đó thay đổi độ mở khoá đến giá trị tiếp theo ta lại có hàng loạt thông số n, H, Q, N_h .

Thường ứng với mỗi giá trị $\alpha_0 = \text{const}, \varphi = \text{const}$, người ta xác định khoảng 6 ÷ 8 điểm với các giá trị mở khoá từ nhỏ đến lớn. Sau đó lại xác định khoảng 6 điểm trung gian của các điểm trên với độ mở khoá ngược lại từ lớn xuống nhỏ. Sau khi đã xác định được các giá trị n, Q, H, N_h của

các điểm ứng với mỗi độ mở khoá, tính hiệu suất và xây dựng các đường cong quan hệ giữa từng cặp thông số hoặc nhiều thông số với nhau. Từ các đường đặc tính quan hệ xây dựng đặc tính tổng hợp của mô hình.

b. Xác định đường đặc tính xâm thực

Đặc tính xâm thực xác định trên hệ thống kiểu kín. Sau khi đã tiến hành thí nghiệm đặc tính năng lượng thì có thể định ra các chế độ cần thiết phải tiến hành xác định đặc tính xâm thực tại các chế độ đó. Cụ thể là xác định hệ số xâm thực σ của các chế độ đó.

Ví dụ: cần xác định hệ số xâm thực σ của chế độ A mà có thông số $a_0 = 35\text{mm}$, $\varphi = 0^\circ$, $H = H_A$, $Q = Q_A$, $N = N_{hA}$, $n = n_A$, $\eta = \eta_A$.

Để xác định hệ số xâm thực σ ở chế độ A tiến hành theo trình tự sau:

Điều chỉnh khoá trên đường

ống cột áp để có được các thông số n_A , H_A , Q_A , N_{hA} , tính η_A .

Sau đó cho bơm chân không (nối với bể hạ lưu) làm việc, áp suất ở bể hạ lưu xuống tới một giá trị P_2 nào đó. Hệ số xâm thực được xác định theo công thức sau:

$$\sigma = \frac{P_2}{\gamma H_A} - \frac{P_{bh}}{\gamma H_A} - \frac{H_s}{H_A} \quad (4.1)$$

Trong đó: P_2 - áp suất chân không ở bể hạ lưu;

P_{bh} - áp suất bốc hơi ứng với nhiệt độ của nước thí nghiệm;

H_s - chiều cao hút của tuabin thử nghiệm;

H_A - cột áp tuabin ở chế độ A.

Ứng với mỗi giá trị áp suất chân không P_2 nào đó do bơm chân không tạo ra và nhiệt độ của nước, ta có một giá trị σ tính theo công thức (4.1). Giữ nguyên chế độ A, thay đổi chân không P_2 , bằng cách thay đổi chế độ làm việc của máy bơm chân không, ta có một loạt các điểm. Thiết lập quan hệ $\eta = f(\sigma)$.

Hiện tượng xâm thực sẽ xảy ra khi lưu lượng, cột áp và áp suất giảm mạnh, kéo theo sự rung ồn. Trên các thiết bị đo ta có thể xác định được các giá trị này. Căn cứ vào kết quả của đồ thị (hình 4.3) để xác định các hệ số xâm thực σ_i ở chế độ A.

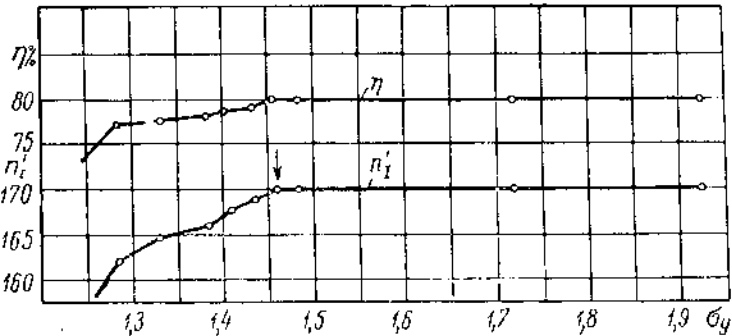
Thay đổi chế độ khác, các quá trình trên được lặp lại. Việc thử nghiệm xâm thực của tuabin đòi hỏi rất nhiều thời gian và kinh nghiệm mới bảo đảm được độ chính xác cần thiết.

Ngoài những kết quả đã ghi trên, trong thí nghiệm còn có thể dùng một số thiết bị đặc biệt, một số loại đầu đo có kích thước nhỏ, độ chính xác cao để khảo sát vận tốc, lực tại các điểm cần thiết trên dòng chảy hoặc trên mặt cánh bánh công tác, mặt các chi tiết của phần dẫn dòng.

4.2.2. Cách xác định các thông số tuabin

a. Cột áp tuabin

Như ta đã biết cột áp tuabin là hiệu năng lượng riêng trước và sau tuabin. Ở đây cho tiết diện 1 - 1 là tiết diện đường ống còn đi sâu vào tuabin, tiết diện 2 - 2 là mực nước ở mặt thoáng của bể hạ lưu, như vậy cột áp của tuabin xác định theo công thức sau:



Hình 4.3. Đặc tính xâm thực tuabin

$$H = Z_1 - Z_2 + \frac{P_1 - P_2}{\gamma} + \frac{V_1^2 - V_2^2}{2g}. \quad (4.2)$$

Trong đó: $Z_1 = 0$ chọn chuẩn đi qua tâm đường ống có áp;

Z_2 - khoảng cách từ mực nước hạ lưu đến tâm đường ống có áp;

P_1 - áp suất tiết diện $I-I$;

P_2 - áp suất ở bể hạ lưu;

V_1 - vận tốc dòng chảy ở tiết diện $I-I$.

Giá trị V_1 được xác định bằng giá trị vận tốc trung bình tiết diện $I-I$. Nếu biết lưu lượng Q và diện tích tiết diện $I-I$ thì V_1 được tính theo công thức: $V_1 = \frac{4Q}{\pi d_1^2}$,

Trong đó: d_1 - đường kính ống ở tiết diện $I-I$, áp suất P_1 , P_2 lấy theo chỉ số đo trên các đồng áp kế hoặc chân không kế.

Hiện nay các thiết bị đo áp bằng đồng hồ điện tử trên nguyên lý cầu điện trở có độ chính xác cao và kết nối với máy tính.

b. Lưu lượng tuabin

Lưu lượng tuabin được xác định bằng thiết bị đo lưu lượng

Đối với hệ thống kín thì lưu lượng được đo bằng đập tràn hình thang, được thể hiện trên sơ đồ hệ thống hở hình 4.1, theo chỉ số 10.

Lưu lượng đo bằng đập tràn được xác định theo công thức:

$$Q = k\sqrt{h} \quad (4.3)$$

Trong đó: k - hệ số thực nghiệm của đập tràn;

h - chỉ số độ cao của cột nước chảy qua đỉnh đập tràn.

Đối với hệ thống kín thì đo lưu lượng bằng ống Venturi hay màng đo. Thiết bị này còn gọi là lưu lượng kế. Nó được đặt trên đường ống có áp dẫn bằng tuabin. Để đảm bảo độ chính xác của số đo người ta đặt lưu lượng kế xa những cút cong, khoá... trước và sau đó một khoảng bằng 7 đến 10 lần đường kính ống dẫn.

Nguyên lý làm việc của ống Venturi được trình bày ở phần Thủy lực đại cương.

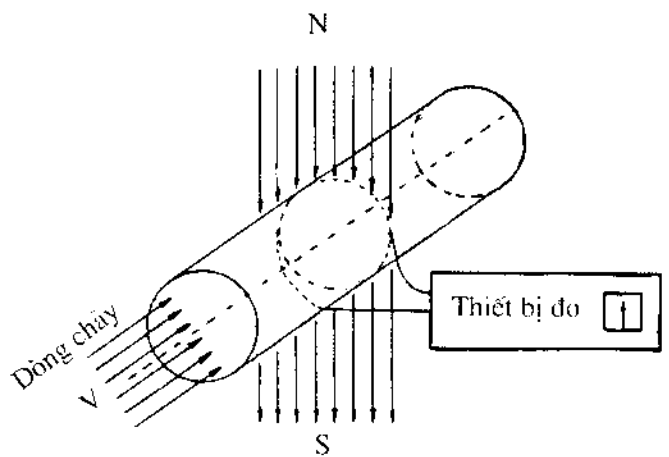
Tương tự như ở đập tràn hình thang, lưu lượng đi qua ống Ventuari hoặc màng đo được xác định theo công thức:

$$Q = K\sqrt{h}$$

K - hệ số lưu lượng, phụ thuộc vào tỷ số đường kính D/d và tổn thất thủy lực trong ống;

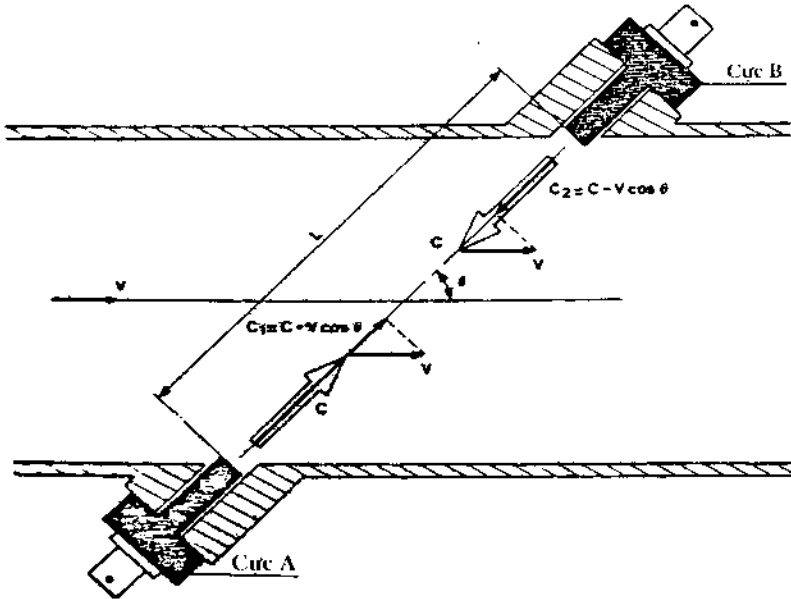
h - độ chênh áp giữa hai tiết diện có đường kính lớn D và đường kính nhỏ d .

Có thể đo lưu lượng bằng lưu tốc kế điện từ hoặc lưu tốc kế siêu âm có độ chính xác cao và kết nối với máy tính. Theo phương pháp này, lưu lượng được xác định qua vận tốc trung bình mặt cắt. Các loại lưu tốc kế này không gây ra tổn thất năng lượng dòng chảy.



Hình 4.4. Lưu tốc kế điện từ

Lưu tốc kế điện từ: Đoạn ống được đặt trong từ trường do hai cực cảm ứng từ gây ra. Khi có dòng chảy trong ống với vận tốc khác nhau, tạo ra các giá trị từ trường khác nhau trong ống. Đo giá trị từ trường để tính vận tốc trung bình mặt cắt (hình 4.4).



Hình 4.5. Lưu tốc kế siêu âm

Lưu tốc kế siêu âm: Dựa trên sự truyền vận tốc siêu âm (hình 4.5). Đặt hai đầu phát và thu sóng siêu âm E_1, E_2 có khoảng cách L , nghiêng một góc là θ so với trục ống. Dòng chảy có vận tốc thay đổi sẽ làm thay đổi thời gian truyền sóng siêu âm T_1, T_2 . Vận tốc dòng chảy V xác định bằng công thức:

$$V = \frac{L}{2 \cos \theta} \frac{T_2 - T_1}{T_1 T_2}$$

Các thiết bị đo lưu lượng: đập tràn, ống Venturi, màng đo, ống đo

từ trường, siêu âm phải chuẩn bằng phương pháp đo thể tích.

c. Số vòng quay

Số vòng quay của tuabin được đo bằng đồng hồ đo vòng quay điện tử hoặc kiểu cơ khí nối với trục quay của tuabin (đơn vị là vòng/phút).

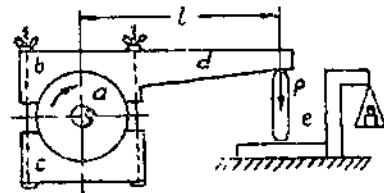
Đồng hồ đo vòng quay bằng quang hoặc từ đếm các điểm trên đĩa có chia răng đảm bảo độ chính xác cao và có khả năng kết nối với máy tính.

d. Đo công suất hữu ích

Công suất hữu ích được đo trên trục tuabin bằng cách đo momen và số vòng quay. Đo công suất làm việc trên nguyên lý: gây momen cản trên trục tuabin, đo momen hãm trục để tính ra công suất trên trục.

Máy đo công suất có các loại: máy phanh điện từ, máy phanh thủy lực, phanh hãm cơ khí. Trong phạm vi phòng thí nghiệm thường dùng phanh hãm cơ khí và máy phanh điện từ.

Nguyên lý của phanh hãm cơ khí dựa vào lực ma sát để truyền momen từ rôto của máy ra stato và đo momen cản trên stato của máy hãm. Kết cấu của phanh hãm cơ khí rất đa dạng. Sau đây là một loại đơn giản (hình 4.6).



Hình 4.6. Sơ đồ của phanh hãm cơ khí

Trên trục tuabin nối với vành đĩa a . Vành này tiếp xúc với vỏ phanh hãm b và c . Nhờ van các bu lông 1 và 2 điều chỉnh khoảng cách giữa đĩa và vỏ phanh. Vỏ nối với cánh tay đòn có chiều dài kể từ trục quay là l . Đầu tỷ của cánh tay đòn là một cân trọng lực, nguyên lý của cơ cấu này như sau: khi tuabin quay tạo ra momen quay là M_T , momen này phụ thuộc vào cột áp và lưu lượng tuabin. Nhờ có ma sát giữa đĩa gắn trên trục tuabin và vỏ phanh nên ở ngoài vỏ sinh ra momen cân bằng momen trên trục tuabin, nhưng ngược chiều. Nếu ta cân bằng momen ở vỏ ta dùng một cân trọng lực với cánh tay đòn l . Momen được xác định theo công thức (4.4).

$$M_c = -Pl. \quad (4.4)$$

Trong đó: P – trọng lực trên cân

l – chiều dài tay đòn

Nhờ thiết bị đo này ta xác định được công suất hữu ích trên trục tuabin theo công thức:

$$N_h = M\omega = \frac{Mn}{973} \quad (4.5)$$

Ở đây: N_h - đơn vị là kW;

n - số vòng quay tuabin;

M - Momen tính theo công thức (4.4) đơn vị là kGm.

Thiết bị đo momen lệch pha: Thiết bị này được nối trên trục quay. Khi xuất hiện momen, ống bị xoắn, hai đĩa ở hai đầu có sự lệch pha. Đại lượng lệch pha tỷ lệ với momen trên trục.

Ống đo momen cầu điện trở: Thiết bị này được gắn với trục quay. Khi momen thay đổi, điện trở cầu trên ống xuất hiện dòng điện. Đo dòng điện và điện trở để xác định momen.

Các thiết bị đo momen này có độ chính xác cao và có khả năng kết nối máy tính. Song cần phải chuẩn bằng trọng lực và cánh tay đòn.

e. Hiệu suất

Hiệu suất của tuabin được xác định theo công thức:

$$\eta = \frac{N_h}{N} = \frac{102 N_h}{\gamma Q H} 100\% \quad (4.6)$$

Trong đó: N_h – công suất hữu ích, kW;

γ – trọng lượng riêng của nước, lấy $\gamma = 1000 \text{ KG/m}^3$;

Q – lưu lượng qua tuabin, m^3/s ;

H – cột áp tuabin, m H_2O .

4.3. ĐƯỜNG ĐẶC TÍNH CỦA TUABIN

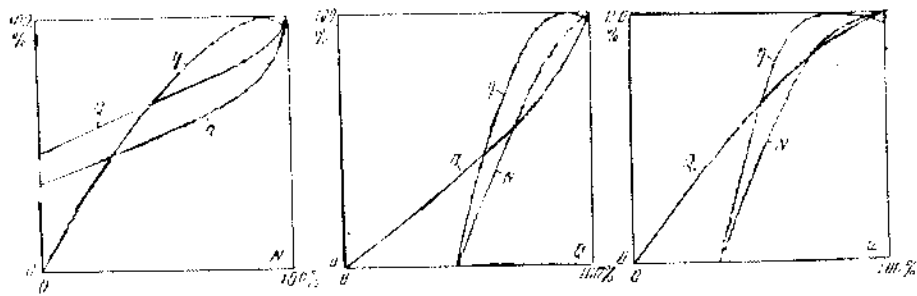
4.3.1. Đường đặc tính đơn

Với kết quả thực nghiệm, sau khi xác định được các thông số ở chế độ khác nhau, ta có thể thiết lập quan hệ giữa từng cặp thông số với nhau khi các thông số khác là hằng số. Quan hệ này được biểu diễn dưới dạng đồ thị và gọi là đường đặc tính đơn.

Có ba loại đường đặc tính đơn: đặc tính công tác, đặc tính vòng quay và đặc tính cột áp.

a. Đặc tính công tác

Đặc tính này biểu thị quan hệ: $\eta, Q, a_o = f(N)$; $N, \eta, a_o = f(Q)$; hay $Q, \eta, N = f(a_o)$ trong điều kiện $n = \text{const}$, $H = \text{const}$. Trên hình 4.7 các quan hệ được biểu thị vào tọa độ không thứ nguyên tính ra phần trăm (%). Ta nhận thấy ở chế độ $\eta = 0$, $N = 0$ thì lưu lượng và độ mở a_o vẫn khác không. Vì rằng cần có một đại lượng lưu lượng không tải Q_{KT} , ứng với độ mở cánh hướng nhỏ nhất $a_{o, \min}$ thì mới đủ khắc phục tổn thất trong tuabin mà chưa phát ra công suất hữu ích. Giá trị hiệu suất lớn nhất không ứng với giá trị công suất lớn nhất $N = 100\%$ mà ứng với giá trị N , nhỏ hơn giá trị 100% công suất.

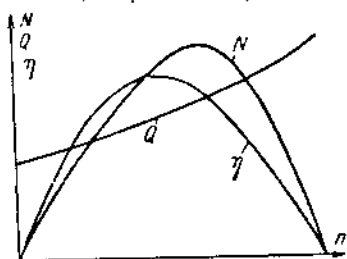


Hình 4.7. Đặc tính công tác tuabin

Cũng tương tự như thế đối với các đồ thị hình 4.7 b, c; hiệu suất và công suất hữu ích bằng không ứng với giá trị Q và a_0 luôn nhỏ hơn 100% lưu lượng và 100% độ mở a_m .

b. Đặc tính vòng quay

Đặc tính này biểu thị các thông số của tuabin Q , N , η là hàm của số vòng quay: $Q = f(n)$, $N = f(n)$, $\eta = f(n)$ đối với các độ mở a_0 khác nhau, được biểu thị trên hình 4.8.



Hình 4.8. Đặc tính vòng quay.

Ta thấy rằng số vòng quay n tăng thì lưu lượng giảm, hiệu suất và công suất đạt giá trị tối đa ứng với một giá trị số vòng quay tối ưu nào đó. Nếu tăng tiếp tục số vòng quay đến 1 giá trị nào đó thì công suất và hiệu suất sẽ bằng 0. Hình 4.8 biểu thị quan hệ: $Q = f(n)$, $N = f(n)$, $\eta = f(n)$, với a_0 khác nhau, $H = \text{const}$.

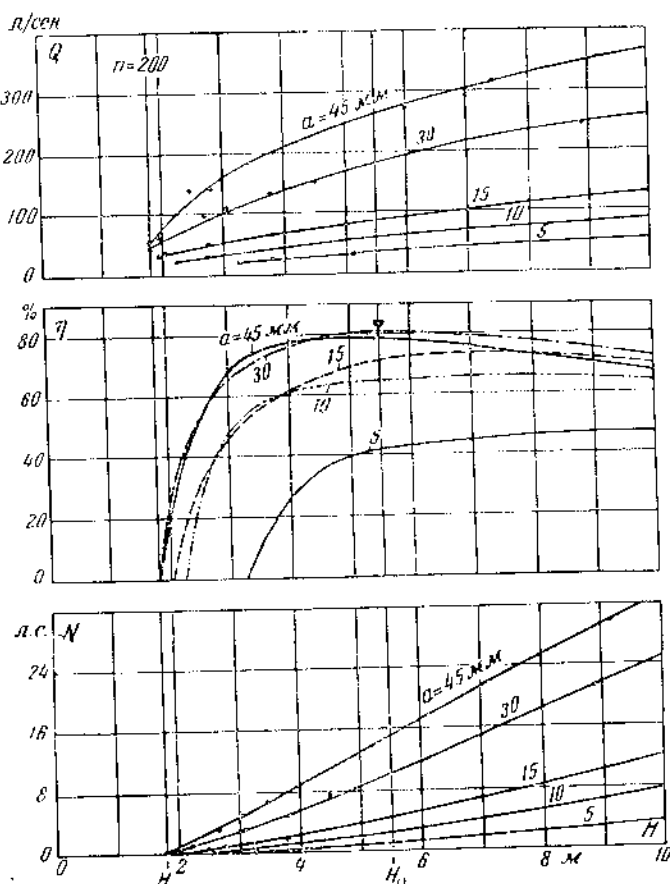
c. Đặc tính cột áp

Đặc tính này biểu thị quan hệ giữa các thông số của tuabin với cột áp tuabin, với các giá trị độ mở a_0 khác nhau và $n = \text{const}$.

$$Q = f(H), N = f(H), \eta = f(H)$$

Cột áp tuabin là một đại lượng thay đổi theo hàng tháng, hàng năm.

Đặc tính cột áp được biểu thị trên hình 4.9. Từ đồ thị này ta thấy rằng ứng với $\eta = 0$ và $N = 0$ thì cần có một cột áp nào đó đặc trưng cho tổn thất thủy lực tuabin ở chế độ không tải.



Hình 4.9. Đặc tính cột áp tuabin

Nói chung tăng cột áp tuabin thì công suất tăng, nhưng hiệu suất thì đạt giá trị lớn nhất với một giá trị nào đó của cột áp ứng với các giá trị a_0 khác nhau. Lưu lượng sẽ tăng khi cột áp của trạm tăng.

4.3.2. Đường đặc tính tương đối

Để dễ so sánh đặc tính hiệu suất và công suất của các loại tuabin khác nhau là hàm của lưu lượng: $N = f(Q)$, $\eta = f(Q)$. Trong đó N , Q là các đại lượng công suất và lưu lượng không thứ nguyên. Đặc tính này được biểu thị trên hình 4.10 cho một số loại chính: tuabin gáo, tuabin cánh xoay (tuabin hướng trục hay hướng chéo cánh điều chỉnh), tuabin tâm trục và tuabin chong chóng. Từ đồ thị này ta thấy rằng tuabin gáo và tuabin cánh xoay có phạm vi lưu lượng rất lớn với giá trị hiệu suất cao. Còn tuabin tâm trục và chong chóng thì phạm vi lưu lượng có hiệu suất cao tương đối hẹp. Như vậy tuabin cánh xoay có khả năng làm việc ở điều kiện lưu lượng thay đổi nhiều (tải thay đổi nhiều).

4.3.3. Đường đặc tính tổng hợp

Ở mục trên ta đã xét đường đặc tính đơn, biểu thị quan hệ giữa từng cặp thông số với nhau khi các thông số khác là hằng số. Nhưng thực tế sử dụng tuabin nước ở một chế độ có rất nhiều thông số: a_0 , φ , H , Q , N , n , σ , ... Vì vậy đường đặc tính đơn không thể biểu thị quan hệ cùng một lúc của nhiều thông số. Trong tuabin nước thường sử dụng rộng rãi đường đặc tính tổng hợp. Đó là đường đặc tính cùng một lúc có thể biểu thị quan hệ nhiều thông số với nhau.

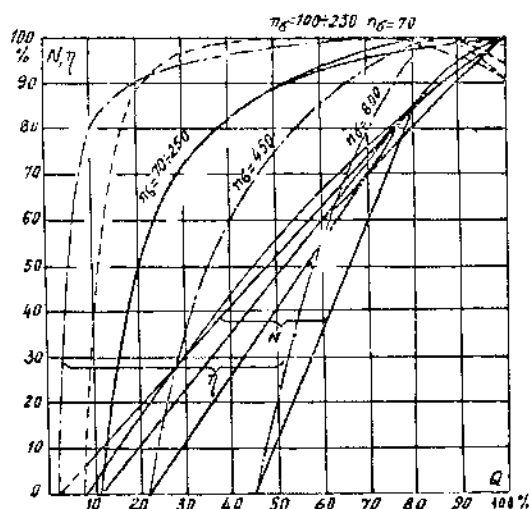
Có hai loại đường đặc tính tổng hợp:

- Đường đặc tính tổng hợp chính.
- Đường đặc tính tổng hợp vận hành.

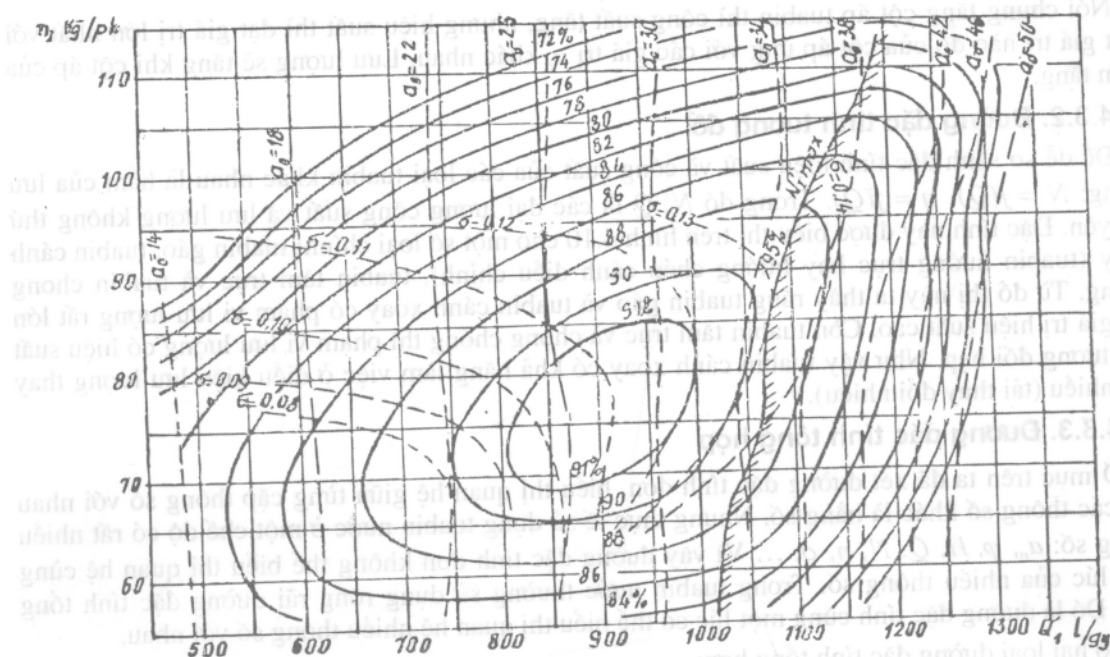
4.3.3.1. Đường đặc tính tổng hợp chính

Biểu thị các quan hệ của hiệu suất, độ mở cánh hướng, hệ số xâm thực, góc đặt cánh, đường giới hạn công suất trong toạ độ thông số qui dẫn n' và Q' . Hay nói cách khác: đường đặc tính tổng hợp chính trong toạ độ các thông số qui dẫn n' và Q' biểu thị quan hệ của các thông số:

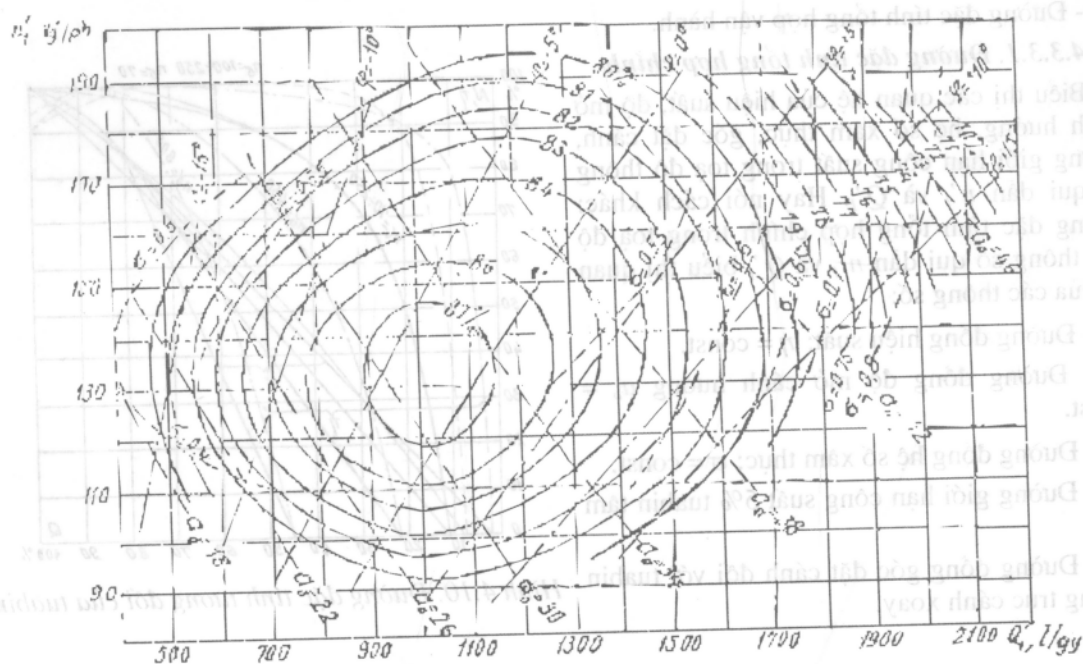
- Đường đồng hiệu suất: $\eta = \text{const}$.
- Đường đồng độ mở cánh hướng $a_0 = \text{const}$.
- Đường đồng hệ số xâm thực: $\sigma = \text{const}$.
- Đường giới hạn công suất 5% tuabin tâm trục.
- Đường đồng góc đặt cánh đối với tuabin hướng trục cánh xoay.



Hình 4.10. Đường đặc tính tương đối của tuabin

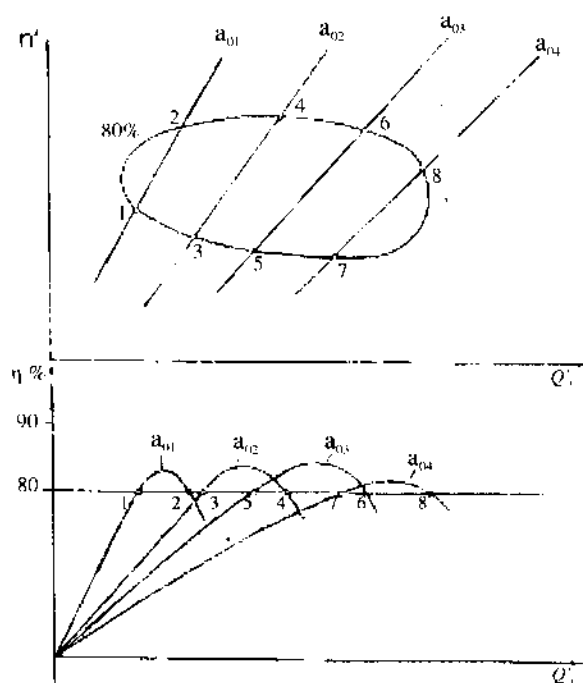


Hình 4.11. Đường đặc tính tổng hợp chính của tuabin tâm trục $D_{IM} = 460$ mm



Hình 4.12. Đường đặc tính tổng hợp chính của tuabin hướng trục cánh xoay có $D_{IM} = 460$ mm

Đường đặc tính này được xây dựng từ kết quả thực nghiệm tuabin mô hình trong phòng thí nghiệm. Đặc tính này là lý lịch của tuabin mô hình và qua nó đánh giá khả năng làm việc và chất lượng của tuabin mô hình. Nó là một tài liệu gốc để chọn tuabin, chọn chế độ làm việc cho tuabin thực trên trạm.



Hình 4.13. Quan hệ $\eta = f(a_0, Q'_1)$

Trên hình 4.11 biểu thị đường đặc tính tổng hợp chính của tuabin tâm trục với đường kính mô hình $D_{1M} = 460\text{mm}$. Trên toạ độ n'_1 và Q'_1 biểu thị: các đường cùng một giá trị a_0 từ $a_{01} = 14\text{mm}$ đến $a_{04} = 50\text{mm}$ (đường $a_0 = \text{const}$ biểu thị bằng đường gạch chấm); đường đồng hiệu suất từ giá trị 70% đến 90% (đường $\eta = \text{const}$, biểu thị bằng đường liền, đường đồng hệ số xâm thực (đường $\sigma = \text{const}$ biểu thị bằng đường gạch gạch); và đường giới hạn công suất 5%.

Trên hình 4.12 biểu thị đường đặc tính tổng hợp chính của tuabin hướng trục cánh điều chỉnh loại ký hiệu K20/661. Trên toạ độ n'_1 và Q'_1 biểu thị các đường cong: đường đồng hiệu suất từ 87% đến 66%; đường đồng độ mở cánh hướng $a_0 = 14-38\text{mm}$; đường đồng góc đặt cánh từ $\varphi = -10^\circ$ đến $\varphi = +20^\circ$ và đường đồng hệ số xâm thực $\sigma = 0,38$ đến $\sigma = 0,95$.

Sau khi làm quen với các dạng đường cong, chúng ta tìm hiểu cách xây dựng các đường cong của đường đặc tính tổng hợp chính.

a. Xây dựng đường đặc tính tổng hợp của tuabin tâm trục

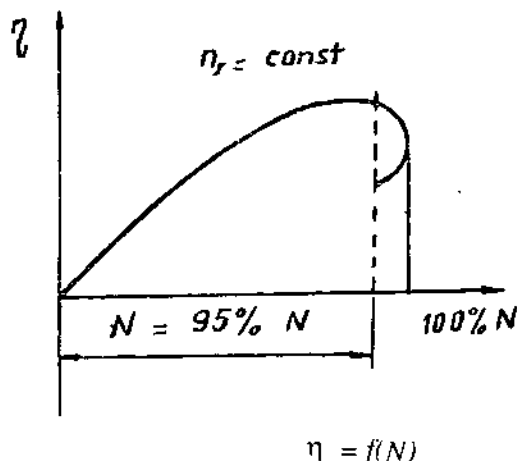
Khi làm thí nghiệm, ứng với một độ mở cánh hướng $a_0 = \text{const}$ ta điều chỉnh khoá trên đường ống có áp và xác định được một loạt các thông số Q, H, n, N_h, σ của các chế độ khác nhau.

- Xác định các giá trị:

$$n'_1 = \frac{n \cdot D_{1M}}{\sqrt{H}}; Q'_1 = \frac{Q}{D_{1M}^2 \cdot \sqrt{H}} \quad (4.7)$$

Từ công thức 4.7 ta có quan hệ $n'_1 = f(Q'_1)$ với giá trị $a_0 = \text{const}$.

- Xây dựng quan hệ $\eta = f(Q'_1)$ với các giá trị độ mở cánh hướng a_0 khác nhau thì ta có một họ đường cong $\eta = f(Q'_1)$ (hình 4.13).



- Cũng tương tự như thế từ kết quả thí nghiệm xâm thực với các đại lượng a_0 khác nhau ta có được các quan hệ $\sigma = f(Q'_1)$.

Để xây dựng đường đồng hiệu suất, ví dụ, lấy 4 họ đường cong tương ứng với 4 giá trị $a_{01}, a_{02}, a_{03}, a_{04}$ (hình 4.13) trên toạ độ n'_1, Q'_1 ta có họ đường cong $\eta = f(Q'_1)$ và $a_0 = \text{const}$. Ta lấy giá trị hiệu suất bằng 80% là hằng số, ta có các điểm tương ứng 1-2 của a_{01} , 3-4 của a_{02} , 5-6 của a_{03} , 7-8 của a_{04} . Tìm vị trí của các điểm 1-2, 3-4, 5-6, 7-8 trên toạ độ $n'_1 \sim Q'_1$. Nối các điểm 1...8 ta được đường đồng hiệu suất $\eta = 80\%$.

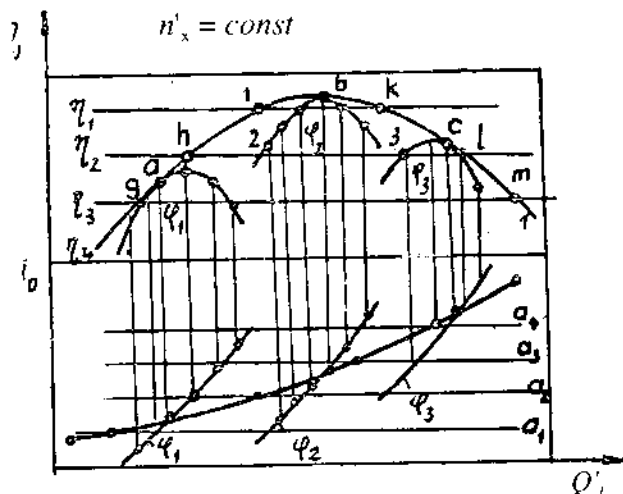
- Cũng bằng cách tương tự ta xây dựng được đường đồng hệ số xâm thực trên toạ độ $n'_1 \sim Q'_1$.

- Để xây dựng đường giới hạn công suất 5%, trên tọa độ $n'_i \sim Q'_i$ ta tiến hành như sau: chọn một số giá trị n'_i là hằng số. Ứng với các giá trị n'_i đó, tìm quan hệ $\eta = f(Q'_i)$ để lấy giá trị η , Q'_i , sau đó tính công suất theo công thức sau:

$$N = 9,81 \eta Q'_i D_{IM}^2 H^{3/2} \quad (4.8)$$

Chọn cột áp H bất kỳ. Có thể cho $D_{IM}^2 H^{3/2} = A$ (A là số bất kỳ), công thức (4.8) có dạng:

$$N = 9,81 A \eta Q'_i \quad (4.9)$$



Hình 4.15. Quan hệ $\eta, a_n = f(Q'_i, \varphi)$

Thiết lập đồ thị $\eta = f(N)$ với $n'_i = \text{const}$ (hình 4.14). Từ đồ thị này ta xác định được điểm $N = 95\% N_{max}$. Trong đó N_{max} là công suất lớn nhất.

Xác định đại lượng Q'_i giới hạn ứng với $n'_i = \text{const}$ theo công thức sau:

$$Q'_i = \frac{95\% N_{max}}{9,81 A \eta} \quad (4.10)$$

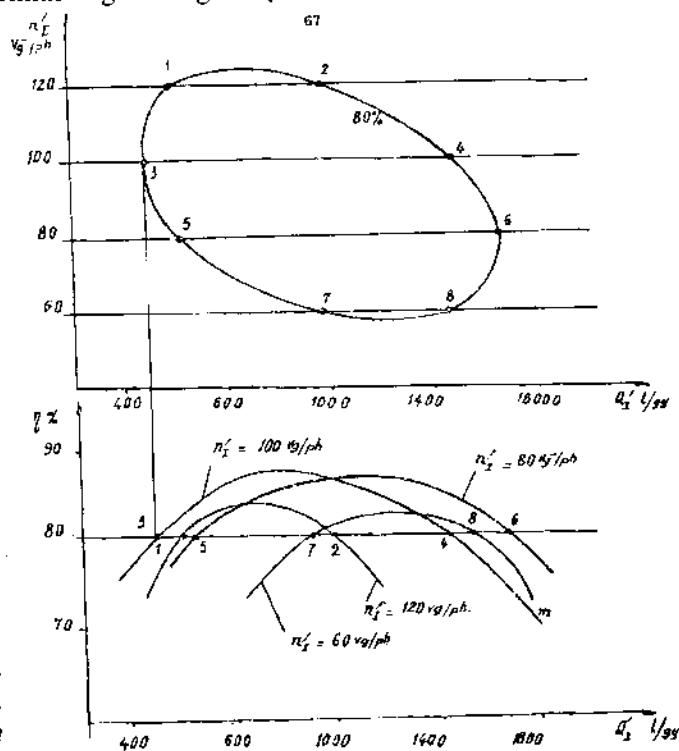
Nổi các điểm giới hạn khác nhau ứng với các giá trị n'_i khác nhau ta có đường giới hạn công suất 5% của tuabin tâm trục.

Để xây dựng các đường cong đã nêu trên, nên lập bảng theo thứ tự các điểm.

b. Xây dựng đặc tính tổng hợp chính của tuabin hướng trục (hướng chéo) cánh điều chỉnh

Để tiến hành xây dựng đường đặc tính tổng hợp chính của tuabin hướng trục cánh điều chỉnh ta xây dựng n đường đặc tính tổng hợp chính ứng với n góc đặt cánh. Cách xây dựng đặc tính tổng hợp chính đối với một giá trị góc đặt cánh $\varphi = \text{const}$ giống như đối với tuabin tâm trục đã trình bày ở trên.

Lấy một giá trị $n'_i = \text{const}$ tìm n mối quan hệ $\eta = f(Q'_i)$, $a_n = f(Q'_i)$ với n góc đặt cánh. Ví dụ $n = 3$, nghĩa là có $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$ được biểu thị trên hình 4.14. Từ các đường cong $\eta = f(Q'_i)$ với các giá trị $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$ tìm một đường chung tiếp tuyến với ba đường cong tại a, b, c - là đường cong $m-m$. Ứng với mọi giá trị $n'_i = \text{const}$ ta có đường cong hiệu suất chung $m-m$ nào đó. Ứng với điểm a, b, c có thể thiết lập quan hệ $a_n = f(\varphi)$. Quan hệ này gọi là quan hệ tối ưu giữa độ mở cánh hướng và góc đặt cánh. Dựa vào quan hệ tối ưu này để xây dựng cam liên hệ giữa độ mở cánh hướng và góc đặt cánh trong bộ điều tốc kép của tuabin cánh điều chỉnh. Nổi các giá trị của điểm a, b, c ta nhận đường cong $n-n$ của $a_n = f(Q'_i)$ khi $n'_i = \text{const}$.



Hình 4.16. Quan hệ $\eta = f(n'_i, Q'_i)$

Đối với i giá trị khác nhau ta xây dựng được i đường cong $m-m$ biểu thị quan hệ $\eta = f(Q'_i)$ và i đường cong $n-n$ biểu thị quan hệ $a_o = f(Q'_i)$ và i đường cong quan hệ tối ưu $a_o = f(\varphi)$. Trên tọa độ $n'_i \sim Q'_i$ ta xây dựng đường đồng hiệu suất, đồng độ mở cánh hướng và đồng góc đặt cánh.

Trên hình 4.16 biểu thị quá trình xây dựng đường đồng hiệu suất tọa độ $n'_i \sim Q'_i$. Đối với bốn đường cong hiệu suất $m-m$ và bốn giá trị n'_i là hằng số. Cách xây dựng được thể hiện qua các điểm 1-2, 3-4, 5-6, 7-8.

Các đường cong khác cũng được xây dựng theo cách tương tự như cách xây dựng đường đồng hiệu suất.

Để xây dựng các đường đồng hệ số xâm thực, căn cứ vào các giá trị a, b, c là các điểm tiếp tuyến của đường cong $m-m$, xác định giá trị $\sigma_a, \sigma_b, \sigma_c$ ứng với $Q'_{ta}, Q'_{tb}, Q'_{tc}$ khi n'_i là hằng số. Hay là theo giá trị của các điểm a, b, c xây dựng đường cong $\sigma = f(Q'_i)$ đối với $n'_i = \text{const}$.

Khi xây dựng được i họ đường cong $\sigma = f(Q'_i)$ tương ứng với i giá trị n'_i thì việc xây dựng đường cong hệ số xâm thực trên tọa độ $n'_i \sim Q'_i$ cũng được tiến hành tương tự như cách xây dựng đường đồng hiệu suất.

- Đối với tuabin cánh điều chỉnh đường giới hạn công suất 5% không có, mà đường giới hạn công suất với tuabin này được xác định theo đường đồng giá trị độ mở cánh hướng lớn nhất $a_{o\max}$ và đường đồng góc đặt cánh lớn nhất $\varphi_{\max}$. Nhưng các giá trị $a_{o\max}$ và $\varphi_{\max}$ phụ thuộc vào công suất lớn nhất của tuabin thực. Vì thế cùng một loại tuabin mô hình có thể có nhiều giá trị $a_{o\max}$ và $\varphi_{\max}$ phụ thuộc vào tuabin thực được chọn tương tự với tuabin mô hình.

4.3.3.2. Đường đặc tính tổng hợp vận hành

Đường đặc tính tổng hợp vận hành là đường đặc tính tổng hợp của tuabin thực, làm việc ở nhà máy thủy điện. Đường đặc tính này xây dựng trong hệ tọa độ cột áp H và công suất N , biểu thị các đường cong:

- Đường đồng hiệu suất.
- Đường đồng độ mở cánh hướng.
- Đường đồng góc đặt cánh (tuabin cánh điều chỉnh).
- Đường đồng chiều cao hút.
- Đường giới hạn công suất theo máy phát và tuabin.

a. Ý nghĩa thực tiễn của đường đặc tính tổng hợp vận hành

Đường đặc tính này giúp cho người vận hành xác định các chế độ làm việc của tuabin, xác định các thông số tại các chế độ đang làm việc. Đường đặc tính này cho phép xác định khả năng phát ra công suất của tuabin, giúp cho người làm việc ở bộ phận điều độ của lưới điện phân phối phụ tải cho các tổ máy.

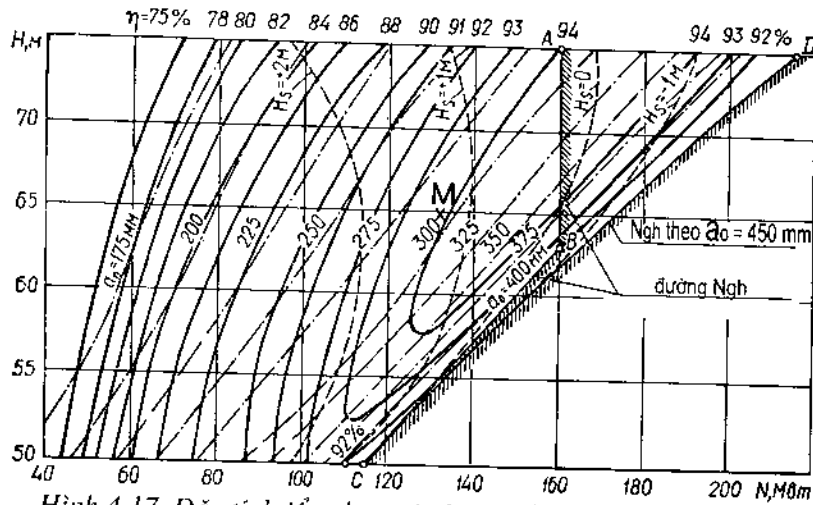
Trên hình 4.17 là đường đặc tính tổng hợp vận hành của tuabin tâm trục F 75, $D_t = 5,5\text{m}$, $n = 107\text{vg/ph}$. Trong đó, dao động cột áp từ 50 đến 75m, công suất N từ 40 đến 200MW. Các đường đồng hiệu suất $\eta = 75 \div 94\%$, đường đồng giá trị chiều cao hút $H_s = -1 \div +2\text{m}$, đường đồng độ mở cánh hướng $a_o = 175 \div 450\text{mm}$. Đường giới hạn công suất theo tuabin và theo máy phát N_{gh} . Ở đây biểu thị đường giới hạn công suất theo $a_{o\max} = 450\text{mm}$.

Để làm rõ ý nghĩa của đường đặc tính tổng hợp vận hành, ta xét chế độ M mà tuabin đang làm việc. Ở chế độ này ta biết: cột áp $H = 65\text{m}$, công suất $N = 132\text{MW}$, hiệu suất $\eta = 93,8\%$, chiều cao hút $H_s = +1,2\text{m}$. Điểm A nằm trong giới hạn cho phép của đường giới hạn công suất theo máy phát và tuabin.

Theo đường đặc tính này, công suất sẽ đạt giá trị lớn nhất $N_{\max} = 160\text{MW}$ với $H \geq 62,5\text{m}$.

Đường đặc tính tổng hợp vận hành còn là số liệu quan trọng so sánh về năng lượng và khả năng chống xâm thực của tuabin khi chọn loại tuabin, đường kính và số vòng quay của tuabin.

a. Xây dựng đường đặc tính tổng hợp vận hành của tuabin



Hình 4.17. Đặc tính tổng hợp vận hành của tuabin tâm trục F 75,
 $D_1 = 5,5m, n = 107,1 \text{ v/p}, H = 63m$

Số liệu cho trước:

Cột áp làm việc (cột áp tính toán) của tuabin: H_{TT} , cột áp lớn nhất và nhỏ nhất: H_{max} / H_{min} .

Công suất lớn nhất của tuabin và máy phát.

Đường kính bánh công tác tuabin D_1 .

Đường đặc tính tổng hợp của tuabin mô hình có đường kính mô hình D_{1M} (mô hình mà chúng ta sẽ chọn tuabin thực theo nó).

- Cách xây dựng đường đặc tính tổng hợp vận hành:

Chọn thêm hai giá trị cột áp trung gian: H_1, H_2 , sao cho $H_{min} < H_1 < H_{TT}$ và $H_{TT} < H_2 < H_{max}$.
 Như vậy ta có năm giá trị về cột áp $H_{min}, H_1, H_{TT}, H_2, H_{max}$.

Các công thức cần thiết để xây dựng đường đặc tính tổng hợp vận hành:

+ Tính hiệu suất của tuabin thực theo hiệu suất của tuabin mô hình theo công thức:

$$1 - \eta_{max} = (1 - \eta_{Mmax}) \cdot \sqrt{\frac{D_{1M}}{D_{1T}}} \quad (4.11)$$

Trong đó: η_{Mmax} – hiệu suất lớn nhất của mô hình lấy theo đặc tính tổng hợp chính.

+ Tính chênh lệch hiệu suất của tuabin thực và tuabin mô hình.

$$\Delta\eta = \eta_{Tmax} - \eta_{Mmax} \quad (4.12)$$

Các chế độ khác chế độ tối ưu, hiệu suất của tuabin thực tính theo công thức:

$$\eta_H = \eta_M + \Delta\eta \quad (4.13)$$

Xác định số vòng quay quy dẫn của tuabin mô hình theo công thức:

$$n'_{1M} = n'_{1T} \sqrt{\frac{\eta_{Tmax}}{\eta_{Mmax}}} \quad (4.14)$$

Xác định lưu lượng quy dẫn của tuabin thực:

$$Q'_{IT} = Q'_{IM} \sqrt{\frac{\eta_{T \max}}{\eta_{M \max}}} \quad (4.15)$$

Xác định công suất của tuabin thực theo công thức:

$$N = 9,81 \eta_T Q'_{IT} D_{IT}^2 H \sqrt{H} \quad (4.16)$$

Xác định chiều cao hút tuabin theo công thức sau:

$$H_s = 10 - \frac{\nabla}{900} - K \sigma H \quad (4.17)$$

Trong đó: ∇ - độ cao công trình trạm so với mặt biển;

K - hệ số dự trữ an toàn xâm thực, chọn $K = 1,05 \div 1,1$.

Với năm giá trị cột áp và số vòng quay của tuabin cho trước, xác định năm giá trị vòng quay quy dẫn của tuabin mô hình theo công thức (4.14). Ứng với mỗi giá trị của n'_{IM} vẽ đường n'_{IM} là hằng số được đường nằm ngang trên đường đặc tính tổng hợp chính. Với các giá trị hiệu suất của tuabin mô hình ta xác định được các giá trị Q'_{IM} của tuabin mô hình.

Nói tóm lại nhờ đường đặc tính tổng hợp chính của tuabin mô hình, với mỗi giá trị $n'_{IM} = \text{const}$ xác định được quan hệ $\eta_M = f(Q'_{IM})$ của tuabin mô hình. Dựa vào kết quả này tính công suất và chiều cao hút theo công thức (4.16), (4.17). Tính toán theo bảng sau đây:

$$H = \text{const} \rightarrow n'_{IM} = \frac{n D_1}{\sqrt{H}} \cdot \sqrt{\frac{\eta_{M \max}}{\eta_{T \max}}} = \text{const}$$

STT	η_M	σ	Q'_{IM}	η_T	Q'_{IT}	N	H_s
1							
2							
.							
.							

Ứng với năm giá trị cột áp n'_{IM} thì lập năm bảng. Dựa vào kết quả lập bảng xây dựng họ đường cong $\eta_T = f(N)$, $H_s = f(N)$ với năm giá trị n'_{IM} khác nhau (hình 4.15). Cách xây dựng các đường đồng hiệu suất, đường đồng chiều cao hút, trong tọa độ $H - N$ cũng tương tự như cách xây dựng đường đồng hiệu suất, đường đồng hệ số xâm thực trong tọa độ $Q'_I - n'_I$. Xác định đường giới hạn công suất theo máy phát theo giá trị công suất lớn nhất: Đường này là một đường thẳng đứng, với giá trị $N = N_{\max}$.

Dựng đường giới hạn công suất của tuabin đối với loại tuabin tâm trục rất đơn giản, bằng cách chuyển tọa độ của đường cong giới hạn công suất từ đường cong đặc tính tổng hợp chính với tọa độ $n'_I - Q'_I$ về đường giới hạn công suất tuabin trong tọa độ $H - N$. Chọn một vài điểm là giao điểm của đường ngang n_{IM} là hằng số với đường giới hạn công suất 5% trên đường đặc tính tổng hợp chính, với các giá trị η_M , Q'_{IT} của các giao điểm này xác định công suất của các điểm trên. Theo công thức (4.16) ứng với các giá trị cột áp (hay n'_{IM}) và giá trị công suất, dễ dàng xác định được đường giới hạn công suất của tuabin tâm trục trên tọa độ $H - N$. Giới hạn của đường giới hạn công suất theo máy phát và theo tuabin tạo nên đường giới hạn công suất cho tổ máy.

Đối với trường hợp tuabin cánh điều chỉnh: trên đường đặc tính tổng hợp chính của tuabin mô hình không có đường giới hạn công suất 5%. Đường giới hạn công suất này được xác định bởi đường $a_{\max}$ và $\varphi_{\max}$. Các giá trị này lại phụ thuộc vào công suất lớn nhất của tuabin thực.

Để xác định $a_{\max}$ và $\varphi_{\max}$ trên đường đặc tính tổng hợp chính của tuabin mô hình ta xác định điểm A là giao điểm của đường cột áp tính toán và đường giới hạn công suất theo máy phát. Với

giả thiết là điểm A nằm trên đường giới hạn công suất của tuabin trong toạ độ $H - N$. Biết công suất tại điểm A là N_A ta xác định được giá trị Q'_{IA} tương ứng với điểm A theo công thức:

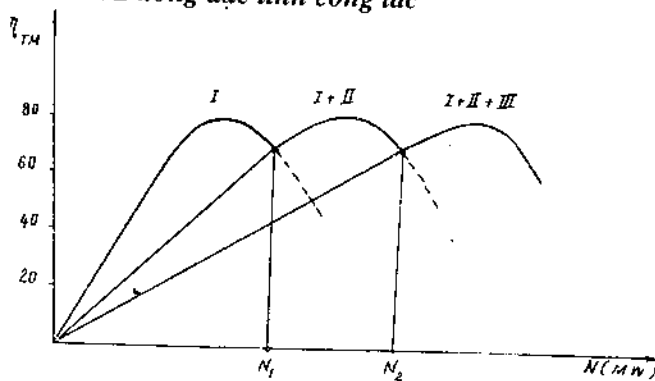
$$Q'_{IA} = \frac{N_A}{9,81 \eta_{TA} D^2 \sqrt{H_{TT}} \sqrt{H_{TT}}}$$

$$Q'_{IMA} = Q'_{IIA} \sqrt{\frac{\eta_{M \max}}{\eta_{T \max}}}$$

Theo các giá trị n'_i ứng với cột áp tính toán Q'_{IMA} ta tìm được điểm A trên đường đặc tính tổng hợp chính trong toạ độ $n'_i - Q'_i$. Như ta đã biết, đường giới hạn công suất trên đường đặc tính tổng hợp chính của tuabin mô hình đi qua điểm A. Mặt khác, đường giới hạn công suất theo a_{omax} và φ_{max} có thể xây dựng bằng phương pháp nội suy: tìm giá trị a_i và φ đi qua điểm A. Để xác định đường giới hạn công suất của tuabin cánh điều chỉnh trên đường đặc tính tổng hợp vận hành ta chuyển đường φ_{max} và $a_{i \max}$ đi qua điểm A từ toạ độ $n'_i - Q'_i$ sang toạ độ $H - N$. Cách chuyển đường giới hạn công suất φ_{max} và $a_{i \max}$ này giống như cách chuyển đường giới hạn công suất của tuabin tâm trục mà ta đã làm quen ở trên. Bằng cách này ta đã xác định đường giới hạn công suất của tuabin mô hình.

4.3.4. Đường đặc tính tổ máy

4.3.4.1. Đường đặc tính công tác



Hình 4.18. Đặc tính công tác tổ máy

Đường đặc tính công tác của tổ máy biểu thị quan hệ giữa hiệu suất của tổ máy với công suất của trạm.

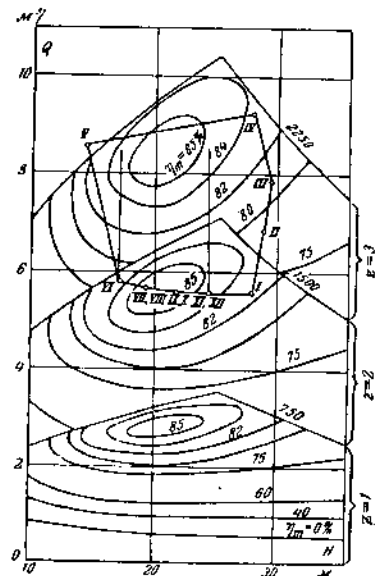
Trên hình 4.18 biểu thị quan hệ $\eta_{tm} = f(N)$ của ba tổ máy làm việc song song. Với công suất $N \leq N_1$ tổ máy làm việc tối ưu. Với $N_1 < N < N_2$ tổ máy 1 và 2 làm việc song song thì tối ưu. Với $N_2 < N$ cả ba tổ máy làm việc song song thì có hiệu quả cao.

4.3.4.2. Đường đặc tính tổng hợp của tổ máy

Đường đặc tính này biểu thị quan hệ giữa cột áp và lưu lượng của trạm.

Trên hình 4.18 biểu thị quan hệ $H = f(Q)$ của ba tổ máy làm việc song song. Trên cùng toạ độ này vẽ đường cong đồng hiệu suất, các đường công suất của ba tổ máy.

Dựa vào đặc tính này để điều tiết lưu lượng từ hồ chứa đi vào tuabin để đảm bảo công suất yêu cầu với khả năng có thể đạt hiệu suất cao tương ứng với cột áp của tuabin (hay là tương ứng với độ chênh mực nước ở thượng lưu và hạ lưu).



Hình 4.19. Đặc tính tổng hợp tổ máy

Chương V: THIẾT KẾ BÁNH CÔNG TÁC CỦA TUABIN NƯỚC

5.1. CHỌN VÀ XÁC ĐỊNH CÁC THÔNG SỐ CỦA TUABIN

5.1.1. Chọn tuabin

Để chọn và xác định kích thước cơ bản của tuabin cho một trạm cụ thể nào đó có thể tiến hành theo nhiều phương pháp có liên quan đến nhiều vấn đề tổng hợp: công trình, thủy văn, địa hình, thiết bị, kinh tế... Sau khi chọn sơ bộ đã đưa ra được số liệu của trạm, cần tìm loại tuabin thích hợp và xác định các thông số của nó.

Số liệu của trạm:

Cho trước: + Cột áp làm việc H_{IT} và phạm vi thay đổi cột áp của trạm từ cột áp lớn nhất đến cột áp nhỏ nhất (H_{max}, H_{IT}, H_{min})

+ Công suất của trạm N

+ Số tổ máy Z

+ Tính chất thay đổi phụ tải của trạm

+ Mức độ hạn chế về chiều cao hút để đảm bảo yêu cầu kinh tế cho công trình.

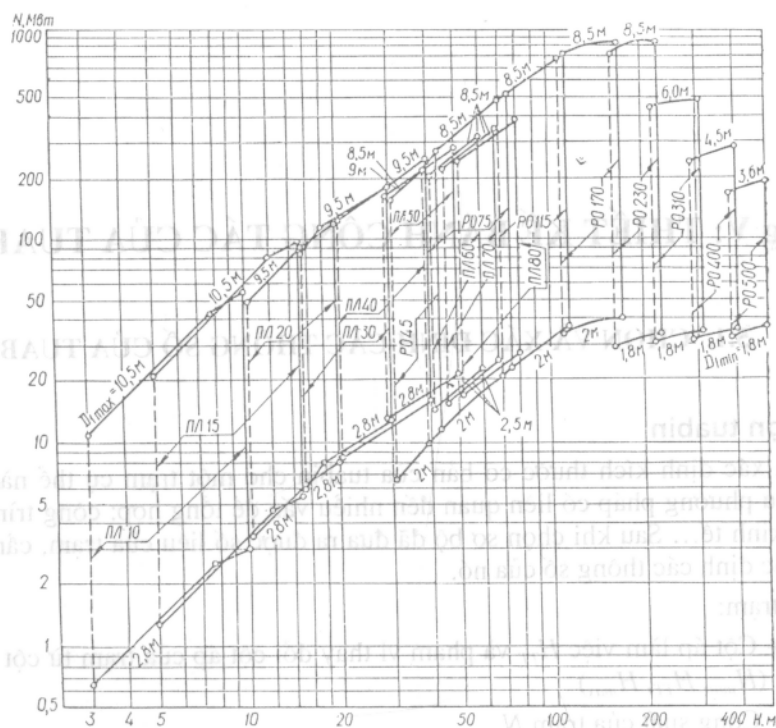
Chọn tuabin:

Trên cơ sở sự hiểu biết về tiêu chuẩn hoá tuabin thủy lực, người ta xây dựng các gam tuabin. Dựa vào kinh nghiệm của nhiều năm nghiên cứu, thiết kế và sử dụng, người ta xây dựng biểu đồ xác định phạm vi sử dụng cho từng loại tuabin theo cột áp và công suất. Sau đó khi cần thiết kẻ tuabin mới người ta lại sử dụng các biểu đồ đó.

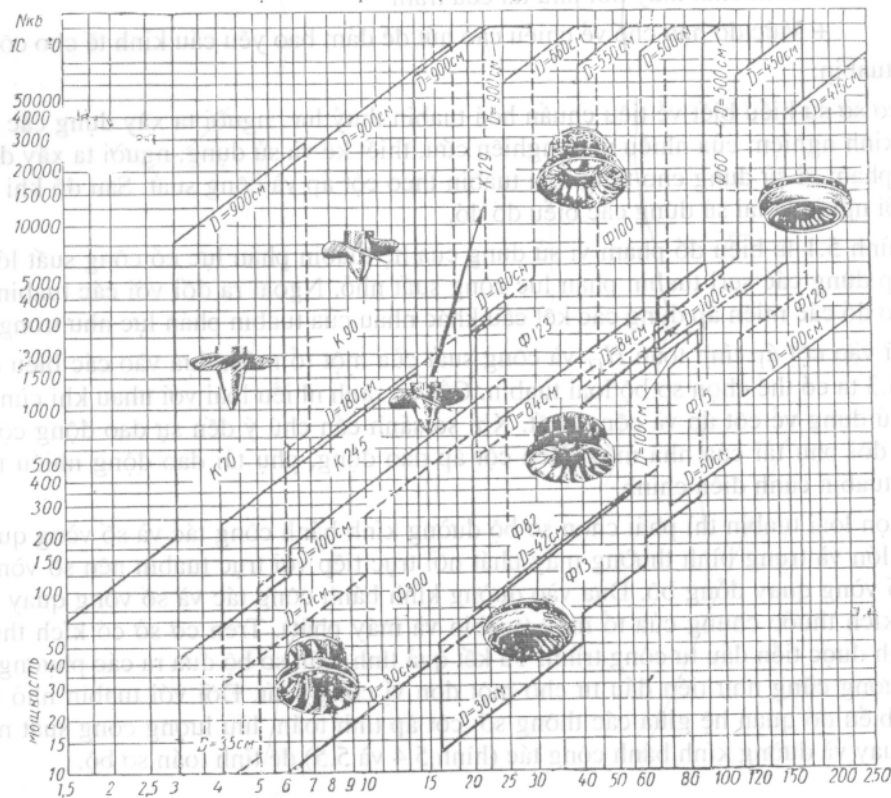
Trên hình 5.1 là biểu đồ phạm vi sử dụng của hệ tuabin phản lực có công suất lớn. Hình 5.2 là miền áp dụng các seri tuabin phản lực công suất nhỏ. Ngoài ra đối với các tuabin nhỏ có thể sử dụng sơ đồ các miền áp dụng các kết cấu khác nhau của tuabin phản lực như trong hình 5.3.

Căn cứ vào cột áp tính toán H_{IT} và công suất của một tổ máy, dựa vào các biểu đồ các hình 5.1, 5.2, 5.3 ta có thể chọn sơ bộ loại tuabin. Cần so sánh nhiều loại với nhau khi cùng trong một phạm vi sử dụng về cột áp và công suất. Khi so sánh cần chú ý đến sự dao động cột áp và tính chất thay đổi phụ tải của nhà máy. Nếu cột áp dao động, phụ tải dao động nhiều thì cần phải chọn loại tuabin cánh điều chỉnh.

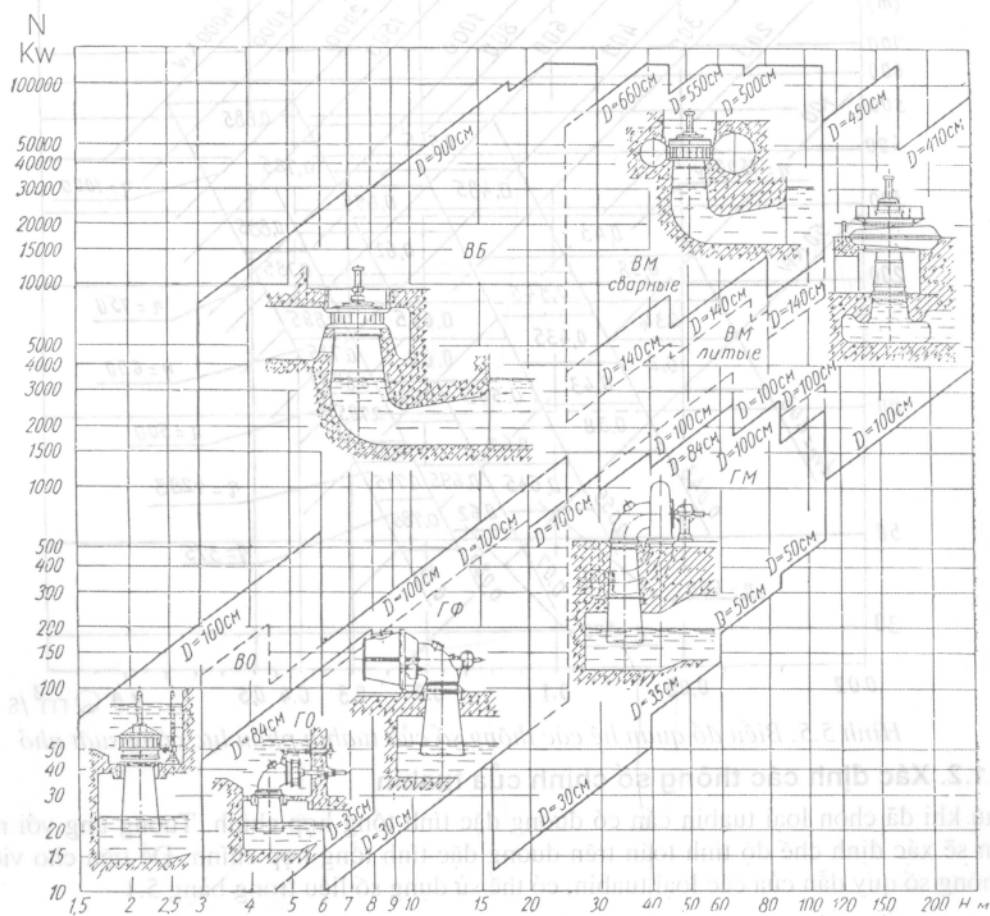
Khi chọn loại tuabin thì phải chọn sơ bộ đường kính bánh công tác và số vòng quay. Đối với tuabin cỡ lớn và trung bình thường máy phát nối trực tiếp với trục tuabin nên số vòng quay cần chọn là số vòng quay đồng bộ. Dựa vào đường kính bánh công tác và số vòng quay đồng bộ để xác định kích thước chung của tổ máy (tuabin và máy phát). Trên cơ sở có kích thước tổ máy mới dự tính được tiền đầu tư công trình. Từ kết quả tính toán sơ bộ đưa ra các phương án so sánh về năng lượng cũng như tiền đầu tư cho một đơn vị công suất. Đối với tuabin nhỏ người ta sử dụng các biểu đồ quan hệ giữa các thông số: cột áp tính toán, lưu lượng công suất một tổ máy, số vòng quay và đường kính bánh công tác (hình 5.4 và 5.5) để tính toán sơ bộ.



