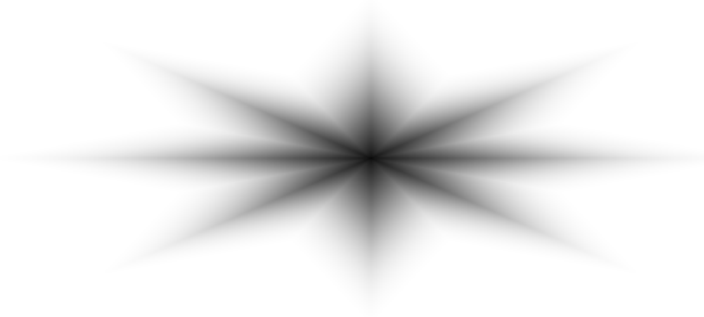
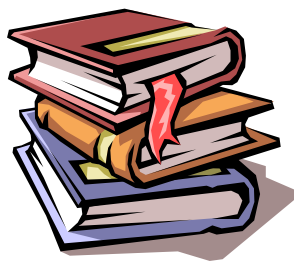




Giáo trình

Chế tạo máy bơm



CHƯƠNG 1

MỞ ĐẦU

1.1. SƠ LƯỢC VỀ LỊCH SỬ PHÁT TRIỂN CỦA NGÀNH CHẾ TẠO MÁY BƠM

Những thiết bị dâng nước thô sơ như gầu múc nước có cần ở giếng, bánh xe nước đã xuất hiện từ những năm trước công nguyên. Vào thế kỷ thứ 2 trước công nguyên, người ta đã sáng chế ra bơm pittông thô sơ. Nói chung trước thế kỷ 17, các loại máy bơm rất thô sơ và ít được nghiên cứu. Từ thế kỷ 18 trở lại đây, lĩnh vực nghiên cứu, thiết kế chế tạo máy bơm mới được phát triển mạnh mẽ và ngày càng hoàn thiện. Năm 1640 nhà vật lý Otto-Henrich (Đức) đã sáng chế ra bơm pittông hoàn thiện đầu tiên. Những năm 1751-1754 Ole đã lập nên lý thuyết cơ bản về bơm. Năm 1838 Xablukov (Nga) đã sáng chế ra bơm ly tâm đầu tiên.

Về sau, nhiều nhà bác học như Giu-cốp-xki, Traplugin, Parótanua đã lập nên lý thuyết về dòng chảy bao quanh hệ thống cánh dẫn, hoàn chỉnh lý thuyết về bơm cánh dẫn. Ngày nay trên thế giới, ngành chế tạo bơm đã phát triển vô cùng mạnh mẽ. Người ta đã chế tạo được các bơm có công suất tới 4000kW và tốc độ quay 4000 vg/ph.

Hiện nay, ở nước ta ngành chế tạo bơm cũng ngày được phát triển. Chúng ta có những cơ sở chuyên nghiên cứu về bơm như Viện thiết kế thủy lợi, thủy điện. Viện thiết kế máy công nghiệp và nhiều cơ sở sản xuất bơm như công ty Bơm Hải Dương, Liên doanh Bơm Ebera...

Ngành chế tạo bơm là một ngành phức tạp và rất quan trọng trong lĩnh vực chế tạo máy. Nhiệm vụ quan trọng của ngành chế tạo bơm nước ta hiện nay là thống nhất hóa và định hình hóa với mức độ cao nhất các bơm, xây dựng được biểu đồ hệ loại bơm của Việt Nam, mở rộng danh mục các loại bơm ly tâm trục ngang, bơm hướng trục, bơm giếng khoan, và chế tạo được bơm ly tâm trục đứng công suất lớn, bơm nước thải, bơm giếng khoan loại nhúng chìm, bơm dầu bơm bột giấy...

1.2. PHÂN LOẠI MÁY BƠM

Máy bơm được phân loại theo nhiều cách. Cách phân loại phổ biến nhất là phân loại theo cấu tạo nguyên tắc làm việc. Có thể phân thành các loại máy bơm như sau:

1. Bơm cánh: bộ phận làm việc chính là bánh xe công tác có các cánh dẫn. Các bánh xe công tác là bộ phận chủ yếu để trao đổi năng lượng với chất lỏng. Loại bơm này gồm bơm ly tâm, bơm hướng trục, bơm xoáy.

2.Bơm thể tích: việc trao đổi năng lượng với chất lỏng được tiến hành theo nguyên lý nén chất lỏng trong một thể tích kín dưới một áp suất thủy tĩnh. Loại bơm này gồm bơm pittông và bơm rôto.

3.Bơm phun tia: Loại bơm này không có chi tiết chuyển động. Việc truyền năng lượng cho chất lỏng được thực hiện nhờ một dòng chất lỏng khác (hoặc khí) có năng lượng cao hơn.

4.bơm khí ép: loại bơm này cũng không có chi tiết chuyển động. Việc dâng nước được tiến hành nhờ cách dùng một dòng khí ép hoà trộn với nước thành một hỗn hợp khí nước có trọng lượng riêng nhỏ hơn nước.

5.Bơm nước va: lợi dụng năng lượng nước va để vận chuyển chất lỏng.

6.Bơm chân không: cũng thuộc loại bơm thể tích nhưng hoạt động theo nguyên lý thay đổi áp suất.

1.3.NHỮNG THÔNG SỐ LÀM VIỆC CƠ BẢN CỦA MÁY BƠM

Theo chuẩn năng của nước, máy bơm nào cũng có ba thông số: lưu lượng, cột áp, công suất.

Coắt aùp, công suấat.

1.3.1 Lưu lượng

+ Định nghĩa: Lưu lượng của bơm là lượng chất lỏng do máy cấp được trong một đơn vị thời gian.

+ Ký hiệu: Q

+ Thứ nguyên: Đơn vị thể tích/Đơn vị thời gian tức là m³/h, m³/s, l/s

1.3.2 Cột áp

+ Định nghĩa: Cột áp của máy bơm là độ gia tăng năng lượng mà một đơn vị trọng lượng chất lỏng nhận được từ khi vào đến khi ra khỏi máy bơm.

+ Ký Hiệu: H

+ Thứ nguyên: m

+ Công thức xác định:

$$H = E_r - E_v$$

Theo định nghĩa ở trên:

$$E_r = \frac{Pr}{\gamma} + \frac{\alpha_r}{2g} C_r^2 + Z_r$$

$$E_v = \frac{Pv}{\gamma} + \frac{\alpha_v}{2g} C_v^2 + Z_v$$

Trong đó:

α_v, α_r – Hệ số vận tốc dòng chảy khi vào và khi ra khỏi máy bơm.

E_r, E_v – Năng lượng đơn vị của dòng chảy khi ra và khi vào bánh xe công tác.

Pr, Cr, Zr – Áp suất, vận tốc và cao độ dòng chảy khi ra khỏi máy bơm.

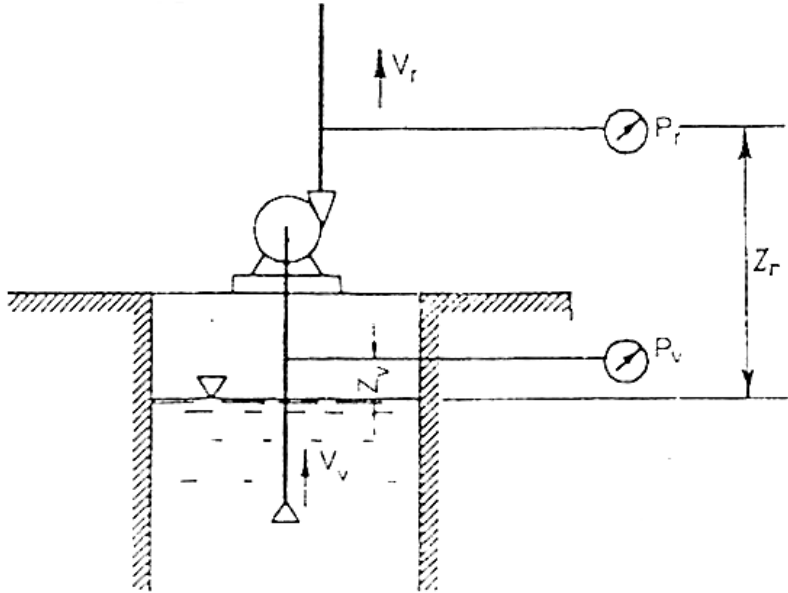
P_v, C_v, Z_v – Áp suất, vận tốc và cao độ dòng chảy khi vào máy bơm.

γ – Trọng lượng riêng.

g – Gia tốc trọng trường.

Do đó:

$$H = \frac{P_r - P_v}{\gamma} + \frac{\alpha_r C_r^2 - \alpha_v C_v^2}{2g} + Z_r - Z_v \quad (1-1)$$



Hình 1-1: Sơ đồ xác định cột áp của bơm

Gọi thành phần thế năng là cột áp tĩnh: H_t

$$H_t = \frac{P_r - P_v}{\gamma} + Z_r - Z_v \quad (1-2)$$

Và thành phần động năng là cột áp động : H_d

$$H_d = \frac{\alpha_r C_r^2 - \alpha_v C_v^2}{2g} \quad (1-3)$$

$$\text{Thì:} \quad H = H_d + H_t \quad (1-4)$$

Như cột áp toàn phần của máy bơm gồm hai thành phần: cột áp tĩnh và cột áp động.

1.3.3. Công suất

1. Công suất hữu ích

+ Định nghĩa: Toàn bộ độ gia năng lượng mà dòng chảy nhận được khi đi qua bơm trong một đơn vị thời gian gọi là công suất hữu ích.

+ Ký hiệu: N_h G : gọi là lưu lượng trọng lượng (N/s; N/h; kG/s)

$$N_h = G.H ; (\text{kGm/s}) : N = \frac{Q.H.\gamma}{1000}; (\text{kW})$$

$$N = \frac{Q.H.\rho.g}{1000} \quad \text{KW} \quad (1-5)$$

Trong đó:

Q – Lưu lượng của bơm (m^3/s).

H – Cột áp của bơm (m).

ρ – Khối lượng riêng của chất lỏng (kg/m^3).

g – Gia tốc trọng trường (m/s^2).

γ – Tỷ trọng riêng của chất lỏng được bơm (kG/m^3)

2. Công suất trên trục

+ Định nghĩa: Công suất trên trục là toàn bộ năng lượng mà phần đầu bơm tiêu thụ để máy bơm bơm được lưu lượng chất lỏng là Q và đạt cột áp toàn phần là H.

+ Ký hiệu: N

+ Công thức: Công suất trên trục bơm được xác định bằng:

$$N = \frac{Q.H.\rho.g}{1000.\eta}; \quad (\text{kW}) \quad (1-6)$$

Trong đó : η – hiệu suất của máy bơm.

3. Hiệu suất của bơm η

Là tỷ số giữa công suất có ích N_h và công suất của trục bơm N:

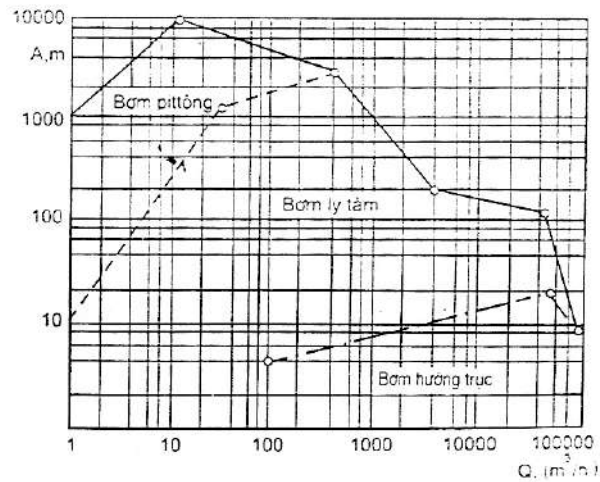
$$\eta = \frac{N_h}{N}$$

1.4 PHẠM VI SỬ DỤNG CÁC LOẠI MÁY BƠM

Bơm pittông thường được sử dụng với cột áp cao và lưu lượng nhỏ. Bơm roto, ren vít, răng khía gặp nhiều khó khăn trong chế tạo ổ trục khi cần áp lực cao nên thường sử dụng với cột áp không quá 300m.

Bơm cánh có kết cấu gọn nhẹ được dùng rộng rãi ở khu vực cột áp thấp và trung bình, lưu lượng lớn.

Khu vực sử dụng các kiểu bơm được thể hiện ở đồ thị hình 1 – 2 trong tọa độ logarit Q – H.



Hình 1-2: Khu vực sử dụng các kiểu bơm khác nhau.

$$1 \text{ Kg/cm}^2 = 9,81 \text{ N/cm}^2 = 10 \text{ m.H}_2\text{O}$$

$$1 \text{ mmHg} = 13,6 \text{ mmH}_2\text{O}$$

$$1 \text{ at kỹ thuật} = 10 \text{ m.H}_2\text{O} \quad (1 \text{ at vật lý} = 10,33 \text{ m.H}_2\text{O}) = 735,5 \text{ mmHg}$$

$$1 \text{ bar} = 10^5 \text{ N/m}^2 = 10^5 \text{ Pa}$$

$$\gamma_{\text{H}_2\text{O}} = 1000 \text{ kg/m}^3$$

CHƯƠNG 2 BƠM LY TÂM

2.1. PHÂN LOẠI BƠM LY TÂM

Tùy thuộc vào ý nghĩa sử dụng, bơm ly tâm có rất nhiều loại khác nhau, sự khác nhau cơ bản giữa các loại là về kết cấu và các thông số làm việc. Vì vậy phân loại bơm ly tâm cũng có nhiều cách khác nhau. Người ta có thể phân loại bơm ly tâm theo giá trị cột áp, số bánh xe công tác, theo vị trí trục và một số cách khác.

Bơm ly tâm thường được phân loại theo một số cách sau đây:

Phân loại theo cột áp của bơm:

- Bơm cột áp thấp: $H < 20\text{m}$.
- Bơm cột áp trung bình: $H = 20\text{m} - 60\text{m}$.
- Bơm cột áp cao: $H > 60\text{m}$.

Phân loại theo số bánh xe công tác:

- Bơm một cấp: Trên trục bơm chỉ lắp một bánh xe công tác.
- Bơm nhiều cấp: Trên trục bơm lắp từ hai bánh xe trở lên. Tùy thuộc vào giá trị cột áp yêu cầu trên trục bơm có thể có hai, ba hoặc bốn bánh xe,... Khi ấy ta có tương ứng bơm hai cấp, ba cấp hoặc bốn cấp,... ở những bơm này chất lỏng sau khi qua bánh xe của cấp thứ nhất lại vào bánh xe của cấp thứ hai và cứ tiếp tục như vậy cho đến hết. Cột áp do bơm tạo nên bằng tổng cột áp do các bánh xe công tác tạo nên.

Phân loại theo cách dẫn chất lỏng vào bánh xe:

- Bơm nước vào một phía (hình 2-1);
- Bơm nước vào hai phía: loại bơm này nếu có cùng giá trị cột áp với bơm nước vào một phía thì loại bơm này cho lưu lượng lớn hơn nhiều.

Phân loại theo vị trí trục bơm:

- Bơm trục đứng.
- Bơm trục ngang.

Phân loại theo hệ số tỷ tốc:

- Bơm tỷ tốc thấp: hệ số tỷ tốc của bơm nằm trong khoảng $50 - 80$, ($50 < n \leq 80$);
- Bơm tỷ tốc trung bình: hệ số tỷ tốc của bơm nằm trong khoảng $80 - 150$, ($80 < n \leq 150$);
- Bơm tỷ tốc cao: hệ số tỷ tốc của bơm nằm trong khoảng $150 - 300$, ($150 < n \leq 300$);
- Bơm chéo: Loại bơm này dòng chảy chuyển động qua bơm nghiêng với trục một góc α . hệ số tỷ tốc của bơm chéo nằm trong khoảng $300 - 500$, ($300 < n \leq 500$).

Phân loại theo mục đích sử dụng:

- Bơm nước sạch: Là loại bơm ly tâm dùng để bơm nước ít chất hòa tan, thường đặt ở hệ thống cấp nước, hệ thống tưới tiêu trong nông nghiệp.

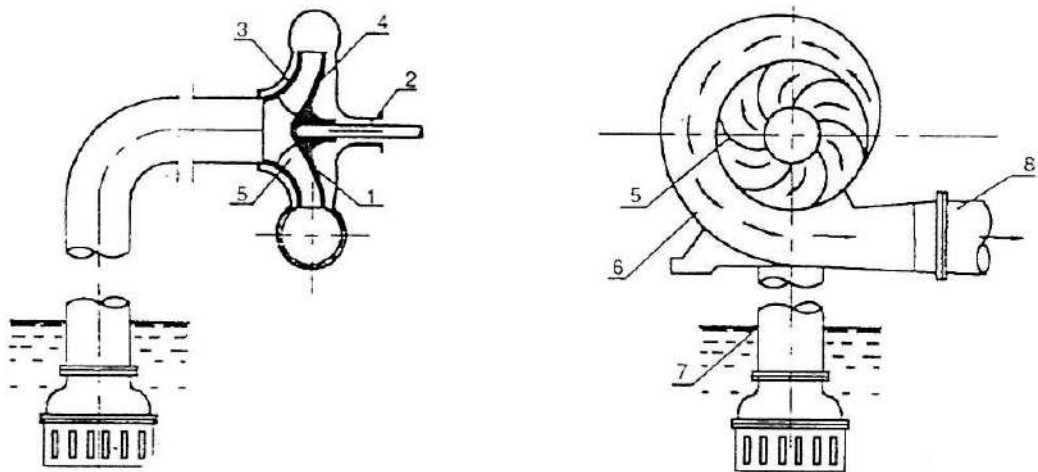
- Bơm nước bẩn: Thường đặt ở hệ thống thoát nước để bơm nước thải sinh hoạt hoặc sản xuất, bơm nước bẩn ở cống rãnh, hố móng...
- Bơm nước nóng: Dùng để bơm nước có nhiệt độ từ 80⁰C trở lên.
- Bơm hóa chất.
- Bơm bùn đất.

Ngoài ra có thể phân loại theo cánh dẫn nước ra khỏi máy bơm, theo phương pháp dẫn động cơ với máy bơm...

Loại bơm có kết cấu hoàn thiện, hiệu suất cao và được sử dụng rộng rãi nhất hiện nay là bơm ly tâm nối trực tiếp với động cơ và có bộ phận dẫn nước ra kiểu buồn xoắn.

2.2. SƠ ĐỒ CẤU TẠO VÀ NGUYÊN TẮC LÀM VIỆC CỦA BƠM LY TÂM

Theo hình 2-1 trình bày sơ đồ cấu tạo của bơm ly tâm trực ngang, kiểu con son loại một cấp.



Hình 2-1: sơ đồ cấu tạo của bơm ly tâm một cấp kiểu con son

1- bánh xe công tác; 2- trục; 3- đĩa trước; 4- đĩa sau;

5- bánh xe công tác; 6- buồn xoắn; 7- ống hút; 8- ống đẩy.

Bộ phận chính và quan trọng nhất của bơm ly tâm là bánh xe công tác 1, lắp cố định trên trục 2, bánh xe công tác gồm đĩa trước 3, đĩa sau 4. giữa hai đĩa là các cánh 5, có chiều cong ngược với chiều quay của bánh xe được đặt trong buồn xoắn 6. Chất lỏng được dẫn vào trong bánh xe công tác qua ống hút 7 và dẫn ra khỏi bơm qua ống đẩy 8. giữa trục bơm và vỏ đặt vòng bít (còn gọi là cụm nắp bít) để ngăn không cho chất lỏng chảy ra ngoài hoặc khí từ ngoài xâm nhập vào thân bơm.

Trước khi cho bơm làm việc ống hút và thân bơm phải được chứa đầy nước. Công việc này gọi là mồi bơm. Khi bánh xe công tác quay, dưới tác dụng của lực ly tâm, chất lỏng chứa đầy trong kênh giữa các cánh chuyển động từ tâm ra chu vi và ra khỏi bánh xe công tác với vận tốc khá lớn, vào buồn xoắn. Tại đây sự chuyển động của chất lỏng điều hòa hơn và theo chiều dòng chảy, tiết diện buồn xoắn tăng dần, vận tốc chuyển động của chất lỏng giảm dần để biến một phần áp lực động của

dòng chảy sau bánh xe thành áp lực tĩnh. Sau khi ra khỏi buồn xoắn, chất lỏng vào ống đẩy và ra bể chứa.

Đồng thời với quá trình trên, tại cửa vào bánh xe công tác áp suất giảm xuống nhỏ hơn áp suất không khí rất nhiều. Trên mặt thoáng của nước trong bể hút lại chịu tác dụng của áp suất không khí. Do chênh lệch áp suất, nước từ bể hút liên tục chảy qua ống hút vào máy bơm.

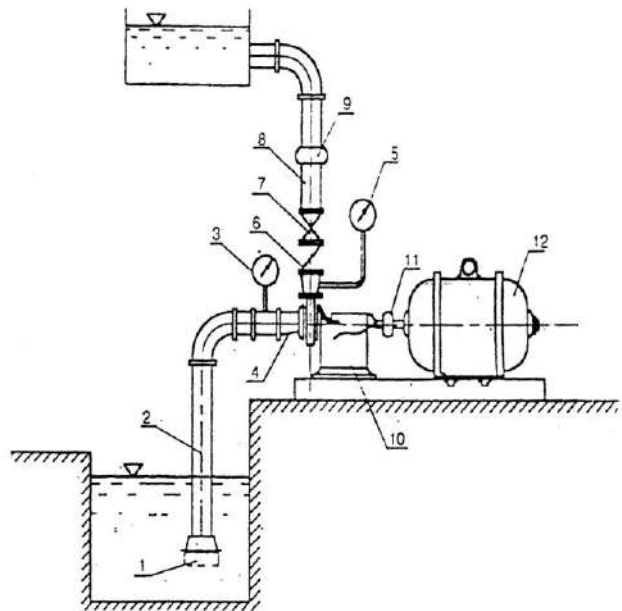
Trong bơm ly tâm, quá trình hút và đẩy diễn ra liên tục, đồng thời. Vì vậy sự cấp chất lỏng của bơm cũng liên tục và đều đặn.

2.3. TRANG BỊ CỦA MỘT TỔ MÁY BƠM

Một tổ máy bơm gồm động cơ, bơm và các trang bị của bơm: ống hút ống đẩy, van, khoá các loại đồng hồ (áp kế, chân không kế...) như đã mô tả trên hình

Hình 2-2: Trang bị của một tổ máy bơm ly tâm

1- lưới chắn rác; 2- ống hút; 3- chân không kế; 4- côn; 5- áp kế; 6- van một chiều; 7- van; 8- ống đẩy; 9- đồng hồ lưu lượng; 10- máy bơm; 11- khớp nối trục; 12- động cơ điện.



1. Lưới chắn rác: Là một tấm lưới được uốn theo hình trụ, có đáy, trên bề mặt đục lỗ hoặc khe dọc để ngăn không cho rác hoặc dị vật lẫn trong nước bị cuốn vào thân bơm. Trường hợp bơm mỗi bằng cách dẫn nước vào thân bơm hoặc lấy nước từ ống đẩy thì trong lưới chắn rác đặt van thu. Nếu trường hợp bơm nước sạch, máy bơm đặt thấp hơn mực nước trong bể hút hoặc mỗi bằng bơm chân không, lưới chắn rác được thay bằng phễu hút. Miệng vào phễu hút cần đặt sâu hơn mực nước thấp nhất trong bể hút một khoảng h_1 thoả mãn điều kiện:

$$h_1 \geq 1.5D$$

$$h_1 \geq 0.5m$$

để tránh tạo xoáy trên bề mặt bể hút.

Để tránh hút cả cặn ở đáy, miệng vào phễu hút phải đặt cao hơn đáy bể hút một khoảng h_2 để thoả điều kiện:

$$H_2 \geq 1D$$

$$H_2 \geq 0,5 \text{ m}$$

$$D = (1,3 - 1,5)d$$

Ở đây:

D – đường kính miệng vào phễu hút;

d - đường kính ống hút.

Nếu trong bể đặt nhiều ống hút thì khoảng cách giữa hai phễu hút kề nhau tối thiểu phải là $(1,5 - 2)D$.

Nếu mực nước trong bể hút không đủ độ sâu để đặt ống hút thì miệng vào phễu hút cần hàn tấm chắn chống xoáy.

2. Ống hút: Ống hút có nhiệm vụ dẫn chất lỏng từ bể hút vào máy bơm. ống hút cần bố trí ngăn chắc chắn, ít thay đổi hướng và phải tuyệt đối kín. Nên sử dụng ống thép làm ống hút. Khi máy bơm đặt thấp hơn mực nước trong bể hút hoặc giữa các bơm có ống hút nối chung thì trên ống hút cần đặt van.

3. Chân không kế: Chân không kế được lắp sát cửa vào máy bơm để cùng với áp kế trên ống đẩy xác định cột áp toàn phần của máy bơm và theo dõi tình trạng ống hút. Nếu máy bơm đặt thấp hơn mực nước trong bể hút, chân không kế được thay bằng áp kế hoặc áp kế chân không.

4. Côn thu: Côn thu để nối giữa ống hút với đầu nối ống hút của máy bơm đảm bảo dòng chảy được dẫn vào bánh xe công tác có vận tốc đều theo tiết diện vào. Để tránh tình trạng tụ khí, ở đầu nối ống hút của máy bơm phải dùng côn lệch với góc thu hướng xuống dưới.

5. Áp kế: Áp kế đặt sát cửa ra của máy bơm để xác định áp suất dư của chất lỏng sau khi ra khỏi máy bơm.

6. Van một chiều: Van một chiều nhất thiết phải nằm giữa máy bơm và van hai chiều. Van một chiều sẽ đóng tức thời khi đột ngột dừng máy, ngăn không cho nước từ ống đẩy chảy ngược về bể hút qua bơm, để ngăn hiện tượng quay ngược của tổ máy và tránh cho bơm không phải chịu áp lực lớn khi xảy ra nước va trên ống đẩy.

7. Van: Van hai chiều trên ống đẩy để ngắt bơm ra hoặc đưa vào làm việc trong hệ thống chung. Đôi khi van này được dùng để điều chỉnh lưu lượng máy bơm.

8. Ống đẩy: Để dẫn nước sau khi ra khỏi máy bơm về bể chứa hoặc ra mạng lưới cấp nước. Tùy theo áp lực trên đường ống mà có thể sử dụng ống gang hay ống thép làm ống đẩy.

9. Đồng hồ đo lưu lượng

10. Máy bơm

11. Khớp nối trực: Khớp nối trực để nối trực bơm với trục động cơ. Tùy theo loại bơm mà có thể sử dụng khớp nối cứng, khớp nối đàn hồi, khớp nối ma sát, khớp nối ren. Các bơm độc khối không có khớp nối. Ở các bơm này, trục bơm chính là trục kéo dài của trục động cơ.

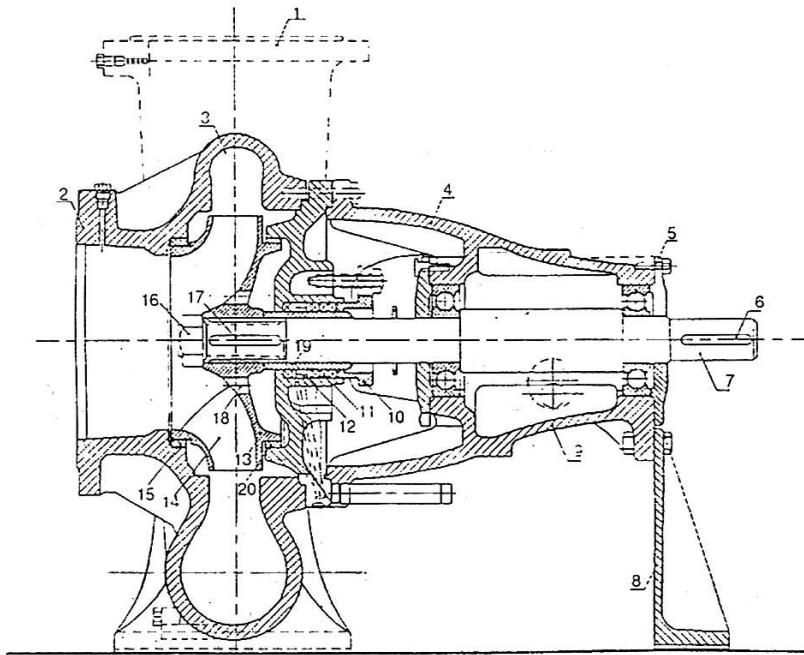
12. Động cơ điện: Dùng cho máy bơm thường là động cơ không đồng bộ, ba pha; roto lồng sóc hoặc roto dây quấn. Đặc điểm nổi bật của loại động cơ này là dòng điện khi mở máy lớn gấp 3-5 lần dòng điện định mức nên khi mở máy trực tiếp dễ gây hiện tượng sụt áp mạng điện động lực.

Ngoài những thiết bị trên, trên ống đẩy của máy bơm trong nhiều trường hợp có bố trí thiết bị chống nước va.

2.4. CÁC BỘ PHẬN CHỦ YẾU CỦA BƠM LY TÂM

Các bộ phận chủ yếu của bơm ly tâm là bánh xe công tác, bộ phận hướng dòng, trục, vỏ bơm, ổ trục đệm chống thấm, vòng chèn...

Trên hình 2-3 trình bày cấu tạo của bơm ly tâm trục ngang một cửa vào.



Hình 2-3: máy bơm ly tâm trục ngang một cửa vào.

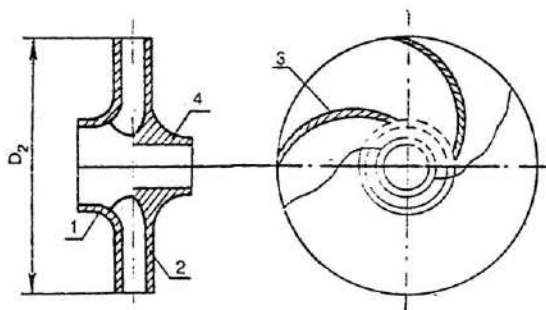
1- đầu nối ống dẫn; 2- đầu nối ống hút; 3- buồng xoắn; 4- vỏ bơm; 5- ổ trục; 6- then lắp khớp nối trục; 7- trục; 8- đế; 9- buồng chứa dầu; 10- bích ép túp; 11- vòng túp; 12- vòng chia nước; 13- đĩa chủ động; 14- cánh bánh xe công tác; 15,20- đệm chống thấm; 16- đai ốc;

17- then lắp bánh xe công tác; 18- lỗ giảm tải; 19- ống bao bảo vệ trục.

2.4.1. Bánh xe công tác

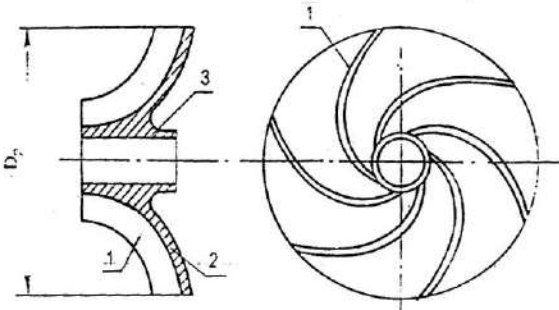
Bánh xe công tác là bộ phận quan trọng nhất của máy bơm. Nó có nhiệm vụ truyền năng lượng nhận được từ động cơ cho chất lỏng.

Bánh xe công tác kiểu kín dẫn nước vào một phía (hình 2-4) gồm đĩa trước 1 (hay đĩa ngoài) và đĩa sau 2 (hay đĩa trong). Giữa hai đĩa và các cánh bánh xe công tác có chiều cong ngược với chiều quay của bánh xe. Tùy theo hệ số tỷ tốc thấp hay cao mà cánh có thể có một hoặc hai độ cong. Ở đĩa hai có bạc 4 để lắp trục bơm.



Hình 2-4: Bánh xe công tác kiểu kín dẫn nước vào một phía

1-Đĩa trước; 2-Đĩa sau; 3-Cánh; 4-Bạc



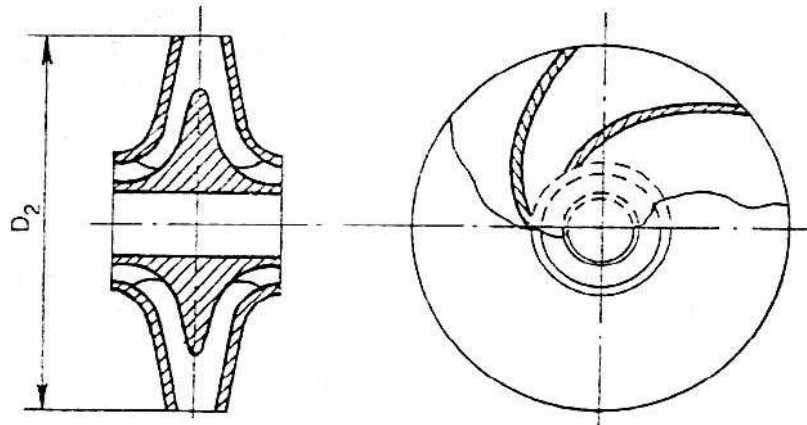
Hình 2-5: Bánh xe công tác kiểu hở, dẫn nước vào một phía

1-Cánh; 2-Đĩa; 3-Bạc

Bánh xe kiểu hở (hình 2-5) khác bánh xe kiểu kín là không có đĩa trước, các cánh lắp sát với vỏ bơm (có khe hở nhỏ). Bánh xe kiểu hở thường dùng với những bơm

chất lỏng có hạt (bơm bùn đất, bơm cát sỏi...). Đôi khi các loại bơm giếng khoan cũng sử dụng bánh xe công tác kiểu hở.

Bánh xe dẫn nước vào hai phía (hình 2-6) có hai đĩa ngoài và một đĩa trong. Bạc lắp trục ở đĩa trong. Bánh xe nước vào hai phía thường dùng với những bơm có lưu lượng lớn nó làm cho đặc tính làm việc của bơm tốt hơn. Với cách dẫn nước vào bánh xe như vậy sẽ không gây ra lực hướng trục khi bơm làm việc và cho phép bố trí hai ổ trục ở hai phía bánh xe làm tăng độ cứng vững của bơm



Hình 2-6: Bánh xe công tác kiểu kín, dẫn nước vào hai phía.

Bánh xe công tác của bơm ly tâm thường có 6 – 8 cánh. Với những bơm dùng để bơm chất lỏng bẩn, bơm bùn đất có cánh bánh xe ít hơn, thường có 1-4 cánh.

Kích thước phần dẫn dòng của bánh xe được xác định nhờ tính toán thủy động. Bánh xe chịu tác dụng của nhiều lực: phản lực dòng chảy, lực ly tâm và nếu bánh xe lắp căng trên trục thì còn có phản lực tác dụng tại chỗ lắp.

Ngoài việc thỏa mãn các yêu cầu về thủy động của phần dẫn dòng và độ bền cơ khí, việc thiết kế bánh xe phải tạo nên dạng thuận lợi cho việc đúc và gia công cơ khí. Công nghệ đúc ngày nay cho phép chế tạo bánh xe công tác có phần dẫn dòng với độ chính xác cao và bề mặt các rãnh sạch, không cần phải gia công thêm nữa. Trường hợp đặc biệt, đôi khi người ta dùng bánh xe đúc kết hợp với hàn.

Vật liệu chế tạo bánh xe công tác của bơm phải đáp ứng được các yêu cầu về tổ hợp độ bền cơ học, độ giãn nở, tính chống ăn mòn và chống mài mòn cao.

Tính chất cơ học của vật liệu phải đảm bảo độ bền của bánh xe không những trong các điều kiện làm việc bình thường mà cả trong các chế độ đặc biệt có thể xuất hiện khi làm việc. Vật liệu không những phải bền mà còn phải dẻo để trường hợp có dị vật trôi lọt vào bơm thì không làm hỏng bánh xe. Do khe hở giữa bánh xe và đệm chống thấm rất bé nên bánh xe có thể chạm tức thời vào đệm. Bởi vậy vật liệu bánh xe phải có tính chống mài mòn tốt. Ngoài ra bánh xe có thể bị han gỉ do tính chất hoá học và vi sinh vật của nước. Vận tốc dòng chảy rất lớn trong bánh xe và khe hở của đệm chống thấm tạo nên điều kiện rất xấu cho sự làm việc của vật liệu về mặt ăn mòn và han gỉ. Vật liệu bánh xe phải có tính đúc tốt và dễ dàng gia công cơ khí.

Đa số các trường hợp bánh xe công tác chế tạo bằng gang xám. Bơm dùng để bơm hoá chất chế tạo bằng gang silic, nhược điểm của loại vật liệu này là rất giòn.

Những máy bơm lớn, áp lực cao, bánh xe chế tạo bằng thép không gỉ.

Những bơm bơm chất lỏng có chứa bột (bơm nạo than bùn, bơm bùn đất...) bánh xe chế tạo bằng thép mangan có nâng cao độ cứng.

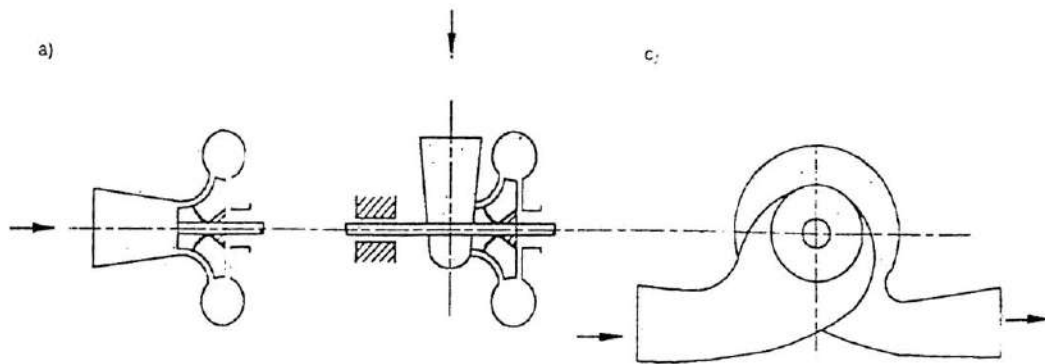
Trong thời gian gần đây, người ta có sử dụng chất dẻo, loại vật liệu có độ bền cơ học tương đối cao và chịu được tác dụng của môi trường khí thực để chế tạo bánh xe công tác.

2.4.2. Ống vào

Ống vào có nhiệm vụ dẫn chất lỏng vào bánh xe công tác với tổn thất thủy lực nhỏ nhất và phân bố đều vận tốc dòng chảy theo tiết diện ướt của miệng hút.

Các bơm thường được chế tạo với ba loại ống vào: kiểu chóp hướng trục (hình 2-7a), kiểu ống cong dẫn nước vào từ phía bên (hình 2-7b), kiểu nửa xoắn (hình 2-7c).

Ống vào kiểu chóp hướng trục là loại đơn giản nhất và có tổn thất thủy lực ít nhất. Loại này được áp dụng khi bánh xe của bơm bố trí theo kiểu con son. Kết cấu ống theo kiểu này làm tăng kích thước máy bơm theo chiều hướng trục.



Hình 2-7: Sơ đồ cấu tạo bộ phận dẫn dòng vào bánh xe công tác bơm ly tâm.

a-Kiểu hướng trục; b-Kiểu dẫn nước vào từ phía bên; c-Kiểu nửa xoắn

Ống vào kiểu dẫn nước từ phía bên tổn thất thủy lực lớn hơn cả nhưng đảm bảo cho máy bơm làm việc chắc chắn, việc bố trí ống hút, ống đẩy thuận tiện.

Ống vào kiểu nửa xoắn kết cấu phức tạp và tổn thất thủy lực lớn so với loại chóp hướng trục. Nhưng ống vào loại này cho phép giảm nhỏ kích thước biến dạng máy bơm theo chiều trục và rất thuận lợi khi sử dụng cho bơm nước vào hai phía, bơm nhiều cấp.

2.4.3 Ống tháo dòng

Ống tháo dòng có nhiệm vụ dẫn chất lỏng sau khi ra khỏi bánh xe công tác vào ống đẩy. Ống tháo dòng phải đảm bảo được hai yêu cầu:

Thứ nhất là bảo đảm dòng chảy đối xứng so với trục khi ra khỏi bánh xe công tác, do đó tạo điều kiện cho dòng chảy tương đối ổn định ở vùng bánh xe công tác.

Thứ hai là biến động năng của dòng chảy ở sau bánh xe công tác thành thế năng. Bình thường ở phần lốc của ống tháo có từ 1/4 - 1/5 cột nước động năng của bánh xe

biến thành cột nước tĩnh. Ống tháo dòng là một bộ phận rất quan trọng của phần dẫn dòng, nó ảnh hưởng lớn đến sự hoàn thiện kỹ thuật của bơm.

Ống tháo dòng thường có ba loại chính : Ống tháo kiểu xoắn (hình 1-1), ống tháo kiểu cánh (hình 2-8), ống tháo kiểu vòng khuyên.

Ống tháo dòng thường có ba loại chính : Ống tháo kiểu xoắn (hình 1-1), ống tháo kiểu cánh (hình 2-8), ống tháo kiểu vòng khuyên.

Ống tháo kiểu xoắn (buồng xoắn) gồm một rãnh xoắn có tiết diện bất kỳ hoặc tiết diện tròn và ống loe. Theo chiều dòng chảy trong rãnh xoắn, diện tích tiết diện tăng dần theo sự tăng lưu lượng, còn vận tốc trung bình của dòng chảy thì lại giảm dần. Sự giảm vận tốc chủ yếu xảy ra ở phần ống loe sau rãnh xoắn. Ống tháo kiểu xoắn có dạng chảy lượn hoàn thiện, hiệu suất thủy lực cao, kết cấu đơn giản. Nó được sử dụng rộng rãi không chỉ ở bơm một cấp mà cả ở bơm nhiều cấp.

Ống tháo kiểu cánh về nguyên tắc làm việc cũng giống ống tháo xoắn, sự khác nhau chủ yếu của chúng là về cấu tạo và công nghệ gia công. Tiết diện ống tháo cánh có dạng chữ nhật, thuận tiện cho việc gia công cơ khí. Trong ống tháo cánh có một số rãnh nằm theo vòng tròn, mỗi rãnh gồm xoắn abc và xoắn loe bcde. Về mặt thủy lực, ống tháo cánh có nhiều nhược điểm hơn so với ống tháo xoắn. Khi chế độ làm việc thay đổi trong ống tháo cánh xuất hiện tổn thất cục bộ do dòng chảy chảy vào ống tháo bị lệch hướng so với tính toán. Vì thế ống tháo cánh chỉ dùng trong một số kết cấu bơm nhiều cấp.

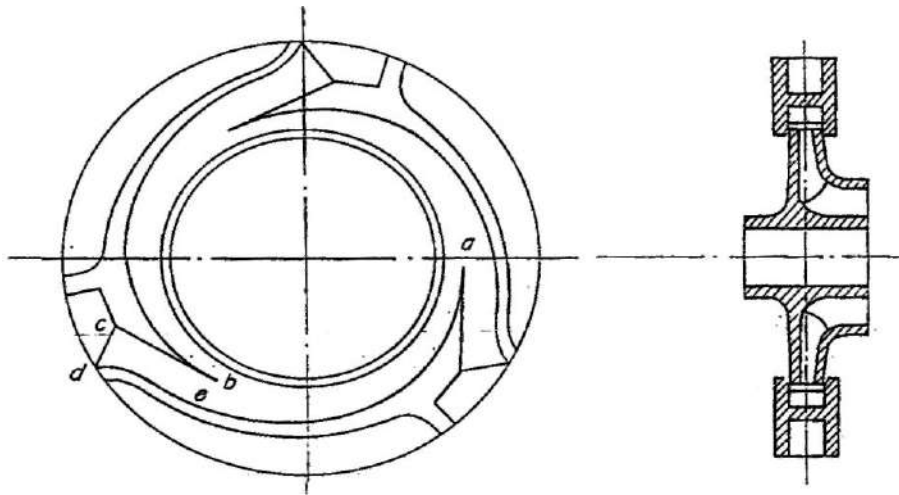
Ống tháo kiểu vành khuyên là một rãnh tiết diện không thay đổi nằm xung quanh cửa ra của bánh xe công tác. Loại ống tháo này dùng cho những bơm bơm chất lỏng bẩn. Do tiết diện vòng rãnh khuyên không thay đổi nên vận tốc chuyển động trung bình của chất lỏng ở các tiết diện khác nhau sẽ khác nhau, tính chất đối xứng của dòng chảy bị phá vỡ, dẫn đến sự tăng tổn thất thủy lực.

2.4.4. Trục bơm

Trục bơm thường chế tạo bằng thép nếu bơm làm việc với chất lỏng có chứa

chất ăn mòn, trục chế tạo bằng thép không gỉ, kích thước trục xác định từ điều kiện bền, từ độ biến dạng cho phép dưới tác dụng của tải trọng động và tĩnh và từ giá trị tối hạn của số vòng quay.

Bánh xe công tác được cố định trên trục nhờ then và đai ốc định vị. Trong nhiều trường hợp, trên trục lắp ống bao bảo vệ để chống sự ăn mòn và sự mài mòn. Ở một đầu trục có lắp bánh đai hoặc nửa khớp nối để nối với trục động cơ điện.



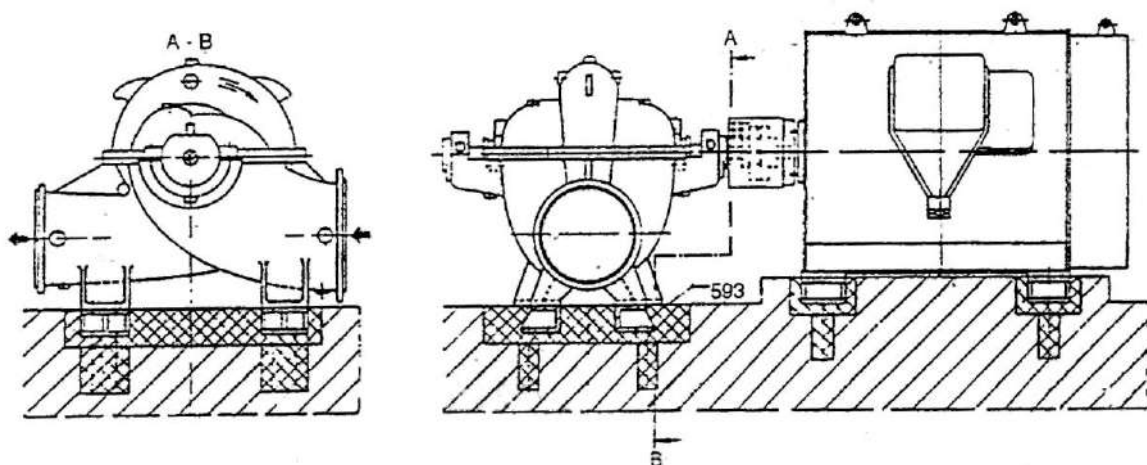
Hình 2-8: Sơ đồ ống tháo kiểu cánh

2.4.5. Ổ trục

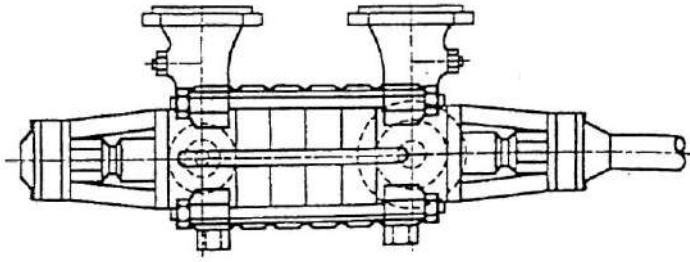
Ổ trục có thể dùng ổ bi hoặc ổ trượt để chịu tải trọng hướng tâm hoặc hướng trục tác dụng lên roto. Chọn kiểu ổ trục nào phụ thuộc vào vận tốc quay ở ngõng trục, phụ tải và công dự trữ để bơm làm việc. Ổ bi có kích thước nhỏ gọn, lắp ráp đơn giản, thay thế dễ dàng nhưng tuổi thọ kém ổ trượt. Những bơm cỡ lớn, quan trọng và quay nhanh, thường dùng ổ trượt có tráng một lớp babít. Trong nhiều trường hợp khi bơm làm việc với nước lạnh, người ta dùng ổ trượt lót cao su tổng hợp.

2.4.6. Vỏ bơm

Tùy thuộc vào ứng suất cơ học, vỏ bơm có thể được chế tạo bằng gang hoặc thép. Vỏ bơm bao gồm những bộ phận để dẫn và tháo dòng chảy ra khỏi bánh xe và cũng để nối các chi tiết không chuyển động thành một khối chung. Phần dẫn dòng ở bơm có ống tháo kiểu xoắn thường được chế tạo liền với vỏ đúc. Điều đó làm rãnh có dạng thuận lợi về mặt thủy động và việc gia công cơ khí được đơn giản đến mức tối đa. Bơm loại vỏ xoắn có mặt ghép của vỏ thẳng góc với trục (hình 2-3) hoặc nằm ngang ở các bơm hai cửa vào (hình 2-9).



Hình 2-9: Máy bơm hai cửa vào



Hình 2-10: Máy bơm nhiều cấp

Bơm nhiều cấp với ống tháo kiểu cánh do có sự lặp lại của các chi tiết cùng kiểu trong vỏ bơm nên tạo điều kiện thuận lợi cho việc tổ chức sản xuất hàng loạt. Trong trường hợp đó kết cấu vỏ thường được chế tạo từng phần riêng biệt (hình 2-10) ghép lại theo các mặt phẳng

vuông góc với trục bơm. điều đó đảm bảo được sự khít kín giữa các phần ghép của vỏ nhưng gây khó khăn cho việc lắp ráp toàn bộ vì việc lắp vỏ và roto phải được tiến hành đồng thời.

Trên đầu nối ống hút và ống đẩy có gia công lỗ để lắp chân không kế và áp kế. Ngoài ra ở phần trên cùng của vỏ bơm cũng có một lỗ để sử dụng khi vận chuyển và để mỗi khi cho bơm làm việc; ở phần thấp nhất cũng có một lỗ để tháo sạch nước trong thân bơm khi sửa chữa hoặc dùng bơm lâu dài.

2.4.7. Đệm chống thấm

Giữa cửa vào của bánh xe và vỏ bơm có một khe hở nhỏ để tránh sự cọ sát của bánh xe vào vỏ. Do sự chênh áp lực, có một phần chất lỏng sau khi qua bánh xe bị quay lại miệng hút hoặc cấp trước (ở bơm nhiều cấp) qua khe hở này. Để giảm nhỏ lượng chất lỏng này, tại đây người ta đặt những vòng đệm chống thấm bằng gang, thép hoặc đồng có thể thay thế được khi hư hỏng. Đệm có nhiều kiểu: kiểu khe hở đơn giản, kiểu díc dắc hoặc kiểu răng cưa. Khe hở giữa các vành đệm chống thấm thường nằm trong khoảng 0,2 – 0,6mm.

2.4.8. Vòng chèn

Cấu tạo vòng chèn được mô tả trên hình 2-3. Nó bao gồm các vòng túp 11 và bích ép túp 10. Vòng chèn có tác dụng làm kín khe hở giữa đầu ra của trục và vỏ bơm, tránh không cho khí từ bên ngoài xâm nhập vào thân bơm hoặc ngăn nước từ bên trong chảy ra ngoài (trường hợp máy bơm đặt thấp hơn mực nước trong bể hút).

Vòng túp được sử dụng bằng một trong hai loại vật liệu: amian hoặc acriloid có tấm graphit được đúc sẵn thành vòng hoặc ép dạng sợi có tiết diện phù hợp. Độ lỏng chặt của vòng túp được điều chỉnh bằng bích ép túp.

Hiện nay trong kết cấu một số bơm, vòng đệm cơ được thay thế cho các vòng túp. Các vòng đệm cơ này có tính chính xác cao. Nước được dẫn từ phía ra của bánh xe công tác để bôi trơn và làm kín các vòng đệm cơ, sau đó được hút vào cửa hút của máy bơm mà không chảy ra ngoài. Trong quá trình vận hành thường không phải điều chỉnh hay bảo dưỡng các đệm cơ, ngoài việc thay thế các bộ phận bị gãy hoặc mòn.

2.5. CHUYỂN ĐỘNG CỦA NƯỚC TRONG BÁNH XE CÔNG TÁC CỦA BƠM LY TÂM

Hai giả thuyết được đưa ra để khảo sát chuyển động của chất lỏng trong bánh xe công tác của bơm ly tâm từ khi vào đến khi ra khỏi bánh xe là:

- Bánh xe có cánh nhiều vô hạn.
- Chất lỏng bơm là chất lỏng lý tưởng.

Như vậy có nghĩa là quỹ đạo chuyển động của các phần tử chất lỏng là những tia song song có dạng cong trùng với dạng cong của cánh. Để nhận được sự chuyển động của chất lỏng trong bánh xe công tác đúng với thực tế, cần có sự hiệu chỉnh hợp lý.

Giả sử đã biết các kích thước hình học của bánh xe, lưu lượng lý thuyết Q_h , tốc độ quay n . Chất lỏng vào bánh xe công tác với vận tốc tuyệt đối C_1 . Giá trị vận tốc không ngừng được tăng lên khi chất lỏng chuyển động qua các rãnh của các bánh xe công tác và đạt đến giá trị C_2 tại cửa ra. Khi chuyển động quay theo bánh xe công tác với vận tốc vòng U , chuyển động tịnh tiến dọc theo bề mặt cánh với vận tốc tương đối W .

Sự vào bánh xe của dòng chảy:

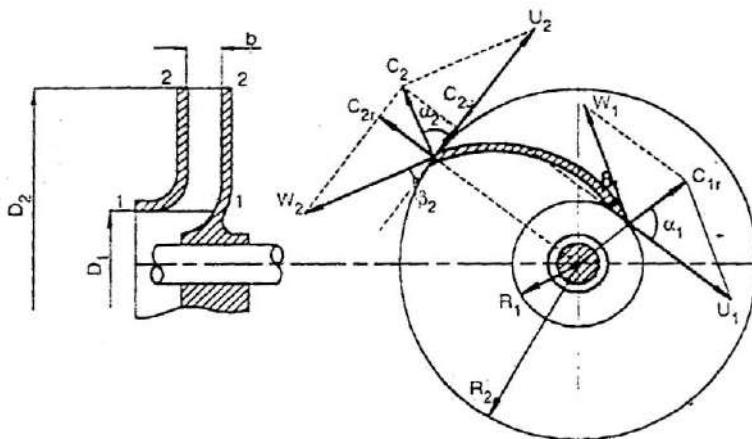
Trước khi vào bánh xe, dòng chảy chuyển động theo chiều hướng trục. Khi bắt đầu vào bánh xe, dòng chảy có sự đổi chiều từ hướng trục sang hướng tâm.

Tại cửa vào của bánh xe, vận tốc vòng của các phần tử chất lỏng:

$$U_1 = \frac{\pi D_1 n}{60} = \omega \cdot R_1 \quad (2-1)$$

Vận tốc tương đối W_1 có phương tiếp tuyến với cánh tại mép vào, tạo với tiếp tuyến vòng tròn bán kính R_1 một góc β_1 , có hướng ngược với vận tốc vòng U_1 . Vận tốc tuyệt đối C_1 bằng tổng hình học vận tốc tương đối W_1 và vận tốc vòng U_1 :

$$\vec{C}_1 = \vec{W}_1 + \vec{U}_1 \quad (2-2)$$



Hình 2-11: Sơ đồ véc tơ vận tốc

Đồ thị vận tốc của các phần tử chất lỏng khi bắt đầu vào và ra khỏi bánh xe công tác được biểu diễn trên hình 2-11 với các ký hiệu:

α – Góc giữa C và U .

C_r – Thành phần vận tốc hướng kính (còn gọi là vận tốc kinh tuyến).

C_u – Thành phần quay theo của vận tốc tuyệt đối.

Giá trị vận tốc hướng kính xác định theo công thức:

$$C_{1r} = \frac{Q_{lt}}{\pi D_1 b_1 \varphi_1} \quad (2-3)$$

Trong đó: φ_1 – hệ số co hẹp do tính đến chiều dày cánh tại cửa vào, có thể lấy 0,75 với những bơm nhỏ đến 0,83 đối với những bơm lớn.

Tại mép vào của cánh, trị vận tốc dòng chảy có thể bị mất liên tục, chuyển tiếp đột ngột từ giá trị này sang giá trị khác, gây hiện tượng va đập khi chảy vào cánh. Khi đó sẽ làm giảm cột áp do bánh xe tạo nên. Để ngăn ngừa va đập khi chất lỏng chảy vào bánh xe, trong thiết kế chế tạo phải đảm bảo cho $C_{1U} = 0$, hướng của vận tốc W_1 phải tiếp tuyến với mép vào của cánh, hướng của cánh phải nghiêng với vận tốc tương đối W_1 một góc $\gamma = 3 \div 8^\circ$ ở chế độ tính toán, còn những trường hợp đặc biệt có thể lấy lớn hơn (đến 15°).

Sự ra khỏi bánh xe của dòng chảy:

Khi ra khỏi bánh xe, các thành phần vận tốc của dòng chảy cũng tương tự khi vào. Thành phần quay của vận tốc tuyệt đối C_{2U} khi chuyển từ vùng trong ra vùng ngoài của bánh xe công tác trong sự gián đoạn vì đường đi của dòng chảy không bị tác dụng của ngoại lực nào và nó chuyển động tự do theo quán tính. Thành phần hướng kính của vận tốc tuyệt đối:

$$C_{2r} = \frac{Q_{lt}}{\pi D_2 b_2 \varphi_2} \quad (2-4)$$

Trong đó: φ_2 – hệ số co hẹp do các cánh ở cửa ra. Giá trị φ_2 có thể lấy từ 0,9 đối với những bơm nhỏ đến 0,95 đối với những bơm lớn.

Vận tốc tương đối W_2 , theo sơ đồ số cánh nhiều vô hạn cũng có hướng tiếp tuyến với mép ra của cánh tạo với phương vận tốc vòng U_2 dưới một góc φ_2 theo chiều ngược với chiều vận tốc U_2 . Từ đồ thị vận tốc (hình 2-11) ta có:

$$W_2 = \frac{C_{2r}}{\sin \beta_2} \quad (2-5)$$

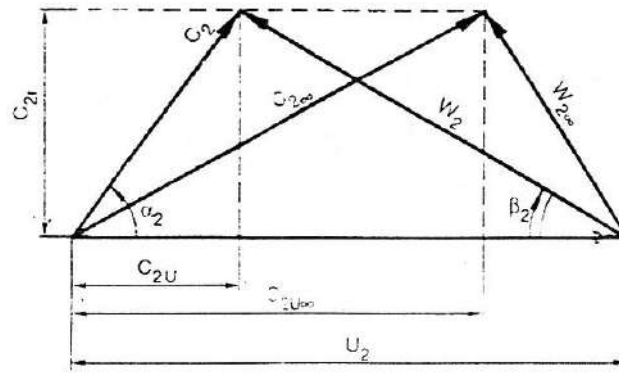
Và vận tốc vòng:

$$U_2 = \frac{\pi D_2 n}{60} = \omega \cdot R_2 \quad (2-6)$$

Tổng vận tốc tương đối $\vec{W}_2$ và vận tốc vòng $\vec{U}_2$ là vận tốc tuyệt đối $\vec{C}_2$ Chiếu vận tốc tuyệt đối $\vec{C}_2$ lên phương vận tốc quay $\vec{U}_2$ có thành phần quay của vận tốc tuyệt đối $\vec{C}_{2U}$.

Trong tính toán ta coi như bánh xe có số cánh nhiều vô hạn và giả thuyết là hướng của vận tốc tương đối khi ra khỏi bánh xe trùng với tiếp tuyến tại mép ra của cánh còn giá trị C_{2r} là hằng số tại mọi điểm của cửa ra. Nhưng trong điều kiện số cánh hữu hạn, vận tốc tương đối ở cửa ra sẽ khác nhau và giá trị trung bình của nó

sẽ chệch khỏi hướng tiếp tuyến với cánh về phía góc β nhỏ hơn. Điều đó làm giảm thành phần quay của vận tốc tuyệt đối C_{2U} so với $C_{2U\infty}$.



Hình 2-12: sơ đồ vận tốc dòng chảy khí ra khỏi bánh xe với số cánh hữu hạn

2.6. PHƯƠNG TRÌNH CƠ BẢN CỦA BƠM LY TÂM

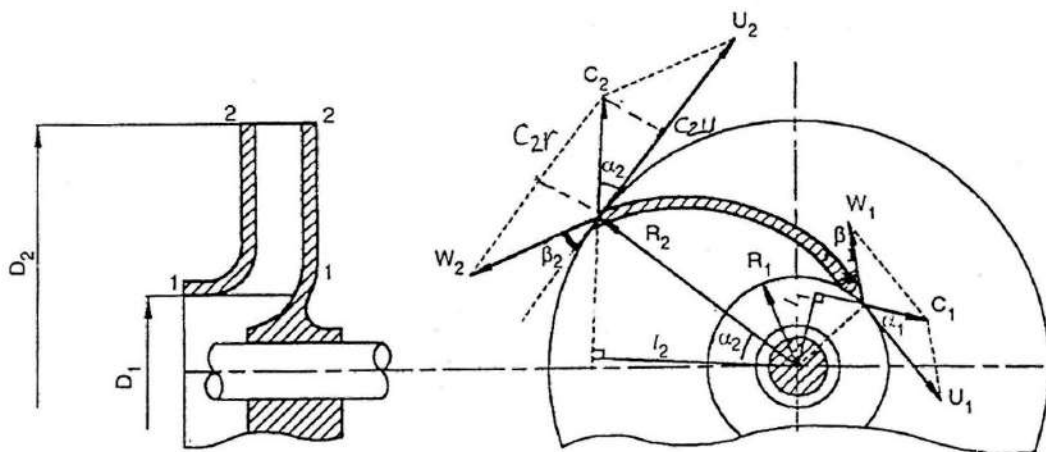
Phương trình cơ bản của bơm ly tâm chính là phương trình cột áp lý thuyết.

Phương trình này được thành lập dựa trên giả thuyết : Chất lỏng là chất lỏng lý tưởng và bánh xe công tác có số cánh nhiều vô hạn. Điều đó có nghĩa là dòng chảy trong bánh xe công tác gồm các dòng nguyên tố song song với nhau và song song với bề mặt cánh bánh xe. Còn vận tốc của chúng tại mọi điểm cách tâm một khoảng như nhau thì như nhau.

Ứng dụng định lý cơ học về biến thiên momen động lượng với dòng chất lỏng chuyển động qua bánh xe công tác, có thể phát biểu như sau:

Biến thiên mômen động lượng của khối chất lỏng chuyển động qua bánh xe công tác trong một đơn vị thời gian đối với trục quay của bánh xe bằng tổng momen ngoại lực tác dụng lên khối chất lỏng đó đối với trục quay, tức là bằng momen xoắn trên trục bánh xe công tác.

Khảo sát một dòng nguyên tố chuyển động qua bánh xe công tác của bơm ly tâm (hình 2-13).



Hình 2-13: Sơ đồ véc tơ vận tốc

xác định độ biến thiên momen động lượng của khối chất lỏng giữa hai tiết diện vào (1-1) và ra (2-2) đối với trục quay. Nếu dòng nguyên tố có lưu lượng dQ thì động lượng của nó tại tiết diện 1-1 là:

$$dK_1 = dmC_1 = \frac{\gamma}{g} dQC_1$$

Và tại tiết diện 2-2 là:

$$dK_2 = dmC_2 = \frac{\gamma}{g} dQC_2$$

Mômen động lượng của dòng nguyên tố đối với trục quay của bánh xe công tác tại tiết diện 1-1 và 2-2:

$$dM_1 = dK_1 l_1 = \frac{\gamma}{g} dQC_1 R_1 \cos \alpha_1$$

$$dM_2 = dK_2 l_2 = \frac{\gamma}{g} dQC_2 R_2 \cos \alpha_2$$

Biến thiên mômen động lượng trong một đơn vị thời gian của dòng nguyên tố chất lỏng bằng hiệu mômen động lượng tại cửa ra, cửa vào của bánh xe công tác:

$$\Delta M = dM_2 - dM_1 \quad (2-7)$$

$$\Delta M = \frac{\gamma}{g} dQ (C_2 R_2 \cos \alpha_2 - C_1 R_1 \cos \alpha_1) \quad (2-8)$$

Theo giả thuyết nêu trên, biến thiên mômen động lượng của toàn bộ khối chất lỏng chuyển động qua bánh xe công tác trong một đơn vị thời gian bằng tổng biến thiên mômen động lượng của tất cả các dòng nguyên tố:

$$\begin{aligned} \Sigma \Delta M &= \Sigma \frac{\gamma}{g} dQ (C_2 R_2 \cos \alpha_2 - C_1 R_1 \cos \alpha_1) \\ &= \frac{\gamma}{g} Q_t (C_2 R_2 \cos \alpha_2 - C_1 R_1 \cos \alpha_1) \end{aligned} \quad (2-9)$$

Gọi M_x là mômen ngoại lực tức là mômen xoắn trên trục bánh xe công tác thì:

$$\begin{aligned} M_x &= \Sigma \Delta M \\ M_x &= \frac{\gamma}{g} Q_t (C_2 R_2 \cos \alpha_2 - C_1 R_1 \cos \alpha_1) \end{aligned} \quad (2-10)$$

Nhân hai vế của phương trình với vận tốc góc ω , nhận được:

$$M_x \omega = \frac{\gamma}{g} Q_t (C_2 R_2 \cos \alpha_2 - C_1 R_1 \cos \alpha_1) \quad (2-11)$$

Ở đây $M_x \omega$ chính là công suất sử dụng để biến thành năng lượng của chất lỏng.

$$M_x \omega = \gamma Q_t H_{t\infty} \quad (2-12)$$

Trong đó:

Q_t – Lưu lượng lý thuyết của máy bơm;

$H_{t\infty}$ – Cột áp lý thuyết của máy bơm ứng với số cánh bánh xe nhiều vô cùng.

Từ phương trình (2-11) và (2-12) rút ra:

$$H_{lt\infty} = \frac{\omega R_2 C_2 \cos \alpha_2 - \omega R_1 C_1 \cos \alpha_1}{g} \quad (2-13)$$

Mà:

$$\omega R_2 = U_2$$

$$\omega R_1 = U_1$$

$$C_2 \cos \alpha_2 = C_{2U}$$

$$C_1 \cos \alpha_1 = C_{1U}$$

Thay các giá trị vào phương trình (2-13):

$$H_{lt\infty} = \frac{U_2 C_{2U} - U_1 C_{1U}}{g} \quad (2-14)$$

Phương trình (2-14) là phương trình lý thuyết cơ bản của bơm ly tâm do nhà bác học Ôle tìm ra.

Trong hầu hết các máy bơm, người ta cố gắng đảm bảo cho thành phần vận tốc $C_{1U} = 0$. Khi đó:

$$H_{lt\infty} = \frac{U_2 C_{2U}}{g} \quad (2-15)$$

Từ phương trình cơ bản của bơm ly tâm thấy rằng, muốn tăng cột áp của bơm thì tăng vận tốc U_2 bằng cách tăng đường kính của bánh xe công tác hoặc tăng tốc độ quay của bánh xe, tăng thành phần vận tốc C_{2U} nhờ giảm góc α_2 và β_2 .

Cột áp thực tế của bơm ly tâm nhỏ hơn cột áp lý thuyết xác định theo phương trình cơ bản (2-14) hoặc (2-15). Do:

- Bơm làm việc với chất lỏng thực nên tồn tại sức cản lực. Để khắc phục sức cản này, một phần áp lực của bơm bị tiêu hao đi.

- Khi lập phương trình cơ bản đã coi bánh xe công tác có số cánh nhiều vô hạn. Thực tế số cánh bánh xe là hữu hạn. Vì vậy, quỹ đạo chuyển động của một số phân tử chất lỏng bị lệch đi so với dạng cánh làm giảm nhỏ vận tốc tuyệt đối hoặc thành quay của vận tốc tuyệt đối. Điều đó làm cho áp lực máy bơm bị giảm đi.

Theo kết quả công trình nguyên cứu của S.S.Rudnhiev và G.F. Pabxcuna, để kể đến ảnh hưởng của số cánh hữu hạn và sự làm việc của bơm với chất lỏng thực, cột áp thực tế của bơm được xác định theo công thức:

$$H = K \eta_{lt} H_{lt\infty} \quad (2-16)$$

Trong đó:

H – cột áp thực tế của bơm (m);

η_{lt} – hiệu suất thuỷ lực của máy bơm, tùy vào kết cấu chất lượng chế tạo mà giá trị của nó nằm trong khoảng 0,8 – 0,95;

K – Hệ số tính đến số cánh hữu hạn.

Theo kết quả nghiên cứu của viện sĩ G.F. Pabxcuna năm 1931 thì:

$$K = \frac{1}{1 + 2 \frac{\varphi}{z} \frac{.1}{1 - \left(\frac{R_1}{R_2} \right)^2}} \quad (2-17)$$

Trong đó:

φ - Hệ số, tính theo công thức: $\varphi = (0,55 - 0,65) + 0,6 \sin \beta_2$

Hệ số nhỏ lấy đối với bơm có hệ số tỷ tốc thấp. Hệ số lớn lấy đối với bơm có hệ số tỷ tốc cao. Hệ số hiệu chỉnh này còn lấy phụ thuộc vào độ nhám bề mặt phần dẫn dòng của bánh xe, độ nhám lớn thì lấy hệ số hiệu chỉnh lớn.

z - Số cánh bánh xe công tác.

R_1 - Bán kính cửa vào bánh xe công tác (m).

R_2 - Bán kính cửa ra bánh xe công tác (m).

Để tính gần đúng giá trị cột áp do bơm ly tâm tạo ra, có thể áp dụng công thức:

$$H = \alpha \frac{U_2^2}{g} \quad (m) \quad (2-18)$$

Hay:

$$H = 0,00028 \alpha D^2 n^2 \quad (m) \quad (2-18)$$

Trong đó:

α - Hệ số cột áp. Các bơm có bộ phận dẫn dòng ra kiểu xoắn thì $\alpha = 0,35 - 0,5$

Bơm có bộ phận dẫn dòng ra kiểu cánh thì $\alpha = 0,45 - 0,55$.

D - Đường kính ngoài của bánh xe (m).

n - Tốc độ quay của bánh xe (vg/ph).

g - Gia tốc trọng trường (m/s^2).

2.7. ẢNH HƯỞNG CỦA KẾT CẤU CÁNH ĐẾN CỘT ÁP CỦA BƠM LY TÂM

Kết cấu của bánh xe công tác nói chung và cánh bánh xe công tác nói riêng có ảnh hưởng quyết định đến cột áp của máy bơm ly tâm. Hình dạng cánh chủ yếu phụ thuộc vào góc β_1 và góc β_2 .

Như đã khảo sát ở mục 2.6, cột áp của bơm có thể đạt trị số lớn nhất khi tam giác vận tốc ở cửa vào là tam giác vuông ($\alpha_1 = 90^\circ$). Theo phương trình cơ bản của bơm ly tâm (2-15) thì góc β_1 không ảnh hưởng trực tiếp đến cột áp của bơm. Tuy vậy, nếu trị số β_1 không hợp lý sẽ gây hiện tượng va đập của dòng chảy với cánh tại cửa vào, làm giảm hiệu suất và cột áp của bơm. thường thì $\beta_1 = 15^\circ - 30^\circ$.

Theo phương trình cơ bản :

$$H_{l_{\infty}} = \frac{U_2 C_{2U}}{g}$$

Từ tam giác vận tốc (hình 2-13) có:

$$C_{2U} = U_2 - C_{2r} \cot \beta_2 \quad (2-19)$$

Như vậy giá trị của góc β_2 có ảnh hưởng trực tiếp đến trị số và phương các thành phần vận tốc của dòng chất lỏng tại cửa ra bánh xe, do đó ảnh hưởng quyết định đến cột áp của máy bơm.

Giá trị góc β_2 quyết định kiểu bánh xe (hình 2-14).

Khi:

$\beta_2 < 90^\circ$, có các cánh cong sau (hình 2-14a);

$\beta_2 = 90^\circ$, cánh có mép hướng ra tâm (hình 2-14b);

$\beta_2 > 90^\circ$, cánh cong trước (hình 2-14c).

