

TS. LÊ XUÂN HÒA - ThS. NGUYỄN THỊ BÍCH NGỌC
TRƯỜNG ĐẠI HỌC SƯ PHẠM KỸ THUẬT TP. HỒ CHÍ MINH

LÝ THUYẾT VÀ THỰC HÀNH **BƠM - QUẠT** **MÁY NÉN**



NHÀ XUẤT BẢN ĐÀ NẴNG

T.S. LÊ XUÂN HÒA - Th.S NGUYỄN THỊ BÍCH NGỌC

Lý thuyết & Thực hành
BƠM - QUẠT
MÁY NÉN

NHÀ XUẤT BẢN ĐÀ NẴNG

LÝ THUYẾT VÀ THỰC HÀNH BƠM - QUẠT - MÁY NÉN

TS. LÊ XUÂN HÒA - ThS. NGUYỄN THỊ BÍCH NGỌC

Chịu trách nhiệm xuất bản

Giám Đốc: **VÕ VĂN ĐĂNG**

Tổng biên tập: **NGUYỄN ĐỨC HÙNG**

Biên tập: **TRẦN MY**

Trình bày: **DUY TRẦN**

Vẽ bìa: **DUY TRẦN**

Liên kết xuất bản

C.TY VĂN HÓA TRÍ DÂN - HS. NGUYỄN TRÃI

96/7 Duy Tân - P.15 - Q. Phú Nhuận - Tp. HCM

ĐT: 8383669 - 9901846 - Fax: 9971765

In 1000 cuốn khổ (16 X 24 Cm) tại xưởng in trung tâm hội chợ triển lãm việt nam. GPXB SỐ 27/1834/XB-QLXB, do cục xuất bản cấp ngày 17/12/2004. In xong nộp lưu chiểu tháng 10 năm 2005

Giới thiệu

Năng lượng là một trong các vấn đề hàng đầu trong suốt lịch sử phát triển của nhân loại. Sử dụng năng lượng hợp lý, tiết kiệm và hiệu quả là một trong các tiêu chí quan trọng đánh giá trình độ phát triển kinh tế, công nghệ của một quốc gia.

Năng lượng là lĩnh vực rất rộng, bao quát nhiều dạng khác nhau. Theo nghĩa rộng có thể gồm nhiệt năng, điện năng và cơ năng. Chuyển đổi từ dạng năng lượng này sang dạng năng lượng khác luôn luôn kèm theo sự tổn thất, nhưng tổng đại số các dạng năng lượng là không đổi. Một trong những lĩnh vực được quan tâm đặc biệt là lý thuyết và ứng dụng động lực học thủy khí, về lý thuyết có thể bao gồm cơ học lưu chất, thủy lực, khí nén, cơ học môi trường liên tục...

Về ứng dụng, chủ yếu là các thiết bị động lượng rất đa dạng và phong phú, trong đó bơm, quạt, máy nén là một bộ phận không thể tách rời. "Bơm, quạt, máy nén" là môn học cơ sở của nhiều chuyên ngành từ máy động lực, nhiệt, điện lạnh, thiết bị thủy khí, thiết bị hệ thống, cho đến chế tạo máy, điều khiển thủy khí... Hầu như mọi ngành đều sử dụng các thiết bị bơm, quạt, máy nén, từ công nghiệp, nông nghiệp, hóa chất, khai thác dầu mỏ, cho đến giao thông vận tải và cả trong đời sống hàng ngày.

Cuốn sách **"Lý thuyết và thực hành bơm, quạt, máy nén"** cung cấp lý thuyết cơ bản về các loại máy bơm chất lỏng và chất khí, các loại máy quạt và máy nén khí sử dụng trong công nghiệp và dân dụng. Ngoài phần lý thuyết còn có các bài tập ứng dụng, gồm loại bài có lời giải đầy đủ, bài có hướng dẫn và đáp số, và bài tập chỉ có đáp số. Cuốn sách được biên soạn dựa trên các tài liệu mới nhất, thực tiễn ứng dụng ở Việt Nam và kinh nghiệm nhiều năm nghiên cứu và giảng dạy của các tác giả. Đối tượng phục vụ chủ yếu là sinh viên các trường đại học, các trường trung cấp kỹ thuật, trường dạy nghề, các công nhân và kỹ sư đang làm việc trong lĩnh vực này và mọi người quan tâm. Đây cũng có thể là tài liệu tham khảo cho các bạn đồng nghiệp đang làm công tác đào tạo. Hy vọng bạn đọc sẽ tìm được nhiều điều bổ ích trong cuốn sách này.

Chương I. MỞ ĐẦU

VÀI NÉT VỀ LỊCH SỬ PHÁT TRIỂN BƠM, QUẠT, MÁY NÉN

Bơm, quạt, máy nén thuộc loại máy thủy lực và máy thủy khí.

Máy thủy lực thô sơ đã có từ thời cổ xưa. Guồng nước có lẽ là máy thủy lực đầu tiên. Guồng nước lợi dụng năng lượng của nước để kéo các cối xay lương thực hoặc đưa nước vào đồng ruộng, đã được sử dụng khoảng 3000 năm trước công nguyên. Ngày nay, guồng (còn) nước vẫn còn ở các sông suối vùng cao của nước ta, được các dân tộc thiểu số sử dụng đưa nước về nhà hoặc để giã gạo, ...

Các máy hút nước sử dụng sức người, hoặc ngựa, lạc đà được sử dụng ở Ai Cập từ thời các Kim Tự Tháp.

Bơm piston được dùng ở thế kỷ thứ I trước công nguyên. Bơm piston có loại vít vô tận được dùng rộng rãi ở Cai-rô để lấy nước ở độ sâu 91,5 m vào thế kỷ thứ 5 - 6 trước công nguyên. Bơm nước bằng vít vô tận còn được Archimede chế tạo ở Hy Lạp cổ đại.

Nói chung, cho đến trước thế kỷ 17, máy thủy khí rất thô sơ và ít chủng loại.

Bơm piston

Năm 1640, nhà vật lý người Đức, Ôttô Henrich, đã sáng chế bơm piston đầu tiên để bơm khí và nước dùng trong công nghiệp.

Khoảng năm 1805 nhà bác học người Anh là Niu Komen đã sáng chế bơm piston để lấy nước trong các nhà máy khai thác mỏ, dùng xilanh hơi ngưng tụ để tạo lực cần thiết trên trục máy nhờ áp suất khí quyển.

Năm 1840-1850 nhà bác học người Mỹ là Vortington đã giả thiết cơ cấu của bơm hơi, trong đó piston của bơm và động cơ hơi được phân bố trên một trục chung, sự chuyển động của piston được điều chỉnh nhờ hệ thống phân phối hơi đặc biệt.

Máy cánh dẫn

Trong những năm 1751-1754 nhà bác học Euler đã viết lý thuyết cơ bản của tuabin nước nói riêng và của máy thủy khí cánh dẫn nói chung, làm cơ sở để hơn 80 năm sau, năm 1830, nhà bác học người Pháp là Phuộc-nây-rôn đã chế tạo thành công tuabin nước đầu tiên và vào năm 1831 nhà bác học người Nga là Xablucôp đã sáng chế bơm ly tâm và quạt ly tâm đầu tiên. Đây chính là những bước tiến lớn trong lịch sử phát triển các máy năng lượng.

Bơm nhiều cấp

Nhà khoa học người Anh là Reynolds khi nghiên cứu cấu tạo của bơm nhiều cấp đã áp dụng các thiết bị định hướng cánh dẫn xuôi và ngược. Năm 1875 đã phát minh ra loại bơm tương tự như loại bơm nhiều cấp hiện đại ngày nay.

Máy nén

Quá trình phát minh bơm không khí và dạng đơn giản của máy nén hiện đại với một chu kỳ nén gắn liền với tên tuổi của nhà vật lý người Đức là Gerike vào năm 1640. Sự hoàn thiện máy nén ở thế kỷ 18-19 đã thúc đẩy sự phát triển của công nghiệp khai thác mỏ và luyện kim.

Vào cuối thế kỷ 18 ở Anh nhà bác học Vinkinson đã sáng chế máy nén piston 2 xilanh, nhà bác học Watt đã chế tạo thành công máy hút không khí có truyền động bằng hơi.

Máy nén nhiều cấp có làm lạnh trung gian xuất hiện ở Pháp vào khoảng những năm 30 của thế kỷ 19.

Máy nén nhiều cấp có làm lạnh trung gian giữa các cấp nén xuất hiện ở Đức vào năm 1849 do nhà bác học Raten sáng chế.

Quạt

Vào năm 1831 nhà bác học Nga Xablucôp sáng chế quạt ly tâm đầu tiên dùng để làm mát hầm mỏ và làm sạch máy.

Đặc biệt là 80 năm gần đây, lý thuyết về thủy khí động lực phát triển rất mạnh, có nhiều thành tựu to lớn trong ứng dụng các phát minh về lĩnh vực máy thủy khí.

Ngày nay máy thủy khí có rất nhiều loại với nhiều kiểu dáng khác nhau được dùng trong mọi lĩnh vực của đời sống cũng như trong công nghiệp và nông nghiệp. Để đáp ứng nhu cầu về năng lượng ngày càng to lớn của công nghiệp hiện đại, ngày nay đã chế tạo được các tuabin cỡ lớn có công suất đến 500.000 kW hoặc lớn hơn. Số lượng bơm, quạt, máy nén, cũng như tuabin với nhiều chủng loại khác nhau đã được sản xuất hàng năm lên đến hàng triệu chiếc.

ĐỊNH NGHĨA VÀ PHÂN LOẠI

Định nghĩa

Bơm là máy để di chuyển dòng môi chất và tăng năng lượng của dòng môi chất. Khi bơm làm việc, năng lượng bơm nhận được từ động cơ sẽ chuyển hóa thành thế năng, động năng và trong một chừng mực nhất định thành nhiệt năng của dòng môi chất.

Máy để bơm chất khí, tùy thuộc vào áp suất đạt được, được gọi là quạt, máy hút khí và máy nén khí.

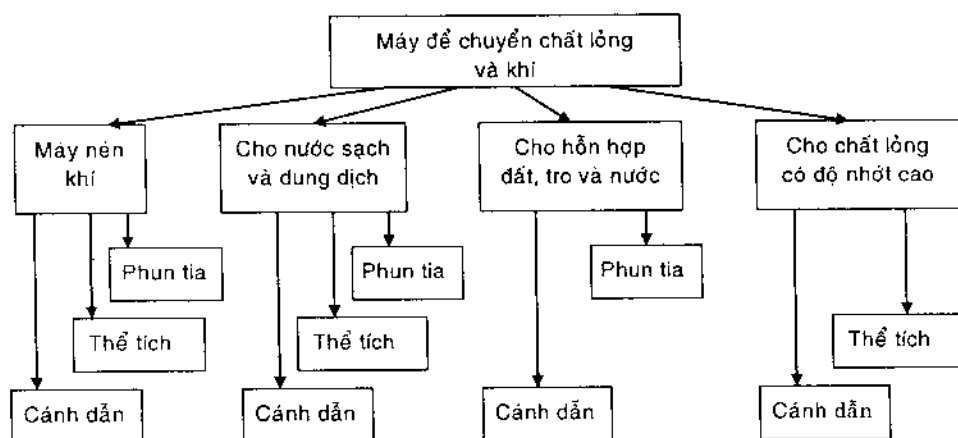
Quạt là thiết bị di chuyển chất khí với cơ số tăng áp $\epsilon < 1,15$ (ϵ - tỷ số giữa áp suất cửa ra và áp suất cửa vào của máy) hay áp suất đạt được $p < 1500 \text{ mmH}_2\text{O}$.

Máy hút khí là máy làm việc với $\epsilon > 1,15$ hay áp suất đạt được $p > 1500 \text{ mmH}_2\text{O}$ nhưng không làm lạnh nhân tạo.

Máy nén khí là máy làm việc với $\epsilon > 1,15$, áp suất đạt được $p > 1500 \text{ mm H}_2\text{O}$, có làm lạnh nhân tạo ở nơi xảy ra quá trình nén khí.

Phân loại

a- Phân loại theo nguyên tắc tác dụng của máy với dòng môi chất trong quá trình làm việc



Hình 1.1 - Sơ đồ phân loại theo nguyên tắc tác dụng của máy với dòng môi chất.

b- Phân loại theo tính chất trao đổi năng lượng và cấu tạo

Bơm có ba loại:

1. Bơm cánh dẫn: gồm

- Bơm ly tâm
- Bơm hướng trục
- Bơm hướng chéo
- Bơm xoáy

2. Bơm thể tích: gồm

- Bơm piston
- Bơm roto
- Bơm piston-roto

3. Bơm phun tia

Quạt chỉ có loại cánh dẫn gồm:

1. Quạt ly tâm

2. Quạt trục

Máy nén có ba loại:

1. Máy nén cánh dẫn: gồm

- Máy nén ly tâm
- Máy nén trục

2. Máy nén thể tích: gồm

- Máy nén piston
- Máy nén roto

3. Máy nén phun tia

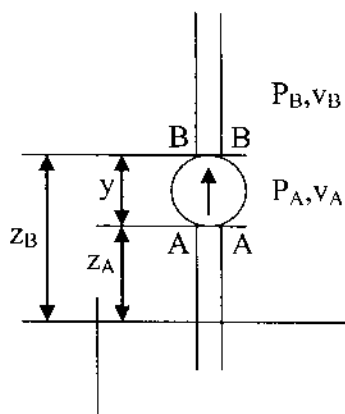
CÁC THÔNG SỐ LÀM VIỆC CƠ BẢN

Cột áp

Khả năng trao đổi năng lượng của máy thủy khí với dòng môi chất được thể hiện bằng mức chênh lệch năng lượng đơn vị của dòng môi chất ở 2 mặt trước và sau máy.

Năng lượng đơn vị tại mặt cắt A-A:

$$e_A = z_A + \frac{p_A}{\gamma} + \frac{\alpha_A v_A^2}{2g}$$



Hình 1.2– Sơ đồ máy thủy khí trong hệ thống

Năng lượng đơn vị tại mặt cắt B-B:

$$e_B = z_B + \frac{p_B}{\gamma} + \frac{\alpha_B v_B^2}{2g}$$

Trong đó:

- e - năng lượng đơn vị (m)
- z - độ cao hình học (m)
- p - áp suất của dòng chảy (N/m²)
- v - vận tốc của dòng chảy (m/s)
- α - hệ số điều chỉnh động năng
- g - khối lượng riêng của môi chất (kg/m³)
- γ - trọng lượng riêng của môi chất (N/m³)

Chênh lệch năng lượng đơn vị của dòng môi chất qua máy thủy khí giữa A và B là:

$$\Delta e_{BA} = z_B - z_A + \frac{p_B - p_A}{\gamma} + \frac{\alpha_B v_B^2 - \alpha_A v_A^2}{2g}$$

Nếu $\Delta e_{BA} > 0$ - dòng môi chất được máy cung cấp năng lượng, vậy máy là bơm (chất lỏng hoặc khí).

Nếu $\Delta e_{BA} < 0$ - máy được dòng môi chất cung cấp năng lượng, vậy máy là động cơ thủy khí.

Cột áp của máy thủy khí là năng lượng đơn vị của dòng môi chất trao đổi với máy thủy khí. Cột áp của máy thủy khí là:

$$H = z_B - z_A + \frac{p_B - p_A}{\gamma} + \frac{\alpha_B v_B^2 - \alpha_A v_A^2}{2g} \quad (1.1)$$

Thành phần thế năng đơn vị gọi là cột áp tĩnh, ký hiệu H_t :

$$H_t = z_B - z_A + \frac{p_B - p_A}{\gamma} \quad (1.2)$$

Thành phần động năng đơn vị gọi là cột áp động, ký hiệu H_d :

$$H_d = \frac{\alpha_B v_B^2 - \alpha_A v_A^2}{2g} \quad (1.3)$$

Vậy:
$$H = H_t + H_d \quad (1.4)$$

Lưu lượng

Định nghĩa

Lưu lượng là lượng môi chất chuyển động qua máy trong một đơn vị thời gian. Tùy theo đơn vị đo có thể phân loại thành lưu lượng thể tích, lưu lượng khối lượng, và lưu lượng trọng lượng.

- ♦ Tính bằng đơn vị thể tích, ký hiệu Q , là lưu lượng thể tích, đơn vị đo là m^3/s , m^3/h , l/s .
- ♦ Tính bằng đơn vị khối lượng, ký hiệu M , là lưu lượng khối lượng, đơn vị đo là kg/s , kg/h .

$$M = \rho Q$$

- ♦ Tính bằng đơn vị trọng lượng, ký hiệu G gọi là lưu lượng trọng lượng, có đơn vị đo là N/s , N/h , kG/s .

Quan hệ giữa các đại lượng này như sau:

$$G = \gamma Q = \rho g Q = g M \quad (1.5)$$

Công suất và hiệu suất

Cần phân biệt rõ hai loại công suất:

- ♦ Công suất thủy lực
 - ♦ Công suất trên trục
- a- *Công suất thủy lực*: Ký hiệu N_u (đơn vị đo là W) là cơ năng dòng chất lỏng trao đổi với máy thủy lực trong một đơn vị thời gian.

Công suất thủy lực được tính bằng tích của cột áp với lưu lượng trọng lượng của máy.

$$N_u = GH = \gamma QH \quad (1.6)$$

b- *Công suất làm việc*: Ký hiệu N (có đơn vị đo là W) là công suất trên trục của máy khi máy làm việc. Công suất thủy lực khác công suất trên trục. Quá trình làm việc trong máy càng hoàn thiện thì N và N_{ul} càng ít khác nhau.

- Đối với bơm: $N > N_{ul}$

$$N = \frac{N_{ul}}{\eta} = \frac{\gamma QH}{\eta} \quad (1.7)$$

Hệ số $\eta < 1$ là *hiệu suất của bơm*.

- Đối với động cơ: $N < N_{ul}$

$$N = \eta N_{ul} = \eta \gamma QH \quad (1.8)$$

Hệ số $\eta < 1$ là *hiệu suất của động cơ thủy lực*.

c- *Hiệu suất của máy thủy lực*, ký hiệu η (tính theo % hoặc không có đơn vị đo) dùng để đánh giá tổn thất năng lượng trong quá trình máy trao đổi năng lượng với dòng môi chất.

Từ công thức (1.7) và (1.8) có:

$$\eta_B = \frac{N_{ul}}{N} \quad (1.9)$$

$$\eta_D = \frac{N}{N_{ul}} \quad (1.10)$$

Trong điều kiện làm việc, các hiệu suất phụ thuộc vào rất nhiều yếu tố: loại máy, kích thước và cấu tạo của máy, loại môi chất chuyển động trong máy, chế độ làm việc của máy, các đặc tính của mạng mà máy làm việc trong đó.

Để đánh giá hiệu năng lượng của hệ thống chung gồm có máy và động cơ tương ứng, người ta còn sử dụng hiệu suất của hệ thống η_{ht} :

$$\eta_{ht} = \frac{N_{ul}}{N_{DD}}$$

Trong đó N_{DD} – công suất điện để khởi động động cơ.

Để tính hiệu suất chung của máy thủy lực, thường đánh giá thông qua các dạng tổn thất.

d- *Tổn thất năng lượng trong máy thủy lực*: có 3 dạng

- Tổn thất cột áp của dòng môi chất chảy qua máy gọi là tổn thất thủy lực, được đánh giá bằng hiệu suất thủy lực, còn gọi là hiệu suất cột áp, ký hiệu η_H .

- Tổn thất do ma sát của các bộ phận cơ khí trong máy thủy lực gọi là tổn thất cơ khí, được đánh giá bằng hiệu suất cơ khí, ký hiệu η_{CK} .
- Tổn thất do rò rỉ môi chất làm giảm lưu lượng làm việc của máy gọi là tổn thất lưu lượng được đánh giá bằng hiệu suất lưu lượng, ký hiệu η_Q .

Hiệu suất chung của máy thủy lực là:

$$\eta = \eta_H \cdot \eta_Q \cdot \eta_{CK} \quad (1.11)$$

BÀI TẬP

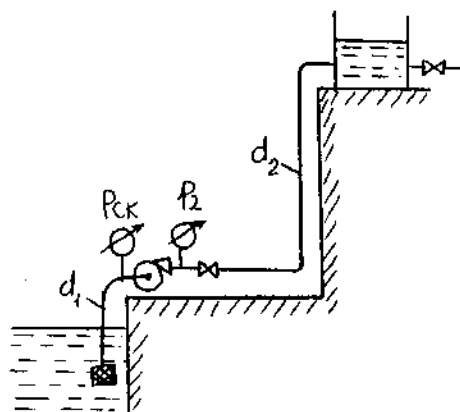
Bài 1-1

Một máy thủy lực (bơm nước) tiêu hao công suất trên trục $N = 18,9 \text{ kW}$, hiệu suất của máy $\eta = 0,71$. Xác định các thông số của bơm: lưu lượng, cột áp.

Biết áp suất dư tại cửa ra của

bơm $\frac{p_2}{\gamma} = 50,8 \text{ m}$ và độ chân không

ở cửa vào $\frac{p_{CK}}{\gamma} = 3 \text{ m}$, đường kính ống hút $d_1 = 100 \text{ mm}$, đường kính ống đẩy $d_2 = 75 \text{ mm}$, $\alpha_1 = \alpha_2 = 1$.



Hình 1.3

Giải:

1. Công thức tính cột áp:

$$H = \frac{p_2 - p_1}{\gamma} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g}, \text{ có thể bỏ qua độ cao hình học.}$$

$$\text{Hay} \quad H = \frac{p_{AK} + p_{CK}}{\gamma} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g}$$

Vận tốc v_1, v_2 được xác định từ phương trình liên tục:

$$Q = v_1 S_1 = v_2 S_2$$

$$v_1 = \frac{Q}{S_1} = \frac{4Q}{\pi d_1^2}; \quad v_2 = \frac{Q}{S_2} = \frac{4Q}{\pi d_2^2}$$

Thay các giá trị sẽ được phương trình đường đặc tính lưới:

$$\begin{aligned}
 H &= \frac{p_{AK} + p_{CK}}{\gamma} + \frac{16Q^2}{2g\pi^2 d_2^4} - \frac{16Q^2}{2g\pi^2 d_1^4} \\
 &= 53,8 + Q^2 \left(\frac{16}{2.9,81.\pi^2 .0,075^4} - \frac{16}{2.9,81.\pi^2 .0,1^4} \right) \\
 H &= 53,8 + 3437,3Q^2
 \end{aligned}$$

2. Công thức tính công suất tiêu hao trên trục: $N = \frac{\gamma QH}{\eta}$

$$\text{Hay} \quad H = \frac{N\eta}{\gamma Q} = \frac{18,9.10^3.0,71}{9,81.10^3.Q} = \frac{1,379}{Q}$$

Kết hợp 2 phương trình cột áp, sẽ thu được phương trình bậc 3 theo lưu lượng Q:

$$53,8 + 3437,3Q^2 = \frac{1,379}{Q} \quad \text{hay} \quad 3437,3Q^3 + 53,8Q - 1,379 = 0$$

Giải phương trình sẽ nhận được: $Q = 0,025 \text{ m}^3/\text{s} = 25 \text{ l/s}$

Vậy cột áp sẽ là: $H = 53,8 + 3437,3.0,025^2 = 55,95\text{m}$

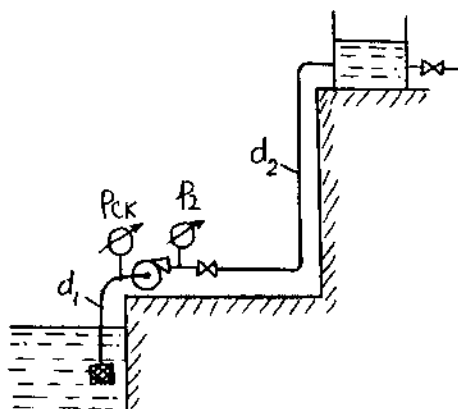
Đáp số: $Q = 25 \text{ l/s}$; $H = 55,95 \text{ m}$

Bài 1-2

Một máy bơm nước tiêu hao công suất trên trục $N = 5,5 \text{ kW}$. Tính các thông số: cột áp, lưu lượng và hiệu suất của bơm. Biết áp suất dư ở cửa ra của bơm

$\frac{p_2}{\gamma} = 20\text{m}$ (cột nước) và áp suất chân không tại cửa vào của bơm

$\frac{p_{CK}}{\gamma} = 4\text{m}$, tốc độ trong đường ống đẩy $v = 4 \text{ m/s}$, đường kính ống đẩy $d_2 = 75 \text{ mm}$, đường kính ống hút $d_1 = 100 \text{ mm}$.



Hình 1.4

Đáp số: $Q = 17,65 \text{ l/s}$; $H = 24,56 \text{ m}$; $N = 4,24 \text{ kW}$; $\eta = 0,75$

Bài 1-3

Một máy bơm nước có tỷ số $\frac{H_d}{H_i} = 0,01475$, có áp suất ra

$\frac{P_2}{\gamma} = 60\text{m}$; áp suất vào $\frac{P_{CK1}}{\gamma} = 3\text{m}$ đường kính ống hút $D_1 = 200\text{mm}$, đường kính ống đẩy $D_2 = 150\text{mm}$.

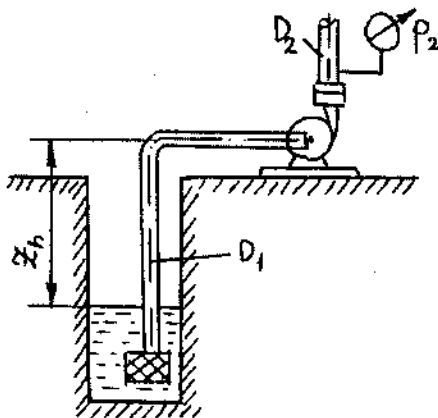
Xác định các thông số của bơm: H , Q , N . Biết hiệu suất $\eta = 76\%$ và $\Delta z_{1,2} = 0$.

Đáp số: $H = 64\text{m}$; $Q = 92 \text{ l/s}$; $N = 76\text{kW}$

Bài 1- 4

Một bơm nước đặt cách bề mặt bể hút A với độ cao hút $z_h = 1,36\text{m}$. Hệ số tổn thất trong đường ống hút $\xi = 4$.

Tính các thông số của bơm: lưu lượng, cột áp và công suất trên trục. Biết áp suất dư ở cửa ra của bơm $\frac{P_2}{\gamma} = 81,86\text{m}$ và chân không ở cửa vào bơm $H_{CK} = 4 \text{ m}$; đường kính ống hút và đẩy $D_1 = 300 \text{ mm}$, $D_2 = 200 \text{ mm}$; hiệu suất của bơm $\eta = 76\%$.



Hình 1.5

Đáp số: $Q = 820 \text{ m}^3/\text{h}$; $H = 88 \text{ m}$; $N = 259 \text{ kW}$.

Chương II. KHÁI NIỆM CHUNG VỀ BƠM

ĐỊNH NGHĨA VÀ PHÂN LOẠI

Định nghĩa

Bơm là máy để tạo ra dòng chất lỏng chuyển động. Nói cách khác, bơm là máy dùng để di chuyển chất lỏng và tăng năng lượng của dòng chất lỏng. Khi bơm làm việc, năng lượng bơm nhận được từ động cơ sẽ chuyển hóa thành thế năng, động năng và trong một chừng mực nhất định thành nhiệt năng của dòng chất lỏng.

Bơm là loại máy thủy lực dùng để biến đổi cơ năng của động cơ thành năng lượng để vận chuyển chất lỏng hoặc tạo nên áp suất cần thiết trong hệ thống truyền dẫn thủy lực.

Phạm vi sử dụng

Bơm được sử dụng rộng rãi trong nhiều lãnh vực:

- Trong nông nghiệp: bơm là thiết bị không thể thiếu để thực hiện thủy lợi hóa, chăn nuôi, trồng trọt...
- Trong công nghiệp: bơm được sử dụng trong các công trình khai thác mỏ, dầu khí, các công trình xây dựng...
- Hiện nay trong kỹ thuật vận chuyển, phát triển xu hướng dùng bơm và đường ống dẫn để vận chuyển các sản phẩm của ngành khai thác mỏ (dầu khí), hóa chất, nguyên vật liệu xây dựng, ... và đó là phương tiện vận chuyển thuận lợi và kinh tế.
- Trong ngành chế tạo máy, bơm được sử dụng phổ biến, là một trong những bộ phận chủ yếu của hệ thống điều khiển và truyền động thủy lực trong nhiều loại máy móc.

Phân loại

a. Theo nguyên lý làm việc và cấu tạo của bơm (Hình 1.1)

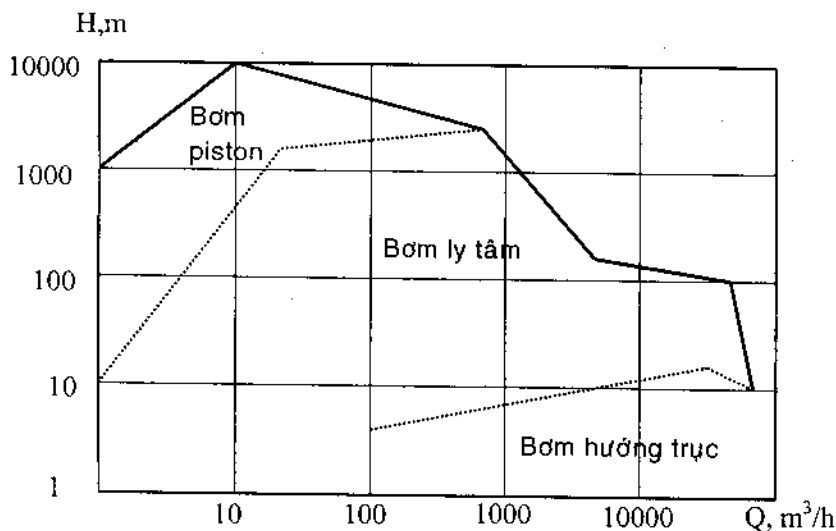
b. Theo công dụng

- Bơm cấp nước nồi hơi (trong các nhà máy nhiệt điện)
- Bơm dầu (trong các hệ thống truyền động thủy lực)
- Bơm nhiên liệu
- Bơm cứu hỏa
- Bơm hóa chất...

c. Theo phạm vi cột áp và lưu lượng sử dụng

Bơm được chia thành các loại: bơm có cột áp cao, trung bình, hoặc thấp; bơm có lưu lượng lớn, trung bình, hoặc nhỏ.

Trong kỹ thuật, ba loại bơm được sử dụng rộng rãi là bơm ly tâm, bơm hướng trục, và bơm piston. Biểu đồ phân bố phạm vi sử dụng của các loại bơm thông dụng được thể hiện trên Hình 2.1



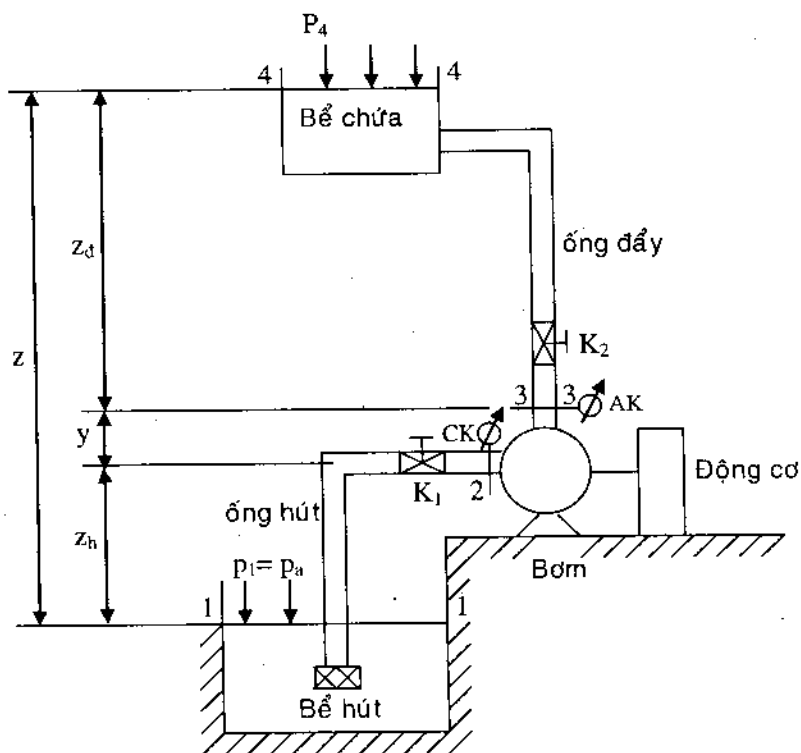
Hình 2.1 – Phạm vi sử dụng của các loại bơm thông dụng

CÁC THÔNG SỐ LÀM VIỆC CƠ BẢN

Bơm bao giờ cũng làm việc trong một hệ thống đường ống. Để biết rõ công dụng, quá trình làm việc và các thông số cơ bản của bơm, có thể nghiên cứu sơ đồ thiết bị của bơm làm việc trong hệ thống đơn giản (Hình 2.2).

Khi bơm làm việc, chất lỏng từ bể hút qua lưới lọc chắn rác theo ống hút đi vào bơm. Sau khi qua bơm, chất lỏng được bơm cấp cho năng lượng chảy vào ống đẩy để lên bể chứa. Từ bể chứa, chất lỏng được phân phối về các nơi tiêu thụ. Trong hệ thống truyền động thủy lực, chất lỏng sau khi ra khỏi bơm có áp suất cao, qua bộ phận phân phối đi vào động cơ thủy lực để thực hiện các chuyển động cho từng cơ cấu làm việc.

Bơm có 5 thông số làm việc cơ bản: lưu lượng Q , cột áp H , công suất N , hiệu suất η , và cột áp hút cho phép $[H_{CK}]$. Phần tiếp theo sẽ lần lượt trình bày các thông số này.



Hình 2.2 – Sơ đồ hệ thống bơm

Lưu lượng

Lượng chất lỏng bơm vận chuyển trong một đơn vị thời gian được gọi là lưu lượng.

Tùy theo đơn vị đo có 3 loại lưu lượng: lưu lượng thể tích Q , đơn vị đo là m^3/s , l/s , m^3/h ; lưu lượng khối lượng M , đơn vị đo là kg/s , kg/h , g/s ; lưu lượng trọng lượng G , đơn vị đo là N/s , N/h , kG/s ,...

Lưu lượng của bơm được xác định bằng các dụng cụ đo trung bình lắp trên ống đẩy như ống Venturi, lưu lượng kế kiểu màng chắn hoặc các dụng cụ đo trung bình bằng thùng lường hoặc cân đặt ở cuối ống đẩy. Các loại dụng cụ đo này chỉ xác định được giá trị trung bình của lưu lượng trong một đơn vị thời gian.

Cột áp

Ký hiệu H (m). Cột áp được hiểu là năng lượng đơn vị mà bơm truyền cho chất lỏng. Từ sơ đồ hệ thống làm việc của bơm (Hình 2.2), có:

$$H = e_{ra} - e_{vào} = e_3 - e_2$$

$$H = \left(z_h + y + \frac{p_3}{\gamma} + \frac{v_3^2}{2g} \right) - \left(z_h + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} \right)$$

$$H = y + \frac{p_3 - p_2}{\gamma} + \frac{v_3^2 - v_2^2}{2g} \quad (2.1)$$

Trong đó: p_2, p_3 – là các áp suất tuyệt đối

$$p_2 = p_a - p_{CK};$$

$$p_3 = p_a + p_{AK}$$

p_{CK}, p_{AK} – là trị số áp suất trên chân không kế và áp kế.

Do đó:
$$\frac{p_3 - p_2}{\gamma} = \frac{p_{AK} + p_{CK}}{\gamma}$$

Công thức tính cột áp của bơm sẽ có dạng:

$$H = y + \frac{p_{AK} + p_{CK}}{\gamma} + \frac{v_3^2 - v_2^2}{2g} \quad (2.2)$$

Trong hệ thống bơm có thể coi hệ số hiệu chỉnh động năng $\alpha = 1$, vì dòng chảy trong hệ thống bơm có tiết diện ống nhỏ và vận tốc lớn, thường là chảy rối và được gọi là dòng chảy rối kích thước bé.

Nếu đường kính ống hút và ống đẩy bằng nhau, và không trích lưu lượng trên đường ống đẩy thì $v_2 = v_3$ và khoảng cách y có thể bỏ qua ($y \approx 0$) thì trị số cột áp có thể xác định bằng các trị số đo trên áp kế và chân không kế lắp ở cửa vào và ra của bơm:

$$H = \frac{p_{AK} + p_{CK}}{\gamma} \quad (2.3)$$

Khi không có các số liệu đo cụ thể của bơm đang làm việc như $p_{CK}, p_{AK} \dots$ mà chỉ có các số liệu yêu cầu của hệ thống làm việc như $p_1, p_2, z \dots$, có thể tính cột áp yêu cầu của bơm theo các giá trị năng lượng ở bể hút và bể chứa như sau:

Viết phương trình năng lượng Bernoulli cho mặt cắt (1-1) và (2-2):

$$\frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} = z_h + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} + h_{wh} \quad (2.4)$$

Hay
$$\frac{p_2}{\gamma} = \frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} - \left(z_h + \frac{v_2^2}{2g} + h_{wh} \right) \quad (2.5)$$

h_{wh} – tổng tổn thất năng lượng ở ống hút (m).

Từ đây có thể thấy, nếu $p_1 = p_a$ và v_1 nhỏ thì áp suất ở cửa vào của bơm $p_2 < p_a$, nghĩa là p_2 phải được đo bằng *chân không kế*.

Phương trình năng lượng Bernoulli cho mặt cắt (1-1) và (2-2) còn được viết đơn giản là:

$$e_1 = e_2 + h_{wh} \quad \text{hay} \quad e_2 = e_1 - h_{wh}$$

Tương tự, phương trình năng lượng Bernoulli cho mặt cắt (3-3) và (4-4):

$$\frac{p_3}{\gamma} + \frac{v_3^2}{2g} = z_d + \frac{p_4}{\gamma} + \frac{v_4^2}{2g} + h_{wd} \quad (2.6)$$

$$\text{Hay} \quad \frac{p_3}{\gamma} = \frac{p_4}{\gamma} - \frac{v_3^2}{2g} + \left(z_d + \frac{v_4^2}{2g} + h_{wd} \right) \quad (2.7)$$

h_{wd} – tổng tổn thất năng lượng ở ống đẩy (m).

Trong hầu hết các trường hợp thực tiễn $\frac{v_3^2}{2g}$ nhỏ hơn $\left(z_d + \frac{v_4^2}{2g} + h_{wd} \right)$ rất nhiều, nên $p_3 > p_a$; nếu $p_4 = p_a$ thì $p_3 > p_a$, nghĩa là áp suất ở cửa ra của bơm phải được đo bằng *áp kế*.

Phương trình năng lượng Bernoulli cho mặt cắt (3-3) và (4-4) còn được viết đơn giản là:

$$e_3 = e_4 + h_{wd}$$

Thay e_2 và e_3 vào phương trình cột áp:

$$\begin{aligned} H &= e_3 - e_2 = (e_4 + h_{wd}) - (e_1 - h_{wh}) \\ &= e_4 - e_1 + h_{wh} + h_{wd} = e_4 - e_1 + h_w \end{aligned}$$

$$\text{Hay} \quad H = z_4 - z_1 + \frac{p_4 - p_1}{\gamma} + \frac{v_4^2 - v_1^2}{2g} + h_w$$

$$H = z + \frac{p_4 - p_1}{\gamma} + \frac{v_4^2 - v_1^2}{2g} + h_w \quad (2.8)$$

$h_w = h_{wh} + h_{wd}$ – tổng tổn thất năng lượng trong hệ thống (m).

Từ công thức (2.4), cột áp yêu cầu của bơm dùng để khắc phục:

- Chênh lệch độ cao hình học giữa mặt thoáng bể chứa và bể hút, được gọi là độ cao dâng z .

- Độ chênh áp suất trên mặt thoáng bể chứa và bể hút $\frac{p_4 - p_1}{\gamma}$
- Độ chênh động năng giữa bể chứa và bể hút $\frac{v_4^2 - v_1^2}{2g}$
- Tổn thất năng lượng trong hệ thống đường ống h_w .

Cột áp của bơm làm việc trong một hệ thống cũng chính là cột áp của hệ thống.

Các thành phần z và $\frac{p_4 - p_1}{\gamma}$ là những đại lượng không thay đổi đối với một hệ thống cho trước, do đó:

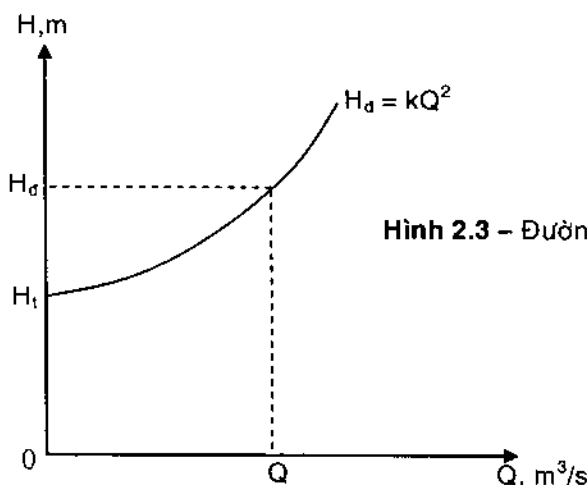
$$H_t = z + \frac{p_4 - p_1}{\gamma} \quad \text{gọi là cột áp tĩnh của hệ thống} \quad (2.9)$$

Còn các số hạng $\frac{v_4^2 - v_1^2}{2g}$ và h_w là những đại lượng thay đổi theo lưu lượng của hệ thống, phụ thuộc vận tốc dòng chất lỏng trong ống, do đó:

$$H_d = \frac{v_4^2 - v_1^2}{2g} + h_w \quad \text{gọi là cột áp động của hệ thống} \quad (2.10)$$

$$\text{Vậy:} \quad H = H_t + H_d \quad (2.11)$$

Nếu biểu diễn bằng đồ thị phương trình cột áp của hệ thống (2.8) sẽ nhận được đường cong biểu thị đặc tính làm việc của hệ thống gọi là *đường đặc tính của hệ thống* hay còn gọi là *đường đặc tính lưới*.



Hình 2.3 – Đường đặc tính lưới

Công suất và hiệu suất

Theo (1.6), công thức tính hiệu suất thủy lực của bơm là:

$$N_u = GH = \gamma QH \quad (2.12)$$

γ - khối lượng riêng của chất lỏng, tính bằng N/m^3 .

Q - lưu lượng của bơm, m^3/s .

H - cột áp toàn phần của bơm, m .

Để tạo ra N_u (còn gọi là công suất có ích) thì trục bơm phải có công suất lớn hơn, vì trong khi làm việc bơm phải tiêu hao một phần năng lượng để bù vào các tổn thất thủy lực và tổn thất ma sát giữa các bộ phận làm việc của bơm, ...

$$N = \frac{N_u}{\eta} = \frac{\gamma QH}{\eta} \quad (2.13)$$

$\eta < 1$ là hiệu suất toàn phần của bơm, %

$$\text{Hiệu suất là: } \eta = \frac{N_u}{N} = \frac{\gamma QH}{N} \quad (2.14)$$

Khi chọn động cơ để kéo bơm, cần phải chọn công suất của động cơ N_{dc} lớn hơn công suất tại trục N để đề phòng trường hợp quá tải và bù tổn thất do truyền động từ động cơ đến bơm.

$$N_{dc} = k.N \quad (2.15)$$

$k > 1$ - hệ số an toàn phụ thuộc từng loại bơm, động cơ và công suất làm việc.

Cột áp hút và chiều cao hút cho phép

Khả năng làm việc của bơm phụ thuộc rất nhiều vào quá trình hút của bơm. Trong quá trình bơm hút chất lỏng, bánh công tác phải tạo được độ chênh áp nhất định giữa cửa hút của bơm và mặt thoáng của bể hút. Độ chênh áp này được gọi là *cột áp hút* của bơm, nhờ đó, chất lỏng chảy từ bể vào bơm.

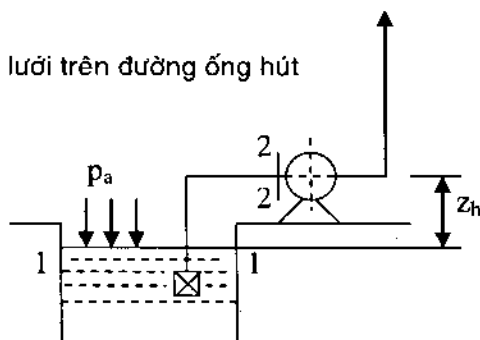
$$H_h = \frac{p_1 - p_2}{\gamma} \quad (2.16)$$

p_1, p_2 - áp suất ở mặt thoáng của bể hút và cửa vào của bơm.

Nếu $p_1 = p_a$ (áp suất khí trời) thì cột áp hút bằng cột áp chân không tại cửa vào của bơm.

$$H_h = H_{CK} = \frac{p_a - p_2}{\gamma} \quad (2.17)$$

Hình 2.4 – Sơ đồ lưới trên đường ống hút



Thay phương trình (2.4) vào phương trình trên:

$$H_h = \frac{P_1 - P_2}{\gamma} = z_h + \frac{v_2^2}{2g} + h_w \quad (2.18)$$

Để dàng nhận thấy cột áp hút của bơm dùng để khắc phục chiều cao hút z_h , tổn thất trên ống hút h_w và tạo nên động năng cần thiết của dòng chảy ở cửa vào của bơm $v_2^2/2g$; do đó cột áp hút tùy thuộc vào trị số áp suất trên mặt thoáng của bể hút, đồng thời áp suất này luôn luôn có giới hạn nhất định.

Trường hợp $p_1 = p_a$, theo công thức (2.18), khả năng hút tối đa của bơm ứng với khi áp suất $p_2 = 0$ là:

$$H_{h \max} = H_{CK \max} = \frac{P_a}{\gamma} \cong 10mH_2O$$

Điều kiện làm việc của bơm sẽ là:

$$H_h = z_h + \frac{v_2^2}{2g} + h_w < H_{CK \max} \quad (2.19)$$

Thực tế cột áp hút của bơm khi $p_1 = p_a$ không bao giờ đạt được đến 10 m H_2O vì áp suất ở cửa ra của bơm khi giảm đến một mức nào đó sẽ bằng áp suất hơi bão hòa của chất lỏng tại nhiệt độ làm việc, sẽ gây ra hiện tượng xâm thực (ăn mòn) bên trong bơm.

Hiện tượng xâm thực

Khi chất lỏng ở nhiệt độ nhất định sẽ sôi và bốc hơi bão hòa dưới áp suất tương ứng. Áp suất này được gọi là áp suất hơi bão hòa p_{bh} .

Bảng áp suất hơi bão hòa của nước

Nhiệt độ, t ^o C	0	10	20	30	40	60	80	100	120
P_{bh}/γ , m	0,06	0,12	0,24	0,48	0,75	2,03	4,83	10,33	20,2

Như vậy ở một nhiệt độ nào đó, khi áp suất trong chất lỏng bằng áp suất hơi bão hòa p_{bh} thì chất lỏng sẽ sôi, tạo nên nhiều bọt khí trong dòng chảy. Các bọt khí này bị dòng chảy cuốn vào những vùng có áp suất $p > p_{bh}$, sẽ ngưng tụ đột ngột thành những giọt chất lỏng có thể tích nhỏ hơn rất nhiều so với thể tích của bọt khí. Do đó trong dòng chảy xuất hiện những khoảng trống cục bộ, những phần tử chất lỏng xung quanh sẽ tràn đến với vận tốc rất lớn, làm cho áp suất tại đó đột ngột tăng lên rất cao, có khi tới hàng ngàn atmôphe. Áp suất cục bộ này có thể làm rỗ bề mặt kim loại, phá hỏng các bộ phận làm việc của máy. Hiện tượng này gọi là hiện tượng xâm thực (ăn mòn), thường xảy ra trong các máy thủy lực có áp suất nhỏ, nhiệt độ cao. Nhất là ở nơi chất lỏng có vận tốc và áp suất thay đổi đột ngột.

Khi hiện tượng xâm thực xảy ra, dòng chảy bị gián đoạn, gây tiếng động bất thường và máy bị rung nhiều, lưu lượng, cột áp và hiệu suất của máy bị giảm đột ngột. Hiện tượng xâm thực kéo dài sẽ làm các bộ phận làm việc của máy bị phá hỏng.

Để tránh hiện tượng xâm thực, cần thỏa mãn điều kiện:

$$\frac{p_2}{\gamma} > \frac{p_{bh}}{\gamma}$$

Để tránh hiện tượng xâm thực, đối với từng loại bơm được sản xuất, trong các tài liệu kỹ thuật đều ghi rõ cột áp chân không cho phép $[H_{CK}]$ ứng với $p_a = 1 \text{ at}$ và $t = 20^\circ\text{C}$.

Điều kiện để bơm có đầy đủ khả năng hút là:

$$H_h = z_h + \frac{v_2^2}{2g} + h_w \leq [H_{CK}] \quad (2.20)$$

Vậy chiều cao hút cho phép của bơm là:

$$[z_h] = [H_{CK}] - \frac{v_2^2}{2g} - h_w \quad (2.21)$$

Nếu không có giá trị $[H_{CK}]$ thì $[z_h]$ phải được tính theo điều kiện không xảy ra hiện tượng xâm thực.

Điều kiện để không xảy ra hiện tượng xâm thực là cột áp toàn phần tại cửa vào của bơm, nơi có áp suất nhỏ nhất, nguy hiểm nhất, phải lớn hơn áp suất hơi bão hòa của chất lỏng tại nhiệt độ làm việc.

$$\frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} \geq \frac{p_{bh}}{\gamma} + \Delta h \quad (2.22)$$

Δh – cột áp chống xâm thực.

Mặt khác, từ công thức (2.4):

$$\frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} = \frac{p_a}{\gamma} - z_h - h_w$$

Thay vào biểu thức trên, chiều cao hút cho phép của bơm là:

$$[z_h] = \frac{p_a}{\gamma} - \left(\frac{p_{bh}}{\gamma} + \Delta h + h_w \right) \quad (2.23)$$

Cột áp chống xâm thực Δh được xác định bằng thực nghiệm, phụ thuộc vào số vòng quay và lưu lượng của bơm. Theo Rutdonhep:

$$\Delta h \geq 10 \left(\frac{n\sqrt{Q}}{C} \right)^{\frac{4}{3}} \quad (2.24)$$

n – tốc độ quay của bánh công tác (vòng/phút).

Q – lưu lượng (m^3/s).

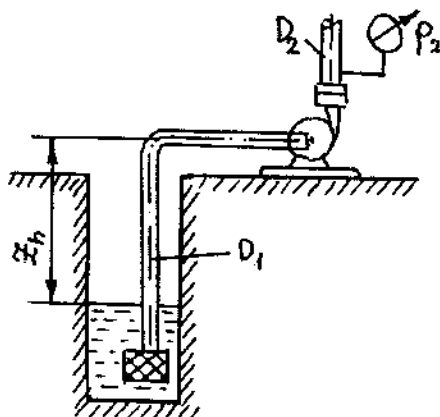
C – hệ số phụ thuộc vào đặc điểm kết cấu của bơm, có giá trị thay đổi trong khoảng 800÷1000. C lấy giá trị càng lớn thì điều kiện chống xâm thực của bơm càng tốt.

BÀI TẬP

Bài II-1

Một máy bơm nước tiêu hao công suất trên trục $N = 66 \text{ kW}$, hiệu suất $\eta = 81\%$, lưu lượng $Q = 500 \text{ m}^3/h$ và cột áp chân không cho phép của bơm $[H_{CK}] = 5,5 \text{ m}$

Tính chiều cao hút cho phép của bơm $[z_h]$, biết hệ số tổn thất trên đường ống hút $\xi_h = 5$, đường kính ống hút và ống đẩy bằng nhau $D_1 = D_2 = 250 \text{ mm}$.



Hình 2.5

Tính cột áp và áp suất tại cửa ra của bơm.

Giải:

- 1) Chiều cao hút cho phép của bơm tính theo công thức:

$$[z_h] \leq [H_{CK}] - \left(\frac{v_h^2}{2g} + \xi_h \frac{v_h^2}{2g} \right);$$

bỏ qua tổn thất dọc đường và lấy dấu "="

Vận tốc trên đường ống hút được tính theo lưu lượng và vận tốc:

$$v_h = \frac{4Q}{\pi D_h^2}$$

Với $Q = 500 \text{ m}^3/\text{h} = 0,139 \text{ m}^3/\text{s}$; $D_h = D_1 = 250 \text{ mm} = 0,25 \text{ m}$, thay vào:

$$v_h = \frac{4 \cdot 0,139}{\pi \cdot 0,25^2} = 2,83 \text{ m/s} \quad \text{hay} \quad \frac{v_h^2}{2g} = \frac{2,83^2}{2 \cdot 9,81} = 0,4 \text{ m}$$

Vậy chiều cao hút là: $[z_h] = 5,5 - (0,4 + 5 \cdot 0,4) = 3,1 \text{ m}$

- 2) Từ công thức tính công suất trên trục: $N = \frac{\gamma Q H}{\eta}$ hay $H = \frac{N \eta}{\gamma Q}$

Cột áp của bơm là: $H = \frac{66 \cdot 10^3 \cdot 0,81}{9,81 \cdot 10^3 \cdot 0,139} = 39,2 \text{ m}$

3) Áp suất tại cửa vào của bơm tính từ phương trình Bernoulli tại mặt cắt trên mặt thoáng của bể hút và mặt cắt tại cửa vào bơm:

$$\frac{p_a}{\gamma} = z_h + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} + \xi_h \frac{v_2^2}{2g}$$

$$\text{Hay} \quad \frac{p_2}{\gamma} = \frac{p_a}{\gamma} - z_h - \frac{v_2^2}{2g} - \xi_h \frac{v_2^2}{2g} = 10 - 3,1 - 0,4 - 5 \cdot 0,4 = 4,5 \text{ m}$$

$$\text{Từ công thức:} \quad H = y + \frac{p_3 - p_2}{\gamma} + \frac{v_3^2 - v_2^2}{2g} = \frac{p_3 - p_2}{\gamma}$$

Vậy áp suất tại cửa ra của bơm là:

$$\frac{p_3}{\gamma} = H + \frac{p_2}{\gamma} = 39,2 + 4,5 = 43,7 \text{ m}$$

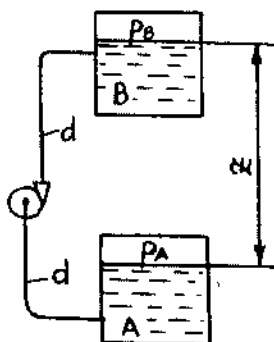
Đáp số: $[z_h] = 3,1 \text{ m}$; $H = 39,2 \text{ m}$; $\frac{p_2}{\gamma} = 43,7 \text{ m}$

Bài II-2

Một bơm tiêu hao công suất trên trục $N = 76 \text{ kW}$, bơm nước từ bể kín A có áp suất nhỏ hơn khí trời $\frac{p_{CK}}{\gamma} = 4\text{m}$ lên bể kín B có áp suất áp kế $\frac{p_{AK}}{\gamma} = 10\text{m}$. Độ chênh giữa 2 bể $z = 40\text{m}$.

Tính lưu lượng và cột áp của bơm. Biết hiệu suất của bơm $\eta = 76\%$, tổn thất toàn bộ trong hệ thống lưới $\sum h_w = 10\text{m}$, đường kính ống hút và ống đẩy bằng nhau.

Hình 2.6



Giải:

+ Phương trình đường đặc tính lưới

$$H = z + \frac{p_B - p_A}{\gamma} + \frac{v_B^2 - v_A^2}{2g} + \sum h_w$$

$$\frac{p_B - p_A}{\gamma} = \frac{p_{AK} + p_{CK}}{\gamma} = 14\text{m};$$

$$\frac{v_B^2 - v_A^2}{2g} = 0 \text{ vì đường kính ống hút và ống đẩy bằng nhau.}$$

$$H = 40 + 14 + 0 + 10 = 64\text{m}$$

+ Lưu lượng

Từ công thức tính công suất: $N = \frac{\gamma Q H}{\eta}$

Ta có: $Q = \frac{N \eta}{\gamma H} = \frac{76 \cdot 10^3 \cdot 0,76}{9,81 \cdot 10^3 \cdot 64} = 0,092 \text{ m}^3/\text{s} = 92 \text{ l/s}$

Đáp số: $H = 64 \text{ m}; Q = 92 \text{ l/s}$.

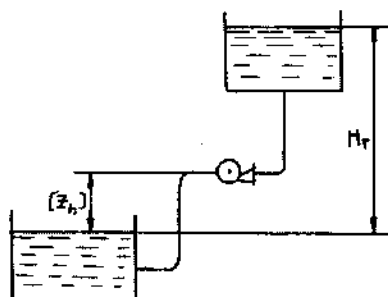
Bài II-3

Bơm ly tâm đặt với độ cao hút, tổn thất trong ống hút

$$\sum h_{wh} = 1,505\text{m}. \quad \text{Áp suất toàn phần ở cửa ra } \frac{p_3}{\gamma} + \frac{v_3^2}{2g} = 87,7\text{m}.$$

Xác định cột áp của bơm và tổn thất trên đường ống đẩy. Biết độ cao giữa 2 bể chứa $H_T = 68\text{m}$; đường kính ống hút và đường kính ống đẩy bằng nhau.

Hình 2.7

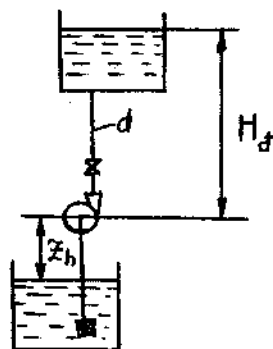


Đáp số: $H = 80\text{m}$; $\sum h_{wh} = 10,495\text{m}$.

Bài II-4

Xác định công suất của động cơ kéo bơm, lưu lượng $Q = 400\text{l/s}$ có độ cao hút $z_h = 3,5\text{m}$, tổn thất trong ống hút $\sum h_{wh} = 0,7\text{m}$, độ cao ống đẩy $H_d = 50\text{m}$, tổn thất trong đường ống đẩy $\sum h_{wd} = 5,8\text{m}$, hiệu suất của bơm $\eta = 80\%$.

Hình 2.8



Hướng dẫn: Tính công suất của động cơ theo công thức: $N_{dc} = k \cdot N_b$, trong đó $k = 1,05$.

Đáp số: $N_{dc} = 282\text{ kW}$.

Chương III. BƠM CÁNH DẪN

KHÁI NIỆM CHUNG VỀ BƠM CÁNH DẪN

Khái niệm chung

Trong lịch sử phát triển của máy thủy lực thì máy thủy lực cánh dẫn ra đời tương đối muộn so với máy thủy lực thể tích. Năm 1640, bơm piston đầu tiên do nhà bác học người Đức sáng chế đã ra đời và được dùng để bơm nước và khí trong công nghiệp. Nhưng mãi đến năm 1830 nhà bác học người Pháp Phuôcnâyron mới chế tạo thành công tuabin nước. Sau đó năm 1831 và 1832 nhà bác học người Nga Xablucốp sáng chế ra bơm và quạt ly tâm. Đó là những máy thủy lực cánh dẫn đầu tiên. Nhưng hiện nay máy thủy lực cánh dẫn được sử dụng rất phổ biến và phạm vi ứng dụng ngày càng được mở rộng.

Máy thủy lực cánh dẫn bao gồm các loại bơm và động cơ cánh dẫn như: bơm ly tâm, bơm hướng trục, các loại tuabin nước...

Trong máy thủy lực cánh dẫn việc trao đổi năng lượng giữa máy với chất lỏng được thực hiện bằng năng lượng thủy động của dòng chất lỏng chảy qua máy.

Nguyên lý làm việc và cấu tạo chung

Bộ phận quan trọng và điển hình nhất của bơm cánh dẫn là bánh công tác. Bánh công tác được cấu tạo từ các bản cánh thường có dạng mặt cong gọi là cánh dẫn và các bộ phận cố định chúng. Trong bánh công tác các cánh dẫn được ghép chặt với trục, khi làm việc bánh công tác quay trong môi trường chất lỏng.

Bánh công tác của bơm quay được là nhờ động cơ kéo bên ngoài và trong quá trình đó, qua các cánh dẫn cơ năng của động cơ truyền cho chất lỏng, tạo nên dòng chảy liên tục qua bánh công tác. Chênh lệch năng lượng thủy động của chất lỏng ở cửa ra và cửa vào của bánh công tác bằng cơ năng của bơm truyền cho chất lỏng (chưa kể các tổn thất).

Phân loại bánh công tác

Theo phương chuyển động của dòng chất lỏng từ cửa vào đến cửa ra của cánh dẫn, bánh công tác cánh dẫn được chia thành bốn loại:

- Bánh công tác ly tâm hoặc hướng tâm: chất lỏng chuyển động qua bánh công tác từ tâm ra ngoài hoặc từ ngoài vào tâm theo phương bán kính.
- Bánh công tác hướng trục: chất lỏng chuyển động qua bánh công tác theo phương song song với trục.
- Bánh công tác tâm trục hoặc trục tâm: chất lỏng chuyển động qua bánh công tác theo hướng tâm rồi chuyển sang hướng trục hoặc ngược lại.
- Bánh công tác hướng chéo: chất lỏng chuyển động qua bánh công tác không theo hướng tâm cũng không theo hướng trục mà theo hướng xiên (chéo).

Các loại vận tốc, tam giác vận tốc

Quỹ đạo chuyển động của các phần tử chất lỏng qua bánh công tác cánh dẫn rất phức tạp nhưng để đơn giản hóa tính toán, có thể giả thiết:

- Dòng chảy qua bánh công tác gồm các dòng nguyên tố như nhau
- Quỹ đạo chuyển động tương đối của các phần tử chất lỏng trong bánh công tác theo biên dạng cánh dẫn.

Điều kiện để có dòng chảy như giả thiết nêu trên là:

- Bánh công tác có số cánh dẫn nhiều vô hạn và mỗi cánh dẫn mỏng vô cùng (cánh dẫn không có chiều dày)
- Chất lỏng làm việc là chất lỏng lý tưởng.

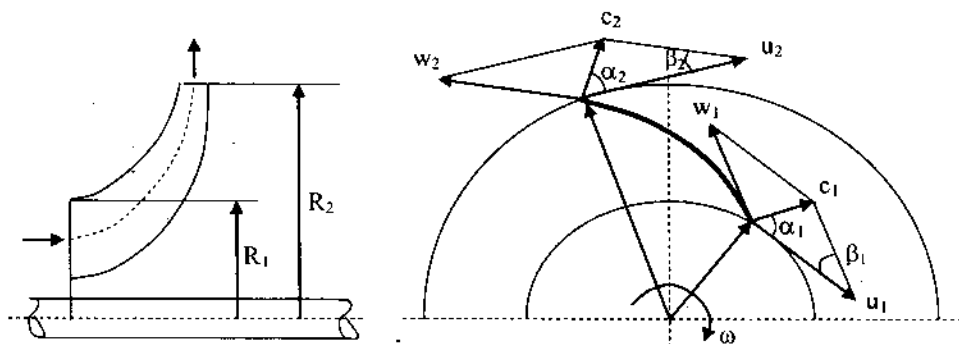
Với giả thiết trên, chuyển động tuyệt đối của mỗi phần tử chất lỏng qua bánh công tác có thể phân tích thành hai chuyển động đồng thời: chuyển động theo (quay tròn cùng bánh công tác) và chuyển động tương đối (theo biên dạng cánh dẫn).

Chuyển động của các phần tử chất lỏng qua bánh công tác được đặc trưng bằng các vận tốc:

$\vec{c}$ - vận tốc tuyệt đối

$\vec{u}$ - vận tốc theo (của chuyển động theo), có phương thẳng góc với bán kính

$\vec{v}$ - vận tốc tương đối, có phương tiếp tuyến với biên dạng cánh dẫn.

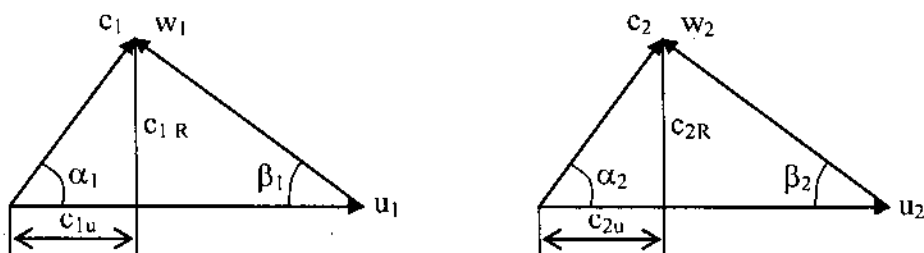


Hình 3.1 – Biểu diễn các loại vận tốc

$$\vec{c} = \vec{u} + \vec{w} \quad (3.1)$$

Hình 3.1 biểu thị vận tốc của các phần tử chất lỏng ở cửa vào và cửa ra của bánh công tác bơm ly tâm.

Chỉ số (1) và (2) biểu thị vị trí chất lỏng bắt đầu vào và ra khỏi bánh công tác. Để thuận tiện khi nghiên cứu các thành phần vận tốc của dòng chảy, có thể dùng các tam giác vận tốc thay cho hình bình hành vận tốc. Tam giác vận tốc ở cửa vào và ra của bánh công tác:



Hình 3.2 – Tam giác vận tốc

Khi dùng tam giác vận tốc để biểu thị các thông số động học của chất lỏng, ngoài các ký hiệu $\vec{c}$, $\vec{u}$, $\vec{w}$, còn sử dụng các ký hiệu sau:

α - góc giữa $\vec{u}$ và $\vec{c}$

β - góc giữa $\vec{w}$ và $\vec{u}$ theo hướng ngược lại, biểu thị góc bố trí cánh dẫn

β_1 - gọi là góc vào, β_2 - gọi là góc ra

C_u - hình chiếu của $\vec{c}$ lên phương $\vec{u}$;

C_R - hình chiếu của $\vec{c}$ lên phương vuông góc với $\vec{u}$.

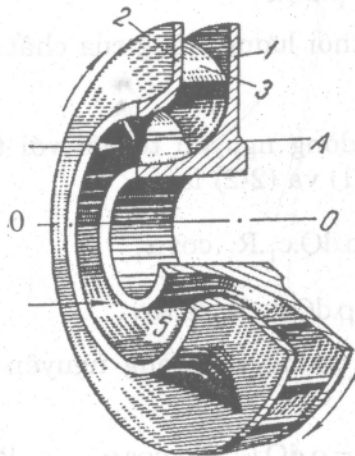
Trong các bánh công tác ly tâm hoặc hướng tâm, phương của c_R luôn luôn đi qua tâm của bánh công tác, được gọi là thành phần vận tốc hướng kính.

Trong bánh công tác hướng trục, c_R hướng theo phương trục.

Phương trình cơ bản của máy thủy lực cánh dẫn

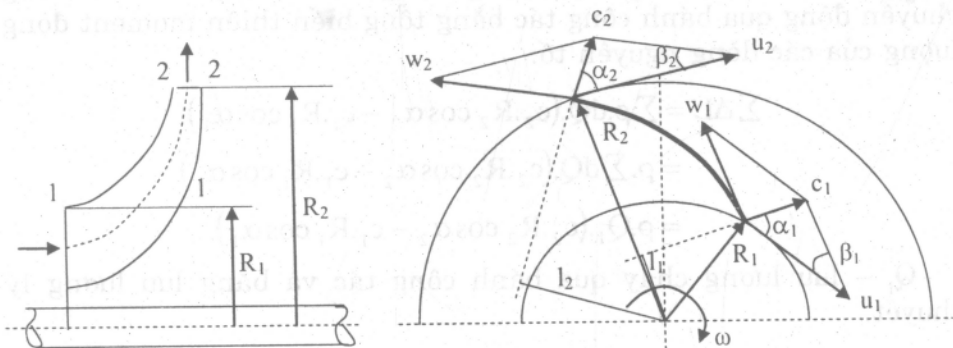
a- Phương trình moment

Mặt cắt của bánh công tác cánh dẫn:



1. Bánh công tác
2. Đĩa trước (đĩa phụ)
3. Cánh dẫn
4. Đĩa sau (đĩa chính)
5. Rãnh cánh

Hình 3.3 – Mặt cắt của bánh công tác



Hình 3.4 – Các thành phần vận tốc và tam giác vận tốc

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

“Biến thiên moment động lượng của khối chất lỏng chuyển động qua bánh công tác trong một đơn vị thời gian đối với trục quay của

bánh công tác bằng tổng moment ngoại lực tác dụng lên khối chất lỏng đó đối với trục, nghĩa là bằng moment quay của bánh công tác”.

Xét một dòng nguyên tố trong khối chất lỏng chuyển động qua bánh công tác của bơm ly tâm. Dòng nguyên tố có lưu lượng dQ , động lượng tại mặt cắt (1-1) là:

$$d\vec{K}_1 = d(m.\vec{c}_1) = \rho.dQ.c_1$$

Tương tự, động lượng tại mặt cắt (2-2) là:

$$d\vec{K}_2 = d(m.\vec{c}_2) = \rho.dQ.c_2$$

m, ρ - khối lượng và khối lượng riêng của chất lỏng

b - Vận tốc tuyệt đối

Moment động lượng của dòng nguyên tố đối với trục quay của bánh công tác tại mặt cắt (1-1) và (2-2) là:

$$d\vec{L}_1 = d\vec{K}_1.\vec{l}_1 = \rho.dQ.c_1.R_1.\cos\alpha_1$$

$$d\vec{L}_2 = d\vec{K}_2.\vec{l}_2 = \rho.dQ.c_2.R_2.\cos\alpha_2$$

Biến thiên moment động lượng của dòng nguyên tố chất lỏng trong một đơn vị thời gian:

$$\Delta L = dL_2 - dL_1 = \rho.dQ.(c_2.R_2 \cos\alpha_2 - c_1.R_1 \cos\alpha_1)$$

Vì đã giả thiết các dòng nguyên tố chảy qua bánh công tác là như nhau, nên biến thiên moment động lượng của toàn bộ khối chất lỏng chuyển động qua bánh công tác bằng tổng biến thiên moment động lượng của các dòng nguyên tố:

$$\begin{aligned}\sum \Delta L &= \sum \rho.dQ.(c_2.R_2 \cos\alpha_2 - c_1.R_1 \cos\alpha_1) \\ &= \rho.\sum dQ.(c_2.R_2 \cos\alpha_2 - c_1.R_1 \cos\alpha_1) \\ &= \rho.Q_1.(c_2.R_2 \cos\alpha_2 - c_1.R_1 \cos\alpha_1)\end{aligned}$$

Q_1 - lưu lượng chảy qua bánh công tác và bằng lưu lượng lý thuyết.

Gọi M là moment do ngoại lực tác dụng lên trục quay, tức là moment quay của trục:

$$M = \sum \Delta L$$

$$M = \rho.Q_1.(c_2.R_2 \cos\alpha_2 - c_1.R_1 \cos\alpha_1) \quad (3.2)$$

Vậy phương trình moment quay của bánh công tác có dạng tổng quát là:

$$M = \rho \cdot Q_1 \cdot (\pm c_2 \cdot R_2 \cos \alpha_2 \mp c_1 \cdot R_1 \cos \alpha_1) \quad (3.4)$$

Hàng dấu trên cho máy bơm và hàng dấu dưới cho tuabin.

c- Phương trình cột áp

Như đã biết, cột áp H của máy thủy lực cánh dẫn là năng lượng đơn vị của dòng chất lỏng trao đổi với máy thủy lực, đó chính là công của một đơn vị trọng lượng chất lỏng trao đổi với máy.

Hơn nữa, công suất thủy lực của máy quan hệ với cột áp là:

$$N_{tl} = \gamma Q_1 H_{l\infty} = \rho g Q_1 H_{l\infty} \quad (3.5)$$

$H_{l\infty}$ - cột áp của máy ứng với trường hợp dòng chảy qua máy thỏa mãn các giả thiết đã nêu, tức là không có tổn thất và bánh công tác có số cánh dẫn nhiều vô hạn, còn gọi là cột áp lý thuyết vô hạn.

Mặt khác, công suất trên trục quay là:

$$N = M \cdot \omega \quad (3.6)$$

Nếu không xét các tổn thất, công suất thủy lực bằng công suất trên trục quay, do đó:

$$\rho g Q_1 H_{l\infty} = M \cdot \omega$$

Thay biểu thức tính M theo công thức (3.4) và biến đổi:

$$H_{l\infty} = \frac{(\pm c_2 R_2 \cos \alpha_2 \mp c_1 R_1 \cos \alpha_1) \cdot \omega}{g} \quad (3.7)$$

$$\text{Thay } R_1 \omega = u_1, \quad R_2 \omega = u_2$$

và $R_1 \cos \alpha_1 = c_{1u}, \quad R_2 \cos \alpha_2 = c_{2u}$ vào biểu thức trên, sẽ thu được:

$$H_{l\infty} = \frac{(\pm u_2 c_{2u} \mp u_1 c_{1u})}{g} \quad (3.8)$$

Đây là *phương trình cơ bản của máy thủy lực cánh dẫn* còn gọi là *phương trình Euler*.

d- Ý nghĩa năng lượng của phương trình cơ bản

Từ các tam giác vận tốc:

$$w_1^2 = c_1^2 + u_1^2 - 2u_1 c_1 \cos \alpha_1 = c_1^2 + u_1^2 - 2u_1 c_{1u}$$

$$w_2^2 = c_2^2 + u_2^2 - 2u_2 c_2 \cos \alpha_2 = c_2^2 + u_2^2 - 2u_2 c_{2u}$$

Từ đây suy ra:

$$u_1 c_{1u} = \frac{1}{2} (c_1^2 + u_1^2 - w_1^2)$$

$$u_2 c_{2u} = \frac{1}{2} (c_2^2 + u_2^2 - w_2^2)$$

Thay vào phương trình cơ bản:

- Đối với bơm:
$$H_{1\infty} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g}$$

- Đối với động cơ:

$$H_{1\infty} = \frac{u_1^2 - u_2^2}{2g} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} + \frac{c_1^2 - c_2^2}{2g}$$

Số hạng $\frac{c_2^2 - c_1^2}{2g}$ hoặc $\frac{c_1^2 - c_2^2}{2g}$ - là phần thay đổi động năng đơn vị của dòng chảy khi đi qua bánh công tác, biểu thị thành phần cột áp động $H_{\text{đđ}}$.

Số hạng $\frac{u_2^2 - u_1^2}{2g}$ hoặc $\frac{u_1^2 - u_2^2}{2g}$ - tỷ lệ với số vòng quay và đường

kính bánh công tác, nó biểu thị thành phần cột áp tĩnh tương đối, được tạo thành do lực ly tâm tác dụng lên dòng chảy. Trong trường hợp bơm hướng trục $R_1 = R_2$, thì số hạng này bằng không.

Số hạng $\frac{w_1^2 - w_2^2}{2g}$ hay $\frac{w_2^2 - w_1^2}{2g}$ - phụ thuộc độ mở rộng máng dẫn của bánh công tác, đối với bơm $W_1 > W_2$, chứng tỏ một phần động năng biến thành áp năng.