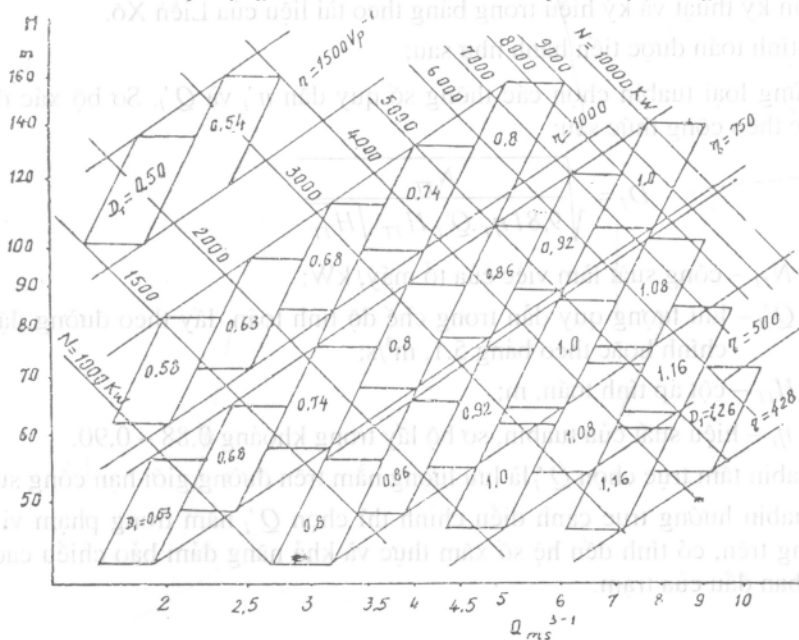
Hình 5.1. Biểu đồ phạm vi sử dụng của hệ tuabin phản lực công suất lớn



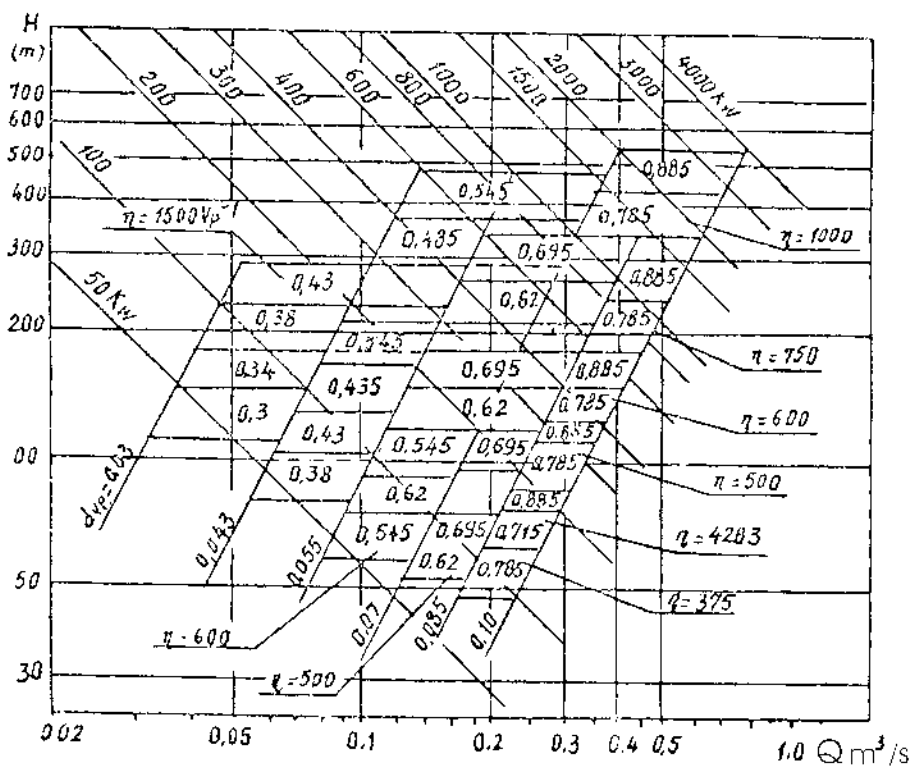
Hình 5.2. Miền sử dụng các tuabin phản lực công suất nhỏ



Hình 5.3. Miền áp dụng các kết cấu của tuabin phản lực công suất nhỏ



Hình 5.4. Biểu đồ quan hệ các thông số của tuabin phản lực công suất nhỏ



Hình 5.5. Biểu đồ quan hệ các thông số của tuabin phản lực công suất nhỏ

5.1.2. Xác định các thông số chính của tuabin

Sau khi đã chọn loại tuabin cần có đường đặc tính tổng hợp chính. Tương ứng với mỗi loại tuabin sẽ xác định chế độ tính toán trên đường đặc tính tổng hợp chính. Để tiện cho việc chọn các thông số quy dân của các loại tuabin, có thể sử dụng số liệu trong bảng 5.1

Ghi chú: Ở nước ta việc chế tạo tuabin nước chưa phát triển nên chưa tiêu chuẩn hoá tuabin. Các tiêu chuẩn kỹ thuật và ký hiệu trong bảng theo tài liệu của Liên Xô.

Các bước tính toán được tiến hành như sau:

Ứng với từng loại tuabin chọn các thông số quy dân n'_t và Q'_t . Sơ bộ xác định đường kính bánh công tác theo công thức sau:

$$D_t = \sqrt{\frac{N_{TT}}{9.81 \eta_t Q'_t H_{TT} \sqrt{H_{TT}}}} \quad (5.1)$$

Trong đó: N_{TT} – công suất làm việc của tổ máy, kW;

Q'_t – lưu lượng quy dân trong chế độ tính toán, lấy theo đường đặc tính tổng hợp chính hoặc theo bảng 5.1, m³/s;

H_{TT} – cột áp tính toán, m;

η_t – hiệu suất của tuabin, sơ bộ lấy trong khoảng 0.88 – 0.90.

Đối với tuabin tâm trục chọn Q'_t là lưu lượng nằm trên đường giới hạn công suất 5%.

Đối với tuabin hướng trục cánh điều chỉnh thì chọn Q'_t nằm trong phạm vi Q'_{bmin} và Q'_{bmax} cho trong bảng trên, có tính đến hệ số xâm thực và khả năng đảm bảo chiều cao hút, cho trước trong số liệu ban đầu của trạm.

Bảng 5.1. Các thông số tuabin phản lực

Phạm vi đạo động cột áp H_{min} H_{max}	Loại tuabin	Số vòng quay quy dẫn		Lưu lượng quy dẫn		Hệ số xâm thực của tuabin mô hình	
		N'_l tối ưu	N'_l tính toán	Q'_{lmin}	Q'_{lmax}	σ với Q'_{lmin}	σ với Q'_{lmax}
	Tuabin hướng trục cánh điều chỉnh						
3-10	K10/592	165	180	2010	2250	1.14	1.4
5 - 15	K15/510	150	160	1850	2130	0.84	1.0
10 - 20	K20/661	138	152	1710	2040	0.68	0.835
15 - 30	K30/587	125	140	1430	1940	0.505	0.745
20 - 40	K40	115	130	1240	1700	0.4	0.68
30 - 50	K50/642	110	120	1100	1400	0.325	0.505
40 - 60	K60/642	106	112	1040	1240	0.27	0.40
45 - 70	K70/5A	103	107	940	1150	0.23	0.36
	Tuabin tâm trục						
30 - 45	F45/123	75	78	1370	1400	0.23	0.27
40 - 75	F75/128	73	74	1250	1370	0.16	0.243
70- 15	F115/697	68	72	1030	1250	0.097	0.168
110-170	F170/741	67	69	650	1030	0.06	0.10
160-230	F230	62	67	420	650	0.047	0.065
220-310	F310	60	65	280	420	0.04	0.048
290-400	F400	58	62	200	280	0.035	0.042
380-500	F500	57	60	150	200	0.03	0.036
	Tuabin hướng chéo cánh điều chỉnh						
30 - 40	D60 - 1	120	120	1100	13500		
40 - 60	D60 - 2	100	110	900	1100		0.2
60 - 90	D45 - 1	90	95	850	1000		0.16
90 - 120	D45 - 2	85	90	725	750		0.14
120-160	D30 - 1	80	85	600	750		0.1
160-200	D30 - 2	75	80	500	600		0.07

Xác định sơ bộ số vòng quay tuabin

Để tính sơ bộ số vòng quay tuabin, cần có giá trị số vòng quay quy dẫn của nó.

Đối với tuabin tâm trục, ta nên chọn n'_l lớn hơn khoảng (3 – 5) vòng/phút so với chế độ tối ưu đã có trong đường đặc tính tổng hợp chính.

Đối với tuabin hướng trục cánh điều chỉnh thì chọn lớn hơn khoảng (10 – 15) vòng/phút so với số vòng quay quy dẫn tối ưu. Vì số vòng quay quy dẫn của tuabin thực loại hướng trục cánh điều chỉnh bao giờ cũng lớn hơn số vòng quay quy dẫn của mô hình.

Số vòng quay sơ bộ tính theo công thức:

$$n = \frac{n'_1 \sqrt{H_{TT}}}{D_1} \text{ (vòng/phút)} \quad (5.2)$$

Kiểm tra số vòng quay n vừa tính được theo số vòng quay đồng bộ:

$$n = 3000/P \quad \text{(vòng/phút)} \quad (5.3)$$

Trong đó: P – số đôi cực.

Nếu kết quả tính toán không giống nhau thì chọn số vòng quay của tuabin là số vòng quay đồng bộ có giá trị gần với giá trị số vòng quay đã tính theo công thức (5.2).

Sau khi xác định số vòng quay đồng bộ của tuabin cần tính lại đường kính tuabin theo công thức (5.1) và làm tròn theo tiêu chuẩn đường kính.

Xác định lại các thông số quy dẫn:

$$n'_1 = \frac{nD_1}{\sqrt{H_{TT}}}$$

$$Q'_1 = \frac{Q}{D_1^2 \sqrt{H_{TT}}}$$

Nếu kết quả tính n'_1 , Q'_1 nằm trong phạm vi chế độ tối ưu thì có thể kết thúc việc tính toán sơ bộ đường kính bánh công tác và số vòng quay của tuabin. Nếu kết quả tính toán n'_1 , Q'_1 nằm ngoài vùng tối ưu của tuabin mô hình thì cần phải lập lại tính toán theo trình tự trên.

Sau khi chọn được tuabin và xác định được D_1 , n của tuabin thực, ta tiến hành xây dựng đường đặc tính tổng hợp vận hành để lên phương án so sánh về mặt năng lượng của các tuabin đã chọn.

Hiệu suất trung bình năm của tuabin thực xác định từ đường đặc tính tổng hợp vận hành theo công thức sau:

$$\eta_{tb} = \frac{\sum N_i \Delta t_i}{\sum \Delta t_i \eta_i} \quad (5.4)$$

Trong đó: N_i – công suất trong thời gian Δt_i tương ứng với cột áp H_i và lưu lượng Q_i ;

η_i – hiệu suất ứng với công suất N_i và cột áp H_i trong thời gian Δt_i .

Để chọn loại tuabin và các thông số của nó một cách tối ưu cần phải so sánh nhiều phương án dựa trên những điểm cơ bản sau:

- Chỉ tiêu năng lượng: hiệu suất lớn nhất tuabin thực có thể đạt được η_{max} , và khả năng mở rộng vùng làm việc đạt hiệu suất cao khi phụ tải thay đổi hoặc khi cột áp dao động.

- Chỉ tiêu về khả năng chống xâm thực của tuabin với hệ số xâm thực σ và chiều cao hút H_s có thể đạt được.

- Chỉ tiêu về kinh tế xây dựng một mặt nó phụ thuộc vào điều kiện địa hình, địa chất, đặc điểm của toàn bộ công trình trạm. Mặt khác nó phụ thuộc vào kích thước tổ máy, kiểu kết cấu tổ máy, chiều cao hút đã chọn...

- Khả năng chế tạo và trình độ công nghệ.

- Khả năng và phương tiện vận chuyển các chi tiết lớn nhất của tổ máy.

Toàn bộ các vấn đề nêu trên được quy về thông số: giá thành sản phẩm và giá thành của 1kW/h của các phương án đã chọn thiết kế.

5.1.3. Các bài toán trong nghiên cứu và thiết kế tuabin nước

Trong thực tế nghiên cứu và thiết kế tuabin thủy lực nói chung và nghiên cứu hệ thống cánh dẫn trong tuabin người ta phân ra hai loại bài toán: bài toán thuận và bài toán ngược.

Bài toán thuận chủ yếu phục vụ cho các mục đích nghiên cứu lý thuyết. Hiện nay với sự phát triển của môn máy tính và kỹ thuật tính toán, việc giải bài toán này thu được kết quả tốt.

Nội dung của bài toán thuận trong nghiên cứu hệ thống cánh dẫn bao gồm những vấn đề sau:

- Trên cơ sở đã cho trước các kích thước hình học, đã có hình dạng kích thước của các dây cánh, ta cần xác định các thông số động học của hệ thống cánh dẫn. Nghĩa là xác định sự trao đổi năng lượng giữa dây cánh và dòng chất lỏng chảy qua nó; xét xem dây cánh có thỏa mãn các thông số tính toán từ cột áp, lưu lượng của dòng chảy và cho ta công suất mà ta nhận được trong quá trình biến đổi năng lượng.

- Xác định chất lượng của dây cánh. Tìm sự phân bố vận tốc để tính tổn thất, tính sự phân bố áp suất và để đánh giá khả năng xảy ra xâm thực trong máy.

- Tính lực, momen cần thiết để điều chỉnh cánh hướng hay cánh bánh công tác (cho tuabin cánh quay). Tính sức bền của bánh công tác và cánh hướng.

Ngoài ra trong quá trình giải bài toán ngược (xác định kích thước, hình dạng dây cánh) cũng cần dùng bài toán thuận để kiểm tra.

Trong quá trình nghiên cứu tuabin thủy lực người ta dùng bài toán thuận để đánh giá, phân tích các dây cánh tối ưu.

Về mặt năng lượng cũng như khả năng không xảy ra xâm thực để rút ra những kết luận thích đáng cho việc giải bài toán ngược dùng cho việc thiết kế hệ thống cánh dẫn cho tuabin. Kết luận về dạng trường phân bố vận tốc, về các thông số hình học, những khoảng tối ưu có thể chọn cho các thông số hình học (như tỷ số bầu d_{b0} , độ dài cánh l_m , độ dày cánh δ_{max} , tỷ số l/t của dây cánh...) cho từng loại tuabin sẽ cung cấp cho chúng ta số liệu để chọn các điều kiện ban đầu đưa vào để thiết kế hệ thống cánh dẫn mới.

Như vậy bài toán thuận của lý thuyết cánh chiếm một vai trò lớn trong việc nghiên cứu và thiết kế tuabin thủy lực.

Nói chung bài toán thuận trong máy thủy lực và trong tuabin nói riêng giải cho dây cánh có kích thước hình dạng bất kỳ là bài toán hết sức phức tạp, không thể giải đúng hoàn toàn chỉ trừ một số bài toán cho trường hợp dây cánh đặc biệt nào đó. Còn lại thì bài toán thuận chỉ giải bằng phương pháp gần đúng.

Hiện nay có ba phương pháp giải bài toán thuận: phương pháp biến hình bảo giác, phương pháp phương trình tích phân và phương pháp mô hình hoá. Các phương pháp giải bài toán thuận trong tuabin thủy lực có thể suy ra từ các phương pháp giải bài toán thuận của lý thuyết cánh trong máy thủy lực nói chung. Chúng ta có thể tham khảo trong các sách nói về lý thuyết cánh.

Bài toán ngược thường được sử dụng để thiết kế hệ thống cánh dẫn cho tuabin.

Nhiệm vụ của bài toán ngược là xác định kích thước, hình dạng của profile dây cánh sao cho đáp ứng được những yêu cầu về mặt thủy động.

Để giải bài toán ngược trong thiết kế tuabin thủy lực có thể dùng nhiều phương pháp từ đơn giản đến phức tạp. Các công thức tính toán để phục vụ cho việc giải bài toán ngược chưa có cơ sở khoa học hoàn toàn chính xác. Chúng được đưa ra với nhiều giả thiết khác nhau. Các giả thiết này nhằm hai mục đích: thứ nhất nâng cao chất lượng năng lượng và khả năng chống xâm thực của tuabin; bên cạnh đó mục đích không kém phần quan trọng với quá trình thiết kế là cụ thể hoá quá trình tính toán, đơn giản hoá công thức tính toán. Phần lớn các công thức được dựa trên cơ sở tính toán và kiểm tra bằng nhiều thực nghiệm. Có thể dùng cả quá trình giải bài toán thuận để kiểm tra các công thức dùng cho bài toán ngược.

Để xây dựng profin dây cánh, ta cần biết trước các thông số của dòng chảy ở trước và sau dây cánh. Có thể có hai hướng giải bài toán ngược tìm biên dạng profin dây cánh:

Hướng thứ nhất: cho trước biểu đồ phân bố momen vận tốc $C_{\mu}r$ trong dòng chảy để tìm biên dạng cánh.

Hướng thứ hai: cho trước các đường dòng của dòng chảy trong mặt cắt kinh tuyến, cho trước biểu đồ phân bố momen vận tốc tại mép vào $(C_{\mu}r)_1$ và mép ra $(C_{\mu}r)_2$ của cánh bánh công tác. Tìm biên dạng hệ thống cánh dẫn.

Thiết kế bánh công tác của tuabin thủy lực thường sử dụng hướng thứ hai. Sau đây chúng ta sẽ đề cập đến.

Đối với các loại tuabin nhỏ người ta thường dùng các phương pháp đơn giản, sử dụng một số biểu đồ, đồ thị và kết hợp kinh nghiệm thực tế để xây dựng cánh mà không đòi hỏi nhiều thời gian tính toán.

Đối với tuabin cỡ trung bình và lớn người ta sử dụng những phương pháp sau đây để giải bài toán ngược về xây dựng biên dạng cánh.

Đối với tuabin hướng trục có ba phương pháp chủ yếu sau:

- Phương pháp lực nâng.
- Phương pháp phân bố xoáy.
- Phương pháp phân bố xoáy -- nguồn.

Đối với tuabin tâm trục có hai phương pháp chủ yếu sau:

- Phương pháp một toạ độ.
- Phương pháp hai toạ độ.

Chúng ta sẽ đi sâu nghiên cứu cơ sở lý thuyết, nội dung và các bước tiến hành cụ thể cho từng phương pháp đã nêu. Mỗi phương pháp thiết kế trên đều có những mặt ưu nhược điểm của nó. Việc lựa chọn phương pháp thiết kế phụ thuộc vào loại tuabin, khả năng và kinh nghiệm của người thiết kế và nhiều yếu tố khác. Cần nhấn mạnh rằng để thiết kế có hiệu quả tốt, bên cạnh việc chọn phương pháp thiết kế còn tồn tại vấn đề hết sức quan trọng là chọn các thông số đưa vào thiết kế. Chính các số liệu ban đầu đó quyết định phần lớn kết quả thiết kế.

Đối với các tuabin có công suất lớn, sau khi thiết kế hệ thống cánh dẫn, người ta đưa ra nghiên cứu và hoàn thiện hệ thống này bằng thực nghiệm.

5.2. THIẾT KẾ BÁNH CÔNG TÁC CỦA TUABIN HƯỚNG TRỤC

5.2.1. Đặc điểm của tuabin hướng trục

Như ở phần phân loại tuabin, chúng ta đã thấy tuabin hướng trục (cánh quay và cánh cố định) là loại tuabin phản lực có miền sử dụng với số vòng quay đặc trưng n_1 lớn nhất. Chúng được sử dụng với cột áp nhỏ và lưu lượng lớn, so với loại tuabin tâm trục và tuabin xung lực.

Ưu điểm lớn của tuabin hướng trục cánh quay là vùng đạt hiệu suất cao rất rộng khi phụ tải và cột áp dao động. Sự điều khiển đóng, mở đóng bộ giữa độ mở cánh hướng α , bằng góc đặt cánh bánh công tác tạo ra vùng hiệu suất cao đó. Tuy nhiên vấn đề xâm thực ở tuabin hướng trục thường phải chú ý hơn. Khả năng xảy ra xâm thực ở tuabin hướng trục nhiều hơn ở tuabin tâm trục. Vì vậy có nhiều trường hợp phải tăng chiều cao hút H_s để giảm khả năng bị xâm thực.

Chất lượng về năng lượng và khả năng chống xâm thực của tuabin hướng trục phụ thuộc rất nhiều vào các thông số hình học của phần dẫn dòng: bánh công tác và hệ thống cánh dẫn. Từ kết quả nghiên cứu bài toán kết hợp với kết quả thực nghiệm nhiều tác giả đã đưa ra kết luận về ảnh hưởng các thông số hình học và thủy động lực học dòng chảy đến chất lượng tuabin. Khi thiết kế

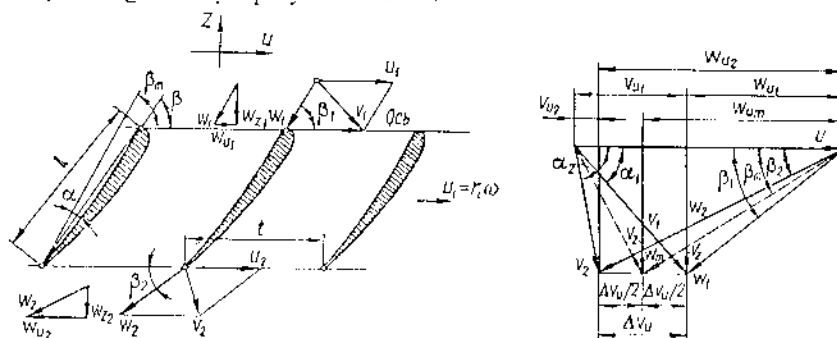
tuabin, dựa vào các tài liệu tham khảo, cần lựa chọn kỹ lưỡng các thông số đưa vào tính toán thì chất lượng thiết kế càng cao. Chúng ta xét ảnh hưởng của những thông số chủ yếu như tỷ số bầu d_b , tỷ số l/t , góc đặt cánh bánh công tác β_1 , quy luật phân bố các thành phần vận tốc C , C_u , phân bố momen vận tốc $C_u r$ tới hiệu suất tuabin và khả năng chống xâm thực của nó.

Chúng ta xét đặc điểm về mặt thủy lực của tuabin hướng trục.

5.2.1.1. Dòng chảy trong tuabin hướng trục

Dòng chảy trong tuabin hướng trục có thể coi là dòng tổng hợp của hai dòng chảy: dòng chảy tự do (không có bánh công tác) và dòng chảy có tác động qua lại với cánh quay.

Trong tuabin hướng trục, dòng chảy thay đổi từ hướng tâm sang song song với trục quay trước khi vào bánh công tác. Vì vậy có thể coi dòng chảy ở vùng bánh công tác là dòng chảy theo mặt trụ có trục trùng với trục quay của tuabin.



Hình 5.6. Dây cánh thẳng đã triển khai

Giả thiết về dòng chảy theo các mặt trụ song song với trục quay của tuabin là giả thiết thứ nhất về dòng chảy trong tuabin hướng trục. Giả thiết này đã được thử nghiệm xác minh là đúng với trường hợp tuabin làm việc ở chế độ tối ưu và xung quanh vùng tối ưu.

Với giả thiết này ta có thể cắt cánh bánh công tác bằng mặt trụ và khai triển mặt trụ ta có dây cánh thẳng (hình 5.6). Đối với dây cánh thẳng ta có thể nghiên cứu các profin đơn và sau đó xét ảnh hưởng của dây cánh bằng bài toán thuận. Từ đó có công thức và các phương pháp thiết kế bánh công tác.

Dòng chảy tự do trong tuabin hướng trục là dòng thế, xoáy của vận tốc bằng không:

$$\Omega_u = \frac{\partial C_r}{\partial z} - \frac{\partial C_z}{\partial r} = 0, \text{ hay là: } \frac{\partial C_r}{\partial z} = \frac{\partial C_z}{\partial r}.$$

Nếu giả thiết dòng chảy chỉ có hướng theo mặt trụ thì thành phần hướng kính của vận tốc tuyệt đối sẽ bằng 0, $C_r = 0$. Vậy: $\frac{\partial C_r}{\partial z} = \frac{\partial C_z}{\partial r} = 0$, suy ra: $C_z = \text{const}$, hay là:

$$C_{z1} = C_{z2} = C_z = \frac{Q}{\pi(D_1^2 - d_b^2)} \quad (5.5)$$

Trong đó: Q – lưu lượng qua tuabin;

D_1 – đường kính bánh công tác;

d_b – đường kính bầu bánh công tác.

Nếu dòng chảy là dòng thế và chảy theo mặt trụ đối xứng qua trục quay, ta có:

$$\frac{\partial C_{ur}}{\partial z} = 0, \frac{\partial C_{ur}}{\partial r} = 0, \frac{\partial C_{ur}}{\partial \varphi} = 0,$$

vậy: $C_{ur} = \text{const}$, momen vận tốc là hằng số.

Tóm lại: dòng chảy trong vùng bánh công tác tuabin hướng trục là dòng thế, chảy theo mặt trụ đối xứng qua trục quay của tuabin đặc trưng bởi các biểu thức:

$$\begin{aligned}C_r &= 0 \\C_z &= \text{const} \\C_{\theta} r &= 0\end{aligned}\tag{5.6}$$

5.2.1.2. Dòng chảy bao quanh dãy cánh

Dòng chảy bao cánh và lực nâng Jucôpxki:

Có thể tham khảo các sách Thủy khí động lực và Lý thuyết cánh để hiểu kỹ về phần này. ở đây chỉ nhắc lại những nét cơ bản nhất có liên quan trực tiếp đến các phương pháp chọn thông số và thiết kế cánh sau này.

Khi dòng chảy bao cánh đơn với vận tốc dòng chảy ở xa vô cùng là V_∞ thì sẽ xuất hiện lực nâng cánh và lực cản, xác định bởi công thức:

$$\begin{aligned}P_y &= \frac{1}{2} C_y \rho V_\infty^2 l, \\P_x &= \frac{1}{2} C_x \rho V_\infty^2 l,\end{aligned}\tag{5.7}$$

Trong đó: ρ - khối lượng riêng của chất lỏng;

V_∞ - vận tốc của dòng ở xa vô cùng (không bị ảnh hưởng của cánh);

l - chiều dài dãy cung cánh;

C_y - hệ số lực nâng của cánh;

C_x - hệ số lực cản của cánh.

Lực nâng tác dụng lên cánh đơn có chiều dài là một đơn vị được xác định bởi công thức Jucôpxki:

$$P_y = \rho V_\infty \Gamma;\tag{5.8}$$

Γ - lưu số của dòng chảy bao quang cánh đơn.

Hệ số lực nâng của dòng chảy bao cánh đơn xác định từ công thức 5.7 và 5.8.

$$C_y = \frac{2\Gamma}{lV_\infty}\tag{5.9}$$

Nếu dòng chảy bao dãy cánh với vận tốc W_m thì công thức Jucôpxki có dạng:

$$P_{yd} = \rho W_m \Gamma_n\tag{5.10}$$

Γ_n - lưu số bao quanh một cánh nằm trong dãy cánh.

Nếu dòng chảy bao một tấm phẳng đặt nghiêng một góc α thì hệ số lực nâng là:

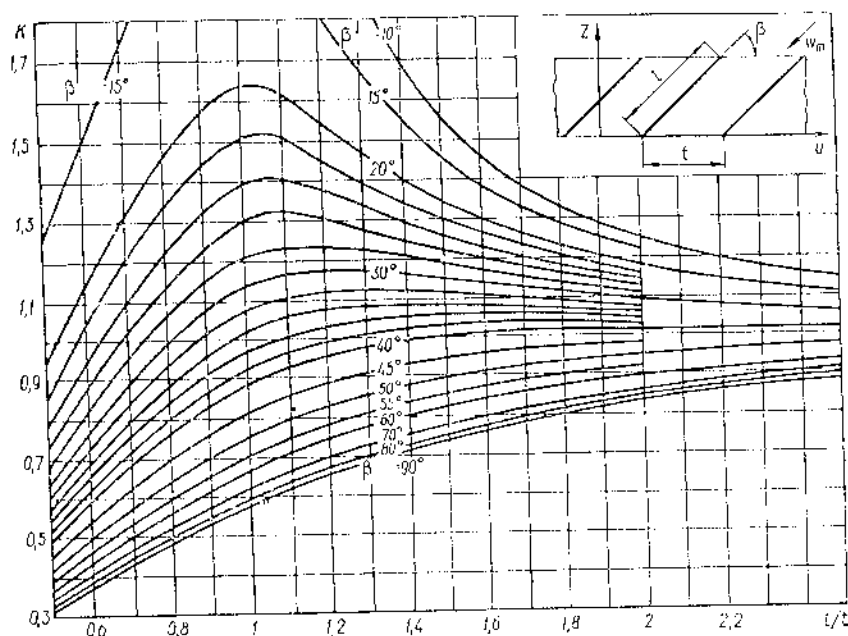
$$C_y = 2\pi \sin \alpha.$$

Dòng chảy bao dãy tấm phẳng mỏng vô cùng đặt nghiêng một góc α thì hệ số lực nâng là:

$$C_{yd} = 2\pi K \sin \alpha.$$

Hệ số ảnh hưởng của dãy cánh K tính theo công thức:

$$K = \frac{C_{yd}}{C_y}.\tag{5.11}$$



Hình 5.7. Quan hệ $K = f(\beta, l/t)$

Hệ số K phụ thuộc vào nhiều yếu tố, trong đó chủ yếu là góc đặt cánh β và tỷ số đặc trưng cho độ mau của dây cánh l/t . Nói cách khác: $K = f(\beta, l/t)$. Các đường cong biểu thị hàm của hệ số K trong hình 5.7. Đứng về mặt động học thì hai thông số hình học cơ bản đặc trưng cho dây cánh là β và l/t .

Mặc dù có sự khác nhau rất lớn giữa dây cánh thực (profil có độ dày hữu hạn và hình dạng phức tạp) và dây cánh tấm phẳng mỏng vô cùng (còn gọi là dây cánh lý tưởng). Nhưng nhờ hình dạng đơn giản, dễ tìm được hàm biên hình bảo giác, cho phép nghiên cứu đặc tính động học có liên quan tới thông số hình học. Vì vậy có thể áp dụng kết quả nghiên cứu của dây cánh lý tưởng này cho việc tính toán gần đúng lần đầu của các dây cánh thực.

5.2.2. Chọn các thông số và biên dạng phần dẫn dòng của tuabin hướng trục

5.2.2.1. Chọn các thông số D_1 , n và biên dạng phần dẫn dòng

Cho trước các thông số kỹ thuật như sau:

Cột áp tính toán, cột áp lớn nhất và nhỏ nhất H_{TT} , H_{max} , H_{min}

Công suất thiết kế N_{TT}

Hiệu suất lớn nhất

Yêu cầu về hệ số xâm thực tại chế độ làm việc tối ưu.

Với các số liệu cho trước đó, tiến hành lựa chọn sơ bộ tuabin theo bảng 5.1 hoặc các biểu đồ từ hình 5.1 đến 5.5. Sau khi so sánh và xác định được phương án thiết kế, tiến hành chọn biên dạng phần dẫn dòng.

Biên dạng phần dẫn dòng có thể chọn theo các mô hình tuabin đã tiêu chuẩn hoá. Dưới đây là sơ đồ các thông số hình học đặc trưng của biên dạng phần dẫn dòng (hình 5.8) và giá trị của các thông số đó lấy theo tỷ lệ với đường kính bánh công tác D_1 được dẫn ra ở bảng 5.2. Các biên dạng cho trong bảng thay đổi phụ thuộc vào cột áp tuabin H . Trong khoảng $H=1,5 \div 80$ m có 9 biên dạng khác nhau. Ở đây chúng ta lưu ý chú ý đến tỷ số b_0/D_1 và d_0/D_1 đặc trưng cho khả năng thoát của tuabin. Khi cột áp nhỏ (tuabin K10, K15...) và lưu lượng lớn, thì đường kính bầu bánh công tác cần nhỏ và chiều cao cánh hướng b_0 phải tăng khả năng thoát lưu lượng.

Bảng 5.2.

Loại tuabin	Cột áp $H(m)$	$\frac{h_0}{D_1}$	$\frac{d_h}{D_1}$	$\frac{d}{D_1}$	$\frac{R_0}{D_1}$	$\frac{h_2}{D_1}$	$\frac{h_3}{D_1}$	$\frac{R_1}{D_1}$	$\frac{k}{D_1}$	$\frac{d}{D_1}$
K10	3-10	0,45	0,33	0,29	0,354	0,318	0,089	0,323	0,05	0,1
K15	5-15	0,45	0,35	0,3	0,346	0,338	0,091	0,345	0,05	0,1
K20	10-20	0,4	0,37	0,325	0,337	0,357	0,093	0,366	0,05	0,1
K30	15-30	0,4	0,41	0,36	0,32	0,396	0,097	0,407	0,05	0,1
K40	20-40	0,375	0,43	0,375	0,315	0,416	0,1	0,428	0,05	0,1
K50	30-50	0,375	0,48	0,415	0,293	0,457	0,1025	0,468	0,05	0,1
K60	40-60	0,35	0,52	0,474	0,246	0,523	0,1072	0,567	0,045	0,09
K70	45-70	0,35	0,57	0,522	0,229	0,573	0,116	0,604	0,05	0,1
K80	50-80	0,35	0,60	0,537	0,221	0,613	0,123	0,642	0,05	0,1

Tương ứng với sự giảm đường kính bầu và tăng chiều cao cánh hướng là tăng các bán kính chuyển tiếp tại phân ngoặt của dòng R_0, R sao cho phần dẫn dòng có biên dạng mặt cắt kinh tuyến suôn đều, đảm bảo cho trường vận tốc biến đổi đều dọc theo dòng chảy và biểu đồ phân bố vận tốc tại mép vào của bánh công tác đáp ứng được quy luật đã định mà ta sẽ nêu ở phần tiếp theo.

5.2.2.2. Chọn thông số hình học cơ bản

a. Độ mau của dây cánh (tỷ số l/t)

Tỷ số l/t có thể chọn theo các bảng biểu cho các tuabin có số vòng quay đặc trưng n_s và cột áp H gần với tuabin cần thiết kế. Tuy nhiên độ mau của dây cánh có ảnh hưởng lớn đến chất lượng về năng lượng và xâm thực của bánh công tác

Thật vậy, nếu ta có một dây cánh gồm những profin có hệ số lực nâng là C_y , hệ số lực cản là C_x . Hai hệ số này thường quan hệ theo đường cong bậc 2, biểu diễn bằng biểu thức:

$$C_x = aC_y^2 + b.$$

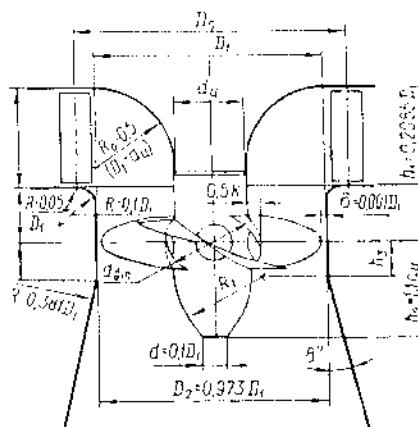
Thực nghiệm cho thấy phần lớn các profin có hiệu suất cao với các giá trị n_s khác nhau đều có đường cong $C_x = f(C_y)$ tuân theo biểu thức trên.

Khi giải bài toán thuận về tổn thất năng lượng của bánh công tác người ta viết biểu thức của tổn thất ξ_{BC} :

$$\xi_{BC} = C_x \cdot \frac{l}{t} \cdot \frac{W_\infty^2}{2gH \cdot \sin \beta_\infty} \quad (5.12)$$

Trong đó: W_∞, β_∞ - thông số của dòng ở xa vô cùng, trước bánh công tác.

Hình 5.9 biểu diễn quan hệ giữa tỷ số l/t và tổn thất trong bánh công tác ξ và số vòng quay quy dẫn n'_p . Số vòng quay quy dẫn tối ưu $n'_{p, \text{opt}}$ và lưu lượng quy dẫn tối ưu $Q'_{p, \text{opt}}$ phụ thuộc nhiều



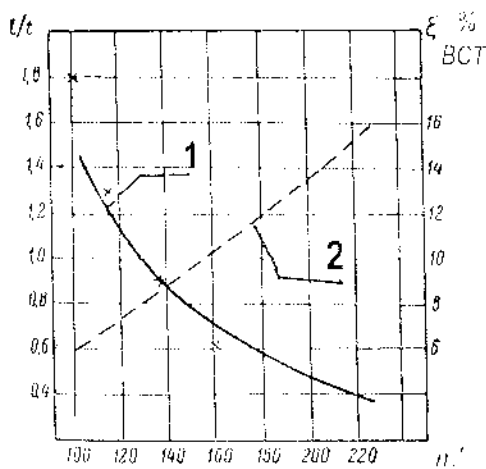
Hình 5.8. Các thông số hình học đặc trưng của biên dạng phần dẫn dòng tuabin hướng trục

vào tỷ số l/t . Tỷ số này càng lớn, $n'_{b.m.}$, $Q'_{b.m.}$ càng nhỏ. Điều này giải thích bằng sự ảnh hưởng của giá trị C_t và C_p và l/t đến thành phần $\Delta C'_{n.}$ của dây cánh. Vì vậy sự thay đổi của tỷ số l/t cũng ảnh hưởng đến số vòng quay đặc trưng n_s . Để tăng n_s người ta có thể giảm tỷ số l/t . Tuy nhiên điều đó làm giảm hiệu suất của tuabin, đặc biệt khi $l/t > 1.8 \div 2.0$. Vậy với mục đích tăng hiệu suất bánh công tác người ta chọn khoảng $l/t < 1.8$.

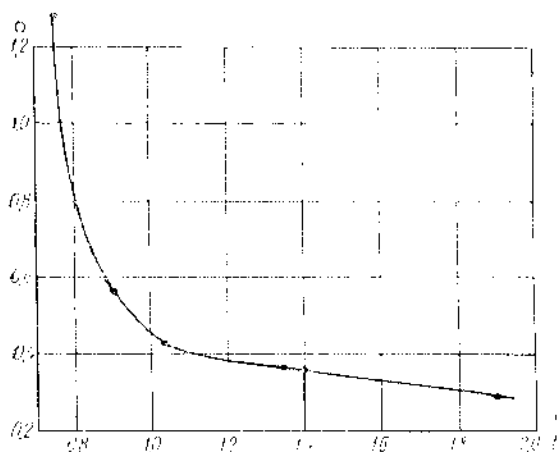
Kết quả nghiên cứu cho thấy, tỷ số l/t ảnh hưởng lớn tới chất lượng chống xâm thực tuabin.

Hình 5.10 là đường quan hệ giữa hệ số xâm thực tuabin σ với độ mau dẩy cánh l/t . Chúng ta nhận thấy: trong khoảng l/t nhỏ ($l/t = 0.7 \div 0.9$) thì khi l/t tăng, hệ số xâm thực giảm nhanh. Tiếp theo $l/t = 0.9 \div 1.2$ với l/t tăng thì σ giảm ít đi và đến đoạn $l/t > 1.2 \div 1.3$ thì đó thị gần như có hướng tiệm cận ngang.

Vậy có thể tăng chất lượng chống xâm thực của tuabin bằng cách tăng tỷ số l/t . Song điều đó có hiệu quả tốt với khoảng $l/t < 1.2 \div 1.3$. Ngoài khoảng này, nếu muốn tác động đến hệ số σ ta phải tìm những ảnh hưởng của thông số khác.



Hình 5.9. Quan hệ $l/t, \xi_{b.c.t.} = f(n')$
1- $l/t = f(n')$, 2- $\xi_{b.c.t.} = f(n')$



Hình 5.10. Quan hệ $\sigma = f(l/t)$

Chú ý rằng việc chọn tỷ số l/t trên đây là chọn cho tiết diện trung bình của bánh công tác.

Tiết diện trung bình xác định theo công thức:

$$D_{tb} = \sqrt{\frac{1}{2}(D_1^2 + d_b^2)} \quad (5.13)$$

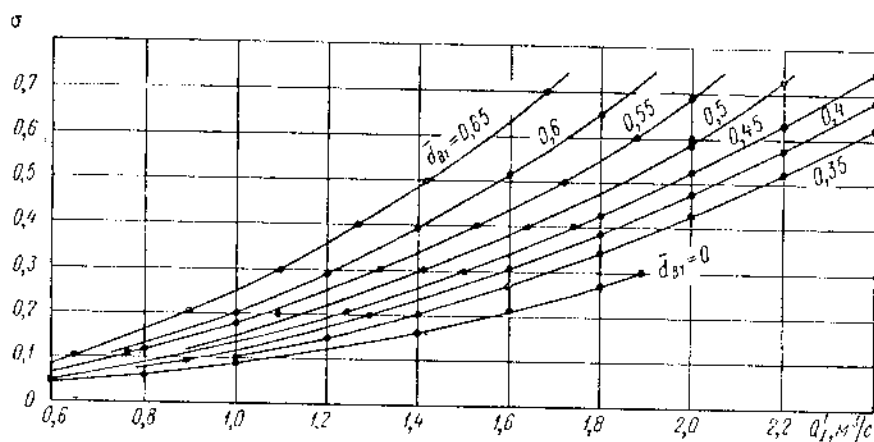
Đối với các tiết diện khác chọn như sau: tỷ số l/t cho tiết diện bầu phải lớn hơn l/t cho tiết diện ngoài khoảng 20%. Quy luật thay đổi $l/t = f(r)$ lấy theo đường thẳng

b. Tỷ số bầu d_b/D_1

Tỷ số bầu ảnh hưởng đến khả năng thoát lưu lượng và hệ số xâm thực σ . Người ta đã rút ra quan hệ của ba thông số này qua biểu thức:

$$\sigma_{ch} = \frac{0,083Q_1'^2}{\left[1 - (d_b/D_1)^2\right]^2} \quad (5.14)$$

Trong đó: σ_{ch} - hệ số xâm thực giới hạn.



Hình 5.11. Quan hệ $\sigma_{gh} = f(Q_1, d_1/D_1)$

Từ hình 5.11 ta thấy nếu cùng một giá trị lưu lượng Q_1 , nếu tỷ số bầu tăng thì hệ số xâm thực giới hạn tăng, do dòng bị co hẹp và vận tốc dòng tại đó tăng. Vì vậy, để tăng chất lượng chống xâm thực của tuabin cần giảm tỷ số bầu d_1/D_1 .

Mặt khác, tỷ số bầu bị ảnh hưởng bởi điều kiện kết cấu, sao cho bố trí được các đuôi cánh và hệ thống thanh truyền điều khiển sự quay bánh công tác.

Thông thường tỷ số bầu d_1/D_1 được chọn theo các n_s và H như trong bảng 5.2.

Ngoài ra còn một số thông số hình học khác.

c. Các thông số hình học khác

Số cánh bánh công tác Z_f lấy trong khoảng từ 4 đến 8 cánh. Chọn phụ thuộc vào H/t và đặc biệt là tỷ số bầu d_1 . Nên chú ý rằng: số cánh bánh công tác tăng thì chất lượng chống xâm thực tăng, nhưng ảnh hưởng tới đường kính bầu cánh công tác.

Độ dày lớn nhất của cánh σ_{max} chọn phụ thuộc vào độ bền cánh, điều kiện chế tạo gia công cánh. Tuy nhiên, nếu tăng σ_{max} lên 10%, thì hệ số xâm thực tăng lên 0.01.

Góc ôm của cánh trong hình chiếu bằng lấy trong khoảng $70^\circ - 90^\circ$.

5.2.2.3. Quy luật phân bố momen vận tốc $C_u r = f(r)$ và thành phần vận tốc $C_z = f(r)$

Thông thường người ta giả thiết dòng chảy trong vùng bánh công tác của tuabin hướng trục là dòng chảy theo mặt trụ đối xứng qua trục quay của tuabin.

Sử dụng phương trình cơ bản của thủy khí động học, viết phương trình Grômecô cho dòng chất lỏng lý tưởng:

$$\frac{1}{\rho} \text{grad} P = 2 \left| \bar{\omega} \cdot \bar{c} \right|$$

Trong đó: P - năng lượng toàn phần của $1m^3$ nước;

ρ - tỷ trọng của nước;

$\bar{\omega}$ - vectơ xoáy của dòng;

$\bar{c}$ - vectơ của vận tốc dòng.

Với giả thiết trên, phương trình Grômecô đưa về dạng:

$$\frac{1}{\rho} \frac{dP}{dr} = \frac{1}{2r^2} \frac{d(C_u r)^2}{dr} + C_z \frac{dC_z}{dr} \quad (5.15)$$

Sao cho hệ số a và b liên hệ theo biểu thức:

$$2\pi \int_0^R (a+br)rdr = Q \quad (5.16)$$

Trong thiết kế người ta cho quy luật này theo hình vẽ 5.12, hoặc tính theo công thức sau:

$$C_{-batt} = 0.9 C_{-ib}$$

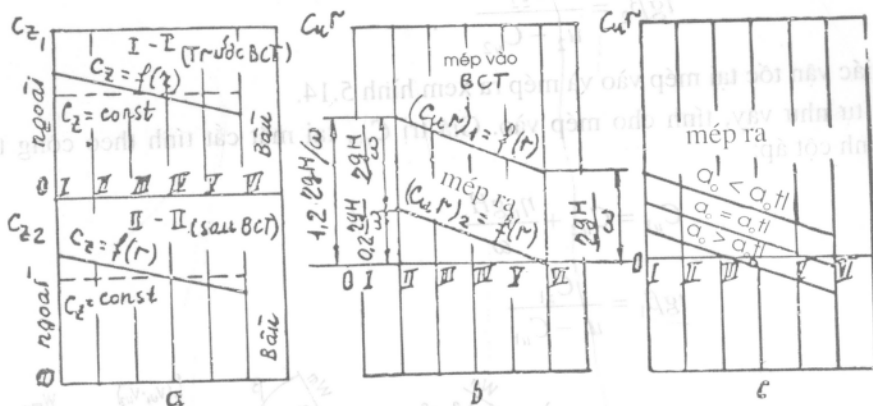
Trong đó: $C_{z\text{ ngoài}}$, $C_{z\text{ bầu}}$ – thành phần vận tốc C_z tại tiết diện ngoài và tiết diện bầu.

Thành phần vận tốc C_{zib} tại tiết diện trung bình tính theo công thức (5.5) và (5.3).

Thực nghiệm cho thấy momen vận tốc $C_u r$ không phải là hằng số. Người ta thường chọn quy luật biến đổi $C_u r$ theo bán kính theo hàm: $C_u r = m + nr$.

Nếu thay 2 hàm C_z và C_{n^*} vào biểu thức (5.15) và lấy tích phân thì các hệ số a, b, m, n sẽ liên hệ với nhau theo biểu thức:

$$P = \rho \left(\frac{n^2 r^2}{2} + mn r + b^2 \ln r - \frac{ab}{2} \right) + c. \quad (5.18)$$



Hình 5.12. Thông số dòng chảy ở mép vào và mép ra bánh công tác tuabin hướng trục

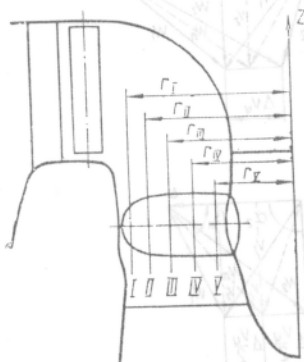
Trong thực tế người ta chọn các hệ số trên dựa vào kết quả thực nghiệm (hình 5.12)

Sự thay đổi momen vận tốc tại mép vào $(C_{ur})_i$ phụ thuộc vào biên dạng cánh bánh công tác, độ mở cánh hướng và chế độ làm việc của tuabin. Dọc theo bán kính giá trị C_{ur} tăng dần, tức là $(C_{ur})_i$ của tiết diện bầu nhỏ hơn C_{ur} tiết diện ngoài.

Tại mép ra của cánh, có thể chọn $(C_{nr})_2$ của tiết diện bầu bằng 0. Nhưng thực tế cho thấy nên cho trước một xoáy dòng không lớn tại mép ra của cánh. Khi đó chọn giá trị:

$$(C_u r)_{2\text{ngon}} \leq + \frac{0,2\eta_{II} gH}{\omega} \quad (5.19)$$

Độ chênh momen vận tốc: $\Delta(C_u r) = (C_u r)_1 - (C_u r)_2$ tại tất cả các mặt dòng lấy bằng nhau.



Hình 5.13. Sơ đồ chọn
mắt cắt thiết kế

5.2.2.4. Chọn điều kiện ở phần ra của bánh công tác

Thực nghiệm cho thấy dòng chảy ở phần vào bánh công tác phụ thuộc vào hình dáng phần dẫn dòng, biên dạng cánh bánh công tác, chế độ làm việc của tuabin, độ mở cánh hướng...

Dựng tam giác vận tốc ở phần vào và phần ra của bánh công tác được tiến hành như sau:

Vẽ mặt cắt kinh tuyến với đường kính $D_f = 1\text{m}$, vẽ theo tỷ lệ $M 1:1$. Số lượng đường dòng lấy khoảng $5 \div 7$. Vì mặt dòng là các mặt trụ nên không cần dựng đường dòng. Các mặt cắt chọn cách đều nhau. Mặt cắt ở sát bầu cánh và sát ngoài lấy cách khoảng 10mm . Sơ đồ chọn mặt cắt và đánh số thứ tự tham khảo hình 5.13.

Người ta tiến hành tính toán cho mô hình tuabin đồng dạng với tuabin cần thiết kế, với đường kính $D_f = 1\text{m}$, $H = 1\text{m}$, và các giá trị Q' , n' chọn trong chế độ tính toán (giá trị tối ưu).

Tính C_z trung bình theo công thức (5.5), (5.13). Dựa vào đồ thị quy luật $C_z = f(r)$ (hình 5.12) ghi lại giá trị C_z tại mặt cắt.

Tính vận tốc theo u cho mặt cắt

$$u_1 = u_2 = \overline{\omega r_f} = \frac{\pi n' r_f}{30} \quad (5.20)$$

Theo biểu đồ quy luật $(C_u r)_2 = f(r)$ tìm được các giá trị C_{u2} cho các mặt cắt.

Tính góc β_2 cho các mặt cắt theo công thức rút ra từ tam giác vận tốc:

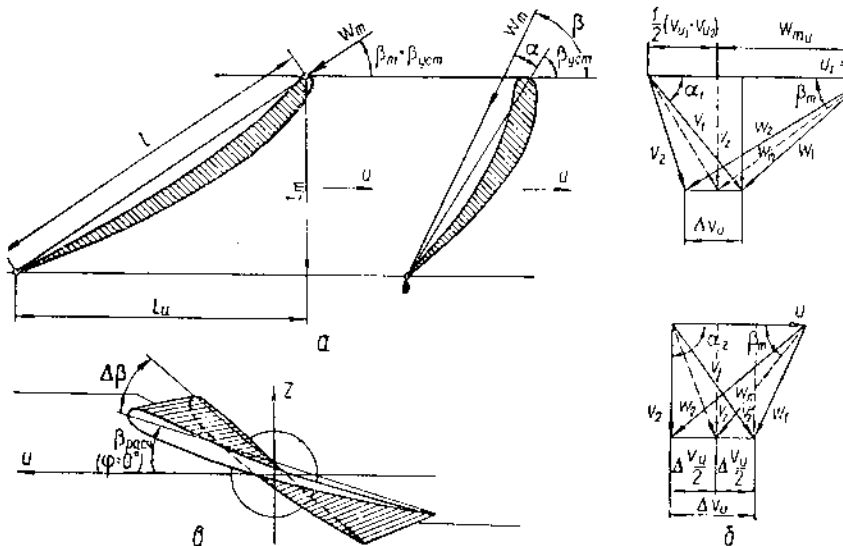
$$\operatorname{tg} \beta_2 = \frac{C_{z2}}{u_2 - C_{u2}} \quad (5.21)$$

Tam giác vận tốc tại mép vào và mép ra xem hình 5.14.

Tương tự như vậy, tính cho mép vào. Giá trị C_{u1} tại mặt cắt tính theo công thức rút ra từ phương trình cột áp:

$$C_{u1} = C_{u2} + \frac{\eta_H g H}{\omega} \quad (5.22)$$

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{C_{z1}}{u_1 - C_{u1}} \quad (5.23)$$



Hình 5.14. Xác định góc tới và tam giác vận tốc tại các mặt cắt của cánh

Dựng tam giác vận tốc tại mép vào và mép ra tại các mặt cắt.

Tính thông số dòng chảy ở xa vô cùng:

$$W_m = \sqrt{W_{mz}^2 + W_{mu}^2} = \sqrt{C_z^2 + \left[u - \frac{l}{2}(C_{u1} + C_{u2})\right]^2} \quad (5.24)$$

$$\operatorname{tg} \beta_x = \frac{W_{mz}}{W_{mu}} = \frac{C_z}{u - \frac{1}{2}(C_{u1} + C_{u2})} \quad (5.25)$$

Các tính toán này thường lập thành bảng cho thuận tiện.

Để đánh giá việc chọn điều kiện ở mép vào và mép ra của bánh công tác, người ta tính $\Delta\beta$ là hiệu của góc đặt cánh của mặt cắt sát bầu và góc đặt cánh của mặt cắt ngoài.

$$\Delta\beta = \beta_{\text{vào}} - \beta_{\text{ngoài}} \quad (5.26)$$

Trong đó: β_i : góc đặt cánh.

Theo hình 5.14 ta có góc tới của cánh α được xác định bằng công thức:

$$\alpha = \beta_x - \beta_c \quad (5.27)$$

Góc tới α cho tiết diện ngoài thường chọn trong khoảng $\alpha_{\text{ngoài}} = (0 - 2)^\circ$. Đối với tiết diện sát bầu cánh: $\alpha_{\text{bầu}} \leq (6 - 10)^\circ$. Các tiết diện còn lại chọn quy luật $\alpha = f(r)$ theo đường parabol.

Sau khi tính $\Delta\beta$ theo công thức (5.26) nếu $\Delta\beta \leq (14 - 18)^\circ$ thì điều kiện ban đầu đã chọn để tính toán là tốt. Nếu $\Delta\beta$ lớn hơn giá trị đó thì cần thay đổi các điều kiện ban đầu hoặc thay đổi góc tới α trong khoảng cho phép.

Để thấy được vai trò của góc tới α ta xét thành phần của lưu số của cánh Γ_c . Từ phương trình cột áp rút ra biểu thức tính lưu số của cánh:

$$\Gamma_c = l(C_{u1} - C_{u2}) = \frac{2\pi\eta_d g H}{z\omega} \quad (5.28)$$

Lưu số này tạo bởi hai thành phần: lưu số do độ cong của cánh tạo ra, ký hiệu là Γ_s và lưu số của góc tới α tạo ra, ký hiệu là Γ_a :

$$\Gamma_c = \Gamma_s + \Gamma_a \quad (5.29)$$

Tỷ lệ giữa Γ_s và Γ_a trong việc tạo thành lưu số cánh của Γ_c phụ thuộc vào số vòng quay của tuabin. Thực nghiệm cho thấy giá trị của chúng như sau:

$$\Gamma_a/\Gamma = 0,33 - 0,5 \text{ đối với tuabin có } n_s \text{ nhỏ}$$

$$\Gamma_a/\Gamma = 0,33 \text{ đối với tuabin có } n_s \text{ lớn.}$$

Tại tiết diện bầu với độ dày của profin lớn độ cong của profin nhỏ nên phải tăng góc tới α tại tiết diện này để đạt lưu số cần thiết.

Vậy cho đến nay chúng ta đã chuẩn bị xong các số liệu ban đầu: chọn sơ bộ đường kính D_t , số vòng quay n , so sánh và còn lại một phương án để thiết kế. Sau đó chọn mặt cắt kinh tuyến và các thông số hình học như l/t , d_b , z_f , θ , δ_{max} cho các quy luật phân bố momen vận tốc $C_u r$ và thành phần C_z theo các mặt cắt. Từ đó có thể cho điều kiện tại mép vào, mép ra của bánh công tác, vẽ tam giác vận tốc cho các mặt cắt. Tiếp theo chúng ta sẽ thiết kế biên dạng của profin cánh bánh công tác.

5.2.3. Thiết kế cánh bánh công tác hướng trục

5.2.3.1. Các phương pháp thiết kế

Có nhiều phương pháp thiết kế bánh công tác tuabin hướng trục. Trong đó có ba phương pháp thường được sử dụng:

- Phương pháp lực nâng.
- Phương pháp phân bố xoáy.
- Phương pháp phân bố xoáy – nguồn.

Cả ba phương pháp này dựa trên giả thiết về dòng chảy trong bánh công tác tuabin hướng trục (như đã phân tích ở trên): dòng thể, chảy theo mặt trụ có trục cùng với trục quay tuabin, dòng chảy có hướng song song với trục tuabin.

Phương pháp lực nâng là phương pháp đơn giản dựa trên những biên dạng đã được nghiên cứu kỹ bằng thực nghiệm đưa ra các số tay tra cứu của cơ sở nghiên cứu BИГМ, NACA, MYHK... Từ các thông số đã chọn của tuabin xác định hệ số lực nâng của dãy cánh. Chọn các profin đơn và góc tới α sao cho đạt hệ số lực nâng cần thiết.

Phương pháp này có ưu điểm là thiết kế nhanh và nếu có kinh nghiệm thiết kế thì chất lượng tương đối tốt. Nhược điểm của nó là việc sử dụng hệ số K (công thức 5.11) của dãy cánh tấm phẳng không thể tính đến sự ảnh hưởng của độ võng và chiều dày của profin.

Phương pháp phân bố xoáy là phương pháp dùng đến toán để giải bài toán ngược cho profin đơn. Kết quả xây dựng profin đơn có thể được dùng cho dãy cánh nếu tính thêm sự ảnh hưởng lẫn nhau của các profin trong dãy cánh. Ở bài toán thuận khảo sát một số profin đơn giản như tấm phẳng mỏng vô cùng và rút ra kết luận dòng chảy bao quanh tấm phẳng mỏng vô cùng có thể thay thế bằng dãy cánh bao lớp xoáy phân bố theo quy luật $\gamma(S)$ nào đó đã xác định. Bài toán ngược sẽ có nội dung: cho trước dòng song song và quy luật phân bố xoáy γ , cần xác định biên dạng profin. Quy luật phân bố xoáy có thể biểu diễn dưới dạng chuỗi với các hệ số $A_0, A_1, A_2, \dots$. Các hệ số này được xác định theo các công thức có liên quan tới cột áp H , lực nâng P_y và các thông số của dãy cánh đã cho trước. Tổng các đường cong khép kín đó chính là profin mỏng vô cùng ta cần thiết kế.

Phương pháp này có ưu điểm là dựa trên cơ sở lý thuyết Cơ học chất lỏng và đã được nghiên cứu kỹ bằng bài toán thuận, kết quả của tuabin thiết kế cũng có chất lượng đạt yêu cầu.

Phương pháp phân bố xoáy – nguồn được sử dụng để xây dựng profin cánh có độ dày hữu hạn. Muốn vậy, ban đầu chúng ta cũng dùng phương pháp phân bố xoáy $\gamma(S)$ để tạo ra profin mỏng vô cùng, đó là các đường tâm. Sau đó trên đường tâm đó sẽ phân bố nguồn và tụ $q(S)$ để tạo ra độ dày của profin. Phương pháp này còn gọi là phương pháp Lèxôkhin. Ở đây tổng các đường dòng của dòng song song, xoáy, nguồn và tụ tạo nên một đường cong khép kín, chính là profin có độ dày hữu hạn mà ta cần tìm.

Ngoài ra còn có phương pháp biến hình bảo giác. Phương pháp này hết sức phức tạp về mặt toán học và chất lượng cánh thiết kế cũng không cao.

5.2.3.2. Thiết kế cánh bằng phương pháp lực nâng

Để sử dụng phương pháp này, trước hết ta cần xác định lưu số bao quanh cánh Γ_c theo công thức (5.28). Đây là lưu số dòng bao quanh profin nằm trong dãy cánh, tức là ở công thức (5.10) nó sẽ là Γ_a .

Hệ số lực nâng của cánh nằm trong dãy ký hiệu là $C_{y,l}$ và tính theo công thức:

$$C_{y,l} = \frac{2\Gamma_c l}{l W_m} \quad (5.30)$$

Trong đó các giá trị $W_m, \beta_e, \Gamma_a, C_{yd}$ đã được xác định từ phần trước.

Chọn các profin đơn dựa vào các đặc tính khí động của chúng. Các profin này tra được trong các sổ tay hoặc catalô của các hãng ВИГМ (Liên Xô), NACA (Mỹ), MYHK (Đức)... Ta có được các thông số hình học và các đặc tính $C_x = f(C_y), C_x, C_y = f(\alpha)$ của profin.

Nếu gọi λ là hệ số chất lượng của profin:

$$\lambda = \frac{C_x}{C_y} \quad (5.31)$$

Có thể đánh giá được hiệu suất thủy lực của dãy cánh nhờ công thức:

$$\eta_d = \frac{1}{1 + \frac{W_m}{u_f} \cdot \frac{\sin \lambda}{\sin(\beta_e - \lambda)}} \quad (5.32)$$

Giá trị của hiệu suất thủy lực thay đổi theo bán kính $\eta_i = f(r)$. Ứng với mỗi mặt cắt ta có một giá trị bán kính r_i và giá trị u_i . Từ đó có các giá trị hiệu suất khác nhau cho mỗi mặt cắt. Để tìm hiệu suất thủy lực chúng ta tìm tích phân trên toàn mặt cắt ướt ϖ của dòng chảy.

Ký hiệu tổn thất thủy lực là Δh thì:

$$\eta_d = \frac{H - \Delta h}{H} \quad (5.33)$$

$$\Delta h = \frac{\varpi}{Q} = \frac{2\pi H \int_0^{R_i} (1 - \eta_d) C_{mi} dr}{Q} \quad (5.34)$$

Tích phân này có thể tính toán hoặc thay bằng tổng các đoạn r_i và xác định bằng phương pháp đồ thị. Công thức (5.32) – (5.34) cho phép đánh giá kết quả thiết kế bằng phương pháp này.

Các bước tiến hành cụ thể:

Chọn các profin đơn với C_x, C_y xác định.

Tính gần đúng lần thứ nhất:

Coi $\alpha = 0$, khi đó $\beta_e = \beta_x$

Với giá trị l/t và β_e , theo đồ thị $K = f(\beta_e, l/t)$ xác định được K_1

Tính góc tới gần đúng lần thứ nhất:

$$\sin \alpha_1 = \frac{\Gamma_a}{\pi \cdot l \cdot W_m \cdot K_1}$$

Tính lại góc đặt cánh gần đúng thứ nhất: $\beta_e^{(1)} = \beta_x - \alpha_1$

Tính gần đúng lần thứ hai:

Tìm $K_2 = f(\beta_e^{(1)}, l/t)$

Tính góc tới gần đúng lần thứ hai:

$$\sin \alpha_2 = \frac{\Gamma_a}{\pi \cdot l \cdot W_m \cdot K_2}$$

Góc đặt cánh gần đúng lần thứ hai: $\beta_e^{(2)} = \beta_x - \alpha_2$

Tìm $K_3 = f(\beta_e^{(2)}, l/t)$

$$\text{Tính } C_{yt} = K_s C_y$$

Nếu giá trị C_{yt} đạt tới sai số cho phép với giá trị C_{st} yêu cầu thì việc tính gần đúng kết thúc. Nếu không đạt thì tiếp tục tính toán gần đúng lần thứ ba, thứ tư...

Tiếp theo, dùng các công thức (5.32) – (5.34) để đánh giá hiệu suất cánh đã thiết kế.

Các profin sau khi đã tính toán, kiểm tra chất lượng η_H rồi cần chọn tâm quay và xâu cánh. Vấn đề này sẽ đề cập đến ở mục sau.

5.2.3.3. Thiết kế cánh bằng phương pháp phân bố xoáy

a. Cơ sở lý thuyết

Trên đây chúng ta đã nêu nội dung cơ bản của phương pháp này. Về cơ sở lý thuyết có thể tham khảo các sách về lý thuyết cánh và cơ học chất lỏng. Ở đây chỉ đề cập đến việc sử dụng phương pháp này để thiết kế tuabin.

Để xây dựng profin cánh có độ dày hữu hạn trước hết ta dùng phương pháp phân bố xoáy $\gamma(S)$ tạo ra đường tâm profin. Sau đó sử dụng các profin khí động có chất lượng cao để tạo độ dày.

Quy luật phân bố xoáy phải bảo đảm điều kiện lưu số của dòng bao quanh profin phải bằng tổng cường độ các xoáy $\gamma(S)$

$$\Gamma = \int_{-\frac{l}{2}}^{+\frac{l}{2}} \gamma(s) ds$$

Trong đó: l - độ dài cánh.

Quy luật phân bố xoáy có thể biểu diễn dưới dạng chuỗi lượng giác:

$$\gamma(\theta) = A_0 \operatorname{ctg} \frac{\theta}{2} + A_1 \sin \theta + A_2 \sin 2\theta + \dots + A_n \sin n\theta. \quad (5.35)$$

$A_0, A_1, A_2, \dots, A_n$ - các hệ số của chuỗi.

Người ta đã chứng minh được rằng chỉ có hai hệ số đầu là A_0 và A_1 là ảnh hưởng đến lưu số, các hệ số còn lại không ảnh hưởng. Xác định A_0 và A_1 theo công thức:

$$A_0 = \frac{2\Gamma_a}{\pi l}; \quad A_1 = \frac{4\Gamma_s}{\pi l} \quad (5.36)$$

Với $\Gamma_a + \Gamma_s = \Gamma$, chọn phụ thuộc vào n_s .

Quy luật phân bố nguồn - tụ cần đảm bảo điều kiện: tổng lưu lượng của các nguồn và tụ trên đường tâm bằng 0.

$$\int_{-\frac{l}{2}}^{+\frac{l}{2}} q(S) dS = 0 \quad (5.37)$$

Trong đó $q(S)$ có thể biểu diễn dưới dạng đa thức, thường là đa thức bậc 3.

$$q(S) = B_1 + B_2 S + B_3 S^2 + B_4 S^3. \quad (5.38)$$

Tổng hợp của các dòng: dòng song song, xoáy, nguồn – tụ sẽ là một đường cong khép kín, chính là biên dạng profin cần xác định.

Vận tốc dòng chảy tại các điểm trên profin viết theo hệ toạ độ (x, y) như sau:

$$\begin{aligned} W_x &= W_{mx} + V_{x\alpha}' + V_{x\alpha}'' + V_{xS}' + V_{xS}'' , \\ W_y &= W_{my} + V_{y\alpha}' + V_{y\alpha}'' + V_{yS}' + V_{yS}'' . \end{aligned} \quad (5.39)$$

Trong đó: $W_m(W_{mx}, W_{my})$ – vận tốc của dòng song song và các thành phần chiếu trên trục x, y của nó

$V(V', V'')$ – vận tốc cảm ứng của profin gốc và các thành phần chiếu trên trục x, y của nó.

$V'_{x\alpha}, V''_{x\alpha}$ – thành phần chiếu trên trục x của các vận tốc cảm ứng do góc α gây ra.

V'_{xS}, V''_{xS} – thành phần chiếu trên trục x của các vận tốc cảm ứng do độ cong cánh gây ra.

Tương tự như vậy đối với các thành phần chiếu trên trục y của các vận tốc cảm ứng $V'_{y\alpha}, V''_{y\alpha}, V'_{yS}, V''_{yS}$.

Sau khi giải bài toán thuận rút từ điều kiện cần và đủ để đường dòng tổng hợp là đường dòng khép kín, xây dựng chu tuyến profin sao cho chu tuyến profin là một đường dòng không có dòng chảy qua nó. Người ta rút ra các công thức tính vận tốc cảm ứng như sau (5.40):

$$\begin{aligned} V_{x\alpha}' &= -\frac{1}{2} A_0 \sin \beta \\ V_{x\alpha}'' &= \frac{A_0 \cdot \pi \cdot l}{2560t} (126a_1 - 90a_2 + 460a_3 - 180a_4 + 630a_5 + 334a_6) \\ V_{xS}' &= \frac{1}{2} A_1 \sigma_0 \sin \beta \\ V_{xS}'' &= \frac{A_1 \cdot \pi \cdot l}{2560t} (210a_1 - 120a_2 + 460a_3 - 120a_4 + 210a_5) \\ V_{y\alpha}' &= \frac{1}{2} A_0 \cos \beta \\ V_{y\alpha}'' &= \frac{A_0 \cdot \pi \cdot l}{2560t} (126b_1 - 90b_2 + 460b_3 - 180b_4 + 630b_5 + 334b_6) \\ V_{yS}' &= -\frac{1}{2} A_1 \sigma_0 \cos \beta \\ V_{yS}'' &= \frac{A_1 \cdot \pi \cdot l}{2560t} (210b_1 - 120b_2 + 460b_3 - 120b_4 + 210b_5) . \end{aligned} \quad (5.40)$$

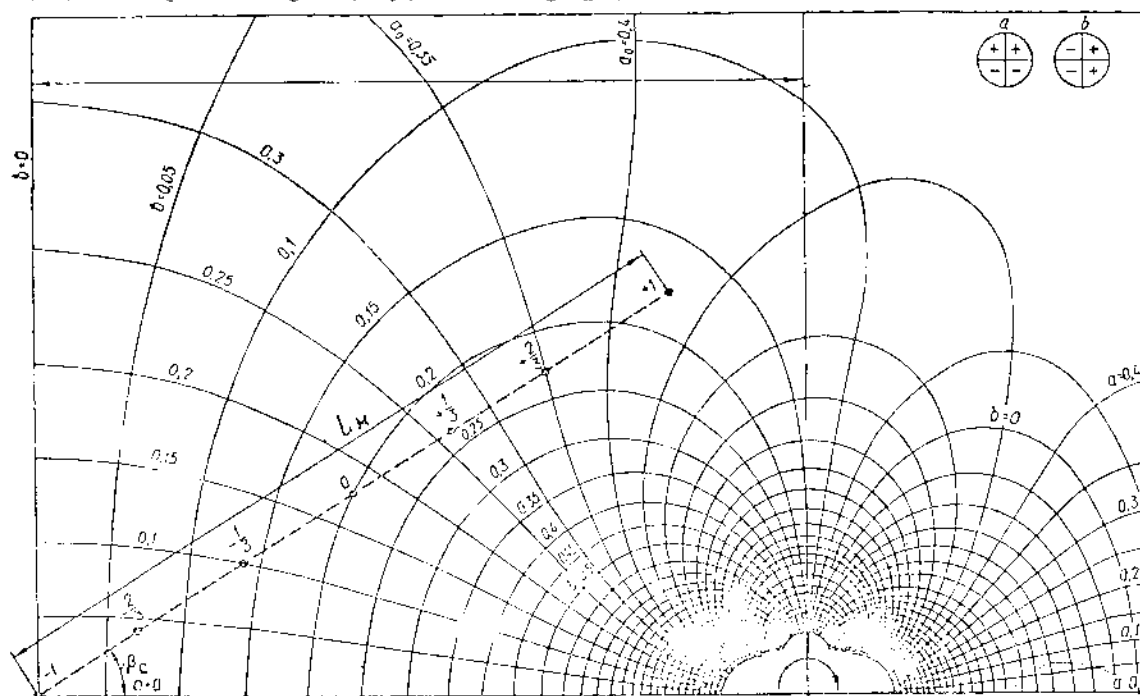
Trong đó: góc β được tính theo công thức:

$$\begin{aligned} \sin \beta &= \frac{W_y}{W} \\ \cos \beta &= \frac{W_x}{W} . \end{aligned} \quad (5.41)$$

Các hệ số a và b là các đại lượng không thứ nguyên, không phụ thuộc vào kích thước tuyệt đối của dây cánh. Hai đại lượng này được hình dung là vận tốc thành phần ở điểm Z_0 : $Z_0 = x_0 + iy_0$ của một dây cánh có $t = 1$, xoáy $\gamma = -1$ trừ profin gốc. Vì thế có thể tính trước hai đại lượng này. Kết quả tính hệ số a và b được biểu thị trên biểu đồ hình 5.15. Theo biểu đồ này thì theo trục x phân bố bước t của dây cánh. Bước của dây cánh cần phải bằng bước t của biểu đồ và xoáy của profin gốc thì ở điểm đầu gốc toạ độ (hình 5.15). Nghĩa là khi ta biết bước t của biểu đồ và bước t của dây cánh đang xây dựng, ta tìm tỷ số t'/t . Nếu tỷ số $t'/t > 1$ thì chiều dài của profin dây cánh phải giảm đi (t'/t) lần. Nếu $t'/t < 1$ thì chiều dài của profin dây cánh cần tăng lên (t'/t) lần, sao cho $t' = t$.