Theo công thức (1-3) có thể viết được phương trình cột áp động do bánh xe công tác của bơm ly tâm tạo nên:

$$H_{d\infty} = \frac{C_2^2 - C_1^2}{2g} \quad (2-20)$$

Trong đó:

C_2 – Vận tốc dòng chất lỏng tại cửa ra của bánh xe;

C_1 – Vận tốc dòng chất lỏng tại cửa vào bánh xe.

Bơm ly tâm thường được chế tạo có góc $\alpha_1 = 90^\circ$ nên $C_1 = C_{1r}$ và người ta cố gắng đảm bảo cho thành phần vận tốc hướng kính C_r hầu như không thay đổi từ cửa vào đến cửa ra của bánh xe.

Vì thế:

$$C_1 = C_{1r} = C_{2r} \quad (2-21)$$

Theo (2-20) có cột áp động:

$$H_{d\infty} = \frac{C_2^2 - C_{2r}^2}{2g}$$

Từ tam giác vận tốc (hình 2-13) có:

$$C_2^2 - C_{2r}^2 = C_{2U}^2$$

Nên

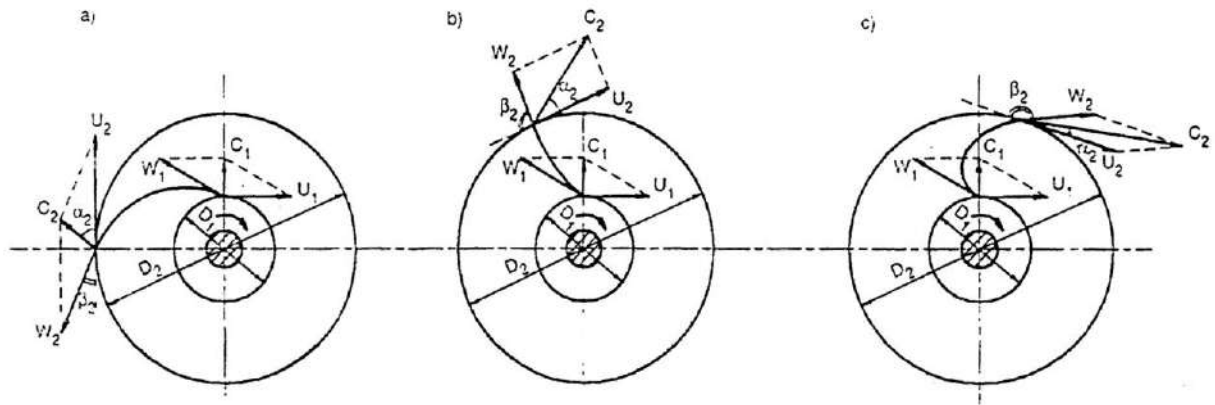
$$H_{d\infty} = \frac{C_{2U}^2}{2g}$$

Theo phương trình cơ bản có:

$$H = H_t + H_d = \frac{U_2 C_{2U}}{g}$$

Khảo sát từng loại bánh xe công tác tạo nên với các kiểu cánh dẫn trên.

Trên hình 2-14, các đồ thị vectơ vận tốc xây dựng cho ba kiểu bánh xe đã nêu trên với điều kiện: chúng có góc β_1 , kích thước ở cửa vào, lưu lượng, số vòng quay



Hình 2-14: các kiểu bố trí cánh bánh xe công tác.

a- Cánh cong sau; b- Cánh hướng tâm; c- Cánh cong trước.

làm việc n, đường kính ngoài của bánh xe D_2 là như nhau, có vận tốc vòng U_2 bằng nhau.

Khi $\beta_2 < 90^\circ$:

Nên:

$$C_{2U} < U_2$$

$$C_{2U}^2 < U_2 C_{2U}$$

$$\frac{C_{2U}^2}{2g} < \frac{1}{2} \frac{U_2 C_{2U}}{g}$$

Và:

$$H_{d\infty} < \frac{H_{lt\infty}}{2}$$

(2-22)

Như vậy, bánh xe công tác của máy bơm có các cánh cong sau tạo nên cột áp chủ yếu là cột áp tĩnh.

Khi $\beta_2 = 90^\circ$;

$$C_{2U} = U_2$$

Nên:

$$C_{2U}^2 = U_2 C_{2U} \text{ và } \frac{C_{2U}^2}{2g} = \frac{1}{2} \frac{U_2 C_{2U}}{g}$$

Do đó:

$$H_d \approx \frac{H_{lt\infty}}{2}$$

(2.23)

Như vậy, bánh xe công tác của máy bơm có các cánh hướng tâm tạo nên áp động bằng cột áp tĩnh và bằng nửa cột áp toán phần.

Khi $\beta_2 > 90^\circ$:

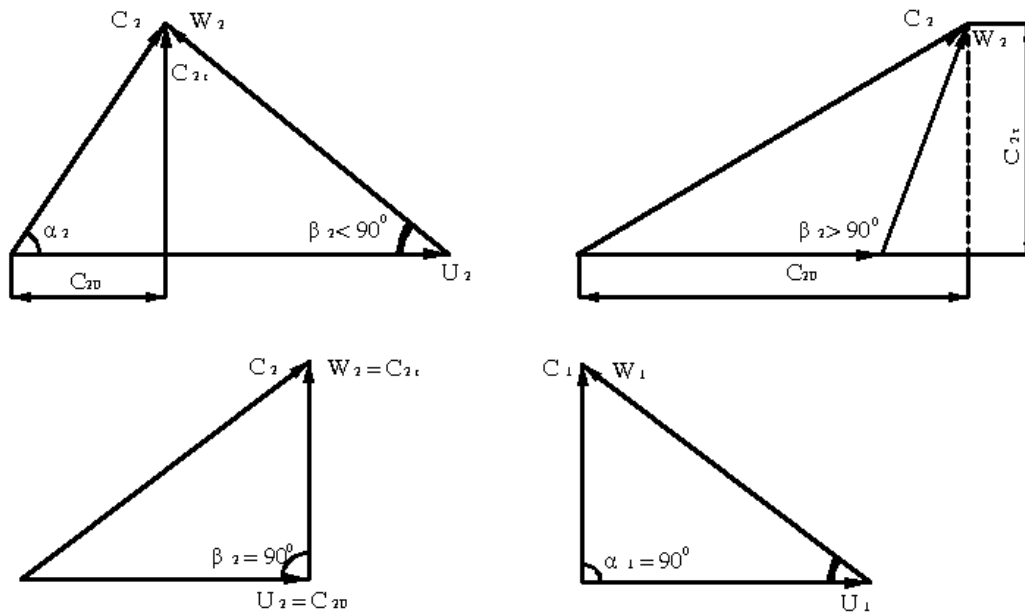
$$C_{2U} > U_2$$

Nên:

$$\frac{C_{2U}^2}{2g} > \frac{1}{2} \frac{U_2 C_{2U}}{g}$$

Do đó:

$$H_{d\infty} > \frac{H_{lt\infty}}{2}$$



Hình 2-15: đồ thị véc tơ vận tốc.

a- Cánh cong sau; b- Cánh hướng tâm; c- Cánh cong trước.

Như vậy, khi các cánh cong trước cột áp toàn phần do bánh xe bơm tạo nên chủ yếu là cột áp động. Trong trường hợp $C_{2u} = 2U_2$, cột áp tĩnh sẽ bằng 0:

$$H_{t\infty} = H_{t\infty} - H_{đ\infty}$$

$$H_{t\infty} = \frac{1}{2} 2U_2 U_2 - \frac{(2U_2)^2}{2g} = 0 \quad (2-24)$$

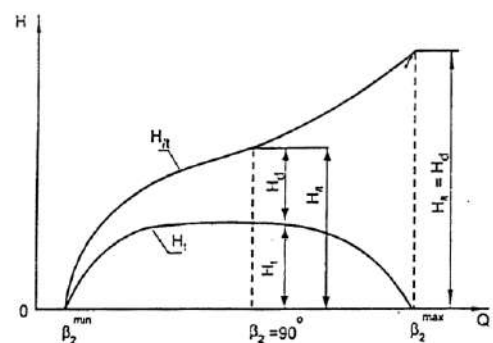
Nếu tiếp tục tăng góc β_2 lên nữa thì $C_{2u} > 2U_2$, lúc đó cột áp tĩnh sẽ có giá trị âm. Trong thực tế bơm không thể làm việc được với cột áp tĩnh $H_t \leq 0$, vì khi đó chức năng đẩy chất lỏng của bơm hoàn toàn không có.

Đồ thị (hình 2-16) biểu thị mối quan hệ giữa cột áp lý thuyết của bơm và góc ra β_2 cho thấy: góc β_2 càng lớn thì cột áp lý thuyết của bơm càng lớn, khả năng truyền năng lượng cho chất lỏng càng nhiều. Nhưng trong kỹ thuật phải chú ý giải quyết làm thế nào để khả năng truyền năng lượng cho chất lỏng là lợi nhất và đáp ứng được các yêu cầu làm việc khác nhau về cột áp động và cột áp tĩnh. Bơm ly tâm thường làm việc trong phạm vi có quan hệ cột áp tĩnh và cột áp toàn phần:

$$H_{t\infty} = (0,7 \div 0,8) H_{t\infty}$$

$$(2-25)$$

Ứng với góc ra $\beta_2 = 15 \div 30^\circ$, trường hợp đặc biệt có thể lấy $\beta_2 = 50^\circ$, tức là cánh của bơm ly tâm bao giờ cũng có dạng cong sau ($\beta_2 < 90^\circ$).



Hình 2-16: Quan hệ của H_{tx} với góc β_2

Nhiệm vụ của máy bơm là tạo nên cột áp tĩnh là chủ yếu. Bánh xe công tác với các cánh cong sau cho phép nhận được trực tiếp phần lớn cột áp dưới dạng cột áp tĩnh. Kênh giữa các cánh cong sau biến đổi đều hơn so với các bánh cong trước nên tổn thất thủy lực khi chất lỏng chuyển động qua các kênh nhỏ hơn, việc đúc các cánh cũng dễ dàng hơn. Nếu sử dụng các cánh cong trước, phải biến đổi cột áp động thành cột áp tĩnh. Điều đó gây khó khăn, phức tạp cho việc chế tạo và gây tổn thất thủy lực khá lớn khi bơm làm việc.

Vì những lý do trên, trong lĩnh vực chế tạo bơm đều dùng kiểu cánh cong sau. Kiểu cánh có mép ra hướng tâm và cong trước được sử dụng rộng rãi trong máy nén khí và quạt gió.

2.8. LƯU LƯỢNG CỦA BƠM LY TÂM

2.8.1. Lưu lượng lý thuyết

theo phương trình lưu lượng, lưu lượng lý thuyết của bơm ly tâm được xác định theo công thức:

$$Q_t = F C_{Tb}$$

Trong đó:

F – Diện tích tiết diện ướat của dòng chảy;

C_{Tb} – Vận tốc trung bình của dòng chảy, thẳng góc với tiết diện F .

Diện tích tiết diện ướat của dòng chảy khi ra khỏi bánh xe công tác bơm ly tâm chính là diện tích cửa ra bánh xe. Nếu cho rằng bánh xe công tác có số cánh nhiều vô cùng và mỏng vô cùng thì diện tích này có thể tính như diện tích một mặt trụ (hình 2-4) có đường kính D_2 , chiều rộng kính b_2

$$F = \pi D_2 b_2 \quad (2-26)$$

Vận tốc thẳng góc với tiết diện của dòng chảy tại cửa ra của bánh xe chính là thành phần vận tốc hướng kính:

$$C_{2r} = C_2 \sin \alpha_2$$

Theo sơ đồ số cánh nhiều vô hạn, thành phần vận tốc này có giá trị như nhau tại mọi điểm của tiết diện dòng chảy ở cửa ra bánh xe.

Lưu lượng lý thuyết của bơm ly tâm được tính theo công thức:

$$Q_t = \pi D_2 b_2 C_{2r} \quad (2-27)$$

Hoặc tính tại tiết diện vào của bánh xe:

$$Q_t = \pi D_1 b_1 C_{1r}$$

2.8.2. Lưu lượng thực tế

Do bánh xe công tác có số cánh hữu hạn và do tổn thất trong quá trình làm việc nên lưu lượng thực tế của máy bơm nhỏ hơn lưu lượng lý thuyết. Những tổn thất lưu lượng này được kể đến qua một đại lượng được gọi là hiệu suất thể tích η_{tt} . Lưu lượng thực tế của máy bơm xác định theo công thức:

$$Q = \eta_{tt} Q_t \quad (2-28)$$

Giá trị hiệu suất thể tích thường nằm trong khoảng $0,95 \div 0,97$.

2.9. CHIỀU CAO HÚT

Chiều cao hút là đặc tính về mặt xây dựng của máy bơm, nó quyết định cao trình bố trí tổ máy trong trạm bơm. Vì thế nó có ảnh hưởng đến giá thành xây dựng nhà trạm. Về chiều cao hút có hai khái niệm: chiều cao hình học và chiều cao hút chân không giới hạn.

Chiều cao hút hình học là hiệu cao trình trục bơm và cao trình mặt thoáng tự do trong bể hút (hình 2-17):

$$H_{hh}^h = Z_1 - Z_0$$

Chất lỏng chuyển động từ mặt thoáng tự do có áp suất $\frac{P_a}{\gamma}$ vào đến bánh xe công tác của bơm là do thế năng ban đầu. Công để nâng lên chiều cao H_{hh}^h là khắc phục sức cản trong ống hút h_h sẽ làm giảm trữ năng trong chất lỏng do đó áp suất trong chất lỏng tại cửa vào bánh xe giảm đến $\frac{P_1}{\gamma}$. Độ chênh giữa áp

suất khí quyển trên bề mặt bể hút và áp suất tuyệt đối tại cửa vào bánh xe công tác gọi là độ giảm chân không hay chiều cao hút chân không, được đo bằng chân không kế:

$$H_{ck}^h = \frac{P_a - P_1}{\gamma} ; (m)$$

Trong đó:

P_a – Áp suất khí quyển (kG/m^2).

P_1 – Áp suất tại cửa vào bánh xe (kG/m^2).

γ - trọng lượng riêng của chất lỏng (kG/m^3).

(Với nước $\gamma = 1000$ (kG/m^3)).

H_{ck}^h – Chiều cao hút chân không (m).

Chiều cao hút chân không cho phép các loại bơm khác nhau thì khác nhau, nó có thể có giá trị âm hoặc dương và do nhà máy chế tạo xác định, ghi trong lý lịch bơm.

Các giá trị này có thể xác định bằng phương pháp tính toán.

Viết phương trình Becnuli cho mặt cắt 1-1 và 0-0 (hình 2-17) ta có :

$$\frac{P_a}{\gamma} + \frac{V_0^2}{2g} = \frac{P_1}{\gamma} + H_{hh}^h + \frac{V_1^2}{2g} + h_h$$

Trong đó:

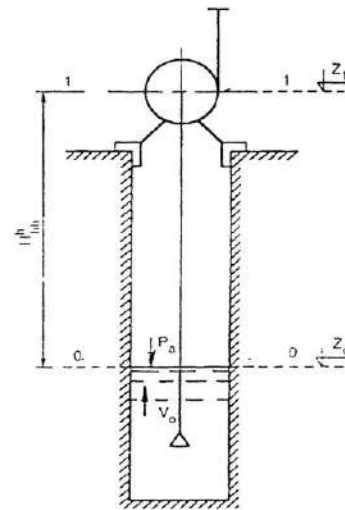
V_0 – Vận tốc dòng chảy ở mặt thoáng tự do trong bể hút chảy đến ống hút (m/s).

H_h – tổn thất thủy lực trong ống hút (m),

V_1 – vận tốc dòng chảy tại cửa vào bánh xe (m/s).

Giá trị vận tốc V_0 rất nhỏ nên có thể bỏ qua thành phần $\frac{V_0^2}{2g}$.

Do vậy:



Hình 2-17: Xác định chiều cao hút.

$$H_{hh}^h = Z_1 - Z_0 = \frac{P_a - P_1}{\gamma} - h_h - \frac{V_1^2}{2g} \quad (2-29)$$

Hay:
$$H_{hh}^h = H_{ck}^h - h_h - \frac{V_1^2}{2g} \quad (2-30)$$

Từ đó tính công thức chiều cao hút chân không:

$$H_{ck}^h = H_{hh}^h + h_h + \frac{V_1^2}{2g} \quad (2-31)$$

Để không xảy ra xâm thực, chiều cao hút chân không giới hạn của máy bơm phải nhỏ hơn giá trị tính theo công thức (2-31) một lượng dự trữ chống xâm thực

Δh_k :

$$H_{ck}^{gh} = H_{ck}^h - \Delta h_k \quad (2-32)$$

Giá trị chiều cao hút giới hạn ghi trong lý lịch bơm hoặc sổ tay máy bơm thường được xác định theo điều kiện áp suất khí quyển bằng 10mH₂O và nhiệt độ chất lỏng là 20°C, nếu điều kiện làm việc khác đi thì độ dự trữ chống xâm thực cũng khác đi. Lúc đó, chiều cao hút giới hạn của bơm được xác định theo công thức:

$$H_{ck}^{gh} = \left[H_{ck}^{gh} \right]_s - 10 + \frac{P_a}{\gamma} + 0,24 - h_{bh} \quad (2-33)$$

Trong đó:

$[H_{ck}^{gh}]_s$ - Chiều cao hút chân không giới hạn, tra theo sổ tay máy bơm (m);

$\frac{P_a}{\gamma}$ - Áp suất khí quyển tương ứng với cao trình bố trí máy bơm (m), giá trị này

được tra theo bảng (2-1).

0,24 - Áp suất hoá hơi của nước ở nhiệt độ 20°C (m).

h_{bh} - Áp suất bốc hơi bão hoà của chất lỏng ở nhiệt độ t (m). Giá trị này được tra theo bảng (2-2).

10 - Áp suất khí ở điều kiện bình thường (m).

Bảng 2-1: Giá trị áp suất khí quyển P_a/γ theo cao trình mặt đất

Cao trình mặt đất, (m)	-600	0	100	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1500	2000
$\frac{P_a}{\gamma}$, (m)	11,3	10,3	10,2	10,1	10	9,8	9,7	9,6	9,5	9,4	9,3	9,2		

Bảng 2-2: Giá trị áp suất bốc hơi bão hoà h_{bh} theo nhiệt độ nước

t.(°C)	5	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
H_{bh} , (m)	0,09	0,12	0,24	0,43	0,75	1,25	2,02	3,17	4,82	7,14	10,33

Tổn thất cột áp trong ống hút gồm tổn thất dọc đường và tổn thất cục bộ, được xác định theo công thức:

$$h_h = h_h = i l + \sum \xi \frac{V^2}{2g} \quad (2-34)$$

$$h_h = \frac{V^2}{2g} \left(\lambda \frac{l}{d} + \sum \xi \right)$$

Trong đó:

i – Tổn thất cột áp đơn vị theo chiều dài ống, có thể tra theo bảng tính toán thủy lực của Sêvêlep hoặc đồ thị ở phụ lục.

l – Chiều dài ống hút (m);

$\sum \xi$ – Tổng hệ số tổn thất cục bộ;

V – Vận tốc chuyển động của nước tại những chỗ gây ra tổn thất cục bộ (m/s).

Khi lắp đặt máy bơm nhất thiết phải đảm bảo điều kiện:

$$H_{hh}^h \leq [H_{hh}^h]$$

Ở đây:

H_{hh}^h - Chiều cao hút hình học thực tế lớn nhất. Xác định bằng khoảng cách theo chiều thẳng đứng tính từ trục bơm đến mực nước thấp nhất trong bể hút (m).

$[H_{hh}^h]$ – Chiều cao hút hình học cho phép (m).

Từ công thức (2-31), (2-32) có:

$$[H_{hh}^h] = H_{ck}^{gh} - h_h - \frac{V_1^2}{2g} \quad (m) \quad (2-36)$$

Nếu không biết giá trị H_{ck}^{gh} , Chiều cao hút hình học cho phép được xác định theo điều kiện đảm bảo không xảy ra xâm thực khi làm việc.

Để không xảy ra xâm thực, áp suất toàn phần của chất lỏng ở cửa vào bánh xe công tác phải lớn hơn áp suất bốc hơi bão hoà của nước một lượng tối thiểu bằng $NPSH_A$.

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} \geq \frac{P_{bh}}{\gamma} + NPSH_A$$

Theo phương trình Beculi:

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} = \frac{P_a}{\gamma} + H_{hh}^h - h_h$$

$$\text{Nên:} \quad \frac{P_a}{\gamma} + H_{hh}^h - h_h \geq \frac{P_{bh}}{\gamma} + NPSH_A$$

$$\text{Vì vậy:} \quad H_{hh}^h \leq \frac{P_a}{\gamma} - \frac{P_{bh}}{\gamma} - h_h + NPSH_A \quad (2-37)$$

Ở đây:

$\frac{P_a}{\gamma}$ - Áp suất không khí ở điều kiện làm việc (m);

$\frac{P_{bh}}{\gamma}$ - Áp suất bốc hơi bão hoà của nước ở nhiệt độ làm việc (m);

h_h - Tổng tổn thất áp lực trên ống hút (m).

$$NPSH_A = NPSH + S$$

NPSH (Net positive suction head) - Áp lực yêu cầu ở cửa vào hay còn gọi là độ dự trữ chống xâm thực cần thiết, lấy trên đường đặt tính ứng với điểm làm việc của máy bơm (m).

S - độ dự trữ an toàn (m).

2.10. CỘT ÁP TOÀN PHẦN CỦA MÁY BƠM

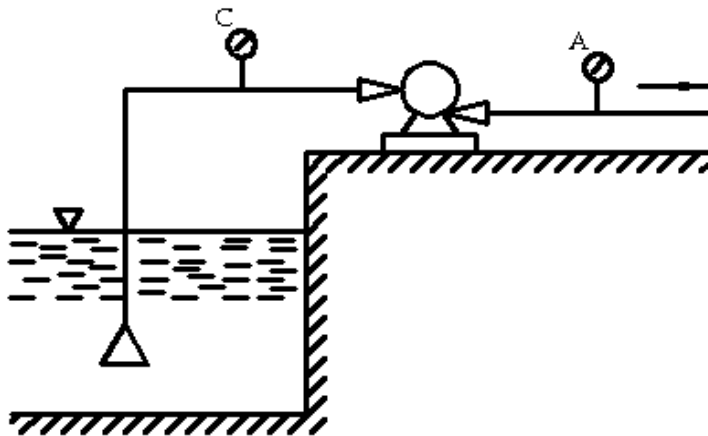
Cột áp toàn phần của máy bơm là độ gia tăng năng lượng mà một đơn vị trọng lượng của chất lỏng nhận được từ khi vào đến khi ra khỏi máy bơm.

$$H = E_r - E_v. \quad (m)$$

2.10.1 Áp kế và chân không kế lắp đặt cùng cao độ

Năng lượng đơn vị của dòng chảy tại cửa vào bánh xe công tác:

$$E_1 = \frac{P_a}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g}$$



Hình 2-18: Sơ đồ lắp đặt thiết bị đo cột áp
C - Chân không kế;
A - Áp kế

Năng lượng của dòng chảy tại cửa ra bánh xe công tác:

$$E_2 = \frac{P_a}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g}$$

Vậy có :

$$H = 10^4 \cdot \frac{P_2 - P_1}{\gamma} + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g}. \quad (m)$$

Ở đây:

γ - Tỷ trọng riêng của chất lỏng (kGm^3).

p_1 – Áp suất tuyệt đối của chất lỏng tại cửa vào cầu bánh xe công tác (kG/cm^2);

$$p_1 = p_a - p_c$$

p_c – Chỉ số trên chân không kế (kG/cm^2).

p_2 – Áp suất tuyệt đối của chất lỏng tại cửa ra bánh xe công tác (kG/cm^2):

$$p_2 = p_a + p_A$$

p_A – Chỉ số trên áp kế (kG/cm^2).

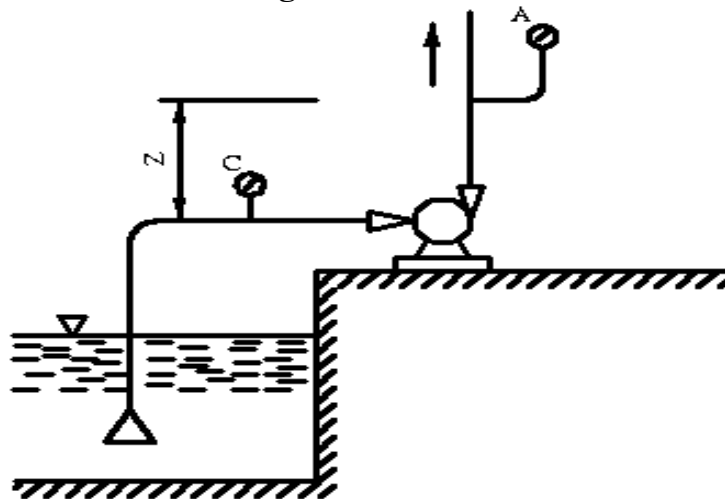
V_1, V_2 – Vận tốc chất lỏng tại cửa vào, cửa ra bánh xe công tác (m/s).

g – Gia tốc trọng trường (m/s^2).

Do đó, cột áp toàn phần của bơm sẽ là:

$$H = 10(p_A + p_C) + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} \quad (\text{m}) \quad (2-38)$$

2.10.2. Áp kế đặt cao hơn chân không kế



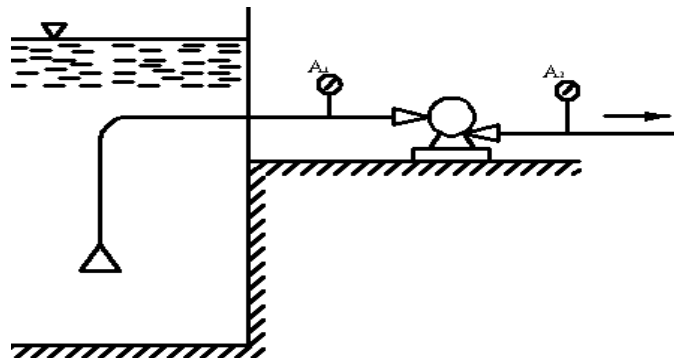
Hình 2-19: Áp kế đặt cao hơn chân không kế

$$H = 10(p_A + p_C) + Z + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} \quad (\text{m}) \quad (2-39)$$

Ở đây Z là khoảng cách theo chiều thẳng đứng tính từ vị trí đặt chân không kế đến vị trí đặt áp kế tính bằng m.

2.10.3. Máy bơm đặt thấp hơn mực nước trong bể hút

Trường hợp này, cột áp toàn phần của bơm được xác định theo công thức:



Hình 2-20: Máy bơm đặt thấp hơn mực nước trong bể hút.

$$H = 10(P_{A2} - P_{A1}) + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} \cdot (\text{m}) \quad (2-40)$$

Ở đây:

p_{A1} – Chỉ số áp kế ở đầu hút của máy bơm (kG/cm^2).

p_{A2} – Chỉ số áp kế ở đầu đẩy của máy bơm (kG/cm^2).

2.11. CÔNG SUẤT VÀ HIỆU SUẤT CỦA MÁY BƠM

2.11.1. Công suất

Theo (1-5) có công thức xác định công suất hữu ích của máy bơm:

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

Hay:
$$N_h = \frac{\gamma \cdot Q \cdot H}{75}; \quad (\text{Mã lực})$$

Trong đó:

γ - Tỷ trọng riêng của chất lỏng bơm (kG/m^3); với nước sạch hoặc quy ước sạch ở nhiệt độ $5 \div 40^\circ\text{C}$ có $\gamma = 1000 \text{ kG/m}^3$.

Q – Lưu lượng của máy bơm (m^3/s).

H – Cột áp toàn phần của máy bơm (m).

Do có một phần năng lượng bị tổn thất trong quá trình làm việc nên công suất trên trục bao giờ cũng lớn hơn công suất hữu ích. Công suất trên trục bơm được xác định theo công thức (1-6):

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

Trong đó: η - Hiệu suất toàn phần của máy bơm.

Để đảm bảo cho tổ máy làm việc chắc chắn, tin cậy thì công suất định mức của động cơ dẫn động phải lớn hơn công suất trên trục bơm.

Nếu trục bơm nối động cơ bằng khớp nối thì công suất động cơ có thể tính theo công thức:

$$N_{dc} = k \cdot N = k \cdot \frac{\gamma \cdot Q \cdot H}{102\eta} \cdot (\text{kW}) \quad (2-41)$$

Trong đó: k – Hệ số dự trữ công suất. Giá trị của nó được chọn phụ thuộc vào loại máy bơm, động cơ và công suất trên trục bơm. Nên chọn hệ số k có giá trị lớn hơn hoặc bằng các giá trị nêu ra dưới đây:

Công suất trên trục (kW)	Hệ số k
$N \leq 2$	1,5
$2 \leq N \leq 5$	1,5 – 1,25
$5 < N \leq 50$	1,25 – 1,15

$$50 < N \leq 100$$

$$1,15 - 1,05$$

$$N > 100$$

$$1,05$$

Nếu trục bơm nối với trục động cơ qua bộ truyền đai hoặc bánh răng thì công suất động cơ tính theo công thức:

$$N_{dc} = k \cdot \frac{\gamma \cdot QH}{102 \eta \cdot \eta_{td}} \quad (2-42)$$

Trong đó : η_{td} – Hiệu suất bộ truyền.

2.11.2. Hiệu suất

Từ (1-6) có công thức tính hiệu suất toàn phần của máy bơm:

$$\eta = \frac{N_h}{N}$$

Hiệu suất của máy bơm là một đại lượng kể đến tổn thất thể tích, tổn thất cơ khí, tổn thất thủy lực phát sinh khi máy bơm truyền năng lượng cho chất lỏng. Các loại tổn thất được nghiên cứu bằng nhiều phương pháp lý thuyết và thực nghiệm khác nhau.

1. Tổn thất thể tích

Theo khe hở giữa roto và stato ở bên trong bơm xuất hiện rò rỉ gây nên sự tổn thất lưu lượng của máy bơm, đôi khi còn gây nên tổn thất thủy lực phụ. Tùy theo kết cấu của từng loại máy bơm, tổn thất thể tích xuất hiện ở những vị trí khác nhau. Điển hình là tổn thất ở đệm chống thấm phía trước bánh xe Q_{r1} . Ngoài ra còn xuất hiện rò rỉ ở hệ thống cân bằng lực dọc trục Q_{r2} , ở vòng chèn Q_{r3} .

Lưu lượng rò rỉ Q_{r2} được xác định khi tính toán hệ thống cân bằng lực dọc trục.

Lưu lượng rò rỉ Q_{r3} đối với bơm một cấp có thể bỏ qua, lưu lượng này chỉ đáng kể trong bơm nhiều cấp.

Lưu lượng rò rỉ Q_{r1} là đáng kể hơn cả. Nguyên nhân của sự rò rỉ này là do sự chênh lệch áp suất tại cửa ra p_2 và cửa vào p_1 của dòng chất lỏng làm xuất hiện một lưu lượng Q_{r1} quay trở lại cửa vào bánh xe (hình 2-21).

Xét đệm chống thấm có dạng vành khăn, coi rò rỉ như một trạng thái chảy qua lỗ vành khăn có:

$$Q_{r1} = \mu \cdot f \sqrt{2g \frac{p_i - p_1}{\gamma}} = \mu D_i \pi b \sqrt{2g H_{pi}} \quad (2-44)$$

Trong đó:

f – tiết diện ngang của xe, $f = \pi D_i b$.

μ – Hệ số lưu lượng.

D_i – Đường kính của đệm chống thấm.

b – Chiều rộng khe hở hướng kính của vòng đệm (thường thì $b = 0,2 - 0,6$ mm).

$$H_{pi} = \frac{p_i - p_1}{\gamma} - \text{Tổn thất cột áp trong đệm chống thấm.}$$

p_i – Áp suất ở phía trước đệm chống thấm;

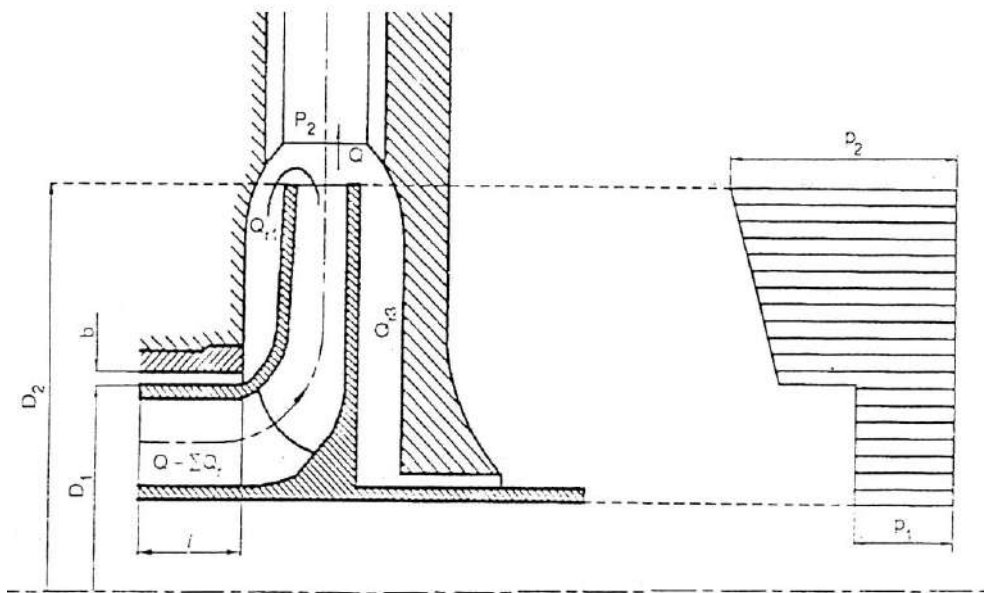
p_1 – Áp suất ở phía sau đê chống thấm, bằng áp suất nước khi vào bánh xe công tác.

Có thể tính tổn thất cột áp H_{pi} qua cột áp tĩnh của bơm:

$$H_{pi} = H_t - \frac{U_2^2}{2g} \left(\frac{R_2}{R_1} \right)^2 \left[1 - \left(\frac{R_1}{R_2} \right)^2 \right]$$

Muốn nhận được lưu lượng Q trên ống đẩy phải vận chuyển một lưu lượng $(Q + \Sigma Q_r)$ qua bánh xe công tác. Năng lượng để vận chuyển lưu lượng ΣQ_r là năng lượng bị tổn thất. Vì vậy hiệu suất thể tích của máy bơm được xác định theo công thức:

$$\eta_{tt} = \frac{Q}{Q + \Sigma Q_r} \quad (2-45)$$



Hình 2-21: Sơ đồ tính toán lưu lượng rò rỉ ở bánh xe

2. Tổn thất thủy lực

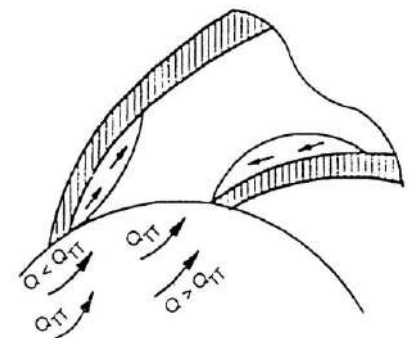
Tổn thất thủy lực trong máy bơm có thể gồm ba loại: tổn thất do ma sát của chất lỏng với bề mặt kênh dẫn giữa các bánh xe công tác, trong bộ phận dẫn dòng, tổn thất do tạo thành xoáy trên bề mặt cánh khi có chuyển động không ổn định và đôi khi ngay cả trong chuyển động ổn định (hình 2-22).

Tổn thất này làm giảm cột áp của bơm một lượng là h . Cột áp thực tế của máy bơm:

$$H = H_{lt} - h$$

Trong đó: H_{lt} : Cột áp lý thuyết của máy bơm.

Độ hoàn thiện về mặt thủy lực của bơm được đánh giá bằng hiệu suất thủy lực:



Hình 2-22: Xoáy trên bề mặt cánh

$$\eta_{tl} = \frac{H}{H_{lt}} \quad (2-46)$$

2. Tổn thất cơ khí

Giả sử bỏ qua tổn thất về thể tích và tổn thất thuỷ lực thì công suất do động cơ truyền cho bơm lớn hơn công suất do bánh xe truyền cho dòng chất lỏng một lượng bằng tổn thất cơ khí N_C . Tổn thất cơ khí trong bơm gồm ba loại chính:

$$N_C = N_{C1} + N_{C2} + N_{C3} \quad (2-47)$$

Với:

N_{C1} – Tổn thất công suất do ma sát mặt ngoài bánh xe với chất lỏng.

N_{C2} – Tổn thất công suất do ma sát trong cụm vòng túp.

N_{C3} – Tổn thất công suất do ma sát trong ổ trục.

Tổn thất do ma sát mặt ngoài bánh xe với chất lỏng gồm: Tổn thất do ma sát của mặt cạnh và phần trụ của vành ngoài bánh xe (hình 2-21)

Được xác định theo công thức:

$$N_{CL} = 10^{-5} (1,13.U_2^3 D_2^2 + 3,74.10^{-3/2} \rho b_2 \omega^3 R_2^4) : KW \quad (2-48)$$

Trong đó:

U_2 – Vận tốc quay theo ở chu vi bánh xe công tác (m/s).

D_2 – Đường kính ngoài của bánh xe công tác (m).

ρ – Khối lượng riêng của chất lỏng bơm (kg/m^3).

ω – Vận tốc góc của bánh xe công tác (rad/s).

b_2 – chiều rộng cửa ra của bánh xe công tác (m).

Việc nghiên cứu tổn thất trong các vòng túp chống thấm (hình 2-24) chưa được nghiên cứu nhiều do tính chất vật lý muôn hình, muôn vẻ của vật liệu đệm và mặt làm việc của trục.

Do tính dẻo của vật liệu đệm lót, áp lực dọc trục biến thành áp lực hướng tâm tác dụng và mặt trong của mặt chặn gây tổn thất cơ khí. Công suất tổn thất ở đây được định theo công thức:

$$N_{C2} = \frac{\pi}{30} \frac{\pi^2 s}{102} \frac{\mu_1}{\mu_2} p_0 e^{2\mu_2 \frac{1}{s}} \left(1 - e^{-2\mu_2 \frac{1}{s}} \right); \quad (2-49)$$

Trong đó:

p_0 – Áp suất dư trong vỏ (kg/m^2).

r – Bán kính ổ trục (m).

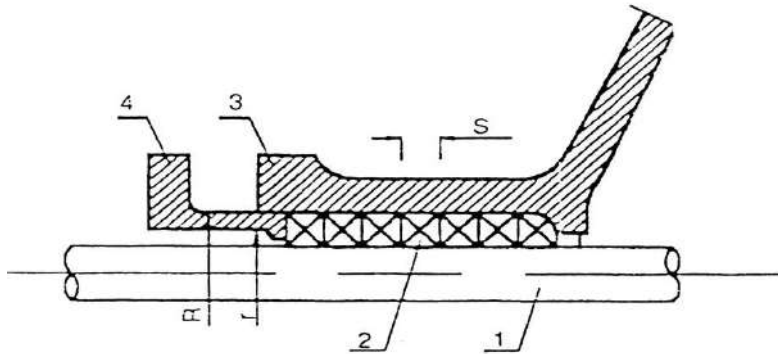
s – Chiều dày một lớp đệm (m).

μ_1 – Hệ số ma sát động;

$\mu_2 = \mu_1/K$ với K là hệ số đặc trưng cho tính đệm.

Công suất tổn thất do ma sát trong ổ trục được xác định theo công thức:

$$N_{C3} = 2\pi v(\omega r)^2 l \frac{r}{\delta} ; \text{ (kW)} \quad (2-50)$$



Hình 2-23: Sơ đồ cụm vòng túp

1-Trục bơm; 2- Vòng túp
3-Vỏ bơm; 4- Bích ép túp

Trong đó:

v – Hệ số nhớt tuyệt đối của dầu bôi trơn.

ω - Vận tốc góc của ổ trục (rad/s).

r – Bán kính ổ trục (m).

l – Chiều dài cổ trục (m).

δ - Khe hở hướng tâm trong ổ bi (m).

Hiệu suất cơ khí của máy bơm:

$$\eta_{ck} = \frac{N - N_C}{N} = \frac{\gamma(Q + \sum Q_r)H_{lt}}{102N} \quad (2-51)$$

Từ (2-45), (2-46), (2-51) có:

$$\eta_{CK} = \frac{\gamma(Q + Q_r)H_{lt}}{102N} = \frac{(Q + \sum Q_r)H_{lt}}{Q.H} \times \frac{\gamma Q.H}{102N}$$

$$\eta_{CK} = \frac{\eta}{\eta_{tl}\eta_{tt}} \quad (2-52)$$

Do đó, hiệu suất toàn phần của máy bơm:

$$\eta = \eta_{ck} \eta_{tl} \eta_{tt}$$

Các tổn thất thể tích, tổn thất cơ khí dễ dàng nghiên cứu bằng thực nghiệm cũng như bằng tính toán. Vấn đề phức tạp nhất là xác định tổn thất thủy lực. Xác định tổn thất này bằng thực nghiệm gặp nhiều khó khăn, bằng tính toán thì vẫn chưa có được những phương pháp hoàn chỉnh. Vì vậy hiệu suất toàn phần η , hiệu suất thể tích η_{tt} , hiệu suất cơ khí η_{ck} có thể xác định được bằng tính toán hoặc thí nghiệm nên việc tính hiệu suất thủy lực thường được thực hiện bằng cách tách ra từ phương trình cân bằng năng lượng chung (2-53).

2.12. LUẬT TƯƠNG TỰ TRONG BƠM LY TÂM

Trong lĩnh vực khảo sát thiết kế, chế tạo máy thủy lực nói chung và máy bơm ly tâm nói riêng, luật tương tự được ứng dụng rộng rãi và có hiệu quả. Các máy bơm nói chung được chế tạo theo máy mô hình đã được thí nghiệm. Hai máy này tương

tự với nhau theo chuẩn tương tự tổng quát của hai máy thủy lực làm việc với chất lỏng thực là tương tự về hình học, động học và động lực học.

Hai máy nguyên hình N và mô hình M tương tự nhau về hình học nghĩa là chúng phải có góc đặt cánh như nhau, có các kích thước tương ứng tỉ lệ với nhau (kể cả độ bóng bề mặt).

$$\begin{aligned}\alpha_M &= \alpha_N \\ \beta_M &= \beta_N \\ \frac{D_M}{D_N} &= \frac{b_M}{b_N} = \dots\dots\dots = \frac{l_M}{l_N} = \lambda_1 = const\end{aligned}$$

Trong đó: λ_1 – Chuẩn tương tự hình học.

Hai máy N và M tương tự động học khi chế độ dòng chảy trong chúng như nhau, nghĩa là các tam giác vận tốc của chúng đồng dạng:

$$\frac{C_M}{C_N} = \frac{U_M}{U_N} = \frac{W_M}{W_N} = \lambda_R = const$$

Trong đó: λ_R – chuẩn tương tự động học.

Hai máy N và M tương tự động lực học khi tỉ lệ các lực tác dụng lên các phần tử tương ứng của bánh xe công tác bằng nhau, nghĩa là trạng thái chảy của dòng chất lỏng trong hai máy như nhau.

$$Re_M = Re_N$$

Thông thường các máy thủy lực đều có dòng chảy trong nó nằm trong khu vực bình phương sức cản nên tổn thất thủy lực không phụ thuộc vào trị số Re mà phụ thuộc vào độ bóng bề mặt chi tiết. Luật tương tự đối với máy bơm chỉ quy về tương tự hình học và động học.

Để lập công thức tương tự cho các máy bơm, giả thuyết rằng hệ số hiệu chỉnh về số cánh và hiệu suất của hai máy bơm đồng dạng như nhau:

Về cột áp, có quan hệ:

$$\begin{aligned}\frac{H_M}{H_N} &= \frac{U_{2M} C_{2UM}}{U_{2N} C_{2UN}} \\ \frac{U_{2M}}{U_{2N}} &= \frac{C_{2UM}}{C_{2UN}} = \lambda_R \\ \text{Mà: } U &= \frac{\pi D n}{60}\end{aligned}$$

Trong đó:

D – Đường kính bánh xe công tác.

n – Số vòng quay trong 1 phút của bánh xe công tác.

Vì vậy có:

$$\frac{H_M}{H_N} = \left(\frac{D_M}{D_N} \right)^2 \left(\frac{n_M}{n_N} \right)^2 \quad (2-54)$$

Về lưu lượng có quan hệ:

$$\frac{Q_M}{Q_N} = \frac{(\pi D_2 b_2 C_2 \eta_2)_M}{(\pi D_2 b_2 C_{2r} \eta_{tt})_N} = \frac{D_{2M}}{D_{2N}} \frac{b_{2M}}{b_{2N}} \frac{C_{2rM}}{C_{2rN}}$$

Theo luật tương tự ta có:

$$\frac{D_{2M}}{D_{2N}} = \frac{b_{2M}}{b_{2N}}$$

Và

$$\frac{C_{2rM}}{C_{2rN}} = \frac{D_{2M}}{D_{2N}} \cdot \frac{n_M}{n_N}$$

Vì vậy:

$$\frac{Q_M}{Q_N} = \left(\frac{D_M}{D_N} \right)^3 \left(\frac{n_M}{n_N} \right) \quad (2-55)$$

Về công suất có quan hệ:

$$\frac{N_M}{N_N} = \frac{\gamma_M}{\gamma_N} \frac{Q_M}{Q_N} \frac{H_M}{H_N}$$

Hai bơm tương tự phải làm việc với cùng một loại chất lỏng nên: $\gamma_M = \gamma_N$.

Từ (2-54), (2-55) có:

$$\frac{N_M}{N_N} = \left(\frac{D_M}{D_N} \right)^5 \left(\frac{n_M}{n_N} \right)^3 \quad (2-56)$$

Các công thức (2-54), (2-55), (2-56) cho biết luật tương tự trong bơm ly tâm. Luật tương tự cho phép tính toán các bơm mới dựa trên mẫu đã có sẵn với độ chính xác cao, cho phép nghiên cứu một loại bơm mới dựa trên bơm mô hình có kích thước nhỏ hơn nhiều, cho phép thí nghiệm máy bơm với số vòng quay khác nhau.

Luật tương tự chỉ áp dụng khi các máy bơm làm việc với cùng một loại chất lỏng và kích thước của chúng lớn hơn nhau không quá 2-3 lần.

2.13. HỆ SỐ TỶ TỐC

Hệ số tỷ tốc n_s của bánh xe công tác là số vòng quay của bánh xe mô hình tương tự với bánh xe công tác đang xét những bánh xe mô hình đó có lưu lượng $Q_s = 75 \text{ l/s}$ và cột áp $H_s = 1 \text{ m}$.

Hệ số tỷ tốc cũng là một chuẩn tương tự của các loại bánh xe khác nhau. Theo (2-54) và (2-55) có:

$$\frac{Q_s}{Q} = \frac{0,075}{Q} = \frac{n_s}{n} \left(\frac{D_s}{D} \right)^3$$

$$\frac{H_s}{H} = \frac{1}{H} = \left(\frac{n_s}{n} \right)^2 \left(\frac{D_s}{D} \right)^2$$

Do đó

$$n_s = \frac{3,65 n Q^{1/2}}{H^{3/4}} \quad (2.57)$$

Trong đó:

n – Số vòng quay của bơm đang xét (vòng/ph).

Q – Lưu lượng của bơm đang xét (m^3/s).

H – Cột áp của bơm đang xét (m).

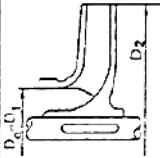
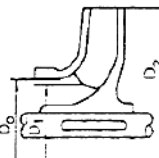
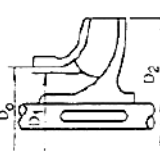
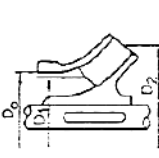
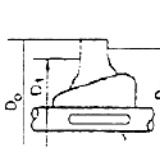
Với máy bơm có bánh xe công tác nước vào hai phía thì khi tính hệ số tỷ tốc theo công thức (2-56) lưu lượng lấy bằng $Q/2$.

Từ luật tương tự và công thức (2-56) dễ dàng nhận thấy rằng. Hệ số tỷ tốc n_s luôn luôn không đổi với mọi chế độ làm việc của máy bơm, nó chỉ phụ thuộc vào kết cấu của bánh xe công tác. Để việc tính toán chính xác nên lấy các giá trị lưu lượng và cột áp ứng với chế độ làm việc tối ưu để đưa vào công thức tính. Cũng có thể thấy rằng bánh xe công tác có hệ số tỷ tốc càng nhỏ thì tỷ số Q/H càng nhỏ.

Hệ số tỷ tốc là một thông số tổng hợp đặc trưng cho bánh xe công tác của máy bơm. Hệ số tỷ tốc được ứng dụng để phân loại và so sánh các nhóm bánh xe công tác khác nhau của bơm ly tâm và bơm hướng trục, đồng thời ứng dụng để nghiên cứu, lựa chọn máy bơm có lợi nhất về lưu lượng và cột áp.

Bảng 2-3 cho các kiểu bánh xe công tác phụ thuộc vào hệ số tỷ tốc n_s và các giá trị sơ bộ của D_2/D_0 .

Bảng 2-3: Các kiểu bánh xe công tác

Loại bơm	Bơm ly tâm				Bơm hướng trục
	Tỷ tốc chậm	Tỷ tốc trung bình	Tỷ tốc nhanh	Chéo trục	
Tỷ lệ đường kính	$\frac{D_2}{D_0} \approx 2.5$	$\frac{D_2}{D_0} \approx 2$	$\frac{D_2}{D_0} \approx 1.8 \div 1.4$	$\frac{D_2}{D_0} \approx 1.2 \div 1.1$	$\frac{D_2}{D_0} \approx 0.6 \div 0.8$
n_s	$50 \div 80$	$80 \div 150$	$150 \div 350$	$350 \div 500$	$500 \div 1500$
Kiểu bánh xe					

Hệ số tỷ tốc càng cao có khả năng giảm nhỏ kích thước máy bơm và giá thành chế tạo, do đó kết cấu của máy gọn nhẹ hơn và sử dụng cũng chắc chắn hơn. Tuy vậy, việc tăng hệ số lại dẫn đến việc giảm chiều cao hút của máy bơm. Vì thế, việc tăng hệ số tỷ tốc bị hạn chế.

2.14. QUAN HỆ TƯƠNG TỰ TRONG MỘT BƠM LY TÂM

Ngoài những ứng dụng đã nêu ở phần trên, luật tương tự còn được ứng dụng trong thực tế sử dụng bơm ly tâm để nghiên cứu quan hệ tương tự trong máy bơm. Đó là quan hệ giữa tốc độ quay n (hoặc đường kính bánh xe D , trọng lượng riêng

của chất lỏng γ) với các thông số làm việc khác của máy bơm Q , H , N khi n (hoặc D , γ) thay đổi.

2.14.1 Quan hệ giữa các thông số làm việc với số vòng quay

Khi số vòng quay n của máy bơm thay đổi sẽ dẫn đến sự thay đổi lưu lượng Q , cột áp H và công suất tiêu thụ N của máy bơm. Thực nghiệm chứng tỏ khi số vòng quay định mức của máy bơm thay đổi ít (dưới 50% số vòng quay định mức) thì hiệu suất của máy bơm thay đổi rất ít và có thể coi như $\eta = \text{const}$. Hơn nữa các thành phần vận tốc đều tỷ lệ với số vòng quay nên khi tốc độ quay thay đổi thì các tam giác vận tốc tương ứng sẽ đồng dạng với nhau. Vì vậy các chế độ làm việc khác nhau của một bơm khi số vòng quay thay đổi ít có thể xem như các trường hợp tương tự.

Gọi Q , N , H là lưu lượng, công suất, cột áp tương ứng với số vòng quay n và Q_1 , H_1 , N_1 là lưu lượng, cột áp, công suất ứng với số vòng quay n_1 . từ (2-54), (2-55) và (2-56) với D không đổi có:

$$\frac{H}{H_1} = \left(\frac{n}{n_1} \right)^2 \quad (2-58)$$

$$\frac{Q}{Q_1} = \left(\frac{n}{n_1} \right) \quad (2-59)$$

$$\frac{N}{N_1} = \left(\frac{n}{n_1} \right)^3 \quad (2-60)$$

2.14.2. Quan hệ giữa các thông số làm việc với đường kính bánh xe công tác

Khi thay đổi đường kính ngoài của bánh xe công tác (gọt bánh xe) các thông

số làm việc của bơm cũng thay đổi. Đối với các bơm loại vỏ xoắn, người ta gọt bánh xe bằng cách tiện nhỏ vành ngoài bánh xe. Các bơm có bộ phận hướng dòng hoặc đệm chống thấm ở vành ngoài bánh xe thì chỉ cắt bớt cánh đến đường kính yêu cầu.

Gọi Q , H , N là lưu lượng, cột áp, công suất của máy bơm ứng với đường kính bánh xe ban đầu là D và Q_g , H_g , N_g là lưu lượng, cột áp, công suất khi đường kính bánh xe đã gọt đến D . Quy ước rằng khi gọt bánh xe, chiều rộng cửa ra b_2 và số vòng quay n không thay đổi, theo (2-54), (2-55) và (2-56) có :

$$\frac{H_g}{H_1} = \left(\frac{D_g}{D} \right)^2 \quad (2-61)$$

$$\frac{Q}{Q_1} = \left(\frac{D_g}{D} \right)^2 \quad (2-62)$$

$$\frac{N_g}{N} = \left(\frac{D_g}{D} \right)^4 \quad (2-63)$$

Với các bánh xe ly tâm có $n_s < 150$ thì kết quả tốt nhất nhận được khi tính theo

công thức:
$$\frac{Q_g}{Q} = \frac{D_g}{D} \quad (2-64)$$

Khi gọt bánh xe, hiệu suất bơm có thể tính lại theo công thức:

$$\eta_g = 1 - (1 - \eta) \left[\frac{D}{D_g} \right]^{0,45} \quad (2-65)$$

Tuy nhiên khi gọt bánh xe trong giới hạn cho phép thì hiệu suất của bơm thay đổi không đáng kể. Qua tính toán và kiểm nghiệm thực tế người ta đã đưa ra giới hạn gọt bánh xe theo trị số tỷ tốc như sau:

$50 < n_s < 120$	giới hạn gọt 15 ÷ 20%
$150 < n_s < 200$	giới hạn gọt 11 ÷ 15%
$200 < n_s < 300$	giới hạn gọt 7 ÷ 11%
$n_s > 300$	không nên gọt.

Cần nhớ rằng với bơm chất lỏng bẩn và bơm có độ mờ của kênh dẫn giữa các bánh xe công tác lớn thì không nên gọt.

Cũng tương tự như trên lập được quan hệ giữa Q , H , N khi γ thay đổi. Các kết quả tính toán theo bảng 2-4 gọi là quan hệ tương tự hay quan hệ tỷ lệ trong một bơm ly tâm.

Bảng 2-4: quan hệ tương tự trong một bơm ly tâm

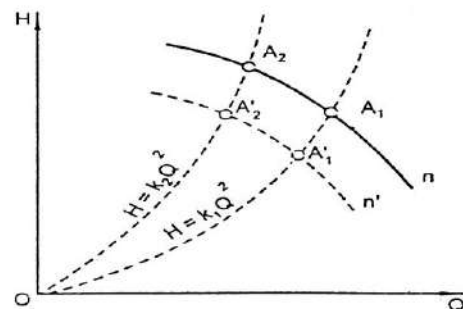
Thông số	Khi n thay đổi	Khi D thay đổi	Khi γ thay đổi	Khi n, γ, D thay đổi
Q	$\frac{Q}{Q_1} = \frac{n}{n_1}$	$\frac{Q}{Q_1} = \left(\frac{D}{D_1} \right)^2$	$Q = Q_1$	$\frac{Q}{Q_1} = \frac{n}{n_1} \left(\frac{D}{D_1} \right)^2$
H	$\frac{H}{H_1} = \left(\frac{n}{n_1} \right)^2$	$\frac{H}{H_1} = \left(\frac{D}{D_1} \right)^2$	$\frac{H}{H_1} = \left(\frac{\gamma}{\gamma_1} \right)$	$\frac{H}{H_1} = \left(\frac{n}{n_1} \right)^2 \left(\frac{D}{D_1} \right)^2 \left(\frac{\gamma}{\gamma_1} \right)$
N	$\frac{N}{N_1} = \left(\frac{n}{n_1} \right)^3$	$\frac{N}{N_1} = \left(\frac{D}{D_1} \right)^4$	$\frac{N}{N_1} = \left(\frac{\gamma}{\gamma_1} \right)$	$\frac{N}{N_1} = \left(\frac{n}{n_1} \right)^3 \left(\frac{D}{D_1} \right)^4 \left(\frac{\gamma}{\gamma_1} \right)$

2.14.3. Đường biểu diễn chế độ làm việc tương tự

Từ các quan hệ tương tự (2-58), (2-59) có:

$$\frac{H}{H_1} = \left(\frac{Q}{Q_1} \right)^2$$

Hay:



Hình 2-24: Các điểm làm việc ở chế độ tương tự

$$\frac{H}{Q^2} = \frac{H_1}{Q_1^2} = K = \text{const}$$

Như vậy ở chế độ tương tự quan hệ giữa cột áp và lưu lượng tuân theo định luật parabol $H = k Q^2$. Chẳng hạn các điểm làm việc A_1, A'_1 và A_2, A'_2 ứng với $(Q_1, H_1), (Q'_1, H'_1)$ và $(Q_2, H_2), (Q'_2, H'_2)$ (hình 2-24) biểu diễn những điểm làm việc ở chế độ tương tự.

Khi làm việc ở chế độ tương tự thì hiệu suất coi như không đổi nên đường biểu diễn các điểm làm việc ở chế độ làm việc tương tự còn gọi là đường cùng hiệu suất.

2.14.4. Xác định số vòng quay làm việc ứng với một điểm cho trước

Vấn đề đặt ra là bơm làm việc với lưu lượng Q_1 , cột áp H_1 ứng với điểm làm việc A_1 .

Điểm A_1 này lại nằm ngoài đường đặc tính $Q-H$ ứng với số vòng quay n , phải xác định được số vòng quay n_1 để bơm có thể làm việc được với điểm A_1 và dựng đường đặc tính mới của máy bơm theo số vòng quay n_1 .

Trước hết phải dựng đường cùng hiệu suất để tìm điểm A'_1 nằm trên đường $Q-H(n)$ tương tự với điểm A_1 hình (2-25). Phương trình của đường cùng hiệu suất có dạng:

$$H = kQ^2$$

$$k = \frac{H_1}{Q_1^2}$$

Đường này cắt đường $Q-H(n)$ tại điểm $A'_1(Q'_1, H'_1)$.

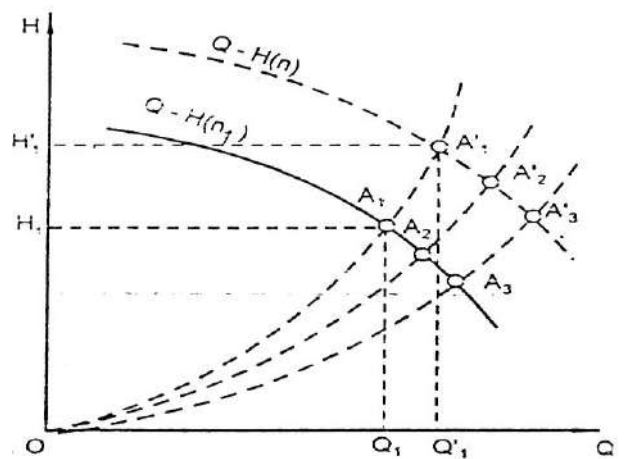
Vì vậy tính được số vòng quay n_1 cần thiết:

$$n_1 = \frac{Q_1}{Q'_1} n$$

Hay
$$n_1 = n \sqrt{\frac{H_1}{H'_1}}$$

Chỉ nên cho bơm làm việc với số vòng quay nhỏ hơn số vòng quay định mức. Nếu trường hợp làm việc với số vòng quay lớn hơn số vòng quay định mức phải có sự chỉ dẫn của nhà máy chế tạo.

Biết số vòng quay n_1 có thể dựng đường đặc tính mới $Q-H(n_1)$ của máy bơm. Lấy các điểm $A'_2, A'_3, \dots$ trên đường đặc tính $Q-H(n)$, theo công thức (2-58), (2-59) tính được tọa độ các điểm $A_2, A_3, \dots$. Nối các điểm này lại được đường đặc tính mới $Q-H(n_1)$ ứng với số vòng quay n_1 của máy bơm (hình 2-25).



Hình 2-25: Xác định số vòng quay yêu cầu.

2.14.5 Xác định đường kính gọt bánh xe ứng với điểm làm việc cho trước

Giả sử cho bơm làm việc ở điểm A_1 có lưu lượng Q_1 , cột áp H_1 . Điểm A_1 nằm ngoài đường đặc tính $Q - H_D$ ứng với đường kính bánh xe D của bơm. Yêu cầu phải gọt bớt đường kính bánh xe công tác để bơm có thể làm việc được ở điểm A_1 và dựng đường đặc tính $Q - H_{D_g}$ ứng với đường kính bánh xe đã gọt.

Để tính được đường kính xe cần gọt D_g phải tìm được điểm B_1 trên đường $Q - H_D$ tương tự với A_1 .

Dựng đường cùng hiệu suất $H = kQ^2$ theo quan hệ (2-61), (2-62) hoặc $H = kQ^2$ theo quan hệ (2-61), (2-64) như giới thiệu ở phần trên. Giao điểm của đường này với $Q - H_D$ chính là điểm B_1 có cột áp H_{B1} , Q_{B1} .

Theo (2-61) tính được:

$$D_g = D \sqrt{\frac{H_{A1}}{H_{B1}}}$$

Hay:

$$D_g = D \sqrt{\frac{Q_{A1}}{Q_{B1}}}$$

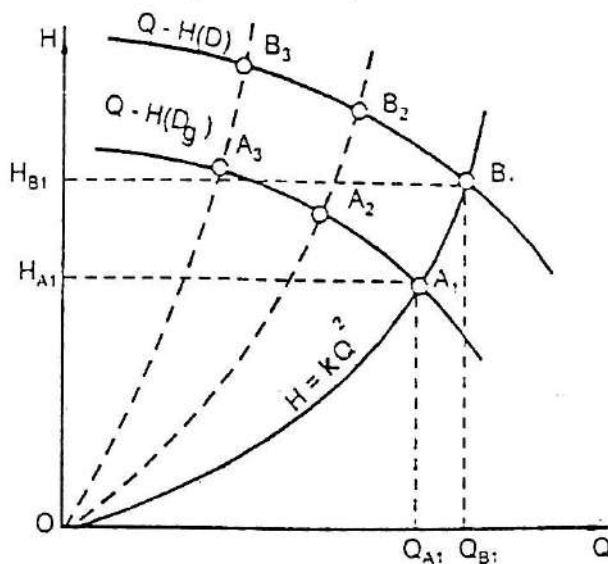
Sau khi tính được đường kính bánh xe D_g sẽ dựng được đường đặc tính $Q - H_{D_g}$. Lấy các điểm $B_2, B_3, \dots$ trên đường đặc tính $Q - H_D$ sẽ xác định được các điểm A_2, A_3 tương ứng theo quan hệ (2-61), (2-62):

$$H_g = H \left(\frac{D_g}{D} \right)^2$$

$$Q_g = Q \left(\frac{D_g}{D} \right)^2$$

Nối các điểm $A_1, A_2, \dots$ bằng một đường cong trơn (hình 2-26) sẽ nhận được đường đặc tính mới của máy bơm $Q - H_{D_g}$ ứng với đường kính xe D_g đã gọt.

Cần chú ý rằng chỉ nên gọt bánh xe nằm trong giới hạn cho phép để hiệu suất làm việc của bơm không đổi.



Hình 2-26: Xác định đường kính gọt bánh xe công tác

2.15. ĐƯỜNG ĐẶC TÍNH CỦA BƠM LY TÂM

Các quan hệ $H = f_1(Q)$; $N = f_2(Q)$; $\eta = f_3(Q)$ được biểu diễn dưới dạng đồ thị gọi là đường đặc tính của máy bơm. Đường đặc tính dựng bằng phương pháp tính toán lý thuyết gọi là đường đặc tính lý thuyết, dựng bằng cách dựa vào các số liệu thí nghiệm gọi là đường đặc tính thực nghiệm.

Trong các đường đặc tính, quan trọng hơn cả là đường cột áp $H = f(Q)$, nó cho biết khả năng làm việc của bơm và việc sử dụng hợp lý các chế độ làm việc khác nhau của máy bơm.

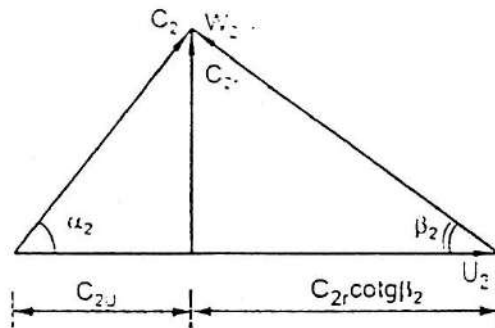
2.15.1. Đường đặc tính lý thuyết

Đường đặc tính lý thuyết được dựng với số vòng quay trên trục bơm không thay đổi và dựa vào phương trình cơ bản.

Theo phương trình (2-15) có:

$$H_{lt\infty} = \frac{U_2 C_{2U}}{g}$$

Hình 2-27: Tam giác vận tốc tại cửa ra bánh xe công tác



Từ tam giác vận tốc (hình 2-27) có:

$$C_{2U} = U_2 - C_{2r} \cot g \beta_2$$

$$C_{2r} = \frac{Q_{lt}}{\pi D_2 b_2}$$

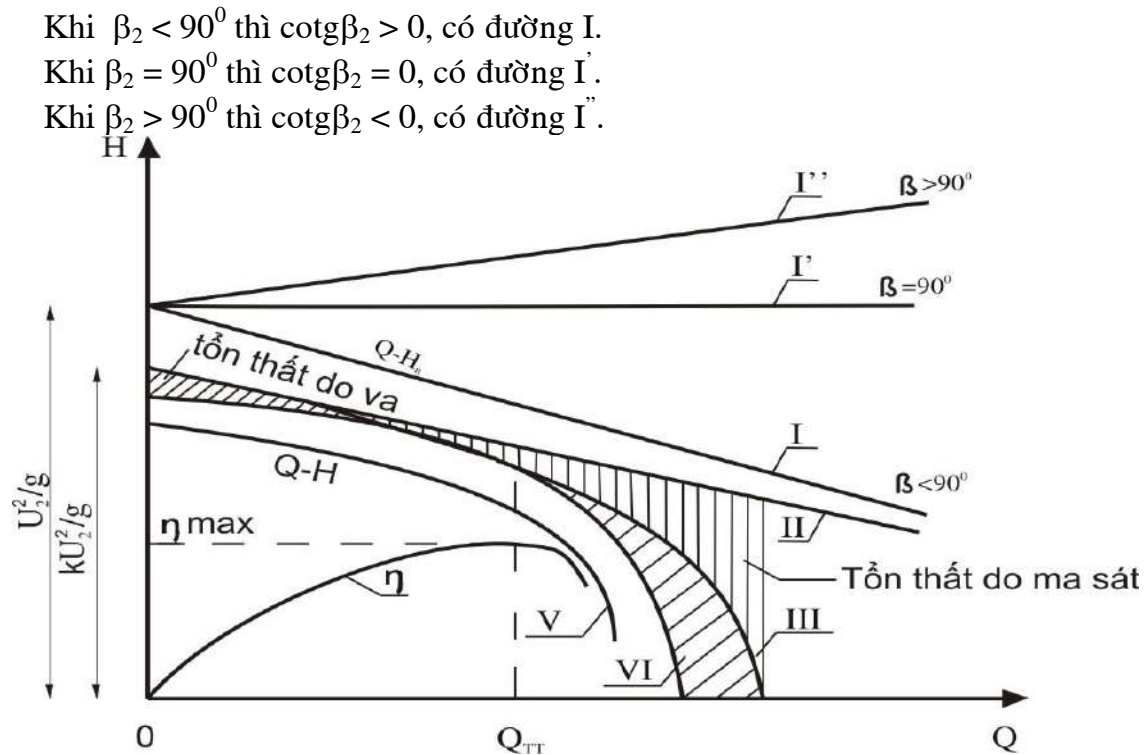
Do đó:

$$H_{lt\infty} = \frac{U_2}{g} (U_2 - C_{2r} \cot g \beta_2)$$

$$H_{lt\infty} = \frac{U_2^2}{g} - \frac{U_2}{\pi D_2 b_2 g} Q_{lt} \cot g \beta_2$$

Đối với một máy bơm xác định thì U_2 , b_2 , D_2 là những đại lượng không đổi nên phương trình có dạng: $H_{lt\infty} = a - b \cdot Q_{lt} \cot g \beta_2$

Đường biểu diễn phương trình này là đường đặc tính lý thuyết của bơm ly tâm. Đó là một đường thẳng không đi qua gốc tọa độ, hệ số góc của nó phụ thuộc vào giá trị góc β_2 , trong trường hợp tổng quát, có ba dạng đường đặc tính như trong hình 2-28.



Hình 2-28: Đường đặc tính lý thuyết của bơm ly tâm

Như đã phân tích ở trên, bơm ly tâm có góc $\beta_2 < 90^\circ$ nên đường I là đường đặc tính lý thuyết của nó. Đường này được xây dựng ứng với chất lỏng là chất lỏng lý tưởng và bánh xe có số cánh nhiều vô hạn.

Cột áp lý thuyết của bơm khi bánh xe có số cánh hữu hạn:

$$H_h = kH_{lt\infty}.$$

Với k là hệ số kể đến ảnh hưởng của số cánh hữu hạn, $k < 1$.

Vì vậy đường cột áp lý thuyết H_{lt} cũng có dạng đường thẳng (đường II) và cắt trục

tung ở điểm $H = k \frac{U_2^2}{g}$.

Bơm làm việc với chất lỏng thực nên có sự tổn thất cột áp do ma sát trong kênh dẫn và sức kháng cục bộ do thay đổi tiết diện. Do va đập khi chảy vào cánh bánh xe và bộ phận hướng dòng. Sự biến đổi của những tổn thất này phụ thuộc vào sự biến đổi lưu lượng máy bơm.

Tổn thất thủy lực do ma sát tỉ lệ với bình phương của lưu lượng nên đường đặc tính $Q-H$ có dạng là đường Parapol III.

Tổn thất thủy lực do va đập cũng tỉ lệ với bình phương của lưu lượng. Nó xuất hiện trong bơm khi hướng dòng chảy lệch khỏi hướng tính toán. Ứng với giá trị lưu lượng bằng lưu lượng tính toán ($Q = Q_{TT}$), máy bơm làm việc ở chế độ chảy vào không va đập khi đó tổn thất do va đập sẽ bằng “không”. Khi chế độ làm việc của bơm lệch khỏi điểm tính toán, sẽ xuất hiện tổn thất thủy lực do va đập. Nếu gọi Q_x là lưu lượng làm việc của bơm ở chế độ bất kỳ thì tổn thất này có thể xác định theo công thức:

$$h_v = \alpha.(Q_{TT} - Q_x)^2 \quad (2-66)$$

Trong đó: α - Hệ số. Giá trị của α phụ thuộc vào hệ số tỷ tốc n_s .

Để kể đến tổn thất do va đập khi chảy vào bánh xe công tác đường đặc tính Q – H của bơm là đường parapol IV và tiếp xúc với đường III tại điểm tính toán A.

Khi dựng đường đặc tính, chưa tính đến tổn thất thể tích và cơ khí. Để kể đến loại tổn thất này, đường đặc tính lùi về bên trái và thấp hơn một chút so với đường IV. Đường V là đường đặc tính lý thuyết của bơm ly tâm.