Do đó, cột áp tĩnh là:

$$H_{1\text{stt}} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g}$$

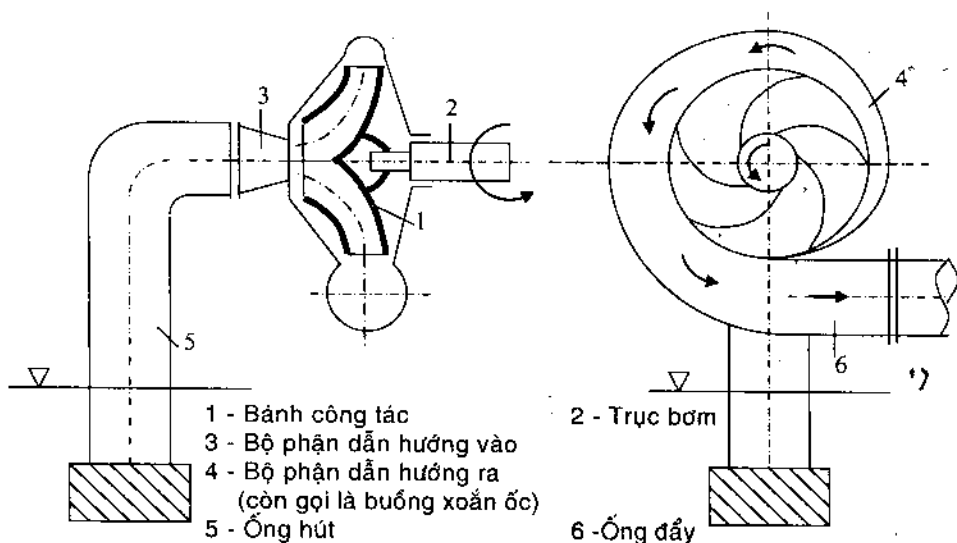
Vậy:
$$H_{1\infty} = H_{1\text{đđ}} + H_{1\text{stt}} \quad (3.9)$$

BƠM LY TÂM

Khái niệm chung

Ưu điểm cơ bản của bơm ly tâm:

- Bơm được nhiều loại chất lỏng như nước, dầu, nhiên liệu, hóa chất,... kể cả các hỗn hợp của chất lỏng và chất rắn.



Hình 3.5 – Sơ đồ kết cấu của bơm ly tâm.

- Phạm vi sử dụng lớn và năng suất cao, cụ thể:
 - Cột áp H từ 10 m H_2O đến hàng ngàn m H_2O
 - Lưu lượng Q 2 ÷ 70.000 m³/h
 - Công suất 1 ÷ 6000 kW
 - Số vòng quay 730 ÷ 6000 v/ph.
- Kết cấu nhỏ gọn, chắc chắn, làm việc tin cậy.
- Hiệu suất η của bơm tương đối cao so với các loại bơm khác: $\eta = 0,65 \div 0,90$.
- Chỉ tiêu kinh tế tốt (giá thành tương đối rẻ).

Sơ đồ kết cấu của bơm ly tâm đơn giản biểu thị trên Hình 3.5

Trước khi cho bơm làm việc cần phải làm cho thân bơm trong đó có bánh công tác và ống hút được điền đầy chất lỏng, được gọi là *quá trình mồi bơm*.

Quá trình làm việc

Khi bơm làm việc, bánh công tác quay, các phần tử chất lỏng trong bánh công tác dưới ảnh hưởng của lực ly tâm bị dồn từ trong ra ngoài chuyển động theo các máng dẫn và đi vào ống đẩy với áp suất cao hơn, đó là quá trình đẩy của bơm. Đồng thời ở cửa vào của bánh công tác xuất hiện một vùng có áp suất chân không, và dưới tác dụng của áp suất ở bể chứa lớn hơn áp suất ở cửa vào của bơm, chất lỏng ở bể hút liên tục bị hút vào bơm theo ống hút. Đó là quá trình hút của

bơm. Quá trình hút và đẩy của bơm là các quá trình liên tục, tạo nên dòng chảy liên tục qua bơm.

Bộ phận dẫn hướng ra, có dạng xoắn ốc nên được gọi là buồng xoắn ốc, là để dẫn chất lỏng từ bánh công tác ra ống đẩy được điều hòa, ổn định và còn có tác dụng biến một phần động năng của dòng chất lỏng thành áp năng cần thiết.

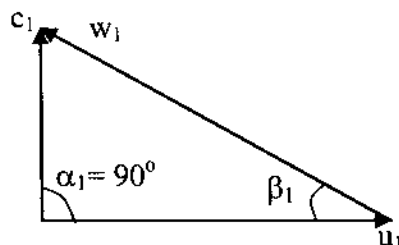
Phương trình làm việc của bơm ly tâm

a- Phương trình cơ bản của bơm ly tâm (phương trình cột áp)

Bơm ly tâm là một dạng của bơm cánh dẫn, từ phương trình cơ bản của máy thủy lực cánh dẫn, áp dụng cho bơm cánh dẫn:

$$H_{\infty} = \frac{(u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u})}{g} \quad (3.10)$$

Trong các bơm ly tâm hiện đại, đa số các bánh công tác có kết cấu cửa vào hoặc bộ phận dẫn hướng vào sao cho dòng chất lỏng ở cửa vào của máng dẫn chuyển động theo hướng kính, nghĩa là $\vec{c}$ vuông góc với $\vec{u}$, $\alpha_1 = 90^\circ$, để cột áp của bơm có lợi nhất ($c_{1u} = 0$). Tam giác vận tốc ở cửa vào là tam giác vuông:



Hình 3.6 – Tam giác vận tốc ở cửa vào của bánh công tác

Khi đó phương trình cơ bản của bơm ly tâm có dạng:

$$H_{\infty} = \frac{u_2 c_{2u}}{g} \quad (3.11)$$

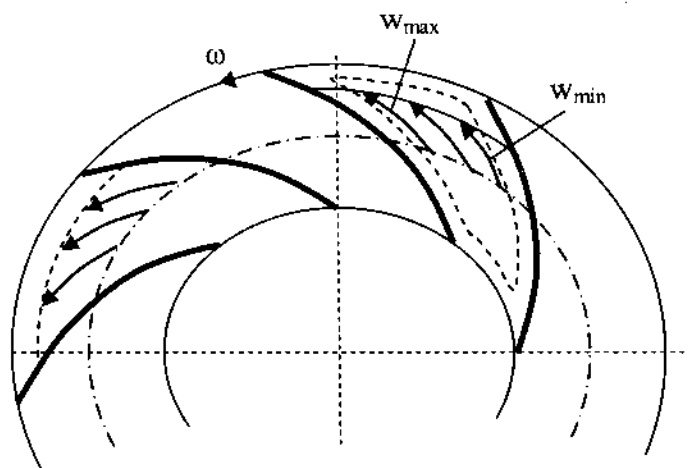
b- Cột áp thực tế

Như đã biết, phương trình cơ bản của bơm ly tâm được lập từ điều kiện giả thiết lý thuyết:

- Cánh dẫn nhiều vô hạn và mỏng vô cùng
- Chất lỏng là lý tưởng.

Với giả thiết thứ nhất, vận tốc phân bố đều trên các mặt cắt của dòng chảy qua các máng dẫn. Với giả thiết thứ hai, bỏ qua tổn thất của dòng chảy trong các máng dẫn. Do đó, cột áp tính theo phương trình cơ bản được gọi là cột áp lý thuyết ứng với số cánh dẫn nhiều vô hạn ($H_{1\infty}$).

Thực tế, cánh dẫn có chiều dày nhất định, $2 \div 20$ mm, và số cánh dẫn hữu hạn, $6 \div 12$ cánh, gây nên sự phân bố vận tốc không đều trên các mặt cắt của dòng chảy, tạo ra các dòng xoáy và các dòng quẩn trong máng dẫn. Điều này thể hiện trên Hình 3.7.



Hình 3.7 – Phân bố vận tốc trong máng dẫn

Mặt khác, chất lỏng có độ nhớt do đó gây ra tổn thất trong dòng chảy. Vì vậy cột áp thực tế nhỏ hơn cột áp $H_{1\infty}$.

Cột áp thực tế của bơm ly tâm H được tính theo công thức sau:

$$H = \varepsilon_z \cdot \eta_H \cdot H_{1\infty} \quad (3.12)$$

ε_z – hệ số kể tới ảnh hưởng của số cánh dẫn hữu hạn đến cột áp, được gọi là hệ số cột áp; bằng lý thuyết về dòng xoáy và thực nghiệm, năm 1931 viện sĩ Prôtskua đã xác định ε_z đối với bơm ly tâm theo công thức sau:

$$\varepsilon_z = 1 - \frac{\pi}{Z} \sin \beta_2 \quad (3.13)$$

Z – số cánh dẫn của bánh công tác.

Với Z và β_2 thông thường, trị số trung bình của hệ số cột áp $\varepsilon_z \approx 0,8$.

η_H – hệ số kể tới tổn thất năng lượng của dòng chất lỏng chuyển động qua bánh công tác, phụ thuộc vào nhiều yếu tố như kích thước, kết cấu của bánh công tác và bộ phận hướng dòng..., được gọi là hiệu suất cột áp của bánh công tác.

Với bơm ly tâm: $\eta_H = 0,7 \div 0,9$.

Nếu xét ảnh hưởng của số cánh dẫn hữu hạn đến cột áp, cột áp lý thuyết ứng với số cánh dẫn hữu hạn là:

$$H_l = \varepsilon_Z \cdot H_{\infty} \quad (3.14)$$

Cột áp thực tế của bơm ly tâm là:

$$H = \varepsilon_Z \cdot \eta_H \cdot \frac{u_2 c_{2u}}{g} \quad (3.15)$$

Đối với bơm có kết cấu và số vòng quay thông thường thì:

$$\varepsilon_Z \cdot \eta_H \cdot c_{2u} = \varepsilon_Z \cdot \eta_H \cdot c_2 \cos \alpha_2 \approx \psi \cdot \left(\frac{u_2}{2} \right)$$

Trong tính toán gần đúng, có thể xác định cột áp thực tế của bơm ly tâm theo biểu thức:

$$H = \frac{\psi \cdot u_2^2}{2g} \quad (3.16)$$

ψ - hệ số cột áp thực tế.

Ảnh hưởng của kết cấu cánh đến cột áp của bơm ly tâm

Hình dạng bố trí kết cấu của cánh dẫn chủ yếu phụ thuộc vào góc β_1 và β_2 tức là góc vào và ra của cánh dẫn. Dưới đây sẽ xét ảnh hưởng của các góc này đến cột áp của bơm ly tâm.

a- Ảnh hưởng của góc β_1

Góc vào β_1 (góc bố trí cánh dẫn) cũng là góc biểu thị phương của vận tốc tương đối ở cửa vào của bánh công tác. Trường hợp có lợi nhất về cột áp của bơm, tam giác vận tốc ở cửa vào phải là tam giác vuông có $\alpha_1 = 90^\circ$. Từ Hình 3.6, β_1 chỉ phụ thuộc vào u_1 và c_1 , do đó:

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{c_1}{u_1} \quad (3.17)$$

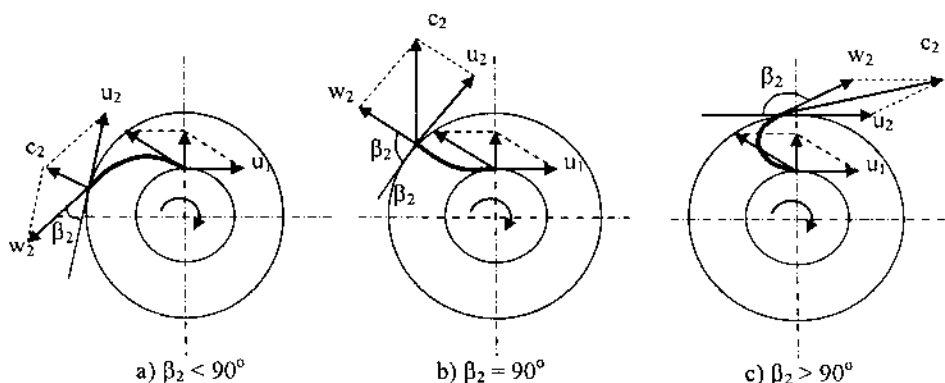
Theo phương trình cơ bản của bơm ly tâm $H_{\infty} = \frac{u_2 c_{2u}}{g}$, góc β_1 không ảnh hưởng trực tiếp đến cột áp của bơm ly tâm. Nhưng nếu β_1

không thích hợp sẽ gây ra va đập dòng chảy với cánh dẫn ở cửa vào bánh công tác, ảnh hưởng xấu đến hiệu suất và cột áp của bơm.

Trong thực tế thường chọn $\beta_1 = 15^\circ \div 30^\circ$.

b- Ảnh hưởng của góc β_2

Lý thuyết và thực nghiệm chứng tỏ rằng trị số của β_2 có ảnh hưởng trực tiếp đến phương và giá trị của các thành phần vận tốc của dòng chảy trong máng dẫn, do đó có ảnh hưởng quyết định đến cột áp toàn phần H và các cột áp thành phần H_t và H_d của bơm. Vì vậy đối với bánh công tác bơm ly tâm, góc β_2 có ý nghĩa đặc biệt quan trọng.



Hình 3.8 – Các cách bố trí cánh dẫn

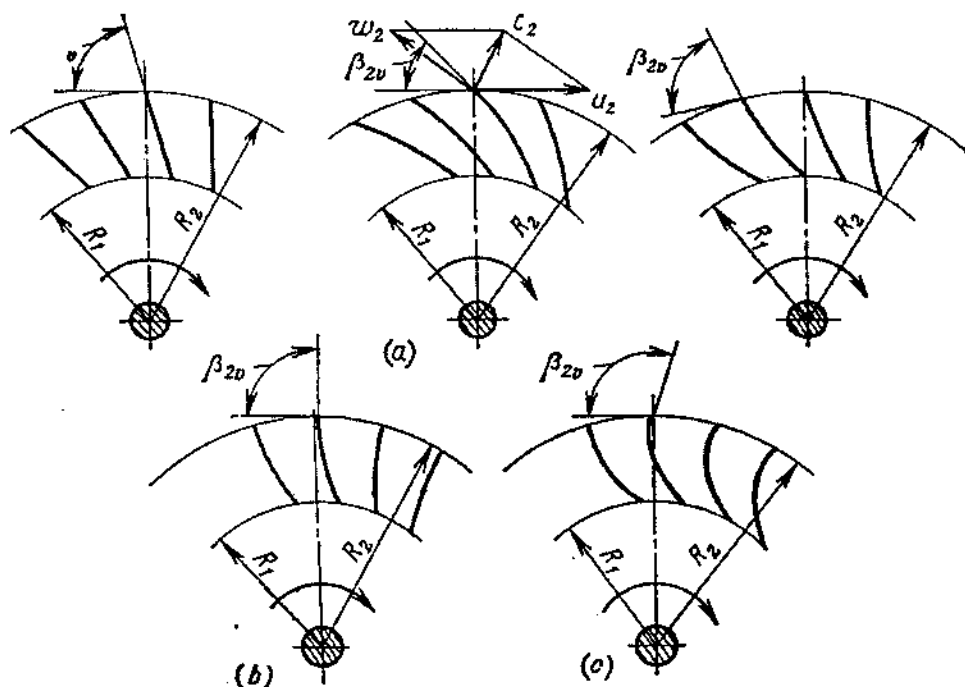
Tùy theo trị số của β_2 , bánh công tác có ba cách bố trí cánh dẫn:

- $\beta_2 < 90^\circ$: cánh dẫn cong về phía sau (so với u) – được gọi là bánh công tác có cánh dẫn ngoặt sau (a) – loại a thường gặp ở bơm để bơm các chất lỏng như nước, dầu,...
- $\beta_2 = 90^\circ$: cánh dẫn hướng kính ở cửa ra – được gọi là bánh công tác có cánh dẫn hướng kính (b).
- $\beta_2 > 90^\circ$: cánh dẫn cong về phía trước – được gọi là bánh công tác có cánh dẫn ngoặt trước (c) – loại b, c thường gặp ở quạt và máy nén để bơm các chất khí.

Ngoài ra, trong thực tế hình dạng cánh dẫn của bánh công tác rất đa dạng, Hình 3.9 biểu diễn một số loại cánh dẫn có góc ra β_2 khác nhau:

Để hiểu rõ vai trò của β_2 đối với cột áp của bơm, có thể xét ba bánh công tác ly tâm có:

- Kích thước như nhau.
- Góc vào β_1 như nhau.



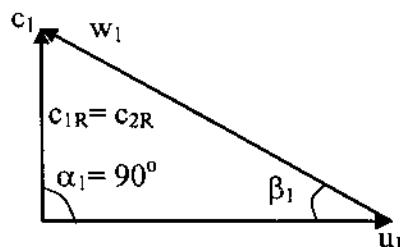
Hình 3.9 – Hình dạng cánh dẫn của bánh công tác

- Số vòng quay làm việc như nhau.
- Góc ra β_2 khác nhau.

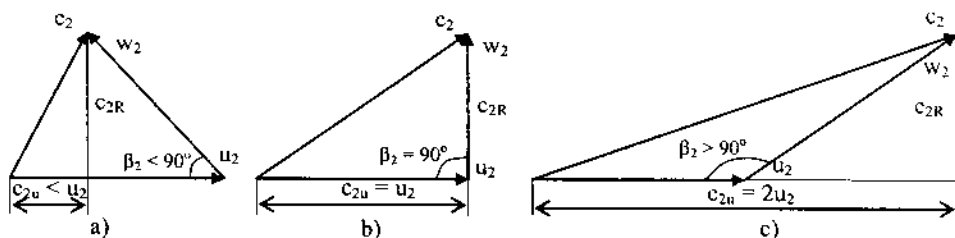
Khảo sát cột áp do từng loại bánh công tác tạo nên với các kiểu cánh dẫn nói trên. Khi vẽ các tam giác vận tốc cho các kiểu bánh công tác này, cần chú ý:

- Các bánh công tác có β_1 , kích thước cửa vào, lưu lượng và số vòng quay làm việc như nhau nên có tam giác vận tốc ở cửa vào như nhau.
- Các bánh công tác có đường kính ngoài D_2 và vòng quay làm việc như nhau nên chúng có vận tốc vòng u_2 bằng nhau.

Các tam giác vận tốc:



Hình 3.10 – Tam giác vận tốc ở cửa vào



Hình 3.11 – Tam giác vận tốc ở cửa ra

Từ phương trình cơ bản của bơm ly tâm $H_{l\infty} = \frac{u_2 c_{2u}}{g}$, có thể nhận thấy trong cả 3 trường hợp có u_2 như nhau nên $H_{l\infty}$ chỉ phụ thuộc vào c_{2u} . Xét sự thay đổi cột áp $H_{l\infty}$ trong cả 3 trường hợp trên.

Khi $\beta_2 < 90^\circ$

Từ tam giác vận tốc biểu thị trên Hình a:

$$c_{2u} = u_2 - c_{2R} \cot g \beta_2 \quad (3.18)$$

Thay vào phương trình cơ bản (3.11):

$$H_{l\infty} = \frac{u_2^2 - u_2 c_{2R} \cot g \beta_2}{g} \quad (3.19)$$

Khi $c_{2u} = u_2 - c_{2R} \cot g \beta_2 = 0$ tức là:

$$\cot g \beta_2 = \frac{u_2}{c_{2R}} \text{ hoặc } \beta_2 = \arctg \frac{c_{2R}}{u_2}$$

thì $H_{l\infty} = 0$ nghĩa là bơm làm việc không có cột áp.

Vậy muốn bơm làm việc tạo được cột áp thì cánh dẫn của bánh công tác phải có $\beta_2 > \beta_{2\min} = \arctg \frac{c_{2R}}{u_2}$, do đó $H_{l\infty}$ tăng theo tỷ lệ thuận với β_2 .

Khi $\beta_2 = 90^\circ$

Lúc này tam giác vận tốc ở cửa ra là tam giác vuông được biểu thị trên Hình b, nên $c_{2u} = u_2$, do đó:

$$H_{l\infty} = \frac{u_2 \cdot c_{2u}}{g} = \frac{u_2^2}{g}$$

Thường trong bơm ly tâm trị số của c_R thay đổi rất ít từ cửa vào đến cửa ra của bánh công tác, do đó:

$$c_{2R} = c_{1R} = c_1$$

Khi đó cột áp động là:

$$H_{\text{động}} = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} = \frac{c_2^2 - c_{2R}^2}{2g}$$

Từ Hình b, $c_2^2 - c_{2R}^2 = u_2^2$, nên:

$$H_{\text{động}} = \frac{u_2^2}{2g} \quad (3.20)$$

Cột áp tĩnh là: $H_{\text{tĩnh}} = H_{\text{tổng}} - H_{\text{động}}$, do đó:

$$H_{\text{tĩnh}} = \frac{u_2^2}{g} - \frac{u_2^2}{2g} = \frac{u_2^2}{2g}$$

$$\text{Tức là: } H_{\text{động}} = H_{\text{tĩnh}} = \frac{H_{\text{tổng}}}{2} = \frac{u_2^2}{2g} \quad (3.21)$$

Tiếp tục tăng β_2 :

Khi $\beta_2 > 90^\circ$

Theo Hình c, $c_{2u} > u_2$. Khảo sát trường hợp $c_{2u} = 2u_2$, lúc đó:

$$H_{\text{tổng}} = \frac{u_2 \cdot c_{2u}}{g} = \frac{u_2 (2u_2)}{g} = \frac{2u_2^2}{g}$$

Như vậy $H_{\text{tổng}} = H_{\text{động}}$ và do đó $H_{\text{tĩnh}} = 0$ tức là không có cột áp tĩnh.

Nếu tiếp tục tăng β_2 thì $c_{2u} > 2u_2$ lúc đó $H_{\text{động}} > H_{\text{tổng}}$ tức là cột áp động lớn hơn cột áp toàn phần, hay nói cách khác cột áp tĩnh có trị số âm.

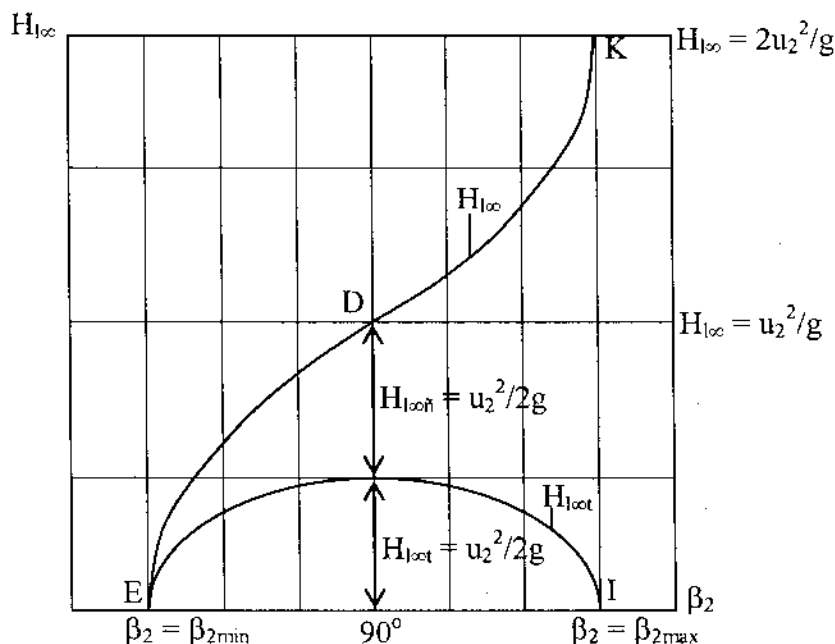
Trong thực tế, bơm không thể làm việc được với $H_{\text{tĩnh}} \leq 0$ vì khi đó bơm không có khả năng đẩy chất lỏng. Vậy muốn cho bơm làm việc được thì góc ra β_2 của cánh dẫn trong bánh công tác không được lớn quá một giá trị giới hạn nào đó, tức là:

$$\beta_2 \leq \beta_{2\text{max}}$$

Vậy để cho bơm làm việc được thì trị số của góc β_2 phải thỏa mãn điều kiện:

$$\beta_{2\text{min}} < \beta_2 < \beta_{2\text{max}} \quad (3.22)$$

Quan hệ giữa cột áp lý thuyết của bơm và trị số của góc β_2 được biểu thị trên Hình 4.12.



Hình 3.12 - Quan hệ giữa cột áp lý thuyết của bơm và trị số của góc β_2

Đường EK chỉ sự thay đổi cột áp toàn phần theo phương trình:

$$H_{l\infty} = \frac{u_2^2 - u_2 c_{2R} \cot g \beta_2}{g} \quad (3.23)$$

Đường EI chỉ sự thay đổi của cột áp tĩnh theo phương trình:

$$H_{l\infty t} = \frac{u_2^2}{2g} - \frac{(c_{2R} \cot g \beta_2)^2}{2g} \quad (3.24)$$

Qua đồ thị có thể nhận thấy, góc β_2 càng lớn thì cột áp lý thuyết của bơm càng lớn, bơm có khả năng truyền cơ năng cho chất lỏng càng nhiều. Nhưng trong kỹ thuật cần giải quyết sao cho cơ năng mà bơm truyền cho chất lỏng là có lợi nhất, nghĩa là có hiệu quả cao nhất và đáp ứng được các yêu cầu làm việc khác nhau về cột áp động và cột áp tĩnh. β_2 , về nguyên tắc, được chọn theo yêu cầu làm việc của bơm.

Bơm ly tâm làm việc trong phạm vi:

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

$$H_{l\infty d} = (0,2 \div 0,3) H_{l\infty}$$

Ứng với $\beta_2 = 15^\circ \div 30^\circ$.

Trường hợp đặc biệt, $\beta_2 = 50^\circ$.

Lưu lượng và hiệu suất lưu lượng

Lưu lượng chất lỏng chảy qua bánh công tác của máy thủy lực cánh dẫn nối chung và bơm ly tâm nối riêng được xác định theo công thức:

$$Q_1 = c_R \cdot \pi \cdot D \cdot b \quad (3.25)$$

b – chiều rộng máng dẫn ứng với đường kính D của bánh công tác (thường là tại cửa ra).

D – đường kính D của bánh công tác.

c_R – hình chiếu vận tốc tuyệt đối lên phương vuông góc với u .

Lưu lượng qua bánh công tác xem như lưu lượng lý thuyết Q_1 của bơm. Lưu lượng thực tế Q qua ống dẫn nhỏ hơn Q_1 vì không phải tất cả chất lỏng sau khi ra khỏi bánh công tác đều đi vào ống dẫn, mà có một phần nhỏ ΔQ chảy trở về cửa vào bánh công tác hoặc rò rỉ ra ngoài qua các khe hở của các bộ phận lót kín “A” và “B” được biểu thị trên Hình 3.13.

Vậy: $Q_1 = Q + \Delta Q$

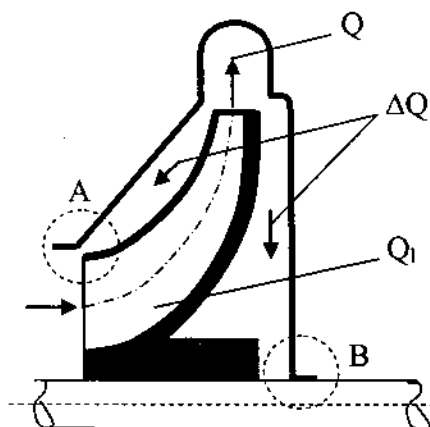
Để đánh giá tổn thất lưu lượng của bơm, có thể dùng hiệu suất lưu lượng η_Q :

$$\eta_Q = \frac{Q}{Q_1} = \frac{Q}{Q + \Delta Q} \quad (3.26)$$

$\eta_Q < 1$ – phụ thuộc vào kết cấu và chất lượng làm việc của các bộ phận lót kín. Thường đối với bơm ly tâm:

$$\eta_Q = 0,95 + 0,98$$

Bơm có lưu lượng càng lớn thì η_Q càng cao.



Hình 3.13 – Lưu lượng chất lỏng trong bánh công tác

Đường đặc tính của bơm ly tâm

Các thông số của bơm như H , Q , N , η thay đổi theo các chế độ làm việc của bơm với số vòng quay n không đổi hoặc thay đổi.

Các quan hệ $H = f(Q)$, $N = f(Q)$, $\eta = f(Q)$ biểu thị đặc tính làm việc của bơm, được biểu diễn dưới dạng giải tích theo phương trình đặc tính, dưới dạng đồ thị được gọi là *đường đặc tính* của bơm.

Các đường đặc tính ứng với số vòng quay làm việc không đổi ($n = \text{const}$) được gọi là *đường đặc tính làm việc*, ứng với nhiều số vòng quay (n biến thiên) được gọi là *đường đặc tính tổng hợp*.

Trong 3 đường đặc tính nêu trên, quan trọng nhất là đường đặc tính cột áp $H = f(Q)$, cho biết khả năng làm việc của bơm nên được gọi là *đường đặc tính cơ bản*.

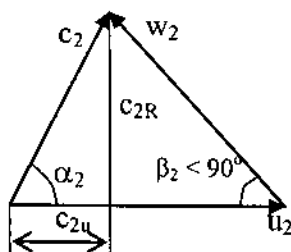
Từ đường $H = f(Q)$ ta có thể suy ra $N = f(Q)$ và $\eta = f(Q)$.

a- Đường đặc tính lý thuyết

Từ phương trình cơ bản có thể xây dựng đường đặc tính lý thuyết của bơm ly tâm.

Theo công thức (3.11): $H_{\infty} = \frac{u_2 c_{2u}}{g}$

Từ tam giác vận tốc ở cửa ra:



Hình 3.14 – Tam giác vận tốc ở cửa ra

Trong đó: $c_{2u} = u_2 - c_{2R} \cot g \beta_2$

Mặt khác, từ công thức lưu lượng lý thuyết (4.16), có thể suy ra:

$$c_R = \frac{Q_1}{\pi D_2 b_2}$$

Thay các biểu thức trên vào công thức cột áp lý thuyết:

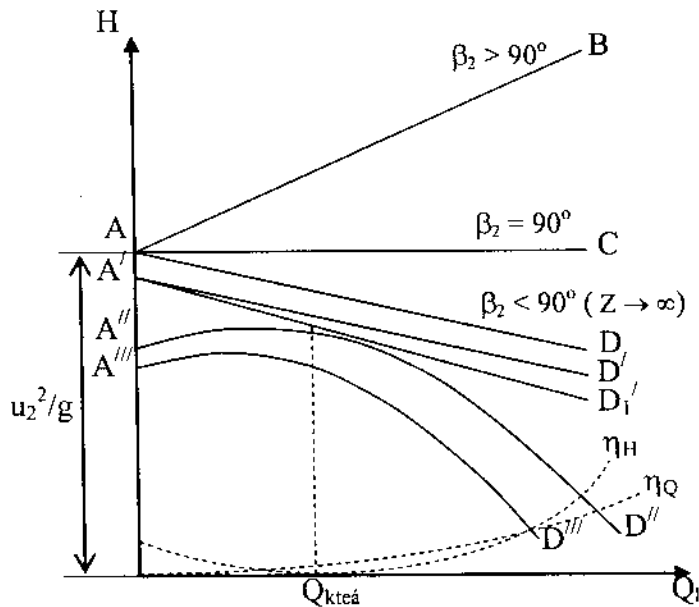
$$H_{\infty} = \frac{u_2^2 - u_2 c_{2R} \cot g \beta_2}{g} = \frac{u_2^2}{g} - \frac{u_2 \cdot \cot g \beta_2}{D_2 \cdot b_2 \cdot g \cdot n} \cdot Q_1$$

Đối với bơm cho trước, u_2 , b_2 , D_2 là những đại lượng không đổi, nên phương trình đường đặc tính cơ bản lý thuyết có dạng:

$$H_{l\infty} = a - b \cdot \cotg \beta_2 \cdot Q_1 \quad (3.27)$$

a , b – là những hằng số dương.

Đường biểu diễn phương trình này được gọi là đường đặc tính cơ bản lý thuyết. Đó là đường không đi qua gốc tọa độ, có hệ số góc tùy thuộc vào trị số góc ra của cánh dẫn β_2 . Trong trường hợp tổng quát đối với máy thủy lực, có ba dạng đường đặc tính lý thuyết (Hình 3.15).



Hình 3.15 – Đường đặc tính lý thuyết và đường đặc tính tính toán

- Nếu $\beta_2 < 90^\circ$, $\cotg \beta_2 > 0$, đường AD.
- Nếu $\beta_2 = 90^\circ$, $\cotg \beta_2 = 0$, đường AC.
- Nếu $\beta_2 > 90^\circ$, $\cotg \beta_2 < 0$, đường AB.

Đối với bơm ly tâm, $\beta_2 < 90^\circ$, do đó đường đặc tính của bơm ly tâm là đường nghịch biến bậc nhất AD. Đây là đường đặc tính cơ bản lý thuyết của bơm ly tâm khi chưa xét số cánh dẫn hữu hạn và tổn thất.

- Nếu xét số cánh dẫn hữu hạn, đường đặc tính trở thành đường A'D', có dạng:

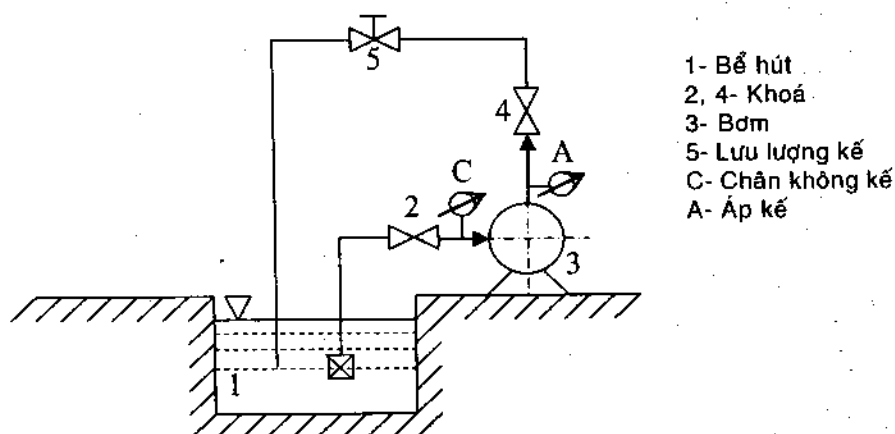
$$H_l = \varepsilon_z \cdot H_{l\infty}$$

Trong đó $\varepsilon_z < 1$ - là hệ số về số cánh dẫn hữu hạn.

- Nếu xét tổn thất lưu lượng η_Q , đường đặc tính trở thành đường $A'D_1'$.
- Nếu xét các loại tổn thất thủy lực của dòng chất lỏng qua bánh công tác, các loại tổn thất thủy lực này đều tỷ lệ với bình phương của vận tốc, cũng là bình phương của lưu lượng, đường đặc tính trở thành đường cong bậc hai $A''D''$:
 - + Khi $Q = Q_{kt}$ (ứng với lưu lượng thích hợp nhất) thì h_w có giá trị nhỏ nhất ($h_w \gg 0$): $\eta_H = 1$.
 - + Khi $Q > Q_{kt}$ hoặc $Q < Q_{kt}$, tổn thất h_w đều tăng.
- Nếu xét tổn thất cơ khí, đường đặc tính dịch về phía trái và thấp hơn $A''D''$ một chút, đó là đường $A'''D'''$ - Đây chính là đường đặc tính cơ bản tính toán của bơm ly tâm.

b- Đường đặc tính thực nghiệm

Việc xây dựng đường đặc tính tính toán rất phức tạp và khó khăn, bởi vậy trong kỹ thuật thường xây dựng các đường đặc tính bằng các số liệu đo được khi khảo nghiệm trên các máy cụ thể - đó là đường đặc tính thực nghiệm.

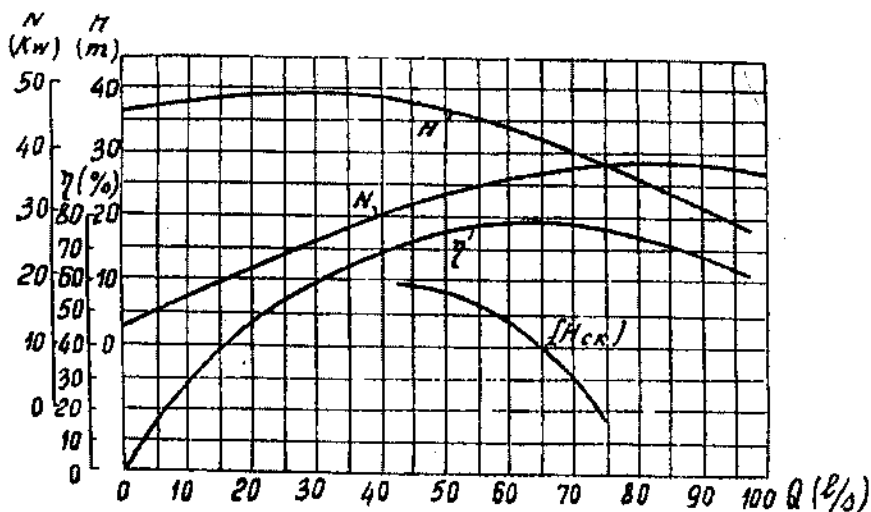


Hình 3.16 - Sơ đồ hệ thống thí nghiệm bơm ly tâm

Sơ đồ hệ thống thí nghiệm bơm ly tâm biểu thị trên Hình 3.16.

Muốn xây dựng được các đường đặc tính thực nghiệm của bơm ly tâm thì phải cho bơm làm việc trong hệ thống thí nghiệm (Hình 3.16).

Trình tự tiến hành thí nghiệm để xây dựng đường đặc tính gồm các bước:



Hình 3.17 - Đường đặc tính thực nghiệm

1. Mở khóa 2 ở ống hút và cho bơm làm việc cho đến khi số vòng quay của trục bơm đạt tới trị số yêu cầu, trong khi đó khóa 4 ở ống đẩy vẫn đóng ($Q = 0$). Từ các trị số đo được lúc này ở áp kế A và chân không kế C, suy ra cột áp H của bơm ở chế độ “không tải”.
2. Mở dần khóa 4 ở ống đẩy để tăng lưu lượng của bơm cho đến khi đạt tới trị số cực đại. Trong quá trình thay đổi lưu lượng, số vòng quay làm việc không đổi. Tại mỗi vị trí mở của khóa 4, sẽ đo được các số liệu thí nghiệm của bơm và động cơ điện để tính lưu lượng Q, cột áp H, và công suất của động cơ điện N_{dc} .

Tại mỗi điểm làm việc sẽ tính được công suất thủy lực của bơm. So sánh công suất thủy lực và công suất đo được trên trục của bơm có thể suy ra hiệu suất của bơm.

Như vậy, từ các số liệu thí nghiệm, có thể xây dựng được các đường đặc tính thực nghiệm của bơm ly tâm H-Q, N-Q, η -Q. Các đường đặc tính thực nghiệm của bơm về hình dạng nói chung cũng tương tự đường đặc tính tính toán, nhưng không trùng nhau (do có một số loại tổn thất mà trong khi tính toán không thể đánh giá hết).

Đối với bơm ly tâm, ngoài 3 đường đặc tính trên còn có đường biểu diễn quan hệ cột áp chân không cho phép với lưu lượng [$H_{ck} = f(Q)$].

Đường đặc tính thực nghiệm có dạng như trên Hình 3.17.

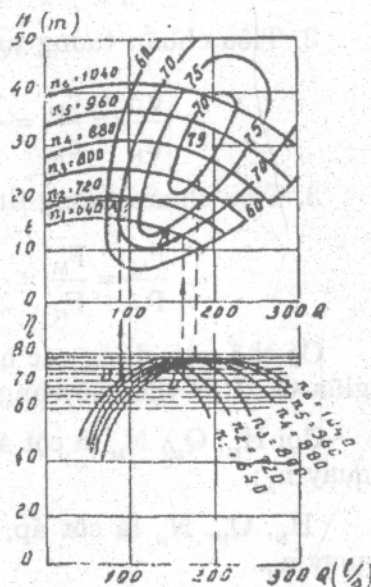
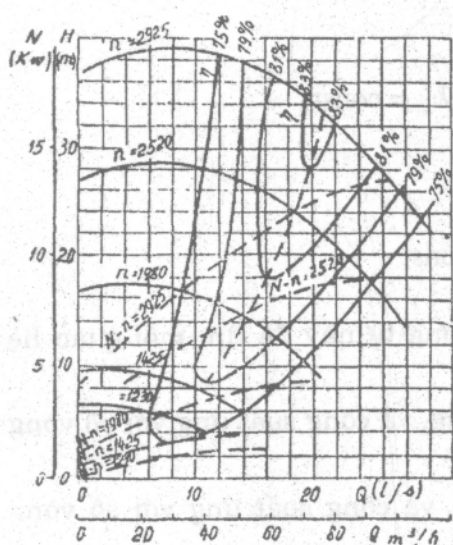
Công dụng của đường đặc tính làm việc của bơm:

- Các đường đặc tính H-Q, η -Q, N-Q cho phép xác định khu vực làm việc có lợi nhất ứng với hiệu suất cao nhất [η_{max} hoặc $\eta = (\eta_{max} - 7\%)$].

- Qua hình dạng của đường đặc tính có thể biết tính năng làm việc của bơm để sử dụng bơm một cách hợp lý.
- Đường đặc tính $[H_{CK}] = f(Q)$ để tính toán ống hút và xác định vị trí đặt bơm một cách hợp lý.

c- Đường đặc tính tổng hợp

Mỗi đường đặc tính làm việc được xây dựng với một số vòng quay làm việc không đổi của bơm. Nếu thay đổi tốc độ làm việc (vòng/phút) thì đường đặc tính làm việc cũng thay đổi theo. Để biết nhanh sự thay đổi các thông số Q , H , N , η của bơm khi n thay đổi, cần xây dựng đường đặc tính tổng hợp.



Hình 3.18 - Đường đặc tính tổng hợp của bơm

Đường đặc tính tổng hợp của bơm là đường biểu diễn các quan hệ Q - H , N - H với các số vòng quay làm việc khác nhau, trên đó các điểm làm việc cùng hiệu suất được nối với nhau thành những đường cong gọi là đường cùng hiệu suất (đường đẳng hiệu suất).

Ứng dụng đồng dạng trong bơm ly tâm

Khi số vòng quay làm việc n của bơm thay đổi, các thông số làm việc khác của bơm cũng thay đổi theo.

Thực nghiệm chứng tỏ rằng, khi bơm ly tâm với số vòng quay thay đổi ít (dưới 50% so với số vòng quay định mức) thì hiệu suất của bơm thay đổi tương đối ít, có thể xem như không đổi $\eta = \text{const}$. Mặt khác các tam giác vận tốc đều tỷ lệ với số vòng quay, nên các

tam giác vận tốc sẽ đồng dạng với nhau. Do đó các chế độ làm việc khác nhau của bơm trong trường hợp này xem như các trường hợp tương tự.

Theo lý thuyết về tương tự, hai chế độ làm việc gọi là tương tự nhau khi chúng thoả mãn 3 điều kiện tương tự:

Xét một máy mô hình và một máy nguyên hình, ký hiệu: chỉ số M - mô hình, N - nguyên hình.

1. Tiêu chuẩn tương tự hình học:

$$\frac{D_M}{D_N} = \frac{b_M}{b_N} = \dots = \lambda_L = \text{const}$$

2. Tiêu chuẩn tương tự động học:

$$\frac{u_M}{u_N} = \frac{c_M}{c_N} = \frac{w_M}{w_N} = \dots = \lambda_v = \text{const}$$

3. Tiêu chuẩn tương tự động lực:

$$\frac{P_M}{P_N} = \frac{F_M}{F_N} = \dots = \lambda_F = \text{const}$$

Có thể vận dụng các quan hệ tương tự này để tìm mối quan hệ giữa Q, H, N theo số vòng quay n.

Gọi H_M , Q_M , N_M là cột áp, lưu lượng, và công suất ứng với số vòng quay n_M ;

H_N , Q_N , N_N là cột áp, lưu lượng, và công suất ứng với số vòng quay n_N .

a - Phương trình đồng dạng lưu lượng

Phương trình lưu lượng của bơm ly tâm:

$$Q = c_R \cdot \pi \cdot D \cdot b$$

Theo kết cấu của bánh công tác, b tỷ lệ với D, nên có thể viết:

$$b = k_1 \cdot D$$

k_1 - hệ số tỷ lệ

c_R cũng tỷ lệ với vận tốc u, nên:

$$c_R = \varphi \cdot u = \varphi \cdot \frac{\pi}{60} \cdot D \cdot n$$

φ - hệ số tỷ lệ

Thay vào biểu thức của Q:

$$Q = \varphi \cdot k_1 \cdot \frac{\pi^2 \cdot D^3}{60} \cdot n \quad \text{hay} \quad \frac{Q}{D^3 \cdot n} = \frac{\pi^2}{60} \cdot \varphi \cdot k_1 = \varphi \cdot k$$

Khi có tương tự hình học thì $k = \text{const}$, có tương tự động học thì $\varphi = \text{const}$, do đó:

$$\frac{Q}{D^3 \cdot n} = \text{const} \quad \text{hay:} \quad \frac{Q_M}{Q_N} = \left(\frac{D_M}{D_N} \right)^3 \cdot \frac{n_M}{n_N}$$

$$\frac{D_M}{D_N} = \lambda_L - \text{là tiêu chuẩn tương tự hình học}$$

$$\text{Lúc đó:} \quad \frac{Q_M}{Q_N} = (\lambda_L)^3 \cdot \frac{n_M}{n_N} \quad (3.28)$$

Khi tính cho các chế độ làm việc của cùng một bơm thì $\lambda_L = 1$, phương trình có dạng:

$$\frac{Q_M}{Q_N} = \frac{n_M}{n_N} \quad (3.29)$$

b- Phương trình đồng dạng cột áp

Từ phương trình cơ bản của bơm ly tâm:

$$H_{\infty} = \frac{u_2 c_{2u}}{g} = \frac{1}{g} \cdot u_2^2 \cdot \frac{c_{2u}}{u_2} = \frac{1}{g} \left(\frac{\pi}{60} \right)^2 D^2 n^2 \frac{c_{2u}}{u_2}$$

$$\text{hay:} \quad \frac{H_{\infty}}{D^2 n^2} = \frac{1}{g} \left(\frac{\pi}{60} \right)^2 \frac{c_{2u}}{u_2} = \text{const}$$

$$\text{vì} \quad \left\{ \frac{u_M}{u_N} = \frac{c_M}{c_N} = \text{const} \Rightarrow \frac{c_M}{u_M} = \frac{c_N}{u_N} = \text{const} \Leftrightarrow \frac{c_{2u}}{u_2} = \text{const} \right\}$$

Như vậy:

$$\frac{H_{\infty M}}{H_{\infty N}} = \left(\frac{D_M}{D_N} \right)^2 \left(\frac{n_M}{n_N} \right)^2 = \lambda_L^2 \left(\frac{n_M}{n_N} \right)^2 \quad (3.30)$$

$$\text{Khi } \lambda_L = 1 \quad \frac{H_{\infty M}}{H_{\infty N}} = \left(\frac{n_M}{n_N} \right)^2 \quad (3.31)$$

c- Phương trình đồng dạng công suất

Từ công thức: $N = \gamma Q H_{\text{loc}}$

$$\text{Vậy: } \frac{N_M}{N_N} = \frac{\gamma_M}{\gamma_N} \frac{Q_M}{Q_N} \frac{H_{\text{loc}M}}{H_{\text{loc}N}} = \frac{\gamma_M}{\gamma_N} \left(\frac{D_M}{D_N} \right)^5 \left(\frac{n_M}{n_N} \right)^3 = \frac{\gamma_M}{\gamma_N} \cdot \lambda_L^5 \cdot \left(\frac{n_M}{n_N} \right)^3$$

Khi với cùng một chất lỏng làm việc:

$$\frac{N_M}{N_N} = \lambda_L^5 \cdot \left(\frac{n_M}{n_N} \right)^3 \quad (3.32)$$

$$\text{Khi } \lambda_L = 1 \quad \frac{N_M}{N_N} = \left(\frac{n_M}{n_N} \right)^3 \quad (3.33)$$

Trong thực tế, ngoài số vòng quay làm việc thay đổi còn có thể gặp trường hợp trọng lượng riêng γ của chất lỏng thay đổi, đường kính ngoài D của bánh công tác thay đổi. Để đáp ứng yêu cầu sử dụng, khi cần giảm cột áp và tăng lưu lượng so với định mức, có thể giảm bớt đường kính D (chỉ trong phạm vi 10%), và hiệu suất của bơm coi như không đổi. Có thể xem các chế độ làm việc của bơm trong trường hợp này là các chế độ làm việc tương tự.

Gọi Q_1, H_1, N_1 – là lưu lượng, cột áp, và công suất ứng với D', γ_1 và n_1

Q_2, H_2, N_2 – là lưu lượng, cột áp, và công suất ứng với D'', γ_2 và n_2 .

Quan hệ tương tự của bơm ly tâm được nêu trong bảng sau:

Các thông số	Khi γ thay đổi	Khi n thay đổi	Khi D thay đổi	Khi γ, n, D thay đổi
Lưu lượng Q	$Q_2 = Q_1$	$Q_2 = \frac{n_2}{n_1} Q_1$	$Q_2 = \left(\frac{D''}{D'} \right)^3 Q_1$	$Q_2 = \frac{n_2}{n_1} \left(\frac{D''}{D'} \right)^3 Q_1$
Cột áp H	$H_2 = \frac{\gamma_1}{\gamma_2} H_1$	$H_2 = \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^2 H_1$	$H_2 = \left(\frac{D''}{D'} \right)^2 H_1$	$H_2 = \frac{\gamma_1}{\gamma_2} \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^2 \left(\frac{D''}{D'} \right)^2 H_1$
Công suất N	$N_2 = \frac{\gamma_2}{\gamma_1} N_1$	$N_2 = \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^3 N_1$	$N_2 = \left(\frac{D''}{D'} \right)^3 N_1$	$N_2 = \frac{\gamma_2}{\gamma_1} \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^3 \left(\frac{D''}{D'} \right)^3 N_1$

Số vòng quay đặc trưng

Để đặc trưng cho một hệ thống, thường dùng một máy mẫu tượng trưng (máy mô hình). Quy định của máy bơm mô hình có các thông số sau:

$$H_s = 1 \text{ m cột chất lỏng}$$

$$Q_s = 0,075 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$N_s = 0,736 \text{ kW (tương đương 1 mã lực)}$$

$$\eta_s - \text{hiệu suất có lợi nhất}$$

$$n_s - \text{số vòng quay đặc trưng, v/ph.}$$

Mọi máy thủy lực được chế tạo đều phải tương tự với máy mô hình cùng hệ thống, các thông số làm việc của máy đó và của máy mô hình quan hệ với nhau theo luật tương tự:

$$\frac{Q_s}{Q} = (\lambda_L)^3 \cdot \frac{n_s}{n} \quad (1)$$

$$\frac{H_s}{H} = \lambda_L^2 \left(\frac{n_s}{n} \right)^2 \quad (2)$$

$$\frac{N_s}{N} = \lambda_L^5 \left(\frac{n_s}{n} \right)^3 \quad (3)$$

Kết hợp công thức (1) và (2), rút λ_L và cho bằng nhau, thu được công thức:

$$n_s = \frac{3,65 \cdot n \cdot Q^{\frac{1}{2}}}{H^{\frac{3}{4}}} \quad (3.34)$$

n – số vòng quay, v/ph

Q – lưu lượng, m^3/s

H – cột áp, m

Kết hợp công thức (2) và (3), rút λ_L tương tự như trên, thu được công thức:

$$n_s = \frac{1,167 \cdot n \cdot N^{\frac{1}{2}}}{H^{\frac{5}{4}}} \quad (3.35)$$

N – công suất, kW

Nếu n tính theo mã lực:

$$n_s = \frac{n \cdot N^{\frac{1}{2}}}{H^{\frac{3}{4}}} \quad (3.36)$$

Muốn biết máy thủy lực cánh dẫn thuộc hệ thống của máy mô hình tương ứng, cần dùng số vòng quay đặc trưng n_s tính theo các công thức nêu trên để phân biệt, nên n_s được gọi là số vòng quay đặc trưng.

Ví dụ: $n_s = 40 \div 80$ v/ph – bơm ly tâm tỷ tốc chậm $\frac{D_2}{D_0} = 3,5$

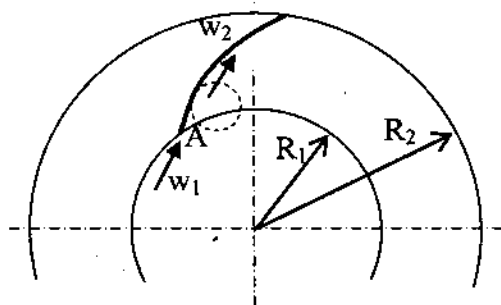
$n_s = 140 \div 300$ v/ph – bơm ly tâm tỷ tốc nhanh $\frac{D_2}{D_0} = 1,3 \div 1,1$

$n_s = 600 \div 1800$ v/ph – bơm hướng trục $\frac{D_2}{D_0} = 0,8 \div 0,6$

Hiện tượng xâm thực

Áp suất dòng chất lỏng chảy qua bơm luôn luôn thay đổi và không bằng nhau trong từng điểm riêng rẽ trên mặt cắt của dòng chảy.

Trong những bơm thông thường, áp suất nhỏ nhất là ở gần cửa vào của bánh công tác ở phía lõm của cánh dẫn, tức là ở vị trí vận tốc tương đối W và động năng tương ứng $W^2/2$ đạt được giá trị lớn nhất (vùng A trên Hình 3.19).



Hình 3.19 – Vùng xảy ra xâm thực

Nếu ở vùng A áp suất bằng hoặc nhỏ hơn áp suất hơi bão hòa của chất lỏng trong bơm, thì sẽ xuất hiện hiện tượng xâm thực. Hiện tượng này sẽ lan rộng ra các vùng lân cận của dòng chảy.

Ngoài sự hủy hoại kim loại, hiện tượng xâm thực còn có tác hại là khi máy làm việc khi có xâm thực, hiệu suất sẽ giảm một cách rõ rệt.

Bơm làm việc khi có xâm thực rất ồn, rung mạnh, và khi cường độ xâm thực lên cao sẽ xuất hiện sự va đập rất có hại cho bơm.

Biện pháp khắc phục

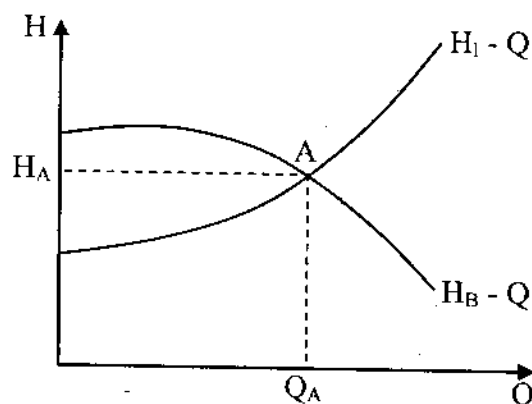
- Hạn chế vận tốc chất lỏng trong dòng chảy của bơm.
- Ứng dụng hình dáng tối ưu cho dòng chảy và cho mặt cắt của bánh công tác.
- Sử dụng bơm ở chế độ gần với chế độ đã tính toán trước.
- Một biện pháp quan trọng chống xâm thực cho bơm bất kỳ là cần có độ cao hút thích hợp, tại đó không xảy ra xâm thực, được gọi là độ cao hút cho phép (đã tính toán ở phần bơm cánh dẫn).

Kiểm tra bơm

1. Chọn bơm đúng yêu cầu kỹ thuật, dựa vào đường đặc tính của bơm, trong đó đặc biệt chú ý đường đặc tính cơ bản (H-Q).
2. Các thiết bị và đồng hồ đo áp suất, đo chân không, đo điện cần có đầy đủ. Cần lắp van một chiều ở ống hút và ống đẩy để dễ dàng khi môi và khởi động bơm.
3. Trước khi cho bơm làm việc phải môi bơm
4. Trước khi bơm khởi động phải kiểm tra dầu mỡ trong bơm và động cơ, các mối ghép bulông, hệ thống điện.
5. Khi khởi động bơm, cho động cơ quay ổn định rồi mới từ từ mở khóa ở ống đẩy (nhưng với bơm áp suất thấp thì ngược lại, mở khóa ở ống đẩy rồi mới khởi động; nếu không, động cơ khó khởi động và dễ bị quá tải).
6. Khi bơm làm việc, cần theo dõi đồng hồ đo, chú ý nghe tiếng máy để kịp thời phát hiện những bất thường và xử lý.
7. Khi chuẩn bị tắt máy, làm thứ tự động tác ngược với khi cho máy chạy: đóng van ở ống đẩy trước, tắt máy sau.
8. Khi bơm làm việc, chất lỏng không lên hoặc lên ít, cần dừng máy và kiểm tra lại:
 - Các van hoặc khóa ở ống đẩy và ống hút.
 - Lưới chắn rác bị lắp kín, hoặc miệng ống hút không ở đúng độ sâu cần thiết cách mặt thoáng của bể hút.
 - Bánh công tác quay ngược (bơm điện có thể bị đấu dây ngược pha).

Điều chỉnh chế độ làm việc của bơm

Điểm làm việc của bơm là giao điểm của hai đường đặc tính của bơm và của hệ thống trong cùng một hệ tọa độ.



Hình 3.20 – Điểm làm việc

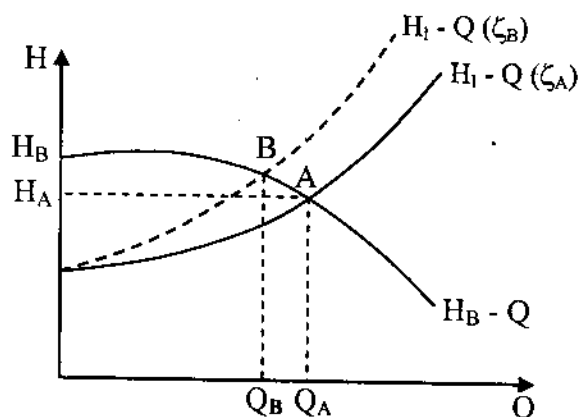
Quá trình thay đổi điểm làm việc của bơm theo yêu cầu được gọi là quá trình điều chỉnh.

Có hai phương pháp điều chỉnh:

a- Điều chỉnh bằng khóa

Điều chỉnh bằng khóa tạo nên sự thay đổi đường đặc tính lưới bằng cách điều chỉnh (đóng hoặc mở) khóa ở ống đẩy để thay đổi lưu lượng của hệ thống (không điều chỉnh ở ống hút vì dễ gây ra hiện tượng xâm thực).

- Khi mở khóa hoàn toàn, sẽ có điểm làm việc A (H_A, Q_A).



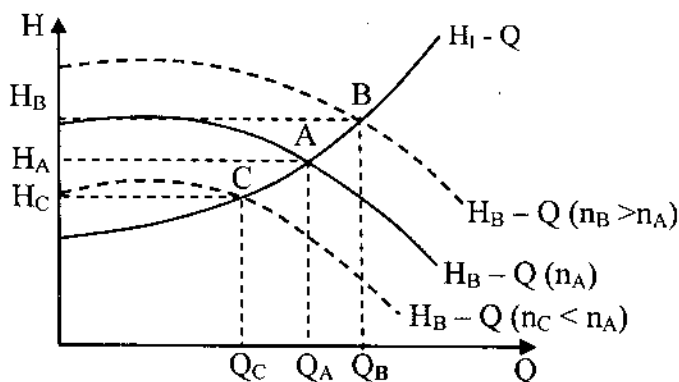
Hình 3.21 - Điều chỉnh bằng khóa

- Khi đóng bớt khóa lại thì tổn thất khoá sẽ tăng lên ($\zeta_A \Rightarrow \zeta_B$), lưu lượng của hệ thống giảm, nghĩa là đường đặc tính lưới sẽ thay đổi dốc hơn, trong khi đặc tính bơm không đổi. Do đó điểm làm việc từ A chuyển đến B (H_B, Q_B).

Phương pháp này đơn giản, thuận tiện nhưng không kinh tế vì gây thêm tổn thất.

b- Điều chỉnh bằng thay đổi số vòng quay của trục bơm

Nội dung của phương pháp này là thay đổi đường đặc tính riêng của bơm bằng cách thay đổi số vòng quay của trục bơm.



Hình 3.22 - Điều chỉnh bằng thay đổi số vòng quay

Điểm làm việc $A(H_A, Q_A)$ ứng với số vòng quay làm việc n_A . Khi tăng số vòng quay đến $n_B > n_A$ thì đường đặc tính của bơm sẽ thay đổi, trong khi đó đường đặc tính lưới không thay đổi, điểm làm việc từ A chuyển đến B (H_B, Q_B).

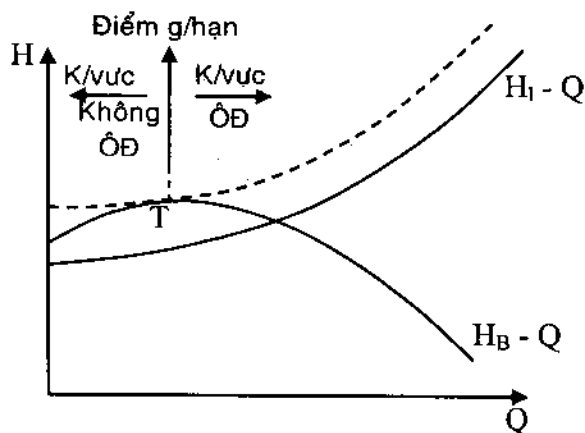
Phương pháp này dùng cho bơm có thiết bị thay đổi số vòng quay. Phương pháp này kinh tế hơn so với phương pháp trên. Nhưng đối với bơm không có thiết bị thay đổi số vòng quay làm việc thì phương pháp trên thông dụng hơn.

Đôi khi có thể kết hợp cả hai phương pháp trên.

c- Khu vực điều chỉnh

Để điều chỉnh bơm cần thay đổi đường đặc tính lưới hoặc thay đổi đường đặc tính bơm. Nhưng thực tế không phải có thể điều chỉnh điểm làm việc về bất cứ điểm nào trên đường đặc tính của bơm.

Ví dụ: Trên Hình 3.23 biểu thị bơm làm việc trong hệ thống với các đường đặc tính đã nêu, trong đó, đường đặc tính của bơm có dạng lồi. T là điểm giới hạn, chia đường đặc tính ra làm hai khu vực:



Hình 3.23 - Khu vực điều chỉnh

bên phải điểm T là khu vực làm việc ổn định, còn bên trái điểm T tùy theo vị trí của đường đặc tính lưới, bơm có thể làm việc không ổn định gọi là *khu vực làm việc không ổn định của bơm*.

Thực nghiệm chứng tỏ rằng:

- Không thể điều chỉnh bơm trong khu vực không ổn định.
- Khi khởi động bơm, cần hạ thấp $H_{\text{lưới}}$ để điểm làm việc của bơm không rơi vào khu vực không ổn định.

Đối với các bơm quan trọng như bơm cao áp cấp nước cho nồi hơi (nhà máy nhiệt điện), yêu cầu về đường đặc tính của bơm là không có vùng làm việc không ổn định, tức là đường đặc tính có dạng dốc đứng hoặc thoải.

Vị trí của điểm giới hạn T phụ thuộc vào góc β_2 . Góc β_2 càng nhỏ thì khu vực làm việc không ổn định càng nhỏ.

Ghép bơm ly tâm

Có hai cách ghép bơm: ghép song song và ghép nối tiếp.

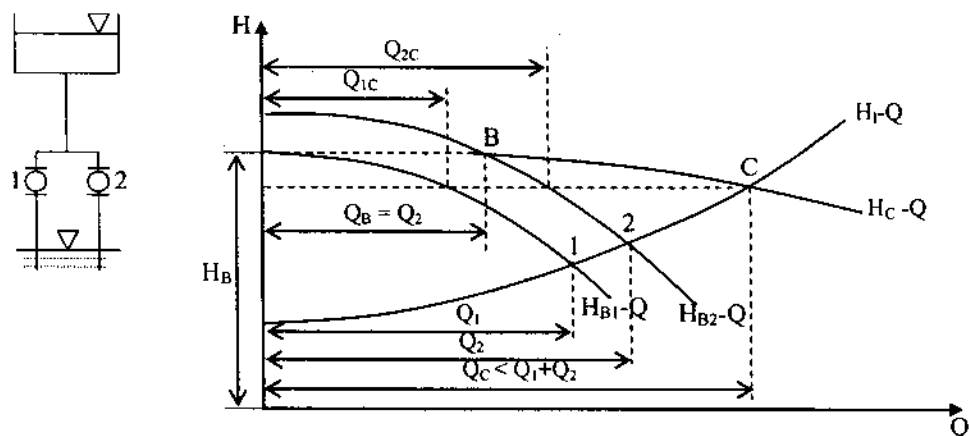
Ghép song song: (khi hệ thống có yêu cầu lưu lượng lớn hơn lưu lượng của một bơm)

Điều kiện để các bơm ghép có thể làm việc được là:

- Các bơm phải làm việc với cùng cột áp: $H_1 = H_2 = \dots = H_i$
- Để xác định lưu lượng của bơm ghép song song làm việc trong một hệ thống, cần xây dựng đường đặc tính chung của các bơm ghép ($H-Q_c$) và biết đường đặc tính lưới ($H_{\text{lưới}}-Q$).

Đường đặc tính chung của các bơm ghép song song ($H-Q_c$) trong hệ thống được xây dựng bằng cách cộng các lưu lượng với cùng một cột áp (cộng các hoành độ trên cùng tung độ).

Ví dụ: Khảo sát hai bơm có đường đặc tính khác nhau: (H_1-Q) và (H_2-Q) ghép song song, có thể thấy với mọi cột áp $H > H_B$ trong hệ thống chỉ có bơm 2 làm việc. Khi $H = H_B$ cả hai bơm đều cùng làm việc nhưng lưu lượng của hệ thống chỉ bằng lưu lượng của bơm 2 ứng với điểm B ($Q_B = Q_2$) (Hình 3.24)



Hình 3.24 - Ghép song song

C là điểm làm việc của các bơm ghép trong hệ thống. Khi đó bơm 1 làm việc với Q_1^C , bơm 2 làm việc với Q_2^C . Vậy: tổng lưu lượng của hai bơm ghép song song trong hệ thống nhỏ hơn tổng lưu lượng của hai bơm đó khi làm việc riêng rẽ trong cùng hệ thống.

$$Q_c = Q_1^C + Q_2^C < Q_1 + Q_2$$

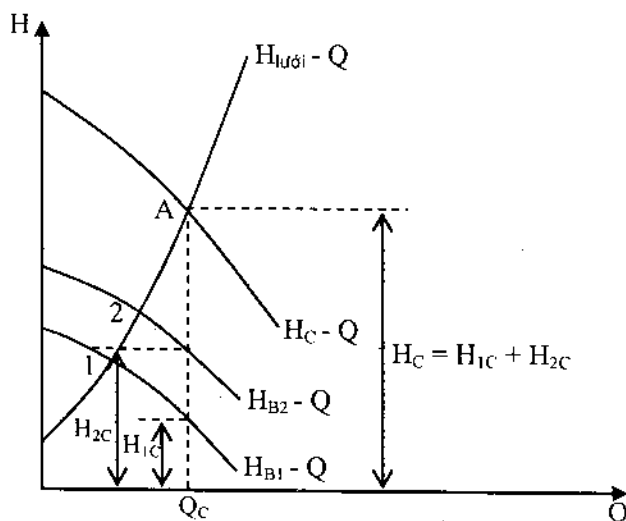
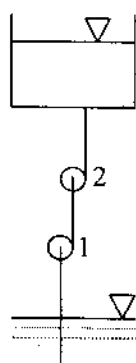
(vì hệ thống làm việc với nhiều bơm ghép song song có cột áp lớn hơn do lưu lượng trong hệ thống tăng lên so với khi từng bơm riêng rẽ làm việc trong hệ thống).

Nhận xét:

- Điều chỉnh hệ thống có các bơm ghép song song tương đối phức tạp khi các bơm ghép có đường đặc tính khác nhau nhiều. Do vậy cần ghép các bơm có đường đặc tính gần giống nhau.
- Ghép bơm song song có hiệu quả lớn khi đường đặc tính của chúng thoải (có độ dốc nhỏ) và đường đặc tính của lưới không dốc lắm, do đó nên ứng dụng ghép song song trong các hệ thống bơm cần có cột áp thay đổi ít, nhưng lưu lượng thay đổi nhiều.

- Số lượng bơm ghép song song để tăng lưu lượng có giới hạn nhất định, được xác định bởi đường đặc tính chung và đường đặc tính lưới.

Ghép nối tiếp: (khi hệ thống có yêu cầu cột áp lớn hơn cột áp của một bơm)



Hình 3.25 – Ghép nối tiếp

Điều kiện ghép nối tiếp:

- Các bơm ghép phải làm việc với lưu lượng như nhau:
- Cột áp làm việc khi $Q = \text{const}$:

$$H_C = H_1 + H_2 + \dots + H_i$$

- Đường đặc tính chung của các bơm ghép ($H_C - Q$) được xây dựng bằng cách cộng các cột áp của riêng từng bơm với cùng một lưu lượng (cộng các tung độ trên cùng một hoành độ)

Khảo sát hai bơm 1, 2 có đường đặc tính khác nhau ghép nối tiếp làm việc trong một hệ thống.

Điểm A (giao điểm của đường đặc tính chung và đường đặc tính lưới) là điểm làm việc của các bơm ghép trong hệ thống, xác định lưu lượng Q và cột áp H của hai bơm ghép.

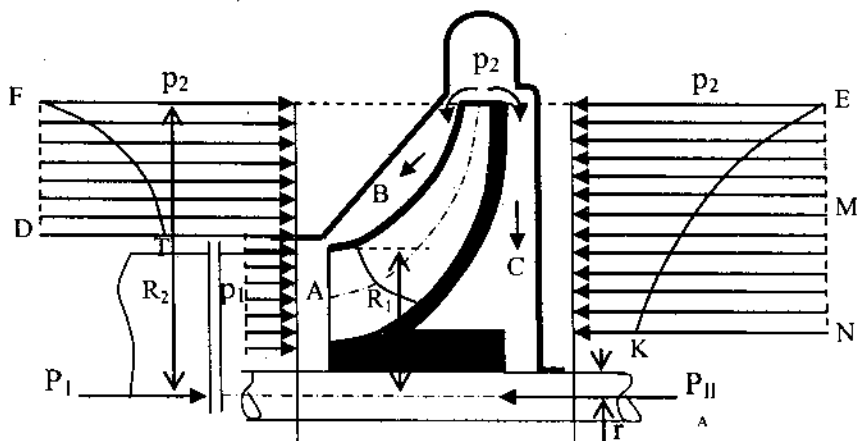
Khi ghép nối tiếp nên chọn bơm và hệ thống có đường đặc tính dốc nhiều mới có hiệu quả cao, vì khi thay đổi lưu lượng ít đã tăng được cột áp theo yêu cầu.

Chú ý: Khi ghép hai bơm 1 và 2 nối tiếp liên nhau cần chú ý bơm

2 phải làm việc với áp suất cao hơn bơm 1, vì vậy nếu không đủ sức bền bơm sẽ bị hỏng. Do đó phải chọn một điểm trên đường ống đẩy của bơm 1 sao cho áp suất không gây nguy hiểm cho bơm 2 trong mạch ghép.

Lực dọc trục trong bơm ly tâm – cách khắc phục lực dọc trục

Khi bơm làm việc, bánh công tác của bơm chịu tác dụng của các áp lực theo hướng trục, cần khảo sát các lực này.



Hình 3.26 - Lực dọc trục trong bơm ly tâm

Khi bơm làm việc, chất lỏng ở cửa hút A chuyển động theo phương song song với trục vào bánh công tác dưới áp suất khá nhỏ p_1 . Sau khi vào bánh công tác, dòng chất lỏng ngoặt 90° và trở thành thẳng góc với trục. Áp suất chất lỏng tăng dần đến trị số p_2 ở cửa ra, $p_1 \ll p_2$. Dưới tác dụng của p_2 , một phần chất lỏng rò rỉ qua các khe hở giữa bánh công tác và thân bơm B và C. Nếu bỏ qua sự quay của chất lỏng trong khe hở B và C thì có thể xem gần đúng áp suất trong các khe đó bằng p_2 . Do đó áp lực hướng trục tác dụng lên đĩa sau của bánh công tác hướng về phía trái là:

$$P_r = p_2 \cdot \pi \cdot (R_2^2 - r^2)$$

Và áp lực hướng trục tác dụng lên đĩa trước bánh công tác, hướng về bên phải là:

$$P_{ph} = p_2 \cdot \pi \cdot (R_2^2 - R_1^2) + p_1 \cdot \pi \cdot (R_1^2 - r^2)$$

Vì $p_2 \gg p_1 \Rightarrow P_r \gg P_{ph}$. Do đó áp lực dọc trục có xu hướng đẩy bánh công tác về phía ngược với hướng chuyển động của chất lỏng vào bánh công tác.

$$P_I = P_{tr} - P_{ph} = \pi(p_2 - p_1)(R_1^2 - r^2)$$

Hoặc:
$$P_I = \pi \gamma H_1 (R_1^2 - r^2)$$

Trong thực tế, do sự quay của chất lỏng theo các đĩa của bánh công tác trong các khe hở B và C nên áp suất trong các khe giảm dần từ ngoài vào trong (từ $R_2 \rightarrow R_1$) theo các đường parabol.

Ngoài P_I ra, còn có lực hướng trục P_{II} tác dụng lên bánh công tác theo hướng của dòng chảy (ngược với P_I), P_{II} xuất hiện do chất lỏng thay đổi phương chuyển động ở cửa vào của bánh công tác (từ hướng trục sang hướng kính), có thể tính theo định luật động lượng:

$$P_{II} = m \cdot C_o = \frac{\gamma \cdot Q_1}{g} \cdot C_o$$

m – khối lượng chất lỏng chuyển động qua bánh công tác, $m = \frac{\gamma \cdot Q_1}{g}$

C_o – vận tốc chất lỏng ở cửa hút của bánh công tác.

Vậy áp lực tổng cộng áp dụng trên một bánh công tác của bơm là:

$$P = P_I - P_{II}$$

Đối với bơm nhiều cấp có số bánh công tác là i thì tổng áp lực hướng trục là:

$$A = iP$$

Nếu roto của bơm bố trí thẳng đứng (bơm trục đứng) thì công thức tính tổng áp lực hướng trục A ở trên cần bổ sung thêm thành phần trọng lượng của roto G :

$$A = iP \pm G$$

Dấu + hoặc - tùy thuộc sự bố trí các cửa vào và ra của bơm, gây nên các áp lực hướng trục cùng hay ngược chiều với trọng lượng G của roto.

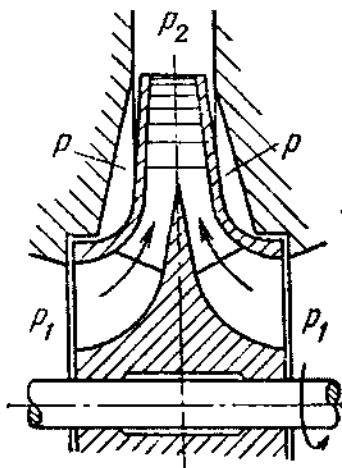
Tác hại của lực hướng trục

Lực hướng trục trong bơm làm mòn các ổ chắn tạo nên sự sai lệch các khe hở trong bơm và làm cho roto cọ vào thân bơm khi làm việc gây ảnh hưởng xấu đến hiệu suất và làm hỏng bơm.