Sau khi xác định được chiều dài profin tương ứng với biểu đồ, ta đặt toạ độ các điểm σ_n :

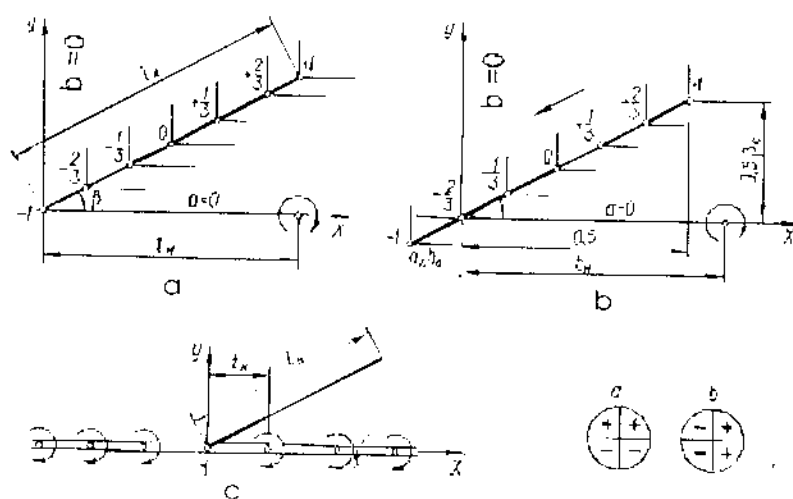
$\sigma_n = -1, -2/3, -1/3, 0, +1/3, +2/3, +1$ - trên đường thẳng có chiều dài l . Vẽ đường thẳng có đánh dấu ở các điểm σ_n lên biểu đồ (hình 5.16). Đường thẳng đó chính là profin tấm phẳng mỏng vô cùng. Tấm phẳng hợp với trục x của biểu đồ góc β_0 . Tìm các giá trị của a và b theo đường $a = \text{const}$, $b = \text{const}$ đi qua các điểm σ_n của tấm phẳng đó. Thoạt đầu đặt điểm $\sigma_n = -1$ vào gốc toạ độ, tìm giá trị (a, b) $\sigma_n = -1$. Sau đó đặt tiếp các điểm $\sigma_n = -2/3$, tìm giá trị a, b cho $\sigma_n = -2/3$... Để thuận tiện cho tính toán, người ta viết giá trị này theo bảng (bảng 5.3). Cần lưu ý rằng các giá trị a và b đối xứng qua gốc toạ độ, cho nên giá trị a và b của các điểm đối xứng qua gốc toạ độ thì bằng nhau về giá trị tuyệt đối, nhưng ngược dấu.



Hình 5.15. Biểu đồ xác định các hệ số a, b

Bảng 5.3

Hệ số	Các điểm	Các điểm trên cánh σ_v						
		-1	-2/3	-1/3	0	1/3	2/3	1
a_0	-1	0						
a_1	-2/3		0					
a_2	-1/3			0				
a_3	0				0			
a_4	1/3					0		
a_5	2/3						0	
a_6	1							0
b_0	-1	0						
b_1	-2/3		0					
				0				
b_6	+1							0



Hình 5.16. Xác định l_H , β_c và các hệ số a, b

b. Các bước tiến hành

1. Qua hai phần tính toán trước, ta đã có:

+ Các thông số D_i và n_i .

+ Các đường đặc tính tổng hợp chính và tổng hợp vận hành.

Vẽ mặt cắt kinh tuyến.

Dựng tam giác vận tốc ở mép vào và mép ra tính toán với $H = 1\text{m}$, $D_i = 1\text{m}$, (Q_i, n_i) tối ưu.

Vẽ 5 mặt trụ cách đều nhau.

Cho các quy luật biến đổi $C_{nr} = f(r)$, $C_z = f(r)$, $l_H = f(r)$, $\delta = f(l)$.

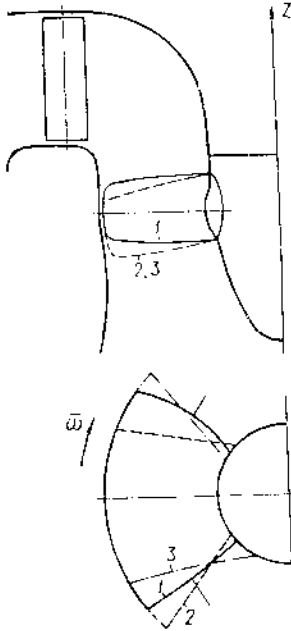
2. Tính các thông số của dây cánh

5.2.3.4. Phương pháp xâu cánh và xây dựng bản vẽ kỹ thuật biên dạng cánh bánh công tác

a. Phương pháp xâu cánh

Sau khi thiết kế được những biên dạng cánh bánh công tác của tuabin hướng trục theo các mặt dòng, cần phải sắp xếp chúng lại để tạo ra một cánh hoàn chỉnh. Sự sắp xếp này trong chế tạo tuabin gọi là xâu cánh.

Hiện nay quá trình xâu cánh chưa có cơ sở lý thuyết để tính toán. Nó hoàn toàn dựa vào kinh nghiệm của người thiết kế. Mặt khác, chất lượng tuabin lại phụ thuộc nhiều vào biên dạng cánh, vào điều kiện mép vào và mép ra của cánh. Với cách sắp xếp các mặt cắt khác nhau chúng ta sẽ có hình dạng cong trong không gian của toàn bộ lá cánh khác nhau, cũng như vị trí và hình dạng của mép vào và mép ra khác nhau. Nói cách khác là sự xâu cánh ảnh hưởng đến chất lượng của tuabin.



Hình 5.18. Các kiểu xâu cánh từ những profin đã tính toán

Hình 5.18 cho thấy, từ các biên dạng profin rời rạc, có thể sắp xếp theo nhiều cách, ví dụ ba cách sắp xếp trên hình chiếu bằng:

Mép ra nằm theo đường thẳng hướng kính.

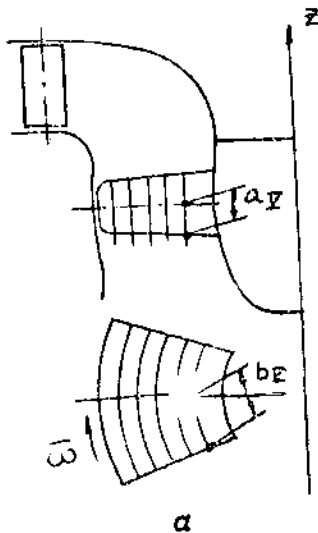
Cánh có hướng ngoặt ngược chiều quay của tuabin.

Cánh có hướng ngoặt theo chiều quay của tuabin.

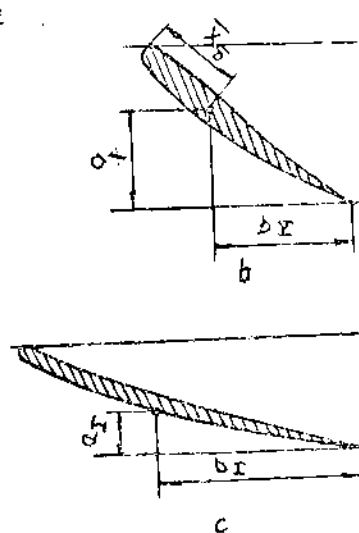
Các dạng cánh này ảnh hưởng lớn đến đặc tính năng lượng và xâm thực của tuabin. Thực nghiệm cho thấy cánh tuabin có mép ra nằm theo đường thẳng hướng kính hoặc lệch một vài độ so với đường thẳng hướng kính sẽ cho đặc tính năng lượng và xâm thực tốt nhất. Loại này còn có ưu điểm dễ gia công chế tạo.

Khi xâu cánh với các profin có sẵn, cần sắp xếp cho mép ra nằm trên đường thẳng hướng kính, mép vào là một đường cong tròn. Nếu không đạt được như vậy, có thể thay đổi mép ra một chút sao cho đường thẳng của mép ra chỉ lệch một vài độ so với đường kính và mép vào là một đường cong tròn. Trường hợp cuối cùng nếu không sắp xếp được như vậy, phải thay đổi tỷ số lt , góc tới α và tam giác vận tốc ở mép vào, mép ra và tính lại toàn bộ các biên dạng cánh theo các mặt cắt cho đạt yêu cầu.

Trục quay của cánh



Hình 5.19. Xác định trục quay của cánh



Đặc biệt với tuabin hướng trục cánh quay cần chọn trục quay của cánh sao cho nó gần với tâm áp lực của cánh. Khi đó momen thủy lực do dòng chảy tác dụng lên cánh với các góc quay cánh khác nhau sẽ là nhỏ nhất. Lực cần thiết để điều chỉnh sự quay của cánh sẽ là nhỏ nhất. Khi đó kích thước các chi tiết trong hệ thống điều chỉnh cánh quay giảm, kích thước bầu bánh công tác (tỷ số bầu d_p/D_1) nhỏ và lực của secvơ nhỏ. Như vậy, việc xác định vị trí trục quay của cánh có tầm quan trọng trong quá trình xâu cánh.

Đối với tuabin lớn người ta xác định trục quay của cánh trên các

bảng thử nghiệm đặc biệt. Trong thực tế khi thay đổi chế độ làm việc của tuabin thì tâm áp lực của cánh cũng thay đổi. Đối với các tuabin đã gam hoá theo bảng 5.1, khi làm việc ở chế độ tối ưu, tâm áp lực nằm trong khoảng: $x_s = x/l = 0,35 - 0,45$ kể từ mép vào (hình 5.19).

Trên bản vẽ tìm tâm quay cho tiết diện gốc, sau đó mới tìm cho các tiết diện còn lại.

Có thể tìm trọng tâm của cánh và chọn trục quay nằm dưới trọng tâm của cánh một chút. Khi đó momen của lực ly tâm sẽ ngược chiều với momen xoắn do dòng chảy bao tác dụng lên cánh, ứng suất tại tiết diện gốc sẽ nhỏ đi. Với cách chọn trục quay này có thể giảm độ dày của tiết diện gốc. Chú ý là nếu giảm được độ dày cánh ta giảm được sự chèn dòng và tăng khả năng chống xâm thực của tuabin. Ngoài ra, giảm được khối lượng bánh công tác.

Yêu cầu đối với trục quay:

Các điểm được chọn làm tâm quay của mỗi profin, sau khi xâu cánh phải nằm trên một đường thẳng hướng kính. Đường thẳng này chính là trục quay cánh (hình 5.19).

Để chế tạo đường cho cánh người ta chọn một mặt chuẩn nào đó. Trục quay cần phải là một đường thẳng hướng kính, song song với mặt chuẩn đã chọn.

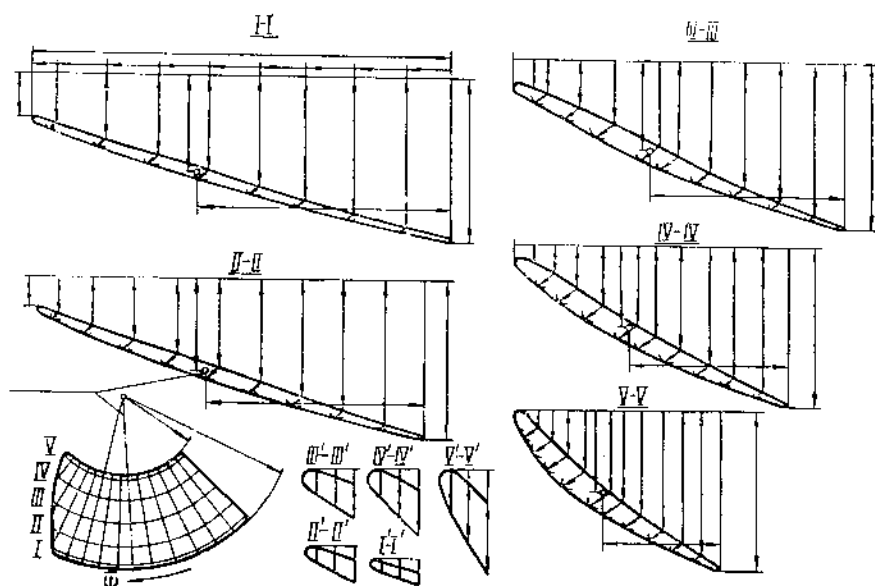
b. Xây dựng bản vẽ kỹ thuật biên dạng cánh bánh công tác

Bản vẽ kỹ thuật biên dạng cánh thường bao gồm:

Hình chiếu bằng của cánh, trên đó chỉ rõ vị trí của trục quay cánh, vị trí mép vào và mép ra, vị trí các mặt cắt.

Các biên dạng profin cánh theo các mặt cắt.

Khi ghi kích thước của profin cần chỉ rõ vị trí của mặt chuẩn đã chọn để chế tạo đường. Các kích thước phải tính từ mặt chuẩn ngang đó. Trên mỗi profin phải ghi kích thước của tâm quay, kích thước một số điểm nhất định đã chọn trên biên dạng. Ở vùng gần mép vào và mép ra thì chọn số điểm để ghi kích thước nhiều lên. Để tiện ghi kích thước người ta vẽ mép vào và mép ra với tỷ lệ xích tăng lên sao cho đủ để ghi kích thước chính xác.



Hình 5.20. Bản vẽ biên dạng cánh bánh công tác tuabin hướng trục

Các yêu cầu kỹ thuật đối với đường cánh bánh công tác:

Bản vẽ kỹ thuật biên dạng cánh bánh công tác khác với bản vẽ kỹ thuật cánh bánh công tác. Trong bản vẽ cánh bánh công tác người ta không đưa các kích thước biên dạng profin nữa. Bản vẽ kỹ thuật biên dạng cánh dùng để chế tạo đường và chế tạo mẫu cánh.

5.2.3.5. Ví dụ

Tính biên dạng cánh bánh công tác của tuabin hướng trục loại K30.

Giả sử sau hai bước ban đầu ta đã có những số liệu để tính biên dạng cánh như sau:

Sơ bộ chọn loại tuabin K30, có các thông số lưu lượng quy dẫn tối ưu và vòng quay quy dẫn tối ưu Q'_1, n'_1 là $Q'_1 = 800 \text{ l/s}$, $n'_1 = 110 \text{ v/ph}$.

Mật cắt kinh tuyến lấy theo mô hình tuabin K30/587 của Liên Xô cũ với các thông số chính:

Tỷ số bầu $d_0/D_1 = 0,45$

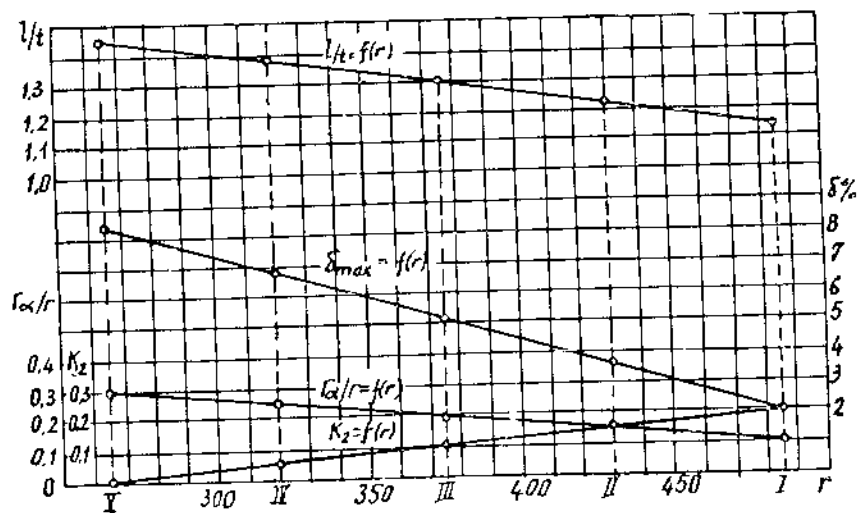
Số cánh bánh công tác $z_1 = 6$

Độ dày tương đối lớn nhất của cánh $\delta_{max} = \delta_{max}/l$ đối với tiết diện gốc là 8,5%, tiết diện ngoài là 2%. Quy luật của $\delta_{max} = f(r)$ là quy luật tuyến tính (hình 5.21).

Độ mau tương đối của cánh lt : ở tiết diện gốc là 1,45, ở tiết diện ngoài là 1,16. Quy luật của $lt = f(r)$ là tuyến tính.

Hiệu suất thủy lực lớn nhất $\eta_H = 0,91$.

Quy luật thay đổi của $C_1 = f(r)$ và $(C_{u1})_2 = f(r)$ theo quy luật thay đổi của tỷ số $\Gamma\alpha/\Gamma = f(r)$.



Hình 5.21. Quy luật $\delta_{max}, lt, \Gamma\alpha/\Gamma, K2 = f(r)$

Toàn bộ tính toán áp dụng cho mô hình tuabin loại K30 có $D_1 = 1000 \text{ mm}$, $H = 1 \text{ m}$, $Q'_1 = 800 \text{ l/s}$, $n'_1 = 110 \text{ v/ph}$, chọn 5 mặt tiết diện (hình 5.13). Sau đây là tính toán biên dạng tiết diện cánh theo phương pháp xoắn – nguồn.

a. Tính các thông số của dãy cánh

Mọi tính toán được thực hiện theo bảng 5.4.

Bảng 5.4

Số TT	Các thông số	Tiết diện cánh				
		I	II	III	IV	V
1	r, m	0.485	0.43	0.375	0.32	0.265
2	$u=u_1=u_2=\pi r/\lambda 30, m/s$	5.575	4.95	4.32	3.68	3.05
3	$k_2=u_2 C_{u2}/(\eta_0 g H)$	0.2	0.15	0.1	0.05	0
4	$C_{u2}=k_2 \eta_0 g H/u, m/s$	0.319	0.271	0.207	0.121	0
5	$C_{u1}=C_{u2}+\eta_0 g H/u, m/s$	1.904	2.051	2.252	2.521	2.9
6	$C_z = Q_i / \frac{\pi}{4} D_1^2 [1 - (d_h/D_1)^2]$	1.275	1.275	1.275	1.275	1.275
7	$tg\beta_m = C_z/u - (C_{u1}+C_{u2})/2$	0.261	0.337	0.387	0.524	0.796
8	β_m	14°38'	18°39'	21°9'	28°27'3	8°31'
9	$\sin\beta_m$	0.2527	0.3193	0.3608	0.4764	0.6227
10	$\cos\beta_m$	0.9676	0.9475	0.9327	0.8792	0.7824
11	$W_m = \sqrt{\left[u - \frac{1}{2}(C_{u1} + C_{u2}) \right]^2 + C_z^2}$	5.046	3.997	3.53	2.682	2.046
12	$W_{mx}=W_m \cos\beta_m, m/s$	-4.883	-3.798	-3.296	-2.359	-1.6
13	$W_{my}=W_m \sin\beta_m, m/s$	-1.285	-1.275	-1.275	-1.275	-1.275
14	l/l	1.15	1.23	1.31	1.385	1.46
15	$t = l \pi r/z_f, m$	0.507	0.45	0.393	0.385	0.277
16	$l = t.l/t$	0.582	0.554	0.515	0.464	0.403
17	$l/6, m$	0.097	0.0922	0.085	0.07740	0.0672
18	$\Gamma = t(C_{u1}+C_{u2}), m^2/s$	0.804	0.804	0.804	0.804	0.804
19	$C' = \Gamma_d/\Gamma$	0.1	0.15	0.2	0.25	0.3
20	$\Gamma_\alpha = \Gamma.C', m^2/s$	0.0804	0.1205	0.168	0.2005	0.241
21	$\Gamma_s = \Gamma - \Gamma_\alpha, m^2/s$	0.724	0.6835	0.643	0.6035	0.563
22	$A_u = 2 \Gamma_d/(\pi l)$	0.088	0.139	0.199	0.276	0.381
23	$A_l = 4 \Gamma_s/(\pi l)$	1.585	1.57	1.595	1.65	1.775
24	$\sin\alpha = A_u/2 KW_m$	0.00448	0.0107	0.0195	0.0486	0.0852
25	α	15'	37'	1°7'	2°47'	4°53'
26	K	1.97	1.65	1.31	1.06	0.82
27	$\beta_r = \beta_m - \alpha$	14°23'	18°2'	20°2'	25°40'	33°39'
28	$\delta_{max}, \%$	2.0	3.6	5.2	6.8	8.4

b. Xác định các hệ số a, b

Làm theo chỉ dẫn ở phần trên và ghi theo bảng 5.3.

c. Tính các thành phần vận tốc và toạ độ của các điểm $\sigma_i = -1, -2/3, -1/3, 0, 1/3, 2/3, 1$

Tính toán cho từng tiết diện và ghi theo bảng 5.5. Trong bảng này là trường hợp tính cho tiết diện gốc.

Bảng 5.5

Số TT	Công thức tính	Các điểm σ_i						
		-1	-2/3	-1/3	0	1/3	2/3	1
1	V'_{xa}	-0.1055	-0.1055	-0.1055	-0.1055	-0.1055	-0.1055	-0.1055
2	$126a_1$	-9.83	0	9.83	22.2	40.1	52	55.2
3	$-90a_2$	15.85	7.02	0	-7.02	-15.85	-286	-37.2
4	$460a_3$	-146.3	-81	-35.9	0	35.9	81	146.3
5	$-180a_4$	761.1	58.5	32.4	14.31	0	-14.31	-32.4
6	$630a_5$	-274.5	-261	-200.5	-111	-49.2	0	49.2
7	$334a_6$	-146.3	-145.6	-137.8	-106.1	-58.7	-26.05	0
8	$\Sigma 2 \div 7$	-484.98	-442.08	-331.97	-187.59	-47.75	64.04	181.1
9	V''_{xa}	-0.331	-0.288	-0.227	-0.1284	-0.0327	0.0437	0.124
10	V'_{xb}	-0.491	-0.328	-0.16	0	0.164	0.328	0.491
11	$210a_1$	-16.35	0	16.35	37	66.9	87	91.5
12	$-120a_2$	21.5	9.36	0	-9.36	-21.5	-38.2	-49.6
13	$460a_3$	-146.3	-81	-35.9	0	35.9	81	146.3
14	$-120a_4$	49.6	38.2	21.15	9.36	0	-9.36	-21.15
15	$210a_5$	-91.5	-87	-66.9	37	16.35	0	16.35
16	$\Sigma(11) \div (15)$	-183.4	-120.44	-65.3	0	65.3	120.44	183.4
17	V''_{xb}	-0.584	-0.383	-0.0208	0	0.0208	0.080	0.584
18	W_m	-1.6	-1.6	-1.6	-1.6	-1.6	-1.6v	-1.6
19	$W_x = \Sigma(1) + (9) + (10) + (17) + (18)$	-3.1115	-2.7047	-2.1173	-1.8339	-1.5534	-0.9508	-0.5056
20	V'_{xa}	0.1585	0.1585	0.1585	0.1585	0.1585	0.1585	0.1585
21	$126b_1$	-12.95	0	12.95	23.68	26.58	20.1	14.6
22	$-90b_2$	16.92	9.82	0	-9.82	-16.92	-19	-24.4
23	$460b_3$	-97	-86.5	-47.4	0	47.4	86.5	97
24	$-180b_4$	28.8	38	33.8	18.54	0	-18.54	-33.8
25	$630b_5$	-73	-100.8	-133	-118.4	-64.8	0	64.8
26	$334b_6$	-29.1	-38.8	-53.5	-70.5	-62.8	-34.4	0
27	$\Sigma(21) \div (26)$	-166.33	-178.82	-187.15	-155.96	-70.54	34.66	128.2
28	V''_{xa}	-0.1135	-0.122	-0.128	-0.1064	-0.0481	-0.0237	0.0875

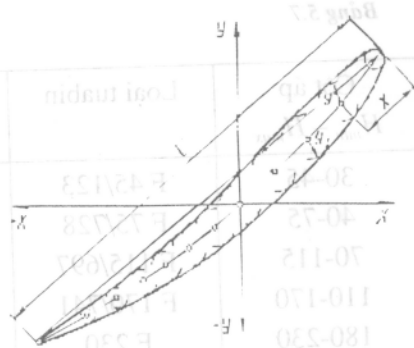
Tiếp bảng 5.5

Số TT	Công thức tính	Các điểm σ_i						
		-1	-2/3	-1/3	0	1/3	2/3	1
29	V'_{ys}	0.74	0.494	0.247	0	-0.247	-0.484	-0.74
30	$210b_1$	-21.6	0	21.6	39.4	44.3	35.5	24.38
31	$-120b_2$	22.5	12.35	0	-12.35	-22.5	-25.3	-19.2
32	$460b_3$	-97	-96.3	-47.4	0	47.4	96.3	97
33	$-120b_4$	19.2	25.3	22.5	12.35	0	-12.35	-22.5
34	$210b_5$	-24.38	-35.5	-44.3	-39.4	-21.6	0	21.6
35	$\Sigma (30)+(34)$	-101.28	-82.15	-47.6	0	47.6	82.15	101.28
36	V''_{ys}	-0.322	-0.261	-0.151	0	0.151	0.261	0.322
37	W_{my}	-1.275	-1.275	-1.275	-1.275	-1.275	-1.275	-1.275
38	$W_y = \Sigma(20)+(28) + (29)+(36)+(37)$	-0.802	-1.0055	-1.1485	-1.2223	-1.2616	-1.326	-1.447
39	W_x^2	9.678	7.313	4.492	3.354	2.412	0.904	0.2565
40	W_y^2	0.6592	1.0110	1.3118	1.495	1.593	1.758	2.094
41	$W_x^2 + W_y^2$	10.337	8.322	5.8	4.849	4.005	2.662	2.3505
42	$W = (41)^{1/2}$	3.214	2.884	2.408	2.202	2.001	1.632	1.533
43	$\cos\beta = W_y/W$	0.97	0.944	0.878	0.833	0.779	0.528	0.33
44	$1/2.(\cos\beta_n + \cos\beta_{n+1})$		0.957	0.911	0.856	0.806	0.653	0.429
45	$(44).1/6$		0.0644	0.0612	0.0576	0.0542	0.044	0.0289
46	x	-0.1832	-0.1188	-0.0576	0	0.054	0.0982	0.1271
47	$\sin\beta = W_x/W$	0.254	0.348	0.477	0.557	0.631	0.812	0.946
48	$1/2.(\sin\beta_n + \sin\beta_{n+1})$	0.301	0.412	0.517	0.594	0.721	0.879	
49	$(48).1/6$		0.0202	0.0277	0.0348	0.0398	0.0485	0.059
50	y	-0.827	-0.0625	-0.0348	0	0.0398	0.0883	0.1473

d. Đắp độ dày

Thực hiện theo hình 5.22 và tính toán tiếp hệ số chèn dòng và phép tính lặp lại có tính đến hệ số chèn dòng.

Sau đây là bảng ghi tọa độ của profin gốc của cánh K30 do Viện БИГМ (Liên Xô cũ) với $D_I = 1\text{m}$.



Hình 5.22. Đắp độ dày profin

Bảng 5.6

x, mm	y, mm	x	y	x	y
5.02	4.57	60.4	13.65	291	9.96
10.05	6.75	80.4	15.2	322	6.75
20.10	9.15	120.5	16.55	362	3.38
30.15	10.62	201	14.85	372	2.03
40.2	11.98	241	12.65	403	0

5.3. THIẾT KẾ BÁNH CÔNG TÁC TUABIN TÂM TRỤC

5.3.1. Chọn biên dạng của mặt cắt kinh tuyến và một số thông số khác

Sau khi kết thúc phần chọn và xác định các thông số chính của tuabin bằng cách so sánh các phương án theo chỉ tiêu kinh tế – năng lượng đã nêu ở phần đầu chương này, ta tiếp tục tính hệ thống cánh dẫn của tuabin.

Các thông số tính toán đã chọn được gồm có: $H_{\min}$, H_{TT} , $H_{\max}$, N_{TT} , $N_{\max}$, D_I , n , H_s .

Ngoài ra còn có đường đặc tính tổng hợp chính và đặc tính tổng hợp vận hành của phương án đã chọn.

Tính toán bánh công tác của tuabin và thiết kế biên dạng cánh của nó thường tiến hành trong chế độ tối ưu. Đối với tuabin tâm trục, theo kinh nghiệm thiết kế, người ta lấy giá trị tính toán số vòng quay quy dẫn và lưu lượng quy dẫn theo công thức sau:

$$\begin{aligned} Q'_{TT} &= (0,7 - 0,75) Q'_{I \max} \\ n'_{TT} &= (0,9 - 1,0) n'_{I \text{ tối ưu}} \end{aligned} \quad (5.45)$$

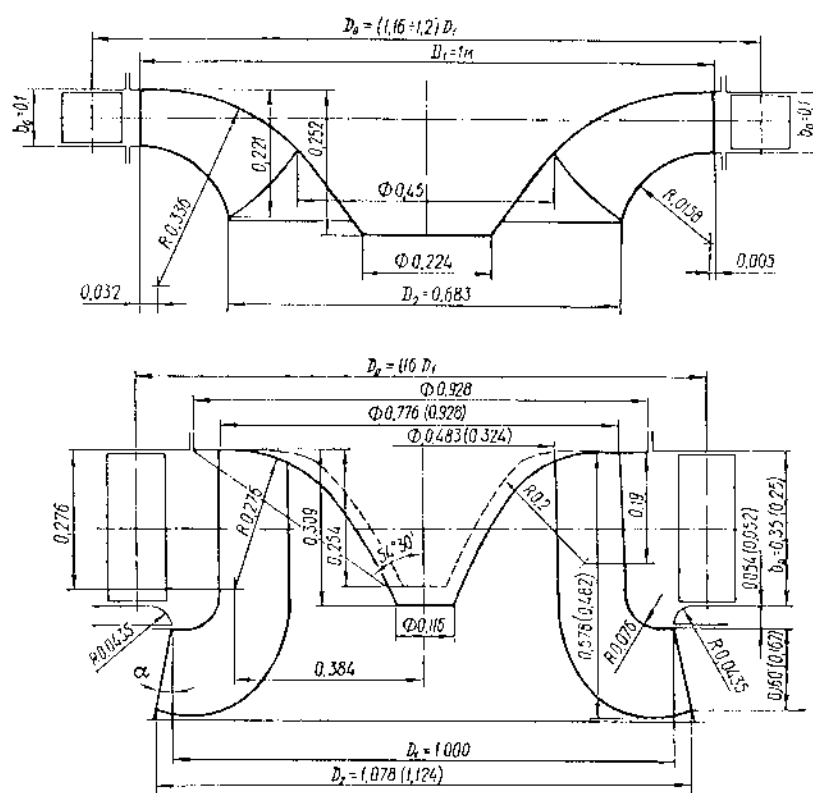
Giá trị nhỏ hơn dùng cho bánh công tác có n_s nhỏ và vừa, giá trị lớn dùng cho n_s lớn.

Có thể chọn theo bảng 5.7.

Bảng 5.7

Cột áp $H_{min} - H_{max}$	Loại tuabin	b_r/D_1	n'_1	n'_{HT}	Q'_{max}	Q'_{min}
30-45	F 45/123	0,35	75	78	1400	1350
40-75	F 75/728	0,30	73	74	1370	1250
70-115	F 115/697	0,25	68	72	1250	1030
110-170	F 170/741	0,20	67	69	1030	680
180-230	F 230	0,16	62	67	650	420
220-310	F 310	0,12	60	65	420	280
300-400	F 400	0,10	58	62	280	200
380-500	F 500	0,08	57	60	210	150

Biên dạng của mặt cắt kinh tuyến thường chọn theo các mô hình có số vòng quay đặc trưng n_s gần với n_s của tuabin cần thiết kế. Sau đây là biên dạng của một số loại tuabin tâm trục đã được sử dụng có hiệu suất cao (theo kết quả nghiên cứu của Liên Xô cũ) (hình 5.23).



Hình 5.23. Biên dạng mặt cắt kinh tuyến của một số loại tuabin tâm trục

Có thể thay đổi biên dạng này đôi chút để phù hợp với yêu cầu thiết kế. Ví dụ: tỷ số b_r/D_1 . Có thể tăng chiều cao cánh hướng b_r so với giá trị đã cho trong bảng 5.7 hoặc hình 5.23. Làm như vậy ta có thể tăng chất lượng chống xâm thực của bánh công tác. Đối với bánh công tác có n_s lớn và trung bình có thể lấy $b_r/D_1 = 0,35 - 0,2$. Đối với loại n_s nhỏ lấy $b_r/D_1 = 0,16 - 0,08$.

Chọn một số thông số khác:

- Số cánh bánh công tác z_f .

Chọn theo n_s và H (bảng 5.8).

Tuy nhiên đối với những tuabin nhỏ số cánh bánh công tác chọn linh hoạt hơn. Có thể chọn số cánh ít hơn so với bảng 5.8 vì đường kính bánh công tác của chúng nhỏ hơn. Số cánh có thể chọn cho tuabin tâm trục loại nhỏ $z_f \geq 7$.

- Vị trí của mép vào và mép ra của cánh bánh công tác: sơ bộ lấy theo mẫu (hình 5.23) của mô hình có n_s (hoặc H) gần với tuabin cần thiết kế. Sau đó tiến hành kiểm tra chiều dài cánh trong mặt cắt kinh tuyến l_m phụ thuộc vào độ mau tương đối của dây cánh (tỷ số l/t).

Như trên đã phân tích ảnh hưởng của tỷ số l/t đến đặc tính năng lượng và xâm thực của tuabin. Đối với tuabin tâm trục khả năng xảy ra xâm thực nhỏ hơn đối với tuabin hướng trục. Người ta xác định khoảng giá trị của tỷ số l/t cho tuabin dòng trung bình (tính theo công thức (5.13) trong giới hạn:

$$(l/t)_{tb} = 1,5 \div 3,5$$

Kiểm tra vị trí mép vào và mép ra theo độ dài của cánh trong mặt cắt kinh tuyến l_m . Đối với tiết diện gần sát vành dưới của bánh công tác được tính theo công thức sau:

$$l_m = (6,5 - 8)D_f^{1/2} - \text{nếu } n_s = 80 - 120 \quad (5.46)$$

$$l_m = (4,5 - 5)D_f^{1/2} - \text{nếu } n_s = 150 - 400$$

Góc nghiêng α của vành dưới so với phương thẳng đứng (hình 5.23) có thể thay đổi so với mẫu đã cho của biên dạng mặt cắt kinh tuyến. Chọn theo n_s dựa vào bảng sau (bảng 5.8)

Bảng 5.8

n_s	120 - 180	180 - 200	210 - 250	250 - 300	300 - 400
α	$3^\circ - 6^\circ$	$6^\circ - 10^\circ$	$16^\circ - 10^\circ$	$0^\circ - 13^\circ$	13°
z_f	21 - 19	19 - 17	17 - 15	14	12 - 9

Vậy, kết thúc phần này ta cần có:

Bản vẽ mặt cắt kinh tuyến của phần dẫn dòng (tức là biên dạng mặt cắt kinh tuyến), trong đó có vị trí vành đĩa trên, chiều cao cánh hướng b_m .

Chọn số cánh bánh công tác z_f .

Chọn và kiểm tra tỷ số l/t .

- Xác định mép vào và mép ra của cánh bánh công tác.

5.3.2. Xác định mặt dòng trong mặt cắt kinh tuyến

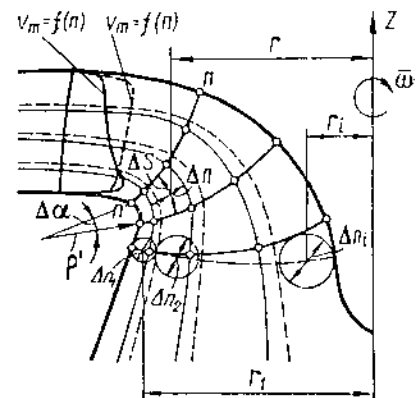
5.3.2.1. Định đường dòng đẳng thế

Xác định mặt dòng trong mặt cắt kinh tuyến bao gồm hai phần:

- Vẽ các đường dòng.
- Xác định trường vận tốc theo đường dòng.

a. Cơ sở lý thuyết

Đường dòng trong vùng bánh công tác, nhất là ở tuabin tâm trục, rất phức tạp. Nó phụ thuộc vào hình dạng cánh và biên dạng phần dẫn dòng. Việc xác định cấu trúc dòng chảy tại đây có thể nghiên cứu bằng các bài toán thuần và qua các



Hình 5.24. Đường dòng trong mặt cắt kinh tuyến

kết quả thử nghiệm đo trường vận tốc của dòng. Nói chung dòng chảy tại vùng này là vùng xoáy, đặc trưng bởi xoáy của các phần tử chất lỏng quanh trục của nó khi chuyển động chính là chuyển động theo dòng từ mép vào tới mép ra của bánh công tác.

Tuy nhiên, khi giải bài toán ngược để thiết kế tuabin, trên cơ sở kết quả nghiên cứu và kinh nghiệm thiết kế tuabin có hiệu suất cao, người ta thường giả thiết dòng chảy trong phần dẫn dòng theo mặt cắt kinh tuyến có hai dạng: dòng đẳng thế và dòng đẳng tốc (hình 5.24).

Dòng đẳng thế đặc trưng bởi tính chất: không có các xoáy quanh trục của các phần tử chất lỏng. Với biểu thức toán học: $\Omega_n = 0$. Như vậy, dọc theo dòng chảy và theo đường vuông góc với đường dòng vận tốc và áp lực đều thay đổi.

Dòng đẳng tốc đặc trưng bởi tính chất: vận tốc dòng chảy dọc theo đường vuông góc với đường dòng không đổi: tức là $C_m = \text{const}$.

Trên hình 5.24 người ta vẽ các đường dòng đẳng tốc (ký hiệu bằng đường chấm chấm ---) và các đường đẳng thế (ký hiệu bằng đường nét liền) trên cùng một mặt cắt kinh tuyến. Ta nhận xét thấy các đường dòng khác biệt nhau rất nhiều, nhất là ở vùng ngoặt. Trường vận tốc tại vùng sau cánh hướng của dòng đẳng tốc phân bố tương đối đều theo chiều cao cánh hướng, so với dòng đẳng thế. Tuy nhiên giả thiết về dòng đẳng thế vẫn có cơ sở lý thuyết vững vàng hơn dòng đẳng tốc. Và các bánh công tác thiết kế bằng cả hai loại dòng này đều cho hiệu suất cao.

Ký hiệu $S_1, S_2, \dots, S_i$ là các đường dòng và $n_1, n_2, \dots, n_i$ là các đường vuông góc với đường dòng. Lưu lượng qua bánh công tác tính theo công thức:

$$Q = \int_d^i 2\pi r C_m \Delta n \quad (5.47)$$

Trong đó: d – vành đĩa dưới;

i – vành đĩa trên.

Lưu lượng nguyên tố ΔQ qua một diện tích vành khăn giữa hai đường dòng là:

$$\Delta Q = 2\pi r_1 \Delta n_1 C_{m1} = 2\pi r_2 \Delta n_2 C_{m2} = \dots = \text{const}$$

Nếu gọi $\Delta\phi$ là độ chênh lệch thế giữa hai đường vuông góc đứng cạnh nhau, cách nhau khoảng ΔS , thì theo toán học vận tốc C_m tính trong dòng đẳng thế bằng công thức:

$$C_m = \frac{d\phi}{dS} \approx \frac{\Delta\phi}{\Delta S} \quad (5.48)$$

Thay vào công thức (5.47) ta có:

$$Q = \int_d^i 2\pi \frac{\Delta\phi}{\Delta S} \Delta n = 2\pi \Delta\phi \int_d^i \frac{r}{\Delta S} \Delta n \quad (5.49)$$

Gọi:

$$F = \int_d^i \frac{r}{\Delta S} \Delta n$$

Vậy:

$$Q = 2\pi F \Delta\phi \quad (5.50)$$

$$\Delta\phi = \frac{Q}{2\pi F} \quad (5.51)$$

Vậy sau khi dựng được đường dòng, tính độ chênh lệch thế $\Delta\phi$ theo công thức (5.51), dùng công thức (5.48) ta tính được trường vận tốc trong mặt cắt kinh tuyến.

b. Phương pháp dựng đường dòng đẳng thế

Trên cơ sở những thông số đã chọn n', Q' , và bản vẽ mặt cắt kinh tuyến của phần dẫn dòng ta tiến hành dựng các đường dòng cho mô hình có đường kính bánh công tác $D_1 = 1000$ mm.

trong tỷ lệ xích $M 1:1$ chỉ vẽ một nửa mặt cắt kinh tuyến. Lấy hai tiết diện $I-I$ và $II-II$ là giới hạn đường dòng ta sẽ dựng (hình 5.25).

Số lượng đường dòng, kể cả giới hạn là vành đĩa trên và vành đĩa dưới của bánh công tác, thường lấy là năm đường ($i = 5$). Nếu tuabin có n_t lớn, tỷ số $b_0/D_t = 0.2 - 0.35$ thì chọn $i = 7 - 9$.

Vị trí tiết diện $I-I$: lấy cách trục quay một khoảng đủ lớn $r_{1,1} = (1.2 - 1.4)D_t/2$. Giả thiết rằng tại tiết diện $I-I$ vận tốc dọc theo chiều cao cánh hướng không đổi: $C_{m,i} = \text{const}$, hoặc $\Delta Q = \text{const}$.

Như vậy ta chia đoạn $I-I$ ra n phần, trong đó $n = i-1$, chiều cao mỗi đoạn là b_i/n .

Vận tốc trung bình tại mặt cắt $I-I$ là:

$$C_{m1} = \frac{Q_1}{2\pi r_1 b_0}, \text{ (m/s)} \quad (5.52)$$

- Vị trí tiết diện $II-II$: lấy khoảng cách từ chỗ ngoặt của đường dòng đến tiết diện $II-II$ đủ lớn, phù hợp với giả thiết vận tốc tại tiết diện này không đổi: $C_{m,i} = \text{const}$ hoặc $\Delta Q = \text{const}$. Như vậy, ta phải chia sao cho diện tích các hình vành khăn nhỏ tạo thành tiết diện $II-II$ không đổi, tức là:

$$\frac{\pi R_1^2}{i-1} = \frac{\pi R_k^2}{i-k}$$

Nếu k là số thứ tự của đường dòng thì bán kính của dòng thứ k sẽ chia tính theo công thức:

$$R_k = R_1 \cdot \frac{i-k}{i-1} \quad (5.53)$$

Ví dụ: $i = 5$, với $k = 1$ thì $R_k = R_1$

$K = 2$ thì $R_k = R_2 = R_1(3/2)^{1/2} \dots$

- Sau khi chia được vị trí đầu và cuối của năm đường dòng tại hai tiết diện $I-I$ và $II-II$, người ta vẽ sơ bộ các đường dòng theo kinh nghiệm.

- Vẽ tiếp các đường vuông góc với các đường dòng đó với khoảng cách $\Delta S = 10 \div 20 \text{ mm}$.

- Để tìm vị trí chính xác của các đường dòng dựa vào cơ sở lý thuyết đã nêu trên ta lập bảng để tính toán (bảng 5.9).

Tính toán bảng này cho từng đường vuông góc $n-n$ (vuông góc với đường dòng) và thay đổi vị trí các đường dòng, sao cho giá trị của ΔF_i dọc theo đường vuông góc $n-n$ là bằng nhau. Sai số của các giá trị này ký hiệu là $\delta(\Delta F_i) = \Delta F_i - \Delta F_m$. Trong đó, giá trị trung bình ΔF_m tính theo công thức:

$$\Delta F_m = \Sigma \Delta F_i / (i-1)$$

Từ đó cần phải dịch chuyển đường dòng 1 khoảng cách là $\delta(\Delta n)$, chú ý cả dấu của nó. Tính $\delta(\Delta n)$ theo công thức:

$$\delta(\Delta n)_i = \delta(\Delta F_i) / (r / \Delta S_m)$$

Quá trình tính toán và dịch chuyển các đường dòng theo các công thức trên sẽ kết thúc khi sự sai lệch giữa hai lần tính toán cuối cùng còn lại:

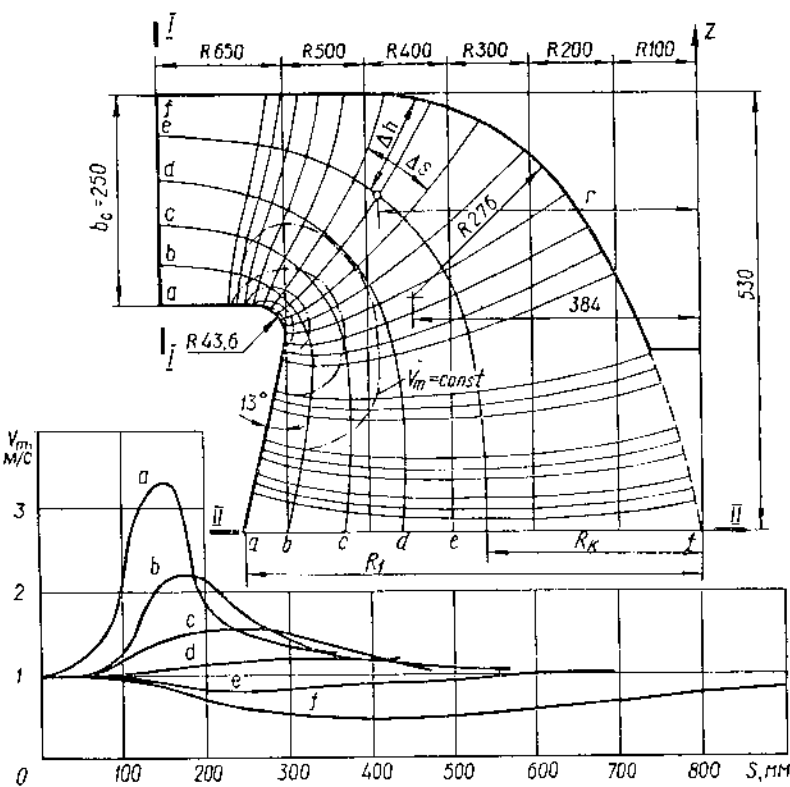
$$\delta(\Delta n) / \Delta n \cdot 100\% = 3 \div 5\%.$$

- Sau khi dựng được các đường dòng ta tìm trường vận tốc của dòng dựa vào công thức (5.48)– (5.51) và lập bảng 5.10.

Sau khi có kết quả ở bảng này, ta vẽ đồ thị quan hệ $C_m = f(S)$ (hình 5.25).

Từ đồ thị $C_m = f(S)$ kẻ các đường thẳng $C_m = \text{const}$ và tìm vị trí các điểm có cùng giá trị C_m . Nối các điểm vừa tìm được ta có đường cong $C_m = \text{const}$ trên các đường dòng.

Ngày nay với sự phát triển của kỹ thuật tính toán và máy tính, chúng ta có thể dựng đường đồng đẳng thế trên máy tính.



Hình 5.25. Đường đồng đẳng thế cho mô hình tuabin
 $D_t = 1m, H = 1m, Q'_t = 1000l/s$ trong mặt cắt kinh tuyến

Bảng 5.9

Số đường đồng	$R,$ mm	$\Delta S,$ mm	$r/\Delta S$	$(r/\Delta S)_n$	$\Delta n,$ mm	$\Delta F_i =$ $\Delta n.$ $(r/\Delta S)_n,$ mm	$\Delta F_n =$ $\sum \Delta F_i,$ mm	$\partial \Delta F_i =$ $\Delta F_i - \Delta F_n,$ mm	$\partial (\Delta n)_i =$ $\partial (\Delta F_i)$ $(r/\Delta S)_n$	$\partial (\Delta n)_n =$ $\Delta n.$ 100%
a-a										
b-b										
c-c										
d-d										
e-e										
f-f										

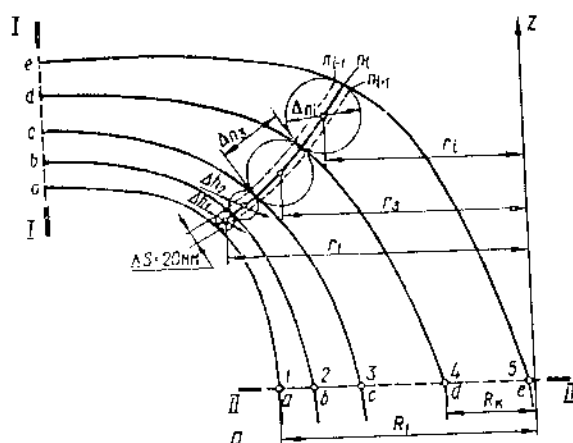
Bảng 5.10

Đường vuông góc	$2\pi \sum \frac{r}{\Delta s} \Delta n$ m	$\Delta \Phi =$ $\frac{Q}{2\pi \sum \Delta F_j}$	Đường dòng							
			a-a		b-b		c-c		d-d	
			$\Delta S,$ m	$C_m,$ m/s	$\Delta S,$ m	$C_m,$ m/s	$\Delta S,$ m	$C_m,$ m/s	$\Delta S,$ m	$C_m,$ m/s
0-0										
1-1										
2-2										
...										

5.3.2.2. Dựng đường dòng đẳng tốc

a. Cơ sở lý thuyết

Đường dòng đẳng tốc tuy chưa có cơ sở lý thuyết toán học chặt chẽ, song trong thực tế sử dụng tuabin và máy bơm thiết kế trong đường dòng đẳng tốc đã cho hiệu suất cao.



Trong dòng đẳng tốc vận tốc C_m dọc theo đường vuông góc với các đường dòng không đổi $C_m = \text{const}$. Lưu lượng qua các ống có tiết diện vành khăn giữa hai đường dòng sát nhau là không đổi:

$$\Delta Q_i = 2\pi r_i \Delta n_i C_m = 2\pi r_2 \Delta n_2 C_m = \dots = 2\pi r_i \Delta n_i C_m = \text{const}$$

Vậy, diện tích hình vành khăn giữa hai đường dòng kế nhau không đổi:

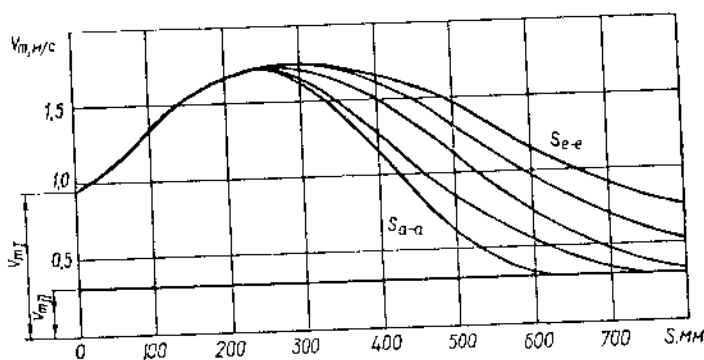
$$r_1 \Delta n_1 = r_2 \Delta n_2 = \dots = r_i \Delta n_i = \text{const}$$

b. Phương pháp dựng đường dòng đẳng tốc

Dựng đường dòng đẳng tốc đơn giản hơn so với đường dòng đẳng thế.

Các thông số cho trước và các bước chuẩn bị bản vẽ giống như ở mục dựng đường dòng đẳng thế.

Sau khi chia các tiết diện I-I và II-II thành các điểm mà đường dòng sẽ đi qua, ta vẽ các đường dòng theo kinh nghiệm.



Hình 5.26. Đường dòng đẳng tốc trong mặt cắt kinh tuyến của mô hình tuabin có $D_1 = 1\text{m}$, $H = 1\text{m}$

rồi dựng các đường vuông góc với các đường dòng đó.

- Dọc theo đường vuông góc bất kỳ n-n, đo các giá trị Δn_i và r_i .

Như trên đã nêu, đặc điểm của dòng đẳng tốc là tích số $(r_i \cdot \Delta n_i)$ của cùng một đường vuông góc bất kỳ $(n-n)$ là hằng số. Trong quá trình tính toán cần đạt được điều này.

Tiến hành tính toán theo bảng sau (bảng 5.11).

Bảng 5.11

Đường dòng	r_i	r_{th}	Δn_i	Δ_i	F_i	ΔF_{th}	$\delta(\Delta F_i)$	$\delta(\Delta n_i)$	$\delta(\Delta n)_i \Delta n_i$ 100%	$\Delta n'_i$	v_m
$a-a$											
$b-b$											
.....											

Với công thức:

$$r_{th} = \frac{r_i + r_{i+1}}{2}; \delta(\Delta n)_i = \frac{\delta(\Delta F_i)}{2\pi r_i}; v_m = \frac{Q}{F_i};$$

$$F_i = \Sigma \Delta F_i; \Delta n'_i = 2\pi r_{th} \Delta n_i; \Delta F_{th} = \frac{\Delta F_i}{i-1}; \delta(\Delta F_i) = \Delta F_i - \Delta F_{th}.$$

Quá trình tính toán sẽ kết thúc khi sai số $\delta(\Delta/\Delta n_i) \cdot 100\%$ trong khoảng (3-5)%.

- Tính toán trường vận tốc theo bảng 5.11.

- Dựng quan hệ $v_m = f(s)$ (hình 5.26).

5.3.3. Thiết kế bánh công tác của tuabin tâm trục

5.3.3.1. Chọn điều kiện tại mép vào và mép ra của bánh công tác và một số thông số

a. Điều kiện dòng chảy tại mép vào cánh bánh công tác

+ Chọn góc β_1 theo giá trị n_s .

$$n_s = 400 \div 250 \quad \beta_1 = 40^\circ \div 60^\circ,$$

$$n_s = 150 \div 80 \quad \beta_1 = 50^\circ \div 90^\circ,$$

+ Mép vào cắt vành dưới của bánh công tác tại vị trí có quy ước là D_1 .

+ Vị trí mép vào ở vành đĩa trên, ký hiệu là R_1' , xác định theo công thức.

$$R_1' \geq \frac{1}{\omega} \sqrt{\eta_H \cdot g \cdot H} \quad (5.54)$$

Khi vẽ mép vào cần chú ý kết hợp với hình chiếu bằng của cánh, sao cho trên hình chiếu bằng này mép vào là một đường thẳng hoặc cong nhẹ.

b. Điều kiện dòng chảy tại mép ra của cánh bánh công tác

+ Chọn góc β_2 theo n_s .

tuabin nhỏ n_s nhỏ - $\beta_2 = 10^\circ - 25^\circ$.

n_s lớn và vừa - $\beta_2 = 10^\circ - 25^\circ$.

Trong một bánh công tác thì góc β_2 tăng từ vành dưới lên vành trên.

+ Vị trí mép ra được chọn sơ bộ từ ở phần trên, kết hợp với việc kiểm tra độ dài cánh l_m và tỷ số l/t của dây cánh.

Khi vẽ mép ra cần chú ý sao cho hình chiếu bằng của nó là đường thẳng.

Để đơn giản cho công nghệ chế tạo cánh bánh công tác, thông thường người ta chọn sao cho cả hai mép vào và mép ra trùng với hướng kính. Một số hãng chế tạo tuabin nước ngoài cho phép mép vào lệch so với hướng kính khoảng $3^\circ - 8^\circ$.

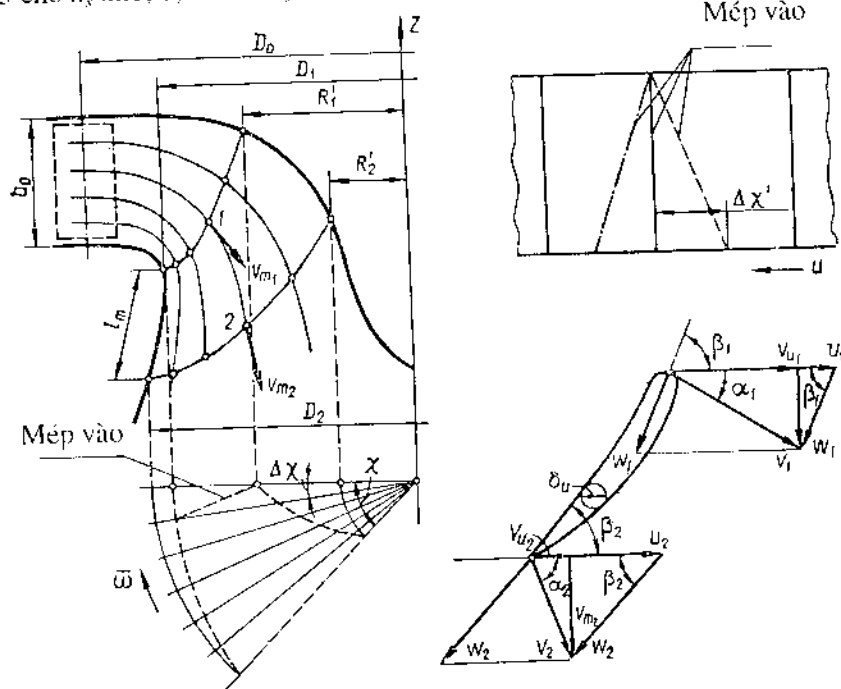
+ Góc ôm của cánh trong hình chiếu bằng, ký hiệu là θ , được chọn theo n_s và H .

H	n_s	θ
700 - 300	80 - 150	$40^\circ - 50^\circ$
300 - 170	150 - 250	$30^\circ - 40^\circ$
170 - 45	250 - 400	$30^\circ - 40^\circ$

Chọn bề dày của cánh theo điều kiện vật liệu và độ bền, điều kiện gia công. Có thể tham khảo công thức tính bề dày lớn nhất của cánh.

$$\delta_{\max} = (0,005 \div 0,01) D_1 \sqrt{\frac{H_{\max}}{z_1}} + 0,002, \text{ (m)} \quad (5.55)$$

lấy giá trị 0,005 cho n_s nhỏ, 0,01 cho n_s lớn.



Hình 5.27. Sơ đồ để chọn điều kiện dòng chảy và các thông số khác của cánh bánh công tác tuabin tâm trục

c. Chọn quy luật thay đổi của momen vận tốc dọc theo đường dòng $(C_u \cdot r) = f(S)$

Theo kết quả nghiên cứu, có thể chọn quy luật thay đổi $(C_u \cdot r) = f(S)$ như sau:

+ Tại mép vào:

$$(C_u \cdot r)_1 = \frac{\eta_H \cdot g \cdot H}{\omega}$$

Trong đó: $\eta_H = 0,92 \div 0,94$ – hiệu suất thủy lực lớn nhất.

Trường hợp này dòng chảy ra khỏi bánh công tác hoàn toàn song song với trục quay, tức là $C_{u2} = 0$.

+ Nếu dòng chảy có xoáy khi ra khỏi bánh công tác thì chọn:

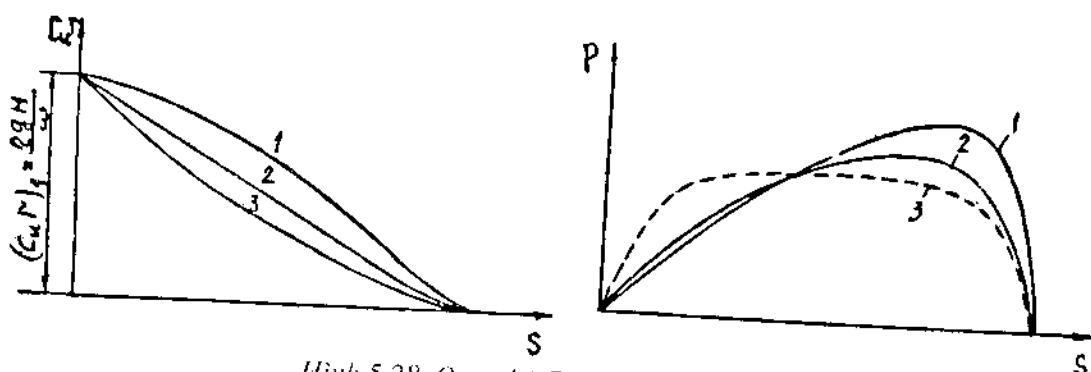
- Tại vành đĩa dưới: $(C_u r)_2 = (0,03 \div 0,1) \frac{\eta_H \cdot g \cdot H}{\omega}$.

- Tại vành đĩa trên: $(C_u r)_1 = 0$.

Khi đó điều kiện vào tại vành đĩa dưới.

$$(C_u r)_1 = (1,03 \div 1,1) \frac{\eta_H \cdot g \cdot H}{\omega}$$

Quy luật thay đổi $C_u r = f(S)$ đặc trưng cho phân bố áp lực trên mặt cánh. Có thể cho trước quy luật này. Quy luật momen vận tốc thay đổi thì sự phân bố áp lực trên mặt cánh cũng thay đổi. So sánh ba phương án cho trước quy luật $C_u r = f(S)$ (hình 5.28) và ứng với ba phương án này là ba biểu đồ phân bố áp lực trên mặt cánh.



Hình 5.28. Quan hệ $C_u r = f(S)$ và $P = f(S)$

Chúng ta nhận thấy:

Phương án 1: $C_u r = f(S)$ theo đường thẳng thì biểu đồ phân bố áp lực P không đều trên mặt cánh.

Phương án 2: $C_u r = f(S)$ là đường cong võng xuống như vậy ở gần mép ra $\Delta C_u r$ lớn. Biểu đồ phân bố P đều, chất lượng cánh tốt.

Phương án 3: $C_u r = f(S)$ là đường cong lên – biểu đồ phân bố P càng không đều hơn, chất lượng cánh xấu.

5.3.3.2. Các phương pháp thiết kế cánh bánh công tác của tuabin tâm trục

Xây dựng biên dạng các mặt cắt của cánh bánh công tác là bài toán ngược theo các thông số hình học và động học tại trước và sau cánh bánh công tác đã chọn trước. Đây là loại bài toán không xác định và có nhiều phương pháp giải. Mỗi phương pháp có cơ sở khoa học và giả thiết riêng của nó. Cơ sở lý thuyết chủ yếu là lý thuyết dòng tia, coi số cánh bánh công tác là nhiều vô cùng và ở lần tính gần đúng đầu tiên không tính đến độ dày cánh.

Thiết kế cánh của tuabin tâm trục có hai phương pháp chủ yếu là: phương pháp một toạ độ và phương pháp hai toạ độ.

a. Phương pháp một toạ độ

Là phương pháp biến hình bảo giác lên mặt nón. Đặc điểm của phương pháp này là coi các thông số của dòng chảy chỉ thay đổi dọc theo đường dòng. Phương pháp này có thể giả thiết rằng có thể xem xét dòng chảy trên từng mặt dòng khác nhau và độc lập với nhau. Dòng chảy trên các mặt dòng đối xứng qua trục quay tuabin.

Nếu các thông số của dòng chảy chỉ thay đổi dọc theo đường dòng, có nghĩa là nó chỉ phụ thuộc vào một toạ độ – toạ độ chạy theo dòng chảy.

Xây dựng biên dạng các mặt cắt của cánh sẽ trở thành bài toán xác định các đường dòng trong một hệ toạ độ, thoả mãn các yêu cầu về điều kiện vào và ra của bánh công tác.

Thiết kế theo phương pháp này không xét được ảnh hưởng các cánh với nhau. Khi thiết kế chỉ bảo đảm được điều kiện vào và ra của bánh công tác, còn phần giữa lấy theo kinh nghiệm.

Phương pháp này thiếu cơ sở lý thuyết chặt chẽ phần lớn phụ thuộc vào kinh nghiệm của người thiết kế. Kết quả thực tế chứng tỏ rằng chất lượng thực tế thiết kế tuabin theo phương pháp này đạt kết quả tốt. Việc tính toán đơn giản, giảm nhẹ khối lượng thiết kế. Nhưng ở đây cần nhấn mạnh kinh nghiệm của người thiết kế trong việc phân tích, chọn các thông số hình học và động học.

b. Phương pháp hai toạ độ (còn được gọi là phương pháp Pekin - Voznhexenxki)

Đó là phương pháp thay cánh bằng mặt xoáy. Giả thiết với số cánh nhiều vô hạn, và mỗi cánh mỏng vô cùng, không xét đến ảnh hưởng của số cánh hữu hạn có thể thay cánh mỏng vô cùng bằng một mặt xoáy trong toạ độ cong.

Phương pháp này có cơ sở lý thuyết chặt chẽ, nhưng khối lượng tính toán lớn.

5.3.3.3. Thiết kế cánh theo phương pháp một toạ độ

a. Nội dung cơ bản

Sau khi xây dựng phần dẫn dòng, chọn vị trí mép vào và mép ra của cánh. Tương ứng với mọi mặt dòng xác định góc β_1, β_2 . Chọn mặt ánh xạ, chuyển toạ độ từ mặt dòng ra mặt ánh xạ. Tiến hành xây dựng đường nhân và đập độ dày cánh trên mặt ánh xạ. Sau đó chuyển toạ độ từ mặt ánh xạ về mặt kinh tuyến và mặt chiếu bằng.

Vậy khâu quan trọng của phương pháp này là chọn mặt ánh xạ và các phép tính chuyển đổi từ mặt dòng sang mặt ánh xạ và ngược lại.

Như phân trên đã đề cập là xây dựng cánh dựa vào profin trên mặt dòng là mặt tròn xoay. Mặt dòng của tuabin tâm trục là mặt cong bất kỳ, không thể trải trực tiếp lên trên mặt phẳng đảm bảo các kích thước và góc thực được. Vì thế xây dựng profin cánh trên mặt dòng với góc β_1, β_2 thì trên mặt phẳng các góc sẽ là β'_1, β'_2 . Mặt phẳng phụ thuộc vào cách chọn. Cần chọn mặt phẳng nào gần với mặt dòng. Trong thực tế thường chọn mặt trụ hoặc mặt nón.

Đối với tuabin tâm trục thường chọn mặt nón là mặt ánh xạ, vì mặt nón gần với mặt dòng, chọn mặt trụ sẽ kém chính xác.

Ta xét mặt nón tiếp tuyến với mặt dòng (hình 5.29). Trường hợp tiếp tuyến tại mép ra. Tiết diện kinh tuyến cắt mặt nón và mặt dòng dọc theo đường dòng S-S. Bất kỳ điểm nào trên mặt dòng, ví dụ điểm A, có thể xác định được trên mặt nón bằng phương pháp chuyển đổi. Để đảm bảo sự tương ứng của góc trên mặt dòng và góc trên mặt nón ta thiết lập quan hệ sau:

$$\operatorname{tg} \beta_d = \frac{bc}{r_n \cdot \Delta_k} ; \operatorname{tg} \beta_d = \frac{b'c'}{r_k \cdot \Delta_k}$$

Trong đó: β_d – góc xác định từ tam giác vận tốc trên mặt dòng;

β_n – góc tương ứng trên mặt nón, quan hệ giữa các góc này là: $bc = b'c'$ hay là:

$$r_n \cdot \Delta_k \cdot \operatorname{tg} \beta_d = r_k \cdot \Delta_k \cdot \operatorname{tg} \beta_n$$

Trường hợp mặt nón tiếp tuyến với mặt dòng tại mép ra của cánh thì: $\operatorname{tg} \beta_n = \frac{r_n}{r_k} \operatorname{tg} \beta_k$.

Trường hợp mặt nón tiếp tuyến với mặt dòng tại mép vào của cánh thì: $\beta_{2d} = \beta_{2n}$.

$$\operatorname{tg} \beta_{1n} = \frac{R_1}{R_2} \operatorname{tg} \beta_{1d}$$

Đối với tuabin tâm trục phụ thuộc vào hình dạng phân dẫn dòng của bánh công tác (phụ thuộc vào n_s) để chọn các mặt nón với các đường sinh khác nhau. Mặt nón có đường sinh đi qua điểm ra của mép cánh, đường sinh đi qua điểm vào của mép cánh hoặc mặt nón có đường sinh cách đều điểm vào và ra của mép cánh (hình 5.29).

1. Mặt nón tiếp tuyến với mặt dòng, có đường sinh đi qua điểm mép ra của cánh (hay nói cách khác; tiếp tuyến tại điểm ra của mép cánh): sử dụng cho tuabin cột áp cao và trung bình: $H = 200 \div 500$ m.

Các quan hệ tính chuyển tương ứng giữa mặt dòng và mặt nón như sau:

$$\begin{aligned} \beta_{2d} &= \beta_{2n} \\ \operatorname{tg} \beta_{1n} &= \frac{R_1}{R_{1n}} \operatorname{tg} \beta_{1d} \\ R_{2n} &= \frac{R_2}{\sin \gamma} \\ R_{1n} &= R_{2n} + l_m \end{aligned} \tag{5.56}$$

Trong đó: γ - góc tạo bởi mặt nón và trục quay của tuabin.

l_m - chiều dài dây cung của profin sát vành đĩa dưới trong mặt cắt kinh tuyến.

Góc triển khai của hình nón ra hình quạt là: $\psi = \sin \gamma \cdot \chi$.

Trong đó: ψ - góc ôm của cánh trên mặt nón.

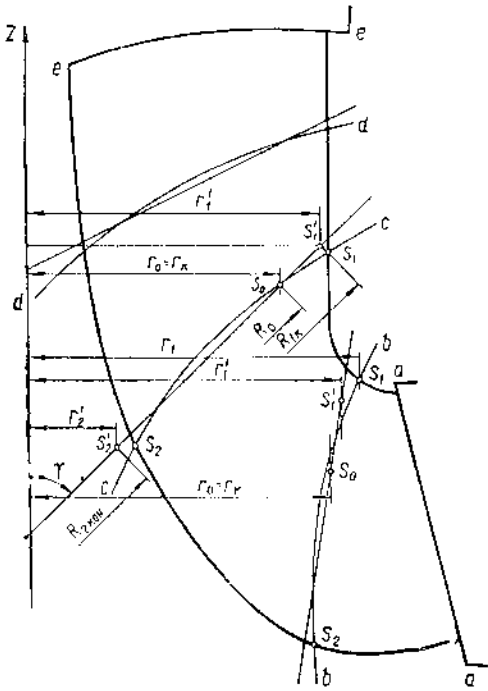
χ - góc ôm của cánh trên hình chiếu bằng.