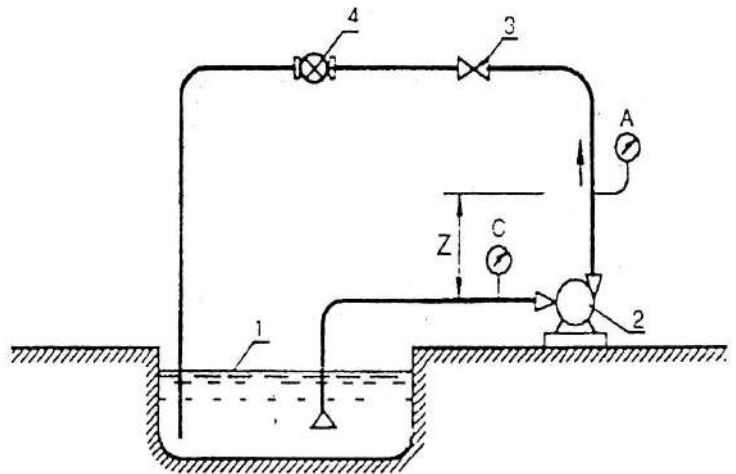
Đường đặc tính dựng bằng phương pháp tính toán lý thuyết rất phức tạp và không chính xác. Bằng các phương pháp tính toán hiện nay chưa cho phép xác định chính xác các loại tổn thất trong máy bơm. Vì vậy, trong kỹ thuật thường xây dựng đường đặc tính bằng các số liệu đo được khi thí nghiệm trên các máy cụ thể gọi là đường đặc tính thực nghiệm.

2.15.2. Đường đặc tính thực nghiệm

Để dựng đường đặc tính thực nghiệm của bơm ly tâm người ta cho máy bơm làm việc theo sơ đồ 2-29.

Hình 2-29: Sơ đồ hệ thống thí nghiệm bơm ly tâm

- 1- Bể hút; 2- Máy bơm ly tâm;
3- Van trên ống đẩy;
4- Thiết bị đo lưu lượng.
C- Chân không kế; A- Áp kế.



Mục đích thí nghiệm là xác định được sự phụ thuộc giữa cột áp, công suất, hiệu suất với lưu lượng và biểu diễn các mối quan hệ đó trên đồ thị.

Trình tự thí nghiệm tiến hành như sau:

Đầu tiên cần khởi động bơm và cho bơm làm việc. Van 3 trên ống đẩy đóng. Theo dõi đến khi tốc độ quay đạt giá trị định mức, đọc các giá trị đo trên áp kế và chân không kế xác định cột áp H_0 của máy bơm ở chế độ không tải ($Q = 0$). Đồng thời tiến hành đo công suất trên trục bơm ở chế độ này bằng lực kế lò xo hoặc động cơ điện cân bằng. Khi động cơ điện nối trực tiếp với trục bơm, có thể xác định công suất trên trục bơm theo công thức:

$$N = \eta_{dc} \cdot N_{dc}$$

$$N_{dc} = 10^3 \cdot \sqrt{3} \cdot U \cdot I \cos \varphi \quad (2-67)$$

Trong đó:

N_{dc} – Công suất động cơ điện tiêu thụ (kW);

η_{dc} – Hiệu suất động cơ điện;

$\cos \varphi$ – Hệ số công suất của động cơ điện;

U, I – Điện áp và cường độ dòng điện của các pha đo trực tiếp bằng vôn kế và ampe kế.

Sau khi xác định được các giá trị H_0, N_0 ở chế độ không tải, mở dần van 3 trên ống đẩy để tăng dần lưu lượng của bơm cho đến khi đạt giá trị lớn nhất. Tại mỗi vị trí mở của van 3, xác định được các số liệu thí nghiệm của bơm: lưu lượng Q , cột áp H và công suất trên trục N .

Trong quá trình thí nghiệm, số vòng quay của bơm không được thay đổi. Trình tự

thí nghiệm cũng có thể tiến hành ngược lại: đi từ giá trị lưu lượng $Q_{\max}$ đến $Q_0 = 0$.

Từ các giá trị Q, H tại mỗi điểm làm việc, tính được công suất hữu ích của máy bơm, do đó tính được hiệu suất η .

Ngoài ra, còn tiến hành thí nghiệm khí thực, xác định quan hệ giữa lưu lượng máy bơm Q với chiều cao hút chân không cho phép H_{ck} hoặc NPSH.

Như vậy, từ các số liệu thí nghiệm, có thể dựng được đường đặc tính của máy bơm $Q - H, Q - N, Q - \eta, Q - H_{ck}$ (hình 2-30) hoặc $Q - \text{NPSH}$ (hình 2-31).

Nhìn chung, đường đặc tính xây dựng bằng phương pháp thực nghiệm cũng có dạng giống đường đặc tính xây dựng bằng phương pháp tính toán nhưng chúng không trùng nhau. Điều đó chứng tỏ rằng bằng tính toán không xác định được đầy đủ và hoàn toàn chính xác các loại tổn thất xảy ra trong bơm. Vì thế, việc nghiên cứu các loại máy thủy lực nói chung và máy bơm nói riêng bằng thực nghiệm là vô cùng quan trọng.

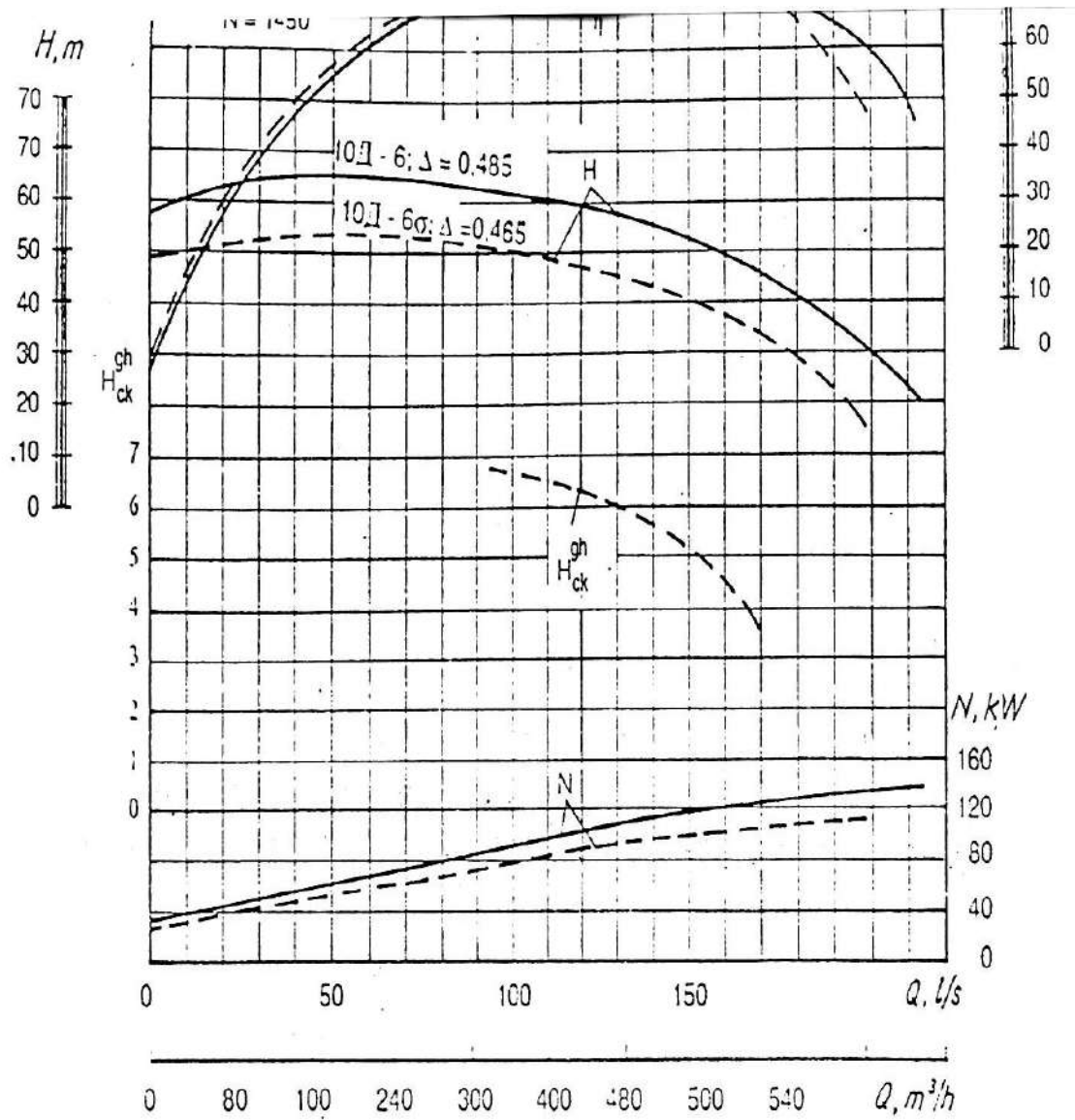
Các loại máy bơm khác nhau thì đường đặc tính của chúng cũng khác nhau. Về hình dạng, đường đặc tính của bơm ly tâm có thể chia làm ba loại: dạng thoải (đường 1), dạng dốc (đường 2), và dạng lồi (đường 3), biểu diễn trên hình (2 – 32).

Độ dốc của đường đặc tính có thể xác định theo tỷ số:

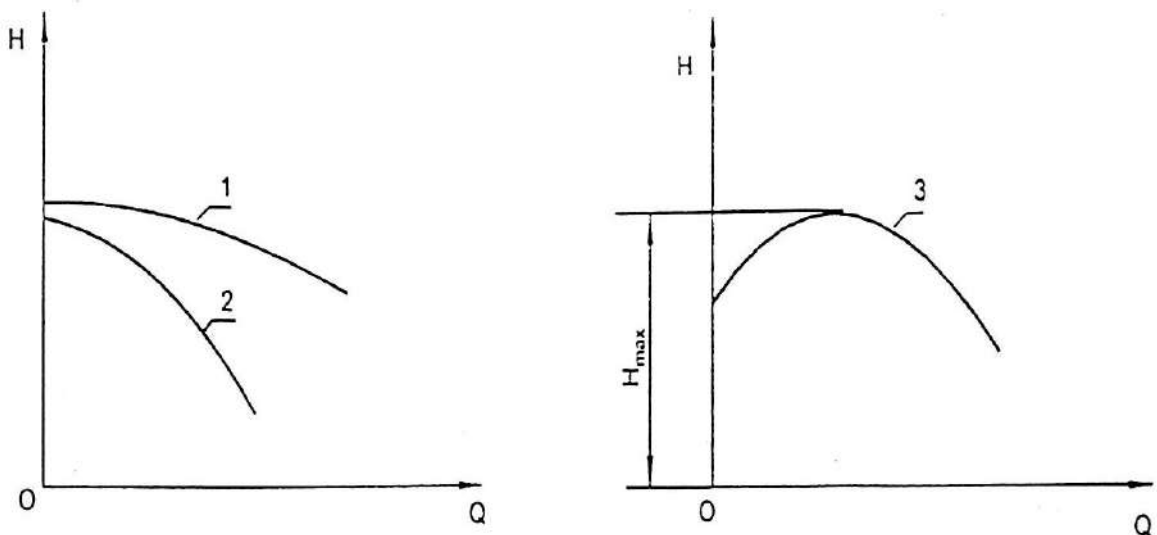
$$k = \frac{H_i - H_{\max}}{H_{\max}}$$

Trong đó: $H_{\max}$ – Cột áp của máy bơm ứng với điểm có hiệu suất lớn nhất ($\eta_{\max}$).

Đường đặc tính thoải có độ dốc $k = 0 \div 12\%$. Bơm có đường đặc tính dạng này thường được sử dụng ở những nơi cột áp ít thay đổi và lưu lượng thay đổi tương đối nhiều.



Hình 2-30: Đường đặc tính của bơm 10 – 6



Hình 2-31: các dạng đường đặc tính của bơm ly tâm
1- đường đặc tính thoải; 2- đường đặc tính dốc; 3- đường đặc tính lồi.

Đường đặc tính dạng dốc có độ dốc $k = 25 \div 30\%$. Bơm có đường đặc tính dốc thường được sử dụng ở những nơi yêu cầu có sự thay đổi cột áp tương đối lớn khi lưu lượng ít thay đổi.

Đường đặc tính lồi có điểm $H_{\max}$ khi $Q \neq 0$. Bơm có đường đặc tính này thường làm việc không ổn định.

Đường đặc tính công tác của bơm có ý nghĩa quan trọng trong kỹ thuật. Dựa vào đường đặc tính có thể chọn được chế độ làm việc hợp lý của máy bơm. Để bơm làm việc kinh tế, nên cố gắng chọn chế độ làm việc của nó ứng với điểm có $\eta_{\max}$ hoặc nằm trong vùng $(\eta_{\max} - 0,07)$. Thường thì vùng này đã được đánh dấu trên đường đặc tính. Mặt khác vị trí đặt bơm và ống hút phải được tính toán dựa vào đường đặc tính $Q - H_{ck}$ hoặc đường đặc tính $Q - NPSH$.

2.16. ĐẶC TÍNH ĐƯỜNG ỐNG VÀ ĐIỂM LÀM VIỆC CỦA MÁY BƠM

Khi thiết kế trạm bơm và phân tích hiệu quả kinh tế sự làm việc của máy bơm trong trạm bơm phải xác định được điểm làm việc của nó. Muốn vậy trước hết phải dựng được đặc tính đường ống ứng với điều kiện làm việc của máy bơm.

Khảo sát bơm ly tâm có đường đặc tính $Q - H$ làm việc trong hệ thống, bơm nước từ bể hút lên bể chứa áp lực.

Muốn vận chuyển qua hệ thống đường ống một lưu lượng Q , cần cung cấp vào hệ thống một năng lượng đủ để khắc phục chiều cao bơm nước hình học và tổn thất áp lực trên ống hút, ống đẩy. Năng lượng đó được xác định theo công thức:

$$H_0 = H_{hh} + h_h + h_d . \quad (m) \quad (m)$$

$$H_0 = H_{hh} + \Sigma h . \quad (m)$$

Trong đó:

H_0 – Áp lực yêu cầu của hệ thống (m).

h_h – Tổn thất áp lực trên ống hút (m).

h_d – Tổng tổn thất áp lực trên ống đẩy kể từ máy bơm đến bể chứa áp lực (m).

Σh – Tổng tổn thất áp lực trên hệ thống đường ống (m).

$$\Sigma h = SQ^2$$

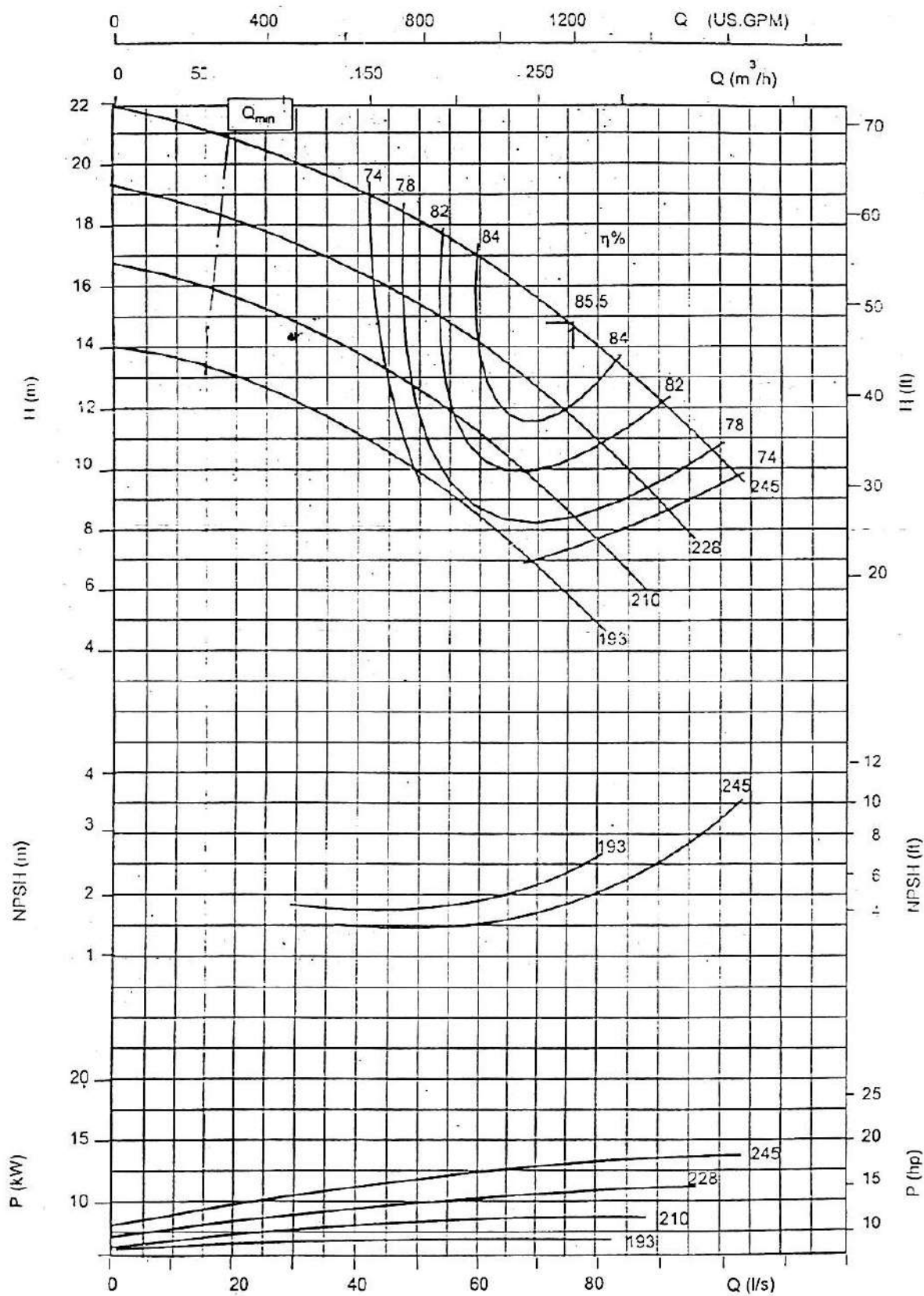
H_{hh} - Chiều cao bơm nước hình học, xác định bằng khoảng cách theo chiều thẳng đứng tính từ mực nước trong bể hút đến mực nước trên bể chứa (m).

S – Hệ số sức cản toàn phần của hệ thống ống.

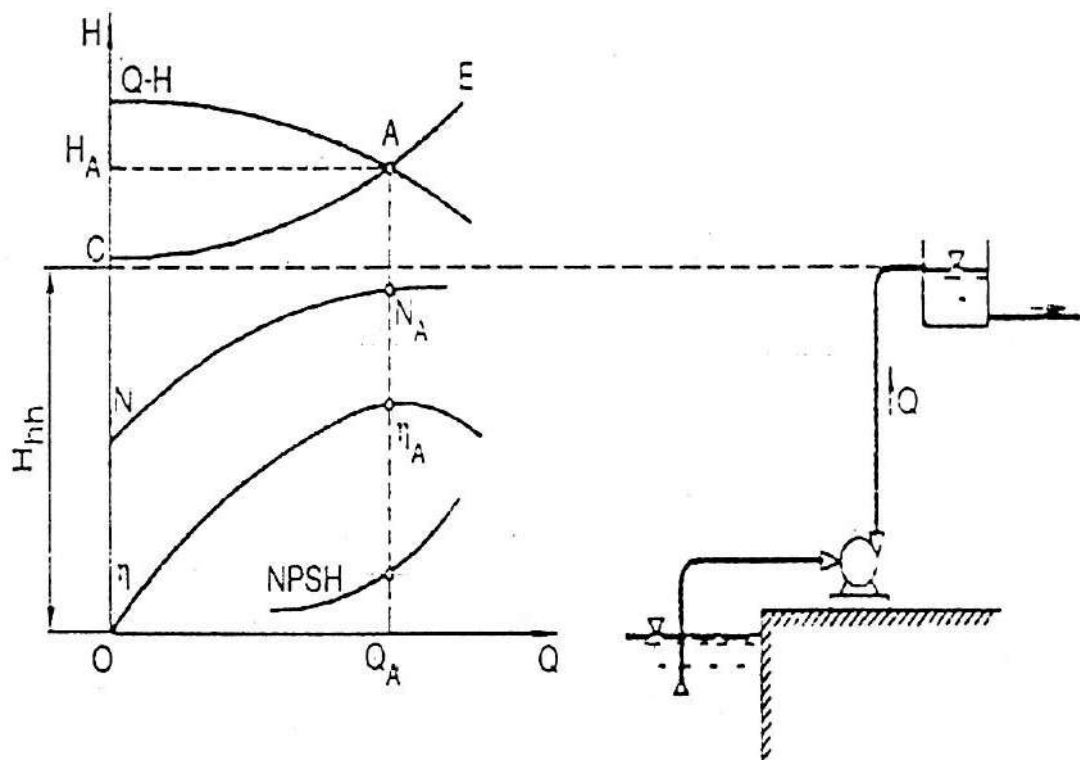
Q – Lưu lượng chất lỏng vận chuyển qua hệ thống ống (m^3/s).

Do đó:

$$H_0 = H_{hh} + SQ^2 \quad (2-68)$$



Hình 2-32: đường đặc tính của bơm omega 125 – 230A



Hình 2-33: sự làm việc của máy bơm trong hệ thống.

Phương trình (2-68) là phương trình đặc tính đường ống. Phương trình này biểu diễn dưới dạng đồ thị gọi là đặc tính đường ống. Trên hình 2-33 đặc tính đường ống chính là đường cong CE.

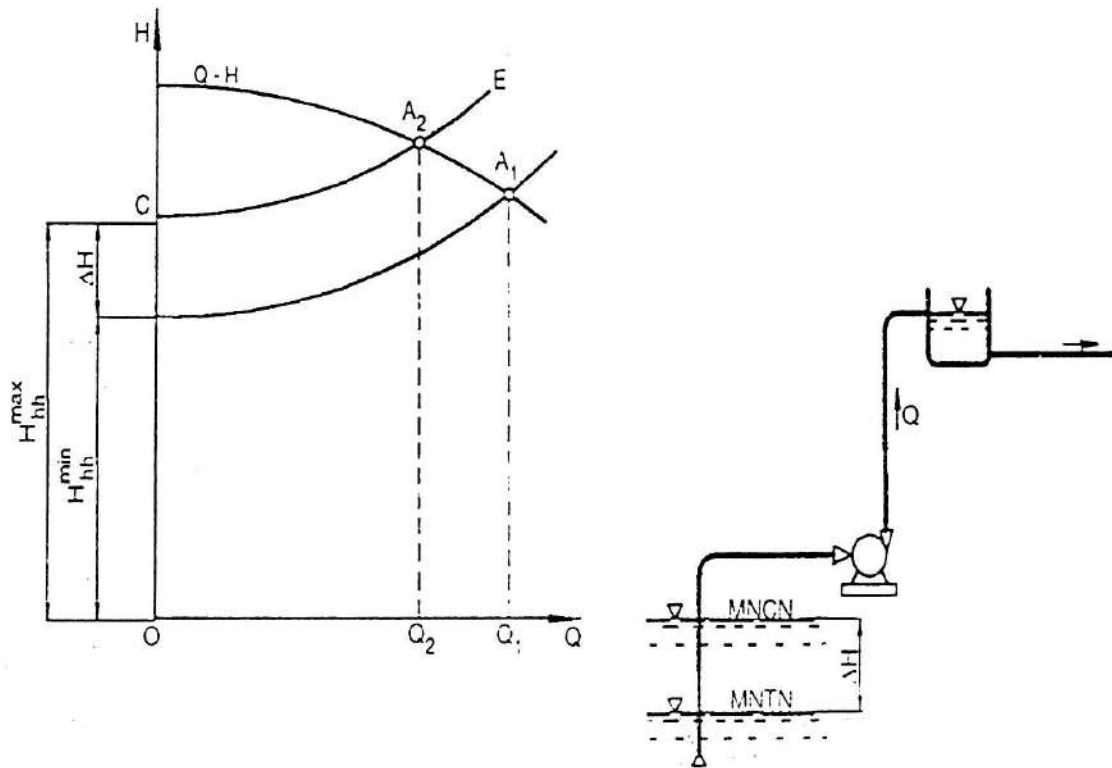
Đường đặc tính $Q - H$ của máy bơm biểu diễn năng lượng H mà bơm có thể cấp được cho chất lỏng khi bơm với một lưu lượng Q nào đó.

Điều kiện để bơm làm việc ổn định trong hệ thống là giữa bơm và hệ thống phải có sự cân bằng năng lượng. Điều đó có nghĩa là năng lượng H mà bơm cấp vào hệ thống phải bằng năng lượng H_0 mà hệ thống yêu cầu. Chính vì vậy điểm làm việc của máy bơm trong hệ thống phải là giao điểm giữa đặc tính $Q - H$ của máy bơm và đặc tính CE của đường ống. Nó là điểm A trên hình 2-33. từ điểm A xác định được các thông số làm việc của máy bơm trong hệ thống: lưu lượng Q_A , cột áp H_A , hiệu suất η_A , công suất trên trục N_A và NPSH.

Theo sơ đồ trên hình 2-33, máy bơm chỉ có một điểm làm việc. Trong thực tế sơ đồ bố trí bơm như vậy ít gặp. Thường thì bơm làm việc trong hệ thống có mực nước trong bể hút, bể chứa thay đổi và ngay cả tổn thất áp lực cũng thay đổi theo thời gian vận hành. Chẳng hạn máy bơm làm việc trong trường hợp mực nước trong bể hút thay đổi từ mực nước cao nhất (MNCN) đến mực nước thấp nhất (MNTN) thì điểm làm việc của nó cũng thay đổi từ điểm A_1 đến điểm A_2 tương ứng với sự thay đổi chiều cao bơm nước hình học từ $H_{hh}^{\min}$ đến $H_{hh}^{\max}$ (hình 2-34).

Các sơ đồ giới thiệu ở trên là những sơ đồ làm việc đơn giản nhất của máy bơm trong hệ thống.

Trong thực tế thường gặp nhiều bơm cùng cấp nước vào một hệ thống có sơ đồ bố trí phức tạp: bơm cấp nước vào thẳng mạng lưới, bơm cấp nước lên đài chứa qua mạng lưới cấp nước có nhiều điểm dùng nước dọc đường... Việc xác định điểm làm việc của máy bơm phải dựa vào biểu đồ bơm và kết quả tính toán thủy lực mạng lưới.



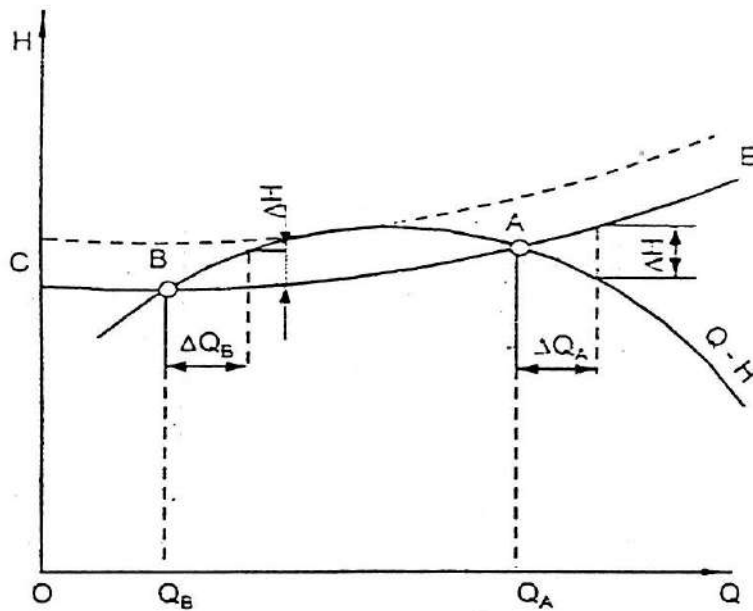
Hình 2-34: Máy bơm làm việc trong hệ thống có mực nước trong bể hút thay đổi

2.17. SỰ LÀM VIỆC KHÔNG ỔN ĐỊNH CỦA MÁY BƠM TRONG HỆ THỐNG

Máy bơm làm việc trong hệ thống chung thường ở chế độ ổn định. Tuy vậy đôi khi cũng xảy ra sự làm việc không ổn định. Hậu quả của sự làm việc không ổn định ấy là lưu lượng, cột áp bị biến đổi tuần hoàn và thường kèm theo nước va trong mạng lưới. Vì sự ổn định của toàn hệ thống, không cho phép bơm làm việc ở chế độ không ổn định.

2.17.1. Điều kiện để bơm làm việc ổn định trong mạng lưới

Cho đặc tính đường ống có $H_{hh} > H_0$ và cắt đặc tính của bơm ở hai điểm: A ở nhánh hướng xuống, B ở nhánh hướng lên (hình 2-35). Cả hai điểm đều có các điều kiện cân bằng về năng lượng của hệ thống bơm – mạng lưới. Nếu điểm làm việc nằm ở nhánh hướng xuống, sự cân bằng sẽ là ổn định; nếu nằm ở nhánh hướng lên thì sự cân bằng có thể sẽ không ổn định. Giả sử do độ giảm tức thời của cột áp, lưu lượng tại mỗi điểm làm việc trên hình 2-25 tăng lên một lượng ΔQ .



Hình 2-35: Đặc tính cùng làm việc của bơm và đường ống.

CE – đặc tính đường ống;
Q-H – đường đặc tính máy bơm.

Tại A khi lưu lượng trong hệ thống tăng lên một lượng ΔQ_A sẽ có giá trị:

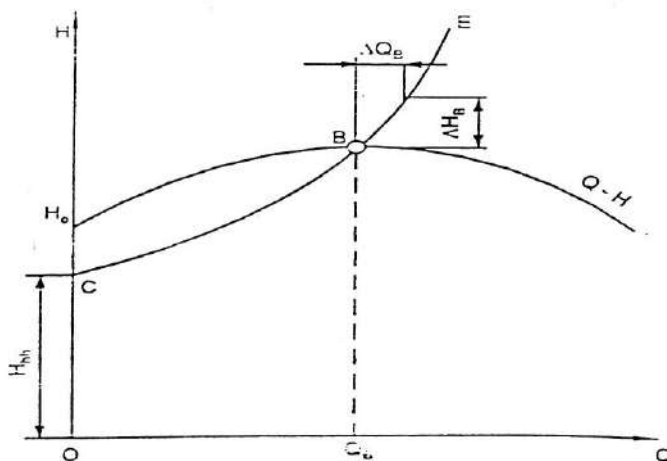
$$\Delta H = H_0 - H > 0$$

Sự thiếu hụt năng lượng H do bơm cấp vào hệ thống so với năng lượng yêu cầu H_0 chỉ có thể được bù lại bằng động năng của khối chất lỏng chuyển động trong hệ thống. Vì thế vận tốc của khối chất lỏng bị giảm, lưu lượng cũng giảm đến giá trị cân bằng Q_A , vị trí cân bằng được khôi phục.

Tại B, khi lưu lượng của hệ thống tăng thêm một lượng ΔQ_B sẽ có giá trị:

$$\Delta H = H_0 - H < 0$$

Sự thừa năng lượng do bơm cấp H so với năng lượng yêu cầu H_0 sẽ làm tăng động năng của khối chất lỏng chuyển động trong hệ thống. Do vậy vận tốc của khối chất lỏng tăng, lưu lượng tăng lên, hệ thống tiếp tục lệch khỏi vị trí cân bằng ở điểm B.



Tại A và B khi lưu lượng giảm đi một lượng ΔQ thì hiện tượng xảy ra ngược lại.

Hình 2-36

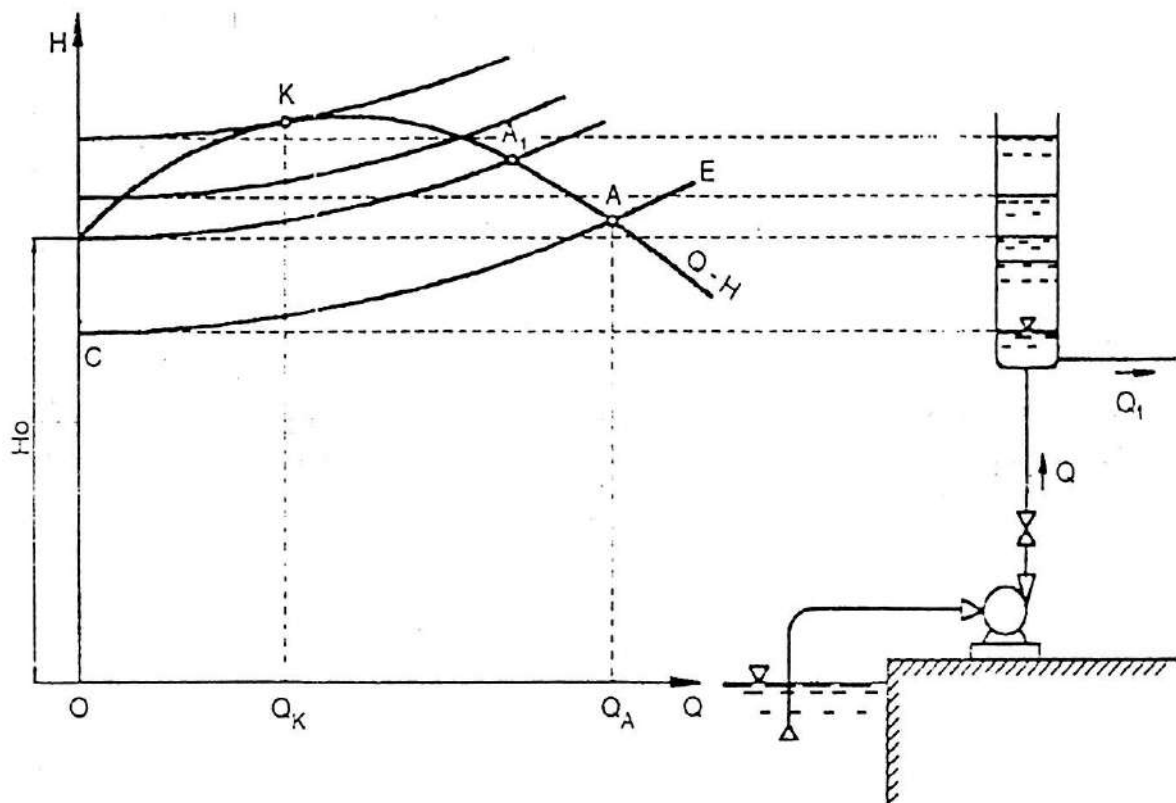
Tại A hệ thống cũng tự khôi phục được vị trí cân bằng, còn tại B hệ thống vẫn tiếp tục rời khỏi vị trí cân bằng. Như vậy khi điểm làm việc nằm trên nhánh hướng xuống của đường đặc tính thì bơm sẽ làm việc ổn định, còn nằm trên nhánh hướng lên thì không ổn định.

Tuy nhiên cũng có trường hợp hệ thống sẽ làm việc ổn định tại nhánh hướng lên của đường đặc tính bơm, nếu có $H_0 > H_{hh}$. Trường hợp này đặc tính đường ống chỉ cắt đường đặc tính bơm tại một điểm (hình 2-36) mà sự xáo động lưu lượng ΔQ_B dương sẽ tương ứng với giá trị dương của $\Delta H = H_0 - H$ và ngược lại. Như vậy, điều kiện làm việc ổn định của bơm trong hệ thống đường ống là: dấu của ΔH phải dương khi sự nhiễu loạn của lưu lượng là dương và ngược lại. Điều kiện đó có thể

viết dưới dạng toán học: $\frac{dH_\delta}{dQ} > \frac{dH}{dQ}$

2.17.2 Sự làm việc không ổn định

Khảo sát chế độ làm việc không ổn định trong trường hợp đơn giản: khi bơm làm việc riêng lẻ trong mạng lưới có đài (hình 2-37). Nước được bơm lên đài rồi từ đài chảy vào mạng lưới. Cho lưu lượng chảy vào mạng lưới Q_1 nhỏ hơn lưu lượng Q_K (lưu lượng tại tiếp điểm K của đặc tính đường ống với đường đặc tính máy bơm).



Hình 2-37: Sự làm việc không ổn định của máy bơm.

Trong vùng từ lưu lượng bằng 0 đến lưu lượng Q_K có bất đẳng thức:

$$\frac{dH}{dQ} > \frac{dH_o}{dQ}$$

Bơm làm việc không ổn định. Vì vậy lưu lượng của bơm Q sẽ khác với lưu lượng Q_l . Bơm sẽ làm việc khi $Q = 0$ hoặc $Q > Q_K$.

Giả sử ban đầu bơm làm việc với lưu lượng Q_A mà:

$$Q_A > Q_K > Q_l$$

Do lưu lượng của bơm lớn hơn lưu lượng cấp vào mạng lưới nên mực nước trên đài nâng dần lên tức là H_{hh} của đặc tính đường ống tăng lên.

Vì vậy đặc tính đường ống được nâng dần lên song song với chính nó và điểm làm việc của bơm sẽ lùi dần về phía có lưu lượng nhỏ. Từ sau điểm A_l , đường đặc tính bơm sẽ cắt đường đặc tính đường ống tại hai điểm. Theo điều kiện $Q > Q_l$ mực nước trong bể vẫn tiếp tục dâng lên, điểm làm việc của bơm vẫn lùi dần về phía có lưu lượng nhỏ cho đến khi đường đặc tính của bơm tiếp xúc với đường đặc tính của ống tại K . do quán tính của chất lỏng, mực nước trong bể vẫn tiếp tục dâng lên. Đường đặc tính đường ống nâng lên vượt quá đường đặc tính bơm. Khi đó cột áp yêu cầu của mạng lưới đường ống lớn hơn cột áp làm việc của máy bơm. Bơm ngừng cấp nước vào mạng lưới và chuyển sang làm việc ở chế độ không tải. Khi đó cũng xuất hiện hiện tượng chảy ngược của nước từ đài về bể hút qua bơm cho đến khi cột nước hình học của đường ống giảm xuống bằng cột áp H_o của bơm khi $Q = 0$. Ngay khi cột áp H_{hh} bắt đầu nhỏ hơn H_o bơm lại tiếp tục làm việc cho lưu lượng ứng với điểm làm việc A_l . Do lưu lượng của bơm lớn hơn lưu lượng cấp vào mạng lưới Q_l nên hiện tượng trên lại xảy ra và cứ lặp đi lặp lại như thế gọi là hiện tượng làm việc không ổn định của máy bơm trong hệ thống.

Trong trường hợp đang xét, khi $Q_l < Q_K$ thì sự làm việc của bơm bao giờ cũng là không ổn định. Nhánh hướng lên của đường đặc tính bơm có các chế độ làm

việc không ổn định, trừ trường hợp $H_{hh} < H_o$. sự làm việc không ổn định của bơm gây nhiều tác hại như đã nêu trên. Để tránh tình trạng làm việc không ổn định, khi làm việc nên chọn những bơm mà đường đặc tính chỉ có một chiều dốc.

2.18. SỰ LÀM VIỆC SONG SONG CỦA CÁC BƠM LY TÂM

Trong các trạm bơm cấp nước cũng như thoát nước, khi yêu cầu vận chuyển một lưu lượng nước lớn người ta thường sử dụng nhiều bơm cùng làm việc.

Các bơm khi làm việc cùng cấp nước vào một hệ thống đường ống gọi là làm việc song song. Vì thế khi các bơm làm việc song song trong hệ thống thì chúng có cột áp bằng nhau và bằng cột áp yêu cầu của hệ thống, còn lưu lượng của hệ thống sẽ bằng tổng lưu lượng của các bơm.

Trong thực tế người ta có thể ghép hai hoặc nhiều bơm làm việc song song trên một hệ thống đường ống. Thậm chí có những trường hợp hai trạm làm việc song song trên một hệ thống đường ống. Để xác định điểm làm việc của từng bơm phải dựng đường đặc tính tổng cộng của chúng khi làm việc song song.

2.18.1 Sự làm việc song song của các bơm cùng đặc tính

1. Hai bơm cùng đặc tính làm việc song song

Trên hình 2-38 giới thiệu hai bơm cùng đặc tính $Q - H$ làm việc song song trên một đường ống.

Do khi làm việc song song, cột áp tổng cộng H_{tc} của hệ thống bằng cột áp của từng bơm:

$$H_{tc} = H_1 = H_2 = H_3 = \dots = H_n \quad (2-70)$$

Và lưu lượng tổng cộng bằng tổng lưu lượng của các bơm cùng làm việc:

$$Q_{tc} = Q_1 + Q_2 + \dots + Q_n \quad (2-71)$$

Nên khi dựng đường đặc tính tổng cộng chỉ cần nhân đôi hoành độ (lưu lượng) còn tung độ (cột áp) giữ nguyên.

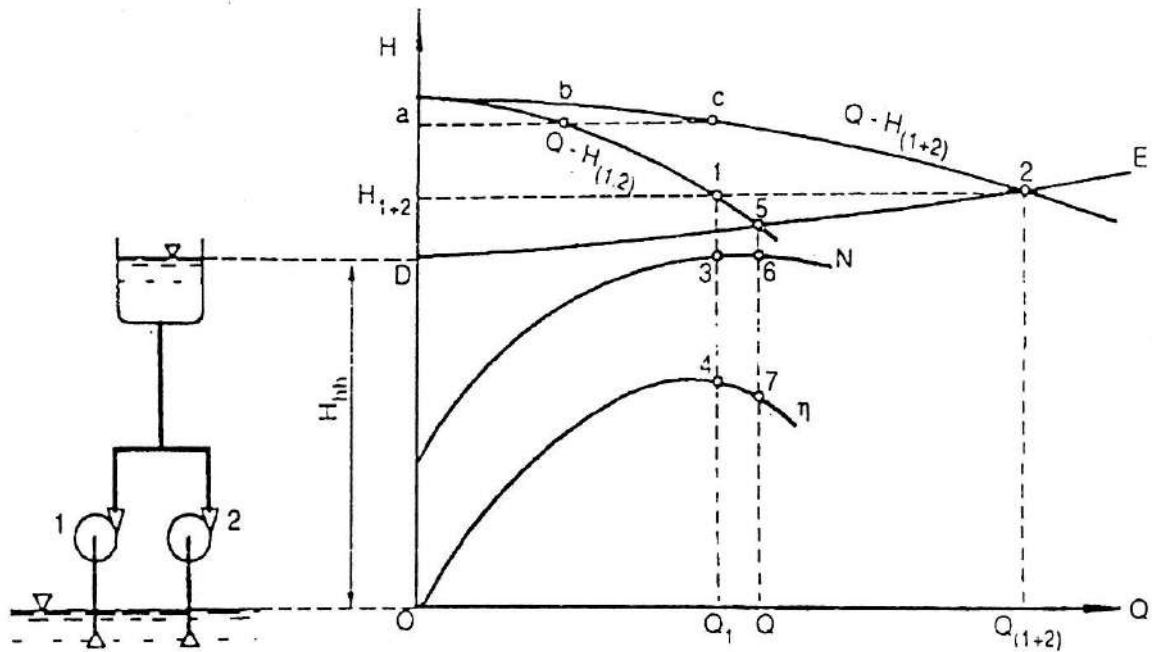
Ví dụ: tìm điểm c trên đường đặc tính tổng cộng $Q - H_{(1+2)}$,

chỉ việc lấy $ac = 2ab$. Tương tự như vậy sẽ tìm được các điểm của đường đặc tính tổng cộng $Q - H_{(1+2)}$.

Giao điểm 2 giữa đường đặc tính đường ống DE và đường đặc tính tổng cộng

$Q - H_{(1+2)}$ là điểm làm việc của hai bơm ghép song song, hoành độ cho lưu lượng tổng cộng $Q_{(1+2)}$, tung độ cho cột áp tổng cộng $H_{(1+2)}$. Từ điểm 2 kẻ đường song song với trục hoành, đường này cắt đường đặc tính của mỗi bơm $Q - H_{1,2}$

tại điểm 1 cho lưu lượng Q_1 , cột áp H_1 của từng bơm khi làm việc song song



Hình 2-38: đặc tính làm việc song song của hai bơm giống nhau

trong hệ thống. Như vậy khi hai bơm làm việc song song trong hệ thống, chúng luôn tuân theo điều kiện (2-70) và (2-71). Từ đồ thị hình 2-38 thấy:

$$H_{1+2} = H_1 = H_2$$

$$Q_1 = Q_2 = \frac{Q_{(1+2)}}{2}$$

Từ điểm 1 kẻ đường song song với trục tung được điểm 3 và 4 cho công suất và hiệu suất của từng bơm khi làm việc song song trong hệ thống.

Giao điểm 5 của đường đặc tính từng bơm $Q - H_{1,2}$ với đường đặc tính đường

ống xác định điểm làm việc của từng bơm trong hệ thống cho lưu lượng Q , cột áp H . Từ điểm 5 kẻ đường song song với trục tung được điểm 6 và 7 xác định công suất và hiệu suất của từng bơm khi làm việc riêng rẽ.

Từ đồ thị hình 2-38 thấy:

$$2Q_1 = Q_{(1+2)} < 2Q$$

Tức là lưu lượng tổng cộng của hai bơm ghép song song trên một hệ thống đường ống nhỏ hơn tổng lưu lượng của chúng khi làm việc riêng rẽ trong hệ thống ấy. Nguyên nhân của sự giảm lưu lượng này là do khi các bơm làm việc song song,

lưu lượng trong đường ống tăng lên sẽ làm tăng tổn thất cột áp. Do đó cột áp toàn phần của bơm cũng tăng lên, điểm làm việc lùi về phía có cột áp lớn, vì thế lưu lượng của bơm khi làm việc song song giảm đi so với khi làm việc riêng rẽ.

Sự làm việc song song của hai bơm có lợi nhỏ nhất trong trường hợp điểm làm việc 1 ứng với giá trị hiệu suất lớn nhất. Điều đó có thể thực hiện được nếu chọn bơm hợp lý. Khi chọn bơm, lấy lưu lượng của mỗi bơm bằng nửa lưu lượng tính toán, còn cột áp toàn phần ứng với giá trị lưu lượng tính toán.

2. Ba bơm cùng đặc tính cùng làm việc song song

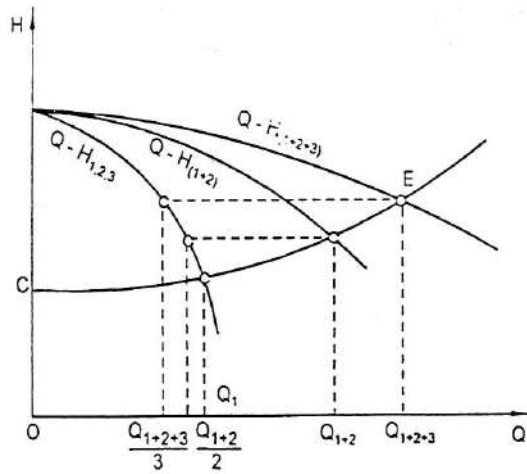
Sự làm việc song song của ba bơm cùng đặc tính giới thiệu trên hình 2-39. Từ điều kiện (2-70), (2-71) và tương tự như trên dựng đường đặc tính tổng cộng của ba bơm cùng đặc tính bằng cách nhân ba hoành độ đường đặc tính của một bơm. Chế độ làm việc của từng bơm khi ba bơm làm việc song song cũng xác định giống như trường hợp khi hai bơm làm việc song song ở trên. Từ đường đặc tính thấy rằng số bơm làm việc song song càng nhiều thì sự giảm lưu lượng của mỗi bơm so với trường hợp riêng rẽ càng lớn.

$$\frac{Q_{(1+2+3)}}{3} < \frac{Q_{(1+2)}}{2} < Q_{1,2,3}$$

Các bơm làm việc song song có lợi khi đường đặc tính của bơm và đường ống thoải. Khi đường đặc tính đường ống, đặc biệt là đường đặc tính máy bơm dốc thì hiệu quả của sự làm việc song song như vậy thấp. Trong trường hợp này sự thay đổi cột áp ảnh hưởng đến sự thay đổi lưu lượng ít hơn trường hợp bơm có đường đặc tính thoải.

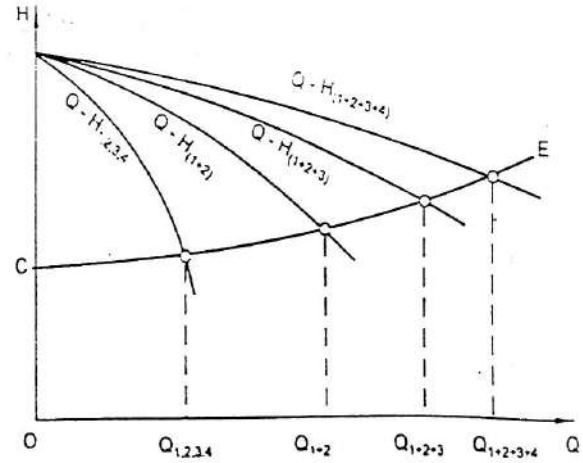
Ngoài ra, số bơm ghép làm việc song song trong hệ thống không nên chọn lớn quá.

Trên hình 2-40 giới thiệu đường đặc tính tổng cộng của bốn bơm ghép song song. Ở đây, mức độ tăng thêm lưu lượng giảm dần theo sự tăng số máy bơm. Khi mở thêm máy thứ tư thì sự tăng lưu lượng của hệ thống ống không đáng kể so với trường hợp hai hoặc ba bơm cùng làm việc. Như vậy, nếu ghép song song nhiều bơm quá thì hiệu quả kinh tế thấp.



Hình 2-39: đặc tính làm việc

song song của ba bơm giống nhau

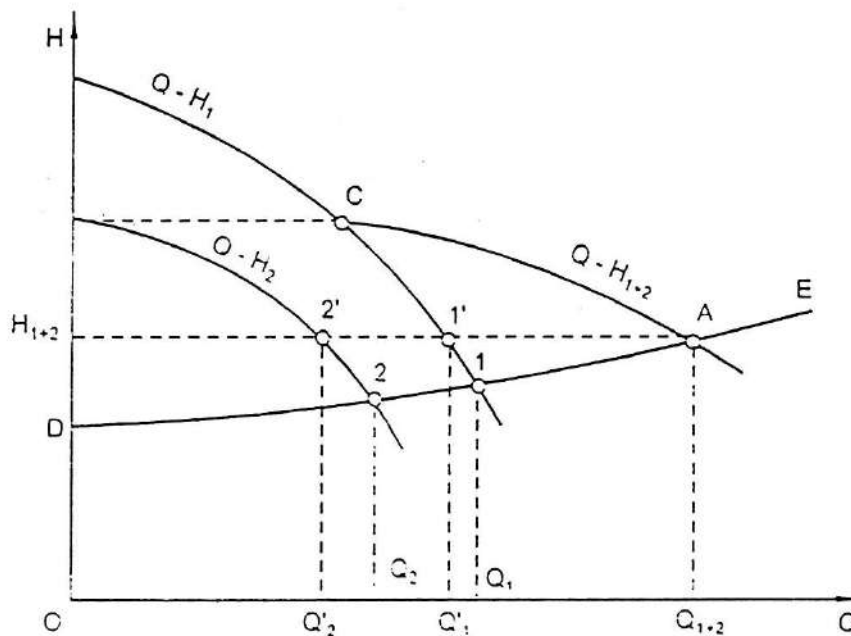


Hình 2-40: sự làm việc

song song của bốn bơm

2.18.2. Sự làm việc song song của các bơm khác đặc tính

Trong một số điều kiện xác định, các bơm có đặc tính khác nhau cũng có thể làm việc song song với nhau.



Hình 2-41: Đặc tính làm việc song song của hai bơm khác nhau

Trên hình 2-41 giới thiệu đặc tính làm việc của hai bơm 1 và 2 ghép song song. Bơm 2 tạo nên cột áp thấp hơn bơm 1. Vì hai bơm làm việc song song khi chúng có

cột áp như nhau, nên từ điểm C bơm 1 và 2 mới bắt đầu làm việc song song. Từ C dựng đường đặc tính tổng cộng của chúng bằng cách cộng hoành độ của những điểm có cùng tung độ trên đường đặc tính của hai bơm.

Đường đặc tính đường ống DE cắt đường đặc tính tổng cộng $Q - H_{(1+2)}$ tại A cho lưu lượng $Q_{(1+2)}$, cột áp $H_{(1+2)}$ khi hai bơm cùng làm việc. Điểm 1 và 2 là hai điểm làm việc riêng rẽ của hai bơm 1 và 2 trong hệ thống, cho lưu lượng Q_1 và Q_2 tương ứng. Điểm 1' và 2' là hai điểm làm việc của từng bơm khi chúng làm việc song song trong hệ thống, cho lưu lượng của bơm 1 là Q'_1 và bơm 2 là Q'_2 . Cũng giống như trường hợp hai bơm cùng đặc tính làm việc song song, từ đồ thị hình (2-41) thấy:

$$Q'_1 + Q'_2 = Q_{(1+2)} < Q_1 + Q_2$$

Tức là lưu lượng tổng cộng của hai bơm khi làm việc song song nhỏ hơn tổng lưu lượng của hai bơm khi chúng làm việc riêng rẽ cũng trong hệ thống ấy.

Công suất, hiệu suất của từng bơm khi làm việc cũng xác định giống như trường hợp hai bơm cùng đặc tính ghép song song ở trên.

Nguyên tắc dựng đường đặc tính tổng cộng của các bơm khác đặc tính ghép song song cũng được sử dụng để xây dựng đường đặc tính chung của các bơm cùng đặc tính khi có một trong số chúng được điều chỉnh lưu lượng.

Việc vận hành hệ thống các bơm có đặc tính khác nhau tương đối phức tạp nên chỉ ghép các bơm như vậy trong trường hợp thật cần thiết.

2.18.3. Sự làm việc của các bơm bố trí cách xa nhau

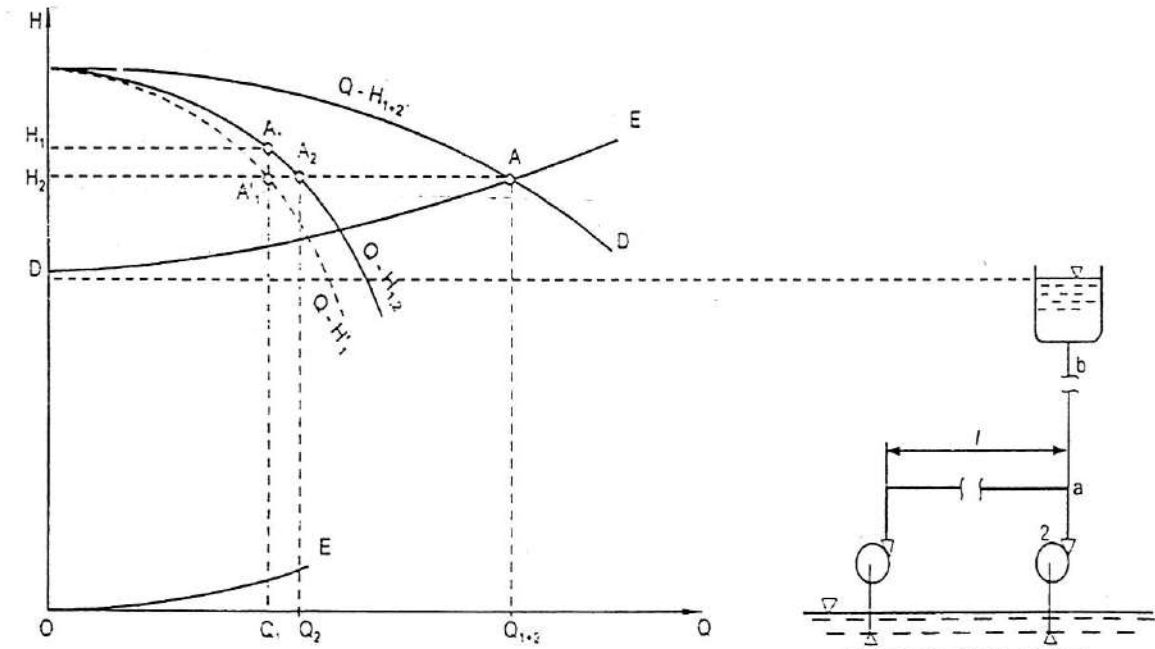
Trong hệ thống cấp nước có nhiều trường hợp người ta bố trí hai bơm ở xa nhau làm việc song song.

Xét trường hợp đơn giản nhất: khi bơm 1 và 2 cùng đặc tính đặt cách nhau một khoảng l , ở hai nơi có cao trình mực nước trong bể hút như nhau (hình 2-42). Hai bơm chung nhau đoạn ống a-b. Để dựng đường đặc tính chung, cần lưu ý quy đổi bơm 1 về cùng một vị trí với bơm 2. OE là đặc tính của đoạn ống nối l giữa bơm 1 và bơm 2. Trừ các giá trị tung độ trên đường đặc tính $Q - H_1$ với các giá trị tương ứng trên đường OE nhận được $Q - H'_1$ với các giá trị tương ứng trên đường OE nhận được $Q - H'_1$ là đường đặc tính quy đổi của bơm 1 về cùng vị trí với bơm 2.

Dựng đường đặc tính tổng cộng của bơm 1 đã quy đổi ($Q - H'_1$) và bơm 2 ($Q - H_2$) theo nguyên tắc trên. Đường đặc tính DE của đường ống chung cắt đường đặc tính

tổng cộng $Q-H_{(1'+2)}$ tại A cho điểm làm việc của hai bơm quy đổi ghép song song trong hệ thống điểm làm việc thực tế của bơm 1 là A_1 và của bơm 2 là A_2 và $A_1A'_1$ là giá trị cột áp tổn thất trên đoạn ống nối của bơm 1.

Trường hợp hai bơm đặt ở hai nơi có cao trình mực nước trong bể hút chênh nhau một khoảng Z thì đường đặc tính của bơm đặt ở nơi cao trình mực nước trong bể

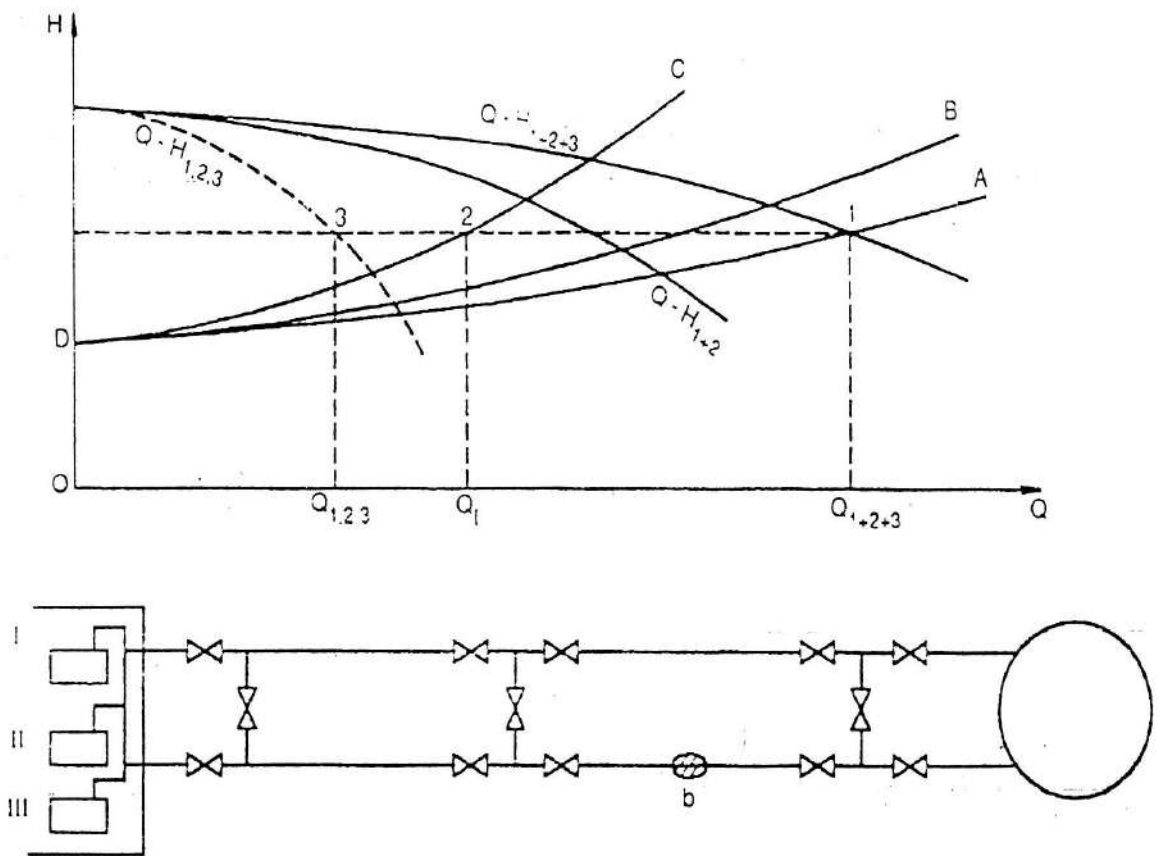


Hình 2-42: Đặc tính làm việc song song của hai bơm đặt cách xa nhau.

hút thấp phải hạ xuống một khoảng bằng Z . Nếu trường hợp hai trạm bố trí xa nhau làm việc song song thì dựng đường đặc tính chung của từng trạm rồi lại dựng đường đặc tính tổng cộng của hai trạm với nhau tương tự như trên.

2.18.4. Sự làm việc song song của ba bơm trên hai đường ống

Các trạm bơm của hệ thống cấp hoặc thoát nước thường đặt hai ống đẩy. Vì vậy, trường hợp thường gặp là có một số bơm làm việc song song trên hai đường ống. Để xác định các chế độ làm việc của bơm cần dựng được đặc tính đường ống trong trường hợp làm việc bình thường và có hư hỏng.



Hình 2-43: Đặc tính làm việc song song của ba bơm trên hai đường ống.

Trên hình 2-43 giới thiệu các đường đặc tính khi ba bơm làm việc song song trên hai đường ống. DA là đường đặc tính của hai đường ống làm việc song song trong trường hợp bình thường. DB là đường đặc tính của hai đường ống khi hư hỏng tại b. DC là đặc tính của một đường ống.

Giao điểm 1 của đặc tính hai đường ống DA với đường đặc tính tổng cộng của ba bơm $Q - H_{(1+2+3)}$ cho lưu lượng lớn nhất của trạm. Từ 1 kẻ đường song song với trục hoành tìm được điểm 2 và 3. điểm 2 cho biết lưu lượng Q_1 mỗi ống tải:

$$Q_1 = \frac{Q_{(1+2+3)}}{2}$$

Điểm 3 là điểm làm việc của từng bơm khi ba bơm làm việc song song trên hai đường ống.

Từ đó thấy rằng, dựng đường đặc tính của hai đường ống làm việc song song cũng tương tự như dựng đường đặc tính tổng cộng của hai bơm làm việc song song. Tức là

dựng bằng cách cộng hoành độ (lưu lượng các đường ống) ở các điểm có cùng tung độ (cột áp) trên đồ thị.

Khi máy bơm làm việc trong mạng lưới cấp nước cụ thể. Việc dựng đồ thị cùng làm việc của bơm, đường ống và mạng lưới rất phức tạp. Tổng cột áp toàn phần lúc này không chỉ phụ thuộc vào lưu lượng chung mà còn phụ thuộc vào số điểm dùng nước. Trong trường hợp này, việc xác định chế độ làm việc của bơm được tiến hành sau khi đã hoàn thành việc tính toán thủy lợi mạng lưới cấp nước ở một số chế độ điển hình.

2.19. SỰ LÀM VIỆC NỐI TIẾP CỦA CÁC BƠM LY TÂM

Các bơm gọi là làm việc nối tiếp nếu sau khi ra khỏi bơm này, chất lỏng được đưa tiếp vào ống hút của bơm kia, rồi sau đó mới được đưa vào hệ thống. Như vậy khi các bơm làm việc nối tiếp, lưu lượng của chúng bằng nhau và bằng lưu lượng tổng cộng của hệ thống:

$$Q_1 = Q_2 = \dots = Q_{ht} \quad (2-72)$$

Còn cột áp của hệ thống bằng tổng cột áp của các bơm:

$$H_{ht} = H_1 + H_2 + H_3 + \dots \quad (2-73)$$

Các bơm làm việc nối tiếp được sử dụng khi hệ thống yêu cầu áp lực cao mà một bơm không đáp ứng được.

2.19.1. Các bơm cùng đặc tính khi làm việc nối tiếp

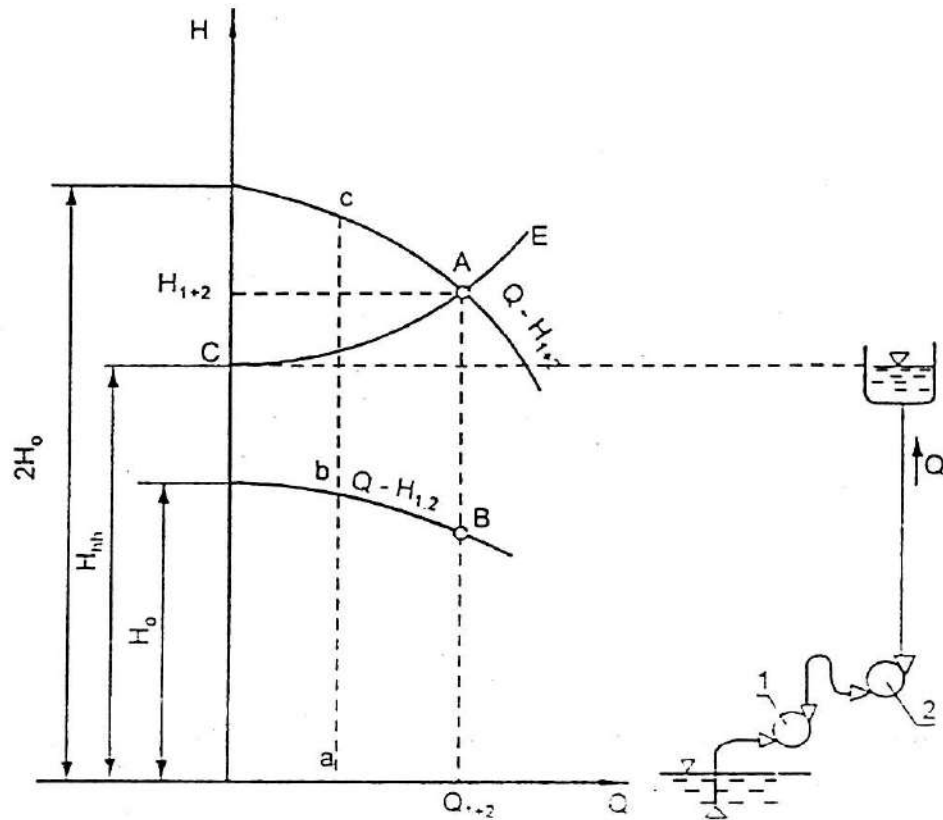
Trên hình 2-44 giới thiệu đặc tính của hai bơm giống nhau làm việc nối tiếp. Đặc tính tổng cộng của hai bơm được dựng bằng cách: ứng với mỗi điểm trên đường đặc tính của bơm. Giữ nguyên hoành độ và nhân đôi tung độ. Ví dụ điểm c trên đường đặc tính tổng cộng $Q - H_{(1+2)}$ nhận được bằng cách lấy tung độ $ac = 2ab$, còn hoành độ giữ nguyên. Đặc tính đường ống CE cắt đặc tính $Q - H_{(1+2)}$ tại A xác định điểm làm việc của hai bơm trong hệ thống. Từ đường đặc tính xác định được lưu lượng $Q_{(1+2)}$ và cột áp $H_{(1+2)}$ của hai bơm làm việc nối tiếp. Lưu lượng của mỗi bơm:

$$Q_1 = Q_2 = Q_{(1+2)}$$

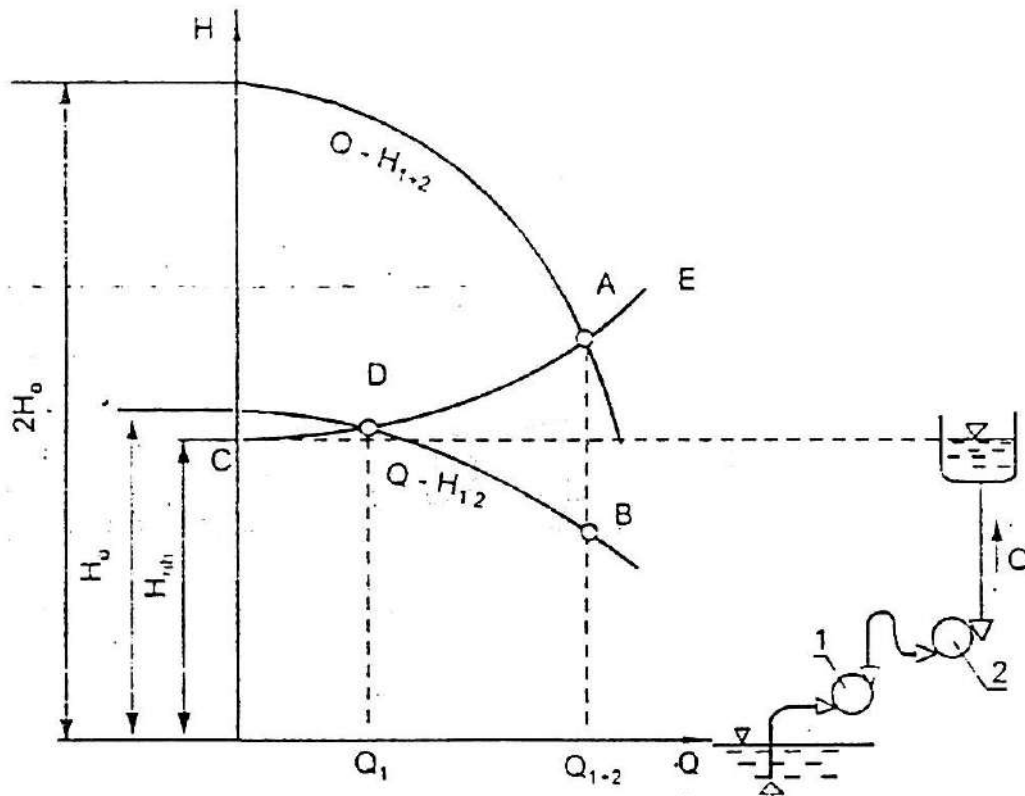
Và cột áp

$$H_1 = H_2 = \frac{H_{(1+2)}}{2}$$

Trên hình 2- 45 giới thiệu đường đặc tính của hai bơm giống nhau ghép nối tiếp khi có $H_0 > H_{hh}$. Cách dựng đường đặc tính tổng cộng cũng giống như trường hợp trên. A là điểm làm việc của hai bơm ghép nối tiếp, D là điểm làm việc riêng rẽ của từng bơm cũng trong hệ thống ấy. Từ đồ thị thấy rằng, trong trường hợp này khi ghép hai bơm làm việc nối tiếp không những có khả năng tăng cột áp mà còn tăng cả lưu lượng của hệ thống.



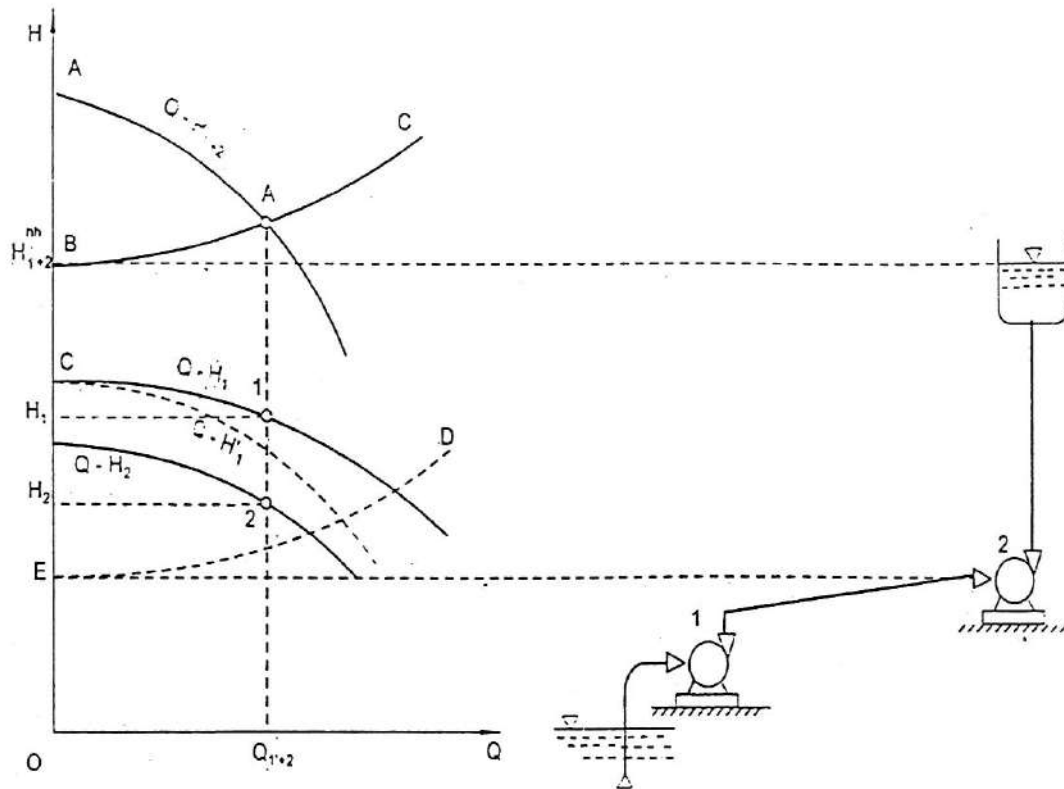
Hình 2-44: Đặc tính làm việc nối tiếp của hai bơm cùng đặc tính khi $H_{hh} > H_0$.