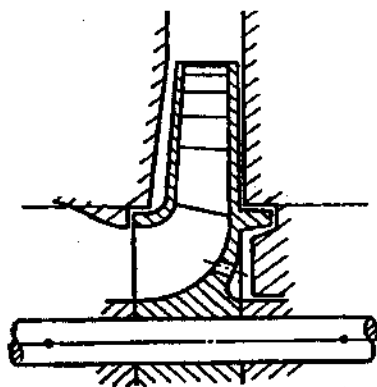
Cách khắc phục

1. Đối với bơm có một bánh công tác:

- Dùng bánh công tác có hai cửa hút.



Hình 3.27 – Bánh công tác hai miệng hút

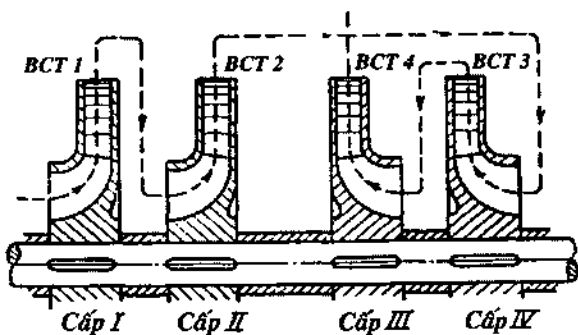


Hình 3.28 - Cấu tạo vành lót kín thứ hai giữa thân bơm và đĩa sau

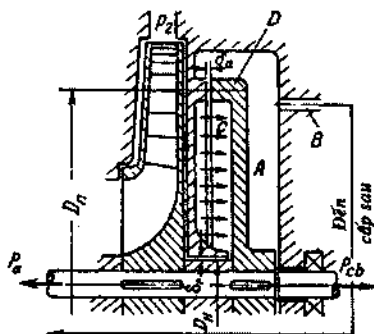
- Cấu tạo vành lót kín thứ hai chia khe hở giữa thân bơm và đĩa sau của bánh công tác thành hai phần. Phần trên thông với cửa đẩy có áp suất $p \approx p_2$, phần dưới thông với cửa hút bằng các lỗ khoan trên đĩa sau bánh công tác. Nhược điểm của phương pháp này là làm giảm hiệu suất lưu lượng η_Q .

2. Đối với bơm có nhiều bánh công tác:

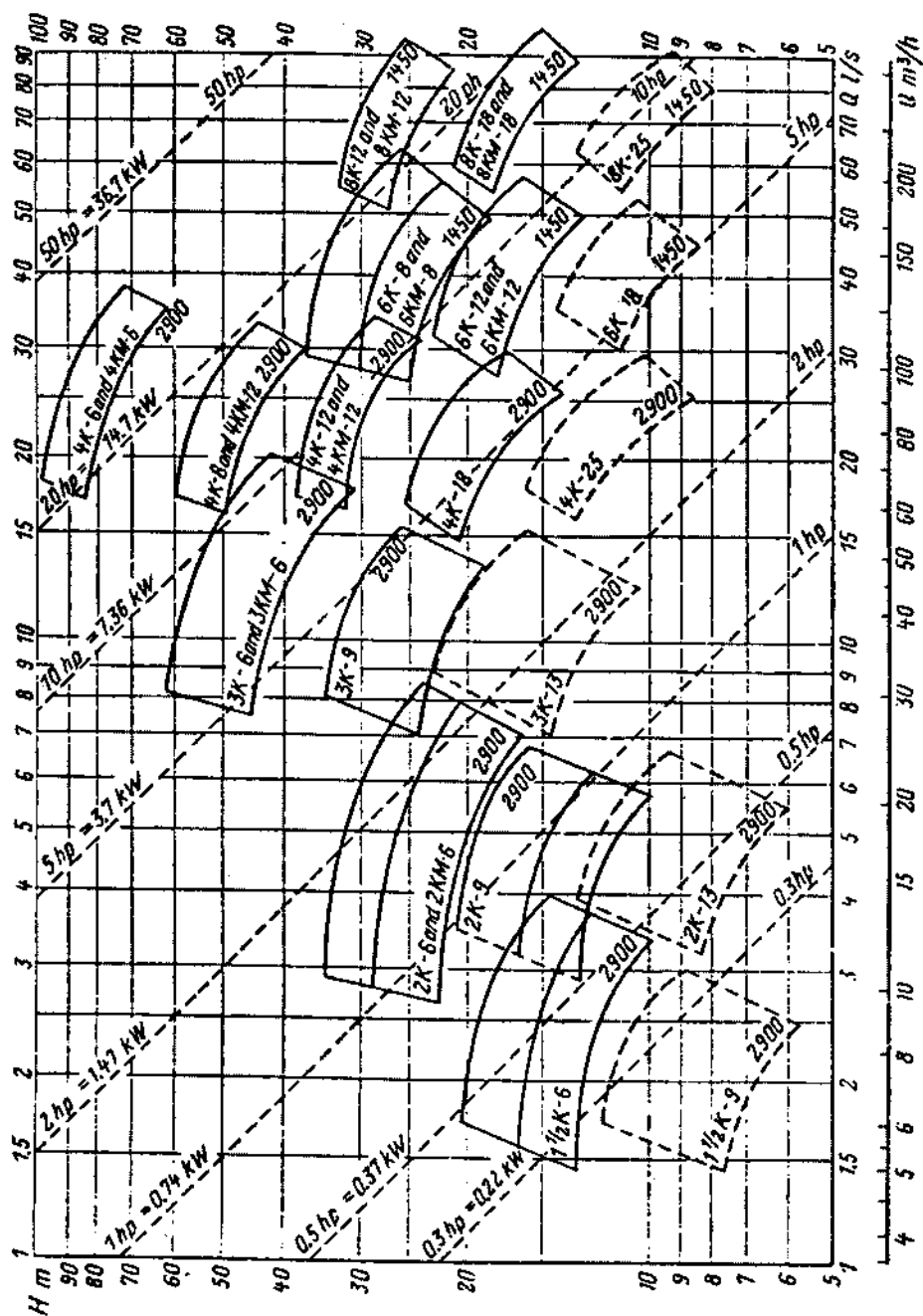
- Bố trí bánh công tác thành các cặp đối xứng nhau.
- Dùng piston cân bằng.
- Dùng đĩa cân bằng.
- Chọn bơm theo điều kiện cho trước.



Hình 3.29 - Bố trí bánh công tác thành các cặp đối xứng



Hình 3.30 – Đĩa cân bằng



Hình 3.31 – Chọn bơm theo lưu lượng và cột áp cho trước

BƠM HƯỚNG TRỰC

Cấu tạo và phạm vi sử dụng

a- Phạm vi sử dụng

Bơm hướng trục có phạm vi sử dụng rất rộng rãi khi cần lưu lượng lớn và cột áp thấp, cụ thể:

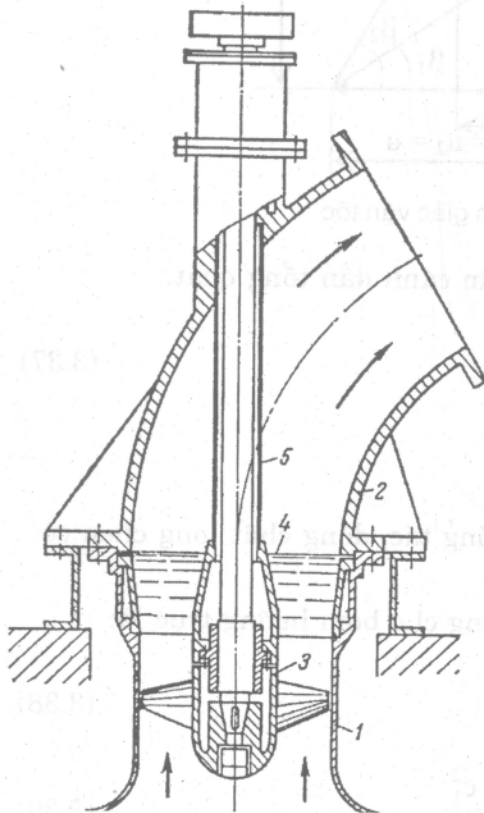
- Lưu lượng : $Q = 0,1 \div 25 \text{ m}^3/\text{s}$
- Cột áp: $H = 4 \div 10 \text{ mH}_2\text{O}$

Đặc biệt có khi $H = 22 \text{ m}$.

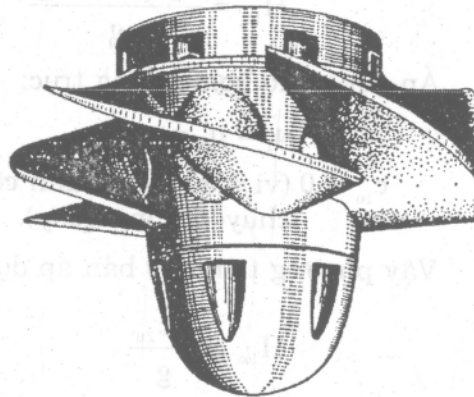
b- Cấu tạo và nguyên lý

Kết cấu của bơm hướng trục đơn giản và chắc chắn, gồm phần động và phần tĩnh.

Phần quay (phần động) gồm bánh công tác gắn liền với trục. Bánh công tác hình khối trụ có gắn các cánh dẫn mặt cong phân bố đều xung quanh. Số cánh dẫn thông dụng của bánh công tác là $3 \div 6$ cánh.



1. Bộ phận dẫn hướng vào
2. Thân bơm
3. Bánh công tác
4. Mức chất lỏng
5. Trục bơm



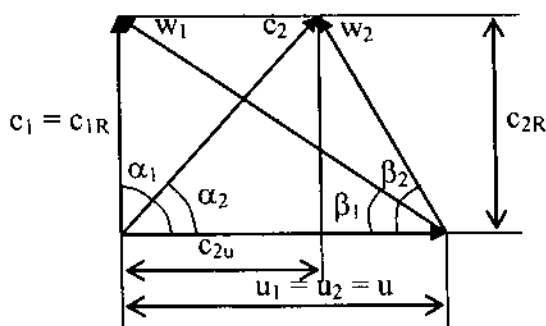
Hình 3.32 - Sơ đồ kết cấu bơm hướng trục

Phần đứng yên (phần tĩnh) là vỏ bơm có dạng hình trụ rỗng, phía trong có các cánh dẫn hướng và bộ phận đỡ trục. Phía trên bộ phận dẫn hướng thân bơm uốn cong để tiện bố trí các bộ phận dẫn động trục bơm.

Trục của bơm hướng trục thường được nối trực tiếp với động cơ điện. Khi bơm làm việc, bánh công tác quay trong môi trường chất lỏng và do có các cánh dẫn mặt cong dạng công xôn (cong theo không gian 3 chiều) nên chất lỏng được hút vào bơm và di chuyển theo phương song song với trục với lưu lượng lớn.

Phương trình làm việc

Tương tự như bơm ly tâm, có thể vẽ tam giác vận tốc ở cửa vào và ra của bánh công tác bơm hướng trục theo Hình 3.33. Trong đó $u_2 = u_1 = u$; $c_{1R} = c_{2R}$.



Hình 3.33 - Tam giác vận tốc

Phương trình cơ bản đối với bơm cánh dẫn tổng quát:

$$H_{l\infty} = \frac{u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}}{g} \quad (3.37)$$

Áp dụng cho bơm hướng trục:

$$u_1 = u_2 = u$$

$c_{1u} = 0$ (vì ở cửa vào bánh công tác, dòng chất lỏng chưa có chuyển động quay).

Vậy phương trình cơ bản áp dụng cho bơm hướng trục là:

$$H_{l\infty} = \frac{u \cdot c_{2u}}{g} \quad (3.38)$$

$$\text{Hoặc: } H_{l\infty} = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} \quad (3.39)$$

Hai phương trình (3.37) và (3.38) là các phương trình cơ bản của bơm hướng trục. Cột áp của bơm hướng trục tạo nên do sự chênh lệch về trị số của các thành phần vận tốc tương đối và tuyệt đối ở các cửa ra và vào của bánh công tác.

So sánh phương trình làm việc của bơm ly tâm và bơm hướng trục, có thể thấy cột áp của bơm hướng trục không có thành phần lực ly tâm $\frac{u_2^2 - u_1^2}{2g}$, dù thành phần này đối với bơm ly tâm rất quan trọng, vì là thành phần chủ yếu để tạo nên cột áp của bơm.

Cột áp thực tế của bơm hướng trục:

$$H = \frac{1}{K_H^2} \cdot \frac{u^2}{2g} \quad (3.40)$$

$K_H = 0,0244 \cdot n_s^{2/3}$ - hệ số cột áp thực tế

n_s - số vòng quay đặc trưng, v/ph.

Hình dạng cánh

Do tính chất nêu trên, bơm hướng trục có các đặc điểm sau:

- Cột áp của bơm hướng trục không thể lớn bằng cột áp của bơm ly tâm.
- Cột áp tĩnh của bơm hướng trục chỉ do độ mở rộng các máng dẫn của bánh công tác tạo nên ($w_1 > w_2$).

$$H_{\text{tst}} = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} \quad (3.41)$$

Do vậy các máng dẫn của bánh công tác phải có độ mở rộng đủ để tạo nên cột áp tĩnh cần thiết cho bơm ($w_1 \gg w_2$). Điều này gây nên các tổn thất phụ, vì lực quán tính của dòng chảy qua máng dẫn có vận tốc thay đổi lớn. Để giảm tổn thất phụ thêm này, các máng dẫn của bơm hướng trục cần được gia công chính xác và có độ nhẵn bề mặt cao ($\nabla 5 \div \nabla 7$).

- Từ phương trình (3.38), để dòng chất lỏng qua bánh công tác của bơm hướng trục được cân bằng ổn định, cánh dẫn phải có kết cấu sao cho cột áp của mỗi dòng nguyên tố chất lỏng được tạo nên bởi cánh dẫn ở mọi vị trí phải như nhau, nghĩa là:

$$H_{\text{tst}} = \frac{u \cdot c_{2u}}{g} = \text{const} \quad \text{với mọi bán kính } R \quad (3.42)$$

$$\text{Do đó,} \quad u \cdot c_{2u} = \text{const} \quad (3.43)$$

Nếu u tăng dần từ trong ra ngoài thì c_{2u} cũng phải giảm dần từ trong ra ngoài theo hướng kính của bánh công tác.

Từ tam giác vận tốc:

$$c_{2u} = u - c_R \cot g \beta_2$$

$$u = c_R \cot g \beta_1$$

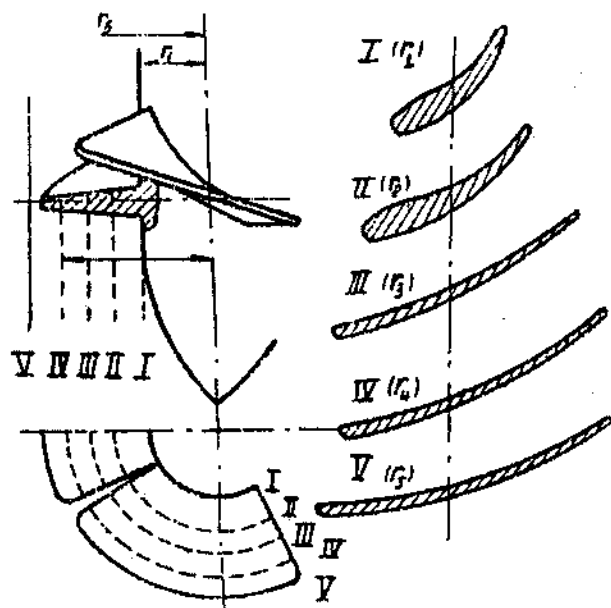
$$\text{Suy ra} \quad c_{2u} = c_R (\cot g \beta_1 - \cot g \beta_2) \quad (3.44)$$

Thay phương trình (3.44) vào phương trình (3.38):

$$H_{1\infty} = \frac{u}{g} \cdot c_R (\cot g \beta_1 - \cot g \beta_2) \quad (3.45)$$

$$\text{Hoặc} \quad H_{1\infty} = \frac{\pi \cdot n \cdot c_R}{30g} \cdot R (\cot g \beta_1 - \cot g \beta_2) \quad (3.46)$$

Trong đó $\frac{\pi \cdot n \cdot c_R}{30g} = \text{const}$ (đối với bơm cụ thể, $n = \text{const}$, $c_R = \text{const}$).



Hình 3.34 - Tiết diện mặt cắt cánh dẫn

Từ biểu thức (3.46):

1. Bánh công tác của bơm hướng trục chỉ tạo được cột áp khi cánh dẫn có các góc ra lớn hơn góc vào ($\beta_2 > \beta_1$), mặt cánh dẫn không thể là mặt phẳng mà phải là mặt cong. Trị số của β_1 và β_2 càng chênh lệch thì độ cong của cánh dẫn càng lớn.
2. Nếu hai bơm làm việc có cột áp như nhau, bơm nào có số vòng quay làm việc ít hơn thì cánh dẫn của bánh công tác của bơm đó phải có độ cong lớn hơn.
3. Điều kiện của phương trình (3.43) được đảm bảo khi:

$$R.(\cot g\beta_1 - \cot g\beta_2) = \text{const}$$

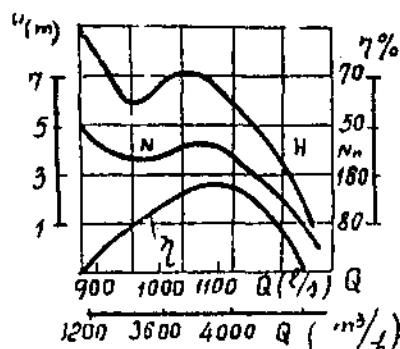
Do đó các cặp trị số (β_1, β_2) không cố định, chúng phải thay đổi theo bán kính R , nghĩa là độ cong cánh dẫn không đồng đều ở mọi nơi, mà phía trong sát bầu độ cong cánh dẫn sẽ lớn nhất và giảm dần từ trong ra ngoài theo hướng kính. Độ cong cánh dẫn nhỏ nhất ứng với bán kính lớn nhất. Vì độ cong thay đổi như vậy nên mặt cánh dẫn là mặt cong theo 3 chiều không gian, tức dạng xoắn vỏ ốc.

Đường đặc tính

Đường đặc tính thực nghiệm của bơm hướng trục có những nét khác với bơm ly tâm.

Trên Hình 3.35 thể hiện đường đặc tính làm việc của bơm hướng trục có cánh dẫn cố định với số vòng quay không đổi.

Trong các bơm hướng trục cỡ lớn thường gặp trường hợp cánh dẫn của bánh công tác có thể thay đổi góc xoắn bằng các cơ cấu cơ khí bố trí bên trong bầu bánh công tác để điều chỉnh lưu lượng bơm. Bánh công tác như vậy gọi là bánh công tác có cánh dẫn điều chỉnh được. Đối với loại bơm này, đường đặc tính làm việc được xây dựng với các góc cánh dẫn khác nhau.



Hình 3.35 - Đường đặc tính thực nghiệm

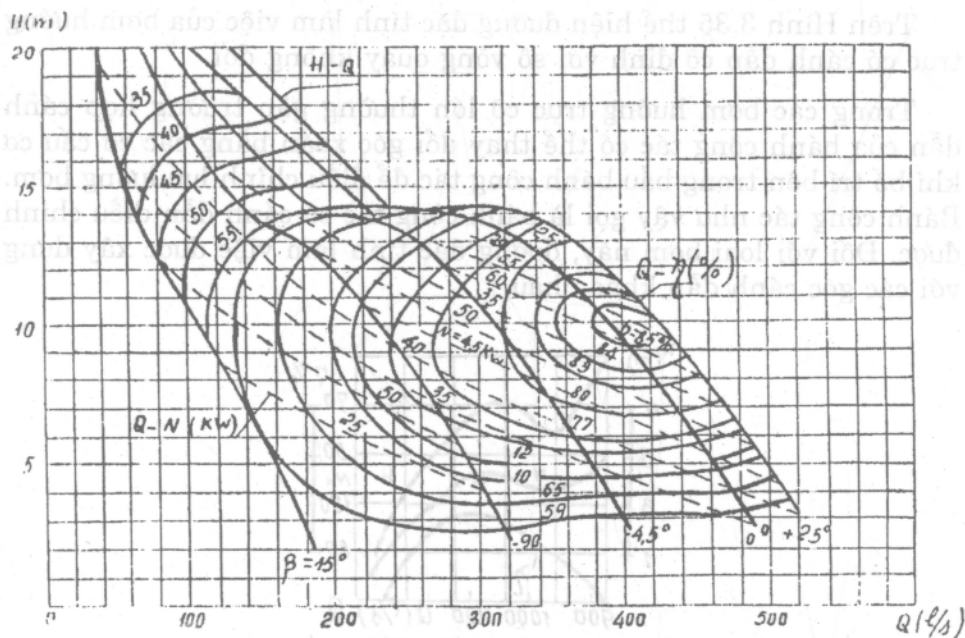
So sánh đường đặc tính làm việc của bơm hướng trục với bơm ly tâm có thể thấy các điểm khác nhau:

1. Đường đặc tính $H - Q$ có độ dốc lớn hơn, nhất là ở 2 đầu. Ở khoảng giữa có thể có điểm uốn hoặc điểm gãy. Cột áp càng tăng khi lưu lượng càng giảm và lớn nhất khi đóng khóa hoàn toàn trên ống đẩy ($Q = 0$), $H_{\max} = H_{Q=0}$.
2. Đường đặc tính $N - Q$ cũng có hình dạng tương tự như $H - Q$. Khi $Q = 0$ thì $N = N_{\max}$. Công suất $N_{\max}$ có thể vượt từ $1,5 \div 2$ lần công suất làm việc bình thường của bơm.

Đường đặc tính $H - Q$ và $N - Q$ có hai đặc điểm nói trên vì khi lưu lượng trong bánh công tác nhỏ thì xuất hiện dòng chảy hướng kính từ trong ra ngoài tạo nên dòng xoáy vòng ở buồng chứa bánh công tác, dòng xoáy này có cường độ lớn nhất khi $Q = 0$. Do ảnh hưởng của dòng xoáy mà cột áp và công suất tăng khi lưu lượng giảm.

3. Phạm vi làm việc tối ưu của bơm hướng trục tương đối hẹp. Nếu bơm làm việc với lưu lượng khác lưu lượng định mức không nhiều lắm về cả hai phía (lớn hơn hoặc nhỏ hơn) thì hiệu suất bơm đều giảm rất nhiều.

Đường đặc tính tổng hợp của bơm hướng trục thể hiện trên Hình 3.36.



Hình 3.36 - Đường đặc tính tổng hợp

Điều chỉnh chế độ làm việc

Do các đặc điểm nêu trên của đường đặc tính của bơm hướng trục, không nên đóng khóa ở ống đẩy và không nên điều chỉnh bơm bằng khóa. Trong bơm hướng trục nên dùng các biện pháp điều chỉnh khác để bơm có thể làm việc với hiệu suất tương đối cao.

Thông thường có thể áp dụng các phương pháp điều chỉnh bơm hướng trục sau:

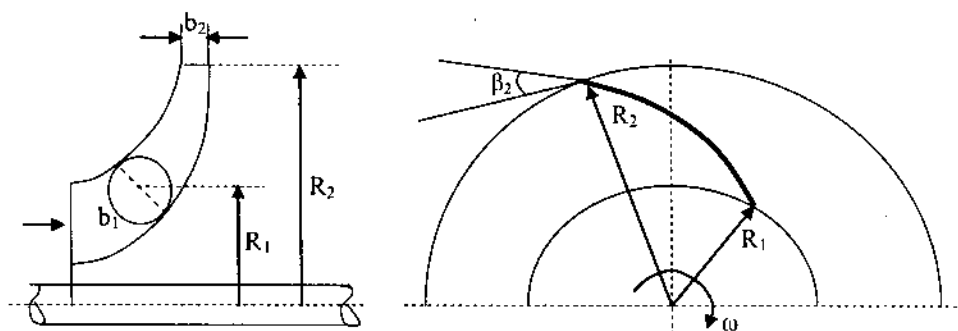
1. Điều chỉnh số vòng quay làm việc của bơm, khi có khả năng thay đổi được số vòng quay làm việc của động cơ.
2. Dùng khớp nối thủy lực cho phép thay đổi số vòng quay làm việc của bơm trong khi số vòng quay của động cơ vẫn không đổi.

Vận hành và lắp ráp bơm hướng trục cũng tương tự như đối với bơm ly tâm.

BÀI TẬP

Bài III-1

Bánh công tác bơm ly tâm có các kích thước chính: $2R_1 = 100\text{mm}$; $2R_2 = 250\text{ mm}$; $b_1 = 55\text{ mm}$; $b_2 = 23,7\text{ mm}$. Lưu lượng $Q = 72,5\text{ l/s}$; $n = 1450\text{ v/ph}$.



Hình 3.37

Xây dựng tam giác vận tốc ở cửa ra và cửa vào của dây cánh cho dòng nguyên tố trung bình. Biết các góc đặt cánh $\beta_1 = 32^\circ$; $\beta_2 = 23^\circ$.

Tính các vận tốc thành phần c_{1u} ; c_{2u} và các góc α_1 ; α_2 .

Giải

Để xây dựng tam giác vận tốc, cần xác định các vận tốc thành phần:

+ Vận tốc kinh tuyến: $c_R = \frac{Q}{F}$

$$c_{1R} = \frac{Q}{F_1} = \frac{Q}{2\pi R_1 b_1} = \frac{72,5 \cdot 10^3}{\pi \cdot 0,1 \cdot 0,055} = 4,2 \text{ m/s}$$

$$c_{2R} = \frac{Q}{F_2} = \frac{Q}{2\pi R_2 b_2} = \frac{72,5 \cdot 10^3}{\pi \cdot 0,25 \cdot 0,0237} = 3,9 \text{ m/s}$$

+ Vận tốc vòng: $u = \omega \cdot R$

$$u_1 = \omega \cdot R_1 = \frac{\pi \cdot n}{30} R_1 = \frac{\pi \cdot 1450}{30} 0,05 = 7,6 \text{ m/s}$$

$$u_2 = \omega \cdot R_2 = \frac{\pi \cdot n}{30} R_2 = \frac{\pi \cdot 1450}{30} 0,125 = 19 \text{ m/s}$$

Từ các thông số c_{1R} , u_1 , β_1 và c_{2R} , u_2 , β_2 xây dựng các tam giác vận tốc:

+ Xác định các vận tốc thành phần c_{1u} , c_{2u} và các góc α_1 , α_2 .

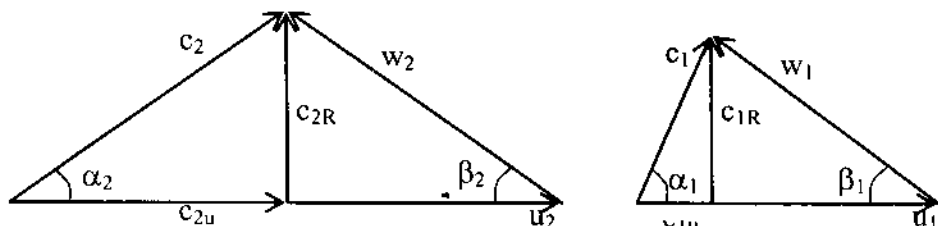
$$c_{1u} = u_1 - c_{1R} \cot \beta_1 = 7,6 - 4,2 \cdot 1,6 = 0,9 \text{ m/s}$$

$$c_{2u} = u_2 - c_{2R} \cot \beta_2 = 19 - 3,9 \cdot 2,355 = 9,83 \text{ m/s}$$

$$\operatorname{tg} \alpha_1 = \frac{c_{1R}}{c_{1u}} = \frac{4,2}{0,9} = 4,67 \quad \alpha_1 = 77^\circ 55'$$

$$\operatorname{tg} \alpha_2 = \frac{c_{2R}}{c_{2u}} = \frac{3,9}{9,83} = 0,397 \quad \alpha_2 = 21^\circ 40'$$

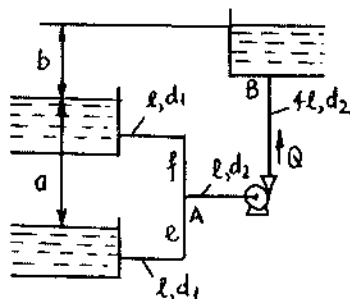
+ Vẽ tam giác vận tốc (Hình 3.38)



Hình 3.38- Tam giác vận tốc

Bài III-2

Bơm ly tâm hút nước từ 2 bể có mức nước chênh nhau theo độ cao $a = 1\text{ m}$ lên bể trên cùng có độ cao $b = 5\text{ m}$ (so với mức nước sát bên dưới) với lưu lượng $Q_B = 10\text{ l/s}$, theo các nhánh đường ống $l = 5\text{ m}$; $d_1 = 50\text{ mm}$; $d_2 = 75\text{ mm}$ (Hình 3.39).



Hình 3.39- Sơ đồ bơm

Xác định cột áp của bơm, biết hệ số ma sát đường ống $\lambda = 0,03$; không tính tổn thất cục bộ.

Giải

Cột áp của bơm: $H = a + b + \sum h_{AB} + \sum h_c = b + \sum h_{AB} + \sum h_f$ (1)

Trong đó: $\sum h_{AB}$ - tổn thất trong đường ống từ A đến B.

$\sum h_c$ - tổn thất trong nhánh e.

$\sum h_f$ - tổn thất trong nhánh f.

Từ hệ phương trình (1):

$$a + \sum h_c = \sum h_f$$

$$\sum h_c = \lambda \frac{l}{d_1} \frac{v_c^2}{2g} = \lambda \frac{l}{d_1} \frac{Q_c^2}{2gS_1^2} = K_1 Q_c^2$$

$$\sum h_f = \lambda \frac{l}{d_1} \frac{v_f^2}{2g} = \lambda \frac{l}{d_1} \frac{Q_f^2}{2gS_1^2} = K_1 Q_f^2$$

$$\text{Hay} \quad a + K_1 Q_c^2 = K_1 Q_f^2 \quad (2)$$

$$\text{Do đó:} \quad Q = Q_f + Q_c \quad \text{hay} \quad Q_c = Q - Q_f \quad (3)$$

Thay Q_c vào (2): $a + K_1 (Q - Q_f)^2 = K_1 Q_f^2$

$$\text{Rút ra: } a + K_1 Q^2 - 2K_1 Q Q_f = 0$$

$$Q_f = \frac{Q}{2} + \frac{a}{2QK_1} \quad (4)$$

$$\text{Hay } K_1 = \lambda \frac{1}{d_1} \frac{1}{2gS_1^2} = 0,03 \frac{5}{0,05} \frac{16}{2.9,81 \cdot \pi^2 \cdot 0,05^4} = 3,97 \cdot 10^4$$

Thay các đại lượng K_1 và Q vào (4):

$$Q_f = \frac{Q}{2} + \frac{a}{2QK_1} = 5 \cdot 10^{-3} + \frac{1}{2 \cdot 10 \cdot 10^{-3} \cdot 3,97 \cdot 10^4}$$

$$= 5 \cdot 10^{-3} + 1,26 \cdot 10^{-3} = 6,26 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s} = 6,26 \text{ l/s}$$

$$Q_c = Q - Q_f = 10 - 6,26 = 3,74 \text{ l/s}$$

$$H = b + \sum h_{AB} + \sum h_r$$

$$= 5 + 0,03 \cdot \frac{5}{0,075} \cdot \frac{10^2 \cdot 10^{-6}}{2.9,81 \cdot \pi^2 \cdot 0,075^4} + 3,97 \cdot 10^4 \cdot 6,26^2 \cdot 10^{-6}$$

$$= 5 + 2,65 + 1,55 = 9,2 \text{ m}$$

Đáp số: $H = 9,2 \text{ m}$.

Bài III-3

Bánh công tác bơm ly tâm có bán kính ngoài $R_2 = 200 \text{ mm}$, bán kính trong $R_1 = 100 \text{ mm}$, chiều rộng ở cửa vào $b_1 = 100 \text{ mm}$, chiều rộng ở cửa ra $b_2 = 50 \text{ mm}$. Góc ra của cánh $\beta_2 = 20^\circ$.

Xác định moment và cột áp lý thuyết trong trường hợp $c_{1u} = 0$ và số lượng cánh lớn vô cùng. Biết số vòng quay $n = 2135 \text{ v/ph}$, lưu lượng $Q = 240 \text{ l/s}$.

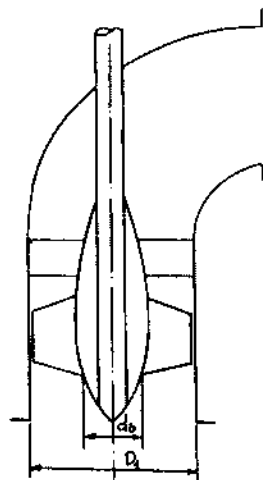
Moment và cột áp lý thuyết thay đổi bao nhiêu khi ta giảm lưu lượng xuống một nửa.

Sử dụng sơ đồ trên Hình 3.37.

Bài III-4

Bánh công tác của bơm hướng trục có đường kính ngoài $D = 600 \text{ mm}$ và đường kính bầu $d_b = 0,2 D$ (Hình 3.40).

Xây dựng tam giác vận tốc cho dòng nguyên tố trung bình và tính các vận tốc thành phần c_m , c_u . Cho biết các đại lượng: $Q = 750 \text{ l/s}$; $n = 730 \text{ v/ph}$; $w_1 = 13,25 \text{ m/s}$; $w_2 = 71 \text{ m/s}$.



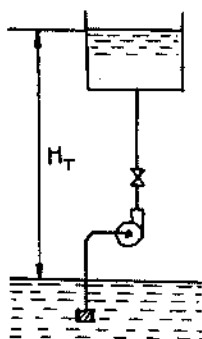
Hình 3.40

Hướng dẫn: Bán kính dòng nguyên tố trung bình: $R_{lb} = \frac{R + r_b}{2}$

Đáp số: $c_{1m} = c_{2m} = 2,76 \text{ m/s}$; $c_{1u} = 0,77 \text{ m/s}$; $c_{2u} = 7,2 \text{ m/s}$.

Bài III-5

Một bơm nước làm việc với số vòng quay $n = 1450 \text{ v/ph}$ tiêu hao công suất trên trục $N = 21 \text{ kW}$, hiệu suất $\eta = 0,78$. Độ cao giữa hai mức nước $H_T = 16 \text{ m}$, tổn thất toàn bộ $\Sigma h = 0,5H_T$ (Hình 3.41).



Hình 3.41

Xác định các thông số cột áp, lưu lượng của bơm và độ cao hút cho phép $[z_h]$, biết hệ số chống xâm thực $C = 900$. Nhiệt độ nước $t = 20^\circ$ và tổng tổn thất trong ống hút $\Sigma h_h = 1/8 \Sigma h$. Nếu tăng số vòng quay lên $n' = 1740 \text{ v/ph}$ thì các đại lượng Q , H , $[z_h]$ thay đổi bao nhiêu?

Đáp số: $H = 24 \text{ m}$; $Q = 69,5 \text{ l/s}$; $[z_h] = 5,62 \text{ m}$.

$H' = 34,56 \text{ m}$; $Q' = 83,4 \text{ l/s}$; $[z_h] = 4,33 \text{ m}$.

Bài III-6

Bơm ly tâm có đường kính ngoài $D_2 = 300 \text{ mm}$, $n = 1450 \text{ v/ph}$, lưu lượng $Q = 1266 \text{ m}^3/\text{h}$ và cột áp $H = 31 \text{ m}$.

Để tăng lưu lượng và cột áp, tăng đường kính ngoài $D'_2 = 1,5D_2$ và tăng số vòng quay $n' = 1,5 n$.

1. Tính các thông số lưu lượng Q' , cột áp H' và công suất trên trục N' , biết hiệu suất của bơm $\eta = 83\%$.

2. Không thay đổi đường kính ngoài, thay đổi số vòng quay n sao cho công suất của máy chỉ bằng $\frac{1}{2}$ công suất ban đầu.

Đáp số: 1) $Q' = 649 \text{ m}^3/\text{h}$; $H' = 157 \text{ m}$; $N' = 274 \text{ Kw}$;
2) $n' = 1150 \text{ v/ph}$.

Bài III-7

Máy bơm nước tiêu hao công suất trên trục $N = 70 \text{ kW}$. Số vòng quay $n = 960 \text{ v/ph}$, cột áp $H = 28 \text{ m}$.

Xác định số vòng quay n' và lưu lượng Q' sao cho lưu lượng này của bơm giảm đi 25% so với lưu lượng ban đầu. Biết hiệu suất của bơm $\eta = 0,863$.

Đáp số: $n' = 720 \text{ v/ph}$; $Q' = 0,165 \text{ m}^3/\text{s}$.

Bài III-8

Máy bơm nước có cột áp $H = 15 \text{ m}$, số vòng quay $n = 1450 \text{ v/ph}$, hiệu suất $\eta = 81\%$.

Xác định lưu lượng và công suất của bơm. Biết số vòng quay đặc trưng $n_s = 146 \text{ v/ph}$.

Đáp số: $Q = 41,7 \text{ l/s}$; $N = 7,6 \text{ kW}$.

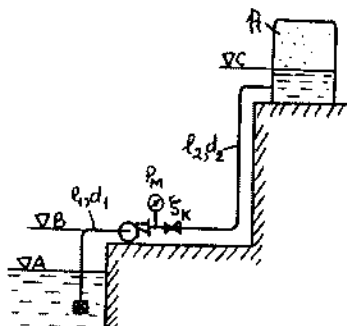
Bài III-9

Bơm ly tâm đặt trên độ cao $\nabla B = 4 \text{ m}$, bơm nước từ bể dưới $\nabla A = 2 \text{ m}$ lên bể kín $\nabla C = 14 \text{ m}$, có áp suất dư $p_1 = 1,2 \text{ at}$

Xác định lưu lượng, cột nước và công suất trên trục. Biết áp suất $p_{AK} = 25 \text{ mH}_2\text{O}$, đường kính ống $d_1 = 100 \text{ mm}$, $d_2 = 80 \text{ mm}$, chiều dài ống $l_1 = 6 \text{ m}$, $l_2 = 60 \text{ m}$, hiệu suất của bơm $\eta = 70\%$.

Trong lúc tính lấy hệ số ma sát ống $\lambda_1 = 0,025$; $\lambda_2 = 0,028$. Hệ số cản của lưới $\xi_l = 7$ và hệ số cản của khoá $\xi_K = 8$.

Xây dựng đường đo áp cho hệ thống.



Hình 3.42

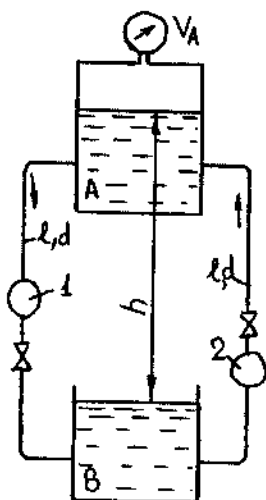
Đáp số: $Q = 7,17 \text{ l/s}$; $H = 27,46 \text{ m}$; $N = 2,76 \text{ kW}$

Bài III-10

Trong trạm thí nghiệm, bơm số 1 bơm nước từ bể B lên bể A kín với độ cao $h = 5\text{m}$. Bể A có áp suất chân không $\frac{P_{CK}}{\gamma} = V_A = 8\text{m}$. Đường ống mỗi nhánh có chiều dài $l = 10\text{m}$ và đường kính $d = 50\text{mm}$. Bơm 2 bơm nước từ bể A về bể B cùng lưu lượng như bơm 1, $Q = 6 \text{ l/s}$.

Xác định cột áp của mỗi bơm, biết hệ số ma sát đường ống $\lambda = 0,03$ và tổng hệ số tổn thất cục bộ trong mỗi nhánh $\xi = 6,5$.

Tính độ chân không V_A trong bể A sao cho cột áp của hai bơm bằng nhau.



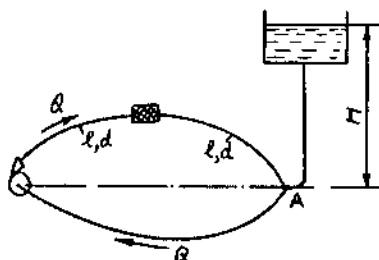
Hình 3.43

Đáp số: $H_A = 3 \text{ m}$; $H_B = 9 \text{ m}$; $V_A = \frac{P_{CK}}{\gamma} = 5 \text{ m}$.

Bài III-11

Nước chảy trong hệ thống kín gồm có một bơm và một bộ làm nguội có hệ số cản $\xi = 20$. Tổng chiều dài của các ống nối $4l = 40\text{m}$, đường kính ống $d = 40\text{mm}$, hệ số ma sát đường ống $\lambda = 0,02$. Điểm A trên đường ống nối với bình bổ sung có độ cao $H = 6\text{ m}$.

1. Xác định cột áp, công suất của bơm. Biết lưu lượng $Q = 3,76\text{ l/s}$, hiệu suất của bơm $\eta = 0,7$.
2. Xây dựng đường đo áp cho hệ thống, xác định áp suất ở cửa vào của bơm.
3. Xác định độ cao H nhỏ nhất sao cho trong hệ thống không có chân không.



Hình 3.44

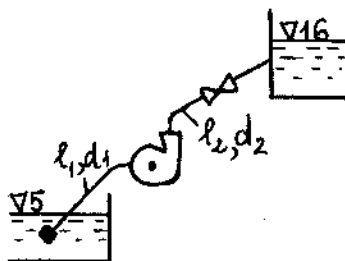
Đáp số:

1. $H = 18,2\text{ m}$; $N = 0,96\text{ kW}$;

2. $\frac{p_v}{\gamma} = 1,4\text{m}$; 3. $H_{\min} = 4,6\text{ m}$.

Bài III-12

Bơm ly tâm có đường đặc tính được cho trong bảng với số vòng quay $n = 1600\text{ v/ph}$ bơm nước từ bể dưới có độ cao $\nabla 5\text{m}$ lên bể trên có độ cao $\nabla 16\text{m}$ theo đường ống hút $l_1 = 10\text{m}$; $d_1 = 100\text{mm}$, đường ống đẩy $l_2 = 30\text{m}$; $d_2 = 75\text{mm}$. Biết hệ số ma sát của các đường ống $\lambda_1 = 0,025$; $\lambda_2 = 0,027$ và hệ số tổn thất cục bộ trong các đường ống $\xi_1 = 2$; $\xi_2 = 12$.



Hình 3.45

1. Xác định lưu lượng, cột áp, công suất trên trục bơm với số vòng quay $n = 1600$ v/ph.
2. Xác định số vòng quay n_1 của bơm để tăng lưu lượng lên 50%.
Đường đặc tính bơm với $n = 1600$ v/ph.

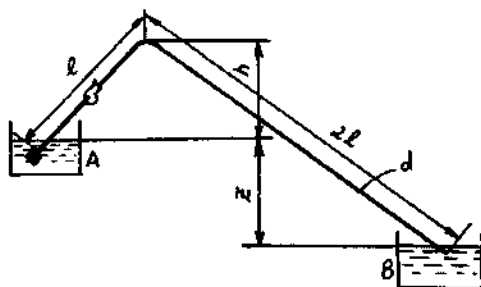
Q (l/s)	0	2	4	6	8	10	12	14	16
H (m)	14,9	15,4	15,5	14,9	14	12,2	10,1	8	4,3
$\eta\%$	0	40	65	74	75	70	61	42	22

Hướng dẫn: Sau khi xác định lưu lượng của bơm Q_b , từ giao điểm của đường $1,5Q_b$ với đường đặc tính lưới xác định hệ số K của đường parabol tương tự $H = KQ^2$. Đường này cắt đường đặc tính bơm ($n = 1600$ v/ph) tại một điểm. Lấy các thông số của điểm này và giao điểm của đường $1,5Q_b$ với đường đặc tính lưới để tính số vòng quay n_1 .

- Đáp số:
1. $Q_b = 7,3$ l/s; $H = 14,4$ m; $N = 1,37$ kW.
 2. $n_1 = 1900$ v/ph.

Bài III-13

Bơm ly tâm có đường đặc tính được cho trong bảng với số vòng quay $n = 1450$ v/ph bơm nước từ bể A đến bể B theo đường ống xi phông có độ dài $3l = 75$ m, đường kính $d = 50$ mm. Độ chênh mức nước trong hai bể $Z = 8$ m, điểm cao nhất của ống xi phông nằm cách mức nước bể A là $h = 5$ m.



Hình 3.46

1. Xác định lưu lượng, cột áp, công suất trên trục bơm. Biết rằng hệ số ma sát đường ống $\lambda = 0,025$; không tính tổn thất cục bộ và cột áp vận tốc.
2. Bơm đặt trước hay sau xi phông? Tại sao?

3. Xác định lưu lượng trong ống xi phông nếu bơm không làm việc.
4. Xác định cột áp chân không ở điểm cao nhất của ống xi phông khi bơm làm việc và bơm không làm việc.

Đường đặc tính bơm với $n = 1450$ v/ph

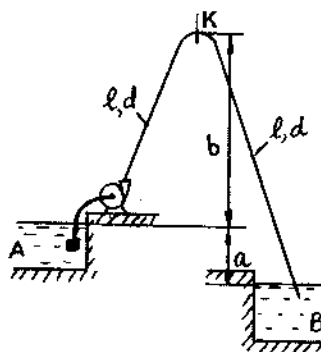
$Q(l/s)$	0	2	4	6	8	10
$H(m)$	13,2	14,2	13,2	10	4	-
$\eta(\%)$	-	40	60	60	40	-

Đáp số:

1. $Q = 6$ l/s; $H = 10$ m; $\eta = 60\%$.
2. Đặt trước.
3. $Q = 4$ l/s.
4. Độ chân không khi có bơm: 1m; khi không có bơm: 7,67 m.

Bài III-14

Bơm ly tâm có đường đặc tính được cho trong bảng với số vòng quay $n = 2900$ v/ph bơm nước từ bể A đến bể B theo đường ống xi phông có độ dài $2l = 20$ m, đường kính $d = 40$ mm, hệ số ma sát của các đường ống $\lambda = 0,03$. Độ chênh mức nước trong hai bể $a = 2$ m, điểm cao nhất của ống xi phông K cách mức nước bể A là $b = 8$ m.



Hình 3.47

Xác định số vòng quay nhỏ nhất của bơm sao cho áp suất tại điểm K không nhỏ hơn áp suất khí trời.

Bảng đặc tính với số vòng quay $n = 2900$ v/ph

Q(l/s)	0	2	4	6	8	10
H(m)	13,2	14,2	13,2	10	4	-
$\eta(\%)$	-	40	60	60	40	-

Hướng dẫn: Xây dựng đường đặc tính lưới: $H = -a + \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g}$ sau đó viết phương trình cho áp suất tại điểm K bằng áp suất khí trời

$$\frac{P_K}{\gamma} = H'_B - b - KQ^2 = 0.$$

Trong đó: K - hệ số đặc trưng tổn thất từ bơm đến điểm K;

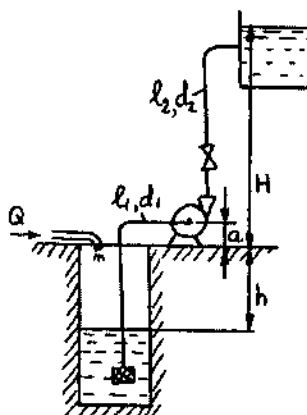
$H'_B; Q'$ - cột áp và lưu lượng của bơm ứng với số vòng quay n' cần xác định.

Áp dụng các công thức tương tự cột áp và lưu lượng, ta sẽ có phương trình xác định số vòng quay n' .

Đáp số: $n' = 2500$ v/ph.

Bài III-15

Bơm ly tâm có đường đặc tính đã cho trong bảng với số vòng quay $n = 1450$ v/ph bơm nước từ giếng lên bể chứa có độ cao $H = 12$ m theo đường ống $l_1 = 8$ m; $d_1 = 100$ mm, $l_2 = 16$ m; $d_2 = 75$ mm; với $\lambda_1 = 0,03$; $\lambda_2 = 0,035$; $\xi_1 = 6$; $\xi_2 = 10$.



Hình 3.48

1. Xác định độ sâu h của mức nước không đổi trong giếng, biết lưu lượng bổ sung $Q = 8$ l/s.

2. Xác định số vòng quay, lưu lượng của bơm để nước trong giếng không tràn ra ngoài, khi có lưu lượng bổ sung $Q = 8 \text{ l/s}$.

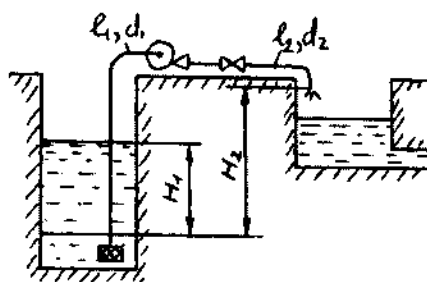
Đường đặc tính bơm với $n = 1450 \text{ v/ph}$

$Q \text{ (l/s)}$	0	2	4	6	8	10	12	14	16
$H \text{ (m)}$	22	22,4	22,6	22,4	21,5	20	18	15	11
$\eta\%$	0	37	58	71	75	74	68	56	37

Đáp số: 1. $h = 6,13 \text{ m}$; 2. $n' = 1260 \text{ v/ph}$; $Q = 6,95 \text{ l/s}$.

Bài III-16

Bơm ly tâm có đường đặc tính được cho trong bảng bơm nước mạch từ giếng sâu sang giếng khác theo một đường ống mềm tổng chiều dài $l = l_1 + l_2 = 7 \text{ m}$, $d = 0,1 \text{ m}$.



Hình 3.49

Xác định thời gian bơm để mức nước trong giếng hạ xuống $H_1 = 3\text{m}$, biết độ chênh mức nước cuối cùng giữa hai giếng là $H_2 = 4\text{m}$, diện tích của giếng sâu $6,25 \text{ m}^2$, hệ số ma sát đường ống $\lambda = 0,04$, tổng hệ số cản cục bộ trong ống hút $\xi_1 = 6$, trong ống đẩy $\xi_2 = 4$.

Bảng đường đặc tính

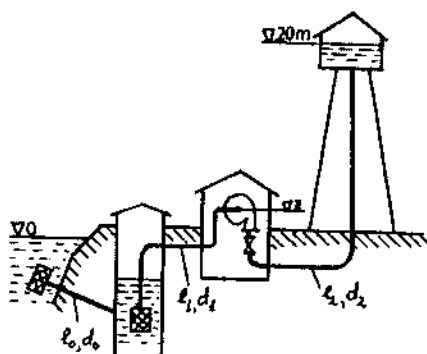
$Q \text{ (l/s)}$	0	10	20	30	40	50
$H \text{ (m)}$	9	10,8	10,8	9	6,5	3

Hướng dẫn: thời gian cần tìm xác định từ lưu lượng trung bình của lưu lượng ban đầu và lưu lượng cuối: $Q_{tb} = \frac{Q_1 + Q_2}{2}$

Đáp số: $t = 12,4$ ph.

Bài III-17

Bơm ly tâm có đường đặc tính được cho trong bảng với số vòng quay $n = 900$ v/ph bơm nước từ bể dưới có mức nước $\nabla = 0$ qua một giếng trung gian rồi lên bể chứa trên có mức nước $\nabla = 20$ m.



Hình 3.50

1. Xác định số vòng quay, công suất của bơm, biết lưu lượng $Q = 60$ l/s; các thông số đường ống: $l_0 = 10$ m; $l_1 = 10$ m; $l_2 = 100$ m; $d_0 = 0,2$ m; $d_1 = 0,2$ m; $d_2 = 0,15$ m; $\lambda = 0,03$; đối với tất cả các đường ống. Không tính tổn thất cục bộ.

2. Xác định chiều cao hút, biết độ chân không cho phép ở cửa vào của bơm $[H_{CK}] = 6$ m.

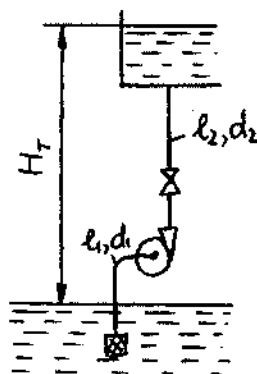
Bảng đường đặc tính với số vòng quay $n = 900$ v/ph

Q_B (l/s)	0	10	20	30	40	50	60	70
H_B (m)	12,5	13,25	13,5	13,25	12,5	11	9,5	7,5
$\eta\%$	0	45	67	77	82	82	75	60

Đáp số: 1. $n = 1440$ v/ph; $N = 23,4$ kW; 2. $[z_h] = 5,25$ m.

Bài III-18

Bơm ly tâm có đường đặc tính được cho trong bảng với số vòng quay $n = 900$ v/ph bơm nước lên cao $H_T = 6\text{m}$ theo đường ống có $l_1 = 20\text{m}$; $d_1 = 0,2\text{m}$, $l_2 = 100\text{m}$; $d_2 = 0,15\text{m}$; với $\lambda_1 = 0,02$; $\lambda_2 = 0,025$.



Hình 3.51

1. Xác định lưu lượng của bơm khi làm việc với số vòng quay $n = 900$ v/ph.

2. So sánh công suất của bơm khi giảm lưu lượng đi 25% bằng hai cách: điều chỉnh bằng tiết lưu và thay đổi số vòng quay.

Bảng đường đặc tính với số vòng quay $n = 900$ v/ph

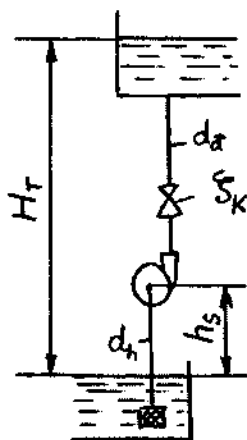
$Q_B(\text{l/s})$	0	10	20	30	40	50	60	70
$H_B(\text{m})$	12,5	13,4	13,6	13,4	13	11,6	9,7	7,5
$\eta\%$	0	45	67	78	81	79	74	60

Đáp số: 1. $Q_B = 47$ l/s.

2. $N = 5,6$ kW (tiết lưu); $N = 3,9$ kW (thay đổi n)

Bài III-19

Bơm ly tâm có đường đặc tính được cho trong bảng, bơm nước lên độ cao $H_T = 15$ m. Bơm đặt ở độ cao hút $h_h = 4$ m. Đường kính ống hút $d_h = 100$ mm và đường kính ống đẩy $d_d = 80$ mm, tổng hệ số tổn thất trên đường ống hút $\xi_h = 6$ và trên đường ống đẩy $\xi_d = 22$ (chưa kể hệ số tổn thất của khóa).



Hình 3.52

Xác định lưu lượng lớn nhất theo độ cao hút đã cho, giá trị hệ số cản của khóa với lưu lượng lớn nhất và công suất của bơm.

Bảng đường đặc tính

$Q_B(l/s)$	0	2	4	6	8	10	12	14	16	18	20
$H_B(m)$	45	47,5	49	48	47	44,7	40,5	35,5	29,5	23	15
$[H_{CK}](m)$	9	8,8	8,4	8	7,5	7	6,6	6,15	5,5	4,8	4
$\eta\%$	-	-	60	65	68	69,5	70	69,5	68	65	60

Hướng dẫn: Giao điểm của đường đặc tính độ chân không cho phép $[H_{CK}] = f(Q)$ với đường biểu diễn độ chân không trước của bơm chính là điểm tương ứng với đại lượng lưu lượng lớn nhất.

Độ chân không trước của bơm là hàm của lưu lượng được biểu thị theo công thức:

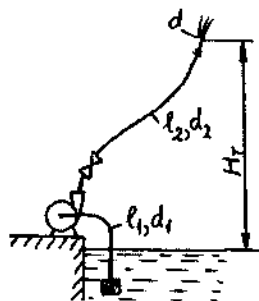
$$\frac{p_{CK}}{\gamma} = z_h + h_h + \frac{v_h^2}{2g}$$

Trong đó: $h_h = \xi_h \frac{v_h^2}{2g}$ - tổng tổn thất trong đường ống hút.

Đáp số: $Q = 16 l/s$; $\xi_K = 4,6$; $N = 6,85 kW$.

Bài III-20

Bơm cứu hỏa có đường đặc tính được cho trong bảng với $n = 3000$ v/ph, bơm nước lên độ cao $H_T = 16$ m. Xác định công suất và lưu lượng của bơm, biết đường kính ống nối mềm $d_1 = 100$ mm, $l_1 = 6$ m ($\lambda_1 = 0,025$; $\xi_1 = 4$), $d_2 = 90$ mm, $l_2 = 40$ m ($\lambda_2 = 0,035$; $\xi_2 = 10$). Vòi phun cuối ống mềm có đường kính $d = 40$ mm, hệ số tổn thất $\xi = 0,08$.



Hình 3.53

Hướng dẫn: Cột áp của bơm:

$$H = H_T + \sum h + \frac{v^2}{2g}$$

Trong đó: Σh - tổng tổn thất

$$\frac{v^2}{2g} - \text{cột áp vận tốc của dòng chảy ra khỏi vòi phun.}$$

Bảng đường đặc tính với $n = 3000$ v/ph

$Q_B(l/s)$	0	5	10	15	20	25	30	35
$H_B(m)$	140	140	136	130	121	110	98	83
$\eta\%$	0	34	55	68	75	77	73	65

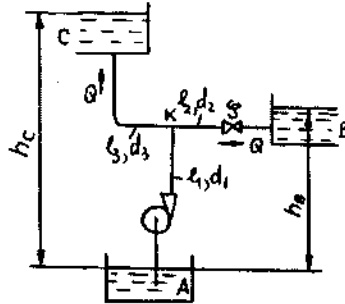
Đáp số: $Q = 32,2$ l/s; $N = 40,6$ kW.

Bài III-21

Bơm ly tâm bơm nước từ bể A lên hai bể B và C có độ cao $h_B = 20$ m; $h_C = 25$ m với lưu lượng trong mỗi nhánh $Q_B = Q_C = Q = 4$ l/s. Đường ống AK có chiều dài $l_1 = 100$ m, $d_1 = 75$ mm; đường ống KC và KB có độ dài $l_2 = l_3 = 50$ m và $d_2 = d_3 = 50$ mm. Hệ số ma sát đường ống $\lambda = 0,025$.

Xác định hệ số cản của khoá ξ sao cho đảm bảo lưu lượng trong hai nhánh bằng nhau và công suất hữu ích của bơm.

Hình 3.54

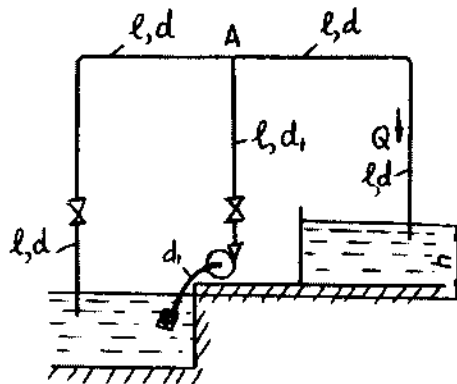


Đáp số: $\xi = 23,6$; $N_B = 2,8$ kW.

Bài III-22

Bơm ly tâm bơm nước theo hệ thống đường ống ($l = 5$ m, $d_1 = 70$ mm) đến điểm A chia làm hai nhánh có đường kính ống $d = 50$ mm và có độ dài $2l$ đối với mọi nhánh. Lưu lượng trong nhánh phải $Q = 10$ l/s; độ cao $h = 1$ m.

Hình 3.55



Xác định công suất trên trục bơm. Biết hiệu suất $\eta = 0,8$; hệ số ma sát đường ống $\lambda = 0,03$ và hệ số cản trong ống hút $\xi_h = 4$.

Đáp số: $N = 4$ kW.

Bài III-23

Bơm hướng trục có lưu lượng $Q = 14400 \text{ m}^3/\text{h}$, cột áp $H = 21,8 \text{ m}$, $n = 585 \text{ v/ph}$, hiệu suất $\eta = 80\%$, cột áp dự trữ chống xâm thực $\Delta h_1 = 10 \text{ m}$.

Tính công suất trên trục bơm và chiều cao hút cho phép nếu tăng lưu lượng lên 25%. Cho tổn thất trong đường ống hút $h_h = 2 \text{ m}$ và nhiệt độ nước $t = 20^\circ\text{C}$.

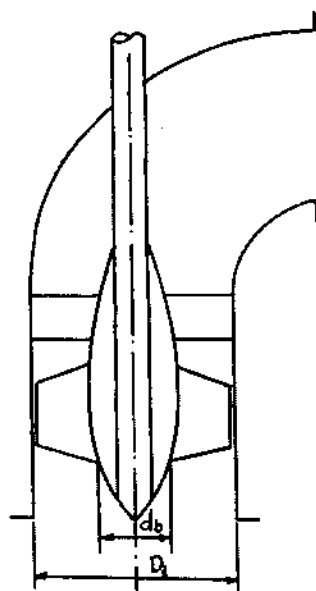
Đáp số: $N = 2100 \text{ kW}$; $[z_h] = -9 \text{ m}$.

Bài III-24

Bơm hướng trục có lưu lượng $Q = 1300 \text{ m}^3/\text{h}$, $n = 580 \text{ v/ph}$.

1. Xác định đường kính ngoài, đường kính bầu của bơm, biết vận tốc thành phần $c_m = 3,28 \text{ m/s}$; tỷ số $d_b/D = 0,5$.

2. Xác định cột nước thực và công suất của bơm, biết góc $\alpha_1 = 90^\circ$; $\beta_2 = 23^\circ 40'$ của dòng nguyên tố trung bình $D_{th} = (D + d_b)/2$; $\eta = 84\%$; $\eta_{CK} = 97,6\%$.



Hình 3.57

Đáp số: 1) $D = 450 \text{ mm}$; $d_b = 225 \text{ mm}$.

2) $H = 2,5 \text{ m}$; $N = 10,52 \text{ kW}$.

Bài III-25

Bơm hướng trục làm việc trong một trạm bơm có cột áp $H = 12,3$ m, lưu lượng $Q = 15 \text{ m}^3/\text{s}$, $n = 250$ v/ph và hệ số xâm thực $\sigma = 0,615$. Sau khi xây dựng lại trạm lưu lượng tăng lên $Q = 19,6 \text{ m}^3/\text{s}$.

Xác định công suất, cột áp dự trữ chống xâm thực Δh của bơm trong điều kiện mới, biết hiệu suất của bơm $\eta = 0,8$.

Hướng dẫn: Cột áp dự trữ chống xâm thực được xác định theo

công thức: $\sigma = \frac{\Delta h}{H}$

Đáp số: $N = 5060 \text{ kW}; \quad \Delta h = 12,7 \text{ m}.$

Chương IV. BƠM THỂ TÍCH

KHÁI NIỆM CHUNG VỀ BƠM THỂ TÍCH

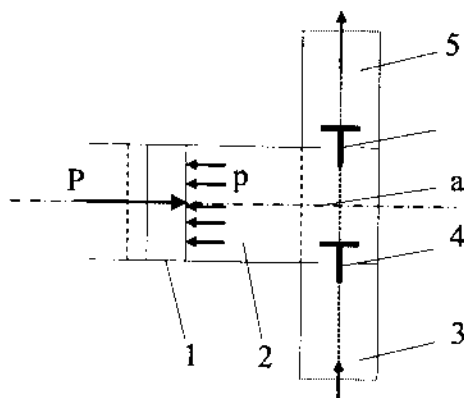
Khái niệm chung

Máy thủy lực thể tích nói chung bao gồm: bơm thể tích và động cơ thủy lực thể tích. Bơm thể tích đẩy chất lỏng bằng áp suất thủy tĩnh, còn động cơ thủy lực thể tích thì biến áp năng của dòng chất lỏng thành cơ năng.

Về nguyên tắc, mọi máy thủy lực thể tích đều có thể làm việc thuận nghịch, nghĩa là làm được cả hai nhiệm vụ: bơm và động cơ.

a- Cấu tạo và nguyên lý làm việc

Xét sơ đồ làm việc của bơm thể tích kiểu piston có chuyển động tịnh tiến được nêu trên Hình 4.1.



Hình 4.1 - Sơ đồ làm việc của bơm thể tích kiểu piston

Khi piston 1 sang trái, thể tích buồng làm việc a tăng lên, áp suất ở đây giảm, nên chất lỏng từ ống hút 3 qua van một chiều 4 vào xi lanh 2. Khi piston 1 sang phải, dưới áp lực P của piston, chất lỏng trong xi lanh bị nén với áp suất p qua van một chiều 6 vào ống dẫn 5. Phần thể tích buồng làm việc thay đổi để hút và đẩy chất lỏng được gọi là thể tích làm việc.

b- Phân loại bơm thể tích

Bơm thể tích gồm nhiều loại.

Theo công dụng, có thể chia làm hai loại:

- Bơm nước và các loại chất lỏng khác.
- Bơm dầu dùng trong các hệ thống truyền động.

Theo kết cấu và dạng chuyển động, có thể chia ra 3 loại chủ yếu:

- Bơm piston (chuyển động tịnh tiến).
- Bơm piston-rotor (vừa có chuyển động tịnh tiến vừa có chuyển động quay).
- Bơm rotor (chuyển động quay).

Các thông số làm việc cơ bản của bơm thể tích

Các thông số làm việc cơ bản của bơm thể tích có một số đặc điểm khác với các thông số của bơm cánh dẫn.

Theo nguyên lý, áp suất của chất lỏng trong máy thủy lực thể tích chỉ phụ thuộc tải trọng ngoài. Nếu buồng làm việc hoàn toàn kín, thì lưu lượng của máy không phụ thuộc vào áp suất, còn áp suất có thể tăng lên bao nhiêu cũng được tùy thuộc vào áp suất phụ tải và công suất của bơm. Khi đó lưu lượng của máy thủy lực thể tích chỉ phụ thuộc vào vận tốc chuyển động của piston. Nếu vận tốc piston không thay đổi thì lưu lượng cũng không thay đổi.

Nhưng thực tế, buồng làm việc không thể tuyệt đối kín với mọi trị số áp suất. Khi tải trọng làm việc tăng đến mức nào đó sẽ xuất hiện sự chảy rò chất lỏng, nếu tiếp tục tăng tải trọng thì lưu lượng của máy sẽ hoàn toàn mất mát do rò rỉ. Ngoài ra, áp suất làm việc còn bị hạn chế bởi sức bền của máy.

Do vậy, để đảm bảo sự làm việc bình thường của máy, phải hạn chế áp suất làm việc tối đa bằng cách dùng van an toàn (van sẽ tự động thải chất lỏng để giảm áp suất làm việc khi tải trọng quá lớn).

a- Lưu lượng

Lưu lượng lý thuyết Q_l (lưu lượng chưa kể tới sự chảy rò) bằng tổng của thể tích làm việc của máy trong một đơn vị thời gian:

$$Q_l = q_l \cdot n \quad (4.1)$$

q_l - lưu lượng riêng của máy (trong một chu kỳ), là thể tích làm việc của máy trong một chu kỳ.

n - số chu kỳ làm việc của máy trong một đơn vị thời gian (thường bằng số vòng quay của trục máy).

Q_l là lưu lượng tính trong cả quá trình trong một đơn vị thời gian nên còn gọi là lưu lượng trung bình lý thuyết. Khác với máy thủy lực cánh dẫn, lưu lượng tức thời của máy thủy lực thể tích thay đổi theo thời gian, kể cả khi máy làm việc ổn định.

b- Áp suất

Cột áp của máy thủy lực thể tích được tạo nên chủ yếu bởi sự thay đổi áp suất tĩnh của chất lỏng khi chuyển động qua máy. Do đó, trong máy thủy lực thể tích thường dùng áp suất để biểu thị khả năng tải của máy.

Cột áp H và áp suất p liên hệ với nhau bằng công thức thủy tĩnh học cơ bản:

$$H = \frac{p}{\gamma} \quad (4.2)$$

γ - trọng lượng riêng của chất lỏng làm việc.

Áp suất trong buồng làm việc có liên quan đến lực tác dụng hoặc moment quay của máy.

- Đối với máy thủy lực thể tích có chuyển động tịnh tiến, áp suất làm việc p tác dụng lên piston tạo nên áp lực P :

$$P = p \cdot F \quad (4.3)$$

F - diện tích làm việc của mặt piston.

- Đối với máy thủy lực thể tích có chuyển động quay, áp suất làm việc p tác dụng lên roto tạo nên moment quay M :

$$M = k_M \cdot p \quad (4.4)$$

k_M - là hằng số đối với máy, phụ thuộc vào kết cấu và kích thước máy, được gọi là *hệ số moment*

Hệ số k_M có thể suy từ công thức tính công suất lý thuyết. Nếu bỏ qua các tổn thất:

$$\begin{aligned} N &= N_l \\ N_l &= \gamma Q_l H \end{aligned} \quad (4.5)$$

Thay $H = p/\gamma$ vào phương trình (4.5):

$$N_l = Q_l \cdot p \quad (4.6)$$

Mặt khác: $N_l = \omega M$, nên:

$$M = \frac{Q_l}{\omega} p \quad (4.7)$$

So sánh các phương trình (4.4) và (4.7):

$$k_M = \frac{Q_l}{\omega} = \frac{q_l n}{2\pi n} = \frac{q_l}{2\pi} \quad (4.8)$$

k_M thực tế $< k_M$ lý thuyết và phụ thuộc vào hiệu suất η .

Moment quay M theo phương trình (4.7) là lý thuyết (bỏ qua tổn thất), trong trường hợp xét các tổn thất thì moment quay của bơm được xác định theo công thức sau:

$$pQ = \eta M \omega;$$

Hay
$$M = \frac{Q}{\eta \omega} p = \frac{k_M}{\eta} p \quad (4.9)$$

c - Hiệu suất và công suất

Hiệu suất toàn phần của máy thủy lực xác định theo công thức chung:

$$\eta = \eta_Q \eta_C \eta_H \quad (4.10)$$

Đối với bơm thể tích, tổn thất thủy lực tương đối nhỏ (vì động năng nhỏ) nên thường cho $\eta_H = 1$. Do đó:

$$\eta = \eta_Q \eta_C \quad (4.11)$$

Công suất làm việc của bơm thường được xác định bằng các thông số thủy lực:

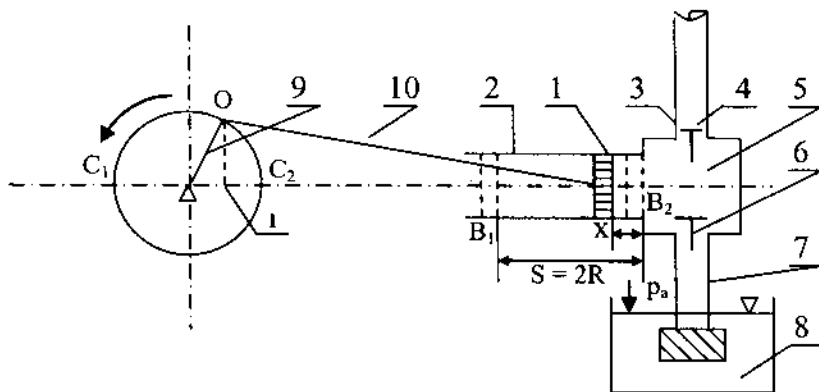
$$N = \frac{\gamma Q H}{\eta} = \frac{pQ}{\eta} \quad (4.12)$$

BƠM PISTON

Cấu tạo, nguyên lý làm việc

Bơm piston được kéo bởi động cơ, chuyển động quay của trục động cơ được biến đổi thành chuyển động tịnh tiến của piston 1 trong xilanh 2 nhờ hệ thống thanh truyền - tay quay với hành trình $S = 2R$ (R - chiều dài tay quay).

Xét sơ đồ trên Hình 4.2, hai điểm B_1, B_2 của piston tương đối với hai vị trí C_1, C_2 của tay quay. Khi trong buồng làm việc 5 chứa đầy chất lỏng, nếu tay quay từ vị trí C_2 quay theo chiều mũi tên thì piston di chuyển từ B_2 về phía trái. Thể tích buồng 5 tăng dần, áp suất p trong đó giảm đi và bé hơn áp suất mặt thoáng bể chứa p_a ($p < p_a$). Do đó chất lỏng từ bể hút qua van hút 6 vào buồng làm việc 5,



Hình 4.2 – Cấu tạo và nguyên lý làm việc của bơm piston tác dụng đơn

trong khi đó van đẩy 4 đóng. Khi piston chuyển động từ $B_2 \rightarrow B_1$, bơm thực hiện *quá trình hút*. Khi tay quay đến vị trí C_1 (piston đến vị trí B_1) thì quá trình hút của bơm kết thúc.

Sau đó, tay quay tiếp tục quay từ $C_1 \rightarrow C_2$, piston đổi chiều chuyển động từ $B_1 \rightarrow B_2$. Thể tích buồng làm việc giảm dần, áp suất chất lỏng tăng lên, van hút 6 bị đóng, van đẩy 4 mở chất lỏng chảy vào ống đẩy. Quá trình piston di chuyển từ $B_1 \rightarrow B_2$ gọi là *quá trình đẩy*.

Như vậy, cứ một vòng quay của tay quay thì bơm thực hiện lần lượt hai quá trình hút và đẩy liên tiếp. Nếu tay quay tiếp tục quay thì bơm lặp lại quá trình hút và đẩy. Do đó, quá trình hút và đẩy của bơm piston gián đoạn và xen kẽ với nhau. Một quá trình hút và đẩy kế tiếp nhau được gọi là một *chu kỳ làm việc của bơm*.

Khả năng tự hút của bơm piston

Khác với bơm ly tâm, bơm piston không cần môi, bơm có khả năng tự hút.

Gọi W_0 là thể tích không khí ở ống hút và buồng làm việc (khi piston ở B_2). Nếu piston di chuyển đến B_1 thì không khí giãn ra với thể tích lớn hơn, bằng $W_0 + FS$ (FS - thể tích xilanh). Giả sử không khí giãn nở đoạn nhiệt, thì áp suất không khí trong buồng làm việc là $p < p_a$:

$$p = p_a \cdot \frac{W_0}{W_0 + FS} < p_a$$

Do $p < p_a$ nên chất lỏng từ bể hút chảy vào ống hút và dâng lên theo độ cao h :

$$h = \frac{p_a - p}{\gamma} \quad (\text{chưa kể tới tổn thất})$$

Nếu piston tiếp tục làm việc, chất lỏng từ bể hút sẽ dâng dần theo ống hút và điền đầy bơm. Khi đó xem như bơm đã tự mỗi xong.

Ưu điểm của bơm piston

- Có thể tạo nên áp suất lớn.
- Cấu tạo đơn giản.

Nhược điểm

- Chuyển động của chất lỏng qua bơm không đều, do đó lưu lượng của bơm dao động.
- Kết cấu của bơm tương đối cồng kềnh.

Khi áp suất nhỏ hoặc trung bình, thường dùng bơm ly tâm có lợi thế hơn. Khi cần áp suất cao hoặc rất cao (từ 200 at trở lên) và lưu lượng tương đối nhỏ thì bơm piston chiếm ưu thế.