2. Mặt nón tiếp tuyến với mặt dòng qua mép vào của cánh: sử dụng cho tuabin cỡ trung bình, $H = 100 \div 200$ m.

Các quan hệ ánh xạ tính toán như sau:

$$\begin{aligned} \beta_{1n} &= \beta_{1d} \\ \operatorname{tg} \beta_{2n} &= \frac{R_2}{R_{2n}} \operatorname{tg} \beta_{2d} \\ R_{1n} &= \frac{R_1}{\sin \gamma} \\ R_{2n} &= R_{1n} + l_m \\ \Delta \psi &= \Delta \chi \cdot \sin \gamma \end{aligned} \tag{5.57}$$

3. Mặt nón ở vị trí trung gian cách đều mép vào và mép ra. Sử dụng cho tuabin cột nước thấp $H = 45 \div 100$ m.



Hình 5.29. Chọn mặt ánh xạ

Các quan hệ ánh xạ như sau:

$$\operatorname{tg} \beta_{1n} = \operatorname{tg} \beta_{1d} \cdot \frac{R_1}{R_{1n}} \quad (5.58)$$

$$\operatorname{tg} \beta_{2n} = \operatorname{tg} \beta_{2d} \cdot \frac{R_2}{R_{2n}}$$

Gọi r_0 là khoảng cách từ trục quay tuabin đến giao điểm trên của mặt nón cắt mặt dòng. Giao điểm này thường chọn ở phần có độ dày profin lớn nhất. Tương ứng với r_0 ta có bán kính nón R_0 , và các công thức tính chuyển như sau:

$$R_0 = \frac{r_0}{\sin \gamma}$$

$$R_{1n} = R_0 + S_0 \cdot S_l$$

$$R_{2n} = R_0 - S_0 \cdot S_l$$

$$\Delta \psi = \Delta_k \cdot \sin \gamma$$

b. Các bước tiến hành

- 1- Xác định các kích thước D_t , n và các thông số quy dẫn Q'_t , n'_t
- 2- Xây dựng mặt cắt kinh tuyến
- 3- Xây dựng đường dòng đẳng thế (hoặc đẳng tốc) và quy luật phân bố vận tốc trên đường dòng $C_m = f(s)$
- 4- Chọn z_t , góc ôm, độ dày $\delta = f(l)$
- 5- Chọn điều kiện động học và tam giác vận tốc ở mép vào và mép ra
- 6- Trước khi xây dựng profin trên mặt nón, ta tiến hành dựng lại tam giác vận tốc ở mép vào và mép ra có tính đến hệ số chèn dòng λ

Hệ số chèn dòng này phụ thuộc vào nhiều yếu tố, nhưng được tính gần đúng theo công thức:

$$\lambda = f(r, \beta, \delta).$$

$$\lambda = \frac{2\pi r_i - z \delta_i \sin \beta_i}{2\pi r_i} \quad (5.59)$$

Trong đó: β_i , r_i - góc và bán kính của điểm i tương ứng.

δ_i - độ dày cánh tại điểm i bất kỳ.

Các tam giác vận tốc có tính đến hệ số chèn dòng sẽ thay đổi và được tính theo công thức:

$$C'_{mi} = \frac{C_{mi}}{\lambda_i}$$

$$\operatorname{tg} \beta'_i = \frac{C'_{mi}}{u_i - C'_{mi}} \quad (5.60)$$

Khi thiết kế cần tính tam giác vận tốc có hệ số chèn dòng cho từng tiết diện và thường lập bảng như sau:

Bảng 5.12

Đường dòng	r , m	u , m/s	C_m , m/s	C'_m , m/s	C_u , m/s	$u - C_u$, m/s	$\text{tg}\beta$	β	$\text{tg}\beta'$	β'
Mép vào										
S_1										
S_2										
Mép ra										
S_1										
S_2										

7- Chọn mặt ánh xạ và các công thức tính toán ánh xạ, chuyển các thông số hình học từ mặt dòng sang mặt nón

8- Triển khai mặt nón ra mặt phẳng ta được một hình quạt có góc ở đỉnh là Ψ (hình 5.30). Góc này xác định theo công thức (5.56)

Dựng lưới ánh xạ trên mặt hình quạt như sau:

- Chia góc Ψ ra nhiều góc nhỏ $\Delta\Psi = 5^\circ$ thành n phần sao cho

$n \cdot \Delta\Psi = \Psi$ trên mặt nón và tương ứng với nó: $n \cdot \Delta\alpha = k$ trên mặt dòng.

- Xác định điểm A và A' ứng với điểm vào và điểm ra của profin trên mặt quạt với bán kính $\rho_A, \rho_{A'}$.

- Chia khoảng cách từ ρ_A đến $\rho_{A'}$ ra những khoảng $\Delta\rho$ đều nhau ứng với ΔS trên mặt dòng.

9- Xây dựng profin trên mặt quạt:

Sau khi tính được β'_1 và β'_2 từ tam giác vận tốc có tính đến hệ số chèn dòng, tính sang mặt nón là β_{1n}, β_{2n} , vẽ hai tia tương ứng với hai góc này đi qua điểm A, A' .

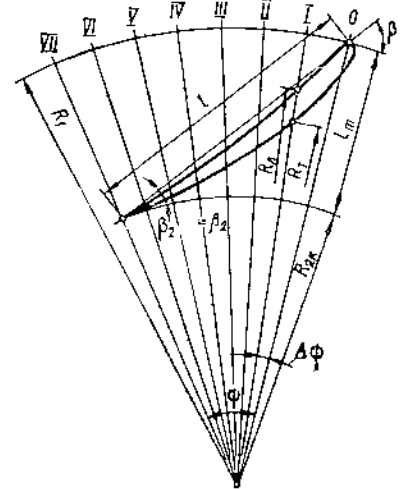
Yêu cầu hai tia này cắt nhau ở phần giữa hoặc gần mép vào cánh. Nếu không đạt như vậy thì phải thay đổi góc ôm hoặc vị trí mép vào hoặc mép ra.

Vấn đề ở đây đòi hỏi người thiết kế điều chỉnh các thông số đã chọn. Các giá trị góc ôm và góc β_1, β_2 cho khoảng cách chọn tương đối rộng, chọn và điều chỉnh các thông số để hai tia A, A' thỏa mãn yêu cầu trên để cánh đạt chất lượng tốt.

Vẽ đường cong suôn tiếp tuyến với cả hai tia theo đường parabol hoặc theo đường bậc 2 hoặc bậc 3. Thường hay vẽ đường cong bậc hai bằng cách sau: trên hai đoạn tương ứng với từng tia, chia ra làm các phần đều nhau (thường chia làm 4 phần) với ký hiệu 1, 2, 3, 4 và 1', 2', 3', 4'. Nối điểm 1 với 3', điểm 2' với 2 ... Sau đó vẽ một đường cong tiếp tuyến với tất cả các đoạn 1-3', 1'-3, 2-2', ... vừa nối được. Ta nhận được profin cánh mỏng vô cùng.

Tiến hành với tất cả các mặt dòng ta có các profin cánh mỏng vô cùng của các mặt dòng.

10- Đắp độ dày cánh trên mặt nón



Hình 5.30 Lưới ánh xạ.

Để đáp độ dày cánh trên mặt nón ta chọn những profin khí động có chất lượng cao. Trong bảng 5.13 là ví dụ về độ dày profin chất lượng cao, phân bố trên mặt nón khai triển.

Để đáp độ dày cần xác định độ dày lớn nhất. Chọn δ_{max} sao cho thoả mãn điều kiện bền vừa đủ. Vì tăng δ_{max} là giảm hiệu suất tuabin và tăng hệ số xâm thực.

Bảng 5.13

$x/l, \%$	$\delta/\delta_{max}, \%$	$x/l, \%$	$\delta/\delta_{max}, \%$	$x/l, \%$	$\delta/\delta_{max}, \%$
5	70	45	91	80	44,5
10	87,5	50	87	85	33,5
20	98,5	55	81,5	90	25,5
27,5	100	60	75,5	95	15,5
30	99,5	65	68,5	100	5
35	98	70	61,5		
40	94,5	75	52,5		

Tiết diện nguy hiểm nhất là tiết diện sát bầu cánh. Nên chọn δ_{max} ở bầu cánh thoả mãn điều kiện bền. Độ dày lớn nhất cơ bản phụ thuộc vào cột áp, số cánh, số vòng quay, đường kính bánh công tác và hình dạng cánh. Có thể chọn gần đúng theo độ dày của các tuabin mô hình hoặc nguyên hình có gần số vòng quay đặc trưng n_s .

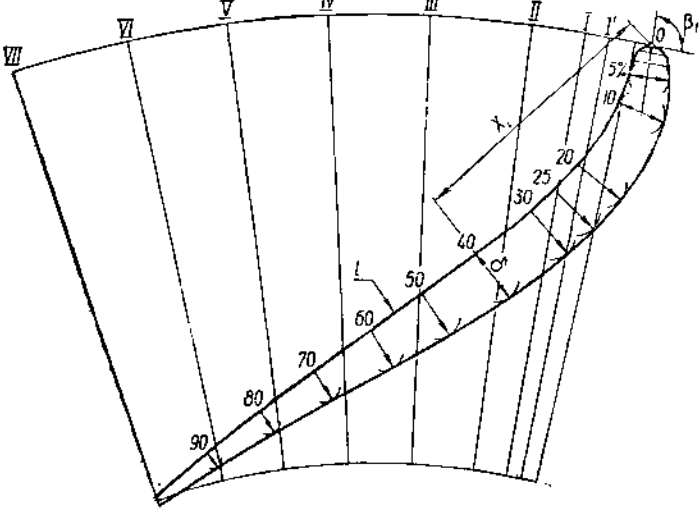
Độ dày δ_{max} có thể xác định từ tuabin mô hình theo công thức sau:

$$\delta_{max} = \frac{D_1}{D_{1M}} \cdot \delta_{max M} \tag{5.61}$$

Có thể tính toán theo công thức (5.55) đã chỉ dẫn ở phần trên. Quy luật phân bố độ dày theo bán kính lấy theo đường thẳng:

$$\delta_{max Si} = a + bR_{Si}$$

Trong đó tiết diện sát bầu đã được tính. Tiết diện ngoài cùng chọn theo điều kiện công nghệ.



Hình 5.31. Đáp độ dày cánh

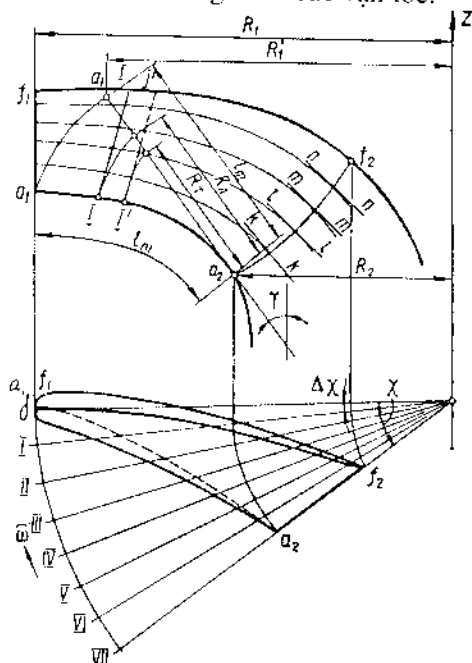
Sử dụng profin cho trong bảng 5.13, xác định giá trị x và δ theo công thức.

$$X = \frac{x}{l} l_{\min}, \quad \delta = \frac{\delta}{\delta_{\max}} \delta_{\max}$$

Đắp độ dày trên mặt nón: Đường cong profin mỏng vô cùng vừa xây dựng ở mục 9 được xem là mặt trước của cánh. Đắp độ dày về một phía để tạo thành mặt lưng của cánh (hình 5.13).

Phần trên chúng ta giả thiết số cánh nhiều vô cùng. Trong thực tế, số cánh là hữu hạn. Phần tính toán chưa đề cập tới ảnh hưởng của số cánh hữu hạn. Với ảnh hưởng này, góc ra của dòng $\beta_{2,0}$ bao giờ cũng lớn hơn góc đặt cánh β_2 .

11- Kiểm tra góc và các vận tốc:



Hình 5.32. Bản vẽ thiết kế cánh bánh công tác tuabin tâm trục

Sau khi xây dựng profin trên mặt nón, đo lại các góc β , độ dày δ , tính ngược trở lại các tam giác vận tốc thu được sau khi dựng profin. Trên cơ sở đó xác định các đường quan hệ: $\beta = f(R)$, $C'_m = f(R)$, $C_{m,r} = f(R)$, $W = f(R)$. Yêu cầu các đường cong thu được phải biến đổi đều không được có điểm sai khác.

12- Dùng phương pháp ánh xạ ngược ta đưa profin đã dựng và kiểm tra về mặt dòng bằng những công thức (5.56) ÷ (5.58). Vẽ mặt cắt kinh tuyến và hình chiếu bằng của bánh công tác.

Kết luận: Phương pháp xây dựng cánh tuabin tâm trục bằng một tọa độ được tiến hành trên các mặt nón gắn với mặt dòng là phương pháp đơn giản nhất, không đòi hỏi tính toán nhiều, và vẫn mang lại kết quả tốt, nghĩa là tạo ra tuabin chất lượng cao. Nhưng, phương pháp này thiếu cơ sở lý thuyết, việc nối đường cong tạo nên profin mỏng vô cùng tiến hành hết sức tự do, không có điều kiện chặt chẽ nào cả. Hơn nữa sau khi thiết kế xong không đánh giá được chất lượng cánh mà phải chờ thực nghiệm trả lời.

Dùng phương pháp này người thiết kế phải có kinh nghiệm lớn. Để khắc phục những hạn chế của phương

pháp này, người ta tiến hành theo phương pháp hai tọa độ.

5.3.3.4. Thiết kế bánh công tác tuabin tâm trục theo phương pháp hai tọa độ

a. Cơ sở lý thuyết

Để hiểu kỹ về phương pháp thiết kế này chúng ta nhắc lại những nét cơ bản nhất của lý thuyết cánh dùng cho tuabin tâm trục. Xét quan hệ giữa cánh với dòng chảy qua bánh công tác của tuabin tâm trục ta nhận thấy: dòng chảy trong tuabin tâm trục là dòng chảy đối xứng qua trục. Số cánh của tuabin là tương đối lớn cho nên có thể giả thiết là số cánh lớn vô cùng.

Trên cơ sở giả thiết dòng chảy tương đối tạo bởi mặt dòng, có thể thay mặt cánh bằng mặt xoắn với cường độ ω .

Trong tọa độ trụ (r, z, χ) ta có phương trình mặt cánh có dạng chung:

$$F(r, z, \chi) = 0$$

Để đảm bảo cho dòng không tách thành thì mặt cánh phải trùng với mặt dòng, hay nói một cách cụ thể hình chiếu các thành phần biến đổi của mặt dòng bằng đại lượng thay đổi tương ứng của các phân tử mặt cánh theo ba phương, nghĩa là:

$$\frac{\partial F}{\partial r} dr + \frac{\partial F}{r \partial \chi} r d\chi + \frac{\partial F}{\partial z} dz = 0 \quad (5.62)$$

Ta có thể xác định các thành phần vận tốc tương đối theo toạ độ mặt dòng:

$$W_r = \frac{dr}{dt}; W_z = \frac{dz}{dt}; W_\chi = \frac{rd\chi}{dt} \quad (5.63)$$

Từ tam giác vận tốc ta có:

$$W_r = C_r; W_u = C_u - U; W_z = C_z. \quad (5.64)$$

Thay biểu thức (5.64) lên ta có:

$$dr = C_r dt; r d\chi = (C_u - U) dt; dz = C_z dt \quad (5.65)$$

Từ (5.62) ta có:

$$\frac{\partial F}{\partial r} C_r + \frac{\partial F}{\partial z} C_z + \frac{\partial F}{r \partial \chi} (C_u - U) = 0 \quad (5.66)$$

Để mặt cánh trùng với mặt xoáy thì phải thoả mãn điều kiện:

$$\frac{\partial F}{\partial r} \omega_r + \frac{\partial F}{r \partial \chi} \omega_\chi + \frac{\partial F}{\partial z} \omega_z = 0 \quad (5.67)$$

Để cho ba phương trình (5.62), (5.65), (5.66) phù hợp với nhau thì định thức tạo bởi các biểu số phải bằng không.

$$\begin{vmatrix} Dr & dz & rd\chi \\ C_r & C_z & C_u - U \\ \omega_r & \omega_z & \omega_\chi \end{vmatrix} = 0 \quad (5.68)$$

Khai triển định thức này ta có phương trình:

$$[C_r \omega_\chi - (C_u - U) \omega_r] dr + [(C_u - U) \omega_z - C_r \omega_\chi] dz + (C_r \omega_z - C_z \omega_r) r d\chi = 0 \quad (5.68a)$$

Tiết diện kinh tuyến của cánh theo phương bán kính $\chi = \text{const}$ có dạng như sau:

$$[C_r \omega_\chi - (C_u - U) \omega_r] dr + [(C_u - U) \omega_z - C_r \omega_\chi] dz = 0 \quad (5.68b)$$

Tiết diện kinh tuyến của cánh theo phương vuông góc $z = \text{const}$:

$$[(C_u - U) \omega_r - C_r \omega_\chi] dz + (C_r \omega_z - C_z \omega_r) r d\chi = 0 \quad (5.68c)$$

Vậy nếu cho trước cường độ xoáy ω với các thành phần $\omega_u, \omega_r, \omega_z$ và trường vận tốc thành phần C_r, C_z, C_u trong phạm vi bánh công tác từ các phương trình (5.68b), (5.68c), (5.68d) ta có thể xác định được phương trình mặt cánh $F(r, z, \chi)$.

Trong thực tế rất khó xác định được các thành phần xoáy và vận tốc một cách chính xác để đáp ứng được chất lượng của bánh công tác.

Xây dựng biên dạng cánh theo phương pháp hai toạ độ có hai trường hợp:

- Trường hợp $\omega_u = 0$ - dòng chảy là dòng thế.
- Trường hợp $\omega_u \neq 0$ - dòng chảy xem là dòng xoáy.

1. Trường hợp $\omega_u = 0$

Trong trường hợp này đường xoáy phân bố trong mặt cắt kinh tuyến:

$$\varpi = \omega_r + \omega_z$$

Trường hợp $\chi = \text{const}$, từ phương trình (5.68b) với giả thiết $\omega_u = 0$ ta có:

$$(C_u - U)(\omega_r dz - \omega_z dr) = 0$$

Trường hợp chung, $C_u \neq u$, nên:

$$\omega_r dz - \omega_z dr = 0 \quad (5.69)$$

Thay giá trị:

$$\omega_r = -\frac{1}{2r} \cdot \frac{\partial(C_u r)}{\partial r}$$

$$\omega_z = \frac{1}{2r} \cdot \frac{\partial(C_u r)}{\partial r}$$

Thay vào biểu thức (5.69) ta có:

$$\frac{\partial(C_u r)}{\partial z} dz + \frac{\partial(C_u r)}{\partial r} dr = 0 \quad (5.70)$$

Từ phương trình này ta có phương trình vi phân toàn phần: $d(C_u r) = 0$.

Nghĩa là với một giá trị góc ôm trên mặt chiếu bằng $\chi = \text{const}$ thì trên mặt cắt kinh tuyến đối với tất cả các đường dòng đều tồn tại một đường mà dọc theo nó $C_u r = \text{const}$.

Để thiết lập quan hệ đường dòng trên mặt kinh tuyến góc âm trên mặt chiếu bằng, ta dựa vào biểu thức vận tốc:

$$C_m = \frac{dS}{dt}; C_u - U = \frac{rd\chi}{dt} \quad (5.71)$$

Vậy

$$dS = \frac{r^2 C_m}{C_u - \omega r^2} d\chi \quad (5.72)$$

hoặc:

$$d\chi = \frac{C_u - r^2 \omega}{r^2 C_m} dS \quad (5.73)$$

Chú ý: trong công thức (5.72) và (5.73) có tham số ω - vận tốc góc tính theo số vòng quay của tuabin n bởi công thức:

$$\omega = \frac{\pi n}{30}, (1/s).$$

Trường hợp $\omega_u = 0$ công thức (5.72) có thể xác định dễ dàng nếu chọn trước quy luật $C_u r$. Các đại lượng $r^2 C_m$ và ωr^2 chỉ phụ thuộc vào lưu lượng, số vòng quay của tuabin, kích thước và hình dạng của phần dẫn dòng. Chúng được xác định sau khi dựng đường dòng ở phần trước.

2. Trường hợp $\omega_u \neq 0$

Trường hợp tổng quát ta có phương trình xoáy liên hợp:

$$\frac{dr}{\omega r} = \frac{dz}{\omega z} = \frac{rd\chi}{\omega_u} \quad (5.74)$$

Trong đó: $dr, dz, rd\chi$ - hình chiếu của các phần tử xoáy.

Khác với trường hợp $\omega_u = 0$, đường xoáy không phải là đường cong của mặt phẳng. Từ biểu thức trên có thể viết thành hai phương trình như sau:

$$\frac{dr}{\omega_r} = \frac{dz}{\omega_z}; \quad \frac{dr}{\omega_r} = \frac{rd\chi}{\omega_u}.$$

Phương trình xoáy theo phương u có dạng như sau:

$$\omega_n = \left(\frac{1}{2} \cdot \frac{\partial C_r}{\partial r} - \frac{\partial C_z}{\partial r} \right) \quad (5.75)$$

Tương tự viết cho ω_r , ω_z và thay vào (5.74) ta có:

$$\frac{\partial(C_u r)}{\partial r} dr + \frac{\partial(C_u r)}{\partial z} dz + \frac{\partial(C_u r)}{r \partial \chi} dr \chi = 0 \quad (5.76)$$

Phương trình (5.76) biểu thị dọc theo đường xoáy $d(C_u r) = 0$, nghĩa là $C_u r = 0$. Ở đây xuất hiện số hạng thứ ba. Cần xác định thêm quan hệ $\chi = f(S)$ để xây dựng cánh theo công thức (5.72).

Trường hợp $\omega_n \neq 0$ thì các đại lượng $r^2 C_m$ và $r^2 \omega$ không chỉ phụ thuộc vào lưu lượng, số vòng quay kích thước và hình dạng của tuabin, mà còn phụ thuộc vào ω_n . Trong đó, ω_n phụ thuộc vào r và z , tức là $\omega_n(r, z)$.

Vậy: $r^2 C_m(S)$ và $r^2 \omega(S)$, với các dạng $\omega_n(r, z)$ khác nhau thì các đại lượng $r^2 C_m(S)$ và $r^2 \omega(S)$ sẽ khác nhau, dẫn tới thu được những biên dạng khác nhau.

Giải phương trình (5.75) với điều kiện được xác định bởi kích thước, hình dạng phần dẫn dòng của tuabin là vấn đề phức tạp. Phương trình này chỉ giải được đơn giản trong trường hợp dòng đẳng tốc. Vì rằng trong dòng đẳng tốc thì vận tốc kinh tuyến $C_m(r, z)$ là hằng số dọc theo đường vuông góc với đường dòng.

Về mặt vật lý, trường hợp $\omega_n \neq 0$ thì dòng đẳng tốc phù hợp với dòng xoáy, dòng đẳng thế chỉ phù hợp với dòng không xoáy $\omega_n = 0$.

Để xác định được $\omega_n(r, z)$ của dòng đẳng tốc giới hạn giữa hai đường dòng và hai đường vuông góc với hai đường dòng đó tạo thành chu tuyến ABCD (hình vẽ 5.33).

Theo định lý Stốc ta có:

$$\omega_n \cdot \Delta S \cdot \Delta n = \frac{1}{2} [(\Delta S + \delta \Delta S) C_m - C_m \cdot \Delta S]$$

Trong đó: $\delta \Delta S = \Delta n \cdot \Delta \chi$

Sau khi biến đổi biểu thức trên ta có:

$$\omega_n = \frac{C_m}{2R} + \frac{\Delta C_m}{2\Delta n} \quad (5.77)$$

Coi mặt cánh là do các đường xoáy tạo nên, cường độ xoáy là $\omega_n = f(S)$. Trên cơ sở đó ta có phương trình vi phân:

$$\frac{dn}{\omega_n} = \frac{r d\delta}{\omega_n}, \text{ hay là } \frac{\Delta n}{\omega_n} = \frac{r \Delta \delta}{\omega_n}$$

Trong đó: $\Delta \delta$ - phân tử góc do sự tồn tại của $\omega_n(r, z) \neq 0$.

$r \cdot \Delta \delta$ - hình chiếu của phân tử đường xoáy theo phương u .

$$\text{Vậy: } \Delta \delta = \frac{\omega_n}{\omega_n} \cdot \frac{\Delta n}{r} \quad (5.78)$$

Nếu: $\omega_n = 0$ thì $\Delta \delta = 0$; $\omega_n(r, z) \neq 0$ thì $\Delta \delta \neq 0$.

Người ta chứng minh được rằng ω_n có thể tính theo biểu thức.

$$\omega_n = \frac{1}{2\pi} \frac{d(C_u r)}{dS} \quad (5.79)$$

Để xác định $\Delta\delta$ ta xác định thành phần xoáy $\omega_n = f(S)$. Chọn đường dòng chuẩn và quy luật biến đổi $C_u r = f(S)$ tương tự như trường hợp $\omega_n = 0$. Tính toán cho đường dòng này cũng như trường hợp $\omega_n = 0$, theo công thức (5.72), (5.73).

Đối với đường dòng kế tiếp cạnh đường dòng chuẩn, sẽ xuất hiện thêm phần tử góc ô $\Delta\delta$ do sự tồn tại của xoáy $\omega_n(r, z) \neq 0$. Để đại lượng phần tử góc ô $\Delta\chi$ của công thức (5.72), tương ứng với ΔS của đường dòng kế tiếp được xác định như sau: nếu $\Delta\chi_{AoBo}$ là phần tử góc ô trên đường chuẩn và $\Delta\chi_{AIBI}$ là phần tử góc ô trên đường dòng bên cạnh. Biết $\Delta\chi_{AoBo}$ thì $\Delta\chi_{AIBI}$ tính theo công thức:

$$\Delta\chi_{AIBI} = \Delta\chi_{AoBo} + (\Delta\delta_{AoAI} - \Delta\delta_{BoBI}) \quad (5.80)$$

Nếu chọn được quy luật $\omega(r, z)$ và $\omega_n(S)$, ta có thể sử dụng các công thức (5.77)÷ (5.80) để tính toán. Khi đó, công thức (5.72), (5.73) sẽ có dạng:

$$\Delta S_{AIBI} = \frac{r^2 \cdot C_m}{C_u r - r^2 \cdot \omega} \cdot \Delta\chi_{AIBI} \quad (5.81)$$

Trên đây đã trình bày cơ sở lý thuyết của phương pháp hai toạ độ cho cả hai trường hợp $\omega_n = 0$ và $\omega_n \neq 0$. Thiết kế cánh bánh công tác của tuabin tâm trục theo phương pháp hai toạ độ cho trường hợp $\omega_n = 0$, kết hợp với những công thức dẫn ra ở phần này, người thiết kế có thể suy ra được cách thiết kế cho trường hợp $\omega_n \neq 0$.

b. Các bước tiến hành

Sau đây là phương pháp thiết kế cánh tuabin tâm trục theo phương pháp hai toạ độ trong trường hợp $\omega = 0$.

1. Xác định kích thước đường kính bánh công tác D_l số vòng quay n , các thông số quy dẫn n', Q' và các đường đặc tính tổng hợp chính, tổng hợp vận hành.
2. Chọn kích thước hình học và xây dựng mặt cắt kinh tuyến.
3. Xây dựng đường dòng đẳng thế ($\omega_n = 0$) và trường vận tốc C_m theo các đường dòng trong mặt cắt kinh tuyến.
4. Chọn z_f , góc ô χ , độ dày cánh $\delta = f(l)$.
5. Chọn điều kiện động học và tam giác vận tốc ở mép vào và mép ra này chúng ta cần lưu ý những giả thiết: dọc theo đường xoáy momen vận tốc $C_u r$ là những hằng số. Các đường xoáy này chiếu xuống hình chiếu bằng thì đều có phương hướng kính. Vậy mép vào và mép ra là hai đường xoáy, dọc theo chúng momen vận tốc không đổi và trên hình chiếu bằng thì mép vào và mép ra nằm trên hai đường hướng kính.

Quy luật $C_u r = f(S)$ đã nêu ở phần trên.

Dựa vào kết quả dựng đường dòng (thông thường chọn 5 đường dòng), xây dựng đồ thị biến đổi $r_2 C_m = f(S)$ và $r^2 \omega = f(S)$ cho các đường dòng.

6. Xác định lại góc ô χ trên hình chiếu bằng

- Chia mặt cắt kinh tuyến ra nhiều đoạn với $\Delta S = 20$ mm. Tìm các điểm giữa của các đoạn ΔS này và tương ứng với các điểm giữa nó, tìm trên đồ thị và ghi lại các giá trị $C_u r$, $r^2 \omega$, $r^2 C_m$.

- Theo công thức (5.73) tính được các giá trị $\Delta\chi$.

- Tính góc ô là tổng các $\Delta\chi$ vừa thu được:

$$\chi = \sum_{i=1}^n \frac{C_u r - r^2 \omega}{r^2 C_m} \Delta S_i \quad (5.82)$$

Nếu góc χ tính theo công thức (5.82) sai khác nhiều so với góc đã chọn theo H và n_s thì cần chọn lại quy luật $C_{\mu}r$ và tính lại.

Để tính toán thuận tiện người ta thường lập bảng (bảng 5.14).

7. Sau khi đã tìm được góc χ cần thiết, người ta vẽ đồ thị quan hệ $\chi = f(S_i)$ để dùng cho các đường dòng tiếp theo.

Việc xác định quan hệ này của các đường dòng còn lại được thực hiện bằng phương pháp tính gần đúng và đảm bảo các điều kiện sau đây:

+ Dọc theo đường xoắn $C_{\mu}r = \text{const}$, nghĩa là tương ứng với ΔS là $\Delta C_{\mu}r$.

+ Với các giá trị ΔS_i khác nhau của các đường dòng khác nhau thì có cùng một giá trị góc ôm $\Delta\chi = \text{const}$.

Tìm quan hệ $\chi = f(S_i)$ khác nhau của các đường dòng còn lại dựa vào đường dòng chuẩn gọi là đường dòng sát vành đĩa trên S_5 hoặc sát vành đĩa dưới S_1 . Tuần tự theo các đường dòng kế tiếp nhau: tính đường S_2 dựa vào kết quả của đường S_1 . Tính S_3 dựa vào kết quả của S_2 , coi S_2 lúc này là chuẩn. Tính đường dòng sau thì phải dựa vào kết quả của đường dòng kế tiếp trước.

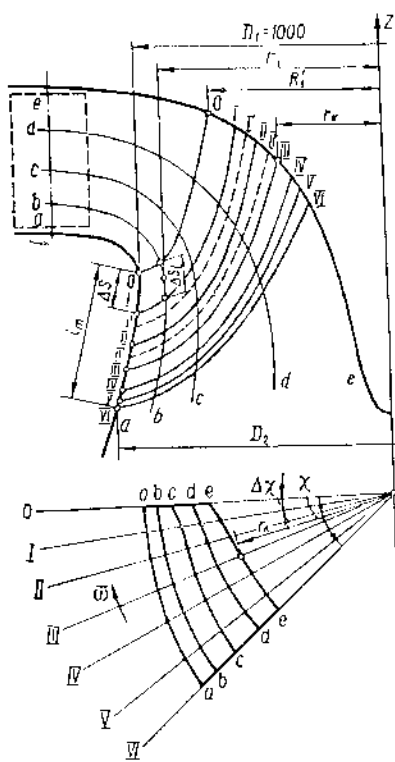
Tiến hành xác lập quan hệ $\chi = f(S_2)$ của đường dòng S_2 .

- Dựa vào kết quả tính của đường dòng S_1 để tìm các giá trị ΔS_2 của đường dòng S_2 . Để phân biệt các phần tử của các đường dòng ta ký hiệu:

ΔS_i - các phần tử của đường dòng thứ i .

Nếu có hai đường xoắn kế tiếp nhau $0-0$ và $I-I$ thì ΔS_{0I} - phần tử đường dòng của đường dòng thứ nhất ứng với hai đường xoắn đó.

ΔS_{20I} - tương tự, ứng với đường dòng thứ hai.



Hình 5.33. Dựng prôphin trong mặt cắt kinh tuyến

Tìm các giá trị ΔS_i cho các đường dòng chính là tìm vị trí các đường xoắn $0-0, I-I, II-II \dots$

- Để tính toán nhanh, dùng phương pháp đồ thị. Sơ bộ cho quy luật $C_{\mu}r = f(S_2)$ của đường dòng S_2 . Với cùng một giá trị $C_{\mu}r = \text{const}$, ta xác định được ΔS_{20I} . Theo giá trị trung bình của ΔS_{20I} tìm được r và các giá trị $r^2\omega, r^2C_{\mu}$. Thay các giá trị này vào biểu thức sau để tính $\Delta S'_{20I}$:

$$\Delta S'_{20I} = \frac{\Delta\chi_{10I} r^2 C_{\mu} (\Delta S_2 0I)}{C_{\mu} r_1 - r^2 \omega (\Delta S_2 0I)} \quad (5.83)$$

Trong đó: $\Delta S'_{20I}$ - phần tử đường dòng S_2 , tính gần đúng lần thứ nhất

$\Delta\chi_{10I}$ - phần tử góc ôm của đường dòng S_1 tương ứng với ΔS_{10I} $r^2 C_{\mu} (\Delta S_{20I})$ và $r^2 \omega (\Delta S_{20I})$ - giá trị của các đại lượng ứng với điểm trung bình của ΔS_{20I}

Tính được $\Delta S'_{20I}$ so sánh với giá trị đã lấy sơ bộ, nếu sai khác nhiều thì tiếp tục tính gần đúng lần thứ ba, thứ tư... Nếu kết quả tính gần đúng lần sau so với kết quả tính lần trước đó mà bằng nhau hoặc sai khác nhau khoảng 1÷2% thì kết thúc tính ΔS_2 , tiếp tục tính cho đường dòng $S_3, S_4 \dots$. Ở đây đòi hỏi sai số rất nhỏ, vì kết quả đường dòng này lại là cơ sở để tính

toán cho đường dòng sau. Nếu để sai số lớn thì đến đường dòng cuối cùng sẽ có sai số rất lớn so với đường chuẩn.

Với phương pháp tính này các điểm nằm trên mép ra và mép vào là các đường xoáy, $C_n = \text{const}$ hoặc bằng 0, hoặc bằng một giá trị cho trước nào đó như đã nêu ở phần trên.

8. Sau khi tính góc ôm χ ở bước 6 và so sánh giá trị của nó theo công thức (5.82) và theo cách chọn phụ thuộc n_s . Vẽ hình chiếu bằng với góc χ vừa thu được. Trên đó lấy ra các tia khác nhau góc $\Delta\chi = 5^\circ$. Sử dụng công thức (5.72) để tính ΔS_i với các góc $\Delta\chi$ này.

Trên đây chúng ta vừa xây dựng cánh mỏng vô cùng với hai hình chiếu.

9. Bước tiếp theo là đắp độ dày cánh. Để thực hiện bước này ta lại phải chọn mặt ánh xạ, tính toán lưới ánh xạ, sau đó đắp độ dày cánh trên mặt ánh xạ (mặt nón). Cách tính toán này đã trình bày ở phần thiết kế theo phương pháp một toạ độ.

10. Tính toán hệ số chèn dòng theo công thức (5.59), (5.60). Thay đổi lại các tam giác vận tốc với giá trị C'_m có tính đến hệ số chèn dòng. Tính toán được lặp lại toàn bộ với các tam giác vận tốc mới.

11. Sau khi đắp độ dày cánh lại dùng phương pháp ánh xạ ngược từ mặt nón ra mặt dòng để thu được profin trên mặt dòng cân tìm.

12. Xây dựng bản vẽ cánh bánh công tác tuabin tâm trục.

5.3.3.5. Ví dụ

Thiết kế cánh bánh công tác của tuabin tâm trục bằng phương pháp hai toạ độ

Cho trước: $H_{mss} = 95\text{m}$, $H_{TT} = 86,5\text{m}$; $H_{min} = 65\text{m}$.

Công suất tính toán $N_T = 51,5\text{MW}$.

a. Chọn tuabin

Sau khi tính sơ bộ chọn được loại tuabin có cột áp $H = 65 \div 95\text{m}$, đó là loại F 115/697 theo catalog của Liên Xô.

Đường kính bánh công tác tính theo công thức (5.1) là $D_I = 2500\text{mm}$, số vòng quay tính theo công thức (5.2) là $n = 250$ vòng/phút.

Với công suất tính toán và D_I , n_I đã chọn, tính toán được các thông số quy dẫn Q'_I , và n'_I :

$$Q'_I = \frac{N_T}{9,81 D_I^2 H_{TT} \sqrt{H_{TT} \cdot \eta}} = \frac{51500}{9,81 \cdot 2,5^2 \cdot 86,5 \cdot \sqrt{86,5 \cdot 0,93}} = 1,128, (l/s)$$

$$n'_I = \frac{n D_I}{\sqrt{H_{TT}}} = \frac{250 \cdot 2,5}{\sqrt{86,5}} = 68,3, \text{vòng/phút}$$

Chọn theo công thức (5.45) lấy các giá trị tính toán của Q'_I , n'_I , là:

$Q'_m = 1000\text{l/s}$, $n'_m = 70$ vòng/phút.

b. Thiết kế cánh bánh công tác

Ta vẽ mặt cắt kinh tuyến theo mô hình tuabin F 115/697 và tính toán hệ thống cánh theo các thông số:

$D_I = 1\text{m}$, $H = 1\text{m}$, $Q = Q'_m = 1000\text{l/s}$, $n = n'_m = 70$ vòng/phút.

Dựng đường dòng đẳng thế và trường vận tốc.

- Chọn hiệu suất thủy lực $\eta_H = 92\%$, số cánh bánh công tác là $z_I = 14$, bề dày lớn nhất của cánh tại tiết diện bầu trong mặt cắt kinh tuyến $l_m = 170\text{mm}$. Quy luật biến đổi độ dày theo chiều dài lá cánh là đường thẳng.

- Chọn vị trí mép vào và mép ra: mép vào có giao điểm với vành đĩa dưới tại D_I , giao điểm với vành đĩa trên tại R'_I tính theo công thức:

$$R'_I \geq \frac{1}{\omega} \sqrt{\eta_H \cdot g \cdot H} = \frac{30}{\pi \cdot 70} \cdot \sqrt{0,92 \cdot 9,81 \cdot 1} = 0,41; \text{ lấy } R'_I = 415\text{mm}.$$

Vẽ đường cong tròn cho mép vào, tính l_m và vẽ sơ bộ đường cong cho mép ra.

- Chọn $(C_u r)_2 = 0$ tính góc β_I cho các đường dòng theo công thức:

$$\operatorname{tg} \beta_I = \frac{C_m}{U_I - v_{U1}}.$$

Quy luật của momen vận tốc chọn như phần trên đã hướng dẫn.

- Chọn đường dòng tại tiết diện bầu (sát vành đĩa trên). Theo trình tự tiến hành tính toán như trên đã hướng dẫn, tính góc ôm của từng profin theo công thức (5.73).

Các công thức và kết quả tính toán lập theo bảng 5.14. Góc ôm tính được theo bảng này là $\chi = 39^\circ 48'$ phù hợp với khoảng giá trị có thể chọn cho loại tuabin có cột áp này.

Bước tiếp theo với các $\Delta\chi = 5^\circ$ tính lại các nguyên tố đường dòng ΔS để vẽ các mặt cắt hướng kính của cánh. Trong bước này tính lại tam giác vận tốc có tính đến hệ số chèn dòng, kết quả tính toán đưa vào bảng 5.15. Các công thức chủ yếu dùng để tính toán cũng phù hợp với các công thức đã dẫn ra ở các phần trên. Tuy nhiên, để phù hợp với hai bảng trên chúng tôi trích dẫn các công thức để tiện theo dõi:

$$W_U = r \left(\frac{C_U \cdot r}{r^2} - \omega \right), (m/s)$$

$$C_m = \frac{C_m}{1-k^2} + k \sqrt{\left(\frac{C_m}{1-k^2} \right)^2 + \frac{W_U^2}{1-k^2}}$$

$$k = \frac{z_1 \cdot \delta}{2\pi r}$$

$$\Delta\chi = \frac{\Delta S}{C_m} \cdot \left(\frac{C_U \cdot r}{r^2} - \omega \right), (rad)$$

$$\Delta S = \frac{\Delta\chi \cdot C_m}{\left(\frac{C_U \cdot r}{r^2} - \omega \right)}, (m).$$

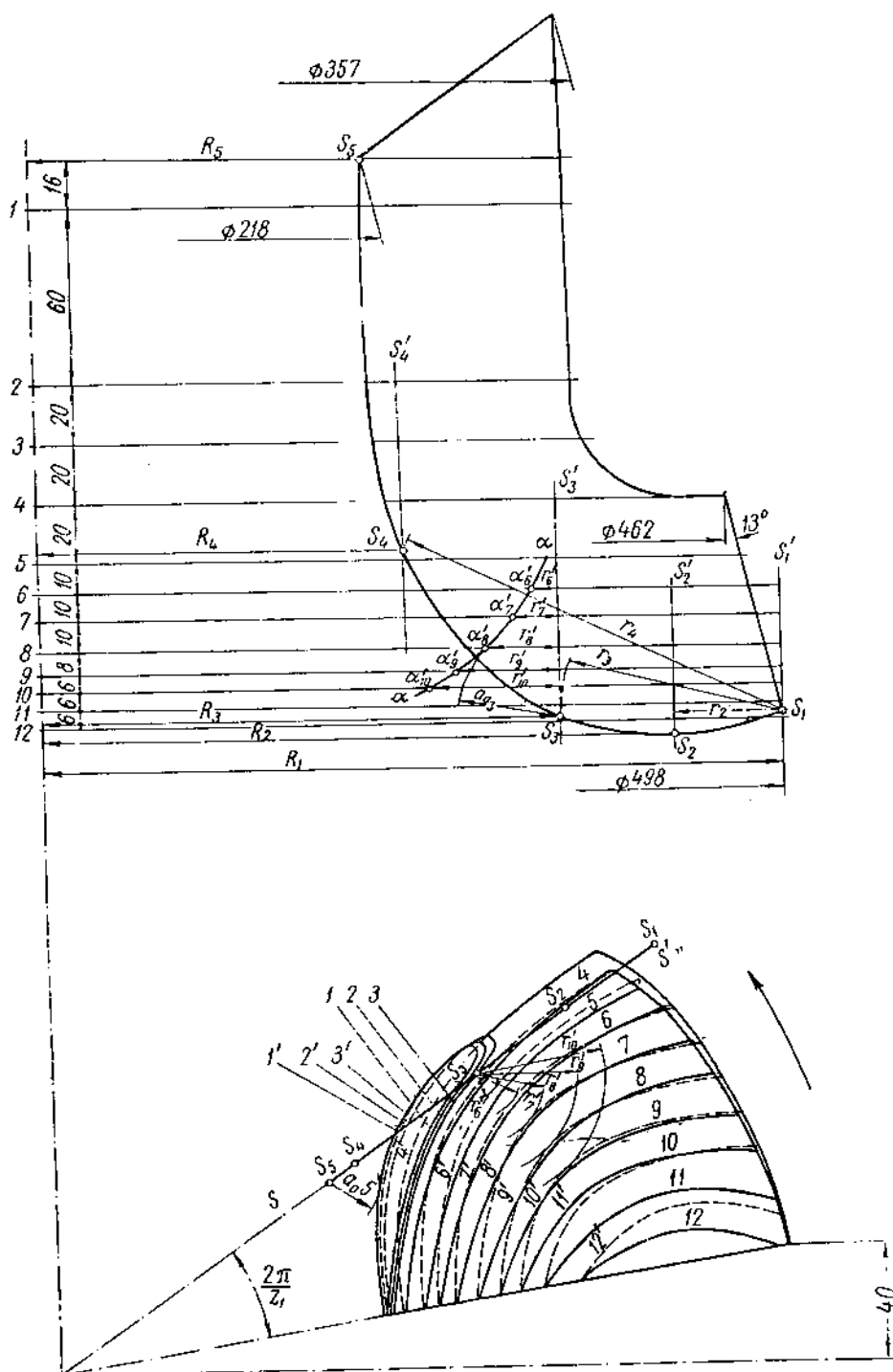
Sau khi tính xong hai bảng trên và vẽ mặt cắt kinh tuyến và hình chiếu bằng của cánh ta chọn mặt ánh xạ. Đối với tiết diện sát vành đĩa trên đã tính toán như trên, chọn mặt nón có góc ở đỉnh nón γ là 80° . Bằng phương pháp ánh xạ từ mặt dòng sang mặt nón, ta dựng lưới ánh xạ và các thông số của mặt nón theo các công thức (5.56)...(5.58). Sau đó đắp độ dày cánh trên mặt ánh xạ. Chú ý rằng đường tâm vừa thiết kế được theo hai bảng trên sẽ là mặt trước của cánh. Tiến hành đắp độ dày về một phía, tạo ra lưng cánh. Để có bản vẽ trên mặt cắt kinh tuyến và hình chiếu bằng cần dùng phương pháp ánh xạ ngược để tính chuyển các thông số hình học từ mặt nón trở lại mặt dòng. Bản vẽ kỹ thuật cánh bánh công tác tuabin này được đưa ra ở hình 5.34.

Bảng 5.14

$\Delta\delta$ m	S_m m	$S_n + \frac{\Delta\delta}{2}$	C_{ω} m	r m	r^2	$C_{\omega'} \frac{\omega}{r^2}$ $\frac{m^2}{s}$	W_a^2	δ_m	$\frac{z\delta}{2\pi}$ m	K	$1-K^2$	$\frac{C_m}{1-K^2}$	14^2	(9)/(13)	(15) +(16)	(12)+ $\sqrt{17}$	C_m	$\Delta\chi$	$\Sigma\Delta\chi$	$\Sigma\chi$
0,01	0	0,005	0,698	0,41	0,168	1,2	0,00378	0,0245	0,0546	0,133	0,9823	0,71	0,507	0,00384	0,5108	0,0948	0,8059	0,00186	0	$\Sigma\chi =$
	0,01	0,015	0,682	0,40	0,160	1,105	0,0041	0,0255	0,0568	0,1395	0,9805	0,697	0,487	0,00416	0,491	0,0978	0,7948	0,00202	0,00186	0,6957
	0,02	0,025	0,66	0,39	0,1521	0,985	0,0156	0,026	0,058	0,149	0,9778	0,676	0,457	0,0161	0,473	0,1025	0,7785	0,00411	0,00368	rad =
	0,03	0,035	0,637	0,38	0,144	0,835	0,0437	0,0265	0,0591	0,1555	0,975	0,654	0,426	0,0448	0,47	0,1067	0,7607	0,00724	0,00799	39'48"
	0,04	0,045	0,626	0,37	0,1369	0,715	0,106	0,0267	0,0596	0,161	0,9741	0,644	0,414	0,1114	0,5254	0,1114	0,7554	0,01165	0,01523	
	0,05	0,055	0,604	0,36	0,1296	0,61	0,242	0,0268	0,0598	0,166	0,9725	0,621	0,385	0,238	0,623	0,1312	0,7522	0,0178	0,02638	
	0,06	0,065	0,593	0,35	0,1225	0,62	0,498	0,0267	0,0602	0,172	0,9704	0,612	0,375	0,514	0,889	0,162	0,773	0,026	0,04468	
	0,07	0,075	0,581	0,34	0,1156	0,44	0,764	0,026	0,0598	0,176	0,969	0,60	0,360	0,789	1,149	0,1885	0,7885	0,03227	0,07	
	0,08	0,085	0,576	0,33	0,1089	0,375	0,985	0,0255	0,0591	0,179	0,968	0,596	0,355	1,02	1,375	0,2095	0,8055	0,0372	0,1027	
	0,09	0,095	0,571	0,32	0,1024	0,33	1,3	0,024	0,058	0,181	0,9672	0,591	0,35	1,345	1,695	0,236	0,827	0,043	0,1389	
	0,10	0,105	0,565	0,31	0,0961	0,29	1,54	0,022	0,0568	0,183	0,9665	0,585	0,342	1,59	1,932	0,254	0,839	0,0455	0,1818	
	0,11	0,115	0,560	0,29	0,09	0,265	1,85	0,0145	0,0535	0,1845	0,966	0,579	0,355	1,915	2,25	0,277	0,856	0,0509	0,2273	
	0,12	0,125	0,560	0,281	0,09	0,22	2,16	0,022	0,0491	0,1755	0,9783	0,548	0,334	2,23	2,564	0,281	0,859	0,0575	0,2782	
	0,13	0,135	0,560	0,2715	0,0844	0,175	2,46	0,0145	0,0323	0,115	0,988	0,568	0,322	2,5	2,822	0,1935	0,7615	0,0659	0,3357	
	0,14	0,145	0,545	0,2622	0,078	0,16	2,71	0,0095	0,0212	0,078	0,9939	0,552	0,305	2,73	3,035	0,136	0,688	0,0762	0,4116	
	0,15	0,155	0,542	0,2530	0,073	0,085	2,97	0,0065	0,0145	0,0554	0,997	0,544	0,294	2,98	3,274	0,1	0,644	0,0919	0,597	
	0,16	0,165	0,537	0,252	0,064	0,03	3,21	0,0015	0,0035	0,0132	0,998	0,540	0,291	3,22	3,511	0,0248	0,5648	0,106	0,6957	

Bảng 5.15

STT	$\Delta\chi$ Rad	ΔS	$S_H + \frac{\Delta\delta}{2}$	C_n	r	r^2	$C_H r$	$\frac{C_H r}{r^2}$	W_n^2	δ	$\frac{\pi\delta}{2\pi}$	κ	$1-K^2$	$C_{\alpha}(1-K^2)$	$(15)^2$	$\frac{W_n^2}{1-K^2}$	(16) +(17)	$\kappa\sqrt{(18)}$	C''	ΔS	$\Sigma\Delta S_n$
1	0.0087	0.009	0.0045	0.089	0.42	0.177	1.075	1.25	0.24	0.025	0.0357	0.133	0.982	0.936	0.876	0.245	1.125	0.141	0.077	0.0087	0.099
2	0.0287	0.014	0.016	0.89	0.406	0.165	0.9	1.86	0.572	0.0255	0.0568	0.14	0.98	0.939	0.88	0.385	1.465	0.1695	1.1085	0.0136	0.023
3	0.0349	0.015	0.0305	0.91	0.393	0.155	0.69	2.87	1.26	0.026	0.058	0.148	0.9702	0.947	0.9	1.3	2.2	0.2195	1.1665	0.0142	0.038
4	0.0524	0.017	0.0465	0.022	0.38	0.145	0.52	3.73	2.0	0.0295	0.0591	0.1555	0.9759	0.946	0.896	2.05	2.946	0.267	2.213	0.0705	0.055
5	0.0872	0.015	0.0625	0.928	0.368	0.135	0.4	4.36	2.58	0.0268	0.0598	0.1625	0.9736	0.936	0.915	2.65	3.565	0.307	1.236	0.0152	0.07
6	0.0872	0.022	0.081	0.944	0.354	0.125	0.285	5.04	3.18	0.0265	0.0591	0.167	0.9722	0.973	0.949	3.28	4.229	0.343	1.316	0.0226	0.092
7	0.0872	0.019	0.106	0.964	0.34	0.116	0.185	5.735	3.79	0.0255	0.0598	0.167	0.9722	0.993	0.986	3.9	4.886	0.369	1.361	0.0207	0.144
8	0.0872	0.02	0.1155	0.987	0.329	0.108	0.125	6.17	4.12	0.024	0.0535	0.1625	0.9736	1.015	1.03	4.24	5.27	0.372	1.387	0.0196	0.153
9	0.122	0.024	0.1275	0.995	0.317	0.1	0.07	6.62	4.4	0.0215	0.0478	0.1509	0.9776	1.02	1.04	4.5	5.54	0.356	1.376	0.0245	0.167
10	0.1396	0.026	0.1395	1.01	0.305	0.093	0.02	7.1	4.69	0.0175	0.0386	0.1265	0.9839	1.03	1.06	4.76	5.82	0.305	1.335	0.0261	0.193



Hình 5.34. Bản vẽ kỹ thuật cánh bánh công tác tuabin

5.4. THIẾT KẾ BÁNH CÔNG TÁC CỦA TUABIN HƯỚNG CHÉO

5.4.1. Đặc điểm của tuabin hướng chéo

Đặc điểm cơ bản của tuabin hướng chéo là trục quay của cánh nghiêng với trục quay của tuabin một góc nào đó, thường ký hiệu là θ . Giá trị của góc θ có thể là 30° , 45° , 60° . Số cánh bánh công tác $z_t = 7 \div 14$. Tuabin hướng chéo với góc nghiêng $\theta = 60^\circ$ có đặc tính gần giống với đặc tính của tuabin hướng trục ($\theta = 90^\circ$). Với tuabin nghiêng $\theta = 30^\circ$ thì đặc tính gần giống với đặc tính của tuabin tâm trục.

Dòng chảy trong vùng bánh công tác của tuabin hướng chéo là dòng chảy đều, không bị ngoặt gấp như ở tuabin tâm trục do cánh đặt ở vùng ngoài đó. So với tuabin hướng trục thì bầu cánh của tuabin hướng chéo ngắn hơn, vì thế tổn thất ma sát ít hơn. Dòng chảy đều thì tổn thất thủy lực giảm đi.

Về chất lượng chống xâm thực: khả năng xảy ra xâm thực ở tuabin hướng chéo ít hơn so với tuabin hướng trục. Điều này có thể giải thích sơ bộ như sau: nếu ở tuabin hướng trục góc β_1 (ở mép vào) lớn hơn góc β_2 (ở mép ra) thì đối với tuabin hướng chéo hai góc này xấp xỉ bằng nhau do thành phần vận tốc tương đối W ít thay đổi cả về hướng và trị số. Vì vậy đặc tính chống xâm thực tốt hơn.

Với những ưu điểm cơ bản như trên cho nên tuabin hướng chéo được sử dụng thay tuabin hướng trục có n_s nhỏ. Tuy nhiên, khi lựa chọn loại tuabin còn phải so sánh nhiều vấn đề khác, có cả quan điểm về kinh tế xây dựng.

5.4.2. Các thông số hình học và thông số thủy lực của tuabin hướng chéo

Biên dạng của phần dẫn dòng ảnh hưởng lớn đến đặc tính năng lượng và xâm thực của tuabin. Tùy thuộc vào tuabin có thể chọn góc nghiêng của cánh:

$$H = 25 \div 60\text{m}, \theta = 60^\circ$$

$$H = 60 \div 120\text{m}, \theta = 45^\circ$$

$$H = 120 \div 200\text{m}, \theta = 30^\circ.$$

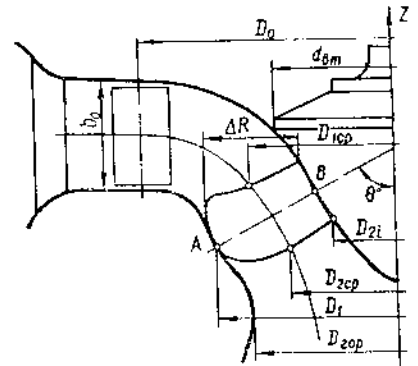
Các thông số hình học chủ yếu được biểu thị trên hình 5.34.

θ - góc nghiêng của trục quay cánh so với trục quay của tuabin.

d_0/D_1 - tỷ số bầu.

b_0/D_1 - chiều cao tương đối của cánh hướng.

$b_l = \frac{B_l}{D_1}$ - chiều rộng tương đối của cánh bánh công tác.



Hình 5.35. Biên dạng phần dẫn dòng tuabin hướng chéo

Khi thiết kế có thể chọn các thông số hình học mô hình tuabin hướng chéo có n_s gần với giá trị n_s thiết kế. Sau đó bằng công thức kinh nghiệm sau:

$$\frac{d_b}{D_1} = 1 - 2\overline{B}_1 \sin \theta \quad (5.84)$$

Thông thường các thông số hình học được chọn theo các bảng chỉ dẫn.

Đường kính chuyển tiếp trước ống xả ảnh hưởng đến khả năng thoát lưu lượng của tuabin. Vì vậy, nó ảnh hưởng đến đặc tính năng lượng và xâm thực của tuabin. Đường kính này chọn bằng $0,995D_1$ với $\theta = 60^\circ$ và 45° ; chọn bằng $0,9D_1$ với $\theta = 30^\circ$, sau đó kiểm tra lại trong quá trình tính toán và thực nghiệm. Chọn hiệu suất thủy lực tuabin $\eta_H = 0,9 \dots 0,92$.

Các đại lượng quy dẫn n'_t và Q'_t , chọn theo n_s , sau đó tính lại theo công thức:

$$Q_1 = \frac{Q_{H, \omega'}}{\sqrt{\eta_H}}; n_1' = \frac{n_{lm}'}{\sqrt{\eta_H}} \quad (5.85)$$

- Xây dựng dòng chảy trong tuabin hướng chéo: có thể dựng dòng đẳng thế hoặc dòng đẳng tốc, tùy thuộc vào phương pháp thiết kế và kinh nghiệm của người thiết kế. Thông thường người ta chọn dòng đẳng thế.

- Chọn mép vào và mép ra của cánh bánh công tác: dựa vào những hướng dẫn cho tuabin hướng trục hoặc tuabin tâm trục có n_s gần với n_s của tuabin thiết kế.

- Quy luật phân bố momen vận tốc $C_{u,r} = f(r)$ chọn như sau:

Đối với tuabin có $\theta = 60^\circ$ chọn:

$$(C_{u,r})_{bên} = -0,17 \eta_H g H / \omega$$

$$(C_{u,r})_{ngoài} = +0,036 \eta_H g H / \omega.$$

Đối với tuabin có $\theta = 30^\circ$ chọn theo lưu số ở mép ra và lưu lượng:

$$\text{Tiết diện bầu cánh: } F_2 D_1 / Q = 0$$

$$\text{Tiết diện ngoài: } F_2 D_1 / Q = 1,32$$

Từ đó tính ra $(C_{u,r})_2$ còn $(C_{u,r})_1$ tính theo phương trình cột áp.

- Tỷ số l/t và số cánh bánh công tác chọn theo cột áp H và góc nghiêng θ .

$H(m)$	θ°	z_1	(l/t) ngoài	(l/t) bầu
40 ÷ 60	60°	7 ÷ 10	1,2 ÷ 1,1	1,4 ÷ 1,5
80 ÷ 120	45°	9 ÷ 10	1,5 ÷ 1,6	1,7 ÷ 1,9
150 ÷ 200	30°	10 ÷ 12	1,6 ÷ 1,7	1,8 ÷ 1,9

Quy luật thay đổi l/t theo bán kính $l/r = f(r)$ là quy luật tuyến tính.

- Chọn độ dày lớn nhất của cánh và quy luật phân bố độ dày: dựa vào sức bền, vật liệu và khả năng gia công để chọn độ dày lớn nhất, sau đó dựa vào các profin khí động đã được kiểm tra chất lượng theo catalog để chọn quy luật phân bố độ dày profin cánh.

5.4.3. Thiết kế bánh công tác của tuabin hướng chéo

Thiết kế bánh công tác của loại tuabin này có thể sử dụng một trong những phương pháp đã nêu ở phần thiết kế bánh công tác của tuabin tâm trục hoặc hướng trục, tùy thuộc vào số vòng quay đặc trưng n_s , cột áp H và kinh nghiệm của người thiết kế.

Trong đó có thể sử dụng ba phương pháp sau:

- Phương pháp một toạ độ trong dòng đẳng tốc hoặc trong dòng đẳng thế. Ở đây mặt ánh xạ có thể chọn mặt nón hoặc mặt trụ.

- Phương pháp hai toạ độ: chủ yếu sử dụng phương pháp dòng đẳng thế.

- Phương pháp phân bố xoáy – nguồn.

Hiện nay phương pháp một toạ độ là phương pháp được sử dụng nhiều nhất để thiết kế tuabin hướng chéo. Chúng ta đã tìm hiểu kỹ phương pháp này ở phần trên.

Khi thiết kế bánh công tác của tuabin hướng chéo cần chú ý những điểm sau: số cánh bánh công tác của tuabin là hữu hạn, điều này khác với số cánh bánh công tác nhiều vô cùng đã được đặt ra khi sử dụng phương pháp một toạ độ để thiết kế cánh bánh công tác. Vì vậy để thiết kế cánh bánh công tác cho phù hợp với điều kiện số cánh hữu hạn cần cho thêm góc ra β_2 và một đại lượng $\Delta\beta_2$. Đại lượng này lấy theo kinh nghiệm. $\Delta\beta_2 = 1^\circ 30' \div 3^\circ$. Kết quả tính toán β_1 và β_2 , nếu giá trị của hai góc này quá lớn thì có thể thay đổi quy luật phân bố momen vận tốc $C_{u,r}$, hoặc có thể thay đổi cả vị trí mép vào và mép ra của cánh bánh công tác. Đối với tuabin hướng chéo có n_s lớn, gần với loại tuabin hướng trục nên dùng phương pháp xoáy – nguồn để thiết kế.

Bản vẽ biên dạng cánh bánh công tác và bản vẽ bánh công tác của tuabin hướng chéo cũng tương tự như bản vẽ của tuabin tâm trục và hướng trục.

Chương VI: THIẾT KẾ BỘ PHẬN DẪN DÒNG CỦA TUABIN NƯỚC

Trong chương V chúng ta đã nghiên cứu phương pháp thiết kế chi tiết quan trọng nhất của tuabin, đó là bánh công tác. Tiếp theo là thiết kế những bộ phận chính của phần dẫn dòng, bao gồm buồng dẫn (buồng xoắn, trụ đỡ, cánh hướng) và buồng hút. Yêu cầu chung đối với các bộ phận này là đảm bảo sự biến đổi năng lượng dòng chảy thành cơ năng một cách hiệu quả nhất, đủ bền và tính đến quan điểm kinh tế.

6.1. THIẾT KẾ BUỒNG DẪN

6.1.1. Buồng xoắn

6.1.1.1. Nhiệm vụ và các thông số đặc trưng

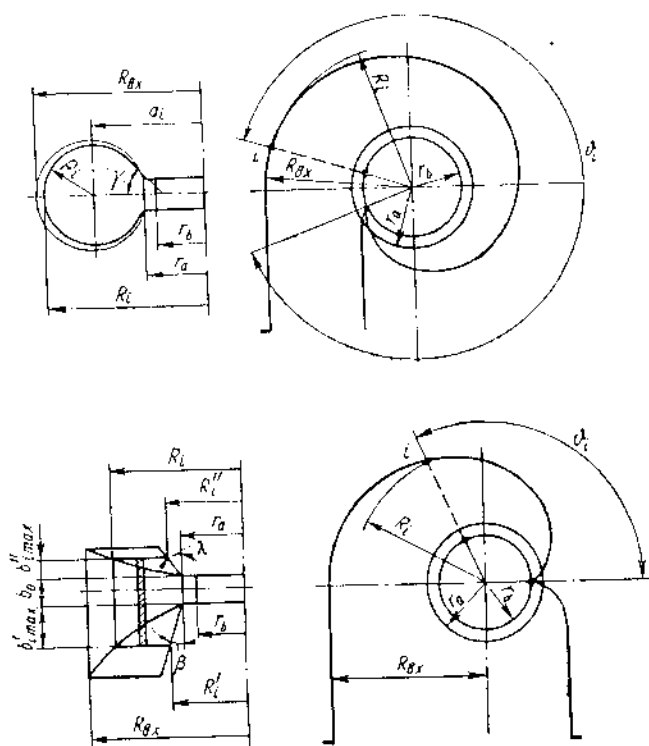
Buồng xoắn làm nhiệm vụ dẫn nước vào bánh công tác và hình thành đặc tính của dòng chảy trước mép vào cánh hướng dòng.

Yêu cầu đối với buồng xoắn: Đảm bảo phân bố đều dòng chảy theo chu tuyến trước các mép vào cánh hướng. Đảm bảo tổn thất trong buồng xoắn nhỏ, ảnh hưởng ít đến đặc tính năng lượng của tuabin. Ngoài ra trong trạm thủy điện thì buồng xoắn là bộ phận có kích thước ngang lớn nhất vì vậy yêu cầu đối với buồng xoắn là kích thước ngang nhỏ.

Trước khi đi vào thiết kế cánh bánh công tác đối với những tuabin lớn, người ta thường chọn sơ bộ một vài phương án buồng xoắn để lấy kích thước của trạm. Trên cơ sở kết luận về luận chứng kinh tế – kỹ thuật sẽ bắt đầu thiết kế bánh công tác và các chi tiết khác.

Các thông số đặc trưng của buồng xoắn:

Các thông số hình học của buồng xoắn được biểu hiện trên hình 6.1. Đó là: chiều rộng buồng xoắn B . Góc ôm của buồng xoắn φ . Nếu buồng xoắn kim loại tiết diện tròn thì bán kính tiết diện



Hình 6.1. Các thông số hình học của buồng xoắn

ρ . Nếu buồng xoắn bê tông tiết diện hình thang thì có: chiều cao h và chiều rộng a của hình thang.

6.1.1.2. Các loại buồng xoắn và phạm vi sử dụng

- *Buồng xoắn hở*: dùng cho các loại tuabin nhỏ, cột nước $H = 3 \div 10\text{m}$. Ưu điểm của loại tuabin này là dòng được dẫn đều vào cánh hướng, tổn thất nhỏ, nhược điểm: khoảng cách giữa các tổ máy phải đủ lớn, bề rộng trạm lớn, $B \geq 4D_1$, không dùng được cho các trạm có cột áp lớn, kích thước tuabin lớn.

- *Buồng xoắn bê tông*: thông thường loại này có tiết diện hình thang, góc ôm nhỏ, dùng cho các trạm có cột áp trung bình và thấp ($H = 3 \div 45\text{m}$) với các thông số chủ yếu như sau: $B = (2,5 \div 3,5)D_1$, $\varphi = 180^\circ \div 225^\circ$.

- *Buồng xoắn kim loại*: tiết diện tròn hoặc elip.

Dùng cho trạm cột áp trung bình và cao: $H = 150 \div 700\text{m}$, $B = (2,5 \div 4)D_1$, $\varphi = 345^\circ \div 360^\circ$.

Hiện nay có một số trạm cột áp khoảng $H = 200 \div 300\text{m}$, dùng buồng xoắn hỗn hợp bê tông và kim loại.

6.1.1.3. Ảnh hưởng của buồng xoắn đến đặc tính năng lượng của tuabin

Ảnh hưởng của buồng xoắn đến đặc tính năng lượng của tuabin gồm: tổn thất trong bản thân buồng xoắn và ảnh hưởng đến sự hình thành dòng chảy.

Tổn thất chủ yếu trong buồng xoắn chủ yếu là tổn thất dọc đường, tính theo công thức:

$$h_{bx} = \lambda \frac{1}{4R} \cdot \frac{v^2}{2g}$$

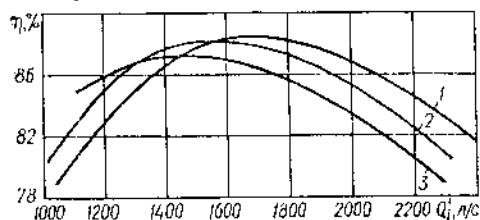
Các tiết diện trong buồng xoắn có độ nhám lớn, R_v lớn ($R_v > 10^6$) vì vậy hệ số tổn thất thủy lực dọc đường tính theo công thức Dacxi và tổn thất sẽ tính theo công thức:

$$h_{bx} = \xi_{bx} \frac{v^2}{2g}$$

Tính v theo vận tốc tiết diện vào:

$$v_{bx} = \alpha \sqrt{H} = \frac{Q_1 \sqrt{H} \cdot \varphi}{360 \cdot F_{bx} / D_1^2}$$

Thay vào biểu thức tính h_{bx}/H :



Hình 6.2. Ảnh hưởng thông số hình học buồng xoắn tới hiệu suất tuabin hướng trục

1- $\varphi = 180^\circ$, $\alpha = 0,7$

2- $\varphi = 180^\circ$, $\alpha = 1,2$

3- $\varphi = 135^\circ$, $\alpha = 1$

$$\frac{h_{bx}}{H} = \alpha^2 \cdot \frac{\xi_{bx}}{2g} = \frac{\xi_{bx}}{2g} \cdot \frac{Q_1^2 \cdot \varphi^2}{F_{bx} \cdot 360^2}$$

Từ biểu thức (6.1) ta thấy rằng tổn thất trong buồng xoắn phụ thuộc vào góc ôm φ , vào sự thay đổi của vận tốc dọc theo chiều dài xoắn và hình dạng của tiết diện buồng xoắn. Thực nghiệm cho thấy động năng của buồng xoắn $v^2/2gH$ không lớn, vào khoảng $2 \div 4\%$ và tổn thất năng lượng trong buồng xoắn không lớn. Các hệ số tổn thất xác định theo thực nghiệm đối với buồng xoắn tiết diện hình thang và $\varphi = 180^\circ$, $\xi_{bx} = 0,07 \div 0,09$. Đối với

với buồng xoắn kim loại $\varphi = 345^\circ$, $\xi_{bx} = 0,22 \div 0,24$. Tổn thất năng lượng trong buồng xoắn của tuabin hướng trục làm việc ở chế độ tính toán vào khoảng $0,26 \div 0,41\%$, phụ thuộc vào H ; tổn

thất buồng xoắn tuabin tâm trục có $H = 400 \div 500\text{m}$, $\varphi = 345^\circ$ vào khoảng $0,22 \div 0,25\%$, $H = 45\text{m}$, $\varphi = 345^\circ$, vào khoảng $0,6 \div 0,67\%$.

Ảnh hưởng của buồng xoắn đến việc hình thành dòng chảy và gián tiếp đến hiệu suất tuabin phụ thuộc vào kích thước và hình dạng buồng xoắn, dòng chảy ra khỏi buồng xoắn có lưu số nào đó, tính theo công thức $\Gamma = 2\pi Rv$. Lưu số này phụ thuộc vào góc ôm φ và diện tích tiết diện vào. Nếu tăng diện tích này và giảm góc ôm thì lưu số giảm, dòng chảy sẽ hướng tâm. Điểm làm việc tối ưu lệch sang phải (vùng tăng lưu lượng). Nếu giảm diện tích tiết diện vào đối với buồng xoắn, thiết kế theo quy luật $C_u r$ không đổi, sẽ làm giảm hiệu suất của tuabin. Nếu đồng thời giảm diện tích và giảm cả góc ôm thì làm giảm hiệu suất của tuabin và đồng thời gây xâm thực.

Tuy nhiên khi thiết kế phải chú ý: nếu tăng kích thước buồng xoắn thì tăng hiệu suất của tuabin nhưng tăng giá thành xây dựng. Cần chọn phương án tối ưu của hai vấn đề trên.

6.1.1.4, Thiết kế buồng xoắn

a. Các phương pháp thiết kế

Cấu trúc dòng chảy trong buồng xoắn phụ thuộc vào hình dạng của tiết diện và góc ôm. Vận tốc dòng chảy tại điểm bất kỳ dùng tọa độ z, r, θ gồm có vận tốc kinh tuyến $C_m = \sqrt{C_r^2 + C_z^2}$ và vận tốc vòng C_u . Để thiết kế buồng xoắn người ta giả thiết:

- Dòng chảy trong buồng xoắn là dòng chảy dừng, đối xứng qua trục quay và là dòng thế. Lưu lượng qua tiết diện bất kỳ Q , lấy theo góc φ là:

$$Q_i = Q_u \cdot \frac{\varphi_i}{2\pi} \quad (6.2)$$

Trong đó: Q_u - lưu lượng tính toán qua tuabin.

- Dòng chảy được coi là tổng hợp của dòng chảy thẳng và dòng xoáy, đặc trưng bởi lưu lượng Q và lưu số Γ , biểu diễn theo hàm phức sau:

$$W = i \cdot \frac{\Gamma}{2\pi} \ln r + \frac{Q}{2\pi} \ln Z \quad (6.3)$$

Phương trình đường dòng trong buồng xoắn có dạng: $\Gamma \ln r + Q \varphi = \text{const}$. (6.4)

Góc giữa hai véc tơ thành phần C_r và C_u ký hiệu là góc δ , được tính theo công thức:

$$\text{tg} \delta = \frac{C_r}{C_u} = -\frac{Q}{\Gamma} = \text{const} \quad (6.5)$$

Giả thiết rằng khi thay đổi chế độ làm việc thì Q và Γ thay đổi sao cho góc δ không đổi và các đường dòng trong buồng xoắn không đổi.