Hình 2-45: Đặc tính làm việc nối tiếp của hai bơm cùng đặc tính khi $H_{hh} < H_0$.

2.19.2. Sự làm việc nối tiếp của hai bơm khác đặc tính

Trên hình 2-46 giới thiệu các đường đặc tính của hai bơm khác nhau làm việc nối tiếp và đặt ở hai vị trí cách xa nhau, ở các cao trình khác nhau. Tương tự 2.18.3 quy đổi bơm 1 về vị trí bơm 2 để tìm điểm làm việc của các bơm khi cùng làm việc. Đường ED biểu diễn tổn thất cột áp trên đoạn ống nối giữa hai bơm. Trừ tung độ của các điểm trên đường $Q - H_1$ với tung độ của các điểm tương ứng trên đường ED nhận được đường $Q - H'_1$ là đường đặc tính quy đổi của bơm 1 về vị trí bơm 2. Đường đặc tính tổng cộng “quy ước” của hai bơm $Q - H_{(1+2)}$ nhận được bằng cách dựng từ đường $Q - H'_1$ và $Q - H_2$. Đặc tính đường ống chung được dựng trên chiều cao bơm nước hình học $H_{(1+2)}^{hh}$ cắt đường $Q - H_{(1+2)}$ tại A. Từ điểm A kẻ đường song song với trục tung được điểm 1 và 2 là điểm làm việc của bơm 1 và bơm 2 khi ghép nối tiếp trong hệ thống.



Hình 2-46: Đặc tính của hai bơm khác nhau đặt cách xa nhau, làm việc nối tiếp.

Cần chú ý là các bơm ghép nối tiếp chỉ làm việc được khi tổng cột áp khởi động của các bơm lớn hơn chiều cao bơm nước hình học:

$$\sum H_0 > \sum H_{hh}$$

Khi ghép bơm làm việc nối tiếp nên chọn những bơm có đường đặc tính dốc, vì chỉ cần tăng lưu lượng ít đã tăng được cột áp theo yêu cầu. Khi hai bơm làm việc như vậy, bơm thứ hai làm việc với áp suất cao hơn bơm thứ nhất. Nếu không đủ bền, bơm thứ hai sẽ bị hỏng. Vì thế phải chọn trên ống đẩy của bơm thứ nhất điểm nào không gây nguy hiểm cho bơm thứ hai để ghép.

Việc mở bơm ghép nối tiếp được tiến hành theo trình tự sau: cho bơm thứ nhất làm việc đến khi cột áp của bơm đạt giá trị H_{01} thì mở van trên ống đẩy của bơm này và cho bơm thứ hai làm việc. Khi nào cột áp của bơm thứ hai đạt giá trị H_{02} thì mở van trên ống đẩy của bơm thứ hai để các bơm cấp nước vào hệ thống đường ống.

Việc ghép bơm làm việc nối tiếp trong hệ thống phức tạp và không thuận tiện, kinh tế bằng chọn bơm có cột áp cao đáp ứng được yêu cầu làm việc. Chỉ nên ghép nối tiếp các bơm trong trường hợp thật cần thiết.

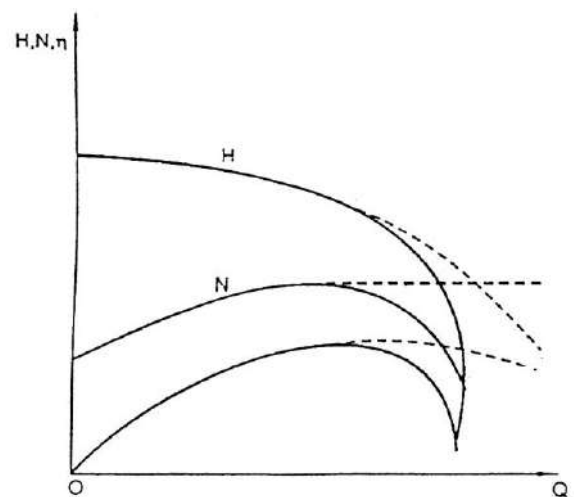
2.20. HIỆN TƯỢNG XÂM THỰC

Xâm thực là hiện tượng thường xảy ra trong các loại máy thủy lực. Ở đây chỉ khảo sát hiện tượng xâm thực trong bơm ly tâm.

Chất lỏng ở một nhiệt độ nhất định sẽ sôi (bốc hơi bão hòa) ở một áp suất nhất định. Áp suất này gọi là áp suất bốc hơi bão hòa P_{bh} (với nước xem bảng 2-2). Sự sôi và bốc hơi của chất lỏng trong quá trình máy bơm làm việc sẽ gây nên hiện tượng xâm thực.

Khi bơm ly tâm làm việc, nước vào ống hút và bánh xe công tác chuyển động qua vùng có áp suất thấp. Nếu vì một nguyên nhân nào đó, áp suất trong dòng chảy giảm xuống bằng áp suất bốc hơi bão hòa P_{bh} thì nước sẽ sôi, tạo nên nhiều bọt hơi nước trong dòng chảy. Các bọt hơi nước được dòng chảy cuốn vào vùng có áp suất cao hơn sẽ ngưng tụ thành những giọt nước có thể tích nhỏ hơn nhiều so với thể tích các bọt hơi nước. Do đó trong dòng chảy xuất hiện những khoảng chân không cục bộ. Ở thời điểm xảy ra ngưng tụ, các phần tử chất lỏng đột ngột dừng lại. Các phần tử ở chung quanh xô đến chỗ trống với vận tốc rất lớn gây nên hiện tượng nước va cục bộ. Khi ấy động năng của các phần tử biến thành năng lượng đàn hồi. Vì độ biến dạng của nước rất nhỏ ($E = 2.10^5 \text{ kG/cm}^2$) nên sự tăng áp suất đó rất lớn. Tổng áp lực tăng lên có thể đạt đến hàng ngàn atm một phe. Do tăng áp lực nên xuất hiện sóng áp lực ngược, kèm theo đó áp lực bị giảm đột ngột và chất lỏng có thể bị sôi trở lại, rồi lại ngưng tụ.

Nước va xuất hiện do hiện tượng xâm thực sẽ phá hoại kim loại dưới hình thức ăn mòn và gỉ. Độ chống gỉ của vật liệu chủ yếu do xuất hiện màng mỏng bảo vệ bằng các ôxit hay các liên kết hóa học thậm chí bằng các khí tạo thành trong quá trình điện hoá của hiện tượng han gỉ. Do sự phá hoại của nước va, các màng bảo vệ luôn luôn bị phá huỷ làm cho



Hình 2-47: Ảnh hưởng của xâm thực đến đường đặc tính bơm

kim loại bị han gỉ nhanh hơn. Như vậy, hiện tượng nước va trong quá trình xâm thực ngoài tác dụng ăn mòn còn tạo điều kiện cho quá trình han gỉ phát triển nhanh.

Hiện tượng xâm thực làm hỏng bánh xe công tác và các bộ phận khác của bơm. Khi xuất hiện xâm thực, máy làm việc bị rung và có tiếng nổ nhỏ, công suất, hiệu suất và cột áp của bơm bị giảm nhanh chóng. Khi xâm thực phát triển mạnh, bơm có thể ngừng làm việc hoàn toàn. Hình 2-47 trình bày ảnh hưởng của xâm thực đến đường đặc tính của máy bơm, đường nét đứt ứng với đường đặc tính máy bơm khi không xảy ra xâm thực.

Xâm thực là hiện tượng gây tác hại rất lớn đối với sự làm việc của máy bơm. Nhất thiết không cho bơm làm việc lâu ngay cả trong trường hợp hiện tượng xâm thực không mạnh lắm.

Để không xảy ra xâm thực, trước hết khi sử dụng bơm phải xác định đúng chiều cao hình học cho phép và đảm bảo chiều cao hút hình học thực tế của máy bơm phải luôn luôn không vượt quá chiều cao hút hình học cho phép (xem mục 2.9).

Về mặt cấu tạo, cánh bánh xe công tác phải có mép vào mỏng và được vê tròn lại. Phần hút nước của vỏ bơm và bánh xe công tác phải nhẵn, có dạng chảy bao tốt. Chiều dài ống hút phải ngắn đến mức tối thiểu, tránh làm nhiều chỗ đổi hướng. Đường kính ống hút được chọn theo các giá trị vận tốc cho phép.

Khi đường kính ống $D \leq 250 \text{ mm}$ thì $V = 1 \div 1,2 \text{ m/s}$

$D > 250 \text{ mm}$ thì $V = 1,2 \div 1,6 \text{ m/s}$

Trường hợp đặc biệt khi chiều dài ống ngắn và chiều cao hút thực tế nhỏ thì cho phép lấy vận tốc $V = 1,6 \div 2 \text{ m/s}$. Nếu địa hình cho phép thì cố gắng đặt ống hút thẳng độ dốc hướng lên về phía máy bơm $i \geq 0.005$; không làm những chỗ nối hoặc thay đổi hướng có khả năng tạo thành những bao khí, để tránh hiện tượng tách dòng. Ở những chỗ đường ống hút buộc phải bố trí có dạng vồng cao lên thì phải đặt thiết bị hút khí.

Ngoài ra, để tránh tình trạng xâm thực, trong thiết kế nên chọn giá trị thành phần vận tốc dòng chảy trong bánh xe công tác hợp lý. Nếu điều kiện cho phép thì có thể đặt bộ phận hướng dòng hoặc bánh xe hướng trục trước bánh xe ly tâm để quay chiều dòng chảy trước khi vào bánh xe công tác làm tăng hệ số khí thực.

Khi xâm thực bắt đầu xuất hiện, có thể cho một ít không khí vào ống hút của máy bơm. Nhưng điều đó sẽ làm giảm lưu lượng của bơm (cứ cho vào 1% khí thì lưu lượng giảm 10%) nên phải tính toán để cho vào một lượng khí vừa đủ.

Khi xảy ra xâm thực mà buộc phải cung cấp nước cần đóng bớt van trên ống đẩy.

Nếu điều chỉnh lưu lượng máy bơm bằng phương pháp tiết lưu, chỉ được phép điều chỉnh bằng van trên ống đẩy.

Van trên ống hút mở không hết, lưới chắn rác bị nghẹt, ống hút bị bắn hoặc mực nước trong bể hút bị hạ thấp quá mức cũng đều là những nguyên nhân có thể gây ra hiện tượng xâm thực.

2.21. LỰC HƯỚNG TRỤC TRONG BƠM LY TÂM VÀ PHƯƠNG PHÁP CÂN BẰNG

Khi máy bơm làm việc bánh xe công tác chịu tác dụng của nhiều lực khác nhau. Những lực đó có thể chia làm hai loại:

- Lực khối lượng gồm trọng lực và lực quán tính.
- Lực bề mặt là lực tác dụng tương hỗ giữa bánh xe và chất lỏng.

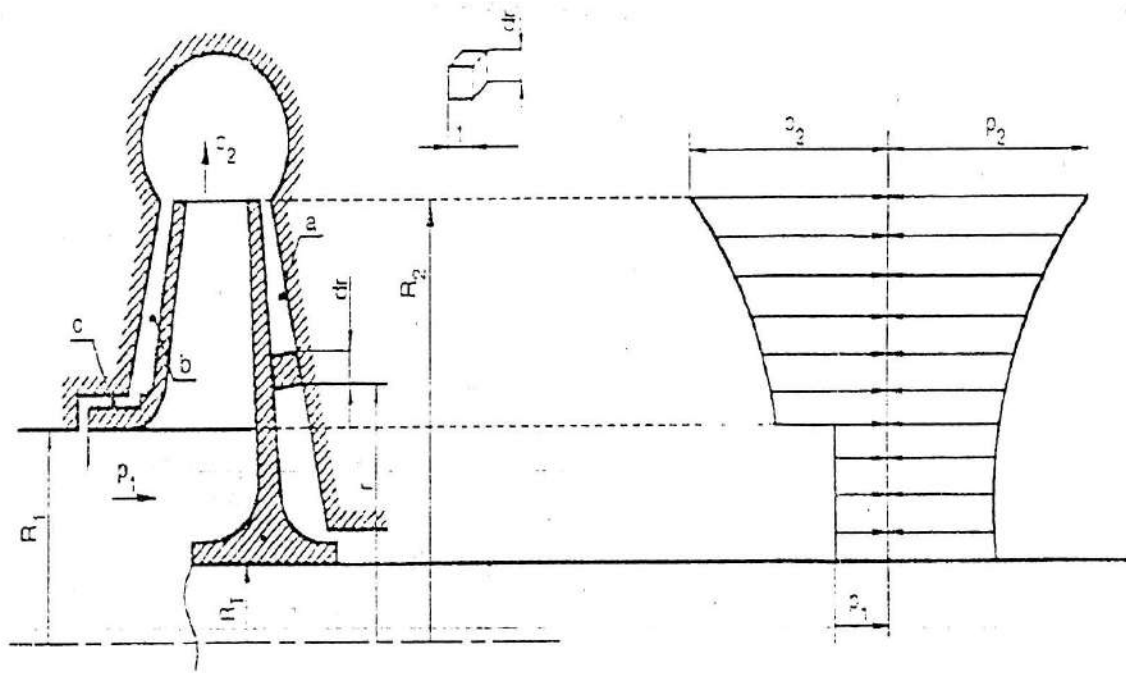
Trọng lực của bánh xe đặt ở trọng tâm của nó. Khi trong bơm chứa đầy chất lỏng, trọng lực của bánh xe bị giảm đi do áp lực thủy tĩnh. Theo định luật Asimet áp lực thủy tĩnh này bằng trọng lượng thể tích chất lỏng mà bánh xe công tác chiếm chỗ, có hướng thẳng đứng từ dưới lên và cũng đặt ở trọng tâm của bánh xe.

Khi chế tạo bơm, người ta phải tiến hành cân bằng động roto. Vì vậy trục quán tính chính trùng với trục quay của roto và mô men quán tính ly tâm bằng không. Do đó tất cả các lực quán tính đều bằng không.

Như vậy chỉ còn lại lực bề mặt do tác dụng của chất lỏng lên bánh xe công tác.

Khi bơm làm việc, chất lỏng chuyển động vào bánh xe theo chiều trục, do áp suất p_1 tương đối nhỏ. Sau khi vào bánh xe, dòng chảy đổi chiều từ hướng trục sang hướng tâm. Áp suất chất lỏng tăng dần lên và đạt giá trị lớn nhất là p_2 tại cửa ra. Áp suất p_2 lớn hơn p_1 rất nhiều. Do có sự chênh lệch áp suất, một phần chất lỏng sau khi ra khỏi bánh xe công tác lại chảy ngược trở lại qua khe a và khe b, tác dụng lên bánh xe một áp suất p .

Khi dòng chảy vào bánh xe công tác có sự đổi chiều từ hướng trục sang hướng tâm nên phát sinh một phản lực tác dụng lên mặt trong của bánh xe công tác.



Hình 2-48: Biểu đồ áp lực hướng trục

Gọi áp lực tác dụng lên mặt ngoài của bánh xe công tác là P_{ng} và áp lực tác dụng lên mặt trong là P_{tr} thì áp lực tác dụng lên bánh xe là:

$$P = P_{ng} + P_{tr} \quad (2-74)$$

Mặt ngoài của bánh xe công tác có dạng quay. Nếu bỏ qua lực ma sát, áp lực thủy động có hướng vuông góc với mặt ngoài. Ở chế độ tính toán, sự phân bố áp lực ở mặt ngoài đối xứng với trục quay thì thành phần hướng tâm của áp lực thủy động sẽ cân bằng lẫn nhau. Vì vậy, tổng hợp lực của áp lực thủy động có chiều hướng trục.

Chất lỏng chảy ngược trở lại khe a và khe b có áp suất p_2 . Áp suất này sẽ giảm dần theo chiều chảy ngược do khi bánh xe công tác quay đã xuất hiện lực ly tâm có tác dụng chống lại sự chảy ngược của chất lỏng vào khe a, b. Người ta đã chứng minh được rằng khi bánh xe quay với vận tốc góc ω thì vòng chất lỏng trong khe a, b sẽ quay với vận tốc $\frac{\omega}{2}$. lực ly tâm sinh ra sẽ được xác định theo công thức:

$$F = m \cdot \omega^2 \cdot r$$

Trong đó:

m – Khối lượng vật quay.

ω - Vận tốc góc của vật quay.

r – Bán kính quay.

Với lượng chất lỏng nằm trong một vi phân khoảng trống cách trục r , dài dr , chiều rộng bằng l , lực ly tâm phát sinh được xác định theo công thức:

$$dF = \rho(2\pi \cdot r \cdot dr \cdot l) \cdot \frac{\omega^2}{4} r$$

Lực ly tâm này phát sinh ra áp suất dp_ω có chiều ngược chiều áp suất p_2 :

$$dp_\omega = \frac{dF}{2\pi l} = \frac{1}{4} \rho \omega^2 r dr$$

Vậy:

$$p_\omega = \int_r^{R_2} \frac{1}{4} \rho \omega^2 r dr$$

$$p_\omega = \frac{1}{8} \rho \omega^2 (R_2^2 - r^2) \quad (2-75)$$

Áp suất p tác dụng lên mặt ngoài bánh xe công tác là kết quả kết hợp tác dụng của hai thành phần áp suất p_2 và p_ω .

$$p = p_2 - p_\omega \quad (2-76)$$

$$P = P_2 - \frac{1}{8} \rho \cdot \omega^2 (R_2^2 - r^2) \quad (2-77)$$

Do có đệm chống thấm ở cửa vào bánh xe công tác nên khe c rất nhỏ, áp suất tác dụng lên mặt ngoài bánh xe trong khoảng từ R_1 đến R_2 được cân bằng. Ở đĩa sau, trong khoảng từ R_T đến R_1 (hình 2-48), mặt trong chịu áp suất p_1 , mặt ngoài chịu áp suất p . lực hướng tác dụng lên mặt ngoài bánh xe công tác có chiều ngược chiều dòng chảy chảy vào bánh xe và có trị số xác định theo công thức:

$$P_{ng} = \int_{R_T}^{R_1} \left[p_2 - \frac{1}{8} \rho \omega^2 (R_2^2 - r^2) \right] 2\pi r dr - \pi p_1 (R_1^2 - R_T^2)$$

$$P_{ng} = \pi (R_1^2 - R_T^2) (p_2 - p_1) - \frac{\pi \cdot \rho \cdot \omega^2}{8} (R_1^2 - R_T^2) \left[R_2^2 - \frac{1}{2} (R_1^2 - R_T^2) \right] \quad (2-78)$$

Có thể tính gần đúng theo công thức:

$$P_{ng} = \pi (R_1^2 - R_T^2) (p_2 - p_1) \quad (2-79)$$

Lực tác dụng lên mặt trong của bánh xe công tác do sự đổi chiều của dòng chảy khi chảy vào có hướng trùng với hướng dòng chảy khi chảy vào bánh xe công tác, trị số của nó xác định theo phương trình động lượng:

$$P_{tr} = K m C_1 = K \frac{\gamma}{g} Q C_1 \quad (2-80)$$

Từ (2-74), (2-78), (2-80) có công thức xác định lực hướng trục tác dụng lên bánh xe công tác:

$$P = \pi (R_1^2 - R_T^2) (p_2 - p_1) - \frac{\pi \cdot \rho \cdot \omega^2}{8} (R_1^2 - R_T^2) \left[R_2^2 - \frac{1}{2} (R_1^2 - R_T^2) \right] - K \rho Q C_1 \quad (2-81)$$

Hoặc xác định gần đúng theo công thức:

$$P = \pi (R_1^2 - R_T^2) (p_2 - p_1) - K \frac{\gamma}{g} Q C_1 \quad (2-82)$$

Ở đây:

γ - Trọng lượng riêng của chất lỏng (kG/m³).

Q - Lưu lượng máy bơm (m³/s).

C_1 - Vận tốc dòng chảy tại cửa vào bánh xe công tác (m/s).

K - Hệ số kinh nghiệm. Bơm tỷ tốc nhỏ và vừa $K = 1$.

R_1 - Bán kính cửa vào bánh xe công tác (m).

R_T - Bán kính trục (m).

P_1, P_2 - Áp suất chất lỏng tại cửa vào, cửa ra bánh xe công tác (kG/m²).

Lực hướng trục P tác dụng lên bánh xe công tác có chiều ngược dòng chảy chảy vào bánh xe.

Nếu bơm có nhiều cấp có n bánh xe thì:

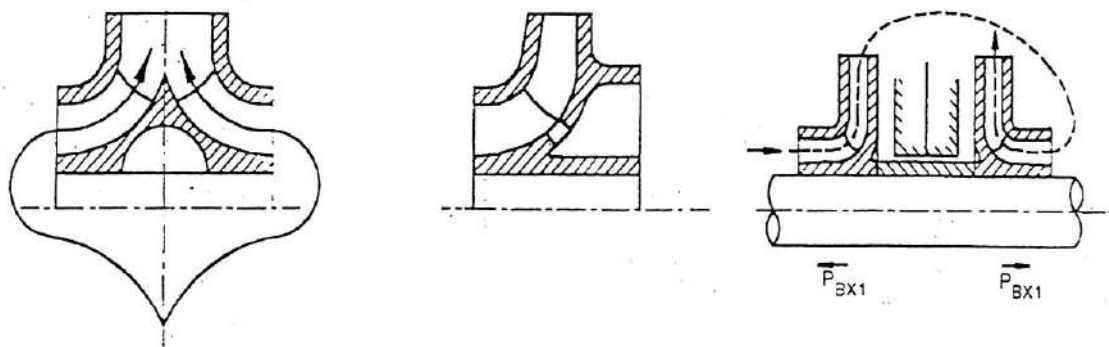
$$P' = nP$$

Nếu bơm trục đứng thì: $P' = P + G \quad (\text{kG}) \quad (2-83)$

Trong đó: G – Trọng lượng phần quay (kG).

Đa số các trường hợp lực hướng trục trong bơm ly tâm có giá trị tương đối lớn. Lực này làm mòn các ổ trục, tạo nên sự sai lệch khe hở trong bơm, làm roto cọ xát vào vỏ bơm khi làm việc, gây giảm hiệu suất và có thể hư hỏng máy bơm.

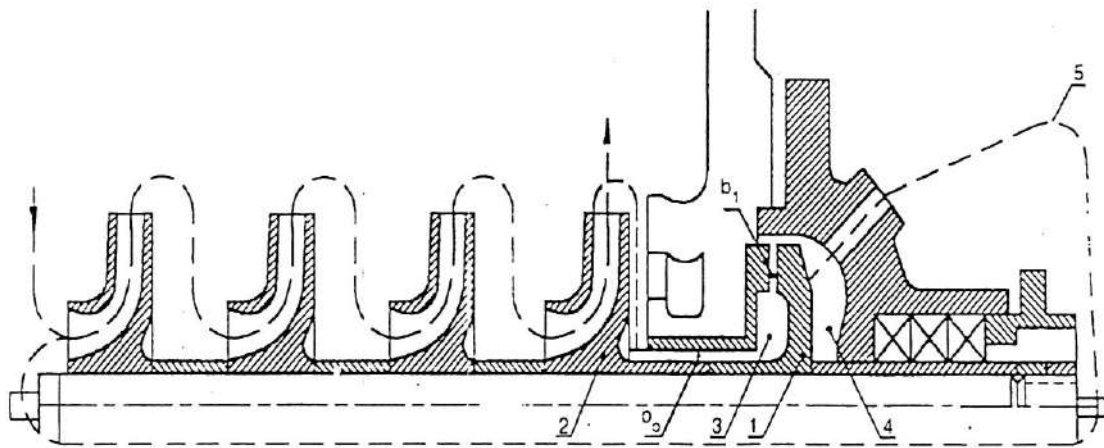
Để cân bằng lực hướng trục trong bơm nếu dùng ổ bi loại chặn hoặc đỡ chặn là không hợp lý, người ta thường dùng các phương pháp thủy lực. Nội dung của phương pháp này là dựa trên nguyên tắc đối xứng của sự phân bố áp lực trên một bánh xe hoặc bằng các hệ thống thủy lực đặc biệt:



Hình 2-49: Sơ đồ cân bằng lực hướng trục theo nguyên tắc đối xứng

Dựa vào nguyên tắc đối xứng của sự phân bố áp lực trên bề mặt bánh xe, trong thực tế không thể đạt được đối xứng hoàn toàn. Vì thế khi cân bằng lực hướng trục theo phương pháp này trong kết cấu của bơm phải đặt ổ chặn hoặc đỡ chặn để chịu phần lực còn lại chưa được cân bằng. Cân bằng theo nguyên tắc này thì tốt hơn cả là dùng bánh xe công tác nước vào hai phía (hình 2-49a). Tuy nhiên cũng có thể xuất hiện lực hướng trục khi đệm chống thấm ở một phía của bánh xe bị hỏng. Cách thứ hai theo nguyên tắc trên là đặt thêm một đệm chống thấm nữa ở bánh xe công tác dẫn nước vào một phía (hình 2-49b). lực hướng trục được cân bằng nhờ các lỗ

giảm tải đặt ở phần dưới của đĩa sau bánh xe (số lỗ thường có $3 \div 6$). Theo phương pháp này lực hướng trục tác dụng lên mặt ngoài bánh xe P_{ng} được cân bằng. Lực hướng trục tác dụng lên mặt trong P_{tr} sẽ được cân bằng nhờ ổ bi kiểu chặn. Phương pháp cân bằng như vậy tuy đơn giản nhưng gây sự tổn thất lưu lượng. Cách thứ ba theo nguyên tắc trên là đặt các bánh xe đối xứng nhau từng đôi một trong bơm nhiều cấp (hình 2-49c). Các bánh xe có kích thước như nhau, tạo nên cột áp như nhau, trong điều kiện làm việc bình thường sẽ gây nên các lực hướng trục như nhau và ngược chiều nhau. Các lực đó sẽ triệt tiêu lẫn nhau và làm cho toàn bộ roto được cân bằng. Phương pháp này có nhược điểm là chế tạo vỏ bơm phức tạp, công kênh.



Hình 2-50: Cân bằng lực hướng trục bằng đĩa giảm tải

Cơ cấu thủy lực đặt biệt thường được sử dụng để cân bằng lực hướng trục trong bơm nhiều cấp là đĩa giảm tải (hình 2-50). Khi dùng cơ cấu này trong kết cấu của bơm không cần đặt ổ chặn và ở mọi chế độ làm việc của bơm, roto đều được cân bằng. Cấu tạo của đĩa giảm tải gồm một số buồng đặc biệt. Áp lực trong đó phụ thuộc vào vị trí của roto theo chiều trục. Vì vậy khi roto lệch khỏi vị trí cân bằng do tác dụng của lực hướng trục thì nó lại tự quay về vị trí cân bằng.

Cấu tạo của đĩa giảm tải giới thiệu trên hình 2- 50 gồm đĩa 1 lắp chặt trên trục bơm ở sau cấp cuối cùng, buồng trung gian 3, buồng cân bằng 4, chất lỏng từ bánh xe 2 của cấp cuối cùng chảy qua khe hở b_0 chảy qua buồng trung gian 3 rồi qua khe hở b_1 vào buồng cân bằng áp lực 4; nhờ ống nối 5, từ buồng 4 chất lỏng áp suất cao sẽ quay về miệng hút của bánh xe cấp đầu tiên. Áp lực trong buồng trung gian lớn hơn nhiều so với buồng cân bằng áp lực trên đĩa 1 là bộ phận chịu tác dụng của lực hướng trục. Đĩa 1 cũng là bộ phận luôn giữ cho roto ở vị trí cân bằng. Nếu do tác dụng của lực hướng trục, roto bị đẩy về phía trái thì chiều rộng khe hở hướng kính bị

giảm đi, áp suất trong buồng 3 tăng lên và áp suất trong buồng 4 giảm đi đến khi roto được đẩy về vị trí cân bằng. Nếu lực hướng trục đẩy roto về phía phải thì hiện tượng xảy ra ngược lại và vị trí cân bằng của roto cũng được khôi phục. Cân bằng lực hướng trục theo phương pháp này làm phức tạp thêm kết cấu của bơm và chỉ dùng khi bơm có từ 5 cấp trở lên.

2.22. CÁC PHƯƠNG PHÁP ĐIỀU CHỈNH BƠM LY TÂM

Như đã trình bày ở mục 2.16, khi bơm làm việc trong một hệ thống nhất định thì chỉ có một điểm làm việc cho một giá trị cốt áp H và lưu lượng Q xác định. Trong quá trình làm việc, do yêu cầu dùng nước, nhiều khi phải thay đổi điểm làm việc của bơm và hệ thống. Sự thay đổi điểm làm việc của bơm theo một yêu cầu nào đó gọi là sự điều chỉnh.

Để nhận được điểm làm việc mới của bơm có hai cách điều chỉnh: thay đổi đặc tính đường ống và thay đổi đặc tính máy bơm.

Thay đổi đường đặt tính đường ống thường được thực hiện nhờ van trên ống đẩy. Phương pháp này còn được gọi là điều chỉnh tiết lưu.

Thay đổi đường đặc tính máy bơm được thực hiện bằng cách thay đổi số vòng quay trên trục bơm.

2.22.1. Điều chỉnh bằng phương pháp tiết lưu

Nội dung của phương pháp điều chỉnh tiết lưu là thay đổi độ đóng mở của van trên ống đẩy để có lưu lượng yêu cầu. Van này cũng là thiết bị đã lắp sẵn trên ống đẩy. Vì thế, điều chỉnh bằng phương pháp này không đòi hỏi phải có thêm bất kỳ một thiết bị nào khác. Nên chú ý là phải điều chỉnh bằng van trên ống đẩy, không được dùng van trên ống hút vì sẽ làm tăng tổn thất cột áp trên ống hút và điều đó có thể dẫn đến hiện tượng xâm thực.

Ở điều kiện làm việc bình thường van mở hoàn toàn, điểm làm việc của hệ thống là $A (Q_A, H_A)$. Bằng cách thay đổi độ mở của van, có thể thay lưu lượng máy bơm từ Q_A đến $Q = 0$. Ứng với mỗi vị trí mở của van có một đường đặc tính mới của đường ống. Phương trình cân bằng năng lượng có dạng:

$$H_0 = H + h_v$$

Hoặc

$$H_0 = H_{hh} + \Sigma h + h_v \quad (m) \quad (m)$$

Ở đây:

H – Cột áp cần thiết của bơm để khắc phục tổn thất cột áp trong đường ống và chiều cao bơm nước hình học (m).

Σh – Tổng tổn thất áp lực trên hệ thống đường ống (m).

h_v – Tổn thất cột áp do việc đóng bớt van gây nên (m).

H_{hh} – Chiều cao bơm nước hình học (m).

Trên hình 2-51 cho thấy, để nhận được lưu lượng Q_B phải đóng bớt van lại. Khi ấy đặc tính đường ống là đường CE_1 , điểm làm việc của hệ thống là B.

Công suất yêu cầu để đưa nước lên chiều cao hình học H_{hh} và khắc phục tổn thất Σh trên đường ống:

$$N = \frac{\gamma Q_B H_K}{102 \eta_B}$$

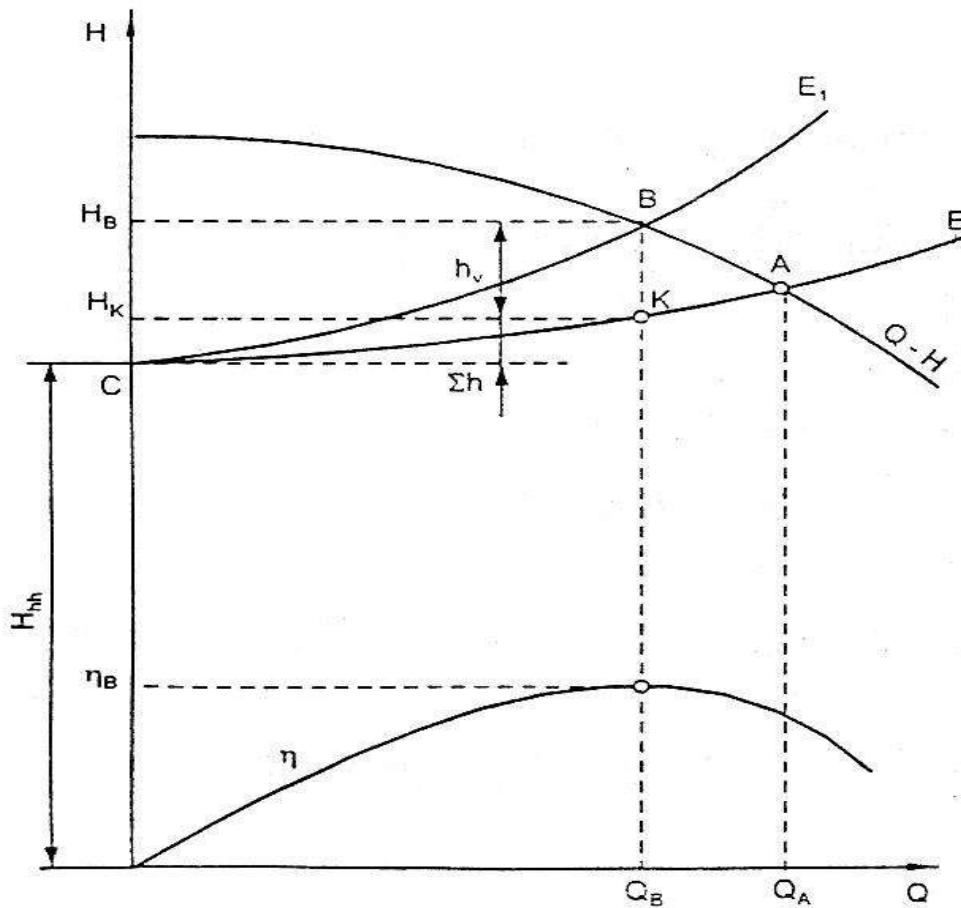
Công suất thực tế máy bơm tiêu thụ khi điều chỉnh bằng van:

$$N_B = \frac{\gamma Q_B H_B}{102 \eta_B}$$

Hiệu suất của máy bơm khi điều chỉnh bằng van:

$$\eta = \frac{N}{N_B} = \frac{H_K}{H_B} \eta_B \quad (2-84)$$

Như vậy, khi điều chỉnh bằng van, hiệu suất của máy bơm bị giảm đi. Mức độ đóng van càng nhiều, sự giảm hiệu suất càng lớn.



Hình 2-51: Điều chỉnh lưu lượng bơm bằng van trên ống đẩy

Lượng điện bị hao phí do điều chỉnh:

$$\Delta E = \frac{\gamma Q_B h_v}{102 \eta_B \eta_{dc}} T; \quad (\text{kWh}) \quad (2-85)$$

Ở đây:

Q_B – Lưu lượng sau khi điều chỉnh (m^3/s).

h_v – Phần áp lực bị tổn thất do đóng bớt van (m).

T – Thời gian điều chỉnh (h);

η_B – Hiệu suất máy bơm ứng với lưu lượng Q_B .

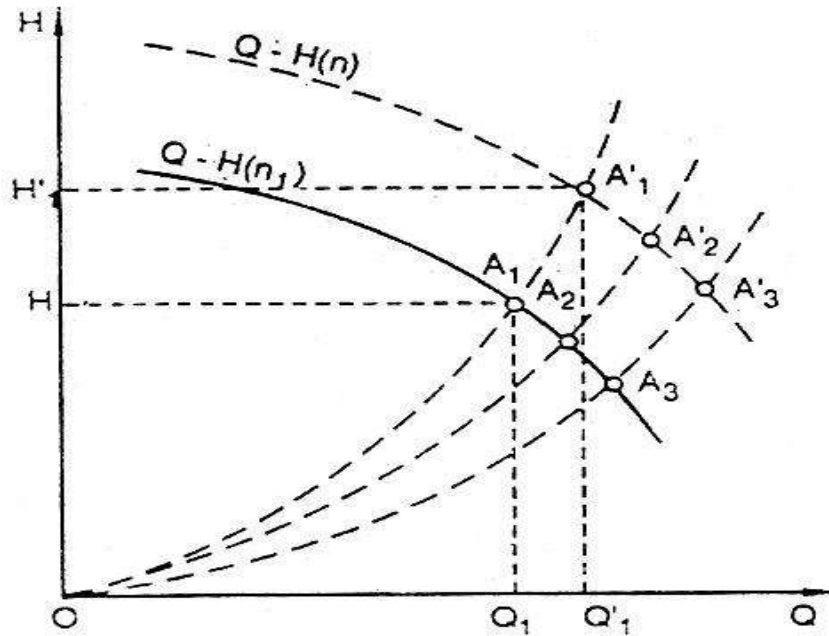
η_{dc} – Hiệu suất động cơ.

γ - Tỷ trọng riêng của chất lỏng (kG/m^3), với nước $\gamma = 1000 \text{ kG}/\text{m}^3$.

Thời gian điều chỉnh càng dài, điện năng bị hao phí càng lớn.

Phương pháp điều chỉnh này đơn giản, thuận tiện nhưng không kinh tế. Vì vậy nó chỉ được áp dụng ở các trạm bơm nhỏ, thời gian điều chỉnh ngắn.

2.22.2. điều chỉnh bằng cách thay đổi số vòng quay



Hình 2-52: Điều chỉnh lưu lượng máy bơm bằng cách thay đổi số vòng quay

Theo quan hệ tương tự trong một bơm ly tâm trình bày trong mục 2.14.1, giữa các thông số làm việc và số vòng quay liên tục tuân theo quan hệ:

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^2$$

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2}$$

Trong đó:

H_1, Q_1 – Cột áp, lưu lượng của bơm khi làm việc với số vòng quay n_1 .

H_2, Q_2 – Cột áp, lưu lượng của bơm khi làm việc với số vòng quay n_2 .

Vì vậy việc điều chỉnh lưu lượng của máy bơm có thể thực hiện bằng cách thay đổi số vòng quay trên trục. Thực chất của việc điều chỉnh này là làm thay đổi đường đặc tính $Q - H$ của máy bơm để nó cắt đường đặc tính ống tại điểm đáp ứng lưu lượng yêu cầu.

Khi số vòng quay trên trục thay đổi không quá 50% số vòng quay định mức thì hiệu suất máy bơm hầu như không đổi. Cần lưu ý là chỉ được điều chỉnh theo xu hướng giảm số vòng quay.

Áp dụng phương pháp điều chỉnh này mặc dù phải lắp thêm thiết bị điều chỉnh nhưng vẫn mang lại hiệu quả kinh tế đáng kể.

Thiết bị điều chỉnh được sử dụng rộng rãi hiện nay là bộ biến tần. Sử dụng thiết bị này, việc điều chỉnh thường được cài đặt theo áp lực trên ống đẩy và phạm vi điều chỉnh rộng, linh động.

2.22.3. điều chỉnh bằng cách gọt bánh xe công tác

Theo quan hệ tương tự trong một bơm ly tâm trình bày trong mục 2.14.2, giữa các thông số làm việc của máy bơm và đường kính bánh xe công tác tuân theo

quan hệ:

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2$$

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2$$

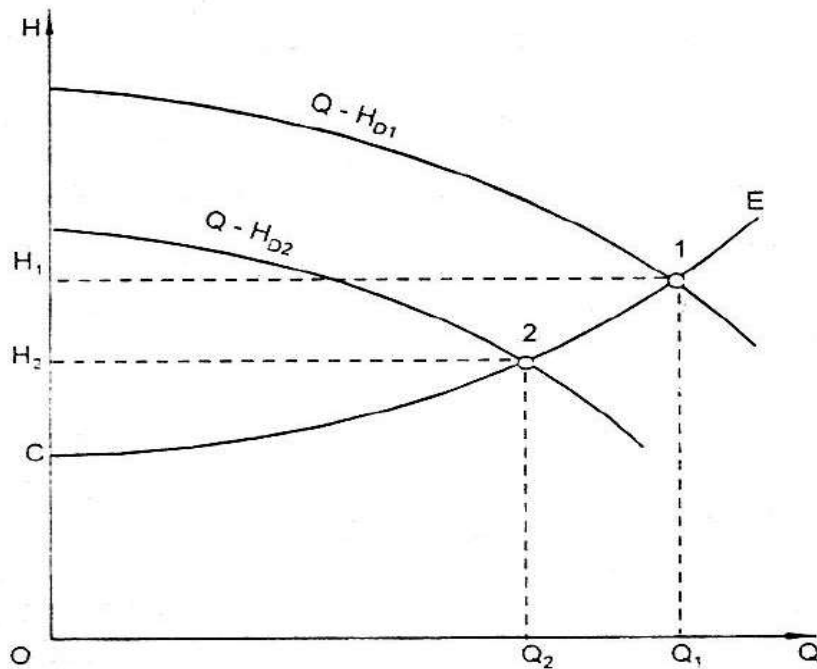
$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{D_1}{D_2} \quad (\text{khi } n_s < 150)$$

Trong đó:

Q_1, h_1 – Cột áp, lưu lượng máy bơm khi đường kính bánh xe công tác là D_1 .

Q_2, H_2 – Cột áp, lưu lượng máy bơm khi đường kính bánh xe công tác là D_2 .

Hình 2-53 mô tả máy bơm có đường kính bánh xe công tác D_1 khi làm việc trong hệ thống có lưu lượng Q_1 . Để đạt được lưu lượng Q_2 theo yêu cầu, theo mục 2.14.5 phải tính toán gọt bánh xe công tác đến đường kính D_2 .



Hình 2-53: Điều chỉnh lưu lượng máy bơm bằng cách gạt bánh xe công tác

Để đảm bảo hiệu suất bơm hầu như không đổi, tỷ lệ gạt cần nằm trong giới hạn cho phép (2.14.2).

Gạt bánh xe công tác là một phương pháp điều chỉnh hiệu quả, đơn giản để thay đổi lâu dài chế độ làm việc của máy bơm. Nếu muốn khôi phục lại chế độ làm việc cũ, cần phải thay lại bánh xe công tác.

2.23. CÁC PHƯƠNG PHÁP MÔI BƠM LY TÂM

Trước khi cho bơm ly tâm làm việc bao giờ cũng phải môi. Môi bơm là làm cách nào đó để ống hút và thân bơm chứa đầy nước.

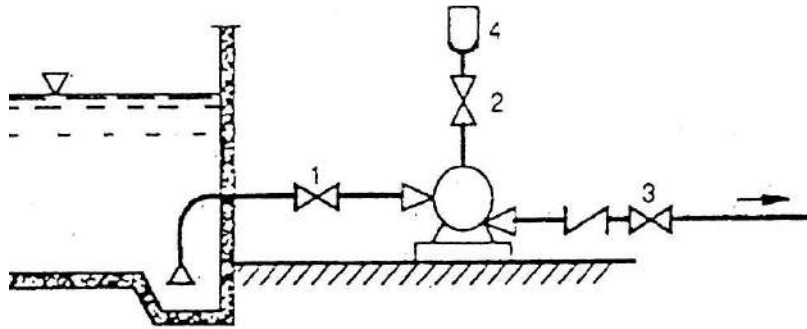
Có nhiều phương pháp môi bơm.

2.23.1 Môi bằng nước

1. Máy bơm đặt thấp hơn mực nước trong bể hút

Môi bằng phương pháp này ở miệng vào ống hút chỉ bố trí phễu hút hoặc lưới chắn rác không có van thu nếu bơm nước thô.

Khi mỗi phải đóng van 3, mở hoàn toàn van 1 trên ống hút và van 2 trên ống xả khí. Nước từ bể hút tự chảy vào ống hút và máy bơm. Quan sát phễu 4 nếu thấy nước dâng lên không còn lẫn bọt khí là bơm đã mỗi xong. Khi đó đóng van 2 lại và tiến hành khởi động bơm.



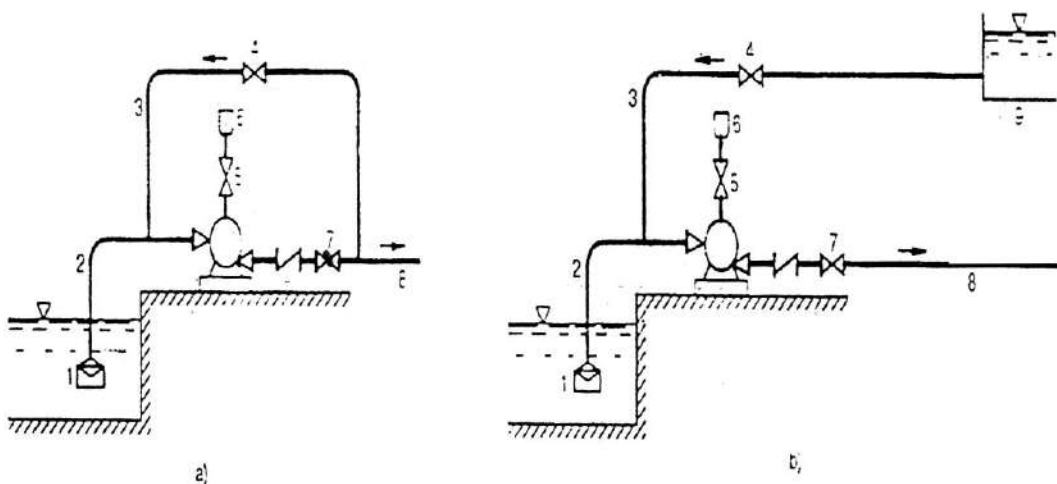
Hình 2-54: Máy bơm đặt thấp hơn mực nước trong bể hút

1, 2, 3 – Van; 4-Phễu xả khí

2. Máy bơm đặt cao hơn mặt nước trong bể hút

Trong trường hợp này miệng ống hút nhất thiết phải đặt van thu.

Nước mỗi bơm có thể lấy từ ống đẩy (nếu trên ống đẩy thường xuyên có nước có áp) hoặc từ bể cấp nước mỗi.

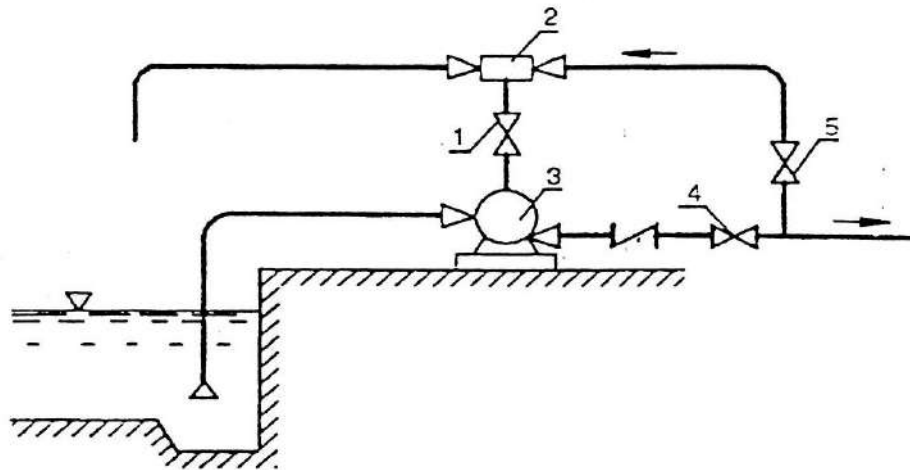


Hình 2-55: Máy bơm đặt cao hơn mực nước trong bể hút

a- Nước mỗi lấy từ ống đẩy; b- Nước mỗi lấy từ thùng mỗi; 1- Lưới chắn rác có van thu; 2- Ống hút; 3- Ống mỗi; 4,5,7- Van; 6- Phễu xả khí; 8- Ống đẩy; 9- Bể cấp nước mỗi.

Khi mồi, mở van 4,5 đóng van 7. Quá trình mồi tiến hành cho đến khi nước được chứa đầy trong ống hút và thân bơm, khí được xả hết ra ngoài. Nếu dừng máy lâu, nước trong ống hút có thể bị rò rỉ ra ngoài qua van thu 1. do vậy, lần làm việc sau của bơm phải mồi lại.

2.23.2. Mồi bằng bơm phun tia



Hình 2-56: Mồi bằng bơm phun tia

1, 4, 5-Van; 2-Bơm phun tia; 3-Bơm ly tâm

Mồi bằng phương pháp này, miệng vào ống hút không đặt van thu. Phương pháp mồi bằng bơm phun tia nên áp dụng cho các trạm bơm công suất trung bình trở lên. Nước công tác cấp cho bơm phun tia lấy từ ống đẩy của bơm ly tâm hoặc từ đài nước trong trạm.

Ống hút của bơm phun tia với phần cao nhất trên thân bơm ly tâm. Khi mồi đóng van 4, mở van 1 và van 5. Bơm phun tia hút khí từ ống hút và bơm ly tâm xả ra ngoài cùng với nước công tác, tạo nên độ chân không trong bơm ly tâm. Vì vậy nước từ bể hút sẽ dâng lên chứa đầy trong ống hút và thân bơm ly tâm. Bơm ly tâm được khởi động khi trong ống hút và thân bơm chứa đầy nước.

2.23.3. Mồi bằng bơm chân không

Phương pháp này cũng thường sử dụng ở các trạm bơm có công suất trung bình trở lên hoặc ở các trạm bơm điều khiển tự động. Trong trạm bơm thường đặt hai bơm chân không (một bơm dự trữ) để mồi cho tất cả các bơm. Ống hút của bơm chân không nối với phần cao nhất trên thân bơm ly tâm, ống đẩy nối với thùng tuần hoàn

(hình 2-57). Thùng tuần hoàn có nhiệm vụ cấp nước mỗi bơm chân không và bù lượng nước trong bơm chân không bị hao hụt trong quá trình làm việc, đồng thời nó cũng là nơi tiếp nhận khí, nước do bơm chân không đẩy ra.

Bơm chân không được chọn theo độ chân không cần thiết và lưu lượng khí cần thiết. Độ chân không nên chọn $H_{ck} = 8 \div 9$ m. Lưu lượng của bơm chân không có thể xác định theo công thức:

$$Q_{ck} = k \frac{(V_B - V_H) H_a}{T(H_a - H_{hh})}; \quad (\text{m}^3/\text{ph}) \quad (2-86)$$

Trong đó:

K – Hệ số dự trữ, lấy trong khoảng $1,05 \div 1,10$.

V_B – Thể tích khí trong thân bơm (m^3).

V_H – Thể tích khí trong ống hút (m^3).

H_a – Áp suất khí quyển ở điều kiện làm việc (m).

(ở điều kiện tiêu chuẩn $H_a = 10\text{m}$).

T – Thời gian mỗi bơm ly tâm (phút). Với bơm sinh hoạt $T = 3 \div 5$ phút, bơm chữa cháy $T \leq 3$ phút.

H_{hh} – Chiều cao hút hình học của bơm ly tâm (m).

Hình 2-57 giới thiệu sơ đồ mỗi bơm ly tâm bằng bơm chân không. Trình tự làm việc của thiết bị như sau:

1. Cho nước từ thùng tuần hoàn bơm vào bơm chân không và mở van 2 trên ống 5, đóng van 3 trên ống 4.

2. Cho bơm chân không làm việc.

3. Điều chỉnh lượng nước cấp cho bơm chân không bằng cách khép bớt van 6. một số bơm hiện nay không có van 6 thì đường ống nối từ thùng tuần hoàn đến đầu hút của bơm chân không được tính toán vừa đủ để bù lại lượng nước trong bơm chân không bị hao hụt trong quá trình làm việc.

4. Theo dõi chân không kế trên ống hút hoặc thước đo mực nước 9 trên thùng tuần hoàn, nếu thấy chỉ số đạt mức qui định nghĩa là bơm ly tâm đã được mồi. Khi đó cho phép khởi động bơm ly tâm.

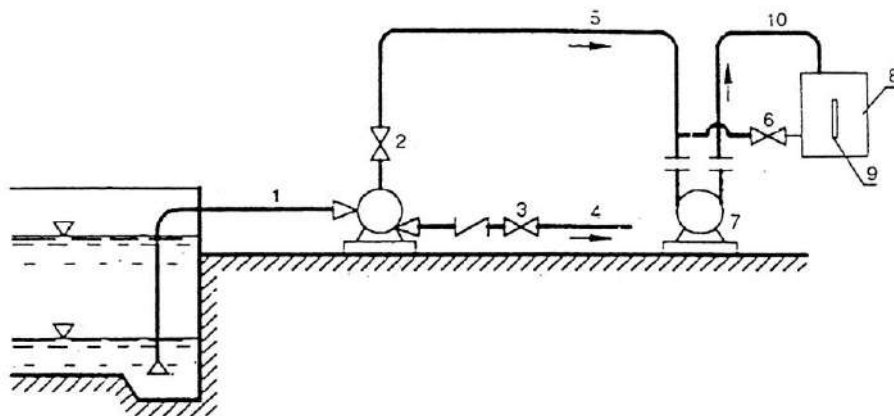
5. Theo dõi bơm ly tâm nếu thấy số vòng quay trên trục ổn định, máy chạy êm hoặc áp kế chỉ đạt áp lực khởi động thì đóng van 2, ngắt bơm chân không và mở van 3 trên ống đẩy của bơm ly tâm.

Nếu trong trạm bơm bố trí nhiều bơm ly tâm thì mỗi lần lượt từng bơm một.

Bơm chân không có thể đặt tách riêng hoặc đặt ngay trên thùng tuần hoàn.

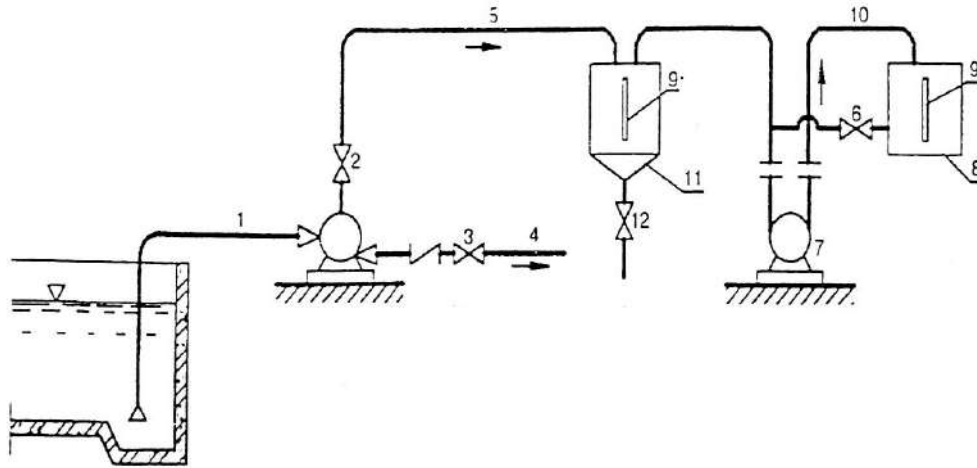
Bơm chân không kiểu vòng nước chỉ nên làm việc với nước sạch. Nếu nước trong bơm có lẫn bùn cát, các bơm sẽ bị mòn làm lưu lượng bơm bị giảm đi.

Nếu sử dụng bơm chân không kiểu vòng nước để mồi cho bơm ly tâm bơm nước bẩn hoặc bơm nước có lẫn bùn cặn, giữa bơm ly tâm và thùng tuần hoàn đặt thùng phân ly 11. Thùng phân ly là một thùng kín. Bơm chân không gián tiếp hút khí từ bơm ly tâm qua thùng phân ly. Sau khi đã tạo được độ chân không cần thiết trong bơm ly tâm, nước có chứa bùn cặn từ bể hút hoặc từ sông dâng lên chứa đầy trong ống hút và bơm ly tâm. Lúc này bơm chân không hút cả khí và nước từ bơm ly tâm vào thùng phân ly. Tại đây nước có lẫn bùn cát nằm lại (sẽ được xả qua van 12), khí được bơm chân không hút đưa về thùng tuần hoàn.



Hình 2-57: Sơ đồ mồi bơm ly tâm bằng bơm chân không

1-Ống hút của bơm ly tâm; 2, 3, 6-Van; 4-Ống đẩy của bơm ly tâm; 5-Ống hút của bơm chân không; 7-Bơm chân không kiểu vòng nước; 8-Thùng tuần hoàn; 9-Thước đo mực nước; 10-Ống đẩy của bơm chân không..



Hình 2-58: Sơ đồ môi bơm ly tâm bơm nước bẩn bằng bơm chân không kiểu vòng nước.

11-Thùng phân ly; 12-Van xả cặn; (Các chú thích từ 1 ÷ 10 giống như hình 2.57)

2.24. VẬN HÀNH MỘT TỔ MÁY BƠM

Vận hành một tổ máy bơm bao gồm ba giai đoạn chủ yếu: mở máy, theo dõi trong quá trình chạy máy và tắt máy.

Mở máy

Trước khi mở máy cần tiến hành kiểm tra, nếu cần thì xiết chặt lại các đai ốc ở đầu nối ống hút, đầu nối ống đẩy và bộ máy; kiểm tra áp lực và nhiệt độ nước, nhiệt độ dầu trong hệ thống bôi trơn và làm nguội. Các chỉ số này phải phù hợp với các chỉ số ghi trên lý lịch máy do bên thiết kế chế tạo đề ra. Sau đó kiểm tra, đóng van trên chân không kế, trên ống đẩy và ống dẫn nước phụ; mở van áp kế, cuối cùng kiểm tra điện áp mạng động lực. Nếu tất cả các điều kiện trên đều đảm bảo thì tiến hành môi bơm. Khi quá trình môi bơm kết thúc thì đóng động cơ điện chạy máy bơm.

Khi bơm đã đạt số vòng quay ổn định và áp kế chỉ giá trị thích hợp (có ghi trên biểu đồ bơm) thì mở van trên chân không kế và van trên đường ống dẫn nước đến cụm nắp bít. Nếu ổ trục của bơm có làm nguội bằng nước thì mở van dẫn nước đến làm nguội ổ. Sau cùng, mở van trên ống đẩy để bơm cấp nước vào hệ thống.

Trong một số trường hợp cho phép mở máy khi van trên ống đẩy mở nếu trên ống đẩy có van một chiều và việc mở máy như vậy không có khả năng dẫn đến quá tải của động cơ.

Theo dõi vận hành

Trong thời gian làm việc, các tổ máy chạy phải êm, trục không bị rung và đảo, lưu lượng và cột áp của máy bơm phải đạt yêu cầu. Các thông số làm việc này có thể dễ dàng kiểm tra được bằng các thiết bị kiểm tra đo lường. Các bộ phận làm việc của máy bơm như bánh xe công tác, ổ bi, vòng chèn là những bộ phận dễ bị mòn, hư hỏng. Vì vậy cần lưu ý chúng hơn.

Thông thường khi bơm làm việc cần chú ý đến những vấn đề sau:

1. Nhiệt độ ổ trục: Nhiệt độ ổ trục không nên vượt quá 65°C . trong một số trường hợp nhiệt độ ổ trục có thể cao hơn nhưng nhiệt độ thực tế cũng không được vượt quá 80°C và không được cao hơn nhiệt độ trong gian máy quá 45°C , nhiệt độ dầu bôi trơn và hộp dầu không được quá 60°C .

2. Áp lực dầu trong hệ thống bôi trơn hay mức dầu trong buồng chứa dầu phải nằm trong phạm vi qui định. Cần thường xuyên kiểm tra chất lượng dầu trong hệ thống bôi trơn về độ nhớt, độ axit và xem dầu có bị cạn bẩn, bị lẫn nước không. Nếu chất lượng dầu không đảm bảo, cần thay dầu mới. Thông thường cứ sau 800 đến 1000 giờ làm việc cần thay dầu mới.

3. Sự làm việc của cụm nắp bít. Ở cụm nắp bít cần có nước dẫn để bôi trơn và làm nguội. Lượng nước rỉ ra ở đây cần phù hợp với yêu cầu ghi trong lý lịch bơm. Nếu lượng nước rỉ ra nhiều quá sẽ gây tổn thất lưu lượng máy bơm và có thể có khí lọt vào cửa hút, khi đó cần ép chặt bít ép túp. Ngược lại, nếu lượng nước rỉ ra ít quá hoặc không có nước rỉ ra sẽ gây cháy các vòng túp, mài mòn ổ trục hoặc bạc bảo vệ trục. Lúc đó phải lập tức nối lỏng bích ép túp.

Tùy thuộc vào kết cấu máy bơm và điều kiện làm việc của nó, thông thường sau khoảng 2500h làm việc cần kiểm tra và điều chỉnh lại khe hở của ổ trục. Ngoài ra, công nhân vận hành cần thường xuyên xem xét tình trạng làm việc của toàn bộ tổ máy như tình trạng khớp nối trục, bích nối ống, bu lông đế,...

Khi bơm đang làm việc nếu bị rung động mạnh, trục bơm bị đảo, có tiếng ồn bất thường, nước không lên, hoặc không đủ lưu lượng, cột áp,.... cần dừng máy, kiểm tra tất cả các van, ống hút, lưới chắn rác và bánh xe công tác.

Tắt máy

Khi tắt máy các thao tác phải tiến hành ngược lại với trình tự khi mở máy. Điều đó có nghĩa là:

1. Từ từ đóng van trên ống đẩy. Thời gian đóng hoàn toàn van nên nằm trong khoảng $2 \div 3$ phút để chuyển dần bơm sang làm việc ở chế độ không tải.

2. Đóng van chân không kế.

3. Ngắt động cơ điện.

4. Đóng van trên áp kế và các đường ống dẫn nước đến cụm nắp bít, đến buồng làm nguội.

2.25. MỘT SỐ HỎNG HÓC THƯỜNG GẶP VÀ BIỆN PHÁP KHẮC PHỤC

Trong vận hành bơm có nhiều dạng hỏng hóc. Dưới đây là một số dạng thường gặp và biện pháp khắc phục:

Sự cố	Dự đoán nguyên nhân	Biện pháp khắc phục
Sau khi mở máy, nước không lên	1. Chưa môi xong, trong bơm và ống hút còn khí	Tắt bơm, môi lại
	2. Ống hút bị hở	Kiểm tra lại ống hút hoặc thay bổ sung gioăng cao su ở mối nối
	3. Hở vòng túp	Xiết chặt hơn
	4. Lưới chắn rác của máy bơm bị bít kín	Kiểm tra, làm sạch
	5. Van hút bị kẹt	Kiểm tra, sửa chữa
	6. Chiều cao hút bị tăng quá mức hoặc hở miệng hút	Kiểm tra, điều chỉnh lại cao trình trục bơm hoặc miệng hút
	7. Động cơ điện quay ngược	Kiểm tra đảo lại đầu dây đầu vào động cơ.
Lưu lượng bị giảm,	1. Số vòng quay trên trục bị giảm	Kiểm tra, sửa chữa động cơ

trong quá trình làm việc	2. Không khí lọt qua bộ phận lót kín vào thân bơm hoặc ống hút	Kiểm tra ống hút, kiểm tra cụm vòng túp. Nếu vòng túp bị mòn thì thay thế, bị lỏng thì xiết chặt hơn.
	3. Đệm chống thấm hoặc đệm cơ bị mòn	Kiểm tra, thay thế
	4. Bánh xe công tác bị bẩn	Kiểm tra, làm sạch
	5. Bánh xe công tác bị mòn quá	Kiểm tra, thay thế bánh xe công tác.
	6. Ống hút đặt nông: tạo xoáy.	Chống xoáy hoặc hạ ống hút xuống.
	7. Ống hút, ống đẩy bị bẩn	Kiểm tra, làm sạch
	8. Tăng chiều cao hút	Kiểm tra ống hút, van hút mực nước trong bể.
	9. Lưới chắn rác bị nghẹt.	Kiểm tra, làm sạch
	10. Van, khóa mở không hết	Kiểm tra mở hết van khóa.
Cột áp bị giảm trong quá trình làm việc	1. Bánh xe công tác bị mòn	Kiểm tra, thay thế
	2. Hở ống đẩy	Kiểm tra, sửa chữa ống đẩy và mối nối ống.
	3. Van đẩy chưa mở hết	Kiểm tra mở hết van.
	4. Có lẫn khí trong nước	Kiểm tra ống hút và độ sâu bố trí miệng vào ống hút.
	5. Hở ống hút, vòng túp	Kiểm tra, khắc phục
	6. Hỏng bánh xe công tác hoặc vòng đệm chống thấm.	Thay thế các chi tiết bị hỏng.
Động cơ bị nóng do quá tải	1. Số vòng quay vượt quá số vòng quay định mức.	Kiểm tra động cơ và hệ thống điện vào động cơ.
	2. Nước bơm lên chứa nhiều	Kiểm tra chất lượng nước và khắc

	cát.	phục.
	3. Ổ, vòng vít xiết chặt quá.	Kiểm tra, nới lỏng.
	4. Lưu lượng tăng quá mức	Đóng bớt van trên ống đẩy.
	5. Hư hỏng phần cơ khí của bơm và động cơ	Kiểm tra, thay thế phần hư hỏng
	6. Có vật thể lạ gây kẹt bơm	Dừng máy, kiểm tra
	7. Chạy máy khi điện áp mạng bị sụt quá	Đóng bớt van đẩy.
Bơm bị rung và có tiếng ồn mạnh	1.Lắp đặt tổ máy không đúng	Kiểm tra, hiệu chỉnh lại.
	2.Nền móng yếu hoặc ống hút, ống đẩy lắp đặt không chắc chắn, thiếu gối đỡ.	Kiểm tra, bổ sung.
	3. Quạt gió của động cơ bị hỏng	Kiểm tra, thay thế hoặc sửa chữa
	4. Bánh xe công tác bị bẩn.	Kiểm tra, làm sạch hoặc sửa chữa
	5. Bu lông đế bị tháo lỏng.	Xiết chặt đai ốc.
	6.Xuất hiện xâm thực do tăng chiều cao hút.	Dừng bơm tìm cách hạ chiều cao hút hình học thực tế hoặc đóng bớt van đẩy.
	7. Hư hỏng phần cơ khí: - Hỏng chi tiết quay - Trục bị cong - Ổ đỡ bị mài mòn	Kiểm tra, thay thế các chi tiết hỏng.
Bơm đang làm việc đột nhiên	1.Bể hút bị cạn nước, lưới chắn rác của bơm hoặc phễu hút bị hở.	Phải chờ cho đủ nước. Nếu thường xảy ra cần bố trí lại miệng vào ống hút.

nước không lên	2. Bánh xe công tác bị tháo lỏng.	Kiểm tra, lắp lại.
	3. Vòng túp bị cháy hoặc mài mòn quá mức.	Kiểm tra lại bộ phận dẫn nước bôi trơn, làm mát và thay thế vòng túp.
Vôbơm bị nóng	Máy chạy lâu và van đẩy không mở	Dừng máy, kiểm tra van, bôi lại rồi mở máy.
Ổ trục bị nóng	1. Dầu cạn, bẩn.	Rửa ổ, thay dầu mới.
	2. Cạn dầu, khô mỡ.	Đổ thêm dầu, mỡ.
	3. Chất lượng dầu, mỡ xấu.	Phân tích độ nhớt, độ pH, nếu không đạt cần thay dầu, mỡ
	4. Nắp chặn ổ xiết chặt quá.	Nới lỏng, điều chỉnh lại khe hở trục hợp lý.
	5. Chảy dầu.	Sửa chữa chỗ hỏng.
Cụm vòng túp bị nóng	1. Bị ép túp chặt quá.	Nới lỏng.
	2. Ống dẫn nước đến cụm vòng túp bị tắc.	Kiểm tra, thông tắc.
Rò rỉ bất thường ở cụm vòng túp.	1. Bị ép túp bị hỏng	Xiết chặt hơn.
	2. Các vòng túp bị xuống cấp, bị mòn	Thay vòng túp
	3. Trục hoặc ống bao trục bị mòn	Kiểm tra, khắc phục.

CHƯƠNG 3

BƠM HƯỚNG TRỰC

3.1 SƠ ĐỒ CẤU TẠO VÀ NGUYÊN TẮC LÀM VIỆC

Bơm hướng trục cũng là một loại bơm được sử dụng nhiều trong tiêu tưới, thoát nước mưa và cấp nước khi yêu cầu lưu lượng lớn, cột áp nhỏ. Bơm hướng trục thường sử dụng torng phạm vi:

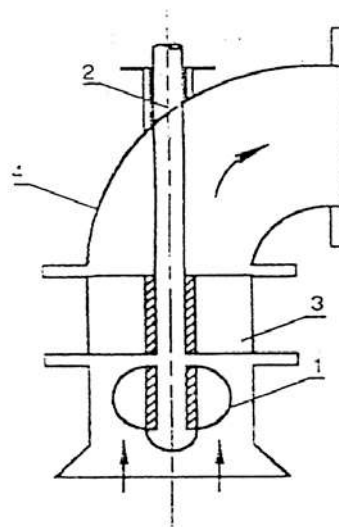
$$Q = 0,1 \div 5,0 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$H = 4 \div 22 \text{ m}$$

Và có hệ số tỷ tốc $n_s = 600 \div 1200$. Đây là một loại bơm mới được sử dụng rộng rãi trong khoảng 50 năm lại đây.

Kết cấu của bơm hướng trục đơn giản và chắc chắn. Phần quay gồm trục và bánh xe công tác. Bánh xe công tác gồm bầu và các cánh gắn trên bầu. Cánh bánh xe công tác có dạng cong trong không gian, mặt trên lõm, mặt dưới lồi. Số cánh thường có từ 3 đến 6. Phần đứng yên gồm có vỏ và bộ phận hướng dòng. Bộ phận hướng dòng là một khối trụ rỗng, trong có từ 6 đến 12 cánh dạng cong.

Trong bơm hướng trục dòng chảy không chuyển động thẳng góc với trục mà chuyển động trong các mặt trụ đồng tâm với trục nên không sử dụng lực ly tâm và độ gia áp lực nhận được chỉ nhờ biến đổi động năng. Vì vậy nguyên tắc làm việc của bơm hướng trục là dựa vào dòng chảy loe.



Hình 3-1: Sơ đồ cấu tạo
bơm hướng trục
1- Bánh xe công tác; 2- Trục;
3- Bộ phận hướng dòng; 4- Vỏ.

Khi bánh xe công tác quay, cơ năng được truyền cho chất lỏng. Mỗi phần tử chất lỏng đồng thời tham gia hai chuyển động: quay và tịnh tiến theo chiều trục. Sau khi ra khỏi bánh xe công tác, chất lỏng vào bộ phận hướng dòng. Tại đây, thành phần chuyển

động quay của dòng chảy bị triệt tiêu. Sau bộ phận hướng dòng, dòng chảy chuyển động theo một chiều duy nhất là chiều song song với trục.

3.2. LƯỚI THẮNG CỦA PROFIN

Cắt bánh xe công tác bằng hai mặt trụ gần nhau và cùng trải ra mặt phẳng sẽ được lưới phẳng thẳng của profin cánh bánh xe công tác (hình 3-2). Khoảng cách giữa các profin là bằng nhau và bằng t:

$$t = \frac{\pi D}{z}$$

Trong đó:

t – Bước của lưới.

z – Số cánh bánh xe công tác.

D – Đường kính mặt cắt tương ứng với lưới.

Khi bánh xe công tác quay, lưới profin chuyển động dọc theo trục của nó.