Phân loại

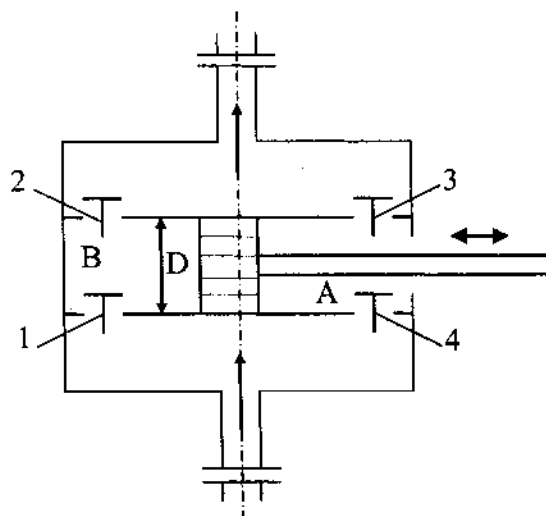
a - Theo hình dáng piston

Có hai loại:

- *Bơm piston đĩa*: piston có dạng hình đĩa, mặt xung quanh của piston tiếp xúc với vách xi-lanh nên được gọi là piston giáp vách.
- *Bơm piston trụ*: piston có dạng trụ với đường kính tương đối nhỏ, mặt xung quanh không tiếp xúc với vách.

b- Theo số lần tác dụng

- *Bơm tác dụng đơn* hay còn gọi *bơm tác dụng một chiều*. Trong loại bơm này, chất lỏng làm việc ở về một phía của piston. Một chu kỳ làm việc của piston chỉ có một quá trình hút và một quá trình đẩy nối tiếp nhau.
- *Bơm tác dụng kép*, hay còn gọi *bơm tác dụng hai chiều*. Trong loại bơm này, piston làm việc cả hai phía, do đó có hai buồng làm việc A và B, 2 van hút 1, 4 và 2 van đẩy 2, 3. Trong một chu kỳ làm việc của bơm có 2 quá trình hút và 2 quá trình đẩy (khi buồng A hút thì buồng B đẩy và ngược lại).
- *Bơm tác dụng nhiều lần*: có 2 loại:
 - *Bơm tác dụng 3 lần*: Trong một chu kỳ làm việc (một vòng quay của trục bơm), loại bơm này có 3 quá trình hút và 3 quá trình đẩy, do 3 bơm tác dụng đơn ghép lại với nhau, các piston được dẫn động bằng một trục khuỷu, có chung ống hút và ống đẩy. Để có dao động lưu lượng nhỏ nhất, các tay quay được bố trí lệch nhau theo góc 120° .



Hình 4.3 – Bơm piston tác dụng hai phía

- ♦ *Bơm tác dụng 4 lần:* Đây là kiểu bơm do hai bơm tác dụng kép ghép lại với nhau. Tay quay của hai bơm đặt lệch nhau theo góc 90° .

c- Theo áp suất

- Bơm áp suất thấp: $p < 10 \text{ at}$.
- Bơm áp suất trung bình: $p = 10 \div 20 \text{ at}$.
- Bơm áp suất cao: $p > 20 \text{ at}$.

d- Theo lưu lượng

- Lưu lượng nhỏ: $Q < 15 \text{ m}^3/\text{h}$.
- Lưu lượng trung bình: $Q = 15 \div 60 \text{ m}^3/\text{h}$.
- Lưu lượng lớn: $Q > 60 \text{ m}^3/\text{h}$.

Cách tính lưu lượng của bơm piston

a- Lưu lượng lý thuyết trung bình

Đối với bơm tác dụng đơn, thể tích làm việc trong một chu kỳ là:

$$q = FS \quad (4.13)$$

Đối với bơm tác dụng kép.

$$q = S (2F - f) \quad (4.14)$$

Trong đó: $F = \frac{\pi D^2}{4}$ - diện tích làm việc của mặt piston.

D - đường kính piston

$$f = \frac{\pi d^2}{4} - \text{diện tích mặt cắt cần piston}$$

d - đường kính cần piston

S - hành trình của piston

Từ phương trình (4.1), lưu lượng lý thuyết trung bình của bơm piston tác dụng đơn là:

$$Q_l = \frac{qn}{60} = \frac{FSn}{60} \text{ m}^3/\text{s} \quad (4.15)$$

Lưu lượng lý thuyết trung bình của bơm tác dụng kép là:

$$Q_l = (2F - f) \cdot \frac{Sn}{60} \text{ m}^3/\text{s} \quad (4.16)$$

n - số vòng quay trong một phút của trục bơm.

b- Lưu lượng trung bình thực

Lưu lượng trung bình thực bao giờ cũng nhỏ hơn lưu lượng lý thuyết đã tính ở trên vì những nguyên nhân sau:

- Bộ phận lót kín của bơm và ở các van không thể đảm bảo tuyệt đối kín khi bơm làm việc.
- Sự đóng mở chậm của van hút và van đẩy trong quá trình hút và đẩy kế tiếp nhau.
- Không khí lọt vào bơm.

Vì vậy lưu lượng thực trung bình của bơm piston là:

$$Q = \eta_Q Q_l \quad (4.17)$$

η_Q - hiệu suất lưu lượng của bơm phụ thuộc vào các nguyên nhân kể trên.

- $\eta_Q = 0,85 \div 0,90$ - đối với bơm nhỏ (có đường kính piston $D < 150$ mm)
- $\eta_Q = 0,90 \div 0,95$ - đối với bơm vừa ($D \approx 150 \div 300$ mm)
- $\eta_Q = 0,95 \div 0,98$ - đối với bơm lớn ($D > 300$ mm)

c- Lưu lượng tức thời

Theo lý thuyết thủy lực, có thể xác định lưu lượng của bơm piston tác dụng đơn tại một thời điểm bất kỳ:

$$Q = Fv \quad (4.18)$$

v - vận tốc tức thời của dòng chất lỏng trong bơm, cũng chính là vận tốc tức thời của piston.

Có thể kết luận, sự biến đổi lưu lượng của bơm phụ thuộc vào sự thay đổi của vận tốc piston. Khảo sát chuyển động của piston của bơm truyền dẫn bằng cơ cấu thanh truyền - tay quay (Hình 4.4), trong đó:

F - diện tích bề mặt piston.

φ - góc quay của tay quay.

R - bán kính quay (chiều dài) của tay quay.

l - chiều dài thanh truyền.

x - khoảng cách từ mặt làm việc của piston đến vị trí giới hạn B_2 .

Nếu chiều dài thanh truyền lớn hơn chiều dài tay quay nhiều, khoảng hơn 10 lần ($R/l \leq 0,1$) khi đó có thể giả thiết:

$$\begin{aligned}x &= C_2 T = R - R \cos \varphi \\x &= R(1 - \cos \varphi)\end{aligned}\quad (4.19)$$

Trong đó: $\varphi = \omega.t$ (ω - vận tốc góc, t - thời gian)

Vận tốc tức thời của piston là:

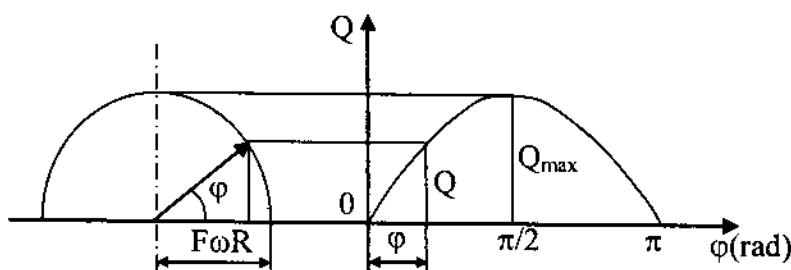
$$v = \frac{dx}{dt} = R \sin \varphi \frac{d\varphi}{dt}$$

$$\text{Do đó:} \quad v = \omega R \sin \varphi \quad (4.29)$$

Lưu lượng tức thời của bơm tác dụng đơn là:

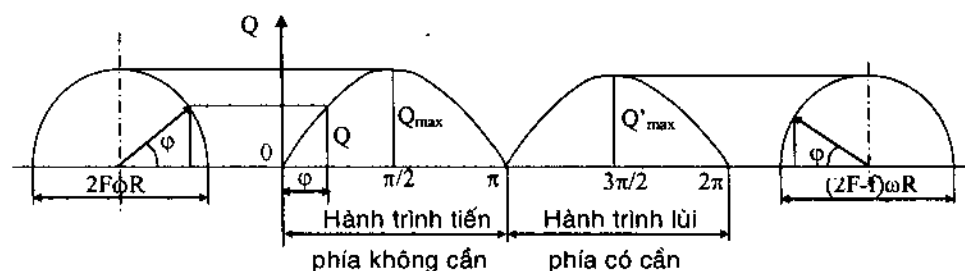
$$Q = F \omega R \sin \varphi \quad (4.21)$$

Có thể thấy, lưu lượng tức thời của bơm piston dao động theo hàm sine và đạt giá trị cực đại ($Q_{\max}$) khi $\varphi = \pi/2$, cực tiểu ($Q_{\min} = 0$) khi $\varphi = 0$.



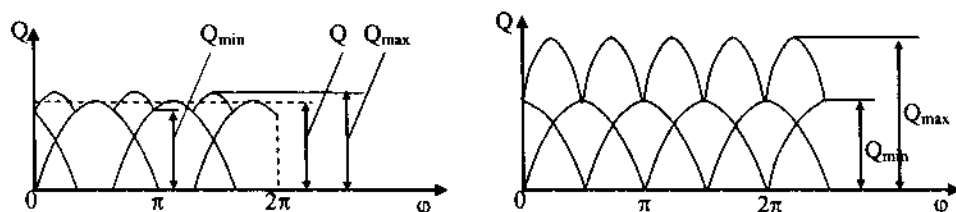
Hình 4.4 - Sơ đồ dao động lưu lượng của bơm piston tác dụng đơn

Bằng cách lập luận tương tự như trên, có thể xác định biểu đồ lưu lượng tức thời $Q = f(\varphi)$ của bơm piston tác dụng kép (Hình 4.5).



Hình 4.5 - Sơ đồ dao động lưu lượng của bơm piston tác dụng kép

Qua biểu đồ lưu lượng $Q = f(\varphi)$ của bơm piston tác dụng đơn và kép, có thể nhận thấy lưu lượng của bơm dao động trong phạm vi lớn. Để có lưu lượng đều hơn (dao động ít hơn), nên dùng bơm piston có tác dụng 3 lần hoặc 4 lần. Biểu đồ lưu lượng của bơm tác dụng 3 lần hoặc 4 lần có thể xây dựng bằng cách cộng các biểu đồ lưu lượng của các bơm đơn và các bơm kép (Hình 4.6).



Hình 4.6 - Sơ đồ dao động lưu lượng của bơm piston tác dụng 3 lần và 4 lần

Qua các biểu đồ lưu lượng, có thể nhận thấy bơm piston tác dụng 3 lần có lưu lượng đều nhất. Trong thực tiễn, ít sử dụng bơm có tác dụng lớn hơn 4 lần.

Để đánh giá mức độ không đều của lưu lượng bơm piston, thường dùng hệ số không đều về lưu lượng ψ

$$\psi = \frac{Q_{\max}}{Q} \quad (4.22)$$

- Đối với bơm tác dụng đơn:

$$Q_{\max} = FR \frac{2\pi n}{60} \text{ khi } \varphi = \frac{\pi}{2}, \omega = \frac{2\pi n}{60}, \sin \frac{\pi}{2} = 1$$

Trong trường hợp tổng quát, Q được tính như sau:

$$Q = \frac{\int_0^\pi f(x) dx}{2\pi} = F \cdot 2R \cdot \frac{n}{60} \quad (4.23)$$

trong đó: $f(x) = FR\omega \sin \varphi$

Nhưng do trong khoảng $\varphi = \pi \div 2\pi$ lưu lượng bằng 0. Do đó Q cho cả chu kỳ sẽ là:

$$Q = F2R \frac{n}{60}$$

Do đó, hệ số lưu lượng không đều của bơm piston tác dụng đơn là:

$$\psi = \frac{FR \frac{2\pi n}{60}}{FR \frac{n}{60}} = \pi = 3,14$$

- Bơm tác dụng kép và bơm tác dụng bốn lần có:

$$\psi = \frac{\pi}{2} = 1,57$$

- Bơm tác dụng 3 lần:

$$\psi = \frac{\pi}{3} = 1,05$$

Vậy bơm tác dụng 3 lần có ψ nhỏ nhất, điều này phù hợp với nhận xét qua các biểu đồ lưu lượng.

Chuyển động không ổn định của chất lỏng trong bơm. Phương trình Bernoulli và biện pháp khắc phục

a- Phương trình Bernoulli cho dòng chất lỏng trong bơm

Chuyển động không ổn định:

Phân trên đã đề cập vận tốc chất lỏng chuyển động trong bơm phụ thuộc vận tốc chuyển động của piston $v = f(t)$, có gia tốc $\frac{dv}{dt} \neq 0$.

Chất lỏng chuyển động có gia tốc thay đổi theo thời gian dọc theo dòng chảy. Gia tốc này có thể dương (+) hoặc âm (-) $\left(\frac{dv}{dt} > 0 \text{ hoặc } < 0 \right)$. Như vậy khối chất lỏng có khối lượng m chuyển động trong bơm sẽ chịu tác dụng của lực quán tính là:

$$I_{qt} = -m \cdot \frac{dv}{dt} \quad (4.24)$$

(dấu (-) biểu thị lực quán tính ngược chiều với gia tốc).

Lực quán tính tác dụng lên dòng chảy trong bơm có ảnh hưởng không tốt đến bơm, đường ống và các bộ phận khác.

Từ phương trình (4.24), có thể thấy nếu tại một thời điểm nào đó, khối chất lỏng đang chuyển động có gia tốc cùng chiều với chiều chuyển động, thì lúc đó lực quán tính sẽ tác dụng ngược chiều chuyển động. Lúc này lực quán tính đóng vai trò lực cản tăng thêm đối với dòng chất lỏng.

Nhưng nếu gia tốc ngược chiều chuyển động, thì lực quán tính sẽ tác dụng cùng chiều với chiều chuyển động, lúc đó khối chất lỏng được bổ sung thêm năng lượng. Năng lượng này có tác dụng khắc phục những lực cản khác.

Vì vận tốc piston thay đổi có chu kỳ nên gia tốc dv/dt cũng thay đổi có chu kỳ cả về trị số tuyệt đối và chiều, do đó lực quán tính sinh ra trong bơm piston chính là tải trọng động có chu kỳ, tác động vào các bộ phận của bơm và hệ thống.

Từ đó có thể nhận xét dòng chảy trong bơm piston là *dòng không ổn định*. Do vậy trong phương trình năng lượng của dòng chảy không ổn định phải có thành phần của lực quán tính.

Phương trình Bernoulli

Xét dòng nguyên tố chất lỏng chuyển động trong bơm từ mặt cắt 1 đến mặt cắt 2 bất kỳ. Vì dòng không ổn định nên biến thiên năng lượng đơn vị toàn phần từ mặt cắt 1 đến 2 của dòng chảy là để khắc phục lực cản và vượt qua lực quán tính xuất hiện trên đoạn 1-2.

Nếu $m = 1/g$ là khối lượng của một đơn vị trọng lượng chất lỏng thì lực quán tính tác dụng lên m sẽ là: $\frac{1}{g} \cdot \frac{\partial v}{\partial t}$.

Do đó có thể viết phương trình chuyển động cho dòng nguyên tố của chuyển động chất lỏng trong bơm piston:

$$\frac{\partial}{\partial S} \left(z + \frac{p}{\gamma} + \frac{v^2}{2g} \right) + \frac{\partial \sigma}{\partial t} + \frac{1}{g} \cdot \frac{\partial v}{\partial t} = 0 \quad (4.25)$$

Trong đó:

$\partial/\partial S$ - biến thiên năng lượng do sức cản dọc theo dòng chảy,
 v - vận tốc trung bình của dòng chảy.

Tích phân phương trình (4.25) sẽ được phương trình Bernoulli cho toàn dòng không ổn định trong bơm piston:

$$z + \frac{p}{\gamma} + \frac{v^2}{2g} + \Sigma h + \frac{1}{g} \int \frac{\partial v}{\partial t} \cdot \partial S = \text{const} \quad (4.26)$$

Thành phần $\frac{1}{g} \cdot \int \frac{\partial v}{\partial t} \cdot \partial S$ xuất hiện do có lực quán tính trong dòng chảy, thành phần này cũng được biểu thị bằng cột chất lỏng, do vậy được gọi là *cột áp quán tính*, ký hiệu h_{qt} :

$$h_{qt} = \frac{1}{g} \cdot \int \frac{\partial v}{\partial t} \partial S \quad (4.27)$$

Cột áp quán tính có thể gây ra hiện tượng xâm thực và làm hư hỏng các thiết bị của bơm và hệ thống. Vì vậy cần phải nghiên cứu các quy luật biến thiên của áp suất tại buồng công tác của bơm trong quá trình làm việc.

b- Biện pháp khắc phục chuyển động không ổn định của chất lỏng trong bơm piston

Tác hại của chuyển động không ổn định trong bơm:

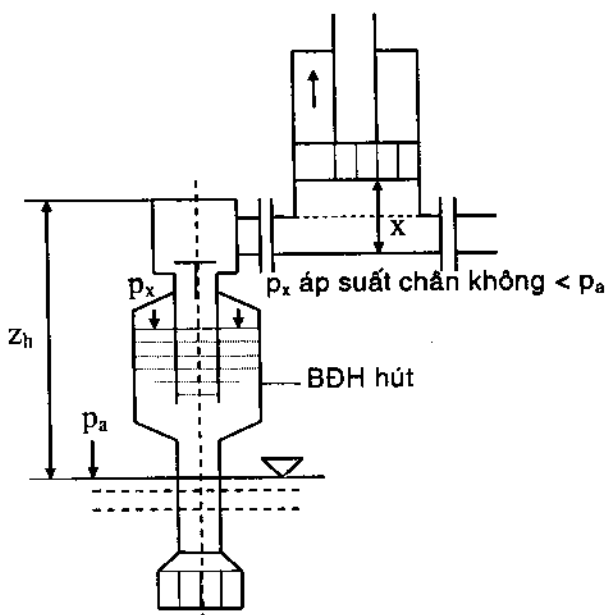
- Làm tăng tổn thất thủy lực.
- Gây chấn động.
- Nếu bơm làm việc trong hệ thống ống dài có thể xuất hiện va đập thủy lực làm hỏng các bộ phận của bơm và hệ thống.
- Trường hợp hệ thống nhiều bơm cùng làm việc, có thể xảy ra hiện tượng cộng hưởng biên độ dao động của áp suất.

Biện pháp khắc phục chuyển động không ổn định:

1. Dùng bơm tác dụng hai chiều (bơm tác dụng kép).
2. Dùng bơm ghép. Như ở phần trên đã trình bày, hệ số không đều về lưu lượng của các bơm piston ghép nhỏ hơn của bơm tác dụng đơn rất nhiều.
3. Dùng bình không khí để điều hòa lưu lượng và áp suất. Bình không khí điều hòa lưu lượng và áp suất (gọi tắt là *bình điều hòa*) có kết cấu rất đơn giản. Đó là các bình chứa kín đặt ngay sát trên ống hút và ống đẩy.

Bình điều hòa lắp trên ống hút gọi là bình điều hòa hút, bình điều hòa lắp trên ống đẩy gọi là bình điều hòa đẩy.

Bình điều hòa hút: nguyên lý làm việc như sau:



Hình 4.7 - Bình điều hòa hút

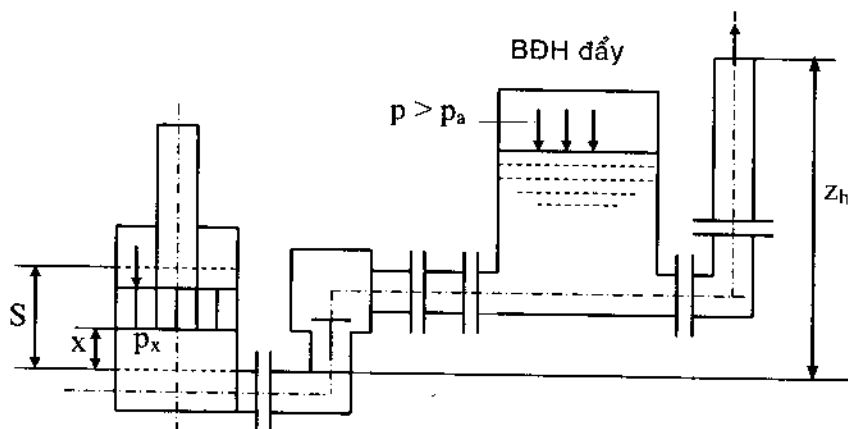
Trong các quá trình làm việc của bơm, một phần chất lỏng được tích lũy trong bình điều hòa. Nếu kích thước bình đủ lớn, dao động chất lỏng trong bình sẽ nhỏ. Hơn nữa, trên mặt thoáng chất lỏng trong bình luôn luôn có không khí và có áp suất chân không. Vì thế, chất lỏng chảy từ ống hút lên bình một cách liên tục và có thể xem như dòng chảy ổn định. Chuyển động không ổn định chỉ xuất hiện trên đoạn từ bình chứa đến mặt piston. Do đó lực quán tính trong ống hút chỉ xuất hiện trên một đoạn ngắn từ bình điều hòa đến bơm, do đó giảm được tổn thất năng lượng trong ống hút (Hình 4.7).

Đặt bình điều hòa trên ống hút cho phép:

- Tăng chiều cao hút của bơm.
- Tăng số vòng quay làm việc của bơm.
- Giảm dao động áp suất của bơm trong quá trình hút.

Bình điều hòa đẩy: bình điều hòa đẩy làm việc như sau:

Trong quá trình đẩy, một phần lưu lượng của bơm (phần lớn hơn lưu lượng trung bình) được tích lũy trong bình, mức chất lỏng sẽ dâng lên, nén khối không khí ở phần trên của bình, tạo nên áp suất lớn. Khi van đẩy đóng nhờ áp suất lớn của khối không khí bị nén trong bình, nên chất lỏng được tiếp tục đẩy ra ống đẩy, vì vậy dao động của lưu lượng và áp suất trong ống đẩy sẽ giảm, dòng chảy trở nên điều hòa hơn (Hình 4.8).



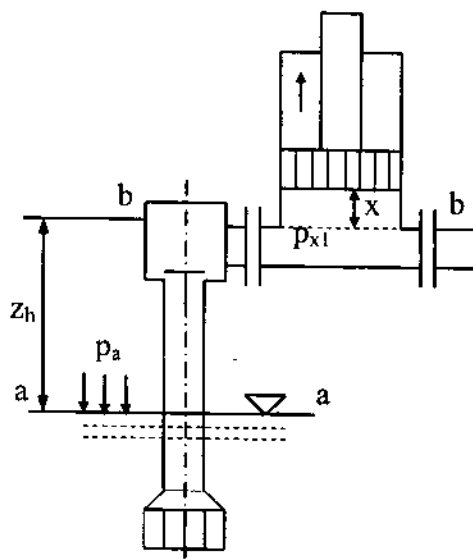
Hình 4.8 - Bình điều hòa đẩy

Cũng như bình điều hòa hút, bình điều hòa đẩy có tác dụng làm giảm lực quán tính trong ống đẩy của bơm piston. Lực quán tính chỉ còn xuất hiện trên một đoạn ngắn từ bơm đến bình điều hòa.

Để bình điều hòa đẩy hoạt động hiệu quả, cần phải bảo đảm đủ lượng không khí cần thiết ở trong bình.

Áp suất của bơm trong quá trình hút

Áp suất của bơm trong quá trình hút có ảnh hưởng lớn đến khả năng hút và điều kiện làm việc của bơm (Hình 4.9).



Hình 4.9 - Sơ đồ đường ống hút

Để tìm áp suất của bơm trong quá trình hút, cần áp dụng phương trình Bernoulli cho dòng chất lỏng không ổn định:

$$z + \frac{p}{\gamma} + \frac{v^2}{2g} + \sum h + \frac{1}{g} \int \frac{\partial v}{\partial t} \cdot \partial S = \text{const}$$

Viết phương trình Bernoulli cho 2 mặt cắt a-a và b-b, lấy mặt chuẩn tại a-a, $z = 0$, và giả thiết mặt cắt a-a đủ lớn để $v_a \approx 0$:

$$\frac{p_a}{\gamma} = z_h + \frac{p_{x1}}{\gamma} + \frac{v_{x1}^2}{2g} + \sum h_h + h_{qt} \quad (4.28)$$

Trong đó

p_{x1} - áp suất ở buồng làm việc trong quá trình hút.

v_{x1} - vận tốc chất lỏng trong buồng làm việc, cũng chính là vận tốc của piston.

$\sum h_h$ - tổng tổn thất cột áp trên toàn bộ chiều dài ống hút. Trong trường hợp tổng quát (ống hút có nhiều đoạn nối với những đường kính khác nhau) phương trình có dạng:

$$\sum h_h = h_{vh} + \sum_{i=1}^n \zeta_i \cdot \frac{v_i^2}{2g} + \sum_{i=1}^m \lambda_i \cdot \frac{l_i}{d_i} \cdot \frac{v_i^2}{2g} \quad (4.29)$$

Trong đó:

λ, ζ - các hệ số tổn thất đường ống và cục bộ.

v_i - vận tốc của chất lỏng trong các đoạn ống nối tương ứng trên ống hút có diện tích mặt cắt là f_i .

$$v_i = v_1 \cdot \frac{F}{f_i} \quad (4.30)$$

l_i, d_i - chiều dài và đường kính các đoạn ống nối của ống hút.

Thay v_i theo v_{x1} , có thể khai triển $\sum h_h$ như sau:

$$\sum h_h = h_{vh} + \frac{v_{x1}^2}{2g} \cdot T_h \quad (4.31)$$

$$\text{Với: } T_h = \sum_{i=1}^n \zeta_i \cdot \left(\frac{F}{f_i} \right)^2 + \sum_{i=1}^m \lambda_i \cdot \frac{l_i}{d_i} \cdot \left(\frac{F}{f_i} \right)^2 \quad (4.32)$$

T_h - hệ số tổn thất tương đương của ống hút.

h_{vh} - tổn thất năng lượng tại van hút.

h_{qth} - cột áp quán tính trên ống hút.

Từ công thức cột áp quán tính:

$$h_{qth} = \frac{1}{g} \cdot \int_0^{L_h+x} \frac{\partial v_{x1}}{\partial t} \cdot \partial l$$

L_h - chiều dài tương đương của ống hút.

Vì vận tốc v_{x1} chỉ phụ thuộc thời gian, nên: $\frac{\partial v_{x1}}{\partial t} = \frac{dv_{x1}}{dt}$

và
$$h_{qth} = \frac{L_h + x}{g} \cdot \frac{dv_{x1}}{dt}$$

Trong trường hợp tổng quát:

$$h_{qth} = \left(\frac{L_h + x}{g} \right) \cdot \frac{dv_{x1}}{dt} \quad (4.33)$$

với:
$$L_h = \sum_{i=1}^m \frac{F}{f_i} \cdot l_i \quad (4.34)$$

Thay các phương trình (4.31), (4.33) vào phương trình (4.26) và biến đổi, sẽ có áp suất trong buồng làm việc của bơm, đối với trường hợp tổng quát:

$$\frac{p_{x1}}{\gamma} = \frac{p_a}{\gamma} - \left[z_h + h_{vh} + (1 + T_h) \cdot \frac{v_{x1}^2}{2g} + \left(\frac{L_h + x}{g} \right) \cdot \frac{dv_{x1}}{dt} \right] \quad (4.35)$$

Từ phương trình (4.35), đối với những số hạng trong ngoặc vuông, trừ cột áp quán tính $\frac{L_h + x}{g} \cdot \frac{dv_{x1}}{dt}$ là đại lượng đổi dấu, còn lại là những đại lượng dương (+). Do đó, áp suất ở buồng làm việc trong quá trình hút p_{x1} (nếu $h_{qt} > 0$) sẽ nhỏ hơn áp suất mặt thoáng ở bể hút p_a , nghĩa là $p_{x1} < p_a$.

➤ Nếu $p_{x1} < p_{bh}$ thì sẽ phát sinh sự gián đoạn dòng chất lỏng trong bơm, chất lỏng có thể tách rời khỏi piston, làm giảm lưu lượng của bơm. Ngoài ra điều này còn gây ra hiện tượng xâm thực trong bơm, làm hỏng các bộ phận của bơm.

Để có p_{x1} lớn thì cần có áp suất p_a lớn và các số hạng trong ngoặc vuông nhỏ:

- z_h nên chọn trong phạm vi nhỏ nhất cho phép, trong thực tế $z_h \leq 4 \div 5$ m. Nếu bơm có bộ phận lót kín bảo đảm, có thể chọn $z_h < 0$ (đặt bơm dưới mặt thoáng của bể hút).

- $(1 + T_h) \cdot \frac{v_{x1}^2}{2g} > 0$ để tăng khả năng hút cần chọn sao đại lượng này ở mức nhỏ nhất cho phép, nhằm giảm đến mức tối thiểu tổn thất cục bộ và chọn ống hút ngắn nhất trong phạm vi có thể. Yếu tố ảnh hưởng quan trọng đến tổn thất là vận tốc chuyển động của piston.
- h_{vh} : lúc bắt đầu mở khóa rất lớn, do đó cần làm van nhẹ và tăng diện tích mặt cắt thoát của chất lỏng.
- L_h nhỏ khi đường kính ống hút lớn và chiều dài ống hút nhỏ.
- Trị số gia tốc dv/dt phụ thuộc vận tốc piston, khi vòng quay của bơm càng lớn, gia tốc sinh ra lực quán tính càng lớn. Do đó, để giảm cột áp quán tính và tăng khả năng hút của bơm, phải chọn ống hút ngắn nhất và có đường kính lớn; số vòng quay của trục bơm không được quá lớn: $n = 100 \div 200$ v/ph.

Qua sự phân tích ở trên, có thể nhận xét: áp suất trong quá trình hút của bơm p_{x1} min khi piston mới bắt đầu chuyển động ($x = 0$) và p_{x1} max khi $x = S$ (cuối hành trình). Do đó, điều kiện làm việc bình thường của bơm không có hiện tượng xâm thực trong quá trình hút sẽ là:

$$\left(\frac{p_{x1}}{\gamma} \right)_{x=0} \geq \left(\frac{p_{bh}}{\gamma} + \Delta.h \right)$$

$$\frac{p_a}{\gamma} - (z_h + h_{vh} + h_{qt \max}) \geq \frac{p_{bh}}{\gamma} + \Delta.h \quad (4.36)$$

$$(1 + T_h) \cdot \frac{v_{x1}^2}{2g} = 0 \text{ khi } x = 0 \text{ và } v_{x1} = 0$$

Đối với bơm piston được truyền dẫn bằng cơ cấu thanh truyền - tay quay với $x = 0$:

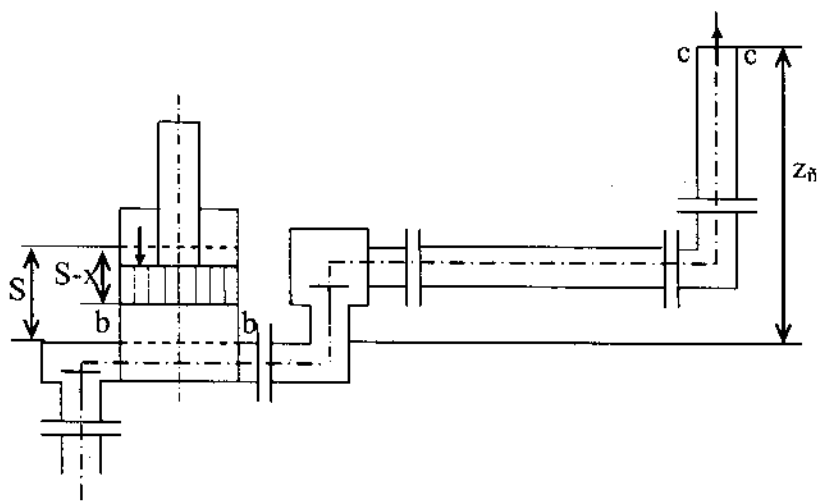
$$h_{qt \max} = \frac{L_h}{g} \omega^2 R$$

Do đó:

$$\frac{p_a}{\gamma} - \left[z_h + h_{vh} + \frac{L_h}{g} \omega^2 R \right] \geq \frac{p_{bh}}{\gamma} + \Delta.h \quad (4.37)$$

Áp suất của bơm piston trong quá trình đẩy

Tương tự đối với quá trình hút, cần viết phương trình Bernoulli cho dòng chảy không ổn định giữa 2 mặt cắt b-b và c-c, lấy b-b làm



Hình 4.10 - Sơ đồ đường ống đẩy

mặt chuẩn ($z_b = 0$; $z_c = z_d$; p_c, v_c - áp suất và vận tốc dòng chảy tại nơi cần cung cấp chất lỏng) (Hình 4.10).

Phương trình Bernoulli trên đường ống đẩy:

$$\frac{p_{x2}}{\gamma} + \frac{v_{x2}^2}{2g} = z_d + \frac{p_c}{\gamma} + \frac{v_c^2}{2g} + \sum h_d + h_{qtd} \quad (4.38)$$

Trong đó:

p_{x2}, v_{x2} - áp suất và vận tốc chất lỏng trong buồng công tác tại thời điểm đang xét trong quá trình đẩy.

$\sum h_d$ - tổng tổn thất cột áp trên toàn bộ chiều dài ống đẩy, xác định tương tự quá trình hút:

$$\sum h_d = h_{vd} + \frac{v_{x2}^2}{2g} \cdot T_d \quad (4.39)$$

T_d - hệ số tổn thất tương đương của ống đẩy, xác định tương tự T_h trong phương trình (4.32).

h_{vd} - tổn thất năng lượng tại van đẩy.

H_{qtd} - cột áp quán tính trên ống đẩy (từ b-b đến c-c) xác định theo công thức sau (tương tự quá trình hút):

$$h_{qtd} = \left(\frac{L_d + S - x}{g} \right) \cdot \frac{dv_{x2}}{dt} \quad (4.40)$$

L_d - chiều dài tương đương của ống đẩy, xác định tương tự L_h ;

S - hành trình piston.

Thay các phương trình (4.39) và (4.40) vào phương trình (4.38) và biến đổi, sẽ nhận được áp suất trong buồng làm việc của bơm piston trong quá trình đẩy:

$$\frac{P_{x2}}{\gamma} = \frac{P_c}{\gamma} + \left[z_d + h_{vd} + (T_d - 1) \cdot \frac{v_{x2}^2}{2g} + \left(\frac{L_d + S - x}{g} \right) \cdot \frac{dv_{x2}}{dt} \right] \quad (4.41)$$

Từ phương trình (4.41): $\frac{P_{x2}}{\gamma}$ trong quá trình đẩy là tổng của $\frac{P_c}{\gamma}$ và các độ cao biểu thị bởi các số hạng trong ngoặc vuông. Phân tích tương tự đối với quá trình hút, có thể nhận thấy: p_{x2} có giá trị lớn nhất khi piston bắt đầu đẩy ($x = S$) và nhỏ nhất khi $x = 0$. Những lúc đó gia tốc của piston trong bơm có trị số âm (-) và trị số cột áp quán tính là cực đại:

$$\left(\frac{P_{x2}}{\gamma} \right)_{\min} = \frac{P_c}{\gamma} + (z_d + h_{vd} - h_{qt \max}) \quad (4.42)$$

Rõ ràng là khi $h_{qt \max} = \left(\frac{L_d + S}{g} \right) \omega^2 R$ thì trong buồng công tác của bơm có thể xuất hiện chân không $\left(\frac{P_{x2}}{\gamma} \right) < 10,3 \text{ mH}_2\text{O}$ và xảy ra xâm thực $\left(\frac{P_{x2}}{\gamma} \leq \frac{P_{bh}}{\gamma} \right)$.

Do đó, điều kiện bảo đảm bơm piston làm việc bình thường (không gây ra xâm thực) trong quá trình đẩy là:

$$\left(\frac{P_{x2}}{\gamma} \right)_{x=0} \geq \left(\frac{P_{bh}}{\gamma} + \Delta h \right) \quad (4.43)$$

Đối với bơm piston được truyền dẫn bằng cơ cấu thanh truyền - tay quay:

$$\frac{P_c}{\gamma} + \left[z_d + h_{vd} - \frac{L_d + S}{g} \omega^2 R \right] \geq \frac{P_{bh}}{\gamma} + \Delta h \quad (4.44)$$

Vậy để chống hiện tượng xâm thực trong quá trình đẩy cần áp dụng những biện pháp sau:

- Giảm chiều dài ống đẩy (nên giảm các đoạn nằm ngang).
- Tăng diện tích mặt cắt ống đẩy (biện pháp này đơn giản và có hiệu quả tốt).

Giảm diện tích mặt cắt piston (F), bán kính tay quay (R) và số vòng quay làm việc.

Vòng quay giới hạn của bơm piston

Một trong các yếu tố quan trọng ảnh hưởng đến điều kiện để không xảy ra hiện tượng xâm thực là số vòng quay làm việc của bơm. Do đó cần xác định số vòng quay làm việc giới hạn của bơm $n_{\max}$.

Giải phương trình (4.37), thay $\omega = \frac{2\pi \cdot n}{60} = \frac{\pi \cdot n}{30}$, trong điều kiện có xâm thực:

$$n_{\max(1)} = \sqrt{\frac{895}{L_h R} \left(\frac{p_a - p_{bh}}{\gamma} - \Delta \cdot h - z_h - h_{vh} \right)} \quad (4.45)$$

895 - hằng số nhận được khi nhân 30^2 với g và chia cho $\pi^2 = 9,86$:

$$\frac{900 \times 9,81}{9,86} = 895$$

Tương tự như trên, có thể tính số vòng quay giới hạn cho phép của bơm trong quá trình đẩy $n_{\max(2)}$ từ điều kiện (4.45):

$$n_{\max(2)} = \sqrt{\frac{895}{L_d R} \left(\frac{p_c - p_{bh}}{\gamma} - \Delta \cdot h + z_d + h_{vd} \right)} \quad (4.46)$$

Số vòng quay cho phép [n] của bơm piston không được lớn hơn trị số bé nhất của $n_{\max(1)}$ và $n_{\max(2)}$:

$$[n] \leq n_{\max(1),(2)}$$

Với bơm nước, $[n] = 100 \div 200$ v/ph.

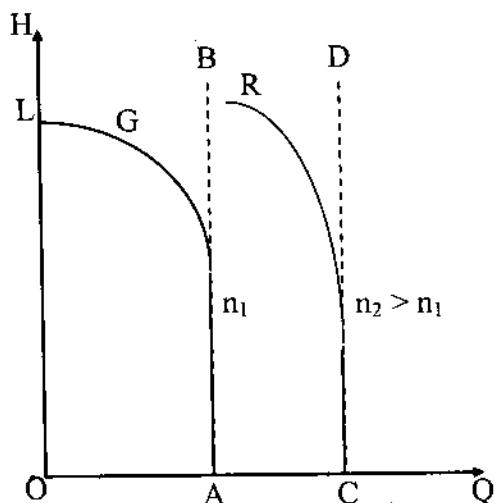
Số vòng quay cho phép [n] phải giảm khi nhiệt độ chất lỏng trong bơm tăng. Nếu bơm làm việc với số [n] cố định thì khi nhiệt độ tăng thì sẽ phải giảm chiều cao hút (z_h)

Đường đặc tính

a- Đường đặc tính làm việc cơ bản của bơm piston $H = f(Q)$ với hai số vòng quay làm việc khác nhau $n_2 > n_1$.

Theo lý thuyết của máy thủy lực thể tích, cột áp không phụ thuộc lưu lượng, do đó đường đặc tính lý thuyết của bơm được biểu diễn bằng các đường AB và CD song song trục OH. Nhưng đường đặc tính thực nghiệm thì không hoàn toàn như vậy. Chúng được biểu diễn bằng các đường AG và CR, khi cột áp (áp suất) của bơm tăng thì lưu

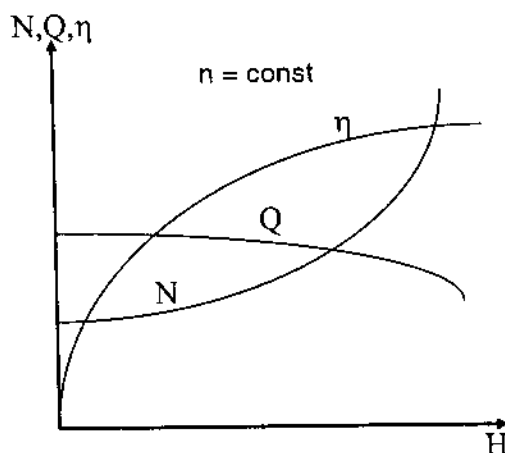
Hình 4.11 - Đường đặc tính lý thuyết



lượng giảm (Hình 4.11). Điều này dễ hiểu vì khi áp suất tăng thì tổn thất lưu lượng (do chất lỏng rò rỉ qua bộ phận làm kín) tăng, làm giảm lưu lượng thực của bơm.

Nếu áp suất làm việc quá lớn thì lưu lượng của bơm có thể mất mát hoàn toàn vì rò rỉ, hoặc van an toàn được mở để xả chất lỏng về bể hút. Áp suất và lưu lượng lúc này được biểu diễn bằng đoạn GL , điểm L ứng với thời điểm van an toàn được mở. Sự chênh lệch giữa đường đặc tính cột áp lý thuyết và thực nghiệm càng nhiều khi n càng lớn, vì khi đó tổn thất lưu lượng tăng không phải chỉ do rò rỉ mà còn do sự đóng mở của các van đẩy và hút không kịp thời làm giảm lưu lượng thực của bơm.

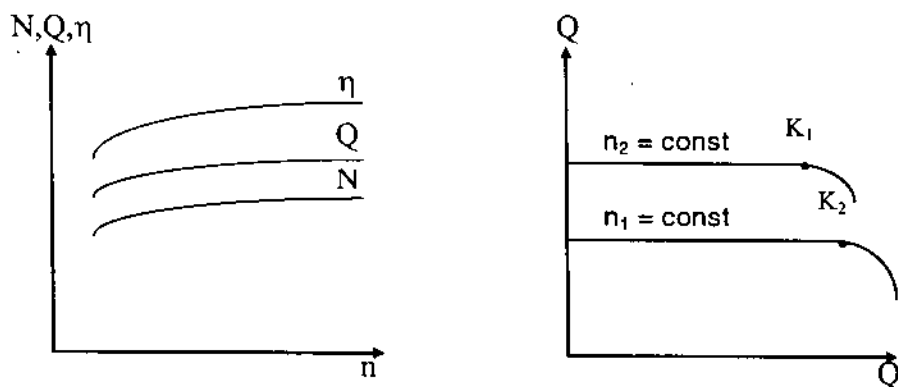
b- Đường đặc tính làm việc $Q = f(H)$, $N = f(H)$, $\eta = f(H)$ ứng với $n = \text{const}$.



Hình 4.12 - Đường đặc tính làm việc

Đối với máy thủy lực thể tích có $n = \text{const}$, thường biểu diễn các thông số làm việc theo H vì khi lưu lượng Q không đổi thì việc điều chỉnh chế độ làm việc của loại máy này thường được thực hiện bằng cách thay đổi áp suất làm việc. Khi áp suất làm việc của bơm không đổi ($H = \text{const}$), nếu số vòng quay n tăng thì lưu lượng Q , công suất N và hiệu suất lưu lượng cũng tăng.

c- Đường đặc tính $\eta = f(n)$; $Q = f(n)$; $N = f(n)$ khi $H = \text{const}$.



Hình 4.13 - Đường đặc tính làm việc thay đổi theo n

d- Đường đặc tính xâm thực của bơm piston theo hai số vòng quay khác nhau $n_1 \neq n_2$: Đường đặc tính xâm thực cho biết khả năng làm việc bình thường (không xảy ra xâm thực) của bơm ứng với số vòng quay không đổi.

Các điểm K_1 , K_2 là các điểm giới hạn phạm vi làm việc an toàn của bơm ứng với các trị số áp suất chân không giới hạn $\Delta H = H_{CK}$. Nếu độ chân không trong bơm vượt quá các trị số giới hạn thì bơm sẽ làm việc trong tình trạng bị xâm thực.

Từ đường đặc tính xâm thực, ta có thể xác định chiều cao hút cho phép của bơm theo công thức:

$$[z_h] = [H_{CK}] - \frac{v_2^2}{2g} - \Sigma h_h \quad (4.47)$$

BƠM ROTO

Khái niệm chung

Các loại bơm roto ra đời vào khoảng cuối thế kỷ trước, sớm hơn bơm piston roto. Trong 60 năm trở lại đây, chúng được dùng rộng rãi trong các ngành chế tạo máy và động lực.

Bơm roto có nhiều loại, nhiều kiểu khác nhau, nhưng ở đây chỉ nghiên cứu các loại phổ biến sau:

- Bơm bánh răng.
- Bơm trục vít.
- Bơm cánh gạt.
- Bơm chân không vòng nước.

Trong các loại bơm này (trừ bơm chân không vòng nước) đều có thể chuyển thành động cơ thủy lực, nếu nạp vào bơm dòng chất lỏng có áp suất đủ lớn.

Trong bơm roto, bộ phận làm việc chính trực tiếp trao đổi áp năng với dòng chất lỏng qua máy là bộ phận có chuyển động quay như bánh răng, trục quay có cánh gạt,... gọi chung là roto. Roto có chuyển động tròn đều tạo ra dòng chảy tương đối đều. Lưu lượng và áp suất của dòng chảy trong các máy roto dao động ít hơn so với dòng chảy trong các máy thủy lực piston.

Áp suất làm việc trong các bơm roto thường cao hơn so với các bơm cánh dẫn nhưng thấp hơn so với các bơm piston, thông thường là $20 \div 150$ at.

Ưu điểm chung của bơm roto là:

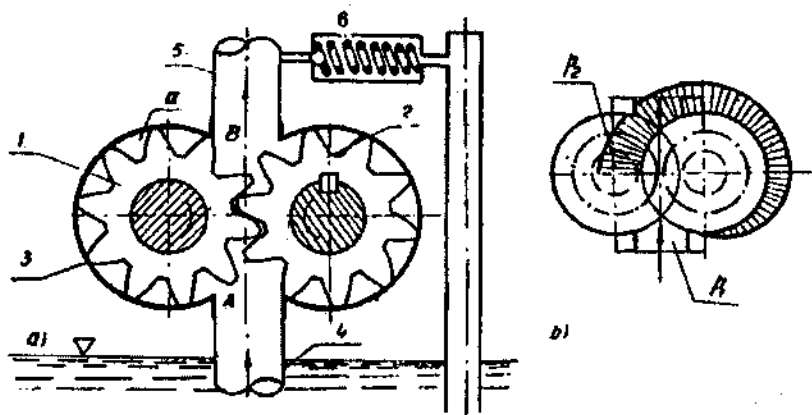
- Kết cấu đơn giản.
- Kích thước nhỏ, gọn nhẹ.
- Có tuổi bền cao.
- Làm việc chắc chắn, tin cậy.
- Có thể làm việc với số vòng quay lớn.
- Công suất trên 1 đơn vị trọng lượng lớn.
- Có chỉ tiêu kinh tế tốt (rẻ).

Các ưu điểm chủ yếu trên đây làm cho các bơm roto được sử dụng rộng rãi trong các ngành chế tạo máy và động lực ứng với các điều kiện kỹ thuật phù hợp, chẳng hạn trong các hệ thống truyền động và truyền lực bằng dầu hoặc trong các bộ phận điều khiển bằng các cơ cấu thủy lực.

Bơm bánh răng

a - Cấu tạo, nguyên lý làm việc

Cấu tạo của bơm có ít nhất hai bánh răng ăn khớp với nhau, có thể ăn khớp ngoài hoặc ăn khớp trong. Số răng thường gặp $Z = 8 \div 12$ răng.



Hình 4.14 – Sơ đồ cấu tạo bơm bánh răng

Sơ đồ kết cấu của bơm bánh răng đơn giản thường có hai bánh răng (Hình 4.14).

Bánh răng chủ động 1 gắn trên trục chính của bơm ăn khớp với bánh răng bị động 2, cả hai bánh răng đều đặt trong vỏ bơm 3. Khoảng trống A giữa vỏ bơm, miệng ống hút 4 và hai bánh răng được gọi là *vùng hút*; khoảng trống B giữa vỏ bơm, miệng ống đẩy và 2 bánh răng gọi là *vùng đẩy*. Khi bơm làm việc, bánh răng chủ động quay, kéo bánh răng bị động quay theo chiều mũi tên (Hình 4.14), chất lỏng chứa đầy trong các rãnh a giữa các răng ngoài vùng ăn khớp được chuyển từ vùng hút qua vùng đẩy vòng theo vỏ bơm (theo chiều chuyển động của bánh răng). Vì thể tích chứa chất lỏng trong vùng đẩy giảm khi các răng của cặp bánh răng vào khớp, nên chất lỏng bị ép và dồn vào ống đẩy 5 với áp suất cao. Quá trình này là *quá trình đẩy* của bơm. Đồng thời với quá trình đẩy, trong vùng hút xảy ra *quá trình hút* như sau: khi các răng ra khớp, thể tích chứa chất lỏng tăng, áp suất chất lỏng giảm xuống thấp hơn áp suất trên mặt thoáng của bể hút làm cho chất lỏng chảy qua ống hút 4 vào bơm. Quá trình hút và đẩy chất lỏng xảy ra đồng thời và liên tục.

Nếu trong bơm không có khe hở thì áp suất chất lỏng chỉ tăng khi được chuyển đến vùng đẩy. Vậy áp suất do bơm tạo nên chỉ phụ thuộc vào áp suất phụ tải (áp suất trong ống đẩy).

Nhưng trong thực tế luôn luôn có khe hở:

- + giữa đỉnh răng với vỏ bơm;
- + giữa mặt đầu bánh răng với vỏ bơm;
- + giữa các mặt răng.

Do đó chất lỏng được tăng áp suất sớm hơn trước khi đến vùng đẩy. Các khe hở này gây nên tổn thất lưu lượng trong bơm bánh

răng (chất lỏng theo khe hở chảy ngược về vùng hút) hạn chế khả năng tăng áp suất làm việc của bơm. Nếu áp suất phụ tải cao quá mức thì có thể lưu lượng của bơm hoàn toàn bị tổn thất. Vì vậy, để hạn chế áp suất làm việc tối đa, cần bố trí van an toàn 6 trên ống đẩy.

b - Lưu lượng trung bình của bơm bánh răng

Lưu lượng trung bình của bơm bánh răng tính theo công thức:

$$Q = q.n \quad (4.48)$$

Trong đó: q - lưu lượng riêng của bơm trong một chu kỳ;

n - số chu kỳ trong một đơn vị thời gian.

Tính lưu lượng riêng q :

Giả sử thể tích của một rãnh bằng thể tích của một răng.

Gọi a là thể tích của một răng:

$$a \approx \frac{t}{2} . h . b$$

Trong đó:

t - bước răng; $t = \frac{\pi . D}{Z}$;

D - đường kính vòng lăn;

h - chiều cao ăn khớp; $h = 2 m$; m - môđun của bánh răng;

Z - số răng;

b - chiều dài răng (chiều rộng răng).

Vậy:
$$a \approx \frac{\pi . D}{2Z} 2mb$$

Khi hai bánh răng quay một vòng, thể tích chất lỏng được chuyển qua bơm từ vùng đẩy đến vùng hút là $2Za$.

Vậy lưu lượng của bơm với số vòng quay n trong một đơn vị thời gian là:

$$Q_1 = 2Zan = 2\pi . Dmbn \quad (4.49)$$

Nếu số răng của bánh răng không như nhau thì lấy số răng Z_1 của bánh răng chủ động để tính.

Đối với bánh răng có số răng nhỏ $Z = 6 + 12$ thì thể tích của rãnh lớn hơn thể tích của răng, khi đó trong công thức trên, thay π bằng hệ số 3,5, do đó:

$$Q_1 = 7Dmbn \quad (4.50)$$

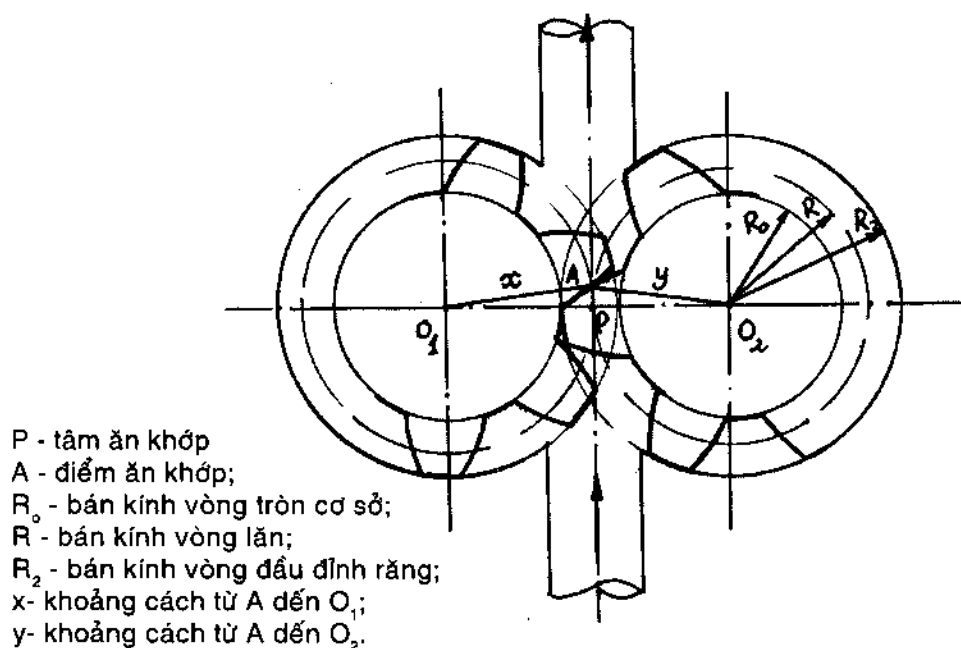
Do $m = \frac{d}{Z}$, nên lưu lượng có thể tính theo công thức sau:

$$Q_1 = 7 \frac{D^2}{Z} b n \quad (4.51)$$

**c - Mômen quay và lưu lượng tức thời của bơm bánh răng -
Dao động lưu lượng**

1. Mômen quay của bơm bánh răng.

Trong quá trình bơm bánh răng làm việc (Hình 4.16), cặp bánh răng quay và ăn khớp với nhau tại điểm ăn khớp A. Phía trên điểm A thông với vùng đẩy có áp suất vùng đẩy p_2 , trong khi đó phía dưới điểm A thông với vùng hút sẽ có áp suất tại vùng hút p_1 . Dưới tác dụng của độ chênh áp $p = p_2 - p_1$, trên trục quay của bánh răng chủ động và bánh răng bị động chịu mômen quay M_1 và M_2 tác động lên O_1 và O_2 .



Hình 4.16 - Sơ đồ xác định moment quay của các bánh răng

Đối với bánh răng chủ động:

Như đã biết, áp lực tác dụng các mặt răng đối diện sẽ cân bằng (triệt tiêu) nhau, nếu áp suất tác dụng lên các mặt đối diện bằng nhau. Như vậy đối với các răng ở ngoài vùng ăn khớp thì thỏa mãn điều này, còn đối với các răng ở tại vùng ăn khớp, có thể thấy:

Xét rãnh răng của bánh răng chủ động: áp suất tại A_1A_1' và A_2A_2' cân bằng (đều có áp suất hút) còn đoạn A_1A_1'' chịu áp suất đẩy, đoạn A_2A_2'' chịu áp suất hút. Như vậy tại rãnh răng này chịu tác dụng của độ chênh áp $p = \Delta p = p_2 - p_1$

Vậy bánh răng chủ động chịu áp lực: $P_1 = p \cdot \text{diện tích tác dụng} = p \cdot (A_1A_1'' \cdot b) = p \cdot (R_2 - x) \cdot b$

Đối với bánh răng bị động: tương tự, có thể xét 2 mặt đối B_1B_1'' và B_2B_2''

Đoạn $B_2'B_2''$: áp suất đẩy; đoạn $B_1'B_1''$: áp suất hút.

Như vậy trên phần diện tích $B_1'B_1''$ cũng chịu độ chênh áp $p = p_2 - p_1$

Vậy bánh răng bị động chịu áp lực: $P_2 = p \cdot (B_1'B_1'' \cdot b) = p \cdot (R_2 - y) \cdot b$

Moment quay do các áp lực P_1 và P_2 gây nên trên bánh răng chủ động và bánh răng bị động là:

$$M_1 = P_1 \cdot \rho = p \cdot (R_2 - x) \cdot b \cdot \frac{R_2 + x}{2} = p \cdot \frac{R_2^2 - x^2}{2} \cdot b \quad (4.52)$$

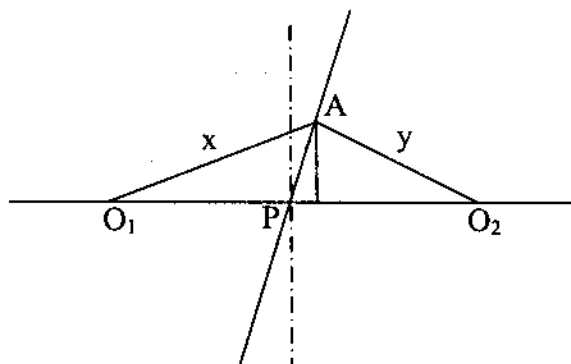
Tương tự:

$$M_2 = P_2 \cdot \rho = p \cdot (R_2 - y) \cdot b \cdot \frac{R_2 + y}{2} = p \cdot \frac{R_2^2 - y^2}{2} \cdot b \quad (4.53)$$

Moment tổng cộng M tác dụng lên các trục của bơm bánh răng sẽ là: $M = M_1 + M_2$

$$\text{Hay:} \quad M = \frac{p \cdot b}{2} [2R_2^2 - (x^2 + y^2)] \quad (4.54)$$

Từ đó sẽ xác định giá trị $x^2 + y^2$



Hình 4.17 - Điểm ăn khớp và tâm ăn khớp

Gọi l - là khoảng cách từ điểm ăn khớp A đến tâm ăn khớp P.

Do đó:
$$x^2 = (R + c)^2 + k^2$$

$$y^2 = (R - c)^2 + k^2$$

Vậy:

$$x^2 + y^2 = 2R^2 + 2c^2 + 2k^2 = 2R^2 + 2(c^2 + k^2) = 2R^2 + 2l^2 = 2(R^2 - l^2)$$

Thay vào phương trình moment:

$$M = p.b.(R^2 - R^2 - l^2) \quad (4.55)$$

Đối với bánh răng thông thường thì $R_2 = R + m$; nên:

$$M = p.b.(2Rm + m^2 - l^2) \quad (4.56)$$

Từ biểu thức trên: M phụ thuộc vào khoảng cách l .

Khi $l = l_{\max}$ thì moment có trị số nhỏ nhất:

$$M_{\min} = p.b.(2Rm + m^2 - l_{\max}^2) \quad (4.57)$$

Khi $l = 0$ thì moment có trị số lớn nhất:

$$M_{\max} = p.b.(2Rm + m^2)$$

Theo công thức trên có thể xác định trị số của moment tức thời tác dụng lên trục bơm. Sự dao động của moment quay ảnh hưởng xấu đến sức bền và điều kiện làm việc của bơm. Trị số M tỷ lệ với công suất trên trục bơm, mà công suất lại ảnh hưởng đến áp suất và lưu lượng của bơm, do đó sự dao động của moment quay M gây nên sự dao động lưu lượng và áp suất.

2. Lưu lượng tức thời của bơm bánh răng- Dao động lưu lượng

Như phần trên đã đề cập:

- Công suất trên trục bơm tại thời điểm trục bơm có moment quay tức thời M là:

$$N = M.\omega; \omega = \text{const} - \text{vận tốc góc của trục bơm.}$$

- Mặt khác công suất bơm phụ thuộc lưu lượng tức thời Q :

$$N = \gamma.Q.H = p.Q;$$

$p = \text{const}$ - chênh lệch áp suất ở vùng đẩy và vùng hút.

Suy ra: $M.\omega = p.Q$

Hay:
$$Q = \frac{M.\omega}{p} = \frac{p.b.(2Rm + m^2 - l^2)\omega}{p} = (2Rm + m^2 - l^2)b.\omega$$

$$\text{Vậy: } Q = (2Rm + m^2 - l^2)b\omega \quad (4.58)$$

Suy ra: lưu lượng tức thời của bơm bánh răng thay đổi phụ thuộc khoảng cách l tương tự như moment.

Khi $l = 0$, bơm có lưu lượng lớn nhất:

$$Q_{\max} = (2Rm + m^2)b\omega \quad (4.59)$$

Khi $l = l_{\max}$, bơm có lưu lượng nhỏ nhất:

$$Q_{\min} = (2Rm + m^2 - l_{\max}^2)b\omega \quad (4.60)$$

Từ đó có thể kết luận: lưu lượng tức thời của bơm bánh răng thay đổi theo chu kỳ từ $Q_{\min}$ đến $Q_{\max}$. Biên độ dao động của bơm bánh răng phụ thuộc khoảng cách l và do đó phụ thuộc số răng và hệ số ăn khớp của cặp bánh răng.

Đối với bơm bánh răng thẳng có thể xác định biên độ dao động lưu lượng A theo công thức gần đúng sau:

$$A = \frac{\pi^2}{Z^2} \varepsilon \omega^2 R_o^2 b \quad (4.61)$$

ε - hệ số ăn khớp;

Z - số răng;

b - chiều dài răng (chiều rộng bánh răng);

ω - vận tốc góc của bánh răng chủ động;

R_o - bán kính vòng cơ sở.

Để đánh giá mức độ dao động lưu lượng của bơm bánh răng, cần tính hệ số dao động lưu lượng:

$$\delta = \frac{Q_{\max} - Q_{\min}}{Q_{tb}} \quad (4.62)$$

Hệ số dao động lưu lượng của bơm bánh răng trụ có thể tính theo công thức gần đúng:

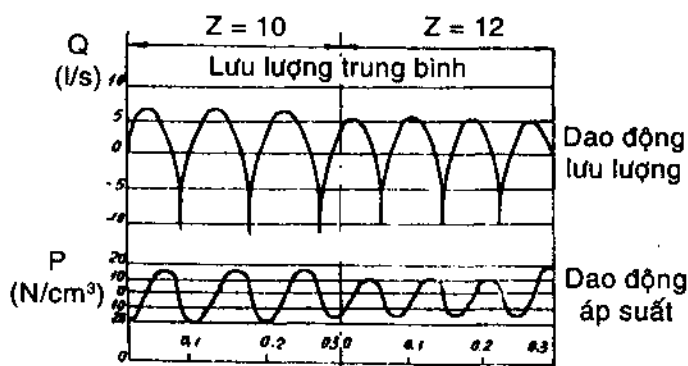
$$\delta = 1,25 \frac{\cos^2 \alpha}{Z} \quad (4.63)$$

α - góc ăn khớp của cặp bánh răng; đối với bánh răng tiêu chuẩn $\alpha = 20^\circ$.

Như vậy δ phụ thuộc vào số răng Z .

So với các loại bơm piston và piston roto, thì bơm bánh răng có hệ số dao động lưu lượng nhỏ hơn nhiều.

Biểu đồ dao động lưu lượng và áp suất của bơm bánh răng có số răng $Z = 10$ và $Z = 12$ được nêu trên Hình 4.18.



Hình 4.18 - Biểu đồ dao động lưu lượng và áp suất

Dao động lưu lượng gây ra dao động áp suất, ảnh hưởng xấu đến sự làm việc của bơm và của hệ thống truyền động thủy lực.

d - Biện pháp khắc phục một số nhược điểm của bơm bánh răng

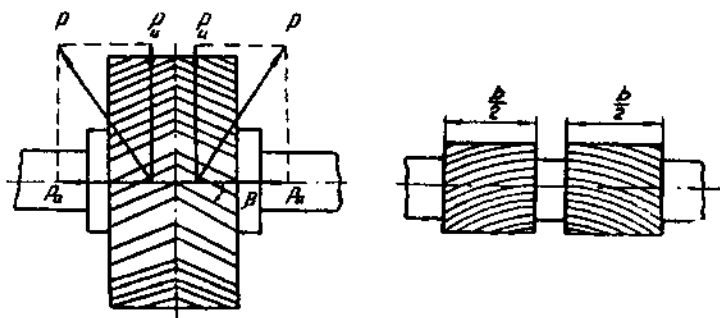
1. Hiện tượng dao động lưu lượng

Các biện pháp khắc phục:

- Dùng bánh răng có số răng lớn.

Nhược điểm là phải tăng đường kính bánh răng.

- Dùng bánh răng nghiêng. Ở bánh răng nghiêng toàn bộ chiều dài tiếp xúc không vào và ra khớp cùng một lúc mà vào và ra khớp từ từ nên lưu lượng của bơm đều hơn (dao động ít hơn) và bơm làm việc êm hơn. Hệ số dao động lưu lượng của bơm bánh răng nghiêng nhỏ hơn so với bơm bánh răng thẳng, tùy thuộc vào góc nghiêng của răng. *Nhược điểm* của bánh răng nghiêng là khi làm việc xuất hiện lực chiều trục P_a . Góc nghiêng β và áp suất làm việc của bơm càng lớn thì lực chiều trục càng lớn, gây hư hỏng ổ trục và đòi hỏi bơm phải có kết cấu phức tạp để khắc phục lực đó. Trong kỹ thuật thường dùng bơm bánh răng nghiêng có $\beta = 20^\circ \div 30^\circ$ và áp suất $p = 3 \div 5$ at.
- Dùng bánh răng chữ V. Bánh răng chữ V có đầy đủ ưu điểm của bánh răng nghiêng nhưng ở đây lực chiều trục tự khử. Vì vậy dùng bánh răng chữ V phát huy được ưu điểm của bánh răng nghiêng bằng cách tăng β của răng có thể tới 35° đến 45° . Do đó có áp suất làm việc cao hơn, $p = 20 \div 40$ at. *Nhược điểm* là có kết cấu phức tạp, chế tạo đắt tiền.



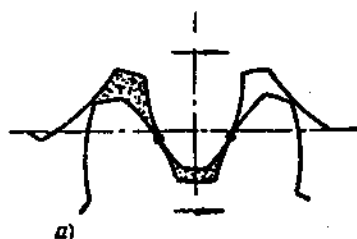
Hình 4.19 - Bánh răng chữ V

Để khắc phục nhược điểm này của bánh răng chữ V, thường dùng hai cặp bánh răng nghiêng bố trí đối xứng trên cùng một trục.

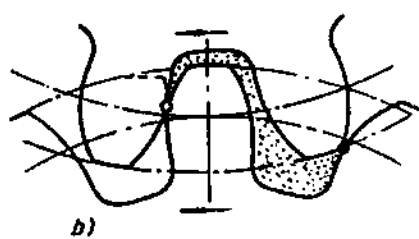
2. Hiện tượng chất lỏng bị nén ở chân răng khi bơm làm việc

Khi bơm làm việc, một phần chất lỏng bị giữ lại ở chân răng khi các răng ăn khớp với nhau. Nếu giữa các mặt răng khi ăn khớp không có khe hở thì phần chất lỏng này bị nén lại. Khi cặp bánh răng sắp kết thúc quá trình vào khớp thì áp suất của chất lỏng này lớn nhất, do thể tích chứa chúng nhỏ nhất. Nhưng khi cặp răng ra khớp thì thể tích đó lớn dần, áp suất giảm, xuất hiện áp suất chân không. Kết quả là có một phần mặt răng khi vào khớp và ra khớp chịu thêm tải trọng phụ do dầu gây ảnh hưởng xấu đến sức bền của răng, bánh răng và ổ trục (ổ trục bị mòn không đều). Ngoài ra chất lỏng trong các thể tích bị nén nóng lên và khi áp suất giảm chất lỏng bốc hơi, sủi bọt gây hiện tượng xâm thực và nếu chất lỏng là dầu dễ bị biến chất (ôxy hóa).

Khi một cặp răng vào khớp



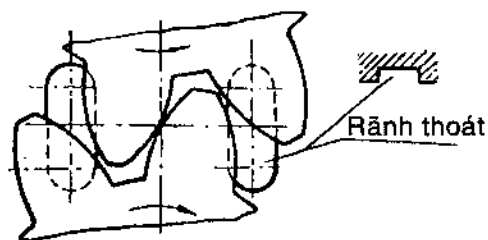
Khi hai cặp răng vào khớp



Hình 4.20 - Chất lỏng bị nén ở chân răng

Biện pháp khắc phục:

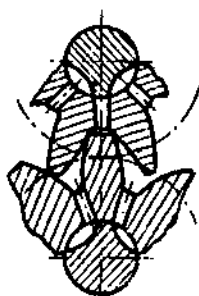
- Làm các rãnh “thoát” trên thành vỏ bơm ở phía trong ngang vị trí ăn khớp của hai bánh răng. Các rãnh này có thể thông với vùng hút hoặc vùng đẩy. Các chất lỏng bị nén sẽ đi qua các



Hình 4.21 - Kết cấu rãnh thoát trong bánh răng

rãnh này trở về vùng hút hoặc vùng đẩy, do đó không gây nên tải trọng phụ. Nếu rãnh thông với vùng hút thì tổn thất lưu lượng tăng, hiệu suất lưu lượng giảm khoảng 7%.

- Khoan các lỗ thoát hướng kính ở chân răng. Các lỗ này thông với các rãnh trên trục dẫn chất lỏng đến vùng hút hoặc vùng đẩy.



Hình 4.22 - Kết cấu lối thoát hướng kính ở chân răng

Hai biện pháp này đòi hỏi kết cấu phức tạp, chế tạo khó, làm giảm độ kín của các thể tích làm việc do đó hiệu suất giảm.

- Dùng bánh răng nghiêng hoặc chữ V: là biện pháp tốt vì sự vào và ra khớp của các cặp răng được thực hiện từ từ nên chất lỏng ở chân răng không bị bao kín trong khu vực bị nén (ở vùng ăn khớp). Để bảo đảm điều đó bánh răng phải có góc ăn khớp β và chiều rộng b phù hợp sao cho khi đầu này của cặp răng bắt đầu ra khớp thì đầu kia vẫn ở vùng vào khớp.

3. Hiện tượng tổn thất và biện pháp khắc phục

Trong bơm bánh răng có hai loại tổn thất:

- Tổn thất cơ khí: do ma sát trên các bề mặt làm việc của các chi tiết trong bơm.
- Tổn thất lưu lượng: do các thể tích làm việc không kín (dẫn đến rò rỉ) và do chất lỏng không điền đầy thể tích các rãnh răng, do bị dòng chảy ngược (chất lỏng chảy trong khe hở giữa

vòng đỉnh răng và thành vỏ bơm ngược với chiều quay của bánh răng vì áp suất ở vùng đẩy lớn hơn áp suất ở vùng hút).

Biện pháp làm cho chất lỏng điền đầy các rãnh răng:

- Tạo áp suất thích hợp trong vùng hút, không để áp suất ở vùng hút nhỏ hơn áp suất do lực ly tâm sinh ra khi bánh răng quay, bằng cách đặt bơm thấp hơn mức chất lỏng trong bể hút hoặc tăng áp suất mặt thoáng của bể hút.
- Hình dáng và kích thước của đường dẫn chất lỏng vào vùng hút phải hợp lý. Vận tốc chất lỏng vào vùng hút không nên quá $2 \div 3$ m/s. Đường dẫn đến vùng hút có kết cấu hình “loa”, một cạnh mở rộng dần cho đến khi bằng chiều rộng của bánh răng ở miệng vùng hút, và cung tròn của vùng hút không nên nhỏ quá $1/8$ toàn bộ vòng bao bánh răng.



Hình 4.23 - Kết cấu đường dẫn chất lỏng vào bơm hút

- Hạn chế vận tốc làm việc của bánh răng. Vận tốc ở vòng đầu đỉnh răng không nên quá $6 \div 8$ m/s, vì có thể gây hiện tượng xâm thực.

Bơm trục vít

Bơm trục vít được sử dụng nhiều trong công nghiệp vì có các ưu điểm cơ bản như sau:

- Lưu lượng điều hòa, ít dao động hơn lưu lượng của các máy thủy lực bánh răng, kể cả bánh răng nghiêng.
- Hiệu suất tương đối cao.
- Kết cấu nhỏ gọn, chắc chắn, làm việc tin cậy, không ồn.
- Có thể làm việc với số vòng quay lớn và áp suất cao.

Trong thực tế sản xuất bơm trục vít có số vòng quay $n = 18000$ vg/ph và $p = 200$ at.

- Moment quán tính nhỏ nhất so với tất cả các loại máy thủy lực thể tích khác có cùng công suất. Do đó máy làm việc có độ nhạy cao.

- Phạm vi sử dụng rộng rãi: $Q = 3 \div 12000$ l/ph; $N = 1 \div 1500$ kW.

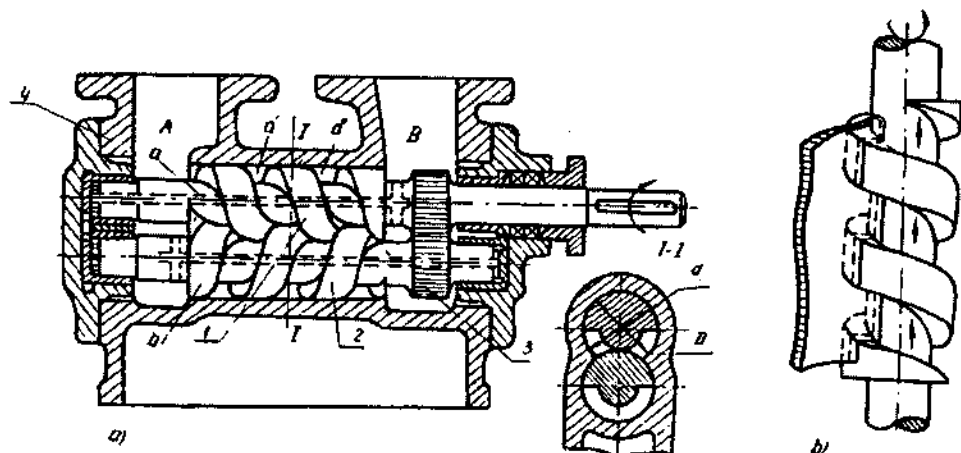
Cấu tạo, nguyên lý làm việc

Bộ phận chủ yếu của máy thủy lực trục vít gồm hai hoặc ba trục vít ăn khớp với nhau đặt trong một vỏ máy cố định có lối dẫn chất lỏng vào và ra. Khe hở giữa các trục vít và vỏ máy rất nhỏ. Trục vít thường có một hoặc hai mối ren và biên dạng ren thường có ba loại: ren chữ nhật, ren hình thang, và ren cycloid.

Bơm và động cơ có kết cấu giống nhau và có thể làm việc thuận nghịch. Để đơn giản, có thể nghiên cứu các loại bơm trục vít trước, sau đó suy ra động cơ.

a- Bơm hai trục vít

Cấu tạo. Trục vít chủ động 1 có ren chữ nhật, chiều ren phải ăn khớp với trục vít bị động 2 có chiều ren trái. Cuối hai trục vít có lắp hai bánh răng 3 cũng ăn khớp với nhau. Các trục vít được định vị bằng các ổ trục đặt trong vỏ bơm 4. Vỏ bơm có vùng hút A và vùng đẩy B. Khe hở giữa các trục vít và vỏ bơm rất nhỏ (Hình 4.24).



Hình 4.24 - Sơ đồ cấu tạo của bơm hai trục vít

Nguyên lý làm việc của bơm trục vít. Chất lỏng ở vùng hút A điền đầy rãnh ren ở vị trí a, khi trục vít quay một vòng, thân ren b của trục vít kia ăn khớp với rãnh ren a và đẩy khối chất lỏng trong đó từ vị trí a đến vị trí a' và từ a' khi trục vít quay tiếp một vòng thì lại chuyển đến a". Theo chu kỳ đó chất lỏng được chuyển từ vùng hút đến vùng đẩy.