Thành phần C_r và C_u tính theo công thức:

$$C_r = \frac{Q_u}{\pi D_a h_0} \quad (6.6)$$

Trong đó: D_a - đường kính đường tròn là mép vào cột trụ.

Vì dòng chảy là dòng thế, nên momen vận tốc $C_u r$ là hằng số:

$$C_u r = K = \text{const}. \quad (6.7)$$

Trong đó: r - khoảng cách từ trục tuabin đến điểm bất kỳ;

K - hằng số của buồng xoắn.

Từ những giả thiết trên có ba phương pháp thiết kế:

- Thiết kế theo giả thiết momen vận tốc $C_u r$ là hằng số.

- Thiết kế theo giả thiết vận tốc trung bình dọc theo đường xoắn là hằng số: $C_{mb} = \text{const}$.
- Thiết kế theo giả thiết thành phần vận tốc vòng trung bình theo đường xoắn giảm dần.

Theo quan điểm thủy khí động học thì phương pháp 1 có cơ sở toán học nhiều hơn hai phương pháp còn lại. Phương pháp này được sử dụng cho buồng xoắn có $\varphi = 180^\circ - 360^\circ$. Nếu góc ôm nhỏ $\varphi < 180^\circ$ thì tính toán theo hai phương pháp sau đạt hiệu quả tốt hơn. Nếu muốn cho trục quay tuabin nằm gần giữa buồng xoắn hơn thì dùng phương pháp 3. Thực nghiệm cho thấy buồng xoắn thiết kế theo cả ba phương pháp trên đều bảo đảm chất lượng.

Sau đây chúng ta sẽ làm quen với thiết kế buồng xoắn theo phương pháp momen vận tốc là hằng số.

b. Lựa chọn thông số hình học

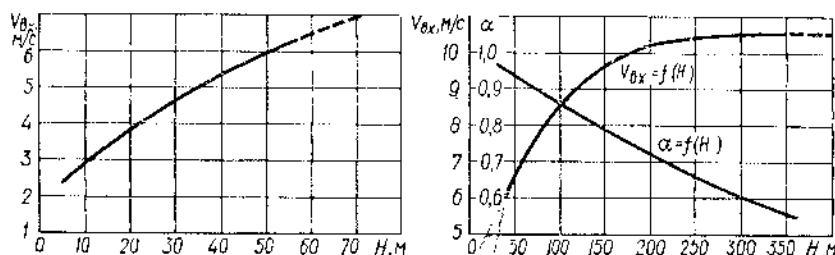
- Đối với tuabin cột áp thấp chọn $\varphi = 180^\circ - 192^\circ$, chiều rộng kể từ trục đến mép phải của buồng xoắn $B_2 = (1 \div 1,2)D_1$. Nếu giảm B_2 sẽ giảm hiệu suất tuabin.
- Đối với tuabin cột áp vừa và cao: $\varphi = 270^\circ \div 360^\circ$. H càng lớn thì φ càng lớn.
- Đối với tuabin $H = 80\text{m}$, $\varphi = 270^\circ \div 315^\circ$.
- Tiết diện của buồng xoắn bề tổng thường có dạng hình thang. Tiết diện buồng xoắn có dạng tròn, chuyển sang elíp ở phần cuối, hoặc tiết diện elíp.

Kích thước của tiết diện vào và diện tích F_{bx} phụ thuộc vào vận tốc trung bình của dòng chảy tại cửa vào và hệ số vận tốc α có thể chọn theo hình 6.3, hoặc tính theo công thức:

$$v_{bx} = \alpha \sqrt{H} \quad (6.8)$$

Đối với buồng xoắn bề tổng có thể chọn như sau:

$\alpha = 0,8 \div 1,1$; $R_{bx} \cong 1,6D_1$, $b_{bx} = (1,8 \div 2)\alpha$, $B \geq R_{bx} + 0,95D_1$ (với $\varphi = 180^\circ$); $B \geq R_{bx} + 1,1D_1$ (với $\varphi = 180^\circ \div 225^\circ$)



Hình 6.3. Chọn hệ số và V_{bx} theo cột áp tuabin

c. Thiết kế buồng xoắn tiết diện hình thang

Các thông số cho trước:

Cột áp thiết kế H_u , lưu lượng Q , công suất thiết kế N_u .

- Nội dung tính toán:

Sau khi đã chọn các thông số hình học, hình dạng tiết diện và vận tốc dòng chảy tiết diện vào, tính diện tích tiết diện vào:

$$F_{bx} = \frac{Q_{bx}}{v_{bx}} = \frac{Q_u \cdot \varphi}{360^\circ \cdot v_{bx}} \quad (6.9)$$

Lưu lượng qua tiết diện i bất kỳ là:

$$Q_i = Q_u \cdot \frac{\varphi_i}{2\pi}$$

Mật khác nó lại được xác định theo công thức:

$$Q_i = \int_{r_0}^{R_i} C_u b dr \quad (6.10)$$

Trong đó chiều cao tiết diện là hàm của bán kính $b = f(r)$

$$C_u = \frac{K}{r} \quad (6.11)$$

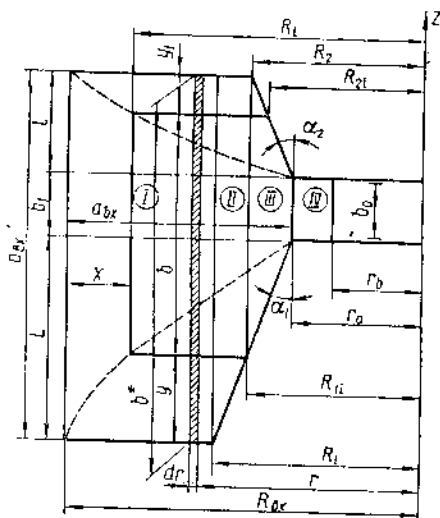
Vậy:
$$Q_{bx} = Q_u \cdot \frac{\varphi_{bx}}{2\pi} = K \cdot \int_{r_0}^R \frac{b}{r} dr \quad (6.12)$$

Hằng số của buồng xoắn K tính theo công thức:

$$K = \frac{Q_{bx}}{\int_{r_0}^R \frac{b}{r} dr} \quad (6.13)$$

Vị trí của tiết diện i theo góc φ tính theo công thức:

$$\varphi_i = \frac{2\pi K}{Q_u} \cdot \int_{r_0}^R \frac{b}{r} dr \quad (6.14)$$



Hình 6.4. Sơ đồ tính toán buồng xoắn tiết diện hình thang

Các thành phần vận tốc trước mép vào cánh hướng:

$$C_{r0} = \frac{Q_u}{2\pi r_0 b_1} ; C_{u0} = \frac{K}{r_0} \quad (6.15)$$

$$\delta = \arctg \frac{C_{r0}}{C_{u0}} = \arctg \frac{Q_u}{2\pi b_1 K} \quad (6.16)$$

Thay vào (6.14) ta có:

$$\varphi_i = \frac{1}{b_1 r_0 J g \delta} \cdot \int_{r_0}^R \frac{b}{r} dr \quad (6.17)$$

Theo công thức (6.17), nếu ta chọn trước quy luật biến đổi $b(r)$, ta có thể tính được vị trí φ_i của tiết diện có chiều cao b_i và bán kính r_i .

Các bước tiến hành:

- Theo giá trị D_1 , chọn các thông số hình học chủ yếu theo các bảng chỉ dẫn, phụ thuộc vào H, D_1 .

- Từ đồ thị $v_{bx} = f(H)$ (hình 6.3) chọn vận tốc v_{bx} .

- Tính diện tích tiết diện F_{bx} theo công thức (6.9).

- Chọn thông số của mặt cắt vào có diện tích vừa tính được F_{bx} và góc ôm δ của buồng xoắn theo công thức (6.16). Trong đó hệ số K tính theo công thức (6.13) cho tiết diện lớn nhất F_{bx} .

- Tính kích thước các mặt cắt còn lại và vị trí φ_i của các mặt đó.

- Trong khoảng cách từ R_a đến R_{b1} (hình 6.4) chọn khoảng 6 – 8 điểm. Quan hệ giữa chiều cao tiết diện b_i và bán kính được cho trước theo quy luật: ở nửa trên của hình thang: $x = p y^2$, nửa dưới của hình thang $x = p_1 y_1^2$, các hệ số p, p_1 tính theo tiết diện F_{bx} .

$$p = \frac{a}{L^2} ; p_l = \frac{a}{l^2} \quad (6.18)$$

Tính y_l theo y :

$$y_l = \frac{p}{p_l} y$$

Theo hình 6.4 ta có:

$$b^* = b + \frac{p}{p_l} y + y = b + y\left(\frac{p}{p_l} + 1\right) \quad (6.19)$$

$$y = \frac{b^* - b}{\sqrt{\frac{p}{p_l} + 1}}$$

$$R_l = R_{bx} - x$$

$$R_{1r} = R_l - y_l \operatorname{tg} \alpha_l \quad (6.20)$$

$$R_{2r} = R_2 - y_l \operatorname{tg} \alpha_2$$

Từ công thức (6.17), tính tích phân, ký hiệu là I_i :

$$I_i = \int_{r_b}^{R_l} \frac{b}{r} dr$$

Chia các mặt cắt cần tính ra làm 4 vùng I, II, III, IV, trong đó chiều cao tiết diện tính theo công thức:

$$b_i = b = \text{const. } b_{II} = m_l + n_l r$$

$$b_{II} = m + nr \quad b_{IV} = b_0 + (10 \div 20) \text{mm}$$

$$I = \int_{r_b}^{R_l} \frac{b}{r} dr = \int_{r_1}^{R_l} \frac{b^*}{r} dr + \int_{R_1}^{R_2} \frac{m + nr}{r} dr + \int_{r_a}^{R_l} \frac{m_l + n_l r}{r} dr + \int_{r_b}^{r_a} \frac{b_l}{r} dr =$$

$$= b^* (\ln R_l - \ln R_1) + m_l (\ln R_l - \ln R_2) + n_l (R_l - R_2) + m_l (\ln R_2 - \ln r_a) + n_l (R_2 - r_a) + b_l \ln r_a / r_b.$$

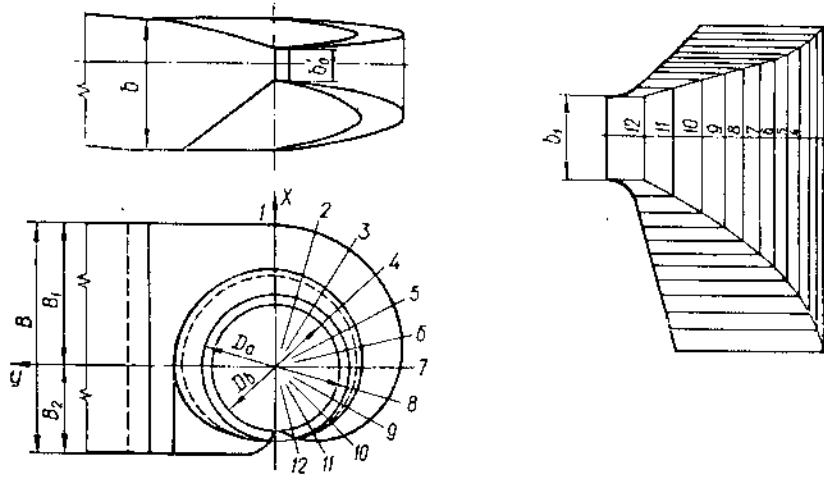
$$= b^* \ln R_l + (m - b^*) \ln R_l + n R_l + (m_l + m) \ln R_2 + (n_l - n) R_2 - m_l \ln r_a - n_l r_a + b_l \ln r_a - b_l \ln r_b$$

- Sau khi tìm được các giá trị tích phân, tính i theo (6.21) và tính φ_l theo (6.17). Chú ý: có thể cho quy luật thay đổi x theo y là tuyến tính hoặc đồ thị parabol bậc 3.

Các tính toán được tiến hành theo bảng 6.1.

Theo các mặt cắt vừa tính được, tiến hành lập các đường cong kiểm tra: $R_i = f_1(\varphi)$, $y = f_2(\varphi)$; $y_l = f_3(\varphi)$, $v_{th}/v_{bx} = f_4(\varphi)$. Trong đó v_{th} là vận tốc trung bình mặt cắt.

Sau đó xây dựng bản vẽ buồng xoắn (hình 6.5).

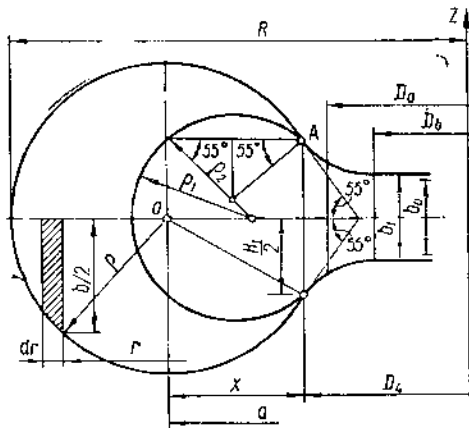


Hình 6.5. Bản vẽ buồng xoắn tiết diện hình thang

d. Thiết kế buồng xoắn tiết diện tròn

Nội dung tính toán:

Lưu lượng qua tiết diện vào:



Hình 6.6. Sơ đồ tính toán
buồng xoắn tiết diện hình tròn
cánh hướng thì:

$$\operatorname{tg} \delta = \frac{C_{r0}}{C_{u0}} = \frac{Q_n}{2\pi r_0 \cdot b_0} \cdot \frac{r_0}{K} = \frac{1}{2\pi b_0} \cdot \frac{Q_n}{K} \quad (6.24)$$

$$b(r) = 2\sqrt{\rho^2 - (r - a_i)^2} \quad (6.25)$$

Thay vào (6.23) ta có:

$$\varphi_i = \frac{2\pi \cdot 2K}{2\pi b_0 K \operatorname{tg} \delta} \int_{r_u}^{r_i} \frac{dr}{r} \sqrt{\rho^2 - (r - a_i)^2} = \frac{2}{b_0 \operatorname{tg} \delta} \int_{r_u}^{r_i} \sqrt{\rho^2 - (r - a_i)^2} \cdot \frac{dr}{r}$$

$$\text{Ký hiệu: } A = \frac{2}{b_0 \operatorname{tg} \delta} \quad (6.26)$$

$$Q_{hx} = Q_n \cdot \frac{\varphi}{360^\circ} \quad (6.21)$$

Diện tích tiết diện vào và bán kính của nó:

$$F_{hx} = \frac{Q_{hx}}{v_{hx}}; \rho_{hx} = \sqrt{\frac{F_{hx}}{\pi}} \quad (6.22)$$

Lưu lượng qua tiết diện bất kỳ nào đó:

$$Q_i = \int_{r_u}^{r_i} C_u \cdot b \cdot dr = K \int_{r_u}^{r_i} \frac{b}{r} dr = Q_n \cdot \frac{\varphi_i}{360^\circ}$$

$$\text{Vậy: } \varphi_i = \frac{2\pi K}{Q_n} \int_{r_u}^{r_i} \frac{b}{r} dr \quad (6.23)$$

Nếu C_{u0} và C_{r0} là vận tốc vòng và vận tốc vào của

$$\rho_i = \left[r_a + \rho_i - \sqrt{r_a(r_a + 2\rho_i)} \right] A \quad (6.27)$$

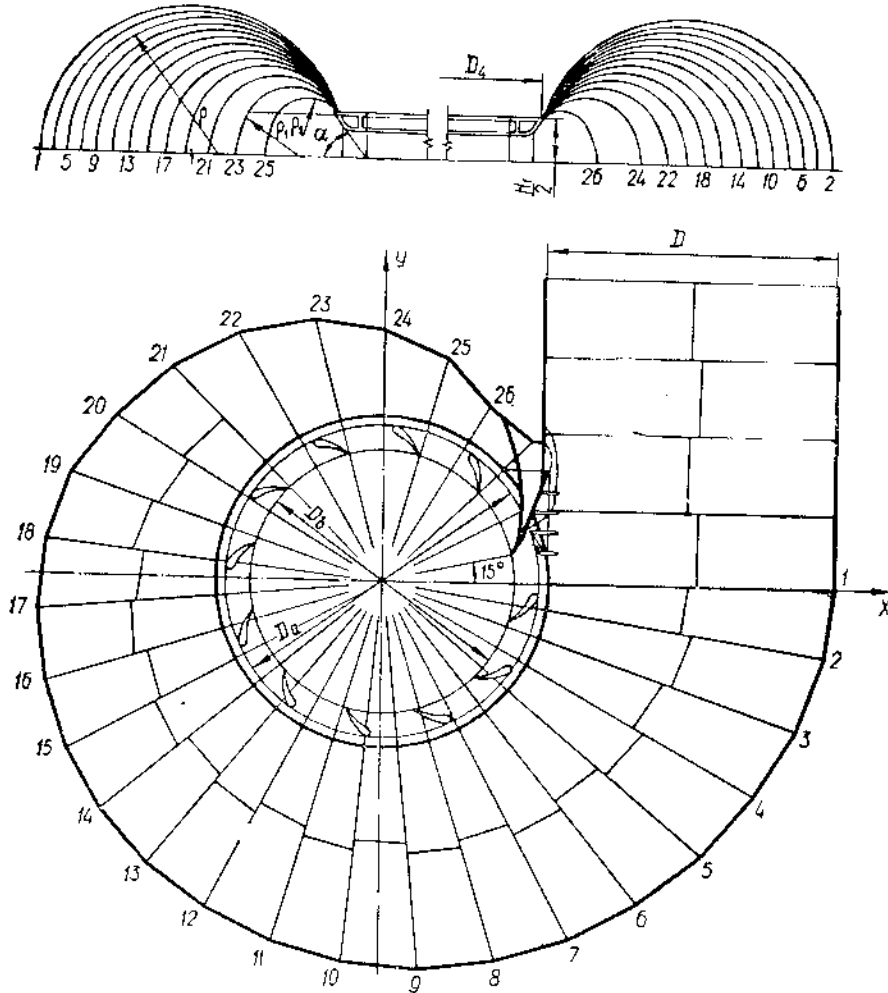
$$a_i = r_a + \rho_i$$

$$r = r_a + 2\rho_i$$

$$\varphi_i = A(a_i - \sqrt{r_a - r_i}) \quad (6.28)$$

$$v_i = \frac{\varphi_i}{A} + \sqrt{2r_a \cdot \frac{\varphi_i}{A}}$$

$$R_i = \rho_i + a_i. \quad (6.29)$$



Hình 6.7. Bản vẽ buồng xoắn tiết diện tròn

Các bước tiến hành:

- Tính diện tích, bán kính tiết diện vào theo (6.2) và (6.22). Từ đó tính hệ số K và góc δ theo (6.24).

- Chia φ_i ra thành các tiết diện cách đều nhau góc $15^\circ \dots 45^\circ$. Qua (6.26) tính được giá trị A . Theo (6.28) tính các bán kính ρ_i . Theo (6.29) tính R_i .

- Các bước tính toán này thường lập theo bảng.
- Dựng các đồ thị tại $R = f(\varphi)$, $Q = f(R)$.
- Các tiết diện cuối chuyển sang tiết diện elíp, lấy bán kính R từ đồ thị theo φ . Bán kính nhỏ lấy theo công thức.

$$\rho_e = \frac{R - [R_4 + \rho_1(1 - \cos \alpha)]}{2 \cos \alpha} \quad (6.30)$$

Sau khi tính toán, dựng bản vẽ như hình 6.7.

e. Thí dụ tính toán buồng xoắn bê tông cho tiết diện hình thang

Cho trước: cột áp thiết kế $H_H = 13,5\text{m}$

Cột áp lớn nhất: $H_{max} = 19,0\text{m}$

Cột áp nhỏ nhất: $H_{min} = 10,0\text{m}$

Công suất lớn nhất: $N_{max} = 69,0\text{MW}$.

- Đối với những thông số này, theo hình 5.1, chọn loại tuabin hướng trục cánh quay ký hiệu Liên Xô cũ là K20. Theo chỉ dẫn đối với loại tuabin này thường dùng buồng xoắn bê tông có góc ôm là $\varphi = 180^\circ$.

- Lưu lượng của tuabin tính toán là Q_H :

$$Q_H = \frac{N}{9,81 \eta_H H_H} = \frac{69 \cdot 10^3}{9,81 \cdot 0,85 \cdot 13,5} = 61 \text{ m}^3/\text{s}$$

- Lưu lượng qua tiết diện vào tuabin:

$$Q_{bx} = Q_H \cdot \frac{\varphi}{360} = 307 \text{ m}^3/\text{s}$$

- Theo hình 6.3 chọn vận tốc tại tiết diện vào là $3,45\text{m/s}$, hệ số vận tốc α tính theo công thức 6.8 là $0,94$.

- Diện tích tiết diện vào:

$$F_{bx} = \frac{Q_{bx}}{v_{bx}} = \frac{307}{3,45} = 89 \text{ m}^2$$

Ở phần tính toán bánh công tác ta đã lựa chọn lưu lượng dẫn xuất $Q'_t = 2050\text{l/s}$. Theo bảng chọn bán kính tiết diện vào R_{bx} (tỷ số R_{bx}/d_t) theo Q'_t như sau:

$Q'_t (\text{l/s})$	1600	1800	2000	2200	2400
R_{bx}/D_t	1,55	1,57	1,59	1,61	1,63

Với thông số dẫn xuất như trên, chọn tỷ số bằng $1,60$.

$$R_{bx} = 1,6 \cdot 9,0 = 14,4\text{m}.$$

- Chọn thông số hình học theo mô hình K20 ta có: $r_a = 6,75\text{m}$, $r_b = 5,9\text{m}$, $D_0 = 10,5\text{m}$, $b_0 = 3,6\text{m}$ góc của hình thang $\alpha_f = 15^\circ$. (hình 6.8).

Chiều cao tiết diện vào tính theo diện tích F_{bx} :

$$F_{bx} = b_0(r_a - r_b) + (r_b - r_a)b_{bx} - \frac{(b_{bx} - b_0)^2}{2} \text{tg} 15^\circ = 89$$

$$3,6(6,75 - 5,9) + (14,4 - 6,79)b_{bx} - \frac{(b_{bx} - 3,6)^2}{2} \cdot 0,268 = 8,9$$

$$0,134b_{bx}^2 - 8,615b_{bx} + 87,68 = 0$$

Rút ra: $b_{bx} = 12,7\text{m}$, tỷ số $b_{bx}/a_{bx} = 12,7/7,65 = 1,66$

- Tính tích phân:

$$I = \int_{r_b}^{r_a} \frac{b}{r} dr$$

Nếu chọn hình thang lệch dưới, tức là $b''_i = 0$ (hình 6.1) thì:

$$I = b_0 \ln \frac{r_a}{r_b} + b \ln \frac{r_i}{r_a} - r_k \text{ctg} \alpha_1 \ln \frac{r_k}{r_a} + m$$

$$b_0 \ln \frac{r_a}{r_b} = 3,65 \ln \frac{6,75}{5,9} = 0,487$$

Còn lại các số hạng khác của tích phân tính theo bảng 6.1

Bảng 6.1

Các thông số	Tiết diện							
	1	2	3	4	5	6	7	8
r_i, m	14,4	13,4	12,4	11,4	10,14	9,4	8,4	7,4
b, m	12,7	10,47	8,56	6,96	5,76	4,69	4,023	3,666
r_k, m	9,19	8,59	8,08	7,65	7,31	7,04	6,86	6,77
r_k/r_a	1,361	1,273	1,197	1,133	1,082	1,043	1,017	1,003
$\ln r_i/r_a$	0,308	0,241	0,18	0,125	0,079	0,042	0,017	0,003
r_i/r_a	2,133	1,985	1,837	1,689	1,641	1,393	1,244	1,096
$\ln r_i/r_a$	0,758	0,686	0,607	0,524	0,432	0,332	0,218	0,092
$b \cdot \ln r_i/r_a$	9,63	7,18	5,20	3,65	2,45	1,56	0,877	0,336
$r_k \text{ctg} \gamma$	34,3	32,05	30,15	28,54	27,26	26,38	25,61	25,26
$r_k \text{ctg} \gamma \ln r_k/r_a$	10,57	7,72	5,42	3,56	2,15	1,10	0,44	0,08
m	9,10	6,87	4,96	3,36	2,07	1,092	0,423	0,0656
$\int_{r_b}^{r_i} \frac{b}{r} dr$	8,64	6,81	5,22	3,93	2,85	2,03	1,34	0,80
ϕ'	180	141,9	108,7	81,9	59,4	42,3	27,9	6,17
Q	307	242	185,5	139,6	101,3	71,2	47,6	28,4
F	89,11	66,37	48,12	33,91	23,19	15,33	9,86	5,44
$V_m, \text{m/s}$	3,44	3,65	3,85	4,12	4,37	4,70	4,92	5,22

- Theo kết quả tính toán ở bảng dựng các đường cong quan hệ của lưu lượng, góc ϕ , vận tốc trung bình mặt cắt, chiều cao mặt cắt theo các tiết diện đã chọn (hình 6.8).

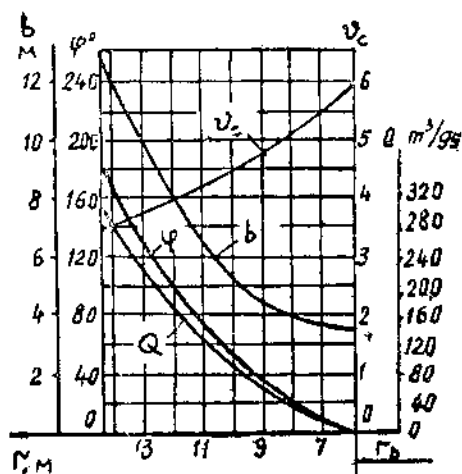
6.1.2. Trụ đỡ

6.1.2.1. Nhiệm vụ và đặc điểm

Trụ đỡ tuabin đóng vai trò chịu lực gồm có lực dọc trục của tổ máy, trọng lực của các thiết bị phụ và khối bê tông phần gian máy... xuống nền nhà máy.

Yêu cầu đối với trụ đỡ về mặt kết cấu là phải đủ bền và không ảnh hưởng đến dòng chảy.

Đòng chảy qua trụ đỡ là đòng tiếp theo của đòng chảy trong buồng xoắn. Thông thường coi là đòng thể không xoáy. Để đảm bảo cho các hệ số cản thủy lực của cột trụ là nhỏ nhất, người ta dựng đường tâm của profin cột trụ là một phần của đường đòng này. Như trên đã nêu, đòng chảy trong buồng xoắn tính theo quy luật momen vận tốc đó là hằng số và đường đòng gần dạng với đường xoắn logarit với bán kính cong lớn.



Hình 6.8. Kết quả tính toán

Các thông số hình học đặc trưng của cột trụ gồm số lượng cột trụ Z_u , độ dày lớn nhất δ , vị trí cột trụ (đường kính mép vào cột trụ D_u), góc nghiêng của cột trụ so với phương hướng kênh γ , góc của đòng ra khỏi buồng xoắn θ (góc giữa tiếp tuyến với đường đòng và bán kính vectơ tại tiếp điểm), góc đòng ra khỏi cột trụ và biên dạng cột trụ.

Số lượng cột trụ lấy bằng nửa số lượng cánh hướng, chọn theo mô hình có n_s và H gần nhất:

$$Z_u = \frac{1}{2} Z_0.$$

Độ dày lớn nhất tính theo sức bền, sơ bộ chọn:

$$\delta_{\max} = \frac{\theta_{\max}}{l} = 15 - 20\%.$$

Trong đó: L - chiều dài dây cung của đường tâm.

Vị trí cột trụ D_u chọn theo mô hình.

Góc θ giữa bán kính véc tơ của một điểm và tiếp tuyến với đường đòng tại điểm đó thường lấy từ kết quả tính toán buồng xoắn (công thức 6.16). Nhưng vì có các cột trụ với bề dày hữu hạn nên có hiện tượng chèn đòng gọi $\Delta\theta$ là độ chênh góc của đòng bị chèn so với đòng cũ.

Thường lấy $\Delta\theta = 3^\circ - 5^\circ$.

Thực nghiệm cho thấy: góc ra khỏi đòng ra của cột trụ bằng góc vào cánh hướng.

Khi thiết kế cột trụ thường chia làm hai phần: các cánh cột trụ ở trong cùng góc ôm φ của buồng xoắn và phần ở ngoài vùng góc ôm. Đối với những tuabin lớn tính toán biên dạng và góc nghiêng γ của hai phần này khác nhau, chủ yếu là do đường đòng tại hai phần này khác nhau (hình 6.10).

Góc nghiêng cánh của cột trụ γ trong vùng góc ôm tính theo công thức:

$$\gamma = 90^\circ - (\delta + \Delta\theta) \quad (6.31)$$

Góc γ trong vùng ngoài góc ôm φ chọn theo đường dòng, lấy từ tam giác vận tốc. Biên dạng cánh trong một cột trụ không thay đổi theo chiều cao của cột.

6.1.2.2. Thiết kế biên dạng cánh cột trụ

a. Nội dung thiết kế

Để đơn giản người ta thường thiết kế các cột trụ có cùng biên dạng cánh. Từ tam giác vận tốc sau khi dựng đường dòng ta có:

$$C_r = \frac{Q_u}{2\pi r_a b_a} \quad (6.32)$$

$$C_{u'} = K$$

Trong đó: K - hệ số buồng xoắn.

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{C_r}{C_u} = \frac{Q}{2\pi r_a K}$$

Chọn $\operatorname{tg} \alpha = \operatorname{tg} \delta_{u_1}$ - góc α ở mép vào cánh cột trụ bằng góc θ ở buồng xoắn theo (6.16). Góc α ở mép ra của cột trụ lấy bằng góc α_0 ở mép vào cánh hướng.

Các tiết diện giữa mép vào và mép ra với bán kính r_i thì tính góc α_i theo công thức:

$$\operatorname{tg} \alpha_{u_i} = \operatorname{tg} \delta_{u_1} \cdot \frac{b_a}{b_i} \quad (6.33)$$

Nếu tính sự chèn dòng thì phải tính theo (6.31) hoặc nếu gọi t_i là bước của cánh, thì tính theo công thức:

$$t_i = \frac{2\pi R_i}{Z_a} \quad (6.34)$$

Góc α'_i tính đến sự chèn dòng theo công thức:

$$\operatorname{tg} \alpha'_i = \operatorname{tg} \delta_{u_1} \cdot \frac{b_a}{b_i \left(1 - \frac{\delta_{t_i}}{t_i}\right)} \quad (6.35)$$

Ở đây δ_i là độ dày cánh cột trụ tại tiết diện thứ i .

b. Trình tự tính toán

- Tính lần thứ nhất: tính cánh mỏng vô cùng.

+ Dựa vào kết quả tính buồng xoắn để tính góc α cho tam giác vận tốc theo công thức (6.32), (6.33). Trên đường dòng, lấy trong khoảng từ R_u đến R_0 từ 5 ÷ 10 tiết diện cho bán kính R_i để tính α_i .

Giả sử ta chia năm tiết diện thì:

$$\Delta R = \frac{R_u - R_0}{5}$$

Góc ôm $\Delta\theta$ cho từng vị trí tính theo công thức:

$$\Delta\theta = \Delta\theta_u + \Delta\theta_b$$

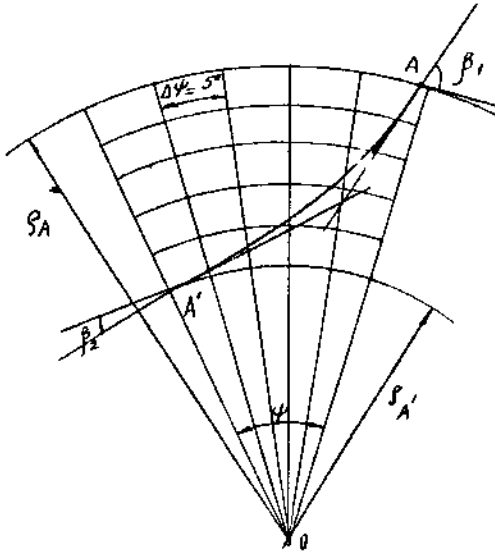
Trong đó:

$$\Delta\theta_u = \arcsin \frac{R_i \operatorname{tg} \alpha_i + \sqrt{(R_i + \Delta R/2)^2 (1 + \operatorname{tg}^2 \alpha_i) - R_i^2}}{(R_i + \Delta R/2)(1 + \operatorname{tg}^2 \alpha_i)}$$

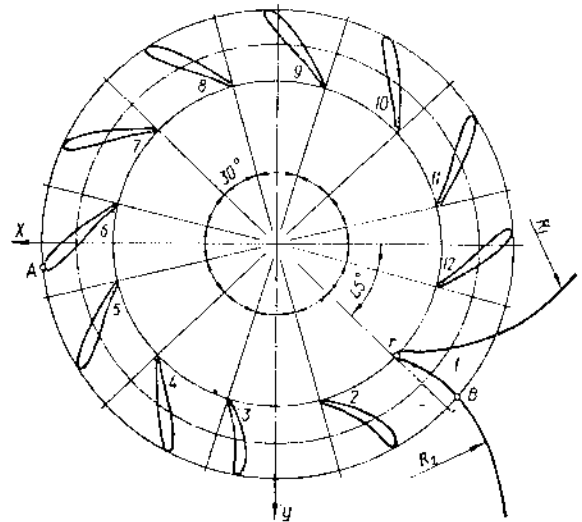
$$\Delta\theta_h = \arcsin \frac{R_i \operatorname{tg} \alpha_i - \sqrt{(R_i + \Delta R/2)^2 (1 + \operatorname{tg}^2 \alpha_i) - R_i^2}}{(R_i + \Delta R/2)(1 + \operatorname{tg}^2 \alpha_i)}$$
(6.36)

+ Tính $\Delta\theta$ theo (6.36)

$X=x/l$	0,1	0,2	0,3	0,35	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
$\delta=\delta_{\max}$	0,808	0,995	0,996	1	0,915	0,905	0,830	0,692	0,555	0,4



Hình 6.9. Dụng đường tâm profin cánh cột trụ



Hình 6.10. Sơ đồ sắp xếp cánh cột trụ

+ Vẽ đường gấp khúc theo $\Delta\theta$ và α_i .

+ Nối đường cong tròn theo đường gấp khúc trên, đó là đường tâm của cánh mỏng vô cùng.

+ Đáp độ dày theo bảng sau:

Tính gần đúng lần thứ hai: có tính đến sự chèn dòng.

+ Đo trực tiếp trên bản vẽ để có quan hệ $\delta_i = f(R_i)$.

+ Tính α'_i theo (6.35).

+ Tính lại $\Delta\theta_u$, $\Delta\theta_h$ và $\Delta\theta$ theo (6.36).

+ Xây dựng lại đường tâm như ở phần thứ nhất với góc α'_i và $\Delta\theta$.

+ Đáp độ dày.

Sau khi đã thiết kế được biên dạng cánh của cột trụ, đặt chúng theo đường dòng hoặc theo chỉ dẫn công thức (6.31). Chú ý: cánh cột trụ ở gần mũi buồng xoắn thường có biên dạng là profin thẳng hoặc cong ngược lại so với những cánh cột trụ khác (hình 6.10).

6.1.3. Cánh hướng dòng

6.1.3.1. Nhiệm vụ và các thông số đặc trưng

Trong tuabin phản lực cánh hướng đóng vai trò:

- Dẫn dòng và phân bố dòng trước khi vào bánh công tác
- Điều chỉnh lưu lượng qua tuabin phù hợp với phụ tải
- Đóng và mở tuabin, bảo vệ bánh công tác khi có sự cố và khi sửa chữa.

Các thông số hình học của hệ thống cánh hướng (hình 6.11):

Đường kính đường tròn phân bố trục xoay cánh hướng D_0

Chiều cao cánh hướng - b_0

Số lượng cánh hướng - z_0

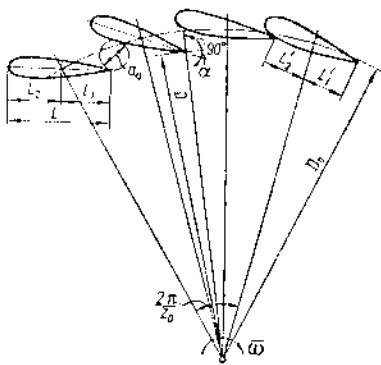
Độ mở cánh hướng - α_0

Chiều dài cung cánh L so với tâm quay - L_1, L_2

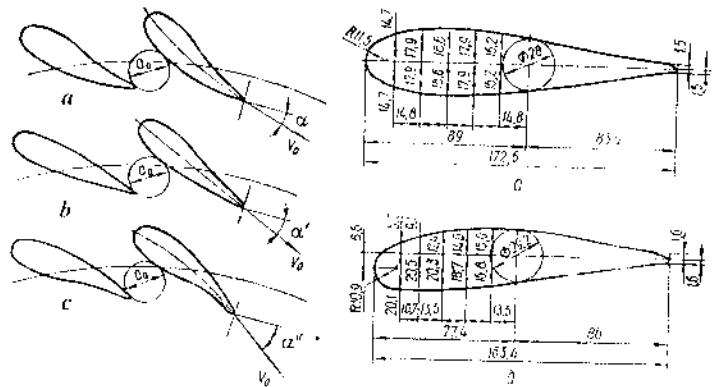
Độ mau cánh L/t

Độ dày lớn nhất δ_{max}

Độ lệch tâm khi cánh hướng đóng hoàn toàn: $\varepsilon = \frac{L'_1 - L'_2}{2(L'_1 + L'_2)}$



Hình 6.11. Các thông số hình học đặc trưng của cánh hướng dòng



Hình 6.12. Các dạng profin cánh hướng dòng

Chiều dài và biên dạng cánh có thể không đổi dọc theo chiều cao b_0 . Thông thường ở tuabin trục đứng cánh hướng có biên dạng và chiều dài không đổi theo b_0 . Tuabin trục ngang (kiểu cap-sun) dùng cánh hướng có chiều dài thay đổi.

Biên dạng profin cánh hướng có thể có ba loại: đối xứng, cong lên và cong xuống. Nếu gọi f là độ võng lớn nhất của đường nhân profin so với dây cung của nó và góc α_i là góc của đường dòng chảy ở mép ra profin cánh hướng (hình 6.12), thì ba loại trên còn gọi là profin có độ võng âm (6.12a), profin đối xứng (6.12b), profin có độ võng dương (6.12c) ứng với ba trường hợp: $f < 0$ và $f = 0$ và $f > 0$. Góc: $\alpha_i < \alpha'_i < \alpha''_i$.

Lưu lượng qua cánh hướng phụ thuộc vào độ mở α_0 và vào biên dạng profin. Lưu lượng qua cánh hướng có $f > 0$ (hình 6.12c) là lớn nhất. Vì góc α'_i lớn, tức là thành phần C_r lớn.

Các thông số hình học chọn phụ thuộc vào H và D_1 . Nếu D_1 lớn và b_0 nhỏ thì giảm vận tốc trung bình mặt cắt và tổn thất thủy lực trong cánh hướng giảm, dòng ra khỏi cánh hướng đều hơn. Cần chọn tối ưu tuabin n , nhỏ, tỷ số $b_0/D_1 = 0.08$ đến 0.12 , công suất định mức đạt khi có độ mở cánh hướng $= (0.3 \div 0.5) \alpha_{0max}$. Tuabin có n lớn, $b_0/D_1 = 0.3 \div 0.5$, độ mở $\alpha_0 = (0.7 \div 0.8) \alpha_{0max}$.

6.1.3.2. Tổn thất trong hệ thống cánh hướng

a. Dòng chảy hình thành sau khi ra khỏi cánh hướng

Trong thực tế dòng chảy ra khỏi cánh hướng có thay đổi về hướng và trị số dọc theo chiều cao cánh hướng h_0 . Sự thay đổi này phụ thuộc vào biên dạng phần dẫn dòng và chế độ làm việc của tuabin. Có thể viết $C_{m0} = f_1(h_0)$ và $C_{u0} = f_2(h_0)$. Khi thiết kế bánh công tác người ta thường cho trước quy luật thay đổi của hai hàm trên. Thực nghiệm cho thấy giá trị n_s lớn thì sự phân bố hai hàm trên theo h_0 càng không đều.

Tại chế độ làm việc tối ưu dòng chảy qua cánh hướng là dòng thế không xoáy. Khi giảm a_0 momen vận tốc tăng, lực ly tâm tăng làm cho thành phần C_m ở vành dưới nhỏ hơn ở vành trên. Thực nghiệm cho thấy sự thay đổi của C_{m0} và (C_{u0}) theo h_0 có thể đạt chênh lệch đến 10-20%.

Góc giữa tiếp tuyến với đường dòng và hướng nằm ngang ký hiệu là φ cũng thay đổi theo h_0 .

Tuy nhiên khi thiết kế biên dạng cánh hướng người ta thường công nhận một số giả thiết:

Dòng ra khỏi cánh hướng có góc α_0 bằng α_0 của cánh $\alpha_{0d} = \alpha_0$

Góc α_{0d} của dòng ra khỏi cánh hướng không phụ thuộc vào điều kiện dòng vào cánh hướng.

Momen vận tốc $(C_{u0})_0 = (C_{u0})_1$ là momen vận tốc tại mép vào của cánh bánh công tác.

- Các thông số của dòng chảy không thay đổi theo chiều cao cánh hướng

- Các thành phần vận tốc tính theo công thức:

$$C_{u0} = \frac{Q}{2\pi r_0 b_0} \quad (6.37)$$

$$C_{m0} = C_{u0} \cotg \alpha_0$$

Xác định góc α_0 bằng cách cho trước momen vận tốc ở mép vào bánh công tác, từ đó tính:

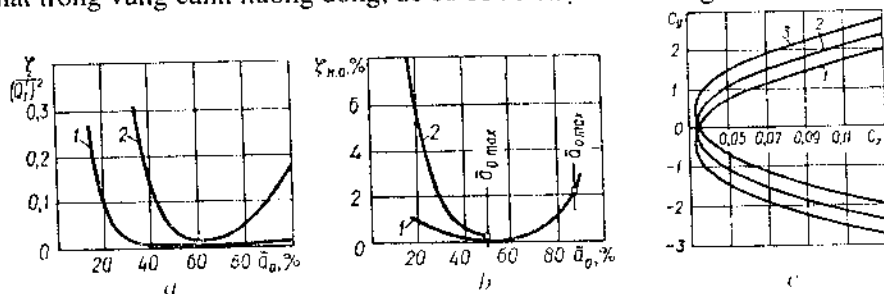
$$C_{m0} = \frac{r_1}{r_0} C_{m1}$$

$$\tg \alpha_0 = \frac{C_{m0}}{C_{u0}} \cos \varphi = \text{const} \quad (6.38)$$

Góc φ của tiếp tuyến với đường cong so với phương nằm ngang, xác định từ phần dựng đường dòng.

b. Tổn thất trong cánh hướng dòng

Xét tổn thất trong vùng cánh hướng dòng, để có cơ sở chọn các thông số của nó.



Hình 6.13. Tổn thất năng lượng trong vùng cánh hướng (a,b)
Quan hệ $C_p = f(\alpha_0)$ của profin cánh hướng a

Nếu thay dây cánh thực bằng dây tẩm phẳng thì tổn thất trong lưới của dây tẩm phẳng là hàm của nhiều thông số:

$$h_{\text{mtr}} = f(C_A, \beta_{\text{co}}, Lt, D_1/D_2, b_0/D_1, Q_1)$$

Trong đó: C_x - hệ số lực cản của cánh;

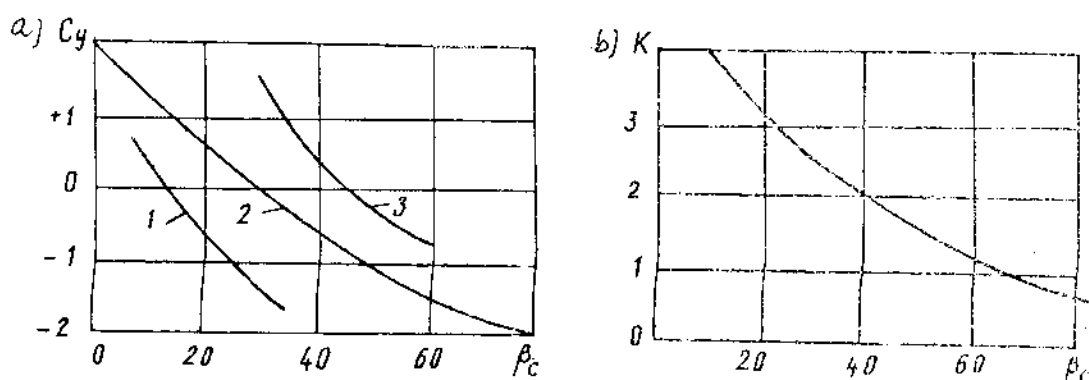
β_{cp} - góc đặt cánh của profin cánh hướng dòng.

Hệ số tổn thất cánh hướng $\xi_0 = h_{m0}/H$ cũng là hàm của những thông số trên được biểu thị trong hình 6.13 a,b với đường 1 ứng với n_s lớn, đường 2 - n_s nhỏ.

Chọn $C_y = f(C_x)$ theo hình 6.13c. Trong đó: 1 - cánh có độ võng dương, 2 - cánh đối xứng, 3 - cánh có độ võng âm. Ta thấy để có cùng một giá trị hệ số lực nâng C_y thì loại cánh có độ võng âm có hệ số cản nhỏ nhất. Ngược lại nếu buồng xoắn hẹp, a_0 lớn thì hệ số lực nâng âm, lúc đó loại cánh có độ võng dương lại có hệ số cản nhỏ. Vì vậy chọn hình dạng profin cánh hướng cũng phải tính đến tổn thất.

Đối với tuabin hướng trục $H \leq 40$, góc ôm của buồng xoắn nhỏ, để tổn thất trong cánh hướng nhỏ nhất nên chọn profin có độ võng dương. Với buồng xoắn hở chọn profin có độ võng âm. Với tuabin hướng trục n_s lớn - chọn profin đối xứng.

Đối với tuabin tâm trục $H = 45 \div 170$ m, dùng buồng xoắn có góc ôm $\leq 345^\circ$ - chọn profin có độ võng dương. Nếu $H = 230 \div 700$ m, buồng xoắn rộng, làm việc chủ yếu ở độ mở a_0 nhỏ thì chọn profin có độ võng âm.



Hình 6.14. Chọn các thông số của profin cánh hướng

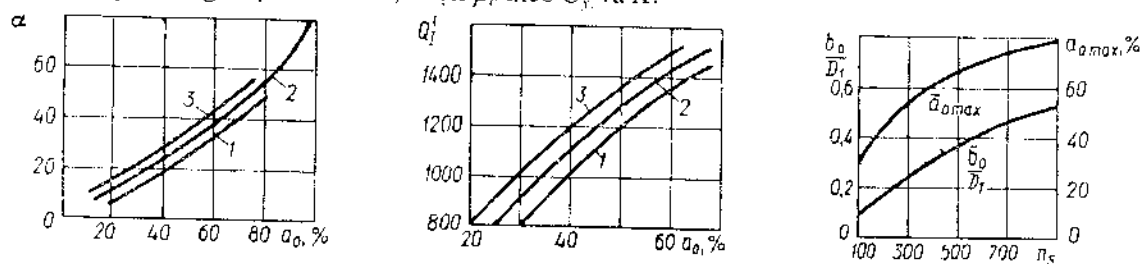
a - quan hệ $C_y = f(\beta_{cp})$; 1. $\beta_1 = 25^\circ$, 2. $\beta_1 = 35^\circ$, 3. $\beta_1 = 45^\circ$; b - quan hệ $K = f(\beta_{cp})$

Nếu thay dây cánh hướng bằng dây tẩm phẳng, đặt dưới góc β_c thì hệ số lực nâng tính theo công thức:

$$C_y = 2\pi K \sin(\beta_c - \beta_0)$$

$$K = \frac{C_y^d}{C_y} = f\left(\frac{L}{t}, \beta_c\right)$$

Thông thường chọn $L/t = 1,1$, chọn β_c theo C_y và K .



Hình 6.15. Chọn các thông số cánh hướng dòng

a- quan hệ $C_y = f(a_0)$; b- quan hệ $Q'_i = f(a_0)$; c- quan hệ $b_0/D_1, a_{0max} = f(a_0)$.

1. profin độ võng âm, 2. profin đối xứng, 3. profin độ võng dương

Tổn thất trong cánh hướng của tuabin hướng trục nhỏ hơn tổn thất trong cánh hướng của tuabin tâm trục. Ví dụ với tuabin hướng trục vận tốc lớn, với độ mở α_0 bằng nửa độ mở lớn nhất thì tổn thất chỉ vào khoảng 0.1 – 0.3%. Còn với tuabin tâm trục vận tốc nhỏ với độ mở bằng nửa độ mở lớn nhất thì tổn thất có thể lên tới 3-5%. Vì vậy thiết kế cánh hướng của tuabin tâm trục cần phải chú trọng hơn.

6.1.3.3. Thiết kế biên dạng profin cánh hướng

Nội dung tính toán:

Chúng ta đã biết: số vòng quay đặc trưng của tuabin phụ thuộc vào cột áp tuabin. Mặt khác nó phụ thuộc vào khả năng tháo của hệ thống cánh hướng qua thông số hình học b_0/D_1 và α_{0max} . Hình 6.15 biểu thị quan hệ đó.

Với những giả thiết về momen vận tốc trước mép vào bánh công tác và sau cánh hướng đã nêu trên, nếu lấy $(C_{ur})_2 = 0$, cho quy luật $(C_{ur})_1$ ta có:

$$(C_{ur})_1 = \frac{Q}{2\pi b_0} \operatorname{ctg} \alpha_d = \frac{\eta_H \cdot g \cdot H}{\omega}$$

Tính theo các thông số quy dẫn n'_1, Q'_1

$$\begin{aligned} Q'_1 \cdot \frac{\operatorname{ctg} \alpha_d}{2\pi b_0} &= \frac{30 \eta_H g H}{n'_1 D_1} \\ Q'_1 &= \frac{60 b_0 \eta_H g H \operatorname{ctg} \alpha_d}{n'_1 D_1} \end{aligned} \quad (6.39)$$

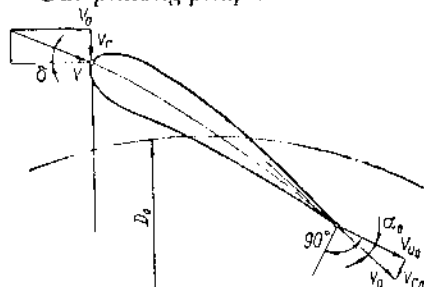
Vậy khả năng tháo qua cánh hướng phụ thuộc vào H, b_0, n'_1, α_d .

Chọn các thông số trên chủ yếu dựa vào các mô hình có n_1 gần nhất.

Khi có α_0 , theo đường dòng của dòng thể trong vùng cánh hướng, tính góc α_0 theo công thức (6.37), (6.38). Nếu góc α_0 và α_d sai lệch nhiều thì phải chọn lại các thông số và tính lại.

Biết α_0 và C_{u0} , không đổi theo b_0 , cần tính C_{u0} cho các đường dòng theo (6.38). Tính lại C_{u0} , C_{u2} , β_1 , β_2 của bánh công tác. Như vậy ta đã kiểm tra được sự hợp lý của dòng chảy qua cánh hướng và qua cánh bánh công tác...

Các phương pháp thiết kế:



Hình 6.16. Dựng profin cánh hướng dòng theo phương pháp một toạ độ

là mặt phẳng vuông góc với trục quay.

- Trình tự tính toán theo phương pháp này có thể tham khảo ở trên và phần thiết kế biên dạng trụ đỡ.

- Phương pháp phân bố xoáy nguồn. Phương pháp này đã trình bày ở chương V.

Thiết kế profin cánh hướng có thể sử dụng hai phương pháp chính: phương pháp một toạ độ và phương pháp xoáy nguồn.

- Phương pháp một toạ độ (xem phần 5.3.3).

- Chọn tam giác vận tốc ở mép vào theo điều kiện ở mép ra của trụ đỡ.

- Chọn tam giác vận tốc ở mép ra theo điều kiện ở mép vào và mép ra bánh công tác.

- Sử dụng phương pháp này với giả thiết đường dòng ở các vùng cánh hướng song song với nhau và vuông góc với trục quay thì mặt ánh xạ sẽ phải chọn

Các cánh hướng có hình quạt (biên dạng thay đổi theo h_n) cũng thiết kế theo phương pháp một toạ độ, mặt ánh xạ là mặt nón.

6.2. THIẾT KẾ BUỒNG HÚT

6.2.1. Nhiệm vụ và các thông số đặc trưng

Buồng hút làm nhiệm vụ dẫn nước từ bánh công tác xuống hạ lưu. Buồng hút cho phép sử dụng phần năng lượng còn lại của dòng chảy sau khi ra khỏi bánh công tác.

Để thấy rõ vai trò của buồng hút trong tuabin ta xét hai trường hợp: tuabin có buồng hút và không có buồng hút (hình 6.17).

- Trường hợp không buồng hút:

Cột áp tuabin được xác định theo công thức:

$$H = E_0 - E_2$$

$$E_0 = \frac{P_a}{\gamma} + H_1 - \text{năng lượng riêng tại mặt thoáng thượng lưu } (P_u = P_a, C_u = 0)$$

$$E_2 = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{C_2^2}{2g} + h_d - \text{năng lượng riêng tại tiết diện ra bánh công tác}$$

$$H = \frac{P_a}{\gamma} + H_1 - \frac{P_2}{\gamma} - \frac{C_2^2}{2g} - h_d$$

Trường hợp không buồng hút thì $P_2 = P_a$

$$H = H_1 - \left(\frac{C_2^2}{2g} + h_d \right) \quad (6.40)$$

Trong đó: H_1 - cột áp, là hiệu số giữa độ cao mực nước thượng lưu và độ cao đặt tuabin;

h_d - tổn thất trong buồng dẫn.

Trong trường hợp này cột áp tuabin bằng hiệu của cột áp H_1 trừ đi động năng cửa ra của tuabin và tổn thất trong buồng dẫn.

- Trường hợp có buồng hút:

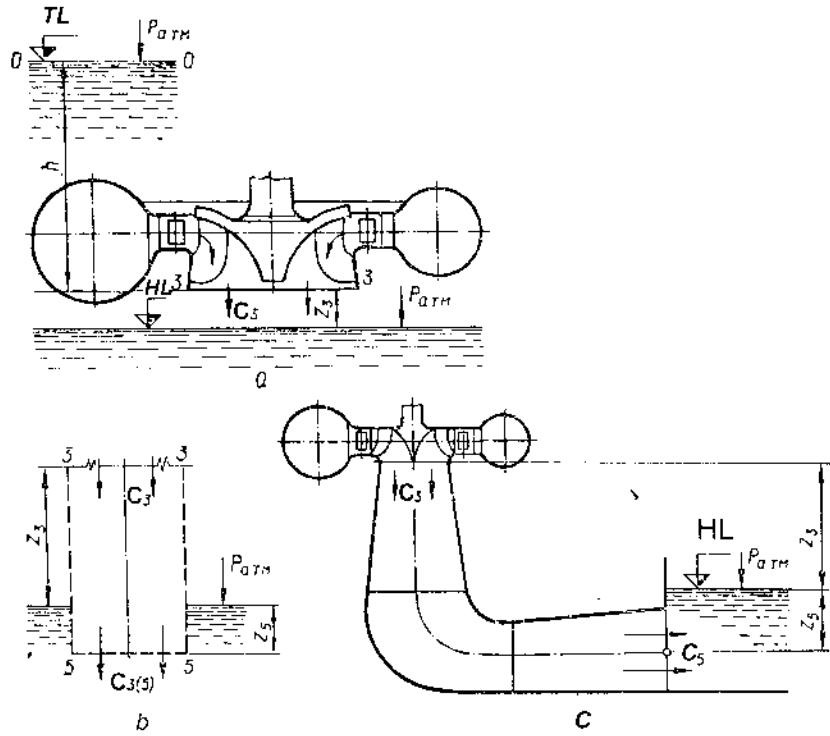
Trong công thức xác định cột áp H tuabin thì năng lượng riêng cửa ra sẽ thay đổi. Để tìm E_2 ta viết phương trình cân bằng năng lượng giữa hai mặt 2-2 và 5-5 (là tiết diện ra cửa buồng hút) với chuẩn là mặt thoáng hạ lưu.

$$E_2 = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{C_2^2}{2g} + H_2 = \frac{P_5}{\gamma} + \frac{C_5^2}{2g} - Z_5 + h_{2-5}$$

$$\frac{P_5}{\gamma} = \frac{P_a}{\gamma} + Z_5$$

thay lên và rút ra:

$$\frac{P_2}{\gamma} = \frac{P_a}{\gamma} - H_2 - \frac{C_2^2}{2g} + \frac{C_5^2}{2g} + h_{2-5} \quad (6.41)$$



Hình 6.17. Sơ đồ phân dẫn dòng tuabin phản lực
a- không buồng hút, b- buồng hút ống thẳng, c- buồng hút ống lồi cong

Nhóm 3 số hạng cuối cùng và gọi là chân không thủy động

$$\frac{P_{th}}{\gamma} = \frac{C_2^2}{2g} - \left(\frac{C_3^2}{2g} + h_{2-3} \right) = H_{th} \quad (6.42)$$

$$E_2 = \frac{P_a}{\gamma} - H_2 - \frac{C_2^2}{2g} + \frac{C_3^2}{2g} + h_{2-3} + \frac{C_2^2}{2g} + H_2 = \frac{P_a}{\gamma} + \frac{C_3^2}{2g} + h_{2-3}$$

$$E_0 = \frac{P_a}{\gamma} + H_1 + H_2 \text{ (nếu lấy chuẩn là mặt thoáng hạ lưu)}$$

$$\text{Cột áp tuabin là: } H = E_0 - E_2 = \frac{P_a}{\gamma} + H_1 + H_2 - \frac{P_a}{\gamma} - \frac{C_3^2}{2g} - h_{2-3}$$

$$H = H_1 + H_2 - \left(\frac{C_3^2}{2g} + h_{2-3} \right) \quad (6.43)$$

So sánh giá trị cột áp ở hai biểu thức (6.40) và (6.43) ta thấy nếu có buồng hút sẽ sử dụng được toàn bộ cột áp tĩnh $H_1 + H_2$ là hiệu độ cao mực nước thượng lưu và hạ lưu.

Cột áp động năng dòng chảy ở cửa ra của buồng hút $C_3^2/2g$ không lớn. Tổn thất trong buồng hút h_{2-3} phụ thuộc vào hình dạng buồng hút. Tổng hai số hạng trong (6.43) là $(C_3^2/2g + h_{2-3})$ cũng nhỏ và luôn nhỏ hơn động năng ở cửa ra bánh công tác nếu buồng hút lồi.

Thực nghiệm cho thấy: nếu buồng hút lồi với tỷ số diện tích $F_2/F_3 = 0,25 - 0,35$ thì tổn thất h_{2-3} chiếm khoảng 6-12% động năng của tiết diện 5-5.

$$\frac{C_5^2}{2g} + h_{2-5} = (1,06 - 1,12) \frac{C_5^2}{2g} < \frac{C_2^2}{2g}.$$

Nhờ thế buồng hút lọc tạo được độ chân không thủy động (biểu thức 6.42) tại cửa ra bánh công tác.

Thông số đặc trưng về mặt năng lượng của buồng hút là chân không thủy động và hệ số phục hồi năng lượng của buồng hút.

Chân không thủy động có biểu thức và ký hiệu như sau:

$$\frac{C_2^2 - C_5^2}{2g} - h_{2-5} = \frac{P_{th}}{\gamma} = H_{th}$$

Hệ số phục hồi năng lượng của buồng hút còn gọi là hiệu suất của buồng hút, là tỷ số giữa chân không thủy động và áp lực thủy động của dòng chảy sau bánh công tác, theo biểu thức:

$$\eta_{hh} = \frac{H_{th}}{C_2^2 / 2g} = \frac{C_2^2 - C_5^2 - 2gh_{2-5}}{C_2^2} \quad (6.44)$$

Từ biểu thức (6.41) ta có thể viết:

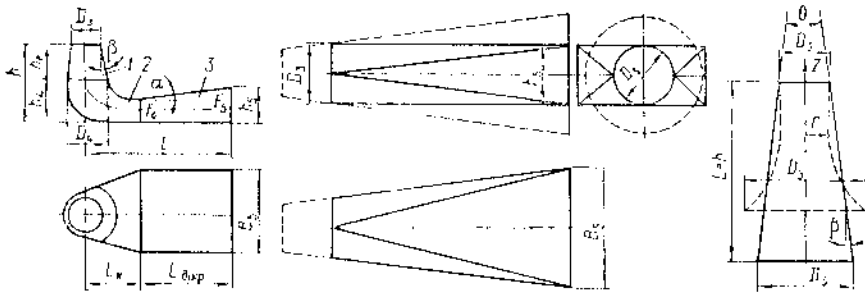
$$\eta_{hh} = \frac{2g\left(\frac{P_a}{\gamma} - \frac{P_2}{\gamma} - H_2\right)}{C_2^2} \quad (6.45)$$

Hiệu suất thủy lực buồng hút phụ thuộc và hình dạng buồng hút có giá trị như sau:

- Buồng hút thẳng lọc 0,75 – 0,85.
- Buồng hút lọc cong 0,58 – 0,75.

Các thông số hình học đặc trưng gồm có:

Chiều cao buồng hút h , chiều dài L , thông số của tiết diện vào D_1 và tiết diện ra (thông thường là hình chữ nhật) $B_2 \times h_2$ (hình 6.18).



Hình 6.18. Các kiểu buồng hút

6.2.2. Tổn thất năng lượng trong buồng hút

Tổn thất năng lượng của buồng hút gồm có hai loại: tổn thất trong buồng hút và tổn thất động năng khi ra khỏi buồng hút.

Tổn thất trong buồng hút gồm: tổn thất ma sát với thành ống, tổn thất cục bộ do dòng ngoặt và lọc. Những loại tổn thất này đã xét kỹ trong thủy lực đại cương. Để giảm tổn thất trong buồng hút cần chọn độ lọc và chiều dài buồng hút. Trên hình (6.19 a,b) ta thấy được ảnh hưởng của góc lọc và độ dài tới tổn thất trong buồng hút.

Tổn thất động năng của dòng chảy ra khỏi buồng hút phụ thuộc vào chế độ làm việc của tuabin, vào hình dạng và sự làm việc của hệ thống cánh dẫn cũng như hình dạng kích thước của buồng hút. Động năng của đơn vị khối lượng dòng chảy ra khỏi buồng hút tính theo công thức:

$$h_{bh} = \frac{1}{Q} \cdot \int_F \frac{C_s^2}{2g} C_{sn} dF \quad (6.46)$$

Trong đó: C_s – vận tốc dòng chảy tại điểm bất kỳ của tiết diện có diện tích F ;

C_{sn} – thành phần của vận tốc chiếu lên hướng n vuông góc với tiết diện 5-5;

Q – lưu lượng qua tiết diện, m^3/s .

Động năng này không sử dụng cho tuabin. Nếu tính theo công thức tổn thất, với hệ số Kariolit α_s :

$$h_{bh} = \alpha_s \cdot v_{5b}^2 / 2g \quad (6.47)$$

Hệ số α_s của ống lọc thường là $1,2 \div 1,5$, ống lọc cong làm việc ở chế độ tối ưu là $1,5 \div 2,5$, ở chế độ không tối ưu có thể đến $3 \div 7$ (hình 6.19c).

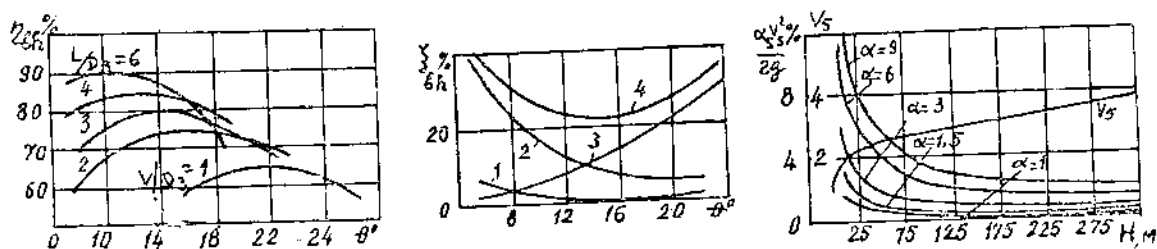
Hình 6.19 b biểu thị quan hệ giữa các dạng tổn thất với góc lọc θ . Đường cong 1 – tổn thất ma sát dọc đường. Đường 2 – tổn thất động năng tại cửa ra. Đường 3 – tổn thất do dòng bị mở rộng. Đường 4 – tổng hợp các dạng tổn thất. Ta thấy, góc θ nên lấy trong khoảng $12 \div 16^\circ$, tỷ số $L/D_3 = 3 \div 6$, trong khoảng góc lọc đã chọn.

6.2.3. Ảnh hưởng buồng hút tới đặc tính xâm thực

Với các chế độ làm việc khác nhau, buồng hút sẽ gây ra sự giảm áp lực ở dưới bánh công tác. Nếu sự giảm áp này đạt đến điều kiện nhất định, sẽ xảy ra xâm thực (chương III). Nếu coi $H_2 \cong H_{xc}$, từ công thức (6.41) ta có:

$$\frac{P_2}{\gamma} = \frac{P_a}{\gamma} - H_s - \left(\frac{C_3^2 - C_5^2}{2g} - h_{2-5} \right)$$

Nếu giảm tổn thất năng lượng ở buồng hút h_{2-5} thì $\frac{P_2}{\gamma}$ sẽ giảm, tức là tăng khả năng bị xâm thực của tuabin.



Hình 6.19. Ảnh hưởng các thông số tới tổn thất buồng hút

a- quan hệ $\eta_{bh} = f\left(\frac{L}{D_3}, \theta\right)$; b- quan hệ $\xi_{bh} = f(\theta)$; c- quan hệ $\frac{\alpha_s V_5^2}{2g} = f(H)$

Ký hiệu σ_{bh} là hệ số xâm thực buồng hút, tính bởi công thức:

$$\sigma_{bh} H = H_{th}$$

$$\eta_{bh} = \frac{H_{th}}{C_2^2 / 2g}$$

vậy:
$$\sigma_{bh} = \eta_{bh} \frac{\alpha_2 C_v^2}{2gH} \quad (6.48)$$

Dùng công thức này để tính sơ bộ hệ số xâm thực cho buồng hút. Khi thiết kế, nếu thay đổi thông số hình học buồng hút, phải tính lại hệ số này.

Ngoài những ảnh hưởng đến đặc tính năng lượng và xâm thực, buồng hút còn ảnh hưởng đến chỉ tiêu kinh tế, khi thiết kế cần phải chú ý đến vấn đề này.

6.2.4. Chọn buồng hút

Chọn buồng hút trong các sổ tay tra cứu. Dưới đây là bảng tra cứu dựa vào buồng hút mẫu.

Loại tuabin	Loại buồng hút	h/D_1	D_1	L	B_s	D_d	h_d	h_o	L_K	h_s
K30, K50	4A	1,915	1,0	3,5	2,20	1,10	1,10	0,55	1,417	1,0
K20, K30	4C	2,30		4,5	2,38	1,17	1,17	0,58	1,50	1,2
K10, K20	4D	2,50		4,5	2,50	1,23	1,23	0,617	1,59	1,2
F170, F230	2C	2,30		3,5	2,17	1,04	1,04	0,51	1,41	0,94
F115, F170	4E	2,30		4,5	2,50	1,23	1,23	0,617	1,59	1,2
F45, F75	4H	2,50		4,5	2,74	1,35	1,35	0,67	1,75	1,31

Chương VII: KẾT CẤU VÀ TÍNH TOÁN ĐỘ BỀN MỘT SỐ CHI TIẾT CỦA TUABIN PHẢN LỰC

7.1. BÁNH CÔNG TÁC CỦA TUABIN

7.1.1. Bánh công tác tuabin tâm trục

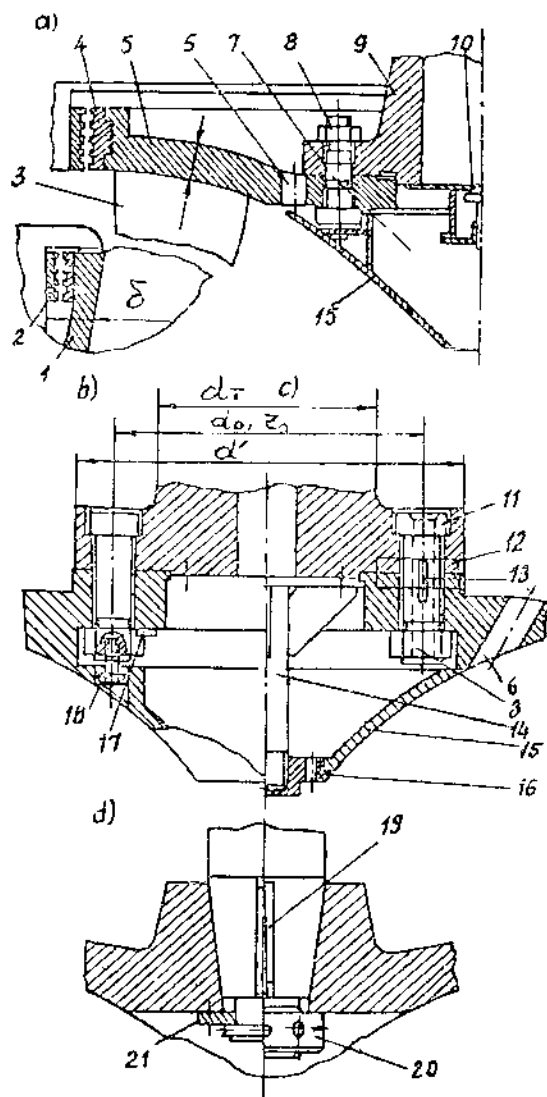
7.1.1.1. Kết cấu

Bánh công tác tuabin tâm trục có ba chi tiết chính là cánh bánh công tác, vành đĩa trên và vành đĩa dưới, ngoài ra còn có nhiều chi tiết phụ. Chất lượng thủy động và độ bền của bánh công tác phụ thuộc vào hình dạng và kết cấu của ba chi tiết đó.