Tại bất kỳ điểm nào của dòng chảy ở trước và sau lưới cũng có thể dựng được tam giác vận tốc tương ứng (hình 3-2). Thành phần vận tốc quay theo:

$$U = \frac{\pi D n}{60}; \quad (\text{m/s})$$

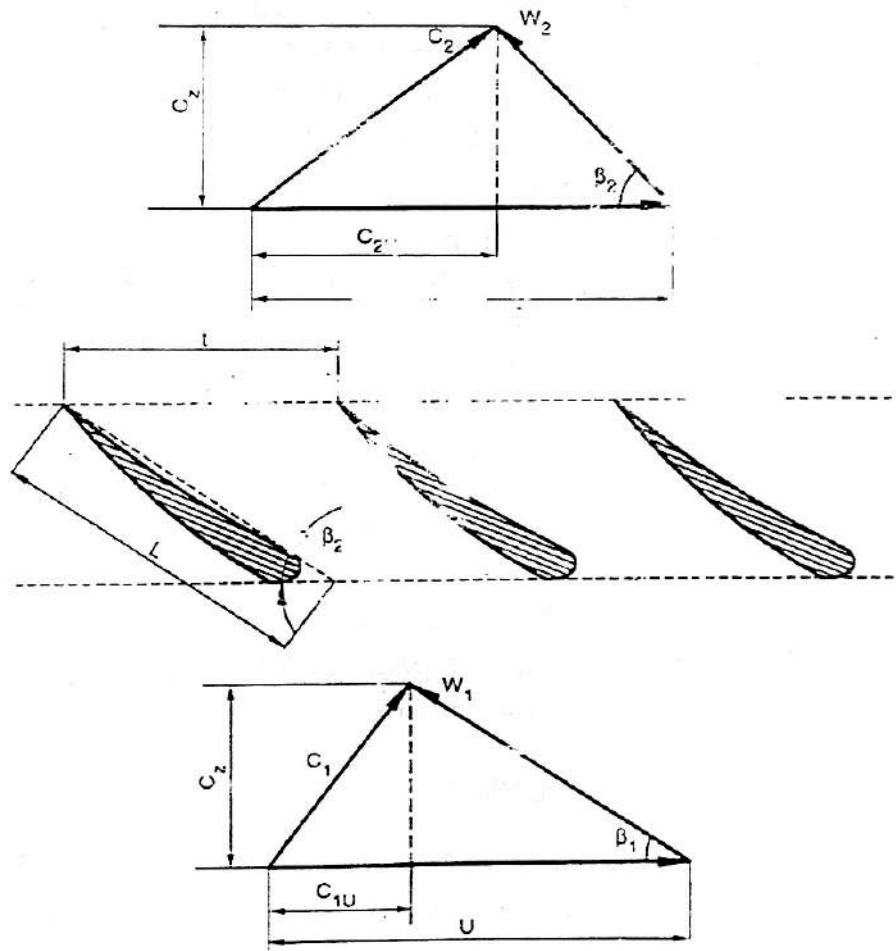
Trong đó: n – Số vòng quay của bánh xe công tác trong 1 phút.

Do các phần tử chất lỏng chuyển động trong những mặt trụ đồng tâm với trục nên bán kính r tại mọi điểm của lưới là như nhau và:

$$U_1 = U_2 = U \quad (3-1)$$

Giả sử diện tích mặt cắt ướt của dòng chảy từ lối vào đến lối ra của bánh xe công tác như nhau thì thành phần vận tốc hướng trục C_Z sẽ không đổi, tức là:

$$C_{1Z} = C_{2Z} = C_Z \quad (3-2)$$



Hình 3-2: Lưới phẳng thẳng của profin

3.3. PHƯƠNG TRÌNH CƠ BẢN CỦA BƠM HƯỚNG TRỤC

Ở mục 2.6 đã lập được phương trình cơ bản của bơm cánh dẫn nói chung:

$$H_{lt\infty} = \frac{U_2 C_{2U} - U_1 C_{1U}}{g}$$

Trong bơm hướng trục, theo biểu thức (3-1) có:

$$U_1 = U_2 = U$$

Do đó:

$$H_{lt\infty} = \frac{U(C_{2U} - C_{1U})}{g} \quad (3-3)$$

Mặt khác, theo phương trình (1-1) có thể viết:

$$H_{lt} = E_2 - E_1 = \frac{p_2 - p_1}{\gamma} + z_2 - z_1 + \frac{C_2^2 - C_1^2}{2g}$$

Viết phương trình Becnuli với tiết diện ra và tiết diện vào của bánh xe công tác trong chuyển động tương đối có:

$$\frac{p_1}{\gamma} + z_1 + \frac{W_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\gamma} + z_2 + \frac{W_2^2}{2g} + h_{bx}$$

H_{bx} : là tổn thất áp lực trong vùng bánh xe công tác. Tổn thất này có thể bỏ qua, vì vậy:

$$\frac{p_2 - p_1}{\gamma} + z_2 - z_1 = \frac{W_1^2 - W_2^2}{2g}$$

Do đó có thể viết được:

$$H_{lt\infty} = \frac{W_1^2 - W_2^2}{2g} + \frac{C_2^2 - C_1^2}{2g} \quad (3-4)$$

(3-3) và (3-4) là phương trình cơ bản của bơm hướng trục. Phương trình cơ bản này cho thấy rằng cột áp của bơm hướng trục không có thành phần $\frac{U_2^2 - U_1^2}{2g}$ do lực ly tâm gây nên. Cột áp tĩnh được tạo nên do độ mở rộng của kênh dẫn giữa các cánh trong bánh xe công tác.

Từ tam giác vận tốc (hình 3-2) thấy: $C_{2U} = U - C_z \cot g\beta_2$

$$C_{2U} - C_{1U} = (U - C_z \cot g\beta_2) - (U - C_z \cot g\beta_1)$$

Do đó phương trình (3-3) có thể viết dưới dạng:

$$H_{lt\infty} = \frac{U}{g} C_z (\cot g\beta_1 - \cot g\beta_2) \quad (3-5)$$

Như vậy để tạo nên cột áp, bơm hướng trục phải có $\beta_1 < \beta_2$, điều đó làm cho cánh bánh xe công tác bị vắn đi. Nếu hai bơm có cột áp như nhau thì bơm nào có số vòng quay lớn cánh bánh xe công tác sẽ đỡ vắn hơn. Cặp trị số β_1, β_2 không cố định mà thay đổi theo bán kính. Kể từ bầu ra chu vi, độ cong của cánh giảm dần.

Cũng như bơm ly tâm, do có tổn thất nên cột áp thực tế của bơm hướng trục có thể tính gần đúng theo công thức:

$$H = \frac{1}{K_H^2} \cdot \frac{U^2}{2g} \quad (3-6)$$

Trong đó: K_H là hệ số cột áp, giá trị của nó phụ thuộc vào hệ số tỷ tốc n_s :

$$K_H = 0,0244.n_s^{3/4}$$

3.4. LƯU LƯỢNG CỦA BƠM HƯỚNG TRỤC

Lưu lượng của bơm hướng trục được xác định theo công thức:

$$Q = C_z.F$$

Với F là diện tích mặt cắt ướn ở lõi ra của bánh xe công tác:

$$F = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)$$

Nên:

$$Q = \frac{\pi}{4}.C_z.(D^2 - d^2) \quad (3-7)$$

Trong đó :

D – Đường kính ngoài của bánh xe công tác

d – Đường kính bầu.

Trong tính toán có thể lấy sơ bộ :

$$D = (5 \div 5,5) \sqrt[3]{\frac{Q}{H}}$$

$$d = (0,4 \div 0,6)D$$

$$C_z = 0,006n_s^{2/3} \cdot \sqrt{2gh}$$

Với H là cột áp toàn phần của bơm.

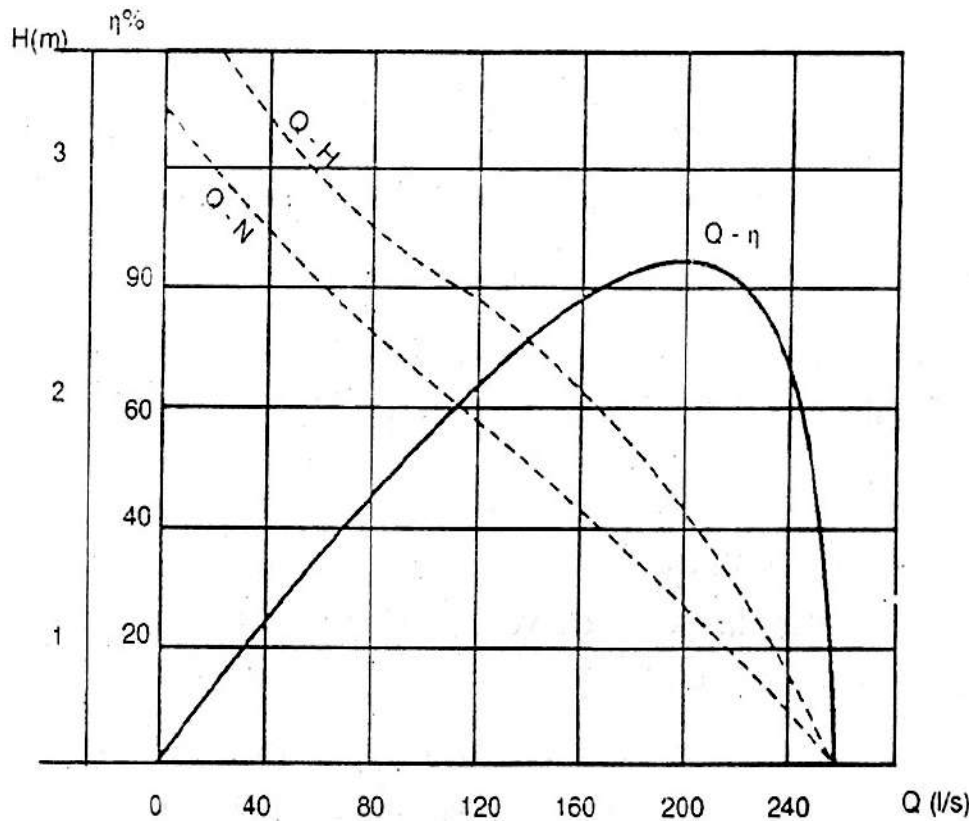
3.5. ĐƯỜNG ĐẶC TÍNH CỦA BƠM HƯỚNG TRỰC

Cũng như bơm ly tâm, đặc tính và khả năng làm việc của bơm hướng trục được thể hiện bằng các đường đặc tính thực nghiệm. Bơm hướng trục có hai loại đường đặc tính: đường đặc tính công tác và đường đặc tính tổng hợp.

3.5.1. Đường đặc tính công tác

Đường đặc tính công tác biểu diễn mối quan hệ giữa lưu lượng, cột áp, công suất, hiệu suất với một số vòng quay không đổi và một trị số góc đặt cánh nhất định (hình 3-3).

So sánh với đường đặc tính của bơm ly tâm cho thấy đường đặc tính $Q - H$ của bơm hướng trục có độ dốc lớn nhất là ở hai đầu. Cột áp càng tăng thì lưu lượng càng giảm và lớn nhất khi đóng van trên ống đẩy. Thông thường thì $H_0 = (1,5 \div 2) H'$ (H' là cột áp ứng với điểm có hiệu suất lớn nhất).



Hình 3-3: Đường đặc tính công tác của bơm hướng trục

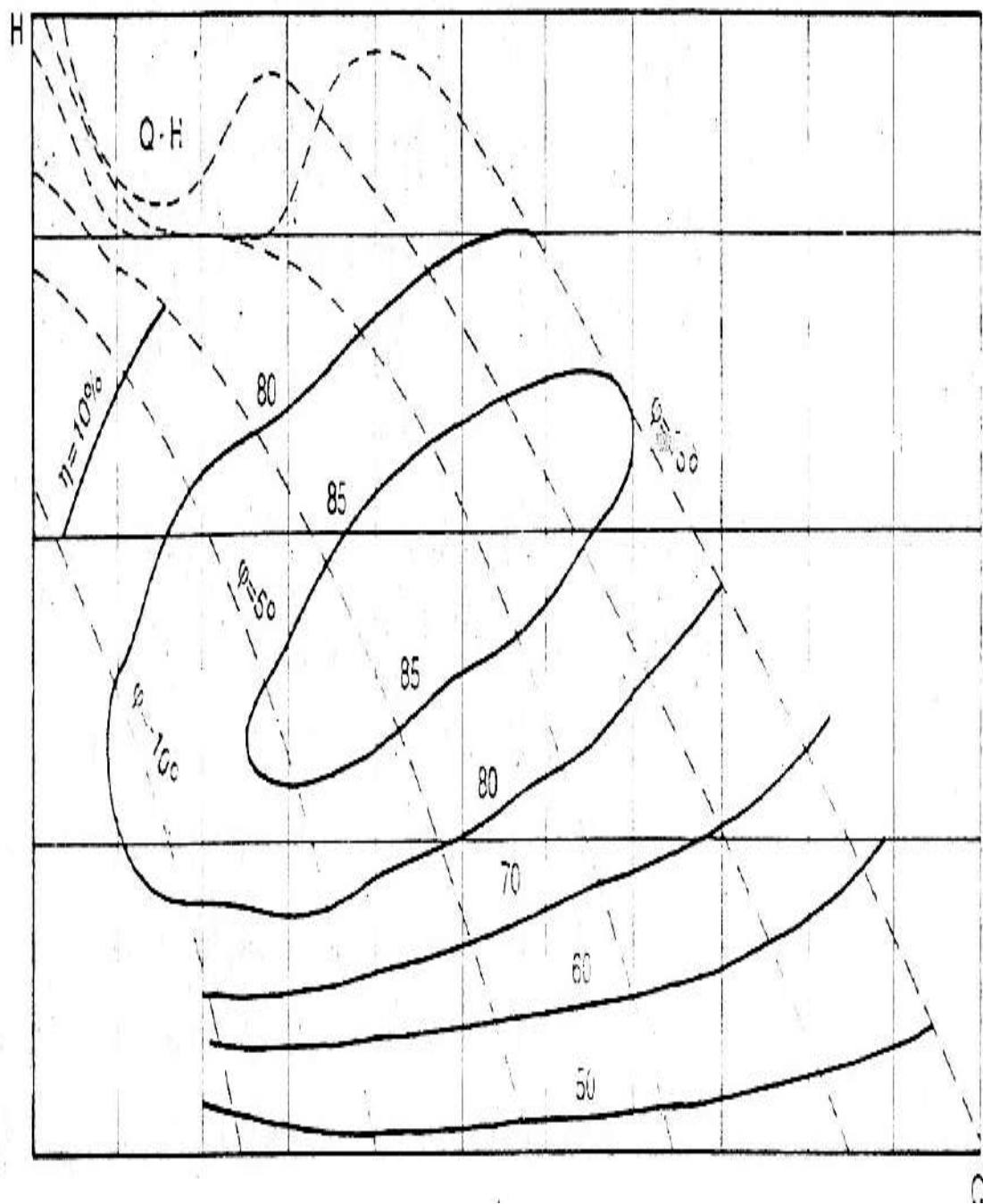
Đường đặc tính $Q - N$ cũng có dạng tương tự như đường đặc tính $Q - H$. Công suất cũng có giá trị lớn nhất khi $Q = 0$ và gấp $1,5 \div 2$ công suất làm việc của bơm tại điểm có hiệu suất lớn nhất. Từ giá trị $\eta_{\max}$ trở đi hiệu suất bơm giảm nhanh. Nguyên nhân sự khác biệt của đường đặc tính bơm hướng trục như vậy là do xuất hiện dòng chảy phụ trong vùng bánh xe công tác khi bơm làm việc. Nguyên nhân gây nên dòng chảy phụ là do trong thực tế, bơm hướng trục làm việc vẫn có sự xuất hiện của lực ly tâm làm chiều chuyển động của dòng chảy bị lệch đi, trên bề mặt cánh có lớp biên với vận tốc chảy bằng “không”, khi bánh xe công tác quay lớp biên bắn ra ngoài sinh dòng chảy phụ, hơn nữa sự chênh áp suất giữa mặt trên và mặt dưới cánh cũng gây dòng chảy phụ chảy ngược từ trên xuống dưới.

Từ đường đặc tính thấy rằng vùng làm việc có lợi của bơm nhỏ. Để khắc phục nhược điểm này, người ta chế tạo bơm cánh quay, góc đặt cánh có thể thay đổi được khi lưu lượng, cột áp yêu cầu thay đổi.

3.5.2. Đường đặc tính tổng hợp

Đường đặc tính tổng hợp được sử dụng với góc đặt cánh thay đổi và số vòng quay trên trục không đổi. Cứ ứng với mỗi góc đặt cánh có một đường đặc tính công tác. Với nhiều đường đặc tính công tác tổng hợp lại được đường đặc tính tổng hợp (hình 3-4).

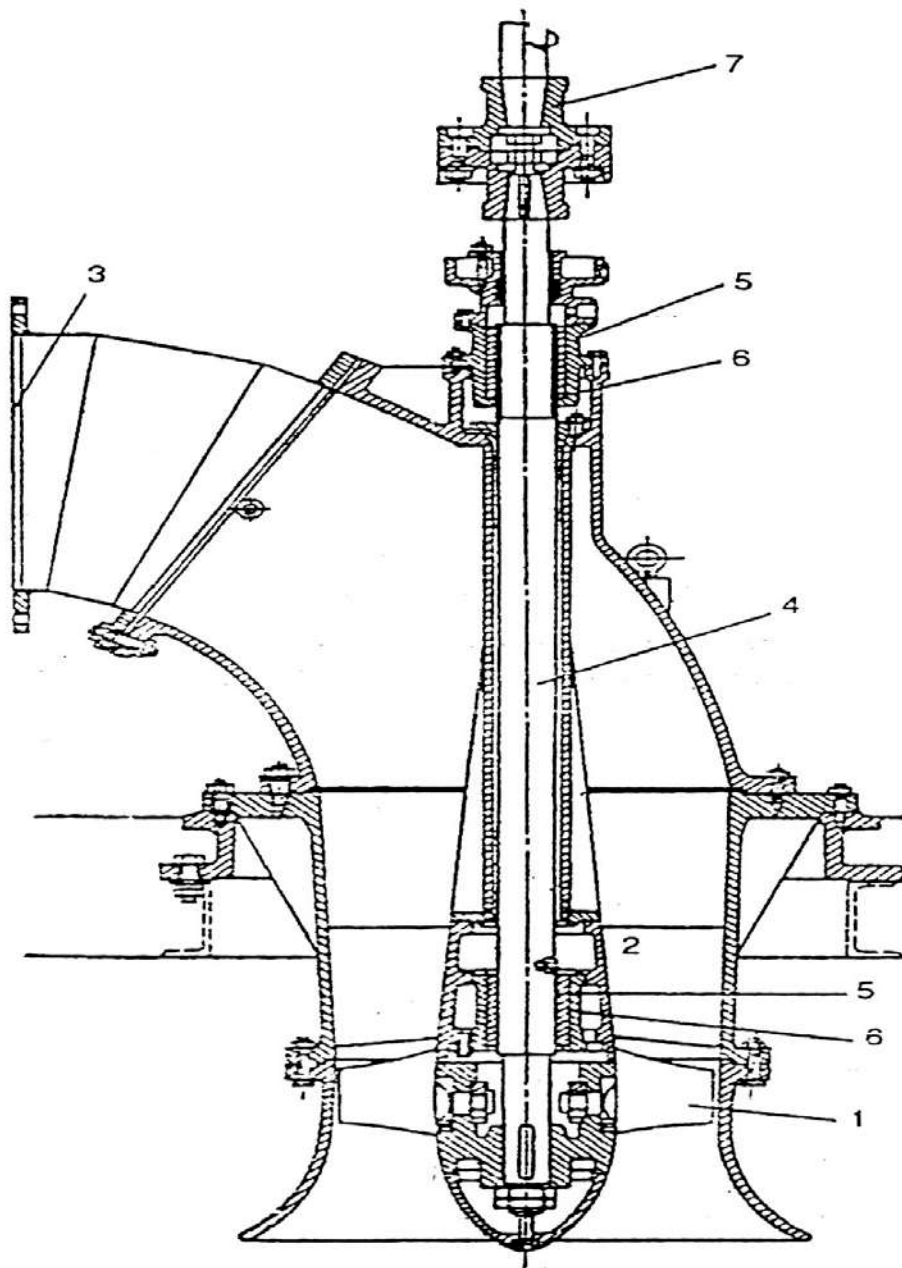
Từ các đường đặc tính của bơm hướng trục thấy rằng khi lưu lượng bằng “không” thì công suất tiêu thụ trên trục là lớn nhất



Hình 3-4: Đường đặc tính tổng hợp của bơm hướng trục

3.6. CẤU TẠO CỦA BƠM HƯỚNG TRỰC

Trạm bơm bố trí bơm hướng trục, kích thước nhà trạm nhỏ gọn. Bơm hướng trục có thể đặt thẳng đứng, nằm ngang hoặc nghiêng.



Hình 3-5: Cấu tạo bơm hướng trục

1-Bánh xe công tác; 2-Bộ phận hướng dòng; 3-Đầu nối ống đẩy; 4-Trục được bảo vệ bằng ống bao; 5-Ổ hướng trục; 6-Lót ổ; 7-Khớp nối trục

Tuy nhiên bơm hướng trục lại có chiều cao hút âm. Điều đó gây trở ngại cho việc thi công nhà trạm và lắp đặt tổ máy. Hình 3-5 giới thiệu kết cấu bơm hướng trục.

Phần quay của bơm gồm bánh xe công tác và trục. Bánh xe công tác gồm bầu và cánh. Bầu có dạng hình trụ. Bánh xe công tác có từ 3 đến 6 cánh. Cánh có dạng cong trong không gian, mép vào dày và được vê tròn lại, mép ra mỏng. Cánh thường được đúc bằng hợp kim, lắp với bầu bằng bu lông hoặc đúc liền với bầu. Với các bơm cánh quay, trong bầu đặt cơ cấu quay cánh. Trục bơm nối với trục động cơ bằng khớp nối 7. Trục bơm quay trong hai ổ hướng trục 5 lót gối ép hoặc cao su, bôi trơn bằng nước sạch.

Trong quá trình làm việc ổ hướng trục sẽ bị mài mòn. Phải thay lót ổ đúng để tránh tình trạng trục bị lệch tâm, bánh xe công tác cọ xát vào vỏ bơm gây hư hỏng. Khe hở giữa bánh xe công tác và vỏ thường bằng $0,001D$. Nếu khe hở này lớn quá, hiệu suất của bơm sẽ bị giảm.

Vỏ bơm gồm buồng bánh xe công tác, bộ phận hướng dòng, khuỷu cong và bộ phận dẫn dòng vào. Buồng bánh xe công tác dạng trụ, với bơm cánh quay thì có dạng cầu để đảm bảo khe hở giữa bánh xe công tác và vỏ là nhỏ. Bộ phận hướng dòng có từ $6 \div 12$ cánh cong trong không gian. Khuỷu cong và ống ra để đổi chiều dòng chảy. Bộ phận dẫn dòng vào có dạng côn thu hoặc khuỷu cong tùy thuộc vị trí đặt bơm so với bề hút.

Bơm hướng trục là loại được sử dụng và sản xuất tương đối nhiều ở nước ta. Ta đã chế tạo bơm hướng trục với lưu lượng $Q = 40 \div 10000 \text{ m}^3/\text{h}$ và cột áp $2,0 \div 9,5 \text{ m}$.

CHƯƠNG 4

BƠM GIẾNG KHOAN

Bơm giếng khoan là loại bơm được chế tạo theo dạng hình khối tròn xoay, với đường kính phủ bì của khối bơm nhỏ, thích hợp với việc lắp đặt ở các giếng khoan có đường kính từ 100 ÷ 600 mm. Tuy nhiên loại bơm này không chỉ được ứng dụng để lắp đặt ở các điểm giếng khoan.

4.1. PHÂN LOẠI BƠM GIẾNG KHOAN

4.1.1. Phân loại theo động cơ

1. Bơm động cơ kiểu nhúng chìm

Hình 4-1, giới thiệu bơm giếng khoan động cơ kiểu nhúng chìm. Máy gồm phần bơm 4 và phần động cơ 6. giữa hai phần này là lưới hút nước 5. phần bơm gồm nhiều cấp. Mỗi cấp gồm bánh xe công tác 8 và bộ phận hướng dòng 9. số lượng cấp bơm phụ thuộc vào cột áp của máy bơm. Sau cấp bơm cuối cùng có van một chiều 10, van này có tác dụng chống lại hiện tượng quay ngược của bánh xe công tác khi bơm đột ngột dừng máy. Động cơ điện 6 là phần nằm dưới cùng của tổ máy. Đây là loại động cơ nhúng chìm cho phép làm việc trong nước. Động cơ có thể chế tạo theo kiểu khô hoặc kiểu ướt.

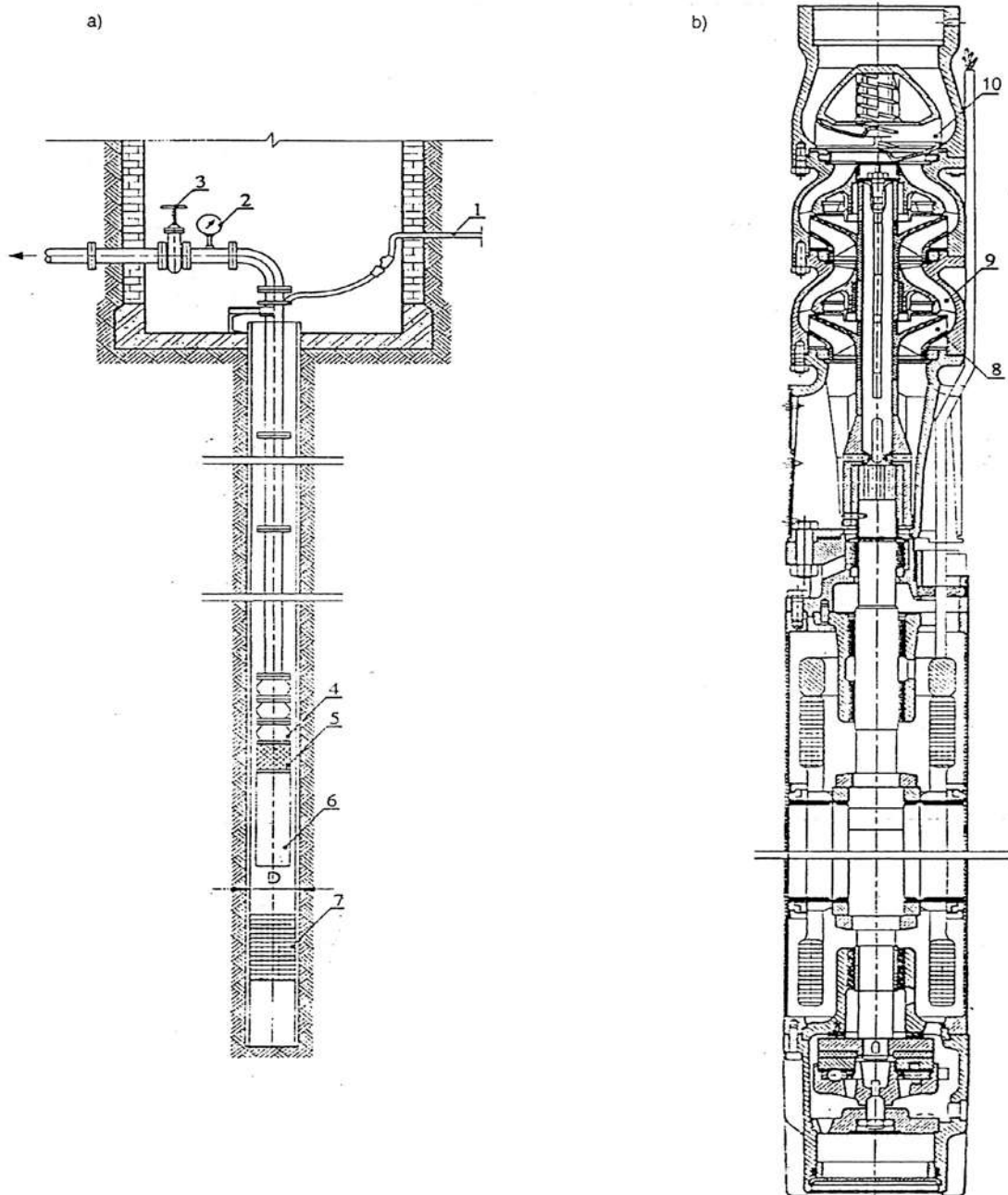
Bơm có động cơ kiểu khô, vỏ động cơ phải khít kín, trong động cơ có khí nén. Nước rò rỉ vào động cơ sẽ đọng lại trong một buồng ở dưới cùng và được báo lên bằng điều khiển nhờ rơ le phao. Máy nén khí đặt trên mặt đất từng thời kỳ đưa khí nén vào động cơ để đẩy nước ra ngoài. Tổ máy có động cơ kiểu khô hiệu suất cao, nhưng kết cấu phức tạp và có thể có nước thấm vào dây quấn của động cơ. Vì vậy loại này ít được sử dụng.

Bơm có động cơ kiểu ướt, roto ngâm trong nước hoặc ngâm trong dầu. Loại động cơ roto ngâm trong nước có cấu tạo và vận hành đơn giản nên hầu hết các bơm giếng khoan kiểu chìm đều sử dụng loại động cơ này. Bơm giếng khoan kiểu chìm có cấu tạo gọn nhẹ, đơn giản, hiệu suất cao, lắp đặt và vận hành đơn giản, độ tin cậy vận hành cao. Vì vậy loại bơm này không những được sử dụng để lắp đặt ở các giếng khoan mà còn sử dụng để lắp đặt ở các trạm bơm cấp một bơm nước mặt, ở các trạm bơm cấp

hai. Trường hợp này máy bơm có thể đặt tách riêng trong gian máy hoặc đặt trực tiếp trong ngăn hút hay trong bể chứa nước sạch.

Khi lắp đặt máy bơm phải đảm bảo sao cho cấp bơm đầu tiên nằm dưới mực nước động tối thiểu từ $2 \div 3$ m.

Máy bơm giếng khoan loại này có kết cấu gọn nhẹ, hiệu suất làm việc cao, hiện nay đang được sử dụng rất rộng rãi.



Hình 4-1: Bơm giếng khoan động cơ kiểu nhúng chìm

a-Tổ máy; b-Phần bơm

1-Cáp điện; 2-Đồng hồ áp lực; 3-Van; 4-Phần bơm; 5-Lưới hút nước; 6-Động cơ điện; 7-Giếng khoan; 8-Bánh xe công tác; 9-Bộ phận hướng dòng;

10-Van một chiều.

Ở nước ta, các máy bơm giếng khoan đang được sử dụng nhiều là bơm của các hãng chế tạo bơm nổi tiếng thế giới như KSB, Emu, Grundfos, Ebara, Lowara,...

2. Bơm có động cơ đặt trên mặt đất

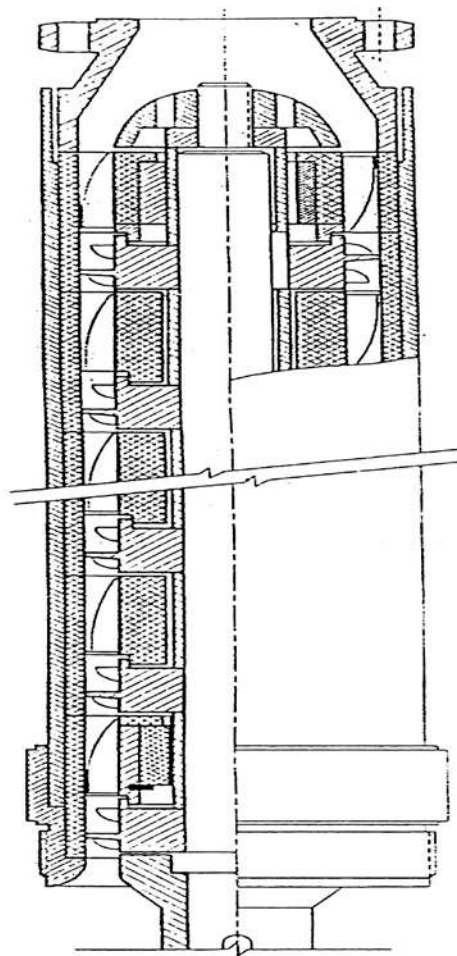
Đây là loại máy bơm có phần bơm đặt dưới giếng còn phần động cơ đặt trên mặt đất. Giữa phần bơm và phần động cơ liên hệ với nhau bằng hệ thống trục truyền động rất dài với rất nhiều khớp nối trục. Hệ thống trục truyền này được lồng trong ống đẩy nổi từ bơm lên mặt đất. chính do trục truyền động dài, quay trong nước và lại có nhiều ổ hướng trục trung gian nên hiệu suất chung của tổ máy so với bơm chìm thấp hơn rất nhiều. Trước đây, bơm giếng khoan có động cơ trên mặt đất được sử dụng rất rộng rãi. Nhưng có nhiều nhược điểm về cấu tạo, lắp đặt, và hiệu suất thấp nên ngày nay loại bơm này đã được thay thế bằng các bơm chìm động cơ kiểu ướt.

4.1.2. Phân loại theo kiểu bánh xe công tác

1. Bơm có bánh xe kiểu hướng trục

Hình 4-2 giới thiệu cấu tạo bơm giếng khoan với bánh xe công tác kiểu hướng trục.

Đặc điểm của bánh xe kiểu hướng trục là tạo nên cột áp thấp nhưng kích thước nhỏ gọn hơn bánh xe ly tâm nhiều. Chính vì vậy, bơm giếng khoan có bánh xe kiểu hướng trục được sử dụng cho các giếng đường kính nhỏ (thường là dưới 200 mm). Tuy nhiên loại bơm giếng khoan có bánh xe kiểu hướng trục ít được sử dụng trong thực tế.



Hình 4-2: Bơm giếng khoan với bánh xe kiểu hướng trục

2. Bơm có bánh xe kiểu ly tâm

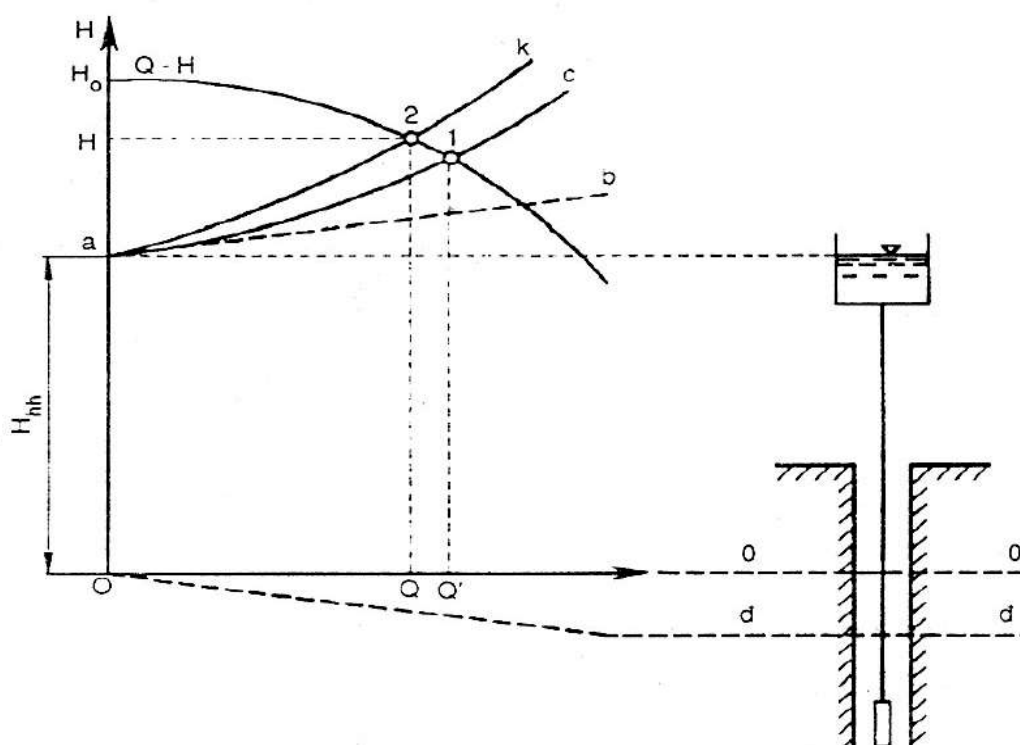
Cấu tạo của loại bơm này được giới thiệu trên hình 4-1. đây là loại bơm giếng khoan được sử dụng rất rộng rãi trong thời gian hiện nay.

4.2. ĐẶC ĐIỂM TÍNH TOÁN LƯU LƯỢNG CỦA BƠM GIẾNG KHOAN

Đặc điểm tính toán lưu lượng nói riêng và các thông số làm việc nói chung của bơm giếng khoan phụ thuộc vào đặc tính bơm và đặc tính dòng nước chảy vào giếng.

Đường đặc tính cho trong lý lịch bơm về sự phụ thuộc giữa H , η , N và Q . Ở đây H là giá trị cột áp của bơm tính ở sau cấp cuối cùng. Để nhận được đặc tính đường ống phải tính được tổn thất trên toàn bộ hệ thống ống, gồm tổn thất qua lưới chắn rác, ống dâng và ống đẩy.

Để xác định được điểm làm việc của bơm, phải dựng được đường đặc tính làm việc của bơm, đường ống và giếng (hình 4-3).



Hình 4-3: Đường đặc tính cùng làm việc của bơm giếng khoan và đường ống

Khi bơm chưa làm việc, mực nước trong giếng là mực nước tĩnh $0 - 0$. khi bơm làm việc, mực nước trong giếng sẽ hạ dần đến mực nước động $\bar{d} - \bar{d}$. Trên đồ thị tọa độ $0 - 0$ ứng với mực nước tĩnh $0 - 0$, chiều cao bơm nước hình học H_{hh} . Đặc tính đường ống kể từ cửa ra của cấp bơm cuối cùng đến bể chứa ac . Đặc tính giếng biểu thị mối quan hệ giữa độ hạ mực nước trong giếng và lưu lượng bơm đi $0\bar{d}$ hay đường ab . Đường đặc tính tổng cộng của đường ống và giếng ak . Đường này nhận được bằng cách cộng tung độ của đường ab với tung độ của đường ac ở cùng một giá trị lưu lượng.

Đường đặc tính $Q - H$ của bơm cắt đường đặc tính ống ac ở điểm 1 và ak ở điểm 2. Ở thời điểm đầu tiên, ngay sau khi mở máy, bơm cho lưu lượng Q' . Sau khi mực nước trong giếng hạ đến mức nước động, chế độ làm việc của bơm được xác lập ổn định, bơm cho lưu lượng Q , cột áp H .

Trong thực tế, thường gặp một số bơm giếng khoan làm việc song song. Trong trường hợp này, tìm điểm làm việc của bơm giếng khoan cùng làm việc cũng giống như đối với các bơm ly tâm thông thường.

4.3. LẮP ĐẶT, VẬN HÀNH BƠM GIẾNG KHOAN

Lắp bơm giếng khoan có nhiều khó khăn hơn so với các bơm ly tâm thông thường do bơm nằm sâu dưới giếng không quan sát được dễ dàng. Trước khi lắp bơm cần có các tài liệu sau:

- Chiều sâu giếng.
- Cấu tạo giếng.
- Lưu lượng giếng và độ sâu mực nước động trong giếng khi bơm.
- Các chỉ số về độ nghiêng và độ thẳng đứng của giếng.

Cần kiểm tra đường kính giếng ở phần có đặt bơm theo công thức:

$$D_d = D_{\max} + LH + 15, \text{ (mm)}$$

Trong đó:

D_d – Đường kính danh nghĩa của giếng khoan (mm).

$D_{\max}$ – Đường kính phần lớn nhất của khối bơm đặt trong giếng (mm).

L - Độ nghiêng của trục giếng so với phương thẳng đứng (mm/1m).

H – Độ sâu đặt bơm kể từ miệng giếng (m).

Nếu đường kính thực tế của giếng nhỏ hơn đường kính danh nghĩa thì không được đặt bơm xuống giếng.

Nếu trục giếng nghiêng một góc không quá 3^0 và đường kính ống vách đủ để lắp bơm tự do xuống giếng thì phần gối đỡ trên miệng giếng cần bố trí ở mặt nghiêng với giá trị:

$$S = \frac{D_d - D_{\max}}{2}$$

Cũng như lắp các bơm ly tâm khác, khi lắp bơm giếng khoan cần kiểm tra máy bơm và các thiết bị phụ.

Công việc kiểm tra gồm có:

- Sự phù hợp về chiều quay của động cơ so với bơm
- Sự cách điện của động cơ.
- Độ đóng mở của van một chiều trong bơm.
- Dùng tay quay nhẹ trục xem phần quay có bị cọ sát vào vỏ không.

Sau đó đổ đầy nước sạch vào động cơ nếu là động cơ kiểu ướt rồi lắp cáp điện và thả bơm xuống giếng. Sau khi thả bơm xong thì lần lượt nối và thả từng đoạn ống đẩy cùng với cáp điện xuống giếng.

Trong quá trình lắp ráp cần chú ý:

- Cáp điện sau khi cố định với ống đẩy không được võng giữa các vòng kẹp.
- Không được phép nối cáp ở trong giếng.
- Cáp điện thả xuống giếng phải được kẹp vào máy bơm và các đoạn ống đẩy.

4.4. MỘT SỐ SỰ CỐ THƯỜNG GẶP Ở CÁC BƠM GIẾNG KHOAN

Sự cố	Dự đoán nguyên nhân	Biện pháp
Công suất tiêu thụ tăng	Bánh xe công tác bị cọ xát vào vỏ bơm Ổ trục bị mòn hoặc hỏng Nước bơm lên lẫn nhiều cát	Điều chỉnh lại khe hở Thay ổ hoặc thay lót ổ Đóng bột khóa trên ống đẩy hoặc thay rửa giếng
Lưu lượng máy bơm bị giảm	Mức nước động bị hạ Bánh xe công tác bị mòn Lưới chắn rác bị bịt kín Ống lọc của giếng bị bịt kín Ống đẩy bị đóng cặn Bánh xe công tác bị bám cặn	Thả bơm xuống sâu hơn Thay bánh xe công tác Tẩy rửa lưới hoặc thay mới Thổi rửa giếng Tẩy rửa Tẩy rửa
Nước không lên	Mức nước động bị hạ, hở lưới chắn rác Lưới chắn rác bị bịt kín hoàn toàn Bánh xe công tác bị tháo lỏng	Hạ bơm Tẩy rửa hoặc thay mới Tháo bơm sửa chữa
Không đủ áp lực	Vỡ ống đẩy Một vài bánh xe công tác bị tháo lỏng hoặc bị hỏng	Thay thế, sửa chữa Kiểm tra, sửa chữa
Đóng điện động cơ bị gầm	Đứt một pha Đấu dây sai	Chữa động cơ Đấu lại dây

4.5. PHẠM VI SỬ DỤNG BƠM GIẾNG KHOAN

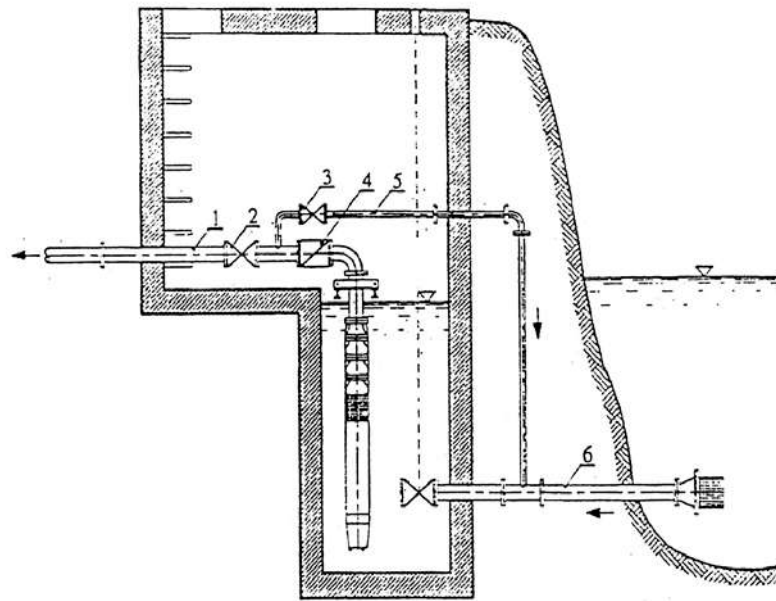
- Lắp đặt ở các giếng khoan bơm nước ngầm:

Đây là ứng dụng quan trọng nhất, chủ yếu nhất của loại bơm này.

- Lắp đặt các trạm bơm cấp một bơm nước mặt:

Trường hợp này khối công trình thu, trạm bơm cấp một sẽ có cấu tạo rất đơn giản. Máy bơm đặt trực tiếp ngay trong ngăn hút, không cần xây dựng gian máy (hình 4-4).

Hình 4-4: Bơm giếng
khoan sử dụng làm bơm
cấp một bơm nước mặt:
1- Ống đẩy; 2, 3- Van;
4- Van một chiều; 5- Ống
dẫn nước rửa ống tự chảy;
6- Ống tự chảy.

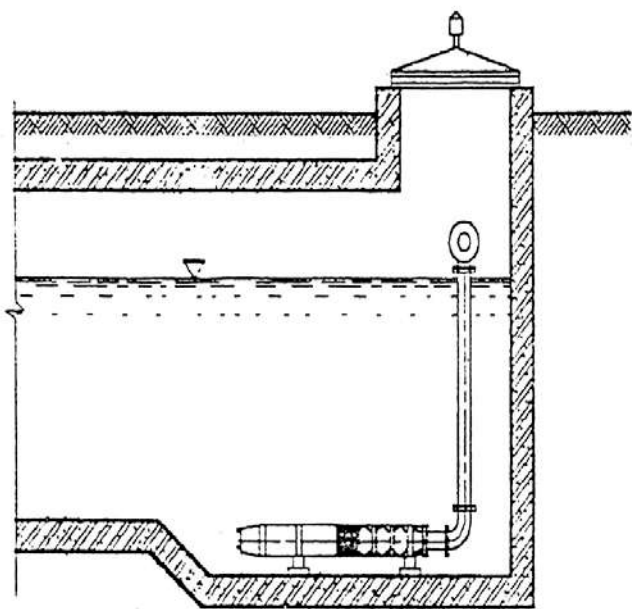


- Sử dụng làm bơm cấp hai:

Hình 4-5 giới thiệu sơ đồ bố trí bơm cấp hai trực tiếp trong bể chứa nước sạch, van và các thiết bị kiểm tra đo lường bố trí trong gian quản lý nằm ngoài bể. Các trạm bơm nhỏ, không cần xây dựng gian quản lý.

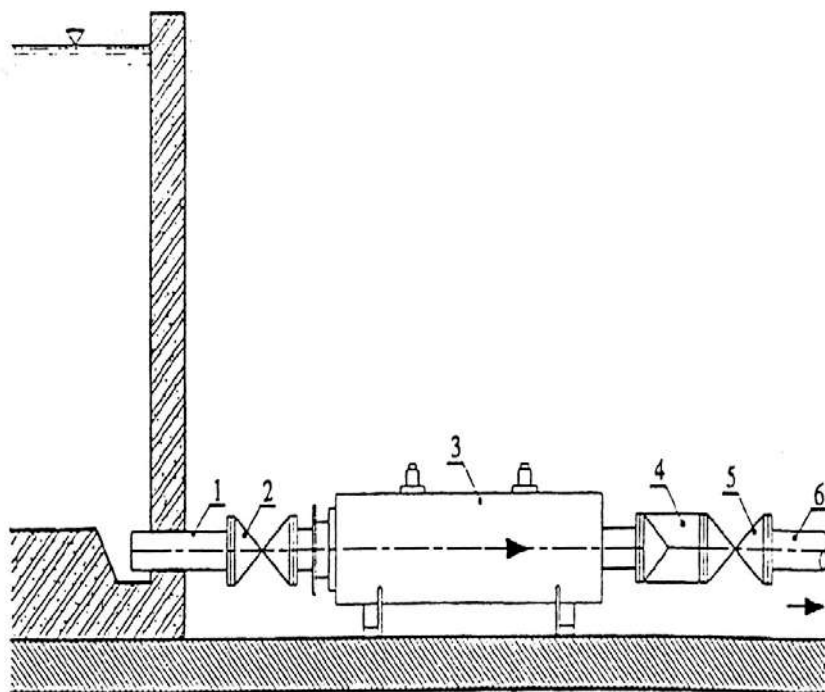
Hình 4-6 giới thiệu bơm giếng khoan sử dụng làm bơm cấp hai, đặt ngoài bể chứa. Trường hợp này đặt bơm cũng giống như các bơm thông thường khác nhưng toàn bộ máy bơm đặt trong ống bao. Ống hút, ống đẩy của máy bơm nối với ống bao này.

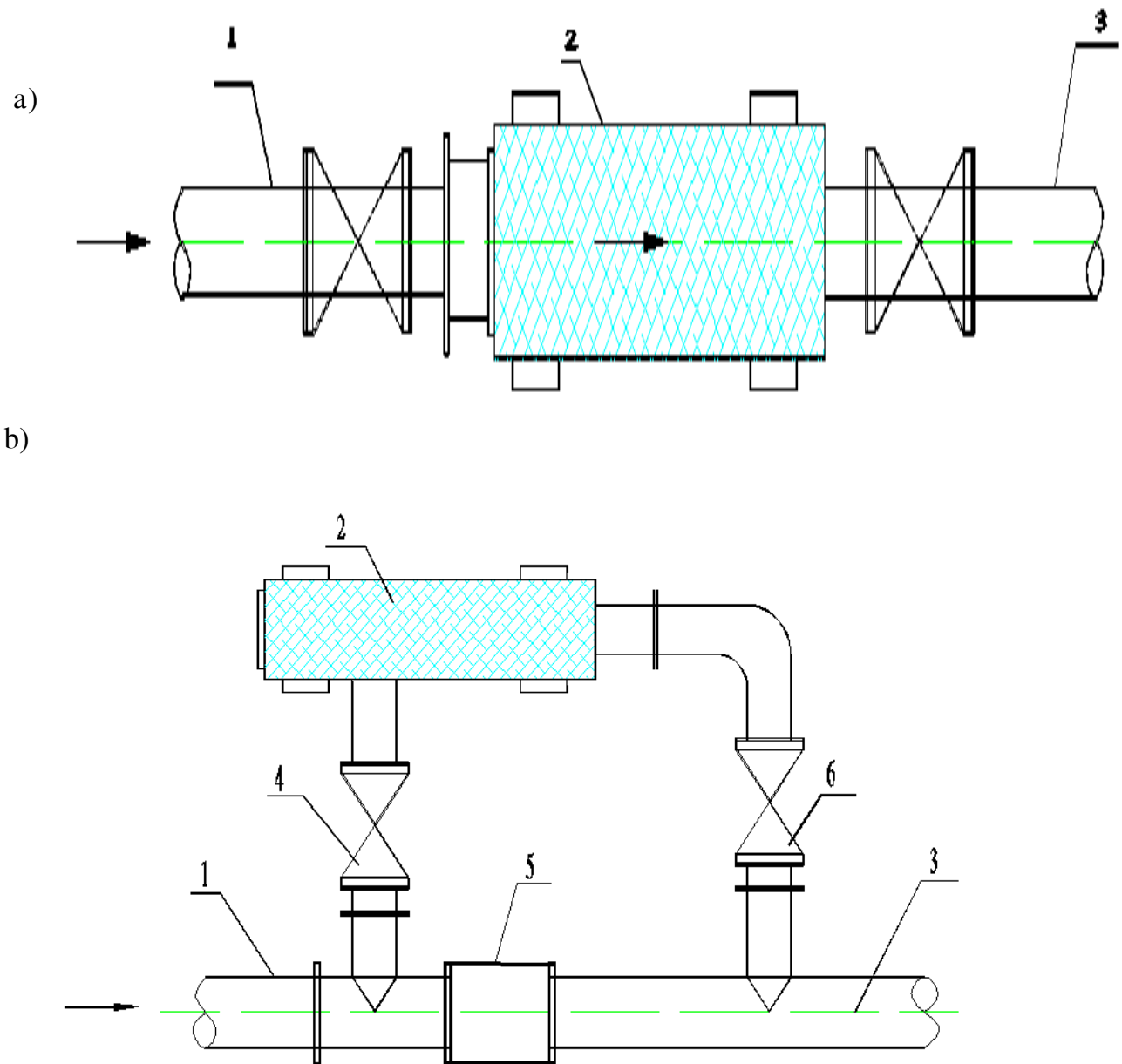
- Sử dụng làm bơm tăng áp:



Hình 4-5: Máy bơm đặt trực tiếp trong bể chứa nước sạch.

Hình 4-6: Máy bơm đặt trong gian máy nằm ngoài bể chứa.
1- Ống hút; 2- Van;
3- Máy bơm nằm trong ống bao;
4- Van một chiều;
5- Van; 6- Ống đẩy.





Hình 4-7: Bơm giếng khoan sử dụng làm bơm tăng áp

1,3- Đường ống cấp nước; 2- Máy bơm đặt trong ống bao;

4,6- Van; 5- Van một chiều

Hình 4-7 giới thiệu bơm giếng khoan kiểu chìm được sử dụng làm bơm tăng áp. Máy bơm đặt trong ống bao 2 nối trực tiếp với đường ống cấp nước 1 và 3. nước có áp lực H_1 theo ống 1 tự chảy vào bơm 2. sau khi qua máy bơm , áp lực nước được tăng lên bằng áp lực yêu cầu H_{yc} . Áp lực cần thiết H của máy bơm:

$$H = H_{yc} - H_1 \quad (m)$$

Sơ đồ hình 4-7a áp dụng khi áp lực trên đường ống hoàn toàn không đảm bảo.

Sơ đồ hình 4-7b áp dụng khi áp lực trên đường ống không thường xuyên đảm bảo. Trong giờ đủ áp lực, bơm nghỉ, nước chảy qua van 1 chiều 5 ra đường ống đến nơi tiêu thụ. Trong giờ không đủ áp lực, van 4 và 6 mở, máy bơm hoạt động để tăng áp lực nước lên đạt yêu cầu sử dụng.

CHƯƠNG 5

BƠM THỂ TÍCH

5.1. KHÁI NIỆM

5.1.1. Nguyên lý thể tích

Nguyên lý hoạt động của bơm thể tích là tạo ra một dung tích thay đổi từ nhỏ đến lớn và ngược lại. Khi dung tích máy từ giá trị bằng 0 tăng dần đến giá trị lớn nhất là quá trình hút lưu thể (chất lỏng). Khi dung tích giảm dần về giá trị 0 là quá trình nén và đẩy lưu thể. Cứ mỗi lần hút và đẩy, máy vận chuyển được một lưu lượng lưu thể nhất định, dung tích này phụ thuộc vào cấu tạo và vòng quay của máy cũng như tính chất và áp lực của lưu thể.

Khi bơm làm việc cần tránh tăng hay giảm quá nhanh thể tích làm việc của bơm để không làm hư hỏng bơm hay cháy động cơ do quá tải. Muốn vậy, cần lưu ý:

- Trước khi cho máy chạy phải mở van chặn phía trước cửa đẩy.
- Lắp van an toàn để xả nhanh chất lỏng từ không gian nén sang không gian hút của máy.

5.1.2. Phân loại

Căn cứ vào cấu tạo cụ thể ta có thể chia bơm thể tích thành các loại: bơm pittông, bơm bánh răng, bơm trục vít, bơm rôto cánh trượt, bơm quả bàng, bơm lắc.

5.1.3. Đặc điểm

Bơm thể tích có một số đặc điểm như:

- Ống hút luôn ngắn cách với ống đẩy, chất lỏng được đẩy cưỡng bức vào ống đẩy.
- Lưu lượng chất lỏng không đều và hầu như không phụ thuộc vào áp suất của bơm.
- Bơm một cấp có thể sinh ra áp lực bất kỳ nếu có đủ độ bền và công suất.

5.2. BƠM PITTÔNG

5.2.1. Phân loại, đặc điểm

Căn cứ vào đặc điểm cấu tạo và hoạt động của bơm pittông, có thể chia chúng thành các loại sau: bơm pittông tác dụng đơn, bơm pittông tác dụng kép, bơm vi sai, bơm pittông quay hướng kính và bơm pittông quay hướng trục.

5.2.1.1. Phân loại theo số lần tác dụng:

- Bơm tác dụng đơn:
- Bơm tác dụng kép:

-Bơm ba tác dụng:

5.2.1.2. Phân loại theo vị trí đặt xilanh:

- Bơm trục ngang.
- Bơm trục đứng.

5.2.1.3. Phân loại theo đặc điểm kết cấu pittông:

- Bơm pittông kiểu đĩa:

Sơ đồ cấu tạo của bơm pittông kiểu đĩa được giới thiệu trên hình 5-1. Pittông có dạng đĩa. Mặt xung quanh của pittông tiếp xúc với thành xilanh. Loại bơm này công tác chế tạo yêu cầu độ chính xác cao.

- Bơm pittông kiểu trụ:

Bơm pittông kiểu trụ được giới thiệu trên hình 5-2. Đặc điểm của loại pittông này là mặt xung quanh của pittông không tiếp xúc với thành xilanh. Xilanh của loại bơm này việc chế tạo không yêu cầu độ chính xác cao.

- Bơm pittông kiểu màng:

Hình 5-11 giới thiệu bơm định lượng kiểu pittông màng. Pittông là một màng cao su hoặc chất dẻo. Chu vi của pittông màng được cố định bỏ vào vỏ máy.

5.2.1.4. Phân loại theo mục đích sử dụng:

- Bơm hóa chất.
- Bơm nước.
- Bơm dầu.

Bơm pittông được sử dụng tương đối rộng rãi trong truyền động thủy lực, vì có các **ưu điểm** sau:

- Tạo được áp suất cao với lưu lượng không lớn lắm.
- Có khả năng thay đổi lưu lượng dễ dàng trong khi vẫn giữ nguyên áp suất và số vòng quay.
- Áp suất của bơm không phụ thuộc vào lưu lượng và số vòng quay.
- Hiệu suất tương đối cao, phạm vi điều chỉnh số vòng quay lớn.

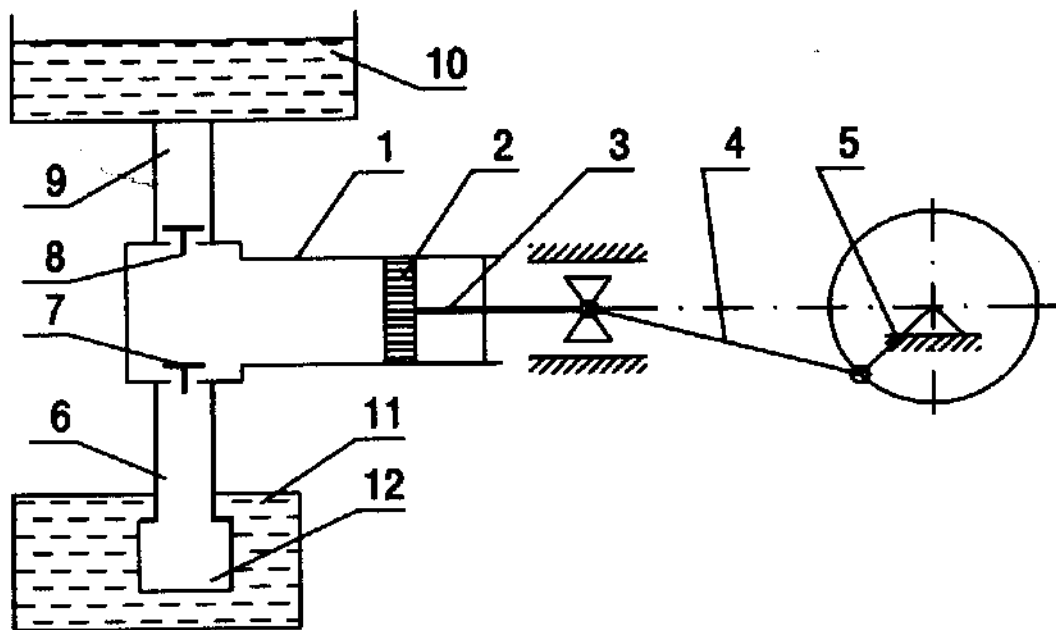
Nhược điểm chủ yếu là:

- Kích thước, khối lượng lớn và do đó diện tích chiếm chỗ lớn, giá thành cao.
- Truyền động phức tạp, các chi tiết mau mòn và lưu lượng không đều.
- Bơm pittông đĩa có vòng bít kín phức tạp, dễ rò chất lỏng và xilanh mau mòn.

5.2.2. Cấu tạo và nguyên lý làm việc

5.2.2.1. Bơm pittông tác dụng đơn.

Cấu tạo như hình 5-1. Nguyên lý làm việc như sau: pittông 2 chuyển động qua lại trong xilanh 1 nhờ cơ cấu chuyển động gồm trục O, biên 5, thanh truyền 4 và con trượt. Khi pittông chuyển động sang phải thì van 8 đóng, van 7 mở, chất lỏng từ bể 11 được hút lên lòng xilanh. Khi pittông đến điểm chết bên phải thì hoàn thành quá trình hút. Sau đó, pittông chuyển động ngược lại thì van 7 đóng và van 8 mở ra, chất lỏng sẽ được đẩy lên bể chứa 10. Khi pittông đến điểm chết bên trái thì quá trình đẩy hoàn thành. Như vậy, cứ mỗi vòng quay của trục O thì bơm thực hiện được một chu trình hút và đẩy.



Hình 5-1. Nguyên lý cấu tạo của bơm pittông tác dụng đơn:

1. Xilanh; 2. Pittông; 3. Cán pittông; 4. Thanh truyền; 5. Biên; 6. Ống hút;
7. Van hút; 8. Van đẩy; 9. Ống đẩy; 10. Bể chứa; 11. Bể hút; 12. Lưới lọc.

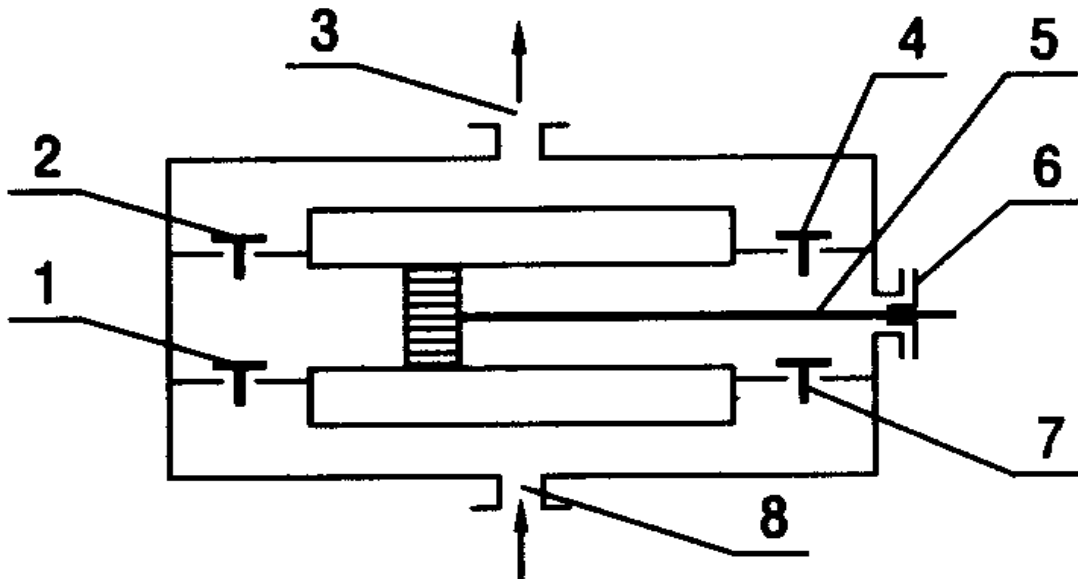
.2.2.2. Bơm pittông tác dụng kép

Bơm pittông tác dụng kép có pittông dạng tấm. Cấu tạo và hoạt động của loại bơm này được thể hiện ở hình 5-2. Khi pittông chuyển động từ trái sang phải thì phía trái thực hiện quá trình hút, còn phía phải thực hiện quá trình đẩy và ngược lại. Như vậy, mỗi vòng quay của trục chính thì bơm thực hiện được hai lần hút và hai lần đẩy.

Do cán pittông chiếm chỗ nên mỗi lần hút, đẩy của phía phải (phía có cán) kém hơn phía trái.

Bơm này có nhược điểm là: có chiều dài lớn, lực của các pittông lên hai phía khác nhau, hộp chèn kín cho cán phức tạp và hay hỏng, nhiều van.

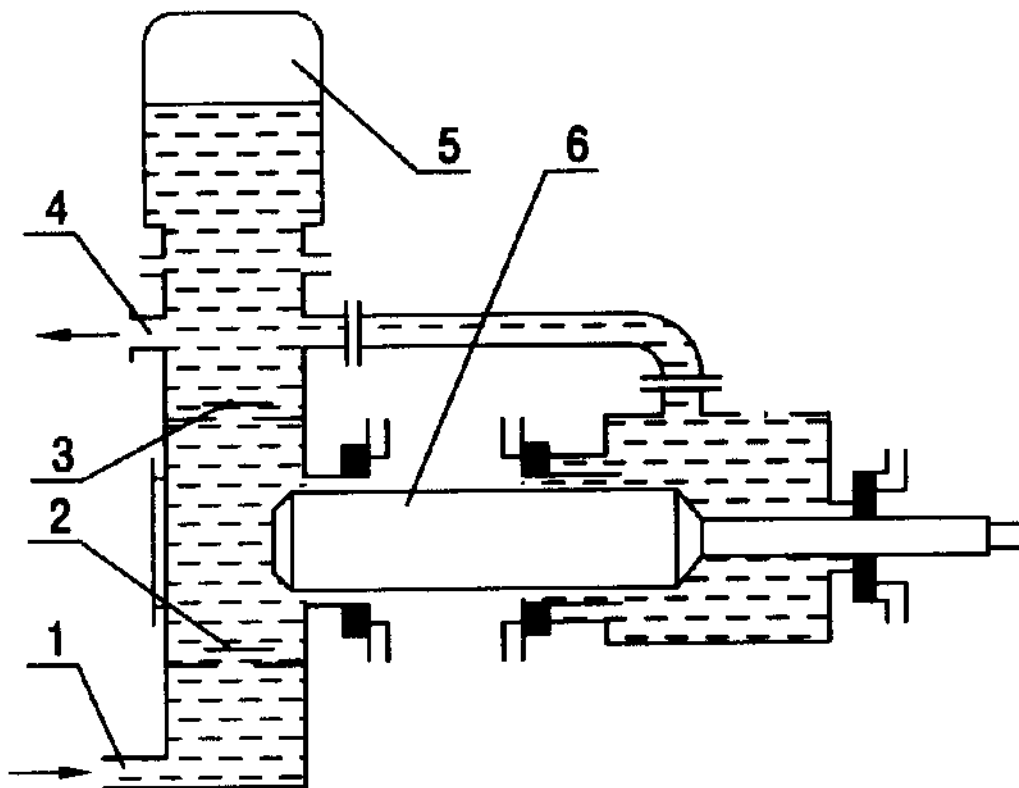
Ưu điểm chính của bơm này là năng suất cao hơn, dòng chảy của chất lỏng ít biến động hơn loại tác dụng đơn.



Hình 5-2. Nguyên lý cấu tạo và hoạt động của bơm pittông tác dụng kép :

1,7. Các van hút; 2,4. Các van đẩy; 3,8. Cửa đẩy, cửa hút của bơm; 5, Cán pittông; 6. Hộp chèn.

5.2.2.3. Bơm vi sai



Hình 5–3. Nguyên lý cấu tạo và hoạt động của bơm vi sai:

1. Cửa cấp nước; 2. Van hút; 3. Van đẩy; 4. Cửa đẩy; 5. Bầu khí; 6. Pittông

Bơm vi sai có cấu tạo gần giống như bơm pittông tác dụng kép, nhưng khi hoạt động và lưu lượng mà nó hút và đẩy trong mỗi chu kỳ lại giống như bơm tác dụng đơn.

Nguyên lý cấu tạo và hoạt động của bơm này được thể hiện ở hình 5–3.

Bơm vi sai được áp dụng trong trường hợp lưu lượng nhỏ và vừa, áp không lớn.

5.2.2.4. Bơm pittông quay hướng kính

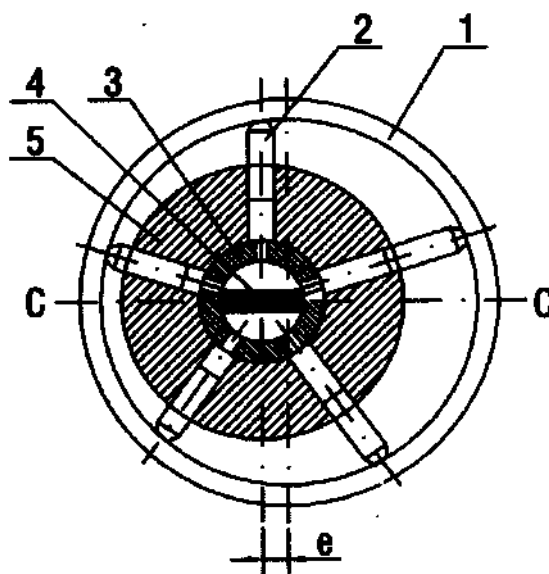
Hình 5–4 thể hiện nguyên lý cấu tạo và hoạt động của bơm pittông quay hướng kính. Các pittông được lắp vào các lỗ khoan trên thân rôto (xilanh) theo chiều hướng kính. Tất cả các đường trục của xilanh trên cùng một mặt phẳng vuông góc với trục quay của rôto và cùng cắt nhau tại một điểm trên trục rôto. Trong bơm pittông hướng kính có thể có một hoặc nhiều lớp pittông hướng kính. Trong mỗi lớp có từ bốn pittông trở lên.

Đuôi của các pittông 2 được tỳ trên mặt trong của vành trụ 1 đặt lệch tâm với rôto 5 một khoảng là e . Ống lót 3 được lắp chặt ép vào lòng rôto 5, khi bị mòn lòng do tiếp xúc với vách ngăn 4 có thể thay thế dễ dàng.

Khi rôto 5 quay theo chiều kim đồng hồ thì các pittông 2 cũng quay theo, đồng thời chuyển động qua lại trong xilanh tạo ra quá trình hút và đẩy chất lỏng. Vách ngăn 4 luôn đứng yên.

Không gian trong ống lót 3 chia làm hai phần: phần trên vách ngăn 4 là cửa hút, phần dưới là cửa đẩy của bơm. Khi pittông đến vị trí phía trái của đường C – C là vừa hoàn thành quá trình đẩy và bắt đầu quá trình hút, còn khi tới vị trí bên phải thì ngược lại. Quãng chạy của mỗi pittông là $2e$. Sở dĩ pittông chuyển động qua lại trong xilanh là nhờ lực ly tâm và vành trụ 1 lệch tâm với rôto 5. Có thể dùng lò xo trợ giúp cho lực ly tâm.

Bơm này có ưu điểm là cho lưu lượng đồng đều. Nhược điểm là có cấu tạo phức tạp.

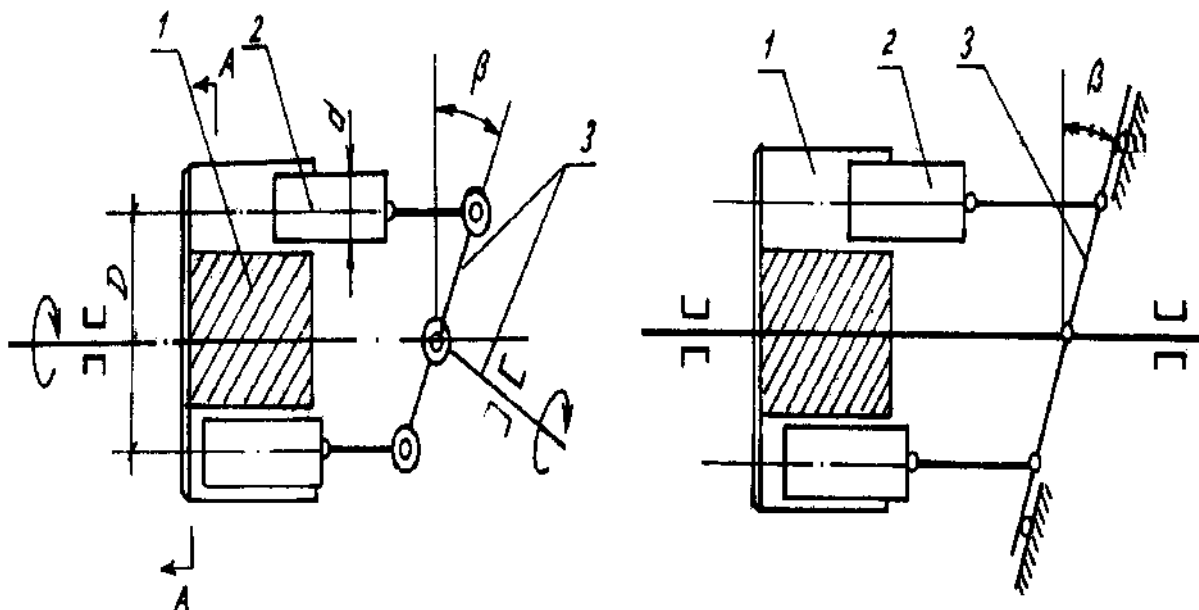


Hình 5–4. Nguyên lý cấu tạo và hoạt động của bơm pittông quay hướng kính

1. Vành trụ; 2. Pittông; 3. Ống lót; 4. Vách ngăn; 5. Rôto.

5.2.2.5. Bơm pittông quay hướng trục

Đây là loại bơm có nhiều pittông như bơm pittông quay hướng kính. Điểm khác với



Hình 5-5. Nguyên lý cấu tạo và hoạt động của bơm pittông quay hướng trục:

a) Truyền động bằng cơ cấu cam: 1. Rôto; 2. Pittông; 3. Cơ cấu cam; 4. Rãnh hút và đẩy.

b) Dùng mặt phẳng nghiêng: 1. Rôto; 2. Pittông; 3. Mặt phẳng nghiêng.

bơm hướng kính là các trục của các pittông đều song song với trục của rôto và cách trục của rôto một khoảng là r . Pittông nằm trong lỗ khoan trong rôto. Cán pittông được khớp với cơ cấu cam hoặc tỳ lên mặt phẳng nghiêng (hình 5-5). Nhờ vậy, khi rôto quay sẽ mang theo pittông cùng quay và pittông còn chuyển động qua lại trong rôto.