Bơm hai trục vít ren vuông (hoặc hình thang) nêu trên có nhược điểm là khó bảo đảm kín thể tích làm việc, do đó tổn thất lưu lượng và tổn thất thủy lực nhiều, tổn thất cơ khí lớn, hiệu suất cơ khí thấp.

Vì vậy, bơm hai trục vít có ren chữ nhật (hoặc hình thang) có áp suất và lưu lượng làm việc hạn chế: $p = 100 \text{ at}$, $Q = 20 \div 40 \text{ l/ph}$.

Bơm trục vít cũng như bơm bánh răng nghiêng, khi làm việc phát sinh tải trọng hướng trục, tác dụng lên ổ trục, làm giảm tuổi thọ bơm. Để giảm tải trọng hướng trục, có thể tạo rãnh hoặc dùng các trục vít có hai phần ren ngược chiều nhau.

Trong từng vòng quay, trục vít sẽ chuyển khối chất lỏng có thể tích bằng thể tích rãnh ren trong một bước ren t . Nếu gọi F là diện tích mặt cắt ngang của rãnh ren, lưu lượng lý thuyết riêng của bơm trục vít là:

$$q_l = F \cdot t \quad (4.63)$$

Vậy lưu lượng lý thuyết Q_l máy bơm trong một giây là:

$$Q_l = \frac{n \cdot q_l}{60} = \frac{n \cdot F \cdot t}{60} \quad (4.64)$$

Diện tích F có thể xác định gần đúng như sau:

$$F = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} \quad (4.65)$$

Trong đó: D , d - đường kính của đỉnh và chân ren trục vít.

Lưu lượng thực tế trong một giây của bơm hai trục vít là:

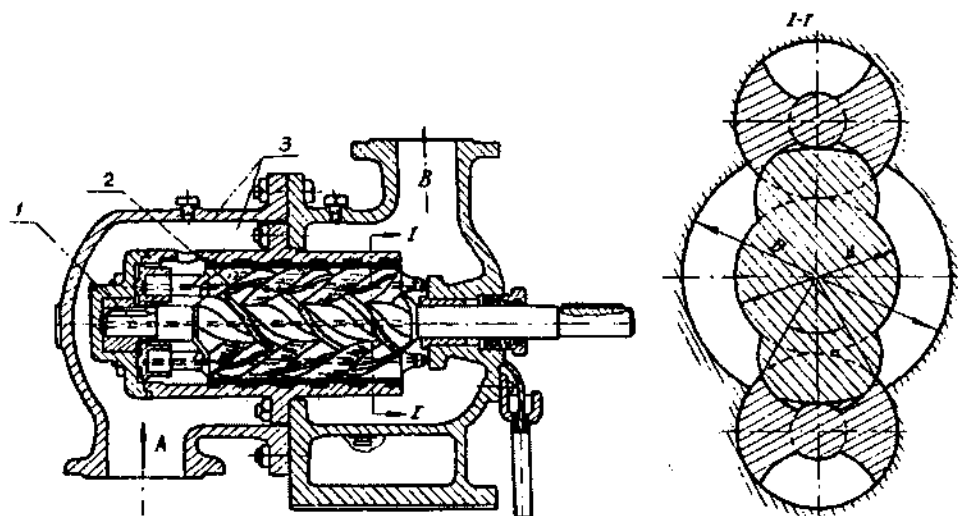
$$Q = Q_l \cdot \eta_Q = \frac{\eta_Q \cdot t \cdot n \cdot \pi}{240} (D^2 - d^2) \quad (4.66)$$

Trong đó: η_Q - hiệu suất lưu lượng của bơm hai trục vít, giá trị thông dụng là $\eta_Q = 0,75 \div 0,85$.

b - Bơm ba trục vít

Kết cấu và nguyên lý làm việc của bơm ba trục vít nói chung tương tự bơm hai trục vít, điều khác biệt là trục vít chủ động 1 ăn khớp với hai trục vít bị động 2 và thân bơm 3 có hai lần vỏ để tản nhiệt tốt hơn. Hình 4.25 minh họa mặt cắt ngang của bơm ba trục vít cycloid ăn khớp nhau. So với hai trục vít, bơm ba trục vít có thể tích làm việc được làm kín tốt hơn, do đó hiệu suất lưu lượng lớn hơn; góc nâng của mỗi ren có thể tăng lên, dẫn đến hiệu suất cơ khí cũng cao hơn. Như vậy bơm ba trục vít có hiệu suất và tính năng làm việc cao hơn bơm hai trục vít, có thể đạt tới các trị số giới hạn.

Lưu lượng của bơm ba trục vít: tương tự như bơm hai trục vít, xác định theo công thức gần đúng:



Hình 4.25 - Sơ đồ cấu tạo của bơm ba trục vít

$$Q = \frac{d^3 \cdot n \cdot \eta_Q}{14,5} \quad (4.67)$$

Trong đó:

Q - lưu lượng thực tế của bơm trong một phút;

n - số vòng quay của bơm trong một phút;

η_Q - hiệu suất lưu lượng; $\eta_Q = 0,80 \div 0,95$;

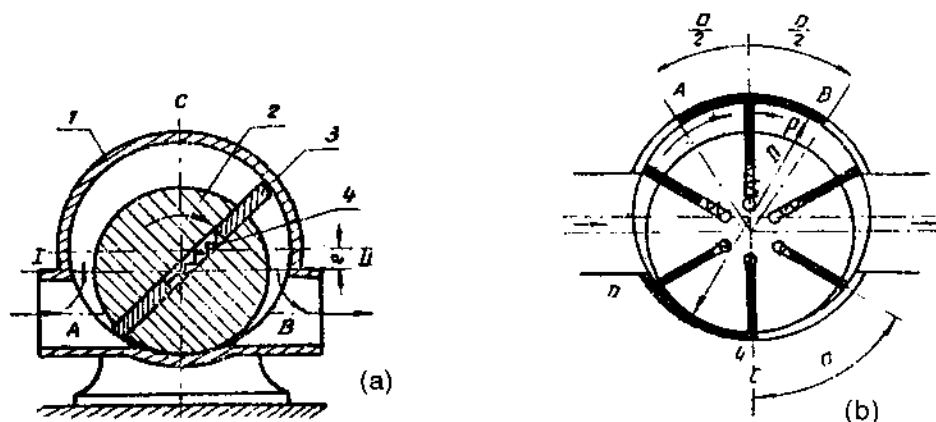
d - đường kính chân ren của trục vít chủ động.

Bơm cánh gạt

a. Cấu tạo, nguyên lý làm việc. Bơm gồm vỏ hình trụ 1 trong đó có roto 2. Tâm của vỏ và roto lệch nhau với khoảng cách e . Khi roto quay, các bản phẳng này trượt trong các rãnh của roto và gạt chất lỏng, nên được gọi là cánh gạt. Phần không gian giới hạn bởi vỏ bơm và roto được gọi là thể tích làm việc.

Hình 4.26a minh họa sơ đồ kết cấu của bơm cánh gạt đơn giản (hai cánh gạt). Nhờ lực đẩy của lò xo 4, các cánh gạt 3 luôn luôn tựa sát vào thành vỏ bơm. Giả sử bơm làm việc quay theo chiều mũi tên, thể tích chứa chất lỏng từ A đến C tăng, áp suất trong chất lỏng giảm, do đó chất lỏng bị hút vào bơm. Khi cánh gạt di chuyển từ C đến B, sẽ làm giảm thể tích chứa chất lỏng, do đó làm tăng áp suất và đẩy chất lỏng vào ống đẩy.

Để chất lỏng không chảy ngược từ vùng đẩy về lại vùng hút và không bị “kẹt” trong các thể tích làm việc thì vị trí của các cánh gạt và của roto phải bố trí sao cho khi cánh gạt này bắt đầu gạt chất



Hình 4.26 - Sơ đồ cấu tạo của bơm cánh gạt, (a) hai cánh, (b) sáu cánh.

lông (ở vị trí I) thì cánh gạt kia cũng dừng gạt chất lỏng (ở vị trí II). Do đó lưu lượng bơm không đều, nhỏ nhất khi cánh gạt ở vị trí I và lớn nhất khi cánh gạt ở vị trí C-C. Để lưu lượng bơm đồng đều hơn, cần tăng số cánh gạt trong bơm (từ 4 đến 12 cánh).

Hình 4.26b minh họa sơ đồ kết cấu của bơm sáu cánh gạt. Các gờ chắn AB, CD ngăn không cho chất lỏng từ buồng đẩy ngược về buồng hút, gờ chắn AB phải có chiều dài thích hợp sao cho khi một cánh gạt bắt đầu vào vị trí A thì cánh gạt trước đó phải vừa đến vị trí B.

Các bơm nêu trên, trong một chu kỳ làm việc (một vòng quay của roto) thực hiện một lần đẩy và một lần hút, nên gọi là *bơm tác dụng đơn*.

Để giảm tải trọng trên ổ trục và nâng cao áp suất làm việc, cần dùng *bơm cánh gạt tác dụng kép*. Bơm tác dụng kép chỉ khác bơm tác dụng đơn ở vỏ bơm. Mặt trong của vỏ bơm không phải là mặt trụ, tâm của roto trùng với tâm của vỏ, bơm có hai vùng hút và hai vùng đẩy bố trí đối xứng với tâm vỏ.

Đối với bơm tác dụng đơn:

Áp suất làm việc $p \leq 20$ at.

Lưu lượng làm việc $5 \div 150$ l/s.

Số vòng quay làm việc $n = 1000 \div 2000$ vg/ph

Đối với bơm tác dụng kép:

Áp suất làm việc $p \leq 70$ at

Lưu lượng làm việc $5 \div 200$ l/s

Hiệu suất của bơm cánh gạt nói chung: $\eta = 0,5 \div 0,8$.

Bơm cánh gạt có ưu điểm là kết cấu nhỏ gọn, đơn giản, có khả năng điều chỉnh lưu lượng.

b - Lưu lượng, biện pháp điều chỉnh lưu lượng.

Gọi: R - khoảng cách từ O_2 của roto đến mặt tiếp xúc của vỏ bơm;

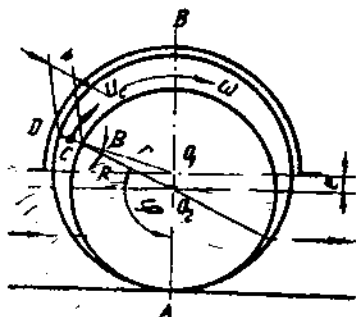
r - bán kính mặt làm việc của vỏ bơm;

h - chiều dài mặt làm việc của cánh gạt;

b - chiều rộng cánh gạt;

C - trọng tâm phần làm việc của cánh gạt;

φ - góc quay của roto kể từ đường tâm thẳng đứng AB .



Hình 4.27 - Sơ đồ xác định lưu lượng

Có thể xác định các thông số hình học và động học của bơm cánh gạt từ minh họa trên Hình 4.27.

Vì góc β rất nhỏ có thể coi $\cos \beta = 1$:

$$h = e + EO_2; \text{ mà } EO_2 = e \cdot \cos(EO_2O_1) = e \cdot \cos(180^\circ - \varphi) = -e \cdot \cos \varphi$$

$$\text{nên } h = e - e \cos \varphi = e \cdot (1 - \cos \varphi)$$

Vận tốc trượt tương đối của cánh gạt trong rãnh:

$$v = \frac{dh}{dt} = e \cdot \omega \cdot \sin \varphi$$

Trong đó: $\omega = \frac{d\varphi}{dt}$ - vận tốc góc của roto

Vận tốc vòng của trọng tâm phần làm việc của cánh gạt:

$$u = \overline{O_2C} \cdot \omega$$

Trong đó: $\overline{O_2C} = R - 0,5h$; với $R = DE + EO_2 = r \cos \beta - e \cos \varphi$

$$\overline{O_2C} = r \cos \beta - e \cos \varphi - 0,5h$$

$$= r \cos \beta - e \cos \varphi - 0,5e(1 - \cos \varphi)$$

Nếu coi $\cos\beta \approx 1$ thì:

$$O_2C = r - 0,5e(1 + \cos\varphi)$$

Hay: $u = \omega[r - 0,5e(1 + \cos\varphi)]$ (4.68)

Lưu lượng tức thời. Nếu không kể tới ảnh hưởng của chiều dày cánh gạt:

$$Q_{\varphi_0} = u.b.h$$

$$Q_{\varphi_0} = [r - 0,5e(1 + \cos\varphi)]e.\omega.b.(1 - \cos\varphi) \quad (4.69)$$

Từ công thức trên, lưu lượng tức thời của bơm thay đổi theo góc quay của roto:

Khi $\varphi = 90^\circ$ và $\varphi = 270^\circ$ thì $Q_{\varphi_0} = Q_{\min} = (r - 0,5e).\omega.b.e$ (4.70)

Khi $\varphi = 180^\circ$ thì $Q_{\varphi_0} = Q_{\max} = 2.r.\omega.b.e$ (4.71)

(một cánh gạt chỉ làm việc với φ có giá trị 90° đến 270° còn từ 270° đến 90° cánh gạt kia làm việc, quay theo chiều kim đồng hồ)

Hệ số dao động lưu lượng:

$$\psi = \frac{Q_{\max}}{Q_{\min}} \approx 2 \quad (4.72)$$

Đối với bơm hai cánh gạt lưu lượng tức thời thay đổi khá rộng.

Đối với bơm nhiều cánh gạt, chẳng hạn $Z = 6$:

$$\psi = \frac{Q_{\max}}{Q_{\min}} = 1,07 \quad \text{lưu lượng đều hơn} \quad (4.73)$$

Lưu lượng trung bình. Lưu lượng trung bình trong một vòng quay q (lưu lượng riêng)

Gọi q_0 - lưu lượng riêng của bơm khi không xét ảnh hưởng của chiều dày cánh gạt;

q' - lượng giảm lưu lượng riêng do ảnh hưởng của chiều dày cánh gạt trong một vòng quay.

Khi đó: $q = q_0 - q'$

Nếu số cánh gạt Z đủ lớn, có thể áp dụng biểu thức sau:

$$q = 2eb(2\pi r - \delta Z); \delta - \text{chiều dày cánh gạt.}$$

Gọi n là số vòng quay của bơm trong một phút, lưu lượng trung bình lý thuyết của bơm trong một giây là:

$$Q_1 = \frac{n.q}{60}$$

$$Q_1 = \frac{n.e.b}{30} (2\pi.r - \delta.Z) \quad (4.74)$$

Vậy lưu lượng thực tế của bơm cánh gạt tác dụng đơn là:

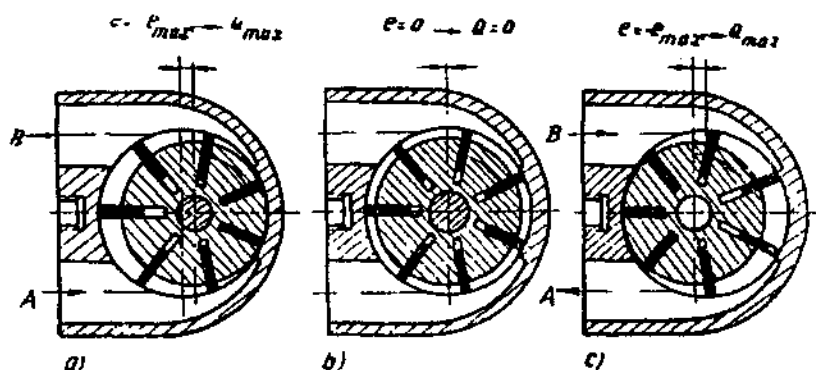
$$Q = \frac{n.e.b.\eta_Q}{30} (2\pi.r - \delta.Z) \quad (4.75)$$

Trong thực tế $\eta_Q = 0,8 \div 0,9$

Điều chỉnh lưu lượng

Ưu điểm của bơm cánh gạt tác dụng đơn là có thể điều chỉnh được lưu lượng khi số vòng quay làm việc của roto không đổi.

Tương tự bơm piston - roto hướng kính, lưu lượng của bơm cánh gạt có thể điều chỉnh bằng cách thay đổi trị số độ lệch tâm e . Ngoài ra, nếu thay đổi dấu của e thì có thể đảo chiều làm việc của bơm.



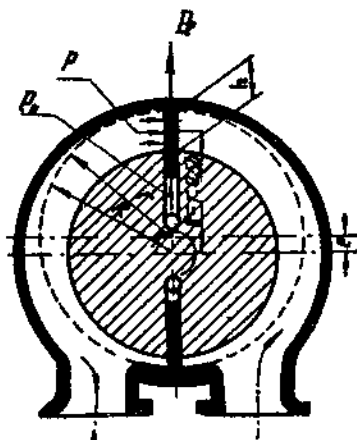
Hình 4.28 - Điều chỉnh lưu lượng bằng thay đổi độ lệch tâm

Trên Hình 4.28 là sơ đồ điều chỉnh bơm cánh gạt. Khi vị trí tương đối của roto trong vỏ bơm như trên hình a) thì chất lỏng được chuyển từ A tới B với $e = e_{max}$, do đó $Q = Q_{max}$. Khi đẩy vỏ bơm sang phải, e giảm dần, lưu lượng giảm dần và cho đến khi $e = 0$ thì $Q = 0$. Mặc dù roto vẫn quay với vận tốc góc và chiều quay không thay đổi, nhưng nếu tiếp tục đẩy vỏ bơm sang phải thì e đổi dấu, chiều chuyển động của chất lỏng thay đổi từ B đến A và khi lưu lượng của bơm lớn nhất thì $e = e_{max}$.

c - Lực tác dụng lên cánh gạt

Xét trường hợp $\varphi = 180^\circ$, trên cánh gạt sẽ có các lực tác dụng (Hình 4.29) như sau:

Hình 4.29 - Lực tác dụng lên cánh gạt



Lực ly tâm, bằng tích số của khối lượng cánh gạt m với gia tốc ly tâm a_n (đặt ở khối tâm, cách tâm quay theo khoảng cách ρ):

$$P_l = m \cdot a_n$$

Vì

$$\begin{aligned} a_n &= \rho \cdot \omega^2 = \left(R - \frac{h}{2} \right) \cdot \omega^2 = \left(r \cdot \cos \beta - e \cdot \cos \varphi - \frac{h}{2} \right) \cdot \omega^2 \\ &= \left(r - \frac{h}{2} - e \cdot \cos \varphi \right) \cdot \omega^2 \end{aligned}$$

Nên:
$$P_l = m \cdot \omega^2 \cdot \left(r - \frac{h}{2} - e \cdot \cos \varphi \right)$$

Thay $h = e(1 - \cos \varphi)$ vào biểu thức trên:

$$\begin{aligned} P_l &= m \cdot \omega^2 \cdot \left[r - e \cdot \cos \varphi - \frac{1}{2} \cdot e \cdot (1 - \cos \varphi) \right] \\ &= m \cdot \omega^2 [r - 0,5e(1 + \cos \varphi)] \end{aligned} \quad (4.76)$$

Lực ly tâm thay đổi theo góc quay của roto.

Khi $\varphi = 180^\circ$ thì $P_{l\max} = m \cdot r \cdot \omega^2$

Do đó lực ly tâm luôn luôn đẩy cánh gạt về phía thành vỏ bơm.

Lực quán tính P_q do gia tốc chuyển động tương đối a của cánh gạt trong rãnh roto tạo nên:

$$P_q = -m \cdot a$$

$$\text{Vì} \quad a = \frac{d^2 h}{dt^2} = e.\omega^2 . \cos \varphi$$

$$\text{Nên} \quad P_q = -m.e.\omega^2 . \cos \varphi \quad (4.77)$$

Trị số và dấu của P_q thay đổi theo góc quay của roto. Khi $\varphi = 0 \div 90^\circ$ và $\varphi = 270^\circ \div 360^\circ$ thì P_q kéo cánh gạt về tâm (ngược chiều lực ly tâm). Khi $\varphi = 90^\circ \div 180^\circ$ và $\varphi = 180^\circ \div 270^\circ$ thì P_q cùng chiều với P_l đẩy cánh gạt về phía vỏ bơm.

$$\text{Khi } \varphi = 180^\circ \text{ thì } P_{q \max} = m.e.\omega^2 \quad (4.78)$$

Nếu các đầu rãnh phía trong của roto thông với vùng đẩy thì cánh gạt còn chịu một áp lực đẩy P_p về phía thành vỏ bơm do độ chênh áp suất của bơm $p = p_2 - p_1$ gây ra:

$$P_p = p.b.\delta; \delta - \text{chiều dày cánh gạt.}$$

Ngoài ra, trên cánh gạt còn có lực quán tính Côriôlit (do gia tốc Côriôlit) và lực ma sát (giữa cánh gạt và rãnh roto). Lực quán tính Côriôlit có phương thẳng góc với cánh gạt, do đó làm tăng lực ma sát giữa cánh gạt và rãnh roto.

Tổng các lực tác dụng lên cánh gạt có trị số lớn nhất $P_{\max}$ khi $\varphi = 180^\circ$. Nếu bỏ qua lực ma sát, lực tổng cộng lớn nhất $P_{\max}$ tác dụng lên cánh gạt là:

$$\begin{aligned} P_{\max} &= P_p + P_{l \max} + P_{q \max} = p.b.\delta + m.r.\omega^2 + m.e.\omega^2 \\ &= p.b.\delta + m.\omega^2 (r + e) \end{aligned} \quad (4.79)$$

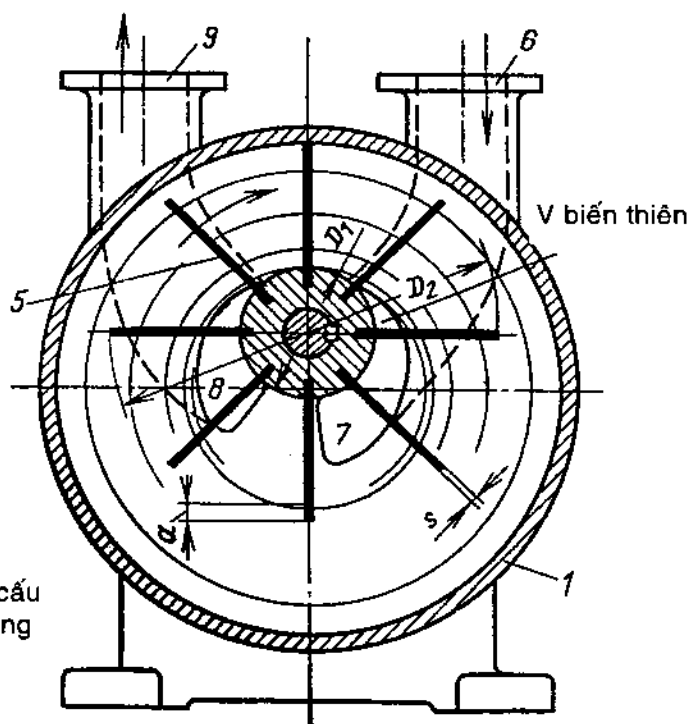
Lực $P_{\max}$ là nguyên nhân gây ra sự mài mòn đầu làm việc của cánh gạt và mặt làm việc của vỏ bơm, làm cho bơm chóng hỏng. Ngoài ra, $P_{\max}$ còn phụ thuộc vào chiều dày của cánh gạt δ . Để hạn chế $P_{\max}$, cánh gạt trong thực tế có chiều dày không quá 3 mm.

Bơm chân không vòng nước

a- Cấu tạo, nguyên lý làm việc.

Trong kỹ thuật, nhiều khi phải tạo chân không. Loại đơn giản nhất là bơm chân không có vòng nước (Hình 4.30).

Bơm gồm một vỏ hình trụ tròn 1 trong đó có roto 2. Trên roto có gắn cố định các cánh gạt. Tâm của vỏ và roto lệch nhau một khoảng e . Trong vỏ 1 có nước. Khi roto quay các cánh gạt khuấy nước và dưới tác dụng của lực ly tâm, nước tạo thành hình vành khăn bao quanh vỏ làm kín bơm. Ở mặt bên của vỏ bơm có miệng hút a thông



Hình 4.30 - Sơ đồ cấu tạo bơm chân không vòng nước

với miệng đẩy b thông với ống đẩy. Hình dạng và vị trí của miệng hút và miệng đẩy được nêu trên Hình 4.30. Khi bơm làm việc, vòng nước phải choán toàn bộ mặt cắt AB . Khi cánh gạt quay theo chiều mũi tên từ AB đến CD , thể tích chứa không khí giữa roto và vòng nước tăng, áp suất tại đó giảm, không khí bị hút vào bơm qua miệng hút. Từ CD đến AB thể tích chứa không khí giữa roto và vòng nước giảm, không khí bị cánh gạt nén lại với áp suất cao hơn ở cửa hút và bị đẩy qua cửa đẩy vào ống đẩy.

Khi roto quay theo quy trình nêu trên, áp suất ở miệng hút của bơm giảm dần, tạo nên độ chân không ngày càng cao trong ống hút.

Nguyên lý làm việc của bơm chân không vòng nước cũng là nguyên lý làm việc của bơm cánh gạt tác dụng đơn. Về kết cấu, bơm chân không vòng nước khác với bơm cánh gạt ở chỗ các cánh gạt không trượt trong các rãnh của roto và không tựa vào thành vỏ bơm vì buồng làm việc được làm kín bằng vòng nước.

b - Lưu lượng không khí do bơm chân không vòng nước hút

Giả sử vòng nước có chiều dày không đổi, nghĩa là đường giới hạn trong của vòng nước là đường tròn, đồng tâm với vỏ bơm, sơ đồ làm việc của bơm chân không vòng nước hoàn toàn tương tự bơm cánh gạt tác dụng đơn có đường kính vỏ bơm bằng đường kính trong của vòng nước.

Do đó, công thức tính lưu lượng trung bình của bơm chân không vòng nước có thể suy ra từ công thức tính lưu lượng của bơm cánh gạt tác dụng đơn, chỉ khác là thay bán kính vỏ bơm cánh gạt (r) bằng đường kính trong của vòng nước:

$$Q = \frac{n.e.b.\eta_Q}{30} (2\pi.(r_o + e) - \delta.Z) \quad (4.80)$$

Trong đó:

- n - số vòng quay của roto (vg/ph)
- e - độ lệch tâm của roto và vỏ bơm;
- b - chiều rộng của cánh gạt;
- δ - chiều dày của cánh gạt;
- Z - số cánh gạt;
- r_o - bán kính trục roto ($r_o = d_o/2$)
- η_Q - hiệu suất lưu lượng của bơm chân không vòng nước; $\eta_Q = 0,7 \div 0,8$.

c- Lượng nước cần thiết trong bơm

Để bơm chân không hoạt động bình thường, cần luôn luôn duy trì thể tích nước V trong bơm, sao cho khi bơm làm việc V làm kín mặt AB. Nghĩa là vòng nước thường xuyên có thể tích bằng thể tích của khối trụ rỗng với đường kính ngoài bằng đường kính roto (kể cả cánh gạt) và đường kính trong bằng đường kính của trục roto:

$$V = b \left[\frac{\pi}{4} (d^2 - d_o^2) - Z.\delta.l \right] \quad (4.81)$$

Trong đó: $Z.\delta.l$ - thể tích các cánh gạt của roto.

Thực tế, khi bơm làm việc, mặt trong của vòng nước không hoàn toàn tròn và đồng tâm với vỏ bơm (vì roto đặt lệch tâm với vỏ bơm) nên không thể tránh một phần nước bị cánh gạt đưa qua cửa đẩy ra khỏi bơm. Vì thế, cần bổ sung nước cho bơm để làm kín. Lưu lượng nước bổ sung này thông thường khoảng $0,25 \div 0,3 \text{ m}^3/\text{h}$. Lượng nước bổ sung còn có tác dụng làm nguội bơm.

BƠM PISTON-ROTO

Khái niệm chung, ưu nhược điểm, phân loại

Bơm kiểu piston-roto là loại bơm thể tích mới ra đời và bắt đầu được sử dụng nhiều vào những năm 1925 ÷ 1935, khi mà truyền động thủy lực bắt đầu được ứng dụng rộng rãi trong các ngành chế tạo máy công cụ, máy bay, và tàu thủy.

Đặc điểm của bơm piston-roto:

- Tạo được áp suất cao với lưu lượng không lớn lắm;
- Có khả năng thay đổi lưu lượng một cách dễ dàng, trong khi vẫn giữ nguyên áp suất và số vòng quay làm việc (áp suất làm việc không phụ thuộc vào lưu lượng và số vòng quay);
- Hiệu suất tương đối cao;
- Phạm vi điều chỉnh lớn;
- Số vòng quay làm việc tương đối lớn nên có khả năng nối trực tiếp với các động cơ điện thông thường.

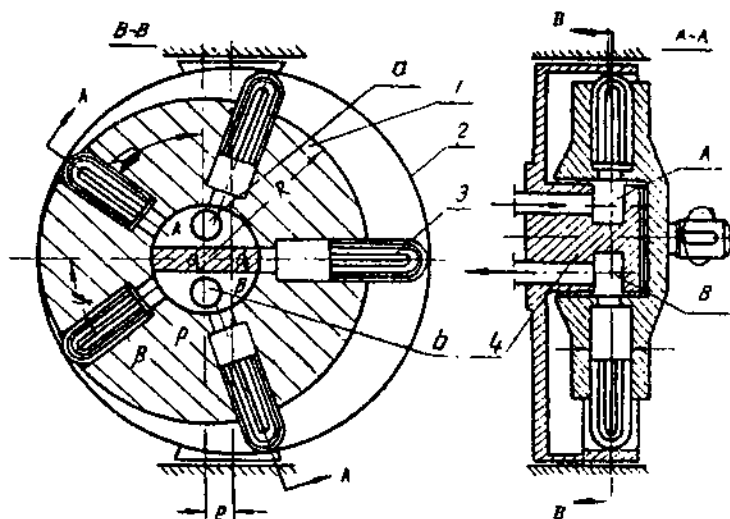
Bơm và động cơ piston-rotor có kết cấu hoàn toàn như nhau, trừ những trường hợp đặc biệt. Trong thực tế, bơm piston-rotor bất kỳ đều có thể làm việc như động cơ nếu dẫn vào đó dòng chất lỏng có áp suất đủ lớn.

Bơm piston-rotor có thể chia làm hai loại:

- Bơm piston-rotor hướng kính
- Bơm piston-rotor hướng trục

Bơm piston - rotor hướng kính

a - Cấu tạo, nguyên lý làm việc. Máy gồm hai phần; phần quay (rotor) 1 đặt lệch tâm trong phần cố định (stator) 2. Rotor là khối trụ tròn, trong đó các xilanh và piston trụ 3 không có cần (thanh đẩy) phân bố đều theo hướng kính (kiểu bố trí hình sao). Do sự bố trí lệch tâm theo khoảng cách e nên khi rotor quay, các piston quay theo rotor và đồng thời chuyển động tịnh tiến trong các xilanh (Hình 4.31).



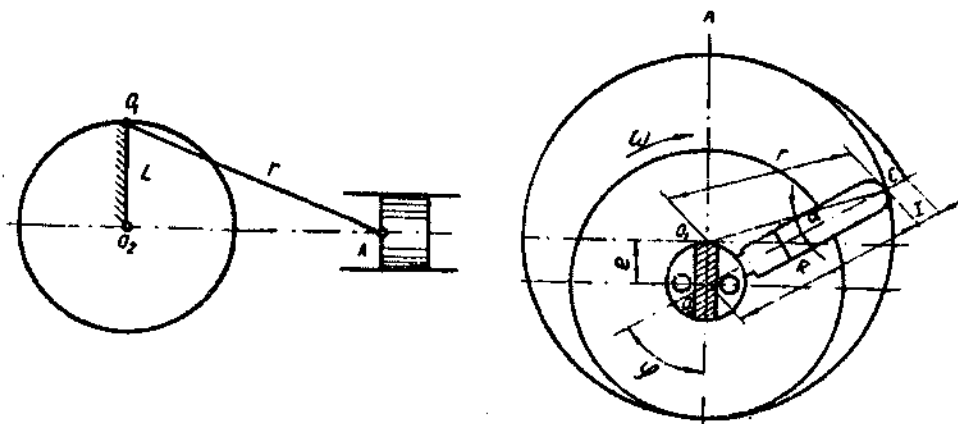
Hình 4.31 - Sơ đồ cấu tạo bơm piston-rotor hướng kính

Trong bơm, quá trình hút được thực hiện khi các piston chuyển động hướng ra khỏi tâm roto; chất lỏng được hút qua roto vào các xilanh nhờ có lỗ dẫn a vào vùng hút A. Khi piston bị thành stato ép, chuyển động hướng về tâm thì chất lỏng bị nén vào vùng đẩy B và chảy ra ngoài theo lỗ dẫn b trên stato, thực hiện quá trình đẩy của bơm. Vùng hút A và vùng đẩy B là hai rãnh hình bán nguyệt cách nhau bằng một vách bố trí ở giữa stato trong trục phân phối 4 và được thông ra ngoài bởi hai lỗ dẫn a, b. Trường hợp này ứng với roto quay theo chiều kim đồng hồ. Nếu roto quay ngược chiều kim đồng hồ thì vùng hút là B và vùng đẩy là A.

Để bơm làm việc bình thường, khi roto quay các đầu piston phải luôn luôn tỳ vào thành stato, do đó nhiều khi phải dùng bơm phụ gọi là bơm cấp để đẩy chất lỏng vào vùng hút với áp suất đủ để đẩy piston tỳ vào thành stato trong quá trình hút.

b- Phương trình chuyển động của piston. (Cơ sở tính toán lưu lượng và lực tác dụng trong bơm)

Trên Hình 4.32 là sơ đồ nguyên lý chuyển động của bơm piston-roto hướng kính, cũng là nguyên lý chuyển động của cơ cấu thanh truyền - tay quay, trong đó tay quay L cố định, còn xilanh quay tròn quanh tâm O_2 với vận tốc góc không đổi, và điểm A của piston quay quanh O_1 với bán kính r.



Hình 4.32 - Sơ đồ nguyên lý chuyển động của bơm piston-roto hướng kính

Trong bơm piston-roto hướng kính, thanh truyền r được thay bằng một vành stato có tâm trùng với O_1 . Khi roto quay quanh O_2 , đồng thời piston cũng thực hiện chuyển động tịnh tiến trong xilanh.

Xét thời điểm ban đầu, piston ở vị trí A. Khi roto quay theo chiều kim đồng hồ, piston có chuyển động hướng vào tâm. Sau khoảng thời gian t, piston quay theo roto với góc φ đến vị trí C, và

khi đó piston đã chuyển động tịnh tiến tương đối với xilanh một đoạn là x:

$$x = r + e - R$$

$$R = e \cos \varphi + r \cos \alpha$$

Suy ra $x = (r + e) - (e \cos \varphi + r \cos \alpha)$

Cần biến đổi để đưa góc α về góc φ .

Từ Hình 4.32, suy ra: $r \sin \alpha = e \sin \varphi$

Hay $\sin \alpha = \frac{e}{r} \sin \varphi$

Và $\cos \alpha = \sqrt{1 - \sin^2 \alpha} = \sqrt{1 - \left(\frac{e}{r}\right)^2 \sin^2 \varphi}$

Khai triển biểu thức $\cos \alpha$ theo nhị thức Newton và bỏ các số hạng bậc 3 trở lên:

$$\cos \alpha = 1 - \frac{1}{2} \left(\frac{e}{r}\right)^2 \sin^2 \varphi$$

Thay vào biểu thức của R:

$$R = e \left(\cos \varphi + \frac{r}{e} - \frac{1}{2} \frac{e}{r} \sin^2 \varphi \right)$$

Thay vào biểu thức của x:

$$x = r + e - e \left(\cos \varphi + \frac{r}{e} - \frac{1}{2} \frac{e}{r} \sin^2 \varphi \right)$$

Sau khi rút gọn, phương trình chuyển động của piston trong bơm piston-roto hướng kính có dạng:

$$x = e \left(1 - \cos \varphi + \frac{1}{2} \frac{e}{r} \sin^2 \varphi \right) \quad (4.82)$$

Có thể xác định vận tốc chuyển động của piston từ phương trình trên.

Vận tốc chuyển động tương đối của piston trong xilanh:

$$v = \frac{dx}{dt} = e \cdot \omega \left(\sin \varphi + \frac{1}{2} \frac{e}{r} \sin 2\varphi \right) \quad (4.83)$$

Vì số hạng thứ hai rất bé so với số hạng thứ nhất nên có thể bỏ qua và tính v theo công thức sau:

$$v = e.\omega.\sin \varphi \quad (4.84)$$

Vậy vận tốc tương đối v phụ thuộc vào φ và có trị số lớn nhất là:

$$v_{\max} = e.\omega \quad (4.85)$$

Trị số trung bình của v trong quá trình piston chuyển động vào tâm:

$$v_{tb} = \frac{\int_0^\pi e.\omega.\sin \varphi.d\varphi}{\pi} = \frac{2}{\pi} e.\omega \quad (4.86)$$

Sự dao động vận tốc tương đối v được đánh giá bằng tỷ số:

$$\frac{v_{\max}}{v_{tb}} = \frac{\pi}{2} \quad (4.87)$$

Vận tốc của đầu piston theo vành stato:

$$v_d = R.\omega$$

$$\dot{v}_d = e.\omega \left(\cos \varphi + \frac{r}{e} - \frac{1}{2} \frac{e}{r} \sin^2 \varphi \right) \quad (4.88)$$

Vận tốc chuyển động của piston luôn luôn thay đổi trong quá trình roto quay.

c - Lưu lượng

Lưu lượng trung bình. Lưu lượng của bơm piston-roto phụ thuộc vào kích thước xilanh, số xilanh và số vòng quay của roto.

Trong một vòng quay của roto, lượng chất lỏng do một piston có đường kính là d đẩy:

$$\frac{\pi.d^2}{4}.2e$$

Nếu bơm có Z piston thì lưu lượng lý thuyết của bơm trong một chu kỳ làm việc (lưu lượng riêng) là:

$$q_l = \frac{\pi.d^2}{4}.2e.Z \quad (4.89)$$

Lưu lượng lý thuyết trung bình của bơm với số vòng quay n trong một đơn vị thời gian:

$$Q_1 = q_1 \cdot n = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot 2e \cdot Z \cdot n \quad (4.90)$$

Lưu lượng tức thời. Lưu lượng tức thời do mỗi piston tạo nên thay đổi theo thời gian và tỷ lệ thuận với vận tốc tương đối của piston trong xilanh:

$$q_\varphi = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot v \quad (4.91)$$

Thay biểu thức của v vào biểu thức trên:

$$q_\varphi = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot \omega \cdot e \cdot \left(\sin \varphi + \frac{1}{2} \frac{e}{r} \sin 2\varphi \right)$$

$$q_\varphi = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot e \cdot \omega \cdot \sin \varphi \quad (4.92)$$

Lưu lượng tức thời của bơm được xác định bằng tổng lưu lượng tức thời do các piston ở buồng đẩy tạo nên. Nếu toàn bộ số piston của bơm là Z và số lượng piston có ở buồng đẩy là $(m+1)$ thì lưu lượng tức thời của bơm là:

$$Q_\varphi = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot e \cdot \omega \cdot [\sin \varphi + \sin(\varphi + a) + \dots + \sin(\varphi + ma)]$$

Trong đó:

a - góc giữa hai trục của piston liên nhau ở tâm; $a = \frac{2\pi}{Z}$

Vậy:
$$Q_\varphi = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot e \cdot \omega \cdot \sum_{i=0}^m \sin(\varphi + ia) \quad (4.93)$$

Do đó, lưu lượng tức thời thay đổi theo góc quay của roto.

Có thể tìm được trị số góc quay φ ứng với giá trị cực đại $Q_{\max}$ bằng cách lấy đạo hàm biểu thức trên theo φ và cho bằng không:

$$\cos \varphi + \cos(\varphi + a) + \dots + \cos(\varphi + ma) = 0$$

Hay:

$$\cos \varphi + \cos \varphi \cdot \cos a - \sin \varphi \cdot \sin a + \dots + \cos \varphi \cdot \cos ma - \sin \varphi \cdot \sin ma = 0$$

Rút ra:

$$\cos \varphi \cdot (1 + \cos a + \cos 2a + \dots + \cos ma) - \sin \varphi \cdot (\sin a + \dots + \sin ma) = 0$$

Suy ra:
$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{1 + \cos a + \dots + \cos ma}{\sin a + \dots + \sin ma} \quad (4.94)$$

Góc φ ứng với $Q = Q_{\max}$ được gọi là *góc dao động của bơm*

Khi $\varphi = 0$ thì $Q_{\varphi} = Q_{\min}$

Để đánh giá mức độ dao động không đều của bơm, có thể dùng hệ số không đều về lưu lượng:

$$\psi = \frac{Q_{\max}}{Q} \quad (4.95)$$

Ngoài ra còn dùng hệ số dao động lưu lượng để đánh giá sự dao động lưu lượng:

$$\delta = \frac{Q_{\varphi \max} - Q_{\varphi \min}}{Q} \quad (4.96)$$

$$\delta = \psi - \frac{Q_{\varphi \min}}{Q} \quad (4.97)$$

Thực nghiệm chứng tỏ, khi số piston (Z) của bơm lớn thì d nhỏ. Và d của bơm có Z lẻ bao giờ cũng nhỏ hơn của bơm có Z chẵn.

Sự dao động của lưu lượng có ảnh hưởng đến sự dao động của áp suất trong hệ thống bơm làm việc. Tuy nhiên, so với bơm piston thì hệ số dao động lưu lượng của bơm piston-roto nhỏ hơn nhiều.

Để điều chỉnh lưu lượng của bơm piston-roto, có thể dùng phương pháp thay đổi độ lệch tâm e tương tự như bơm cánh gạt (Q tỷ lệ bậc nhất với e):

$e = 0$ thì $Q = 0$

$e = e_{\max}$ thì $Q = Q_{\max}$

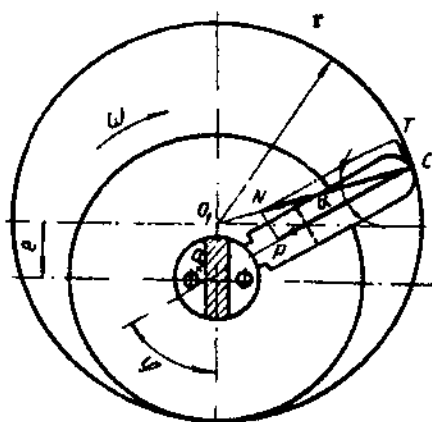
Vậy lưu lượng của máy ứng với độ lệch tâm e là:

$$Q = Q_{\max} \cdot \frac{e}{e_{\max}} \quad (4.98)$$

Trong đó: $\varepsilon = \frac{e}{e_{\max}}$ là *hệ số điều chỉnh* (4.99)

$$Q = \varepsilon \cdot Q_{\max} \quad (4.100)$$

Moment quay. Áp suất làm việc gây ra các lực tác dụng lên các bộ phận của bơm. Cần nghiên cứu các lực tác dụng để tính công suất yêu cầu của bơm, đồng thời phát hiện các nguyên nhân gây hư hỏng các bộ phận làm việc chính để có biện pháp ngăn ngừa hư hỏng và sử dụng bơm một cách hiệu quả.



Hình 4.33 - Sơ đồ tính moment quay bơm piston - roto

Từ Hình 4.33 có thể thấy: khi roto quay, vành stato tác dụng lên đầu piston lực N hướng tâm O_1 , ép chất lỏng trong xi lanh. Nếu áp suất trong xi lanh là p thì áp lực tác dụng lên piston là P (theo phương của trục piston):

$$P = p \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4}; \quad d - \text{đường kính piston.} \quad (4.101)$$

Lực P như nhau đối với mọi piston trong buồng đẩy.

Phân tích N thành 2 thành phần:

- P' có phương song song trục piston;
- T có phương vuông góc với trục piston, được gọi là *lực vòng*.

Lực P' tạo nên áp suất p trong xilanh, nếu bỏ qua lực ma sát giữa piston và xilanh thì $P = P'$. Thành phần lực vòng T tạo nên moment cản trên trục roto của bơm.

Từ Hình 4.33:

$$T = P \cdot \tan \alpha$$

$$N = \frac{P}{\cos \alpha}$$

Trong đó:
$$\cos \alpha = \sqrt{1 - \left(\frac{e}{r}\right)^2 \sin^2 \varphi}$$

$$T = P \cdot \tan \alpha = P \cdot \frac{\sin \alpha}{\cos \alpha}$$

Với:
$$\sin \alpha = \frac{e}{r} \sin \varphi$$

Thay vào phương trình T:

$$T = P \cdot \frac{\frac{e}{r} \sin \varphi}{\sqrt{1 - \frac{e^2}{r^2} \sin^2 \varphi}} \quad (4.102)$$

Vì $\sin^2 \varphi \ll \sin \varphi$ và $\frac{e^2}{r^2}$ là số hạng nhỏ, có thể bỏ qua.

$$\text{Do đó:} \quad T = P \cdot \frac{e}{r} \cdot \sin \varphi \quad (4.103)$$

Vậy: lực vòng T thay đổi theo góc quay φ

$$\varphi = 0 \text{ thì} \quad T = 0$$

$$\varphi = 90^\circ \text{ thì} \quad T = T_{\max}$$

$$\varphi = 90^\circ \div 180^\circ \quad T \text{ giảm từ } T_{\max} \text{ đến } T_{\min} = 0$$

Moment quay tạo nên bởi lực vòng T tác dụng lên một piston là:

$$M = T \cdot R \quad (4.104)$$

$$M = \frac{P \cdot \frac{e}{r} \sin \varphi}{\sqrt{1 - \frac{e^2}{r^2} \sin^2 \varphi}} \cdot e \left(\cos \varphi + \frac{r}{e} - \frac{1}{2} \frac{e}{r} \sin^2 \varphi \right) \quad (4.105)$$

Nếu $\frac{e^2}{r^2} \sin^2 \varphi \cong 0$ và $\frac{1}{2} \frac{e}{r} \sin^2 \varphi \cong 0$ (vì là các đại lượng vô cùng bé bậc cao).

$$\text{Từ đó:} \quad M = P \cdot \frac{e^2}{r} \sin \varphi \left(\cos \varphi + \frac{r}{e} \right) \quad (4.106)$$

Moment quay của roto bằng tổng moment của các piston trong vùng đẩy khi bơm làm việc:

$$M = \sum T \cdot R \quad (4.107)$$

Nhận xét:

- Moment quay M thay đổi theo φ một cách có chu kỳ.
- Trị cực tiểu của M phụ thuộc vào Z:

$$\text{Ví dụ:} \quad Z = 5; M_{\min} = 0,94 M_{\text{TB}}$$

$$Z = 7; M_{\min} = 0,96 M_{TB}$$

$$Z = 9; M_{\min} = 0,98 M_{TB}$$

- Tương tự dao động lưu lượng, moment quay dao động càng ít nếu Z càng lớn.
- M tỷ lệ thuận với độ lệch tâm e ; M càng lớn khi e càng lớn; $M = 0$ khi $e = 0$. Do vậy có thể điều chỉnh moment quay M bằng cách thay đổi độ lệch tâm e trong khi áp suất p không đổi. Đây là phương pháp chủ yếu để điều chỉnh bơm piston-rotor hướng kính:

$$M_{\max} \Rightarrow e_{\max}$$

$$M \Rightarrow e$$

Vậy:
$$M = \frac{e}{e_{\max}} M_{\max} = \varepsilon M_{\max} \quad (4.108)$$

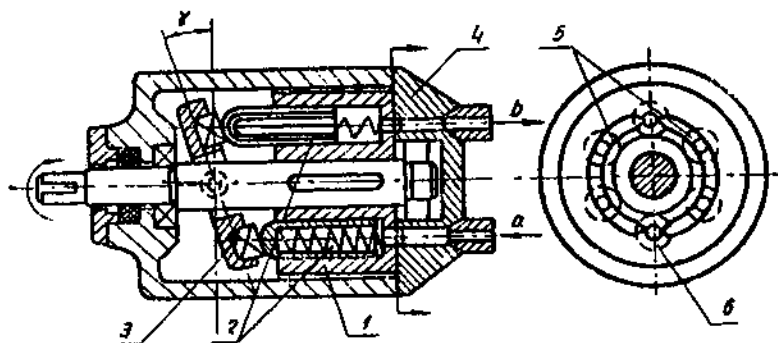
Trong đó: ε - hệ số điều chỉnh của máy.

Bơm piston - rotor hướng trục

a - Cấu tạo và phân loại

Cấu tạo. Nguyên lý làm việc của máy này cũng tương tự như bơm piston-rotor hướng kính, nhưng kết cấu có hơi khác (Hình 4.34).

Trong bơm piston-rotor hướng trục, các lỗ xilanh phân bố đều trên rotor 1 nhưng không hướng kính mà song song với nhau theo hướng trục rotor. Piston 2 trong xilanh luôn luôn được đẩy và tựa một đầu vào đĩa cố định đặt nghiêng 3 bằng các lò xo đặt trong xilanh. Khi rotor quay, các piston quay theo. Vì một đầu piston luôn tựa vào mặt đĩa nghiêng nên các piston cũng đồng thời chuyển động tịnh tiến tương đối với xilanh. Các lỗ xilanh ở mặt cuối rotor



Hình 4.34 - Sơ đồ cấu tạo bơm piston-rotor hướng trục

được lắp sát với nắp cố định 4. Trong nắp này có hai rãnh hình vòng cung 5 được ngăn cách nhau bởi hai gờ 6, hai rãnh này được thông với hai lỗ để dẫn chất lỏng ra vào a, b. Khi roto quay theo chiều mũi tên thì rãnh 5 bên trái là cửa hút A, rãnh bên phải là cửa đẩy B.

Phân loại. Bơm piston-roto hướng trục có thể chia làm hai loại:

- Bơm piston-roto hướng trục có đĩa nghiêng
- Bơm piston-roto hướng trục có roto bố trí nghiêng.

Để thực hiện chuyển động tương đối của các piston trong xilanh thì roto quay tròn và đĩa nghiêng cố định hoặc ngược lại. Nhưng để phân phối chất lỏng được tiện lợi, kết cấu bơm đơn giản, thì thường roto chuyển động quay và đĩa nghiêng cố định.

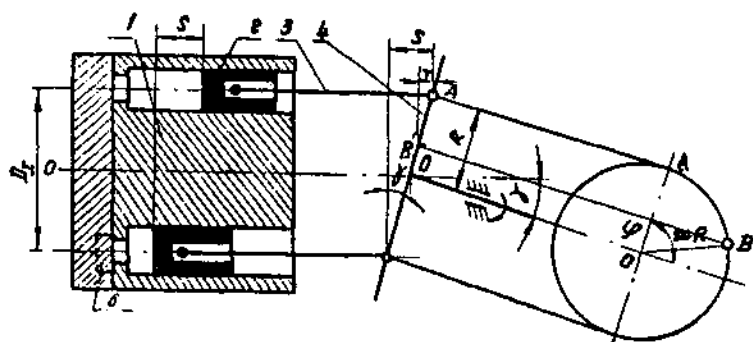
Sự điều chỉnh bơm piston-roto hướng trục được thực hiện bằng cách thay đổi góc nghiêng của đĩa so với đường tâm của trục roto.

Ưu điểm:

- Các cửa hút và đẩy có điều kiện bố trí riêng biệt trên đĩa phân phối, nên có thể chế tạo với kích thước lớn mà không làm tăng kích thước chung của máy. Do đó cho phép nâng cao số vòng quay để tăng lưu lượng. Vì thế các loại bơm piston-roto hướng trục có trọng lượng trên một đơn vị công suất nhỏ hơn hai đến ba lần so với bơm piston-roto hướng kính.
- Moment quán tính tương đối nhỏ. Điều này có ý nghĩa quan trọng khi sử dụng máy làm động cơ.
- Bơm piston-roto hướng trục có hiệu suất lưu lượng cao $\eta_Q = 0,96 \div 0,98$, do vậy hiệu suất chung cũng cao, $\eta = 0,95$.

b.- Phương trình chuyển động

Nguyên lý chuyển động của piston trong xilanh của bơm piston-roto hướng trục cũng theo nguyên lý chuyển động của thanh truyền - tay quay (Hình 4.35).



Hình 4.35 - Sơ đồ nguyên lý chuyển động của piston

Piston 2 và xilanh 1 cùng chuyển động quanh trục của bơm, nhưng tay quay 4 quay xung quanh trục tương ứng (trong kết cấu cụ thể của máy tay quay 4 là đĩa nghiêng). Nhờ có mặt phẳng quay của tay quay (đĩa nghiêng) bố trí nghiêng theo góc γ so với trục của bơm nên có thể tạo ra chuyển động tương đối giữa piston và xilanh với hành trình S, do đó chỉ cần piston và xilanh quay hoặc đĩa nghiêng quay.

Giả sử đĩa nghiêng quay từ A đến B, quãng đường chuyển động x của piston trong xilanh là:

$$\begin{aligned}x &= A'B'.\sin \gamma = (OA - OB').\sin \gamma \\&= (OA - OB \cos \varphi).\sin \gamma \\&= (R - R \cos \varphi).\sin \gamma = R.(1 - \cos \varphi)\sin \gamma\end{aligned}$$

Trong đó: R - bán kính quay của tay quay (đĩa nghiêng)

Vận tốc chuyển động tương đối của piston là:

$$v = \frac{dx}{dt} = R.\omega.\sin \varphi.\sin \gamma$$

Do đó, có thể thấy vận tốc v của piston trong máy hướng trục cũng thay đổi theo φ một cách tuần hoàn.

c - Lưu lượng:

Lưu lượng trung bình. Thể tích chất lỏng do một piston vận chuyển trong một vòng quay của roto là:

$$\frac{\pi.d^2}{4}.S; S - \text{hành trình piston}; d - \text{đường kính xilanh}.$$

Nếu máy có Z piston, lưu lượng của bơm trong một vòng quay là:

$$q = \frac{\pi.d^2}{4}.S.Z \quad (4.109)$$

Từ đó, lưu lượng lý thuyết trung bình của bơm với số vòng quay n trong một đơn vị thời gian là:

$$Q_l = q.n = \frac{\pi.d^2}{4}.S.Z.n \quad (4.110)$$

Với $S = D_x.tg\gamma = D.\sin \gamma$

Trong đó:

D_x - đường kính của roto trên đó phân bố các xilanh;

D - đường kính của đĩa nghiêng.

Cuối cùng biểu thức của Q_i có thể được viết dưới dạng:

$$Q_i = \frac{\pi.d^2}{4} . S.n.D_x . \text{tg} \gamma = \frac{\pi.d^2}{4} . Z.n.D . \sin \gamma \quad (4.111)$$

Lưu lượng tức thời. Lưu lượng tức thời do mỗi piston tạo nên thay đổi theo thời gian, phụ thuộc vận tốc tương đối v của piston trong xilanh:

$$q_\varphi = \frac{\pi.d^2}{4} . v \quad (4.112)$$

$$q_\varphi = \frac{\pi.d^2}{4} . R.\omega . \sin \gamma . \sin \varphi \quad (4.113)$$

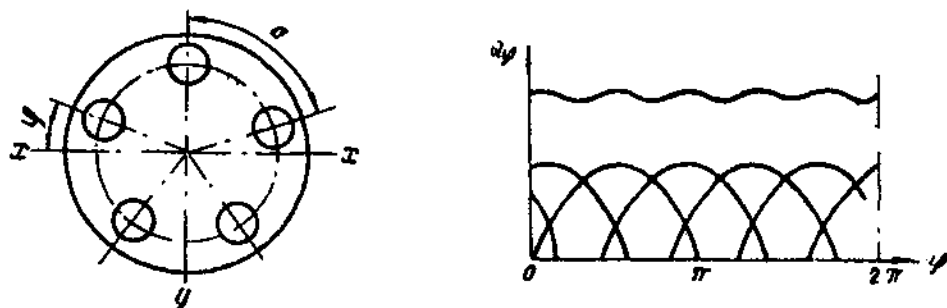
Lưu lượng tức thời của bơm (do tất cả các piston tạo nên) tại thời điểm bất kỳ:

$$Q_\varphi = \frac{\pi.d^2}{4} . R.\omega . \sin \gamma . [\sin \varphi + \sin(\varphi + a) + \dots + \sin(\varphi + ma)]$$

Hoặc:
$$Q_\varphi = \frac{\pi.d^2}{4} . R.\omega . \sin \gamma . \sum_{i=0}^m \sin(\varphi + ia) \quad (4.114)$$

Trong đó: a - góc giữa hai piston; $a=2\pi/4$

Đồ thị lưu lượng tức thời của máy piston-rotor hướng trục:



Hình 4.36 - Đồ thị dao động lưu lượng

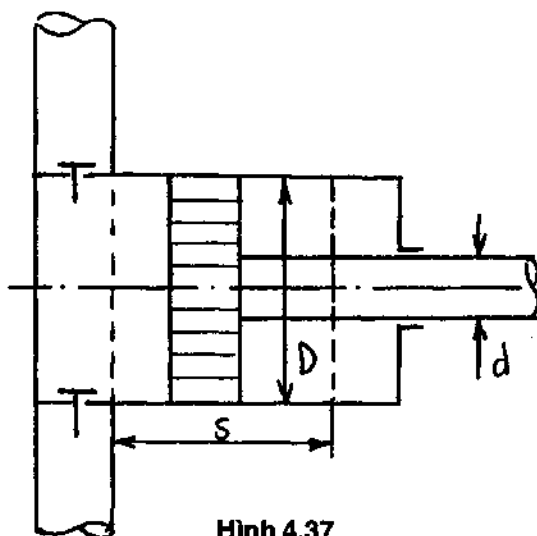
Các công thức về hệ số không đều và hệ số dao động lưu lượng của bơm piston-rotor hướng trục tương tự như của máy hướng kính, vì lưu lượng tức thời của hai loại máy này đều có các tính chất như nhau. Đối với bơm piston-rotor hướng trục, việc điều chỉnh lưu lượng được tiến hành bằng cách thay đổi góc nghiêng γ của đĩa.

Chú ý: Đối với trường hợp piston không nối với đĩa nghiêng bằng khớp cầu mà chỉ tiếp xúc hoặc tựa vào đĩa nghiêng khi máy làm việc thì các công thức tính toán nêu trên vẫn đúng.

BÀI TẬP

Bài IV.1

Xác định các kích thước cơ bản của bơm piston tác dụng đơn theo các điều kiện sau: Lưu lượng bơm $Q_b = 5 \text{ m}^3/\text{h}$, áp suất chất lỏng làm việc $p = 20 \text{ at}$, số vòng quay của trục động cơ dẫn động bơm $n_{dc} = 150 \text{ v/ph}$.



Hình 4.37

Giải:

Các kích thước cơ bản của bơm piston là đường kính piston, đường kính cần piston, và hành trình piston.

Đường kính piston của bơm có thể xác định từ công thức tính lưu lượng bơm tác dụng đơn theo phương trình (4.15):

$$Q_t = \frac{qn}{60} = \frac{FSn}{60} = \frac{\pi D^2 S n}{240} = \frac{\pi D^3 K_s n}{240}$$

Trong đó: F – diện tích mặt piston;

S – hành trình piston;

n – số vòng quay của trục động cơ;

D – đường kính piston;

$K_s = \frac{S}{D}$ – hệ số tỷ lệ.

Chọn K_s tùy theo áp suất của chất lỏng làm việc và vận tốc quay của trục động cơ. Hệ số K_s lớn áp dụng cho bơm cao áp và có số vòng quay nhỏ, hệ số K_s nhỏ dùng cho bơm thấp áp và có số vòng

quay lớn. Thông thường K_s có giá trị trong khoảng $1,5 \div 3$, có thể lấy $K_s < 1,5$ hoặc $K_s > 3$ tùy theo điều kiện làm việc của bơm.

Từ công thức trên, suy ra đường kính piston của bơm:

$$D = \sqrt[3]{\frac{240Q_{lb}}{\pi K_s n}} = 4,25 \cdot \sqrt[3]{\frac{Q_b}{K_s n \eta_Q}}$$

Hiệu suất η_Q trong khi tính toán có thể chọn sơ bộ theo lưu lượng của bơm:

$$Q < 15 \text{ m}^3/\text{h} \quad \text{chọn} \quad \eta_Q = 0,85 \div 0,9$$

$$Q = 15 \div 60 \text{ m}^3/\text{h} \quad \text{chọn} \quad \eta_Q = 0,90 \div 0,95$$

$$Q > 60 \text{ m}^3/\text{h} \quad \text{chọn} \quad \eta_Q = 0,95 \div 0,98$$

Bơm thiết kế có $Q = 5 \text{ m}^3/\text{h} < 15 \text{ m}^3/\text{h}$, vì vậy có thể chọn $\eta_Q = 0,85$. Bơm có áp suất $p = 20 \text{ at}$ là loại bơm thấp áp, nên có thể chọn $K_s = 1,5$.

Đường kính piston có giá trị là:

$$D = 4,25 \cdot \sqrt[3]{\frac{1390}{1,5 \cdot 150 \cdot 0,85}} = 8,25 \text{ cm}$$

(trong công thức trên, thay $Q_b = 1390 \text{ cm}^3/\text{s} = 5 \text{ m}^3/\text{h}$).

Lấy tròn đường kính theo tiêu chuẩn, $D = 80 \text{ mm}$; cần xác định hành trình S sao cho bảo đảm lưu lượng của bơm:

$$S = \frac{4q}{\pi D^2}$$

Lưu lượng riêng của bơm:

$$q_b = \frac{Q_b}{\eta_Q \cdot n} = \frac{5 \cdot 10^6}{60 \cdot 0,85 \cdot 150} = 655 \text{ cm}^3 / \text{vg}$$

$$\text{Vậy: } S = \frac{4q}{\pi D^2} = \frac{4 \cdot 655}{3,14 \cdot 8^2} = 13,0 \text{ cm} = 130 \text{ mm}$$

Đường kính cần piston xác định theo tỷ số $K_d = \frac{d}{D}$ phụ thuộc áp suất, theo bảng sau:

$p < 15 \text{ at}$	$15 < p \leq 50 \text{ at}$	$50 < p \leq 80 - 100 \text{ at}$
$\frac{d}{D} = 0,3 \div 0,35$	$\frac{d}{D} = 0,5$	$\frac{d}{D} = 0,7$

Chọn $K_d = 0,5$; vậy $d = 0,5.80 = 40 \text{ mm}$.

Công suất của bơm:

$$N_b = p.Q_b = \frac{20.9,81.10^4.5}{3600} = 2,73.10^3 \text{ W} = 2,73 \text{ kW}$$

(trong đó p tính bằng N/m^2 , Q_b tính bằng m^3/s)

Công suất của động cơ:

$$N_{dc} = \frac{N_b}{\eta_Q \eta_{ck}} = \frac{2,73}{0,85.0,95} = 3,56 \text{ kW}$$

Bài IV.2

Xác định các thông số làm việc cơ bản của bơm piston tác dụng đơn, cho biết: Đường kính piston $D = 145 \text{ mm}$, hành trình piston $S = 450 \text{ mm}$, công suất trên trục động cơ $N_{dc} = 56,8 \text{ kW}$, số vòng quay làm việc của động cơ $n_{dc} = 75 \text{ v/ph}$. Hiệu suất của bơm $\eta_Q = 0,98$; $\eta_{ck} = 0,96$.

Giải:

Các thông số làm việc cơ bản của bơm là lưu lượng Q_b , áp suất của chất lỏng làm việc p , công suất của bơm N_b . Từ các điều kiện của bài toán:

Lưu lượng riêng của bơm:

$$q_b = F.S = \frac{\pi.D^2}{4} \cdot S = \frac{3,14.14,5^2}{4} \cdot 45 = 7400 \text{ cm}^3/\text{v}$$

Lưu lượng của bơm:

$$Q_b = q_b \cdot n \cdot \eta_Q = 7,4.75.0,98 = 5451/\text{ph} = 9,08.10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

Công suất của bơm:

$$N_b = N_{dc} \cdot \eta_Q \cdot \eta_{ck} = 56,8.0,98.0,96 = 53,5 \text{ kW}$$

Áp suất của chất lỏng làm việc:

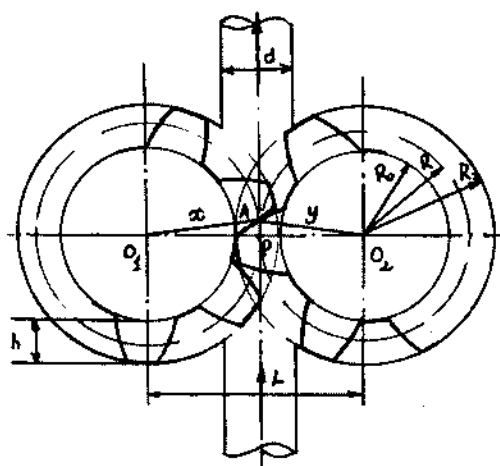
$$p = \frac{N_b}{Q_b} = \frac{53,5.10^3}{9,08.10^{-3}} = 5,892.10^6 \text{ N/m}^2 = 60 \text{ at}$$

Bài IV.3

Xác định các kích thước cơ bản và công suất của bơm bánh răng, cho biết: Lưu lượng của bơm $Q = 60 \text{ l/ph}$, áp suất chất lỏng làm việc $p = 20 \text{ at}$, số vòng quay của trục bơm $n = 1450 \text{ v/ph}$, số răng của mỗi bánh răng $Z = 14$. Hiệu suất thiết kế $\eta_Q = 0,92$; $\eta_{ck} = 0,85$.

Giải:

Các kích thước cơ bản của bơm bánh răng là: môđun của bánh răng m , đường kính vòng lăn D , đường kính vòng đỉnh D_2 , đường kính vòng tròn cơ sở D_0 , chiều cao của răng h , chiều rộng của bánh răng b , khoảng cách giữa hai tâm bánh răng L , đường kính ống hút và ống đẩy d .



Hình 4.38

Môđun của bánh răng được xác định bằng nhiều phương pháp khác nhau, có thể xét một trong các phương pháp đó.

Từ biểu thức tính gần đúng lưu lượng của bơm:

$$Q = 7\eta_Q D m b n = 7\eta_Q \cdot m^3 \cdot \bar{b} \cdot Z^2 \cdot n ; \text{ cm}^3 / \text{ph}$$

Trong đó:

D - đường kính vòng lăn, xác định theo m và Z : $D = m \cdot Z$

$\bar{b}$ - chiều rộng tương đối của bánh răng; $\bar{b} = \frac{b}{mZ}$ được chọn phụ thuộc vào áp suất p của chất lỏng làm việc như sau:

p (at)	10	25	70
$\bar{b}$	$1 \div 0,65$	$0,7 \div 0,5$	$0,4 \div 0,25$

Từ biểu thức tính lưu lượng nêu trên có thể xác định môđun m :

$$m = \sqrt[3]{\frac{Q}{7\eta_Q \bar{b} Z^2 n}}; \text{cm}$$

Trong đó: Q tính bằng cm^3/ph ; n - v/ph.

Các kích thước khác của bánh răng được xác định theo m và Z như sau:

$$D_2 = m(Z + 2)$$

$$D_o = mZ \cos \alpha_o;$$

α_o là góc ăn khớp của thước ren, thông thường $\alpha_o = 20^\circ$.

$$h = 2m; \quad b = bmZ; \quad L = mZ$$

Đường kính của ống hút và ống đẩy được xác định theo lưu lượng chất lỏng qua bơm và vận tốc cho phép của dòng chất lỏng trong đường ống:

$$d = 4,6 \sqrt{\frac{Q}{v}}, \text{mm}$$

Trong đó: Q- tính bằng l/ph; v- bằng m/s.

Đối với ống hút $v_h \leq 1,5 \div 2 \text{ m/s}$

Đối với ống đẩy $v_d \leq 3 \div 5 \text{ m/s}$

Thay số vào các biểu thức trên, có thể xác định các kích thước cơ bản của bơm:

Môđun của bánh răng:

$$m = \sqrt[3]{\frac{60.10^3}{7.0,92.0,6.14^2.1450}} = 0,38 \text{cm} = 3,8 \text{mm}$$

Trong đó: Q = 60 l/ph = $60.10^3 \text{ cm}^3/\text{ph}$; $\eta_Q = 0,92$; $\epsilon = 0,6$; Z = 14; n = 1450v/ph.

Làm tròn giá trị tính toán của m và lấy m = 4mm, khi đó $\bar{b}$ có giá trị bằng:

$$\bar{b} = \frac{Q}{7\eta_Q Z^2 m^3 n} = \frac{60.10^3}{7.0,92.14^2.0,4^3.1450} = 0,51$$

+ Chiều rộng của bánh răng: $b = 0,51.4.14 = 28,5 \text{ mm}$

+ Đường kính vòng lăn: $D = m.Z = 4.14 = 56 \text{ mm}$

+ Đường kính vòng đầu đỉnh răng: $D_2 = 4(14+2) = 64 \text{ mm}$

+ Đường kính vòng tròn cơ sở: $D_o = 4.14.\cos 20^\circ = 52,5 \text{ mm}$

+ Khoảng cách tâm giữa hai bánh răng: $L = 4.14 = 56 \text{ mm}$

+ Chiều cao của răng: $h = 2.4 = 8 \text{ mm}$

+ Đường kính của ống hút: $d_h = 4,6\sqrt{\frac{60}{2}} = 25,3 \text{ mm}$

Làm tròn giá trị d_h tính toán và lấy $d_h = 25 \text{ mm}$

+ Đường kính của ống đẩy: $d_d = 4,6\sqrt{\frac{60}{4}} = 17,8 \text{ mm}$

Làm tròn giá trị d_d tính toán và lấy $d_d = 20 \text{ mm}$

+ Công suất của bơm:

$$N = p.Q = \frac{20.9,81.10^4 . 60.10^{-3}}{60.10^3} = 1,9 \text{ kW}$$

+ Công suất của động cơ dẫn động bơm:

$$N_{dc} = \frac{N}{\eta_Q \eta_{ck}} = \frac{1,9}{0,92.0,85} = 2,5 \text{ kW}$$

Bài IV.4

Xác định các thông số làm việc cơ bản của bơm hai bánh răng và hệ số dao động lưu lượng của bơm, cho biết: môđun của bánh răng $m = 4,5 \text{ mm}$, số răng của mỗi bánh răng $Z = 13$, chiều rộng tương đối của bánh răng $\bar{b} = 0,86$; góc ăn khớp của thước ren $\alpha_o = 20^\circ$, áp suất của chất lỏng làm việc $p = 3,3 \text{ at}$; số vòng quay làm việc của trục bơm $n = 1450 \text{ v/ph}$; hiệu suất của bơm $\eta_Q = 0,65$; $\eta_{ck} = 0,645$.

Giải:

Các thông số làm việc cơ bản của bơm hai bánh răng là lưu lượng Q , áp suất của chất lỏng làm việc p , công suất N và hiệu suất η .

Lưu lượng trung bình của bơm có thể xác định theo công thức tương tự như trên, còn giá trị chính xác hơn được xác định theo công thức sau:

$$Q_{tb} = 2\pi n b m^2 (Z + \sin^2 \alpha_o)$$

Lưu lượng cực đại và cực tiểu của bơm được xác định theo các công thức (4.59) và (4.60). Hệ số dao động lưu lượng của bơm được xác định từ công thức (4.62):

$$\delta_Q = \frac{Q_{l\max} - Q_{l\min}}{Q_{tb}}$$

Thay các giá trị của Q_{lmax} , Q_{lmin} , Q_{ltb} vào biểu thức δ_Q sẽ có biểu thức sau:

$$\delta_Q = \frac{2,47 \cos^2 \alpha_o}{Z + \sin^2 \alpha_o}$$

Lưu lượng lý thuyết:

$$\begin{aligned} Q_{ltb} &= 2\pi n b m^2 (Z + \sin^2 \alpha_o) = 2.3,14.1450.0,45^2.(13+0,117) \\ &= 121000 \text{ cm}^3/\text{ph} = 121 \text{ l/ph.} \end{aligned}$$

Trong đó: $n = 1450 \text{ v/ph}$

$$b = \frac{1}{b} m Z = 0,86.4,5.13 = 50 \text{ mm} = 5 \text{ cm}$$

$$m = 0,45 \text{ cm}$$

$$Z = 13$$

$$\sin^2 \alpha_o = \sin^2 20^\circ = 0,117.$$

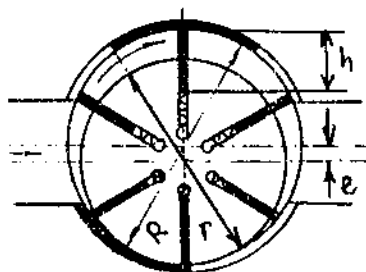
Lưu lượng thực trung bình của bơm:

$$Q_{tb} = Q_{ltb} \eta_Q = 121.0,65 = 78,6 \text{ l/ph}$$

Bài IV.5

Xác định các kích thước cơ bản và công suất của bơm cánh gạt tác dụng đơn theo các số liệu sau:

Lưu lượng của bơm $Q = 100 \text{ l/ph}$, áp suất chất lỏng làm việc $p = 30 \text{ at}$, số vòng quay của trục bơm $n = 960 \text{ v/ph}$, hiệu suất lưu lượng và hiệu suất cơ khí $\eta_Q = 0,90$; $\eta_{ck} = 0,96$.



Hình 4.39

Giải:

Các kích thước cơ bản của bơm cánh gạt là: bán kính rotor r , bán kính trong của stato (bán kính vòng hướng) R , độ lệch tâm giữa rotor và stato e , chiều rộng của cánh gạt b và chiều cao của cánh gạt h .

Bán kính trong của stato xác định từ biểu thức tính lưu lượng của bơm:

$$Q = 2ebn\eta_Q(2\pi R - \delta Z); \text{ l/ph}$$

Suy ra:
$$R = \frac{Q + 2ebn\delta Z\eta_Q}{4\pi n e b \eta_Q} \quad (*)$$

Nếu bỏ qua chiều dày cánh gạt δ , biểu thức tính R như sau:

$$R = \frac{Q}{4\pi n e b \eta_Q} \quad (**)$$

Trong trường hợp không đòi hỏi độ chính xác cao, có thể tính R theo công thức (**).