Hình 7.1 biểu thị kết cấu bánh công tác. Vành đĩa trên là chi tiết chịu lực, nó nối với mặt bích của trục tuabin 9 bởi bu lông 7, 8. Cánh bánh công tác 3 hàn lên vành đĩa trên và vành đai dưới 1, chính các cánh này cũng làm tăng độ bền và cứng cho bánh công tác. Khi tính bền phải kiểm tra bền cánh bánh công tác. Trên vành đĩa trên có những ống giảm tải 6, nối phần trước và sau bánh công tác làm giảm lực tác dụng lên vành đĩa trên, ống chóp 15 để giữ cho dòng sau cánh xuôi đều. Ống chóp 15 có thể hàn hoặc bắt bu lông 18 vào vành đĩa trên. Bu lông 18 phải đủ bền $d = (0,005 \div 0,01)D$, và chống xoay. Ống chóp cũng có thể nối lên trục nhờ đoạn nối 14 và đai ốc 16. Phần dưới trục có lắp van một chiều 10 ngăn nước lên phần trên và đai dưới có gắn gioăng 2 và 4. Bánh công tác có thể lắp lên trục tuabin nhờ đai ốc 20 hoặc 21, then 19, hoặc bu lông, đai ốc 11, 12, 13.

Bánh công tác tuabin tâm trục cỡ nhỏ có thể đúc liền khối từ thép hợp kim 30, 20ГC, sau đó gia công cơ. Nhược điểm của chúng là chế tạo phức tạp, ít chính xác và độ nhẵn bề mặt thấp.

Phần lớn bánh công tác tuabin tâm trục chế tạo bằng cách đúc - hàn. Người ta chế tạo các cánh có độ chính xác cao, độ nhẵn cao. Dùng các thép hợp kim có khả năng bền xâm thực



Hình 7.1. Kết cấu bánh công tác tuabin tâm trục

cao như thép mác OX12, 10X18H3D2,... Các vành đĩa và đai đúc riêng, sau đó hàn ba chi tiết với nhau nhờ những bộ gá lắp đặc biệt.

Cánh bánh công tác loại vừa có thể chế tạo bằng phương pháp hàn dập. Bánh công tác tuabin tâm trục cỡ lớn có thể chế tạo từ hai nửa và lắp ráp bằng bu lông.

7.1.1.2. Tính lực dọc trục tác dụng lên bánh công tác

Lực tác dụng lên bánh công tác cần xác định để tính trục quay, ổ đỡ.

a. Công thức kinh nghiệm để xác định sơ bộ

$$P = k \frac{\pi}{4} D_1^2 \gamma H_{\max} \tag{7.1}$$

Trong đó: γ là tỷ trọng nước.

Công thức này có thể áp dụng cho cả hai loại tuabin tâm trục và hướng trục có trục đứng.

Hệ số k đối với tuabin hướng trục phụ thuộc vào số cánh bánh công tác Z_l . Đối với tuabin tâm trục phụ thuộc vào n_s . Giá trị k xác định theo bảng sau:

Tuabin hướng trục:

Z_l	4	5	6	7	8
k	0,85	0,87	0,9	0,93	0,95

Tuabin tâm trục:

n_s	280	235	200	190	100	90
k	0,34÷0,41	0,28÷0,34	0,22÷0,28	0,2÷0,26	0,08÷0,14	0,07÷0,12

b. Phương pháp tính chính xác

$$P = P_1 + P_2 + P_3 + P_4$$

Trong đó: P_1 - lực tác dụng lên bánh công tác;

P_2 - lực tác dụng lên vành đĩa trên;

P_3 - lực tác dụng lên vành đai dưới;

P_4 - lực đẩy Acsimet.

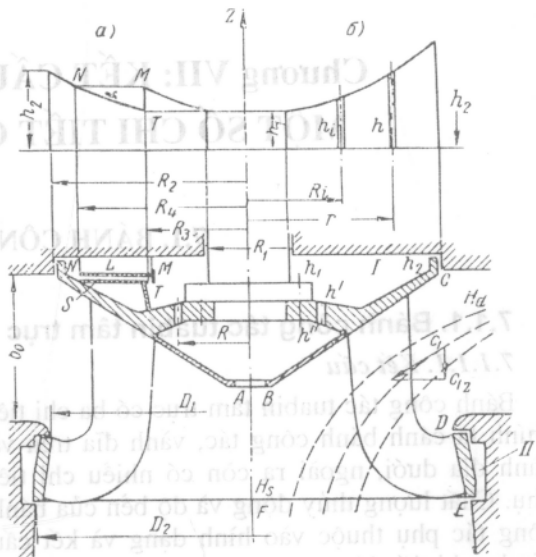
+ Lực tác dụng lên bánh công tác P_1 tính theo công thức:

$$P_1 = \gamma (H_1 F_1 - H_2 F_2 - \frac{\alpha}{g} \frac{Q^2}{F_2}) \tag{7.2}$$

Trong đó: H_1, H_2 - cột áp vào và ra bánh công tác;

F_1, F_2 - diện tích hình chiếu bằng của mặt chứa các mép vào và mép ra của bánh công tác. Trên hình vẽ tương ứng với diện tích hình vành khăn CD và diện tích hình tròn EF ;

Q - lưu lượng qua tuabin;



Hình 7.2. Sơ đồ tính lực tác dụng lên bánh công tác tuabin tâm trục

α - hệ số thực nghiệm, phụ thuộc vào n_s ;
 γ - tỷ trọng của nước.

n_s	65	100	150	200	250	300	350
α	1	0,87	0,75	0,67	0,63	0,61	0,60

Xác định H_1 và H_2 (mH₂O) theo công thức:

$$H_1 = H - H_s - \frac{C_{m1}^2}{2g}$$

$$H_2 = H_s - \frac{C_{m2}^2}{2g} \quad (7.3)$$

+ Lực tác dụng lên vành đĩa trên P_2 xác định theo công thức:

$$P_2 = F\gamma \frac{h_1 + h_2}{2} \quad (7.4)$$

h_2 - áp lực trong khe hở C ;

h_1 - áp lực trong khe hở giữa vành đĩa trên và nắp tuabin;

F - diện tích hình vành khăn giới hạn bởi hai bán kính R_2, R_1 .

+ Lực tác dụng lên vành đĩa dưới P_3 :

Lực này phụ thuộc vào hình dạng của đai dưới, tính áp lực P_3 theo các công thức thông thường, theo từng trường hợp cụ thể.

+ Lực đẩy Acsimet P_4 : $P_4 = -\gamma V$

Trong đó: V - thể tích bánh công tác.

Chú ý: nếu các lỗ giảm tải ở vành trên thì biểu đồ phân bố áp lực sẽ khác trường hợp không có lỗ giảm tải. Trên hình 7.2 ta thấy, biểu đồ phía bên phải trục quay ứng với trường hợp không giảm tải, biểu đồ phía bên trái ứng với trường hợp có lỗ giảm tải. Khi tính P_2 cần chú ý tới yếu tố này.

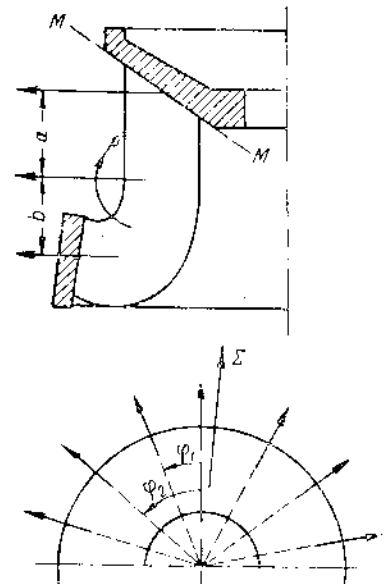
Khi chọn kích thước các khe hở cần tính vận tốc và áp lực tại đó, sao cho áp lực không giảm tới áp suất bốc hơi gây ra xâm thực.

7.1.1.3. Tính bền cho bánh công tác

Có rất nhiều cách tính bền cho bánh công tác. Các cách tính chính xác thường phức tạp nên ở đây chỉ tính sơ bộ. Nội dung của phép tính gần đúng này là chỉ xét ứng suất trên bánh công tác do lực ly tâm và do momen xoắn gây ra.

Xét mặt cắt $I-I$ (hình 7.3), trên mặt kinh tuyến ta xác định được trọng tâm của cánh, với bán kính là R_c , trọng lượng cánh là G_c , vận tốc góc là ω thì lực ly tâm tác dụng lên cánh là:

$$C_r = \frac{G_c}{g} \omega^2 R_c \quad (7.5)$$



Hình 7.3- Sơ đồ tính bền cánh bánh công tác tuabin tâm trục

Giả thiết rằng lực ly tâm này tác dụng lên vành đĩa trên và đài dưới. Nếu coi rằng tại vành đĩa trên nhận lực C_1 và đài dưới là C_2 với các bán kính điểm đặt lực R_1, R_2 và khoảng cách tới trọng tâm là a, b . Lúc này bánh công tác coi như chia ra hai nửa: trên và dưới. Tính ứng suất do lực C_1 và C_2 theo mặt cắt diện tích F_1, F_2 của vành trên và dưới. Cần phải tính ứng suất khi tuabin quay với vòng quay định mức và quay lồng, theo công thức:

$$\sigma_1 = \frac{C_1}{2F_1}, \sigma_2 = \frac{C_2}{2F_2}; \sigma'_1 = \frac{C'_1}{2F_1}, \sigma'_2 = \frac{C'_2}{2F_2} \quad (7.6)$$

Trong đó:

$$C_1 = C_c \frac{b}{a+b}; C_2 = C_c \frac{a}{a+b} \quad (7.7)$$

Việc xác định ứng suất do momen xoắn thường tính theo đặc tính lực của mô hình bánh công tác gần n_s theo công thức:

$$\sigma_x = \sigma_{xM} \left(\frac{D_{1M}}{D_{1T}} \right)^2 \frac{N_{\max}}{M_x \omega} \quad (7.8)$$

7.1.2. Bánh công tác của tuabin hướng trục

7.1.2.1. Kết cấu

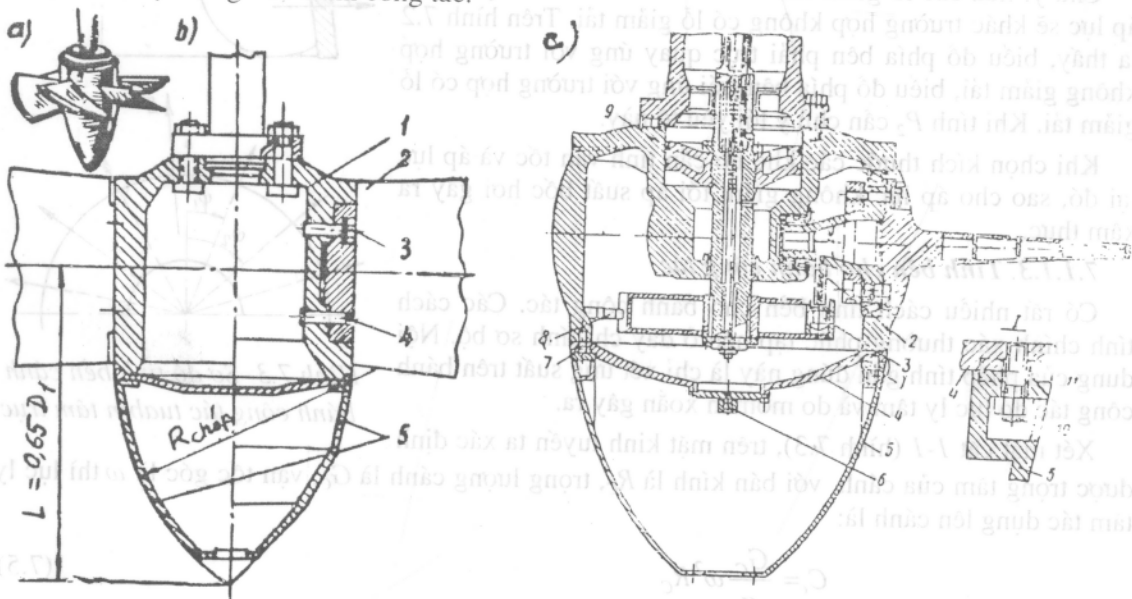
Tuabin hướng trục có hai loại: tuabin chong chóng và tuabin cánh quay.

Tuabin chong chóng là loại tuabin hướng trục đơn giản nhất. Kết cấu của nó như sau: các cánh bánh công tác 2 gắn chặt vào bầu cánh 1 bằng các bu lông 3 (hoặc hàn chắc) và chốt 4 chống cắt. Chóp 5 có dạng các hình nón gấp khúc hoặc chóp cong đều, sao cho bảo đảm tính chất dòng chảy sau bánh công tác. Tuabin chong chóng thường được đúc liền từ thép 30 hoặc 20ГC đối với tuabin nhỏ ($H < 15m, D_1 \leq 4m$).

Ưu điểm của loại này là đơn giản, rẻ tiền (rẻ khoảng 20 ÷ 25% giá thành so với tuabin cánh quay cùng cỡ). Tỷ lệ bầu nhỏ vì không cần bố trí cơ cấu quay cánh, nên khả năng tháo lắp.

Nhược điểm là vùng đạt hiệu suất cao nhỏ.

Tuabin cánh quay (hướng trục và cánh chéo) khác với loại tuabin cánh cố định bởi cơ cấu quay cánh đặt trong bầu bánh công tác.



Hình 7.4. Kết cấu bánh công tác tuabin hướng trục
a, b - tuabin chong chóng, c - tuabin cánh xoay

Cánh bánh công tác tuabin cánh quay có thêm phần trục quay của cánh. Cánh có thể đúc liền với trục hoặc lắp vào trục nhờ bu lông và chốt để truyền momen quay. Cánh đúc liền có kết cấu đơn giản nhưng chỉ dùng cho tuabin có đường kính $D_1 < 4 \div 5\text{m}$. Nếu lớn hơn sẽ phức tạp trong việc đúc. Cánh đúc liền có nhược điểm là phải tháo dỡ toàn bộ bánh công tác nếu cần tháo cánh.

Để quay cánh người ta dùng ổ trượt chế tạo từ đồng BrPOΦ 10-1. Trong một số trường hợp có thể dùng ổ lăn. Bấu cánh và buồng bánh công tác ở đoạn tiếp xúc với cánh cần có dạng mặt cầu. Mép ngoài và mép trong của cánh cũng có dạng cầu tương ứng để tổn thất lưu lượng qua khe hở mặt cánh khi cánh quay các góc khác nhau là nhỏ nhất. Khe hở không quá $0,001D_1$ với sai số $\pm 0,0002D_1$.

Cánh bánh công tác tuabin hướng trục cần có chất lượng chống xâm thực tốt. Được chế tạo từ các loại thép hợp kim 20x13H, OX12HD, OOX12H3D. Trong tuabin vừa và lớn không nên dùng cánh mạ và sơn lớp chống xâm thực.

Cơ cấu quay cánh có nhiều loại khác nhau, chủ yếu gồm pittông, vành điều chỉnh và các thanh truyền.

7.1.2.2. Lực tác dụng lên bánh công tác

Lực tác dụng lên bánh công tác tuabin hướng trục gồm có: lực thủy động P và lực ly tâm C .

Lực thủy động chính là lực nâng cánh, điểm đặt của nó là tâm áp của cánh có bán kính tâm áp r . Lực này phân tích ra hai lực thành phần P_z và P_u (hình 7.5).

Lực P_z sẽ gây ra lực dọc trục, lực P_u với tay đòn r sẽ gây ra momen quay cánh, bán kính trọng tâm R_c có tác dụng kéo cánh theo hướng ly tâm.

Lực dọc trục P_z có thể xác định theo công thức thực nghiệm (7.1) hoặc dựa vào đặc tính lực của mô hình tuabin có n_s gần nhất, và tính theo công thức (7.15):

$$P_z = P'_{1z} D_1^2 \gamma H \quad (7.9)$$

P'_{1z} - lực dọc trục của tuabin mô hình đồng dạng với tuabin thiết kế, lấy từ đặc tính lực khi thí nghiệm mô hình.

Lực P_u xác định theo công thức:

$$P_u = \frac{N}{\omega Z_1 X_u} \quad (7.10)$$

Trong đó: N - công suất tuabin;

ω - vận tốc góc;

Z_1 - số cánh bánh công tác;

x_u - tọa độ điểm đặt lực, xác định theo công thức:

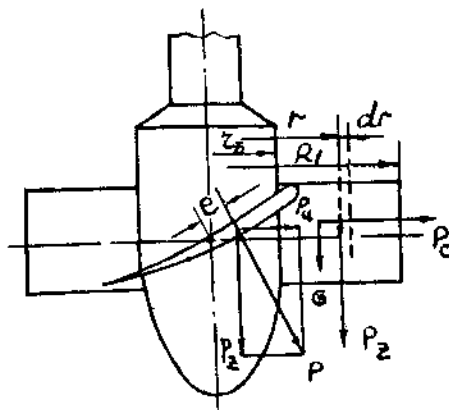
$$x_u = \frac{D_1}{2} \left(1 - \frac{d_h}{D_1}\right) \frac{\beta}{\sin \chi/2} \quad (7.11)$$

$\chi/2$ - là góc ôm của cánh trong hình chiếu bằng.

Momen tác dụng lên cánh do lực P

$$M = P \cdot e$$

e - khoảng cách từ tâm áp lực đến trục quay cánh.



Hình 7.5. Sơ đồ lực tác dụng lên bánh công tác

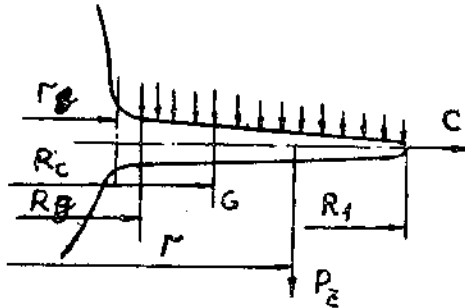
Lực ly tâm tác dụng lên cánh tính tương tự như phần trên:

$$C = \frac{G}{g} \omega^2 R_c, R_c = \frac{\sum R_i \Delta V_i}{V} \quad (7.12)$$

7.1.2.3. Tính bền cánh bánh công tác

Bài toán bền cho cánh có độ dày thay đổi (hình 7.6) có thể đưa về tính độ bền cho một tấm phẳng, có lực phân bố đều trên bề mặt. Tấm phẳng có một bên bị gắn chặt. Cần kiểm tra bền uốn và bền xoắn của tiết diện gốc cánh và ảnh hưởng của lực ly tâm C .

Dựa vào các lực đã tính, ta tìm các ứng suất do chúng gây ra tại tiết diện gốc cánh.



Hình 7.6. Sơ đồ tính bền cánh bánh công tác

Ứng suất uốn và ứng suất kéo tính theo công thức:

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W}; \sigma_c = \frac{C}{F} \quad (7.13)$$

Trong đó: F - diện tích tiết diện gốc cánh

C - lực ly tâm

W - momen cản của tiết diện:

$$W = \frac{J}{Y_{\max}}$$

J - momen quán tính của tiết diện

M_u - momen uốn tại tiết diện gốc

$$M_u = P_z(R_C - R_B) + G(R_C - R_B) \quad (7.14)$$

Trong đó: R_B - bán kính tiết diện gốc

P_z - lực dọc trục tác dụng lên 1 cánh

Tính gần đúng theo công thức: $P_z = \frac{\pi \gamma l}{4Z_1} (D_1^2 - d_b^2) \quad (7.15)$

Tổng ứng suất: $\sigma = \sigma_u + \sigma_c \quad (7.16)$

Ứng suất tiếp do momen xoắn gây ra, xác định theo công thức:

$$\tau = \frac{M_x}{J_x} C_1 \quad (7.17)$$

M_x xác định theo công thức (7.10):

$$M_x = P_u \cdot r$$

Hệ số C_1 xác định theo công thức thực nghiệm:

$$C_1 = \frac{D_1}{1 + \frac{\pi D_1^4}{16F^2}} \left[1 + 0,15 \left(\frac{\pi D_1^4}{16F^2} - \frac{D_1}{2r} \right) \right] \quad (7.18)$$

Ứng suất giới hạn: $\sigma_{gh} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \quad (7.19)$

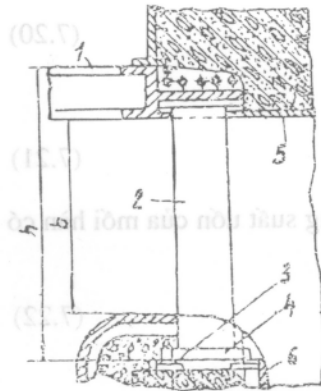
Với thép hợp kim $\sigma = 1200 \text{ kg/cm}^2$.

7.2. BUỒNG DẪN

7.2.1. Buồng xoắn và trụ đỡ

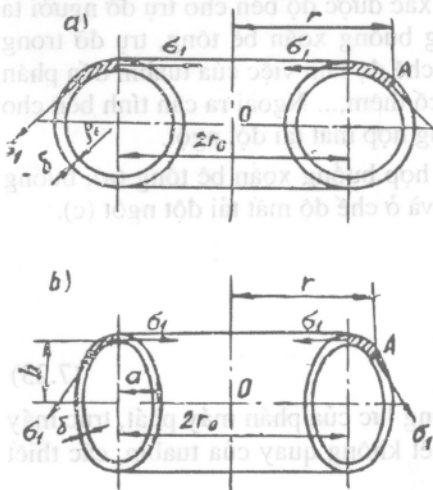
7.2.1.1. Kết cấu

Buồng xoắn có hai loại: buồng xoắn bê tông và buồng xoắn kim loại, sử dụng tùy theo cột áp. Buồng xoắn bê tông có góc ôm nhỏ, sử dụng với $H \leq 45\text{m}$. Buồng xoắn kim loại có góc ôm lớn, sử dụng với $H \geq 45\text{m}$.



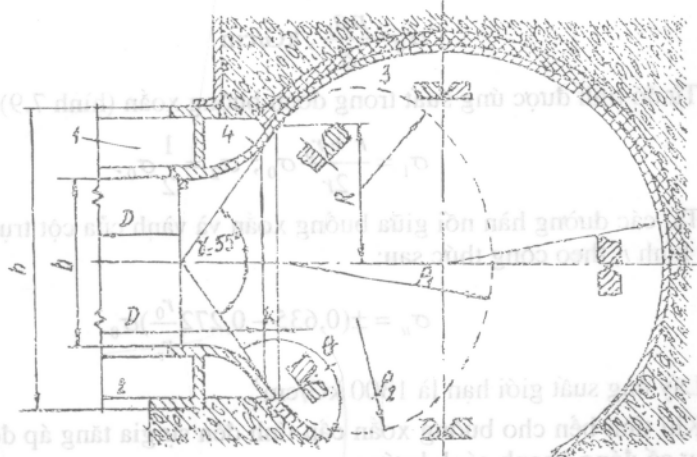
Hình 7.7. Kết cấu buồng xoắn bê tông và trụ đỡ

Buồng xoắn bê tông có tiết diện hình thang. Kiểu tiết diện chọn phụ thuộc vào cách bố trí công trình trạm. Thông thường dùng tiết diện lệch dưới, khoảng không ở trên bố trí thiết bị. Bên trong buồng xoắn người ta đắp tấm thép 5,6 (hình 7.7), có thể dùng thép thông thường CT3 dày $8 \div 10\text{mm}$. Tấm thép sẽ hàn với vành trên và dưới của trụ đỡ.



Hình 7.9. Sơ đồ tính bền buồng xoắn kim loại

Buồng xoắn kim loại có thể đúc liền khối với kích thước nhỏ, theo điều kiện kỹ thuật đúc. Có thể đúc hoặc hàn từ 2 ÷ 4 mảnh. Đối với buồng xoắn lớn người ta hàn một vài đoạn và hàn thành khối tại nơi lắp ráp.



Hình 7.8. Kết cấu buồng xoắn kim loại và trụ đỡ

Các cánh trụ đỡ 2 có vành trên 7 và vành dưới 8. Trụ đỡ có thể không có vành dưới mà chân cột trụ giằng vào bu lông nền và đổ bê tông. Trụ đỡ có thể chế tạo liền khối hoặc lắp ghép từ 2 ÷ 4 mảnh, phụ thuộc vào đường kính và khả năng vận chuyển tới nơi lắp ráp.

Mũi của buồng xoắn là một cánh của trụ đỡ. Trụ đỡ chế tạo từ thép 30L, 20ГCL. Sau khi lắp ráp gia công cơ các mối hàn.

Buồng xoắn kim loại có tiết diện tròn và chuyển sang elip ở cuối. Các tiết diện buồng xoắn hàn với vành trên và dưới của trụ đỡ (hình 7.8). Phần trên của buồng xoắn có phủ tấm lợp bằng thép, tính toán theo sức bền.

Buồng xoắn kim loại có thể đúc liền khối với kích thước nhỏ, theo điều kiện kỹ thuật đúc. Có thể đúc hoặc hàn từ 2 ÷ 4 mảnh. Đối với buồng xoắn lớn người ta hàn một vài đoạn và hàn thành khối tại nơi lắp ráp.

Việc chế tạo buồng xoắn: thép cacbon MCT3, 10XCHD. Có thể dùng nhiều loại vật liệu cho các đoạn khác nhau của cùng một buồng xoắn để đảm bảo yêu cầu về độ bền.

7.2.1.2. Tính bền buồng xoắn

Xét một đoạn buồng xoắn kim loại (hình 7.9). Đây là một đoạn ống có tiết diện thay đổi, chịu áp lực từ bên trong p lên thành ống dày δ . Để tính bền cho đoạn ống này theo phương pháp của Jomyda có thể quy về đoạn ống trụ thông thường với bán kính trong là ρ_1 , dày δ và chịu áp lực bên trong p .

Ứng suất trong vỏ trụ ký hiệu σ_0 tính theo công thức:

$$\sigma_0 = \frac{p\rho_1}{\delta}, \text{ kG/cm} \quad (7.20)$$

Từ đó tính được ứng suất trong đoạn buồng xoắn (hình 7.9):

$$\sigma_1 = \frac{r+r_0}{2r} \sigma_0; \quad \sigma_2 = \frac{1}{2} \sigma_0. \quad (7.21)$$

Tại các đường hàn nối giữa buồng xoắn và vành của cột trụ, tìm ứng suất uốn của mỗi hàn có bán kính r_f theo công thức sau:

$$\sigma_u = \pm(0,635 - 0,272 \frac{r_0}{r_f}) \sigma_0 \quad (7.22)$$

Lấy ứng suất giới hạn là 1300 kG/cm².

Khi tính bền cho buồng xoắn cần tính đến sự gia tăng áp đột biến do hiện tượng nước va khi có sự cố đóng nhanh cánh hướng.

Tính bền cho buồng xoắn bê tông có tiết diện hình thang rất phức tạp, phụ thuộc vào thông số hình học của tiết diện. Để tính toán chính xác người ta thường sử dụng máy tính.

7.2.1.3. Tính bền cho trụ đỡ

Trụ đỡ là chi tiết chịu lực của tuabin. Để tính toán chính xác được độ bền cho trụ đỡ người ta phải giải những bài toán khá phức tạp với các trụ đỡ trong buồng xoắn bê tông, trụ đỡ trong buồng xoắn kim loại, ảnh hưởng của các thông số hình học, chế độ làm việc của tuabin đến phân bố lực, khả năng chịu lực của vỏ buồng xoắn, khả năng gia cố thêm,... Ngoài ra cần tính bền cho trụ đỡ trong trường hợp tuabin làm việc bình thường và trường hợp mất tải đột ngột.

Hình 7.10 là sơ đồ để tính bền cho cột trụ, trong trường hợp buồng xoắn bê tông (a), buồng xoắn kim loại (b), khi tuabin làm việc ở chế độ tính toán (b) và ở chế độ mất tải đột ngột (c).

Sau đây là sơ bộ tính toán gần đúng cho cột trụ:

a. Trường hợp tuabin làm việc bình thường

Lực tác dụng lên các cột trụ đỡ:

$$P = \Sigma G - P_1 + P_2 \quad (7.23)$$

Trong đó: ΣG - trọng lượng của khối bê tông nhà máy, trọng lực của phần máy phát, trục máy phát, trục tuabin, bánh công tác, các chi tiết không quay của tuabin, các thiết bị phụ,...;

P_1 - áp lực nước phân bố tại nửa trên của buồng xoắn, vành trên của cánh hướng;

P_2 - lực tác dụng lên bánh công tác (lực dọc trục). Giá trị của ΣG thường cho trong sách tra cứu, sổ tay tuabin, theo phần trăm của trọng lượng tuabin, phụ thuộc vào đường kính bánh công tác D_1 .

$$P_1 \text{ tính theo công thức: } P_1 = P_0 \frac{\pi}{4} (D_a^2 - d_b^2) \frac{\chi_a}{360^\circ} \quad (7.24)$$

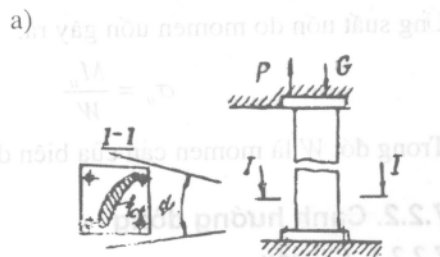
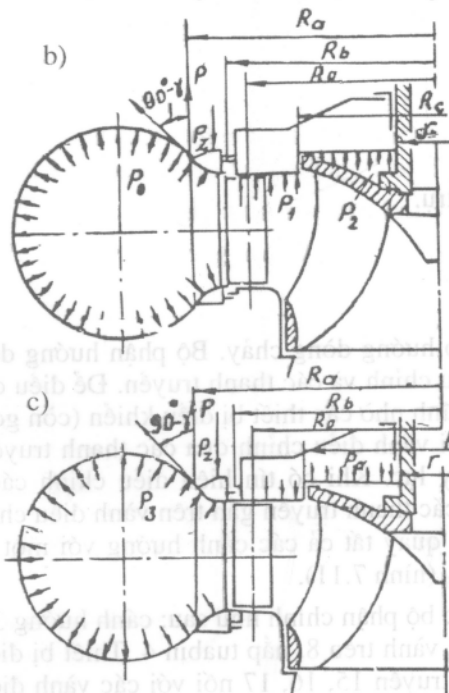
Trong đó: χ_a - góc ôm của một profin cột trụ trên hình chiếu;

D_a, D_b - đường kính mép vào và mép ra của cánh cột trụ;

P_0 - áp lực nước, tính theo công thức:

$$P_0 = \gamma(H_1 - \frac{C_2^2}{2g})$$

H_1 - khoảng cách từ mặt thoáng thượng lưu đến đường trung bình của cánh hướng.



Hình 7.10. Sơ đồ tính bền cột trụ

a - buồng xoắn bê tông; b - buồng xoắn

kim loại làm việc ở chế độ tính toán

c - chế độ mất tải đột ngột

$$P_2 = \frac{P_z \chi_a}{360^\circ} \quad (7.25)$$

P_2 - lực dọc trục tính theo từng loại tuabin.

b. Trường hợp bị mất tải đột ngột

Trong trường hợp này xuất hiện thêm lực P_3 do cánh hướng đóng nhanh và thành phần áp lực P_0 phải tính thêm ΔH là độ tăng áp đột xuất. Vậy lực tác dụng lên cột trụ là:

$$P = \Sigma G - P_1 + P_2 + P_3. \quad (7.26)$$

$$\text{Trong đó: } P_0 = \gamma(H_1 + \Delta H - \frac{C_2^2}{2g}); \quad P_3 = p_3 \frac{\pi D_0^2}{4} \frac{\chi_a}{360^\circ}$$

Giá trị p_3 lấy theo kết quả thực nghiệm bằng 1 kg/cm^2 .

Ứng suất kéo nén xuất hiện trong cột trụ tính theo công thức:

$$\sigma = \frac{P_t}{F\phi}, \quad P_t = \frac{P}{Z_a}$$

Trong đó: F - diện tích mặt cắt ngang của cột trụ;

P - lực tính theo (7.23), (7.26);

φ - hệ số giảm ứng suất, phụ thuộc vào vật liệu và độ chịu uốn λ của vật liệu.

Ví dụ đối với thép CT5 và 30CL, hệ số φ như sau:

λ	0	10	50	90	120	150	200
φ	1,0	0,98	0,86	0,62	0,37	0,26	0,16

P_i - lực tác dụng lên một cột trụ;

Z_u - số lượng cột của trụ đỡ.

Ứng suất uốn do momen uốn gây ra:

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W}$$

Trong đó: W là momen cản của biên dạng cột trụ.

7.2.2. Cánh hướng dòng

7.2.2.1. Kết cấu

Cánh hướng có vị trí nằm tiếp sau trụ đỡ theo hướng dòng chảy. Bộ phận hướng dòng gồm có: các cánh hướng nằm cách đều nhau, vành điều chỉnh và các thanh truyền. Để điều chỉnh lưu lượng, quay cánh hướng quanh trục cố định của cánh nhờ các thiết bị điều khiển (còn gọi là điều tốc). Phần trục quay của cánh hướng được nối với vành điều chỉnh qua các thanh truyền. Vành điều chỉnh được dẫn động bằng các xylanh thủy lực. Khi có tín hiệu điều chỉnh các xylanh chuyển động tịnh tiến kéo vành điều chỉnh quay, các thanh truyền gắn trên vành điều chỉnh cũng chuyển dịch đến các vị trí tương ứng và dẫn đến quay tất cả các cánh hướng với một góc như nhau. Như vậy ta đã thay đổi độ mở cánh hướng a_0 (hình 7.11).

Bộ phận hướng dòng trên hình 7.11 gồm có các bộ phận chính như sau: cánh hướng 3, ổ trượt của cánh hướng 1, 5, 7, vỏ trục 6, các vành dưới 2, vành trên 8, nắp tuabin 4. Thiết bị điều khiển gồm có: tay đòn 9, thanh nối 13, hệ thống thanh truyền 15, 16, 17 nối với các vành điều chỉnh 18, servomô tơ 19 đặt trên bệ 18. Để đảm bảo cho bộ hướng dòng an toàn khi sự cố, người ta tính bên của khâu 14 trong thanh truyền sao cho nó bị gãy đầu tiên khi có sự cố. Ngoài ra còn có một số chi tiết phụ khác. Dọc theo cánh hướng, tại phần tiếp xúc giữa hai cánh với nhau khi đóng kín, người ta đặt đệm cao su, có tác dụng giảm chấn và làm kín khi đóng cánh hướng. Đệm này có thể bằng gỗ hoặc chất dẻo tổng hợp thay cho cao su.

Cánh hướng dòng là chi tiết chính nằm trong dòng chảy. Bề mặt cánh phải được tính toán và gia công đảm bảo chất lượng thủy lực cao. Cánh có thể đúc liền trục hoặc đúc rời rồi hàn. Theo điều kiện kết cấu cánh hướng có thể có hai hoặc ba ổ trượt (một ổ dưới và một hoặc hai ổ trên). Loại kết cấu ba ổ trượt đảm bảo phân bố ứng suất đều hơn.

Vật liệu chế tạo cánh hướng thường là thép 20, 30. Cánh hàn dùng MCT3, hoặc gang đúc.

Ổ trượt của trục cánh hướng có thể bôi trơn bằng dầu hoặc nước. Nếu bôi trơn bằng dầu thì dẫn dầu vào hai ổ trượt trên qua ống dẫn, qua vỏ trục. Đối với ổ dưới có thể dẫn dầu qua thân cánh hướng bằng cách khoan lỗ xuyên suốt thân cánh. Bôi trơn bằng dầu chủ yếu dùng cho tuabin cột áp cao. Bôi trơn bằng nước kỹ thuật cũng được dẫn vào các ổ bằng đường ống. Bạc ổ trượt dùng đồng hoặc chất dẻo tổng hợp.

Các thanh truyền và vành điều chỉnh đều đã được tiêu chuẩn hóa về kích thước và vật liệu.

Vành điều chỉnh thường được hàn từ thép tấm MCT3, hoặc đúc bằng thép 20, 30.

Ngoài cánh hướng dạng chữ nhật nói trên còn có cánh hướng dạng hình quạt: vị trí đặt cánh hướng có thể nghiêng so với trục tuabin (đối với một số tuabin cánh chéo) hoặc trục cánh hướng có thể vuông góc với trục tuabin (trong kết cấu tuabin chảy thẳng capsun).

7.2.2.2. Lực tác dụng lên cánh hướng

Cánh hướng tuabin đang làm việc chịu những lực chủ yếu sau:

- Áp lực nước P .
- Lực tác dụng từ phía các thanh truyền P_r .
- Phản lực ổ đỡ và lực ma sát trong ổ trượt.

a. Áp lực nước P : gồm có 2 lực thành phần là lực dọc trục P' và lực P_0 vuông góc với trục cánh hướng. Ngoài ra còn có momen thủy lực M_0 .

Lực P_0 và momen M_0 xuất hiện khi dòng chảy bao cánh hướng xác định bởi công thức sau:

$$P_0 = \gamma \int_0^{b_0} \int_L \frac{v^2}{2g} dz ds \quad (7.27)$$

$$M_0 = \gamma \int_0^{b_0} \int_L \frac{v^2}{2g} r dz ds$$

Trong đó: L - chu vi của profin cánh;

dz, ds - chiều cao và chiều dài nguyên tố của cánh hướng;

r - bán kính điểm đặt lực so với trục của cánh hướng;

V - vận tốc dòng chảy bao cánh.

Momen tác dụng đóng cánh hướng được quy ước là momen dương, mở cánh là momen âm.

Khi thiết kế tuabin người ta thường dựa vào những tuabin mẫu có n_s và H gần với tuabin cần thiết kế. Các mô hình mẫu này đã qua thử nghiệm và có các đường đặc tính về lực. Người ta dùng các đường đặc tính này và xác định hệ số lực và hệ số momen C_{P0} , C_{M0} theo công thức:

$$C_{P0} = \frac{P'_1}{\rho Q_1^2} \quad (7.28)$$

$$C_{M0} = \frac{M'_1}{\rho Q_1^2}$$

Trong đó: P'_1 , Q'_1 - lực và lưu lượng quy dẫn.

Từ đó:

$$P_0 = \frac{\gamma}{g} \frac{Q^2}{D_1^2} C_{P0}$$

$$M_0 = \frac{\gamma}{g} \frac{Q^2}{D_1} C_{M0} \quad (7.29)$$

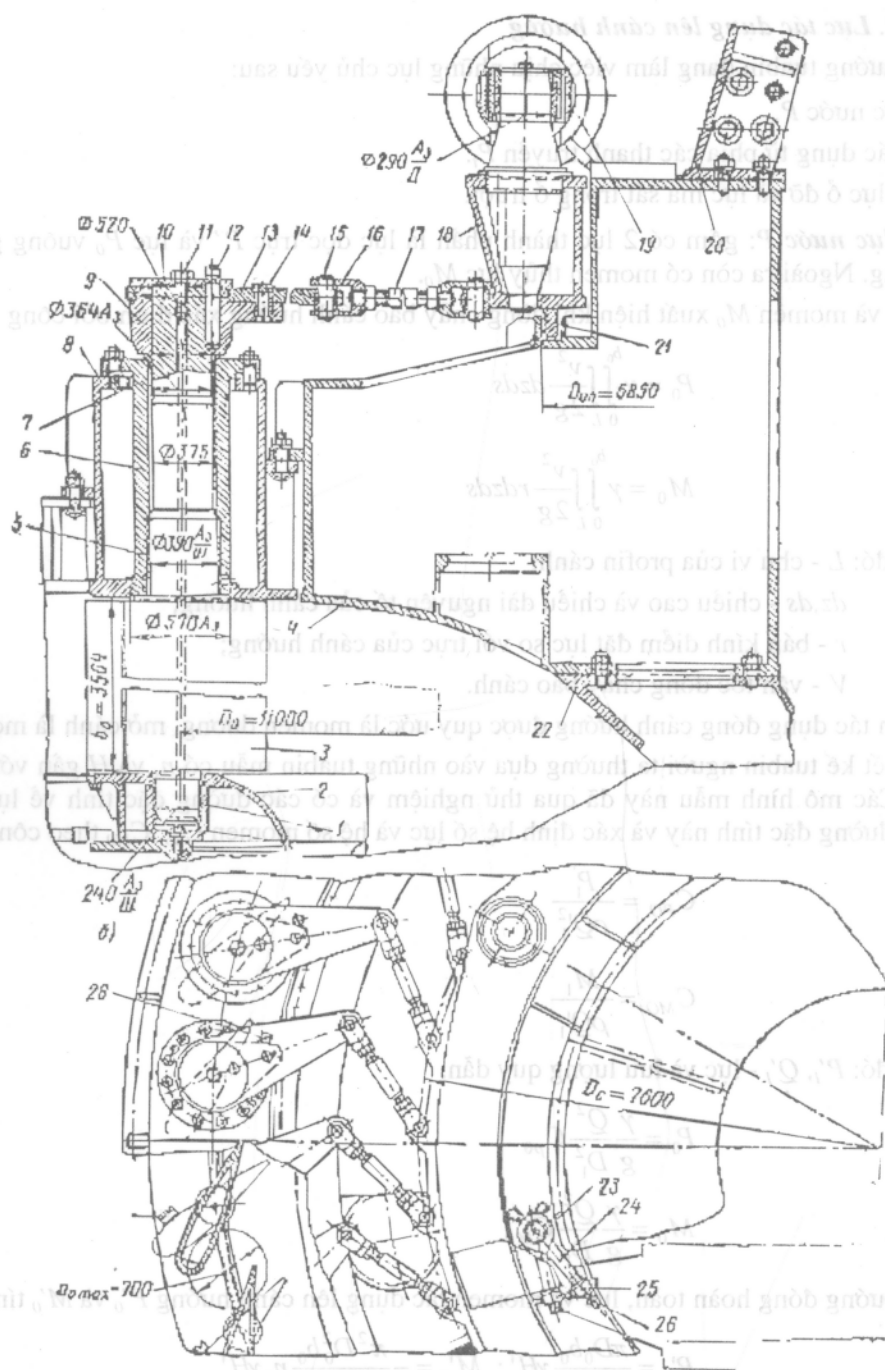
Cánh hướng đóng hoàn toàn, lực và momen tác dụng lên cánh hướng P'_0 và M'_0 tính như sau:

$$P'_0 = \frac{\pi D_0 b_0}{z_0} \gamma H'; \quad M'_0 = -\frac{\pi^2 D_0^2 b_0}{z_0^2} n_0 \gamma H' \quad (7.30)$$

Trong đó: n_0 - độ lệch tâm của cánh hướng, thông thường lấy $n_0 = 0,05$;

H' - cột áp khi đóng cánh hướng có tính đến hệ số tăng áp ($\xi = 1,3 + 1,5$)

$$H' = (1 + \xi) H_{Max}$$



Hình 7.11. Kết cấu bộ phận hướng dòng

b. Lực tác dụng từ phía thanh truyền

Lực này tính toán khá phức tạp, phụ thuộc chủ yếu vào độ mở α_0 , vị trí các thanh truyền và lực của secvô-mô-tơ tại từng chế độ làm việc. Theo kết quả thực nghiệm có thể tính theo công thức gần đúng sau:

$$P_t = k_s \cdot P_{\text{sec max}} \quad (7.31)$$

Hệ số $k_s = 2,5$ là hệ số kinh nghiệm.

c. Phản lực tại các ổ đỡ R_a, R_b, R_c

Tại ba ổ đỡ lực xác định theo bài toán cơ học lý thuyết. Momen ma sát tính theo công thức:

$$M_f = \frac{1}{2}(f_a d_a R_a + f_b d_b R_b + f_c d_c R_c) \quad (7.32)$$

Trong đó: d_a, d_b, d_c - đường kính trục tại nơi có ổ đỡ

f_a, f_b, f_c - hệ số ma sát tại các điểm tương ứng.

7.2.2.3. Xác định lực cần thiết của secvômô tơ

Lực của secvômô tơ được xác định dựa vào phương trình cân bằng momen: momen quay cánh cân bằng với momen do các lực tác dụng lên cánh hướng. Để tính chính xác được lực này phải giải bài toán khá phức tạp, ở đây chỉ dẫn ra phương pháp tính gần đúng, dựa vào công thức thực nghiệm.

Nếu gọi R_{dc} là bán kính điểm đặt lực của secvômô tơ tác dụng lên vành điều chỉnh, thì momen do secvômô tơ gây ra quay là: $P_{sec} R_{dc}$. Bán kính R_{dc} lấy theo kết cấu. Xác định lực secvômô tơ P_{sec} theo công thức:

$$P_{sec} = Z_0 K_1 K_2 K_3 \frac{(\pm M_0 + M_f)}{l_p} \quad (7.33)$$

Trong đó: Z_0 - số cánh hướng;

M_0, M_f - đã xác định theo công thức (7.29, 7.32);

l_p - độ dài tay đòn;

$K_1 = 1,2$ - hệ số đảm bảo hệ thống thanh truyền chuyển động;

$K_2 = \frac{R_c}{l_p R_{dc}}$ - hệ số truyền động của hệ thống thanh truyền;

R_c - bán kính của điểm nối thanh truyền trên vành điều chỉnh.

$K_3 = \frac{\cos \beta}{\sin \gamma}$ - hệ số động lực, phụ

thuộc vào vị trí các thanh truyền trong hệ thống. Hình 7.12 là sơ đồ hệ thống thanh truyền và sơ đồ lực để tính toán lực secvômô tơ.

Để xác định đường kính secvômô tơ d_{sec} và hành trình S_{sec} của xy lanh secvômô tơ người ta sử dụng công thức thực nghiệm. Sau đây là hai công thức thường dùng:

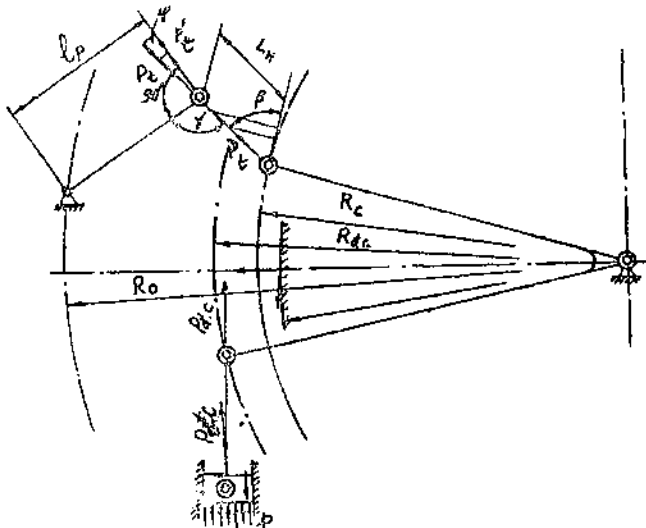
$$d_{sec} = \lambda D_1 \sqrt{K_0 H_{\max}} \quad (7.34)$$

$$S_{sec} = (1,4 \div 1,8) a_0$$

Trong đó: $K_0 = b_0 / D_1$;

λ - hệ số thực nghiệm, phụ thuộc vào số lượng secvômô tơ và số lượng cánh hướng.

Đối với loại điều chỉnh bằng hai



Hình 7.12. Sơ đồ lực tác dụng lên bộ phận cánh hướng đồng

seccômôto, $\lambda = 0,034$ với $z_0 = 16$; $\lambda = 0,028$ với $z_0 = 32$.

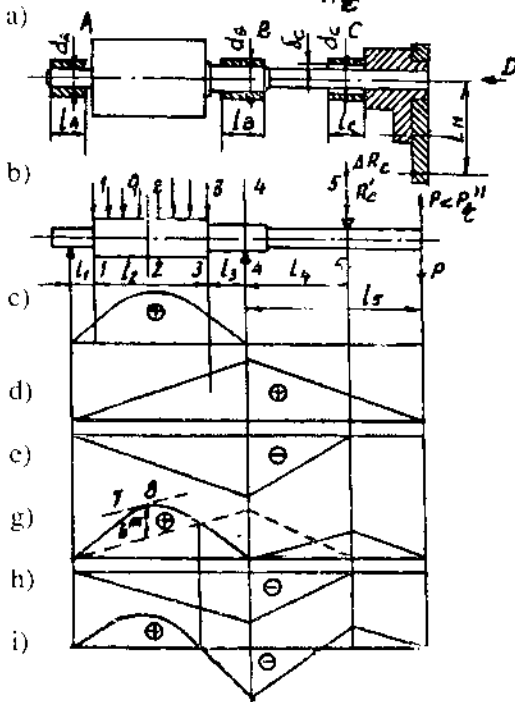
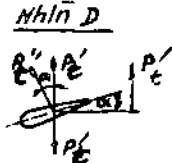
Hoặc sử dụng công thức thứ hai:

$$d_{sec} = \lambda' \sqrt{\frac{D_1 b_0 H_{max}}{z_{sec} \cdot p}} \quad (7.35)$$

Trong đó: λ' - hệ số thực nghiệm, $\lambda' = 0,5 \div 0,55$;

z_{sec} - số lượng seccômôto;

p - áp lực trong bể dầu.



Hình 7.13. Sơ đồ tính bền cánh hướng đồng

d_{can} - đường kính cần pittông, lấy theo kết cấu của xylanh;

P_t - lực tác dụng lên cánh hướng từ phía hệ thống thanh truyền.

Các momen gây ra cho cánh hướng gồm momen xoắn M_x và momen uốn M_u tại tiết diện 5-5 và xác định theo công thức:

$$M_x = P'' L_H \quad (7.38)$$

$$M_u = P'' (l_5 - l_1)$$

Các độ dài L_H , l_1 , l_5 lấy theo hình 7.13.

Đây là bài toán siêu tĩnh, để giải được thì phải tách bớt một ổ để ổ B có khe hở và tiến hành tính toán. Từ các lực và momen trên tính đến các phản lực tại các gối đỡ A, B, C.

Hình 7.13c là biểu đồ momen do lực q .

Thông thường có hai loại bể dầu với $p = 25 \text{ kg/cm}^2$ và $p = 40 \text{ kg/cm}^2$.

7.2.2.4. Tính bền cho cánh hướng

Tính bền cho cánh hướng đưa về bài toán sức bền cho thanh có ba gối đỡ (hoặc hai gối đỡ tùy thuộc vào kết cấu cụ thể). Sau đây là tóm tắt bài toán tính bền cho cánh hướng có ba gối đỡ.

Hình 7.13 là sơ đồ bài toán. Các kích thước hình học trên sơ đồ đã giải thích ở phần trên. Từ bài toán thực của tính bền cánh hướng 7.13a ta đưa về bài toán tính bền cho thanh dầm ba gối đỡ (hình 7.13b). Tính bền cho trường hợp cánh hướng đóng hoàn toàn, áp lực lên bề mặt cánh trường hợp này thay thế bằng lực phân bố đều q trên độ dài $l_2 = b_0$. Lực q tính theo công thức:

$$q = \frac{P_0'}{l_2} \quad (7.36)$$

Trong đó: P_0' tính theo công thức (7.30).

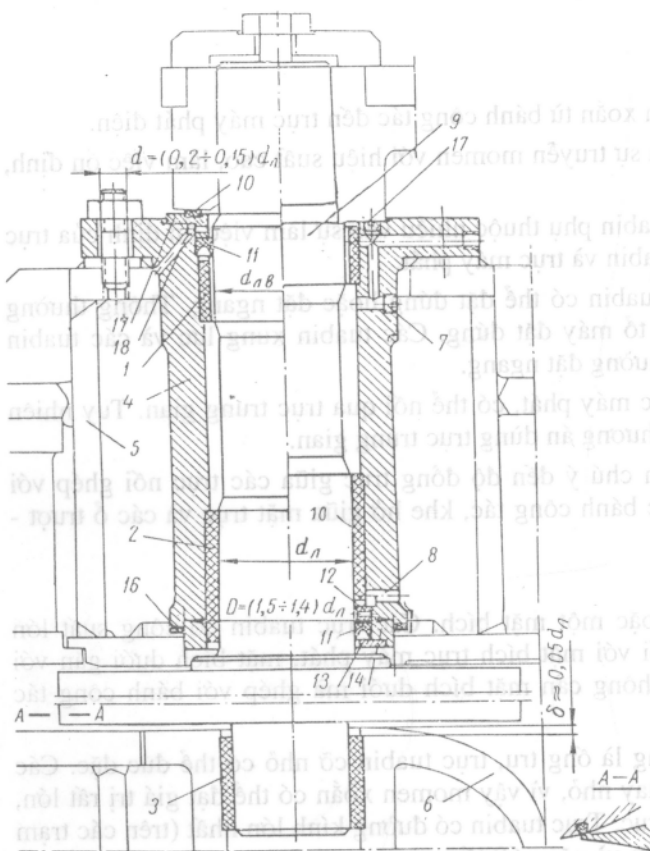
Hệ số tăng áp lấy khoảng $\xi = 1,5$. Sơ đồ lực trong hình 7.13b lấy lực lớn nhất mà seccômôto tác dụng lên vành điều chỉnh $P_{sec \max}$ lực đó ký hiệu P_{dc} và tính theo công thức:

$$P_{dc} = \frac{\pi}{4} (2d_{sec}^2 - d_{can}^2) P_{sec \max} \quad (7.37)$$

Trong đó: d_{sec} theo công thức (7.34), (7.35);

Hình 7.13d là biểu đồ momen do lực P''_r .

Hình 7.13e là biểu đồ momen do lực R'_c ($R'_c = P''_r \cdot l_5 / l_4$).

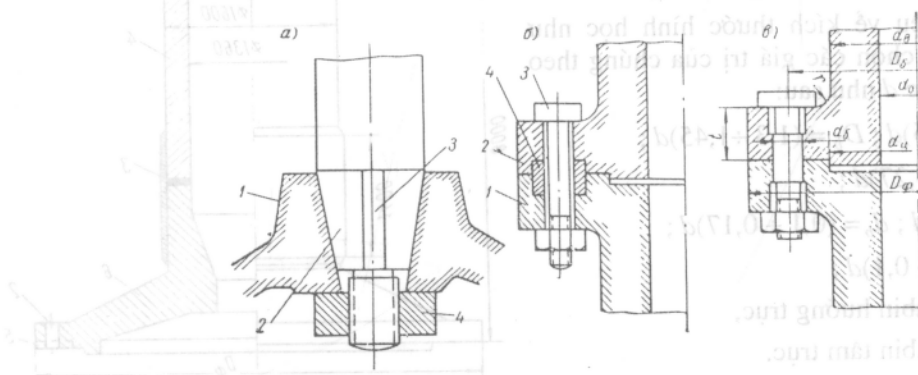


Hình 7.14. Kết cấu ổ đỡ cánh hướng dòng

điều chỉnh.

Yêu cầu: Với những kích thước, biên dạng và kết cấu đã chọn, xác định vị trí các thanh truyền sao cho khi quay vành điều chỉnh các cánh hướng có độ mở a_0 bằng nhau (hình 7.14).

Hình 7.15 là hai phương án kết cấu ổ đỡ trượt: Phương án 1 là ổ trượt bôi trơn bằng nước; phương án 2 là ổ trượt bôi trơn bằng dầu.



Hình 7.15. Sơ đồ lắp ghép trục tuabin

Tại gối đỡ C nếu tác dụng thêm một lực ΔR_c nào đó thì lực này sẽ gây ra momen uốn trên toàn bộ cánh hướng theo biểu đồ 7.13h. Tại gối đỡ B , momen uốn M_{u4} là lớn nhất. Hình 7.13i là biểu đồ tổng cộng toàn bộ. Sau khi có biểu đồ momen tổng cộng có thể tính ứng suất tại một tiết diện bất kỳ.

Ứng suất quy dẫn tại gối đỡ B là:

$$\sigma_4 = \frac{1}{W_4} \sqrt{M_{x4}^2 + M_{u4}^2} \quad (7.39)$$

Ứng suất uốn trên thân cánh là:

$$\sigma_2 = \frac{M_{u2}}{W_2} \quad (7.40)$$

Ứng suất giới hạn của tiết diện thân cánh

$$\sigma_{2gh} = \sqrt{\sigma_2^2 + 4\tau_2^2} \quad (7.41)$$

Ứng suất giới hạn của thép đúc cánh lấy trong khoảng $1300 \div 1400 \text{ kg/cm}^2$.

Sau khi đã tính toán biên dạng, tính bền cho cánh hướng, cần phải dựng bản vẽ cánh hướng. Ngoài ra còn phải xây dựng vị trí làm việc đồng bộ của các cánh, hệ thống thanh truyền và vành

7.3. TRỤC TUABIN

7.3.1. Kết cấu và đặc điểm

Trục tuabin đóng vai trò truyền momen xoắn từ bánh công tác đến trục máy phát điện.

Yêu cầu kỹ thuật đối với trục tuabin là sự truyền momen với hiệu suất cao, làm việc ổn định, không gây ra rung, ồn trong tổ máy.

Chất lượng và thời hạn làm việc của tuabin phụ thuộc nhiều vào sự làm việc ổn định của trục tuabin và chất lượng khớp nối giữa trục tuabin và trục máy phát.

Tùy thuộc vào đặc điểm của tổ máy tuabin có thể đặt đứng hoặc đặt ngang. Thông thường các tuabin phản lực có công suất lớn thì tổ máy đặt đứng. Các tuabin xung lực và các tuabin phản lực có công suất trung bình và nhỏ thường đặt ngang.

Trục tuabin có thể nối trực tiếp với trục máy phát, có thể nối qua trục trung gian. Tuy nhiên kinh nghiệm sử dụng cho thấy nên tránh phương án dùng trục trung gian.

Khi thiết-kế và lắp ráp trục tuabin cần chú ý đến độ đồng trục giữa các trục nối ghép với nhau, độ đồng trục của trục tuabin và trục bánh công tác, khe hở giữa mặt trục và các ổ trượt - đó là những yêu cầu cần thiết.

Kết cấu:

Trục tuabin có thể có hai mặt bích hoặc một mặt bích. Các trục tuabin có công suất lớn thường có hai mặt bích: Mặt bích trên nối với mặt bích trục máy phát, mặt bích dưới gắn với bánh công tác. Tuabin tâm trục cỡ nhỏ không cần mặt bích dưới mà ghép với bánh công tác bằng cách lắp ghép then.

Trục tuabin cỡ trung bình và lớn thường là ống trụ, trục tuabin cỡ nhỏ có thể đúc đặc. Các tuabin công suất lớn thường có số vòng quay nhỏ, vì vậy momen xoắn có thể đạt giá trị rất lớn, trường hợp này phải tăng đường kính của trục. Trục tuabin có đường kính lớn nhất (trên các trạm thực) đạt đến đường kính 1,5m; chiều dài 6m và nặng 60 tấn.

Hình 7.15 là sơ đồ của ba cách lắp ghép trục tuabin.

Trục tuabin có thể lắp trực tiếp với bánh công tác không cần mặt bích. Momen quay được truyền qua then (7.15a). Có thể lắp ghép bằng hai mặt bích và bu lông (7.15b,c). Nếu dùng bu lông thường thì không thể truyền chuyển động quay, vì thế người ta dùng cóc 4 hoặc dùng bu lông có thân đặc biệt, có nhiệm vụ truyền momen quay. Giữa hai mặt bích có gờ định vị với đường kính d_ϕ .

Với các ký hiệu về kích thước hình học như trong 7.16, có thể chọn các giá trị của chúng theo đường kính của trục d như sau:

$$D_\phi = (1,5 \div 1,85)d; D_b = (1,3 \div 1,45)d;$$

$$t = (0,2 \div 0,27)d;$$

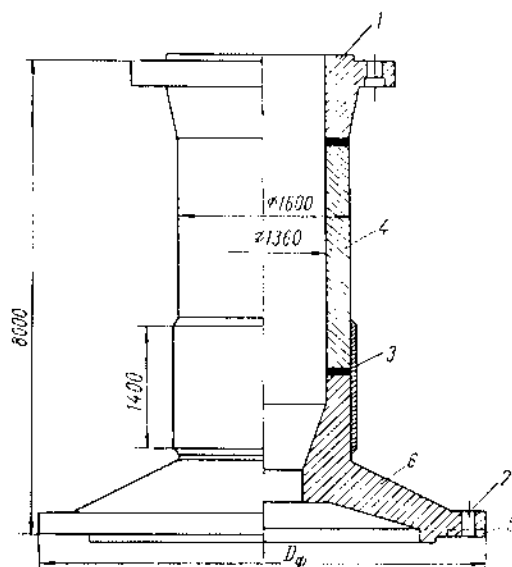
$$d_\phi = (0,9 \div 1,0)d; d_b = (0,1 \div 0,17)d;$$

$$R = (0,07 \div 0,1)d;$$

$$d_\phi: 0,5d \text{ cho tuabin hướng trục,}$$

$$d_\phi: 0,3d \text{ cho tuabin tâm trục.}$$

$$\text{Số lượng bu lông: } z = 10 \div 14 \text{ với } d = 250 \div 800.$$



Hình 7.16. Kết cấu trục hàn

Khe hở giữa trục và các ổ trượt: $0,25 \div 0,4\text{mm}$.

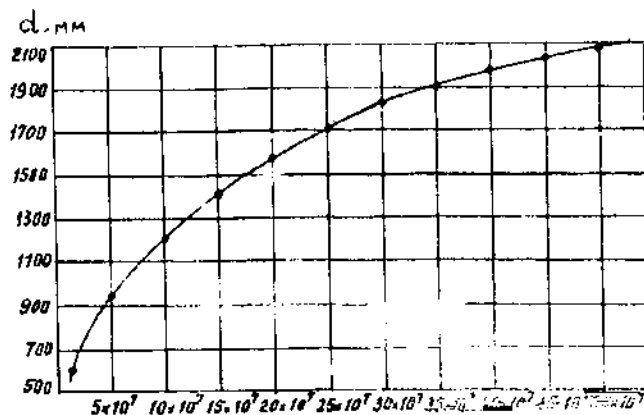
Trục có thể đúc riêng hoặc rèn sau đó hàn với mặt bích. Đối với tuabin có công suất lớn kích thước trục lớn, trục được chế tạo từ ba đoạn. Hình 7.16 là sơ đồ kiểu trục hàn từ ba đoạn: đoạn 1 có mặt bích trên được đúc từ thép có chất lượng cao. Đoạn ống trụ có thể đúc liền hoặc hàn từ hai nửa dọc. Đoạn 3 có mặt bích dưới cũng được đúc bằng thép chất lượng cao. Sau đó hàn ba đoạn lại.

Trục hàn là loại kết cấu kinh tế và thuận tiện nhất. Để lấy ví dụ so sánh: đối với đường kính trục là 1,5m, dài 6m cần 223 tấn thép để đúc, 200 tấn để chế tạo trục rèn, còn chỉ cần 105 tấn để chế tạo trục hàn. Như vậy trung bình trục hàn có thể giảm 35% khối lượng thép, 25% công lao động so với trục rèn.

Tại đoạn trục có ổ trượt, mặt ngoài của trục được bọc một lớp đặc biệt. Lớp bọc này thường là thép tấm đặc biệt dùng thép aystenit loại 1x18H9T. Thép này có thể hàn mà không cần nung nóng. Tấm thép bọc này có thể dễ dàng thay đổi, tháo lắp khi cần phải sửa chữa.

7.3.2. Tính toán trục của tuabin trục đứng

7.3.2.1. Xác định đường kính trục



Hình 7.17. Biểu đồ chọn đường kính trục tuabin

Momen xoắn của trục được tính theo công thức:

$$M_x = 97,400 \frac{N}{n}, \text{ KG.cm}$$

N tính ra kW.

Trục có thể tính hoặc chọn như trên, sau đó làm tròn theo dãy đường kính tiêu chuẩn.

7.3.2.2. Tính bền cho trục tuabin

Lực tác dụng lên trục tuabin: ΣP

$$\Sigma P = G_t + G_{bet} + P_z - P_1 - P_2 \quad (7.43)$$

Trong đó: G_t - trọng lượng của trục tuabin và trục máy phát (và trục trung gian, nếu có);

G_{bet} - trọng lượng của bánh công tác;

P_z - lực dọc trục tác dụng lên bánh công tác (tham khảo các phần tính lực ở trên);

P_1 - áp lực đẩy trên mặt vành trên (tham khảo phần tính trụ đỡ);

P_2 - lực đẩy Acximet.

Ứng suất do lực kéo nén:

Trong thiết kế tuabin, người ta thường chọn đường kính trục d theo bảng hoặc biểu đồ, phụ thuộc vào D , và momen xoắn của trục. Các bảng biểu đồ này là kết quả nghiên cứu và kiểm tra kỹ lưỡng với các loại tuabin (hình 7.18).

Có thể tính sơ bộ trục theo công suất và số vòng quay tuabin theo công thức:

$$d \geq C \sqrt[3]{\frac{N}{n}} \quad (7.42)$$

Trong đó: $C = 120 \div 150$ - hệ số, phụ thuộc vào ứng suất xoắn cho phép.

$$\sigma_2 = \frac{\sum P}{F} = \frac{4 \sum P}{\pi(d^2 - d_0^2)} \quad (7.44)$$

d_0 - đường kính trong của trục.

Ứng suất do momen xoắn gây ra:

$$\tau = \frac{M_x}{W_\rho} \quad (7.45)$$

Trong đó:
$$W_\rho = \frac{\pi}{16d}(d^4 - d_0^4)$$

Ứng suất quy dẫn:

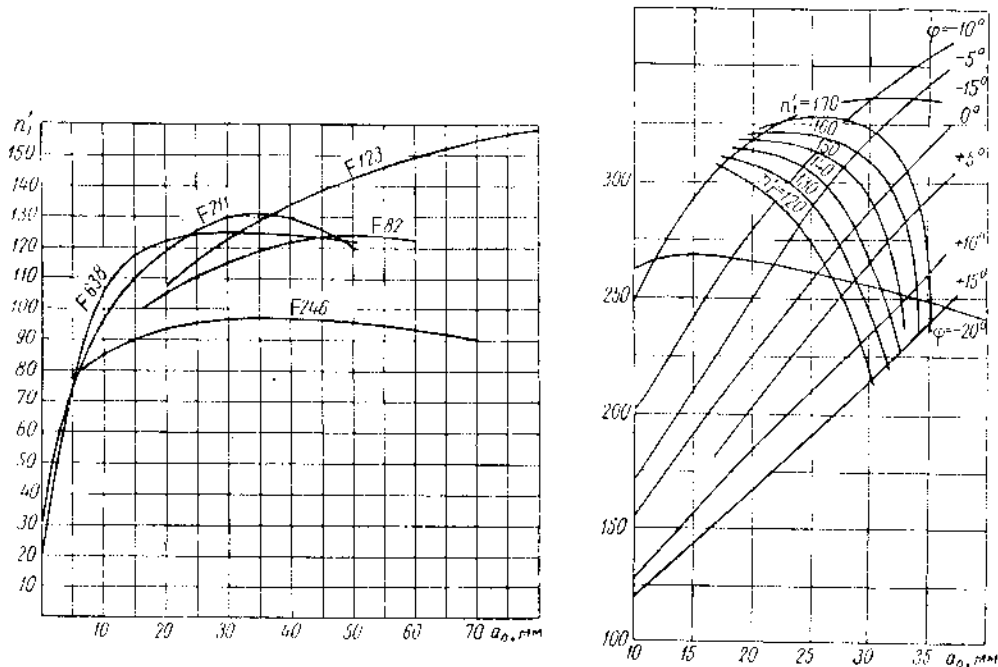
$$\sigma = \sqrt{\sigma_z^2 + 4\tau^2}$$

Ứng suất quy dẫn giới hạn cho trục là 1000kg/cm².

7.3.2.3. Tính số vòng quay tới hạn của trục

a. Số vòng quay lỏng

Khi trạm thủy điện làm việc bình thường nếu phụ tải thay đổi thì bộ điều tốc sẽ làm việc để thay đổi độ mở a_0 của cánh hướng, đưa tổ máy trở về trạng thái làm việc bình thường với số vòng quay định mức.



Hình 7.18. Đặc tính số vòng quay lỏng quy dẫn của các loại tuabin

Khi có sự cố bất thường nào đó gây ra mất tải tại máy phát và bộ điều tốc chưa kịp thay đổi lưu lượng qua tuabin hoặc sự cố do bộ điều tốc không điều khiển được độ mở cánh hướng. Lúc đó, số vòng quay của tuabin trong cả hai trường hợp đều khác với số vòng quay định mức. Trường hợp thứ nhất khi mất tải số vòng quay sẽ tăng đột biến, trường hợp thứ hai số vòng quay tăng dần, trị số vòng quay lớn nhất do sự cố này trong kỹ thuật gọi là số vòng quay lỏng, ký hiệu là n^* .

Để tính được giá trị của n^* của tuabin người ta sử dụng các đặc tính thử nghiệm của mô hình tuabin tương tự. Trong các đường đặc tính mô hình có đường đặc tính số vòng quay lồng quy dẫn, ký hiệu là $n_l'^*$ (hình 7.18).

Với giá trị $n_l'^*$ của tuabin mô hình có thể tính $n_l'^*$ của tuabin thực theo công thức:

$$n_* = \frac{n_l'^*}{D_l} \sqrt{H_{\max}} \quad (7.46)$$

Trong thiết kế tuabin, có thể tính sơ bộ gần đúng (không cần đến đặc tính mô hình) như sau:

$$k_* = \frac{n_*}{n} \quad (7.47)$$

Tức là tỷ lệ giữa vòng quay lồng và số vòng quay định mức tuabin là một giá trị chọn theo kết quả thực nghiệm. Đối với tuabin tâm trục và tuabin xung lực, chọn $k^* = 2,0 \div 2,2$; khi bộ điều tốc có sự cố chọn $k^* = 2,4 \div 2,6$.

b. Số vòng quay tối hạn

Trong quá trình tính toán thiết kế, với các trục có chiều dài tương đối lớn và số vòng quay cao thường không dựa vào điều kiện bền mà dựa vào số vòng quay tối hạn.

Vậy số vòng quay tối hạn là gì?

Trong quá trình làm việc trục như một thanh đàn hồi dẻo, bản thân nó có dao động riêng. Vậy số vòng quay tối hạn là số vòng quay của trục mà tại đó tần số dao động riêng của trục trùng với tần số dao động của hệ lực tác dụng lên trục. Nghĩa là số vòng quay mà tại đó sẽ bị xảy ra hiện tượng cộng hưởng giữa dao động riêng và vòng quay của trục tuabin, kết quả là trục có thể bị cong, gãy.

Đối với tuabin, những chi tiết lắp ráp trên trục quay cần phải được cân bằng động tốt. Nghĩa là những chi tiết ấy khi lắp lên trục thì trọng tâm của chúng phải trùng với trọng tâm của trục, và trục quán tính chính của chúng phải đi qua tâm của trục. Nhưng trong thực tế không bao giờ đạt được sự cân bằng động tuyệt đối, luôn luôn có một độ không cân bằng nào đó. Đó là một trong những nguyên nhân gây ra dao động riêng. Ngoài ra có thể do trục cong, trục nối không đảm bảo độ đồng trục yêu cầu, ... Vậy, cần xác định tần số dao động riêng của trục.

Tần số dao động riêng xác định theo nhiều phương pháp khác nhau. Sau đây là một trong những phương pháp tính gần đúng.