Cứ mỗi vòng quay của rôto thì mỗi pittông thực hiện được một lần hút và đẩy.

Các bơm pittông hướng trục thường có năng suất thể tích từ $0,2 \div 25 \text{ m}^3/\text{h}$ với $\eta = 85 \div 98\%$; $n = 1000 \div 6500 \text{ vg/ph}$; áp suất có thể đạt đến $P = 350 \text{ kg/cm}^2$ ($\approx 350 \cdot 10 \text{ N/m}^2$).

5.3. LƯU LƯỢNG:

Đặc điểm nổi bật của bơm pittông là cấp lưu lượng không đều.

5.3.1. Lưu lượng trung bình:

- Lưu lượng lý thuyết trung bình của bơm tác dụng đơn:

$$Q_{lt} = \frac{F.S.n}{60} (m^3 / s) \quad (5-1)$$

-Lưu lượng lý thuyết trung bình của bơm tác dụng kép:

$$Q_{lt} = (2F - f) \frac{S.n}{60} (m^3 / s) \quad (5-2)$$

-Lưu lượng lý thuyết trung bình của bơm ba tác dụng:

$$Q_{lt} = \frac{3.F.S.n}{60} (m^3 / s) \quad (5-3)$$

Trong đó:

$F = \frac{\pi.D^2}{4}$: Diện tích tiết diện ngang của pittông (m²).

D: Đường kính pittông (m).

S: Chiều dài hành trình chuyển động của pittông (m).

$f = \frac{\pi d^2}{4}$: Diện tích tiết diện ngang của cán pittông (m²).

d: Đường kính cán pittông (m).

n: số vòng quay của tay quay trong một phút.

Do bộ phận lót kín của bơm và các van không tuyệt đối kín, do có khí lọt vào bơm, do có sự đóng mở chậm của van hút và van đẩy trong quá trình hút và quá trình đẩy nên lưu lượng thực tế của bơm bao giờ cũng nhỏ hơn lưu lượng lý thuyết. Lưu lượng thực tế của bơm được tính theo công thức:

$$Q_T = \eta_{tt}.Q_{lt} \quad (5-4)$$

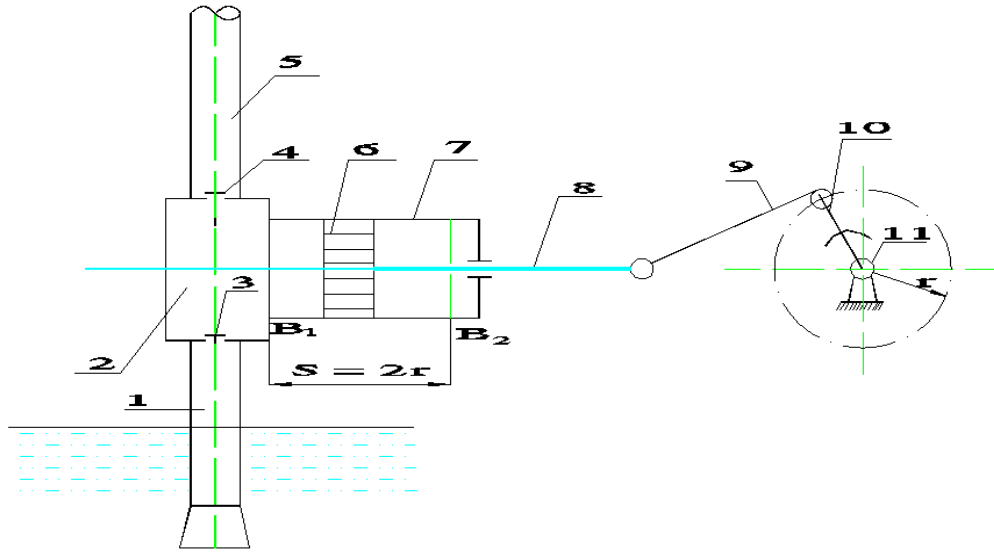
Ở đây η_{tt} là hiệu suất thể tích của bơm pittông. Giá trị của nó thường nằm trong khoảng từ 0,8 - 0,95. Giá trị lớn lấy đối với bơm có kích thước lớn.

5.3.2. Lưu lượng tức thời:

Lưu lượng tức thời của bơm pittông được xác định theo công thức:

$$Q_t = V.F \quad (5-5)$$

Trong đó: V: Vận tốc chuyển động tức thời của bơm pittông.



Hình 5-6: Sơ đồ tính toán lưu lượng tức thời bơm pittông.

Nếu gọi x là quãng đường di chuyển được trong một thời gian t (hình 5-6) thì:

$$x = r(1 - \cos \alpha)$$

$$\alpha = \omega.t$$

Trong đó:

ω : Vận tốc góc của tay quay

t: Thời gian chuyển động

r: Bán kính tay quay.

$$V = \frac{dx}{dt} \quad (5-6)$$

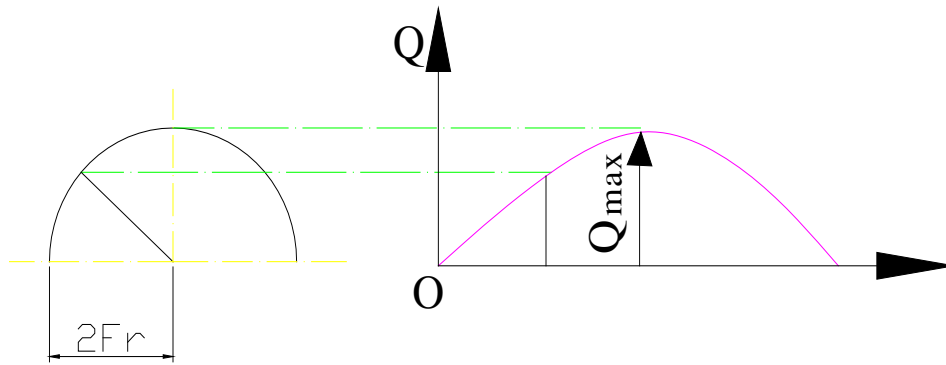
$$V = r\omega \sin \alpha$$

Do đó có công thức tính lưu lượng tức thời của bơm pittông:

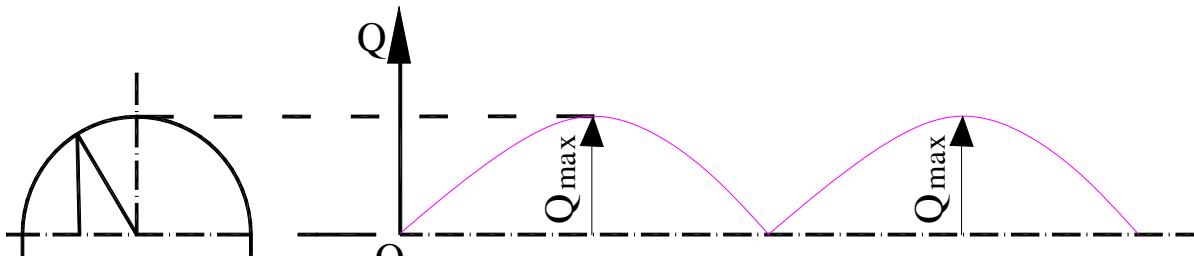
$$Q_t = Fr\omega \sin \alpha \quad (5-7)$$

Như vậy sự thay đổi của lưu lượng hoàn toàn phụ thuộc vào sự thay đổi vận tốc chuyển động của pittông. Giá trị của lưu lượng thay đổi theo quy luật hình sin. Nó biến đổi từ trị số nhỏ nhất bằng “không” (ứng với vị trí tay quay ở C_2 – hình 5-6) đến cực đại (tay quay ở vị trí giữa) rồi lại trở về vị trí số “không” (tay quay ở C_1). Nghĩa là lưu lượng tức thời của bơm pittông sẽ đạt giá trị lớn nhất khi $\alpha = \frac{\pi}{2} + 2k\pi$ với bơm tác dụng

đơn, khi $\alpha = \frac{\pi}{2} + k\pi$ với bơm tác dụng kép và đạt giá trị nhỏ nhất ($Q=0$) khi $\alpha = k\pi$. Do vậy có thể dựng được đồ thị lưu lượng của bơm tác dụng đơn (hình 5-7) và bơm tác dụng kép (hình 5-8).

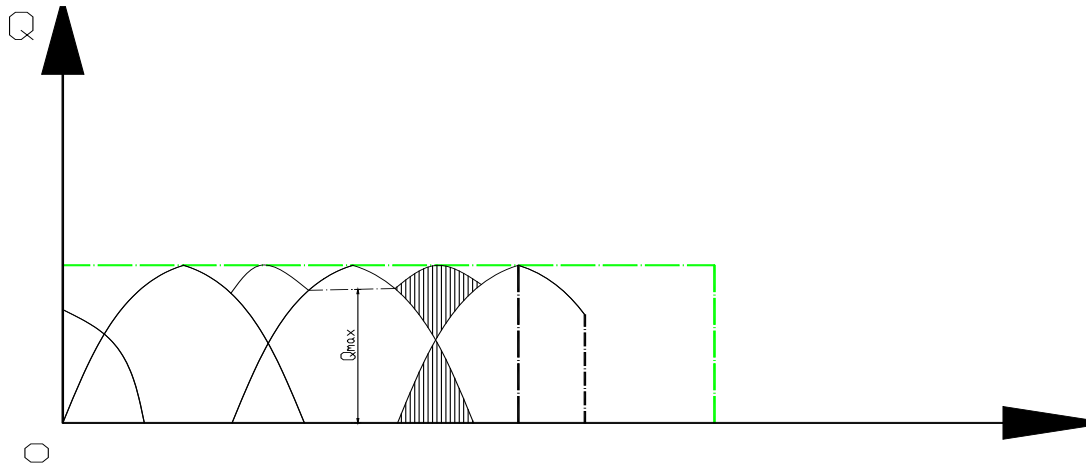


Hình 5-7: Đồ thị lưu lượng của bơm pittông tác dụng đơn.



Hình 5-8: Đồ thị lưu lượng của bơm pittông tác dụng kép.

Tương tự như trên cũng thể dựng được đồ thị lưu lượng của bơm ba lần tác dụng bằng cách dựng ba biểu đồ lưu lượng của bơm tác dụng đơn bố trí lệch pha nhau một góc 120^0 (hình 5-9).



Hình 5-9: Đồ thị lưu lượng của bơm pittông ba lần tác dụng.

Bơm pittông cấp lưu lượng không đều. Để đánh giá sự không đều về lưu lượng, người ta dùng hệ số cấp lưu lượng không đều K_Q :

$$K_Q = \frac{Q_{\max}}{Q} \quad (5-8)$$

Trong đó:

$Q_{\max}$: Lưu lượng lớn nhất của bơm pittông;

Q : Lưu lượng trung bình của bơm pittông.

Với bơm pittông tác dụng đơn thì lưu lượng trung bình:

$$Q = \frac{F.S.n}{60} (m^3 / s) \quad (5-9)$$

Và lưu lượng tức thời:

$$Q_t = Fr\omega \sin \alpha \quad (5-10)$$

Sẽ đạt giá trị cực đại khi $\sin \alpha = 1$, tức là:

$$Q_{\max} = Fr\omega$$

Mà: $r = \frac{S}{2} ; \quad \omega = \frac{2\pi n}{60}$

Nên: $Q_{\max} = \frac{\pi F S n}{60}$

Thay (5-9) và (5-10) vào (5-8) tính được hệ số không đều về lưu lượng của bơm pittông tác dụng đơn:

$$K_Q = 3,14$$

Tương tự như trên, tính được hệ số không đều về lưu lượng của bơm pittông:

- Tác dụng kép: 1,57
- Ba lần tác dụng: 1,047
- Bốn lần tác dụng: 0,79

Như vậy, trong các loại bơm pittông kể trên thì bơm ba lần tác dụng có sự cấp lưu lượng đều hơn tất cả.

Để khắc phục phần nào sự cấp lưu lượng không đều và sự chuyển động không ổn định của dòng chảy trong bơm, trong kết cấu bơm có lắp thêm chụp hút và chụp đẩy (hình 5-9).

5.3.3. Điều chỉnh lưu lượng của bơm pittông:

Lưu lượng của bơm pittông có thể điều chỉnh bằng các phương pháp sau:

- Thay đổi số vòng quay của động cơ.
- Dùng một ống phụ để tháo bớt chất lỏng từ buồng đẩy về ống hút của bơm.
- Thay đổi diện tích mặt làm việc của pittông.
- Thay đổi chiều dài hành trình chuyển động của pittông nhờ thay đổi chiều dài tay quay hoặc thanh truyền.

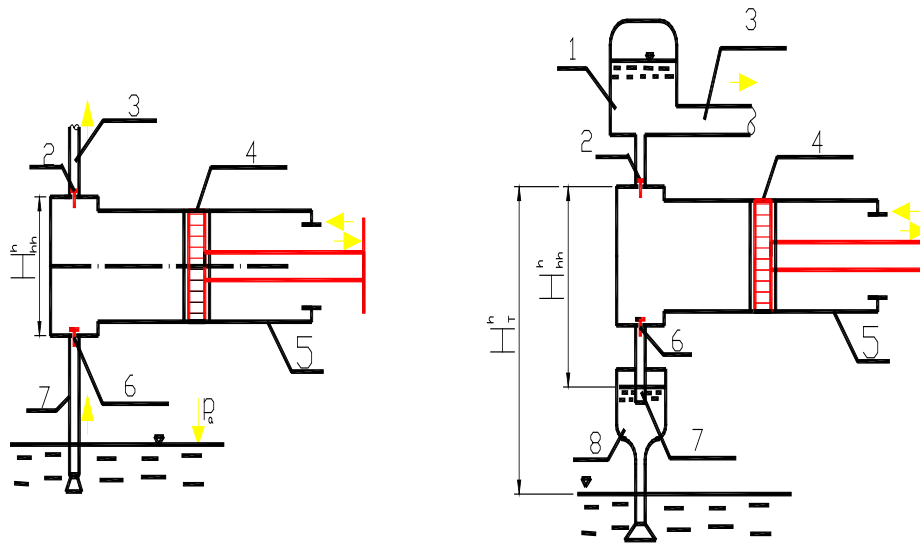
Tuyệt đối không điều chỉnh lưu lượng bơm pittông bằng van trên ống đẩy vì không những sẽ không điều chỉnh được lưu lượng mà còn làm tăng áp lực trong buồng xanh hoặc quá tải động cơ.

5.4. CHIỀU CAO HÚT CỦA BƠM PITTÔNG:

5.4.1. Chiều cao hút hình học:

- Định nghĩa: Chiều cao hút hình học là khoảng cách theo chiều thẳng đứng tính từ điểm cao nhất của mặt trong xilanh đối với bơm trục ngang hoặc từ vị trí cao nhất của mặt pittông đối với bơm trục đứng đến mực nước trong bể hút.

- Ký hiệu: H_{hh}^h .



Hình 5-10: Chiều cao hút của bơm pittông:

1. Chụp đẩy; 2. Van đẩy; 3. Ống đẩy; 4. Pittông; 5. Xilanh; 6. Van hút; 7. Ống hút; 8. Chụp hút.

Nếu lắp chụp hút trên ống hút (hình 5-10b) với kích thước đủ lớn sẽ làm cho dòng chảy từ bể hút vào chụp hút ổn định, mực nước trong chụp hút ít thay đổi sẽ có tác dụng nâng cao chiều cao hút của máy bơm và giảm tổn thất trong ống hút. Lúc đó chiều cao hút hình học thực tế của máy bơm sẽ là H_h^h (hình 5-10).

5.4.2. Chiều cao hút toàn phần:

Định nghĩa: Chiều cao hút toàn phần của máy bơm là tổng số của chiều cao hút hình học, tổn thất áp lực trong ống hút, độ dự trữ chống xâm thực và cột nước quán tính trong ống hút.

Công thức tính: Chiều cao hút toàn phần được xác định theo công thức:

$$H^h = H_{hh}^h + h + h_{qt} + h_{bh} \quad (m) \quad (5-11)$$

Ở đây:

H^h : Chiều cao hút toàn phần của máy bơm (m).

H_{hh}^h : Chiều cao hút hình học (m).

h : Tổng tổn thất áp lực trên ống hút (m).

$$h = i.l + \sum \xi \frac{V^2}{2g}; (m)$$

i : Tổn thất đơn vị theo chiều dài (m).

l : Chiều dài ống hút (m).

ξ : Hệ số tổn thất cục bộ.

V : Vận tốc nước tại vị trí có tổn thất cục bộ (m/s).

h_{bh} : Áp suất bốc hơi bão hòa của nước ở nhiệt độ làm việc (m), tra theo bảng (2-2.)

Cột nước quán tính trong ống hút được xác định theo công thức:

$$h_{qt} = \frac{4.l.n.Q_{lt}}{\pi.D^2.30} \left(1 + \frac{r}{l_b}\right); (m) \quad (5-12)$$

Trong đó:

l : Chiều dài ống hút (m).

D : Đường kính ống hút (m).

n : Số vòng quay của tay quay trong một phút (vg/ph).

r : Bán kính tay quay (m).

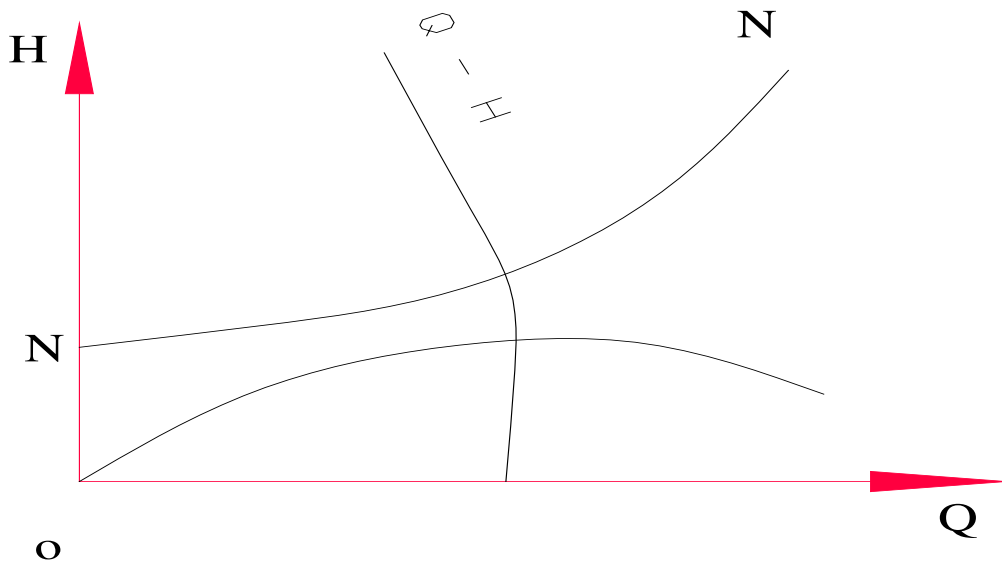
l_b : Chiều dài tay biên (m).

Do đó chiều cao hút hình học của bơm pittông được xác định theo công thức:

$$H_{hh}^h \leq \frac{P_a}{\gamma} - h - h_{qt} - h_{bh} ; (m) \quad (5-13)$$

Ở đây $\frac{P_a}{\gamma}$ là áp suất không khí tính bằng mH₂O ở điều kiện làm việc, tra bảng (2-1).

5.5. ĐƯỜNG ĐẶC TÍNH CỦA BƠM PITTÔNG:



Hình 5-11: Đường đặc tính của bơm pittông.

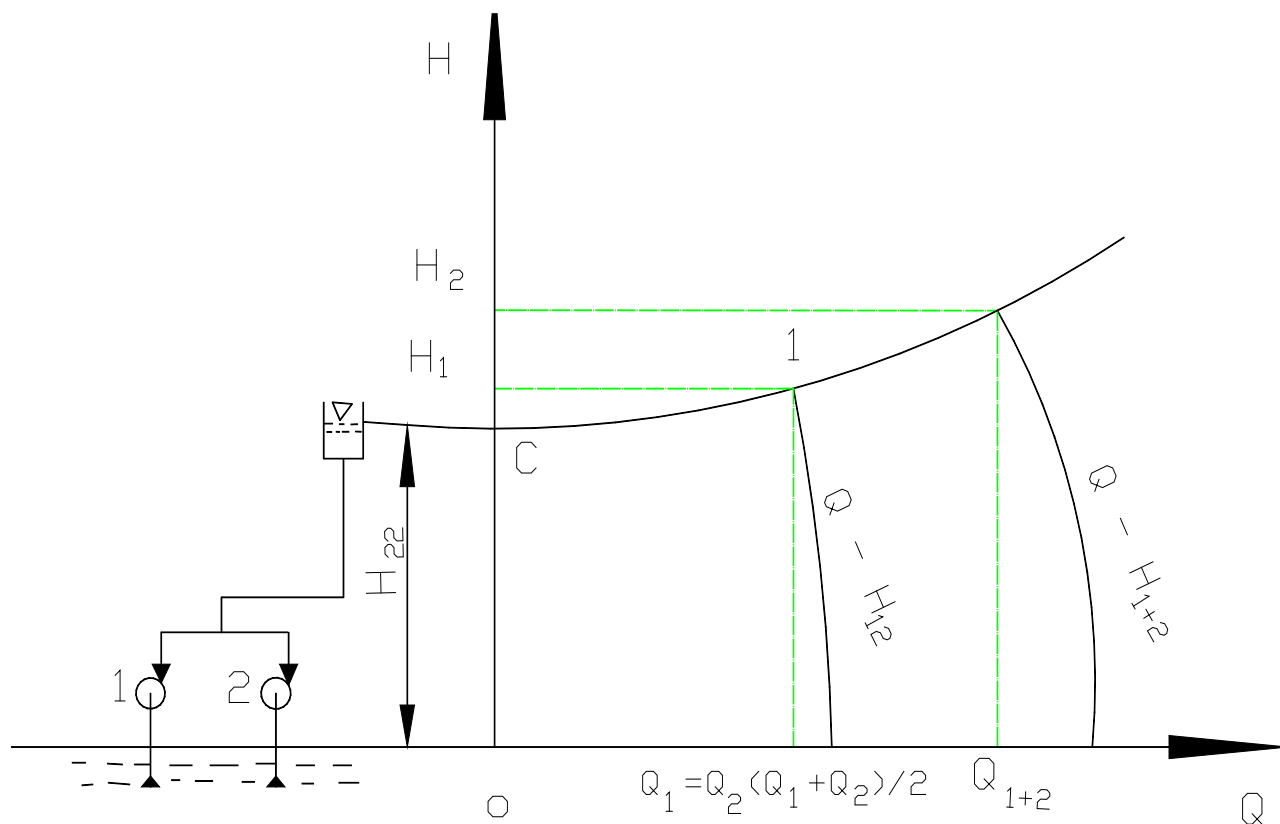
5.6. SỰ LÀM VIỆC SONG SONG CỦA CÁC BƠM PITTÔNG:

Áp lực cần thiết của bơm pittông cũng được xác định giống như đối với các bơm khác.

Khi các bơm pittông làm việc song song trên một hệ thống đường ống, chúng cũng tuân theo điều kiện làm việc song song giống như bơm ly tâm.

Xác định các thông số làm việc của bơm pittông khi làm việc song song và riêng rẽ cũng tiến hành giống như đối với bơm ly tâm đã trình bày ở mục 2-18.

Hình 5.12 giới thiệu đường đặc tính của hai bơm giống nhau làm việc song song trên một đường ống.



Hình 5-12: Đường đặc tính của các bơm pittông làm việc song song.

Khi một đường bơm làm việc riêng lẻ điểm làm việc là điểm một cho lưu lượng Q , cột áp H .

Khi hai bơm làm việc song song, điểm làm việc là điểm hai cho lưu lượng Q_{1+2} cột áp H_2

Mỗi bơm đều có lưu lượng :

$$Q_1 = Q_2 = \frac{Q_{1+2}}{2}$$

Và cột áp H_2

Từ đồ thị và theo tính chất làm việc của bơm pittông thấy rằng :

$$Q_1 \approx Q$$

$$Q_{1+2} \approx 2Q$$

Nghĩa là khi các bơm làm việc song song trong hệ thống. Lưu lượng của từng bơm thay đổi không đáng kể còn của áp thì tăng thêm nhiều so với khi làm việc riêng lẻ. Điều đó cũng có nghĩa là công suất trên các trục sẽ tăng lên nhiều. Tính chất này của các bơm pittong khác hẳn so với bơm ly tâm. Vì vậy khi ghép các bơm pittong làm việc song song cần kiểm tra khả năng chịu áp lực của máy bơm và đường ống, khả năng đảm bảo công suất trên trục của động cơ điện.

5.7. MÁY BƠM ĐỊNH LƯỢNG

Máy bơm định lượng được dùng để định lượng dung dịch vôi hoặc phèn ở các nhà máy nước. Các bơm định lượng đều là bơm pittông. Nó có thể là bơm pittông kiểu trụ hoặc bơm pittông kiểu màng.

5.7.1. Máy bơm định lượng kiểu pittông trụ

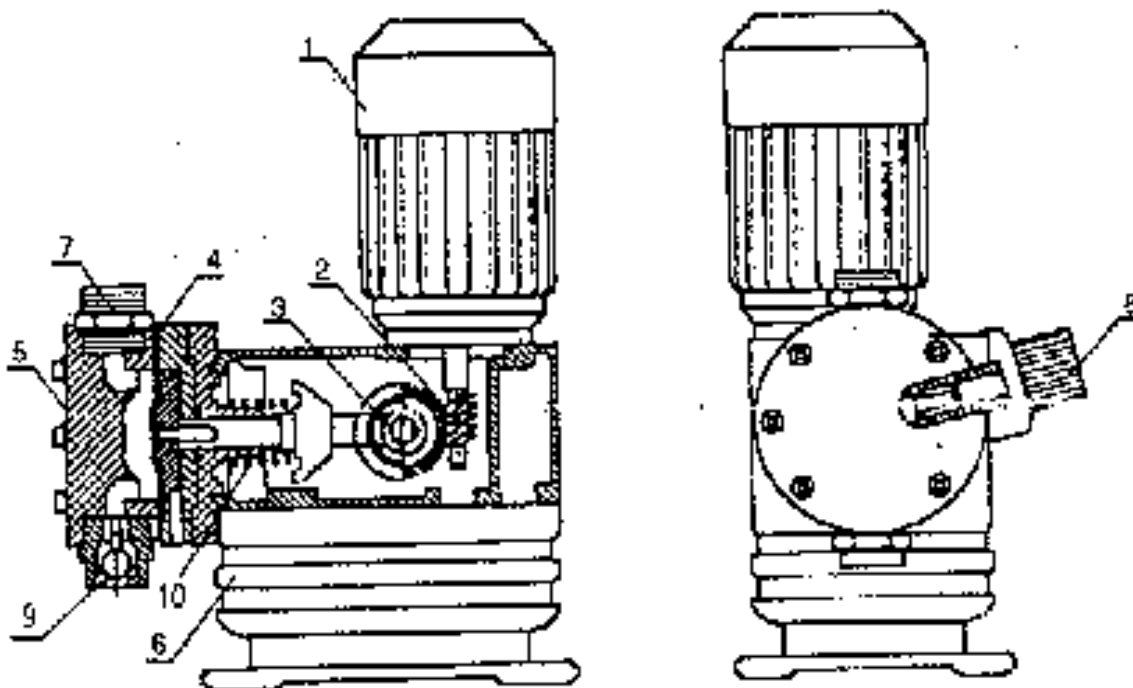
Hình 5-13 giới thiệu cấu tạo của bơm định lượng pittông kiểu trụ. Các bơm này được chế tạo với nhiều kích cỡ khác nhau. Lưu lượng đạt tối là 1000 l/h, áp lực đạt được tối đa là 10 kG/cm².

Khi điều chỉnh lưu lượng máy bơm chỉ cần xoay cần điều chỉnh 5 đến vạch dấu xác định.

Van an toàn 6 sẽ mở ra xả bớt dung dịch phèn về bể tiêu thụ khi áp lực trên đường ống vượt quá quy định.

5.7.2. Bơm định lượng kiểu pittông màng.

Hình 5-14 giới thiệu cấu tạo của bơm định lượng kiểu pittông màng. Nguyên lý làm việc và cách điều chỉnh cũng tương tự như kiểu pittông trụ. Chuyển động quay của động cơ trục đứng 1 qua bộ truyền trục vít bánh vít biến thành chuyển động quay theo phương ngang. Trên trục máy có lắp bánh cam. Bánh cam luôn tì sát lên cần của pittông màng 4 làm cho màng 4 có thể bị đẩy về bên phải hoặc bên trái. Khi màng 4 bị đẩy về phía bên phải, áp suất trong buồng xanh giảm xuống, van đẩy đóng lại, van hút mở ra, dung dịch phèn được hút vào buồng xi lanh. Khi pittông chuyển về bên trái, lò xo 10 bị nén lại, thể tích buồng xi lanh giảm đi, áp suất trong buồng xi lanh tăng lên, van hút đóng lại, van đẩy mở ra, dung dịch phèn được đẩy ra ống đẩy. Lúc này do chuyển động của cơ cấu cam và do lực đàn hồi của lò xo 10, pittông màng 4 bị đẩy về bên phải và bơm lại thực hiện quá trình hút.



Hình 5-14: Bơm định lượng

kiểu pittông màng.

1- Động cơ điện; 2- Trục vít; 3- Bánh vít; 4- Pittông màng; 5- Nắp; 6- Chân máy; 7- Đầu đẩy và van đẩy; 8- Vòng điều chỉnh; 9- Van hút và đầu hút; 10- Lò xo.

5.7.3. Điều chỉnh lưu lượng của bơm định lượng

Khi điều chỉnh lưu lượng của bơm định lượng cần phải căn cứ vào kết quả phân tích mẫu nước, xác định lượng phèn cần thiết phải đưa vào nước. Dựa vào nồng độ nước dung dịch phèn xác định lưu lượng và độ mở cần thiết của bơm qua đường đặc tính bơm.

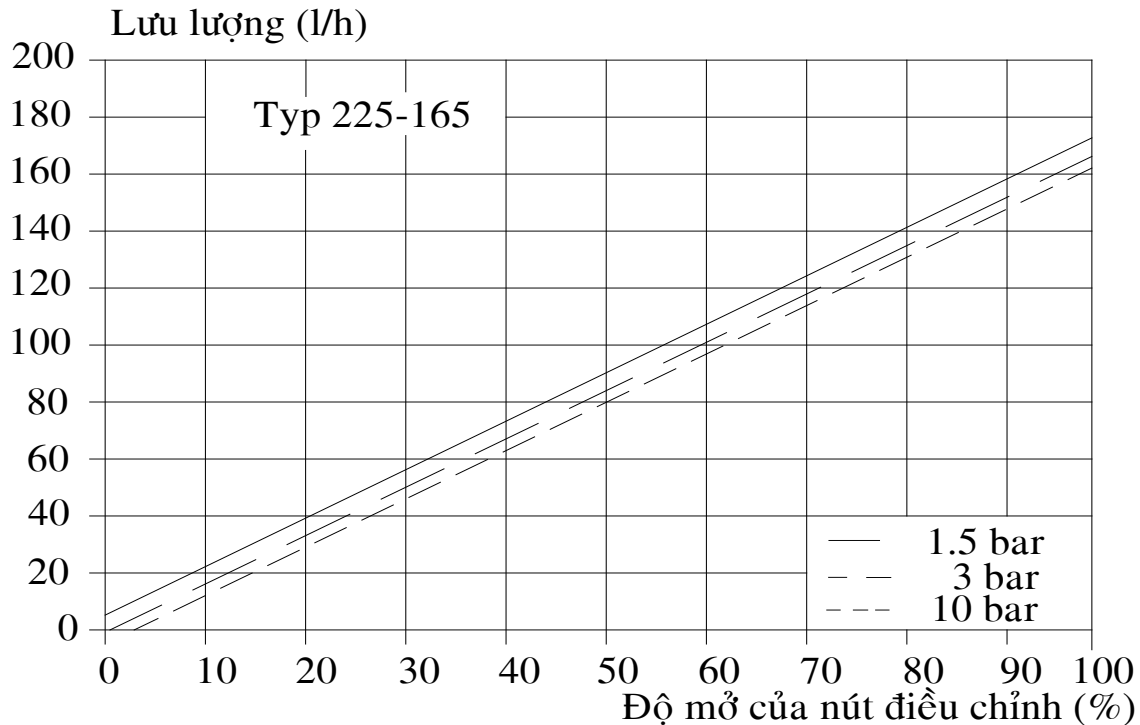
Ví dụ: Xác định độ mở nút điều chỉnh ứng với các điều kiện sau:

Dung dịch phèn có nồng độ 5%.

Lượng phèn yêu cầu phải đưa vào nước 7500 g/h.

Loại máy bơm ALLDOS 255-165

Áp lực của máy bơm 3 bar



Hình 5-15: Đường đặc tính bơm định lượng

Giải:

Lượng dung dịch phèn cần đưa vào bể trộn:

$$7500 \text{ g/h} : 50 \text{ g/l} = 150 \text{ l/h}$$

Từ đường đặc tính trên hình 5-15, ứng với lưu lượng 150 l/h xác định được độ mở của nút điều chỉnh là 90%.

5.8. LẮP ĐẶT VÀ VẬN HÀNH BƠM PITTÔNG

5.8.1. Lắp đặt

Bản vẽ bể máy được nhà máy chế tạo cung cấp. Bể làm bằng gạch tốt hoặc bê tông và phải được đặt trên lớp đất cứng. Nếu không có lớp đất cứng thì phải thay bằng một tấm bê tông lớn hơn diện tích đáy của bể. Mạch vữa liên kết ở bể gạch phải là dung dịch xi măng, gồm một phần xi măng pooc lăng. Hai phần cát sạch và độ dày của mạch cố gắng làm nhỏ. Thành phần bê tông của bể như sau: một phần xi măng pooc lăng, 2 ÷ 3 phần cát và 5 ÷ 6 phần sỏi hoặc đá dăm với kích thước cục < 50mm. Tỷ lệ thành phần bê tông trên bề mặt của bể là 1 : 2 : 4. Trong bể cần phải đặt các ống gỗ đứng

vào các vị trí của bulôn và ống cần nút kín để vữa bê tông không tràn vào.

Bệ bơm là một chỉnh thể tách khỏi các bộ khác, không được liên kết với cột nhà và cũng không cho phép tách bộ thành hai phần: bộ xy lanh và bộ hệ thống truyền động.

Bơm được đặt tạm lên những xà gỗ đặt trên bộ và vuông góc với đường tâm xy lanh. Đưa bulôn nền vào các ống gỗ lắp các bulôn này và khung bơm. Kiểm tra độ nằm ngang của bơm bằng nivô đặt ở các bề mặt gia công tinh nếu chưa đạt thì phải chèn các chèn thép vào dưới khung. Căng một sợi dây thép theo đường tâm xy lanh, sau đó đặt trục bơm lên hai ổ đỡ và kiểm tra khoảng cách của điểm mút tay quay ở hai vị trí đến sợi dây phải bằng nhau. Đồng thời kiểm tra điểm giữa của ốc tay quay có nằm trong mặt phẳng thẳng đứng đi qua sợi dây không. Sau đó đổ bê tông vào lỗ các bulôn bộ và đổ bê tông cho đến tận khung máy.

Khi lắp vô lăng hoặc bánh đai vào trục bơm cần kiểm tra xem nó có nằm trong mặt phẳng song song với mặt phẳng thẳng đứng đi qua đường tâm xy lanh không.

Khi lắp pittông vào nên lấy sợi dây nhỏ buộc vòng bít kín (xécmăng) lại, sợi dây sẽ được cắt đứt khi nửa vòng đã vào được xy lanh. Đường tâm của cán pittông phải trùng với đường tâm xy lanh, và chỉ nối với ốc sau khi đã đặt nắp sau của xy lanh. Cần kiểm tra khoảng hở giữa piston và nắp bằng cách cho dầu dính vào qua lỗ supáp, dầu này sẽ dính lại trên nắp xy lanh và cho ta biết khoảng hở.

Muốn cạo rà bạc của hai ổ đỡ trục phải bôi lên ngông trục một lớp muối dầu, sau đó đặt trục vào bạc ổ đỡ và quay trục. Sau khi lấy trục đi ta sẽ cạo những vị trí có dính muối dầu trên bạc. Việc này tiến hành cho tới khi tất cả bạc đều dính muối dầu đồng đều. Sau đó lau lớp muối dầu ở bạc và bôi trơn bằng dầu máy. Các nửa bạc được ghép vào với nhau lần cuối như sau: lấy hai sợi chì đặt ngang ngông trục, lắp nửa bạc trên và lắp ổ vào rồi xiết bulôn thật chặt, tiếp đó tháo ra đo chiều dày của sợi chì bị bẹp. Chế tạo đệm lót từ kim loại mỏng có chiều dày như thế rồi đặt vào các bề mặt tiếp giáp với bạc. Sau đó lại lắp nắp ổ vào rồi xiết bulôn lần cuối.

Đĩa supáp phải rà với đế bằng cách xoa vào bề mặt tiếp xúc một lớp dầu rồi rắc bột mài. Tiếp đó đặt đĩa supáp lên đế rồi xoay thuận bốn vòng và xoay ngược bốn vòng. Nguyên công này kéo dài cho tới khi dùng vải bông xoa lên đĩa supáp không còn thấy vết đen nào. Để bít kín cần dùng đệm sợi bông hoặc kim loại. Đệm sợi cũng cần cắt thành từng vòng riêng biệt. Các đầu đệm phải vát chéo và đặt lệch các chỗ nối. Đệm sợi bông phải thấm muối dầu.

5.8.2. Khởi động và dừng bơm

Việc khởi động bơm được thực hiện như sau:

Kiểm tra xem có vật lạ ở trong bơm không.

- Kiểm tra các mối lắp ghép và bít kín, đồng thời xem mức dầu ở bình dầu và ổ bi.
 - Mở van đẩy và van hút.
 - Đẩy không khí ra qua van nhỏ đặt biệt, đồng thời kiểm tra xem bơm đã được mỡ chưa. Đóng van đặc biệt lại khi có dòng chất lỏng liên tục.
 - Đóng điện đưa bơm vào hoạt động.
- Dừng bơm được tiến hành như sau:
- Đóng van hút.
 - Dừng bơm.
 - Đóng van đẩy.
- **Cần chú ý là khi chạy bơm phải mở van đẩy để tránh hỏng bơm.**

5.8.3. Quan sát sự làm việc của bơm và điều chỉnh bơm

Trong thời gian bơm làm việc cần bôi trơn bình thường để tránh đốt nóng ổ đỡ cán pittông và con trượt. Dầu phải sạch và một tháng bôi trơn ít nhất một lần.

Nếu phát hiện thấy tiếng động không bình thường trong bơm thì phải tìm nguyên nhân và khắc phục ngay. Cần xem xét lượng nước trong các bầu khí và các chỉ số áp suất. Nếu áp kế chỉ áp suất cao thì cần tìm nguyên nhân và khắc phục. Khi thiếu không khí trong bầu đẩy cần bổ xung bằng cách mở van nhỏ dưới supáp hút hoặc ngay trên thân bơm. Khi thừa không khí phải thải ra ngoài qua van nhỏ ở trên bầu. Độ không kín của supáp có thể nhận được nhờ tiếng kêu rít của nó và phải rà supáp kịp thời. Lưới tiếp nhận cần phải được làm sạch thường xuyên.

Cấm làm sạch các bộ phận chuyển động và tháo gỡ các thiết bị an toàn trong khi bơm đang làm việc.

Người ta có thể điều chỉnh năng lượng bơm bằng cách giảm số vòng quay hoặc giảm khoảng khoảng chạy (thường dùng biện pháp giảm số vòng quay). Cũng có thể điều chỉnh bơm bằng cách cho hồi lưu hoặc thay đổi tiết diện của pittông trụ. Đối với bơm trực tiếp, thường điều chỉnh lượng hơi vào xylanh để điều chỉnh lưu lượng. Không được phép thay đổi năng suất bằng cách đóng mở van đẩy.

5.8.4. Các sự cố cơ bản khi vận hành bơm pittông

Khi vận hành bơm pittông sẽ gặp một số sự cố, nếu xử lý kịp thời sẽ có thể tăng thời gian sử dụng của bơm:

a. Sau khi khởi động bơm không hút được nữa do: Supáp tiếp nhận không giữ được chất lỏng, các mặt bích của ống hút không kín để lọt không khí qua, nên bơm không tạo được chân không; chiều dài ống hút tăng lên do mực nước trong bể chứa bị thấp

xuống, supáp hút đóng không kín nên nước từ xylanh chảy vào ống hút, lưới tiếp nhận bị tắc.

b. Lưu lượng bơm không đủ: Không khí vào qua các lỗ không kín ở ống hút và hộp đệm, một phần chất lỏng chảy qua chỗ không kín của supáp, lưới tiếp nhận bị bắn, supáp tiếp nhận bị kẹt.

c. Ổ đỡ và hộp đệm bị nóng: Dầu cho vào ổ đỡ không đúng quy cách hoặc dầu bị bắn, ngồng trực tiếp xúc không tốt với bạc bulôn hộp đệm vận quá căng.

d. Có tiếng động khi làm việc: Bầu khí thiếu khí, lò xo supáp yếu, bị gãy, số vòng quay cao hơn bình thường, ổ đỡ bị mòn, đường tâm của trục quay không thẳng góc với đường tâm của xylanh, ống hút quá nhỏ nên gây đứt dòng chất lỏng, có khoảng hở lớn giữa ngồng trực và bạc lót hoặc giữa bạc biên và ốc hoặc giữa mặt trượt và con trượt, mối ghép giữa cán và piston không chắc.

5.9. SỬA CHỮA BƠM PITTÔNG

Bơm làm việc quá 500 ÷ 1000 giờ cần được xem xét, sửa chữa và khắc phục các sai sót của supáp, vòng pittông (xécmăng), đệm trong hộp đệm, các chi tiết của cơ cấu truyền động và phối hơi (ở bơm hơi trực tiếp).

Sau 4000 ÷ 5000 giờ làm việc cần tháo bơm để kiểm tra tất cả các chi tiết và khắc phục thiếu sót.

Bảng 5–1 trình bày các dạng hư hỏng thường gặp của bơm pittông, nguyên nhân và biện pháp khắc phục

Bảng 5 –1. Các dạng hư hỏng thường gặp của bơm pittông

Hư hỏng	Nguyên nhân	Cách sửa chữa
Bơm không cung cấp được chất lỏng (dầu) cho hệ thống.	– Mức dầu trong bể dầu quá thấp. – Trục bơm quay không đúng chiều. – Không khí bị hút vào đường xả dầu. – Tắc ống dẫn dầu hay bình lọc dầu. – Trục bơm quay chưa đủ tốc độ quay qui định. – Điều chỉnh áp lực làm việc của	– Đổ thêm cho đủ. – Đổi lại chiều quay. – Làm kín ống xả dầu – Thông ống hoặc rửa bình lọc. – Tăng tốc độ quay của trục

	van an toàn không đúng (thấp quá). – Độ nhớt của dầu cao quá.	bơm. – Điều chỉnh lại van an toàn – Thay dầu có độ nhớt thấp hơn.
Bơm làm việc ồn quá	– Tắc bình lọc, tắc ống dẫn hoặc đường kính ống dẫn bị thu hẹp lại. – Tắc các đường dầu trong bơm.	– Rửa và thông bình lọc cùng ống dẫn hoặc thay ống dẫn – Tháo bơm ra, rửa sạch các đường dầu bằng dầu rửa, lau khô.
	– Trục bơm quay nhanh quá. – Độ nhớt của dầu cao quá. – Lẫn khí vào đường dầu. – Trục bơm và trục động cơ không đồng tâm.	– Giảm tốc độ quay. – Thay dầu có độ nhớt thấp hơn. – Thay dầu hay xả khí, làm kín toàn bộ hệ thống. – Điều chỉnh độ đồng tâm
Mòn stato, mòn rôto.	Bơm làm việc lâu ngày, tới thời hạn sửa chữa.	Thông thường các vòng stato bị mòn được thay mới. Vòng stato bằng thép ổ bi 15%Cr hoặc 1%Cr, 1%W, 1%Mn nhiệt luyện tới độ cứng HRC 60 ÷ 64. Các rãnh rôto nếu mòn dưới 0,05mm thì mài bằng bột mài để đạt độ song song giữa hai thành rãnh với sai số không quá 0,02mm. Nếu rãnh mòn quá 0,05mm thì đánh bằng giấy nhám mịn rồi mài nghiền, lúc này phải

		thay phiên gạt. Cổ trục rôto được phục hồi bằng mạ crôm hoặc mài nhỏ đường kính rồi ép bạc sửa chữa. Độ không đồng trục của các ngõng trục rôto không được vượt quá 0,02mm. Độ đảo mặt mút của rôto cho phép từ 0,015 ÷ 0,02mm.
--	--	--

Chương 7. CÁC LOẠI QUẠT.

7.1. Phân loại quạt.

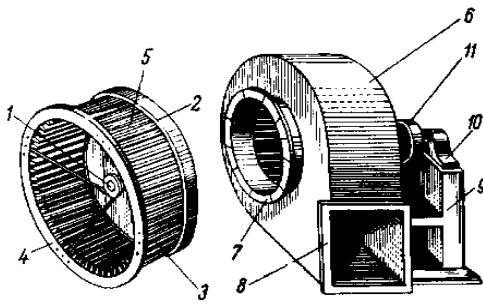


Fig. 5.1. Centrifugal fan

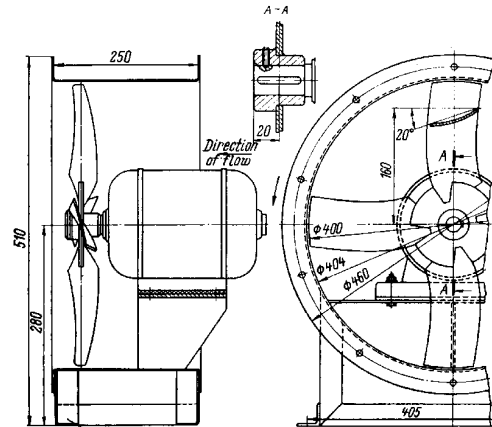


Fig. 7.6. Series MII fan No. 4



Người ta chỉ chế tạo quạt li tâm và quạt hướng trục.

Lý thuyết của quạt li tâm và quạt hướng trục không khác gì với bơm li tâm và bơm hướng trục, chỉ khác ở đặc tính đường ống. Đường tổn thất áp lực ở quạt bắt đầu từ gốc toạ độ vì chiều cao địa lý với quạt bỏ qua do khối lượng riêng của không khí ($\rho = 1,29 \text{ kg/m}^3$) rất nhỏ so với của nước ($\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$).

Phân loại quạt theo áp suất làm việc và theo số vòng quay riêng.

1. Căn cứ vào áp suất :

- Quạt thấp áp: Áp suất đến 1000 N/m^2 (100 mm H₂O).
- Quạt trung áp: Áp suất đến 3000 N/m^2 (300 mm H₂O).
- Quạt cao áp: Áp suất đến 10.000 N/m^2 (1000 mm H₂O).

2. Căn cứ vào số vòng quay riêng:

- Quạt quay chậm: $n_s = 100-200$
- Quạt quay vừa: $n_s = 200-600$
- Quạt quay nhanh: $n_s = 600-1200$
- Quạt quay đặc biệt nhanh: $n_s = 1200-4000$.

Số vòng quay riêng được tính theo công thức:

$$n_s = 13. \frac{n \sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad [4-1]$$

Trong đó : n : Số vòng quay của quạt [vòng / phút]

H : Chiều cao cột áp của quạt [mm H₂O]

Q : lưu lượng của quạt [m³ / s] .

(Số vòng quay riêng của quạt là vòng quay với chế độ tối ưu có lưu lượng: $Q = 1\text{m}^3/\text{s}$,
áp suất: 30 mmH₂O, vì $30^{3/4} = 13$) .

Quạt li tâm và quạt hướng trục hút không khí ở điều kiện khí quyển nên tỷ số nén là:

$$m = 1,002 \div 1,1$$

Như vậy ta thấy tỷ số nén khá nhỏ, có thể bỏ qua coi như quạt làm việc với chất khí không bị nén vì vậy các công thức của bơm cánh dẫn có thể dùng được cho quạt.

Áp suất của quạt H bằng tổng áp suất động và áp suất tĩnh:

$$H = H_t + H_d \quad [4-2]$$

$$H_d = \frac{C^2}{2g} \quad m \quad [4-3]$$

$$H_t = \frac{p_2 - p_1}{\rho_K \cdot g} \quad m \quad [4-4]$$

Trong đó:

C_2 : vận tốc không khí ở cửa đẩy [m/s]

P_2 : áp suất không khí ở cửa đẩy của quạt [N/m²]

P_1 : áp suất không khí ở cửa hút [N/m²]

ρ_K : Khối lượng riêng của không khí [kg/m³]

H_t : Cũng chính là tổng tổn thất tĩnh đường ống m , xem [4-21].

$$H_t = \left(\lambda \cdot \frac{l}{d} + \sum \zeta \right) \cdot \frac{V^2 \cdot \rho_K}{2} \quad \text{mm H}_2\text{O}.$$

- Công suất đặt trên trục quạt :

$$N = \frac{\rho_K \cdot g \cdot Q \cdot H_K}{1000 \cdot \eta} \quad \text{kw} \quad [4-5]$$

Trong đó:

Q : m³/s

H_K : áp suất quạt tính theo m cột khí.

ρ_K : Khối lượng riêng của không khí [kg/m³]

g : gia tốc trọng trường m/s²

η : Hiệu suất chung của quạt: $\eta = 60 \div 75\%$

Công thức chuyển đổi áp lực cột khí sang cột nước:

$$g \cdot \rho_K \cdot H_K = g \cdot \rho \cdot H$$

Đổi ra: $H_K = \frac{\rho \cdot H}{\rho_K}$ [4-6]

Với: H_K : Áp cột khí đo theo m cột khí

H : áp suất quạt đo theo mm H₂O.

Ví dụ

Đổi 120 mm H₂O sang mét cột khí:

$$H_K = \frac{1000 \times 0.12}{1.29} = 100 \text{ m khí.}$$

- Nếu áp lực quạt tính theo mm H₂O thì ta có công thức khác tính công suất:

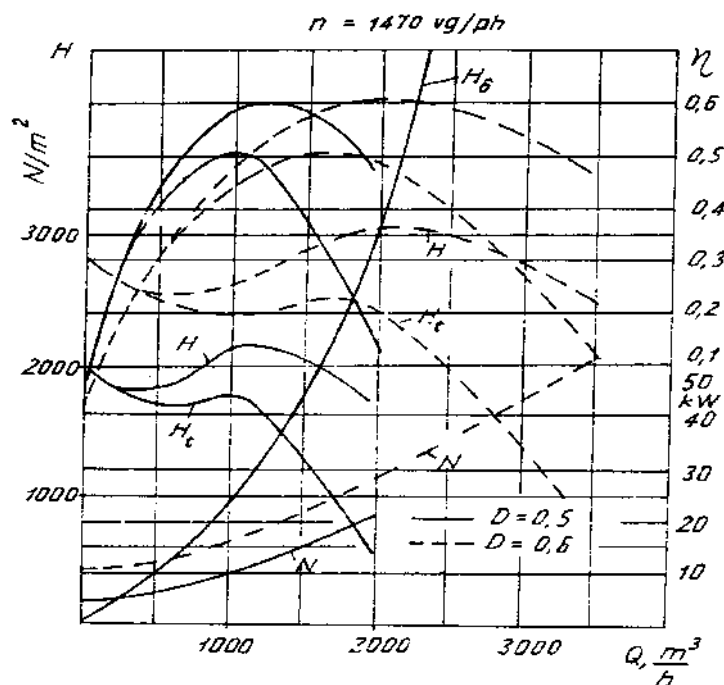
$$N = \frac{9.81 \cdot Q \cdot H}{1000 \cdot \eta} \text{ kw} \quad [4-7]$$

Với : Q: m³/s

H: mmH₂O. (1mmH₂O = 10 N/m²).

7.2. Các đặc tính số đo của quạt.

Đặc tính số đo là các đường cong biểu diễn :H-Q, N-Q, h-Q. xác định với số vòng quay không đổi n v/ph.



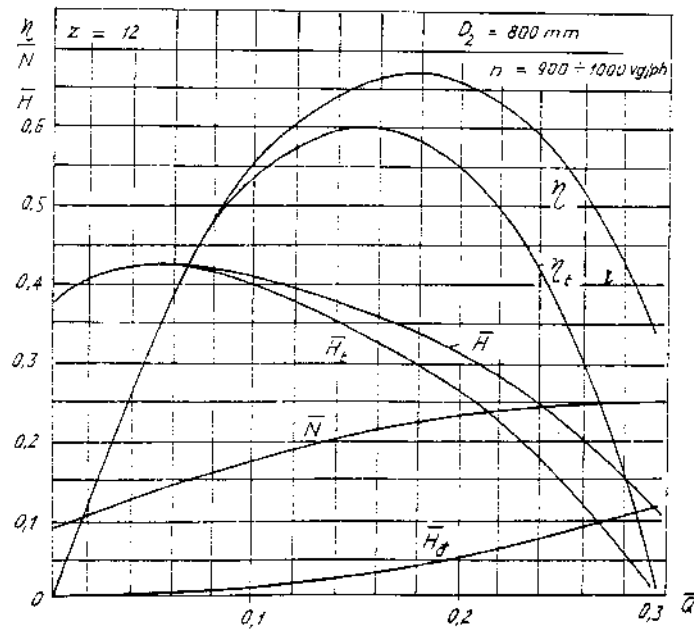
Hình 4.1. Các đặc tính của quạt.

Điểm làm việc của quạt là giao điểm giữa đường tổn thất H_0 và đường H_t .

(Đường đứt ----- với $D = 0.6\text{m}$; Đường liền _____ với $D = 0.5\text{m}$.)

7.3. Đặc tính không số đo.

Đặc tính không số đo còn gọi là các hệ số được xác định từ những đơn vị gọi là các số đo: Số đo lưu lượng, số đo cột áp, số đo công suất.



Hình 4.2. Các đặc tính không số đo của quạt.

-Số đo lưu lượng: $K_Q = S \cdot U$, m³/s

Với: $S = \frac{\pi \cdot D_2^2}{4}$, m² [4-8]

$$U = \frac{\pi \cdot D_2 \cdot n}{60} , \text{ m/s}$$

Gọi: $\bar{Q}$ là hệ số lưu lượng ta có:

$$\bar{Q} = \frac{Q}{K_Q} \quad [4-9]$$

Hay : $Q = \bar{Q} \cdot K_Q$ [4-10]

-Số đo cột áp ,với quạt li tâm:

$$K_H = \rho \cdot U^2 , \text{ kg / m.s}^2 \quad [4-11]$$

Hệ số cột áp: $\bar{H}$:

$$\bar{H} = \frac{H}{K_H} \quad [4-12]$$

Hay là: $H = \bar{H} \cdot K_H$ [4-13]

-Số đo công suất: K_N bằng tích số đo lưu lượng và số đo cột áp.

$$K_N = K_Q \cdot K_H = \rho \cdot S \cdot U^3, \quad w \quad [4-14]$$

Hệ số công suất là:

$$\bar{N} = \frac{N}{K_N} \quad [4-15]$$

Hay: $N = \bar{N} \cdot K_N \quad [4-16]$

-Hệ số hiệu dụng (hiệu suất) của quạt tính thông qua các hệ số không số đo :

$$\eta = \frac{\bar{Q} \cdot \bar{H}}{\bar{N}} \quad [4-18]$$

Ưu điểm cơ bản của các hệ số không số đo là đánh giá đặc tính của quạt với ít đại lượng. Đó là các hệ số $\bar{Q}$ và $\bar{H}$ tương ứng với hệ số hiệu dụng lớn nhất. Khi chọn quạt làm việc ở chế độ tối ưu, có lưu lượng và cột áp mong muốn thì chỉ cần chọn đường kính và số vòng quay là đủ:

$$D = \frac{0.6672 \cdot \sqrt{K_Q}}{\sqrt[4]{K_H}}$$

$$n = 81.3 \frac{\sqrt[4]{K_H^3}}{\sqrt{K_Q}} \quad [4-19].$$

7.4. Tiếng ồn của quạt.

Tiếng ồn của quạt có 2 dạng là ồn khí động và ồn do cơ học.

7.4.1. Ổn do khí động.

Ồn khí động do các chi tiết của quạt tác động lên sự chuyển động của dòng khí. Yếu tố chính gây ra ồn khí động là **vận tốc vòng lớn** vì cường độ ồn tỷ lệ bậc 6 với vận tốc, bậc 2 với số đo tuyến tính cánh và bậc 2 với sức cản của đỉnh cánh. Yếu tố thứ hai là **dạng cánh**, dạng vỏ quạt, số cánh, chế độ làm việc của quạt và cấu trúc buồng đặt quạt. Tiếng ồn gây ra do chuyển động xoáy của không khí với guồng động tạo ra các sóng không khí và rung động các bộ phận. Không khí đi qua cửa hút và cửa ra cũng gây ồn do không khí tạo xoáy.

Cánh cong về phía trước ồn nhiều hơn cong về phía sau.

7.4.2. Ổn cơ học.

Do độ vững chắc của cánh, do quạt lắp côn xôn, do cân bằng tĩnh và cân bằng động không tốt, do ổ bi, do động cơ điện gây ra.

Muốn tránh ồn cần loại bỏ các nguyên nhân gây ra:

- Cánh quạt nên cong về phía sau nếu có thể.
- Giới hạn vận tốc gió trong các ống dẫn: $v = 5\text{m/s}$

- Cân bằng tĩnh và cân bằng động tốt.
- Ổ trục đủ độ cứng vững, vận tốc gió trong ống dẫn nên nhỏ, vỏ quạt phải vững chắc, nối ống với vỏ đúng cách.
- Lắp đặt đế với móng đủ cứng vững.
- Vận tốc vòng chọn: Quạt hướng trục: $v = 80 \div 100 \text{ m/s}$

Quạt li tâm: $v = 50 \text{ m/s}$.

Mọi chỗ, mọi nơi nếu có thể nên chọn quạt làm việc ở chế độ quạt đẩy sẽ có hiệu quả cao.

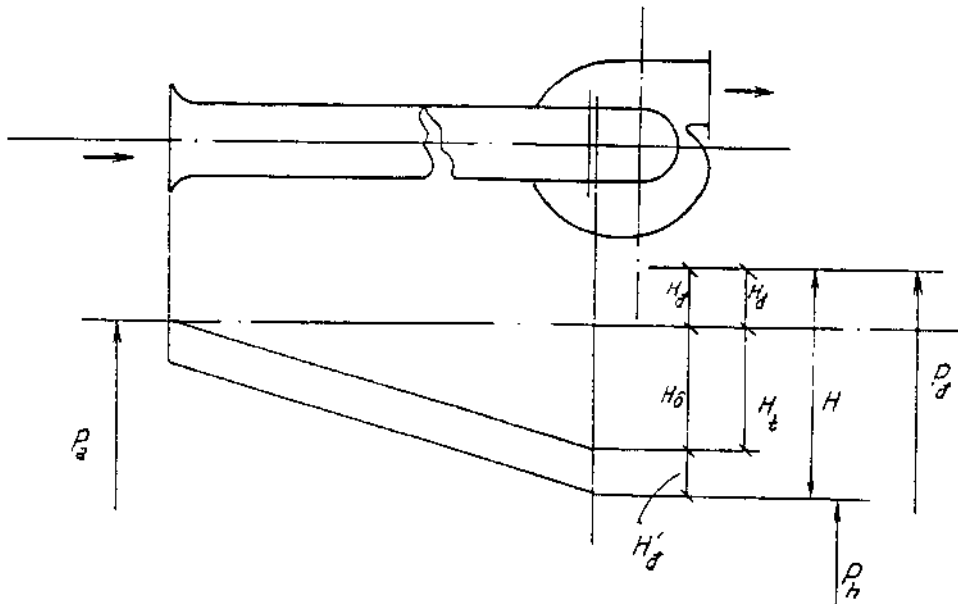
7.5. Điều chỉnh quạt.

Để điều chỉnh quạt cần biết quạt làm việc trong hệ thống hút, hệ thống đẩy hay vừa hút vừa đẩy.

1. Hệ thống quạt hút:

Khi chiều dài của ống đẩy rất nhỏ hoặc bằng không.

Hình 4.3 thể hiện nguyên lý cấu tạo và hoạt động của hệ thống quạt hút



Hình 4.3. Quạt làm việc ở chế độ hút.

$$H = H'_d + H_t + H_d \quad \text{mm H}_2\text{O} \quad [4 - 20]$$

Trong đó: P_a : Áp suất khí quyển

P_h : Áp suất tại miệng hút của guồng động

P_d : Áp suất tại cửa đẩy của guồng động

H'_d : Tổn thất áp lực động năng ở cửa hút.

H_d : Tổn thất áp lực động năng ở cửa đẩy.

H_t : Tổn thất trở lực tĩnh.

H_δ : Trở lực đường ống.

H : Tổng trở lực (cũng là áp lực mà quạt phải có).

- Muốn giảm tổn thất động năng H_d ở cửa đẩy của quạt phải làm đoạn ống loe để giảm vận tốc dòng khí còn 25 - 30% vận tốc ban đầu. Góc loe là 10° .

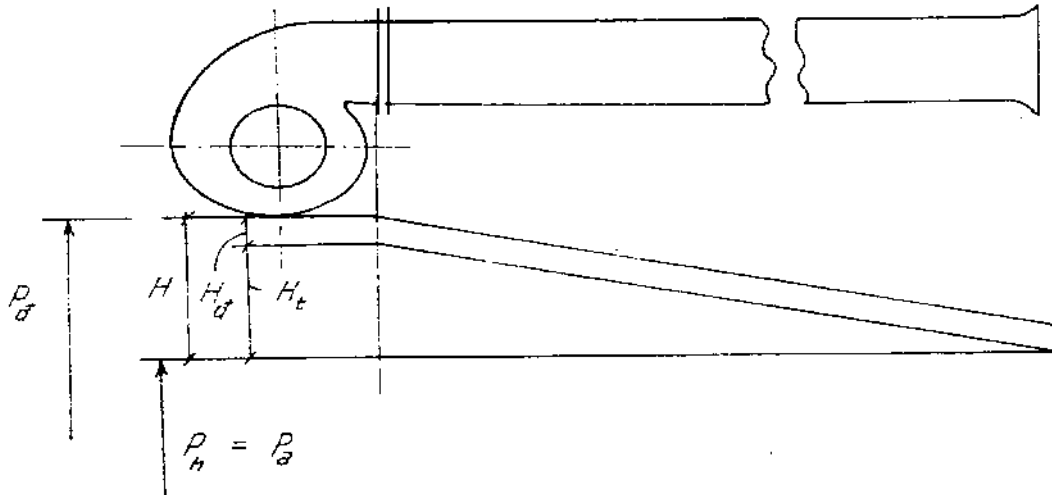
Cột áp tĩnh:
$$H_t = \left(\lambda \cdot \frac{l}{d} + \sum \zeta \right) \cdot \frac{V^2 \cdot \rho_K}{2} \quad [4-21]$$

Cột áp đẩy tính theo công thức : [4-3]

Công suất quạt tính theo công thức : [4-5] hoặc [4-7].

2. Hệ thống quạt đẩy.

Hình 4.4 Thể hiện nguyên lý cấu tạo và hoạt động của hệ thống quạt đẩy



Hình 4.4. Quạt làm việc ở chế độ đẩy.

$$H = H_t + H_d \quad \text{mm H}_2\text{O} \quad [4-24]$$

Cột áp tĩnh và động cũng tính tương tự như trong hệ thống quạt hút. Công suất cũng tính theo [4-5] hoặc [4-7].

P_h : Áp suất cửa hút bằng áp suất khí quyển.

$$P_h = p_a$$

$$P_d = P_h + \rho_K \cdot g (H_t + H_d), \quad \text{mm H}_2\text{O} \quad [4-25]$$

- Có nhiều trường hợp quạt vừa làm việc với chế độ hút và vừa ở chế độ đẩy, khi đó các phép tính như cả ở 2 phía cộng lại.

3. Điều chỉnh lưu lượng của quạt.

Để điều chỉnh lưu lượng quạt có những cách sau:

a. Điều chỉnh lưu lượng bằng van.

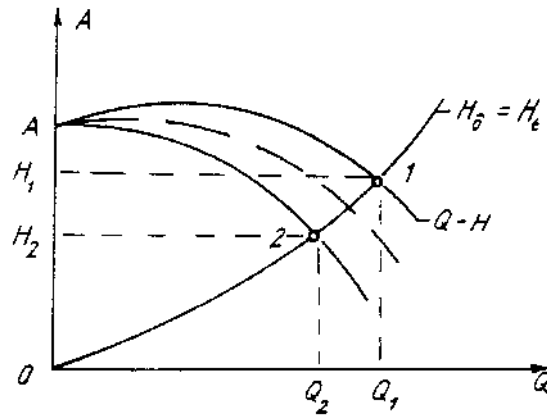
Cách này đơn giản, có thể đặt van ở ống hút hay ống đẩy. Đặt ở đường ống hút kinh tế hơn. Khi đóng bớt hay mở thêm làm thay đổi đường đặc tính tĩnh H_t để dịch chuyển đường làm việc của quạt.

b. Điều chỉnh bằng thay đổi số vòng quay.

Đây là phương án kinh tế nhất nhưng cần có động cơ thay đổi tốc độ hay hộp số nên phức tạp.

c. Thay đổi bằng điều chỉnh cánh hướng dòng.

Bộ cánh thường đặt ở cửa hút của quạt, khi chế tạo làm cho nó có thể xoay được khi cần, phương pháp này làm thay đổi độ dốc của đường đặc tính $H - Q$ của quạt với số vòng quay không đổi, điểm A vẫn không thay đổi.



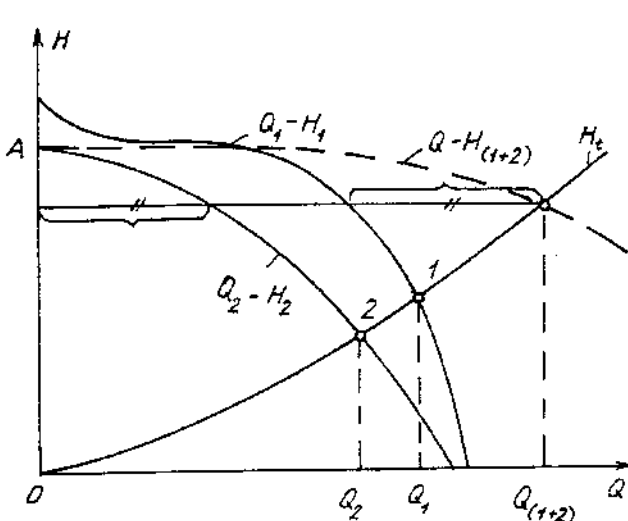
Hình 4.5. Sự thay đổi đường đặc tính khi điều chỉnh quạt.

d. Điều chỉnh bằng cánh của guồng đông.

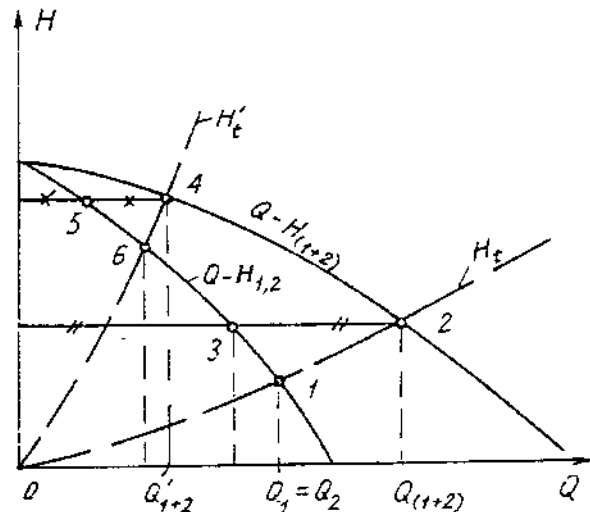
Chỉ áp dụng cho quạt hướng trục và cũng chế tạo trước để có thể điều chỉnh được.

7.6. Sự làm việc song song và nối tiếp của quạt.

Quá trình làm việc song song hay nối tiếp của quạt giống như khi ghép bơm.



Hình 4.6. Đặc tính của hai quạt khác nhau làm việc song song.



Hình 4.7. Đặc tính của hai quạt giống nhau, làm việc song song.

7.7. Công suất động cơ.

Sau khi tính được công suất quạt ta tính được công suất động cơ

$$N_d = \frac{a \cdot N}{\eta_{td}} (kw) \quad [4.26]$$

Với: N: Công suất trên trục quạt tính theo công thức [4-7]

a: Hệ số tra bảng 4-1.

η_{td} : Hiệu suất truyền động.