Nếu trong điều kiện của bài toán không cho trước các giá trị e , b , δ , Z , có thể chọn các giá trị đó trong giới hạn sau:

$$e = 2 \div 10 \text{ mm} \quad b = 10 \div 40 \text{ mm}$$

$$\delta = 2,0 \div 2,5 \text{ mm} \quad Z = 7 \div 16$$

Theo điều kiện bài toán và chọn $e = 4 \text{ mm}$; $b = 25 \text{ mm}$; $\delta = 2,3 \text{ mm}$; $Z = 12$, có thể tính bán kính trong của stato theo công thức (*):

$$R = \frac{Q + 2ebn\delta Z\eta_Q}{4\pi n e b \eta_Q} = \frac{100.10^3 + 2.0,4.2,5.0,23.12.960.0,9}{4.3,14.960.0,4.2,5.0,9} \\ = 9,7 \text{ cm} = 97 \text{ mm}$$

Lấy tròn $R = 100 \text{ mm}$, khi đó giá trị b bằng:

$$b = \frac{Q}{2en\eta_Q(2\pi R - \delta Z)} = \frac{100.10^3}{2.0,4.960.0,9(2.3,14.10 - 0,23.12)} \\ = 2,41 \text{ cm} = 24,1 \text{ mm}$$

+ Bán kính của roto:

$$r = R - e = 100 - 4 = 96 \text{ mm}$$

+ Chiều cao phần làm việc của cánh gạt:

$$h_{lv} = 2e = 8 \text{ mm}$$

+ Chiều cao của cánh gạt: $h_{lv} = 0,4h$, nên:

$$h = \frac{h_{lv}}{0,4} = \frac{8}{0,4} = 20 \text{ mm}$$

+ Công suất của bơm:

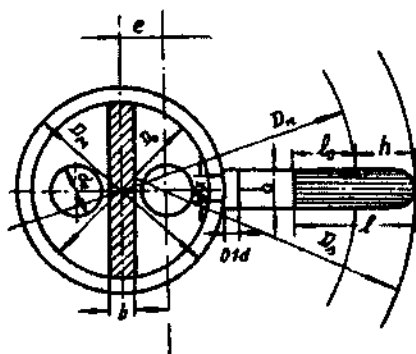
$$N = \frac{pQ}{1000} = \frac{30.9,81.10^4.100.10^{-3}}{1000.60} = 4,9 \text{ kW}$$

+ Công suất trên trục bơm (công suất động cơ):

$$N_{dc} = \frac{N}{\eta_Q \eta_{ck}} = \frac{4,9}{0,9 \cdot 0,96} = 5,66 \text{ kW}$$

Bài IV.6

Xác định các kích thước cơ bản và công suất của bơm piston roto hướng kính theo các số liệu sau: lưu lượng của bơm $Q = 40 \text{ l/ph}$, áp suất của chất lỏng làm việc $p = 100 \text{ at}$, số vòng quay của trục bơm $n = 960 \text{ v/ph}$, hiệu suất của bơm $\eta_{ck} = \eta_Q = 0,95$; số dãy piston $i = 1$, số piston trong dãy $z = 7$.



Hình 4.40

Giải:

Các kích thước cơ bản của bơm piston-roto hướng kính là đường kính piston d , chiều dài piston l , đường kính stato D_s , đường kính trục roto D_r , đường kính trục roto D_o , đường kính ổ trục D_M , đường kính rãnh phân phối d_o , và chiều dày vách ngăn b (Hình 4.40).

Đường kính piston được xác định theo lưu lượng của bơm. Từ công thức (4.90):

$$Q_1 = q_1 \cdot n = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot 2e \cdot Z \cdot n$$

Suy ra:
$$d = \sqrt{\frac{2Q_1}{\pi e z n i}}$$

Đường kính piston đã xác định được lấy tròn theo tiêu chuẩn. Để giảm ứng suất tiếp xúc, đường kính piston thường có giá trị trong khoảng $d = 10 \div 25 \text{ mm}$. Khi xác định đường kính d , chọn e trong khoảng $3 \div 10 \text{ mm}$. Nếu chưa biết số dãy piston i và số piston trong dãy z , có thể chọn $z = 3; 5; 7$ và $i \leq 3$.

Chiều dài piston $l = 2(e+d)$, độ dài phần piston trong xilanh $l_o = (1,5 \div 2)d$, khe hở giữa piston và xilanh $S = 0,015 \div 0,035 \text{ mm}$.

Đường kính trong của stato $D_s = D_r + 2e$

Đường kính roto $D_r = D_M + 4(e + d)$

Đường kính ổ trục $D_M = 1,5 D_o$

Đường kính trục roto $D_o = (4,5 \div 5)d$

Trục roto có từ hai đến bốn rãnh phân phối chất lỏng dọc theo trục, đường kính rãnh là d_o xác định theo công thức:

$$d_o = \sqrt{\frac{4Q_l}{\pi k v}}$$

Trong đó: k – số rãnh phân phối
 v – vận tốc trung bình của dòng chảy.

Đối với bơm tự hút, $v = 5 \div 6 \text{ m/s}$.

Chiều rộng vách ngăn $b = d_k + 0,6 \text{ cm}$, đường kính lỗ trong ổ trục (lỗ dẫn chất lỏng vào xilanh) $d_k = (0,65 \div 0,7)d$.

- Xác định lưu lượng lý thuyết của bơm:

$$Q_M = \frac{Q_b}{\eta_Q} = \frac{40}{0,95} = 42 \text{ l/ph}$$

- Đường kính của xilanh (piston):

$$d = \sqrt{\frac{2.42000}{3,14.0,6.7.960}} = 2,5 \text{ cm} = 25 \text{ mm}$$

Trong đó: e chọn bằng $6 \text{ mm} = 0,6 \text{ cm}$

- Chiều dài piston: $l = 2(e + d) = 2(6 + 25) = 62 \text{ mm}$

- Đường kính trục roto: $D_o = (4,5 \div 5).25 = 112,5 \text{ mm}$

Lấy $D_o = 120 \text{ mm}$

- Đường kính ổ trục $D_M = 1,5 D_o = 1,5.120 = 180 \text{ mm}$

- Đường kính roto $D_r = D_M + 4(e + d) = 180 + 4(6 + 25) = 304 \text{ mm}$

- Đường kính trong của stato $D_s = D_r + 2e = 304 + 2.6 = 316 \text{ mm}$

- Trục roto có từ hai đến bốn rãnh phân phối chất lỏng, xác định đường kính rãnh d_o theo công thức:

$$d_o = \sqrt{\frac{4Q_l}{\pi k v}} = \sqrt{\frac{4.42000}{3,14.2.300.60}} = 1,1 \text{ cm} = 11 \text{ mm}$$

Trong đó $v = 3 \text{ m/s} = 300 \text{ cm/s}$.

- Đường kính lỗ trong của ổ trục (lỗ dẫn chất lỏng vào xilanh)

$$d_k = (0,65 \div 0,7)d = (0,65 \div 0,7).25 = 162 \div 175 \text{ mm}$$

Lấy $d_k = 170 \text{ mm}$.

- Chiều rộng vách ngăn $b = d_k + 0,6 \text{ cm} = 170 + 6 = 176 \text{ mm}$

- Công suất của bơm:

$$N = \frac{pQ}{1000} = \frac{100.9,81.10^4.40.10^{-3}}{1000.60} = 6,54 \text{ kW}$$

- Công suất của động cơ:

$$N_{dc} = \frac{N}{\eta_Q \cdot \eta_{ck}} = \frac{6,54}{0,95 \cdot 0,95} = 7,26 \text{ kW}$$

Bài IV.7

Xác định các kích thước cơ bản và công suất của bơm piston tác dụng đơn, cho biết: Lưu lượng của bơm $Q_b = 0,6 \text{ m}^3/\text{h}$, áp suất chất lỏng làm việc $p = 200 \text{ at}$, số vòng quay của trục động cơ $n_{dc} = 195 \text{ v/ph}$. Hiệu suất thiết kế $\eta_{Qb} = 0,85$; $\eta_{ckb} = 0,95$.

Đáp số: Chọn $K_s = 4$; khi đó $D = 25 \text{ mm}$;

$$d = 20 \text{ mm}; S = 123 \text{ mm}; N_b = 3,27 \text{ kW};$$

$$N_{dc} = 4,04 \text{ kW}.$$

Bài IV.8

Xác định các kích thước cơ bản và công suất của bơm piston tác dụng kép, cho biết: Lưu lượng của bơm $Q_b = 16 \text{ m}^3/\text{h}$, áp suất chất lỏng làm việc $p = 3 \text{ at}$, số vòng quay của trục động cơ $n_{dc} = 45 \text{ v/ph}$. Hiệu suất thiết kế $\eta_{Qb} = 0,9$; $\eta_{ckb} = 0,98$.

Hướng dẫn: Công thức tính đường kính suy ra từ công thức tính lưu lượng của bơm:

$$D = 3,36 \cdot \sqrt[3]{\frac{Q_b}{\left(1 - \frac{K_d^2}{2}\right) \cdot K_s \cdot n \cdot \eta_Q}}$$

Đáp số: $D = 150 \text{ mm}$; $d = 50 \text{ mm}$; $S = 200 \text{ mm}$; $N_{dc} = 1,73 \text{ kW}$.

Bài IV.9

Xác định các kích thước cơ bản và công suất của bơm piston tác dụng ba, cho biết: Lưu lượng của bơm $Q_b = 30 \text{ m}^3/\text{h}$, áp suất chất lỏng làm việc $p = 22 \text{ at}$, số vòng quay của trục động cơ $n_{dc} = 105 \text{ v/ph}$. Hiệu suất thiết kế $\eta_Q = 0,9$; $\eta_{ck} = 0,95$.

Hướng dẫn: Đường kính của bơm piston tác dụng ba (có ba xi lanh) xác định tương tự như đường kính của bơm piston tác dụng đơn. Lưu lượng của mỗi xi lanh bằng $1/3$ lưu lượng của bơm.

Đáp số: $D = 120 \text{ mm}$; $d = 60 \text{ mm}$; $S = 157 \text{ mm}$;
 $N_b = 17,6 \text{ kW}$; $N_{dc} = 20,5 \text{ kW}$.

Bài IV.10

Xác định các kích thước cơ bản và công suất của bơm piston tác dụng bốn có hai xi lanh tác dụng kép cho biết: Lưu lượng của bơm $Q_b = 20 \text{ m}^3/\text{h}$, áp suất chất lỏng làm việc $p = 5 \text{ at}$, số vòng quay của trục động cơ $n_{dc} = 203 \text{ v/ph}$. Hiệu suất thiết kế $\eta_Q = 0,9$; $\eta_{ck} = 0,95$.

Hướng dẫn: Đường kính của bơm piston tác dụng bốn (có hai xi lanh tác dụng kép) xác định tương tự như đường kính của bơm piston tác dụng kép. Lưu lượng của mỗi xi lanh bằng $1/2$ lưu lượng của bơm.

Đáp số: $D = 80 \text{ mm}$; $d = 40 \text{ mm}$; $S = 108 \text{ mm}$;
 $N_b = 13,6 \text{ kW}$; $N_{dc} = 14,2 \text{ kW}$.

Chương V. QUẠT

KHÁI NIỆM CHUNG VỀ MÁY QUẠT

Khái niệm chung

Quạt thuộc loại máy có cánh. Chúng được dùng để biến cơ năng của động cơ thành năng lượng để di chuyển môi chất và tạo ra áp năng cần thiết.

Quạt công nghiệp luôn luôn làm việc trong hệ thống. Hệ thống tối thiểu bao gồm bình chứa, đường ống hút, và đường ống đẩy. Quạt cùng với động cơ kéo được gọi chung là thiết bị quạt.

Đối với quạt, do áp suất phía sau lớn hơn áp suất phía trước không đáng kể nên sự nén của môi chất có thể bỏ qua và tính toán quạt cũng được tiến hành tương tự với bơm.

Các thông số đặc trưng

Các thông số đặc trưng cho hoạt động của quạt là: năng suất (lưu lượng), cột áp, công suất, và hiệu suất.

Năng suất

Là lượng môi chất do quạt chuyển tải trong một đơn vị thời gian. Năng suất còn được gọi là *lưu lượng*.

Nếu lượng môi chất được đo bằng đơn vị trọng lượng (kg/s, N/s,...) thì được gọi là năng suất trọng lượng, ký hiệu là G .

Nếu lượng môi chất được đo bằng đơn vị thể tích (m^3/s , m^3/h , l/s ,...) thì gọi là năng suất thể tích, ký hiệu là Q .

Giữa G và Q có quan hệ:

$$G = \gamma \cdot Q \quad (5.1)$$

Thay trọng lượng riêng g bằng thể tích riêng ϑ (nuy):

$$Q = \frac{G}{\gamma} = G \cdot \vartheta \quad (5.2)$$

Cột áp

Cột áp của quạt, ký hiệu là H , là lượng năng lượng do quạt cung cấp cho một kg môi chất khi môi chất này chuyển động qua hệ thống.

Về mặt hình học, cột áp của quạt được xác định là chiều cao lượng chất lỏng có thể nâng lên do năng lượng nhận được từ quạt và được đo bằng mm H_2O .

Để hiểu rõ thành phần của cột áp H , xét sơ đồ trên Hình 5.1.

p_I - áp suất trên mặt chất lỏng trong bình hút

p_1 - áp suất trước đầu vào quạt

v_1 - vận tốc chất lỏng ở đầu vào

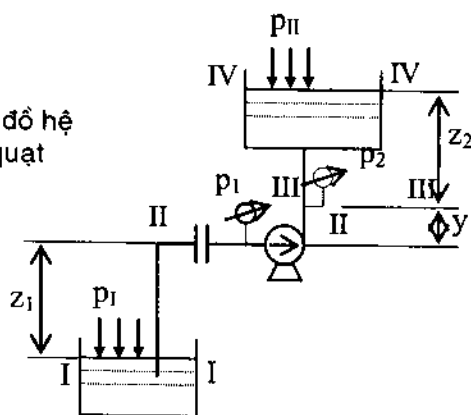
p_2 - áp suất đầu ra quạt

v_2 - vận tốc chất lỏng ở đầu ra

y - khoảng cách giữa hai điểm đo của đồng hồ chân không kế và đồng hồ áp kế

p_{II} - áp suất trên mặt chất lỏng trong bình chứa

Hình 5.1 – Sơ đồ hệ thống máy quạt



Giả sử: e_1 - năng lượng riêng của chất lỏng trước quạt

e_2 - năng lượng riêng của chất lỏng sau quạt

Từ định nghĩa cột áp:

$$H = e_2 - e_1$$

Theo phương trình Bernoulli:

$$e_1 = \frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} + z_1 \quad \text{và} \quad e_2 = \frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} + z_2 + y$$

Chương V. QUẠT

KHÁI NIỆM CHUNG VỀ MÁY QUẠT

Khái niệm chung

Quạt thuộc loại máy có cánh. Chúng được dùng để biến cơ năng của động cơ thành năng lượng để di chuyển môi chất và tạo ra áp năng cần thiết.

Quạt công nghiệp luôn luôn làm việc trong hệ thống. Hệ thống tối thiểu bao gồm bình chứa, đường ống hút, và đường ống đẩy. Quạt cùng với động cơ kéo được gọi chung là thiết bị quạt.

Đối với quạt, do áp suất phía sau lớn hơn áp suất phía trước không đáng kể nên sự nén của môi chất có thể bỏ qua và tính toán quạt cũng được tiến hành tương tự với bơm.

Các thông số đặc trưng

Các thông số đặc trưng cho hoạt động của quạt là: năng suất (lưu lượng), cột áp, công suất, và hiệu suất.

Năng suất

Là lượng môi chất do quạt chuyển tải trong một đơn vị thời gian. Năng suất còn được gọi là *lưu lượng*.

Nếu lượng môi chất được đo bằng đơn vị trọng lượng (kg/s, N/s,...) thì được gọi là năng suất trọng lượng, ký hiệu là G .

Nếu lượng môi chất được đo bằng đơn vị thể tích (m^3/s , m^3/h , l/s ,...) thì gọi là năng suất thể tích, ký hiệu là Q .

Giữa G và Q có quan hệ:

$$G = \gamma \cdot Q \quad (5.1)$$

Thay trọng lượng riêng g bằng thể tích riêng ϑ (nuy):

$$Q = \frac{G}{\gamma} = G \cdot \vartheta \quad (5.2)$$

$$\text{Suy ra: } H = \frac{p_2 - p_1}{\gamma} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} + y \quad (5.3)$$

Đối với tiết diện I-I và II-II:

$$\frac{p_1}{\gamma} = z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} + \sum h_1 \quad (5.4)$$

Đối với tiết diện III-III và IV-IV:

$$\frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} = z_2 + \frac{p_{II}}{\gamma} + \sum h_2 \quad (5.5)$$

Từ các phương trình (5.4) và (5.5):

$$H = \frac{p_{II} - p_1}{\gamma} + z + \sum h \quad (5.6)$$

Trong đó:

$$\sum h = \sum h_1 + \sum h_2 - \text{tổng tổn thất trên toàn bộ đường ống}$$

$$\sum h_1 - \text{tổn thất trên đường ống hút}$$

$$\sum h_2 - \text{tổn thất trên đường ống đẩy}$$

$$z = z_1 + z_2 + y$$

Từ phương trình (5.6) có thể thấy cột áp được dùng để vượt qua hiệu số áp lực giữa hai bình, nâng chất lỏng lên một khoảng cách giữa hai bình Z và thắng trở lực trên các đường ống $\sum h$.

Đối với quạt, do áp suất khí trước và sau quạt khác nhau không đáng kể và tỷ trọng của khí tương đối nhỏ, có thể giả thiết:

$$H_1 = \frac{p_{II} - p_1}{\gamma} + z = 0$$

$$H = \sum h$$

nghĩa là cột áp do quạt sinh ra chỉ dùng để thắng trở lực trên đường ống.

Công suất và hiệu suất

Trong thời gian quạt làm việc, môi chất nhận năng lượng từ quạt. Năng lượng cung cấp liên tục cho dòng lưu động do động cơ truyền cho trục của quạt.

Công suất động cơ truyền qua trục quạt được gọi là *công suất trên trục*.

Năng lượng truyền cho dòng lưu chất được gọi là năng lượng hữu ích. Năng lượng hữu ích trong một đơn vị thời gian được gọi là công suất hữu ích.

Công suất hữu ích được tính theo công thức:

$$N = G.H = \gamma.Q.H ; W \quad (5.7)$$

Trong đó: γ - được đo bằng N/m^3

G- được đo bằng N/s

Hay
$$N = \frac{G.H}{102} = \frac{\gamma.Q.H}{102} ; kGm/s \quad (5.8)$$

Trong đó: γ - được đo bằng kG/m^3

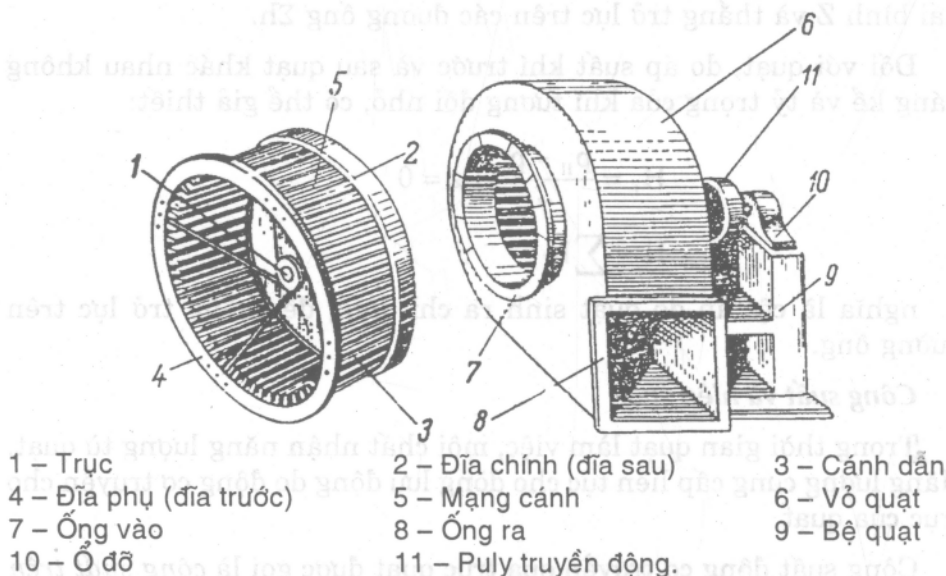
G- được đo bằng kG/s

Hiệu suất:
$$\eta = \frac{N}{N_{dc}} - \text{hiệu suất toàn phần.} \quad (5.9)$$

QUẠT LY TÂM

Kết cấu và một số chi tiết chính

Quạt ly tâm được dùng để vận chuyển chất khí và tạo nên áp suất toàn phần không quá 1500 kG/m^2 (khi $\rho = 1,2 \text{ kg/m}^3$) và có hệ số tăng



Hình 5.2 – Sơ đồ kết cấu của quạt ly tâm.

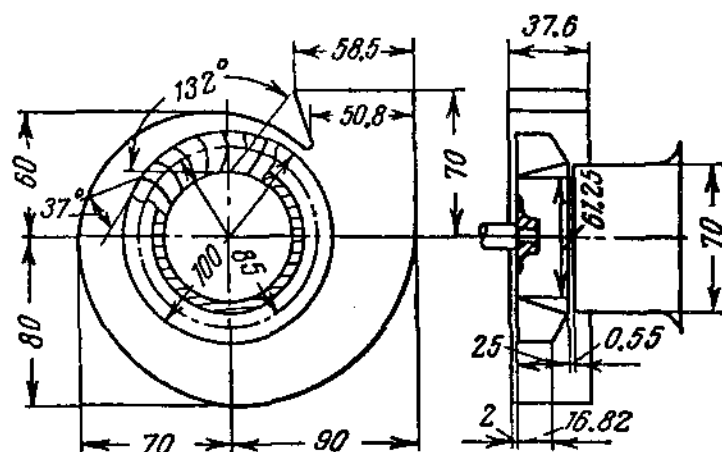
áp $\varepsilon < 1,15$. Do áp suất bé như vậy, sự nén không ảnh hưởng nhiều đến sự làm việc của máy và tính bị nén của khí có thể bỏ qua. Bởi vậy các cơ sở lý thuyết của quạt cũng giống như bơm và chỉ khác nhau rất ít về kết cấu (Hình 5.2).

Kết cấu. Bánh công tác của quạt được tạo bởi trục 1, được gắn chặt với đĩa chính 2. Các cánh dẫn làm việc 3 được gắn chặt với đĩa chính 2 và đĩa trước 4. Đĩa này đảm bảo độ cứng cần thiết của mạng cánh 5; 11 là pully truyền động của quạt. Vỏ quạt 6 được gắn với bộ 9 trên đó có ổ đỡ 10 mang trục quạt có bánh công tác; 7 và 8 là ống vào và ống ra.

Bánh công tác có cánh dẫn cong về phía trước sẽ có áp lực cao hơn bánh công tác có cánh thẳng hoặc cong về phía sau khi có cùng số vòng quay song hiệu suất thủy lực sẽ thấp hơn. Trong quạt thường dùng bánh công tác có cánh cong phía trước hoặc thẳng.

Cuối ống dẫn ra thường dùng đoạn ống chuyển tiếp có dạng loa để tiếp tục tăng áp suất khí sau khi ra khỏi vỏ.

Nguyên lý. Dòng khí đi vào bánh công tác qua ống vào theo hướng dọc trục, sau đó sẽ quay theo góc 90° và chuyển động trong rãnh cánh từ tâm ra ngoài. Sau khi ra khỏi bánh công tác, dòng khí đi vào vỏ xoắn ốc và đi ra ống ra.

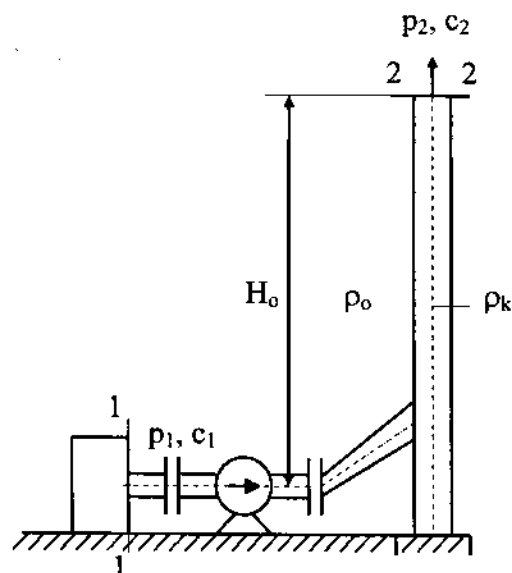


Hình 5.3 – Sơ đồ nguyên lý và tính toán quạt.

Các thông số của quạt ly tâm

Áp suất quạt

Điều kiện để máy quạt có thể làm việc trong hệ thống ống dẫn, phụ thuộc vào yêu cầu chất khí (hoặc chất lỏng) phải thỏa mãn định luật bảo toàn năng lượng.



Hình 5.4 – Sơ đồ hệ thống quạt khối

Xét sơ đồ quạt và ống dẫn được nêu trên Hình 5.4, quạt đẩy khối từ lò hơi qua ống khối vào môi trường xung quanh.

Viết phương trình Bernoulli cho mặt cắt 1-2:

$$\frac{p_1}{\rho_k} + \frac{c_1^2}{2} + g.H = \frac{p_2}{\rho_k} + \frac{c_2^2}{2} + g.H_0 + g.\sum h$$

Với:

p_1, p_2 - áp suất tĩnh tuyệt đối tại đầu và cuối dòng khí 1-2.

ρ_k - khối lượng riêng trung bình của khí trên đoạn 1-2.

c_1, c_2 - vận tốc tuyệt đối của khí ở mặt cắt 1-1 và 2-2.

H - cột áp quạt đạt được.

$\sum h$ - tổn thất cột áp trên đoạn 1-2.

H_0 - độ cao từ trục quạt đến miệng ống khối.

Trong đó: $p_1 = p_{1t} + p_o$; $p_2 = p_{2t} + p_o - \rho_o g H_0$

Với p_{1t}, p_{2t} - áp suất tĩnh (dư)
 ρ_o - khối lượng riêng của khí quyển trung bình theo độ cao của ống khối.

Sau khi biến đổi:

$$H = \frac{p_{2t} - p_{1t}}{\rho_k \cdot g} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} + \sum h - H_0 \left(\frac{\rho_o}{\rho_k} - 1 \right) \quad (5.10)$$

Biểu thức $H_0 \left(\frac{\rho_0}{\rho_k} \right)$ được gọi là *sức hút tự nhiên của hệ*.

Do sự phụ thuộc vào tỷ số ρ_0/ρ_k ; sức hút tự nhiên có thể dương (+) hoặc âm (-). Nếu $\rho_0 > \rho_k$ và $H_0 > 0$, thì sức hút tự nhiên sẽ dương (+) và sẽ làm giảm cột áp cần thiết của quạt.

Khi $H_0 > 0$ và $\rho_0 < \rho_k$, sức hút tự nhiên âm (-) và làm tăng cột áp cần thiết và công suất trên trục quạt.

Khi $\rho_0 = \rho_k$ với mọi giá trị H_0 , sức hút tự nhiên bằng không, lúc đó quạt làm việc với cột áp:

$$H = \frac{p_{2t} - p_{1t}}{\rho_k \cdot g} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} + \sum h \quad (5.11)$$

Trong các thiết bị lò hơi hiện đại ở nhiều nhà máy nhiệt điện, vì hiệu số nhiệt giữa khí quyển và khối tương đối lớn và do độ cao của ống khói lớn (từ 350 ÷ 400 m) nên sức hút tự nhiên của hệ xuất hiện rất lớn.

Để tính toán áp suất quạt đạt được một cách nhanh chóng, cần sử dụng phương pháp *hệ số áp suất toàn phần*.

Có thể biểu diễn thành phần vận tốc c_{2u} theo hệ số xoắn $\mu_2 = \frac{c_{2u}}{u_2}$ ở cửa ra và sử dụng phương trình cơ bản của máy ly tâm:

$$H_{1\infty} = \frac{u_2 \cdot c_{2u}}{g} = \frac{1}{g} \mu_2 \cdot u_2^2 \quad (5.12)$$

Đánh giá mất mát năng lượng trong quạt bằng cách tính hiệu suất thủy lực:

$$H = \eta_d \cdot H_{1\infty} = \frac{1}{g} \eta_d \cdot \mu_2 \cdot u_2^2 \quad (5.13)$$

$$p = \rho \cdot g \cdot H = \eta_d \cdot \rho \cdot \mu_2 \cdot u_2^2 \quad (5.14)$$

Sử dụng hệ số áp suất toàn phần:

$$\bar{p} = \frac{p}{\rho \cdot u_2^2} \quad (5.15)$$

$$\text{Do đó: } p = \bar{p} \cdot \rho \cdot u_2^2 \quad (5.16)$$

$$\bar{p} = \eta_d \cdot \mu_2 \quad (5.17)$$

Để tiện tính toán áp suất toàn phần với 3 loại cánh khác nhau, có thể sử dụng bảng dưới đây:

β_2	μ_2	η	$\bar{p}$
$> 90^\circ$	1,1÷1,6	0,60÷0,75	0,66÷1,2
$= 90^\circ$	0,85÷0,95	0,65÷0,8	0,60÷0,76
$< 90^\circ$	0,50÷0,80	0,70÷0,90	0,35÷0,72

Nếu dòng khí ở cửa vào của quạt có các thông số là p_{1t} , c_1 và ở cửa ra p_{2t} , c_2 , áp suất toàn phần quạt đạt được là:

$$p = p_{2t} - p_{1t} + \rho \cdot \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} \quad (5.18)$$

Lưu lượng của quạt ly tâm

Để so sánh quạt làm việc với các chất khí có nhiệt độ, khối lượng riêng, và áp suất khác nhau, lưu lượng được tính theo m^3 tiêu chuẩn, nghĩa là đo năng suất theo điều kiện tiêu chuẩn của không khí sạch ($p = 760 \text{ mmHg}$ và $t = 0^\circ\text{C}$). Khi đó, trọng lượng riêng của không khí tính bằng $\gamma_0 = 1,293 \text{ kG/m}^3$.

Lưu lượng tính theo m^3 tiêu chuẩn có thể biểu diễn như sau:

$$Q_0 = \frac{G}{\gamma_0}, m_{tc}^3/s \text{ hoặc } m_{tc}^3/h \quad (5.19)$$

G - lưu lượng trọng lượng tính theo kG/s hoặc kG/h

Quan hệ giữa lưu lượng Q_0 và lưu lượng thực tế được tính theo công thức:

$$Q_0 = Q \frac{\gamma}{\gamma_0} \quad (5.20)$$

Lưu lượng của quạt có thể tính theo điều kiện bình thường ($p = 760 \text{ mmHg}$, $t = 20^\circ\text{C}$, $\phi = 50\%$ - độ ẩm tương đối của không khí).

$$Q' = Q \frac{\gamma}{\gamma'}, m^3/s, m^3/h \quad (5.21)$$

Đối với không khí: $\gamma' = 1,2 \text{ kG/m}^3$

$$\text{Vậy: } Q' = Q \frac{\gamma}{1,2} \quad (5.22)$$

Công suất và hiệu suất của quạt

Trong một số trường hợp, đặc trưng của quạt không phải là áp suất toàn phần mà là áp suất tĩnh p_t và cột áp tĩnh H_t tương ứng. Trong những trường hợp đó, thường đánh giá hiệu quả năng lượng của quạt bằng hiệu suất tĩnh η_t .

$$\eta_t = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H_t}{N} = \frac{Q \cdot p_t}{N} \quad (5.23)$$

Hiệu suất tĩnh là tỷ số giữa công suất có ích để tạo thành áp suất tĩnh với công suất động cơ truyền cho trục của quạt. Vì vậy $\eta_t < \eta$. Trong thực tế thường áp dụng $\eta_t = (0,7 \div 0,8) \eta$.

Công suất cần thiết của quạt được tính theo công thức:

$$N = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{\eta} \quad (5.24)$$

Hiệu suất toàn phần thường lấy trong khoảng $\eta = 0,75 \div 0,92$.

Công suất của động cơ để kéo quạt được tính theo công thức:

$$N_{dc} = m \cdot \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{\eta \cdot \eta_{td}} \quad (5.25)$$

m - hệ số dự trữ của công suất;

$m = 1,05 \div 1,2$; công suất càng nhỏ cần chọn m càng lớn.

$$N_{dc} = m \cdot \frac{Q \cdot p}{\eta \cdot \eta_{td}}$$

η_{td} - hiệu suất truyền động; khi nối trực tiếp trục động cơ với trục quạt $\eta_{td} = 1$; khi truyền động qua đai thang $\eta_{td} = 0,9 \div 0,95$.

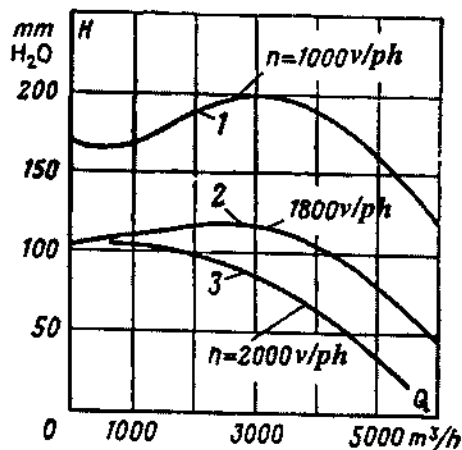
Đường đặc tính của quạt ly tâm

Các đường đặc tính của quạt được xây dựng trực tiếp từ thực nghiệm với số vòng quay không đổi và giả thiết không khí có $\rho = 1,2 \text{ kg/m}^3$.

Đối với các đường đặc tính được xây dựng với điều kiện chuẩn $p = 760 \text{ mmHg}$, $t = 20^\circ$ và $\phi = 50\%$, khi tính toán trên thực tế chỉ có lưu lượng, cột áp, và hiệu suất là không thay đổi, còn áp suất và công suất trên trục thay đổi tỷ lệ thuận với khối lượng riêng của khí:

$$p = p_o \cdot \frac{\rho}{1,2} \quad \text{và} \quad N = N_o \cdot \frac{\rho}{1,2} \quad (5.26)$$

Về hình dạng, các đường đặc tính của quạt khác các đường đặc tính của bơm do cấu tạo của bơm và quạt khác nhau. Đặc biệt ở một

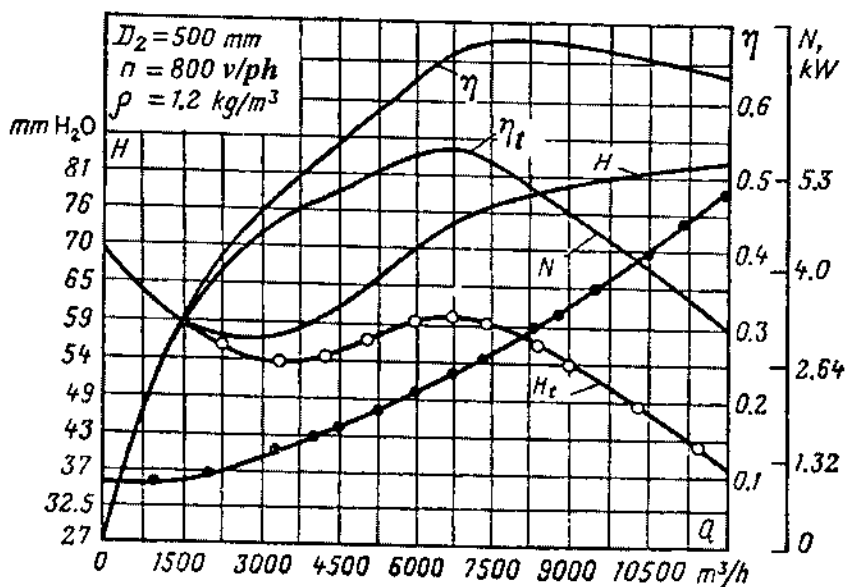


- 1 - quạt CTΔ N°8
- 2 - quạt U6-46 N°4
- 3 - quạt BPH N°4

Hình 5.5 – Đường đặc tính của một số loại quạt ly tâm

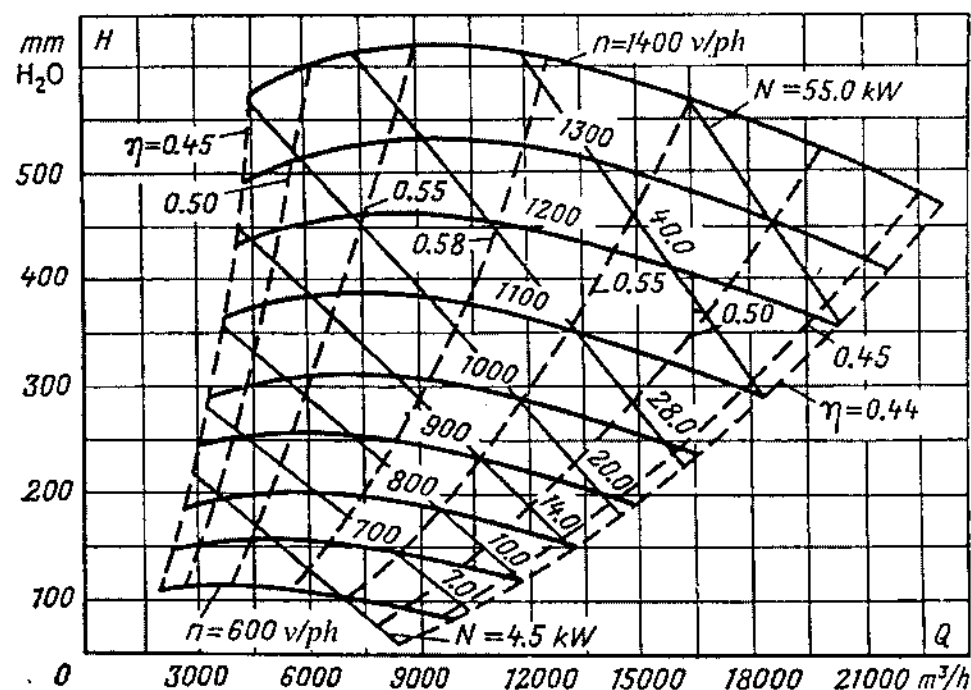
số quạt, đường đặc tính có dạng yên ngựa do góc β_2 tương đối nhỏ khi tỷ số D_2/D_1 bé. Nói chung, có hai loại đường đặc tính, có thứ nguyên (đơn vị) và không có thứ nguyên.

Đường đặc tính có thứ nguyên khi $n = \text{const}$



Hình 5.6 – Đường đặc tính khi $n = \text{const}$

Đường đặc tính có thứ nguyên khi n thay đổi (n biến thiên) của quạt BBΔ N°11



Hình 5.7 - Đường đặc tính có thứ nguyên khi n thay đổi.

Trong thiết kế quạt, đường đặc tính không thứ nguyên được sử dụng rất rộng rãi. Đường đặc tính này chung cho cả một họ các máy có kích thước hình học tương tự. Đường đặc tính không thứ nguyên rất tiện dụng để tính kích thước làm việc của quạt từ những số liệu cho trước như:

D_2 - đường kính bánh công tác

n - số vòng quay làm việc, vg/ph.

Khi đó:

$$Q = k_Q \cdot \bar{Q}$$

$$\text{Trong đó: } k_Q = 0,785 D_2^2 u_2$$

$$H = k_H \cdot \bar{H}$$

$$k_H = u_2^2$$

$$H_t = k_H \cdot \bar{H}_t$$

$$N = k_N \cdot \bar{N}$$

$$k_N = 0,785 \cdot \rho \cdot D_2^3 u_2^3$$

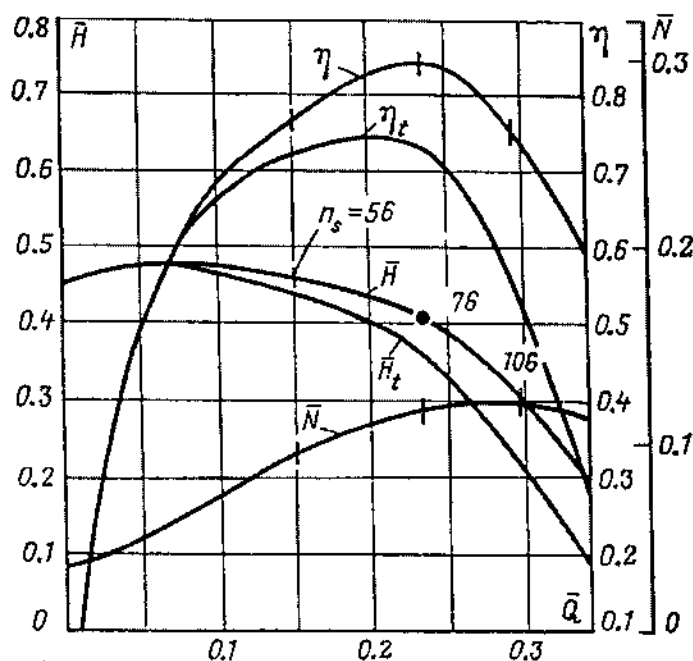
$$p = k_p \cdot \bar{p}$$

$$k_p = \rho \cdot u_2^2$$

$$\eta = \bar{\eta}$$

$$u_2 = \frac{\pi \cdot D_2 n}{60}$$

Đường đặc tính không thứ nguyên của quạt U4 - 76



Hình 5.8 - Đường đặc tính không thứ nguyên

Điều chỉnh quạt

Để điều chỉnh lưu lượng quạt, có thể áp dụng một trong ba phương pháp:

- Điều chỉnh bằng cách thay đổi số vòng quay
- Điều chỉnh bằng tiết lưu ở cửa vào và ra của quạt
- Điều chỉnh bằng các thiết bị định hướng ở cửa vào.

a - Điều chỉnh bằng cách thay đổi số vòng quay

Thay đổi số vòng quay của quạt bằng cách thay đổi số vòng quay của động cơ kéo, hoặc khi số vòng quay của động cơ không đổi có thể lắp thêm bộ phận thay đổi tốc độ. Trong cả hai trường hợp này, thiết bị quạt phức tạp và đắt tiền, vì vậy cách điều chỉnh này chỉ áp dụng đối với các quạt lớn.

Trong một số trường hợp, để mỗi quạt, thường dùng động cơ điện. Loại động cơ này được điều chỉnh bằng cách thay đổi điện trở trong mạch của roto, cho phép điều chỉnh đều đặn số vòng quay.

Hiện nay, để điều chỉnh quạt bằng cách thay đổi số vòng quay, thường dùng động cơ truyền dẫn có thiết bị biến tốc. Phương pháp này có tính kinh tế.

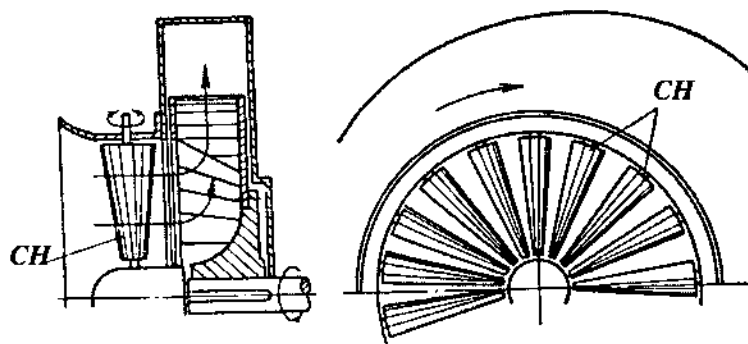
b - Điều chỉnh bằng tiết lưu

Phương pháp này được sử dụng khá rộng rãi vì đơn giản. Cách điều chỉnh tương tự như đối với bơm.

c - Điều chỉnh bằng các thiết bị định hướng ở cửa vào

Năng lượng riêng do quạt cung cấp cho dòng khí phần lớn tùy thuộc các điều kiện ở cửa vào của bánh công tác. Sự xoắn của dòng khí vào bánh công tác ảnh hưởng đến cột áp và với đường đặc tính lưới cho trước, sẽ làm thay đổi lưu lượng của máy. Do vậy có thể điều chỉnh quạt bằng cách tác dụng lên dòng khí vào quạt bằng các thiết bị đặc biệt. Có hai loại thiết bị định hướng, loại hướng trục và loại hướng kính.

Thiết bị định hướng theo chiều trục: (dùng trong trường hợp dòng chảy ở cửa vào bánh công tác là hướng trục).



Hình 5.9 - Thiết bị định hướng theo chiều trục

Cánh dẫn với các trục hướng kính quay đồng thời nhờ một thiết bị đặc biệt. Một trong các vị trí đặc trưng là ứng với vị trí cánh dẫn ở mặt phẳng chính phương (mở hoàn toàn) và lúc ấy dòng ở cửa vào bánh công tác sẽ đi theo hướng trục, lưu lượng lúc này là lớn nhất $Q_{\max}$. Vị trí đặc trưng thứ hai ứng với trường hợp các cánh dẫn này đóng hoàn toàn, nghĩa là $Q = 0$. Các vị trí trung gian cho phép chọn các giá trị điều chỉnh.

Thiết bị này tiện lợi khi dòng chất khí đi vào quạt theo hướng dọc trục.

Thiết bị định hướng hướng kính: (dùng trong trường hợp dòng chảy ở cửa vào bánh công tác là hướng kính).

là H_1, H_2, H_3 và N_1, N_2, N_3 . Khi quạt làm việc với đường đặc tính lưới cho trước, sẽ có ba điểm tương ứng A_1, A_2, A_3 , từ đó có thể xác định các giá trị tương ứng của lưu lượng Q_1, Q_2, Q_3 , và công suất N_1, N_2, N_3 . Có thể dễ dàng xác định các điểm I, II, III. Nối chúng với nhau sẽ được đường thay đổi công suất khi điều chỉnh bằng thiết bị định hướng hướng kính.

Phương pháp này được dùng rộng rãi trong tất cả các loại quạt, đặc biệt là các loại quạt lớn. Nếu các thiết bị định hướng được thiết kế và gia công tốt, góc ngoặt của các cánh định hướng đủ nhỏ, tổn thất do điều chỉnh sẽ giảm và phương pháp điều chỉnh này ưu việt hơn so với điều chỉnh bằng tiết lưu.

Lựa chọn quạt theo điều kiện cho trước

Để lựa chọn quạt, thường biết trước năng suất Q và áp suất p . Các đại lượng này được cho theo điều kiện làm việc của quạt. Các tham số đặc tính được cho theo điều kiện tiêu chuẩn, nghĩa là $t = 20^\circ\text{C}$, áp suất khí quyển $p_0 = 760 \text{ mmHg}$ và độ ẩm tương đối 50%.

Việc lựa chọn quạt theo sổ tay kỹ thuật được tiến hành với độ dự trữ 5% lưu lượng và 10% áp suất, nghĩa là:

$$Q_K = 1,05 \cdot Q \quad \text{và} \quad p_K = 1,1 \cdot p \cdot \frac{\gamma_K}{\gamma} \quad (5.27)$$

Ở đây Q_K, p_K, γ_K - theo thông số điều kiện chuẩn đã cho.

Từ các giá trị Q_K, p_K , có thể chọn loại quạt cần thiết. Phương pháp này cho phép xác định loại quạt, kích thước quạt, và số vòng quay.

Để đặt mua quạt, ngoài loại quạt, kích thước, và số vòng quay, cần biết thêm các tham số khác, chẳng hạn các thông số được dùng làm cơ sở để chọn quạt, chiều quay của roto, vị trí của ống hút và ống đẩy, loại động cơ truyền động, ...

Việc xác định η và N trong điều kiện làm việc và tính toán các kích thước hình học tương ứng có thể tiến hành theo các đặc tính không thứ nguyên và sơ đồ khí động của loại quạt đã chọn.

Phân loại quạt và các chi tiết chính của quạt ly tâm

a- Phân loại quạt: Quạt được phân loại theo các tiêu chuẩn sau:

Theo áp suất do quạt tạo nên:

- Quạt áp suất thấp: áp suất toàn phần (hiệu số các áp suất toàn phần ở tiết diện ra và tiết diện vào) dưới 100 kG/m^2
- Quạt áp suất trung bình: áp suất toàn phần $100 \div 200 \text{ kG/m}^2$

- Quạt có áp suất cao: áp suất toàn phần $300 \div 1200 \text{ kG/m}^2$

Theo chiều quay của bánh công tác:

- Quạt có hướng quay bên phải: khi bánh công tác quay theo chiều kim đồng hồ
- Quạt có hướng quay bên trái: khi bánh công tác quay ngược chiều kim đồng hồ

Theo số phía ống hút:

- Quạt một phía hút
- Quạt hai phía hút

Theo số vòng quay đặc trưng n_s :

- Quạt có số vòng quay đặc trưng nhỏ: $n_s < 25 \text{ vg/ph.}$
- Quạt có số vòng quay đặc trưng trung bình: $n_s = 25 \div 50 \text{ vg/ph.}$
- Quạt có số vòng quay đặc trưng lớn: $n_s > 50 \div 80 \text{ vg/ph.}$

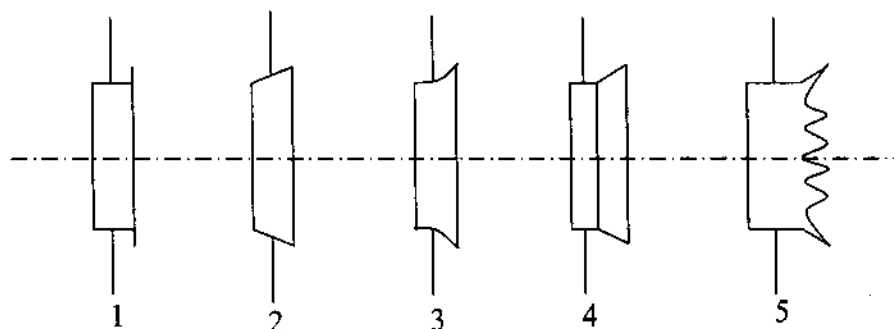
Ngoài ra, quạt còn được phân loại theo sơ đồ kết cấu, tính năng làm việc,...

b - Các chi tiết chính của quạt ly tâm. Phương pháp đưa dòng khí vào bánh công tác có ảnh hưởng rất lớn đến hiệu suất và quá trình làm việc của quạt ly tâm.

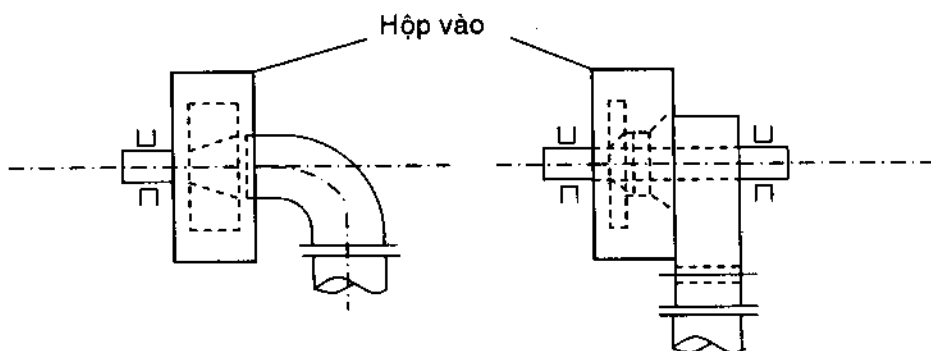
Nếu phần vào của quạt tốt, có kết cấu hợp lý, sẽ làm cho dòng khí phân bố đều đặn tại tiết diện vào của bánh công tác và đảm bảo phân phối tải đều đặn. Do vậy, các bộ phận quan trọng của quạt bao gồm:

Ống vào. Ở cửa vào của quạt luôn luôn có ống vào, với các dạng hình học được nêu trên Hình 5.12. Dạng hình học của ống vào phải đảm bảo để tổn thất năng lượng ở cửa vào là nhỏ nhất. Điều này được đảm bảo khi ống vào có hình dạng đều đặn (không gấp khúc).

Khi đặt quạt vào hệ thống, các đường ống dẫn không khí, đôi khi



Hình 5.12 – Các loại ống vào



Hình 5.13 – Hộp vào

phải bố trí các hộp và ống có cấu tạo đặc biệt ở đường dẫn vào quạt. Những chi tiết này làm thay đổi tính đối xứng của dòng khí ở cửa vào và sự phân bố tải đều đặn của bánh công tác, dẫn đến giảm hiệu suất.

Các hộp vào được sử dụng trong trường hợp hút từ hai phía. Do có hộp vào, các ổ đỡ trục quạt được bố trí ở phía ngoài đường khối (ở các quạt khối). Điều này rất quan trọng khi vận chuyển các khí nóng, cho phép dễ dàng kiểm tra, tháo lắp các ổ đỡ trục.

Đôi khi các hộp vào cũng được lắp ở quạt có hộp hút một phía, khi đó roto sẽ được lắp trên hai gối, cho phép tăng chiều rộng bánh công tác và tốc độ vòng quay.

Trong trường hợp do yêu cầu lắp ráp phải uốn cong các đường ống phía trước quạt, cần lắp các hộp vào. Nếu ở cửa vào có thiết bị điều chỉnh thì tiện nhất nên đặt trong *hộp vào*.

Hộp vào phải có diện tích đủ lớn, theo tỷ số:

$$i_H = \frac{\Omega_H}{\Omega_O} = 1,75 \div 2,25 \quad (5.28)$$

Trong đó: Ω_H - tiết diện của hộp;

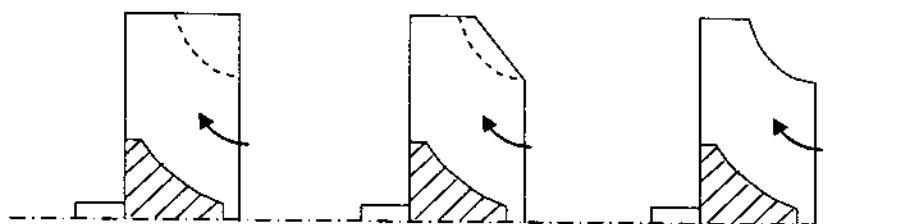
Ω_O - diện tích tiết diện vào của bánh công tác

Góc đặt α_H của hộp vào là tốt nhất khi $\alpha_H = 90^\circ$.

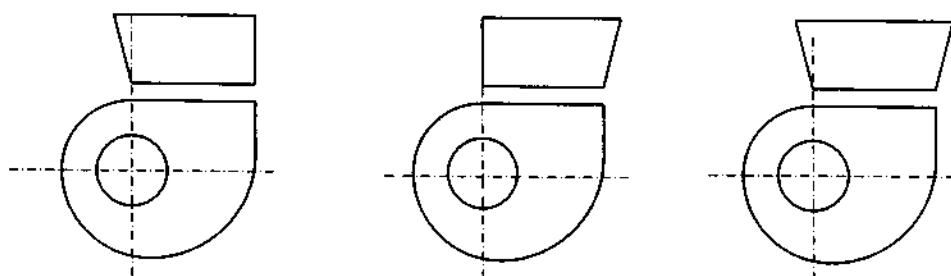
Đĩa phụ. Hình dáng của đĩa phụ có ảnh hưởng rất lớn đến tổn thất năng lượng của dòng khí trong bánh công tác. Tổn thất sẽ ít nhất khi hình dáng đĩa phụ đều đặn và cạnh vào nghiêng.

Chiều rộng bánh công tác. Chiều rộng bánh công tác tăng thì chiều dài các lưu tuyến tăng, dẫn đến giảm độ cong của góc ngoặt, tổn thất năng lượng sẽ giảm.

Vỏ quạt. Vỏ quạt thường có dạng xoắn ốc, và trong một số ít trường hợp có dạng ống tăng áp vòng.



Hình 5.14 – Đĩa phụ



Hình 5.15 – Vỏ quạt

Trong vỏ xoắn, không phải lúc nào tốc độ ra của dòng khí phía sau quạt cũng giảm cho đến khi bằng tốc độ của dòng khí trong đường ống. Trong trường hợp đó, cần đặt thêm ống tăng áp hình côn ở cửa ra.

Ống ra xoắn ốc thường có dạng lưới. Kinh nghiệm cho thấy, lưới làm tăng tiếng ồn và có thể làm giảm hiệu suất khi quạt làm việc.

Ống tăng áp hình côn ở chỗ ra sau ống xoắn ốc có dạng đối xứng với góc lợ đến 25° về phía bánh công tác.

Ảnh hưởng tạp chất khí đến sự làm việc của quạt

Trong một số trường hợp, chất khí do quạt vận chuyển có chứa các hạt cứng nhỏ, chẳng hạn khi vận chuyển khí nén, hút không khí có bụi, các thiết bị quạt khói.

Khi làm việc với loại khí có tạp chất này, bánh công tác cần có khả năng chống bào mòn do các hạt cứng lơ lửng trong dòng khí. Vì vậy, bánh công tác và ổ trục phải được chế tạo từ những vật liệu cứng, chống mài mòn tốt. Số cánh của bánh công tác cần chọn ít, khoảng $6 \div 8$ cánh để dễ tháo rời và sửa chữa.

Cần xét ảnh hưởng của các hạt cứng lơ lửng trong chất khí đến các thông số làm việc của quạt. Nồng độ các hạt cứng trong chất khí được đặc trưng bằng hệ số nồng độ khối lượng μ :

$$\mu = \frac{M_c}{M_k} \quad (5.29)$$

Trong đó: M_C - khối lượng hạt cứng trong lưu chất dịch chuyển trong một giây, kg/s

M_K - khối lượng lưu chất sạch, không chứa tạp chất dịch chuyển trong một giây, kg/s

Thực nghiệm cho thấy *khối lượng tạp chất ít và kích thước hạt nhỏ*, cột áp và lưu lượng quạt hầu như tương đương với quạt làm việc với khí sạch, chỉ có khối lượng riêng ρ , áp suất p , và công suất N thay đổi.

Khối lượng riêng của hỗn hợp:

$$\rho_{hh} = \frac{M_C + M_K}{Q_{hh}} \quad (5.30)$$

Khối lượng riêng của khí sạch:

$$\rho_K = \frac{M_K}{Q_{hh}} \quad (5.31)$$

Tỷ số các khối lượng riêng:

$$\frac{\rho_{hh}}{\rho_K} = \frac{M_C + M_K}{M_K} \quad (5.32)$$

Suy ra: $\frac{\rho_{hh}}{\rho_K} = 1 + \mu$

$$\rho_{hh} = \rho_K (1 + \mu) \quad (5.33)$$

Tỷ số áp suất và công suất của quạt làm việc với tạp chất và với khí sạch là:

$$\frac{p_{hh}}{p_K} = \frac{\rho_{hh} g H_{hh}}{\rho_K g H_{hh}} = \frac{\rho_{hh}}{\rho_K} = 1 + \mu$$

$$p_{hh} = p_K (1 + \mu) \quad (5.34)$$

$$\frac{N_{hh}}{N_K} = \frac{\rho_{hh} g H_{hh} Q_{hh}}{\rho_K g H_{hh} Q_{hh}} = \frac{\rho_{hh}}{\rho_K} = 1 + \mu$$

$$N_{hh} = N_K (1 + \mu) \quad (5.35)$$

Khi quạt vận chuyển lưu chất chứa *tạp chất gồm các hạt cứng với kích thước lớn*, thành phần ngang của vận tốc trong dòng chảy không đủ để giữ hạt cứng ở trạng thái lơ lửng, dẫn đến các hạt cứng va đập vào bề mặt, phát sinh tổn thất năng lượng phụ để thắng lực ma sát giữa các hạt cứng và bề mặt. Lúc đó, tổn thất năng lượng trong bánh

công tác tại ống vào và ra của quạt sẽ tăng lên, áp lực do quạt tạo ra bị giảm và tăng công suất tiêu thụ.

Để tính áp suất và công suất tổn thất do tạp chất trong trường hợp này, có thể áp dụng công thức bán thực nghiệm của Kalinukin:

$$p_{hh} = p_K (1 - k_p \mu) \quad (5.36)$$

$$N_{hh} = N_K (1 + k_N \mu) \quad (5.37)$$

Các hệ số điều chỉnh k_p và k_N được xác định bằng thực nghiệm. Khi kích thước của các hạt cứng hữu cơ khoảng $0,5 \div 3$ mm:

$$k_p = 0,1 \div 0,45; k_N = 1,5 \div 1,7$$

Hiệu suất của quạt khi vận chuyển chất khí có tạp chất:

$$\eta_{hh} = \frac{Q_{hh} \cdot p_{hh}}{N_{hh}} = \frac{Q_{hh} \cdot p_K \cdot (1 - k_p \mu)}{N_K (1 + k_N \mu)} = \eta_K \frac{1 - k_p \mu}{1 + k_N \mu} \quad (5.38)$$

Vậy công suất trên trục máy khi vận chuyển hỗn hợp là:

$$N_{hh} = \frac{Q_{hh} \cdot p_{hh}}{\eta_{hh}} \quad (5.39)$$

Có thể nhận thấy quạt vận chuyển hỗn hợp làm việc rất nặng nề (chẳng hạn các quạt khói trong nhà máy nhiệt điện). Bột than và tro sẽ làm cho cánh quạt chóng bị hư hỏng. Quạt hư hỏng càng nhanh nếu cánh càng mỏng, số vòng quay càng lớn, và kích thước các hạt cứng càng lớn. Thời gian làm việc của quạt khói còn phụ thuộc vào hình dạng cánh. Ví dụ, quạt có cánh dẫn nghiêng về phía sau sẽ ít bị hư hỏng hơn so với quạt có cánh dẫn nghiêng về phía trước với cùng các điều kiện làm việc.

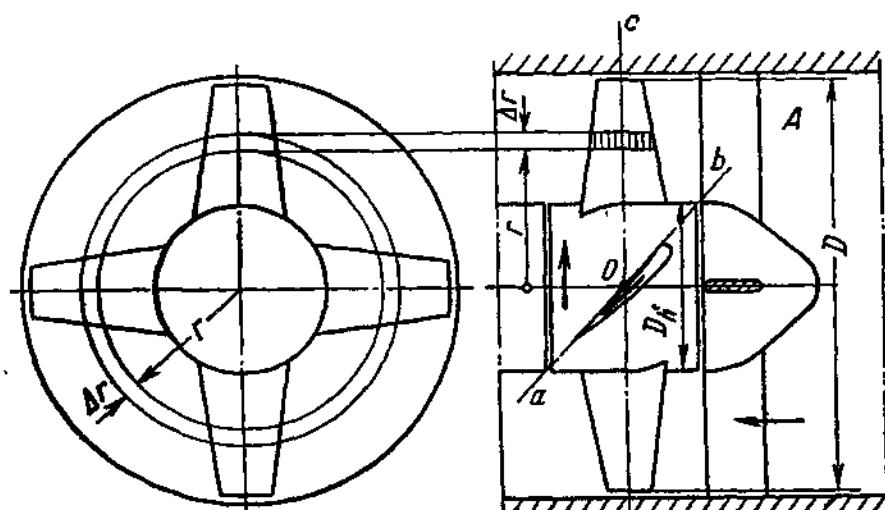
Các biện pháp chính để giảm sự hư hỏng của quạt khói:

- Giảm số vòng quay.
- Tăng chiều dày của cánh đến 8 mm.
- Gắn các tấm kim loại cứng chống mòn lên bề mặt cánh.
- Dùng các tấm mỏng để bảo vệ.
- Bảo vệ tường xoắn ốc bằng các tấm kim loại đặc biệt, dày $10 \div 12$ mm.
- Cải tiến các thiết bị lọc tro.
- Chọn dạng hình học thích hợp cho cánh quạt.

QUẠT TRỤC

Những chú ý về quạt trục

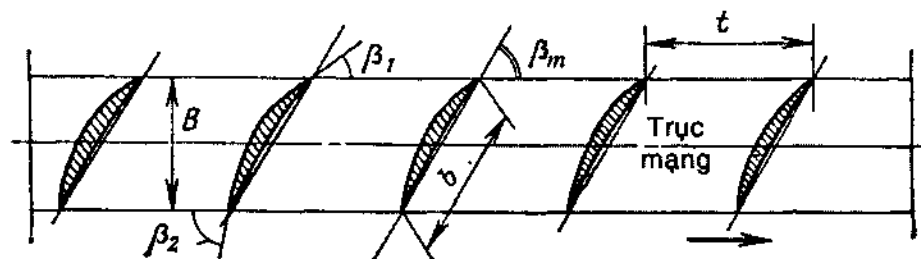
Trong các loại máy trục, cụ thể là quạt trục, sự truyền năng lượng từ quạt cho dòng chảy xảy ra nhờ tác dụng của bánh công tác với các cánh dẫn công-xôn được gắn chặt với ống lót. Vì bánh công tác của máy khi quay được giữ theo hướng trục, còn cánh dẫn được gắn chắc theo góc nghiêng so với mặt phẳng quay, nên bánh công tác vận chuyển chất lỏng (chất khí) dọc theo trục. Vì vậy, dòng chảy bị xoắn một phần (Hình 5.16).



Hình 5.16 – Sơ đồ nguyên lý kết cấu của quạt trục

Để khảo sát quá trình làm việc của máy trục, có thể sử dụng thuyết mạng biên dạng (profile) cánh.

Cắt vòng bánh công tác theo mặt phẳng trụ bằng bán kính r và khai triển mặt phẳng này cùng các tiết diện cánh dẫn, sẽ nhận được mạng biên dạng phẳng của quạt trục (Hình 5.17).



Hình 5.17 – Mạng biên dạng cánh dẫn

Các giá trị cơ bản, đặc trưng hình học của mạng là:

t - bước của cánh dẫn, đo theo hướng chuyển động của mạng;

b - độ dài dây cung của tiết diện cánh dẫn;

B - chiều rộng của mạng, đo song song với trục quay;

β_1, β_2 - góc ở cửa vào và ra của cánh dẫn, góc giữa dây cung cánh dẫn và trục mạng.

Các khái niệm cơ bản bao gồm:

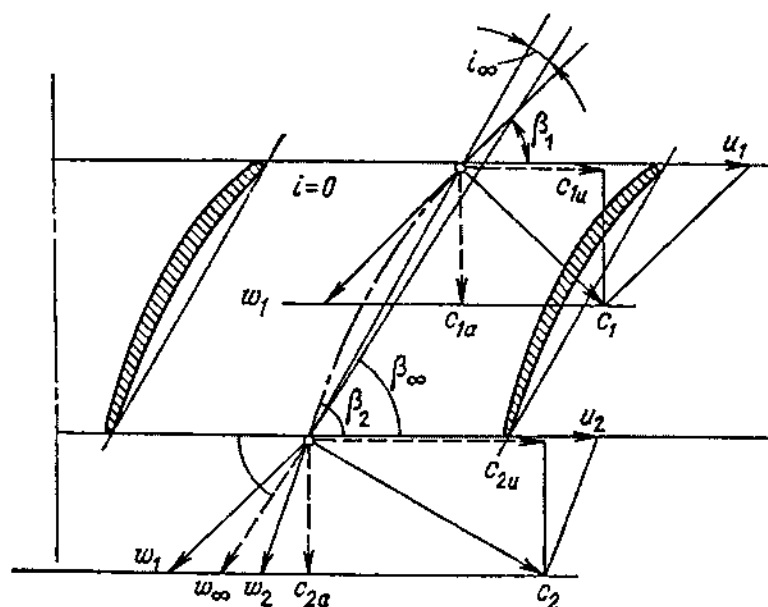
Mật độ mạng: ký hiệu $\bar{b}$, là tỷ số giữa dây cung và bước cánh dẫn.

$$\bar{b} = \frac{b}{t} \quad (5.40)$$

Bước tương đối của cánh dẫn: ký hiệu t' , là đại lượng nghịch đảo của mật độ.

$$t' = \frac{1}{\bar{b}} = \frac{t}{b} \quad (5.41)$$

Khi xây dựng sơ đồ vận tốc ở cửa vào và ra, cần áp dụng các thông số động học cơ bản của dòng chảy qua mạng.



Hình 5.18 - Sơ đồ vận tốc của mạng

u_1, w_1, c_1 và u_2, w_2, c_2 tương ứng với vận tốc dịch chuyển, vận tốc tương đối, vận tốc tuyệt đối ở cửa vào và cửa ra.

β_1, β_2 - góc vào và góc ra.

i_1 - góc tiến của cánh dẫn ở cửa vào (góc giữa tiếp tuyến của đường trung bình của mạng với vận tốc tương đối ở cửa vào).

i_2 - góc tiến của cánh dẫn ở cửa ra

i_x - góc tiến của cánh dẫn của mạng (góc giữa dây cung của mạng và vec-tơ vận tốc tương đối trung bình w_x).

Từ sơ đồ vận tốc này, có thể thấy mạng biến dạng làm thay đổi giá trị và hướng của vận tốc tương đối và tuyệt đối.

Điều khác biệt đặc trưng của quạt trục là sự xoắn của dòng chảy ($c_{2u} > c_{1u}$) và sự lưu lại một phần dòng chảy ở cửa ra ($\sigma \neq 0$).

Các phương trình cơ bản của quạt trục

Khi nghiên cứu quạt trục cần xét phương trình liên tục, phương trình năng lượng, phương trình động lượng, phương trình lưu số, và thuyết Giukôpxki để tính lực nâng.

Phương trình liên tục

Từ định luật bảo toàn khối lượng $dm = 0$, $m = \text{const}$; $m_1 = m_2$, với quạt trục:

$$m = \rho \cdot Q = \rho \cdot S \cdot c$$

Trong đó: S - tiết diện mặt cắt của dòng chảy.
 c - vận tốc tuyệt đối của dòng lưu chất.

Do đó, phương trình liên tục có dạng:

$$\rho_1 \cdot S_1 c_{1a} = \rho_2 \cdot S_2 \cdot c_{2a} \quad (5.42)$$

Áp dụng phương trình này vào rãnh giữa các cánh, khi xét cánh dẫn có độ dài Δr (Hình 5.16).

Trong đoạn Δr , có thể giả thiết vận tốc là không đổi. Diện tích mặt cắt của cửa vào và ra là bằng nhau:

$$S_1 = S_2 = t \cdot \Delta r$$

Trong phương trình trên, các vec-tơ c_{1a} và c_{2a} tương ứng, vuông góc với các tiết diện S_1 và S_2 . Vì vậy, khi giả thiết S_1 và S_2 vuông góc với trục của máy, tức là có thể coi c_{1a} và c_{2a} là những thành phần chiều trục của vận tốc tuyệt đối.

Từ Hình 5.18: $c_{1a} = w_{1a}$; $c_{2a} = w_{2a}$

Phương trình liên tục có thể được viết sau khi giản ước S_1 và S_2 :

$$\rho_1 \cdot c_{1a} = \rho_2 \cdot c_{2a}$$

Hoặc: $\rho_1 \cdot w_{1a} = \rho_2 \cdot w_{2a} \quad (5.43)$

Đối với chất lỏng không chịu nén $\rho_1 = \rho_2$:

$$c_{1a} = c_{2a} = c_a; w_{1a} = w_{2a} = w_a \quad (5.44)$$

Phương trình năng lượng

Phương trình năng lượng của chuyển động tương đối Về lý thuyết, trong chuyển động tương đối của dòng môi chất qua bánh công tác của quạt trục năng lượng không được truyền cho dòng chảy. Ở đây chỉ xảy ra sự biến đổi động năng thành thế năng. Quá trình này gây ra sự tổn mát năng lượng của dòng chảy. Khi thay đổi động năng riêng của chuyển động tương đối từ $\frac{w_1^2}{2}$ đến $\frac{w_2^2}{2}$ sẽ xảy ra sự thay đổi liên tục áp suất và khối lượng riêng, phương trình năng lượng sẽ có dạng:

$$\frac{w_1^2}{2} - \frac{w_2^2}{2} = \int_1^2 \frac{dp}{\rho} + \Delta L; \quad (5.45)$$

Đối với quạt $\int_1^2 \frac{dp}{\rho} = C_p (T_2 - T_1)$

Trong đó: ΔL - phần năng lượng chuyển thành nhiệt năng.

Sự thay đổi thế năng được biểu thị bằng tích phân ở vế phải của phương trình (5.45), có thể tính được trong trường hợp biết rõ quan hệ giữa ρ và p , tức là biết quá trình nhiệt động ở rãnh giữa các cánh dẫn. Ở quạt, quá trình nhiệt động là đẳng nhiệt, còn ở máy nén trục là quá trình đa biến.

Năng lượng mạng cánh dẫn cung cấp cho dòng chảy, có thể tính theo phương trình cơ bản của máy ly tâm, trong đó $u_2 = u_1 = u$:

$$L_1 = u(c_{2u} - c_{1u}) = u \Delta c_u \quad (5.46)$$

Từ sơ đồ vận tốc (Hình 5.18), suy ra:

$$\begin{aligned} c_{2u} &= u_2 - c_{2a} \cot g \beta_2 \\ c_{1u} &= u_1 - c_{1a} \cot g \beta_1 \end{aligned} \quad (5.47)$$

Thế phương trình (5.47) vào phương trình (5.46), và sử dụng biểu thức (5.44):

$$L_1 = u \cdot c_a (\cot g \beta_1 - \cot g \beta_2) \quad (5.48)$$

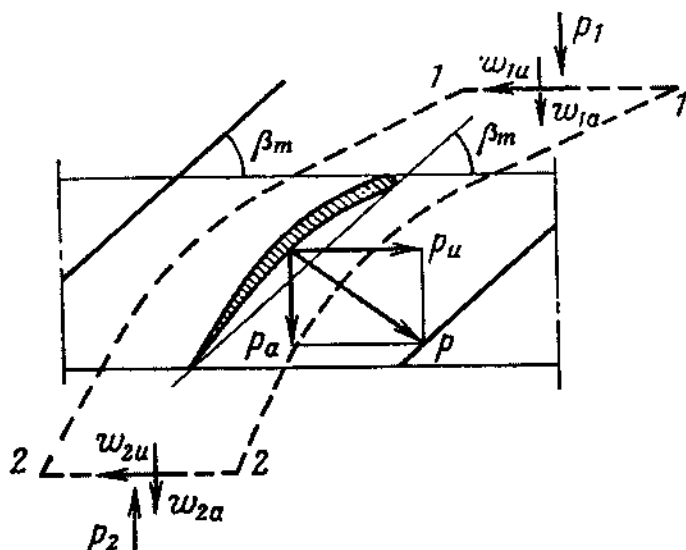
Phương trình năng lượng của chuyển động tuyệt đối qua mạng lưới cánh dẫn của quạt trục có thể viết:

$$u \cdot c_a (\cot g \beta_1 - \cot g \beta_2) = C_p (T_2 - T_1) + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + q \quad (5.49)$$

Trong đó: q - mật mát năng lượng vào môi trường bên ngoài.

Phương trình động lượng

Phương trình động lượng dùng để tính lực tương tác giữa dòng chảy và các cánh dẫn của quạt trục.



Hình 5.19 - Sơ đồ lực tác dụng lên mạng cánh

Giả sử đoạn cánh chiều dài Δr tác dụng lực P lên dòng chảy (Hình 5.16 và 5.19). Các hình chiếu của lực này bao gồm:

- + P_a - chiếu lên trục quạt;
- + P_u - chiếu lên trục mạng.

Xét dòng chảy khi có chuyển động tương đối với độ dày bằng một bước của mạng.

Viết phương trình động lượng trên trục của quạt và trục của mạng cánh dẫn để xác định các lực thành phần P_a và P_u .

Xác định P_a : Viết phương trình trên trục của quạt:

Qua tiết diện 1-1, lượng chất lỏng chảy qua trong một giây:

$$m = \Delta r \cdot t \cdot w_{1a} \cdot \rho_1$$

Theo hướng trục của máy, động lượng bằng:

$$k_1 = m \cdot w_{1a} = \Delta r \cdot t \cdot w_{1a} \cdot \rho_1 \cdot w_{1a}$$

Tương tự đối với tiết diện 2-2

$$k_2 = m \cdot w_{2a} = \Delta r \cdot t \cdot w_{2a} \cdot \rho_2 \cdot w_{2a}$$

Nếu p_1 và p_2 là áp suất ở các tiết diện 1-1 và 2-2 của dòng chảy, thì áp lực do chúng gây ra tương ứng sẽ là: $\Delta r.t. p_1$ và $\Delta r.t. p_2$.