Xác định giá trị vận tốc tối hạn ω_{th} bằng công thức sau:

$$\omega_{th} = \frac{10^5 E J g}{l^3} \cdot \frac{\sum_1^n P_i Y_i^{0.5}}{\sum_1^n P_i Y_i^1} \quad (7.48)$$

Từ đó, số vòng quay tối hạn sẽ là:

$$n_{th} = \frac{30}{\pi}$$

Trong đó: P_i - các lực tác dụng lên trục tuabin;

Y_i - độ võng tĩnh của trục tại các điểm có tải lực P_i ;

g - gia tốc trọng trường;

l - chiều dài của trục;

E - mô đun đàn hồi của vật liệu làm trục;

J - momen quán tính của mặt cắt

$$J = \frac{\pi}{64}(d^4 - d_0^4)$$

Xét trường hợp tổng quát nhất: trục có ba gối đỡ đưa về bài toán sức bền vật liệu như ở hình 7.20. Đây là trường hợp tuabin có một ổ trượt, hai ổ đỡ của máy phát. Trục tuabin và trục máy phát nối cứng với nhau và coi như một thanh. Trên thanh này tác dụng 4 lực, tương ứng với P_1 .

P_1 - trọng lượng máy phát và trọng lượng đoạn trục có chiều dài l_0 .

P_2 - trọng lượng đoạn trục có chiều dài $l-l_0$.

P_3 - trọng lượng đoạn trục dài l_3 và trọng lượng bánh công tác cùng với các chi tiết quay.

P_4 - trọng lượng máy phát và đoạn trục dài l_4 .

Theo hệ lực này trục có độ võng tĩnh Y_i tính theo công thức sau:

$$\begin{aligned} y_1 &= a_{11}P_1 + a_{12}P_2 + a_{13}P_3 + a_{14}P_4, \\ y_2 &= a_{21}P_1 + a_{22}P_2 + a_{23}P_3 + a_{24}P_4, \\ y_3 &= a_{31}P_1 + a_{32}P_2 + a_{33}P_3 + a_{34}P_4, \\ y_4 &= a_{41}P_1 + a_{42}P_2 + a_{43}P_3 + a_{44}P_4. \end{aligned} \quad (7.49)$$

Trên các đoạn l_0, l_1, l_2, l_3, l_4 tính tỷ số với l ta được các hệ số không thứ nguyên $\varphi_0, \varphi_1, \dots$

Hình 7.20 có toán đồ sử dụng để tính độ võng của các đoạn trục. Trục hoành của nó là vị trí các lực theo chiều dài của trục. Trục tung là vị trí các điểm kể từ ổ đỡ đầu tiên bên trái.

Sau khi đã tính phản lực của ổ đỡ giữa (ký hiệu là O trên hình vẽ), ta thay ổ đỡ đó bằng phản lực đã tính, ký hiệu là R_0 .

Tương ứng với các điểm đặt lực P_1, P_2, P_3, R_0 tìm vị trí các điểm trên trục tung kể từ ổ đỡ bên trái với các khoảng cách $l_0, l_1, \dots$ ta tìm được các điểm trên toán đồ $\alpha_{1-1}, \alpha_{0-0}, \alpha_{0-1}, \dots$. Lực P_4 phải lấy theo đoạn l_4 kể từ ổ đỡ cuối về phía trục hoành. Theo trục tung thì l_4 đặt từ tọa độ 0 trở xuống. Từ đó tìm được các điểm $\alpha_{4-0}, \alpha_{0-1}, \dots$

Hình 7.20 là toán đồ gồm những đường cong $y_i = \text{const}$ (đường cong có độ võng không đổi). Sau khi đã tìm được các điểm $\alpha_{0-0}, \alpha_{0-1}, \dots$ từ hình 7.20, đối chiếu vị trí các điểm α_{i-j} đó trên hình 7.20 ta có các giá trị của α_{i-j} .

Tìm các giá trị của các hệ số $a_{11}, a_{12}, \dots$ theo các biểu thức sau:

$$a_{11} = a = \alpha_{1-1} - \alpha_{0-1} \cdot \frac{\alpha_{0-1}}{\alpha_{0-0}} \quad (7.50)$$

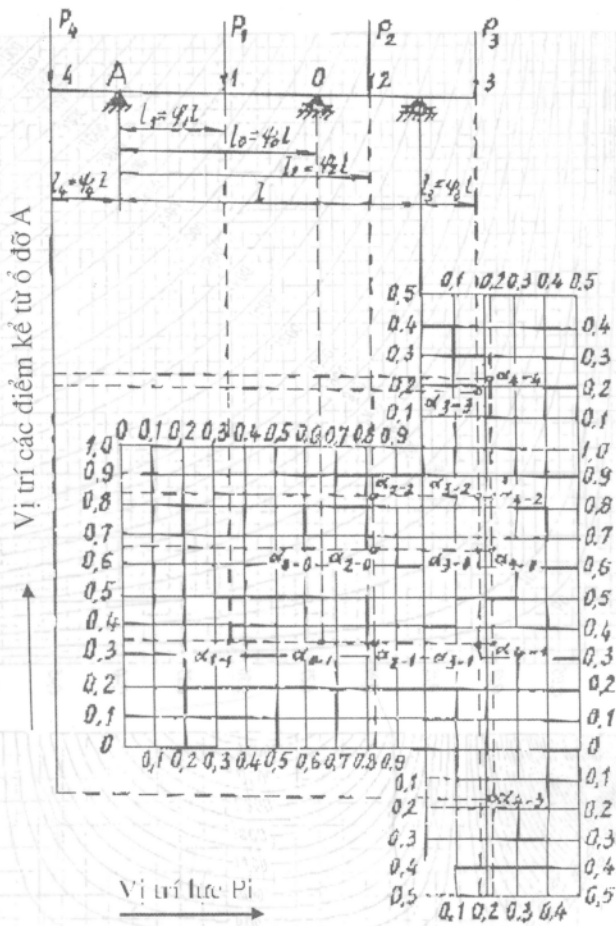
$$a_{12} = a_{21} = b = \alpha_{2-1} - \alpha_{0-1} \cdot \frac{\alpha_{2-0}}{\alpha_{0-0}}$$

$$a_{13} = a_{31} = c = \alpha_{3-1} - \alpha_{0-1} \cdot \frac{\alpha_{3-0}}{\alpha_{0-0}}$$

$$a_{14} = a_{41} = d = \alpha_{4-1} - \alpha_{0-1} \cdot \frac{\alpha_{4-0}}{\alpha_{0-0}}$$

$$a_{22} = e = \alpha_{2-2} - \alpha_{2-0} \cdot \frac{\alpha_{2-0}}{\alpha_{0-0}}$$

$$a_{23} = a_{32} = f = \alpha_{3-2} - \alpha_{2-0} \cdot \frac{\alpha_{3-0}}{\alpha_{0-0}}$$



Hình 7.19. Sơ đồ tính số vòng quay tới hạn tuabin

$$a_{24} = a_{42} = m = \alpha_{4-2} - \alpha_{2-0} \cdot \frac{\alpha_{4-0}}{\alpha_{0-0}}$$

$$a_{33} = n = \alpha_{3-3} - \alpha_{3-0} \cdot \frac{\alpha_{3-0}}{\alpha_{0-0}}$$

$$a_{34} = a_{43} = k = \alpha_{4-3} - \alpha_{4-0} \cdot \frac{\alpha_{4-0}}{\alpha_{0-0}}$$

$$a_{44} = l = \alpha_{4-4} - \alpha_{4-0} \cdot \frac{\alpha_{4-0}}{\alpha_{0-0}}$$

Với hệ phương trình trên, công thức (7.49) sẽ có dạng:

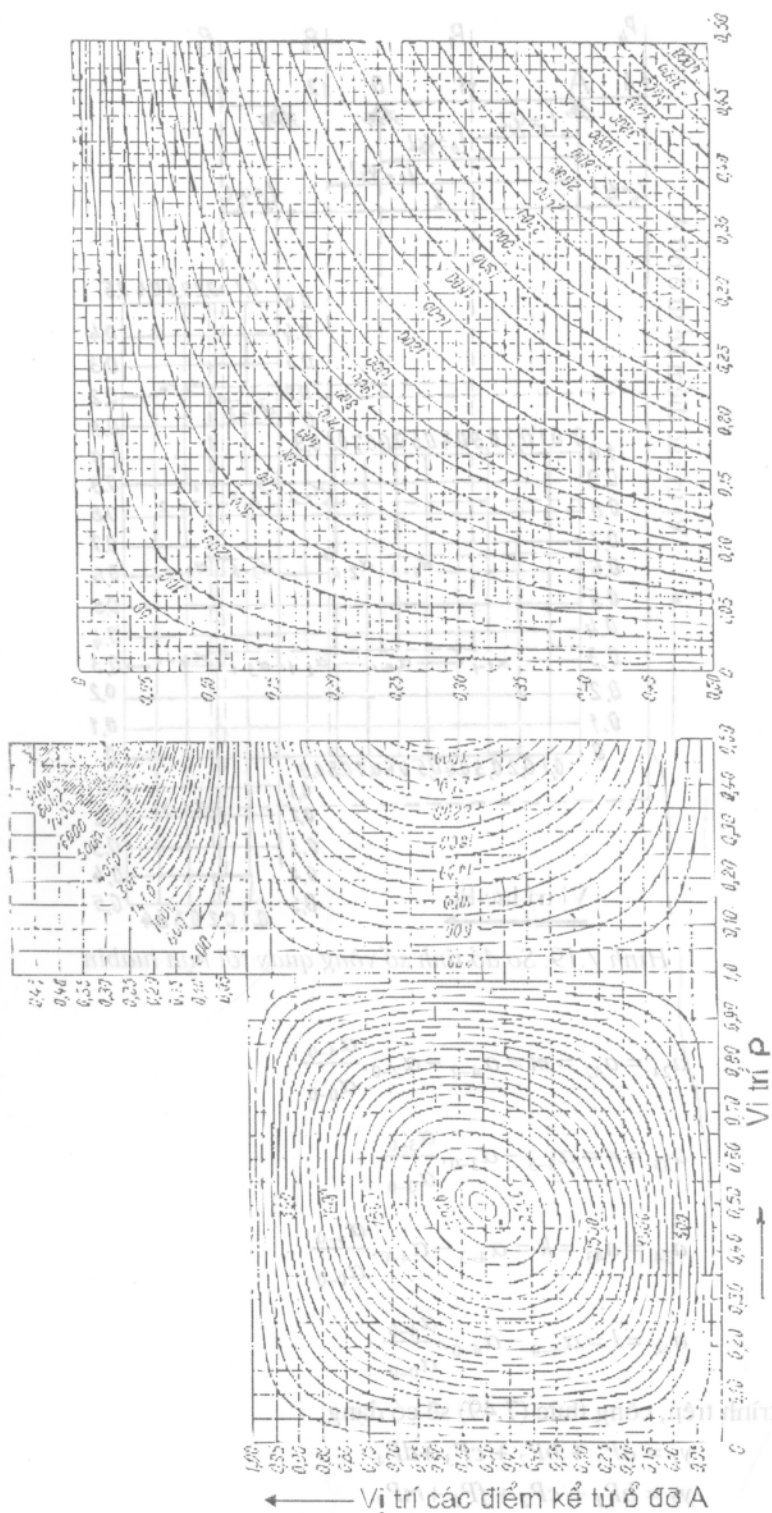
$$y_1 = aP_1 + bP_2 + cP_3 + dP_4.$$

$$y_2 = bP_1 + cP_2 + fP_3 + mP_4.$$

$$y_3 = cP_1 + fP_2 + nP_3 + kP_4.$$

$$y_4 = dP_1 + nP_2 + kP_3 + lP_4.$$

(7.51)



Hình 7.20. Toán đồ sử dụng để tính số vòng quay tới hạn tuabin

Sau khi tìm được giá trị Y_i tính giá trị ω_{th} và n_{th} . Kiểm tra, nếu n_{th} lớn hơn số vòng quay lồng n^* khoảng $20 \div 25\%$, thì đường kính trục đã chọn đạt yêu cầu. Trường hợp ngược lại $(n_{th} - n^*) \leq 20 \div 25\%$, thì phải chọn lại đường kính trục.

Chương VIII: TUABIN XUNG LỰC

8.1. MỞ ĐẦU

Như trên đã giới thiệu, tuabin xung lực là tuabin chỉ sử dụng phần động năng của dòng chảy và biến nó thành cơ năng. Để dễ phân biệt sự khác nhau giữa hai hệ tuabin: phản lực và xung lực ta xét qua đặc điểm của hai hệ này.

Buồng dẫn của tuabin phản lực gồm buồng dẫn, trụ đỡ, hệ thống cánh hướng dòng. Buồng dẫn làm chức năng dẫn chất lỏng vào bánh công tác, tạo ra trường vận tốc và áp suất trước bánh công tác phân bố đều, đối xứng. Buồng dẫn của tuabin xung lực làm nhiệm vụ biến đổi thế năng của dòng chảy thành động năng.

Dòng chảy qua bánh công tác tuabin phản lực là dòng liên tục, dọc theo dòng chảy ở đoạn này áp suất giảm dần. Dòng chảy qua bánh công tác của tuabin xung lực là dòng gián đoạn, áp suất luôn luôn bằng áp suất khí trời.

Trong tuabin phản lực buồng hút đóng vai trò quan trọng: tạo ra chân không ở cửa ra của tuabin để sử dụng hết cột áp và giảm tổn thất động năng đi ra khỏi tuabin bằng cách tăng diện tích tiết diện ở cửa ra của buồng hút so với cửa ra bánh công tác. Còn tuabin xung lực thì xả chất lỏng xuống hạ lưu với áp suất khí trời.

Hệ tuabin xung lực chỉ sử dụng cho các nhà máy thủy điện có cột áp lớn, lưu lượng nhỏ. Vì rằng tương ứng với một cột áp thế năng cao mới có dòng tuabin qua vòi phun với vận tốc lớn, tức là động năng lớn.

Theo phạm vi sử dụng và kết cấu hệ tuabin xung lực có thể chia thành ba loại chính: tuabin gáo, tuabin tia nghiêng và tuabin tác dụng kép. Tuabin gáo trong một số tài liệu còn gọi là tuabin Pelton. Tuabin tác dụng kép còn gọi là tuabin Banki.

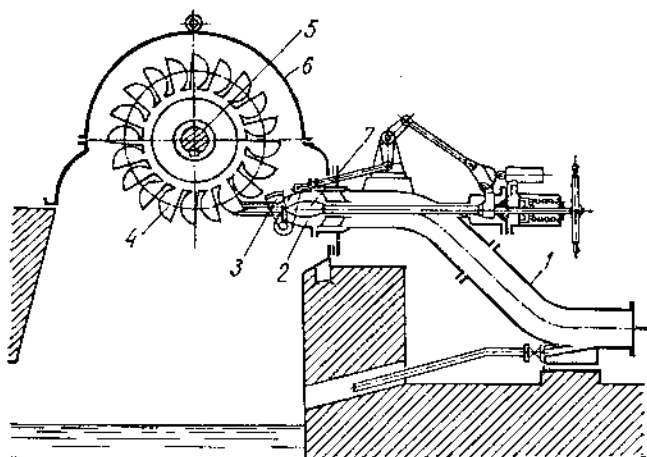
Sau đây ta xét nguyên lý làm việc của từng loại tuabin trong hệ xung lực.

8.2. TUABIN GÁO

8.2.1. Nguyên lý làm việc và kết cấu

Nguyên lý làm việc: Dòng chảy có thế năng lớn được dẫn qua đường ống và vòi phun. Tại miệng vòi phun vận tốc dòng chảy lớn, tại đó thế năng đã biến thành động năng. Với vận tốc này dòng chảy đập vào các cánh gáo được sắp xếp trên một vành đĩa tròn và tạo thành chuyển động quay của đĩa (còn gọi là bánh công tác). Bánh công tác quay, truyền chuyển động cho trục tuabin và trục máy phát. Như vậy trong quá trình này thế năng của dòng chảy đã biến thành cơ năng quay của trục tuabin.

Phạm vi sử dụng của tuabin gáo tương đối rộng. Nó là tuabin có tính năng kỹ thuật tốt nhất trong hệ tuabin xung lực. Phạm vi sử dụng với cột áp $H = 200 \div 2000\text{m}$. Có thể sử dụng cho những trạm thủy điện nhỏ một vài kW, đến những trạm hàng ngàn kW.



Hình 8.1. Sơ đồ kết cấu tuabin gáo

không qua buồng hút như tuabin phản lực.

Kết cấu của vòi phun được trình bày ở hình 8.3. Tuabin có thể có từ một đến bốn vòi phun cách đều theo bánh công tác.

Trong tuabin gáo bộ phận hướng dòng thực hiện nhiệm vụ sau: tạo ra vận tốc dòng chảy, điều chỉnh lưu lượng qua tuabin, đóng và mở tuabin, ngắt dòng khi có sự cố. Bộ phận hướng dòng này chính là hệ thống vòi phun. Hệ thống này gồm có: vòi phun, kim phun, bộ phận điều chỉnh vị trí kim phun và cơ cấu hướng tia nước.

Kim phun có hình dạng khí động, gắn với bộ phận điều chỉnh. Sự dịch chuyển tịnh tiến của kim phun sẽ thay đổi tiết diện ra của dòng chảy, tức là thay đổi lưu lượng dòng (liên hệ với độ mở cánh hướng α_0 của tuabin phản lực). Để điều khiển chuyển động tịnh tiến của kim phun có thể dùng điều chỉnh tay hoặc điều chỉnh tự động.

Cơ cấu hướng tia nước của bộ phận hướng dòng lắp bên ngoài vòi phun. Vị trí của cơ cấu này thay đổi làm thay đổi tiết diện của dòng nước. Nhiệm vụ chính của cơ cấu này là thay đổi hướng của dòng chảy. Khi có sự cố cần dừng máy lại, thì cùng với sự dịch chuyển của kim phun và đóng van trên đường ống dẫn, ta điều chỉnh vị trí của cơ cấu hướng cho tia nước hướng không phun vào cánh bánh công tác mà xả thẳng xuống bể (hình 8.3).

8.2.2. Cơ sở lý thuyết của tuabin gáo

8.2.2.1. Dòng chảy trong phạm vi bánh công tác của tuabin gáo

Dòng chảy tại đây là dòng gián đoạn, không dừng, có thể không đối xứng. Dòng chảy trong tuabin thực là dòng không gian, phức tạp. Để giải thích được quá trình biến đổi năng lượng trong bánh công tác của tuabin gáo bằng toán học, ta sẽ xét nó trong một số giả thiết sau:

- Dòng gián đoạn được thay bằng dòng liên tục, nghĩa là vòi phun cũng được xem là chuyển động cùng với bánh công tác với vận tốc bằng nhau.

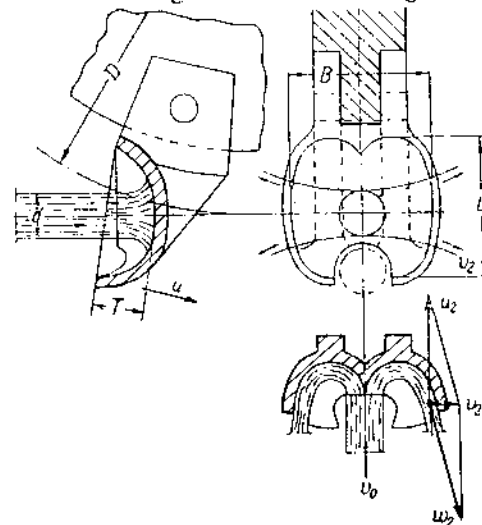
- Độ dày dòng tia mỏng vô cùng.

- Vận tốc của cánh gạt bằng vận tốc của điểm mà dòng chảy tác dụng lên cánh gạt, cách đều tâm

Kết cấu của tuabin gáo được biểu thị trên hình 8.1. Vòi phun được nối với đường ống dẫn tạo ra vận tốc lớn tại cửa ra của nó. Vòi phun đặt vuông góc với cánh gạt nên vận tốc dòng ra có hướng vuông góc với trục đối xứng của gạt.

Bánh công tác gồm một đĩa tròn, giữa có lắp moayơ để lắp lên trục tuabin. Phần ngoài đĩa gắn các cánh gạt có phân bố đều theo chu vi. Các cánh gạt được ghép chặt với đĩa bánh công tác bằng bu lông. ở giữa cánh gạt có một lưỡi mỏng để chia đôi dòng tia về hai phía (hình 8.2).

Chất lỏng sau khi ra khỏi bánh công tác được xả thẳng xuống bể hạ lưu,

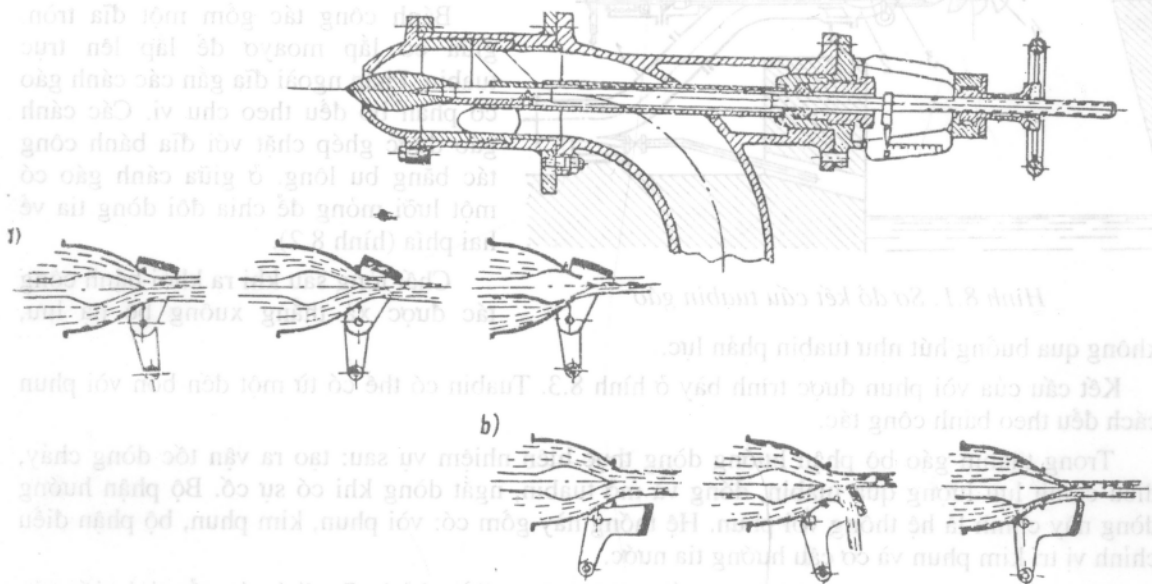


Hình 8.2. Bánh công tác tuabin gáo

quay một khoảng $R_t = D_t/2$. Trong đó D_t là đường kính danh nghĩa của bánh công tác (hình 8.4).

- Chuyển động của dòng tia khí bao cánh gáo nằm trong mặt phẳng song song với trục quay.

Kinh nghiệm cho thấy rằng tuy các giả thiết trên khác với thực tế của dòng chảy trong tuabin gáo, nhưng kết quả của tính toán lý thuyết lại gần đúng với quá trình làm việc của tuabin.



Hình 8.3. Vòi phun và sự làm việc của cơ cấu hướng tia nước

8.2.2.2. Phương trình cột áp và hiệu suất thủy lực

Từ hình 8.4 ta có các tam giác vận tốc tương đối ở lối vào cùng phương với vận tốc tuyệt đối C_1 và vận tốc theo U , nghĩa là:

$$W_1 = C_1 - U$$

Sử dụng phương trình cột áp lý thuyết của tuabin:

$$\eta_{th}H = \alpha(C_{u1}r_1 - C_{u2}r_2) \quad (8.1)$$

Thiết lập quan hệ giữa hiệu suất của tuabin và các thông số của nó.

Ở tuabin gáo: $r_1 = r_2 = D_t/2$; hay $U_1 = U_2 = U$

Từ tam giác vận tốc ở cửa vào ta có: $C_{u1} = C_1$.

Từ tam giác vận tốc ở cửa ra ta có: $C_{u2} = U - W_2 \cos(180^\circ - \beta)$

Viết phương trình Becnuly cho dòng tương đối ở cửa vào và cửa ra của cánh gáo:

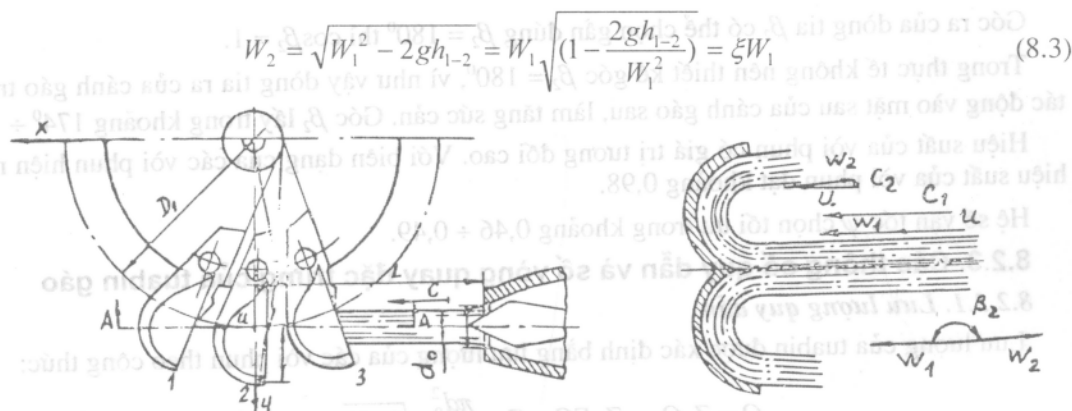
$$\frac{P_1}{\gamma} + Z_1 + \frac{W_1^2 - U_1^2}{2g} = \frac{P_2}{\gamma} + Z_2 + \frac{W_2^2 - U_2^2}{2g} h_{1-2} \quad (8.2)$$

Trong đó: $P_1 = P_2 = P_a$ - áp suất ở cửa vào và cửa ra bằng áp suất khí trời;

$Z_1 = Z_2$ và $U_1 = U_2 = U$;

h_{1-2} - tổn thất thủy lực.

Có thể rút ra công thức tính vận tốc tương đối ở cửa ra là hàm vận tốc tương đối ở cửa vào:



Hình 8.4. Sơ đồ dòng chảy và tam giác vận tốc của tuabin gáo

Thay vận tốc W_2 vào biểu thức tam giác vận tốc cửa vào ta có:

$$W_2 = \xi W_1 = \xi(C_1 - U)$$

Từ đó:

$$C_{u2} = U + \xi(C_1 - U)\cos\beta_2$$

Thay các giá trị C_{u1} và C_{u2} vào phương trình cột áp ta có:

$$\eta_l gH = U[C_1 - U - \xi(C_1 - U)\cos\beta_2] = U(C_1 - U)(1 - \xi\cos\beta_2) \quad (8.4)$$

Từ đó xác định được hiệu suất của tuabin:

$$\eta = \frac{U(C_1 - U)(1 - \xi\cos\beta_2)}{gH} \quad (8.5)$$

Ta biểu thị hệ số vòi phun theo công thức sau:

$$\varphi = \frac{C_1}{\sqrt{2gH}} \quad (8.6)$$

Hệ số vòi phun còn gọi là hiệu suất vòi phun.

Nếu ký hiệu hệ số vận tốc là ψ và xác định theo biểu thức:

$$\psi = \frac{U}{C_1} = \frac{U}{\varphi\sqrt{2gH}} \quad (8.7)$$

Thay các giá trị ψ và φ vào biểu thức (8.5) ta có:

$$\eta_l = \frac{2UC_1(1 - \frac{U}{C_1})(1 - \xi\cos\beta_2)\varphi^2}{\varphi\sqrt{2gH}\varphi\sqrt{2gH}} = 2\varphi^2(1 - \xi\cos\beta_2)(1 - \psi) \quad (8.8)$$

Từ biểu thức (8.8) có thể rút ra kết luận rằng hiệu suất thủy lực của tuabin gáo phụ thuộc vào bốn thông số:

- Hiệu suất của vòi phun φ .
- Hệ số vận tốc ψ .
- Góc ra của dòng tia β_2 .
- Hệ số ξ - đặc trưng cho tổn thất của dòng tia chảy bao cánh gáo.

Hệ số ξ lấy giá trị gần bằng 1. Vì biên dạng cánh gáo thích hợp với dòng tia ra khỏi vòi phun nên tổn thất này chỉ khoảng một vài phần trăm.

Góc ra của dòng tia β_2 có thể chọn gần đúng $\beta_2 = 180^\circ$ thì $\cos\beta_2 = 1$.

Trong thực tế không nên thiết kế góc $\beta_2 = 180^\circ$, vì như vậy dòng tia ra của cánh gáo trước sẽ tác động vào mặt sau của cánh gáo sau, làm tăng sức cản. Góc β_2 lấy trong khoảng $174^\circ \div 176^\circ$.

Hiệu suất của vòi phun có giá trị tương đối cao. Với biên dạng của các vòi phun hiện nay thì hiệu suất của vòi phun đạt khoảng 0,98.

Hệ số vận tốc ψ chọn tối ưu trong khoảng $0,46 \div 0,49$.

8.2.3. Các thông số quy dẫn và số vòng quay đặc trưng của tuabin gáo

8.2.3.1. Lưu lượng quy dẫn

Lưu lượng của tuabin được xác định bằng lưu lượng của các vòi phun theo công thức:

$$Q = Z_v Q_1 = Z_v FC = Z_v \varphi \frac{\pi d_0^2}{4} \sqrt{2gH} \quad (8.9)$$

Trong đó: Q_1 - lưu lượng qua một vòi phun;

Z_v - số lượng vòi phun;

d_0 - đường kính dòng tia ra khỏi vòi phun;

H - cột áp tuabin.

Lưu lượng quy dẫn của tuabin gáo được xác định theo công thức chung của máy thủy lực:

$$Q_1 = \frac{Q}{Z_v} = \frac{\pi \sqrt{2g}}{4 D_1^2 \sqrt{H}} \varphi Z_v \left(\frac{d_0}{D_1}\right)^2$$

Hay: $Q_1 = K_Q Z_v (d_0^2 / D_1^2)$ (8.10)

Trong đó: $K_Q = \frac{\pi \sqrt{2g} \varphi}{4}$ - hằng số

8.2.3.2. Số vòng quay quy dẫn

$$n_1 = \frac{n D_1}{\sqrt{H}} \quad (8.11)$$

với biểu thức: $n = \frac{30\omega}{\pi}$; $u_1 = \frac{\omega D_1}{2}$

$$C_1 = \varphi \sqrt{2gH} \quad ; \quad \psi = \frac{U_1}{C_1}$$

Thay vào công thức 8.11 ta có:

$$n_1 = \frac{60\varphi \sqrt{2g}}{\pi} \frac{U_1}{C_1}$$

Hay: $n_1 = K_n \psi$ (8.12)

Trong đó: $K_n = \frac{60}{\pi} \varphi \sqrt{2g}$ - hằng số.

8.2.3.3. Số vòng quay đặc trưng n_s

$$n_s = \frac{n \sqrt{N}}{H \sqrt{H}} ; \text{ hay } n_s = 3,65 n_1 \sqrt{Q_1}$$

Trong đó: $Q_l = K_Q Z_v \left(\frac{d_0^2}{D_1^2} \right) = 3,48 Z_v \varphi \left(\frac{d_0^2}{D_1^2} \right)$

$$n'_l = K_n \varphi = 84,6 \varphi \psi \sim 82,2 \psi$$

Vậy: $n_s = K_s \sqrt{Z_v} \cdot \frac{d_0}{D_1} \quad (8.13)$

$$K_s = 576 \varphi \psi \sqrt{\varphi}$$

Nếu lấy $\varphi = 0,98$; $\psi = 0,46 \div 0,49$ thì hệ số K_s sẽ vào khoảng $K_s = 235 \div 250$.

Hệ số K_s càng lớn thì hiệu suất tuabin càng cao.

Số vòng quay đặc trưng n_s tối ưu của tuabin gáo nằm trong khoảng $10 \div 22$ v/ph.

8.2.4. Chọn và tính toán các thông số cơ bản của tuabin gáo

Để xác định kích thước của tuabin gáo cần cho trước các đại lượng: cột áp lớn nhất H_{max} , cột áp tính toán H_m , cột áp nhỏ nhất H_{min} và công suất tuabin N_{tb} .

8.2.4.1. Chọn sơ đồ kết cấu

Trên cơ sở các thông số đã cho, chọn sơ đồ kết cấu của tuabin và tính các kích thước cơ bản.

Trước tiên cần chọn sơ bộ: Số lượng vòi phun, tuabin trục đứng hay trục ngang, trên cùng một trục đặt một hay bao nhiêu bánh công tác.

Việc chọn sơ đồ kết cấu phải được so sánh nhiều phương án khác nhau. Sau đó chọn phương án tối ưu nhất.

Theo kinh nghiệm thiết kế người ta đưa ra các kết luận sau:

- Số lượng vòi phun tăng, thì đường kính bánh công tác càng nhỏ.
- Số vòng quay tăng, thì đường kính bánh công tác càng nhỏ.
- Tầng số vòi phun, thì kết cấu phần dẫn nước càng phức tạp và càng làm tăng sự phức tạp của hệ thống điều chỉnh lưu lượng.
- Đối với tuabin cỡ nhỏ chi phí cho việc tăng số vòi phun tăng nhanh, so với chi phí cho việc giảm bớt đường kính bánh công tác.
- Đối với tuabin cỡ lớn thì tăng vòi phun để giảm kích thước bánh công tác thì lợi hơn so với tăng sự phức tạp của phần dẫn nước và hệ thống điều chỉnh lưu lượng.

Ngoài ra, để có thể chọn được phương án kết cấu tốt nhất, cần so sánh các kết quả thí nghiệm mô hình, đặc trưng bằng các đường đặc tính tổng hợp. Trước khi so sánh phải hiệu chỉnh lại số vòng quay quy dẫn n' , tính toán (n'_{nt}). Khi chọn n'_{nt} cần xét đến thời gian làm việc của tuabin với phụ tải lớn nhất và thời gian ứng với phụ tải khác với các cột áp khác nhau.

Dựa vào n'_{nt} để chọn số vòng quay đồng bộ và hiệu chỉnh lại đường kính bánh công tác.

Phụ thuộc vào công suất có thể sử dụng sơ đồ kết cấu trong bảng 8.1:

Bảng 8.1

Công suất, MW	Phân bố trục	Số bánh công tác	Số vòi phun
Nhỏ hơn 1	Đặt ngang	1	1
	Đặt ngang	1	2
1 ÷ 5	Đặt ngang	1 ÷ 2	2 ÷ 4
Lớn hơn 5	Đặt đứng	1	2 ÷ 6

8.2.4.2. Chọn các kích thước cơ bản

- Vòi phun:

Các kích thước cơ bản của vòi phun được xác định theo thông số sau: công suất N , cột áp tính toán H_{tt} , số lượng vòi phun Z_v . Lưu lượng qua một vòi phun:

$$Q_1 = \frac{Q}{Z_v} = \frac{N}{9,81\eta H_{tt} Z_v} \quad (8.14)$$

Trong đó: η - hiệu suất tuabin gáo, sơ bộ lấy khoảng $\eta = 0,87$.

Đường kính tia nước ứng với lưu lượng lớn nhất theo công thức:

$$Q_1 = \frac{\pi d_0^2}{4} Z_v \varphi \sqrt{2gH_{tt}} \quad (8.15)$$

Từ đó rút ra:

$$d_0 = \sqrt{\frac{4Q_{\max}}{Z_v \pi \varphi \sqrt{2gH}}} \quad (8.16)$$

Nếu lấy $\varphi = 0,97$ ta có biểu thức:

$$d_0 = 0,545 \sqrt{\frac{Q_0}{Z_v \sqrt{H}}} \quad (8.17)$$

Trong đó: Q - lưu lượng, m^3/s

H - cột áp, m cột nước

Hình dạng và kích thước vòi phun và kim phun lấy theo số liệu cho ở hình 8.5. Các kích thước lấy theo tỷ số với d_0 . Ở đây $d_0 = 100mm$, cột áp $H = 1m$.

Hình dạng và thông số hình học cơ bản của tuabin gáo.

- Chọn đường kính bánh công tác và số vòng quay:

Kích thước của bánh công tác và của các cánh gáo được chọn trên cơ sở thực nghiệm, phụ thuộc vào đường kính tia nước d_0 và tỷ số D_1/d_0 . Hiệu suất của tuabin có n_s trong khoảng 14÷19v/ph đạt được tương đối cao. Trong đó tỷ số D_1/d_0 càng lớn càng tốt. Ngược lại muốn có kết cấu gọn nhẹ thì chọn tỷ số đó nhỏ. Chọn sơ bộ tỷ số D_1/d_0 , n'_1 , Q'_1 và số lượng cánh gáo theo cột áp tính toán H (m cột nước) dựa vào số liệu bảng 8.2.

Bảng 8.2

Cột áp $H(m)$	D_1/d_0	n'_1 , v/ph	Q'_1 l/s	n_s , v/ph	Số cánh gáo Z_1
300	8-11	36,5-38,5	35-28,2	29,9-20,6	17-20
400	9,5-12,5	37-39	37,7-21,7	25,5-18,4	18-21
500	11-14	37,5-39,5	28,2-17,3	22,4-16,5	19-23
750	16-19	38-40	13,2-9,35	15,5-12,5	24-28
1000	23	39,5	6,38	10,65	27-31

Có thể xác định sơ bộ đường kính bánh công tác theo tỷ số: $m = D_1/d_0$, sử dụng công thức thực nghiệm sau:

$$m = \frac{260}{n_s} \sqrt{\eta_c} \quad (8.18)$$

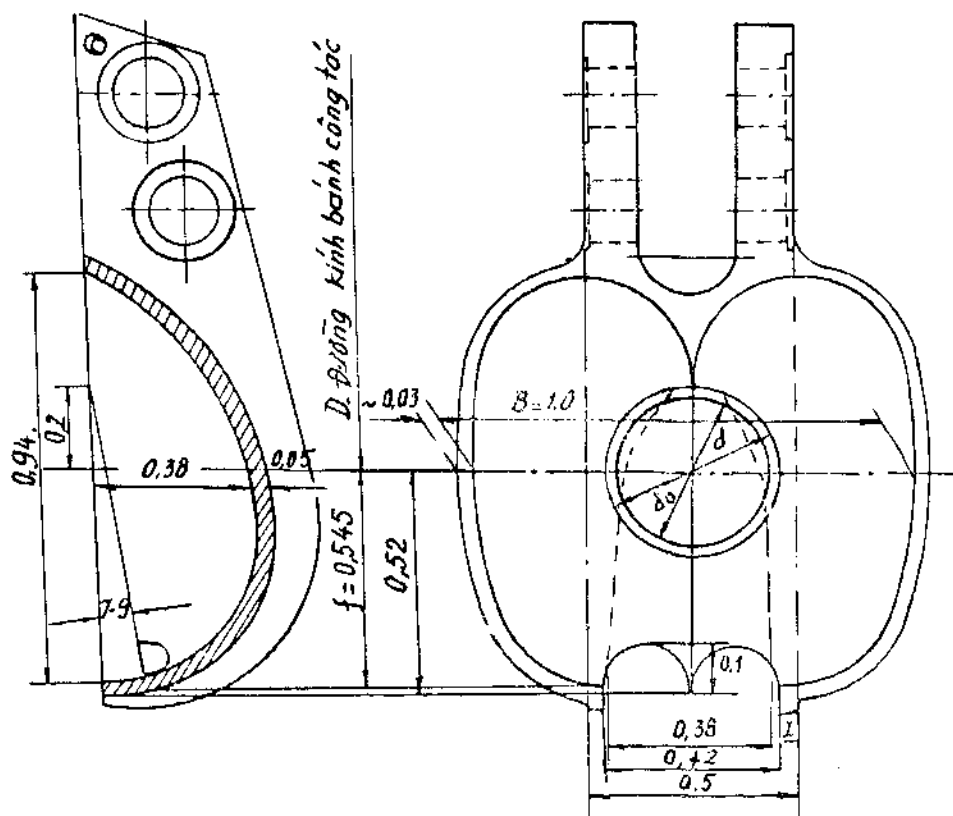
Trong đó: η_c - hiệu suất ở chế độ có công suất lớn nhất.

Hiệu suất của tuabin gáo ở chế độ tối ưu khác (lớn hơn) hiệu suất tuabin ở chế độ có công suất lớn nhất và phụ thuộc vào số vòng quay đặc trưng biểu thị trên hình 8.6.

Trình tự tính toán cũng theo phương pháp gần đúng liên tục.

- Theo bảng 8.2, với giá trị H , và chọn n sơ bộ, tính n_s .

- Theo hình 8.6 tìm giá trị η_c tính m theo 8.18.



Hình 8.5. Bản vẽ cánh gáo của tuabin gáo

- Tính hệ số vận tốc ψ theo công thức sau:

$$\psi = 0,48 - \frac{0,72}{m + 12} \quad (8.19)$$

- Nếu đại lượng ψ vừa tính được khác giá trị 0,46 với sai số lớn hơn 0,01 thì tính lại tỷ số m theo công thức:

$$m = \frac{570}{n_s} \sqrt{\eta_c} \quad (8.20)$$

- Tính lại cho đến khi đạt giá trị ψ cần thiết.

- Tính đường kính D_1 theo $D_1 = m \cdot d_0$.

Làm tròn giá trị đường kính D_1 theo đường kính tiêu chuẩn với độ chính xác 0,01m.

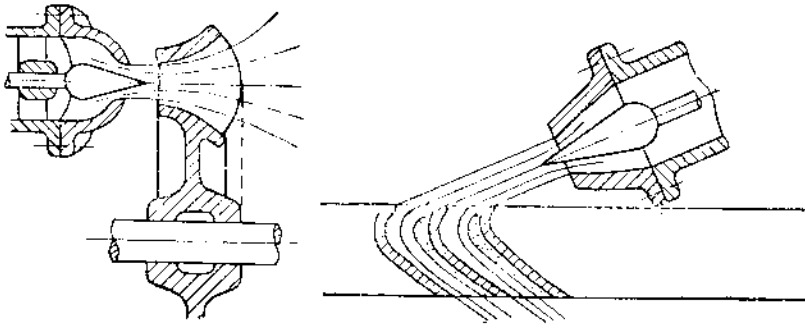
Vẽ hình dạng cánh gáo theo như hình 8.2.

8.3. TUABIN TIA NGHIÊNG

8.3.1. Đặc trưng và kết cấu

Tuabin tia nghiêng là loại tuabin xung lực có thông số kém hơn so với tuabin gáo.

Nguyên lý làm việc của tuabin tia nghiêng cũng giống như tuabin gáo. Nhưng vòi phun bố trí trong mặt song song với trục quay với một góc nghiêng α , khoảng 22° . Với góc nghiêng này vòi phun hướng dòng tia chảy vào bao cánh. Xung lực của dòng tia tác dụng vào các cánh bánh công tác, nên loại tuabin này có tên gọi là tuabin tia nghiêng (hình 8.6).



Hình 8.6. Sơ đồ dòng chảy trong tuabin tia nghiêng

Kết cấu có thể là trục đứng và trục ngang. Thông thường là kết cấu trục ngang.

Bánh công tác tuabin tia nghiêng có kết cấu đơn giản hơn so với bánh công tác của tuabin gáo. Cánh bánh công tác của tuabin này đơn giản hơn, vì vậy chế tạo chúng cũng đơn giản hơn. Phần mép ngoài của bánh công tác có thể làm vành đai để gắn các cánh. Điều này có ưu điểm về kết cấu, chế tạo và bánh công tác có độ bền, chắc so với tuabin gáo gắn các cánh gáo lên đĩa bằng bu lông.

Vòi phun của tuabin tia nghiêng có kết cấu giống như của tuabin gáo.

8.3.2. Các thông số của tuabin và hiệu suất

Các thông số của tuabin tia nghiêng gồm có: góc nghiêng của tia α , đường kính bánh công tác D . Thông số về mặt thủy lực gồm có các tam giác vận tốc trước và sau cánh bánh công tác (hình 8.7) và hệ số vận tốc ψ , hiệu suất vòi phun φ , xác định theo công thức (8.6), (8.7).

Để so sánh giữa tuabin tia nghiêng và tuabin gáo, ta thiết lập quan hệ hiệu suất với các thông số của tuabin. Sử dụng phương trình cơ bản của tuabin:

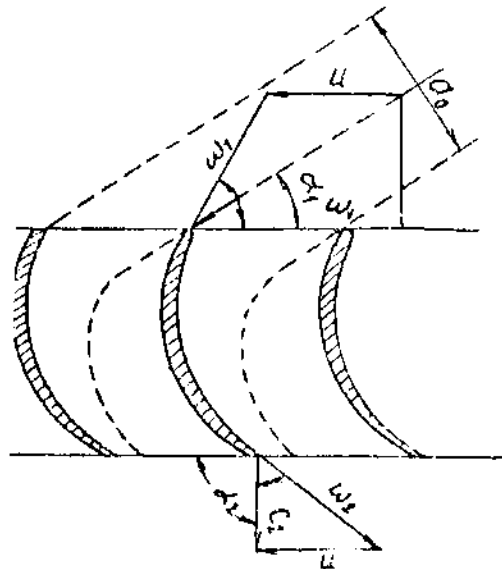
$$\eta g H = \omega (C_{u1} r_1 + C_{u2} r_2)$$

Trong đó: $r_1 = r_2 = D/2$; $U_1 = U_2 = U$

Từ tam giác vận tốc ta có:

$$C_{u1} = C_1 \cos \alpha_1 = W_1 \cos \beta_1 + U$$

$$C_{u2} = C_2 \cos \alpha_2 = U - W_2 \cos (180^\circ - \beta_1)$$



Hình 8.7. Tam giác vận tốc trong bánh công tác tuabin tia nghiêng

Thay các giá trị vào phương trình cột áp và rút ra biểu thức hiệu suất:

$$\begin{aligned}\eta_H &= \frac{U \left\{ W_1 \cos \beta_1 + U \right\} - \left[U - W_2 \cos(180^\circ - \beta_2) \right]}{gH} \\ &= \frac{U \left[W_1 \cos \beta_1 + W_2 \cos(180^\circ - \beta_2) \right]}{gH} \\ &= \frac{2\varphi^2 u W_1}{C_1^2} \left[\cos \beta_1 + \xi \cos(180^\circ - \beta_2) \right]\end{aligned}\quad (8.21)$$

Ở đây: $W_2 = \xi W_1$

$$\begin{aligned}\varphi_1 &= \frac{C_1}{\sqrt{2gH}} \\ \psi &= \frac{u}{C_1} = \frac{\sin(\beta_1 - \alpha_1)}{\sin(180^\circ - \beta_1)} \\ \frac{W_1}{C_1} &= \frac{\sin \alpha_1}{\sin(180^\circ - \beta_1)}\end{aligned}$$

Thay giá trị W_1 vào (8.21) ta có:

$$\eta_H = 2\varphi^2 \psi^2 \frac{\sin(\beta_1 - \alpha_1) \sin \alpha_1}{\sin^2 \beta_1} (\cos \beta_1 - \xi \cos \beta_2) \quad (8.22)$$

Như vậy hiệu suất của tuabin tia nghiêng phụ thuộc vào các đại lượng $\varphi, \psi, \alpha_1, \beta_1, \beta_2$.

Xác định giá trị các góc tối ưu:

Từ công thức (8.22) ta thấy để cho hiệu suất lớn nhất thì góc $\beta_2 = 180^\circ, \cos \beta_2 = -1$.

$$\frac{\partial \eta_H}{\partial \alpha_1} = 2\varphi^2 \left[\sin \beta_1 (\cos^2 \alpha_1 - \sin^2 \alpha_1) - 2\cos \alpha_1 \sin \alpha_1 - 2\cos \alpha_1 \sin \alpha_1 \cos \beta_1 \right] \frac{\cos \beta_1 - \xi \cos \beta_2}{\sin^2 \beta_1} = 0$$

Biến đổi một số công thức lượng giác:

$$\begin{aligned}\sin \beta_1 (\cos^2 \alpha_1 - \sin^2 \alpha_1) &= 2\cos \alpha_1 \sin \alpha_1 \cos \beta_1 \\ \operatorname{tg} \beta_1 &= 2 \frac{\cos \alpha_1 \sin \alpha_1}{\cos^2 \alpha_1 - \sin^2 \alpha_1} = \frac{\sin 2\alpha_1}{\cos 2\alpha_1} \operatorname{tg} 2\alpha_1\end{aligned}$$

vậy ta có:

$$\eta_{\max} = 2\varphi^2 \frac{\sin^2(\beta_1 / 2)}{\sin^2 \beta_1} (\cos \beta_1 - \xi \cos \beta_2)$$

Sau khi biến đổi ta có:

$$\eta_{\max} = \varphi^2 \frac{\cos \beta_1 - \xi \cos \beta_2}{1 + \cos \beta_1} \quad (8.23)$$

Để tìm giá trị tối ưu của góc β_1 ta cũng làm tương tự như đối với góc α_1 (lấy đạo hàm theo β_1 và cho bằng không)

$$\frac{\partial \eta}{\partial \beta_1} = \varphi^2 \frac{\sin \beta_1 (1 + \xi \cos \beta_2)}{(1 + \cos \beta_1)^2} = 0 \quad (8.24)$$

Biểu thức (8.24) chỉ đúng khi $\beta_1 = 0$.
 Như vậy hiệu suất của tuabin tia nghiêng lớn nhất với các giá trị của các góc như sau:

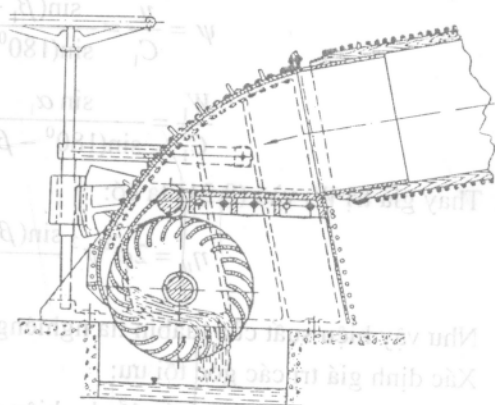
$$\alpha_1 = 0; \beta_1 = 0; \beta_2 = 180^\circ; \quad \eta_{tl \max} = \varphi^2 \frac{1 + \xi}{2} \quad (8.25)$$

Như đã giải thích ở phần trước, đối với tuabin gáo cũng như đối với tuabin tia nghiêng góc β_2 không thể chọn 180° , thường chọn nhỏ hơn một vài độ $174^\circ \div 176^\circ$. Còn điều kiện $\alpha_1 = 0, \beta_1 = 0$ thì chỉ thực hiện với tuabin gáo, đối với tuabin tia nghiêng thường có góc $\alpha_1 = 22^\circ$ và hệ số vận tốc $\varphi = 0,542$.

8.4. TUABIN TÁC DỤNG KÉP

8.4.1. Đặc điểm và kết cấu

Tuabin tác dụng kép còn có tên gọi là tuabin xung kích hai lần. Nó là loại tuabin có kết cấu đơn giản nhất. Tuabin này thường kết cấu trục ngang, trên trục gắn bánh công tác có dạng gần như guồng nước. Bánh công tác gồm có hai hoặc ba đĩa, giữa các đĩa có gắn từ 12 ÷ 48 cánh cong đặt song song với trục.



Hình 8.8. Sơ đồ tuabin xung kích hai lần

Nước được dẫn qua đường ống vào tuabin qua vòi phun có tiết diện hình chữ nhật. Dòng tia đi ra khỏi vòi phun tác dụng lên cánh lần thứ nhất, đi vòng qua trục phía trong bánh công tác, lại đi ra và tác dụng lần thứ hai vào cánh.

Do sự tác động hai lần của dòng tia vào cánh bánh công tác nên gọi là tuabin tác dụng kép.

Lần tác dụng thứ nhất cánh nhận khoảng 70 ÷ 80% năng lượng dòng tia. Lần thứ hai khoảng 30 ÷ 20% năng lượng còn lại của dòng.

Việc điều chỉnh lưu lượng của vòi phun được thực hiện bằng lưỡi gà nối với tay điều chỉnh. Khi vận tay quay này thì tiết diện vòi phun sẽ thay đổi.

Phạm vi tác dụng của tuabin tác dụng kép với cột áp $H = 24 \div 200$. Hiệu suất có thể đạt 0,6 ÷ 0,83%. Tuabin này có kết cấu đơn giản, được sử dụng rộng rãi với công suất nhỏ, từ một vài kW đến hàng ngàn kW.

8.4.2. Các thông số của tuabin và hiệu suất

Để hiểu quá trình làm việc của tuabin này, ta sử dụng phương trình cơ bản của tuabin.

$$\eta_{tl} gH = \omega (C_{u1} r_1 - C_{u4} r_4)$$

Với hai lần tác dụng nên phương trình có dạng sau:

$$\eta_{tl} gH = \omega (C_{u1} r_1 - C_{u2} r_2 + C_{u3} r_3 - C_{u4} r_4) \quad (8.26)$$

Từ các tam giác vận tốc và các kích thước hình học trên hình vẽ (8.9) ta có:

$$C_{u1} = C_1 \cos \alpha_1; \quad C_{u2} = C_2 \cos \alpha_2$$

$$C_{u3} = C_3 \cos \alpha_3; \quad C_{u4} = C_4 \cos \alpha_4$$

$$r_1 = r_4; \quad r_2 = r_3; \quad C_2 = C_3; \quad \alpha_2 = \alpha_3$$

Thay các đại lượng này vào biểu thức (8.26)

$$\eta_{II} gH = U(C_1 \cos \alpha_1 - C_4 \cos \alpha_4) \quad (8.27)$$

Giả thiết rằng hướng của vận tốc tương đối ở cửa vào và cửa ra trùng với hướng của tiếp tuyến với mặt cánh phía trong.

Từ giả thiết này ta có điều kiện sau:

$$\beta_4 = 180^\circ - \beta_1$$

$$\beta_3 = 180^\circ - \beta_2$$

với điều kiện:

$$W_2 = W_3; \beta_2 = \beta_3;$$

$$\beta_3 = 180^\circ - \beta_2 = 90^\circ$$

Nếu không tính đến tổn thất khi bao cánh, nghĩa là $\xi = 1$, ta có:

$$W_1 = W_2; W_3 = W_4.$$

Từ tam giác vận tốc ta có:

$$C_1 \cos \alpha_1 = U_1 + W_1 \cos \beta_1$$

$$C_4 \cos \alpha_4 = U_1 + W_4 \cos \beta_4$$

$$= U_1 - W_1 \cos \beta_1$$

Thay các đại lượng trên vào công thức (8.27), ta có:

$$\eta_{II} gH = 2U_1 W_1 \cos \beta_1$$

Không tính đến tổn thất vòi phun:

$$C_1 = \sqrt{gH}$$

$$\eta_{II} = \frac{4U_1 W_1 \cos \beta_1}{C_1^2} \quad \text{Hình 8.9. Các thông số cơ bản của tuabin tác dụng kép}$$

$$\text{Hay:} \quad \eta_{II} = \frac{4 \sin(\beta_1 - \alpha_1) \sin \alpha_1 \cos \beta_1}{\sin^2 \beta_1} \quad (8.28)$$

Như vậy hiệu suất của tuabin tác dụng kép phụ thuộc vào các góc α_1, β_1 đặc trưng cho biên dạng mép vào của cánh bánh công tác.

Cũng giống như tuabin tia nghiêng, hiệu suất thủy lực của tuabin tác dụng kép lớn nhất trong điều kiện: $\alpha_1 = 0; \beta_1 = 0$.

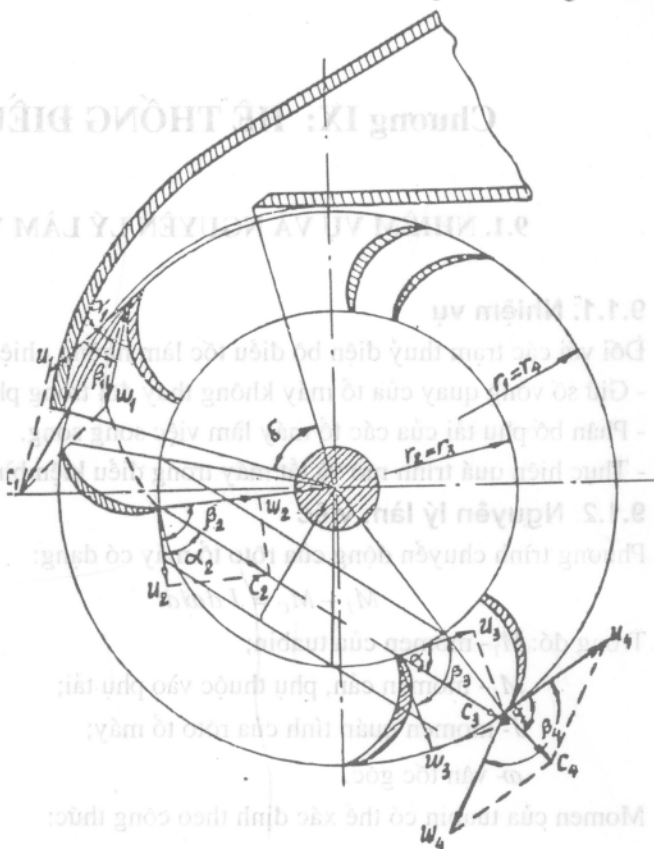
Nhưng kết cấu của loại tuabin này không thể có điều kiện $\alpha_1 = 0$ như đối với tuabin gáo. Vì thế hiệu suất của tuabin này nhỏ hơn của tuabin gáo.

Đạo hàm biểu thức (8.28) theo góc α_1 để tìm giá trị hiệu suất lớn nhất, ta rút ra điều kiện sau:

$$\alpha_1 = \frac{\beta_1}{2}$$

$$\text{Thay vào (8.28) ta có: } \eta_{II\max} = \frac{2 \cos \beta_1}{1 + \cos \beta_1}$$

Nếu chọn $\alpha_1 = 15^\circ; \beta_1 = 30^\circ$ là góc tối ưu, thì hiệu suất thủy lực lý tưởng có thể đạt được là 0,928. Nếu tính cả hiệu suất vòi phun và tổn thất của dòng tia bao cánh, thì hiệu suất lớn nhất sẽ giảm đi.



Chương IX: HỆ THỐNG ĐIỀU CHỈNH TUABIN

9.1. NHIỆM VỤ VÀ NGUYÊN LÝ LÀM VIỆC CỦA BỘ ĐIỀU TỐC

9.1.1. Nhiệm vụ

Đối với các trạm thủy điện bộ điều tốc làm những nhiệm vụ sau:

- Giữ số vòng quay của tổ máy không thay đổi trong phạm vi thay đổi phụ tải của máy phát.
- Phân bố phụ tải của các tổ máy làm việc song song.
- Thực hiện quá trình mở và tắt máy trong điều kiện bình thường và trong điều kiện có sự cố.

9.1.2. Nguyên lý làm việc

Phương trình chuyển động của rôto tổ máy có dạng:

$$M_T - M_C = J \frac{d\omega}{dt} \quad (9.1)$$

Trong đó: M_T - momen của tuabin;

M_C - momen cản, phụ thuộc vào phụ tải;

J - momen quán tính của rôto tổ máy;

ω - vận tốc góc.

Momen của tuabin có thể xác định theo công thức:

$$M_T = \frac{102N}{\omega}; \text{ hoặc } M_T = \frac{1000QH\eta}{\omega} \quad (9.2)$$

Từ biểu thức (9.2) ta thấy trong điều kiện trạm làm việc, cột áp suất trong ngày hầu như không thay đổi, hiệu suất gần như không đổi, momen của tuabin phụ thuộc vào lưu lượng.

Nhiệm vụ cơ bản của bộ điều tốc là làm thay đổi lưu lượng qua tuabin, để thay đổi momen tuabin sao cho bằng momen cản và giữ cho số vòng quay không đổi.

Từ phương trình (9.1), trạng thái làm việc của hệ thống có thể mô tả qua 3 phương trình:

$$J \frac{d\omega}{dt} = 0 \quad (9.3)$$

$$J\omega = \text{const} \quad (9.4)$$

$$M_T - M_C = 0 \quad (9.5)$$

Tương ứng với ba phương trình này, ta có ba nguyên lý điều chỉnh tuabin.

Theo phương trình (9.3) người ta chế tạo ra bộ điều tốc có nhiệm vụ điều chỉnh gia tốc sao cho $d\omega/dt = 0$. Bộ điều tốc này gọi là bộ điều tốc gia tốc.

Theo phương trình (9.4) người ta chế tạo ra bộ điều tốc theo dõi sự thay đổi của vận tốc góc ω và tác động sao cho $\omega J = \text{const}$.

Theo phương trình (9.5) người ta chế tạo ra bộ điều tốc có khả năng theo dõi sự thay đổi của momen M_C , hay là theo dõi sự thay đổi của phụ tải, để điều chỉnh momen động lực của tuabin

M_T , sao cho M_T cân bằng với M_C . Có thể đạt được điều này bằng hai cách:

- Điều chỉnh M_T thông qua việc điều chỉnh lưu lượng qua tuabin, sao cho $M_T = M_C$.
- Điều chỉnh M_C thông qua việc điều chỉnh tổng momen cản của phụ tải, sao cho $M_T = M_C$. Theo hướng này ta có loại điều tốc điều chỉnh phụ tải.

Trong ba loại trên, bộ điều tốc dựa trên cơ sở nguyên lý: $M_T = M_C$ đang được sử dụng rộng rãi.

Đối với tuabin tâm trục và tuabin hướng trục cánh cố định thì điều chỉnh chỉ thực hiện nhờ hệ thống cánh hướng dòng và gọi là điều chỉnh đơn.

Đối với tuabin hướng trục và hướng chéo cánh xoay, điều chỉnh lưu lượng được thực hiện cùng một lúc nhờ hệ thống cánh hướng và cánh bánh công tác gọi là điều chỉnh kép.

Đối với tuabin xung lực, điều chỉnh lưu lượng được thực hiện nhờ thay đổi vị trí kim phun trong vòi phun. Nhưng, trong trường hợp tắt máy nhanh do sự cố, thì cần giảm lưu lượng qua vòi phun cùng với việc điều chỉnh hướng của dòng tia ra khỏi phạm vi bánh công tác bằng cơ cấu hướng tia nước.

9.1.3. Các bộ phận cơ bản và phân loại bộ điều tốc

Bộ điều tốc có bốn bộ phận cơ bản sau:

- Bộ phận đo: làm nhiệm vụ nhận các tín hiệu điều chỉnh (bằng cách so sánh) và truyền tín hiệu đó cho bộ phận tiếp theo.
- Bộ phận khuếch đại: làm nhiệm vụ khuếch đại các tín hiệu điều chỉnh và truyền các tín hiệu đã được khuếch đại tới bộ phận điều chỉnh.
- Bộ phận chấp hành: làm nhiệm vụ thay đổi các thông số của tuabin hoặc của phụ tải.
- Bộ phận ổn định: làm nhiệm vụ ổn định hệ thống, đảm bảo chất lượng của bộ điều tốc.

Phân loại bộ điều tốc.

Người ta phân loại bộ điều tốc theo nhiều cách:

a. Bộ điều tốc phân loại theo phương pháp điều chỉnh:

- Bộ điều tốc điều chỉnh lưu lượng.
- Bộ điều tốc điều chỉnh phụ tải.

b. Bộ điều tốc phân loại theo kết cấu của các bộ phận chính:

- Bộ điều tốc cơ-thủy lực: bộ phận điều chỉnh cơ học (con lắc li tâm), bộ phận chấp hành là cơ cấu thủy lực.
- Bộ điều tốc điện-thủy lực: cũng như loại trên, bộ điều tốc này có bộ phận chấp hành là thiết bị thủy lực, các bộ phận khác là thiết bị điện tử tương tự.
- Bộ điều tốc điện tử-điện: Bộ điều tốc này có bộ phận chấp hành là động cơ điện, các bộ phận còn lại là thiết bị điện tử tương tự.

Đối với các trạm thủy điện có công suất lớn, việc đóng mở tuabin và các thiết bị cần phải công suất lớn, nên cơ cấu chấp hành vẫn là cơ cấu thủy lực. Đối với trạm thủy điện nhỏ, cơ cấu chấp hành là động cơ điện gọn nhẹ hoặc có thể sử dụng bộ điều tốc điều chỉnh phụ tải (tải giả).

c. Bộ điều tốc phân loại theo nguyên lý tác động:

- Bộ điều tốc tác động trực tiếp: tín hiệu sai lệch qua khuếch đại, truyền trực tiếp đến bộ phận điều chỉnh, không qua một hệ thống trung gian nào.
- Bộ điều tốc tác động gián tiếp: Quá trình truyền tín hiệu đến bộ phận điều chỉnh còn thông qua một số phần tử trung gian làm tăng độ chính xác và ổn định của hệ thống.

d. Bộ điều tốc phân loại theo đặc điểm của sơ đồ điều chỉnh:

- Bộ điều tốc có mối liên hệ ngược.
- Bộ điều tốc không có mối liên hệ ngược (mối liên hệ ngược còn gọi là phản hồi).

e. Bộ điều tốc phân loại theo tính chất của mối liên hệ ngược:

- Bộ điều tốc có phản hồi cứng.
- Bộ điều tốc có phản hồi mềm.

Để hiểu sâu về nguyên lý làm việc, chúng ta sẽ nghiên cứu bộ điều tốc cơ-thủy lực.

9.1.4. Đường đặc tính của bộ điều tốc

Sự phụ thuộc của số vòng quay tuabin với phụ tải của bộ điều tốc có phản hồi theo một quy luật nào đó. Thường sự phụ thuộc này có dạng gần như đường thẳng nằm nghiêng được biểu thị trên hình 9.1. Độ nghiêng của đường thẳng này phụ thuộc vào phản hồi. Sự phụ thuộc $n - N$ gọi là đường đặc tính của bộ điều tốc tuabin.

Trong trường hợp đường thẳng $n = f(N)$ là một đường nằm ngang thì gọi là đường đặc tính vô hướng. Trong thực tế không sử dụng đường đặc tính vô hướng vì đường đặc tính này không phụ thuộc vào phụ tải, như vậy bộ điều tốc không thể làm nhiệm vụ phân phối phụ tải cho các tổ máy làm việc song song. Để đánh giá độ chênh lệch vận tốc góc người ta dùng hệ số sai lệch δ . Hệ số sai lệch được xác định theo công thức sau:

$$\delta = \frac{n_{\max} - n_{\min}}{0,5(n_{\max} + n_{\min})} \cdot 100\% \quad (9.6)$$

Trong đó: $n_{\max}$ - số vòng quay của tuabin trong chế độ không tải;

$n_{\min}$ - số vòng quay của tuabin trong chế độ tính toán.

Để thay đổi hệ số sai lệch người ta thường dùng cơ cấu đặc biệt để thay đổi hệ số truyền của phản hồi (tỷ số truyền của xy lanh lực và thanh truyền).

Bộ điều tốc có nhiệm vụ phân bố phụ tải cho các tổ máy làm việc song song.

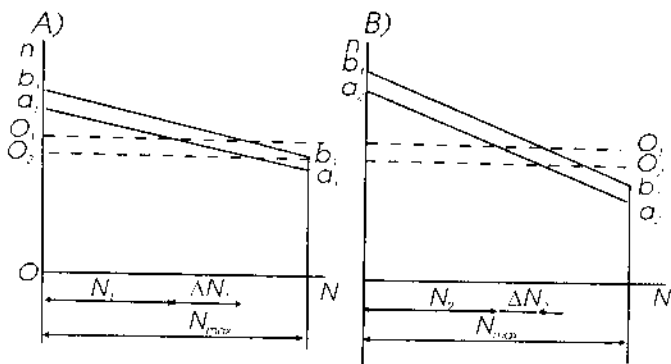
Xét hai tổ máy 1 và 2 làm việc

song song với hai đường đặc tính tĩnh (hình 9.1). Ở chế độ làm việc với số vòng quay định mức tổ máy 1 có đường đặc tính là a_1a_1 , tổ máy 2- a_2a_2 , số vòng quay định mức ứng với đường O_1O_1 . Tổ máy 1 làm việc với công suất N_1 , tổ máy 2 với công suất N_2 . Nếu số vòng quay thay đổi, giả sử, giảm xuống đến đường O_2O_2 . Tương ứng với sự tăng của phụ tải ở tổ máy thứ nhất là ΔN_1 , và ở tổ máy 2 là ΔN_2 . Bộ điều tốc làm việc, thay đổi lưu lượng qua tuabin sao cho $M_T = M_C$ và số vòng quay trở lại bằng số vòng quay định mức, tức là trở lại vị trí đường O_1O_1 . Lúc đó đường đặc tính tĩnh của hai bộ điều tốc trên sẽ trở thành đường b_1b_1 và b_2b_2 song song với đường a_1a_1 và đường a_2a_2 .

Tổng số phụ tải thay đổi trên cả hai bộ điều tốc là:

$$\Delta N = \Delta N_1 + \Delta N_2. \quad (9.7)$$

Nếu hệ số sai lệch của bộ điều tốc 1 và 2 tương ứng:



Hình 9.1. Đường đặc tính của bộ điều tốc.
trường hợp 2 tổ máy làm việc song song

$$\delta_1 = \frac{n_{1\max} - n_{1\min}}{0,5(n_{1\max} + n_{1\min})}$$

$$\delta_2 = \frac{n_{2\max} - n_{2\min}}{0,5(n_{2\max} + n_{2\min})}$$

hoặc: $\delta_1 = \Delta n / \Delta N_1$; $\delta_2 = \Delta n / \Delta N_2$

Từ đó rút ra:
$$\Delta N_1 = \frac{\delta_2 \Delta N}{\delta_1 + \delta_2} \quad (9.8)$$

$$\Delta N_2 = \frac{\delta_1 \Delta N}{\delta_1 + \delta_2}$$

9.2. SƠ ĐỒ NGUYÊN LÝ CỦA MỘT SỐ BỘ ĐIỀU TỐC

9.2.1. Bộ điều tốc tác dụng trực tiếp và gián tiếp (không phản hồi)

a. Bộ điều tốc tác dụng trực tiếp

Trên hình 9.2.1 là sơ đồ nguyên lý của bộ điều tốc tác dụng trực tiếp. Đây là sơ đồ đơn giản nhất giúp ta hiểu được nguyên lý tác dụng trực tiếp. Bộ điều tốc làm việc trên nguyên lý phương trình (9.4). Trường hợp $M_T = M_C$ thì $d\alpha/dt = 0$, $\omega = \omega_0$. Lúc này số vòng quay không đổi và bằng số vòng quay định mức.

Bộ điều tốc gồm có phần tử đo dưới dạng quả lăng ly tâm 3. Quả lăng đo độ lệch của số vòng quay thực tế của tuabin so với vòng quay chuẩn. Quả lăng ly tâm gắn liền trực với động cơ 1 có liên hệ thẳng với máy phát. Mọi sự thay đổi của vòng quay tuabin đều dẫn tới sự thay đổi số vòng quay của lăng. Tín hiệu điều chỉnh do quả lăng phát ra truyền đến bộ phận điều chỉnh để điều chỉnh độ mở van chân 2, qua hệ thống thanh truyền (tay đòn) 5, 6, 7.