Bảng 4-1

Công suất quạt N, kW	a – quạt ly tâm	a – quạt hướng trục
Đến 0,5	1,5	1,2
0,5 – 2	1,3	1,15
2 – 5	1,2	1,10
5 – 10	1,15	1,05
Trên 10	1,1	1,05

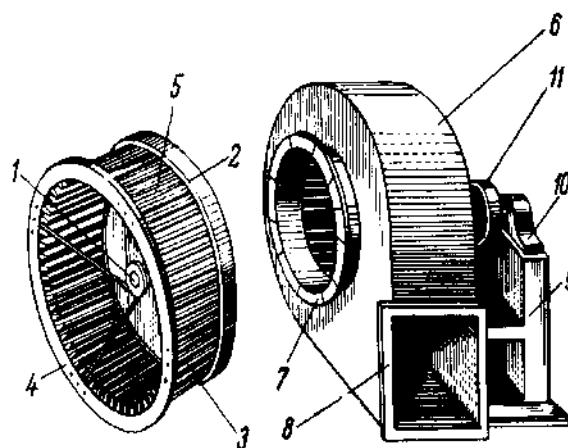


Fig. 5.1. Centrifugal fan

7.8. Tính toán thiết kế quạt.

7.8.1. Thiết kế guồng quạt.

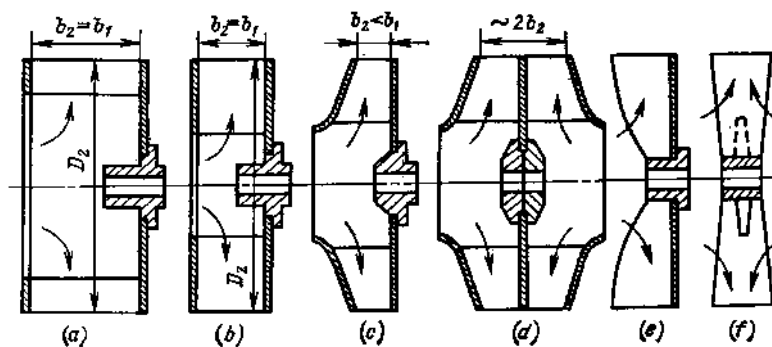


Fig. 5.9. Centrifugal-fan impeller designs

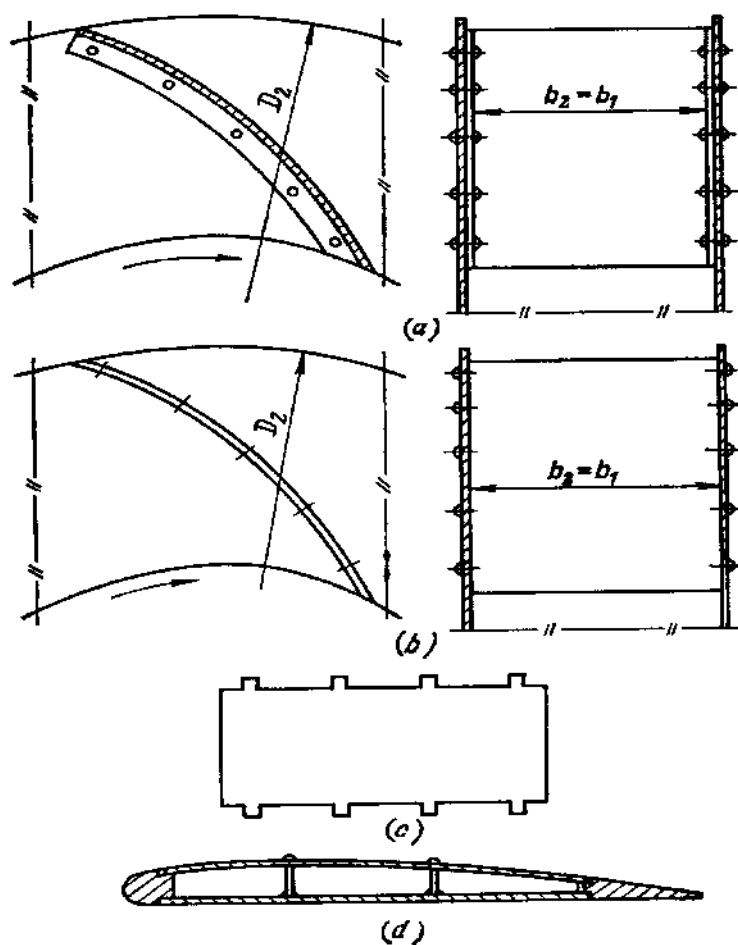


Fig. 5.10. Impeller blade type designs

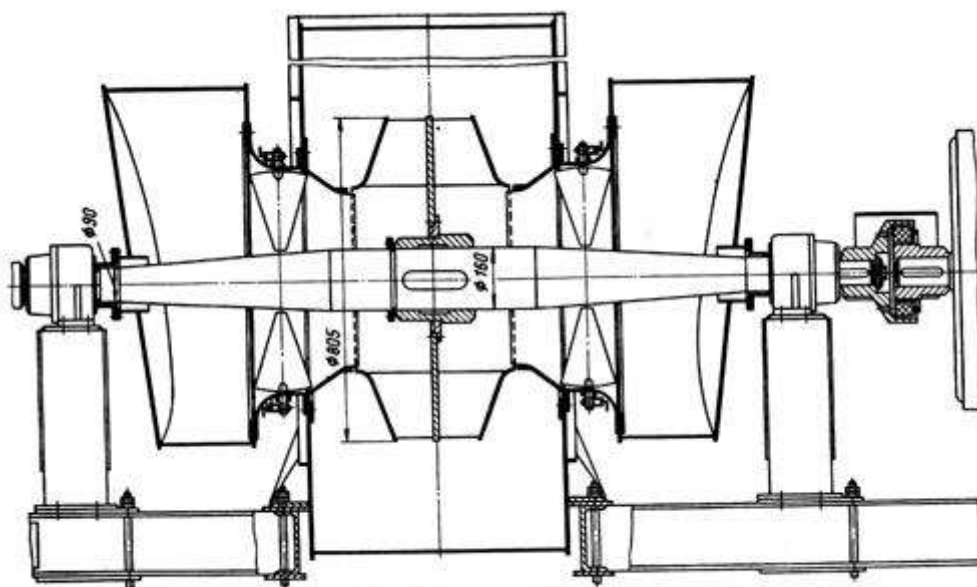


Fig. 5.16. High-pressure double-inlet fan

Những kết luận từ lý thuyết về bơm li tâm và hướng trục cũng hoàn toàn đúng cho quạt li tâm và quạt hướng trục. Ở đây chỉ chú ý đến những thông số đặc trưng cho quạt như: Đường kính ngoài D_2 của guồng động quạt li tâm hay đường kính đỉnh quạt hướng trục.

- Đường kính D_2 được xác định thông qua hệ số cột áp $\bar{H}$, chiều cao cột áp H , khối lượng riêng ρ và số vòng quay n .

Từ:
$$\bar{H} = \frac{H}{K_H} = \frac{H}{\rho \cdot U_2^2}$$

Hay:
$$U_2 = \sqrt{\frac{H}{\rho \cdot \bar{H}}}$$

mặt khác ta lại có: $U_2 = \frac{\pi \cdot D_2 \cdot n}{60}$ m/s, ta rút ra :

$$D_2 = \frac{60}{\pi \cdot n} \sqrt{\frac{H}{\rho \cdot \bar{H}}} \quad \text{m} \quad [4-27]$$

-Đường kính miệng hút D_0 xem như gần bằng đường kính trong D_1 của guồng động được tính:

$$D_0 \approx D_1 = K_{D0} \cdot \sqrt[3]{\frac{Q}{n \cdot (1 - K_1)}} \quad ,m \quad [4.28]$$

trong đó :

Q :lưu lượng của quạt m^3/s .

K_1 :Hệ số hút với:

$$K_1 = \frac{C_{ui}}{U_1} = 0.35 = \text{const} \quad [4-29]$$

K_{D0} : hệ số phụ thuộc góc β_2 tra ở bảng 4-2.

Bảng 4.2

	$\beta_2 < 90^\circ$		$\beta_2 > 90^\circ$	
n_N	130	1040	30	1040
K_{D0}	3	4,3	3	3,2

Trong đó: n_N : Số vòng quay riêng theo công suất.

$$n_s = 13 \cdot \frac{n \sqrt{Q}}{H^{3/4}}$$

Phương trình [4-28] tính cho trường hợp không có ống lót, vận tốc C_0 trong ống hút được tính:

$$C_0 = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D_0^2} \quad ,m/s \quad [4-30]$$

Trong trường hợp có ống lót với đường kính là d thì đường kính cổ hút phải lớn hơn ($D'_0 > D_0$):

$$D'_0 = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\lambda_0 \cdot \pi \cdot C_0} + d} \quad ,m \quad [4-31]$$

$\lambda_0 = 0.7-1$:Hệ số chặt hẹp .

Khi đó đường kính trong guồng động được tính như sau:

$$\begin{aligned} D_1 &\approx D'_0 \\ C_{m1} &\approx C_0 \end{aligned} \quad [4-32]$$

Kích thước cạnh vào của guồng b₁:

$$b_1 = \frac{Q}{\pi \cdot D_1 \cdot C_{m1} \lambda_1}, m$$

λ_1 : hệ số chặt hẹp, $\lambda_1 = 0.95$

Kích thước ở cửa ra b₂:

$$b_2 = \frac{Q}{(\pi \cdot D_2 \cdot \sin \beta_2 - \delta_2 \cdot Z_2) \cdot W_2}, m \quad [4-36]$$

δ_2 : Chiều dày cánh ở cạnh ra, m.

Z_2 : Số cánh

W_2 : Vận tốc lưu thể ở cửa ra, m/s.

Số cánh Z_2 phụ thuộc vào bước cánh t của guồng, thường lấy bước cánh nhỏ hơn chiều dài hướng kính Δ_l của cánh guồng.

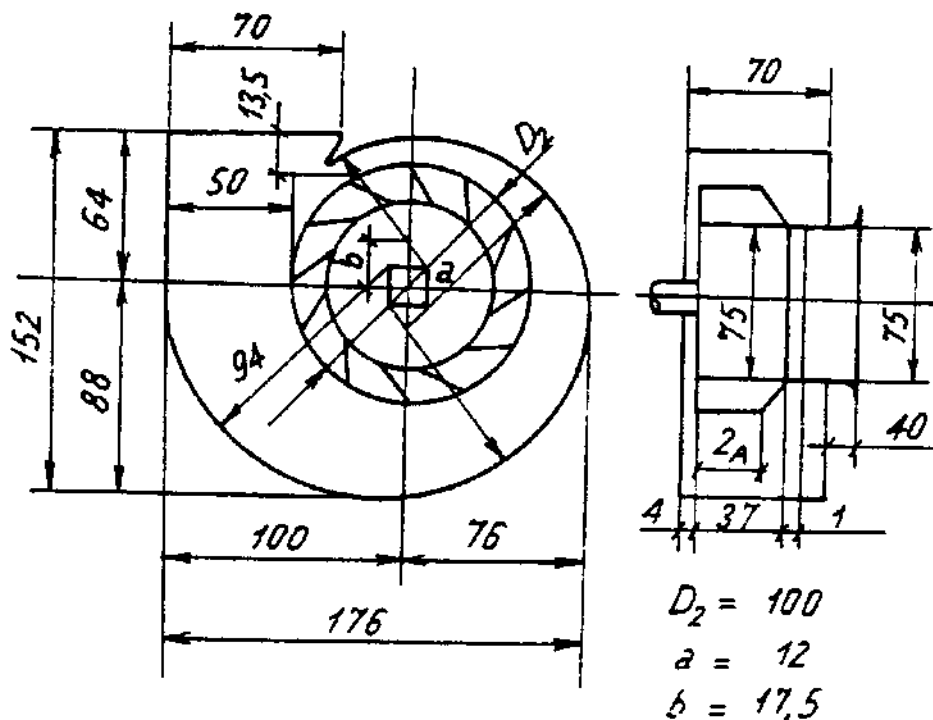
$$\Delta_l > t.$$

Các kích thước chi tiết của quạt li tâm tính phụ thuộc đường kính D_2 nêu ra trên: hình 4-10.

7.8.2. Thiết kế vỏ quạt.

Vỏ quạt xoắn ốc được thiết kế theo **nguyên tắc hình vuông** theo các bước sau: Hình 4.10

Các số đo là % D_2



Hình 4.10. Các kích thước của quạt.

1. Vẽ vòng tròn đường kính D_2 đã tính ở phần thiết kế guồng quạt ở phần trước.
2. Vẽ hình vuông cạnh $a = 0,12.D_2$
3. Lấy dấu các đỉnh 1,2,3,4.
4. Từ các điểm đó vẽ các cung tròn có bán kính tương ứng:

$r_1, r_2, r_3, r_4.$

5. Xác định vận tốc miệng đẩy: $C' = \sqrt{\frac{2g \cdot H_{\bar{n}}}{\gamma}} \quad \text{m/s.}$

6. Xác định diện tích miệng đẩy: $F = \frac{Q}{C'} \quad \text{m}^2$

7. Xác định kích thước miệng đẩy:

a. Khi miệng đẩy hình tròn: $d = \sqrt{\frac{4.F}{\pi}}$

b. Khi miệng đẩy hình vuông cạnh A: $A = \sqrt{F}$

- Các kiểu bố trí quạt trong không gian.

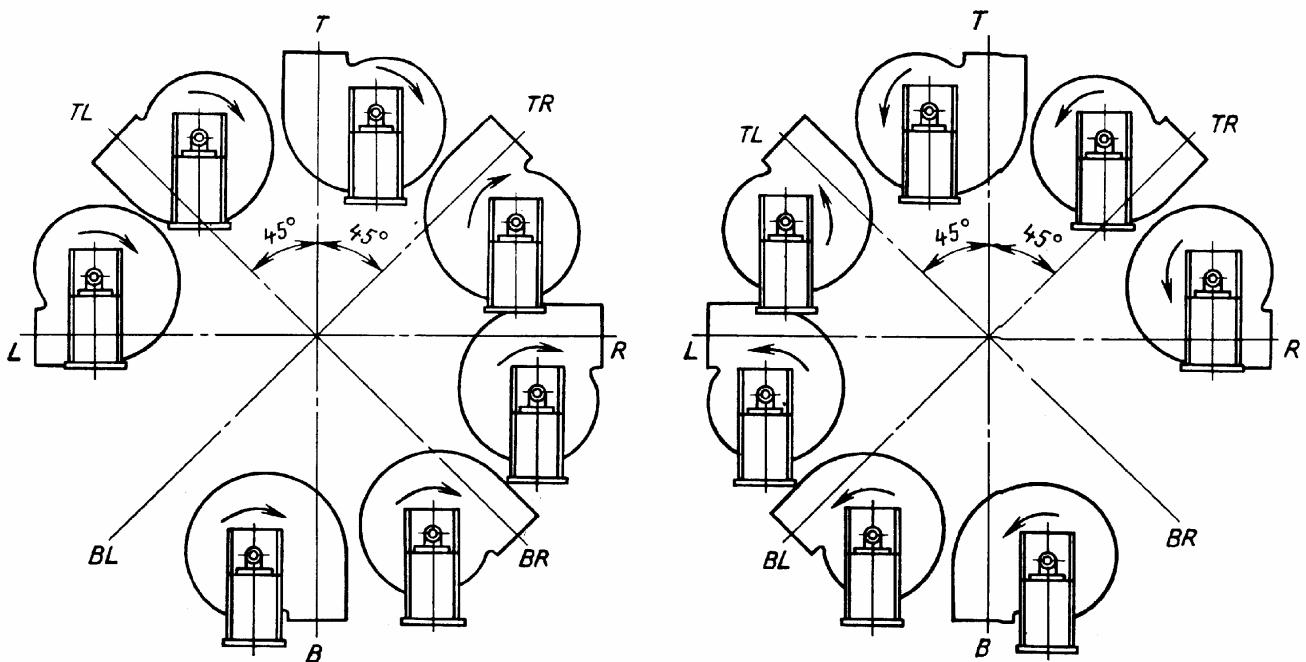


Fig. 5.12. General-purpose fans for industrial applications. Standard casing positions

7.8.3. Quạt hướng trục.

1.Cấu tạo. Quạt hướng trục có cấu tạo đơn giản nhất gồm có 2 phần cơ bản: Guồng động và vỏ

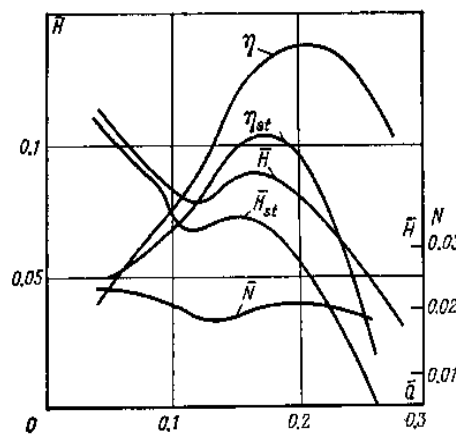


Fig. 7.5. Series MII fan. Dimensionless performanc

quạt.

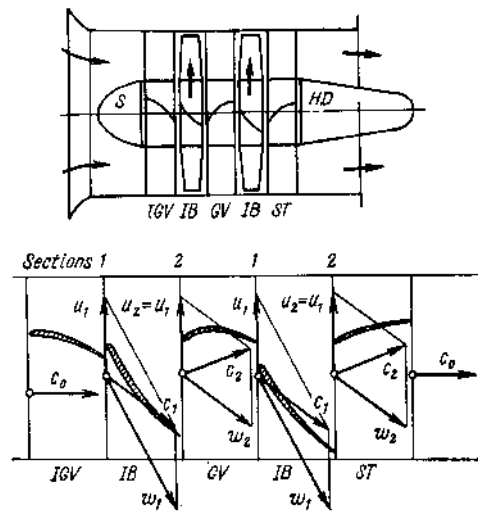


Fig. 7.4. Two-stage axial-flow fan. Guide vanes, blades, and velocity parallelograms

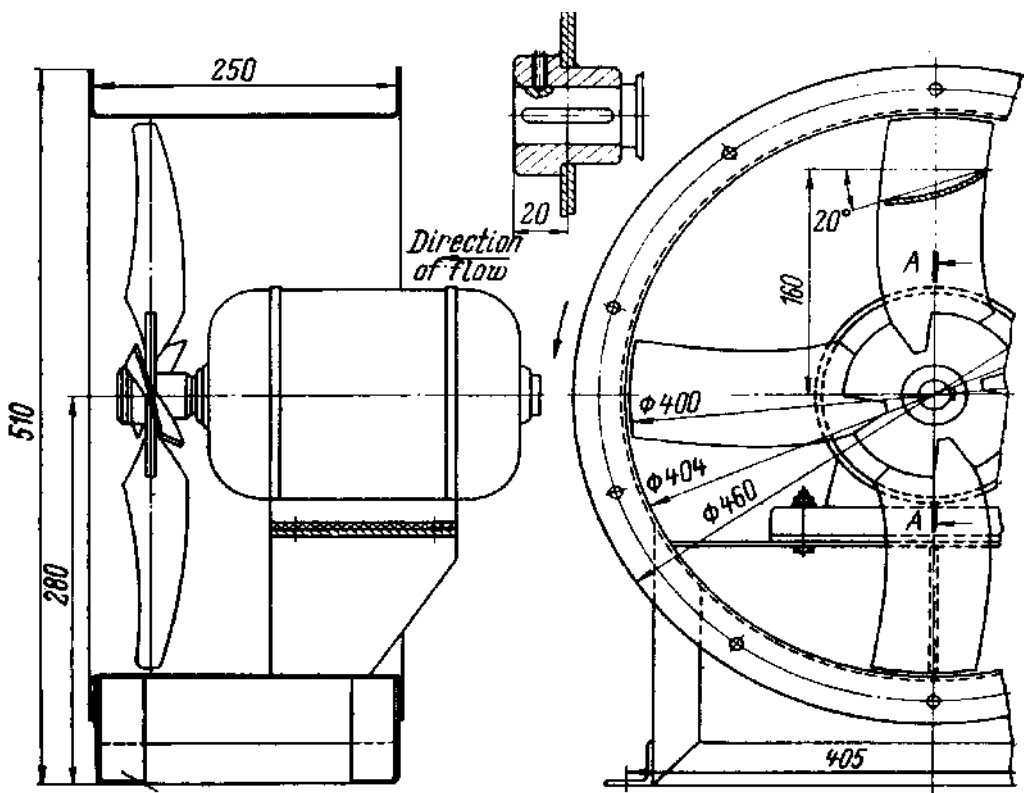


Fig. 7.6. Series MII fan No. 4

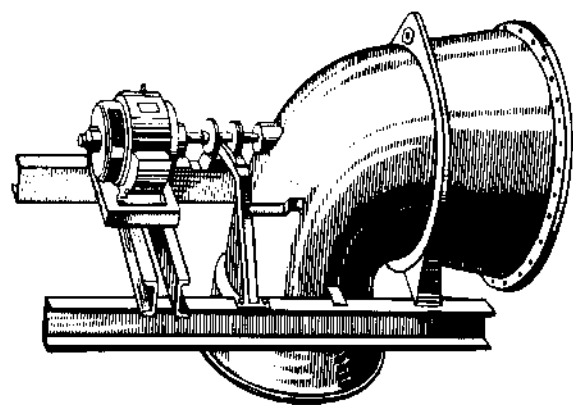


Fig. 7.7. Fan with electric motor located outside the flow passage

Guồng 1: Có các cánh đặt nghiêng, số cánh $Z = 6 - 12$. Guồng là bạc có đường kính lớn trên gắn các cánh. Cánh dập từ thép tấm với kích thước lớn có thể làm rỗng.

Vỏ quạt 2: Khe hở giữa vỏ và cánh đủ nhỏ thường không quá 1,5% chiều dài cánh vì nếu khe hở lớn sẽ làm giảm cột áp tĩnh và giảm hiệu suất của quạt.

- Ở những quạt lớn đôi khi làm các cánh nắn thẳng dòng xoắn lạp cố định trên vỏ quạt phía sau cánh dẫn.

- Đề biến động năng thành cột áp tĩnh vỏ quạt thường có 1 đoạn côn sau mở rộng.

- Quạt hướng trục có thể chế tạo 1 hay 2 cấp (tầng).

- Động cơ kéo quạt có thể đặt ngoài hay trong vỏ quạt để giảm tổn thất.

2. Các đường đặc tính của quạt hướng trục: Hình 6.10 và 6.11

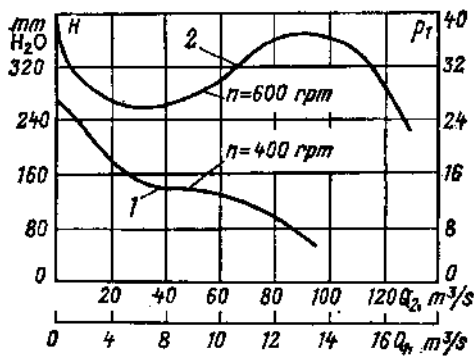


Fig. 6.10. Axial-flow fans. Head-capacity curves

1—series Y-12 fan No. 16; 2—series BC fan

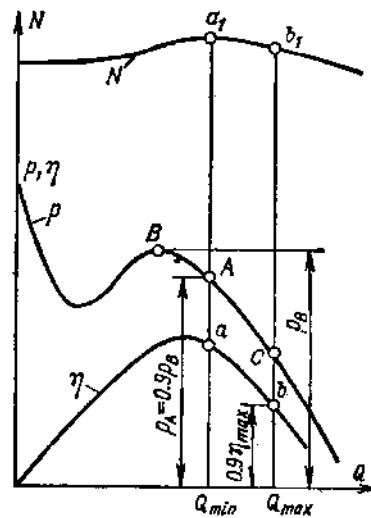


Fig. 6.11. Axial-flow fan. Performance diagram at $n = \text{const}$

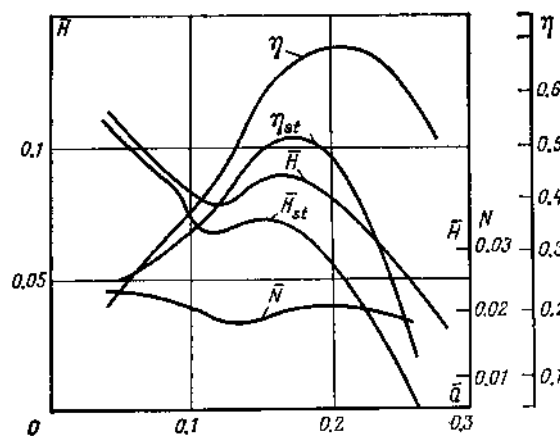


Fig. 7.5. Series MII fan. Dimensionless performance diagram

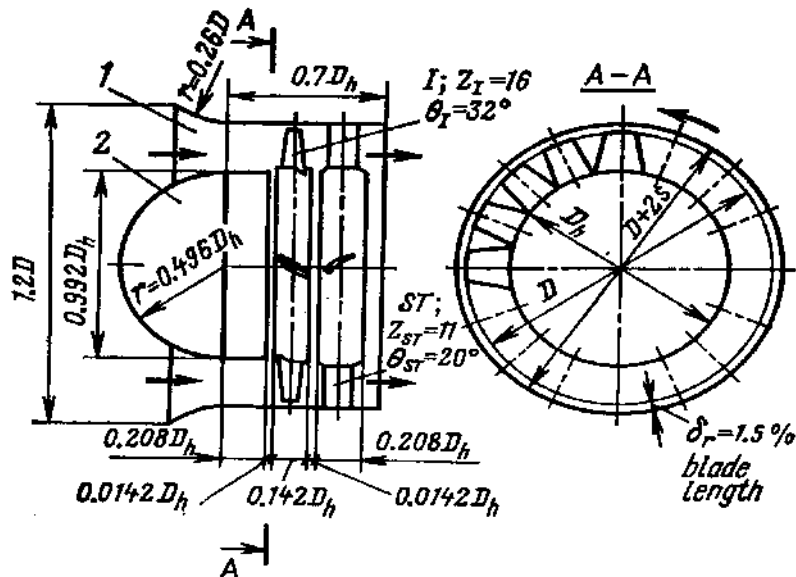


Fig. 7.3. Series B axial-flow fan. Aerodynamic design
1—entrance cone; 2—spinner; 3—impeller; ST—straightener

Đối với quạt hướng trục thì các đặc tính H , N , η là hàm của Q cũng giống như bơm hướng trục: Q - H giảm nhanh trong khi N giảm không đáng kể, công suất tiêu thụ lớn nhất khi $Q = 0$, η giảm nhanh sau điểm cực đại.

3. Tính toán quạt hướng trục.

Đường kính D_e của đỉnh cánh xác định từ điều kiện:

$$D_e = 1,3 \sqrt{\frac{Q}{C_m}}, m \quad [4-41]$$

Trong đó:

Q : Lưu lượng của quạt, m^3/s

$C_m = 8 - 10$, thành phần vận tốc hướng trục, m/s .

Vận tốc vòng trên đường kính D_e là:

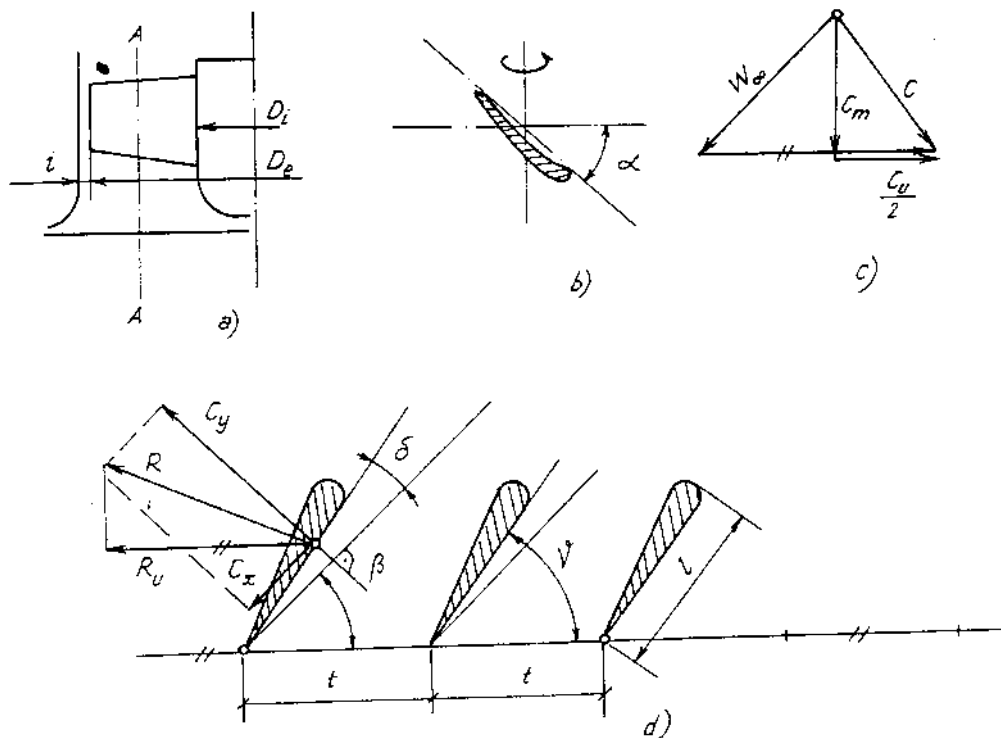
$$U_c = 2,8 \cdot \varphi \cdot \sqrt{H}, m/s \quad [4-42]$$

Trong đó : H : áp suất do quạt tạo ra, $mm H_2O$

φ : Hệ số phụ thuộc vào dạng cánh.

$\varphi = 2,8 - 3,5$ cánh phẳng

$\varphi = 2,2 - 2,8$ cánh cong.



Hình 4.8. Guồng động quạt hướng trục:
a) guồng và vỏ; b) góc nghiêng của cánh; c) tam giác vận tốc; d) khai triển mặt cắt trụ đi qua A - A.

Ta lại có vận tốc vòng U_c :

$$U_c = \frac{\pi \cdot n}{30} \cdot \frac{D_e}{2} \quad [4-43]$$

Để chống ồn thì thành phần vận tốc: $U_c < 95 \text{ m/s}$ và thành phần C_m lấy như sau: $C_m = (0,25 - 0,4) \cdot U_c$ với quạt hướng trục 1 cấp

$C_m = (0,3 - 0,55) \cdot U_c$ với quạt hướng trục 2 cấp.

-Chiều rộng b của cánh được tính :

$$b = \frac{D_e - D_i}{2} , m \quad [4-51]$$

-Góc β_1 và β_2 được tính theo công thức :

$$\tan \beta = \frac{C_m}{U - \frac{C_u}{2}} \quad [4-52]$$

Khi thay các giá trị tương ứng ở điểm vào 1 và điểm ra 2.

Hiệu suất chung của quạt hướng trục từ :

$$\eta = 50 - 80 \%$$

Các ví dụ và bài tập.

- Ví dụ 1.

Guồng động quạt ly tâm có : $D_1 = 480\text{mm}$, $D_2 = 600\text{mm}$, $n=1500\text{v/ph}$, $\rho_K = 1.2 \text{ kg/m}^3$,

$W_1 = 25\text{m/s}$, $W_2 = 22\text{m/s}$,

$\beta_1 = 60^\circ$, $\beta_2 = 120^\circ$.

Hãy dựng các tam giác vận tốc ở cạnh vào và cạnh ra của cánh guồng và chiều cao cột áp lý thuyết H_{lt} .

- Ví dụ 2.

Cần nung nóng không khí lưu lượng $G = 30.000\text{kg/h}$ từ 20° lên 160° bằng cách cho qua thiết bị trao đổi nhiệt (caloriphe). Hãy xác định năng suất, áp suất, công suất của quạt khi lắp trước và sau thiết bị trao đổi nhiệt. Cho biết tổn thất thủy lực của dòng không khí chảy qua hệ thống là $120\text{mm H}_2\text{O}$. Ở điều kiện 20°C , $\rho_K = 1.2 \text{ kg/m}^3$. Hiệu suất chung ở cả 2 trường hợp là như nhau và bằng: $\eta = 50\%$.

Chú ý các công thức: $\rho_k \cdot T_k = \rho'_k \cdot \rho'_k$

$$H_k = \frac{\rho \cdot H}{\rho_k}$$

$$Q = \frac{G_k}{3600 \cdot \rho_k}$$

$$H'_k = \frac{\rho'_k}{\rho_k} \left(\frac{Q}{Q} \right)^2 \cdot H_k$$

- Ví dụ 3. Một quạt gió lưu lượng $3000 \text{ m}^3/\text{h}$, ở đầu ống đẩy chỗ $D_1 = 200 \text{ mm}$ có áp suất dư là 981 N/m^2 , Hỏi ở chỗ đầu ống loe $D_2 = 300\text{mm}$ có áp suất là bao nhiêu? Cho biết: $\gamma_k = 11,77\text{N/m}^3$, $g=9.81\text{m/s}^2$, bỏ qua tổn thất trong đoạn ống loe.

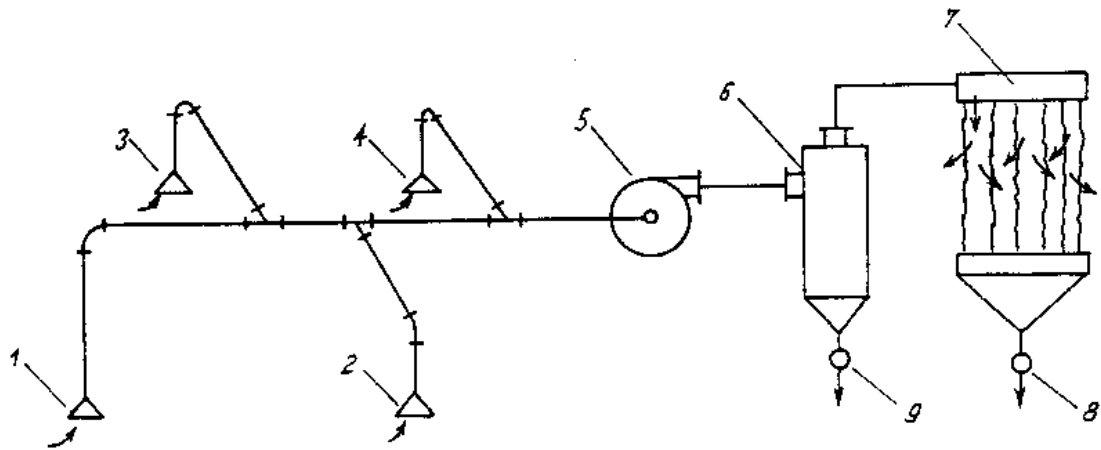
7.9. Các hệ thống quạt.

7.9.1. Phân loại các hệ thống quạt.

Hệ thống quạt gồm có quạt, hệ thống đường ống và các thiết bị trên đường ống. Tùy mục đích sử dụng mà có những tên gọi khác nhau.

1. Hệ thống hút bụi.

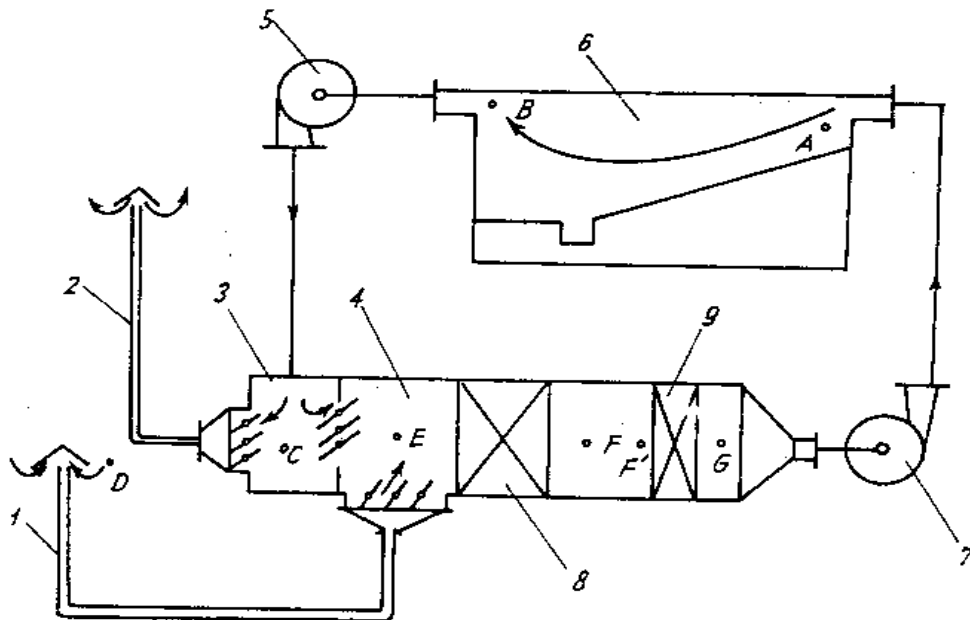
- Dùng để hút bụi trong sản xuất có sinh ra bụi.
- Dùng hút hơi, khí độc
- Dùng vận chuyển nguyên liệu kích thước nhỏ như bột, chấu, cám, mùn cưa...



Hình 4.11. Hệ thống hút bụi hoặc sản phẩm có kích thước nhỏ:
1; 2; 3; 4 - các chụp hút; 5 - quạt; 6 - thiết bị lắng; 7- thiết bị lọc túi;
8; 9 - các bộ phận xả.

2. Hệ thống thông gió làm mát.

Hệ thống được dùng khi nhiệt độ ngoài trời thấp hơn nhiệt độ trong phòng.



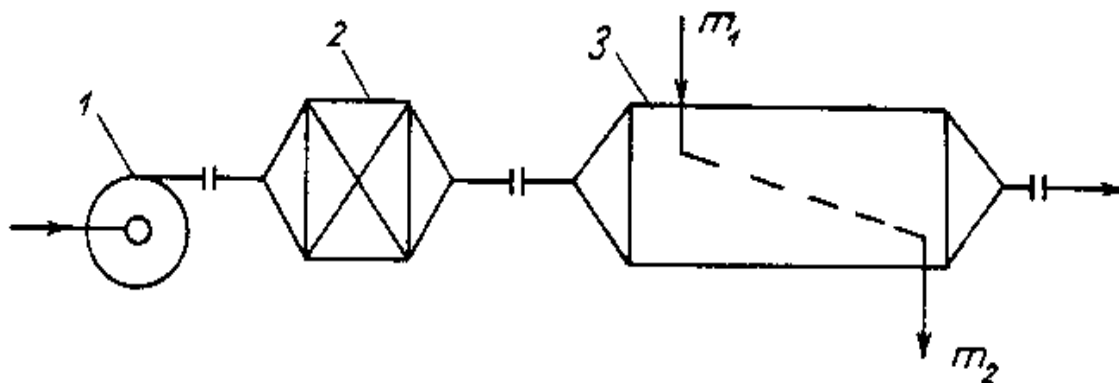
Hình 4.12. Hệ thống thông gió làm mát:
1 - ống lấy không khí sạch; 2 - ống thải; 3 - buồng phân chia không khí thải;
4 - buồng hòa trộn; 5 - quạt; 6 - hệ trường cần thông gió; 7 - quạt;
8 - bộ phận lọc bụi, mùi; 9 - thiết bị đốt nóng.

3. Hệ thống điều hoà không khí.

Hệ thống điều hoà không khí tạo ra bầu không khí có nhiệt độ và độ ẩm như ý muốn, bất kể nhiệt độ ngoài trời như thế nào.

Muốn vậy cần bổ xung thêm hệ thống phun nước lạnh vào giữa thiết bị lọc 8 và thiết bị sấy 9 của hệ thống thông gió là có hệ thống điều hoà không khí trung tâm.

4. Hệ thống quạt trong sấy đối lưu.



Hình 4.15. Hệ thống quạt dây trong sấy đối lưu:

1 - quạt dây; 2 - kaloriphe; 3 - buồng (hầm) sấy; m_1 - nguyên liệu ẩm, m_2 - sản phẩm sấy.

7.9.2. Các dạng trở lực trong hệ thống quạt.

$$\Delta_l = H_t = \left(\lambda \cdot \frac{l}{d} + \sum \zeta \right) \cdot \frac{w^2 \cdot \rho_k}{2}$$



QUẠT HƯỚNG TRỤC THÔNG GIÓ CÔNG NGHIỆP

Mã sản phẩm: AF
Kiểu lắp: AFA, AFC, AFD
Chế độ bảo hành: Theo thỏa thuận

[Chi tiết...](#)



QUẠT HƯỚNG TRỤC KIỂU AFC1-080-06

Mã sản phẩm: AFC1-080-06
Kiểu lắp: AF
Chế độ bảo hành: Theo thỏa thuận

[Chi tiết...](#)



QUẠT HỖN HỢP TOMEKO - Kiểu SWF

Mã sản phẩm: SWF
Kiểu lắp: SWF
Chế độ bảo hành: Theo thỏa thuận

[Chi tiết...](#)



QUẠT HƯỚNG TRỤC LƯU LƯỢNG LỚN

Mã sản phẩm: DTF- TOMEKO
Kiểu lắp: AFA.DTF ; AFC.DTF
Chế độ bảo hành: Theo thỏa thuận

[Chi tiết...](#)



QUẠT LY TÂM CÔNG NGHIỆP ÁP SUẤT THẤP KIỂU CF.14-46

Mã sản phẩm: CF.14-46
Kiểu lắp: CFA, CFC, CFD



QUẠT LY TÂM ÁP SUẤT THẤP KIỂU CF.12-50

Mã sản phẩm: CF.12-50
Kiểu lắp: CFA, CFD, CFC
Chế độ bảo hành: theo thỏa

Chế độ bảo hành: theo thỏa thuận

[Chi tiết...](#)

thuận

[Chi tiết...](#)



[QUẠT LY TÂM ÁP SUẤT THẤP KIỂU CF.4-72](#)

Mã sản phẩm: CF.4-72

Kiểu lắp: CFA, CFD, CFC

Chế độ bảo hành: Theo thỏa thuận

[Chi tiết...](#)



[QUẠT CÔNG NGHIỆP ÁP SUẤT THẤP KIỂU LY TÂM CF.4-70](#)

Mã sản phẩm: CF.4-70

Kiểu lắp: CFA, CFD, CFC

Chế độ bảo hành: Theo thỏa thuận

[Chi tiết...](#)



[QUẠT LY TÂM ÁP SUẤT THẤP KIỂU CF.4-76](#)

Mã sản phẩm: CF.4-76

Kiểu lắp: CFA, CFD, CFC.

Chế độ bảo hành: theo thỏa thuận

[Chi tiết...](#)



[QUẠT LY TÂM ÁP SUẤT THẤP KIỂU CF.5-47](#)

Mã sản phẩm: CF.5-47

Kiểu lắp: CFA, CFD, CFC

Chế độ bảo hành: theo thỏa thuận

[Chi tiết...](#)

Start Prev | 1 | Next End



[QUẠT LY TÂM CAO ÁP KIỂU CF.8-13](#)

Mã sản phẩm: CF.8-13

Kiểu lắp: CFC, CFA. CFC

Chế độ bảo hành: Theo thỏa thuận

[Chi tiết...](#)



[QUẠT LY TÂM CAO ÁP KIỂU CF.8-18](#)

Mã sản phẩm: CF.8-18

Kiểu lắp: CFA, CFD, CFC

Chế độ bảo hành: Theo thỏa thuận

[Chi tiết...](#)



[QUẠT LY TÂM ÁP SUẤT CAO C.F8-09](#)

Mã sản phẩm: CF.8-09

Kiểu lắp: CFA, CFD, CFC

Chế độ bảo hành: theo thỏa thuận

[Chi tiết...](#)



QUAT LY TÂM HÚT BUI
KIỂU CF.6-35

Mã sản phẩm: CF.6-35

Kiểu lắp: CFA, CFD, CFC

Chế độ bảo hành: theo thoả thuận

[Chi tiết...](#)

QUAT LY TÂM HÚT BUI
CÔNG NGHIỆP , KIỂU CF.7-

40

Mã sản phẩm: CF.7-40

Kiểu lắp: CFC.7-40: CFD.7-40

Chế độ bảo hành: 6 tháng đến 1 năm

[Chi tiết...](#)



QUAT LY TÂM HÚT BUI
KIỂU CF.6-46

Mã sản phẩm: CF.6-46

Kiểu lắp: CFA, CFD, CFC

Chế độ bảo hành: theo thoả thuận

[Chi tiết...](#)

Start Prev | 1 | Next End



QUAT DỪNG TRONG MÔI
TRƯỜNG HÓA CHẤT VÀ
CHỐNG CHÁY NỔ

Mã sản phẩm: QNNC

Kiểu lắp: Đang cập nhật

Chế độ bảo hành: Đang cập nhật

[Chi tiết...](#)

3. TRÌNH THỰC HIỆN



CÔNG TY TRÁCH NHIỆM HỮU HẠN TÀI TIẾN PHÁT

Đ/C : Tổ 4, KP1, T.Trần Trảng Bom, Trảng Bom, Đồng Nai

Xưởng : Phường An Bình, TP Biên Hòa, Đồng Nai

Tel : 0618 606947 - 0618 826705- Fax : 0618 826706

Email : taitienphat@yahoo.com.vn- Website : WWW.Taitienphat.com

Chương 8. MÁY NÉN

8.1. Phân loại máy nén.

1. Theo nguyên lý làm việc phân loại ra:

- Máy nén theo nguyên lý thể tích.
- Máy nén theo nguyên lý li tâm.
- Máy nén theo nguyên lý cánh nâng và một số loại khác.

a. Máy nén làm việc theo nguyên lý thể tích: Gồm có các loại:

- Máy nén pittông
- Máy nén cánh gạt
- Máy nén kiểu Root
- Máy nén kiểu trục vít.

b. Máy nén li tâm. Máy làm việc theo nguyên lý li tâm (như đã trình bày ở chương 1).

c. Máy nén theo nguyên lý cánh nâng.

d. Một số loại máy nén khác:

- Máy nén kiểu phun tia (tuye).
- Máy nén kiểu xoắn (scroll).

2. Theo số cấp nén:

- Máy nén 1 cấp
- Máy nén nhiều cấp.

3. Theo đối tượng nén chia ra:

- Máy nén CO₂
- Máy nén hơi NH₃
- Máy nén Freon.

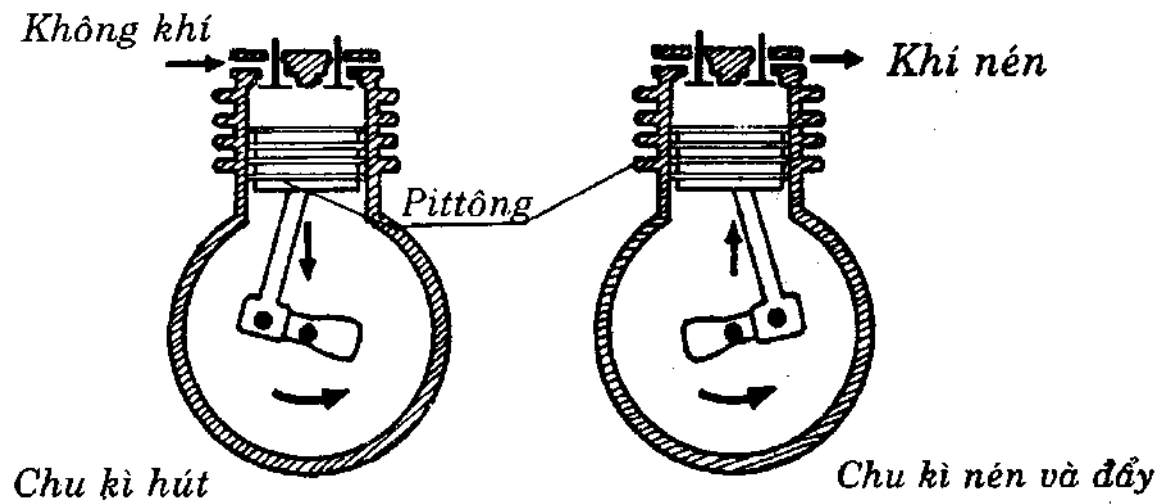
4. Theo mức độ áp suất tạo ra.

- Máy nén khí (compressor) khi : $p > 2.5 \text{ bar}$.
- Máy thổi khí (blower) khi : $P < 2.5 \text{ bar}$.
- Quạt (fans) khi áp suất : $p = 1000 - 10.000 \text{ N/m}^2 (< 0.1 \text{ bar})$
- Bơm chân không(vacuum- pumps): $p < 0 \text{ bar}$.

8.2. Máy nén pittông.

8.2.1. Quá trình hút và nén trong máy nén pittông 1 cấp.

Máy có thể có 1 hay nhiều cụm pittông và xy lanh được bố trí theo hình V, W...

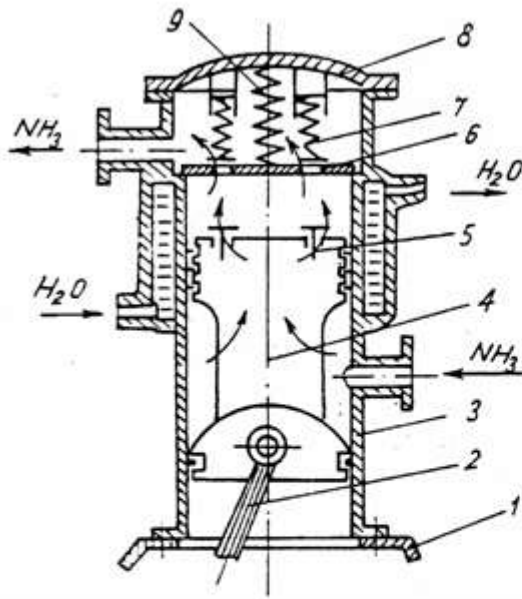


Hình 8.1a.Sơ đồ máy nén piston thẳng đứng.

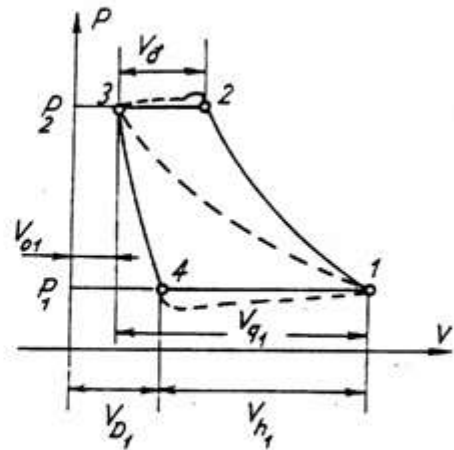


Hình 8.1b.Máy nén piston kiểu chữ V.

-Trên hình 8.1c là nguyên lý cấu tạo và hoạt động của máy nén pittông để nén amôniac kiểu thẳng đứng thẳng dòng, có pittông thùng, Khí NH₃ đi theo 1 chiều.



Hình 8.1c. Nguyên lý cấu tạo và hoạt động của máy nén pittông:
1-Thân máy; 2-Biên; 3-Xilanh; 4-Pittông thùng(đĩa van hút lắp ở đỉnh pittông); 5-Van hút; 6-Đĩa van; 7-Van đẩy; 8- nắp;



Hình 8.1d. Đồ thị chỉ thị của máy nén pittông

- Không gian giới hạn giữa 2 điểm chết trên và dưới gọi là thể tích chết.
- Thể tích hút lý thuyết bằng tích của thể tích chết và số vòng quay của máy nén.
- Thể tích hút thực tế bằng tích của thể tích lý thuyết nhân với hệ số cấp λ của máy nén.
- Khi nén áp suất tăng, giảm thể tích và tăng nhiệt độ. Dùng nước hay không khí làm mát để làm nguội máy. Vì vậy quá trình nén là quá trình đa biến với chỉ số đa biến $n < k$ (với k là chỉ số đoạn nhiệt).

-Trên hình 8.1d biểu diễn chu trình làm việc của máy nén pittông:

Đường 1-2 là quá trình nén đa biến:

$$p.v^n = \text{const.}$$

Tại điểm 2 van đẩy mở nên đường 2-3 là quá trình đẩy của máy đây là quá trình đẳng áp.

$$P_2 = \text{const}$$

Điểm 3 là điểm chết trên, dù chế tạo chính xác đến đâu cũng có khoảng hở giữa pittông và đĩa van gọi là **thể tích chết V_0** chính là thể tích hơi còn lại sau khi nén. Vì vậy thể tích này sẽ dẫn ra khi pittông đi xuống: đoạn 3-4, V_{01} dẫn ra thành V_{D1} . Đó cũng là quá trình đa biến với chỉ số n

$$p.v^n = \text{const}$$

Đường 4-1 là quá trình hút hơi với áp suất p_1 là quá trình đẳng áp.

$$P_1 = \text{const}$$

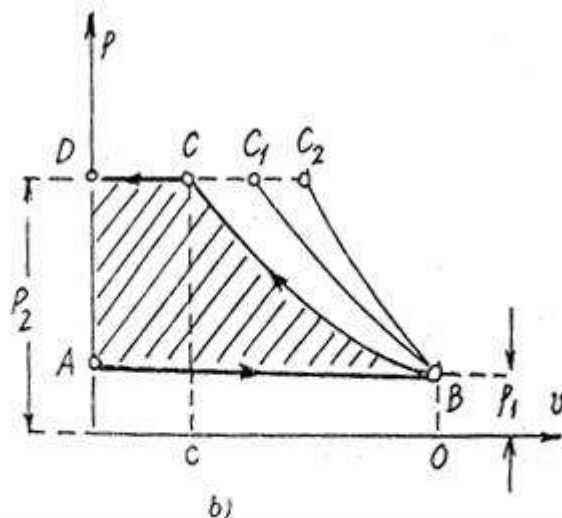
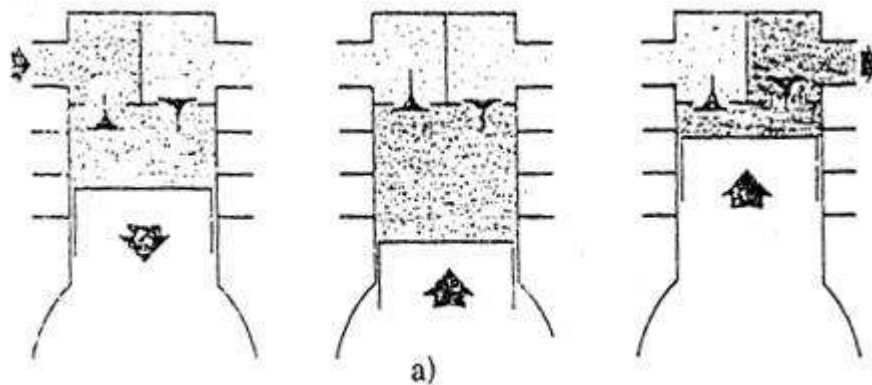
Như vậy đường 1-2-3-4 là đồ thị chỉ thị lý thuyết của máy nén pittông (đường liền).

Tuy nhiên do có sức ỳ và trở lực của van hút và van nén nên đường làm việc thực là **đường nét đứt**.

-Nếu không gian chết V_0 đủ lớn khi nén từ: $p_1 - p_2$ toàn bộ hơi sẽ dồn vào không gian chết, khi ấy đường nén là 1 đến 3, khi pittông di chuyển ngược lại thì hơi từ không gian chết lại dẫn ra chiếm toàn bộ thể tích như trước khi nén, quá trình đi từ 3 đến 1. Kết quả là máy vẫn chạy nhưng không có hơi hút và đẩy. Hiệu quả của chu trình bằng 0.

8.2.2. Công nén riêng, công suất và hiệu của máy nén pittông 1 cấp.

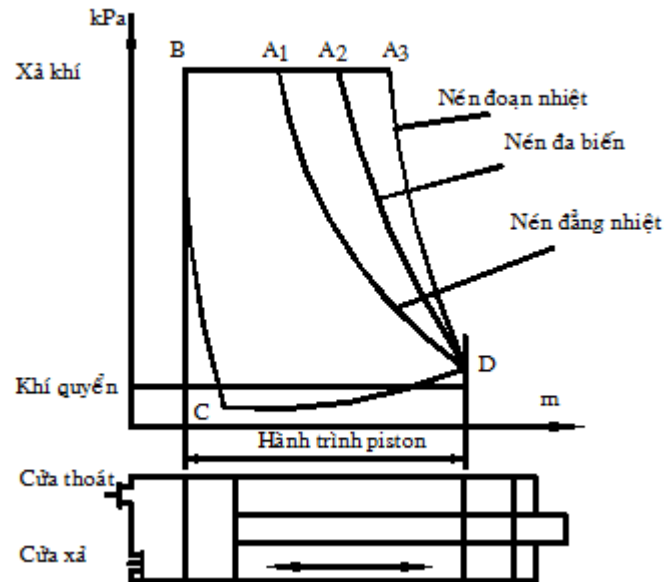
1. Công nén riêng của máy nén pittông 1 cấp. (Hình 8.2).



Hình 8.2: a) Máy nén pittông 1 cấp

1. Van nạp; 2. van thải; 3. pittông; 4. xi lanh

b) Đồ thị p-v với các quá trình nén khí



Hình 8.3. Các quá trình nén.

- Quá trình nén trong xy lanh có thể là: Nén đoạn nhiệt (đường DA_3) với chỉ số k , nén đa biến với chỉ số $n < k$, hay nén đẳng nhiệt với $n = 1$.
- Công nén riêng là công tiêu hao để nén 1 kg khí hoặc hơi từ áp suất p_1 đến áp suất p_2 . Trên đồ thị p-v: Công nén W được tính (công âm vì tiêu hao):

$$W = - \int_{p_1}^{p_2} v \cdot dp \quad [8-1]$$

Ta sẽ tính công nén riêng cho các quá trình nén khác nhau.

a. Nén theo quá trình đẳng nhiệt: $n = 1$. (đường DA_1)

Phương trình: $p \cdot v^1 = R \cdot T$

rút ra: $v = R \cdot T / p$ thay vào [8-1] ta có:

$$W = - \int_{p_1}^{p_2} v \cdot dp = - \int_{p_1}^{p_2} R \cdot T \cdot \frac{dp}{p}$$

$$\text{Hay: } W = - p_1 \cdot v_1 \cdot \ln \frac{p_2}{p_1}, \text{ kJ/kg} \quad [8-2]$$

Nếu áp suất p tính bằng N/m^2 , thể tích v là m^3/kg thì công tính bằng w tức $[J/kg]$. Công tiêu hao này biểu diễn bằng diện tích ABCD (trên hình 8.2).

b. Quá trình nén đoạn nhiệt: $n = k$. (đường DA_3)

Phương trình: $p \cdot v^k = \text{const}$, $p \cdot v^k = p_1 \cdot v_1^k$

$$\text{Hay: } v = p_1^{\frac{1}{k}} \cdot v_1 \cdot p^{\frac{-1}{k}} \text{ thay giá trị } v \text{ vào [8-1]}$$

$$W = - \int_{P_1}^{P_2} v \cdot dp$$

sau khi tích phân ta tính ra:

$$\begin{aligned} W &= \frac{-k}{k-1} (p_2 \cdot v_2 - p_1 \cdot v_1) = \frac{k}{k-1} (p_1 v_1 - p_2 \cdot v_2) \\ &= -\frac{k}{k-1} p_1 \cdot v_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \\ &= -\frac{k}{k-1} R \cdot T_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad [8-3] \end{aligned}$$

Công nén được biểu diễn bằng diện tích ABC₂D trên đồ thị.

c.Nén theo quá trình đa biến : $1 < n < k$ (đường DA₂)

Tương tự nén đoạn nhiệt phương trình công suất nén đa biến:

$$p \cdot v^n = \text{const}$$

ta suy ra:
$$W = \frac{-n}{n-1} (p_2 \cdot v_2 - p_1 \cdot v_1) = \frac{n}{n-1} (p_1 v_1 - p_2 \cdot v_2)$$

$$\begin{aligned} &= -\frac{n}{n-1} p_1 \cdot v_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \\ &= -\frac{n}{n-1} R \cdot T_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad [8-4] \end{aligned}$$

công suất nén đa biến

$$N_{mn} = -\frac{n}{n-1} P_1 \cdot V \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{n-\frac{1}{n}} - 1 \right]$$

Công tiêu hao biểu diễn bằng diện tích hình ABC₁D.

Nhận xét chung:

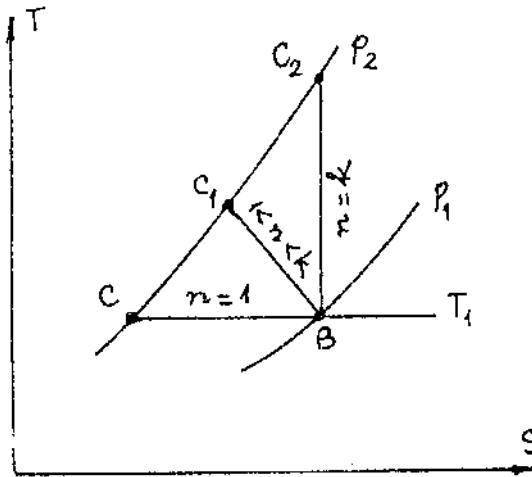
Từ các kết quả trên ta có nhận xét:

- Nén theo quá trình đoạn nhiệt công tiêu hao tổn nhiều nhất.
- Nén theo quá trình đẳng nhiệt công tiêu hao tổn ít nhất. Khi đó máy nén phải được làm mát thật tốt công tiêu hao sẽ giảm đi, nhiệt độ cuối quá trình nén thấp, tuổi thọ máy nâng

cao. Tuy nhiên trong thực tế để nén theo quá trình đẳng nhiệt sẽ rất khó khăn về chế tạo và giá thành máy cao nên thường người ta chế tạo máy nén theo quá trình đa biến với số mũ $n = 1,2 - 1,25$.

-Trên đồ thị T-s thì các quá trình nén được biểu diễn trên:

Hình đồ thị T-s.



Với : s là entropi-thông số trạng thái của khí hoặc hơi.

Vi phân của s : $ds = dq/T$ [KJ/kg độ]

dq : Lượng nhiệt lưu chất trao đổi với môi trường.

T : nhiệt độ của khí hoặc hơi.

Bài tập:

Trong một bình kín thể tích $V = 0,015\text{m}^3$ chứa lượng không khí với áp suất đầu $P_1 = 2\text{bar}$, nhiệt độ $t_1 = 30^\circ\text{C}$, nhiệt độ và áp suất sẽ thay đổi ra sao nếu ta cấp cho không khí lượng nhiệt 16kJ .

Bài làm:

Khối lượng không khí trong bình: $P_1 V = G R T_1 \quad \rightarrow G = \frac{P_1 V}{R T_1}$

(hằng số chất khí $R = 8314/\mu = 8314/29 = 287 \text{ J/kg}^\circ\text{K}$)

Vì đây là một bình kín, quá trình đẳng tích nên nhiệt độ cuối quá trình:

$$Q_v = G c_v (t_2 - t_1)$$

Khi coi không khí là khí lý tưởng, nhiệt dung riêng là hằng số (không khí là khí 2 nguyên tử).

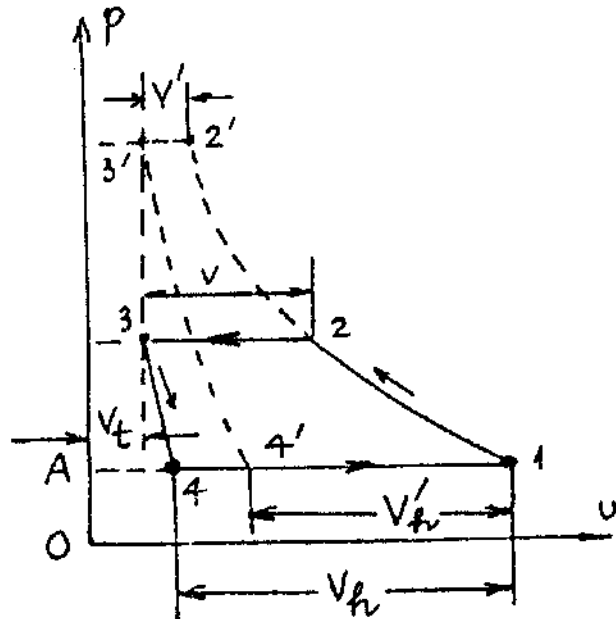
Từ bảng tra ta có: $C_{\mu v} = 20,9 \text{ kJ/kmol}^\circ\text{K}$. Vậy nhiệt dung riêng khối lượng đẳng tích của không khí

$$\text{Với } c_v = \frac{C_{\mu v}}{M} = \frac{20,9}{29} \text{ kJ/kg}^\circ\text{K} ; \quad t_2 = \frac{Q_v}{G c_v} + t_1$$

áp suất cuối quá trình: $p_2 = p_1 \frac{T_2}{T_1}$

d.Ảnh hưởng của dung tích thừa V_0 đến năng suất của máy nén. Hình 8.6

Do có dung tích thừa V_0 nên khi áp suất ở cửa nén p_2 càng cao ($p'_2 > p_2$), thì lượng khí nạp vào v_h càng giảm: $V_h' < V_h$



Hình 8-6. Các quá trình nén khí trong máy nén có dung tích thừa.

Hình 8.6. Ảnh hưởng của dung tích thừa.

Để đánh giá hiệu quả nén người ta dùng hệ số cấp: λ

Với:
$$\lambda = \frac{V_1 - V_4}{V_1 - V_3}$$

Vì vậy khi áp suất nén cao thì dùng máy nén 1 cấp sẽ không có lợi. Thường máy nén 1 cấp chỉ nên nén đến tỷ số nén:

$$\mathcal{E} = 8, \text{ khi tỷ số nén lớn hơn nên chọn máy nén có nhiều cấp.}$$

2.Công suất của máy nén piston 1 cấp.

Công suất bằng tích của công nén riêng A_{lt} (hay còn ký hiệu là W ở trên), với khối lượng hơi hút nén trong 1 đơn vị thời gian.

a.Công suất nén lý thuyết: N_{lt}

$$N_{LT}^i = N_{LT} = G_{LT} \cdot A_{LT} = \rho_l \cdot V_q \cdot A_{LT} \quad \text{kw, [8-10]}$$

trong đó:

G_{lt} : khối lượng hơi hút, nén trong một đơn vị thời gian [kg/s].

ρ_l : khối lượng riêng của hơi đầu quá trình nén [kg/m³].

V_q : Lưu lượng quét của piston [m³/s] , Với:

$$V_q = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot S \cdot Z \cdot \frac{n}{60} \quad \text{m}^3/\text{s} \quad [8-11]$$

S: khoảng chạy của piston

Z: Số piston.

n: Số vòng quay của máy nén, vòng/phút

Công thức [8-10] chưa tính đến tổn thất thể tích và tổn thất năng lượng của máy nén.

Tổn thất thể tích được đánh giá bằng hệ số cấp : λ .

$$\lambda = \lambda_1 \cdot \lambda_2 \cdot \lambda_3 \cdot \lambda_4 \quad [8-13]$$

Trong đó :

λ_1 : Kể đến ảnh hưởng dung tích thừa

$$\lambda_1 = \frac{V_{h1}}{V_{q1}} \quad [8-14]$$

V_{h1} thể tích hút

V_{q1} thể tích quét (Xem hình 8-1.)

λ_2 : hệ số kể đến quá trình trao đổi nhiệt hơi và xy lanh

λ_3 : Ảnh hưởng độ kín của các van hút và đẩy

λ_4 : Ảnh hưởng độ kín của cửa xéc măng và đệm kín đĩa van và đỉnh xy lanh. Các giá trị hệ số cấp tra đồ thị hay bảng.

Thể tích hơi hay khí máy hút và nén được thực tế là:

$$V_t = \lambda \cdot V_q, \text{ m}^3/\text{s} \quad [8-15]$$

b. Công suất thực tế của máy nén:

Công suất thực tế bằng tích của thể tích quét và áp suất của máy nén.

$$N_t = V_q \cdot p_i, \text{ kw} \quad [8-16]$$

Trong đó: V_q : thể tích quét của máy nén. m³/s

P_i : Áp suất chỉ thị trung bình của máy nén, kN/m²

3. Hiệu suất của máy nén piston 1 cấp.

- Hiệu suất được đánh giá bằng **hệ số năng lượng** η_i :

$$\eta_i = \frac{A_{LT}}{A_T} = \frac{\frac{N_{LT}}{G_{LT}}}{\frac{N_T}{G_T}} = \frac{i_2 - i_1}{\frac{N_T}{G_T}} \quad [8-17]$$

Trong đó : A_{LT} : là công nén riêng lý thuyết

$$A_{LT} = i_2 - i_1, \text{ kJ/kg}$$

i_1, i_2 : entanpi đầu và cuối quá trình nén lý thuyết kJ/kg.

A_T : Công nén riêng thực tế.

G_{LT} : Khối lượng lý thuyết mà máy hút được.

$$G_{LT} = \rho_l \cdot V_q \quad \text{kg/s} \quad [8-18]$$

G_T : khối lượng thực tế máy hút được.

$$G_T = \rho_l \cdot V_t \quad \text{kg/s} \quad [8-19].$$

Hệ số năng lượng η_i được tra theo đồ thị hay bảng cùng với hệ số cấp tùy thuộc vào loại máy nén.

- Ngoài tổn thất năng lượng do sai lệch của quá trình thực so với quá trình lý thuyết, máy còn chịu tổn thất cơ khí do ma sát gây ra, thể hiện qua hệ số hiệu dụng cơ học. η_C

$$\eta_C = \frac{N_T}{N_h} \quad \% \quad [8-20]$$

Trong đó N_h – Công suất hiệu dụng.

Hiệu suất cơ có thể lấy : $\eta_C = 0.86 - 0.93$.

$$N_h = \frac{N_T}{\eta_C} = \frac{N_{LT}}{\eta} \quad [8-21]$$

- Gọi η là hiệu suất chung.

$$\eta = \eta_i \cdot \eta_C \quad [8-22]$$

4. Công suất cung cấp đặt ở trục máy là: N_{cc}

$$N_{cc} = \frac{N_h}{\eta_{td}}, \quad \text{kw} \quad [8-23]$$

Trong đó η_{td} là hiệu suất truyền động của các bộ truyền động như đai truyền, khớp nối.

Với máy nén nhiều cấp công suất mỗi cấp nén tính như máy nén 1 cấp. Công suất của cả máy bằng tổng công suất của các cấp cộng lại.

8.2.3. Nguyên lý cấu tạo và hoạt động của máy nén piston nhiều cấp.

1. Nguyên tắc chia cấp nén.

Khi bị nén các chất khí và hơi tăng áp suất và tăng nhiệt độ. Nhiệt độ cuối quá trình nén phụ thuộc vào nhiệt độ ban đầu, bản chất mỗi loại khí, và quá trình làm mát khí nén.

Nhiệt độ cuối cùng còn phụ thuộc tỷ số nén m với:

$$m = \frac{p_2}{p_1} \quad [8-26]$$

Trong đó: p_2, p_1 là áp suất cuối và đầu quá trình nén.

Chỉ ra sự phụ thuộc nhiệt độ nén vào m và phương pháp làm mát.

Ví dụ khi tỷ số nén $m = 2$ nén đoạn nhiệt: $T = 358^\circ\text{K}$, nén đa biến: $T = 337^\circ\text{K}$. Nói chung chỉ nên nén 1 cấp khi giá trị tỷ số nén: $m \leq 6$. Khi tỷ số nén m lớn hơn 6 nên dùng máy nén nhiều cấp.

Nhiệt độ cao quá làm cháy dầu bôi trơn, phân huỷ chất khí, với các máy lạnh giới hạn nhiệt độ cuối quá trình nén không quá 120°C . Vì vậy khi yêu cầu áp suất cao thì dùng máy nén nhiều cấp. Máy nén nhiều cấp có làm mát ở từng cấp và làm mát trung gian giữa 2 cấp nên nhiệt độ đầu vào cấp thứ 2 thấp hơn nhiệt độ đầu ra cấp thứ nhất vì vậy nén 2 cấp sẽ tiết kiệm năng lượng hơn khi nén 1 cấp đến cùng áp suất. Tuy nhiên máy nén nhiều cấp phức tạp hơn, giá thành ban đầu cao hơn.

-Chọn số cấp nén c phụ thuộc tỷ số nén m :

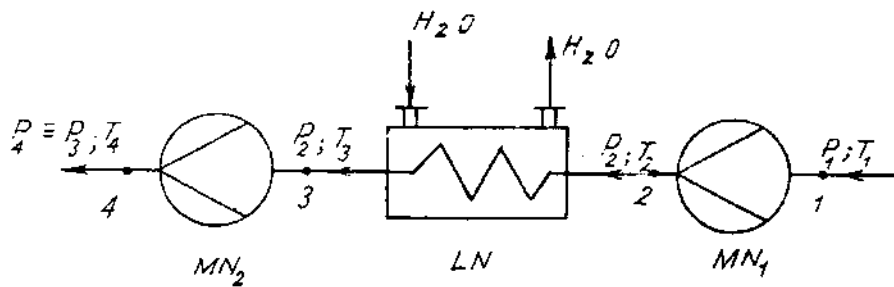
Bảng 5.1

Tỷ số nén m	Số cấp nén c
≤ 6	1
6 - 30	2
30 - 100	4
100 - 150	5
> 150	6 và nhiều hơn.

Có nhiều kiểu nén nhiều cấp: Ghép nối tiếp các máy nén 1 cấp với nhau, bằng máy nén có các cụm piston xy lanh có đường kính khác nhau, bằng piston xy lanh phân bậc hoặc máy có các piston xy lanh như nhau nhưng chia thành cụm có số lượng khác nhau.

2. Các dạng máy nén nhiều cấp.

a. Thực hiện nén nhiều cấp bằng các máy nén 1 cấp. Hình 5.3.