Xung lượng của các lực ngoài tác dụng lên dòng theo hướng vận tốc ban đầu bằng sự thay đổi động lượng của dòng, vì vậy, phương trình cân bằng như sau:

$$P_1 + P_a - P_2 = k_1 - k_2$$

/ Kết hợp các biểu thức nêu trên sẽ nhận được:

$$P_a + \Delta r.t. p_1 - \Delta r.t. p_2 = -(\Delta r.t. w_{2a}^2 \cdot \rho_2 - \Delta r.t. w_{1a}^2 \cdot \rho_1)$$

Dấu âm (-) ở vế phải của đẳng thức cho thấy: sự thay đổi động lượng của thể tích chất lỏng đang xét gây ra lực tác dụng lên cánh dẫn theo hướng ngược với P_a , do đó:

$$P_a = \Delta r.t(p_2 - p_1) + \Delta r.t(w_{2a}^2 \cdot \rho_2 - w_{1a}^2 \cdot \rho_1) \quad (5.50)$$

Đối với chất lỏng không chịu nén và theo phương trình (5.44), $\rho_1 = \rho_2$, $w_{1a} = w_{2a}$:

$$P_a = \Delta r.t(p_2 - p_1) \quad (5.51)$$

Mạng biên dạng cánh dịch chuyển chất lỏng không nén được, không làm thay đổi vận tốc trục của dòng chảy; lực dọc trục tác dụng lên dòng chảy phân tán để tăng áp suất.

Xác định P_u : Viết phương trình động lượng trên trục của mạng:

Động lượng tại các tiết diện là:

$$k_1 = m.w_{1a} = \Delta r.t.w_{1a} \cdot \rho_1 \cdot w_{1u}$$

$$k_2 = m.w_{2a} = \Delta r.t.w_{2a} \cdot \rho_2 \cdot w_{2u}$$

Phương trình cân bằng có dạng:

$$P_u = -(\Delta r.t.w_{2a} \cdot \rho_2 \cdot w_{2u} - \Delta r.t.w_{1a} \cdot \rho_1 \cdot w_{1u})$$

Từ đó, suy ra: $P_u = \Delta r.t(w_{1a} \cdot \rho_1 \cdot w_{1u} - w_{2a} \cdot \rho_2 \cdot w_{2u})$

Sử dụng biểu thức (5.34) $w_{1a} \cdot \rho_1 = w_{2a} \cdot \rho_2$:

$$P_u = \Delta r.t.w_{1a} \cdot \rho_1 (w_{1u} - w_{2u}) \quad (5.52)$$

Lực tổng hợp, thu được bằng cách cộng hình học hai lực P_a và P_u

Phương trình lưu số

Biểu thức chung cho quá trình tuần hoàn là:

$$\Gamma = \oint_S c \cdot \cos \alpha \cdot dS; \quad \alpha - \text{góc}(c, dS)$$

Γ - lưu số tuần hoàn

Có thể dễ dàng sử dụng biểu thức này đối với biên dạng của mạng.

Trên Hình 5.19, khi xét vòng kín 1-1-2-2-1, có thể hình dung quá trình tuần hoàn là tổng của các tích phân sau:

$$\Gamma = \int_1^1 w_{1u} dt + \int_1^2 w dS - \int_2^2 w_{2u} dt - \int_2^1 w dS$$

w - vận tốc tương đối của dòng chảy.

Vì hai đường 1-2 và 2-1 về phương diện hình học là như nhau và vận tốc tại những điểm tương ứng bằng nhau, nên tích phân thứ hai và thứ tư bị triệt tiêu, do đó:

$$\Gamma = \int (w_{1u} - w_{2u}) dt$$

w_{1u} và w_{2u} không đổi tính trung bình theo bước cánh dẫn, nên:

$$\Gamma = (w_{1u} - w_{2u}) t \quad (5.53)$$

Thuyết Giukôpxki

Lực nâng cánh (với $l = 1$; l - chiều dài cánh) chuyển động trong không gian vô hạn, được xác định bằng thuyết Giukôpxki.

$$P_y = \rho \cdot w \cdot \Gamma \quad (5.54)$$

Trong đó: w - vận tốc tương đối của dòng chảy

Γ - lưu số tuần hoàn theo vòng kín bao trùm cánh dẫn.

- Cánh dẫn độc lập không thay đổi các thông số của dòng chảy, vận tốc tương đối trước và sau cánh dẫn bằng nhau.
- Mạng cánh dẫn, như trên Hình 5.18, thay đổi giá trị và hướng của vận tốc tương đối ($w_1 \neq w_2$).

Đó là sự khác biệt chính giữa cánh dẫn độc lập và mạng cánh dẫn.

Thuyết Giukôpxki cho cánh dẫn của mạng là:

$$P_y = \rho \cdot \Gamma \cdot w_\infty \quad (5.55)$$

P_y - lực nâng cánh

Từ Hình 5.18, có thể thấy w_∞ là vec-tơ vận tốc trung bình:

$$\vec{w}_\infty = \frac{1}{2} (\vec{w}_1 + \vec{w}_2)$$

Trong trường hợp chảy qua mạng là chất khí có khối lượng riêng ρ , thì trong phương trình (5.55) có thể coi ρ là khối lượng riêng trung bình số học ở cửa ra và cửa vào:

$$\rho = \frac{\rho_1 + \rho_2}{2}$$

Đồng thời có thể thấy *hướng* của P_y *vuông góc* với vec-tơ w_∞ (Hình 5.19).

Các hệ số khí động lực học

Trong thực tiễn có thể áp dụng một phương pháp khá phổ biến để tính toán lực tác dụng lên mạng cánh dẫn từ cách tính lực tác dụng lên cánh dẫn độc lập, có thể viết:

$$\begin{aligned} P_y &= C_y \rho \cdot b \cdot \frac{w_\infty^2}{2} \\ P_x &= C_x \rho \cdot b \cdot \frac{w_\infty^2}{2} \end{aligned} \quad (5.56)$$

Trong đó:

C_y, C_x - hệ số lực nâng và lực tương tác mặt chính diện cánh dẫn,

b - độ dài dây cung cánh dẫn,

ρ - khối lượng riêng của dòng.

P_y, P_x - lực nâng và lực tương tác mặt chính diện của dòng chảy và biên dạng mạng.

Hệ số C_x chỉ có thể xác định bằng thực nghiệm. Giá trị gần đúng của C_y có thể tính gần đúng bằng lý thuyết, còn giá trị chính xác thì bằng thực nghiệm.

Xác định C_y gần đúng bằng thực nghiệm:

Kết hợp phương trình của thuyết Giukôpxki (5.55) và phương trình (5.56):

$$\rho \Gamma \cdot w_\infty = C_y \rho \cdot b \cdot \frac{w_\infty^2}{2}$$

Suy ra:
$$\Gamma = C_y \cdot b \cdot \frac{w_\infty^2}{2}$$

Phương trình này cùng với phương trình (5.53) cho phép xác định C_y

$$C_y = 2 \cdot \frac{t}{b} \cdot \frac{w_{1u} - w_{2u}}{w_\infty}$$

Từ Hình 5.19:

$$w_{1a} = w_{2a} = \frac{w_{1u}}{\cot g \beta_1} = \frac{w_{2u}}{\cot g \beta_2} = w_\infty \sin \beta_\infty$$

Hay:
$$\frac{w_{1u}}{w_{\infty}} = \cot g\beta_1 \sin \beta_{\infty}$$

Và
$$\frac{w_{2u}}{w_{\infty}} = \cot g\beta_2 \sin \beta_{\infty}$$

Vì vậy:
$$C_y = 2 \cdot \frac{t}{b} \cdot (\cot g\beta_1 - \cot g\beta_2) \sin \beta_{\infty} \quad (5.57)$$

Đẳng thức này cho phép tính hệ số C_y theo các thông số đã biết của mạng biên dạng.

Các giá trị chính xác C_y và C_x có thể xác định bằng phương pháp thổi các mạng cánh dẫn có kích thước khác nhau với những góc tiến khác nhau; thực hiện đo vận tốc, khối lượng riêng, và các lực P_y , P_x , sau đó tính C_y và C_x theo phương trình (5.56). Kết quả của quá trình thổi được biểu diễn bằng phương pháp đồ thị.

Các thông số của quạt trục

Áp suất

Cột áp lý thuyết bánh công tác của quạt trục có thể đạt đến được tính theo phương trình Euler:

$$H_{\text{loo}} = \frac{u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}}{g}$$

Ở đây có thể giả thiết $u_1 = u_2 = u$. Áp dụng giả thiết này:

$$H_1 = \frac{u}{g} (c_{2u} - c_{1u})$$

Đối với quạt, cần xét thêm hệ số tiêu hao φ :

$$\varphi = \frac{c_a}{u} \quad (5.58)$$

Hệ số này xác định lưu lượng thể tích chảy qua một đơn vị diện tích của tiết diện trên mạng cánh dẫn.

Từ tam giác vận tốc: $c_{1u} = u_1 - c_{1a} \cot g\beta_1$

$$c_{2u} = u_1 - c_{2a} \cot g\beta_2$$

Áp dụng điều kiện $c_{1a} = c_{2a} = c_a$:

$$H_1 = \frac{u}{g} \cdot c_a \cdot (\cot g\beta_1 - \cot g\beta_2) = \frac{u^2}{g} \cdot \varphi \cdot (\cot g\beta_1 - \cot g\beta_2) \quad (5.59)$$

Áp suất lý thuyết bánh công tác có thể đạt được:

$$p_1 = \rho \cdot g \cdot H_1 = \rho \cdot u^2 \varphi \cdot (\cot g\beta_1 - \cot g\beta_2) \quad (5.60)$$

Từ áp suất lý thuyết có thể tính áp suất thực tế:

$$p = \eta_m p_1 = \rho u^2 \varphi \cdot (\cot g\beta_1 - \cot g\beta_2) \cdot \eta_m \quad (5.61)$$

Với: η_m - hiệu suất của mạng cánh dẫn của quạt trục.

Hiệu suất

Hiệu suất của mạng cánh dẫn: η_m

$$\eta_m = \frac{p}{p + \Delta p} = \frac{p}{p_1} \quad (5.62)$$

Trong đó:

p và p_1 - áp suất thực tế và áp suất lý thuyết có thể gia tăng trong mạng,

Δp - mất mát áp suất trong mạng.

Nếu mạng tăng áp suất từ p_1 đến p_2 , thì:

$$\eta_m = \frac{p_2 - p_1}{p_2 - p_1 + \Delta p} \quad (5.63)$$

Tính hiệu suất mạng theo các thành phần lực

Đối với chất lỏng không nén được, từ phương trình năng lượng của chuyển động tương đối:

$$\frac{w_1^2}{2} - \frac{w_2^2}{2} = \int_1^2 \frac{dp}{\rho} + \Delta L$$

$$\text{Suy ra:} \quad p_2 - p_1 + \Delta p = \rho \cdot \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} \quad (5.64)$$

Từ sơ đồ vận tốc cửa vào và ra:

$$w_1^2 = w_a^2 + w_{1u}^2$$

$$w_2^2 = w_a^2 + w_{2u}^2$$

$$\Rightarrow w_1^2 - w_2^2 = w_{1u}^2 - w_{2u}^2 = (w_{1u} - w_{2u})(w_{1u} + w_{2u})$$

$$\text{Do:} \quad w_{1u} + w_{2u} = 2w_u = 2w_a \cot g\beta_\infty$$

$$\text{Vậy:} \quad w_1^2 - w_2^2 = 2(w_{1u} - w_{2u})w_a \cot g\beta_\infty$$

$$\text{Hay: } \rho \cdot \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} = \rho \cdot (w_{1u} - w_{2u}) w_a \cot g\beta_\infty \quad (5.65)$$

Trong đó: β_∞ - góc giữa vec-tơ $\vec{w}_\infty$ và trục mạng.

Sử dụng các biểu thức (5.64) và (5.65):

$$p_2 - p_1 + \Delta p = \rho \cdot (w_{1u} - w_{2u}) w_a \cot g\beta_\infty \quad (5.66)$$

$$\text{Hay: } p_2 - p_1 + \Delta p = \frac{P_u}{t \cdot \Delta r} \cot g\beta_\infty$$

$$\text{Trong đó: } P_u = \Delta r \cdot t \cdot \rho \cdot w_a \cdot (w_{1u} - w_{2u})$$

$$\text{Hay } \rho \cdot w_a \cdot (w_{1u} - w_{2u}) = \frac{P_u}{t \cdot \Delta r}$$

Từ phương trình (5.61):

$$p_2 - p_1 = \frac{P_a}{t \cdot \Delta r} \quad (5.67)$$

$$\text{Suy ra: } \eta_m = \frac{\frac{P_u}{t \cdot \Delta r}}{\frac{P_u}{t \cdot \Delta r} \cot g\beta_\infty} = \frac{P_a}{P_u \cdot \cot g\beta_\infty} \quad (5.68)$$

Tính hiệu suất của mạng theo tính năng ngược

Từ Hình 5.20 biểu thị sơ đồ tính hiệu suất mạng, có thể thấy:

$$\begin{aligned} P_a &= P_y \cdot \cos\beta_\infty - P_x \cdot \sin\beta_\infty \\ P_u &= P_x \cdot \cos\beta_\infty + P_y \cdot \sin\beta_\infty \end{aligned} \quad (5.69)$$

Thay biểu thức (5.69) vào phương trình (5.68) đồng thời chia cả tử và mẫu cho $P_y \cdot \cos\beta_\infty$:

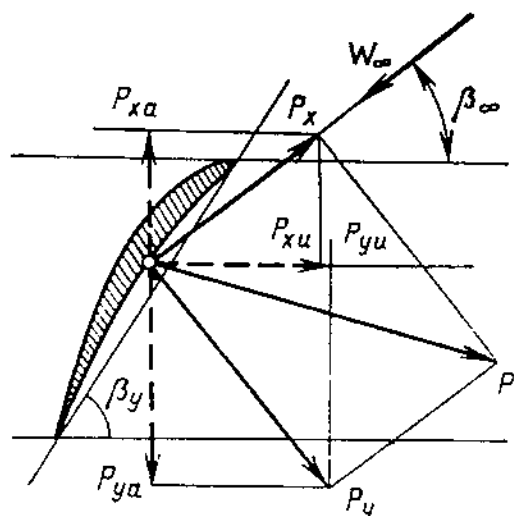
$$\eta_m = \frac{1 - \mu \cdot \tan\beta_\infty}{1 + \mu \cdot \cot g\beta_\infty} \quad (5.70)$$

Trong đó: $\mu = \frac{P_x}{P_y}$ - tính năng ngược của mạng.

Đối với cánh dẫn quạt trục, $\mu = 0,02 \div 0,04$.

Với $\mu = 0,03$ và $\beta_m = 25^\circ \div 45^\circ$ thì $\eta_m = 0,9 \div 0,94$.

Để tăng hiệu suất của mạng quạt trục cần sử dụng loại biên dạng cánh có giá trị μ nhỏ nhất cho phép.



Hình 5.20 – Sơ đồ tính hiệu suất mạng

Hiệu suất cơ khí: tính đến tổn thất năng lượng do ma sát ở dầm, ổ bi và do ma sát đĩa.

$$\eta_{CK} = 0,94 + 0,98$$

Hiệu suất thủy lực của cấp:

$$\eta_u = \frac{p_c}{p_1}$$

Trong đó: p_c - áp suất tạo thành do quạt có nhiều bánh công tác, được gọi là quạt nhiều cấp

$$p_c = \rho \cdot u^2 \cdot \varphi \cdot (\cot g \beta_1 - \cot g \beta_2) \eta_p + \Delta p_{KT} - \sum \Delta p \quad (5.71)$$

$\sum \Delta p$ - mất mát áp suất khi cung và khi thải;

η_p - hiệu suất cột áp;

Δp_{KT} - lượng áp suất gia tăng trong quá trình thải do xảy ra hiệu ứng khuếch tán.

Đối với quạt trục: $\eta_{TL} = 0,75 + 0,92$

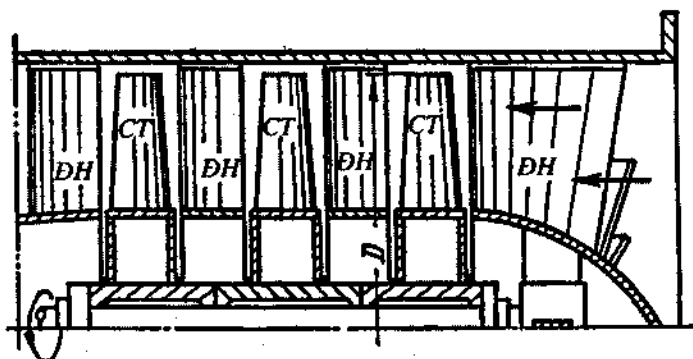
Hiệu suất toàn phần của cấp $\eta = \eta_{TL} \cdot \eta_{CK} = 0,70 + 0,90$

Công suất

Công suất trên trục của quạt là:
$$N = \frac{\gamma \cdot Q \cdot H}{1000 \eta} \quad (5.72)$$

Quạt trục nhiều cấp

Phân tích công thức (5.60) với $p_1 = \rho \cdot u^2 \varphi \cdot (\cot \beta_1 - \cot \beta_2)$, có thể thấy áp suất được tạo ra từ quạt trục có một bánh công tác bị giới hạn bởi các yếu tố vận tốc và hình học. Trong các máy trục hiện đại của các thiết bị vận tải, thường sử dụng vận tốc ở đầu các cánh dẫn của bánh công tác rất cao, đến 400m/s. Nhưng dù như vậy, trong nhiều trường hợp, vẫn không đảm bảo áp suất cần thiết. Khi đó có thể sử dụng máy nhiều cấp gồm nhiều bánh công tác. Áp suất tăng dần qua từng bánh công tác cho đến khi đạt giá trị yêu cầu. Mỗi bánh công tác tạo ra một cấp áp suất.



Hình 5.21 – Sơ đồ quạt trục nhiều cấp

Quạt trục nhiều cấp có một số vòng đồng trục được đặt trên một trục chung (Hình 5.21). Giữa hai bánh công tác luôn luôn có một thiết bị định hướng.

Công dụng của thiết bị định hướng:

- Điều chỉnh dòng ra từ bánh công tác.
- Buộc dòng lưu động theo hướng cần thiết để trao đổi năng lượng tích cực ở cấp sau.
- Biến đổi một phần cột áp động thành thế năng.

Thiết bị định hướng được làm từ những tấm cong đều có chiều dày biến đổi, có sức cản mặt trước nhỏ. Số cấp áp suất trong máy trục có khi lên đến 20 cấp.

Điều kiện làm việc của quạt trục

Các thành phần cánh dẫn của quạt trục, ở những khoảng cách khác nhau so với đường tâm, quay với các vận tốc khác nhau. Vì vậy, cánh dẫn với chiều rộng không đổi và các góc ra vào không đổi tạo nên cột áp thay đổi theo chiều dài của cánh dẫn. Điều này dẫn đến sự

di chuyển hướng kính của các phần tử chất lỏng trong dòng chảy của bánh công tác và sự tháo dẫn làm giảm hiệu suất của quạt.

Hiện tượng di chuyển hướng kính này đặc biệt rõ trong các cấp của quạt trục có độ dài cánh dẫn lớn. Vì vậy các cấp của quạt trục có độ dài cánh dẫn lớn thường được thiết kế từ điều kiện không có sự di chuyển hướng kính của dòng chất lỏng.

Trong các loại máy trục, nếu bỏ qua lực nhớt của dòng, thì điều kiện cân bằng hướng kính được thể hiện bằng đẳng thức:

$$r \cdot c_u = \text{const} \quad (5.73)$$

Công thức này có giá trị thực tế rất lớn. Điều kiện để không có sự chuyển động hướng kính chỉ thực hiện được khi không có sự thay đổi của quá trình tuần hoàn theo chiều dài cánh dẫn. Trong trường hợp này, mỗi một phần tử của dòng chảy chuyển động theo mặt trụ tròn của bán kính tương ứng.

Phương trình (5.73) là luận đề quan trọng nhất trong thuyết Giukôpxki. Thực hiện được biểu thức này trong quạt trục cho phép tăng rõ rệt hiệu suất của máy.

Ảnh hưởng của điều kiện (5.73) lên hình dạng kết cấu của cánh thể hiện ở chỗ cánh dẫn có dạng cong xoắn ốc với các góc β_1, β_2 thay đổi theo chiều dài cánh dẫn. Những cánh dẫn loại này được sử dụng rất rộng rãi, đặc biệt ở những máy ống lót có đường kính tương đối nhỏ.

Trong những máy ống lót có đường kính tương đối lớn, cánh dẫn được làm không cong, nhưng dây cung giảm từ trong ra ngoài.

Đặc tính của quạt trục

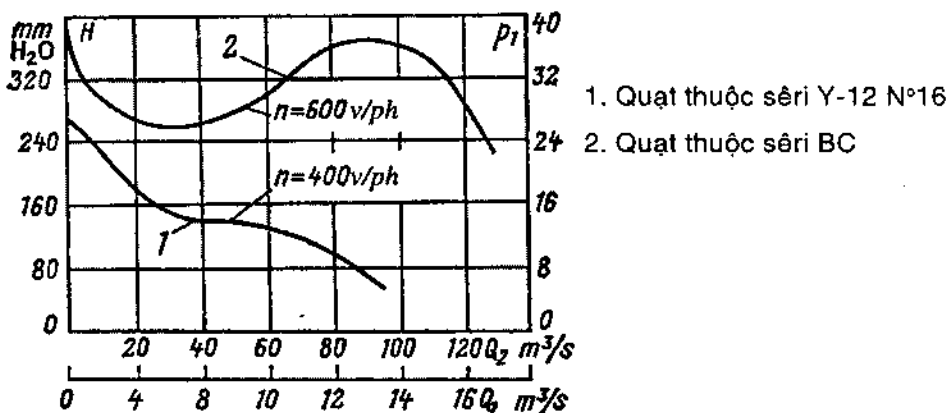
Tương tự loại máy ly tâm, đặc tính của máy trục (quạt trục) biểu thị quan hệ giữa cột áp (áp suất), công suất trên trục, và hiệu suất với lưu lượng.

Đường đặc tính thường được xây dựng bằng cách thử với số vòng quay không đổi và được tính với những số vòng quay khác nhau theo công thức tỷ lệ.

Dạng đường đặc tính được xác định nhờ kết cấu và các tính chất thủy khí động học của máy.

Đường đặc tính quạt trục khi $n = \text{const}$

Khác với máy ly tâm, đường đặc tính cột áp của máy trục thường có dạng yên ngựa. Mặt khác, trên các máy cột áp thấp, thường gặp dạng nghiêng của loại đường đặc tính này.

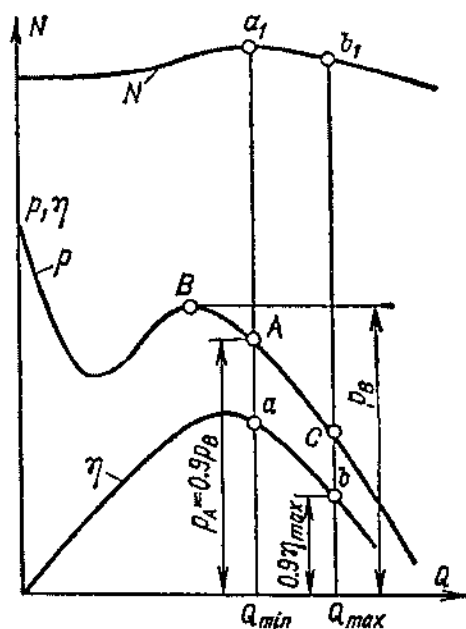


Hình 5.22 – Đường đặc tính của một số loại quạt trục

Dạng yên ngựa trên đường đặc tính giải thích sự giảm lực nâng cánh khi có lưu lượng nhỏ và góc tiến tăng, và giải thích sự hiện diện của dòng thứ cấp.

Đường đặc tính công suất của quạt trục cho thấy sự giảm công suất khi tăng Q hoặc gần như nằm ngang (Hình 5.23). Vì vậy, khi khởi động quạt trục cho phép mở hoàn toàn van trên ống hút để có tải trọng.

Đường đặc tính hiệu suất của quạt trục có cánh dẫn làm việc được gắn chặt với ống lót có cực đại biểu hiện rõ. Khi chế độ làm việc bị lệch khỏi vị trí tối ưu, hiệu suất thay đổi đột ngột.



Hình 5.23 – Đường đặc tính của quạt trục cột áp thấp

Phần làm việc của đường đặc tính được thành lập trên phần ổn định (bên phải điểm B trên Hình 5.23). Giá trị hiệu suất cực đại cho phép thấp nhất khoảng $0,9 \eta_{\max}$.

Điều chỉnh lưu lượng

Điều chỉnh lưu lượng của quạt trục có thể được tiến hành bằng cách thay đổi số vòng quay, thay đổi góc quay của cánh dẫn làm việc bằng thiết bị hướng dòng ở cửa vào, và bằng tiết lưu. Về lý thuyết, điều chỉnh lưu lượng bằng cách thay đổi số vòng quay là hiệu quả nhất.

Điều chỉnh bằng tiết lưu đặc biệt không kinh tế, vì lưu lượng bị giảm trong khi công suất không đổi hoặc tăng. Vì vậy tiêu hao năng lượng trên một đơn vị thể tích chất lỏng khi điều chỉnh bằng phương pháp này tăng.

Khi điều chỉnh quạt bằng góc quay cánh dẫn của bánh công tác hay bằng thiết bị hướng dòng ở cửa vào sẽ tiết kiệm năng lượng trong quá trình truyền động. Điều chỉnh bằng góc quay cánh dẫn hoặc thiết bị hướng dòng rất tiện lợi trong việc sử dụng đường đặc tính điều chỉnh tiêu chuẩn.

Chương VI. KHÁI NIỆM CHUNG VỀ MÁY NÉN

KHÁI NIỆM CHUNG

Định nghĩa

Máy nén là máy để nén khí với cơ số tăng áp $\epsilon > 1,15$ và có làm lạnh nhân tạo ở nơi xảy ra quá trình nén khí.

Công dụng của máy nén là nén khí và di chuyển khí nén đến nơi tiêu thụ theo hệ thống ống dẫn.

Máy nén dùng để tháo khí từ bình chân không và nén chúng đến áp suất khí quyển hoặc áp suất lớn hơn, được gọi là *bơm chân không*.

Các thông số cơ bản đặc trưng cho sự làm việc của máy nén bao gồm: lưu lượng thể tích Q (thường được tính trong điều kiện hút), áp suất đầu p_1 và áp suất cuối p_2 hoặc hệ số tăng áp $\epsilon = p_2/p_1$, hiệu suất η , và công suất N trên trục của máy nén.

Phân loại máy nén

Theo nguyên lý làm việc có thể chia máy nén ra làm ba loại:

- Máy nén thể tích.
- Máy nén cánh dẫn.
- Máy nén phun tia.

Theo kết cấu. Máy nén thể tích có hai loại:

- Máy nén piston.
- Máy nén roto.

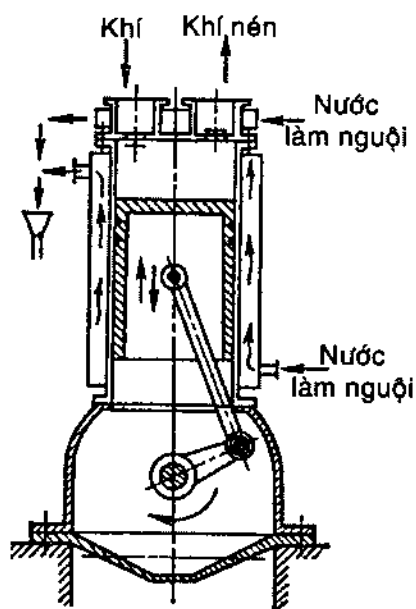
Máy nén cánh dẫn có hai loại:

- Máy nén ly tâm.
- Máy nén trục.

Ngoài ra còn có thể chia máy nén ra thành từng nhóm theo dạng chất khí làm việc, theo dạng truyền dẫn, ...

Sơ đồ kết cấu một số máy nén điển hình

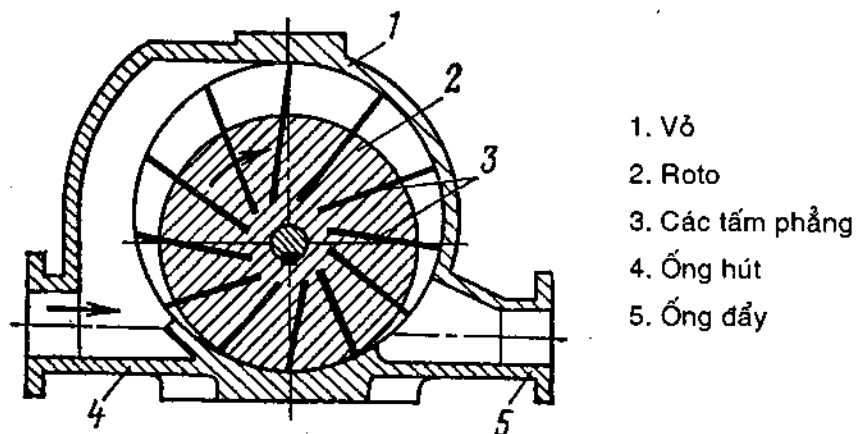
Máy nén piston (một piston với một cấp nén). Với chuyển động tịnh tiến của piston, các quá trình lần lượt được thực hiện bao gồm: Dẫn nở, Hút, Nén, Đẩy. Phương pháp tác dụng của máy nén piston dựa vào sự thải khí bằng piston, cho phép xây dựng những kết cấu với đường kính và hành trình piston nhỏ, có áp suất lớn khi lưu lượng nhỏ (Hình 6.1).



Hình 6.1 – Máy nén piston

Máy nén roto dạng tấm phẳng

Sơ đồ máy nén roto dạng tấm phẳng được nêu trên Hình 6.2. Khi roto 2 quay, trong các rãnh dọc của roto, các tấm phẳng 3 có thể tự do



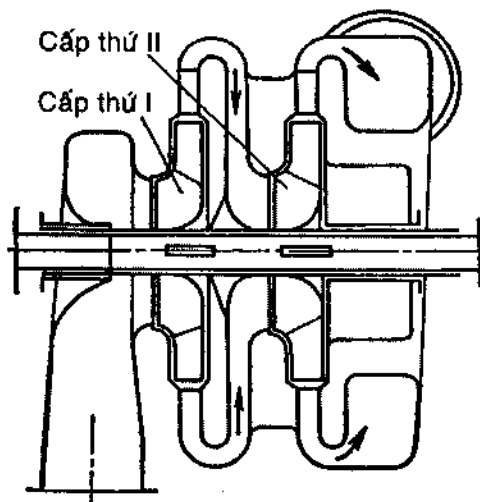
Hình 6.2 – Máy nén roto dạng tấm phẳng

di chuyển, khí được đẩy trong khoảng không gian giữa các cánh được mang từ ống hút 4 đến ống đẩy 5 và được đưa ra hệ thống ống dẫn.

Trục roto của máy nén có thể nối với trục của động cơ khởi động một cách trực tiếp không cần bộ truyền động. Điều này làm cho máy có kết cấu đơn giản, dễ dùng, và làm giảm khối lượng máy.

Máy nén ly tâm

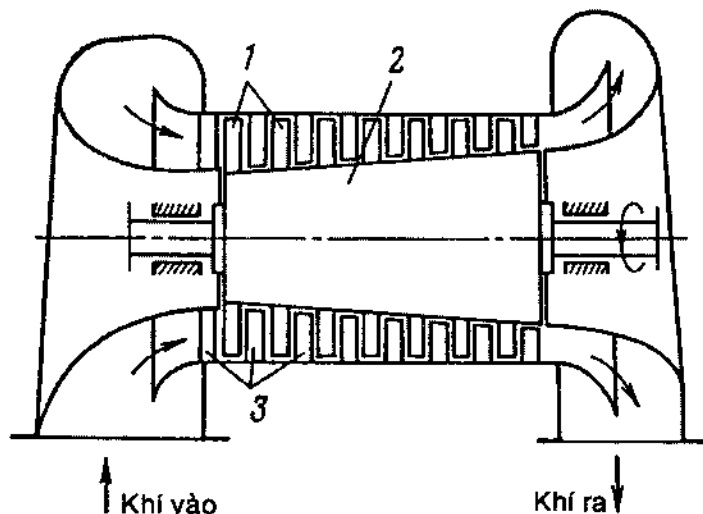
Nguyên lý làm việc tương tự như bơm ly tâm. Trục của máy nén ly tâm nối với trục của động cơ khởi động (động cơ điện hoặc tuabin hơi nước) hoặc trực tiếp, hoặc qua truyền dẫn cơ học để tăng số vòng quay của trục máy nén nhằm giảm kích thước máy nén, giảm khối lượng và giảm giá máy (Hình 6.3).



Hình 6.3 – Máy nén ly tâm

Máy nén trục

Kết cấu gồm roto có gắn cánh dẫn làm việc, vỏ có gắn cánh dẫn hướng dòng cố định. Khí được hút vào ống hút, chuyển động dọc trục và đồng thời bị nén trong các cấp nén của cánh dẫn. Qua ống đẩy khí được đẩy vào hệ thống ống dẫn đến nơi tiêu thụ (Hình 6.4).



1. Cánh dẫn công tác (cánh dẫn động)
2. Roto
3. Cánh dẫn hướng dòng

Hình 6.4 – Máy nén trục

Để khởi động máy nén trục có thể dùng động cơ điện, tuabin hơi nước hoặc tuabin khí.

NHIỆT ĐỘNG HỌC MÁY NÉN

Quá trình nén khí

a- Phương trình cơ bản

Lý thuyết đơn giản nhất của máy nén dựa trên *thuyết nhiệt động học khí lý tưởng*, thỏa mãn phương trình trạng thái:

$$p = \rho \cdot R \cdot T \quad (6.1)$$

Khi áp suất cuối của quá trình nén khí lớn hơn 10^6N/m^2 có thể dùng phương trình trạng thái khí thực:

$$p = Z \cdot \rho \cdot R \cdot T \quad (6.2)$$

Z - hệ số nén, với giá trị thực nghiệm phụ thuộc vào các đại lượng không thứ nguyên p/p_{gh} và T/T_{gh} .

b- Các quá trình nhiệt động cơ bản được sử dụng trong thuyết máy nén

Khi kết hợp sử dụng định luật thứ nhất của nhiệt động học và phương trình trạng thái khí lý tưởng, sẽ thu được các phương trình của quá trình nén và dẫn nở xảy ra trong máy nén:

+ Quá trình đa biến: $\frac{p}{\rho^n} = \text{const}$ hay $p v^n = \text{const}$ (6.3)

+ Quá trình đoạn nhiệt: $\frac{p}{\rho^k} = \text{const}$ hay $p v^k = \text{const}$ (6.4)

+ Quá trình đẳng nhiệt: $\frac{p}{\rho} = \text{const}$ hay $p v = \text{const}$ (6.5)

Quá trình đa biến là dạng tổng quát của quá trình nhiệt động học xảy ra trong máy nén phụ thuộc vào điều kiện bên ngoài và bên trong với chỉ số $n = 1,15 \div 1,8$.

Quá trình đoạn nhiệt là quá trình không có trao đổi nhiệt với môi trường bên ngoài; trong quá trình này có thể có sự tạo nhiệt lượng bên trong do công của ma sát khí và sự tạo xoáy. Quá trình đoạn nhiệt một cách nghiêm ngặt không thể thu được trong máy nén vì không thể cách nhiệt một cách hoàn toàn dòng khí với môi trường bên ngoài.

Quá trình đẳng nhiệt đặc trưng cho trạng thái đẳng nhiệt do không có sự trao đổi nhiệt với môi trường bên ngoài và không có sự

tạo năng lượng bên trong dưới ảnh hưởng của ma sát khí trong dòng chảy. Trong các máy nén thực, quá trình đẳng nhiệt không thể xảy ra.

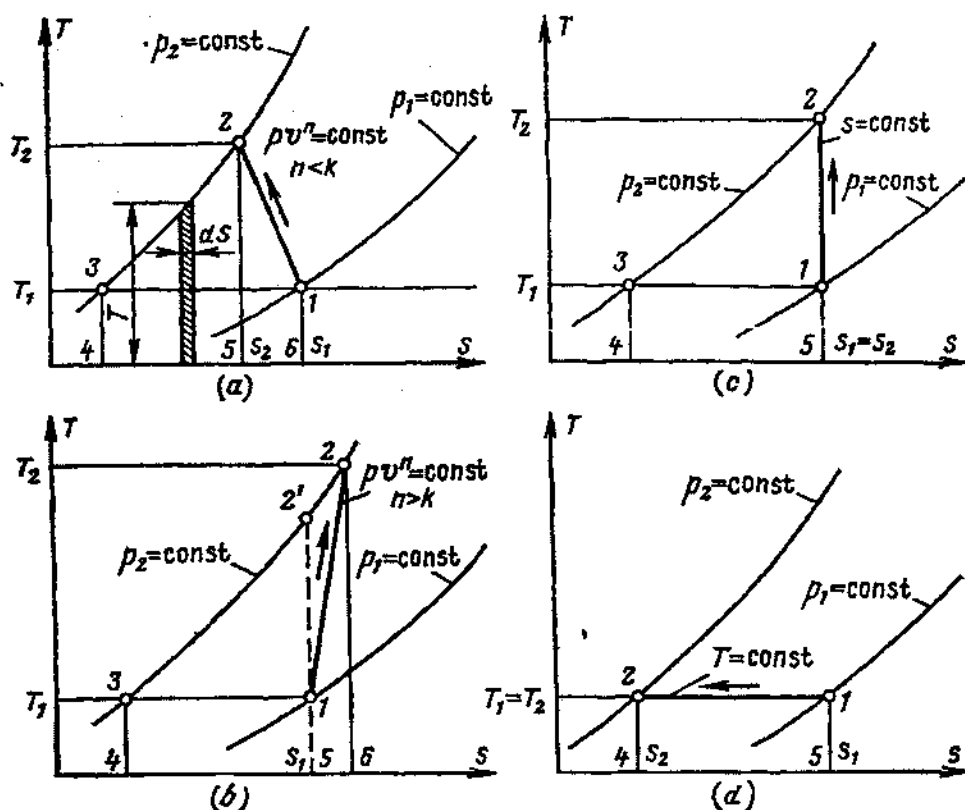
c- Đồ thị T-S và p-v

Đồ thị T-S: Các quá trình đã nêu trên thường được biểu thị bằng đồ thị T-S, theo quan hệ giữa nhiệt độ (T) và entropy (S).

Các dạng cơ bản của quá trình nén bao gồm:

- Quá trình đa biến $n < k$ đặc trưng cho máy nén có quá trình làm lạnh mạnh bằng nước (Hình 6.5 a) (máy nén thể tích).
- Quá trình đa biến $n > k$ đặc trưng cho các máy nén có quá trình làm lạnh yếu bằng nước hoặc làm lạnh bằng không khí (Hình 6.5 b) (máy nén cánh dẫn)
- Quá trình đẳng entropy với $S = \text{const}$ (Hình 6.5 c)
- Quá trình đẳng nhiệt với $T = \text{const}$ (Hình 6.5 d)

Các quá trình đẳng entropy (trường hợp riêng của quá trình đoạn



Hình 6.5 – Đồ thị T-S

nhiệt) và quá trình đẳng nhiệt không thể áp dụng trong máy nén thực, vì các lý do dưới đây:

- Sự tạo thành nhiệt lượng do công của ma sát khí bên trong xuất hiện quá lớn.
- Không thể chế tạo kết cấu hệ thống lạnh của máy nén đủ để hệ thống này bảo đảm quá trình nén khí với nhiệt độ không đổi.

Do vậy, trong thuyết máy nén, hai quá trình này chỉ có tính lý thuyết và được sử dụng để đánh giá hiệu suất năng lượng của máy nén.

Quá trình nén trong các trường hợp nêu trên được biểu thị bằng đường 1-2 trên Hình 6.5. Trong trường hợp *a, b* quá trình nén (áp suất tăng) dẫn theo sự thay đổi entropi và tăng nhiệt độ của khí; vì vậy entanpi tăng.

Trong quá trình nén đa biến với $n < k$:

- Đường 1-2 là quá trình nén xảy ra ở vùng làm việc (trong xilanh, trong rãnh của bánh công tác và vỏ) của máy nén;
- Đường 2-3 là quá trình làm lạnh đẳng áp của khí nén đang ra khỏi máy nén, quá trình này xảy ra ở bộ phận làm lạnh của máy nén và trong mạng lưới ống dẫn.

Theo định luật bảo toàn năng lượng công do máy nén cung cấp cho dòng khí trong các quá trình nén và dẫn nở khí (không kể tới tổn thất cơ khí), bằng tổng nhiệt lượng lấy được từ khí trong các quá trình nén và quá trình làm lạnh đẳng áp.

Từ định nghĩa cơ bản của entropi trong quá trình nhiệt động lý thuyết:

$$dS = \frac{dQ}{T}$$

Đối với đường 1-2 và 2-3:

$$Q_{1-2} = \int_1^2 TdS \quad \text{và} \quad Q_{2-3} = \int_2^3 TdS$$

Biểu thức dưới dấu tích phân là những phân tố diện tích của các quá trình nén và làm lạnh, được biểu diễn trên đồ thị T-S (Hình 6.5), do đó lượng năng lượng đơn vị cung cấp cho khí để thực hiện quá trình nén và dẫn nở bằng tổng của các diện tích 1-2-5-6 và 2-3-4-5.

Khi nén khí theo đa biến với $n > k$, thường đặc trưng cho máy nén với sự làm lạnh bằng không khí hoặc bằng nước cường độ thấp, diện tích 1-2-6-5 trong quá trình nén đa biến 1-2 là lượng nhiệt được tạo thành trong dòng chảy do ma sát khí và sự tạo xoáy.

Năng lượng cung cấp cho máy nén, dùng để chi phí cho các quá trình của máy nén (nén và giãn nở) và cho công của ma sát khí trong dòng chảy. Công của các quá trình máy nén bằng diện tích 1-2-3-4-5, do đó, năng lượng toàn phần do máy nén đã chi phí (không kể năng lượng sản sinh để khắc phục tổn thất cơ khí và tổn thất lưu lượng), được biểu thị bằng diện tích 2-3-4-6 (Hình 6.5b).

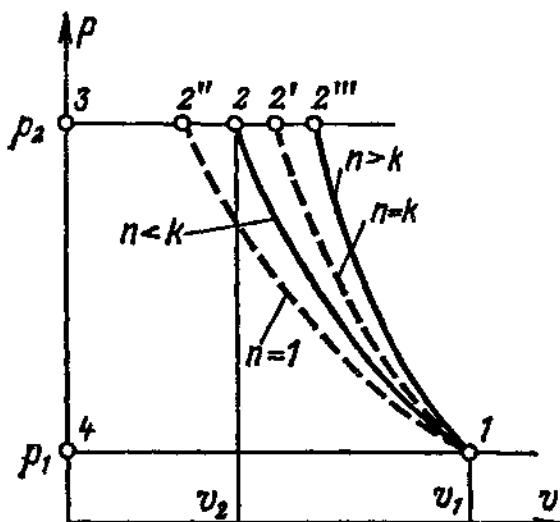
Nếu quá trình trong máy nén xảy ra theo đẳng entropy 1-2' thì sự tổn thất năng lượng toàn phần bằng diện tích 1-2'-3-4-5, tức là nhỏ hơn một diện tích 2'-2-6-5. Suy ra, sự tăng năng lượng, tổn thất từ máy nén, khi chuyển từ quá trình đẳng entropy sang quá trình đa biến thực với $n > k$, gây nên sự tăng tiêu thụ năng lượng bằng diện tích 2'-2-6-5. Rõ ràng, diện tích 1-2'-2 là năng lượng hao phí phụ trong quá trình nén và quá trình giãn nở thể tích, xuất hiện do kết quả của quá trình làm nóng khí do ma sát và tạo xoáy.

Đối với các quá trình đẳng entropy và đẳng nhiệt biểu diễn trên đồ thị T-S (Hình 6.5c, d) có thể nhận thấy sự thay đổi năng lượng tương ứng. Về lý thuyết, tổn thất trong quá trình nén đẳng nhiệt là thấp nhất, biểu thị bằng diện tích 1-2-4-5.

Đồ thị p-v: trong một số trường hợp, các quá trình của máy nén có thể biểu diễn trên đồ thị p-v (áp suất - thể tích riêng) (Hình 6.6).

Trên đồ thị này, p_1 và p_2 là các áp suất trước và sau khi nén, đường 4-1 là quá trình hút khí vào bình chứa, các đường 1-2 là quá trình nén tùy theo quá trình nhiệt động học được áp dụng.

Đường 1-2, quá trình nén đa biến với $n < k$;



Hình 6.6 – Đồ thị p-v

Đường 2-3, quá trình làm lạnh; về lý thuyết, quá trình này xảy ra theo đường đẳng áp $p = \text{const}$, nhưng thực tế thường không hoàn toàn là đẳng áp.

Đường 1-2', biểu thị quá trình nén đẳng entropi;

Đường 1-2'', biểu thị quá trình nén đẳng nhiệt;

Đường 1-2''', biểu thị quá trình nén đa biến với $n > k$.

Phương trình năng lượng (công nén)

a- Công nén của quá trình đa biến

Năng lượng L , hao tổn trong quá trình của máy nén, khi nén và dẫn nở 1kg khối lượng khí, được biểu diễn bằng diện tích trên đồ thị $p-v$ là diện tích giới hạn bởi các đường đẳng áp với áp suất đầu p_1 và áp suất cuối p_2 , đường nén đa biến và trục tọa độ (Hình 6.6).

Đối với quá trình đa biến:

$$L = - \int_1^2 p dv + p_2 v_2 - p_1 v_1 ; \quad (6.6)$$

(dấu trừ trước dấu tích phân biểu thị p, v nghịch biến).

Từ phương trình nén đa biến $p \cdot v^n = p_1 \cdot v_1^n$, có thể tính: $p = \frac{p_1 \cdot v_1^n}{v^n}$

Thay vào phương trình (6.6):

$$L = -p_1 \cdot v_1^n \int_1^2 \frac{dv}{v^n} + p_2 \cdot v_2 - p_1 \cdot v_1$$

Biến đổi như sau:

$$\int_1^2 \frac{dv}{v^n} = \int_1^2 v^{-n} dv = \frac{v^{-n+1}}{-n+1} = -\frac{1}{n-1} \left(\frac{1}{v_2^{n-1}} - \frac{1}{v_1^{n-1}} \right)$$

Số hạng thứ nhất trong phương trình (6.6) sẽ là:

$$- \int_1^2 p dv = -p_1 v_1^n \int_1^2 \frac{dv}{v^n} = \frac{1}{n-1} \left(\frac{p_2 v_2^n}{v_2^{n-1}} - \frac{p_1 v_1^n}{v_1^{n-1}} \right) = \frac{1}{n-1} (p_2 v_2 - p_1 v_1)$$

Do đó biểu thức năng lượng của quá trình đa biến sẽ là:

$$\begin{aligned} L &= \frac{1}{n-1} (p_2 v_2 - p_1 v_1) + p_2 v_2 - p_1 v_1 = \frac{n}{n-1} (p_2 v_2 - p_1 v_1) \\ &= \frac{n}{n-1} p_1 v_1 \left(\frac{p_2 v_2}{p_1 v_1} - 1 \right) \end{aligned}$$

Có thể sử dụng các công thức nhiệt động học của quá trình đa biến:

$$\left(\frac{v_2}{v_1}\right)^n = \frac{p_1}{p_2} \text{ hay } \frac{v_2}{v_1} = \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{1}{n}} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{-\frac{1}{n}}$$

Như vậy: $\frac{p_2 v_2}{p_1 v_1} = \frac{p_2}{p_1} \cdot \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{-\frac{1}{n}} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{1-\frac{1}{n}} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}}$

Hay:
$$L = \frac{n}{n-1} p_1 v_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (6.7)$$

Quan hệ giữa áp suất và nhiệt độ trong quá trình đa biến được xác định bằng tỷ số:

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\frac{n}{n-1}} \quad (6.8)$$

Vì vậy:
$$L = \frac{n}{n-1} p_1 v_1 \left(\frac{T_2}{T_1} - 1 \right) \quad (6.9)$$

Kết hợp phương trình trạng thái lý tưởng $p_1 v_1 = RT_1$:

$$L = \frac{n}{n-1} R (T_2 - T_1) \quad (6.10)$$

b- Công nén của quá trình đẳng entrôpi (đoạn nhiệt)

Phương trình đa biến và đẳng entrôpi (6.3) và (6.4) hoàn toàn tương tự, chỉ khác ở chỉ số. Vì vậy đối với quá trình đẳng entrôpi có thể viết phương trình:

$$L_{de} = \frac{k}{k-1} p_1 v_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (6.11)$$

Nếu áp dụng tỷ số:
$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{T_{2de}}{T_1}\right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (6.12)$$

Sẽ có:
$$L_{de} = \frac{k}{k-1} p_1 v_1 \left(\frac{T_{2de}}{T_1} - 1 \right) \quad (6.13)$$

$$\text{Hay:} \quad L_{de} = \frac{k}{k-1} R(T_{2de} - T_1) \quad (6.14)$$

$$\text{Do} \quad R = C_p - C_v \text{ và } k = \frac{C_p}{C_v}.$$

Với R - hằng số khí lý tưởng
 C_p - nhiệt dung đẳng áp
 C_v - nhiệt dung đẳng tích
 k - số mũ đoạn nhiệt

Phương trình (6.14) có thể viết là:

$$L_{de} = C_p (T_{2de} - T_1) = i_{2de} - i_1 \quad (6.15)$$

Phương trình này biểu diễn công của quá trình đẳng entrôpi của máy nén theo entanpi đầu và cuối của khí bị nén.

c- Công nén của quá trình đẳng nhiệt

Từ đồ thị p-v:

$$pv = p_1 v_1 = p_2 v_2$$

Thay vào phương trình (6.6):

$$L_{dn} = - \int_1^2 p dv$$

Quá trình đẳng nhiệt, thỏa mãn biểu thức:

$$pv = p_1 v_1 \Leftrightarrow p = \frac{p_1 v_1}{v}$$

Suy ra:

$$L_{dn} = -p_1 v_1 \int_1^2 \frac{dv}{v} = -p_1 v_1 \ln v \Big|_1^2 = -p_1 v_1 \ln \frac{v_2}{v_1} = p_1 v_1 \ln \frac{v_1}{v_2} = p_1 v_1 \ln \frac{p_2}{p_1}$$

$$\text{Hay:} \quad L_{dn} = p_1 v_1 \ln \frac{p_2}{p_1} \quad (6.16)$$

Có thể nhận xét các biểu thức nêu trên cho phép xác định sự tiêu hao năng lượng để duy trì các quá trình của máy nén, nhưng không cho biết sự phân bố năng lượng tiêu hao cho sự thay đổi các thông số riêng rẽ của quá trình.

Để xác định được sự phân bố năng lượng cho sự thay đổi của các thông số, cần sử dụng điều kiện bảo toàn năng lượng, trong đó năng

lượng tiêu hao trong các quá trình của máy nén dùng để thay đổi entanpi, động năng của khí, và để khắc phục mất mát vào môi trường bên ngoài.

Điều kiện này có thể viết ở dạng tổng quát nhất đó là phương trình cân bằng năng lượng của các quá trình trong máy nén:

$$i_1 + \frac{c_1^2}{2} + L = i_2 + \frac{c_2^2}{2} + q \quad (6.17)$$

$$\text{Hay là: } L = i_2 - i_1 + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + q = C_p(T_2 - T_1) + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + q \quad (6.18)$$

Trong lý thuyết và tính toán máy nén còn sử dụng các *thông số hãm*:

Nếu một *dòng khí đẳng entrôpi* có nhiệt độ T và vận tốc C được hãm một cách hoàn toàn, toàn bộ động năng được chuyển thành nhiệt lượng và nhiệt độ của khí tăng đến T^* , thì T^* được gọi là *nhiệt độ hãm*. Lúc đó cân bằng năng lượng sẽ là:

$$C_p T + \frac{c^2}{2} = C_p T^*$$

$$\Rightarrow T^* = T + \frac{c^2}{2C_p} \quad (6.19)$$

Năng lượng riêng của quá trình đẳng entrôpi được biểu diễn theo nhiệt độ hãm là:

$$L_{de} = C_p(T_2^* - T_1^*) = i_2^* - i_1^* \quad (6.20)$$

Áp suất hãm được xác định theo công thức:

$$p^* = p \left(\frac{T^*}{T} \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (6.21)$$

Công suất của máy nén

$$N = \frac{\rho \cdot Q \cdot L}{1000 \cdot \eta_o \cdot \eta_{CK}}; \text{ kW} \quad (6.22)$$

Trong đó:

- ρ - khối lượng riêng của khí lúc vào máy nén (kg/m^3)
- Q - lưu lượng thể tích của máy nén (m^3/s)
- L - năng lượng riêng của quá trình máy nén (J/kg)

- η_o - hiệu suất thể tích, khi tính đến mất mát thể tích khí do sự rò rỉ qua các vách làm kín
- η_{ck} - hiệu suất cơ khí do khắc phục ma sát cơ khí và truyền dẫn của các cơ cấu cơ học (chẳng hạn, bơm dầu, quạt, bơm của hệ thống lạnh,...)

Hiệu suất của máy nén

Hiệu quả của máy nén không thể đánh giá bằng hiệu suất năng lượng thông thường, thông qua tỷ số giữa năng lượng khí nhận được với năng lượng bị tiêu hao để duy trì quá trình của máy nén.

Từ phương trình (6.18):

+ Năng lượng bị tiêu hao:

$$L = C_p(T_2 - T_1) + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + q$$

Với điều kiện: $c_1 = c_2$ (giả thiết vận tốc khí không đổi)

$$L = C_p(T_2 - T_1) + q$$

+ Năng lượng khí nhận được trong quá trình của máy nén:

$$L - q = C_p(T_2 - T_1)$$

Hiệu suất năng lượng của máy nén:

$$\eta = \frac{C_p(T_2 - T_1)}{C_p(T_2 - T_1) + q} \quad (6.23)$$

Khi ứng dụng biểu thức này đối với quá trình đẳng nhiệt của máy nén với $T_1 = T_2$, kết quả sẽ là $\eta = 0$.

Như đã chứng minh, trong tất cả các quá trình có thể xảy ra trong máy nén, thì quá trình đẳng nhiệt là quá trình tiêu hao năng lượng ít nhất, kinh tế nhất. Nhưng theo (6.23), kết quả lại là $\eta = 0$.

Vậy nguyên nhân là đâu?

Như đã biết, trong quá trình đẳng nhiệt của máy nén, $C_p(T_2 - T_1) = 0$, suy ra entanpi của khí, khi coi đó là đơn vị đo năng lượng, là không đổi. Mặt khác, đối với các quá trình nén khí, khi entanpi bảo toàn giá trị, quá trình của máy nén sẽ chuyển sang mức thể năng mới, tương ứng với áp suất p_2 cao hơn và cho phép khí có thể thực hiện công khi giãn nở đến áp suất ban đầu.

Do vậy, sự đánh giá năng lượng khí nhận được trong quá trình

của máy nén bằng sự thay đổi entanpi là không có ý nghĩa, vì vậy khi bảo toàn entanpi không đổi thì khả năng thực hiện công của khí tăng lên. Từ đây có thể kết luận, *không cho phép đánh giá sự hoàn thiện của máy nén bằng giá trị của hiệu suất năng lượng thông thường.*

Sự hoàn thiện của máy nén được đánh giá bằng *hiệu suất nhiệt động tương đối*. Đó là *hiệu suất đẳng nhiệt* η_{dn} và *hiệu suất đẳng entrôpi* η_{de} .

- Nếu quá trình đa biến thực xảy ra với chỉ số n , với năng lượng riêng L :

$$\eta_{dn} = \frac{L_{dn}}{L} \quad (6.24)$$

$$\eta_{de} = \frac{L_{de}}{L} \quad (6.25)$$

- η_{dn} dùng để đánh giá máy nén có quá trình làm lạnh mạnh bằng nước (ví dụ, máy nén piston và roto). Đối với loại máy nén này, quá trình đẳng nhiệt có năng lượng riêng nhỏ nhất và là quá trình chuẩn của máy.
- Loại máy nén có làm lạnh yếu (ví dụ, máy nén ly tâm và máy nén trục) được đánh giá nhờ η_{de} . Có nghĩa là đối với những loại máy này, quá trình đẳng entrôpi là quá trình chuẩn và hoàn thiện nhất.

Quan hệ giữa hiệu suất đẳng entrôpi tương đối với các thông số hãm của quá trình.

Từ các phương trình (6.1) và (6.11):

$$p = \rho.R.T$$

$$L_{de} = \frac{k}{k-1} p_1 v_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$$

Do đó:

$$L_{de} = \frac{k}{k-1} R T_1^* \left[\left(\frac{p_2^*}{p_1^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] = C_p T_1^* \left[\left(\frac{p_2^*}{p_1^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$$

Quá trình thực là đa biến và theo biểu thức (6.18):

$$L = C_p (T_2 - T_1) + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + q$$

Khi viết theo thông số hãm với điều kiện $q = 0$:

$$L = C_p (T_2^* - T_1^*) \quad (6.26)$$

Từ hai biểu thức này:

$$\eta_{de} = \frac{L_{de}}{L} = \frac{\left(\frac{p_2^*}{p_1^*}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\frac{T_2^*}{T_1^*} - 1} \quad (6.27)$$

Công thức dùng để tính hiệu suất đẳng nhiệt tương đối, để đánh giá máy nén thể tích một cấp có làm lạnh mạnh bằng nước, có thể xác định từ các biểu thức (6.16) và (6.26):

$$L_{dn} = p_1 v_1 \ln \frac{p_2}{p_1}; \quad L = C_p (T_2 - T_1)$$

$$\text{Vậy:} \quad \eta_{dn} = \frac{R \ln \frac{p_2}{p_1}}{C_p \left(\frac{T_2}{T_1} - 1 \right)} \quad (6.28)$$

Chú ý, trong trường hợp này thông số hãm không có ý nghĩa, vì mở đầu và kết thúc quá trình nén, vận tốc dòng khí không đáng kể.

Làm lạnh trung gian và nén nhiều cấp

Áp suất do máy nén tạo ra khi làm việc trong sơ đồ công nghệ sản xuất đạt tới những giá trị rất lớn. Mặt khác, máy nén một cấp hầu như không thể tạo ra áp suất cao.

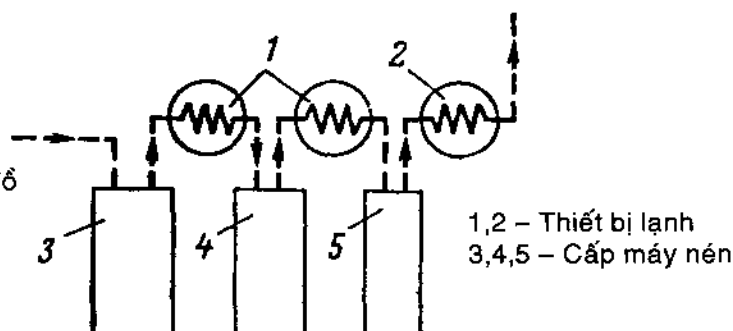
Nguyên nhân:

- Trong máy nén thể tích: sự tăng quá mức nhiệt độ ở cuối quá trình nén, gây ra tổn thất lớn và không thể thiết kế máy nén đủ mạnh.
- Trong máy nén cánh dẫn: không cho phép vận tốc cánh dẫn quá lớn, vì cánh dẫn được làm từ những vật liệu có độ bền xác định.

Vì vậy, để tăng áp suất trong quá trình nén có thể áp dụng các biện pháp:

- Làm lạnh khí trong quá trình nén.
- Nén khí qua các cấp nối tiếp, đồng thời thực hiện giảm nhiệt độ khí ở thiết bị lạnh trung gian giữa các cấp nén khí.

Hình 6.7 – Sơ đồ nén nhiều cấp



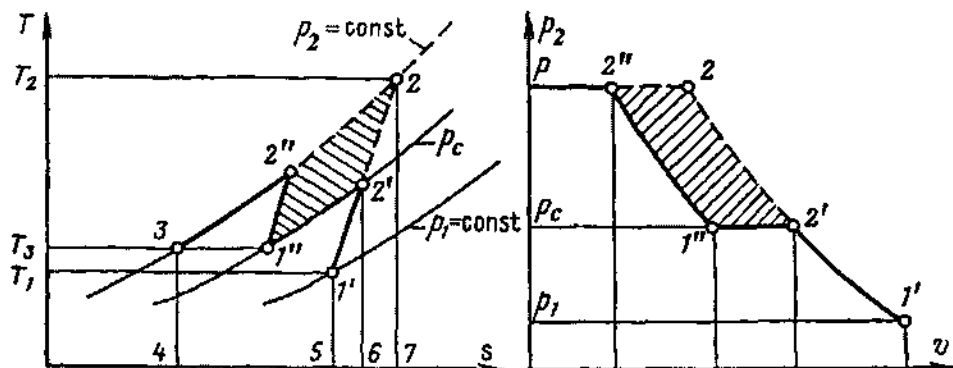
Sơ đồ chung của máy nén khí nhiều cấp được nêu trên Hình 6.7.

Sử dụng máy nén đa cấp với sự làm lạnh khí ở những thiết bị lạnh (TBL) giữa các cấp cho phép tiết kiệm năng lượng phải tiêu hao để dẫn động máy nén. Điều này thấy rõ trên đồ thị T-S và p-v của máy nén hai cấp (Hình 6.8).

Nếu quá trình nén tiến hành trong một cấp, đường nén 1'-2 được biểu thị bằng đường đa biến có $n > k$. Khi nén hai cấp cũng trong khoảng áp suất ấy, đường nén sẽ là đường gấp khúc 1'-2'-1''-2'', gồm hai đường đa biến 1'-2' và 1''-2'', và một đường đẳng áp 2'-1'', là quá trình làm lạnh ở thiết bị lạnh giữa hai cấp với áp suất $p_c = \text{const}$. Trong hai đồ thị, năng lượng tiết kiệm được từ quá trình nén hai cấp có làm lạnh trung gian được biểu diễn bằng diện tích 1''-2'-2''.

Trong máy nén hiện đại, thường sử dụng:

1. Làm lạnh máy nén bằng cách đưa nước vào khoang được chế tạo đặc biệt trong vỏ đúc, được gọi là *làm lạnh trong*. Phương pháp này cải thiện các điều kiện tra dầu mỡ của máy nén piston, nhưng không thể tiết kiệm năng lượng và đưa quá trình nén về gần với đẳng nhiệt. Nguyên nhân là rất khó bảo đảm trao đổi nhiệt một cách hiệu quả giữa các dòng khí và nước lạnh.



Hình 6.8 – Đồ thị T-S và p-v khi nén hai cấp

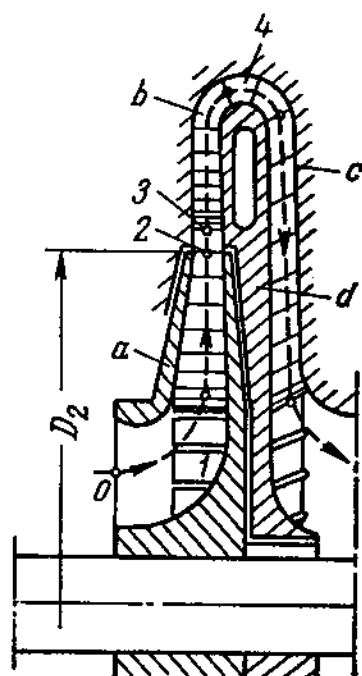
2. Làm lạnh ở trong thiết bị lạnh được đặt ở giữa hai cấp riêng rẽ được gọi là *làm lạnh ngoài* hoặc *làm lạnh trung gian*. Thiết bị lạnh (trao đổi nhiệt) dạng ống đối lưu có bề mặt tiếp xúc lớn cho phép tận dụng một phần năng lượng tổn thất. Trong các máy nén ly tâm, các thiết bị lạnh thường được phân bố giữa các nhóm cấp để đơn giản hóa kết cấu của thiết bị.
3. *Làm lạnh liên hợp* là kết hợp cả làm lạnh trong và làm lạnh ngoài. Phương pháp này có hiệu quả lớn nhất và được sử dụng rất rộng rãi mặc dù kết cấu phức tạp và tăng giá thành thiết bị.
4. Làm lạnh bằng *sự phun nước lạnh vào dòng khí trước cấp thứ nhất* của máy nén. Với phương pháp này nhiệt lượng khí được tiêu hao từng phần để làm bay hơi nước làm lạnh và nhiệt độ cuối quá trình nén bị giảm khá nhiều. Nhược điểm của phương pháp này là làm ẩm khí, do đó không thể áp dụng trong một số trường hợp.

Chương VII. MÁY NÉN CÁNH DẪN

MÁY NÉN CÁNH DẪN LY TÂM

Nguyên lý làm việc của máy nén ly tâm

Trên Hình 7.1 là sơ đồ đơn giản của bánh công tác trong máy nén ly tâm. Khí đi vào bánh công tác a theo hướng trục, sau đó quay theo góc 90° và đi vào rãnh cánh. Rãnh cánh gồm đĩa chính, các cánh dẫn và đĩa phụ.



- a. Bánh công tác
- b. Ống tăng áp
- c. Rãnh cánh hướng quay
- d. Rãnh cánh hướng ngược
- e. Đoạn vào

Hình 7.1 – Sơ đồ nguyên lý của cấp máy nén ly tâm

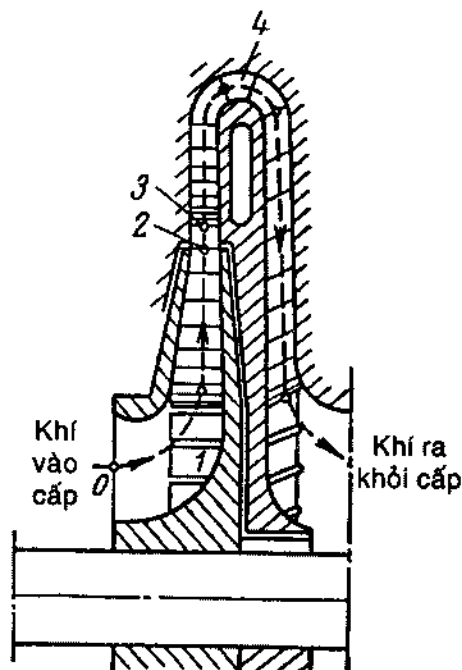
Cánh dẫn trong khi quay truyền chuyển động quay cho dòng khí. Ở đây lực ly tâm xuất hiện và đẩy các phân tử khí chuyển động từ trong ra ngoài và khí bị nén lại. Chuyển động tương đối của dòng khí trong máy nén ly tâm theo đường xoắn ốc. Sau khi ra khỏi bánh công tác, khí bị nén đi vào ống tăng áp b bao quanh bánh công tác. Ở đây động năng biến thành thế năng, tức là áp lực tĩnh của không khí nén tăng. Ống tăng áp có thể có cánh hướng hoặc không có cánh hướng. Trong ống này khí nén cũng chuyển động theo đường xoắn ốc.

Nhờ có các cánh quạt hướng quay c và cánh quạt hướng ngược d, khí nén được đưa vào bánh công tác qua tầng sau. Ở các cánh dẫn này dòng cũng bị xoắn theo chuyển động xoắn ốc. Đoạn vào e đảm bảo khí nén đi vào bánh công tác ở tầng sau một cách đồng đều.

Tầng (hay cấp) máy nén bao gồm bánh công tác, ống tăng áp, các cánh định hướng xuôi và ngược.

Phương trình làm việc của cấp máy nén

Khi cho dòng khí chảy qua rãnh cánh của từng cấp, trạng thái của dòng khí thay đổi do có sự trao đổi năng lượng giữa dòng khí và bánh công tác, do ma sát khí, do sự tạo xoáy, và do có trao đổi nhiệt với môi trường bên ngoài máy nén (Hình 7.2).



Hình 7.2 – Sơ đồ chuyển động của dòng khí trong cấp nén

Từ Hình 7.2 có thể viết phương trình cân bằng của dòng khí trên đoạn 1-2(J/kg):

Năng lượng của khí tại mặt cắt 1 ở cửa vào bánh công tác trong kênh giữa cánh dẫn:

$$L_1 = \frac{c_1^2}{2} + C_p T_1$$

Năng lượng các cánh dẫn công tác truyền cho dòng khí tuân theo phương trình Euler:

$$L = u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}$$

Năng lượng của khí ở tiết diện ra giữa các rãnh cánh dẫn:

$$L_2 = \frac{c_2^2}{2} + C_p T_2$$

Nếu qua bánh công tác, nhiệt lượng được truyền từ khí ra môi trường bên ngoài là q , thì phương trình cân bằng năng lượng là:

$$L_1 + L - q = L_2$$

$$\text{Hay: } \frac{c_1^2}{2} + C_p T_1 + (u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}) - q = \frac{c_2^2}{2} + C_p T_2$$

Suy ra, nhiệt độ nén cuối cùng ở bánh công tác là:

$$T_{2de} = T_1 + \frac{1}{2C_p} [c_1^2 - c_2^2 + 2(u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u})] - \frac{q}{C_p} \quad (7.1)$$

Giả sử quá trình là đẳng entropy:

$$T_{2de} = T_1 + \frac{1}{2C_p} [c_1^2 - c_2^2 + 2(u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u})] \quad (7.2)$$

Ngoài ra, khi nén đẳng entropy còn có:

$$\frac{T_{2de}}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

Từ phương trình (7.2) suy ra:

$$p_2 = p_1 \left\{ 1 + \frac{1}{2C_p T_1} [c_1^2 - c_2^2 + 2(u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u})] \right\}^{\frac{k}{k-1}} \quad (7.3)$$

Phương trình (7.2) và (7.3) liên hệ các yếu tố nhiệt độ T , p , và C_p với các kích thước hình học, số vòng quay, và dạng cánh dẫn bánh công tác của máy nén. Các phương trình này chỉ có tính lý thuyết, không phù hợp với thực nghiệm, vì quá trình nén thực trong bánh công tác không phải là đẳng entropy.

Vận tốc lớn của dòng khí ở giữa các rãnh cánh của cấp nén gây nên các tổn thất đáng kể do ma sát, tạo xoáy, và sự chuyển hóa một phần năng lượng của dòng khí thành nhiệt lượng. Điều này dẫn đến quá trình nén thực có dạng quá trình đa biến với chỉ số n :

$$pv^n = \text{const}$$

Ngoài ra, có thể giả thiết sự tản nhiệt từ dòng khí ở trong bánh công tác và môi trường bên ngoài không đáng kể. Đối với quá trình nén trong trường hợp này có thể cho $q = 0$ và:

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{n}{n-1}} \quad (7.4)$$

Với $n = 1,5 \div 1,62$

Trong thực tế tính toán và đánh giá cấp của máy nén cánh dẫn ly tâm có làm lạnh yếu, có thể sử dụng hiệu suất đẳng entropy ($\eta_{de} = L_{de}/L$).

Từ hai công thức (7.1) và (7.4) với $q = 0$, và sử dụng biểu thức η_{de} qua cấp nén với các quá trình đẳng entropy và đa biến, sẽ nhận được:

$$p_2 = p_1 \left\{ 1 + \frac{\eta_{de}}{2C_p T_1} [c_1^2 - c_2^2 + 2(u_1 c_{2u} - u_1 c_{1u})] \right\}^{\frac{n}{n-1}} \quad (7.5)$$

$$\eta_{de} = 0,8 \div 0,9$$

Phương trình (7.5) có thể sử dụng để tính toán áp suất cuối trong bánh công tác của cấp máy nén.

Thiết bị định hướng

Trong các thiết bị định hướng của bánh công tác, năng lượng không được truyền cho dòng khí từ bên ngoài. Ở đây chỉ xảy ra sự biến đổi động năng thành thế năng hoặc ngược lại.

Nếu giả thiết sự trao đổi nhiệt với môi trường bên ngoài là không đáng kể, cân bằng năng lượng của dòng trên đoạn 3-4 (Hình 7.2) sẽ là:

$$C_p T_3 + \frac{c_3^2}{2} = C_p T_4 + \frac{c_4^2}{2} \quad (7.6)$$

Từ đây suy ra:

$$\frac{T_4}{T_3} = 1 + \frac{c_3^2}{2C_p T_3} \left(1 - \frac{c_4^2}{c_3^2} \right) \quad (7.7)$$

Từ định luật: $R \cdot c_u = \text{const}$, suy ra:

$$\frac{c_4}{c_3} = \frac{R_3}{R_4}; \quad R_3, R_4 - \text{các bán kính.}$$

$$\text{Do đó: } \frac{T_4}{T_3} = 1 + \frac{c_3^2}{2C_p T_3} \left(1 - \frac{R_3^2}{R_4^2} \right) \quad (7.8)$$

Giả sử quá trình là đa biến, với: $\frac{p_4}{p_3} = \left(\frac{T_4}{T_3} \right)^{\frac{n}{n-1}}$; suy ra:

$$p_4 = p_3 \left[1 + \frac{c_3^2}{2C_p T_3} \left(1 - \frac{R_3^2}{R_4^2} \right) \right]^{\frac{n}{n-1}} \quad (7.9)$$

Chỉ số n phụ thuộc vào điều kiện làm lạnh và đối với kết cấu máy nén thường sử dụng $n = 1,5$.

Tính toán lại đường đặc tính

a- Khi thay đổi số vòng quay: (ứng dụng đồng dạng)

Cho đường đặc tính của máy nén với số vòng quay n_a . Yêu cầu dựng lại đường đặc tính với số vòng quay n_b nhỏ hơn hoặc lớn hơn n_a , khi thành phần khí và các thông số ban đầu không đổi.

Lưu lượng của máy nén được xác định theo phương trình liên tục bằng giá trị của vận tốc tuyệt đối, vận tốc này theo điều kiện đồng dạng động học tỷ lệ với vận tốc vòng, do đó tỷ lệ với số vòng quay. Vì vậy với hệ số nén không lớn, để tính toán lại lưu lượng có thể sử dụng công thức đồng dạng thông thường:

$$Q_b = Q_a \cdot \frac{n_b}{n_a} \quad (7.10)$$

Tính toán lưu lượng theo biểu thức (7.10) có độ chính xác không cao, sai số càng lớn khi hệ số tăng áp càng cao.

Từ phương trình cân bằng năng lượng của quá trình trong máy nén (quan hệ giữa thế năng cung cấp cho cánh dẫn với năng lượng của dòng khí trong máy nén), suy ra trong quá trình đẳng entropy:

$$\left(\varepsilon_a^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) = n^2$$

n - số vòng quay của trục máy nén.

Vì vậy, với hai số vòng quay n_a và n_b , có thể chấp nhận quan hệ:

$$\frac{\varepsilon_a^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\varepsilon_b^{\frac{k-1}{k}} - 1} = \frac{n_a^2}{n_b^2} \quad (7.11)$$

Suy ra, hệ số tăng áp với số vòng quay n_b :

$$\varepsilon_b = \left[1 + \left(\frac{n_b}{n_a} \right)^2 \left(\varepsilon_a^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \right]^{\frac{k}{k-1}} \quad (7.12)$$

Đối với máy nén không khí, công thức (7.12) có thể viết gần đúng như sau:

$$\varepsilon_b \approx \left[1 + \left(\frac{n_b}{n_a} \right)^2 \left(\sqrt[3]{\varepsilon_a} - 1 \right) \right]^3 \quad (7.13)$$

Theo các giá trị lưu lượng đã tính toán tương ứng với ε_b , có thể tính áp suất $p_b = p_1 \cdot \varepsilon_b$ và xây dựng đường đặc tính cho chế độ ứng với n_b .

Để đơn giản và áp dụng công suất của máy nén tỷ lệ với khối lượng riêng của khí, công suất của chế độ b được tính theo công thức gần đúng như sau:

$$N_b = \frac{\rho_b}{\rho_a} \left(\frac{n_b}{n_a} \right)^3 N_a \quad (7.14)$$

b- Khi thay đổi tính chất vật lý của khí

Tính chất vật lý của khí sử dụng trong bài toán đang xét được đặc trưng bằng các giá trị R , $k = C_p/C_v$, v .