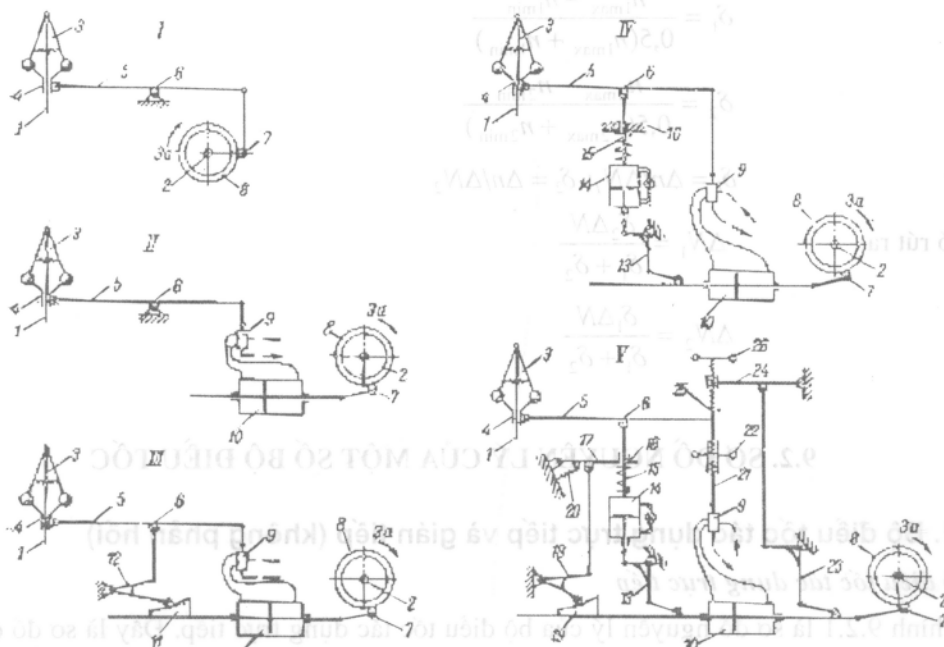
Giả thiết phụ tải máy phát giảm đi, ($M_C < M_T$) thì số vòng quay tuabin tăng. Quả lăng quay nhanh lên, lúc này lực ly tâm lớn hơn lực ly tâm của số vòng quay định mức và hai quả lăng văng ra xa, kéo theo khớp nối 4 đi lên. Trường hợp này van bị đóng bớt lại, lưu lượng qua tuabin giảm dần, giảm momen của tuabin cho đến khi $M_C = M_T$ thì quá trình chấm dứt. Khi phụ tải của máy phát tăng lên, quá trình xảy ra ngược lại.

Ưu điểm của sơ đồ này là đơn giản, tuy nhiên nó có nhiều nhược điểm: lực để đóng mở cơ cấu điều chỉnh nhỏ, độ chênh lệch δ lớn. Nói cách khác, độ không đồng đều khi điều chỉnh lớn.

a. Bộ điều tốc tác dụng gián tiếp

Sơ đồ nguyên lý trên hình 9.2.II của bộ điều tốc tác dụng gián tiếp tương tự như sơ đồ trên. Bộ phận đo là quả lăng ly tâm, truyền tín hiệu quanh hệ thống thanh truyền. Bộ phận khuếch đại ở đây gồm con trượt phân phối 9 và xylanh lực 10. Xylanh lực nối với vành điều chỉnh 8 và kéo theo sự thay đổi của độ mở cánh hướng a_0 .

Khi phụ tải giảm số vòng quay tuabin bị tăng lên, quả lăng 3 văng ra, khớp nối 4 bị kéo lên. Tiếp theo, pittông của con trượt phân phối 9 bị đẩy xuống. Đầu đi vào buồng bên phải của xylanh giảm, momen quay tuabin giảm cho đến khi $M_C = M_T$ thì quá trình chấm dứt. Sơ đồ này khắc phục được nhược điểm về lực đóng mở do sự có mặt của bộ phận khuếch đại 9 và 10. Tuy nhiên, các bộ điều tốc không có phản hồi đều có nhược điểm là sau khi điều chỉnh vận tốc góc sẽ dao động. Vì vậy, người ta cho thêm bộ phận phản hồi (mối liên hệ ngược).



Hình 9.2. Sơ đồ nguyên lý bộ điều tốc cơ - thủy lực

- I- bộ điều tốc tác dụng trực tiếp III- bộ điều tốc có phản hồi cứng
 II- bộ điều tốc tác dụng trực tiếp IV- bộ điều tốc có phản hồi mềm
 V- bộ điều tốc tuabin cánh quay

9.2.2. Bộ điều tốc có phản hồi

9.2.2.1 . Bộ điều tốc có phản hồi cứng

Trên hình 9.2.III là sơ đồ bộ điều tốc có phản hồi cứng. Sơ đồ này cũng dựa trên cơ sở lý thuyết là phương trình (9.4). Bộ điều tốc này là phát triển của bộ điều tốc tác dụng gián tiếp. Để bảo đảm hệ thống điều chỉnh không bị dao động và số vòng quay sau khi điều chỉnh phải đạt được số vòng quay định mức (hay xấp xỉ), với sai số cho phép nào đó. Ở đây dùng cam 11, thanh truyền 12 làm nhiệm vụ phản hồi. Khi pittông của xy lanh lực 10 dịch chuyển về phía bên trái để đóng bớt độ mở cánh hướng, thì cùng tác dụng vào cam 11 và thanh truyền 12 và đẩy hệ này đi lên. Điểm 6 dịch lên vị trí trên, thanh truyền 5 sau một thời gian sẽ chiếm vị trí cân bằng. Sau một vài dao động nhỏ thì pittông của con trượt 9 dừng lại.

Sự có mặt của hệ thống phản hồi cứng giúp cho hệ thống làm việc ổn định hơn.

Nhược điểm của hai bộ điều tốc này là sau khi điều chỉnh số vòng quay thì sẽ khó trở lại số vòng quay định mức. Nếu trường hợp phụ tải giảm, $M_c < M_T$ số vòng quay tuabin tăng thì sau khi điều chỉnh điểm 6, thanh truyền cân bằng ở vị trí mới, tương ứng với vận tốc góc nào đó lớn hơn vận tốc góc định mức ($\omega' > \omega_0$).

Trường hợp tăng phụ tải quá trình xảy ra ngược lại. Độ chênh vận tốc góc phụ thuộc vào mức độ can thiệp của phản hồi cứng.

9.2.2.2. Bộ điều tốc có phản hồi mềm

Sơ đồ nguyên lý của bộ điều tốc có phản hồi mềm biểu thị trên hình 9.2.IV. Để đảm bảo trong chế độ ổn định số vòng quay là hằng số không phụ thuộc vào phụ tải, người ta dùng phổ biến là bộ điều tốc tuabin có phản hồi mềm.

Trong sơ đồ này, bộ phận phản hồi gồm thanh truyền 13, bộ giảm chấn thủy lực 14 và lò xo 15, 16. Bộ giảm chấn thủy lực là một pittông nằm trong xylanh thủy lực. Trong pittông có một lỗ nhỏ thông hai khoang của xylanh với nhau. Lò xo 15 có khả năng giữ cho điểm 6 ở vị trí tương đối cố định.

Quá trình làm việc tương tự như ở sơ đồ bộ điều tốc phản hồi cứng. Khi phụ tải giảm, số vòng quay của tuabin tăng lên, các bộ phận đo (quả lăn), bộ phận khuếch đại (con trượt phân phối và động cơ trợ lực) làm việc. Pittông của xylanh lực sang trái đóng cánh hướng để giảm lưu lượng. Đồng thời bộ phận phản hồi cũng làm việc. Qua thanh truyền, pittông trong bộ giảm chấn thủy lực bị đẩy lên, lò xo nén lại. Sau đó, do lực đàn hồi của lò xo, pittông của bộ phận giảm chấn bị đẩy xuống, pittông của xylanh lực đẩy sang phải. Do trong pittông có lỗ nhỏ thông hai khoang nên quá trình chuyển động xuống của pittông trong bộ giảm chấn và quá trình mở dần cánh hướng diễn ra từ từ. Khi lò xo giãn ra hoàn toàn, thì con trượt cũng trở lại vị trí ban đầu. Như vậy $\omega_{TB} \approx \omega_k$.

9.2.3. Sơ đồ nguyên lý của bộ điều tốc tuabin cánh quay

Tuabin cánh quay trong quá trình điều chỉnh cần phải thay đổi cùng một lúc độ mở cánh hướng và góc đặt cánh bánh công tác. Đó là điều chỉnh kép. Nhờ điều chỉnh kép mà dòng chảy qua tuabin êm, không sinh ra va đập, nên hiệu suất của tuabin cao trong một phạm vi thay đổi phụ tải lớn.

Trên hình 9.2.V là sơ đồ nguyên lý của bộ điều chỉnh tuabin cánh quay. Bộ điều tốc gồm hai bộ phận: bộ phận điều chỉnh cánh hướng và bộ phận điều chỉnh góc đặt cánh bánh công tác. Giữa hai bộ phận này có quan hệ với nhau theo một mối liên kết nhất định. Mối quan hệ này thiết lập trên cơ sở thực nghiệm trong các chế độ tối ưu. Trong bộ điều chỉnh tuabin cánh quay, mối quan hệ này được biểu thị bằng một cam. Thiết kế cam dựa vào quan hệ tối ưu giữa a_0 và góc đặt cánh bánh công tác lấy từ đường đặc tính tổng hợp chính của tuabin cánh điều chỉnh.

Do sự thay đổi phụ tải nên sinh ra tín hiệu điều chỉnh độ mở cánh hướng. Đồng thời cũng truyền tín hiệu này nhờ cam đến bộ phận điều chỉnh góc đặt cánh bánh công tác.

Giả thiết phụ tải giảm, qua bộ phận đo, bộ phận khuếch đại, pittông của xylanh lực chuyển động về phía trái đóng bớt cánh hướng. Đồng thời, thanh truyền bị kéo về phía trái làm cho cam quay theo chiều kim đồng hồ và đẩy thanh 22 đi lên. Vì điểm 24 cố định nên thanh 25, 26 đi xuống, mở cửa dưới của cơ cấu phân phối 9. Nguồn áp được nối buồng trên của xylanh lực. Pittông của xylanh lực dưới tác dụng của áp suất đi xuống đóng bớt góc đặt cánh bánh công tác. Đồng thời, qua hệ thống phản hồi mềm, đẩy thanh truyền từ từ trở về vị trí ban đầu, làm cho hệ thống ổn định.

Mối quan hệ giữa độ mở cánh hướng và góc đặt cánh bánh công tác với cột áp trong các chế độ tối ưu rất khác nhau. Vì thế, tương ứng với mọi cột áp có các biên dạng cam khác nhau, hoặc có thể chế tạo một cam không gian để tương ứng với quan hệ $a_0 = f(\varphi)$.

9.2.4. Sơ đồ bộ điều tốc tuabin gáo

Như ta đã biết, để thay đổi lưu lượng của tuabin gáo thì cần phải thay đổi vị trí của kim phun. Quá trình điều chỉnh lưu lượng, quá trình mở, đóng bình thường và quan trọng nhất là trường hợp đóng do sự cố đều được điều chỉnh trong bộ điều tốc.

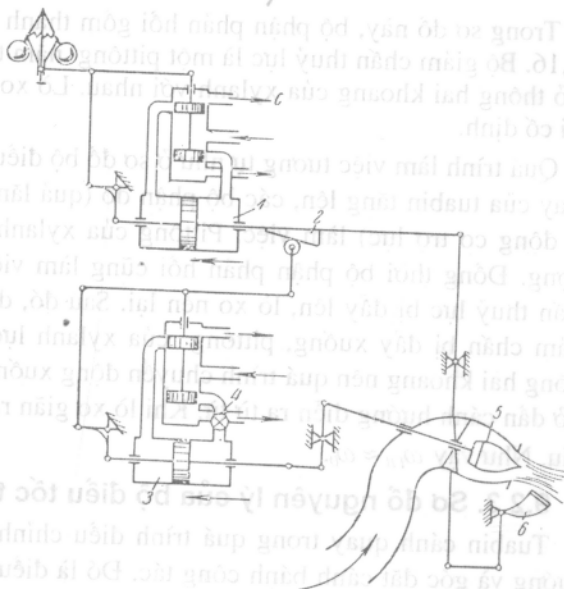
Nếu yêu cầu đóng nhanh và điều chỉnh lưu lượng tới giá trị $Q = 0$ bằng kim phun thì sẽ gây ra va đập trong đường ống rất lớn. Vì thế trong quá trình tắt máy, cần điều chỉnh kim phun đến một giá trị nào đó, tương ứng với lưu lượng cho phép mà đường ống có thể chịu được, tính với áp suất do hiện tượng nước va. Sau đó cần phải hướng dòng tia đi ra khỏi bánh công tác.

Trên hình 9.3 biểu thị sơ đồ nguyên lý của bộ điều tốc dùng cho tuabin gáo.

Trong chế độ ổn định, với việc điều chỉnh lưu lượng phù hợp với phụ tải, thì cơ cấu hướng tia nước luôn luôn ở xa dòng tia phun khoảng 2-3 mm.

Trong trường hợp bình thường, bộ điều tốc phải làm nhiệm vụ điều chỉnh vị trí kim phun.

Trong trường hợp sự cố, phụ tải mất đột ngột, quả lăng xếp lại. Pittông của xy lanh lực chuyển động nhanh sang phải, đóng vòi phun nhờ hệ thống thanh truyền, cam, con trượt và xy lanh lực. Đồng thời, tín hiệu truyền đến cơ cấu hướng tia nước để hướng dòng tia ra khỏi bánh công tác.



Hình 9.3. Sơ đồ nguyên lý bộ điều tốc tuabin gáo

9.3. SỰ THAY ĐỔI SỐ VÒNG QUAY TRONG ĐIỀU CHỈNH TUABIN

9.3.1. Sự thay đổi số vòng quay và hệ số sai lệch trong điều chỉnh tuabin

Như chúng ta đã biết, khi công suất tổ máy thay đổi, hoặc do sự thay đổi phụ tải hoặc do thay đổi thông số của tuabin đều dẫn tới kết quả là số vòng quay tổ máy thay đổi. Số vòng quay sẽ thay đổi lớn nhất trong trường hợp mất tải đột ngột.

Người ta dùng một hệ số đặc trưng cho sự thay đổi số vòng quay trong trường hợp mất tải đột ngột, lấy giá trị tương đối so với vòng quay định mức. Hệ số đặc trưng này gọi là hệ số sai lệch, kí hiệu β là và được xác định theo công thức:

$$\beta = \frac{n_{\max} - n_0}{n_0} = \frac{\omega_{\max} - \omega_0}{\omega_0} \quad (9.9)$$

Trong đó: ω_0, n_0 - vận tốc góc và số vòng quay trước khi điều chỉnh;

$\omega_{\max}, n_{\max}$ - vận tốc góc và số vòng quay lớn nhất khi mất tải đột ngột.

Thông thường lấy giá trị hệ số sai lệch lớn nhất cho phép là $\beta_{\max} = 0,40 \div 0,50$.

Hệ số sai lệch trong điều chỉnh tuabin phụ thuộc công suất tổ máy tại thời điểm điều chỉnh N_0 .

Có thể chọn β gần đúng như sau:

$$N_0 = 75\% N_{\max}$$

$$\beta = 0,65 \beta_{\max}$$

$$N_0 = 50\% N_{\max}$$

$$\beta = 0,45 \beta_{\max}$$

$$N_0 = 25\% N_{\max}$$

$$\beta = 0,25 \beta_{\max}$$

Hệ số sai lệch β phụ thuộc vào nhiều yếu tố như momen quán tính của tổ máy, thời gian đóng mở các cơ cấu điều chỉnh, đặc tính của hệ thống đường ống... Để tìm hiểu biểu thức quan hệ

giữa hệ số sai lệch β với các yếu tố trên, bắt đầu từ phương trình cơ bản của chuyển động (9.1):

$$J \frac{d\omega}{dt} = M_T - M_C = \frac{N_T - N_C}{\omega}$$

Biến đổi biểu thức ta có:

$$\int_{\omega_0}^{\omega_{\max}} J \omega d\omega = \int_0^{T_{s1}} N dt \quad (9.10)$$

Trong đó: N – công suất định mức của tổ máy

T_{s1} – thời gian đóng cánh hướng dòng (hoặc cơ cấu có nhiệm vụ tương đương) từ vị trí mở hoàn toàn đến vị trí không tải.

Thông thường, đối với tuabin tâm trục và tuabin gáo, chọn giá trị $T_{s1} = 0,85-0,90)T_s$.

Đối với tuabin hướng trục cánh quay và chong chóng: $T_{s1} = (0,65 \div 0,70)T_s$

Trong đó: T_s – thời gian đóng hoàn toàn cánh hướng (từ mở hoàn toàn đến đóng hoàn toàn)

Nếu giả thiết trong quá trình đóng cánh hướng T_{s1} công suất tổ máy giảm tỉ lệ thuận với thời gian đóng thì tích phân vế bên phải của biểu thức (9.10) có thể viết đơn giản như sau:

$$\int_0^{T_{s1}} N dt = \frac{1}{2} N T_{s1} \quad (9.11)$$

Trong thực tế, quá trình này diễn ra không theo qui luật tuyến tính mà theo những qui luật phức tạp hơn. Những qui luật này phụ thuộc vào đặc tính đường ống, cột áp và vận tốc dòng chảy trong đường ống. Người ta dùng một hệ số đặc trưng cho sự khác nhau giữa qui luật giảm công suất trong thực tế khi đóng mở cánh hướng so với qui luật tuyến tính trong biểu thức (9.11). Hệ số này kí hiệu là f , nó là hàm của những yếu tố đã nêu trên. $f = f(\sum LV, H, T_s)$.

Chọn giá trị của f theo những đường cong biểu diễn hàm số quan hệ trên. Thông thường giá trị này lấy trong khoảng $f = 1,0-1,7$.

Theo những tích phân trên thì biểu thức (9.10) có thể đưa về dạng:

$$J \frac{\omega^2}{2} \bigg|_{\omega_0}^{\omega_{\max}} = \frac{1}{2} N T_{s1} f \quad (9.12)$$

Chú ý rằng:

$$\omega_0 = \frac{\pi n_0}{30}$$

$$\omega_{\max} = \beta \omega_0 + \omega_0$$

Ta có:

$$J \frac{1}{2} \left[(\omega_0 + \beta \omega_0)^2 - \omega_0^2 \right] = \frac{1}{2} N T_{s1} f \quad (9.13)$$

9.3.2. Momen bánh đà

Momen quán tính J trong các biểu thức trên được xác định bởi momen bánh đà. Momen bánh đà GD^2 với bánh đà có đường kính quán tính D và trọng lượng G . Momen quán tính J xác định theo biểu thức:

$$J = \frac{GD^2}{4g} \quad (9.14)$$

Vậy biểu thức (9.13) đưa về dạng sau:

$$\frac{GD^2}{4g} \cdot \frac{1}{2} \left[(\omega_0 + \beta \omega_0)^2 - \omega_0^2 \right] = \frac{1}{2} NT_{sl} f$$

Sau khi biến đổi biểu thức trên, nếu công suất tổ máy tính ra kW, momen bánh đà được tính theo công thức:

$$GD^2 = 365 \frac{NT_{sl} f}{n_0^2 (2\beta + \beta^2)} T \cdot m^2 \quad (9.15)$$

Người ta dùng công thức trên để tính momen bánh đà cho tổ máy, ở đây chọn $\beta \leq 0,3 \div 0,4$.

Đối với tuabin nhỏ, người ta đưa ra công thức tính gần đúng momen bánh đà như sau:

$$GD^2 = 182 \frac{NT_{sl}}{n_0^2 \beta_0} KG \cdot m^2 \quad (9.16)$$

Trong đó: N tính ra kW

$$\beta_0 = 0,3 \div 0,5$$

$$T_s = 1,5 \div 30 \text{gy}$$

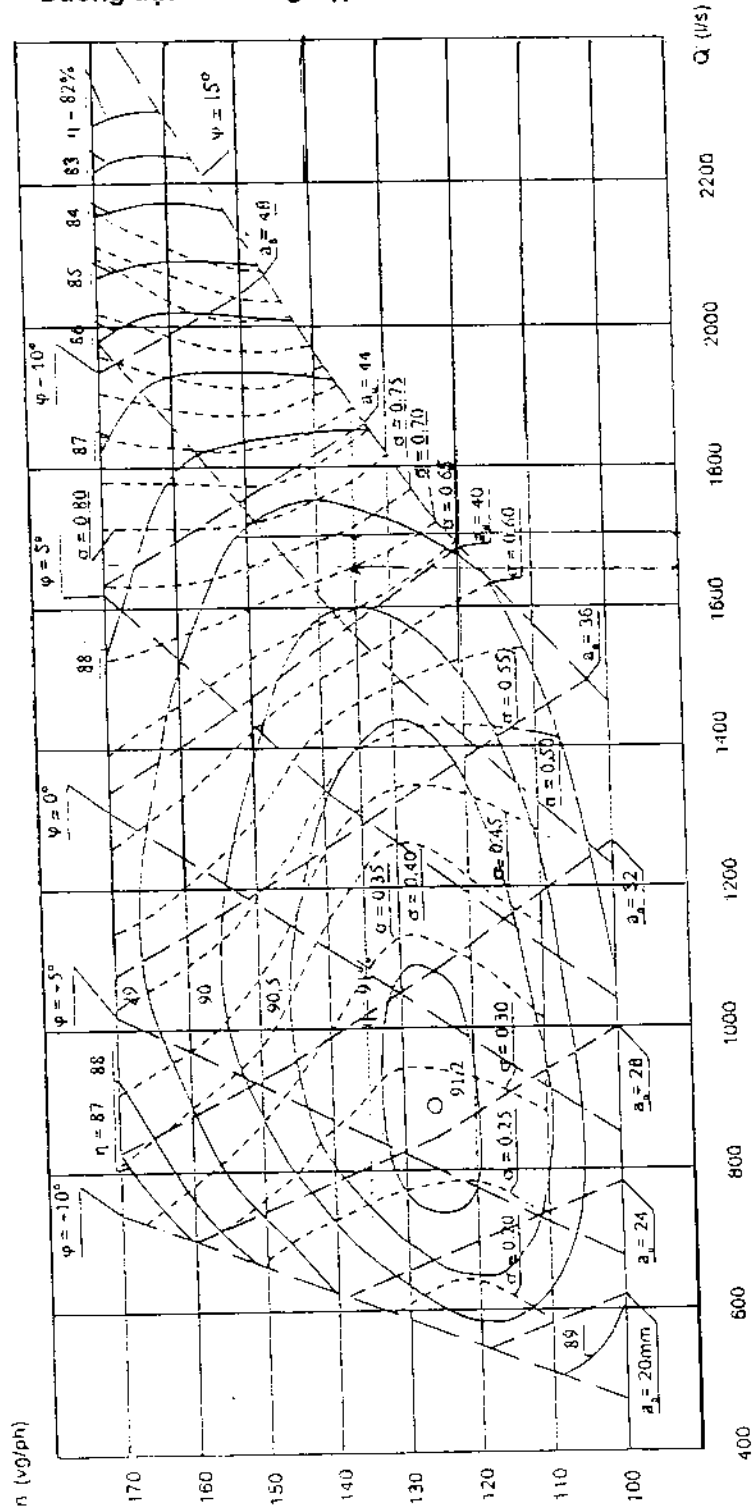
Kết quả tính momen bánh đà theo công thức này thường lớn hơn kết quả tính theo công thức (9.15) khoảng 15-20%. Đối với tuabin nhỏ, với máy phát có công suất đến 140 KW trực ngang và 1000 KW trực đứng, có thể tham khảo bảng sau:

Bảng 9.1

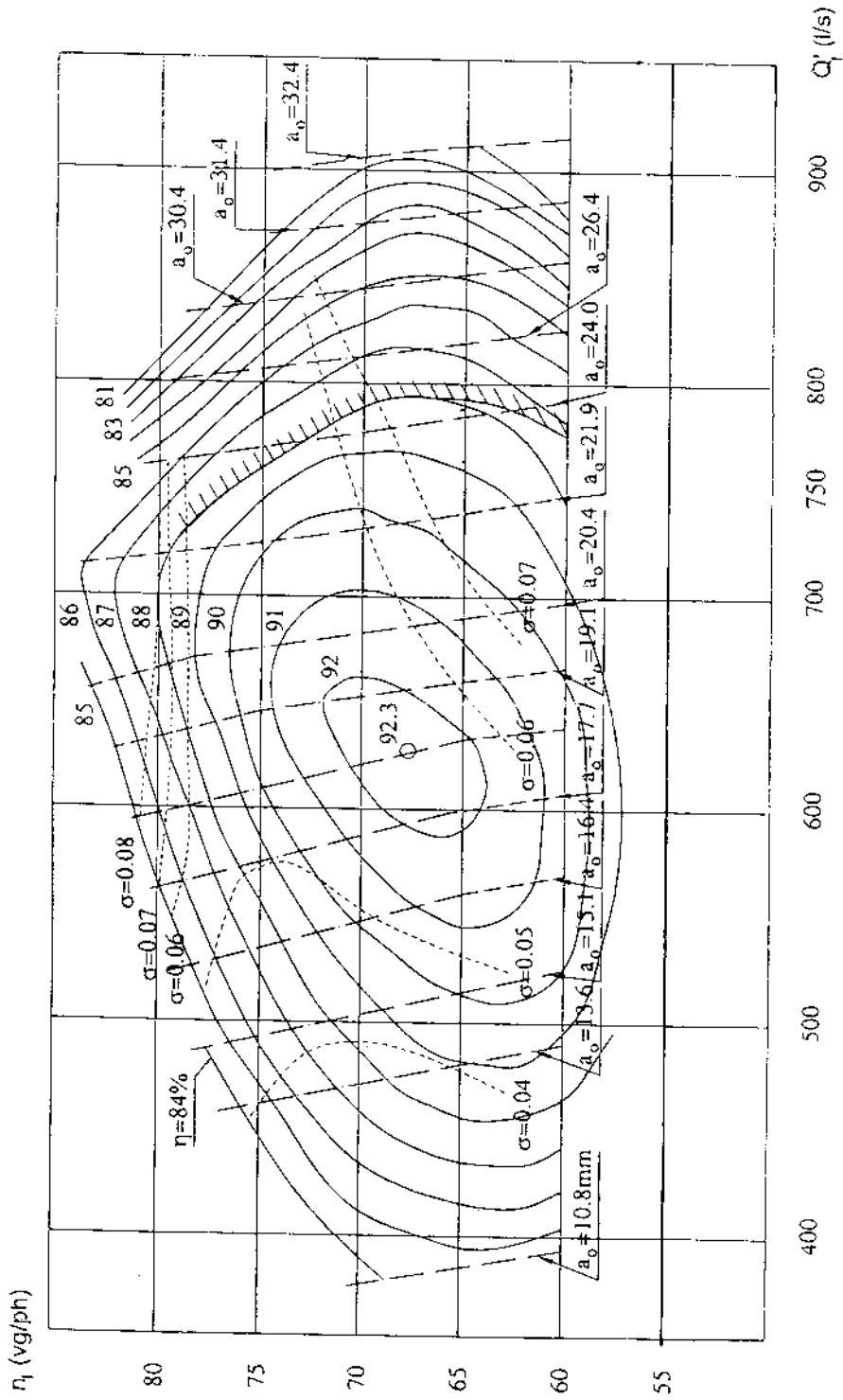
Ký hiệu máy phát	Số vòng quay, vòng / phút	Công suất, kW	Hiệu suất, $\eta\%$	GD^2 , kGm
Máy phát trực ngang				
CT—25/6	1000	20	86,5	4,2
CT-45/6	1000	36	88,5	10,8
CT-11-5-6	1000	80	90,7	21
C-12-6-8	750	120	91,5	56
C-12-7-8	750	140	91,9	52
Máy phát trực đứng				
CTB-25/6	1000	20	86,5	4,2
CTB-45/6	1000	36	88,4	10,8
CB-134/8	750	120	90,0	60
CB-137/10	600	156	91,7	100
BTC3-260/20-40	150	360	90	15000
BTC3-260/29-40	150	600	90,8	20000
BTC3-260/24-32	187	800	92	20000
BTC3-260/29-28	214	1000	92,5	20000

PHỤ LỤC

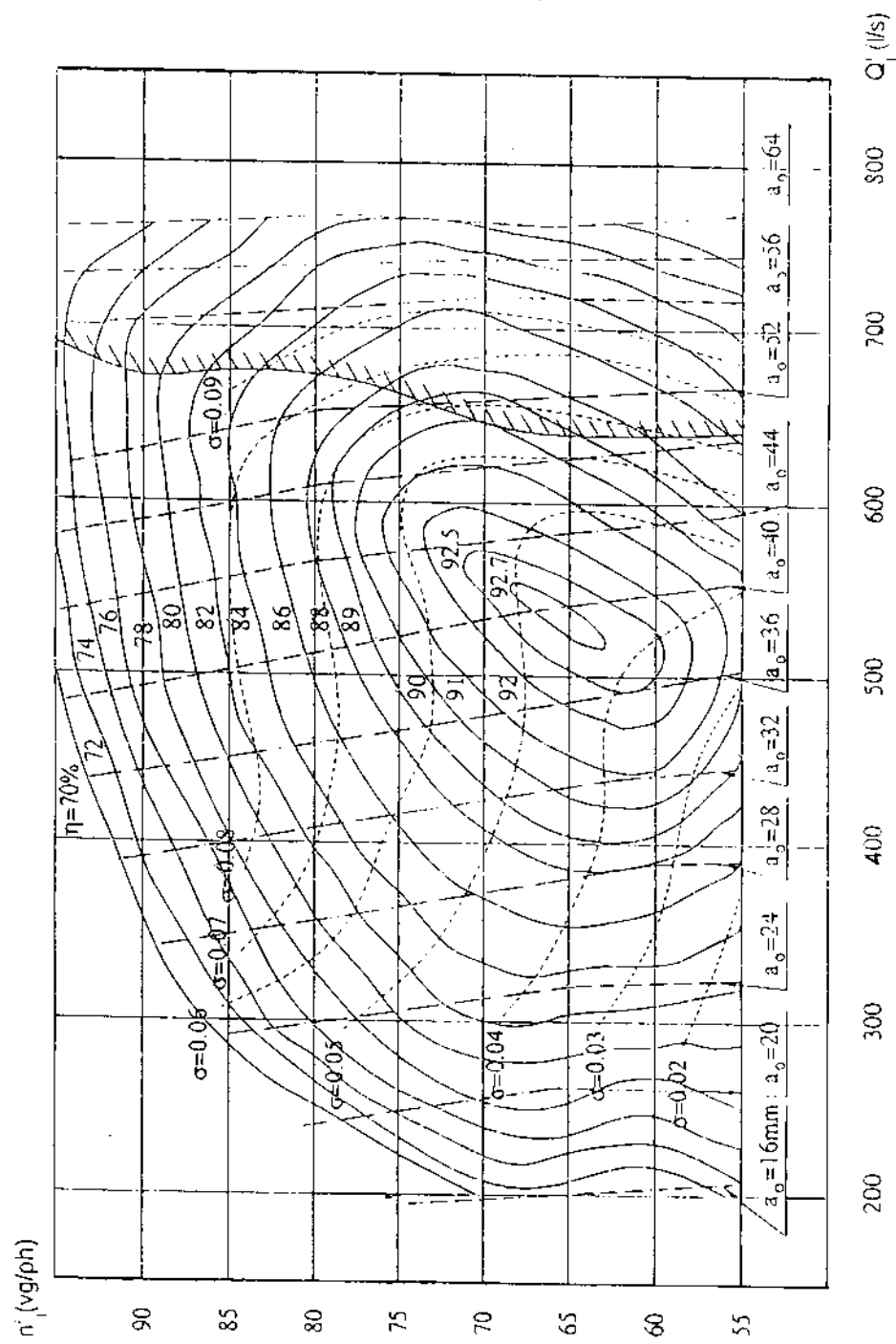
Đường đặc tính tổng hợp chính của một số tuabin



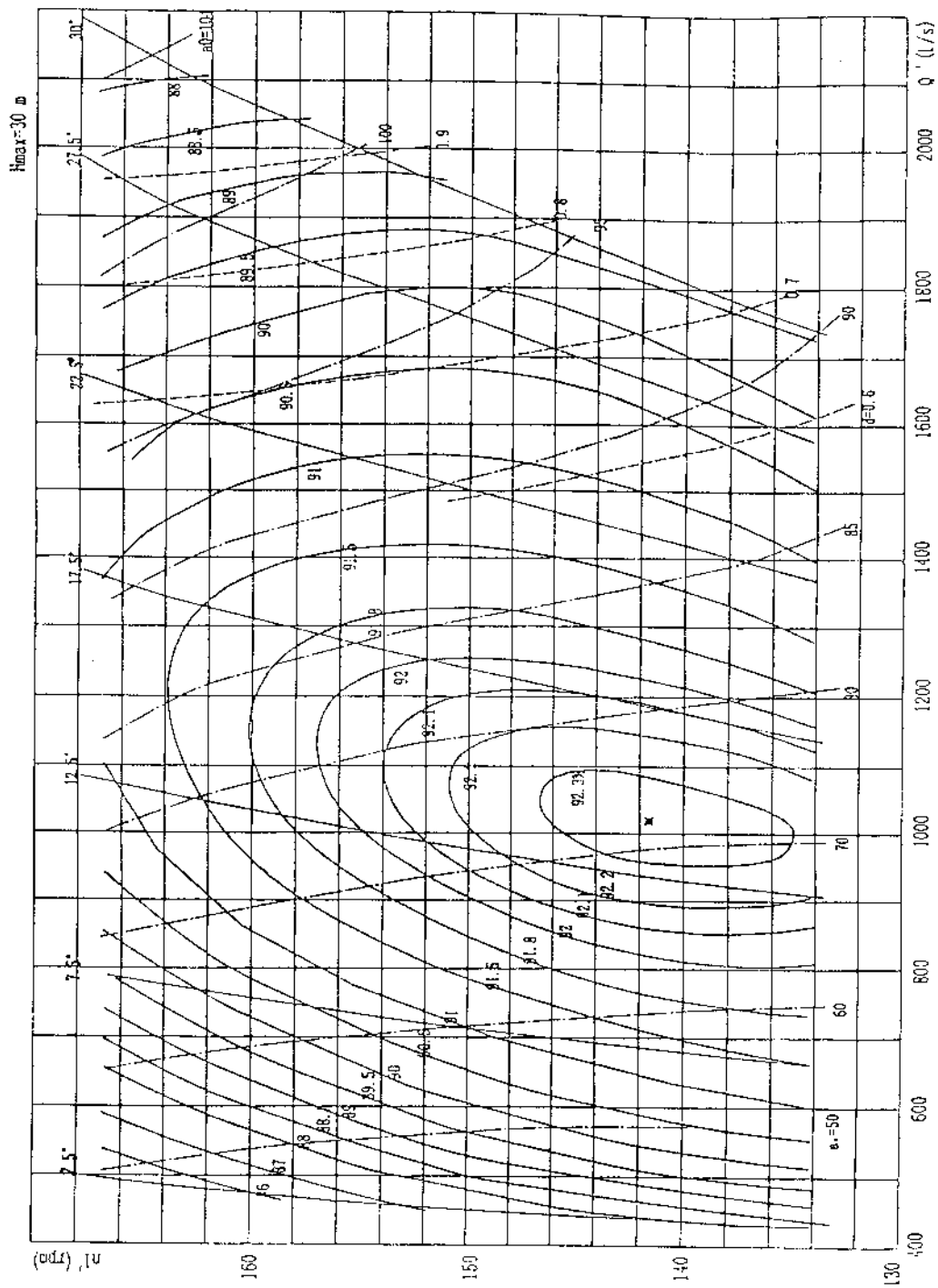
CQ30 - 800 - 46



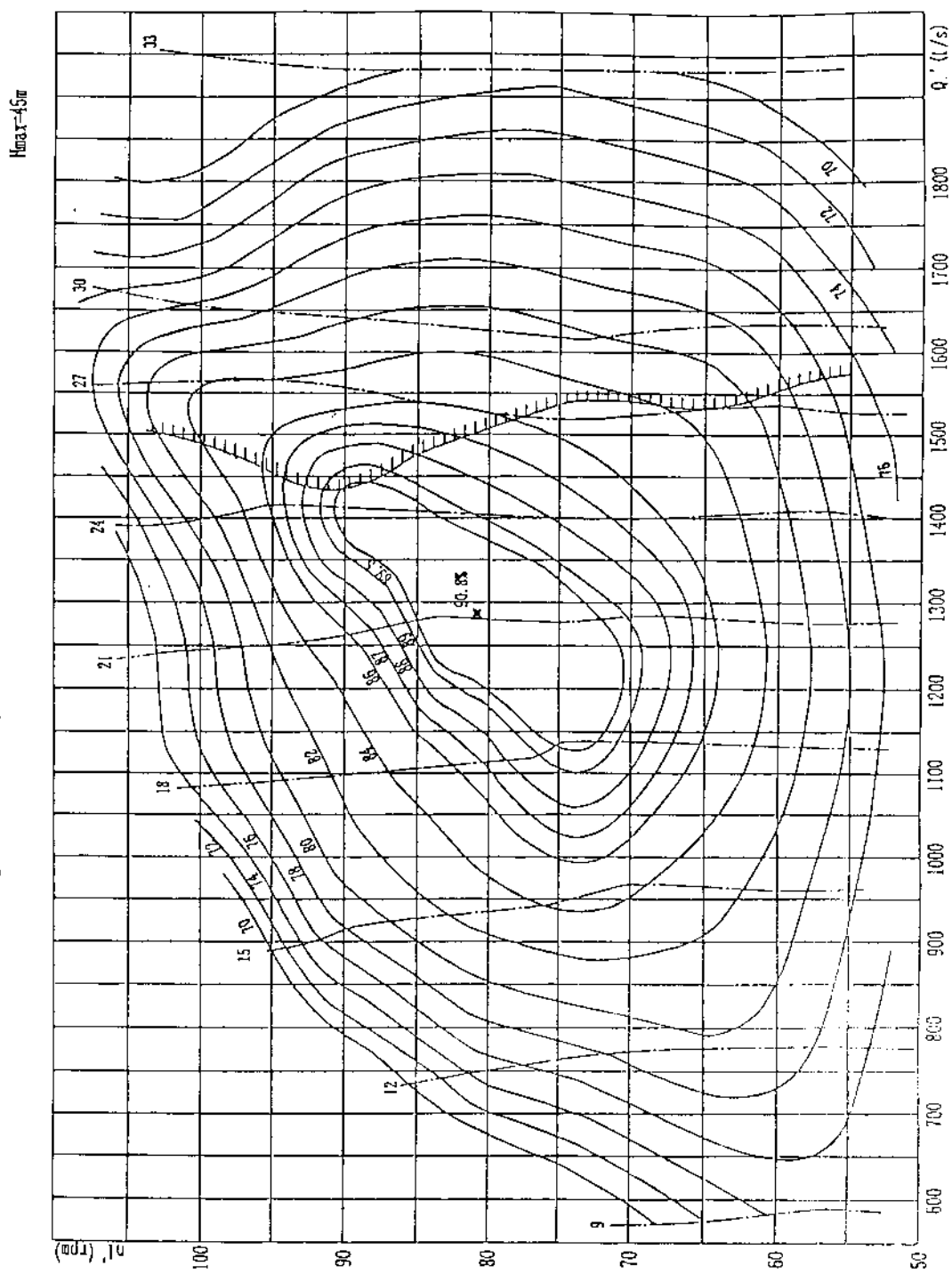
TT170/803 - 43 - 55



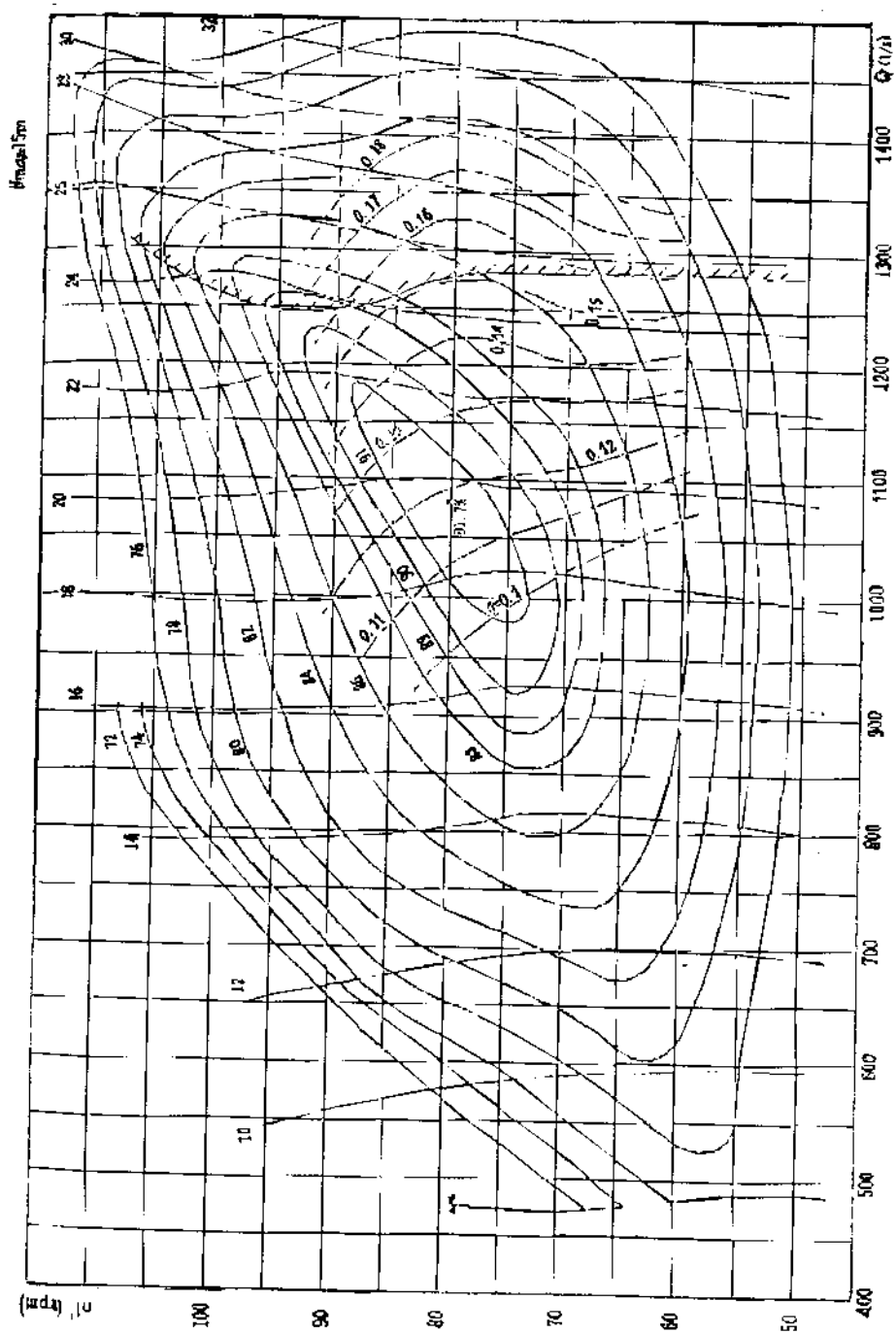
Tt230 - 791A - 62,5

$\text{Time} = 30 \text{ min}$ 

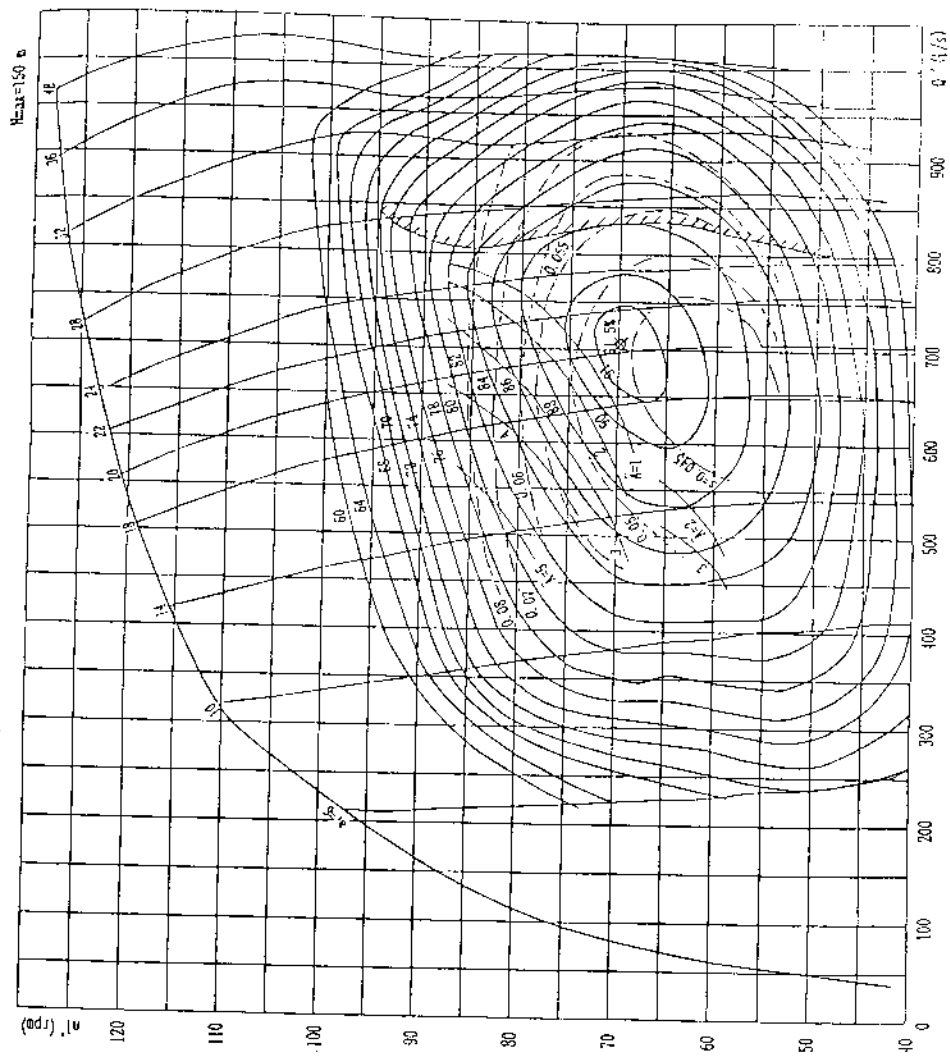
Đường đặc tính tổng hợp chính của mô hình A501-34



Đường đặc tính tổng hợp chính của mô hình A244-35

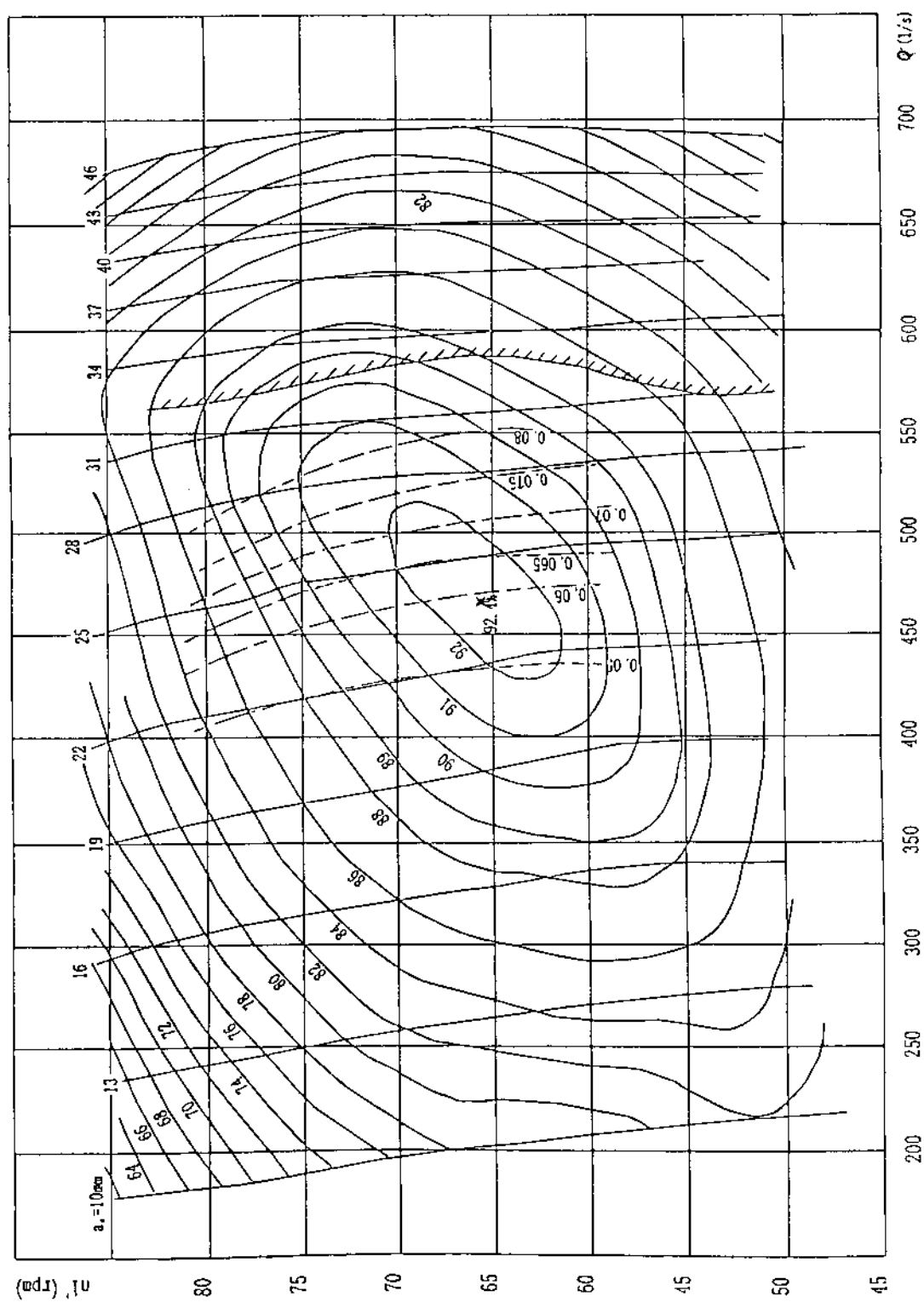


Đường đặc tính tổng hợp chính của mô hình D06a-40

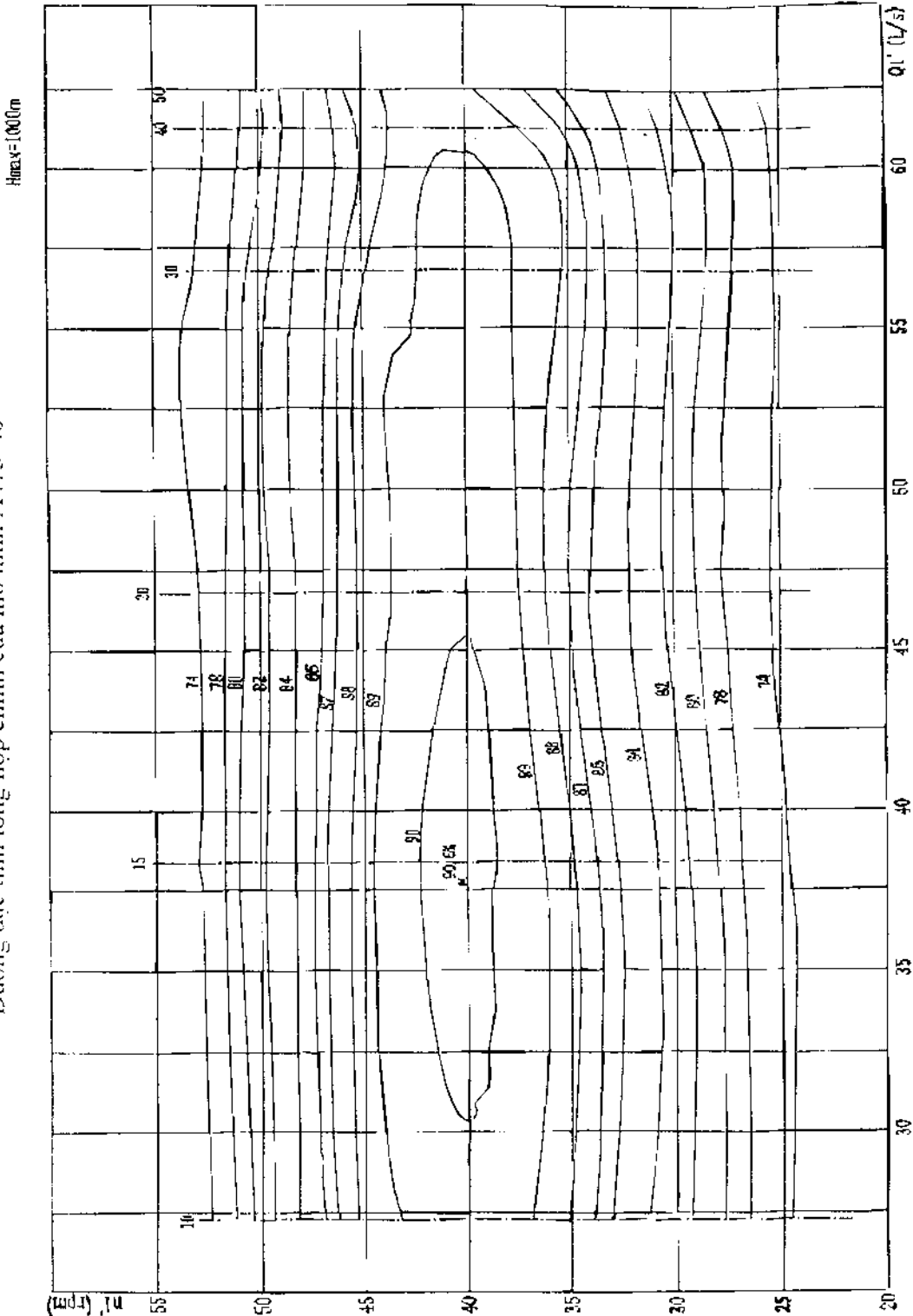


Đường đặc tính tổng hợp chính của mô hình A339-50

$H_{\max}=250\text{m}$

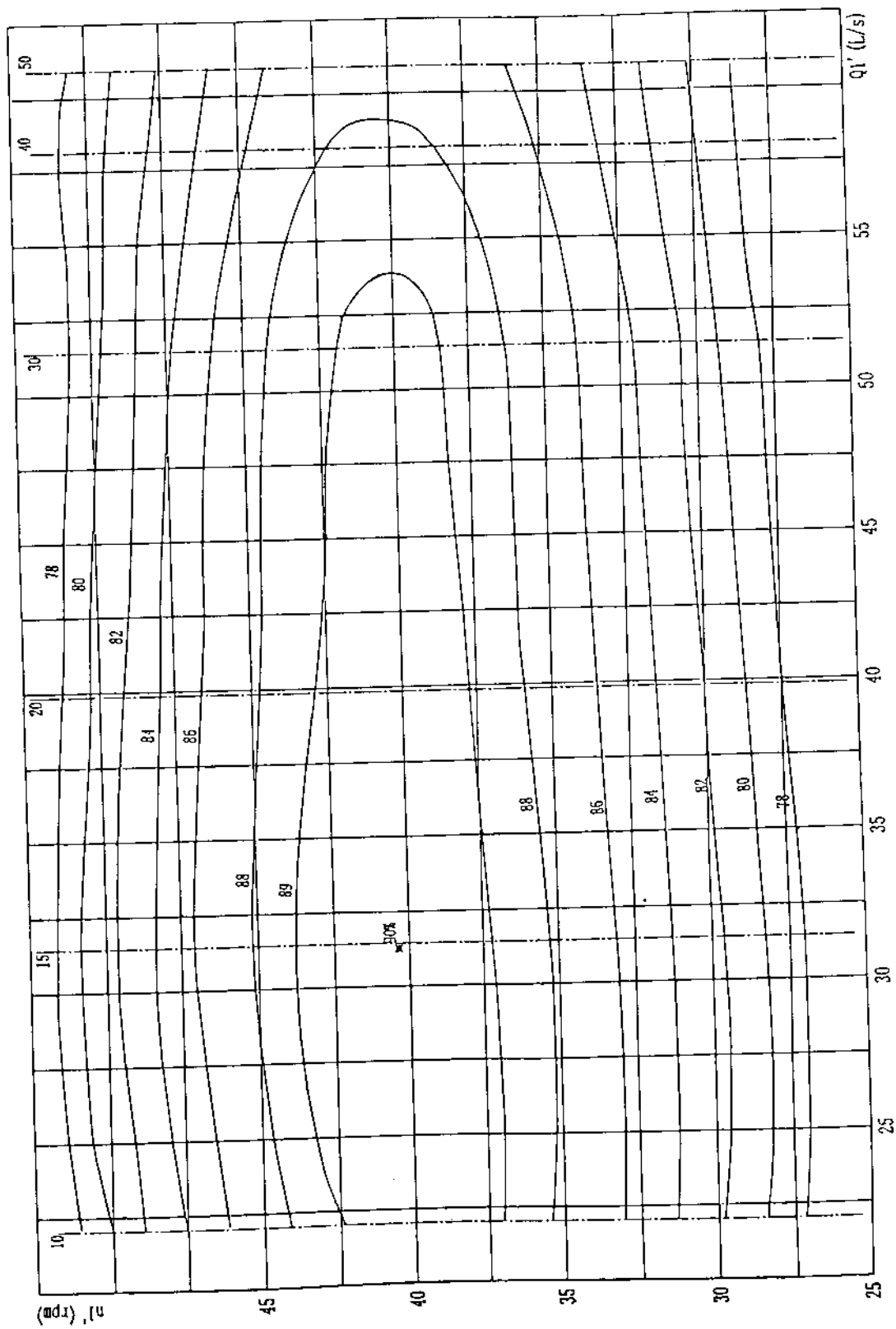


Đường đặc tính tổng hợp chính của mô hình A475-40



Đường đặc tính tổng hợp chính của mô hình A237-40

$H_{\max} = 600\text{m}$



Tài liệu tham khảo

- 1- Võ Sỹ Huỳnh, Nguyễn Phú Vịnh. Giáo trình: Thủy lực, truyền động thủy và tuabin nước. Trường Đại học Bách khoa. Hà Nội, 1981.
- 2- Võ Sỹ Huỳnh, Tạ Thành Liên. Hướng dẫn việc áp dụng tuabin nhỏ. Trường Đại học Bách khoa. Hà Nội, 1990.
- 3- Giáo trình: Lý thuyết cánh. Bộ môn Thủy khí động lực. Trường Đại học Bách khoa. Hà Nội, 1975.
- 4- Sổ tay thiết kế chi tiết máy. NXB Đại học và trung học chuyên nghiệp. Hà Nội, 1979.
- 5- Axtafey V. A., Barkov N.K. Tuabin nước và thiết bị phụ trợ. NXB Năng lượng quốc gia. Matxcova- Leningrat, 1958 (bản tiếng Nga).
- 6- Gutovxki V.V., Kolton A.U. Lý thuyết và tính toán thủy động lực học và tuabin nước. NXB Chế tạo máy. Leningrat, 1974 (bản tiếng Nga).
- 7- Barlit V.V. Tuabin thủy lực. NXB Giáo dục. Kiev, 1977 (bản tiếng Nga).
- 8- Orgo B.M. Cơ sở tính bền và kết cấu tuabin nước. NXB Chế tạo máy. Matxcova, 1980 (bản tiếng Nga).
- 9- Kovalev N. N. Tuabin thủy lực. NXB Chế tạo máy. Leningrat, 1971 (bản tiếng Nga).
- 10- Smirnop A.A. Tuabin thủy lực. NXB Chế tạo máy. Leningrat, 1970 (bản tiếng Nga).
- 11- Kvakopxki V.C. Tuabin nhỏ. NXB Năng lượng quốc gia. Matxcova, 1950 (bản tiếng Nga).
- 12- Sapov N. M. Thiết bị thủy điện. NXB Năng lượng quốc gia. Leningrat, 1961 (bản tiếng Nga).
- 13- Edel U. Y. Tuabin gáo. NXB Chế tạo máy. Matxcova, 1963 (bản tiếng Nga).
- 14- Gvozdev B.C. Thiết bị thủy điện nhỏ. NXB Khoa học kỹ thuật. Matxcova – Sverlopxk, 1968 (bản tiếng Nga).
- 15- Konton A.I., Etinberg U.E. Lý thuyết cơ bản thiết kế tuabin thủy lực. NXB Khoa học kỹ thuật. Matxcova – Leningrat, 1969 (bản tiếng Nga).
- 16- Etinberg U.E., Rauxman B. C. Thủy động lực học tuabin thủy lực. NXB Chế tạo máy. Leningrat, 1978 (bản tiếng Nga).
- 17- Pernik A.D. Vấn đề xâm thực. NXB Công nghiệp đóng tàu. Matxcova, 1963 (bản tiếng Nga).
- 18- Rozdevenxki V.V. Xâm thực. NXB Công nghiệp đóng tàu. Matxcova, 1977 (bản tiếng Nga).
- 19- Bronovxki G.A. Công nghệ chế tạo máy thủy lực. NXB Chế tạo máy. Leningrat, 1978 (bản tiếng Nga).
- 20- Fiterman A.F. Lắp ráp và sửa chữa tuabin. NXB Năng lượng quốc gia. Matxcova – Leningrat, 1972 (bản tiếng Nga).
- 21- Malusep V.M. Thí nghiệm mô hình tuabin. NXB Chế tạo máy. Leningrat, 1971 (bản tiếng Nga).

- 22- Chugaev V. E. Thủy lực. NXB Năng lượng. Leningrat, 1970 (bản tiếng Nga).
- 23- Sổ tay kết cấu tuabin nước. NXB Chế tạo máy. Leningrat, 1974 (bản tiếng Nga).
- 24- Thiết bị thủy điện (sổ tay tra cứu). Tập 1, 2. NXB Năng lượng nguyên tử. Matxcova, 1990 (bản tiếng Nga).
- 25- Tuyển tập các bài báo của LMZ. №1. Leningrat, 1955 (bản tiếng Nga).
- 26- Tuyển tập các bài báo của LMZ. №1. Leningrat, 1967 (bản tiếng Nga).
- 27- Hydro- électrique. Hydro-Québec. Canada, 1995.
- 28- Turbine selection and catalogues. 2002.
- 29- Hydroelectric equipment. 2002.
- 30- Báo cáo khoa học đề tài cấp nhà nước về thủy điện. Bộ Khoa học và công nghệ. Hà Nội, 2004.

MỤC LỤC

	Trang
Lời nói đầu	3
Chương I: Khái niệm cơ bản về tuabin nước	5
1.1. Tuabin nước và sự phát triển của nó	5
1.2. Sơ đồ các trạm thủy điện	8
1.2.1. Nguyên lý chung	8
1.2.2. Sơ đồ trạm thủy điện	8
1.3. Các thông số của dòng chảy và tuabin nước	10
1.3.1. Cột áp	10
1.3.2. Lưu lượng	11
1.3.3. Công suất	11
1.3.4. Hiệu suất	11
1.3.5. Đường kính bánh công tác và số vòng quay tuabin	11
1.3.6. Số vòng quay đặc trưng của tuabin	12
1.4. Phân loại và phạm vi sử dụng tuabin	12
1.4.1. Phân loại theo dạng năng lượng của dòng chảy	12
1.4.2. Tuabin phản lực	13
1.4.3. Tuabin xung lực	14
1.4.1. Phân loại theo số vòng quay đặc trưng	15
1.5. Các bộ phận chính của tuabin nước	16
1.5.1. Phần dẫn dòng của tuabin phản lực	17
1.5.2. Phần dẫn dòng của tuabin xung lực	20
Chương II: Quá trình làm việc của tuabin nước	21
2.1. Dòng chảy trong tuabin nước	21
2.1.1. Tính chất của dòng chảy	21
2.1.2. Phản lực của dòng chảy	23
2.2. Phương trình cơ bản của tuabin nước	25
2.2.1. Phương trình momen động lượng - phương trình cơ bản của tuabin	25
2.2.2. Phương trình Bernoulli viết cho dòng tương đối	27
2.2.3. Phương trình điều chỉnh lưu lượng	28

2.3. Luật tương tự và các đại lượng quy dẫn của tuabin	30
2.3.1. Các điều kiện tương tự	30
2.3.2. Các quan hệ tương tự trong tuabin	31
2.3.3. Các đại lượng quy dẫn của tuabin	33
2.3.4. Số vòng quay đặc trưng của tuabin	33
2.3.5. Tính toán hiệu suất tuabin thực từ tuabin mô hình	34
2.4. Vấn đề tổn thất trong mô hình hoá tuabin	34
2.4.1. Tổn thất thủy lực	34
2.4.2. Tổn thất thể tích	36
2.4.3. Tổn thất cơ khí	36
 Chương III: Hiện tượng xâm thực trong tuabin	 38
3.1. Hiện tượng xâm thực và tác hại của nó	38
3.2. Điều kiện xảy ra xâm thực và hệ số xâm thực của tuabin	39
3.3. Chiều cao hút và các biện pháp chống xâm thực	41
3.3.1. Chiều cao hút	41
3.3.2. Biện pháp chống xâm thực	42
3.4. Hiện tượng mài mòn trong tuabin	43
 Chương IV: Đường đặc tính của tuabin	 44
4.1. Mô hình vật lý và hệ thống thí nghiệm	44
4.1.1. Hệ thống hở	44
4.1.2. Hệ thống kín	45
4.2. Xác định các thông số của tuabin	45
4.2.1. Các bước tiến hành thí nghiệm mô hình	45
4.2.2. Cách xác định các thông số tuabin	46
4.3. Các đường đặc tính của tuabin	49
4.3.1. Đường đặc tính đơn	49
4.3.2. Đường đặc tính tương đối	51
4.3.3. Đường đặc tính tổng hợp	51
4.3.4. Đường đặc tính tổ máy	58
 Chương V: Thiết kế bánh công tác của tuabin nước	 59
5.1. Chọn và xác định các thông số của tuabin	59
5.1.1. Chọn tuabin	59
5.1.2. Xác định các thông số chính của tuabin	62
5.1.3. Các bài toán trong nghiên cứu và thiết kế tuabin nước	65
5.2. Thiết kế bánh công tác của tuabin hướng trục	66

5.2.1. Đặc điểm của tuabin hướng trục	66
5.2.2. Chọn các thông số và biên dạng phần dẫn dòng của tuabin hướng trục	69
5.2.3. Thiết kế cánh bánh công tác hướng trục	75
5.3. Thiết kế bánh công tác của tuabin tâm trục	89
5.3.1. Chọn biên dạng của mặt cắt kinh tuyến và một số thông số khác	89
5.3.2. Xác định mặt dòng trong mặt cắt kinh tuyến	91
5.3.3. Thiết kế bánh công tác của tuabin tâm trục	96
5.4. Thiết kế cánh bánh công tác của tuabin hướng chéo	115
5.4.1. Đặc điểm của tuabin hướng chéo	115
5.4.2. Các thông số hình học và thông số thủy lực của tuabin hướng chéo	115
5.4.3. Thiết kế cánh bánh công tác của tuabin hướng chéo	116
Chương VI: Thiết kế bộ phận dẫn dòng của tuabin nước	117
6.1. Thiết kế buồng dẫn	117
6.1.1. Buồng xoắn	117
6.1.2. Trụ đỡ	126
6.1.3. Cánh hướng dòng	129
6.2. Thiết kế buồng hút	134
6.2.1. Nhiệm vụ và các thông số đặc trưng	134
6.2.2. Tổn thất năng lượng trong buồng hút	136
6.2.3. Ảnh hưởng buồng hút tới đặc tính xâm thực	137
6.2.4. Chọn buồng hút	138
Chương VII: Kết cấu và tính toán độ bền cho một số chi tiết của tuabin phản lực	139
7.1. Bánh công tác của tuabin	139
7.1.1. Bánh công tác của tuabin tâm trục	139
7.1.2. Bánh công tác của tuabin hướng trục	142
7.2. Buồng dẫn	145
7.2.1. Buồng xoắn và trụ đỡ	145
7.2.2. Cánh hướng dòng	148
7.3. Trụ tuabin	154
7.3.1. Kết cấu và đặc điểm	154
7.3.2. Tính toán trụ tuabin đặt đứng	155
Chương VIII: Tuabin xung lực	162
8.1. Mở đầu	162
8.2. Tuabin gáo	162
8.2.1. Nguyên lý làm việc và kết cấu	162

8.2.2. Cơ sở lý thuyết của tuabin gáo	163
8.2.3. Các thông số quy dẫn và số vòng quay đặc trưng của tuabin gáo	166
8.2.4. Chọn và tính toán các thông số cơ bản của tuabin gáo	167
8.3. Tuabin tia nghiêng	170
8.3.1. Đặc trưng và kết cấu	170
8.3.2. Các thông số của tuabin và hiệu suất	170
8.4. Tuabin tác dụng kép	172
8.4.1. Đặc điểm và kết cấu	172
8.4.2. Các thông số của tuabin và hiệu suất	172
Chương IX: Hệ thống điều chỉnh tuabin	174
9.1. Nhiệm vụ và nguyên lý làm việc của bộ điều tốc	174
9.1.1. Nhiệm vụ	174
9.1.2. Nguyên lý làm việc	174
9.1.3. Các bộ phận cơ bản và phân loại bộ điều tốc	175
9.1.4. Đường đặc tính của bộ điều tốc	176
9.2. Sơ đồ nguyên lý của một số bộ điều tốc	177
9.2.1. Bộ điều tốc tác dụng trực tiếp và gián tiếp không phản hồi	177
9.2.2. Bộ điều tốc có phản hồi	178
9.2.3. Sơ đồ nguyên lý của bộ điều tốc tuabin cánh quay	179
9.2.4. Sơ đồ bộ điều tốc tuabin gáo	179
9.3. Sự thay đổi số vòng quay trong điều chỉnh tuabin	180
9.3.1. Sự thay đổi số vòng quay và hệ số sai lệch trong điều chỉnh tuabin	180
9.3.2. Momen bánh đà	181
Phụ lục	183
Tài liệu tham khảo	194

PGS. TS. VÕ SỸ HUỖNH , TS. NGUYỄN THỊ XUÂN THU

TUABIN NƯỚC

Chủ biên:

TS. NGUYỄN THỊ XUÂN THU

Chịu trách nhiệm xuất bản

PGS. TS. TÔ ĐĂNG HẢI

Biên tập

HÀ NGÂN, KIM ANH

Vẽ bìa

HƯỜNG LAN

NHÀ XUẤT BẢN KHOA HỌC VÀ KỸ THUẬT
70 Trần Hưng Đạo, Hà Nội

6C5.3
KHKT-2004

In 600 cuốn khổ 19 x 27cm, tại Xí nghiệp in Thương mại.
Số giấy phép 1104-49 cấp ngày 10/8/2004.
In xong và nộp lưu chiểu quý I/2005.

205037



Giá: 34.000 đ