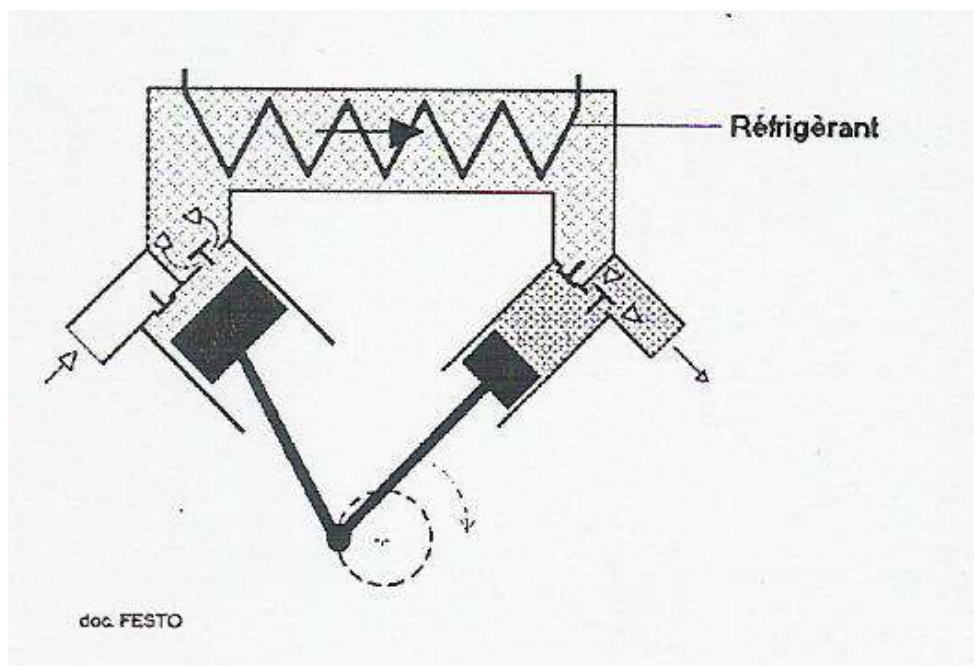


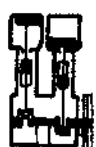
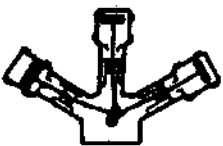
Hình 5.3. Nguyên lý cấu tạo và hoạt động của máy nén pittông hai cấp:
 MN_1 , MN_2 - máy nén thấp áp, máy nén cao áp; LN - thiết bị làm nguội trung gian bằng nước.

- Khó chọn cặp máy nén phù hợp nhau về công suất, năng suất v.v. với đối tượng cần nén.

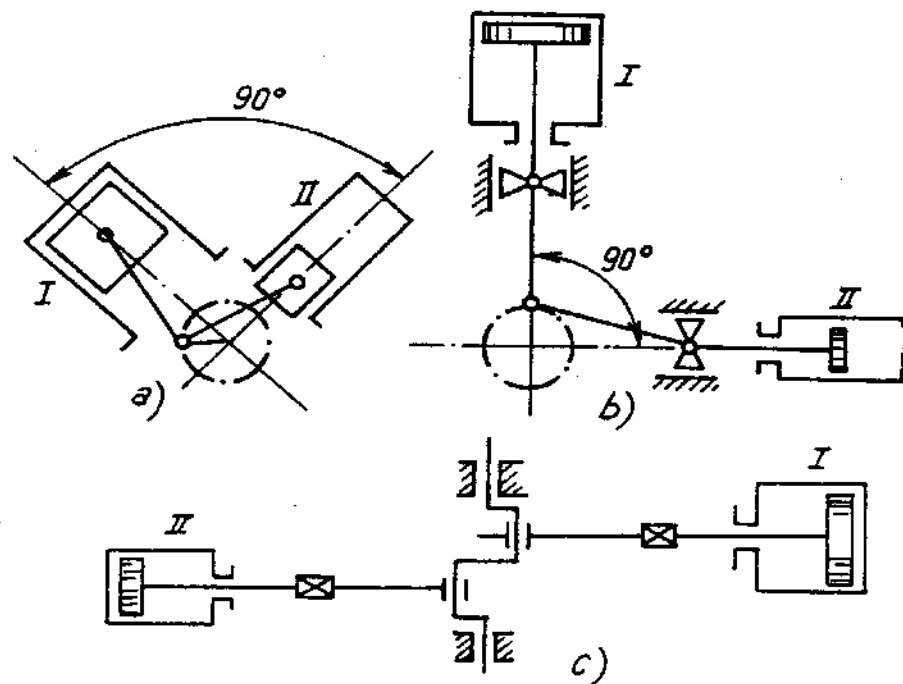
b. Thực hiện nén nhiều cấp bằng một máy nén có các cụm piston xy lanh có đường kính khác nhau.

Ưu điểm: Loại này gọn hơn kiểu trên, việc phân bố tỷ số nén được xác định, dung tích mỗi cụm quyết định đường kính xy lanh và số xy lanh trong mỗi cụm. Các piston có thể sắp xếp theo kiểu chữ V hay W. Hình 5.4.



Loại nằm ngang	Thẳng đứng	Nằm nghiêng	Theo kiểu chữ V	Theo kiểu chữ W
Tác dụng đơn 				
Tác dụng kép 		 Theo kiểu chữ L		

Hình 2.5 Một số loại máy nén khí kiểu pittông.



Hình 5.4. Nguyên lý cấu tạo của máy nén pittông có đường kính xilanh khác nhau:

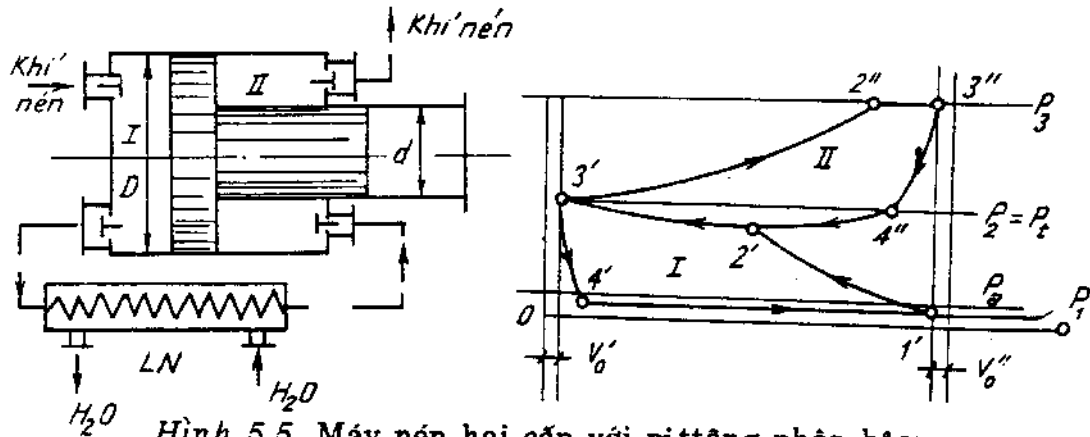
I - xilanh thấp áp; II - xilanh cao áp; a) xilanh sắp theo dạng chữ V; b) xilanh sắp vuông góc với nhau (một thẳng đứng, một nằm ngang); c) xilanh sắp nằm ngang và đối diện.

c. Máy nén 2 cấp bằng piston phân bậc tác dụng 2 phía. Hình 5.5.

Chu trình nén thể hiện hình 5.5b:

- Khi pittông di chuyển sang phải: Xy lanh I dẫn: $3'4'$, hút $4'1'$ với áp suất p_1 , đồng thời xy lanh II: nén $3'2''$, đẩy $2''3''$,
- Khi pittông di chuyển sang trái: trong I xảy ra quá trình nén $1'2'$, đẩy $2'3'$ trong xy lanh II dẫn nở $3''4''$ và hút $4''2'3'$.

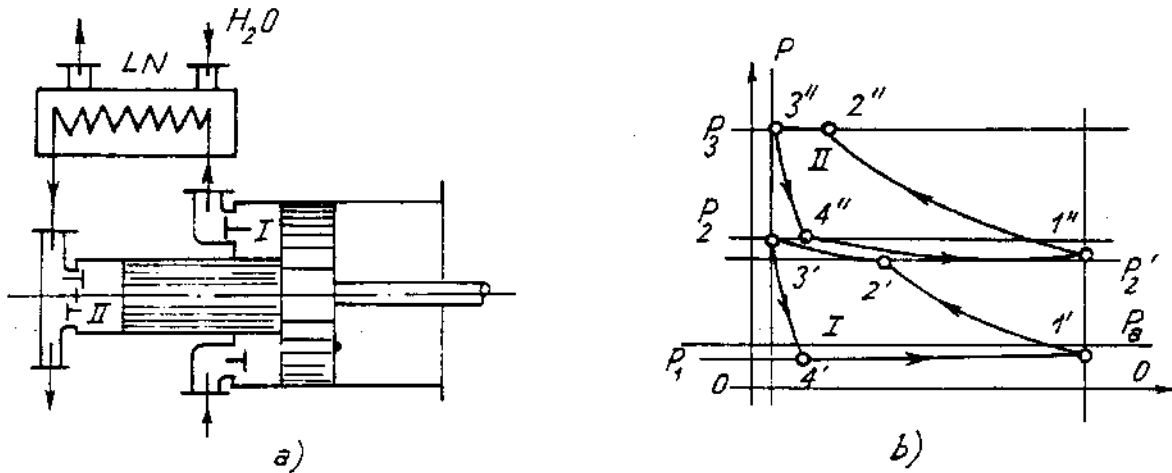
Đường kính xy lanh D và d chọn theo tỷ lệ phù hợp.



Hình 5.5. Máy nén hai cấp với pittông phân bậc:
a) nguyên lý cấu tạo; b) đồ thị chỉ thị.

d. Nén 2 cấp bằng piston phân bậc tác dụng một phía. Hình 5.6.

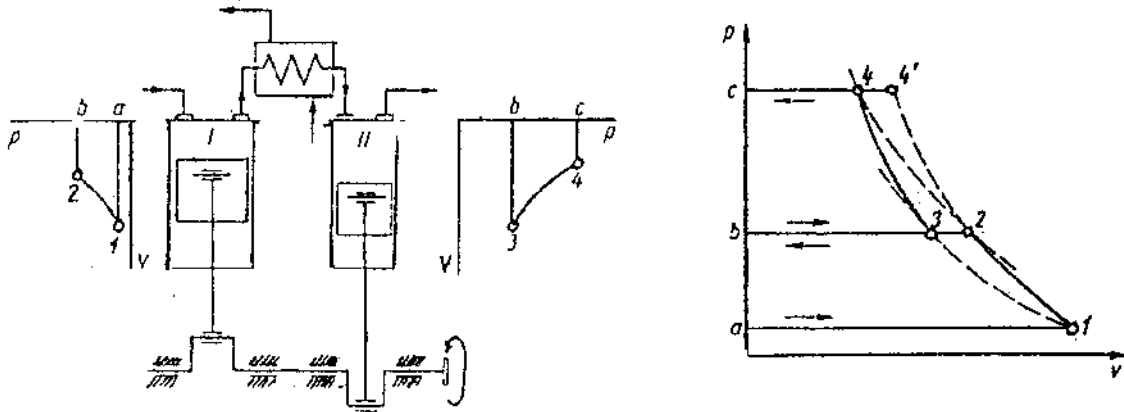
Do tác dụng 1 phía nên quá trình hút và nén đồng thời như nhau ở phía áp thấp I và áp cao II.



Hình 5.6. Máy nén hai cấp với xy lanh và pittông cùng phân bậc:
a) cấu tạo; b) đồ thị chỉ thị.

e. Máy nén piston 2 và 3 cấp:

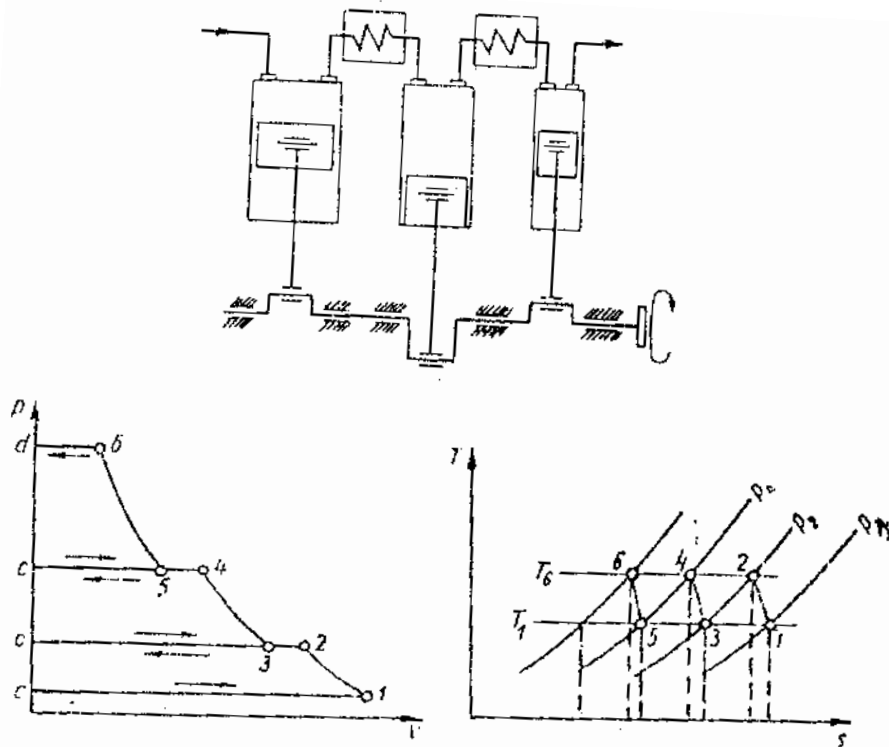
-Trên hình 8.7. Nguyên lý và đồ thị chỉ thị lý thuyết của máy nén 2 cấp. Nhờ có làm mát trung gian mà thể tích hút vào xy lanh cấp 2 giảm đi một lượng là : $V_2 - V_3$, do đó công tiêu hao cũng giảm 1 lượng tương ứng bằng diện tích : $324'4$



Hình 8-7. Máy nén 2 cấp.

I- Xilanh hạ áp (XHA) II- Xilanh cao áp (XCA)

-Trên hình 8.8. Nguyên lý và đồ thị chỉ thị lý thuyết của máy nén 3 cấp.



Hình 8-8. Máy nén 3 cấp.

8.2.4 Điều chỉnh năng suất của máy nén piston.

Điều chỉnh năng suất máy nén phù hợp với yêu cầu nhằm nâng cao hiệu quả sử dụng, hạ giá thành và kéo dài tuổi thọ của máy nén.

Điều chỉnh năng suất máy nén gắn liền với áp suất hút và đẩy của nó. Đại lượng chủ yếu liên quan đến năng suất nén là đường kính pittông D , quãng đường hành trình S , số vòng quay n , số pittông Z , hệ số khoảng hại λ_i . do dung tích thừa gây ra.

Cụ thể có các phương pháp như sau:

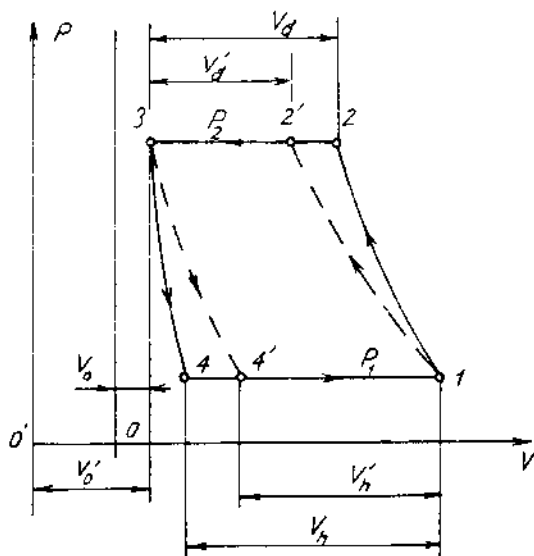
a. Điều chỉnh năng suất thông qua số vòng quay n .

Kinh tế nhất nhưng phức tạp.

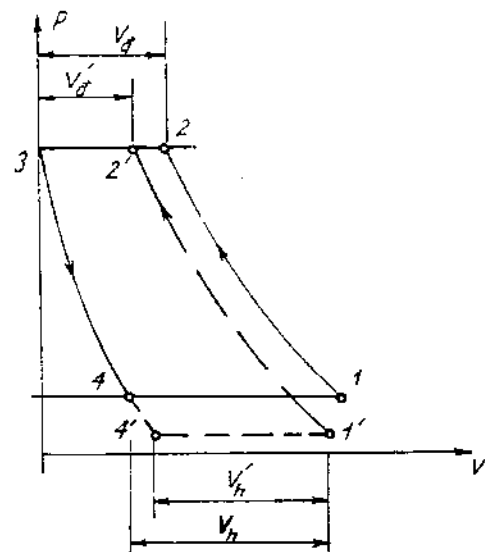
b. Điều chỉnh qua hệ số khoảng hại: λ_i (Xem hình 5.7) hay dùng với máy có 1 cụm pittông xy lanh: dùng piston có cơ cấu dịch chỉnh lắp ở phía đối diện với nòng xy lanh. Khi tăng dung tích thừa: $v'_0 > v_0$ thì làm giảm thể tích hút: $V'_h < V_h$. Phương pháp này có thể giảm 50% năng suất. Tuy nhiên phương pháp này không kinh tế.

- Khoảng hại V_0 : Hút v_h (4 - 1)

- Khoảng hại V'_0 : thể tích hút là V'_h (4'1)



Hình 5.7. Đồ thị chỉ thị bị biến dạng khi dùng pittông đối đỉnh để tăng khoảng hại trong xilanh.



Hình 5.8. Sự biến dạng của đồ thị chỉ thị khi xả khí nén từ cửa đẩy về cửa hút.

c. Dùng van và đường vòng để xả khí từ cửa đẩy về cửa hút.

Cách này đơn giản nhưng không kinh tế.

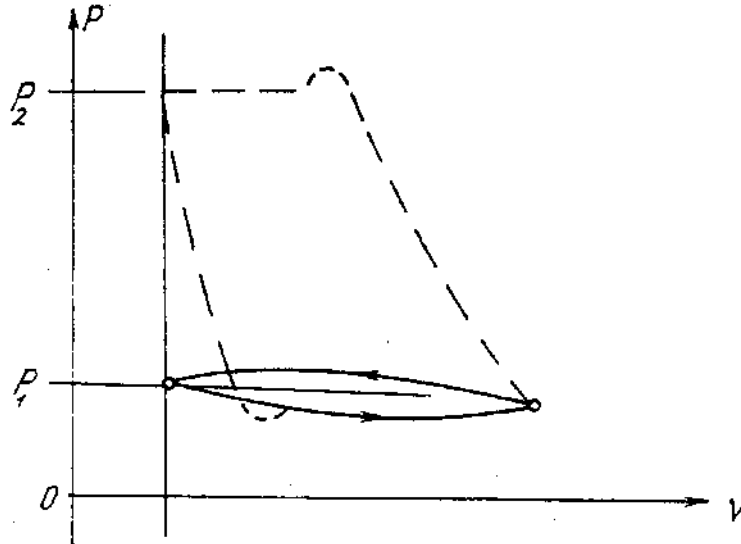
d. Dùng van chặn giảm bớt hơi hút về máy. Hình 5.8.

Khi đóng bớt van chặn ở cửa hút thì: $V'_h < V_h$ do áp suất chỉ thị khi hút giảm: $P'_1 < P_1$ nên chu trình sẽ là 4'1'2'3.

e. Kênh supáp hút.

Làm cho van hút luôn ở trạng thái mở dùng rộng rãi cho máy nén 1 cấp và nhiều cấp có nhiều cụm pittông xy lanh. Cụm nào bị kênh thì năng suất của nó bằng 0 (xem hình 5.9).

- Đường nét đứt là làm việc bình thường (xu páp không kênh).
- Đường nét liền là khi kênh van hút.



Hình 5.9. Đồ thị chỉ thị khi kênh van hút trong máy nén pittông.

8.2.5. Cấu tạo của máy nén piston.

Máy nén pittông đa dạng tuy nhiên đều có 1 số bộ phận chính yếu sau:

- Thân máy, trục khuỷu lệch tâm, xy lanh, piston, biên, con trượt, ốc piston, van hút, van đẩy, hệ thống bơm dầu bôi trơn, hệ thống làm mát máy, các đồng hồ đo áp lực, hộp đệm kín cho cần pittông, các van chặn đặt ở cửa hút, đẩy, van an toàn.

Sau đây là 1 số loại máy nén.

1. Máy nén không khí.

a. Máy nén không khí 1 cấp loại nhỏ. (hình 8.1)

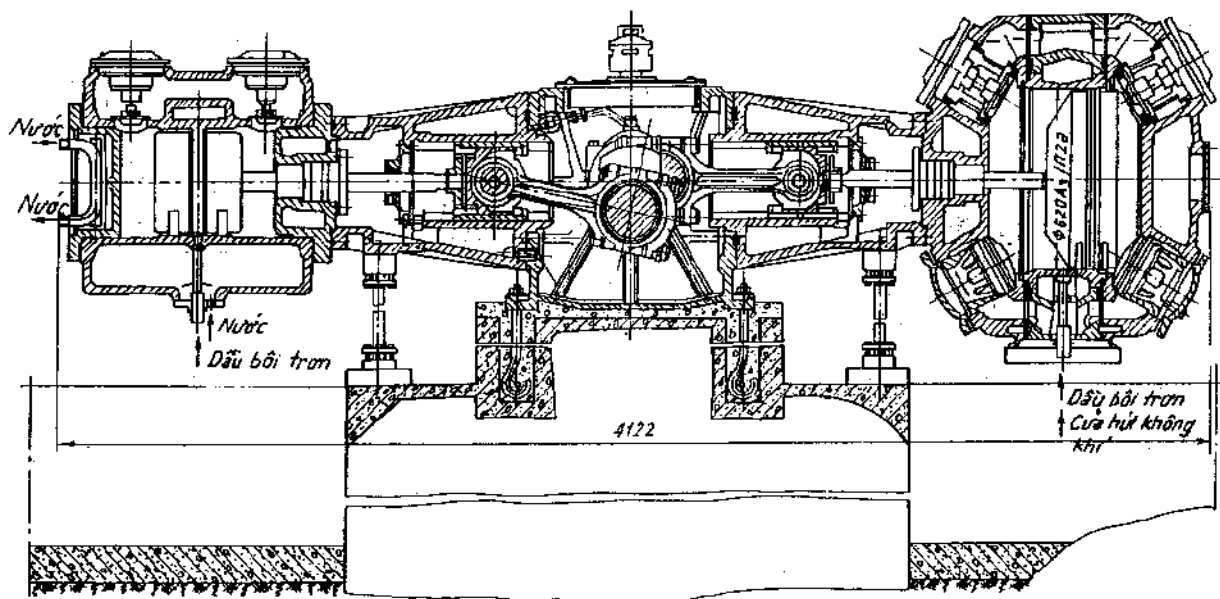
Máy nén được lắp ngay trên bình chứa có bánh xe dịch chuyển, máy có 1 hoặc 2 pittông xy lanh.

Dùng cho các dịch vụ sửa chữa nhỏ ô tô, xe máy, phòng thí nghiệm.

b. Máy nén không khí nhiều cấp.

- Máy nén không khí piston nằm ngang 2 cấp :

hình 5.10



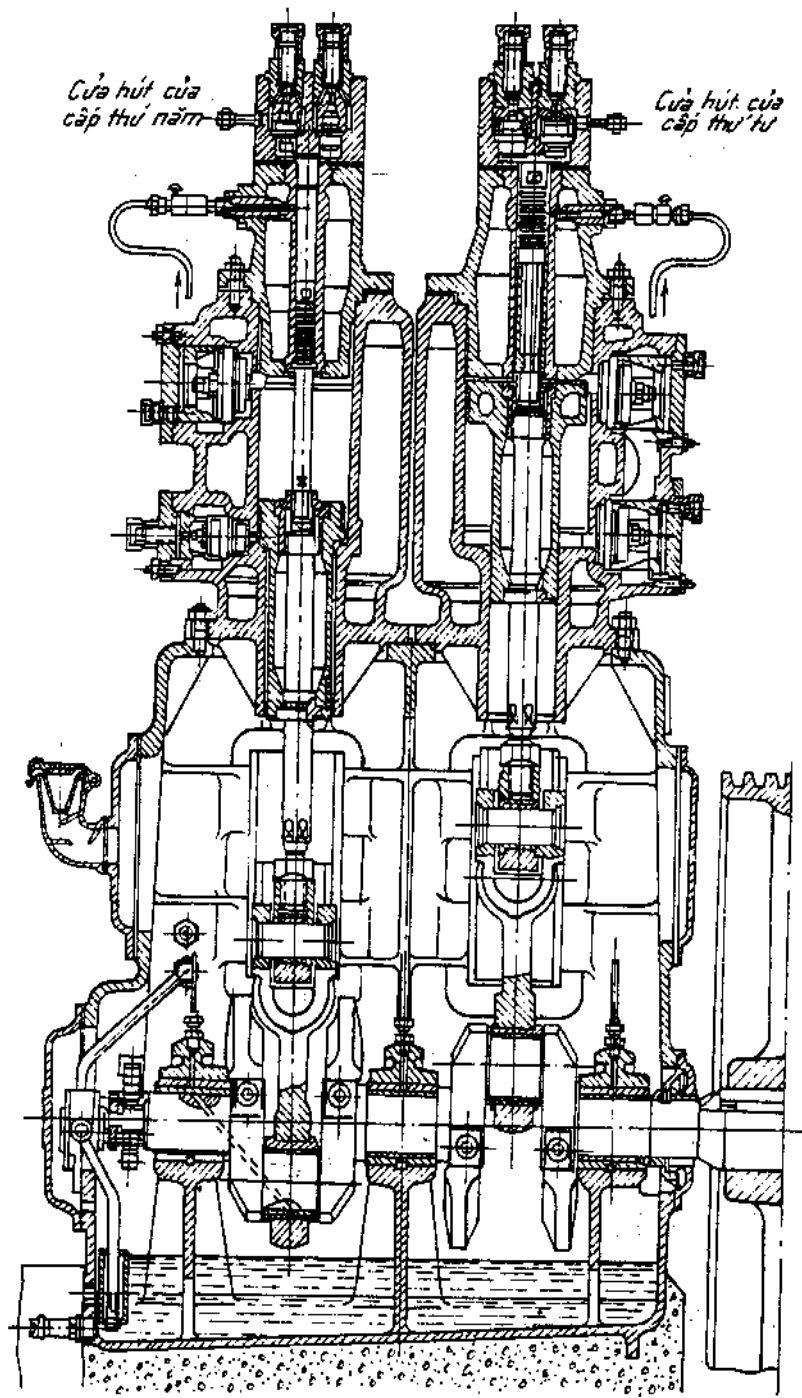
Hình 5.10. Cấu tạo của máy nén nằm ngang.

Cấp thấp cụm bên phải, cấp cao hơn cụm trái.

Áp suất ra là 9 bar, công suất $N=360$ kw.

-Máy nén không khí piston 5 cấp thẳng đứng.:

Hình 5.11.



Hình 5.11. Cấu tạo của máy nén năm cấp thẳng đứng.

Cụm bên phải là cấp 1 và cấp 4
 Cụm bên trái là các cấp 2,3,và 5.
 Áp suất ra đến 220 bar.

2. Máy nén piston dùng trong các hệ thống lạnh.

Máy nén trong hệ thống lạnh có nhiệm vụ hút nén và đẩy hơi tác nhân để nó thực hiện tuần hoàn trong hệ thống. Đáp ứng năng suất lạnh ở nhiệt độ thấp từ 0°C đến âm hàng chục độ thậm chí hàng trăm độ. Tác nhân lạnh ngưng tụ ở nhiệt độ thường $25-50^{\circ}\text{C}$. Áp suất ngưng tụ từ: 10 - 20 bar, tùy thuộc tác nhân lạnh. Áp suất hút là áp suất âm (chân không).

- Số cấp nén trong hệ thống lạnh có thể là 1,2 hoặc 3.
- Hộp đệm kín rất quan trọng vì còn chống rò rỉ tác nhân độc hại và đắt tiền.

Máy nén trong hệ thống lạnh còn gắn liền với tác nhân lạnh như :

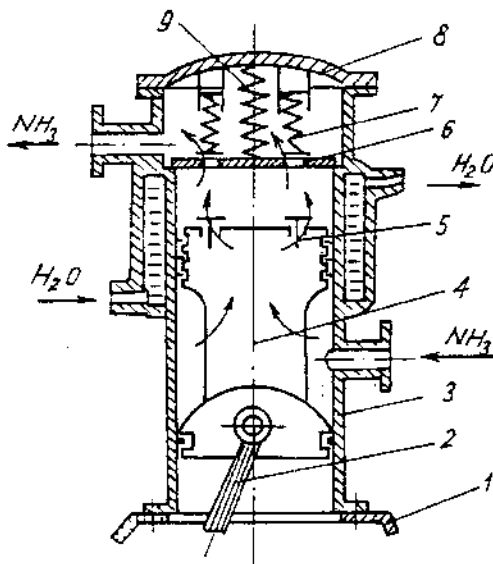
Máy nén amôniac ,máy nén freon...

a.Máy nén amôniac.

Máy nén amôniac 1 cấp có các dạng: thẳng đứng,V,W.

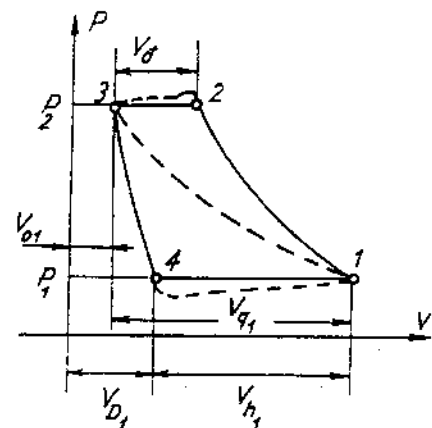
- Trên Hình 5.1:

Máy nén piston thẳng đứng thẳng dòng, piston thẳng, thường dùng khi số pittông là 1,2 hay 3.



Hình 5.1. Nguyên lý cấu tạo và hoạt động của máy nén pittông:

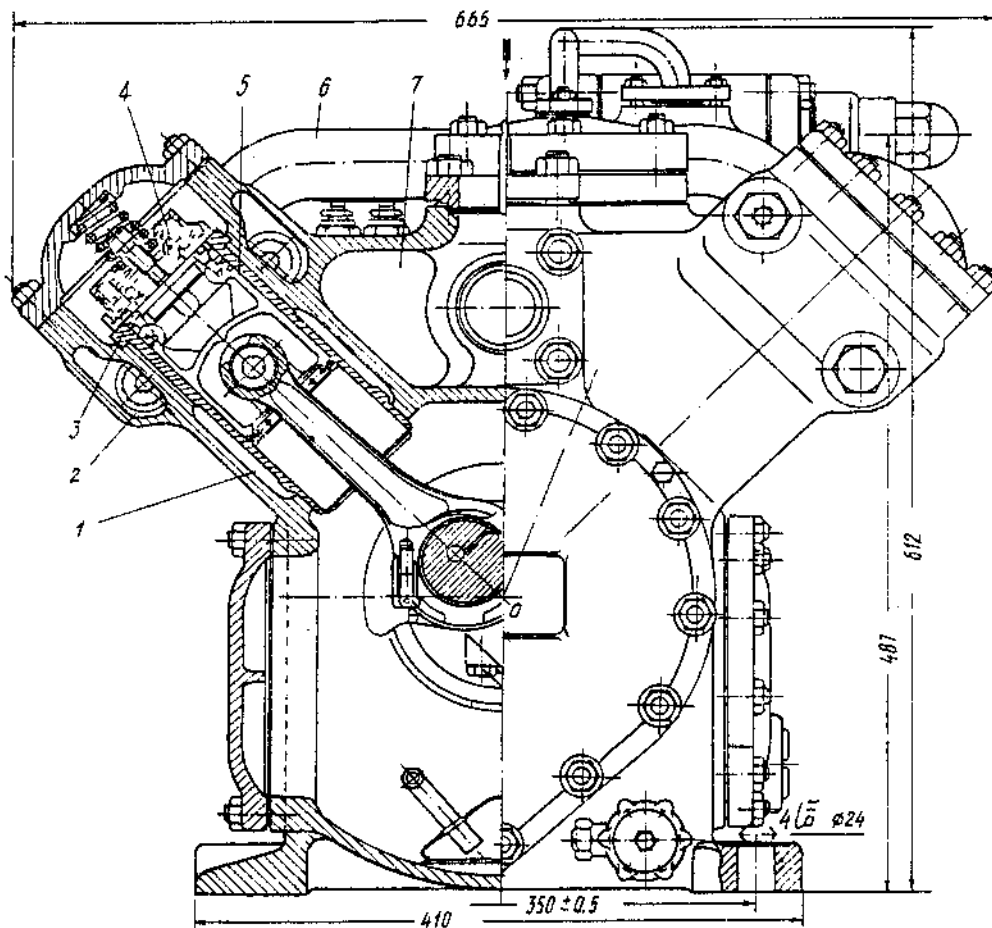
- 1 - thân máy; 2 - biên; 3 - xilanh;
- 4 - pittông thẳng (đĩa van hút lắp ở đỉnh pittông); 5 - van hút; 6 - đĩa van đẩy; 7 - van đẩy; 8 - nắp; 9 - lò xo ép đĩa van 6.



Hình 5.2. Đồ thị chỉ thị của máy nén pittông.

khi từ 4 pittông trở lên bố trí kiểu V hoặc W để cho gọn. Loại này có ưu điểm là dễ điều chỉnh năng suất bằng cách kênh supáp.

-Trên hình 5.12: là cấu tạo máy nén kiểu chữ V 1 cấp có 2 piston công suất lạnh là 45000 kcal/h.



Hình 5.12. Cấu tạo của máy nén pittông dạng chữ V:

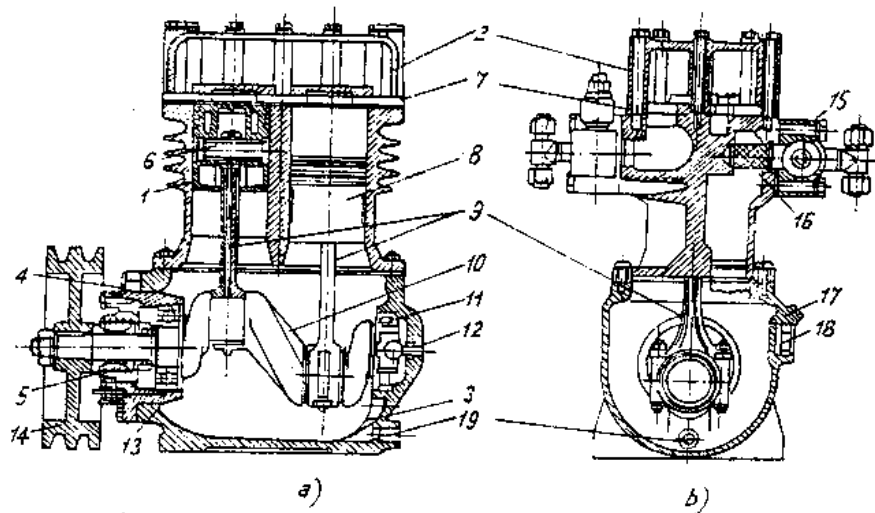
- 1 - thân máy; 2 - khoang nước làm mát; 3 - xilanh; 4 - cụm van đẩy;
5 - pittông; 6 - ống nối; 7 - khoang hút.

- Máy nén amôniac nhiều cấp có piston phân bậc thẳng đứng và nằm ngang có cấu tạo giống máy nén khí nhiều cấp.

b. Máy nén freon.

Máy nén freon cũng có các dạng như: thẳng đứng, chữ V, W như máy nén NH₃ nhưng cấu tạo cụ thể các bộ phận có đặc thù riêng để phù hợp với freon. **Máy nén freon phải có độ kín cao** để tránh rò rỉ nên dùng loại nửa hở và loại máy nén kín. Vật liệu thân máy đúc từ gang có Niken mịn hạt.

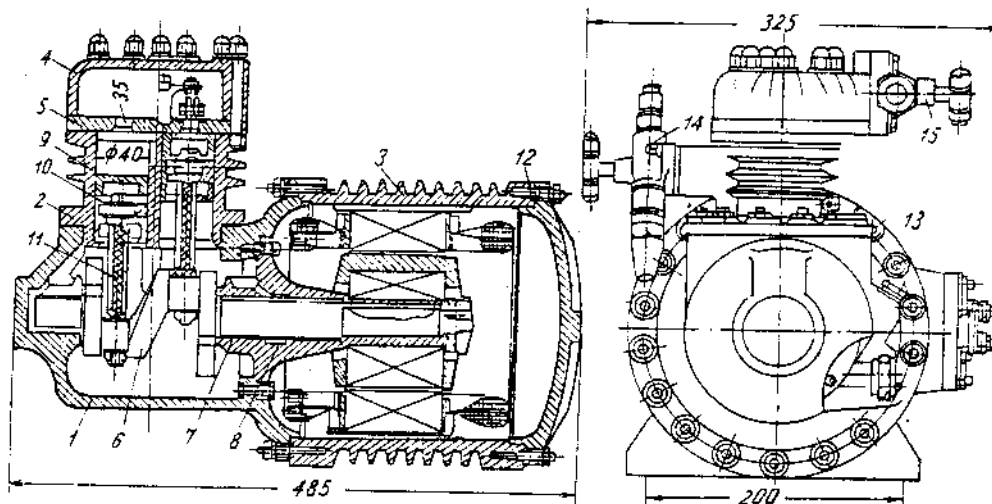
-Trên Hình 5.13: Máy nén freon thẳng đứng có động cơ hở.



Hình 5.13. Cấu tạo của máy nén hơi freon có động cơ hồ:

1 - xilanh có cánh tản nhiệt; 2 - nắp; 3 - cacte; 4 - gối đỡ; 5 - hộp đệm kín dầu trực; 6 - ác pittông; 7 - đĩa van; 8 - pittông; 9 - biên; 10 - trục khuỷu; 11 - ổ đỡ; 12 - bơm dầu; 13 - thân máy; 14 - bánh đai thang; 15 - van chặn cửa hút; 16 - lưới lọc hình trụ; 17 - cửa nạp dầu; 18 - kính quan sát; 19 - cửa xả dầu.

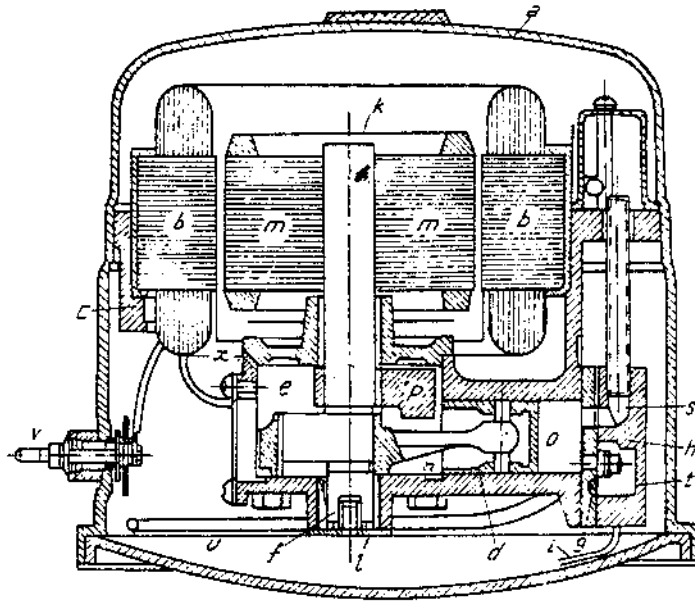
-Trên Hình 5.14: Máy nén freon thẳng đứng nửa kín.



Hình 5.14. Máy nén hơi freon có động cơ nửa kín:

1 - cacte; 2 - khối xilanh; 3 - vỏ động cơ; 4 - nắp xilanh; 5 - đĩa van; 6 - trục khuỷu; 7 - bạc đỡ (ổ trượt); 8 - lỗ thông; 9 - pittông; 10 - ác pittông; 11 - biên; 12 - nắp động cơ; 13 - lỗ dẫn dầu; 14 - van chặn cửa hút; 15 - van chặn cửa đẩy.

-Trên Hình 5.15: Máy nén kín thường dùng cho tủ lạnh, máy điều hoà nhỏ.



Hình 5.15. Máy nén kín:

- a - vỏ thép; b - stato; c - thân máy nén;
 d - xilanh; e - vít cấy; f - ổ đỡ; g - đĩa van;
 h - nắp; i - ống mao dẫn; k - trục lệch tâm;
 l - nắp đầu trục; m - rôto; n - biên; o - lòng
 xilanh; p - đối trọng; r - nắp; s - khoang hút;
 t - không gian cửa đẩy; u - ống đẩy;
 v - cầu điện.

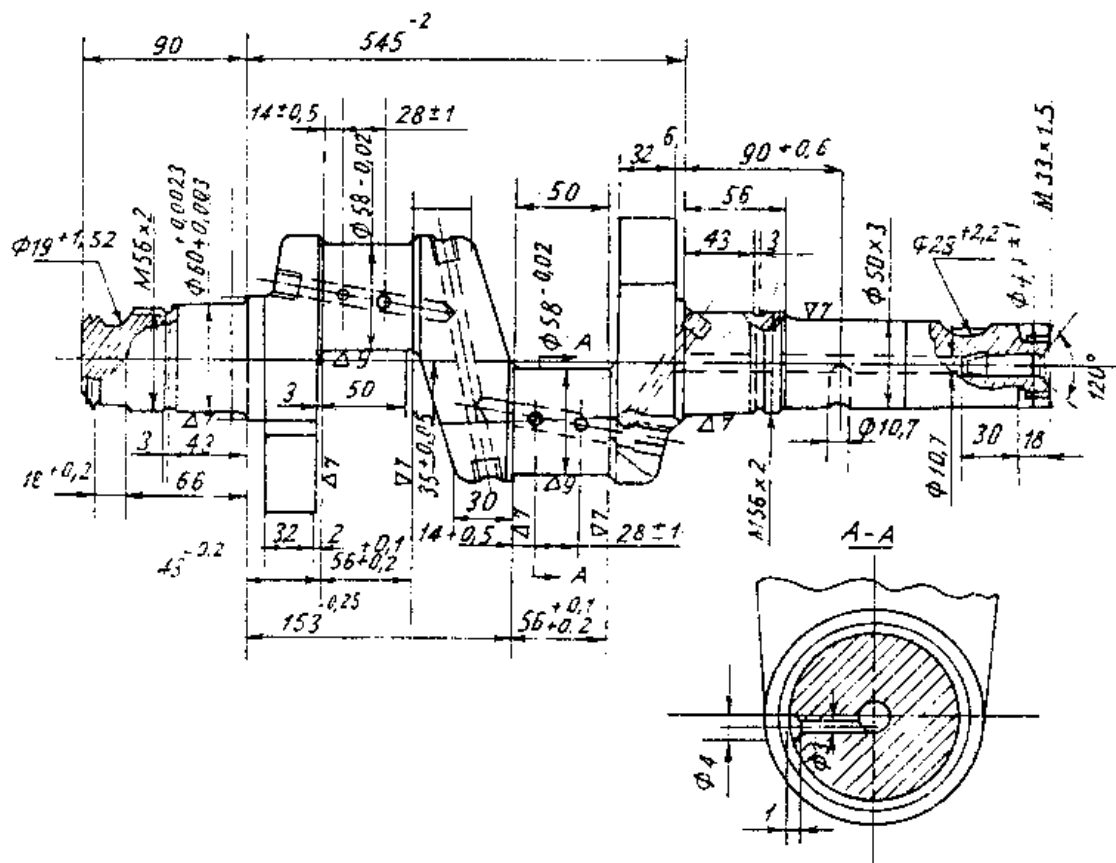
Hình 5.15a. (Xem Trang 159 tài liệu 1): Tổ hợp máy nén bình ngưng, hai máy nén đặt ngay trên bình ngưng, máy nén có 2 cấp: cấp thấp 6 piston, cấp cao 2 piston bố trí kiểu W.

3. Các bộ phận của máy nén piston.

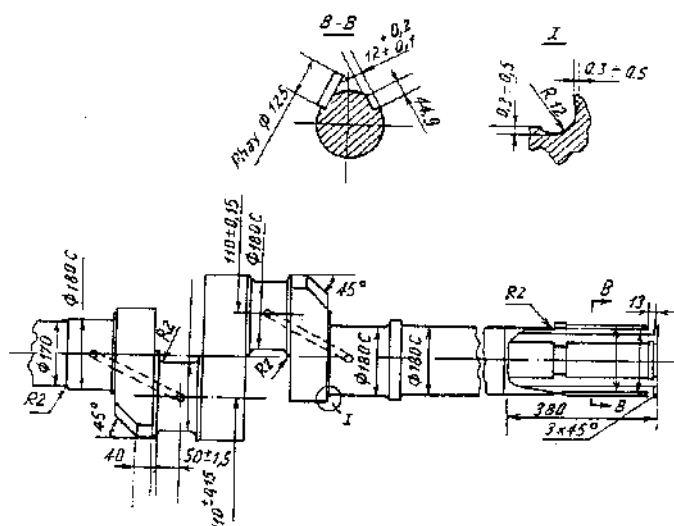
a-Thân máy:

Thân máy nén là chi tiết cơ sở để lắp các bộ phận khác lên nó vì vậy phải có kết cấu và lựa chọn vật liệu hợp lý đảm bảo sự làm việc ổn định và lâu dài cho máy.

b-Trục khuỷu

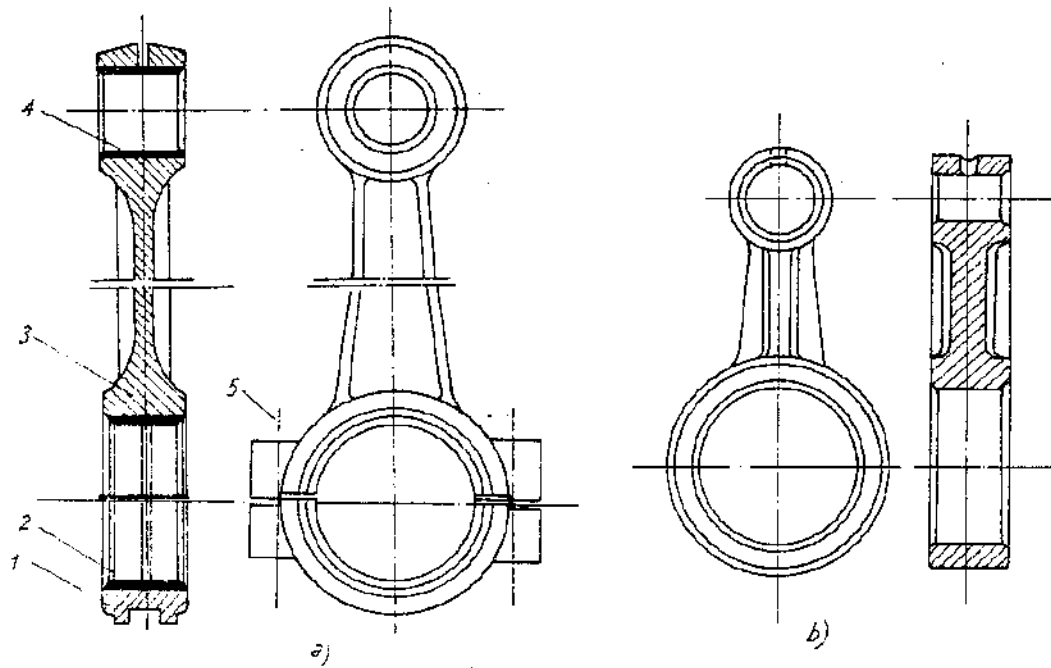


Hình 5.17. Cấu tạo của trục khuỷu dùng cho bốn xilanh.



Hình 5.18. Cấu tạo của trục khuỷu dùng cho hai xilanh.

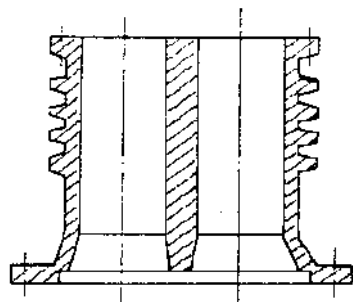
c- Tay biên



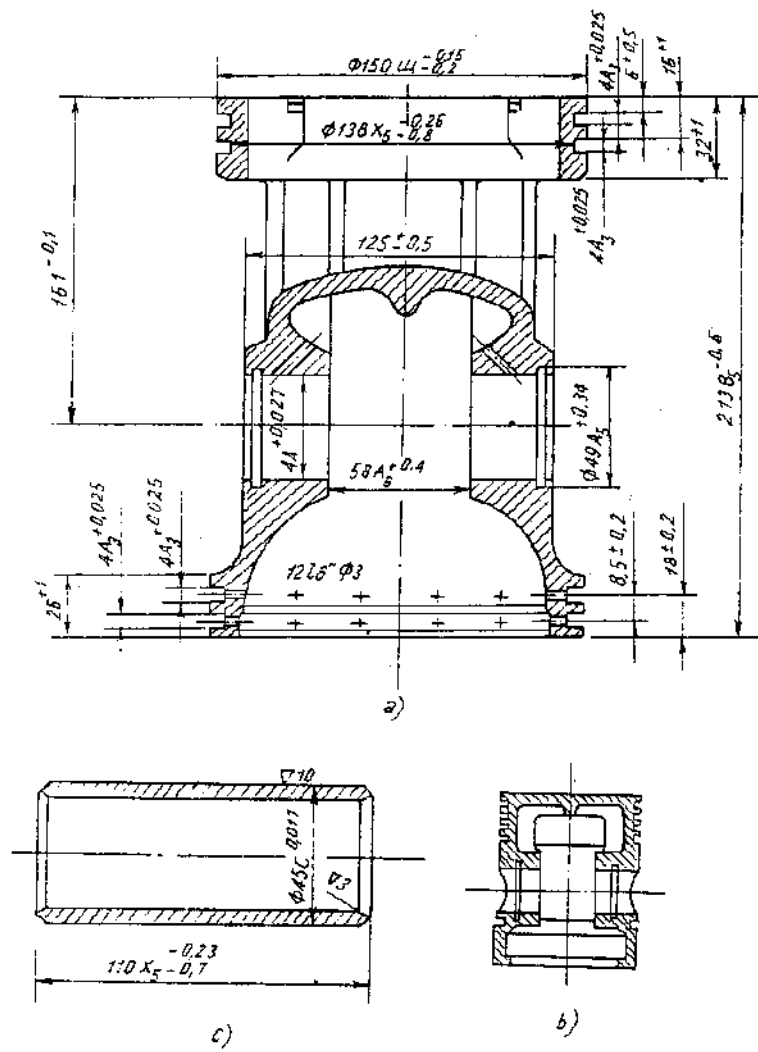
Hình 5.19. Các loại biên:

a) biên lắp với trục khuỷu: 1 - nửa dưới; 2 - bạc; 3 - nửa trên; 4 - bạc ác;
5 - đỉnh ốc ghép; b) biên cho trục lệch tâm.

d- Xi lanh

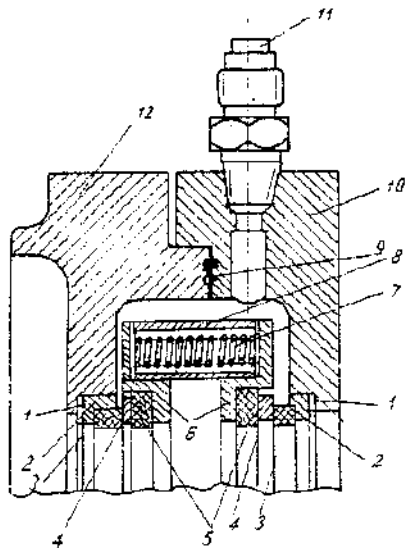


Hình 5.20. Xi lanh đúc liền cánh tản nhiệt.

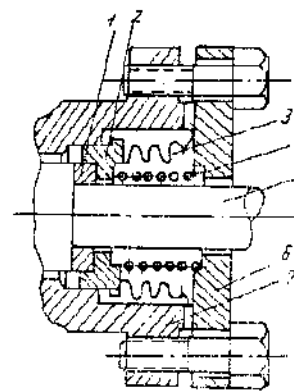


Hình 5.22. Các loại pittông:

a) pittông thông; b) pittông không thông; c) ác pittông.



Hình 5.30. Hộp đệm kín dầu trực chính:
 1 - đệm caosu; 2 - vòng tĩnh;
 3 - grafit; 4 - vòng trượt; 5 - đệm kín;
 6 - vòng tì của lò xo; 7 - lò xo; 8 - ốc lò
 xo; 9 - đệm; 10 - nắp; 11 - cửa dầu;
 12 - thân máy nén.

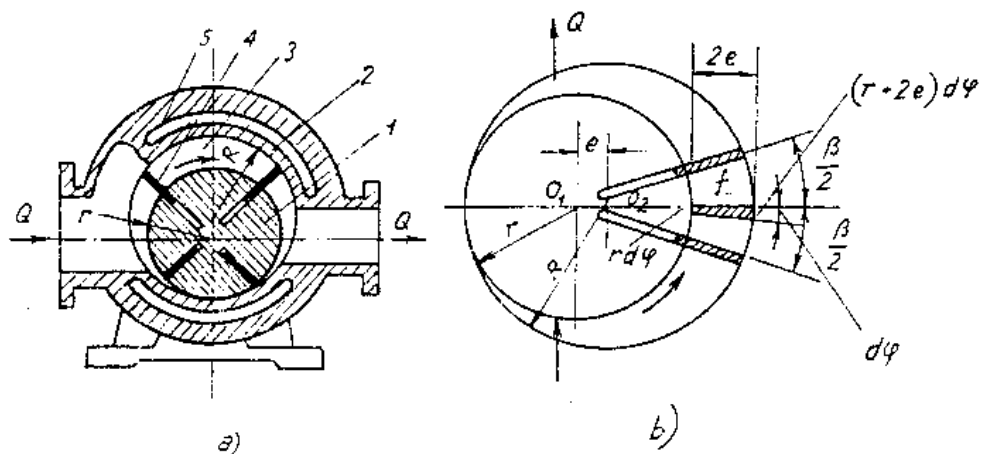


Hình 5.31. Hộp đệm kín cơ
 màng đàn hồi tĩnh:
 1 - đai trượt (bạc); 2 - vòng ép;
 3 - màng đàn hồi; 4 - lò xo;
 5 - trục; 6 - nắp; 7 - thân máy
 nén.

8.3 .Máy nén kiểu cánh gạt.

-Máy nén cánh gạt làm việc theo nguyên lý thể tích.

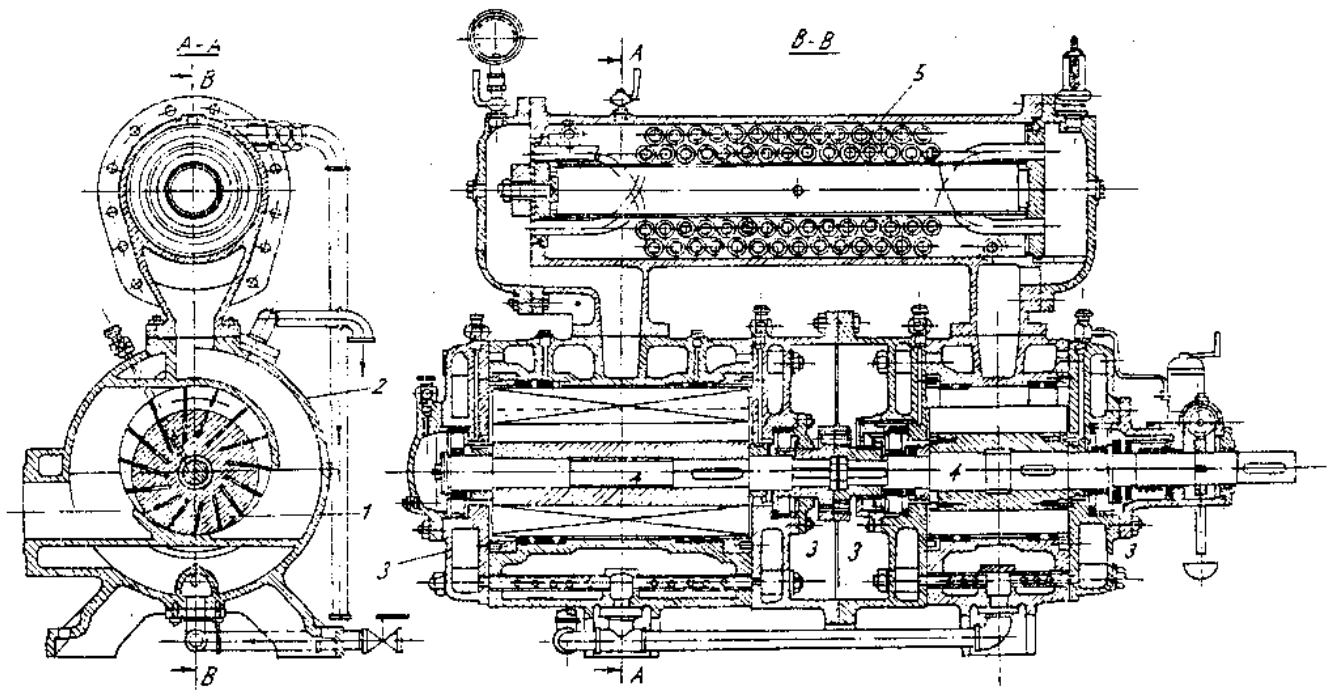
Nguyên lý làm việc nêu trên hình 5.32. a,b



Hình 5.32. Nguyên lý cấu tạo và hoạt động của máy nén rôto cánh trượt:

1 - rôto; 2 - stato; 3 - khoang chứa khí; 4 - cánh; 5 - áo nước làm mát.

-Kết cấu hình 5.32 c.



Hình 5.32c. Cấu tạo của máy nén rôto cánh trượt:
1 - rôto cánh trượt; 2 - stato; 3 - nắp; 4 - trục; 5 - làm nguội.

a. Công suất nén đẳng nhiệt: (khi làm mát tốt máy nén).

$$N = \frac{N_{Da,n}}{\eta_{Dan} \cdot \eta_m} = \frac{p_1 \cdot Q_1 \cdot \ln \frac{p_2}{p_1}}{1000 \cdot \eta_{Dan} \cdot \eta_m} \quad \text{kw}$$

Trong đó : Q_1 : năng suất hút của máy nén , m^3/s

b. Công suất nén đoạn nhiệt: (khi làm mát bằng không khí).

$$N = \frac{N_{Doa,n}}{1000 \cdot \eta_{Doa,n} \cdot \eta_m} \quad , \quad \text{kw}$$

$$\text{với : } N_{Doa,n} = \frac{k}{k-1} p_1 \cdot Q_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{k-\frac{1}{k}} - 1 \right] \quad , \quad \text{w}$$

trong đó:

Q_1 : Năng suất hút của máy nén m^3/h

P_1, p_2 : Áp suất đầu hút và đầu đẩy của máy, N/m^2

k : chỉ số đoạn nhiệt

$\eta_{Da.n}$: Hệ số hiệu dụng đẳng nhiệt

$\eta_{Doa.n}$: Hệ số hiệu dụng đoạn nhiệt

η_m : Hệ số hiệu dụng cơ khí.

Khi $\frac{p_2}{p_1} > 1,5$ thì làm mát bằng nước.

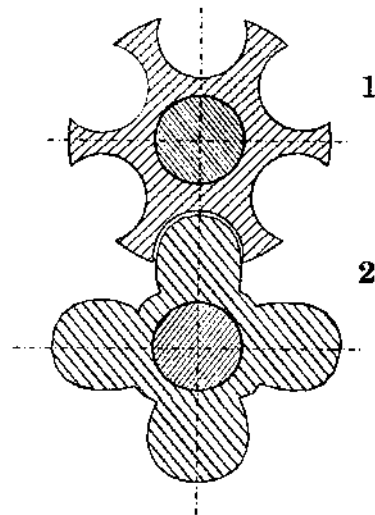
Máy nén cánh gạt thường nối trực tiếp với động cơ điện nên số vòng quay n là : 1450 v/ph, 950 v/p, 735 v/p.

Điều chỉnh năng suất bằng cách thay đổi số vòng quay của máy hoặc xả bớt hơi nén từ cửa đẩy về cửa hút.

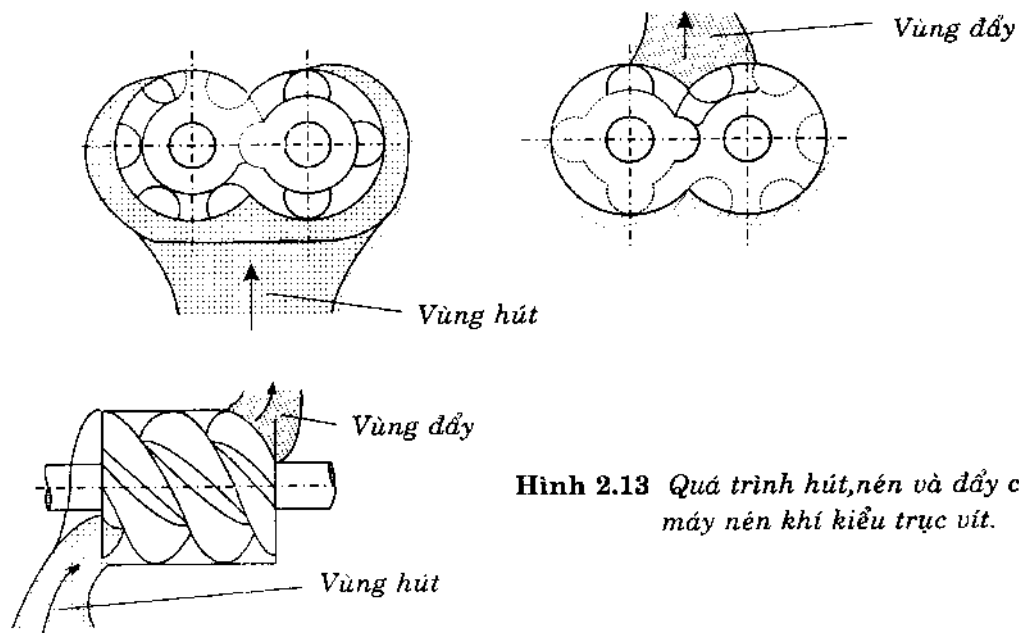
Cấu tạo máy nén cánh gạt nêu ở hình 5.32c.

8.4. Máy nén trục vít.

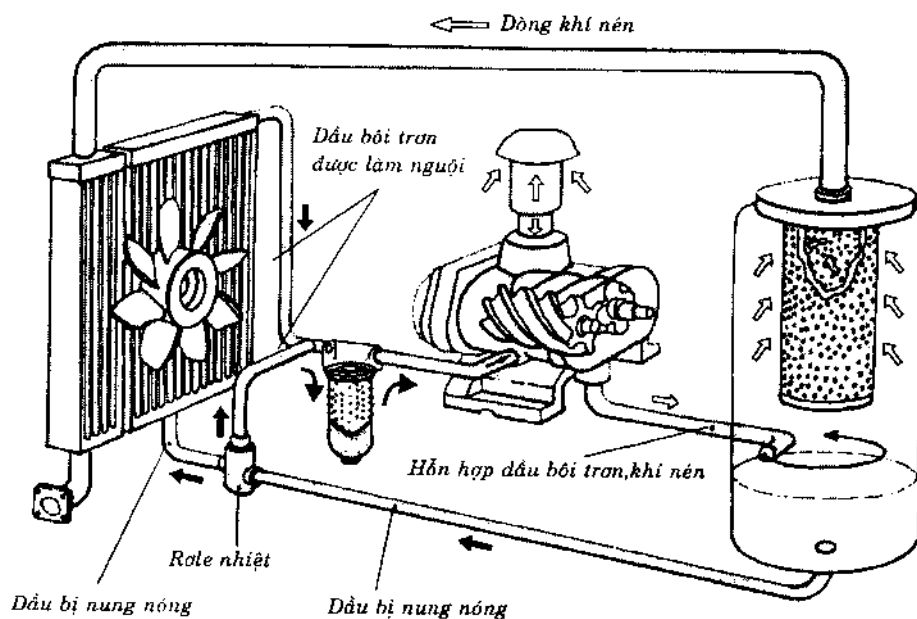
- Máy nén trục vít làm việc theo nguyên lý thể tích.
- Nguyên lý và cấu tạo máy nén trục vít : Hình 5.33.



Hình 2.11 Quá trình ăn khớp.



Hình 2.13 Quá trình hút, nén và đẩy của máy nén khí kiểu trục vít.



Hình 2.15 Sơ đồ hệ thống máy nén khí kiểu trục vít có hệ thống dầu bôi trơn.

Hai trục vít nhiều mối ăn khớp đồng bộ với nhau nhờ 1 cặp bánh răng nghiêng lắp ở đầu trục. **Khe hở ăn khớp giữa 2 trục vít từ 0.1-0.4 mm .**

Ưu điểm: Khi làm việc không có ma sát trực tiếp giữa các trục vít nên tuổi thọ cao. Trong máy không có van hút và van đẩy như máy nén piston. Số vòng quay khá cao từ: 3000 vòng/p đến 15000 vòng /p.

Nhược điểm: Chế tạo trục vít phức tạp và khó sửa chữa. Tuy nhiên ngày nay do sự phát triển của công nghệ CNC việc chế tạo trục vít trở nên dễ dàng hơn do đó giá thành chế tạo cũng hạ.

Năng suất của máy nén trục vít:

$$Q = (F_1 Z_1 + F_2 Z_2) \cdot L \cdot n \cdot \lambda_0 \quad \text{m}^3/\text{ph}$$

F_1, F_2 : Diện tích tiết diện ngang các rãnh, m^2

Z_1, Z_2 : Số răng của mỗi trục vít.

L : chiều dài đường vít m

N : số vòng quay trục vít vòng/ph.

λ_0 : hệ số cấp phụ thuộc vào khe hở 2 trục vít.

$$\lambda_0 = 0.5 - 0.75.$$

- Điều chỉnh năng suất máy nén: Đóng bớt cửa hút hoặc xả hơi nén từ cửa đẩy về cửa hút. Cách thứ nhất kinh tế hơn.

- Công suất máy nén trục vít :

Tính tương tự như máy nén cánh gạt.

8.5. Máy nén li tâm.

8.5.1. Cấu tạo và hoạt động máy nén li tâm.

- Nguyên lý làm việc: nguyên lý li tâm.

- Thường máy nén li tâm được chế tạo nhiều cấp.

- Một cấp có: Guồng động a, bộ khuyếch tán b, rãnh dẫn khí c.

Hình 5.34.

Cấu tạo máy nén li tâm giống bơm li tâm nhiều cấp, chỉ có khác là : kích thước guồng động nhỏ dần về phía tăng áp suất.

- Các cấp nối tiếp nhau trên trục.

- Số cấp phụ thuộc vào áp suất cần có khi nén.

Gọi số cấp cần nén là c, công bội mỗi cấp nén là m ta có:

$$\frac{p_c}{p_{\tilde{n}}} = m^c \quad \text{hay:} \quad m = \sqrt[c]{\frac{p_c}{p_{\tilde{n}}}}$$

Công bội mỗi cấp nén : $m = 1,2 - 1,5$.

8.5.2. Công tiêu hao của máy nén li tâm.

- Công nén đoạn nhiệt 1 kg khí là A_{lt} :

$$A_{lt} = \frac{k}{k-1} R \cdot (T_2 - T_1)$$

Vì $k = \frac{C_p}{C_v}$ và $R = C_p - C_v$ nên:

Công nén lí thuyết: A_{lt} là:

$$A_{lt} = C_p (T_2 - T_1) = i_2 - i_1 \quad \text{kJ/kg.}$$

Trong đó: i_1, i_2 entanpi của khí trước và sau khi nén.

C_p : nhiệt dung riêng đẳng áp J/kg.độ

Alt tương đương diện tích (1-2-3-4-5-1) hình 5.36.

-Công nén quá trình đa biến có số mũ $n > k$: $A' > A_{lt}$

$$A' = \frac{n}{n-1} R \cdot (T_2 - T_1) \quad \text{kJ/kg}$$

tương đương diện tích (1-2'-3-4-5-1).

Khi nén đa biến có làm mát tốt thì công nén A'' nhỏ hơn tương đương diện tích (1-2''-3-4-5-1) với $n < k$.

-Nếu quá trình nén là đẳng nhiệt công nén : A_T Từ điểm 1 đến 3 (hình 5.36), khi ấy hệ số hiệu dụng đẳng nhiệt là:

$$\eta_T = \frac{A_T}{A_{tt} - \frac{C_2^2 - C_1^1}{2}}$$

Trong đó : A_{tt} công nén thực tế khác với công nén lí thuyết và công nén đẳng nhiệt. Như đã nói trên khi áp suất đầu ra lớn thì cần chia nhiều cấp nén công bội mỗi cấp nén : $m = 1,2 - 1,5$.

8.5.3. Công suất máy nén ly tâm.

Công suất nén lý thuyết đoạn nhiệt của 1 cấp nén:

$$N_{lt} = G \cdot A_{lt} = G(i_2 - i_1) \quad , \quad \text{Kw.}$$

i_1, i_2 : entanpi của khí trước và sau mỗi lần nén.

$G = \rho \cdot V$ Khối lượng khí nén qua guồng động, kg/s

ρ : Khối lượng riêng của khí, kg/m³

V : thể tích khí hút và nén của guồng.

Nếu không kể tổn thất ra ngoài (rất nhỏ) có thể coi G là năng suất của máy nén ly tâm nhiều cấp.

-Công suất nén thực tế N_{tt} của 1 cấp là công suất nén đa biến:

$$N_{tt} = \frac{N_{lt}}{\eta_{\tilde{n}0,n}} \quad , \quad \text{kw.}$$

Trong đó : $\eta_{\tilde{n}0,n} = 0.75 - 0.9$, hiệu suất đoạn nhiệt

-Công suất đặt lên trục máy:

$$N = \frac{N_{tt}}{\eta_m} = \frac{N_{lt}}{\eta_{\tilde{n}0,n} \cdot \eta_m} \quad , \quad \text{kw} \quad [5.64]$$

Trong đó η_m hệ số hiệu dụng ma sát :

$$\eta_m = 0.95 - 0.98.$$

Công suất của cả máy nén bằng tổng công suất của từng cấp nén tính theo công thức cộng lại.

Để truyền động cho máy nén với công suất nhỏ dùng động cơ điện, với máy nén lớn dùng tuốc bin hơi để kéo.

Điều chỉnh năng suất máy nén tốt nhất là thay đổi số vòng quay của máy.

Kết cấu máy nén ly tâm xem hình 5.37 và hình 5.38.

8.6 Máy nén hướng trục.

8.6.1. Nguyên lý cấu tạo và hoạt động của máy nén hướng trục.

1. Nguyên lý: Máy làm việc theo nguyên lý cánh năng.

Các cánh động được lắp theo vành tròn từng tầng trên rô to. Các tầng cánh tĩnh xen kẽ các tầng cánh động và được lắp trên vành tròn rồi cài vào rãnh bên trong stato. Các cánh động có chân ren lắp vào roto và có thể điều chỉnh được góc cắt dòng.

Hình 5.39: Cắt dọc tiết diện đi qua roto.

Hình 5.40: Khai triển mặt trụ của 1 cấp nén và tam giác vận tốc.

Giống như bơm hướng trục.

Tầng cánh tĩnh: Có tác dụng dẫn hướng cho khí nén và biến 1 phần động năng thành áp suất sau mỗi cấp nén ở tầng cánh động.

2. Cấu tạo và hoạt động.

Để tạo sự tăng áp tiết diện ngang của không gian giữa roto và stato phải nhỏ dần về phía cửa ra muốn vậy có 2 cách chế tạo:

- Mặt ngoài roto có dạng hình trụ, mặt trong của stato có dạng hình nón cụt.

Hình 5.39

- Mặt ngoài roto có dạng hình nón cụt còn mặt trong stato có dạng hình trụ.

Hình 5.45.

Số vòng quay roto; $n = 5000 - 15000$ v/ph, nên dùng tuốc bin khí nén hay hơi thuận tiện hơn vì nếu dùng động cơ điện phải thêm bộ truyền tăng tốc sẽ phức tạp.

Tỷ số nén của mỗi cấp nén máy hướng trục: $m = 1.1 - 1.3$

Tỷ số nén chung : $\varepsilon = \frac{p_2}{p_1} = 1.15 - 5$, nhưng lưu lượng rất lớn.

8.6.2. Tính toán các số đo chính của máy nén hướng trục (tham khảo).

8.6.3. Công suất máy nén hướng trục.

Tính tương tự máy nén li tâm.

- Công suất: $N = \frac{G \cdot A_t}{1000 \cdot \eta_{doa} \cdot \eta_{ms}}$, kw

Trong đó : G : Khối lượng khí nén qua guồng động [kg/s].

η_{doa} : Hiệu suất đoạn nhiệt với $\eta_{doa} = 0.85 - 0.95$.

η_{ms} : Hiệu suất cơ khí kể đến tổn hao do ma sát.

$\eta_{ms} = 0.96 - 0.98$.

- Hiệu suất đoạn nhiệt: $\eta_{doa} = \frac{A_t}{A_t}$

Trong đó: A_t : Công nén lý thuyết đoạn nhiệt.

A_t : Công nén thực tế cung cấp.

8.7. Bài tập máy nén