Đường đặc tính đã cho của máy nén với nhiệt độ và áp suất ban đầu là T_{2a} và p_{1a} , làm việc với số vòng quay n_a với khí có các hằng số là R_a , k_a , v_a .

Yêu cầu tính toán lại đường đặc tính làm việc của máy nén khi số vòng quay không đổi, nhưng khí có các hằng số R_b , k_b , v_b và các thông số ban đầu là T_{2b} và p_{1b} .

Trường hợp thường gặp nhất là máy nén làm việc với khí phân tử 2-nguyên tử, do đó có thể áp dụng số mũ đẳng entropy $k_a = k_b = 1,41$.

Do tốc độ dòng khí không cao, có thể bỏ qua chỉ số Re và ảnh hưởng của độ nhớt.

Điều kiện tương tự cho phép xác định hệ số lưu lượng là không đổi. Vì vậy:

$$\frac{c_{1a}}{u_{1a}} = \frac{c_{1b}}{u_{1b}} \text{ hay } c_{1a} = c_{1b}$$

Từ đó suy ra: $S_1 c_{1a} = S_1 c_{1b}$ hay $Q_{1a} = Q_{1b}$

Sự thay đổi các hằng số khí và nhiệt độ đầu không ảnh hưởng đến lưu lượng thể tích của máy nén.

Giả sử năng lượng riêng của các quá trình trong máy nén là đẳng entropy, không phụ thuộc vào điều kiện ban đầu, có thể viết:

$$\frac{k}{k-1} R_a T_{1a} \left(\varepsilon_a^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) = \frac{k}{k-1} R_b T_{1b} \left(\varepsilon_b^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)$$

Từ đó suy ra:

$$\varepsilon_b = \left[1 + \frac{R_a T_{1a}}{R_b T_{1b}} \left(\varepsilon_a^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \right]^{\frac{k}{k-1}} \quad (7.15)$$

Hoặc ở dạng gần ước khi $k = 1,41$:

$$\varepsilon_b = \left[1 + \frac{R_a T_{1a}}{R_b T_{1b}} \left(\sqrt[3]{\varepsilon_a} - 1 \right) \right]^3 \quad (7.16)$$

Khi chọn giá trị p_a trên đường đặc tính đã cho với Q_a bất kỳ và xác định $\varepsilon_a = p_a/p_{1a}$ theo biểu thức (7.16):

$$\varepsilon_b = \frac{p_b}{p_{1b}}$$

Từ đó suy ra: $p_b = \varepsilon_b p_{1b}$

Và từ giá trị p_b đã nhận được có thể xây dựng đường đặc tính áp suất cần tìm.

Tính toán đường đặc tính công suất được tiến hành tương tự như trường hợp đường đặc tính áp suất.

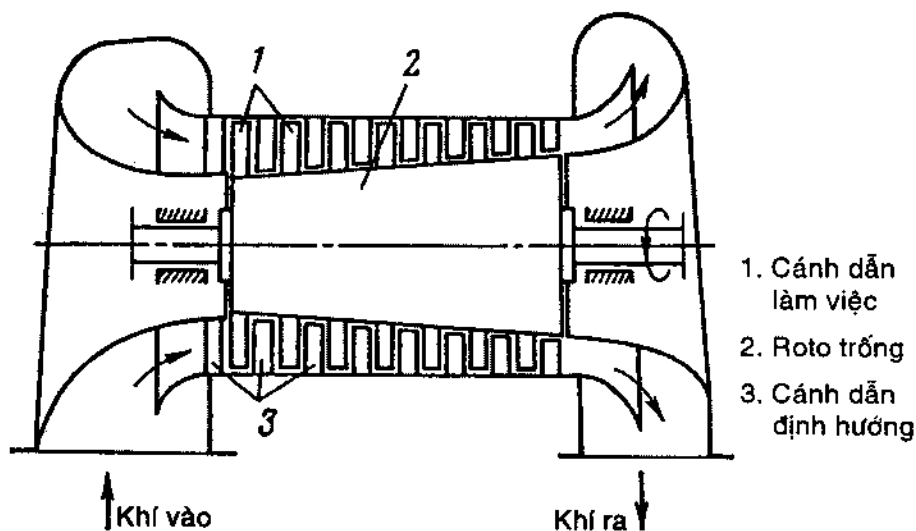
MÁY NÉN TRỰC

Cấu tạo chung của máy nén trực, cấu tạo cấp nén

Khác với máy nén ly tâm, ở máy nén trực khí nén chuyển động dọc theo trục (Hình 7.3).

Roto 1 có dạng trống. Trên roto có gắn các cánh dẫn làm việc 3. Các cánh dẫn định hướng cố định 4 được gắn trên thân máy 2. Những cánh dẫn này cũng được gắn ở trước cấp thứ nhất và sau cấp cuối cùng.

Khí có các thông số ban đầu p_1, T_1, C_1 đi vào ống vào của máy nén, sau khi đi qua tất cả các cấp, chúng sẽ đi qua ống tăng áp, sau đó đi qua ống đẩy đến nơi tiêu thụ.



Hình 7.3 – Sơ đồ cấu tạo chung của máy nén trực

Ở ống vào có các cánh hướng dòng làm cho dòng hơi ngoặt về phía quay của roto hoặc về phía ngược lại tùy theo tính chất của từng tầng. Trong một số máy nén, có thể không sử dụng bộ vào.

Trong các rãnh tăng áp trên các cánh dẫn động, năng lượng của dòng sẽ tăng, do đó áp suất và vận tốc tăng.

Khi dòng khí chuyển động qua các cánh dẫn động xuất hiện lực $P = P_x + P_y$. Lực này có hướng ngược với chiều quay của bánh công tác và tạo ra công nén.

Còn trong các rãnh của cánh định hướng chỉ có sự biến đổi động năng thành thế năng và làm cho dòng khí lưu động theo hướng xác định trước khi vào dây cánh dẫn động kế tiếp.

Cấu tạo cấp máy nén trực

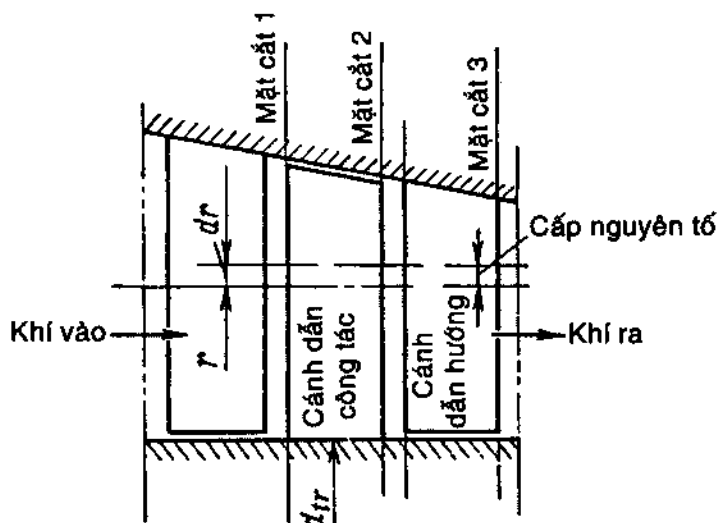
Máy nén trực thường gồm vài cấp áp suất. Mỗi cấp gồm một vành quay các cánh dẫn làm việc và một vành cố định các cánh dẫn hướng dòng tạo thành mạng cánh dẫn. Các cánh dẫn làm việc được gắn chặt vào các đĩa hay gắn chặt vào roto trống, còn các cánh dẫn hướng dòng được gắn chặt vào vỏ của máy nén (Hình 7.4).

Cấp đầu của máy nén có thể có hoặc không có cánh dẫn hướng. Còn cấp cuối cùng luôn luôn có cánh dẫn hướng dòng ra, mục đích là điều chỉnh dòng và giảm tổn thất năng lượng ở cửa ra.

Tính chất, những thông số đặc trưng

a- Năng lượng bánh công tác truyền cho dòng khí

Các cấp nén có thể được phân chia bằng mặt trụ có chiều dày Dr như sơ đồ trên Hình 7.4. Trong giới hạn chiều dài của cấp nguyên tố, các tam giác vận tốc không thay đổi.



Hình 7.4 – Sơ đồ cấu tạo cấp máy nén trục

Bán kính của cấp nguyên tố $r = \text{const}$, năng lượng các cánh dẫn công tác của máy nén trục truyền cho dòng khí, khi $u_1 = u_2 = u$ được xác định theo công thức:

$$L_1 = u(c_{2u} - c_{1u}) = u \Delta c_u \quad (7.17)$$

Khi áp dụng phương trình liên tục và biểu thức hình học giữa các tam giác vận tốc:

$$c_{1u} = u_1 - c_{1a} \cot g \beta_1$$

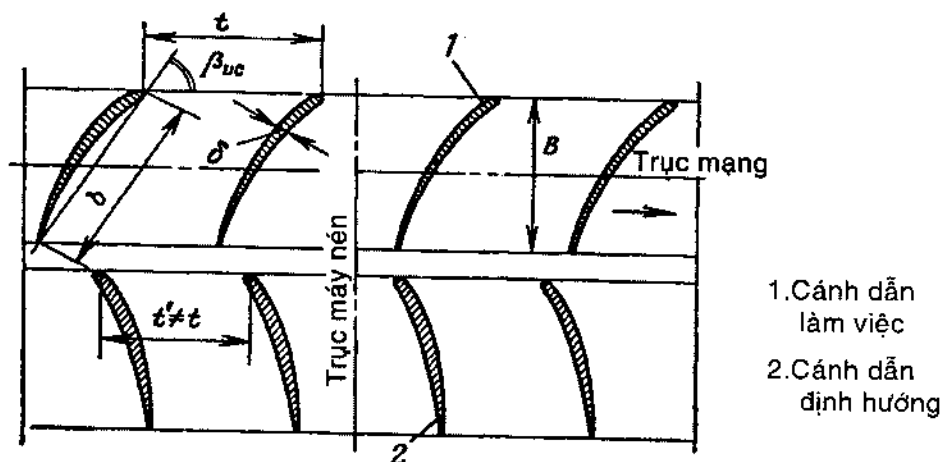
$$c_{2u} = u_2 - c_{2a} \cot g \beta_2$$

$$c_{1a} S_1 = c_{2a} S_2 \quad \text{hay} \quad \frac{c_{2a}}{c_{1a}} = \frac{S_1}{S_2}$$

Từ phương trình (7.17):

$$L_1 = u \cdot c_{1a} \left(\cot g \beta_1 - \frac{\rho_1}{\rho_2} \cot g \beta_2 \right) \quad (7.18)$$

Một cách gần đúng $S_1 \approx S_2$:



Hình 7.5 – Sơ đồ mạng biên dạng cánh của máy nén trực

$$L_1 = u.c_{1a} (\cot g \beta_1 - \cot g \beta_2) \quad (7.19)$$

Nếu giả thiết quá trình trong bánh công tác xảy ra không có tổn thất thì năng lượng cung cấp cho khí được xác định theo các phương trình (7.18), (7.19).

Như đã biết, sự gia tăng năng lượng được xác định bằng hiệu số entanpi của dòng hãm:

$$L_1 = i_2^* - i_1^*$$

$$\text{Suy ra: } u.c_a (\cot g \beta_1 - \cot g \beta_2) = i_2^* - i_1^* \quad (7.20)$$

Phương trình này biểu diễn quan hệ giữa các thông số hình học và nhiệt động học.

b- Hiệu suất có ích của cấp nguyên tố

Năng lượng máy nén cung cấp cho dòng khí để:

- Tăng áp suất
- Thay đổi động năng của dòng khí
- Khắc phục tổn thất vào môi trường bên ngoài.

Do đó, phương trình năng lượng của dòng khí có dạng:

$$L_1 = \int_1^2 \frac{dp}{\rho} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + l_n + \int_2^3 \frac{dp}{\rho} + \frac{c_3^2 - c_2^2}{2} + l_{dh} \quad (7.21)$$

với: $l_n + l_{dh} = l_c$ tổn thất năng lượng của cấp, gồm tổn thất năng lượng ở rãnh công tác l_n và ở thiết bị định hướng l_{dh} .

Phương trình cuối cùng có dạng:

$$L_1 = \int_1^3 \frac{dp}{\rho} + \frac{c_3^2 - c_1^2}{2} + l_c$$

Năng lượng thực dòng khí nhận được ở cấp của máy nén là:

$$L = L_1 - l_c = \int_1^3 \frac{dp}{\rho} + \frac{c_3^2 - c_1^2}{2} \quad (7.22)$$

Sự hoàn thiện khí động của cấp được đánh giá bằng tỷ số L/L_1 , được gọi là hiệu suất có ích nội (được ký hiệu bằng chỉ số i).

$$\eta_i = \frac{L}{L_1} = \frac{\int_1^3 \frac{dp}{\rho} + \frac{c_3^2 - c_1^2}{2}}{\int_1^3 \frac{dp}{\rho} + \frac{c_3^2 - c_1^2}{2} + l_c} \quad (7.23)$$

Nếu quá trình của cấp là đa biến, thì năng lượng riêng thực được tính theo biểu thức đã biết:

$$L = \frac{n}{n-1} RT_1 \left[\left(\frac{p_3}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] + \frac{c_3^2 - c_1^2}{2}$$

Lúc đó hiệu suất có ích nội của cấp được tính theo biểu thức (7.23), được gọi là *hiệu suất có ích nội đa biến*, ký hiệu η_{db} .

Để đánh giá sự hoàn thiện của máy nén có làm lạnh yếu thường sử dụng hiệu suất đẳng entrôpi.

Đối với cấp của máy nén trục có thể dùng hiệu suất nội đẳng entrôpi, được tính theo các thông số hãm bằng biểu thức sau:

$$\eta_{ide} = \frac{\left(\frac{p_3^*}{p_1^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\frac{T_3^*}{T_1^*} - 1} \quad (7.24)$$

$$\eta_{ide} = \frac{i_{3de}^* - i_{ide}^*}{i_3^* - i_1^*} \quad (7.25)$$

Các giá trị η_{ide} và η_{db} của cấp máy nén trục khác nhau không quá 0,5%, vì vậy cho phép sử dụng η_{ide} trong thực tế.

Đối với những cấp của máy nén trục làm việc ổn định, nén không khí, hệ số tăng áp $\varepsilon = 1,1 \div 1,3$ có thể áp dụng:

$$\eta_{ide} = 0,85 \div 0,95$$

c- Hệ số hoạt tính của cấp

Các cấp của máy nén trục được đặc trưng bằng hệ số hoạt tính.

Hệ số hoạt tính biểu thị khả năng đạt được cột áp tĩnh của bánh công tác. Hệ số hoạt tính được xác định bằng tỷ số giữa cột áp tĩnh lý thuyết với cột áp lý thuyết toàn phần đạt được bởi cánh dẫn của bánh công tác. Gọi ρ là hệ số hoạt tính:

$$\rho = \frac{H_{lout}}{H_{loa}} = \frac{L_{lout}}{L_{loa}} = \frac{u(c_{2u} - c_{1u}) - \left(\frac{c_2^2 - c_1^2}{2} \right)}{u(c_{2u} - c_{1u})}$$

Từ tam giác vận tốc:

$$c_1^2 = c_{1u}^2 + c_{1a}^2 ; \quad c_2^2 = c_{2u}^2 + c_{2a}^2$$

Vì: $c_{1a} = c_{2a}$

Vậy: $c_2^2 - c_1^2 = c_{1u}^2 - c_{2u}^2 = (c_{1u} - c_{2u})(c_{1u} + c_{2u})$

Do đó dạng đơn giản nhất của hệ số hoạt tính như sau:

$$\rho = 1 - \frac{c_{1u} + c_{2u}}{2u} \quad (7.26)$$

Các cấp của máy nén trục thường có hệ số hoạt tính $\rho = 0,5 \div 1,0$

Xét sự đặc biệt của mạng cấp có hệ số hoạt tính là 0,5; 1,0; 0,75.

Cấp có $\rho = 0,5$ (Hình 7.6)

Từ biểu thức (7.26) suy ra:

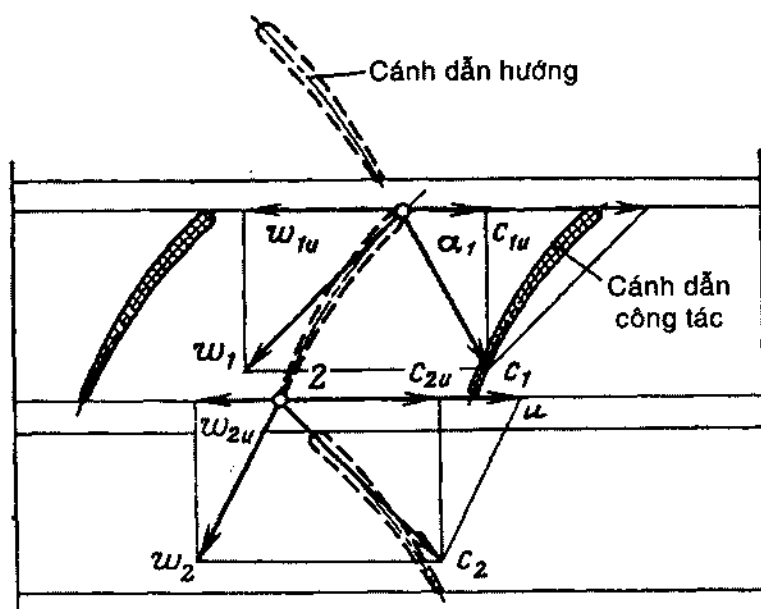
$$c_{1u} = u - c_{2u} \text{ và } c_{2u} = u - c_{1u}$$

Tam giác vận tốc thỏa mãn điều kiện này được biểu thị trên Hình 7.6. Từ đó có tỷ số:

$$w_1^2 = c_{2u}^2 + c_a^2 \text{ và } w_2^2 = c_{1u}^2 + c_a^2$$

Mạng cánh dẫn công tác làm tăng độ xoắn của dòng $c_{2u}^2 > c_{1u}^2$ suy ra $c_{1u}^2 - c_{2u}^2 < 0$ và $w_2^2 - w_1^2 < 0$. Từ đó suy ra $w_2^2 < w_1^2$.

Bất đẳng thức này cho thấy các kênh giữa cánh dẫn của bánh công tác của cấp có $\rho = 0,5$ là khuếch tán.



Hình 7.6 – Mạng cánh của cấp có $\rho = 0,5$

- Trong các ống khuếch tán xảy ra sự giảm vận tốc tương đối và biến đổi động năng của chuyển động tương đối thành thế năng.
- Hệ số hoạt tính $\rho = 0,5$ cho phép xác định quan hệ giữa các thành phần vận tốc và dạng của rãnh cánh sao cho tổn thất năng lượng trong cấp ở mức thấp nhất. Điều này giải thích sự sử dụng cấp có $\rho = 0,5$ ở loại máy nén trục ổn định.

Cấp có $\rho = 1,0$ (Hình 7.7)

Từ phương trình (7.26) áp dụng cho trường hợp này:

$$c_{1u} + c_{2u} = 0 \text{ hay } c_{1u} = -c_{2u} \text{ hay } |c_{1u}| = |c_{2u}|$$

Tam giác vận tốc ứng với trường hợp $\rho = 1,0$ được biểu diễn trên Hình 7.7.

Từ tam giác vận tốc, có thể xác định các thông số hình học sau:

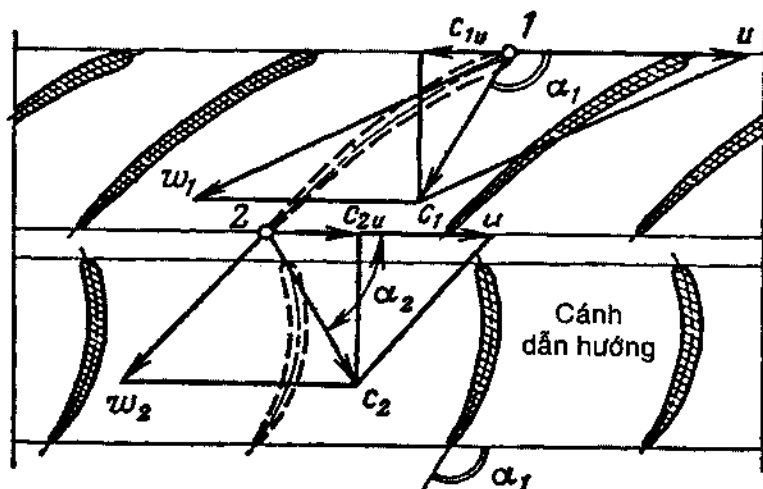
$$w_1^2 = c_a^2 + (u + c_{1u})^2$$

$$w_2^2 = c_a^2 + (u - c_{2u})^2$$

Từ đó suy ra $w_2 < w_1$

$$w_1^2 - w_2^2 = 4u.c_{1u}$$

Vì vậy sự tăng năng lượng trong quá trình nén ở bánh công tác của cấp không có tổn thất sẽ là:



Hình 7.7 – Mạng cánh của cấp có $\rho = 1,0$

$$\frac{w_1^2 - w_2^2}{2} = 2u \cdot c_{1u}$$

Từ tam giác vận tốc trên Hình 7.7 với điều kiện $|c_{1u}| = |c_{2u}|$, suy ra:

$$c_1 = c_2 \text{ hay } \frac{c_2^2 - c_1^2}{2}$$

Do đó, động năng không đổi

Đối với cấp có $\rho = 1,0$ năng lượng khí nhận được từ bánh công tác chuyển hóa hoàn toàn thành thế năng.

Trong cấp có $\rho = 1,0$ (100% hoạt tính) năng lượng nhận được ở cấp chỉ có ở dạng thế năng (áp suất). Quá trình nén xảy ra ở giữa các rãnh cánh của bánh công tác.

Trong trường hợp này, các rãnh cánh hướng dòng không làm thay đổi giá trị của vận tốc tuyệt đối, chỉ làm thay đổi hướng tương ứng với góc α_1 và α_2 .

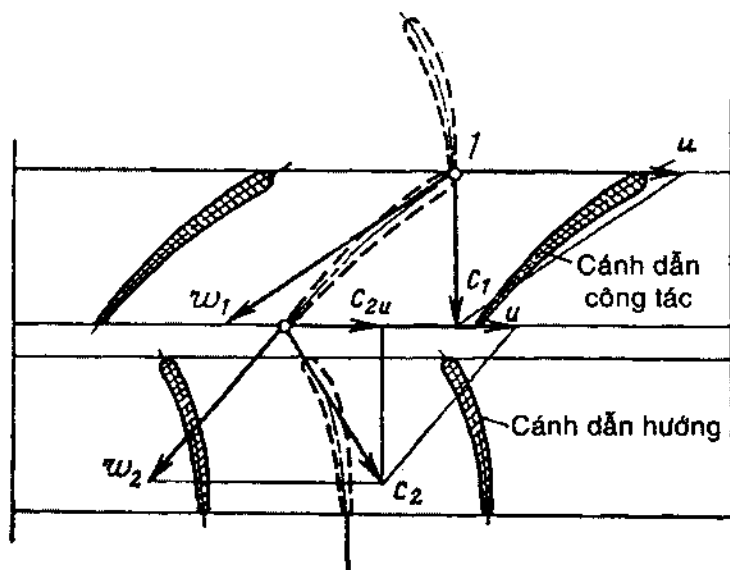
Cấp có cửa vào và cửa ra hướng trục ($\rho = 0,75$)

Xét trường hợp dòng khí đi vào một cấp, đi ra khỏi cấp đó và vào cấp nén kế tiếp theo hướng trục (Hình 7.8).

Dòng khí đi vào cấp theo hướng trục nên $c_{1u} = 0$

Giả sử $c_{2u} = 0,5u$, thay vào biểu thức (7.26):

$$\rho = 1 - \frac{c_{1u} + c_{2u}}{2u} = 1 - \frac{0,5u}{2u} = 1 - 0,25 = 0,75$$



Hình 7.8 – Mạng cánh của cấp có $\rho = 0,75$

Suy ra, ở rãnh cánh bánh công tác xảy ra sự tăng áp suất do giảm động năng của chuyển động tương đối.

Năng lượng do sự tăng áp nếu không xét tổn thất năng lượng:

$$\frac{w_1^2 - w_2^2}{2} = \frac{c_a^2 + u^2 - c_a^2 - \frac{u^2}{4}}{2} = \frac{3}{8}u^2$$

Thiết bị định hướng của cấp có $\rho = 0,75$ có tính chất của ống khuếch tán, vì vậy ở đây xảy ra sự giảm vận tốc của chuyển động tuyệt đối từ $c_2 \rightarrow c_3 = c_1$. Kết quả của điều này là sự tăng áp suất tương đương với sự giảm động năng của chuyển động tuyệt đối.

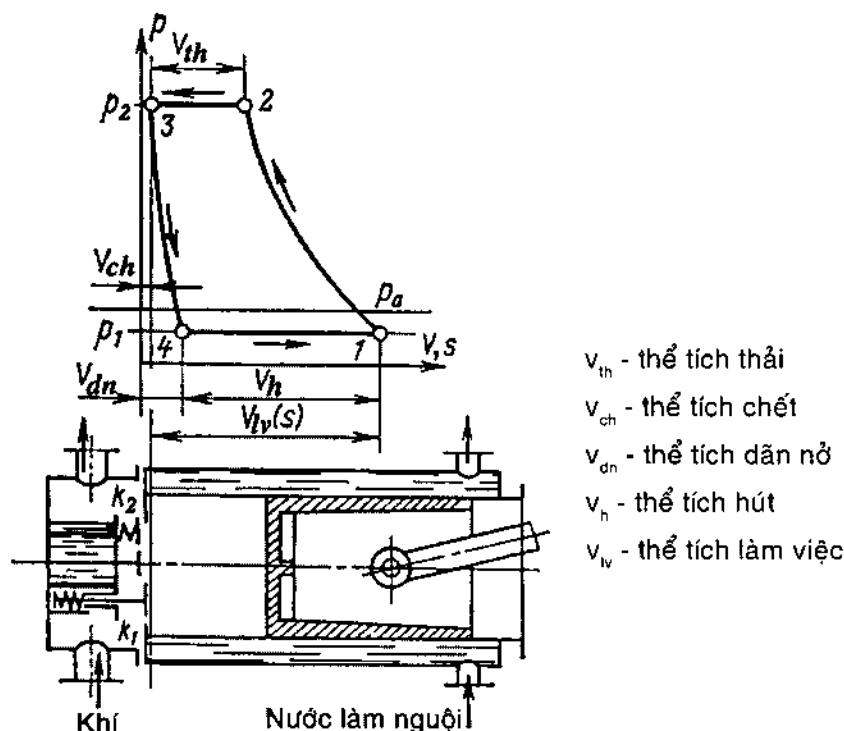
Chương VIII. MÁY NÉN THỂ TÍCH

MÁY NÉN PISTON

Đồ thị công (đồ thị chỉ thị)

Để hiểu chu trình hoạt động của máy nén khí kiểu piston-xilanh có thể sử dụng đồ thị $p = f(v)$, trong đó p là áp suất, v là thể tích khí trong xilanh thay đổi theo chuyển động của piston (Hình 8.1).

Khi piston dịch chuyển từ phải sang trái, piston nén khí trong xilanh. Van hút (còn gọi là van nạp) đóng trong suốt quá trình nén khí. Còn van đẩy đóng cho đến thời điểm hiệu số giữa áp suất trong xilanh và áp suất trong ống đẩy vượt qua lực đẩy lò xo. Khi điều này xảy ra, van đẩy mở và piston sẽ thải khí vào ống đẩy. Quá trình tăng áp suất biểu diễn trên đồ thị là đường 1-2, còn quá trình thải khí là đường 2-3 (Hình 8.1).



Hình 8.1 - Sơ đồ máy nén và đồ thị chỉ thị

Nếu p_2 là áp suất trong xilanh khi thải khí, thì thể tích khí thải với áp suất p_2 là v_{th} .

Khi nén, nhiệt độ khí tăng, nhưng nước làm lạnh không thể thu toàn bộ lượng nhiệt do quá trình nén khí thải ra. Do vậy đường nén là đường đa biến với $p v^n = \text{const}$.

Còn đường 2-3, theo lý thuyết là đường đẳng áp $p_2 = \text{const}$. Nhưng thực tế do ảnh hưởng quán tính của khối khí, do tác động của khóa và của lò xo, áp suất của khí thải liên tục thay đổi.

Khi piston đến vị trí cận trái, không thể thải được toàn bộ lượng khí, một phần khí v_{ch} vẫn còn lại trong xilanh (v_{ch} - là thể tích chết, hay thể tích có hại).

Vào đầu hành trình của piston sang phải, khóa đẩy đóng lại và một phần khí còn lại ở khoảng chết v_{ch} sẽ dẫn nổ theo đường 3-4. Đường dẫn nổ là đường đa biến có chỉ số n_p theo phương trình:

$$p \cdot v^{n_p} = \text{const} \quad (8.1)$$

Quá trình dẫn nổ tiếp tục đến khi áp suất trong xilanh giảm đến $p_1 < p_0$, p_0 - áp suất trong thể tích nạp khí.

Dưới ảnh hưởng của hiệu số áp suất $p_0 - p_1$, khóa hút mở và piston dịch chuyển sang phải, sẽ xảy ra sự hút khí (nạp khí) vào xilanh.

Áp suất p_1 luôn luôn nhỏ hơn p_0 vì có sự cản trở của tuyến hút. Quá trình hút được biểu diễn bằng đường đẳng áp 4-1.

Hình 8.1 là đồ thị $p = f(v)$ lý thuyết của máy nén.

Đồ thị thực không có các quá trình hút và thải đẳng áp, do đó hơi khác so với đồ thị lý thuyết.

Ảnh hưởng của thể tích chết

Xilanh của máy nén luôn luôn có thể tích chết. Điều này là cần thiết để tránh sự va đập của piston vào nắp máy khi piston đi đến cuối hành trình.

Khoảng không gian có hại (thể tích chết) thường được đánh giá bằng số phần trăm so với thể tích làm việc của xilanh và được gọi là thể tích tương đối của khoảng không gian chết:

$$a = \frac{v_{ch}}{v_{lv}} \quad (8.2)$$

Trong các loại máy nén một cấp hiện đại, $a = 0.025 \div 0.06$ (khi khóa được phân bố ở nắp).

Trong máy nén nhiều cấp, các khóa được phân bố ở bề mặt sườn xilanh với $a \approx 0,2$.

Sự hiện diện của khoảng không gian chết dẫn đến quá trình hút không bắt đầu tại thời điểm bắt đầu của hành trình ngược của piston, mà ở thời điểm cuối của quá trình dẫn nở (tại điểm 4). Do đó, thể tích hút v_{o1} thực tế nhỏ hơn thể tích làm việc của xilanh $v_h < v_{lv}$.

Thể tích của khoảng không gian chết có ảnh hưởng xấu đến sự thải của máy nén. Khi tăng giá trị tương đối của khoảng không gian chết có thể dẫn đến đẳng thức:

$$a \left(\varepsilon^{\frac{1}{n_p}} - 1 \right) = 1$$

và lưu lượng tính theo biểu thức (8.3) sẽ bằng 0:

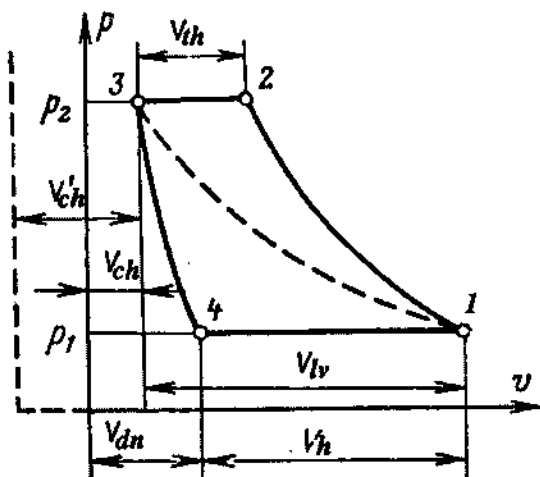
$$Q_l = \left[1 - a \left(\varepsilon^{\frac{1}{n_p}} - 1 \right) \right] \lambda_T \cdot \lambda_K \cdot v_{lv} \cdot n \quad (8.3)$$

Trong đó:

λ_T - hệ số nhiệt, tính đến ảnh hưởng của sự làm nóng khí khi hút từ bề mặt của khóa và thành xilanh;

λ_K - hệ số kín, tính đến ảnh hưởng của sự rò rỉ qua khóa và các vành đệm của piston và xilanh.

Điều này được minh họa trên Hình 8.2:



Hình 8.2 – Đồ thị chỉ thị khi thay đổi khoảng không gian chết

Khi tăng thể tích chết v_{ch} , tọa độ p dịch chuyển dần sang trái, đường nén đa biến phân bố rộng hơn và đến một giá trị giới hạn nào đó của v_{ch} điểm 2 sẽ trùng vào điểm 3. Thể tích thải bằng không, lúc đó đường nén và đường giãn nở trùng nhau, máy nén không hút, không thải.

Khoảng không gian có hại ảnh hưởng đến sự thải càng lớn khi hệ số tăng áp càng lớn, vì vậy giá trị tương đối của khoảng không gian chết được chọn càng nhỏ khi hệ số tăng áp càng lớn.

Cách bố trí máy nén nhiều cấp

Máy nén nhiều cấp được thiết kế theo hai dạng cơ bản:

- Loại có piston dạng vi sai và một số cấp nén trong một xilanh
- Loại có nhiều cấp nén trong từng xilanh riêng rẽ.

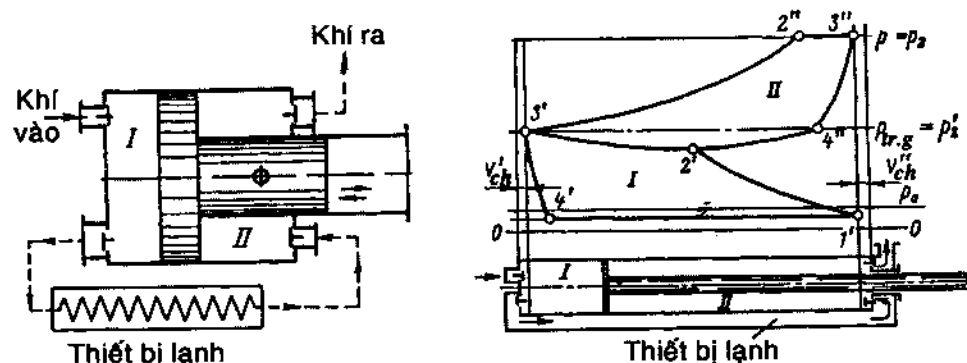
Xét các trường hợp cơ bản.

a- Máy nén hai cấp có piston vi sai tác dụng hai hướng

Trong máy nén loại này, các cấp nén được bố trí theo hai bên của piston. Nguyên lý làm việc có thể biểu diễn rõ ràng bằng đồ thị chỉ thị trên Hình 8.3, được xây dựng chung cho cả hai cấp.

Nếu giả sử máy nén hút không khí từ khí quyển, thì đường hút của cấp đầu tiên sẽ hơi thấp hơn so với đường áp suất khí quyển. Khi piston chuyển động sang phải, xảy ra quá trình hút vào cấp đầu theo đường 4'-1', nén và đẩy của cấp thứ hai theo đường 3'-2" và 2"-3".

Khi piston bắt đầu di chuyển sang trái, ở cấp đầu xảy ra quá trình nén, còn ở cấp thứ hai xảy ra quá trình giãn nở khí. Quá trình cuối xảy ra cho đến khi áp suất trong xilanh đạt tới p_2' tại điểm 4". Tại thời điểm này van hút của cấp thứ hai mở và piston, khi chuyển động sang trái, sẽ hút khí từ khoảng không gian kín của thiết bị lạnh, khi



Hình 8.3 – Sơ đồ và đồ thị công máy nén hai cấp có piston vi sai tác dụng hai hướng

đó áp suất khí sẽ giảm. Khi piston đến vị trí xác định theo điểm 2', áp suất khí ở thiết bị lạnh giảm đến mức van đẩy của cấp thứ nhất mở và khí sẽ từ cấp thứ nhất qua thiết bị lạnh vào cấp thứ hai. Áp suất khí thay đổi theo đường 2'-3'.

Vào lúc đầu của hành trình về phía bên phải, ở cấp thứ nhất xảy ra quá trình dẫn nở khí theo đường đa biến 3'-4'.

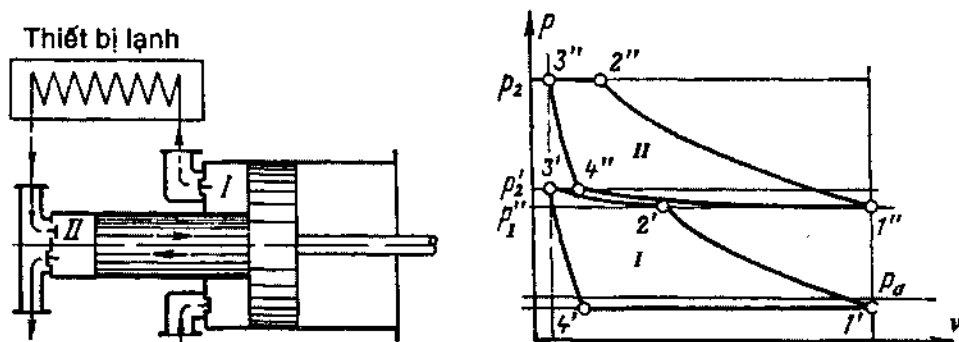
Thể tích của các xilanh của cấp một và cấp hai không bằng nhau, vì vậy đồ thị đang xét có tỷ lệ trục hoành khác nhau.

Trong máy nén loại này, quá trình nén ở các cấp được thực hiện trên các hành trình khác nhau của piston, và vì vậy, lực tác dụng lên các phần của khung kết cấu được phân bố khá đều.

b- Máy nén hai cấp có piston vi sai tác dụng một phía

Đặc trưng của máy nén loại này là sự phân bố cấp thứ nhất và cấp thứ hai theo một phía của piston; điều này dẫn đến quá trình hút cũng như quá trình đẩy xảy ra đồng thời trong cả hai cấp (Hình 8.4).

Khi bắt đầu từ điểm 3'', với chuyển động của piston về phía phải, xảy ra quá trình dẫn nở ở cấp thứ hai đến áp suất p_2 , áp suất này được tạo ở thiết bị lạnh khi piston di chuyển sang phải. Ở vị trí 4'' của piston, van hút của cấp thứ hai mở và xảy ra quá trình hút khí từ thể tích kín của thiết bị lạnh. Đây cũng là quá trình dẫn nở khí theo đường đa biến 4''-1''. Ở cuối quá trình này áp suất trong cấp thứ hai giảm đến p_1' . Khi hành trình của piston tiếp tục sang trái ở cấp thứ hai, khí bị nén theo đường 1''-2'' và được thải ra theo đường 2''-3'' vào ống đẩy. Trong thời gian này, ở cấp thứ nhất xảy ra quá trình nén đa biến 1'-2' đến áp suất p_1' . Tại điểm 2', van đẩy của cấp thứ nhất mở và khí bị đẩy từ cấp này vào khoang kín của thiết bị lạnh. Quá trình diễn ra theo đường đa biến 2'-3' và tăng áp suất từ p_1' đến p_2' . Khi



Hình 8.4 – Sơ đồ và đồ thị công máy nén hai cấp có piston vi sai tác dụng một hướng

hành trình piston sang phải, xảy ra quá trình giãn nở và hút ở cấp thứ nhất.

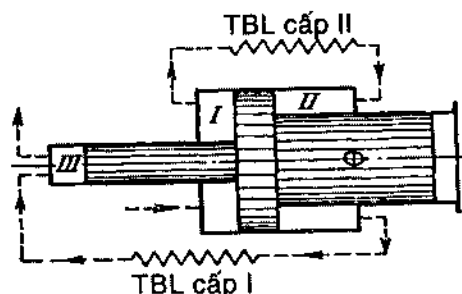
Trong máy nén loại này, các khoang của cấp một và hai luôn luôn phân cách bằng những van đóng, nhưng vẫn có những quá trình, xảy ra đồng thời ở các khoang của một cấp và của thiết bị lạnh.

Thiết bị lạnh, ngoài công dụng chính là làm lạnh khí nén, còn đóng vai trò như một bình chứa để nhận khí ra từ cấp thứ nhất, sau đó thải khí vào cấp thứ hai.

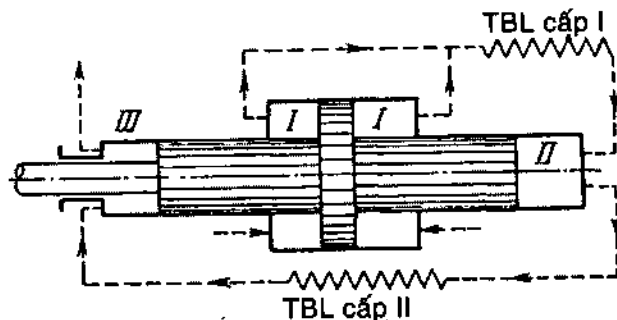
Trong máy nén có piston loại vi sai tác dụng một phía, quá trình nén và thải khí xảy ra đồng thời ở cả hai cấp, do đó trong phần khung kết cấu của máy nén sinh ra các lực lớn phân bố không đều, đòi hỏi sử dụng bánh đà có khối lượng lớn để cân bằng các lực này. Kết cấu này thường được áp dụng trong tổ hợp với sơ đồ thuận dòng đối với loại máy nén có số cấp lớn hơn hai.

c- Máy nén ba cấp có piston vi sai

Các cấp của máy nén trên Hình 8.5 được bố trí liên hợp sao cho mỗi cặp cấp cạnh nhau tạo thành máy nén hai cấp. Để bảo đảm tính kinh tế, công giữa hai cấp kế tiếp phải bằng nhau, nhưng lực tác dụng sẽ phân bố không đồng đều trên khung kết cấu. Để giảm những lực này và phân bố chúng đồng đều hơn, thường sử dụng sơ đồ máy nén hai cấp có sự phân chia cấp thứ nhất (Hình 8.6).



Hình 8.5 – Sơ đồ máy nén ba cấp có piston vi sai



Hình 8.6 – Sơ đồ máy nén ba cấp piston vi sai có sự phân chia cấp thứ nhất

d- Máy nén nhiều cấp có piston vi sai

Khi sử dụng nguyên lý tạo cấp với piston có đường kính thay đổi, có thể thiết kế máy nén với khối lượng lớn các cấp.



Hình 8.7 – Sơ đồ máy nén nhiều cấp piston vi sai

MÁY NÉN ROTO

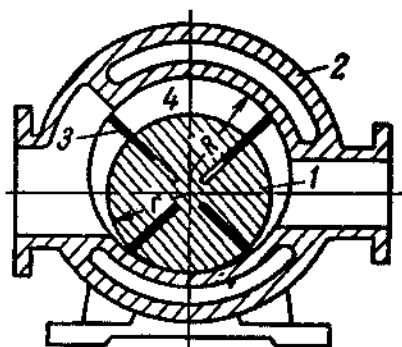
Cấu tạo, nguyên lý làm việc

Máy nén roto thuộc loại máy nén thể tích, nguyên lý làm việc tương tự bơm roto. Loại máy nén roto được sử dụng rộng rãi, nhất là máy nén roto tấm phẳng (Hình 8.8). Trong thời gian gần đây, máy nén trục vít cũng được sử dụng.

Khi roto 1 quay, các tấm phẳng tạo thành các khoang kín 4 và mang khí từ khoang hút sang khoang đẩy, đồng thời xảy ra quá trình nén khí.

Sơ đồ này có sự cân bằng khối lượng các chất di chuyển rất tốt, cho phép roto quay với số vòng quay lớn và có thể nối máy trực tiếp với động cơ điện.

Trong quá trình làm việc của máy nén tấm phẳng, lượng nhiệt lớn tỏa ra do ma sát khí. Vì vậy khi hệ số tăng áp $> 1,5$, vỏ máy được thiết kế có thiết bị làm lạnh bằng nước.



- 1.Roto;
- 2.Thân máy;
- 3.Các tấm phẳng được bố trí lệch tâm;
- 4.Khoang kín được tạo bởi 2 tấm phẳng.

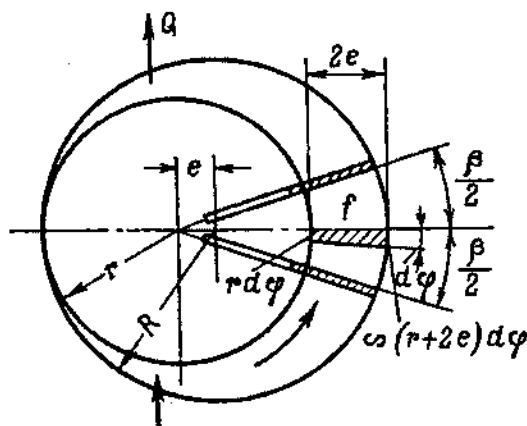
Hình 8.8 – Sơ đồ cấu tạo máy nén tấm phẳng

Máy nén tấm phẳng có thể sử dụng để hút khí hoặc hơi từ thể tích có áp suất nhỏ hơn áp suất khí quyển. Trong trường hợp này, máy nén được gọi là *bơm chân không*. Chân không được tạo thành từ bơm chân không tấm phẳng đạt tới 95%.

Các thông số cơ bản

a- Lưu lượng

Lưu lượng máy nén phụ thuộc vào kích thước hình học và số vòng quay (Hình 8.9).



Hình 8.9 – Kích thước hình học cơ bản của máy nén tấm phẳng

Giả sử các tấm phẳng hướng tâm, thể tích khí giữa 2 tấm sẽ là:

$$v = f.b$$

Trong đó: f- diện tích cực đại của mặt cắt dọc giữa 2 tấm phẳng;
b- chiều rộng của tấm phẳng.

Có thể giả sử gần đúng:

$$df = \frac{rd\varphi + (r+2e)d\varphi}{2} \cdot 2e = 2e(r+e)d\varphi$$

$$\text{Vì vậy: } f = \int_0^{\frac{\beta}{2}} 4e(r+e)d\varphi = 2e(r+e)\beta \quad (8.4)$$

$$\text{Vì: } r+e = R \quad \text{và} \quad \beta = \frac{2\pi}{Z}; \quad Z - \text{số các tấm phẳng}$$

$$\text{Suy ra: } f = \frac{4\pi eR}{Z} \quad (8.5)$$

Thể tích khí giữa các tấm phẳng:

$$v = \frac{4\pi e R b}{Z} \quad (8.6)$$

Lưu lượng thực của máy nén là:

$$Q = v \cdot Z \cdot n \cdot \eta_Q = 4\pi e R \cdot b \cdot n \cdot \eta_Q \quad (8.7)$$

η_Q - hiệu suất lưu lượng, thường lấy $\eta_Q = 0,5 \div 0,8$

Hiệu suất lưu lượng phụ thuộc vào tổn thất bên trong qua các khe hướng tâm và hướng trục, chiều dày cánh và số cánh dẫn.

b - Lưu lượng máy nén trục vít

$$Q = (S_1 \cdot Z_1 + S_2 \cdot Z_2) l \cdot n \cdot \eta_Q \quad (8.5)$$

Trong đó: S_1, S_2 - diện tích các rãnh trục vít thứ nhất và thứ hai;

Z_1, Z_2 - số răng của các trục vít;

l - chiều dài của trục vít;

n - số vòng quay;

η_Q - hiệu suất lưu lượng.

c - Công suất và hiệu suất

Công suất của cấp máy nén roto có làm lạnh mạnh bằng nước được tính theo công đẳng nhiệt:

$$N = \frac{N_{dn}}{1000 \cdot \eta_{dn} \cdot \eta_{ck}} = \frac{p_1 \cdot Q_1 \cdot b \cdot n \cdot \varepsilon}{1000 \cdot \eta_{dn} \cdot \eta_{ck}} \quad (8.6)$$

Trong đó:

p_1 - áp suất đầu;

Q_1 - lưu lượng ở điều kiện hút;

b - chiều rộng tấm phẳng.

Đối với máy nén được làm lạnh yếu bằng không khí:

$$N = \frac{N_{de}}{1000 \cdot \eta_{de} \cdot \eta_{ck}} \quad (8.7)$$

Công suất đẳng entropy tính theo công thức sau:

$$N_{de} = \frac{k}{k-1} p_1 \cdot Q_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (8.8)$$

Tích các hiệu suất của máy nén trong khoảng:

$$\eta_{dn} \cdot \eta_{ck} = 0,5 \div 0,6; \quad \eta_{de} \cdot \eta_{ck} = 0,6 \div 0,7$$

Đối với loại máy nén trục vít, những giá trị này lớn hơn một chút do ma sát cơ khí giữa các trục vít nhỏ hơn (hầu như bằng không).

ĐIỀU CHỈNH CHẾ ĐỘ LÀM VIỆC CỦA MÁY NÉN

Yêu cầu

Lưu lượng khí từ hệ thống ống dẫn thay đổi theo điều kiện tiêu thụ, vì vậy máy nén cần phải thay đổi lưu lượng thải để tương ứng với lưu lượng tiêu dùng của khí từ hệ thống ống. Cùng với điều này, trong mạng lưới cần phải đảm bảo áp suất yêu cầu tại nơi tiêu thụ. Quá trình đó được gọi là điều chỉnh với áp suất không đổi.

Nhiệm vụ điều chỉnh là tác động lên máy nén để cân bằng lưu lượng thải với lưu lượng tiêu thụ khí của nơi tiêu thụ.

Xung đầu tiên để dẫn đến điều chỉnh thường là sự thay đổi áp suất ở mạng lưới, sinh ra do sự thay đổi lưu lượng tiêu thụ của khí. Trong các hệ thống điều chỉnh tốt, sự thay đổi áp suất rất nhỏ (khoảng 1% - 10% áp suất khí quyển).

Điều chỉnh bằng cách thay đổi số vòng quay

Từ công thức (8.3):

$$Q_1 = v_1 \cdot n = \left[1 - a \left(\varepsilon^{\frac{1}{n_p}} - 1 \right) \right] \cdot \lambda_T \cdot \lambda_K \cdot v_{lv} \cdot n$$

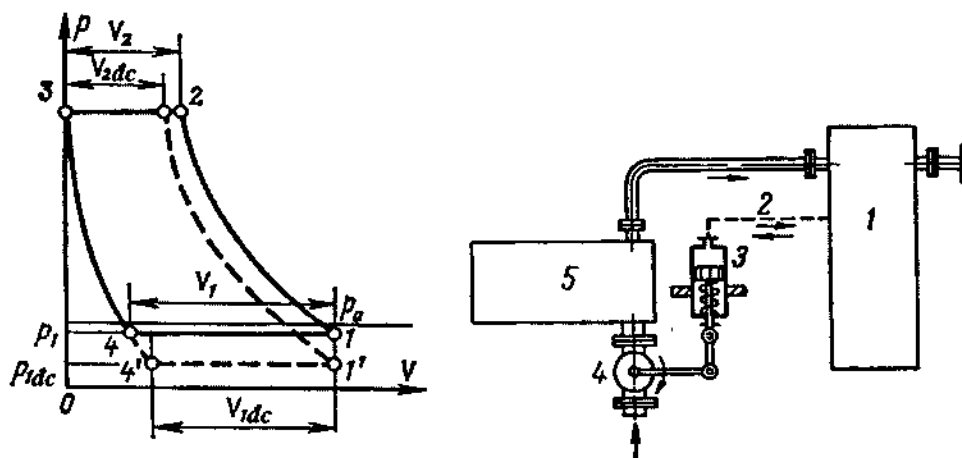
Có thể thấy lưu lượng của máy nén có thể được điều chỉnh bằng sự thay đổi số vòng quay trục của máy nén. Phương pháp này kinh tế trong khi sử dụng, nhưng đòi hỏi động cơ truyền dẫn có thiết bị thay đổi số vòng quay. Vì vậy thay đổi lưu lượng bằng cách thay đổi số vòng quay của động cơ điện không được sử dụng rộng rãi.

Phương pháp điều chỉnh này được sử dụng trong trường hợp truyền dẫn của máy nén từ động cơ hơi hoặc từ động cơ đốt trong, với sự thay đổi số vòng quay được thực hiện khá dễ dàng.

Điều chỉnh bằng tiết lưu ở ống nạp

Nếu ở tuyến hút của máy nén có đưa thêm các vật cản phụ thì máy nén sẽ giảm lưu lượng.

Giả sử dt 1-2-3-4 là đồ thị chỉ thị của máy nén khi không có vật cản điều chỉnh ở ống hút (Hình 8.10). Có thể lắp thêm vào tuyến hút các vật cản phụ, làm giảm áp suất hút từ p_1 đến p_{1dc} , lúc đó quá trình giãn nở là đường 3-4' và đường hút (hay nạp) là đường 4'-1'.



Hình 8.10 - Điều chỉnh bằng tiết lưu ở ống nạp

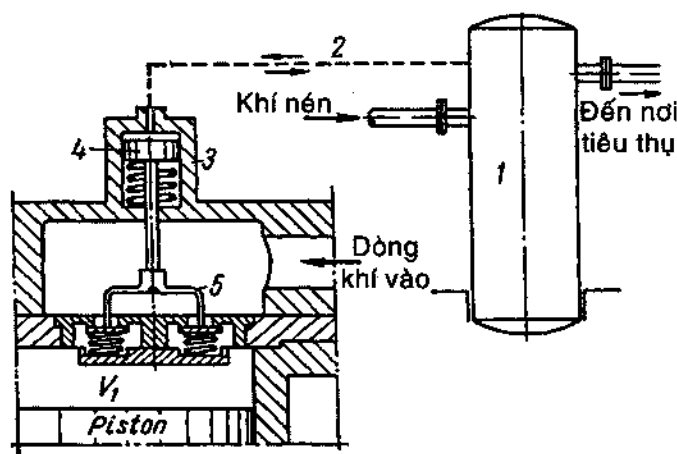
Từ đồ thị có thể thấy thể tích nạp sẽ giảm từ v_1 xuống v_{1dc} , còn thể tích thải từ v_2 xuống v_{2dc} , do đó lưu lượng thải của máy nén thay đổi.

Sơ đồ điều chỉnh tự động loại này được biểu diễn trên Hình 8.10. Nếu lưu lượng tiêu thụ từ bể 1 của mạng lưới giảm thì với lưu lượng thải cho trước của máy nén 5, áp suất trong bể 1 sẽ tăng và khí sẽ được đưa theo ống 2 vào khoang của hệ thống cơ có piston 3, áp suất này sẽ tác động lên piston, piston nén lò xo và đóng van tiết lưu 4; lưu lượng thải của máy nén sẽ giảm cho đến khi cân bằng với lưu lượng tiêu thụ từ bể. Phương pháp này đơn giản và tự động tác dụng, nên được sử dụng rộng rãi khi hệ số nén cao, nhưng hiệu quả năng lượng không lớn.

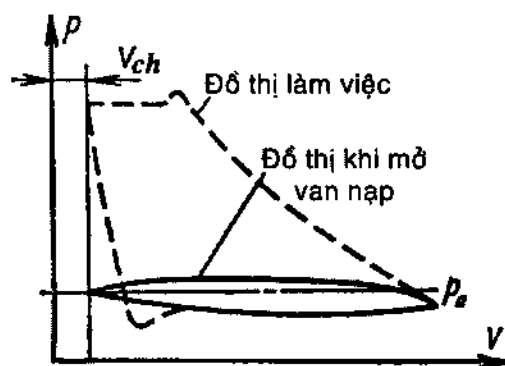
Điều chỉnh bằng cách mở van nạp

Nếu giảm lưu lượng tiêu thụ từ mạng, áp suất ở 1 tăng lên, thì áp suất này khi được đưa theo ống xung 2 đến thiết bị cơ dạng piston 3 sẽ khắc phục được lực đẩy của lò xo và piston 4 chuyển động xuống. Cán của piston có chạc 5, cản trở tấm phẳng của van nạp nằm tại đế. Lúc này quá trình nén sẽ không xảy ra bởi vì van nạp sẽ mở và khí từ xilanh sẽ bị thải vào đường ống nạp. Quá trình này sẽ xảy ra cho đến khi áp suất ở bể 1 bắt đầu giảm và piston 4 đẩy chạc 5 và cản trở tấm phẳng nằm tại đế. Sự giảm lưu lượng đạt được ở đây nhờ sự thải lưu lượng (Hình 8.11).

Trên Hình 8.12 là đồ thị chỉ thị của trường hợp điều chỉnh bằng cách mở van nạp. Phương pháp điều chỉnh này rất đơn giản, nhưng hiệu suất năng lượng nhỏ, vì khí thải chỉ cần 15% công suất toàn phần. Phương pháp này được sử dụng cho loại máy nén có hệ số nén và lưu lượng bất kỳ.



Hình 8.11 - Điều chỉnh bằng cách mở van nạp



Hình 8.12- Đồ thị công khí điều chỉnh bằng mở van nạp

Trong giai đoạn hiện nay, thường áp dụng phương pháp mở khóa nạp ở từng hành trình của piston và có thể thay đổi lưu lượng của máy nén từ giá trị định mức đến 0,1 giá trị định mức.

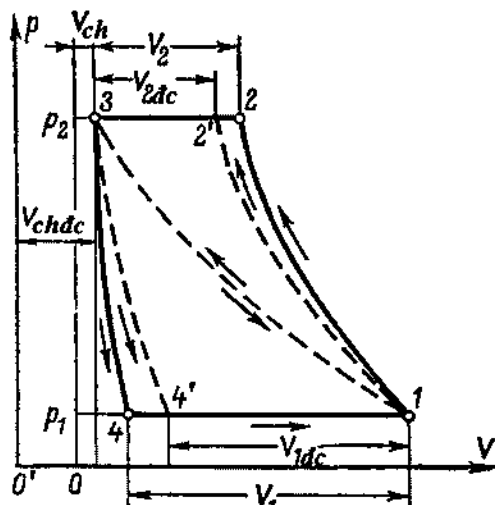
8.3.5- Thay đổi thể tích khoảng không gian chết

Từ công thức (8.3), có thể thấy với v_{lv} , n , ϵ không đổi, có thể điều chỉnh lưu lượng bằng cách thay đổi thể tích khoảng không gian chết (Hình 8.13).

Với thể tích khoảng không gian chết v_{ch} , thể tích nạp khí là v_1 . Nếu tăng thể tích chết đến $v_{chdc} > v_{ch}$ thì đường đa biến dẫn nở, được xây dựng với vị trí mới của trục tọa độ O' , là đường 3-4' và thể tích nạp khí v_{1dc} sẽ nhỏ hơn v_1 .

Đường đa biến nén 1-2' sẽ tương ứng với thể tích khí thải $v_{2dc} < v_2$.

Trong trường hợp giới hạn, thể tích khoảng không gian chết có thể tăng đến mức đường đa biến dẫn nở và nén sẽ trùng nhau, đồ thị



Hình 8.13 – Đồ thị công khi thay đổi thể tích khoảng không chết

chỉ thị là đường 1-3. Khi đó máy nén sẽ không nạp và không thải; cả hai van đều đóng và trong xilanh xảy ra quá trình dẫn nổ và nén khối khí không đổi.

Ở phương pháp điều chỉnh này, kết cấu được chế tạo dưới dạng các khoang phụ có thể tích (dung tích) không đổi hoặc thay đổi, các khoang này được nối với khoảng không gian chết, có thể điều chỉnh bằng tay hoặc tự động.

Để thực hiện điều chỉnh lưu lượng một cách điều hòa, thể tích phụ của khoảng không gian chết phải có dạng hốc hội tụ thể tích tạo bởi xilanh và piston.

Phương pháp này rất kinh tế và được sử dụng rộng rãi trong các máy nén có công suất lớn.

Một số phương pháp điều chỉnh khác

Ngoài các phương pháp đã nêu trên còn dùng phương pháp:

- Đóng tắt máy (khi công suất trên trục dưới 200 kW);
- Đưa khí từ khoang nén vào khoang nạp;
- Xả không tải từ mạng lưới qua van tự động.

Phương pháp đầu khá kinh tế, còn hai phương pháp sau không kinh tế, nói chung rất ít dùng.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

1. V.M. Cherkassky
Pumps, fans, compressors
Nhà xuất bản Mir Publishers, Moscow - 1980. (Tiếng Anh)
2. V.M. Cherkassky
Bơm, quạt, máy nén
Nhà xuất bản Năng lượng, Moscow - 1984. (Tiếng Nga)
3. Nguyễn Phước Hoàng - Phạm Đức Nhuận - Nguyễn Thạc Tân
Thủy lực và máy thủy lực, tập II
Nhà xuất bản Đại học và trung học chuyên nghiệp,
Hà Nội - 1979.
4. Ngô Vi Châu - Nguyễn Phước Hoàng - Vũ Duy Quang -
Đặng Huy Chi - Võ Sĩ Huỳnh - Lê Danh Liên
Bài tập thủy lực và máy thủy lực
Nhà xuất bản Đại học và trung học chuyên nghiệp,
Hà Nội - 1976.
5. Nguyễn Văn May
Bơm, quạt, máy nén
Nhà xuất bản khoa học và kỹ thuật, Hà Nội - 1997.
6. Trần Sĩ Phiệt - Vũ Duy Quang
Thủy khí động lực kỹ thuật
Nhà xuất bản Đại học và trung học chuyên nghiệp,
Hà Nội - 1979.
7. Nguyễn Hữu Chí
1000 bài toán thủy khí động lực
Nhà xuất bản giáo dục, Hà Nội - 1998.
8. Bộ môn thủy khí động lực
Giáo trình thủy lực và máy bơm
Trường đại học bách khoa Hà Nội 1968.

MỤC LỤC

Chương I. MỞ ĐẦU

VAI NÉT VỀ LỊCH SỬ PHÁT TRIỂN BƠM, QUẠT, MÁY NÉN	7
Bơm piston	7
Máy cánh dẫn	8
Bơm nhiều cấp	8
Máy nén	8
Quạt	8
ĐỊNH NGHĨA VÀ PHÂN LOẠI	9
Định nghĩa	9
Phân loại	9
Phân loại theo nguyên tắc tác dụng của máy với dòng môi chất trong quá trình làm việc	9
Phân loại theo tính chất trao đổi năng lượng và cấu tạo	10
CÁC THÔNG SỐ LÀM VIỆC CƠ BẢN	10
Cột áp	10
Lưu lượng	12
Định nghĩa	12
Công suất và hiệu suất	12
BÀI TẬP	14

Chương II. KHÁI NIỆM CHUNG VỀ BƠM

ĐỊNH NGHĨA VÀ PHÂN LOẠI	17
Định nghĩa	17
Phạm vi sử dụng	17
Phân loại	17
Theo nguyên lý làm việc và cấu tạo của bơm	17
Theo công dụng	17
Theo phạm vi cột áp và lưu lượng sử dụng	18
CÁC THÔNG SỐ LÀM VIỆC CƠ BẢN	18
Lưu lượng	19
Cột áp	19
Công suất và hiệu suất	23
Cột áp hút và chiều cao hút cho phép	23
Hiện tượng xâm thực	24
BÀI TẬP	26

Chương III. BƠM CÁNH DẪN

KHÁI NIỆM CHUNG VỀ BƠM CÁNH DẪN	30
Khái niệm chung	30
Nguyên lý làm việc và cấu tạo chung	30
Phân loại bánh công tác	31
Các loại vận tốc, tam giác vận tốc	31
Phương trình cơ bản của máy thủy lực cánh dẫn	33
Phương trình moment	33
Vận tốc tuyệt đối	34
Phương trình cột áp	35
Ý nghĩa năng lượng của phương trình cơ bản	35
BƠM LY TÂM	36
Khái niệm chung	36
Quá trình làm việc	37
Phương trình làm việc của bơm ly tâm	38
Phương trình cơ bản của bơm ly tâm (phương trình cột áp)	38
Cột áp thực tế	38
Ảnh hưởng của kết cấu cánh đến cột áp của bơm ly tâm	40
Ảnh hưởng của góc β_1	40
Ảnh hưởng của góc β_2	41
Lưu lượng và hiệu suất lưu lượng	46
Đường đặc tính của bơm ly tâm	47
Đường đặc tính lý thuyết	47
Đường đặc tính thực nghiệm	49
Đường đặc tính tổng hợp	51
Ứng dụng đồng dạng trong bơm ly tâm	51
Phương trình đồng dạng lưu lượng	52
Phương trình đồng dạng cột áp	53
Phương trình đồng dạng công suất	54
Số vòng quay đặc trưng	55
Hiện tượng xâm thực	56
Biện pháp khắc phục	57
Kiểm tra bơm	57
Điều chỉnh chế độ làm việc của bơm	58
Điều chỉnh bằng khóa	58
Điều chỉnh bằng thay đổi số vòng quay của trục bơm	59
Khu vực điều chỉnh	59
Ghép bơm ly tâm	60
Lực dọc trục trong bơm ly tâm – cách khắc phục lực dọc trục ..	63
Tác hại của lực hướng trục	64
Cách khắc phục	64

BƠM HƯỚNG TRỰC	67
Cấu tạo và phạm vi sử dụng	67
Phạm vi sử dụng	67
Cấu tạo và nguyên lý	67
Phương trình làm việc	68
Hình dạng cánh	69
Đường đặc tính	71
Điều chỉnh chế độ làm việc	73
BÀI TẬP	73

Chương IV. BƠM THỂ TÍCH

KHÁI NIỆM CHUNG VỀ BƠM THỂ TÍCH	92
Khái niệm chung	92
Cấu tạo và nguyên lý làm việc	92
Phân loại bơm thể tích	93
Các thông số làm việc cơ bản của bơm thể tích	93
Lưu lượng	93
Áp suất.....	94
Hiệu suất và công suất	95
BƠM PISTON	95
Cấu tạo, nguyên lý làm việc	95
Khả năng tự hút của bơm piston	96
Ưu điểm của bơm piston	97
Nhược điểm	97
Phân loại	97
Theo hình dáng piston	97
Theo số lần tác dụng	97
Theo áp suất	98
Theo lưu lượng	98
Cách tính lưu lượng của bơm piston.....	98
Lưu lượng lý thuyết trung bình	98
Lưu lượng trung bình thực.....	99
Lưu lượng tức thời	99
Chuyển động không ổn định của chất lỏng trong bơm. Phương trình Bernoulli và biện pháp khắc phục	102
Phương trình Bernoulli cho dòng chất lỏng trong bơm	102
Biện pháp khắc phục chuyển động không ổn định của chất lỏng trong bơm piston	104
Áp suất của bơm trong quá trình hút.....	106
Áp suất của bơm piston trong quá trình đẩy	109
Vòng quay giới hạn của bơm piston	112

Đường đặc tính	112
BƠM ROTO	114
Khái niệm chung	114
Bơm bánh răng	115
Cấu tạo, nguyên lý làm việc	115
Lưu lượng trung bình của bơm bánh răng	117
Mômen quay và lưu lượng tức thời của bơm bánh răng -	
Dao động lưu lượng	118
Biện pháp khắc phục một số nhược điểm của	
bơm bánh răng	122
Bơm trục vít	125
Cấu tạo, nguyên lý làm việc	126
Bơm cánh gạt	128
Bơm chân không vòng nước	134
BƠM PISTON-ROTO	136
Khái niệm chung, ưu nhược điểm, phân loại	136
Bơm piston - roto hướng kính	137
Bơm piston - roto hướng trục	145
BÀI TẬP	149

Chương V. QUẠT

KHÁI NIỆM CHUNG VỀ MÁY QUẠT	161
Khái niệm chung	161
Các thông số đặc trưng	161
Năng suất	161
Cột áp	162
Công suất và hiệu suất	163
QUẠT LY TÂM	164
Kết cấu và một số chi tiết chính	164
Các thông số của quạt ly tâm	165
Áp suất quạt	165
Lưu lượng của quạt ly tâm	168
Công suất và hiệu suất của quạt	169
Đường đặc tính của quạt ly tâm	169
Điều chỉnh quạt	172
Điều chỉnh bằng cách thay đổi số vòng quay	172
Điều chỉnh bằng tiết lưu	173
Điều chỉnh bằng các thiết bị định hướng ở cửa vào	173
Lựa chọn quạt theo điều kiện cho trước	175
Phân loại quạt và các chi tiết chính của quạt ly tâm	175

Ảnh hưởng tạp chất khí đến sự làm việc của quạt	178
QUẠT TRỤC	181
Những chú ý về quạt trục	181
Các phương trình cơ bản của quạt trục	183
Phương trình liên tục	183
Phương trình năng lượng	184
Phương trình động lượng	185
Phương trình lưu số	186
Thuyết Giukôpxki	187
Các hệ số khí động lực học	188
Các thông số của quạt trục	189
Áp suất	189
Hiệu suất	190
Công suất	192
Quạt trục nhiều cấp	193
Điều kiện làm việc của quạt trục	193
Đặc tính của quạt trục	194
Đường đặc tính quạt trục khi $n = \text{const}$	194
Điều chỉnh lưu lượng	196

Chương VI. KHÁI NIỆM CHUNG VỀ MÁY NÉN

KHÁI NIỆM CHUNG	197
Định nghĩa	197
Phân loại máy nén	197
Sơ đồ kết cấu một số máy nén điển hình	198
Máy nén roto dạng tấm phẳng	198
Máy nén ly tâm	199
Máy nén trục	199
NHIỆT ĐỘNG HỌC MÁY NÉN	200
Quá trình nén khí	200
Phương trình cơ bản	200
Các quá trình nhiệt động cơ bản được sử dụng trong thuyết máy nén	200
Đồ thị T-S và p-v	201
Phương trình năng lượng (công nén)	204
Công nén của quá trình đa biến	204
Công nén của quá trình đẳng entropi (đoạn nhiệt)	205
Công nén của quá trình đẳng nhiệt	206
Công suất của máy nén	207
Hiệu suất của máy nén	208
Làm lạnh trung gian và nén nhiều cấp	210

Chương VII. MÁY NÉN CÁNҺ DẪN

MÁY NÉN CÁNҺ DẪN LY TÂM	213
Nguyên lý làm việc của máy nén ly tâm	213
Phương trình làm việc của cấp máy nén	214
Thiết bị định hướng	216
Tính toán lại đường đặc tính	217
Khi thay đổi số vòng quay: (ứng dụng đồng dạng)	217
Khi thay đổi tính chất vật lý của khí	218
MÁY NÉN TRỰC	219
Cấu tạo chung của máy nén trực, cấu tạo cấp nén	219
Cấu tạo cấp máy nén trực	220
Tính chất, những thông số đặc trưng	221
Năng lượng bánh công tác truyền cho dòng khí	221
Hiệu suất có ích của cấp nguyên tố	222
Hệ số hoạt tính của cấp	224

Chương VIII. MÁY NÉN THỂ TÍCH

MÁY NÉN PISTON	228
Đồ thị công (đồ thị chỉ thị)	228
Ảnh hưởng của thể tích chết	229
Cách bố trí máy nén nhiều cấp	231
Máy nén hai cấp có piston vi sai tác dụng hai hướng	231
Máy nén hai cấp có piston vi sai tác dụng một phía	232
Máy nén ba cấp có piston vi sai	233
Máy nén nhiều cấp có piston vi sai	234
MÁY NÉN ROTO	234
Cấu tạo, nguyên lý làm việc	234
Các thông số cơ bản	235
Lưu lượng	235
Lưu lượng máy nén trực vít	236
Công suất và hiệu suất	236
ĐIỀU CHỈNH CHẾ ĐỘ LÀM VIỆC CỦA MÁY NÉN	237
Yêu cầu	237
Điều chỉnh bằng cách thay đổi số vòng quay	237
Điều chỉnh bằng tiết lưu ở ống nạp	237
Điều chỉnh bằng cách mở van nạp	238
Một số phương pháp điều chỉnh khác	240
TÀI LIỆU THAM KHẢO	241

HIỆU SÁCH NGUYỄN TRÃI
GIỚI THIỆU BỘ SÁCH VỀ KHOA HỌC - KỸ THUẬT

- 1 / THỰC HÀNH CƠ KHÍ TIỆN - PHAY - BẢO - MÀI
- 2 / THỰC HÀNH KỸ THUẬT TIỆN
- 3 / CHẾ ĐỘ CẮT GIA CÔNG CƠ KHÍ
- 4 / ĐỒ GÁ GIA CÔNG CƠ KHÍ
- 5 / SỬA CHỮA BẢO TRÌ ĐỘNG CƠ XĂNG
- 6 / SỬA CHỮA BẢO TRÌ ĐỘNG CƠ DIESEL
- 7 / MÁY TÀU VÀ HỆ THỐNG ĐIỆN
- 8 / SỔ TAY CHẾ TẠO MÁY
- 9 / SỔ TAY LẬP TRÌNH CNC
- 10/ THIẾT KẾ MẠCH LẬP TRÌNH PLC
- 11/ ĐIỀU KHIỂN LOGIC LẬP TRÌNH PLC
- 12/ THỰC HÀNH BƠM QUẠT MÁY NÉN
- 13/ THỰC HÀNH KỸ THUẬT HÀN - GÒ
- 14/ THỰC HÀNH HÀN HỒ QUANG-MIG-TIG
- 15/ THIẾT KẾ LẮP RÁP ROBOT TỬ LINH KIỆN THÔNG DỤNG
- 16/ CƠ SỞ NGHIÊN CỨU SÁNG TẠO ROBOT
- 17/ CHẾ TẠO ROBOT ĐIỀU KHIỂN TỪ XA
- 18/ SỬA CHỮA BẢO TRÌ MÁY PHOTOCOPY
- 19/ HỆ THỐNG THỦY LỰC TRÊN MÁY CÔNG NGHIỆP
- 20/ SỬA CHỮA NÂNG CẤP LẮP RÁP MÁY PC
- 21/ MÁY ĐIỆN VÀ MẠCH ĐIỀU KHIỂN

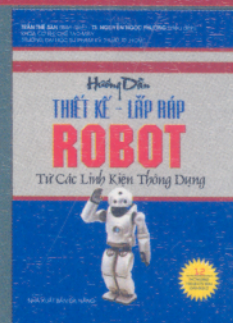
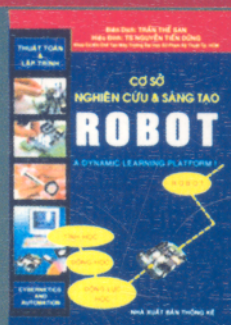
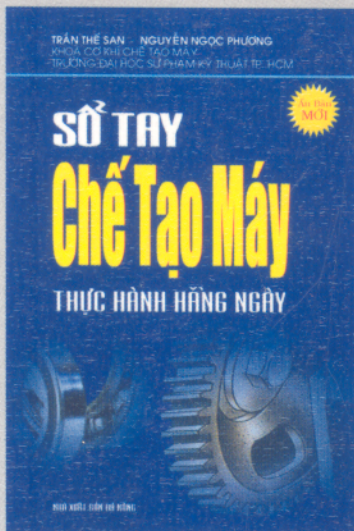
Nơi Phát Hành

CTY TNHH VĂN HÓA TRÍ DÂN

HIỆU SÁCH NGUYỄN TRÃI

4A Ng Trãi - P3 - Q5 - Tp.HCM

ĐT: 9901846 - 8383669 - Fax: 9971765



Nơi Phát Hành
HIỆU SÁCH NGUYỄN TRÃI
4A - Ng Trãi - Q5 - Tp. HCM
ĐT: 8383669

GIÁ: 35 000đ